

行政院原子能委員會
委託研究計畫研究報告

中小型風力發電系統故障診斷研究
**Vibration Analysis and Diagnosis
of Small and Medium Size Wind Turbines**

計畫編號：1052001INER022

受委託機關(構)：國立中央大學

計畫主持人：黃以玫

聯絡電話：03 4267345

E-mail address：t330005@cc.ncu.edu.tw

研究期程：中華民國 105 年 1 月至 105 年 12 月

研究經費：新臺幣肆拾捌萬元

核研所聯絡人員：賴文政

報告日期：2016 年 12 月 21 日

目錄

中文摘要	1
英文摘要	2
壹、計畫緣起與目的.....	3
一、計畫緣起.....	3
二、目的.....	3
貳、研究方法與過程.....	4
一、齒輪	4
(一) 齒輪剛度模型.....	4
(二) 模擬分析條件設定	6
(三) 嚙合剛度之比較.....	7
(四) 齒輪組動態模擬.....	12
(五) 齒輪動態特性分析	15
(六) 實驗分析	29
二、軸承	35
(一) 快速峰度譜(Fast Kurtogram)	35
(二) 總體經驗模態分解法(Ensemble Empirical Mode Decomposition, EEMD).....	35
(三) 包絡線頻譜分析.....	36
(四) 軸承損壞特徵	37
(五) 故障訊號分析	38
參、主要發現與結論.....	57
肆、參考文獻	59

中文摘要

本文主要以數值方法探討核研所 150kW 風力發電機所用齒輪組與軸承的動態特性，以發展故障診斷方法。第一部份在齒輪無損壞或發生損壞的狀況下，計算齒輪組之動態響應，並以快速傅立葉分析與倒頻譜分析找出二者系統訊號之不同，研究方法為利用有限元素軟體 ANSYS 建立無或有損壞之齒輪組模型，並計算齒輪之嚙合剛度，再將嚙合剛度代入以集中質量法建立的齒輪動態系統模型，計算齒輪動態反應，動態系統模型尚且包括了齒輪發生偏擺與沒有發生偏擺的狀況，其後以訊號處理方法對時域與頻域訊號進行分析，並與實驗結果比對。第二部份分析軸承，使用快速峰度譜(Fast Kurtogram)、總體經驗模態分解法(EEMD)等訊號處理方法分析風機之動態訊號，進行故障診斷，研究中以不同方法分析量測核研所風機所得之實際動態數據，並討論使用以上二種方法分析的優、缺點，以及適用狀況。

關鍵字：風機、齒輪箱診斷、軸承診斷

英文摘要

This research focused on analyzing vibration signals of a wind turbine. The dynamic characteristics of two subsystems, gearbox and bearing, in the wind turbine were studied. The vibration responses of the gearbox or bearing are numerically predicted. The data are compared with the experimental data. The results can provide the information for development of condition monitoring and fault diagnosis system of wind turbines.

Keywords : wind turbine, gearbox diagnosis, bearing diagnosis

壹、計畫緣起與目的

一、計畫緣起

近年來，全球風電市場成長快速，未來風力機市場深具發展潛力。風力發電機除了追求性能提升之外，應用時之首要考量即是安全性，而風機如有突發故障，維修一次即花費許多精力、時間與營運成本。故本計畫之長遠目標在發展風機故障診斷系統，希望能在風機發生嚴重故障之前即判斷出需要維修，以增進風機使用時之妥善率與安全性。

二、目的

本計畫將著重於風力發電機組之故障偵測，並將其應用於核研所研發之 150kW 風力機。本計畫專注於非直驅式風機最主要的故障來源，並特別考慮風機中的齒輪箱與軸承，以分析振動訊號之方法，預估齒輪箱或軸承是否故障。本研究中採用理論方法與有限元素(FEM)數值模擬軟體求解風機組件的動態反應，以得到正常組件與故障時不同的振動訊號，熟悉其特點，再用適當的訊號處理方法進行分析，以判斷出系統是否故障。本計畫之結果可提供未來發展風機故障診斷系統之基本資料。

貳、研究方法與過程

本文主要探討齒輪箱中之齒輪與軸承的頻譜特徵，因所利用之研究方法不同，故此在研究中將齒輪與軸承分開探討。

一、齒輪

齒輪的部分使用 ANSYS 分析不同破損狀況下的嚙合剛度，並將此剛度加入動態方程中進行分析，再以 AM 指標與倒頻譜等方式對模擬振動量作分析。

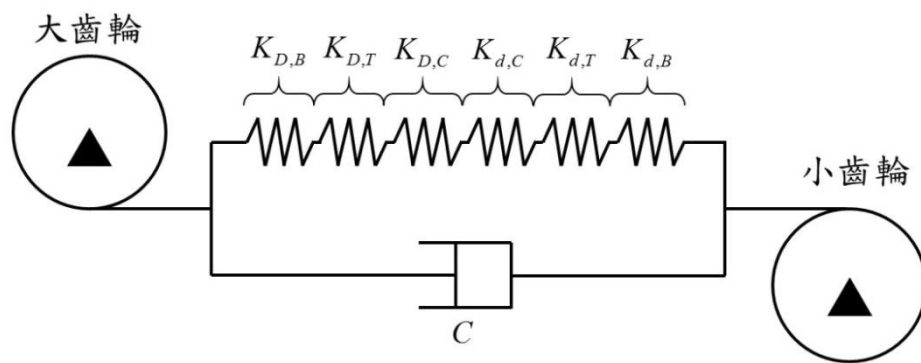
(一) 齒輪剛度模型

齒輪在轉動的過程中會產生振動，其原因可能來自加工誤差、裝配誤差、齒型的不正確，也有可能是來自其齒輪本身的損壞，此處主要討論由齒根裂縫或齒面剝落造成的振動。

由齒根裂縫或齒面剝落造成的振動，會反映在嚙合剛度的變化上。每一對齒的嚙合剛度可以簡化成基圓、齒、赫茲接觸的等效彈簧常數。根據 Kiebusch [1]，齒輪上一對接觸對之嚙合剛度可分成 6 個等效彈簧常數，圖一為組成一對接觸對之剛度，左邊三個等效彈簧常數可串聯成大齒輪等效彈簧常數 K_D ，右邊三個等效彈簧常數可串聯成小齒輪等效彈簧常數 K_d ， K_D 與 K_d 再串聯成總嚙合彈簧常數 K ，計算式如下

$$\frac{1}{K_D} = \frac{1}{K_{D,B}} + \frac{1}{K_{D,T}} + \frac{1}{K_{D,C}}, \quad \frac{1}{K_d} = \frac{1}{K_{d,B}} + \frac{1}{K_{d,T}} + \frac{1}{K_{d,C}} \quad (1)$$
$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_D} + \frac{1}{K_d}$$

其中 $K_{D,B}$ 表示大齒輪基圓等效彈簧常數、 $K_{D,T}$ 表示大齒輪接觸齒的等效彈簧常數、 $K_{D,C}$ 表示大齒輪接觸(非線性赫茲接觸)等效彈簧常數、 $K_{d,B}$ 表示小齒輪基圓等效彈簧常數、 $K_{d,T}$ 表示小齒輪接觸齒等效彈簧常數、 $K_{d,C}$ 表示小齒輪接觸區域等效彈簧常數。

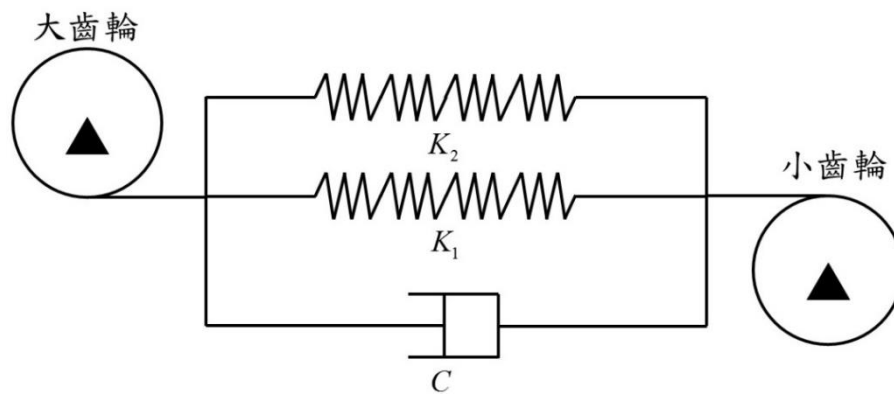


圖一 組成接觸對之剛度

圖二為二個接觸對之嚙合剛度模型，當齒輪有二個以上的接觸對時則需並聯，若討論有 n 個接觸對時則如式(2)將 K_i 並聯，即

$$K = \sum_{n=1}^i K_i \quad \text{for } i = 1. \quad (2)$$

其中 K_i 為第 i 對接觸對的嚙合剛度。



圖二 多接觸對之嚙合剛度模型

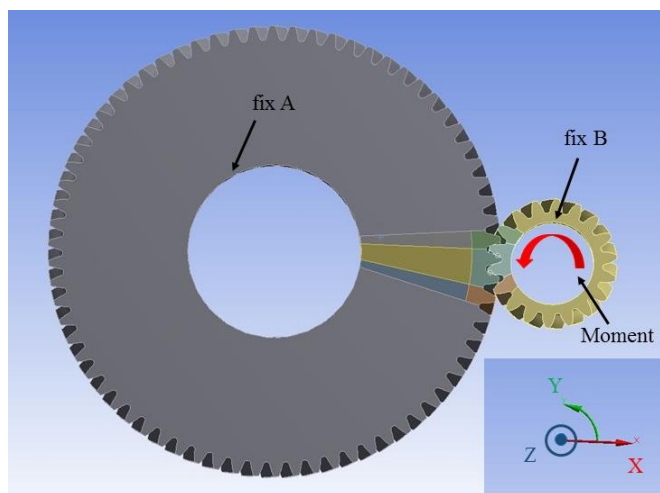
(二) 模擬分析條件設定

本研究中求解齒輪剛度時，使用有限元素軟體 ANSYS，邊界條件與負載設定如下所述(圖三)，大齒輪先設定為從動輪，即在大齒輪之 fix A 邊界固定 X、Y、Z 軸之所有移動與轉動自由度，小齒輪為主動輪，其 fix B 邊界則固定 Z、X 之移動，並施加一逆時針力矩。其等效模型如圖四所示， x_1 為大齒輪之接觸變形量， x_2 為二個彈簧的總變形量。施加的力矩會轉換成接觸力 F ，壓縮接觸對之等效彈簧，因 K_D 與 K_d 串聯，故作用力皆為 F 。 K_D 左端固定，透過 ANSYS 計算得到的大齒輪位移量 x_1 和接觸力 F 可以求得大齒輪等效彈簧常數 K_D 為

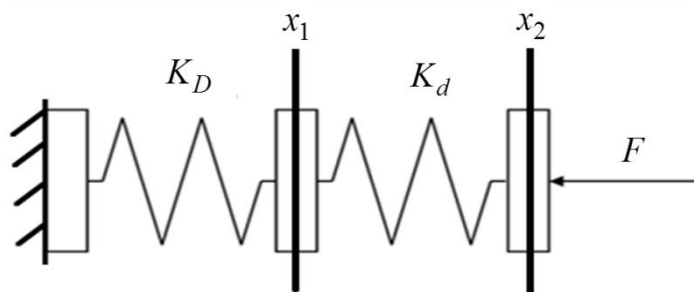
$$K_D = \frac{F}{x_1} \quad (3)$$

求得大齒輪的等效彈簧常數後將大、小齒輪邊界條件反轉，可再得小齒輪的等效彈簧常數 K_d ，最後將大齒輪與小齒輪等效

彈簧常數串聯成此接觸對之嚙合剛度，再將不同接觸對的嚙合剛度並聯成總體的嚙合剛度才能計算齒輪組之動態特性。



圖三 邊界與負載



圖四 齒輪嚙合剛度等效模型

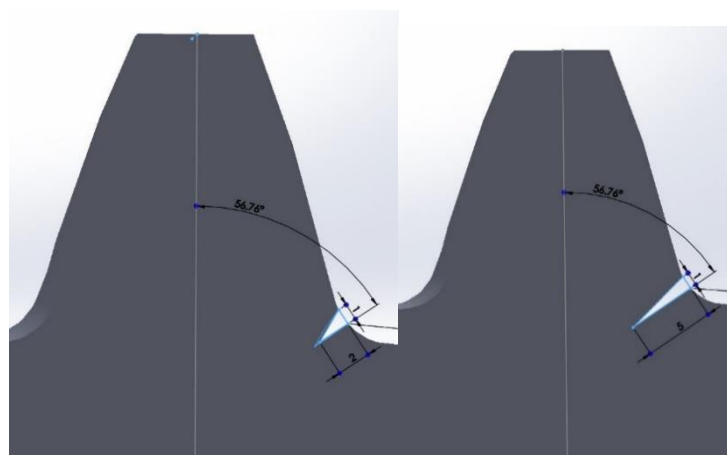
(三) 嚙合剛度之比較

本節將以 ANSYS 計算的嚙合剛度，比較損壞的接觸對與沒有損壞的接觸對之剛度，以及不同種類的損壞下之嚙合剛度變化，並討論轉速對嚙合剛度之影響。挑選 150kW 風機中其

中一對螺旋齒輪組(表一為齒輪規格)，並假設損壞發生在大齒輪上，本文探討之齒輪破壞損壞有 2mm、5mm、11mm 不同長度之裂縫，與齒面寬 25%與 50%之齒面剝落，圖五為裂縫與剝落之損壞位置與大小。

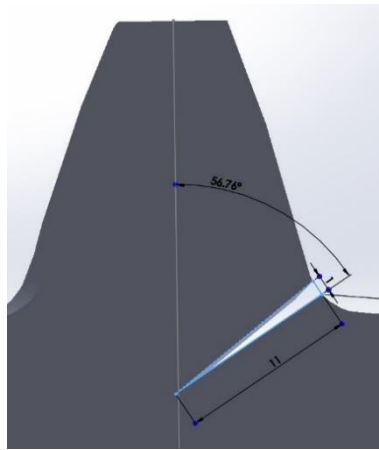
表一 齒輪參數表

主動輪		從動輪	
模數	8	模數	8
節圓半徑	280(mm)	節圓半徑	72(mm)
壓力角	20°	壓力角	20°
齒數	70	齒數	18
齒寬	140(mm)	齒寬	140(mm)
螺旋角	R60	螺旋角	L60
移位系數	-0.4354	移位系數	0.198

