

行政院原子能委員會  
委託研究計畫研究報告

新型垂直軸風機葉片之減噪設計分析與模擬驗證  
Design Analyses of Noise Reduction for Vertical Axis Wind Turbine

計畫編號：107A012

受委託機關(構)：國立清華大學

計畫主持人：馮玉明

聯絡電話：0989975756

E-mail address：tjchuang@gapp.nthu.edu.tw

協同主持人：

研究期程：中華民國 107 年 2 月至 107 年 12 月

研究經費：新臺幣 42 萬元

核研所聯絡人員：林冠廷

報告日期：107 年 12 月 3 日

## 目 錄

目 錄.....	I
中文摘要.....	1
ABSTRACT .....	2
壹、計畫緣起與目的.....	3
貳、研究方法與過程.....	6
一、統御方程式 .....	6
二、紊流模型與聲學模型 .....	7
三、邊界條件與數值模型 .....	9
(一)邊界條件.....	10
(二) 數值模型.....	12
參、主要發現與結論.....	15
一、網格與紊流模型評估 .....	15
二、無減噪裝置之模擬 .....	18
三、減噪裝置 .....	22
(一)遮罩.....	22
(二)尾流板.....	25
(三)表面粗糙處理.....	29

四、結論 .....	32
肆、參考文獻.....	37

## 中文摘要

風力發電機所產生的噪音一直是重要的環境議題之一。對於垂直軸風力發電機而言，噪音更是將其建立於地狹人稠區域的一大挑戰。對此，雖有許多減噪之葉片設計，但皆會降低風機效率。本研究將進行 5 kW 垂直軸風機之氣動力扭矩與功率分析，評估不同穩態紊流模式的適用性；進而進行 5 kW 垂直軸風機聲源計算與減噪規劃，包含風機表片平均與最高之聲壓位準、垂直軸風機附加裝置減噪設計之文獻回顧以及設計三套附加減噪裝置以驗證最高效率轉速之表面減噪效果等，以協助上位計畫中小型風力機設計與分析。

關鍵字：風力發電、CFD、紊流模式、噪音。

## **Abstract**

Noise pollution is a crucial public issue for developing wind power, especially for the vertical axis wind turbines (VAWT) which suitable to established within the densely populated city area. Several blades are designed for reducing the aerodynamic noise. However, these change results in decreasing the turbine efficient essentially. Therefore, the efficient and noise production of blades with different noise reduction designs are fully investigated by Computational Fluid Dynamics (CFD) in this study. First, the torque and power of original blade in difference angular speed will be simulated for picking the reliable numerical mesh and turbulence model. Second, the acoustic model will apply in CFD model and the acoustic power production on the blade will be predicted as a reference for next stage. Finally, three difference noise reduction designs from previous research will be applied in CFD for estimating the performance of each noise reduction design. The result can assist the integrated research proposal in developing and designing the prototype of VAWT.

Keywords: Wind power, CFD, turbulence model, noise.

## 壹、計畫緣起與目的

由於傳統石化燃料蘊藏有限，且燃燒時所排放的化學物質會導致環境汙染和日趨嚴重的溫室效應，因而對地球的自然環境和生態造成不可挽回的衝擊。台灣自產之石化燃料能源貧乏，約將近 98% 以上的能源需仰賴進口，因此積極開發綠色能源為日漸重要的重要課題。以台灣地形與再生能源開發而言，離島地區整年皆受季風影響並蘊藏大量風能，而風力發電所帶來的環保效益顯為重要，以目前開發技術來說是較為可行的再生能源選項之一。藉由空氣動力學的理論應用以及風力發電機的技术發展、材料與製造技術隨著時間與科技的進步，風力發電機的性能及可靠度亦不斷的提昇，其發電成本已逐漸降低。對於台灣離島地區蘊藏大量風力資源，風力發電亦廣受重視以及投入大量研究人力進行發展。

然而，風力發電的推動除了地形受限之外，亦因風力與風機葉片所產生之空氣動力噪音可能影響鄰近的居民會而受限。風力發電機運轉時，會於中心點產生約 95 分貝之噪音[1、2]。其噪音值隨著距離的增加而逐漸衰退，當距離達 300 公尺以上時，其噪音值將衰退至 40 分貝以下，為人類可接受的範圍。因此，在規劃風力發電機的興建位置時，首先考慮的主要點係為風機與居民住所的距離，需於住家 300 公尺外方能興建風機。而本計畫的重點將針對風力發電機所產生的噪音結合流體力學進行分析計算，並評估不同減噪裝置

之效益，期待能有益於推動風力發電。

空氣噪音之分析於科學界已為成熟之技術，Lighthill [3]於 1952 年便以流體力學理論推導出聲學之波動方程式，將聲源部分利用實驗或計算流體力學軟體求得。這種將流場和聲場分開處理的方法，即聲學類比理論(acoustic analogy)。其後，Proudman 基於 Lighthill 的工作，推導出等向紊流造成的聲源。Pradera [5]等人計算出低雷諾數和高雷諾數下黏性流體流過圓柱的各種氣動力參數和噪音，並使用 FW-H 方程式進行聲壓的預測。其預測之聲壓訊號係經由快速傅立葉轉換(Fast Fourier Transform, FFT)轉換成聲音壓力標準(Sound Pressure Level, SPL)來進行噪音的分析，其結論結果幾乎與實驗量測數據相同。A.Tadamasa [6]等人則利用計算流體力學軟體 CFX，進行 NREL Phase VI 的葉片分析，並與 Michelsen [7]等人分析之實驗數據做氣場動力係數比對驗證。在國內研究風力發電的文獻裡，王怡昌[8] 用 FLUENT 和 Virtual.Lab 分析工具進行氣動噪音的計算，且針對 10kw 發電量的垂直軸風機在不同風速轉速下進行模擬，並分析翼尖小翼與無翼尖小翼對氣動噪音之影響。袁淑瑩[9] 等人分析了二維風車翼面，並選取了不同的葉片進行分析，以探討不同的翼型、入流速度、入流角度等因素對噪音產生之影響。

Mohamed [10]利用 CFD 模型配合 unsteady realizable k- $\epsilon$  紊流模型分析垂直軸風機單葉片與不同間隔之雙葉片於不同速度比所產生

之噪音與效率。CFD 分析的結果顯示，與單葉片相比，雙葉片配合 60% 間隔，可以有效地在全頻域減低 40% 的噪音，但與此同時也會減少風機效率與轉動力矩。值得注意的是，過大或過小間隔距離，如 20% 或 90%，反而會增加噪音產生。Botha 等人 [11] 比較實驗量測、二維解析解與 CFD 預測垂直軸風機的噪音產生量，包括入口紊流效應所產生之噪音與葉片轉動之噪音。結果證明了 CFD 模型的可靠性與解析解的不足。藉此，Botha 使用 CFD 結果，改善部分解析解的數學模型中的無因次化參數，提升解析模型的準確性。Naccache 等人 [12] 使用二維之實驗結果驗證 CFD 模型，結果顯示 SST k- $\omega$  配合  $y^+ < 15$  之近壁網格，能夠在不同角度 (Azimuth angle) 與轉速比之下準確的預測升力係數、升阻比與動力參數 (power coefficient)，並以此模型進行更深入的 3 維模擬。

本研究將進行 5 kW 垂直軸風機之氣動力扭矩與功率分析，評估不同穩態紊流模式的適用性；進而進行 5 kW 垂直軸風機聲源計算與減噪規劃，包含風機表片平均與最高之聲壓位準、垂直軸機附加裝置減噪設計之文獻回顧以及設計三套附加減噪裝置以驗證最高效率轉速之表面減噪效果等，以協助上位計畫中小型風力機設計與分析。



## 貳、研究方法與過程

垂直軸小型風機的葉片設計，必需同時考慮空氣動力導致的動力與噪音。本研究基於計算流體力學(CFD)模擬，結合紊流與聲學模式，分析噪音發生之原因。本章節將詳述 CFD 模擬中，所使用之統御方程式、紊流模型與紊流導致之聲學模型以及數值模型，並討論不同網格劃分之影響，依此評估模擬結果之可靠性。

### 一、統御方程式

#### (一)連續方程式

本研究所關注之流場速度遠低於音速，因此可以將本研究之空起流場視為不可壓縮流。另外，本研究中唯一可能之熱源，摩擦熱，極為微小，因而可以忽略密度之熱漲冷縮。因此，基於質量守恆之連續方程式，可以寫為：

$$\frac{\partial}{\partial x_i} u_i = 0 \quad (1)$$

其中， $u_i$  為流體之速度向量。

#### (二)動量方程式

當氣流會形成尾流、渦漩、分離等強烈擾動現象，因此需要考慮紊流生成、紊流傳遞以及紊流削減等現象強化動量之傳遞。此現象可以使用渦流黏滯模型(eddy viscosity model)簡化，如(2)所示

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2)$$

其中  $-\overline{\rho u'_i u'_j}$  與  $\mu_t$  分別為雷諾應力(Reynolds stress)以及紊流黏滯係數(turbulence viscosity)。因此，不可壓縮流於紊流下之動量傳遞可以描述為

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} u_i + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + (\mu + \mu_t) \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \quad (3)$$

其中  $\rho$ 、 $P$  以及  $\mu$  分別為流體之密度、壓力以及分子黏滯係數。而式(3)中的紊流黏滯係數，必須使用紊流模型求得。

## 二、紊流模型與聲學模型

### (一) 紊流模型

上述討論之統御方程式，尚缺紊流黏滯性， $\mu_t$ 。因此必須使用紊流模式，以使統御方程式得以完備(close)。本研究於回顧相關研究後，選用 Reliable k- $\epsilon$ 模型以及 SST k- $\omega$ 模型。這兩種紊流模型皆針對渦旋(vortex)、尾流(wake)以及邊界層分離(separation)之現象，對原始之雙方程式進行修正。因此，本研究在模擬葉面切過風場時，產生之紊流現象可使用 Reliable k- $\epsilon$ 模型以及 SST k- $\omega$ 模型，使結果具有可靠性且兼具經濟性。Reliable k- $\epsilon$ 所描述紊流動能(turbulence kinetic energy, k) 以及紊流消散率(turbulence dissipation rate,  $\epsilon$ )傳遞如式(4)、(5)所示[13]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - \rho \varepsilon + G_k \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

其中  $C_1$ 、 $C_2$  分別為經驗常數。於(3)、(4)中  $G_k$  為紊流能量產生率 (turbulence production)，定義為

$$G_k = \mu_t \sqrt{2 \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}} \quad (6)$$

SST  $k$ - $\omega$  描述紊流動能以及紊流消散比率 (specific dissipation rate,  $\omega$ ) 分別於(7)、(8)所示[14]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - C_\omega \rho k \omega + G_k \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (8)$$

