

최 종
보고서

독립형 트랙터 PTO의 치타음 감소 기술 개발

Technology Development for Reduction of
Rattle Noise of Direct Engine-PTO Driveline

서울대학교

농 립 부

제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 ‘독립형 트랙터 PTO의 치타음 감소 기술 개발’ 과제의 최종 보고서로 제출합니다.

2007년 4월 24일

주관연구기관명 : 서울대학교

총괄연구책임자 : 김경욱

연 구 원 : 박영준

연 구 원 : 심성보

연 구 원 : 박세홍

연 구 원 : 김호중

연 구 원 : 박혜영

연 구 원 : 남주석

여 백

요 약 문

I. 제목

독립형 트랙터 PTO의 치타음 감소 기술 개발

II. 연구 개발의 목적 및 필요성

최근 국내에서도 원가 절감과 전동 효율을 높이기 위하여 엔진 직결식 PTO 전동 라인을 채택한 트랙터가 생산되고 있다. 그러나 엔진 직결식 PTO 전동 라인은 공회전시 PTO 변속부에서 과도한 치타음이 발생하는 문제를 동반하였다. 이 치타음은 운전자와 주위 사람들에게 심리적으로 불안감을 주며, 트랙터의 성능과 품질에 대한 신뢰도를 저하시키고 있다. 또한 동일한 형식의 PTO 전동 라인을 채택하고 있는 수입 트랙터에 비하여 국산 트랙터의 치타음이 높기 때문에 치타음에 대한 농민들의 불만이 높아지고 있으며, 이에 대한 조속한 해결을 요구하고 있다.

본 연구는, 이러한 배경에서, PTO 변속부에서 발생하는 치타음의 원인을 구명하고 이를 줄이기 위한 방안을 도출하기 위하여 수행되었다. 또한 같은 형식의 PTO 전동 라인을 채택하고 있는 수입 트랙터와 국산 트랙터의 치타음을 비교, 분석하여 국산 트랙터에서 감소해야 할 최소한의 치타음 수준을 제시하고자 하였다.

III. 연구 개발 내용 및 범위

이상의 연구 목적을 달성하기 위하여 다음과 같은 내용의 연구를 수행하였다.

1. 엔진 직결식 PTO 전동 라인을 채택한 국산 트랙터와 수입 트랙터의 치타음을 측정하여, 이를 비교 분석하였다.
2. 엔진 직결식 PTO 전동 라인의 모형을 개발하여 모형의 유효성을 검증하고, 검증된 모형을 이용하여 PTO 전동 라인에서 발생하는 치타음의 원인과 전동 라

인의 주요 변수가 치타음에 미치는 영향을 구명하였다.

3. 비틀림 댐퍼를 이용한 치타음 감소 방안을 제시하고, 비틀림 댐퍼를 포함한 PTO 전동 라인의 모형을 이용하여 비틀림 댐퍼의 최적값을 결정하였다. 실험용 PTO 전동 라인에서 최적 비틀림 댐퍼의 치타음 감소 효과를 구명하였다.

4. 등급이 다른 기어를 제작하여, 기어의 등급이 치타음 발생에 미치는 영향을 실험적으로 구명하였다.

5. 안티-백래시 기어를 이용한 치타음 감소 방안을 제시하고, 안티-백래시 기어의 최적값을 결정하였다. 실험용 PTO 전동 라인에서 PTO 변속부의 피동 기어를 안티-백래시 기어로 대체하였을 때 안티-백래시 기어의 치타음 감소 효과를 구명하였다.

IV. 연구 개발 결과 및 활용에 대한 건의

1. 엔진 직결식 PTO 전동 라인을 채택한 국산 트랙터의 최고 치타음 수준은 102 dBA이었으며, 동일한 PTO 전동 라인을 채택한 수입 트랙터의 최고 치타음 수준은 94.9 dBA이었다. 따라서 국산 트랙터의 기술 경쟁력을 높이기 위해서는 전동 라인의 치타음 수준을 최소한 7 dBA 정도 감소시켜야 한다.

2. PTO 전동 라인의 치타음은 엔진의 토크 변동으로 인하여 전동 라인의 속도가 변화되고, 이 속도 변동에 의하여 구동 기어와 피동 기어가 충돌하여 발생하는 것으로 나타났다. 치타음의 주기는 엔진의 폭발 주기와 일치하였으며, 주파수 대역은 0.5-10.0 kHz이고, 치타음에 미치는 영향이 큰 주파수는 피동 기어의 고유 진동수와 일치하였다. 또한 치타음은 엔진 속도의 영향을 받지 않는 것으로 나타났다.

3. 구동 기어와 피동 기어의 상대 각변위, 상대 각속도, 전달 토크의 차이로써 기어 운동을 충돌, 구동, 자유의 3가지 형태로 구분하고, 이를 이용하여 치타음의 발생 여부를 확인할 수 있는 기준을 제시하였다.

4. 엔진, 전동축, 기어, 저항 토크 등 24개의 요소로 구성된 자유도 10의 PTO 전동 라인 모형을 개발하고, 실험용 PTO 전동 라인에서 측정한 플라이 휠, PTO 변속부의 구동 기어, 피동 기어의 각속도와 모형으로 예측한 이들의 각속도를 비

교하여 모형의 유효성을 검증하였다. PTO 전동 라인의 각속도에 가장 큰 영향을 미치는 엔진의 속도 성분은 엔진의 폭발 주파수에 해당하는 1.5차 조화 각속도 성분과 그 배수에 해당되는 3차 조화 각속도 성분이었다. 측정 각속도에 대한 예측 각속도의 % 오차는 플라이휠의 경우 최대 0.5%, 구동 기어의 경우 최대 8.47%, 피동 기어의 경우 최대 10.1%로서 PTO 전동 라인 모형은 전동 라인의 각속도를 예측하는 데 적절한 것으로 평가되었다.

5. 검증된 전동 라인의 모형을 이용하여, 전동 라인의 주요 설계 변수 즉, 기어의 백래시, 저항 토크, 플라이휠의 질량관성모멘트, 피동 기어의 질량관성모멘트가 치타음 발생에 미치는 영향을 구명하였다. 백래시는 적을수록, 저항 토크는 클수록, 플라이휠의 질량관성모멘트는 클수록, 피동 기어의 질량관성모멘트는 적을수록 치타음의 발생 가능성은 낮았다. 그러나 이러한 치타음 감소 방안은 각각 원활한 기어 운동, 전동 효율, 엔진 성능, 기어의 강도를 악화시키기 때문에 현실적으로 적용하기 어려운 것으로 나타났다.

6. 전동 라인의 구조를 크게 변경하지 않고 적용할 수 있는 치타음 감소 방안의 하나로서 비틀림 댐퍼의 설치를 제안하였다. 플라이휠 다음에 2단 스프링으로 구성된 비틀림 댐퍼를 설치하여 전동 라인으로 전달되는 엔진의 속도 변동을 감소시켜 치타음을 효과적으로 줄일 수 있었다. 비틀림 댐퍼의 최적 스프링 상수와 히스테리시스 토크를 결정하기 위하여 자유도가 11인 감쇠 PTO 전동 라인 모형을 개발하고, 비틀림 댐퍼를 설치한 PTO 전동 라인에서 측정한 플라이휠, PTO 변속부의 구동 기어, 피동 기어의 각속도와 모형으로 예측한 이들의 각속도를 비교하여 모형의 유효성을 검증하였다. 측정치에 대한 예측치의 최대 % 오차는 11.1%이었으며, 모형은 비틀림 댐퍼를 설치한 PTO 전동 라인의 각속도 변화를 예측하는 데 적절한 것으로 평가되었다.

7. 검증된 감쇠 PTO 전동 라인의 모형을 이용하여 결정한 비틀림 댐퍼의 최적 스프링 상수와 히스테리시스 토크는, 비틀림 댐퍼의 작동 범위가 $-3^{\circ} \sim 6^{\circ}$ 일 때, 각각 10 N.m/rad, 0.4 N.m이었다. 또한, 히스테리시스 토크가 일정할 때는 스프링 상수가 작을수록 치타음도 감소하였다. 그러나 스프링 상수가 작은 경우에는 히스테리시스 토크가 작을수록 치타음이 감소하였으며, 스프링 상수가 큰 경우에

는 히스테리시스 토크의 영향이 나타나지 않았다. 최적 비틀림 댐퍼를 설치하였을 때 치타음 수준은 15 dBA 정도 감소하였으며, 치타음 감소 효과가 큰 것으로 나타났다.

8. 등급이 다른 4쌍의 구동 기어와 피동 기어를 실험용 PTO 전동 라인에 설치하고 PTO 변속부의 치타음을 측정 분석하였다. 그러나 기어의 등급에 따른 치타음의 차이에는 일관된 경향이 없었으며, 일정한 상관 관계를 구할 수 없었다.

9. PTO 변속부의 피동 기어를 안티-백래시 기어로 대체하였을 때 치타음은 최대 16.9 dBA 정도 감소하였으며, 치타음 감소 효과가 큰 것으로 나타났다. 안티-백래시 기어의 모형을 개발하여 설계 변수인 스프링 상수 k 와 초기 압축 변형량 δ 의 관계를 제시하였다.

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

SUMMARY

I. Subject

Technology development for reduction of rattle noise of direct engine-PTO driveline

II. The objectives

Introduction of a direct engine-PTO driveline has reduced production costs and increased power transmission efficiency. However, it accompanied a severe rattle noise in the PTO gearbox during idling. This study was conducted to investigate the temporal and spectral characteristics of the PTO rattle noise and to determine how much it should be reduced to keep abreast with the imported tractors having the same type of PTO driveline. The objectives also include development of a technical means to reduce the rattle noise of direct engine-PTO driveline of agricultural tractors.

III. Conclusions and recommendations

The PTO rattle noise of the tractor under the study was measured under 4 conditions during idling at 4 locations: one 21 mm left of and 21 mm below the center of the PTO shaft in the vertical plane when viewed from the back of the tractor and another 1000 mm behind the PTO shaft and 1600 mm above the ground. The loudest PTO rattle noise occurred when the PTO clutch was engaged and the PTO gear was in neutral, and its overall level was 102 dBA when the engine rotated at an idle speed of 880 rpm with no PTO load. The sound pressure of the noise varied with the same period of the explosion stroke of the engine. Its frequency band ranged from 0.5 to 10.0 kHz with primary frequency components of 3.6, 6.5 and 7.8 kHz. It was also

found that the primary frequencies at which the peak sound pressure occurred agreed well to the natural frequencies of the driven gear idling in neutral. The engine speed did not affect the frequency characteristics of the PTO rattle noise.

The PTO rattle noise of the tractor under the study was compared with those of the two imported tractors, having the direct and conventional types of PTO drivelines, measured with no PTO loads at the same locations when the engine rotated at an idle speed. The overall sound pressure levels were 94.9 dBA near the PTO shaft with the direct engine-PTO driveline and 77.7 dBA with the conventional PTO driveline. The conventional PTO driveline generated less rattle noise. From the results of the comparison, it was recommended that the rattle noise near the PTO shaft of the tractor under the study must be reduced at least by more than 7 dBA to keep abreast with the imported tractor having the same type of PTO driveline.

A 10-degree of freedom non-linear mathematical model of the direct engine-PTO driveline was developed and verified by comparing the simulated and measured angular velocities of the engine flywheel, the driving and driven gears in the PTO gearbox under the same condition that generated the loudest PTO rattle noise. The measured and simulated angular velocities agreed well periodically in their magnitudes. The percentage error of the simulated angular velocities ranged from 0 to 10.1% which may be acceptable for the simulation purpose.

Using the driveline model, a computer simulation was performed to predict the relative space and angular velocity between the driving and driven gears under the condition that generated the loudest PTO rattle noise. The effects of the drag torque, backlash, mass moment of inertia of the engine flywheel and driven gear on the relative velocity were investigated by the simulation. The results of the simulation showed that the PTO rattle noise was caused

by collisions between the driving and driven gears due to their velocity variations induced by torque fluctuations from the engine. It was also found that the PTO rattle noise decreased with the drag torque and mass moment of inertia of the engine flywheel. Smaller mass moment of inertia of the driven gear and the 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 was limited to apply practically because of their detrimental effects on the transmission efficiency, gear strength and smooth operation of the gears. This suggested that more practical method is required to solve the PTO rattle noise problem of the direct engine-PTO driveline of the tractor under the study.

As a practical means of reducing the rattle noise, a torsional damper was considered first. A two-stage torsional damper was installed to the engine flywheel of the direct engine-PTO driveline. A mathematical model of the damped PTO driveline was developed and verified experimentally. The optimal parameter values of the torsional damper, which minimized the rattle noise, were obtained by the computer simulation using the verified model. It was found by the simulation that the optimal torsional stiffness and hysteresis torque of the first stage spring of the torsional damper were 10 N·m/rad and 0.4 N·m respectively in its operational angle of $-3^\circ \sim 6^\circ$. In order to evaluate the performance of the torsional damper, the sound pressure level in the PTO gearbox was measured when the optimized torsional damper was installed on the PTO driveline. The optimum pre-damper has reduced the peak sound pressure of the rattle noise by 80 %, resulting in 15 dBA reduction in sound pressure level. Peak to peak speed variations in the engine flywheel was also reduced by 81-83 % at the driving gears in the PTO gearbox. The optimized torsional damper showed a good performance in reducing the rattle noise of

the direct engine-PTO driveline.

An experiment was conducted to investigate the effect of gear grade on the rattle noise. 4 sets of gears of different grades were installed in the PTO gearbox of the experimental PTO driveline and their rattle noises were measured under the condition that generated the loudest rattle noise. The analysis of the measured data showed that there is no meaningful relationship between gear grade and rattle noise.

An anti-backlash gear was considered secondly as another means of noise reduction. The driven gear of the PTO gearbox was replaced by the anti-backlash gear developed for this purpose. The optimum values of design parameters of the anti-backlash gear were determined by computer simulation using its model. It was found from the simulation results that the spring constant, k and pre-deformation of the spring, δ should be related as follows in order to reduce the rattle noise.

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

The spring of the anti-backlash gear was designed in accordance with Korean Industrial Standard KS B 4121 specifying coil spring for press die. The rattle noise was lowest when TH type of spring was used and pre-deformed by 5 mm. The lowest level was 88.8 dBA, resulting in a reduction of 16.9 dBA when compared with original rattle noise. Anti-backlash gear showed a good performance in reducing the rattle noise of the PTO driveline.

CONTENTS

Letter of submission	i
Summary in Korean	iii
Summary	vii
Contents	xi
Contents in Korean	xv
Chapter 1 Introduction.....	1
Section 1 Research background.....	1
Section 2 Objectives.....	2
Section 3 Literature review.....	3
Chapter 2 Theoretical Background.....	7
Section 1 Rattle noise of gear.....	7
1. Model of gear impact	7
2. Condition for gear impact	9
3. Theory of gear impact	10
4. Threshold of gear rattle	14
Section 2 PTO driveline of tractor	17
Chapter 3 Characteristics of rattle noise of PTO driveline ...	23
Section 1 Test tractor	23
Section 2 Measurement and analysis of rattle noise of PTO driveline	26
1. Instruments and analysis method	26
2. Comparison test of locally-made and import tractors' rattle	30
3. Characteristics of rattle noise	31
4. Noise level of rattle	41
5. Rattle noise of imported tractors	43
Chapter 4 Modelling and simulation of PTO driveline	47
Section 1 Modelling of PTO driveline	47
1. Properties of components	47
2. Modelling of components	63

3. Model of PTO driveline and equations of motions	78
Section 2 Measurements of velocity and rattle noise of PTO driveline	86
1. Experimental PTO driveline	86
2. Engine torque and drag torque	93
3. Velocity and rattle noise PTO gearbox	95
Section 3 Model validation and simulation of PTO driveline	106
1. Natural vibration of PTO driveline	106
2. Characteristics of PTO driveline motion	111
3. Effects of drag torque, backlash and mass moment of inertia ...	120
4. Reduction of rattle by drag torque, backlash and mass	128
 Chapter 5 Reduction of rattle noise of PTO driveline	 131
Section 1 Torsional damper	131
1. Structure of torsional damper	131
2. Responses characteristics of damped vibrational system	132
Section 2 Modelling of torsional damper and equations of motions	137
1. Modelling of torsional damper	137
2. Modeling of damped PTO driveline	139
Section 3 Performance of torsional damper for rattle reduction	143
1. Experimental device and method	143
2. Variation of angular velocity	145
Section 4 Model validation and simulation of damped PTO driveline ..	148
1. Model validation	148
2. Analysis of natural vibration of damped PTO driveline	155
3. Effects of torsional damper parameters	158
Section 5 Application of torsional damper	165
 Chapter 6 Gear grade and rattle noise	 175
Section 1 Gear grade and tolerance	175
Section 2 Natural frequency of driven gear	178
Section 3 Gear grade and rattle noise	180
 Chapter 7 Anti-backlash gear and rattle noise	 185
Section 1 Anti-backlash gear	185

Section 2 Modelling of anti-backlash gear and simulation	187
1. 3D Modelling	187
2. Model validation	188
3. Optimization of design parameter	195
Section 3 Reduction of rattle noise by anti-backlash gear	203
References.....	211
Appendix A. Theory for time-frequency analysis	217
A.1 Fourier transform	217
A.2 Principle of time-frequency analysis	217
A.3 Short time Fourier transform	219
A.4 Wavelet transform	221
Appendix B Equations of motions	227
B.1 Equations of motions for undamped PTO driveline	227
B.2 Equations of motions for damped PTO driveline	229
Appendix C Gear inspection certificate	233

여 백

목 차

제출문	i
요약문	iii
Summary	vii
Contents	xi
목차	xv
제1장 서론	1
제1절 연구 배경	1
제2절 연구 목적	2
제3절 문헌 연구	3
제2장 이론적 배경	7
제1절 기어의 치타음	7
1. 기어의 충돌 발생 모형	7
2. 기어 충돌의 발생 조건	9
3. 기어의 충돌 이론	10
4. 치타음 경계 조건	14
제2절 트랙터의 PTO 전동 라인	17
제3장 PTO 전동 라인의 치타음 특성	23
제1절 시험 트랙터	23
제2절 PTO 전동 라인의 치타음 측정과 분석	26
1. 측정 장치와 분석 방법	26
2. 국산 트랙터와 수입 트랙터의 치타음 비교 시험	30
3. 치타음의 특징	31
4. 치타음 수준	41
5. 수입 트랙터의 치타음	43
제4장 PTO 전동 라인의 모형화와 시뮬레이션	47
제1절 PTO 전동 라인의 모형화	47
1. 구성 요소의 물성치	47
2. 전동 라인 요소의 모형화	63

3. PTO 전동 라인의 모형화와 운동 방정식	78
제2절 PTO 전동 라인의 각속도 및 치타음 측정	86
1. 실험용 PTO 전동 라인	86
2. 엔진 토크와 저항 토크	93
3. PTO 변속부의 각속도와 치타음	95
제3절 PTO 전동 라인의 모형 검증과 시뮬레이션	106
1. PTO 전동 라인의 고유 진동	106
2. PTO 전동 라인의 운동 특성	111
3. 저항 토크, 백래시, 질량관성모멘트의 영향	120
4. 저항 토크, 백래시, 질량관성모멘트에 의한 치타음 감소	128
제5장 PTO 전동 라인의 치타음 감소 방안	131
제1절 비틀림 댐퍼	131
1. 비틀림 댐퍼의 구조	131
2. 감쇠 진동계의 응답 특성	132
제2절 비틀림 댐퍼의 모형화와 운동 방정식	137
1. 비틀림 댐퍼의 모형화	137
2. 비틀림 댐퍼를 포함한 PTO 전동 라인의 모형.....	139
제3절 비틀림 댐퍼의 치타음 감소 성능	143
1. 실험 장치와 실험 방법	143
2. 각속도 변동	145
제4절 감쇠 PTO 전동 라인의 모형 검증과 시뮬레이션	148
1. 모형 검증	148
2. 댐퍼를 설치한 PTO 전동 라인의 고유 진동 해석	155
3. 비틀림 댐퍼의 요인별 영향 분석	158
제5절 비틀림 댐퍼의 적용	165
제6장 기어의 등급과 치타음	175
제1절 기어의 등급과 정밀도	175
제2절 피동 기어의 고유 진동수	178
제3절 기어의 등급과 치타음	180
제7장 안티-백래시 기어와 치타음	185
제1절 안티-백래시 기어	185

제2절 안티-백래시 기어의 모형과 시뮬레이션	187
1. 3D 모형 개발	187
2. 모형의 검증	188
3. 설계 변수의 최적화	195
제3절 안티-백래시 기어의 치타음 감소 효과	203
참고 문헌	211
부록 A. 시간-주파수 분석 이론	217
A.1 푸리에 변화	217
A.2 시간-주파수 분석의 원리	217
A.3 단시간 푸리에 변환	219
A.4 웨이블릿 변환	221
부록 B 운동 방정식	227
B.1 비감쇠 PTO 전동 라인의 운동 방정식	227
B.2 감쇠 PTO 전동 라인의 운동 방정식	229
부록 C 기어 성적서	233

제1장 서론

제1절 연구 배경

국내에서 생산된 트랙터는 대부분 엔진 간접 연결식 (indirect engine-driven) PTO를 채택하여 왔다. 엔진 간접 연결식 PTO는 다수의 평행한 전동축과 기어를 통하여 PTO축으로 동력을 전달하기 때문에 그 구조가 복잡하고 전동효율이 낮다 (87% 정도). 또한, 부품 수가 많으므로 생산 원가도 높다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 최근 트랙터 생산업체에서는 PTO 전동 라인과 엔진을 직접 연결하는 엔진 직결식(direct engine-driven) PTO를 도입하였다. 엔진 직결식 PTO는 PTO 전동 라인을 단순화하여 생산 원가를 줄이고 전동효율을 엔진 간접 연결식보다 약 6% 향상시켰다. 그러나 엔진 직결식 PTO 전동 라인에는 공회전시 PTO 변속부에서 치타음이 발생하는 문제가 수반되었다.

PTO 전동 라인에서 발생하는 치타음은 트랙터 운전자의 신경을 자극하여 운전에 대한 집중도를 저하시키고 고장에 대한 불안감을 증가시킨다. 또한, 과도한 치타음은 제품에 대한 신뢰도를 저하시킨다. 특히, 같은 형식의 PTO를 채택하고 있는 수입 트랙터에 비하여 국산 트랙터의 치타음 수준이 높기 때문에 국산 트랙터에 대한 농민들의 불만이 증가되고 있으며, 이에 대한 조속한 해결이 요구되고 있는 실정이다. 엔진 직결식 PTO 전동 라인의 치타음 해소는 우리나라 트랙터 생산업체가 시급히 해결해야 할 과제 중의 하나로 대두되었다.

엔진 직결식 PTO에서는 엔진의 토크 변동이 직접 PTO 전동 라인으로 전달되기 때문에 공회전시 PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어 사이에는 토크 변동으로 인한 속도차가 발생한다. 이러한 속도차가 치타음의 원인이 된다. 따라서 PTO 전동 라인의 치타음을 줄이기 위해서는 PTO 전동 라인을 구성하는 각 기어의 상대 각속도 변동을 감소시키거나 피동 기어에 작용하는 저항 토크를 증가시켜야한다.

본 연구는 트랙터 생산업체에서 당면하고 있는 엔진 직결식 PTO 전동 라인의 치타음 문제를 해결하기 위하여 수행되었다. 국산 트랙터의 기술 경쟁력을 제

고하기 위해서는 최소한 수입 트랙터와 경쟁 가능한 기술 수준을 유지하여야 한다. 그러나 아직 진동, 소음, 안전, 제어 등에서는 선진국의 기술 수준에 미치지 못하고 있는 실정이다. 본 연구는 국산 트랙터의 소음 제어 기술을 향상시키는 데 기여할 수 있을 것이다.

제2절 연구 목적

본 연구의 목적은 무부하 상태에서 엔진 직결식 PTO 전동 라인에서 발생하는 치타음의 원인을 구명하고 이를 제거할 수 있는 기술을 개발하는 데 있다. 또한, 본 연구는 국산 트랙터의 PTO 치타음 수준을 동일한 형식의 수입 트랙터의 수준과 비교하여 감소해야 할 최소한의 치타음 수준을 설정하기 위한 것이었다. 본 연구에서는 엔진 직결식 PTO 전동 라인을 채택한 국산 트랙터를 선정하고, 이를 대상으로 다음과 같은 연구를 추진하였다.

1) 엔진 직결식 PTO 전동 라인을 채택한 국산 트랙터의 PTO 치타음을 측정하여 그 특성을 구명한다. 동일한 형식의 수입 트랙터의 PTO 치타음과 비교하여 국산 트랙터의 PTO 치타음 감소 목표를 설정한다.

2) 엔진 직결식 PTO 전동 라인의 운동 특성을 예측할 수 있는 모형을 개발한다. 전동 라인을 구성하는 각 부품의 모형을 개발하고, 이를 조합하여 전체의 전동 라인을 모형화한다.

3) 실험용 엔진 직결식 PTO 전동 라인을 제작하여 실험실에 설치하고, PTO 무부하시 엔진 플라이 휠, PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어의 각속도 변동을 측정한다. 측정치를 이용하여 개발한 전동 라인의 모형을 검증한다.

4) 검증된 전동 라인의 모형과 컴퓨터 시뮬레이션 기법을 이용하여 치타음의 발생 원인과 전동 라인의 주요 설계 변수가 치타음에 미치는 영향을 구명한다. 또한, 이 결과를 이용하여 치타음 감소 방안을 제시하고 그 효과를 확인한다.

5) 치타음 감소 방안의 하나로서 비틀림 댐퍼의 효과를 구명한다. 이를 위하여 비틀림 댐퍼를 포함한 감쇄 PTO 전동 라인의 모형을 개발하고, 컴퓨터 시뮬레이션 방법으로 최적 비틀림 댐퍼를 제시한다.

6) 치타음 감소 방안의 하나로서 안티-백래시 기어의 효과를 구명한다. 이를

위하여 안티-백래시 기어의 모형을 개발하고, 컴퓨터 시뮬레이션 방법으로 PTO 변속부의 피동 기어로서 최적의 안티-백래시 기어를 제시한다.

7) 개발한 최적의 비틀림 댐퍼와 안티-백래시 기어를 실험용 PTO 전동 라인에 설치하여 실제 PTO 치타음 감소 효과를 구명한다.

제3절 문헌 연구

전동 라인의 소음과 진동 문제는 주로 승용차와 상용차의 변속기를 중심으로 연구되어 왔다. 이러한 연구는 크게 엔진의 토크 변동 주기와 변속기 시스템의 고유 진동수가 일치할 때 발생하는 공진을 대상으로 한 연구와 엔진의 토크 변동으로 인한 전동 라인의 치타음을 대상으로 한 연구로 구분할 수 있다. 변속기의 공진 문제에서는 부품을 재배치하거나, 부품의 크기 등을 조정하는 방법으로 공진 위험이 있는 대역의 주파수 발생을 억제하였다. Drexler(1987)은 댐퍼가 장착된 클러치를 이용하여 전동 라인의 비틀림 진동을 감소시킬 수 있는 방법을 제시하였다. 박보용(1995)은 토크 변동으로 인한 상용차 구동축의 비틀림 진동과 소음을 연구하였으며, 특히 선회시 유니버설 조인트의 과도한 교차각이 소음과 진동의 원인이 된다고 하였다. 최은오 등(1997)은 4륜 구동 차량의 구동계를 모형화하여 비틀림 진동의 특성을 구명하였으며, 4륜 구동계의 공진에 가장 큰 영향을 미치는 변수는 추진축의 강성이라고 하였다. 또한, 비틀림 진동을 감소시키는 데는 추진축의 강성을 변화시키는 것이 가장 효과적이라고 하였다. 황원걸 등(1997)은 차량 구동계를 다수의 모듈로 나누고 각 모듈의 운동 방정식을 유도하여 구동계의 비틀림 진동을 해석하는 방법을 제시하였다.

기어의 치타음은 토크 변동으로 인한 관성 토크(inertia torque)가 기어에 작용하는 저항 토크(drag torque)보다 클 때 발생하는 것으로 알려져 있다. 따라서 부하 토크가 저항 토크로 작용하는 피동 기어에서는 치타음이 발생하지 않으며, 무부하 상태의 피동 기어 즉, 공회전 상태의 기어에서만 발생한다. 치타음은 일반적으로 가솔린 기관을 탑재한 차량에서보다는 엔진의 토크 변동이 큰 디젤 기관을 탑재한 차량에서 더 심하다. 또한 전동 라인이 단순하고 전동시 대부분의 기어가 토크를 전달하는 승용차의 전동 라인에서보다는 공회전 상태의 기어가

많은 노외 차량의 전동 라인에서 더 심한 것으로 알려져 있다.

Fudala(1987)는 엔진에서 변속부로 전달되는 토크 변동은 전동 라인을 구성하는 부품의 질량 관성 모멘트, 강성, 감쇠 계수, 감속비 등의 영향을 받는다고 하였다. 따라서 전동 라인의 치타음을 줄이기 위해서는 클러치뿐만 아니라 전동 라인 전체에 대한 시스템적인 접근이 필요하다고 하였다. Szadkowski(1991)는 공회전시 치타음의 발생 여부를 예측할 수 있는 수학적 모형을 개발하고, 변속기의 설계 변수가 치타음에 미치는 영향을 분석하였다. 그는 백래시의 값이 적절한 경우, 백래시가 치타음에 미치는 영향은 크지 않다고 하였으며, 클러치에 2단 댐퍼가 설치된 경우에는 1단 스프링의 강성과 이력(hysteresis)이 치타음에 가장 큰 영향을 미친다고 하였다. 즉, 1단 스프링의 강성과 이력이 작으면 작을수록 치타음도 감소하였다. 박광호(1990)는 변속기의 소음을 줄이기 위하여 저항 토크를 증가시키는 것은 전동효율의 저하를 초래하므로 바람직하지 않다고 하였다. 전동효율에 영향을 미치지 않고 기어 소음을 줄일 수 있는 효과적인 방법은 설계 단계에서 변속기의 부품을 적절히 배치하여 유효 관성을 최적화하는 것이라고 하였다. 또한, 그는 공회전하는 기어의 치타음(idle rattle)뿐만 아니라 동력 전달시 토크를 전달하지 않는 일부 자유 기어의 치타음(drive rattle)에 대해서도 연구의 필요성을 제시하였다. Weidner(1991)는 한 쌍의 기어으로써 실험 장치를 구성하여 저항 토크가 치타음에 미치는 영향을 연구하였으며, 저항 토크의 크기로써 치타음의 경계 조건을 제시하였다. 그는 전동 라인의 저항 토크를 다음과 같이 4종류로 구분하였다: 첫째 기어와 기어 사이에 존재하는 압축 오일에 의한 저항 토크, 둘째 동기 물림식 변속 기어의 링과 마찰 콘 사이의 저항 토크, 셋째 기어에 설치된 니들 베어링에 의한 저항 토크, 넷째 변속기 오일에 의한 저항 토크. 그는 실험으로써 치타음의 경계 조건(rattle threshold) 즉, 치타음이 급격히 증가되는 저항 토크가 존재함을 입증하였다. Amphlett(1995)는 차량의 구동계를 대상으로, 80 Hz 이하의 주파수 영역에서 발생하는 공회전 진동과 기어의 치타음을 구명할 수 있는 모형을 개발하였다. Wang(1997)은 변속기 모형을 이용하여 치타음을 구명할 수 있다고 하였으며, 정상 상태에서 변속기의 설계 변수가 치타음에 미치는 영향을 분석할 수 있는 모형을 제시하였다. Shingh(1993)는 상용차의 구동계를

설계하는 데 필요한 설계 개념을 제시하고, 차량 구동계의 특성을 구동 성능, 부품 수명, 소음과 진동 세 영역으로 구분하였다. 특히 소음과 진동 특성은 다시 구동계의 비틀림 진동, 현가 장치의 성능, 기어의 치타음 영역으로 구분하고 각 영역의 문제점과 이를 해결하기 위한 분석 방법을 제시하였다. 기어의 치타음에 대해서는 가진 토크로써 치타음의 경계 조건이 존재함을 입증하였다. 안병민 등(1998)은 상용차를 대상으로 공회전 상태의 엔진, 클러치, 변속기 시스템을 다자유도 비선형 시스템으로 모형화하여 변속기의 각 기어가 치타음에 미치는 영향을 구명하고 치타음을 줄이기 위한 설계 방법을 제시하였다. 또한 공회전할 때뿐만 아니라 전동중에 발생하는 치타음에 대해서도 연구도 필요하다고 하였다.

치타음을 줄이기 위한 연구에는 다음과 같은 연구가 있다. 안병민 등(1997)은 공회전시 발생하는 치타음을 줄이기 위한 장치로서 2단 댐퍼 클러치를 연구하였으며, 1단 스프링의 길이, 강성, 이력, 댐퍼 등이 치타음에 미치는 영향을 구명하였다. Sakai 등(1981)은 5 자유도의 모형을 이용하여 무부하 상태에서 엔진의 속도 변동, 클러치의 비틀림 특성, 변속기의 저항 토크 등이 치타음에 미치는 영향을 구명하였으며, 클러치의 비틀림 특성을 제시하였다. Ohnuma 등(1985)도 자유도가 4인 진동 모형을 이용하여 무부하 상태에서 변속기의 치타음을 줄이기 위한 비선형 2단 비틀림 클러치를 연구하였다. Fujimoto 등(1987)은 치타음의 특징과 원인을 구명하고 실험과 시뮬레이션을 통하여 치타음 감소를 위한 클러치의 최적 설계 기법을 연구하였다. Chikatani 등(1991)도 실험과 시뮬레이션을 통하여 기어의 치타음과 저항 토크의 관계를 연구하였으며, PTO에서 발생하는 기어의 치타음을 줄이기 위한 클러치의 설계 방법을 연구하였다. 홍동표 등(1994)은 수동 변속기의 동력 전달계에서 발생하는 비틀림 진동의 특성을 구명하고, 이를 효과적으로 줄이기 위한 비틀림 댐퍼를 연구하였으며, 공회전시 비틀림 진동을 줄이는 데에는 프리 댐퍼형 클러치가 메인 댐퍼형 클러치에 비하여 더 효과적이라고 하였다. Lucas(1984)는 차량 구동계의 엔진과 변속기의 특성을 조합하여 차량의 구동 성능을 예측할 수 있는 방법을 제시하였다.

농용 트랙터의 전동 라인을 대상으로 한 연구에는 다음과 같은 연구가 있다. Gerlach(1966)은 변속기의 입력축 토크를 측정할 수 있는 방법을 제시하였으며,

각종 작업 상태에서 전동 라인으로 전달되는 엔진의 토크를 측정하여 변동 특성을 구명하였다. Hopkins(1967)는 해석적 방법으로 트랙터 전동 라인의 비틀림 진동을 분석하였으며, 엔진의 토크 변동, 기어의 전달 오차, 유니버설 조인트의 전동 특성, 타이어와 토양 사이의 부하 변동 등이 비틀림 진동과 치타음의 원인이 된다고 하였다. Jorissen(1982)도 각종 농작업 상태에서 트랙터 전동 라인의 토크를 측정하여 그 변동 범위를 제시하였다. Drouin(1991)은 트랙터의 전동 라인을 분석하고 비틀림 진동의 특성을 구명하기 위한 동적 모형을 개발하였다. 국내에서도 류일훈 등(2002)이 동적 모형을 개발하여 트랙터의 전동 라인에서 발생하는 치타음의 특성을 분석하였으며, 저항 토크, 기어의 질량 관성 모멘트, 전동 토크, 엔진 속도, 기어 백래시가 치타음에 미치는 영향을 구명하였다.

제2장 이론적 배경

제1절 기어의 치타음

전동 라인에서 발생하는 치타음(gear rattle noise)은 엔진에서 전달된 토크 변동으로 인하여 기어와 기어 사이에서 발생하는 충돌음이다. 엔진의 토크 변동은 전동 라인을 구성하는 각 부품의 각가속도를 유발하며, 이러한 각가속도가 기어와 기어 사이의 상대 운동을 초래하여 충돌을 일으킨다. 기어 사이의 충돌은 전동 라인에서 소음과 진동의 원인이 된다. 전동 라인의 치타음은 주행할 때보다는 엔진과 흡배기 계통의 소음이 상대적으로 낮은 공회전 상태에서 더 큰 문제가 되며, 특히 가솔린 엔진보다는 토크 변동이 심한 디젤 엔진을 탑재한 차량에서 문제가 된다.

1. 기어의 충돌 발생 모형

기어의 충돌 현상은 분리와 충돌의 과정으로 구분할 수 있다. 그림 2.1은 한 쌍의 기어로써 충돌과 분리를 모형화한 것이다. 무부하 상태에서 구동 기어가 피동 기어를 구동할 때 구동 기어의 각속도는 엔진의 토크 변동에 의하여 변한다. 엔진의 회전 속도가 증가하면 그림 2.1(a)에서와 같이 구동 기어의 각속도도 증가하여 구동 기어의 전치면이 피동 기어의 후치면과 충돌한다. 충돌에 의하여 피동 기어의 각속도는 일시적으로 증가하고 구동 기어의 각속도는 감소한다. 이때 구동 기어와 피동 기어는 순간적으로 분리되어 그림 2.1(b)에서와 같이 비접촉 상태로 회전한다. 토크 변동에 의하여 다시 구동 기어의 각속도가 피동 기어의 각속도보다 증가하면 같은 충돌이 발생한다. 반대로 엔진의 회전 속도가 감소하면 그림 2.1(c)에서와 같이 구동 기어의 각속도가 감소하여 피동 기어의 전치면이 구동 기어의 후치면과 충돌한다. 이때 순간적으로 구동 기어의 각속도는 증가하고 피동 기어의 각속도는 감소한다. 이 과정에서도 구동 기어와 피동 기어가 순간적으로 분리되어 비접촉 상태로 회전한다. 충돌에 의하여 구동 기어의 각속도가 증가하면 구동 기어의 전치면이 다시 피동 기어의 후치면과 충돌한다. 이와

같이 무부하 상태에서 구동 기어와 피동 기어 사이에는 충돌-분리-충돌 현상이 반복되어 치타음이 발생한다.

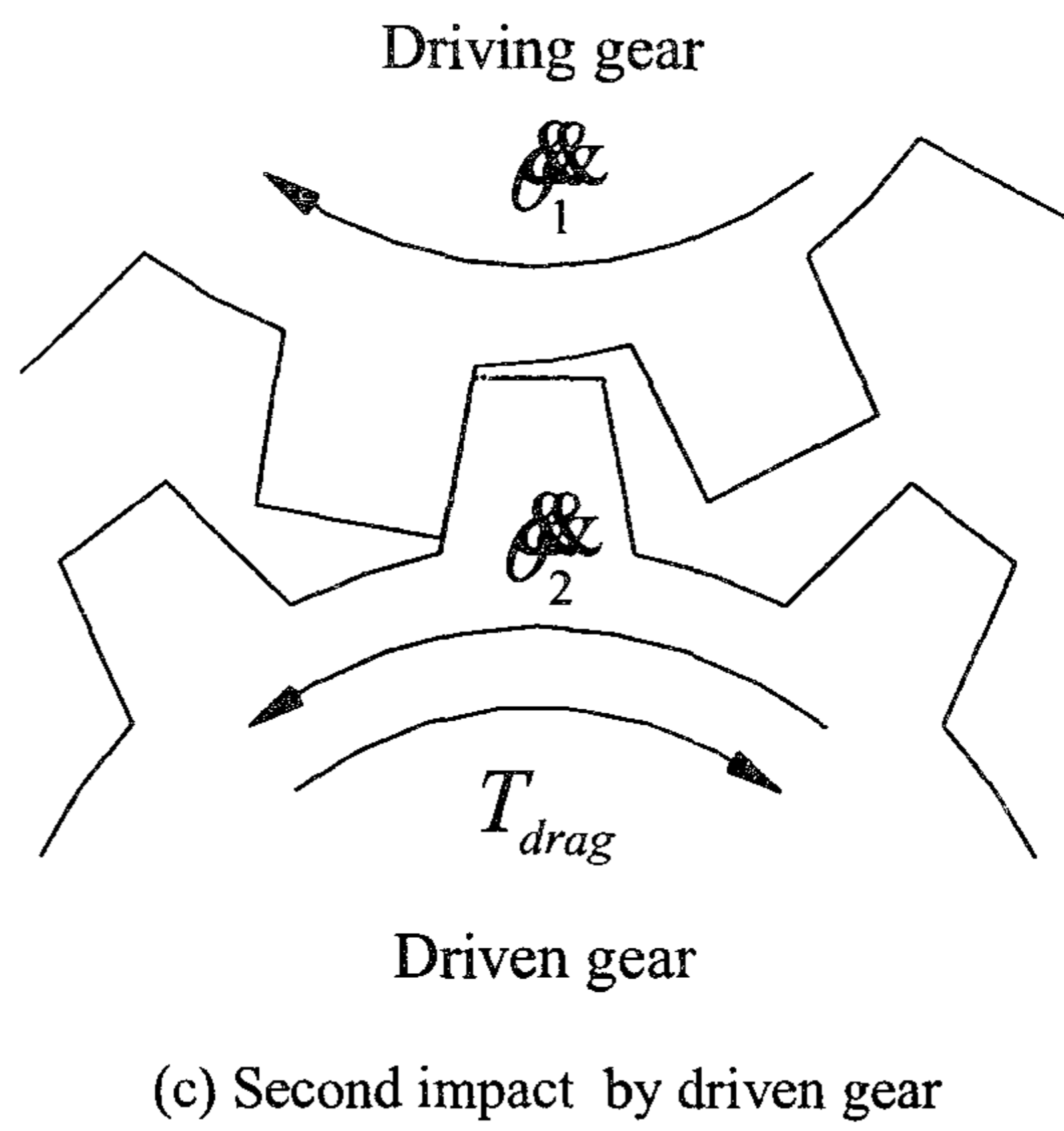
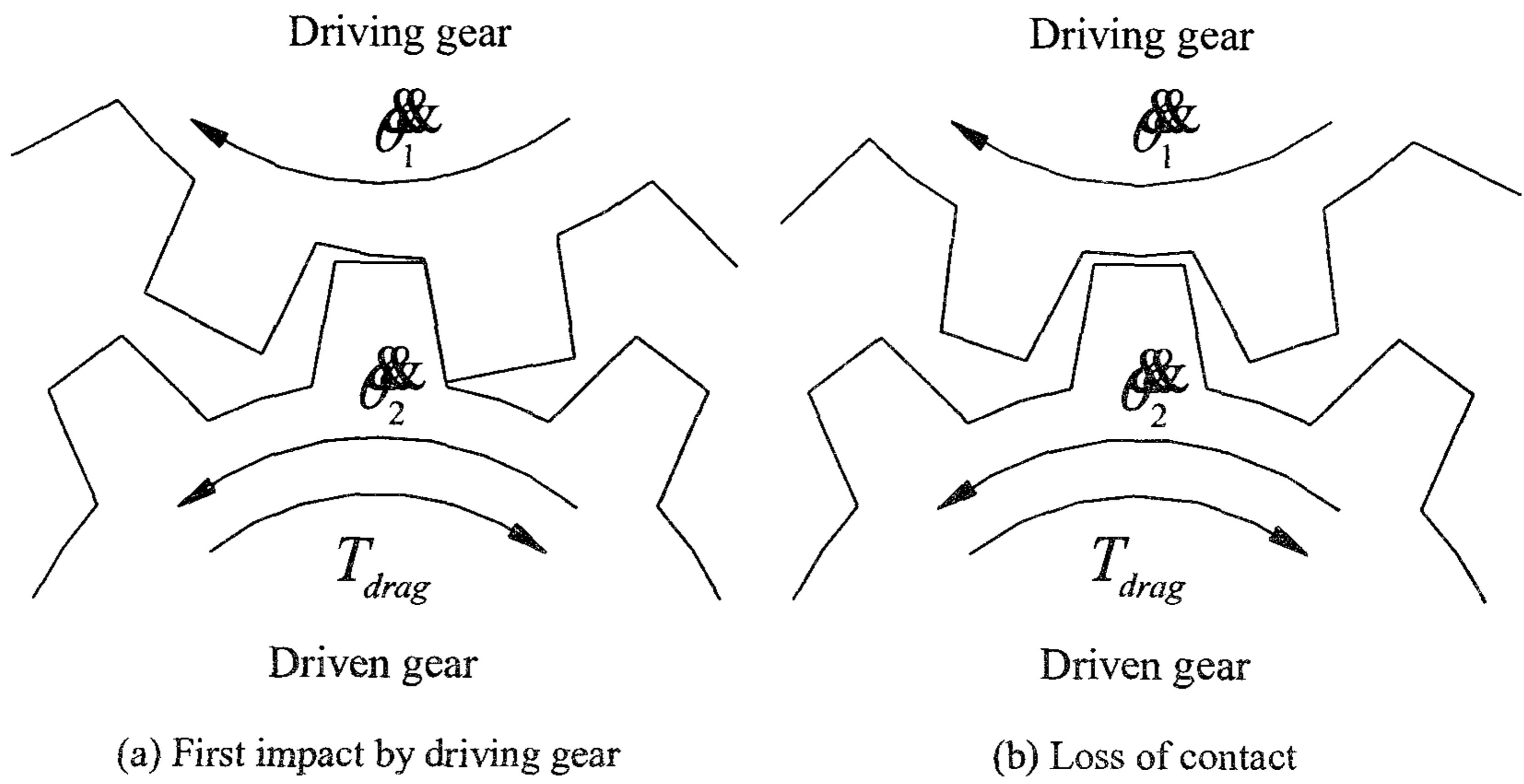


Fig. 2.1 Gear impact caused by torque fluctuation.

2. 기어 충돌의 발생 조건

가) 기어의 상대 변위에 의한 발생 조건

그림 2.1(a)에서와 같이 기어의 충돌은 구동 기어의 전치면이 피동 기어의 후치면과 접촉하여 구동할 때는 발생하지 않는다. 그러나 그림 2.1(b)에서와 같이 기어가 서로 분리되어 백래시 공간을 자유롭게 움직이거나, 그림 2.1(c)에서와 같이 구동 기어의 후치면이 피동 기어의 전치면과 접촉하였을 때는 충돌이 발생한다. 따라서 기어가 충돌하는 조건은 식 (2.1)에서와 같이 기어의 상대 변위로써 표현할 수 있다. 즉, 피치원 상에서 구동 기어와 피동 기어의 상대 변위가 백래시보다 작으면 충돌이 발생한다.

$$x_r(t) \leq \varepsilon \quad (2.1)$$

여기서, $x_r(t)$ = 피치원 상에서 두 기어의 상대 변위

ε = 기어의 백래시

나) 피동 기어의 저항 토크에 의한 발생 조건

기어의 충돌은 토크 변동에 의하여, 피동 기어에 작용하는 관성 토크가 저항 토크보다 클 때 일어나며, 치타음은 이러한 충돌에 의하여 발생한다. 식 (2.2)는 기어가 충돌하는 조건이다.

$$\frac{T_{drag}}{I \frac{d^2\theta(t)}{dt^2}} < 1 \quad (2.2)$$

여기서, T_{drag} = 피동 기어의 저항 토크

I = 피동 기어의 질량관성모멘트

θ = 피동 기어의 각변위

다) 구동 기어의 각가속도에 의한 발생 조건

두 기어가 접촉하고 있을 때 접촉부의 변형은 매우 작기 때문에 피동 기어의 각가속도는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\ddot{\theta}_2(t) \simeq -(R_1/R_2)\ddot{\theta}_1(t) \quad (2.3)$$

여기서, $\ddot{\theta}_1(t)$ = 구동 기어의 각가속도

$\ddot{\theta}_2(t)$ = 피동 기어의 각가속도

R_1 = 구동 기어의 피치원 반경

R_2 = 피동 기어의 피치원 반경

식 (2.3)을 식 (2.2)에 대입하고, 그 역수를 $\beta(t)$ 라고 하면

$$\beta(t) \simeq -(I_2 R_1 / T_{d2} R_2)\ddot{\theta}_1(t) \quad (2.4)$$

여기서, $\beta(t)$ = 피동 기어의 저항 토크에 대한 관성 토크의 비

I_2 = 피동 기어의 질량관성모멘트

T_{d2} = 피동 기어의 저항 토크

가 된다. 따라서 기어 충돌 조건은 식 (2.5)에서와 같이 표현할 수 있다.

$$|\beta(t)| > 1 \quad (2.5)$$

3. 기어의 충돌 이론

그림 2.2는 기어의 충돌 현상을 동적 모형으로써 나타낸 것이다. 다음과 같은 가정 하에 기어의 충돌 조건을 설정하였다.

1) 엔진의 각속도는 푸리에 급수(Fourier series)로서 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\theta}_e = & \frac{B_0}{2} + A_1 \sin(\omega t) + A_2 \sin(2\omega t) + \dots + A_n \sin(n\omega t) \\ & + B_1 \cos(\omega t) + B_2 \cos(2\omega t) + \dots + B_n \cos(n\omega t) \end{aligned} \quad (2.6)$$

여기서, $\dot{\theta}_e$ = 엔진 각속도

A_n, B_n = 상수

ω = 엔진의 각속도 성분

t = 초

2) 전동 라인의 기어는 저항 토크를 받는다.

3) 전동 라인의 요소들은 강체이다.

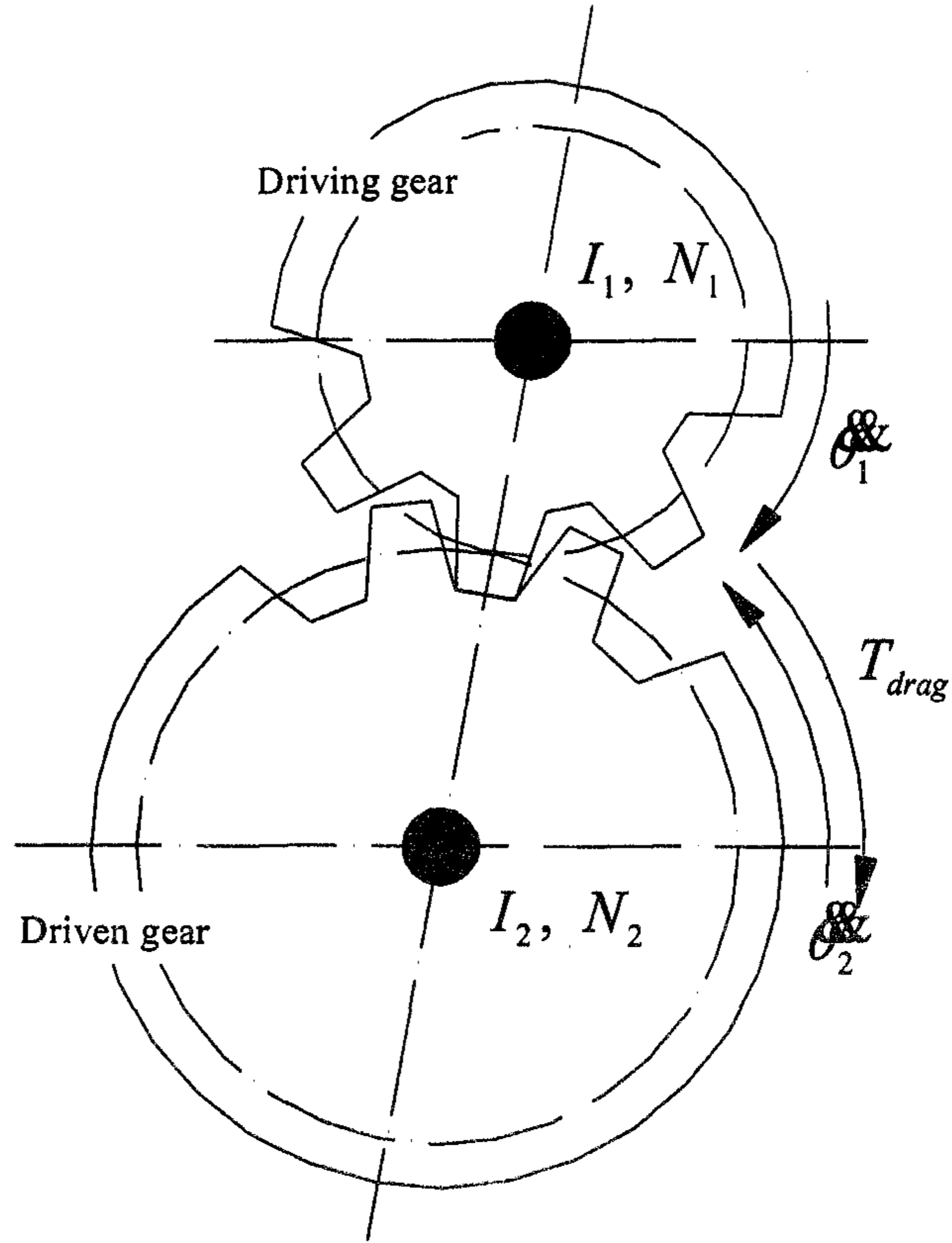


Fig. 2.2 Dynamic model of rattle phenomenon.

따라서 기어의 각속도는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\omega_i(t) = \omega_{mean} + \Delta\omega \quad (2.7)$$

여기서, $\omega_i(t)$ = 기어의 각속도

ω_{mean} = 기어의 평균 각속도

$\Delta\omega$ = 기어의 각속도 변동

또한, 구동 기어의 각속도는 다음과 같이 주어진다.

$$\dot{\theta}_1(t) = \omega_{mean} + A \sin(\omega_e t) \quad (2.8)$$

여기서, $\dot{\theta}_1(t)$ = 구동 기어의 각속도

ω_{mean} = 구동 기어의 평균 각속도

A = 각속도 변동의 크기

ω_e = 엔진의 각속도 변동 속도

엔진의 각속도 변동 속도는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\omega_e = \omega_{mean} \frac{Z}{2} \quad (2.9)$$

여기서, Z = 엔진의 실린더 수

한 쌍의 구동 기어와 피동 기어에서 두 기어의 각속도는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{\theta}_2 = \frac{N_1}{N_2} \dot{\theta}_1 \quad (2.10)$$

여기서, $\dot{\theta}_1$ = 구동 기어의 각속도

$\dot{\theta}_2$ = 피동 기어의 각속도

N_1 = 구동 기어의 잇수

N_2 = 피동 기어의 잇수

따라서 피동 기어의 각속도 $\dot{\theta}_2$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{\theta}_2(t) = \frac{N_1}{N_2} [\omega_{mean} + A \sin(\omega_e t)] \quad (2.11)$$

피동 기어의 각가속도 $\ddot{\theta}_2$ 는 각속도를 미분하여 구한다. 즉,

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_2(t) &= \frac{N_1}{N_2} \omega_e A \cos(\omega_e t) \\ &= \frac{N_1}{N_2} \left(\omega_{mean} \frac{Z}{2} \right) A \cos(\omega_e t) \\ &= B \cos(\omega_e t) \end{aligned} \quad (2.12)$$

여기서, B = 각가속도의 크기

그림 2.3에서 피동 기어의 자유체 선도로부터

$$I_2 \ddot{\theta}_2 = T_{driving} - T_{drag} \quad (2.13)$$

여기서, I_2 = 피동 기어의 질량관성모멘트

$T_{driving}$ = 구동 기어의 구동 토크

T_{drag} = 피동 기어의 저항 토크

가 되며, 식 (2.13)에서 구동 기어의 토크를 구하면

$$\begin{aligned} T_{driving} &= I_2 \ddot{\theta}_2 + T_{drag} \\ &= I_2 B \cos(\omega_e t) + T_{drag} \end{aligned} \quad (2.14)$$

가 된다.

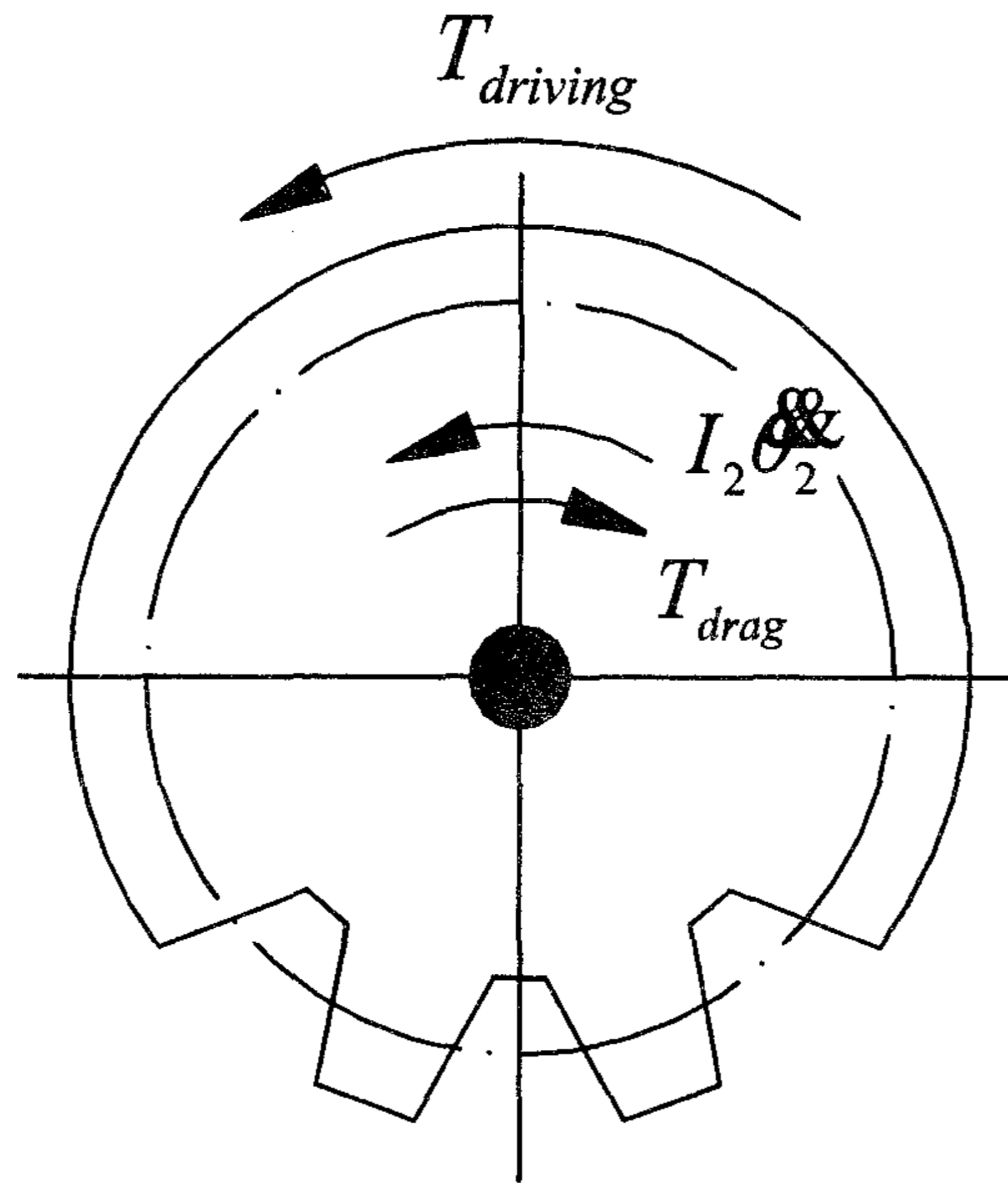
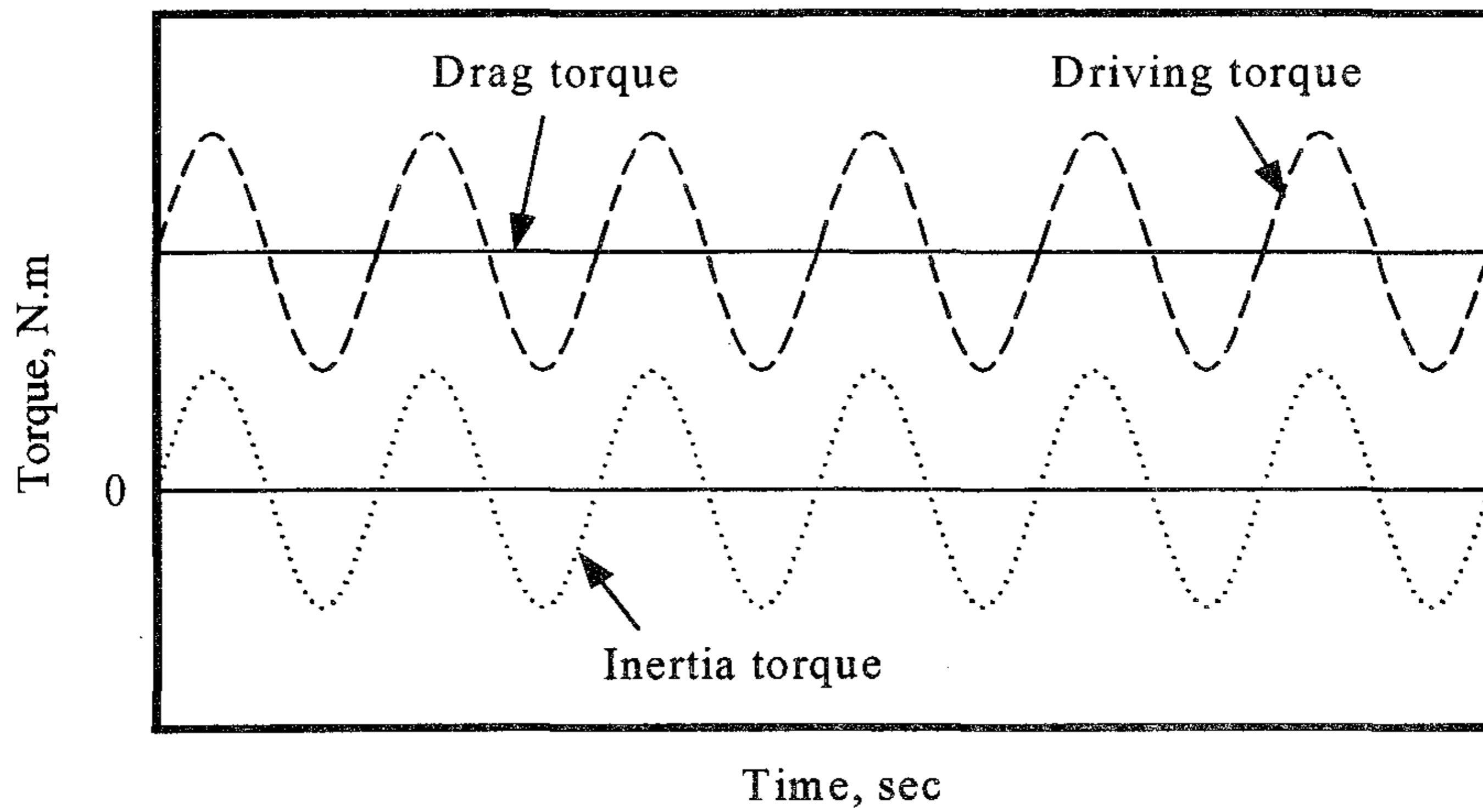
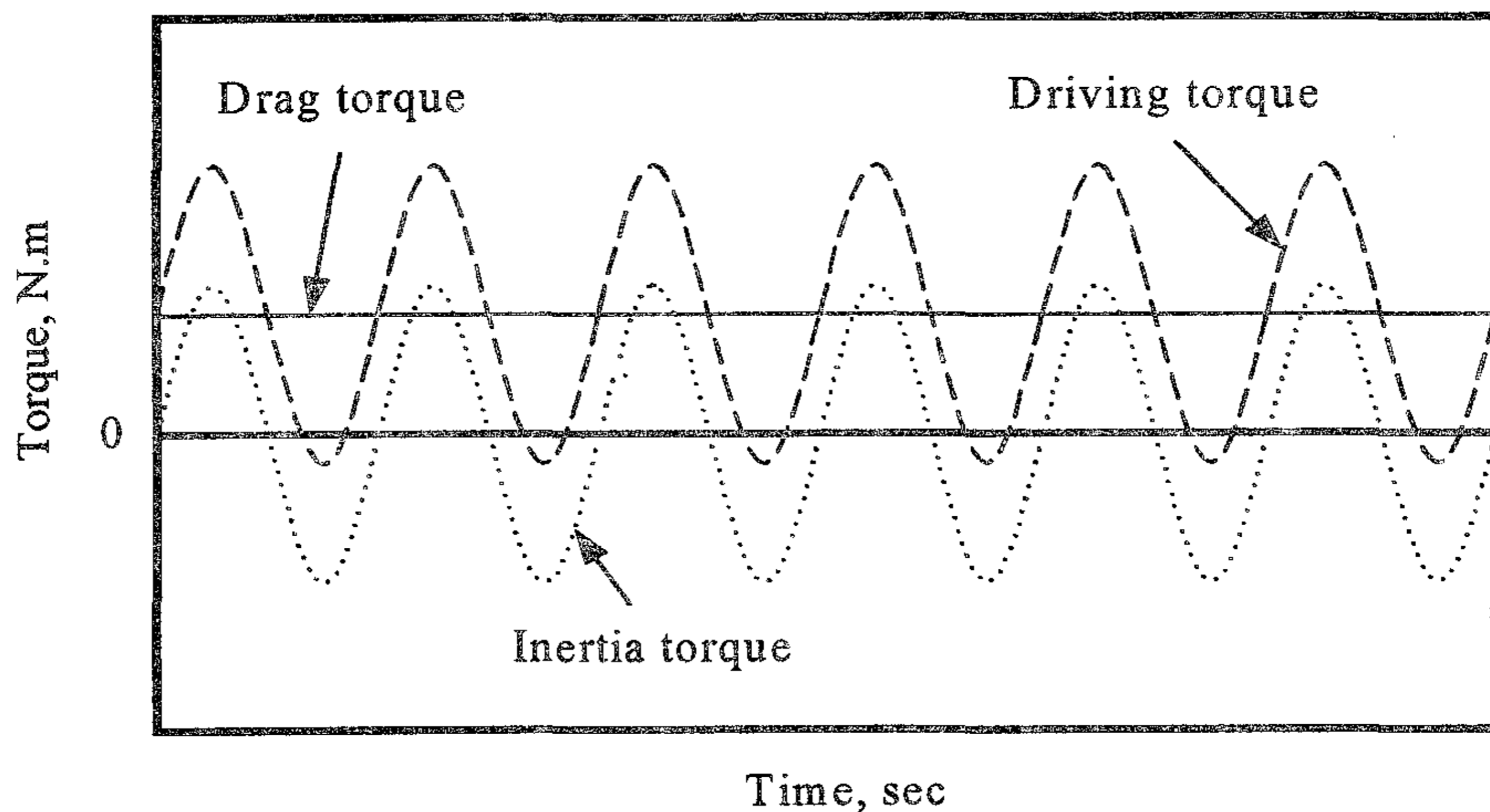


Fig. 2.3 Free-body diagram of driven gear.

그림 2.4는 식 (2.14)를 이용하여 피동 기어의 관성 토크와 구동 기어의 구동 토크의 관계를 나타낸 것이다. 그림 2.4(a)에서 피동 기어의 관성 토크가 저항 토크보다 크지 않는 한 구동 기어의 구동 토크는 항상 양(+)의 토크가 된다. 따라서 구동 기어는 항상 피동 기어와 접촉하며, 충돌은 일어나지 않는다. 그러나 그림 2.4(b)에서와 같이 관성 토크의 최대값이 저항 토크보다 클 때는 구동 기어가 피동 기어에서 분리되어 충돌한다.



(a) Torque condition for impact-free gear



(b) Torque condition for gear impact

Fig. 2.4 Relations among gear impact, inertia torque, drag torque and driving torque.

4. 치타음 경계 조건

치타음의 경계 조건(rattle threshold)을 관성 토크가 저항 토크보다 커서 치타음이 발생하는 순간이라고 정의하면, 치타음의 발생 여부는 기어에 작용하는 관성 토크와 저항 토크를 계측하여 판단할 수 있다.

그림 2.5는 엔진의 토크 변동이 기어 충돌에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 엔진의 토크 변동은 플라이휠의 각속도를 변화시키며, 플라이휠의 각속도 변동은

전동 라인을 구성하는 모든 회전체의 각가속도를 유발한다. 이 각가속도에 의하여 회전체에는 관성 토크가 발생하고, 구동 기어의 관성 토크는 무부하 기어를 가속하여 두 기어의 충돌을 일으킨다. 무부하 기어에 작용하는 저항 토크는 기어의 가속을 억제하여 충돌을 완화한다. 저항 토크가 관성 토크보다 크면 기어가 가속되지 않기 때문에 충돌은 일어나지 않는다.

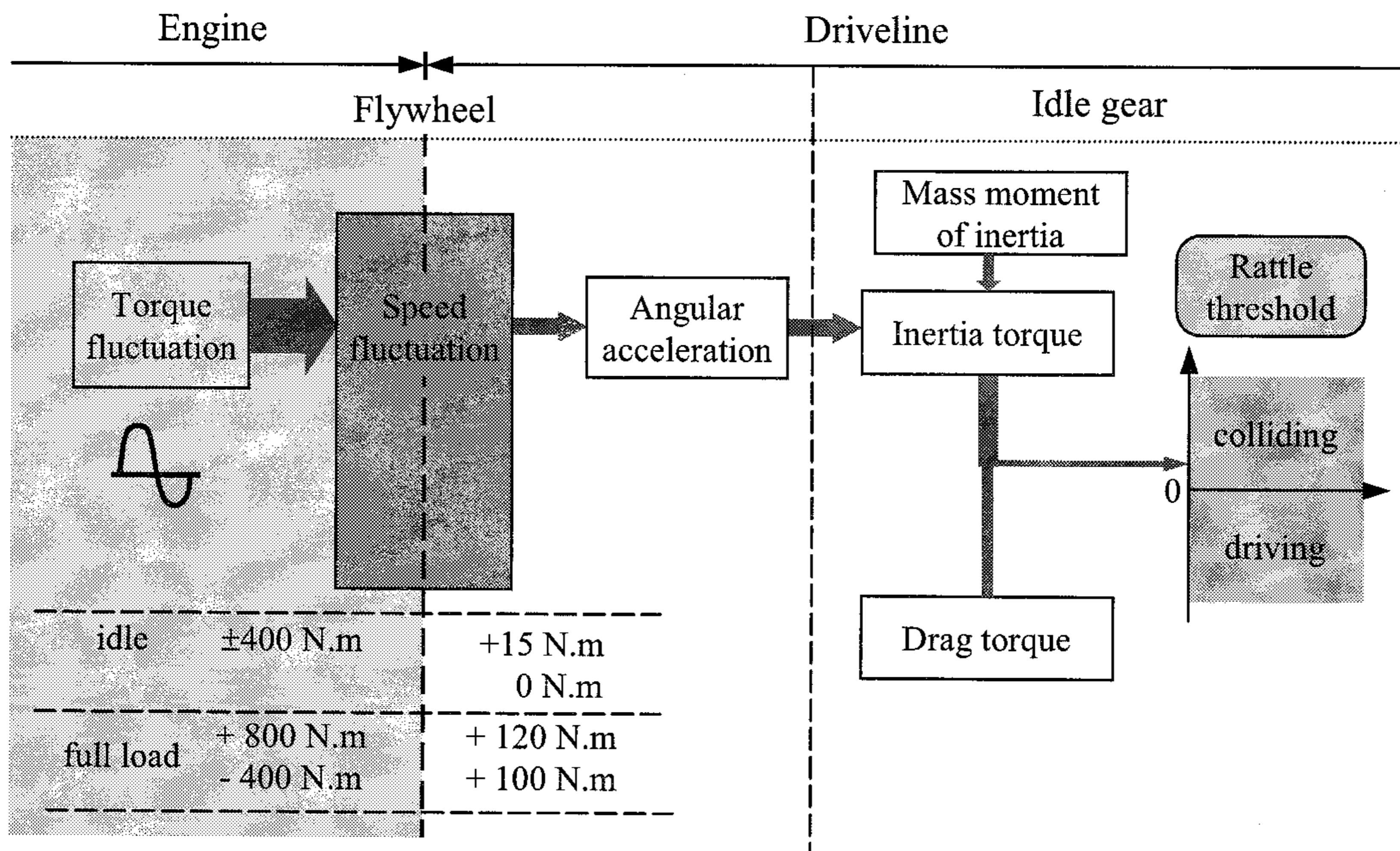


Fig. 2.5 Engine torque fluctuations and gear rattle.

치타음의 경계 조건은 일반적으로 엔진의 토크 변동에 의한 기어의 각변위와 기어에서 발생하는 소음의 변화로써 확인할 수 있다. 그림 2.6은 엔진의 플라이휠과 전동 라인의 중간축(countershaft)에서 측정한 각변위를 나타낸 것이다. 플라이휠의 각변위가 점진적으로 증가할 때, 중간축의 각변위는 어느 순간을 기점으로 급격히 증가한다. 이러한 급격한 각변위의 증가는 기어의 관성 토크가 저항 토크보다 커서 기어 사이에 충돌이 일어나고 치타음이 발생하기 때문이다. 이 순간이 바로 치타음의 경계 조건이 된다.

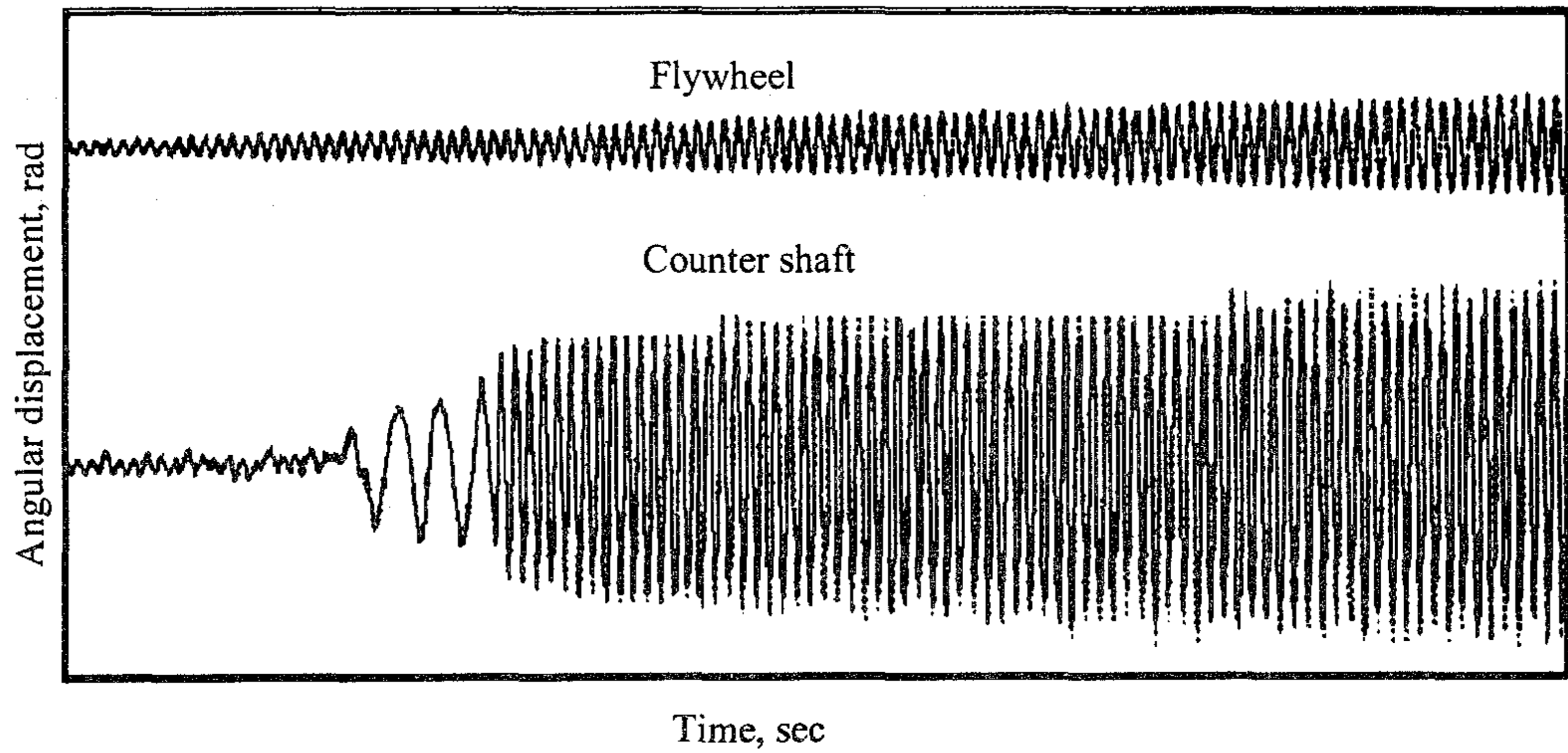


Fig. 2.6 Rattle threshold detected by fluctuation of angular displacement.

치타음의 경계 조건을 확인할 수 있는 또 다른 방법은 전동 라인에서 발생하는 소음을 직접 측정하는 것이다. 그림 2.7은 오일 온도가 20°C일 때와 80°C일 때 플라이휠과 연결된 전동 라인의 입력축 각가속도에 따라 전동 라인에서 발생하는 소음 수준을 나타낸 것이다. 각가속도의 크기가 어떤 특정한 값에 도달하면 소음 수준이 급격히 증가하기 때문에 치타음의 경계 조건을 확인할 수 있다. 특히, 오일 온도가 높은 경우에는 각가속도가 낮은 수준에서도 치타음이 발생한다. 이는 오일의 온도가 높아지면 점도가 낮아져서 기어에 작용하는 저항 토크가 감소하기 때문이다.

저항 토크의 크기는 오일의 점성과 기어의 회전 속도에 따라 결정된다. 점성이 높은 오일을 사용하면 치타음을 줄일 수는 있으나, 전동 라인의 전동 효율이 낮아지기 때문에 바람직하지 않다. 또한, 기어의 회전 속도가 증가하면 오일에 의한 저항력이 증가하기 때문에 저항 토크도 증가된다. 이와 같이 기어에 작용하는 저항 토크는 기어의 회전 속도와 오일의 온도에 따라 변화된다. 저항 토크는 오일의 저항력 외에도 기어 사이의 오일을 압출하는데 필요한 토크, 베어링 또는

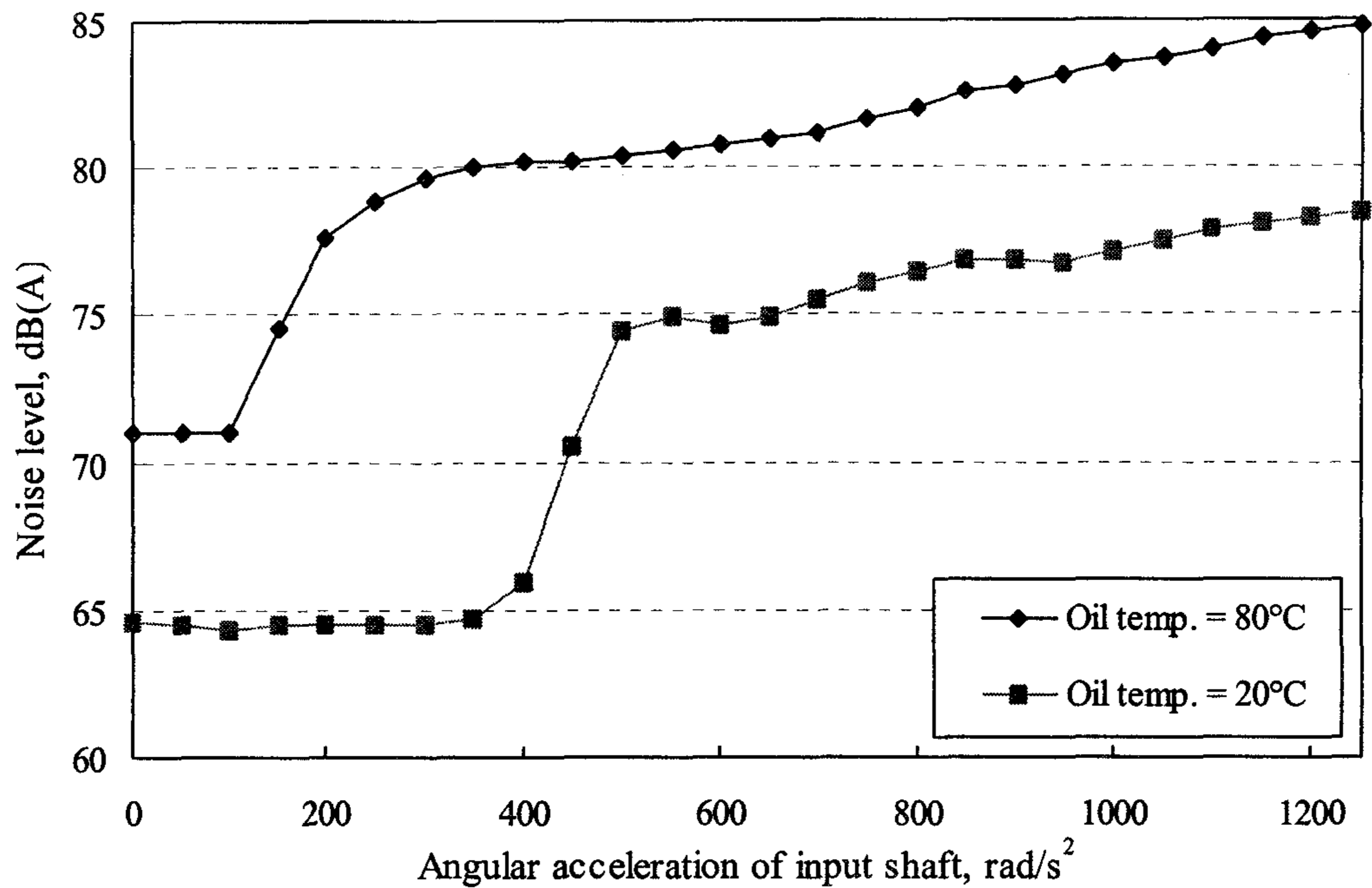


Fig. 2.7 Rattle threshold detected by noise levels.

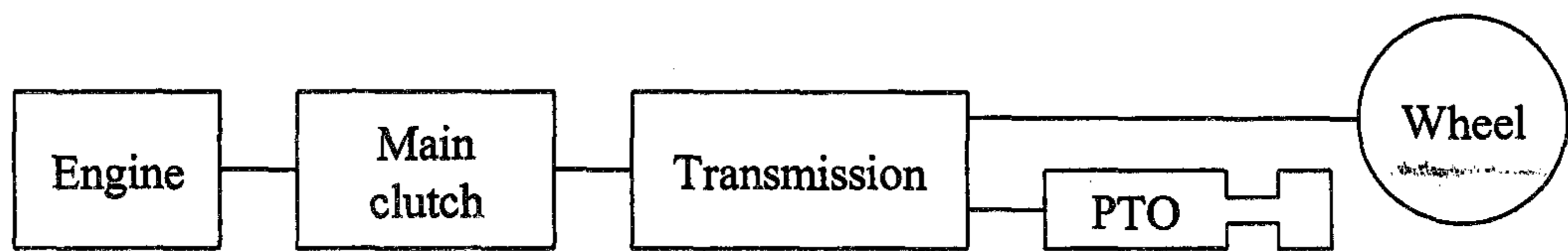
동기식 물림 장치에 작용하는 토크 등이 원인이 된다.

일반적으로 속도 변화에 의한 저항 토크의 변화는 크지 않다. 엔진의 속도 범위를 고려할 때 전동 라인의 속도는 일정한 범위로 제한되기 때문에 일반적으로 속도에 의한 저항 토크의 변화는 무시할 수 있다. 온도에 의한 오일의 점성 변화는 엔진의 시동 초기에 나타나는 현상으로서 오일의 온도가 충분히 상승한 이후에는 온도의 영향을 무시할 수 있다. 따라서 정상적인 작동 상태의 전동 라인에서 기어에 작용하는 저항 토크는 일정한 값으로 나타낼 수 있다. 일반적으로 오일 온도가 80°C 정도일 때 오일에 의하여 기어에 작용하는 저항 토크는 0.3~0.5 N.m 정도인 것으로 알려져 있다.

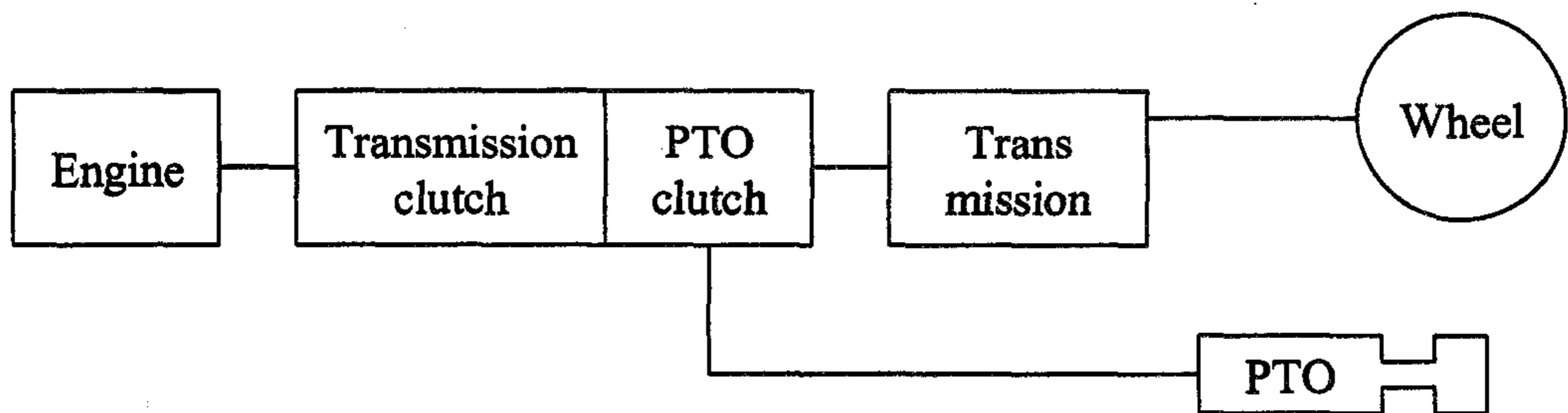
제2절 트랙터의 PTO 전동 라인

트랙터의 PTO 전동 라인은 엔진에서 PTO축으로 동력을 전달하기 위한 동력 전달 장치이다. PTO 전동 라인은 동력 전달 방식에 따라 그림 2.8에서와 같이

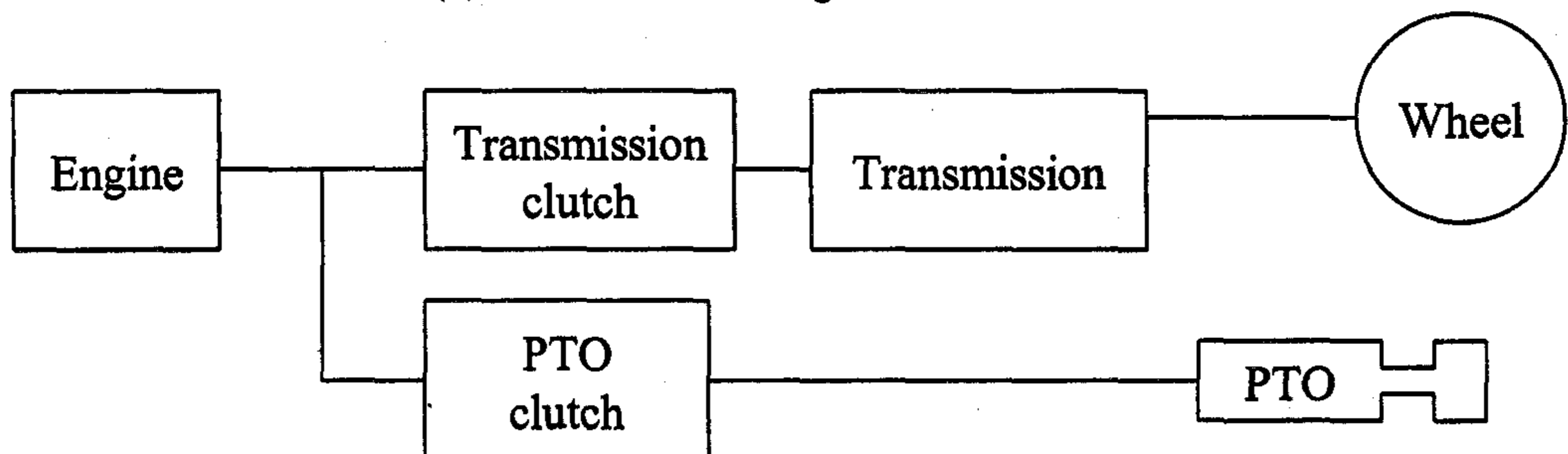
변속기 구동형(transmission driven) PTO, 상시 회전형(continuous running) PTO, 독립형(independent) PTO, 속도 비례형(ground speed) PTO로 구분할 수 있다. 변속기 구동형 PTO는 트랙터의 주클러치와 변속기를 통하여 PTO축으로 동력이 전달되며, PTO축은 주클러치가 연결된 경우에만 회전하고 트랙터가 정지하면 정지한다. 상시 회전형 PTO는 트랙터의 주클러치가 2단 클러치로 되어 있으며, 1단 클러치는 변속기용으로, 2단 클러치는 PTO용으로 사용된다. 따라서 1단 클러치에 의하여 트랙터가 정지하더라도 PTO축으로는 계속 동력이 전달된다. 독립형 PTO는 변속기 클러치 외에 별도의 PTO 클러치를 설치하여 트랙터의 주행과 정지에 관계없이 PTO축으로 동력을 전달하거나 차단할 수 있다. 속도 비례형 PTO는 트랙터의 주행 속도와 PTO축의 회전 속도가 비례하도록 만든 형식이다.



(a) Transmission driven PTO



(b) Continuous running PTO



(c) Independent PTO

Fig. 2.8 Type of PTO driveline.

그림 2.9는 엔진 간접 연결식 PTO를 채택한 트랙터의 전동 라인을 나타낸 것이다. 굵은 점선으로 표시된 부분이 엔진 간접 연결식 PTO 전동 라인이다. PTO 전동 라인은 전후진 변속부에서 분기된다. 전후진 변속 입력부에서 분기된 동력은 중공축으로 이루어진 부변속 장치의 전동축을 통하여 PTO 변속부로 전달되고, PTO 변속부로 전달된 동력은 PTO축을 통하여 부착 작업기로 전달된다.

그림 2.10은 본 연구에서 연구 대상으로 한 엔진 직결식 PTO를 채택한 트랙터의 전동 라인을 나타낸 것이다. 굵은 점선으로 표시된 부분이 엔진 직결식 PTO 전동 라인이다. PTO 변속부는 2단(561, 760 rpm) 상시 물림 기어식으로서 출력 속도가 561 rpm일 때는 기어비가 11:49이고 760 rpm일 때는 14:46이다. 엔진 직결식 PTO 전동 라인에서는 엔진 출력이 분기되지 않고 직접 PTO 변속부로 전달된다. PTO 동력은 PTO 클러치에 의해서 단속된다. 엔진 간접 연결식 PTO 전동 라인과 비교하면, 엔진 직결식 PTO 전동 라인에서는 동력 전달 과정에 분기가 없으므로 전동 효율이 향상된다(87% → 92.4%). 또한, 분기에 필요한 기어, 중간축 등이 생략되므로 생산비가 감소된다. 그러나 PTO 변속부가 상시 물림 방식이기 때문에 PTO 클러치를 연결하면 PTO축과 연결된 큰 감속비의 기어가 무부하 상태로 회전하게 된다. 무부하 상태로 회전하는 이러한 기어에서 치타음이 발생한다.

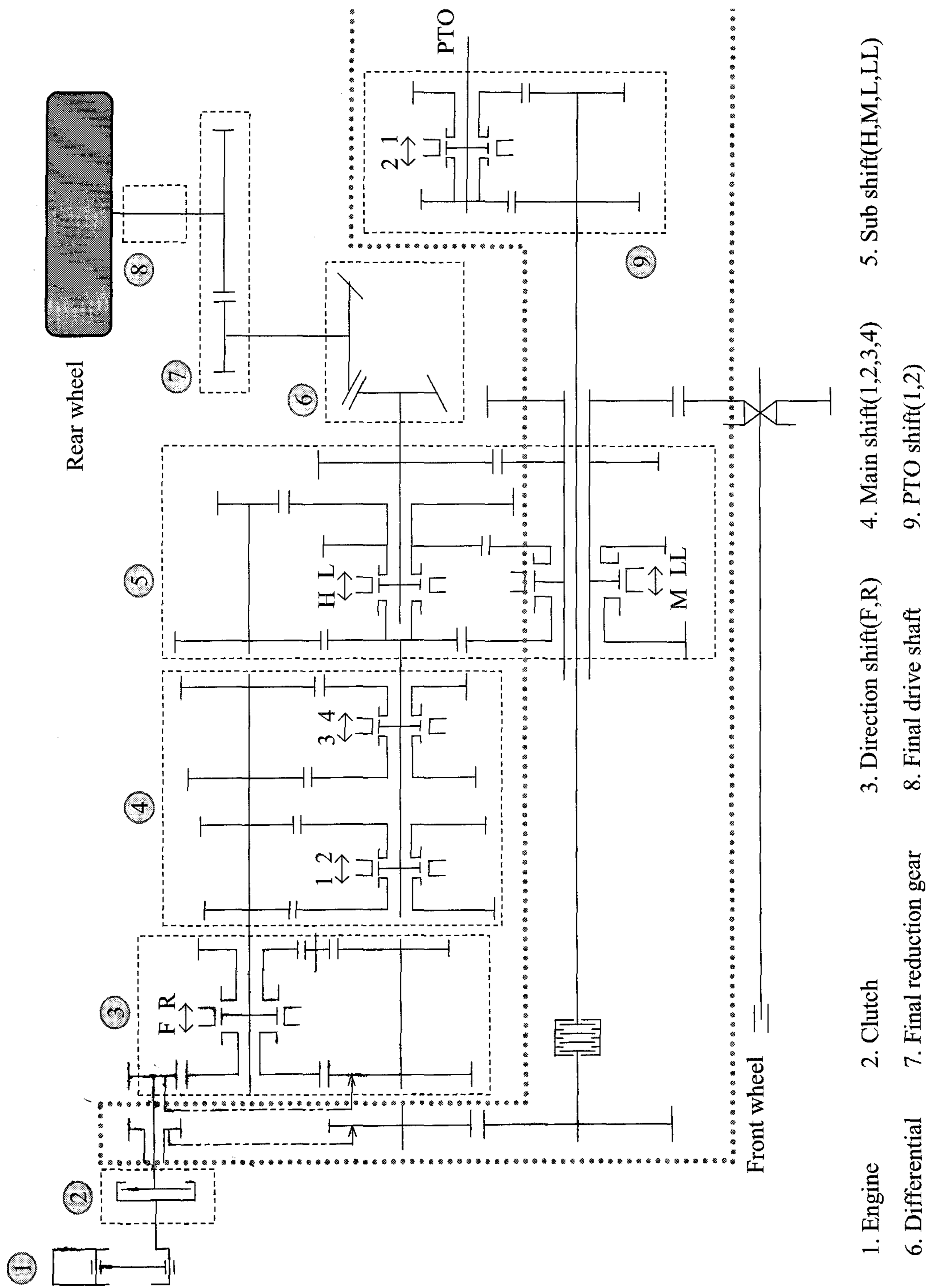


Fig. 2.9 Power driveline of tractor with an indirect engine-driven PTO.

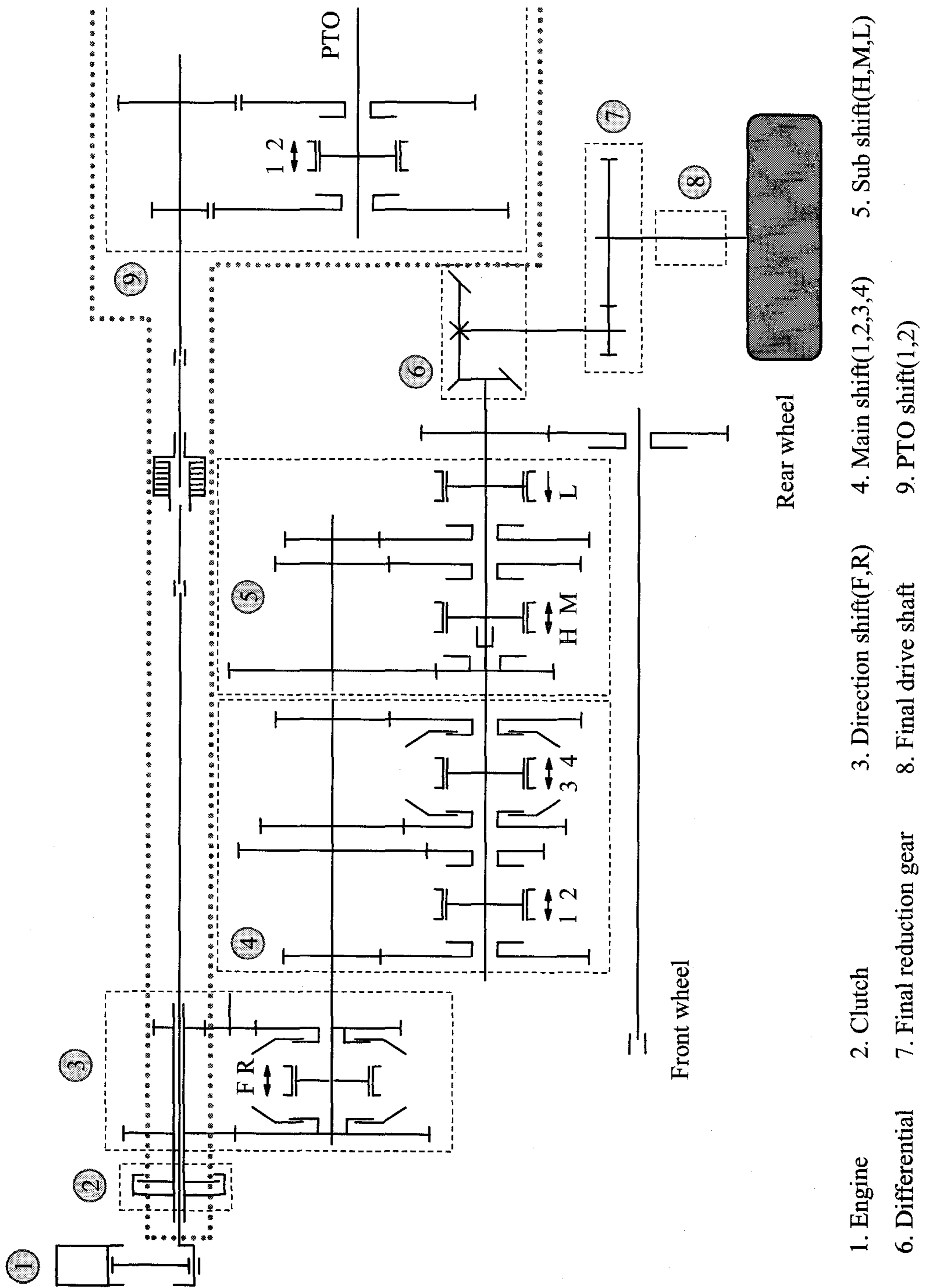


Fig. 2.10 Power driveline of tractor with a direct engine-driven PTO.

여 백

제3장 PTO 전동 라인의 치타음 특성

본 장에서는 엔진 직결식 PTO 전동 라인에서 발생하는 치타음의 특성을 분석하고, 같은 형식의 PTO 전동 라인을 채택한 수입 트랙터와 국산 트랙터의 치타음을 비교 분석하여 개선의 정도를 제시하였다.

제1절 시험 트랙터

시험에 사용한 트랙터는 출력이 50 마력이고, 정격 속도가 2500 rpm인 디젤 엔진을 장착한 중형 트랙터로서 총중량은 28449 N이다. 그림 3.1은 시험 트랙터의 PTO 전동 라인의 구조를 나타낸 것이다. 시험 트랙터의 전동 라인은 엔진, 주클러치, 변속 기어 및 감속 기어, 차동장치, 최종 감속 기어, 최종 구동축으로 구성되어 있다. 클러치는 다이아프램 방식의 건식 단판 클러치로서 엔진의 플라이휠에 직접 연결되어 있다. 변속기 기어 박스는 전후진 변속(F, R), 주변속(1, 2, 3, 4단), 부변속(H, M, L)으로 구성되어 있으며 전후진 변속 단수는 각각 12단이다. PTO축은 2단 변속으로 되어 있다. 전후진 변속과 주변속 3, 4단은 동기 물림식(synchro mesh) 변속 장치를 채택하고 있으며, 주변속 1, 2단, 부변속, PTO 변속부는 상시 물림식(constant mesh) 변속 장치를 채택하고 있다. 차동장치는 기계식이며, 차동잠금장치를 장착하고 있다. 최종 감속기어는 감속비가 5.5:1로서 다른 기어에 비하여 감속비가 크다. 최종 감속 기어의 입력 기어에는 브레이크가 장착되어 있다.

시험 트랙터의 전동 라인은 구동륜을 구동하기 위한 기본 전동 라인 외에 PTO축을 구동하기 위한 PTO 전동 라인과 전륜을 구동하기 위한 전륜 전동 라인으로 구성되어 있다. 엔진의 동력은 주클러치와 변속기 입력 기어를 통하여 전후진 변속부로 전달된다. 전진의 경우에는 출력축으로 직접 동력이 전달되며, 후진의 경우에는 중간축과 리버스 아이들(reverse idle) 기어를 통하여 회전 방향이 바뀐 후 출력축으로 전달된다. 주변속부에서는 주변속 레버의 선택에 따라 4단 변속이 이루어지며, 주변속부의 출력은 부변속부로 입력된다. 부변속 H의 경우에

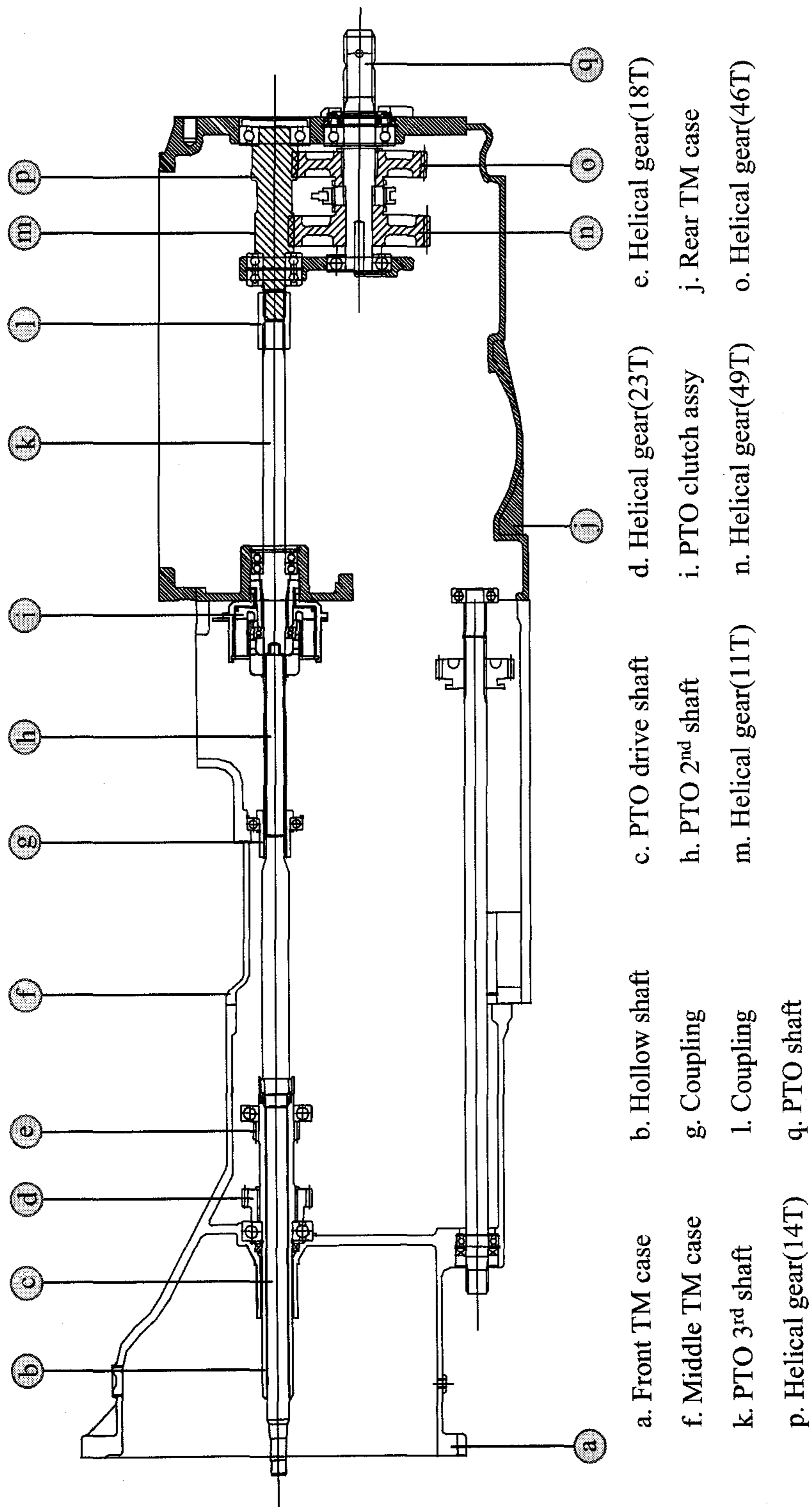


Fig. 3.1 PTO driveline of a tractor used for the study.

는 입력축과 출력축이 직결되며, 부변속 M, L의 경우에는 몇 단계의 감속이 이루어진다. 변속기는 전후진, 주변속, 부변속으로 구성되어 있으며, 변속기의 출력은 부변속의 출력이 된다. 부변속의 출력은 차동장치로 전달되고 차동장치로 전달된 동력은 최종 감속 기어와 최종 구동축을 통하여 좌우 구동륜으로 전달된다.

PTO 전동 라인에서는 엔진의 출력이 PTO 클러치를 통하여 직접 PTO 변속부로 전달된다. PTO 변속부로 전달된 동력은 PTO축을 통하여 트랙터 외부의 작업기로 전달된다. 전륜 전동 라인은 부변속에는 포함되어 있으며, 상시 물림 방식을 채택하고 있다.

그림 3.2 본 연구에서 연구 대상 트랙터로 선정된 동양물산기업주식회사의 T502 트랙터이고, 표 3.1은 T502 트랙터의 주요 제원을 나타낸 것이다.



Fig. 3.2 A view of tractor used for the study.

Table 3.1 Specifications of tractor used for rattle noise measurement

Items	Specifications
Model	T502, Diesel
Rated power/speed	50 ps/2,500 rpm
Displacement/Cylinder	2,911 cc/3 cylinders
Transmission gears	Forward/Reverse 12/12
PTO speed	561, 760 rpm

제2절 PTO 전동 라인의 치타음 측정과 분석

1. 측정 장치와 분석 방법

PTO 치타음의 측정과 분석은 그림 3.3의 순서에 따라 실시하였다. 계측과 신호 처리에 사용된 장비는 마이크로폰, 신호 증폭기, 테이프 레코더, 신호 분석기이며 각 장비의 제원은 표 3.2에서와 같다. 치타음은 4조건 즉, PTO 클러치 해제, PTO 변속 중립, PTO 속도 561 rpm, PTO 속도 760 rpm인 상태에서 측정하였다.

치타음은 개방된 공간의 평탄한 지면에 트랙터를 정차시킨 후 그림 3.4에서와 같이 2개의 마이크로폰을 설치하여 측정하였다. 1개의 마이크로폰은 PTO축을 바라보았을 때 PTO축 중심에서 좌하 45° 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 트랙터 주위의 사람들이 느끼는 치타음의 수준을 평가하기 위한 것이었다. 치타음 측정 장소의 암소음은 54.6 dBA이었다.

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 12.8 kHz 범위에서

FFT 분석을 실시하였다. 데이터 측정 시간은 30초, 샘플링(sample rate)은 $\Delta t=30.5\mu s$, $\Delta f=2\text{ Hz}$ 로 하였으며, 필터링 주파수 밴드는 차단 주파수가 22.4 Hz인 고주파 통과 필터(high-pass filter)를 사용하였다. 마이크로폰은 제조업자의 지침에 따라 측정할 때마다 보정하였다.

엔진 속도는 공회전 상태에서 890 rpm으로 설정하였으며, 실제 엔진 속도는 그림 3.5에서와 같이 크랭크축에 비접촉 반사식 타코미터 프로브를 등간격으로 설치하여 측정하였다.

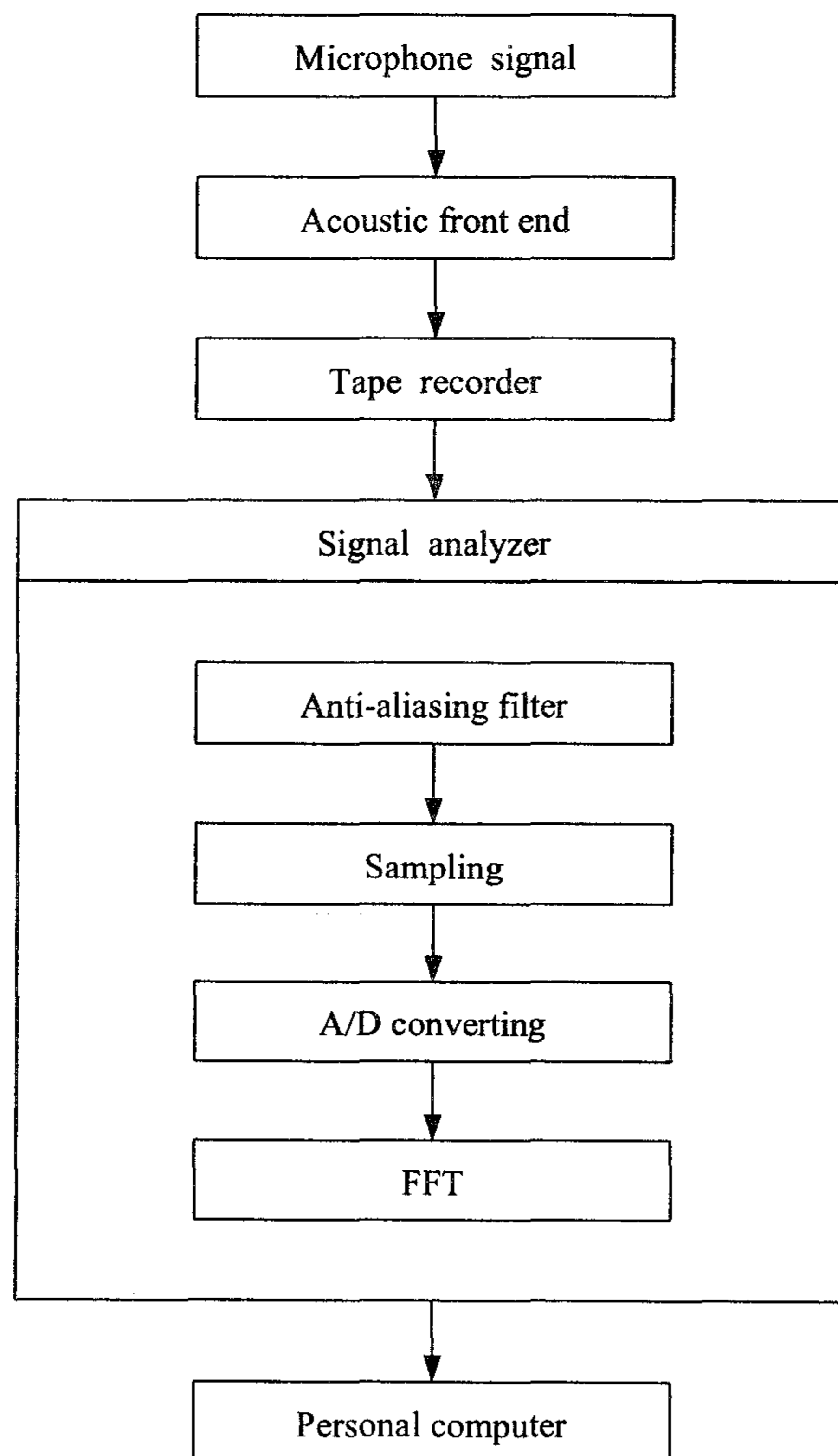


Fig. 3.3 Block diagram for rattle noise measurement and analysis.

Table 3.2 Specifications of equipments used for measurement and analysis of rattle noise

Equipment	Model	Specifications
Signal analyzer	B&K 3560	4ch. signal analyzer 50 to 6400 line FFT 25 kHz input module Generator and sampling module 25 kHz zoom processor
Microphone	B&K 4190	Sensitivity: 50 mV/Pa Freq. range: 1 Hz ~ 20 kHz
Tape recorder	Sony PC208Ax	Freq. range: DC to 20kHz in 4ch. 16 bit quantization
Acoustic front end	B&K 5968	Gain: 0, 20, 40 dB Filter: A-weighting or Linear Freq. range: 0.5 Hz ~ 20 kHz
Tachometer probe	B&K MM0024	Freq. range: 200 to 20,000 rpm Output voltage: 4 ~ 12 V DC
Tachometer	SEIKI TM4010	Freq. range: 30 to 30,000 rpm Resolution: 0.01 rpm Accuracy: $\pm 0.05\%$ ± 1 digit
Sound level calibrator	B&K 4231	Accuracy: ± 0.2 dB Calibration freq.: 1 kHz (94 dB)

그림 3.5와 그림 3.6은 각각 마이크로폰과 타코미터 프로브를 설치한 모습을 나타낸 것이다.

치타음의 특성은 시간 영역, 주파수 영역, 시간-주파수 영역, 엔진 속도와 치타음의 관계, 치타음의 소음 수준(sound pressure level, dBA)으로 나누어 분석하였다. 주파수 영역 분석에서는 FFT 알고리즘을 사용하였으며, 시간-주파수 영역 분석에서는 웨이블릿 변환(wavelet transform)을 사용하였다. 또한, 치타음의 소음 수준은 1/3 옥타브(octave) 중심 주파수에 대한 dBA로 나타내었다.

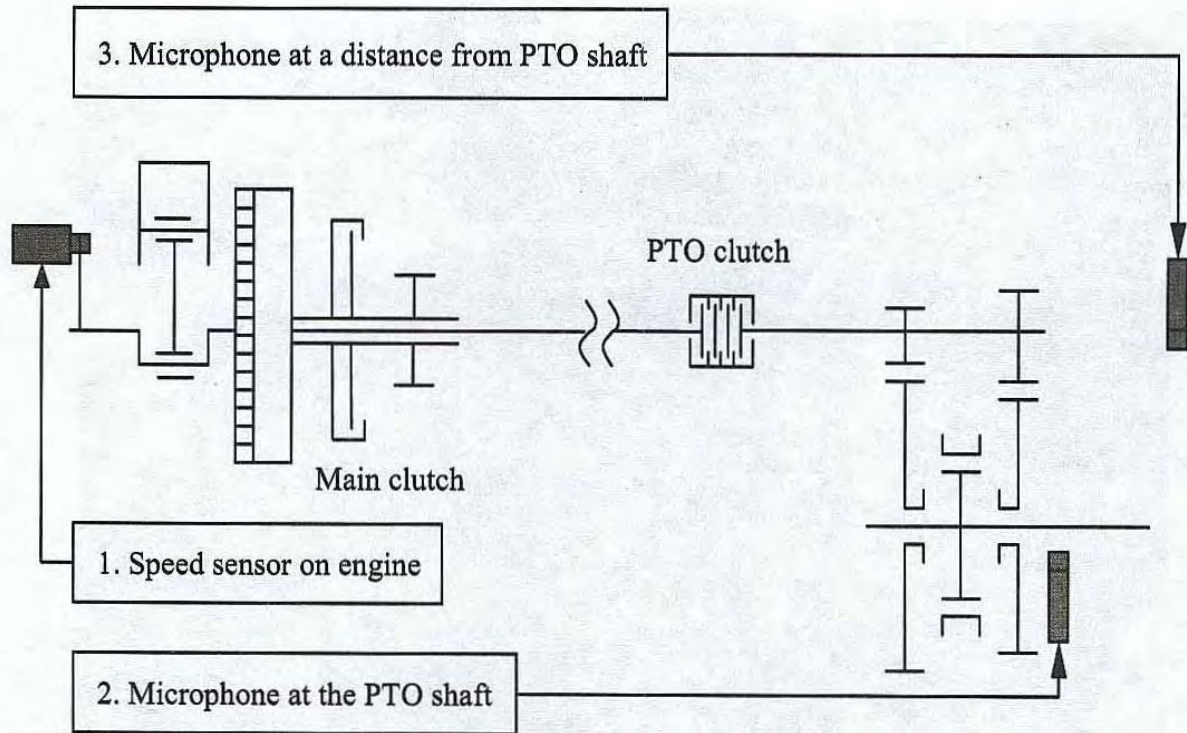


Fig. 3.4 Installations of microphones and speed sensor.

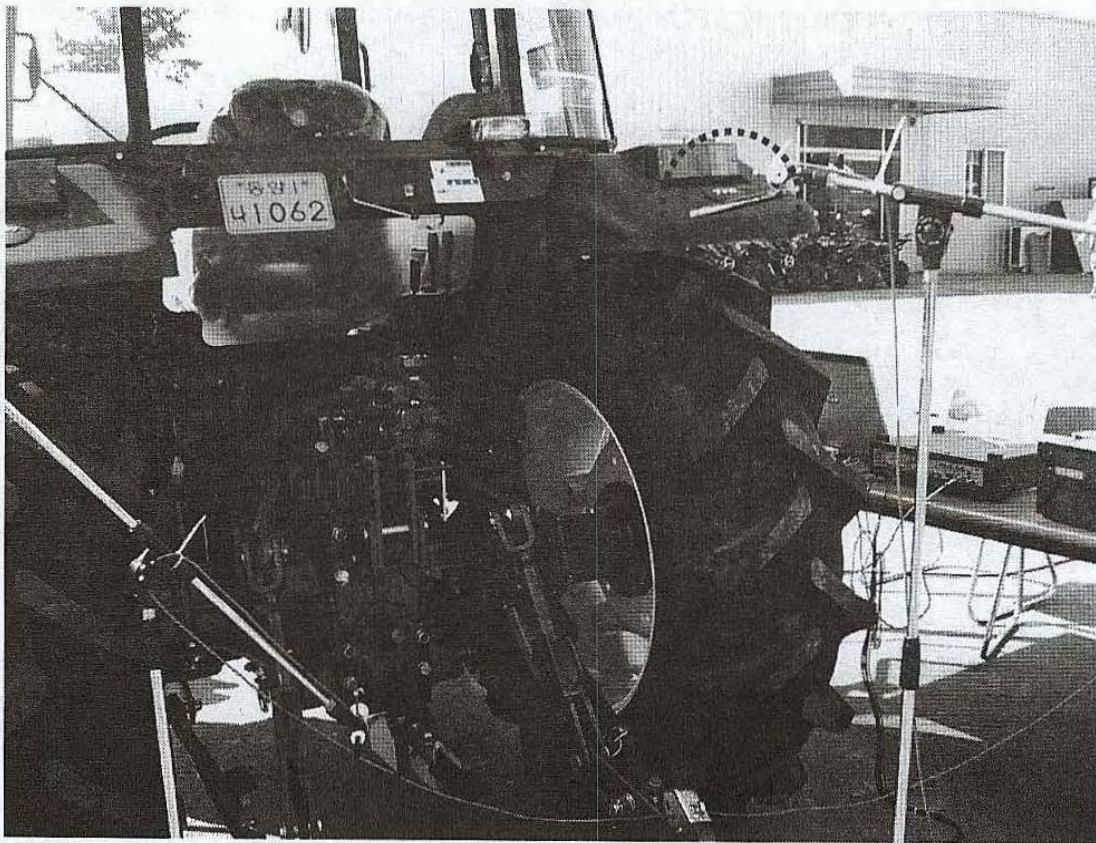


Fig. 3.5 Locations of microphones installed on PTO shaft.

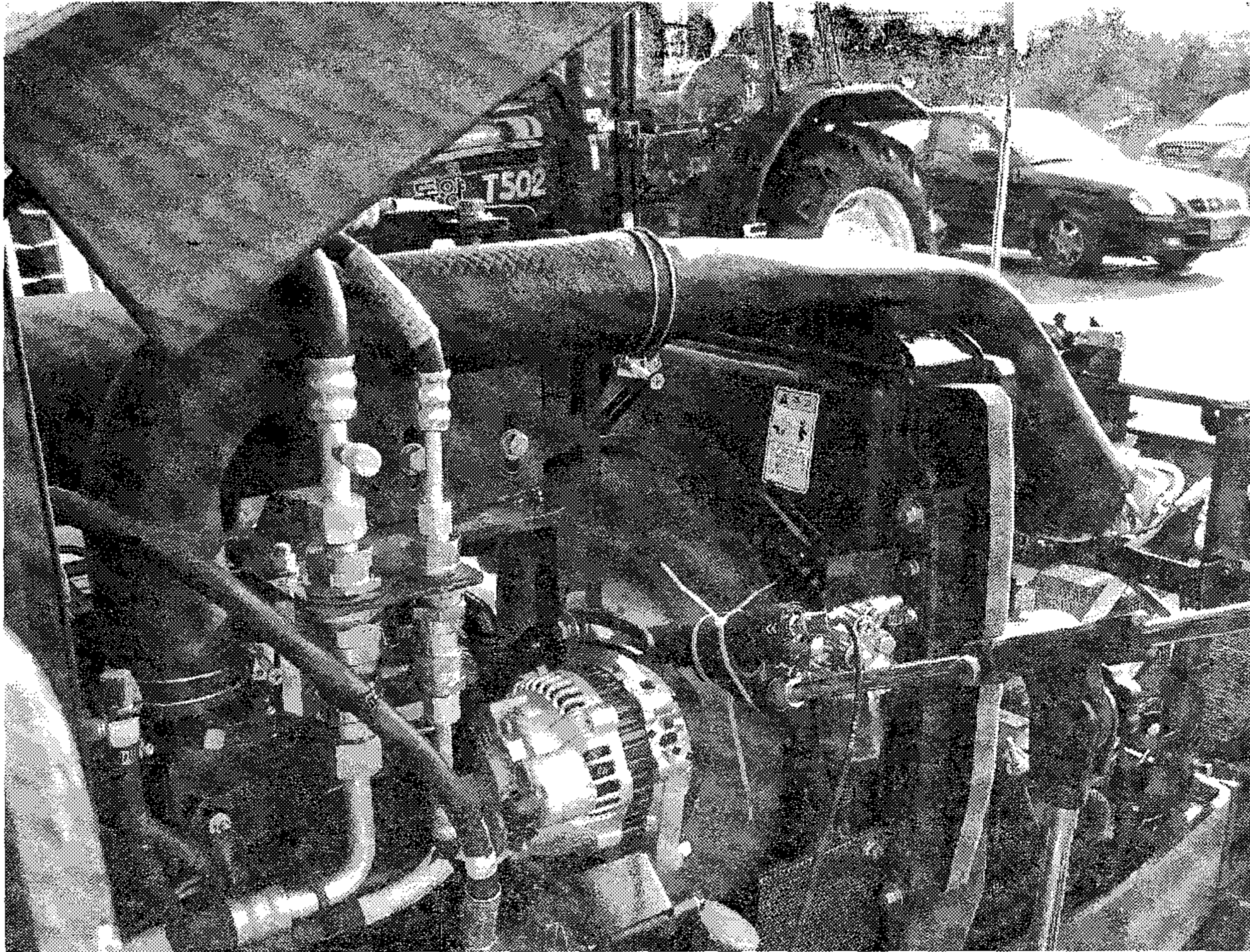


Fig. 3.6 Location of tachometer probe installed on crankshaft.

2. 국산 트랙터와 수입 트랙터의 치타음 비교 시험

국내에서 생산된 시험 트랙터의 PTO 치타음과 수입 트랙터의 치타음을 비교하기 위하여 PTO 전동 라인의 형식이 시험 트랙터와 동일한 수입 트랙터 I과 PTO 변속부까지 2번의 변속 과정이 필요한 수입 트랙터 II를 선정하였다. 수입 트랙터 I과 II의 주요 제원은 표 3.3에서와 같다. 수입 트랙터 I의 경우, 엔진은 4기통으로서 공회전 속도는 680 rpm이었으며, PTO 변속부는 3단(540, 750, 1000 rpm)이었다. 수입 트랙터 II는 엔진이 4기통으로 공회전 속도는 780 rpm이었으며 PTO 변속부는 4단(정방향: 567, 799, 1130 rpm, 역방향: 449 rpm)이었다.

수입 트랙터 I의 치타음은 무부하 상태에서 엔진 속도와 PTO 단수를 각각 680 rpm, 1단(540 rpm)으로 하여 측정하였으며, II의 경우에는 각각 780 rpm, 1단(567 rpm)으로 하여 측정하였다. 마이크로폰은 시험 트랙터에서와 같은 위치에 설치하였다.

Table 3.3 Imported tractors used for rattle noise comparison

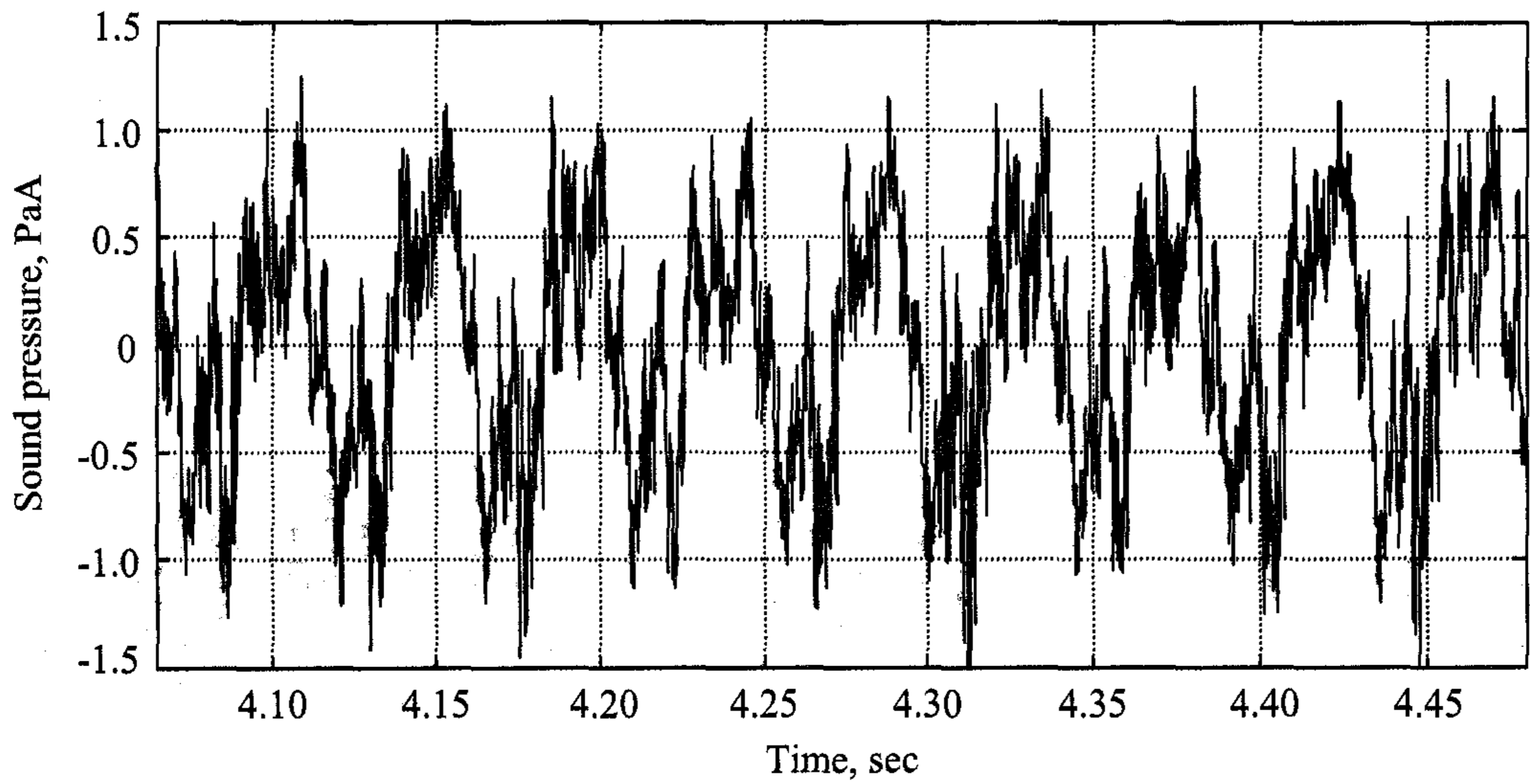
	Tractor I	Tractor II
Model/Maker	Dorado70/SAME	GM56/KUBOTA
No. of cylinders	4	4
Power	70 ps/2350 rpm	56 ps/2200 rpm
PTO speed, rpm	540/750/1000	567/799/1130
PTO driveline	Direct type	Indirect type
Rattle	Loud	Silent
Imported from	Germany	Japan

3. 치타음의 특징

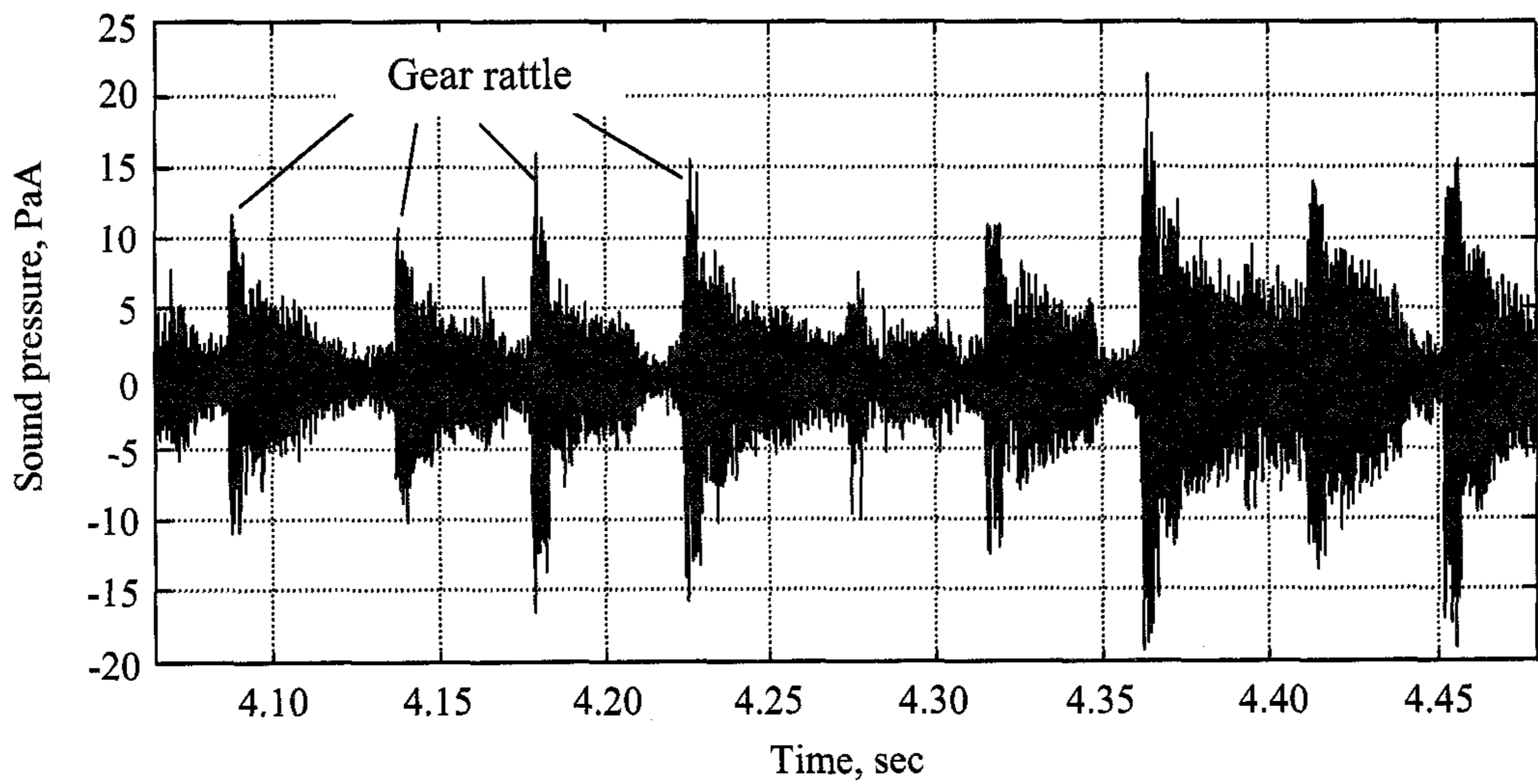
PTO 치타음은 시험 트랙터의 주클러치를 해제하고 PTO 클러치만을 연결한 상태에서 엔진 속도가 공회전 속도일 때 가장 크게 나타났다. 따라서 PTO 치타음의 특징은 이때를 기준으로 분석하였다.

그림 3.7은 엔진 속도를 공회전 속도인 890 rpm, PTO 변속을 중립으로 한 상태에서 PTO축과 인접한 마이크로폰으로 측정된 치타음을 시간 함수로 나타낸 것이다. 그림 3.7(a)는 PTO 클러치를 분리하였을 때이고, 그림 3.7(b)는 PTO 클러치를 연결하였을 때이다. PTO 클러치를 분리하였을 때는 PTO 변속부의 기어가 회전하지 않기 때문에 치타음이 일어나지 않는다. 즉, 이때의 소음은 대부분 엔진에서 기인한 소음이다. PTO 클러치를 분리하였을 때 소음의 최대 음압은 1.4 PaA이었으며, 주기는 0.045초로서 엔진의 폭발 주기와 일치하였다. PTO 클러치를 연결하였을 때는 PTO 변속부의 기어가 충돌하여 치타음이 발생하였다. 이 치타음의 최대 음압은 21.5 PaA로서 클러치를 분리하였을 때보다 약 15배 정도 높은 소음이었다. 또한, 최대 음압의 주기는 0.045초, 주파수는 22.2 Hz이었으며, 그림 3.7(b)에서와 같이 엔진의 폭발 행정 직후에 나타났다. 이는 엔진의 폭발 행정 주파수인 22.3 Hz와 거의 일치하였다. 즉, 치타음의 주기는 엔진의 폭발 행정 주기와 일치하였으며, PTO 전동 라인의 기어 충돌은 엔진의 폭발 행정에 의하여 일어나는 것으로 판단되었다. 이상의 분석 결과로부터 치타음은 엔진의

폭발 행정과 같은 주기적인 특징을 가진 것으로 판단되었다.



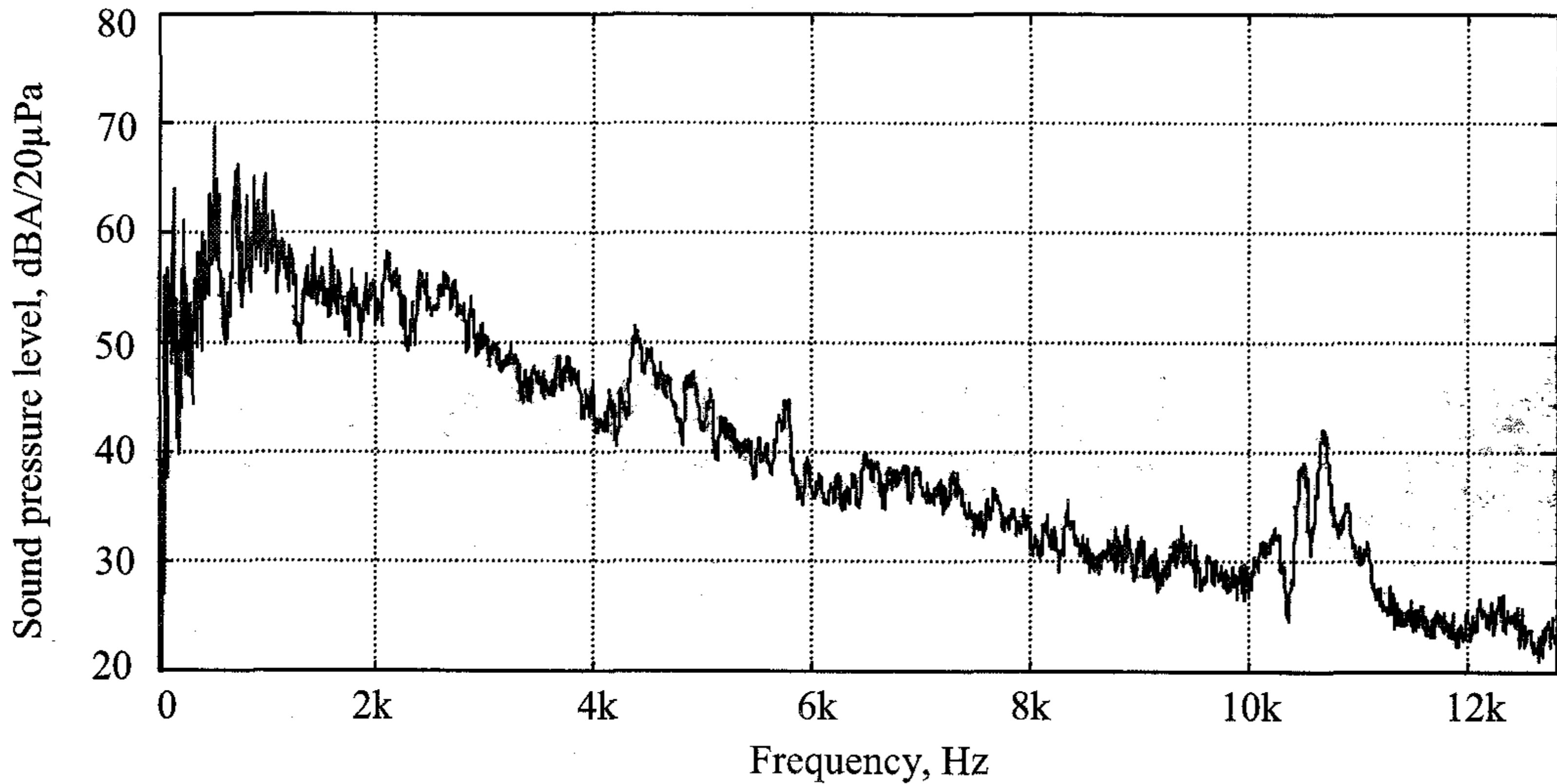
(a) PTO clutch disengaged



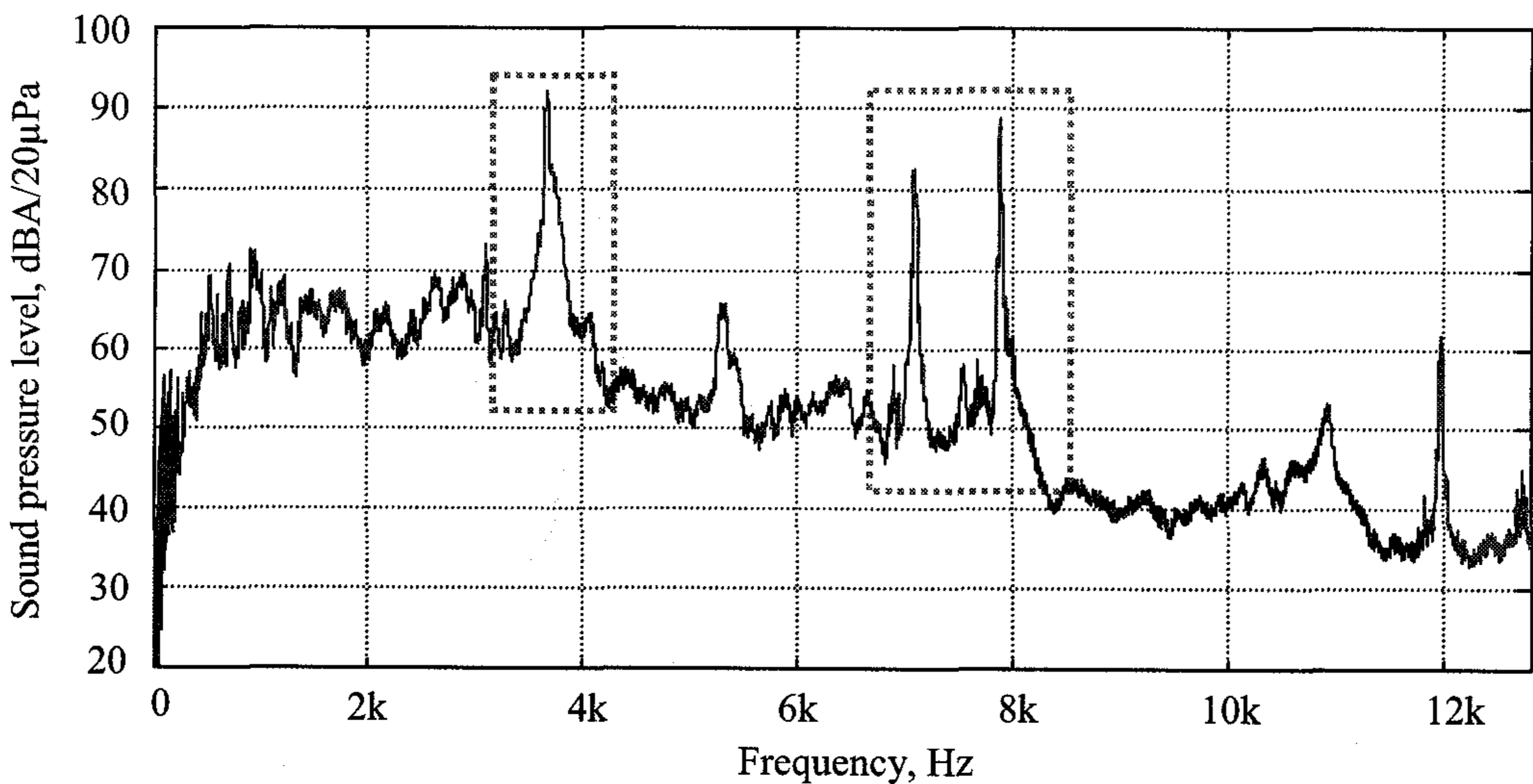
(b) PTO clutch engaged

Fig. 3.7 Time history of rattle noise at an engine speed of 890 rpm.

그림 3.8은 시간 함수의 치타음을 주파수 영역으로 변환하여 나타낸 것이다. 그림 3.8(a)는 PTO 클러치를 분리하였을 때이고, 그림 3.8(b)는 연결하였을 때이다. 그림 3.8에서와 같이 PTO 클러치를 연결하였을 때는 PTO 클러치를 분리하였을 때 없었던 3.6, 7.1, 7.8 kHz 부근의 소음이 나타났다. 또한, 치타음의 주파



(a) PTO clutch disengaged



(b) PTO clutch engaged and PTO gear in neutral

Fig. 3.8 Analysis of rattle noise in frequency domain.

수는 0.5~10.0 kHz 범위에 분포하는 것으로 나타났다.

그림 3.9는 시간-주파수 영역의 분석 결과를 나타낸 것이다. 웨이블릿 변환을 이용하여 음압을 시간과 주파수 함수로서 나타낸 것이다. 시간, 주파수, 음압의 관계를 2차원 평면에 나타내기 위하여 음압의 크기는 색의 농담으로써 표현하였다. 이러한 분석을 통하여 시험 트랙터에서 측정된 치타음의 주기는 0.045초(22.2 Hz)이었으며, 피크 음압의 주파수는 3.6, 7.1, 7.8 kHz를 중심으로 한 0.5~10.0 kHz 범위에 있는 것으로 나타났다.

