

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

長隧道通風之實用化

A applicable study of ventilation of a tunnel



研 究 生：黃東億

指導教授：傅武雄 博士

中華民國九十四年六月

長隧道通風之實用化

A applicable study of ventilation of a tunnel

研 究 生：黃東億
指 導 教 授：傅武雄

Student : Dongyi Huang
Advisor : Wu-Shung Fu

國 立 交 通 大 學
機 械 工 程 學 系
碩 士 論 文

A Thesis
Submitted to Department of Mechanical Engineering
College of Engineering
National Chiao Tung University
in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of
Master
in
Mechanical Engineering
June 2005
Hsinchu, Taiwan, Republic of China

長隧道通風之實用化

A applicable study of ventilation of a tunnel

研 究 生：黃東億

指導教授：傅武雄

國立交通大學機械工程學系

中文摘要

本文在數值計算上使用有限體積法及紊流 $k-\varepsilon$ 模式計算風扇於隧道內的流場分析。本文研究於不同風扇轉速下之隧道流場分析，以及隧道內高溫源以速度 $v=5\text{ m/s}$ 和 $v=0.5\text{ m/s}$ 向隧道頂端衝之流場分析，最後並分析加裝風扇的效能提高效率。

結果顯示，風扇在 $100\sim1000\text{rpm}$ 可以使隧道內的流場，產生通風的效應。於隧道的入口端有氣體被吸入，到接近風扇入口處的流場時，呈現漸縮狀的流場分佈進入風扇，經過風扇旋轉加壓後，在風扇出口，被加壓的流體直直地往隧道出口端方向吹出一段距離之後，分為兩股左右對稱流體，分別往隧道兩旁的牆壁移動，之後這兩股流體撞到牆壁之後，沿著牆壁往隧道出口處移動，同時這兩股流體也漸漸地往隧道截面的中間處擠壓。因此在隧道的出口截面的速度，發現到隧道截面兩旁的速度較大，而中間則是較小。以上介紹的流場行為是直接被風扇帶動的流體；另外還有一個是被動的流體，受直接被帶動流體的牽引，以速度較緩慢的方式往隧道出口流動。

利用數值模擬結果，還找出風扇壓差與隧道截面的流量組成的無因次式。透過這樣的無因次式，可以知道要推動多少的隧道截面流量，必須使用多少的風扇壓差。

另外，於串聯方向加裝雙風扇(皆為 100rpm)和單一風扇(100rpm)於隧道內相比較，發現加裝風扇，可以使整個隧道截面的流量 1.28 倍。

The paper focuses on the numerical calculation on fan-induced ventilation of a long tunnel by finite volume scheme and $k-\varepsilon$ turbulent model. The paper analyzes tunnel flow field at different fan rotated speed and tunnel flow field caused by fan ventilation and high temperature source flowing upward to the tunnel ceiling in $v=5$ m/s and $v=0.5$ m/s. Finally, the paper also analyzes the performance improvement efficiency by adding another fan.

The results show that tunnel flow field is on ventilation when fan blades rotate at the range from 100 to 1000 rpm. At the inlet of tunnel, the gas is inhaled. Near the fan inlet area, the flow enters to the fan inlet in nozzle style. After pressured, gas is blown in a straight long distance to the direction of tunnel outlet. After a distance, the gas is gradually divided to two groups

flows separately moving to the tunnel wall. Two groups of flows move forward to outlet of tunnel and also move to the center of tunnel cross area. So, at the outlet cross area of tunnel, the velocity near the wall is larger than that in the center of tunnel cross area. The induced flow behavior is the flow induced directly by fan blades rotating. It belongs to active fan-induced flow. Another is adjective flow caused by active fan-induced flow. The velocity of adjective flow is smaller than that of active fan-induced flow.

Using simulation results, the dimensionless equation is created intuitively including the components of fan pressure drop and mean mass flow of tunnel cross area. Using such dimensionless equation, we can get the relation between fan pressure drop and mean mass flow of tunnel cross area.

Additionally, adding another fully-similar fan can enhance the mass flow rate up to 1.28 times at the same tunnel module.

誌謝

在歷經一年的時間裡，本文終於完成，在此得謝謝許多人的協助。首先感謝我的父母二十多年來的養育之恩與教養，使我長大成人完成學業，並順利地無憂無慮完成碩士學業。而歷經兩年的碩士生涯中，在此尤其感謝我的指導老師 傅教授武雄先生在研究上、生活上及課業上無微不至的照顧，以及在為人處事上的教誨，本人在此謹致上最高的敬意。

感謝口試委員 傅武雄教授、黃奕孝博士、楊肅正博士、曾慶祺博士於百忙之中抽空審查本文，並給予在下助益良多的意見。並謝謝同學連信宏、鄭滄棋、楊志偉的幫忙，與學弟們等人的協助，在此一併致謝。期望這一份論文能夠對社會以及國家能夠有所幫助。最後，僅以本文獻給我的家人與師長和朋友。



中文提要	i
英文提要	ii
誌謝	iii
目錄	iv
表目錄	v
圖目錄	vi
符號說明	ix
一、緒論	1
二、物理模式	13
2.1 物理尺寸與分析模式	13
2.2 葉片設計方程式	18
2.3 分析假設及統御方程式	19
2.4 邊界條件	21
三、數值方法	23
3.1 數值離散分析與計算收斂條件	23
3.2 網格建立與網格測試	27
四、結果與討論	28
4.1 風扇轉速在 1000 RPM 之下，隧道內之流場分析	36
4.2 風扇轉速在 300 RPM 之下，隧道內之流場分析	58
4.3 風扇轉速在 10 RPM 之下，隧道內之流場分析	63
4.4 風扇在不同轉速之下，風扇前後壓力圖	70
4.5 隧道流場流量	75
4.6 無因次式 Π_1 介紹	77
4.7 無因次式 Π_2 和 Π_3 介紹	79
4.8 無因次式參數分析	82
4.9 雙風扇之隧道流場	89
4.10 風扇下方一熱源模擬(熱源速度 $v=5$ m/s 往上)	94
4.11 風扇下方一熱源模擬(熱源速度 $v=0.5$ m/s 往上)	100
五、結論與建議	103
5.1 總結	103
5.2 建議	105
參考文獻	106

表目錄

表 1-1	流量值比較·····	12
表 4-1	風扇轉速 10rpm 風扇入口與出口壓力圖，與風扇葉片的幾何對應圖形···	71
表 4-2	風扇轉速 100rpm 風扇入口與出口壓力圖，與風扇葉片的幾何對應圖形···	71
表 4-3	風扇轉速 300rpm 風扇入口與出口壓力圖，與風扇葉片的幾何對應圖形···	71
表 4-4	風扇轉速 600rpm 風扇入口與出口壓力圖，與風扇葉片的幾何對應圖形···	72
表 4-5	風扇轉速 1000rpm 風扇入口與出口壓力圖，與風扇葉片的幾何對應圖形···	72
表 4-6	風扇轉速所對應的的 風扇入口與出口壓力差表·····	73
表 4-7	風扇轉速所對應的的隧道截面平均流量·····	76
表 4-8	風扇轉速 100rpm 的流量為基準，觀看其他轉速所引導的流量倍數·····	76
表 4-9	無因次式 Π_1 ·····	78
表 4-10	無因次式 Π_3 ·····	81
表 4-11	風扇壓差與隧道壓差·····	86
表 4-12	風扇壓差與隧道壓差之二·····	88
表 4-13	轉速於 100RPM，隧道截面平均 flux 值，與隧道風扇壓差·····	92



圖目錄

圖 1-1	微處理器發熱量成長圖·····	7
圖 1-2	Intel 微處理器發熱量成長圖·····	8
圖 1-3	散熱裝置·····	9
圖 1-4	縱向式、半橫向式與橫向式通風系統示意圖·····	10
圖 1-5	(1/20)隧道模型 車行實驗·····	11
圖 2-1	風扇與隧道物理模型示意圖 --- 側視圖·····	14
圖 2-2	風扇與隧道物理尺寸圖 --- 側視圖·····	15
圖 2-3	風扇與隧道物理尺寸圖 --- 上視圖·····	15
圖 2-4	風扇與隧道物理模型示意圖 --- 俯視圖·····	16
圖 2-5	風扇與隧道物理模型部分示意圖·····	16
圖 2-6	風扇與隧道截面面積示意圖·····	17
圖 2-7	風扇示意圖·····	17
圖 2-8	圓轉換成翼形的轉換圖·····	19
圖 3-1	相鄰網格中心點及離散面相關位置示意圖·····	25
圖 3-2	對流通量(上風法)示意圖·····	25
圖 3-3	數值計算流程圖·····	26
圖 3-4	不規則網格幾何模型舉例示意圖·····	27
圖 4-1	流量值比較·····	30
圖 4-2	隧道截面 face a·····	30
圖 4-3	隧道截面 face a 局部放大圖·····	31
圖 4-4	隧道截面 face a 觀測四位置---part I II III IV·····	32
圖 4-5	隧道 Z 方向位置示意圖·····	33
圖 4-6	隧道截面 face b·····	34
圖 4-7	隧道四個截面 A B C D·····	35
圖 4-8	風扇轉速 1000rpm 隧道 face b 速度流場示意圖·····	38
圖 4-9	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II, face a 速度流場示意圖·····	39
圖 4-10	風扇轉速 1000rpm 隧道 part III, face a 速度流場示意圖·····	39
圖 4-11	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II, Z=50 處 w-comp velocity 流場示意圖··	40
圖 4-12	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II, Z=40 處 w-comp velocity 流場示意圖··	40
圖 4-13	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II, Z=30 處 w-comp velocity 流場示意圖··	41
圖 4-14	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II, Z=20 處 w-comp velocity 流場示意圖··	41
圖 4-15	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II, Z=10 處 w-comp velocity 流場示意圖··	42
圖 4-16	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II, Z=9 處 w-comp velocity 流場示意圖··	42
圖 4-17	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II, Z=8 處 w-comp velocity 流場示意圖··	43
圖 4-18	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II, Z=7 處 w-comp velocity 流場示意圖··	43
圖 4-19	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II, Z=6 處 w-comp velocity 流場示意圖··	44

圖 4-20	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II , Z=5 處 w-comp velocity 流場示意圖...	44
圖 4-21	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II , Z=4 處 w-comp velocity 流場示意圖...	45
圖 4-22	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II , Z=3 處 w-comp velocity 流場示意...	45
圖 4-23	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II , Z=2 處 w-comp velocity 流場示意圖...	46
圖 4-24	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II , Z=1 處 w-comp velocity 流場示意圖...	46
圖 4-25	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II , Z=0 處 w-comp velocity 流場示意圖...	47
圖 4-26	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II , Z=-1 處 w-comp velocity 流場示意圖...	47
圖 4-27	風扇轉速 1000rpm 隧道 part II , Z=-2 處 w-comp velocity 流場示意圖...	48
圖 4-28	風扇轉速 1000rpm 隧道 part III , Z=-2.6 處 w-comp velocity 流場示意圖	48
圖 4-29	風扇轉速 1000rpm 隧道 part III , Z=-3.6 處 w-comp velocity 流場示意圖...	49
圖 4-30	風扇轉速 1000rpm 隧道 part III , Z=-4.6 處 w-comp velocity 流場示意圖	49
圖 4-31	風扇轉速 1000rpm 隧道 part III , Z=-5.6 處 w-comp velocity 流場示意圖	50
圖 4-32	風扇轉速 1000rpm 隧道 part III , Z=-6.6 處 w-comp velocity 流場示意圖	50
圖 4-33	風扇轉速 1000rpm 隧道 part III , Z=-7.6 處 w-comp velocity 流場示意圖	51
圖 4-34	風扇轉速 1000rpm 隧道 part III , Z=-20 處 w-comp velocity 流場示意圖	51
圖 4-35	風扇轉速 1000rpm 隧道 part III , Z=-30 處 w-comp velocity 流場示意圖	52
圖 4-36	風扇轉速 1000rpm 隧道 part III , Z=-40 處 w-comp velocity 流場示意圖	52
圖 4-37	風扇轉速 1000rpm 隧道 part III , Z=-50 處 w-comp velocity 流場示意圖	53
圖 4-38	風扇轉速 1000rpm 隧道 part I 、face a 速度流場示意圖.....	55
圖 4-39	風扇轉速 1000rpm 隧道截面 A w-comp velocity 流場示意圖.....	55
圖 4-40	風扇轉速 1000rpm 隧道截面 A w-comp velocity 流場示意圖.....	56
圖 4-41	風扇轉速 1000rpm 隧道 part IV 、face a 速度流場示意圖.....	56
圖 4-42	風扇轉速 1000rpm 隧道截面 D , 近風扇處 w-comp velocity 流場示意圖	57
圖 4-43	風扇轉速 1000rpm 隧道截面 D , 近出口處 w-comp velocity 流場示意圖	57
圖 4-44	風扇轉速 300rpm 、face b 流場示意圖.....	59
圖 4-45	風扇轉速 300rpm 隧道截面 A , 近隧道處 w-comp velocity 流場示意圖	60
圖 4-46	風扇轉速 300rpm 隧道 part II , Z= 30 處 w-comp velocity 流場示意圖	60
圖 4-47	風扇轉速 300rpm 、隧道 part II , Z= 5 處 w-comp velocity 流場示意圖	61
圖 4-48	風扇轉速 300rpm 、隧道 part II , Z= -3.6 處 w-comp velocity 流場示意圖	61
圖 4-49	風扇轉速 300rpm 隧道截面 D , 近隧道處 w-comp velocity 流場示意圖...	62
圖 4-50	風扇轉速 10rpm 隧道 face b 速度流場示意圖.....	65
圖 4-51	風扇轉速 10rpm 隧道 part I 、face a 速度流場示意圖.....	66
圖 4-52	風扇轉速 10rpm 隧道截面 A , Z=649 w-comp velocity 流場示意圖	66
圖 4-53	風扇轉速 10rpm 、隧道 part II , Z= 40 處 w-comp velocity 流場示意圖	67
圖 4-54	風扇轉速 10rpm 、隧道 part II , Z= 5 處 w-comp velocity 流場示意圖	67
圖 4-55	風扇轉速 10rpm 、隧道 part II , Z= -1 處 w-comp velocity 流場示意圖	68
圖 4-56	風扇轉速 10rpm 隧道 part IV 、face a 速度流場示意圖.....	68
圖 4-57	風扇轉速 10rpm 隧道截面 D Z=647 w-comp velocity 流場示意圖.....	69
圖 4-58	風扇入口平均壓力與出口平均壓力示意圖.....	73
圖 4-59	隧道截面面積示意圖.....	74

圖 4-60	隧道上視圖·····	86
圖 4-61	隧道上視圖之二·····	87
圖 4-62	雙風扇模型·····	90
圖 4-63	以(0, 0, 0)為中心, 從 X 方向觀看流場---雙風扇·····	90
圖 4-64	以(0, 0, 0)為中心, 從 X 方向觀看流場---單一風扇·····	91
圖 4-65	隧道截面流量為風扇區域和無風扇截面的流量相加示意·····	92
圖 4-66	攝氏 100 度的熱源, 以 5m/s 速度往上·····	95
圖 4-67	以(0, 0, 0)為中心, 從 X 方向觀看溫度場·····	95
圖 4-68	以(0, 0, 0)為中心, 從 Z 方向風扇入口處觀看溫度場·····	96
圖 4-69	以(0, 0, 0)為中心, 從 Z 方向風扇出口處觀看溫度場·····	96
圖 4-70	單一葉片之擷取圖·····	97
圖 4-71	以(0, 0, 0)為中心, 從 Z 方向風扇出口處觀看溫度場·····	99
圖 4-72	以攝氏 100 度的高溫以速度 0.5m/s 往上·····	101
圖 4-73	以(0, 0, 0)為中心, 從 X 方向觀看溫度場·····	101
圖 4-74	以(0, 0, 0)為中心, 從 Z 方向風扇入口處觀看溫度場·····	102
圖 4-75	以(0, 0, 0)為中心, 從 Z 方向風扇出口處觀看溫度場·····	102



符號說明

A_i	單位網格擴散面之面積	$[m^2]$
C_μ 、 $C_{\varepsilon 1}$ 、 $C_{\varepsilon 2}$ 、 $C_{\varepsilon 3}$	紊流模式係數	
$F_{m,j}$	物質於 x_j 方向的擴散通量	$[kg/m^2s]$
k	紊流動能	
m_m	物質於單位容積中的質量	$[kg]$
n	與邊界面垂直方向的座標軸	
p	壓力	$[N/m^2]$
s_i	動量來源(momentum source)	
s_ϕ	來源係數	
t	時間	$[sec]$
u_i	流體在 x_i 方向的絕對速度	$[m/s]$
\tilde{u}_i	流體與座標系統的相對速度	$[m/s]$
u'	速度變動量	$[m/s]$
V	體積	$[m^3]$
x_i	卡氏座標($i=1,2,3$)	

希臘符號

ε	紊流耗散率	
ζ	轉換平面座標系	
η	轉換平面座標系垂直軸	
θ	角度	$[rad]$
μ	黏滯係數	$[kg/ms]$
μ_t	紊流黏滯係數	$[kg/ms]$
ν	表面速度	$[m/s]$
ξ	轉換平面座標系水平軸	
ρ	物體密度	$[kg/m^3]$
σ_k 、 σ_ε	紊流模式係數	
τ_{ij}	應力張量	
ϕ	代表任一獨立物理量(如速度、溫度、濃度)	

上標說明

—	時均值
+	紊流無因次參數
n	新迭代之物理量選用
o	舊迭代之物理量選用

下標說明

i, j, k	張量使用序號(如 $i=1, j=2, k=3$)
-----------	----------------------------

其他符號

$ $	絕對值、取向量純量值
∇	求取各方向的梯度量，如同 grad
Σ	加總表示



第一章 緒論

近年來，隨著科技的進展與半導體技術的成熟，許多電子元件皆朝向小型化與頻率高的方向發展，在產生更多樣化的功能與表現的同時，我們發現到因高功率所產生的高熱量問題，會嚴重引響到我們電子晶片的表現，使電子元件溫度上升，進而使電子元件表現的效率下降許多，造成整體系統的能效往下降，不穩定的問題也隨之出現。因此有效地移除過多的熱量，便是很重要的課題。

隨著工業技術與半導體製程技術的快速進步，電子元件及晶片的工作時脈不斷的往上提升。以一般電腦而言，主要的熱源來自微處理器、主機板上的南北橋晶片、顯示卡上的高效能晶片、硬碟機、軟碟機、光碟機及電源供應器等等，而其中又以微處理器所發的熱源為最大。文獻[1]如圖 1-1，分別為 Intel 及 AMD 兩大微處理器製造商所生產不同頻率之微處理機發熱量。由圖中可以看出，越高頻的微處理器，其發熱量瓦數甚至已達百瓦的熱量，其所產生的高熱量，在往後日新月異的科技時代其發展更為驚人，造成的後果也越嚴重。