其中  $C_\omega$  為經驗常數。

## (二) 聲學模型

由紊流擾動而產生之噪音音源，可使用式(9)描述[15]，

$$p_A = \alpha_\varepsilon \rho_0 \varepsilon M_t^5 \quad (9)$$

其中  $p_A$ 、 $\rho_0$  以及  $\alpha_\varepsilon$  分別代表單位體積內聲源能量 (Acoustic power,  $W/m^3$ )、遠場之密度、以及經驗常數 ( $=0.1$ )。式(9)中的紊流馬赫數  $M_t$

可表示為：

$$\frac{\sqrt{2k}}{\alpha_0} \quad (10)$$

其中  $\alpha_0$  為音速， $k$  為紊流動能。值得注意的是，此種聲源模式，假設紊流具有等方向性，並只計算紊流擾動之能量。雖無法提供頻譜上的聲源，但亦足夠評估噪音之大小以及後續減噪之成果。另一方面，物體運動時所產生的紊流邊界層，亦會因其擾動而於物體表面產生噪音源，其大小為

$$P_A = \int_S I dS \quad (11)$$

其中  $P_A$ 、 $I$  以及  $dS$  分別為聲源能量(W)、聲源強度(sound intensity, W/m<sup>2</sup>)以及運動物體上的控制表面。聲源強度又可表示為[16]

$$I = \frac{A_c}{12\rho_0\pi a_0^3} \overline{\left(\frac{\partial p}{\partial t}\right)^2} \quad (12)$$

其中， $A_c$  為相關面積(correlation area)。一般來講，運動物體表面所產生的聲源為主要來源，而紊流導致之聲源較小。因此本研究中，主要討論運動物體導致之噪音，紊流導致之聲源僅於流場分析之補充。

至此，統御方程式已完備，紊流模式貼合本研究之特徵流場，並引用聲學模式描述噪音。數學模型已足夠完善，能模擬風機運轉時的物理現象，下面將介紹本研究模擬目標之風機與運轉條件。

### 三、邊界條件與數值模型

### (一)邊界條件

本研究之垂直軸風機為三葉片風機，各葉片之形狀為 4415 翼型、弦長 0.7m；高 5.5 m；旋轉半徑為 2.235m，如圖 1 所示。葉片皆包含於計算域中，並且葉片上之面皆為靜止壁面 (stationary wall) 邊界條件。

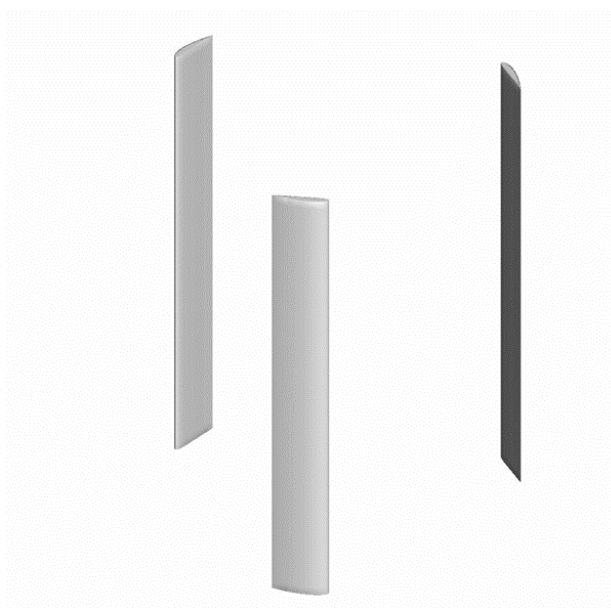


圖 1. 葉片幾何形狀

為模擬垂直風機旋轉之效應，計算域被分割為旋轉區以及外流場兩部分，其中旋轉區為旋轉之動態網格，並以 60 rpm 之頻率旋轉。旋轉區為一垂直之圓柱體，其半徑為 3 m、高 6.5 m，並將三葉片包含於其中，如圖 2 所示。旋轉區與外流場之介面使用 interface 邊界條件，使得旋轉區與外流場之間的速度與壓力連續。外流場因幾乎不受風機葉片之影響，因此其幾何形狀並不影響結果，本研究為簡化網格建立之流程，將外流場區設

置為一水平圓柱體，其長 40 m、半徑 5 m。頂面為速度進口邊界條件，並設定為標準風場速度 12 m/s；底面為壓力出口條件，並設為 0 Pa；側面則為對稱邊界條件，如圖 3 所示。

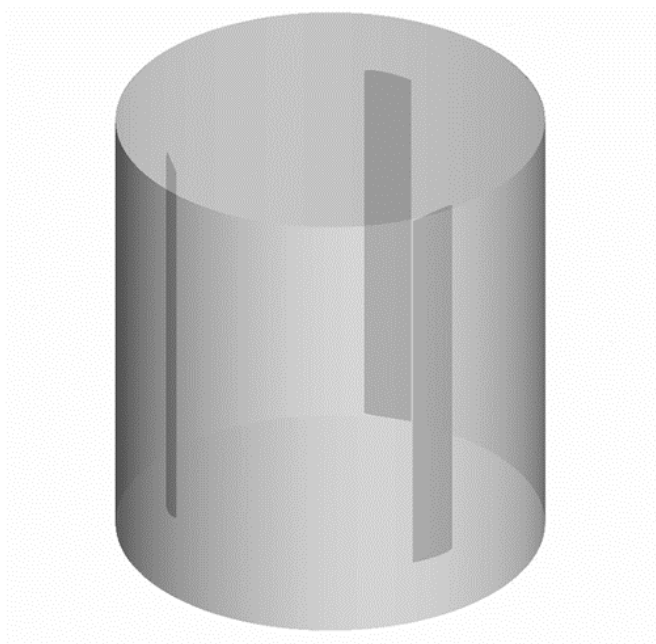


圖 2 旋轉區之幾何

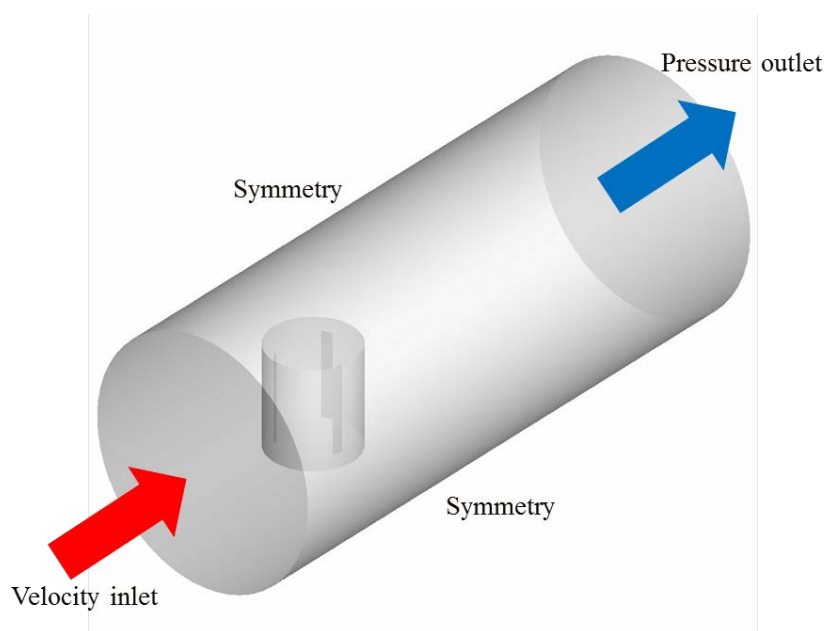


圖 3 外流場之邊界條件

## (二) 數值模型

本研究中，因動量方程式對於風機之扭矩之影響頗大，因而壓力與速度皆使用二階上風法(second order upwind)，並使用SIMPLE 加壓力與速度耦合。而紊流動能與消散皆使用一階上風法( first order upwind)離散。時間則使用一階隱式法(first order implicit)，並每一時間步長為 0.01 秒。

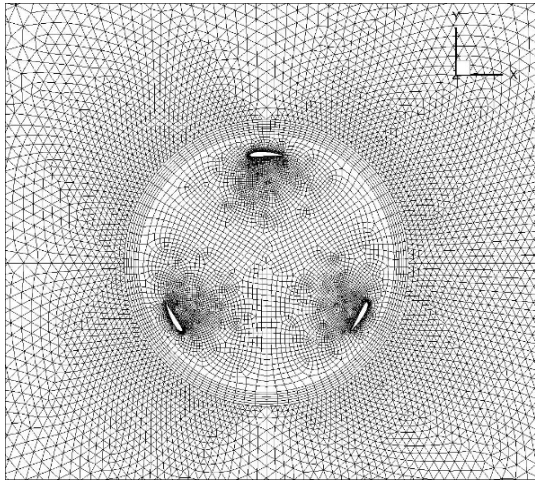
而空間離散則較為複雜，因流場在邊界層內外有不同的特徵長度，而將整體劃分為近壁區、旋轉區以及外流場三部分，並使用不同長度之網格。其中，近壁區為葉面上第一層網格，此區需要最密之網格以模擬在壁面上的速度梯度以及壁面剪應力。而旋轉區則有氣流經過葉片後，所形成的尾流以及渦旋，也需要較密集之網格。而外流場則不受葉面影響亦不影響葉面，因此可以使用較粗、品質較差之非結構 4 面體網格。本研究也分別改變近壁區以及旋轉區之網格大小，如圖 4 所示，以評估網格對於模擬結果之影響。改變網格大小時，並不改變網格的型式：於流場較為簡單的外流場上，使用非結構性網格，如圖 4(a)所示，並於受葉片影響而有複雜流場的旋轉區內使用有較好網格品質之結構網格，如圖 4(a)-(d) 所示。四種網格於近壁區與旋轉區網格之特徵長度，詳細列於表 1。值得注意的是，ASME V&V 20-2009 依其實作經驗，建議網格特徵長度需

改變約莫 1.3 倍，以使網格有顯著之差異[17]，本研究也依 ASME 之建議建立各測試網格之大小。

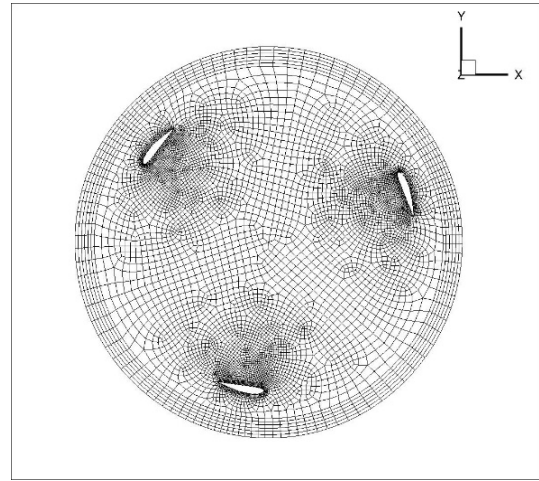
表 1 不同網格於各區之特徵長度

	近壁區 (m)	旋轉區 (m)	外流場 (m)
Mesh 1	0.01	0.1	1
Mesh 2	0.003	0.1	1
Mesh 3	0.003	0.08	1
Mesh 4	0.003	0.06	1