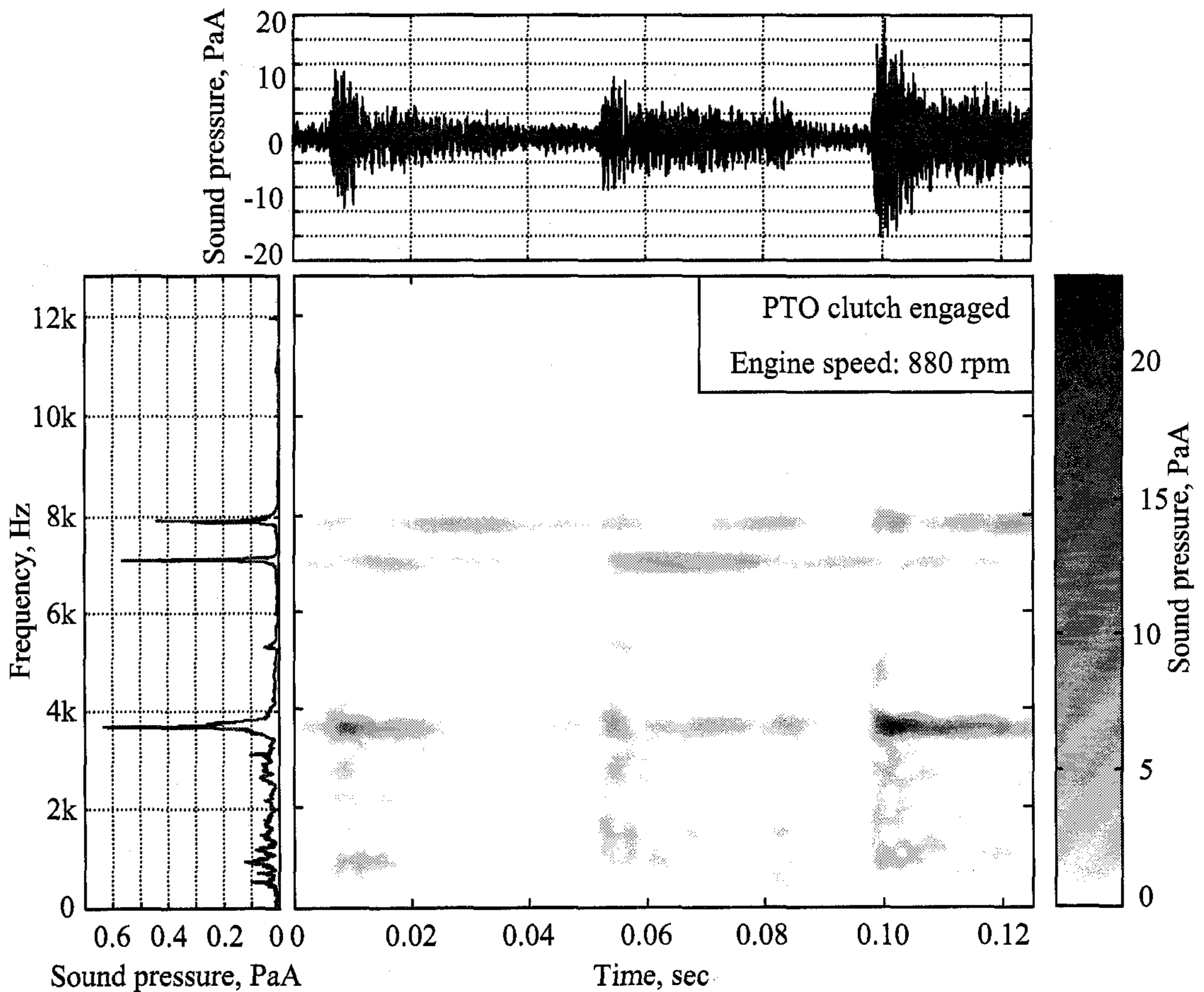
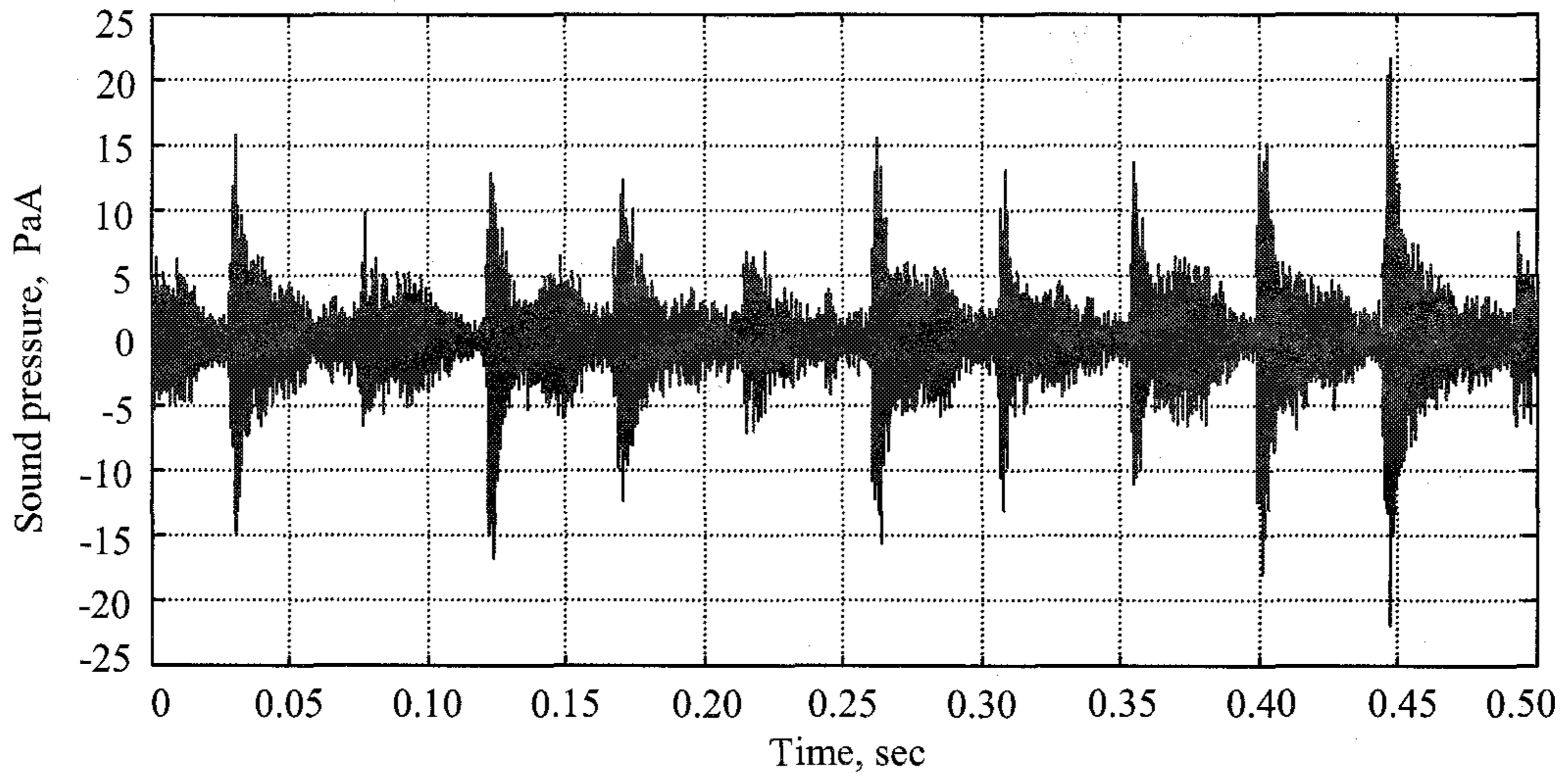
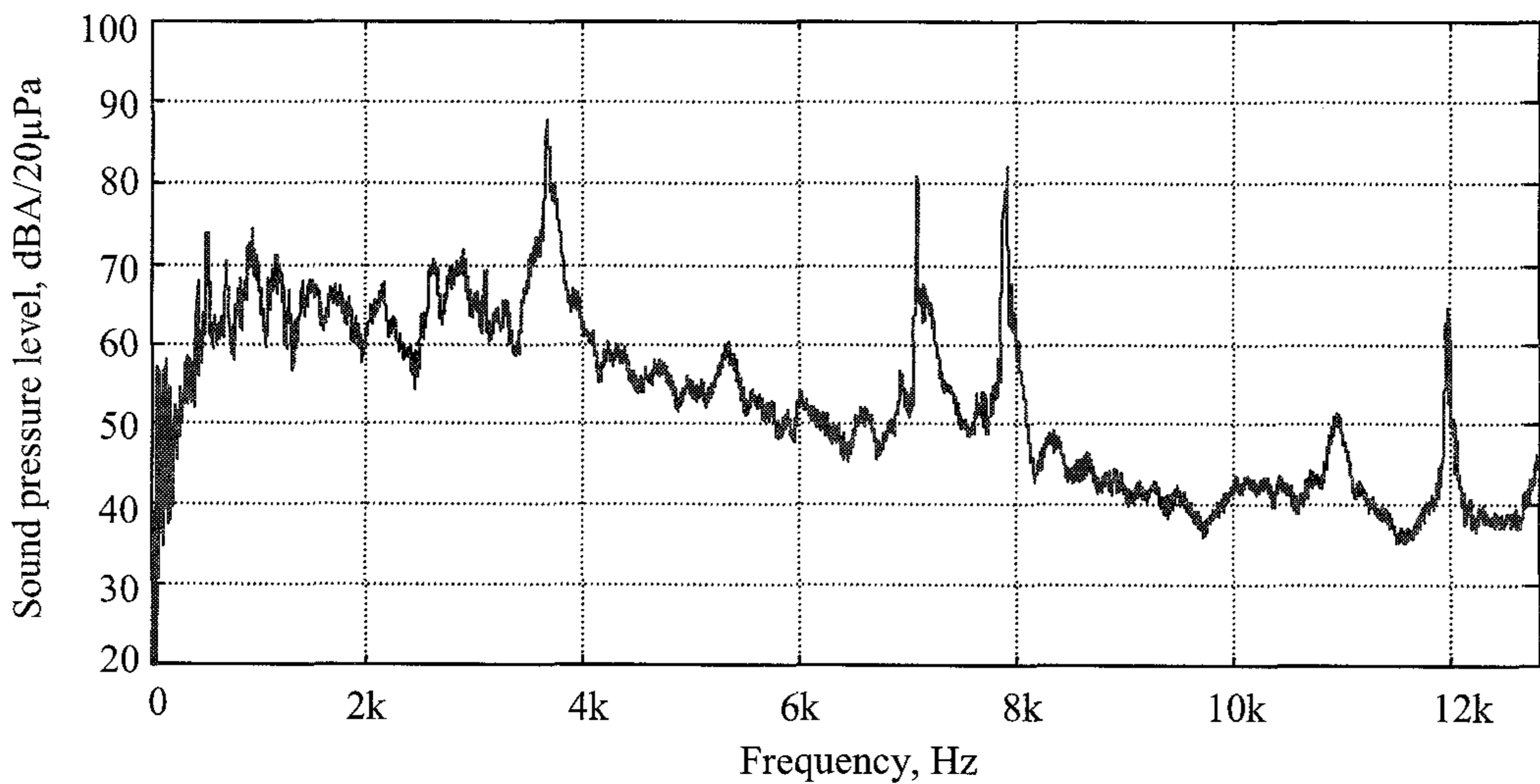


Fig. 3.9 Analysis of rattle noise in simultaneous time and frequency domain.

그림 3.10과 3.11은 엔진 속도를 890 rpm으로, PTO 변속을 각각 1단(561 rpm)과 2단(760 rpm)으로 설정한 상태에서 측정된 치타음을 시간 영역과 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 PTO 속도가 증가되더라도 치타음의 음압은 변하지만 주기와 주파수 대역은 변하지 않는 것으로 나타났다.

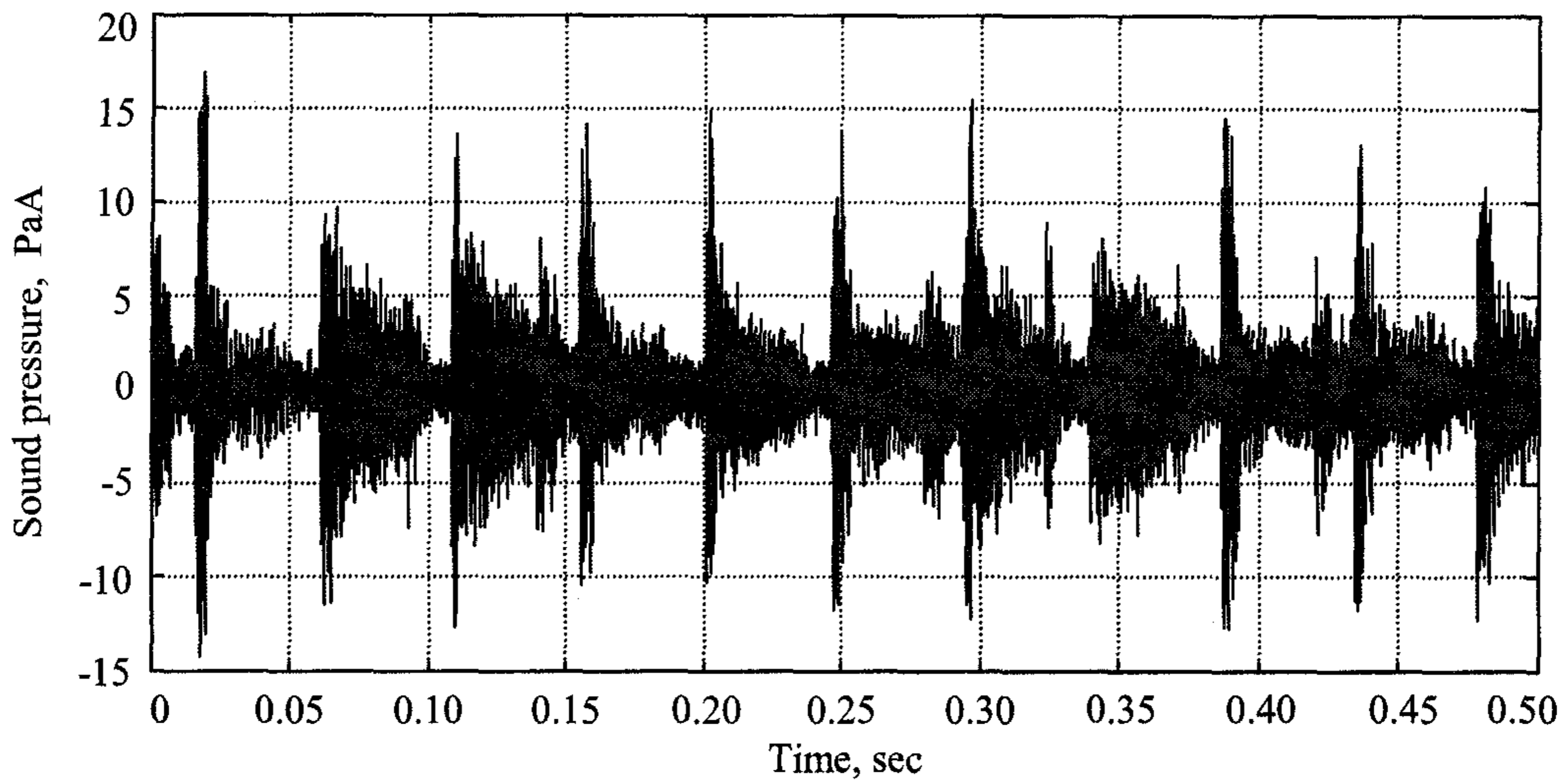


(a) Time domain

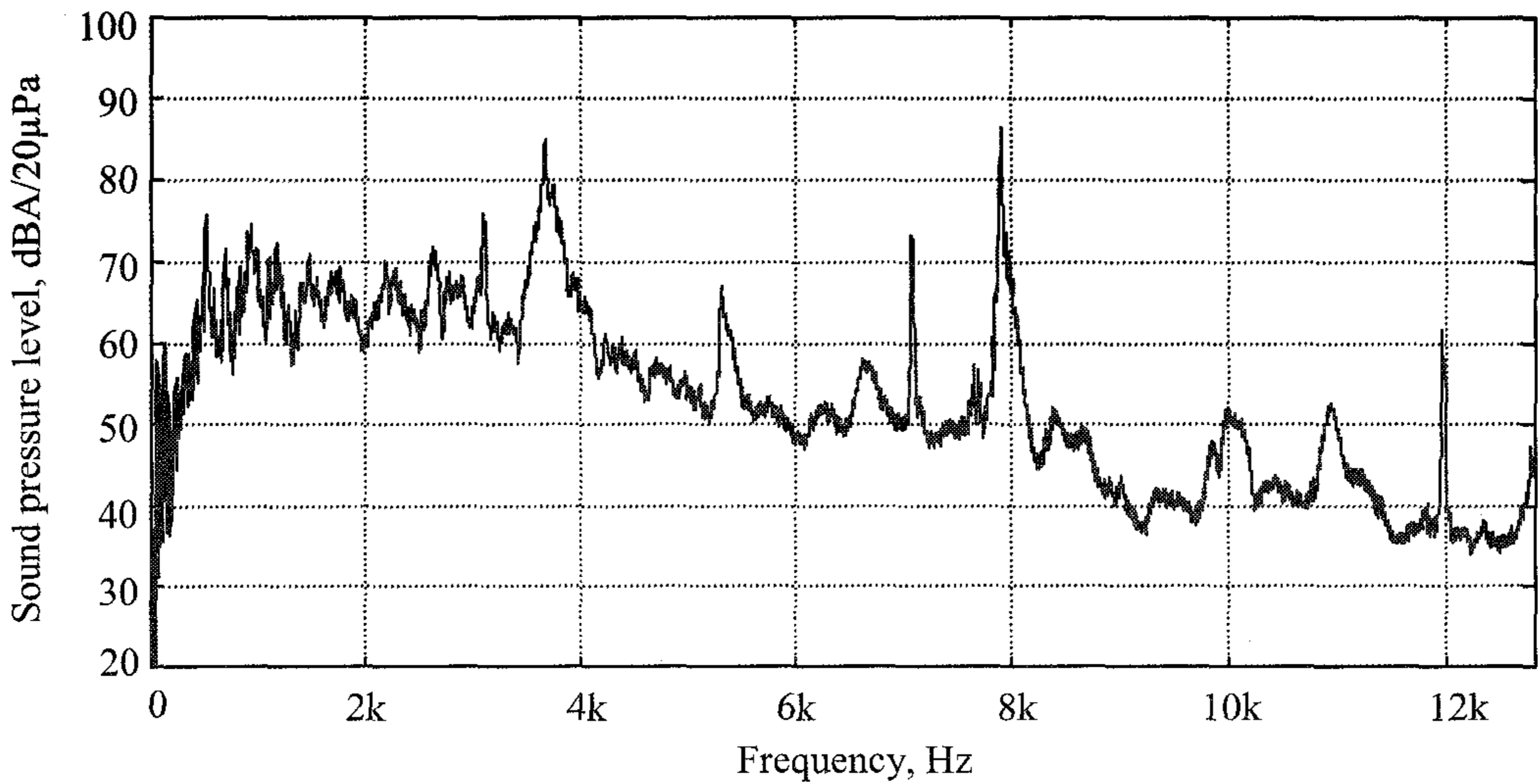


(b) Frequency domain

Fig. 3.10 Analysis of rattle noise at a PTO speed of 561 rpm with a constant engine speed of 890 rpm.



(a) Time domain



(b) Frequency domain

Fig. 3.11 Analysis of rattle noise at a PTO speed of 760 rpm with a constant engine speed of 890 rpm.

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 일치하는 것으로 나타났다.

엔진 속도가 치타음에 미치는 영향을 구명하기 위하여, PTO 변속을 중립으로

한 상태에서 엔진 속도를 공회전 속도 즉, 890 rpm에서 정격 속도인 2500 rpm까지 20 rpm씩 증가시키며 각각의 속도에서 치타음의 음압과 주파수의 관계를 분석하였다. 그림 3.12는 엔진 속도, 치타음의 주파수, 음압의 관계를 2차원 평면으로 나타낸 것이다. 음압의 크기는 색의 농담으로 표시하였다. 그림 3.12에서와 같이 엔진 속도가 증가하더라도 치타음을 구성하는 주요 주파수인 3.6, 7.1, 7.8 kHz 부근에서 음압의 크기는 큰 변화가 없었다. 즉, 치타음은 엔진 속도의 영향을 받지 않는 것으로 나타났다. 엔진 속도를 증가시키며 PTO 변속을 각각 1단, 2단으로 변화시켰을 때에도 주파수에 따른 음압의 분포는 동일하게 나타났다. 그림 3.13과 3.14는 각각 PTO 변속을 1단(561 rpm)과 2단(760 rpm)으로 설정하였을 때 엔진 속도, 치타음의 주파수, 음압의 관계를 나타낸 것이다. 그러나 엔진 속도가 증가하면 엔진 소음이 증가하면서 마치 PTO 변속부의 치타음이 감소한 것처럼 들리는데, 이것은 마스킹 효과(masking effect) 때문인 것으로 판단된다.

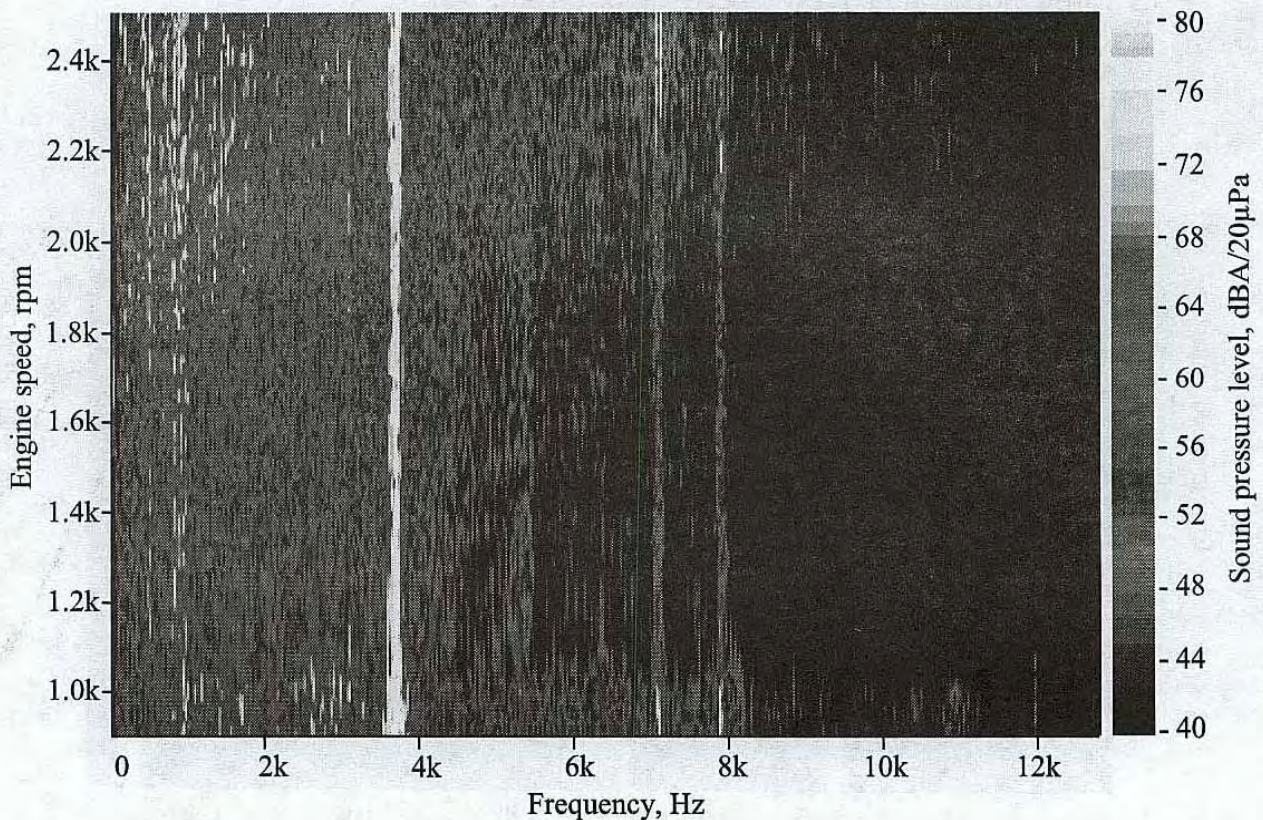


Fig. 3.12 Relations among engine speed, sound pressure and frequency of rattle noise with PTO at neutral.

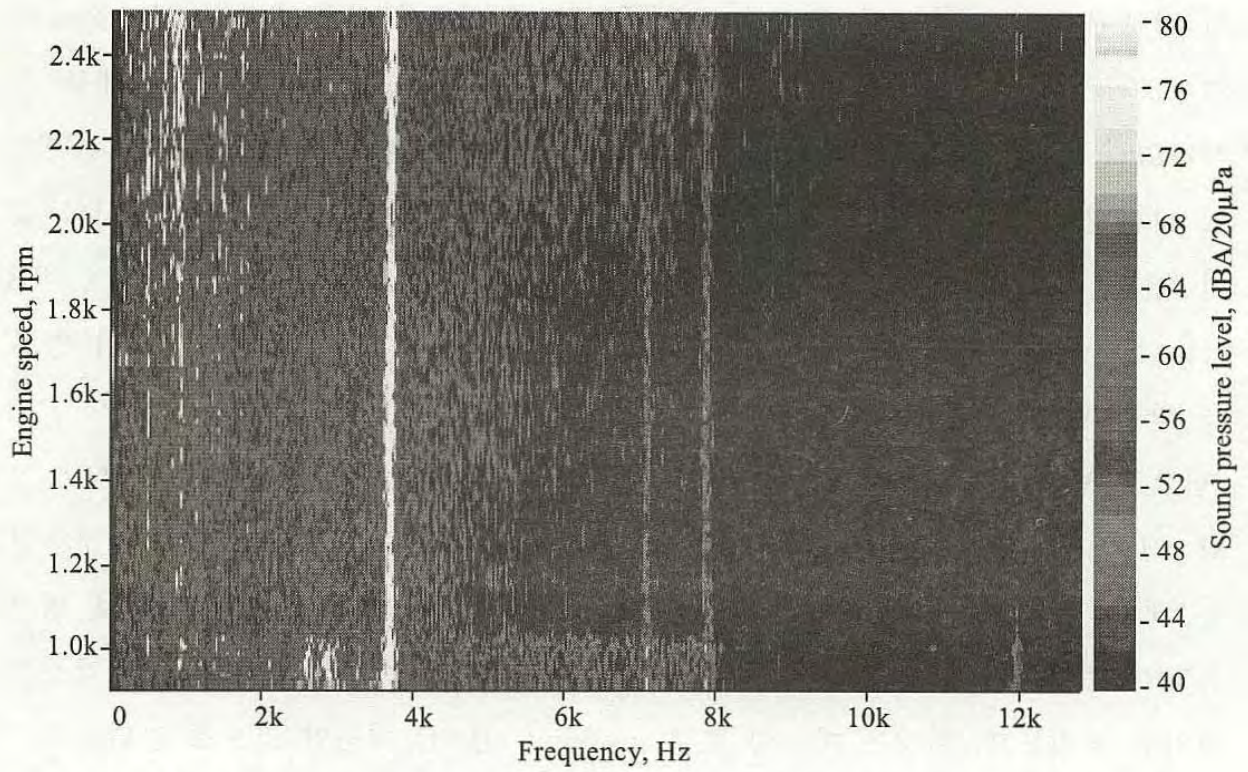


Fig. 3.13 Relations among engine speed, sound pressure and frequency of rattle noise at a PTO speed of 561 rpm.

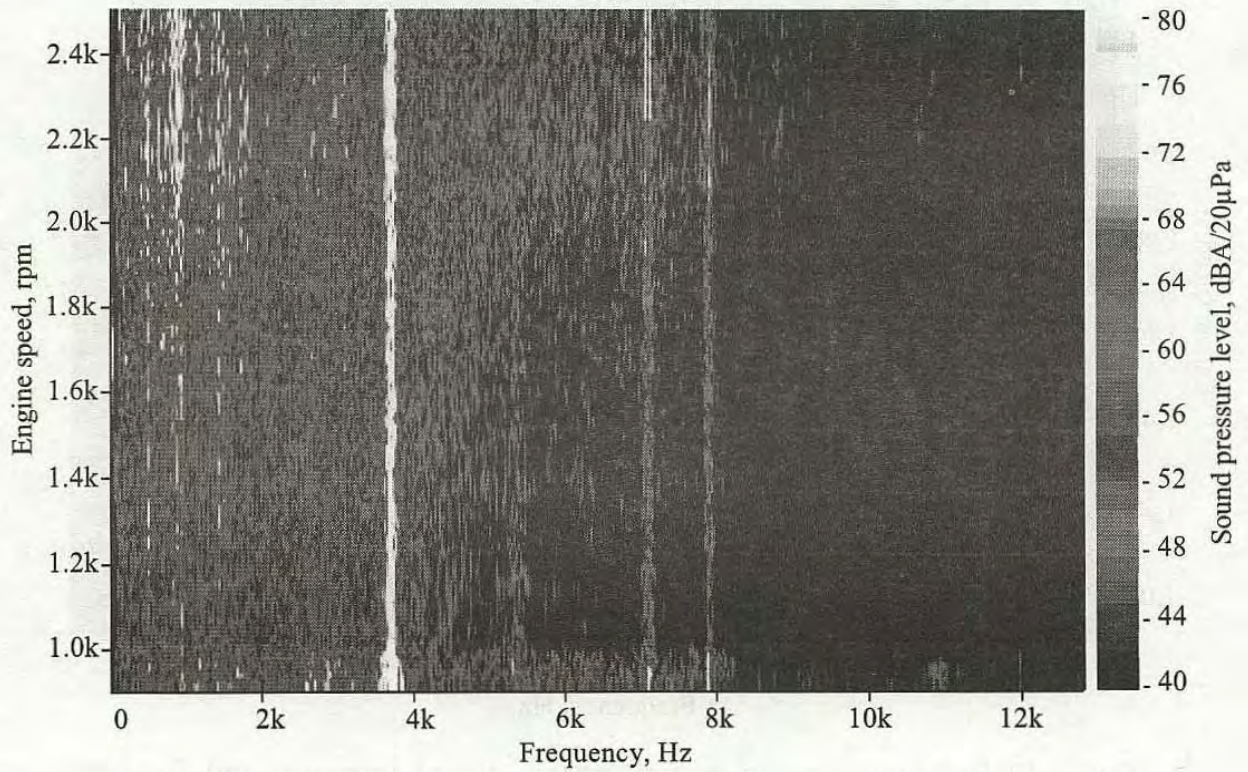


Fig. 3.14 Relations among engine speed, sound pressure and frequency of rattle noise at a PTO speed of 760 rpm.

PTO 변속부의 피동 기어와 치타움의 관계를 구명하기 위하여 그림 3.15에서와 같이 모드 해석(modal analysis) 기법으로 피동 기어의 주파수 응답 함수(FRF, frequency response function)를 구하였다. 표 3.4는 모드 해석에 사용된 장비의 제원을 나타낸 것이다. 그림 3.16과 3.17은 각각 PTO 변속부에 설치된 2개의 피동 기어에 대한 주파수 응답 함수를 나타낸 것이다. 그림 3.16은 기어 이수가 49개인 피동 기어의 것이며, 그림 3.17은 46개인 피동 기어의 것이다. 그림 3.16과 3.17로부터 이수가 49개인 피동 기어의 고유 진동수는 3.094, 7.077, 11.949 kHz이고, 이수가 46개인 피동 기어의 고유 진동수는 3.655, 6.497, 7.867 kHz인 것으로 나타났다. 피동 기어의 주파수 응답 함수와 그림 3.8(b)의 PTO 치타움의 주파수 영역을 비교하면, PTO 치타움에 큰 영향을 미치는 80 dBA 이상의 음압은 대부분 피동 기어의 고유 진동수 영역에서 나타났다. 즉, 높은 음압은 구동 기어와 피동 기어의 충돌 주파수와 피동 기어의 고유 진동수가 공진하여 발생하는 것으로 판단된다. 따라서 시험 트랙터의 PTO 치타움은 엔진 폭발에 의하여

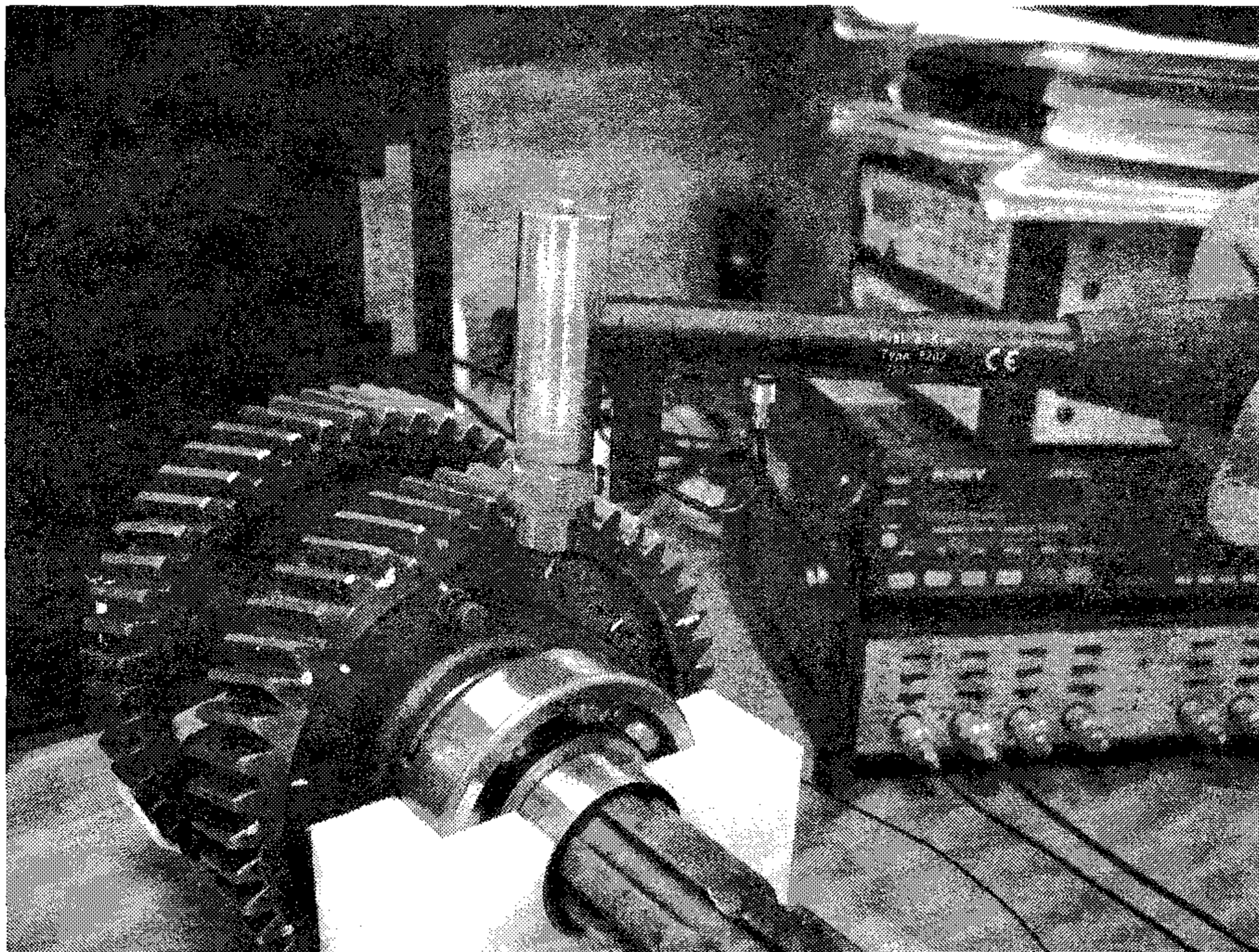


Fig. 3.15 Modal test for determination of frequency response function of driven gear.

Table 3.4. Specifications of the equipments used for the modal test

Equipment	Specifications
Signal analyzer	50 to 6400 line FFT, 4 channels. 25 kHz input module Generator and sampling module 25 kHz zoom processor
Charge amplifier	Frequency range: 0.3 ~ 40 kHz Max input: 7 Vrms
Impact hammer	Sensitivity: 0.95 pC/N Frequency range: 0.2 ~ 2000 Hz Force range: 300 ~ 1000 N
Accelerometer	Sensitivity: $0.3 \pm 2\%$ pC/msec ⁻² Frequency range: 0.1 ~ 16,500 Hz

PTO 전동 라인의 구동 기어와 무부하 상태의 피동 기어가 엔진 폭발 주기로 충돌하고, 피동 기어의 고유 진동수와 공진하여 발생하는 것으로 판단된다.

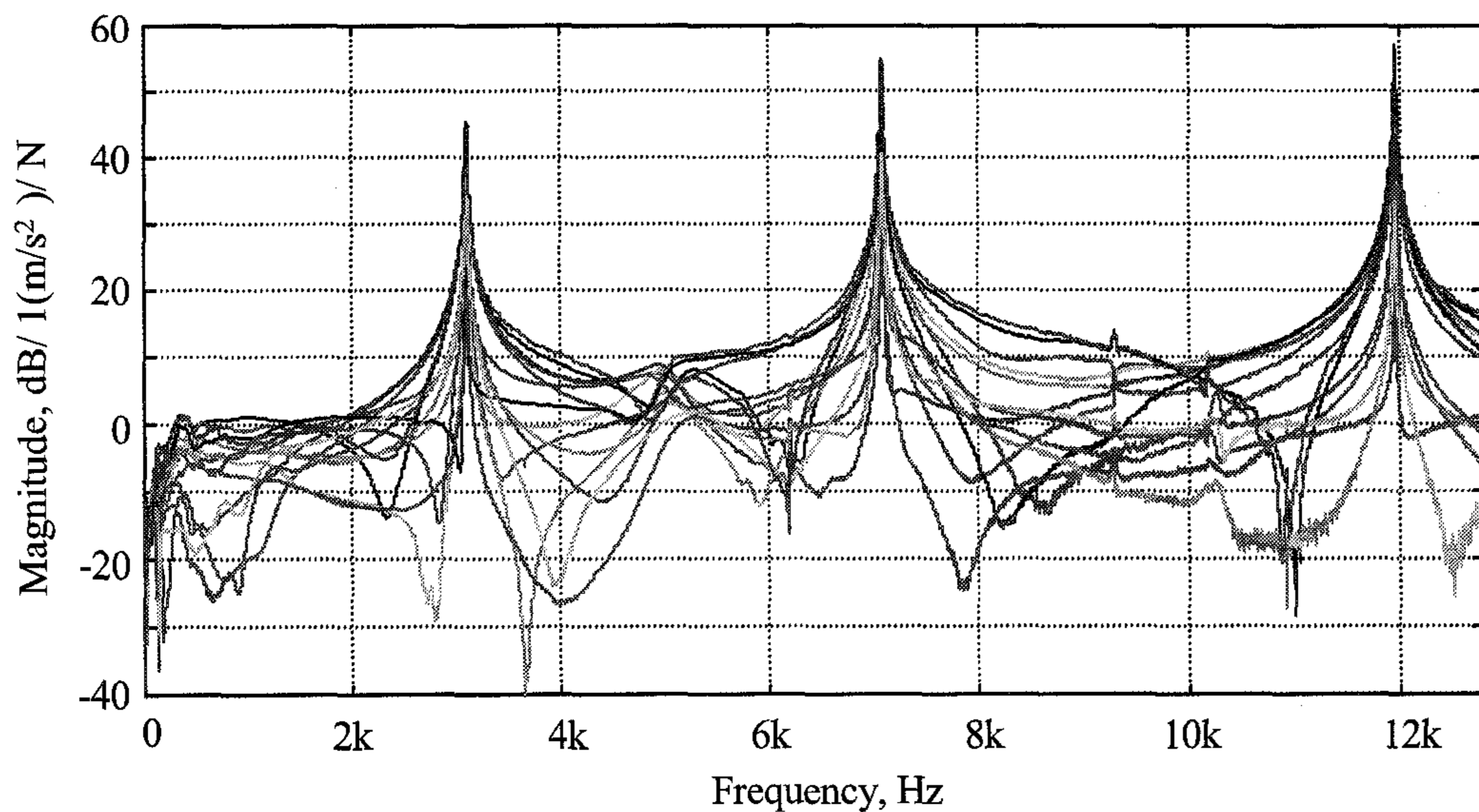


Fig. 3.16 Frequency response function of the 49-tooth driven gear.

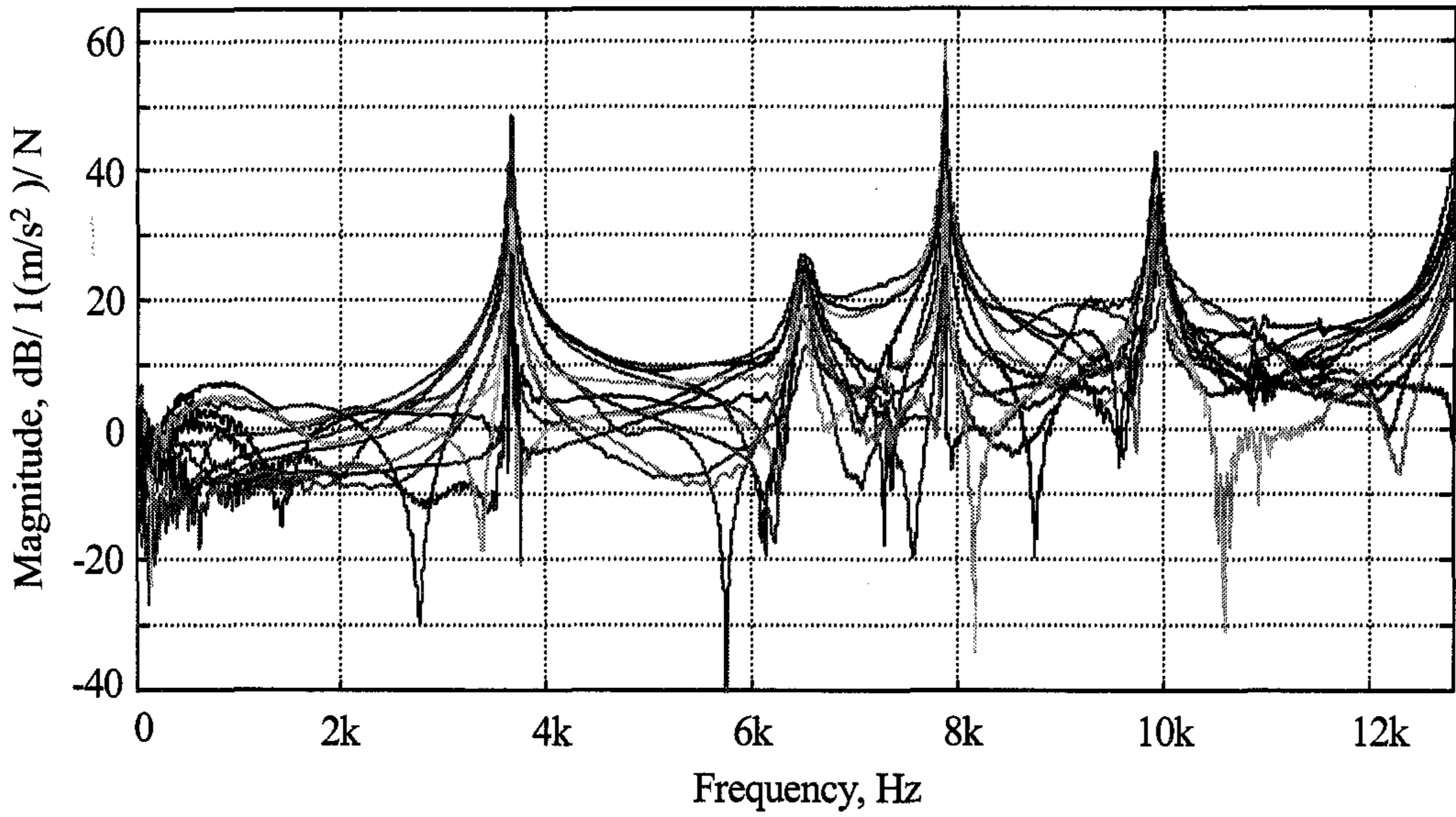


Fig. 3.17 Frequency response function of the 46-tooth driven gear.

4. 치타음 수준

1/3 옥타브 중심 주파수에 대한 PTO 치타음의 분석 결과는 그림 3.18과 3.19(b)에서와 같다. 그림 3.18은 PTO축 중심으로부터 3 cm 떨어진 곳에서, 그림

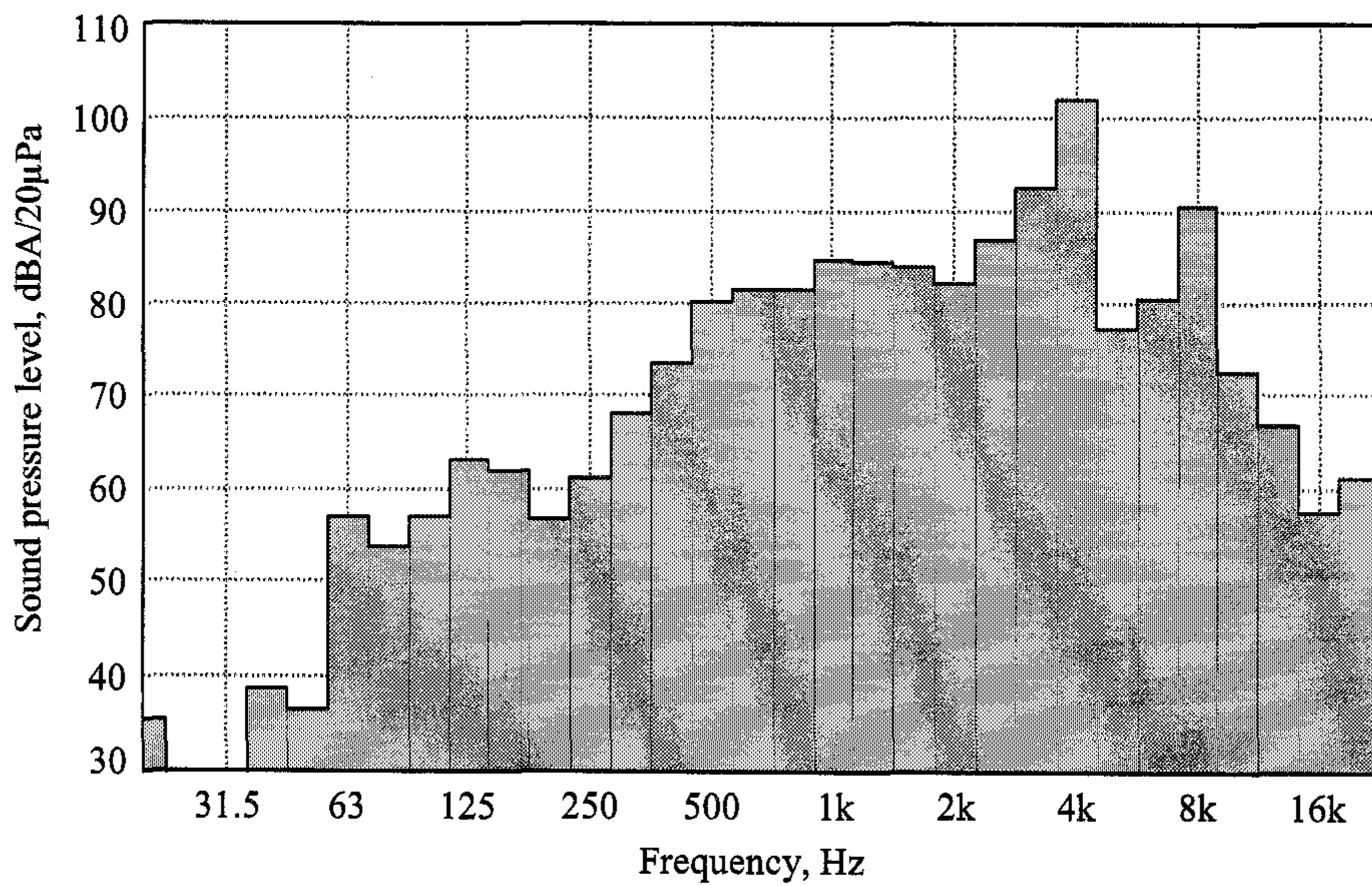
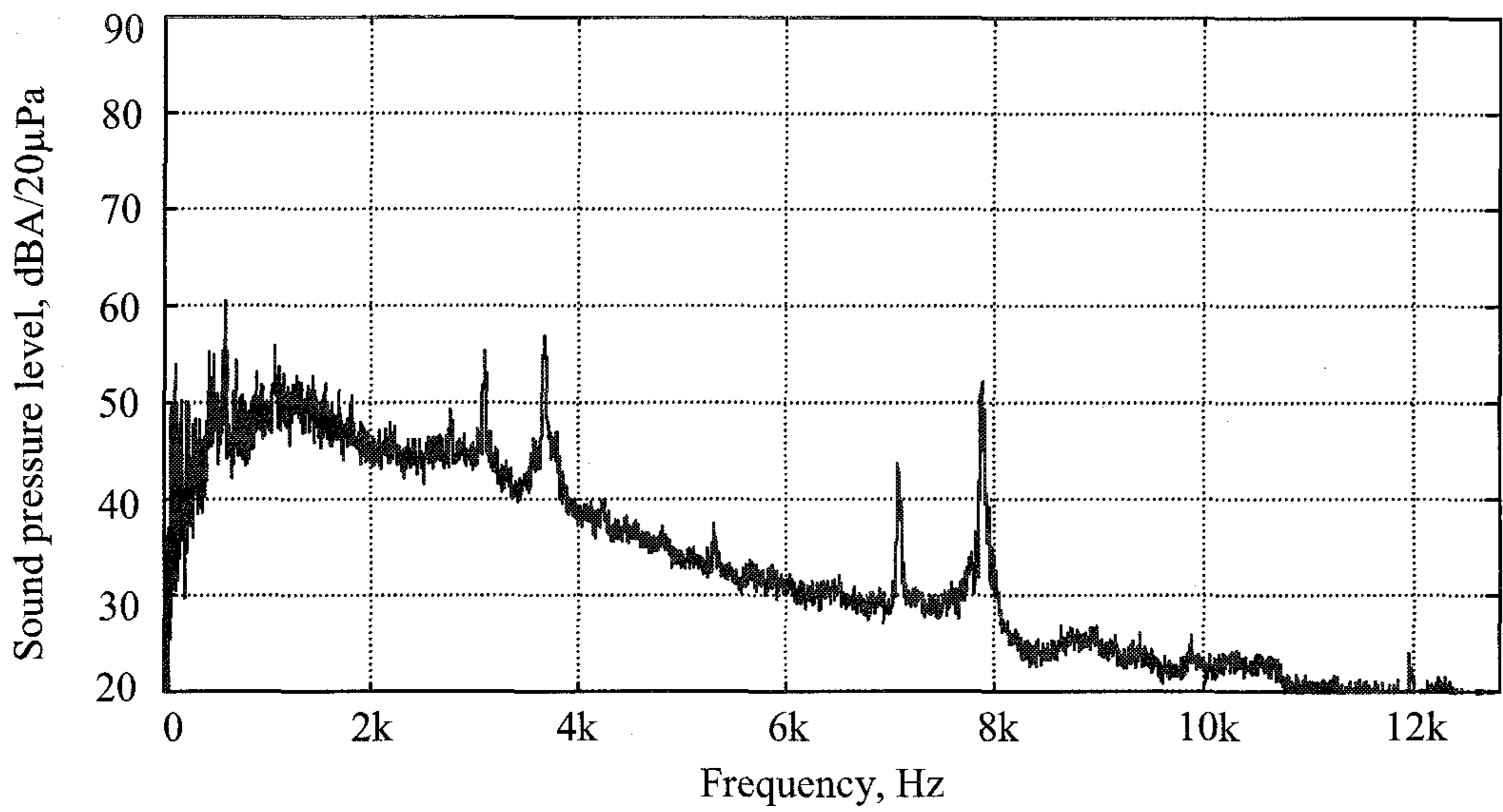
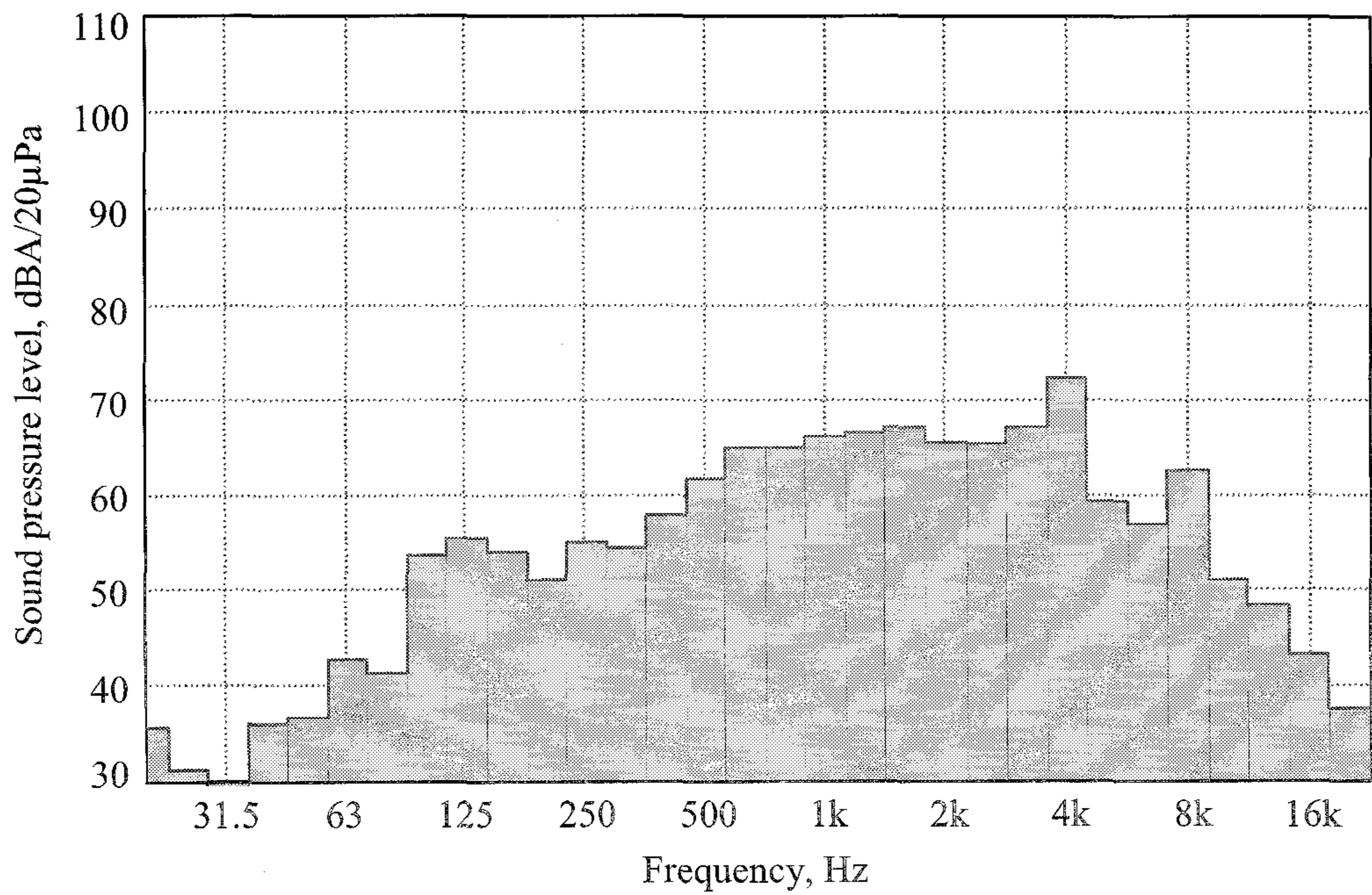


Fig. 3.18 1/3 octave analysis of rattle noise measured at the PTO shaft.



(a) Frequency analysis



(b) 1/3 octave analysis

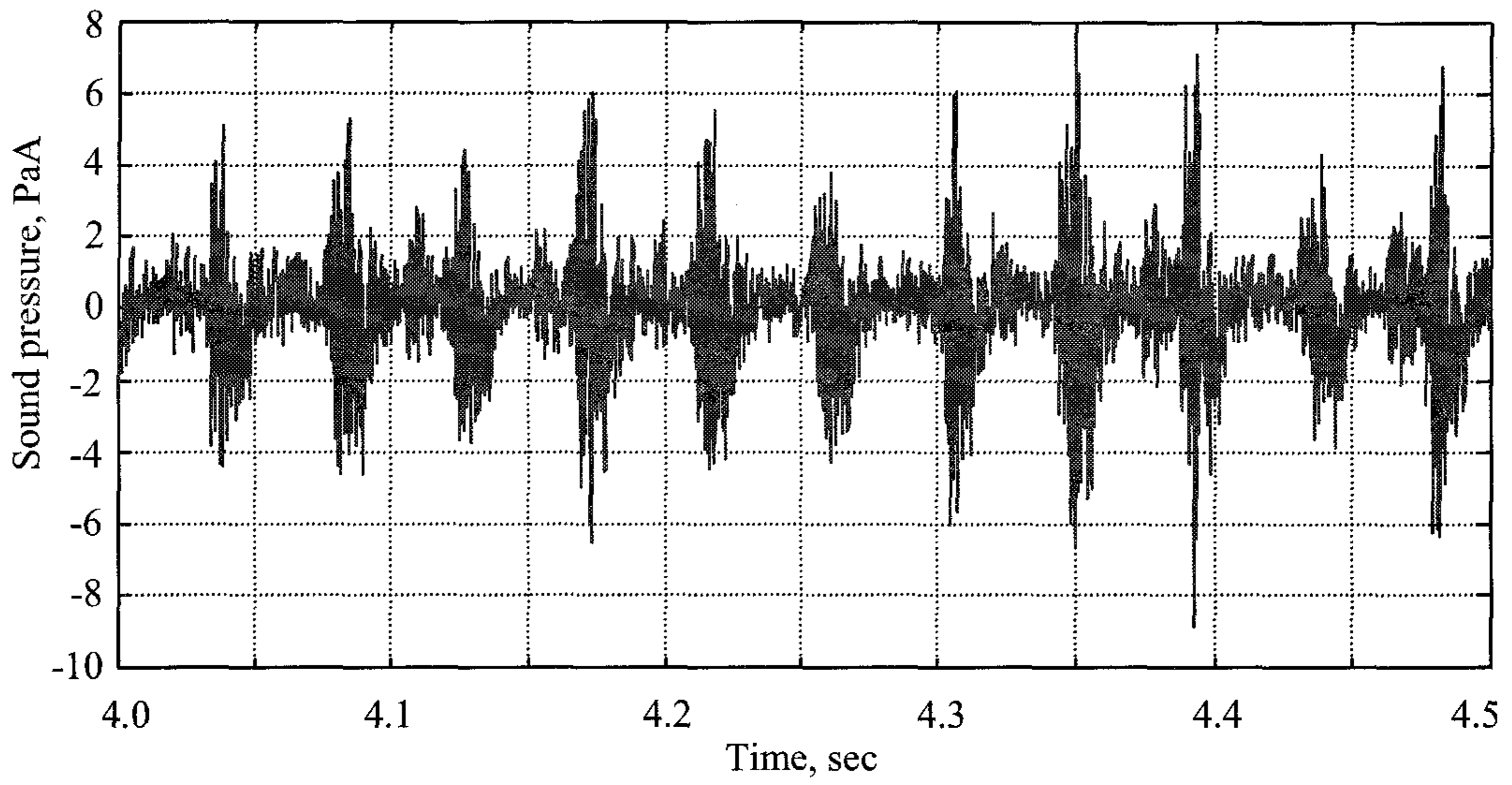
Fig. 3.19 Analysis of rattle noise measured at a distance of 1.9 m from PTO shaft.

3.19(b)는 PTO축으로부터 후방으로 1 m, 지상으로부터 높이가 1.6 m인 곳에서 측정된 치타음의 음압 수준을 나타낸 것이다. 두 위치에서 측정된 치타음의 총 음압 수준은 각각 102 dBA, 72.4 dBA이었다. 그림 3.18에서와 같이 PTO축과 가까운 곳에서 측정된 치타음은 3~8 kHz 범위에서 음압 수준이 90~100 dBA이었으며, 다른 주파수 성분에 비하여 음압 수준이 높았다. PTO축에서 멀리 떨어진 곳에서 측정된 치타음에서도, 그림 3.19(b)에서와 같이, 4 kHz 부근의 음압 수준이 다른 주파수에 비하여 크게 나타났으며, 그림 3.18과 비교하면 최대 30 dBA 이상 감소하였다. 이는 PTO축에서 멀어지면 트랙터 소음에서 치타음의 영향이 감소되기 때문인 것으로 판단된다. 그러나 피크 음압의 주파수는 그림 3.19(a)에서와 같이 3.6, 7.1, 7.8 kHz로서 인접하여 측정된 음압에서와 같은 것으로 나타났다.

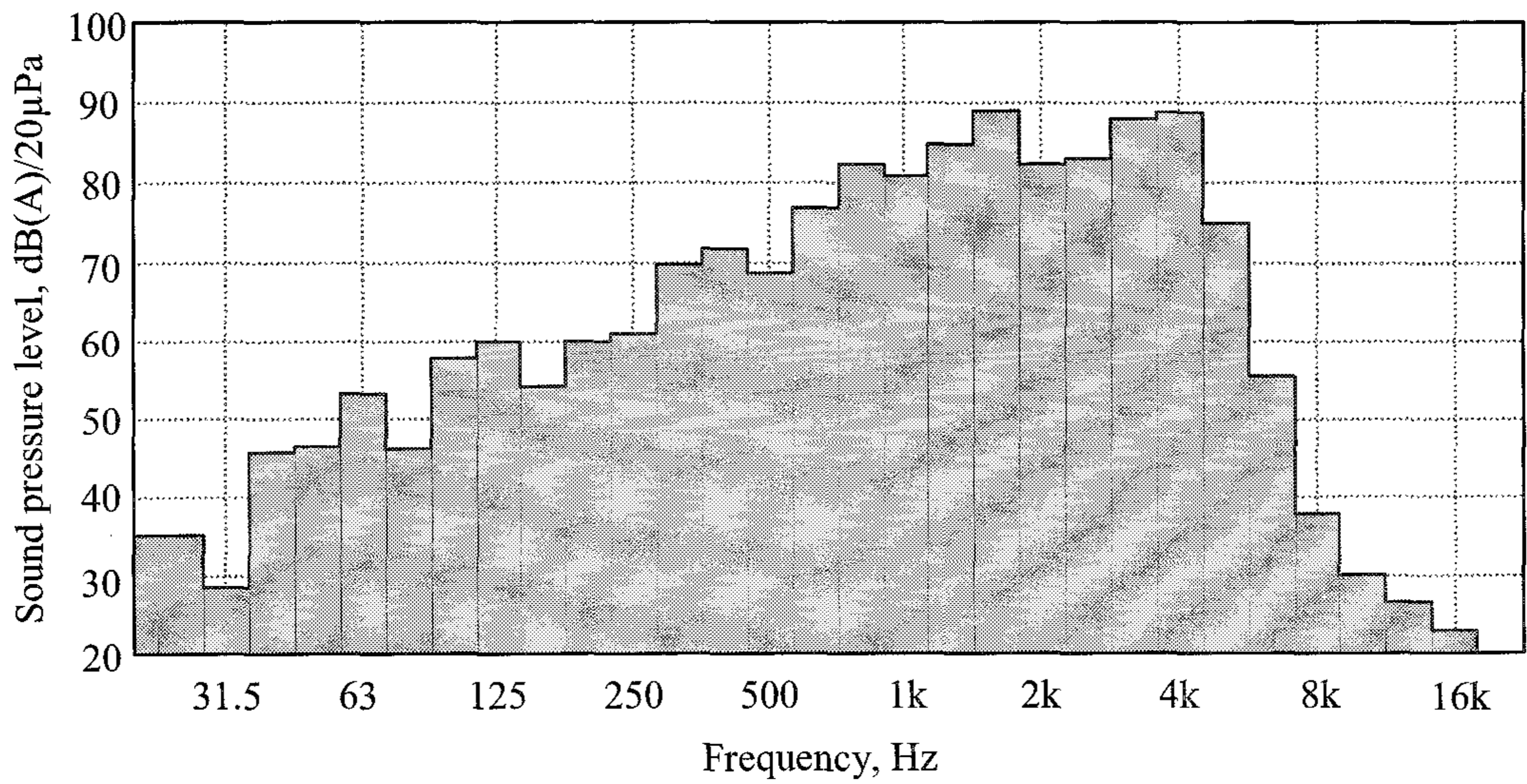
5. 수입 트랙터의 치타음

그림 3.20과 3.21은 각각 수입 트랙터 I과 II의 PTO 클러치를 연결하고 PTO 축과 인접한 위치에서 측정된 치타음을 시간 함수와 1/3 옥타브 중심 주파수의 함수로서 나타낸 것이다. 트랙터 I의 경우 치타음의 피크 음압 수준은 8 PaA이었으며(그림 3.20(a)), 피크 음압의 주기는 0.045초로서 엔진의 폭발 주파수인 22.4 Hz와 거의 일치하였다. 즉, 시험 트랙터의 경우에서와 같이 PTO 전동 라인의 치타음은 엔진의 폭발 행정과 같은 주기로 발생하였다. 또한 그림 3.20(b)에서와 같이 치타음의 주파수는 3~4 kHz 범위에 분포하고 있는 것으로 나타났다. 트랙터 II의 경우에는 피크 음압 수준이 1 PaA로서 트랙터 I에 비하여 1/10 수준이었다(그림 3.21(a)). 트랙터 II의 경우 PTO 클러치를 분리하였을 때에도 시간 영역의 음압 성분은 그림 3.21(a)에서와 같은 형태를 나타내었다. 즉, 트랙터 II에서는 PTO 변속부의 치타음이 거의 나타나지 않았으며, 대부분의 소음은 엔진에서 발생된 것으로 판단되었다.

음압 수준에서 수입 트랙터 I과 II의 차이가 큰 것은 PTO 전동 라인의 구조와 관련된 것으로 판단된다. 트랙터 I의 PTO 전동 라인은 엔진 직결식이다. 즉, 엔진의 토크 변동에 의하여 PTO 전동 라인의 무부하 기어에서 충동이 발생한다.

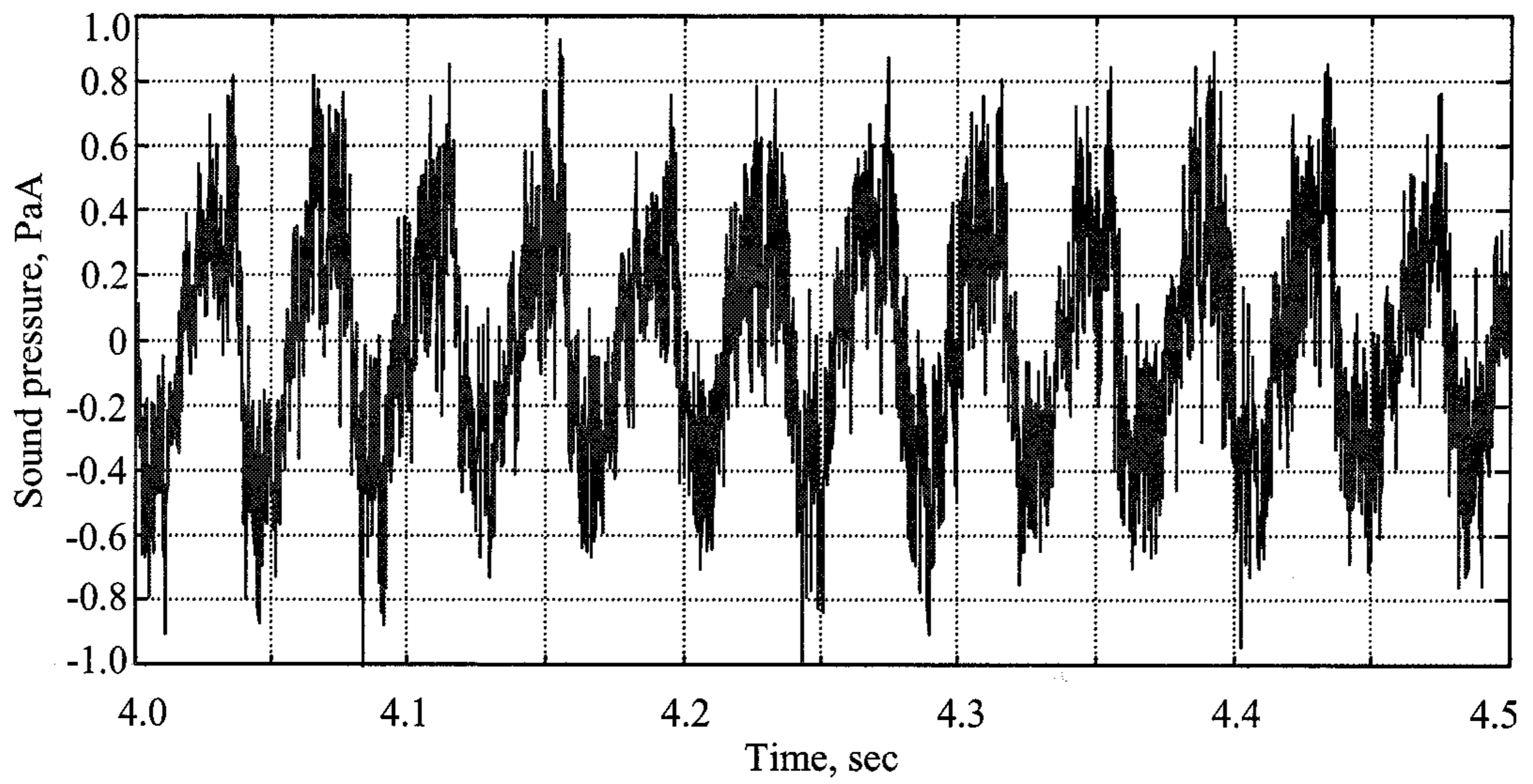


(a) Time history

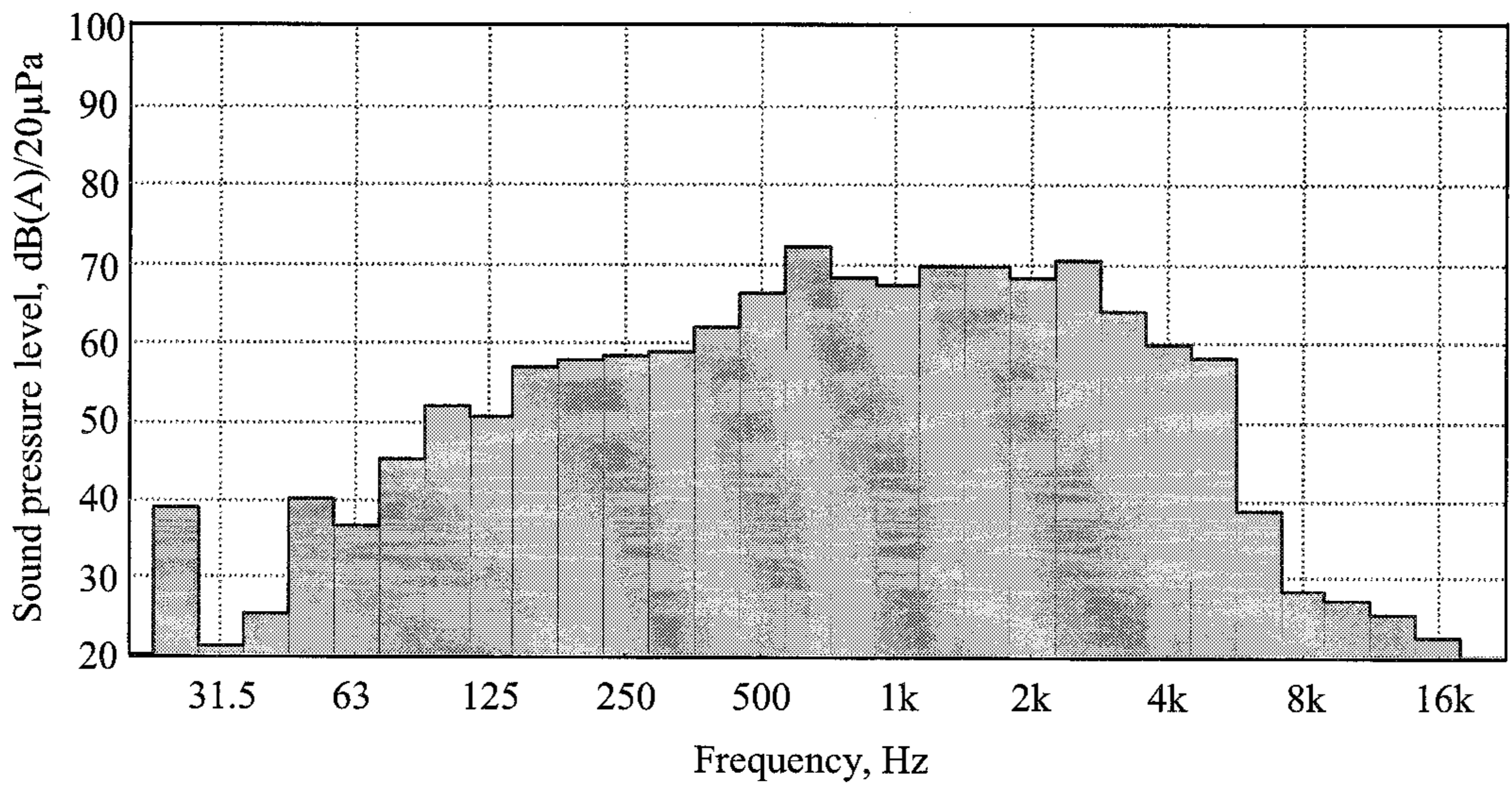


(b) 1/3 octave analysis

Fig. 3.20 Analysis of rattle noise of imported tractor I at the PTO shaft.



(a) Time history



(b) 1/3 octave analysis

Fig. 3.21 Analysis of rattle noise of imported tractor II at the PTO shaft.

그러나 트랙터 II의 경우에는 엔진의 토크 변동이 PTO축 구동 기어로 전달되기 이전에 2쌍의 기어를 통과하므로 대부분의 토크 변동은 중간축과 이 기어 쌍에 의하여 흡수되며 PTO 변속부로 전달되지 않는다. 따라서 무부하 기어의 충돌도 그만큼 감소하게 된다.

표 3.5는 같은 조건으로 시험 트랙터, 수입 트랙터 I, 수입 트랙터 II에서 측정 한 치타음의 총 음압 수준을 비교하여 나타낸 것이다. PTO축과 멀리 떨어진 위치에서 측정한 소음은 치타음뿐만 아니라 엔진 소음 등이 포함되어 있기 때문에 순수한 치타음만을 비교할 수 없었다. 따라서 PTO축과 인접한 곳에서 측정한 치타음을 비교하였다. 시험 트랙터, 수입 트랙터 I, 수입 트랙터 II의 치타음 수준은 각각 102, 94.9, 77.7 dBA로서, 시험 트랙터의 치타음 수준은 PTO 전동 라인의 형식이 동일한 수입 트랙터 I보다 7.1 dBA 높았으며, 수입 트랙터 II보다는 24.3 dBA가 낮았다.

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

Table 3.5 Comparison of PTO rattle noise level

Model	Near, dBA	Far, dBA	Background, dBA
Test tractor	102	72.4	54.6
Tractor I	94.9	76.8	49.4
Tractor II	77.7	68.2	51.0

제4장 PTO 전동 라인의 모형화와 시뮬레이션

본 장에서는 공회전시 엔진 직결식 PTO 전동 라인에서 발생하는 치타음을 해석하기 위한 모형을 개발하였다. 또한, 모형 시뮬레이션을 통하여 치타음의 발생 원인과 치타음 발생에 영향을 미치는 요인을 구명하였다. 전동 라인의 모형은 엔진, 전동축, 커플링, PTO 클러치, 기어 등 구성 요소의 모형을 조합하여 개발하였으며, 각 구성 요소의 물성치와 비선형을 고려하여 자유도는 10으로 하였다.

제1절 PTO 전동 라인의 모형화

치타음은 전동 라인의 비틀림 거동과 기어의 충돌 현상과 밀접한 관계가 있다. 또한 공회전 상태에서 치타음은 플라이휠, 전동축, 전동 기어로 구성된 전동 라인의 응답 함수로 표현할 수 있다. 따라서 전동 라인의 동적 거동을 해석함으로써 치타음 현상을 구명할 수 있다. PTO 전동 라인은 구성 부품의 정적 또는 동적 거동에 따라 이를 스프링과 댐퍼로써 결합하여 모형화할 수 있다. 즉, 전동 라인은 구성 요소를 관성, 강성, 감쇠 요소로써 등가화 하여 결합할 수 있다.

그림 4.1은 실제 시험 트랙터의 PTO 전동 라인과 전동 라인의 블록 모형을 동력 전달 경로와 함께 나타낸 것이다. 그림 4.1에서와 같이 PTO 전동 라인을 구성하는 부품은 하나의 집중 질량으로 단순화하였으며, 엔진도 피스톤, 커넥팅 로드, 크랭크축, 플라이휠 등이 결합된 하나의 집중 질량으로 하였다. PTO 전동 라인의 구조는 복잡하지 않으나, 굽힘 진동과 비틀림 진동이 동시에 일어난다. 전동라인을 모형화하기 위하여 본 연구에서는 다음과 같이 가정하였다.

- 1) 전동 라인의 가진원은 엔진의 토크 변동이다.
- 2) 엔진의 공회전 속도는 일정하다.
- 3) 기어의 정밀도는 무시한다.
- 4) 기어의 백래시와 저항 토크는 일정하다

1. 구성 요소의 물성치

전동 라인을 구성하는 각 부품은 고정된 위치에서 회전하며 토크의 크기에

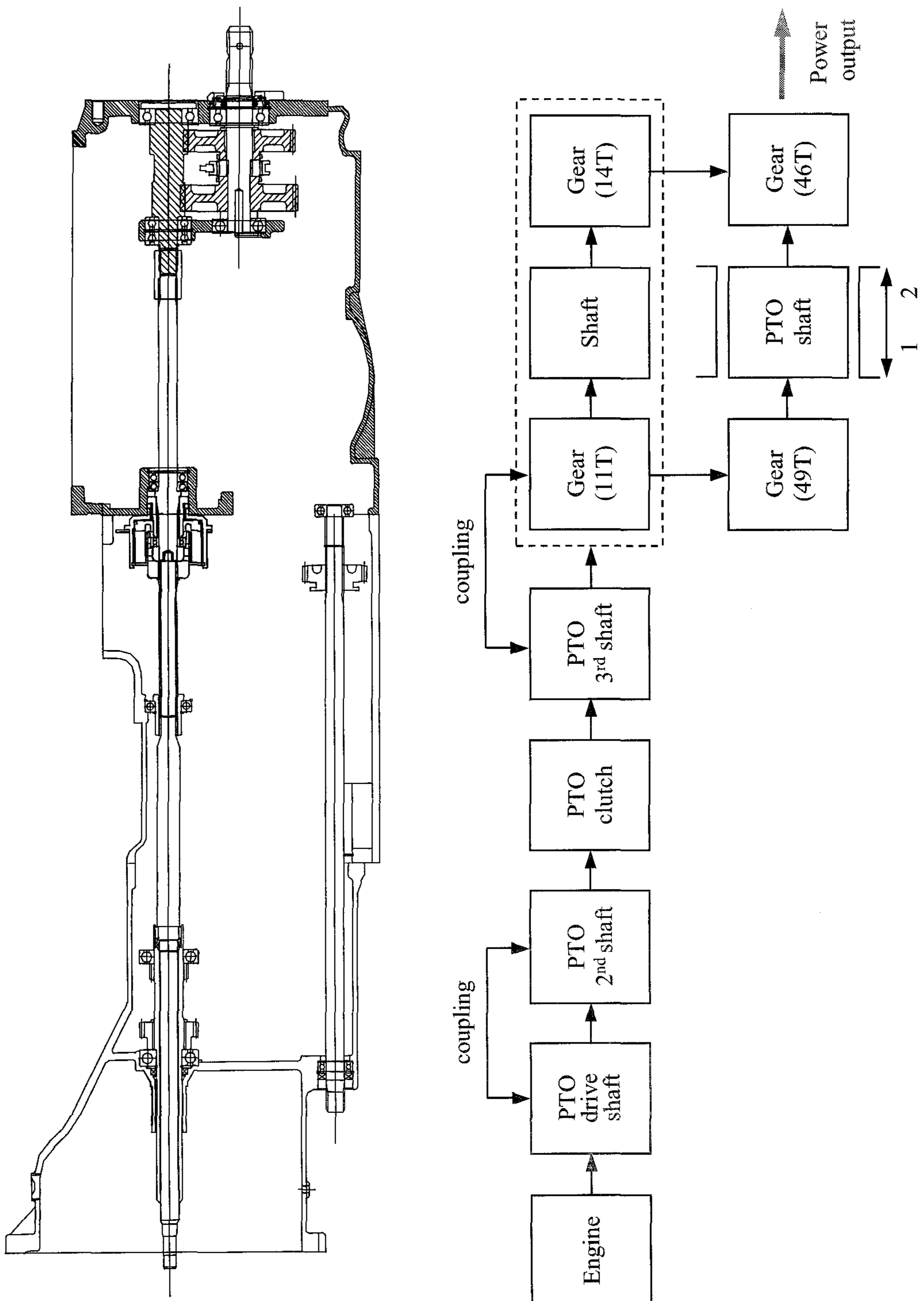


Fig. 4.1 Actual PTO driveline and its block model.

따라 각가속도 또는 각감속도가 발생하여 부품의 운동 상태가 변한다. 전동 라인의 운동 상태에 영향을 미치는 변수에는 질량관성모멘트, 비틀림 강성, 비틀림 감쇠 계수가 있다. 질량관성모멘트는 관성의 척도로서 질량관성모멘트가 큰 전동 라인은 속도 변동이 적고 안정적인 반면에 동력 소모가 크다. 가속과 감속이 잦은 승용차의 경우에는 연비를 높이기 위하여 변속기 특히, 플라이휠의 질량관성모멘트를 줄이는 경향이 있다. 비틀림 강성은 작용 토크와 비틀림각 사이의 비례상수이다. 토크가 증가하면 비틀림각이 증가하고 부품에는 비틀림 탄성 에너지가 저장된다. 토크가 감소하면 비틀림각도 감소하며 저장된 비틀림 탄성 에너지는 외부로 방출된다. 비틀림 강성은 이러한 저장 에너지의 양을 결정하며, 저장 에너지의 양에 따라 전동 라인의 운동 상태가 변한다. 외부에서 지속적으로 가진하지 않는 전동 라인으로 전달된 에너지는 열이나 소리로 소실되기 때문에 정지하게 된다. 비틀림 감쇠 계수는 이러한 에너지 손실 현상을 모형화하는데 사용된다. 비틀림 감쇠로 인한 에너지 손실은 크지 않으나 운동 상태에는 큰 영향을 미친다. 질량관성모멘트, 비틀림 강성, 비틀림 감쇠 계수는 전동 라인의 고유 진동수와 고유 모드를 결정하기 때문에 전동 라인의 운동 특성에도 절대적인 영향을 미친다. 따라서 이들의 크기를 적절히 조절하면 전동 라인의 운동 상태와 고유 진동의 특성을 변화시킬 수 있다.

PTO 전동 라인을 구성하는 각 부품의 질량관성모멘트, 비틀림 강성, 비틀림 감쇠 계수는 부품의 형상, 크기, 재질을 이용하여 다음과 같이 결정하였다.

가. 질량관성모멘트

엔진을 제외하면 전동 라인의 구성 부품은 대부분 원통형 회전체로서 회전축에 대하여 대칭을 이룬다. 따라서 단면의 모양을 이용하여 회전체의 질량관성모멘트를 구할 수 있다. 회전체의 질량관성모멘트는 식 (4.1)에서와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 J_{zz} &= \int r^2 dm = \int r^2 \rho dV \\
 &= \int r^2 \cdot \rho \cdot V[r, z(r)] dr
 \end{aligned}
 \tag{4.1}$$

여기서, J_{zz} = 질량관성모멘트

dm = 미소 질량

ρ = 재료의 밀도

dV = 미소 체적

z = 미소 체적의 길이

r = 회전축에서 미소 질량까지의 거리

전동 라인의 플라이휠, 전동축, 기어 등은 크기가 부품마다 다르고 일부 부품은 형상이 복잡하다. 그러나 복잡한 형상의 부품도 몇 가지 기본적인 형상의 조합으로 질량관성모멘트를 구할 수 있다. 질량관성모멘트를 구하기 위한 기본 형상으로서 회전체의 모양을 원통형, 원추형, 컵형의 3가지로 구분하였다. 그림 4.2는 원통형과 이를 정의하기 위한 각 변수를 나타낸 것이다. 원통형은 반경 r 과 길이 z 로써 단면의 모양과 크기를 정의하였다. 식 (4.1)을 이용하여 원통형 회전체의 질량관성모멘트를 구하면 식 (4.2)에서와 같다.

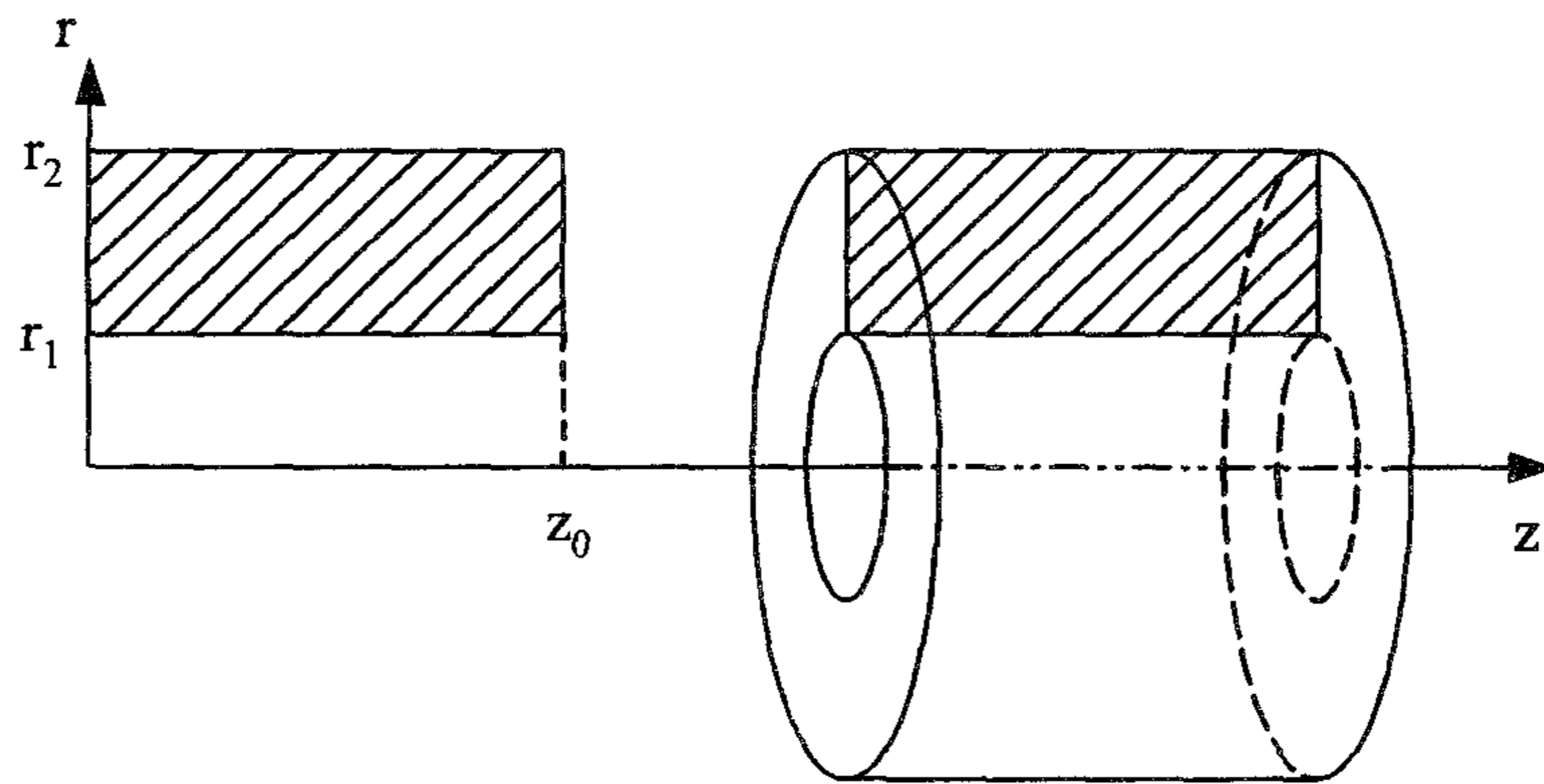


Fig. 4.2 Configuration of cylinder-shaped component.

$$\begin{aligned}
 J_{zz,cyl} &= \int_{r_1}^{r_2} r^2 \rho z_0 2\pi r dr \\
 &= \frac{\rho \pi z_0}{2} (r_2^4 - r_1^4)
 \end{aligned}
 \tag{4.2}$$

여기서, $J_{zz,cyl}$ = 원통형 회전체의 질량관성모멘트

r_1 = 원통의 내경

r_2 = 원통의 외경

z_0 = 원통의 길이

그림 4.3은 원추형과 이를 정의하는데 필요한 변수를 나타낸 것이다. 원추형은 종단면이 삼각형이고 가운데가 빈 형태이다. 식 (4.3)은 원추형의 질량관성모멘트를 구하기 위한 식이다.

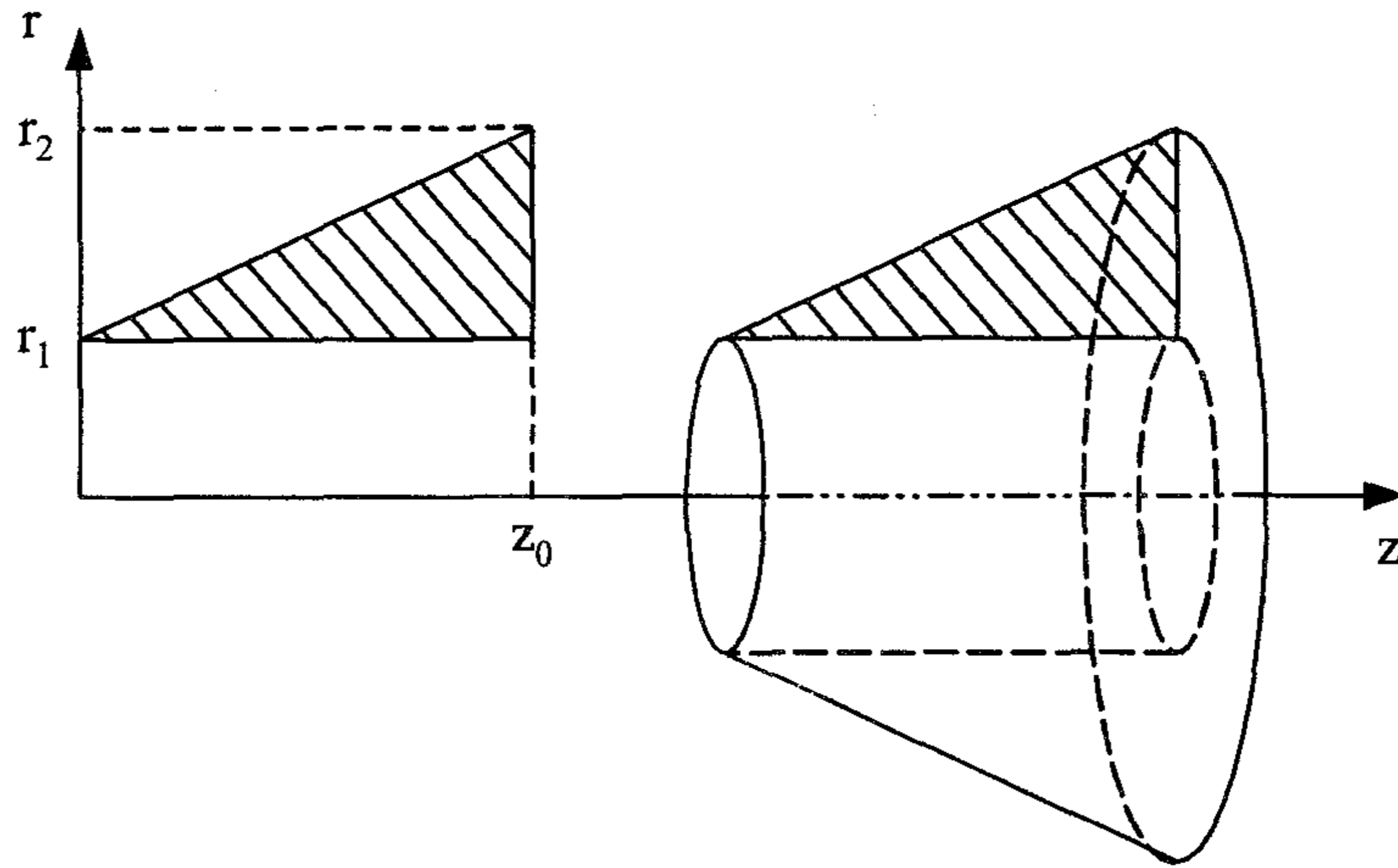


Fig. 4.3 Configuration of cone-shaped component.

$$\begin{aligned}
 J_{zz,con} &= \int_{r_1}^{r_2} r^2 \rho 2\pi r \frac{z_0}{r_2 - r_1} \times (r_2 - r) dr \\
 &= \frac{\rho \pi z_0}{10(r_2 - r_1)} [4r_1^5 - 5r_2 r_1^4 + r_2^5]
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

여기서, $J_{zz,con}$ = 원추형 회전체의 질량관성모멘트

r_1 = 원추의 내경

r_2 = 원추의 외경

z_0 = 원추의 길이

그림 4.4는 컵형 회전체와 이를 정의하는데 필요한 변수를 나타낸 것이다. 컵형은 원추형에서와 같이 종단면이 삼각형이나 내측 삼각형이 아닌 외측 삼각형

이다. 이러한 모양의 단면을 z 축을 중심으로 회전시키면 그림 4.4에서와 같이 컵형 회전체가 형성된다. 전동 라인에서는 축의 연결부에 이러한 형상이 존재한다. 식 (4.4)는 컵형 회전체의 질량관성모멘트를 구하기 위한 식이다.

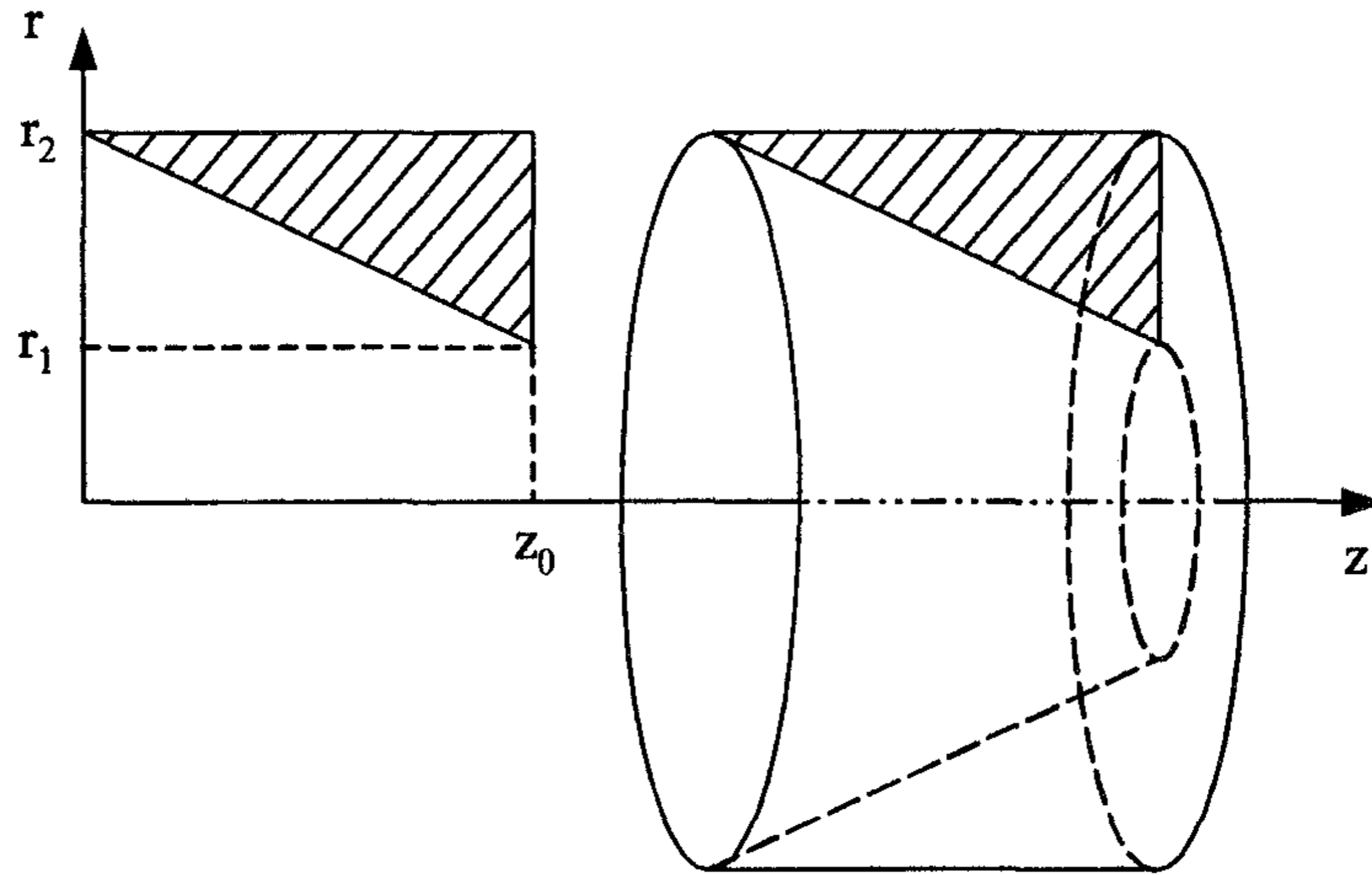


Fig. 4.4 Configuration of cup-shaped component.

$$\begin{aligned}
 J_{zz,cup} &= \int_{r_1}^{r_2} r^2 \rho 2\pi r \frac{z_0}{r_2 - r_1} \times (r - r_1) dr \\
 &= \frac{\rho \pi z_0}{10(r_2 - r_1)} [4r_2^5 - 5r_1 r_2^4 + r_1^5]
 \end{aligned} \tag{4.4}$$

여기서, $J_{zz,cup}$ = 컵형 회전체의 질량관성모멘트

r_1 = 컵형 회전체의 내경

r_2 = 컵형 회전체의 외경

z_0 = 컵형 회전체의 길이

형상이 복잡한 회전체도 원통, 원추, 컵형 회전체를 조합하여 구성할 수 있다. 그림 4.5는 특정 형상의 회전체를 다수의 기본형 회전체의 조합으로 구성한 것이다. 먼저 기본형 회전체의 질량관성모멘트를 구하고 이를 모두 합하여 전체 회전체의 질량 관성모멘트를 구할 수 있다.

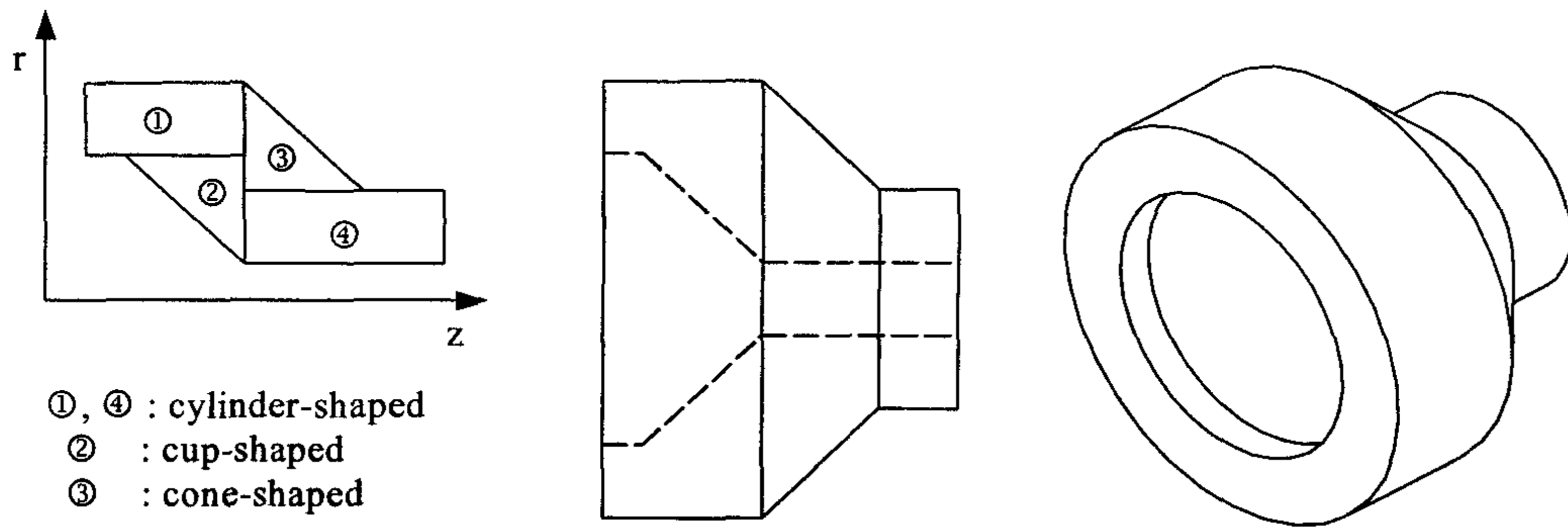


Fig. 4.5 Rotating mass assembled by basic components.

복잡한 형상의 부품을 기본형으로 분해하면 부품의 질량관성모멘트는 기본형의 질량관성모멘트로 나누어 계산하기 때문에 쉽게 구할 수 있다. 전동 라인을 모형화할 때는 한 개의 부품을 몇 개로 나누기도 하였으며, 몇 개의 부품을 한 개로 결합하기도 하였다. 전동축은 분리가 가능한 부분별로 분리하여 각각의 질량관성모멘트로 모형화하였으며, 베어링은 축 또는 기어에 포함하여 모형화하였다.

부품의 형상이 곡선이거나 원주 방향으로 구멍이 있는 경우 또는 매우 복잡한 경우에는 기본형을 조합하더라도 질량관성모멘트를 구하기가 어렵다. 이러한 경우에는 3차원 모델링 소프트웨어를 이용하여 질량관성모멘트를 구하였다. 그림 4.6은 3차원 모델링 소프트웨어를 이용하여 플라이휠을 모형화한 것이다. 표 4.1은 위의 방법으로 구한 PTO 전동 라인의 각 부품에 대한 질량관성모멘트를 나타낸 것이다. 플라이휠의 질량관성모멘트는 실린더, 커넥팅 로드, 크랭크축 등 엔진 부품의 질량관성모멘트도 포함하였다.

나. 비틀림 강성

물체에 토크가 작용하면 비틀림 변형이 일어난다. 비틀림 변형은 단면의 직경이 작고 길이가 길수록 크다. PTO 전동 라인에서 비틀림 변형이 가장 큰 부품은 전동축이다. 기어는 길이가 짧고 단면의 직경이 크기 때문에 비틀림 변형이 거의 없고, 비틀림 강성도 매우 크다. 따라서 전동 라인 모형에서는 전동축의 비틀림

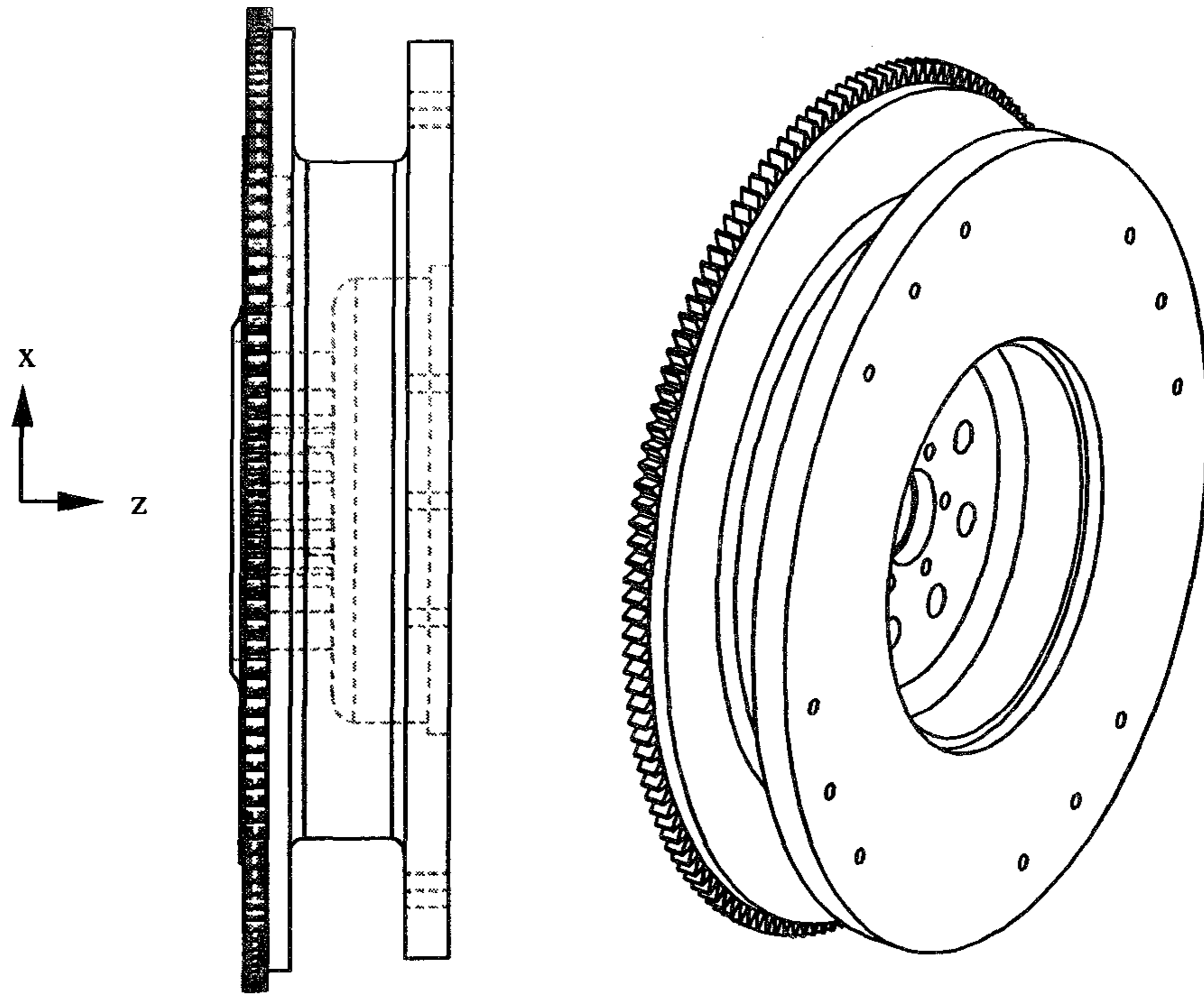


Fig. 4.6 Solid model of a flywheel created by using a commercial software

Table 4.1 Mass moment of inertia of PTO driveline components

	J, kg.mm ²
1. Engine flywheel	774325.4
2. PTO drive shaft	237.8
3. Coupling	65.1
4. PTO 2nd shaft	43.9
5. PTO clutch assembly	447.9
6. PTO 3rd shaft	117.3
7. Gear(11T)	131.0
8. Gear(14T)	213.7
9. Shaft(11T-14T)	62.6
10. Gear(49T)	9760.4
11. Gear(46T)	6616.7
12. PTO shaft	219.5

강성만을 구하였다. 그림 4.7(a)는 단면의 형상이 일정한 전동축에 작용하는 토크와 비틀림각의 관계를 나타낸 것이다. 이때 전동축에 작용하는 토크는 식 (4.5)와 같이 나타낼 수 있다.

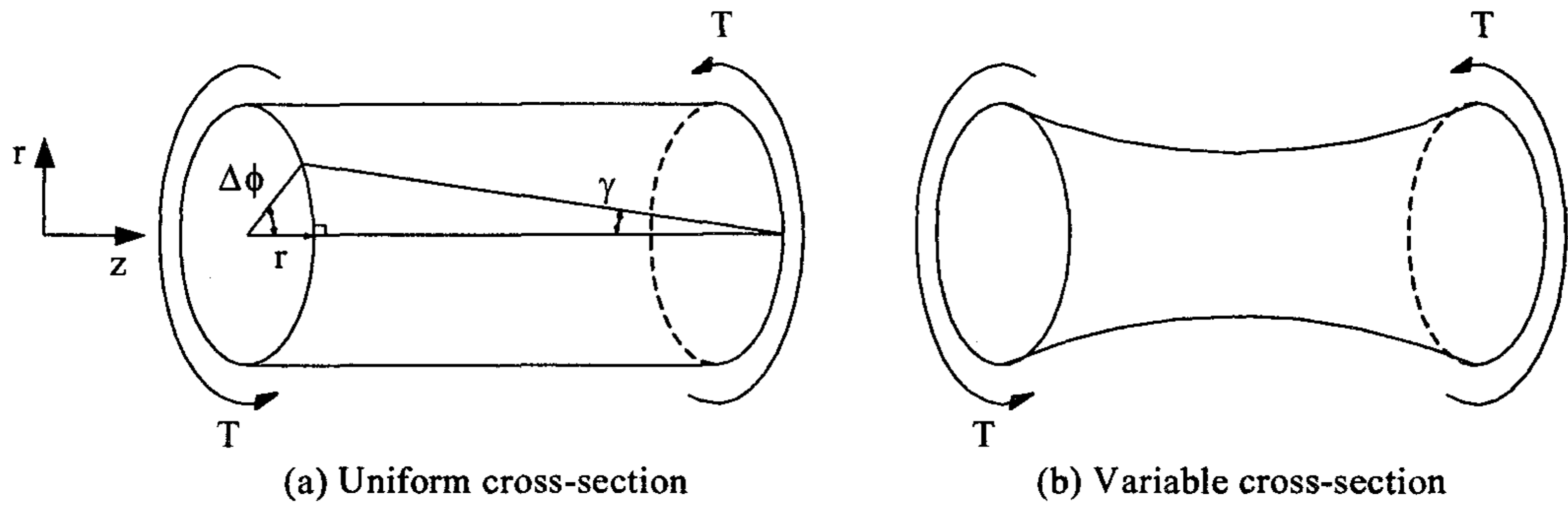


Fig. 4.7 Twisting of transmission shaft.

$$\begin{aligned}
 T &= \int_A r \cdot \tau \quad dA \\
 &= \int_A r \cdot [G \cdot \gamma] \quad dA \\
 &= \int_A r \cdot \left[G \cdot \frac{r d\phi}{dz} \right] dA \quad (4.5) \\
 &= G \cdot \frac{d\phi}{dz} \cdot \int_A r^2 \quad dA \\
 &= GJ \cdot \frac{d\phi}{dz}
 \end{aligned}$$

여기서, T = 작용 토크

τ = 전단 응력

G = 비틀림 강성 계수

γ = 전단 변형률

J = 극관성모멘트

$d\phi$ = 비틀림각

전동축의 비틀림 스프링 상수는 총 비틀림각에 대한 작용 토크의 비로 나타낼 수 있다. 그림 4.7(b)에서와 같이 단면이 변하는 전동축의 비틀림 스프링 상수

는 (4.6)으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 k_t &= \frac{T}{\phi_t} = \frac{T}{\int d\phi} \\
 &= \frac{T}{\int \frac{T}{G \cdot J(z)} dz} \\
 &= \frac{G}{\int \frac{1}{J(z)} dz}
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

여기서, k_t = 비틀림 스프링 상수

ϕ_t = 비틀림각

회전체의 비틀림 스프링 상수도 질량관성모멘트에서와 같이 회전체를 원통형 원추형, 컵형 3가지 기본형으로 조합하여 구하였다. 그림 4.8은 원통형 회전체의 비틀림 스프링 상수를 구하기 위한 변수를 나타낸 것이다. 식 (4.7)은 원통형 회전체의 외경, 내경, 길이의 함수로서 비틀림 스프링 상수를 표현한 것이다

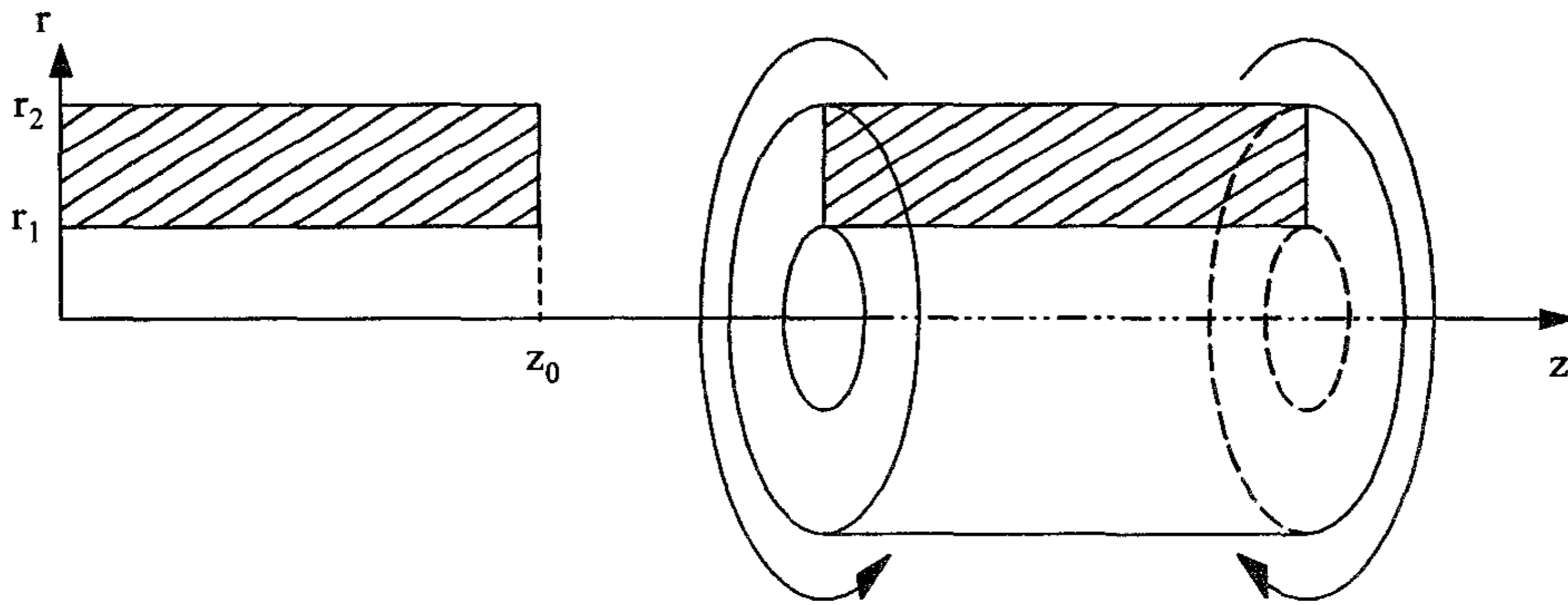


Fig. 4.8 Torsional stiffness of cylinder-shaped component.

$$\begin{aligned}
k_{t, cyl} &= \frac{G}{\int_0^{z_0} \left[\int_{r_1}^{r_2} r^2 \cdot (2\pi r) dr \right] dz} \\
&= \frac{G}{\int_0^{z_0} \left[\frac{\pi}{2} r^4 \Big|_{r_1}^{r_2} \right] dz} \\
&= \frac{\pi G (r_2^4 - r_1^4)}{2z_0}
\end{aligned} \tag{4.7}$$

여기서, $k_{t, cyl}$ = 원통형 회전체의 비틀림 스프링 상수

r_1 = 원통의 내경

r_2 = 원통의 외경

z_0 = 원통의 길이

그림 4.9는 원추형 회전체와 이를 정의하는데 필요한 변수를 나타낸 것이다. 원추형 회전체는 종방향 단면이 사다리꼴이다. 식 (4.8)은 양 단면의 외경, 내경과 길이의 함수로서 원추형 회전체의 비틀림 스프링 상수를 표현한 것이다.

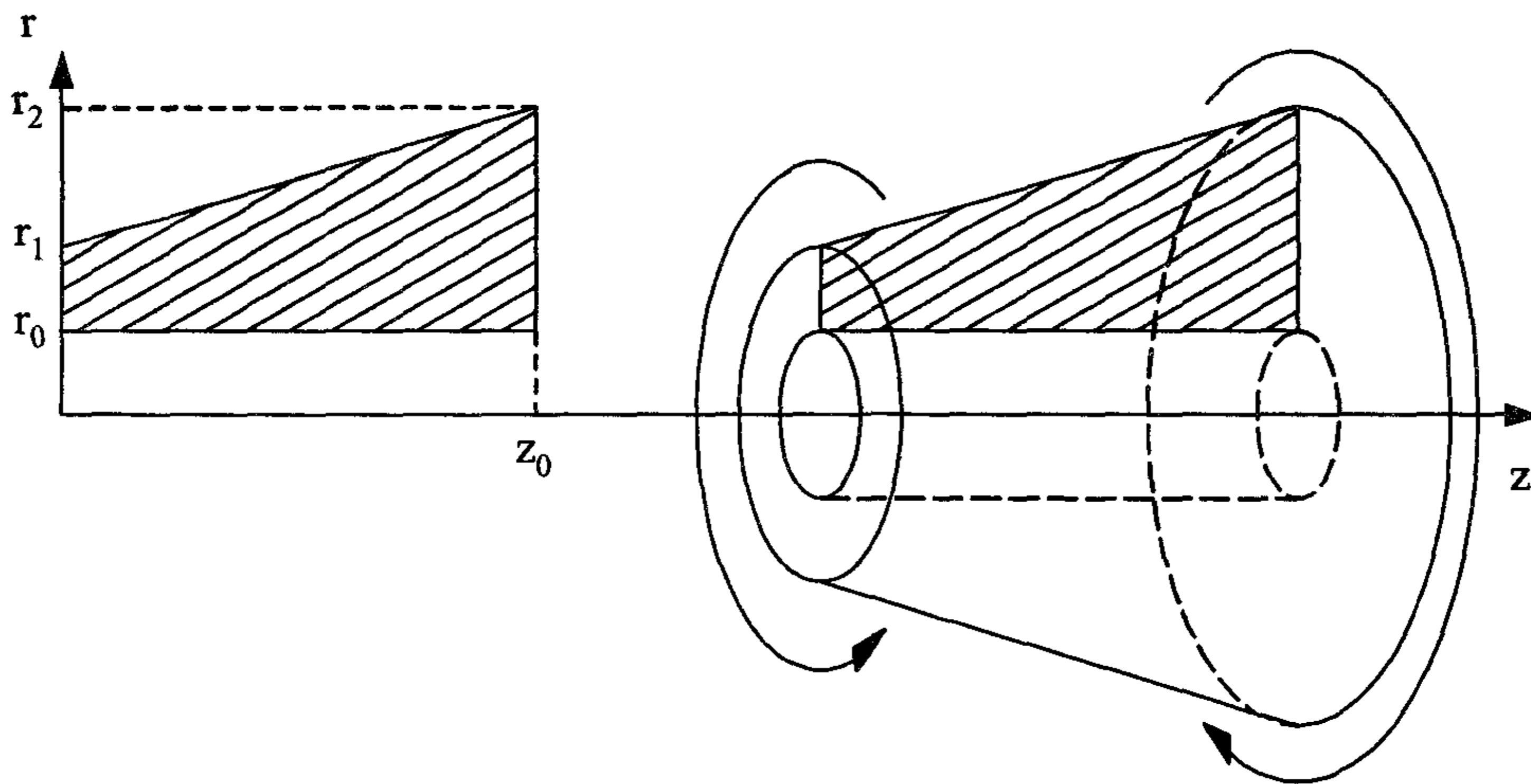


Fig. 4.9 Torsional stiffness of cone-shaped component.

$$\begin{aligned}
k_{t,con} &= \frac{G}{\int_0^{z_0} \frac{1}{\left[\frac{\pi}{2} r^4\right]^{r(z) r_0}} dz} = \frac{G}{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{z_0}{(r_2 - r_1)} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{r^4 - r_0^4} dr} \\
&= \frac{\pi G (r_2 - r_1)}{2 z_0} \cdot \frac{1}{\frac{1}{4 r_0^3} \cdot \left[\ln \left| \frac{r - r_0}{r + r_0} \right| - 2 \arctan \left(\frac{r}{r_0} \right) \right]_{r_1}^{r_2}} \\
&= \frac{2 \pi G r_0^3 (r_2 - r_1)}{z_0} \cdot \frac{1}{\left[\ln \left| \frac{r - r_0}{r + r_0} \right| - 2 \arctan \left(\frac{r}{r_0} \right) \right]_{r_1}^{r_2}} \quad (4.8)
\end{aligned}$$

여기서, $k_{t,con}$ = 원추형 회전체의 비틀림 스프링 상수

r_0 = 원추형 회전체의 내경

r_1 = 원추 윗면의 외경

r_2 = 원추 밑면의 외경

z_0 = 원추형 회전체의 길이

그림 4.10은 컵형 회전체와 이를 정의하는 데 필요한 변수를 나타낸 것이다. 컵형 회전체의 종방향 단면도 사다리꼴이다. 식 (4.9)는 양 단면의 외경, 내경, 길이의 함수로서 컵형 회전체의 비틀림 스프링 상수를 표현한 것이다.

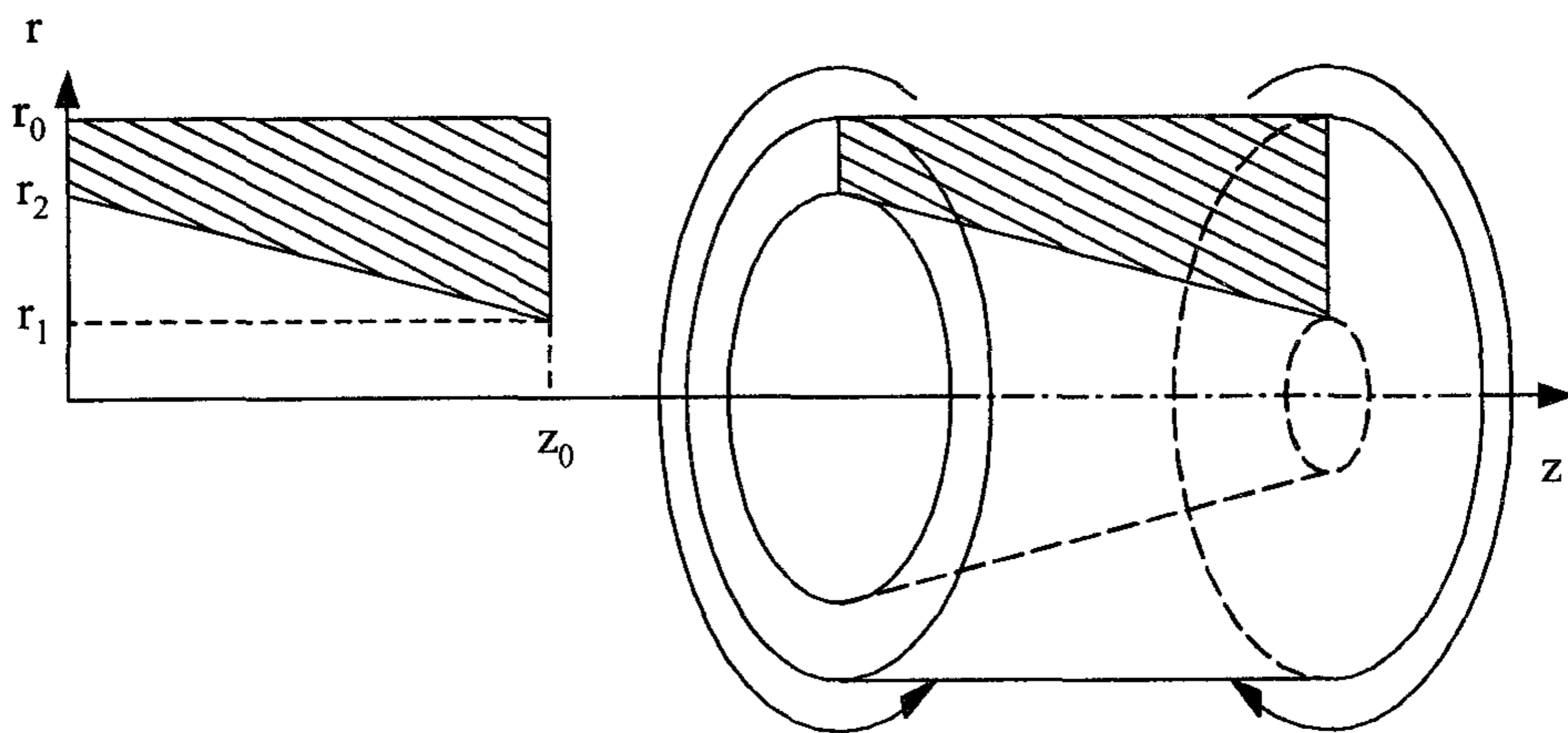


Fig. 4.10 Torsional stiffness of cup-shaped component.

$$\begin{aligned}
k_{t,cup} &= \frac{G}{\int_0^{z_0} \frac{1}{\left[\frac{\pi}{2} r^4\right]^{r(z) r_0}} dz} = \frac{G}{\frac{2}{\pi} \cdot \frac{z_0}{(r_2 - r_1)} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{r_0^4 - r^4} dr} \\
&= \frac{\pi G (r_2 - r_1)}{2 z_0} \cdot \frac{1}{-\frac{1}{4 r_0^3} \cdot \left[\ln \left| \frac{r - r_0}{r + r_0} \right| - 2 \arctan \left(\frac{r}{r_0} \right) \right]_{r_1}^{r_2}} \\
&= -\frac{2 \pi G r_0^3 (r_2 - r_1)}{z_0} \cdot \frac{1}{\left[\ln \left| \frac{r - r_0}{r + r_0} \right| - 2 \arctan \left(\frac{r}{r_0} \right) \right]_{r_1}^{r_2}} \quad (4.9)
\end{aligned}$$

여기서, $k_{t,cup}$ = 컵형 회전체의 비틀림 스프링 상수

r_0 = 컵형 회전체의 외경

r_1 = 컵형 회전체의 윗면 내경

r_2 = 컵형 회전체의 밑면 내경

z_0 = 컵형 회전체의 길이

형상이 복잡한 회전체의 비틀림 스프링 상수는 기본형의 비틀림 스프링 상수를 직렬 또는 병렬로 연결하여 구하였다. 직렬과 병렬로 연결한 회전체의 등가 비틀림 스프링 상수는 식 (4.10)을 이용하여 구하였다.

$$\text{직렬 연결의 경우: } \frac{1}{k_{eq}} = \sum_i^n \frac{1}{k_i}$$

$$\text{병렬 연결의 경우: } k_{eq} = \sum_i^n k_i \quad (4.10)$$

여기서, k_{eq} = 등가 비틀림 스프링 상수

k_i = i번째 회전체의 비틀림 스프링 상수

n = 회전체의 수

그림 4.11은 형상이 복잡한 회전체의 비틀림 스프링 상수를 구하기 위하여 회전체의 종단면을 4개의 기본형으로 분리한 것이다. 각 기본형에 대한 비틀림 스프링 상수를 구하고 배열 형태에 따라 직렬 또는 병렬로 조합하였다. 그림 4.11에서 ②와 ③은 병렬로 연결한 것이며 나머지는 직렬로 연결한 것이다. 먼저 병

렬로 연결한 ②와 ③을 하나의 조합으로 만들고, 다음에는 ①, ②와 ③의 조합, ④를 직렬로 연결하여 구성하였다. 전체 회전체의 비틀림 스프링 상수는 식 (4.10)을 이용하여 구하였다. 표 4.2는 위의 방법으로 구한 PTO 전동 라인의 각 부품에 대한 비틀림 스프링 상수를 나타낸 것이다.

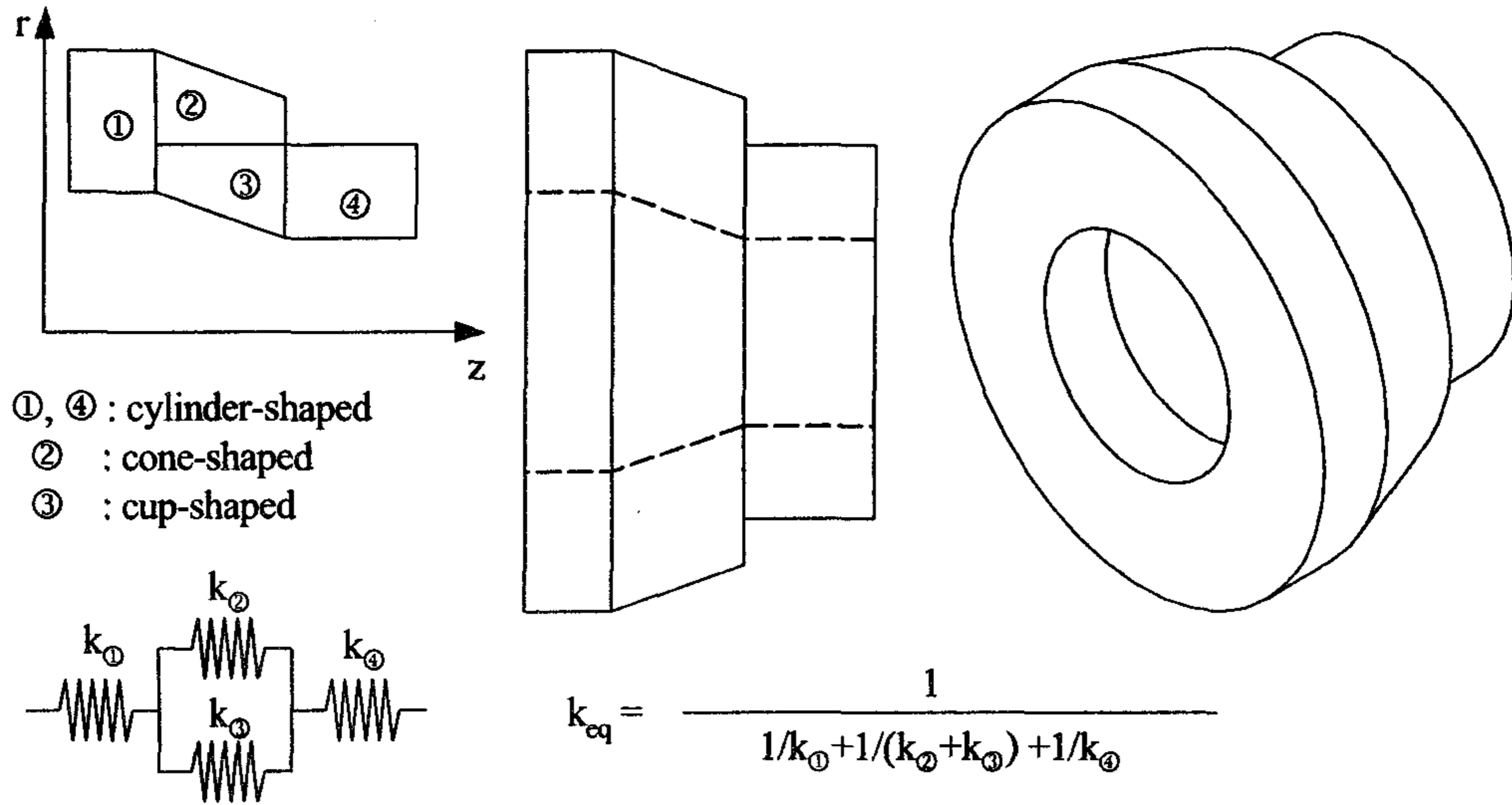


Fig. 4.11 Torsional stiffness of an assembled body.

Table 4.2 Torsional stiffness of PTO driveline components

	k_t , N.m/rad
1. PTO drive shaft	4180.6
2. PTO 2nd shaft	9822.9
3. PTO 3rd shaft	8918.3
4. Shaft(11T-14T)	483859.4

다. 비틀림 감쇠 계수

감쇠 모형에는 유체 마찰에 의한 점성 감쇠 모형과 내부 마찰에 의한 구조 감쇠 모형이 있다. 전동 라인의 운동을 예측하기 위한 동적 모형에는 주로 점성 감쇠 모형이 사용된다. 점성 감쇠 모형은 감쇠력이 속도에 비례한다. 점성 감쇠

를 포함한 비틀림 진동계의 운동 방정식은 식 (4.11)에서와 같이 표현할 수 있다.

$$\ddot{\theta} + 2\zeta\omega_n\dot{\theta} + \omega_n^2\theta = \frac{T(t)}{J} \quad (4.11)$$

$$\text{여기서, } \omega_n = \sqrt{\frac{k}{J}}, \quad \zeta = \frac{c}{2\sqrt{J \cdot k}}$$

J = 질량관성모멘트

c = 비틀림 감쇠 계수

k = 비틀림 스프링 상수

ω_n = 고유 각속도

ζ = 댐핑비

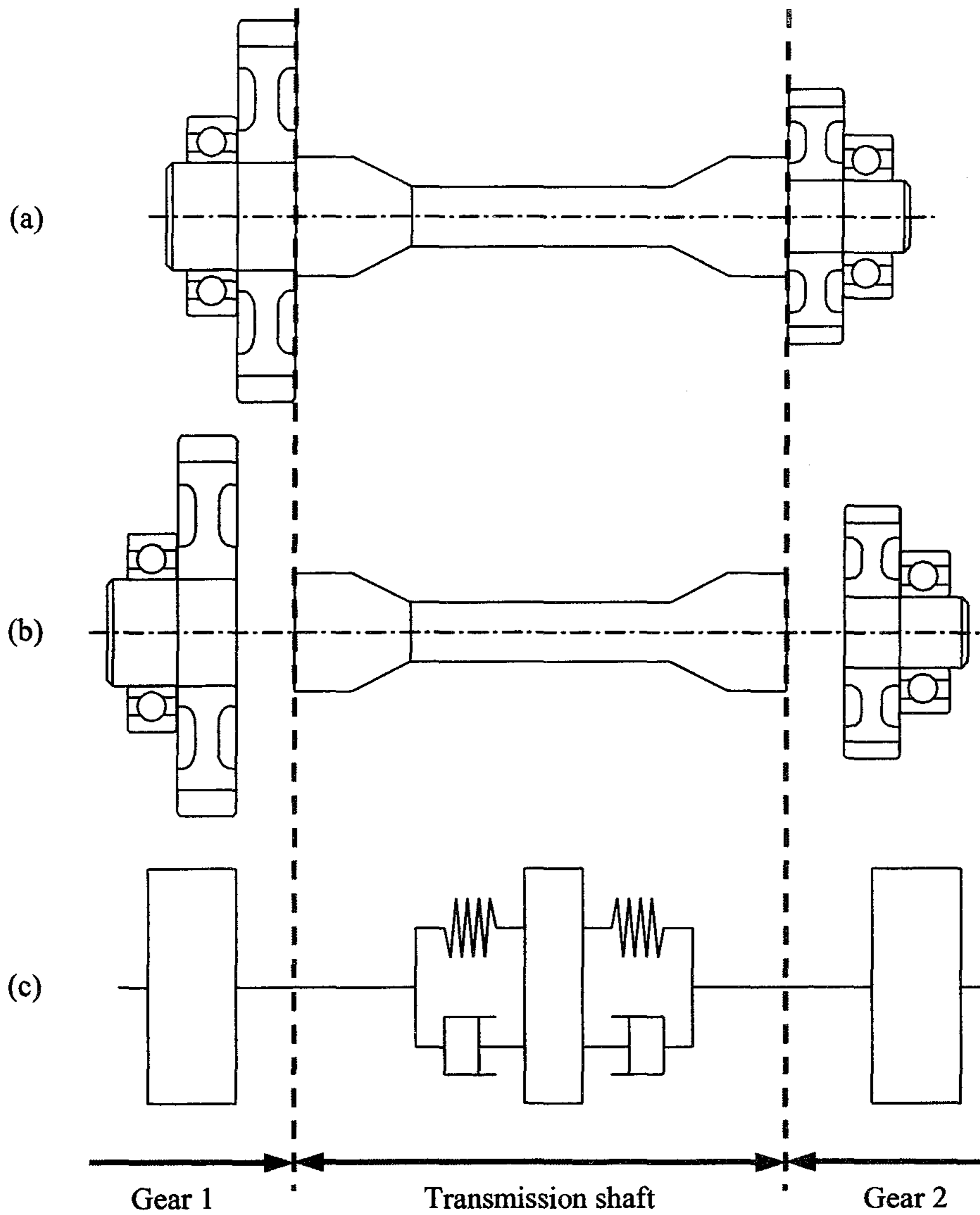
감쇠력은 비틀림 감쇠 계수와 각속도의 곱으로 구한다. 비틀림 감쇠 계수 c 는 회전체의 속성에 따라 다르다. 감쇠비 ζ 는 비틀림 감쇠 계수, 극관성모멘트, 비틀림 스프링 상수를 이용하여 구할 수 있다. 전동축의 비틀림 감쇠 계수를 구하기 위해서는 전동축의 질량관성모멘트와 비틀림 스프링 상수를 구하여야 한다. 이 두 속성과 감쇠비를 이용하여 식 (4.12)에서와 같이 축의 비틀림 감쇠 계수를 구하였다. 강재의 감쇠비는 0.008로 하였다(Neville, 1965). 표 4.3은 이러한 방법으로 구한 PTO 전동 라인의 부품에 대한 비틀림 감쇠 계수를 나타낸 것이다.

$$c = 2\zeta\sqrt{J \cdot k} \quad (4.12)$$

그림 4.12는 두 개의 기어와 하나의 전동축으로 구성된 전동 라인의 모형화 과정을 나타낸 것이다. 모형에서 기어는 강체로 가정하기 때문에 비틀림 변형은

Table 4.3 Torsional damping coefficient of PTO driveline components

	c_t , N.m.sec/rad
1. PTO drive shaft	1.3959
2. PTO 2nd shaft	0.9199
3. PTO 3rd shaft	1.4317
4. Shaft(11T-14T)	7.7081



(a) Transmission shaft assembled with gear and bearing
 (b) Segmentation (c) Modeling

Fig. 4.12 Driveline composed of two gears and one transmission shaft.

전동축에서만 발생한다. 전동축의 비틀림 변형은 두 기어 사이에서 발생한다. 이 부분을 모형에서는 전동축으로 가정하였다. 전동축의 질량관성모멘트, 비틀림 스프링 상수, 비틀림 감쇠 계수도 이 부분의 값으로 구하였다. 전동축의 나머지 부분과 전동축이 기어와 베어링과 접촉하는 부분은 기어의 일부분으로 가정하였다.

2. 전동 라인 요소의 모형화

PTO 전동 라인은 엔진, 기어, 전동축, PTO 클러치로 구성되어 있다. 엔진은 질량관성모멘트, 가진 토크로써, 기어는 백래시, 저항 토크, 충돌, 맞물림 강성으로써, 전동축은 질량관성모멘트, 비틀림 스프링 상수, 비틀림 감쇠로써, PTO 클러치는 질량관성모멘트으로써 모형화하였다. 전체 PTO 전동 라인은 이를 결합하여 모형화하였다.

가. 엔진 모형

엔진 토크는, 즉 엔진의 플라이휠에서 전동 라인으로 전달되는 토크 $T_e(t)$ 는 평균 토크 성분과 실린더 내의 압력 및 피스톤의 관성 변화에 의한 변동 토크 성분의 합으로 나타낼 수 있다. 이를 수학적으로 표현하면 크랭크축의 회전각 함수로서 n 차 조화 성분의 푸리에 급수로 전개할 수 있다. 본 연구에서 PTO 전동 라인의 엔진은 4사이클 3기통 기관이므로 크랭크축이 2회전할 때마다 3사이클이 이루어진다. 엔진의 가진 차수(order)는 식 (4.13)에서와 같이 표현할 수 있다. 따라서 가진 차수는 1.5차가 되며 엔진 토크는 식 (4.14)에서와 같이 푸리에 급수의 1.5 n 차 조화 성분으로 표현할 수 있다.

$$ORDER_{dominant} = \frac{N_{cylinder}}{N_{cycle} / 2} \quad (4.13)$$

여기서, $N_{cylinder}$ = 실린더 수

N_{cycle} = 사이클 수

$$T_e(t) = \mu + \sum_{n=1}^n Q_n \sin(1.5n\omega t + \phi_n) \quad (4.14)$$

여기서, $T_e(t)$ = 엔진의 구동 토크

μ = 평균 토크 성분

n = 차수

Q_n = 변동 토크 성분

ω = 엔진의 회전 속도

$$\phi_n = \text{위상차}$$

실제 엔진의 평균 토크 성분과 가진 차수의 6배를 초과하는 가진 성분은 전동 라인의 운동 특성에 큰 영향을 미치지 않는다. 따라서 본 연구에서는 1.5차, 3차, 4.5차, 6차 조화 성분의 가진 토크만을 고려하고, 각각의 가진 성분 사이에는 위상차가 없다고 가정하여 엔진 토크를 식 (4.15)와 같이 모형화하였다.

$$T_e(t) = A \sin(1.5\omega t) + B \sin(3\omega t) + C \sin(4.5\omega t) + D \sin(6\omega t) \quad (4.15)$$

여기서, A, B, C, D = 각 조화 성분의 토크 크기

식 (4.15)의 상수 A, B, C, D 는 그림 4.13에서와 같이 구하였다. 먼저 시간 함수로서 플라이휠의 각속도를 측정하고, 이를 미분하여 각가속도를 구한 후 주파수 분석을 수행한다. 분석한 각 차수의 크기는 평균 평방근(root mean square, rms)의 값이므로 $\sqrt{2}$ 를 곱하여 선형값(linear value)으로 환산한다. 상수 A, B, C, D 는 환산한 각 차수의 크기에 엔진의 질량관성모멘트를 곱한 것이다.

나. 기어 모형

치타음은 기어의 운동 특성에 의하여 결정된다. 특히 상대 운동의 영향이 크다. 한 쌍의 기어 모형은 그림 4.14에서와 같이 기어 1과 기어 2로 구성하였으며, 모형의 변수는 기어 1과 2의 질량관성모멘트, 기어 1과 2의 저항 토크, 감속비, 백래시, 기어 1과 2의 맞물림 강성, 반발 계수로 하였다. 기어 모형은 자유도가 2인 모형이며, 기어 1은 각변위 θ_{g1} 로써, 기어 2는 각변위 θ_{g2} 로써 모형화하였다.

