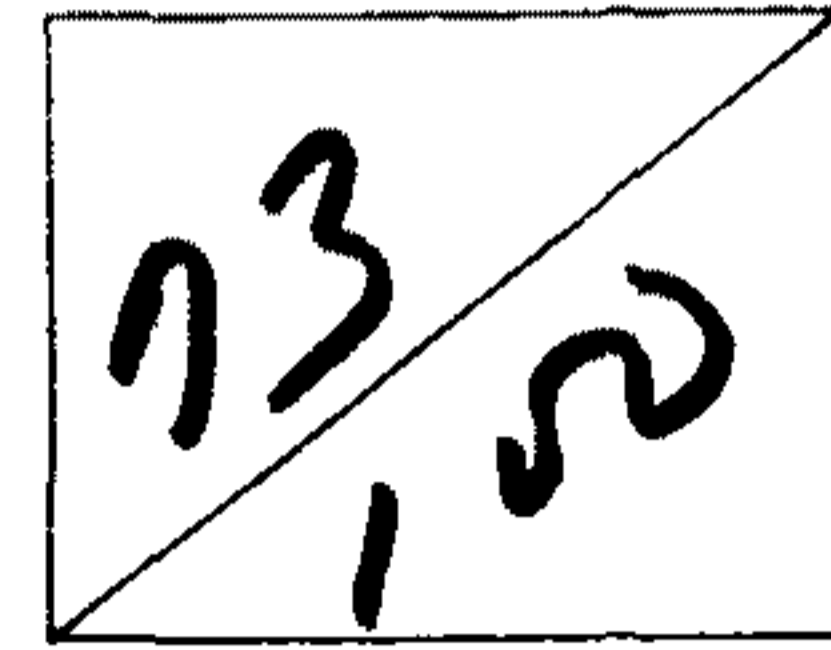


GOVP1199202614

UCE 8801 - 19 · S



振動解析을 통한 機械要素類의
原因別 異常振動 信號에 對한 實驗的 基礎研究

Experimental basic study of the abnormal vibration signal
generated in each cause of machine elements using
the vibration analysis

研究機關
財團法人 韓國機械研究所
附設 企業技術支援센터

科學技術處

提 出 文

科學技術處長官 貴下

本 報告書를 “ 振動解析을 통한 機械要素類의 原因別 異常振動 信號
에 對한 實驗的 基礎研究 ” 課題의 最終報告書로 提出합니다.

1988. 12.

主管研究機關：韓國機械研究所
附設 企業技術支援센터

研究責任者： 許 善 範

研 究 員： 韓 壹 愚

金 準 燮

金 德 龍

여 백

要 約 文

I. 題 目

振動解析을 통한 機械要素類의 原因別 異常振動 信號에 對한 實驗的 基礎研究

II. 研究目的

- 齒車, Tapered roller bearing, 軸 등으로 構成된 Gearbox 의 原因別 異常振動에 對한 實驗的 基礎資料 蒐集
- 振動測定 및 分析法 確立
- 機械要素類의 品質高級化 및 回轉機械 診斷技術 普及

III. 研究內容

- 1) 實驗裝置 構成 및 試片製作
- 2) 異常狀態의 齒車와 Tapered roller bearing 에서 發生하는 振動에 對한 理論的 理解
 - 軸回轉數와 齒車잇수에 따른 Tooth meshing Frequency 구함
 - Tapered roller bearing 의 幾何學的 條件과 軸 回轉數, 缺陷의 位置에 따른 振動 周波數를 구함.
- 3) 各種 振動分析方法에 關한 理論的 理解 및 適用可能性 檢討
 - Spectrum 分析, Zoom 分析, Cepstrum 分析 Filtering 方法 등 適用

4) 異常狀態에서의 實驗

- Uniform wear 狀態, 局部的 wear, crack 상태, Bearing 缺陷, 潤滑不良狀態에서 實驗

5) 實驗結果 分析 및 適切한 診斷法 結定

IV. 研究結果

1) Uniform wear 發生時

- Uniform wear 가 생기는 境遇 wear 를 일으키는 齒車雙의 Tooth meshing frequency의 高次 Harmonics 를 增加시킨다.
- 騒音의 周波數 分析에서도 같은 結果를 얻었다.
- 各 回轉數에서도 같은 結果를 얻었다.

2) 局部的 磨耗나 龜裂

- 局部的 磨耗나 龜裂이 있는 齒車에서 發生하는 衝擊振動을 Filtering 하여 Time channel에서 週期를 測定하면 異常 齒車에 對해 알 수 있다.
- 이 境遇 Tooth meshing frequency 週圍로 回轉周波數와 一致하는 Sideband群이 形成되며 이는 Zoom을 통해 明白히 나타난다.
- 局部的 異常이 두 곳에서 發生할 境遇 Cepstrum을 통해 各 各의 Sideband群으로 分離할 수 있다.
- 磨耗가 增加함에 따라 Cepstrum에서 Quefreny의 Gann-itude도 增加한다.

3) Taper roller bearing 缺陷

- Tapered roller bearing에 缺陷이 있을 境遇 衝擊振動은 部分的인 高周波 共振 領域을 만들며 이 領域에 對한 Time channel 과 Cepstrum 을 分析하여 外輪, Ball, 內輪의 缺陷狀態를 알 수 있다.

4) 潤滑不良狀態

- 潤滑不良의 境遇 實驗한 回轉數에서 Tooth meshing frequency 는 減少하며 650 Hz 部分과 4 KHz 以上の 高周波 領域에서의 振動, 騒音은 增加한다.

V. 活用方案 및 期待效果

- Plant 監理의 資料
- 回轉機械 診斷技術에 應用
- 低振動, 低騒音 齒車 및 Bearing 設計에 應用

여 백

SUMMARY

I. Title

Experimental basic study of the abnormal vibration signal generated in each cause of machine elements using the vibration analysis.

II. The Objectives of Study

- o Collection of experimental basic data of the vibration signal generated in each cause of machine elements of gearbox being composed of shafts, gears and tapered roller bearing.
- o Establishment of the method of measurement and analysis
- o Extension of the diagnostic techniques popularization and the high-grade manufacturing of machine elements.

III. Contents of study

- 1) Setting of experimental apparatuses, and manufacturing of test specimens.
- 2) Theoretical understanding about the vibration occurring from the abnormal gears and tapered roller bearing.
 - o Computation of tooth meshing frequency.
 - o Computation of the frequency according to the geometrical condition of tapered roller bearing, rotations of shaft and position of faults.

- 3) Study of the theoretical comprehensions and the adaptation probability about the several methods of vibration analysis.
 - . Adaptation of Spectrum analysis, Zoom analysis, Cepstrum analysis, and the method of filtering
- 4) Experiments in condition of abnormality
 - o Experiments in condition of uniform wear, crack, bearing fault and non-lubrication.
- 5) Analysis of the experimental results and decision of the adequate diagnostic methods.

IV. Results of study

- 1) Uniform wear
 - o The high-order harmonics of tooth meshing frequency occurring by the pairs of uniform weared gear increase
 - o The same result is obtained in the noise frequency analysis
 - o The same result is obtained in each rotational frequency.
- 2) Local wear or crack
 - o Abnormal gears are found by computing the period of the filtered signal in time channel which occurs by the local weared or cracked gear
 - o In this case, sideband families which is equal to

rotational frequency are formed about the tooth meshing frequency, and that is clearly known by using the zoom analysis

- o Each sideband family is separated by cepstrum analysis in case that the local faults are occurred in two places
- o As the wear increases, the magnitude of frequency in cepstrum increases.

3) The faults in the tapered roller bearing

- o In case that the tapered roller bearing has faults, impulses make the local resonance regions and it is capable of separating the ball, inner race, outer race faults by analysing the time channel signal and cepstrum in this region.

4) Non-lubricant

- o In case of non-lubricant, the amplitude of tooth meshing frequency decreases and the vibration and noise increase in the neighboring 650Hz and above 4KHz region.

V. Recommended application and expectant Effect.

- o Data of plant supervision
- o Application to the diagnostic technique of rotating machineries.
- o Application to the design of low-noise and low-vibration gear and bearing.

여 백

CONTENTS

I.	Title	19
II..	The Objectives of study	21
III.	Contents of study	41
IV.	Results of study	48
V.	Recommended application and expectant Effect	63
VI.	Conclusion	67
	References	68

여 백

目 次

第 1 章 序 論	19
第 2 章 振動診斷의 基礎理論	21
1. 振動診斷	21
2. Spectrum 分析	25
3. Cepstrum 分析	28
4. 振幅變造와 周波數 變造	30
5. 齒車振動	35
6. Tapered roller bearing의 振動	37
第 3 章 實 驗	41
1. 實驗裝置 및 試片製作	41
2. 振動信號 測定 및 分析裝置	45
第 4 章 實驗結果	48
1. 正常狀態에서의 振動信號	48
2. Uniform wear 發生時	52
3. 局部的 缺陷이 있을 時	54
4. Tapered roller bearing에 缺陷이 있는 境遇	58
5. 潤滑不良의 境遇	61
第 5 章 結果分析	63
第 6 章 結 論	67
參 考 文 獻	68
附 錄	71
1. 齒車係 振動	71
2. 實驗結果	75

여 백

表 目 次

表 2.1	異常의 種類別 測定 Parameter	23
表 2.2	Terminology of Cepstrum and Spectrum.....	30
表 3.1	Gear meshing of Gearbox	42
表 3.2	Equipment list for spectral Analysis.....	47
表 4.1	Uniform wear 發生時 Tooth meshing frequency 와 Harmonics 에서 正常狀態와의 比較	52

여 백

그림 목次

그림 2.1	機械振動의 種類와 特徵	22
그림 2.2	回轉機械의 精密診斷 Flow	24
그림 2.3	振幅變造 信號의 Spectrum	32
그림 2.4	振幅變造의 Analytic signal	33
그림 2.5	周波數 變造의 Analytic signal	34
그림 2.6	modulation index β 값에 따른 周波數 變造의 Sidebands Spectrum	35
그림 2.7	理想的인 齒形에서의 偏差	36
그림 2.8	單純齒車雙	36
그림 2.9	3 個齒車列	36
그림 2.10	遊星齒車	37
그림 2.11	Tapered roller bearing 의 形狀	38
그림 2.12	Tapered roller bearing의 齒數	39
그림 3.1	Gearbox의 Cross section.....	41
그림 3.2	Gearbox의 斷面圖	42
그림 3.3	齒車의 龜裂狀態試片	43
그림 3.4	齒車의 磨耗狀態試片	43
그림 3.5	齒車의 Crowning 狀態	44
그림 3.6	Tapered roller bearing (32017)의 缺陷試片	45
그림 3.7	振動, 騒音測定 및 分析裝置의 Schematic diagram.....	46
그림 3.8	實驗裝置	46

그림 4.1	正常狀態에서의 振動加速度, 85 RPM	49
그림 4.2	正常狀態에서의 振動加速度, 620RPM	49
그림 4.3	正常狀態에서의 Vibration Frequency Spectrum, 85 RPM	50
그림 4.4	正常狀態에서의 Vibration Frequency Spectrum, 1,260 RPM	50
그림 4.5	正常狀態에서의 Noise Frequency Spectrum, 45 RPM	51
그림 4.6	正常狀態에서의 Noise Frequency Spectrum, 1,800 RPM	51
그림 4.7	Uniform wear 發生時の 比較.....	53
그림 4.8	Ⅱ軸의 齒車에 缺陷이 있을 境遇 Frequency Spectrum, 440 RPM.....	55
그림 4.9	Ⅱ軸의 齒車에 缺陷이 있을 境遇 Cepstrum	56
그림 4.10	Filtered time signal, 620 RPM	57
그림 4.11	두 軸에 缺陷이 있을 境遇 Filtered time signal, 620 RPM	57
그림 4.12	두 軸에 缺陷이 있을 境遇의 Cepstrum, 620 RPM	58
그림 4.13	Tapered roller bearing 外輪에 缺陷이 있을 境遇 Filtered time signal.....	59
그림 4.14	Tapered roller bearing 外輪에 缺陷이 있을 境遇 Cepstrum.....	60
그림 4.15	潤滑不良의 境遇 Frequency Spectrum 比較, 1,260 RPM	62

第 1 章 序 論

機械診斷技術이란 設備의 狀態 즉 機械가 받는 應力, 故障이나 劣化, 強度를 定量的으로 把握해서 信賴性이나 性能을 豫測하고 異常이 있으면 그 原因, 位置, 危險度 등을 識別하고 評價해서 그 修正方法을 結定하는 技術을 말하는 것으로 最近 大形化, 連續化, 復雜化의 推勢에 있는 플랜트에서는 매우 重要的 技術이 되어가고 있다.

이와같은 機械保全方式은 1950 年代 豫防保全에서 生産保全으로 그리고 豫知保全 또는 狀態基準保全時代로 變化되어 있다. 이러한 豫知保全을 위해서 現場作業者가 實示하는 簡易診斷技術과 解析技術者가 行하는 精密診斷技術이 發達되고 各各의 尖端裝備들이 開發되어 國內에도 最近 部分的으로 普及되고 있다. 이러한 診斷技術이 適用되는 分野와 診斷法은 機械要素, 動力傳達機構, 流體機械, 原動機, 電氣機械 등에 쓰이는 振動音響法, 壓力用器 配管 構造物 등에 쓰이는 AE 法, 制御係에 쓰이는 칼만필터법 외에도 速度變動法, 油分析法, 超音波法, 가스分析法 등이 있으나 本 研究에서는 最近 센서와 分析機의 發達로 그 適用範圍가 넓어지고 있는 振動音響法에 대해서 研究한다.

振動을 利用한 診斷에는 크게 相對振動을 利用하는 非接觸式 變位測定法과 機械하우징에서 絕對振動을 測定, 分析하는 方法으로 나누어 지는데 Dynamic range와 周波數 範圍 그리고 센서의 設置에 利點이 있는 絕對振動 測定方法을 使用하여 齒車와 軸, Bearing 으로 構成된 Gearbox 로 부터 얻어지는 振動과 騒音を 分析하여 機械的 狀態, 構造的 特性에 對한 資料를 얻는다.

이러한 연구는 Randall, Thompson, Remmers 등이 齒車의 振動과 騒音에 對하여 周波數 分析을 行하였으며 Mathew, Dyer, Igarash 등은 Bearing에 對한 診斷研究를 遂行하였고 Abakyan은 工作機械의 Gearbox에 Spectrum 分析과 Cepstrum 分析의 適用 可能性에 對해 研究를 하는 등 最近에 많은 研究報告가 되고 있다.

本 研究에서는 많은 齒車와 Taper roller bearing으로 構成된 複雜한 Gearbox에 缺陷, 磨耗, 潤滑不良, 龜裂 등 여러가지 異常狀態에 對한 診斷을 위하여 時間領域(Time Domain)에서의 信號分析, 適切한 Filtering을 行한 後의 信號分析, 周波數 分析, 主觀察 對象 周波數 週圍의 Zooming, Sideband群에 關한 資料를 提供하는 Cepstrum 分析 등을 使用한 實驗的 研究를 行하여 Health Monitoring 技術을 確立하기 위한 方向을 正立하는데 研究의 主眼點을 두었다.

向後 本 研究의 結果를 實用化하기 위해서는 特定對象에 對해 異常의 程度를 代表할 수 있는 變數를 先定하고 振動音響法과의 關係를 定量化하는 問題와 資料의 信賴性を 向上시키기 위하여 다른 診斷方法과의 連係성에 關한 研究가 남아 있으며 本 研究의 結果를 低騒音, 低振動 齒車設計나 베어링設計에 應用하기 위해서는 專用試驗 裝置와 그것을 위한 試驗이 必要하다.

第2章 振動診斷의 基礎理論

1. 振動診斷

機械內部에 異常이 發生하면 必然的으로 振動의 크기나 性質에 變化가 생기게 된다. 따라서 振動을 測定하고 解析하는 일에 따라서는 機械의 劣化나 故障의 徵候에 대하여 機械를 停止 또는 分解하지 않고 알 수 있다. 따라서 振動을 機械內部狀態와 相關關係를 가지는 媒介變數로 使用한다.

振動은 그림 2.1 과 같이 週期振動, 非週期振動, 不規則振動 등이 있는데 診斷에 있어서 對象이 되는 機械의 振動을 보고 그 測定法이나 解析法을 決定한다. 振動診斷을 위해서는 診斷이 必要한 對象設備를 選定하고, 適切한 測定 媒介變數(Parameter)가 選定되면 測定位置의 選定, 測定週期の 決定 順으로 劣化徵候를 管理한다. 여기에서 對象設備의 選定은 生産에 直結되는 設備, 附帶設備가 노후해져서 생기는 損像이 豫測되는 設備, 故障에 의해 2次 被害가 豫測되는 設備, Maintenance Cost가 높은 順으로 決定하며, 測定 媒介變數의 選定은 表 2.1 과 같이 變位, 速度, 加速度 中에서 選定한다. 또한 測定點은 軸方向, 水平方向, 上下方向을 測定하는 것이 必要하다. 특히 低周波振動 管理의 境遇에는 반드시 3方向 振動의 測定이 必要하며 高周波振動의 境遇는 高周波 自體가 方向性이 없기 때문에 通常的으로 한 方向에 對해서만 管理한다. 例를 들면 不均衡(Unbalance)은 水平方向으로 管理하며 Misalignment 는 軸方向으로

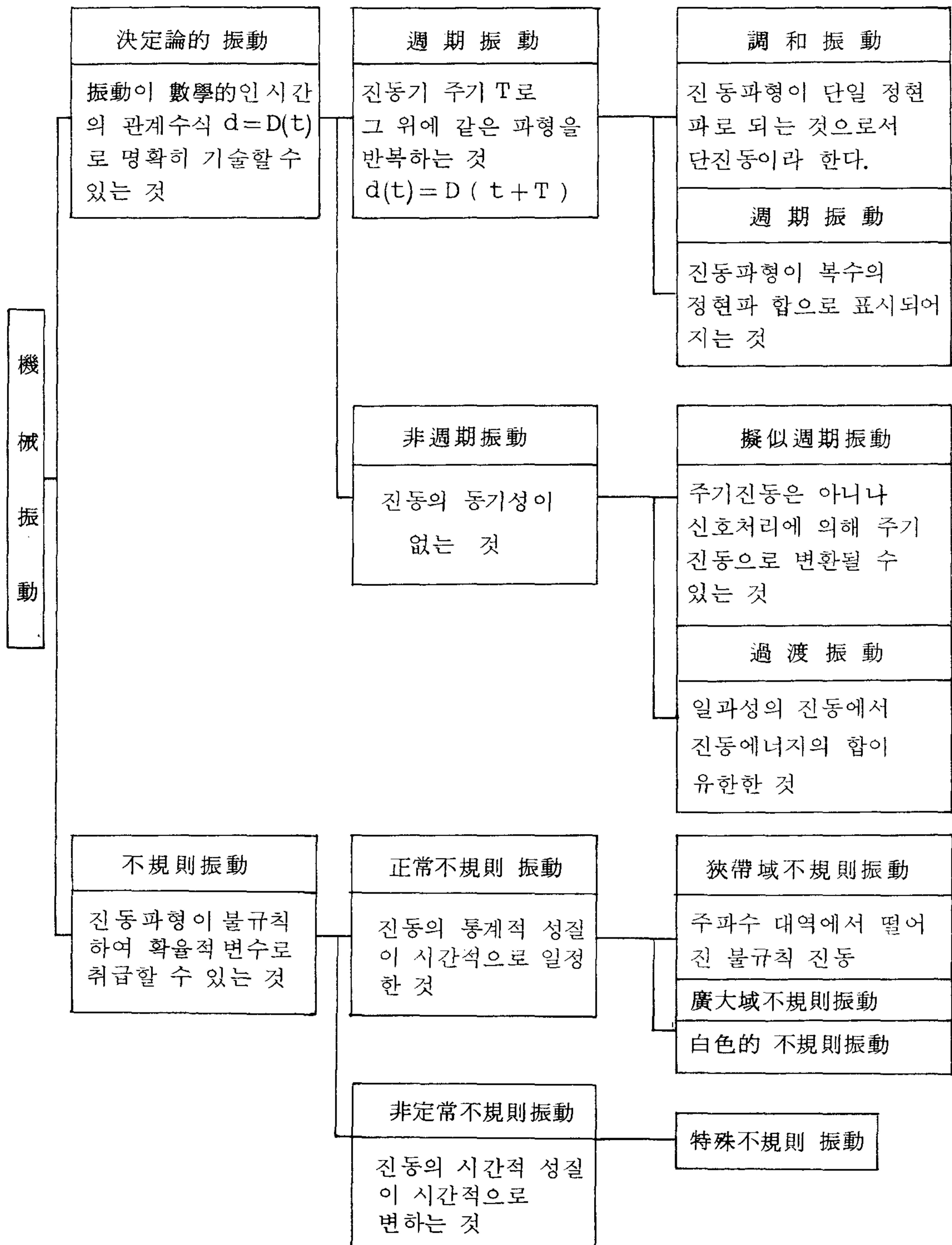


그림 2.1 機械振動的 種類와 特徵

表 2.1 異常의 種類別 測定 Parameter

測定 Parameter	異常의 種類	例
變位	變位量 또는 움직임의 크기 그것이 問題가 되는 異常	工作機械의 채터링 現象. 回轉軸의 흔들림
速度	振動 Energy나 疲勞도가 問題로 되는 異常	回轉機械의 振動
加 速 度	衝擊力 등에서 힘의 크기가 問題되는 異常	Bearing의 振動 Gear의 振動

유격은 上下方向으로 管理한다. 또한 測定點 自體가 일단 選定되면 確實히 表示를 하여 恒常 一定한 位置에서 測定하는 것이 重要하다. 測定週期는 劣化速度를 充分히 檢討하여 決定해야 한다. 예를 들면 磨耗劣化에 의하여 서서히 劣化가 進行되는 것은 긴 週기로, 高速回轉體와 같이 變化가 생기고 急速히 故障狀態로 가는 設備의 境遇는 Real-time health monitoring 方法을 취함이 옳다. 以上의 方法으로 對象設備, 測定方法이 決定되었다면 測定을 始作하게 되는데 測定된 값의 正·異常狀態를 判定하는 基準은 同一部位에서 測定한 값을 判定基準과 比較하는 絕對判定基準, 同一部位를 定期的으로 測定해서 正常的인 狀態에서의 값을 初期值로 할 때의 몇 배가 되는가를 보며하는 相對判定基準, 同一機種의 機械가 複數로 있는 境遇에 同一條件下에서 測定하고 相互比較하는 相互判定基準이 있다.

以上의 方法을 基準으로 하고 振動分析 方法을 도입하여 回轉機械의 精密診斷 Flow 를 만들면 그림 2.2 와 같다.

項 目	內 容	手 段
事前調査	⇐ 事前に 機械仕様の調査 및 異常의 發生形態의 질문 진단 실시	⇐ 機械 圖面 傾向管理 Sheet
簡易診斷結果 및 再 確 認	⇐ 傾向管理데이터로서 異常이 發生된 周波數帶域의 確認	⇐ 簡易診斷機器 携帶型振動計
測定方法의 決定	⇐ 上記確認結果에 基礎한 測定 Sensor 를 選別	⇐ 加速度, 速度計, 變位計
振動測定	⇐ 上記確認結果에 基礎한 測定位置를 檢討한 振動을 測定記錄	⇐ Data Recorder 精密診斷機器
信號處理	⇐ 發生하고 있는 振動現象에 대응해서 바른 信號處理를 한다.	⇐ Filter 包絡線
波形觀察	⇐ 振動 및 回轉마크를 同時에 觀察한 波形의 特徵을 읽는다.	⇐ 오실로스코프 Peak-Up
周波數領域에서의 分析	⇐ 發生하고 있는 振動이 갖는 周波數 成分 또는 次數를 分析한다.	⇐ FFT 分析 Real-Time 분석기
位相領域에서의 分析	⇐ 發生하고 있는 振動周波數成分別位相 值 및 位相值의 時間的變化를 分析	⇐ 位 相 計 FFT 分析
振幅領域에서의 分析	⇐ 發生하고 있는 振動의 衝擊度合 등을 分析한다.	⇐ 確率密度分析 Peak Are分析
時間領域에서의 分析	⇐ 回轉數 - 振幅曲線에 의한 振動의 形態 (强制・自動) 軸의 흔들림 分析	⇐ 振動形態分析
總合判定	⇐ 所定 Check-Sheet 및 質問診斷 結果에 基礎해서 判定한다	⇐ 問診結果 Check-Sheet 機械仕様

그림 2.2 回轉機械의 精密診斷 Flow

2. 스펙트럼 분석

動作 중인 機械에서 發生하는 振動 및 騒音은 機械内部의 여러 要素들과 傳達過程 사이에서 複合되어 매우 複雜한 形態를 가지게 되므로 時間領域 (Time Domain) 에서 分析하는 것은 매우 어렵다. 따라서 時間信號를 Fourier Transformation 함으로써 周波數 Spectrum 을 얻고 Spectrum 上의 各 周波數를 機械部品과 關聯시킴으로써 追跡研究가 可能하도록 하는 것을 Spectrum 分析이라 한다. 이렇게 Spectrum 分析을 함으로써 複雜한 機械에서도 機械의 不均衡, Misalignment, 偏心, 磨耗, 龜裂 등 異常狀態에 對한 診斷이 可能해진다. 따라서 最近에는 이러한 過程을 Digital Processor 를 使用함으로써 高速處理하는 FFT Analyzer가 開發되어 Real-time 으로도 解析할 수 있게 되었다.

이러한 周波數 分析의 數學的 根據는 Fourier Transformation 이다. 이것은 時間領域에서의 自己相關函數 (Auto Correlation) 를 Fourier Transform 함으로써 周波數領域의 Power Spectrum 을 얻을 수 있고 이를 逆 Fourier Transform 하면 다시 自己相關函數로 變換되는 關係가 있다. 이 周波數領域의 Spectrum 은 時間領域에서 求할 수 없는 信號의 週期성을 나타내줌으로써 工學에서는 매우 有效한 Data Processing이 된다.

이를 數式으로 表現하면

$$f(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} C_n e^{inw_0 t} \dots\dots\dots (2-2-1)$$

$$C_n = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) e^{-inw_0 t} dt \dots\dots\dots (2-2-2)$$

$$w_0 = 2\pi/T \dots\dots\dots (2-2-3)$$

式 (2-2-2) 를 式 (2-2-1) 에 代入하면

$$f(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \left[\frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(x) e^{-inw_0 x} dx \right] e^{inw_0 t} \dots (2-2-4)$$

이 된다.

여기서 x 는 dummy variable 이다.

式 (2-2-3) 을 式 (2-2-4) 에 代入하면

$$f(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \left[\frac{1}{2\pi} \int_{-T/2}^{T/2} f(x) e^{-inw_0 x} dx \right] w_0 e^{inw_0 t} \dots\dots (2-5)$$

이 된다.

여기서 $T \rightarrow \infty$ 이면 $w_0 \rightarrow 0$

또한 $w_0 = \Delta w$ 로 놓으면 nw_0 는 周波數 變數가 된다.

다시 말해

$$n \rightarrow \infty \text{에 따라 } w_0 = \Delta w \rightarrow 0$$

$$nw_0 = n \Delta w \rightarrow w$$

따라서 式 (2-2-5) 는 다음과 같이 된다.

$$f(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \left[\frac{1}{2} \int_{-T/2}^{T/2} f(x) e^{-in\Delta wx} dx \right] e^{in\Delta wt} \Delta w \dots (2-6)$$

여기서

$T \rightarrow \infty, \Delta w \rightarrow dw$ 이므로 \sum 는 w 에 對한 \int 이 된다.

式 (2-2-6) 을 다시 쓰면 다음과 같다.

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \left[\int_{-\infty}^{\infty} f(x) e^{-iwx} dx \right] e^{iwt} dw \dots (2-2-7)$$

또한

$$F(w) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{iwt} dt$$

로 定義하면 式 (2-2-7) 은 다음과 같다.

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(w) e^{iwt} dw \dots (2-2-8)$$

따라서 時間函數 $f(t)$ 와 周波數 函數 $F(w)$ 는 Fourier 變換關係가 된다.

3. Cepstrum 分析

Cepstrum이 처음으로 提案된 것은 1963 年으로 “ Power spectrum of logarithmic power spectrum ” 으로 定義되었다. 처음 이것은 反響에 對한 知識과 振源의 깊이를 決定하는데 도움을 주어 地振波 研究와 목소리의 調和性 構造를 찾는 目的으로 Speech Analysis에 使用되었으며 이 後 Sideband 群의 間隔을 알아 Spectrum의 週期를 알 수 있는 特性을 利用하여 診斷에 應用되었다.

初期 Cepstrum 의 定義를 數學적으로 表現하면

$$C(I) = | F \{ \log F_{xx}(f) \} |^2 \dots\dots\dots (2-3-1)$$

으로 表記되었다.

여기서 時間信號 $f_x(t)$ 의 Power Spectrum 은

$$F_{xx}(f) = | F \{ f_x(t) \} |^2 \dots\dots\dots (2-3-2)$$

이다.

또한 (2-3-1) 에서 제곱을 하지않고 逆變換한 새로운 Power Cepstrum 을 定義하였다. 이를 表現하면 다음과 같다.

$$C_p(\tau) = F^{-1} \{ \log F_{xx}(f) \} \dots\dots\dots (2-3-3)$$

이 Power Cepstrum 은 Harmonic/Sideband 群의 成長을 敏感히 測定할 수 있고 하나의 線으로 Data 를 集中하며 測定位置나

負荷에 無關하다. 따라서 Sideband 間隔을 精密測定함으로써 서로 다른 群을 分離할 수 있으나 Uniform Wear나 缺陷에는 敏感하지 못하다. Cepstrum의 다른 定義로 振幅과 位相을 考慮할 수 있는 Complex Cepstrum은 다음과 같다.

$$C_c(\tau) = F^{-1} \{ \log F_x(f) \} \dots\dots\dots (2-3-4)$$

여기서 $F_x(f)$ 는 $f_x(t)$ 의 Complex Spectrum으로

$$F_x(f) = F \{ f_x(t) \} = a_x(f) + ib_x(f) = A_x(f) e^{i\phi_x(f)} \dots (2-3-5)$$

이다.

式(2-3-5)에 Logarithm을 취하면

$$\log F_x(f) = \log A_x(f) + i\phi_x(f) \dots\dots\dots (2-3-6)$$

이다.

式(2-3-6)을 式(2-3-4)에 代入하면

$$C_c(\tau) = F^{-1} \{ \log A_x(f) \} + F^{-1} \{ i\phi_x(f) \} \dots\dots\dots (2-3-7)$$

이 된다. 여기서 $\phi_x(f)$ 는 連續的이어야 한다.

이 Complex Cepstrum에서 位相 $\phi_x(f)$ 가 0이 되면 式(3-7)은 式(3-3)의 Power Cepstrum이 된다. Complex Cepstrum은 振幅과 位相이 考慮되어 있고 Editing한 後에도 時間函數로 되돌릴 수 있으며 振動源과 傳達函數의 影向이 疊하여 있어 Echo의 제

거나 振動源과 傳達函數의 分離에 使用된다.

이 Cepstrum에 使用되는 用語는 Spectrum 과 相關關係를 갖는 것으로 表 2-2 와 같다.

表 2-2. Terminology of Cepstrum and Spectrum

Cepstrum	from	Spectrum
Quefrequency	from	Frequency
Rahmonics	from	Harmonics
Gamnitude	from	Magnitude (amplitude)
Saphe	from	Phase
Lifter	from	Filter
Short-pass Lifter	from	Low-pass Filter
Long-pass Lifter	from	High-pass Filter

4. 振幅變造와 周波數 變造

一定한 負荷와 速度를 가진 齒車가 맞물려 돌아갈 때 初期에 모든 齒車의 齒形은 同一하며 間隔도 같은 것으로 假定하면 Tooth meshing vibration $x(t)$ 는 다음 式으로 表現된다.

$$x(t) = \sum_{m=0}^M X_m \cos(2\pi m T f_s t + \phi_m) \dots\dots\dots (2-4-1)$$

여기서 X_m 은 振幅, T 는 잇수, f_s 는 軸回轉 周波數, ϕ_m 은 位相이다.

이 齒車가 疲勞龜裂이나 磨耗와 같은 局部的인 缺陷을 가지고 있으면 齒의 Stiffness 나 負荷傳達에 變動이 생김으로써 振動이 發

生하게 되고 이 변화는 振幅 變造 (Amplitude Modulation) a_m 과 周波數 變造 (Frequency Modulation) b_m 을 일으킨다. 이 a_m 과 b_m 을 Fourier series 로 表現하면

$$a_m(t) = \sum_{n=0}^N A_{mn} \cos(2\pi n f_s t + \alpha_{mn}) \dots\dots\dots (2-4-2)$$

$$b_m(t) = \sum_{n=0}^N B_{mn} \cos(2\pi n f_s t + \beta_{mn}) \dots\dots\dots (2-4-3)$$

이 된다.

따라서 式 (2-4-2) 와 式 (2-4-3) 을 式 (2-4-1) 에 代入하면 變造된 Tooth meshing $y(t)$ 는 다음과 같이 된다.

$$y(t) = \sum X_m (1 + a_m(t)) \cos(2\pi m T f_s t + \phi_m + b_m(t))$$

여기서 振幅 變造와 周波數 變造 信號 分離는 簡單치 않으나 Analytic signal 로의 表現은 可能하다.

그림 (2-3) 은 振幅變造가 發生한 信號의 Spectrum 을 說明해 주는 그림이며 그림 (2-4) 는 Analytic Signal 을 나타내 주는 그림이다. 또는 그림 (2-5) 와 (2-6) 은 周波數 變造를 나타내 주는 Analytic Signal 의 그림과 Modulation index β 와 最大 周波數 偏差 Δf 에 따른 Sideband 群의 Spectrum 을 보여주는 그림이다. 이러한 振幅 變造는 主로 偏心, 齒間隔의 不一致, 變動荷重 등에 의해 發生하며 周波數 變造는 角 速度의 變化와 齒間隔의 變化에 起因한다.