文獻[1]如圖 1-2，為過去 15 年 Intel 所生產微處理器發熱量成長趨勢圖，此圖顯示微處理器發熱量幾乎成 exponential 發展曲線，此外主機板上的南北橋晶片，也隨著處理器的工作時脈也逐漸強大，負責主機板上的高速傳輸的北橋晶片，在運作時的溫度往往高於南橋晶片，也成為不可忽視的熱源，另外顯示卡上高效能的 3D 繪圖晶片，也隨著功能日益加大，使得顯示晶片上所發出的溫度也越來越高。除此之外硬碟機、光碟機的轉速也不斷地向上攀升，因此所發出的熱量也越來越高。另外像是近年來，筆記型電腦也是十分暢銷，而筆記型電腦中，散熱的問題也是十分重要，在如此狹小的空間，如果沒有快速地把熱量有效地移出，很快的便會導致系統的溫度攀升，造成系統當機。因此在有限的空間內使電子元件正常地運作是件非常重要的事情。

如何有效地移除熱量，提升發熱元件，是目前產官學界所重視的問題。目前一般冷卻的方式有空氣自然對流冷卻、空氣強制對流冷卻、液體直接與間接冷

卻，利用相變化冷卻等。其中包括使用風扇、散熱鰭片、熱管、噴流衝擊、微渠道等方法，在這裡面最常用的方法便是以空氣當作流體作強制對流。因為空氣是隨處可以取得的一種物質，不需要搬運，也不需要花成本的價錢，便可利用。所以在電腦中便是使用風扇配上散熱的鰭片，如文獻[1]圖 1-3 來負責散熱的工作，使高發熱體的熱量移除。通常散熱鰭片的材質都是選用具有好的傳導率這項特質的材料來製成，透過散熱鰭片便可以把發熱源熱量傳導出來，接著在利用風扇製造負壓的效應吸收空氣流體，再使空氣流體透過風扇葉片轉動變成高壓狀態，讓處於高壓的狀態的空氣流體從風扇出口流出，直接吹向散熱的鰭片，來作強制對流的工作，使熱量被強制氣流帶走。

風扇也因為構造簡單、成本低廉，不容易損壞，及驅動能源低的原因，因此常拿來被廣泛地使用，風扇的種類形式可以分為軸流式(axial flow type)、離心式(centrifugal type)、斜流式(mixed flow type)、橫流式(cross flow type)風扇等，其中又以軸流式、離心式風扇最為常見，如文獻仲[2] 邱[3]。以軸流式風扇而言，其是利用引導氣流沿葉片中心軸平行吹出，特點是靜壓小、風量大，多利用於低阻力場所，但缺點是噪音大；而離心式風扇則是被驅動的圓環是葉輪因旋轉產生動力，使氣流由圓環中心進入，順著葉片向外輻射吹出，而與軸流式相比，則是靜壓更高且噪音小。而一般的散熱系統，由於阻力不大，再加上設計的問題，因此幾乎都使用軸流式的風扇，因軸流式風扇適用於大空氣流體及低壓力的環境。

有關風扇流場的分析(理論與實驗)，通常是假設流體為均勻流。在 Burke[4]中利用解析法，提出冷卻風扇主要目的在帶動空氣的流動，因此風扇冷卻的最重要因素，在於帶動的空氣流量，以及所產生的壓差。Morris、Good and Foss[5]利用實驗方法量測汽車散熱風扇的速度分佈、壓力分佈、與流量，得知風扇的流場構造。莊[6]則以實驗測試方法測試 PC 散熱風扇的性能並建立起風扇的性能曲線。Pamadi[7]在間格一小間距下，利用一噴嘴製造空氣衝擊流沖衝於一壁面上，計算停滯點週圍某半徑區域的熱通量值。Cau 和 Lee[8]利用空氣衝擊流噴於鰭片

狀的崎嶇壁面，使用放煙法觀測流場，並計算出壁面不同位置的局部紐塞數。Chou 和 Hung[9]等人則研究二維、不可壓縮流、強制對流、層流狀態下，固定噴流於一等溫壁面上，求得其噴口寬、間距、雷諾數、紐塞數間的關係。

胡[10]分別以實驗與理論計算證實，由於風扇葉片的對稱性，造成風扇下方的中央區域形成了滯留的現象，使得晶片的散熱受到妨礙。葉[11]則以數值模擬的方式，利用風扇模擬 CPU 散熱鰭片之熱傳效果，並探討散熱鰭片與風扇間的距離對熱傳效率的影響，結果發現到風扇與散熱鰭片越接近其產生在風扇出口處的滯壓區越大，流體在這個地方被侷限，因此熱傳的效果變差了；反之如果距離加大，所產生的滯壓區變小，因而流體容易把散熱鰭片上的熱量帶走，因此散熱效果也增加；其理論結果與做實驗所產生的結果，兩相對照，發現理論結果與實驗的結果吻合，並代表此種對風扇流場的數值模擬方式是可以被接受的。鄭[1]以數值模擬與實驗的方式驗證於風扇與發熱表面設置一個旋轉運動機構，一方面擾亂高溫面上的溫度邊界層與速度邊界層，使高溫面的邊界層不斷的生成與破壞，借之，使低溫流體與高溫流體互相不斷地交流，而達到散熱速度加快；另一方面，則可以破化於風扇下方產生的流體停滯區，使停滯區的流體能夠因為旋轉運動機構而有效地流動，而帶走更多的熱量，藉以改善整個機構的散熱效果，數值的結果與實驗的結果相相吻合。

曾[12] 利用數值模擬與實驗的方式，研究風扇應用於直管道的分析，結果發現：(a)風扇旋轉軸的大小影響風扇產生的壓差、風速及流量。(b)傳統風扇在旋轉時，其出口端之葉片表面壓力，並非完全為正壓，而是半徑超過一定值後，才完全為正壓。(c)風扇所形成的速度分佈不是均勻流的形式。(d)在風扇內的流體是偏向軸心流動的。(e)在傳統風扇中心軸上加裝小圓錐體，可以增加風扇所造成的壓差、流速及風量，數值的結果與實驗相近。

侯[13]使用風扇應用於病房間，使病房中含有有毒病菌的空氣流體可以維持在負壓的狀態，使有毒空氣流體因負壓力形式，停留於病房中，因此不致於使病房中的有毒氣體流出，大大減少病源的傳遞，而危害正常人的健康。

此外風扇亦常見應用於大型通風系統，如常隧道通風、或是地下街通風系統。如果是短隧道系統，通常是利用兩端口的自然壓差及車行活塞效應(piston effect)造成之氣流而引起之污染物對流效應即能保持隧道內之空氣品質；如果是屬於較長的隧道通風系統，通常加裝通風豎井[14]，如圖 1-4、和通風機。此篇論文亦做(1/20)車行效應模型實驗，如圖 1-5。不過這篇文章並沒有說明如何處理風扇的數值條件。

文獻[15]說明隧道通風的數值模擬方法，其計算方法是先假設隧道入口的空氣流量，以此逐站計算到隧道出口(稱為試算)，比較計算得到的出口壓力是否與大氣壓力相等，不等則修改假設的隧道入口流量，再從隧道入口開始計算直到隧道出口的壓力與大氣壓相等為止(稱為修正計算)，然後在進一步與返向隧道一起疊代計算溫度和污染物濃度的分佈。這樣的計算方法則需每次察看在出口處算出來的壓力值，是否有符合空氣壓力，以此作為檢驗的標準，若不符合，則需重新以新的入口流量去疊代計算，得到新的結果，然後再做確認。這樣的方法較費時，因為必須不斷地修改至符合正確答案。至於風扇的數值處理(Jet Fan)，則是利用 $dP_j = N\eta \frac{F}{A}$ 如文獻[15]，去計算風扇的壓力差值。

在周[16]亦提到，風扇的模擬則是利用給定速度值去模擬，並以在不同的位置 and 高度(相較於隧道)去模擬整個通風狀態。這樣的模擬在風扇處的速度給定(固定速度值)幾乎是與現實的狀態(旋轉流場)不同。在蔡[17]中也是探討隧道通風之分析問題，對於風扇的狀態給定，是給定體積流率的方式，來做整個數值上的模擬。

基本上，對於給定速度值如周[16]、體積流率如蔡[17]的方式以計算風扇出口處的流場，或是一開始用隧道流量的給定方法(不斷修正)如[15]，這樣的方式，基本上是都可以處理這樣的數值模型。但是以給定速度值和體積流率這兩個方法來說，必須透過儀器先行量測速度值或是體積流率才能做接下來的數值運算，況且這種算法還有一種缺點就是，給定風扇出口處流場均是定值(不管是速

度值或是體積流率)，但以實際的風扇流場來觀看，在風扇的出口處其流場是漩渦形的向外旋出去，因此其流場不可能是定值(方向相同、數值相同)。因此這樣的數值邊界給定，與實際上會有一段的誤差。另外第三個的方法如[15]，這樣的方式，是屬於 try-and-error 的方式，是可行的，但往往會花費大量的時間在做計算與之後的修正再計算。

風扇的流場是受限於風扇的大小、形狀、轉速以及風扇旋轉所造成的壓差所決定的。如果以給定速度值的方法如周[16]、給定體積流率的方法如蔡[17]、或是一開始給定隧道流量的方法(不斷修正)如[15]。都難以符合實際風扇的流場情形。

因此，本論文主要的目標在於，以實際的風扇旋轉，來模擬隧道的通風系統，吸氣與排氣的引響範圍，並探討串聯式的風扇組對於排氣的效果與影響。至於本論文的關於風扇流場的數值模擬驗證的部分，在葉[10]也做過實驗來驗證風扇數值模擬的可靠性。結果顯示，在風扇轉速在 1700rpm 時，其流量實驗值與理論值 $\left[\frac{((\text{實驗值}-\text{理論值})/\text{實驗值}) \times 100\%}{\right]$ 差距了 4.35%，而在轉速在 2200rpm 時，理論與實驗差距了 5.9%，在 2700rpm 時差距了 11.39%，從葉[10]論文得知，當風扇的轉速越高的時候，理論與實驗的誤差會加大，不過本文中風扇轉速不超過 1000rpm。如下表 1-1 所示。

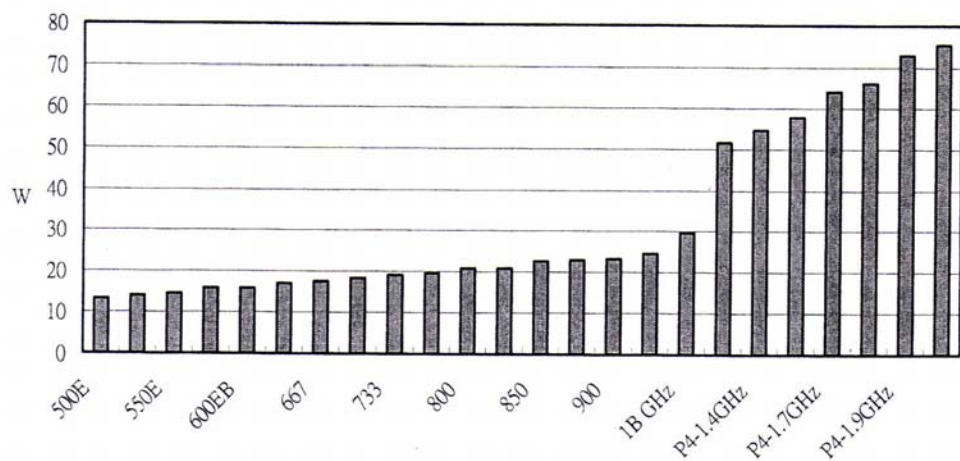
此外本文亦探討風扇流場的相似法則，探討風扇的流量、轉速、直徑之間的關係。和風扇入口與出口的壓差與隧道截面平均流量的無因次式，另外探討風扇壓差與隧道兩端壓差的關係。

以上的探討是屬於單純風扇在隧道內的流場探討行為。利用以上的結果，本文嘗試探討隧道內發生情況，因此將於風扇的下方，設置一個高溫源 100 °C，來模擬在火災高溫的情況下分別以向上速度 $v=5 \text{ m/s}$ 和 $v=0.5 \text{ m/s}$ 往上衝出，來探討風扇的排風表現。結果顯示：在熱氣 $v=5 \text{ m/s}$ 往上衝的情況之下，風扇發揮了效用，往上的熱氣碰到隧道頂部，往兩旁散逸，之後被風扇吸入，熱氣在風扇轉速為 100rpm 情況之下，於風扇內停留了兩圈又 210 度之後，從風扇的出口排出。另外於熱氣在 $v=0.5 \text{ m/s}$

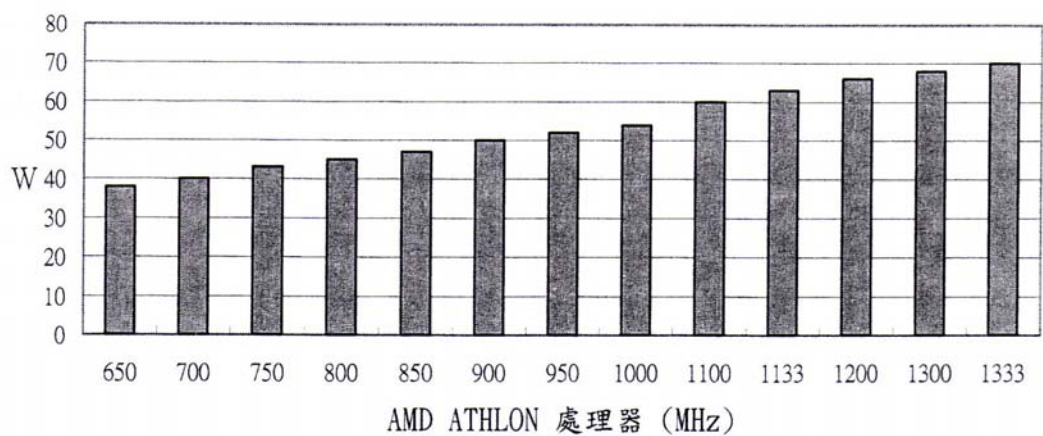
往上衝的情況之下，熱氣緩慢地往上吹出，之後，由風扇吹出流體所被動引導的流體帶動，往隧道出口處排出。



」

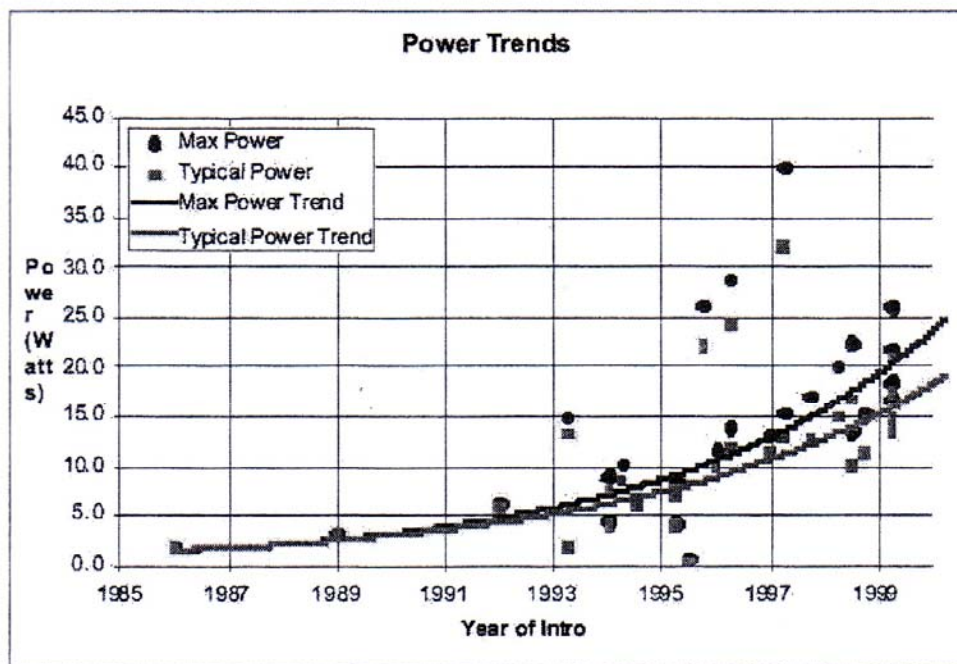


(a) INTEL PENTIUM III、PENITUM 4 中央處理器

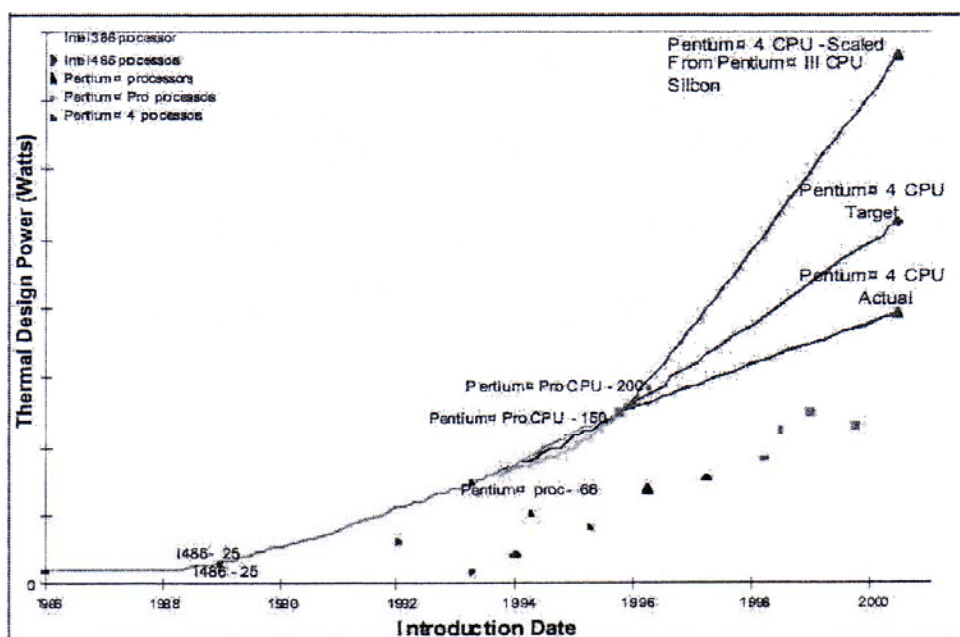


(b) AMD ATHLON 中央處理器 THERMAL DESIGN POWER

圖 1-1 微處理器發熱量成長圖

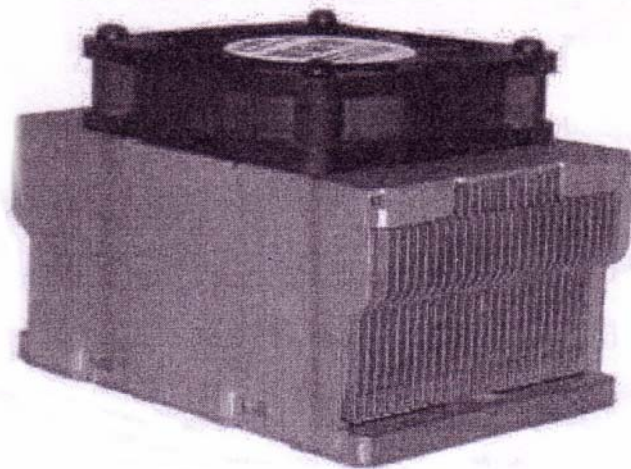


(a)