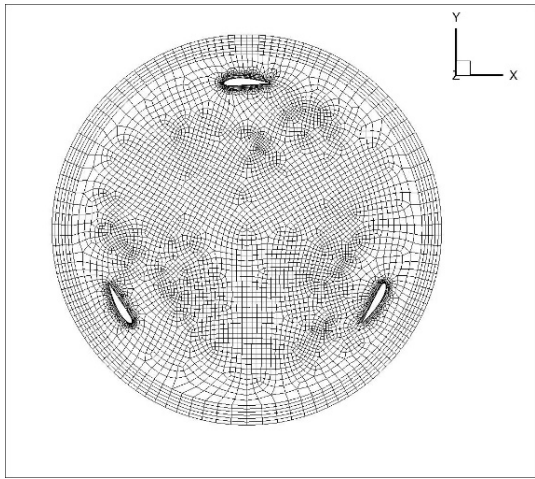




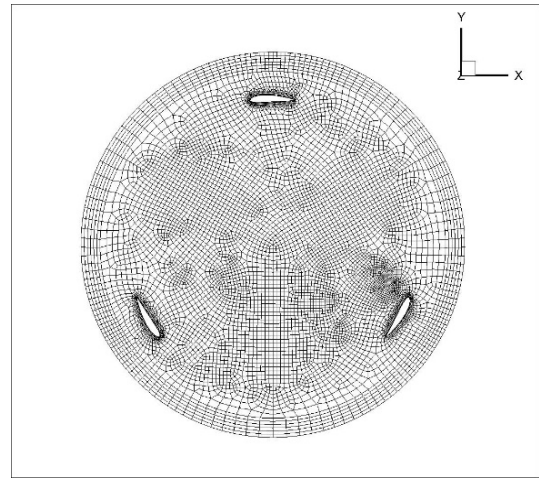
(a)



(b)



(c)



(d)

圖 4 網格劃分(a) Mesh 1 (b) Mesh 2 (c) Mesh 3 (d) Mesh 4

## 參、主要發現與結論

本研究以 CFD 模型，模擬小型垂直軸風機於標準風場以及標準轉速下，扭矩與噪音源之分布。本研究首先對網格以及紊流模式進行評估，選出較好之組合。再以其分析流場，找出減低扭矩以及增加噪音之源由。最後，分別模擬市面上最常見之三種減噪裝置或技術，對比沒有加裝之前，模擬之扭矩與噪音源，以評估減噪裝置之效益。

### 一、網格與紊流模型評估

網格獨立測試之結果如圖 5 所示，其中縱軸為扭矩係數 (coefficient of moment)；橫軸為達到穩態後的時間， $t$ ，除以一周期之時間， $T$ 。黑色實線、藍色短虛線、紅色長虛線以及紫色實線分別為 Mesh 1、2、3 以及 Mesh 4 之預測結果。圖 5 顯示網格對於扭矩之預測頗為敏感，不同網格長度的配置可能會造成 50% 以上的差距。幸運的是，調配不同區域的網格，依然可以達到網格獨立，如圖四中的紅色長虛線以及紫色實線。這代表 Mesh 3 以及 Mesh 4 之預測結果，並不再與網格之粗細有關。不同網格對於葉片上的聲源能量之預測，也有相似的結果。隨著網格越密而逐漸收斂至同一個結果，且 Mesh 3 以及 Mesh 4 有近乎相同之預測結果，因此選用網格數較少的 Mesh 3 做為之後分析所用之網格。

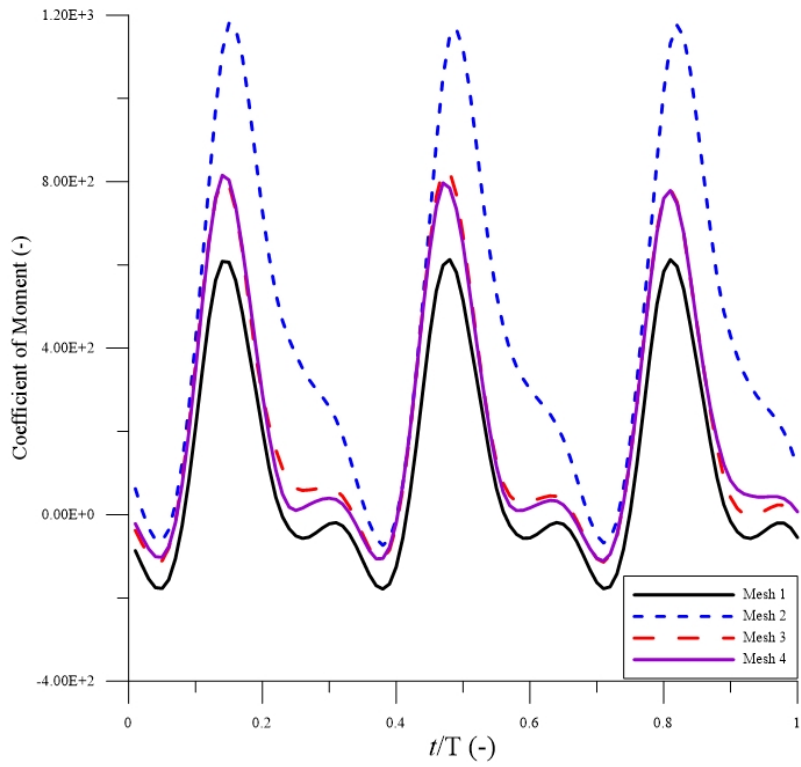


圖 5 網格對與扭矩之影響

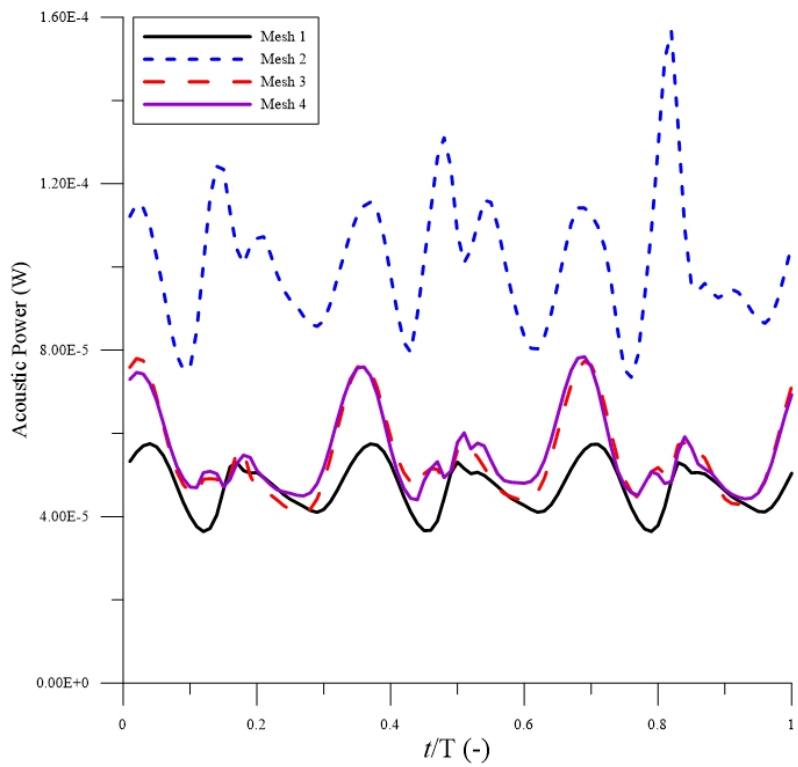


圖 6 網格對於葉片聲源能量之影響

Realiabe k- $\epsilon$ 以及 SST k- $\omega$ 扭矩係數有非常相近之結果，如圖 7 所示，其中紅色長虛線以及藍色短虛線分別代表 Realiabe k- $\epsilon$ 以及 SST k- $\omega$ 之預測結果。兩者在一個週期中，皆有三個峰谷，且相對應的時間點也幾乎相同，唯 Realiabe k- $\epsilon$ 在極大值比 SST k- $\omega$ 多增加11%。另外在時間平均的扭矩係數上 Realiabe k- $\epsilon$ 預測為227.7，略大於 SST k- $\omega$ 所預測之207.2。

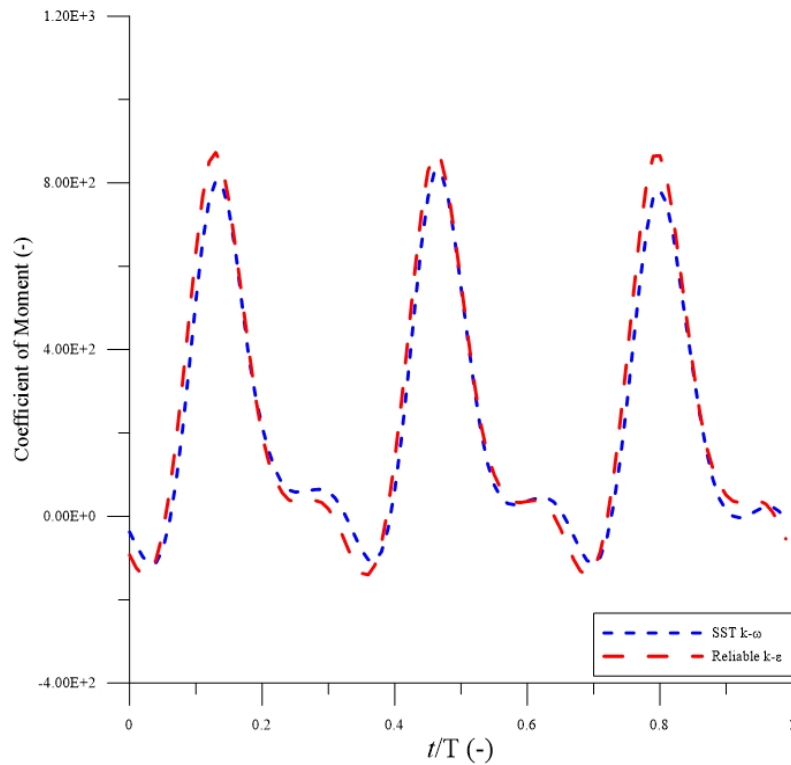


圖 7 紊流模型對於扭矩之影響

但在噪音音源的預測上，兩者紊流模型顯示較大的差異，如圖 8 所示。其中，其中紅色長虛線以及藍色短虛線分別代表 Realiabe k- $\epsilon$ 以及 SST k- $\omega$ 預測葉面上紊流產生之聲源能量。計算的結果顯示，Realiabe k- $\epsilon$ 所預測之時間平均能量為