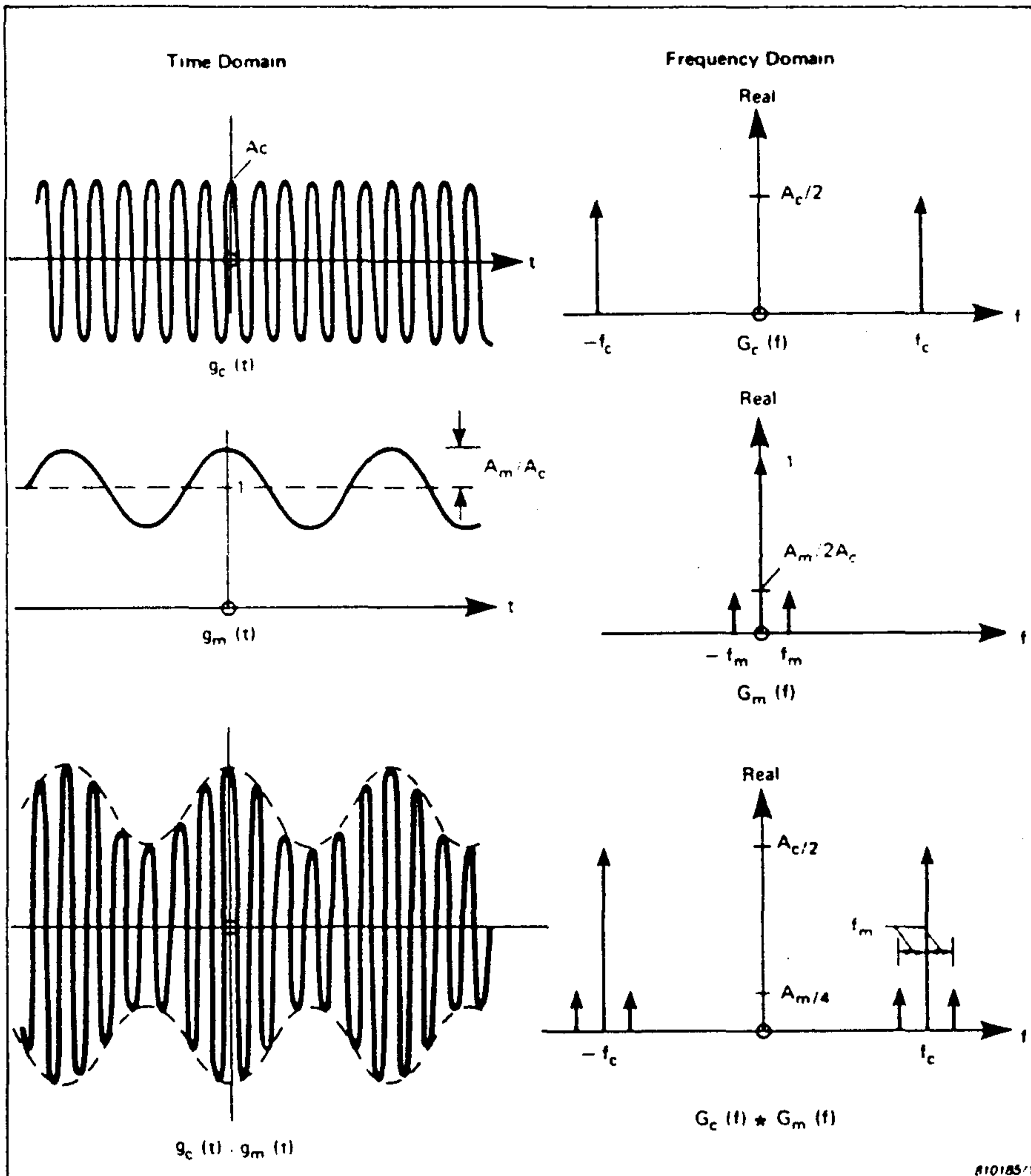


그림 2.3 振幅變造 信號의 Spectrum

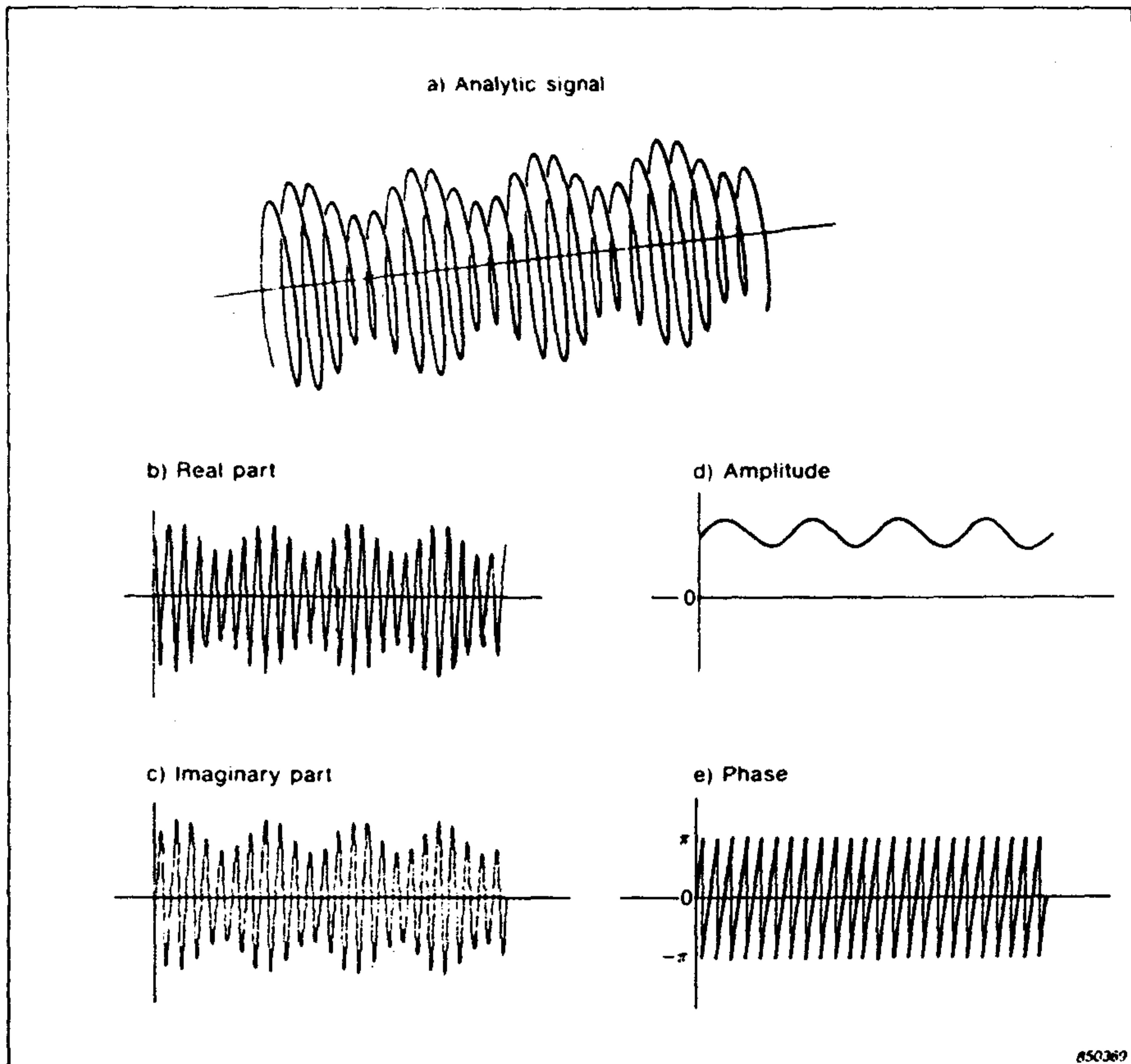


그림 2.4 振幅變造의 Analytic signal

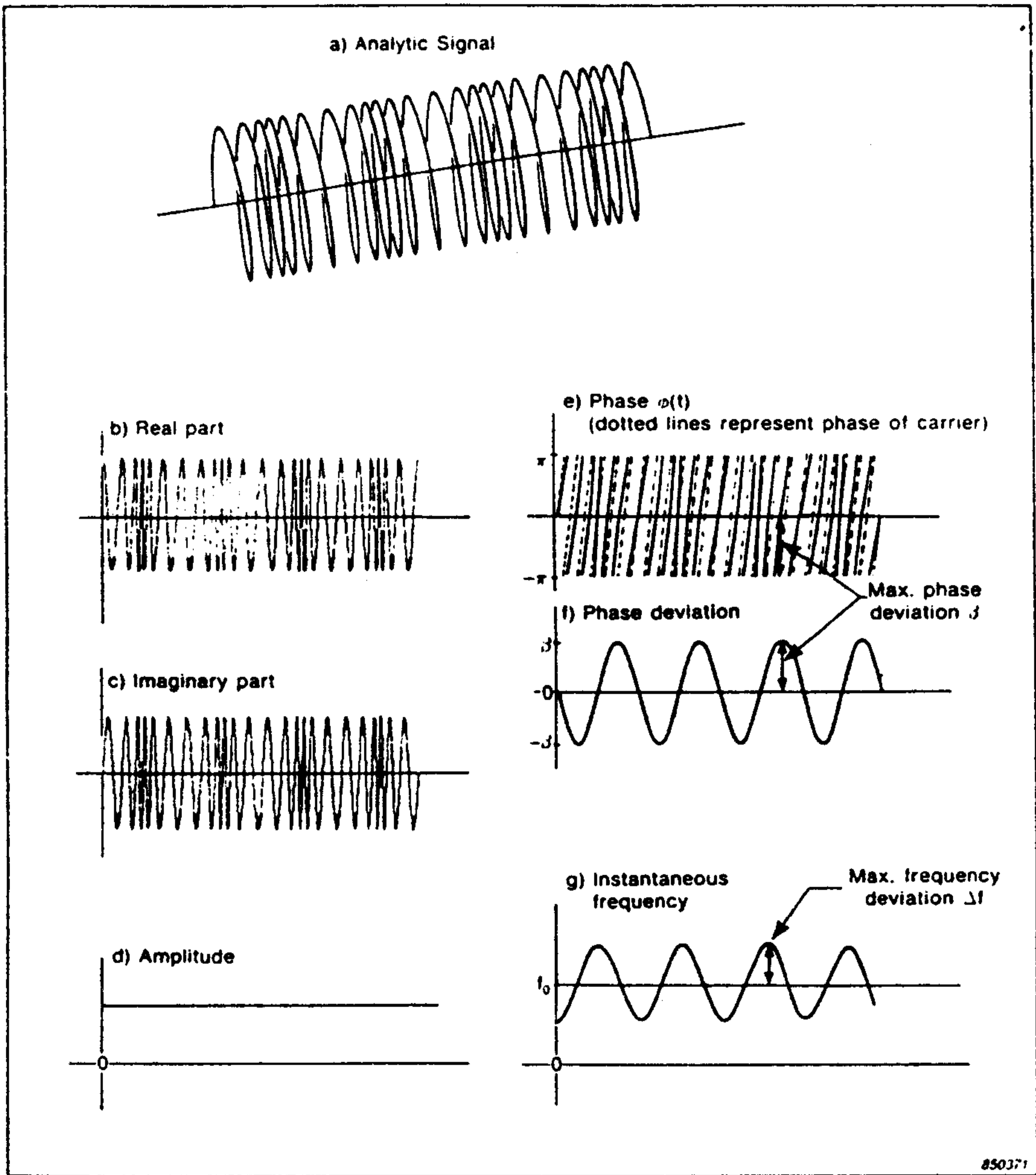


그림 2.5 周波數 變造의 Analytic signal

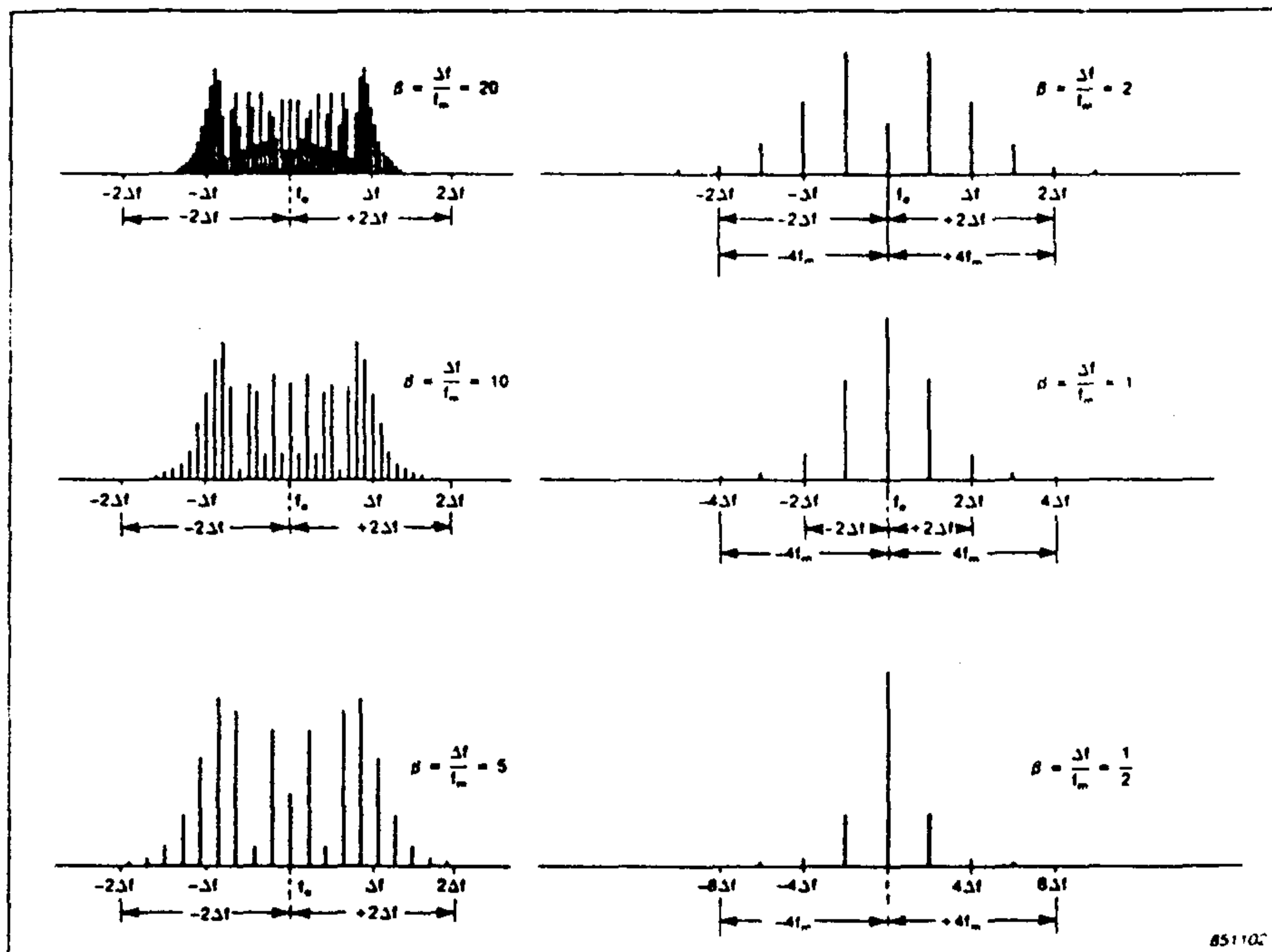
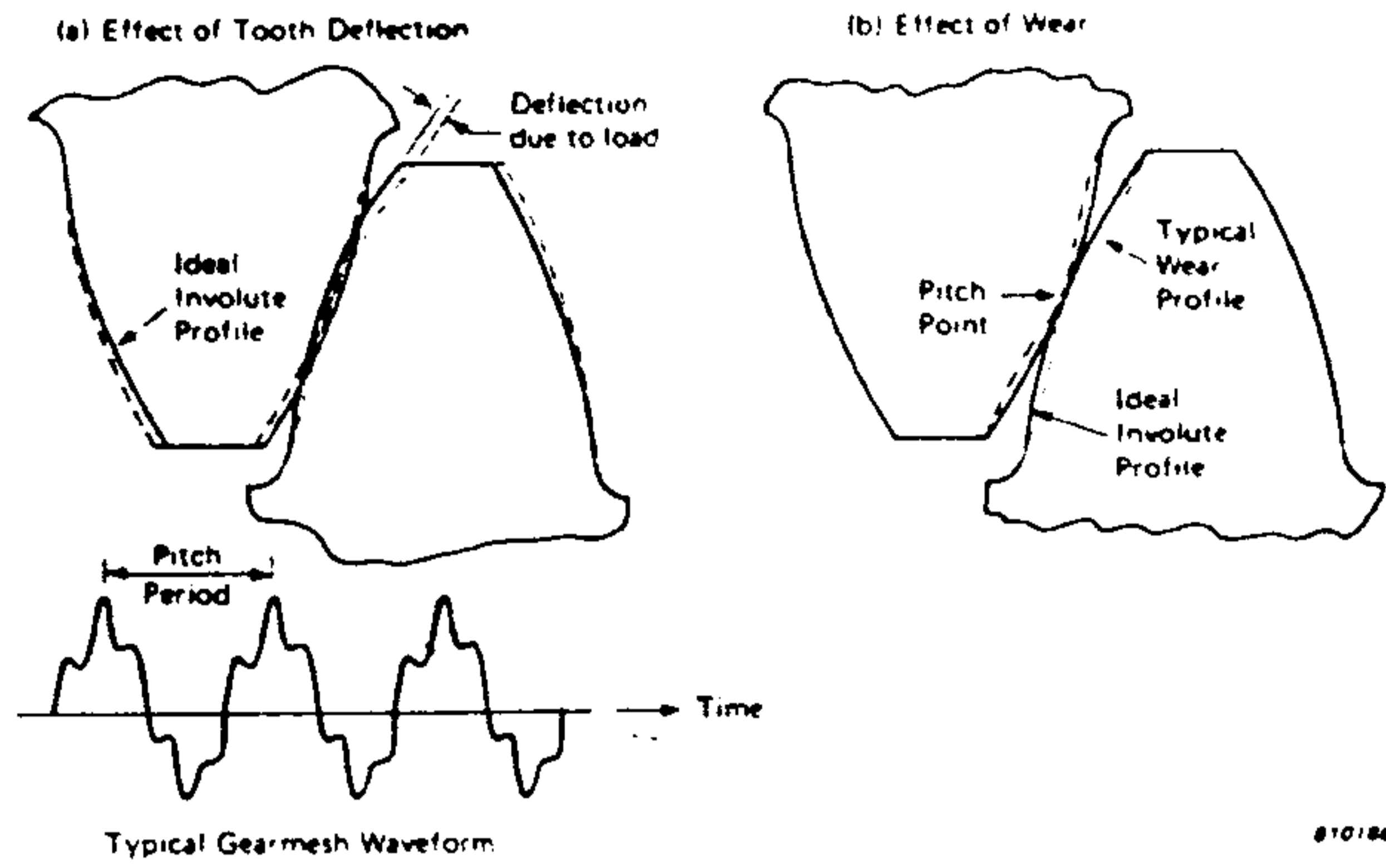


그림 2.6 modulation index β 값에 따른 周波數 變造의 Sidebands Spectrum

5. 齒車 振動

齒車의 振動은 여러가지 方法으로 모델化되고 振動源에 對해서도 많은 研究가 行하여지고 있는데 一般的으로 齒車振動의 가장 主要因은 理想的인 齒形에서의 偏差에 의한 Tooth meshing frequency 로 그림 (2-7) 에 負荷에 의한 變形으로 因한 것과 齒形自體의 幾何學的 誤差에 의한 것이 나타나 있다.

여기에서 各種 齒車係에 軸의 回轉과 齒車의 잇수에 의한 振動周波數를 檢討해 보면 다음과 같다.



a) due to deflection under load b) due to wear

그림 2.7 理想的 齒形에서의 偏差

○그림 (2-8) 에서 單純齒車雙인 境遇

Tooth meshing frequency

$$\frac{t_1 N_1}{60} = \frac{t_2 N_2}{60} \text{ (Hz)}$$

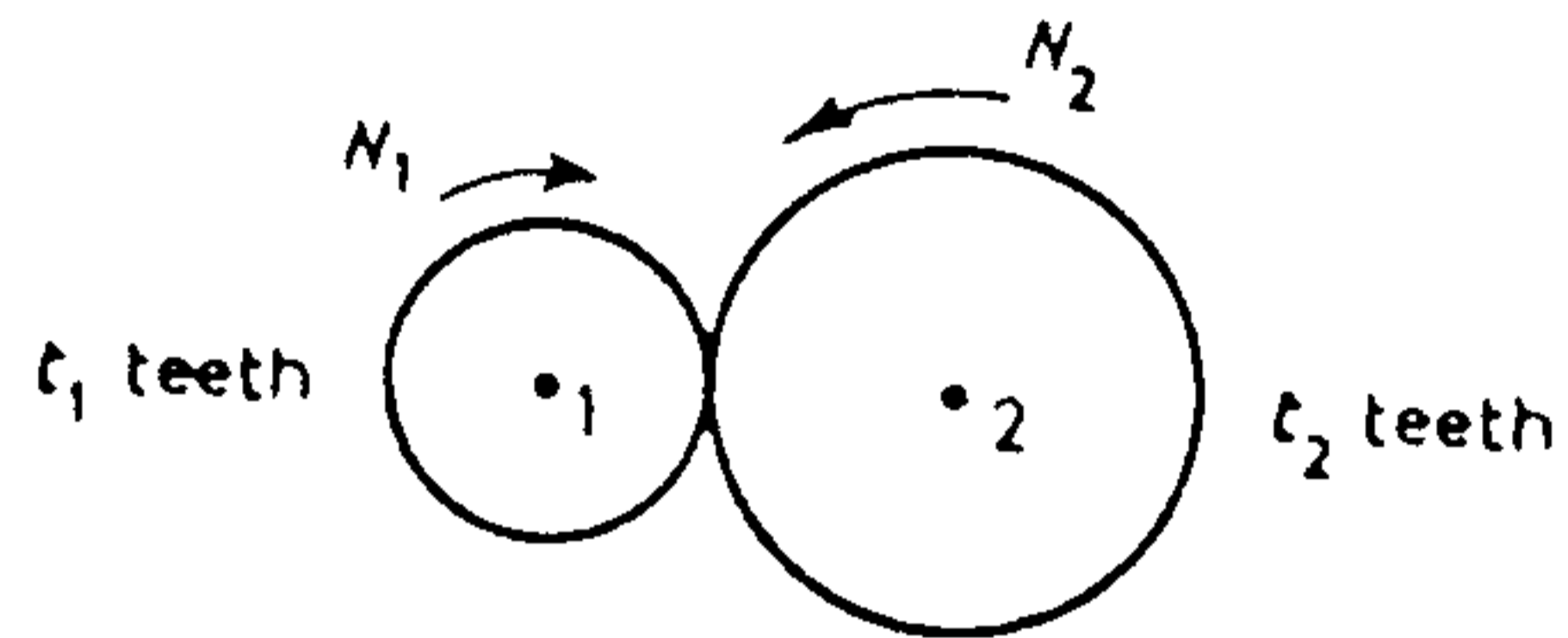


그림 2.8 單純齒車雙

○그림 (2-9) 에서 3個 齒車例인 境遇

Tooth meshing frequency

$$\frac{t_1 N_1}{60} = \frac{t_2 N_2}{60} = \frac{t_3 N_3}{60} \text{ (Hz)}$$

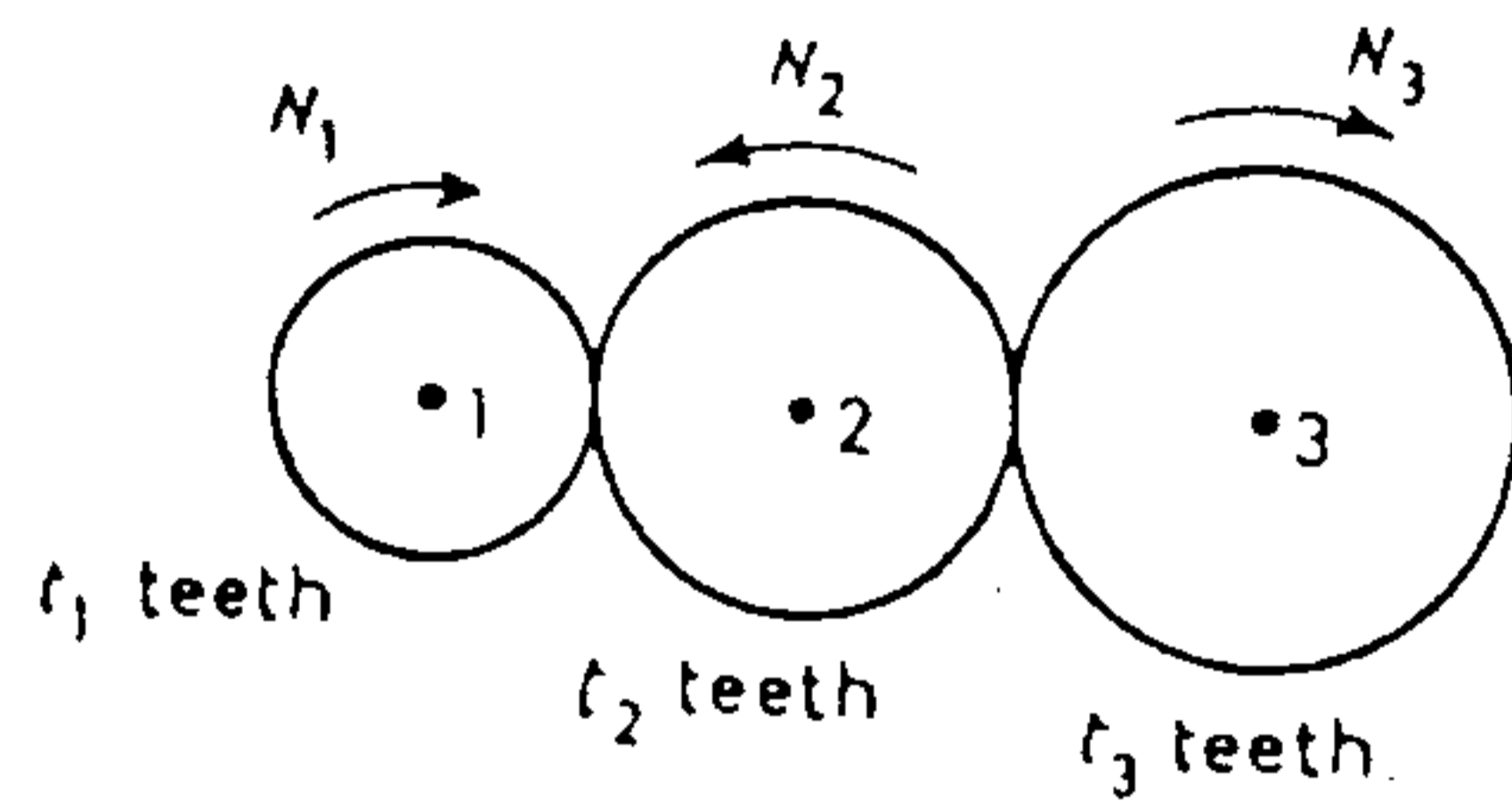


그림 2.9 3個 齒車例

○그림 (2-10) 에서 遊星齒車의 境遇

i) Cage 固定

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{t_2}{t_1}, \quad \frac{N_3}{N_1} = \frac{t_1}{t_3}$$

Tooth meshing frequency

$$t_1 N_1 = t_2 N_2 = t_3 N_3$$

ii) Sun 固定

$$\frac{N_2}{N_3} = \frac{t_3}{t_3 - t_1}, \quad \frac{N_4}{N_3} = \frac{t_3}{t_1 + t_3}$$

Tooth meshing frequency

$$\frac{t_1 \cdot t_3}{t_1 + t_3} \cdot N_3 = t_1 N_4$$

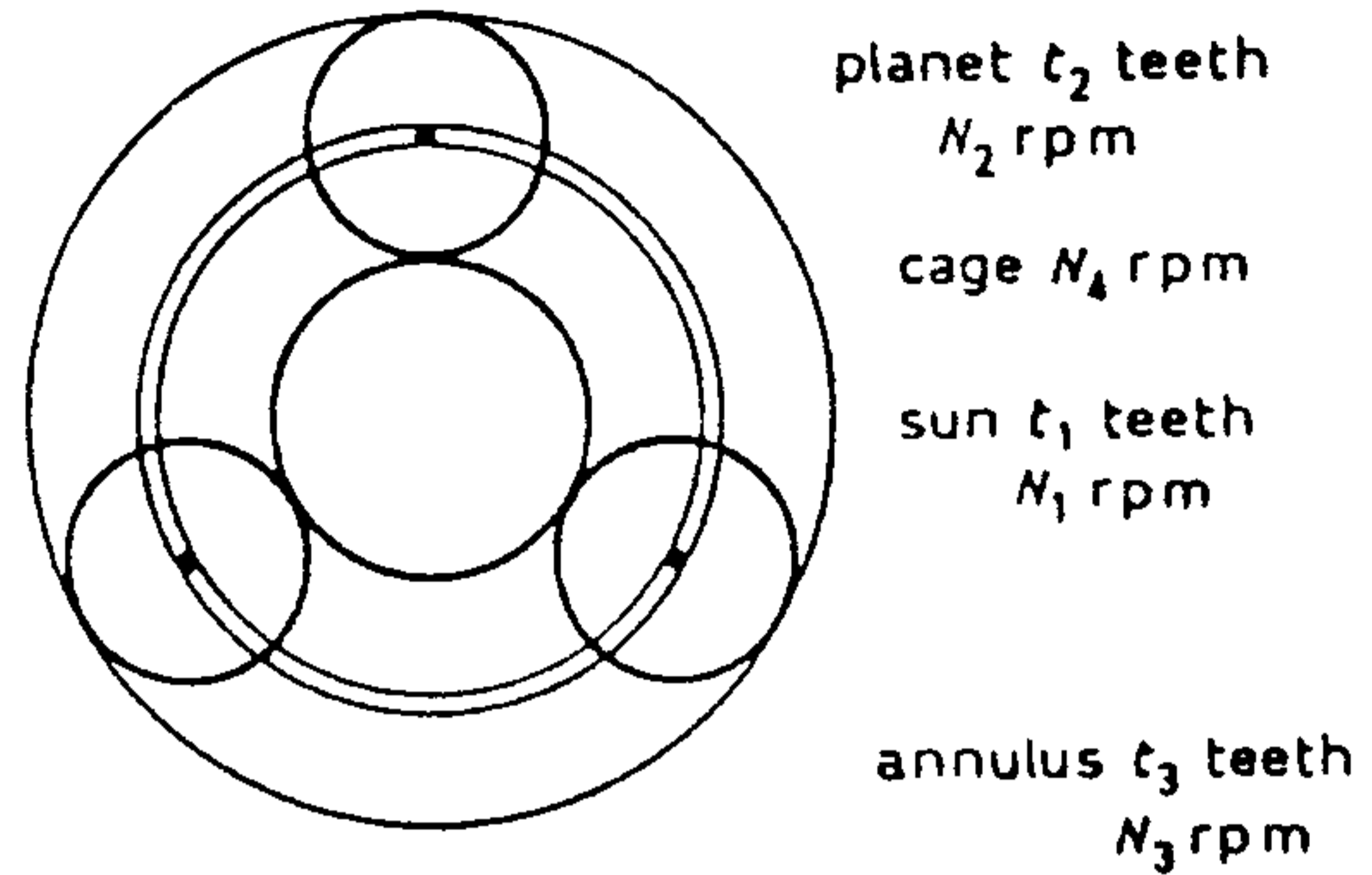


그림 2-10. 遊星齒車

iii) Annulus 固定

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{t_1}{t_1 - t_3}, \quad \frac{N_4}{N_1} = \frac{t_1}{t_1 + t_3}$$

Tooth meshing frequency

$$\frac{t_1 t_3}{t_1 + t_3} \cdot N_1 = t_3 \cdot N_4$$

6. Tapered roller bearing의 振動

Bearing 에 생기는 異常狀態는 製作上의 問題로 인한 缺陷과 使用上에 過負荷나 異物質의 浸入에 의한 흠이나 龜裂, 그리고 長期間 使用에 의한 磨耗 등이 있다. 이러한 缺陷은 外輪, 內輪, Ball 등에 發生하게 되는데 軸이 回轉함에 따라 이러한 不均一에 의한 衝擊力이 생겨 固有의 振動 周波數가 생긴다.

이러한 固有의 振動 周波數를 Tapered roller bearing의 境

遇에 얻기 위하여 그림 (2-11) 과 같은 形態의 Bearing 에 對한 角速度를 얻어 보면 다음과 같다.

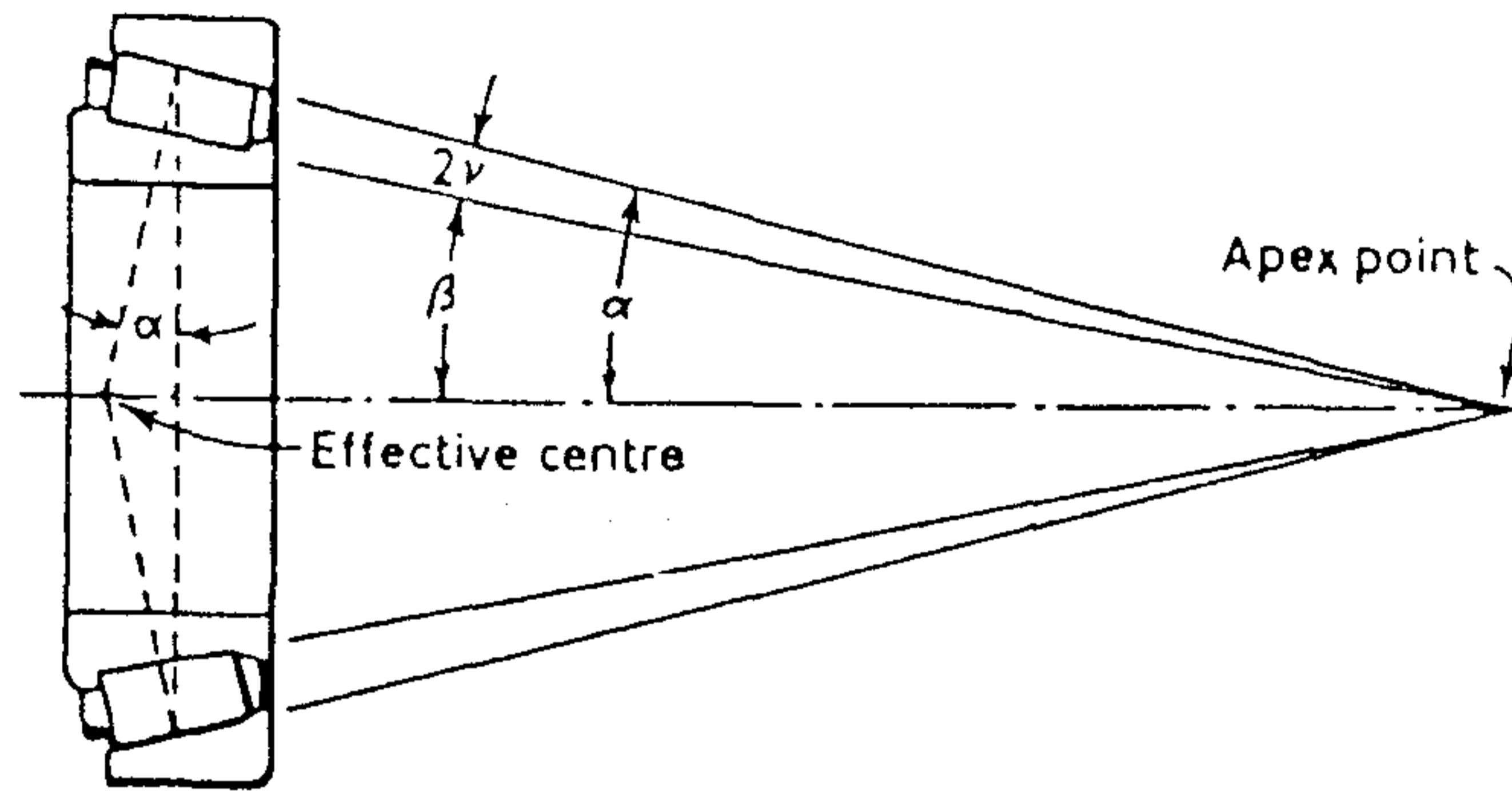


그림 2.11 Tapered roller bearing의 形狀

$$w_1 = - \left(\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha + \sin \beta} \right) \cdot w_4$$

$$w_2 = \left(\frac{\sin \beta}{\sin \alpha + \sin \beta} \right) \cdot w_4$$

$$w_3 = - \left(\frac{\sin \beta}{\sin \nu} \right) \left(\frac{\sin \alpha}{\sin \alpha + \sin \beta} \right) \cdot w_4$$

여기서 w_1 = relative angular speeds of cage to cone

w_2 = relative angular speeds of cage to cup

w_3 = relative angular speeds of roller to cage

w_4 = relative angular speeds of cone to cup

$\alpha = \frac{1}{2}$ included cup angle

$\beta = \frac{1}{2}$ included cone angle

$\nu = \frac{1}{2}$ included roller angle

또한 陰의 符號는 cone 과 軸의 回轉方向과 反對方向이다.

앞의 式을 그림 (2-12)의 Bearing 軋數와 關係를 지어 다음과 같
이 바꿀 수 있다.

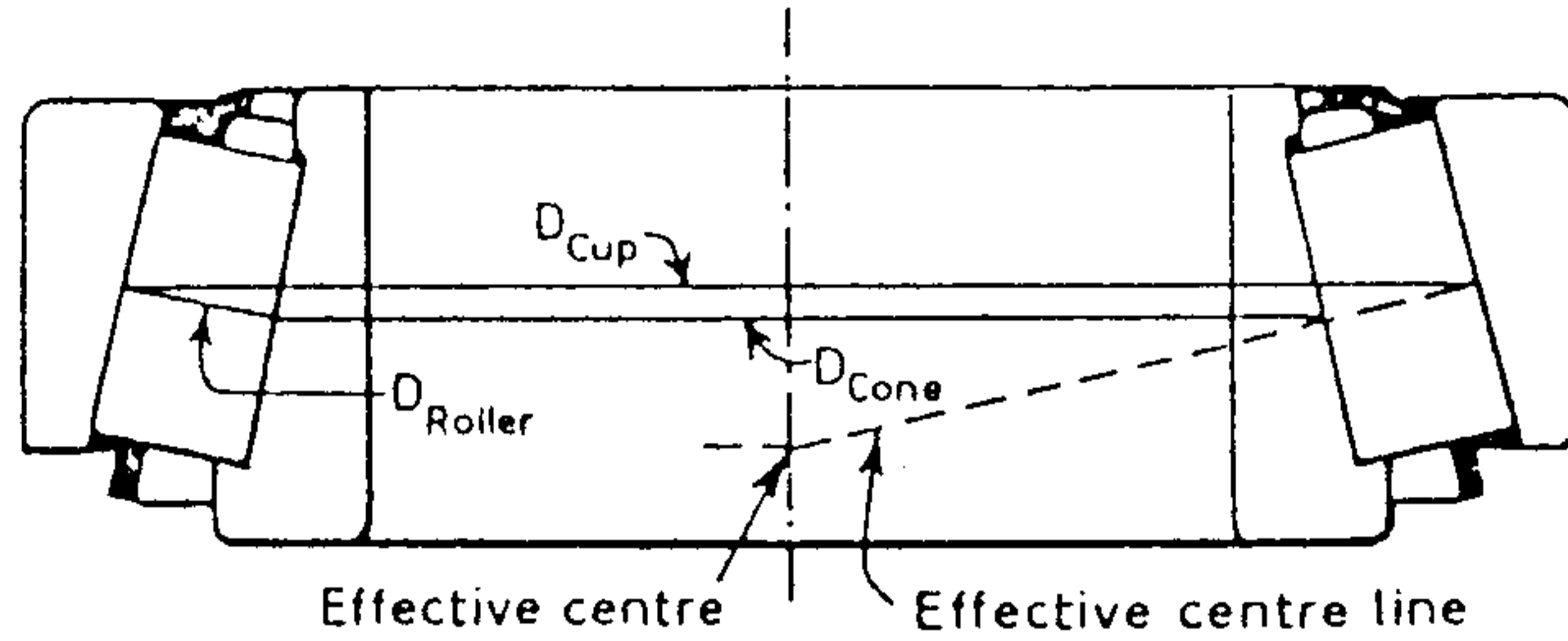


그림 2.12 Tapered roller bearing의 軋數

$$W_1 = - \left(\frac{D_{cup}}{D_{cup} + D_{cone}} \right) \cdot W_4$$

$$W_2 = \left(\frac{D_{cone}}{D_{cup} + D_{cone}} \right) \cdot W_4$$

$$W_3 = \left(\frac{D_{cone}}{D_{roller}} \right) \left(\frac{D_{cup}}{D_{cup} + D_{cone}} \right) \cdot W_4$$

따라서 Roller에 결함이 있을 때 發生되는 周波數 f_1 은

$$f_1 = \frac{1}{30} W_3$$

이고 Cup에 缺陷이 있을 때의 周波數 f_2 는

$$f_2 = \frac{a}{60} W_2$$

이다. 이때 a는 Ball의 數이다.

Cone 에 缺陷이 있을 때의 周波數 f_3 는

$$f_3 = \frac{a}{60} w_1$$

이다. 이 式은 모든 Rollers 가 回轉할 때 軸荷重에 의해 계속 接觸한다는 假定아래 成立한다.

第 3 章 實 驗

1. 實驗裝置 및 試片製作

本 研究를 위한 實驗對象體로는 여러個의 齒車와 Tapered roller Bearing 그리고 Motor, Pulley 등으로 構成된 기어박스를 對象으로 하였다. 이들의 그림은 그림 3.1 과 같다.

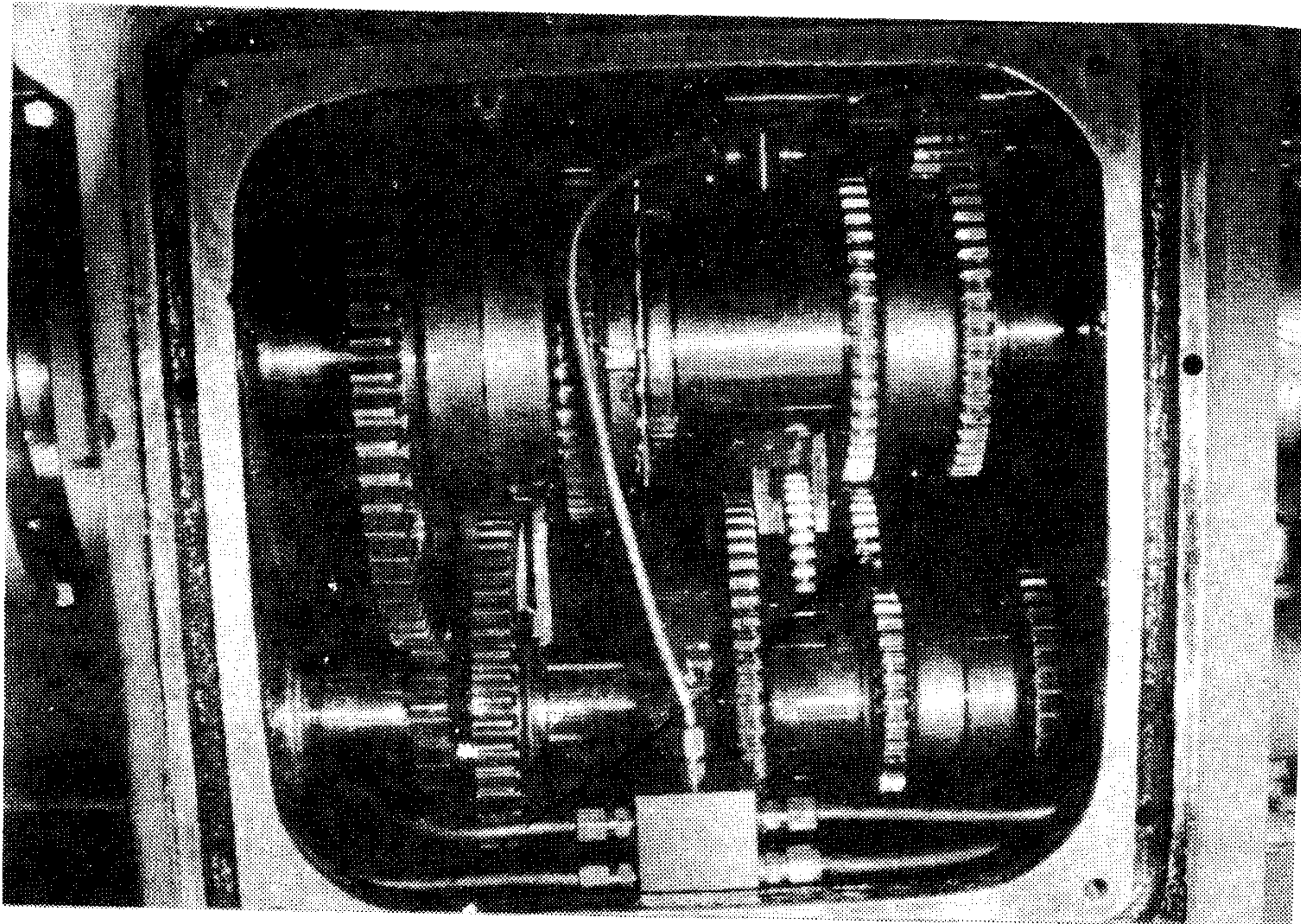


그림 3.1 Gear Box의 Cross Section

또한 外部로 부터 傳達되는 振動을 遮斷하기 위해서 防振具를 設置하였다. 이 Gear box 의 回轉數와 물림열 狀態는 그림 3.2 와 表 3.1 과 같다.

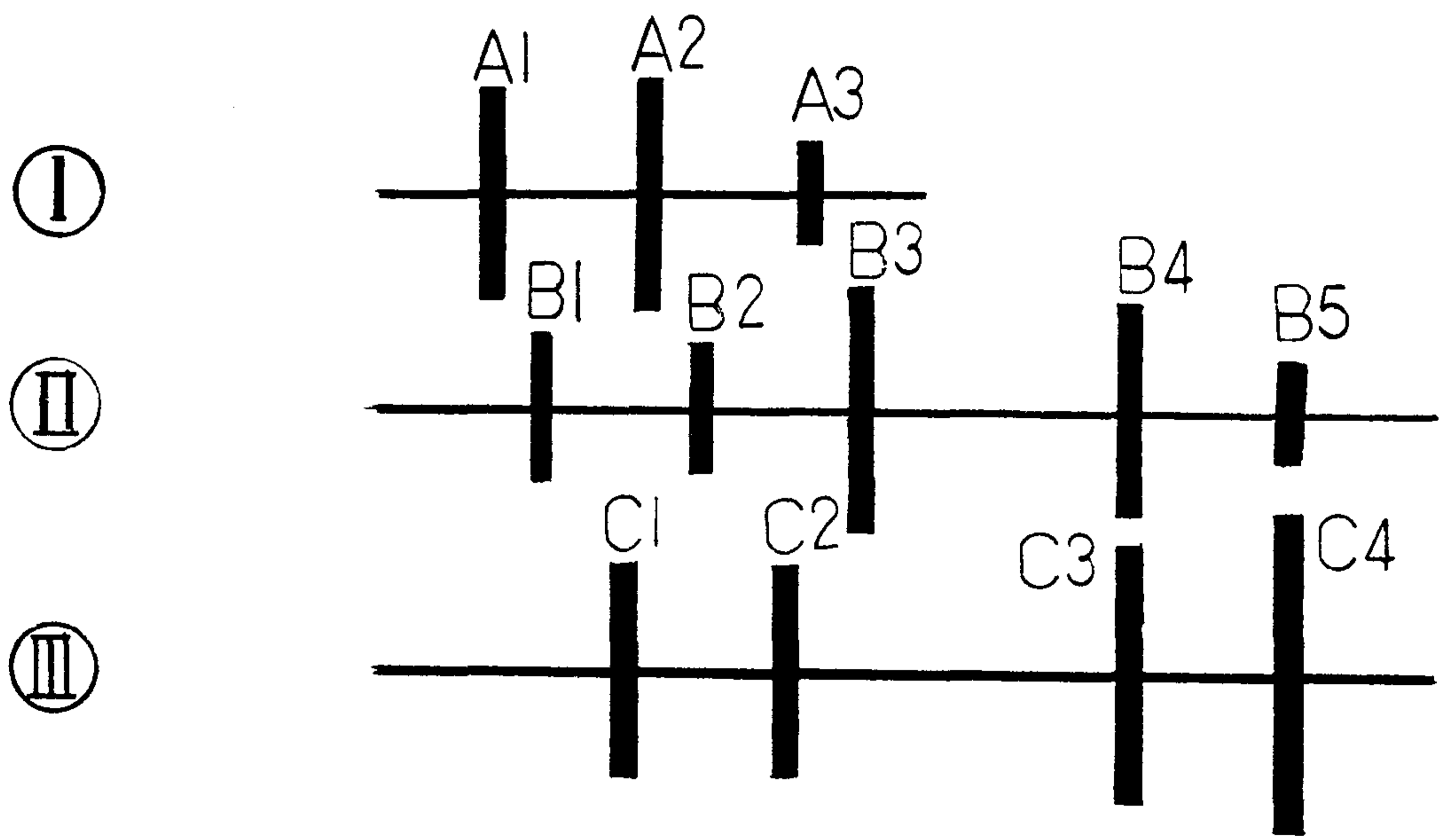


그림 3.2 Gear Box 단면도

表 3.1 Gear Meshing of Gearbox

속 도 (rpm)			물 림 열		
번호	상용회전수	측정회전수	I	II	III
1	45	45	A 3	B 3	C 4
2	85	91			B 5
3	190	187		B 4	C 3
4	370	374			
5	240	239	A 2	B 2	C 4
6	440	478			B 5
7	900	982		B 4	C 3
8	1,800	1,962			
9	160	166	A 1	B 1	C 4
10	330	333			B 5
11	620	684		B 4	C 3
12	1,260	1,367			

試片은 齒車와 베어링에 放電加工에 의한 人爲的인 缺陷을 주고 各各에 對해 여러가지 分析을 行하였다. 여기서 使用한 缺陷試片은 그림 3.3 ~ 3.6 과 같다.