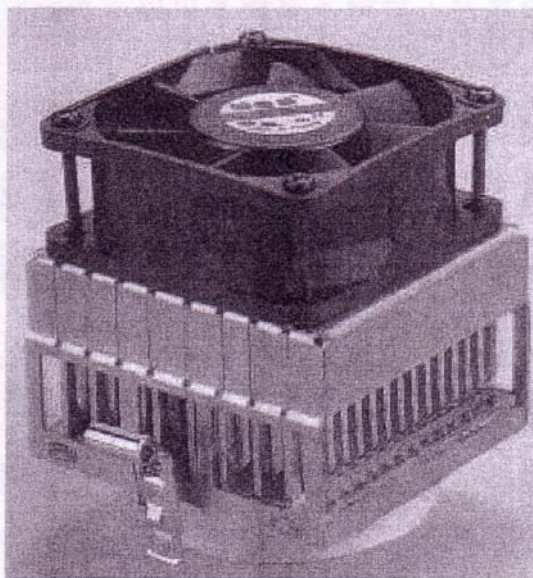


(b)

圖 1-2 Intel 微處理器發熱量成長趨勢圖

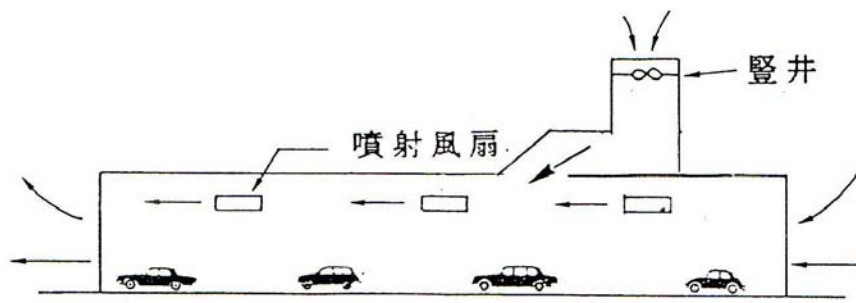


(a) 鋁合金製散熱裝置

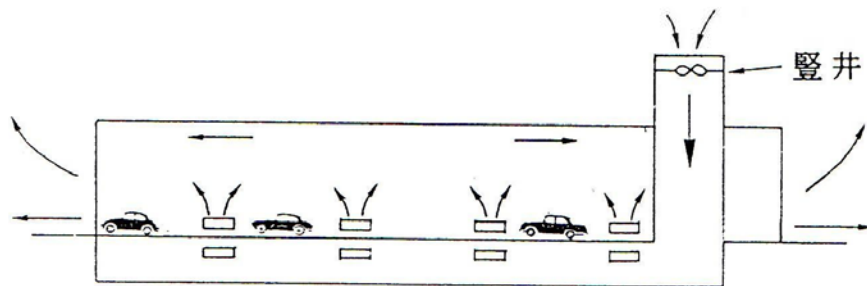


(b) 銅製散熱裝置

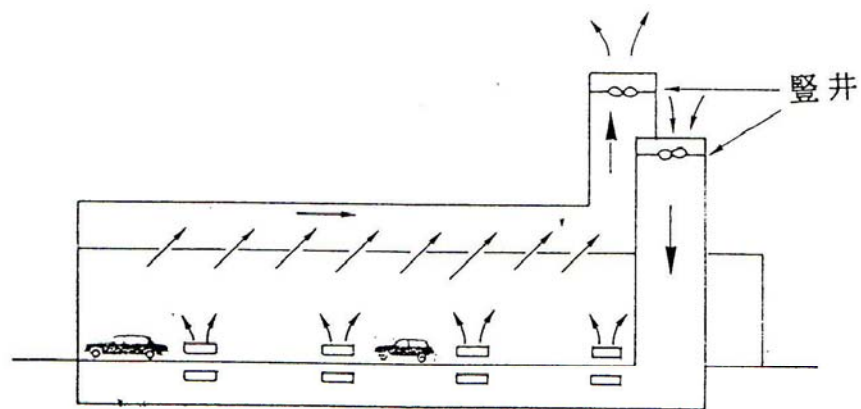
圖 1-3 散熱裝置



(a) 縱向式通風系統

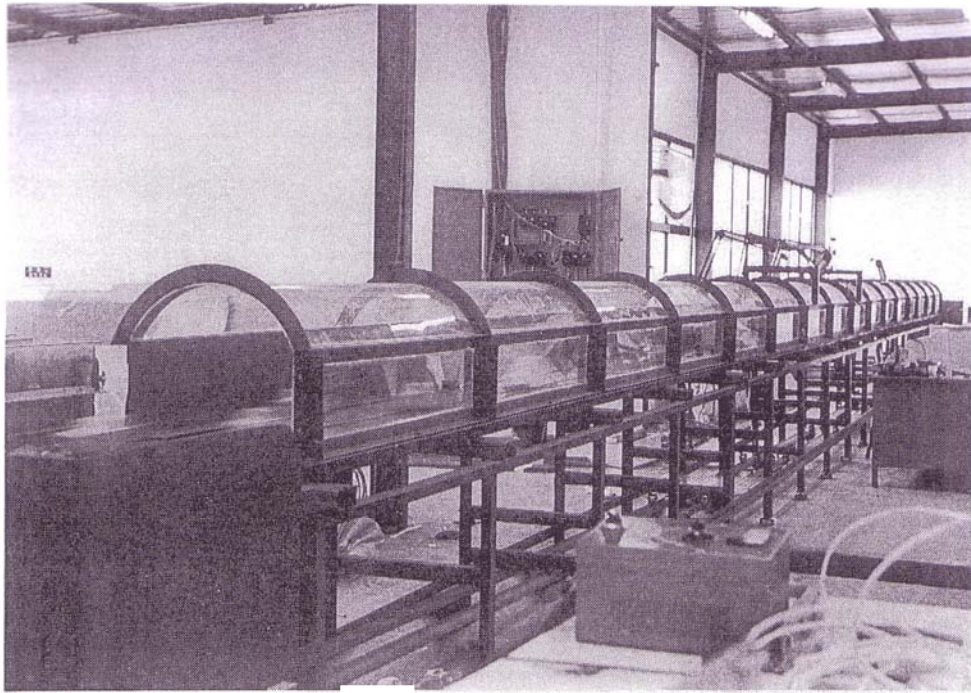


(b) 半橫向式通風系統

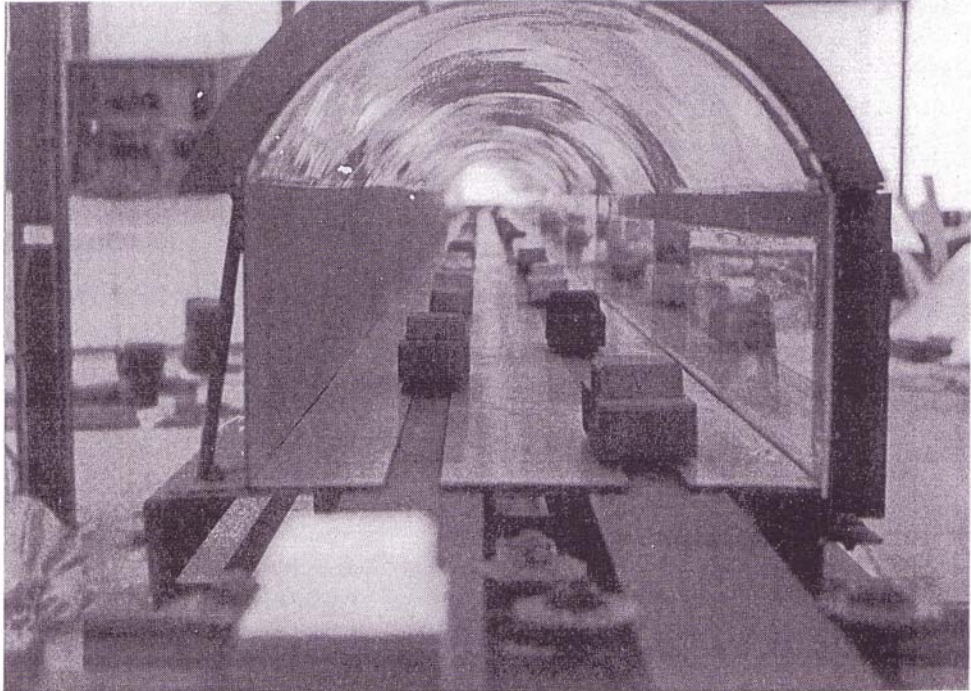


(c) 橫向式通風系統

圖 1-4 縱向式、半橫向式與橫向式通風系統示意



隧道模型



隧道模型斷面示意圖

圖 1-5 (1/20)隧道模型 車行實驗

表 1-1 流量值比較

轉速	1700rpm	2200rpm	2700rpm
實驗值(cm^3/s)	8474.15	11437.67	14430.17
模擬值(cm^3/s)	8105.15	10762.77	12786.56
誤差(%)	4.35	5.90	11.39



第二章 物理模式

2-1 物理尺寸與分析模式

風扇機組旋轉時空氣由入口處被抽向出口處。由於葉片做等角速度旋轉運動，又因為葉片自身是不規則曲率之圓弧區面，以致空氣粒子不只是單純地沿某方向運動，更包括旋轉運動。因此本文於數值模擬時，需考慮此複雜的風扇流場。

本文研究之風扇於隧道內之流場分析，如圖 2-1 所示，整體示意如圖所示，中間為一個風扇置於隧道的中間頂部部位，探討在不同的風扇轉速之下，整體隧道的流場現象。由圖 2-2 所示，此隧道長度為 324.4 m，高度為 10.125 m，寬度為 17.25 m，而風扇本體的長度為 2.94 m。又如圖 2-1，而在模擬風扇流場的狀態時，被引導的隧道流場會從隧道的左方經過風扇處往隧道的右方排出，因此隧道的左邊為隧道入口處，流體因為風扇的轉動吸入，所以在這個地方，流體被吸入；而在另一端隧道出口處，流體在這裡會被排出隧道。另外可以發現到在隧道的入口與出口處皆是有放大的部分使整個隧道空氣流場模型呈現 U 型，在隧道入出口處這樣的設計，是因為可以更接近在入出口處實際的流場狀態，也就是一大氣壓，使得更接近實際的流場行為。

圖 2-3 為風扇與隧道的上視圖，從這個圖可以觀測到隧道和風扇的寬度，隧道的寬度是 17.25 m，風扇的寬度是 2.94 m。風扇置於其中，如果從這個上視圖來看的話，會發現流體由隧道的下方(隧道入口處)因風扇的轉動，而使流體往上方(隧道出口處)排出。

圖 2-4 為從俯視的角度來看隧道的通風情形。而圖 2-5 的部分則為近風扇處的風扇與隧道的圖形示意圖，此圖形為圖 2-4 黑框處的放大圖型。

圖 2-6 則為隧道截面的示意圖型，為一風扇與其隧道的截面面積示意圖，由此圖形可以觀測到隧道截面面積與風扇截面面積的大小比例。

而圖形 2-7 是為風扇的模型圖，此風扇的葉片共有五個葉片，彼此呈現週期狀分佈。

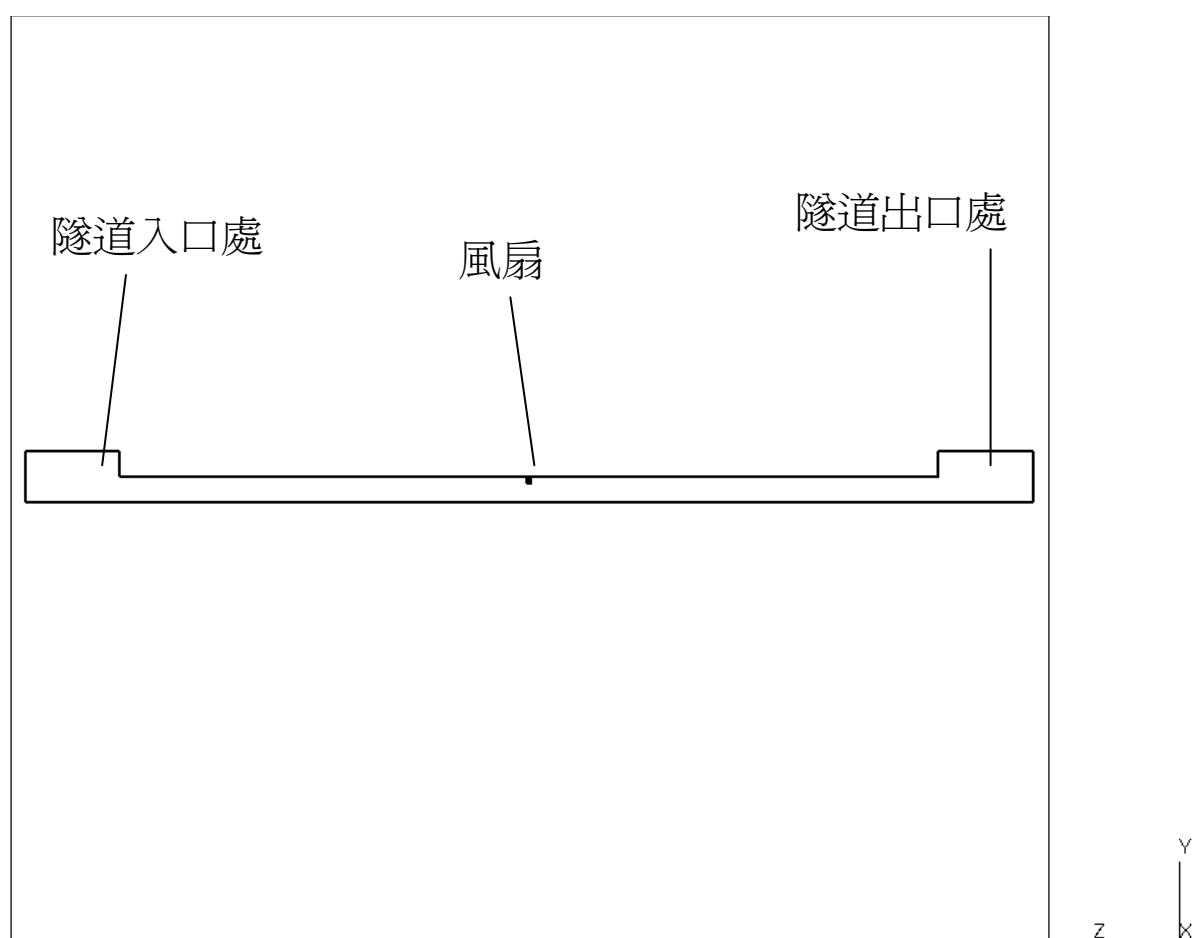


圖 2-1 風扇與隧道物理模型示意圖---側視圖

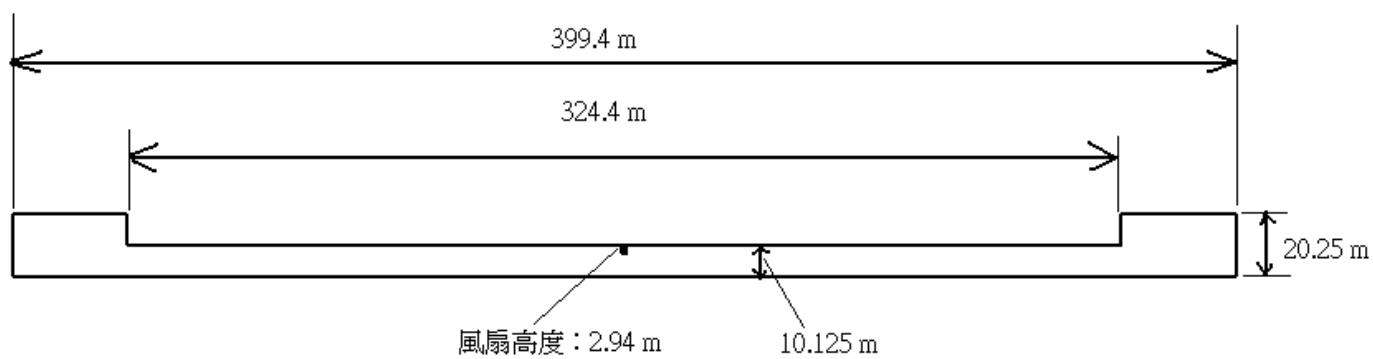


圖 2-2 風扇與隧道物理尺寸圖---側視圖

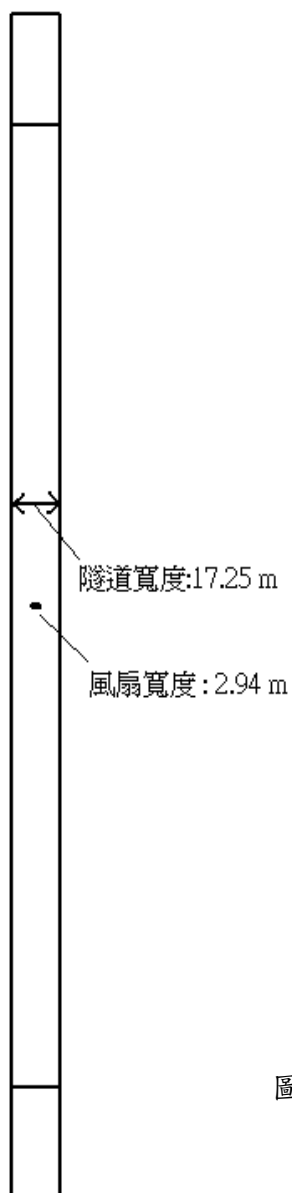
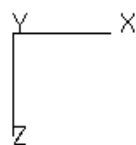