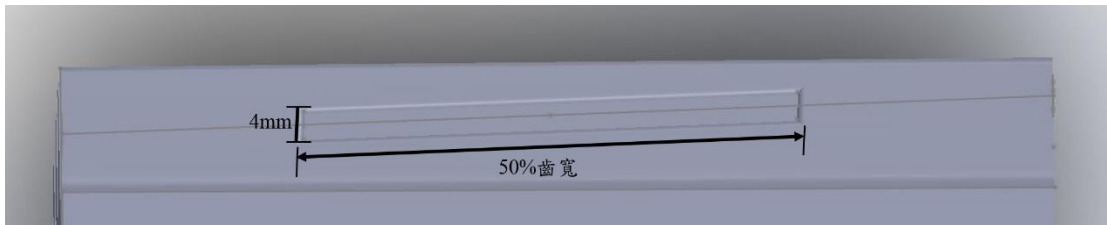


(a) 2mm 裂縫

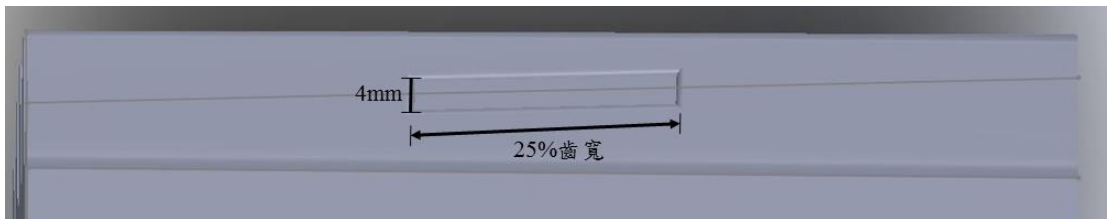
(b) 5mm 裂縫



(c) 11mm 裂縫



(d) 25% 齒寬

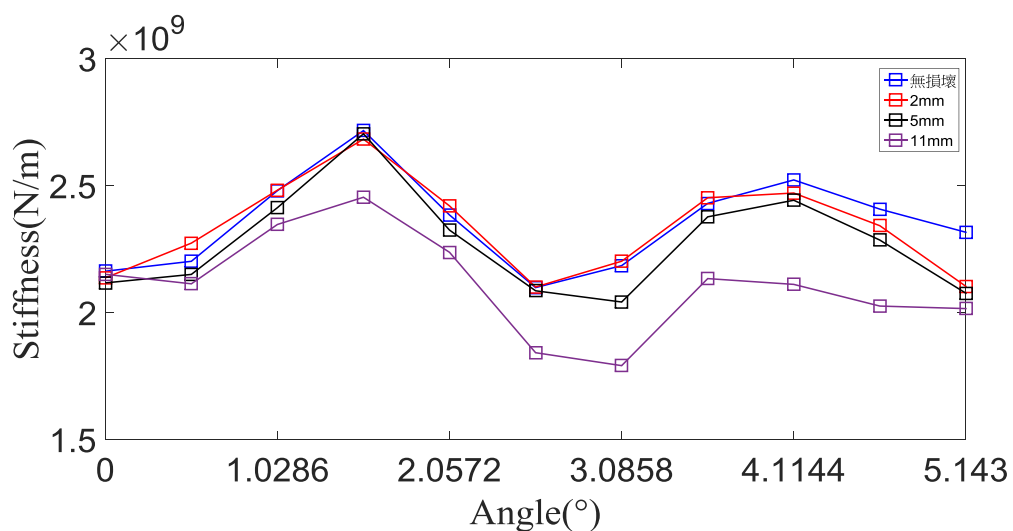


(e) 50% 齒寬

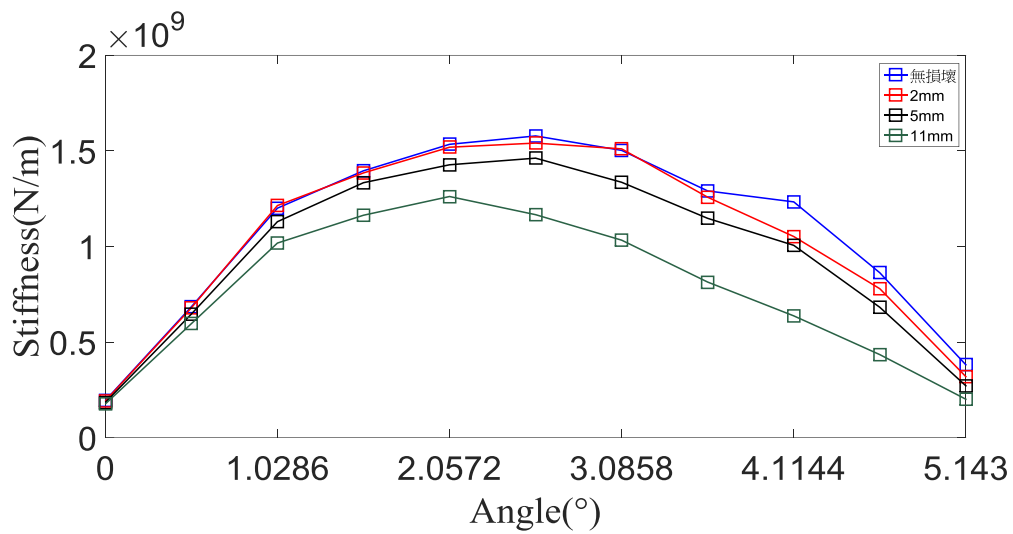
圖五 齒輪損壞大小與位置

圖六為大齒輪轉速 35rpm 時不同裂縫深度齒輪組之嚙合剛度，顯示齒輪嚙合的過程中一對接觸對從開始嚙合到完全分離的總體嚙合剛度，其中圖六橫軸表大齒輪之旋轉角度，圖中顯示嚙合剛度之變化可以分成四個區域，由剛開始接觸(0°)時剛度漸漸增大至最大(1.5429°)，剛度再隨角度增加下降至最小

(2.5715°)，其後隨接觸角度增加而剛度再增大，最後一區域剛度下降而終至連貫到下一對齒之接觸。此處的嚙合剛度由 5 組接觸對所組合而成，其中主控接觸對為接觸對 3，即相對應於有裂縫之齒的接觸對。圖七為接觸 3 在 35rpm 時不同裂縫下之嚙合剛度，無裂縫齒輪最大嚙合剛度位於 2.5715° ，有裂縫的齒嚙合時接觸 3 嚙合剛度會下降，裂縫越大則下降得越明顯。然而整體嚙合剛度最大的地方並不是在接觸 3 之嚙合剛度最大的位置，因該角度下支撐的接觸對雖有 3 組，但另外 2 組之受力皆不如接觸 3 明顯，故其嚙合剛度較小，而在 1.5429° 與 3.6001° 時支撐的齒對只 2 組，但平均分擔受力，且其嚙合剛度相仿，使圖六之總體嚙合剛度最大處發生在 1.5429° 與 3.6001° 。圖六也顯示當裂縫增長時，嚙合剛度會稍微變小，尤其在中間角度(約 2.5°)剛度最低時，變化也特別大。

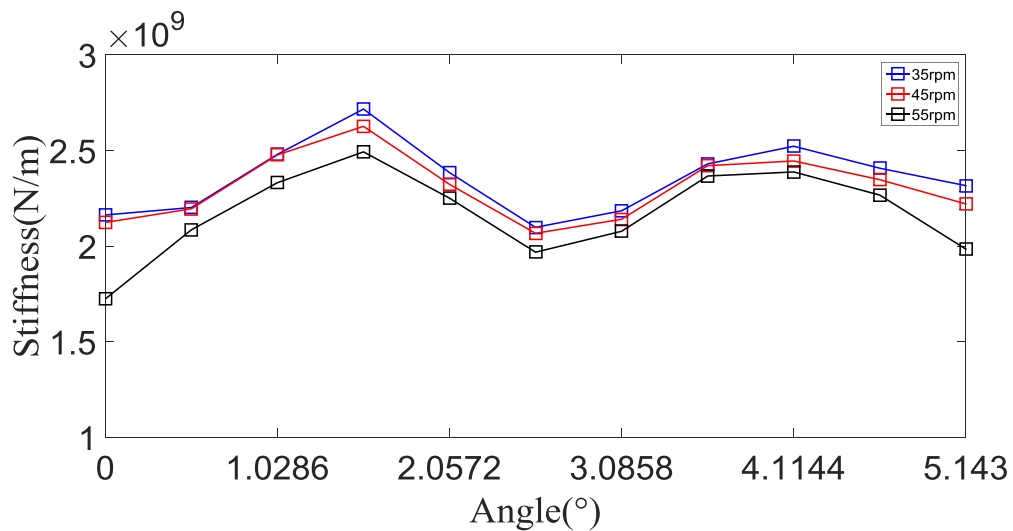


圖六 35rpm 不同裂縫深度齒輪組嚙合剛度



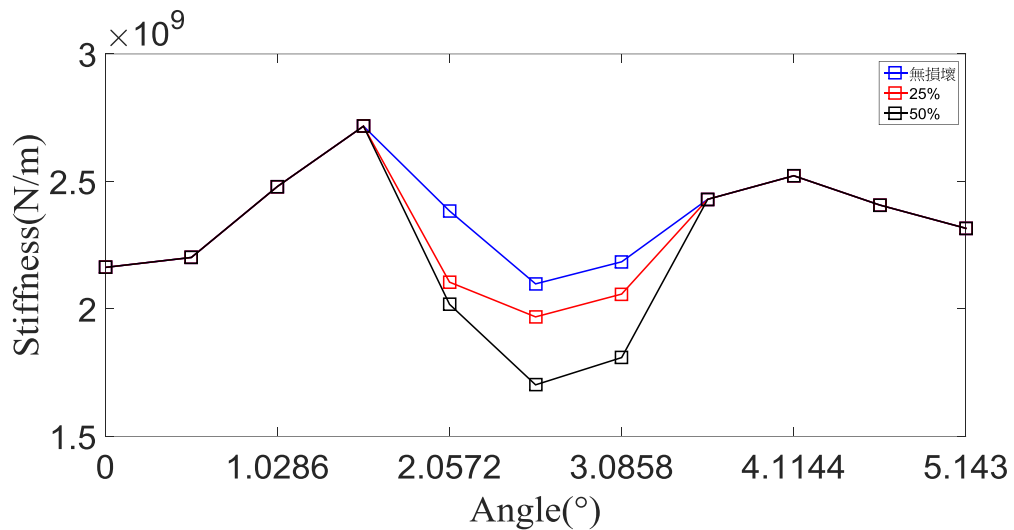
圖七 35rpm 接觸 3 各裂縫之剛度變化

圖八為不同轉速無裂縫齒輪剛度比較，在不同的轉速下，接觸力不同，大齒輪與小齒輪的接觸區域非線性赫茲等效彈簧常數會改變，使得接觸 3 之等效彈簧常數變小，進而導致整體的嚙合剛度變小，轉速越大則剛度越小。



圖八 不同轉速無損壞齒輪組嚙合剛度

圖九為 35rpm 無損壞與剝落狀態下的剛度變化。因為大齒輪接觸區域等效彈簧常數下降，使得剝落處在嚙合時的剛度也跟著變小，且嚙合剛度只在剝落處接觸到另一齒時才会有變化，故嚙合剛度會突然降低。



圖九 35rpm 無損壞與剝落之剛度變化

(四)齒輪組動態模擬

1.無偏擺動態模型

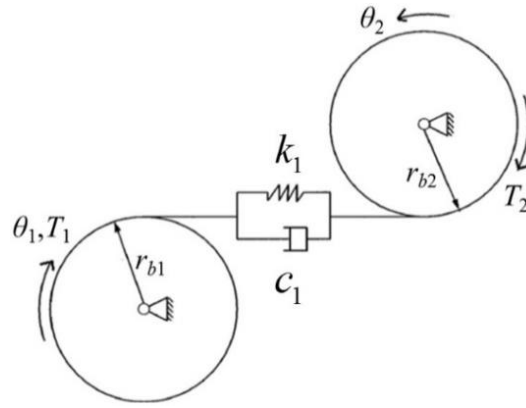
圖十為無偏擺齒輪組之動態模擬模型，假設軸承與軸為剛體，齒輪之轉動慣量為 I_1 與 I_2 ，轉動角度為 θ_1 與 θ_2 ，齒輪基圓半徑 r_{b1} 與 r_{b2} ，考慮嚙合時的變形與潤滑，二齒輪間以嚙合剛度與等效阻尼並聯，忽略靜態傳遞誤差與嚙合時的摩擦力，並使用拉格朗方程推導振動方程式，可得到系統的振動方程式如下

$$\begin{cases} I_1 \frac{d^2\theta_1}{dt^2} + c_1 r_{b1} \left(r_{b1} \frac{d\theta_1}{dt} - r_{b2} \frac{d\theta_2}{dt} \right) + r_{b1} K_1(\theta_1) (r_{b1}\theta_1 - r_{b2}\theta_2) = T_1 \\ I_2 \frac{d^2\theta_2}{dt^2} - c_1 r_{b2} \left(r_{b1} \frac{d\theta_1}{dt} - r_{b2} \frac{d\theta_2}{dt} \right) - r_{b2} K_1(\theta_1) (r_{b1}\theta_1 - r_{b2}\theta_2) = -T_2 \end{cases} \quad (4)$$

其中嚙合剛度 k_1 隨著齒輪嚙合的位置而改變故可以 $K_1(\theta_1)$ 表示。嚙合彈簧之變形為 $x = \theta_1 r_{b1} - \theta_2 r_{b2}$ ， x 稱做動態傳遞誤差，式(4)可改寫成

$$\left(\frac{I_1 I_2}{r_{b1}^2 I_1 + r_{b2}^2 I_2} \right) \ddot{x} + c \dot{x} + K_1(\theta_1) x = \left(\frac{I_1 I_2}{r_{b1}^2 I_1 + r_{b2}^2 I_2} \right) \left(\frac{T_1 r_{b1}}{I_1} + \frac{T_2 r_{b2}}{I_2} \right) \quad (5)$$

其中 $m_{eq} = I_1 I_2 / (r_{b1}^2 I_1 + r_{b2}^2 I_2)$ 為等效質量， $\omega_n = \sqrt{K_{avg} / m_{eq}}$ 為等效彈簧系統的自然頻率， K_{avg} 為 $K_1(\theta_1)$ 之算術平均值， $c_1 = 2\zeta m_{eq} \omega_n$ ， $\zeta = 0.001$ 為阻尼比，方程式中 $I_1 = 9.9954 \text{ kg m}^2$ 、 $I_2 = 3.86 \times 10^{-2} \text{ kg m}^2$ 、 $r_{b1} = 0.268 \text{ m}$ 、 $r_{b2} = 0.0639 \text{ m}$ 、扭矩則根據風機額定功率與轉速計算。使用 Matlab 的 ode45 副程式 (龍格-庫塔法) 可計算出此方程式之動態解 $x(t)$ 。



圖十 無偏擺之動態模型

2. 小齒輪偏擺動態模型

為了描述實驗時因校正或齒輪精度誤差所產生偏擺的現象，此節亦以小齒輪偏擺模型模擬實驗時可能之狀況。圖十一為小齒輪偏擺之動態模型，為了考慮偏擺，假設小齒輪的軸剛度為 k_2 ，質量為 $m_2 = 9.06$ 公斤，其餘之假設均與 5-1 小節相同。

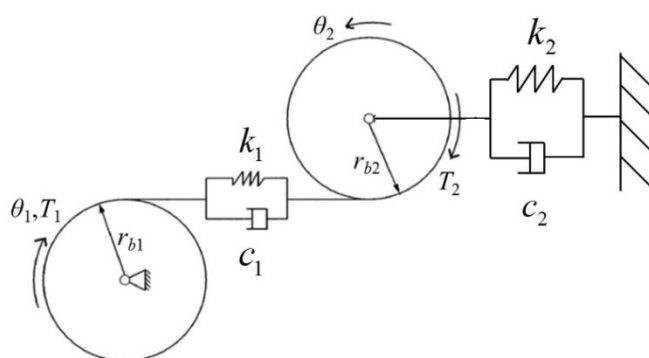
使用拉格朗方程推導振動方程式，可得到具偏擺系統的振動方程式如下

$$\begin{cases} I_1 \frac{d^2\theta_1}{dt^2} + c_1 r_{b1} \left(r_{b1} \frac{d\theta_1}{dt} - r_{b2} \frac{d\theta_2}{dt} + \dot{x}_2 \right) + r_{b1} K_1 (r_{b1}\theta_1 - r_{b2}\theta_2 + x_2) = T_1 \\ I_2 \frac{d^2\theta_2}{dt^2} + c_1 r_{b2} \left(-r_{b1} \frac{d\theta_1}{dt} + r_{b2} \frac{d\theta_2}{dt} - \dot{x}_2 \right) + r_{b2} K_1 (-r_{b1}\theta_1 + r_{b2}\theta_2 - x_2) = -T_2 \\ m_2 \frac{d^2x_2}{dt^2} + \left[c_1 r_{b1} \frac{d\theta_1}{dt} - c_1 r_{b2} \frac{d\theta_2}{dt} + (c_1 + c_2) \dot{x}_2 \right] \\ \quad + K_1 (r_{b1}\theta_1 - r_{b2}\theta_2 + x_2) + k_2 x_2 = 0 \end{cases} \quad (6)$$

其中 $x_1 = x_2 + (\theta_1 r_{b1} - \theta_2 r_{b2})$ 為啮合剛度彈簧的變形量， x_2 為小

齒輪軸的變形量， c_2 為小齒輪軸的材料內部阻尼。

k_2 為小齒輪軸之剛度，因為需模擬小齒輪之偏擺，所以為以小齒輪之角位移為變數的函數 $K_2(\theta_2)$ ，並假設每當小齒輪的軸轉到圖十一中 k_2 之彈簧方向， k_2 之值就會掉落為原本的 0.75 倍。



圖十一 小齒輪偏擺之動態模型

(五) 齒輪動態特性分析

本文根據風機之額定轉速範圍，選取 35、45、55rpm 為大齒輪特定轉速進行求解。齒輪嚙合時的主要頻率為嚙合頻率，因齒輪嚙合為齒與齒之間的撞擊，故此頻率即為轉速乘以齒數，也為齒輪轉完一圈經歷的撞擊數，故嚙合頻率可表示為

$$f_m = \frac{z \cdot \omega_1}{60} \quad (7)$$

其中 z 為齒數、 ω_1 為轉速(rpm)，各轉速之嚙合頻率與其他重要特徵頻率值均記錄在表二。

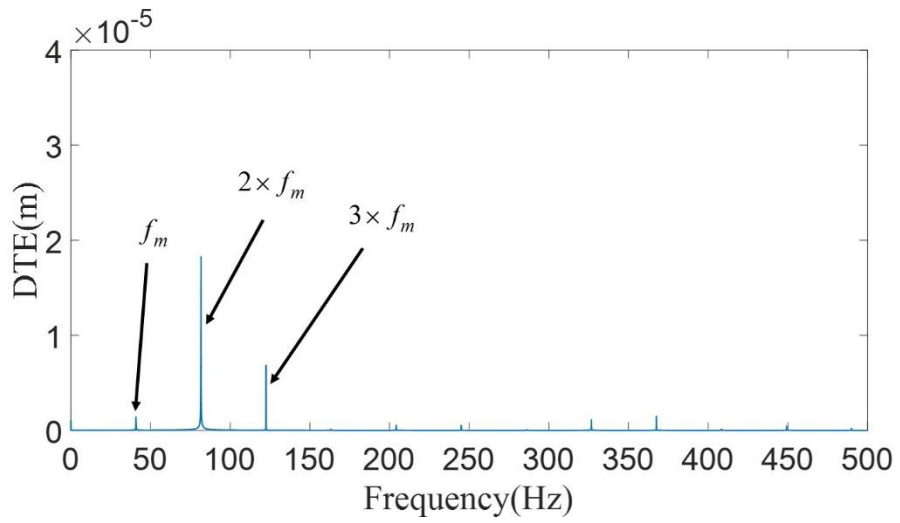
表二 各轉速下之特徵值之位置

	35rpm	45rpm	55rpm
嚙合頻率 f_m (Hz)	40.83(Hz)	52.5(Hz)	64.17(Hz)
大齒輪轉速 f_{ω_1} (Hz)	0.583(Hz)	0.75(Hz)	0.917(Hz)
大齒輪倒頻率 q_{ω_1} (s)	1.714(s)	1.333(s)	1.091(s)
小齒輪轉速 f_{ω_2} (Hz)	2.269(Hz)	2.917(Hz)	3.565(Hz)
小齒輪倒頻率 q_{ω_2} (s)	0.441(s)	0.343(s)	0.281(s)
倒頻率公倍頻 $q_{\omega_{12}}$ (s)	15.423(s)	12.000(s)	9.818(s)