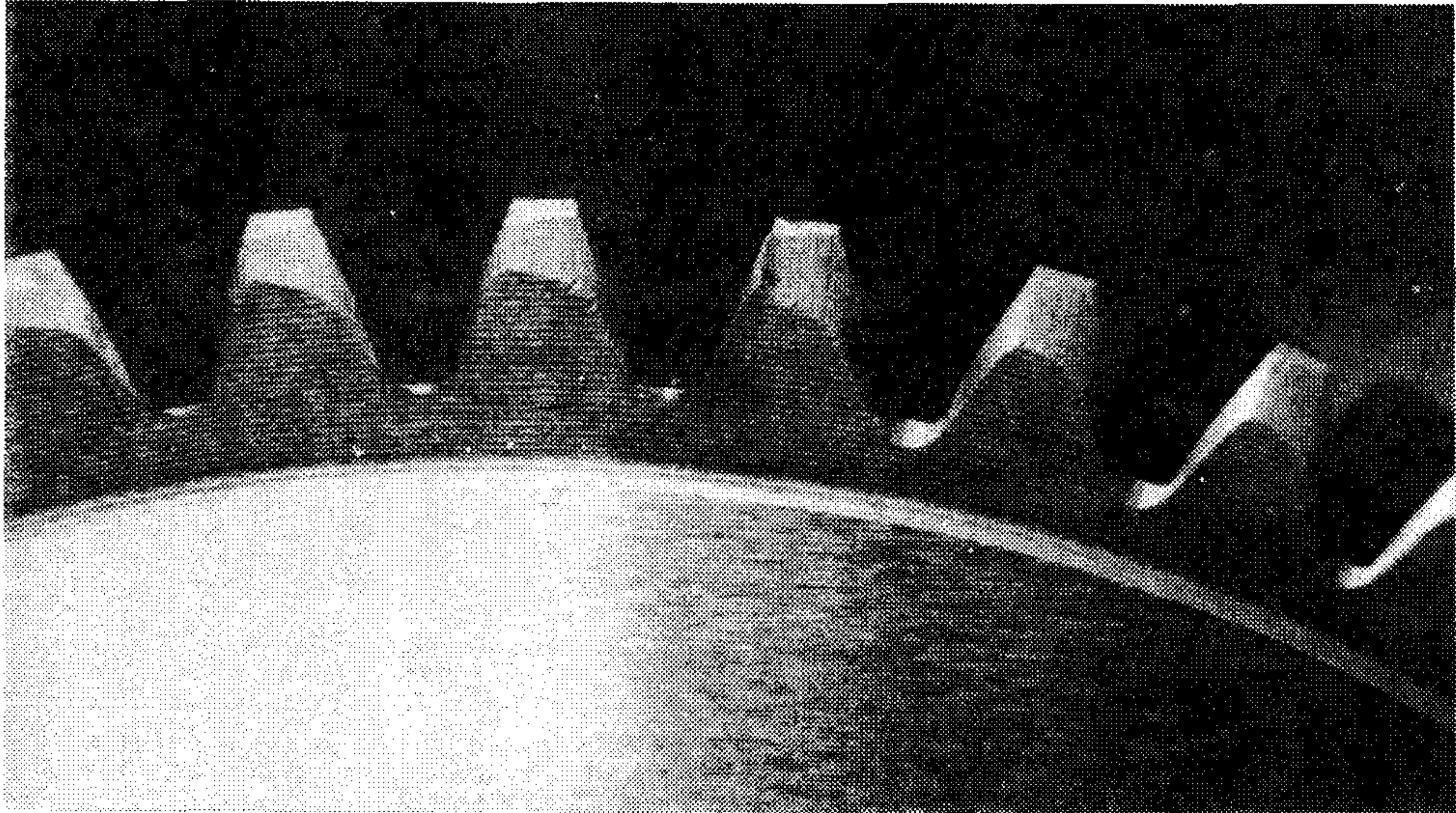


그림 3.3 치차의 균열상태시편

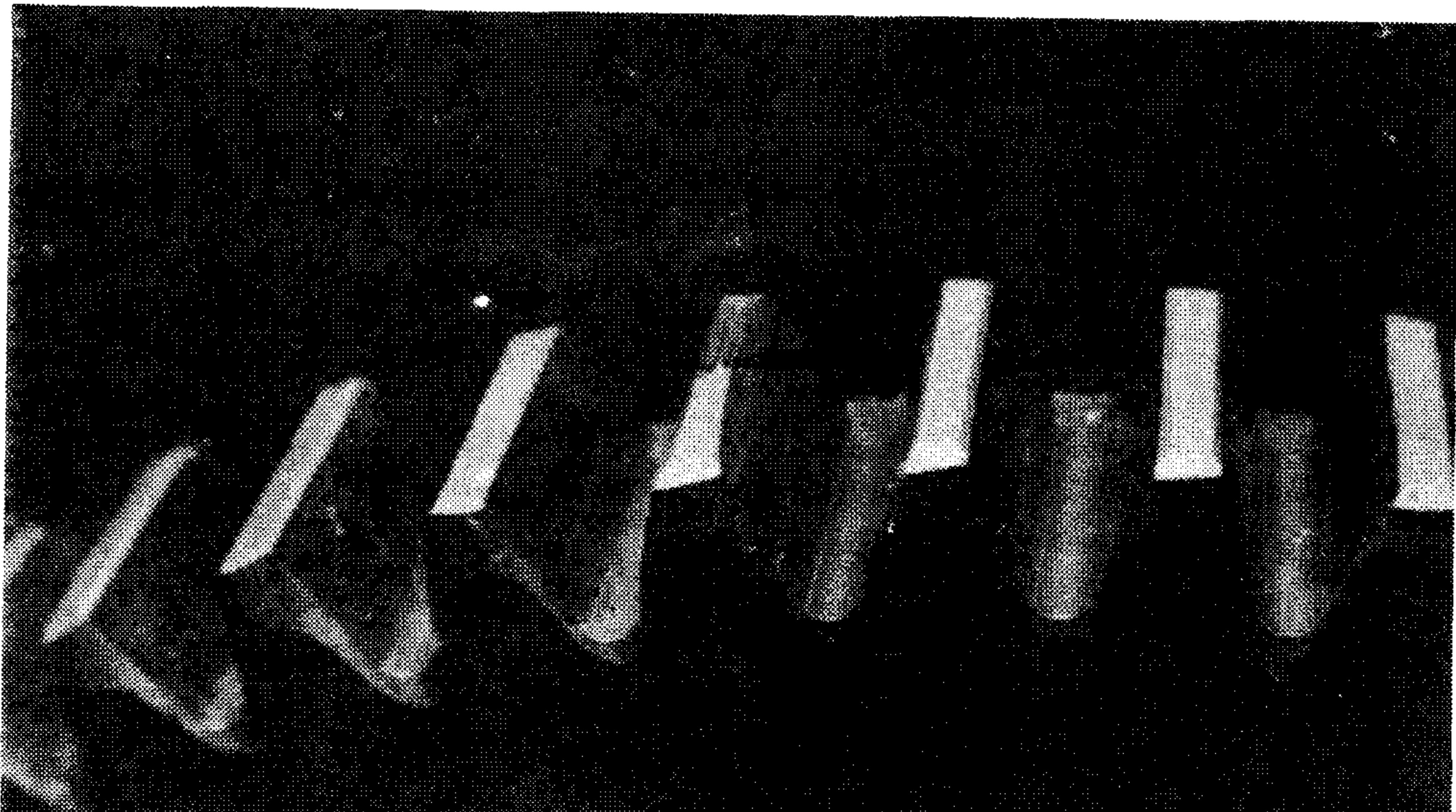
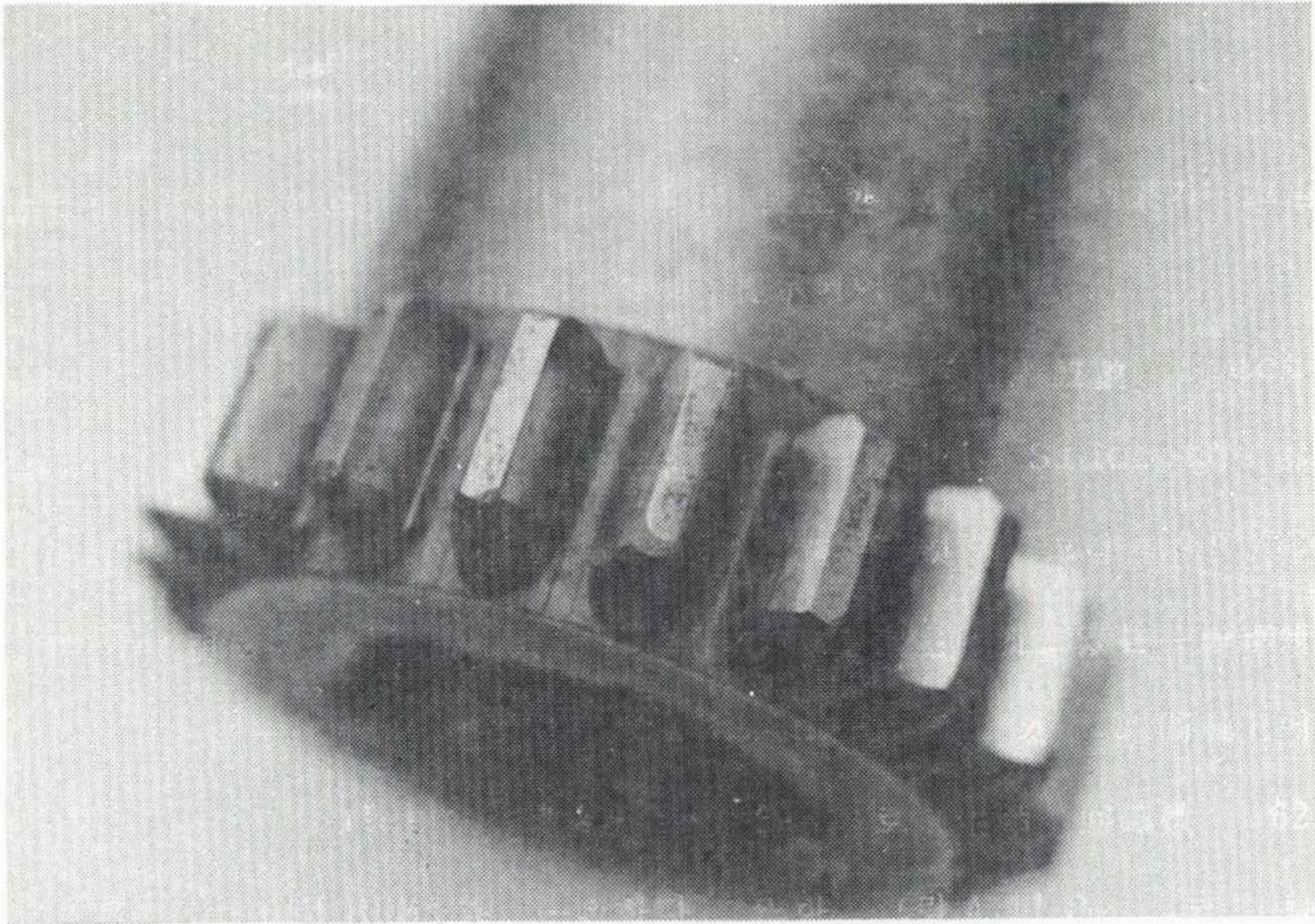
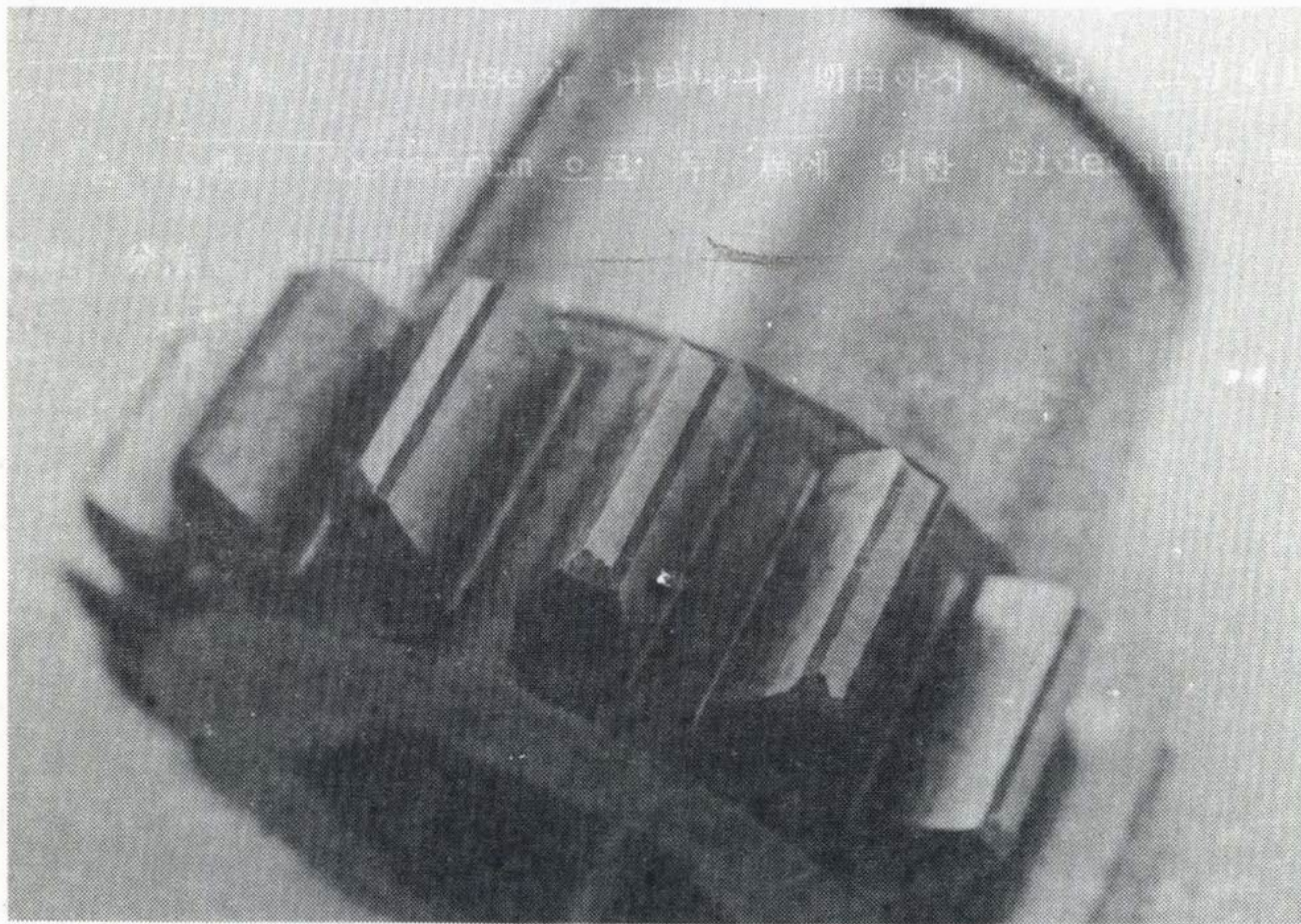


그림 3.4 齒車의 磨耗狀態試片



가) Non-Crowning



나) Crowning

그림 3.5 Uniform Wear 試片

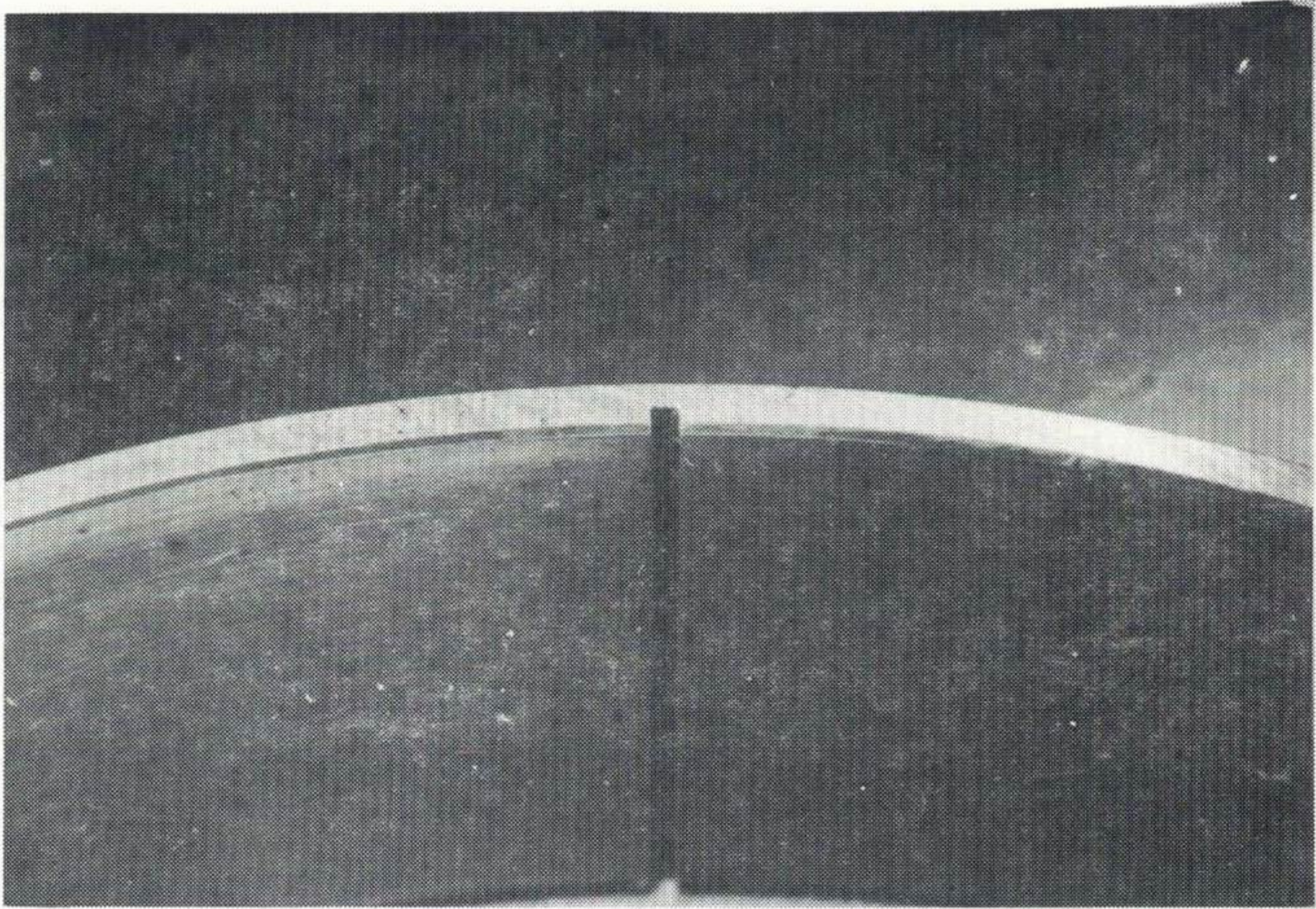


그림 3.6 Taperd Roller Bearing 의 결합시편

2. 振動信號 測定 및 分析裝置

Gearbox에서 發生하는 振動 및 騒音を 測定하고 分析하기 위한 裝備와 構成은 그림 3.7, 8 과 표 3.2 와 같다. 以上の 裝置를 設置한 것은 그림 3.8 과 같다.

信號를 測定하는 것은 Bearing Housing에 設置한 加速度計와 Microphone 으로 부터 받는다. 이 信號는 Charge amp 나 Pre-amp 로 增幅한 後 必要에 따라 Band pass filter 를 通過시켜 원하는 信號를 얻는다. 實驗條件은 異常狀態의 試片을 交換해가며 같은 分析을 反復한다. 이 때 特히 Gearbox의 分解와 組立에 主意하였다.

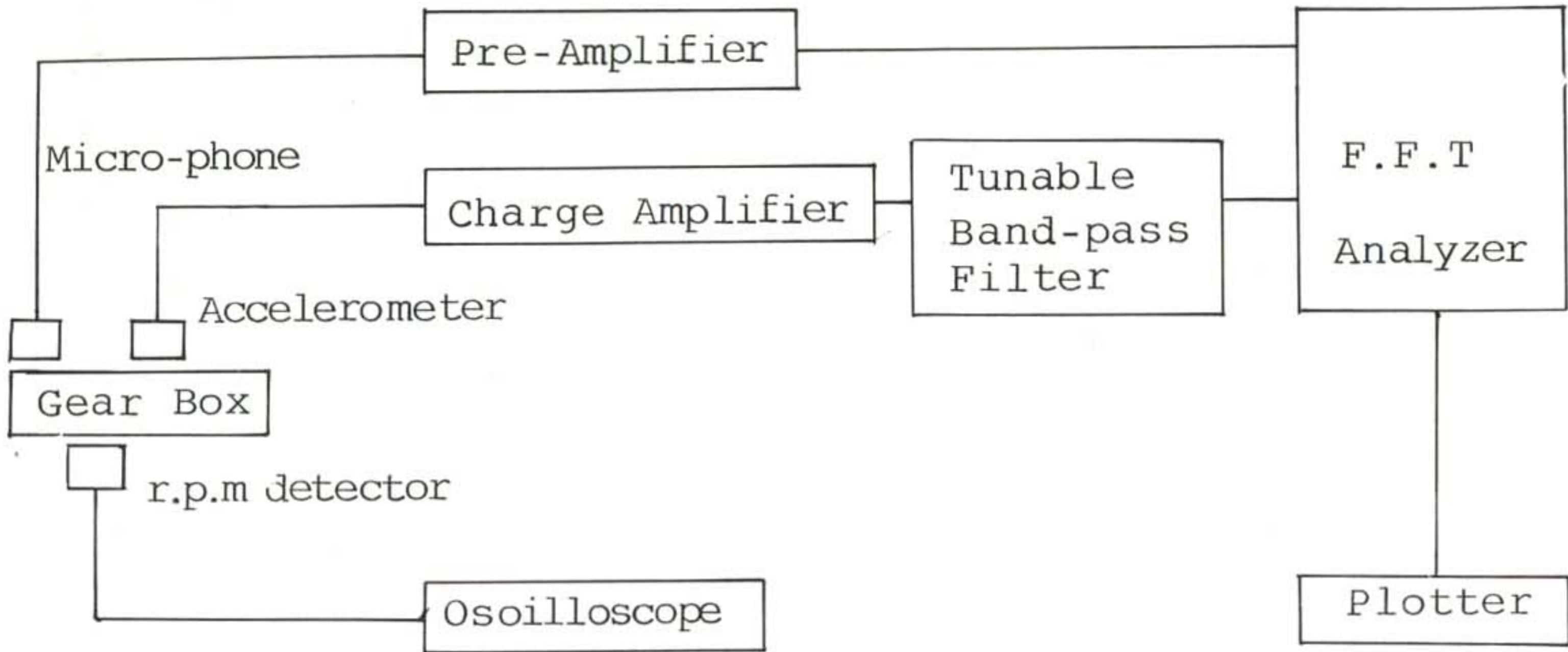


그림 3.7 振動・騒音測定 및 分析裝置의 Schematic Diagram

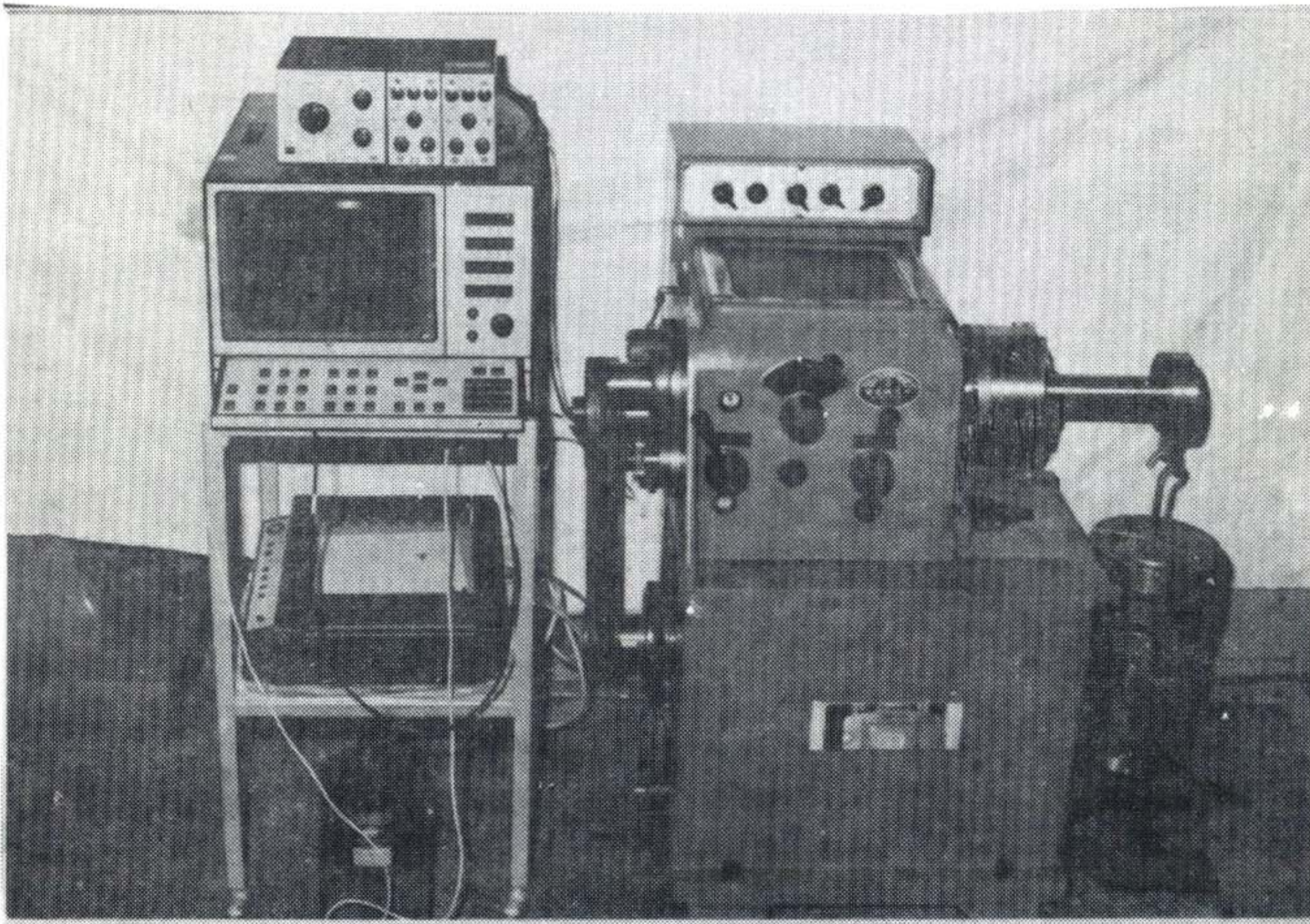


그림 3.8 實 驗 裝 置

表 3.2 Equipment List for Spectral Analysis

No.	Item	Maker	Model	Remarks
1	Sound level meter	B & K	2230	
2	Pre-Ampilfier	"	2635	
3	Accelerometer	"	4366	
4	Plotter	"	2319	
5	F.F.T analyser	"	2034	2 Ch
6	Tacho-meter	Onosokki	HT446	
7	Micro-phone	B & K	4166	
8	Band-pass filter	"	1621	

第4章 實驗結果

1. 正常狀態에서의 振動信號

Bearing Housing에 設置한 振動加速度計와 騒音計를 使用하여 正常的인 齒車와 Tapered roller bearing 으로 構成된 Gearbox 에서 얻은 振動信號와 騒音が 그림 4-1 ~ 6 과 附錄 그림 2.1 ~ 4 에 提示되어 있다.

여기서 그림 4.1 과 4.2 는 特別한 Filtering 을 行하지 않고 얻은 結果로 總振動加速度에 關한 結果만을 提供한다. 또한 그림 4.3 ~ 4.6 은 適切한 周波數 範圍에서 回轉數에 따른 振動과 騒音의 周波數 Spectrum으로 各 要素의 振動으로 分類할 수 있다. 이 그림에서 보듯이 낮은 回轉數에서는 Motor 振動 등 低周波數의 振動加速度가 크나 高回轉數에서는 Tooth meshing frequency 와 그 Harmonics 의 振動, 騒音が 지배적이 된다.

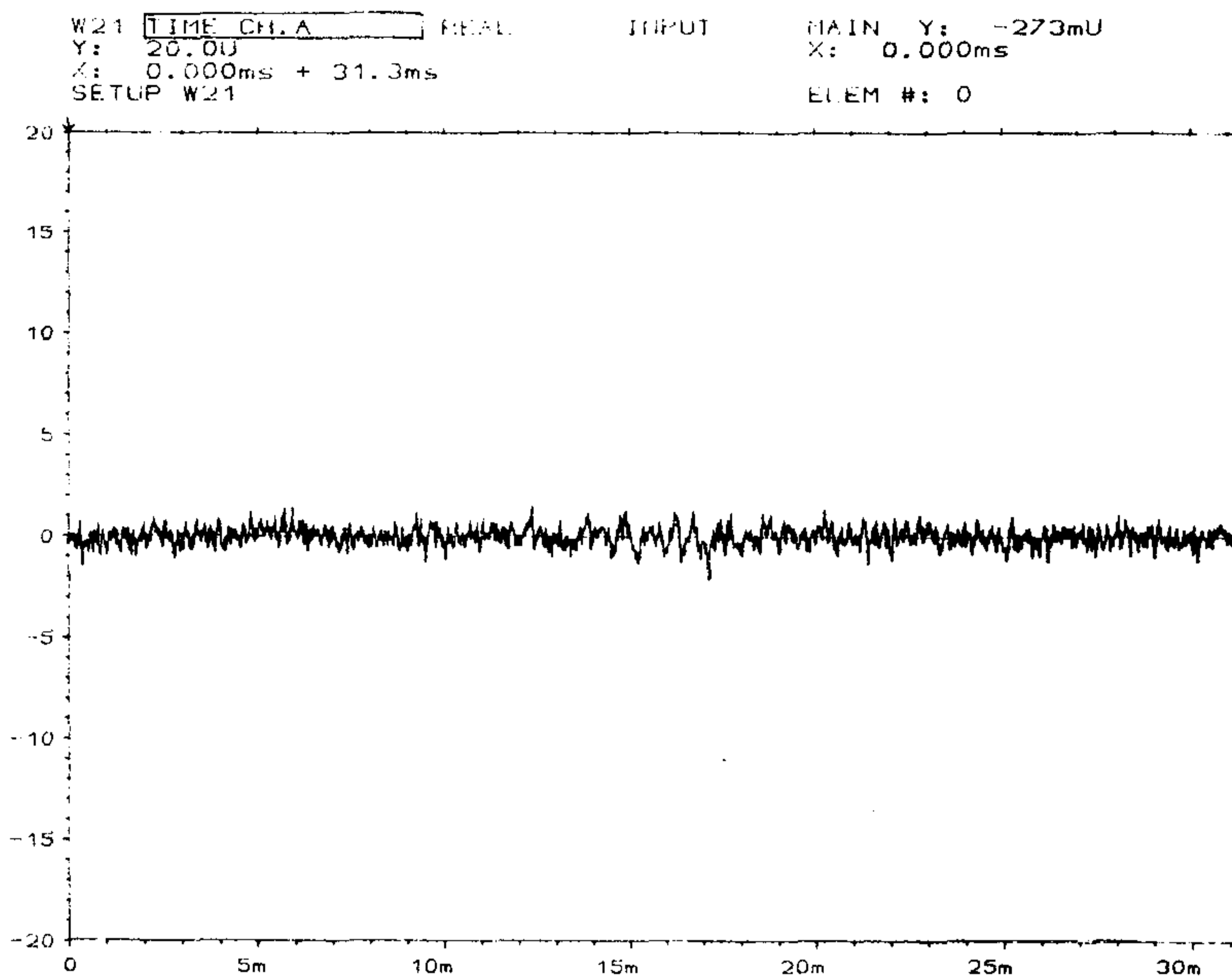


그림 4.1 正常狀態에서의 振動加速度, 85 RPM

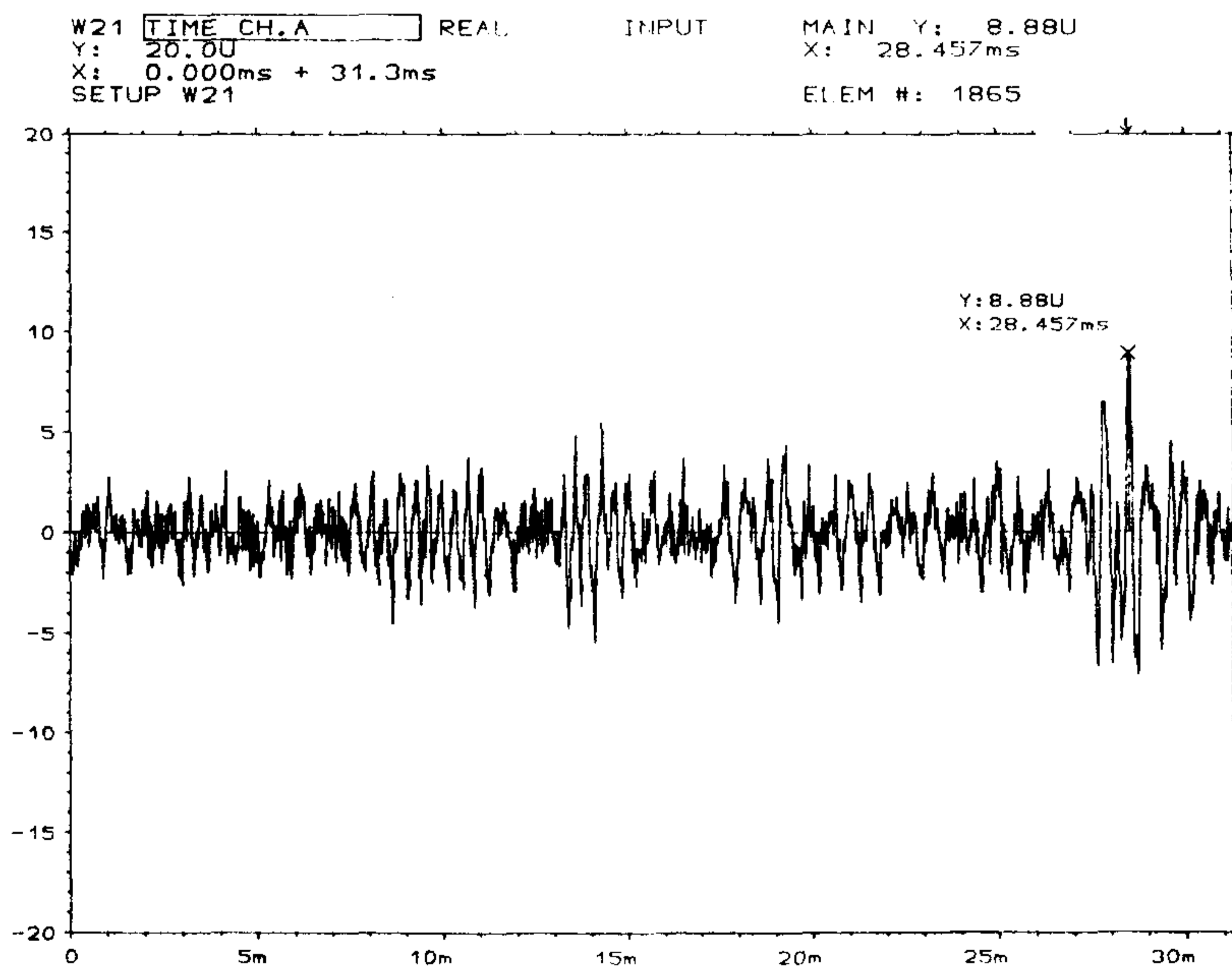


그림 4.2 正常狀態에서의 振動加速度, 620 RPM

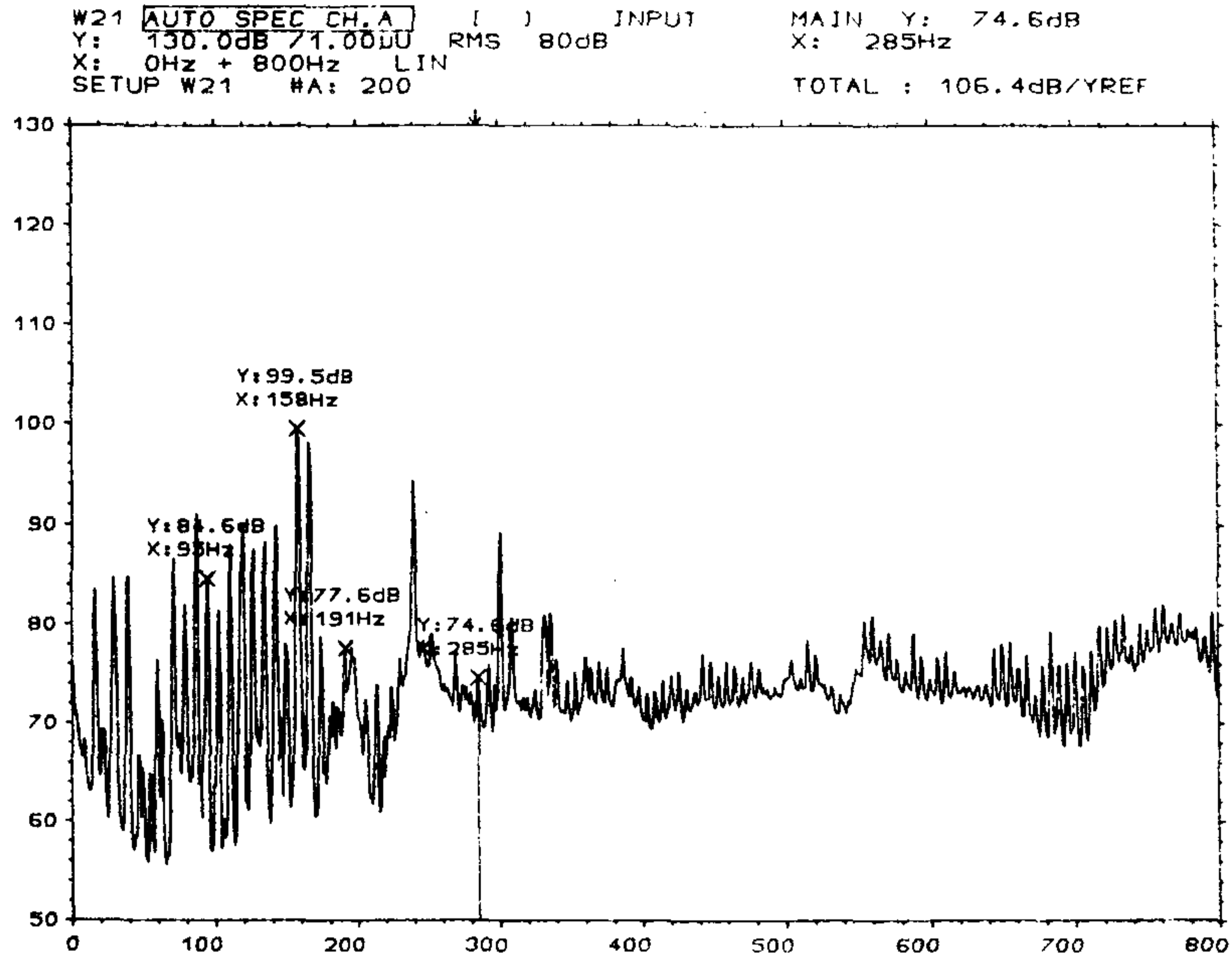


그림 4.3 正常狀態에서의 Vibration Frequency Spectrum,
85 RPM

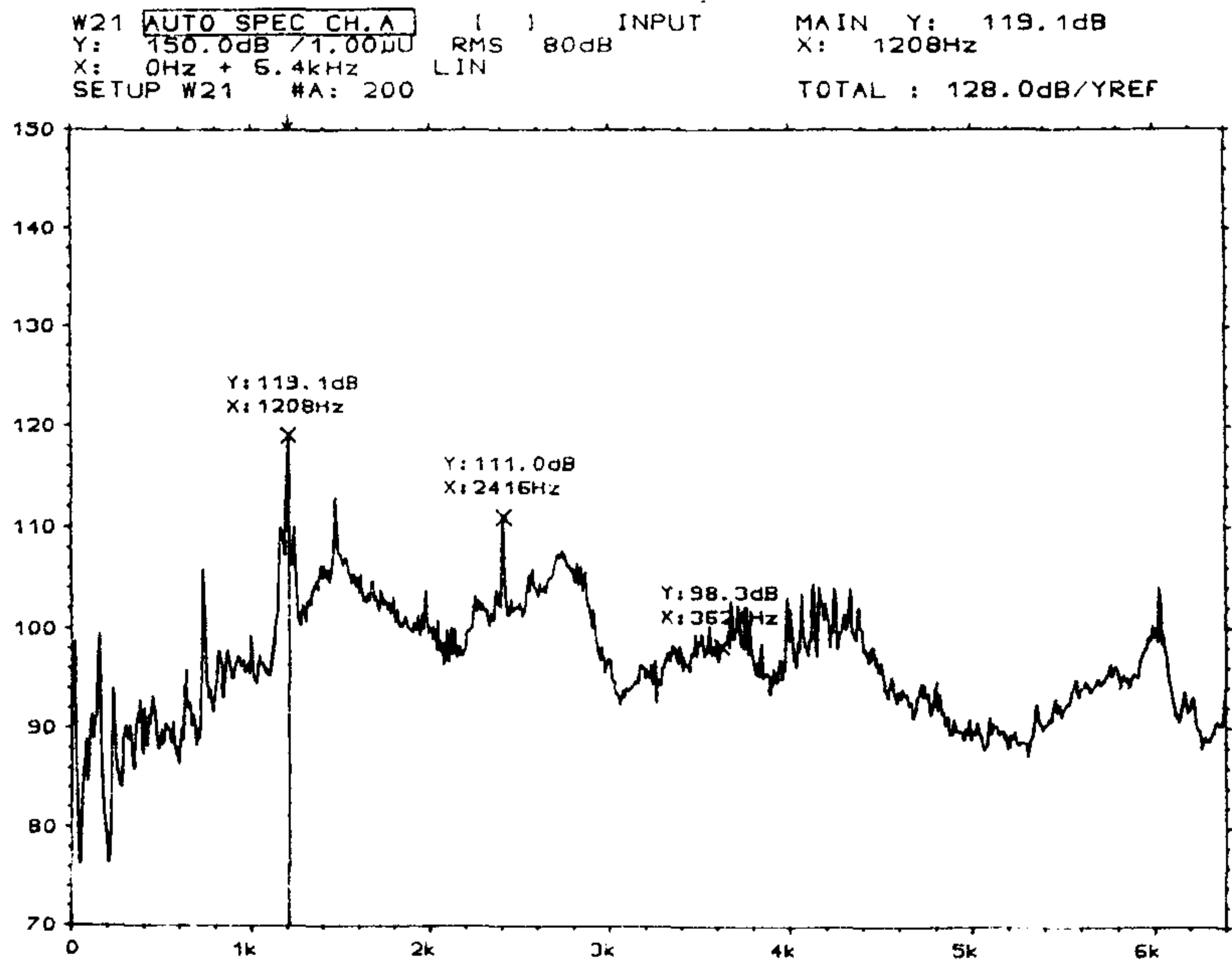


그림 4.4 正常狀態에서의 Vibration Frequency Spectrum,
1,260 RPM

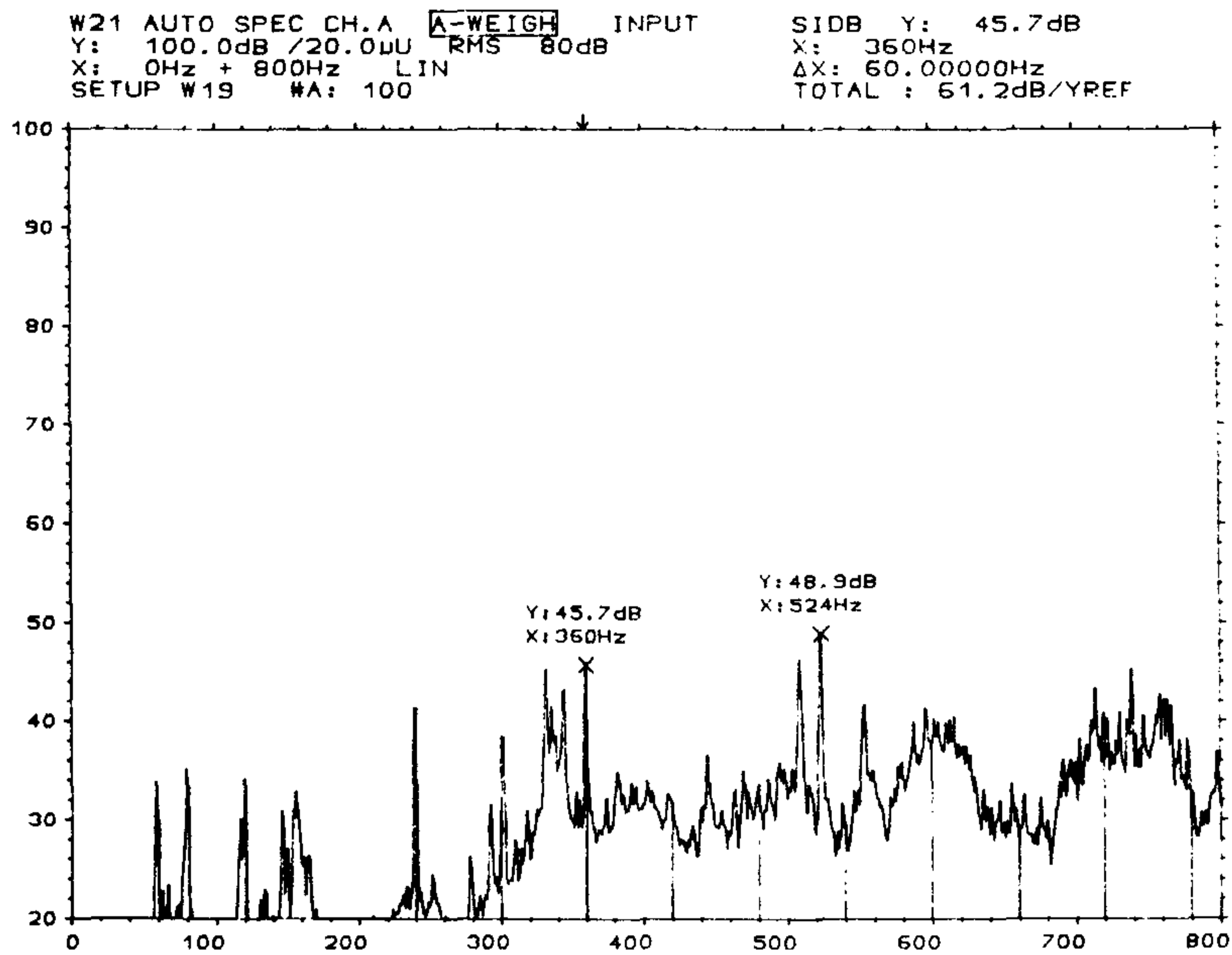


그림 4.5 正常狀態에서의 Noise Frequency Spectrum,
45 RPM

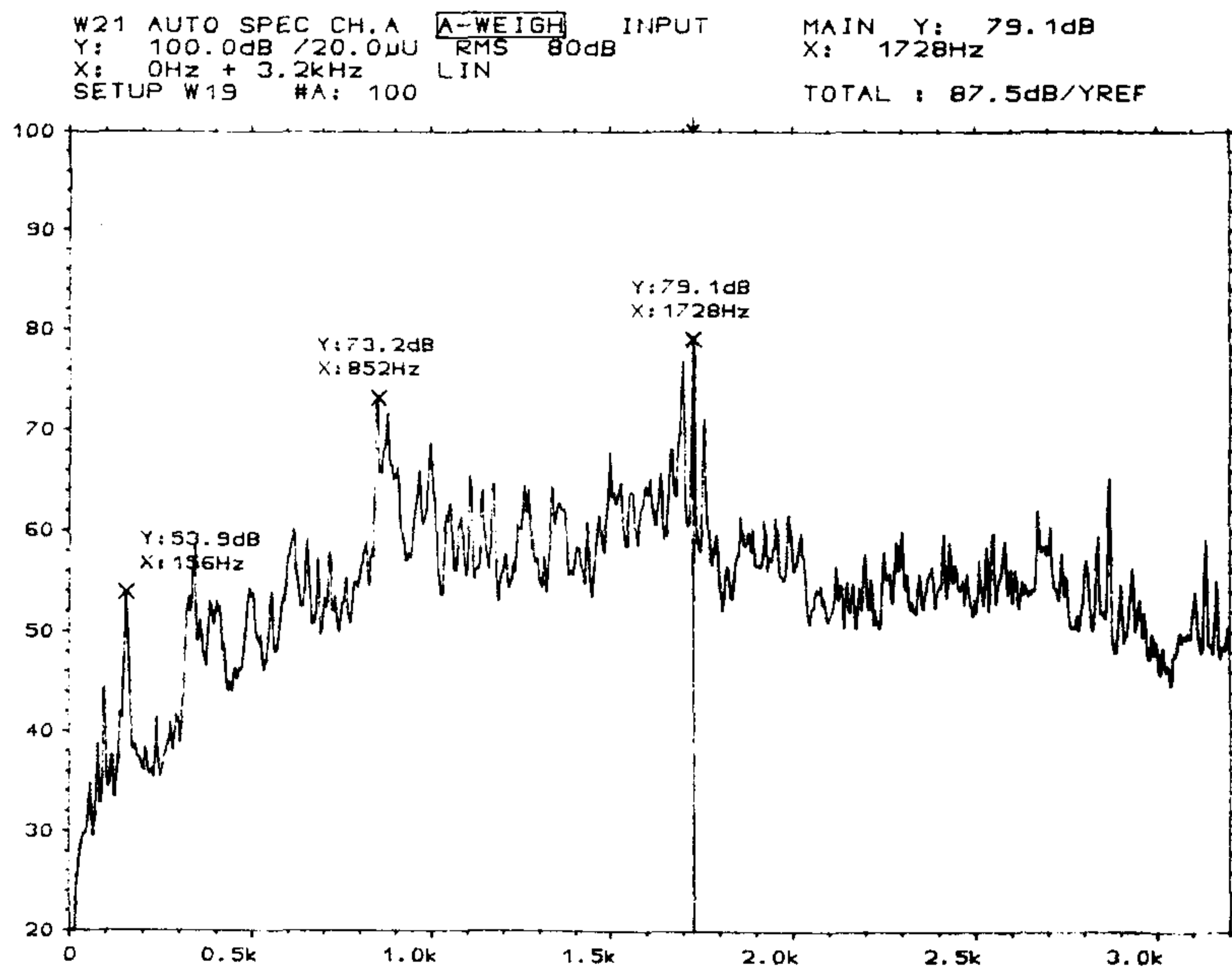


그림 4.6 正常狀態에서의 Noise Frequency Spectrum,
1,800 RPM

2. Uniform Wear 發生時

齒車의 Crowning 有無에 의한 實驗條件에서 發生하는 Uniform wear 의 境遇 얻은 結果는 그림 4.7 과 附錄 그림 2.5 ~ 8 에 提示 되어 있다. 이 그림에서 얻은 結果 中에 Tooth meshing frequency와 그 Harmonics에 대해 要約하면 表 4.1 과 같다.