圖 2-3 風扇與隧道物理尺寸圖---上視圖



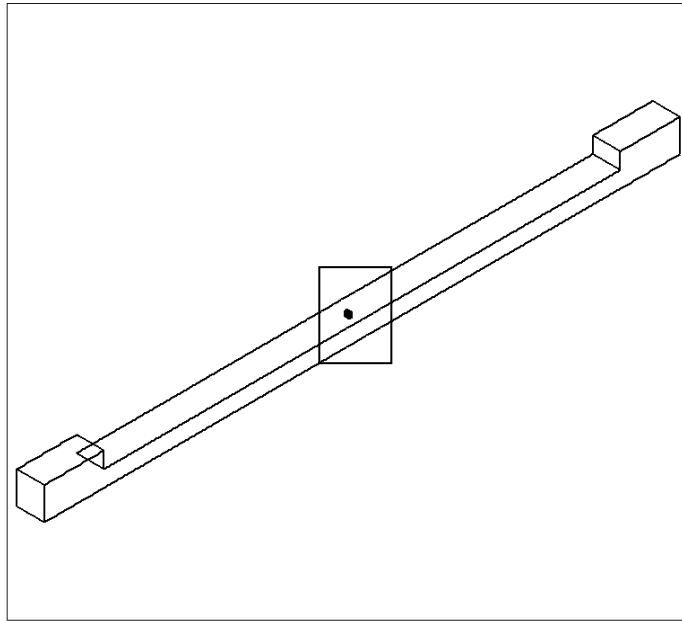


圖 2-4 風扇與隧道物理模型示意圖---俯視圖

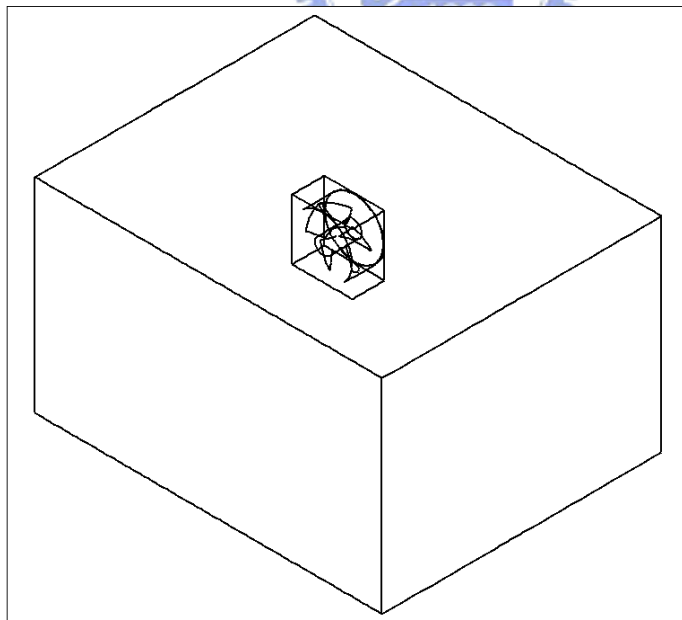


圖 2-5 風扇與隧道物理模型部分示意圖

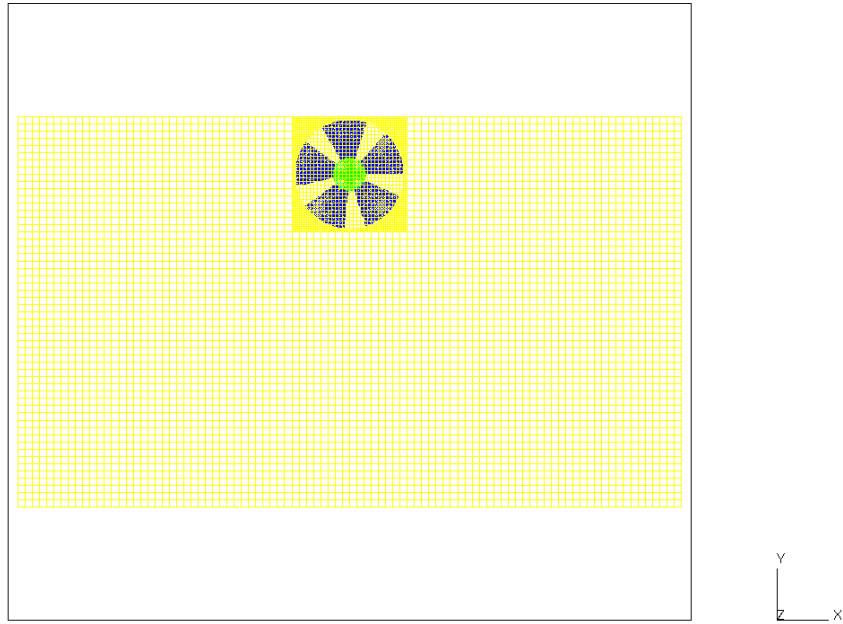


圖 2-6 風扇與隧道截面面積示意圖

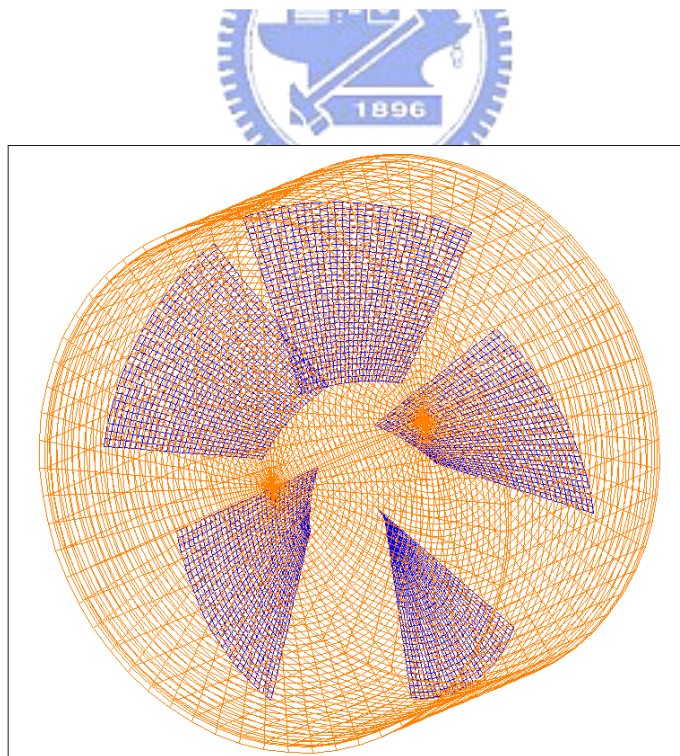


圖 2-7 風扇示意圖

2-2 葉片設計方程式

為了能夠真實地模擬風扇機組之流場，本文數值計算部分所使用的風扇葉片之截面形狀，其幾何仿造一般實驗用風扇截面形狀。而設計轉換的方程乃依據並遵守 Joukowski 翼形，其轉換原理如下所述。

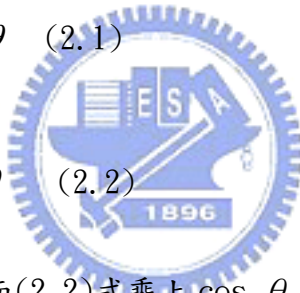
如圖 2-8 所顯示， ζ 平面上的圓 K，其中圓心 M 位於 η 軸上，而圓 K_1 其圓心為 M_1 ，圓 K_1 和圓 K 內切於 A 點，圓 K 與 ξ 軸交於 A、B 兩點，其中 $\overline{oM} = f$ ， $\overline{oA} = b$ ， $\overline{MM_1} = d$ ，所以圓上任意一點 P 可以用複變函數表示成為

$$\zeta = re^{i\theta}$$

代入 Joukowski 轉換式，可得

$$x = \frac{1}{2} \left(r + \frac{b^2}{r} \right) \cos \theta \quad (2.1)$$

$$y = \frac{1}{2} \left(r - \frac{b^2}{r} \right) \sin \theta \quad (2.2)$$



(2.1) 式乘上 $\sin \theta$ ，而 (2.2) 式乘上 $\cos \theta$ ，分別平方之後兩式相減，得

$$x^2 \sin^2 \theta - y^2 \cos^2 \theta = b^2 \sin^2 \theta \cos^2 \theta \quad (2.3)$$

在三角形 ΔoMP 內，由餘弦定理可得

$$\overline{MP}^2 = \overline{oM}^2 + \overline{oP}^2 - 2\overline{oM} \cdot \overline{oP} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \theta \right)$$

$$\text{即 } f^2 + b^2 = f^2 + r^2 - 2fr \sin \theta \rightarrow 2f \sin \theta = r - \frac{b^2}{r} \quad (2.4)$$

將 (2.4) 式代入 (2.2) 式中可得

$$\sin^2 \theta = r - \frac{y}{r} \quad (2.5)$$

之後將 (2.5) 式代入至 (2.3) 中，經過整理之後可以得到 z 平面上對應的曲線方程

$$x^2 + \left[y + \frac{1}{2} \left(\frac{b^2}{f} - f \right) \right]^2 = b^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{b^2}{f} - f \right)^2 \quad (2.6)$$

而此翼形的弦長、彎度及厚度分別和參數 b 、 f 及 d 有關。其餘更詳細過程或其他轉換可參見[14]。

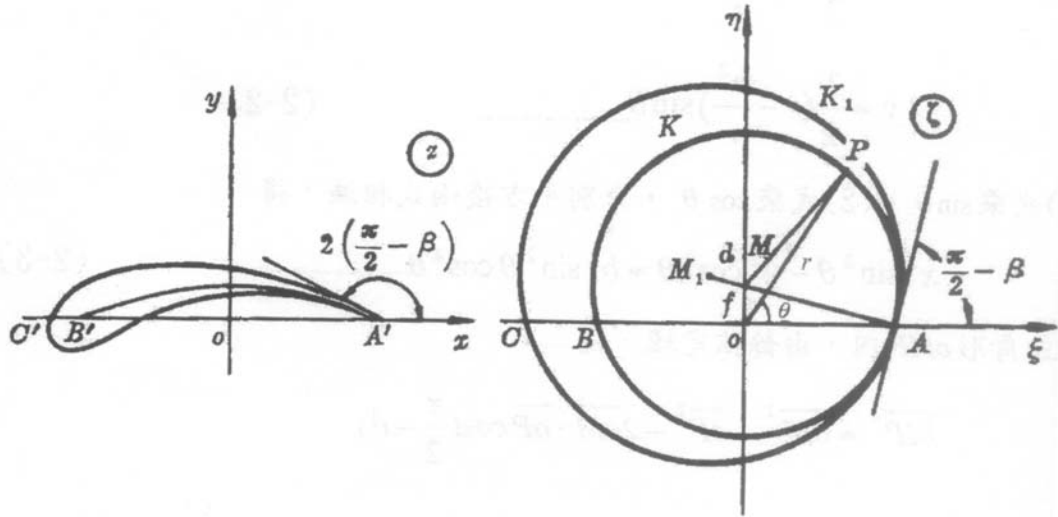


圖 2-8 圓轉換成翼形的轉換圖

2-3 分析假設及統御方程式

本文選擇 $K-\varepsilon$ 紊流模式模擬流場，為簡化數值分析，流場做以下假設。

1. 空氣密度為定值。
2. 工作流體為空氣，流體性質為牛頓流體(Newtonian fluid)，黏滯係數(Viscosity)為等方向性。
3. 忽略重力效應影響。
4. 不考慮溫度變化，亦不考慮因黏滯性生成熱量問題；所有壁面均為絕熱、不可滑移(No slip)條件。
5. 不考慮葉片、流場迴流及擾流此三者所造成之振動現象；所有固體物質均為剛體。

統御方程式則有以下方程式，分別為連續方程式、動量方程式、紊流動能方程式、

紊流能量消耗方程式。以下分別列出：

連續方程式

$$\rho \frac{\partial \tilde{u}}{\partial x_j} = 0 \quad (2.7)$$

動量方程式

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \quad (2.8)$$

$$\text{式(2.8)中之 } \tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u'_i u'_j} \quad (2.9)$$

$$\text{式(2.9)中之 } s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.10)$$

式(2.7)及式(2.8)，其中： t 為時間， x_i 為卡氏座標($j=1, 2, 3$)， u_i 為流體在 x_i 方向的絕對速度， \tilde{u}_j 為流體和座標系統的相對速度， p 為全壓值， ρ 為工作流體之密度， s_i 為動量來源(momentum source)。

紊流動能方程式

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \tilde{u}_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu_t P - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (2.11)$$

其中：

$$P \equiv 2s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2.12)$$

σ_k 為經驗值。

紊流能量消耗方程式

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\rho \tilde{u}_j \varepsilon) - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t P - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + c_{\varepsilon 3} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (2.13)$$

其中式及式(2.12)及(2.13)之相關經驗值如下所示：

c_μ	σ_k	σ_ε	$c_{\varepsilon 1}$	$c_{\varepsilon 2}$	$c_{\varepsilon 3}$
0.09	1	1.22	1.44	1.92	-0.33

2-4 邊界條件

本文流場主要是由風扇葉片的旋轉產生壓力差，而將風扇周遭流體吸入，經由第一號風扇吹出，經過以給定的距離，再以第二號風扇接續吸入第一風扇所排出的流體，做一個接續流體的工作。此外流體邊界則因不可滑移假設條件而設定速度為零。風扇葉片及旋轉軸設定為固定轉速。以下敘述主要邊界條件，分別是入口與出口壓力條件、流體邊界、葉片與旋轉軸。

1. 入口與出口壓力邊界：

本文中入口與出口之壓力邊界條件為在管道入口與出口，設定壓力為大氣壓力(以此當為基準值=0 [Pa])。

$$p=0, \quad \frac{\partial k}{\partial n}=0, \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial n}=0$$

2. 流體邊界：

一般而言流體邊界適用於無法移動的邊界設定，如天花板、牆面、地板、阻礙物的接觸面，均可以使用此設定。

$$u=0, v=0, w=0 \quad [\text{m/s}]$$

k 與 ε 則採用 near-wall model 處理

$$u^+ = \begin{cases} y^+ & , \quad y^+ \leq y_m^+ \\ \frac{1}{k} \ln(Ey^+) & , \quad y^+ \geq y_m^+ \end{cases} \quad (2.14)$$

其中式(2.14)

$$u^+ = \frac{u - u_m}{u_t}$$

u ：流體切線速度

u_w ：壁面速度

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}}$$

τ_w ：壁面剪應力

$$y^+ = \frac{\rho c_\mu^{\frac{1}{4}} k^{\frac{1}{2}} y}{\mu}$$

k ：為經驗係數，0.42

E ：為經驗係數，9.0

而 y_m^+ 滿足右列方程式

$$y_m^+ - \frac{1}{k} \ln(Ey_m^+) = 0$$

3. 葉片與旋轉軸：

$\omega = 10、100、300、600、1000 \text{ rpm}$ 。

， k 與 ε 則同以上 3.，採用 near-wall model 處理。

第三章 數值方法

3-1 數值離散分析與計算收斂條件

本文中利用數值方法，求解風扇機械排氣的流場。此數值方法乃是應用流體力學輔助軟體 STAR-CD v3.10 計算。而其利用有限體積法(finite volume)迭代解 Navier-Stokes equations、以及其餘相關的方程式(詳見 2.3 節)。

統御方程式乃利用 SIMPLE 法，解三維流場統御方程式。各物理量變數定義於每個控制容積的中央，離散方程式則是將統御方程式對每一個控制容積做積分而求得。

統御方程式可以表示成下列通式：

$$\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u}_r \phi - \Gamma_\phi \nabla \phi) = s_\phi \quad (3.1)$$

其中 $\bar{u}_r = \bar{u} - \bar{u}_c$ ，也就是相對於座標軸速度。 Γ_ϕ 為擴散係數，如計算

速度場可為黏滯係數， s_ϕ 為 source

之後將式(3.1)改寫：

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_S (\rho \bar{u}_r \phi - \Gamma_\phi \nabla \phi) \cdot d\bar{S} = \int_V s_\phi dV \quad (3.2)$$

而之後進一步改寫成下面式子並對照相鄰網格之離散面如圖 3-1。所示

$$\frac{d}{dt} \int_{V_p} \rho \phi dV + \sum_j \int_{S_j} (\rho \bar{u}_r \phi - \Gamma_\phi \nabla \phi) \cdot d\bar{S} = \int_V s_\phi dV \quad (3.3)$$

Term1

Term2

Term3

其中上面的Term1、Term2、Term3 各自代表式(3.3)中的等號左邊第一項、第二項及等號右邊第一項，以下分別簡稱為T₁、T₂、T₃

$$T_1 \square \frac{(\rho\phi V)_p^n - (\rho\phi V)_p^o}{\Delta t} \quad (3.4)$$

其中(3.4)的下標 p 為 p 點。上標 n 代表新值(new)，o 代表舊值(old)。

式(3.3)中的 T_2 可分作對流項及擴散項(convection & diffusion term)

$$T_2 \square \sum_j (\rho \bar{u}_r \phi \bar{S})_j - \sum_j (\Gamma_\phi \bar{\nabla} \phi \bar{S})_j = \sum_j C_j - \sum_j D_j \quad (3.5)$$

其中對流項 C_j 的計算處理採用上風法(Upwind Scheme)，如圖 3-2 所示

$$C_j = F_j \square \begin{cases} \phi_p, & F_j \geq 0 \\ \phi_{N+}, & F_j \leq 0 \end{cases} \quad \text{其中 } F_j = (\rho \bar{u}_r \bar{S})_j \quad (3.6)$$

而擴散項 D_j 可展開為下列式子

$$D_j \square \Gamma_\phi \left\{ f_j^l (\phi_N - \phi_P) + [\bar{\nabla} \phi \bar{S} - f_j^l \bar{\nabla} \phi \bar{d}_{PN}]_j \right\} \quad (3.7)$$

式(3.3)中的 T_3 可寫成下列式子

$$T_3 \square s_1 - s_2 \phi_p \quad (3.8)$$

而之後將(3.4)~(3.8)的各式相關代入(3.3)，可得到下列整理。

$$\frac{(\rho V)_p^n - (\rho V)_p^o}{\Delta t} + \sum F_j = 0$$

更進一步的可以表示成

$$A_p \phi_p^n = \sum_m A_m \phi_m^n + s_1 + B_p \phi_p^o \quad (3.9)$$

$$A_m \text{ 可以是擴散或是對流項的影響, } B_p = (\rho V)_p^o / \Delta t$$

至於計算之收斂條件則為以每一次迭代計算後之所有控制容積內的殘值改變率小於給定的收斂值作為收斂條件。

$$C_\phi^k = \sum (|B_p^n \phi_p^n| - |B_p^o \phi_p^o|) < \text{收斂值} \quad (3.10)$$