$9.1 \times 10^{-5} W$ ，較 SST k- $\omega$  所預測之  $5.8 \times 10^{-5} W$  高 57%。但若以聲學角度來看，兩者預測之差距約為 1.9dB，尚屬於可以接受的範圍之內。接續之研究，因 SST k- $\omega$  對於  $y+$  容忍性較高，較適用於不同減噪裝置之幾何，因此選用 SST k- $\omega$  作為紊流模型。

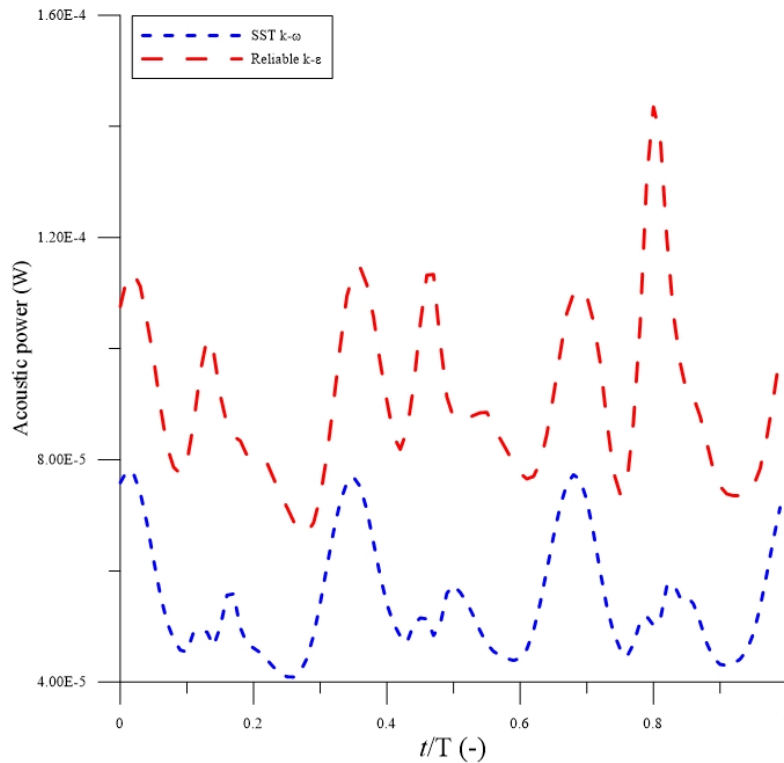


圖 8 紊流模型對於紊流聲源之影響

## 二、無減噪裝置之模擬

無減噪裝置下扭矩與噪音於一個周期內之預測，如圖 9 所示，其中紅色實線代表扭矩；藍色虛線代表紊流於葉片表面造成之噪音源。扭矩與葉面噪音源之時間平均分別為 207.2 以及  $5.8 \times 10^{-5} W$ ，接續對於減噪裝置之評估將以這兩者做為基準。另

外，觀察圖9可以發現噪音最大之處恰好就是扭矩最小之處；而扭矩最大之處亦會增加噪音，但幅度遠小於扭矩最小之處。此種現象可由橫截面上的壓力與流線分布圖，配合紊流動能的分布，更進一步分析流場的特性。

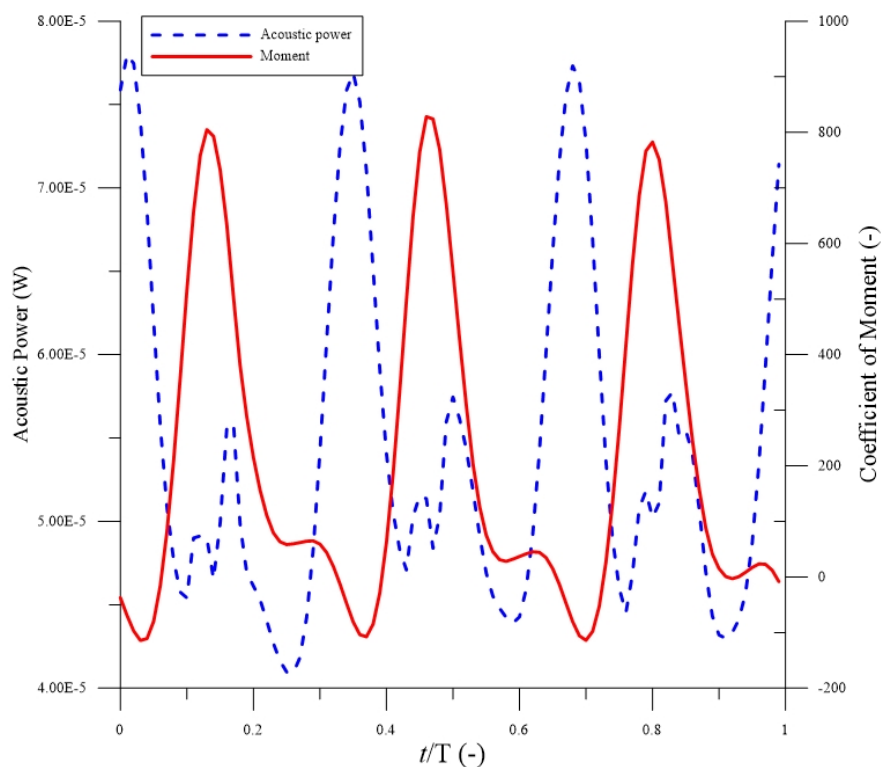


圖 9 紊流聲能與轉矩之比較

圖 10、圖 11 分別展示  $t/T = 0.70$  與  $0.82$  時壓力與流線的分布。其中，風場由左至右流動，葉面逆時針旋轉。於  $t/T = 0.70$  時，三個葉片之攻角，由分別為  $-132^\circ$ 、 $-12^\circ$  以及  $108^\circ$ ，如圖 9 所示。空氣流過  $-132^\circ$  攻角之葉片時，會於葉片內緣之後方產生渦旋，並導致一低壓區，使葉片不利轉動。相似的是，空氣流過  $-12^\circ$  以及  $108^\circ$  攻角時，皆會在葉面前方產生高壓區域，亦使葉片較難轉動，致使此時

的扭矩係數為負，意即需要外力以維持轉速。因三葉片的對稱性，此現象亦會在  $t/T = 0.04$ 、 $0.37$  時出現，如圖 9 所示。而於  $t/T$  為  $0.82$  時，葉面之攻角分別為  $-55.2^\circ$ 、 $-175^\circ$  以及  $64.8^\circ$ ，如圖 11 所示。當葉片攻角為  $-55.2^\circ$  時，氣流會在葉片外側產生相對高壓，並在內側前緣產生大區域之低壓區，帶動葉片產生正向之扭矩。而攻角為  $-175^\circ$  以及  $64.8^\circ$  則無明顯之壓力差。

紊流所到之聲源，為紊流動能的 5 次方，如同式(9)、(10)所示。因此由紊流動能的分布，可進一步分析流場導致的噪音，如圖 12 所示。於  $t/T = 0.70$  時，攻角  $-132^\circ$  內緣產生的渦旋，不僅僅減低風機的扭矩，也會產生大量的紊流動能，進而產生最大的噪音聲源。值得注意的是，扭矩與噪音反向分布的情形預示若經過縝密的設計，有可能同時增強扭矩並減低噪音。