表 4.1 Uniform wear 發生時 Tooth meshing frequency 와 Harmonics 에서 正常狀態와의 比較

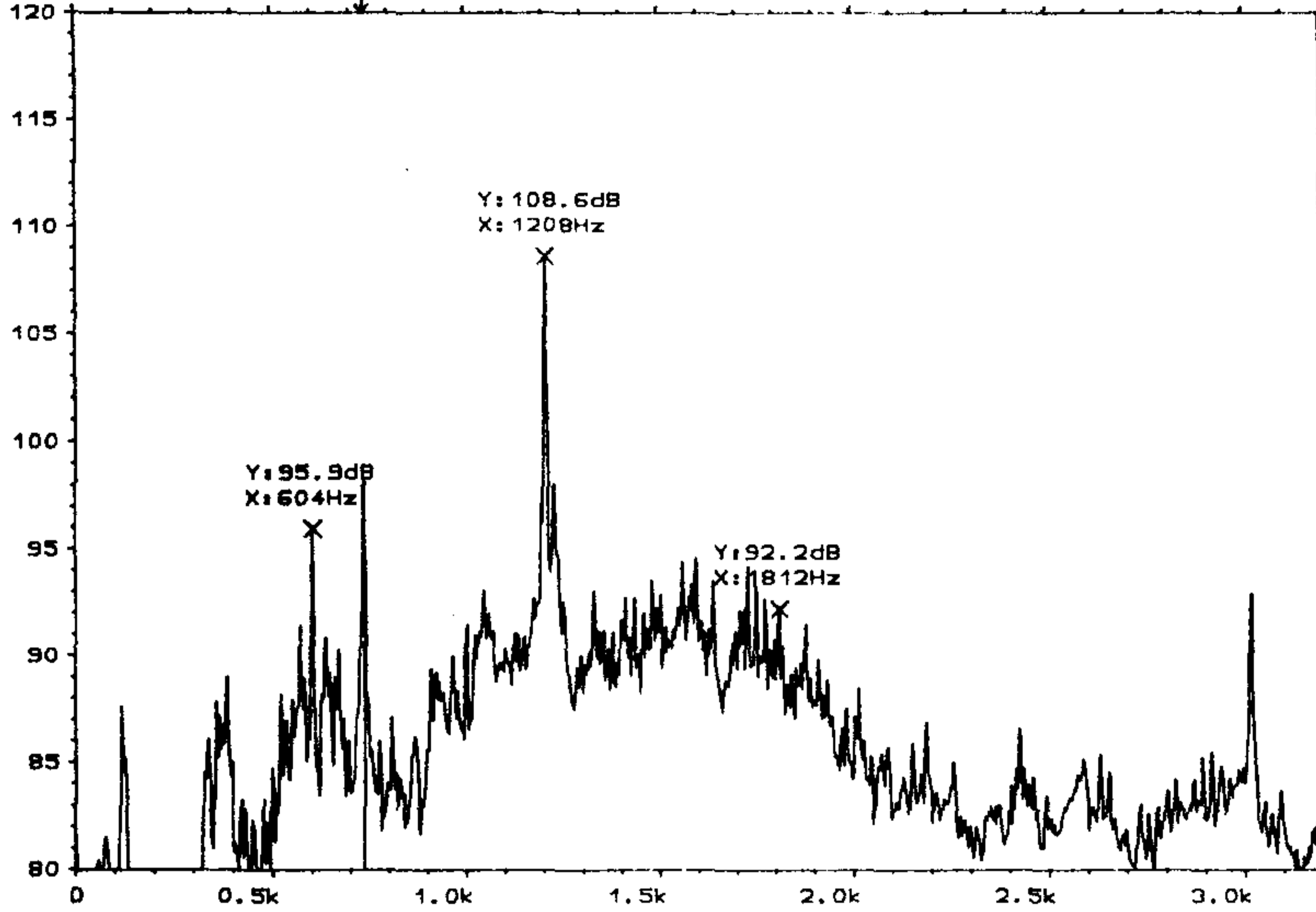
(a) Vibration (단위: dB ref 10^{-6} m/sec²)

RPM	Harmonics		1 次	2 次	3 次	4 次
	狀態					
620	NORMAL		95.9	108.6	92.2	87.5
	Uniform wear		90.0	112.2	109.5	95.0
900	NORMAL		112.4	110.0	98.1	-
	Uniform wear		110.2	119.0	98.7	-

(b) Noise

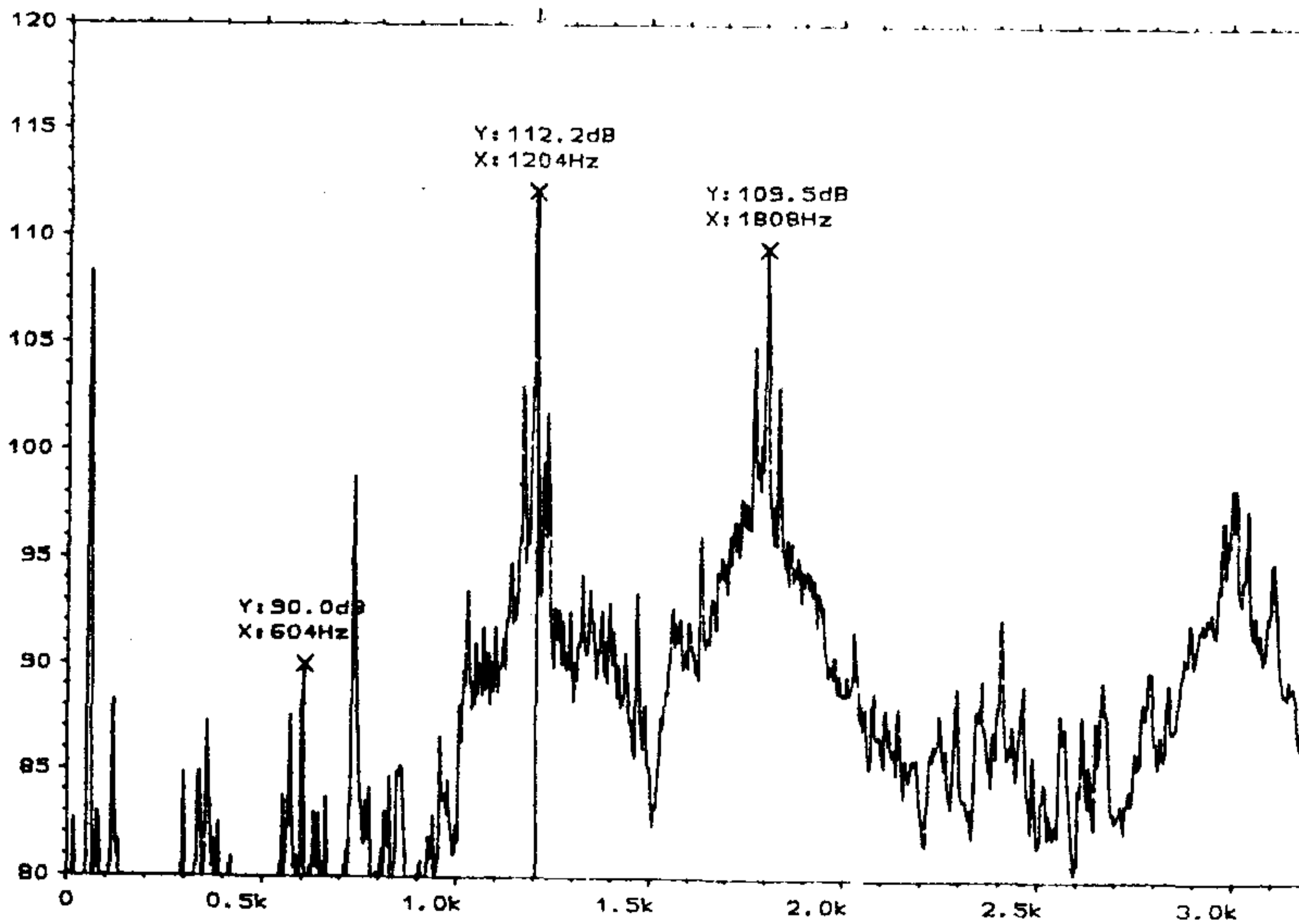
RPM	Harmonics		1 次	2 次	3 次	4 次
	狀態					
620	NORMAL		65.1	71.2	54.0	52.0
	Uniform wear		66.1	75.1	68.0	62.5
900	NORMAL		68.4	73.1	68.9	-
	Uniform wear		71.6	79.8	78.7	-
1,260	NORMAL		81.4	65.5	-	-
	Uniform wear		80.6	70.4	-	-

W20 AUTO SPEC CH.A [] INPUT MAIN Y: 98.1dB
 Y: 120.0dB / 1.00μU RMS 40dB X: 736Hz
 X: 0Hz + 3.2kHz LIN
 SETUP W19 #A: 200



(a) NORMAL

W20 AUTO SPEC CH.A [] INPUT MAIN Y: 112.2dB
 Y: 120.0dB / 1.00μU RMS 40dB X: 1204Hz
 X: 0Hz + 3.2kHz LIN
 SETUP W21 #A: 100 TOTAL : 120.0dB/YREF



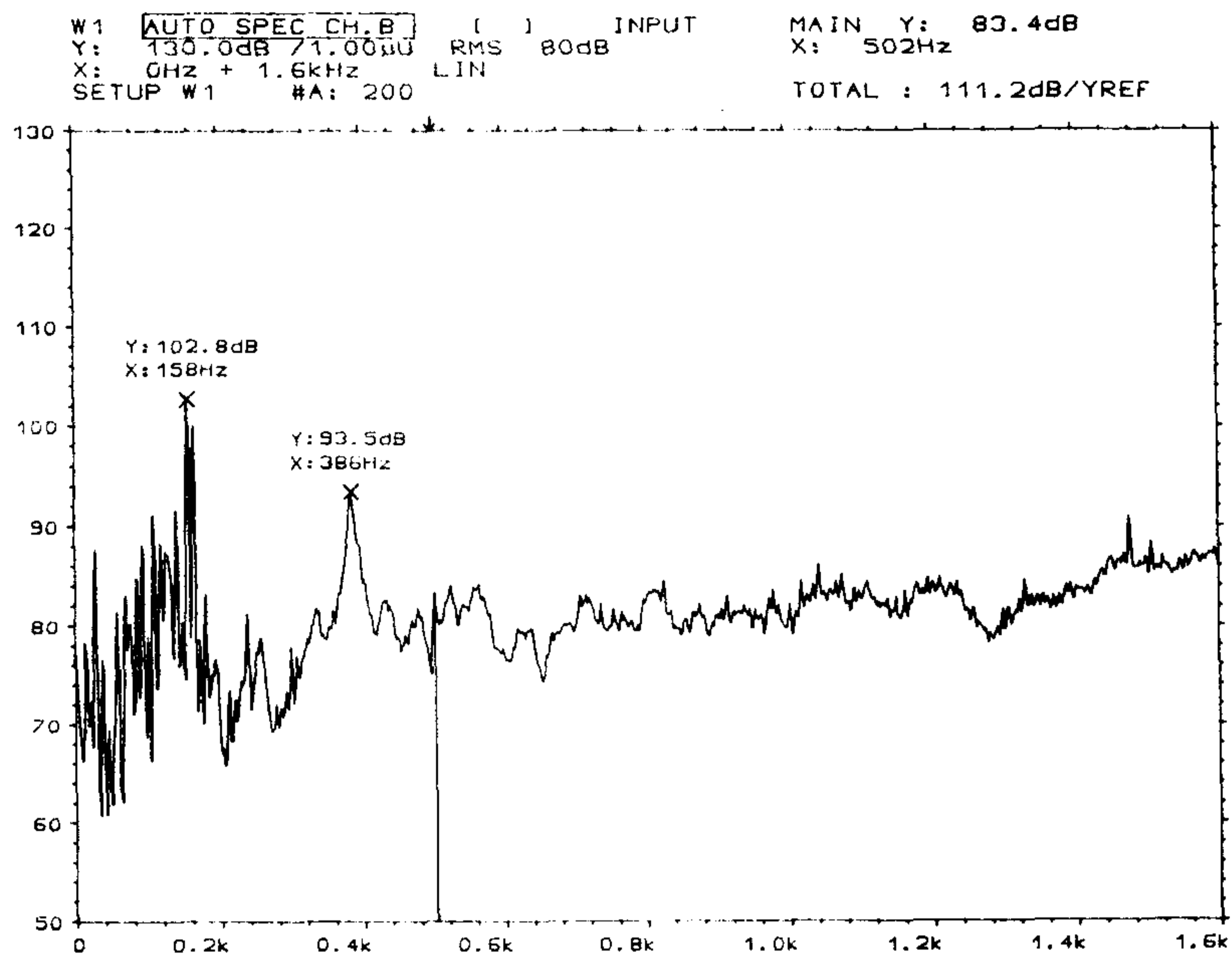
(b) Uniform wear

그림 4.7 Uniform wear 發生時의 備較

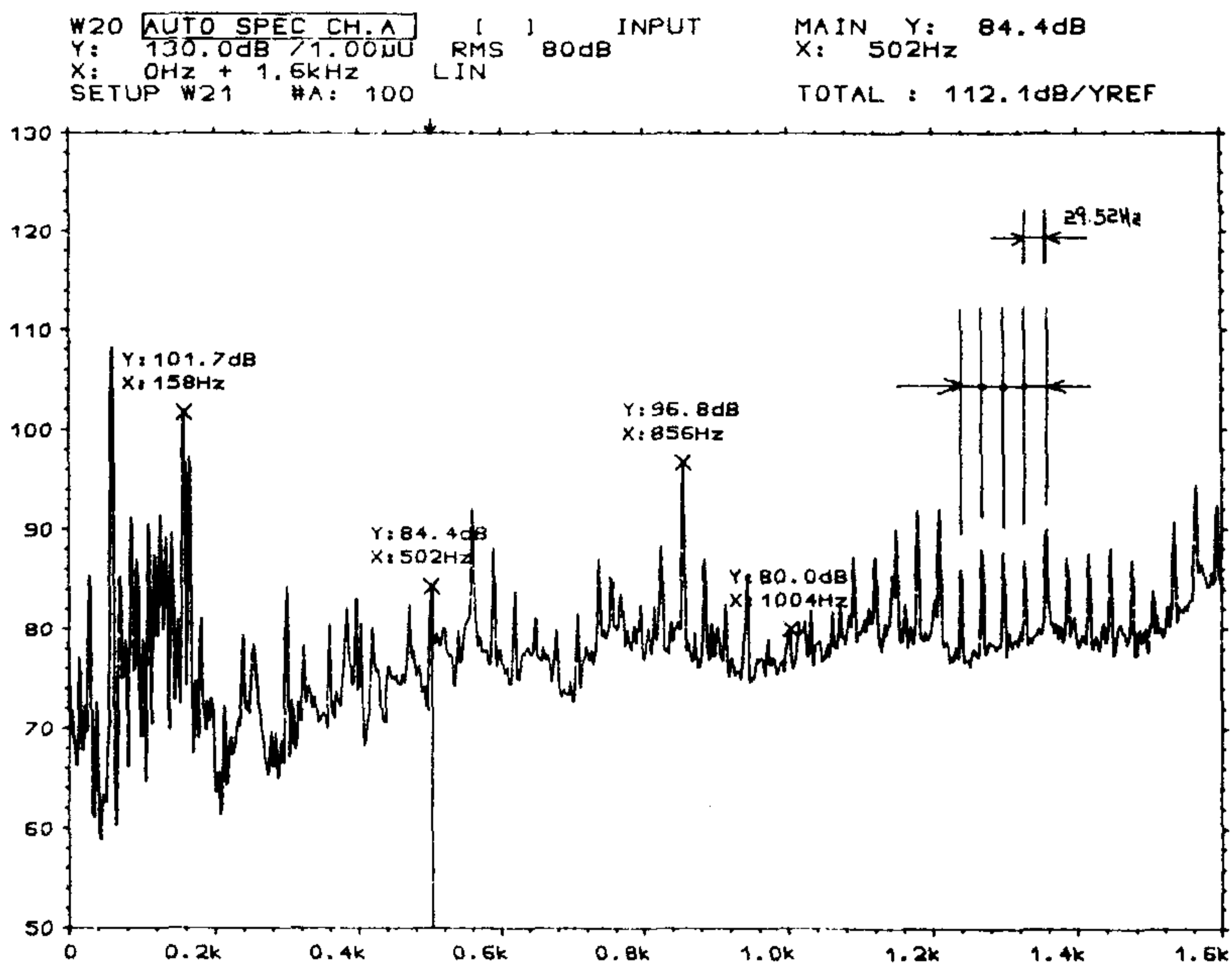
3. 局部的 缺陷이 있을 時

齒車에 局部的으로 龜裂이나 磨耗가 發生한 境遇의 結果가 그림 4.8 ~ 12 와 附錄 그림 2.9 ~ 12 까지 提示되어 있다.

여기서 그림 4.8 은 II軸에 缺陷이 있는 境遇에 周波數 Spectrum의 比較로 缺陷이 있는 軸回轉數와 一致하여 Sidebands 群이 發生한다. 이 Sidebands 群의 程度에 關한 것은 그림 4.9의 Cepstrum에 明白히 나타나 있다. 그림 4.10은 主軸에 있는 齒車에 磨耗가 發生했을 境遇 適切한 Filtering을 한 後 時間軸上에서 얻은 信號로 impulse의 間格은 87.69 ms로 主軸 回轉數 620 RPM (實在는 684 RPM)과 一致한다. 또한 그림 4.11은 두 軸에 缺陷이 있을 境遇의 Filtering을 한 後 時間軸上의 信號로 部分的으로 各 軸의 impulse가 나타나나 明白하지 않다. 그림 4.12는 같은 境遇의 Cepstrum으로 두 軸에 의한 Sidebands 群을 明白히 分離할 수 있다.

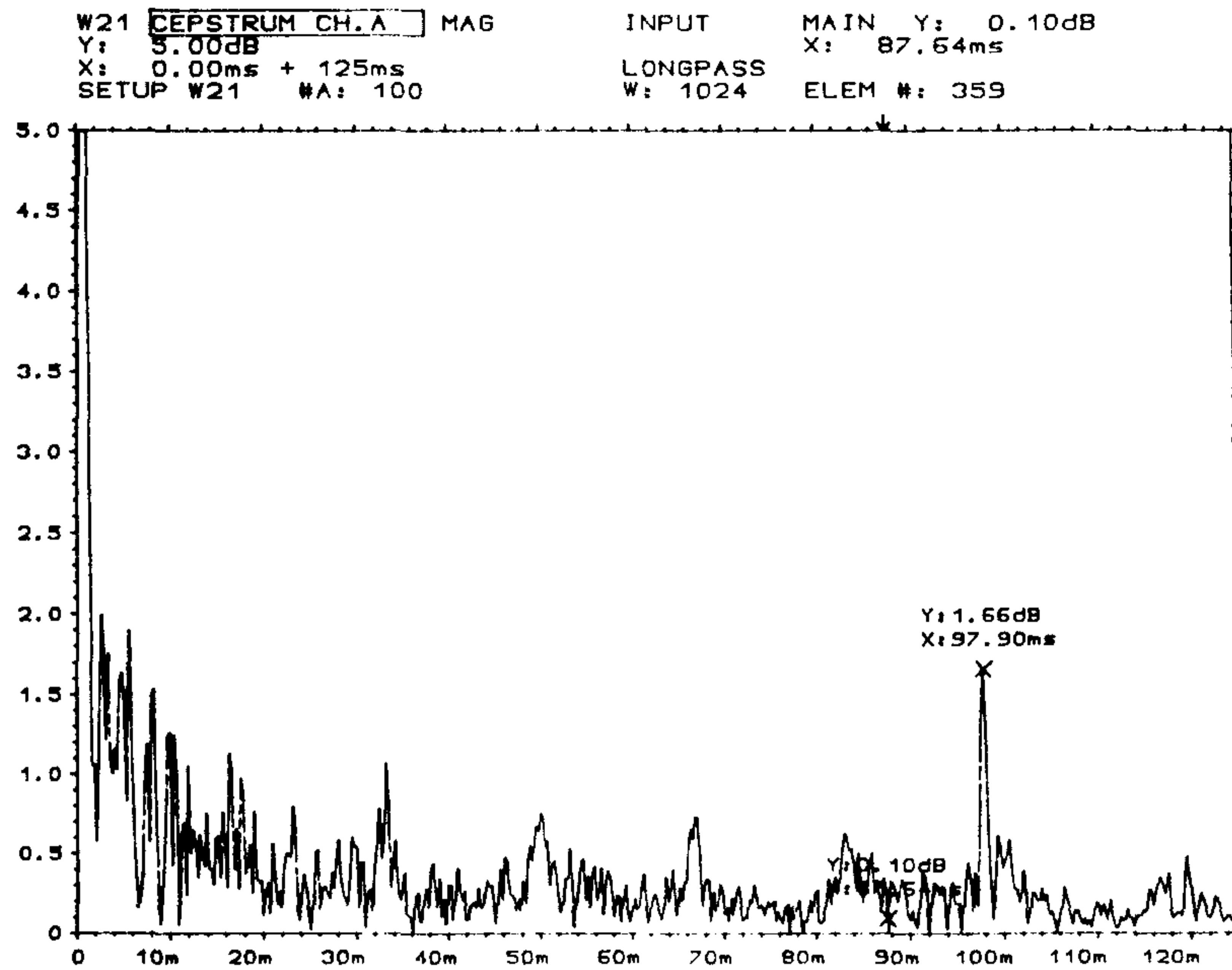


(a) NORMAL

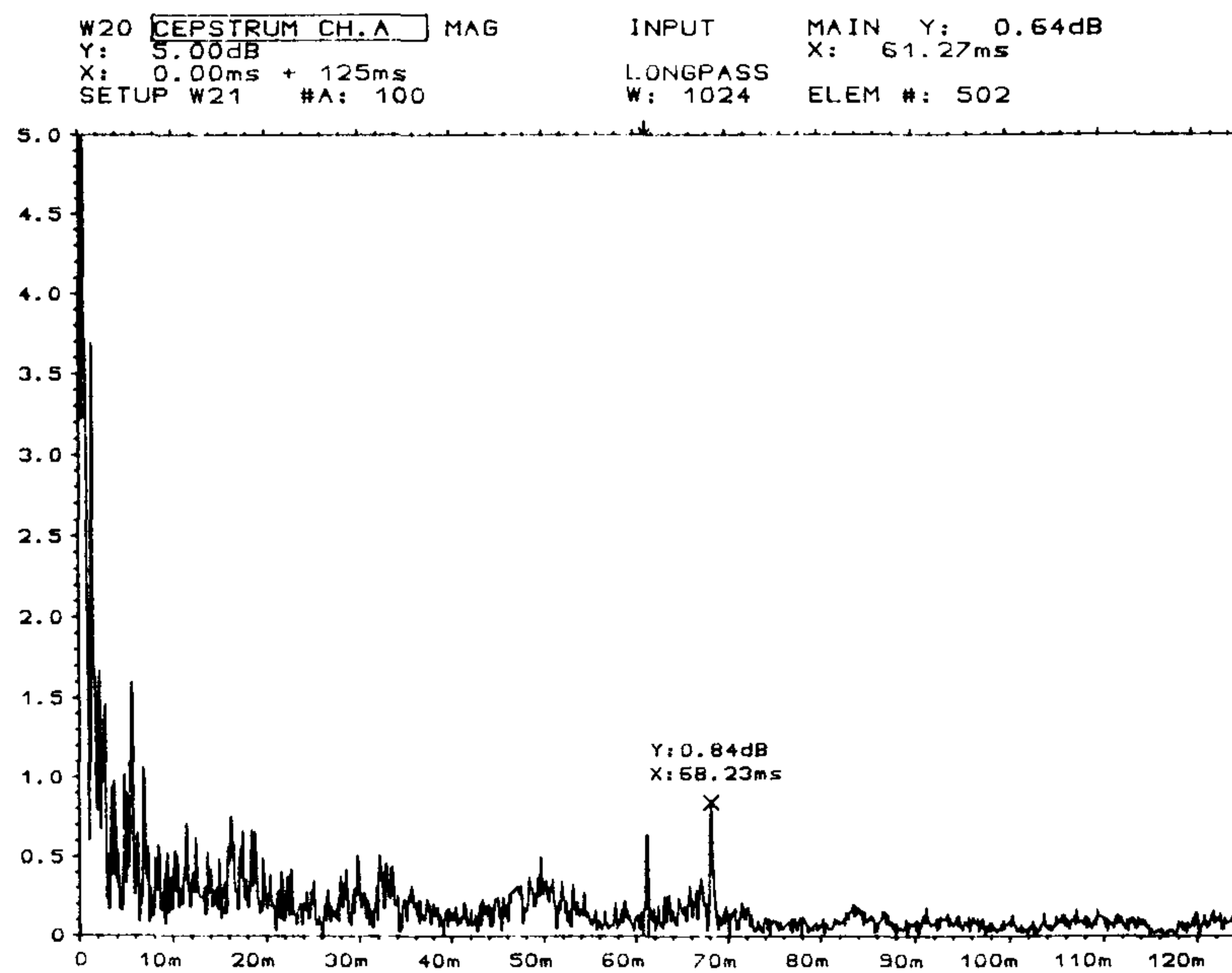


(b) 缺陷

그림 4.8 II軸의 齒車에 缺陷이 있을 境遇
 Frequency Spectrum, 440 RPM



(a) 620 R.P.M



(b) 900 R.P.M

그림 4.9 II軸의 齒車에 缺陷이 있을 境遇 Cepstrum

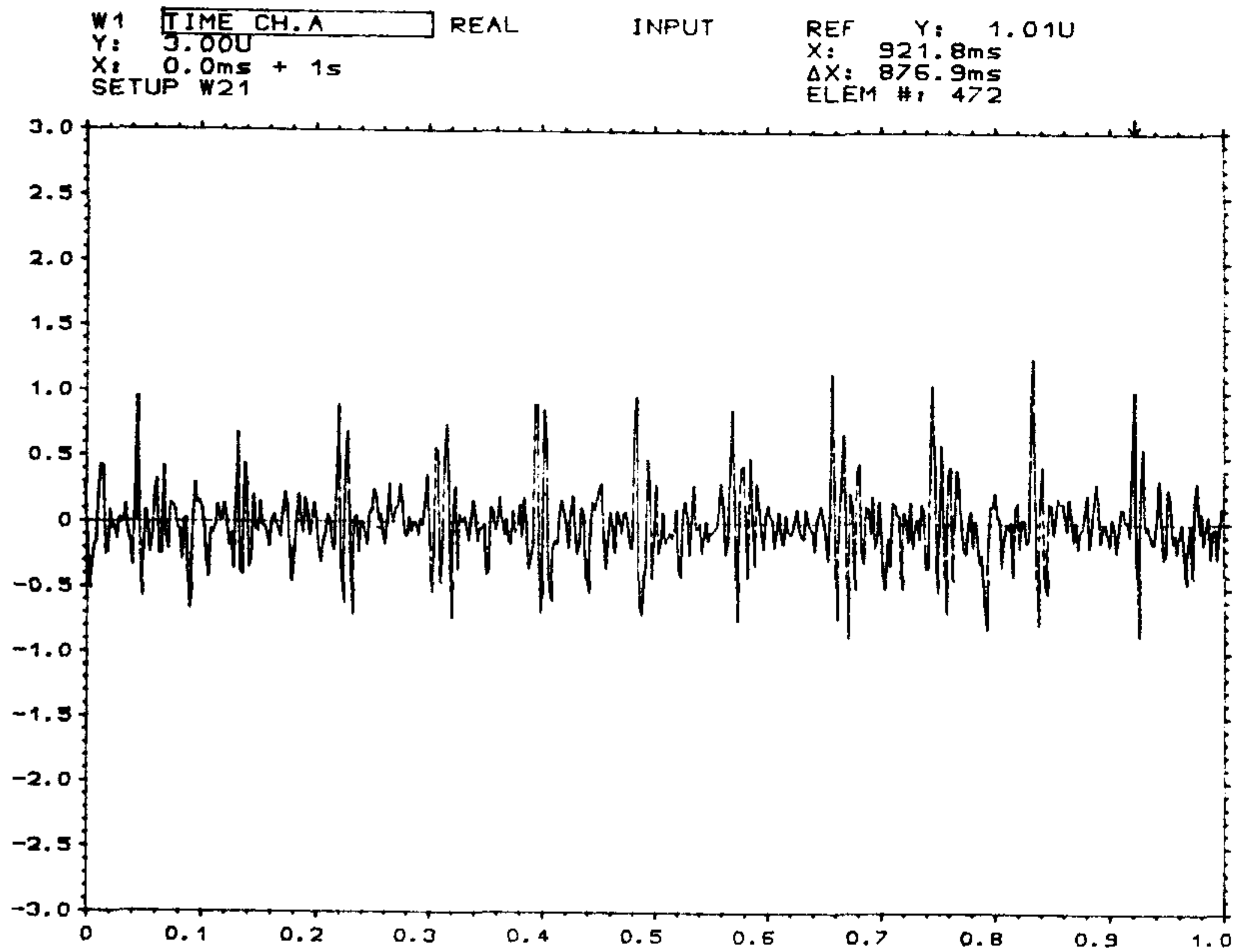


그림 4.10 Filtered time signal, 620 RPM

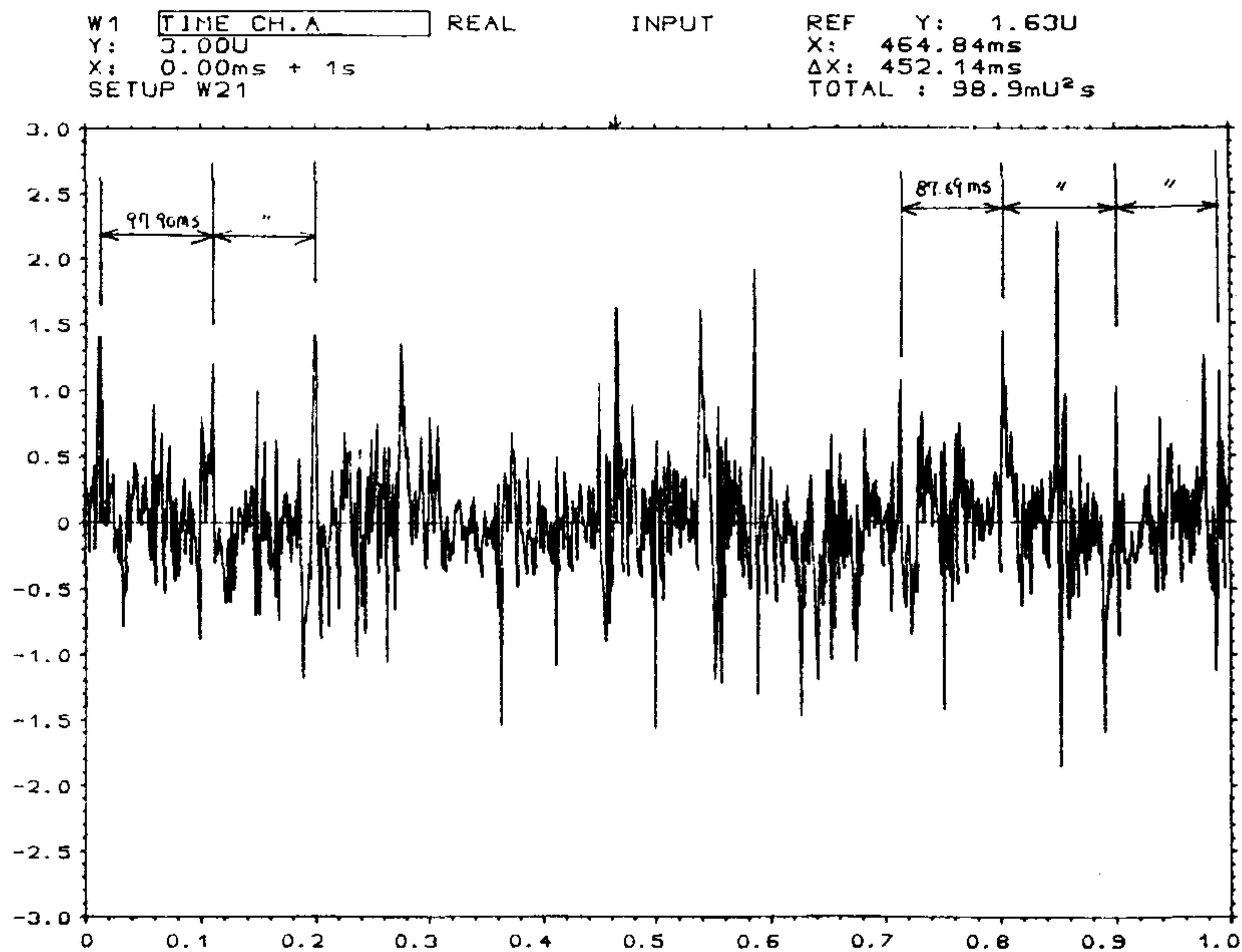


그림 4.11 두 축에 缺陷이 있을 境遇 Filtered time signal, 620 RPM

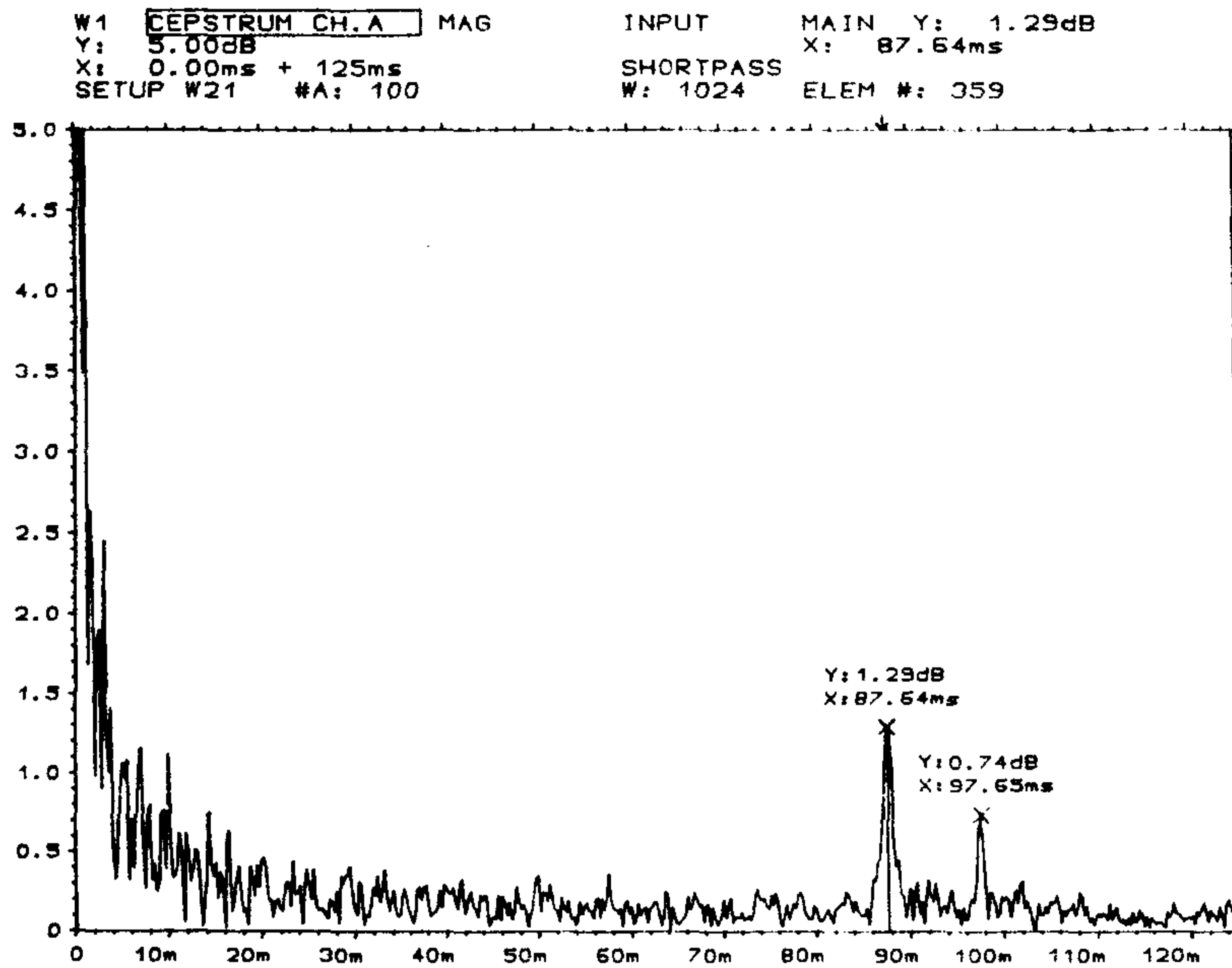
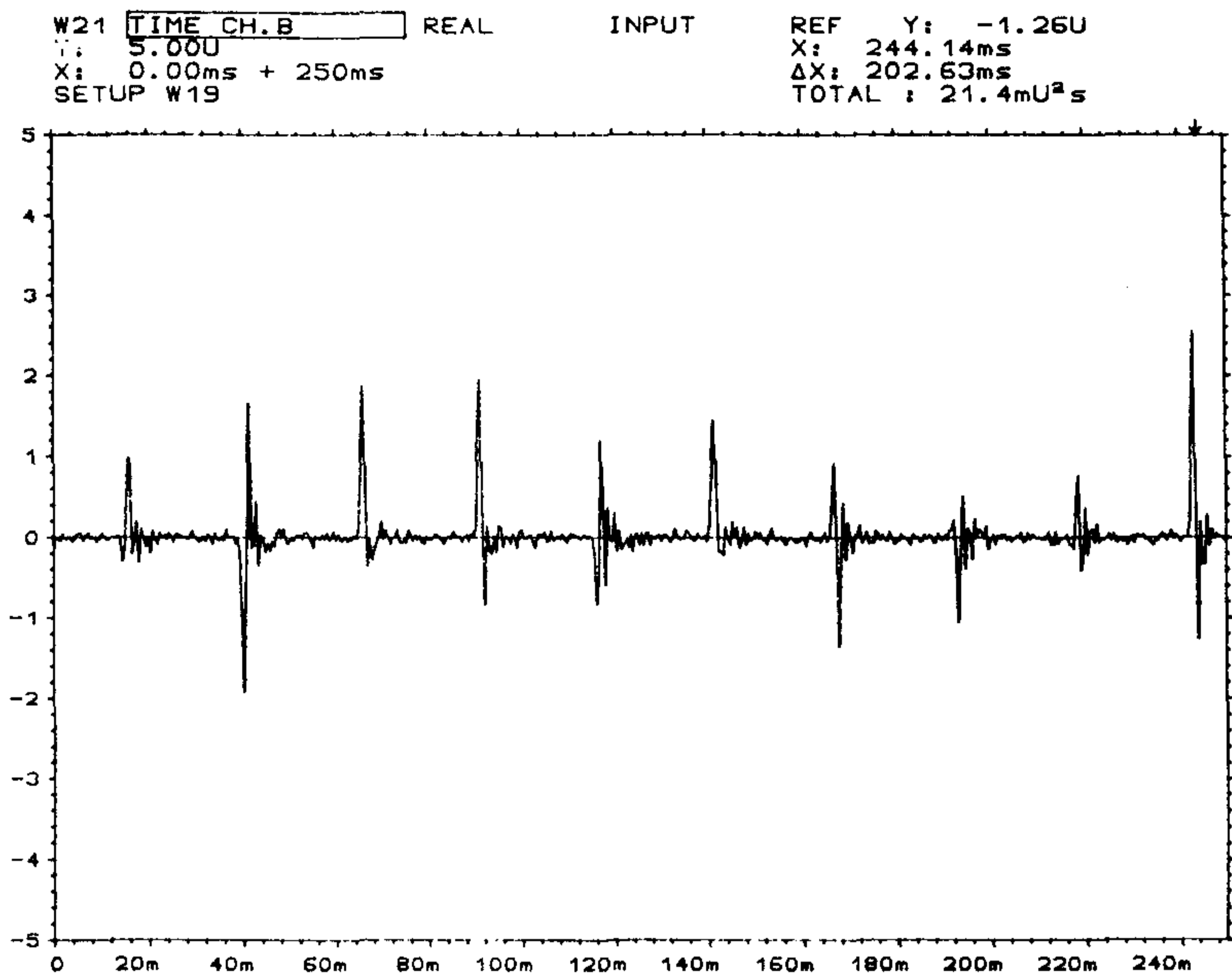


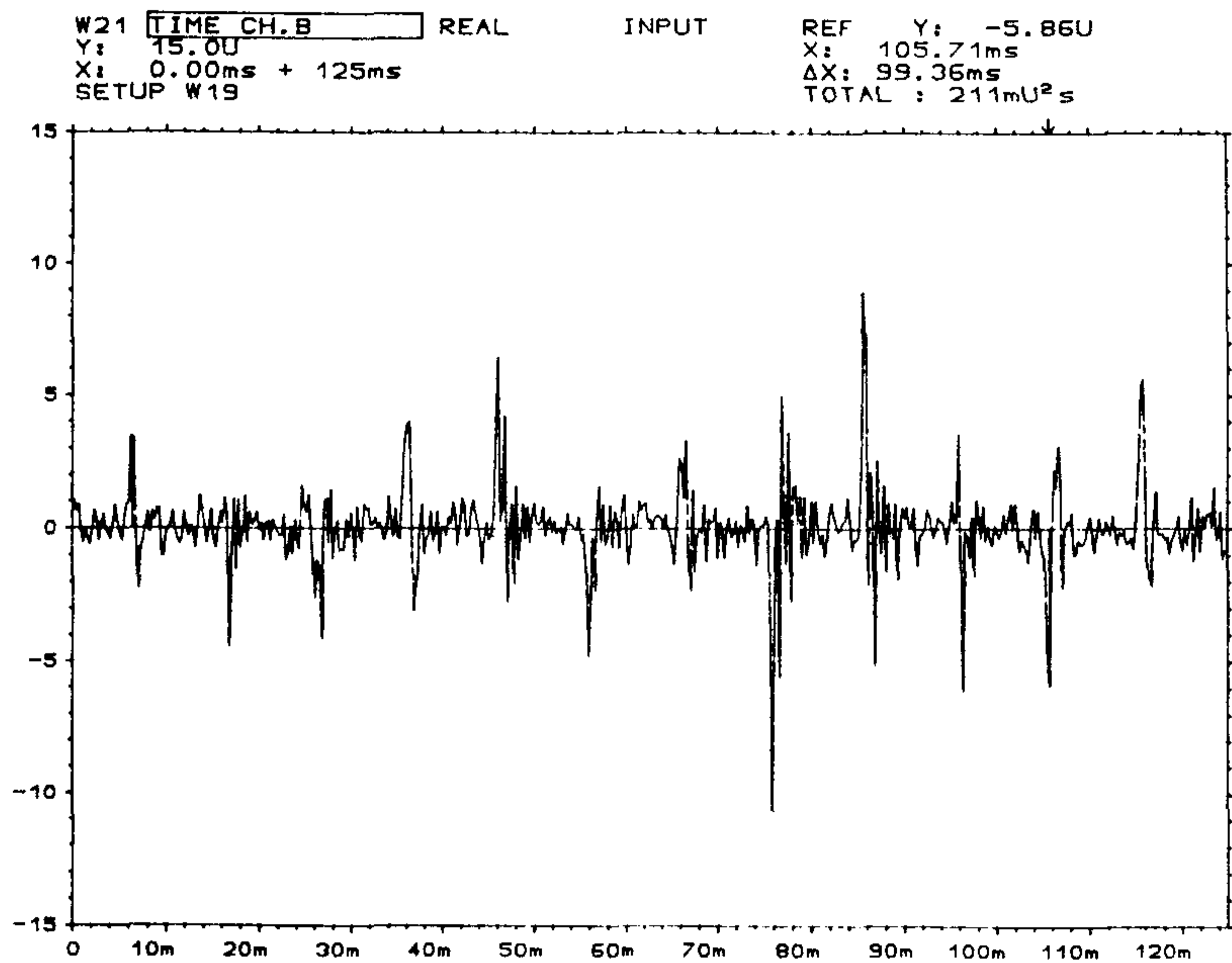
그림 4.12 두 축에 缺陷이 있을 境遇의 Cepstrum, 620 RPM

4. Tapered roller bearing에 缺陷이 있는 境遇

Tapered roller bearing에 缺陷이 있는 境遇의 結果가 그림 4.13, 14와 附錄 2.13 에 나타나 있다. 여기서 그림 4.13 은 190 RPM, 440 RPM 의 境遇 中心周波數 13,952 Hz 와 周波數幅은 6.4KHz 로 Band pass filtering 한 그림이고 그림 4.14 는 高周波 共振 領域에서 얻은 Cepstrum 으로 Quefreny 로 부터 缺陷의 位置를 正確히 찾아낸다.