而本文給定的收斂值為千分之一。

計算流程如圖 3-3 所示。

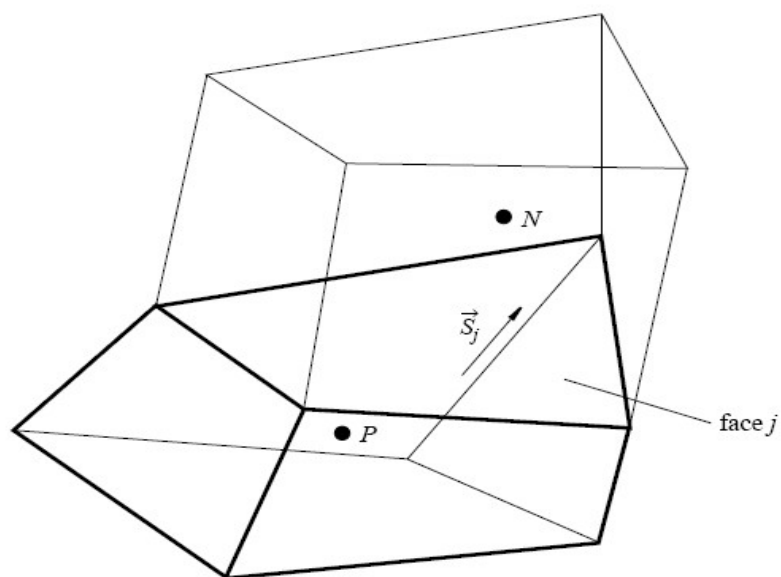


圖 3-1 相鄰網格中心點及離散面相關位置示意圖

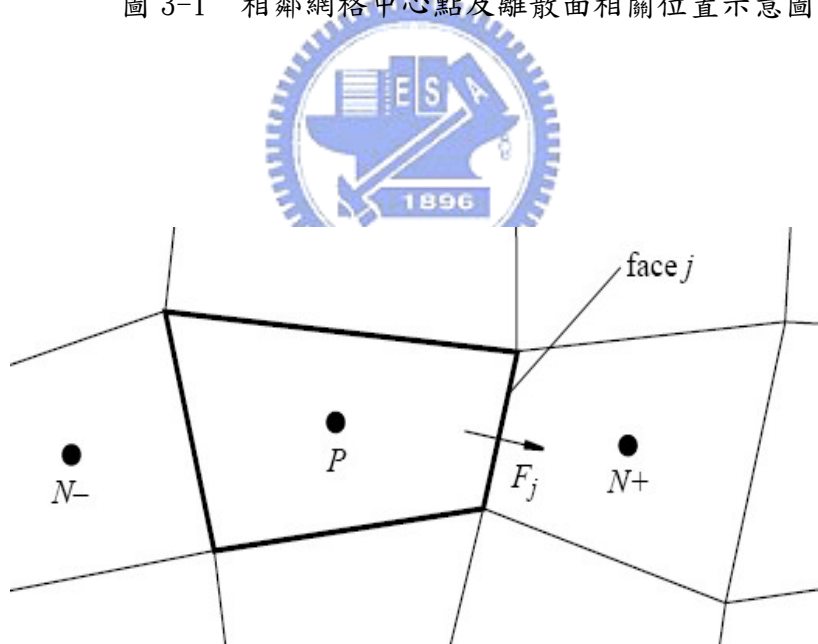


圖 3-2 對流通量(上風法)示意圖

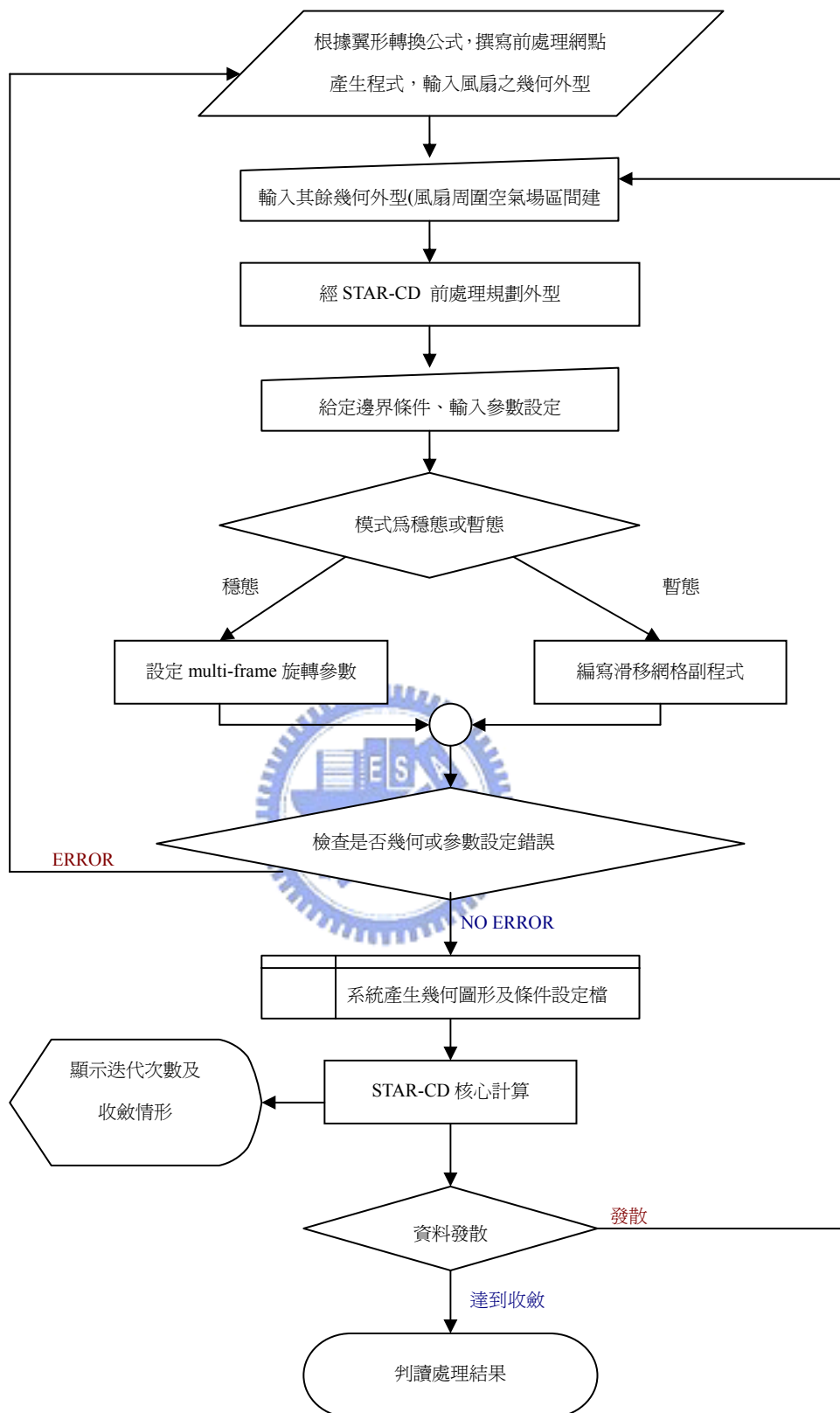


圖 3-3 數值計算流程圖

3-2 網格建立與網格測試

本文於求解流場的過程中，以數值方法求解問題時，因離散方程式後必緊接著建立流場計算網格，以其設定邊界作為計算的迭代。而網格品質的好壞卻可直接影響未來於電腦計算速度之快慢及流場收斂的趨向及穩定性。更甚者其流場結果之正確性與否也和網格建立有極大的影響。

吾人依照實際物理模型設計尺寸建立離散網格及配合 STAR-CD 之提供的網格容量限制及形狀。而 STAR-CD 可用的網格形狀及建立方式則相當有彈性，可採用的方式如 Multi-block、Unstructured、body-fitted，及引入其他 CAD 軟體建構模型。以及建立不規則網格形狀如三角形、四面體、六面體而相互接合，如圖 3-4 所示。而本文所採用的方式大多為 Multi-block 建構。

本文於計算葉片穩態旋轉部分時，使用 STAR-CD 軟體對於穩態旋轉物件所提供的功能，名為” Rotating Reference Frames ”。此功能可以用來計算模型沿著特定軸心以固定角速度旋轉的問題，如渦輪機、風扇葉片等。此功能為修正(2.8)式中的 s_i ，自動計算各來源項的動量源。其旋轉角速度符合右手定則並維持一等角速度旋轉。

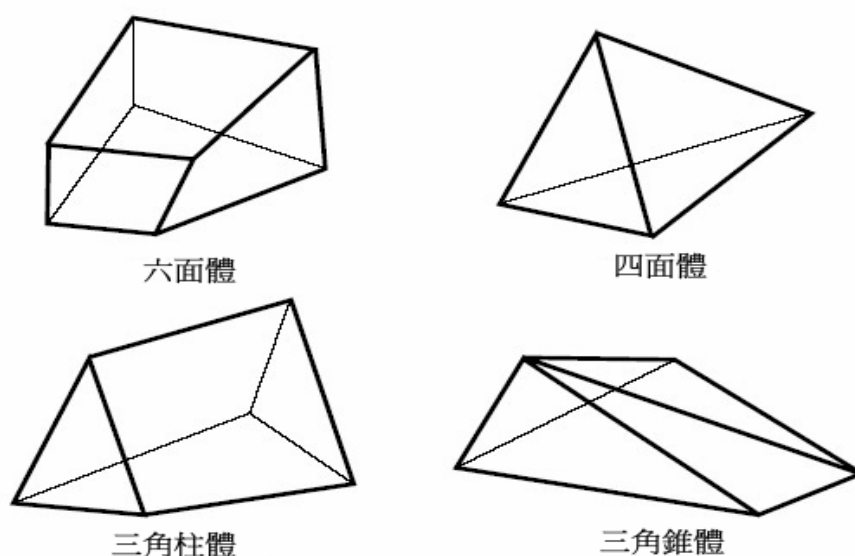


圖 3-4 不規則網格幾何模型舉例示意圖

第四章 結果與討論

本文所模擬的風機與隧道的尺寸皆是依照第二章所介紹的物理尺寸與分析模型上模擬整個數值的結果。本文的風扇翼型乃是使用轉換公式而來的，是理論值厚度均一的葉片，不隨半徑 R 的變化而厚度有所變化。雖然並不符合實際的風扇，但是在[10]中有做數值模擬與實驗在流量上的驗證，如圖 4-1 所示。結果發現在高轉速下有些微的誤差。不過本論文轉速都是在 1000 RPM 以下。所以誤差值應當小於 5% 以內。

本文計算是屬於三維流場，因此在顯示結果的時候，也應以三維形式來呈現。但是以三維流場來表現二維圖表的結果，是一個非常困難的事情。雖然可以表現出三維表面的速度值和速度向量的方向，但是其內部的流場的顯現卻會因此而無法顯現出來。因此在做這樣的流場分析，必須做截面切割的動作，選取幾個代表的截面來呈現，試著藉由幾個截面來呈現整體流場驅動的狀態與影響範圍。

圖 4-2 是隧道中間的截面，是為整個隧道截面的在寬度上的中間所取的一個截面，同時是由(+X)方向去觀看整個截面的流體表現，稱為 face a。由於整個隧道的模型在這個截面上來看，是對稱的，因此在這個截面上所觀測的流體，應是左右兩邊隧道的平均表現。而圖 4-3 則是圖 4-2 的局部放大圖，由這個圖可以更清楚的看到風扇和隧道是被 face a 所切成兩半，左右對稱的。選擇由 face a 來觀看這樣的流場分佈，最主要的目的是觀看風扇在隧道裡，隨著不同的風扇轉速，所能表現的流場驅動能力，由這張圖，可以明顯地觀測到流體受風扇驅動所吸引的流體的流入長度，以及流體經過風扇加壓之後，所排出流體的流出長度。另外，由這張圖也可以觀看風扇在高度上(不同的 Y 值)所影響流體的大小與範圍。

圖 4-4 則為以 face a 的截面來看速度流場。因為隧道長度頗長，因此以一張圖來觀看速度流場，整張圖會顯得太小難以觀看，因此以四個位置:part I II III IV來觀看流場情形，part I 是隧道入口處、part II 是風扇入口處、part III 是

風扇出口處、partIV是隧道出口處。

圖 4-5 則是隧道的長度示意圖，在這張圖上，分別取了四個截面 ABCD，來比對隧道的流量值，觀看隧道內流場在不同的位置(截面 ABCD)，不同的風扇轉速，所引導的流體流量。而圖 4-6，則是選擇一截面，在整個隧道的高度上(Y 軸)橫切過風扇的一半處，選擇由(+Y)方嚮往下觀看流體受風扇驅動所引導的流體範圍以及區域。由這張圖可以觀看風扇於整個隧道的寬度所影響流體的範圍與區域。

圖 4-7 則是隧道的四個截面，在此四個截面，來觀看隧道的流場流量值以及 w-component velocity 的大小(Z 方向速度)。



轉速	1700rpm	2200rpm	2700rpm
實驗值(cm^3/s)	8474.15	11437.67	14430.17
模擬值(cm^3/s)	8105.15	10762.77	12786.56
誤差(%)	4.35	5.90	11.39

圖 4-1 流量值比較。

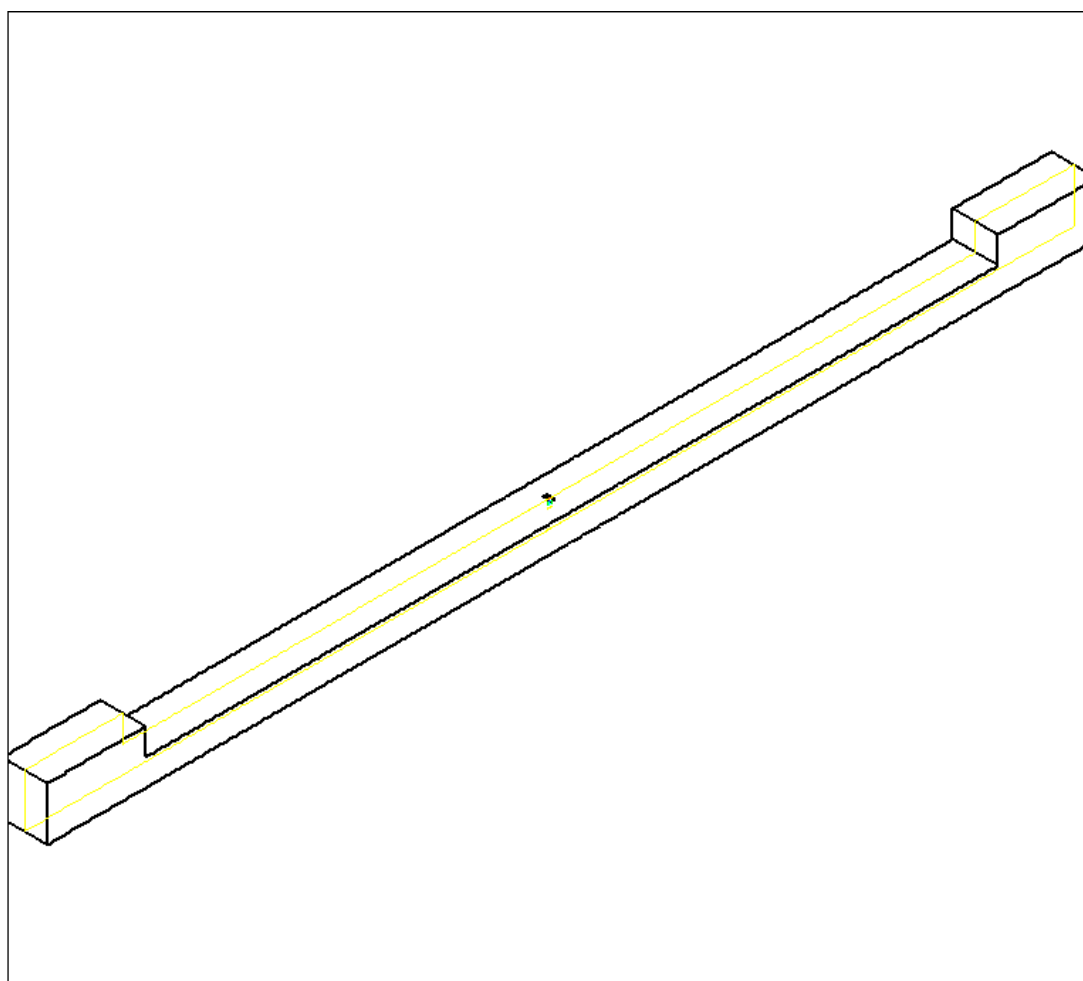


圖 4-2 隧道截面 face a。

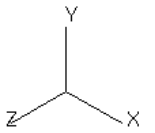
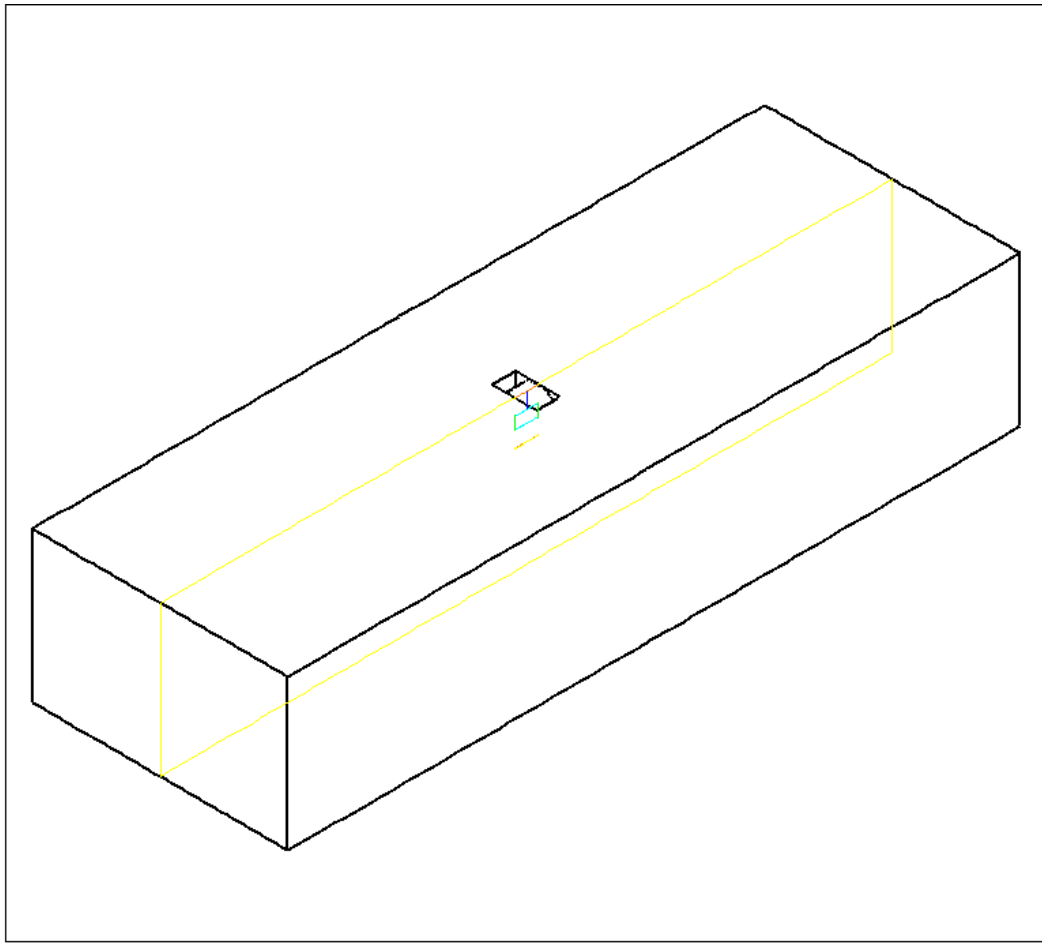