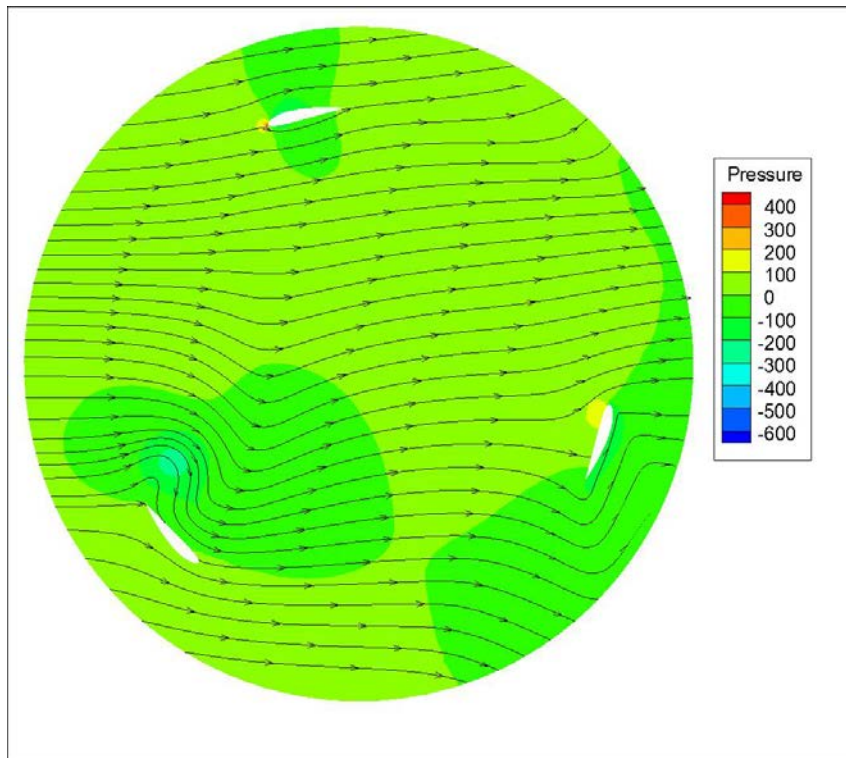


圖 10 於  $t/T = 0.70$  時壓力分佈與流線

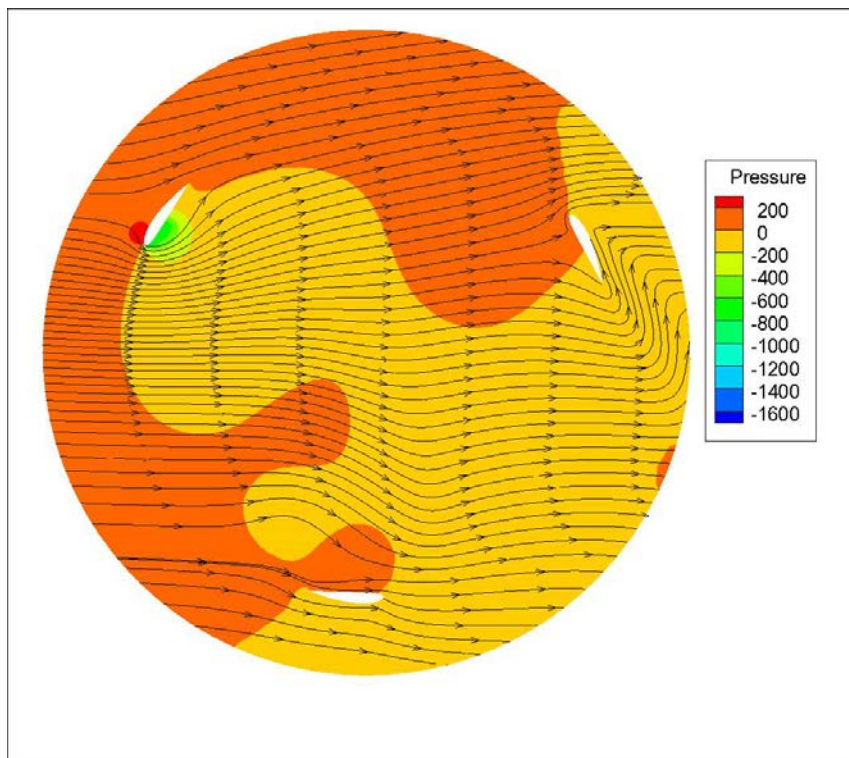


圖 11 於  $t/T = 0.82$  時壓力分佈與流線



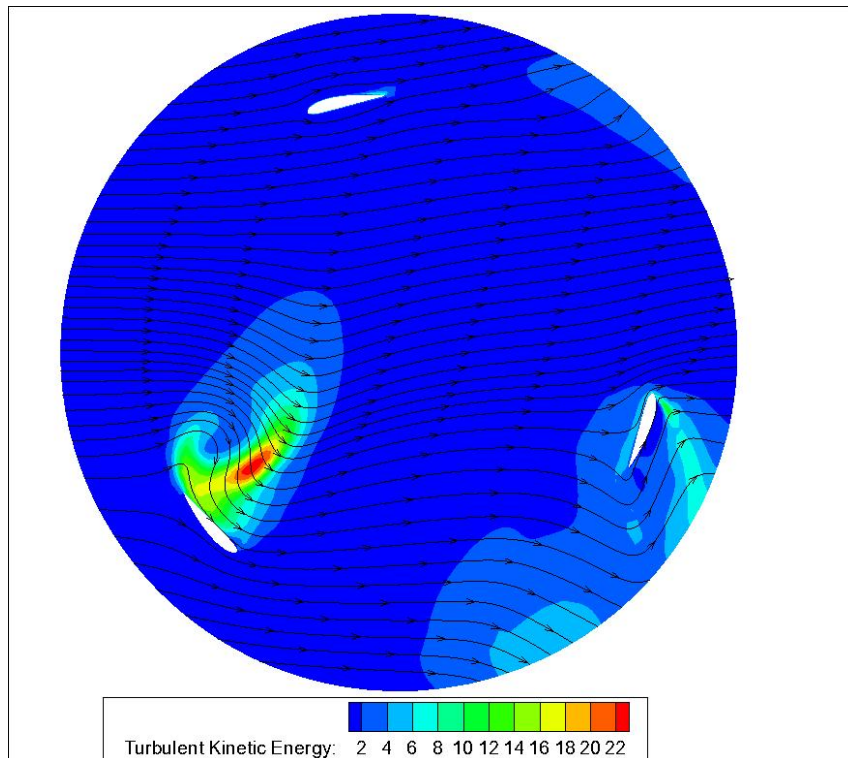


圖 12 紊流動能於  $t/T=0.7$  時之分布

### 三、減噪裝置

於本研究中，選用三種常用的建造裝置分別進行模擬。模擬所用之網格形式以及特徵長度與上述討論之 Mesh 3 相同；紊流模式亦同樣使用 SST  $k-\omega$ ，並使用同樣的風速與轉速。模擬之扭矩以及葉片噪音源，將與無加裝任何裝置之風機進行比較，以評估各減噪之效益。

#### (一)遮罩

部分風機會於葉面之上下端，加裝遮罩，以避免葉片上下端的銳角造成強烈的分離或渦旋。本研究所評估之遮罩為長軸

1.2m；短軸 0.5m 之橢圓形，加裝於葉片之上下端，如圖 13 所示。

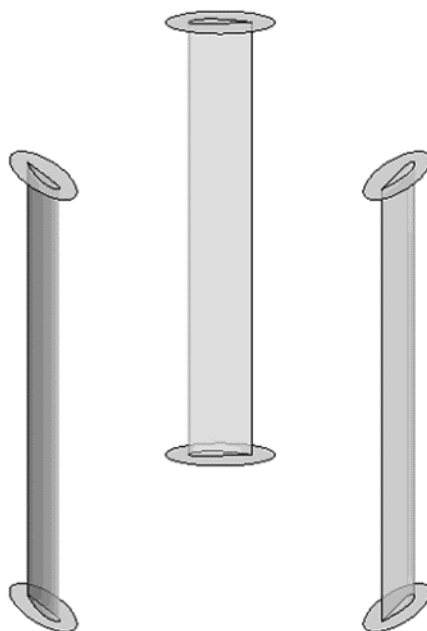


圖 13 遮罩之幾何設計

加裝遮罩後，對於扭矩之影響展示如圖 14，其中黑色時線代表沒有加裝減噪裝置之風機葉片；藍色虛線代表加裝遮罩之風機葉片。由圖 14 可看出來，增加遮罩後，扭矩稍微降低。平均的扭矩約為 124，較未加裝前降低了 40%。但葉片上的噪音卻沒有相對應的減少，如圖 15 所示。平均的噪音源為  $6.34 \times 10^{-5}$  W，較未加裝前提升了 16%。於上一節中，發現噪音之來源為葉片橫切風場後，於內側產生的漩渦。因此於兩端增加遮罩，不僅僅對於減噪沒有幫助，還會因遮罩而增加與空氣摩擦之面積，而產生更大的噪音與阻力。

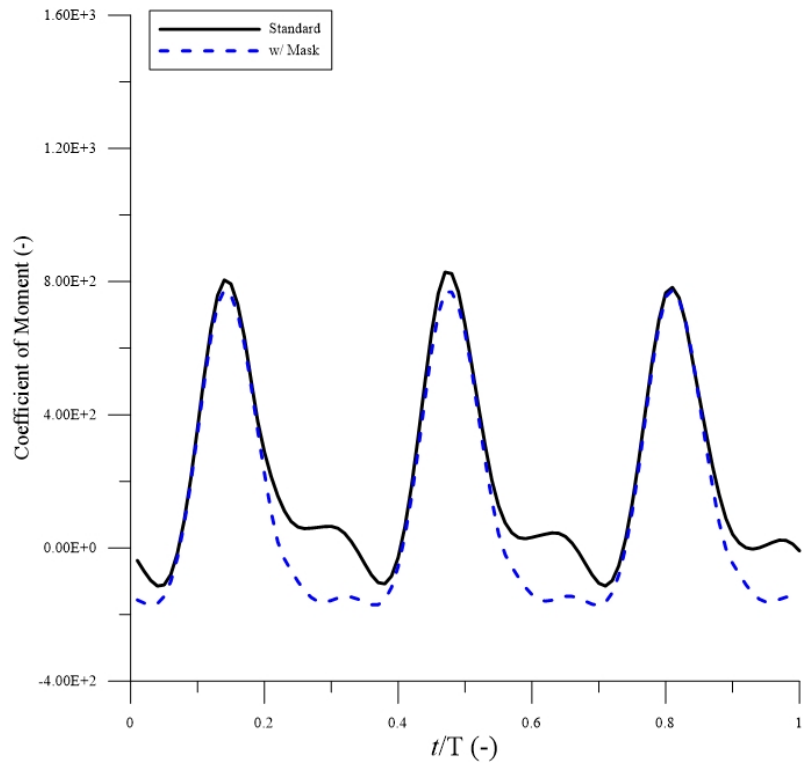


圖 14 加裝遮罩對於轉矩之影響

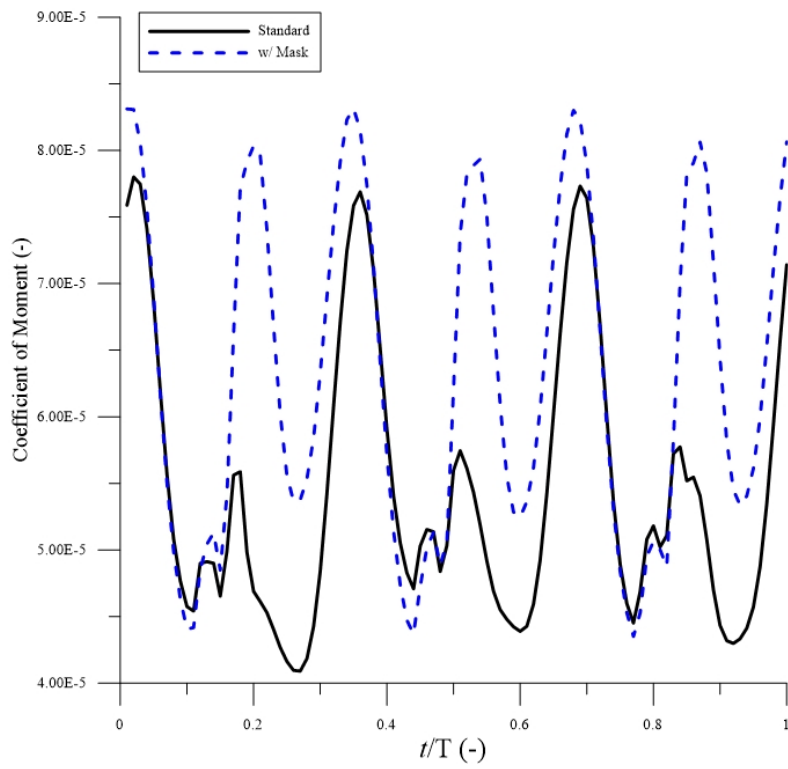


圖 15 加裝遮罩對於葉面噪音之影響

## (二)尾流板

本研究所使用的尾流板為長 0.1m；寬 0.2m；間隔 0.2m 之長方型檔板，如圖 16 所示。加裝尾流板後，扭矩與葉面噪音分別表示於圖 17、18，其中黑色實線與紅色虛線分別代表無減噪裝置以及加裝尾流板之後的模擬結果。如圖 17 所示，加裝尾流板後整體的扭矩上升。其扭矩之時間平均為 564，較未加裝尾流板前提升 169%。有趣的是，加裝尾流板後，葉面噪音亦下降至  $7.86 \times 10^{-7} W$ ，對比未加裝之前下降了 98%。詳細的流場，可以藉由流線與壓力的分布圖，進一步分析。