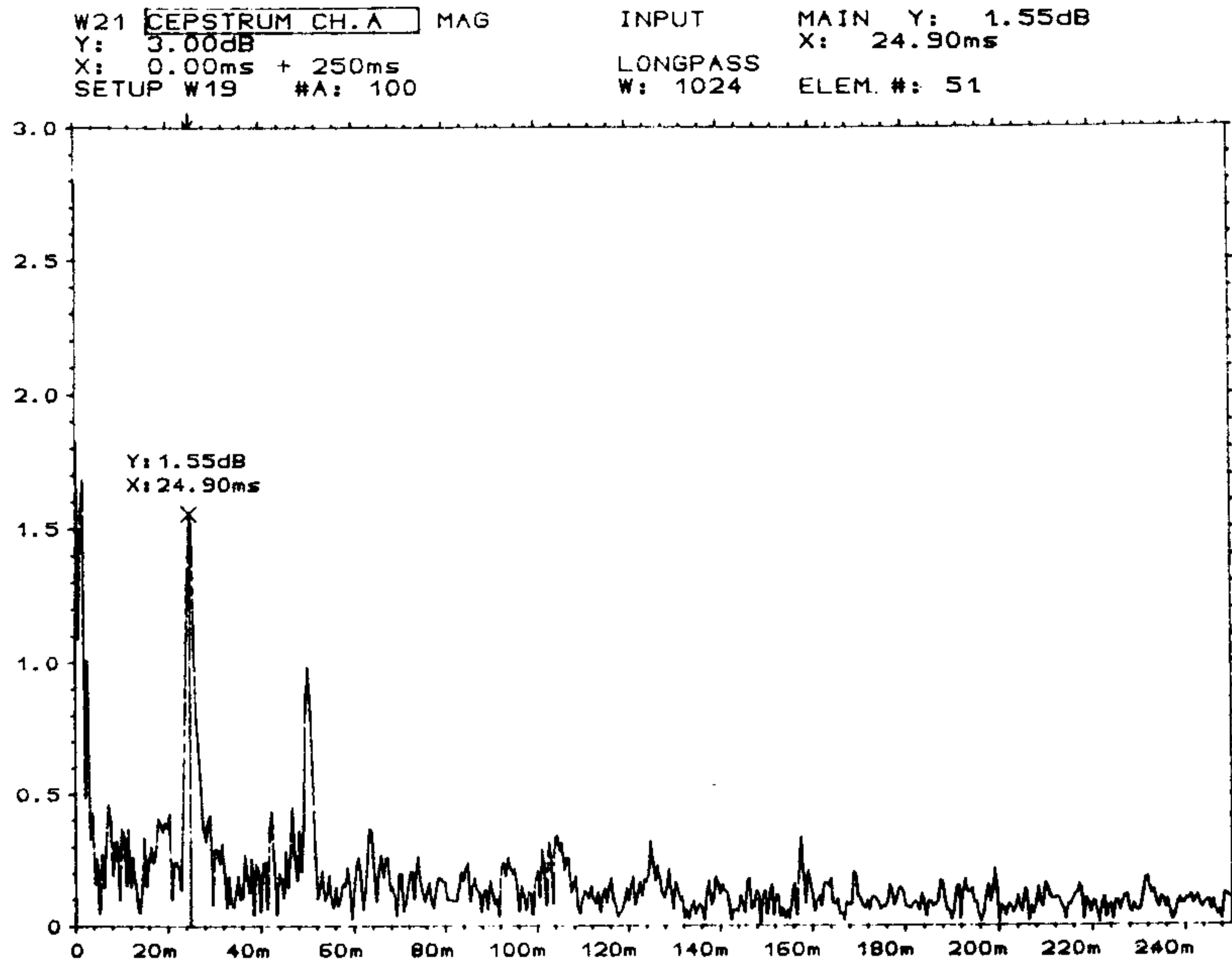


(a) 190 R.P.M

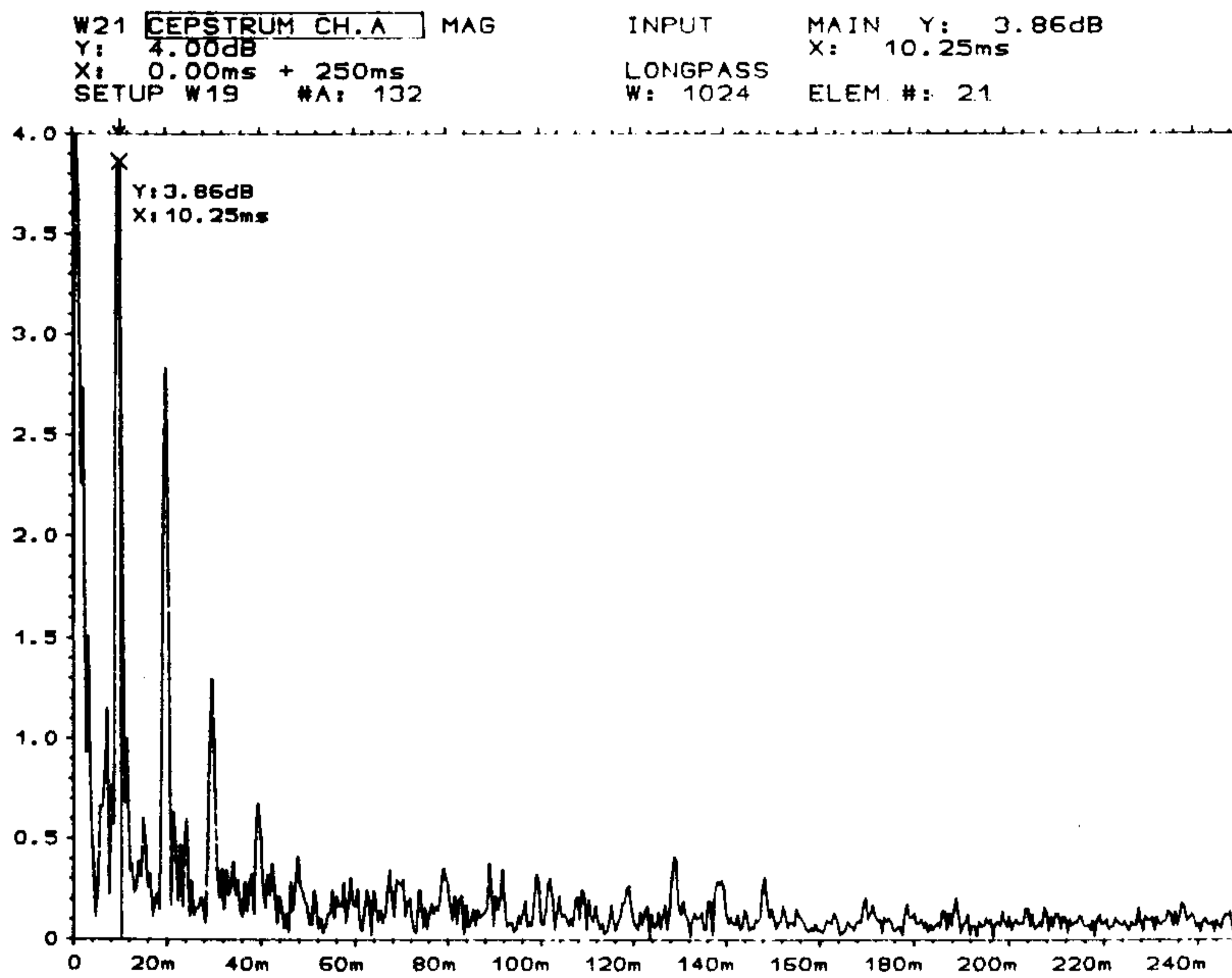


(b) 440 R.P.M

그림 4.13 Tapered roller bearing 外輪에 缺陷이 있을 境遇
 Filtered time signal



(a) 190 R.P.M



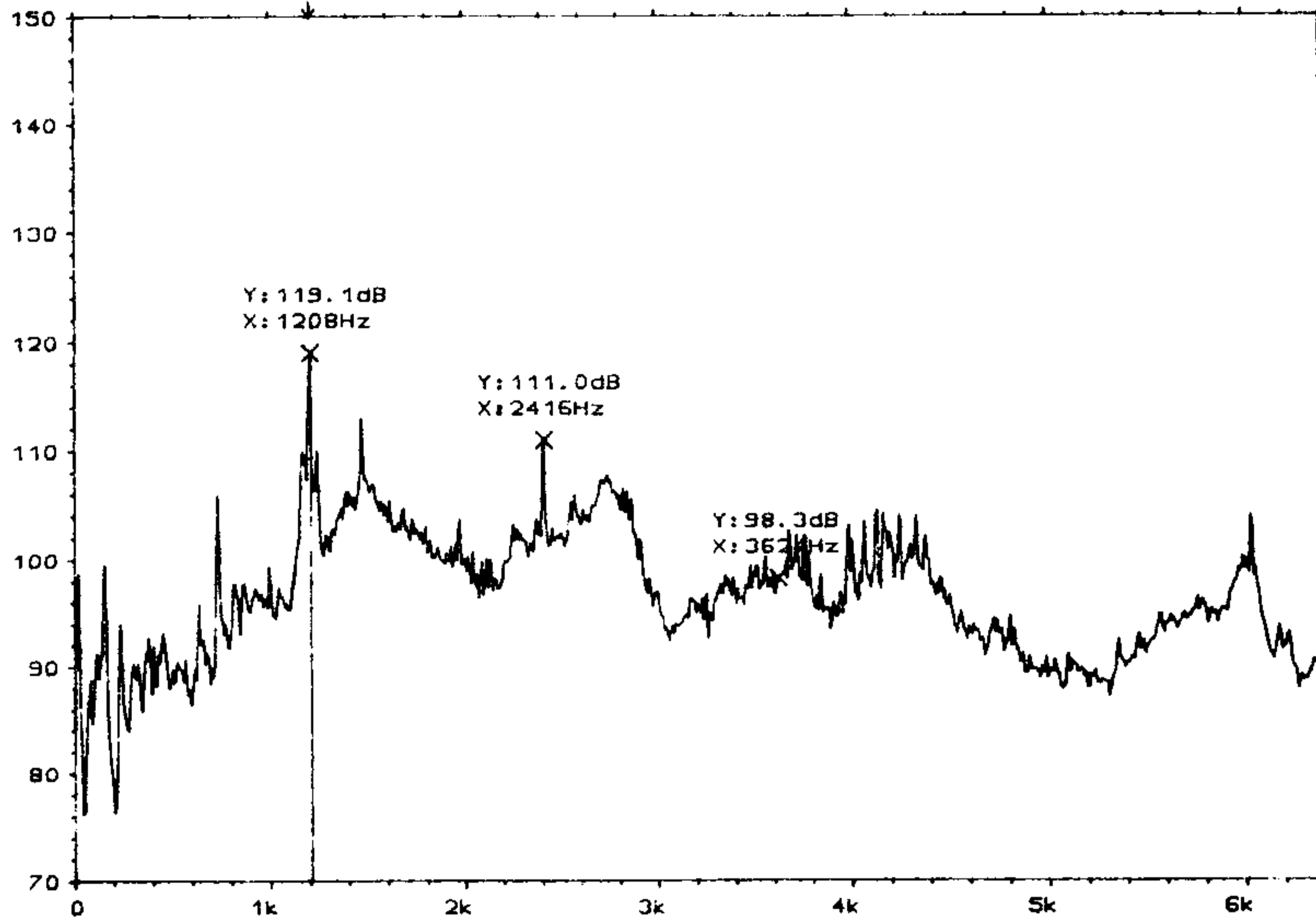
(b) 440 R.P.M

그림 4.14 Tapered roller bearing 外輪에 缺陷이 있을 境遇
Cepstrum

5. 潤滑不良의 境遇

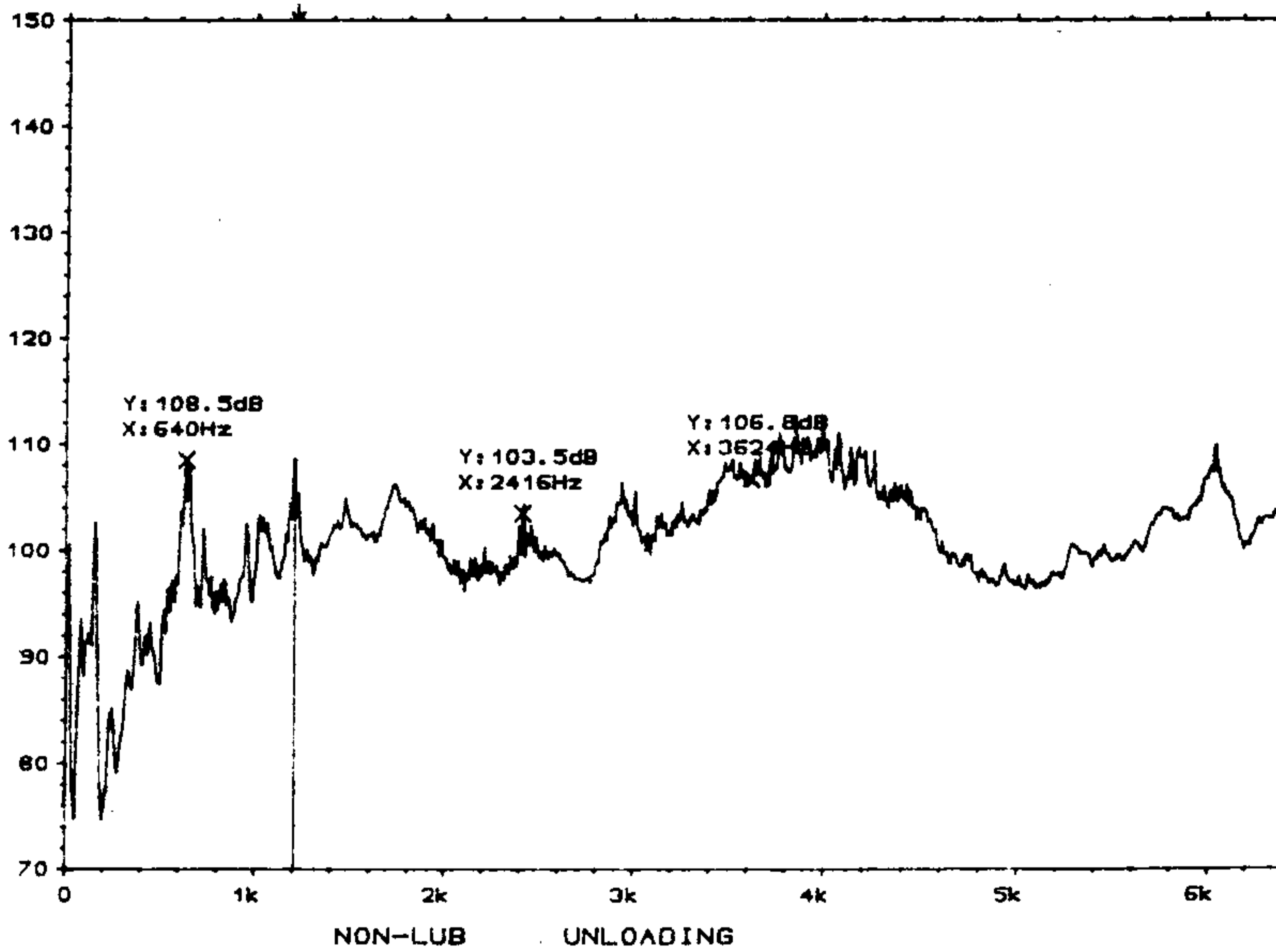
그림 4.15는 潤滑不良 時에 얻은 周波數 Spectrum 으로 顯著한 變化는 Tooth meshing frequency 의 크기 減少와 660 Hz, 4kHz 周圍의 共振現狀이다. 그러나 全體적으로 볼 때 總振動이나 騒音의 增加가 뚜렷하지는 않으며 단지 高周波 振動, 騒音의 增加를 볼 수 있다. 다른 回轉數에 對해서는 附錄 2.14 ~ 16 에 提示되어 있다.

W21 AUTO_SPEC CH.A [] INPUT MAIN Y: 119.1dB
 Y: 150.0dB / 1.00μV RMS 80dB X: 1208Hz
 X: 0Hz + 6.4kHz LIN TOTAL : 128.0dB/YREF
 SETUP W21 #A: 200



(a) Lubricant

W11 AUTO_SPEC CH.A [] INPUT MAIN Y: 108.5dB
 Y: 150.0dB / 1.00μV RMS 80dB X: 1208Hz
 X: 0Hz + 6.4kHz LIN TOTAL : 130.6dB/YREF
 SETUP W21 #A: 200



(b) Non-lubricant

그림 4.15 潤滑不良의 境遇 Frequency Spectrum 比較,
 1,260 RPM

第5章 結果分析

以上の實驗에서는 數個의 Spur 齒車와 Tapered roller bearing으로 이루어진 Gear box 中에서 Bearing Housing 에 加速度計를 附着하여 異狀이 있는 齒車나 Bearing에서 發生하는 振動信號를 받아 適當한 Filtering과 Digital processing을 거쳐 異常位置와 程度에 關한 資料를 收集하는 方法과 그 結果에 對하여 提示하였다. 또한 그 補完策으로 騒音計를 應用하였다.

一般的으로 齒車에서 發生할 수 있는 異常狀態로는 理想的인 齒形과의 偏差에 의한 Uniform wear, 齒車 Wheel에 생기는 偏心이나 뒤틀림 그리고 龜裂이나 齒切과 같은 局部的인 缺陷이 있고 Bearing에서는 內輪, 外輪, Ball 등에 생기는 缺陷 그리고 潤滑不良 등이 알려져 있다.

앞 章에서 荷重에 의한 變形이나 齒形 自體의 誤差에 의해 發生하는 Uniform wear의 結果에서 共通的으로 나타난 듯이 齒數 \times 回轉數에 해당하는 Tooth meshing frequency와 그 Harmonics에서 Uniform wear現狀을 豫知할 수 있다. 磨耗 初期에는 미끄럼 速度가 0인 피치원의 各 面에서 磨耗가 크기 때문에 Double-scalloped現狀이 생겨 Toothmesh의 2次 Harmonic에서의 크기가 增加하고 磨耗가 增加하면 齒接觸이 衝擊的이 되므로 Toothmesh의 高次 Harmonics가 모두 增加하는 傾向이 된다. 이러한 現狀을 利用하면 正常的인 狀態의 이물림에서도 磨耗가 적게 發生하는 低振動, 低騒音 齒車 設計에 도움을 주리라 생각된다. 또한 同

한 齒車에서도 다른 回轉數에 비해 2次 Harmonic의 振動, 騒音이 크게 나타나는 620 RPM 은 피하는 것이 좋다.

龜裂이나 局部的인 磨耗에 의한 結果에서 보듯이 部分的 缺陷에서 얻을 수 있는 振動信號는 몇가지가 있다. 첫째는 그림 4.8 에서 보듯이 넓은 周波數 範圍에서 缺陷이 있는 軸回轉數와 一致하는 周波數 間格으로 Peak 가 發生하는 것이다. 이것은 특히 共振周波數 週圍에서 커지나 診斷의 資料로 하기에는 어려운 點이 있다. 따라서 이를 補完하기 위한 方法으로 그림 4.9 와 같은 Cepstrum 을 使用한다. 이 Cepstrum 은 Spectrum 의 週期성을 나타내 주는 것으로 Quefreny 97.90 ms 는 614 RPM 으로 回轉하는 II 軸에 問題가 있음을 알려준다. 이는 879 RPM 에서도 같은 結果를 준다. 이 Cepstrum 은 이러한 長點이 있으나 周波數 自體에 對한 情報나 크기에 關係서는 알 수 없다. 따라서 다시 이의 補完策으로 그림 4.10 과 같은 Time Channel 上의 信號를 利用하기도 한다. 이 그림에서의 衝擊 週期는 缺陷이 있는 軸의 回轉週期和 一致한다. 이 Time channel 上의 信號의 缺點은 그림 4.11 과 같이 두 軸에 同時에 缺陷이 있을 境遇 찾기 어려운 點이다. 이러한 境遇 다시 그림 4.12 와 같은 Cepstrum 을 使用함으로써 明白히 두 軸에 의한 Sidebands 群이 있음을 알 수 있다. 以上과 같이 局部的인 缺陷에는 스펙트럼 分析, Cepstrum 分析, Filtering 한 Time Signal 分析 등을 利用하여 接近하며 특히 Cepstrum 을 使用하여 Sideband 群에 관한 情報를 얻는 것이 重要하다. 또한 여기서는 行하지 않았으나 齒車에 龜裂이 發生하여 鋼性에 차이가 있는

경우 Synchronous signal averaging 방법을 사용하여 缺陷의 위치를 比較的 正確히 찾아낸다.

Tapered roller bearing에 缺陷이 있는 境遇에는 Bearing 自體에 對한 知識이 先行되어야 한다. 즉 理論에 의해 얻은 式에 Bearing의 軋수를 對入하여 外輪, 內輪 또는 Ball에 缺陷이 있을 경우 各各에 대해 發生 周波數를 얻어 實在 境遇에 適用하여야 한다. 그림 4.13은 外輪에 缺陷이 있을 때 實驗을 통해 얻은 그림으로 衝擊力의 週期는 190 RPM의 境遇 25.32 ms로 一致하고 440 RPM의 境遇도 9.936 ms로 一致한다. 이러한 結果를 얻기 위해서 가장 重要的 것은 Filtering이다. 그 理由는 낮은 周波數의 境遇 Bearing에 의한 振動이 다른 振動과 섞여 不確實하나 缺陷에 의해 發生한 衝擊이 部分的으로 共振을 일으키는 周波數 帶域에서는 明確하기 때문이다. 이를 高周波共振法이라 한다. 또한 이 방법을 보다 有用하게 하기 위해 Cepstrum 分析을 並用한다. 이 結果는 그림 4.14에 있는 것으로 Peak Quefreny인 24.90 ms와 10.25 ms는 外輪缺陷의 振動週기와 一致한다. 內輪과 Ball의 境遇에 對해서는 本 研究에서 行하지 않았지만 같은 結果를 얻을 수 있다고 생각할 수 있다.

全體的으로 潤滑이 不良한 境遇 이에 대한 結果는 그림 4.15에 나타나 있다. 이는 實驗條件上 特히 齒車潤滑이 不良한 境遇로 두 가지 共通된 現狀이 나타난다. 하나는 Tooth meshing frequency의 減少로 그 理由는 回轉時에 潤滑油가 齒面 사이에 作用함에 따라 齒形의 異狀要因이 되는 것으로 생각된다. 또 다른 結果는 部

分的 共振現狀을 일으키는 것으로, 이는 그림에서 보듯이 600 ~ 700 Hz 領域과 그 外 高周波 領域에서 共振을 일으켜 비록 Tooth meshing frequency는 減少하지만 全體 振動量에는 큰 變化가 없다.

以上の 分析에서 機械要素에 몇가지 缺陷 種類에 對해 各種 振動 分析法의 活用 可能性을 研究하였다. 여기서 補完되어야 할 것은 缺陷의 程度와 振動 媒介變數와의 定量的 接近이 必要하나 이는 特定 對象體에 各各 研究해야 할 事項으로 생각된다.

第 6 章 結 論

本 研究에서는 많은 齒車와 軸, Tapered roller bearing 으로 構成된 複雜한 Gearbox 에 Uniform wear, 龜裂, 磨耗, 潤滑不良 등 여러가지 異常狀態에 의해 發生하는 振動을 測定한 후 이 信號를 適切한 Filtering 을 거쳐 Time domain, Frequency domain, Zoom, Cepstrum 등을 使用한 實驗的 研究를 行하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. Uniform wear가 發生하는 齒車雙은 Tooth meshing frequency의 高次 Harmonics 를 增加시킨다.
2. 局部的 磨耗나 龜裂이 있는 齒車는 Tooth meshing frequency 週圍에 回轉數와 一致하는 Sideband 群이 생기며 이는 Cepstrum 分析을 行함으로써 明白히 알 수 있고 各各의 回轉軸에 對한 群으로 分離할 수 있다.
3. Time Domain에서 齒車나 Bearing의 衝擊週期에 대한 資料를 얻기 위해서는 適切한 Filtering 技術이 必要하다.
4. Tapered roller bearing에 缺陷이 있는 境遇 理論式과 實驗 置는 잘 一致하며 特히 高周波 共振領域에서 明白하다.
5. 潤滑不良의 境遇 實驗 回轉數에서 Tooth meshing frequency는 오히려 減少하며 高周波 領域에서의 振動, 騒音은 增加한다.

參 考 文 獻

1. R.B. Randall, A New Method of Modelling Gear Faults
Journal of Mech.Des: APRIL 1982 vol.104 p.259 ~ 267
2. Remmers, E.P., Gear Mesh Excitation Spectra for Arbitrary Tooth Spacing Errors, Load and Design Contact Ratio, ASME J. of Mech. Des. vol. 100 Oct.1978,
pp. 715 ~ 722
3. Randall, R.B. Frequency Analysis. Bruel & Kjaer,
Copenhargen 1977
4. V.A. Abakyan, et al, Vibration Diagnostics of Machine Tools Soviet. Eng. Reserch. vol:2 no 8 p.79 ~ 82
5. P.D. McFadden, Detecting Fatigue Cracks in Gears by Amplitude and Phase Demodulation of the Meshing Vibration. J.Vib, Acout, Str, and Reliability in Des.
1986. vol.108 pp. 165 ~ 170
6. T.Koizumi, R.Taniguchi, Preventive Maintenance for Roller and Journal Bearings of Induction Motor Based on the Diagnostic Signature Analysis Trans. of ASME
vol 108, 1986, pp. 26 ~ 31
7. Randall, R.B. Machine Health Monitoring by Analysis of Accelerometer-Derived Signals, Bruel & Kjaer,
Lecture

8. Randall, R.B Cepstrum Analysis and Gearbox Diagnosis,
Bruel & Kjeaar Appl. Note No.233-80
9. D.Dyer, R.M. Stewart, Detection of Rolling Element
Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis,
J.Mech.Des. vol.100 pp.229-235. April, 1978
10. Bracewell, R.N. The Fourier Transform and its Appli-
cation, McGraw-Hill Kogakusha, 2nd edition, 1978,
pp. 267 ~ 272
11. S.Braun, B.Dartner, Analysis of Roller/Ball Bearing
Vibrations Trans, ASME vol.101, 1979 pp.118 ~ 125
12. P.N. Larsen. Machine Diagnosis and Process Control
by Vibration Monitoring of a Turning Lathe, Inter-
Noise 86 1986, pp.1197 ~ 1200

여 백

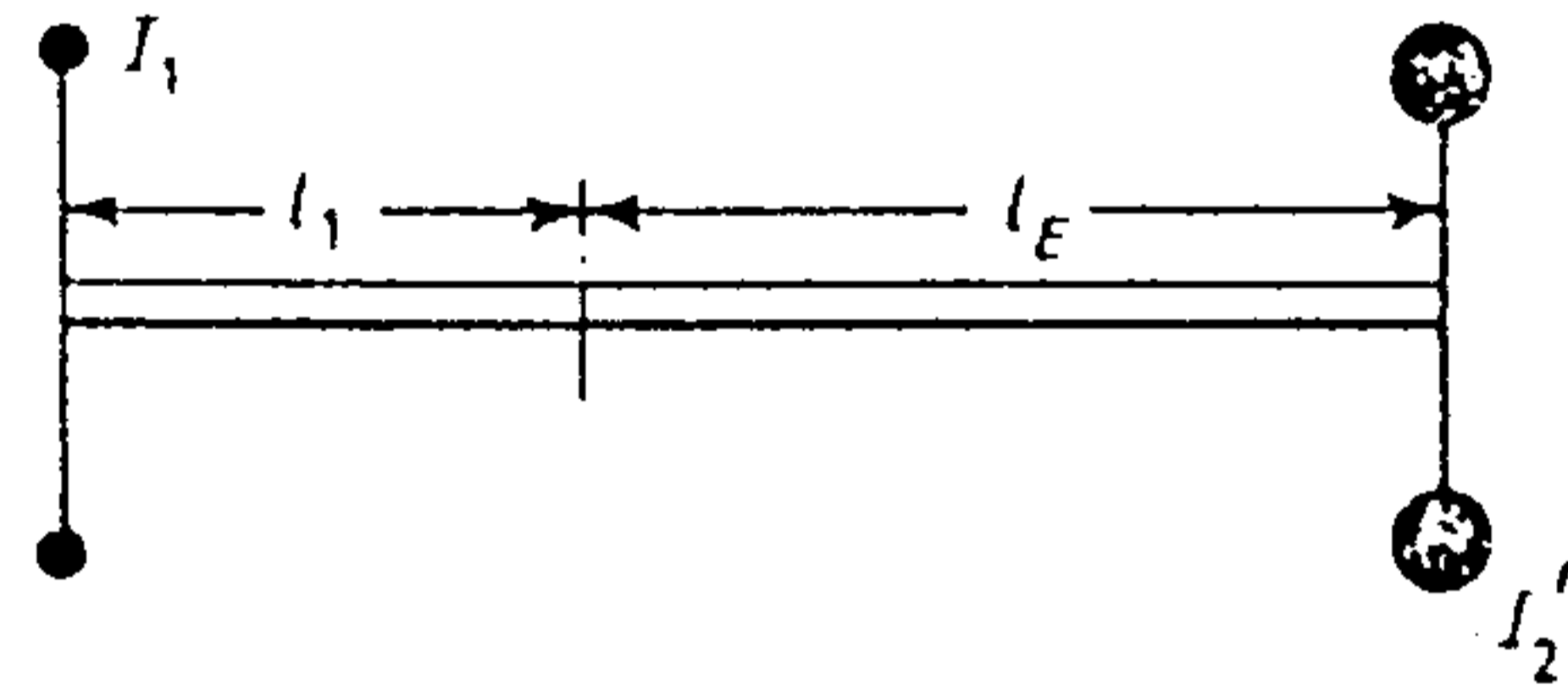
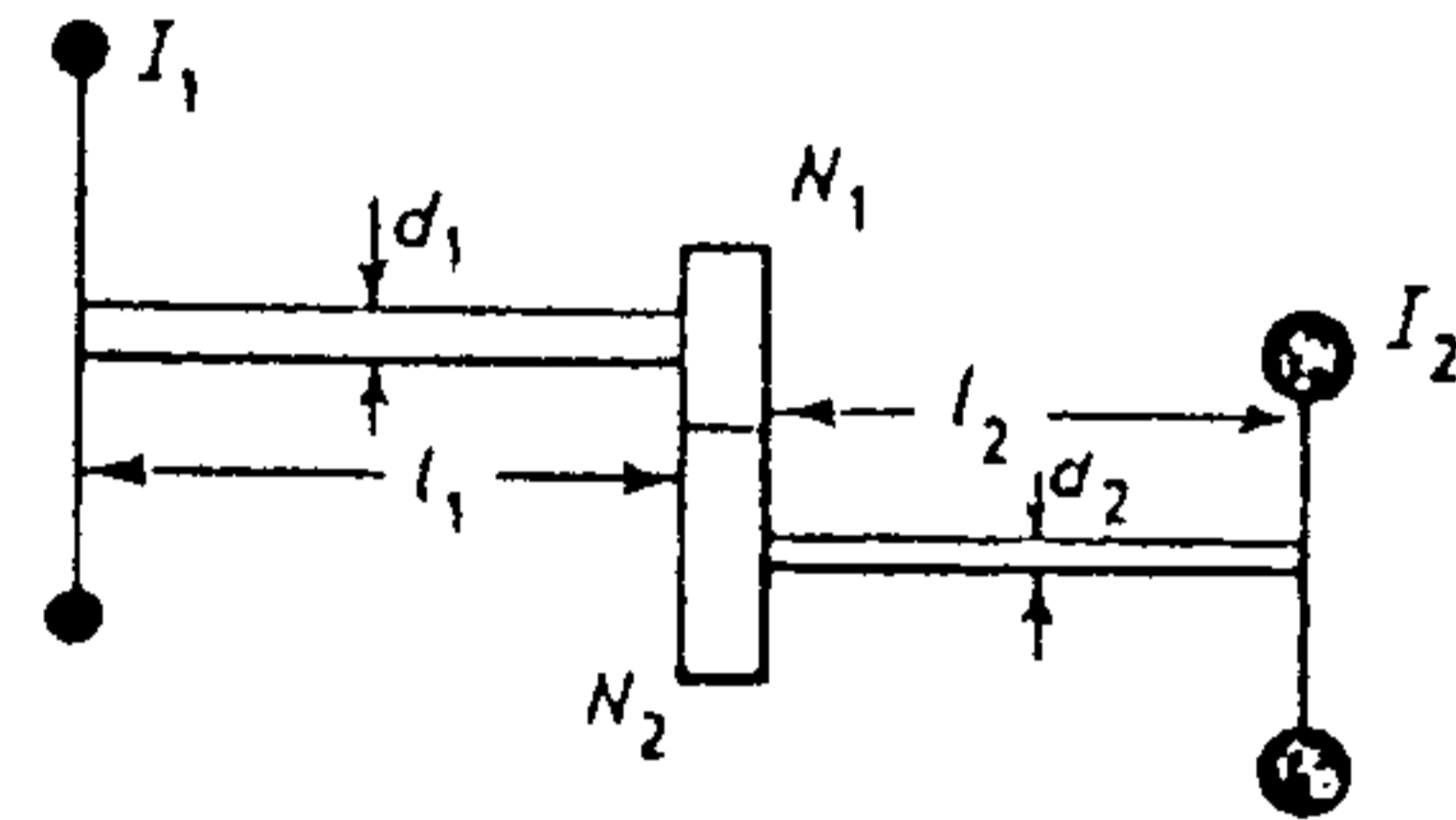
附 錄

1. 齒車係 振動

a) No backlash, Gear 와 Shaft 의 inertia 를 無視한 境遇

J_2 에 對해 J_1 이 비틀린 角 θ_o 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \theta_o &= \theta_1 + r\theta_2 \\ &= \frac{T}{GJ_1} \left[\ell_1 + r^2 \ell_2 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 \right] \\ &= \frac{T}{GJ_1} \ell_e \end{aligned}$$



T : J_1 에 加해진 Torque

r : gear ratio

ℓ_e : equivalent length

G : 橫彈性 係數

그림 1. No Backlash, Inertia 무시의 경우 齒車係와 Equivalent 係

b) No backlash, Gear Inertia 包含할 境遇

이 境遇는 그림 2 와 같이 a) 의 境遇에 Gear wheel 에 의 한 相當慣性이 附加된다.

$$\text{相當齒車慣性} = Jg_1 + \frac{Jg_2}{r^2}$$

r = 速度比 = 잇수比 N_1/N_2

이러한 3-rotor 係는 一般的인
 方法으로 node 位置와 周波數가
 解析될 수 있다.

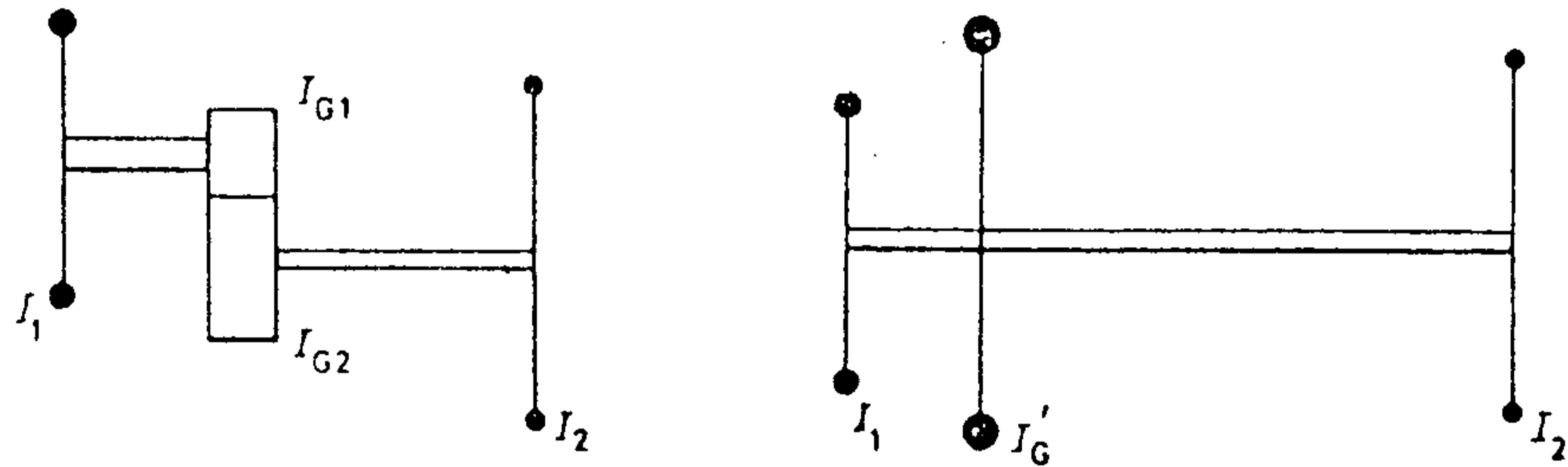


그림 2. No Backlash, inertia가 있는 경우 齒車係와 Equivalent 係

c) 齒車에 Backlash 가 있는 境遇

그림 3은 Tuplin 에 의해 研究된 齒車係에 있는 Backlash 의 影響을 說明해 주는 그림이다. 여기서 齒가 B에서 떨어져 t_2 時間 後에 C점에서 다시 만난다. 이 때 t_2 는 다음과 같다.

$$t_2 = \frac{2\delta}{\alpha w}$$

$\delta = 1/2$ angular backlash, rad

$\alpha = \theta - \delta$, rad

$\theta =$ 振動 Torque 에 의해 비틀린 最大 變位, rad

$w =$ Backlash가 없는 固有振動의 相對週期, rad^{-1}

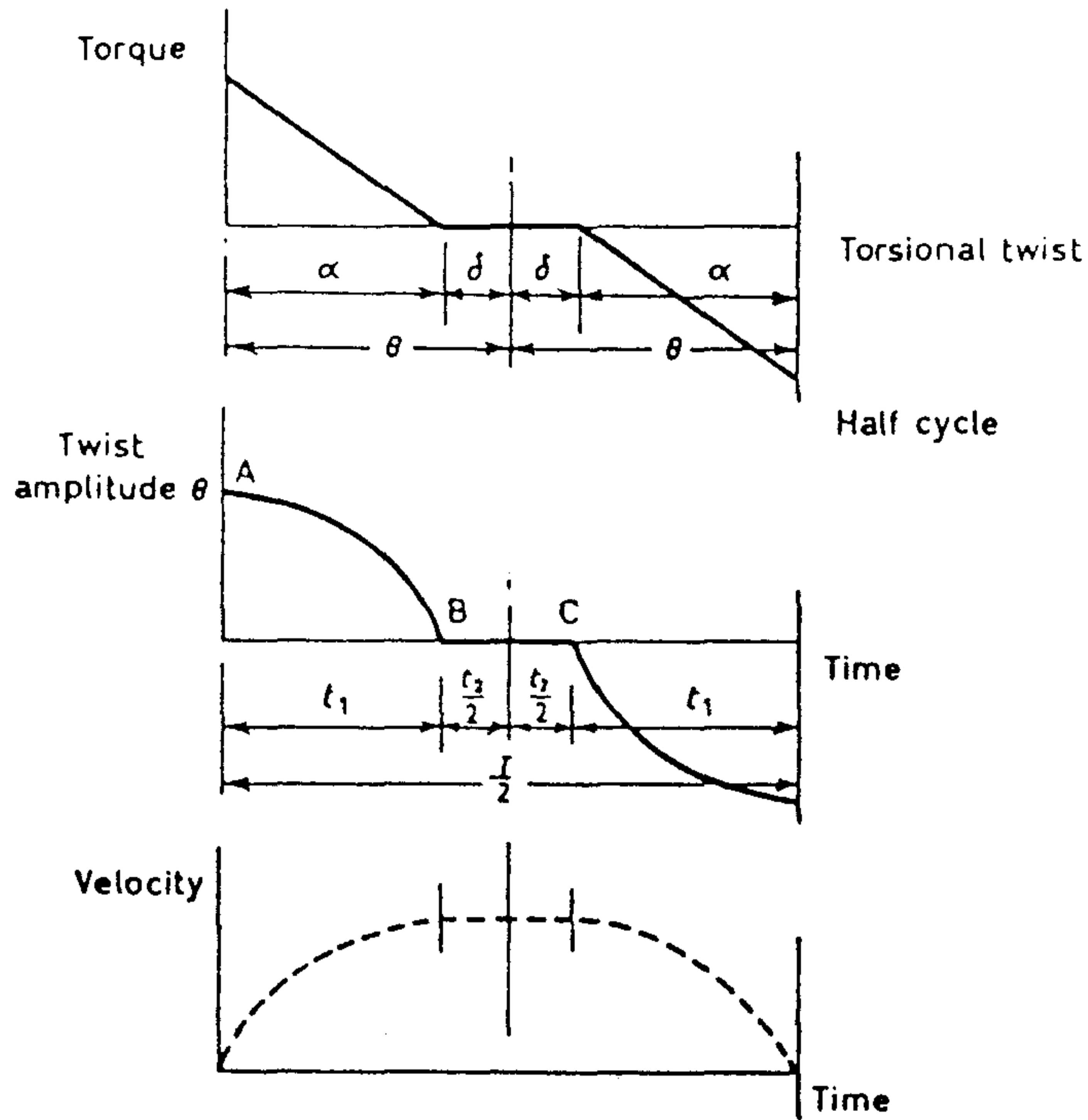


그림 3. Back lash 가 있는 齒車

또 C에서 D까지의 移動은

$t_1 = T_0 / 4$ ($T_0 = 2\pi / \omega$) 동안 係의 무게와 彈性의 支配를 받는다
따라서 한 Cycle 동안의 時間은

$$T = 2(2t_1 + t_2)$$

$$= 2\left(2 \frac{2\pi}{4\omega} + \frac{2\delta}{\alpha\omega}\right) = \frac{\alpha(\pi\alpha + 2\delta)}{\alpha\omega}$$

Backlash 를 考慮한 固有振動 ω_1 의 Phase 速度는

$$\omega_1 = \frac{2\pi}{T} = \frac{\pi\alpha\omega}{\pi\alpha + 2\delta}$$

즉

$$\frac{w_1}{w} = \frac{\pi \alpha}{\pi \alpha + 2 \delta}$$

여기서 w_1/w 은 周波數 比 F/f 와 같다.