圖 4-3 隧道截面 face a 局部放大圖。

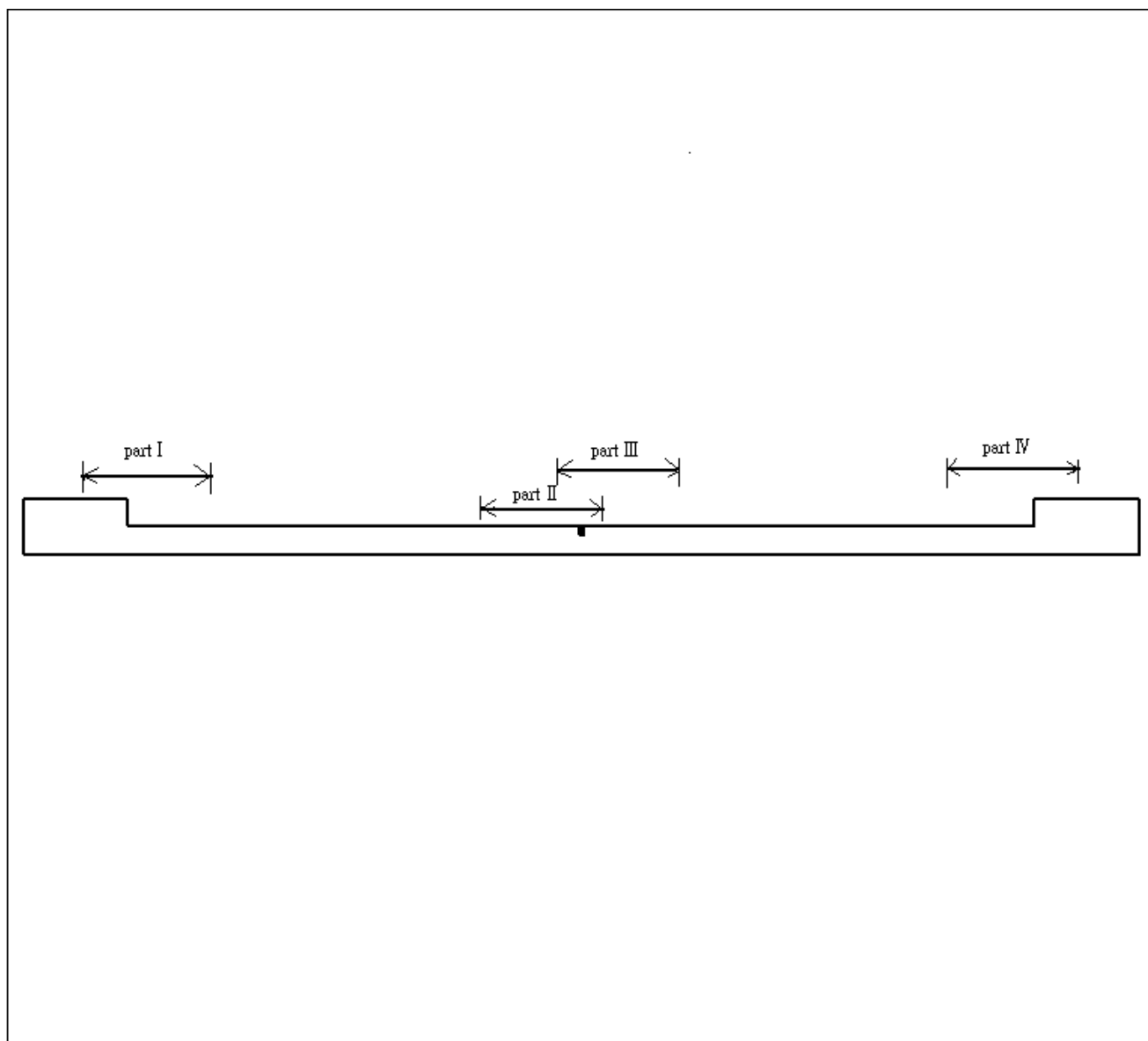


圖 4-4 隧道截面 face a 觀測四位置---part I II III IV。

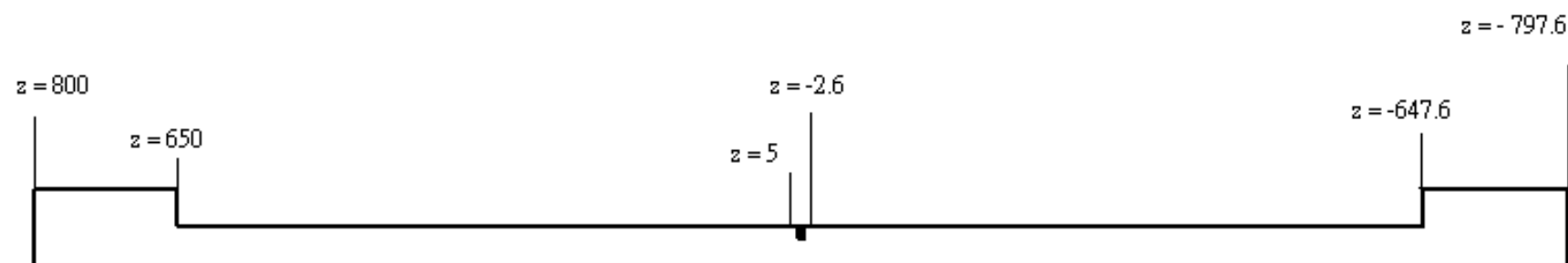
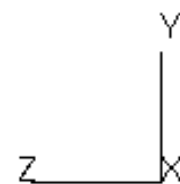


圖 4-5 隧道 Z 方向位置示意圖。



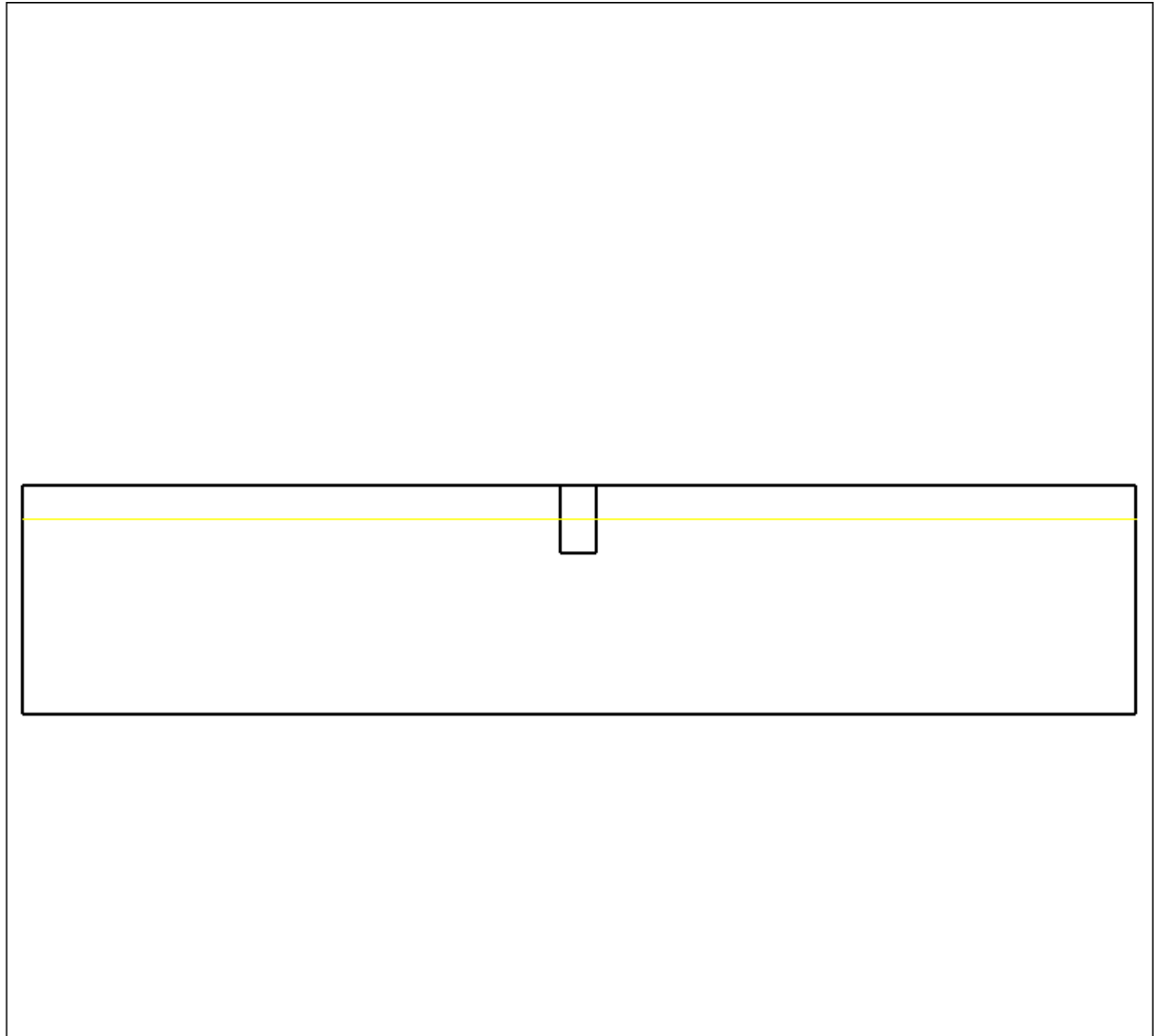


圖 4-6 隧道截面 face b。

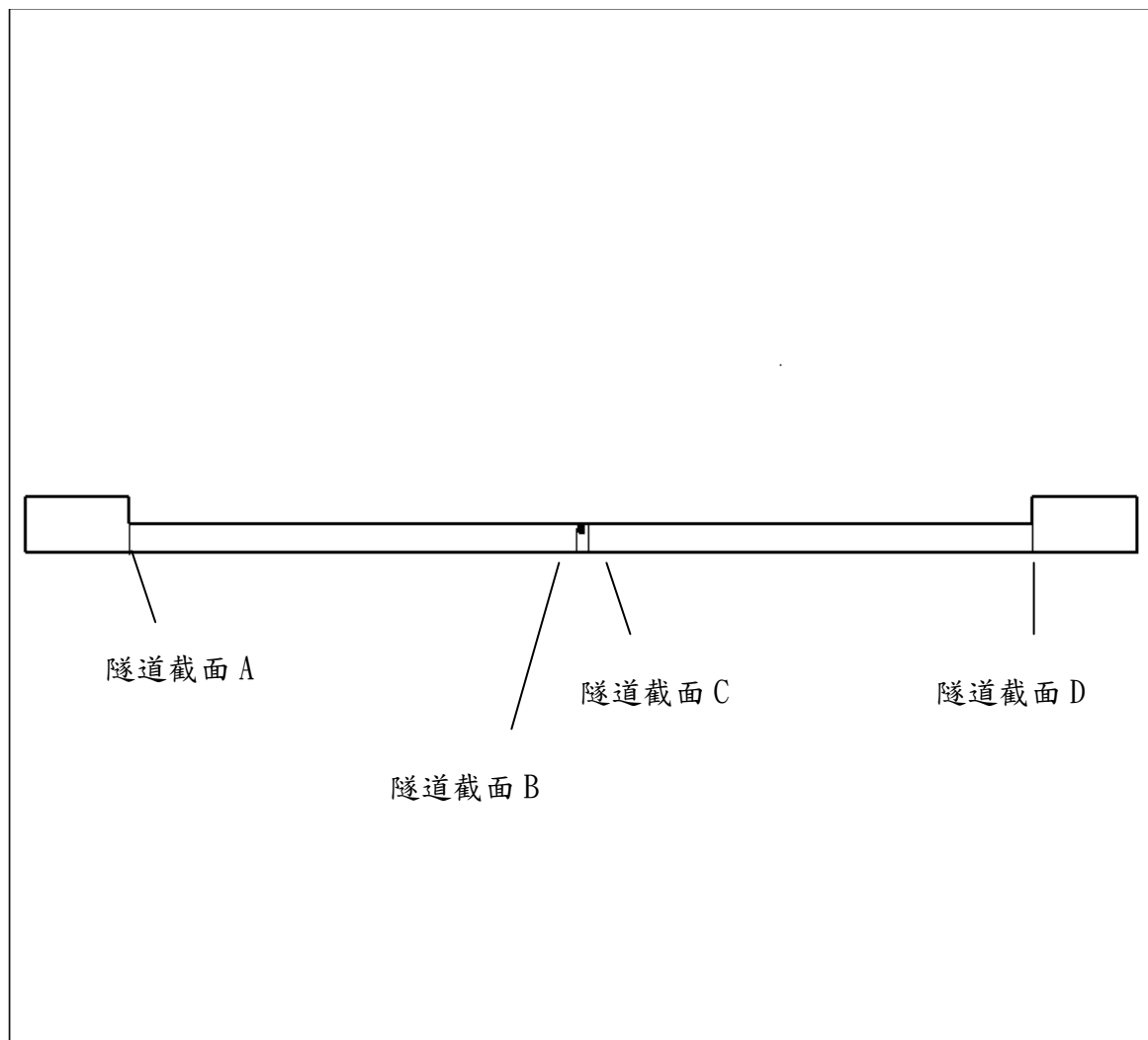


圖 4-7 隧道四個截面 A B C D

4-1 風扇轉速在 1000 rpm 之下，隧道內之流場分析

風扇於轉速 1000rpm 之下，隧道內的流場從入口處被吸入，經過風扇區域，之後吹向隧道出口。圖 4-8 是 face b 的速度流場觀測圖形，從這個圖形可以發現到流場於風扇入口處其吸入的流場範圍較小而經過風扇的加壓之後，流體直直地往隧道的出口處吹出，其流場是先筆直狀吹出，之後慢慢地往兩旁擴散，部分的流體會撞倒兩旁的隧道牆壁，造程之後往隧道中間壓擠的現象。這一部份是直接被風扇所影響的流場，另一部份，則是被動地風扇驅動的流場所間接引導的流體，緩緩地往隧道出口處移動。

圖 4-9 是隧道 part II 於 face a 的流場示意圖。圖 4-10 是隧道 part III 於 face a 的流場示意圖。圖 4-9 中可以發現到流體受風扇吸引吸入的範圍是從隧道的下方，往斜上方被風扇捲入，之後被風扇加壓之後往隧道出口排出如圖 4-10，由圖 4-10 也可以發現到流體可以區分為兩類，第一類是直接經由風扇加壓的流體，很明顯地速度較大往外(右)排出，而第二類則是間接被風扇加壓排出的流體所被動引導的流體，以黑框顯示，這類流體速度較慢，且趨向於隧道整體高度的下方(以 face a 來看)。

而圖 4-11 到圖 4-20 這幾張圖型則是在隧道內 part II 區域(風扇入口處前， $Z=5$)，隧道截面的 w-comp velocity 圖形，由位置 $Z=50$ 、 40 、 30 、 20 、 10 、 9 、 8 、 7 、 6 、到 $Z=5$ 的圖形，簡單地說就是從隧道的一方 $Z=50$ 處往風扇入口處 $Z=5$ ，觀看隧道截面的 w-comp velocity 圖形。

從圖 4-11 到圖 4-14 可以發現到隧道流場速度最大者皆較靠近隧道中央下方處，且左右對稱，以速度較大者為中心往隧道的牆壁處，流體速度則緩慢地減少，換句話說則是在隧道截面上，靠近中央下方速度較大，而往隧道兩旁流體速度則較慢。且從圖 4-11 到圖 4-14 可以發現到越往風扇位置處，速度較大者慢慢地往隧道的上方移動，最後幾乎到了風扇的位置處。從圖 4-15 到圖 4-20，則是快接近風扇入口處，從圖形觀察可以發現，當隧道流場接近風扇位置處時，整體

流場是往風扇處吸去，慢慢地往隧道上方移動，且同一速度區域(同一顏色)數量也慢慢地變少到風扇入口處($Z=5$)幾乎只有在風扇處(隧道上方)有較多的速度變化，其他位置的空氣流場(同一 $Z=5$ 處)速度值皆大致相同。

由圖 4-11 到圖 4-20，可以知道流體被吸引的時候，起初在 $Z=50$ 處，在隧道中央下方速度較快，接著速度較快的區域隨著接近風扇處($Z=5$)慢慢地往上移動，之後從 $Z=10$ 到 $Z=5$ ，整個流體慢慢地往隧道中央上方處(風扇區域)吸入，且在同一隧道截面的速度變化也慢慢地由很大到 $Z=5$ 處，整個隧道截面速度變化得很小，幾乎整個隧道速度大致相同，只有在風扇處速度變化較大而已。可以說隧道裡的流體，經過風扇的轉動，是類似像漸縮管的速度形式被吸入的。

圖 4-21 到圖 4-28 是在風扇的下方處的流場，從整個分佈的情況來看，風扇下方處的流場速度值大致上是差不多，且速度值並不大，速度十分地緩慢。主要地原因是因為之前許多的流體以類似漸縮管的速度形式進入風扇區域，而剩下的部分即是速度較慢的速度流場，在風扇下方處，緩慢地往隧道的另一方移動(隧道出口處)。

從圖 4-29 到圖 4-37，則是在風扇出口處地方的流場，由這幾張圖可以發現到流體在隧道上方處因為風扇的加壓，所以在速度上依舊是最大的值，而在隧道中下方的部位，則是因為被風扇加壓的流體所被動牽引的流體，慢慢地由圖 4-29 到圖 4-37 形成一個固定的速度區域在隧道的中間處，往隧道出口處流動。另外在隧道上方處的加壓流體則是因為風扇擺設的位置模型的原因，所以有慢慢地隧道的左方偏移的現象。