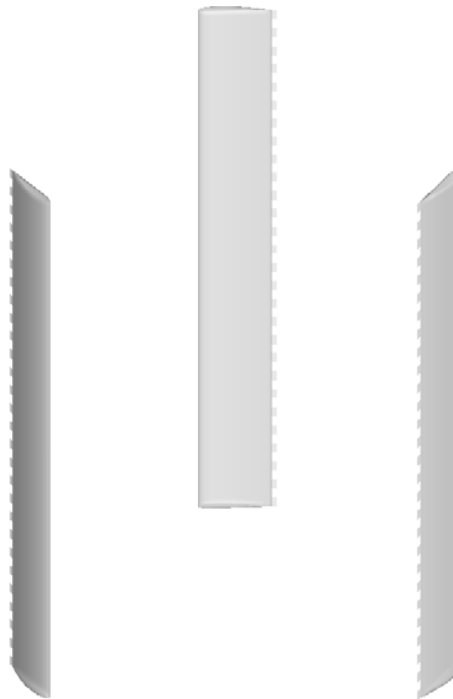


圖 16 尾流板之幾何

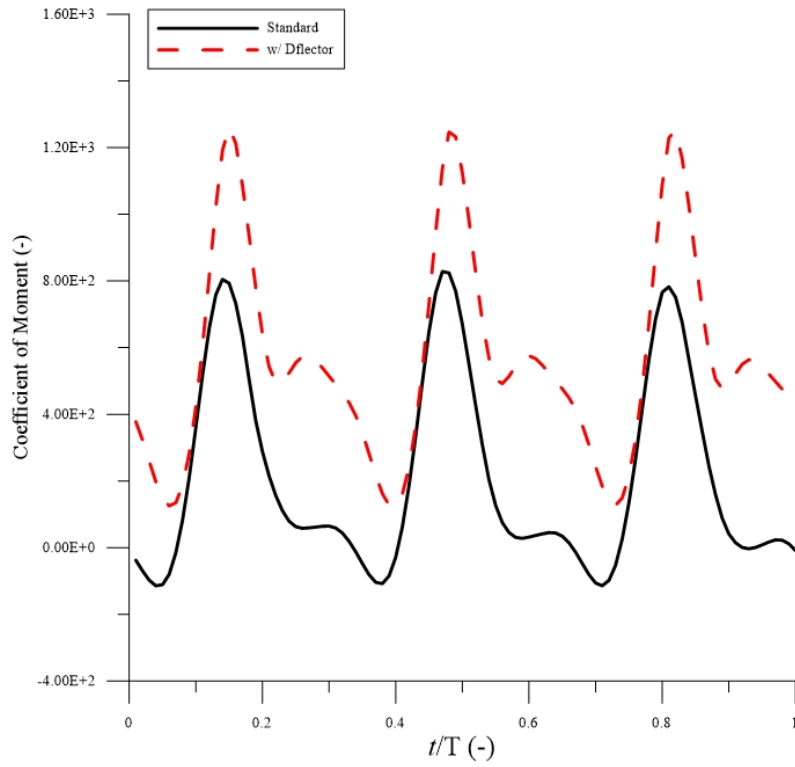


圖 17 加裝尾流版對於扭矩之影響

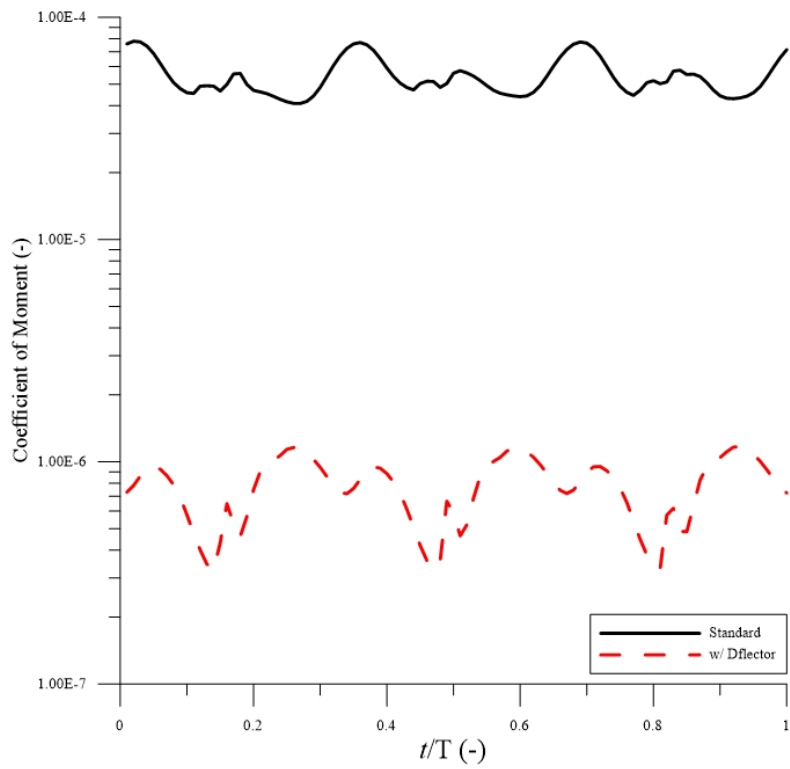


圖 18 裝尾流版對於葉面噪音之影響

加裝尾流板的流線與壓力分布展示如圖 19，其時間為 0.7 個周期，亦即扭矩最小時。若將圖 18 與未加裝尾流板的壓力分布(圖 10)一同比較，可以發現，攻角-132° 葉片內緣的渦流脫離之距離葉面較遠的地方，因而所產生的低壓區較不會影響扭葉面，致使扭矩增強。而此時紊流動能分布，如圖 20 所示，更明顯地顯示渦流與葉片的分離。與未加裝尾流板的紊流分布(圖 11)比較，可以看出未加裝尾流板時，渦流緊貼於葉片內側，持續影響葉面。而加裝尾流板後，可以清楚的看到渦流脫離，使得渦流對於葉片的影響減少，進而減少噪音產生。

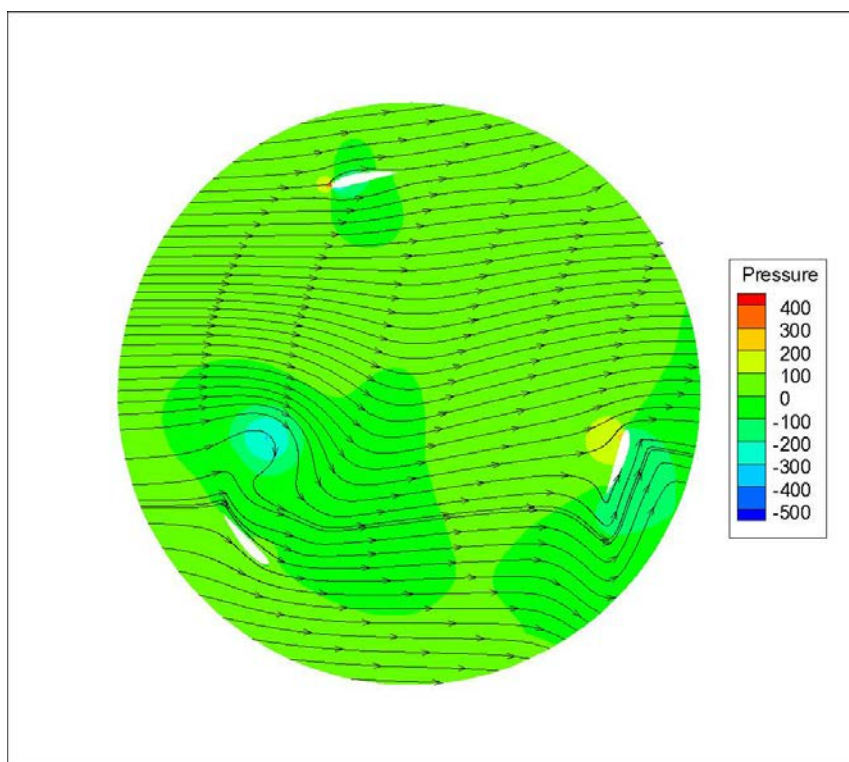


圖 19 於  $t/T = 0.70$  時加裝尾流板後壓力與流線分布圖

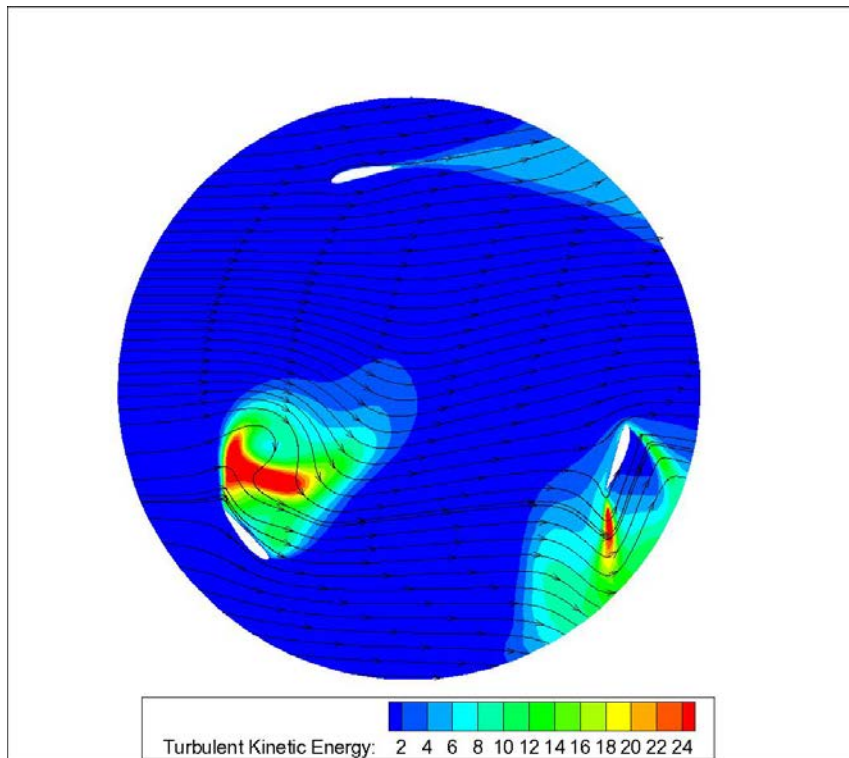


圖 20 於  $t/T = 0.70$  時加裝尾流板後紊流動能分布圖

然而，圖 20 顯示加裝尾流板後，會於整個旋轉區內產生較大的紊流動能。因此導致紊流噪音增強，因此必須評估紊流所造成的噪音。圖 21 顯示於旋轉區內，紊流所造成的噪音能量，其中紅虛線代表有加裝尾流板；而黑色實線代表未加裝尾流板。圖 21 顯示，加裝尾流板後，平均的紊流噪音動能由  $2.77 \times 10^{-7}$  上升至  $2.95 \times 10^{-6}$ ，約上升 10.6 倍。以噪音的大小來看，加裝尾流板後，產生噪音的機制由邊界層擾動為主轉換成以紊流產生為主。但值得注意的是，加裝尾流板後，紊流產生的噪音仍然比未加裝前的葉面噪音低一個數量級。這代表使用尾流板可以得到良好的減噪效果。