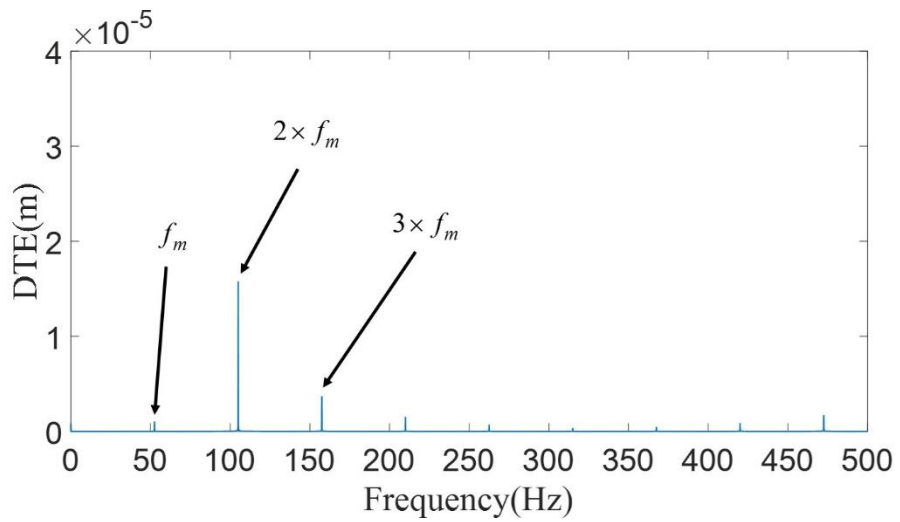
1. 無偏擺系統頻譜分析與倒頻譜分析

圖十二顯示在 35rpm 時的齒輪位移 $x(t)$ ，嚙合頻率 f_m 為 40.83Hz、二倍頻 $2 \times f_m$ 、三倍頻 $3 \times f_m$ ，頻譜圖最大的幅值會出現在 81.67Hz，是嚙合頻率的二倍頻，此現象在參考文獻中亦有記載(Hedlund [2])，原因與嚙合剛度隨時間的之變化圖形有關，如圖八上面的黑色線段，其形狀類似二個 sine 波的圖形，故二倍頻分量特別明顯。圖十三為 45rpm 無損壞的頻譜，其嚙合頻率為 52.5Hz，最大的幅值同樣出現在第二個嚙合頻率上。圖十四為 55rpm 無損壞的頻譜，嚙合頻率為 64.17Hz。在無損壞的情況下，有嚙合頻率以及它的倍頻明顯

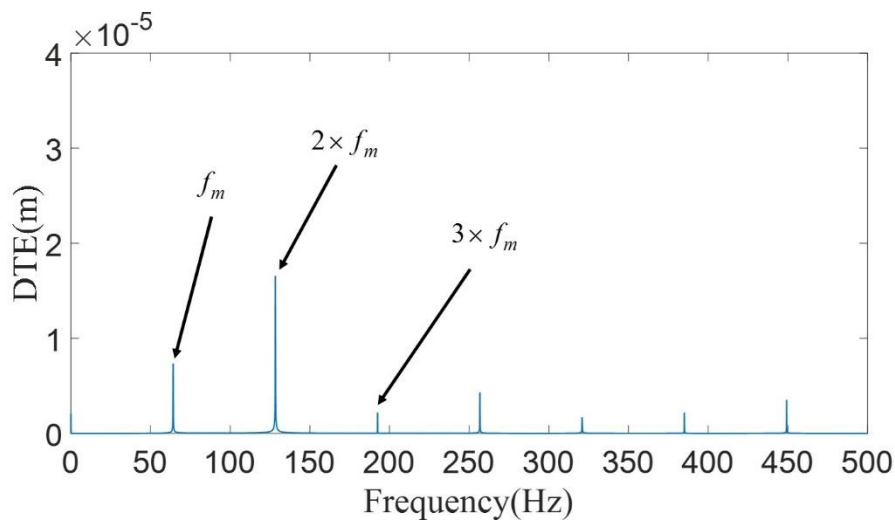
出現在頻譜圖中，是運轉時會出現的正常訊號。



圖十二 35rpm 無損壞齒輪頻譜圖



圖十三 45rpm 無損壞齒輪頻譜圖

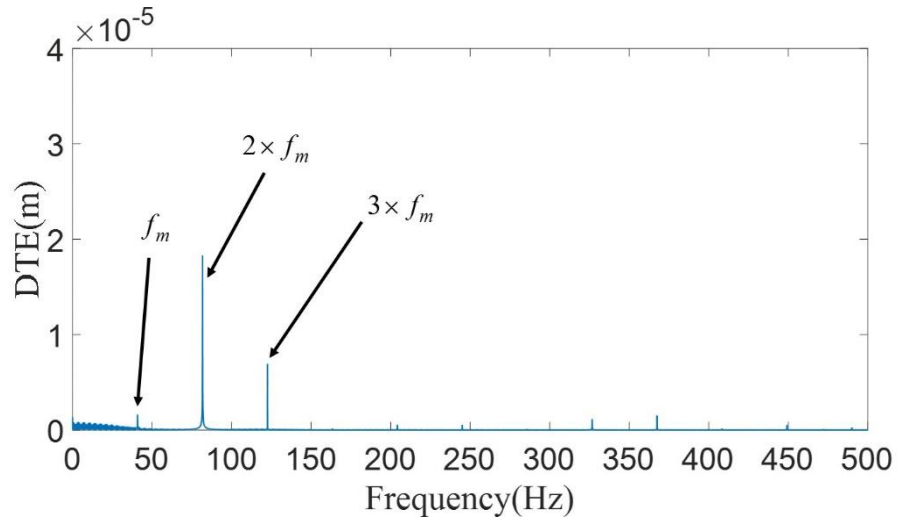


圖十四 55rpm 無損壞齒輪頻譜圖

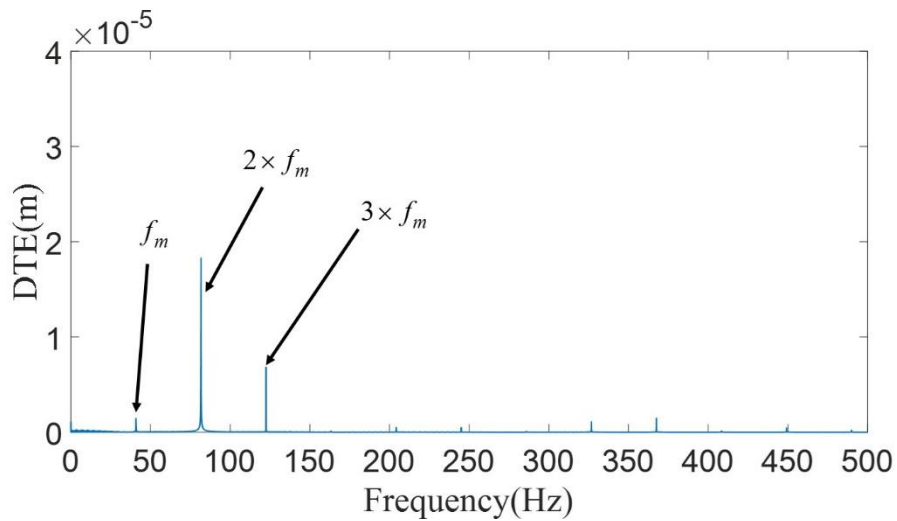
Er-Raoudi [3]提到齒輪的破壞特徵可以分為兩種，一種是分佈式的破壞，此型態之破壞會出現於每一齒上，像是磨耗、腐蝕，分佈式的破壞頻譜會在嚙合頻率旁邊產生以轉速為間隔的邊頻；另一種則是局部性的破壞，像是裂縫，局部性的破壞頻譜則是在低頻的部分產生轉速與其倍頻的雜訊。

圖十五為 35rpm 時大齒輪具 11mm 裂縫的頻譜，可以看到少許雜訊分布在低頻處，與無破壞系統相比，嚙合頻率與其倍頻相對應之幅值改變並不大。圖十六為 35rpm 時 5mm 裂縫齒輪頻譜圖，比起圖十五其低頻損壞訊號的量已有減少，圖十七為 35rpm 時 2mm 裂縫齒輪頻譜圖，和圖十六相比，已經無法用肉眼判斷裂縫是否發生，即當轉速不變下，若裂縫變小則損壞出現的量也會跟著減少。依據 Er-Raoudi [3]，破壞頻譜為裂縫造成的局部性破壞，它會使低頻處產生雜訊，

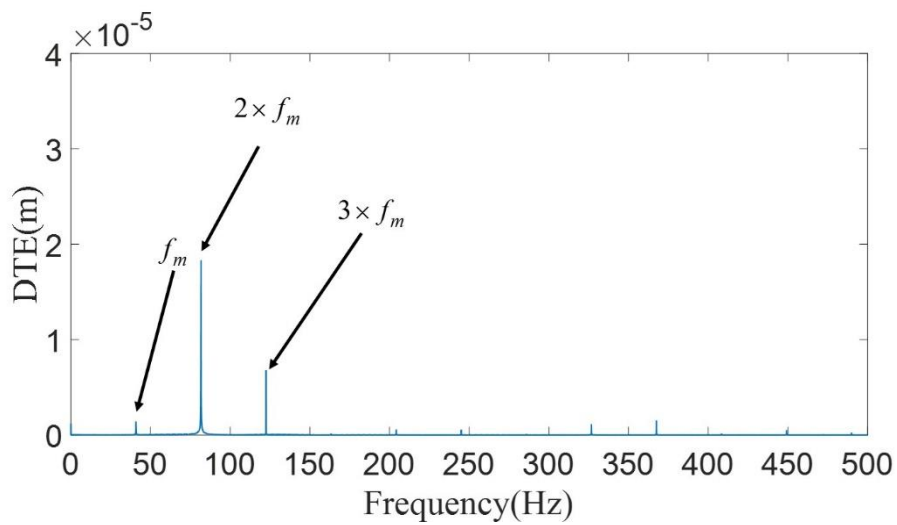
低頻指即前段所提及的轉速頻率與倍頻，但是嚙合頻率與嚙合頻率二倍頻的幅值變動不大。



圖十五 35rpm 11mm 裂縫齒輪頻譜圖

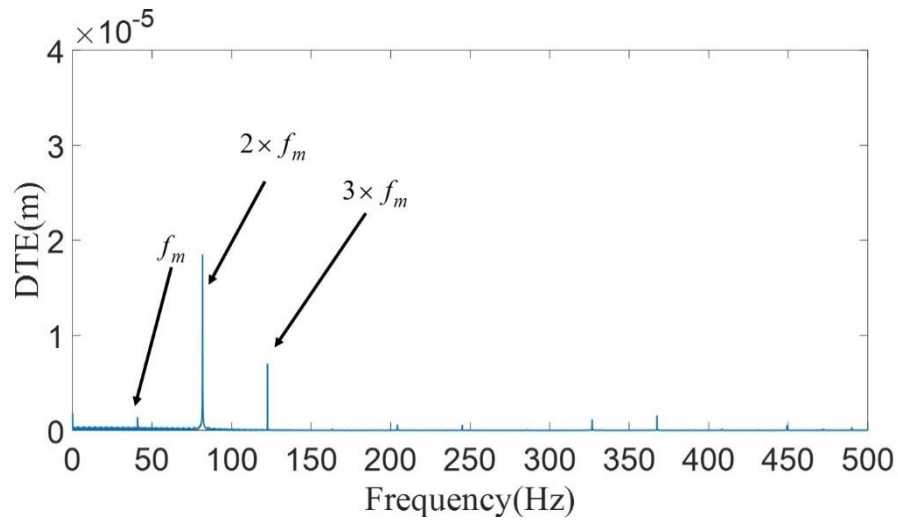


圖十六 35rpm 5mm 裂縫齒輪頻譜圖



圖十七 35rpm 2mm 裂縫齒輪頻譜圖

齒面剝落也是局部性破壞的一種，圖十八為 35rpm 時 50% 剝落齒輪頻譜圖，其頻譜特徵與齒根裂縫類似，即齒面剝落在嚙合頻率 f_m 時幅值有少許增加，但隨著剝落增大並沒有太大變化，在第二倍頻 $2 \times f_m$ 時則更不明顯，而低頻處也有轉速與其倍頻之訊號，但比起裂縫的狀況則是比較弱，因此利用視覺來判讀齒輪之頻譜圖以判斷其是否損壞並不適當，此處之局部性破壞的頻譜特徵和 Er-Raoudi [3] 所討論之現象亦相合。



圖十八 35rpm 50%剝落齒輪頻譜圖

當齒輪出現嚴重的損壞時，頻譜圖低頻部份的轉速頻率與倍頻雜訊會很明顯的出現，但是當損壞還很小的時候，很難發現其特徵。因此我們提出振幅比 AF，當作簡易的檢測指標，其定義如下

$$AF = \left(\sum_{i=1}^n A_{f_{oi}} / A_{f_m} \right) \times 100\% \quad (8)$$

其中 AF 為振幅比值、 A_{f_w} 為轉速及其倍頻的幅值、 A_{f_m} 為嚙合頻率的幅值，本研究中選擇 n 為 40Hz 以下之轉速頻率倍頻之總和。AF 數值根據式(7)計算，其中 AF 的分子為損壞情況下 0Hz 到 40Hz 之間轉頻與轉速倍頻之幅值總合減去無損壞時 0 Hz 至 40 Hz 之間轉頻與轉速倍頻之幅值總合，故

在無損壞時為 0%。表三為不同轉速時，在各狀況下的振幅比，在同一轉速下，表三中損壞越大則雜訊越多，所以 AF 越大，且差異非常明顯，故振幅比 AF 可以當作檢驗齒輪裂縫此類局部性破壞的檢測指標。

表三 振幅比 AF 之數值

	35rpm	45rpm	55rpm
無損壞	0%	0%	0%
2mm	205.3%	90.4%	40.9%
5mm	428.2%	459.0%	50.1%
11mm	1343.0%	1413.0%	134.7%
25%	410.5%	335.5%	39.6%
50%	908.6%	854.3%	119.7%

倒頻譜可視為二階傅立葉轉換，其定義為

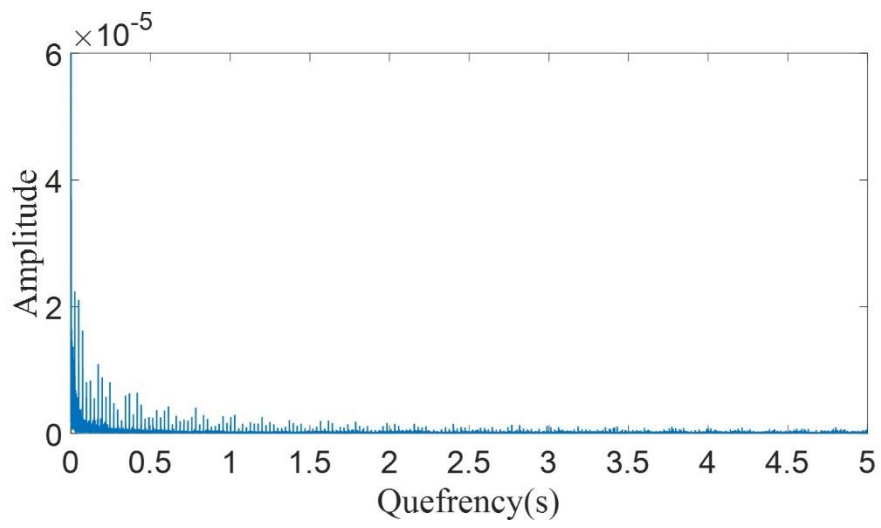
$$C(q) = \left| \mathcal{F} \left\{ \log \left(\left| \mathcal{F} \{ f(t) \} \right|^2 \right) \right\} \right|^2 \quad (9)$$

其中 $f(t)$ 為時域訊號， \mathcal{F} 表傅立葉轉換。Randall [4] 之文中提到倒頻譜分析對重複出現的頻率間格的敏感度甚為明顯，常用於齒輪箱之檢測。倒頻譜之橫軸為倒頻率(quefreny) q ，定義為頻率之倒數，單位與時間相同(即秒 s)，倒頻譜分析可以