따라서

$$F/f = \frac{1}{1 + (2 \delta / \pi \alpha)} = \left(1 + \frac{2 \delta}{\pi \alpha}\right)^{-1}$$

앞 式을 展開하면

$$\begin{aligned} f_1/f &= 1 - \frac{2}{\pi} \frac{\delta}{\alpha} \left[1 + \left(1 - \frac{2}{\pi}\right) \frac{\delta}{\alpha} + \left(1 - \frac{2}{\pi}\right)^2 \left(\frac{\delta}{\alpha}\right)^2 + \dots \right] \\ &= 1 - 0.6366 \left(\frac{\delta}{\alpha}\right) + 0.2313 \left(\frac{\delta}{\alpha}\right)^2 + \dots \end{aligned}$$

여기서 f_1 은 Backlash 를 가진 齒車의 周波數

f 는 Backlash 가 없는 齒車의 周波數

또한 平均 Torque 가 變動 Torque 에 비해 높은 境遇 平均 Torque 에 의한 影響이 考慮되어 다음의 式이 된다.

$$f_1/f = \frac{(1 + \delta/\alpha) + (\beta/d) (\delta/\alpha)}{(1 + \delta/\alpha)}$$

여기서 β 는 平均 Torque 에 의한 비틀림角이다. 이 式으로 부터 Ker Wilson 은 齒車에 의해 傳達되는 平均 Torque 가 없을 때 Backlash 의 影響이 가장 크며 f_1/f 의 比는 傳達 Torque 가 變動 Torque 의 最大 振幅의 半일 때 最小이 되고 變動 Torque 의

最大 振幅보다 平均 Torque 가 같거나 클 때 齒車分離는 없다는 것을 證明하였다.

2. 實驗結果

가. 正常狀態에서의 振動 信號

異常狀態를 만들지 않은 狀態에서 軸의 回轉數를 變化시키며 振動變化와 主振動 要因에 對하여 觀察하였다. 實驗結果는 그림 2.1 ~ 4 와 같다. 이 結果에서 베어링 하우징에서 얻은 總 振動加速度는 $0.082 \sim 3.39 \text{ (ms}^{-2}\text{)}$ 範圍에 있다. 또한 이 結果로 보며 620 RPM 을 넘어서면서 齒車에 의한 振動이 支配的이 된다.

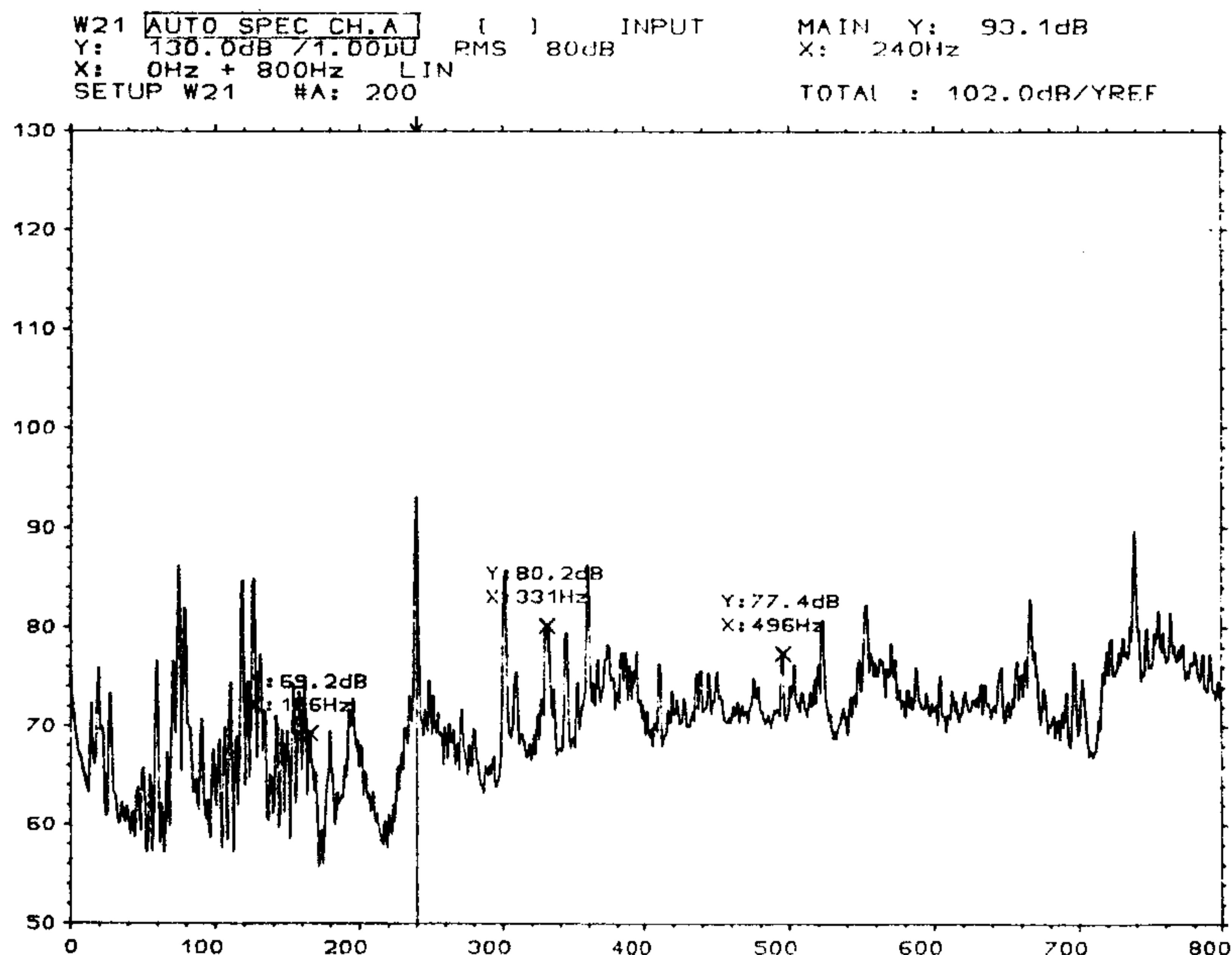


그림 2.1 正常狀態에서의 振動加速度, 190 RPM

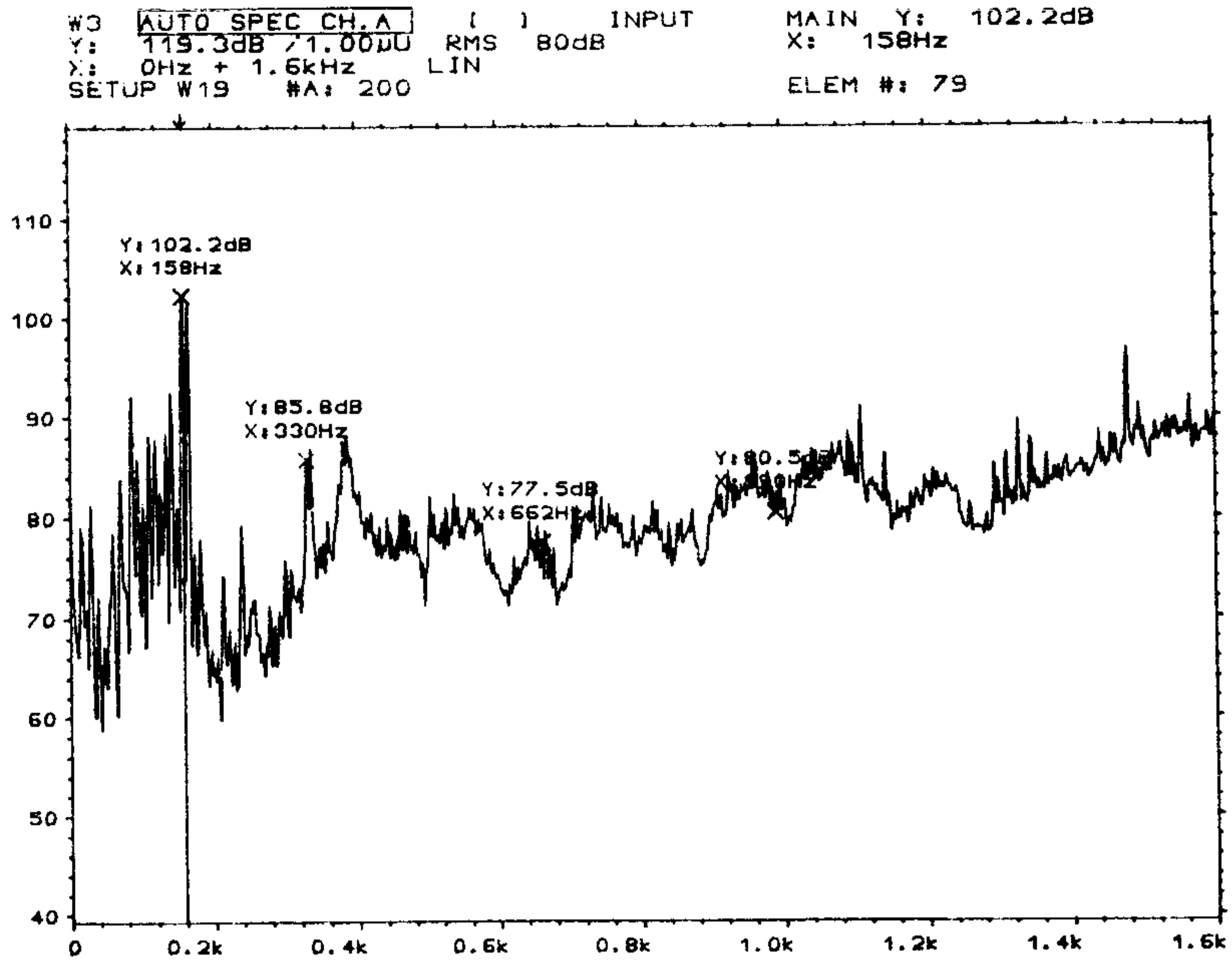


그림 2.2 正常狀態에서의 振動加速度, 370 RPM

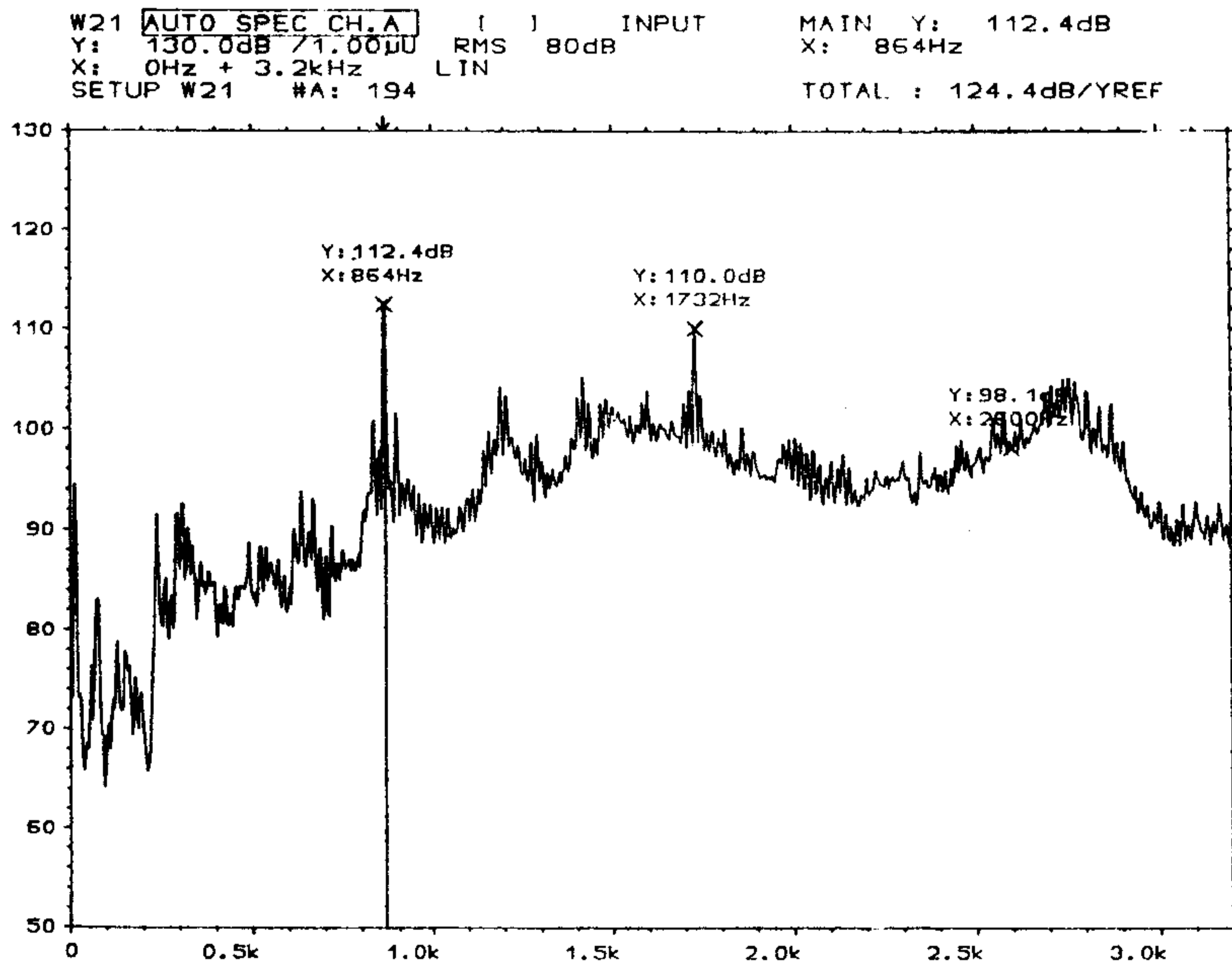


그림 2.3 正常狀態에서의 振動加速度, 900 RPM

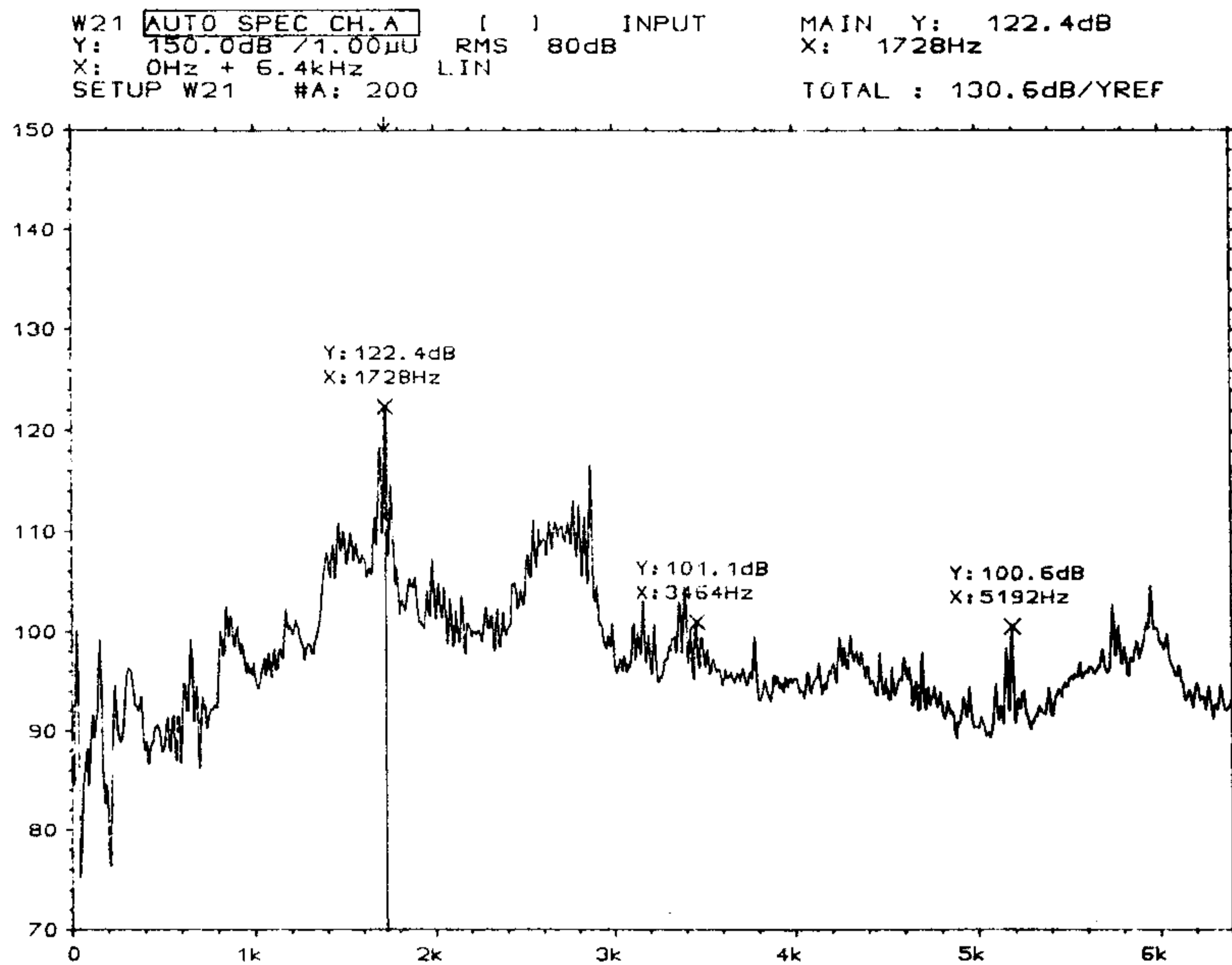
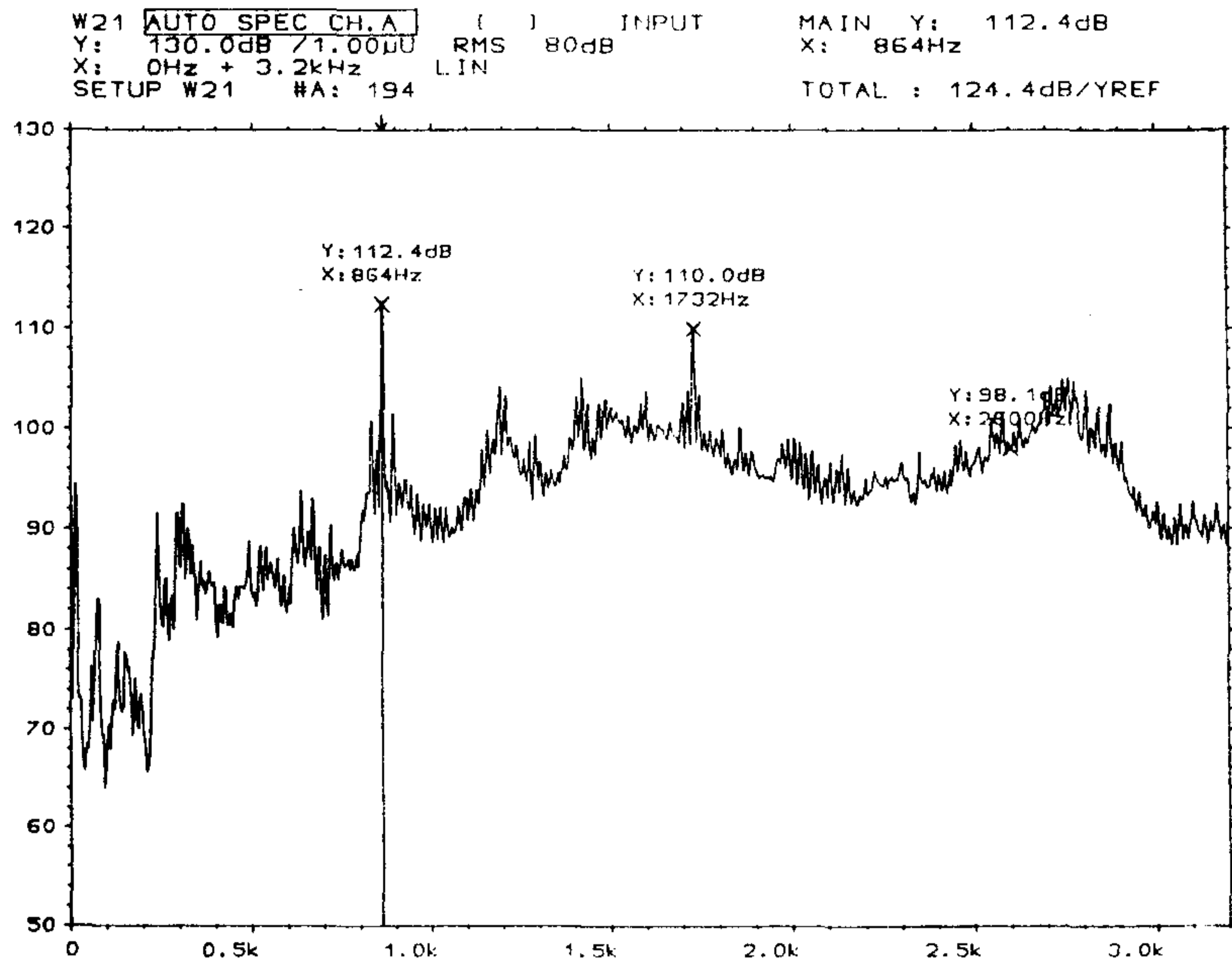


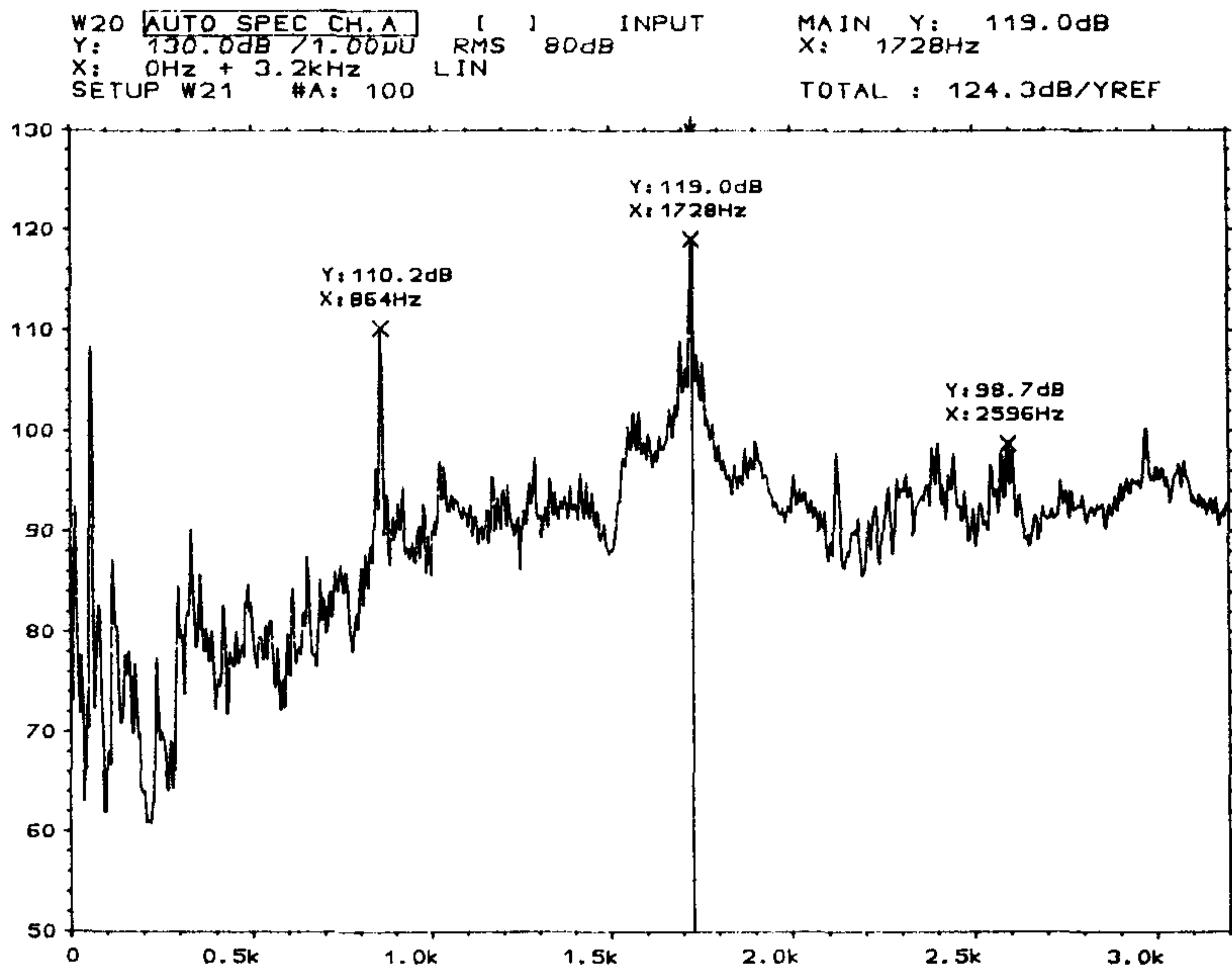
그림 2.4 正常狀態에서의 振動加速度, 1,800 RPM

나. Uniform wear 狀態의 振動信號 比較

齒車에 Crowning 을 하지 않은 條件에서 모든齒의 接觸에 의해 Uniform wear가 發生한다. 이 境遇에 振動과 騒音を 測定하여 周波數 分析을 한 結果가 그림 2.5 ~ 8 이다. 이 結果에서 共通的인 事項은 Tooth meshing frequency의 高次 Harmonics 들이 增加한다는 것이다.

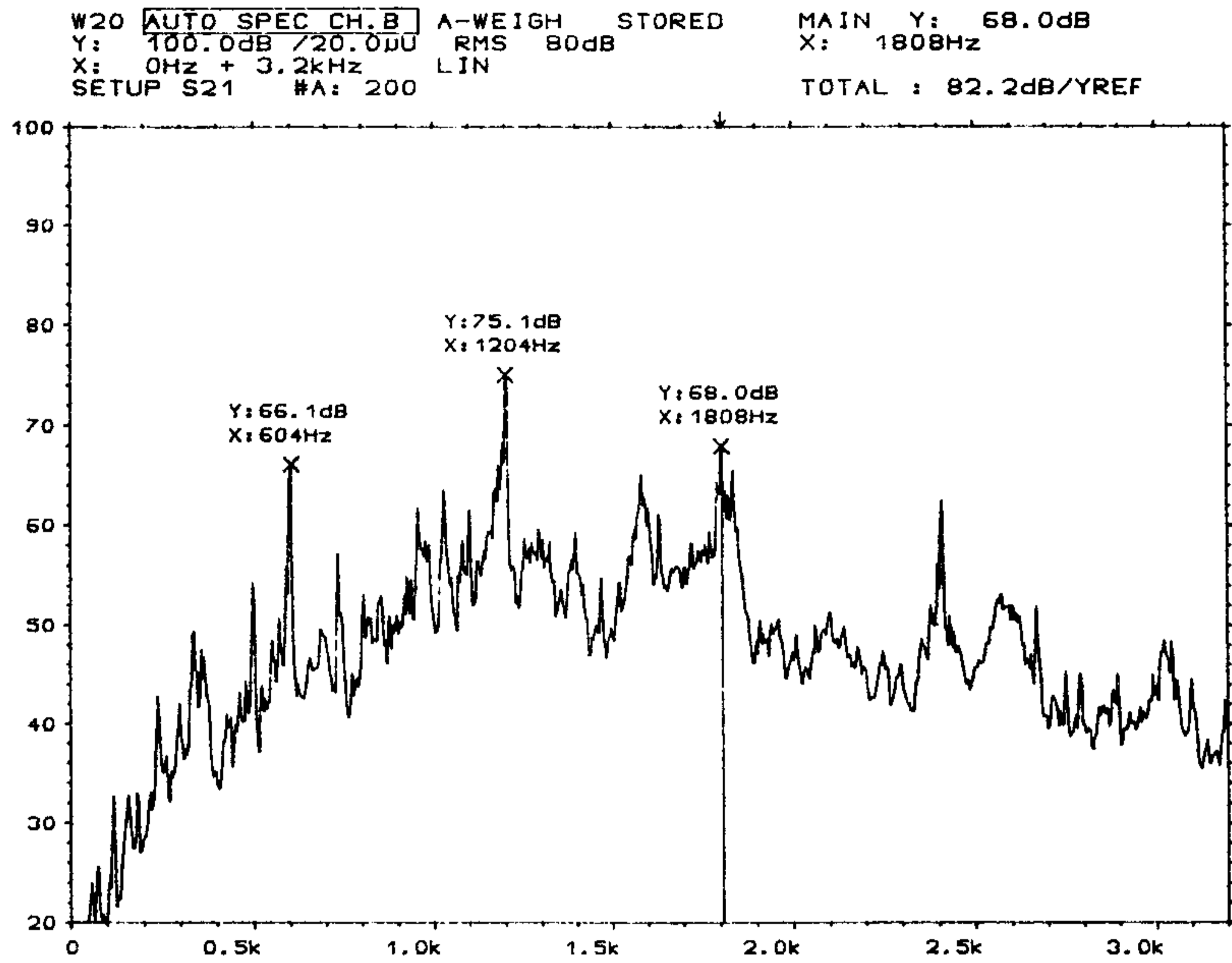


(a) 正 常

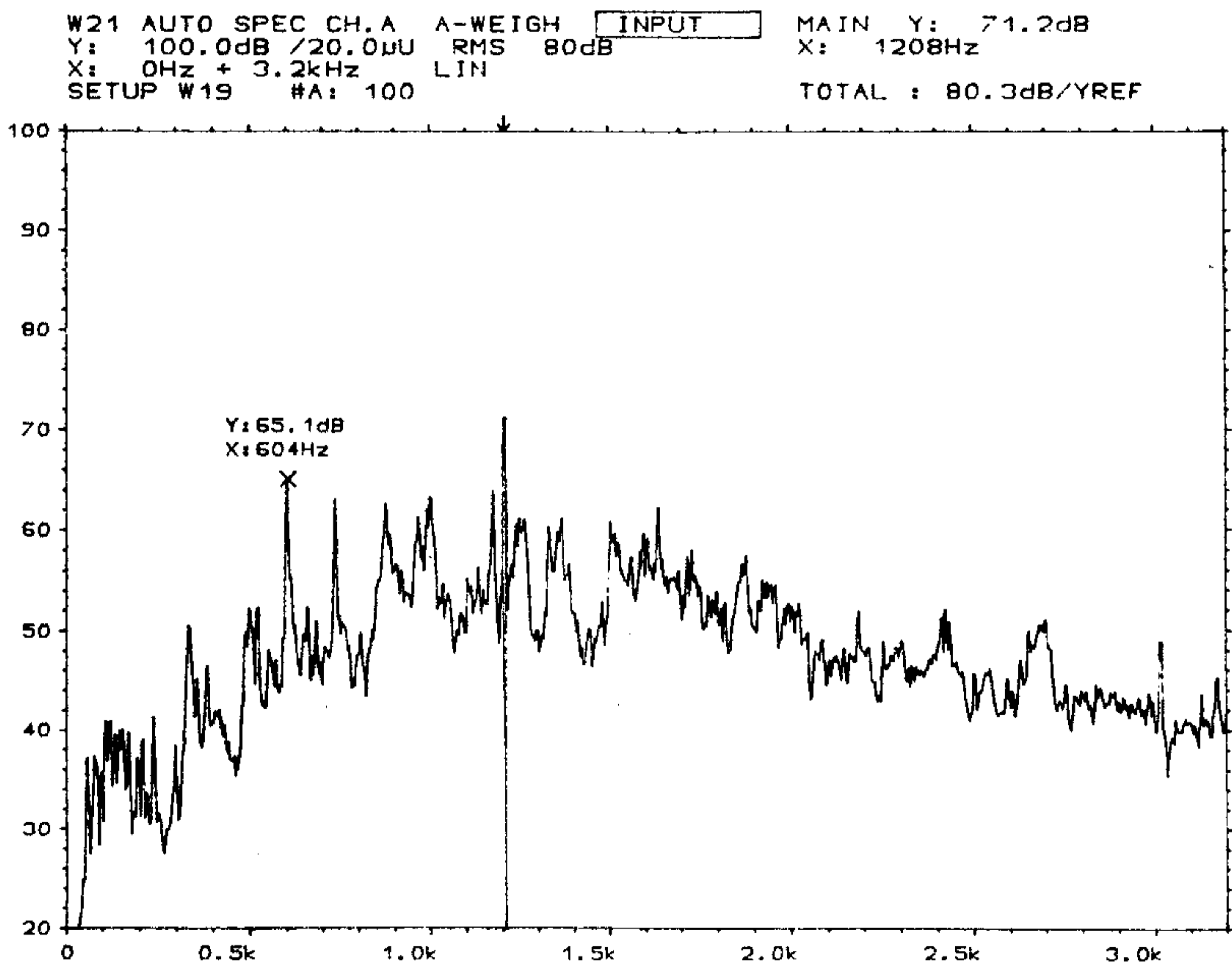


(b) Uniform wear

그림 2.5 Vibration Frequency Spectrum, 900 RPM



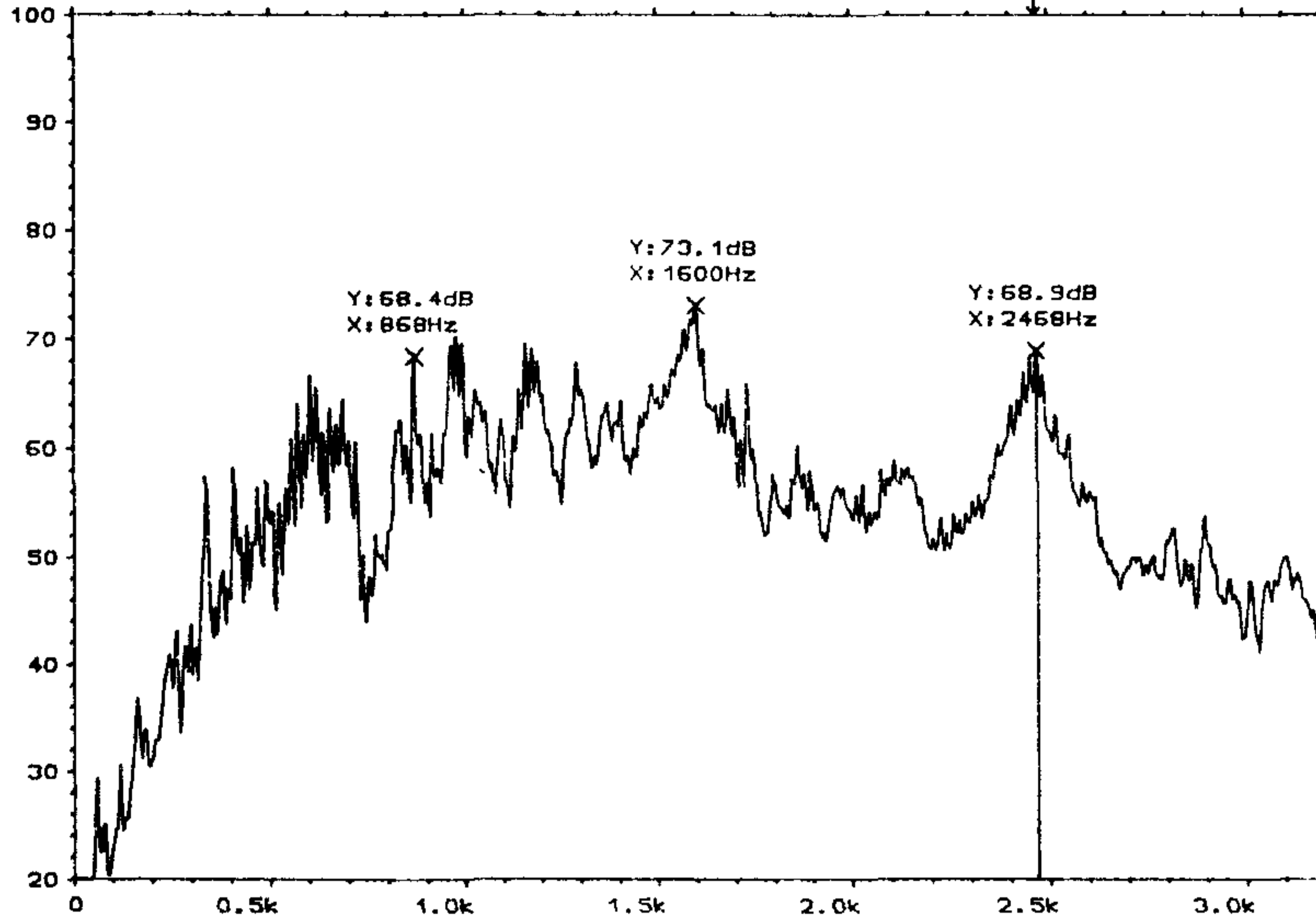
(a) 正 常



(b) Uniform wear

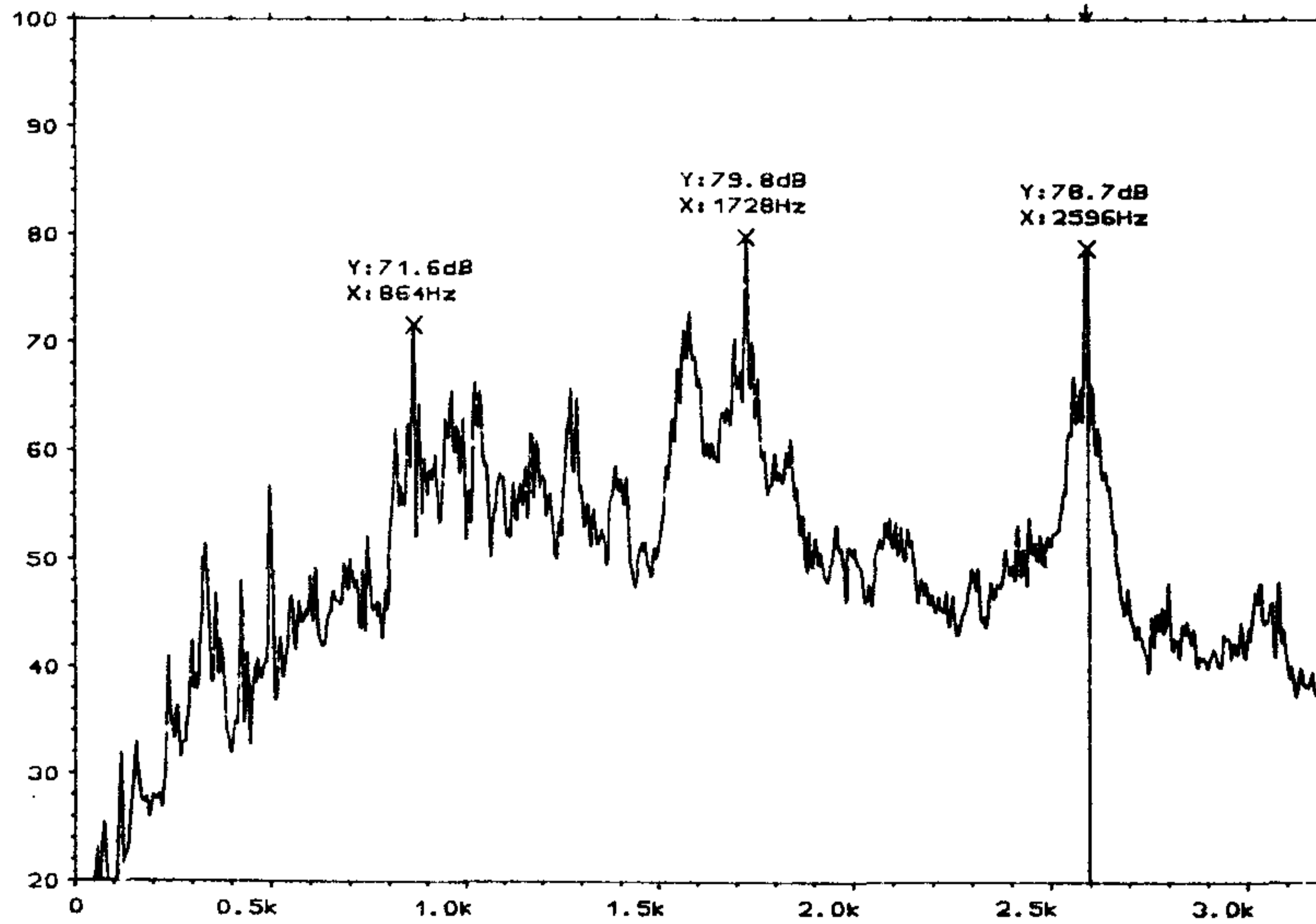
그림 2.6 Noise Frequency Spectrum, 620 RPM

W1 AUTO SPEC CH.B A-WEIGH INPUT MAIN Y: 68.9dB
 Y: 100.0dB/20.0DU RMS 80dB X: 2468Hz
 X: 0Hz + 3.2kHz LIN TOTAL : 87.7dB/YREF
 SETUP W21 #A: 200