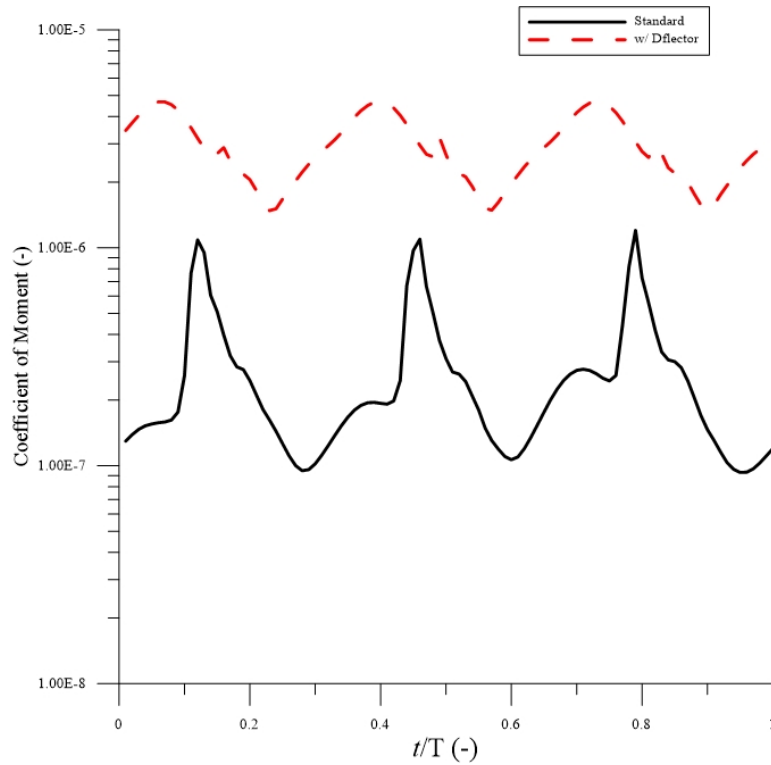


圖 20 加裝尾流版對於紊流噪音之影響

### (三)表面粗糙處理

為達到減噪目的，或可於表面進行處理，使得表面產生凹凸不平，如同高爾夫球的表面。藉此壓制邊界層分離發生，並減少渦漩尺度，進而減少噪音之產生。本研究中，使用壁面粗糙度的邊界條件模擬葉面上人工製造的粗糙度。粗糙壁面的邊界條件，藉由修改壁面函數(wall function)來描述粗糙壁面有較大的壁面剪應力(wall shear stress)的現象。修改後的壁面函數為

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \log y^+ - \Delta B \quad (13)$$

其中  $\kappa$  與  $\Delta B$  分別為馮卡門常數以及粗糙度函數。隨著不同的粗



糙度， $\Delta B$  可以表示為

$$\Delta B = \begin{cases} 0 & \text{for } K_s^+ \leq 2.25 \\ \frac{1}{\kappa} \ln \left( \frac{K_s^+ - 2.25}{87.75} + C_s K_s^+ \right) \times \sin \left[ 0.4258 (\ln K_s^+ - 0.811) \right] & \text{for } 2.25 \leq K_s^+ \leq 90 \\ \frac{1}{\kappa} \ln (1 + C_s K_s^+) & \text{for } K_s^+ > 90 \end{cases}$$

(14)

其中  $K_s^+$  為無因次化粗糙度，定義為

$$K_s^+ = \frac{\rho K_s u^*}{\mu} \quad (15)$$

於式(15)中的  $K_s$  為粗糙高度(roughness height)，假設為 0.01m。粗糙表面對於扭矩與葉面噪音的影響如圖 22、23 所示，其中黑色實線與紫色點虛線分別代表原始風機葉片與經過粗糙化處理的葉片。如圖 22 所示，表面處理後的扭矩下降約 50%，平均扭矩由原本的 209 降至 100。但是由圖 22 可看出，葉面上的噪音卻大幅地上升，由原本的  $5.45 \times 10^5 W$  上升至  $1.90 \times 10^3 W$ 。有趣的是，紊流聲源之最大值卻小幅度的下降，如圖 24 所示。顯示增加粗糙度的確達成原本設計之目的，減少邊界層以及渦流，但是此研究之風機葉片主要噪音源來自於葉面與空氣之交互震盪，而非紊流與渦漩之震盪。

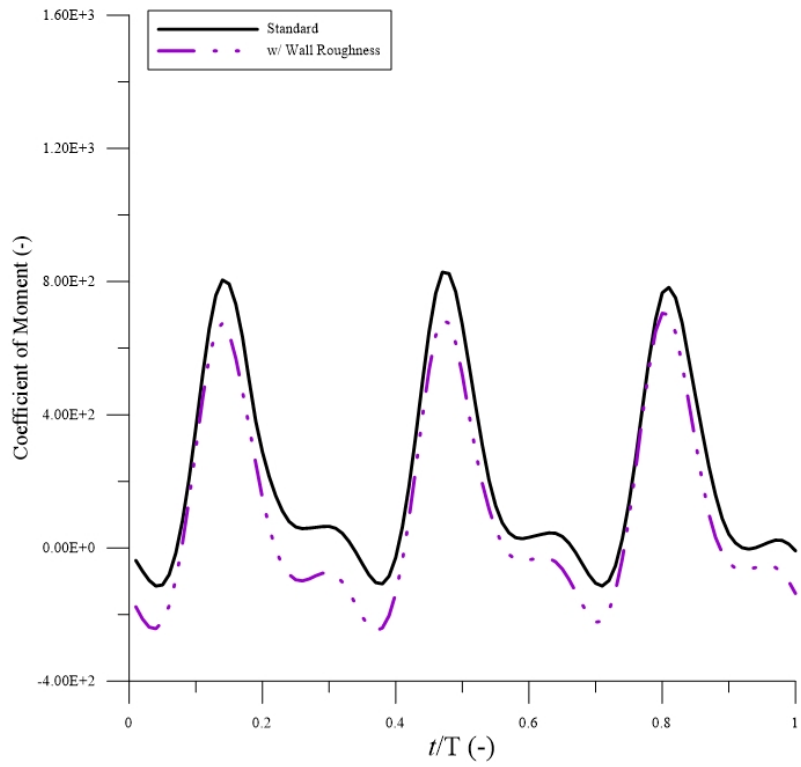


圖 22 表面粗糙處理後對於扭矩之影響

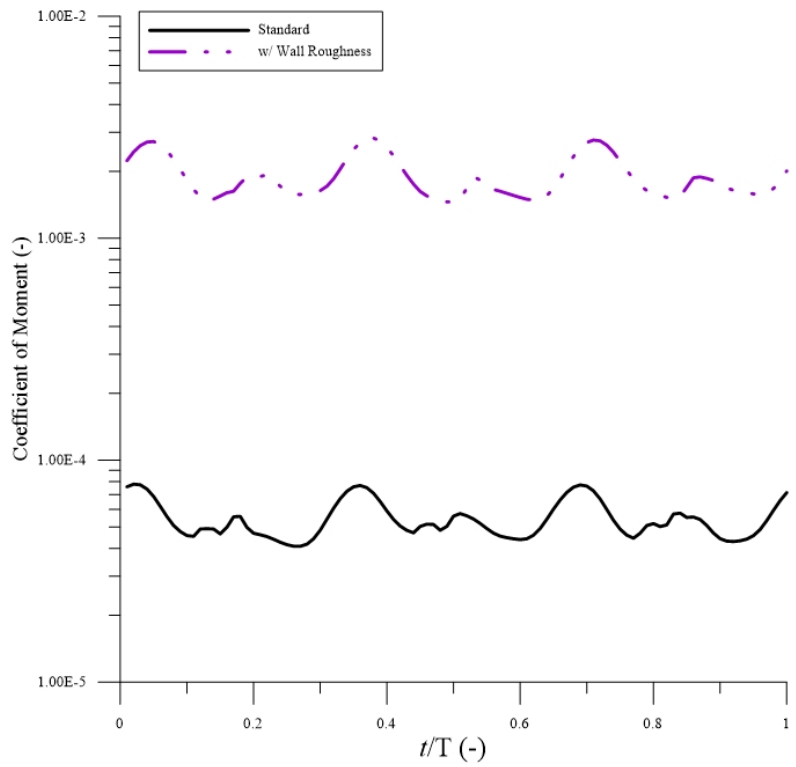


圖 23 表面粗糙處理後對於葉面噪音之影響

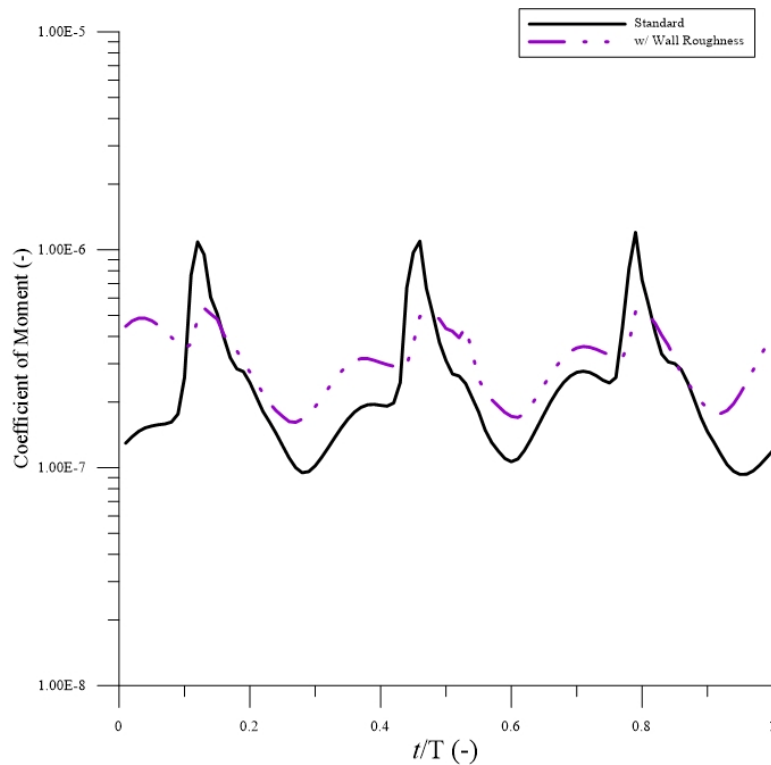


圖 24 表面粗糙處理後對於紊流噪音之影響

#### 四、結論

本研究於計畫時間內，針對小型垂直軸風機及可能之減噪裝置進行 CFD 模擬。本研究於計畫前期，仔細並詳盡的評估數值模型、空間網格以及紊流模型對於模擬結果之影響，並提出具有可靠性的模擬模型。並藉此模型分析 S4415 翼型之小型垂直軸風機，並找出扭矩降低與噪音上升之原因。最後測試三種不同類型的減噪裝置，並評估其適用性。加裝減噪裝置之扭矩、葉面噪音以及紊流噪音，統整於圖 25、26 以及 27，並將時間平均之值整理於表二。依前述章節之討論，可以得出以下結論：