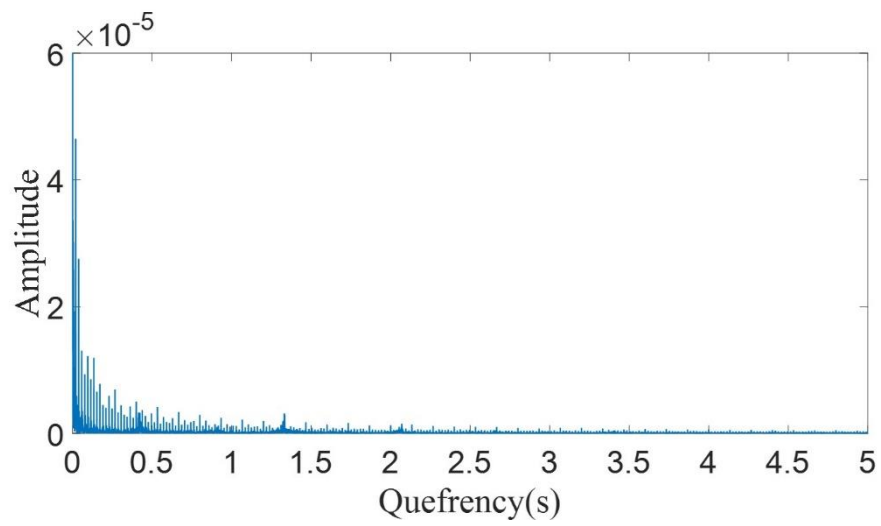
突顯出在頻譜圖中一再出現之特定頻率與其倍頻之幅值總和。

在上一小節中，如大齒輪其中一齒有損壞時，嚙合頻率之幅值變化非損壞特徵，但是轉速與其倍頻會在低頻處頻繁出現，故動態訊號之倒頻譜圖中會出現大齒輪倒頻率 q_{ω_1} 之幅值 (ω_1 為大齒輪之轉速)，但在無偏擺模擬訊號中不會出現小齒輪倒頻率 q_{ω_2} ，因為在方程式中假設小齒輪在運轉時沒有偏心，齒輪沒有故障。表二為各轉速下特徵值的位置，往後討論皆以表中代表符號表示。

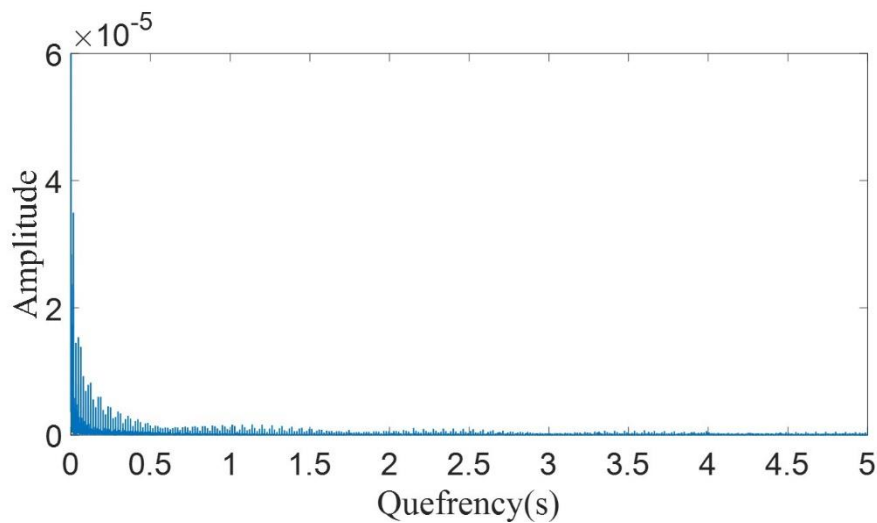
圖十九為 35rpm 無損壞齒輪倒頻譜圖，無損壞之齒輪因沒有低頻(轉速頻率與倍頻)雜訊之現象發生，故沒有 q_{ω_1} 的峰值出現，在其他轉速之系統中也有相同的現象發生，如圖二十和圖二十一分別為 45rpm 無損壞齒輪倒頻譜圖和 55rpm 無損壞齒輪倒頻譜圖，也沒有發現損壞的特徵在倒頻率 q_{ω_1} 出現。



圖十九 35rpm 無損壞齒輪倒頻譜圖

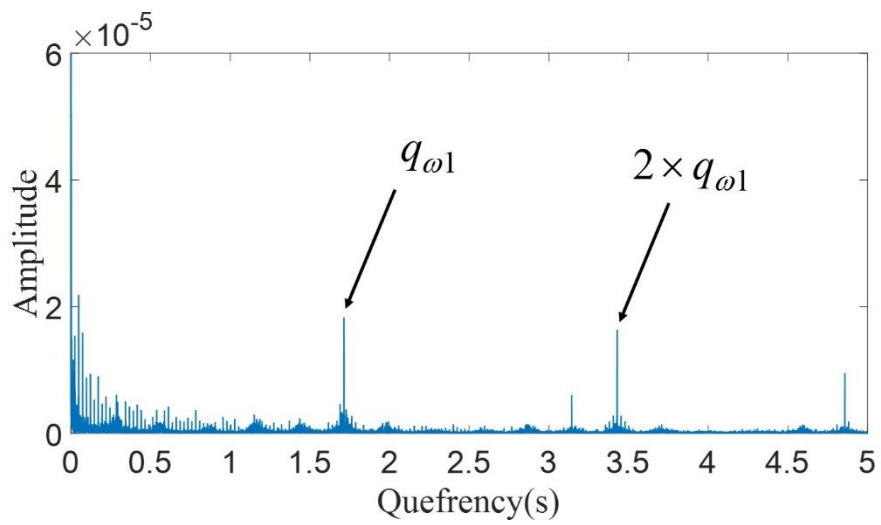


圖二十 45rpm 無損壞齒輪倒頻譜圖

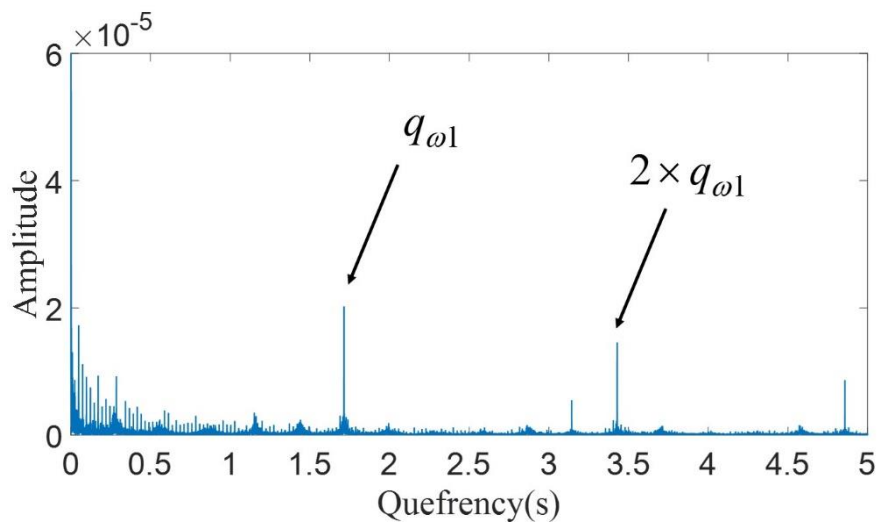


圖二十一 55rpm 無損壞齒輪倒頻譜圖

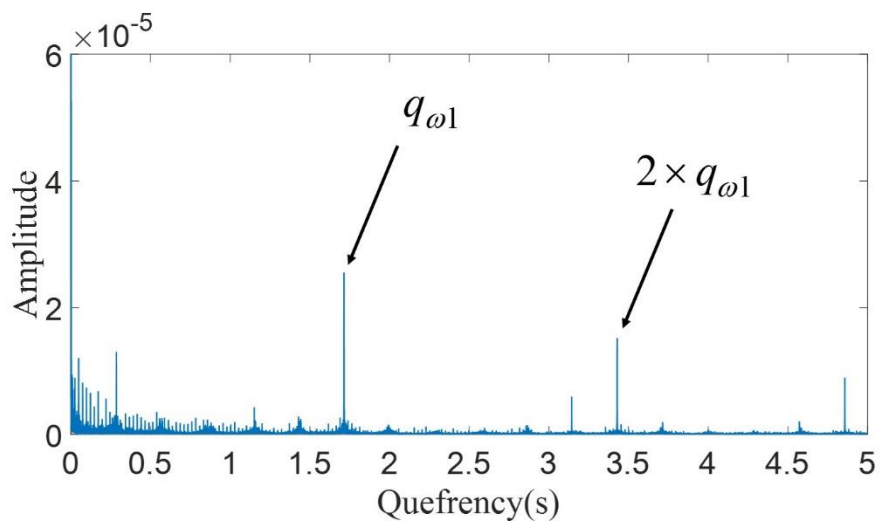
倒頻譜分析可以將頻譜圖中重複出現的特徵頻率突顯出來，圖二十二為 35rpm 時大齒輪具有 2mm 裂縫齒輪倒頻譜圖，圖中大齒輪之轉速頻率的倒頻率 q_{ω_1} 與其倍數所對應之數值即特別明顯，此即為損壞的特徵倒頻率，也可以與 AF 計算之數值一起綜合判讀。圖二十三為 35rpm 時 11mm 裂縫齒輪倒頻譜圖，和圖二十二比較發現倒頻譜分析對於初期損壞的敏感度高，但是對損壞的大小卻不敏感，因此 11mm 裂縫，相對於 2mm 裂縫其轉速倒頻率的幅值差不多，這一點和參考文獻 Ail [5] 提出的結果相同。從圖十八中發現 50% 齒面剝落在頻譜圖中之低頻雜訊(轉速與倍頻)不明顯，但在圖二十四為 35rpm 時 50% 剝落齒輪倒頻譜圖，能清楚的發現倒頻率 q_{ω_1} 與其倍數所對應之峰值。



圖二十二 35rpm 2mm 裂縫齒輪倒頻譜圖



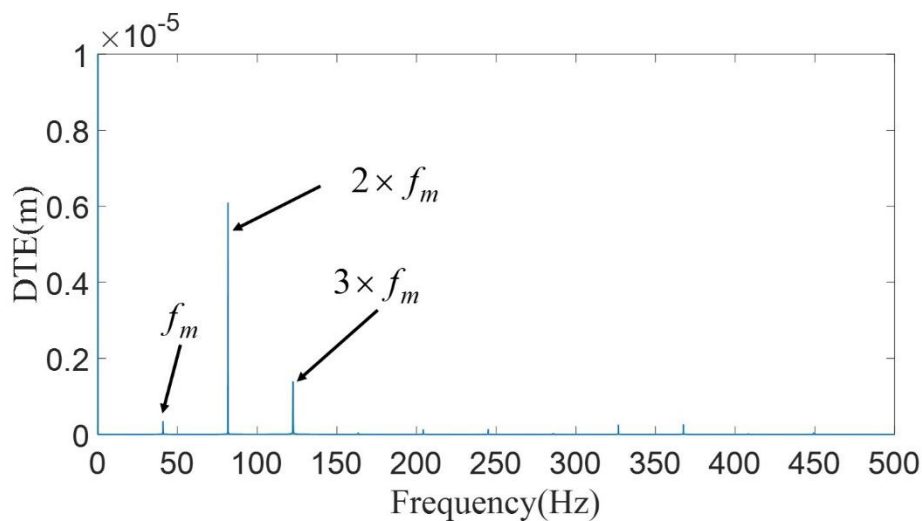
圖二十三 35rpm 11mm 裂縫齒輪倒頻譜圖



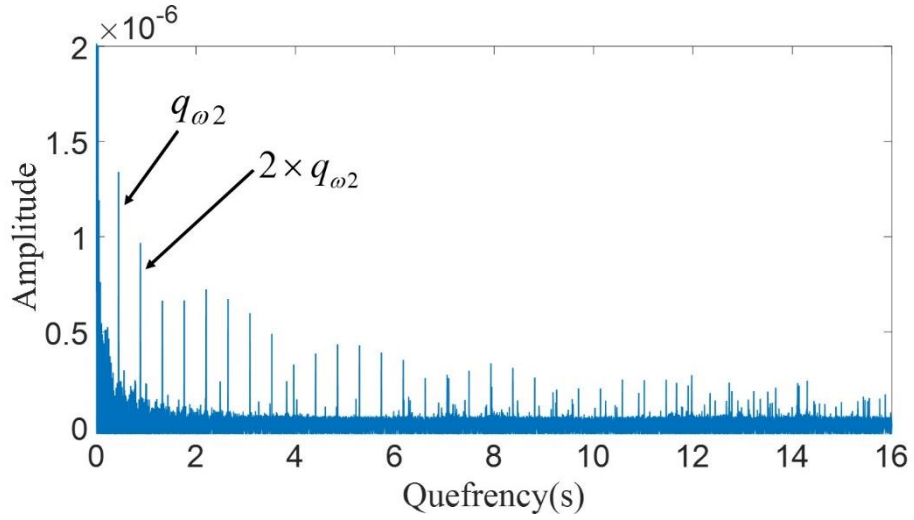
圖二十四 35rpm 50%剝落齒輪倒頻譜圖

2. 小齒輪偏擺系統頻譜分析與倒頻譜分析

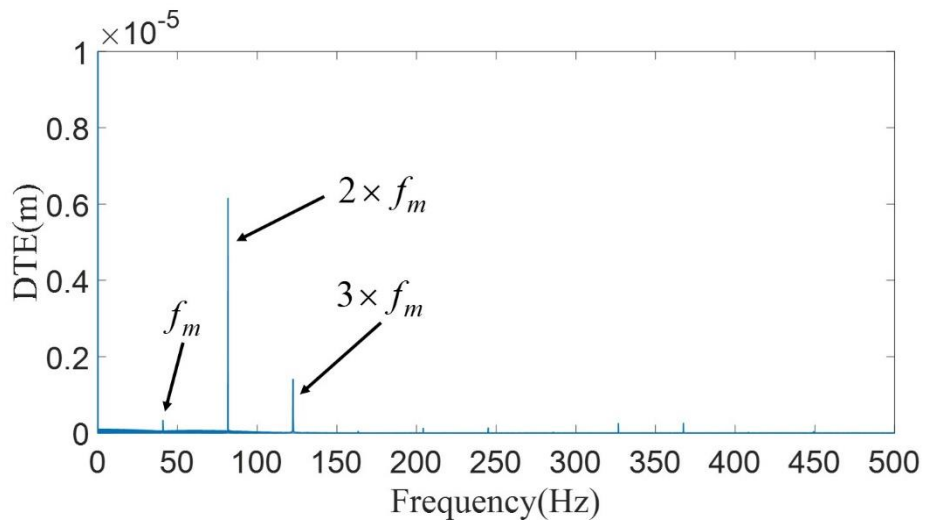
圖二十五為 35rpm 無損壞齒輪組偏擺頻譜圖，從頻譜圖中不易看出有偏擺的狀況發生。圖二十六為 35rpm 無損壞齒輪組偏擺倒頻譜圖，可以明確看到發生偏擺的小齒輪轉速之倒頻率 q_{ω_2} 與其倍頻特別明顯。圖二十七為 35rpm 時 50% 剝落偏擺齒輪組頻譜圖，可觀察到有低頻處的雜訊產生，但是只知道有損壞的發生，無法判斷其他。圖二十八為 35rpm 時大齒輪 50% 剝落齒輪組偏擺倒頻譜圖，圖中出現之 q_{ω_1} 為發生剝落之大齒輪倒頻率，而 q_{ω_2} 為小齒輪偏擺之特徵倒頻率，特別的是 q_{ω_1} 與 q_{ω_2} 倍頻之幅值本應越來越低，但在 q_{ω_1} 的第 9 倍頻， q_{ω_2} 的第 35 倍頻其幅值突然升高，此頻率為 q_{ω_1} 與 q_{ω_2} 的最小公倍數 $q_{\omega_{12}}$ 所在的位置，當齒輪組之倒頻譜圖出現該狀況時，即表示二個齒輪都有故障存在於軸或齒輪上。