以上的部分皆是介紹，風扇在隧道中間處的流體圖。皆下來介紹於隧道入口處與出口處的流場。

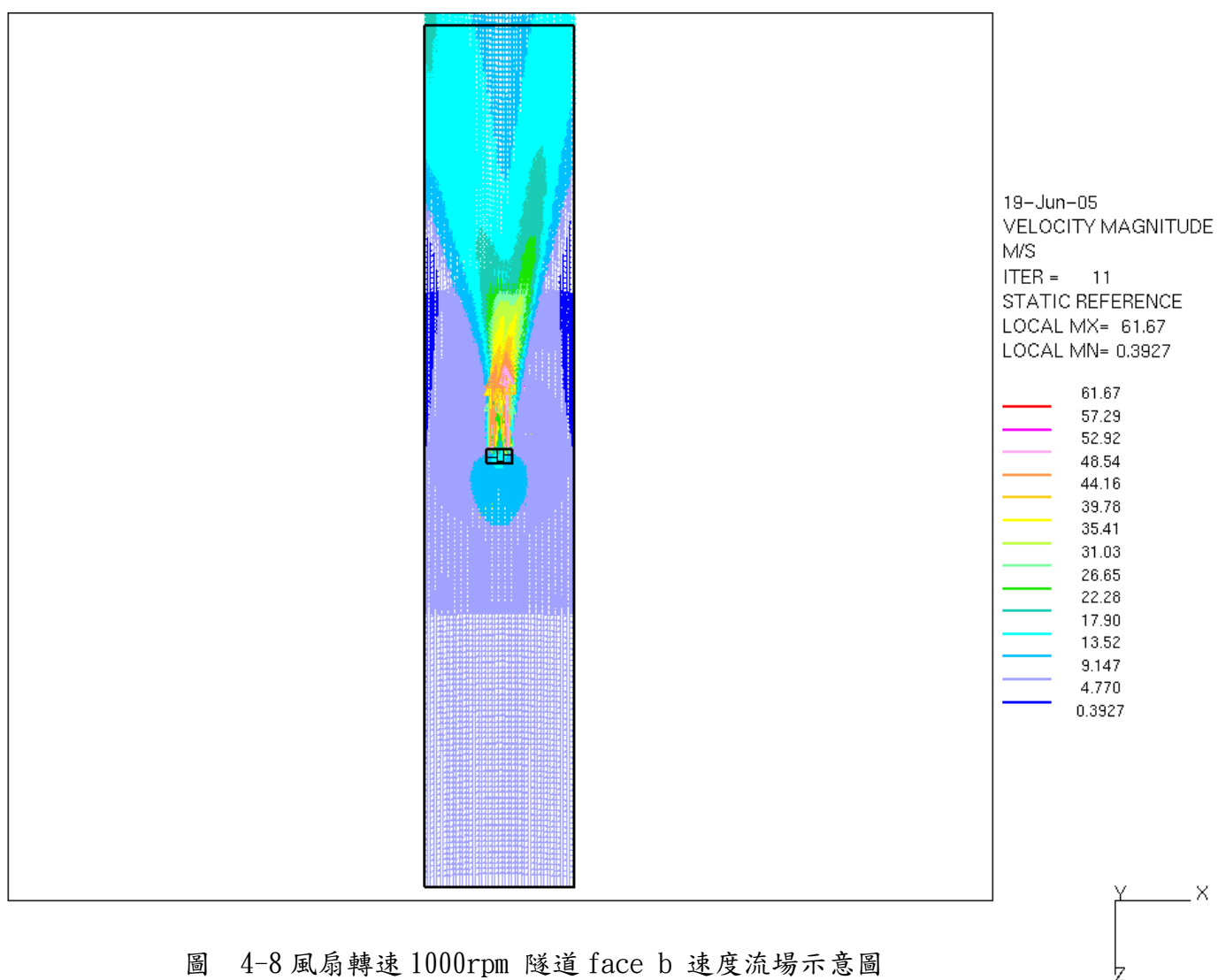


圖 4-8 風扇轉速 1000rpm 隧道 face b 速度流場示意圖

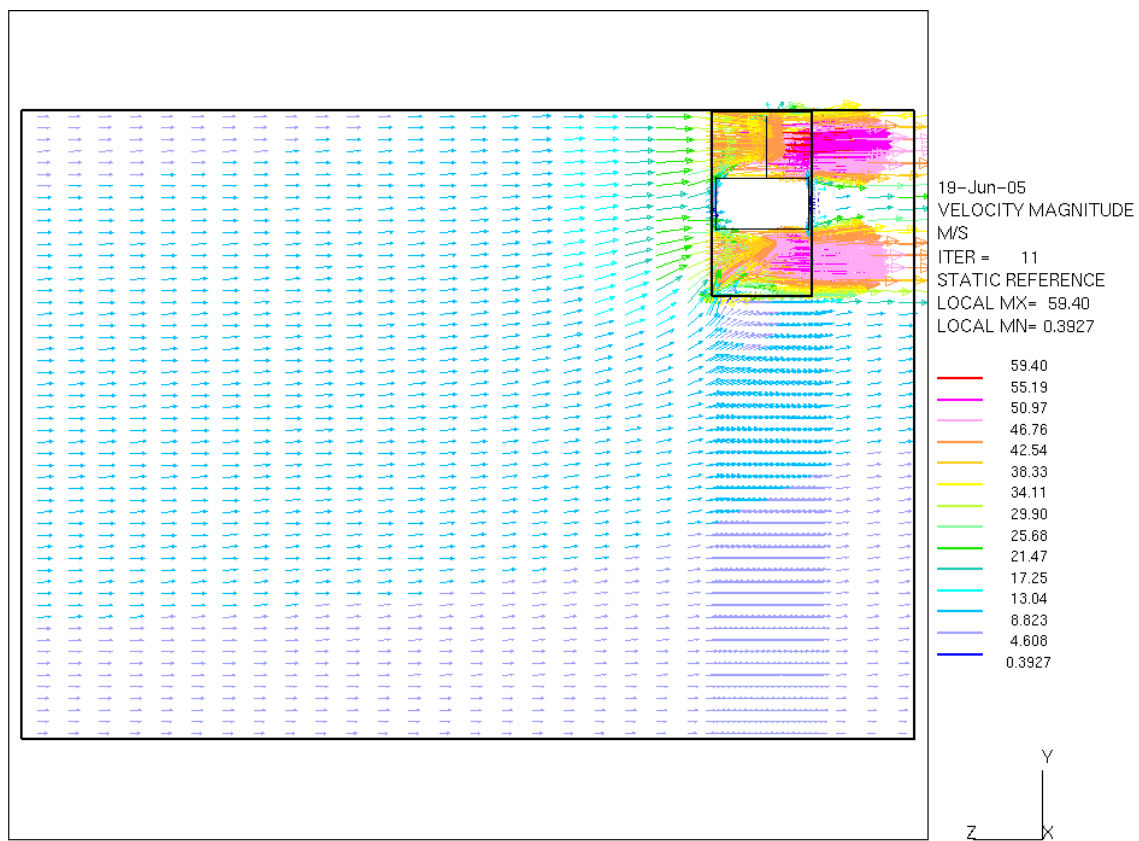


圖 4-9 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，face a 速度流場示意圖

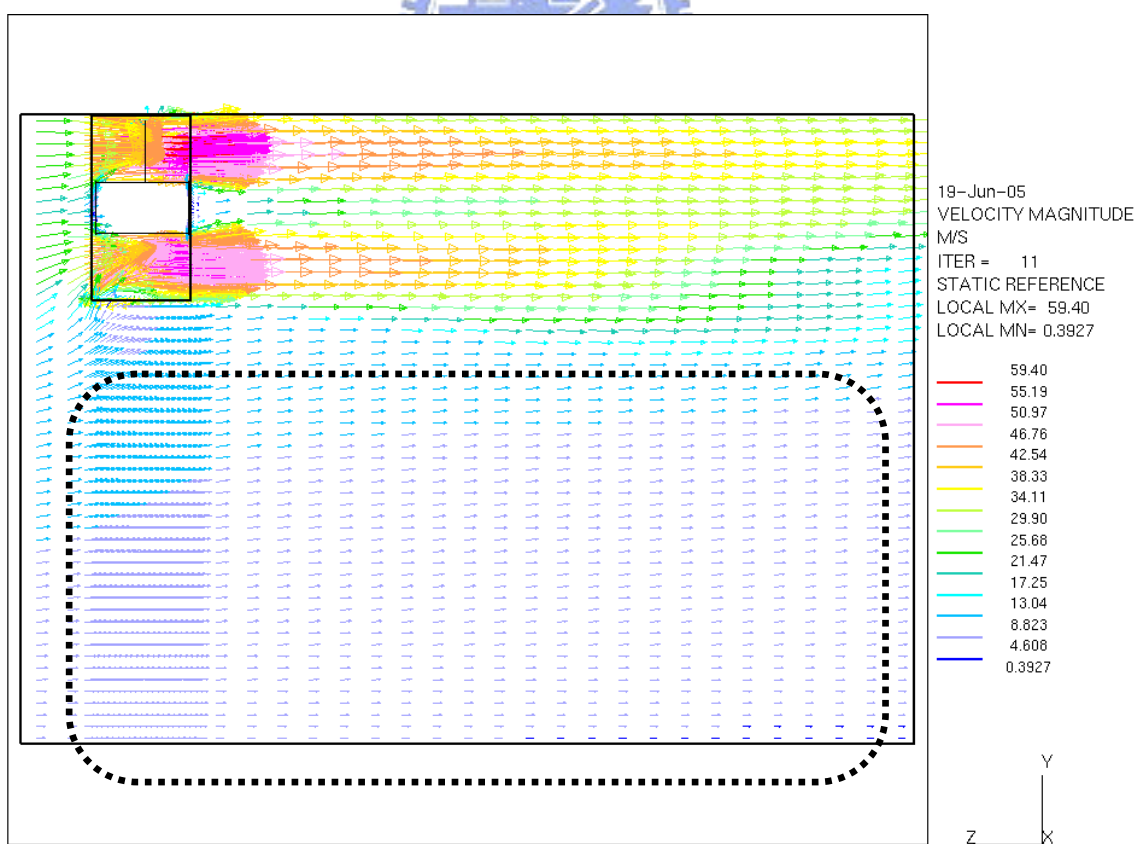


圖 4-10 風扇轉速 1000rpm 隧道 part III，face a 速度流場示意圖

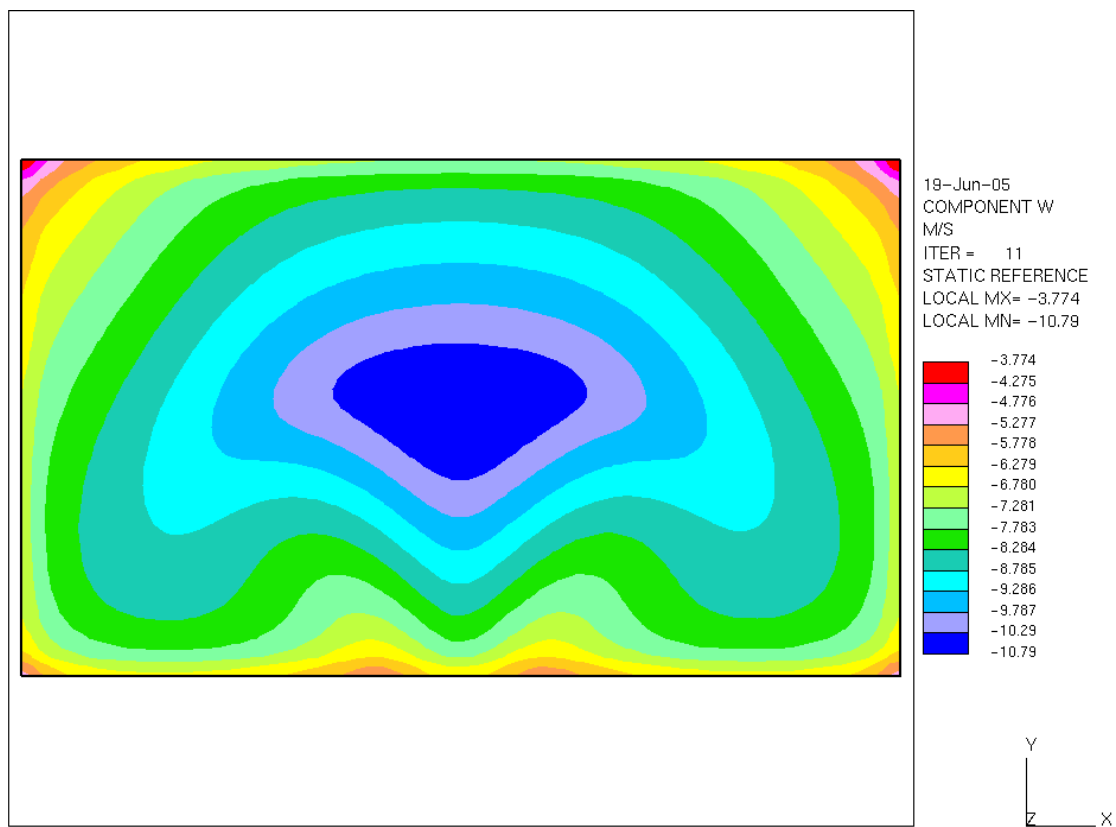


圖 4-11 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z=50 處 w-comp velocity 流場示意圖

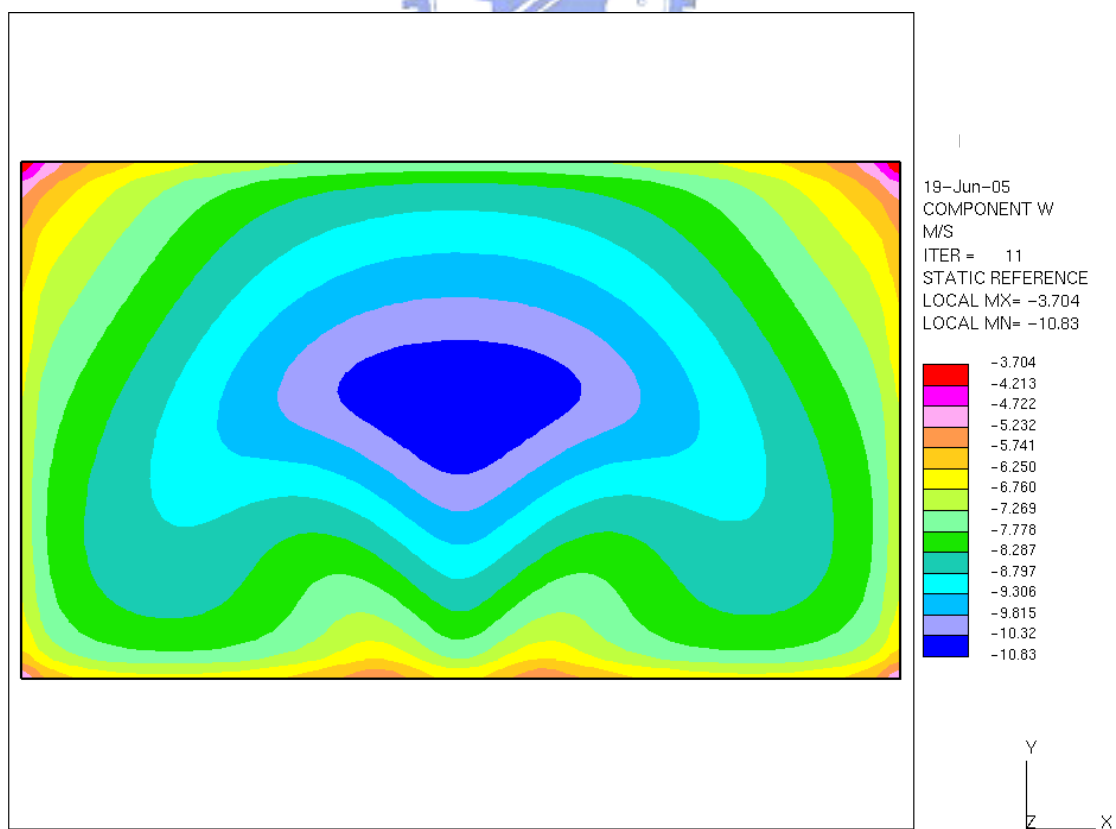


圖 4-12 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z=40 處 w-comp velocity 流場示意圖

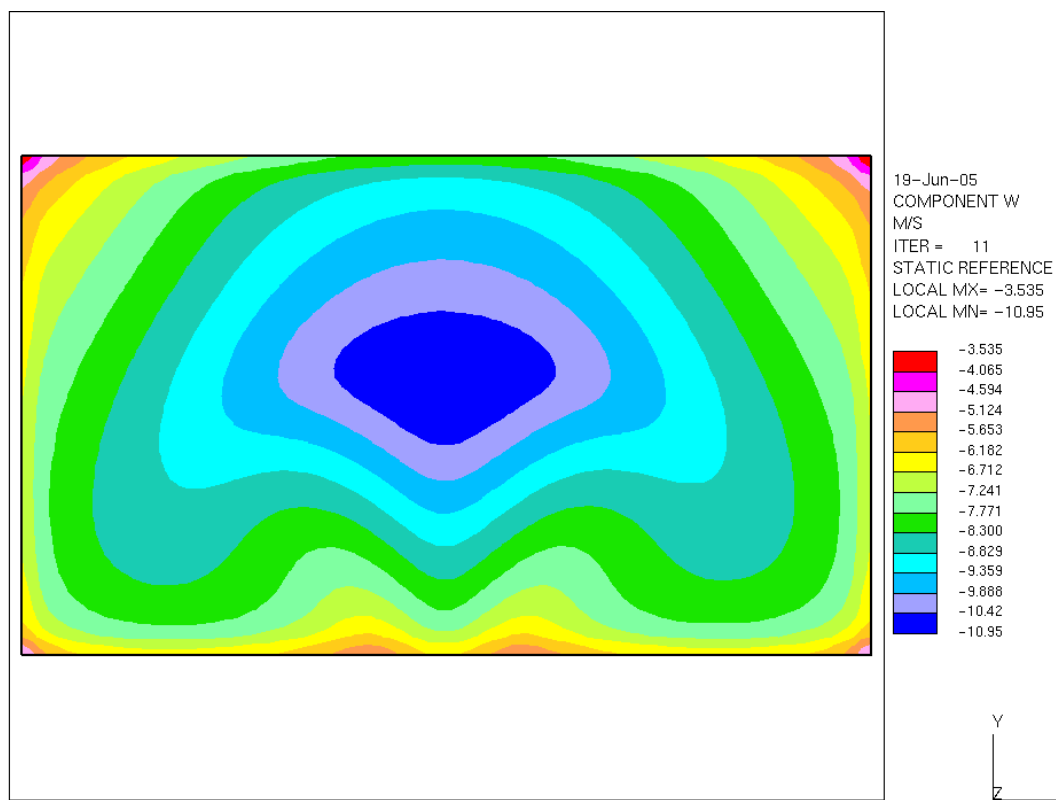


圖 4-13 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z=30 處 w-comp velocity 流場示意圖