1. 數值網格對於風機之扭矩與噪音有較大的敏感度，本研究詳細評估近壁區與旋轉區的網格，並提出適合的網格，可供有類似運轉條件之風機參考。
2. 紊流模型對於扭矩之預測，約只有 10% 的影響。另一方面，紊流模型對於葉面噪音約有 2dB 影響。因此，對於紊流模式之影響，尚可忽略，但可於未來進行更進一步的評估。
3. 於未加裝減噪裝之模擬中，風機葉片橫切過流場後，內側的漩渦不僅僅只造成低壓而降低風機扭矩。渦旋與葉面的交互作用亦增強了葉面噪音。這也代表，有可能同時增加扭矩與減低噪音。
4. 於葉片上下端加裝遮罩，會導致扭矩下降、噪音上升，模擬結果顯示，遮罩對於本研究的小型風機並不適用。
5. 於葉片尾端加裝尾流板，可以將渦旋與葉片分離，使得整體扭矩上升，也使得葉片噪音下降，同式使得紊流噪音上升。但增強後的紊流噪音，仍比原始的葉片噪音小約 90%，因此尾流板對於本研究的風機葉片非常適合。
6. 表面進行粗糙度處理後，會減少紊流噪音以及並提升葉面噪音。因此不適合本研究的小型風機。

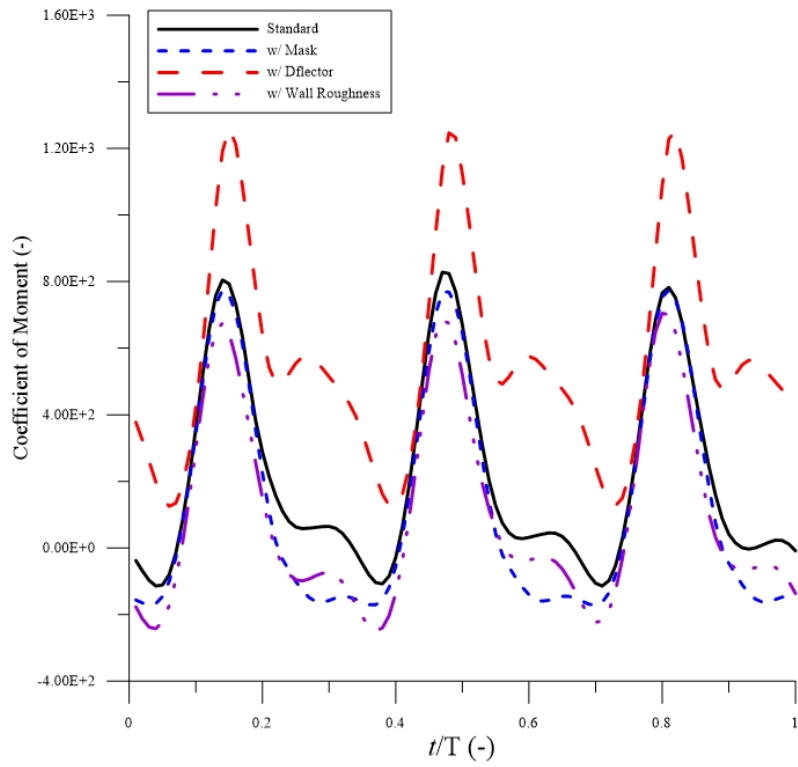


圖 25 各種減噪裝置對於扭矩之影響

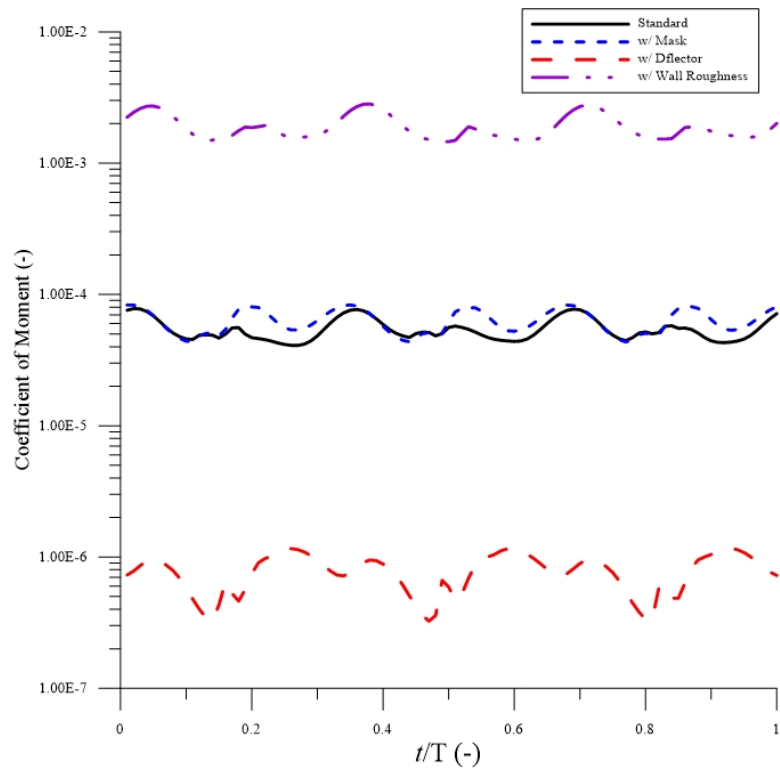


圖 26 各種減噪裝置對於葉面噪音之影響

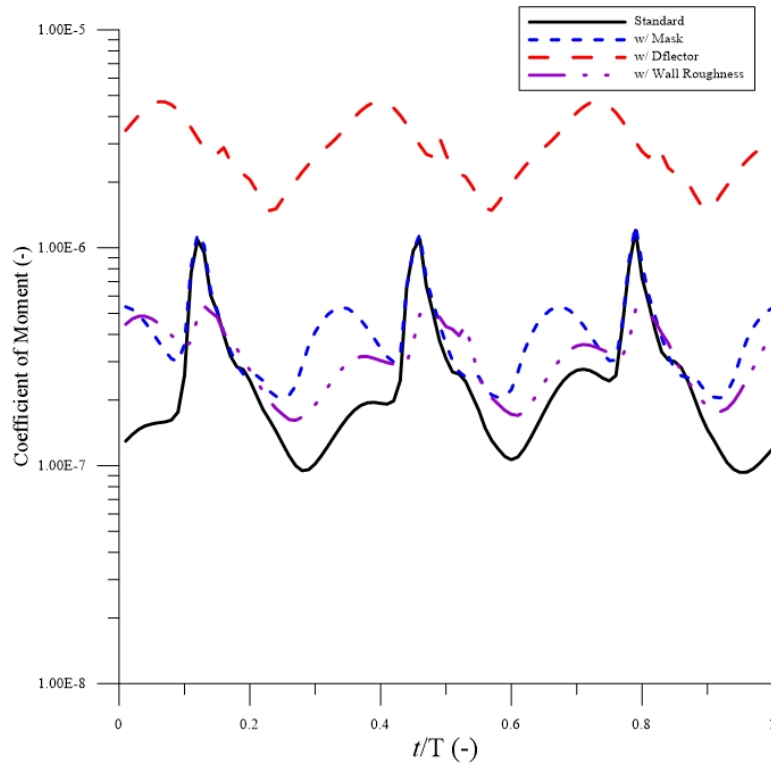


圖 27 各種減噪裝置對於紊流噪音之影響

表二 各減噪裝置之效益評估

	Moment		Acoustic power $\times 10^5$ (blade)		Acoustic power $\times 10^7$ (turbulence)	
	Value	Difference (%)	Value	Difference (%)	Value	Difference (%)
Standard	209.6	-	5.45	-	2.77	-
Mask	124.0	-40.8%	6.34	16.2%	4.22	52.2%
Deflector	564.7	169%	0.0786	-98%	29.5	964%
Wall Roughness	100.5	-52.0%	190	3383%	3.20	15.4%



## 肆、參考文獻

1. 建置澎湖島低碳專案計畫，經濟部能源局，2010年12月。
2. 薛宏國、華健，評估打造低耗能島之可行性-以澎湖望安為例，碩士論文，2011年。
3. M. J. Lighthill, "On Sound Generated Aerodynamically. I. General Theory," *Proceedings of the Royal Society of London Series A, Mathematical and Physical Sciences*, Vol. 211, 1952, 564-587.
4. I. Proudman. The Generation of Noise by Isotropic Turbulence. *Proc. Roy. Soc.*, A214:119, 1952.
5. A. Pradera, G. Keith, F. Jacobsen, N. Gil-Negrete and A. Rivas, "A numerical study of fluid flow past a circular cylinder at  $Re = 3900$  and a practical approach to noise prediction," 14<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration, 2007, 9-12.
6. A. Tadamas and M. Zangeneh, "Numerical prediction of wind turbine noise," *Renewable Energy*, Vol. 36, 7, 2011, 1902-1912.
7. N. N. Sorensen, J. A. Michelsen and S. Schreck, "Navier-Stokes Predictions of the NREL Phase VI Rotor in the NASA Ames 80ftx120ft Wind Tunnel," *Wind Energy*, Vol. 5, 2002, 151-169.
8. 王怡昌，黃以玫 *Aeroacoustics Analysis of a Small Vertical-Axis Wind Turbine*, 2011
9. 袁淑瑩，王昭男 *Aeroacoustic Analysis of the 2D Wind Blade*, 2008
10. Mohamed, M. H. "Reduction of the generated aero-acoustics noise of a vertical axis wind turbine using CFD (Computational Fluid Dynamics) techniques." *Energy* 96 (2016): 531-544.
11. Botha, J. D. M., A. Shahroki, and H. Rice. "An implementation of an aeroacoustic prediction model for broadband noise from a vertical axis wind turbine using a CFD informed methodology." *Journal of*



- Sound and Vibration 410 (2017): 389-415.
12. G. M. Lilley. The radiated noise from isotropic turbulence revisited. NASA Contract Report 93-75, NASA Langley Research Center, Hampton, VA, 1993.
  13. Shih, T.-H., Liou, W. W. Shabbir, A. Yang, Z. and Zhu, J. "A New - Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation". Computers Fluids. 24(3). 227–238. 1995.
  14. Menter, F. R.. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications". AIAA Journal. 32(8). 1598–1605. August 1994.
  15. Lilley, G. M.. The radiated noise from isotropic turbulence revisited. NASA Contract Report 93-75, NASA Langley Research Center, Hampton, VA, 1993
  16. N. Curle. "*The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound*". *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 231. 505–514. 1955.
  17. The American Society of Mechanical Engineers, "Standard for Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer" ASME V&V 20-2009.