1) 백래시

피치원 반경이 각각 R_1, R_2 인 기어 전동 장치의 피치원 상에서 이의 상대 변위, x_b 는 식 (4.16)에서와 같이 표현된다.

$$x_b = R_{g1} \theta_{g1} - R_{g2} \theta_{g2} \quad (4.16)$$

여기서, x_b = 피치원 상에서 기어 1과 2 사이의 상대 변위

R_{g1} = 기어 1의 피치원 반경

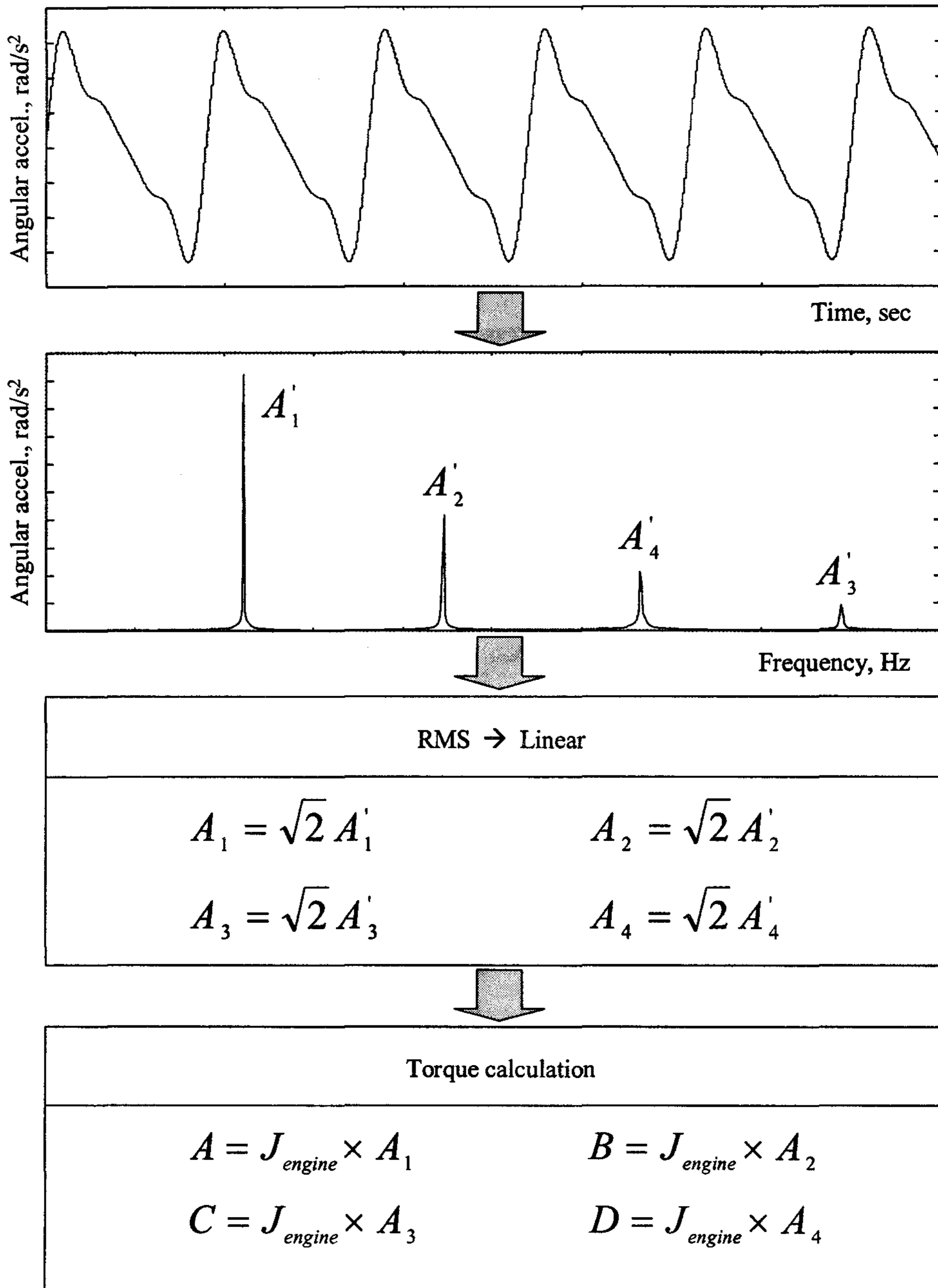


Fig. 4.13 Calculation of coefficients of engine torque model.

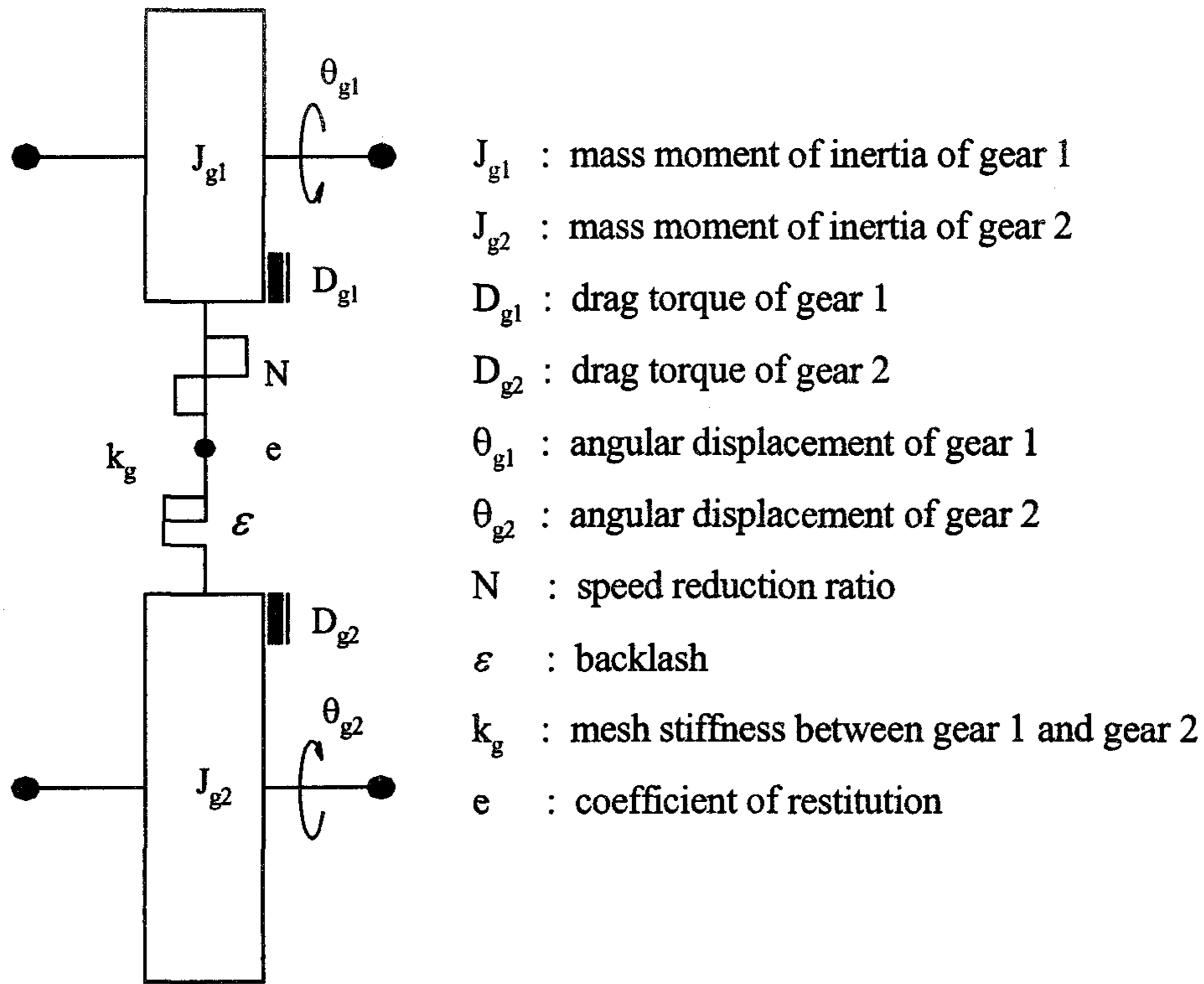


Fig. 4.14 Gear model and its parameters.

R_{g2} = 기어 2의 피치원 반경

θ_{g1} = 기어 1의 각변위

θ_{g2} = 기어 2의 각변위

이때 이의 접촉에 의한 변형은 식 (4.17)과 같다.

$$g(x_b, \epsilon) = \begin{cases} x_b - \epsilon & \epsilon < x_b \\ 0 & -\epsilon \leq x_b \leq \epsilon \\ x_b + \epsilon & x_b < -\epsilon \end{cases} \quad (4.17)$$

여기서, $g(x_b, \epsilon)$ = 이의 접촉에 의한 변형

2ϵ = 백래시

이의 접촉에 의한 탄성력은 식 (4.18)과 같으며, 탄성력에 의한 토크는 식 (4.19)와 같이 나타낼 수 있다.

$$F_b = k_g \cdot g(x_b, \epsilon) \quad (4.18)$$

여기서, $F_b =$ 이의 접촉에 의한 탄성력

$k_g =$ 기어 1과 2 사이의 접촉 강성

$$T_b = R \cdot F_b = k_g \cdot R \cdot g(x_b, \epsilon) \quad (4.19)$$

여기서, $T_b =$ 기어에 작용하는 토크

$R =$ 기어의 피치원 반경

백래시는 구동 기어와 피동 기어 사이에 작용하는 접촉에 의한 탄성력을 결정하며, 탄성력과 백래시 사이의 관계는 그림 4.15에서와 같다.

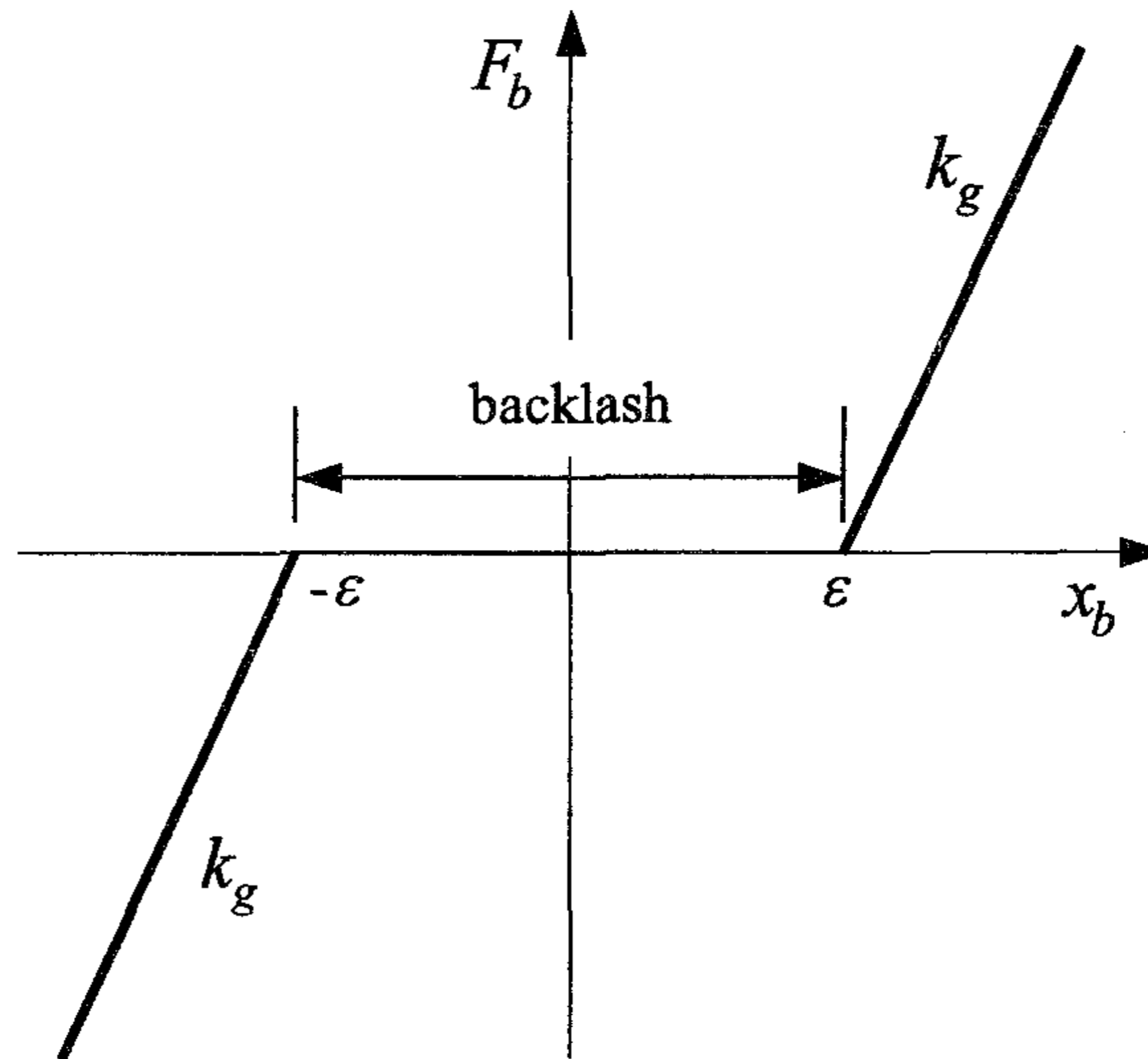


Fig. 4.15 Backlash characteristics.

2) 저항 토크

저항 토크는 기어의 회전을 저지하는 토크로서 치타음 발생에 큰 영향을 미친다. PTO 전동 라인의 피동 기어는 일반적으로 기어 오일에 잠겨있다. 따라서 기어의 저항 토크는 베어링의 마찰에 의한 것, 기어의 관성에 의한 것, 기어가 회전할 때 오일의 점성에 의한 것으로 구분할 수 있다. 본 연구에서는 PTO 전동 라인의 피동 기어에 작용하는 저항 토크를 실험적으로 구하여 모형화하였으며, 그림 4.16은 실험 결과를 이용한 저항 토크의 계산 방법을 나타낸 것이다.

일정한 속도로 회전하는 PTO 전동 라인의 PTO 클러치를 분리하면 PTO 변속부의 피동 기어는 그림 4.16에서와 같이 속도가 점차 감소한다. 이때 속도-시간 선도의 기울기는 피동 기어의 각가속도이다. 피동 기어의 속도가 890 rpm일 때 속도-시간 선도의 기울기를 구하여 식 (4.20)으로부터 피동 기어에 작용하는 저항 토크를 구하였다. 저항 토크는 상수로 가정하였으며, 저항 토크를 측정할 때 기어 오일의 온도는 23°C이었다.

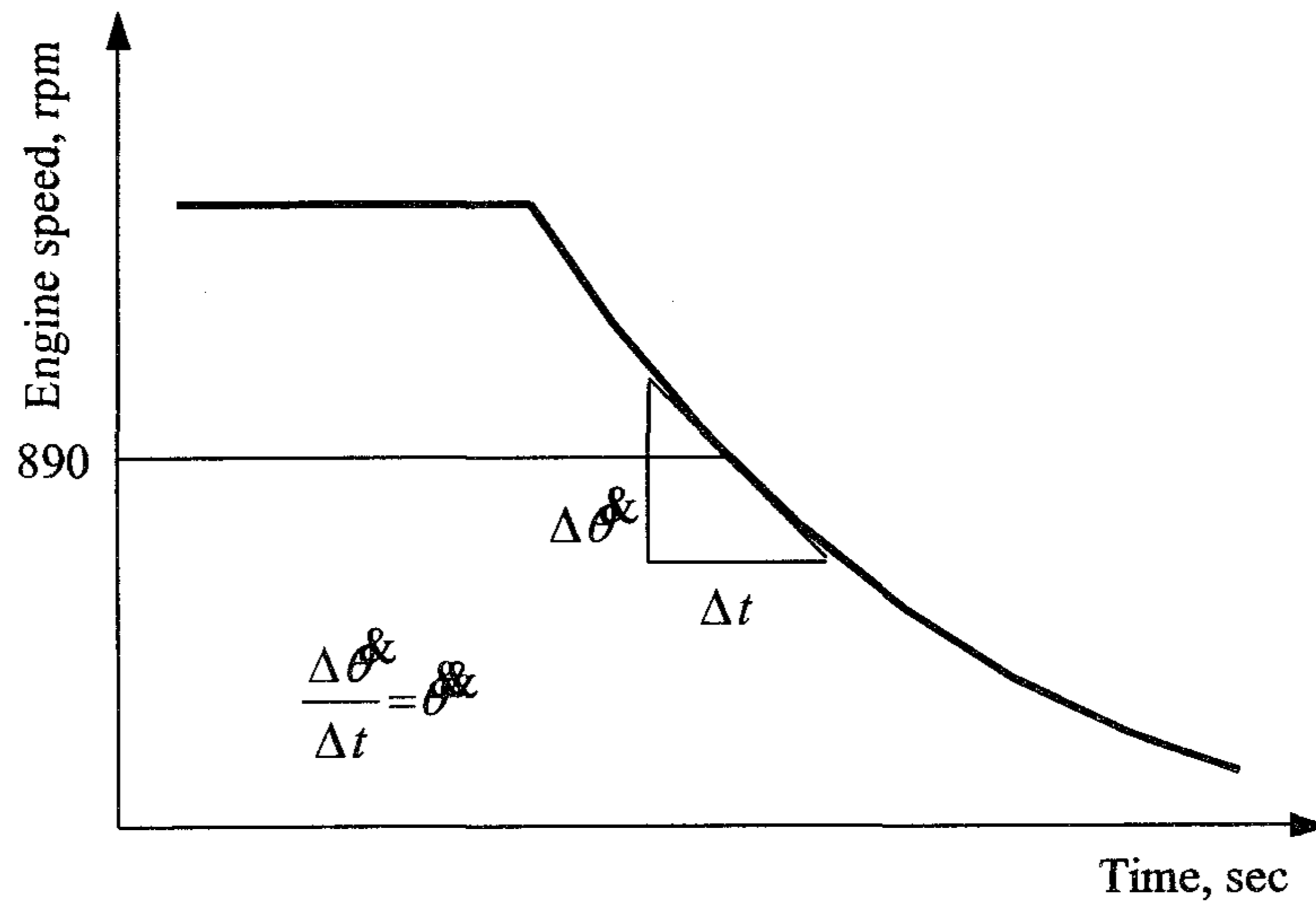


Fig. 4.16 Calculation of drag torque.

$$D = J_{gear} \cdot \ddot{\theta}_{gear} \quad (4.20)$$

여기서, D = 피동 기어의 저항 토크

J_{gear} = 피동 기어의 질량관성모멘트

$\ddot{\theta}_{gear}$ = 피동 기어의 각가속도

3) 기어의 운동 상태

기어의 운동 상태는 두 기어 사이의 상대 각변위, 상대 각속도, 전달 토크에 따라 충돌, 구동, 자유 세 가지 상태로 구분하였다. 그림 4.17은 세 가지 운동 상

태를 나타낸 것으로서 그림 4-17(a)는 기어가 서로 충돌하는 충돌, 그림 4.17(b)는 구동 기어가 토크를 전달하는 구동, 그림 4.17(c)는 두 기어가 분리된 자유 상태를 나타낸 것이다.

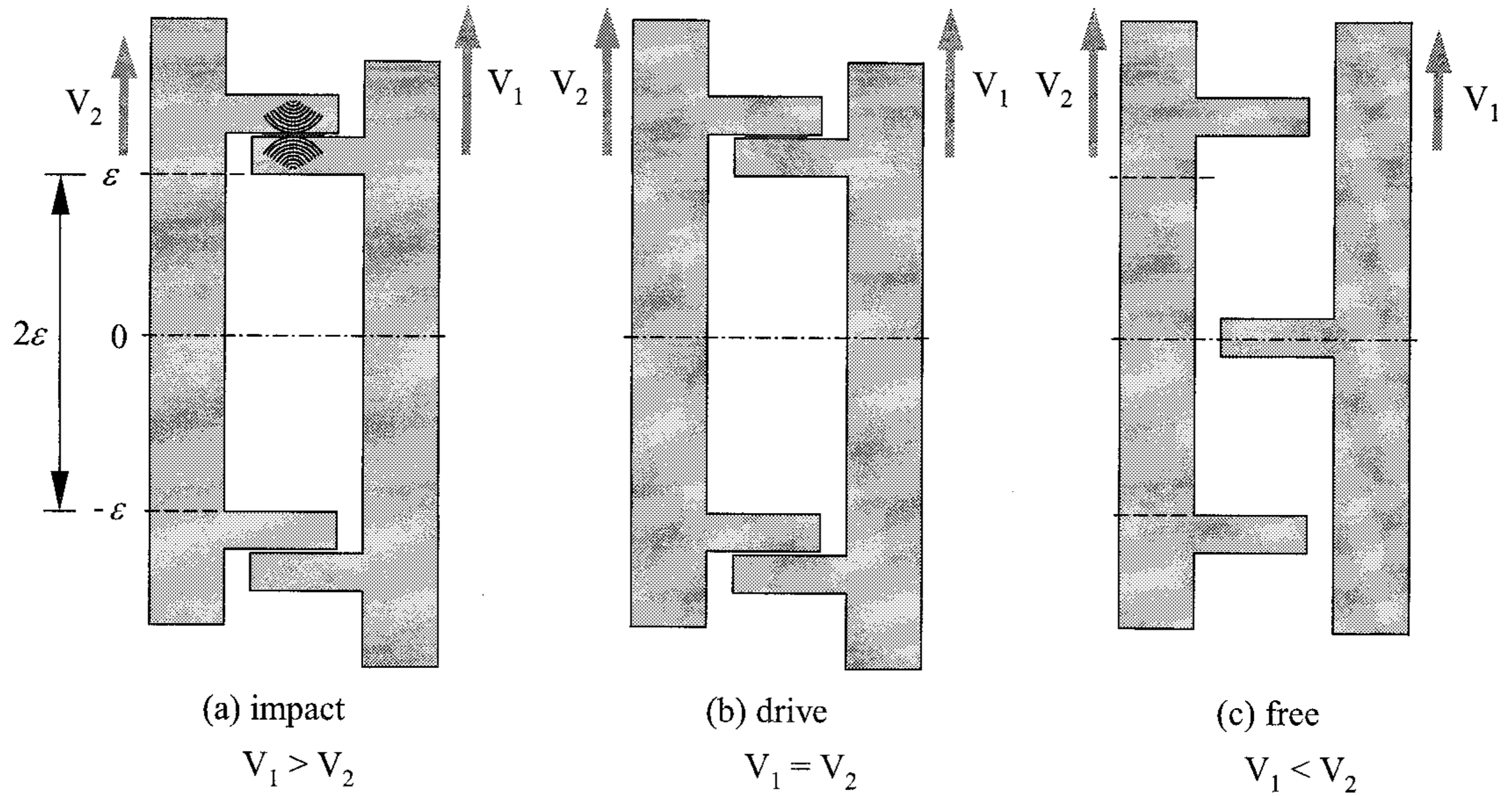


Fig. 4.17 Types of gear motions.

구동 기어와 피동 기어 사이의 상대 각속도, 전달 토크, 피치원 상에서 상대 변위는 각각 식 (4.21)에서와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta x_{GP} &= R_{g1}\theta_{g1} - R_{g2}\theta_{g2} \\ \Delta \omega_{GP} &= \omega_{g1} - \frac{1}{N}\omega_{g2} \\ \Delta T_{GP} &= T'_{g1} - N \cdot T'_{g2} \\ &= (T_{g1} - D_{g1}) - N \cdot (T_{g2} - D_{g2}) \end{aligned} \quad (4.21)$$

여기서, Δx_{GP} = 피치원 상에서 상대 변위

R_{g1}, R_{g2} = 구동 기어와 피동 기어의 피치원 반경

θ_{g1}, θ_{g2} = 구동 기어와 피동 기어의 각변위

$\Delta\omega_{GP}$ = 상대 각속도

ω_{g1}, ω_{g2} = 구동 기어와 피동 기어의 각속도

ΔT_{GP} = 전달 토크의 차이

T'_{g1}, T'_{g2} = 구동 기어와 피동 기어에 작용하는 토크

T_{g1}, T_{g2} = 구동 기어와 피동 기어에 작용하는 전달 토크

D_{g1}, D_{g2} = 구동 기어와 피동 기어에 작용하는 저항 토크

그림 4.18은 상대 변위, 상대 각속도, 전달 토크의 차이로써 기어의 운동 상태를 결정하기 위한 기준을 제시한 것이다. 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, ω_{IL} 을 설정하고 이를 기준으로 세 부분으로 구분하였다. 충돌 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 저속이고 토크 차이가 양일 때와 상대 변위가 양의 백래시보다 클 때 일어나며, 음의 구동은 음의 접촉 지역에서 상대 각속도가 충돌 제한 속도보다 저속이고 토크 차이가 음일 때와 상대 변위가 음의 백래시보다 작을 때 발생한다. 이외의 경우에는 모두 두 기어가 접촉하지 않는 자유 상태가 된다.

충돌 상태일 때 두 기어에는 일정한 크기의 충격 토크가 Δt 시간 동안 작용하는 것으로 가정하였다. 충격 토크는 두 단계로 구하였다. 첫 번째 단계에서는 반발 계수를 이용하여 충돌 후의 각속도를 구한다. 두 번째 단계에서는 각충격량-운동량(angular impulse and momentum)의 원리를 적용하여 충격 토크를 구한다. 식 (4.22)는 두 기어에 대한 각 운동량 보존 법칙을 적용한 식이다.

Δx_{GP}	$\Delta \omega_{GP}$	ΔT_{GP}	Movement	
$\varepsilon \leq \Delta x_{GP}$			Drive(+)	
$0.995\varepsilon < \Delta x_{GP} < \varepsilon$	$\omega_{IL} < \Delta \omega_{GP}$		Impact(+)	
	$-\omega_{IL} < \Delta \omega_{GP} \leq \omega_{IL}$	$0 \leq \Delta T_{GP}$	Drive(+)	
		$\Delta T_{GP} < 0$	Free	
	$\Delta \omega_{GP} \leq -\omega_{IL}$			
$-0.995\varepsilon \leq \Delta x_{GP} \leq 0.995\varepsilon$			Free	
$-\varepsilon < \Delta x_{GP} < -0.995\varepsilon$	$-\omega_{IL} < \Delta \omega_{GP}$			
	$-\omega_{IL} < \Delta \omega_{GP} \leq \omega_{IL}$	$0 \leq \Delta T_{GP}$		
		$\Delta T_{GP} < 0$		Drive(-)
$\Delta \omega_{GP} \leq -\omega_{IL}$			Impact(-)	
$\Delta x_{GP} \leq -\varepsilon$			Drive(-)	

Fig. 4.18 Determination of types of gear motions.

$$\begin{aligned}
& J_{g1} \cdot \omega_{g1}(t_1) + (N^2 \cdot J_{g2}) \cdot \left[\frac{\omega_{g2}(t_1)}{N} \right] \\
& = J_{g1} \cdot \omega_{g1}(t_1 + \Delta t) + (N^2 \cdot J_{g2}) \cdot \left[\frac{\omega_{g2}(t_1 + \Delta t)}{N} \right] \quad (4.22)
\end{aligned}$$

여기서, J_{g1} = 기어 1의 질량관성모멘트

J_{g2} = 기어 2의 질량관성모멘트

N = 두 기어 사이의 감속비

ω_{g1} = 기어 1의 각속도

ω_{g2} = 기어 2의 각속도

t_1 = 충돌 전 시간

$t_1 + \Delta t$ = 충돌 후 시간

충돌 전후 피치원 상에서 기어의 상대 각속도를 반발계수 e 로 나타내면,

$$e = \frac{\frac{\omega_{g2}(t_1 + \Delta t)}{N} - \omega_{g1}(t_1 + \Delta t)}{\omega_{g1}(t_1) - \frac{\omega_{g2}(t_1)}{N}} \quad (4.23)$$

가 된다. 식 (4.22)와 식 (4.23)을 이용하여 충돌 후의 기어 1의 속도 $\omega_{g1}(t_1 + \Delta t)$ 와 기어 2의 속도 $\omega_{g2}(t_1 + \Delta t)$ 를 구하면 각각 다음 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
\omega_{g1}(t_1 + \Delta t) &= \frac{\left[1 - e \cdot N^2 \cdot \frac{J_{g2}}{J_{g1}} \right] \cdot \omega_{g1}(t_1) + (e + 1) \cdot N \cdot \frac{J_{g2}}{J_{g1}} \cdot \omega_{g2}(t_1)}{1 + N^2 \cdot \frac{J_{g2}}{J_{g1}}} \\
\omega_{g2}(t_1 + \Delta t) &= \frac{N \cdot (e + 1) \cdot \omega_{g1}(t_1) + \left[N^2 \cdot \frac{J_{g2}}{J_{g1}} - e \right] \cdot \omega_{g2}(t_1)}{1 + N^2 \cdot \frac{J_{g2}}{J_{g1}}} \quad (4.24)
\end{aligned}$$

각충격량-운동량의 원리를 이용하여 Δt 시간 동안에 각각의 기어에 작용하는 충격 토크는 다음과 같이 표현된다.

$$T_{im,g1} = J_{g1} \cdot \frac{\omega_{g1}(t_1 + \Delta t) - \omega_{g1}(t_1)}{\Delta t}$$

$$T_{im,g2} = -\frac{T_{im,g1}}{N} \quad (4.25)$$

여기서, $T_{im,g1} = \Delta t$ 시간 동안에 기어 1에 작용하는 충격 토크

$T_{im,g2} = \Delta t$ 시간 동안에 기어 2에 작용하는 충격 토크

구동 기어를 기어 1, 피동 기어를 기어 2로 하고 피동 기어를 무부하 상태로 가정하면 충돌 상태에서 각 기어에 작용하는 토크는 식 (4.26)에서와 같다.

$$T_{g1,impact} = T_{g1} - D_{g1} + T_{im,g1}$$

$$T_{g2,impact} = -D_{g2} - \frac{T_{im,g1}}{N} \quad (4.26)$$

여기서, $T_{g1,impact} =$ 충돌시 기어 1에 작용하는 토크

$T_{g2,impact} =$ 충돌시 기어 2에 작용하는 토크

$T_{g1} =$ 전달 토크

$D_{g1}, D_{g2} =$ 기어 1과 2에 작용하는 저항 토크

구동 상태에서는 두 기어의 원주 속도가 같다. 구동 상태에서 각 기어에 작용하는 토크는 기어의 질량관성모멘트와 각가속도로써 표현할 수 있다. 구동시 각 기어에 작용하는 토크는 식 (4.27)과 같다.

$$T_{g1,drive} = \frac{J_{g1}}{J_{g1} + N^2 \cdot J_{g2}} \times [T_{g1} - D_{g1} - N \cdot D_{g2}]$$

$$T_{g2,drive} = \frac{N \cdot J_{g2}}{J_{g1} + N^2 \cdot J_{g2}} \times [T_{g1} - D_{g1} - N \cdot D_{g2}] \quad (4.27)$$

여기서, $T_{g1,drive} =$ 구동시 기어 1에 작용하는 토크

$T_{g2,drive} =$ 구동시 기어 2에 작용하는 토크

자유 상태에서는 두 기어가 분리된 상태이다. 자유 상태의 기어는 축에서 전달되는 토크와 저항 토크에 의한 영향을 받는다. 자유 상태에서 기어에 작용하는 토크는 식 (4.28)에서와 같다.

$$\begin{aligned}
 T_{g1,free} &= T_{g1} - D_{g1} \\
 T_{g2,free} &= -D_{g2}
 \end{aligned}
 \tag{4.28}$$

여기서, $T_{g1,free}$ = 자유 상태에서 기어 1에 작용하는 토크

$T_{g2,free}$ = 자유 상태에서 기어 2에 작용하는 토크

4) 기어의 맞물림 강성

그림 4.19에서와 같이 두 기어가 접촉하여 회전하면 두 기어 사이에는 작용선 방향으로 압축 변형에 의한 탄성력이 작용한다. 이 탄성력은 식 (4.18)과 같이 표현되며, 이때 탄성력은 그림 4.20에서와 같이 두 기어 사이에 작용하는 가상적인 스프링 상수에 의하여 결정된다. 이 가상적인 스프링 상수를 기어의 맞물림 강성이라고 한다. 그림 4.20에서 k_g 는 맞물림 강성, R_{b1} , R_{b2} 는 각각 구동 기어와 피동 기어의 기초원 반경을 나타낸다. 기어가 회전할 때 맞물림 강성은 기어의 순간

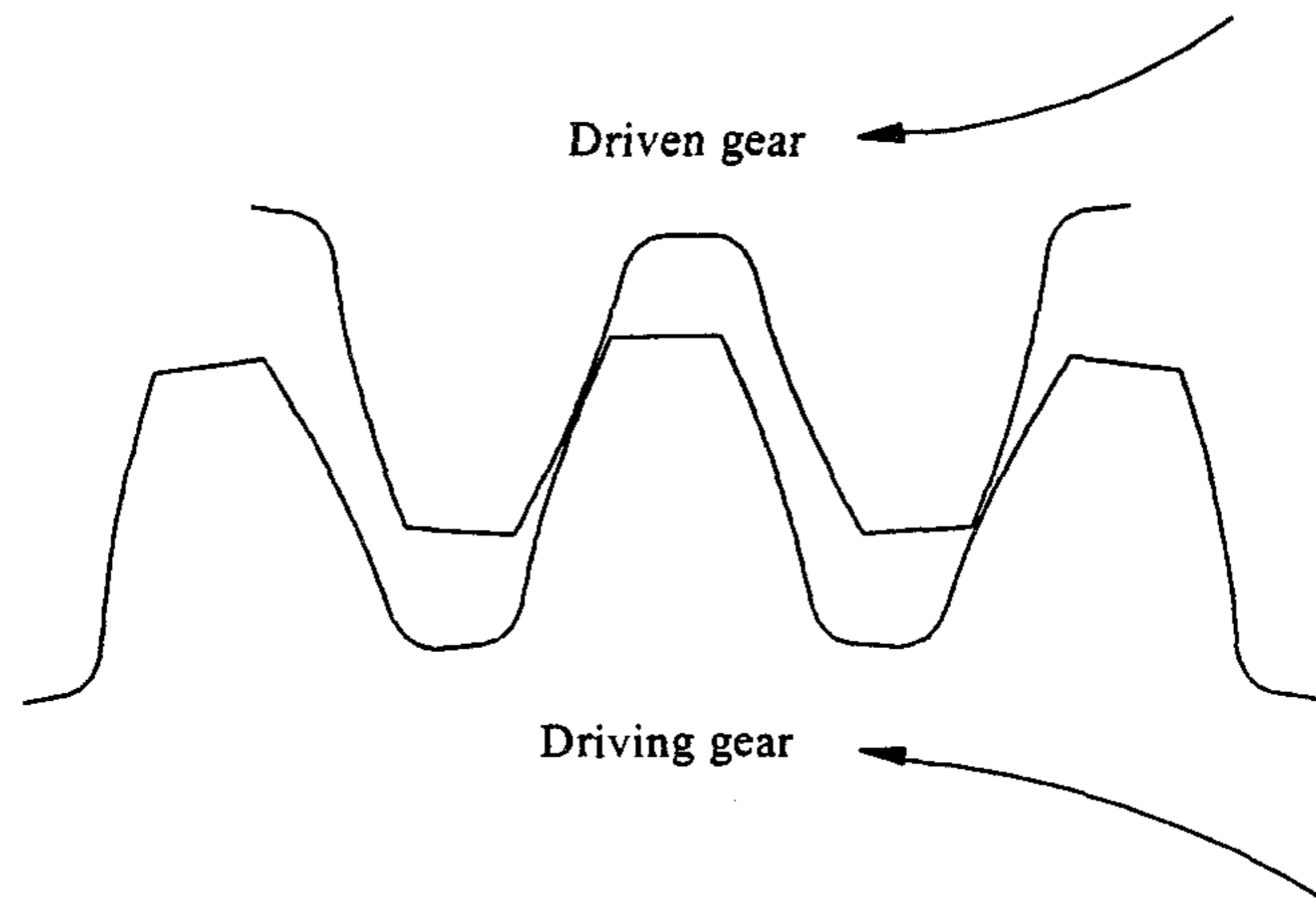


Fig. 4.19 Gear mesh.

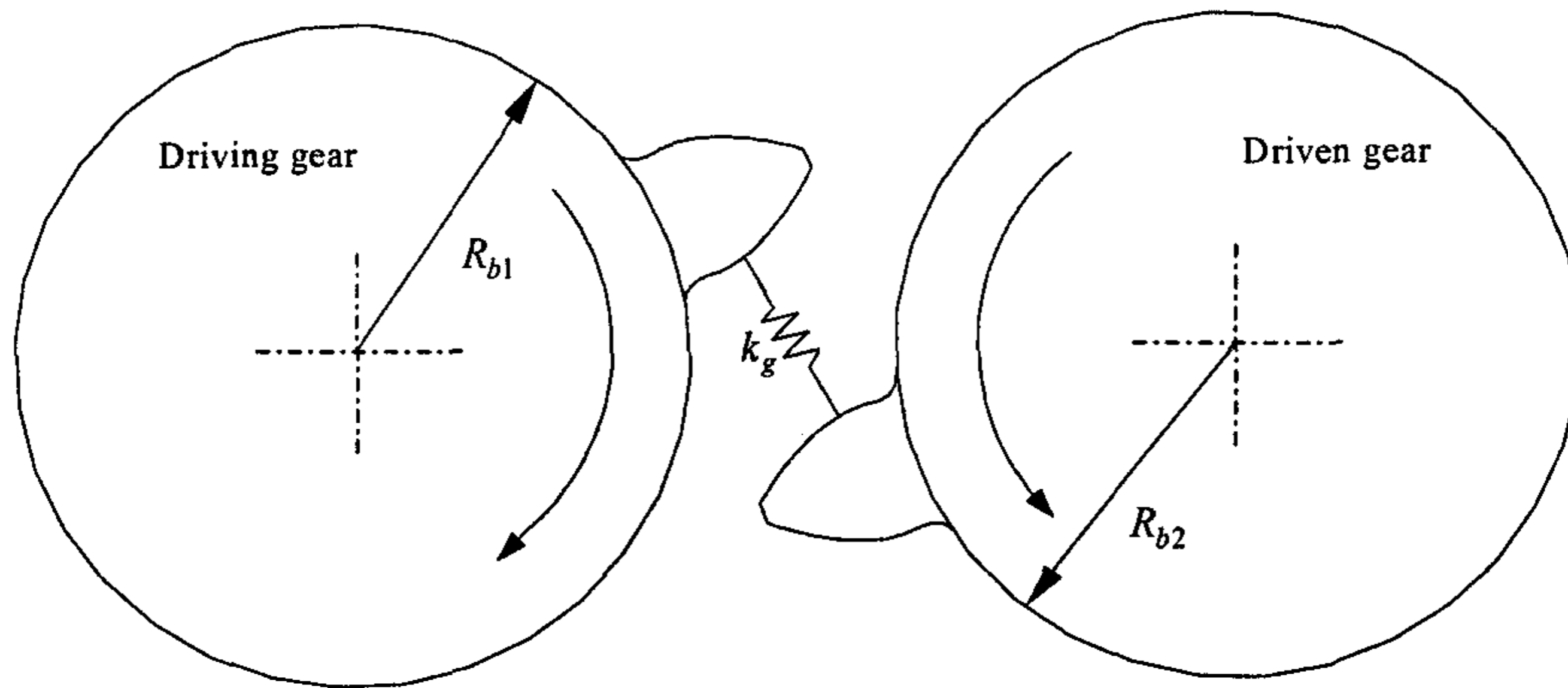


Fig. 4.20 Modeling of mesh stiffness.

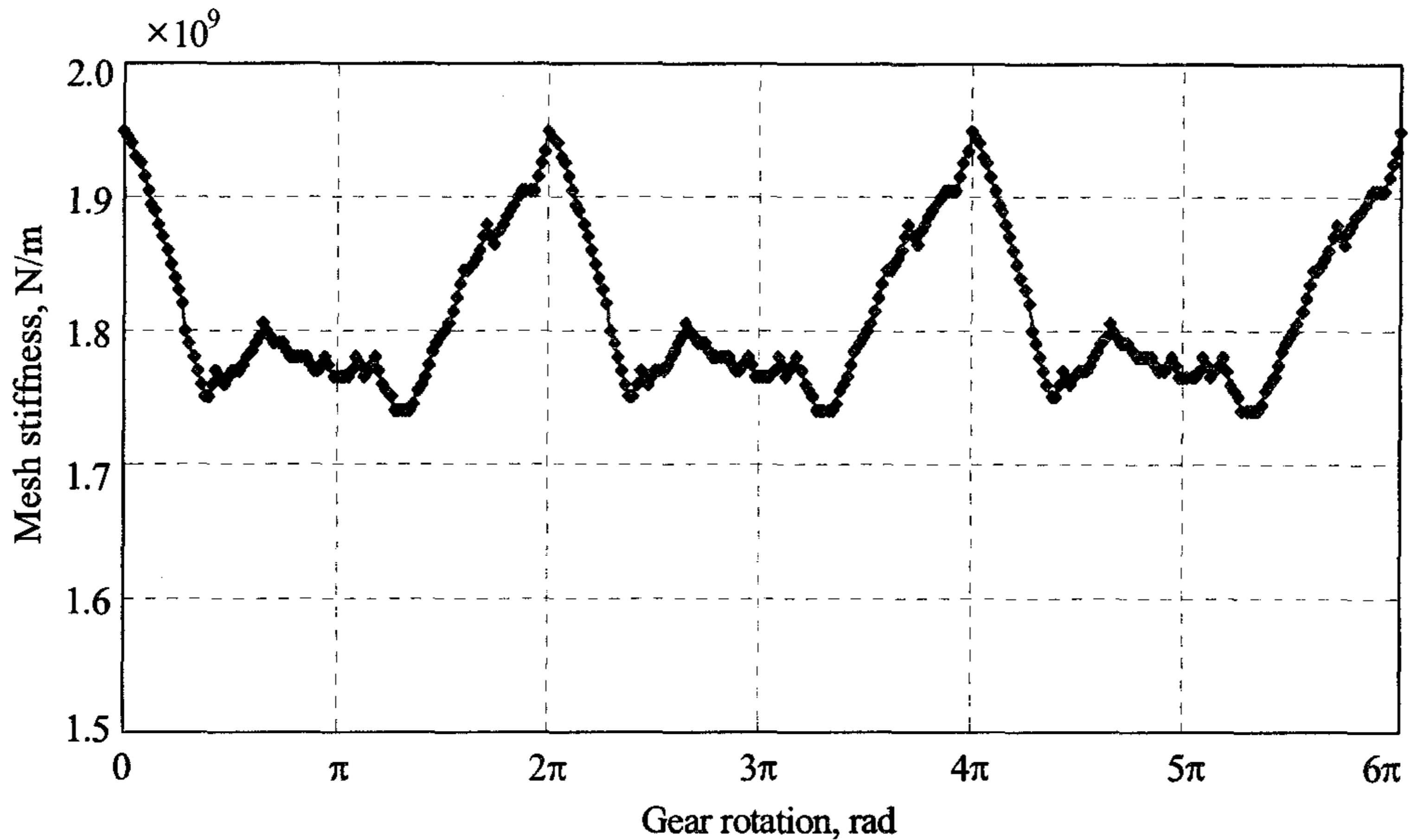
접촉율과 함께 계속 변한다. PTO 전동 라인에서 기어의 맞물림 강성은 상용 소프트웨어인 PGT Designer(최, 2002)를 이용하여 구하였다. 표 4.4는 전동 라인 모형에서 기어의 맞물림 강성을 구하기 위한 소프트웨어의 입력값을 나타낸 것이다.

Table 4.4 Gear parameters of PTO driveline

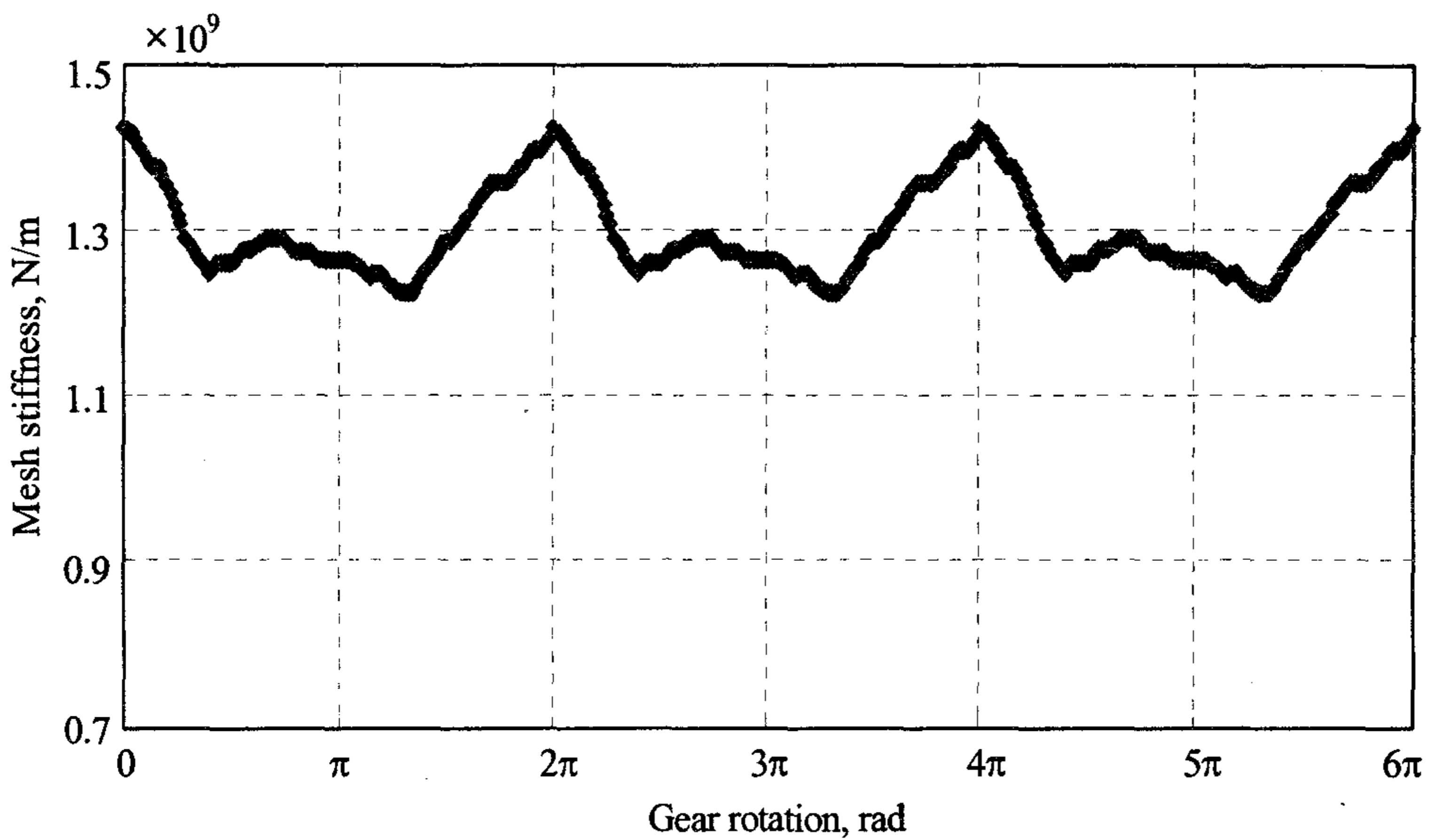
	Gear, 11T	Gear, 49T	Gear, 14T	Gear, 46T
No. of teeth	11	49	14	46
Module	3	3	3	3
Pressure angle, deg	20	20	20	20
Helix angle, deg	+ 18	- 18	+ 18	- 18
Addendum coefficient	1	1	1	1
Center distance, mm	95.95	95.95	95.95	95.95
Addendum modification coefficient	0.455	0.003	0.455	0.003
Standard PCD, mm	34.848	154.565	44.161	145.102
Lead, mm	335.491	1494.462	426.989	1402.964
Base circle diameter, mm	32.406	144.355	41.244	135.517
Backlash, mm	0.10 ~ 0.25	0.10 ~ 0.25	0.10 ~ 0.25	0.05 ~ 0.13
Width, mm	43.0	34.0	37.5	28.0

* PCD: pitch circle diameter

그림 4.21은 상용 소프트웨어를 이용하여 구한 기어의 맞물림 강성을 나타낸 것이다. 기어의 맞물림 강성은 360° 를 주기로 변하며, 평균 맞물림 강성은 14-46T의 경우 1.8167×10^9 N/m, 11-49T의 경우 1.2998×10^9 N/m이었다.



(a) Gear pair, 14T-46T



(b) Gear pair, 11T-49T

Fig. 4.21 Calculated mesh stiffness.

다. 전동축 모형

전동축은 PTO 전동 라인의 부품 중에서 비틀림 강성이 가장 작은 부품이다. 따라서 전동축이 전동 라인의 운동 특성에 미치는 영향은 상대적으로 크다. 그림 4.22는 전동축의 모형을 나타낸 것이다. 전동축은 질량관성모멘트, 비틀림 강성, 비틀림 감쇠 계수의 세 변수로 모형화하였으며, 모형의 자유도는 1로 하였다. 비틀림 강성과 비틀림 감쇠 계수는 그림 4.22에서와 같이 좌우로 등가 직렬 분배하였다.

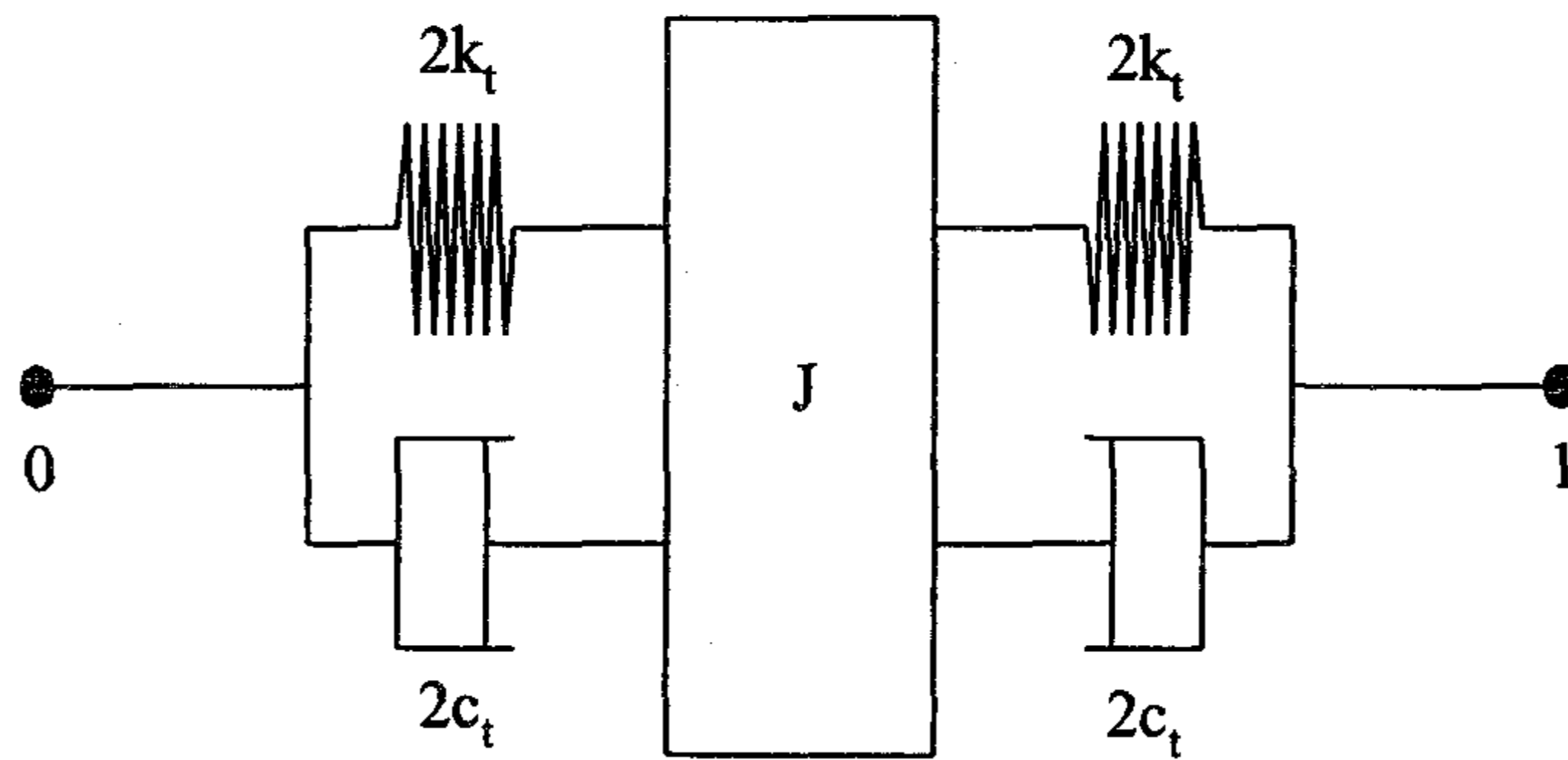


Fig. 4.22 Modeling of transmission shaft.

전동축에 작용하는 토크는 모형의 연결점 0과 1의 각변위와 각속도에 의하여 결정된다. 식 (4.29)는 전동축에 작용하는 토크를 구하기 위한 식이다.

$$T_{shaft}(\theta) = 2k_t(\theta_0 - \theta_1) + 2c_t(\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_1) \quad (4.29)$$

여기서, T_{shaft} = 전동축에 작용하는 토크

k_t = 전동축의 비틀림 강성

c_t = 전동축의 비틀림 댐핑 계수

θ_0, θ_1 = 전동축 양단의 각변위

$\dot{\theta}_0, \dot{\theta}_1$ = 전동축 양단의 각속도

라. PTO 클러치 모형

PTO 클러치는 엔진에서 PTO축으로 전달되는 동력을 단속한다. 엔진 직결식 PTO 전동 라인의 PTO 클러치는 비틀림 댐퍼의 기능이 없으므로 엔진의 토크 변동이 PTO축으로 직접 전달된다.

PTO 클러치 모형은 자유도가 1인 질량관성모멘트로써 모형화하였다. 그림 4.23은 PTO 클러치의 모형을 나타낸 것이고, 식 (4.30)은 PTO 클러치에 작용하는 토크를 나타낸 것이다.

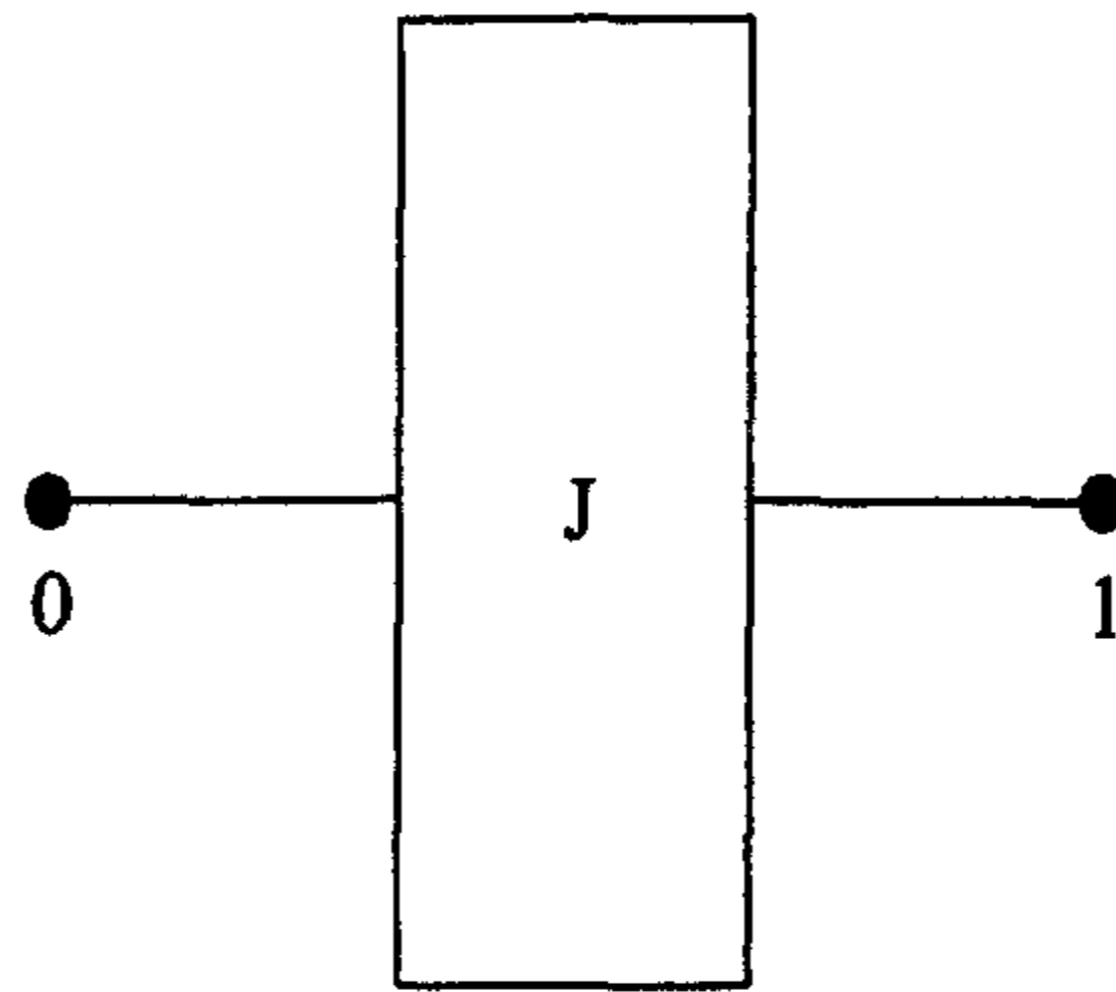


Fig. 4.23 Modeling of PTO clutch.

$$T_{PTOclutch} = T_0 - T_1 \quad (4.30)$$

여기서, $T_{PTOclutch}$ = PTO 클러치에 작용하는 토크

T_0, T_1 = 클러치의 입력부와 출력부에 작용하는 토크

3. PTO 전동 라인의 모형화와 운동 방정식

그림 4.24는 전동 라인을 구성하는 기본 요소의 모형을 결합하여 개발한 PTO 전동 라인 전체의 모형이다. 전동 라인 모형은 24개의 요소로 구성하였으며, 자유도는 10으로 하였다.

PTO축은 작업기의 부하 토크가 작용하는 축으로서, 공회전 상태에서는 부하 토크가 작용하지 않으므로 질량관성모멘트만으로 모형화하였다. 따라서 PTO 변속부가 중립일 경우에는 PTO축의 질량관성모멘트는 고려하지 않았으며, PTO 변속부가 1단일 때에는 피동 기어 49T에, PTO 변속부가 2단일 때에는 피동 기

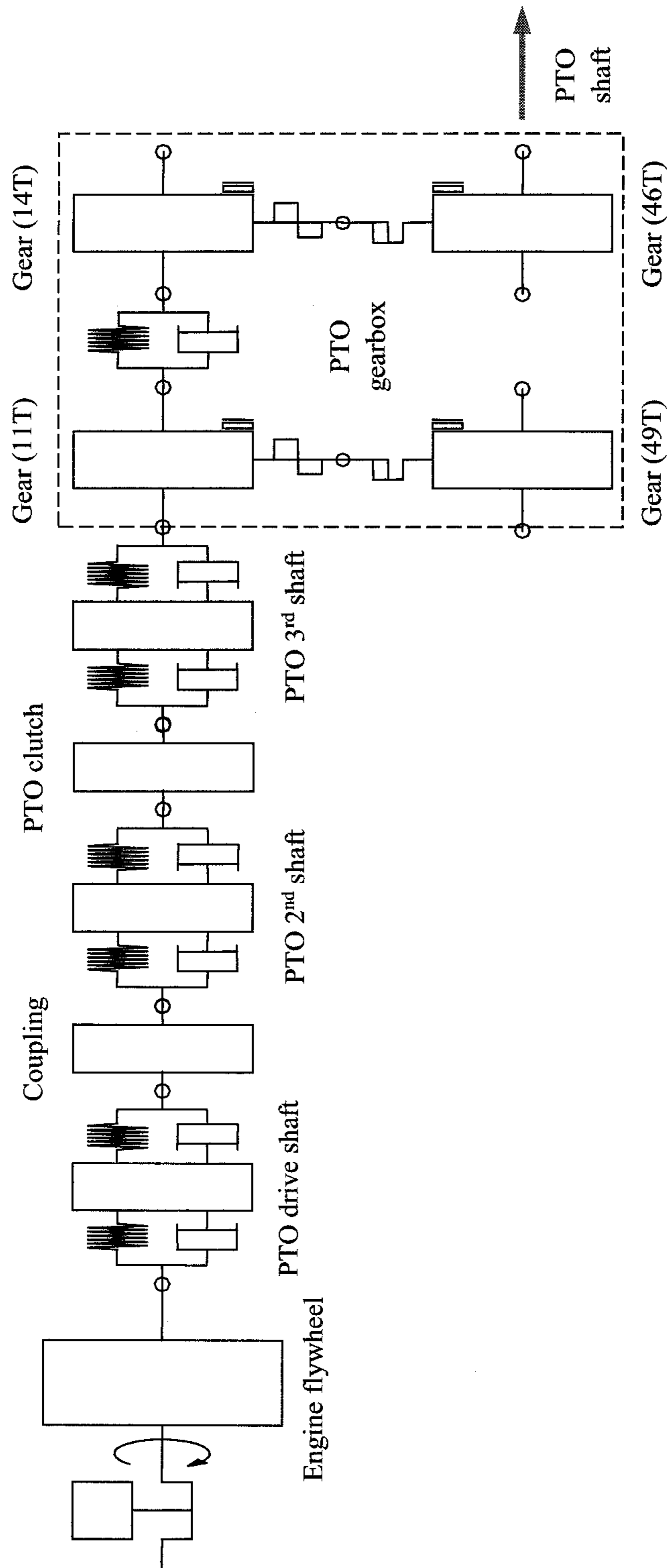


Fig. 4.24 Modeling of the whole PTO driveline.

어 46T에 PTO축의 질량관성모멘트를 포함하였다. 또한 구동 기어 11T와 14T는 2개의 기어 및 1개의 스프링과 댐퍼로 모형화하였다. 두 기어를 연결하는 전동축의 질량관성모멘트는 등분하여 각 기어에 포함하였다.

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 설계 도면의 값을 참조하여 상수로 가정하였다. 맞물림 강성은 구동 기어의 각변위에 따라 주기적으로 변하므로 조화 함수로써 모형화하였다. 충돌은 구동 기어와 피동 기어에 작용하는 충격 토크를 고려하였다.

가. 고유 진동 해석 모형과 운동 방정식

그림 4.25는 전동 라인의 고유 모드를 구명하기 위하여 전동 라인을 비감쇠 모형으로 나타낸 것이다. 비감쇠 전동 라인의 운동 방정식은 식 (4.31)과 같다.

$$\begin{aligned}
 J_f \ddot{\theta}_f + k_{pds} \theta_f - k_{pds} \theta_{pds} &= 0 \\
 J_{pds} \ddot{\theta}_{pds} - k_{pds} \theta_f + (k_{pds} + k_{pds}) \theta_{pds} - k_{pds} \theta_c &= 0 \\
 J_c \ddot{\theta}_c - k_{pds} \theta_{pds} + (k_{pds} + k_{p2s}) \theta_c - k_{p2s} \theta_{p2s} &= 0 \\
 J_{p2s} \ddot{\theta}_{p2s} - k_{p2s} \theta_c + (k_{p2s} + k_{p2s}) \theta_{p2s} - k_{p2s} \theta_{cl} &= 0 \\
 J_{cl} \ddot{\theta}_{cl} - k_{p2s} \theta_{p2s} + (k_{p2s} + k_{p3s}) \theta_{cl} - k_{p3s} \theta_{p3s} &= 0 \quad (4.31) \\
 J_{p3s} \ddot{\theta}_{p3s} - k_{p3s} \theta_{cl} + (k_{p3s} + k_{p3s}) \theta_{p3s} - k_{p3s} \theta_{11} &= 0 \\
 J_{11} \ddot{\theta}_{11} - k_{p3s} \theta_{p3s} + (k_{p3s} + k_s) \theta_{11} - k_s \theta_{14} \\
 &\quad + k_{g1} R_{11}^2 \theta_{11} - k_{g1} R_{11} R_{49} \theta_{49} = 0 \\
 J_{14} \ddot{\theta}_{14} - k_s \theta_{11} + k_s \theta_{14} + k_{g2} R_{14}^2 \theta_{14} - k_{g2} R_{14} R_{46} \theta_{46} &= 0 \\
 J_{49} \ddot{\theta}_{49} - k_{g1} R_{11} R_{49} \theta_{11} + k_{g1} R_{49}^2 \theta_{49} &= 0 \\
 J_{46} \ddot{\theta}_{46} - k_{g2} R_{14} R_{46} \theta_{14} + k_{g2} R_{46}^2 \theta_{46} &= 0
 \end{aligned}$$

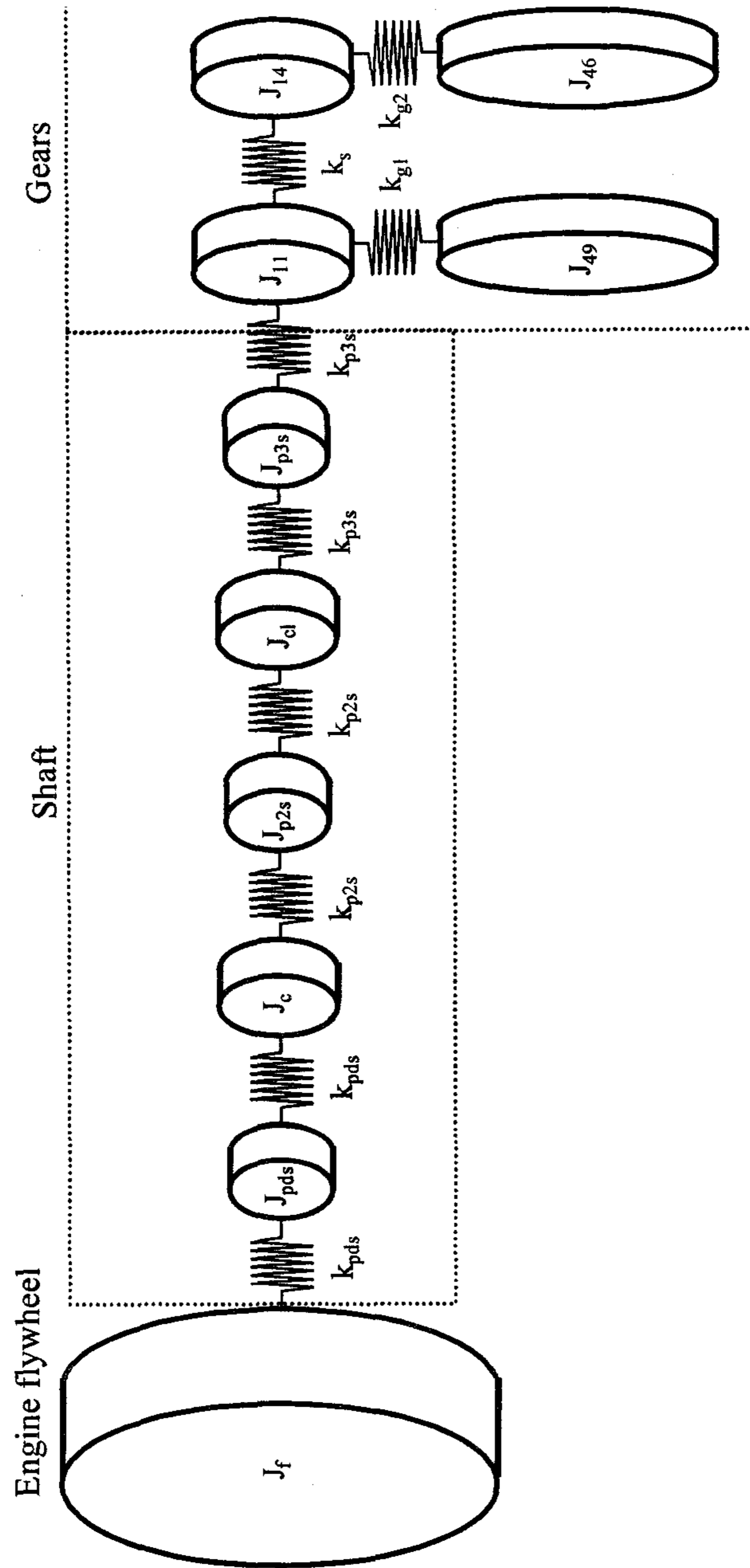


Fig. 4.25 Undamped model of PTO driveline for natural mode analysis

여기서, J_f = 엔진 플라이휠의 질량관성모멘트

J_{pds} = PTO 구동축의 질량관성모멘트

J_c = 커플링의 질량관성모멘트

J_{p2s} = PTO 2번 축의 질량관성모멘트

J_{cl} = PTO 클러치의 질량관성모멘트

J_{p3s} = PTO 3번 축의 질량관성모멘트

J_{11} = 구동 기어 11T의 질량관성모멘트

J_{14} = 구동 기어 14T의 질량관성모멘트

J_{49} = 피동 기어 49T의 질량관성모멘트

J_{46} = 피동 기어 46T의 질량관성모멘트

θ_f = 플라이휠의 각변위

θ_{pds} = PTO 구동축의 각변위

θ_c = 커플링의 각변위

θ_{p2s} = PTO 2번 축의 각변위

θ_{cl} = PTO 클러치의 각변위

θ_{p3s} = PTO 3번 축의 각변위

θ_{11} = 구동 기어 11T의 각변위

θ_{14} = 구동 기어 14T의 각변위

θ_{49} = 피동 기어 49T의 각변위

θ_{46} = 피동 기어 46T의 각변위

k_{pds} = PTO 구동축의 비틀림 강성

k_{p2s} = PTO 2번 축의 비틀림 강성

k_{p3s} = PTO 3번 축의 비틀림 강성

k_s = 구동 기어축(11T-14T)의 비틀림 강성

k_{g1} = 기어쌍 11T-49T의 맞물림 강성

k_{g2} = 기어쌍 14T-46T의 맞물림 강성

R_{11} = 구동 기어 11T의 피치원 반경

R_{14} = 구동 기어 14T의 피치원 반경

R_{49} = 피동 기어 49T의 피치원 반경

R_{46} = 피동 기어 46T의 피치원 반경

식 (4.31)을 행렬 방정식으로 표현하면 식 (4.32)와 같다. 계수 행렬 $[J]$, $[K]$ 및 벡터 $\{\theta\}$ 의 구성 요소는 부록 B에서와 같다.

$$\begin{aligned} [J] \{\ddot{\theta}\} + [K] \{\theta\} &= \{0\} \\ -\omega_n^2 [J] \{\theta\} + [K] \{\theta\} &= \{0\} \end{aligned} \quad (4.32)$$

여기서, $[J]$ = 10×10 질량관성모멘트 행렬

$[K]$ = 10×10 비틀림 강성 행렬

$\{\theta\}$ = 10×1 각변위 벡터

ω_n = 고유 각속도

나. 운동 특성 해석 모형과 운동 방정식

그림 4.26은 래틀 현상을 구명하기 위한 전동 라인을 감쇠 모형으로 나타낸 것이다. 감쇠 모형의 운동 방정식은 식 (4.33)과 같다. 운동 방정식에는 엔진의 구동 토크와 기어의 저항 토크를 포함하였다.

$$\begin{aligned} J_f \ddot{\theta}_f + k_{pds} \theta_f - k_{pds} \theta_{pds} + c_{pds} \dot{\theta}_f - c_{pds} \dot{\theta}_{pds} &= T_e \\ J_{pds} \ddot{\theta}_{pds} - k_{pds} \theta_f + (k_{pds} + k_{pds}) \theta_{pds} - k_{pds} \theta_c & \\ - c_{pds} \dot{\theta}_f + (c_{pds} + c_{pds}) \dot{\theta}_{pds} - c_{pds} \dot{\theta}_c &= 0 \\ J_c \ddot{\theta}_c - k_{pds} \theta_{pds} + (k_{pds} + k_{p2s}) \theta_c - k_{p2s} \theta_{p2s} & \\ - c_{pds} \dot{\theta}_{pds} + (c_{pds} + c_{p2s}) \dot{\theta}_c - c_{p2s} \dot{\theta}_{p2s} &= 0 \end{aligned}$$

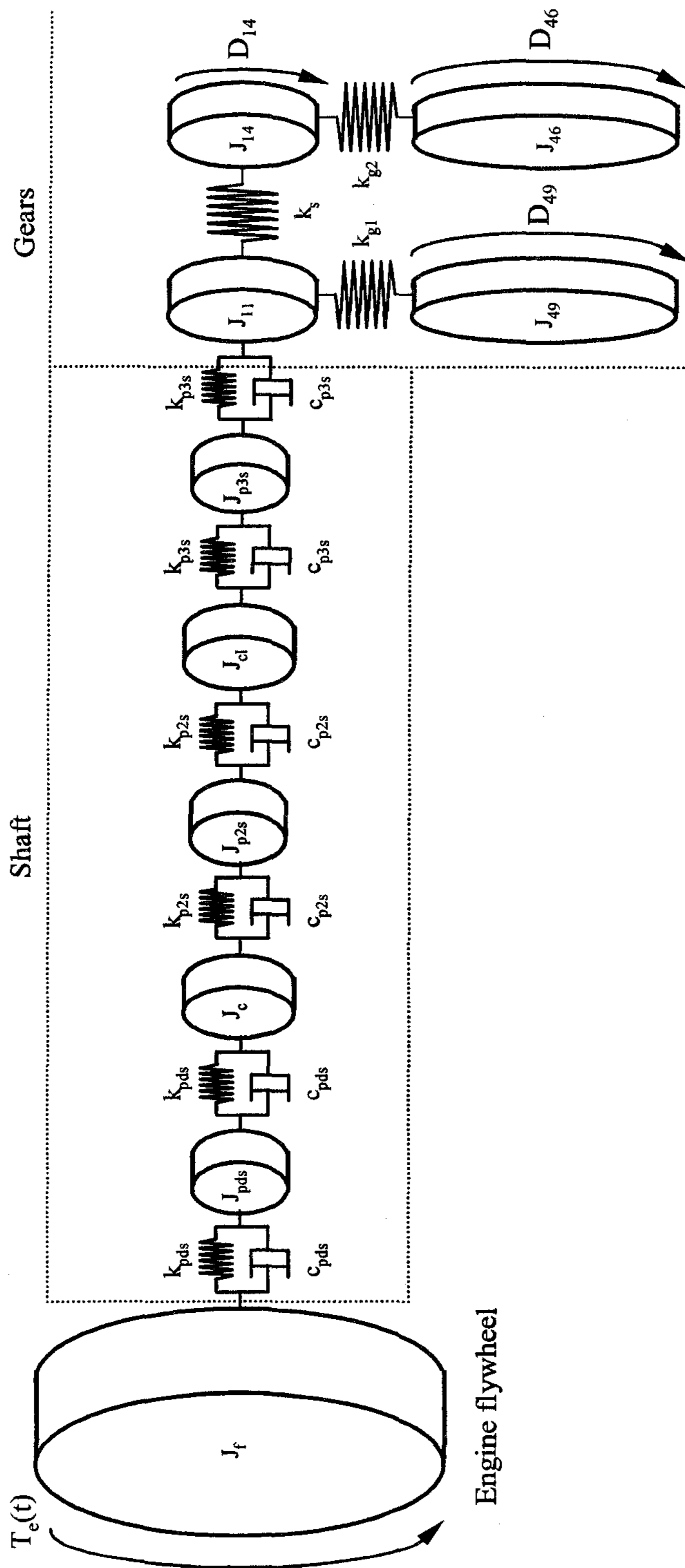


Fig. 4.26 Damped model of PTO driveline for rattle analysis.

$$J_{p2s} \ddot{\theta}_{p2s} - k_{p2s} \theta_c + (k_{p2s} + k_{p2s}) \theta_{p2s} - k_{p2s} \theta_{cl} \quad (4.33)$$

$$- c_{p2s} \dot{\theta}_c + (c_{p2s} + c_{p2s}) \dot{\theta}_{p2s} - c_{p2s} \dot{\theta}_{cl} = 0$$

$$J_{cl} \ddot{\theta}_{cl} - k_{p2s} \theta_{p2s} + (k_{p2s} + k_{p3s}) \theta_{cl} - k_{p3s} \theta_{p3s}$$

$$- c_{p2s} \dot{\theta}_{p2s} + (c_{p2s} + c_{p3s}) \dot{\theta}_{cl} - c_{p3s} \dot{\theta}_{p3s} = 0$$

$$J_{p3s} \ddot{\theta}_{p3s} - k_{p3s} \theta_{cl} + (k_{p3s} + k_{p3s}) \theta_{p3s} - k_{p3s} \theta_{11}$$

$$- c_{p3s} \dot{\theta}_{cl} + (c_{p3s} + c_{p3s}) \dot{\theta}_{p3s} - c_{p3s} \dot{\theta}_{11} = 0$$

$$J_{11} \ddot{\theta}_{11} - k_{p3s} \theta_{p3s} + (k_{p3s} + k_s) \theta_{11} - k_s \theta_{14} - c_{p3s} \dot{\theta}_{p3s} + c_{p3s} \dot{\theta}_{11}$$

$$+ k_{g1} R_{11}^2 \theta_{11} - k_{g1} R_{11} R_{49} \theta_{49} = k_{g1} R_{11} \epsilon$$

$$J_{14} \ddot{\theta}_{14} - k_s \theta_{11} + k_s \theta_{14} + k_{g2} R_{14}^2 \theta_{14} - k_{g2} R_{14} R_{46} \theta_{46} = k_{g2} R_{14} \epsilon - D_{14}$$

$$J_{49} \ddot{\theta}_{49} - k_{g1} R_{11} R_{49} \theta_{11} + k_{g1} R_{49}^2 \theta_{49} = -k_{g1} R_{49} \epsilon - D_{49}$$

$$J_{46} \ddot{\theta}_{46} - k_{g2} R_{14} R_{46} \theta_{14} + k_{g2} R_{46}^2 \theta_{46} = -k_{g2} R_{46} \epsilon - D_{46}$$

여기서, T_e = 엔진의 구동 토크

2ϵ = 기어의 백래시

D_{14} = 구동 기어 14T의 저항 토크

D_{49} = 피동 기어 49T의 저항 토크

D_{46} = 피동 기어 46T의 저항 토크

식 (4.33)을 행렬 방정식으로 표현하면 식 (4.34)와 같다. 계수 행렬 $[J]$, $[C]$ $[K]$ 및 벡터 $\{\theta\}$, $\{T\}$ 의 구성 요소는 부록 B에서와 같다.

$$[J] \{\ddot{\theta}\} + [C] \{\dot{\theta}\} + [K] \{\theta\} = \{T\} \quad (4.34)$$

여기서, $[J]$ = 10×10 질량관성모멘트 행렬

$[C]$ = 10×10 비틀림 댐핑 계수 행렬

$[K]$ = 10×10 비틀림 강성 행렬

$\{\theta\}$ = 10×1 각변위 벡터

$$\{T\} = 10 \times 1 \text{ 토크 벡터}$$

제2절 PTO 전동 라인의 각속도 및 치타음 측정

1. 실험용 PTO 전동 라인

PTO 전동 라인의 모형을 검증하기 위하여 실내 실험실에 검증 실험용 PTO 전동 라인을 설치하였다. 실험용 PTO 전동 라인은 시험 트랙터의 PTO 전동 라인과 동일한 것을 사용하였으며 엔진도 실험 트랙터와 동일한 4사이클 3기통 디젤 엔진을 부착하였다. 변속기 하우징 내부에는 주변속기와 부변속기는 설치하지 않았으며, 필요한 PTO 전동 라인만을 설치하였다. 그림 4.27은 실내에 설치된 실험용 PTO 전동 라인을 나타낸 것이다.

그림 4.28은 2단 변속으로 되어 있는 PTO 변속부의 내부를 나타낸 것으로서, 그림 4.28(a)에서 왼쪽이 11T-49T, 오른쪽이 14T-46T인 변속 기어이다.

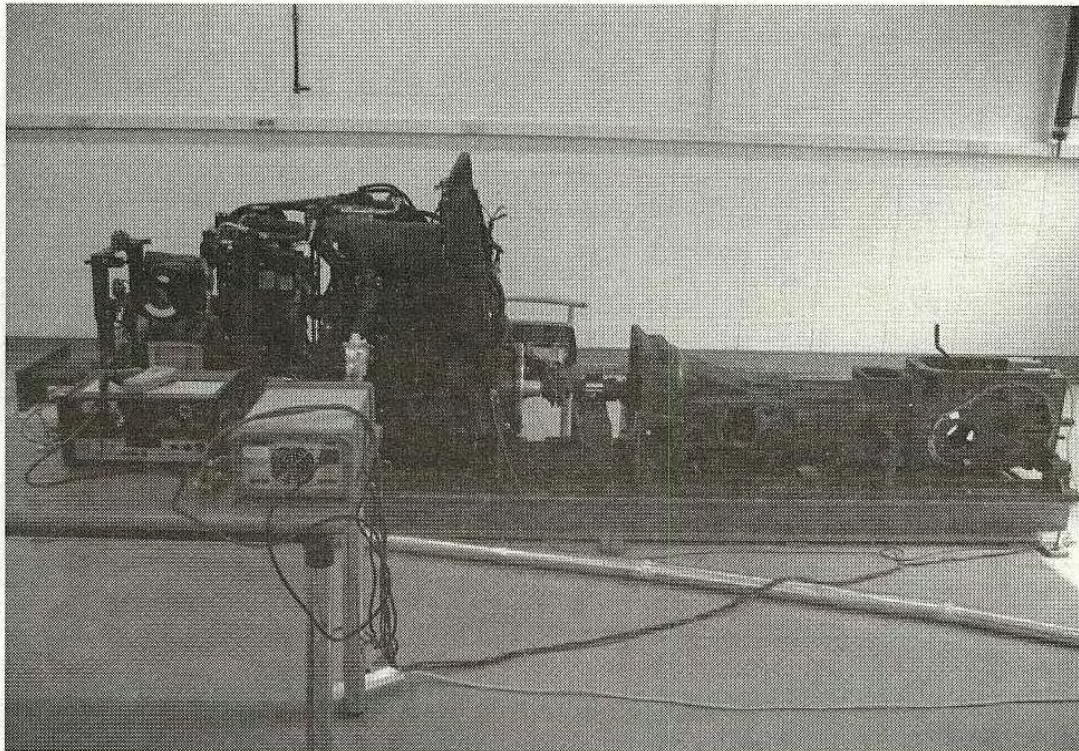
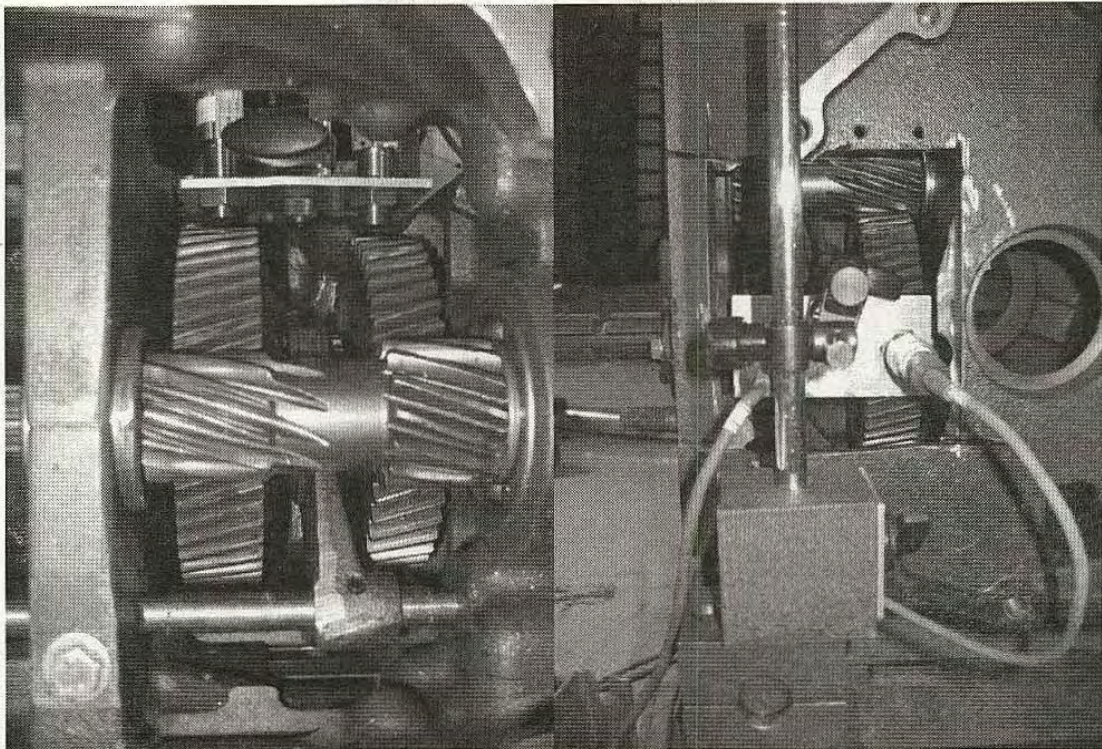


Fig. 4.27 A view of PTO driveline installed in a indoor lab.



(a) Inside of PTO gearbox (b) Sensors installed in PTO gearbox

Fig. 4.28 A close view of PTO transmission gear.

그림 4.29는 플라이휠, PTO 변속부의 구동 기어, 피동 기어의 각속도 변동을 측정하기 위하여 설치한 측정 센서의 위치를 나타낸 것이다. 플라이휠에는 2개의 센서 즉, 타코미터 프로브와 마그네틱 픽업(magnetic pick-up)을 설치하였다. 타코미터 프로브는 엔진의 평균 속도를 측정하기 위한 것이고, 마그네틱 픽업은 엔진의 미세한 속도 변화를 측정하기 위한 것이었다. 엔진 토크는 플라이휠을 통하여 PTO 전동 라인으로 전달된다. 따라서 PTO 전동 라인의 가진 토크는 플라이휠에서 측정할 수 있다. 또한 PTO 전동 라인의 가진 속도는 플라이휠의 각속도를 측정하여 구할 수 있다. 플라이휠의 각속도는 비접촉 센서인 마그네틱 픽업을 사용하여 측정하였다. 마그네틱 픽업은, 플라이휠이 하우징으로 보호되어 있기 때문에 하우징에 구멍을 뚫어, 플라이휠 링기어(ring gear)의 이끝과 직각이 되도록 설치하였다,

PTO 변속부의 기어 속도는 그림 4.28(b)에서와 같이 PTO 변속부의 기어 이

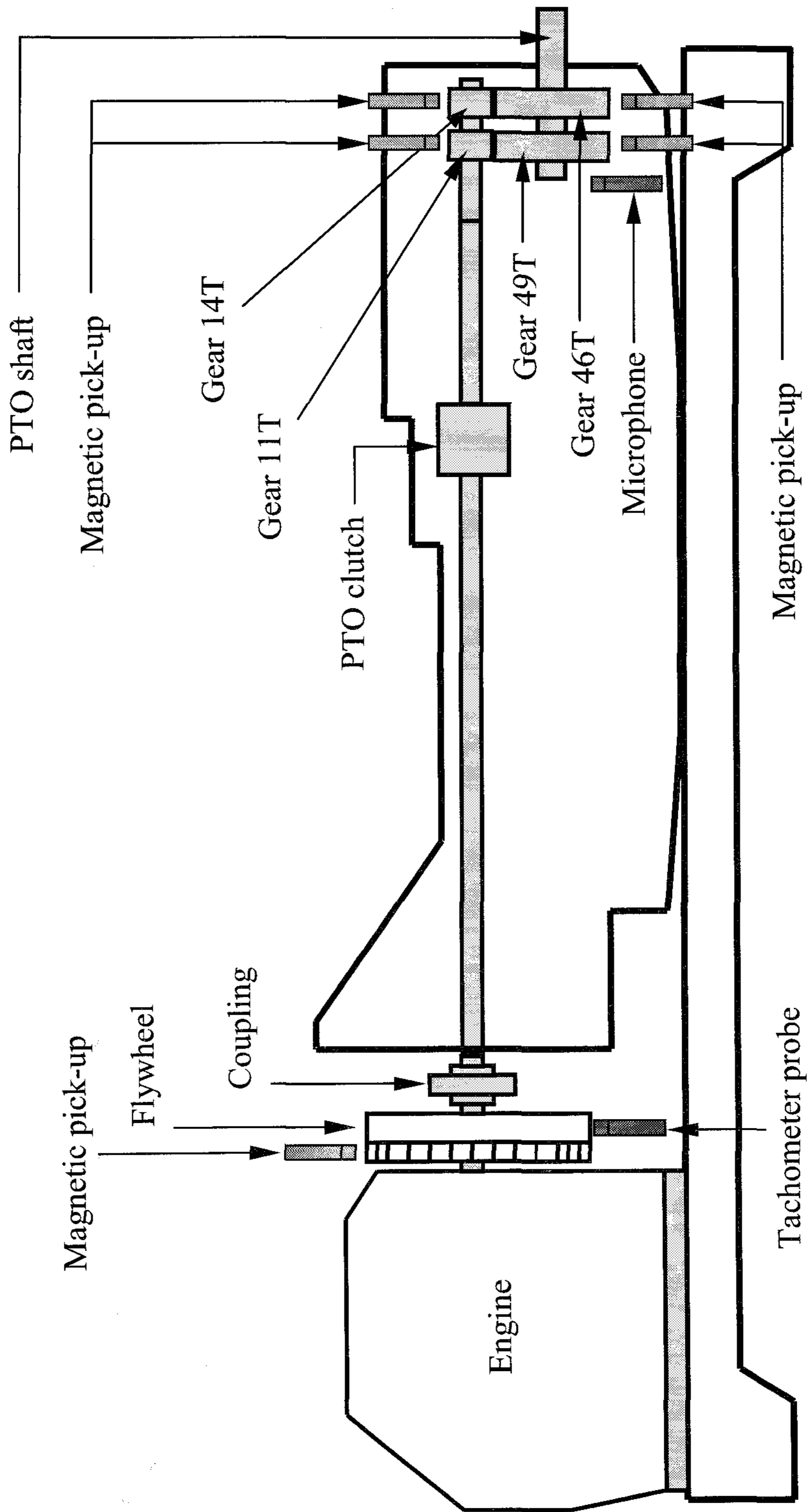


Fig. 4.29 Locations of measuring sensors in PTO driveline.

끝에 직각으로 마그네틱 픽업을 설치하여 측정하였다. 마그네틱 픽업과 기어 사이의 거리가 멀면 부정확한 신호가 측정되므로 마그네틱 픽업과 이 사이의 거리는 1 mm 이내가 되도록 하였다. 그림 4.30은 마그네틱 픽업을 이용한 각속도 측정 모습을 나타낸 것이다.

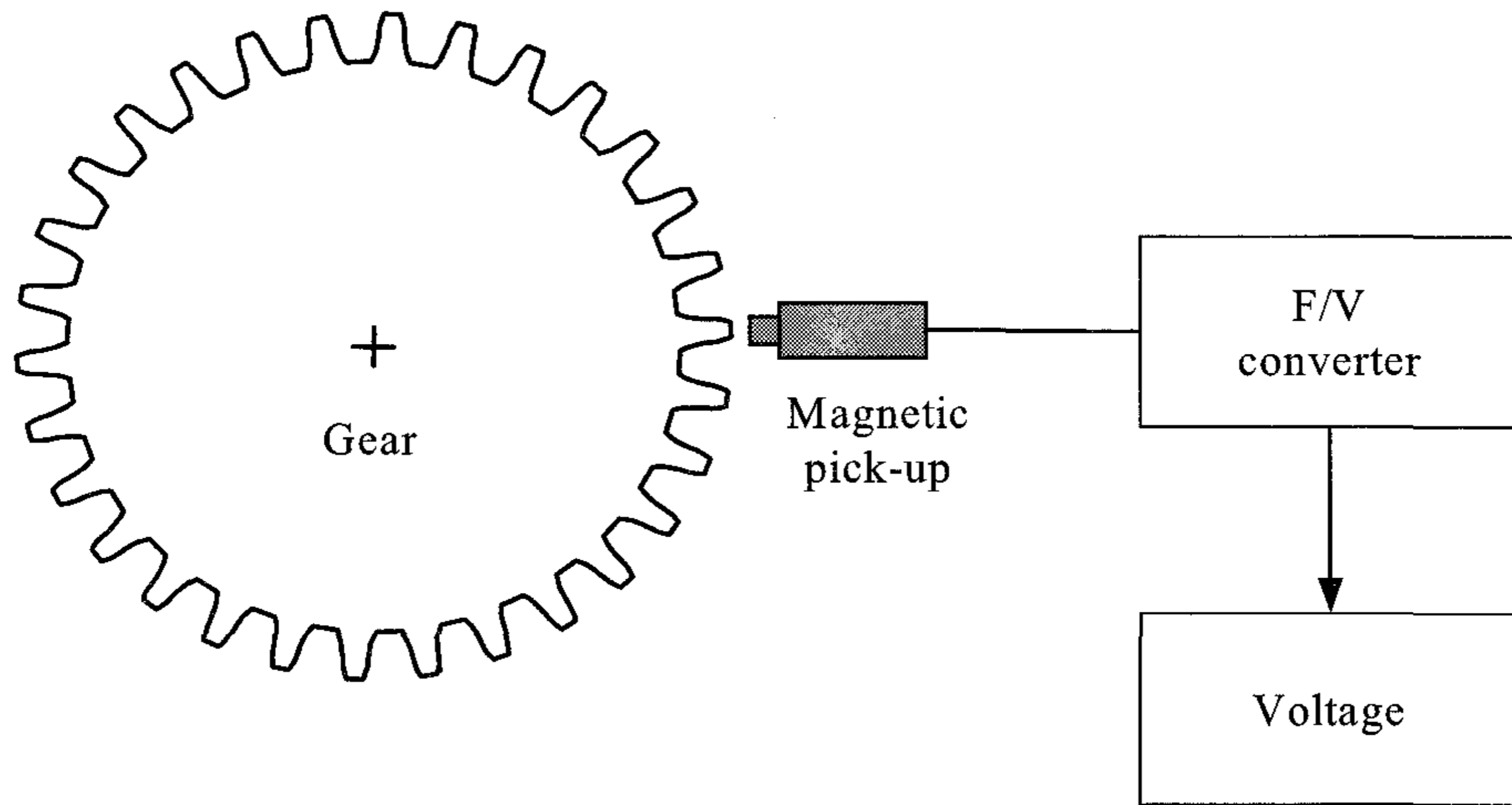


Fig. 4.30 Schematic diagram for measuring angular velocity of gear.

그림 4.31은 음압을 측정하기 위하여 PTO 변속부와 인접한 위치에 설치한 마이크로폰을 나타낸 것이다. 마이크로폰은 기어의 충돌 지점에서 전방으로 3 cm, 좌측으로 5 cm 떨어진 곳으로서 높이가 같은 곳에 설치하였다. PTO 변속부에 근접하여 측정한 치타음은 그 특성을 구명하기 위한 것이었다.

그림 4.32는 각속도와 치타음을 측정하기 위한 측정 시스템의 개략도를 나타낸 것이다. 링기어, 구동 기어 11T, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T, 피동 기어 49T의 각속도를 측정하기 위한 5개의 펄스파, 엔진의 회전 속도를 측정하기 위한 1개의 펄스파, 기어의 충돌에 의한 치타음을 측정하기 위한 1개의 전압값 즉, 각 측정 센서의 출력 신호는 모두 레코더에 저장하였다. 레코더에 기록된 측정 신호는 그림 4.33에서와 같이 F/V 변환기와 신호 분석기를 통하여 분석하였다. F/V 변환기에는 최대 160 MHz의 펄스파를 발생하는 카운터가 내장되어 마그네틱 픽업으로 측정된 펄스파의 크기를 전압값으로 변환시킨다. 이때 플라이휠과

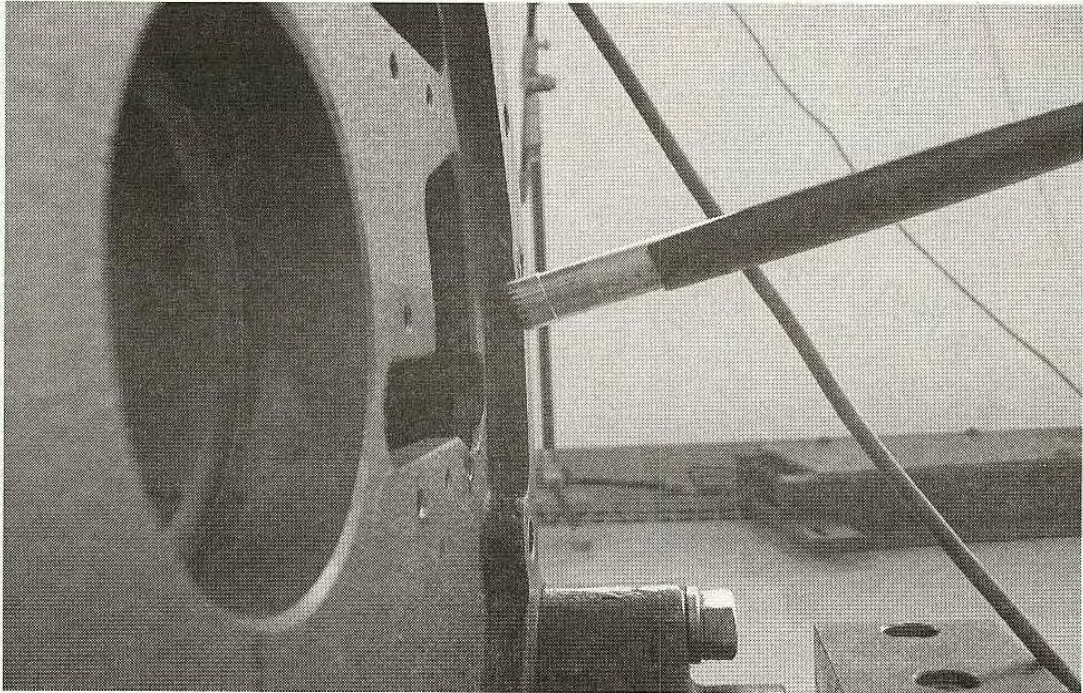


Fig. 4.31 Microphone installed to measure gear rattle.

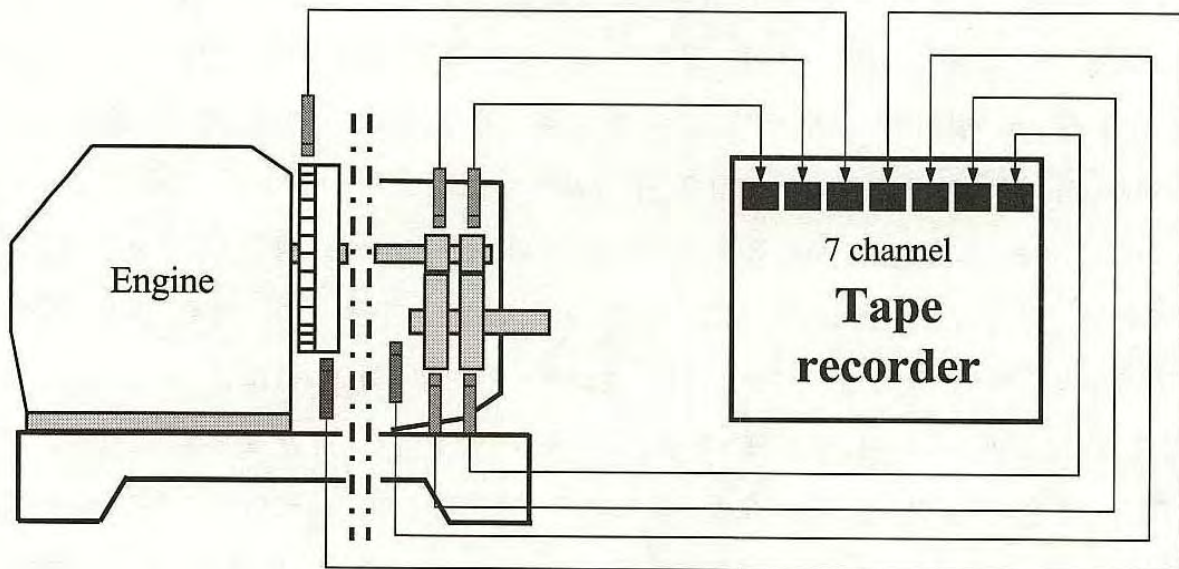


Fig. 4.32 Schematic diagram of data collection.

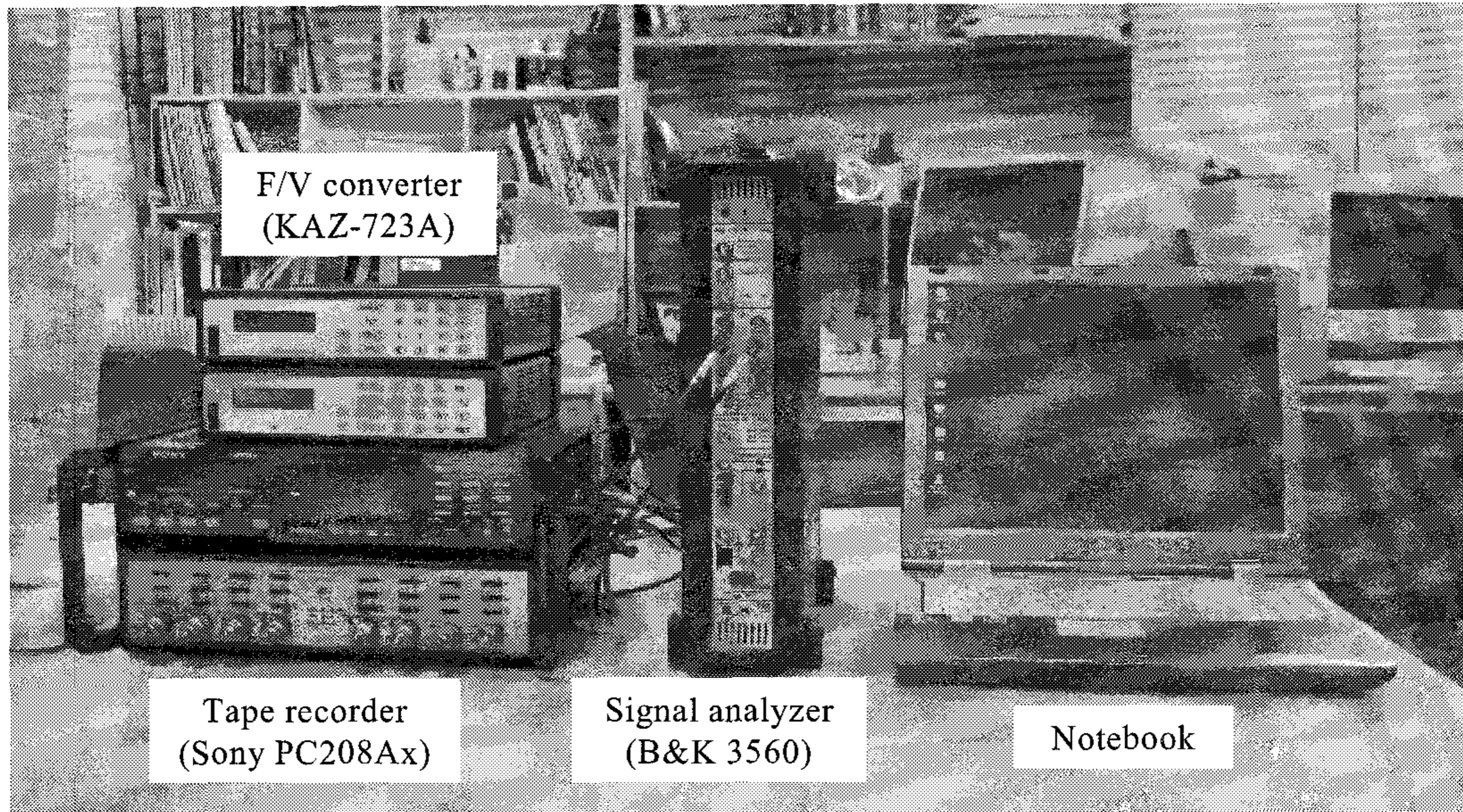


Fig. 4.33 Equipment used for analyzing angular velocity variations.

PTO 변속부의 기어 속도는 각각의 기어 잇수를 고려하여 계산하였다. 또한, F/V 변환기의 출력 전압값은 회전 속도로 변환하였다. 그림 4.34는 플라이휠에서 측정된 전압값을 회전 속도로 변환한 결과를 나타낸 것이다. 필터는 분석 대역이 아닌 주파수 성분과 외란을 제거하기 위하여 사용하였다.

그림 4.35는 측정 신호의 처리 순서를 나타낸 것이고, 표 4.5는 시험 장비의 제원을 나타낸 것이다. 마이크로폰과 신호 분석기에 관한 제원은 표 3.2와 같다.

Table 4.5 Specifications of equipments used for the analysis

Equipment	Model	Specifications
Magnetic pick-up	ONO SOKKI MP-981	Freq. range: 1 Hz ~ 20 kHz Detection: Hall element Output voltage: -5 ~ 5 V
F/V converter	COCORESEARCH KAZ-723A	Input freq. range: 0.04 Hz ~ 200 kHz Resolution.: 6.25 ns

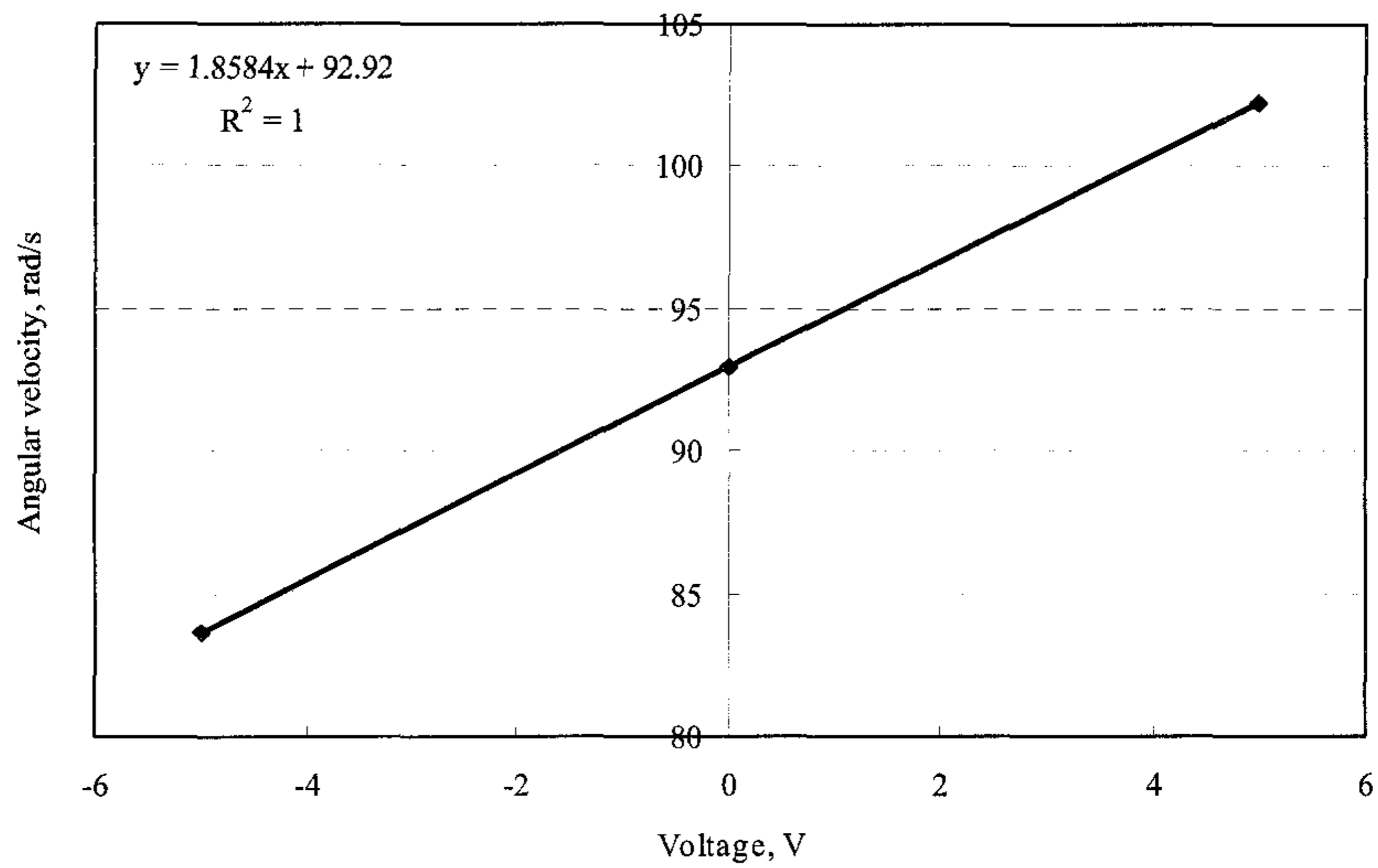


Fig. 4.34 Calibration curve of magnetic pick-up installed at ring gear

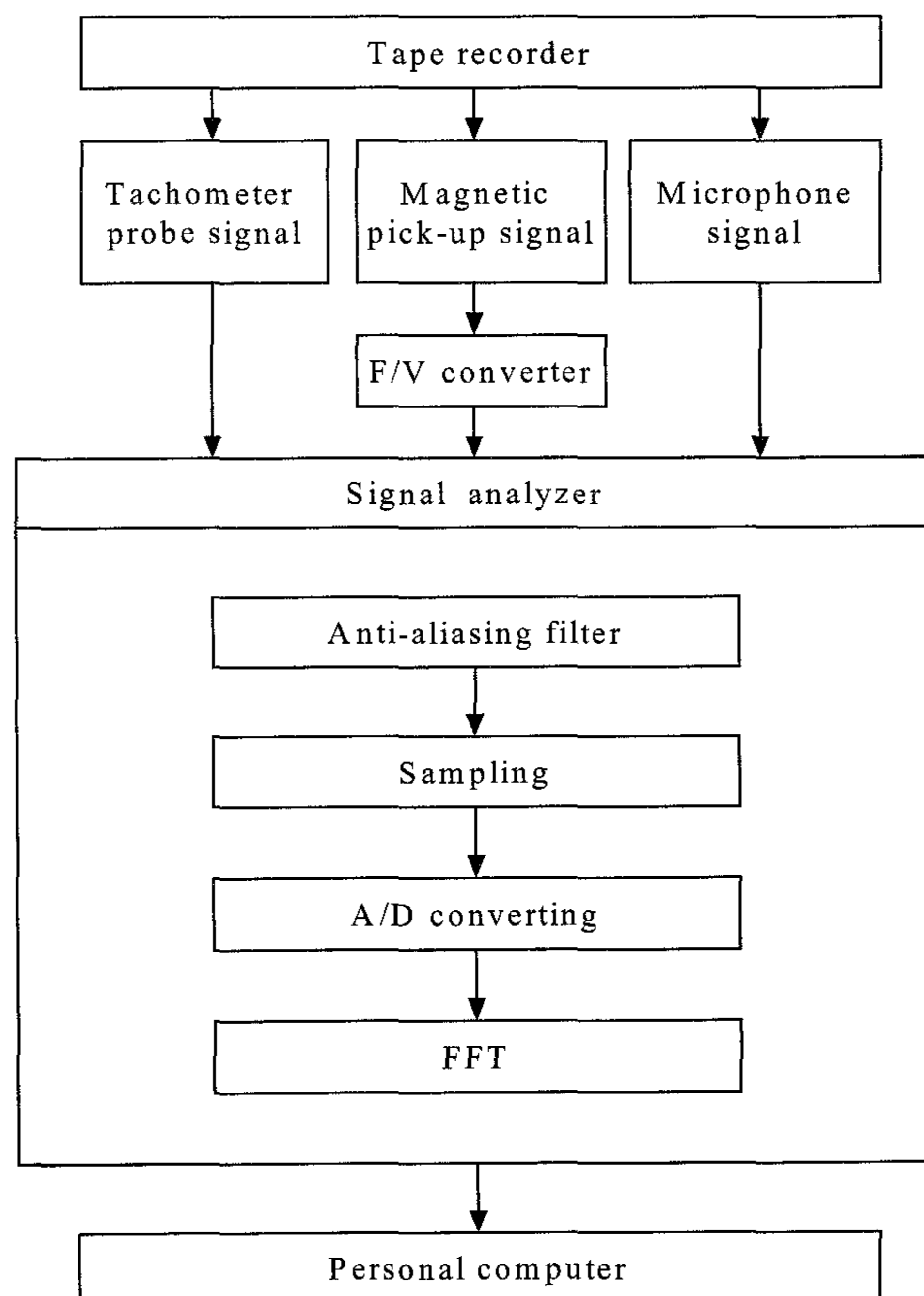


Fig. 4.35 Block diagram for analysis of angular velocity variations.

2. 엔진 토크와 저항 토크

그림 4.36은 엔진 플라이휠의 링기어에서 측정된 각속도를 미분하여 구한 각가속도를 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 그림 4.36에서와 같이 각가속도의 1.5차 조화(22.25 Hz) 성분, 3차 조화(44.50 Hz) 성분, 4.5차 조화(66.75 Hz) 성분, 6차 조화(89.00 Hz) 성분이 명확하게 나타났으며, 각가속도의 크기는 각각 273 rad/s², 140 rad/s², 98 rad/s², 38 rad/s²이었다. 엔진 속도를 공회전 속도인 890 rpm으로 하였기 때문에 엔진 속도의 기본 주파수 f 는 14.83 Hz이었으며, 플라이휠에서 타코미터 프로브로 측정된 회전 속도에서도 이를 재확인하였다. 엔진 토크는 각 조화 성분의 각가속도와 플라이휠의 질량관성모멘트를 이용하여 식 (4.35)으로 구하였다.

$$C_i = J_f \ddot{\theta}_i, \quad i = 1.5, 3.0, 4.5, 6.0 \quad (4.35)$$

여기서, C_i = i 차 구동 토크

J_f = 엔진 플라이휠의 질량관성모멘트

$\ddot{\theta}_i$ = i 차 각가속도

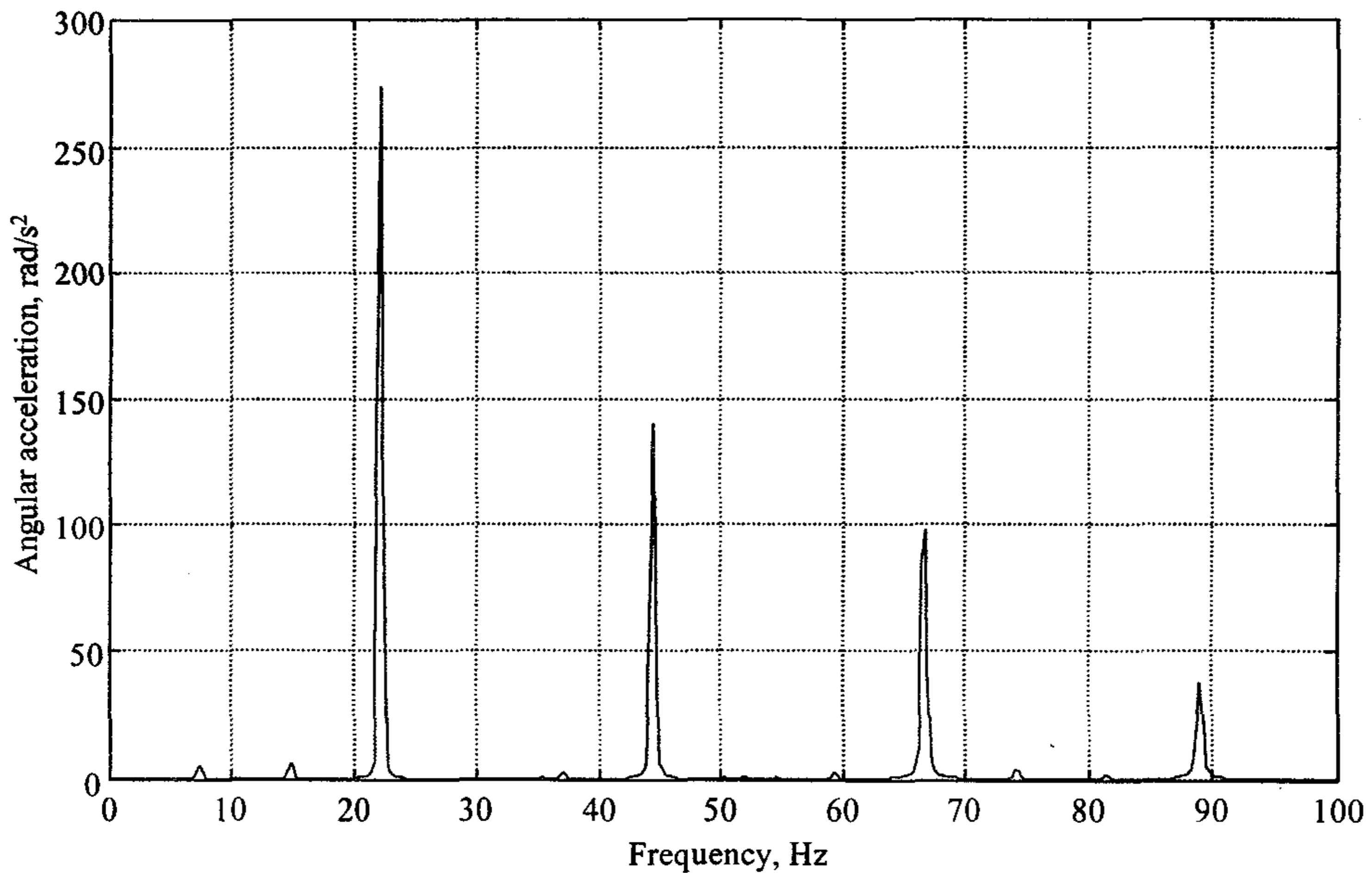


Fig. 4.36 Frequency analysis of angular acceleration of engine flywheel.

엔진 플라이휠의 질량관성모멘트가 $0.77 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ 이었으므로 식 (4.35)의 C_i 를 이용하여 구한 식 (4.15)의 A, B, C, D는 각각 210 N.m, 108 N.m, 75 N.m, 29 N.m이었다.

저항 토크는 엔진 속도와 전동 라인의 오일 온도에 따라 변한다. 엔진 속도가 공회전 속도인 890 rpm으로 일정하면 저항 토크는 오일 온도의 영향을 가장 크게 받으며, 오일 온도에 따라 감소한다. 본 연구에서는 오일 온도의 영향을 줄이기 위하여 20분간 공회전 상태를 유지한 후 저항 토크를 측정하였다. 측정시 기어 오일의 온도는 23°C 이었다.

저항 토크를 정확하게 측정하기 위해서는 전동 라인의 입력축 토크와 오일 온도를 실시간으로 측정하여야 한다. 치타음은 PTO 전동 라인이 공회전 무부하 상태일 때 발생한다. 전동 라인이 무부하 상태일 때 토크 센서로써 입력 토크를 정확하게 측정하기는 대단히 어렵다. 따라서 본 연구에서는 다른 방법으로 전동 라인의 저항 토크를 측정하였다. 이 방법은, 약간의 오차가 발생하였으나, 시뮬레이션을 위한 데이터를 얻는 데는 충분한 것으로 판단되었다. 저항 토크는 다음과 같이 결정하였다.

엔진 속도가 2000 rpm인 상태에서 PTO 클러치를 분리하고 PTO 변속부 내의 구동 기어 각속도를 측정하였다. 그림 4.37은 PTO 클러치를 분리하였을 때 구동 기어의 각속도 변화를 나타낸 것이다. 그림 4.37에서 공회전 상태, 즉 엔진 속도가 890 rpm일 때 속도-시간 선도의 기울기를 구한다. 이 기울기를 이용하여 식 (4.36)으로부터 구동 기어의 각가속도를 구한다. 저항 토크는 식 (4.20)에서와 같이 이 각가속도와 구동 기어의 질량관성모멘트를 곱하여 구한다.

$$\ddot{\theta}_g = \Delta\dot{\theta}_g / \Delta t \quad (4.36)$$

여기서, $\ddot{\theta}_g$ = 기어의 각가속도

$\Delta\dot{\theta}_g$ = Δt 시간 동안의 속도 변화

Δt = 시간time increment, sec

이와 같은 방법으로 구한 각 기어의 각가속도는 기어 14T의 경우 85.2 rad/s^2 , 기어 49T의 경우 18.4 rad/s^2 , 기어 46T의 경우 26.0 rad/s^2 이었으며, 질량관성모멘

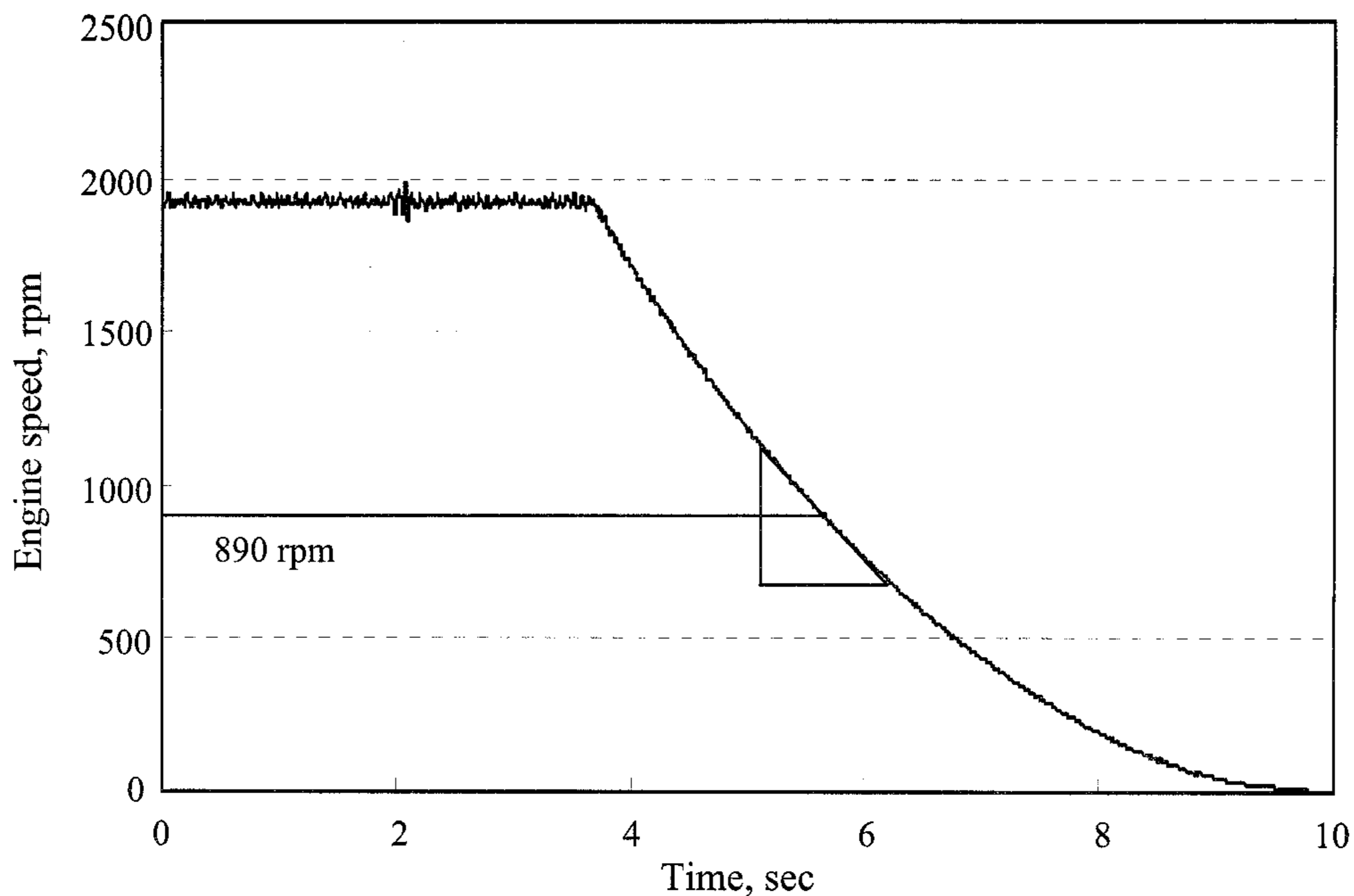


Fig. 4.37 Determination of angular acceleration of gear 14T at an oil temperature of 23°C when the PTO clutch was disengaged.

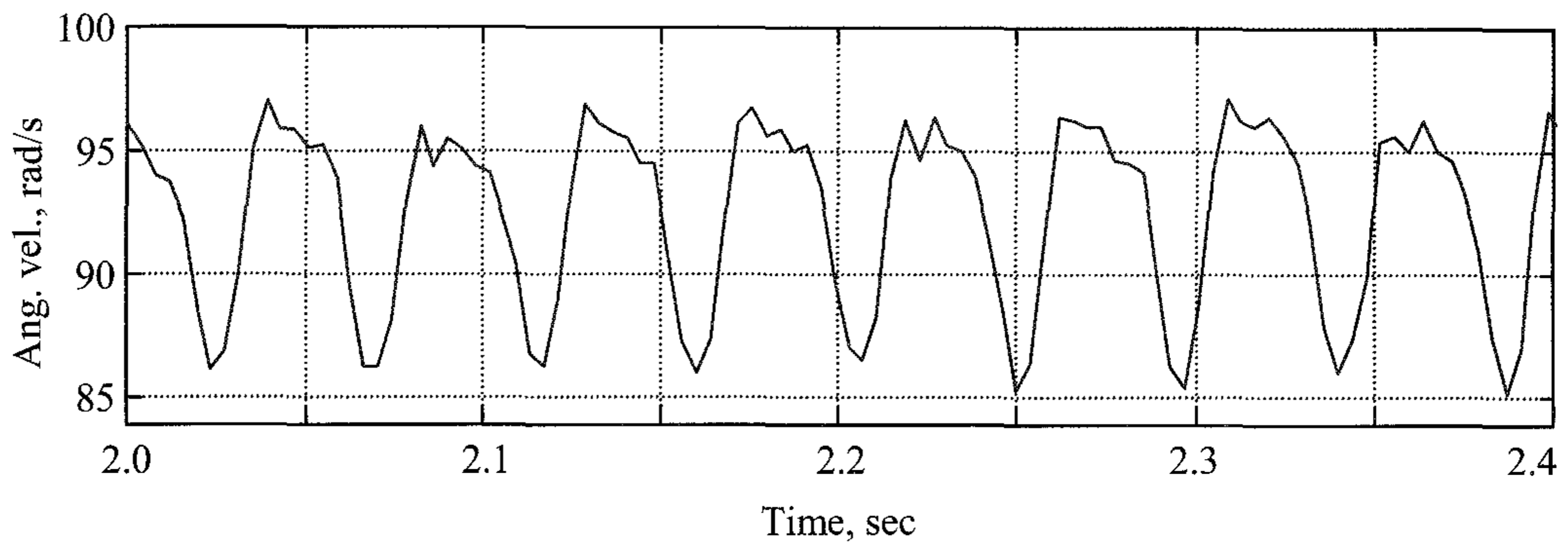
트를 고려한 PTO 전동 라인의 구동축, 기어 49T, 기어 46T의 저항 토크는 각각 0.107, 0.180, 0.172 N.m이었다.

3. PTO 변속부의 각속도와 치타음

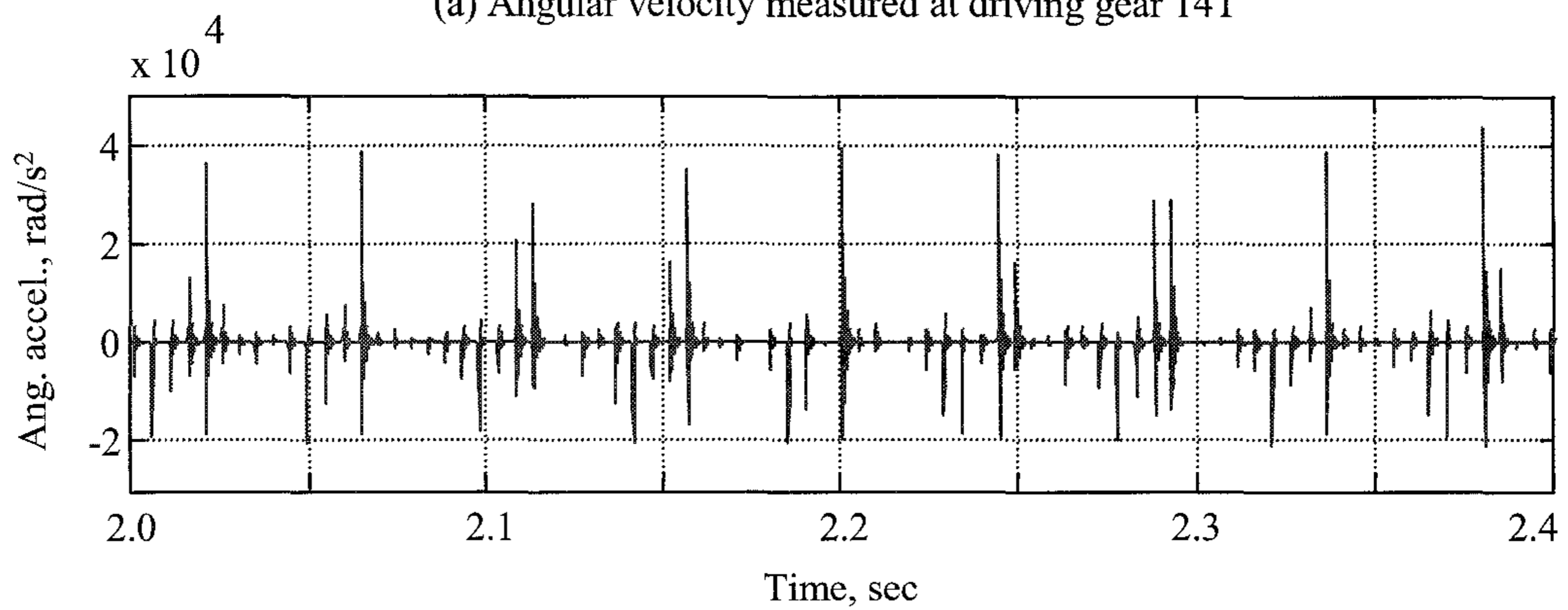
그림 4.38은 엔진 속도가 공회전 속도인 890 rpm이고, PTO 변속이 중립일 때 측정된 구동 기어 14T의 각속도와 각가속도 및 PTO 변속부의 음압을 나타낸 것이다. 치타음의 피크 음압은 그림 4.38에서와 같이 구동 기어 14T의 각가속도가 피크일 때 발생하였다. 따라서 치타음의 직접적인 원인은 엔진의 토크 변동으로 인한 구동 기어의 각속도 변동인 것으로 판단되었다. 즉, 구동 기어의 각속도 변화로 인한 각가속도가 기어의 충동을 야기하여 치타음이 발생하는 것으로 판단되었다.

PTO 변속부의 각속도 변동과 치타음의 관계를 구명하기 위하여 치타음이 발생하는 조건에서 구동 기어의 각속도와 음압을 측정하였다. 치타음은 PTO축에

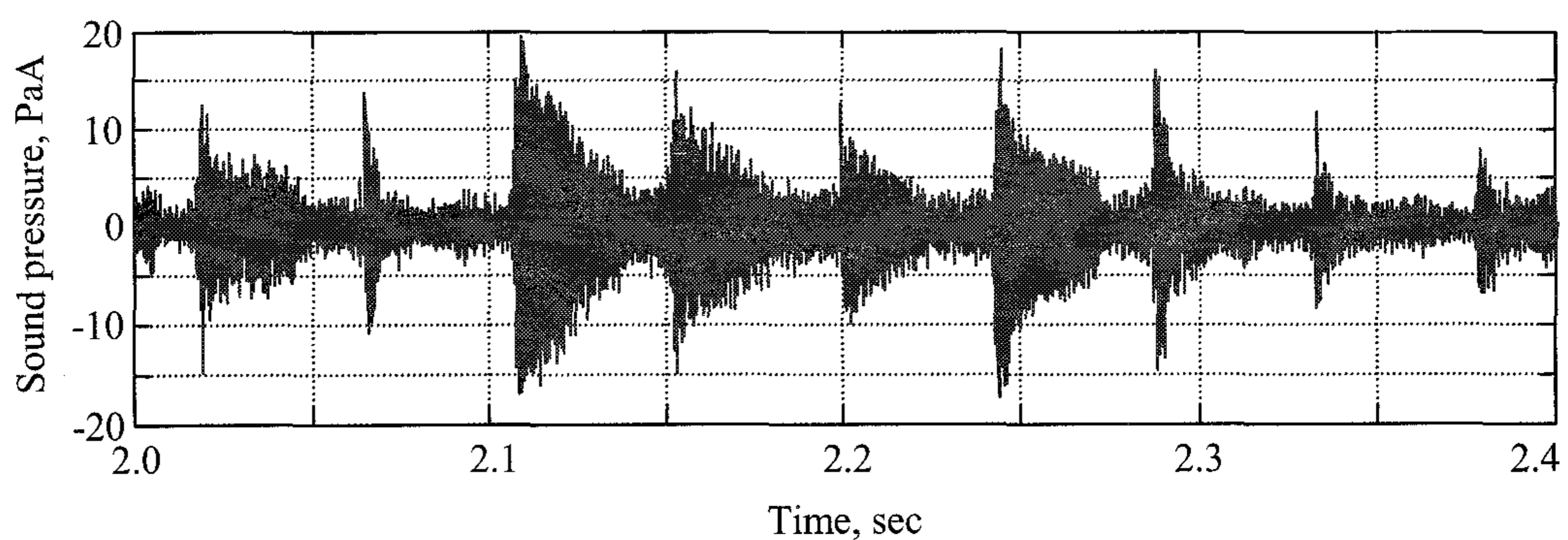
부하가 작용하지 않는 상태 즉, 무부하 상태에서 발생하므로, PTO축에 치타음이 발생하는 최소 부하 토크를 가하여 이를 치타음이 발생하는 조건으로 하였다.



(a) Angular velocity measured at driving gear 14T



(b) Angular acceleration obtained from the measured velocity



(c) Rattle noise measured at PTO gearbox

Fig. 4.38 Angular velocity and acceleration of driving gear 14T and corresponding rattle noise.

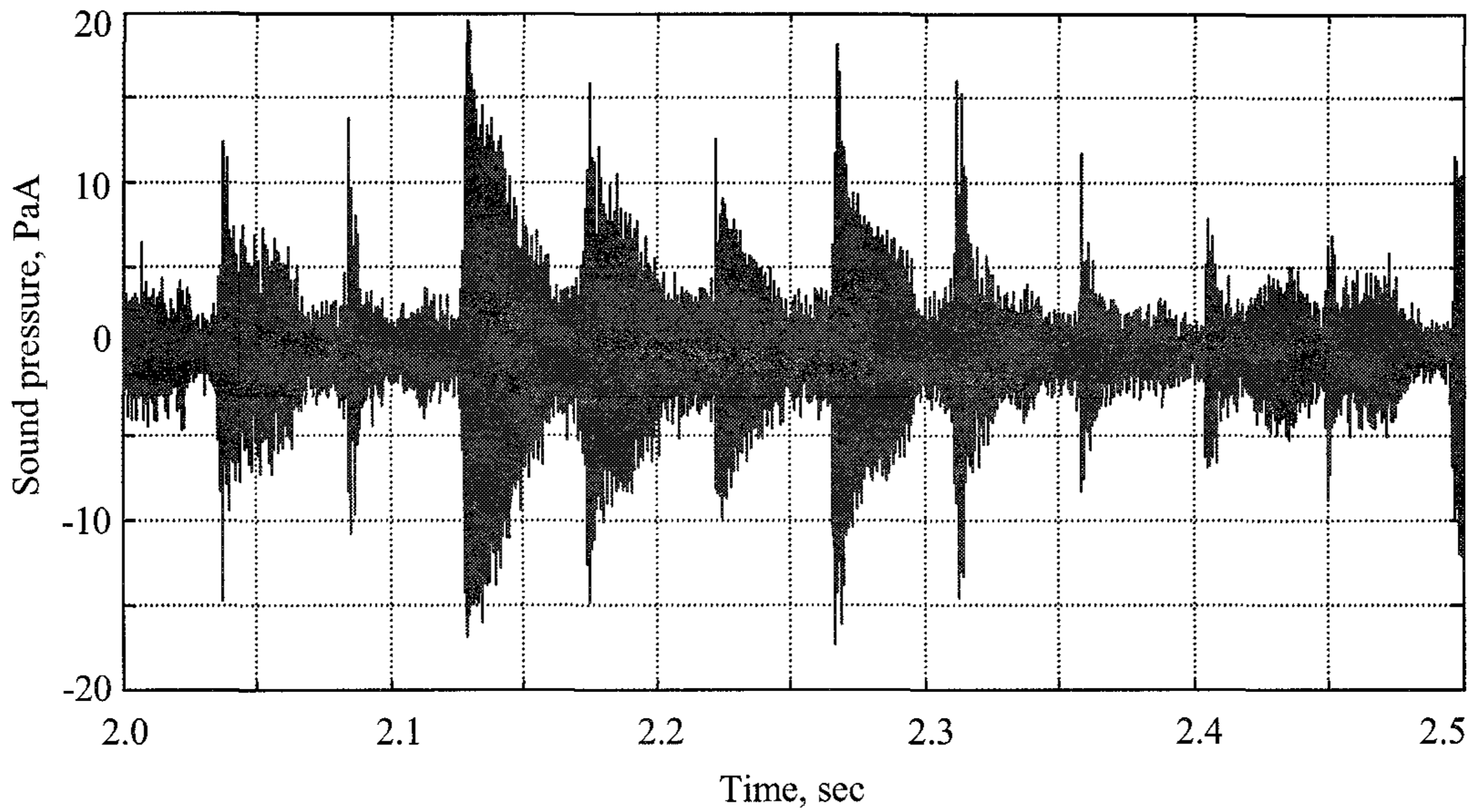
그림 4.39와 4.40은 각각 PTO축에 부하 토크가 작용하지 않을 때와 최소의 부하 토크가 작용할 때의 치타음과, 구동 기어 14T와 피동 기어 46T의 각속도 변화를 비교하여 나타낸 것이다. 그림 4.39에서와 같이 부하 토크가 없을 때 음압의 변동 폭(peak-to-peak)은 최대 37 PaA이었으나 최소의 부하 토크가 작용할 때는 최대 16 PaA로서 음압 변동 폭의 감소율은 56.8 %이었다. 또한 그림 4.39(b)에서와 같이 치타음의 발생 조건에서는 치타음의 특성이 약하게 나타났다.

PTO축에 부하 토크가 작용하지 않을 때, 구동 기어 14T의 각속도 변동 폭은 10.1 rad/s, 피동 기어 46T의 각속도 변동 폭은 4.1 rad/s이었으며, 최소의 부하 토크가 작용할 때 구동 기어 14T의 각속도 변동 폭은 6.5 rad/s, 피동 기어 46T의 각속도 변동 폭은 2.5 rad/s이었다. 즉, PTO축에 최소한의 부하 토크가 작용할 때 기어의 각속도 변동 폭은 부하 토크가 없을 때에 비하여 구동 기어가 35.6 %, 피동 기어가 39.0 % 감소하였다. 그림 4.39와 4.40으로부터 기어의 각속도 변동이 감소하면 기어의 충돌이 감소하고 따라서 치타음도 감소할 것으로 판단되었다.

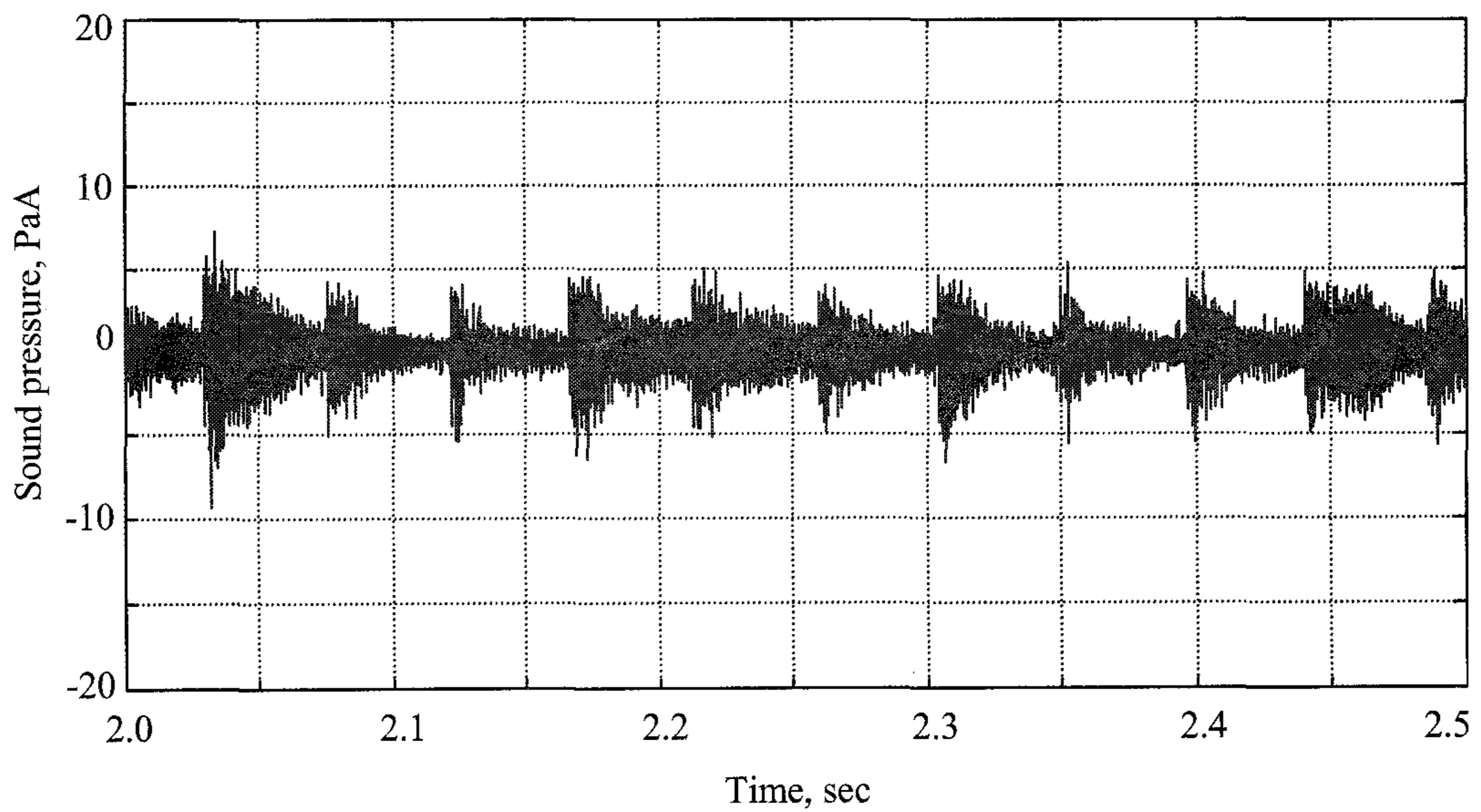
그림 4.41은 구동 기어 14T와 피동 기어 46T의 각가속도 변화를 나타낸 것이다. 부하 토크가 없을 때 구동 기어 14T의 각가속도 변동 폭은 5.1×10^4 rad/s², 피동 기어 46T의 각가속도 변동 폭은 1.9×10^4 rad/s²이었으며, 최소한의 부하 토크가 작용할 때 구동 기어 14T의 각가속도 변동 폭은 4.3×10^4 rad/s², 피동 기어 46T의 각가속도 변동 폭은 1.4×10^4 rad/s²이었다. 즉, 최소의 부하 토크가 작용할 때 각 기어의 각가속도 변동 폭은 부하 토크가 없을 때에 비하여 구동 기어가 15.7 %, 피동 기어가 26.3 % 감소하였다. 각속도와 각가속도의 변화는 유사한 경향을 나타내었다.