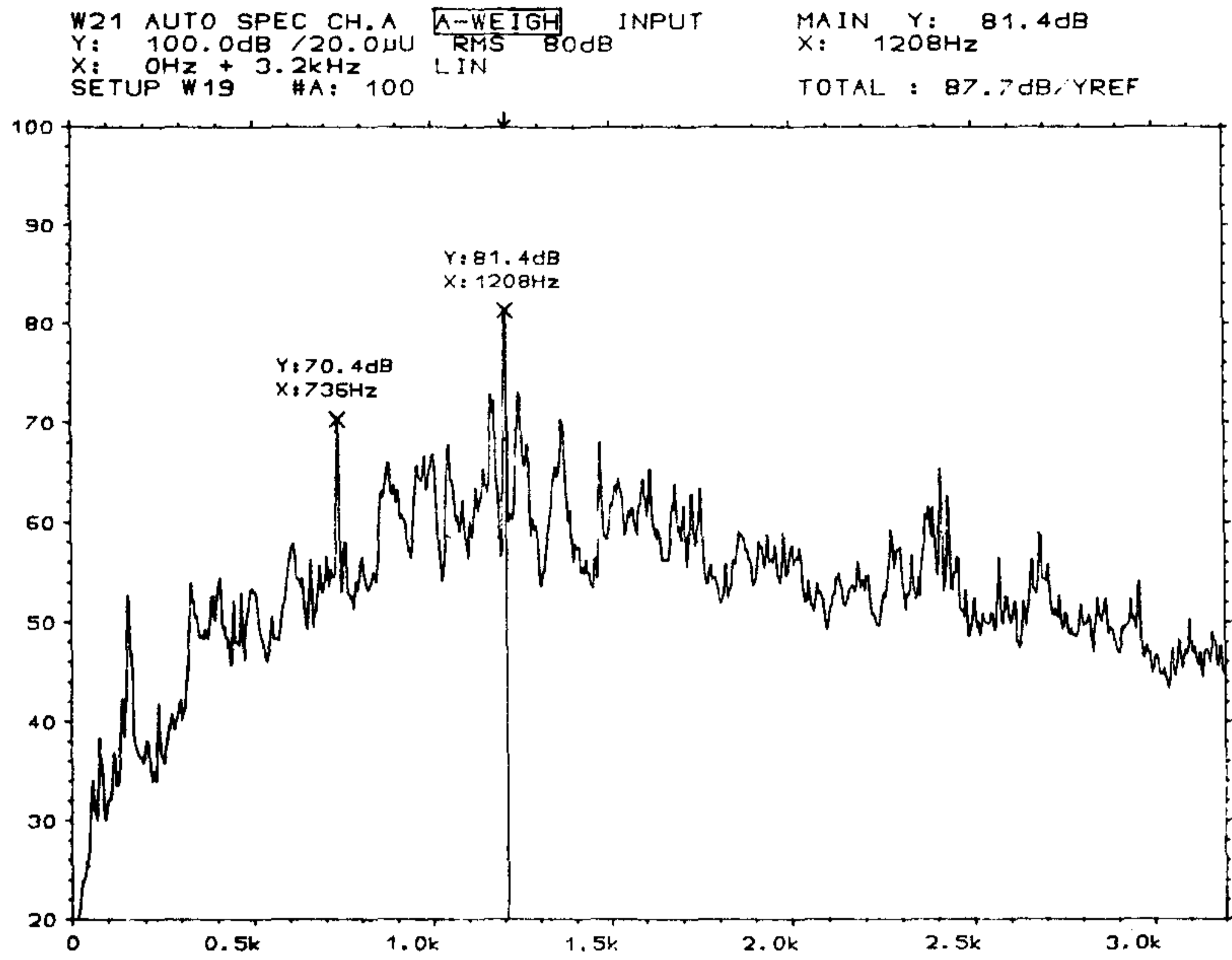
(a) 正 常

W20 AUTO SPEC CH.B A-WEIGH STORED MAIN Y: 78.7dB
 Y: 100.0dB/20.0DU RMS 80dB X: 2596Hz
 X: 0Hz + 3.2kHz LIN TOTAL : 87.3dB/YREF
 SETUP S21 #A: 200

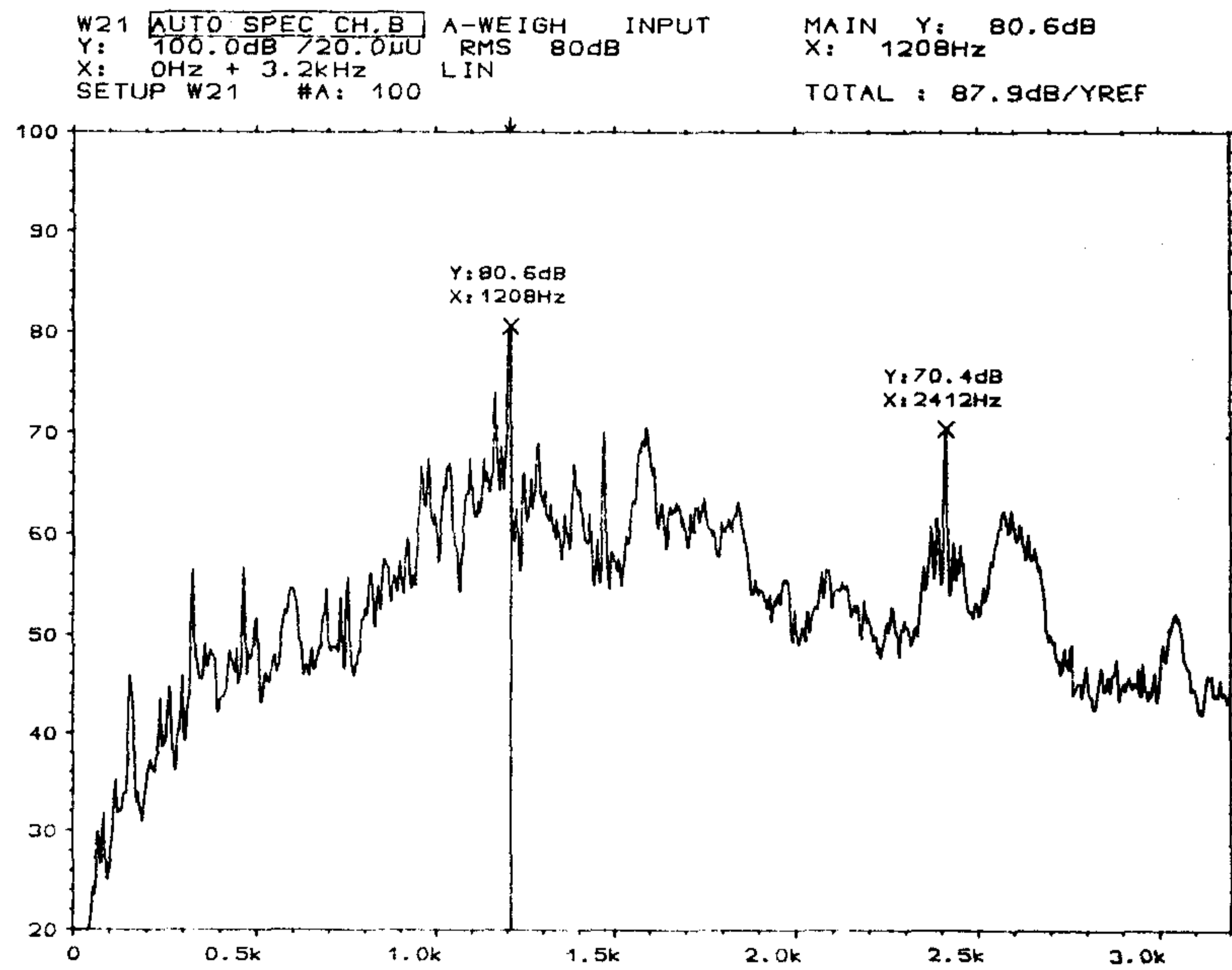


(b) Uniform wear

그림 2.7 Noise Frequency Spectrum, 900 RPM



(a) 正 常



(b) Uniform wear

그림 2.8 Noise Frequency Spectrum, 1,260 RPM

다. 局部的 缺陷이 있는 境遇

部分的으로 缺陷이 있을 境遇에 對한 分析方法은 많이 있으나 그 中에서 事項別로 適切한 方法을 選擇하여 適用한다. 그림 2.9 는 Time channel에서 얻은 信號로 週期的 衝擊力으로 부터 局部的 異常狀態가 있음을 알 수 있다. 또한 週期는 異常이 있는 軸의 回轉周波數와 一致한다. 그림 2.10, 11은 Wear의 增加에 의해 Sidebands 群의 強度 등을 보기 위한 Zoom Spectrum과 Cepstrum 이다. 여기에서 보듯이 缺陷이 있는 回轉軸과 一致하는 Sidebands 群은 Zoom Spectrum에서는 明確하지 않지만 Cepstrum에서는 볼 수 있다. 다만 Zoom Spectrum에서는 缺陷에 의한 速度變動을 볼 수 있다. 그림 2.12는 900 RPM에서 Tooth meshing frequency인 864 Hz를 中心周波數로 하고 3% Band Pass filtering을 한 振動信號이다.

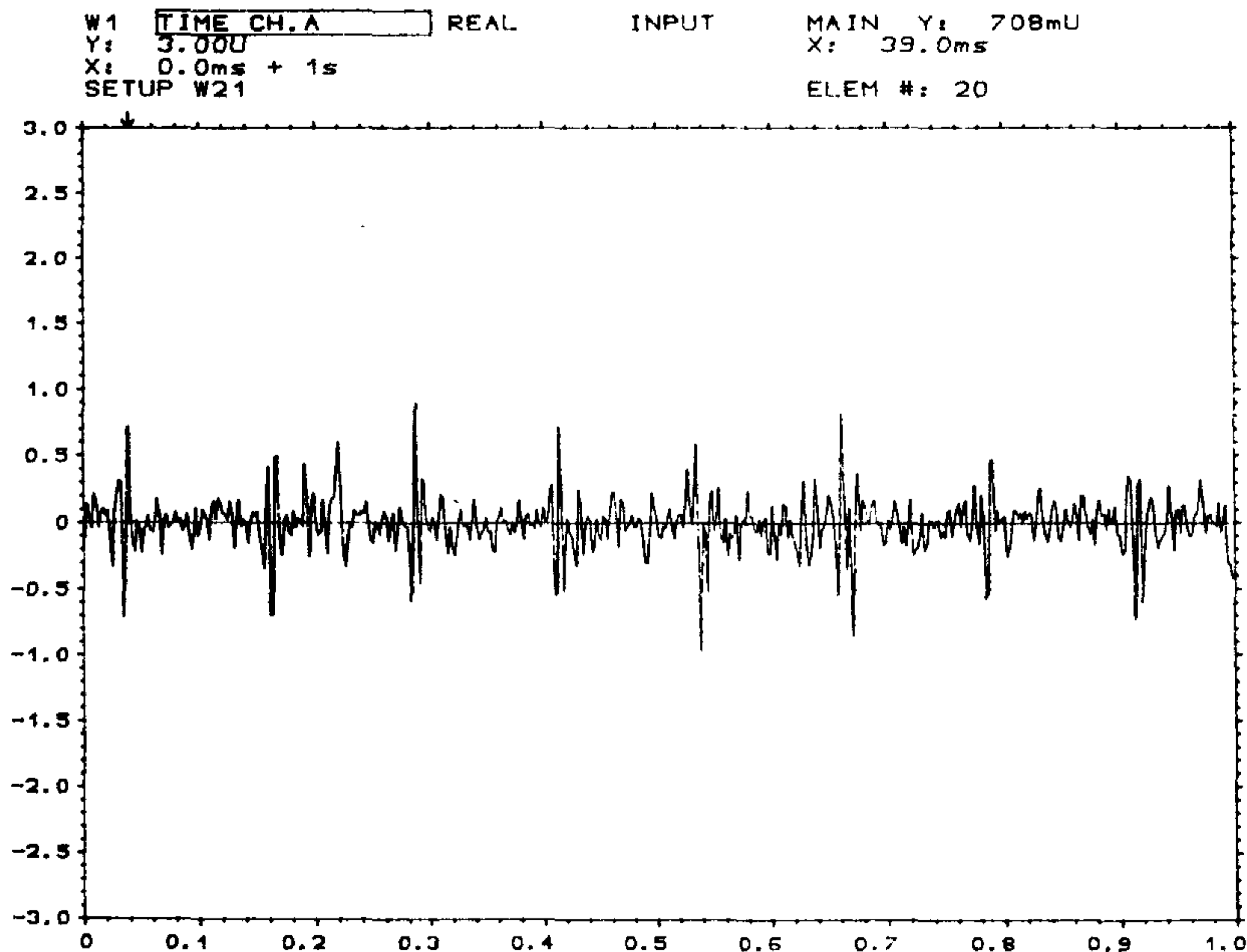
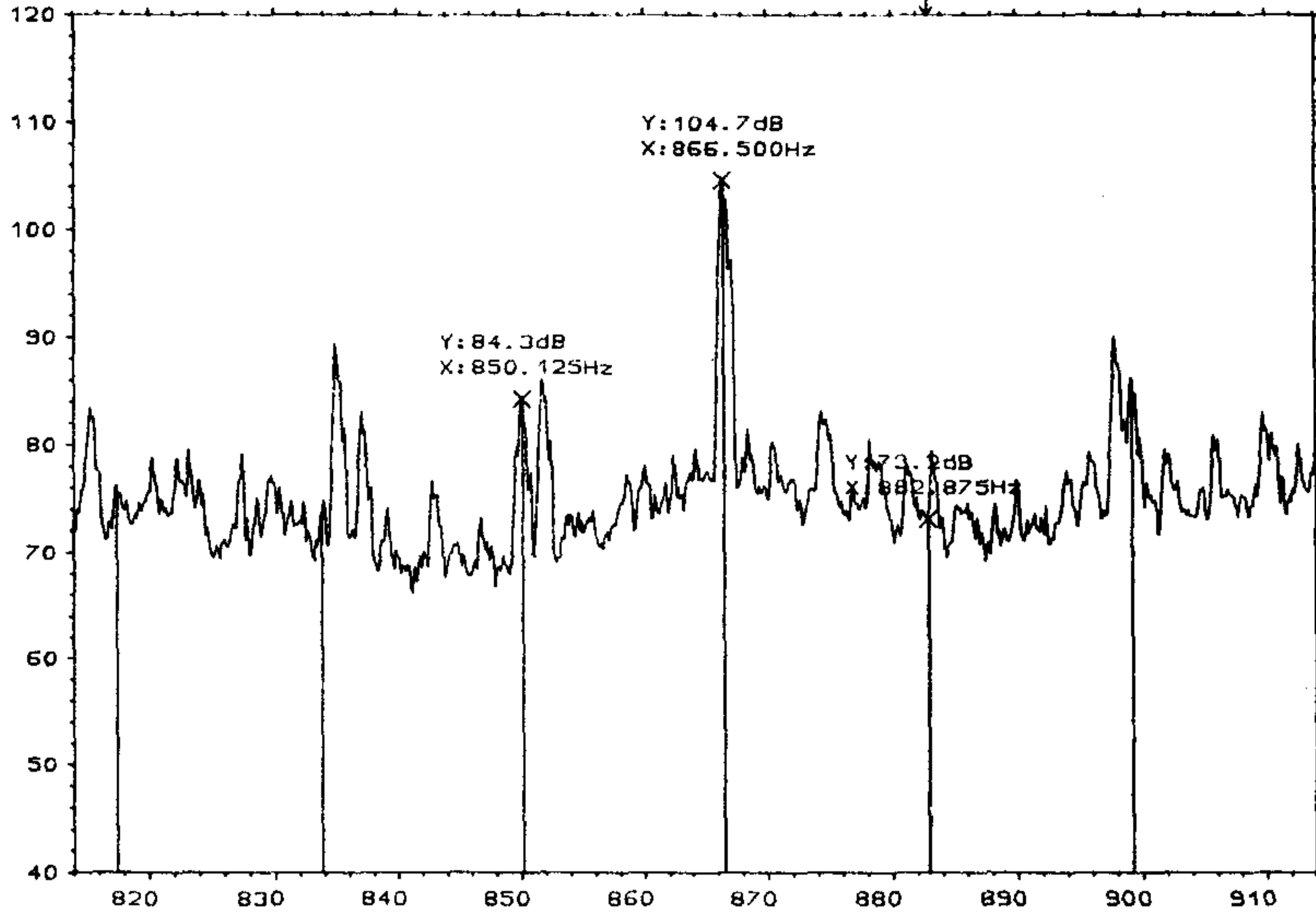


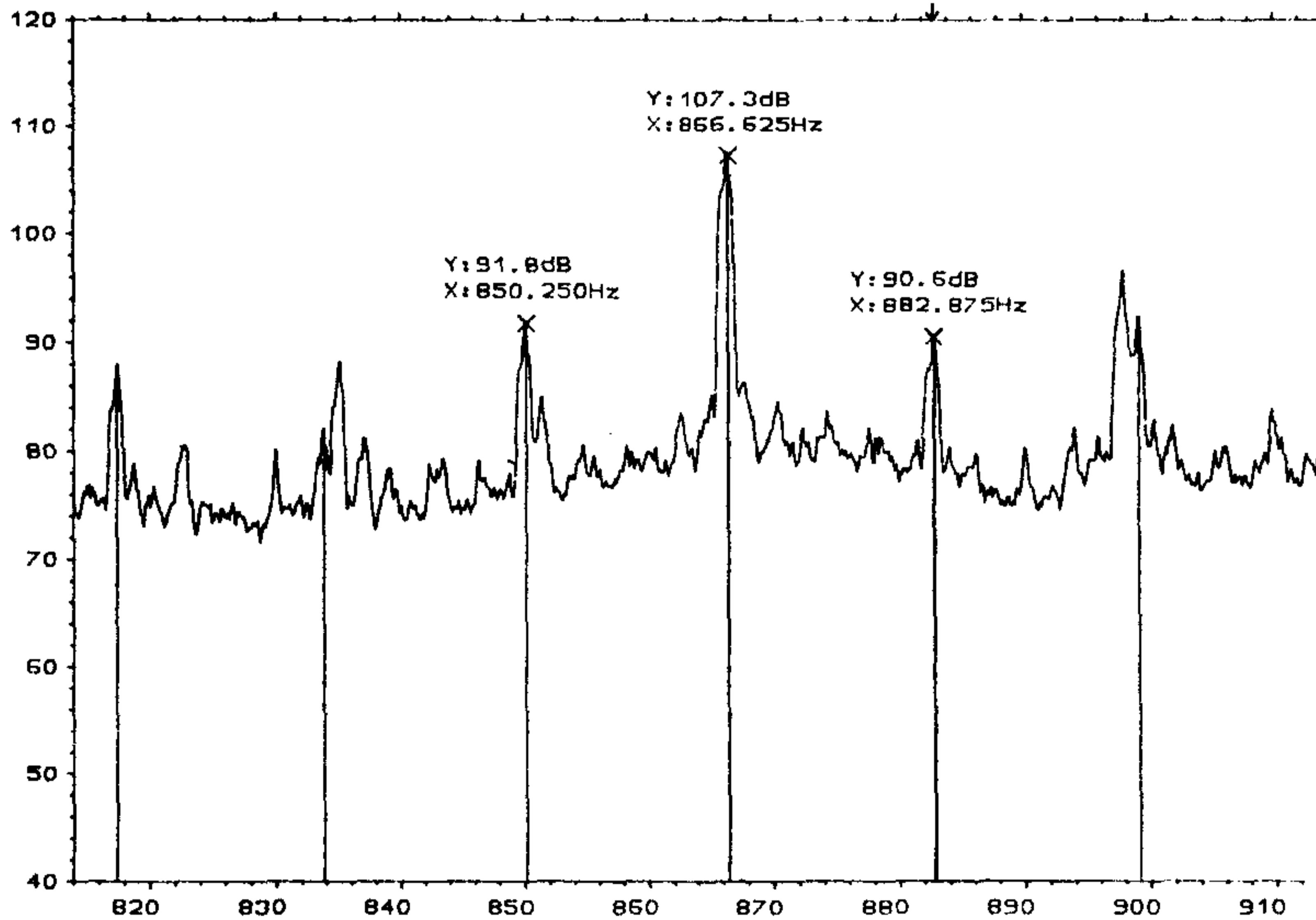
그림 2.9 局部的 缺陷이 있을 境遇 Filtered time signal, 440 RPM

W1 AUTO SPEC CH.A (1) STORED SIDB Y: 73.2dB
 Y: 120.0dB / 1.00uU RMS 80dB X: 882.875Hz
 X: 814.000Hz + 100Hz LIN ΔX: 16.371093Hz
 SETUP S1 #A: 200 ELEM #: 551

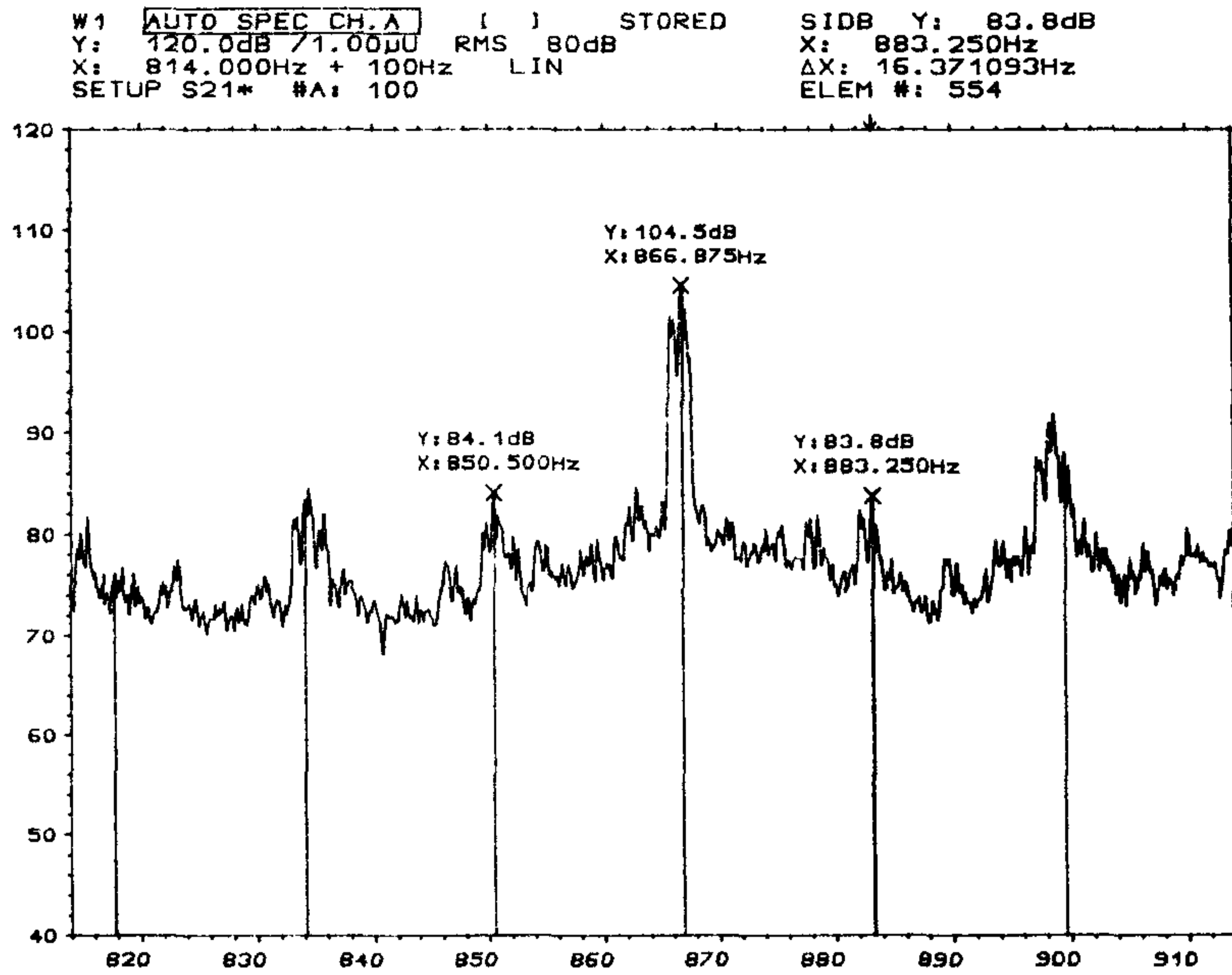


(a)

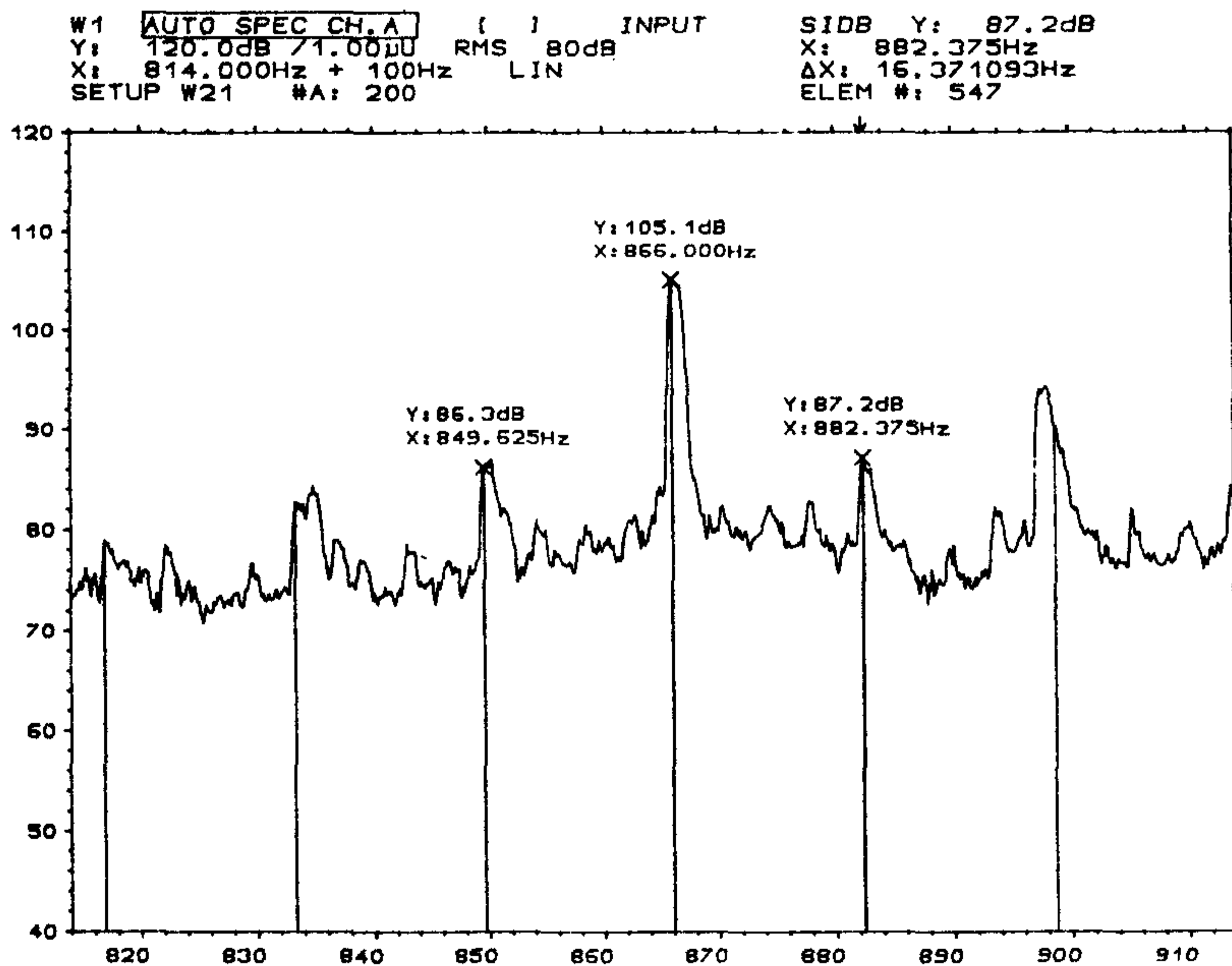
W1 AUTO SPEC CH.A (1) INPUT SIDB Y: 90.6dB
 Y: 120.0dB / 1.00uU RMS 80dB X: 882.875Hz
 X: 814.000Hz + 100Hz LIN ΔX: 16.371093Hz
 SETUP W21 #A: 200 TOTAL: 114.5dB/YREF



(b)



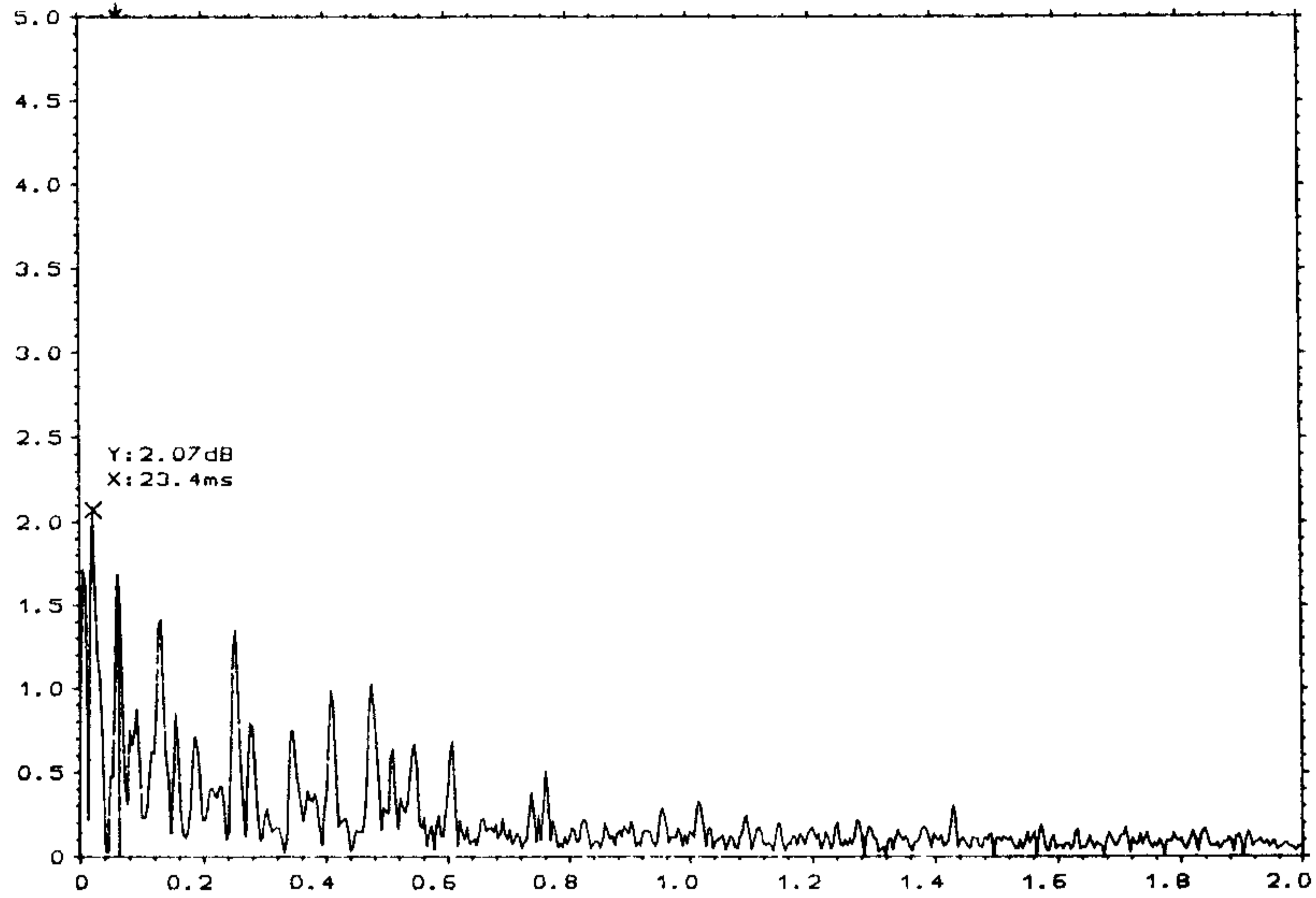
(c)



(d)

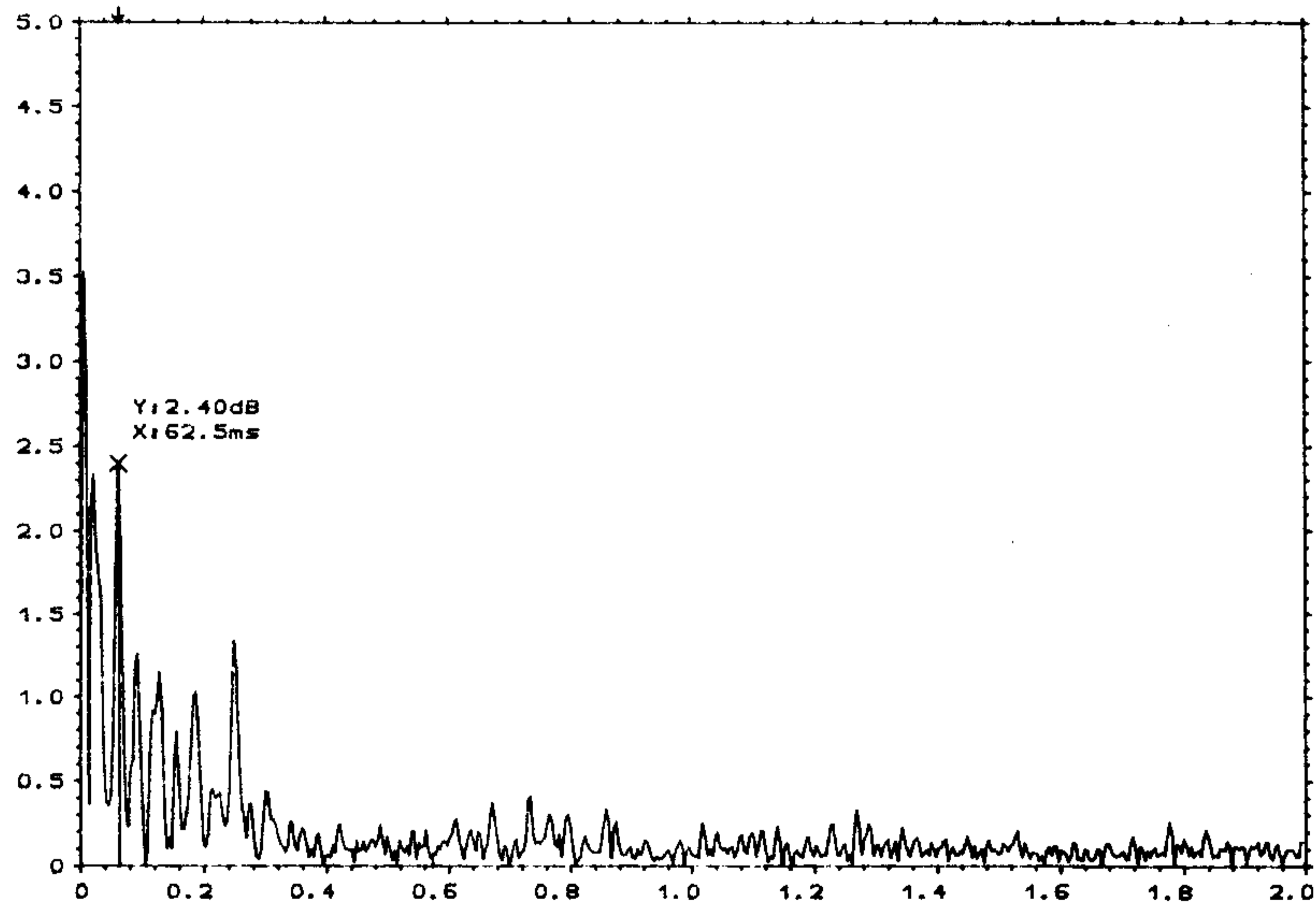
그림 2.10 Wear 增加에 따른 Zoom spectrum, 900 RPM
 (a) 正常 (b) ~ (d) wear의 漸進的 增加

W1 CEPSTRUM CH.A MAG STORED MAIN Y: 1.68dB
 Y: 5.00dB X: 62.5ms
 X: 0.0ms + 2s SHORTPASS
 SETUP S1 #A: 200 W: 96 ELEM #: 16



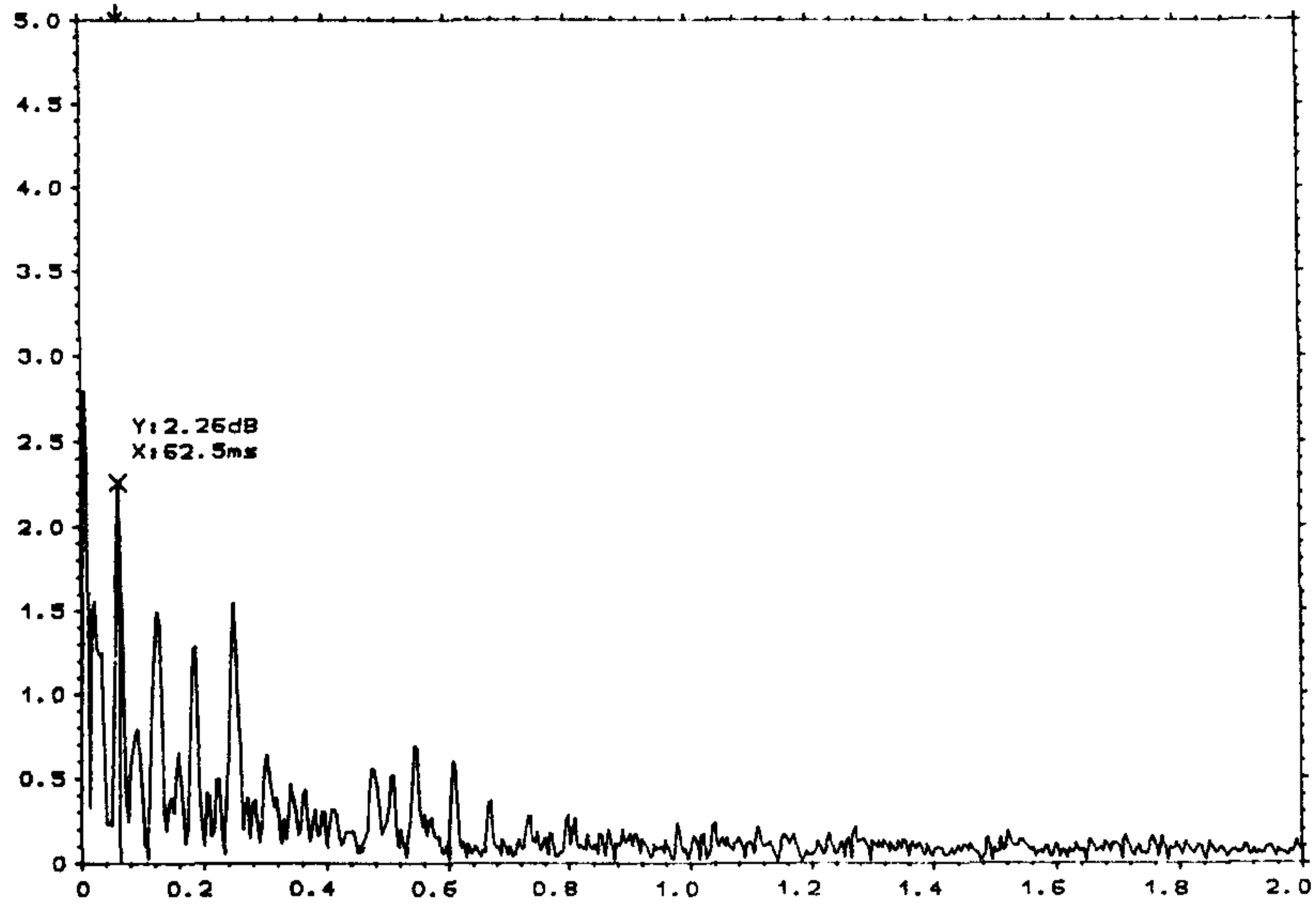
(a)

W1 CEPSTRUM CH.A MAG STORED REF Y: 2.40dB
 Y: 5.00dB X: 62.5ms
 X: 0.0ms + 2s LONGPASS ΔX: -511.7ms
 SETUP S21* #A: 100 W: 1024 ELEM #: 16



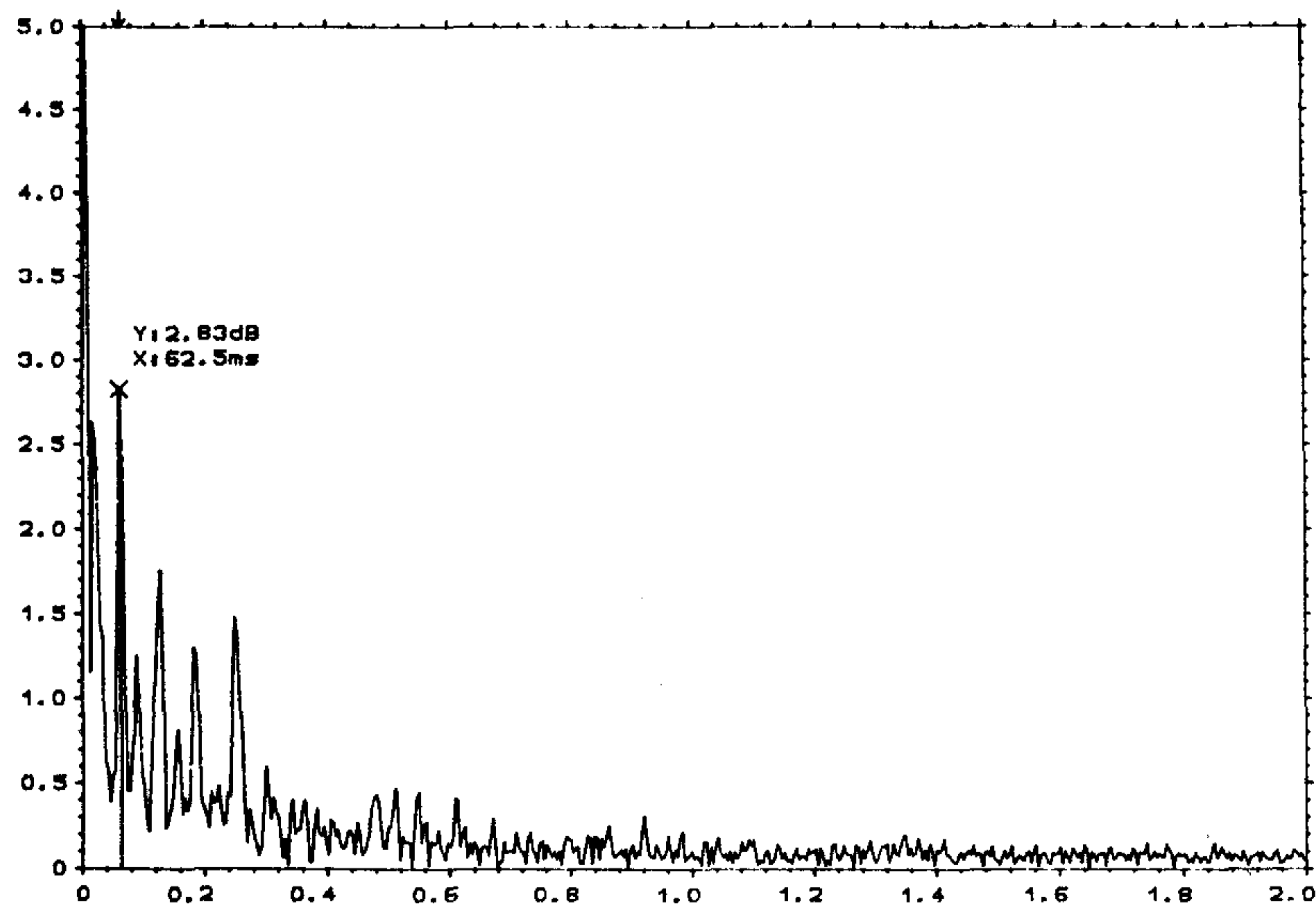
(b)