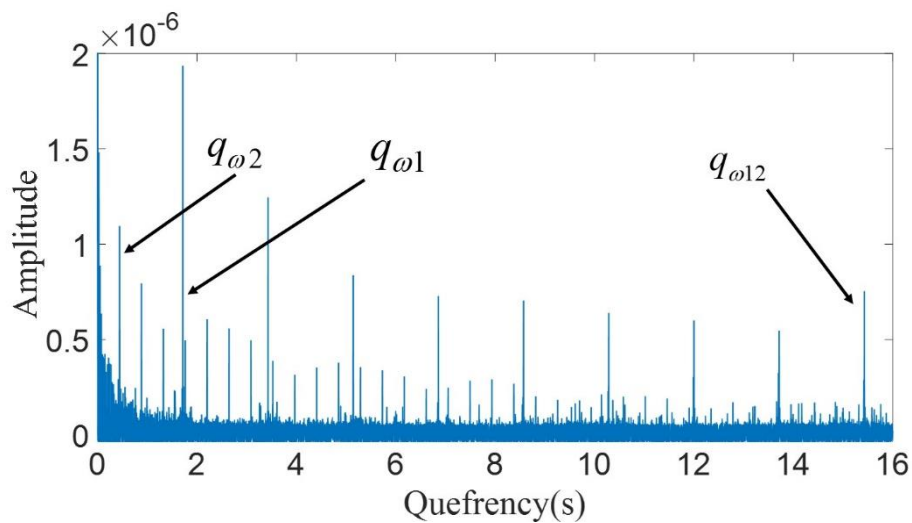
圖二十五 35rpm 無損壞齒輪組偏擺頻譜圖



圖二十六 35rpm 無損壞齒輪組偏擺倒頻譜圖



圖二十七 35rpm 50%剝落齒輪組偏擺頻譜圖



圖二十八 35rpm 50%剝落齒輪組偏擺倒頻譜圖

(六)實驗分析

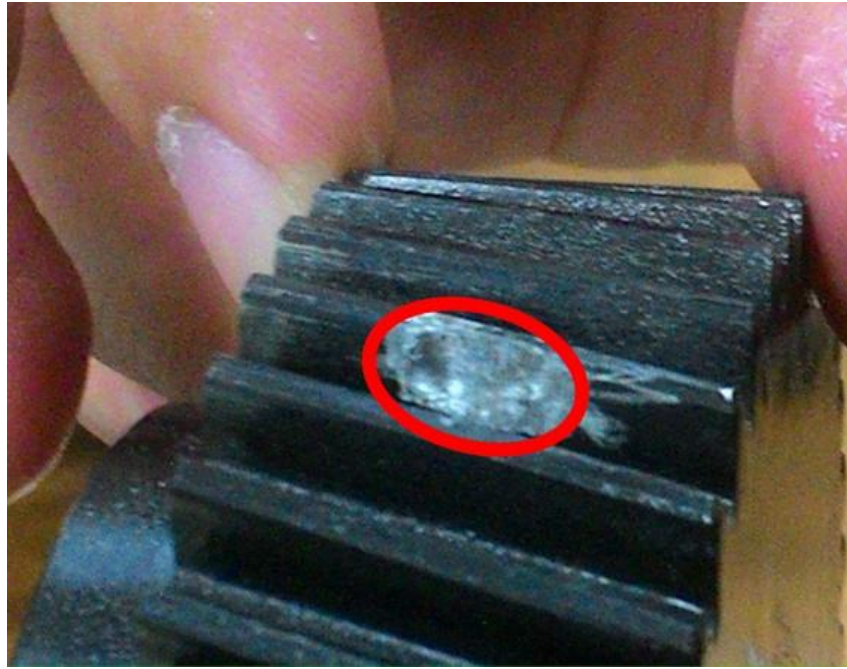
實驗所使用的齒輪為 KHK 製造之螺旋齒輪，圖二十九左方之大齒輪為主動輪，右方之小齒輪為從動輪。實驗時所挑選的齒數比與模擬時不同，但實驗齒輪的損壞位置與與模擬計算之損壞位置相同，都在大齒輪的其中一齒上。因破壞之特徵頻率與齒數和轉速有關，故仍能夠與模擬的數據做定性的比較。實驗中除了使用沒有損壞的齒輪之外，還有圖三十中 3mm 裂縫與圖三十一中 25% 齒寬剝落，共三組數據比較。



二十九 螺旋齒輪對



三十 3mm 裂縫



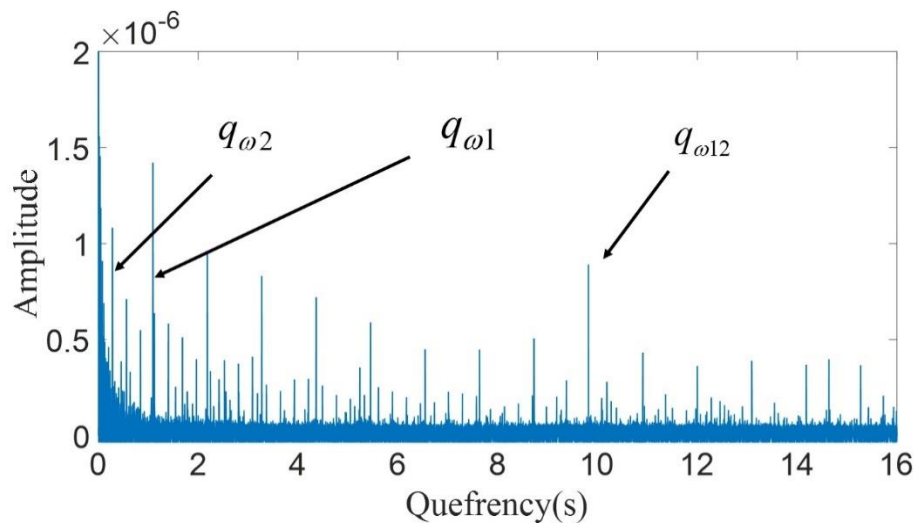
三十一 25%齒寬剝落

實驗機台使用萬用齒輪嚙合測試機，可以量測中心距小於150mm的齒輪，齒輪之重量則建議在10Kg以內，圖三十二為機台之全圖。量測時將取樣頻率設定為3200Hz，量測時間為20秒，輸出端之扭矩為10Nm，而輸入端為13.333Nm，由於機台原本之設計用途為量測齒輪之傳遞誤差，故可供施加的扭矩不大，實驗中所施加之扭矩是在機台可容許的極限邊緣。

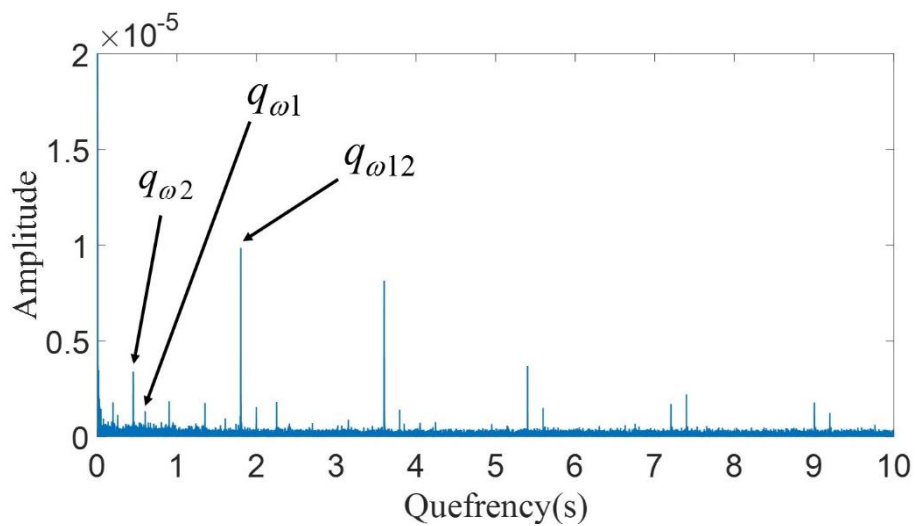


圖三十二 萬用齒輪啮合測試機

大齒輪損壞發生時 q_{ω_1} 才會出現(見圖三十三)，且偏擺與齒輪損壞在倒頻譜圖中之訊號皆是由每圈一次之轉速訊號與其倍頻而來，當大齒輪損壞與小齒輪偏擺同時發生時，由於轉速不同，使倒頻譜圖中出現 $q_{\omega_{12}}$ 之特徵頻。故在齒輪精度不佳、扭力不足的狀況下，從齒輪之倒頻譜圖無法判讀是否有損壞產生，實驗之機台必須能提供更大的扭矩，依目前機台之狀況，裂縫與剝落之訊號皆很微弱，當偏擺與損壞訊號混在一起，無從判定到底是誰造成倒頻譜圖之特徵頻 q_{ω_1} 、 q_{ω_2} 、 $q_{\omega_{12}}$ 見圖三十四。



圖三十三 模擬有偏擺具裂縫齒輪倒頻譜圖



圖三十四 實驗具裂縫齒輪倒頻譜圖

實驗結果綜合討論如下:

1. 僅由實驗頻譜圖中啮合頻率與其二倍頻之幅值無法判斷裂縫與剝落之發生。
2. 由偏擺與齒輪之局部性破壞造成的訊號皆為每一轉發生一次之訊號，故其特徵頻與其所發生的齒輪之轉速相同。

3. 實驗倒頻譜圖中，在齒輪無損壞的狀況下 q_{ω_1} 、 q_{ω_2} 已經出現，顯示大齒輪與小齒輪本身有偏擺之狀況，而在損壞發生時，卻不見 q_{ω_1} 有更明顯之變化，顯示由損壞造成之訊號比偏擺小很多。
4. 從嚙合頻率旁以轉速為間隔之邊頻可以判斷剝落之發生，但裂縫在較高轉速下則無法判斷。

二、軸承

軸承部分使用快速峰度譜與 EEMD 等訊號處理方式對實際量測的訊號作處理，並比較兩方法在判斷損壞訊號的應用，以增加判斷軸承是否損壞的準則。

(一) 快速峰度譜(Fast Kurtogram)

運用小波包分解(wavelet packet decomposition)的方式將原輸入訊號之頻帶進行分解，並將各分解後之時域訊號進行峰度值計算[7]，峰度 K 之定義為

$$K(x) = \frac{\mu_4}{\sigma^4} - 2 = \frac{\langle |x(n)|^4 \rangle}{\langle |x(n)|^2 \rangle^2} - 2 \quad (10)$$

其中 μ_4 為四階中心矩， σ 為標準差。

峰度值能有效地偵測出軸承受衝擊的故障訊號[8]，利用小波包分解出不同頻寬大小的訊號作峰度值的計算[9]，峰度最大值出現的頻寬範圍有極大的可能涵蓋軸承幅值調變後的破壞訊號，此頻率中心與頻寬能成為解幅值調變的濾波參數，再對濾波完的訊號進行包絡線分析並對其與軸承破壞特徵做比對，判別軸承是否損壞及種類。

(二) 總體經驗模態分解法 (Ensemble Empirical Mode Decomposition, EEMD)

EMD[4]是利用將訊號的上包絡線與下包絡線取平均值

得到函數 $m(t)$ ，並且將原訊號減去 $m(t)$ 得到 $h(t)$ ，當函數 $h(t)$ 的上包絡線與下包絡線的中線函數接近零時，此 $h(t)$ 就為本質模態函數(IMF)，若當函數還不滿足 IMF 的條件下，再次進行對上包絡線與下包絡線取平均值得到函數 $m(t)$ ，並將上一步驟的函數 $h(t)$ 減去 $m(t)$ ，直到滿足 IMF 為止，如此一來就得到第一段的本質模態函數；如果要獲得更高階的 IMF 就將原始訊號減去低一段的 IMF 後，再執行尋找 IMF 的程序。而 EEMD 是將原訊號加入白雜訊後做 EMD 找出其 IMF，並重複計算 IMF 數次後對 IMF 做平均來消除隨機雜。EEMD 所使用的濾波方式與快速峰度譜的提取方式不相同，快速峰度譜是使用頻率為濾波的標準，而 EEMD 的濾波方法屬於非頻率濾波。

(三)包絡線頻譜分析

包絡線就是函數中最外層的趨勢線，對於軸承損壞訊號而言，軸承訊號成因來自於元件間的衝擊所造成的低頻訊號，如果對量測的訊號直接做頻譜分析會有結構的振動高頻率出現 [10]，但我們期望觀察的是衝擊所發生的頻率，所以對原始訊號做包絡線能減少頻譜圖出現結構振動的情況，以縮小檢查的目標數。本文尋找包絡線頻譜使用兩種方式，使用希爾伯特轉換能夠找到瞬時的向位角與其瞬時包絡線，將找出的包絡線作

快速傅立葉轉換分析，就能夠得到包絡線頻譜；另一種方法是將原訊號先執行平方處理，再加窗型函數處理後作快速傅立葉轉換後得到平方包絡線頻譜(squared envelope spectrum)。

(四)軸承損壞特徵

軸承的損壞頻率特徵是在滾動軸承在純滾動假設下的結果[11]，若軸承在運轉時會有滑移的現象，會讓其特徵頻率會有些微的差異，一般在估算軸承損壞頻率只要知道內環轉速、外環轉速、滾子個數 Z 、滾子直徑 d_r 、滾子對中心所公轉之等效直徑 d_p 以及滾子與接觸面的夾角 ϕ_0 (圖三十五)；各種類的軸承損壞如下

1. 外環損壞頻率

$$f_{rpo} = \frac{Zf_r}{2} \left(1 - \frac{d_p}{d_r} \cos \phi_0\right) \quad (11)$$

2. 內環損壞頻率

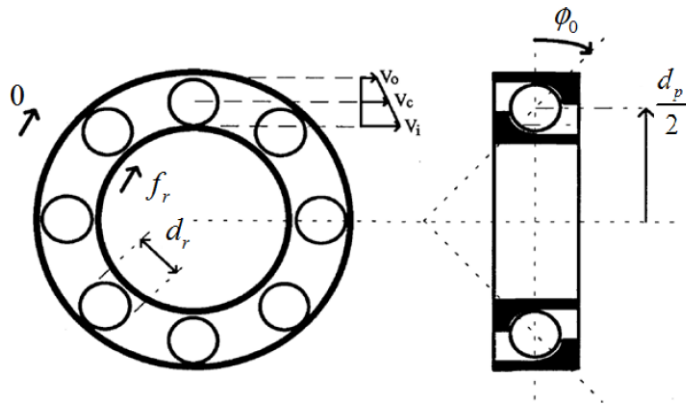
$$f_{rpi} = \frac{Zf_r}{2} \left(1 + \frac{d_p}{d_r} \cos \phi_0\right) \quad (12)$$

3. 保持架損壞頻率

$$f_{cage} = \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{d_r}{d_p} \cos \phi_0\right) \quad (13)$$

4. 滾子損壞頻率

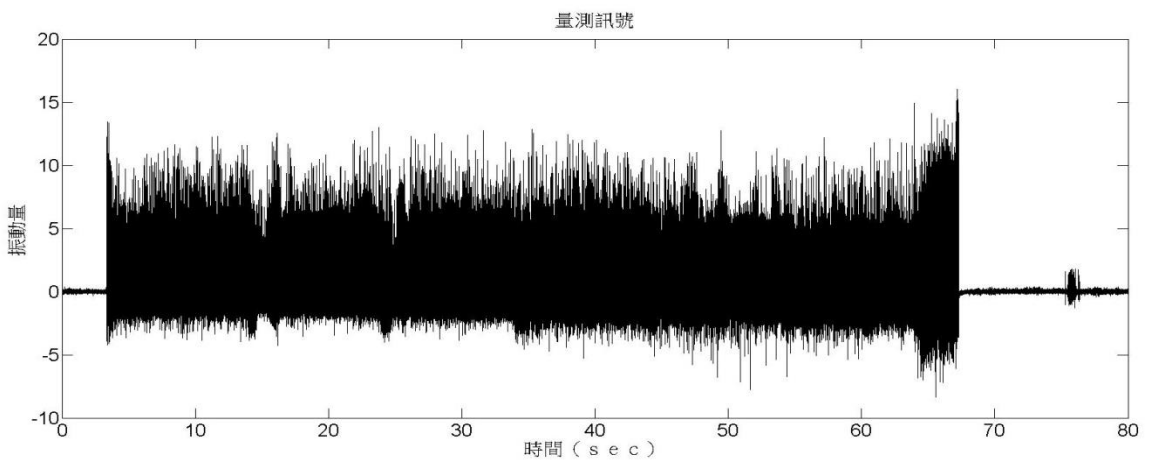
$$f_{rpf} = \frac{f_r d_r}{d_p} \left[1 - \left(\frac{d_p}{d_r} \cos \phi_0 \right)^2 \right] \quad (14)$$



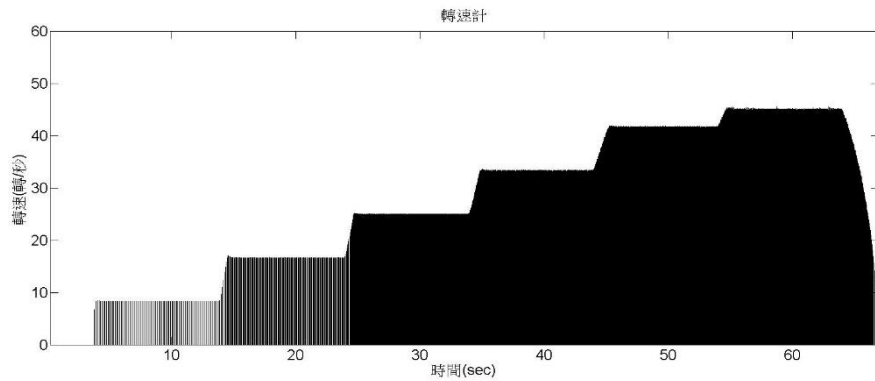
圖三十五 軸承示意圖

(五)故障訊號分析

本文考慮變轉速的軸承元件損壞的量測訊號，圖三十六為量測之風機振動訊號(量測位置在軸承座上)與時間的關係，而圖三十七為同時刻下轉速計所量測到的主軸轉速，由此圖中能發現到轉速會隨時間增加並且有六段的穩定區間。