그림 4.42는 부하 토크가 없을 때와 최소의 부하 토크가 작용할 때 구동 기어와 피동 기어의 각속도 및 음압을 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 음압은 치타음의 주파수 대역을 포함하여 12.8 kHz까지 분석하였으며, 각속도는 엔진의 토크 변동을 고려하여 6차 조화 성분을 포함한 100 Hz까지 분석하였다. 그림 4.42(a)에서와 같이 부하 토크가 없을 때는 3.6, 7.1, 7.8 kHz에서 치타음이 크게 나타났다. 그러나 최소의 부하 토크가 작용하였을 때는 3.0, 7.1 kHz에서 치타음이 크게

발생하였으며, 3.6, 7.8 kHz에서는 치타음의 크기가 작아졌다. 부하가 가해진 피

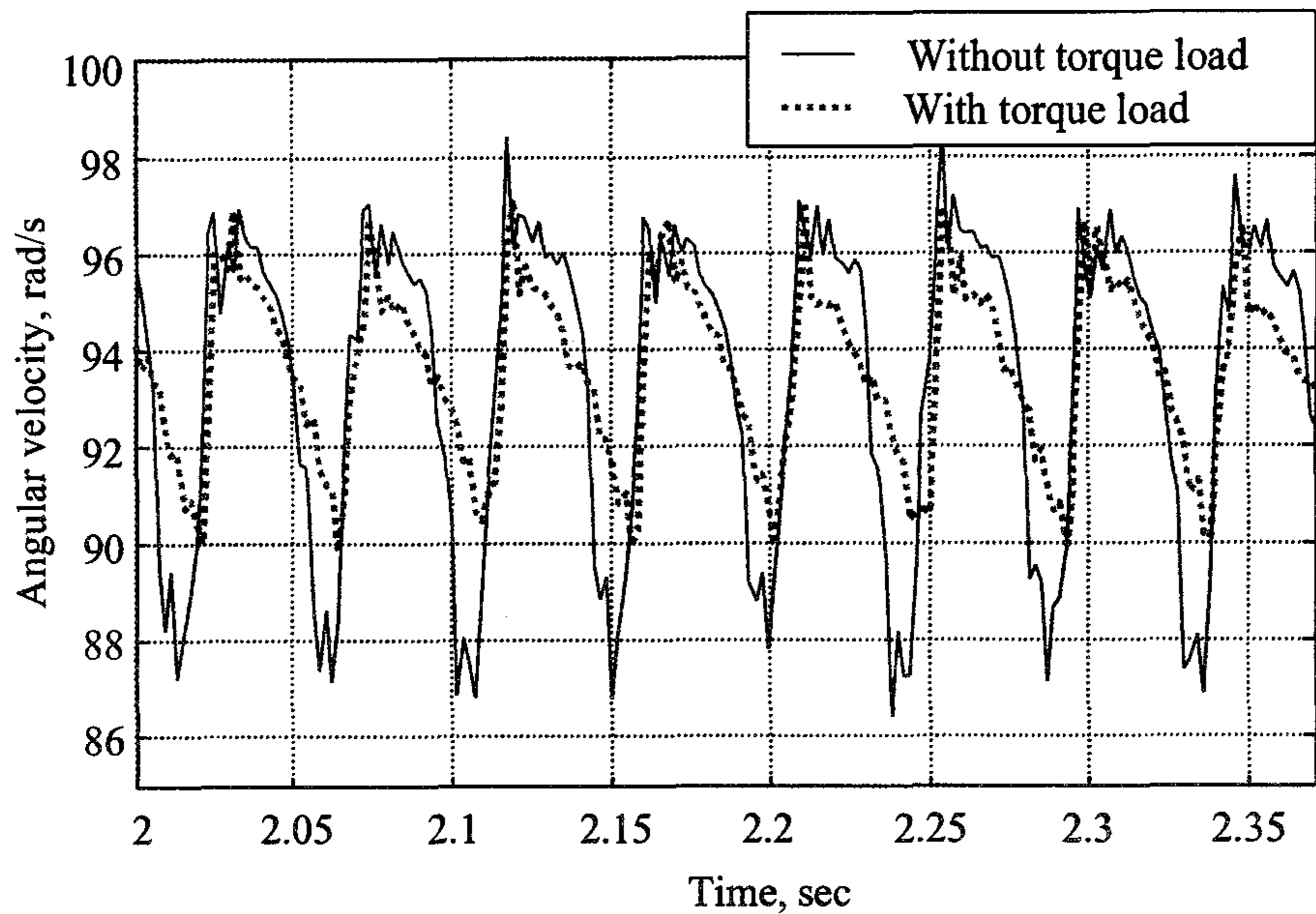


(a) Sound pressure of gear rattle without torque load

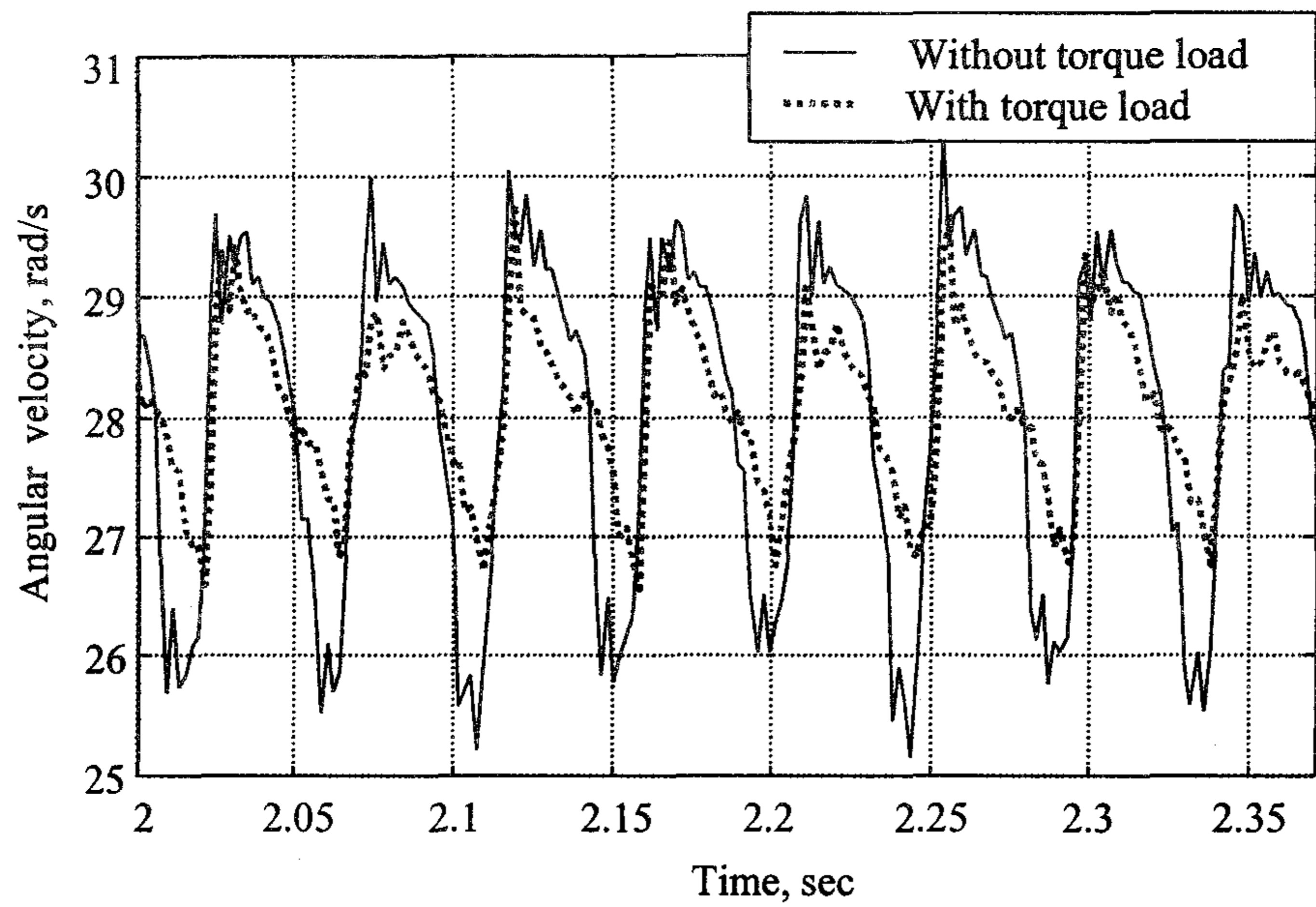


(b) Sound pressure of gear rattle with torque load

Fig. 4.39 Sound pressure of gear rattle with and without torque load.

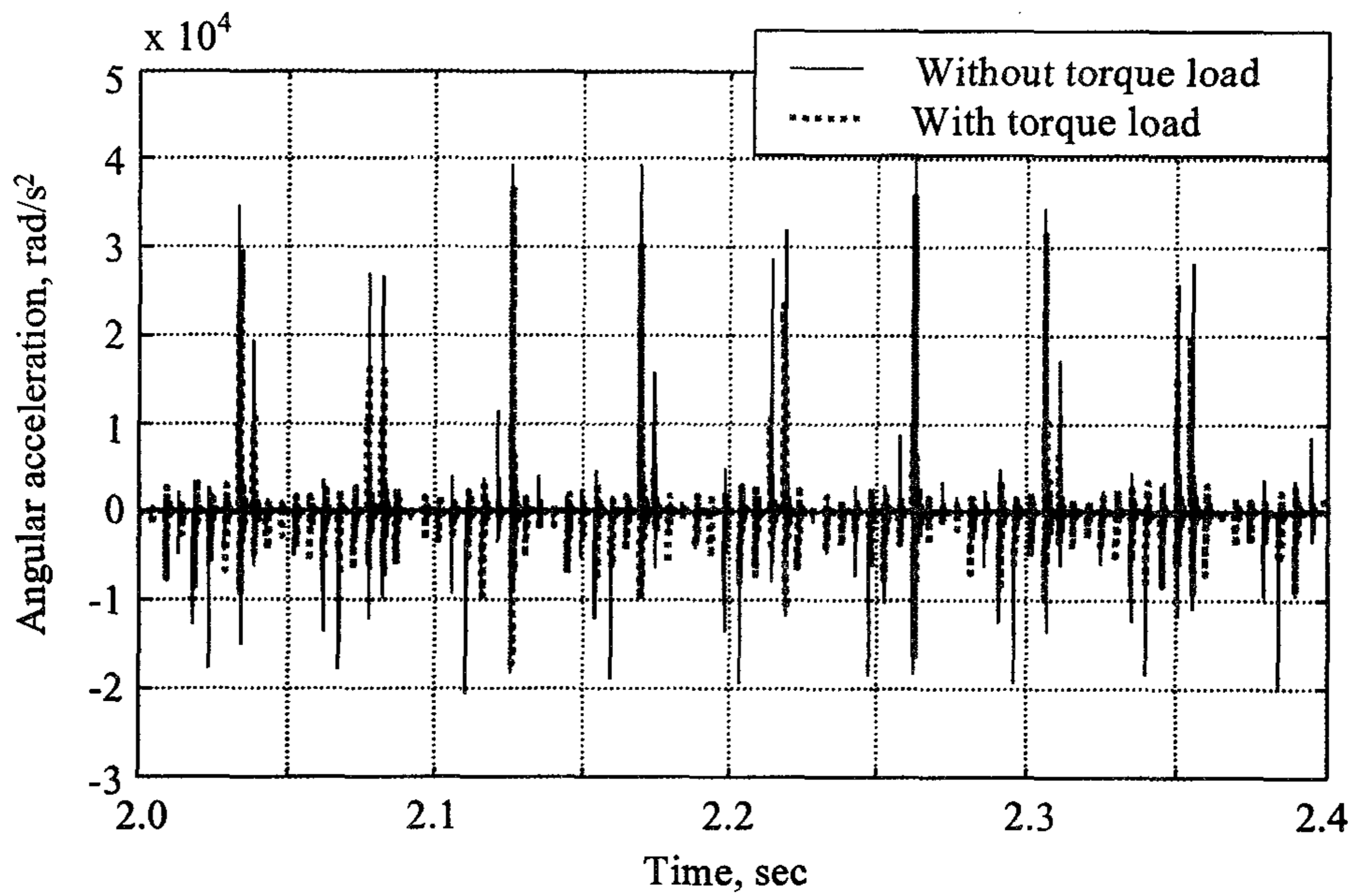


(a) Angular velocity of driving gear 14T with and without torque load

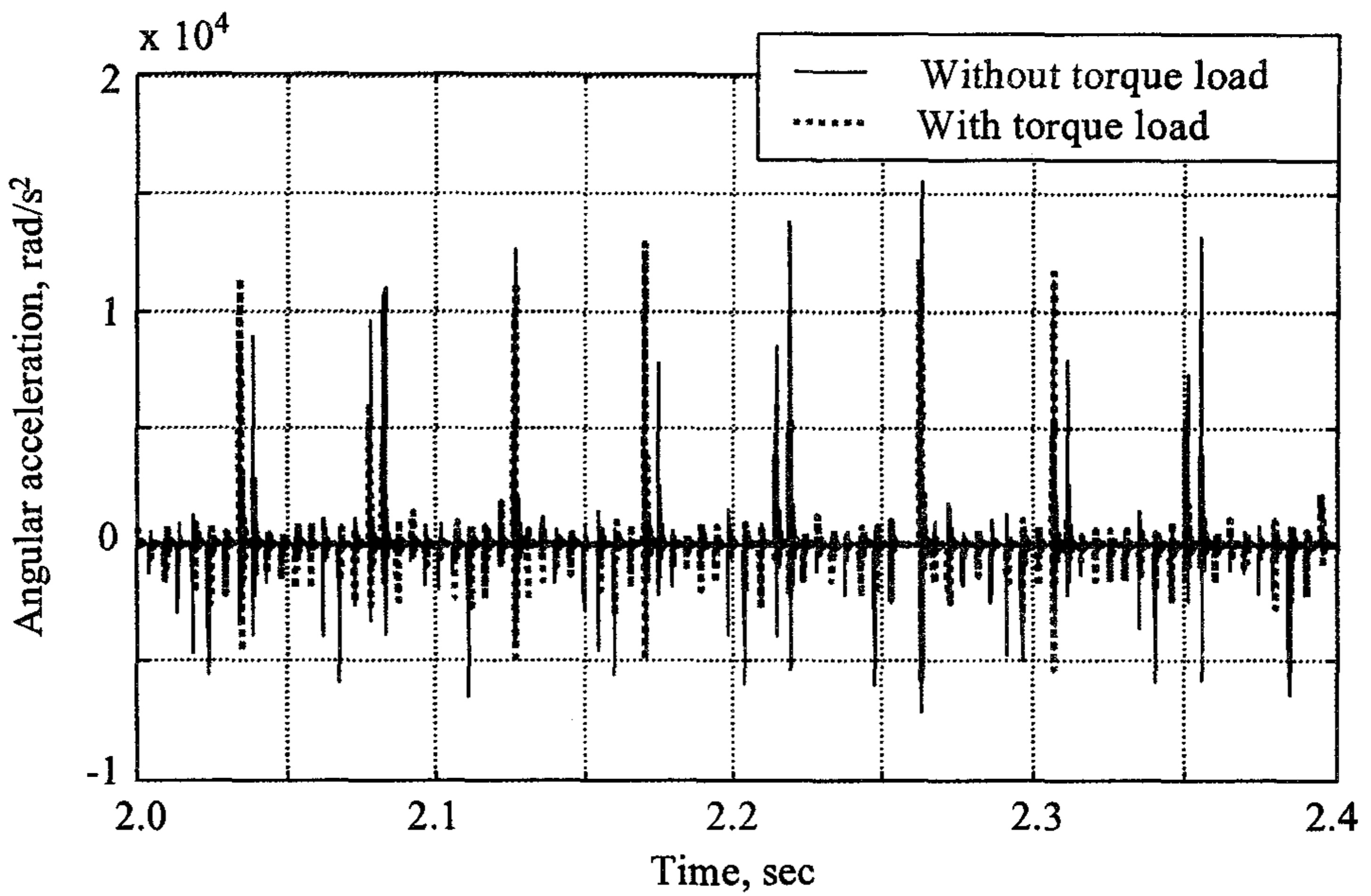


(b) Angular velocity of driven gear 46T with and without torque load

Fig. 4.40 Effect of torque load on angular velocity of driving and driven gears.

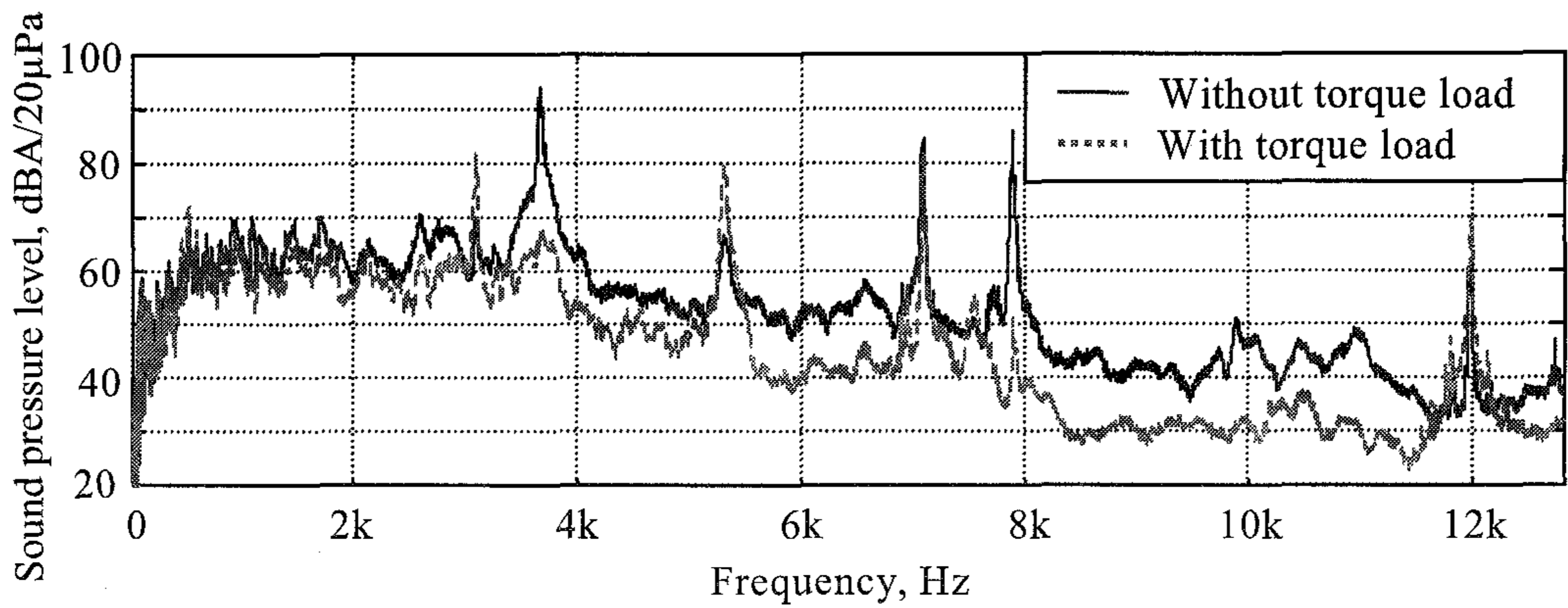


(a) Angular acceleration of driving gear 14T with and without torque load

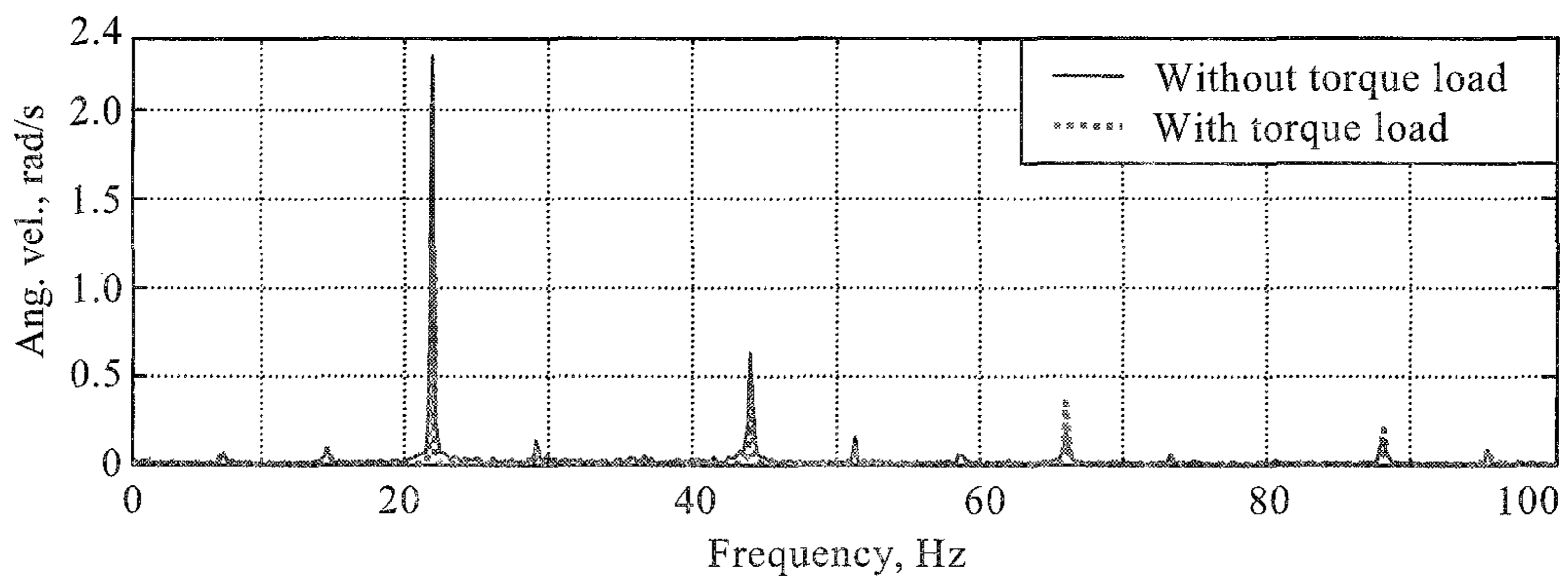


(b) Angular acceleration of driven gear 46T with and without torque load

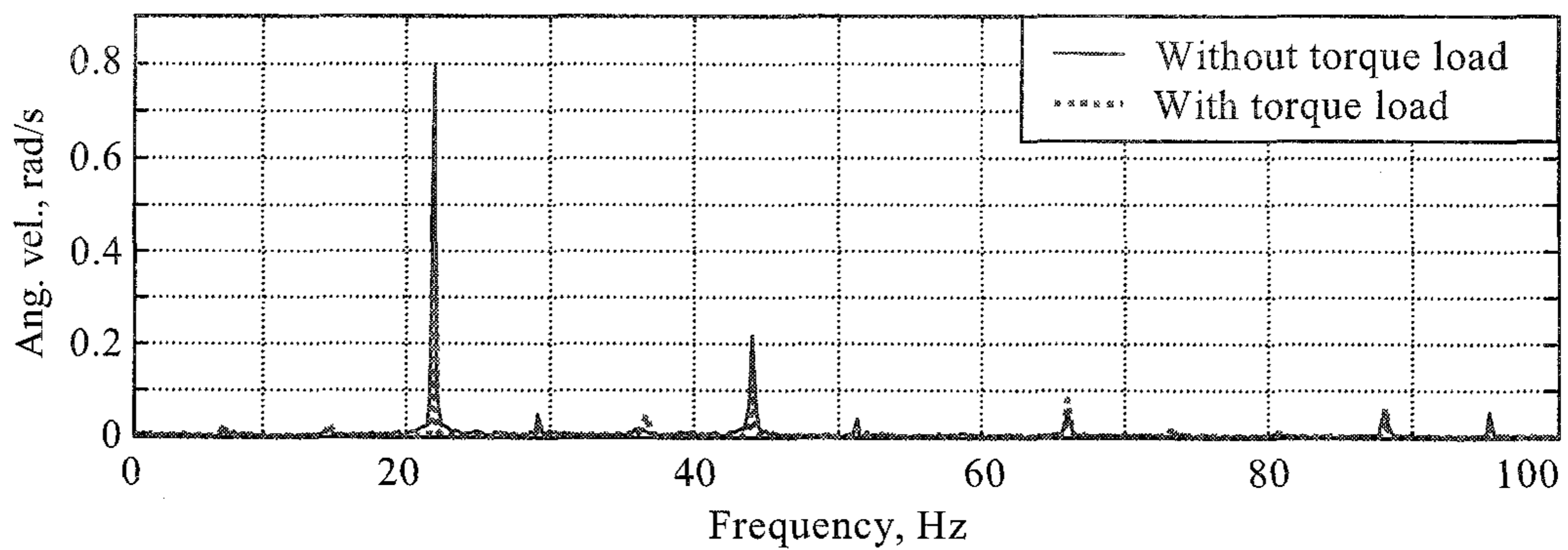
Fig. 4.41 Effect of torque load on angular acceleration of driving and driven gears.



(a) Sound pressure of gear rattle



(b) Angular velocity of driving gear 14T



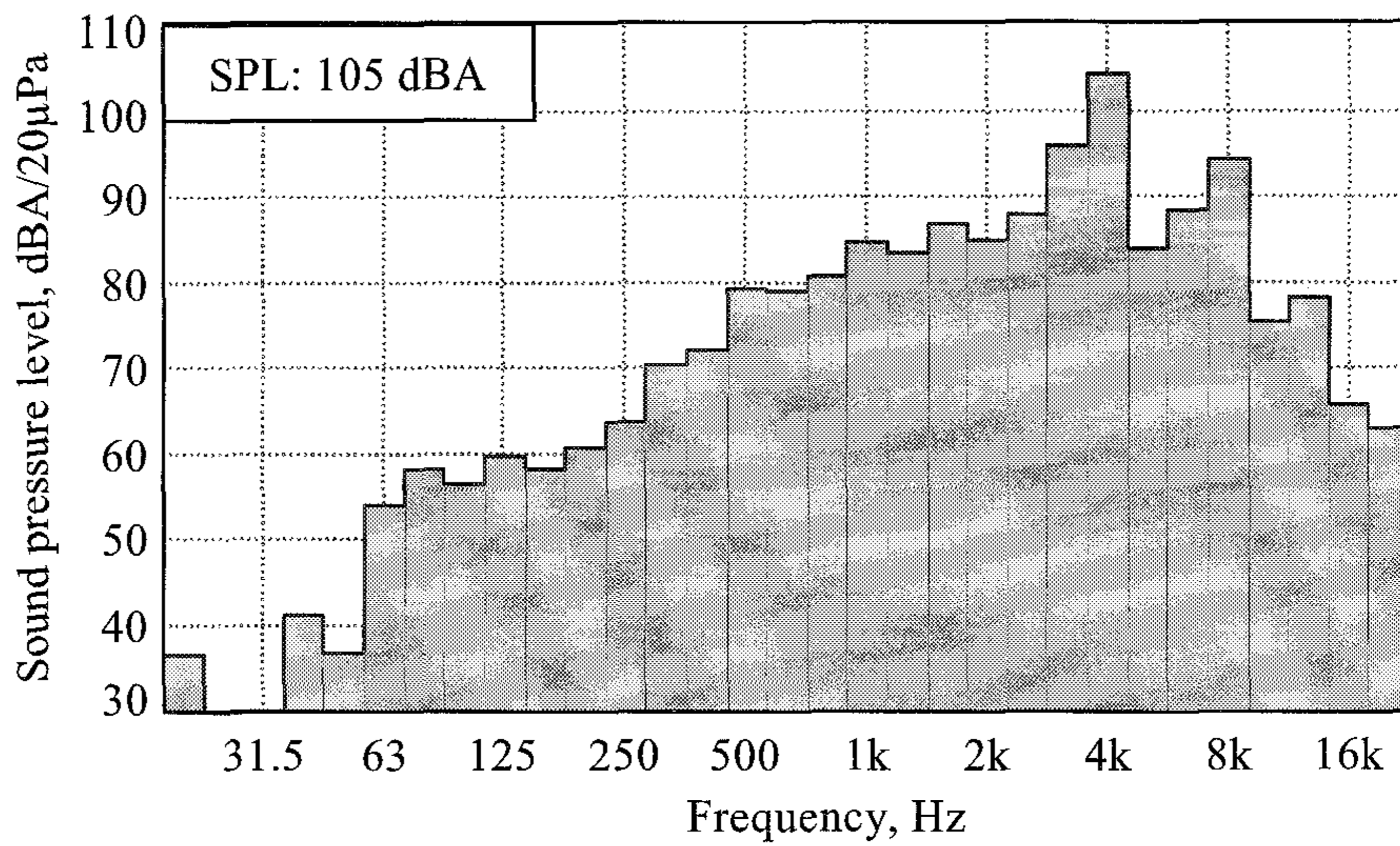
(c) Angular velocity of driven gear 46T

Fig. 4.42 Sound pressure level of gear rattle and angular velocity of driving and driven gears with and without torque load.

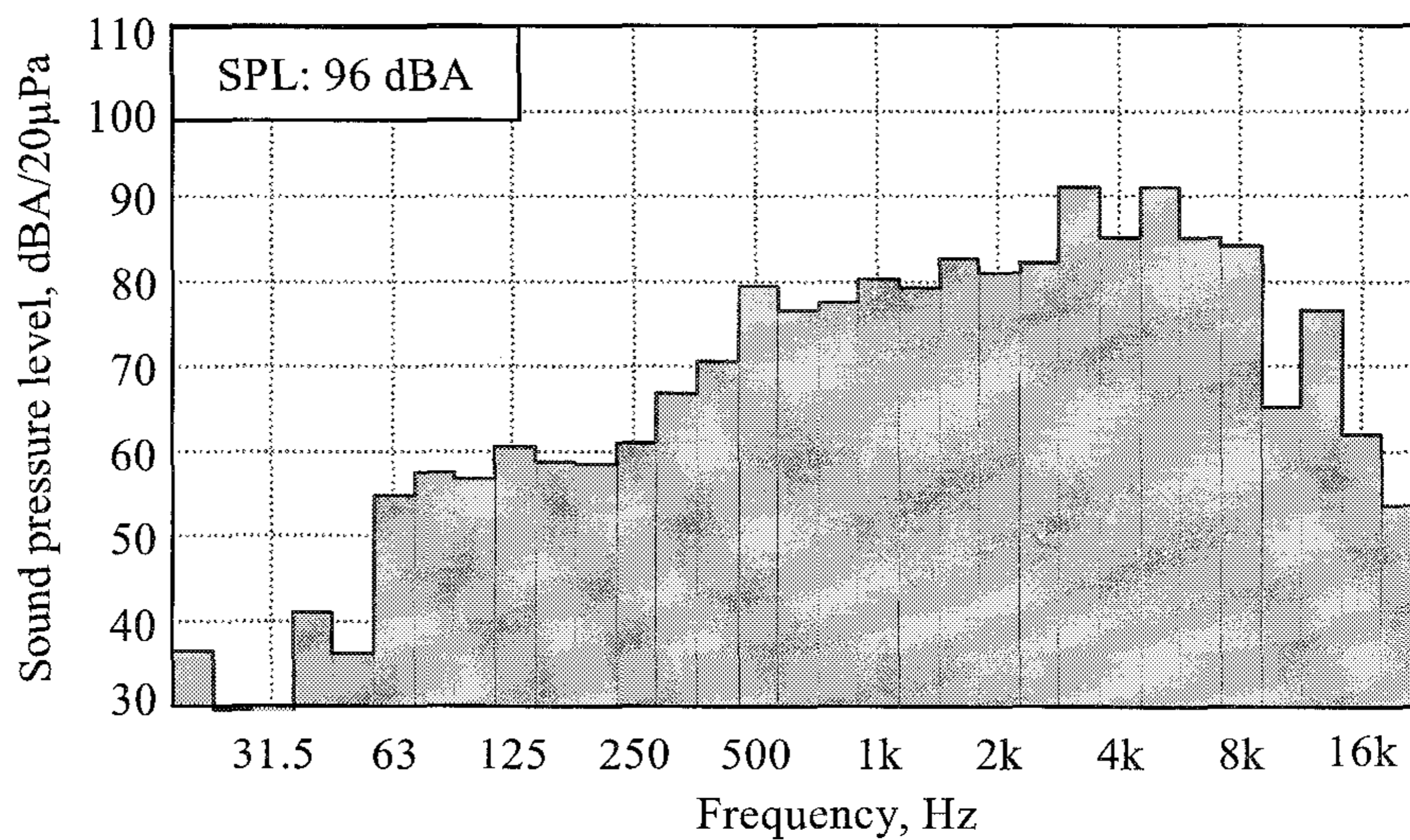
동 기어 46T에서는 기어의 충돌 현상이 현저히 감소하였으나, 부하가 가해지지 않은 피동 기어 49T에서는 충돌 현상이 그대로 존재하였다. 그림 4.42(b)와 (c)에서와 같이 부하 토크가 없을 때 구동 기어의 차수별 각속도는 1.5차 조화 성분이 2.30 rad/s, 3차 조화 성분이 0.63 rad/s이었으며, 피동 기어에서는 1.5차 조화 성분이 0.80 rad/s, 3차 조화 성분이 0.22 rad/s이었다. 반면에 최소의 부하 토크가 작용할 때는 구동 기어의 1.5차 조화 성분이 1.24 rad/s, 3차 조화 성분이 0.40 rad/s이었으며, 피동 기어에서는 1.5차 조화 성분이 0.37 rad/s, 3차 조화 성분이 0.14 rad/s이었다. 즉, 최소의 부하 토크가 작용할 때 각 기어의 차수별 각속도는, 부하 토크가 없을 때에 비하여, 구동 기어의 1.5차 조화 성분이 46.1 %, 3차 조화 성분이 36.5 % 감소하였으며, 피동 기어에서는 1.5차 조화 성분이 53.7 %, 3차 조화 성분이 36.4 % 감소하였다. 이러한 결과로부터, 치타음은 구동 기어와 피동 기어의 각속도 변화를 감소시킴으로써 감소시킬 수 있으며, 각속도의 변동 폭을 치타음의 척도로서 사용할 수 있을 것으로 판단되었다. 특히, 주파수 영역에서 1.5차 조화 성분의 변동 폭이 가장 적합한 것으로 판단되었다.

그림 4.43은 부하 토크가 없을 때와 최소의 부하 토크가 작용할 때 치타음의 음압 수준을 나타낸 것이다. 부하 토크가 없을 때 마이크를 PTO 변속부에 인접하여 측정한 치타음의 음압 수준은 105 dBA이었으며, 최소의 부하 토크가 작용할 때는 96 dBA로서 9 dBA가 감소하였다. PTO축에서 수평 후방으로 1 m, 지면에서 1.6 m 떨어진 곳에 마이크를 설치하였을 때는 음압 수준이 각각 85.9 dBA, 81.9 dBA로서, 최소 부하 토크가 작용할 때의 음압 수준이 부하 토크가 없을 때보다 4.0 dBA 감소하였다.

엔진 속도에 따른 피동 기어의 각속도 변동을 구명하기 위하여 PTO 변속을 증립으로 하고 엔진 속도를 890 rpm에서 2400 rpm까지 20 rpm씩 증가시키며 각 엔진 속도에서 엔진 플라이휠의 링기어, PTO축의 피동 기어에 대한 각속도 변화를 분석하였다. 엔진 속도를 기본 차수로 하였을 때, 엔진 폭발에 의한 플라이휠의 각속도는 1.5차 조화 성분(1.5, 3, 4.5, 6 차수)으로 나타낼 수 있으며, 엔진 속도가 증가하더라도 각 차수는 변하지 않는다. 그림 4.44와 4.45는 차수 추적법으로써 플라이휠과 피동 기어의 각속도 변화를 분석한 것으로서 엔진 속도, 기어



(a) Sound pressure level of gear rattle without torque load



(b) Sound pressure level of gear rattle with torque load

Fig. 4.43 Sound pressure level of gear rattle with and without torque load.

속도, 차수의 관계를 3차원 그래프로 나타낸 것이다. 그림 4.44에서와 같이 엔진 속도를 890 rpm에서 2400 rpm까지 증가시켰을 때 플라이휠에서 PTO 전동 라인의 주요 가진 성분인 1.5차 각속도 성분의 감소율은 56 %이었다. 즉, 엔진 속도가 증가할수록 플라이휠의 각속도 변동은 감소하였다. 또한 플라이휠의 각속도 변동에 큰 영향을 미치는 엔진 속도는 1.5차(엔진의 폭발 주파수) 성분과 3차 성

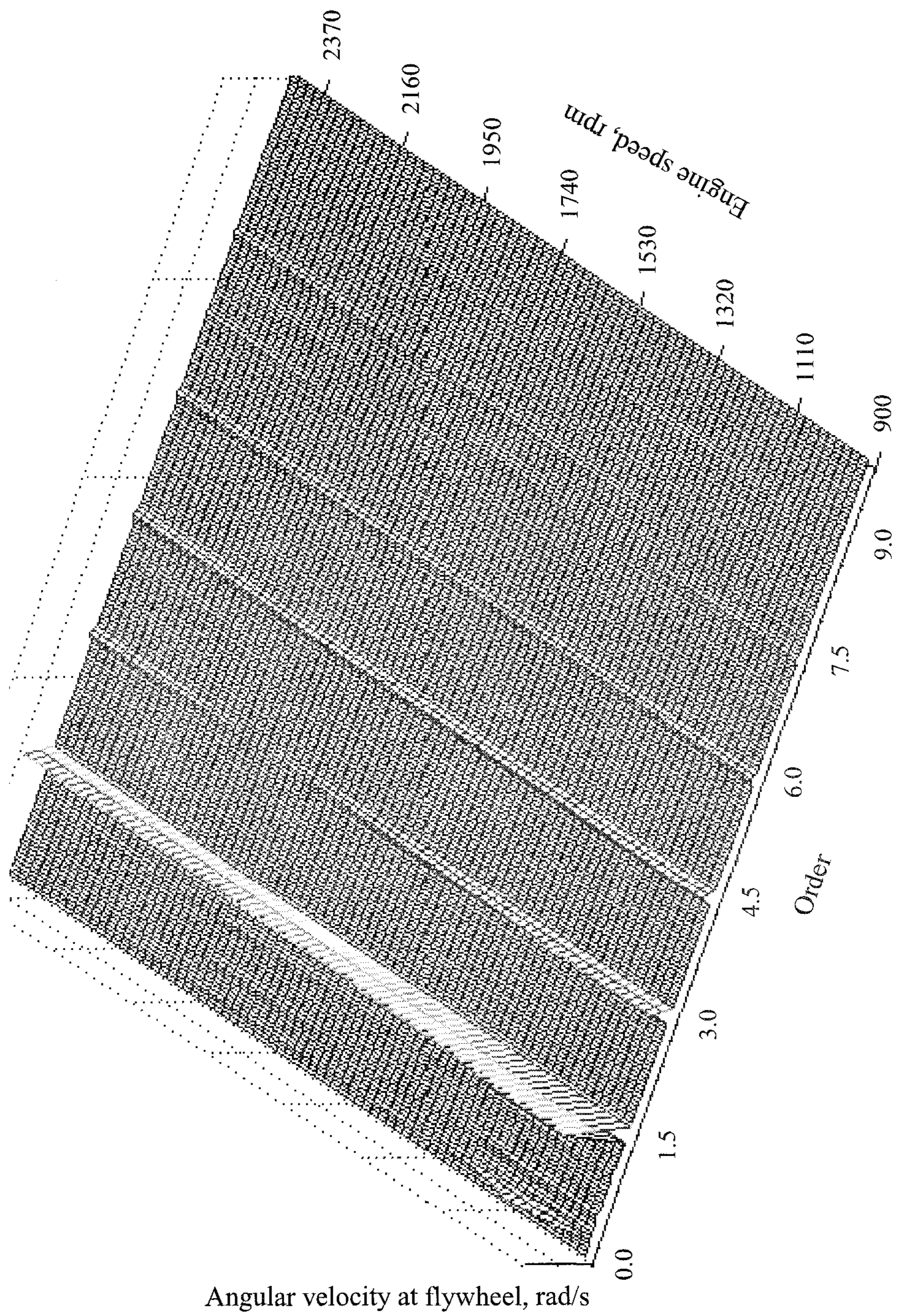
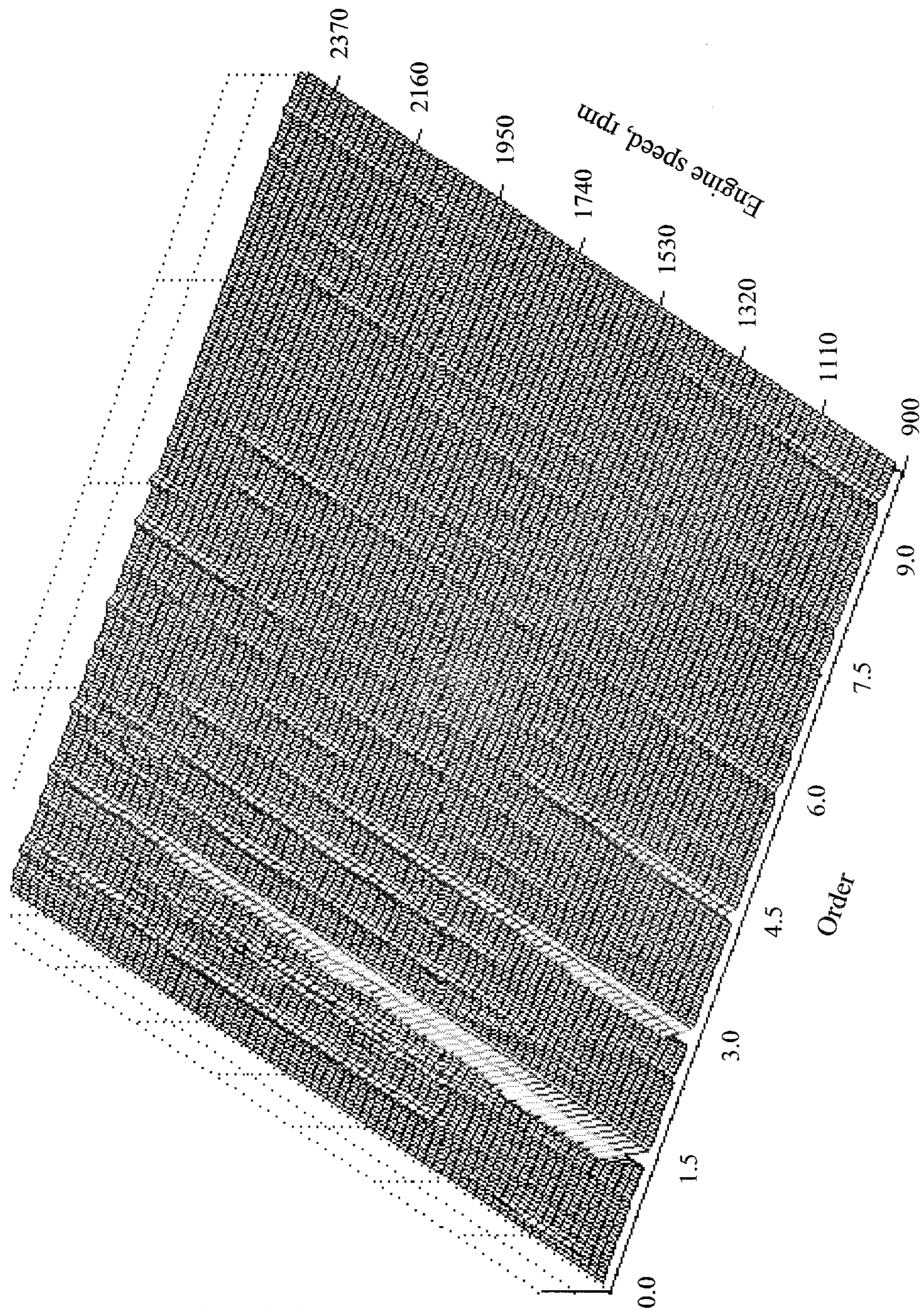


Fig. 4.44 Variation of angular velocity at engine flywheel by order tracking method.



Angular velocity at driven gear 46T, rad/s

Fig. 4.45 Variation of angular velocity at driven gear 46T by order tracking method.

분인 것으로 나타났다. 그림 4.45에서와 같이 엔진 속도를 890 rpm에서 2400 rpm까지 증가시켰을 때 PTO 전동 라인의 피동 기어 46T에서 1.5차 각속도 성분의 감소율은 91 %이었다. 엔진 속도가 증가할수록 피동 기어의 각속도 변동이 플라이휠에서보다 더 크게 감소하였다. 즉, 엔진 속도가 증가할수록 피동 기어의 각속도 변동은 감소하였다.

제3절 PTO 전동 라인의 모형 검증과 시뮬레이션

고유 진동 해석에서 모형의 유효성은 고유 진동수와 모드 형상을 이용하여 검증하였다. 모드 형상은 전동 라인의 운동에 영향을 미칠 것으로 판단되는 3차 모드까지 포함하였다. 전동 라인의 운동 특성 해석에서는 플라이휠의 링기어, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T의 각속도를 이용하여 모형을 검증하였다.

PTO 전동 라인의 모형은 기어의 백래시, 맞물림 강성, 충돌 등 비선형 요소를 포함하고 있으므로 비선형 운동 방정식을 풀어야 한다. 비선형 운동 방정식의 해를 구하는 방법에는 여러 가지 방법이 있으나 본 연구에서는 Runge-Kutta법 (Runge-Kutta 4th order method)을 이용하였다.

모형의 시뮬레이션에서 엔진 토크 T_e 는 식 (4.14)에서와 같이 1.5차, 3차, 4.5차, 6차 조화 성분을 포함한 정현 함수로 가정하였다. 이때 각 차수의 크기와 기어에 작용하는 저항 토크는 2절에서 실험으로 구한 값을 사용하였다. 플라이휠과 전동 라인 요소 사이의 위상차는 없는 것으로 가정하였고, 구동축의 초기 속도는 엔진의 공회전 속도를 고려하여 94.75 rad/s로 하였으며, 피동 기어 49T와 46T의 초기 속도는 각각 21.27 rad/s, 28.84 rad/s로 하였다.

1. PTO 전동 라인의 고유 진동

PTO 전동 라인에 대한 고유 진동 해석은 PTO 전동 라인의 공진 여부를 확인하고, 구성 요소의 물성치를 검증할 목적으로 수행하였다. 그림 4.25에서와 같이 PTO 전동 라인을 모형화하고 식 (4.32)를 이용하여 전동라인의 고유 진동수와 모드 형상을 구하였다. 식 (4.37)을 식 (4.38)과 같이 변환하여 고유 진동수와

모드 형상의 고유 벡터를 구하였다.

$$[B(\omega_n)] = [K] - \omega_n^2 [J] \quad (4.37)$$

$$|[B(\omega_n)]| = 0 \quad (4.38)$$

여기서, $[J] = 10 \times 10$ 질량관성모멘트 행렬

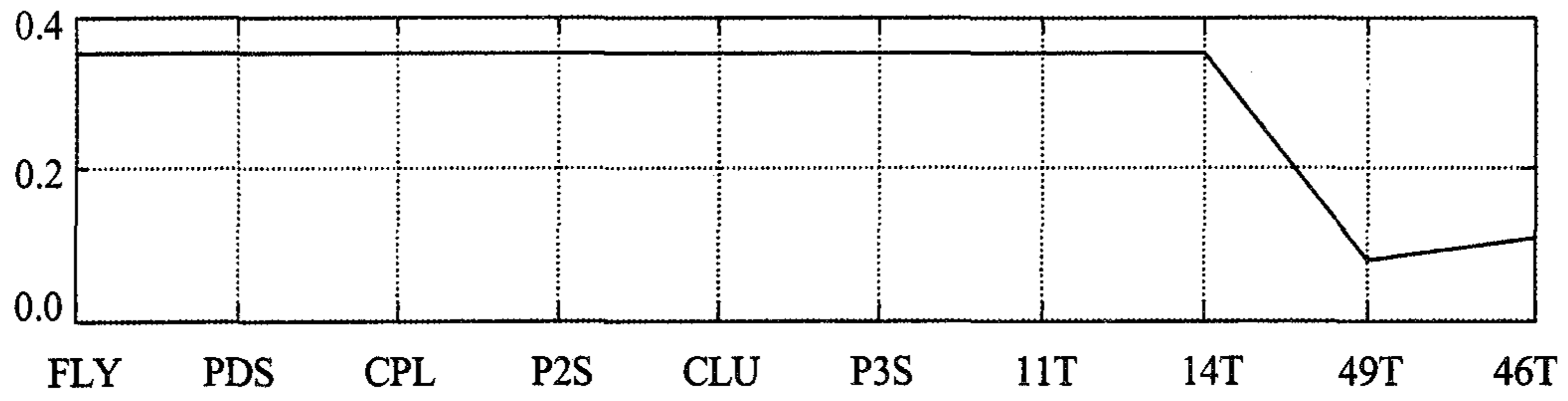
$[K] = 10 \times 10$ 비틀림 강성 행렬

$\omega_n =$ 고유 각속도

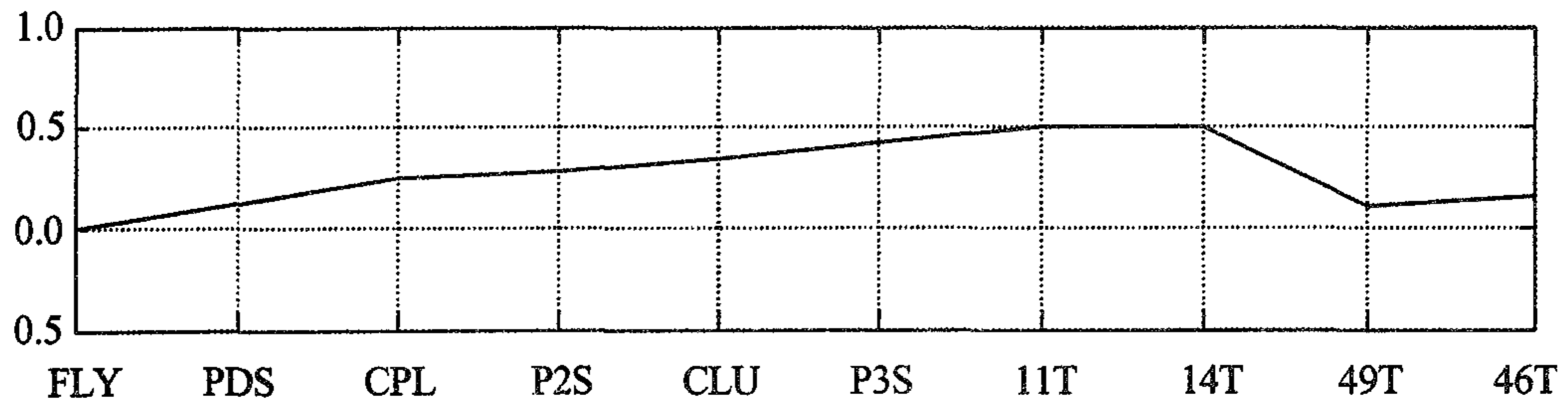
고유 진동을 해석하기 위한 모형 검증은 같은 조건에서 실시한 모형의 해석 결과와 상용 소프트웨어인 RODAP의 해석 결과를 비교하는 방법으로 실시하였다. RODAP(최, 2002)은 유한 요소법(FEM)을 이용하여 회전축으로 구성된 시스템의 동특성을 분석하는 데 널리 사용되고 있는 소프트웨어이다. 그러나 RODAP에는 치타음을 해석하기 위한 기능이 없다. 표 4.6은 본 연구에서 개발한 모형과 RODAP으로 분석한 PTO 전동 라인의 고유 진동수를 나타낸 것이다. 엔진의 가진 주파수를 고려하여 3차 모드까지 분석하였다. 1~3차 모드의 고유 진동수에 대한 모형의 % 오차는 각각 0.02 %, 0.50 %, 11.00 %로서 RODAP의 분석 결과와 비교적 잘 일치하였다. 그림 4.46과 4.47은 각각 본 연구에서 개발한 모형과 RODAP으로 분석한 PTO 전동 라인의 모드 형상을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 각 차수별 모드 형상은 비교적 잘 일치하였다. 이상의 결과로부터

Table 4.6 Natural frequencies of PTO driveline analyzed by using the model and RODAP

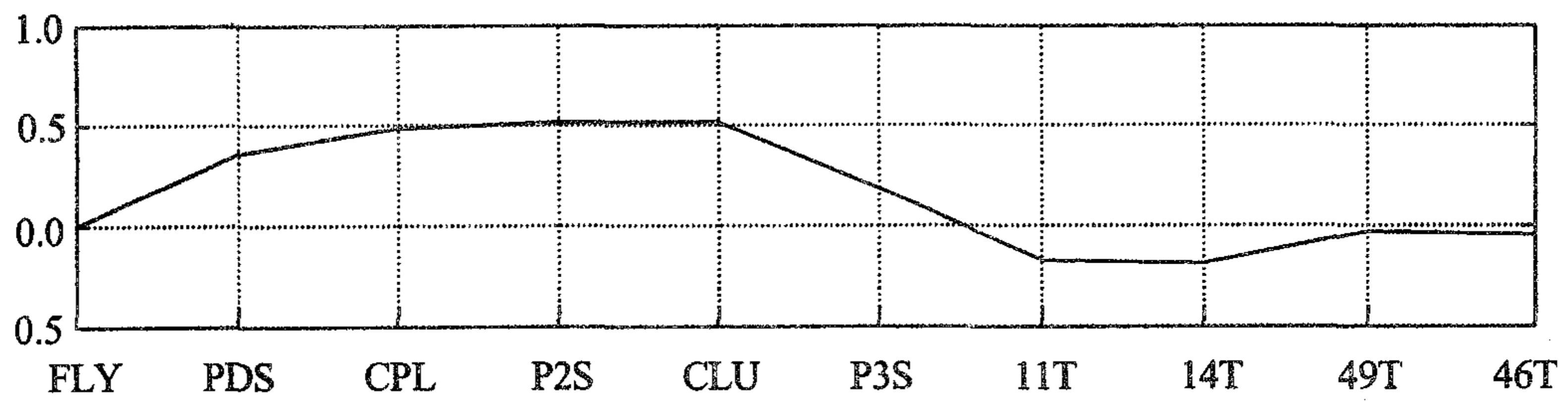
Mode	Natural frequency, Hz		% Error
	Model	RODAP	
0	0.00	0.00	0.00
1	207.98	207.94	0.02
2	764.56	760.84	0.50
3	1280.60	1439.40	11.00



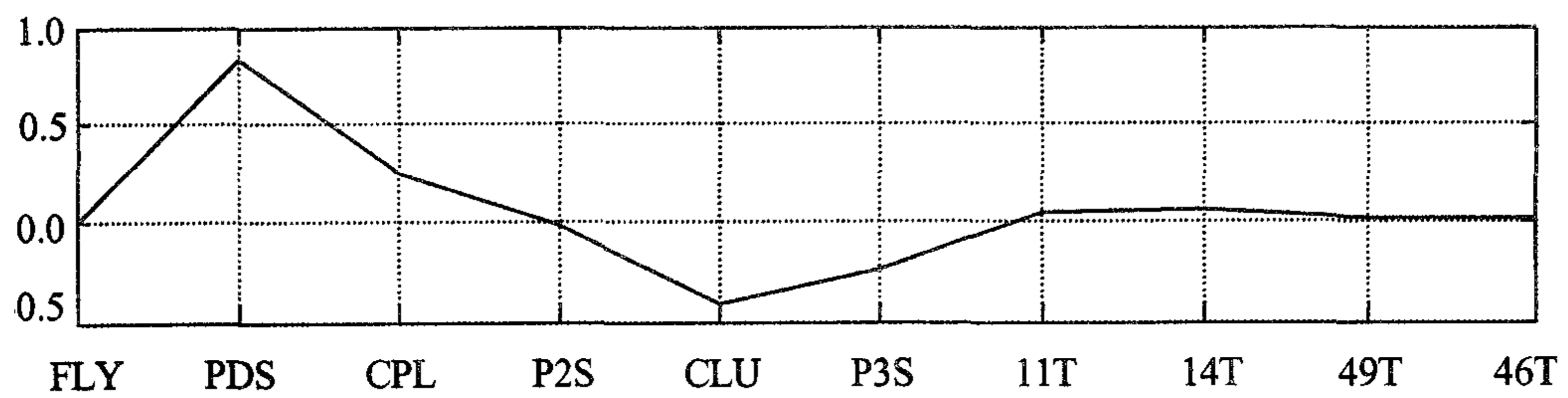
(a) Rigid body mode



(b) First mode

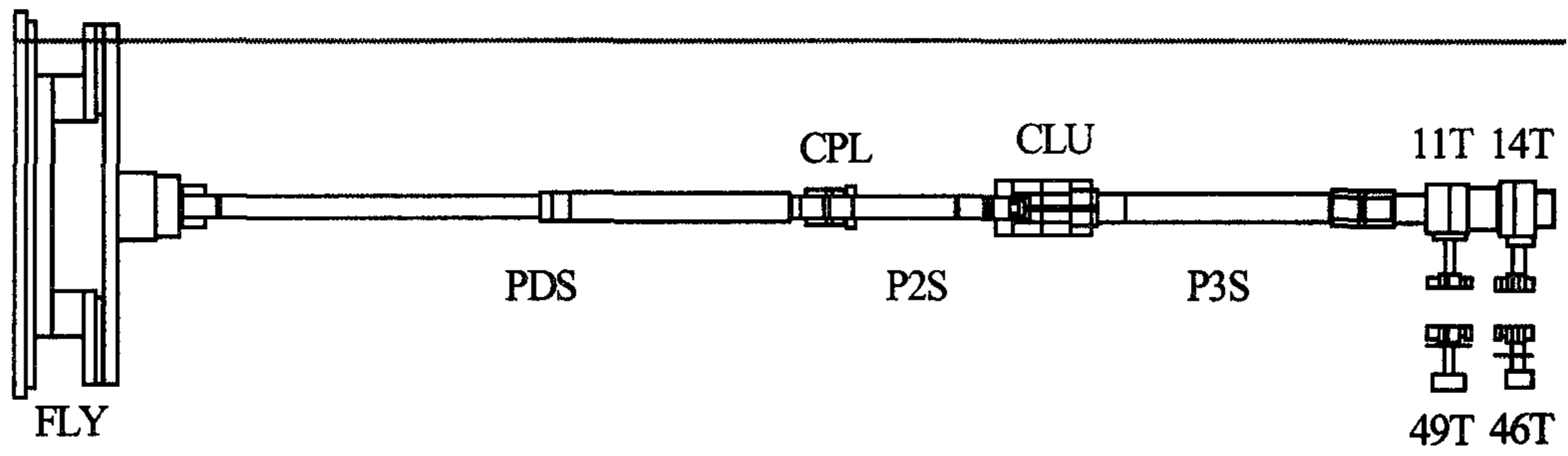


(c) Second mode

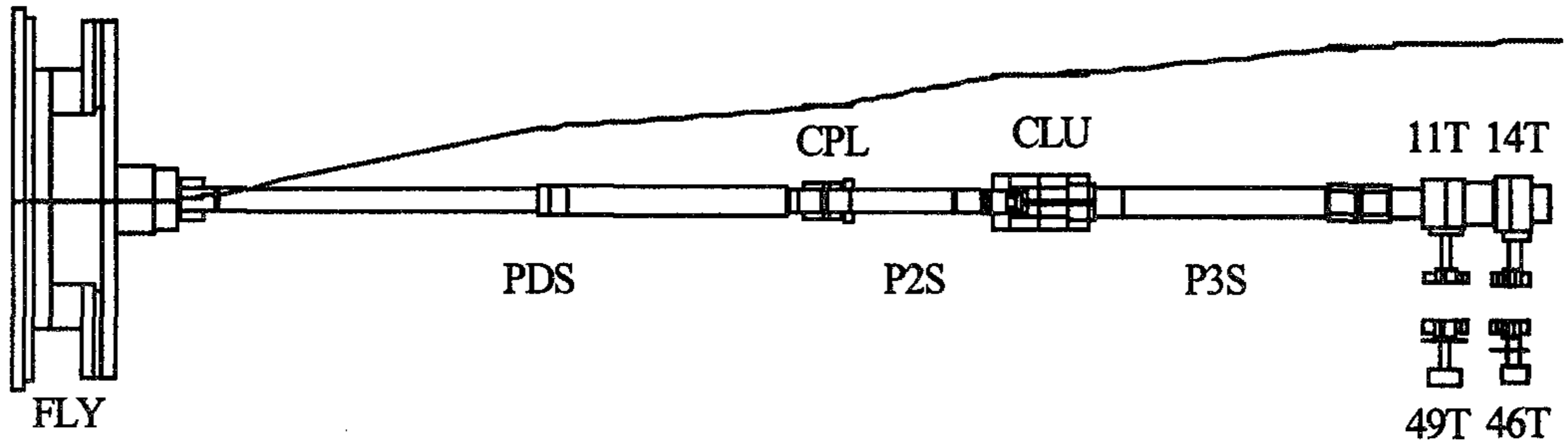


(d) Third mode

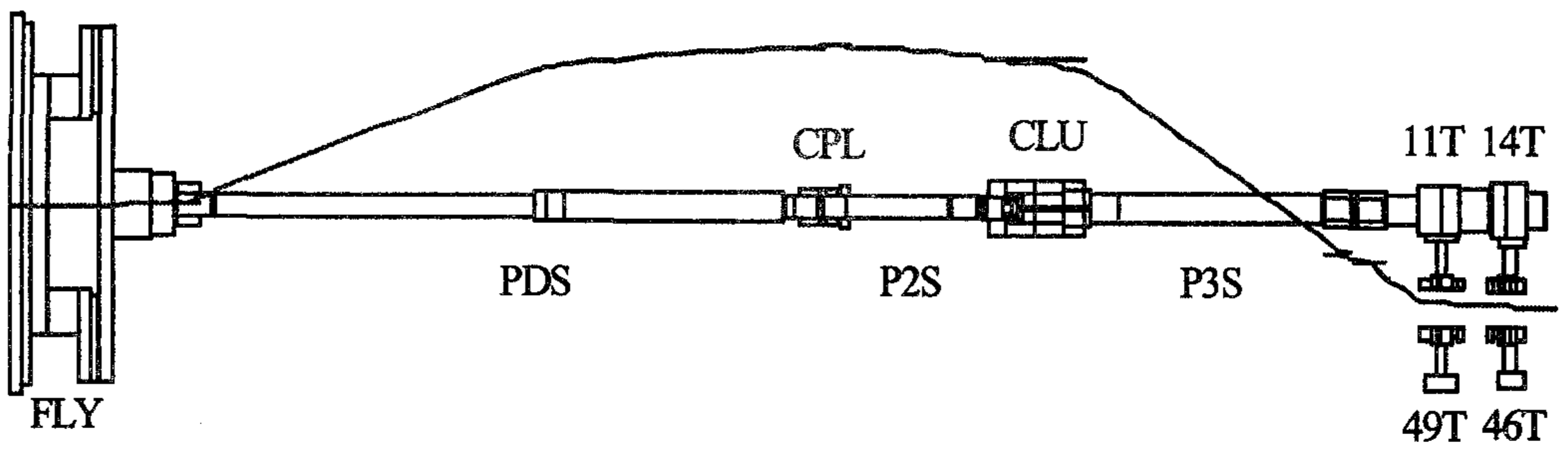
Fig. 4.46 Mode shapes of PTO driveline analyzed by using the model.



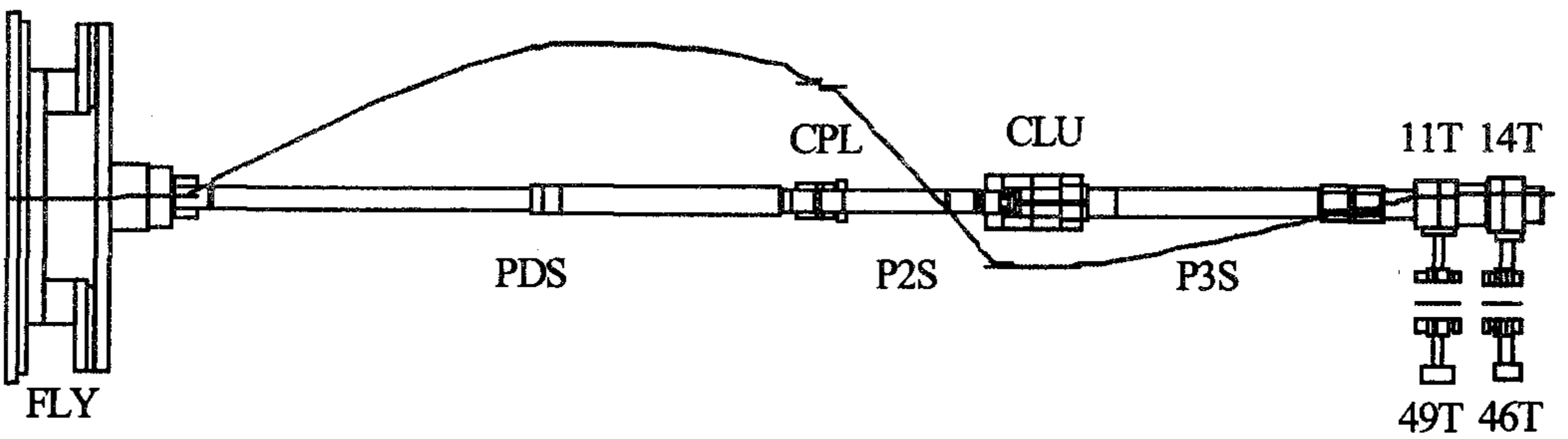
(a) Rigid body mode



(b) First mode



(c) Second mode



(d) Third mode

Fig. 4.47 Mode shapes of PTO driveline analyzed by using RODAP.

본 연구에서 개발한 PTO 전동 라인 모형의 플라이휠, 전동축, 기어 등 구성 요소의 물성치(J, k)는 적절하게 결정된 것으로 판단하였다.

그림 4.48은 PTO 전동 라인의 공진 여부를 구명하기 위하여 고유 진동 해석으로 구한 고유 진동수와 실제 엔진 속도와의 관계를 캠벨 선도(Campbell diagram)로서 나타낸 것이다. 엔진의 속도 범위는 800~2400 rpm으로 하였다. 엔진 속도가 2100 rpm일 때 엔진 속도의 6차 조화 성분과 PTO 전동 라인의 1차 고유 진동수가 공진할 것으로 예상되었다. 그러나 2100 rpm에서의 공진 현상이 엔진 속도가 1000 rpm 이하인 공회전 상태에서 발생하는 치타음에는 영향을 미치지 않는 것으로 판단하였다.

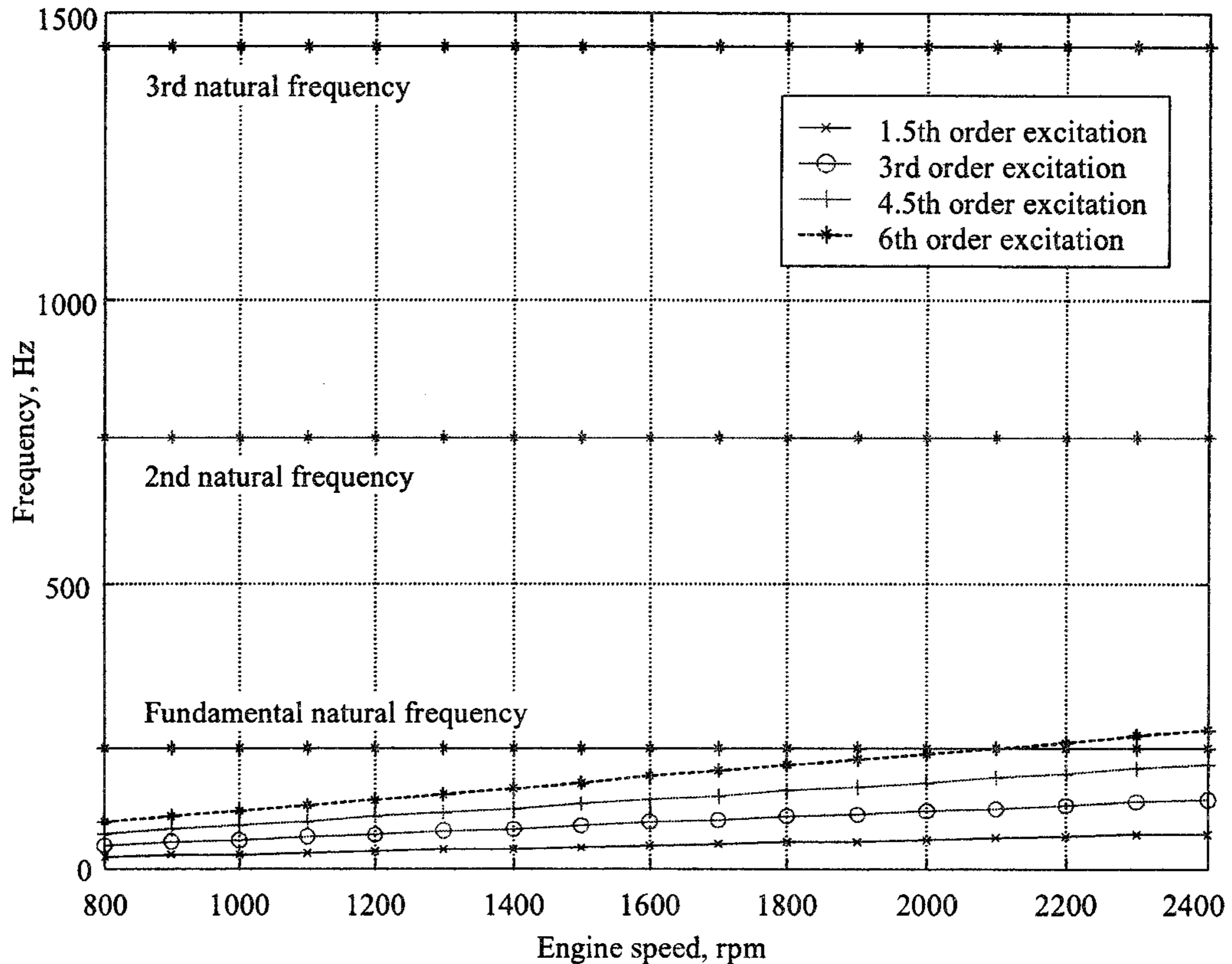


Fig. 4.48 Campbell diagram of PTO driveline.

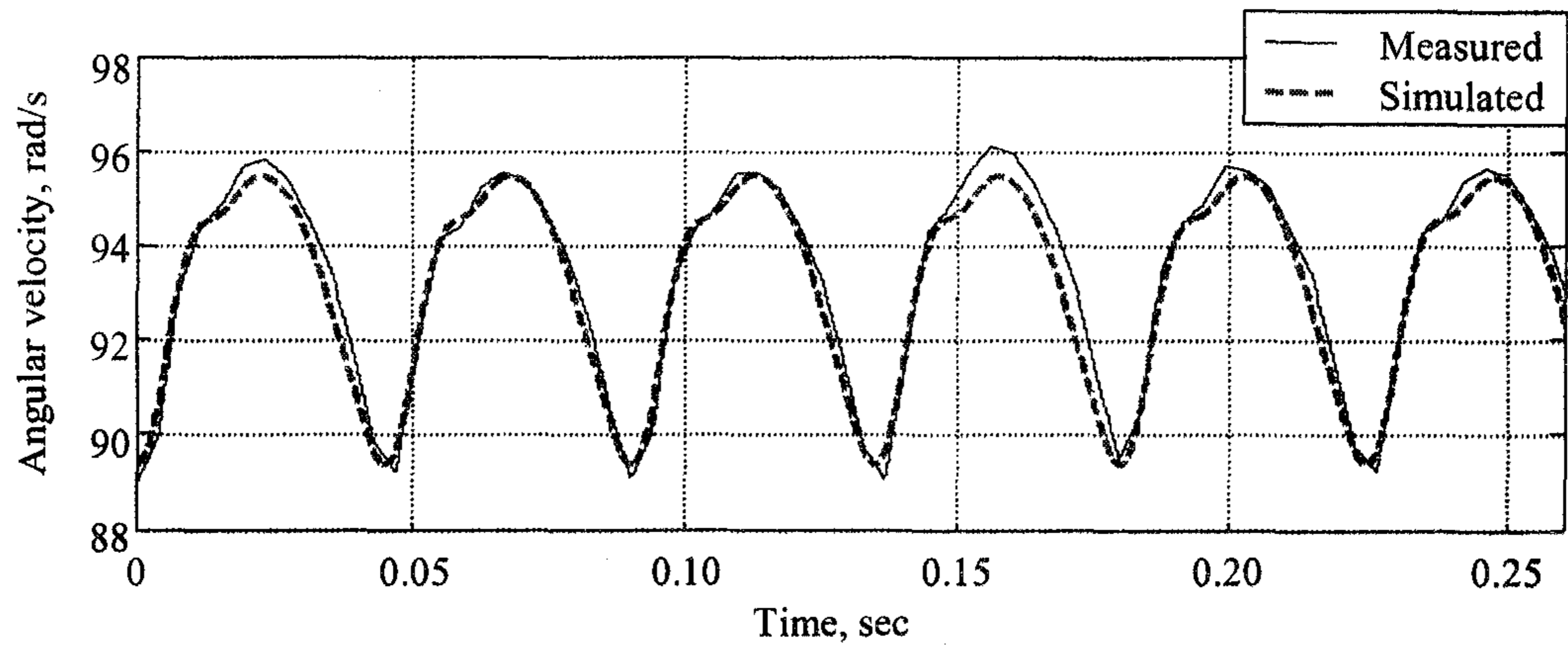
2. PTO 전동 라인의 운동 특성

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

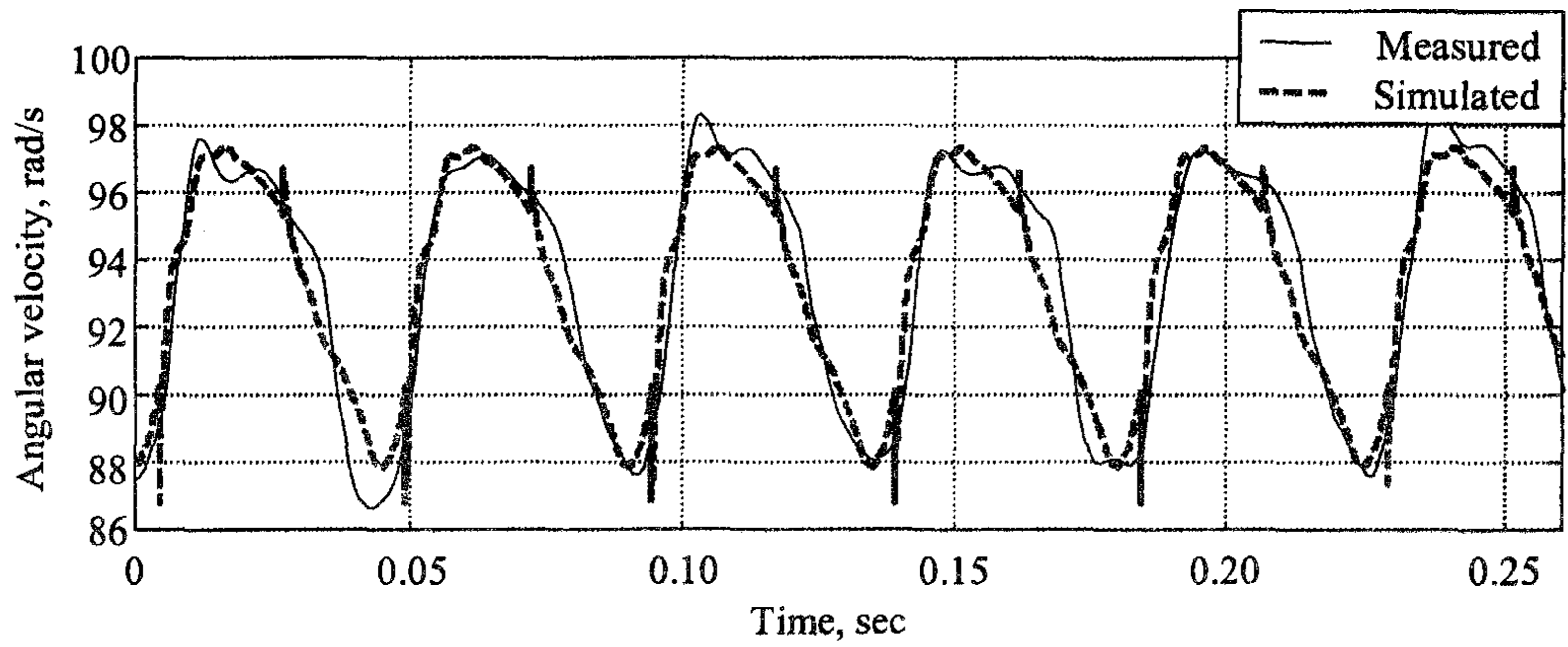
모형에서는 전동 라인의 모든 부품에 대한 각변위, 각속도, 각가속도, 토크 등을 예측할 수 있기 때문에 분석 대상과 범위에 특별한 제한이 없다. 그러나 검증 실험에서는 엔진, 플라이휠의 링기어, PTO 변속부의 기어에 대한 각속도만을 측정할 수 있기 때문에 측정 범위에 제한이 따른다. 각속도는 회전량에 비례하는 펄스 신호를 계수하여 측정하였으며, 고성능 F/V 컨버터를 이용하여 비교적 정확한 각속도를 얻을 수 있었다. 그러나 각가속도는 각속도를 미분하여 구하였기 때문에 그 정확도가 낮았다. 따라서 본 연구에서는 기어의 각속도를 이용하여 모형을 검증하였다.

모형의 검증은 그림 4.26과 식 (4.33)으로 표현된 10 자유도의 운동 모형으로써 예측한 플라이휠의 링기어, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T의 각속도와 검증 실험에서 측정한 이들의 각속도를 비교하는 방법으로 실시하였다. 그림 4.49는 검증 실험에서 측정한 링기어, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T의 각속도와 모형으로 예측한 각속도를 비교하여 나타낸 것이다. 검증 실험에서 엔진의 평균 속도는 885 rpm이었으며, 시험 트랙터의 엔진이 4사이클 3기통이었기 때문에 엔진의 한 사이클 시간, 크랭크축의 1회전 시간, 엔진의 폭발 주기는 각각 0.135초, 0.068초, 0.045초이었다. 이는 그림 4.49(a)에서 플라이휠의 각속도 변화와 일치하였다. 플라이휠의 각속도 변동은 엔진의 폭발 행정에 기인한 것으로 판단된다.

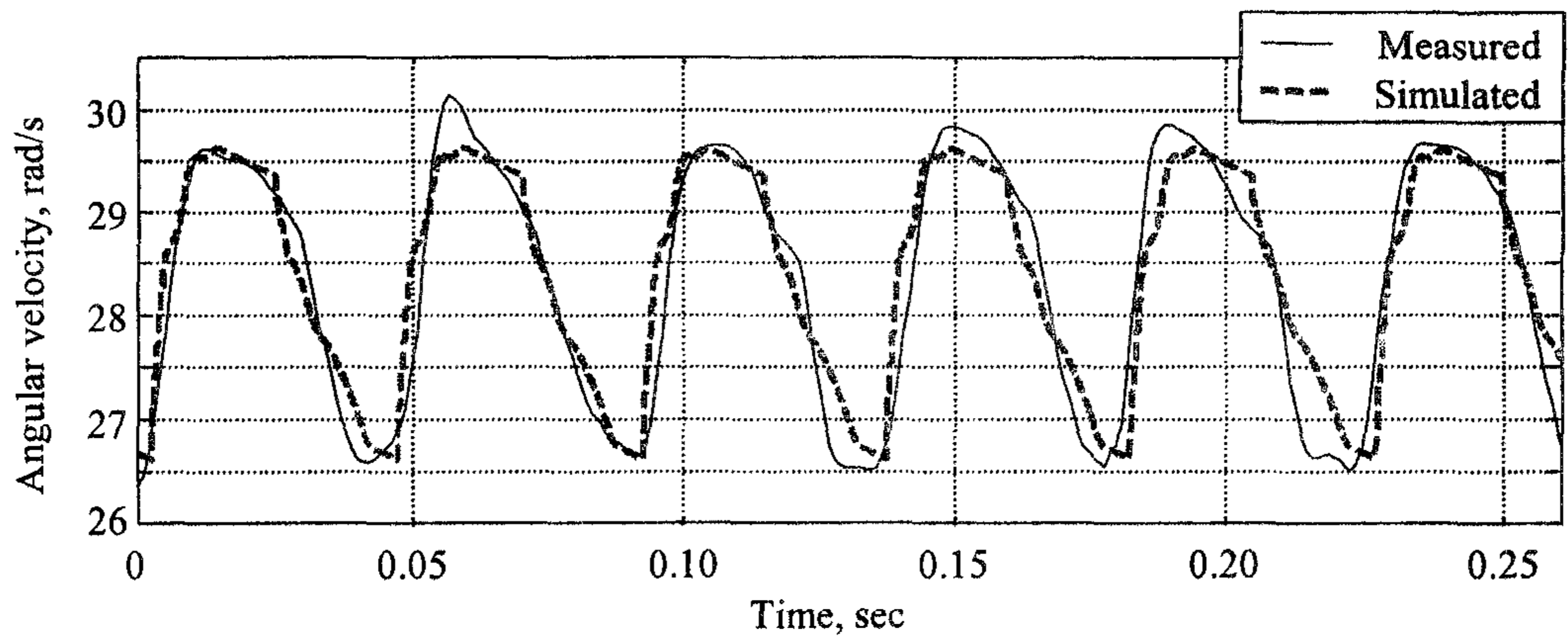
모형으로 예측한 각속도와 검증 실험에서 측정한 각속도는 그 크기와 변화에서 유사한 형태를 나타내었다. 측정 결과에서와 같이 모형의 예측에서도 3개의 기어에서 모두 같은 크기의 변동 폭이 나타났으며, 변동 폭의 최대값과 최소값의 위치도 동일한 것으로 나타났다. 전체적으로 예측한 각속도의 변동 폭이 측정한 각속도의 변동 폭보다 작았으나, 측정 오차를 고려하면 모형은 실제의 각속도 변동을 충분히 예측할 수 있을 것으로 판단되었다.



(a) Engine flywheel



(b) Driving gear 14T

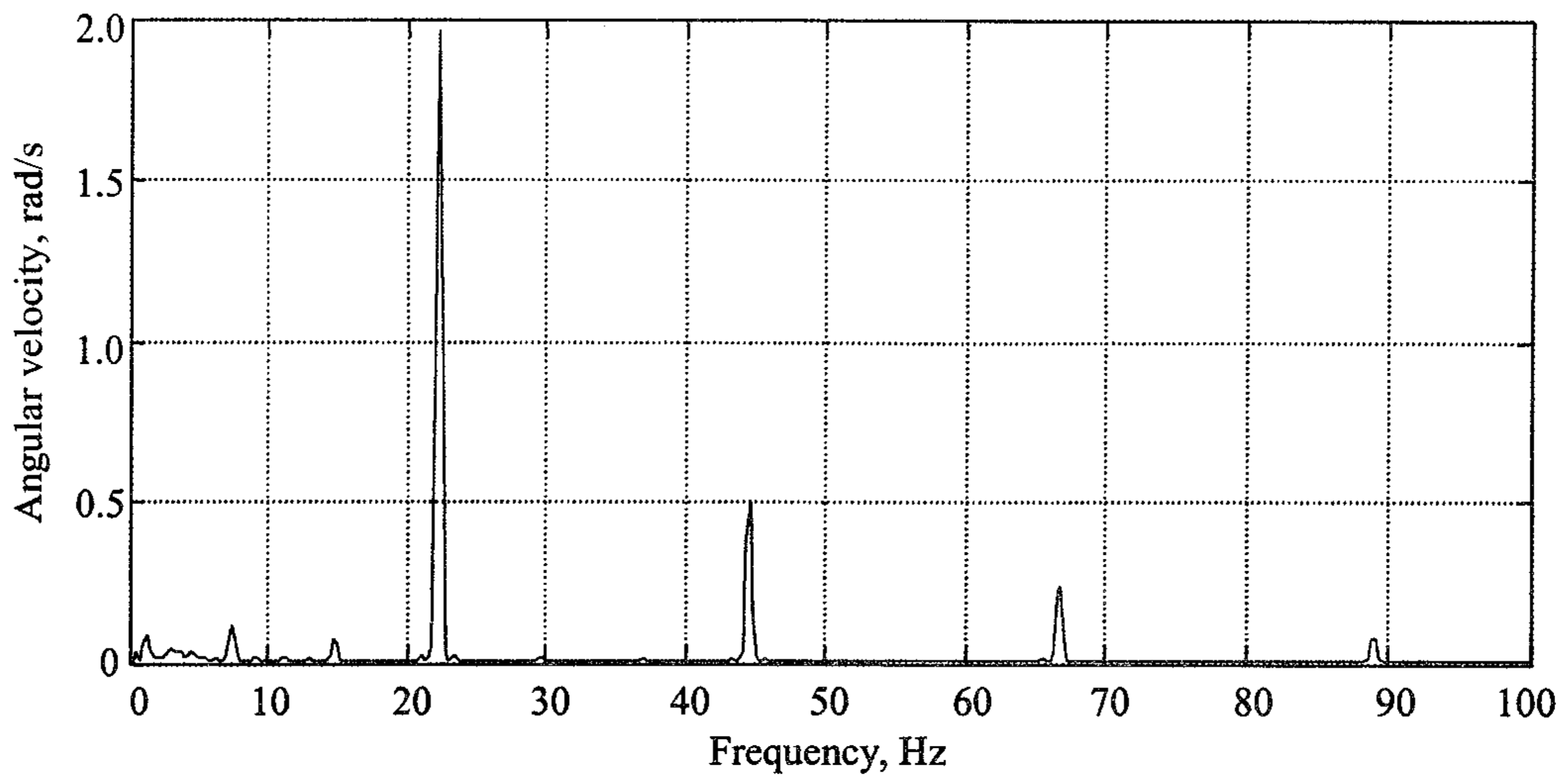


(c) Driven gear 46T

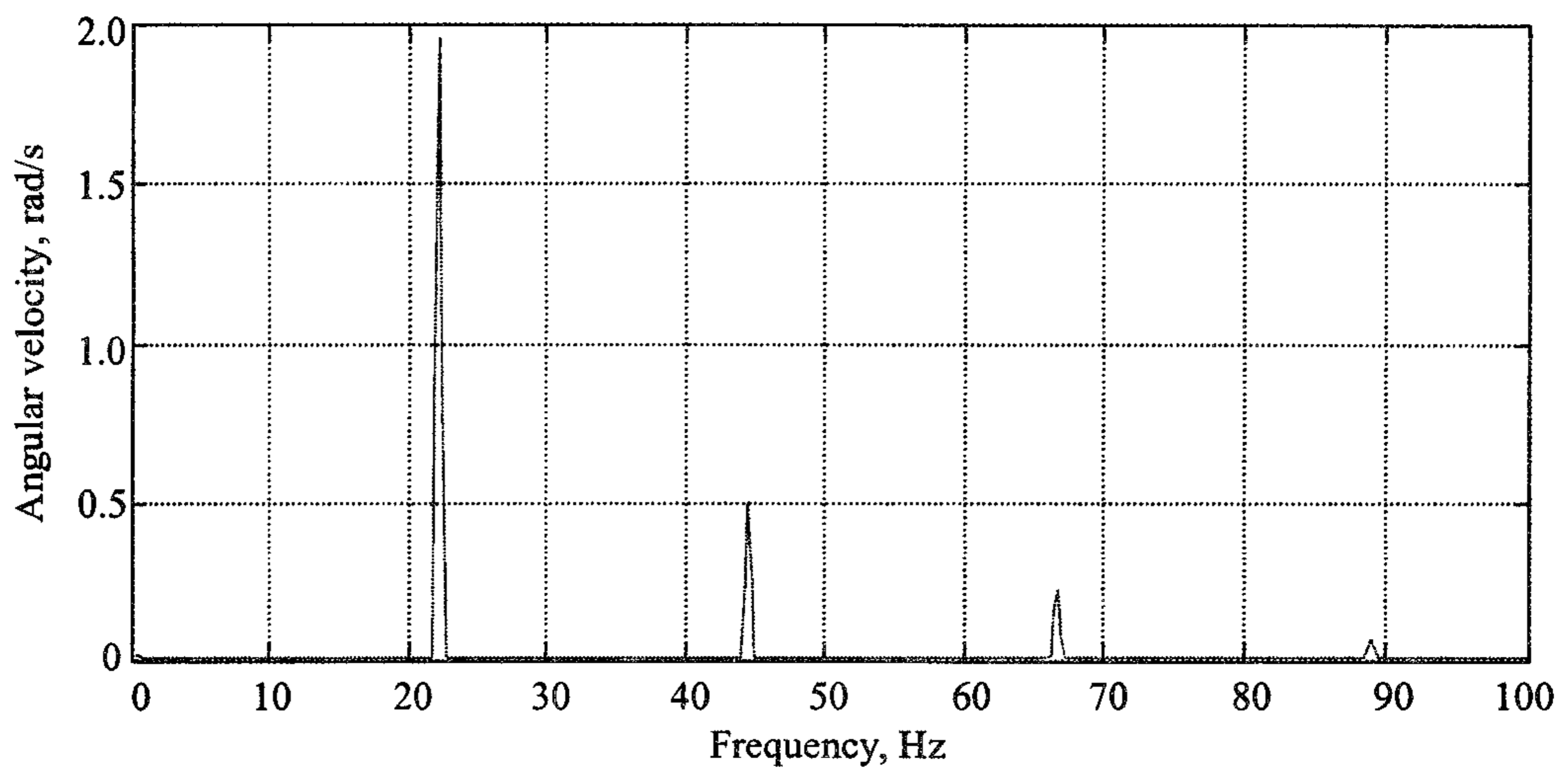
Fig. 4.49 Measured and simulated angular velocities.

각속도에서 중요한 부분은 전동 라인의 운동 상태에 영향을 미칠 수 있는 변동 성분이다. 기어의 각속도 변동은 엔진의 폭발 행정에 의하여 발생하기 때문에 그 변화가 규칙적이고 주기가 일정하다. 또한 폭발 주기는 각속도의 영향을 받지 않는다. 따라서 링기어, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T의 각속도 변동을 주파수 영역에서 분석하여 비교하였다.

그림 4.50, 4.51과 4.52는 각각 링기어, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T에 대한 예측 및 측정 각속도를 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 그림 4.50에서와 같이 플라이휠의 링기어에서 측정한 각속도의 변동 성분은 주로 1.5차 조화 성분과 3차 조화 성분으로 구성되어 있으며, 4.5차 조화 성분과 6차 조화 성분의 영향은 상대적으로 낮았다. 그림 4.51과 4.52의 구동 기어 14T와 피동 기어 46T에서도 유사한 결과가 나타났다. 따라서 PTO 전동 라인의 각속도 변동은 엔진의 폭발 주파수(1.5차 조화 성분)와 2배수 하모닉 성분(3차 조화 성분)에 의한 것으로 판단되었다. 그림 4.50에서 측정치와 예측치를 비교하였을 때 1.5차 조화 성분의 측정치와 예측치는 각각 1.96 rad/s, 1.95 rad/s로서 % 오차는 0.5 %이었다. 3차 조화 성분의 측정치와 예측치는 모두 0.50 rad/s로서 차이가 없었으며 % 오차도 0 %이었다. 그림 4.51에서 구동 기어 14T의 각속도 변동에서는 1.5차 조화 성분의 측정치와 예측치가 각각 2.28 rad/s, 2.20 rad/s로서 % 오차는 3.5 %이었으며, 3차 조화 성분의 측정치와 예측치는 각각 0.59 rad/s, 0.54 rad/s로서 % 오차는 8.47 %이었다. 그림 4.52의 피동 기어 46T의 경우에는 1.5차 조화 성분의 측정치와 예측치가 각각 0.79 rad/s, 0.71 rad/s로서 % 오차는 10.1 %이었으며, 3차 조화 성분의 측정치와 예측치는 모두 0.19 rad/s로서 차이가 없었으며 % 오차도 0 %이었다. 전체적으로 측정치와 예측치의 최대 차이는 0.08 rad/s, 최소 차이는 0 rad/s이었으며 % 오차로서는 최대 10.1 %, 최소 0 %이었다. 모형을 통하여 예측한 각속도 변동은 측정치보다 작았다. 특히, 구동 기어 14T와 피동 기어 46T의 1.5차 조화 성분에서 차이가 있었다. 이는 전동 라인의 모형에서 고려하지 못한 기어의 정밀도, 치면 거칠기, 백래시의 변화 등에 의한 오차로 판단된다. 그러나 이상의 결과로부터 개발된 PTO 전동 라인의 모형은 실제 전동 라인의 각속도 변동을 적절하게 예측할 수 있는 것으로 판단하였다.



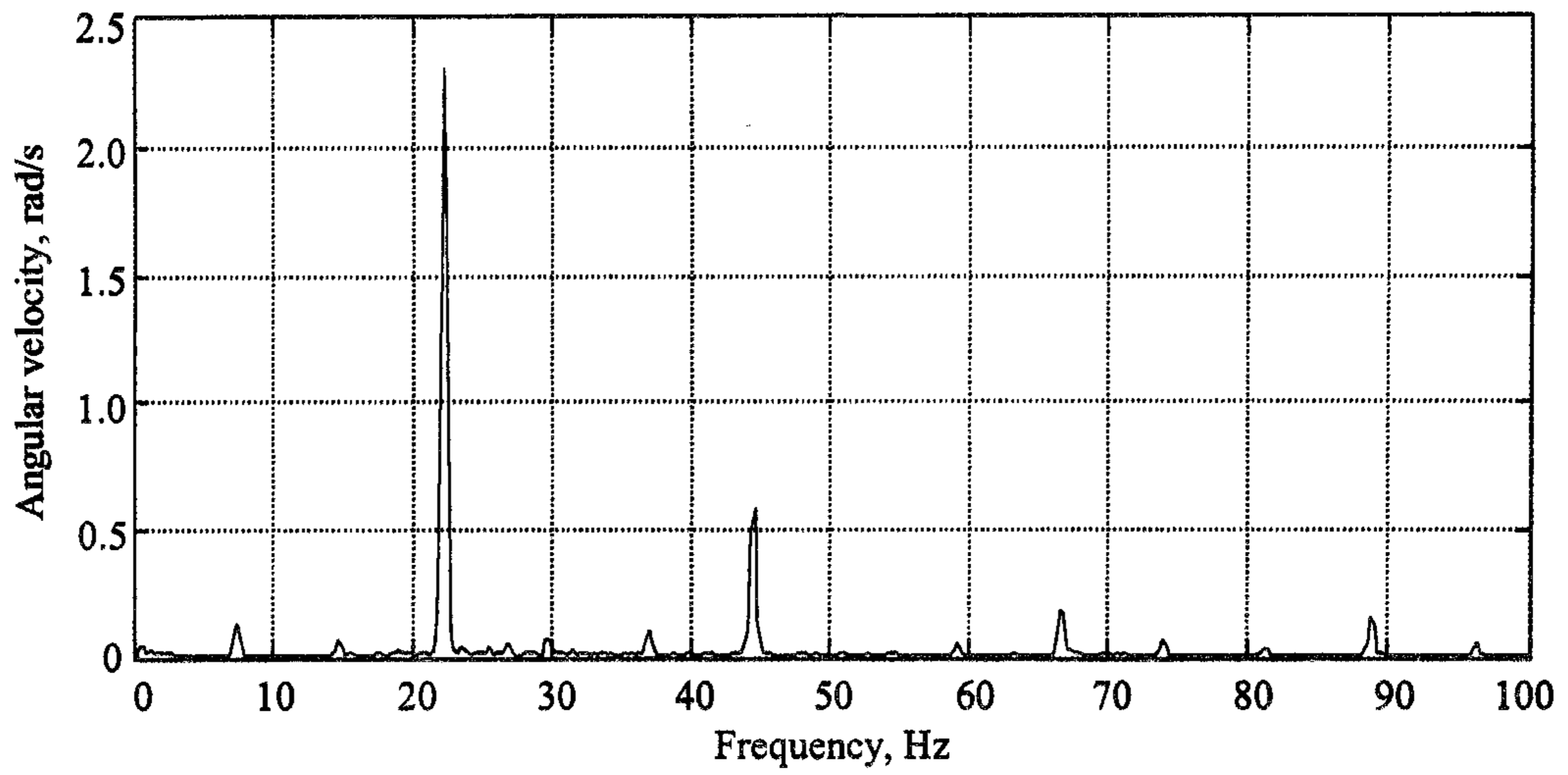
(a) Measured



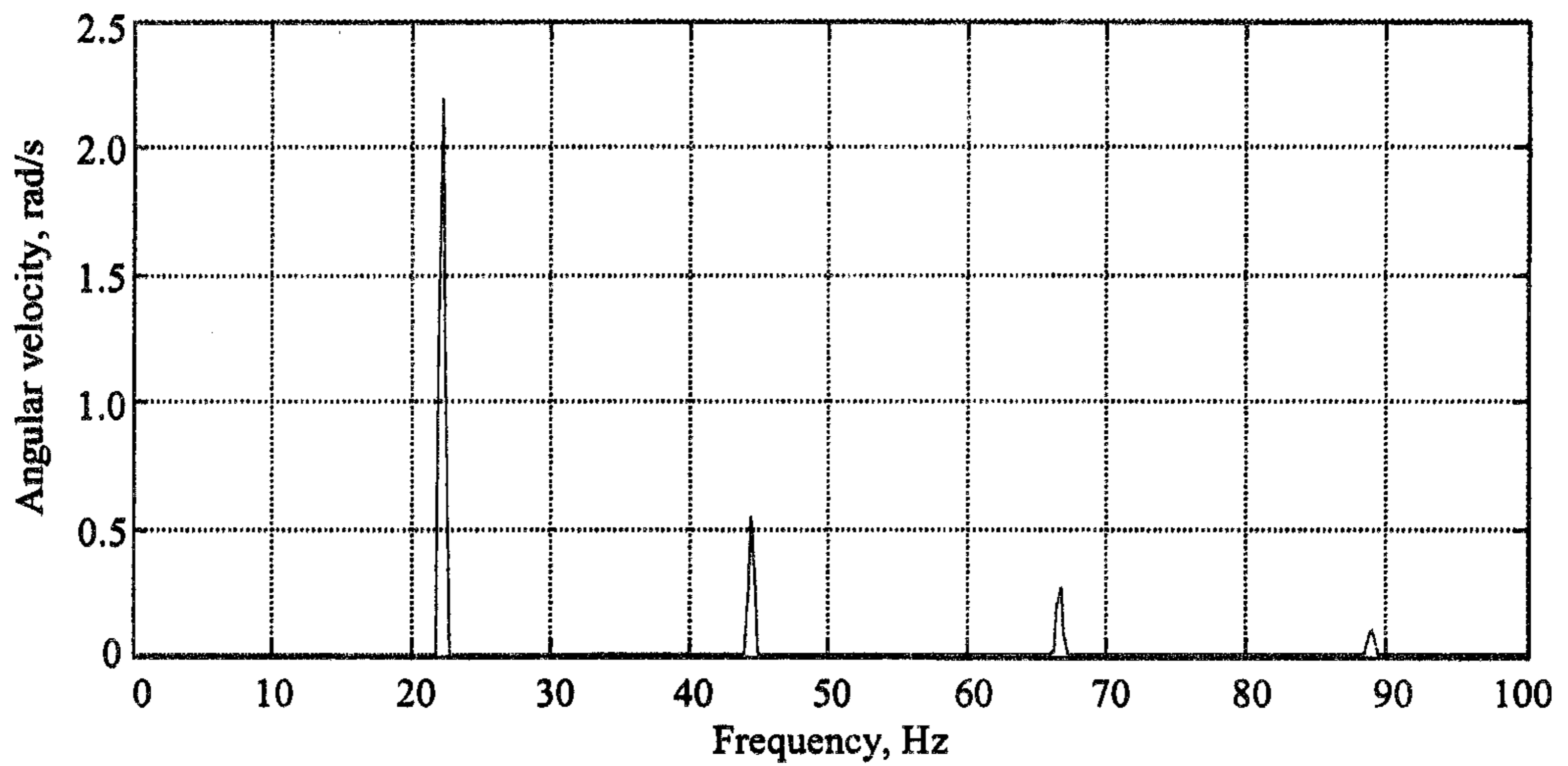
(b) Simulated

		1.5 order	3.0 order	4.5 order	6.0 order
Angular velocity, rad/s	Measured	1.96	0.50	0.23	0.08
	Simulated	1.95	0.50	0.22	0.06
Difference, rad/s		0.01	0.00	0.01	0.02

Fig. 4.50 Measured and simulated angular velocities of engine flywheel.



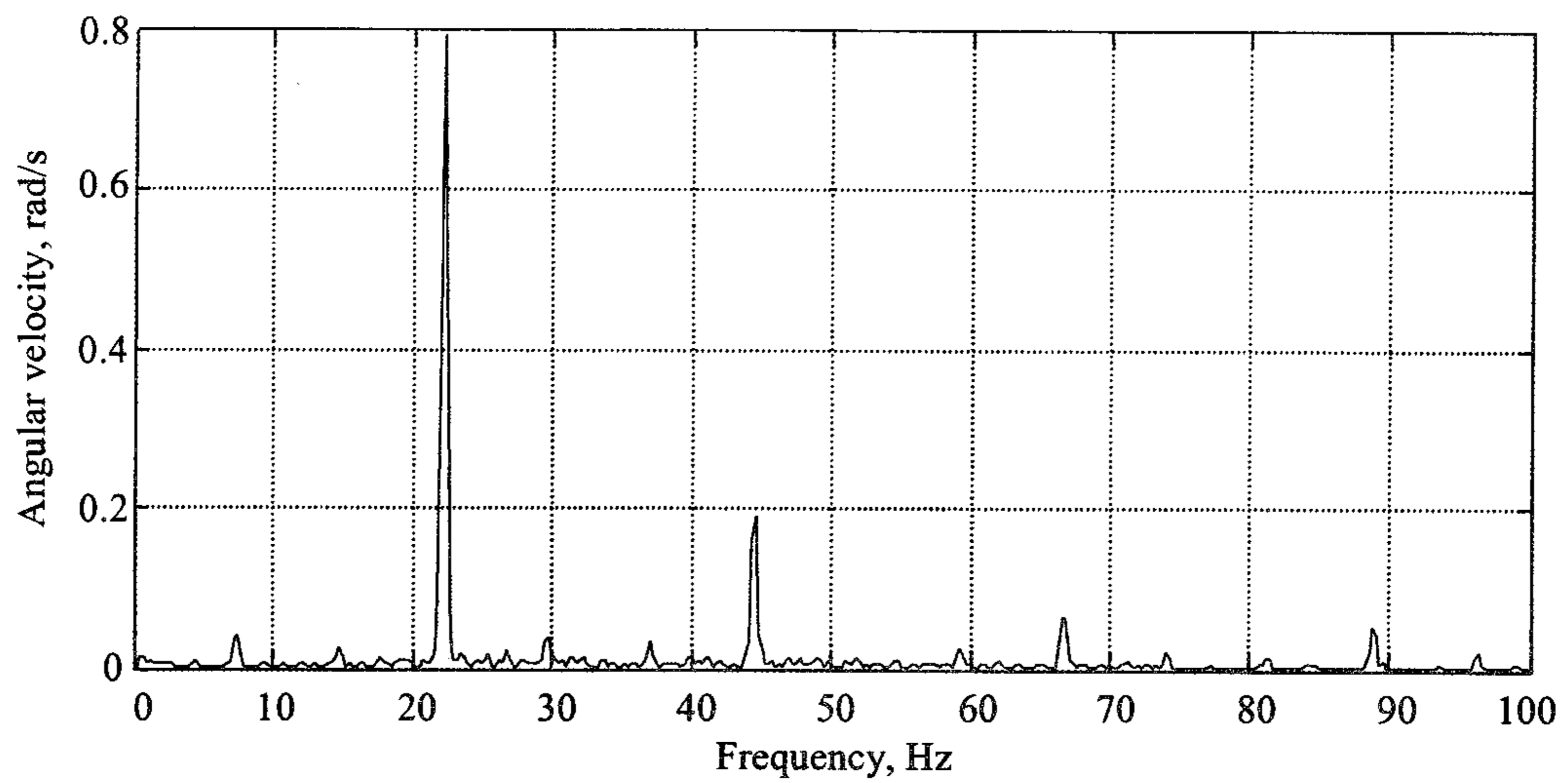
(a) Measured



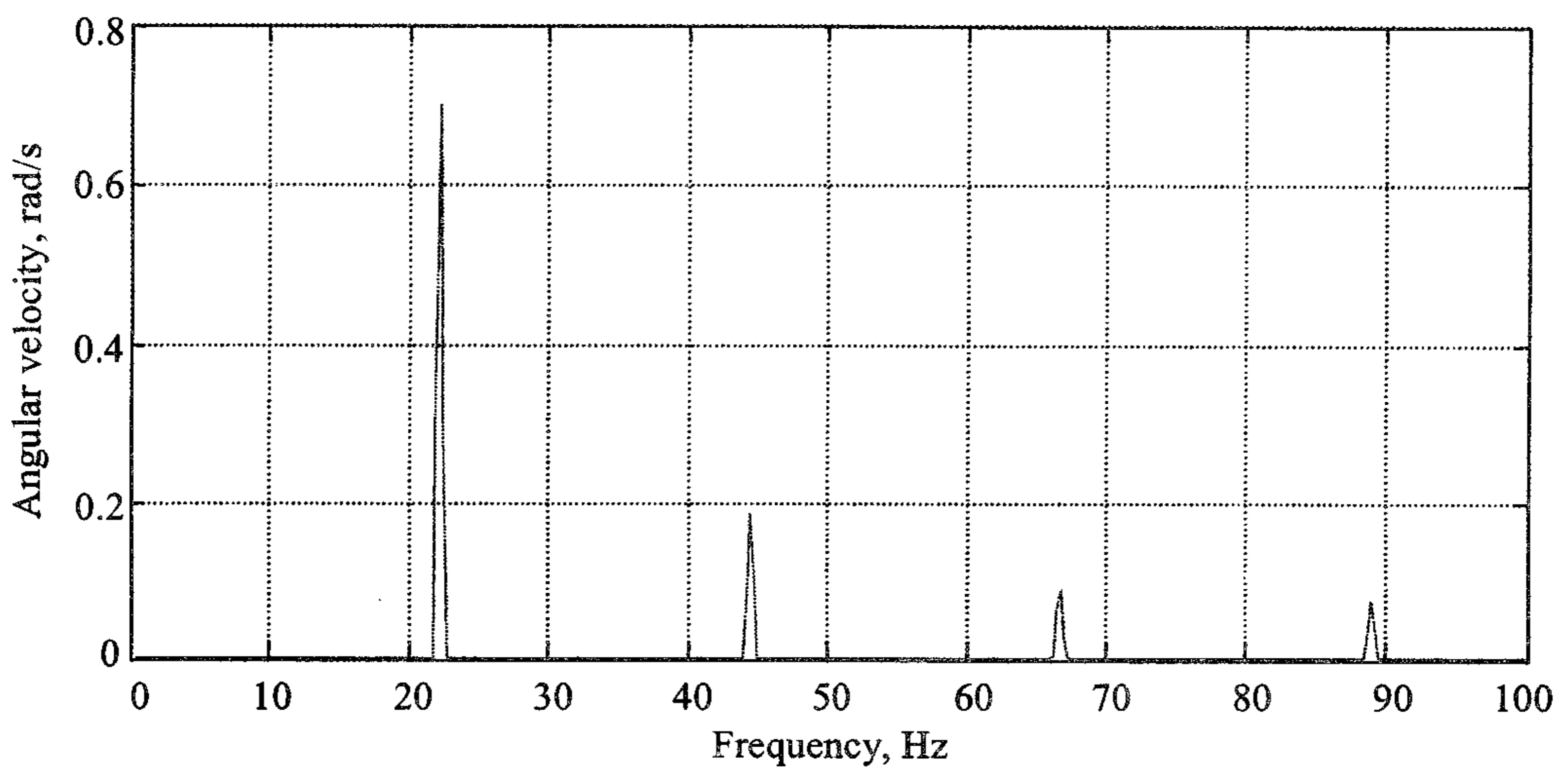
(b) Simulated

		1.5 order	3.0 order	4.5 order	6.0 order
Angular velocity, rad/s	Measured	2.28	0.59	0.18	0.16
	Simulated	2.20	0.54	0.27	0.12
Difference, rad/s		0.08	0.05	-0.09	0.04

Fig. 4.51 Measured and simulated angular velocities of driving gear 14T.



(a) Measured



(b) Simulated

		1.5 order	3.0 order	4.5 order	6.0 order
Angular velocity, rad/s	Measured	0.79	0.19	0.07	0.05
	Simulated	0.71	0.19	0.09	0.07
Difference, rad/s		0.08	0.00	-0.02	-0.02

Fig. 4.52 Measured and simulated angular velocities of driven gear 46T.

검증된 PTO 전동 라인의 모형을 이용하여 PTO 변속부의 구동 기어 14T와 피동 기어 46T의 운동 상태를 시뮬레이션하였다. 시뮬레이션을 위하여 두 기어에는 각각 측정된 저항 토크를 가하였으며, 엔진 속도는 공회전 속도인 890 rpm으로, 기어의 백래시는 0.1 mm로 설정하였다. 그림 4.53은 PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어에 대한 상대 변위와 상대 각속도를 시뮬레이션한 것이다. 기어의 상대 변위는 피치원 상에서 두 기어 상대 변위를 말한다. 치타음이 발생할 때 PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어 사이의 상대 변위와 상대 각속도는 그림 4.53에서와 같이 나타났다. 기어의 상대 변위는 설정한 백래시의 범위 내에서 변화하였다. 상대 변위가 0.05 mm에 이르면 양(+)의 방향으로 충돌이 일어났으며, 충돌 이후에는 구동 기어의 속도가 감소하고 피동 기어의 속도는 증가하였다. 상대 변위가 -0.05 mm에 이를 때는 음(-)의 방향으로 충돌이 일어났으며, 충돌 후에는 구동 기어의 속도가 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. 그림 4.53(a)의 확대 그림은 충돌 후의 상태를 나타낸 것이다.

그림 4.54는 구동 기어와 피동 기어의 상대 변위, 구동 기어에 작용하는 충격 토크, 구동 기어와 피동 기어의 각속도 및 특정 시점에서 구동 기어와 피동 기어의 운동 상태를 나타낸 것이다. 그림 4.54에서 A는 양(+)의 구동 상태로, 구동 기어가 피동 기어에 접촉하여 피동 기어를 구동한다. B는 접촉 상태로 회전하던 두 기어가 분리된 상태이다. C는 분리된 두 기어에서 피동 기어의 각속도가 구동 기어의 각속도보다 증가하여 피동 기어가 구동 기어와 충돌하는 순간이다. 이때 피동 기어는 구동 기어에 충격 토크를 가하여 음(-)의 충돌이 발생한다. 충돌 후 구동 기어의 속도는 순간적으로 증가하고 피동 기어의 속도는 순간적으로 감소한다. D는 충돌 후 두 기어가 다시 접촉하여 피동 기어가 구동 기어를 구동하는 음(-)의 구동 상태이다. E는 구동 기어의 속도가 다시 증가하고 피동 기어의 속도는 감소하여 두 기어가 분리된 상태이며, F는 구동 기어의 속도가 증가하여 피동 기어와 충돌하는 상태이다. 이때는 양(+)의 충돌이 발생하며, 충돌 후 구동 기어의 속도는 순간적으로 감소하고 피동 기어의 속도는 순간적으로 증가한다.

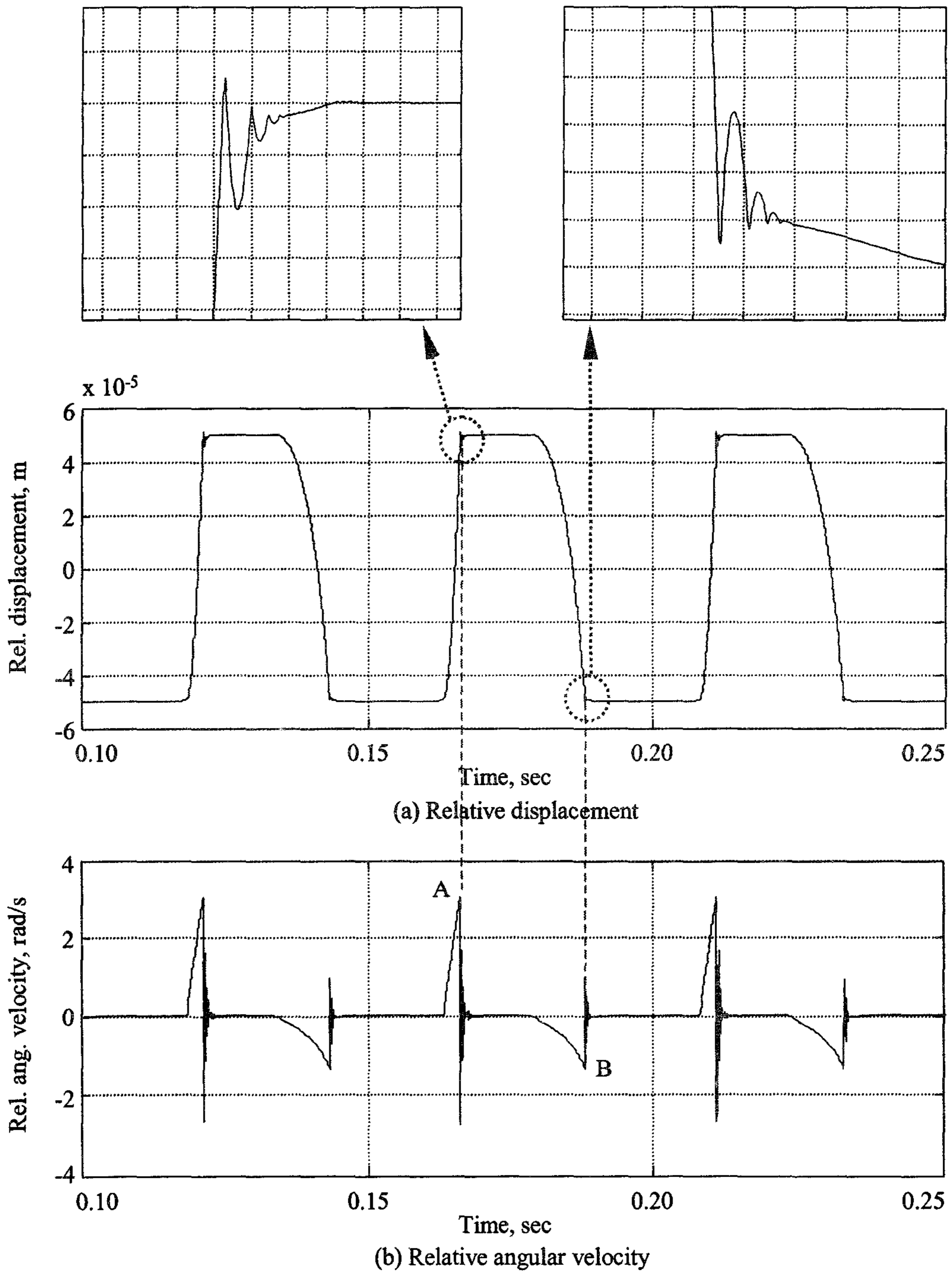


Fig. 4.53 Relative displacements and velocities of driving and driven gears when impact occurs.

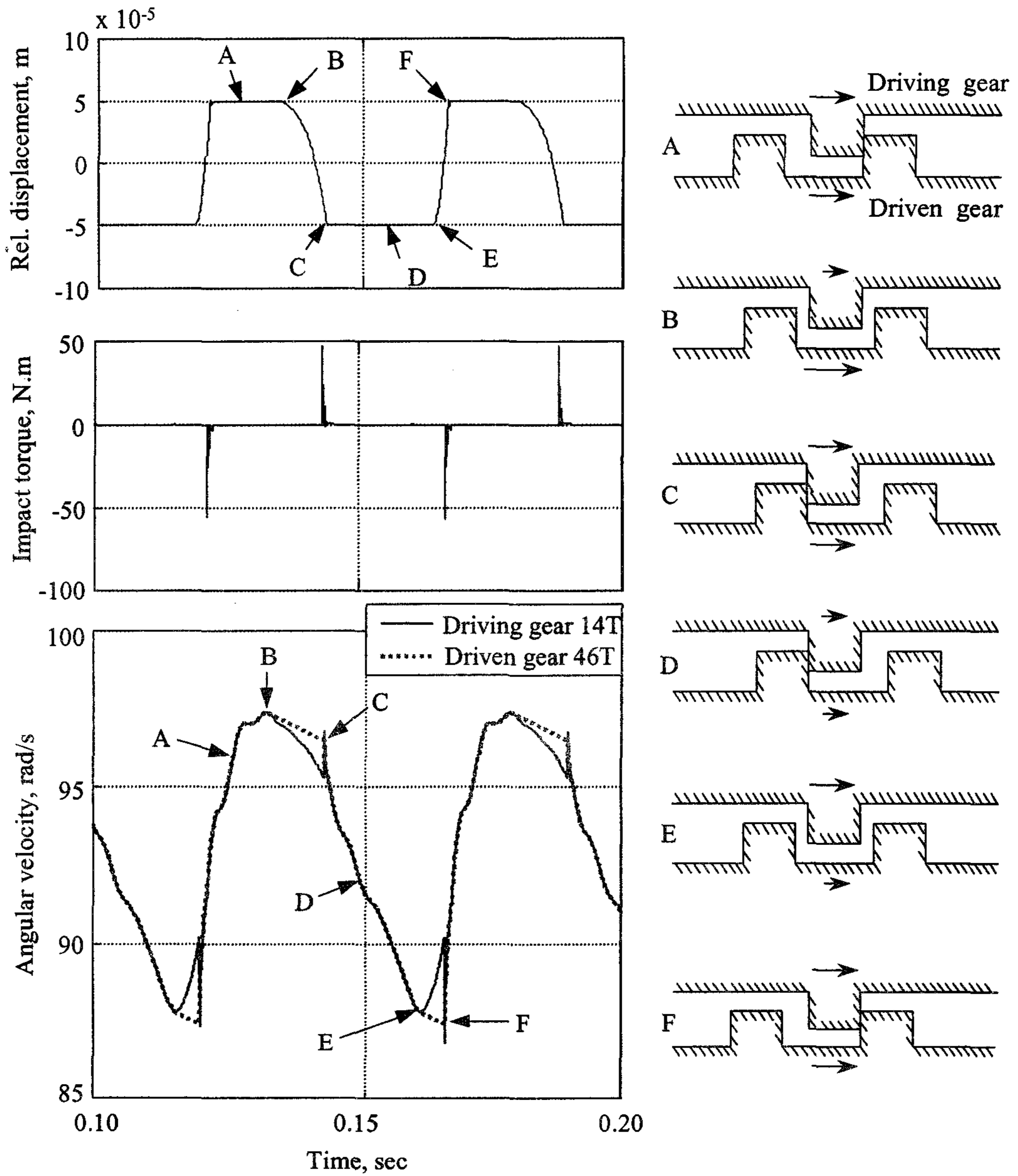


Fig. 4.54 Relative motion between driving and driven gears.

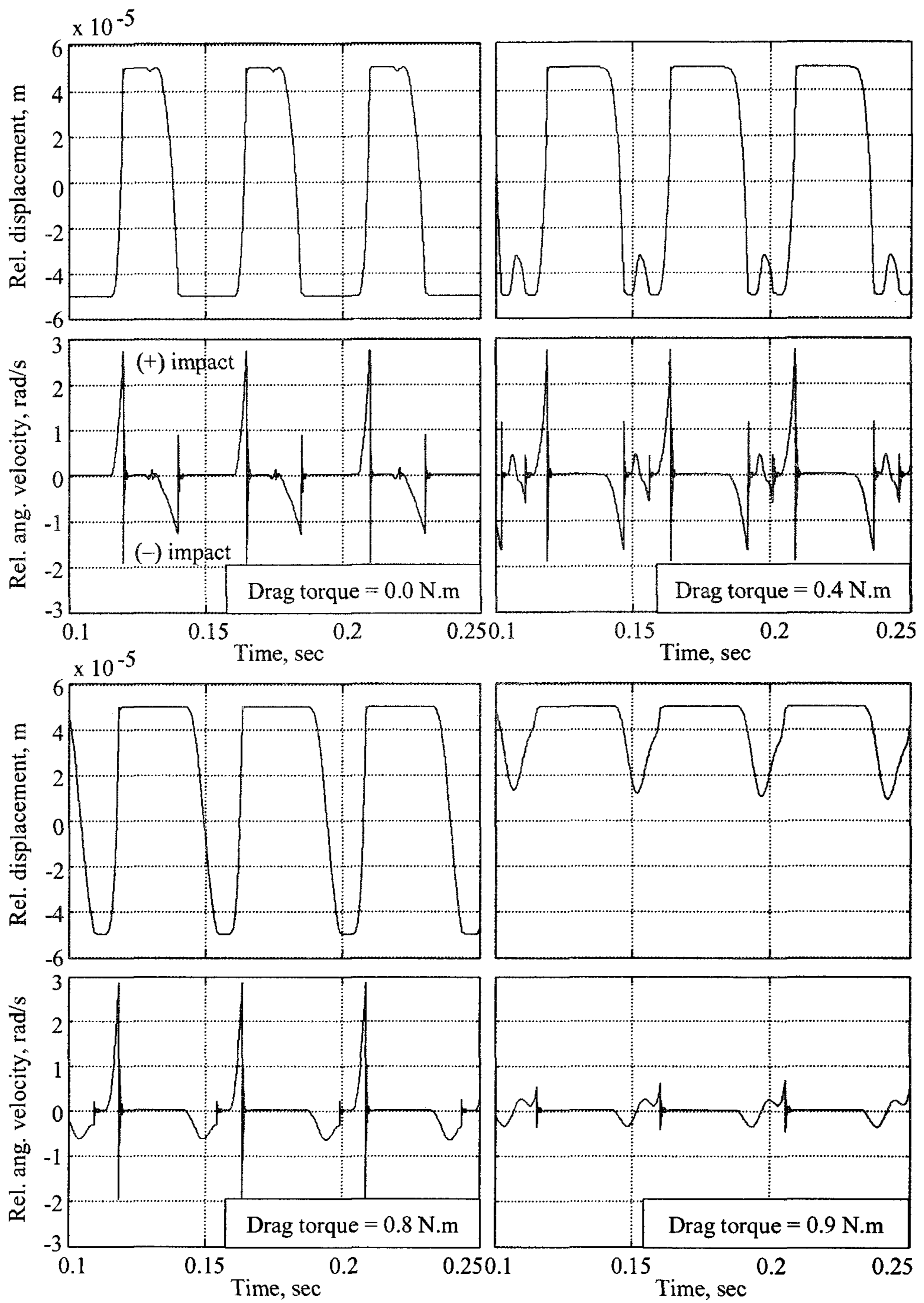
이상의 분석 결과에 의하면 구동 기어와 피동 기어 사이에는 각속도 차이에 의한 충돌, 분리, 구동 현상이 반복되며, 이때의 충돌에 의하여 치타음이 발생하는 것으로 나타났다.

3. 저항 토크, 백래시, 질량관성모멘트의 영향

치타움에 영향을 미치는 변수에는 치타움 경계 조건을 결정하는 저항 토크, 기어의 질량관성모멘트, 기어의 백래시, 엔진 속도, 플라이휠의 질량관성모멘트 등이 있다. 엔진 속도가 치타움에 미치는 영향은 이미 실험을 통하여 3장에서 구명하였다. 여기에서는 저항 토크, 기어의 백래시, 기어의 질량관성모멘트, 플라이휠의 질량관성모멘트의 영향을 분석하였다.

저항 토크는 치타움의 발생 여부를 결정하는 가장 중요한 요인 중의 하나이다. 저항 토크가 없으면 작은 토크 변동에서도 기어 사이에는 충돌이 발생한다. 즉, 저항 토크는 치타움의 발생을 억제하는 요인이다. 그림 4.55는 PTO 변속부의 피동 기어에 작용하는 저항 토크의 크기를 변화시키면서 구동 기어와 피동 기어의 상대 변위와 상대 각속도를 시뮬레이션한 것이다. 엔진 속도는 공회전 속도인 890 rpm으로, 기어의 백래시는 0.1 mm로 설정하였다. 저항 토크의 크기는 0.0에서 0.4, 0.8, 0.9, 1.0, 1.2 N.m까지 6수준으로 변화시켰다. 그림 4.55에서와 같이 저항 토크가 0일 때, 상대 변위와 상대 각속도는 전형적인 기어의 충돌 현상인 이중 충돌의 형태를 나타내었다. 이중 충돌은 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 각속도는 0이 되며 충돌 상태는 구동 상태로 변한다. 저항 토크가 0.8 N.m으로 증가되었을 때 음(-)의 충돌 현상과 음(-)의 구동 현상이 사라졌으며, 상대 변위는 백래시의 한계점인 0.1 mm가 되었다. 이때 상대 각속도는 급격한 감소하여 충돌이 사라졌음을 나타내었다. 저항 토크가 증가할수록 상대 변위와 상대 각속도의 크기는 감소하였으며, 저항 토크가 1.2 N.m일 때는 상대 각속도는 0이 되었다.

그림 4.56은 기어의 백래시가 치타움에 미치는 영향을 시뮬레이션한 결과이다. 엔진 속도는 공회전 속도인 890 rpm으로, 저항 토크는 실제 측정치인 0.172 N.m로 설정하였다. 백래시의 크기는 0.00에서 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25 mm까지 6수준으로 변화시켰다. 그림 4.56에서와 같이 기어의 백래시가 0일 때만 기어 사이에는 충돌이 발생하지 않았으며, 백래시가 존재하는 한 기어 사이에는 이중 충돌이 발생하였다. 또한 백래시가 증가할수록 상대 각속도의 크기도 증가하였다.



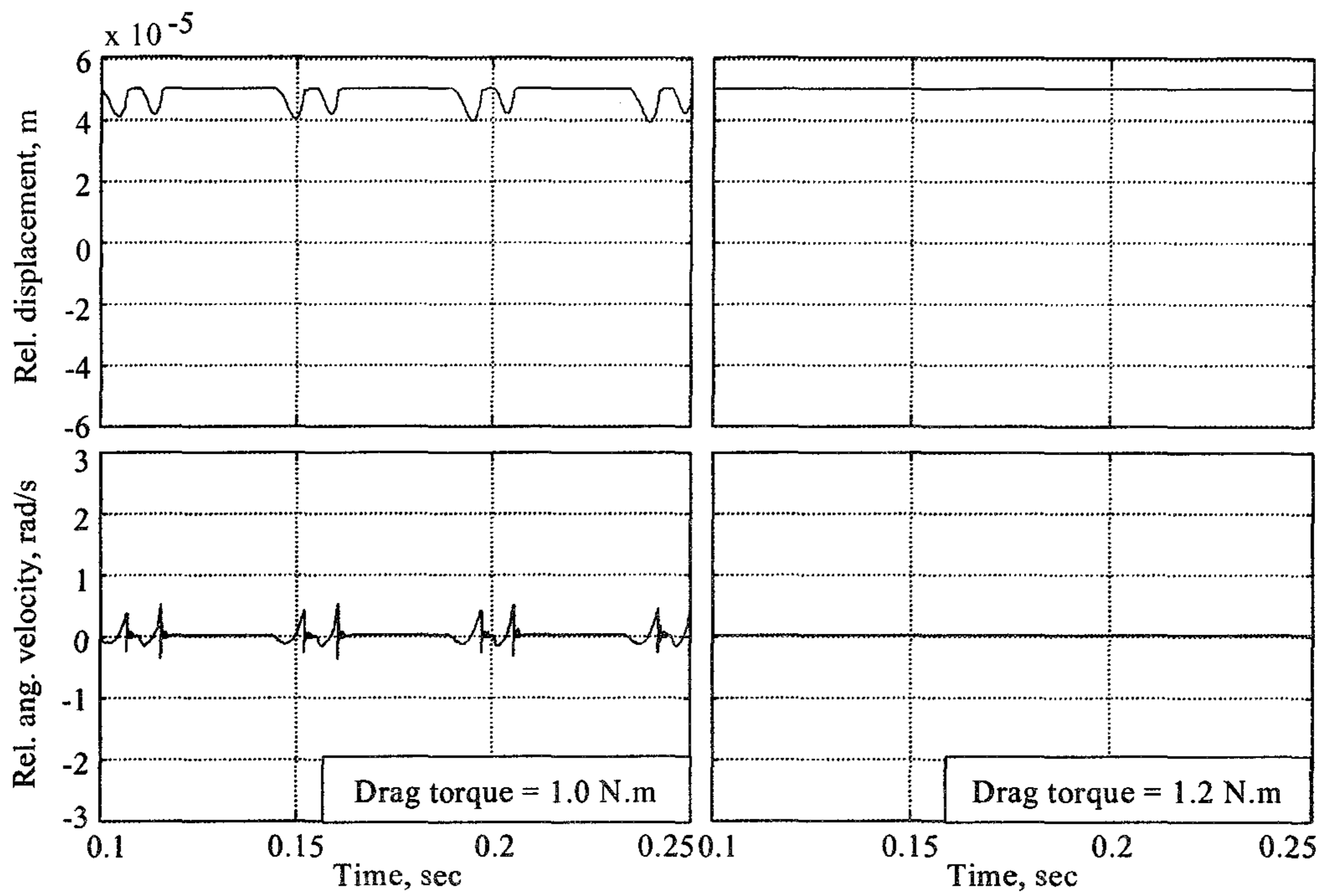
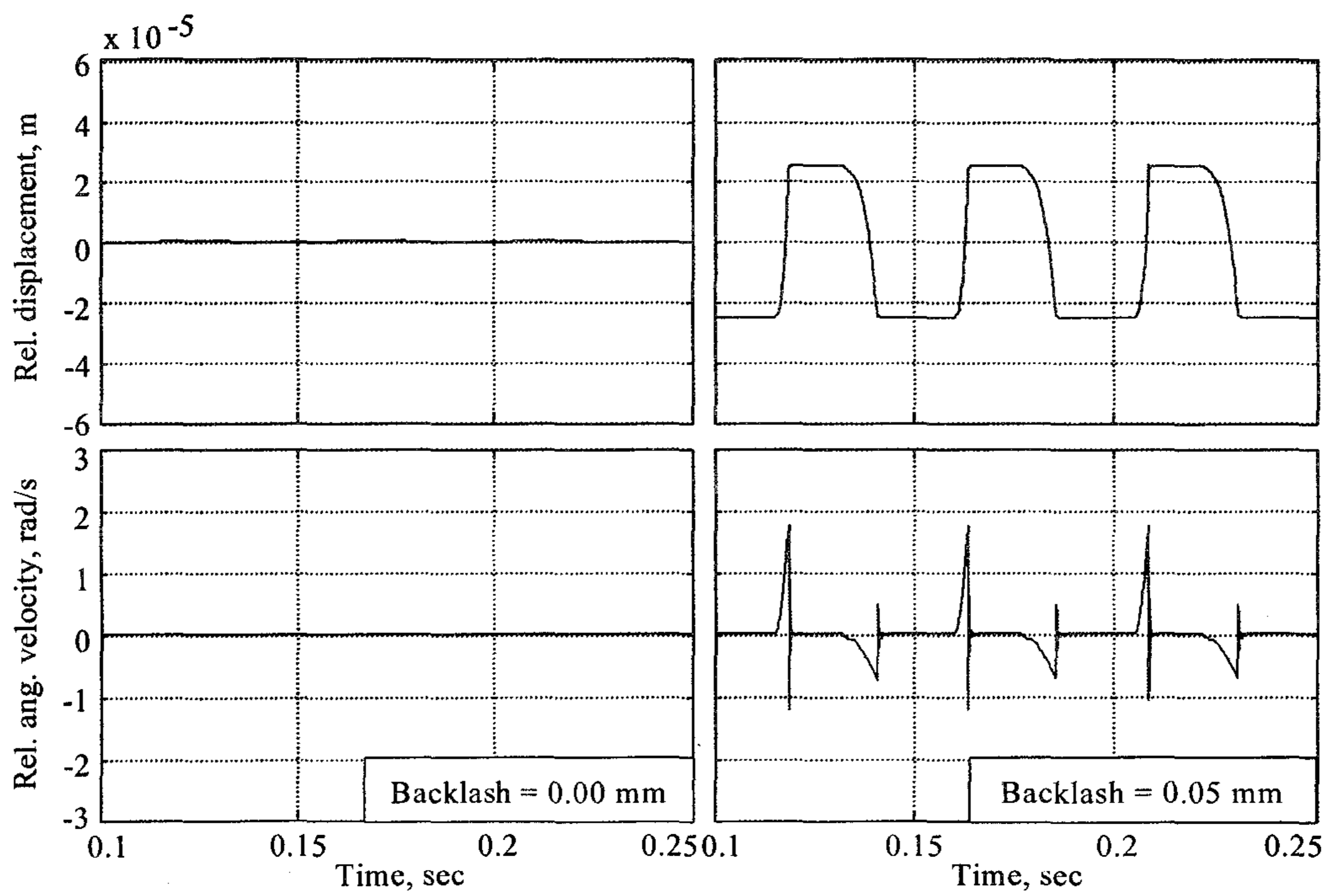


Fig. 4.55 Relative displacements and angular velocities of driving and driven gears simulated with different levels of drag torque.



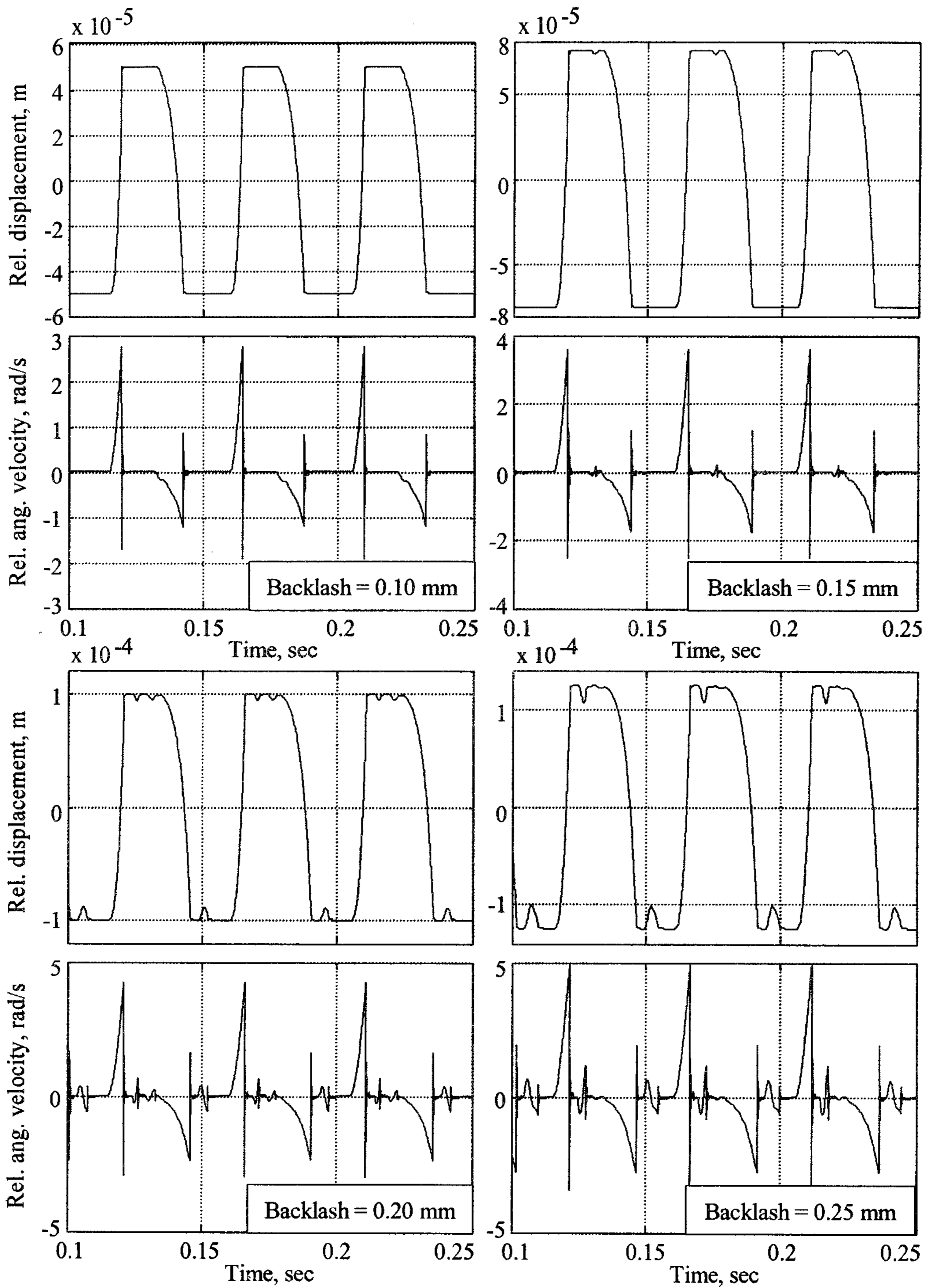
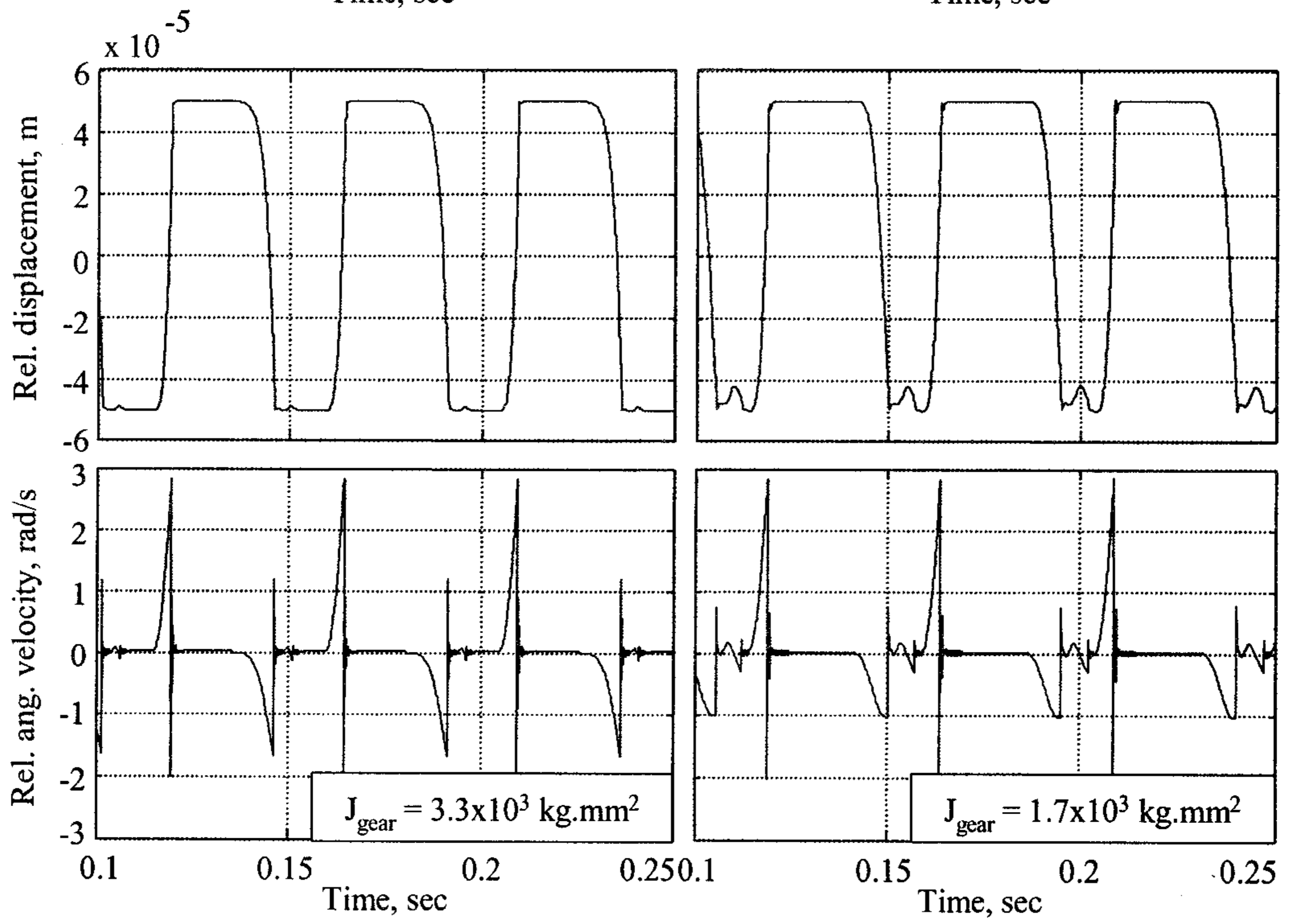
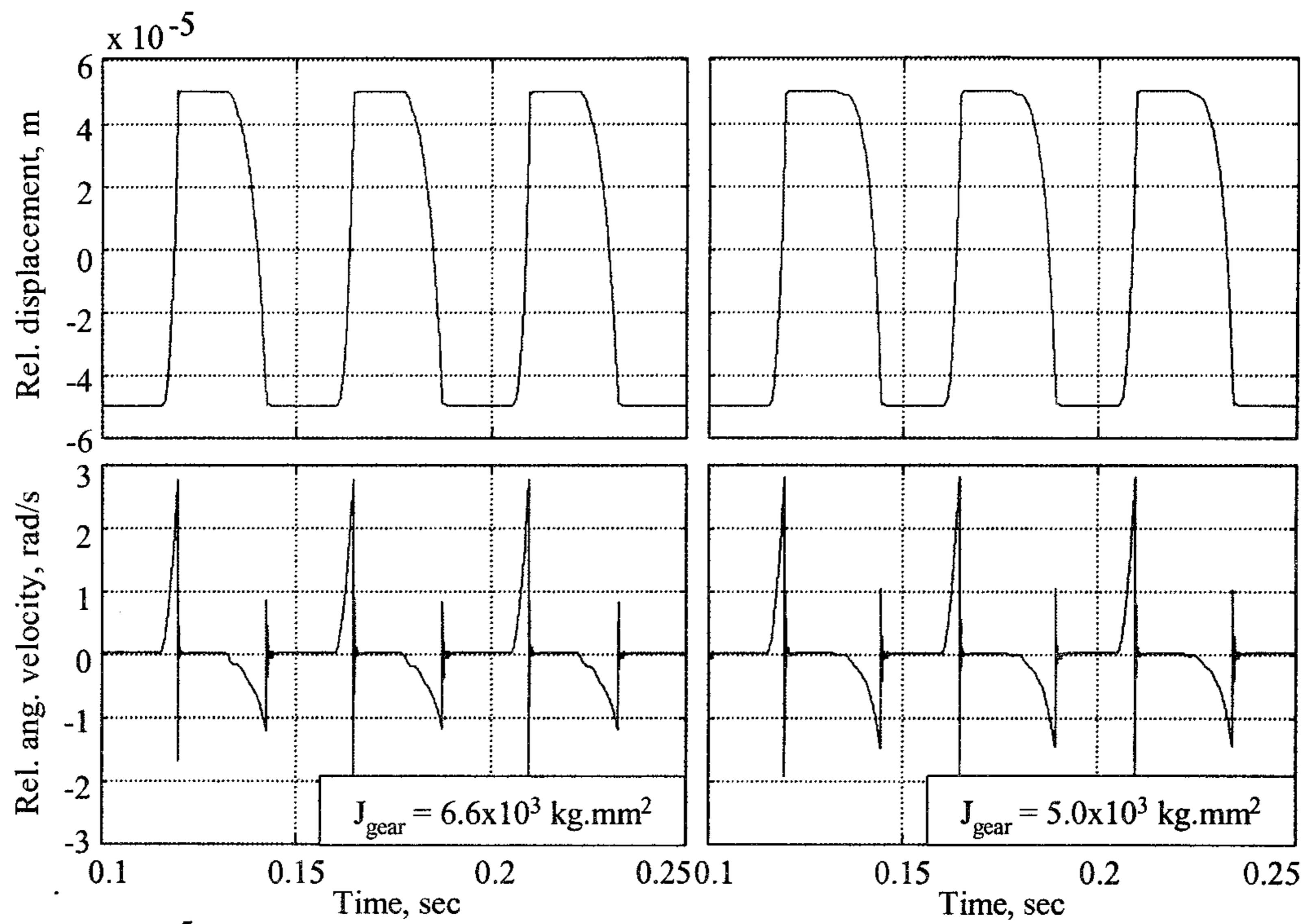


Fig. 4.56 Relative displacements and angular velocities of driving and driven gears simulated with different levels of backlash.

기어가 충돌하면 기어의 운동 에너지는 일부가 열, 진동, 소리의 형태로 소실된다. 기어가 충돌할 때 발생하는 치타음의 크기는 충돌 속도, 즉 상대 각속도의 크기에 따라 결정되며 치타음과 충돌 속도 사이에는 비례적인 관계가 있다. 따라서 백래시가 증가할수록 상대 각속도도 증가하며, 충돌시 치타음의 크기도 증가할 것으로 판단된다.