W1 CEPSTRUM CH.A MAG INPUT MAIN Y: 2.26dB
 Y: 5.00dB X: 62.5ms
 X: 0.0ms + 2s LONGPASS
 SETUP W21 #A: 200 W: 1024 ELEM #: 16



(c)

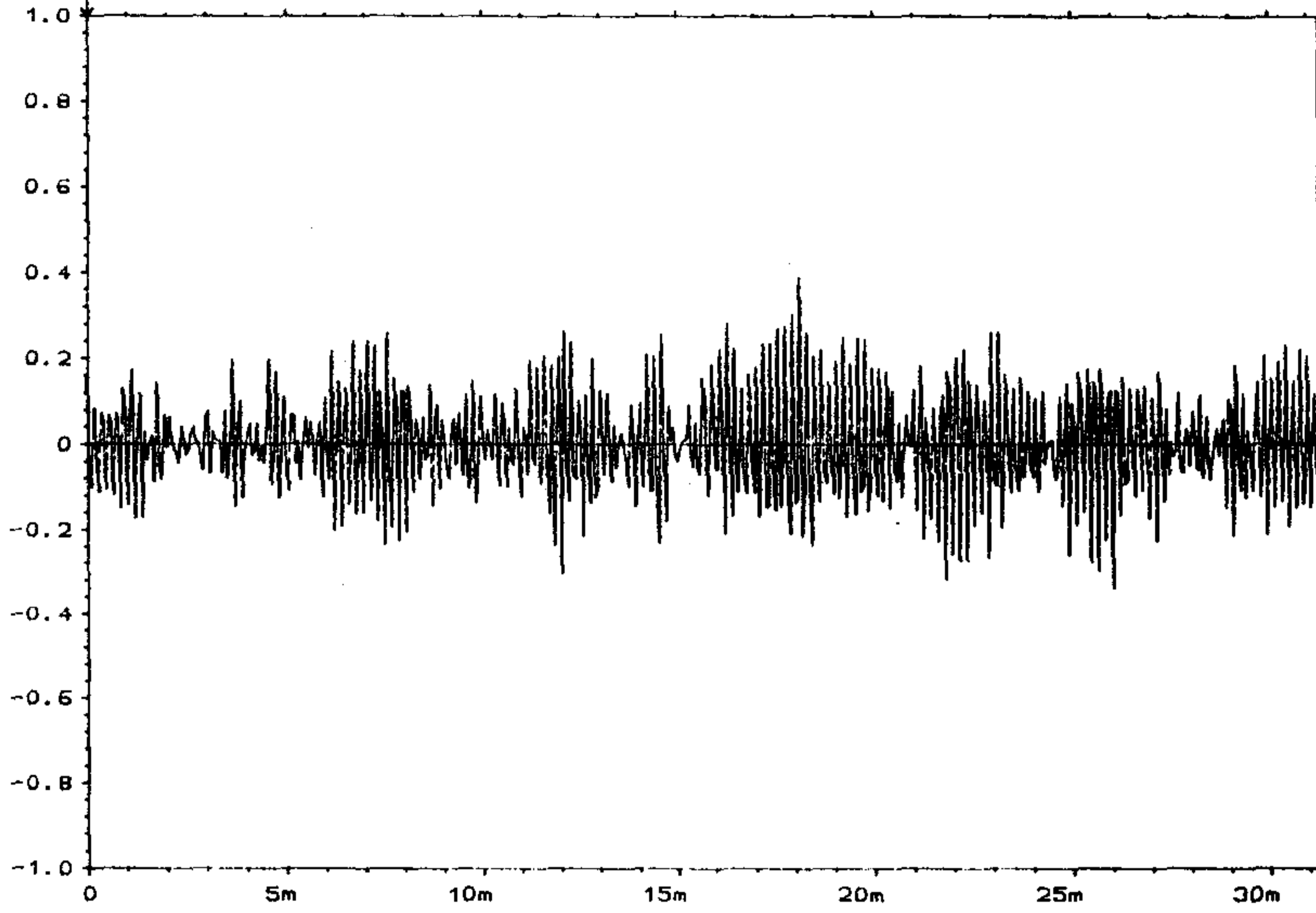
W1 CEPSTRUM CH.A MAG INPUT MAIN Y: 2.83dB
 Y: 5.00dB X: 62.5ms
 X: 0.0ms + 2s LONGPASS
 SETUP W21 #A: 200 W: 1024 ELEM #: 16



(d)

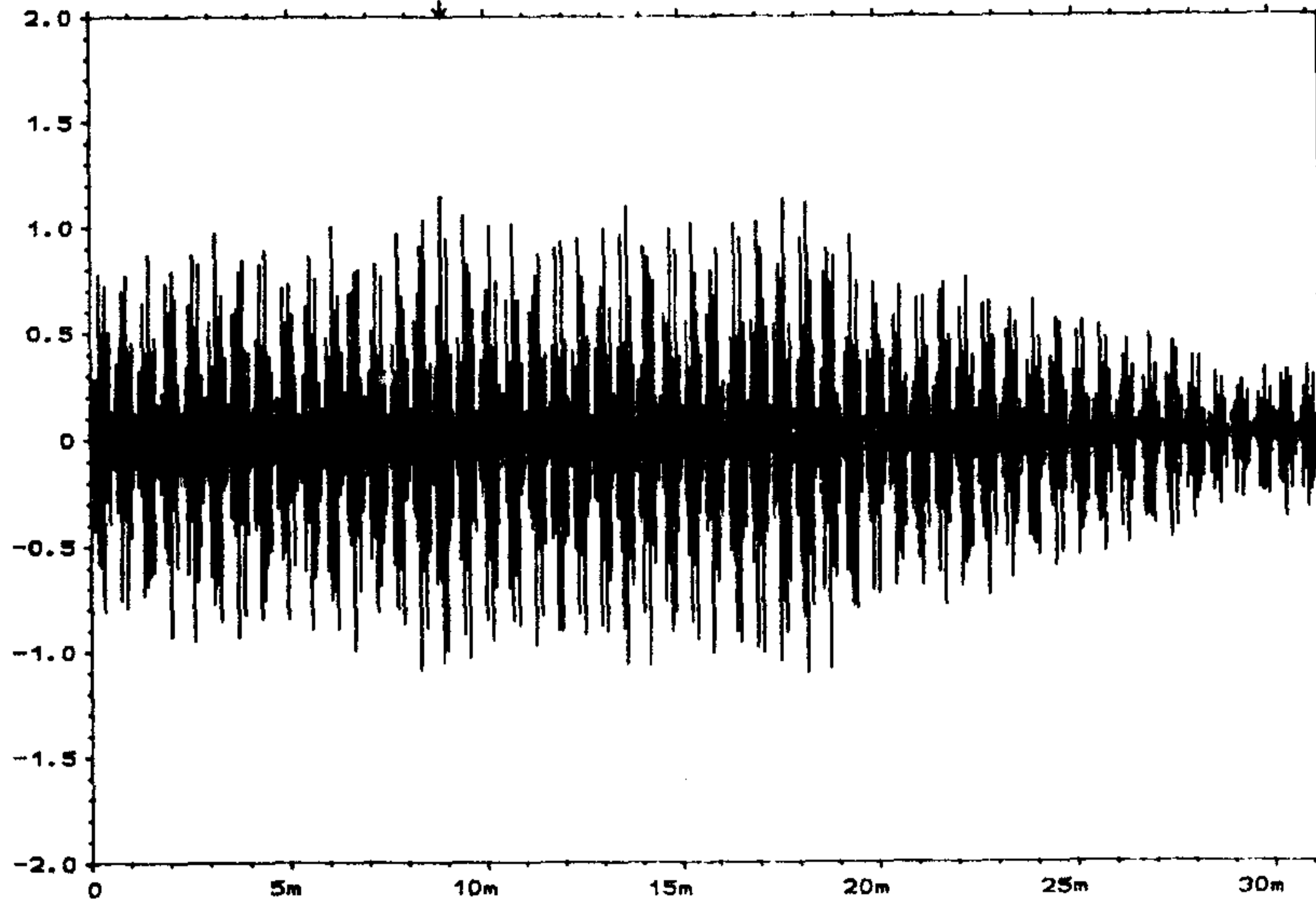
그림 2.11 Wear 增加에 따른 Cepstrum의 變化, 900 RPM
 (a) 正常 (b) Wear의 漸進的 增加

W1 TIME CH.A REAL INPUT MAIN Y: 156mU
Y: 1.00U X: 0.000ms
X: 0.000ms + 31.3ms X: 0.000ms
SETUP W1 ELEM #: 0

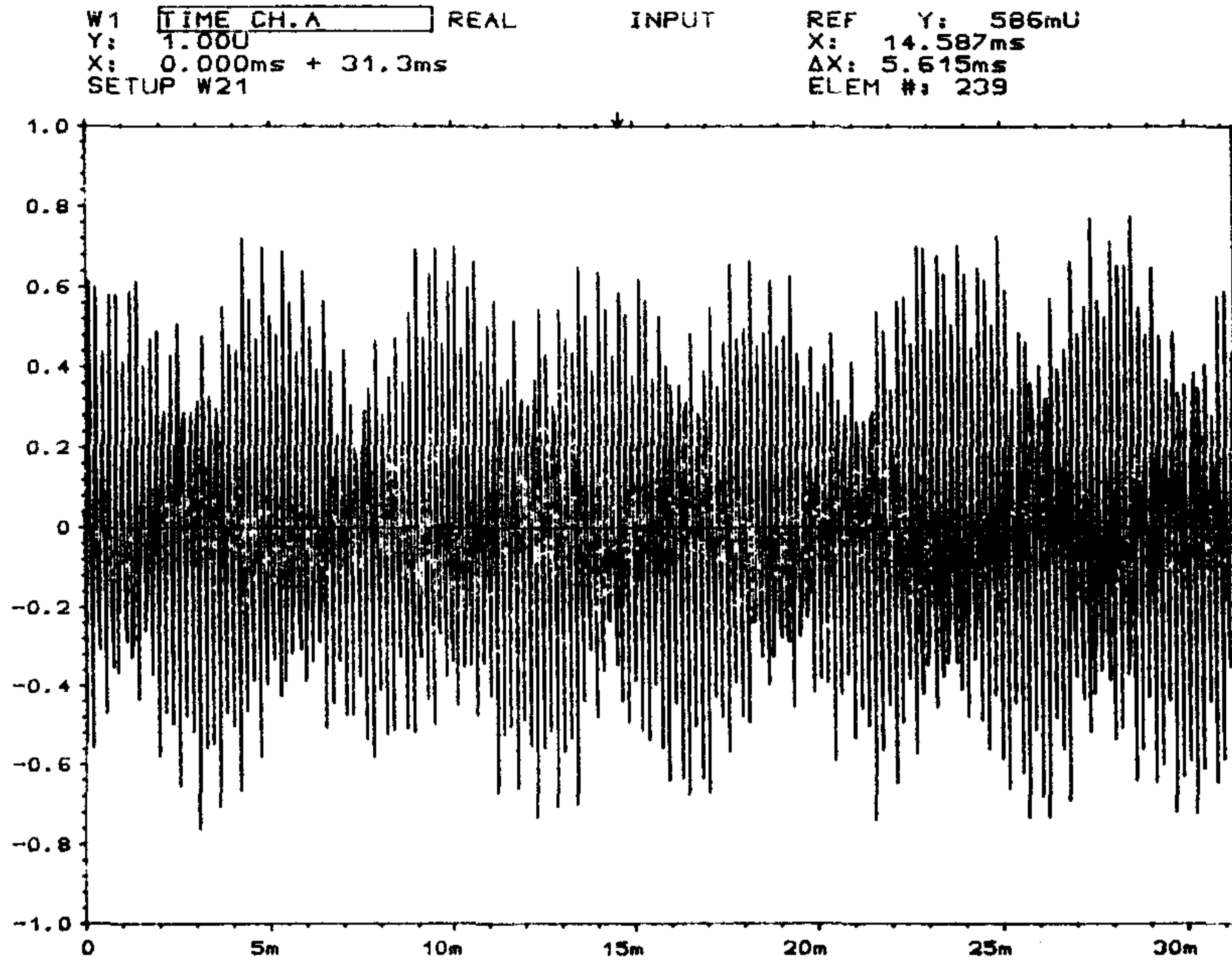


(a)

W1 TIME CH.A REAL INPUT REF Y: 1.14U
Y: 2.00U X: 8.880ms
X: 0.000ms + 31.3ms ΔX: 5.706ms
SETUP W21 ELEM #: 291



(b)

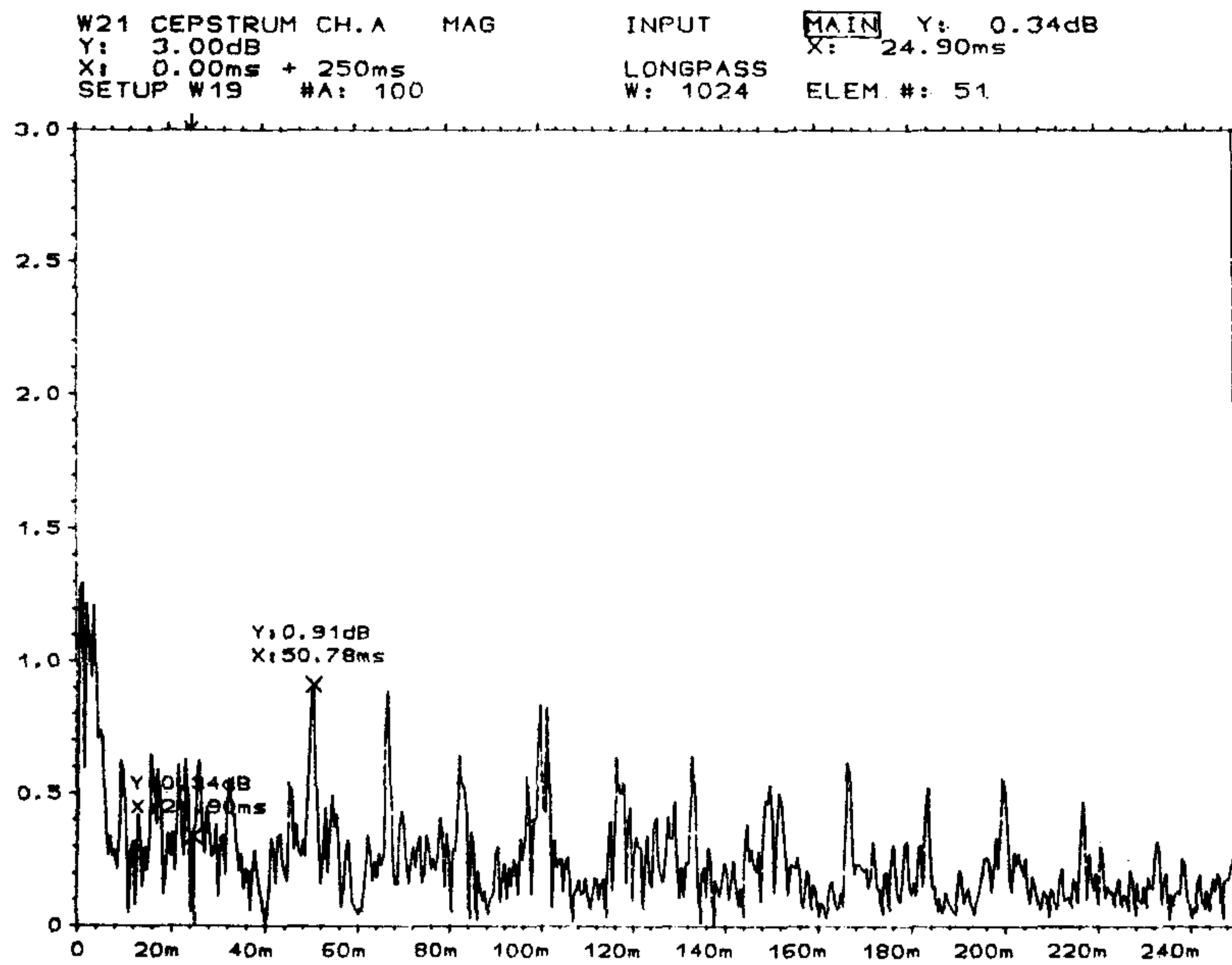


(c)

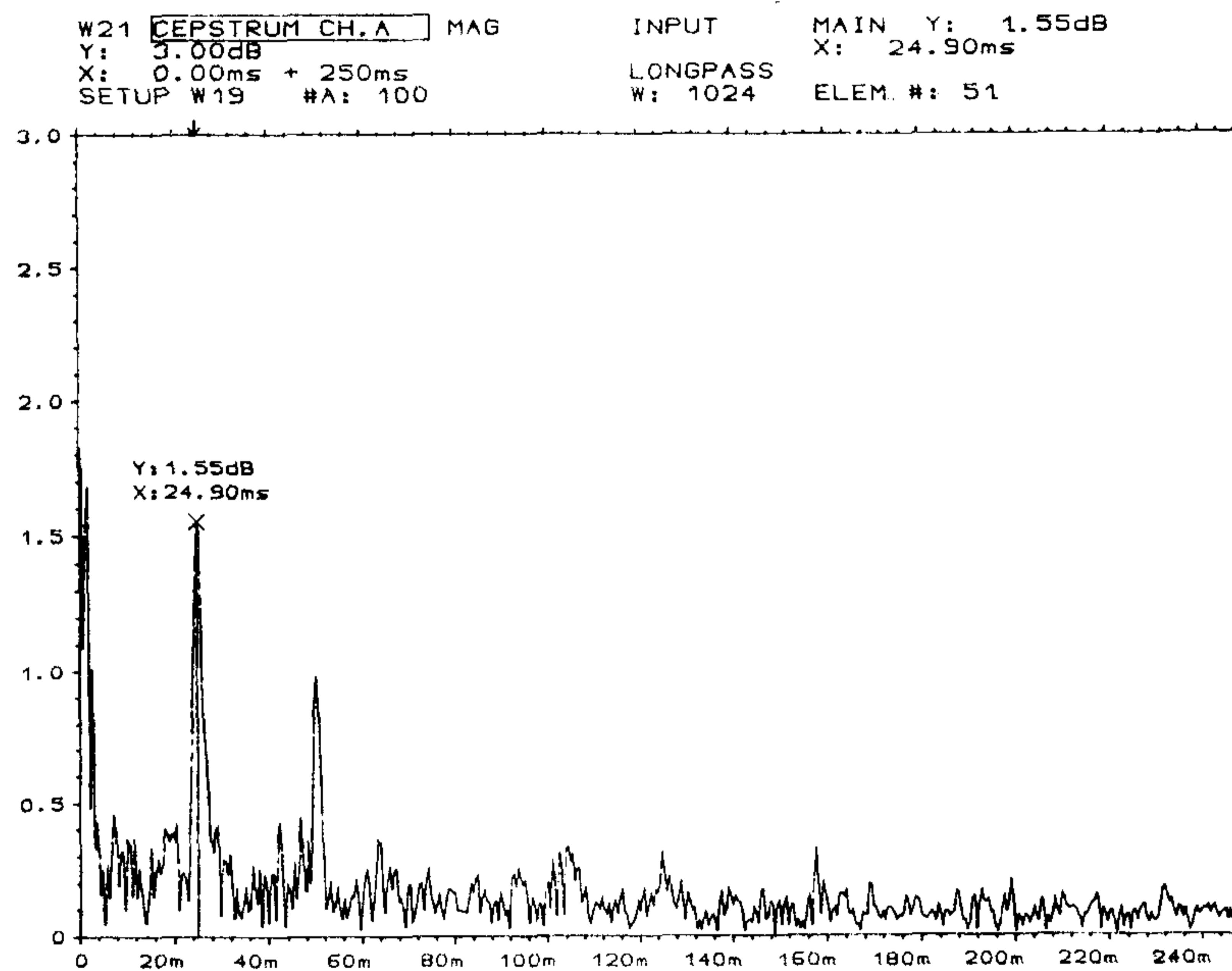
그림 2.12 Tooth meshing frequency 를 中心으로 3% Band pass filtering 한 time signal, 900 RPM
(a) 正常 (b) 磨耗 (c) 磨耗 增加

라. Tapered roller bearing 에 缺陷이 있을 境遇

Tapered roller bearing 外輪에 缺陷이 있을 境遇 缺陷에 의 한 振動週期를 알아내는 것은 重要하다. 이를 判別하기 위해 Frequency Spectrum 과 함께 Cepstrum 을 利用한다. 그러나 Cepstrum 分析을 위한 周波數 範圍의 先定이 잘못되면 옳지 못한 結論을 내리게 된다. 그림 2.13 은 이러한 結果를 나타내 주는 그림으로 (a)는 周波數 範圍를 0 ~ 800 Hz 로 했을 境遇이고 (b)는 1216 ~ 2016 Hz 로 했을 境遇로 이 周波數 範圍는 Bearing 係의 共振 領域을 잡은 것이다.



(a) c.F. 400 Hz

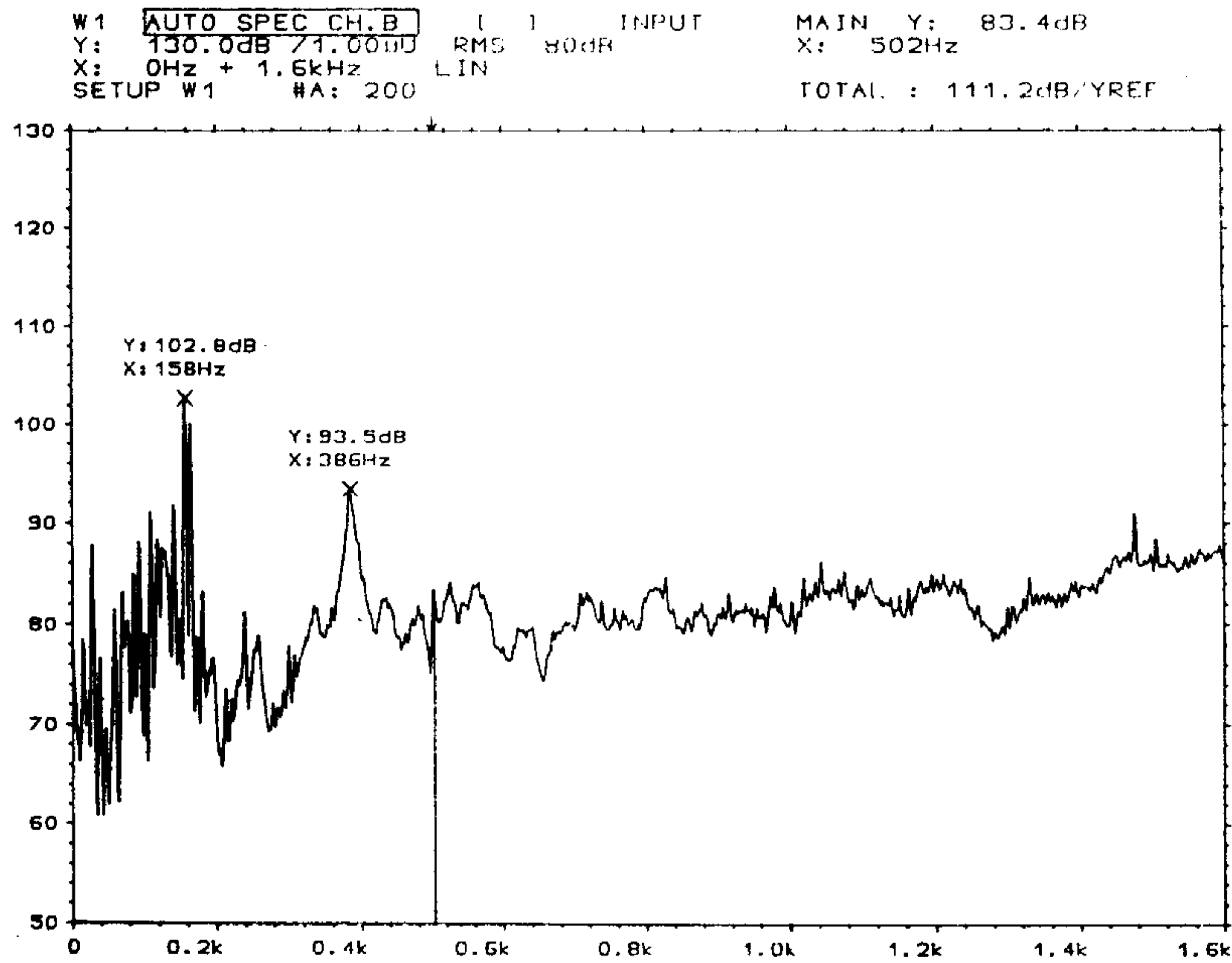


(b) C.F. 1616 Hz

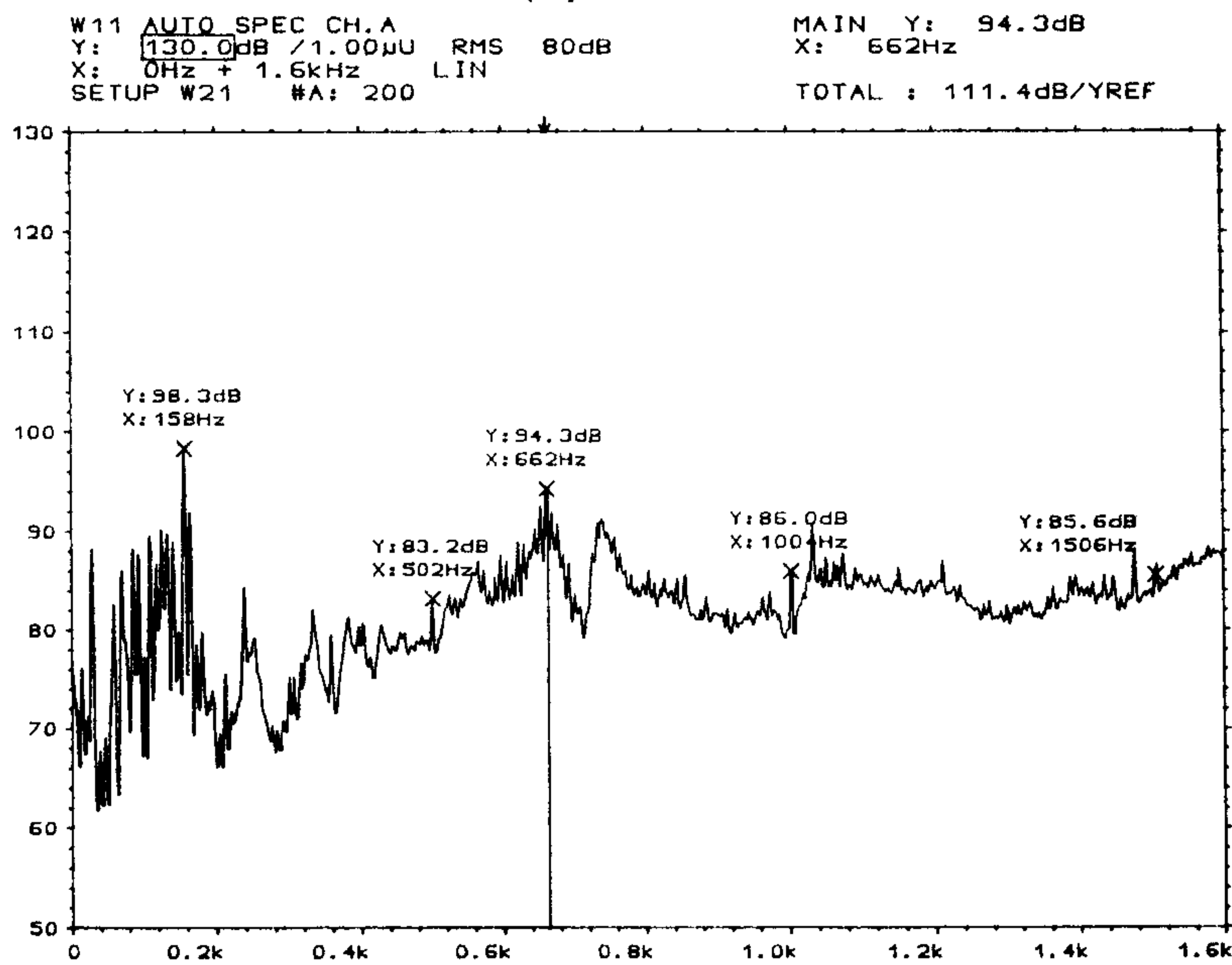
그림 2.13 外輪缺陷 Tapered roller bearing의 Cepstrum 比較, 190 RPM

마. 潤滑不良 狀態의 振動信號 比較

그림 2.14 ~ 16 은 潤滑不良 狀態의 振動, 騒音에 대한 Frequency Spectrum 이다.

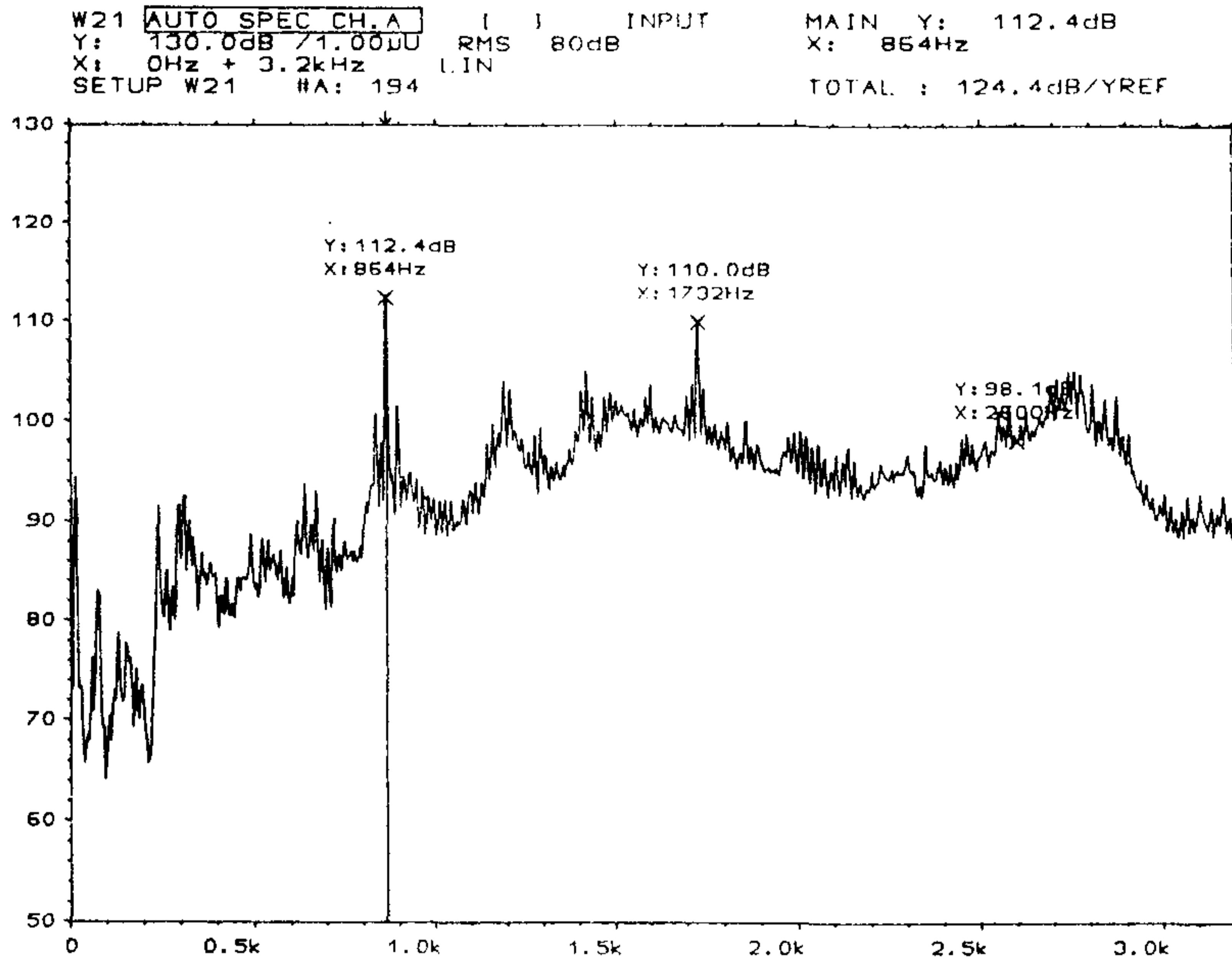


(a) Lubricant

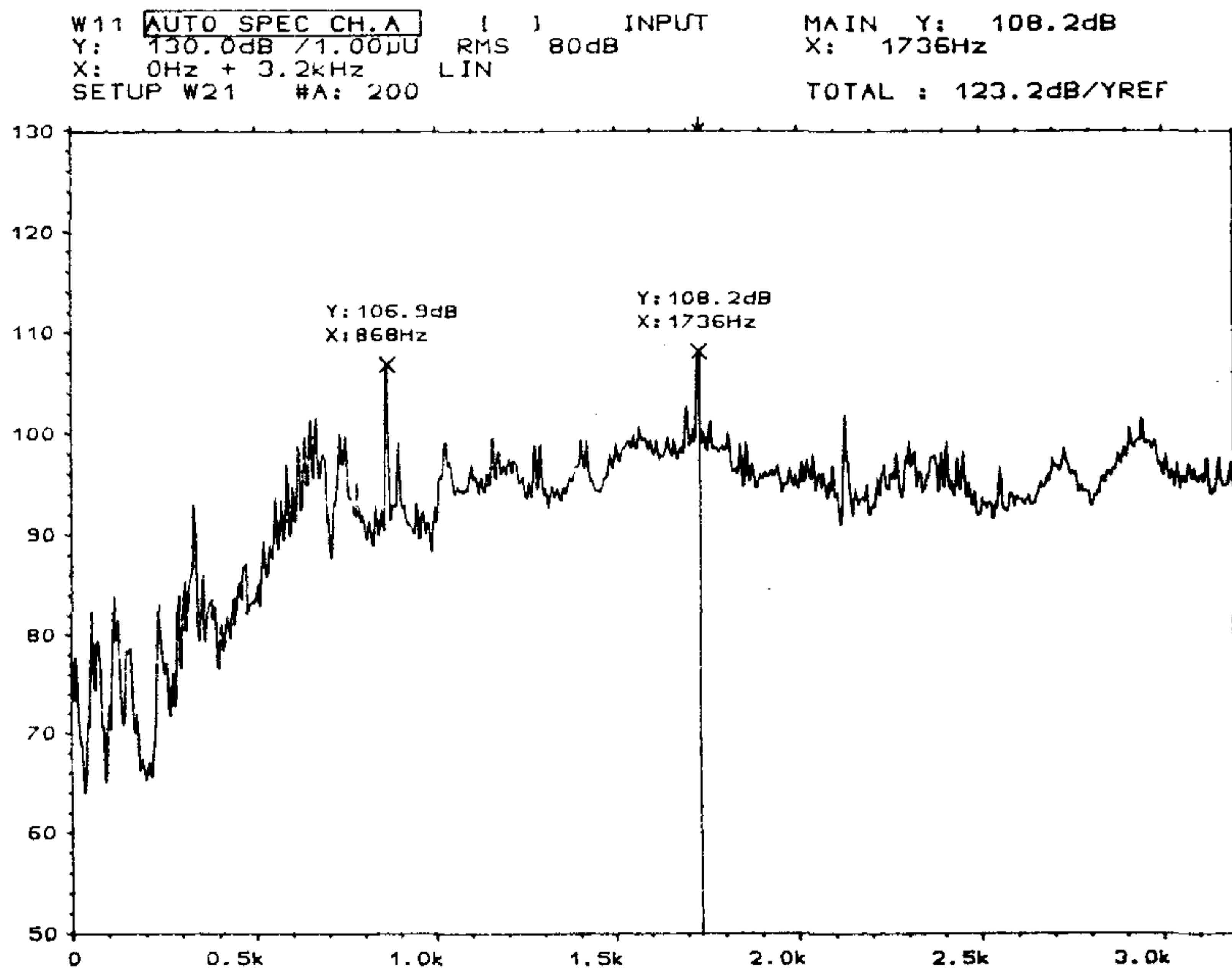


(b) Non-lubricant

그림 2.14 潤滑不良의 境遇 Vibration frequency spectrum 比較,
 440 RPM

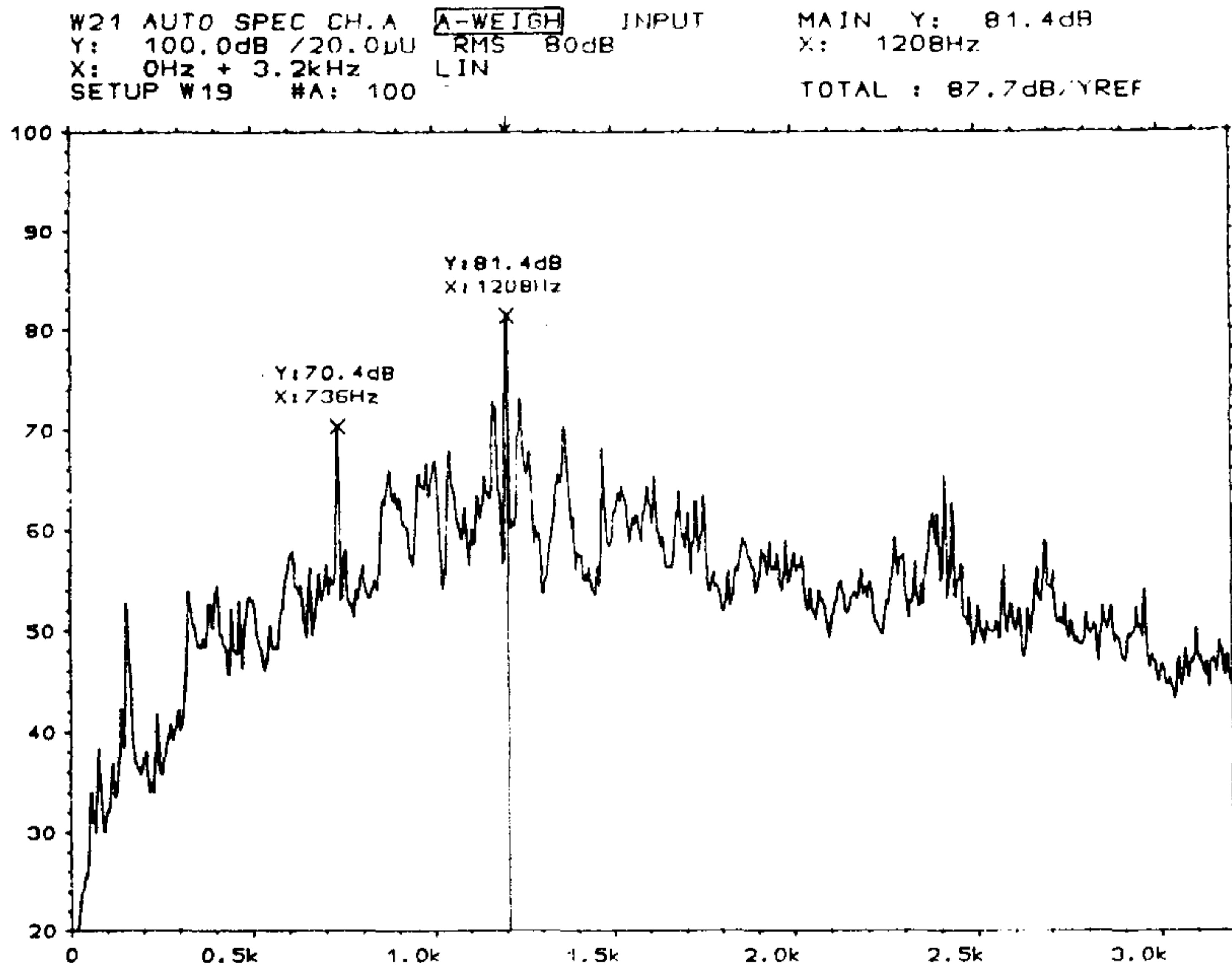


(a) Lubricant

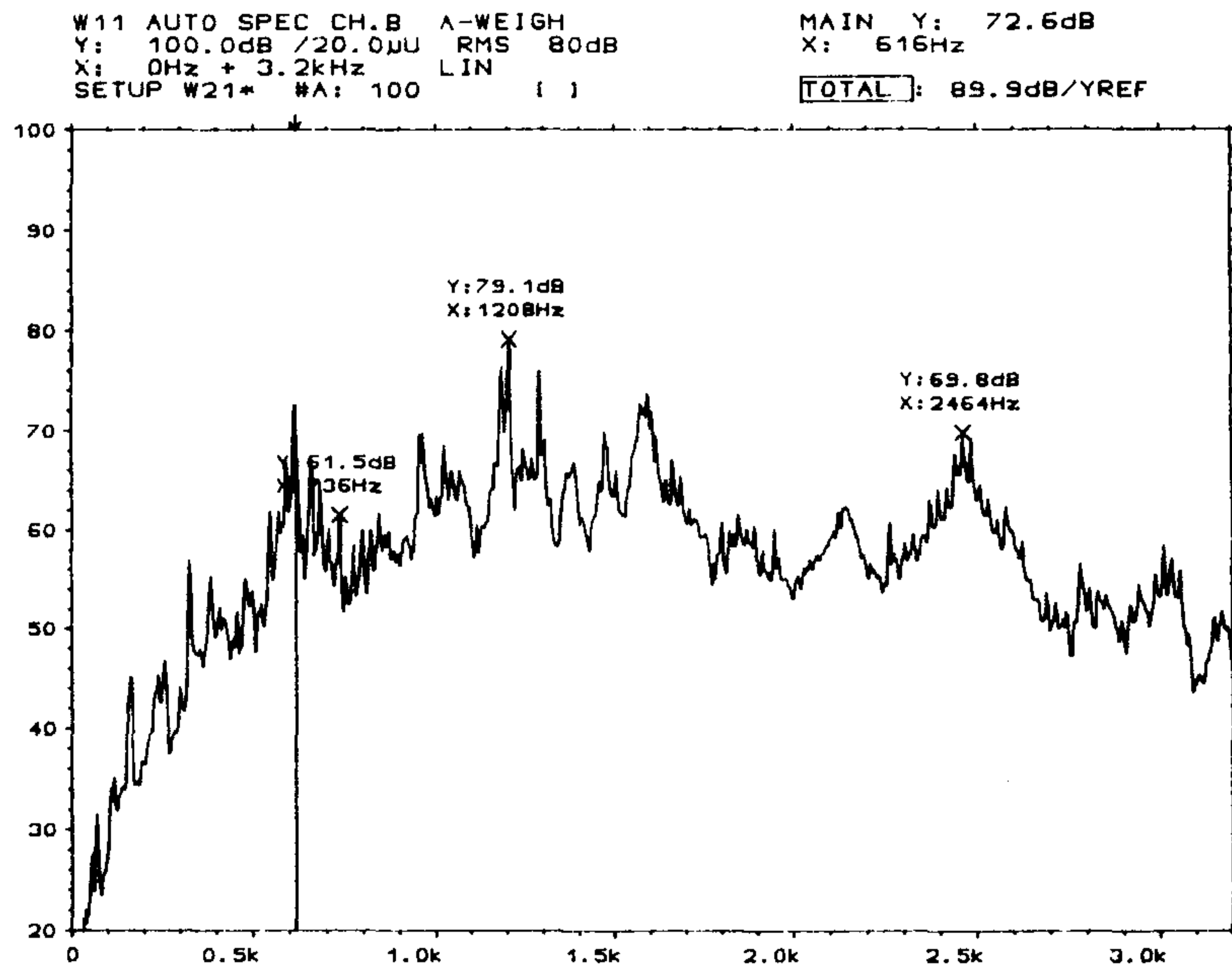


(b) Non-lubricant

그림 2.15 潤滑不良의 境遇 Vibration frequency spectrum 比較,
 900 RPM



(a) Lubricant



(b) Non-lubricant

그림 2.16 潤滑不良의境遇 Noise frequency spectrum 比較,
 1,260 RPM