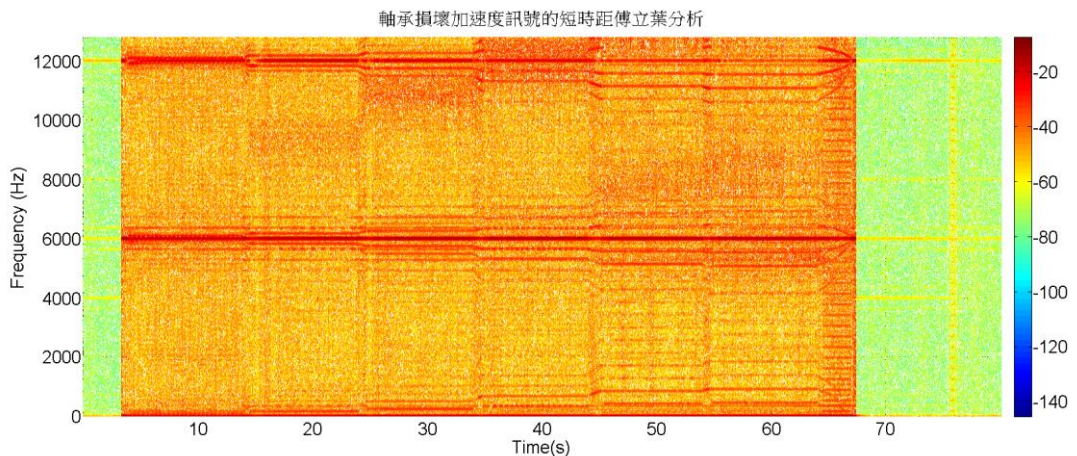


圖三十六 振動訊號與時間關係圖



圖三十七 轉速計與時間關係圖

首先對訊號執行短時距傅立葉分析(見圖三十八)，訊號的採樣頻率為 25600Hz，初步分析雖然轉速有變化，但在 6000Hz 與 12000Hz 均會有固定的頻率出現，此頻率可能為結構的自然頻率，並且發現到此頻率的兩旁會有隨著轉速提升的頻率的邊頻。



圖三十八 振動訊號之短時距傅立葉分析

系統中軸承型號為 NN-3026、NN-3028(相關參數見表四)，軸承在各段穩定轉速下所對應的軸承損壞頻率見表五、表六。

表四 軸承參數

	NN-3026	NN-3028
d_p	166(mm)	176(mm)
d_r	16(mm)	16(mm)
z	26 個	28 個
ϕ_0	0	0

表五 第一段轉速下軸承破壞特徵頻率

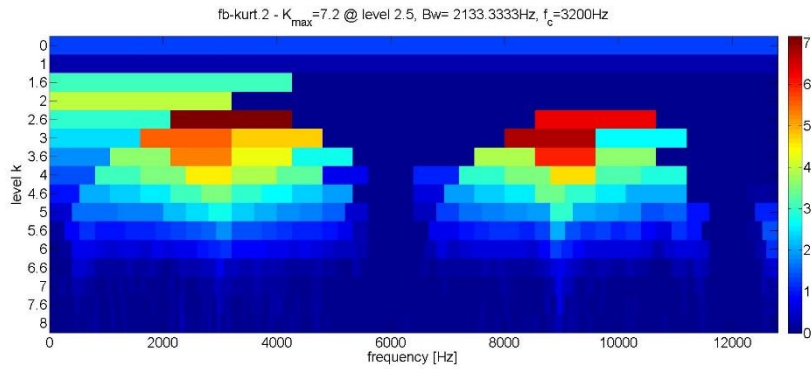
第一段轉速(8.3Hz)		
	NN-3026	NN-3028
外環損壞頻率	97.5Hz	105.6Hz
內環損壞頻率	118.3Hz	126.8Hz
滾子損壞頻率	85.32Hz	90.54Hz

表六 第二至六段轉速軸承破壞特徵頻率

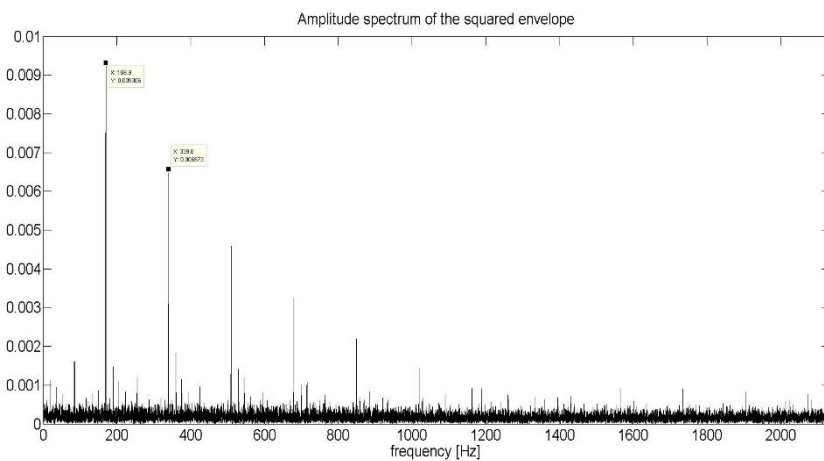
第二段轉速(16.6Hz)		
	NN-3026	NN-3028
外環損壞頻率	195Hz	211.Hz
內環損壞頻率	236.6Hz	253.5Hz
滾子損壞頻率	170.6Kz	181.1Hz
第三段轉速(25Hz)		
	NN-3026	NN-3028
外環損壞頻率	293.7Hz	318.2Hz
內環損壞頻率	356.3Hz	381.8Hz
滾子損壞頻率	256.96Hz	272.72Hz
第四段轉速(33.3Hz)		
	NN-3026	NN-3028
外環損壞頻率	391.2Hz	423.8Hz
內環損壞頻率	474.6Hz	508.6Hz
滾子損壞頻率	342.8Hz	363.28Hz
第五段轉速(41.6Hz)		
	NN-3026	NN-3028
外環損壞頻率	488.7Hz	529.5Hz
內環損壞頻率	592.9Hz	635.3Hz
滾子損壞頻率	427.6Hz	453.82Hz
第六段轉速(45.1Hz)		
	NN-3026	NN-3028
外環損壞頻率	528.8Hz	574Hz
內環損壞頻率	642.8Hz	688.8Hz
滾子損壞頻率	463.56Hz	492Hz

接著將各別的轉速區域做快速峰度譜分析，首先是對第

一段平穩轉速下振動訊號進行分析，圖三十九中會發現以 3200Hz 頻率中心且頻率區間 2133.33Hz 的濾波區間所計算出訊號的峰度值最大最明顯(深紅色)，衝擊訊號極有可能出現在此頻段中，所以將此頻段的時域訊號擷取出來並對其做包絡線分析得到圖四十，其中出現 84.89Hz 的整數倍頻率特徵，與 NN-3026 的滾子損壞頻率一致，所以此系統的軸承中滾子可能損壞。

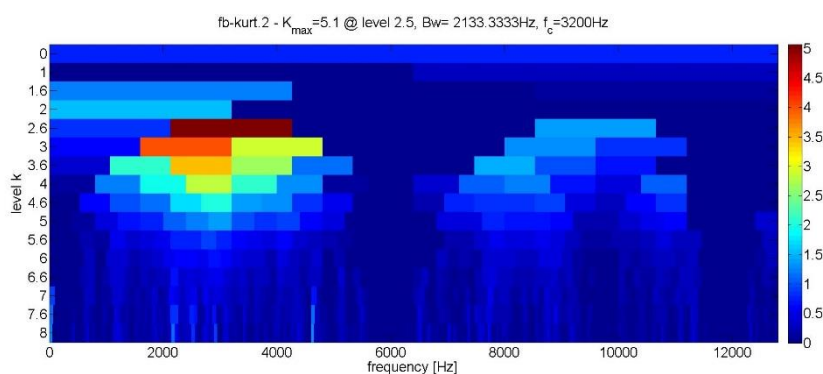


圖三十九 第一段轉速下快速峰度譜

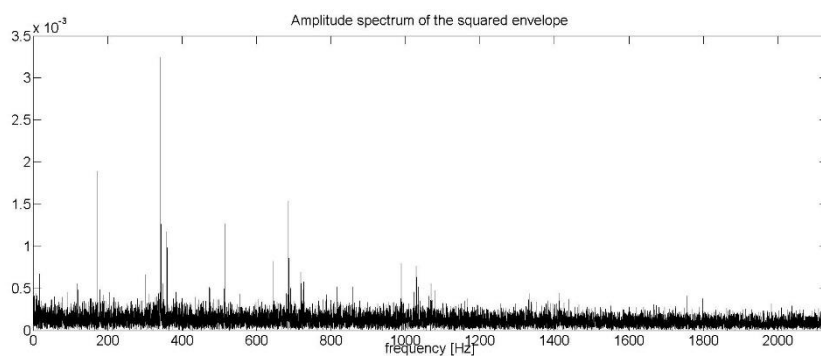


圖四十 包絡線頻譜分析

將第二段轉速的訊號做快速峰度譜分析，也得到在 3200Hz 頻率中心且頻率區間 2133.33Hz 的濾波區間所計算的訊號峰度值最明顯(圖四十一)，將此訊號區段做包絡線分析(圖四十二)出現 171.5Hz 的倍頻特徵，依舊與 NN-3026 的滾子損壞頻率一致。



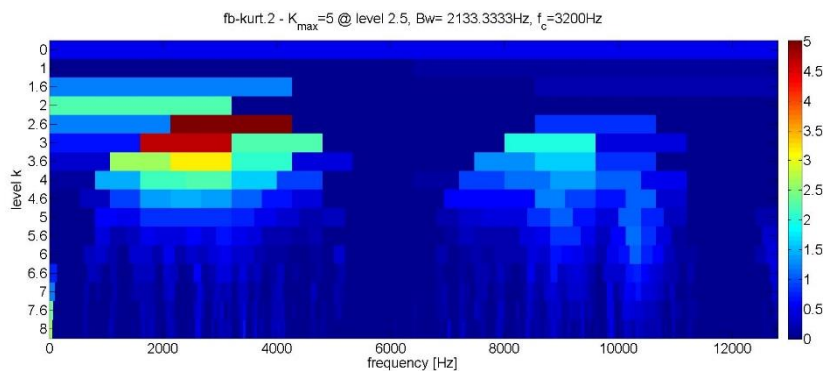
圖四十一 第二段轉速下快速峰度譜



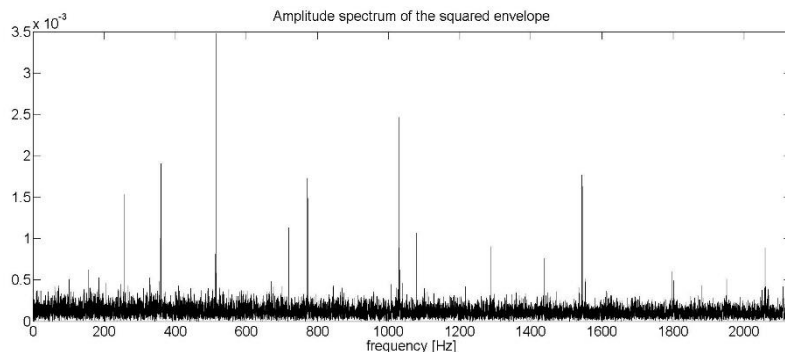
圖四十二 包絡線頻譜分析

由第一段轉速與第二段振動訊號能夠初步的判定 NN-3026 的滾子損壞，為了確定此頻率特徵會重複出現，所以對三到六階轉速個別執行快速峰度譜分析，第三段轉速訊號所取的

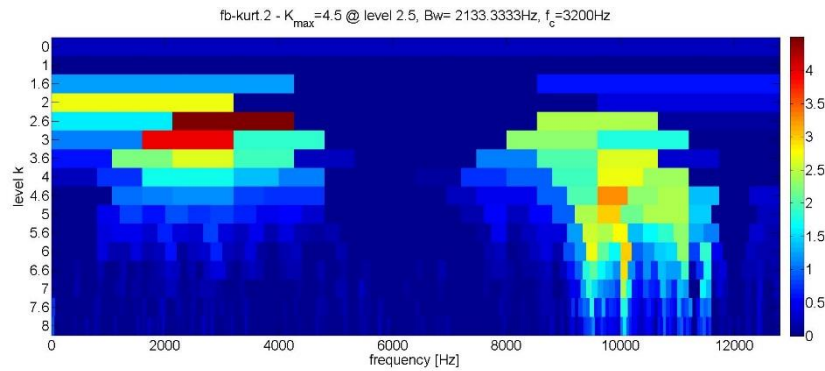
濾波區間與之前相同(圖四十三)，其包絡線頻譜(圖四十四)為 257.4 的倍頻，與 NN-3026 的滾子損壞頻率一致。第四段之快速峰度譜分析也與前三次相同(圖四十五)，其包絡線特徵為 344Hz 的倍頻與滾子損壞頻率一致(圖四十六)。



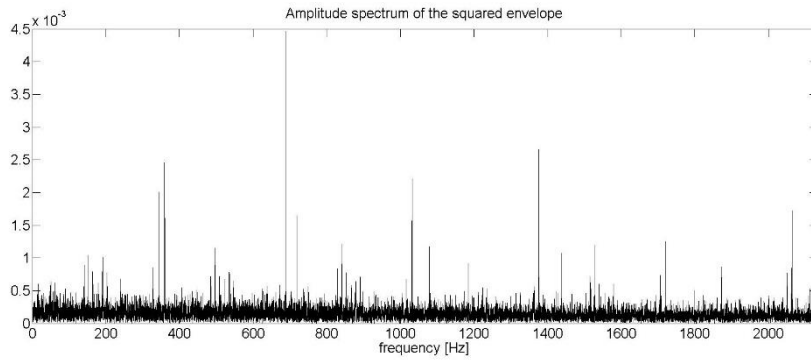
圖四十三 第三段轉速下快速峰度譜



圖四十四 包絡線加速度分析

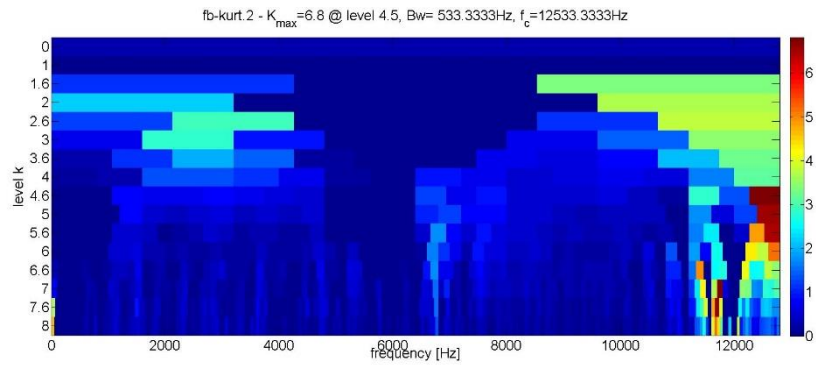


圖四十五 第四段轉速下快速峰度譜

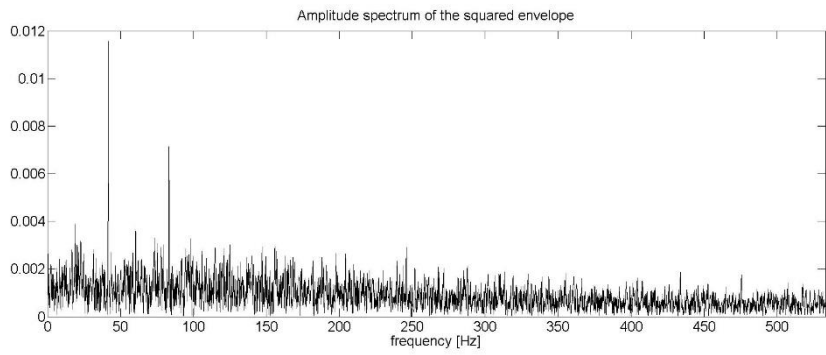


圖四十六 包絡線頻譜分析

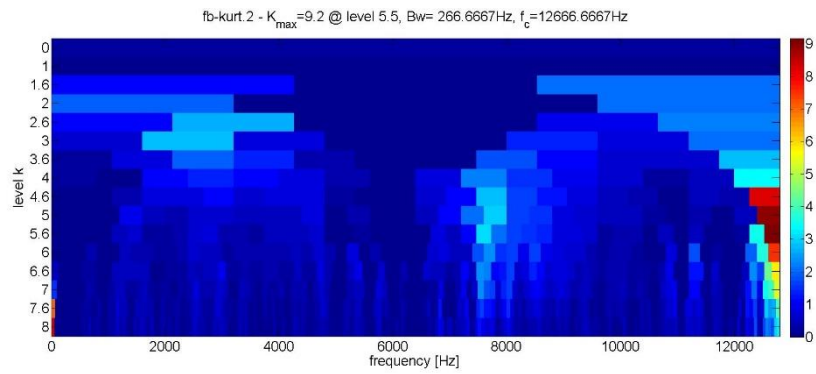
當對第五段轉速執行快速峰度譜分析，峰度值最大的頻率區域改變(圖四十七)，出現在 12533Hz 頻率中心與 533Hz 的頻帶，而所對應的包絡線頻譜(圖四十八)的特徵為 41.6Hz 的倍頻，代表轉速，不再是滾子損壞頻率。當對六段轉速執行快速峰度譜分析，峰度值最大的頻率區域出現在 126333Hz 頻率中心與 266Hz 的頻帶(圖四十九)，並且其包絡線頻譜(圖五十)的特徵為 22.51Hz 的倍頻，即轉速頻率。