질량관성모멘트는 관성 토크를 결정하며 저항 토크와 함께 치타음의 발생 여부를 결정하는 중요한 요인 중의 하나이다. PTO 전동 라인 모형을 이용하여 피동 기어의 질량관성모멘트가 치타음에 미치는 영향을 시뮬레이션하였다. 엔진 속도는 공회전 속도인 890 rpm으로, 저항 토크는 실제 측정치인 0.172 N.m로, 백래시는 0.1 mm로 설정하였다. 그림 4.57은 피동 기어의 질량관성모멘트를 6.6×10^3 에서 5.0×10^3 , 3.3×10^3 , 1.7×10^3 , 1.2×10^3 , 1.0×10^3 kg.mm²까지 6단계로 감소시킬 때 구동 기어와 피동 기어의 상대 변위 및 상대 각속도를 나타낸 것이다. 피동 기어의 질량관성모멘트를 6.6×10^3 kg.mm²에서 1/2로 줄인 3.3×10^3 kg.mm²까지는 이중 충돌이 발생하였으나 1/4로 줄인 1.7×10^3 kg.mm²에서는 음(-)의 충돌은 사라지고 양(+)의 충돌만 나타났다. 또한 질량관성모멘트를 약 1/7로 줄인 1.0×10^3 kg.mm²에서는 기어의 충돌이 사라졌다. 즉, 피동 기어의 질량관성모멘트를 줄일수록 기어의 충돌은 감소하였다. 그림 4.58은 플라이휠의 질량관성모멘트를 7.7×10^5 에서 1.5×10^6 , 2.3×10^6 , 3.1×10^6 , 3.9×10^6 , 4.6×10^6 kg.mm²까지 6단계로 증가시킬 때 구동 기어와 피동 기어의 상대 변위 및 상대 각속도를 나타낸 것이다. 플라이휠의 질량관성모멘트를 7.7×10^5 kg.mm²에서 2배로 증가시킨 1.5×10^6 kg.mm²까지는 이중 충돌이 발생하였으나 3배로 증가시킨 2.3×10^6 kg.mm²에서는 음(-)의 충돌이 사라지고 양(+)의 충돌만 나타났다. 또한 질량관성모멘트를 6배로 증가시킨 4.6×10^6 kg.mm²에서는 기어의 충돌이 사라졌다. 즉, 플라이휠의 질량관성모멘트가 증가될수록 기어의 충돌은 감소하였다.



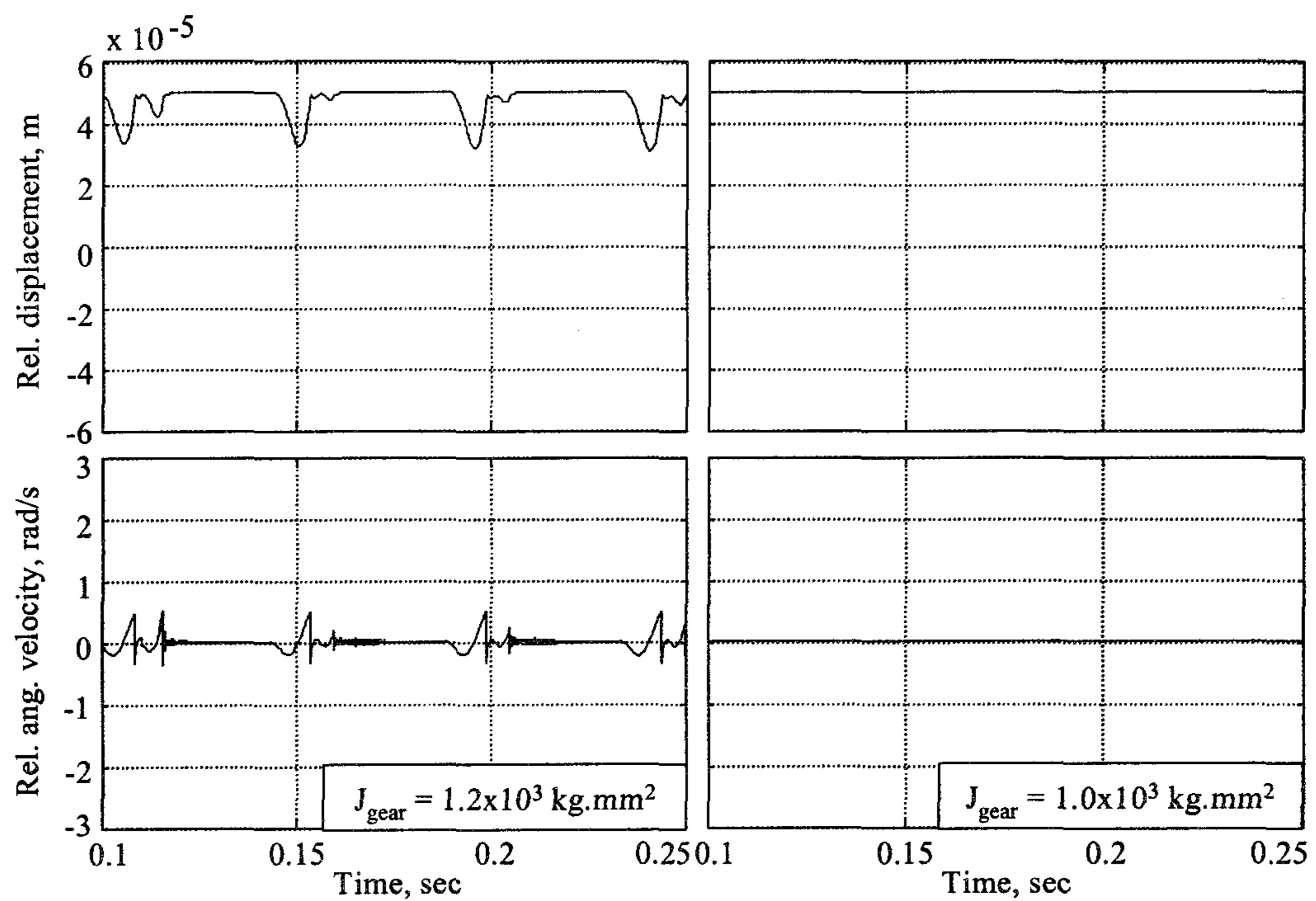
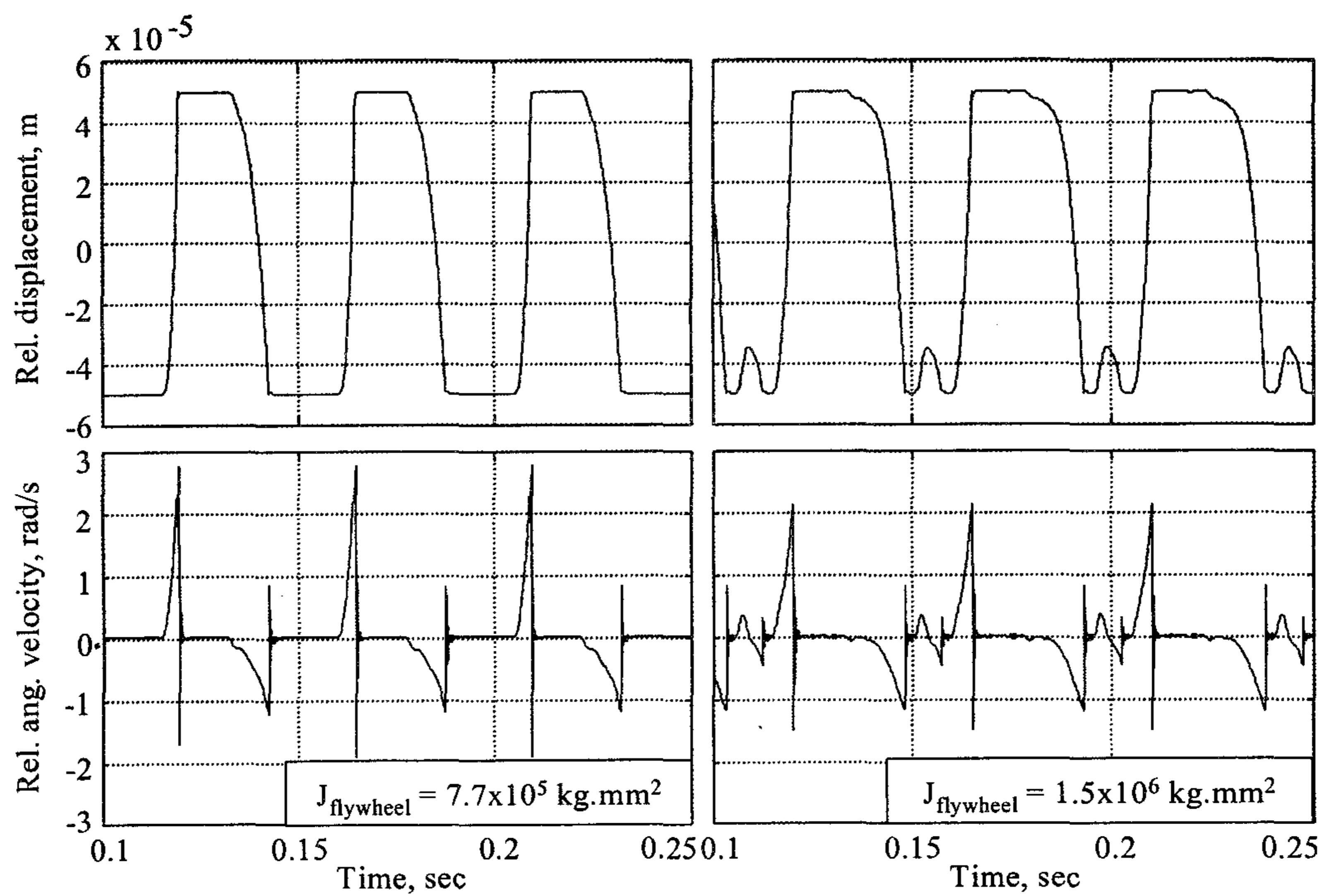


Fig. 4.57 Relative displacements and angular velocities of driving and driven gears simulated with different levels of mass moment of inertia of driven gear



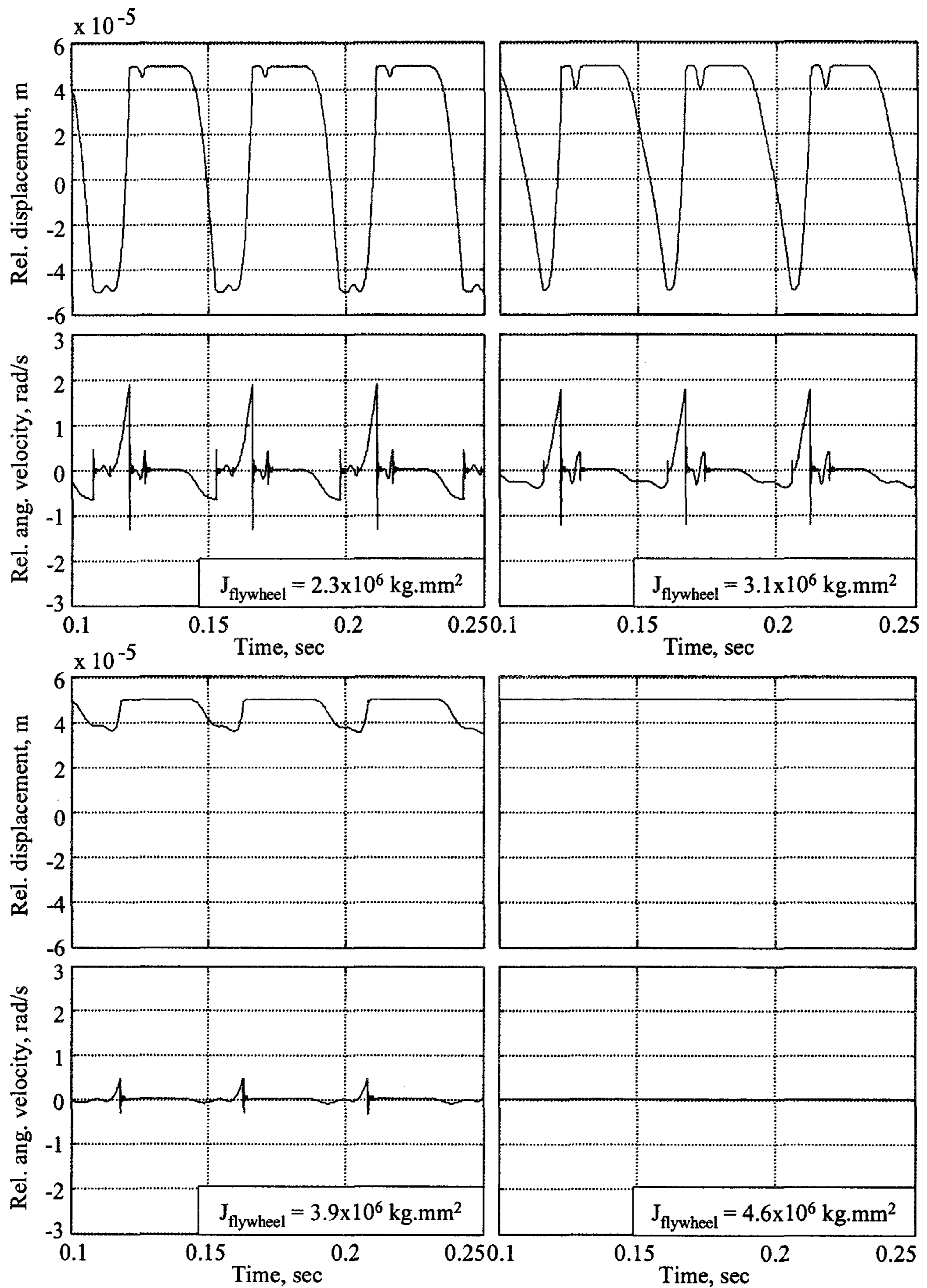


Fig. 4.58 Relative displacements and angular velocities of driving and driven gears simulated with different levels of mass moment of inertia of flywheel.

4. 저항 토크, 백래시, 질량관성모멘트에 의한 치타음 감소

PTO 전동 라인의 주요 변수로서 저항 토크, 기어의 백래시, 피동 기어와 플라이휠의 질량 관성 모멘트가 치타음 발생에 미치는 영향은 다음과 같이 나타났다. 저항 토크는 증가할수록, 피동 기어의 질량관성모멘트는 감소할수록, 플라이휠의 질량관성모멘트는 증가할수록 치타음의 발생 가능성은 감소하였다. 그러나 이러한 변수의 증감에 의한 치타음의 감소 방안에는 다음과 같은 한계점이 나타났다.

본 연구의 결과에 의하면 시험 트랙터의 PTO 변속부에서 기어 충돌에 의한 치타음을 줄이기 위해서는 피동 기어의 저항 토크를 최소한 1.2 N.m 이상으로 증가시켜야 한다. 저항 토크를 증가시키는 방법에는 변속기 오일의 점도를 높이거나 저항 토크 발생 장치를 사용하는 방법이 있다. 그러나 오일의 점도를 높이면 전동 효율이 감소될 뿐만 아니라 온도에 따라 저항 토크가 변하기 때문에 일정한 저항 토크를 유지하기가 어렵다. 저항 토크 발생 장치를 사용하는 방법은 PTO 변속부 내에 장치를 설치할 만한 공간이 없으며 전동 효율이 감소되는 단점이 있다. 저항 토크를 증가시키는 방안은 저항 토크가 증가함에 따라 전동 효율이 낮아지므로 PTO 전동 라인을 엔진 직결식으로 개선한 목적과 모순되는 결과를 초래한다.

치타음을 줄이기 위해서는 기어의 백래시를 0으로 하여야 한다. 그러나 기어가 원활하게 동력을 전달하기 위해서는 백래시를 0으로 할 수 없으며, 최소한의 백래시를 유지하여야 한다.

전동 라인을 통하여 동력이 전달될 때 전동축은 비틀림에 의하여 변형되고, 이 변형에 의하여 기어 사이에는 전달 오차(transmission error)가 발생한다. 백래시를 줄이면 기어의 전달 오차가 증가되어, 전동 효율 감소, 치면 마모, 기어 손상 등의 문제가 발생하며 소음이 증가한다. 따라서 설계상 제시된 최소한의 백래시는 유지하여야 한다.

피동 기어의 질량관성모멘트를 감소시켜 치타음을 줄이기 위해서는 시험 트랙터의 경우 현재의 질량관성모멘트를 약 1/7로 줄여야 한다. 피동 기어의 질량관성모멘트를 1/7로 줄이면 기어의 강도가 저하되어 기어가 파손될 위험이 증가

한다.

플라이휠의 질량관성모멘트를 증가시켜 치타음을 줄이기 위해서는, 시험 트랙터의 경우, 현재의 질량관성모멘트를 6배 증가시켜야 한다. 플라이휠의 질량관성모멘트는 엔진 성능과 밀접한 관계가 있으므로, 이를 임의로 증가시킬 수 없다. 즉, 플라이휠의 질량관성모멘트는 실질적으로 증가시키는 것이 불가능하다.

이상의 고찰에서와 같이 저항 토크의 증가, 백래시의 감소, 피동 기어의 질량관성모멘트 감소, 플라이휠의 질량관성모멘트 증가는 전동 효율의 감소, 기어의 강도 약화, 엔진 성능의 변화 등을 초래하기 때문에 치타음 감소 방안으로서는 적절하지 못한 것으로 판단되었다. 따라서 현실적으로 가능한 치타음 감소 방안을 모색하여야 한다.

치타음은 무부하 상태의 기어에서 발생하므로 우선 전동 라인에서 불필요한 무부하 상태의 기어가 존재하지 않도록 전동 라인을 설계하여야 한다. 시험 트랙터의 경우에는 질량관성모멘트가 상대적으로 큰 피동 기어가 무부하 상태로 공회전하기 때문에 이를 개선하여 상대적으로 질량관성모멘트가 작은 구동 기어를 공회전시키는 방법을 연구해 볼 필요가 있다.

여 백

제5장 PTO 전동 라인의 치타음 감소 방안

전동 라인의 구조를 변경하지 않는 범위에서 치타음을 줄이기 위해서는 구동 기어의 각속도 변화를 감소시켜야 한다. 즉, 엔진에서 구동 기어로 전달되는 각속도의 변동 폭을 감소시켜야 한다. 전동 라인에서 기어의 각속도 변동을 줄이는 방안에는 플라이휠의 질량관성모멘트를 증가시키는 방안, 공회전시 엔진 속도를 증가시키는 방안, 비틀림 댐퍼(torsional damper)를 설치하는 방안 등이 있다. 플라이휠의 질량관성모멘트를 증가시키는 방안은 엔진의 성능 변화를 초래하기 때문에 현실적으로 적용하기가 어렵다. 공회전시 엔진의 속도를 증가시키는 방안은 연료 소비가 증가된다는 단점이 있다. 비틀림 댐퍼는 비교적 문제점이 적고, 설치가 용이하다는 장점이 있다. 따라서 시험 트랙터의 경우 비틀림 댐퍼를 사용하는 것이 가장 효과적인 방안으로 판단되었다.

본 장에서는 비틀림 댐퍼를 포함한 11 자유도의 PTO 전동 라인 모형을 개발하고, 개발된 모형을 이용하여 비틀림 댐퍼의 설계 변수가 PTO 전동 라인의 치타음에 미치는 영향을 구명하였다. 또한 기어의 각속도 변화를 최소화하기 위한 최적의 비틀림 댐퍼 설계를 제시하였다.

제1절 비틀림 댐퍼

1. 비틀림 댐퍼의 구조

비틀림 댐퍼는 주로 큰 동력을 전달하는 전동 라인에서 엔진의 토크 변동으로 인한 진동과 소음 문제를 해결하기 위하여 사용된다. 비틀림 댐퍼의 형식에는 스프링을 이용하는 형식과 유체를 이용하는 형식이 있다. 스프링을 이용한 비틀림 댐퍼는 강성이 작은 스프링을 전동 라인에 추가하여 엔진의 토크 변동을 감소시킨다. 구조가 간단하고 설치가 용이하다는 장점이 있다. 유체를 이용한 비틀림 댐퍼는 유체를 통하여 엔진의 토크 변동을 감소시킨다. 그러나 전동 손실이 크다는 단점이 있다.

본 연구에서는 승용차에 사용되고 있는 클러치 디스크(clutch disc)를 비틀림 댐퍼로 사용하였다. 클러치 디스크는 구입이 용이하고, 가격이 저렴하며, 구조가

간단하여 쉽게 구조를 변경할 수 있다는 장점이 있다. 또한 디스크 클러치는 비틀림 진동에 대한 감쇠 성능이 우수하여 동력 전달시 엔진이나 변속기에서 발생하는 진동과 소음을 줄일 수 있다.

그림 5.1은 클러치 디스크의 구조를 나타낸 것이다. 클러치 디스크의 특성은 스플라인 허브(spline hub)와 디스크 플레이트(disc plate) 사이에 설치된 댐퍼 스프링(damper spring)의 특성에 의하여 결정된다. 그림 5.2는 클러치 디스크의 비틀림 강성을 나타낸 것이다. 클러치 디스크는 저 토크에서 작동하는 프리 댐퍼의 유무에 따라 프리 댐퍼형(pre-damper type)과 메인 댐퍼형(main-damper type)으로 구분된다. 그림 5.2(a)는 프리 댐퍼형 클러치 디스크의 비틀림 강성이고 그림 5.2(b)는 메인 댐퍼형 클러치 디스크의 비틀림 강성이다. 프리 댐퍼형은 프리 댐퍼의 비틀림 강성을 적절히 조절함으로써 공회전시 엔진의 각속도 변동을 효과적으로 감소시킬 수 있으나, 메인 댐퍼형은 감소 효과가 거의 없다. 그림 5.2(a)에서 A영역은 프리 댐퍼의 작동 구간으로서 공회전시 엔진의 각속도 변동을 제어할 수 있는 영역이다. 즉, 프리 댐퍼의 스프링 강성과 히스테리시스 토크를 조정하여 각속도 변동으로 인한 전동 라인의 치타음을 감소시킬 수 있다. 치타음을 줄이기 위한 프리 댐퍼의 스프링 강성은 낮을수록 좋으나 지나치게 낮으면 클러치 디스크의 비틀림각이 크게 증가하여 진동의 원인이 되므로 이를 고려하여 프리 댐퍼의 비틀림 강성을 결정하여야 한다.

클러치 디스크의 설계 변수는 스프링 강성과 히스테리시스 토크로서 엔진에서 전동 라인으로 전달되는 각속도의 변화를 최소화할 수 있는 것이어야 한다.

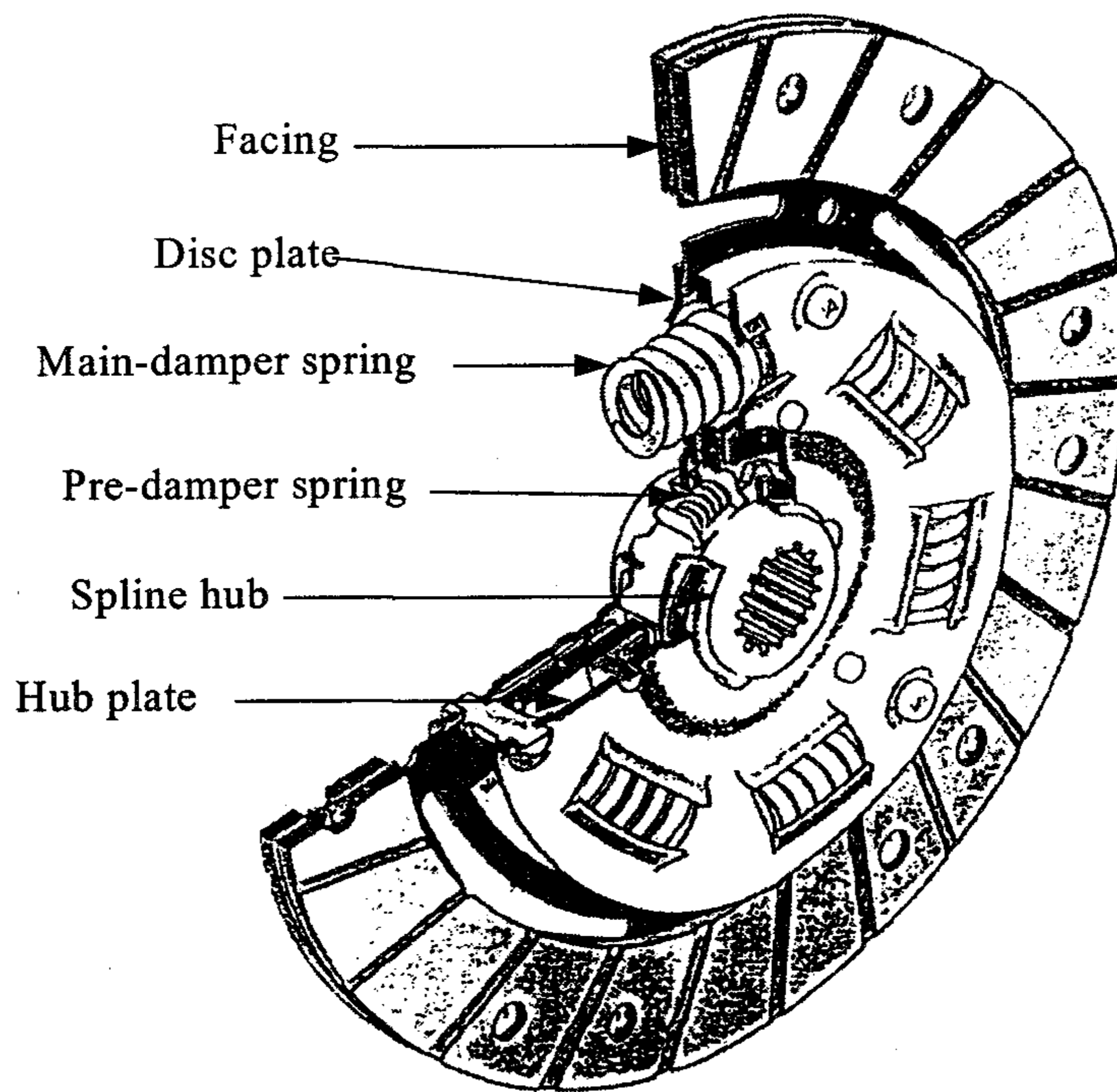
2. 감쇠 진동계의 응답 특성

그림 5.3(a)에서와 같이 감쇠 진동계가 조화 운동에 노출되었을 때 질량 m 의 운동 방정식은 다음과 같이 표현된다.

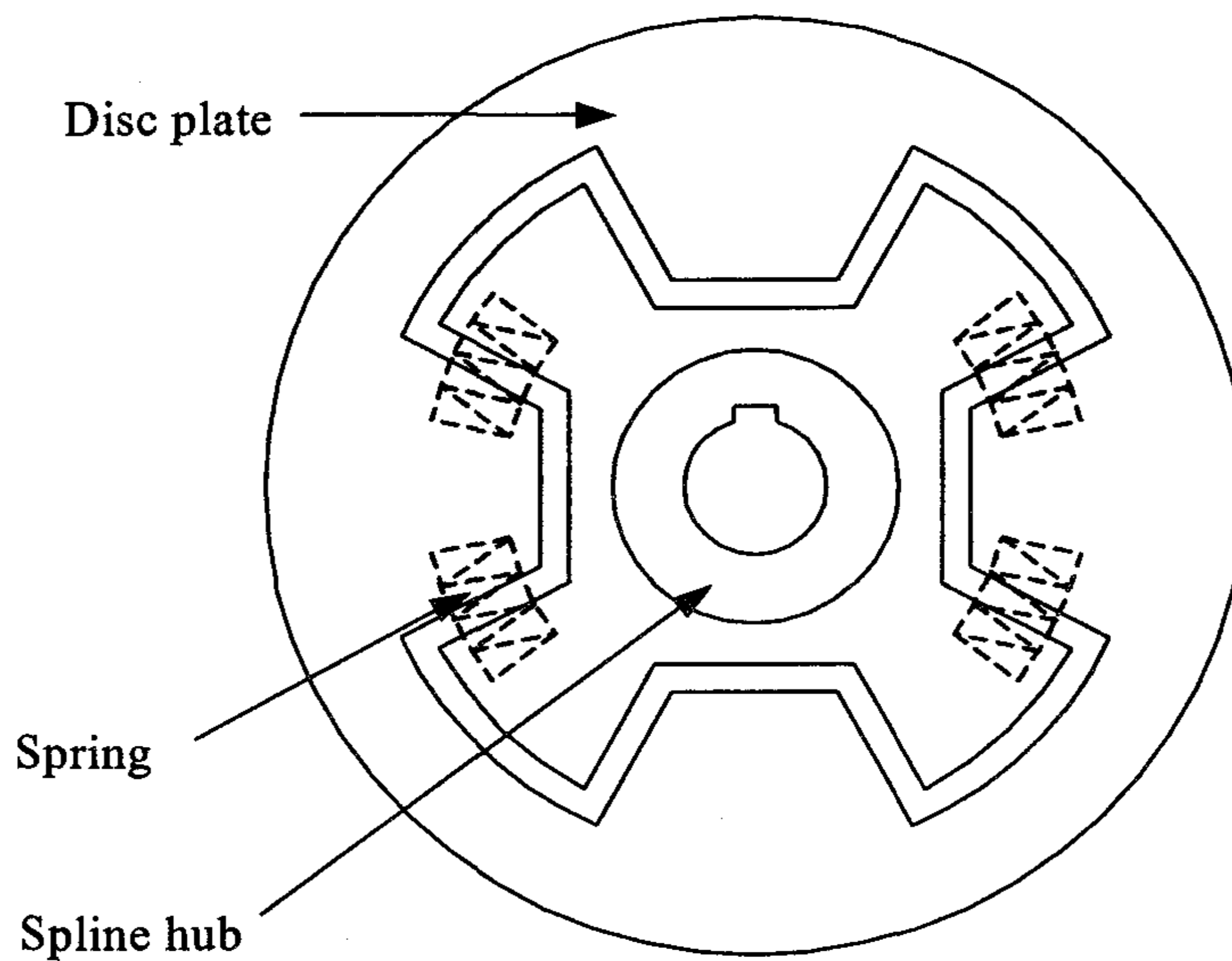
$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (5.1)$$

여기서, m = 진동계의 질량

c = 진동계의 댐핑 계수

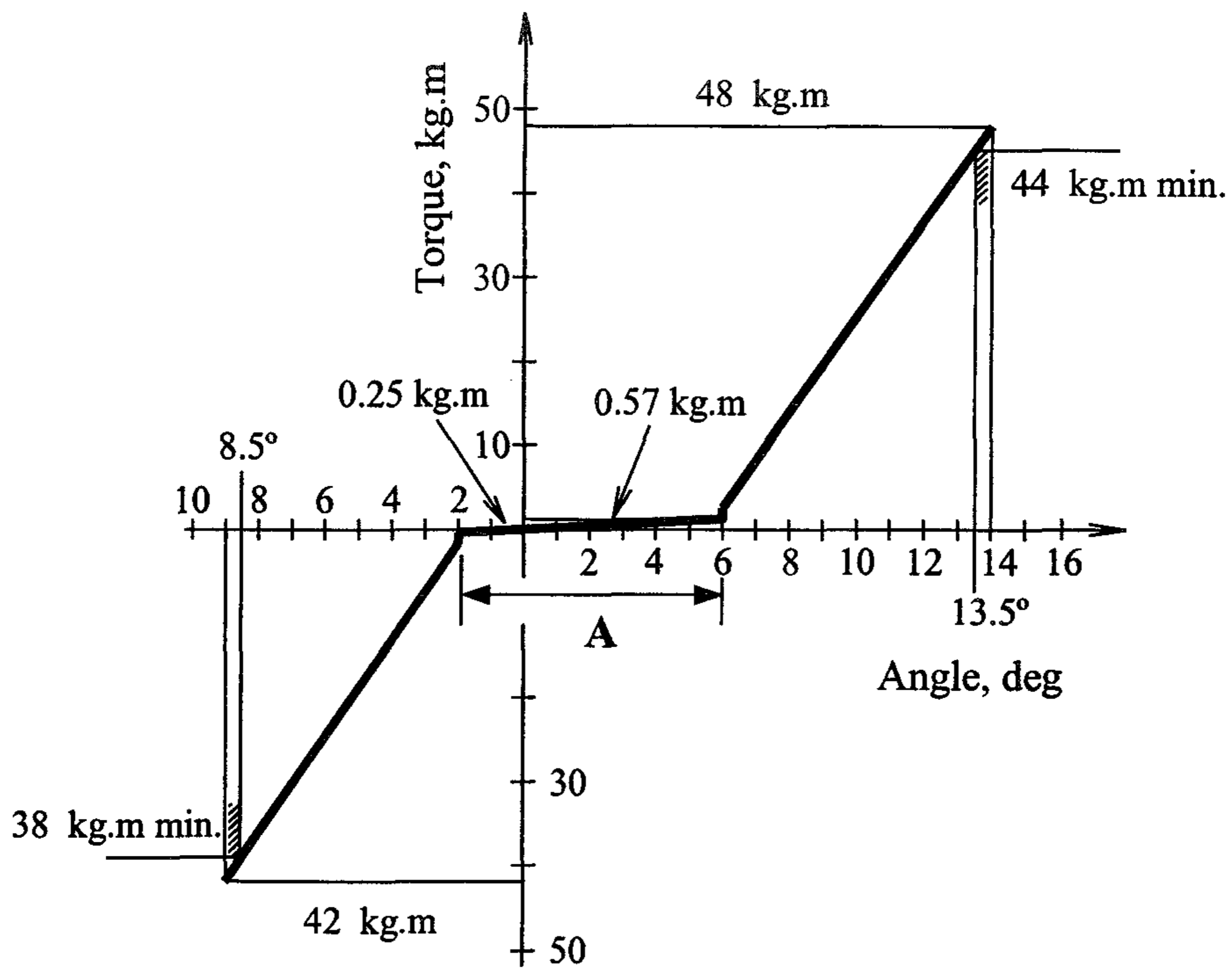


(a) Structure of clutch disc

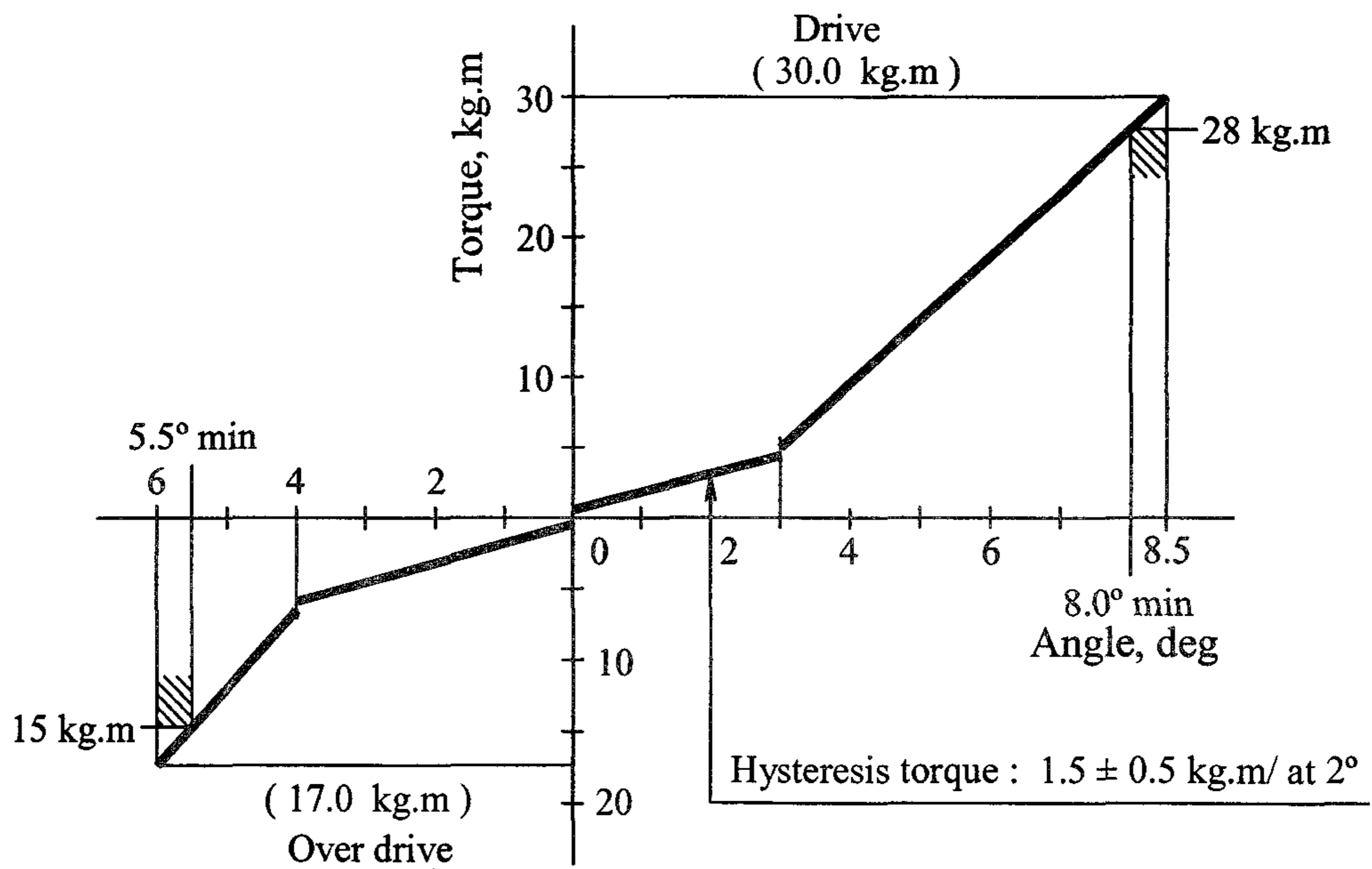


(b) Disc plate and spline hub

Fig. 5.1 Clutch disc used as a torsional damper.



(a) Pre-damper type



(b) Main-damper type

Fig. 5.2 Characteristics of torsional stiffness of clutch disc.

k = 진동계의 강성

조화 운동을 $y(t) = Y \sin \omega t$ 라 하면 식 (5.1)은

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = kY\sin \omega t + c\omega Y\cos \omega t \quad (5.2)$$

여기서, Y = 조화 운동의 진폭

ω = 조화 운동의 속도

가 되며, 정상 상태의 해 $x_p(t)$ 는 식 (5.3)과 같이 표현된다.

$$x_p(t) = Y \left(\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right)^{\frac{1}{2}} \cos(\omega t - \phi_1 - \phi_2) \quad (5.3)$$

여기서, ϕ = 해와 조화 운동의 위상차

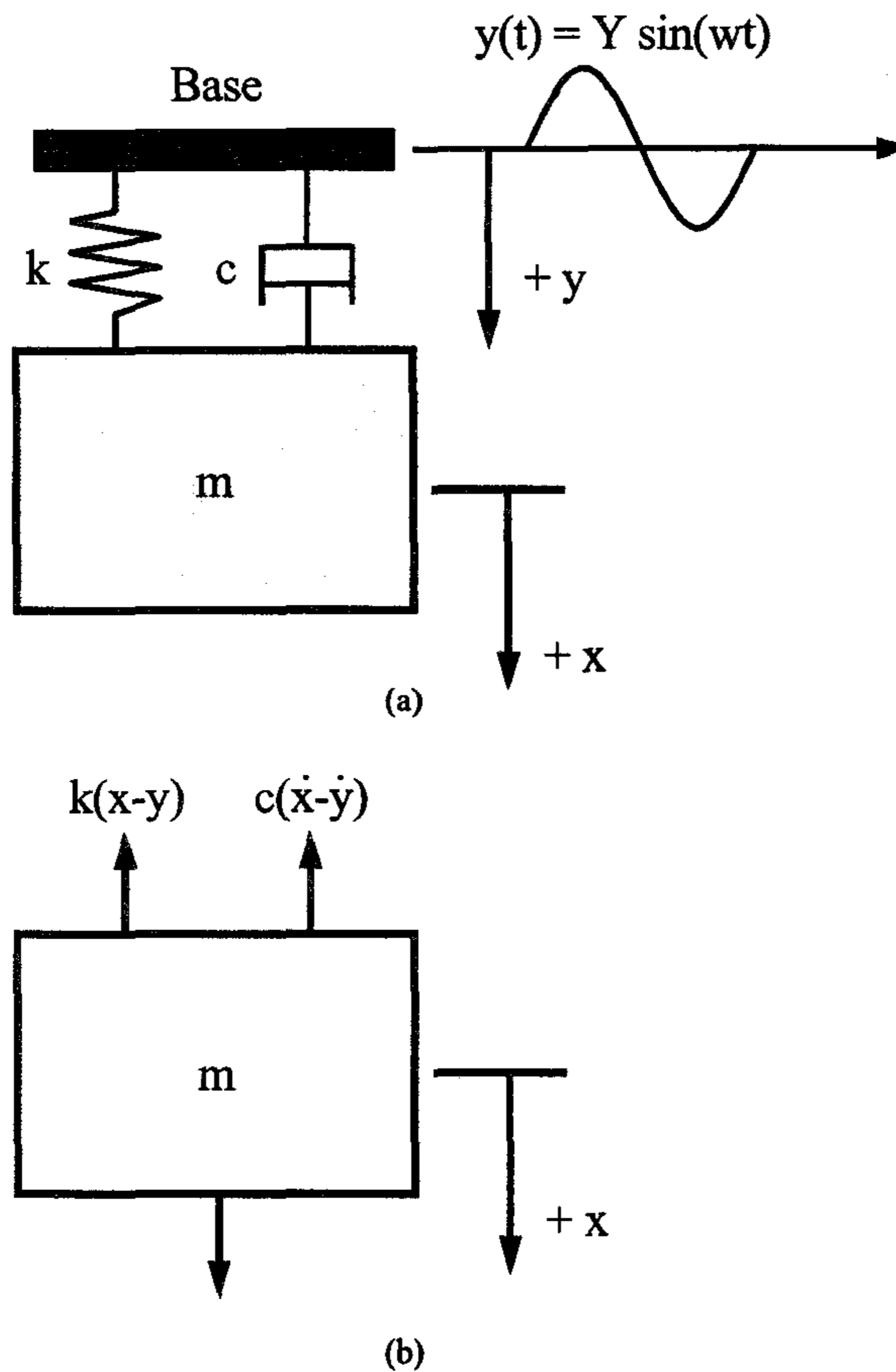


Fig. 5.3 Response of vibration system to a harmonic motion.

이때 조화 운동의 진폭과 질량의 진폭 비를 진동계의 전달률(transmissibility)이라고 하며 식 (5.4)에서와 같이 표현된다.

$$Tr = \left(\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$= \left(\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5.4)$$

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n}, \quad r = \frac{\omega}{\omega_n}, \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

여기서, ζ = 감쇠비

r = 주파수비

ω_n = 고유 진동 속도

그림 5.4는 주파수비 r 과 감쇠비 ζ 에 따른 전달률 Tr 의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 $r = 0$ 과 $r = \sqrt{2}$ 일 때 모든 값의 감쇠비 ζ 에서 전달률은

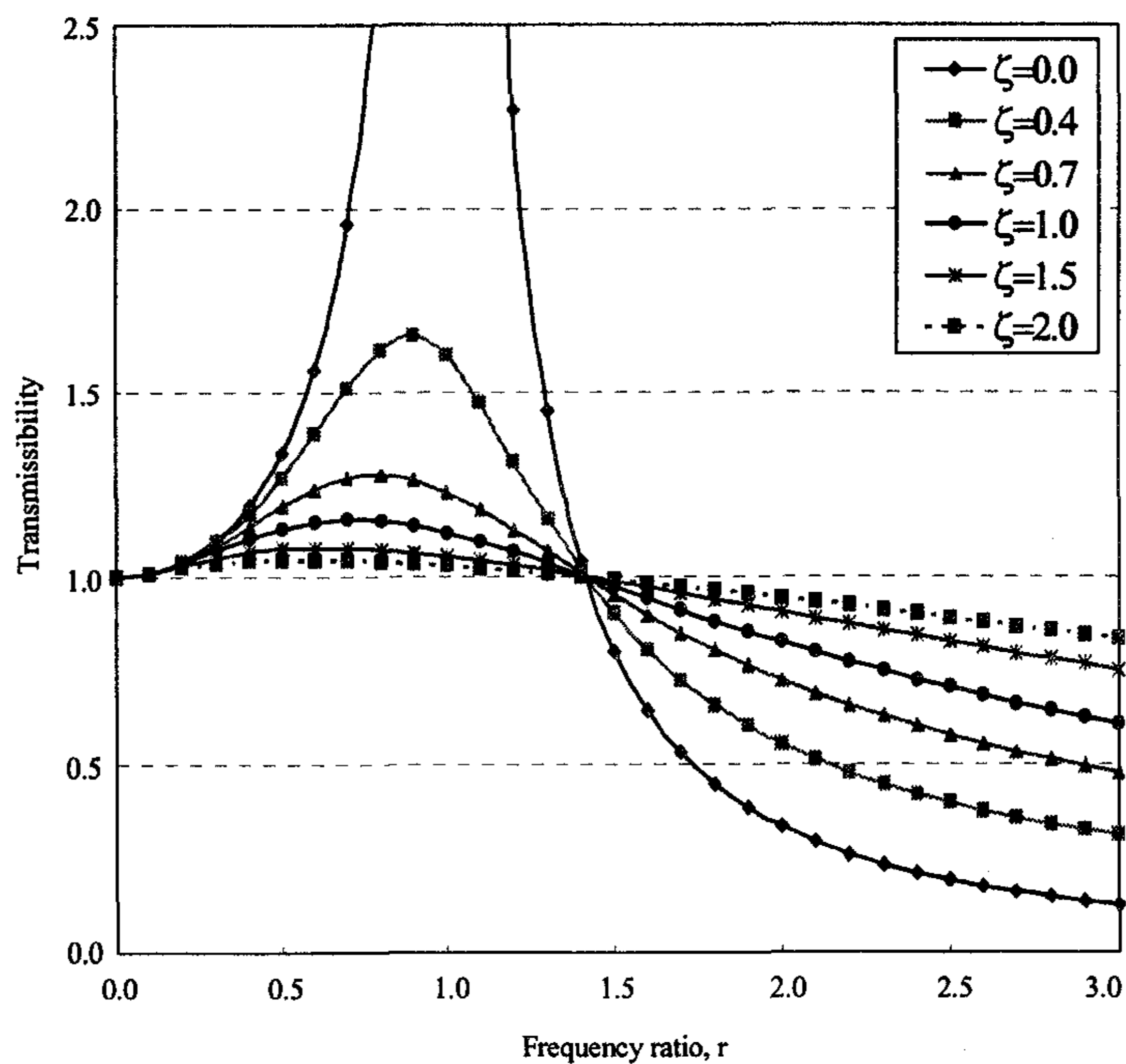


Fig. 5.4 Transmissibility vs. frequency ratio.

1이 되므로 이점을 경계로 하여 $r < \sqrt{2}$ 인 영역을 증폭 영역, $r > \sqrt{2}$ 인 영역을 감소 영역이라 한다. 주파수비가 $\sqrt{2}$ 보다 크면 클수록 전달률은 0에 접근하며, 감쇠비 ζ 이 작으면 작을수록 감소 영역의 전달률은 감소하나 증폭 영역의 전달률은 증가한다. 따라서 진동계의 진동을 줄이기 위해서는 주파수비가 $r > \sqrt{2}$ 을 만족하는 범위에서 적절한 감쇠비를 결정하여야 한다.

제2절 비틀림 댐퍼의 모형화와 운동 방정식

1. 비틀림 댐퍼의 모형화

본 연구에서는 스프링이 2단으로 구성된 프리 댐퍼형 클러치 디스크를 비틀림 댐퍼로 모형화하였다. 비틀림 댐퍼는 전동 라인으로 전달되는 엔진의 각속도 변동을 감소시킨다. 1단 프리 댐퍼 스프링은 무부하 공회전 상태에서 엔진의 토크 변동을 흡수하여 각속도 변동을 감소시키며, 2단 메인 댐퍼 스프링은 전동 토크가 큰 경우에만 작동하도록 설계하였다.

그림 5.5는 비틀림 댐퍼의 모형을 나타낸 것이다. 모형의 변수는 질량관성모멘트, 프리 댐퍼 스프링의 비틀림 강성, 히스테리시스 토크, 작동각과, 메인 댐퍼 스프링의 비틀림 강성, 히스테리시스 토크, 작동각으로 7개 변수이며, 자유도는 1로 하였다.

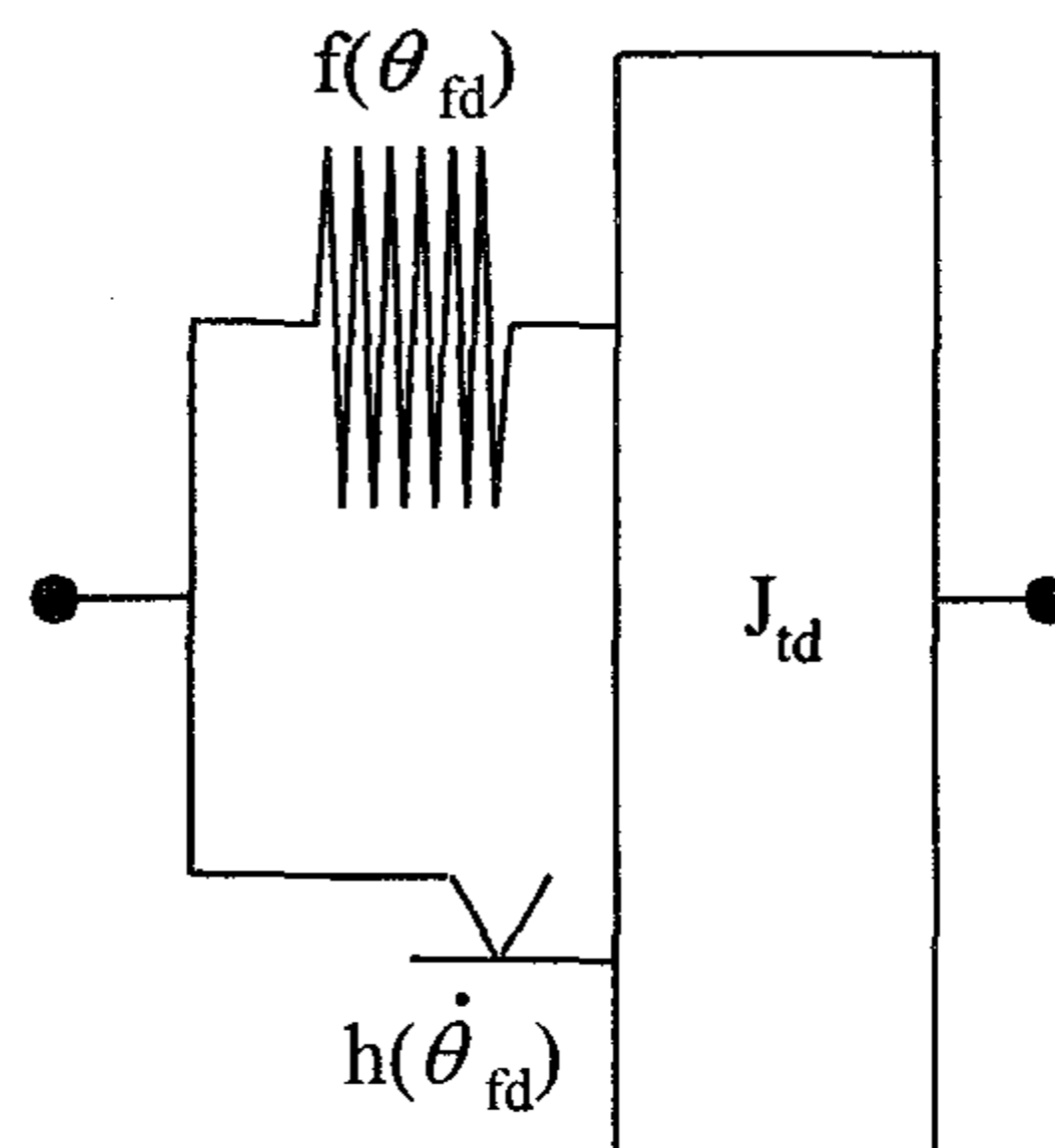


Fig. 5.5 Torsional damper model.

그림 5.6은 비틀림 댐퍼의 특성을 나타낸 것이다. 프리 댐퍼형을 기준으로 하였기 때문에 모형은 비틀림 강성과 작동 범위가 다른 2개의 스프링으로 구성하였다. 먼저, 프리 댐퍼 스프링이 작동하여 작용 토크가 특정한 값을 초과하면 메인 댐퍼 스프링이 작동한다. 각 스프링은 서로 다른 비틀림 강성과 히스테리시스 토크를 가지며, 메인 댐퍼 스프링의 비틀림 강성과 히스테리시스 토크가 프리 댐퍼 스프링의 것보다 크다.

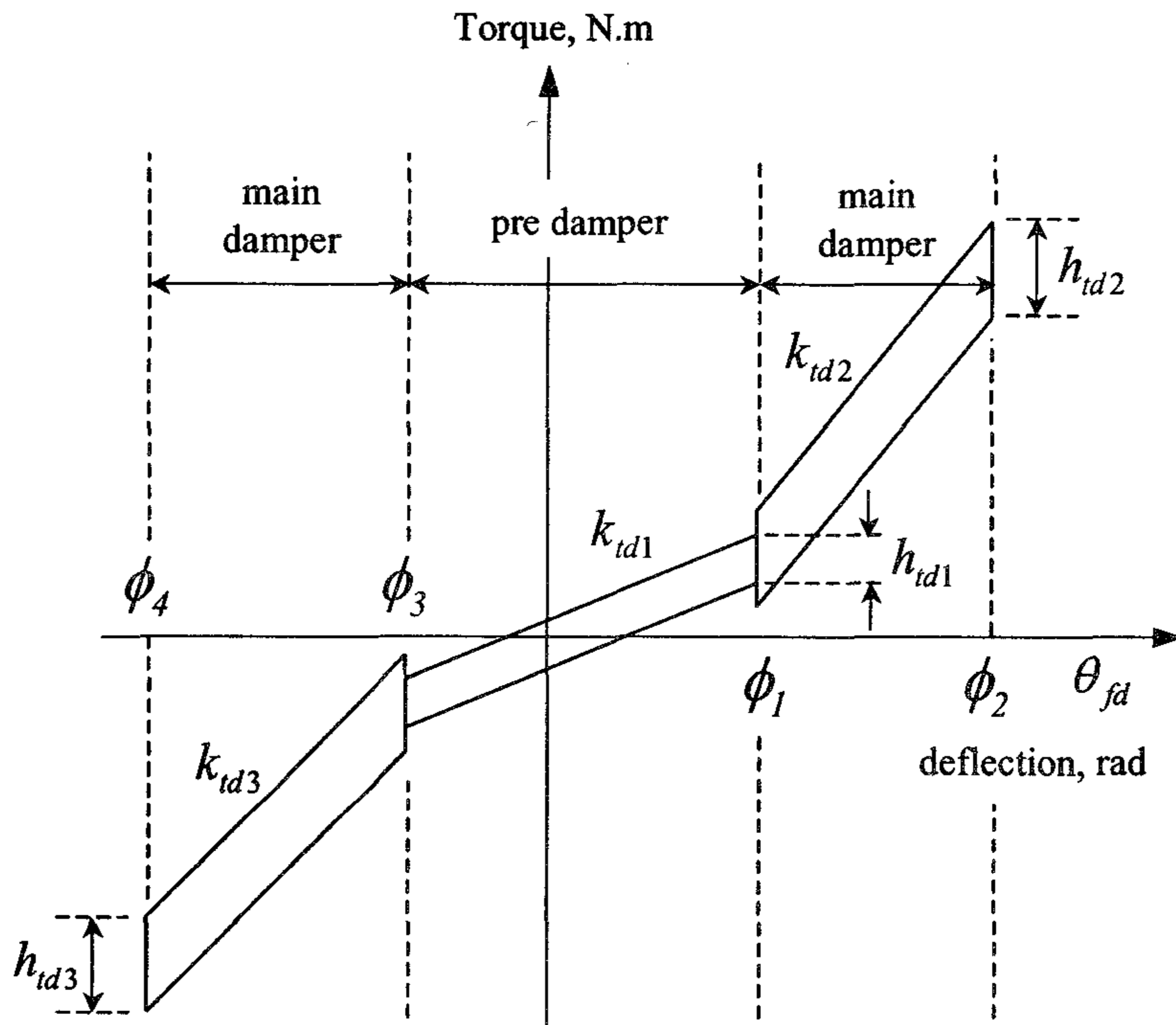


Fig. 5.6 Characteristic of torsional stiffness and hysteresis torque of damper.

그림 5.6에서 비틀림 강성에 의한 토크, $f(\theta_{fd})$ 는 작동 범위에 따라 식 (5.5)에서와 같이 표현할 수 있다.

$$f(\theta_{fd}) = \begin{cases} k_{td3} \theta_{fd} + (k_{td3} - k_{td1}) \phi_3, & -\phi_4 \leq \theta_{fd} < -\phi_3 \\ k_{td1} \theta_{fd} & , \quad -\phi_3 \leq \theta_{fd} \leq \phi_1 \\ k_{td2} \theta_{fd} - (k_{td2} - k_{td1}) \phi_1, & \phi_1 < \theta_{fd} \leq \phi_2 \end{cases} \quad (5.5)$$

여기서, k_{td1} = 프리 댐퍼 스프링의 비틀림 강성

k_{td2} = 메인 댐퍼 스프링의 + 비틀림 강성

k_{td3} = 메인 댐퍼 스프링의 - 비틀림 강성

θ_{fd} = 플라이휠과 댐퍼 사이의 상대 각변위

ϕ_i = 댐퍼의 작동각

또한, 히스테리시스에 의한 토크, $h(\dot{\theta}_{fd})$ 는 식 (5.6)에서와 같이 표현할 수 있다. 본 연구에서 히스테리시스 토크는 건마찰 히스테리시스에 의한 것으로 가정하였다.

$$h(\dot{\theta}_{fd}) = \begin{cases} \text{when } \dot{\theta}_{fd} > 0 \\ \quad h_{td3}/2, & -\phi_4 \leq \theta_{fd} < -\phi_3 \\ \quad h_{td1}/2, & -\phi_3 \leq \theta_{fd} \leq \phi_1 \\ \quad h_{td2}/2, & \phi_1 < \theta_{fd} \leq \phi_2 \\ \text{when } \dot{\theta}_{fd} < 0 \\ \quad -h_{td3}/2, & -\phi_4 \leq \theta_{fd} < -\phi_3 \\ \quad -h_{td1}/2, & -\phi_3 \leq \theta_{fd} \leq \phi_1 \\ \quad -h_{td2}/2, & \phi_1 < \theta_{fd} \leq \phi_2 \end{cases} \quad (5.6)$$

여기서, h_{td1} = 프리 댐퍼 스프링의 히스테리시스 토크

h_{td2} = 메인 댐퍼 스프링의 + 히스테리시스 토크

h_{td3} = 메인 댐퍼 스프링의 - 히스테리시스 토크

$\dot{\theta}_{fd}$ = 플라이휠과 댐퍼 사이의 상대 각속도

2. 비틀림 댐퍼를 포함한 PTO 전동 라인의 모형

그림 5.7은 비틀림 댐퍼를 포함한 PTO 전동 라인의 블록 모형을 나타낸 것이다. 모형은 27개의 요소로 구성하였으며 자유도는 11로 하였다. 이 모형을 이용하여 엔진으로부터 구동 기어로 전달되는 각속도 변동을 예측하였다. 그림 5.8은 PTO 전동 라인의 진동 모형으로서 치타음 해석을 감쇠 PTO 전동 라인의 모형이다. 이 모형의 운동 방정식은 저항 토크와 백래시를 포함한 감쇠 PTO 전동 라인의 운동 방정식 (4.33)에 비틀림 댐퍼에 의한 운동 방정식을 더한 것이다. 기어의 저항 토크는 4장 2절의 시험 결과를 이용하였으며, 다른 요소의 물성치와 특성은 4

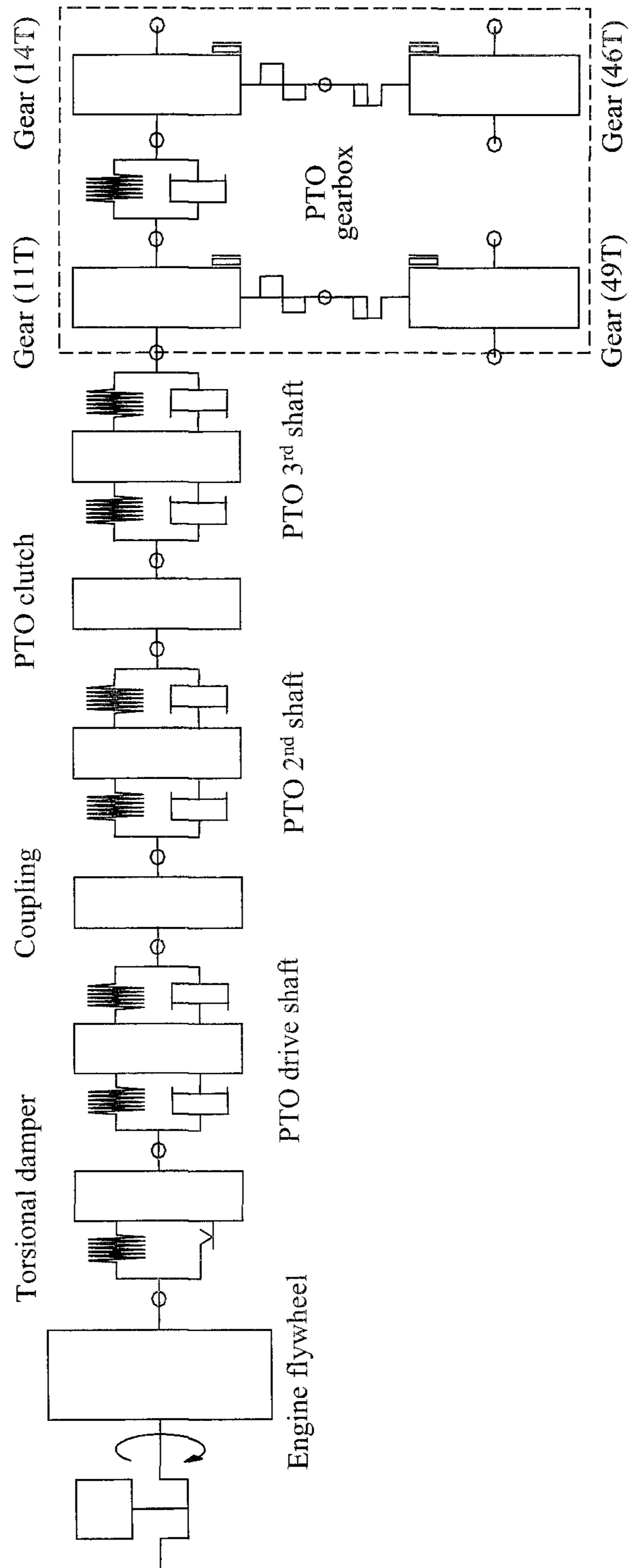


Fig. 5.7 Block model of PTO driveline including a torsional damper

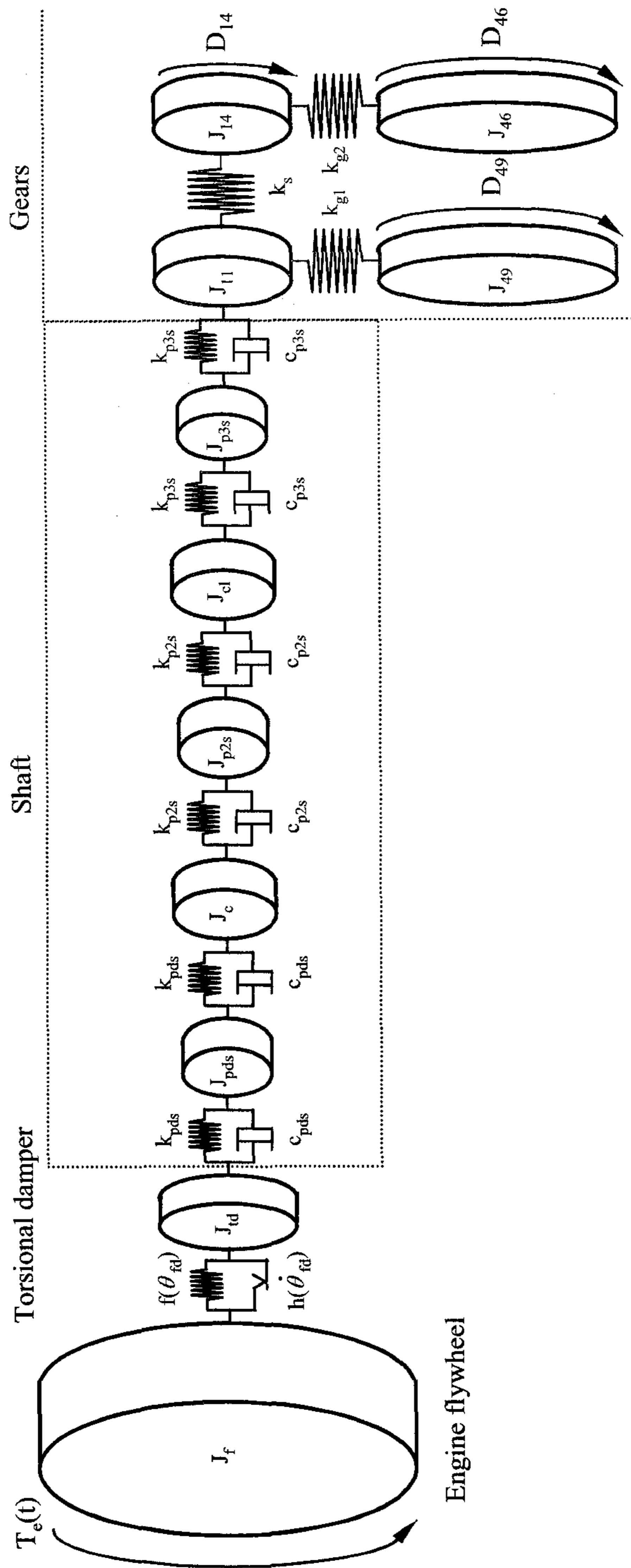


Fig. 5.8 Vibrational model of PTO driveline including a torsional damper

장 1절의 해석 결과를 이용하였다. 운동 방정식의 기호는 식 (4.31)에서와 같고 식 (5.5)와 식 (5.6)을 이용하면, 운동 방정식은 다음과 같이 표현된다. 식 (4.31)에 포함되지 않은 기호는 J_{td} = 비틀림 댐퍼의 질량관성모멘트, θ_{td} = 비틀림 댐퍼의 각변위이다.

$$\begin{aligned}
J_f \ddot{\theta}_f + f(\theta_{fd}) + h(\dot{\theta}_{fd}) &= T_e \\
J_{td} \ddot{\theta}_{td} - f(\theta_{fd}) - h(\dot{\theta}_{fd}) + k_{pds}(\theta_{td} - \theta_{pds}) + c_{pds}(\dot{\theta}_{td} - \dot{\theta}_{pds}) &= 0 \\
J_f \ddot{\theta}_f + k_{pds}\theta_f - k_{pds}\theta_{pds} + c_{pds}\dot{\theta}_f - c_{pds}\dot{\theta}_{pds} &= T_e \\
J_{pds} \ddot{\theta}_{pds} - k_{pds}\theta_f + (k_{pds} + k_{pds})\theta_{pds} - k_{pds}\theta_c \\
&\quad - c_{pds}\dot{\theta}_f + (c_{pds} + c_{pds})\dot{\theta}_{pds} - c_{pds}\dot{\theta}_c = 0 \\
J_c \ddot{\theta}_c - k_{pds}\theta_{pds} + (k_{pds} + k_{p2s})\theta_c - k_{p2s}\theta_{p2s} \\
&\quad - c_{pds}\dot{\theta}_{pds} + (c_{pds} + c_{p2s})\dot{\theta}_c - c_{p2s}\dot{\theta}_{p2s} = 0 \\
J_{p2s} \ddot{\theta}_{p2s} - k_{p2s}\theta_c + (k_{p2s} + k_{p2s})\theta_{p2s} - k_{p2s}\theta_{cl} &\quad (5.7) \\
&\quad - c_{p2s}\dot{\theta}_c + (c_{p2s} + c_{p2s})\dot{\theta}_{p2s} - c_{p2s}\dot{\theta}_{cl} = 0 \\
J_{cl} \ddot{\theta}_{cl} - k_{p2s}\theta_{p2s} + (k_{p2s} + k_{p3s})\theta_{cl} - k_{p3s}\theta_{p3s} \\
&\quad - c_{p2s}\dot{\theta}_{p2s} + (c_{p2s} + c_{p3s})\dot{\theta}_{cl} - c_{p3s}\dot{\theta}_{p3s} = 0 \\
J_{p3s} \ddot{\theta}_{p3s} - k_{p3s}\theta_{cl} + (k_{p3s} + k_{p3s})\theta_{p3s} - k_{p3s}\theta_{11} \\
&\quad - c_{p3s}\dot{\theta}_{cl} + (c_{p3s} + c_{p3s})\dot{\theta}_{p3s} - c_{p3s}\dot{\theta}_{11} = 0 \\
J_{11} \ddot{\theta}_{11} - k_{p3s}\theta_{p3s} + (k_{p3s} + k_s)\theta_{11} - k_s\theta_{14} - c_{p3s}\dot{\theta}_{p3s} + c_{p3s}\dot{\theta}_{11} \\
&\quad + k_{g1}R_{11}^2\theta_{11} - k_{g1}R_{11}R_{49}\theta_{49} = k_{g1}R_{11}\epsilon \\
J_{14} \ddot{\theta}_{14} - k_s\theta_{11} + k_s\theta_{14} + k_{g2}R_{14}^2\theta_{14} - k_{g2}R_{14}R_{46}\theta_{46} = k_{g2}R_{14}\epsilon - D_{14} \\
J_{49} \ddot{\theta}_{49} - k_{g1}R_{11}R_{49}\theta_{11} + k_{g1}R_{49}^2\theta_{49} = -k_{g1}R_{49}\epsilon - D_{49} \\
J_{46} \ddot{\theta}_{46} - k_{g2}R_{14}R_{46}\theta_{14} + k_{g2}R_{46}^2\theta_{46} = -k_{g2}R_{46}\epsilon - D_{46}
\end{aligned}$$

제3절 비틀림 댐퍼의 치타음 감소 성능

11자유도의 감쇠 PTO 전동 라인의 모형에 대한 유효성을 검증하고, 비틀림 댐퍼의 치타음 감소 성능을 구명하기 위하여, 실험용 PTO 전동 라인에 비틀림 댐퍼를 설치하고 PTO 변속부의 각속도 변동과 치타음을 측정하였다.

1. 실험 장치와 실험 방법

그림 5.9에서와 같이 실험용 PTO 전동 라인의 플라이휠 다음에 프리 댐퍼형과 메인 댐퍼형 2가지 형태의 클러치 디스크를 설치하였다. 각 댐퍼의 형상은 그림 5.10에서와 같고, 비틀림 강성과 히스테리시스 토크는 표 5.1에서와 같다. 그림 5.2(a)에서와 같이 프리 댐퍼형 클러치 디스크의 비틀림 강성은 프리 댐퍼 구간의 강성과 메인 댐퍼 구간의 강성으로 구분할 수 있다. 프리 댐퍼 구간은 작동 범위가 $-2^{\circ} \sim 6^{\circ}$ 이고, 비틀림 강성과 히스테리시스 토크는 각각 44.96 N.m/rad , 0.98 N.m 이었으며, 메인 댐퍼 구간의 작동 범위는 $-9^{\circ} \sim -2^{\circ}$, $6^{\circ} \sim 14^{\circ}$ 이고, 비틀림 강성

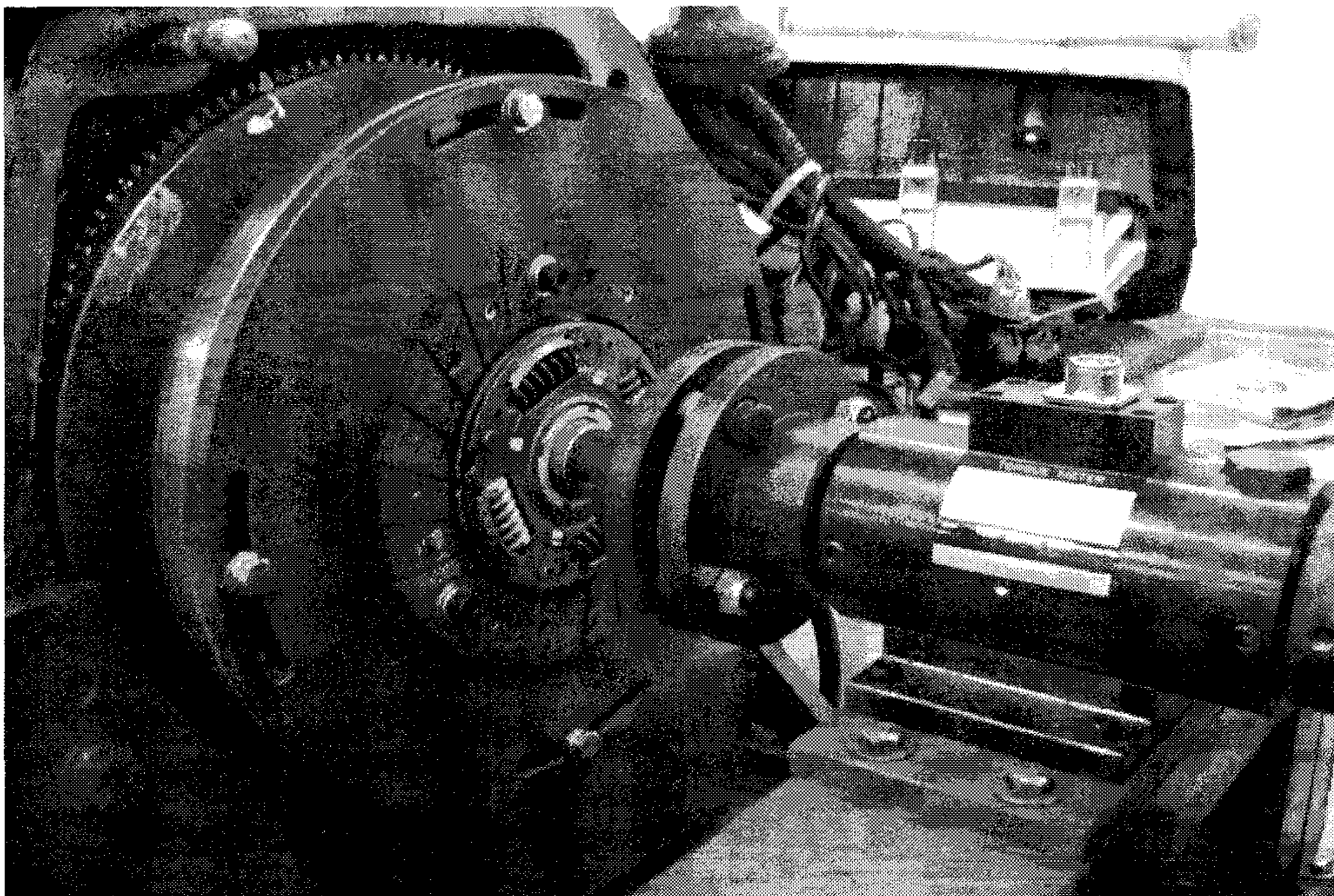


Fig. 5.9 Clutch disc installed on engine flywheel.

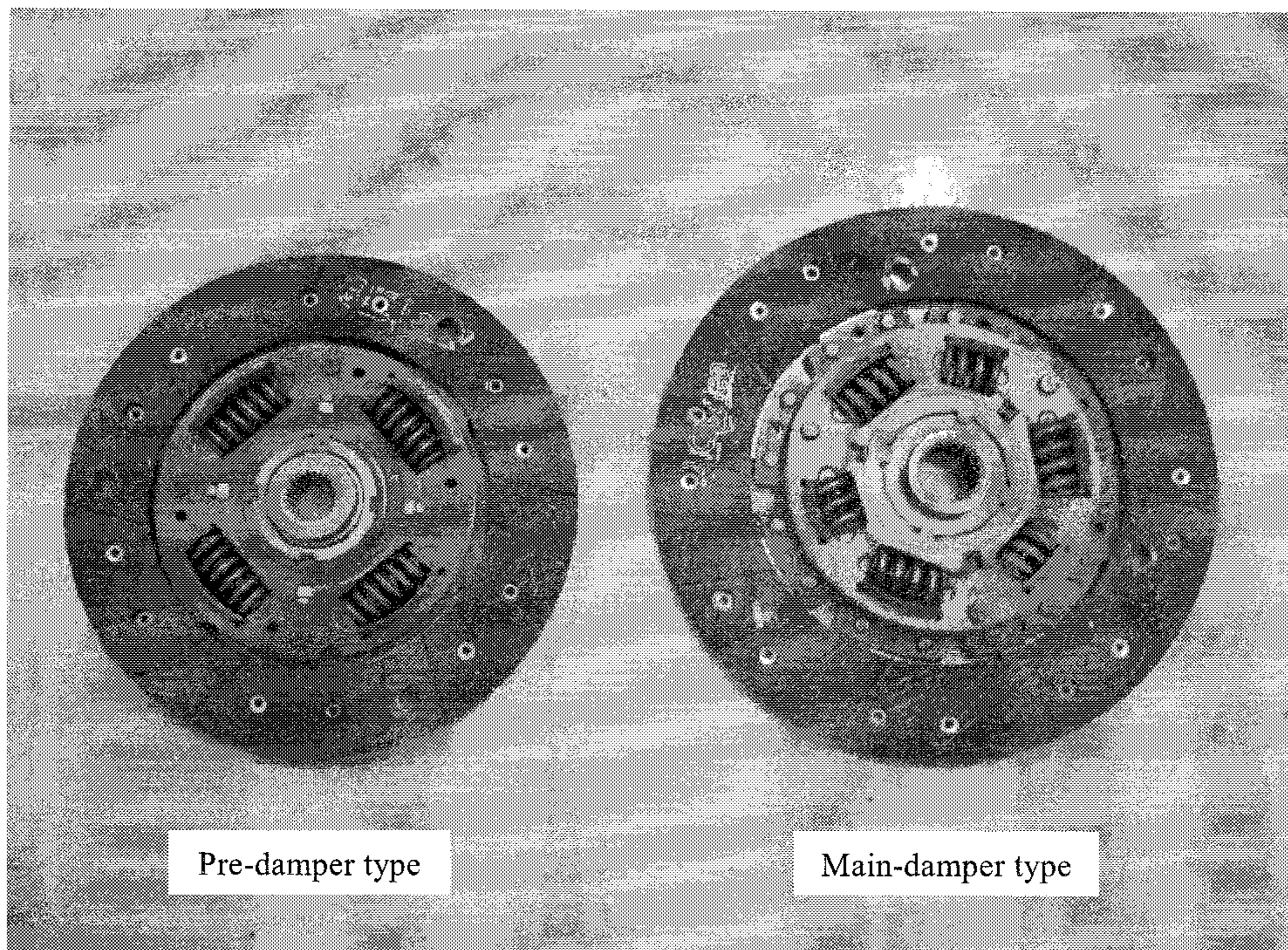


Fig. 5.10 Clutch disc used for experiment.

Table 5.1 Characteristics of clutch disc used for the study

Stage		Type	Pre-damper type	Main-damper type
		Pre-damper stage	Stiffness, N.m/rad	44.96
	Hysteresis torque, N.m	0.98		
Main-damper 1st stage	Stiffness, N.m/rad	3282.50	1202.83	
	Hysteresis torque, N.m	19.62	14.72	
Main-damper 2st stage	Stiffness, N.m/rad		2439.39	
	Hysteresis torque, N.m		14.72	

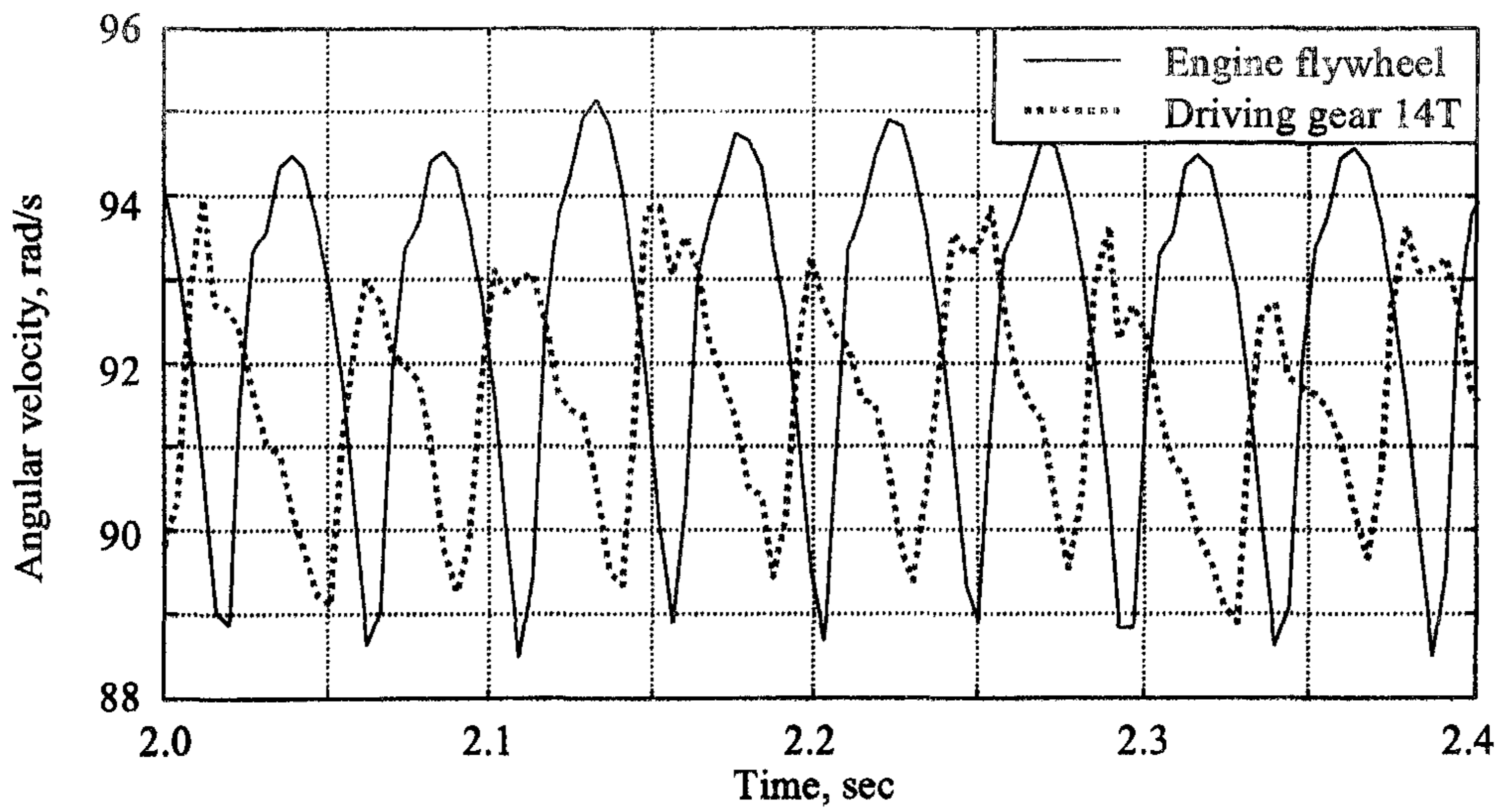
과 히스테리시스 토크는 각각 3282.50 N.m/rad, 19.62 N.m이었다. 메인 댐퍼형 클러치 디스크는 그림 5.2(b)에서와 같은 2단 메인 댐퍼로 구성되어 있다. 1단 메인 댐퍼의 작동 범위는 $-4^{\circ} \sim 3^{\circ}$ 이고, 비틀림 강성과 히스테리시스 토크는 각각 1202.83 N.m/rad, 14.72 N.m이었으며, 2단 메인 댐퍼의 작동 범위는 $-6^{\circ} \sim -4^{\circ}$, $3^{\circ} \sim 8.5^{\circ}$ 이고, 비틀림 강성과 히스테리시스 토크는 각각 2439.39 N.m/rad, 14.72 N.m이었다. 각속도와 소음 측정은 4장 2절에서와 같은 방법으로 수행하였다.

2. 각속도 변동

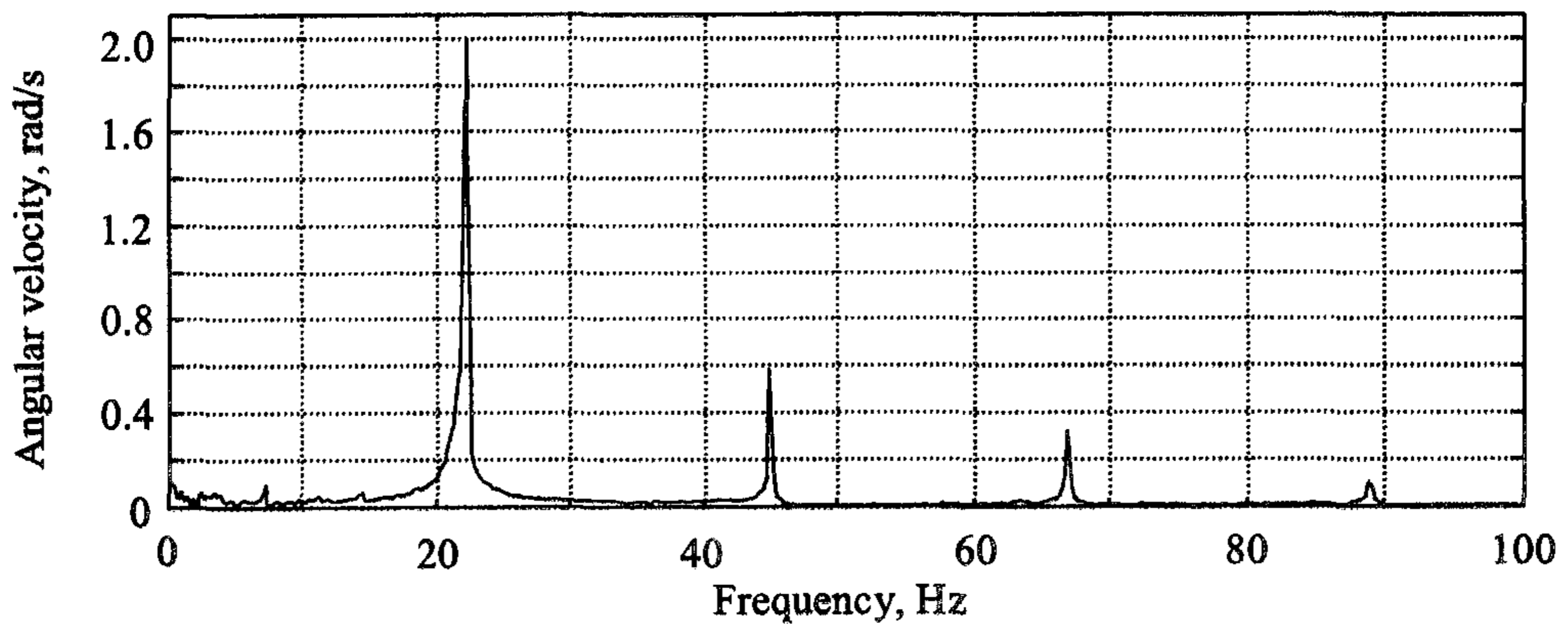
그림 5.11과 5.12는 각각 프리 댐퍼형과 메인 댐퍼형 클러치 디스크를 PTO 전동 라인에 설치하였을 때, 플라이휠과 구동 기어의 각속도를 시간 영역과 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 비틀림 댐퍼의 성능은 댐퍼를 설치하기 전후의 플라이휠의 각속도 변동에 대한 구동 기어 14T의 각속도 변동비 즉, 각속도 전달률로써 평가하였다.

그림 5.11(a)는 프리 댐퍼형 클러치 디스크를 사용하였을 때 플라이휠과 구동 기어의 각속도 변동을 나타낸 것이다. 구동 기어의 각속도 변동 폭은 3.8 rad/s로서 플라이휠의 변동 폭인 6.0 rad/s보다 작게 나타났으며, 전달률은 0.63이었다. 그림 5.11(b)와 (c)는 각각 플라이휠과 구동 기어의 각속도 변동을 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 1.5차 조화 성분은 22.25 Hz, 3차 조화 성분은 1.5차 조화 성분의 2배인 45.50 Hz에서 나타났으며, 1.5차 조화 성분이 각속도 변동에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 따라서 주파수 영역에서 비틀림 댐퍼의 전달률은 플라이휠의 1.5차 조화 각속도 성분에 대한 구동 기어의 1.5차 조화 각속도 성분의 비로써 평가하였다. 플라이휠과 구동 기어의 1.5차 조화 성분의 변동 폭은 각각 2.00 rad/s와 1.15 rad/s이었으며 전달률은 약 0.58이었다. 즉, 댐퍼의 감쇠 효과가 나타났다.

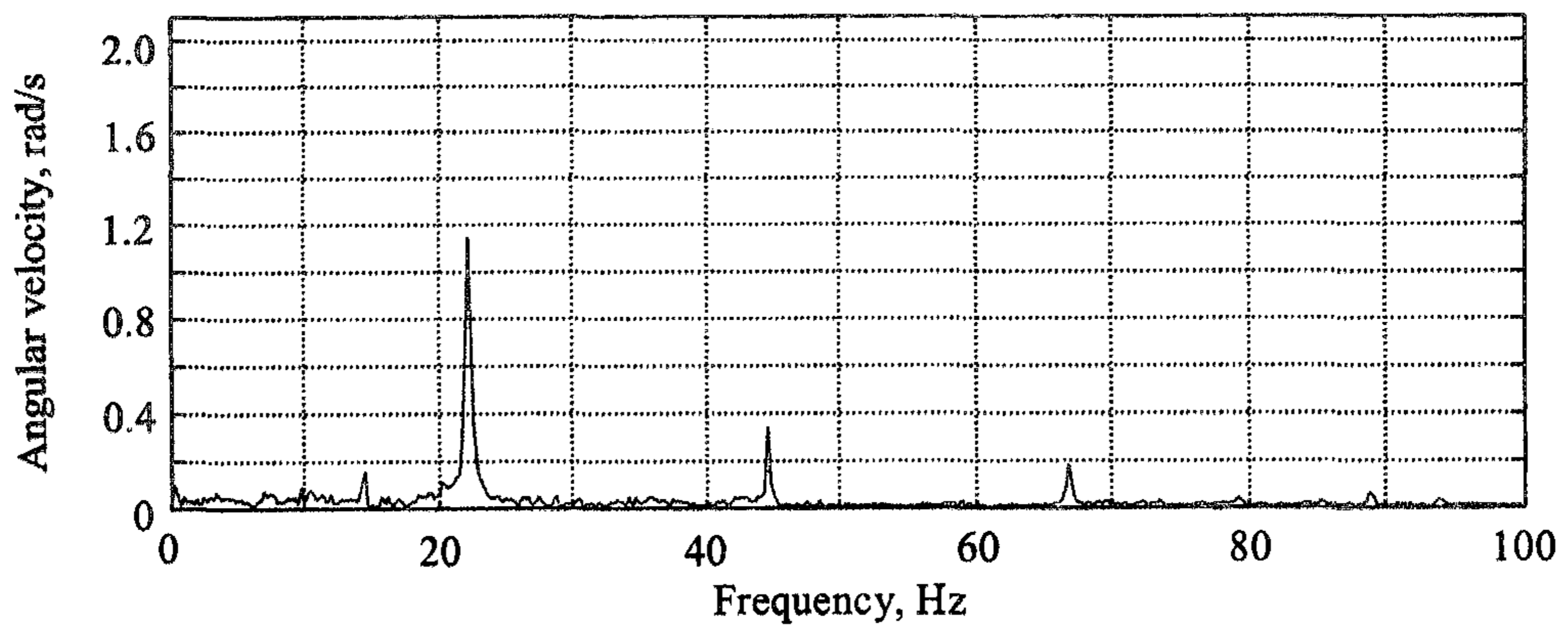
메인 댐퍼형 클러치 디스크를 사용하였을 때는 그림 5.12(a)에서와 같이 구동 기어의 각속도 변동 폭이 14.4 rad/s로서 플라이휠의 5.9 rad/s보다 크게 나타났으며, 전달률은 2.4이었다. 각속도 변동에 가장 큰 영향을 미치는 각속도 성분은 그림 5.12(b)와 (c)에서 같이 1.5차 조화 성분이었다. 플라이휠과 구동 기어의 1.5



(a) Angular velocity variations of flywheel and driving gear 14T in time domain

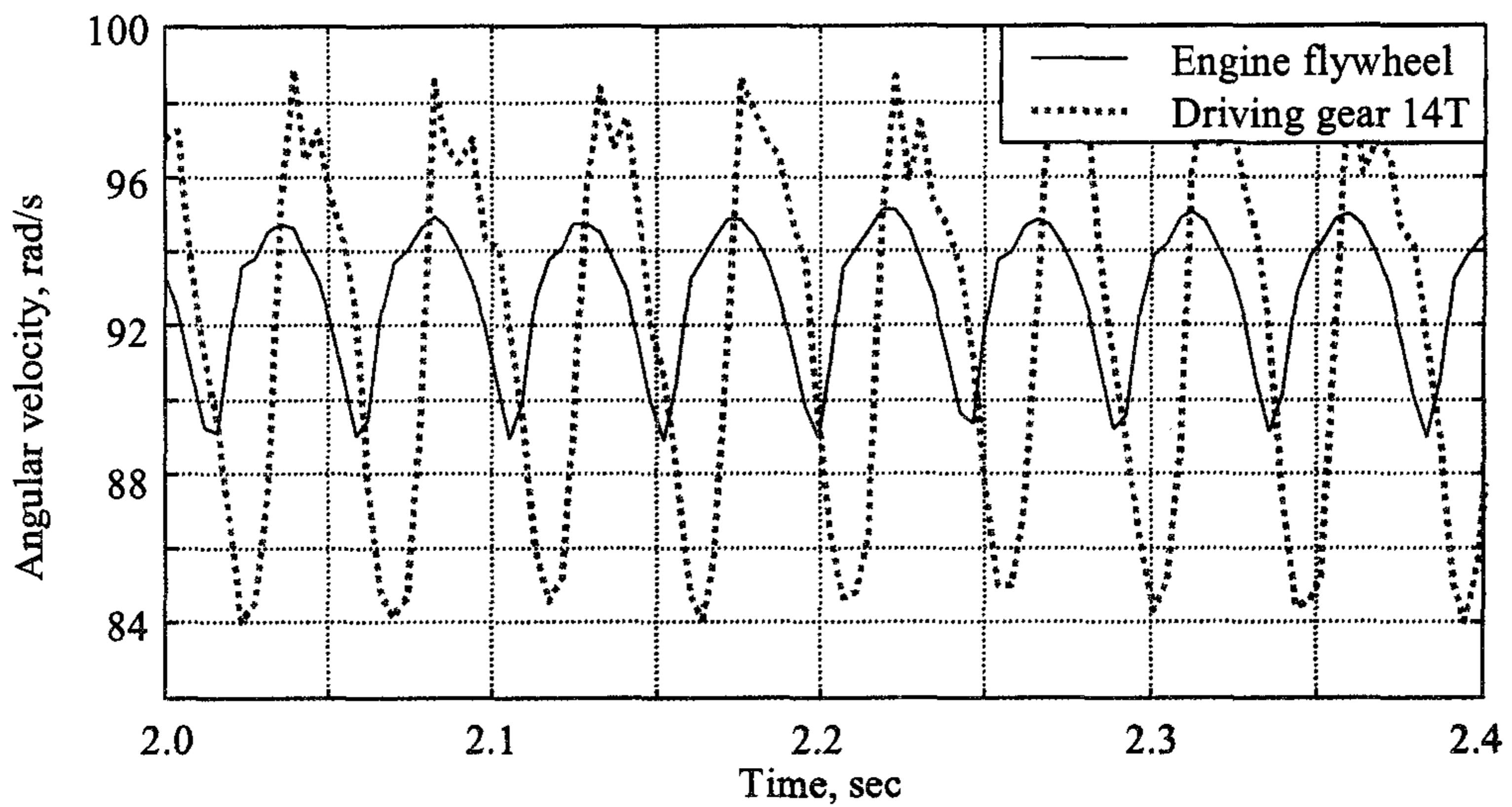


(b) Angular velocity of flywheel in frequency domain

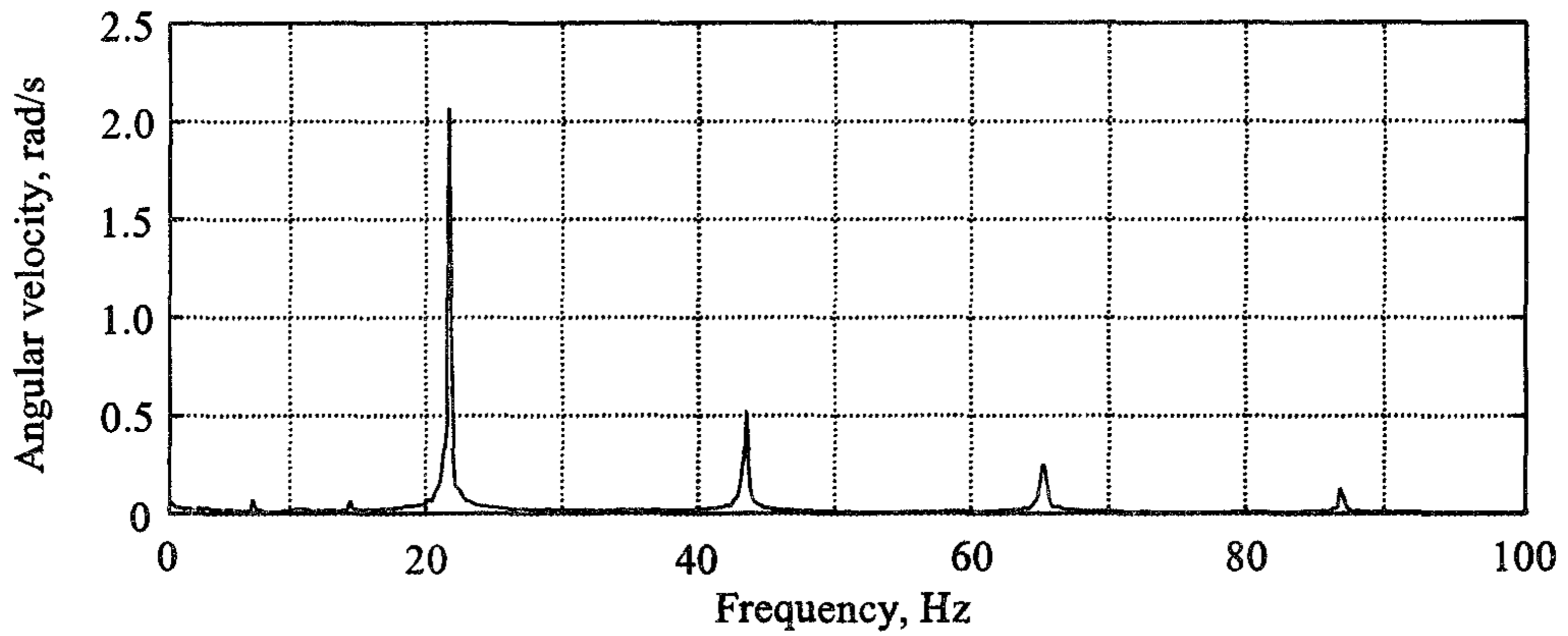


(c) Angular velocity of driving gear 14T in frequency domain

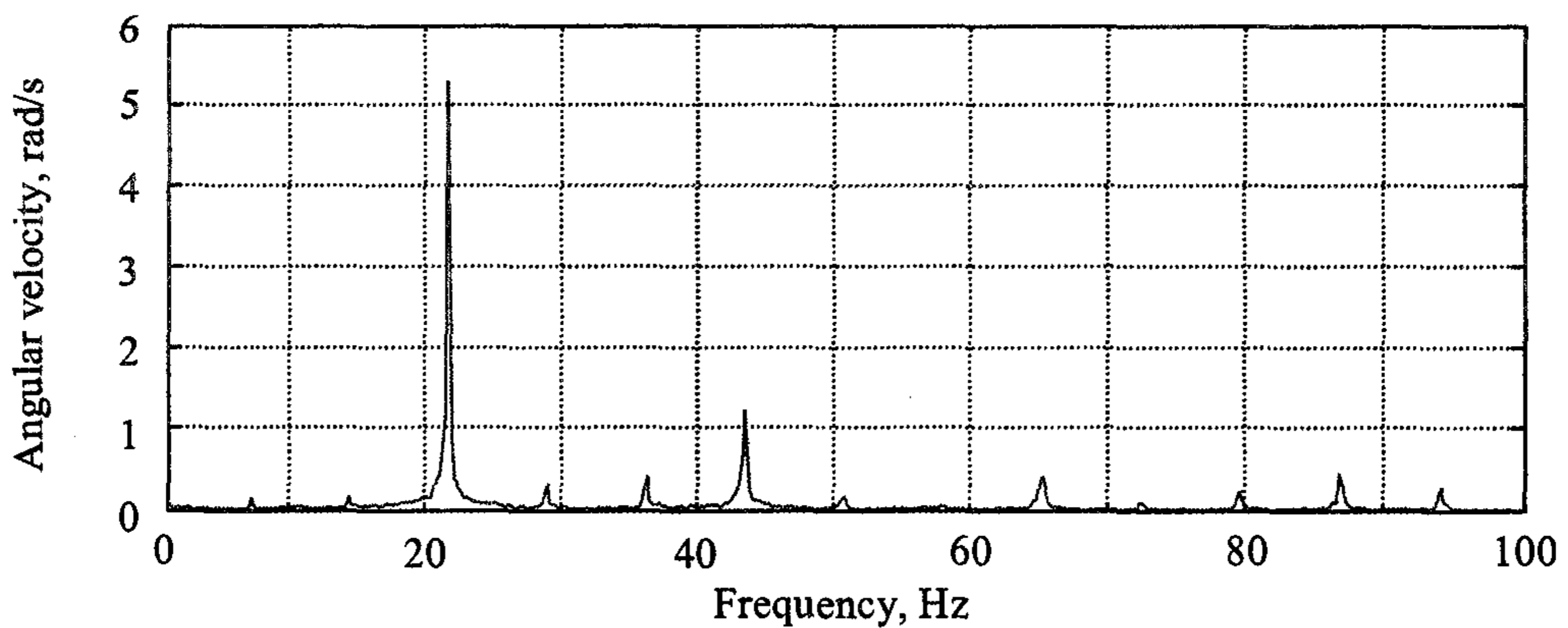
Fig. 5.11 Angular velocities of flywheel and driving gear 14T when a pre-damper clutch disc was installed.



(a) Angular velocity variations of flywheel and driving gear 14T in time domain



(b) Angular velocity of flywheel in frequency domain



(c) Angular velocity of driving gear 14T in frequency domain

Fig. 5.12 Angular velocity of flywheel and driving gear 14T when a main-damper clutch disc was installed.

차 조화 각속도 성분의 변동 폭은 각각 2.06 rad/s, 5.29 rad/s로서 전달률은 약 2.57이었다. 즉, 메인 댐퍼에서 감쇠 효과는 나타나지 않았다.

그림 5.13은 비틀림 댐퍼의 유무와 유형에 따라 치타음의 크기를 시간 영역과 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 그림 5.13(a)는 비틀림 댐퍼가 없을 때 PTO 변속부의 치타음 수준을 나타낸 것이고, 그림 5.13(b)와 (c)는 각각 프리 댐퍼형과 메인 댐퍼형을 설치하였을 때의 치타음 수준을 나타낸 것이다. 비틀림 댐퍼가 없을 때, 프리 댐퍼형을 설치하였을 때, 메인 댐퍼형을 설치하였을 때 치타음 수준은 각각 105 dBA, 94.2 dBA, 108 dBA이었으며, 각각의 조건에서 치타음의 최대 변동 폭은 38.4 PaA, 11.7 PaA, 46.9 PaA이었다. 주파수 영역에서는 프리 댐퍼형을 설치하였을 때가 댐퍼를 설치하지 않았을 때와 메인 댐퍼형을 설치하였을 때보다 3.6, 7.1, 7.8 kHz에서의 치타음 성분이 크게 감소한 것으로 나타났다. 이는 각속도 분석에서의 결과와 일치하였다. 즉, 공회전 상태의 PTO 전동 라인에서 치타음을 감소시키는 데는 강성이 다른 2개의 스프링으로 구성된 프리 댐퍼형 클러치 디스크가 효과적인 것으로 나타났다.

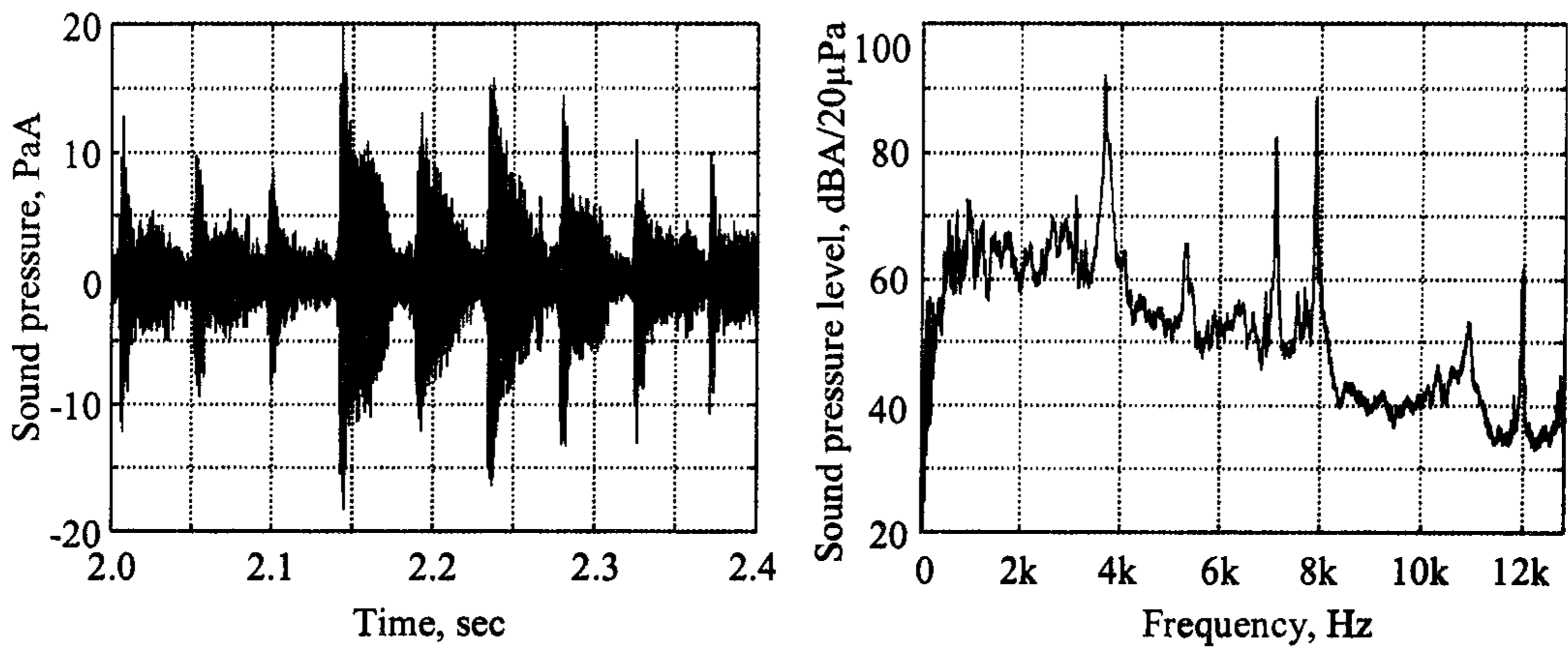
제4절 감쇠 PTO 전동 라인의 모형 검증과 시뮬레이션

프리 댐퍼형 클러치 디스크를 포함한 감쇠 PTO 전동 라인 모형의 유효성을 검증하고 검증된 모형을 이용하여 프리 비틀림 댐퍼의 최적 비틀림 강성과 히스테리시스 토크를 구하였다.

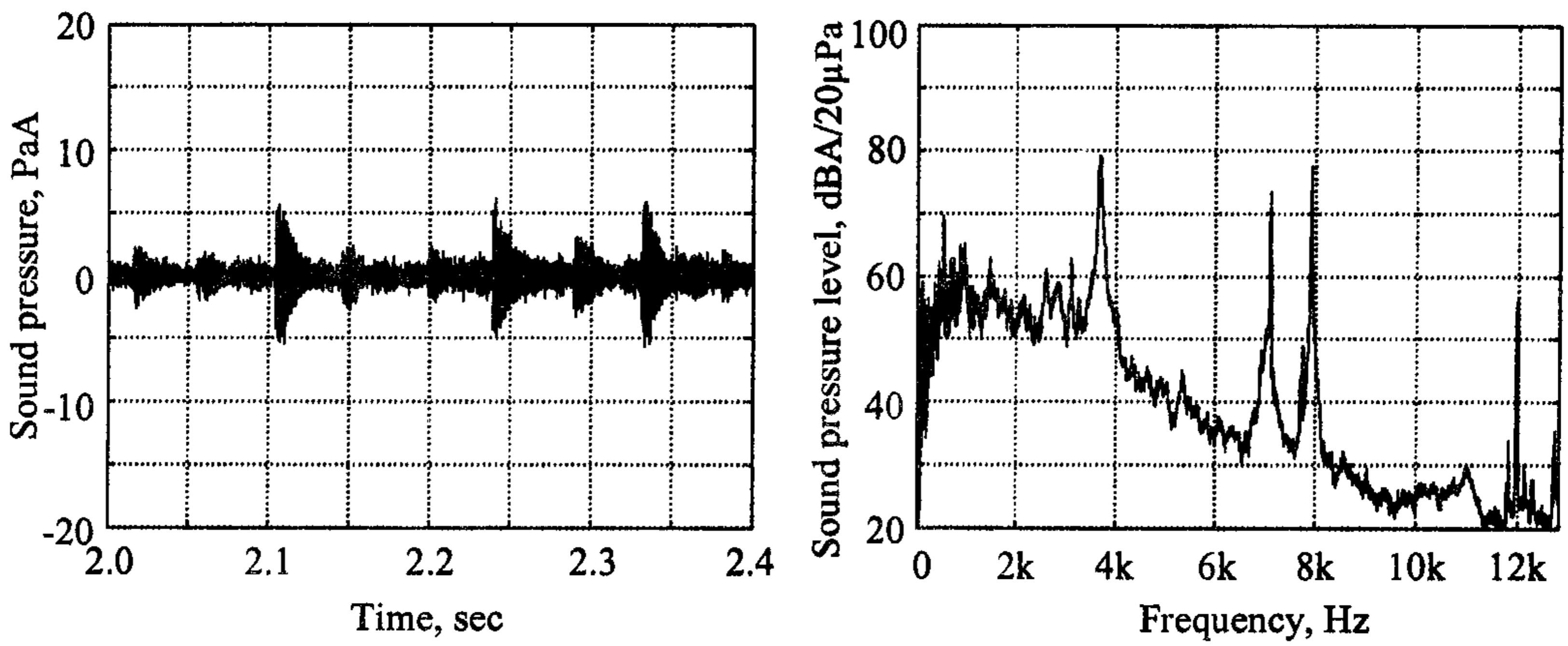
1. 모형 검증

모형 검증은 치타음이 가장 크게 발생하는 조건에서 실시하였다. 즉, 엔진 속도는 무부하 상태에서 공회전 속도인 890 rpm으로 하였으며, PTO 변속은 중립으로 하였다. 검증 실험은 오일 온도에 의한 저항 토크의 변화를 최소화하기 위하여 엔진을 시동한 후 20분이 지난 때부터 실시하였다.

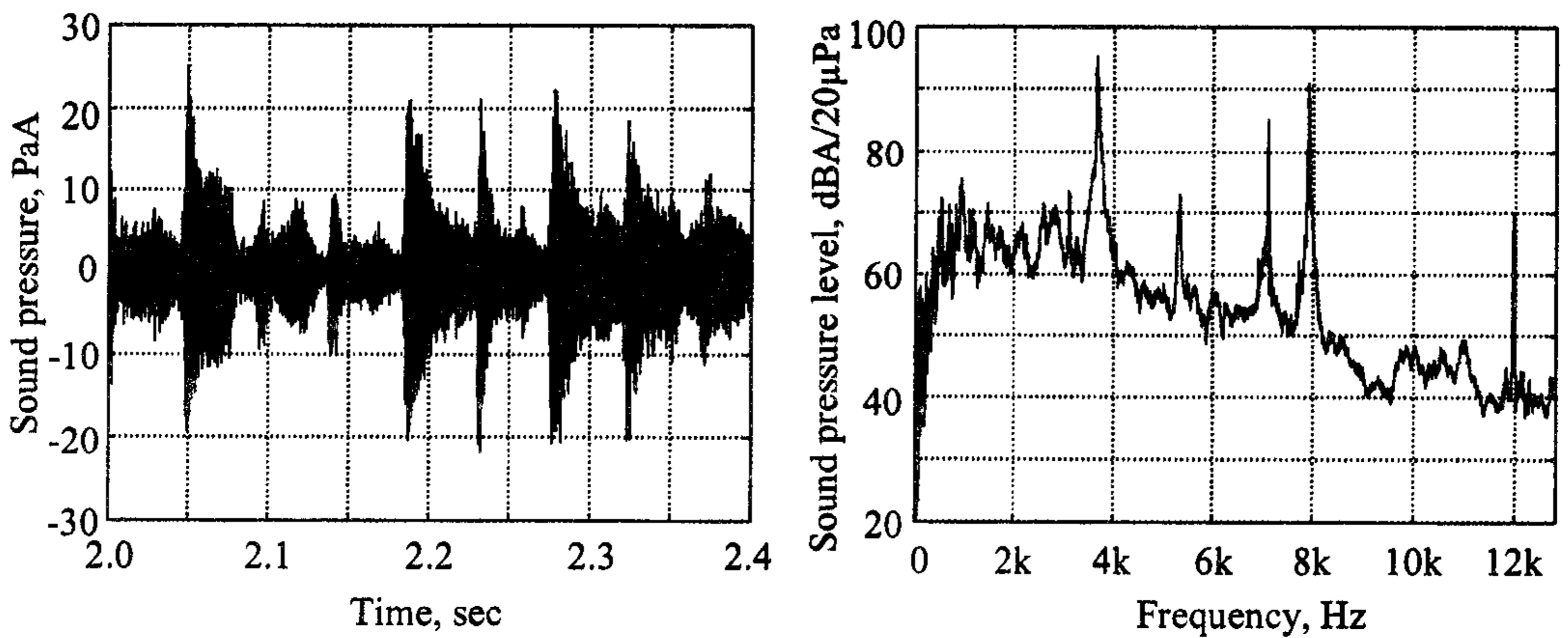
모형 검증은 감쇠 PTO 전동 라인의 모형을 이용하여 예측한 엔진 플라이휠, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T의 각속도와 같은 조건에서 실험으로 측정된 이들



(a) Without torsional damper



(b) With pre-damper clutch



(c) With main-damper clutch

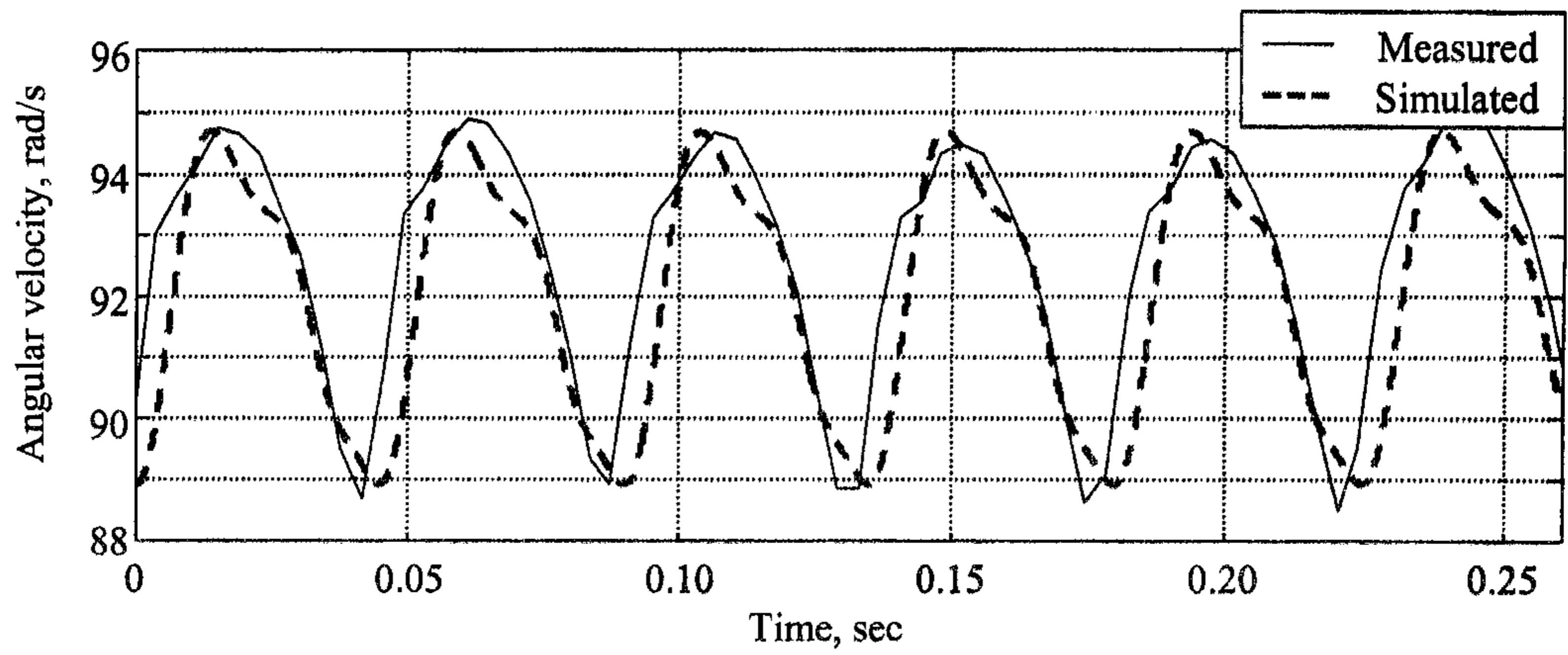
Fig. 5.13 Measured sound pressure at the PTO gearbox.

의 각속도를 비교하는 방법으로 실시하였다.

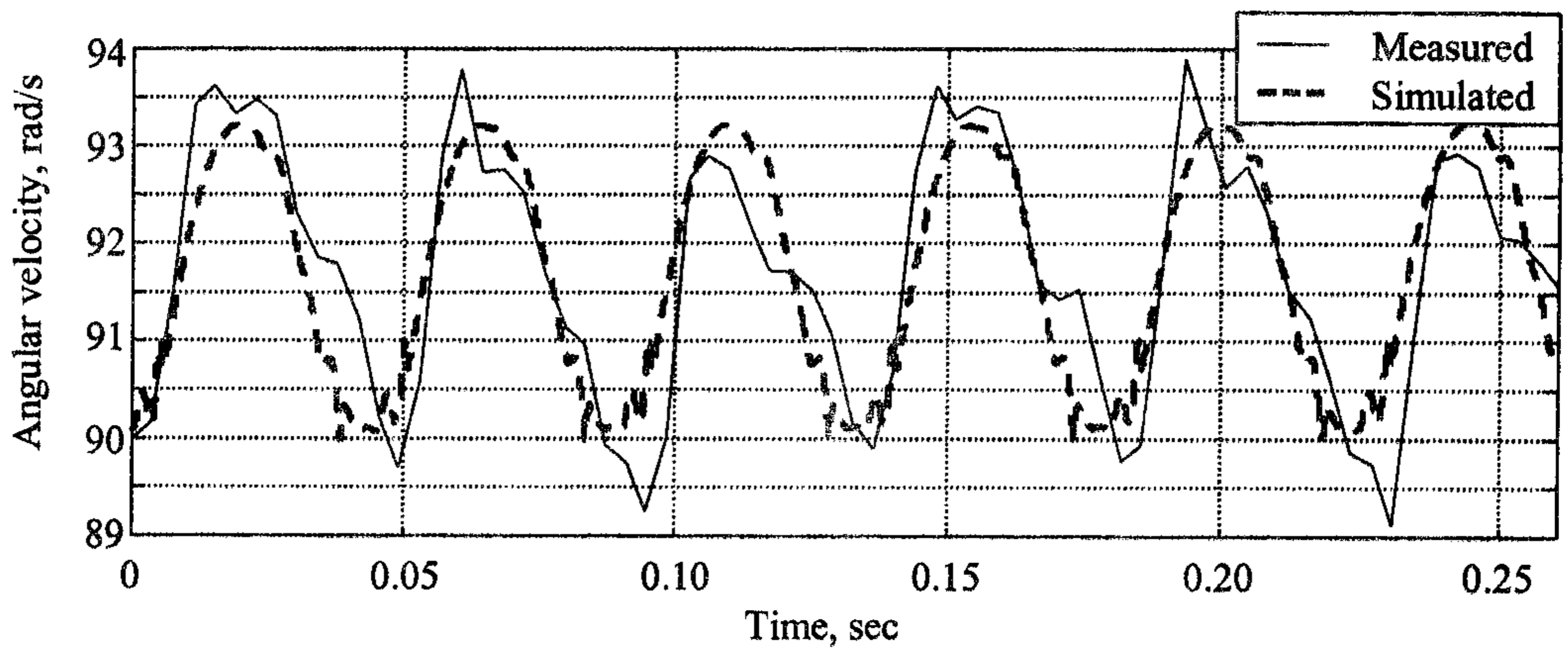
그림 5.14는 실험용 전동 라인에서 측정한 플라이휠, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T의 각속도와 감쇠 전동 라인 모형으로 예측한 각속도를 시간 영역에서 비교하여 나타낸 것이다. 측정 각속도와 예측 각속도는 모두 유사한 경향을 나타내었으며, 각속도의 변동 주기도 동일한 것으로 나타났다. 또한, 예측한 플라이휠, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T의 각속도 변동 폭도 측정한 변동 폭과 동일하였으며, 각 변동 폭의 최대값과 최소값도 유사한 위치에서 나타났다.

보다 정확한 검증을 위하여 플라이휠, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T의 각속도 변동을 주파수 영역에서 분석하여 비교하였다. 그림 5.15, 5.16과 5.17은 각각 플라이휠, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T에서 측정한 각속도와 모형으로 예측한 각속도를 100 Hz 이하의 주파수 대역에서 분석하여 그 결과를 비교하여 나타낸 것이다. 플라이휠에서 측정한 각속도의 주파수 성분은 그림 5.15(a)에서와 같이 주로 1.5차 조화 성분과 3차 조화 성분인 것으로 나타났다. 그림 5.16과 5.17에서도 같은 결과가 나타났다.

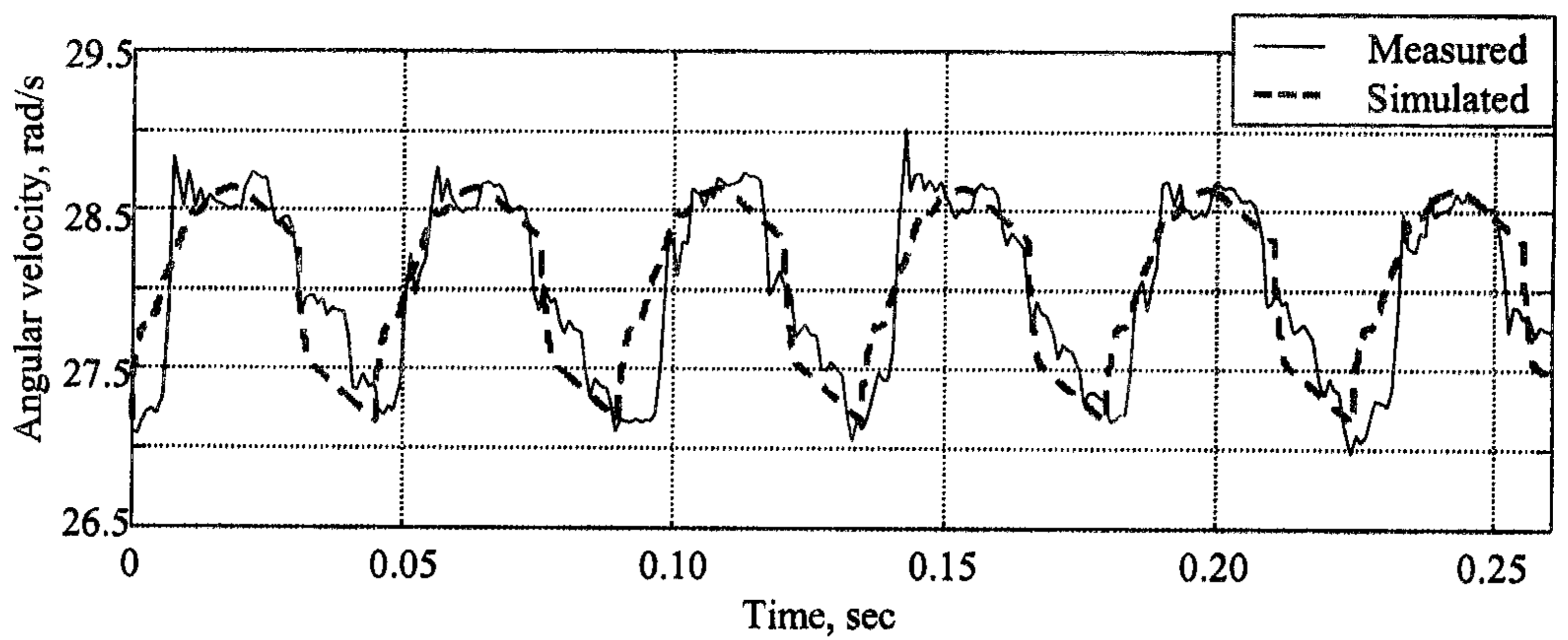
그림 5.15에서와 같이 1.5차 조화 성분에서 측정치와 예측치는 각각 1.99 rad/s, 2.00 rad/s로서 % 오차는 0.5 %이었다. 3차 조화 성분에서는 측정치가 0.59 rad/s, 예측치가 0.52 rad/s로서 % 오차는 11.9 %이었다. 구동 기어 14T의 각속도 변동에서는 그림 5.16에서와 같이 1.5차 조화 성분의 측정치와 예측치가 각각 1.15 rad/s, 1.16 rad/s로서 % 오차는 0.5 %이었으며, 3차 조화 성분에서는 측정치가 0.34 rad/s, 예측치가 0.31 rad/s로서 % 오차는 8.8 %이었다. 피동 기어 46T의 경우에는 그림 5.17에서와 같이 1.5차 조화 성분의 측정치와 예측치가 각각 0.51 rad/s, 0.50 rad/s로서 % 오차는 2.0 %이었으며, 3차 조화 성분에서는 측정치가 0.09 rad/s, 예측치가 0.08 rad/s로서 % 오차는 11.1 %이었다. 이상의 분석 결과에 의하면 예측치의 최대 % 오차는 11.9 %로서 모형의 각속도 예측이 실제 측정치와 잘 일치하는 것으로 나타났다. 특히, 전동 라인의 각속도 변동에 가장 큰 영향을 미치는 1.5차 조화 성분의 각속도 변동은 % 오차가 2.0 %이하로서 감쇠 전동 라인의 모형은 실제 비틀림 댐퍼를 설치한 전동 라인의 각속도 변동 특성을 잘 예측할 수 있는 것으로 판단하였다.



(a) Angular velocity of engine flywheel

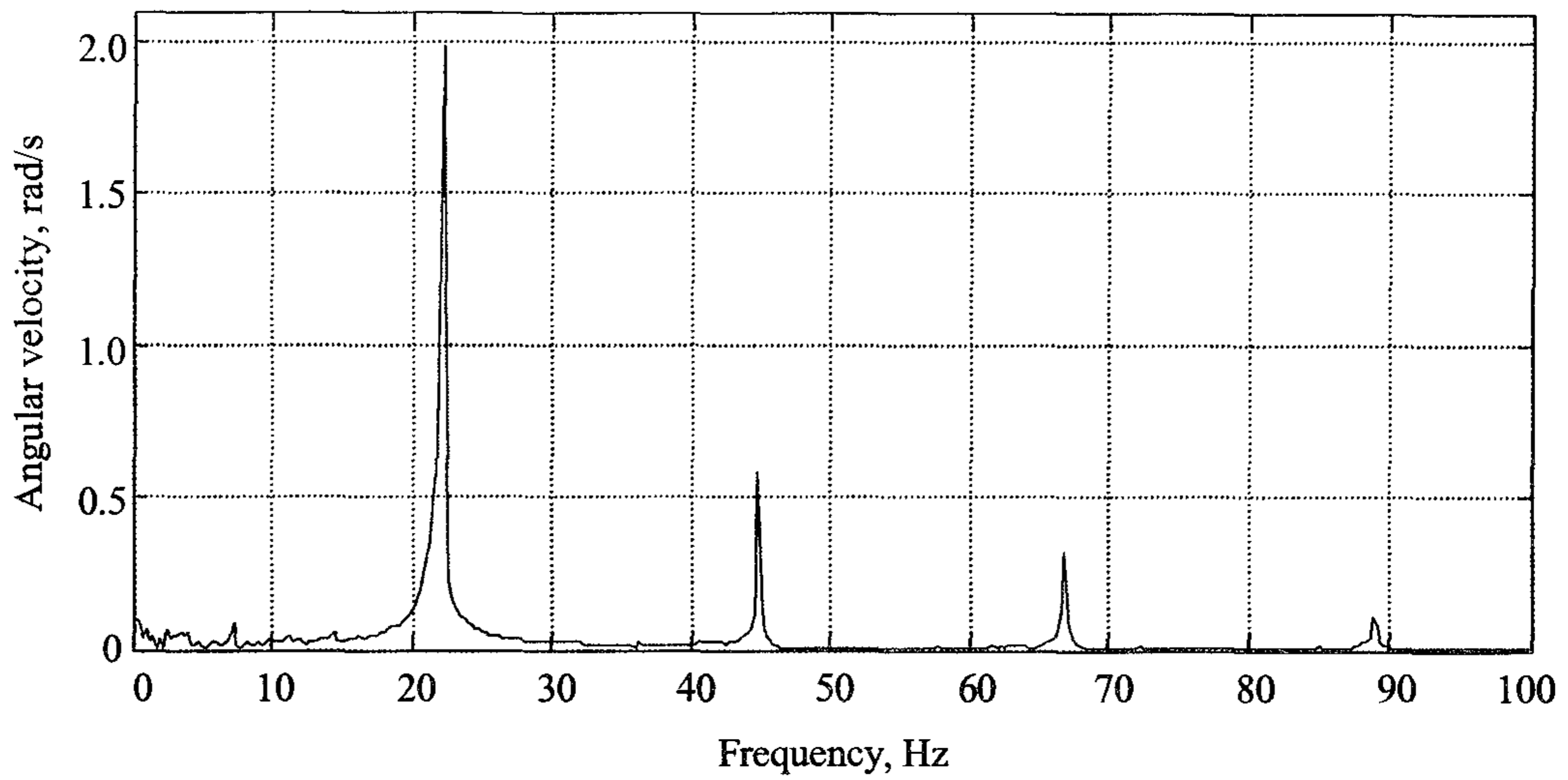


(b) Angular velocity of driving gear 14T

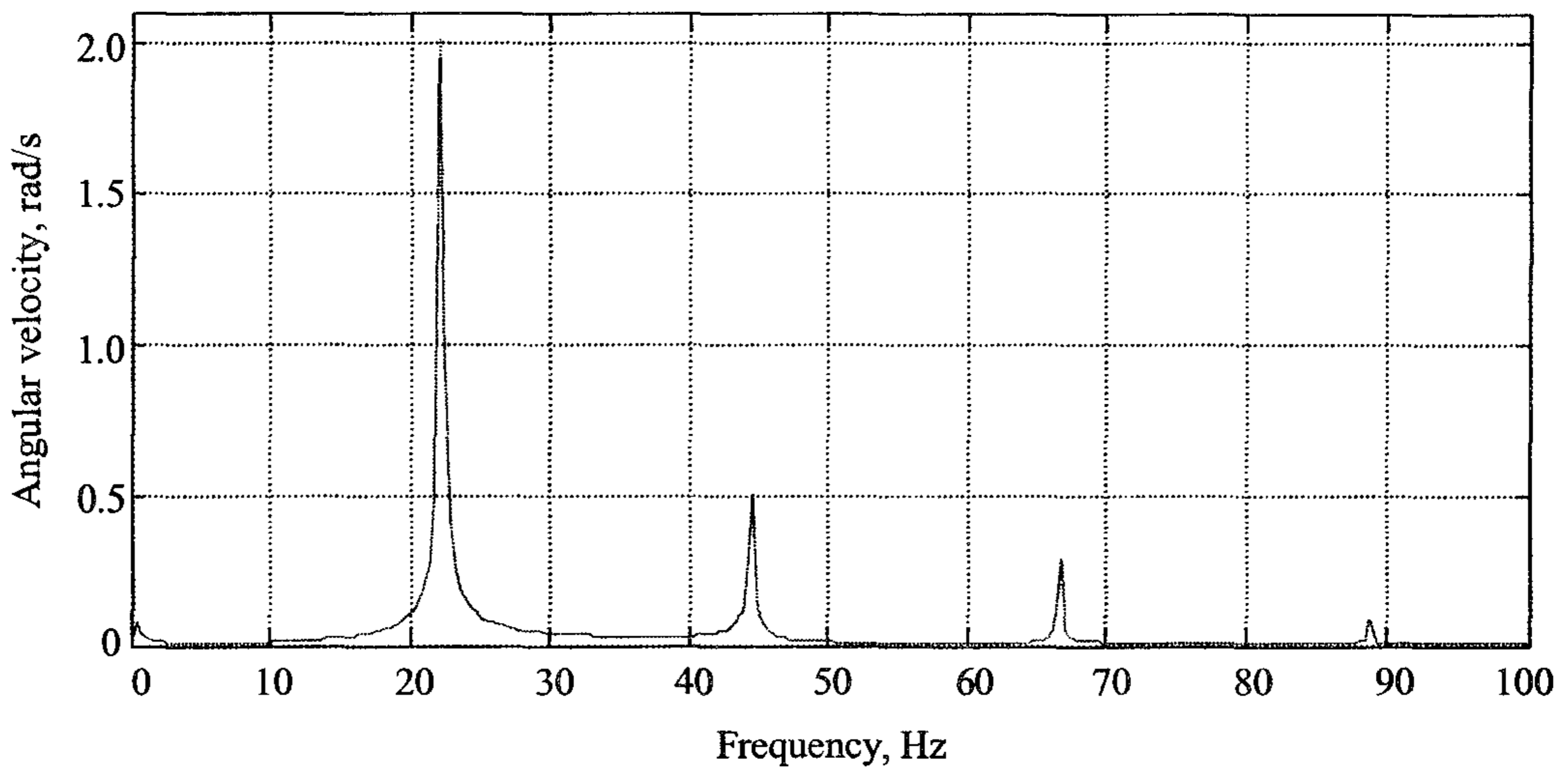


(c) Angular velocity of driven gear 46T

Fig. 5.14 Predicted and measured angular velocities in time domain using PTO driveline with a pre-damper.



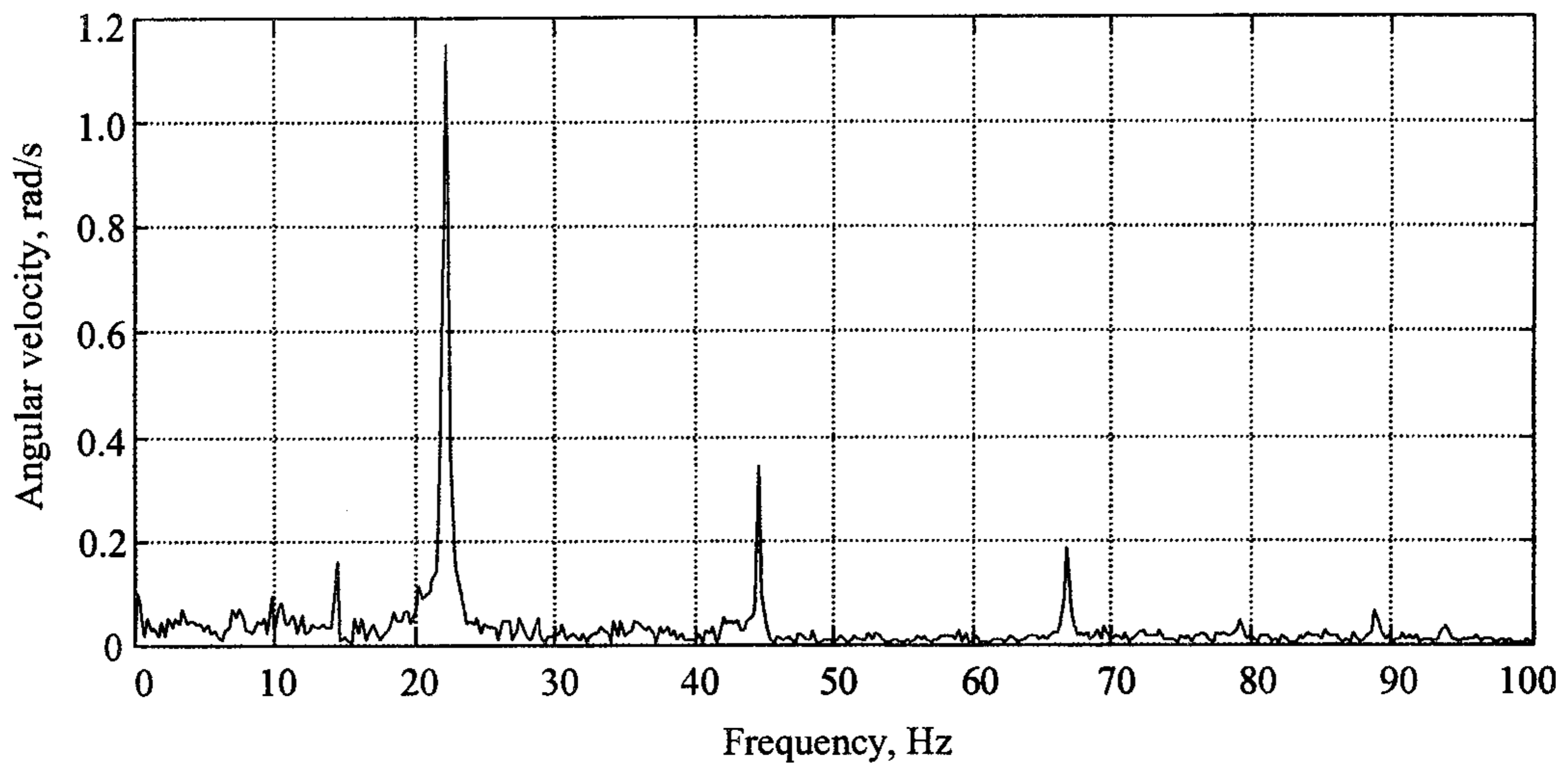
(a) Measured angular velocity of flywheel



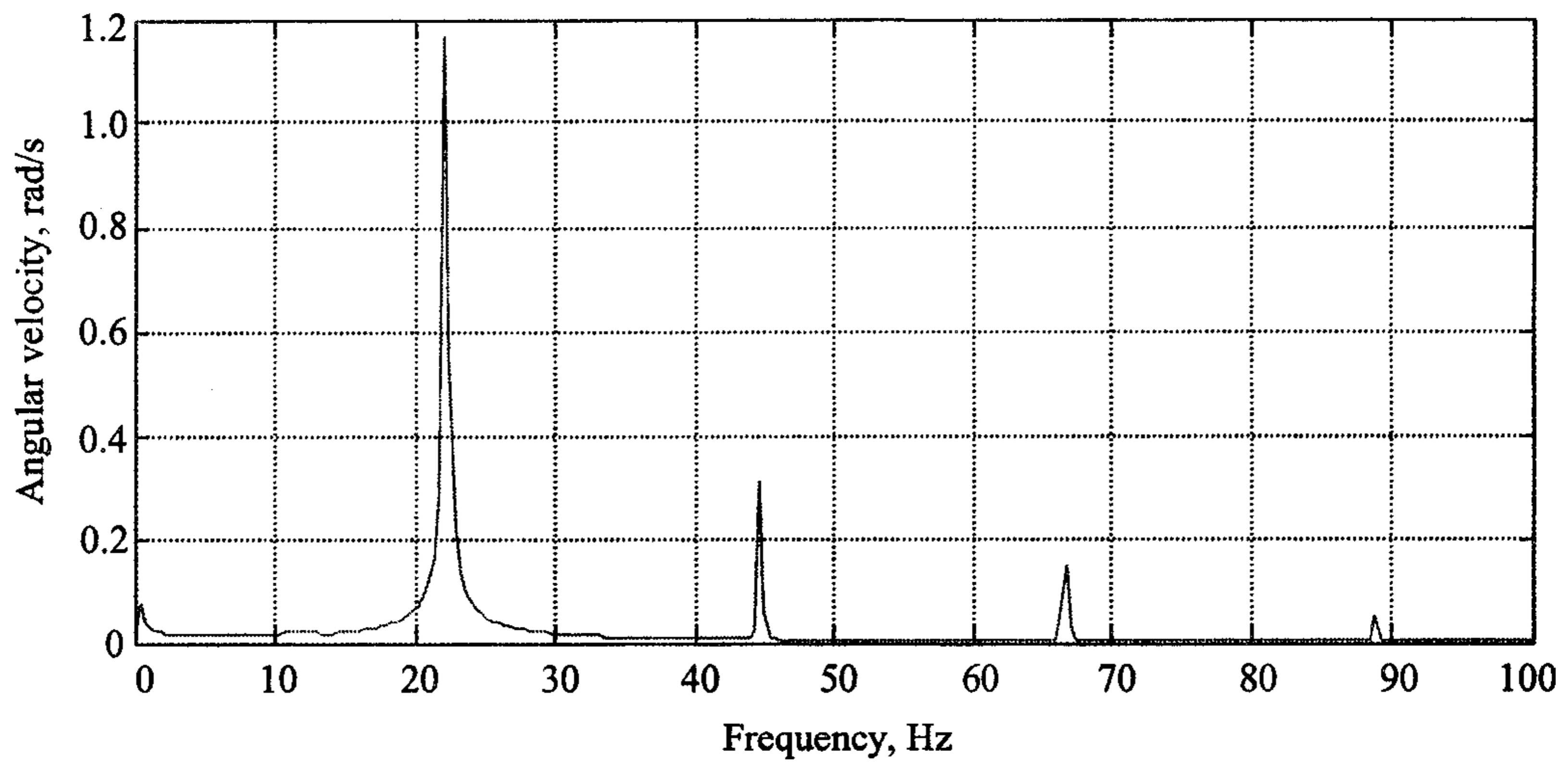
(b) Simulated angular velocity of flywheel

		1.5 order	3.0 order	4.5 order	6.0 order
Angular velocity, rad/s	Measured	1.99	0.59	0.32	0.11
	Simulated	2.00	0.52	0.29	0.09
Difference, rad/s		-0.01	0.07	0.03	0.02

Fig. 5.15 Measured and simulated angular velocities of engine flywheel in frequency domain.