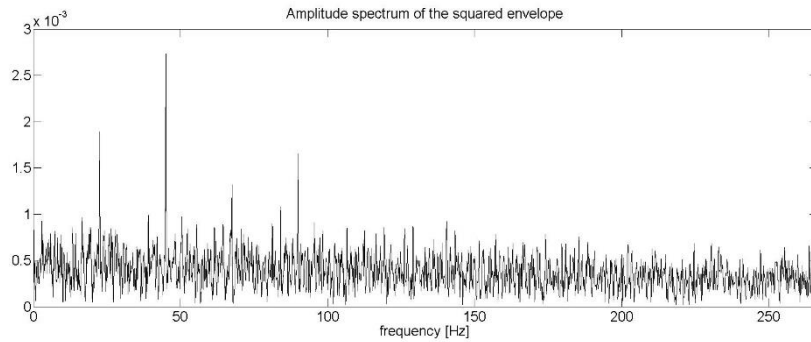
圖四十七 第五段轉速下快速峰度譜



圖四十八 包絡線頻譜分析

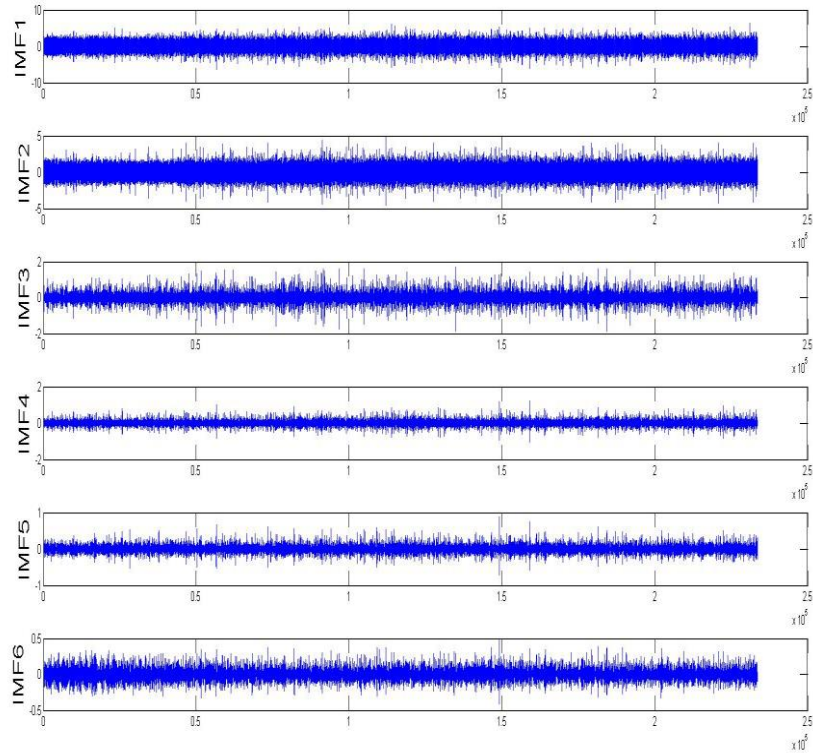


圖四十九 第六段轉速下 Fast Kurtogram



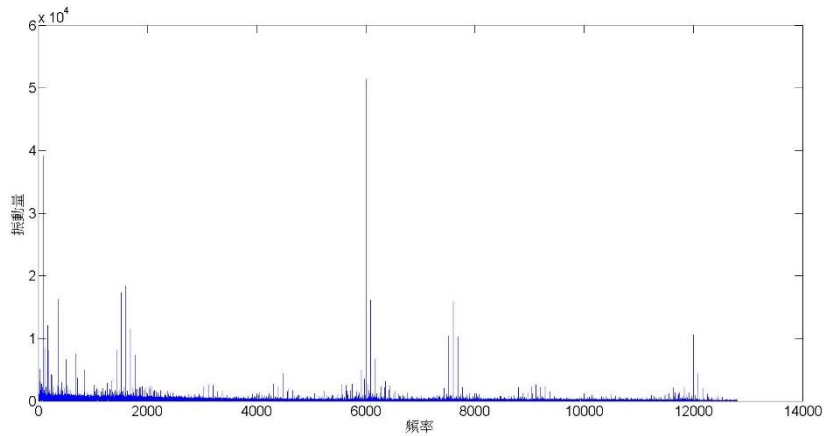
圖五十 包絡線頻譜分析

以上對前六段數據依序執行完快速峰度譜分析，在多數的最大峰度區間能找到軸承的損壞訊號。接著再改使用 EEMD 對同樣的數據作分析，並觀察其包絡線頻譜是否能偵測軸承損壞訊號。首先將第一段轉速作 EEMD，可得到時間與加速度值得本質模態函數(圖五十一)，但是無法直接從時域訊號找到明顯特徵，所以對各階本質模態做包絡線傅立葉轉換找函數特徵。



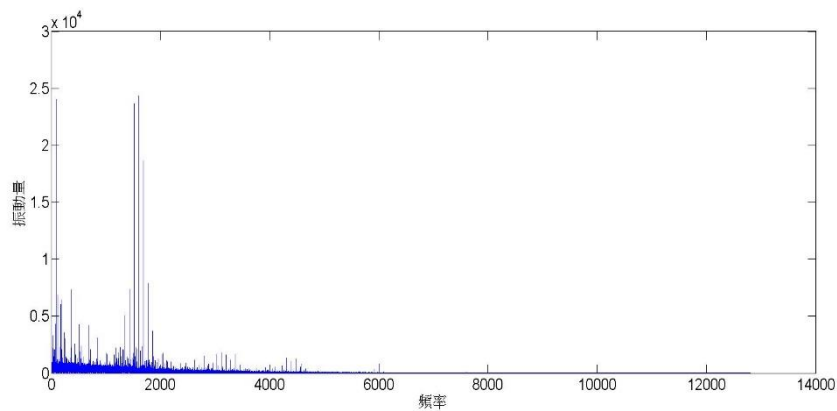
圖五十一 第一階轉速的經驗模態分解

將本質函數的第一階分解經過包絡線頻譜分析(圖五十二)，可以發現 85Hz 的倍頻特徵，即 NN-3026 的滾子損壞頻率，伴隨著結構自然頻率 6000Hz 夾雜著 85Hz 的邊頻出現，並且在 1600Hz 與 7600Hz 也有 85Hz 的諧頻出現，從圖中雖然能觀察到某些特徵頻率(如滾子損壞頻率)，但仍夾雜著許多不確定因素。



圖五十二 第一段轉速的第一本質模態函數包絡線頻譜

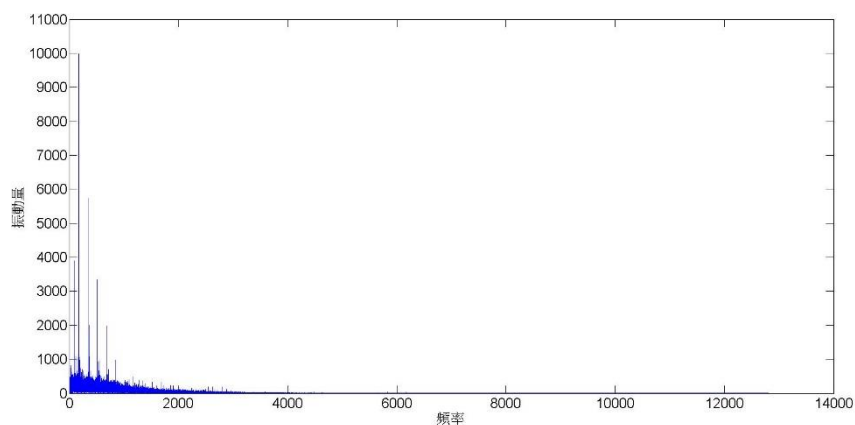
對第二階本質函數也做包絡線頻譜分析(圖五十三)，依舊能觀察到 85Hz 的滾子損壞倍頻特徵，但在 1600Hz 還是出現 85Hz 的諧頻，而且其峰值與 85Hz 大小相近，在判斷上仍有無法預測之數值。



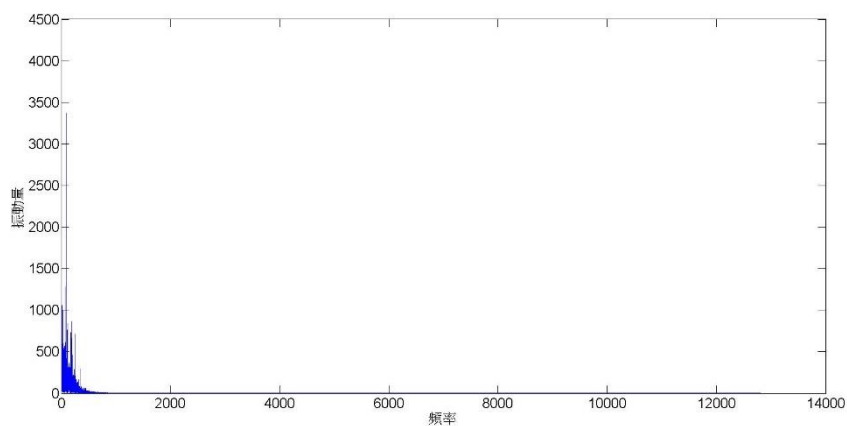
圖五十三 第一階轉速的第二本質模態函數包絡線頻譜

第三階本質函數分解的包絡線頻譜與使用快速峰度譜方法所找出的包絡線頻譜的頻率特徵之大小趨勢相似(圖五十四)，在滾子損壞頻率 85Hz 較其二倍頻小，並且會出現 170Hz 了諧

頻；原本在 1600Hz 的峰值也被去除，此分解與快速峰度譜方法所找出的合適頻寬之數值所做出的包絡線頻譜相似。而在更高階的展開都有類似的特徵，但會隨著階數越高，較小的特徵會被去除，圖五十五是第六階本質函數分解的包絡線頻譜，雖然依舊明顯觀察的到滾子損壞頻率 85Hz，但其諧頻及較高頻率之訊號已幾乎被去除。



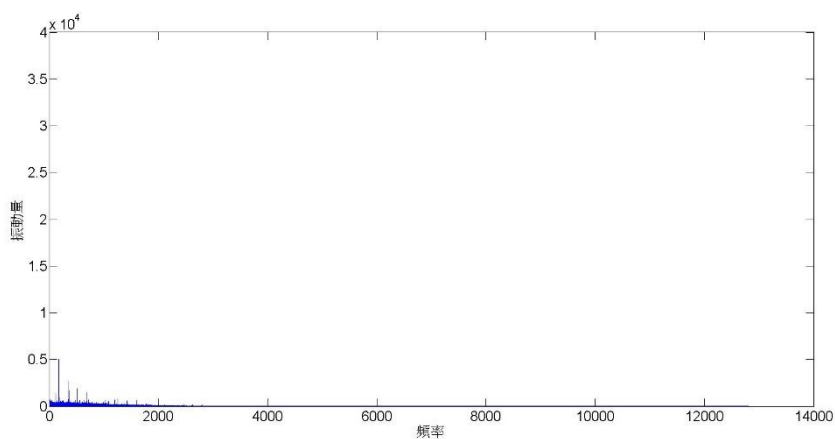
圖五十四 第一段轉速的第三本質模態函數包絡線頻譜



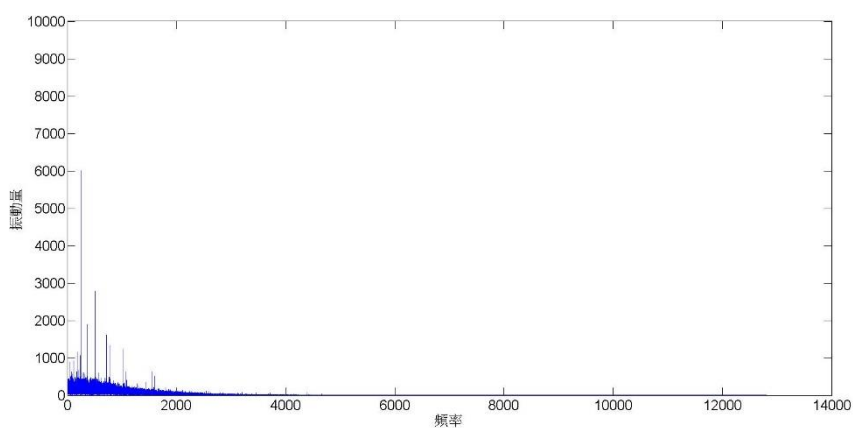
圖五十五 第一段轉速的第六本質模態函數包絡線頻譜

在前四段轉速的經驗模態展開，都與第一段轉速的結果

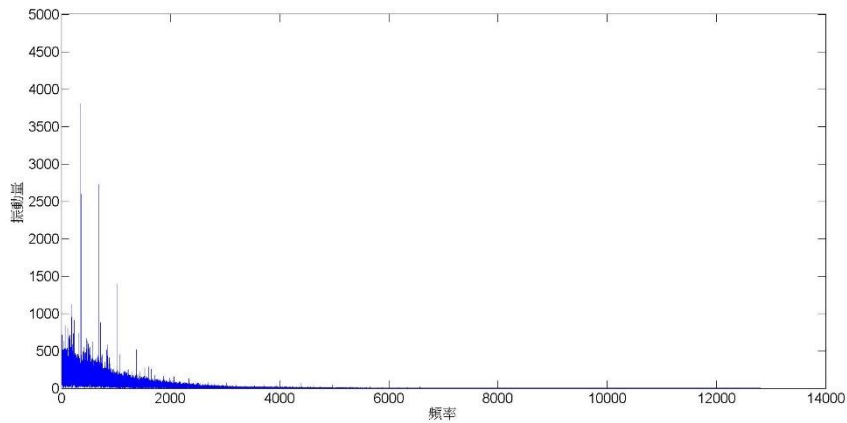
相似，即第三本質函數包絡線頻譜與快速峰度譜 所找出的頻譜類似。能夠明顯觀察出都有滾子損壞倍頻特徵出現，圖五十六、圖五十七、圖五十八分別為第二段、第三段、第四段轉速中第三本質函數包絡線頻譜。



圖五十六 第二段轉速的第三本質模態函數包絡線頻譜

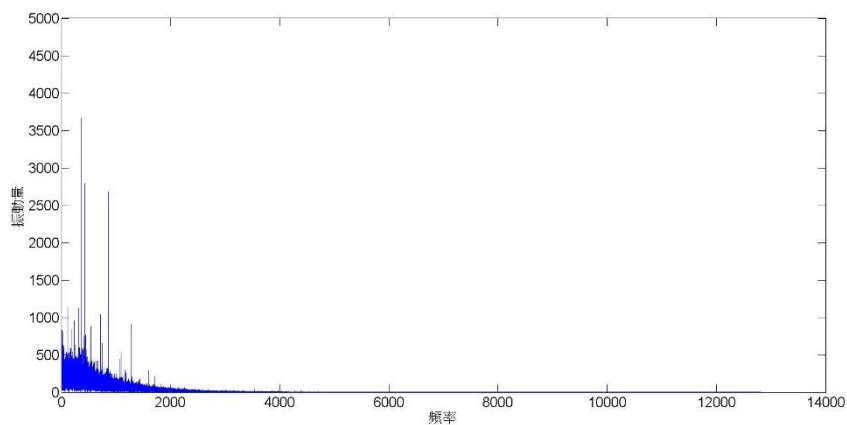


圖五十七 第三段轉速的第三本質模態函數包絡線頻譜



圖五十八 第四段轉速的第三本質模態函數包絡線頻譜

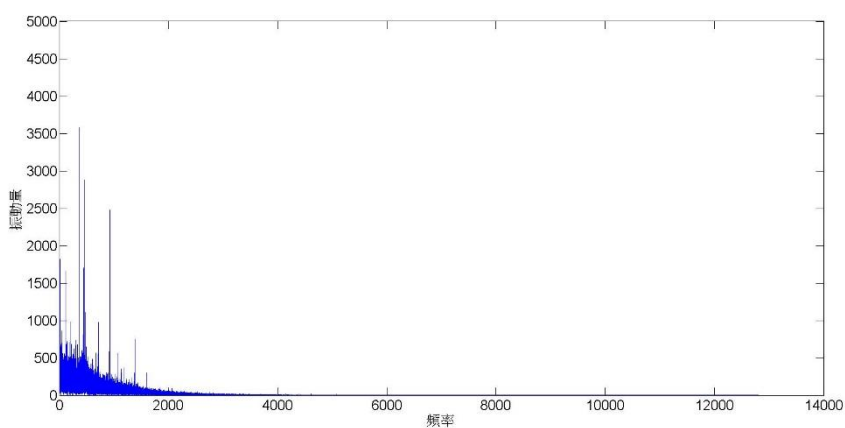
將 EEMD 使用在第五段轉速時，與先前同樣的步驟，提出第三本質函數並對其做包絡線分析(圖五十九)，會發現其頻譜與快速峰度譜所觀察到的特徵(轉速 41.5Hz 的諧頻)不相同，而使用第三本質函數做出的包絡線特徵為 428.5Hz 及其諧頻特徵，此為滾子損壞頻率的特徵。



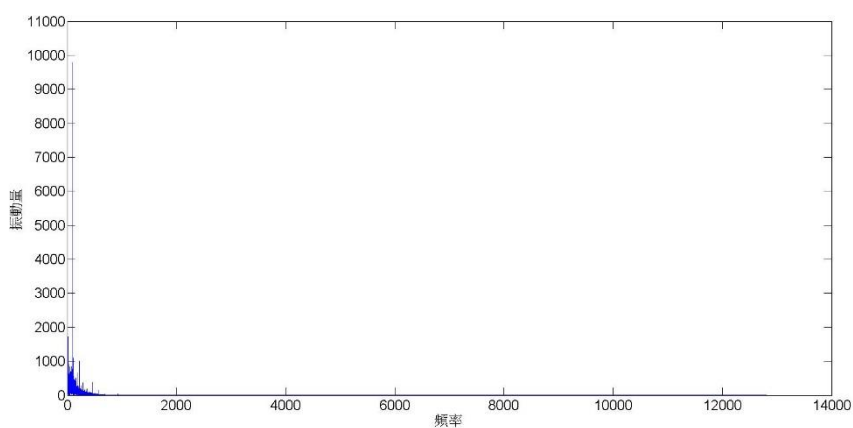
圖五十九 第五段轉速的第三本質模態函數包絡線頻譜

使用相同的手段分析第六段轉速，提取第三本質函數做包絡線頻譜(圖六十)，會有滾子損壞頻率 426.6Hz 及其諧頻的特

徵，與快速峰度譜所找到的轉速特徵 45.1Hz 並不相同，但在更高階的展開的包絡線頻譜，卻不一定還會出現 426.6Hz 的特徵，在五本質函數下所得到的頻譜(圖六十一)反而出現 102.8Hz 的未知頻率，當選用不同階數所得到的頻譜特徵有極大的差異，會影響檢測的正確性。



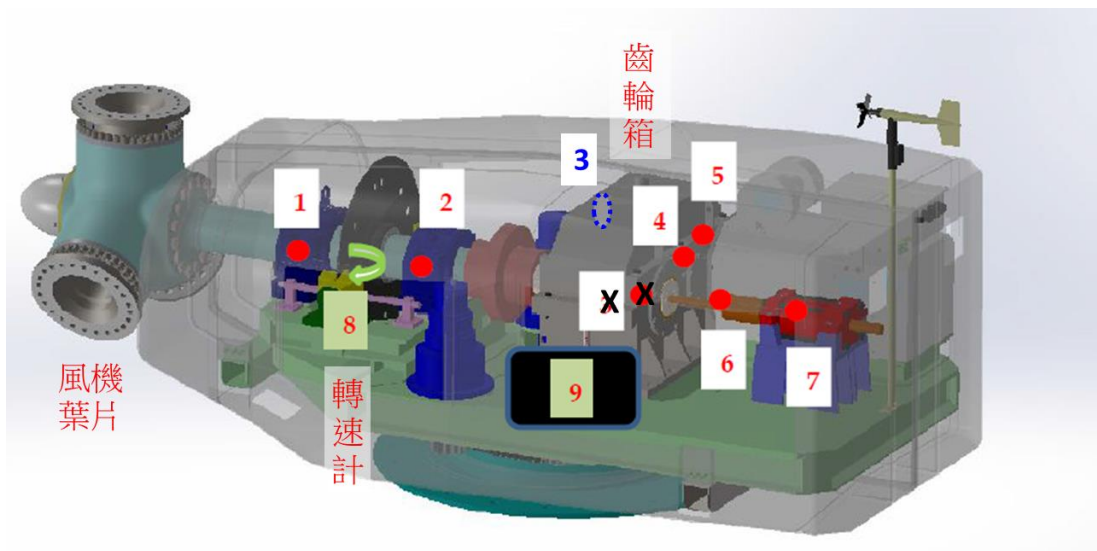
圖六十 第六段轉速的第三本質模態函數包絡線頻譜



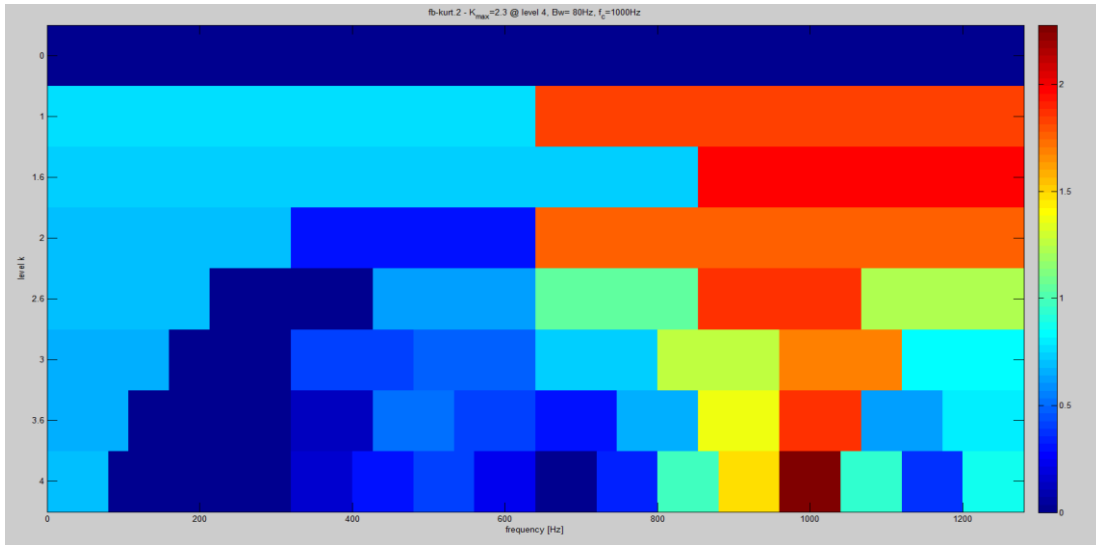
圖六十一 第六段轉速的第五本質模態函數包絡線頻譜

將此診斷方式使用在核研所 200kW 的風力發電機(見圖六十二)，圖中從 1 到 7 皆裝置加速規，而 8 為轉速計。機構由左而右為風機葉片、齒輪箱與發電機，加速規安裝在軸承座上，

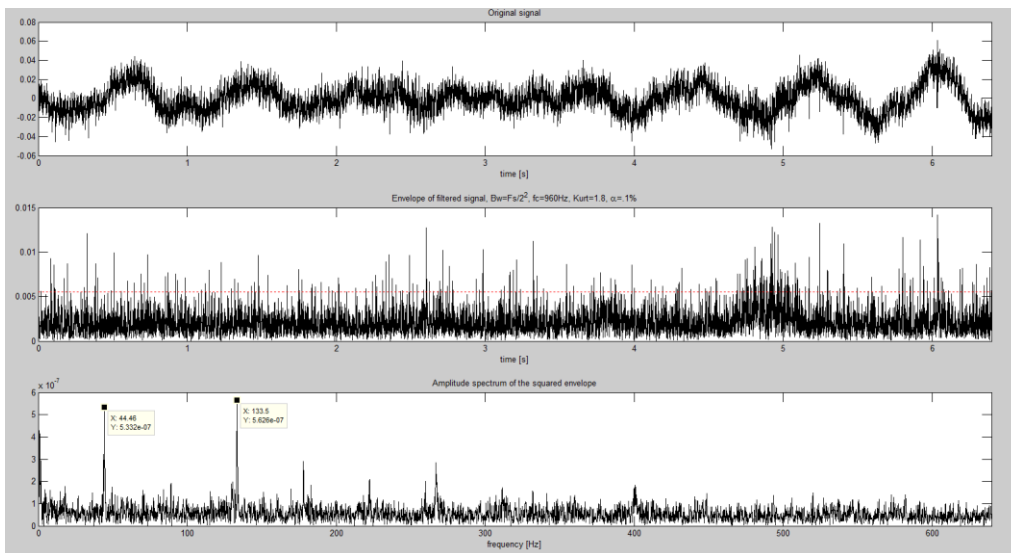
並且齒輪箱中的三根軸的側壁都有裝置加速規。發現裝置在位置 2 的加速規振動訊號在主軸轉速 20.25rpm 下，進行快速譜峰度分析(圖六十三)，取第三層的最右端區間為濾波區間，得到的包絡線頻譜為圖六十四，其包絡線特徵為 44.5Hz 為第一對齒輪對的嚙合頻率，屬於正常的訊號頻率；但在分析位置 3 的加速規在轉速 31.74rpm 下進行快速譜峰度分析(圖六十五)，取第二層的最左端區間為濾波區間，得到的包絡線頻譜為圖六十六，其包絡線特徵為 61.38Hz 為齒輪箱中 SKF22316 外環損壞的頻率，為不正常的特徵訊號，應該進行檢修。



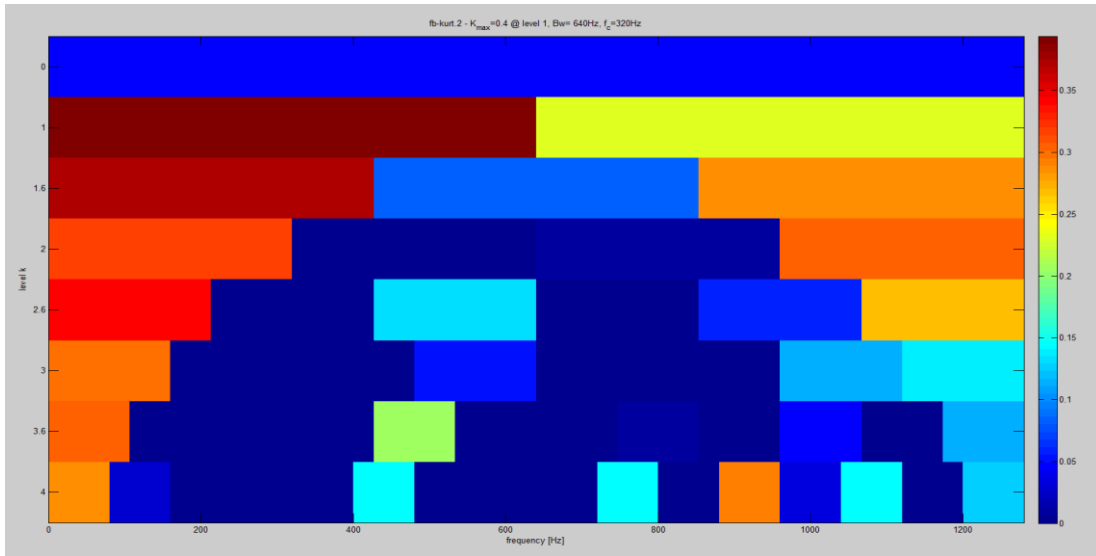
圖六十二 200kW 的風力發電機感測器放置位置



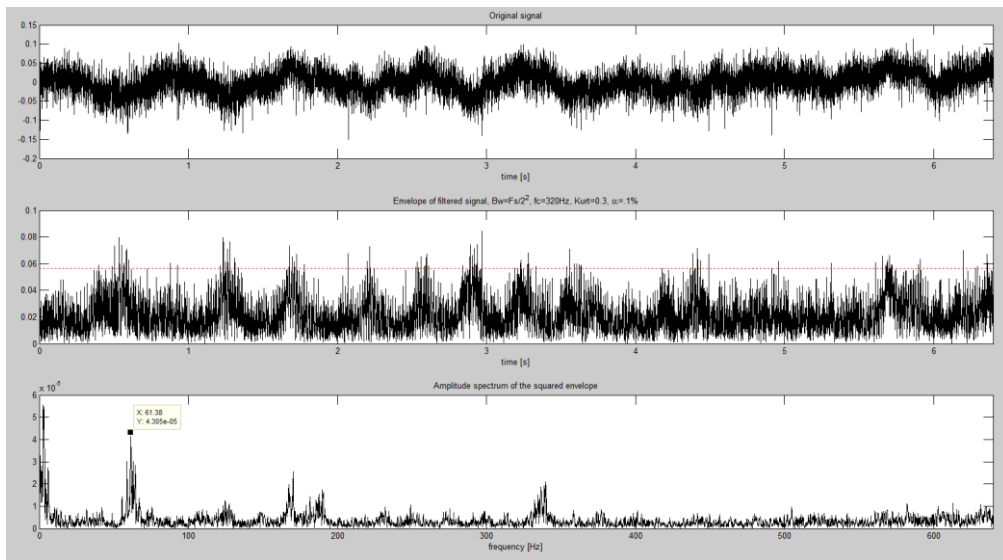
六十三 快速譜峰度



圖六十四 包絡線分析



六十五 快速譜峰度



圖六十六 包絡線分析

參、主要發現與結論

本研究第一部份以有限元素軟體計算無裂縫或發生裂縫時之齒輪組的嚙合剛度，以及不同轉速時嚙合剛度之變化，代入以集中質量法建立的齒輪組之簡化理論模型，以模擬其動態響應、分析齒輪之振動特性，且與實驗值比對。第二部分軸承部分使用不同訊號處理方式，快速譜峰度法是將訊號以頻寬拆解的方式將峰度值最大的訊號提出，在最大峰度的頻寬中極有可能包含軸承損壞的特徵訊號，最後再以軸承分析最常使用的方式包絡分析其特徵頻譜；而 EEMD 以總體經驗模態展開分解訊號，其分離的基礎不再是以頻率為準。本研究所提供之二方法已用於分析核研所風機的實測訊號，當系統的轉速(變轉速)已知情況下，選擇轉速變化較平緩的區間作訊號截取，如果轉速有些許變異，能先轉成角域的訊號，會更精準的預測損壞特徵。

由研究結果中可以得到如下結論：

- 一、齒輪組中發生裂縫之齒的接觸力較無故障時下降，也使接觸區域等效非線性彈簧常數下降，進而使得整體的嚙合剛度下降，裂縫的深度越大，接觸力下降的越多，嚙合剛度越小。
- 二、齒輪無偏擺時，嚙合頻率之二倍頻有最高的幅值，當無損壞發生時，頻譜中只有嚙合頻率與其倍頻，而當裂縫或剝落出現時，在低頻處會出現以轉速為間隔的雜訊。在低轉速時，因接觸力大，故各種損壞的雜訊清晰可見，隨著轉速提高，雜訊越來越不明顯，可以利用簡易的 AF 指標統計低頻處雜訊的量，發現損壞越大時，雜訊量越大。
- 三、齒輪組無偏擺且無損壞發生的倒頻譜圖無特徵倒頻率，但當裂縫與剝落發生時，具破壞之齒輪轉速倒頻率與其倍頻會明顯出現。
- 四、軸承損壞分析時，快速譜峰度法分析能提供使用包絡線分析中合適的頻率選取範圍，避免將損壞訊號在做包絡線分析就被誤剔除的情況。與 EEMD 相比，較容易找到軸承損

壞的訊號。

- 五、EEMD 雖然能夠分析軸承的損壞特徵，但過程中會分解出許多的本質模態函數，軸承的損壞特徵有可能夾雜在其中，較難直接從中分離，但能夠用在初步的訊號處理。

肆、參考文獻

- [1] Kiekbusch, T., Sappok, D., Sauer, B., and Howard, I., 2011, “Calculation of the combined torsional mesh stiffness of spur gears with two– and three-dimensional parametrical FE models“, *Journal of Mechanical Engineering*, Vol.57, 810-818
- [2] Hedlund, J., and Lehtovaara, A., 2008, “A parameterized numerical model for the evaluation of gear mesh stiffness variation of a helical gear pair“, *Journal of Mechanical Science*, Vol.222, 1321-1327
- [3] Er-Raoudi, M., Diany, M., Aissaoui, H., and Mabrouki, M., 2015, “Numerical gear vibration simulation in the presence of localized and distributed defects“, *Journal of Multidisciplinary Engineering Science and Technology*, Vol.2, 576-581
- [4] Randall, R. B., Tech, B., and Hee, J., 1981, “Cepstrum Analysis“, *Bruel & Kjaer*, 1-32
- [5] Ai, S., and Li, H., 2006, “Application of order cepstrum and neural network to gear fault detection“, *Computational Engineering in Systems Applications*, Vol.4, 1822-1827
- [6] 廖宜駿，2014，具裂紋齒輪系統嚙合分析與動態模擬，國立中央大學機械研究所碩士論文，桃園縣
- [7] Antoni, J., 2006, “The spectral kurtosis: a useful tool for characterizing non-stationary signals,” *Mechanical Systems and Signal Processing* 20, 282-307.
- [8] Antoni, J., and Randall, R.B., 2006 “The spectral kurtosis: application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines,” *Mechanical Systems and Signal Processing* 20, 308-331.
- [9] Antoni, J., 2006, “Fast computation of the kurtogram for the detection of transient faults,” *Mechanical Systems and Signal Processing* 20 ,282-307.
- [10]Wu, Z., and Huang, N.E., 2009, “Ensemble empirical mode decomposition: a noise-assisted data analysis method,” *Adv. Adapt. Data Anal.* 1 , 1-41.

- [11]Antoni, J. and Randall, R.B., 2011, “Rolling element bearing diagnostics—A tutorial,” *Mechanical Systems and Signal Processing* 20, 482-520.