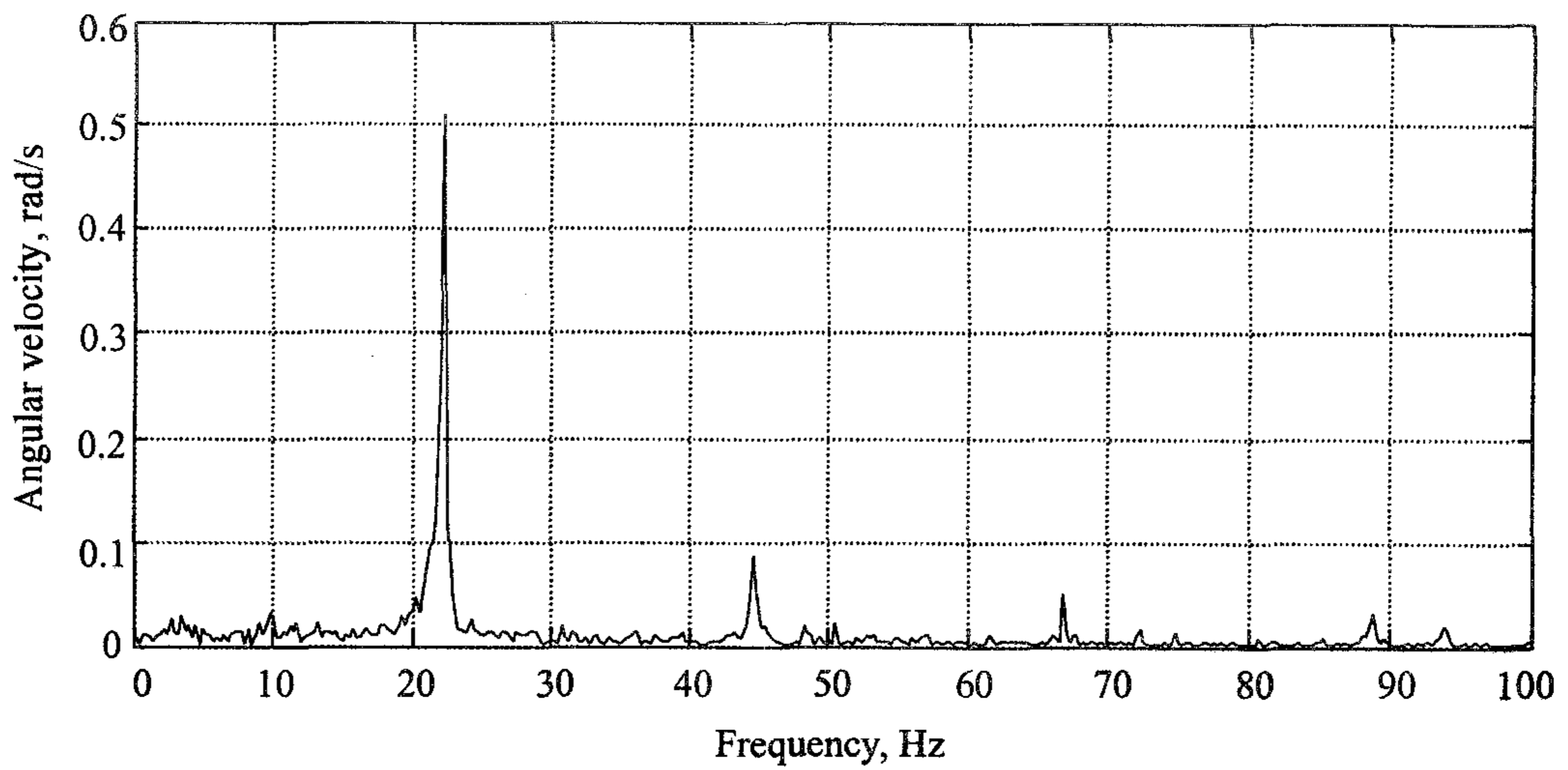
(a) Measured angular velocity of driving gear 14T



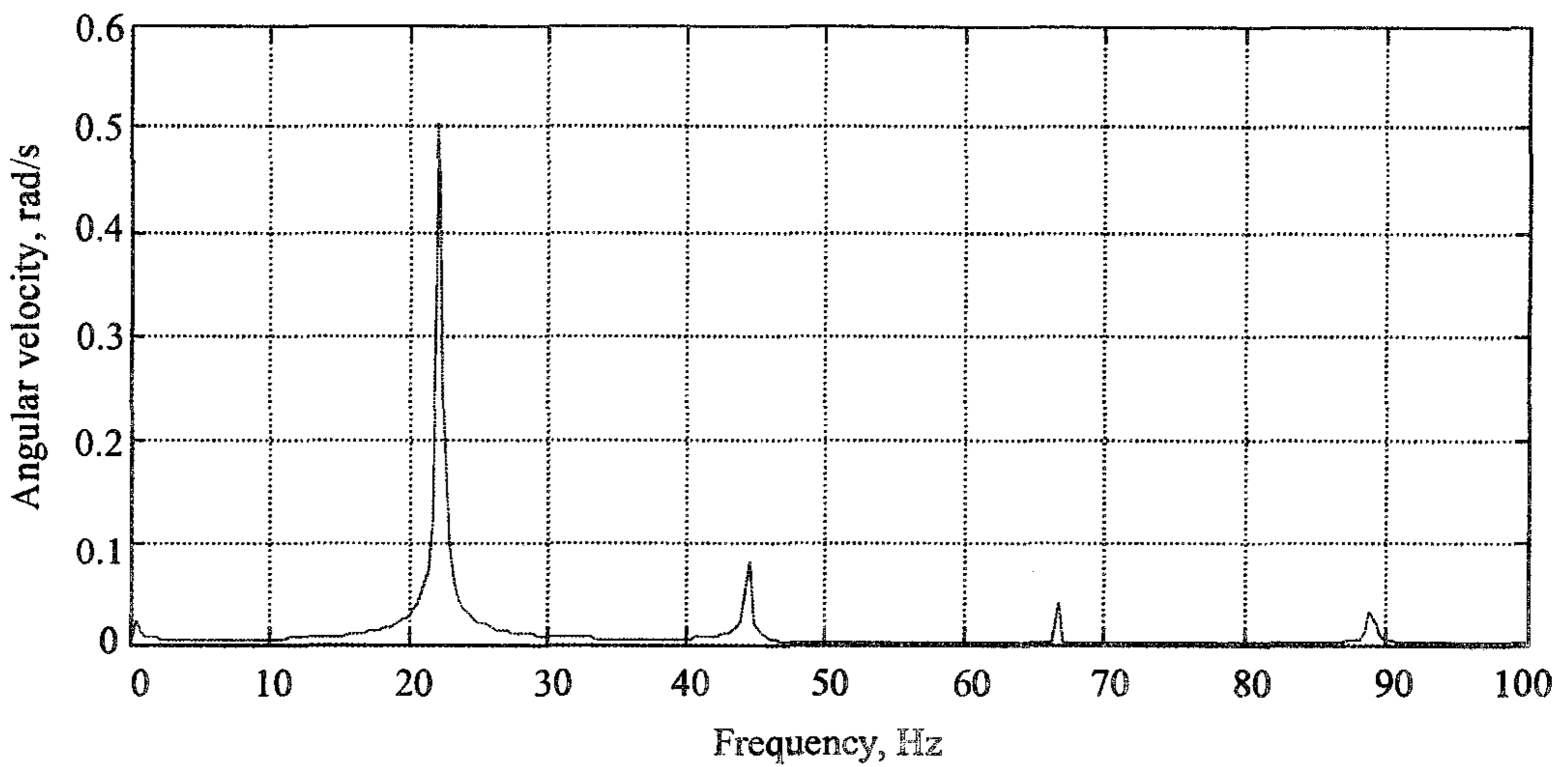
(b) Simulated angular velocity of driving gear 14T

		1.5 order	3.0 order	4.5 order	6.0 order
Angular velocity, rad/s	Measured	1.15	0.34	0.18	0.06
	Simulated	1.16	0.31	0.15	0.05
Difference, rad/s		-0.01	0.03	0.03	0.01

Fig. 5.16 Measured and simulated angular velocities of driving gear 14T in frequency domain.



(a) Measured angular velocity of driven gear 46T



(b) Simulated angular velocity of driven gear 46T

		1.5 order	3.0 order	4.5 order	6.0 order
Angular velocity, rad/s	Measured	0.51	0.09	0.05	0.03
	Simulated	0.50	0.08	0.04	0.03
Difference, rad/s		0.01	0.01	0.01	0.00

Fig. 5.17 Measured and simulated angular velocities of driven gear 46T in frequency domain.

2. 댐퍼를 설치한 PTO 전동 라인의 고유 진동 해석

감쇠 PTO 전동 라인의 모형을 이용하여 댐퍼를 설치한 PTO 전동 라인의 고유 진동수와 모드 형상을 구하였다. 표 5.2는 전동 라인의 고유 진동수를 나타낸 것이고, 그림 5.18은 각각의 고유 진동수에 대한 모드 형상을 나타낸 것이다. 비틀림 강성이 작은 프리 댐퍼로 인하여 10 Hz 이하의 저주파 영역에 1차 고유 진동수(5.75 Hz)가 나타났으며, 2차, 3차, 4차 고유 진동수는 댐퍼가 없을 때의 1차, 2차, 3차 고유 진동수가 각각 이동한 것으로 판단되었다.

그림 5.19는 댐퍼를 설치한 PTO 전동 라인의 주파수 응답 함수(frequency response function, FRF)를 나타낸 것이다. 그림 5.19의 (a), (b), (c), (d)는 각각 플라이휠, 비틀림 댐퍼, PTO 구동축, 커플링을 가진점과 측정점으로 설정하여 구한 주파수 응답 함수이다. 그림 5.19에서와 같이 고유 진동수 5.75 Hz, 238.29 Hz, 767.78 Hz, 1452.70 Hz에서 피크가 나타났다. 또한, 댐퍼를 설치한 전동 라인에서는 엔진의 폭발 주파수(22.25 Hz)와 그의 하모닉 성분(44.50 Hz, 66.75 Hz, 89.00 Hz)에 의한 공진 현상이 발생하지 않는 것으로 나타났다.

Table 5.2 Natural frequencies of PTO driveline with a pre-damper

Mode	Natural frequency, Hz
1	5.75
2	238.29
3	767.78
4	1452.70

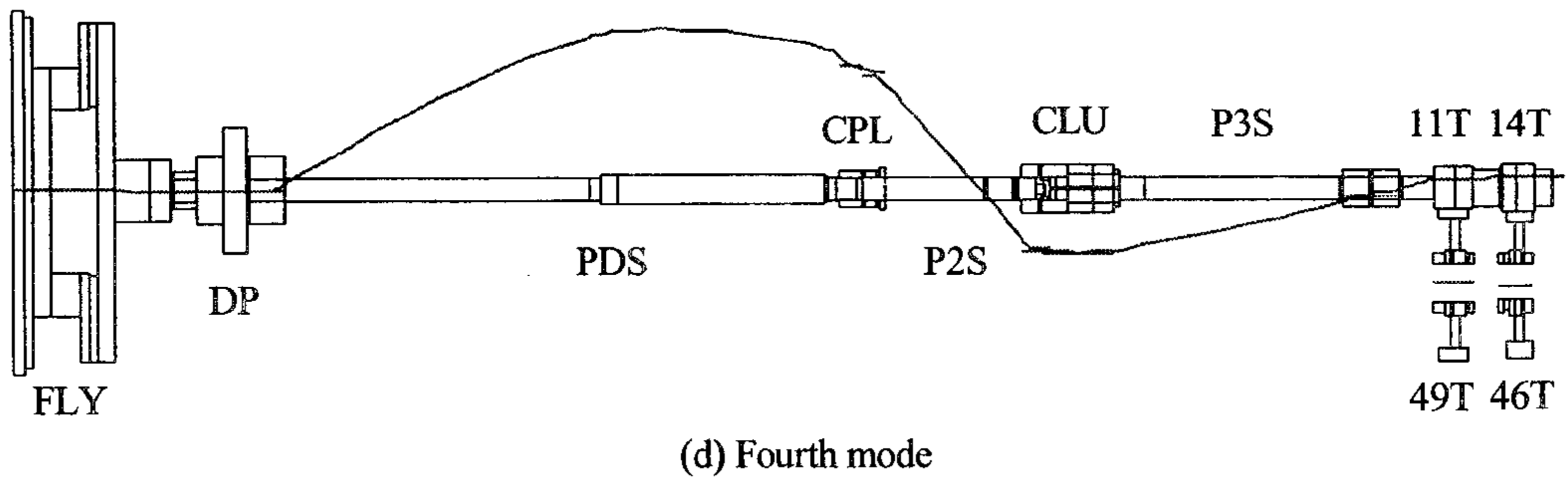
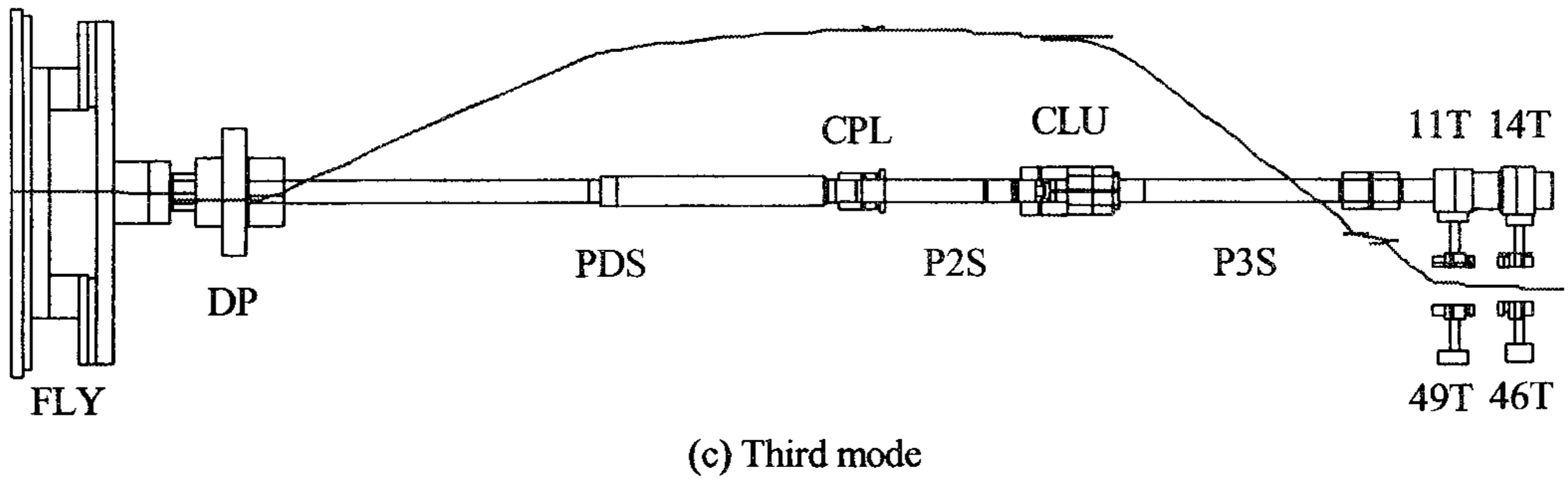
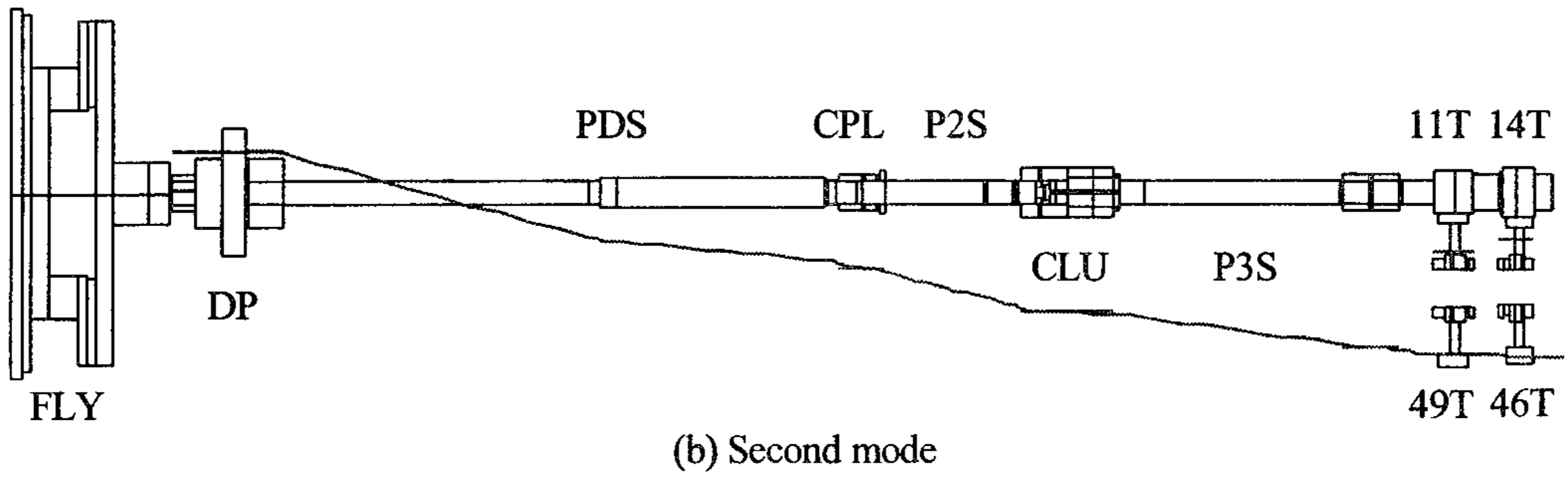
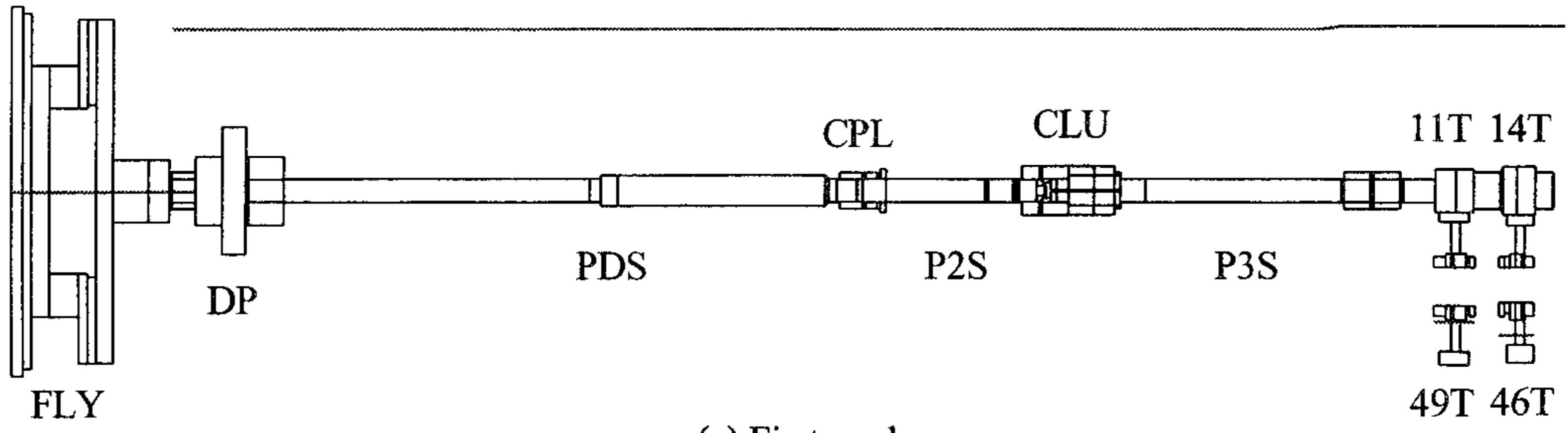


Fig. 5.18 Mode shapes of PTO driveline with a pre-damper.

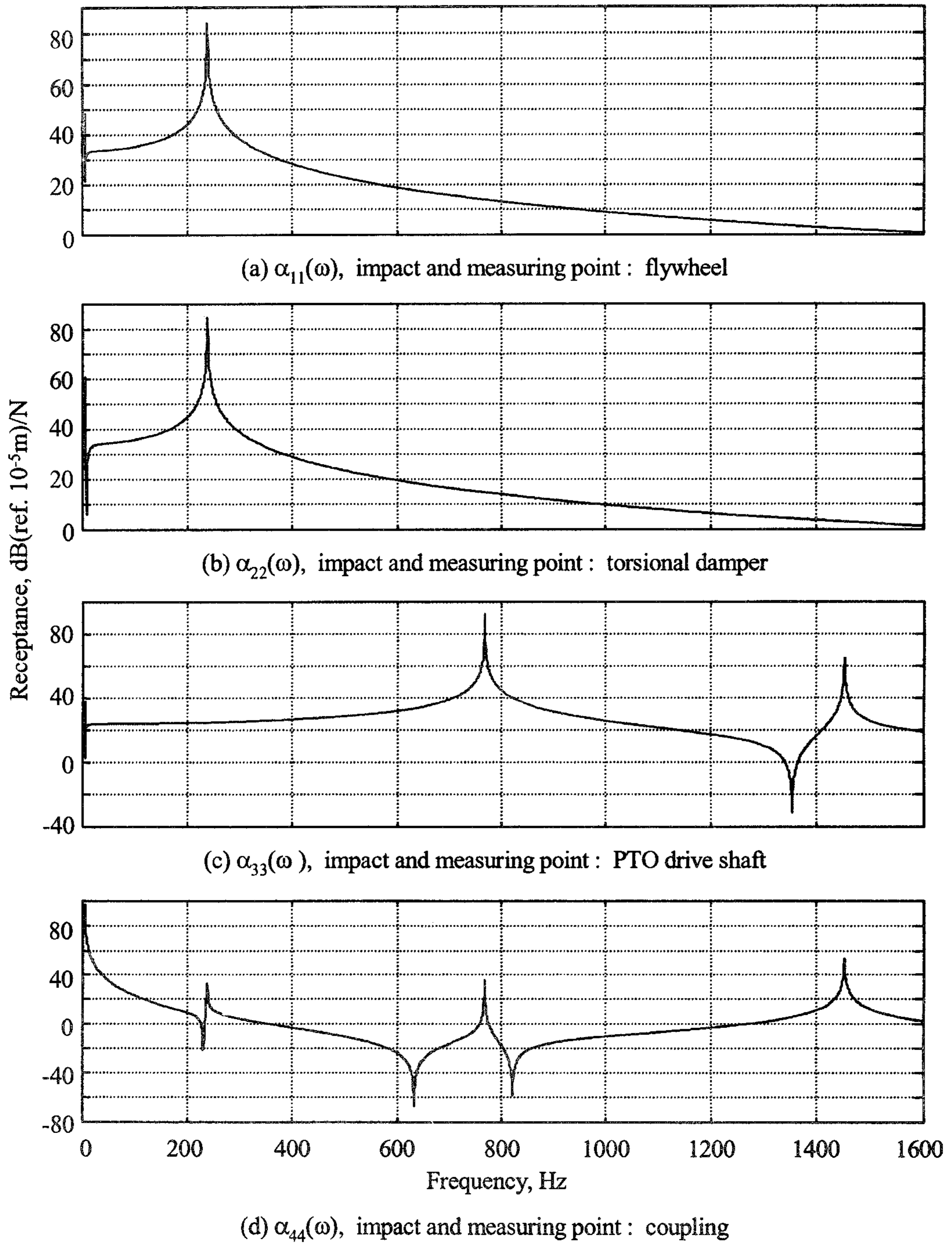
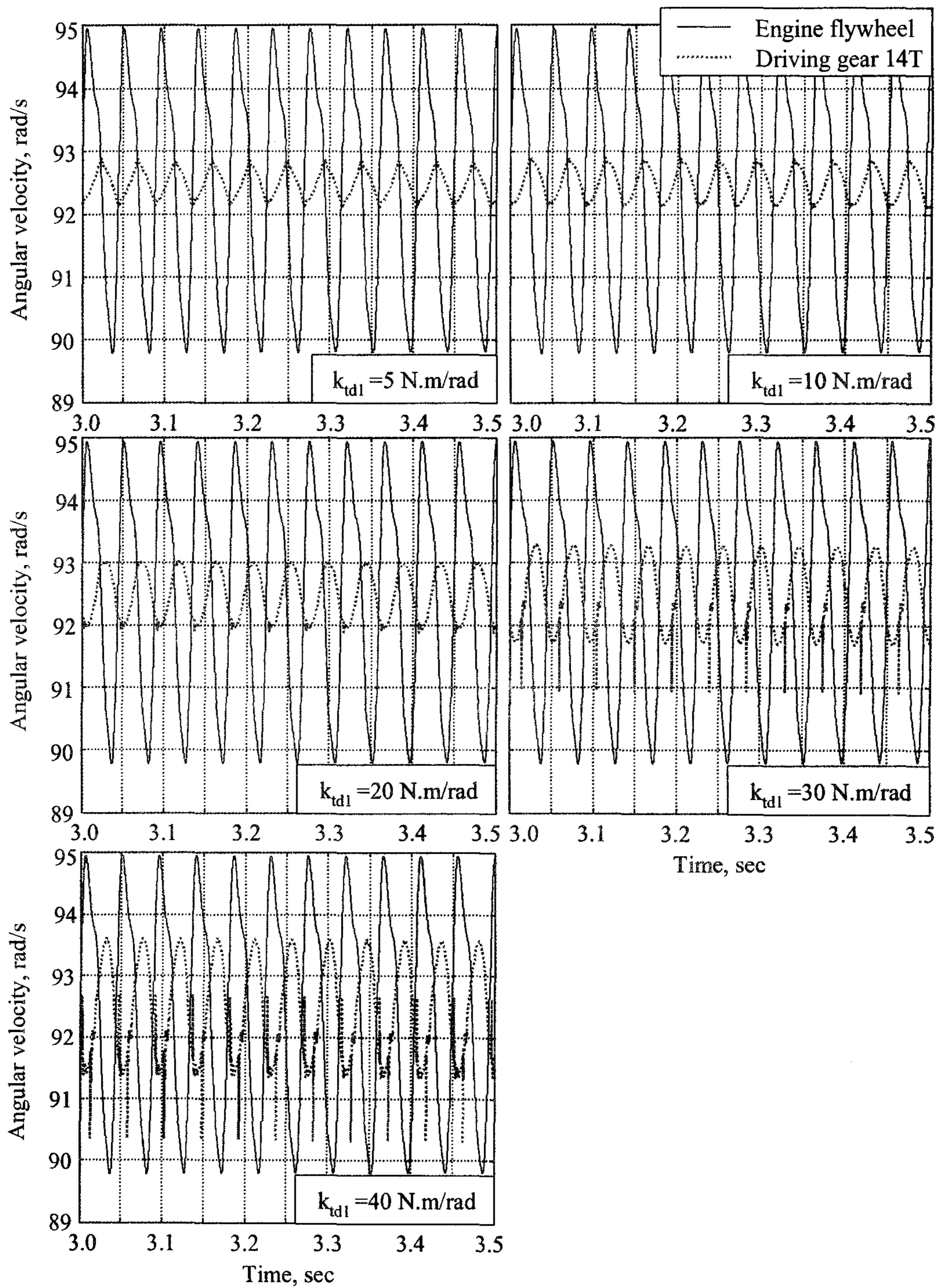


Fig. 5.19 Frequency response function of PTO driveline with a pre-damper.

3. 비틀림 댐퍼의 요인별 영향 분석

비틀림 댐퍼를 이용하여 치타음을 줄이기 위해서는 댐퍼의 설계 변수를 적절한 값으로 설정하여야 한다. 비틀림 댐퍼의 설계 변수는 비틀림 강성과 히스테리시스 토크이다. 즉, 치타음을 줄이기 위해서는 구동 기어의 각속도 변동을 최소화할 수 있는 비틀림 강성과 히스테리시스 토크의 값을 찾아야 한다. 설계 변수의 최적값을 구하기 위하여 클러치 디스크의 작동 범위는 일반적으로 사용되는 $-3^{\circ} \sim 6^{\circ}$ 로 하였다.

그림 5.20은 프리 댐퍼의 히스테리시스 토크를 0.4 N.m로 고정하고 비틀림 강성을 5, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100 N.m/rad로 변화시켰을 때 플라이휠과 구동 기어 14T의 각속도 변동을 나타낸 것이다. 그림 5.20에서와 같이 구동 기어의 각속도는 비틀림 강성에 따라 크기가 변하였으며 비틀림 강성이 작을수록 각속도 변동 폭도 작았다. 비틀림 강성이 60 N.m/rad 이하일 때는 각속도 전달률이 1 이하로서 각속도 변동을 줄이는 데 효과가 있는 것으로 판단되었다. 그러나 비틀림 강성이 70 N.m/rad 이상일 때는 각속도 전달률이 약 5 로서 각속도 변동을 줄이는 데 효과가 없는 것으로 판단되었다. 비틀림 강성이 70 N.m/rad 이상일 때 각속도 전달률이 1 이상인 이유는 그림 5.21에서와 같다. 즉, 그림 5.21에서 22.25 Hz로 표시된 주파수는 엔진의 폭발 주파수로서 각속도 변동에 가장 큰 영향을 미친다. 엔진의 폭발 주파수가 22.25 Hz일 때 비틀림 강성이 60 N.m/rad 이하이면 각속도 전달률은 1보다 작고, 70 N.m/rad 이상이면 1보다 크다. 따라서 비틀림 강성이 70 N.m/rad 이상일 때는 오히려 각속도 변동이 증가하게 된다. 또한 비틀림 강성이 70~100 N.m/rad일 때는 플라이휠과 구동 기어의 각속도 사이에는 $\pi/2$ 만큼의 위상차가 존재한다. 이 위상차로 인하여 플라이휠과 구동 기어의 상대 각변위는 프리 댐퍼의 작동 범위인 $-3^{\circ} \sim 6^{\circ}$ 을 벗어나게 되며 비틀림 강성이 큰 메인 댐퍼의 작동 범위로 진입하여 각속도 변동은 더욱 증가된다. 즉, 상대 각변위가 강성이 작은 프리 댐퍼 영역과 강성이 큰 메인 댐퍼 영역을 교대로 초과하여 구동 기어의 각속도 변동 폭이 더욱 증가된다. 그림 5.22는 댐퍼의 비틀림 강성에 따라 각속도 전달률을 변동 폭(peak-to-peak)의 크기비와 1.5차 조화 성분의 크기비로 나타낸 것이다. 그림 5.22(a)의 비틀림 강성



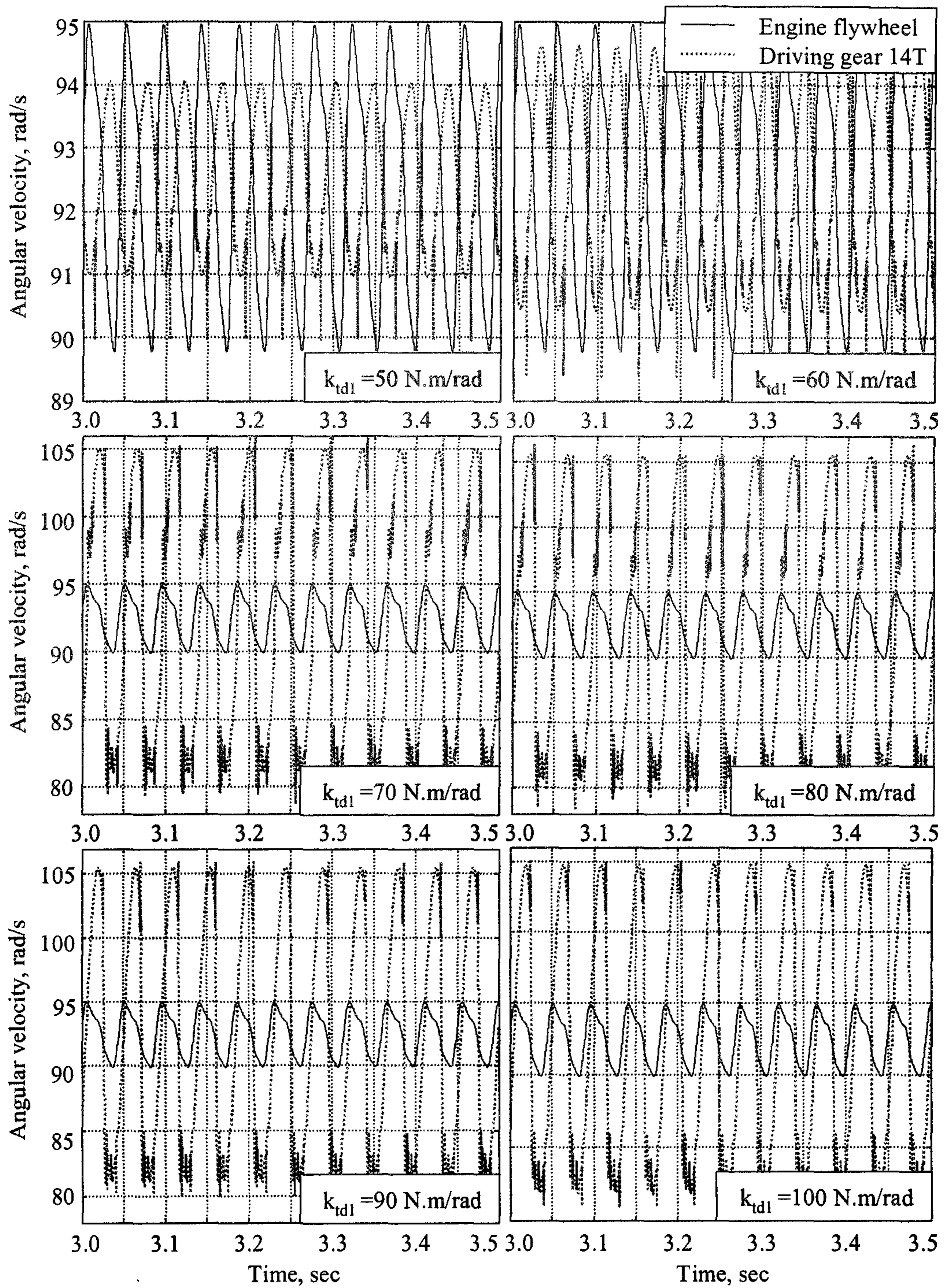


Fig. 5.20 Variation of angular velocities of flywheel and driving gear 14T by torsional stiffness of damper.

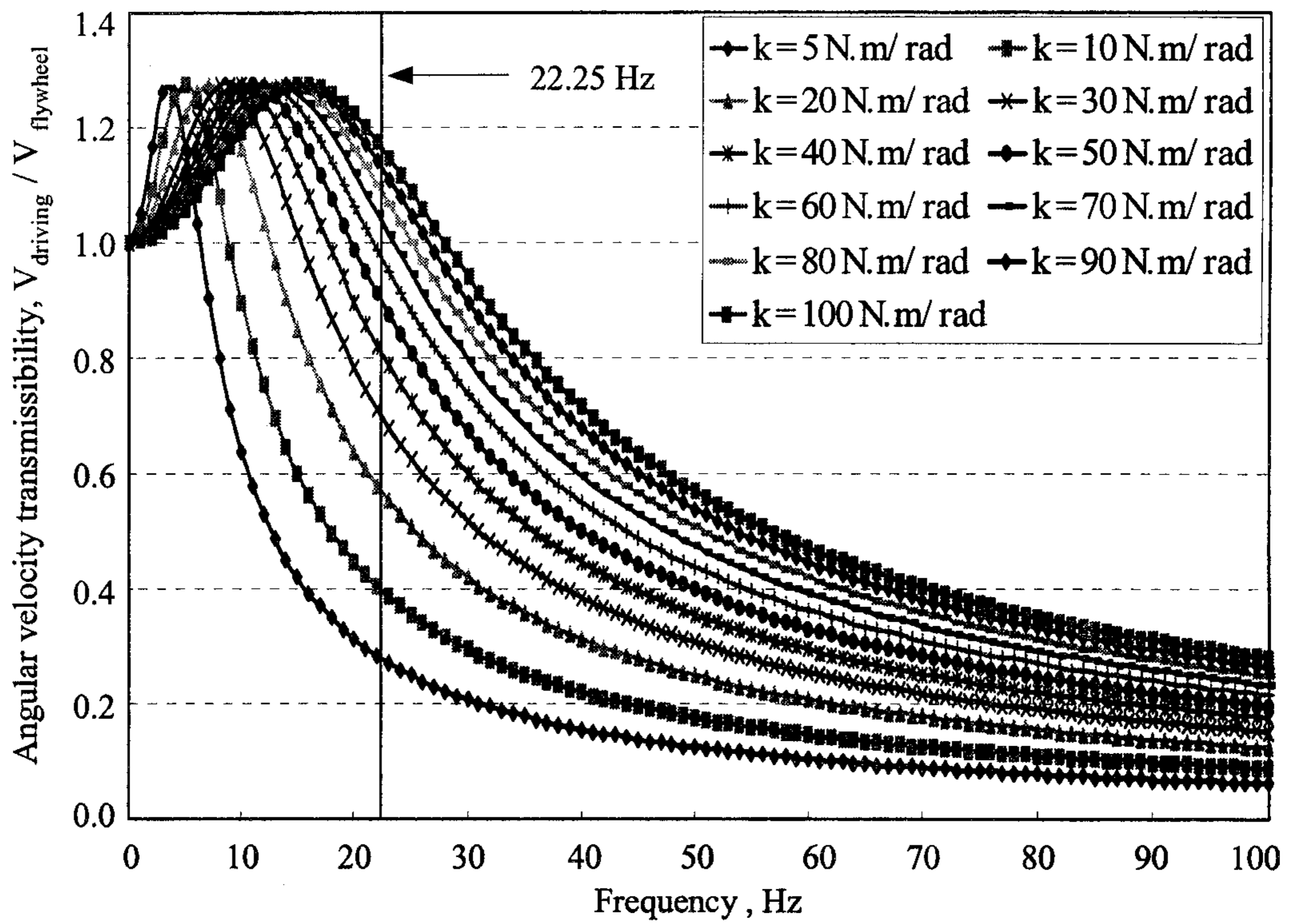
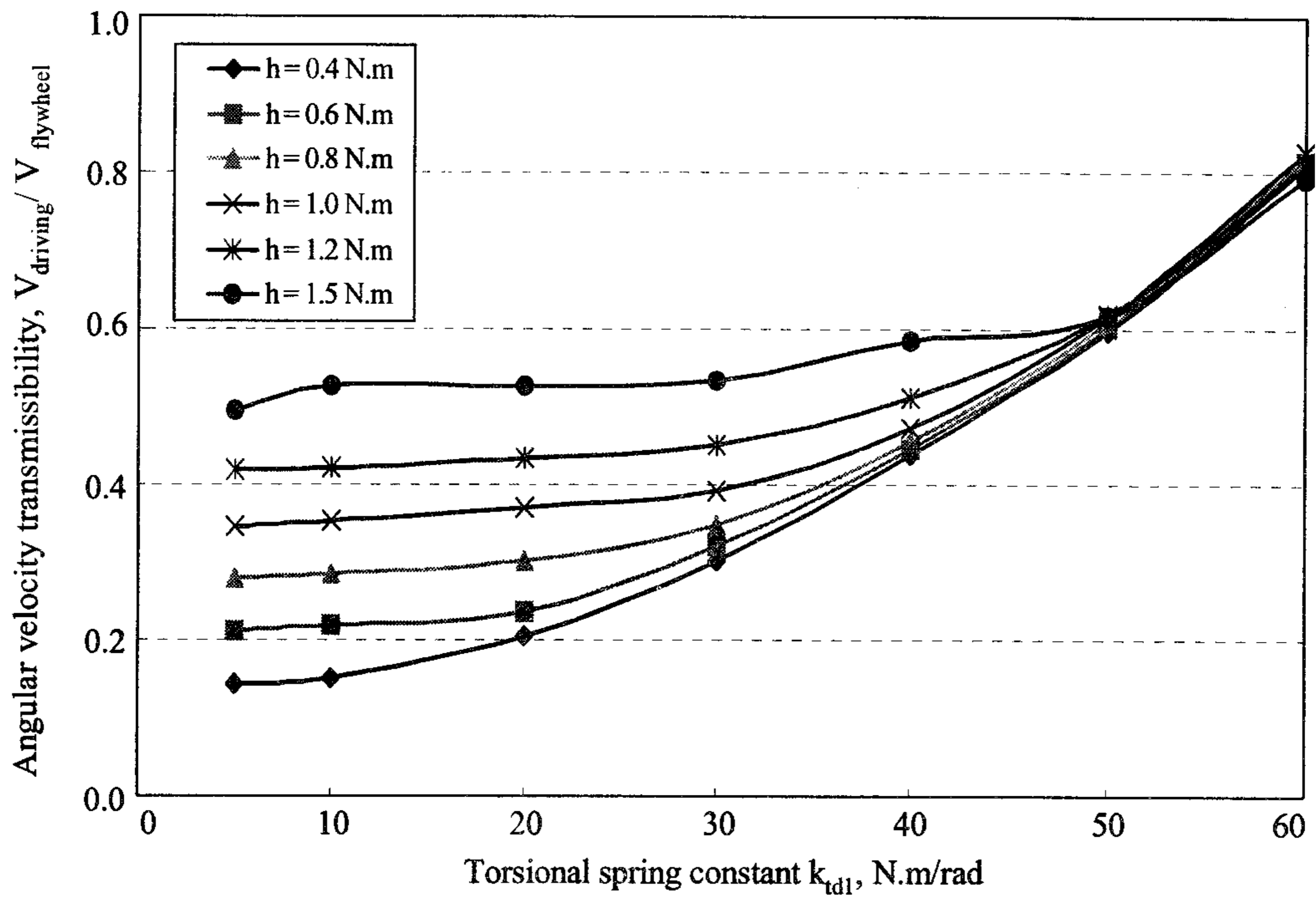
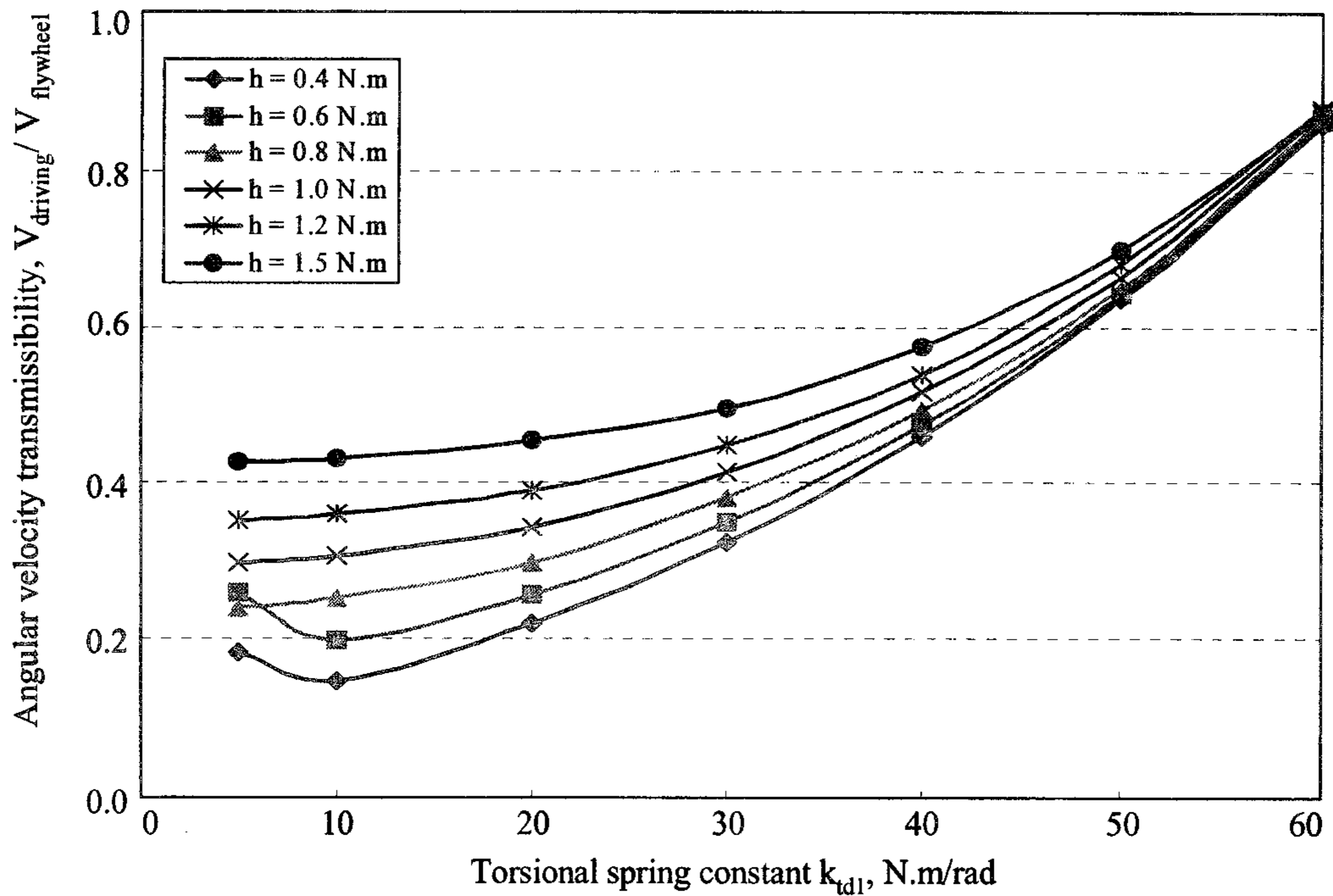


Fig. 5.21 Angular velocity transmissibility by torsional stiffness of damper.



(a) Peak to peak ratio



(b) 1.5 order ratio

Fig. 5.22 Effect on angular velocity transmissibility of torsional stiffness of damper.

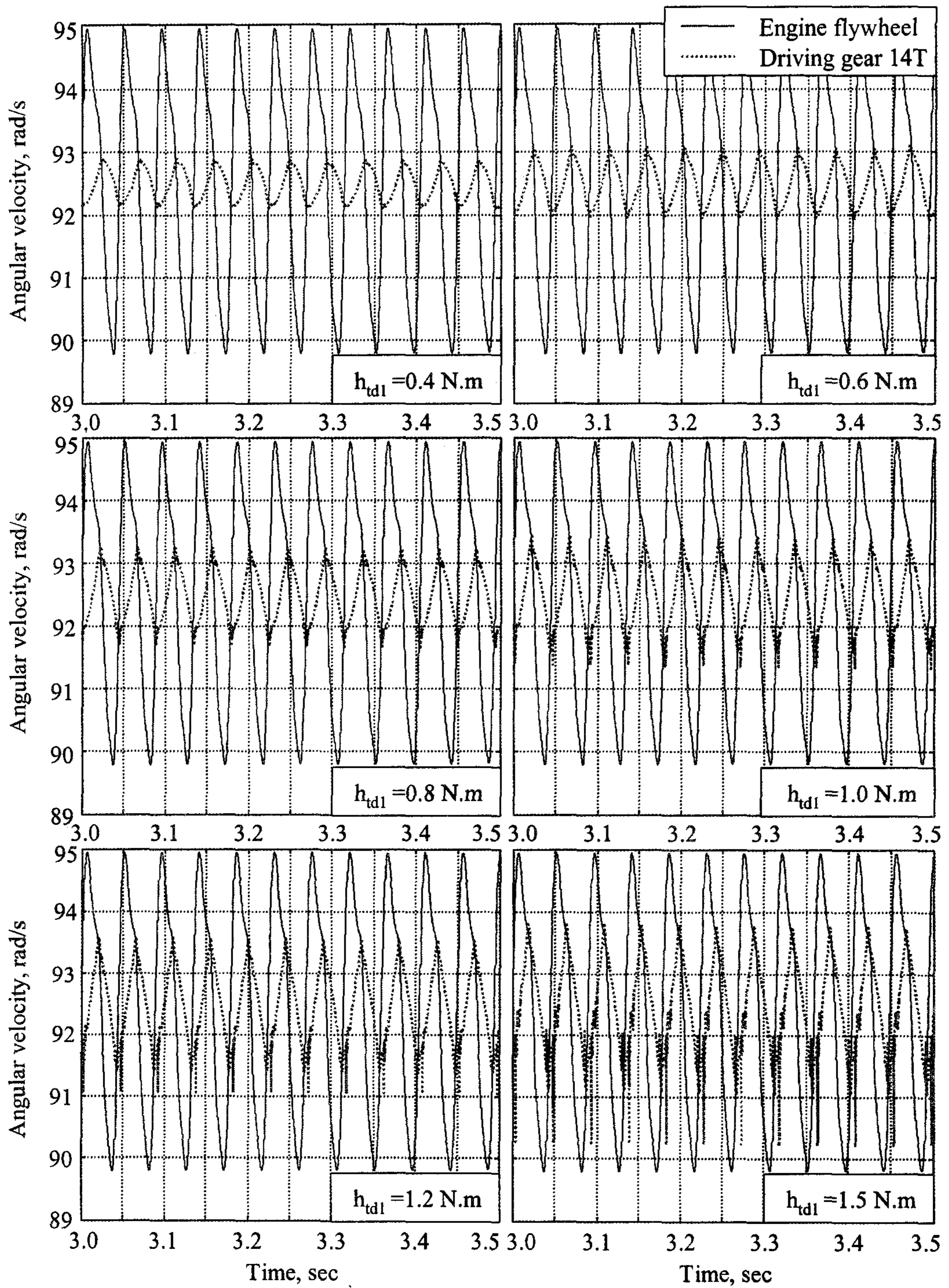


Fig. 5.23 Variation of angular velocities of flywheel and driving gear 14T by hysteresis torque of damper.

과 각속도 전달률의 관계에서와 같이 모든 히스테리시스 토크에서 전달률은 강성이 증가할수록 증가하였다. 그러나 그림 5.22(b)에서와 같이 히스테리시스 토크가 0.4 N.m와 0.6 N.m일 때는 강성이 증가할수록 전달률이 감소하였다가 다시 증가하였다. 히스테리시스 토크의 범위가 0.8~1.5 N.m일 때의 각속도 전달률은 비틀림 강성이 증가할수록 증가하였으며, 히스테리시스 토크가 증가하면 각속도 전달률도 증가하였다.

그림 5.23은 프리 댐퍼의 비틀림 강성을 10 N.m/rad로 고정하고 히스테리시스 토크를 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.5 N.m로 변화시켰을 때 플라이휠과 PTO 구동 기어 14T의 각속도 변동을 나타낸 것이다. 그림 5.23에서와 같이 구동 기어의 각속도는 히스테리시스 토크에 따라 크기가 변하였으며 히스테리시스 토크가 작을수록 각속도 변동 폭이 작았다. 프리 댐퍼의 비틀림 강성이 60 N.m/rad이고 히스테리시스 토크가 0.4~1.5 N.m일 때는 각속도 전달률이 1 이하이었으며 구동 기어에서 각속도 변동의 감소 효과가 나타났다. 그림 5.24는 댐퍼의 히스테리시스 토크에 따라 각속도 전달률을 1.5차 조화 성분의 크기비로 나타낸 것이다. 그림 5.24의 히스테리시스 토크와 전달률의 관계에서와 같이 비틀림 강성이 작은 경우에는 히스테리시스 토크가 증가함에 따라 전달률도 증가하였으나 비틀림 강성이 큰 경우에는 히스테리시스 토크에 관계없이 전달률은 일정하였다.

이상의 시뮬레이션 결과를 이용하여 비틀림 댐퍼의 최적 설계 변수의 값을 구하였다. 그림 5.22와 5.24에서와 같이 플라이휠에서 PTO 변속부의 구동 기어로 전달되는 각속도 변동을 최소화하는 비틀림 강성과 히스테리시스 토크는 각각 10 N.m/rad, 0.4 N.m이었다. 비틀림 강성이 10 N.m/rad이고 히스테리시스 토크가 0.4 N.m일 때 각속도 전달률은 0.16이었으며, 이 전달률은 치타음을 줄이는데 충분한 것으로 판단되었다.

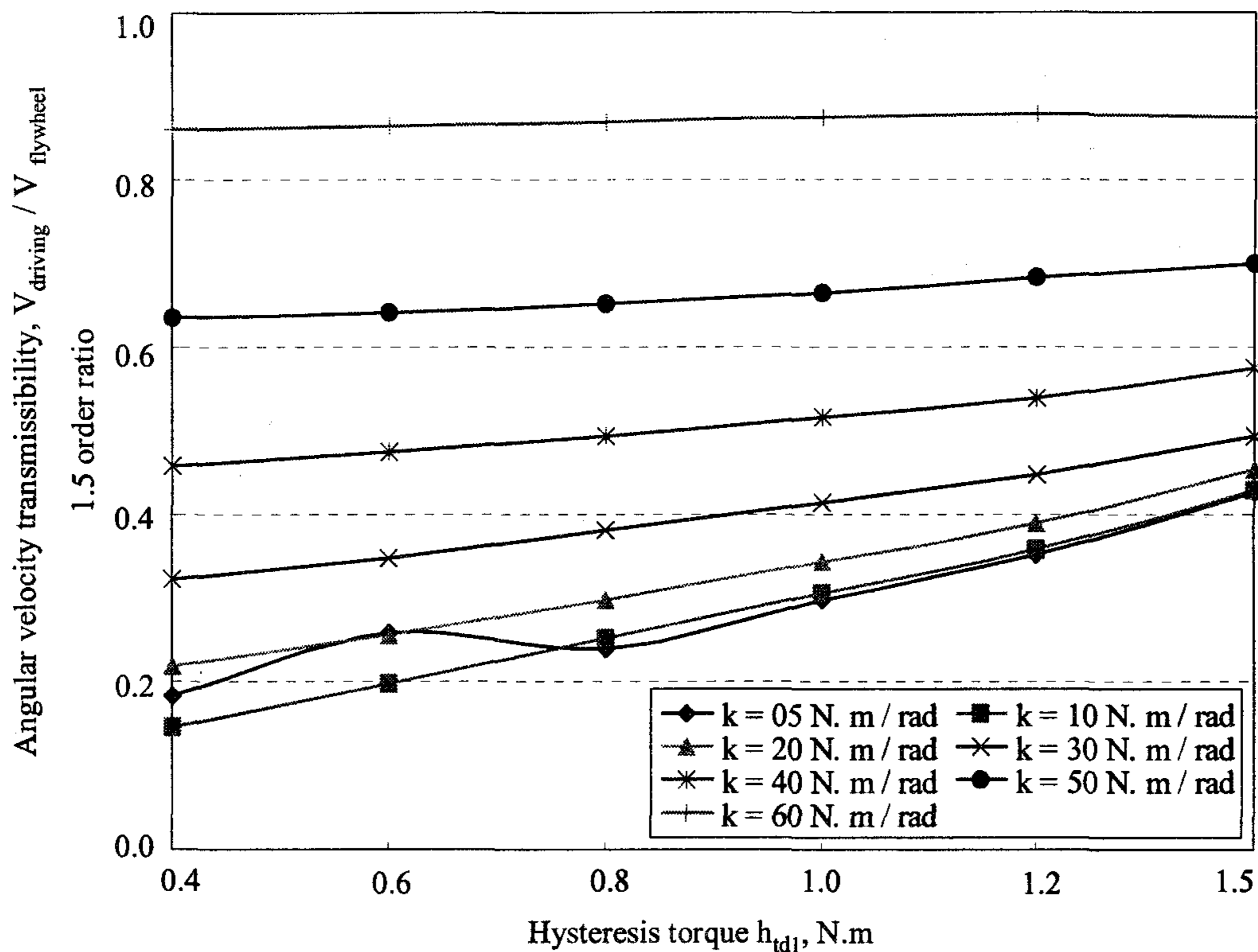
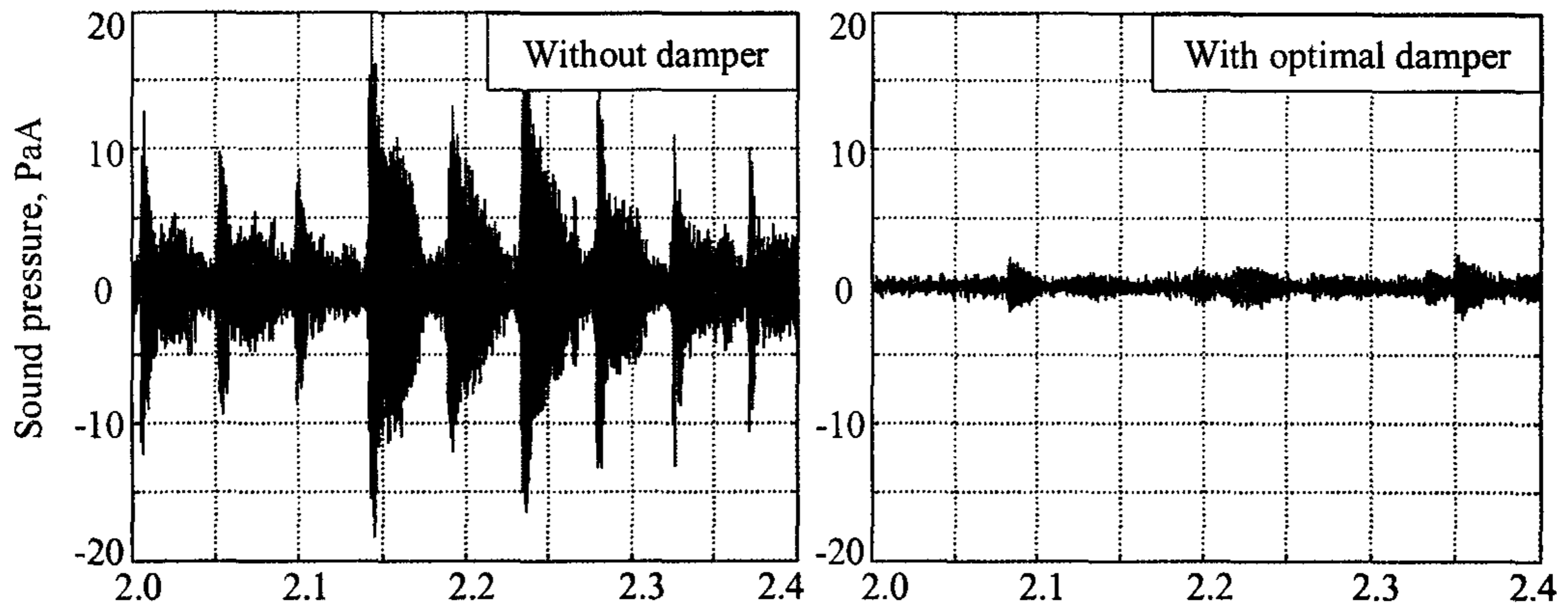


Fig. 5.24 Effect on angular velocity transmissibility of hysteresis torque of damper.

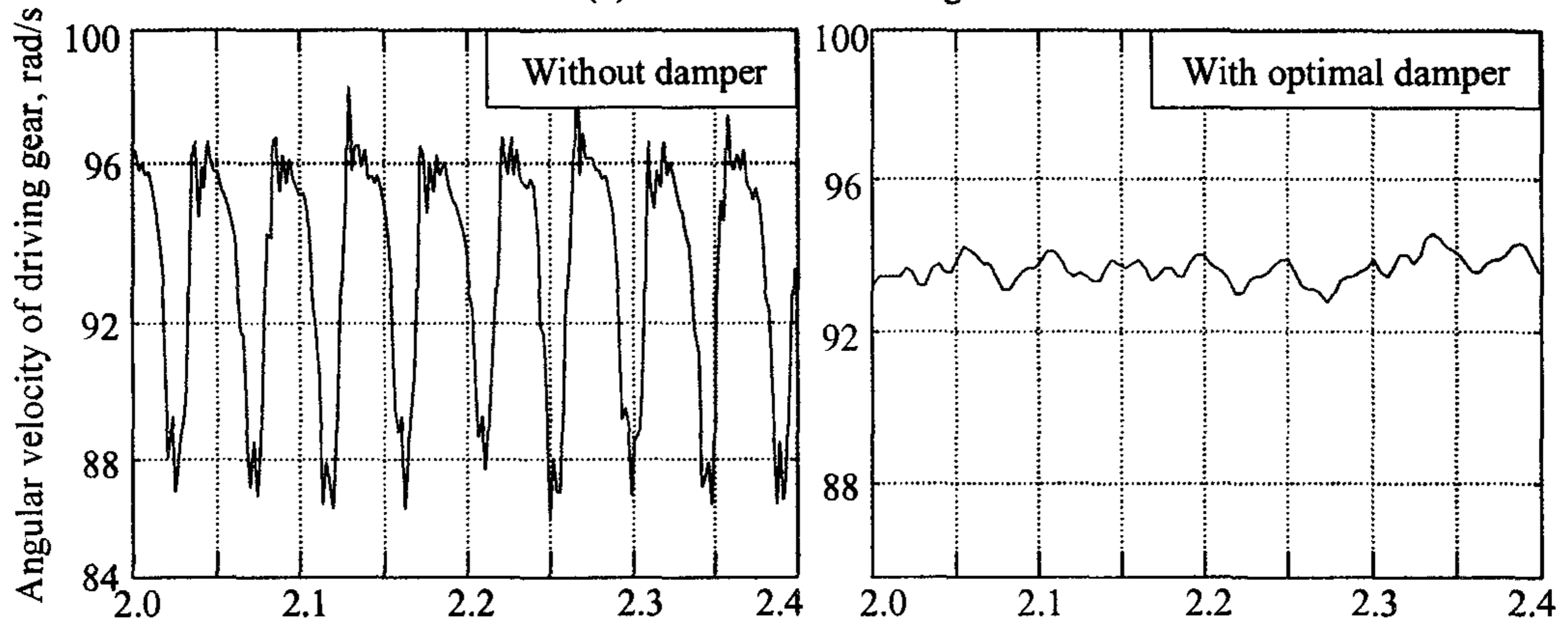
제5절 비틀림 댐퍼의 적용

최적화한 비틀림 댐퍼를 실험용 PTO 전동 라인에 설치하고 플라이휠과 구동 기어 14T의 각속도와 PTO 변속부의 치타음을 측정하였다. 최적화한 비틀림 댐퍼의 강성과 히스테리시스 토크는 각각 10 N.m/rad, 0.4 N.m이다.

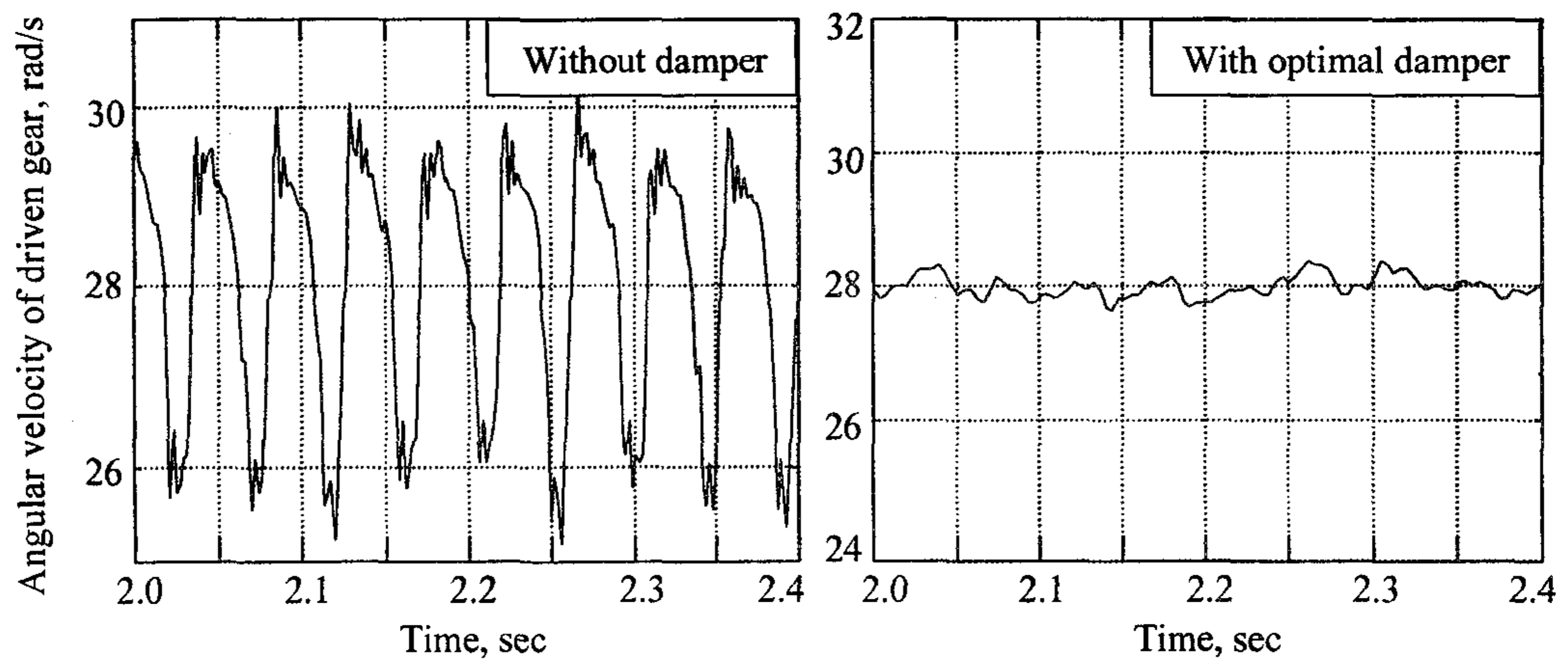
그림 5.25와 5.26은 각각 댐퍼의 유무에 따라 치타음과, 플라이휠 및 구동 기어의 각속도를 시간 영역과 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 그림 5.25(a)에서와 같이 최적의 비틀림 댐퍼를 설치한 경우, 치타음의 원인이 되는 대부분의 피크가 작아졌다. 주파수 영역에서도 그림 5.26(a)에서와 같이 치타음을 구성하는 3.6, 7.1, 7.8 kHz의 주파수 성분이 많이 감소하였다. 댐퍼가 없을 때 전동 라인의 치타음 수준은 105 dBA이었으며 댐퍼를 설치한 경우에는 90 dBA로서 15 dBA가



(a) Rattle noise at PTO gear box

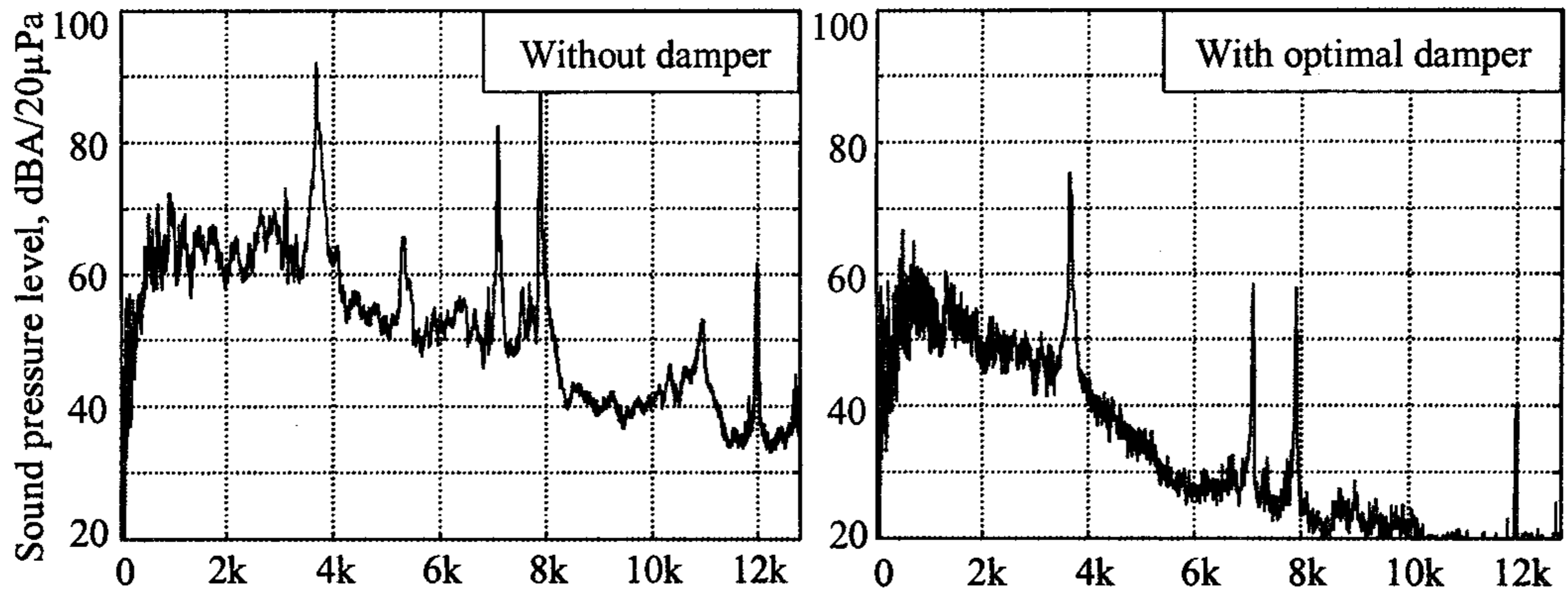


(b) Angular velocity of driving gear 14T

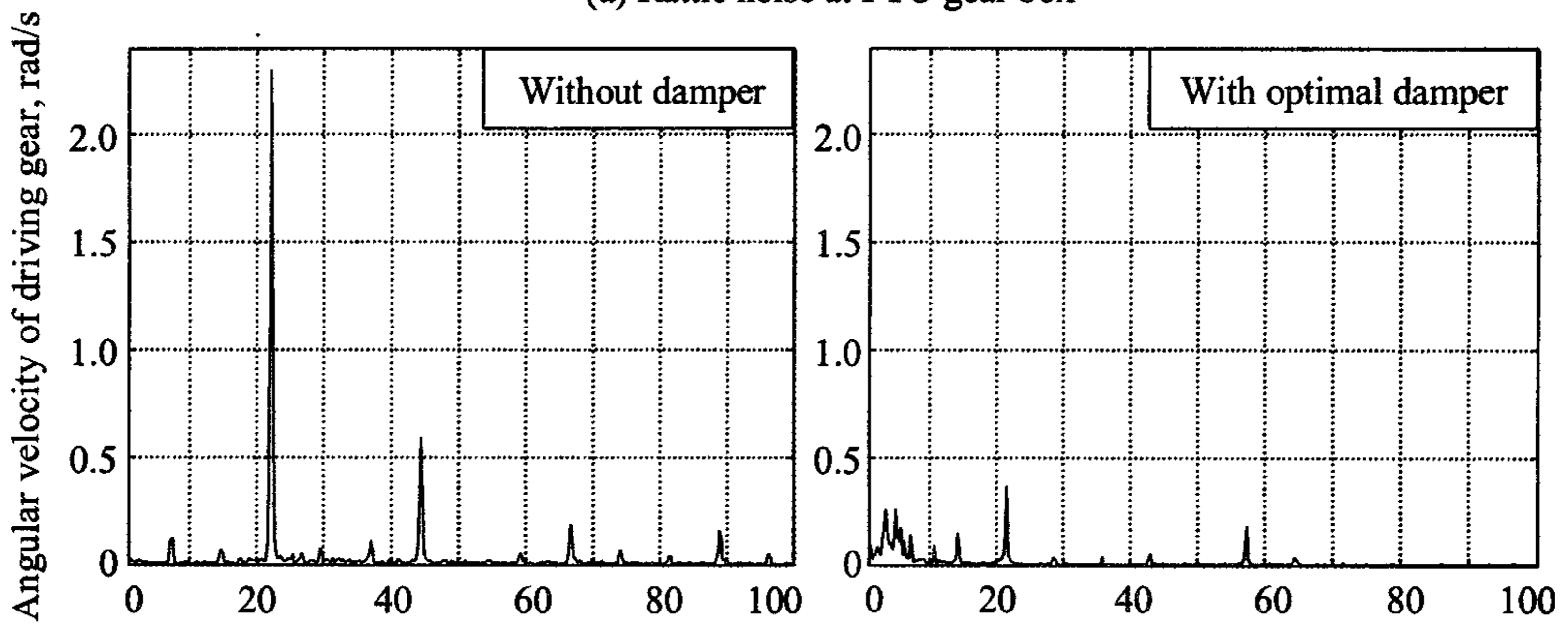


(c) Angular velocity of driven gear 46T

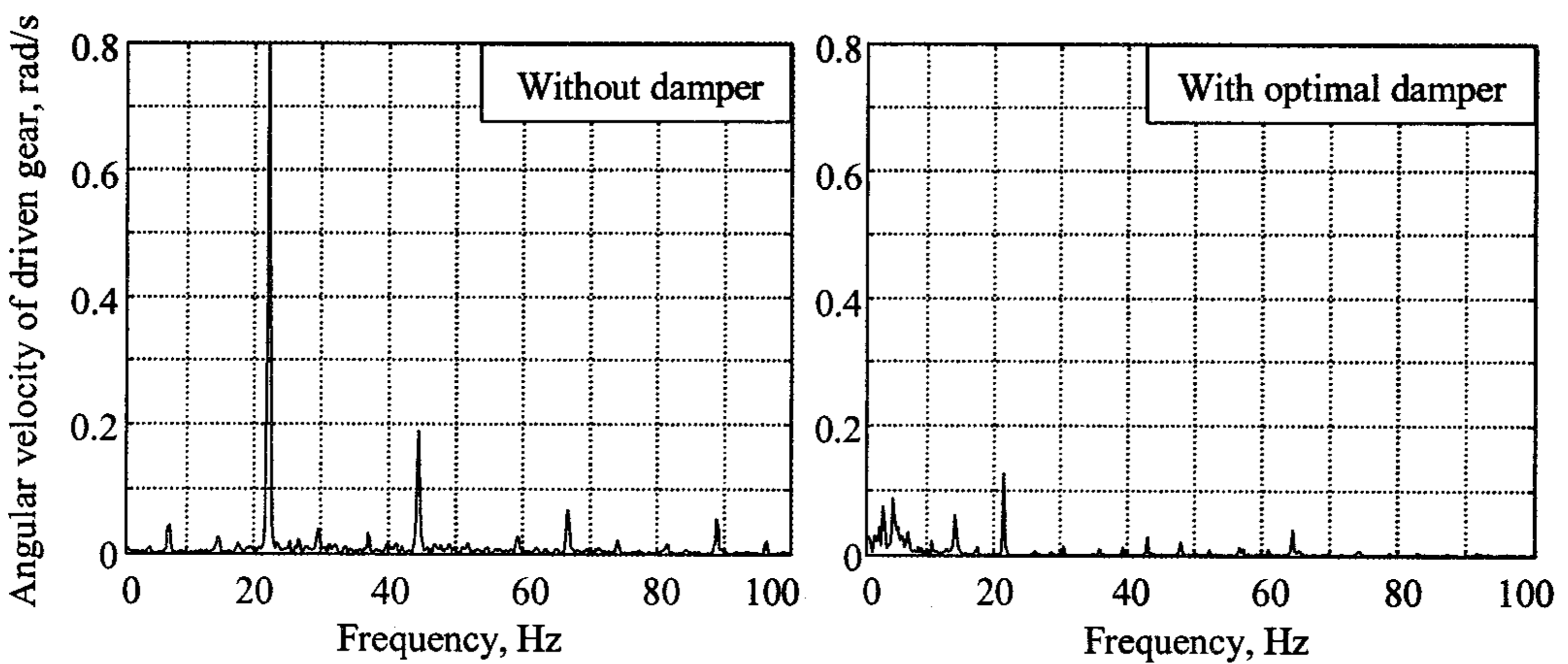
Fig. 5.25 Rattle noise and angular velocities in time domain with and without torsional damper.



(a) Rattle noise at PTO gear box



(b) Angular velocity of driving gear 14T



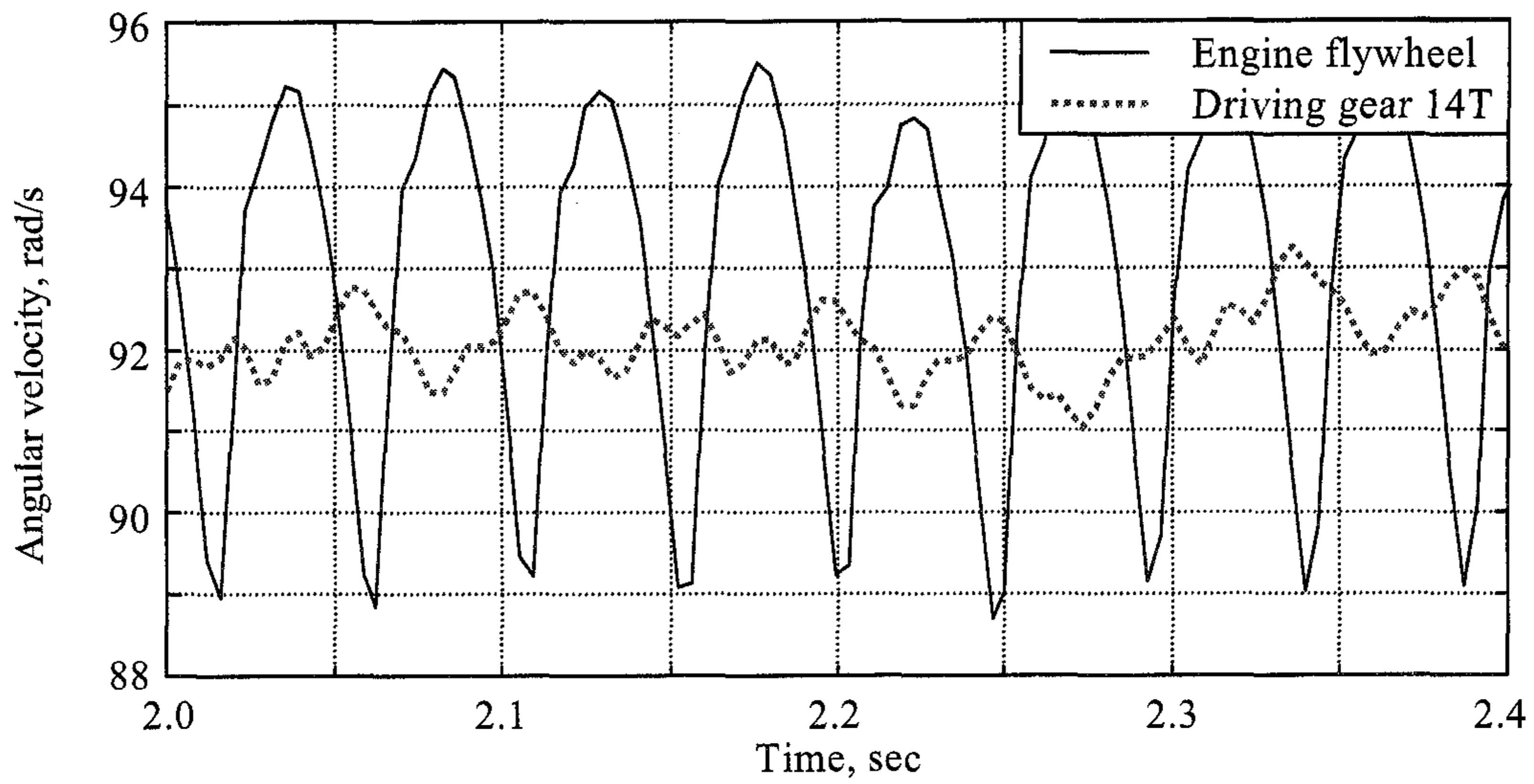
(c) Angular velocity of driven gear 46T

Fig. 5.26 Rattle noise and angular velocities in frequency domain with and without torsional damper.

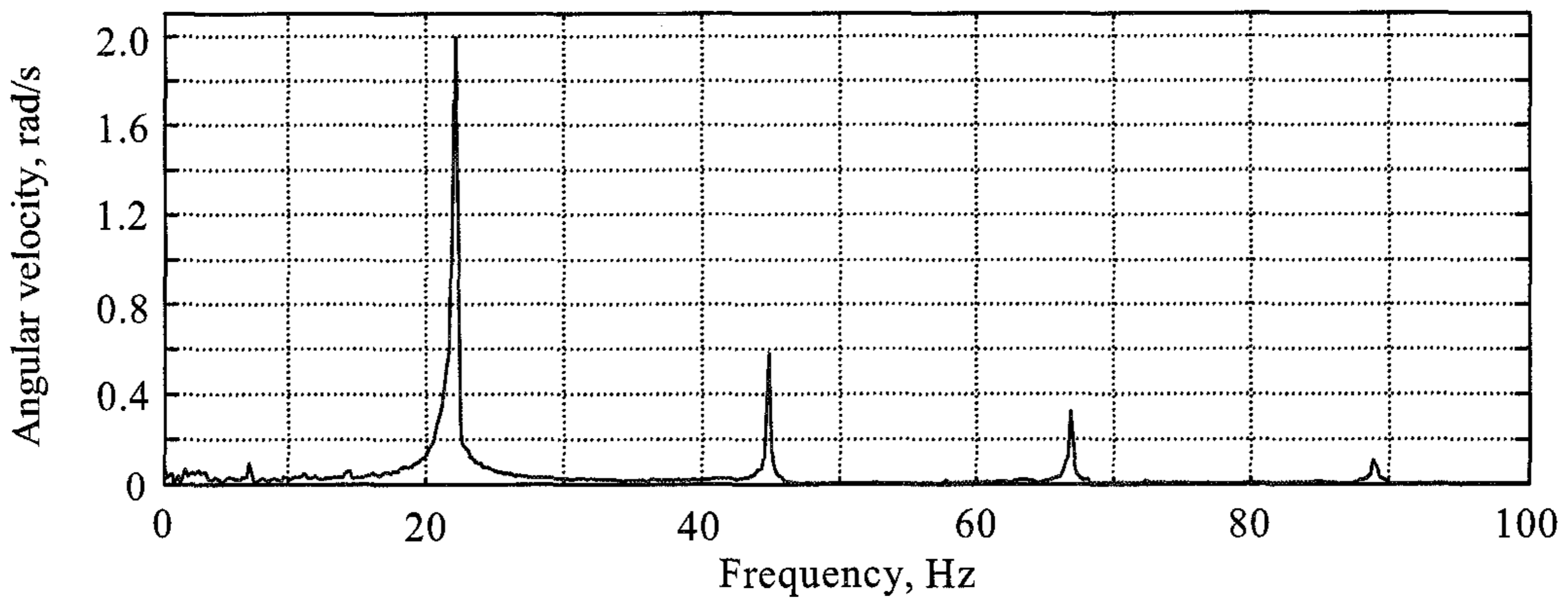
감소하였다. 또한 그림 5.25(b)와 (c), 5.26(b)와 (c)에서와 같이 비틀림 댐퍼에 의하여 구동 기어와 피동 기어의 각속도 변동은 대부분 사라진 것으로 나타났다. 각속도 변동에 가장 큰 영향을 미치는 1.5차 조화 성분도 댐퍼 설치 전에는 구동 기어에서 2.28 rad/s이었고 피동 기어에서 0.79 rad/s이었으나 댐퍼 설치 후에는 각각 0.37 rad/s, 0.12 rad/s로서 83.8%와 84.8 %의 감소율을 나타내었다. 즉, 최적화된 비틀림 댐퍼는 PTO 전동 라인의 치타음 감소에 큰 효과가 있는 것으로 나타났다.

그림 5.27은 비틀림 댐퍼를 설치하였을 때 플라이휠과 구동 기어의 각속도를 시간 영역과 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 시간 영역에서 플라이휠과 구동 기어의 각속도 변동 폭은 각각 6.0, 1.0 rad/s로서 전달률은 0.17이었다. 주파수 영역에서는 플라이휠과 구동 기어의 1.5차 각속도 조화 성분은 각각 2.0, 0.38 rad/s로서 전달률은 0.19이었다. 이러한 전달률은 그림 5.22에서와 같이 비틀림 댐퍼의 비틀림 강성이 10 N.m/rad이고 히스테리시스 토크가 0.4 N.m일 때의 각속도 전달률 0.16과 유사한 수준이었다.

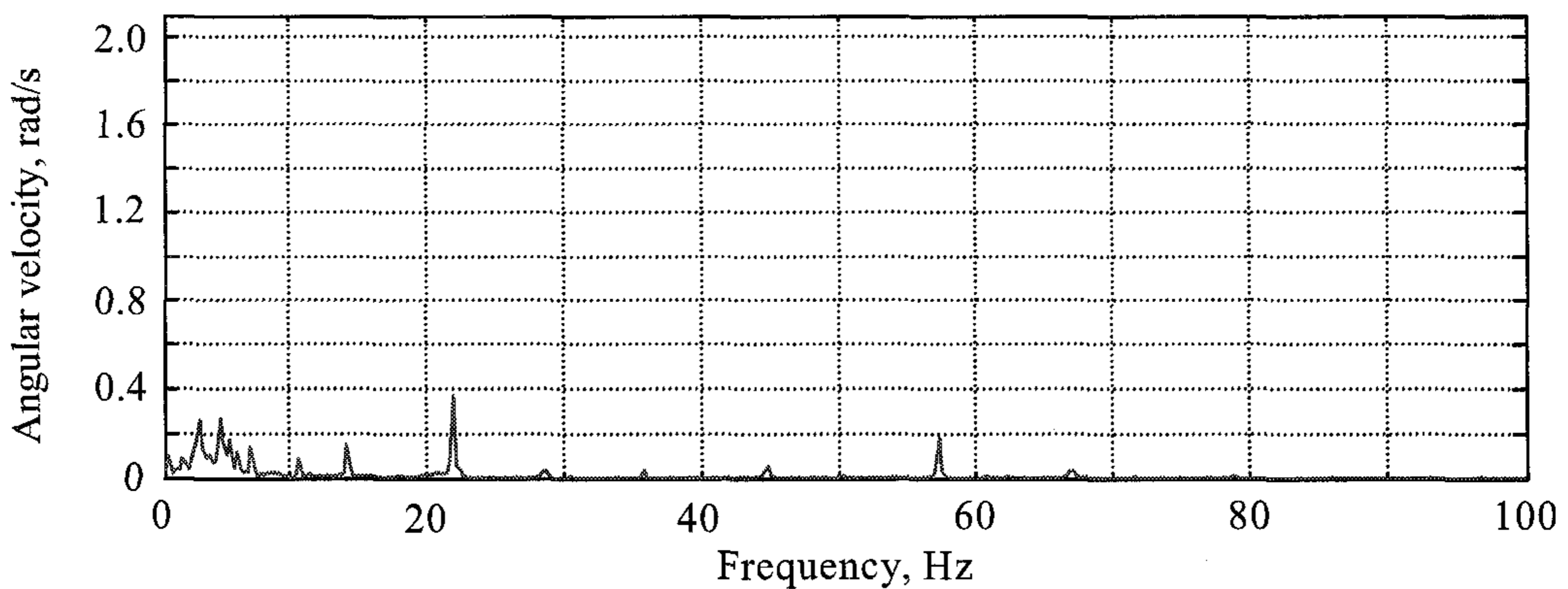
PTO 전동 라인에서 치타음의 감소 효과를 평가하기 위하여 최적 댐퍼를 설치한 PTO 전동 라인과 치타음의 원인인 PTO 변속부의 기어를 제거한 전동 라인을 대상으로 PTO 변속부에서 치타음을 측정하였다. 그림 5.28의 왼쪽은 기어를 제거한 전동 라인의 경우이고 오른쪽은 댐퍼를 설치한 전동 라인의 경우이다. 분석은 시간 영역과 주파수 영역으로 구분하여 실시하였으며, 음압 수준은 1/3 옥타브 중심 주파수의 함수로 나타내었다. 그림 5.28(a)에서와 같이 시간 영역에서 두 치타음의 주기와 크기는 유사한 형태로 나타났다. 치타음의 변동 폭은 각각 2.2 PaA와 4.1 PaA로서 큰 차이가 없었으나 댐퍼를 설치한 전동 라인의 치타음 수준은 조금 높았다. 주파수 영역에서는 그림 5.28(b)에서와 같이 댐퍼를 설치한 전동 라인에서 3.6, 7.1, 7.8 kHz 주파수 대역의 음압 수준이 PTO 변속부의 기어를 제거하였을 때보다 높았다. 이 주파수 대역의 음압은 기어의 충돌에 의한 것으로 판단된다. 치타음 수준은 댐퍼가 있는 경우 90 dBA, 기어를 제거한 경우 86 dBA로서 4 dBA 정도 높게 나타났다.



(a) Angular velocities of flywheel and driving gear 14T in time domain

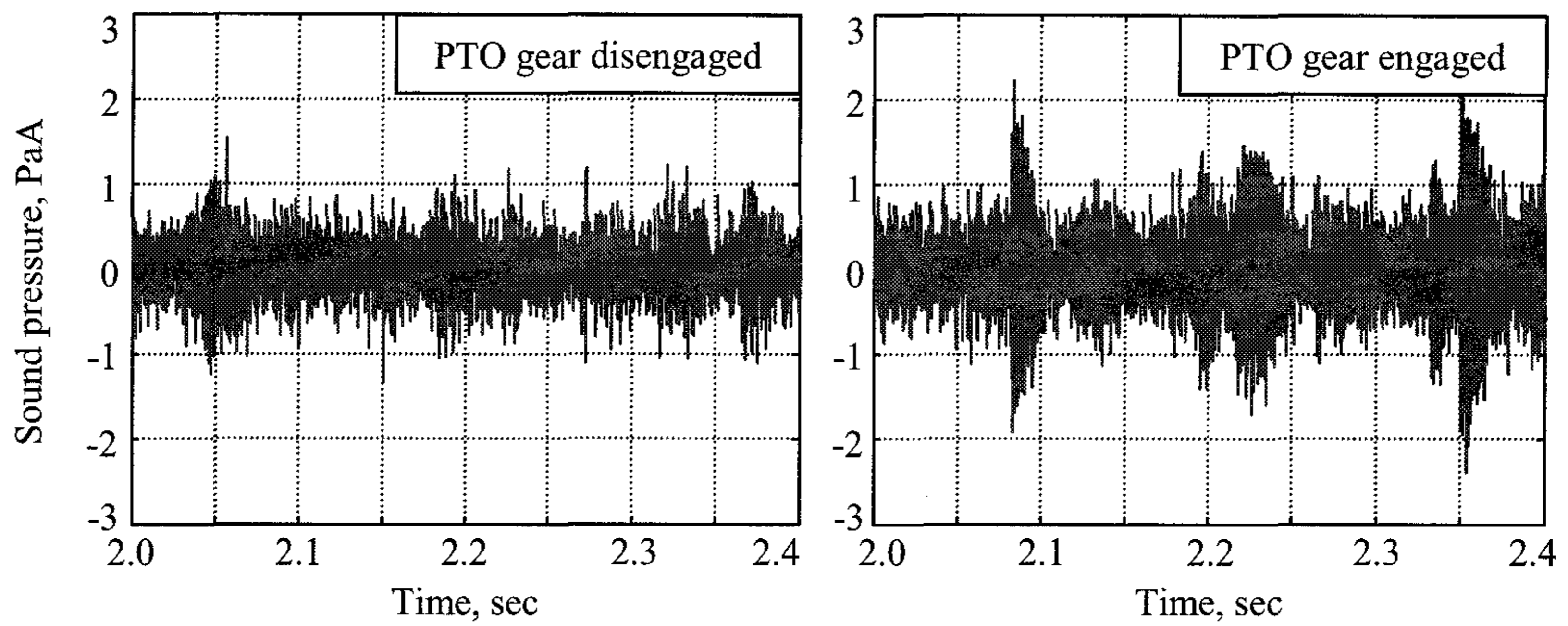


(b) Angular velocity of flywheel in frequency domain

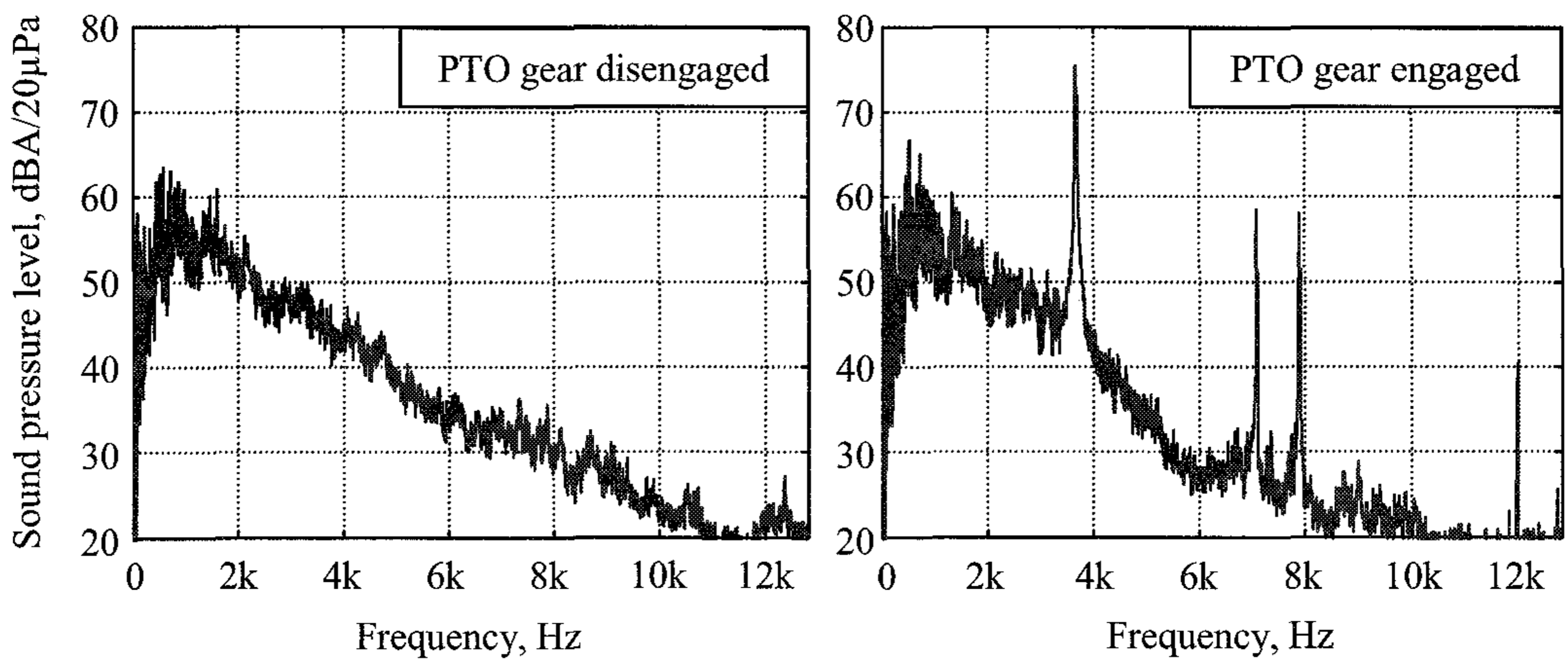


(c) Angular velocity of driving gear 14T in frequency domain

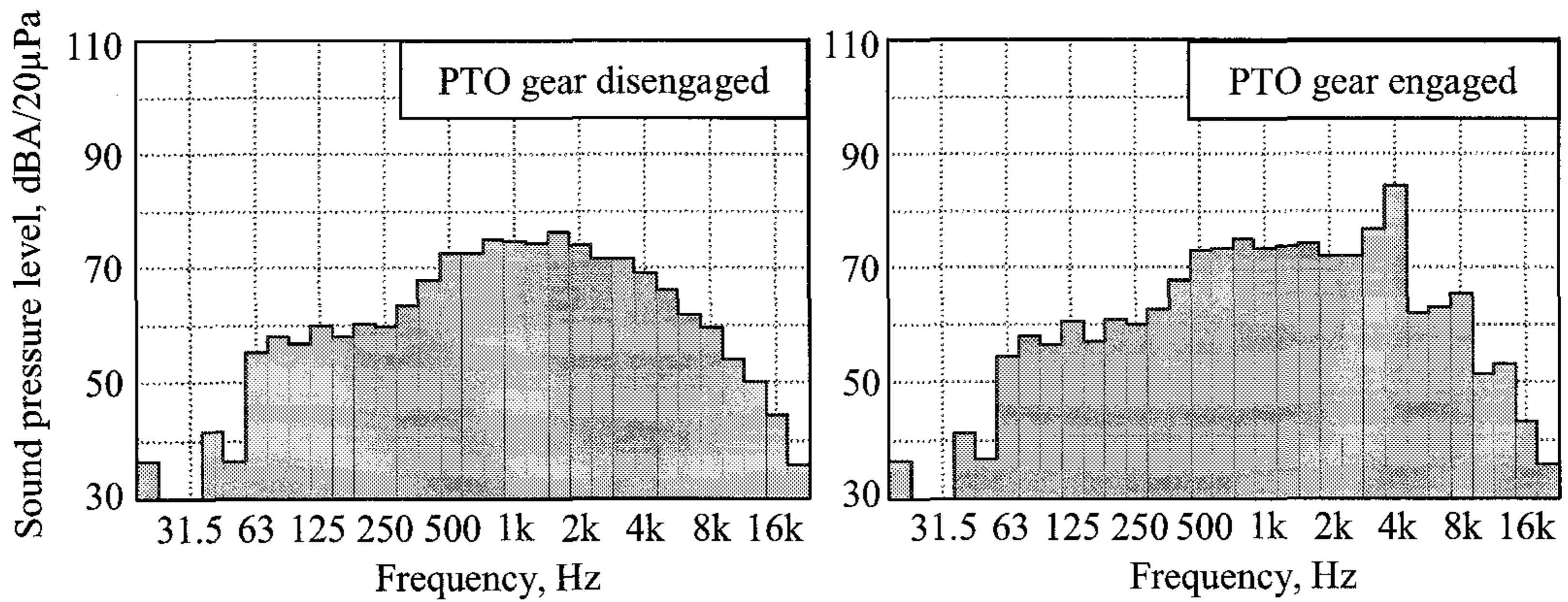
Fig. 5.27 Angular velocities of flywheel and driving gear 14T with a torsional damper.



(a) Sound pressure at time domain



(b) Sound pressure at frequency domain



(b) Sound pressure level

Fig. 5.28 Rattle noise at PTO gear box when PTO gear was engaged with an optimal damper and disengaged.

그림 5.29, 5.30, 5.31은 각각 댐퍼가 없는 전동 라인, 최적 비틀림 댐퍼를 설치한 전동 라인, PTO 변속부의 기어를 제거한 전동 라인을 대상으로 동일한 위치에서 측정한 PTO 변속부의 치타음 분석한 것이다. 비틀림 댐퍼를 설치한 전동 라인의 경우에는 3.6 kHz에서 치타음이 나타났으나 치타음 수준은 2.0 PaA로서 기어를 제거한 전동 라인의 최대 음압 수준인 1.2 PaA에 비하여 그다지 크지 않았다. 또한, 사람의 청각을 이용한 주관적인 평가에서도 댐퍼를 장착한 전동 라인과 기어를 제거한 전동 라인 사이에는 치타음 차이가 크게 나타나지 않았다.

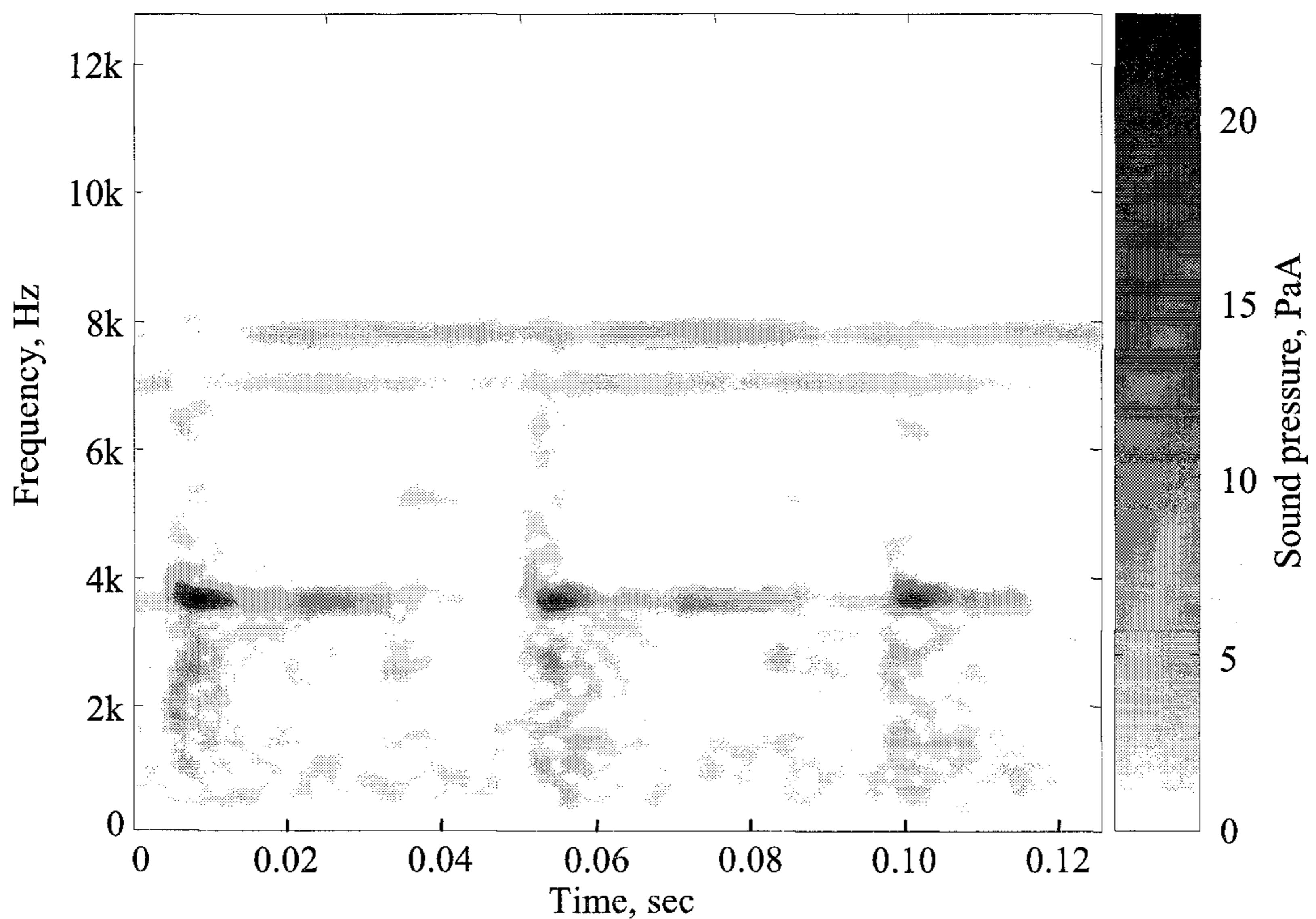


Fig. 5.29 Rattle noise without a torsional damper in time-frequency domain.

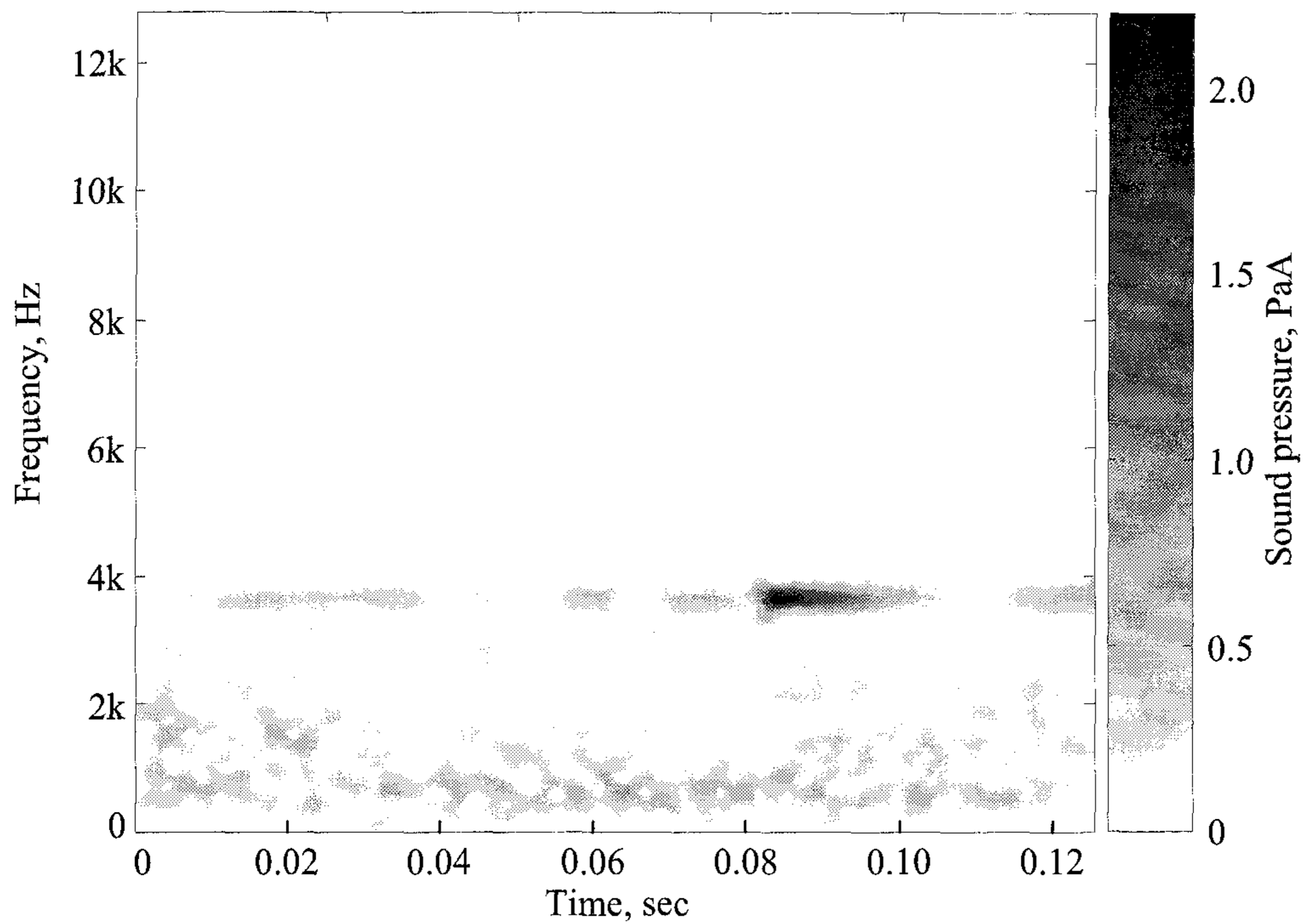


Fig. 5.30 Rattle noise with a torsional damper in time-frequency domain.

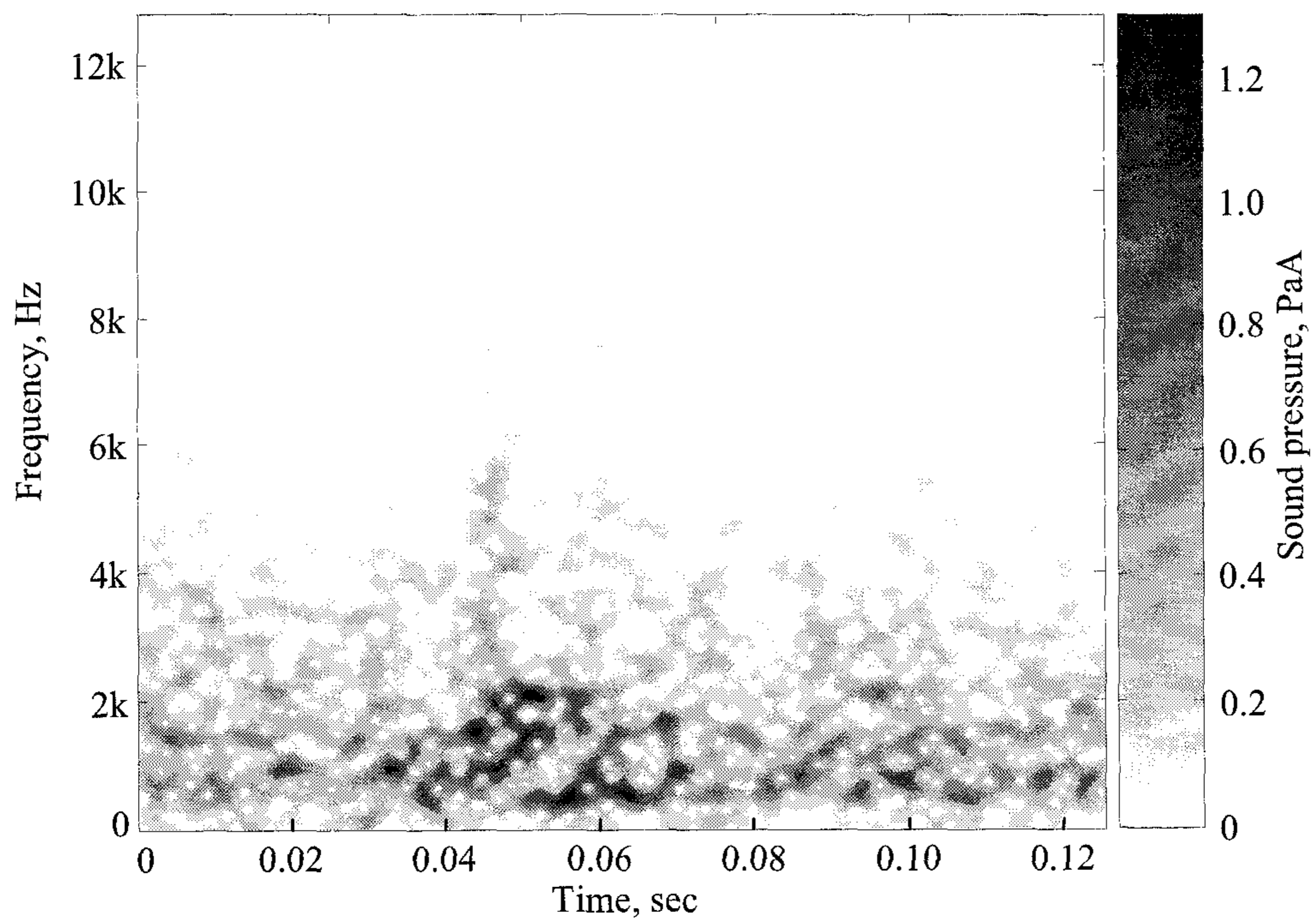


Fig. 5.31 Noise from disengaged gear box in time-frequency domain.

본 장에서는 비틀림 댐퍼를 이용하여 공회전시 PTO 전동 라인에서 발생하는 치타음을 줄이기 위한 연구를 수행하였다. 스프링이 2단으로 구성된 프리 댐퍼를 이용하여 치타음을 효과적으로 감소시킬 수 있었으며, 댐퍼를 포함한 PTO 전동 라인의 모형을 이용하여 댐퍼의 최적 설계 변수의 값을 구명하였다.

비틀림 댐퍼를 포함한 PTO 전동 라인의 모형을 개발하고 검증하였으며, 검증된 모형을 이용하여 프리 댐퍼의 최적 설계 변수의 값을 구하였다. 비틀림 댐퍼의 비틀림 강성과 히스테리시스 토크의 최적치는 작동 범위인 $-3^{\circ}\sim 6^{\circ}$ 에서 각각 10 N.m/rad, 0.4 N.m이었다. 프리 댐퍼의 히스테리시스 토크가 일정할 때 비틀림 강성이 증가할수록 각속도 전달률은 증가하였다. 그러나 히스테리시스 토크가 0.4 N.m와 0.6 N.m일 때는 강성이 증가할수록 전달률이 감소하다가 다시 증가하였다. 히스테리시스 토크의 범위가 0.8~1.5 N.m일 때의 각속도 전달률은 비틀림 강성이 증가할수록 증가하였으며, 히스테리시스 토크가 증가하면 각속도 전달률도 증가하였다. 비틀림 강성이 작은 경우에는 히스테리시스 토크가 증가함에 따라 전달률도 증가하였으나 비틀림 강성이 큰 경우에는 히스테리시스 토크에 관계없이 일정하였다.

최적의 비틀림 강성과 히스테리시스 토크를 가진 프리 댐퍼를 PTO 전동 라인에 설치하고 PTO 변속부에서 치타음을 측정하였다. 댐퍼를 설치한 PTO 전동 라인에서 측정한 음압의 변동 폭은 4.1 PaA로서 댐퍼가 없는 PTO 전동 라인의 음압에 비하여 33 PaA가 감소하였다. 즉, PTO 전동 라인에 비틀림 댐퍼를 설치하여 15 dBA의 치타음이 감소하였다. 구동 기어의 각속도 전달률도 0.2 정도로 나타났다. 실험 결과와 시뮬레이션 결과는 비교적 잘 일치하였으며, 최적화한 프리 댐퍼의 치타음 감소 효과는 큰 것으로 나타났다.

여 백

제6장 기어의 등급과 치타음

본장에서는 기어의 등급이 치타음에 미치는 영향을 구명하고자 하였다. 등급이 다른 4개의 기어를 사용하여 치타음의 차이를 실험적으로 분석하였으며, 치타음에 영향을 미치는 등급 변수를 구명하였다.

제1절 기어의 등급과 정밀도

일반적으로 기어의 등급은 정밀도에 따라 결정되며, 정밀도는 형상(profile), 리드(lead), 피치 편차(spd), 누적 피치 편차(cpd), 런아웃(runout) 등에 대한 오차 범위에 따라 결정된다. 국내에서 적용하고 있는 기어의 등급은 일본 산업 규격(JIS)을 기준으로 하고 있으며, 시험 트랙터의 PTO 변속부에서 사용하고 있는 구동 기어와 피동 기어의 등급은 JIS 4급에 해당된다.

기어의 등급이 PTO 전동 라인의 치타음에 미치는 영향을 구명하기 위하여 등급이 다른 4쌍의 구동 기어와 피동 기어를 제작하였다. 제작한 기어의 정밀도는 표 6.1에서와 같은 CNC 전자동 측정기를 이용하여 결정하였으며, 측정 결과는 부록에 첨부하였다. 그림 6.1은 제작한 한 쌍의 구동 기어와 피동 기어를 나타낸 것이며 표 6.2는 정밀도 항목의 오차 범위에 따른 피동 기어와 구동 기어의 JIS 등급을 나타낸 것이다. 표 6.3과 6.4는 표 6.2의 기준에 따라 실험용으로 제작한 구동 기어와 피동 기어의 등급을 나타낸 것이다.

Table 6.1 Specifications of CNC gear test machine

Items	Specifications
Model	CLP-35
Maker	Osaka Seimitsu Kikai CO., LTD
No. of teeth	10-500
Outer diameter, mm	Max. ϕ 350
Width, mm	Max. 400

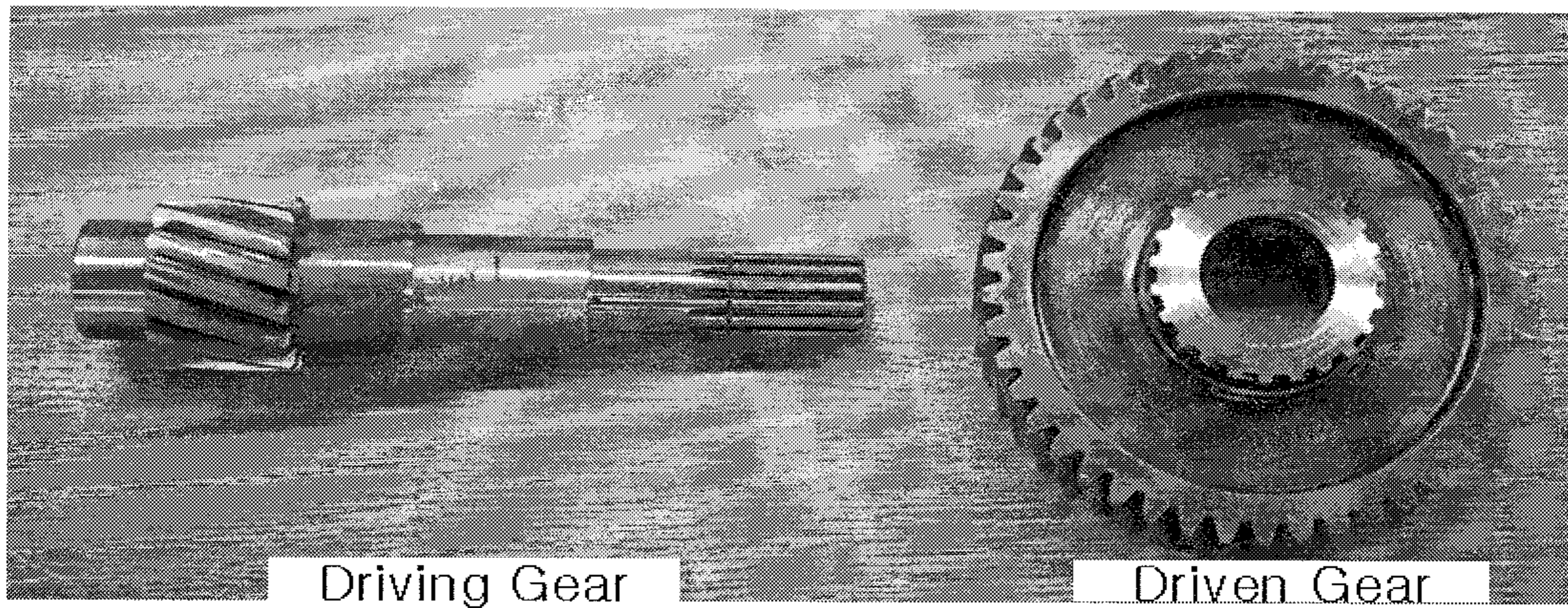


Fig. 6.1 A set of driving and driven gears manufactured for rattle noise test.

Table 6.2 Gear grade based on JIS accuracy classification Unit, μm

		JIS 0	JIS 1	JIS 2	JIS 3	JIS 4	JIS 5	JIS 6	JIS 7	JIS 8
Profile error	14T	4	6	9	13	18	25	36	50	71
	46T	4	6	9	13	18	25	36	50	71
Lead error	14T	9	10	11	14	17	22	27	34	43
	46T	9	10	11	14	17	22	27	34	43
SPD	14T	4	6	8	11	16	23	33	65	130
	46T	5	7	10	14	20	28	40	81	160
CPD	14T	16	23	33	46	65	91	130	260	520
	46T	20	28	40	57	81	115	160	320	640
Runout	14T	11	16	23	33	46	65	91	185	370
	46T	14	20	28	40	57	81	115	230	450

† SPD: Single pitch deviations.

CPD: Cumulative pitch deviation.

Table 6.3 Grade of driving gear based on accuracy

14-tooth driving gear		NO.1	NO.2	NO.3	NO.4	
Profile error	Right	JIS 2	JIS 1	JIS 2	JIS 5	
	Left	JIS 1	JIS 2	JIS 2	JIS 6	
Lead error	Right	JIS 5	JIS 5	JIS 3	JIS 0	
	Left	JIS 5	JIS 3	JIS 4	JIS 0	
Pitch deviations	SPD	Right	JIS 0	JIS 4	JIS 2	JIS 4
		Left	JIS 0	JIS 1	JIS 2	JIS 5
	CPD	Right	JIS 0	JIS 1	JIS 2	JIS 5
		Left	JIS 0	JIS 1	JIS 2	JIS 4
Runout		JIS 0	JIS 1	JIS 3	JIS 4	

Table 6.4 Grade of driven gear based on accuracy

46-tooth driven gear		NO.1	NO.2	NO.3	NO.4	
Profile error	Right	JIS 2	JIS 3	JIS 2	JIS 5	
	Left	JIS 2	JIS 3	JIS 2	JIS 5	
Lead error	Right	JIS 0	JIS 0	JIS 0	JIS 0	
	Left	JIS 0	JIS 0	JIS 0	JIS 3	
Pitch deviations	SPD	Right	JIS 0	JIS 0	JIS 0	JIS 3
		Left	JIS 0	JIS 0	JIS 3	JIS 4
	CPD	Right	JIS 0	JIS 1	JIS 0	JIS 4
		Left	JIS 0	JIS 0	JIS 0	JIS 3
Runout		JIS 0	JIS 0	JIS 2	JIS 4	

실험용으로 제작한 기어는 KS B ISO 1328 ‘정밀도 등급의 호칭 방법’에 따라 등급이 높은 순서대로 No.1에서 No.4까지 일련 번호를 지정하였으며, 등급이 같은 경우에는 KS B ISO 1328에서 지정한 특정 정밀도 항목의 오차가 높을수록 상위 번호를 부여하였다.

제2절 피동 기어의 고유 진동수

기어의 동적 특성과 치타음 사이의 관계를 구명하기 위하여 모드 해석 기법으로 피동 기어의 고유 진동수를 구하였다. 그림 6.2는 모드 해석을 위하여 충격 해머로 피동 기어에 충격을 가하는 모습을 나타낸 것이며, 표 6.5는 모드 해석에 사용된 장비의 제원을 나타낸 것이다.

그림 6.3은 제작한 피동 기어 중에서 등급이 가장 높은 기어인 No.1에 대한 주파수 응답 함수를 나타낸 것이며, 주파수 응답 함수로써 구한 피동 기어의 고유 진동수는 3.677, 6.471, 7.993, 9.930 kHz이었다. 등급이 다른 피동 기어 No.2~No.4도 같은 방법으로 고유 진동수를 구하였으며, 고유 진동수는 표 6.6과 같다.

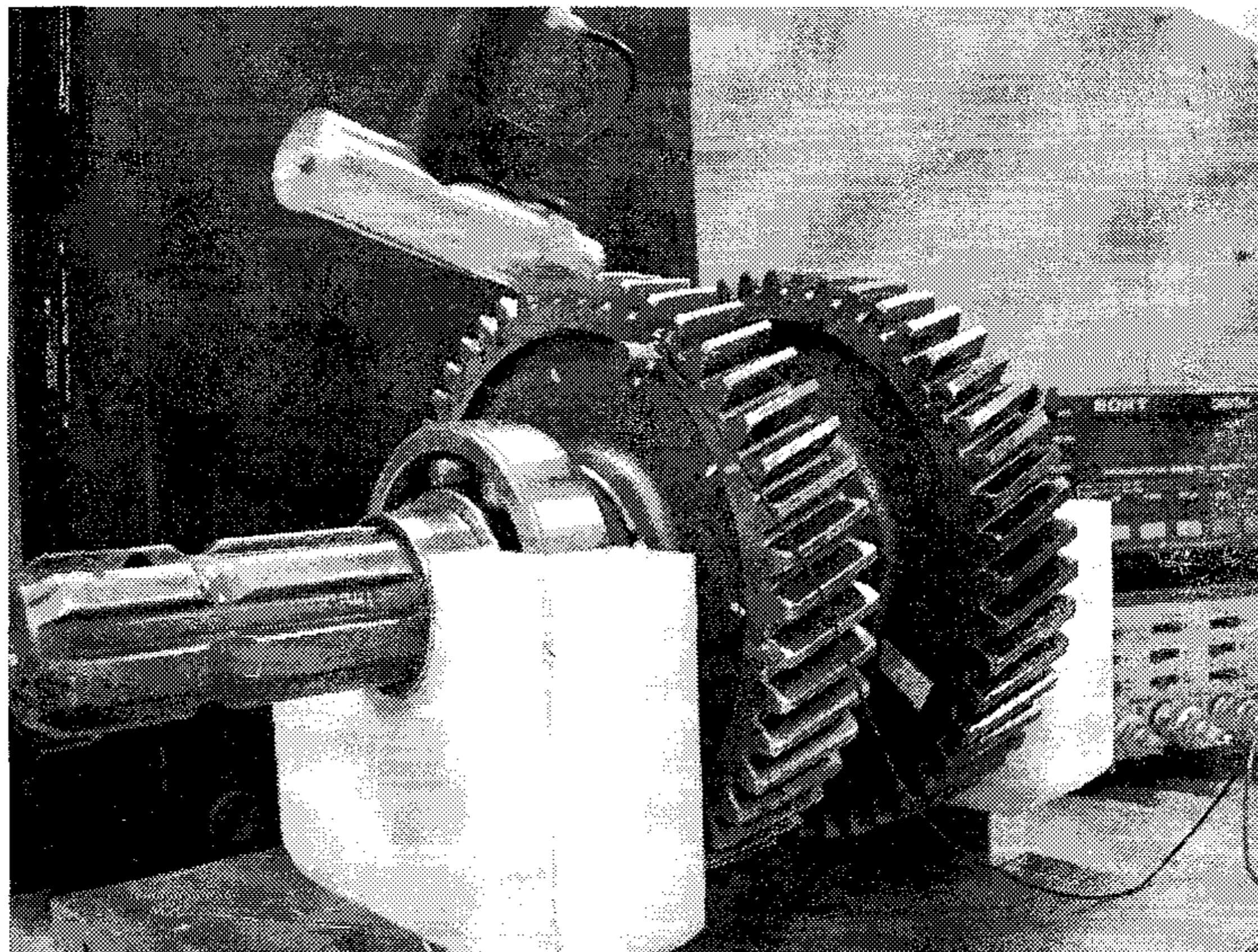


Fig. 6.2 Modal test for determination of frequency response function of driven gear.

Table 6.5 Specifications of the equipments used for the modal test

Equipment	Specification
Signal analyzer	50 to 6400 line FFT 4 channels. 25 kHz input module Generator and sampling module 25 kHz zoom processor
Charge amplifier	Frequency range : 0.3~40 kHz Max input : 7 V rms
Impact hammer	Sensitivity : 0.95 pC/N Frequency range : 0.2~2000 Hz Force range : 300~1000 N
Accelerometer	Sensitivity : $0.3 \pm 2\%$ pC/ $msec^{-2}$ Frequency range : 0.1~16,500 Hz

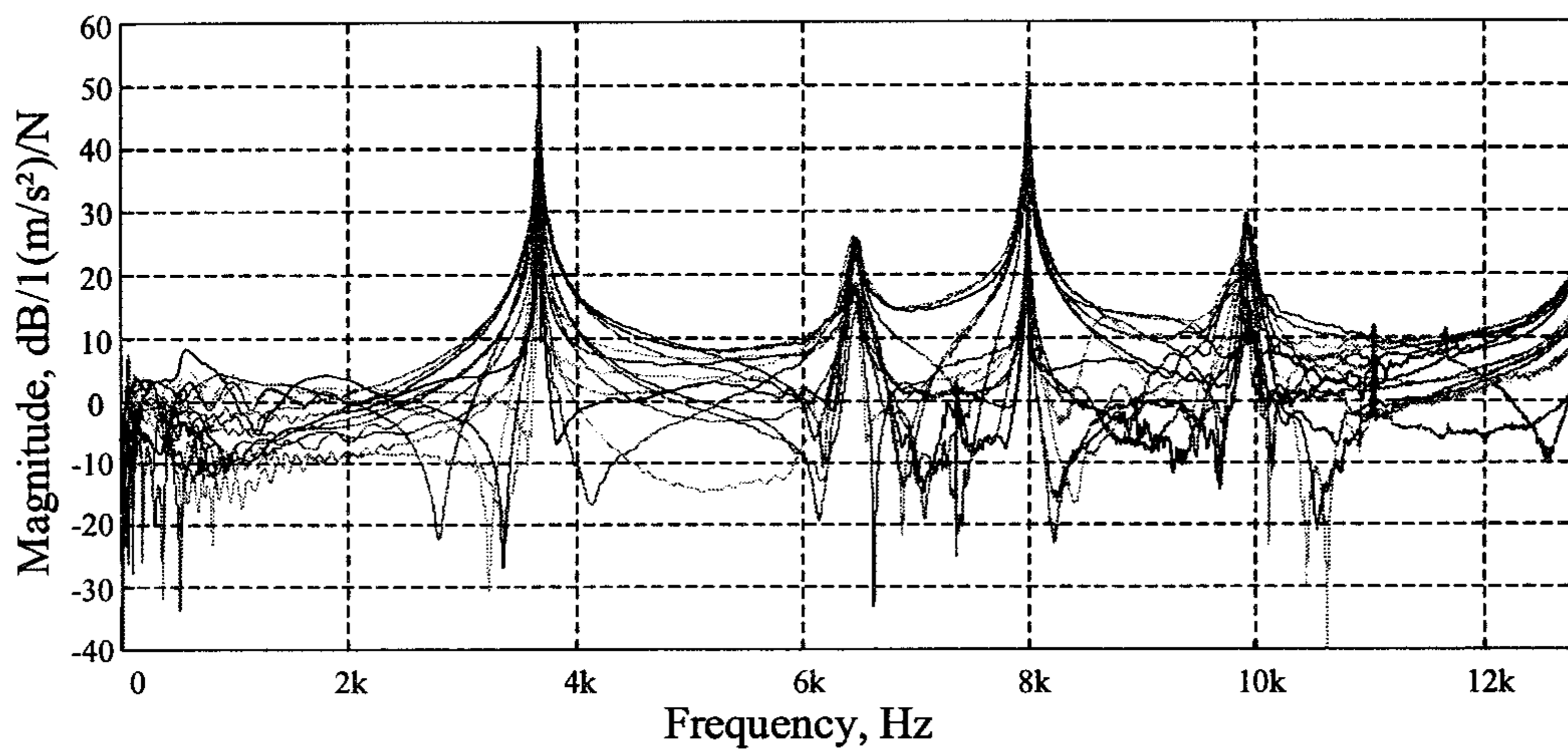


Fig. 6.3 Frequency response function of driven gear, No. 1.

Table 6.6 Natural frequencies of driven gear by modal analysis

	Natural frequency, kHz			
	1st	2rd	3st	4th
Driven gear No. 1	3.677	6.471	7.993	9.930
Driven gear No. 2	3.726	6.582	8.044	10.136
Driven gear No. 3	3.760	6.682	8.114	10.303
Driven gear No. 4	3.656	6.497	7.867	9.933

제3절 기어의 등급과 치타음

기어의 등급에 따른 치타음 수준은 치타음이 가장 크게 발생하는 조건 즉, 엔진이 공회전 상태이고 PTO축이 중립일 때를 기준으로 측정하였으며, 같은 조건에서 3반복으로 측정하여 평균을 취하였다.

그림 6.4는 등급이 다른 4쌍의 기어를 PTO 변속부에 설치하고 측정한 치타음을 시간 함수로 나타낸 것이다. 치타음은 그림 6.4에서와 같이 엔진의 폭발 행정 직후에 나타났으며, 주기는 0.045초, 주파수는 22 Hz이었다. 치타음의 주파수는 엔진의 폭발 행정 주파수인 22.3 Hz와 거의 일치하였다. 즉, PTO 변속부의 기어 충돌은 엔진의 폭발 행정에 의한 것으로 나타났다. 또한, 그림 6.4에서와 같이 4개의 기어쌍에서 모두 치타음으로 판단되는 주기적인 피크가 발생하였으며 그 크기는 20 Pa 정도로서 비슷하였다. 이는 치타음의 주기가 기어 등급에 영향을 받지 않기 때문인 것으로 판단된다.

그림 6.5는 시간 함수의 치타음을 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 치타음에 미치는 영향이 큰 80 dBA 이상의 음압은 피동 기어의 고유 진동수 주위에서 나타났다. 특히, 3.7 kHz 주위에서 모든 기어쌍의 음압이 가장 높았다. 기어쌍 1의 음압은 3.672 kHz에서 93.3 dBA, 기어쌍 2는 3.774 kHz에서 99.4 dBA, 기어쌍 3은 3.720 kHz에서 98.1 dBA, 기어쌍 4는 3.674 kHz에서 92.9 dBA이었다.

그림 6.6은 PTO 치타음을 1/3 옥타브 밴드의 함수로서 분석한 결과이다. 치타

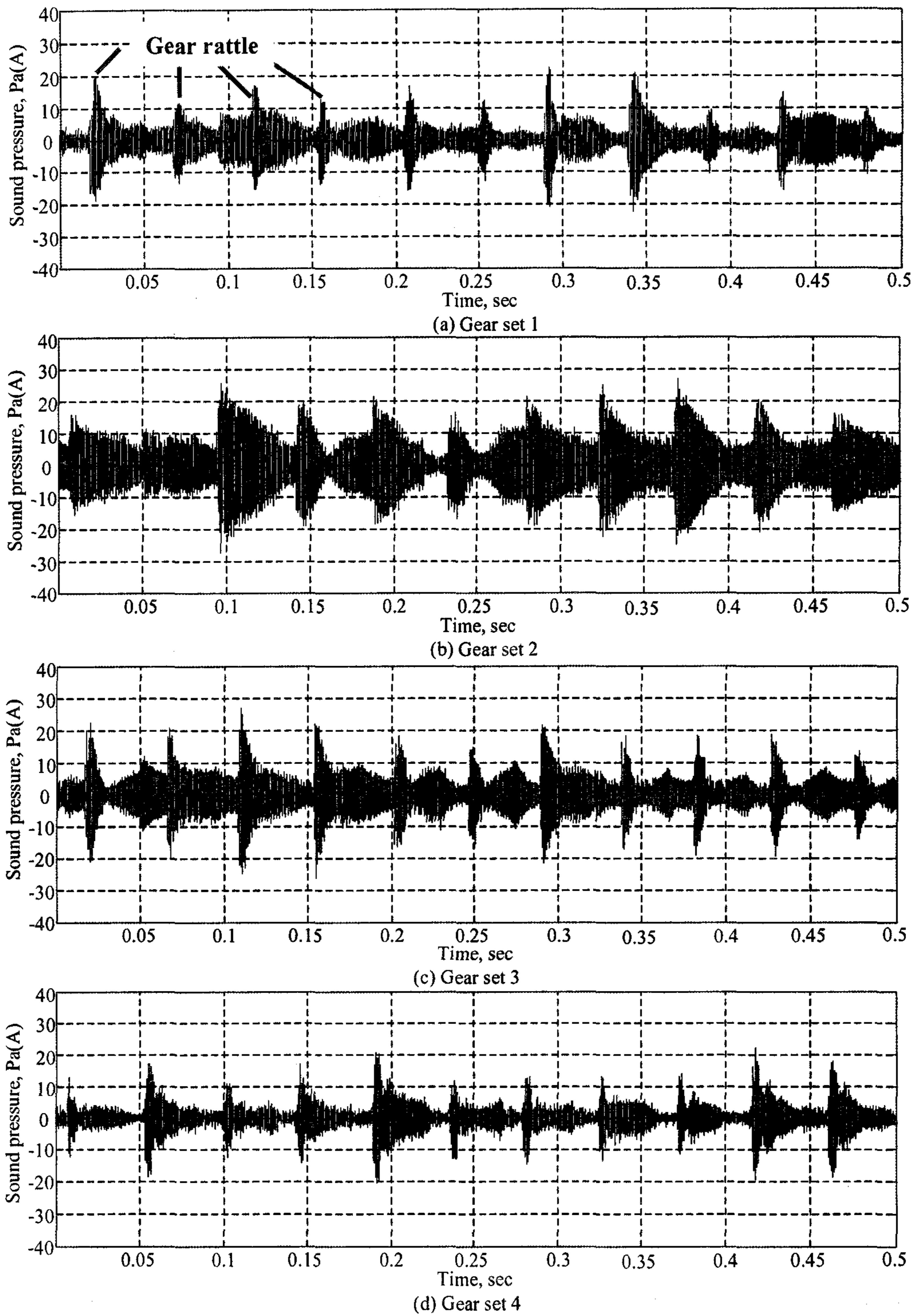


Fig. 6.4 Time histories of PTO rattle noise by gear sets of different grades

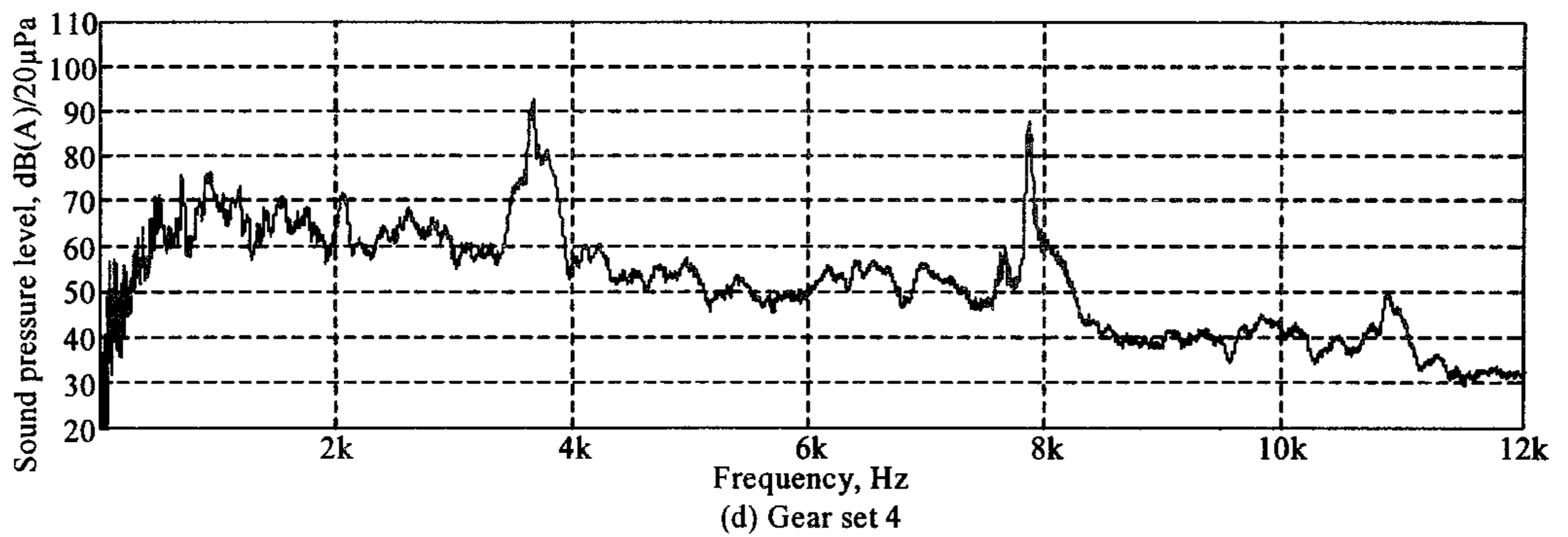
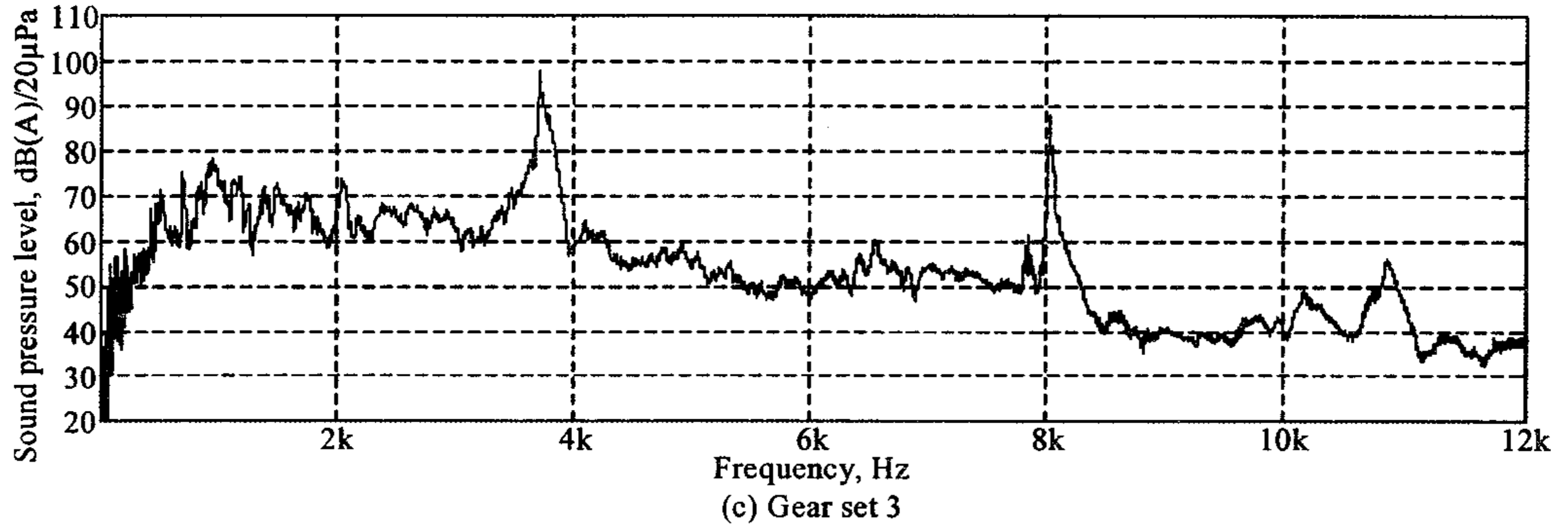
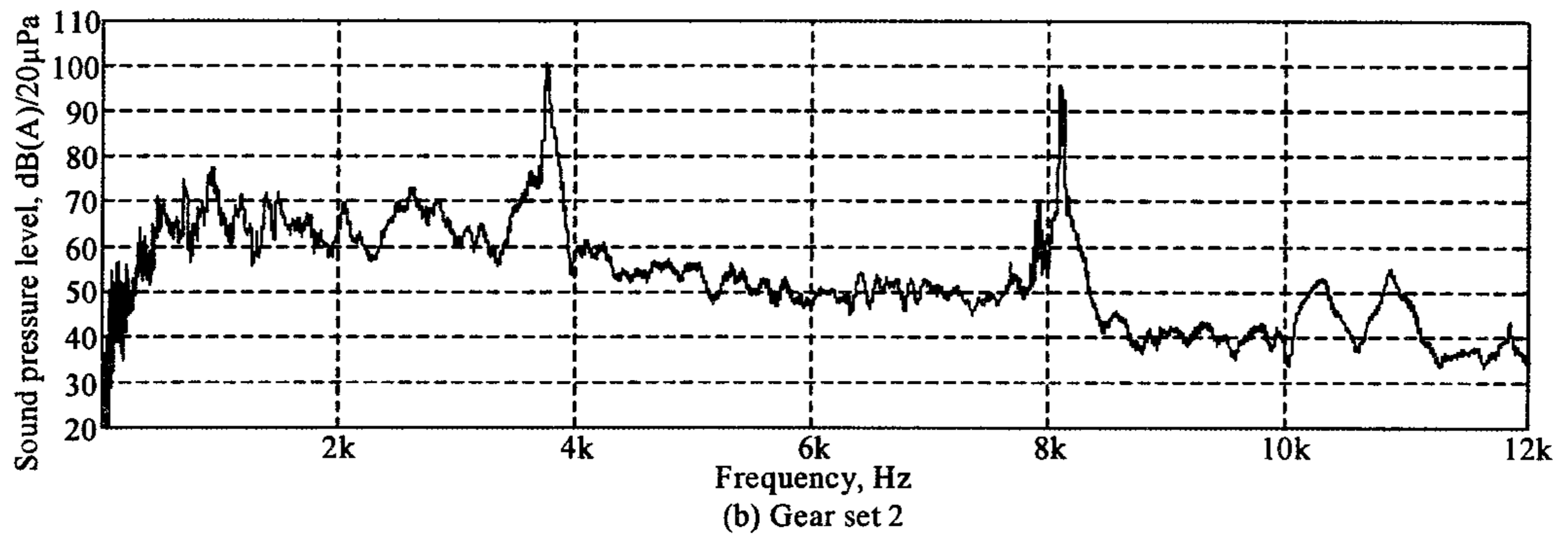
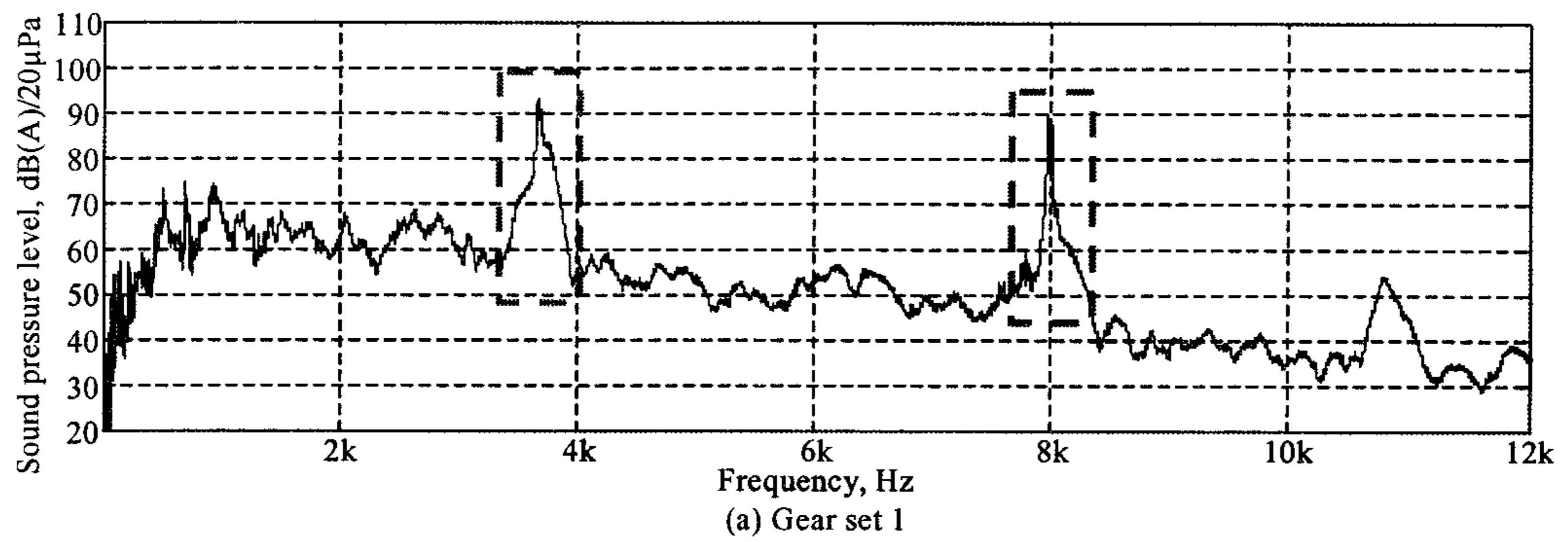
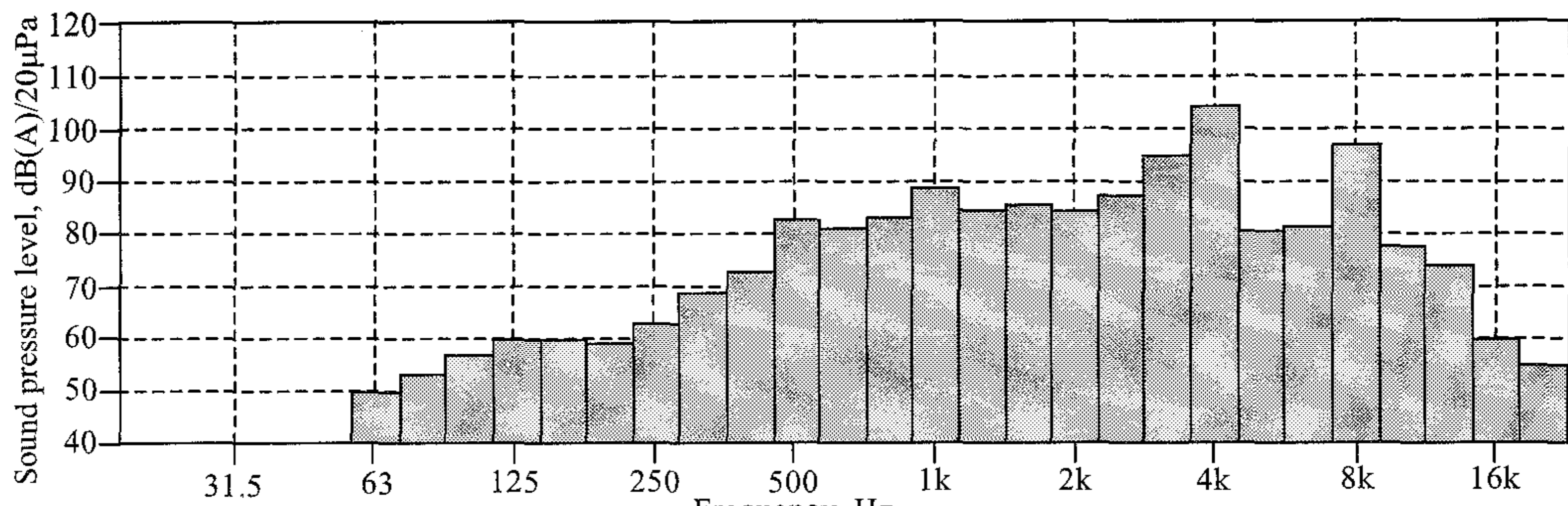
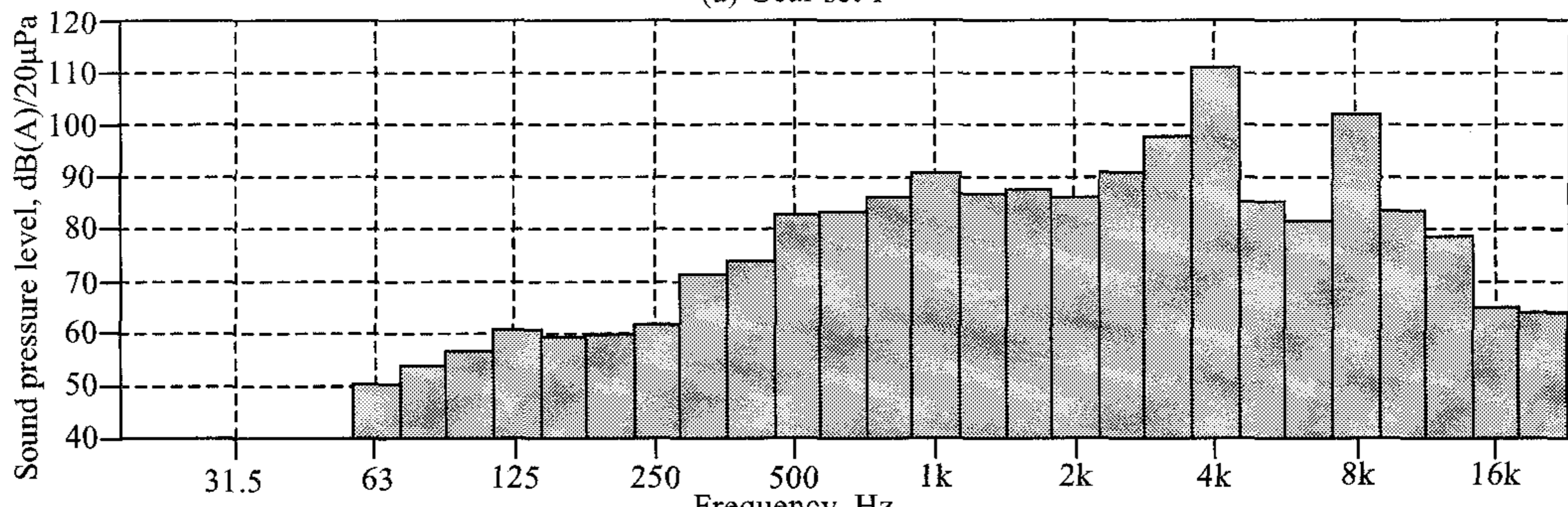


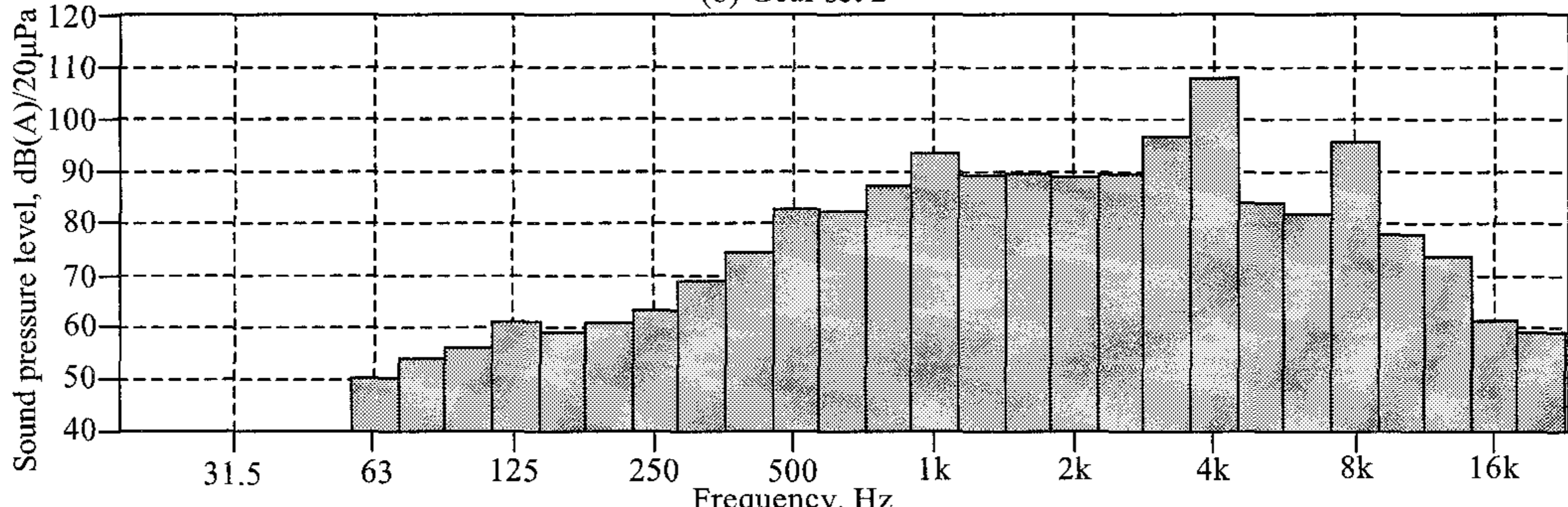
Fig. 65 Frequency analysis of the PTO rattle noise by gear sets of different grades.



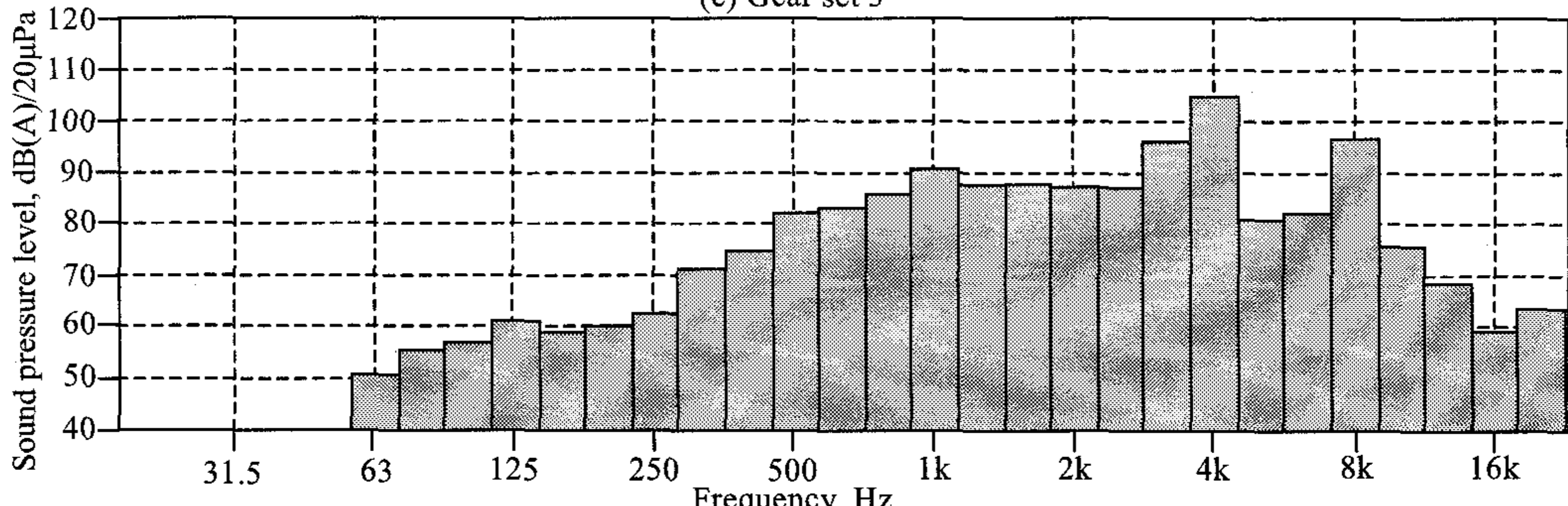
(a) Gear set 1



(b) Gear set 2



(c) Gear set 3



(d) Gear set 4

Fig. 6.6 1/3 octave frequency analysis of PTO rattle noise by gear sets of different grades.

음의 주파수 범위는 등급에 관계없이 모두 3~8 kHz 범위인 것으로 나타났으며 이 주파수 대역에서 음압 수준은 90~100 dBA이었다.

표 6.7은 4쌍의 기어에 대한 치타음 수준을 나타낸 것이다. 기어쌍 1과 4의 치타음 수준은 약 105 dBA로서 비슷한 수준이었으며, 기어쌍 2와 3은 약 109~110 dBA이었다. 이러한 결과는 기어의 등급에 따라 치타음 수준이 감소되지 않았음을 나타낸 것이다. 즉, 기어의 등급과 치타음 수준 사이에는 일정한 관계가 나타나지 않았다. 따라서 기어의 등급 향상을 통한 치타음 감소는 큰 효과가 없는 것으로 판단된다.

Table 6.7 Sound pressure level of PTO rattle noise by gear sets of different grades

	Gear set 1	Gear set 2	Gear set 3	Gear set 4
	dBA	dBA	dBA	dBA
Test 1	104	109	108	104
Test 2	107	111	109	107
Test 3	105	111	109	106
Mean	105.3	110.3	108.7	105.7

제7장 안티-백래시 기어와 치타음

치타음을 줄이는 방안에는 구동 기어와 피동 기어 사이의 백래시를 줄이는 방법이 있으며, 백래시를 줄이는 방법에는 피동 기어로서 안티-백래시 기어를 사용하는 방법이 있다.

본 장에서는 안티-백래시 기어의 모형을 개발하고, 개발된 모형을 이용하여 안티-백래시 기어의 설계 변수가 PTO 전동 라인의 치타음에 미치는 영향을 구명하였다. 또한 치타음을 최소화할 수 있는 안티-백래시 기어의 최적 설계 변수의 값을 구하였다.

제1절 안티-백래시 기어

기어를 운동 평면에 대하여 대칭인 두 부분으로 나누어 그 사이에 압축 스프링을 끼우면 스프링의 복원력에 의하여 두 부분의 이가 서로 어긋나게 된다. 이러한 기어와 두 부분이 일체인 기어를 물리면 맞물린 두 기어의 이는 스프링의 압축력에 의하여 서로 밀착하게 된다. 즉, 두 기어 사이의 백래시가 0이 된다. 기어 사이의 백래시를 줄이기 위하여 고안된 이러한 기어를 안티-백래시 기어라고 한다.

본 연구에서는 PTO 변속부의 피동 기어를 안티-백래시로 교체하기 위하여 피동 기어의 제원과 동일한 안티-백래시 기어를 개발하였다. 그림 7.1은 본 연구에서 개발한 안티-백래시 기어이며, 제원은 표 7.1에서와 같다. 안티-백래시 기어는 그림 7.2에서와 같이 스프링에 의하여 맞물린 기어에 토크를 가할 수 있으며, 스프링의 초기 변형에 의한 초기 토크는 다음과 같이 표현된다.

$$T = Fdn \quad (7.1)$$

여기서, T = 초기 토크

$$F = k\delta$$

n = 스프링 수

k = 스프링 상수

d = 안티-백래시 기어의 중심에서 스프링까지 수직 거리

δ = 스프링의 변형량

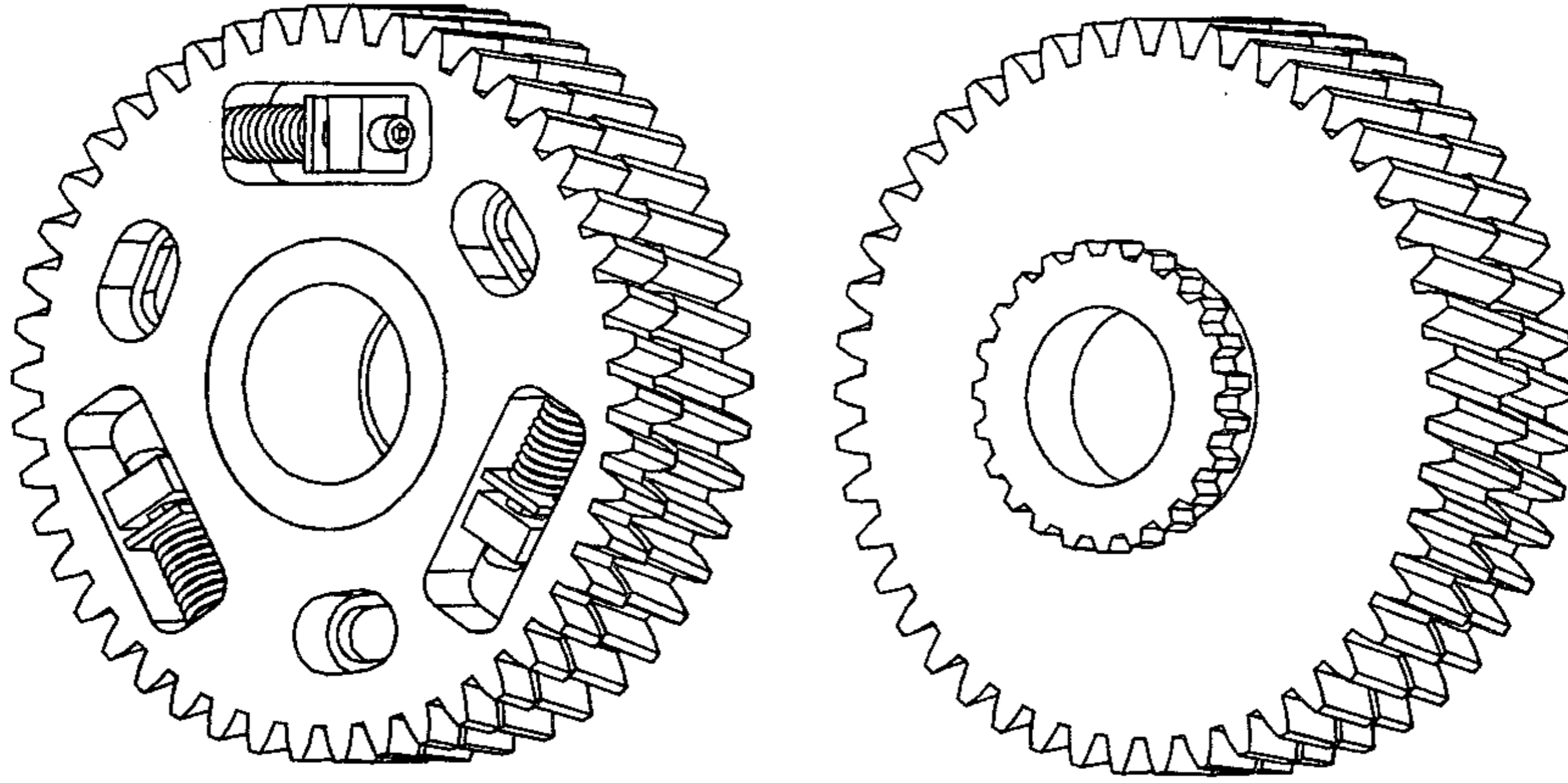
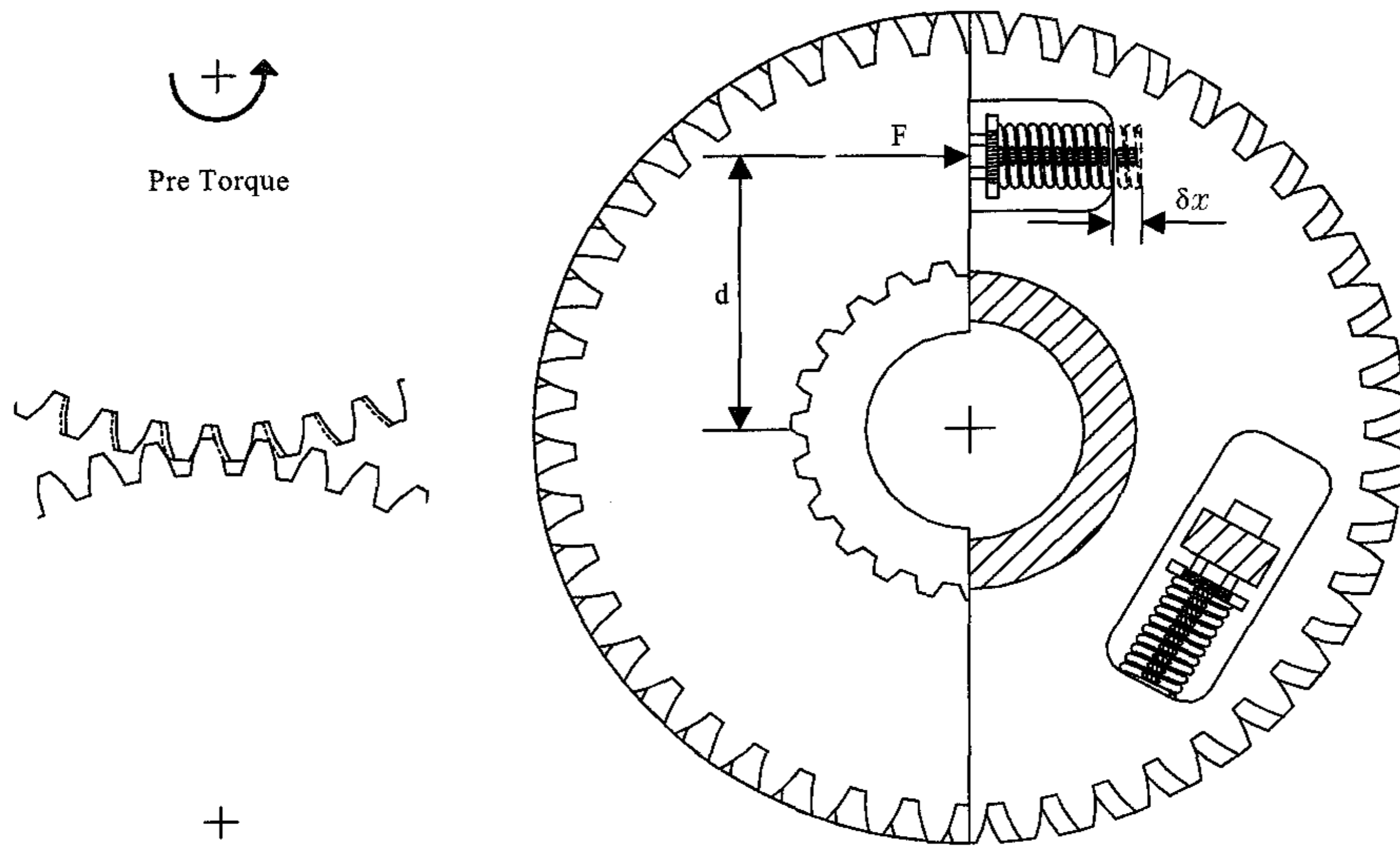


Fig. 7.1 Anti-backlash gear developed for the study.

Table 7.1 Specifications of anti-backlash gear developed for the study

Item	Specifications
No. of teeth	46
Module	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



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

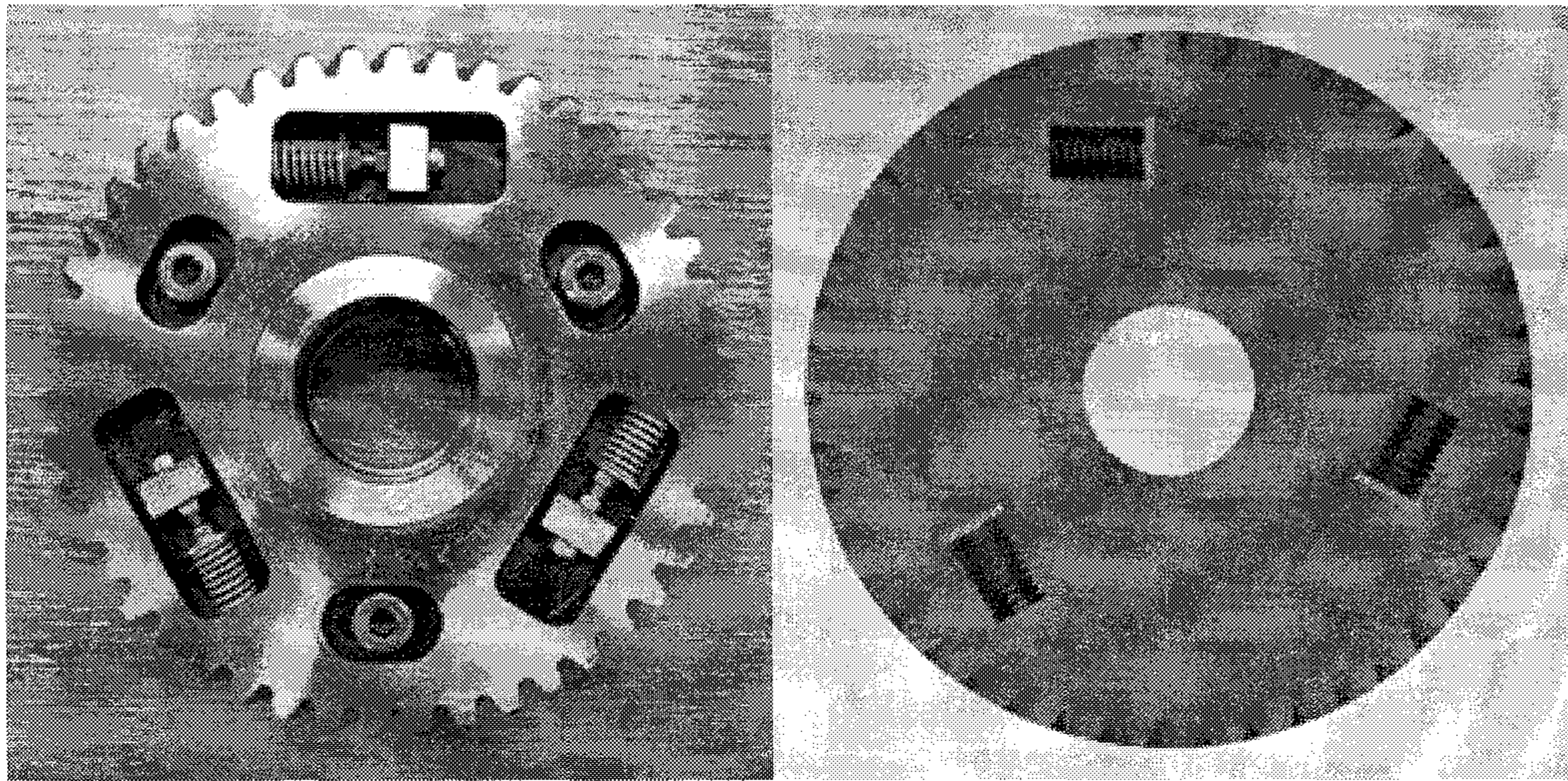
Fig. 7.2 Operational mechanism of anti-backlash gear.

제2절 안티-백래시 기어의 모형과 시뮬레이션

1. 3D 모형 개발

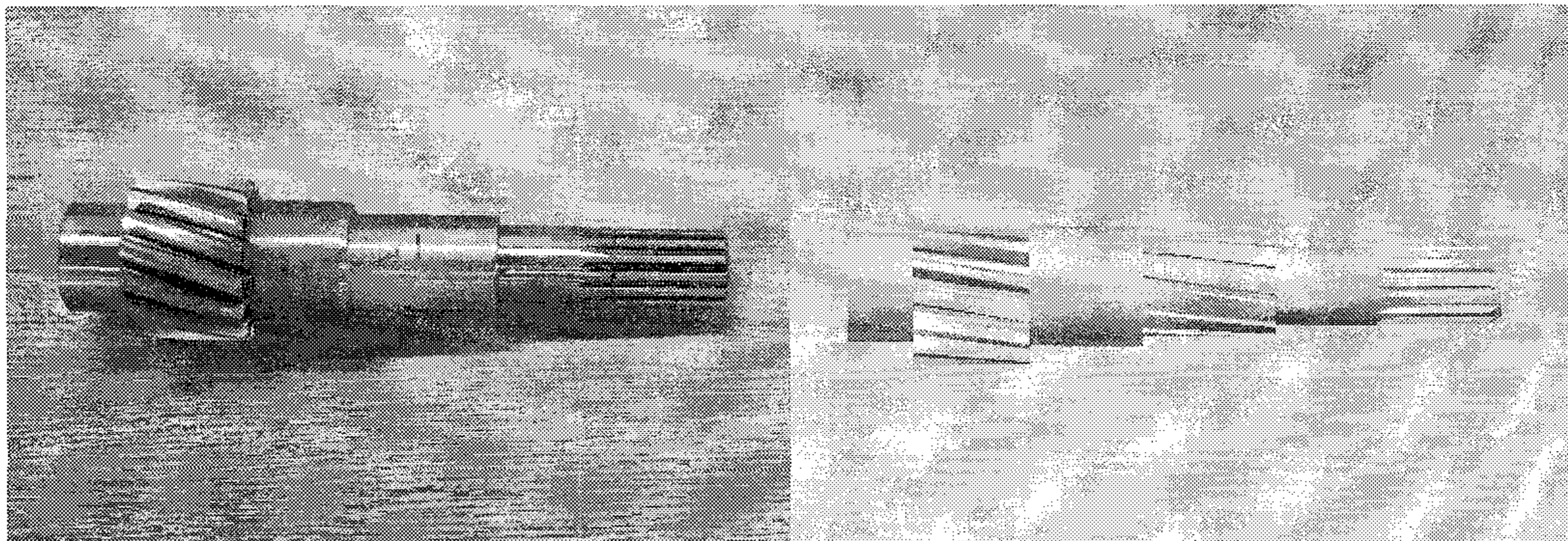
안티-백래시 기어의 모형은 PTO 변속부의 피동 기어를 안티-백래시 기어로 교체하였을 때 구동 기어와 안티-백래시 기어 사이의 상대 각속도를 예측하기 위하여 개발하였다. 모형은 안티-백래시 기어의 설계 도면을 이용하여 실물의 형상대로 모형화하였으며, 소프트웨어는 3차원 CAD 모델링 프로그램인 Solid Edge V8.0(Intergraph Co.)을 이용하였다. 기어의 소재는 밀도가 7.850 kg/m^3 인 강재로 하였다. 모형화한 안티-백래시 기어의 무게는 30.85 N 이었으며, 실제 무게는 30.36 N 으로 모형의 %오차는 약 1.6% 이었다. 그림 7.3은 안티-백래시 기어의 실물과 모형을 나타낸 것이다.

구동 기어도 같은 방법으로 모형화하였으며, 구동 기어의 실물과 모형은 그림 7.4에서와 같다. 모형화한 구동 기어의 무게는 14.49 N 이었으며, 실제 무게는 14.41 N 으로 모형의 %오차는 약 0.55% 이었다.



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

Fig. 7.3 Modeling of anti-backlash gear.



(a) Actual driving gear. (b) Driving gear model.

Fig. 7.4 Modeling of driving gear.

2. 모형의 검증

모형의 유효성을 검증하기 위하여 실험용 PTO 전동 라인에서 PTO 변속부의 피동 기어를 안티-백래시 기어로 교체하고, 무부하 공회전 상태에서 구동 기어와 안티-백래시 기어의 각속도를 측정하였다. 엔진 속도와 PTO 변속은 모두 앞장에서와 같이 치타음이 최대로 발생하는 조건으로 설정하였으며, 각속도를 측정하

기 위한 장치와 설치 방법도 모두 이전 PTO 변속부의 각속도 측정에서와 같은 방법으로 하였다. 그림 7.5는 안티-백래시 기어를 PTO 변속부에 설치한 모습이고, 그림 7.6은 공회전시 PTO 변속부의 구동 기어와 안티-백래시 기어의 각속도 변동을 측정하기 위한 센서의 위치를 나타낸 것이다. 각속도는 마그네틱 픽업과 F/V 컨버터를 이용하여, 회전량에 따른 펄스 신호를 계수하였기 때문에 비교적 정확하게 측정할 수 있었다.

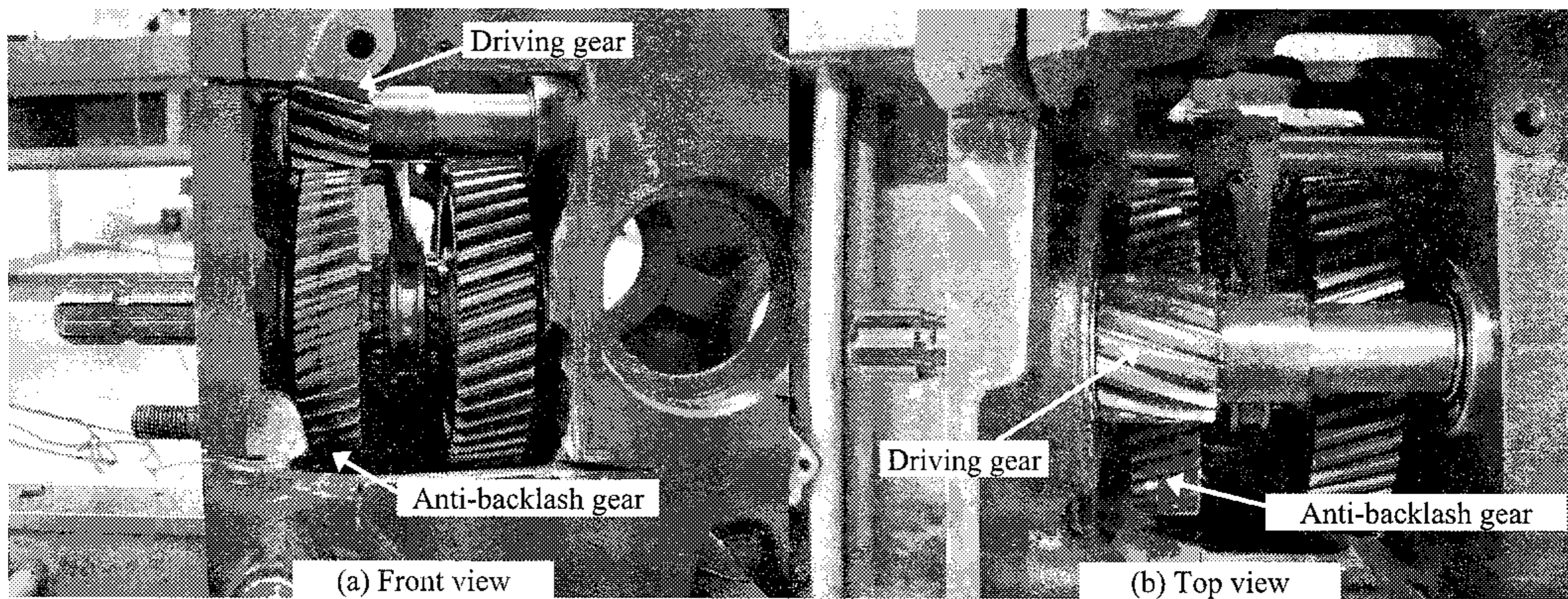


Fig. 7.5 A close view of anti-backlash gear installed on PTO gearbox.

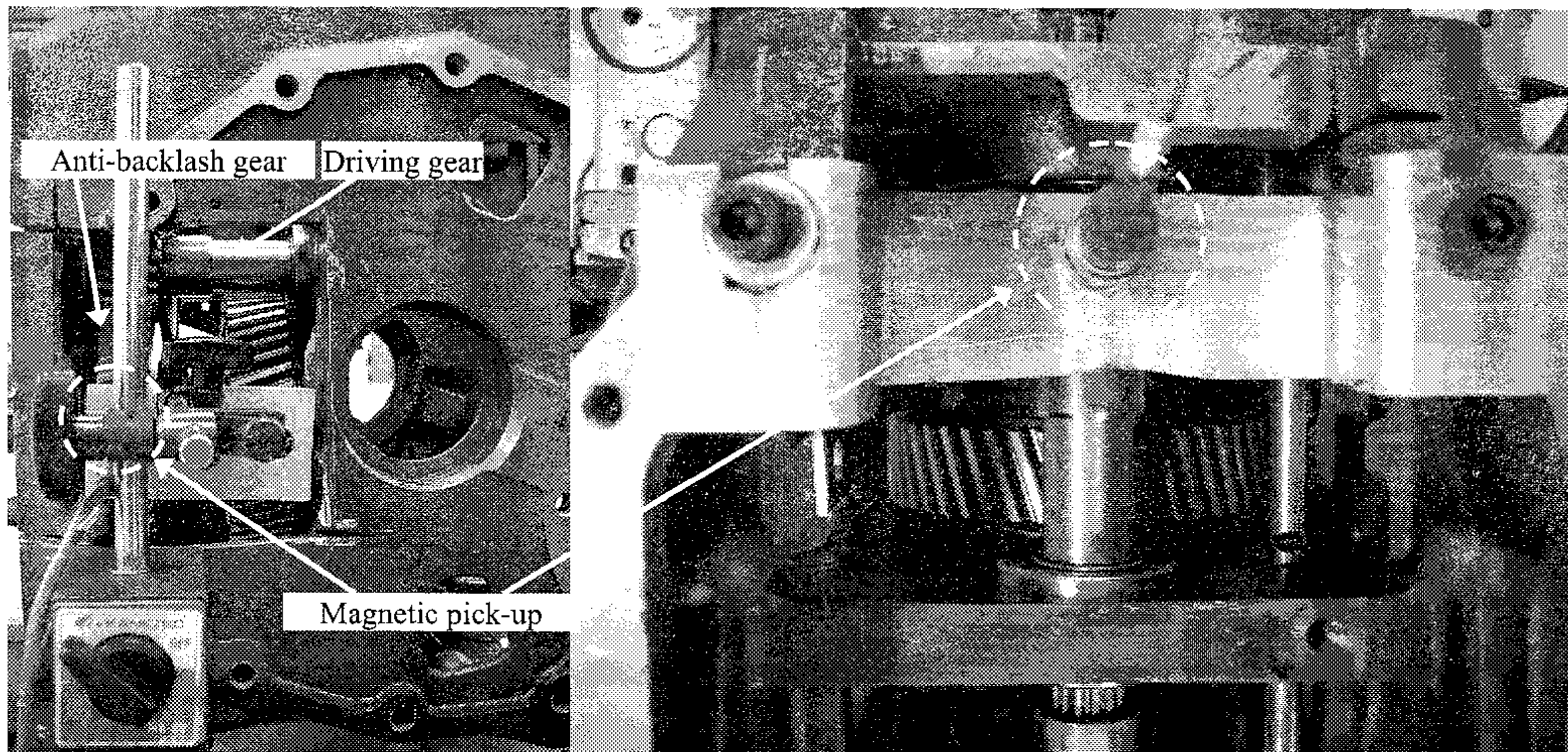


Fig. 7.6 Locations of speed sensors installed for driving and driven gears.

그림 7.7은 검증 실험에서 측정한 플라이휠의 링기어와 구동 기어 14T의 각속도를 나타낸 것이고, 그림 7.8은 이를 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 플라이휠과 구동 기어의 각속도는 엔진의 폭발 행정에 의하여 변화되기 때문에 속도 변화가 규칙적이고 주기도 일정하였다.

모형을 이용한 안티-백래시 기어의 각속도 시뮬레이션에서는 스프링에 의하여 비틀린 안티-백래시 기어의 비틀림각을 원래 구동 기어와 피동 기어의 백래시 0.154 mm에 해당하는 0.4° 로 설정하였다. 즉, 안티-백래시 기어의 상대 각변위를 0.4° 로 하여 구동 기어와 안티-백래시 기어 사이의 백래시가 0이 되도록 하

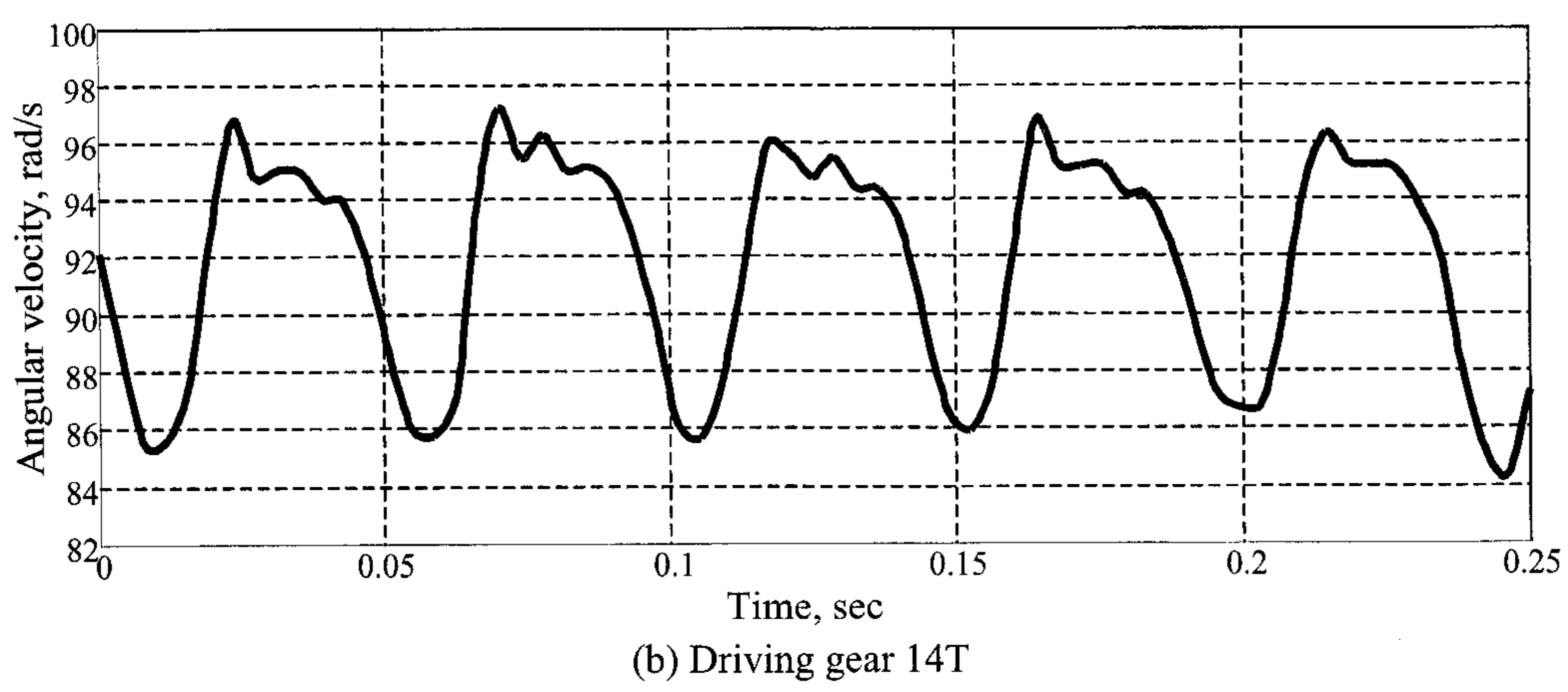
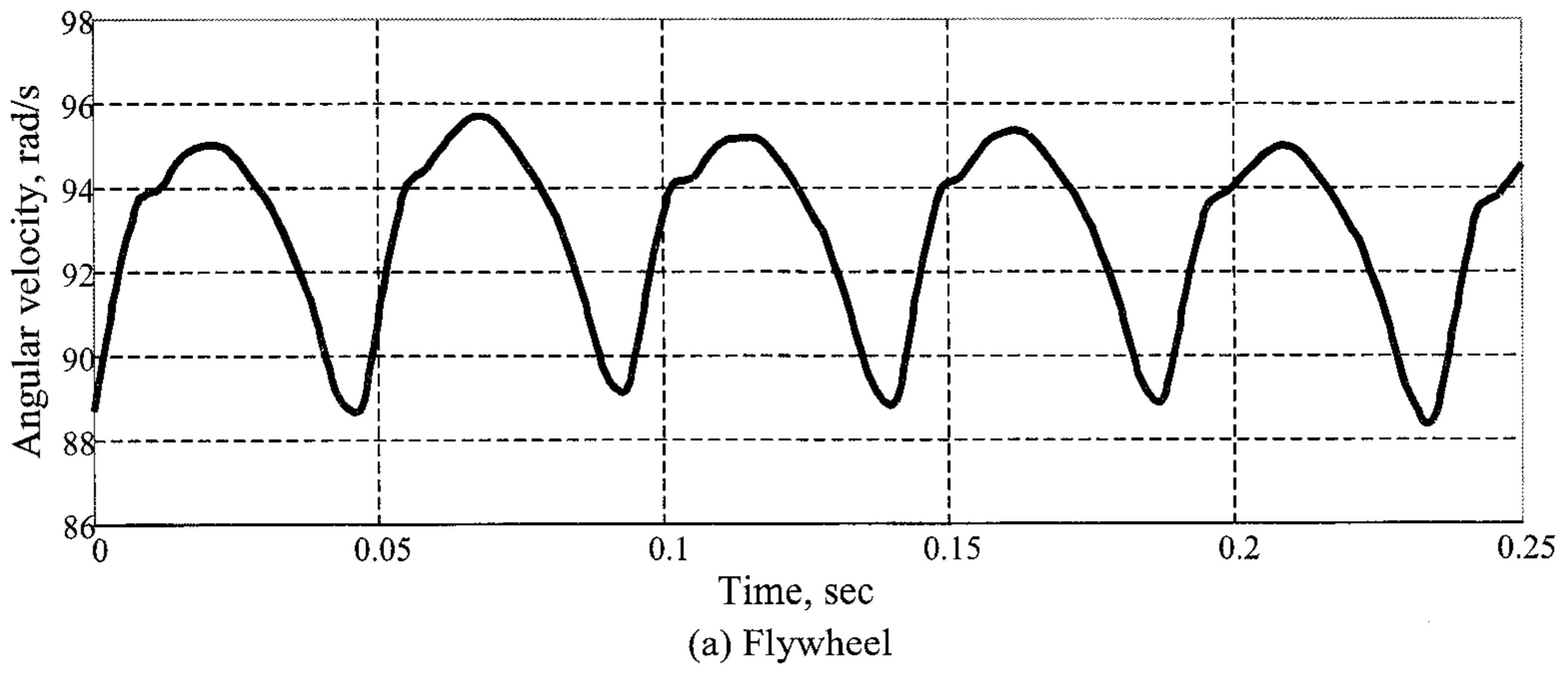
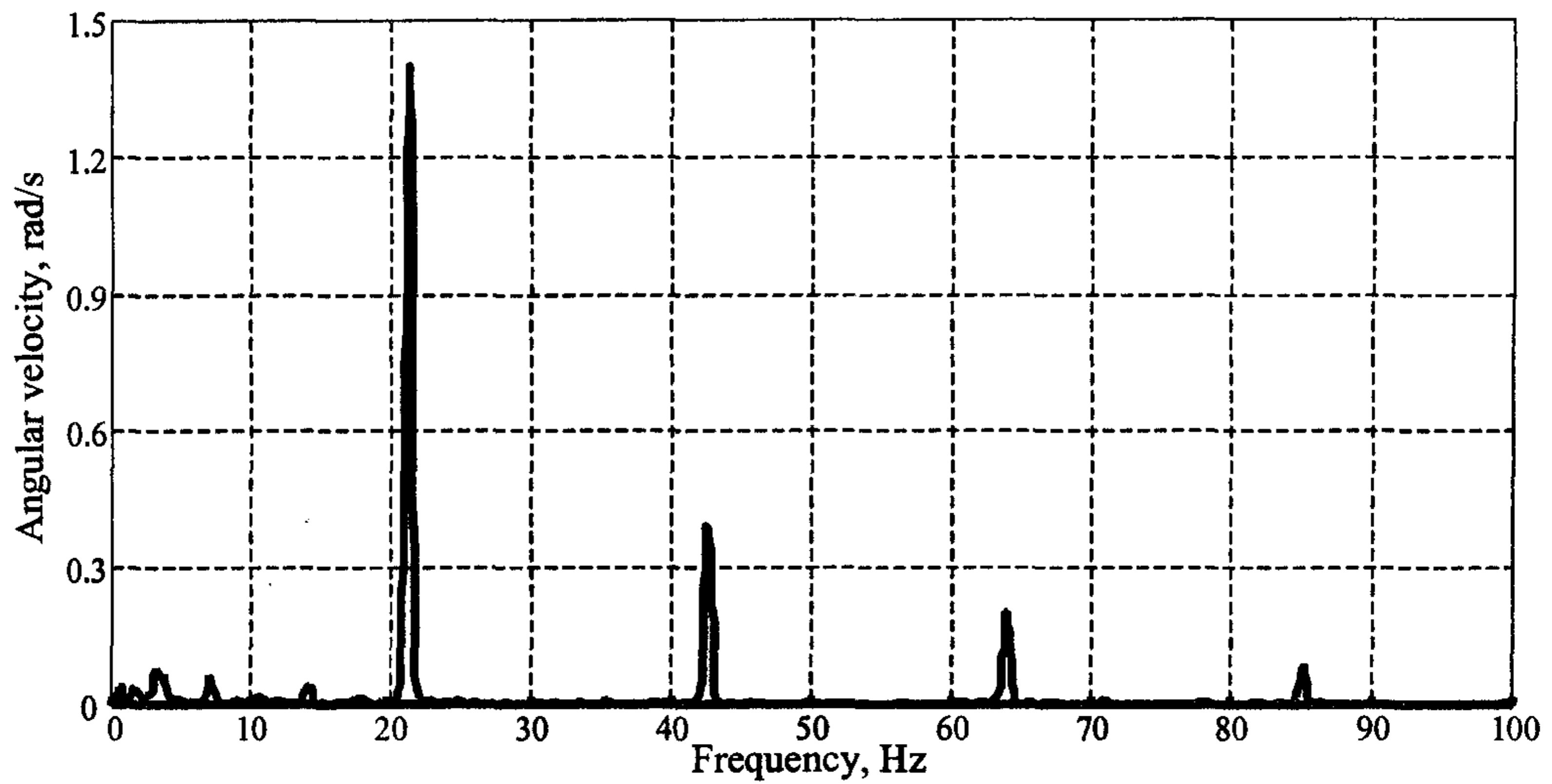
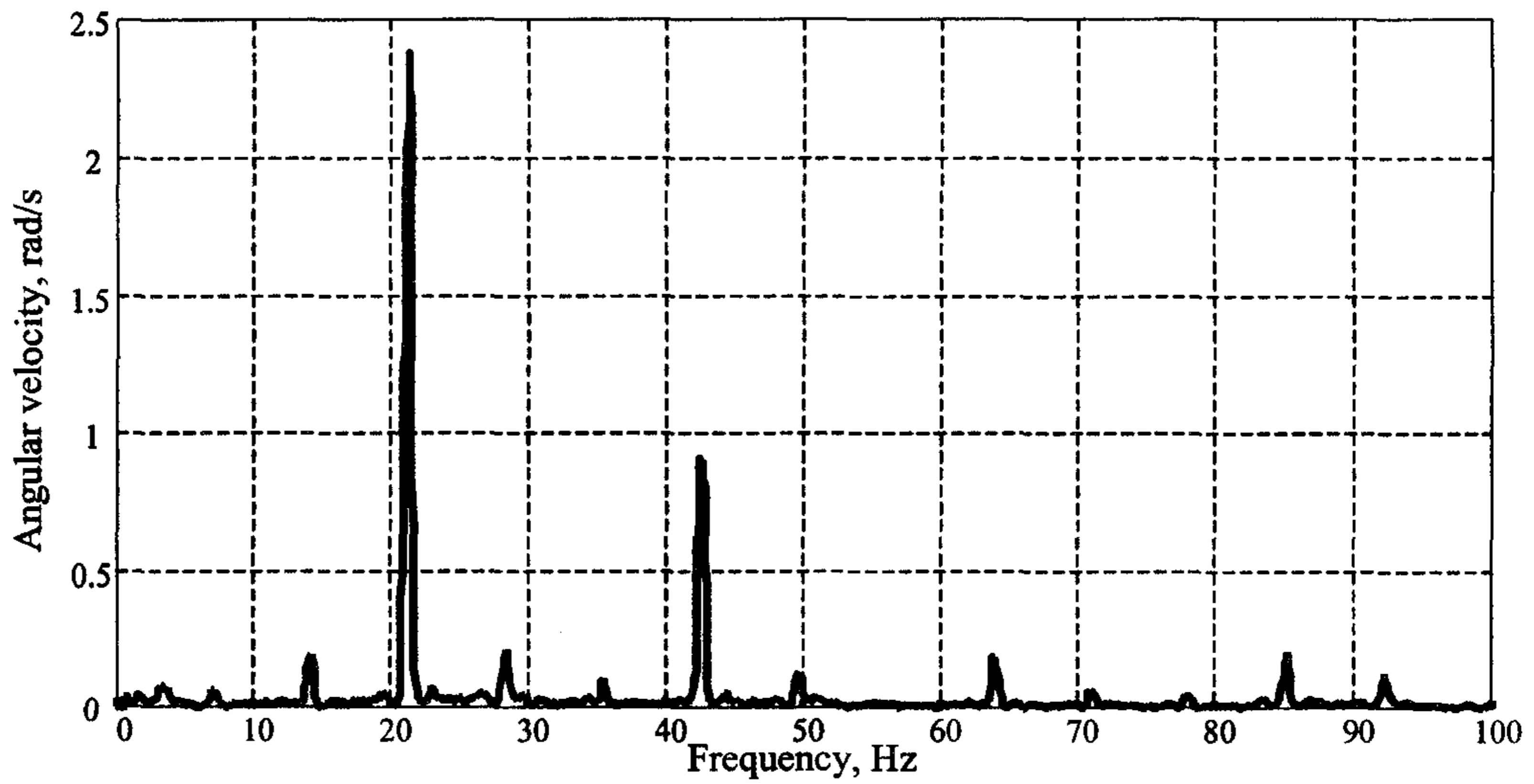


Fig. 7.7 Measured angular velocities in time domain.



(a) Flywheel



(b) Driving gear 14T

Fig. 7.8 Measured angular velocities in frequency domain.

였다. 또한, 구동 기어 14T의 입력 각속도는 실제 측정된 각속도로 하였다. 시뮬레이션은 다물체 동역학 해석 프로그램인 RecurDyn 5.25(FunctionBay)를 이용하여 실시하였으며, 모형의 예측치와 실제 측정치의 비교는 치타움에 가장 큰 영향을 미치는, 엔진의 폭발 주파수에 해당하는, 15차 조화 각속도 성분과 그 2배수

에 해당되는 3차 조화 각속도 성분에서만 실시하였다. 검증 실험과 시뮬레이션에
 서 안티-백래시 기어의 스프링 상수와 압축량은 각각 $k=9.810$ N/mm, $\delta=5$ mm
 인 경우와 $k=30.64$ N/mm, $\delta=5$ mm인 경우로 하였다. 그림 7.9는 모형을 이용하
 여 예측한 안티-백래시 기어의 각속도와 실제 측정된 각속도를 비교하여 나타낸
 것이며, 그림 7.10과 그림 7.11은 이를 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 그림 7.10
 에서와 같이 $k=9.810$ N/mm, $\delta=5$ mm일 때 1.5차 조화 각속도 성분의 측정치와
 예측치는 각각 0.74, 0.72 rad/s로서 예측치의 % 오차는 2.7 %이었다. 3차 조화
 각속도 성분의 측정치와 예측치는 각각 0.27, 0.28 rad/s로서 예측치의 % 오차는

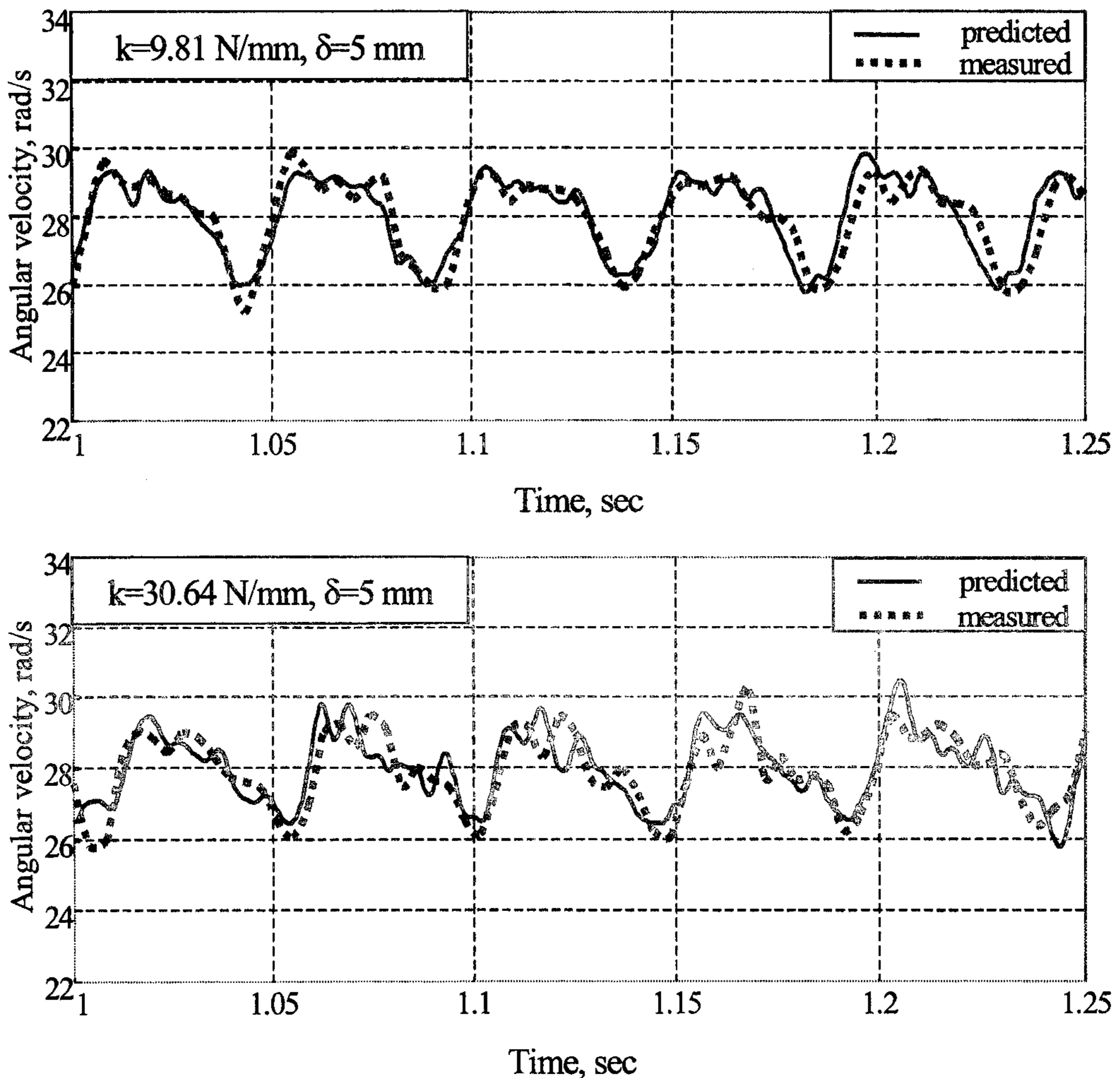
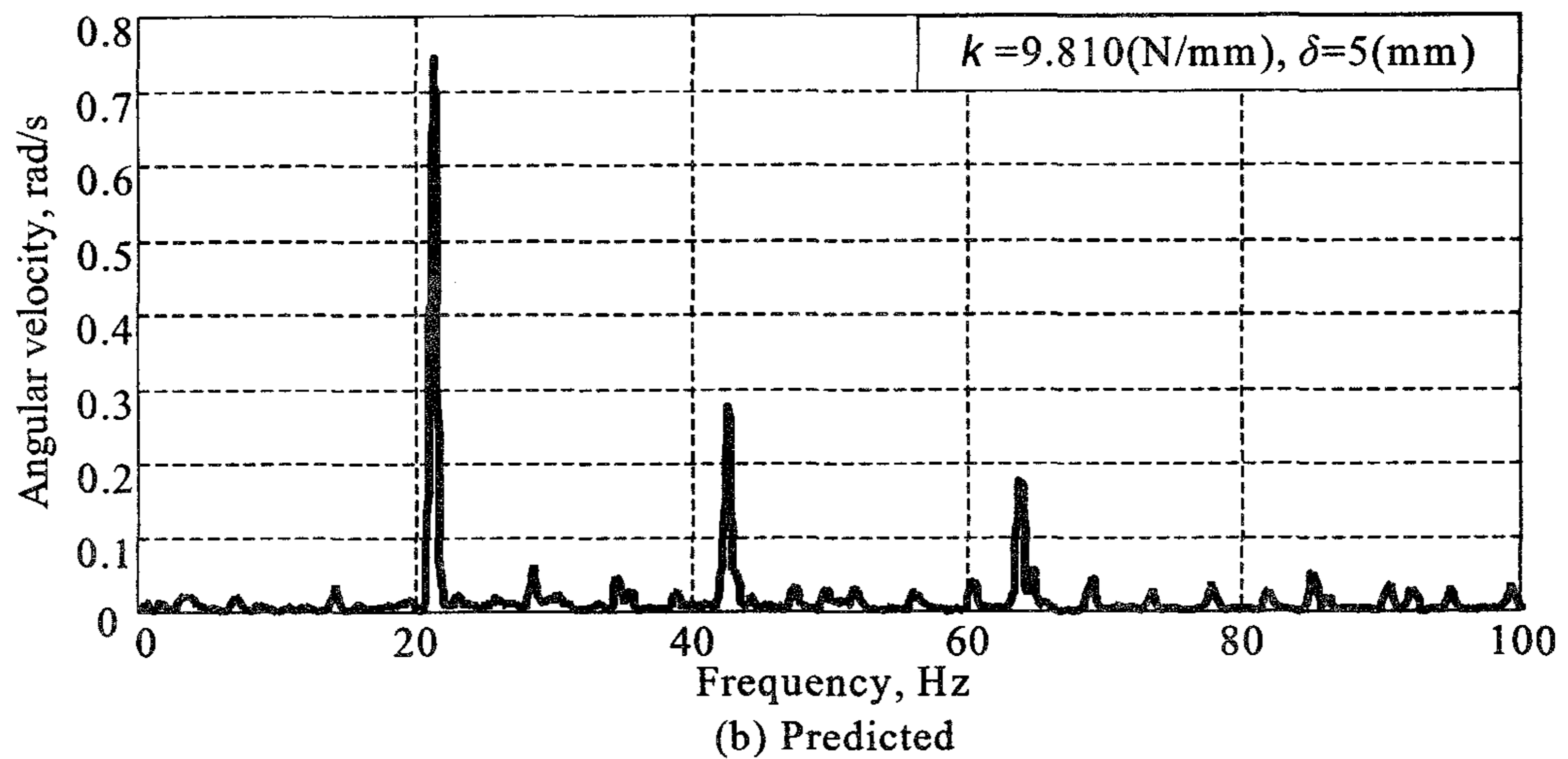
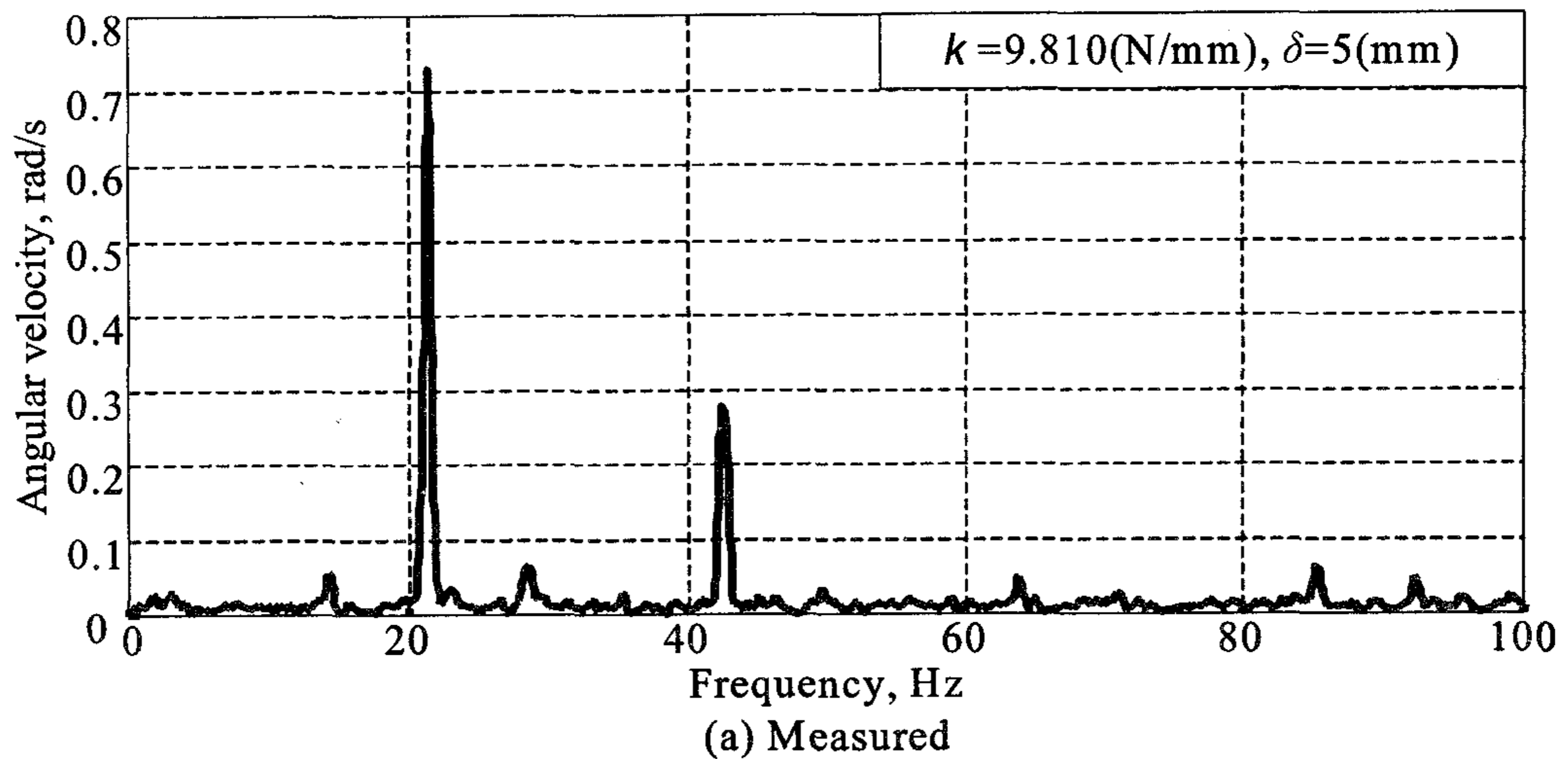
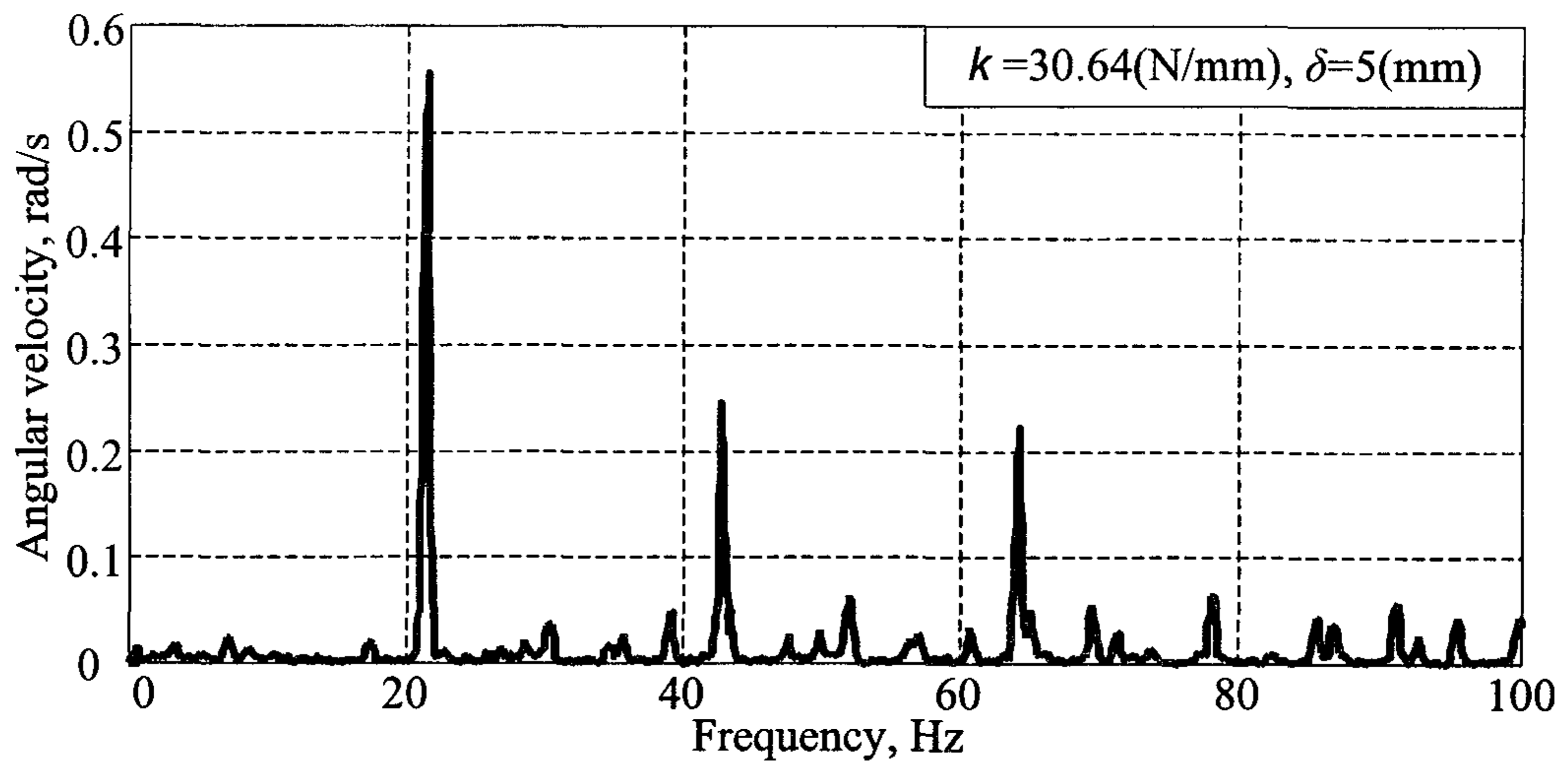


Fig. 7.9 Predicted and measured angular velocities of anti-backlash gear.

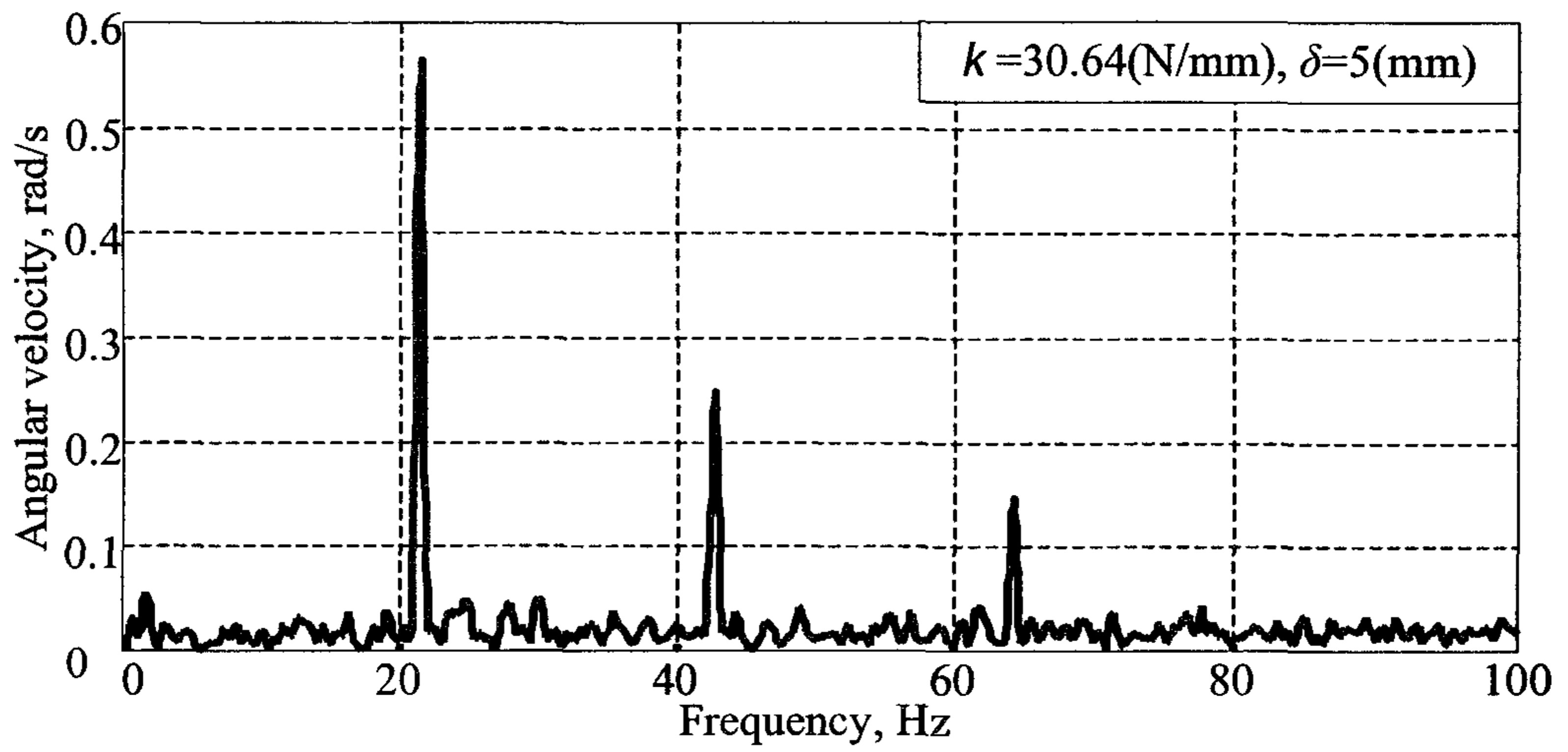


		1.5 order	3.0 order
Angular velocity, Rad/s	Measured	0.74	0.27
	Predicted	0.72	0.28
% error		2.7	3.7

Fig.7.10 Measured and predicted angular velocities of anti-backlash gear when $k=9.810$ N/mm and $\delta=5$ mm.



(a) Measured



(b) Predicted

		1.5 order	3.0 order
Angular velocity, Rad/s	Measured	0.55	0.24
	Predicted	0.56	0.25
% error		1.82	4.17

Fig. 7.11 Measured and predicted angular velocities of anti-backlash gear when $k=30.64 \text{ N/mm}$ and $\delta=5 \text{ mm}$.

3.7 %이었다. $k=30.64$ N/mm, $\delta=5$ mm일 때는 그림 7.11에서와 같이 1.5차 조화 각속도 성분의 측정치와 예측치는 각각 0.55, 0.56 rad/s이었으며 예측치의 % 오차는 1.82 %이었다. 또한, 3차 조화 각속도 성분의 측정치와 예측치는 각각 0.24, 0.25 rad/s로서 예측치의 % 오차는 4.17 % 이었다.

1.5차 및 3차 조화 각속도 성분의 예측치는 최대 % 오차가 4.17 %로서 측정치와 비교적 잘 일치하였다. 이상의 검증 실험 결과로부터 안티-백래시 기어의 모형은 실제 안티-백래시 기어의 각속도를 비교적 정확하게 예측할 수 있을 것으로 판단하였다.

3. 설계 변수의 최적화

시뮬레이션 상에서 안티-백래시 기어의 기능을 확인하기 위하여 안티-백래시 기어에 스프링이 없을 때 즉, 안티-백래시 기어의 비틀림각이 0일 때, 구동 기어와 안티-백래시 기어 사이의 상대 각변위와 상대 각속도 및 안티-백래시 기어의 각속도를 시뮬레이션하였다. 이러한 상태는 안티-백래시 기어를 사용하지 않았을 때의 구동 기어와 피동 기어의 운동 상태와 같다. 그림 7.12는 안티-백래시 기어의 비틀림각이 0일 때 구동 기어와 안티-백래시 기어 사이의 상대 각변위와 각속도를 시뮬레이션한 것이고, 그림 7.13은 안티-백래시 기어의 각속도를 시뮬레이션한 것이다. 두 기어의 상대 각변위는 백래시 범위 내에서 변화하였으며, 두 기어가 충돌할 때의 각속도도 안티-백래시 기어를 사용하지 않았을 때의 변화와 동일하였다. 그림 7.12와 7.13에서 점선으로 부분은 두 기어가 충돌할 때를 나타낸 것이다. 따라서 안티-백래시 기어의 비틀림각이 0이면 안티-백래시 기어는 백래시를 없앨 수 없다. 그러나 자체 비틀림각을 맞물린 기어의 백래시에 해당하는 값으로 설정하면 안티-백래시 기어의 이가 구동 기어와 밀착하여 백래시가 없어진다. 이때 안티-백래시 기어의 비틀림각은 구동 기어가 회전함에 따라 0에서 설정 비틀림각, 즉 0에서 백래시에 해당되는 각 사이에서 변화한다. 본 연구에서는 설정 비틀림각 내에서 변화하는 안티-백래시 기어의 비틀림각을 안티-백래시 기어의 상대 각변위라고 하였다.

치타음을 줄이기 위한 안티-백래시 기어는 압축된 스프링의 복원력에 의하여

분리된 두 부분을 서로 반대 방향으로 회전시키려고 하는 토크가 작용하고, 이 토크에 의하여 안티-백래시 기어의 이가 구동 기어의 이와 밀착하여 백래시를 제거한다. 따라서 구동 기어와 안티-백래시 기어 사이의 상대 각변위는 이 토크에 의하여 결정되며, 토크는 스프링의 스프링 상수 k 와 압축량 δ 에 따라 결정된다. 가장 적절한 k 와 δ 는 구동 기어와 안티-백래시 기어 사이의 상대 각변위가 항상 0이 되도록 하는 값이다. 구동 기어와 안티-백래시 기어 사이의 상대 각변위가 항상 0이 되기 위해서는 안티-백래시 기어의 비틀림각이 항상 초기 설정값인 0.40을 유지하여야 한다.

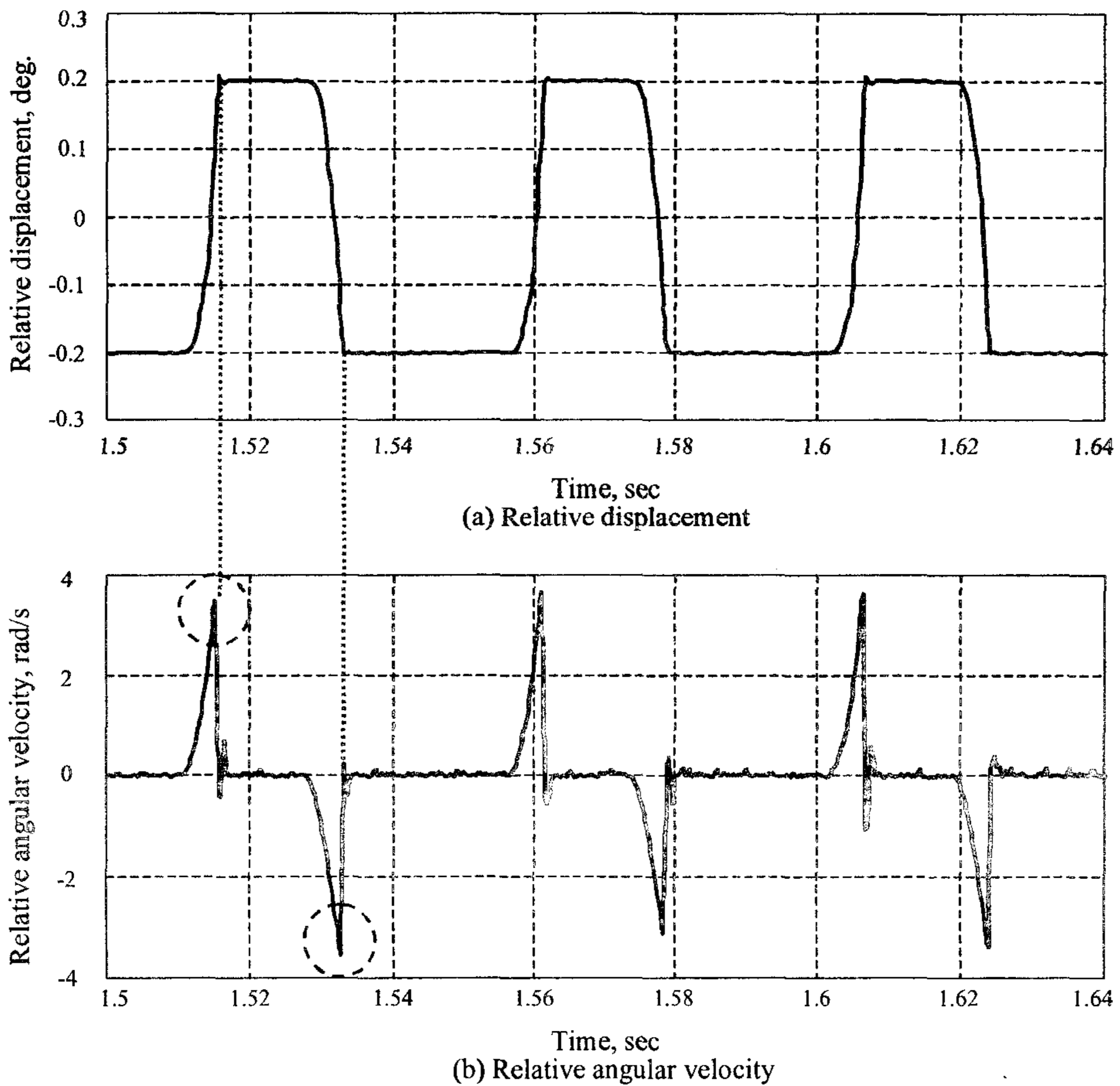


Fig. 7.12 Relative displacements and velocities between driving and driven anti-backlash gears when no spring is used.

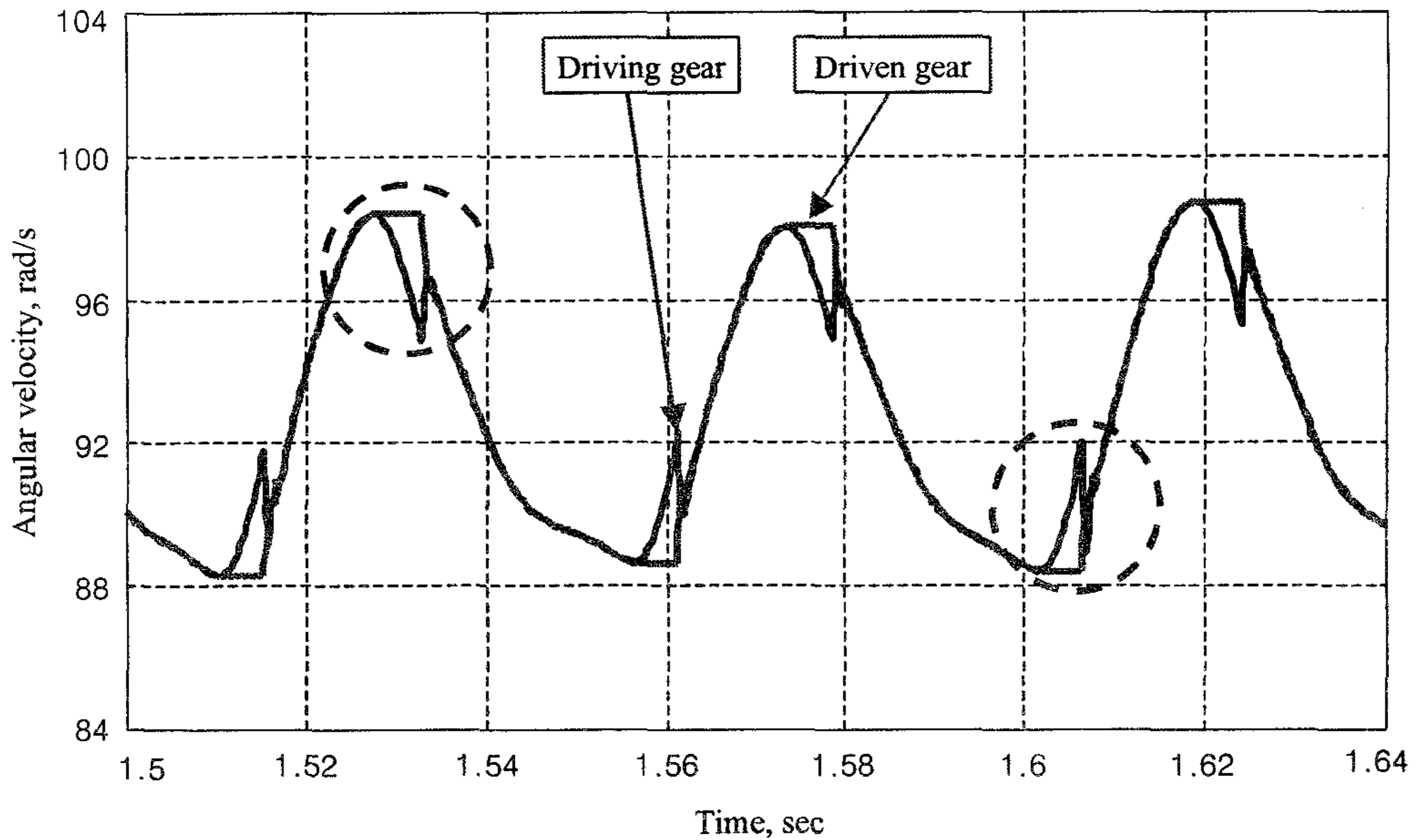


Fig. 7.13 Angular velocities of driving and driven gears.

그림 7.14와 그림 7.15는 스프링 상수가 각각 $k=0.1$ N/mm와 $k=100$ N/mm일 때 압축량 δ 에 따른 구동 기어와 안티-백래시 기어 사이의 상대 각변위를 시뮬레이션한 것이다. $k=0.1$ N/mm일 때는 $\delta=290$ mm 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. 시뮬레이션 결과에 의하면 스프링 상수 k 가 증가하면, 상대 각변위가 0이 되는 최소 초기 토크도 증가하였다. 따라서 스프링 상수를 증가시키면서 상대 각변위가 0이 되는 최소 초기 토크를 구하였다. 표 7.2는 스프링 상수를 증가시키며 구동 기어와 안티-백래시 기어 사이의 상대 각변위가 0이 되는 최소 초기 토크를 구한 것이다. 그림 7.16은 스프링 상수와 최소 초기 토크의 관계를 나타낸 것으로서 최소 초기 토크와 스프링 상수 사이에는 비례 관계가 있는 것으로 나타났다. 회귀 분석을 통하여 구한 최소 초기 토크와 스프링 상수의 관계 식 (7.2)에서와 같다.

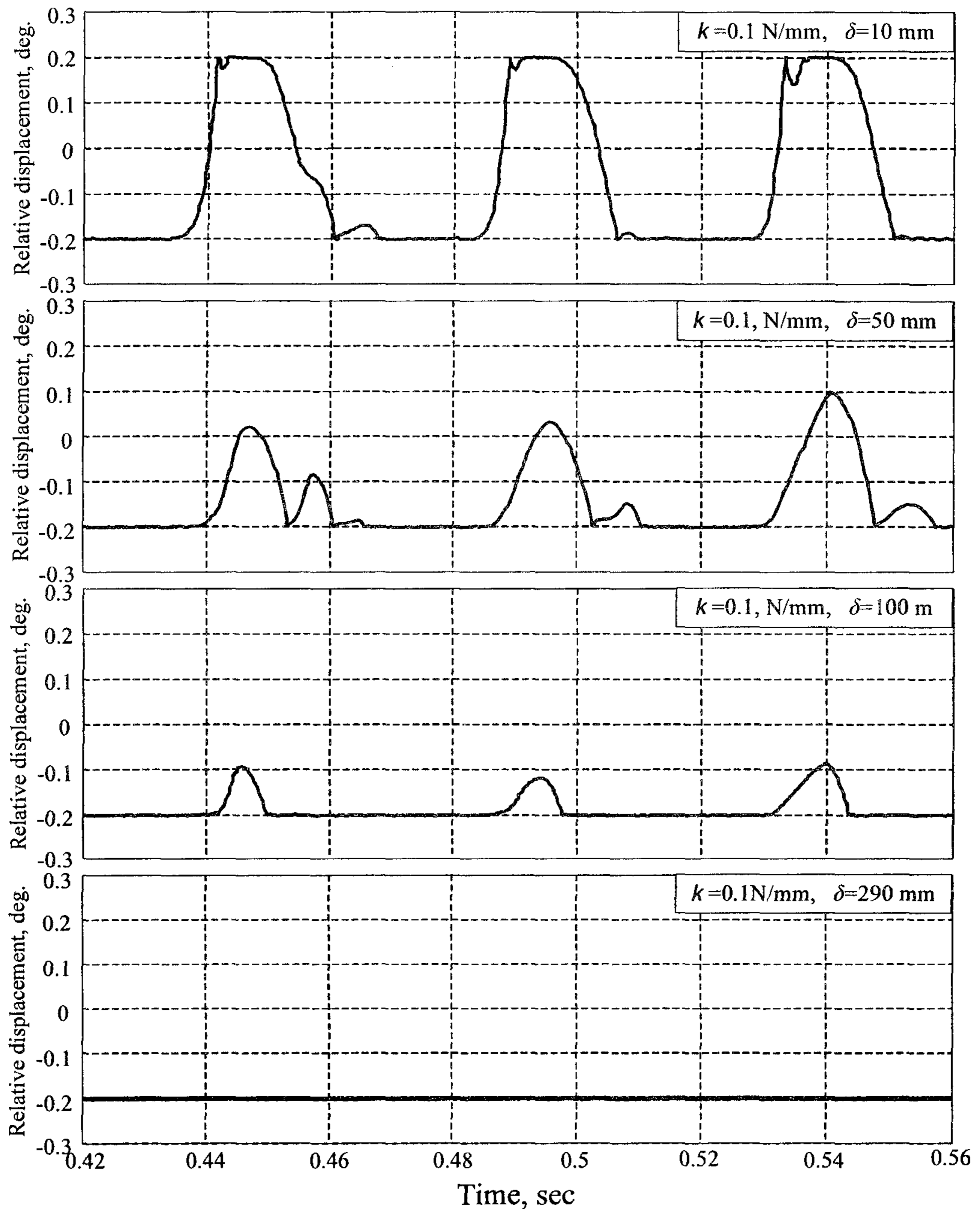


Fig. 7.14 Simulated relative angular displacement between driving and anti-backlash gears when $k=0.1 \text{ N/mm}$

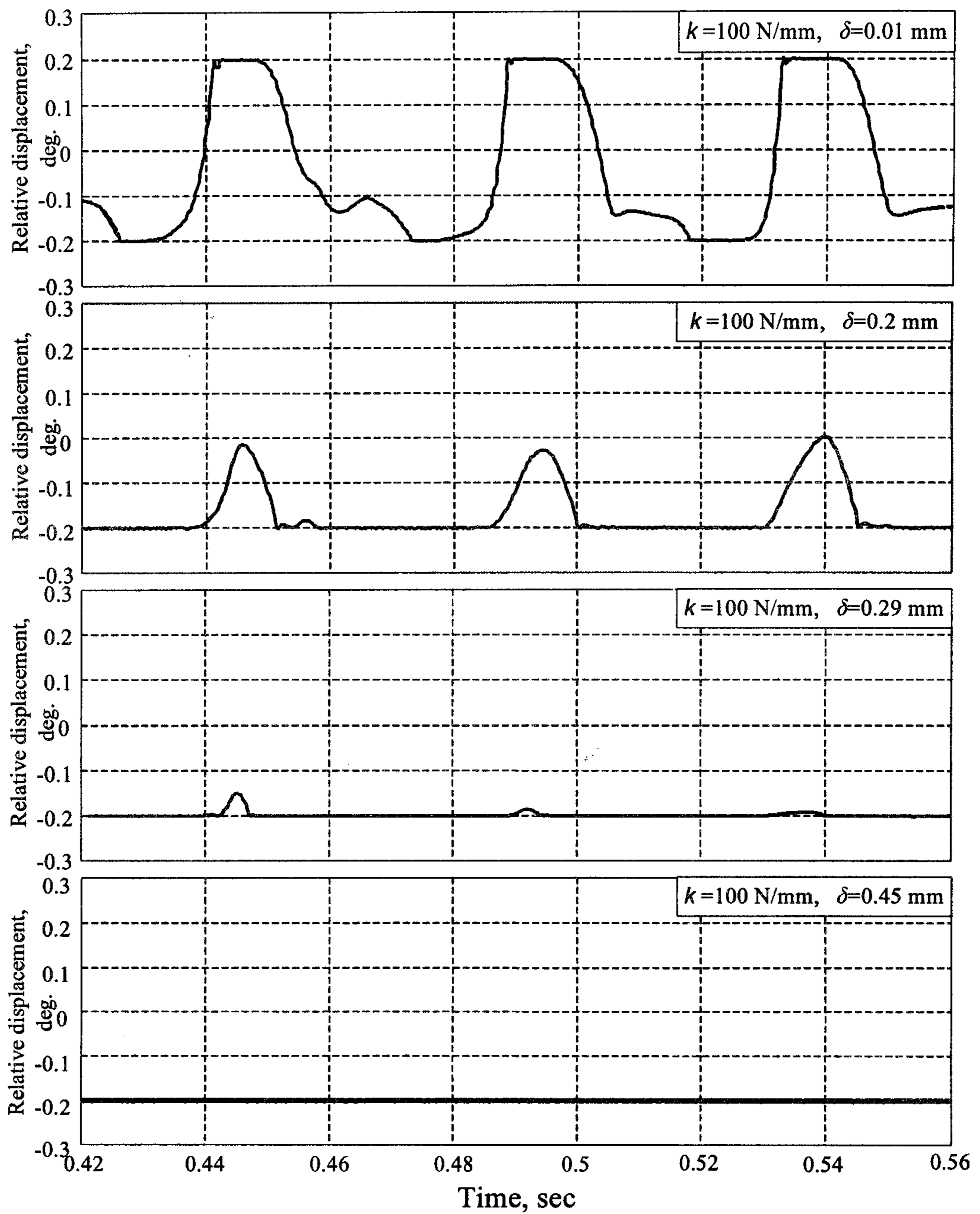


Fig. 7.15 Simulated relative angular displacement between driving and anti-backlash gears when $k=100 \text{ N/mm}$

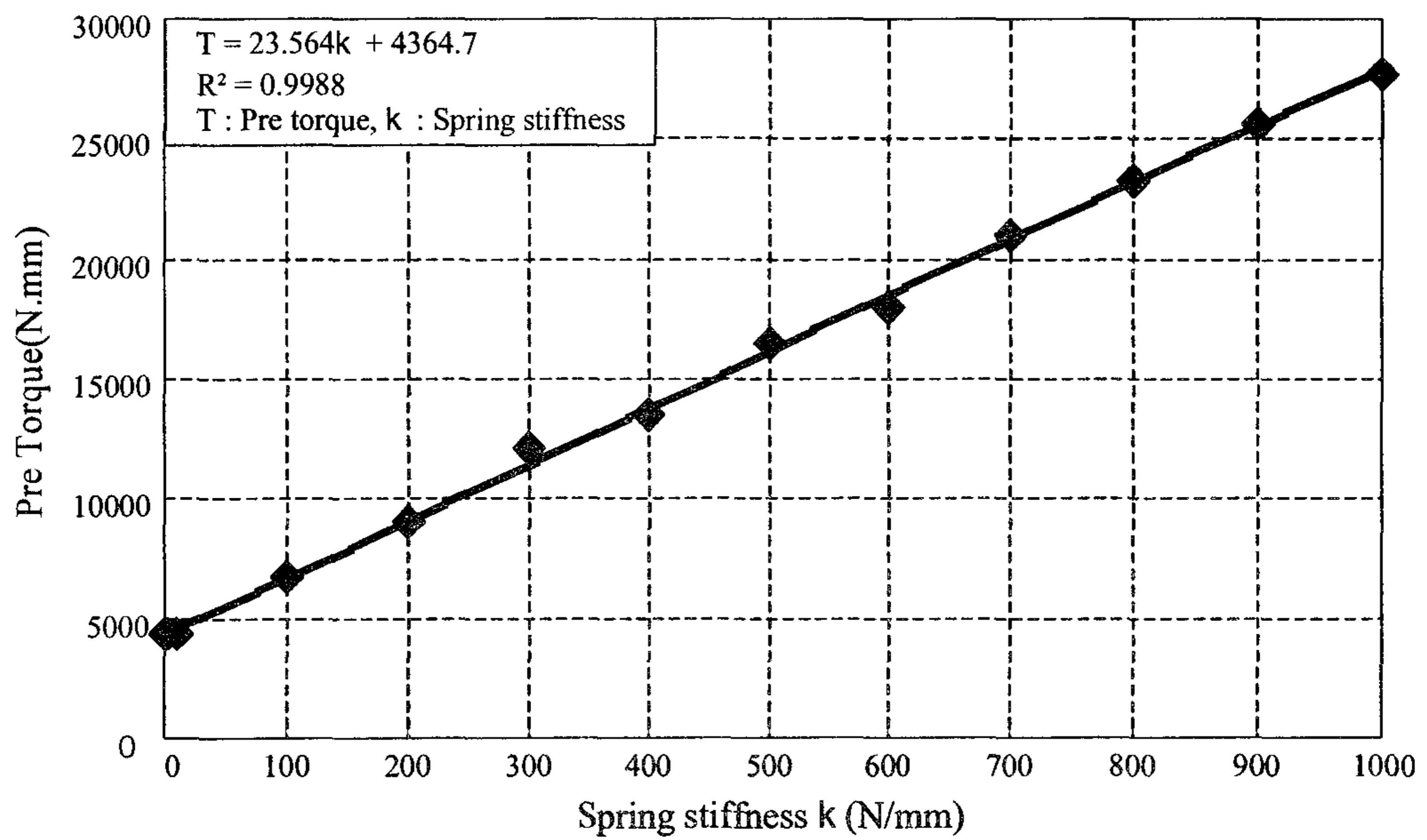


Fig. 7.16 Minimum pre-torque vs. spring stiffness of anti-backlash gear.

Table 7.2 Spring deflection, pre load, and pre torque by spring stiffness of anti-backlash gear

Spring stiffness k , N/mm	Spring deflection δ , mm	Pre-load N	Pre-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

$$T_{\min} = 23.564k + 4364.7 \quad (7.2)$$

여기서, T_{\min} = 최소 초기 토크, N.mm

k = 스프링 상수, N/mm

안티-백래시 기어의 스프링을 결정하기 위해서는 스프링 상수 k , 압축량 δ , 자유 길이 L , 외경 D_o , 내경 D_i 를 결정하여야 한다. 따라서 각 변수의 값은 스프링 상수 k 와 압축량 δ 의 관계를 이용하여 구하였다. 그림 7.18에서 중심 거리 d 는 안티-백래시 기어의 크기를 고려하여 50 mm로 결정하였으며 스프링의 개수 n 은 편심을 방지하고 조립의 편의를 고려하여 3으로 결정하였다.

스프링 상수 k 와 압축량 δ 의 관계는 식 7.1과 식 7.2를 이용하여 다음과 같이 구하였다. 식 7.1을 식 7.2에 대입하면

$$F d n = 23.56k + 4364.7 \quad (7.3)$$

가 된다. 식 7.2에서 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 7.3은 다음과 같이 표현된다.

$$150 k\delta \geq 23.56k + 4364.7 \quad (7.4)$$

식 (3)에서 k 를 구하면

$$k \geq \frac{4364.7}{150\delta - 23.564} \quad (7.5)$$

가 된다. 이를 그림으로 표현하면 그림 7.17과 같다. 그림 7.17의 곡선의 위쪽에서 스프링 상수 k 와 압축량 δ 를 취하면 이론적으로 구동 기어와 안티-백래시 기어 사이의 상대 각변위는 0이 된다. 즉 치타음이 발생하지 않는다. 따라서 위의 조건을 만족하는 범위 내에서 다른 요소들을 고려하여 나머지 변수를 결정하였다.

스프링의 자유 길이, 내경, 외경은 압축 및 인장 스프링의 설계 기준으로서 한국 산업 규격 KS B 2406과, 안티-백래시 기어의 크기를 고려하여 각각 스프링의 자유 길이는 $L = 20$ mm, 외경은 $D_o = 10$ mm, 내경은 $D_i = 5$ mm로 결정하였다.

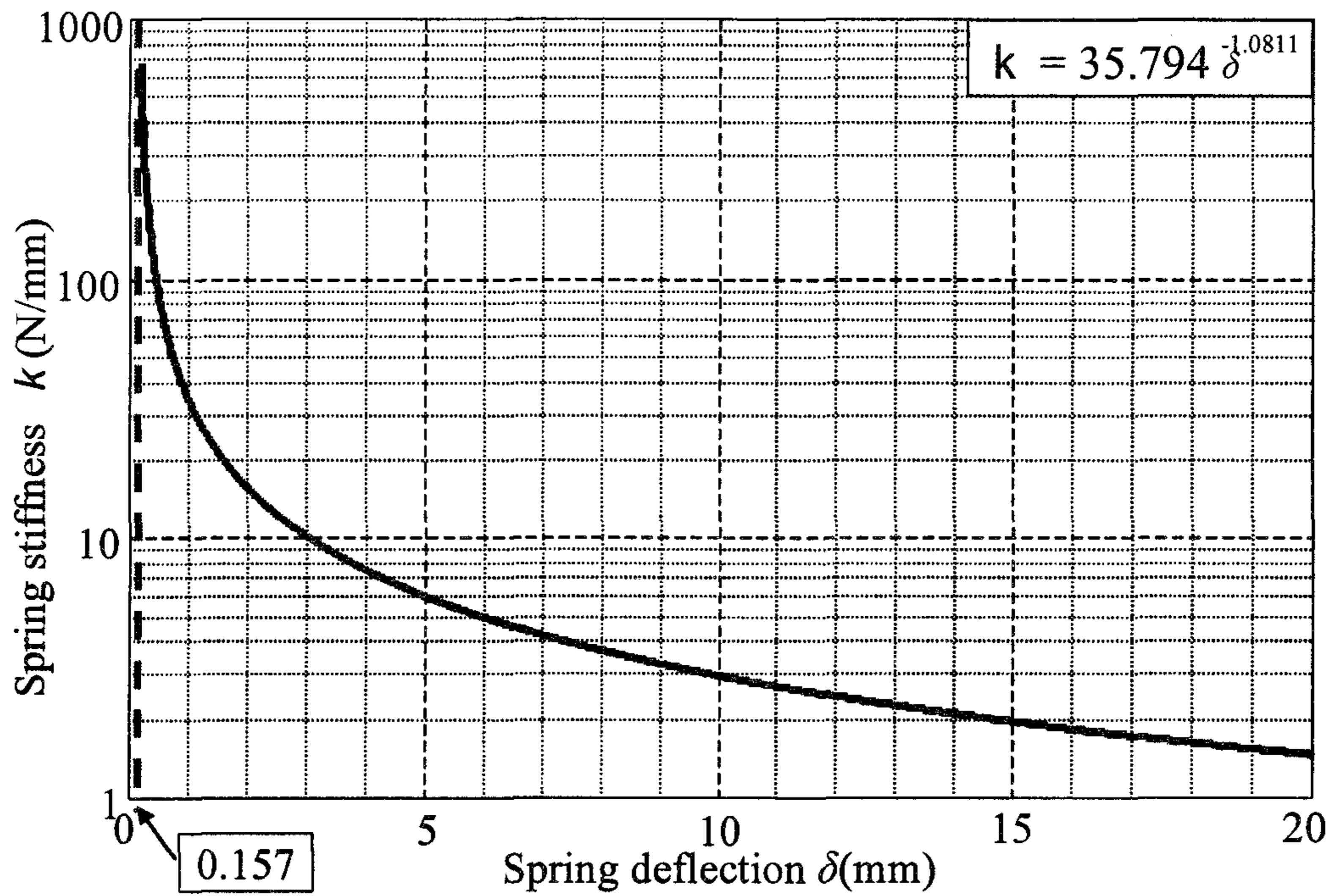


Fig. 7.17 Relations between minimum spring stiffness and spring deflection of anti-backlash gear for zero relative angular displacement.

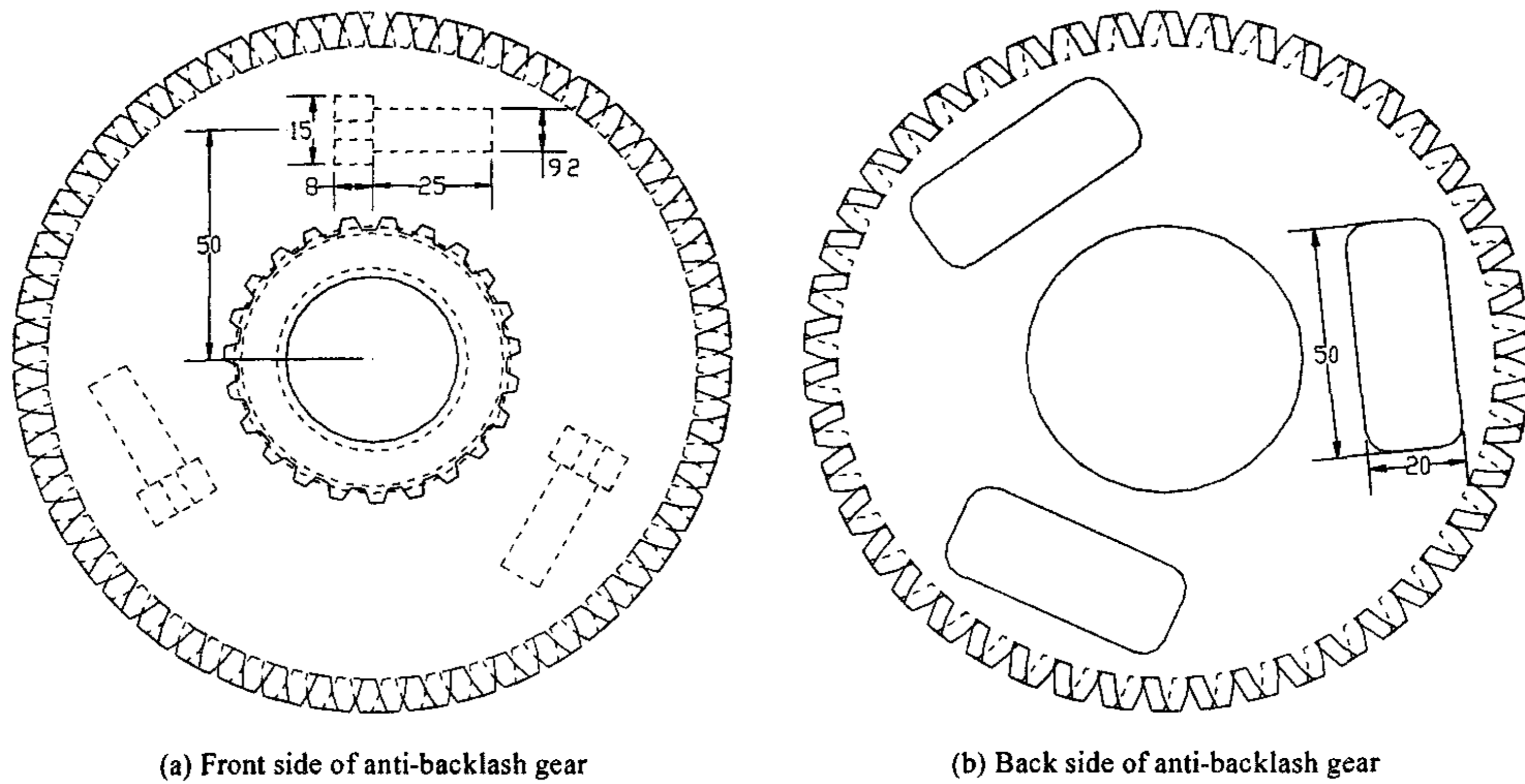


Fig. 7.18 Front view of anti-backlash gear.

제3절 안티-백래시 기어의 치타음 감소 효과

안티-백래시 기어의 스프링은 스프링 상수의 오차가 작고 조립이 용이한 프레스 금형용 코일 스프링을 사용하였다. 한국 산업 규격 KS B 4121에 의하면 프레스 금형용 코일 스프링은 작용 하중의 크기에 따라 그림 7.19에서와 같이 5가지 표준형으로 구분되어 있으며, TF는 경소 하중용으로 노란색이고, TL은 경하중용으로 파란색, TM은 중간 하중용으로 빨간색, TH는 중(重)하중용으로 녹색, TB는 극중하중용으로 고동색이다. 각 스프링의 제원은 표 7.3에서와 같다.

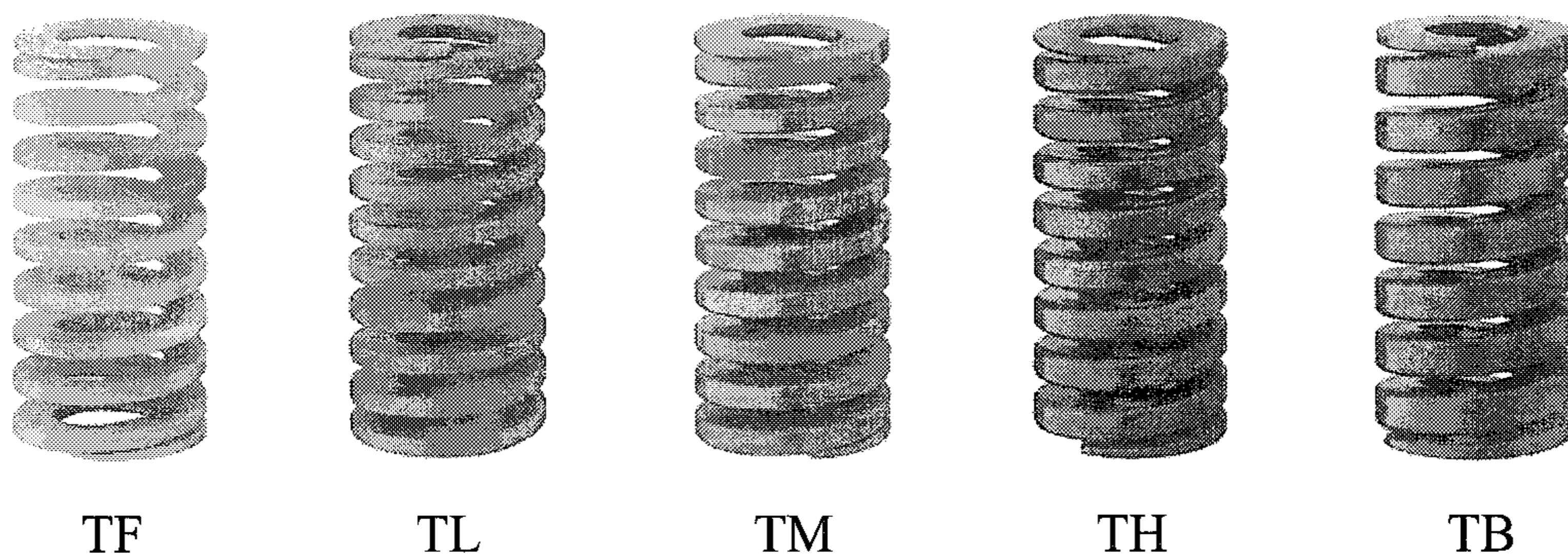


Fig. 7.19 Types of coil springs for press dies.

Table 7.3 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

안티-백래시 기어의 스프링으로서 가장 적절한 스프링을 선택하기 위하여 5가지 스프링을 모두 사용하여 치타음을 측정하였다. 스프링의 압축량은 각 스프링에 대하여 모두 2 mm와 5 mm 2가지 경우로 하였다. 그림 7.20은 경소 하중용 스프링을 2 mm 압축하였을 때 구동 기어와 안티-백래시 기어 사이의 상대 각변위를 시뮬레이션한 것이다. 그림에서와 같이 부분적으로 상대 각변위가 존재하였으며, 이 부분에서 치타음이 발생할 것으로 판단되었다. 식 7.5와 그림 7.17에 의하면, 압축량이 2 mm일 때 치타음이 발생하지 않는 조건은 스프링 상수가 16.92 N/mm 이상일 때이며, 압축량이 5 mm일 때는 스프링 상수가 6.28 N/mm 이상일 때이다. 이론적으로는 치타음 측정에서 경소 하중용 스프링을 2 mm 압축하였을 때만 치타음이 발생하지 않는다.

그림 7.21, 7.22, 7.23은 5개 스프링의 압축 변위에 따라 측정한 치타음을 시간 함수, 주파수 함수, 1/3 옥타브 대역으로서 나타낸 것이고, 표 7.4는 각각의 경우

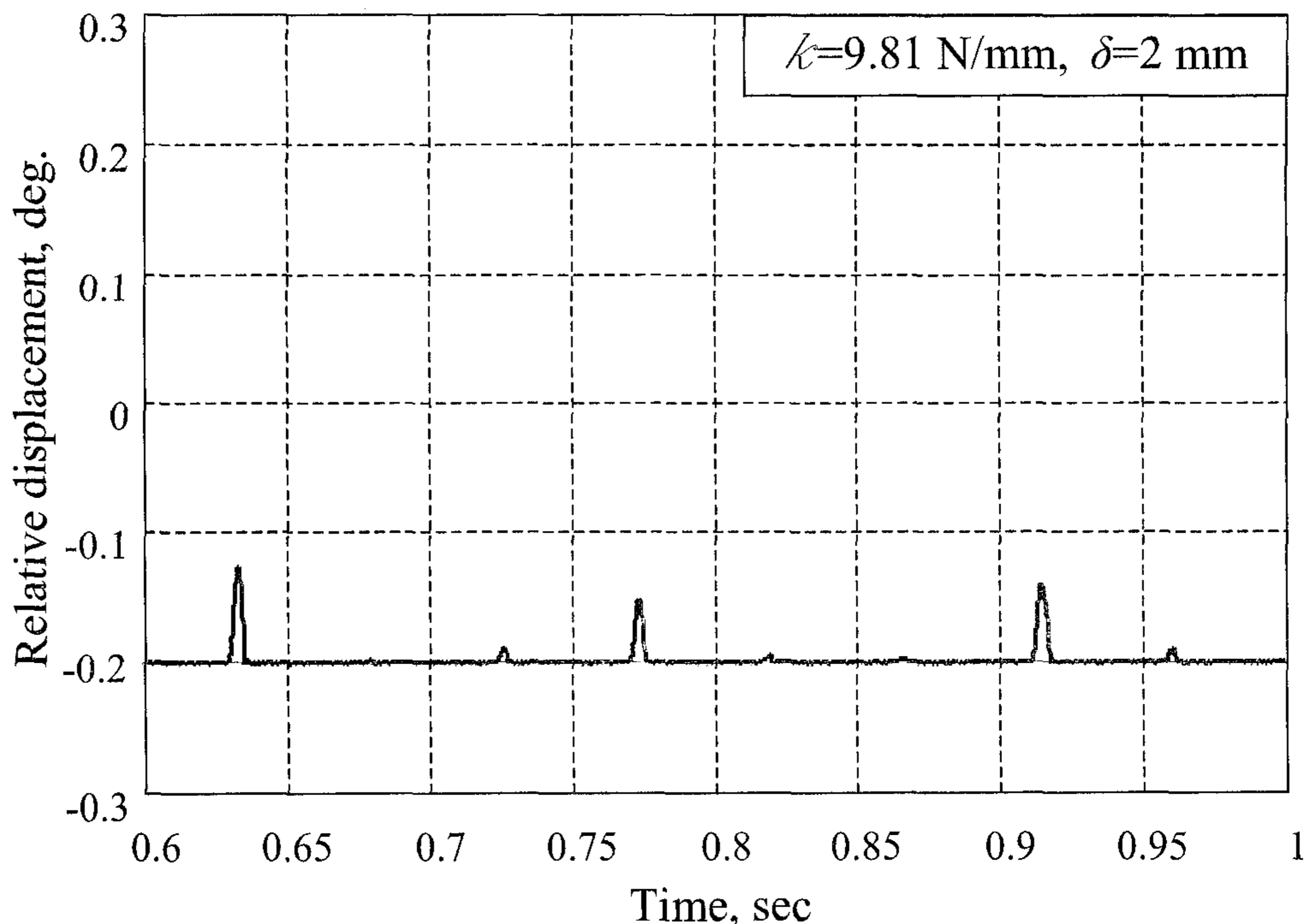


Fig. 7.20 Relative angular displacements of driving and driven gears when $k=9.81$ N/mm, $\delta=2$ mm.

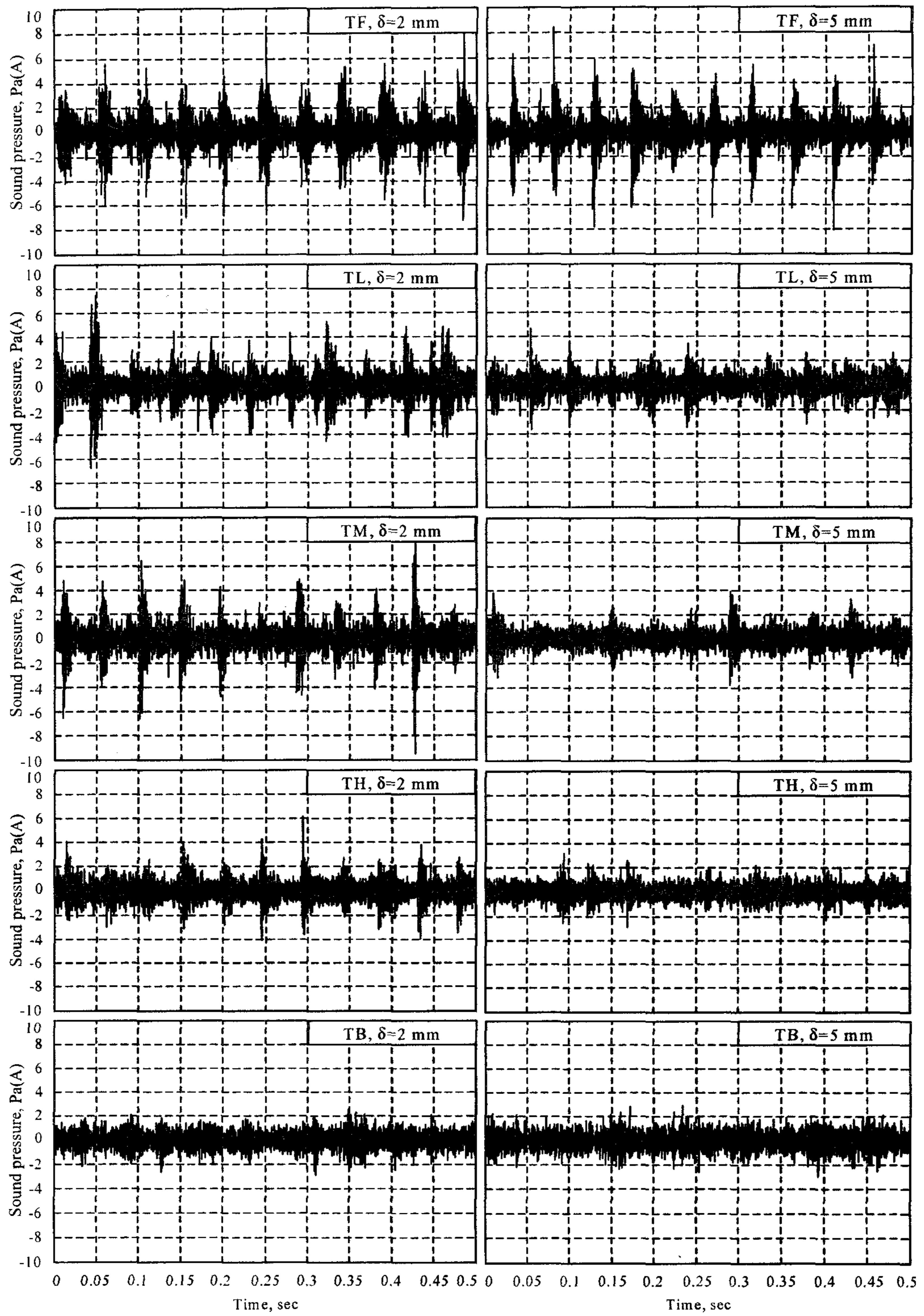


Fig. 7.21 Comparison of the rattle noise in time domain by types of springs.

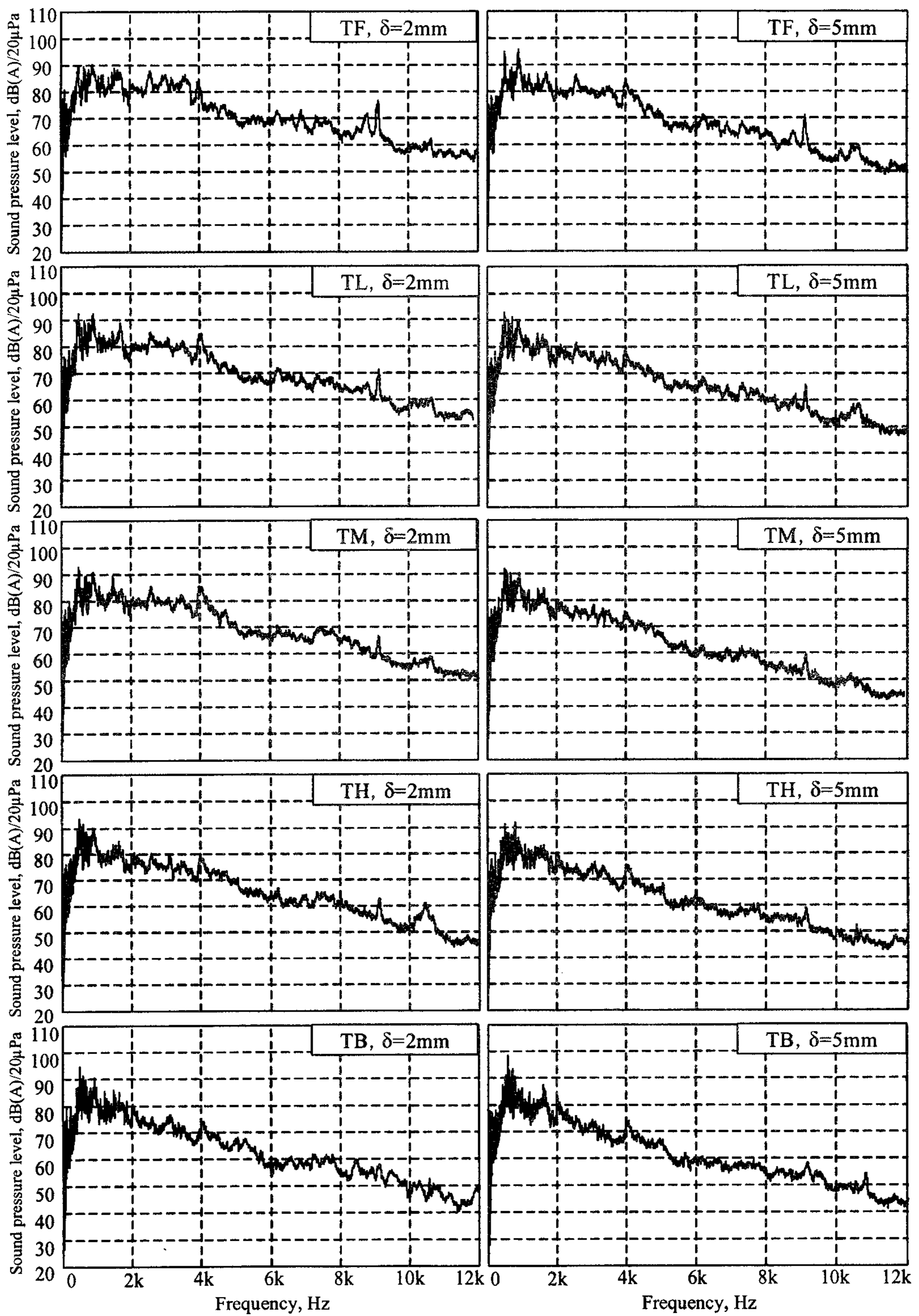


Fig. 7.22 Comparison of rattle noise in frequency domain by types of springs.

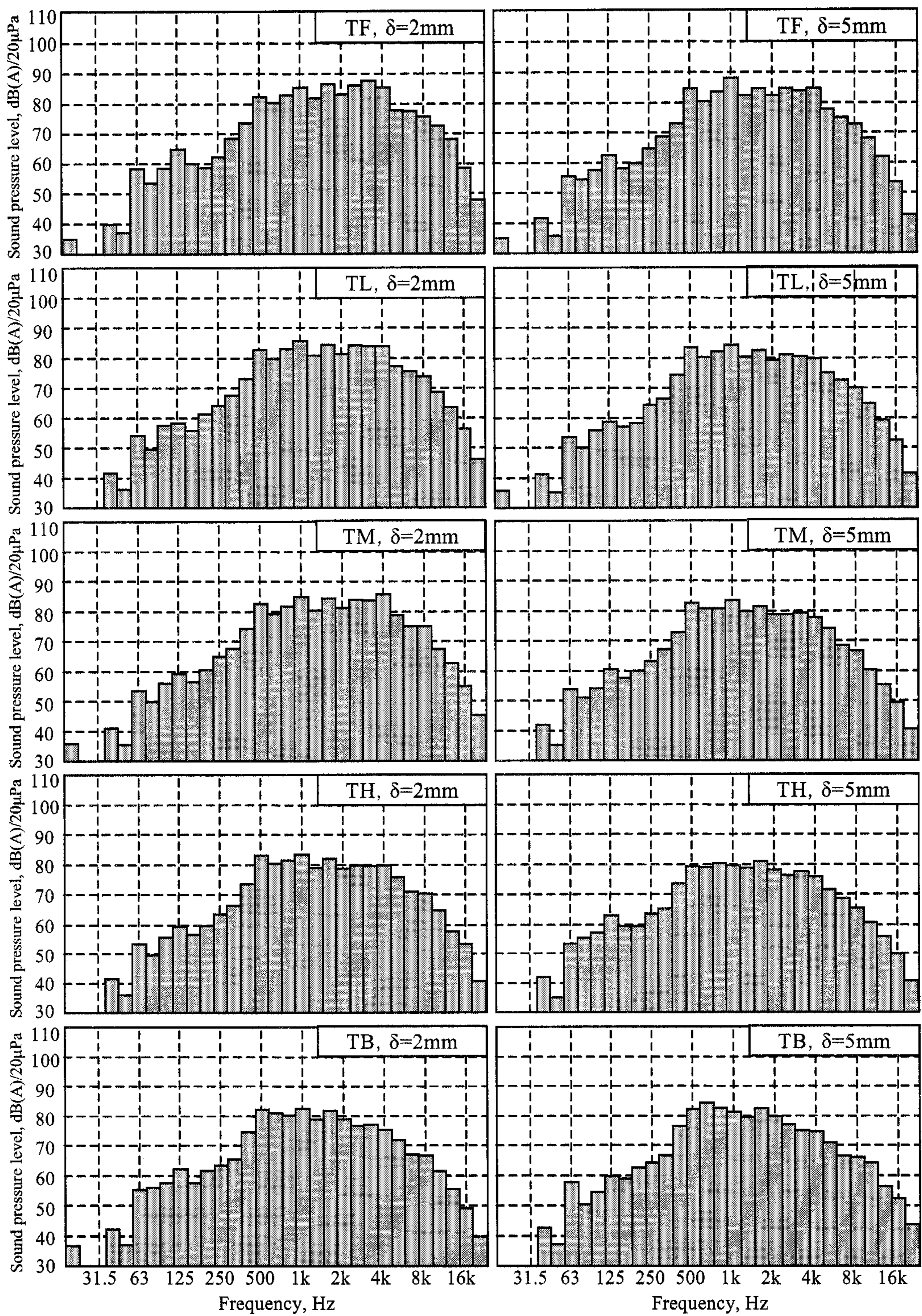


Fig. 7.23 Comparison of rattle noise in 1/3 octave frequency band by types of springs

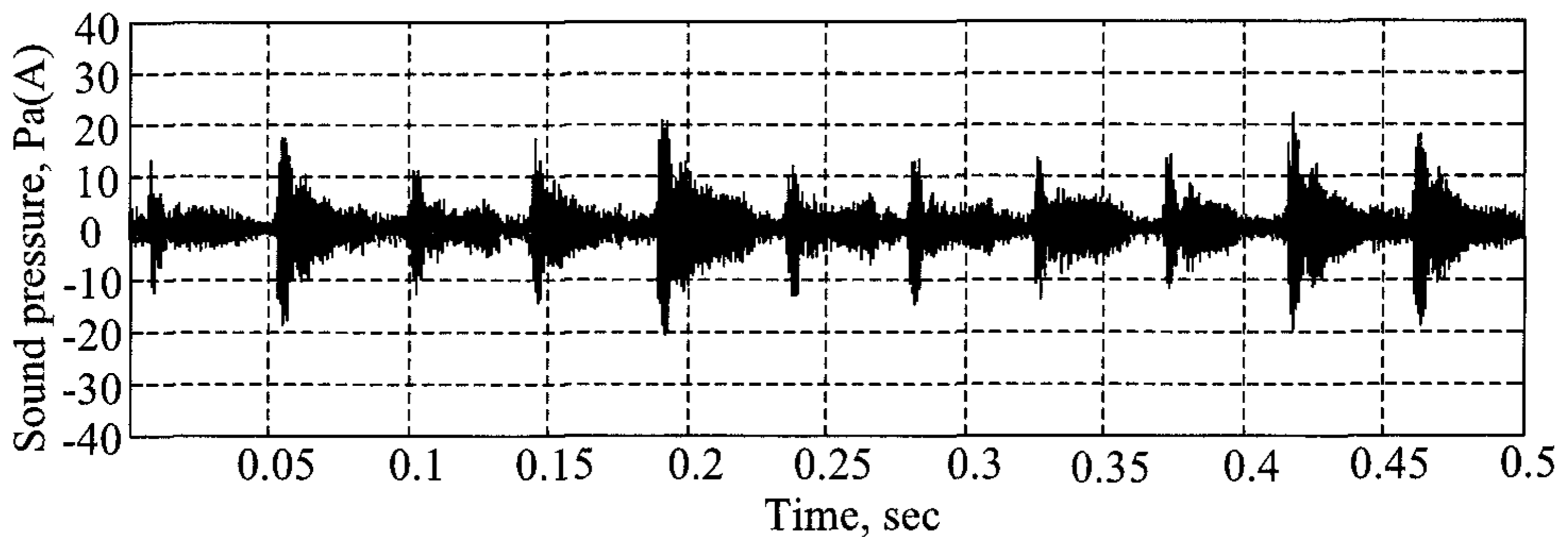
Table 7.4 Sound pressure level of PTO rattle noise when anti-backlash gear was used

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

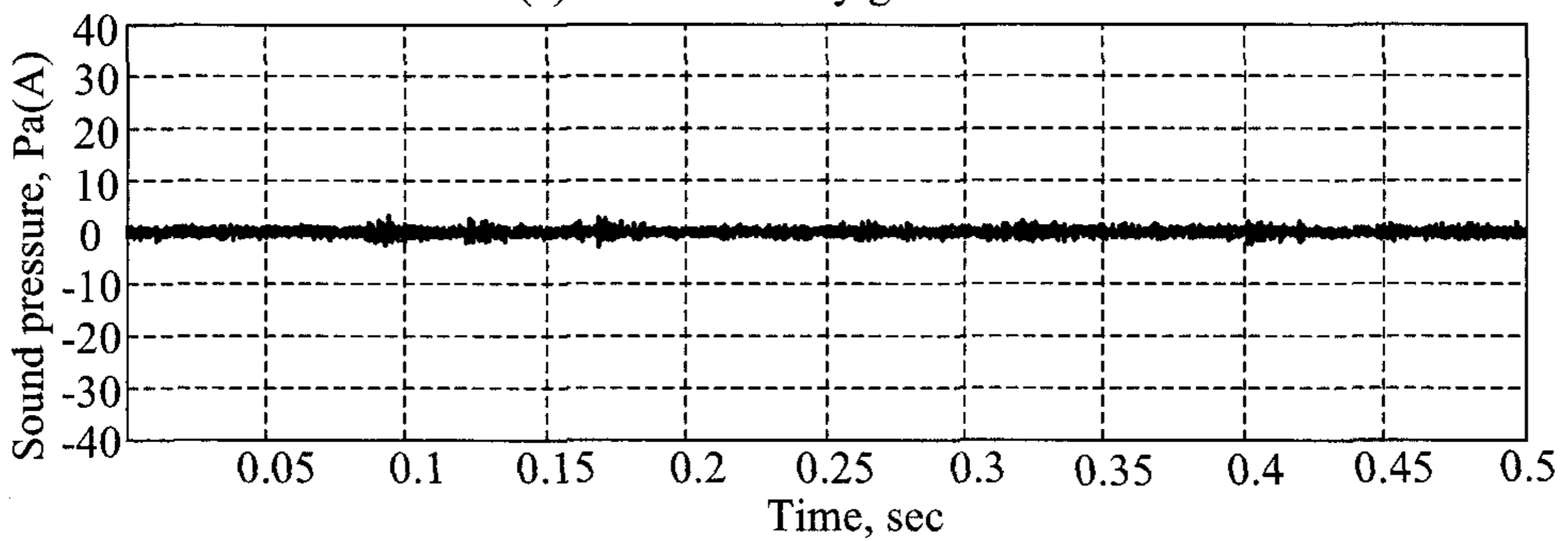
TF	5	94.3
TL	5	91.6
TM	5	90.7
TH	5	88.8
TB	5	90.9

에 대한 음압 수준을 나타낸 것이다. 측정 결과에 의하면 경소 하중용 스프링 TF를 2 mm 압축하였을 때 음압 수준이 가장 높았다. 상대 각변위가 0인 경우에도 치타음에서는 차이가 나타났으며, 압축량이 같을 때는 스프링 상수가 커질수록 치타음이 감소하는 경향을 나타내었다.

안티-백래시 기어의 치타음 감소 효과를 구명하기 위하여 실험용 PTO 전동 라인에서 안티-백래시 기어를 사용하였을 때와 사용하지 않았을 때의 치타음을 측정하여 비교하였다. 그림 7.24, 7.25, 7.26은 각각 안티-백래시 기어를 사용하였을 때와 사용하지 않았을 때의 치타음을 시간 함수, 주파수 함수, 1/3 옥타브 대역으로서 나타낸 것이다. 그림 7.24에서와 같이 안티-백래시 기어를 사용하였을 때는 치타음의 피크 부분이 사라졌다. 또한 그림 7.25와 7.26에서와 같이 치타음의 주요 주파수 성분인 3.7 kHz와 8 kHz에서도 치타음이 사라졌다. 스프링의 스프링 상수와 압축량이 각각 $k=9.81$ N/mm, $\delta=2$ mm인 안티-백래시 기어를 사용하였을 때의 치타음은 94.8 dB(A)로서 사용하지 않았을 때보다 최소 10.9

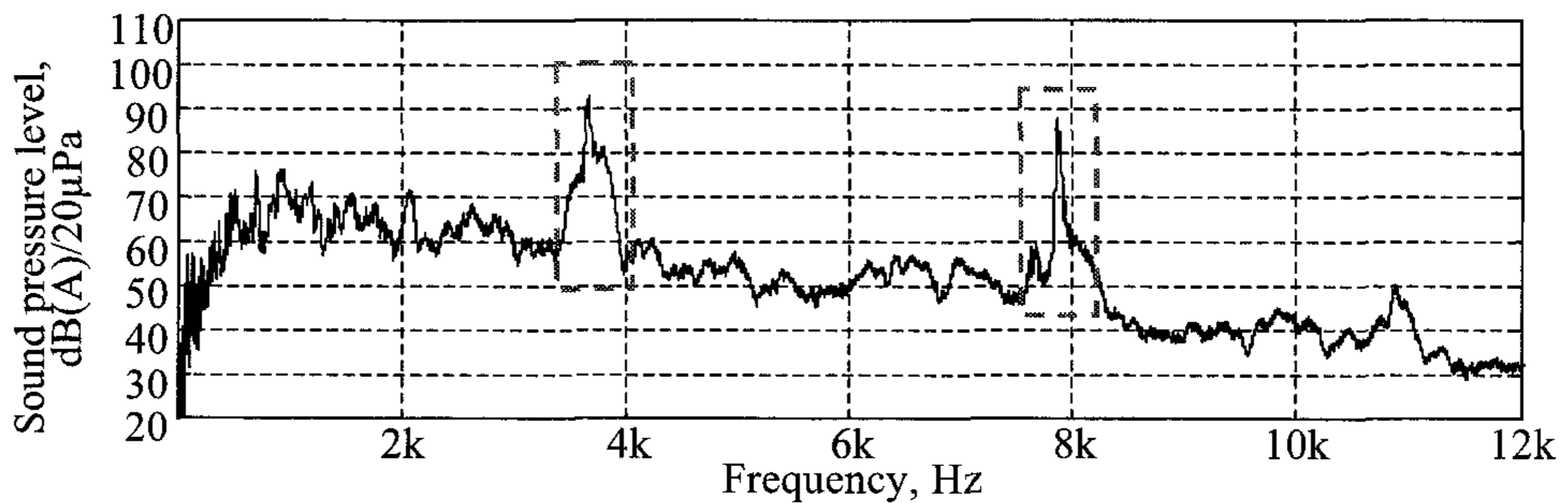


(a) When ordinary gear was used

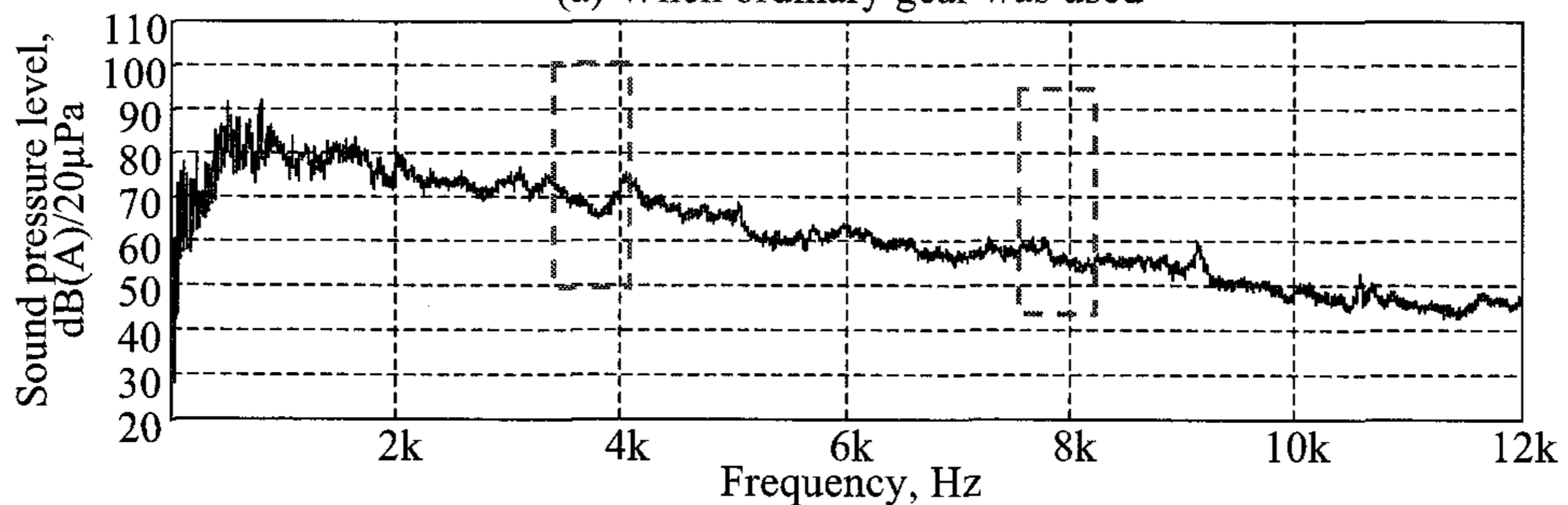


(b) When anti-backlash gear was used (TH, $\delta=5$ mm)

Fig. 7.24 Reduction of rattle noise in time domain by anti-backlash gear

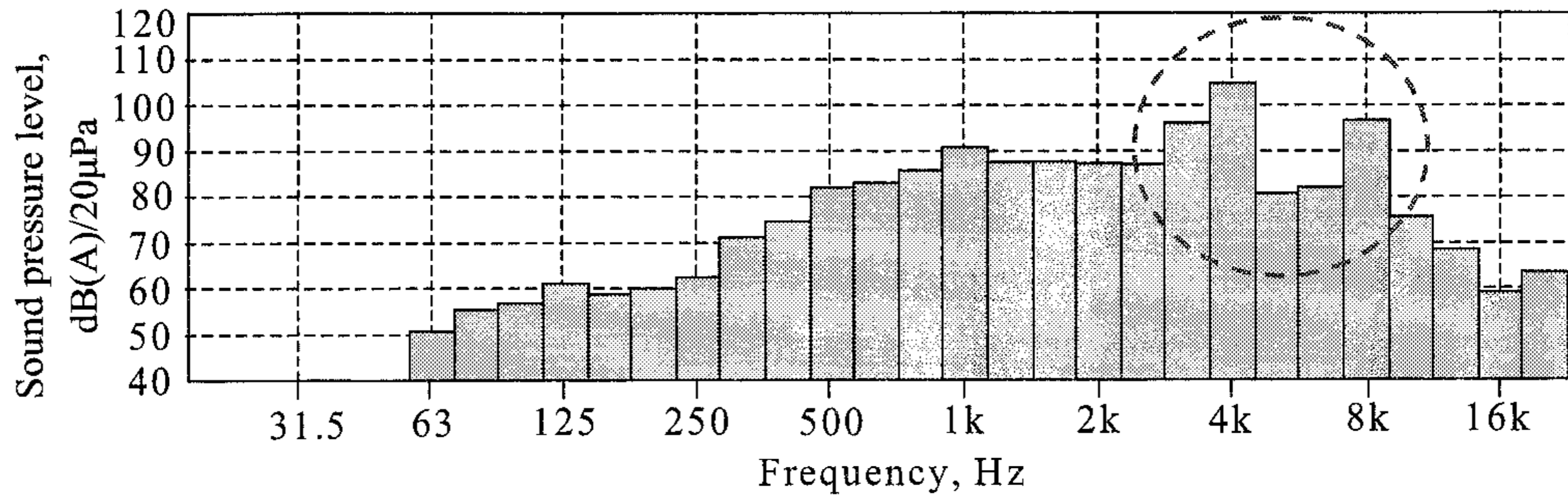


(a) When ordinary gear was used

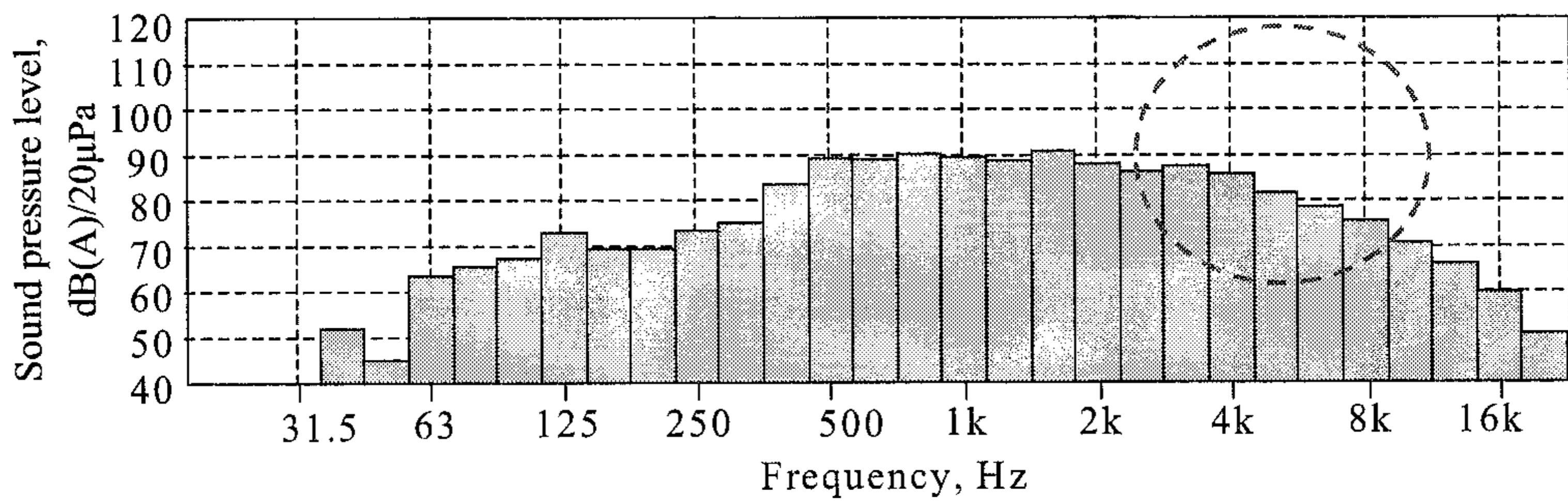


(b) When anti-backlash gear was used (TH, $\delta=5$ mm)

Fig. 7.25 Reduction of rattle noise in Frequency domain by anti-backlash gear.



(a) When ordinary gear was used



(b) When anti-backlash gear was used (TH, $\delta=5$ mm)

Fig. 7.26 Reduction of rattle noise in 1/3 octave frequency band by anti-backlash gear.

dB(A) 감소하였으며, $k=61.34$ N/mm, $\delta=5$ mm인 스프링을 사용하였을 때는 88.8 dB(A)로서 최대 16.9 dB(A)까지 감소하였다. 즉, 안티-백래시 기어는 치타음 감소에 효과가 큰 것으로 나타났다.

참고 문헌

1. 김용민. 2000. 백래시 제거 유성 기어를 이용한 구동부 설계. 중앙대학교 대학원 석사학위논문.
2. 김주한, 성하경, 정중기. 2001. 기어 백래시(backlash) 변화에 의한 소형 감속기의 소음 특성에 관한 연구. 대한기계학회 춘계학술대회논문집 B pp. 635-640.
3. 김주호. 2001. 헬리컬 기어의 메시 강성 해석 및 유성 기어열의 동특성에 관한 연구. 서울대학교 대학원 박사학위논문.
4. 류일훈, 김경욱. 2002. 동하중 모형을 이용한 트랙터 전동 라인의 치타음 분석. 한국농업기계학회지 27(5): 371-380.
5. 류재완, 한동철, 최상현. 1999. 기어이의 변동 물림 강성을 고려한 비틀림 진동 해석. 한국정밀공학회지 16(12): 99-108.
6. 박광호. 1990. 변속기의 설계에 미치는 관성의 영향. 기아기보 12: 36-47.
7. 박보용. 1995. 상용차 구동축의 진동 발생 메커니즘의 규명. 한국정밀공학회지 12(12): 109-119.
8. 박봉룡. 1994. 기어 래틀에 대한 주관적 평가 및 해석. 대우 자동차기보 1994년호: 119-129.
9. 박영준, 박서범, 김경욱. 2004. 트랙터 로터리 작업과 쟁기 작업의 승차 진동 특성. 한국농업기계학회지 29(3): 207-216.
10. 박찬일, 이장무. 2001. 리드 오차의 영향에 대한 헬리컬 기어 소음의 실험적 연구. 대한기계학회논문집 25(9): 1475-1482.
11. 안병민, 장일도, 최은오, 홍동표, 정태진. 1997. 클러치 댐퍼 설계 기법 연구. 한국소음진동공학회지 7(6): 1031-1037.
12. 안병민, 장일도, 최은오, 홍동표, 정태진. 1998. 기어 래틀 저감을 위한 시스템 파라미터 연구. 한국자동차공학회지 6(6): 88-96.
13. 안병민, 장일도, 홍동표. 1998. 대형 트럭 공회전시 기어 래틀 진동 소음 저감에 관한 연구. 대한기계학회논문집 22(4): 762-767.

14. 안병민, 최은오, 홍동표. 1998. 기어쌍의 래틀 진동에 대한 영향도 평가 및 기어 진동 저감을 위한 대책 제시. 한국공작기계학회지 7(3): 29-36.
15. 안병민, 홍동표. 1997. 트럭 구동계의 비틀림 진동 저감에 관한 연구. 한국자동차공학회지 7(4): 244-250.
16. 유동호, 김경욱, 김재열. 1995. 농용 트랙터의 안전캡 내부 소음 감소에 관한 연구(I)-소음과 음향 강도 수준 분석. 한국농업기계학회지 20(2): 117-126.
17. 이상호. 1999. 기어 전용 측정기와 3차원 좌표 측정기를 이용한 기어 측정의 정밀도 분석 연구. 경상대학교대학원 석사학위논문.
18. 이해승, 채창국. 2004. 주파수 영역과 시간 영역의 특성을 고려한 래틀 소음 평가. 한국자동차공학회 추계학술대회논문집: 969-974.
19. 최상현. 2002. RODAP User's Guide. D&M Technology Co. Ltd.
20. 최상현. 2002. PGT Designer User's Guide. D&M Technology Co. Ltd.
21. 최은오, 김희송, 안병민, 홍동표. 1997. 차동 기어의 진동 저감을 위한 동력 전달계 진동 해석. 한국공작기계기술학회지 6(3): 96-102.
22. 최은오, 김희송, 홍동표. 1997. 4륜 구동 차량 구동계의 비틀림 진동 특성에 관한 연구. 대한기계학회논문집 21(11): 1957-1964.
23. 한국 산업 규격. KS B 1328, 2005, 원통기어-정밀도 등급 제 1부: 양쪽 잇면 물림 오차 및 이 홈 흔들림의 정의와 허용값.
24. 한국 산업 규격. KS B 4121, 2002, 프레스 금형용 코일 스프링.
25. 홍동표, 정태진, 김상수, 태신호. 1994. 공회전시 비틀림 진동 저감을 위한 클러치 비틀림 특성 연구. 한국소음진동공학회지 4(3): 319-325.
26. 홍동표, 정태진, 홍용, 안병민, 전병호. 1997. 자동차 공회전시 기어 치타음에 영향을 미치는 파라미터에 관한 연구. 한국정밀공학회지 14(2): 74-83.
27. 홍동표, 정태진, 태신호. 1995. 자동차 공회전시 기어 래틀과 클러치 비틀림 특성에 대한 연구. 한국자동차공학회지 3(2): 30-41.
28. 홍장표. 2005. 기계설계 이론과 실제. 북스힐.
29. 황원걸, 김기세. 1996. 대형 트럭 구동계의 저진동 설계 시스템의 개발 연

- 구. 한국정밀공학회지 13(3): 132-140.
30. 황원걸, 김기세. 1997. 차량 구동계 모듈화를 이용한 진동 해석 및 설계 시스템의 개발에 관한 연구. 한국정밀공학회지 14(2): 48-57.
 31. AGMA. 1990. Gear Classification and inspection handbook. ANSI/AGMA 2000-A88.
 32. Amphlett, S. A. and J. P. March. 1995. Studying low frequency vehicle phenomena using advanced modelling techniques Part1: Construction of a driveline model. SAE Technical paper series No. 951270.
 33. Bodden, M. and R. Heinrichs. 1999. Analysis of the time structure of gear rattle. inter-noise 99: 1273-1278.
 34. Chikatani, Y. and A. Suehiro. 1991. Reduction of idling rattle noise in trucks. SAE Technical paper series No. 911044.
 35. Drago, R. J. 1980. How to design quiet transmissions. Journal of Machine Design, December 1980: 175-181.
 36. Drago, R. J. 1980. New approach for analyzing transmission noise. Journal of Machine Design, November 1980: 114-120.
 37. Drexl, H. J. 1987. Torsional dampers and alternative systems to reduce driveline vibrations. SAE Technical paper series No. 870393.
 38. Drouin, B., J. F. Goupillon, F. Brassart and F. Gublin. 1991. Dynamic modeling of the transmission line of an agricultural tractor. SAE Technical paper series No. 911779.
 39. Dudley, D. 1984. Handbook of practical gear design. McGraw-Hill. New York.
 40. Fudala, G. J., T. C. Engle and A. V. Karvelis. 1987. A systems approach to reducing gear rattle. SAE Technical paper series No. 870396.
 41. Fujimoto, T., Y. Chikatani and J. Kojima. 1987. Reduction of idling rattle in manual transmission. SAE Technical paper series No. 870395.

42. FunctionBay, 2003, RecurDyn 5.25, Seoul.
43. Gerlach, A. 1966. Field measurement of tractor transmission forces. Transactions of the ASAE 9(5): 707-712.
44. Gillespie, T. D. 1992. Fundamentals of vehicle dynamics. Society of Automotive Engineers.
45. Hopkins, R. B. 1967. Torsional vibrations in agricultural tractors. SAE Technical paper series No. 670193.
46. International Organization for Standardization. 2003. ISO 226: 2003(E). Acoustics - Normal equal-loudness-level contours.
47. Johnson, O. and N. Hiram. 1991. Diagnosis and objective evaluation of gear rattle. SAE Technical paper series No. 911082.
48. Jorissen, S. 1982. Measurement of driveline torsional forces in four wheel drive agricultural tractors. SAE Technical paper series No. 821094.
49. Lucas, G. G. 1984. Road vehicle performance. Gordon and Breach Science publishers.
50. Meisner, S. and B. Campbell. 1995. Development of gear rattle analytical simulation methodology. SAE Technical paper series No. 951317.
51. Miura, Y. and S. Nakamura. 1998. Gear rattling noise analysis for a diesel engine. Int. Journal of Mechanical Engineering C521/001/98: 3-11.
52. Neville F. R. 1965. Vibration in geared systems. Machine Design, September 1965: 164-173.
53. Ohnuma, S., S. Yahata, M. Inagawa and T. Fujimoto. 1985. Research on idling rattle of manual transmission. SAE Technical paper series No. 850979.
54. Padmanabhan, C., R. C. Barlow, T. E. Rook and R. Shingh. 1995.

- Computational Issues associated with gear rattle analysis. *Journal of Mechanical Design* 117: 185-192.
55. Renius, K. T. 1990. Tendencies in the west european tractor development. paper presented at University of Tokyo, Sept. 19, 1990.
 56. Sakai, T., Y. Doi, K. Yamamoto, T. Ogasawara and M. Narita. 1981. Theoretical and experimental analysis of rattling noise of automotive gearbox. SAE Technical paper series No. 810773.
 57. Shimizu, T. 1993. Mechanism of the idle gear rattle synchronized with engine rotation. SAE Technical paper series No. 932003.
 58. Singh, R., H. Xie and R. J. Comparin. 1989. Analysis of automotive neutral gear rattle. *Journal of Sound and Vibration* 131(2): 177-196.
 59. Singh, R. 1993. Research issues in gear dynamics. Korea-US. *Vibration Engineering Seminar*: 173-188.
 60. Szadkowski, A. 1991. Mathematical model and computer simulation of idle gear rattle. SAE Technical paper series No. 910641.
 61. Wang, Y. 1997. Modeling and analysis of automotive transmission rattle. SAE Technical paper series No. 972054.
 62. 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.
 63. Weidner, G. and G. Lechner. 1991. Rattling vibrations in automotive transmissions. *JSME International Conference on Motion and Power Transmissions* 1: 37-42.
 64. Yoon, K. Y. 1989. Analysis of gear noise and design for gear noise reduction. Graduate School thesis, Purdue University. USA.
 65. 日本齒車工業會. 1988. 日本齒車規格集. 日本齒車工業會.

여 백

부록 A. 시간-주파수 분석 이론

A.1 푸리에 변환

진동의 주파수 성분을 구명하기 위해서는 시간 영역의 진동 신호를 주파수 영역으로 변환하여야 한다. 시간 영역의 신호 $f(t)$ 를 주파수 영역의 신호 $f(w)$ 로 변환하는 데는 푸리에 변환(Fourier transform)이 사용되며 푸리에 변환은 다음과 같이 정의된다.

$$\hat{f}(w) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-iwt} dt \quad (\text{A.1})$$

푸리에 변환은 주파수가 다른 사인 함수의 합으로서 표현된다. 그러나 푸리에 변환에는 시간 영역의 정보가 포함되지 않기 때문에, 진동의 크기와 주파수가 시간에 따라 변하는 경우에는 푸리에 변환과 함께 시간 영역의 정보를 나타낼 수 있는 분석 기법이 요구된다.

A.2 시간-주파수 분석의 원리

1. 시간-주파수 변환 인자

시간-주파수 변환은 식 (A.2)에서와 같이 정의되며, 변환 인자는 식 (A.3)에서와 같다.

$$\text{Time - frequency transform} = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)\phi^*(t) dt \quad (\text{A.2})$$

여기서, ϕ^* = 시간-주파수 변환 인자

ϕ^* = ϕ 의 공액 복소수

$$\phi \in L^2(R), \quad \|\phi\|^2 = \left(\int_{-\infty}^{+\infty} |\phi|^2 dt \right)^{\frac{1}{2}} = 1 \quad (\text{A.3})$$

여기서, $L^2(R)$ = 에너지 함수, $\int |f(t)|^2 < +\infty$

2. 시간-주파수 변환의 분해능

시간-주파수 변환의 결과는 시간, 주파수, 크기(amplitude)의 3차원으로써 나타낼 수 있다. 크기는 시간-주파수 평면에서 영역(region)의 값으로 표현되며, 영역은 변환 인자 ϕ 의 시간과 주파수 영역에서 연속적으로 0이 아닌 구간이다.

식 (A.3)을 이용하여 식 (A.4)를 유도하면, $|\phi|^2$ 은 확률 분포 함수에 해당하기 때문에 확률 분포 함수의 평균과 분산의 정의에 따라 시간 영역에서 시간-주파수 변환 인자의 평균과 분산을 구하면 각각 식 (A.5), 식 (A.6)에서와 같다.

$$\|\phi\|^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} |\phi|^2 dt = 1 \quad (\text{A.4})$$

$$u = \int_{-\infty}^{+\infty} t |\phi|^2 dt \quad (\text{A.5})$$

$$\sigma_t^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} (t - u)^2 |\phi(t)|^2 dt \quad (\text{A.6})$$

주파수 영역에서 시간-주파수 변환 인자의 분산을 구하기 위해서는 먼저 시간 영역의 변환 인자를 주파수 영역으로 변환하여야 하며, 이 변환에는 Plancherel formula가 사용된다. Plancherel formula는 식 (A.7)에서와 같이 정의된다.

$$\int_{-\infty}^{+\infty} f(t)\phi^*(t) dt = \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{1}{2\pi} \hat{f}(w)\hat{\phi}^*(w) dw \quad (\text{A.7})$$

식 (A.7)과 식 (A.4)를 이용하여 식 (A.9)를 유도하면

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \hat{\phi}(w)\hat{\phi}^*(w) dw = 2\pi \int_{-\infty}^{+\infty} \phi(t)\phi^*(t) dt = 2\pi \int_{-\infty}^{+\infty} |\phi|^2 dt \quad (\text{A.8})$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} |\hat{\phi}(w)|^2 dw = 2\pi \|\phi\|^2 = 2\pi \quad (\text{A.9})$$

와 같다. 따라서 주파수 영역에서 시간-주파수 변환 인자의 평균과 분산을 구하면 각각 식 (A.10)과 (A.11)에서와 같다.

$$\xi = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} w |\hat{\phi}(w)|^2 dw \quad (\text{A.10})$$

$$\sigma_w^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} (\omega - \xi)^2 |\hat{\phi}(\omega)|^2 d\omega \quad (\text{A.11})$$

시간 영역과 주파수 영역에서 식 (A.6)과 (A.11)로 표현된 변환 인자의 분산은 시간-주파수 평면에서 heisenberg boxes라고 하는 영역으로 표현된다. Heisenberg box에 의한 시간-주파수 평면의 분해능은 그림 A.1에서와 같다.

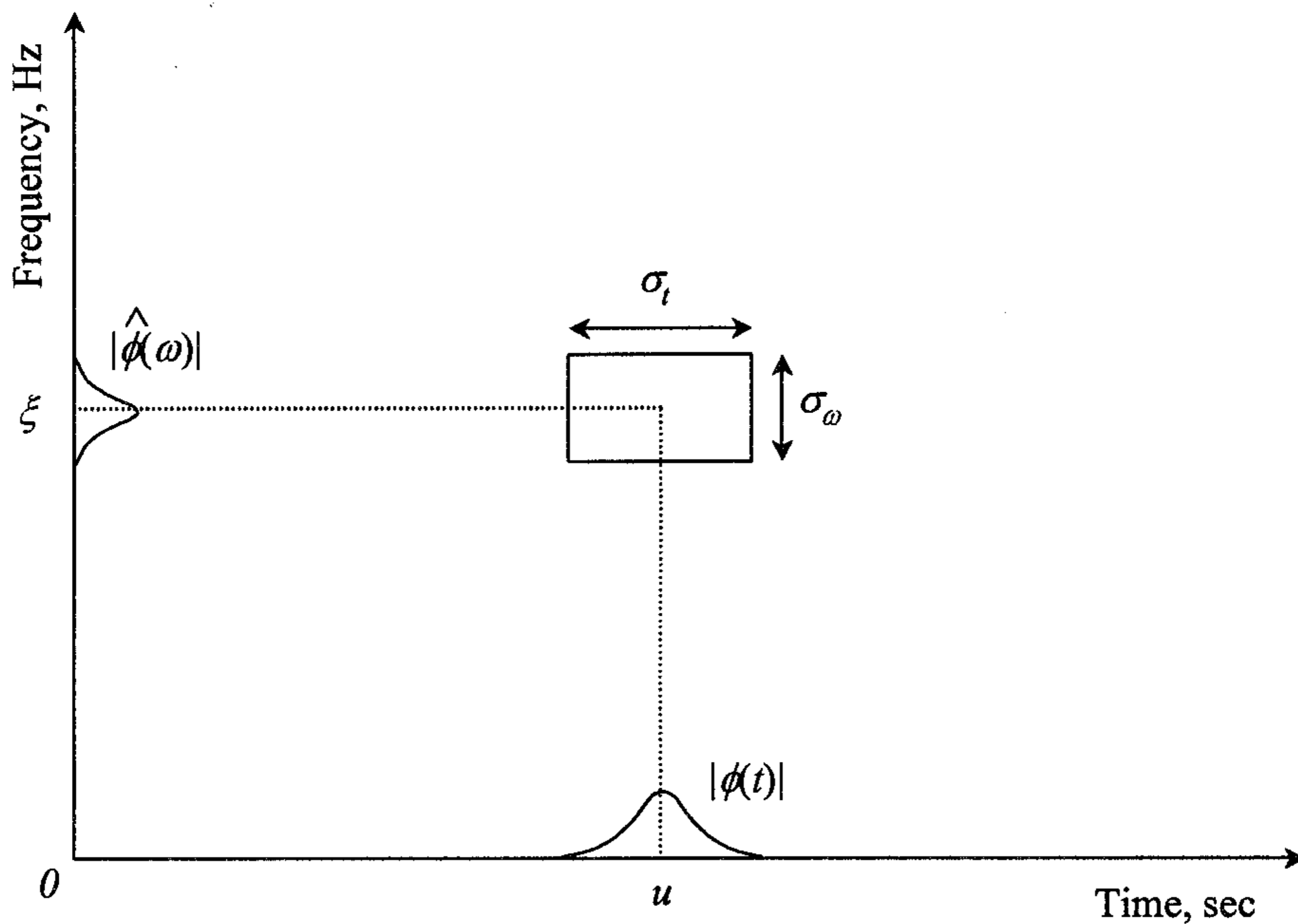


Fig. A.1 Time-frequency resolution of time-frequency transform.

A.3. 단시간 푸리에 변환

1. 변환 인자

단시간 푸리에 변환(short time Fourier transform, STFT)은 1946년 Gabor가 최초로 시도한 바 있으며, 음향의 국소 주파수 성분을 분석하기 위하여 사용된다. STFT은 다음과 같이 정의된다.

$$STFT(u, \xi) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) g_{u, \xi}(t) dt \quad (\text{A.12})$$

여기서, $g_{u, \xi}(t)$ 는 시간-주파수 변환 인자이고, 다음과 같이 정의된다.

$$g_{u,\xi}(t) = e^{i\xi t} g(t - u),$$

$$\|g_{u,\xi}\| = \left(\int_{-\infty}^{+\infty} |e^{i\xi t} g(t)|^2 dt \right)^{\frac{1}{2}} = 1 \quad (\text{A.13})$$

여기서, $g(t)$ = 창함수

u = 시간축 변수

ξ = 주파수축 변수

창함수 $g(t)$ 의 특성은 식 (A.14)에서와 같고, 표 A.1은 그 종류를 나타낸 것이다.

$g(t)$ is real function, $g(t) = g(-t)$

$$\|g\| = \left(\int_{-\infty}^{+\infty} |g(t)|^2 dt \right)^{\frac{1}{2}} = 1 \quad (\text{A.14})$$

Table A.1 Windows functions whose supports are $[-0.5, 0.5]$

Name	$g(t), t \in [-0.5, 0.5]$
Rectangle	1
Hamming	$0.54 + 0.46 \cos(2\pi t)$
Gaussian	$\exp(-18t^2)$
Hanning	$\cos^2(\pi t)$
Blackman	$0.42 + 0.5 \cos(2\pi t) + 0.08 \cos(4\pi t)$

식 (A.13)을 식 (A.12)에 대입하여 STFT를 구하면 식 (A.15)에서와 같다.

$$STFT(u, \xi) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) g(t - u) e^{-i\xi t} dt \quad (\text{A.15})$$

즉, STFT은 시간 영역의 신호와 창함수를 곱하고 시간축으로 u 만큼 이동하여 푸리에 변환을 수행한 것이다.

2. STFT의 분해능

식 (A.14)에서 $g(t)$ 와 $\hat{g}(w)$ 는 모두 실수 함수이고 우함수이므로 식 (A.16)과 식 (A.17)의 $g(t)$ 는 u 에 대하여, $\hat{g}(w)$ 는 ξ 에 대하여 대칭이다.

$$g_{u,\xi}(t) = e^{i\xi t} g(t-u) \quad (A.16)$$

$$\hat{g}_{u,\xi}(w) = e^{-iu(w-\xi)} \hat{g}(w-\xi) \quad (A.17)$$

따라서 식 (A.16)과 (A.17)을 이용하여 시간축과 주파수축에서 STFT 변환 인자의 분산을 구하면 식 (A.18)과 (A.19)에서와 같고, 시간-주파수 평면에서 STFT의 분해능은 그림 A.2에서와 표시된다.

$$\sigma_t^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} (t-u)^2 |g_{u,\xi}(t)|^2 dt = \int_{-\infty}^{+\infty} t^2 |g(t)|^2 dt \quad (A.18)$$

$$\sigma_w^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} (w-\xi)^2 |\hat{g}_{u,\xi}(w)|^2 dw = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} w^2 |\hat{g}(w)|^2 dw \quad (A.19)$$

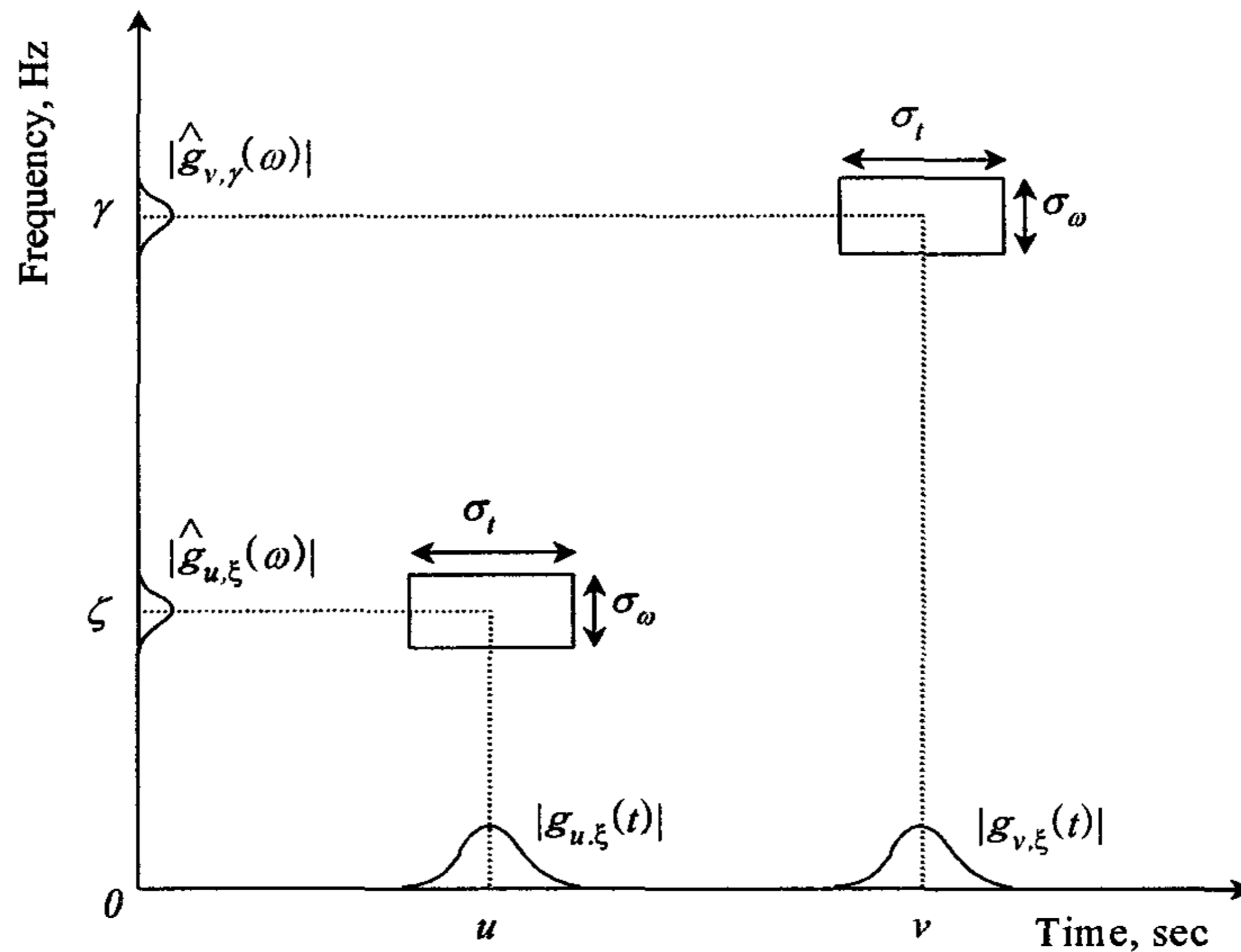


Fig. A.2 Time-frequency resolution of short time Fourier transform.

A.4. 웨이블릿 변환

1. 변환 인자

크기와 주파수의 변화 폭이 큰 신호를 분석하기 위해서는 시간축과 주파수축의 분

해능을 적절히 조절하여야 하며, 이를 위해서는 support를 변화시킬 수 있는 변환 인자를 사용하여야 한다. Support를 변화시킬 수 있는 변환 인자를 웨이블릿 (wavelet transform, WT)이라고 하며, 웨이블릿을 이용한 시간-주파수 변환은 식 (A.20)에서와 같이 정의된다.

$$WT(u, s) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \Psi_{u,s}^*(t) dt \quad (A.20)$$

여기서, $\Psi_{u,s}^*$ = 웨이블릿

웨이블릿은 다음과 같이 정의되며, 그 특성은 식 (A.22)에서와 같다.

$$\Psi_{u,s}(t) = \frac{1}{\sqrt{s}} \Psi\left(\frac{t-u}{s}\right) \quad (A.21)$$

여기서, s = 스케일 계수

u = 변환 계수

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \Psi(t) dt = 0, \quad \hat{\Psi}(0) = 0, \quad \Psi(t) \in L^2(R), \quad \|\Psi\| = 1 \quad (A.22)$$

WT에서는 식 (A.20)과 (A.21)에서와 같이, 스케일 계수가 변환 인자의 support를 변화시키며, 이것에 의하여 WT과 STFT의 결과가 서로 다르게 된다.

결함 진단, 영상 압축 등 목적에 따라 웨이블릿을 선택하여 WT을 수행할 수 있으나, 시간-주파수 분석에서는 주로 Gabor 웨이블릿이 사용한다. Gabor 웨이블릿의 정의는 식 (A.23)에서와 같고, Gabor 웨이블릿의 창함수 $g(t)$ 는 식 (A.24)에서와 같다.

$$\Psi(t) = e^{i\eta t} g(t) \quad (A.23)$$

여기서, $\Psi(t)$ = Gabor 웨이블릿

$g(t)$ = 가우스 창

η = 주파수 변조 계수

$$g(t) = \frac{1}{(\sigma^2 \pi)^{1/4}} e^{-\frac{t^2}{2\sigma^2}} \quad (A.24)$$

2. WT의 분해능

STFT에서와 같이 웨이블릿 변환의 시간-주파수 분해능은 웨이블릿의 시간축과 주파수축의 support에 의하여 결정된다. $\Psi(t)$ 의 중심을 0라고 하면, $\Psi_{u,s}(t)$ 의 중심은 u 가 되며, 웨이블릿의 시간축 분산은 식 (A.25)에서와 같이 정의된다.

$$\begin{aligned}\sigma_{t(u,s)}^2 &= \int_{-\infty}^{+\infty} (t-u)^2 |\Psi_{u,s}(t)|^2 dt \\ &= \int_{-\infty}^{+\infty} (t-u)^2 \left| \frac{1}{\sqrt{s}} \Psi\left(\frac{t-u}{s}\right) \right|^2 dt\end{aligned}\quad (\text{A.25})$$

식 (A.25)에 $t-u = sT$ 를 대입하면

$$\begin{aligned}\sigma_{t(u,s)}^2 &= \int_{-\infty}^{+\infty} (sT)^2 \frac{1}{s} |\Psi(T)|^2 s dT \\ &= s^2 \int_{-\infty}^{+\infty} T^2 |\Psi(T)|^2 dT\end{aligned}\quad (\text{A.26})$$

$$= s^2 \sigma_t^2$$

$$\text{여기서, } \sigma_t^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} T^2 |\Psi(T)|^2 dT \quad (\text{A.27})$$

σ_t^2 는 support를 변화시키지 않았을 때 웨이블릿의 시간축 분산이다. 같은 방법으로 주파수축에서 웨이블릿의 분산을 구하기 위해서는, 먼저 웨이블릿을 푸리에 변환하여야 한다. 웨이블릿의 푸리에 변환은 식 (A.28)에서와 같이 정의되며, 주파수축의 중심은 식 (A.29)로써 계산한다.

$$\hat{\Psi}_{u,s}(w) = e^{-iuw} \sqrt{s} \hat{\Psi}(sw) \quad (\text{A.28})$$

$$\eta_{(u,s)} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} w \left| \sqrt{s} \hat{\Psi}(sw) \right|^2 dw$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{1}{s} \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} w |\hat{\Psi}(w)|^2 dw \\
&= \frac{\eta}{s}
\end{aligned}$$

$$\text{여기서, } \eta = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} w |\hat{\Psi}(w)|^2 dw \quad (\text{A.29})$$

식 (A.29)에서 η 는 support를 변화시키지 않았을 때 웨이블릿의 주파수축 중심이다. 식 (A.29)을 이용하여 웨이블릿 주파수축의 분산을 구하면

$$\begin{aligned}
\sigma_{w(u,s)}^2 &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} (w - \frac{\eta}{s})^2 |\sqrt{s} \hat{\Psi}(sw)|^2 dw \\
&= \frac{1}{s^2} \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} (w - \eta)^2 |\hat{\Psi}(w)|^2 dw \quad (\text{A.30}) \\
&= \frac{\sigma_w^2}{s^2},
\end{aligned}$$

$$\text{여기서, } \sigma_w^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} (w - \eta)^2 |\hat{\Psi}(w)|^2 dw \quad (\text{A.31})$$

가 된다. 식 (A.31)에서 σ_w^2 은 support를 변화시키지 않았을 때 웨이블릿의 주파수축 분산이다. 식 (A.27), (A.29), (A.31)에서와 같이 WT에서는 웨이블릿의 스케일 계수에 의하여 분해능과 주파수가 결정된다. WT의 시간-주파수 분해능은 그림 A.3에서와 같다. 즉,

시간-주파수 분석을 위한 WT는, 모든 시간과 주파수 영역에서 일정한 분해능을 갖는 STFT와는 달리, 저주파수 대역에서는 주파수 분해능이 우수하나 시간 분해능이 나쁘고, 고주파수 대역에서는 시간 분해능은 우수하나 주파수 분해능이 나쁘다.

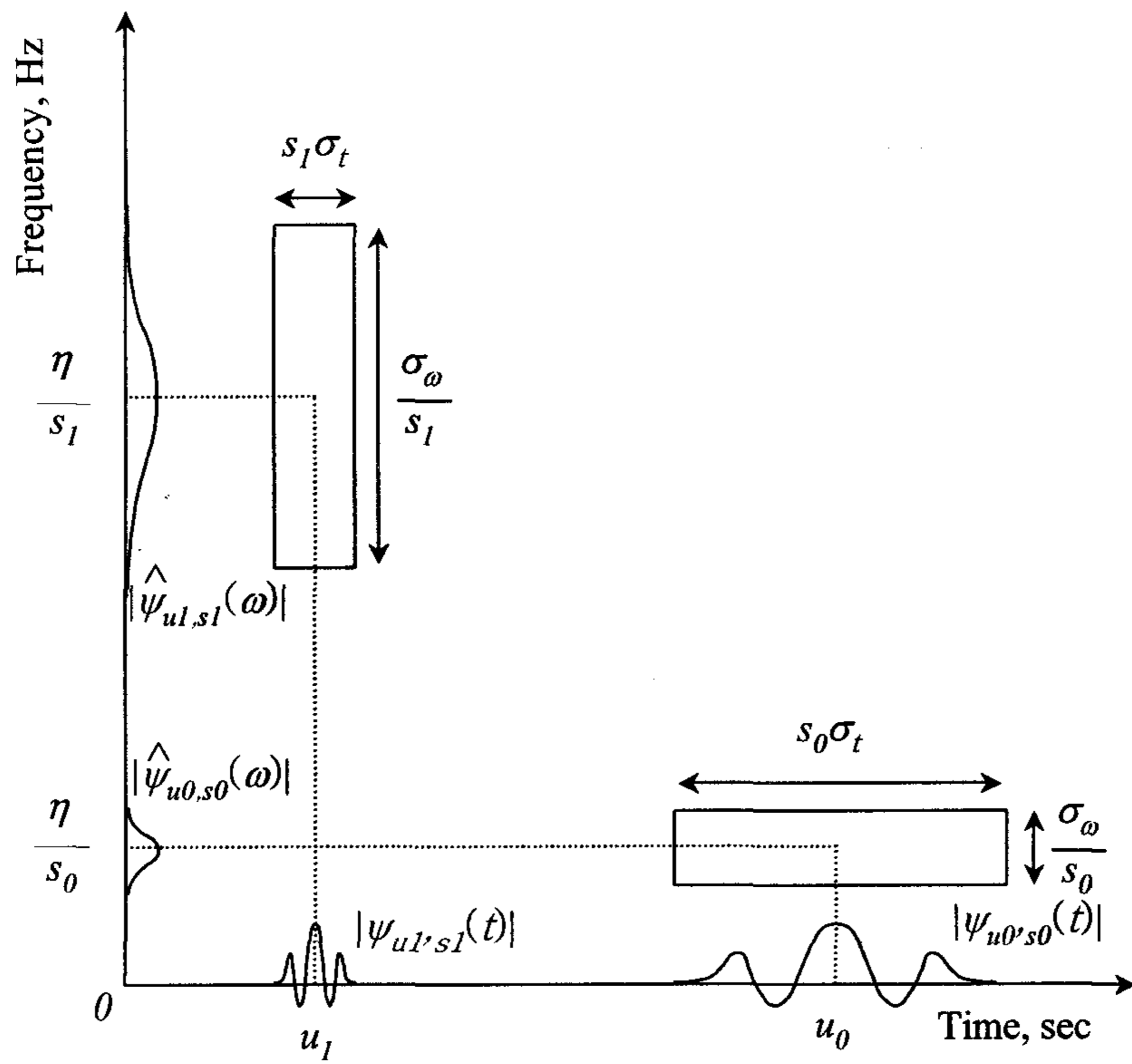


Fig. A.3 Time-frequency resolution of wavelet transform.

여 백

부록 B. 운동 방정식

B.1. 비감쇠 PTO 전동 라인의 운동 방정식

$$[J] = \begin{bmatrix} J_f & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{pds} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{p2s} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{cl} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{p3s} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{14} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{49} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{46} \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} [K_1] \\ [K_2] \end{bmatrix}$$

$[K_1]$
 (10×5)

$[K_2]$
 (10×5)

$$[K_1] = \begin{bmatrix} k_{pds} & -k_{pds} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{pds} & 2k_{pds} & -k_{pds} & 0 & 0 \\ 0 & -k_{pds} & k_{pds} + k_{p2s} & -k_{p2s} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{p2s} & 2k_{p2s} & -k_{p2s} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{p2s} & k_{p2s} + k_{p3s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{p3s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

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

$$\{\theta\} = \begin{Bmatrix} \theta_f \\ \theta_{pds} \\ \theta_c \\ \theta_{p2s} \\ \theta_{cl} \\ \theta_{p3s} \\ \theta_{11} \\ \theta_{14} \\ \theta_{49} \\ \theta_{46} \end{Bmatrix}$$

B.2. 감쇠 PTO 전동 라인의 운동 방정식

$$[J] = \begin{bmatrix} J_f & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{pds} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{p2s} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{cl} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{p3s} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{14} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{49} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{46} \end{bmatrix}$$

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

$$[K] = \begin{bmatrix} [K_1] \\ [K_2] \end{bmatrix}$$

(10×5) (10×5)

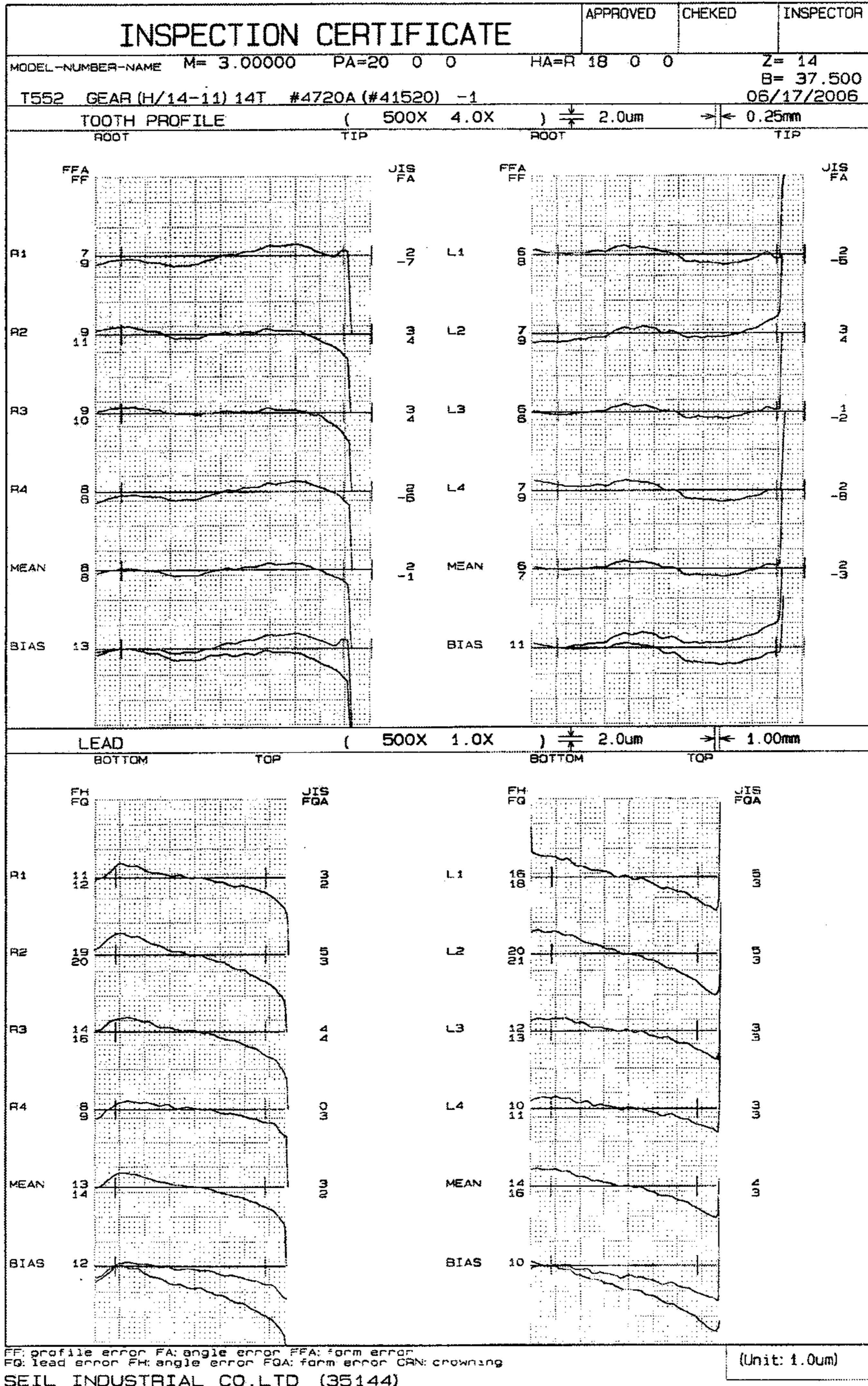
$$[K_1] = \begin{bmatrix} k_{pds} & -k_{pds} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{pds} & 2k_{pds} & -k_{pds} & 0 & 0 \\ 0 & -k_{pds} & k_{pds} + k_{p2s} & -k_{p2s} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{p2s} & 2k_{p2s} & -k_{p2s} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{p2s} & k_{p2s} + k_{p3s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{p3s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

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

$$\{\theta\} = \begin{Bmatrix} \theta_f \\ \theta_{pds} \\ \theta_c \\ \theta_{p2s} \\ \theta_{cl} \\ \theta_{p3s} \\ \theta_{11} \\ \theta_{14} \\ \theta_{49} \\ \theta_{46} \end{Bmatrix}$$

$$\{T\} = \begin{Bmatrix} T_e \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_{g1}R_{11}\varepsilon \\ k_{g2}R_{14}\varepsilon - D_{14} \\ -k_{g1}R_{49}\varepsilon - D_{49} \\ -k_{g2}R_{46}\varepsilon - D_{46} \end{Bmatrix}$$

부록 C 기어 성적서



INSPECTION CERTIFICATE

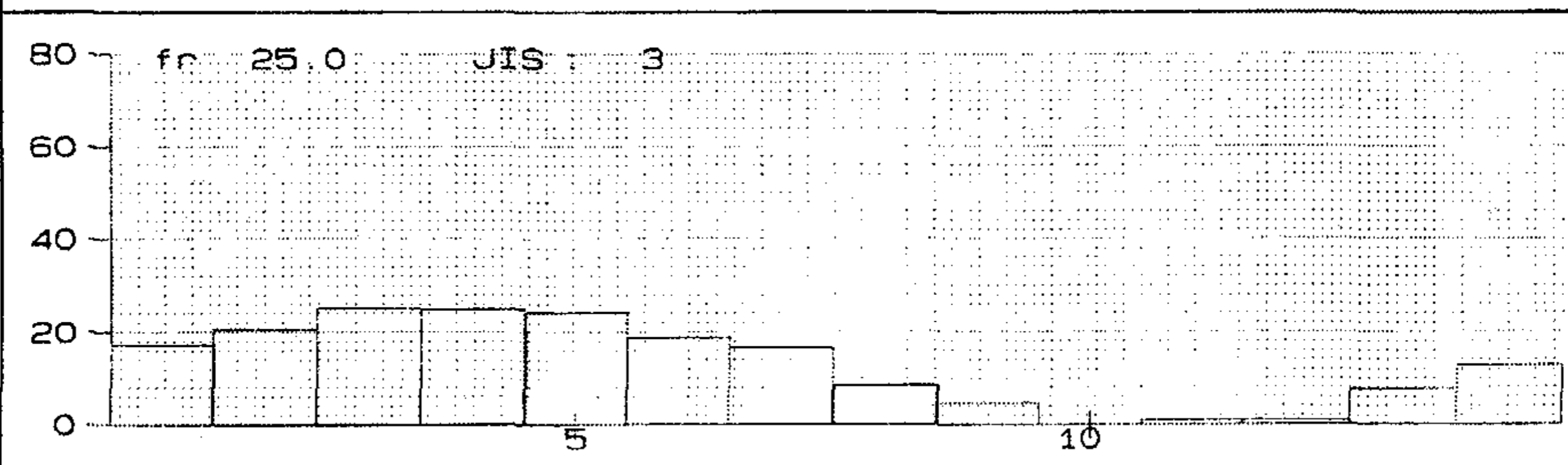
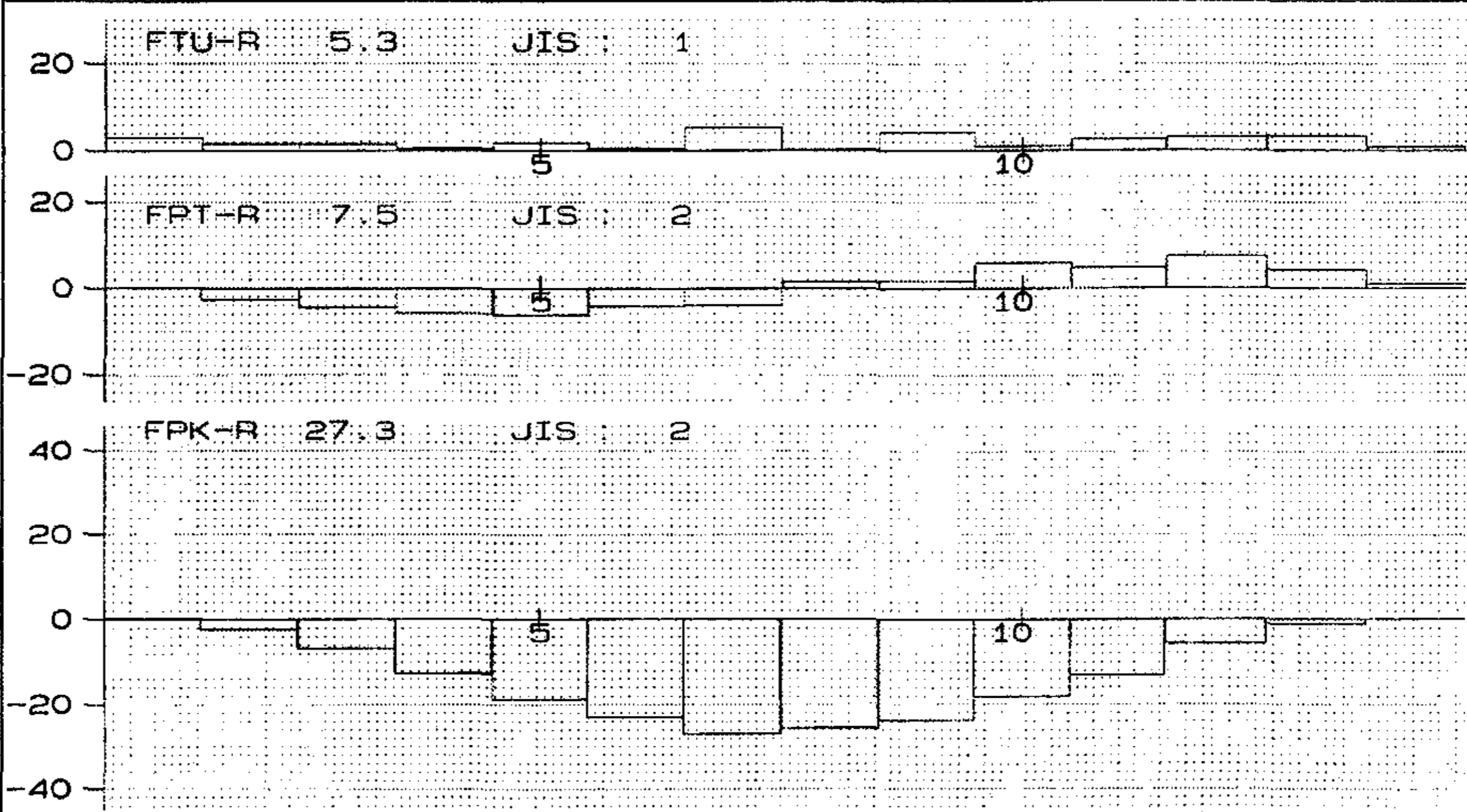
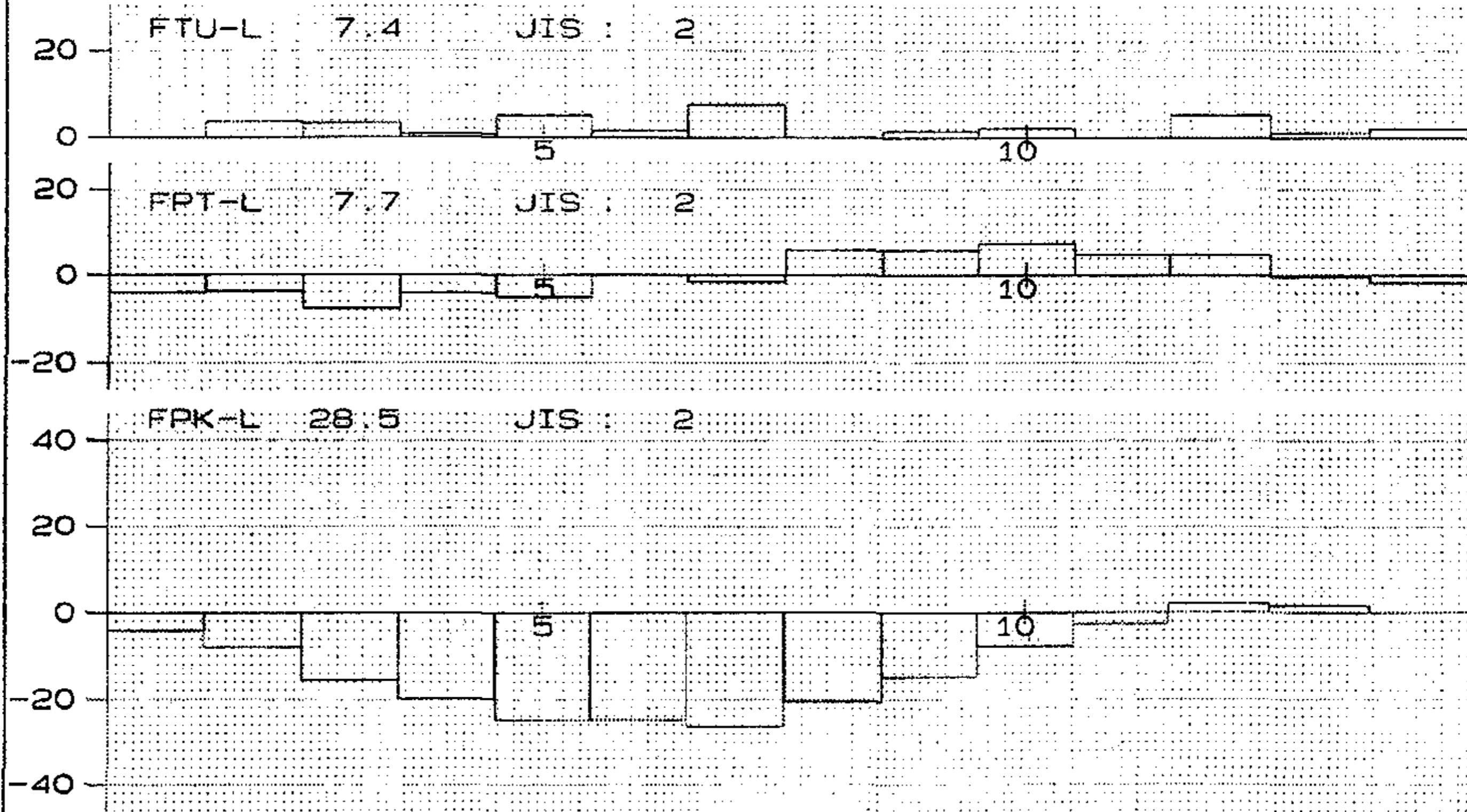
MODEL-NUMBER-NAME

T552 GEAR (H/14-11) 14T #4720A (#41520) -1

06/17/2006

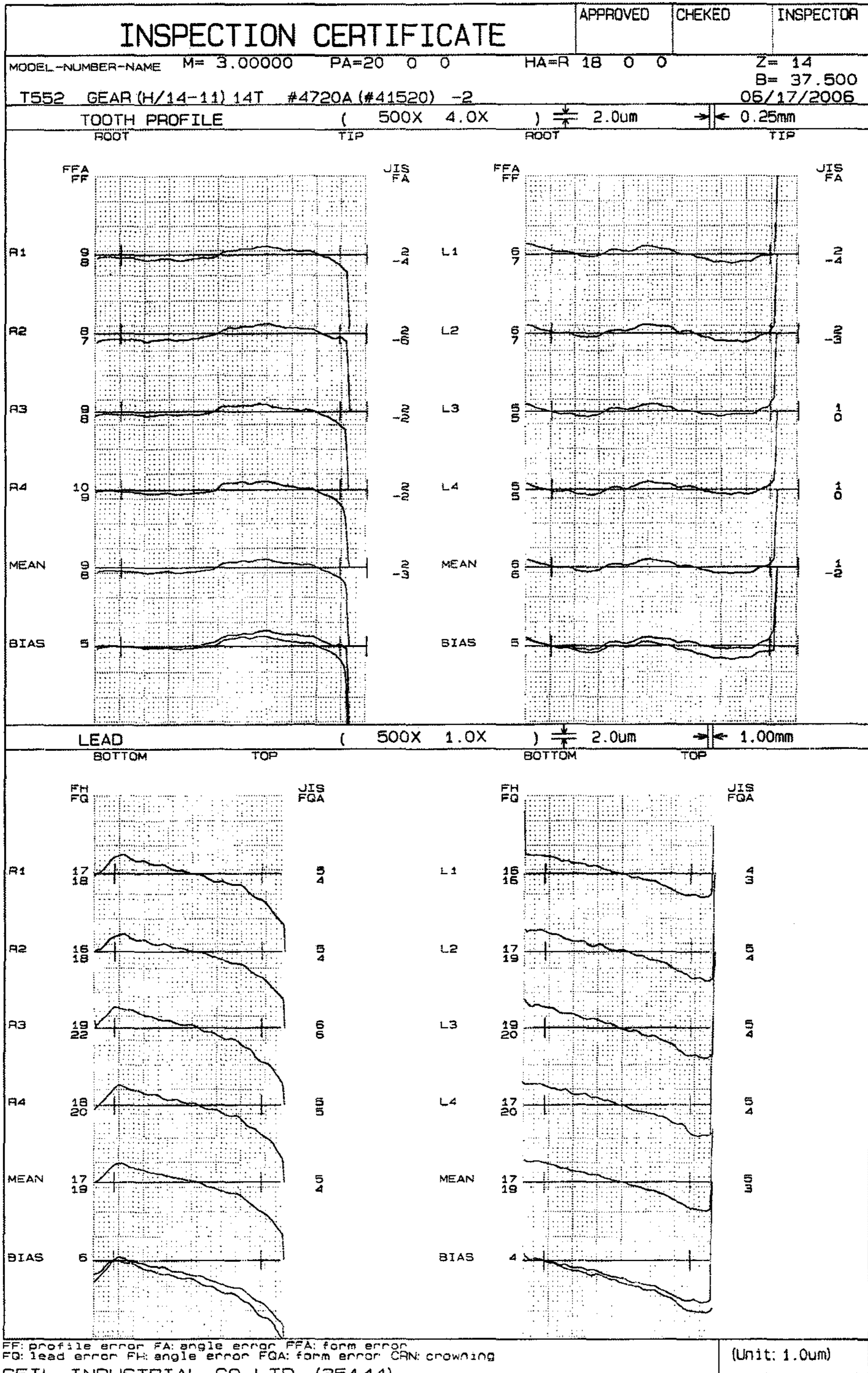
Z = 14 DO = 44.1614 PITCH 500 X

(Unit: 1.0um)



FPK: accumulative pitch error FPT: pitch error FTU: pitch variation
 FPE: accumulative pitch error except eccentricity fr: runout

SEIL INDUSTRIAL CO.LTD (35144)



INSPECTION CERTIFICATE

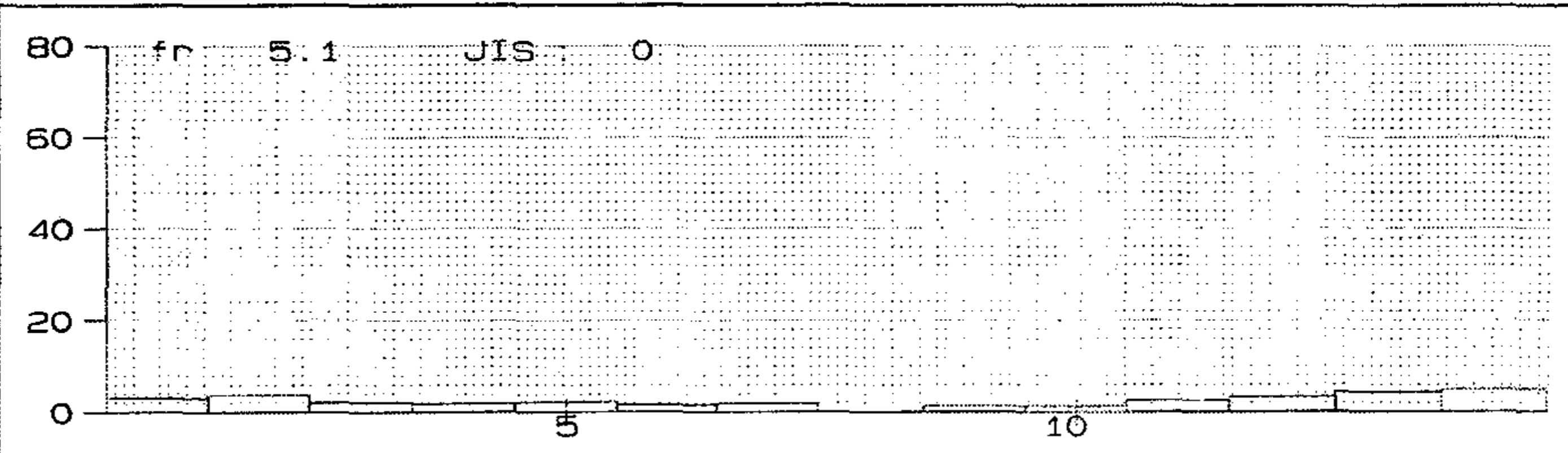
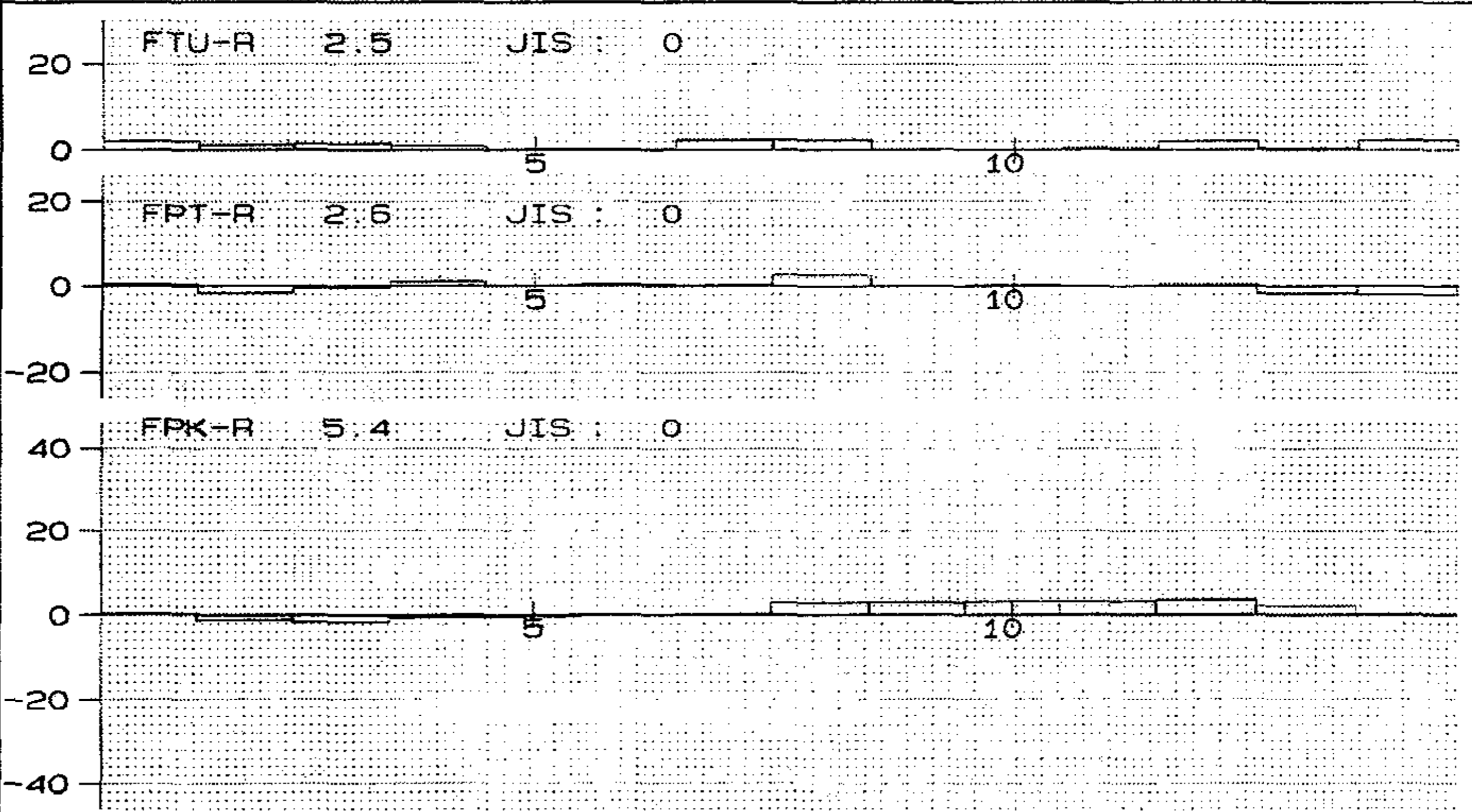
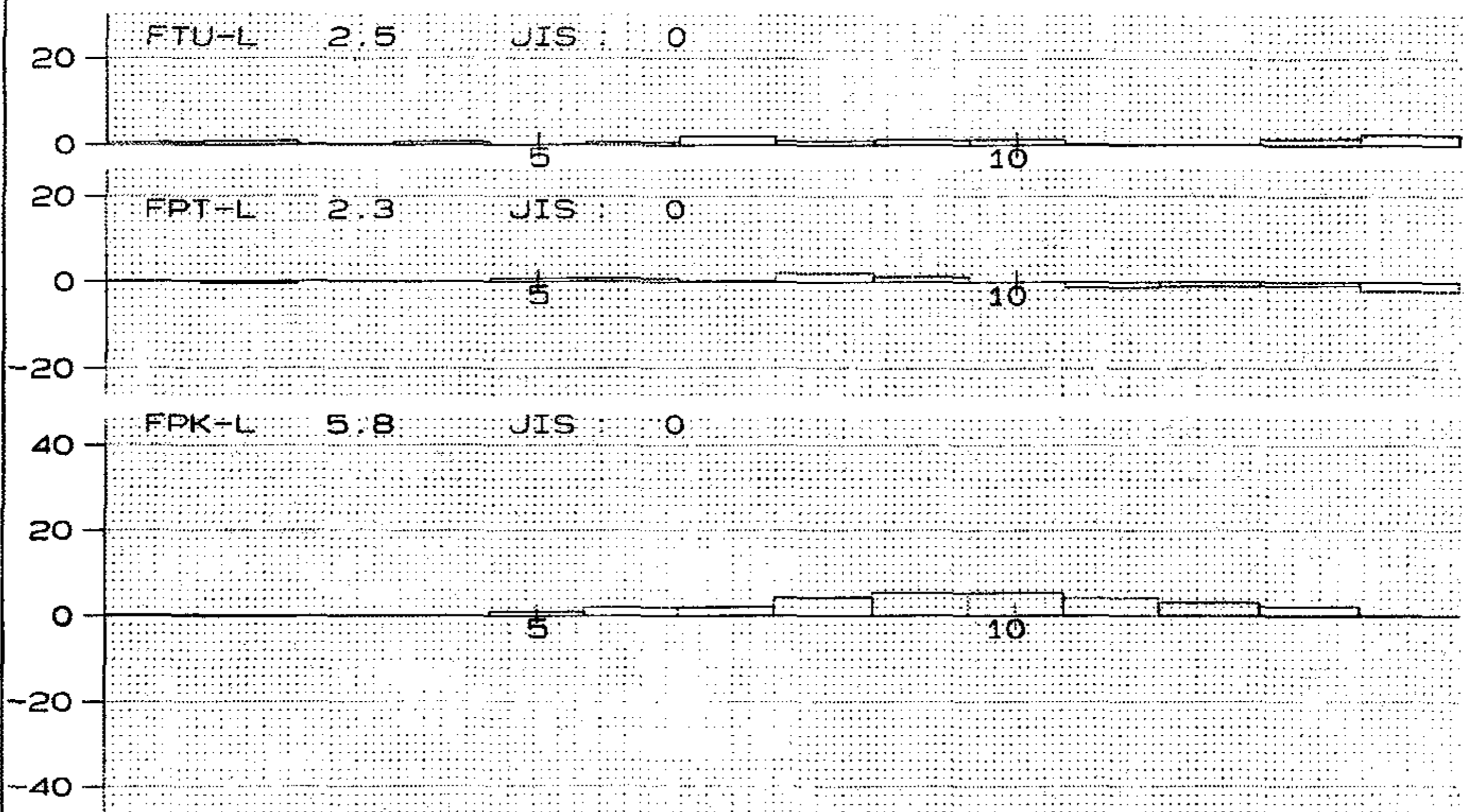
MODEL-NUMBER-NAME

T552 GEAR (H/14-11) 14T #4720A (#41520) -2

06/17/2006

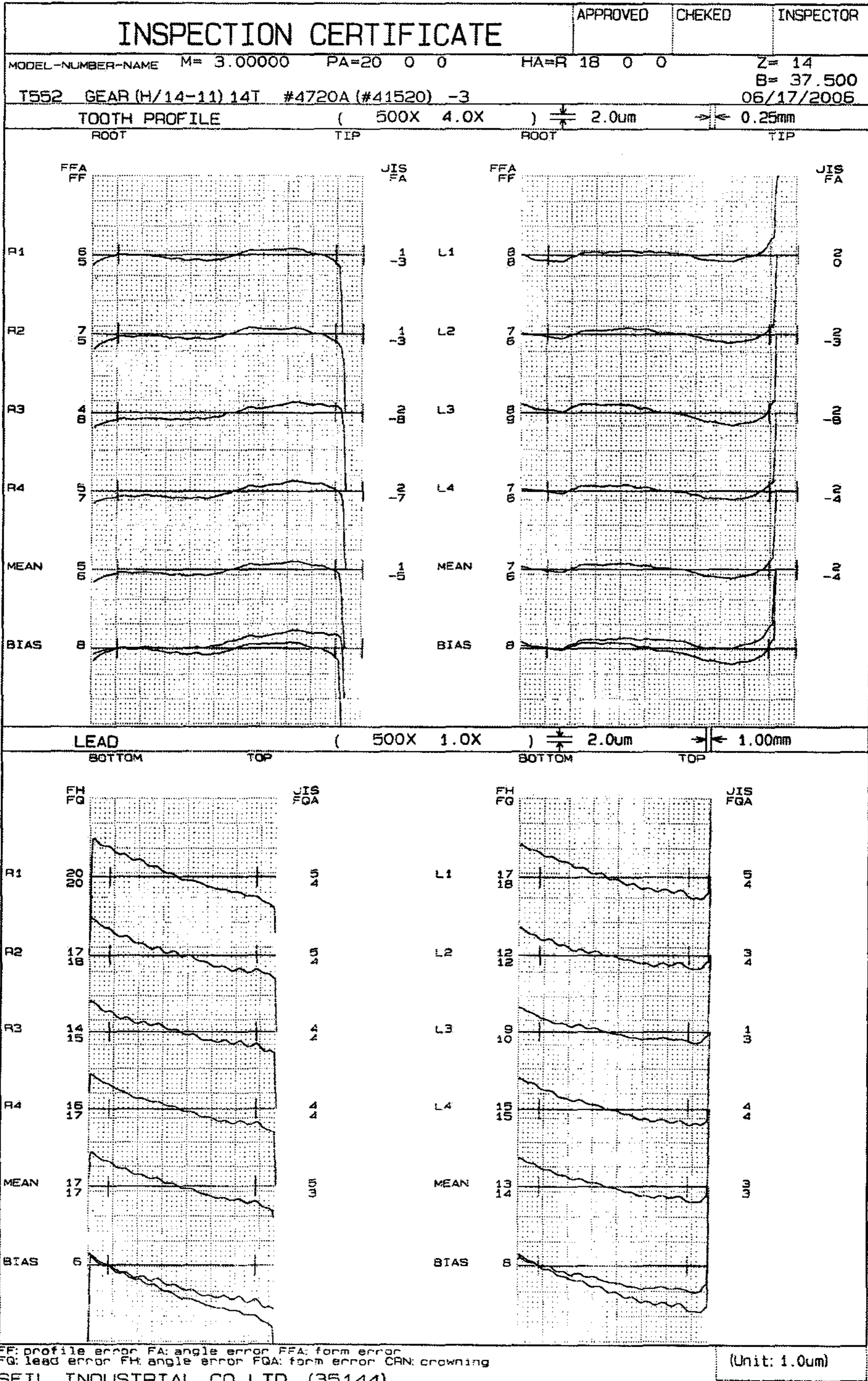
Z = 14 DO = 44.1614 PITCH 500 X

(Unit: 1.0um)



FPK: accumulative pitch error FPT: pitch error FTU: pitch variation
 FPE: accumulative pitch error except eccentricity fr: runout

SEIL INDUSTRIAL CO.LTD (35144)



INSPECTION CERTIFICATE

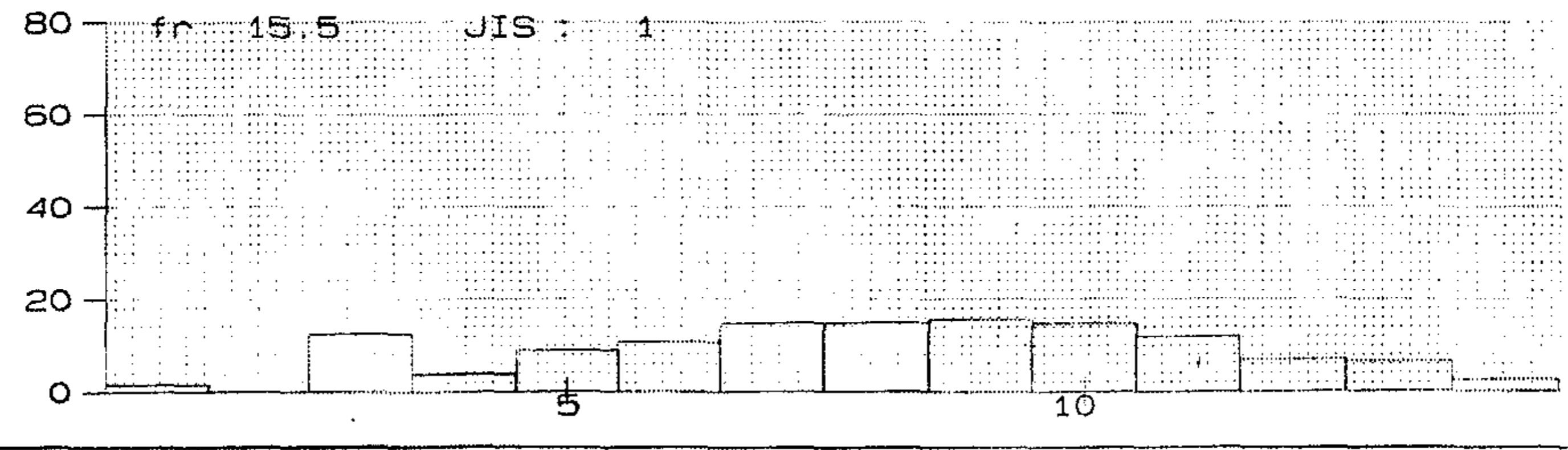
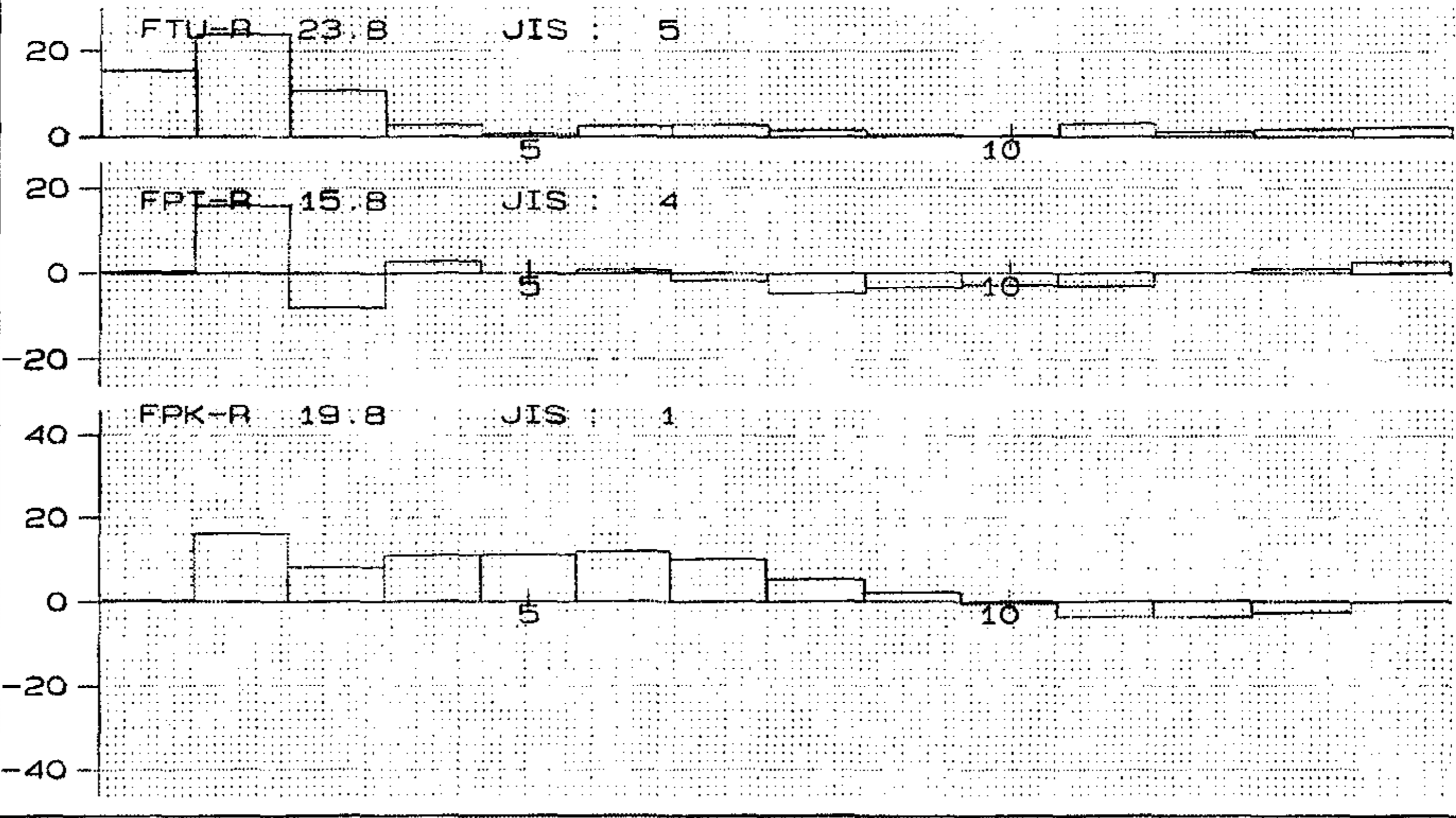
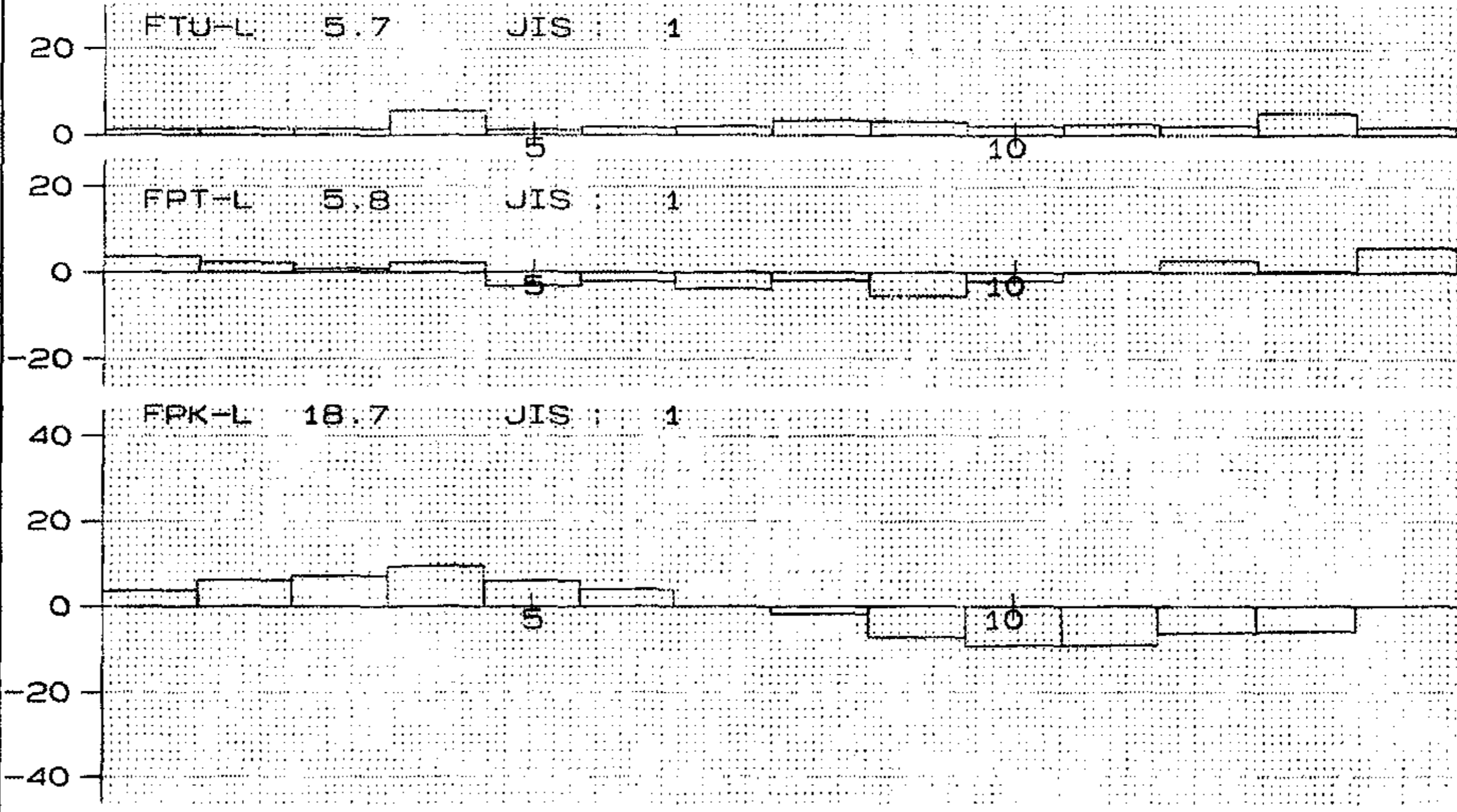
MODEL - NUMBER - NAME

I552 GEAR (H/14-11) 14T #4720A (#41520) -3

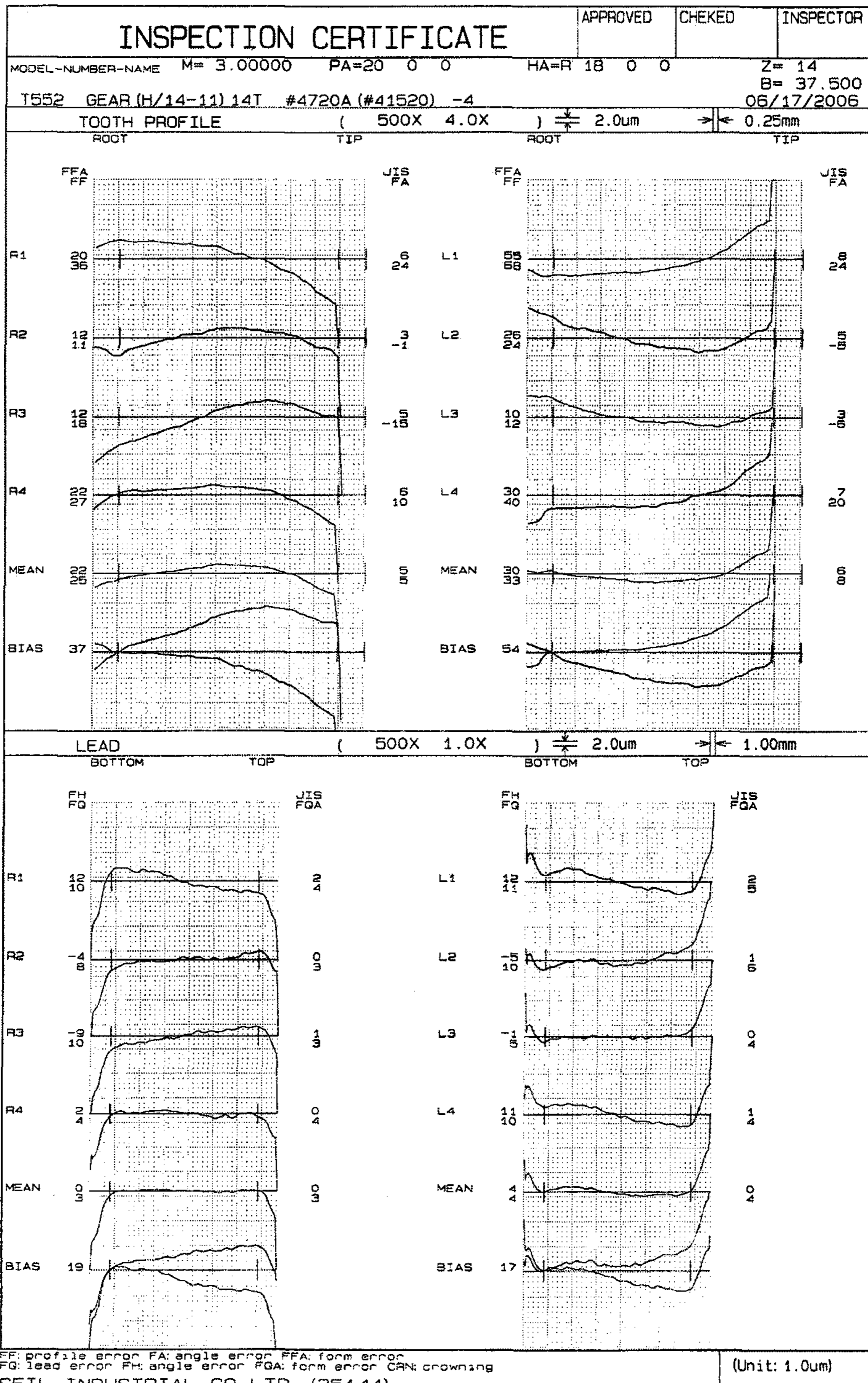
06/17/2006

Z = 14 DO = 44.1614 PITCH 500 X

(Unit: 1.0um)



FPK: accumulative pitch error FPT: pitch error FTU: pitch variation
 FPE: accumulative pitch error except eccentricity fr: runout
 SEIL INDUSTRIAL CO.LTD (35144)



INSPECTION CERTIFICATE

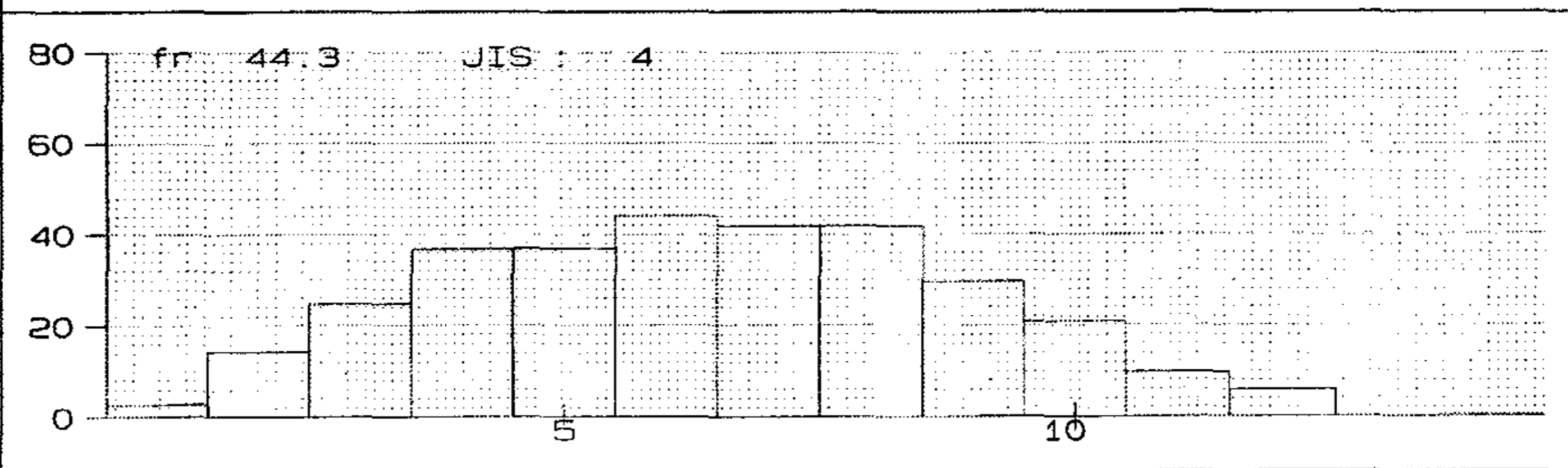
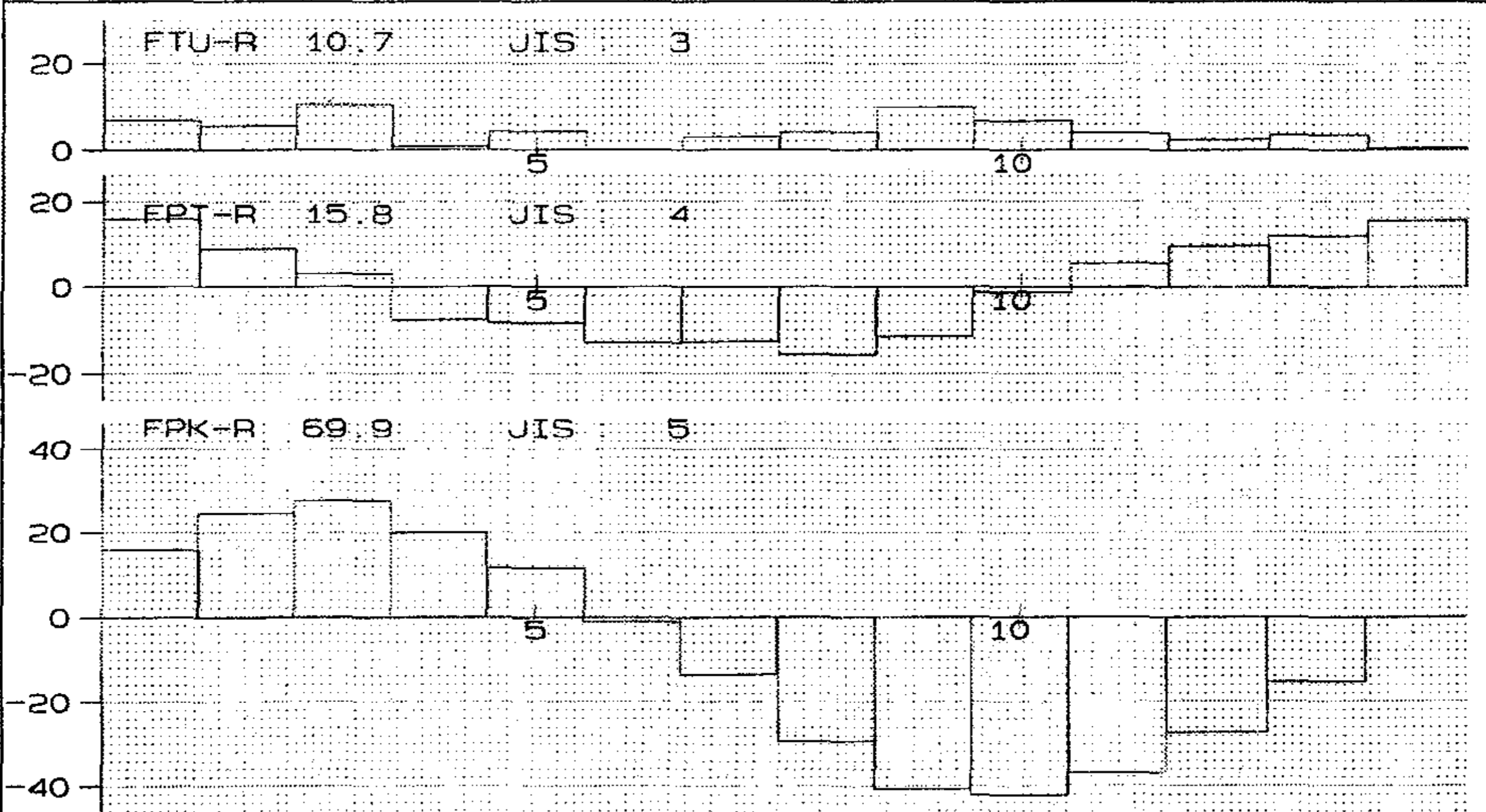
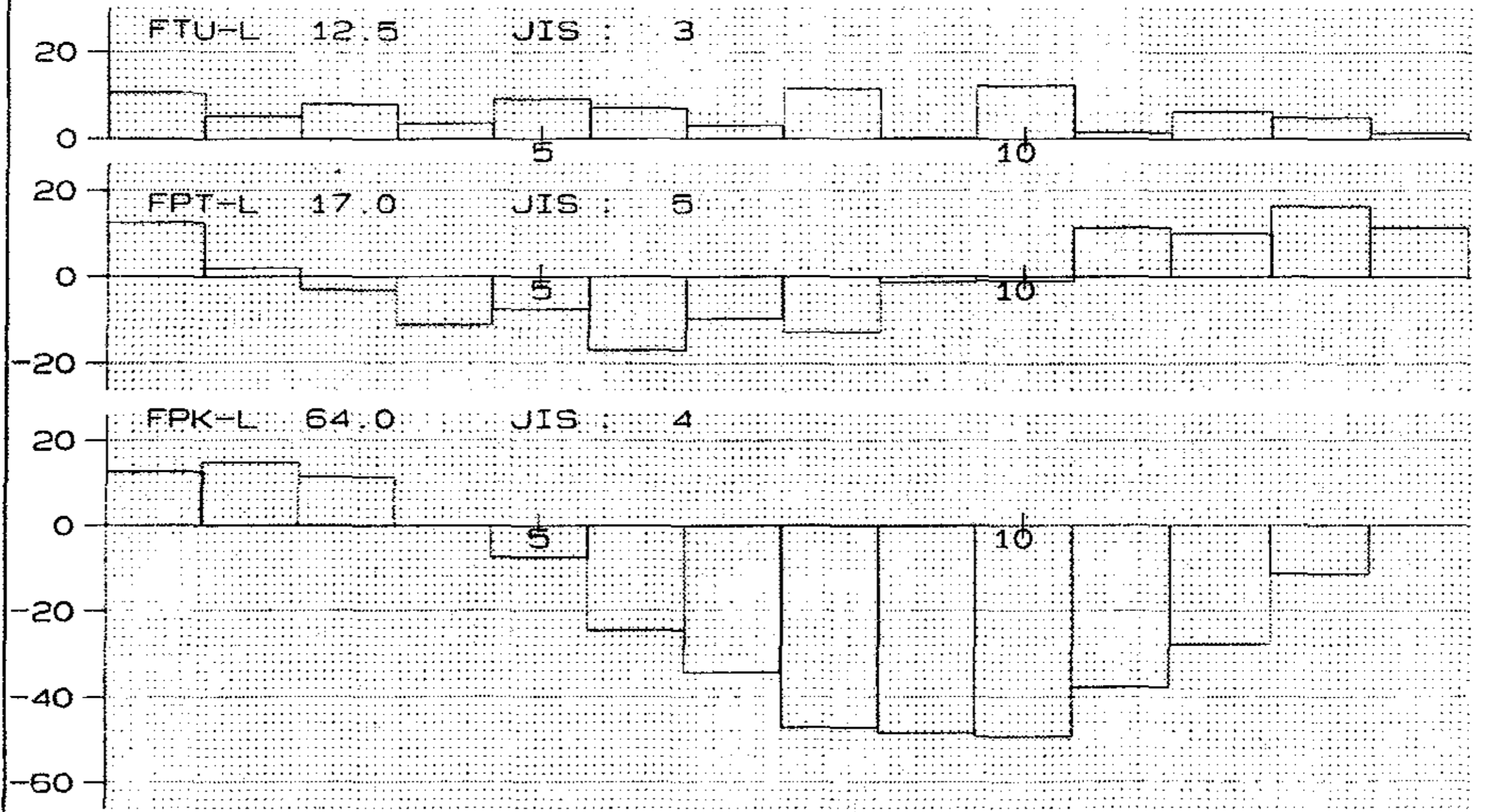
MODEL--NUMBER--NAME

T552 GEAR (H/14-11) 14T #4720A (#41520) -4

06/17/2006

Z = 14 DO = 44.1614 PITCH 500 X

(Unit: 1.0um)



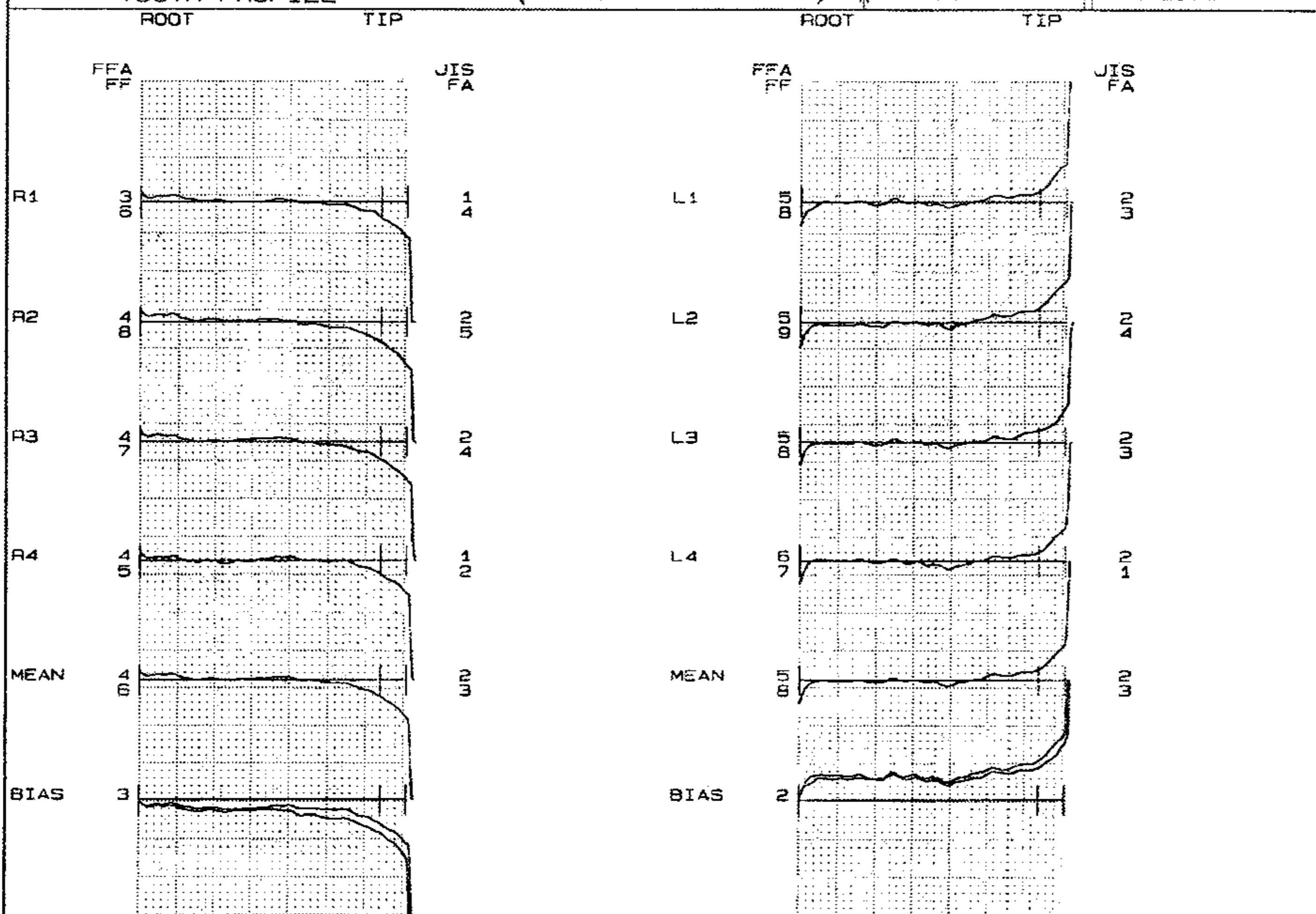
FPK: accumulative pitch error FPT: pitch error FTU: pitch variation
 FPE: accumulative pitch error except eccentricity fr: runout
 SEIL INDUSTRIAL CO.LTD (35144)

INSPECTION CERTIFICATE

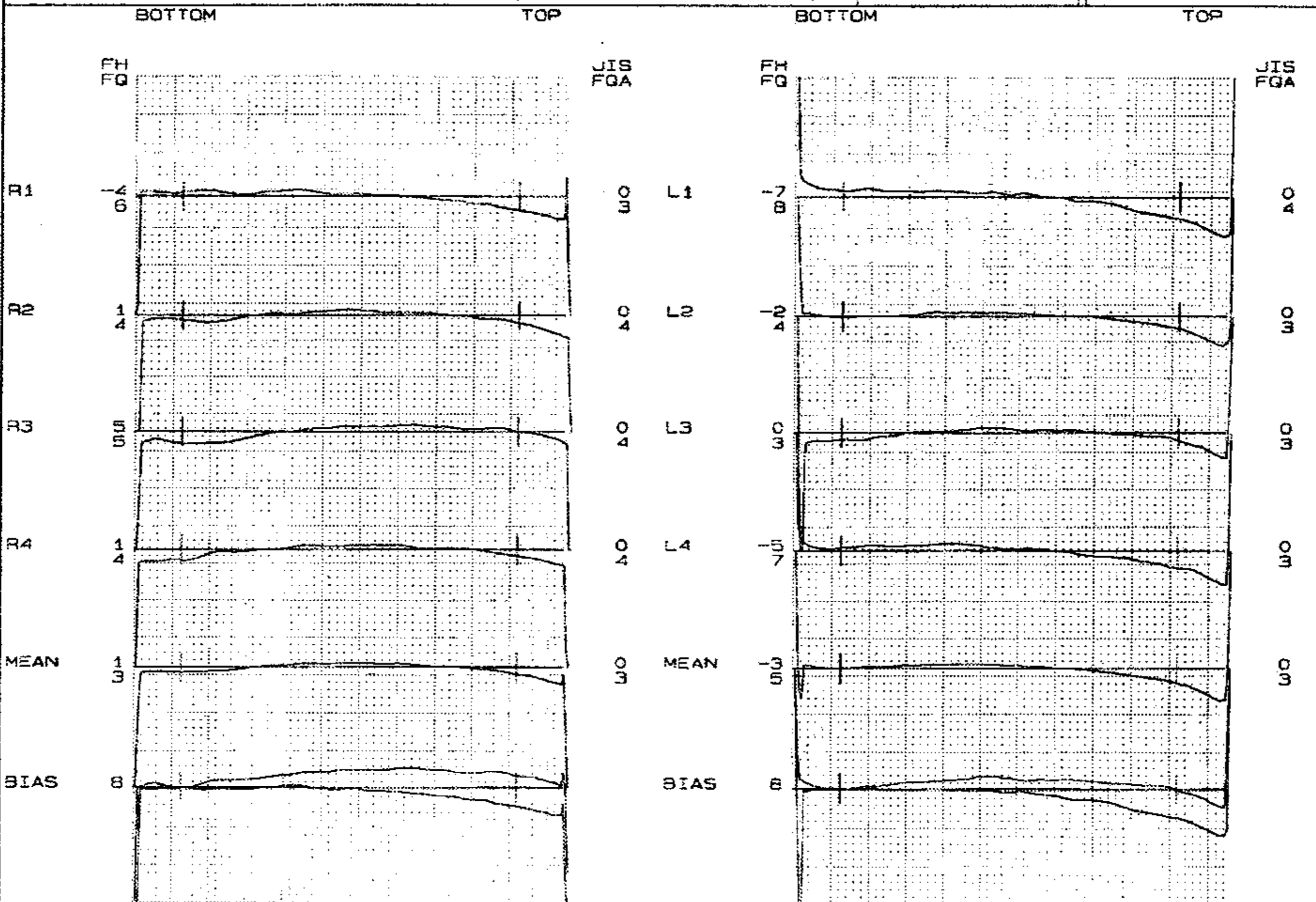
APPROVED CHECKED INSPECTOR

MODEL-NUMBER-NAME M= 3.00000 PA=20 0 0 HA=L 18 0 0 Z= 46
 T552 GEAR (H/46T) #4715A (#41515) -1 B= 28.000
 06/17/2006

TOOTH PROFILE (500X 2.0X) $\frac{2.0\mu m}{\text{pitch}}$ $\Rightarrow \leftarrow$ 0.50mm



LEAD (500X 2.0X) $\frac{2.0\mu m}{\text{pitch}}$ $\Rightarrow \leftarrow$ 0.50mm



FF: profile error FA: angle error FFA: form error
 FG: lead error FH: angle error FGA: form error CRN: crowning
 SEIL INDUSTRIAL CO.LTD (35144)

(Unit: 1.0um)

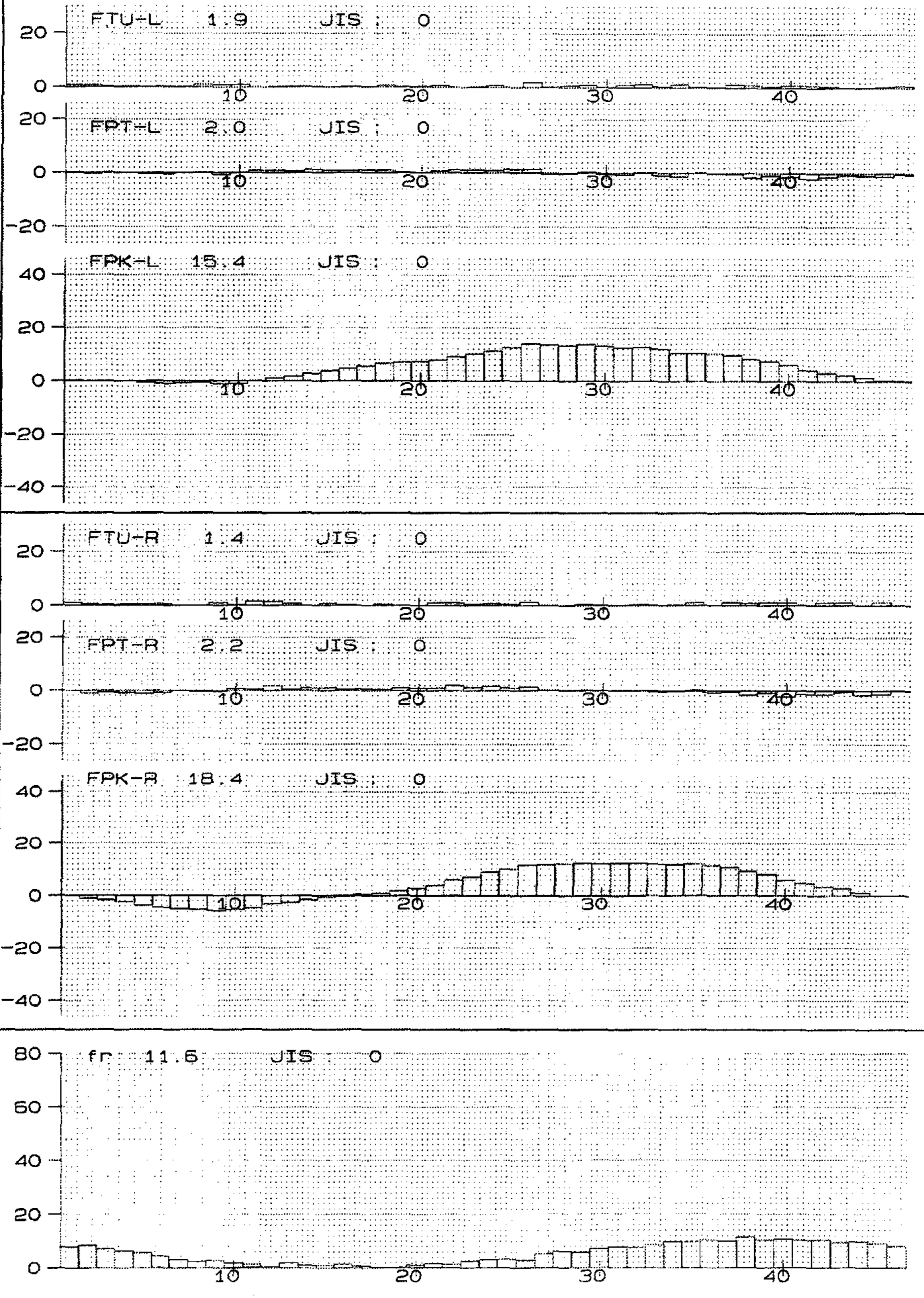
INSPECTION CERTIFICATE

MODEL-NUMBER-NAME

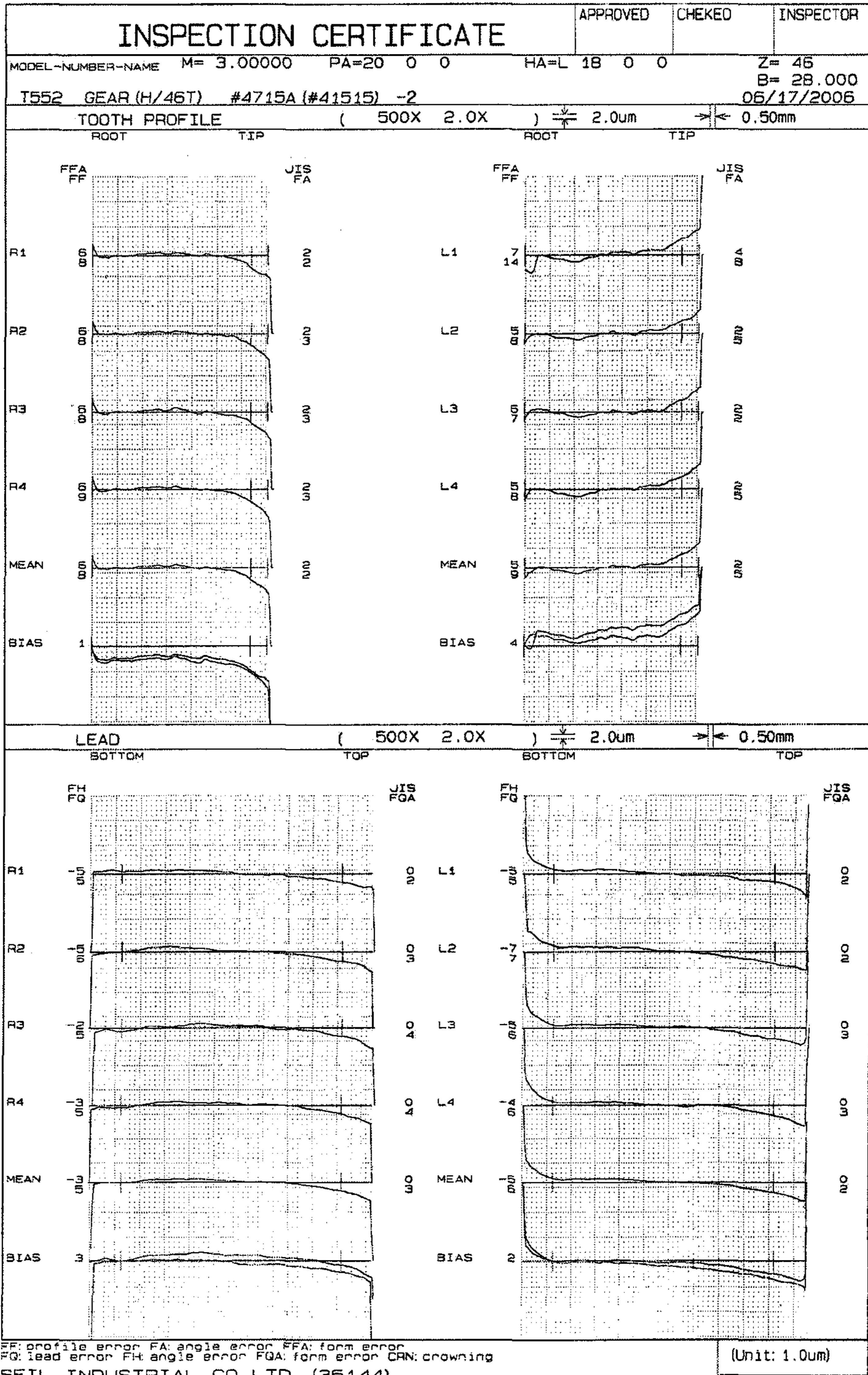
T552 GEAR (H/46T) #4715A (#41515) -1
 Z = 46 DO = 145.1018 PITCH 500 X

06/17/2006

(Unit: 1.0um)



FPK: accumulative pitch error FPT: pitch error FTU: pitch variation
 FPE: accumulative pitch error except eccentricity fr: runout
 SEIL INDUSTRIAL CO.LTD (35144)



INSPECTION CERTIFICATE

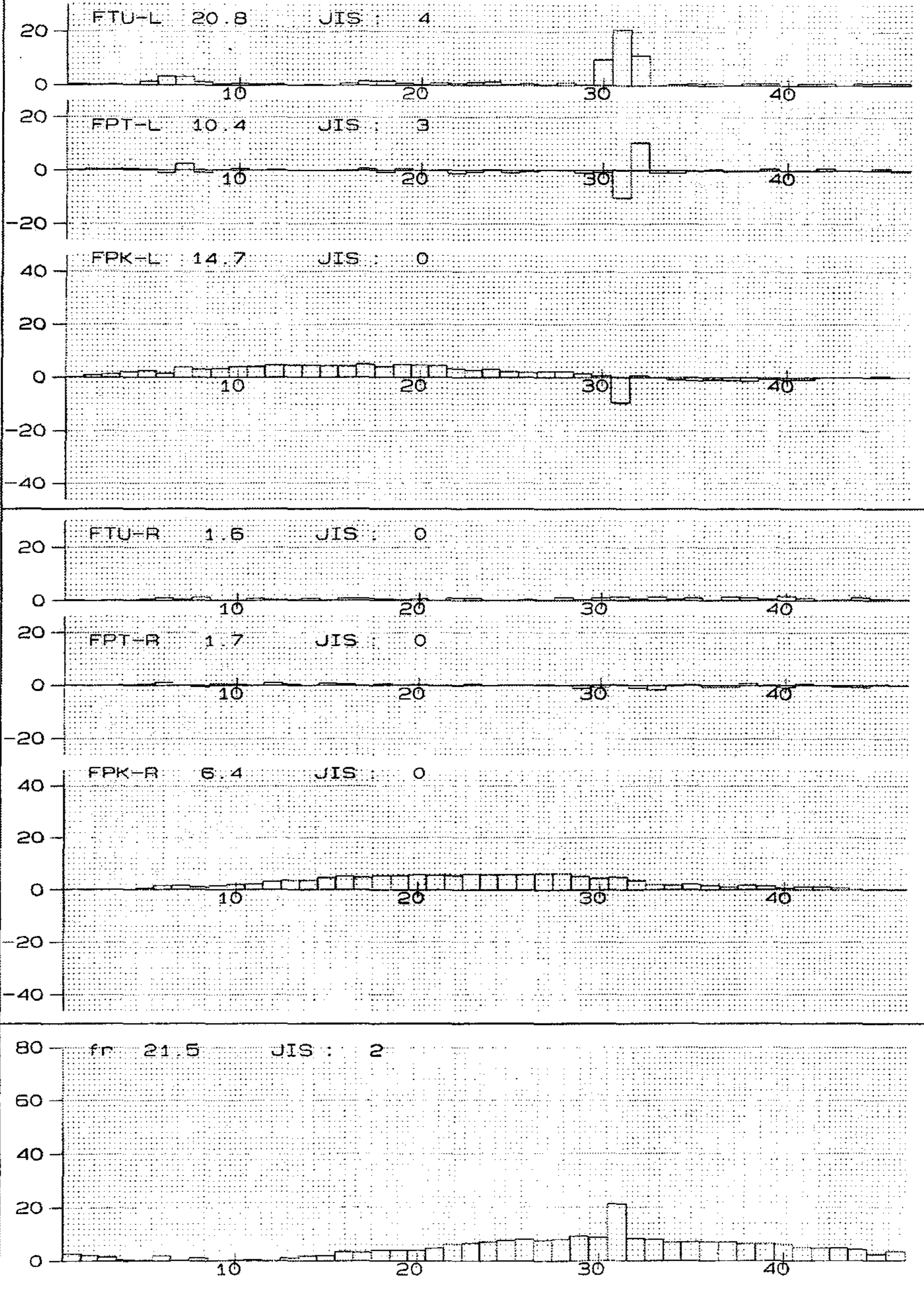
MODEL-NUMBER-NAME

T552 GEAR (H/46T) #4715A (#41515) -2

06/17/2006

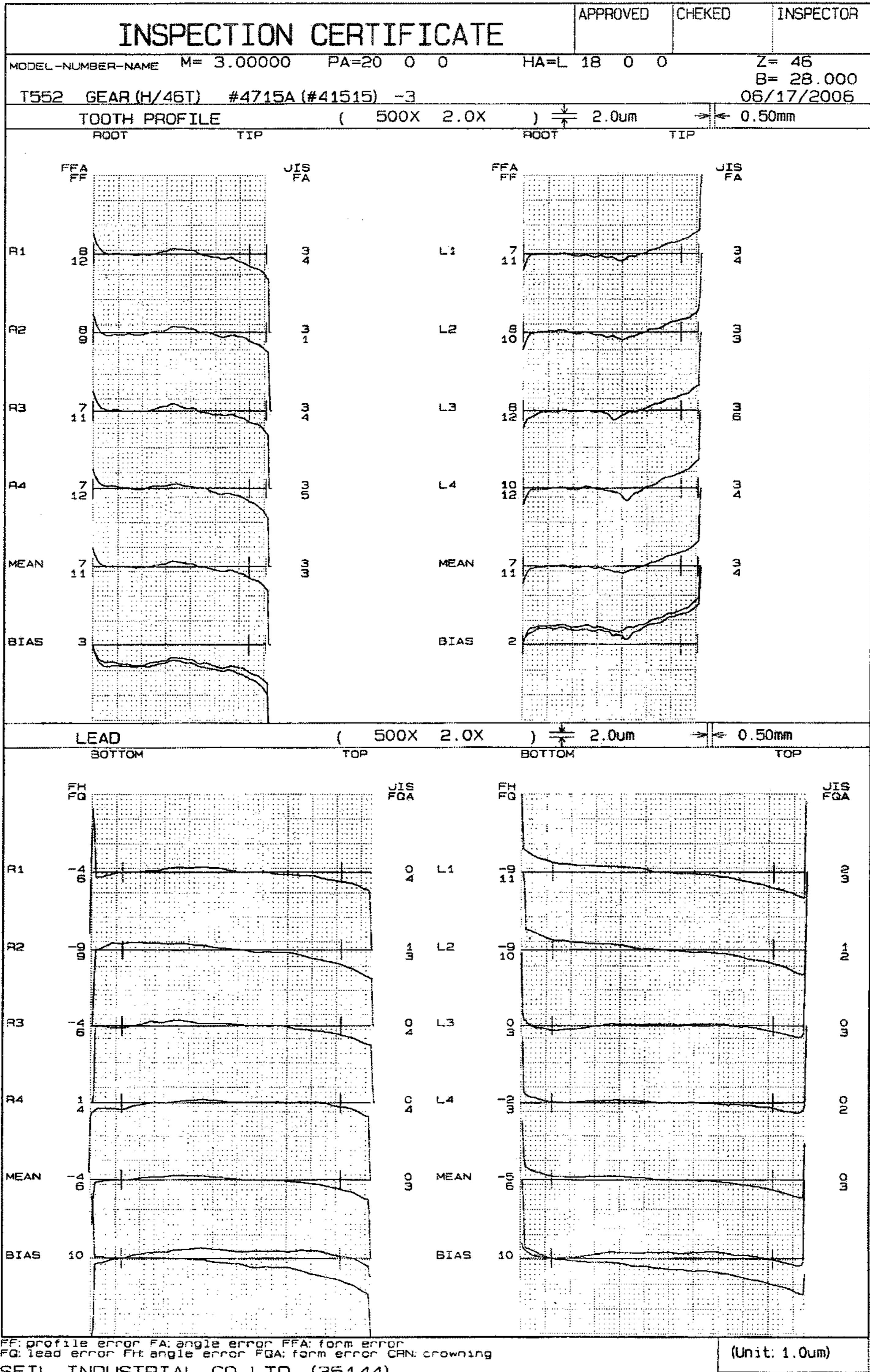
Z = 46 DO = 145.1018 PITCH 500 X

(Unit: 1.0um)



FPK: accumulative pitch error FPT: pitch error FTU: pitch variation
 FPE: accumulative pitch error except eccentricity fr: runout

SEIL INDUSTRIAL CO.LTD (35144)



INSPECTION CERTIFICATE

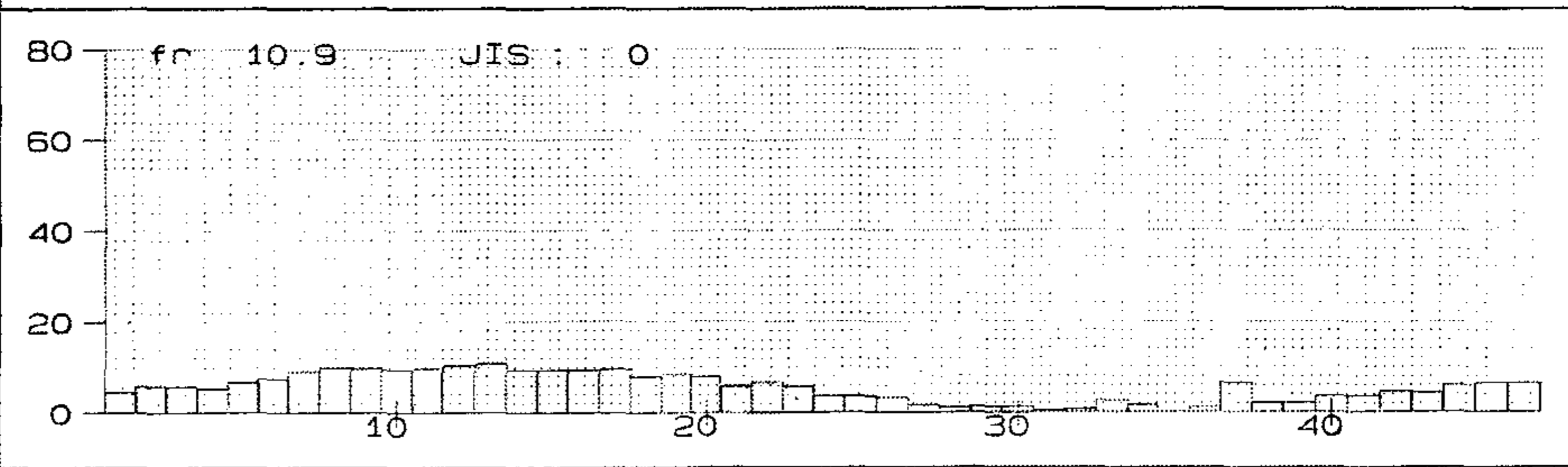
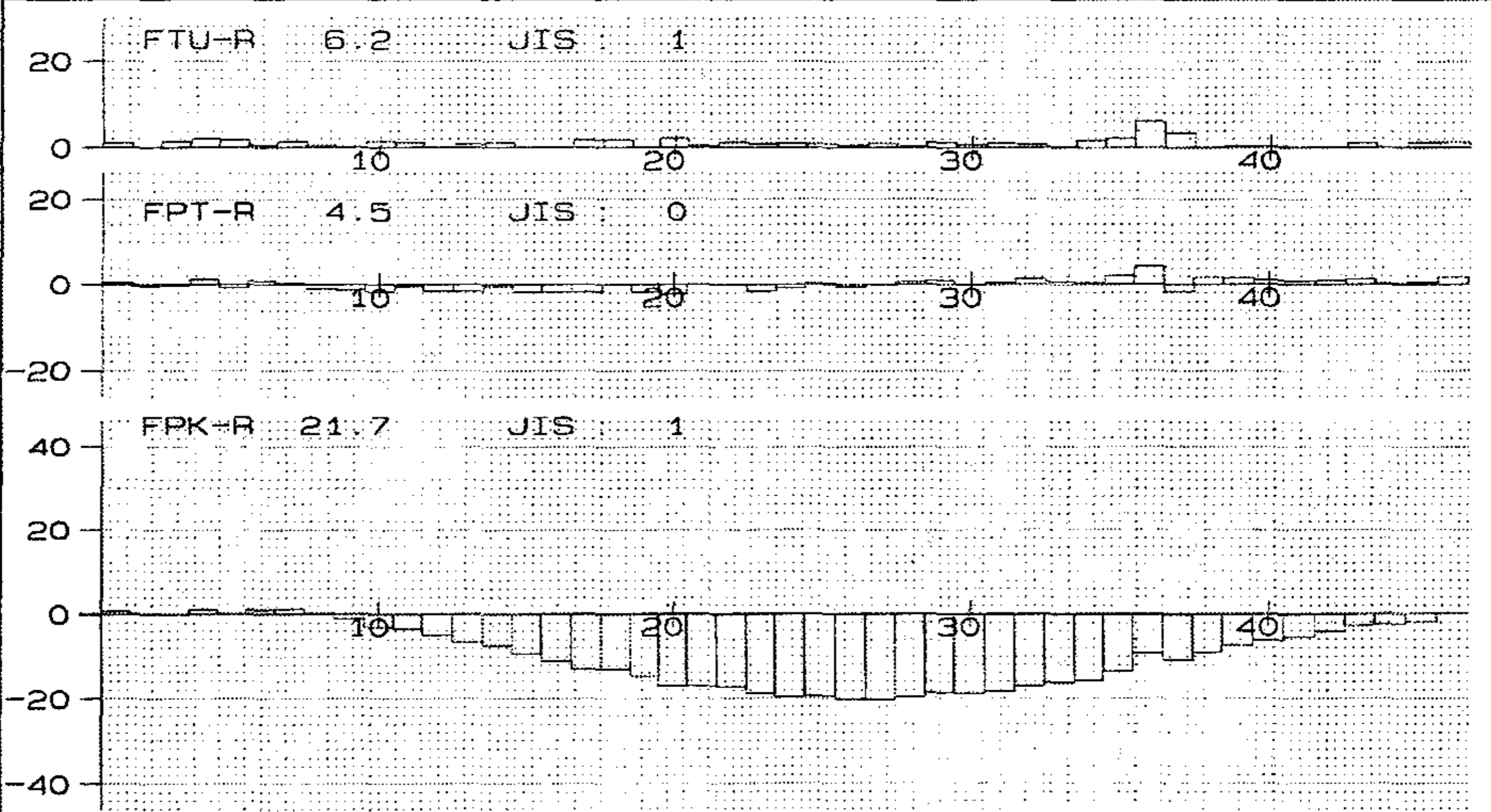
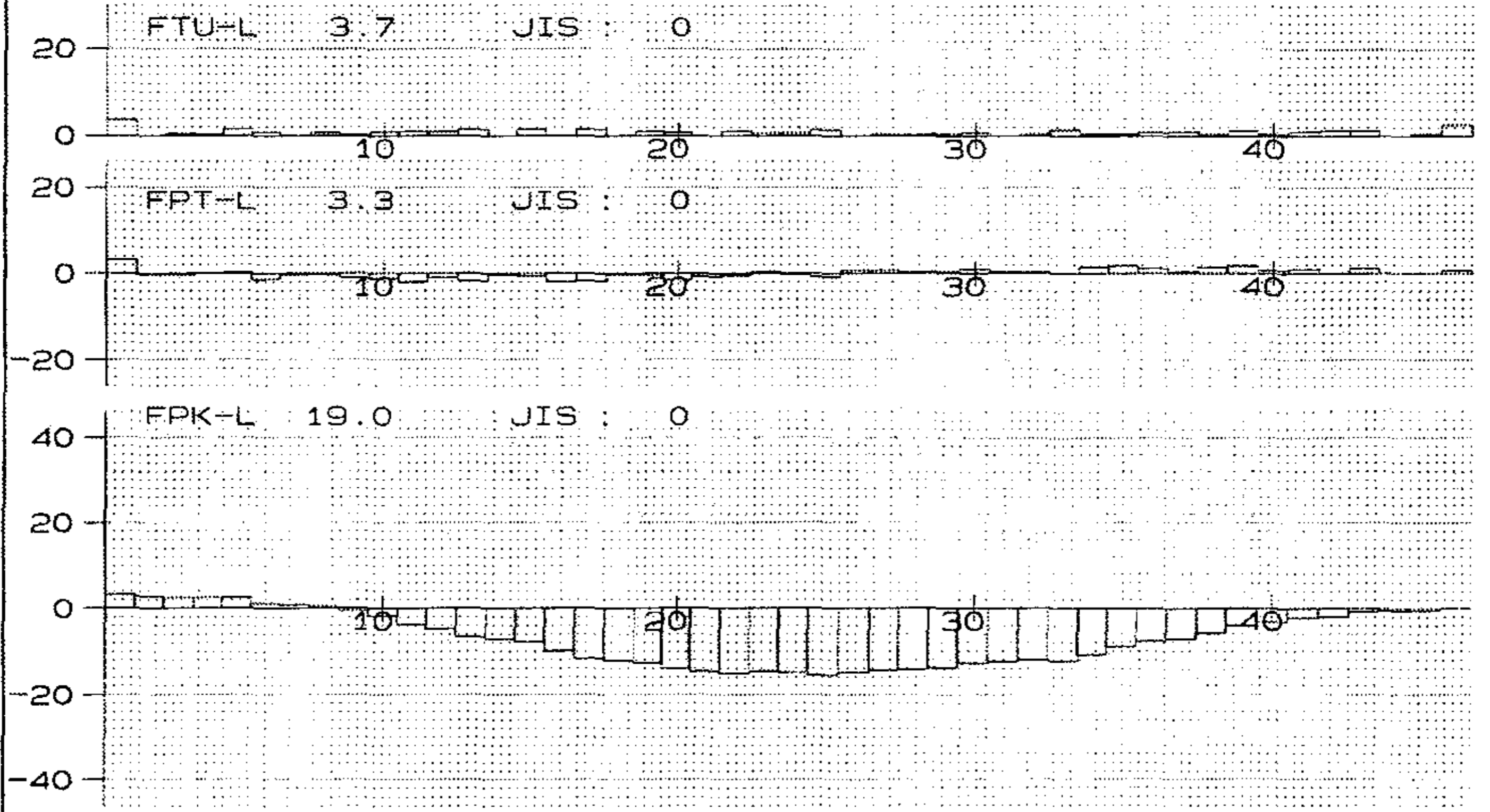
MODEL-NUMBER-NAME

T552 GEAR (H/46T) #4715A (#41515) -3

06/17/2006

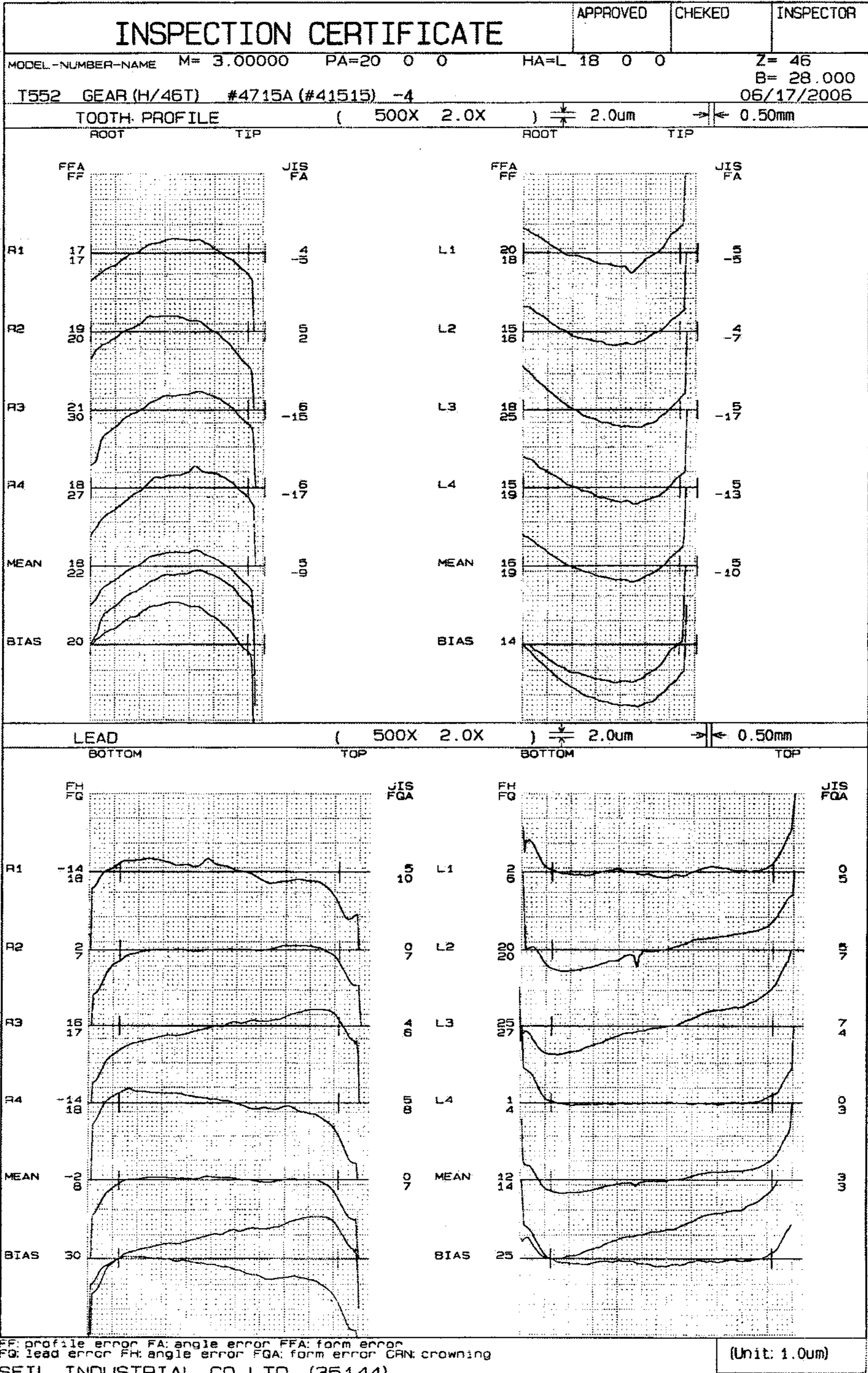
Z = 46 DO = 145.1018 PITCH 500 X

(Unit: 1.0um)



FPK: accumulative pitch error FPT: pitch error FTU: pitch variation
 FPE: accumulative pitch error except eccentricity fr: runout

SEIL INDUSTRIAL CO.LTD (35144)

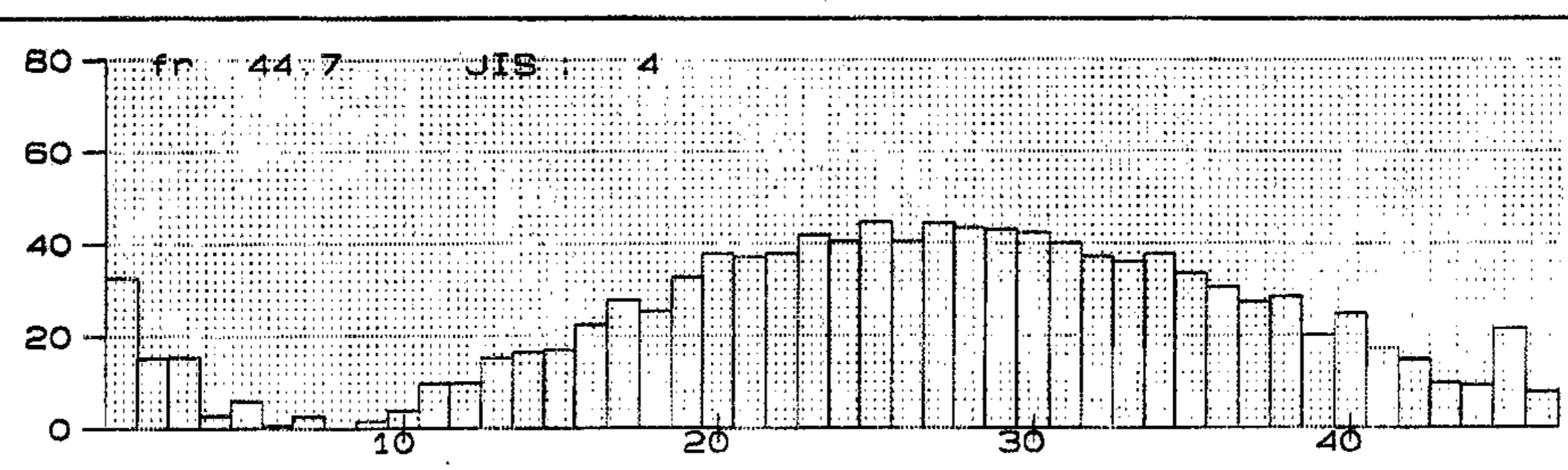
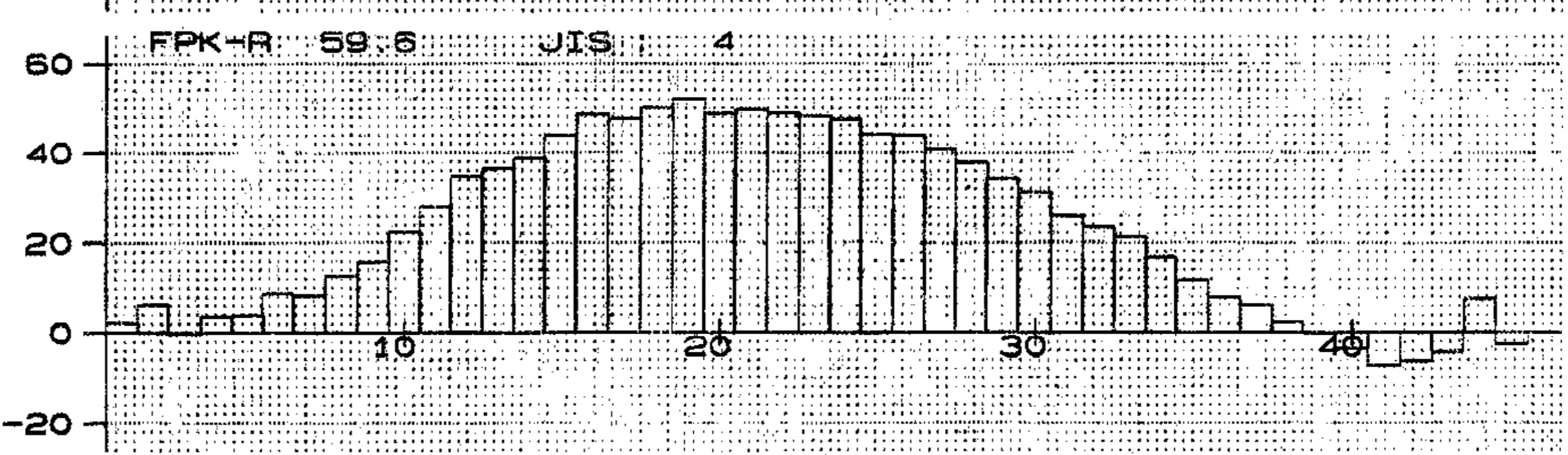
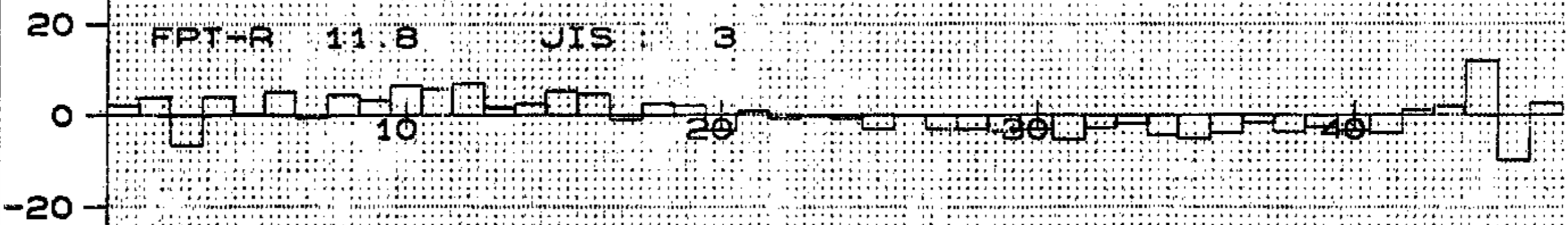
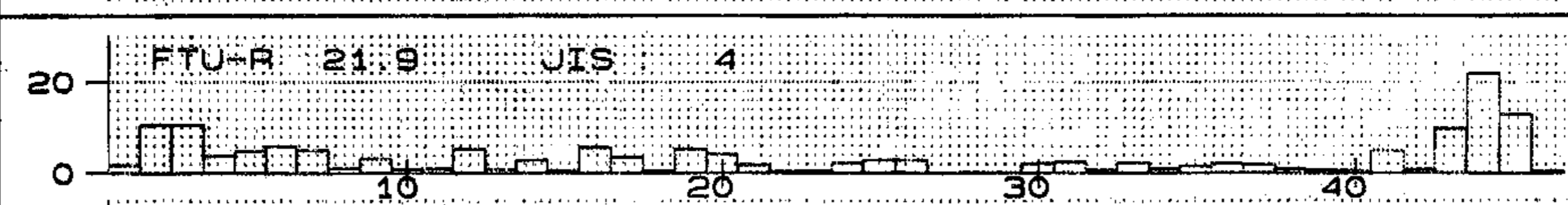
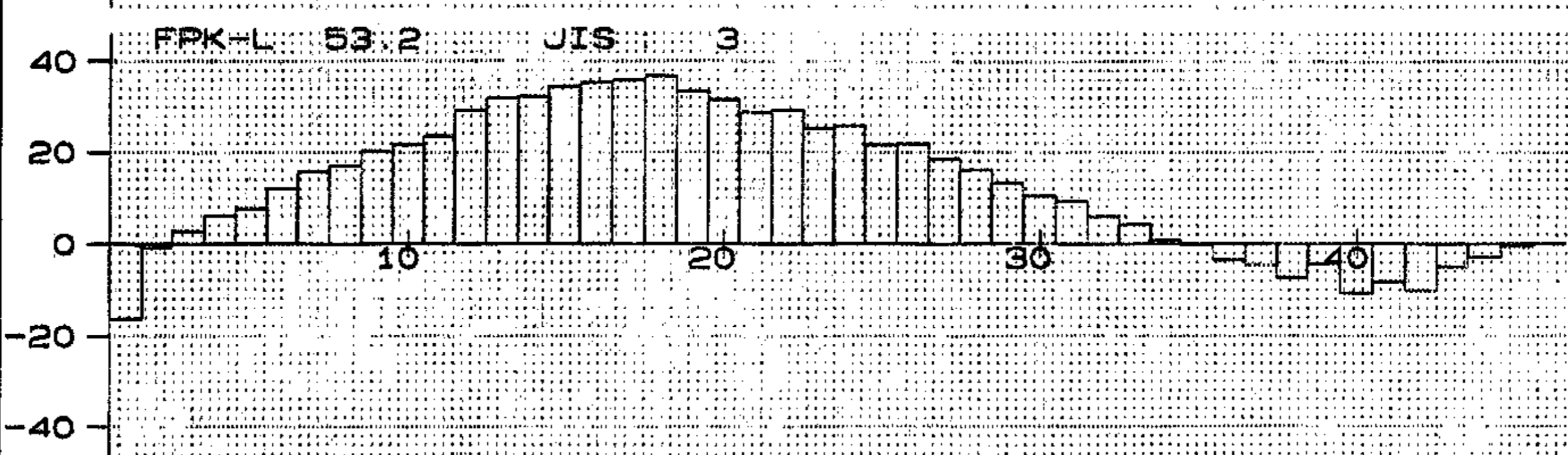
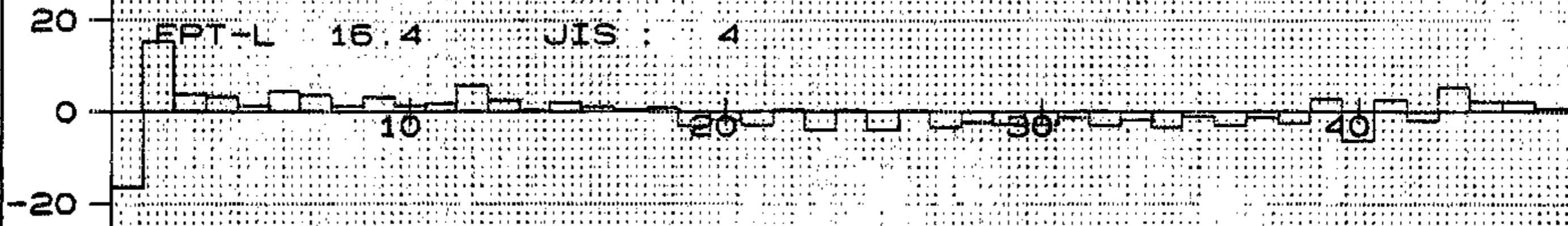
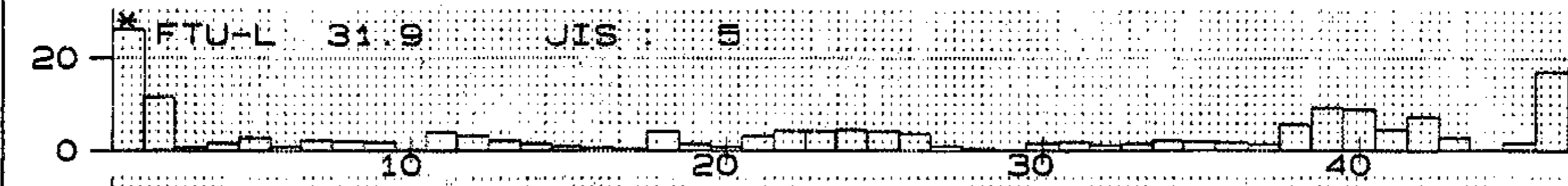


INSPECTION CERTIFICATE

MODEL-NUMBER-NAME

T552 GEAR (H/46T) #4715A (#41515) -4
 Z = 46 DO = 145.1018 PITCH 500 X

06/17/2006
 (Unit: 1.0um)



FPK: accumulative pitch error FPT: pitch error FTU: pitch variation
 FPS: accumulative pitch error except eccentricity fr: runout
 SEIL INDUSTRIAL CO.LTD (35144)