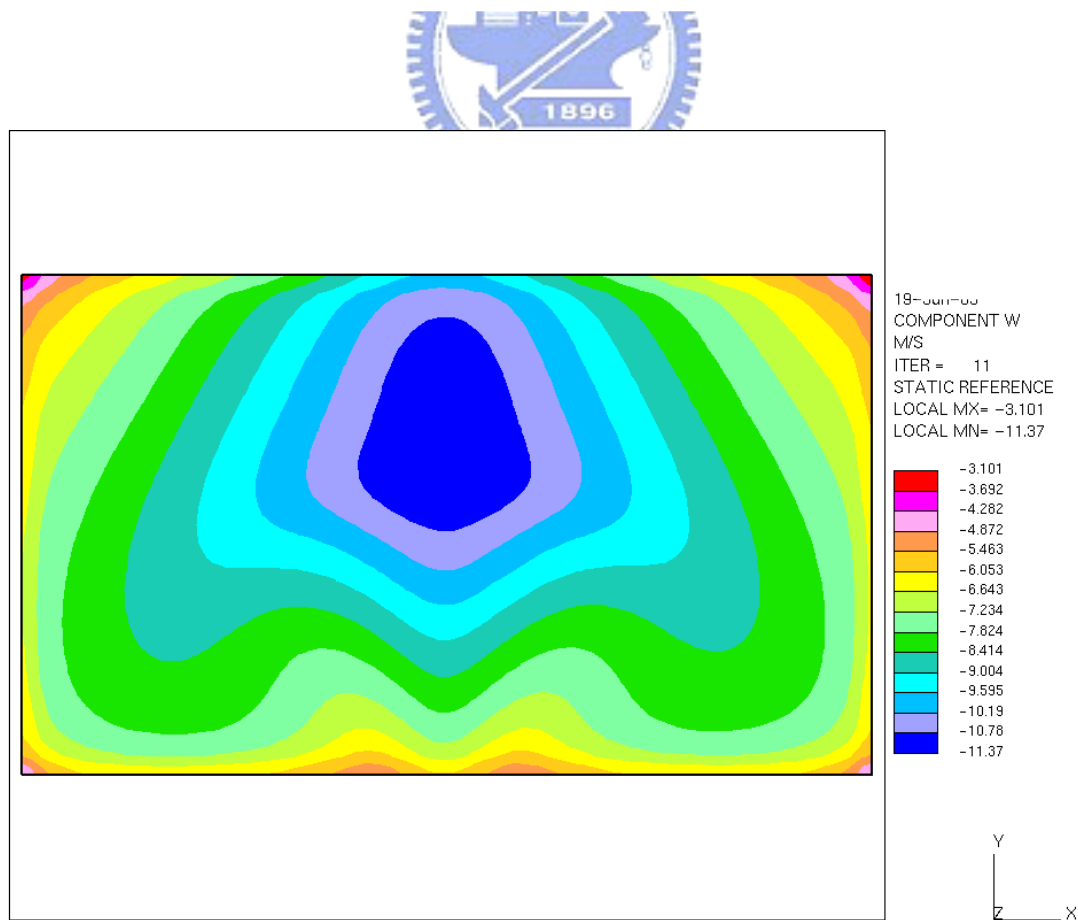


圖 4-14 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z=20 處 w-comp velocity 流場示意圖

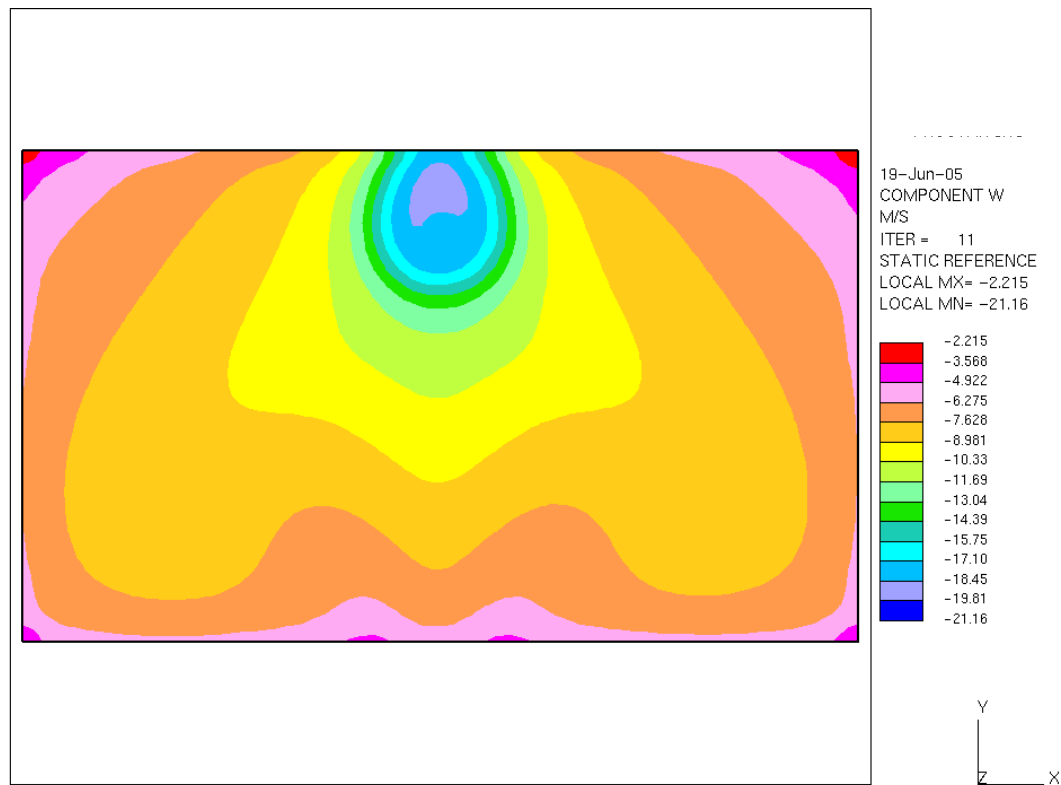


圖 4-15 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z=10 處 w-comp velocity 流場示意圖

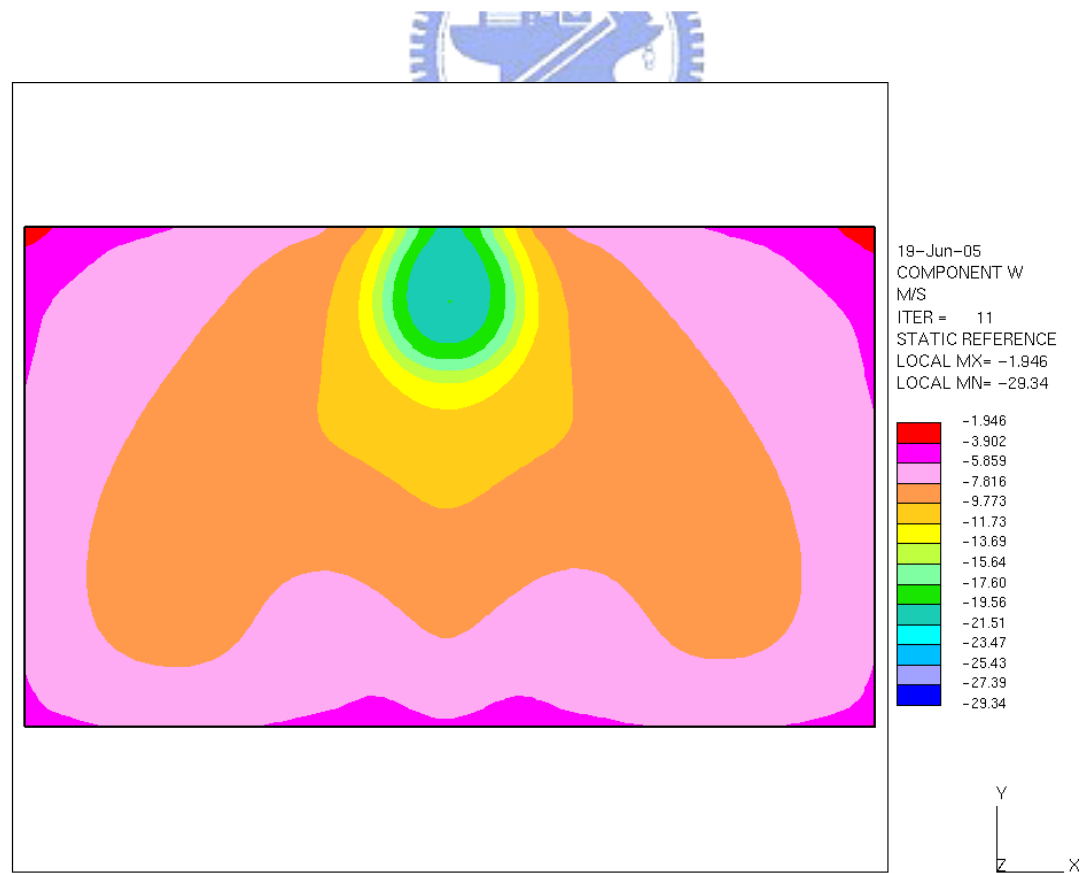


圖 4-16 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z=9 處 w-comp velocity 流場示意圖

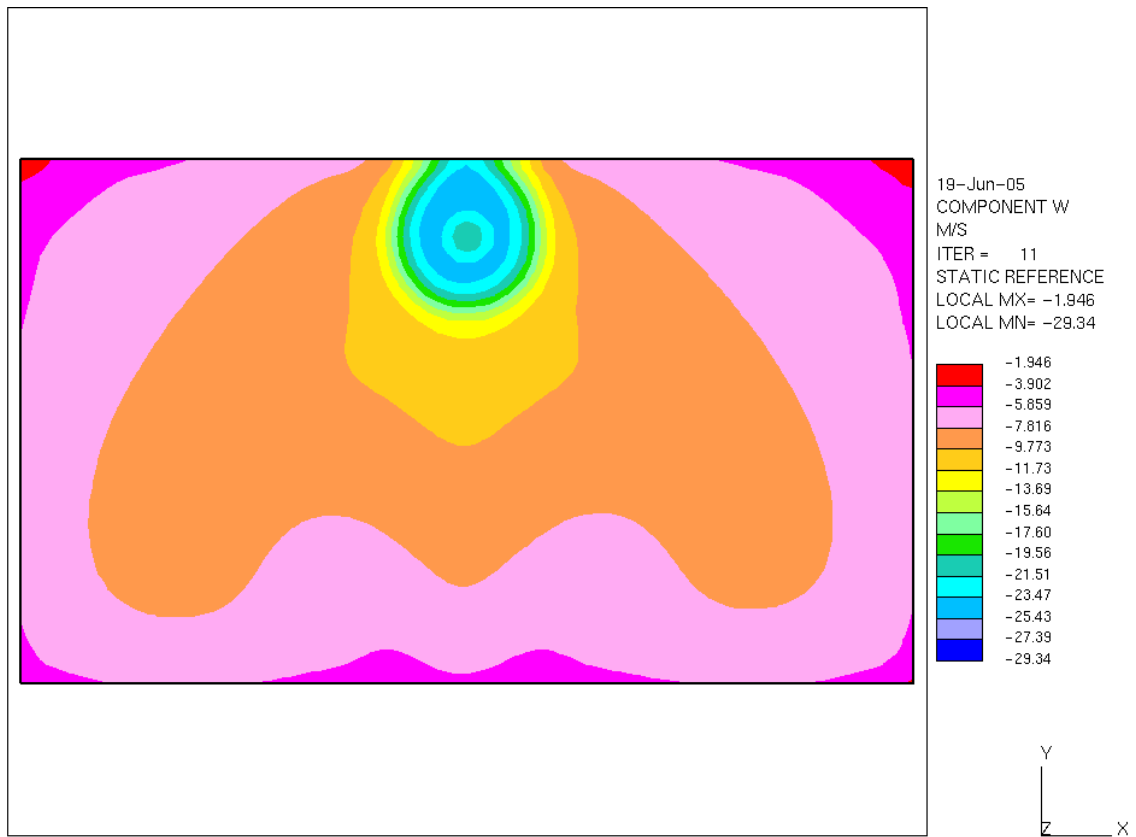


圖 4-17 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z = 8 處 w-comp velocity 流場示意圖

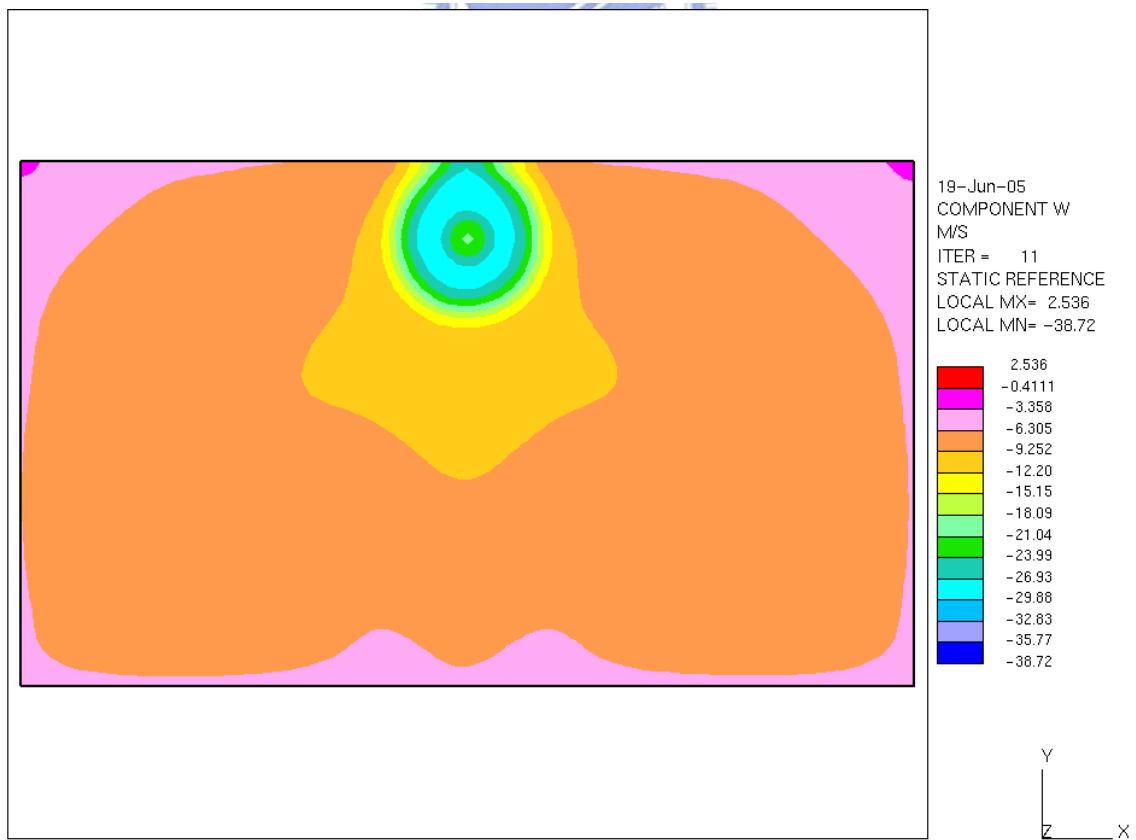


圖 4-18 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z = 7 處 w-comp velocity 流場示意圖

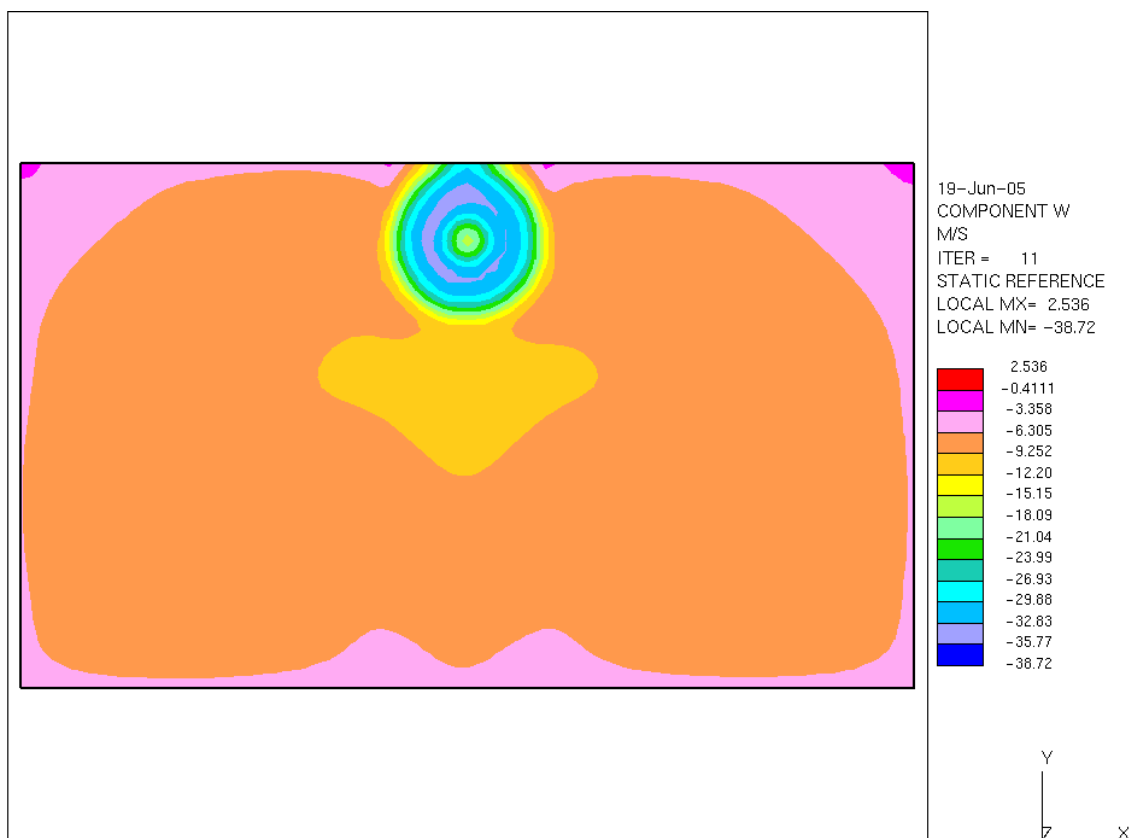


圖 4-19 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z = 6 處 w-comp velocity 流場示意圖

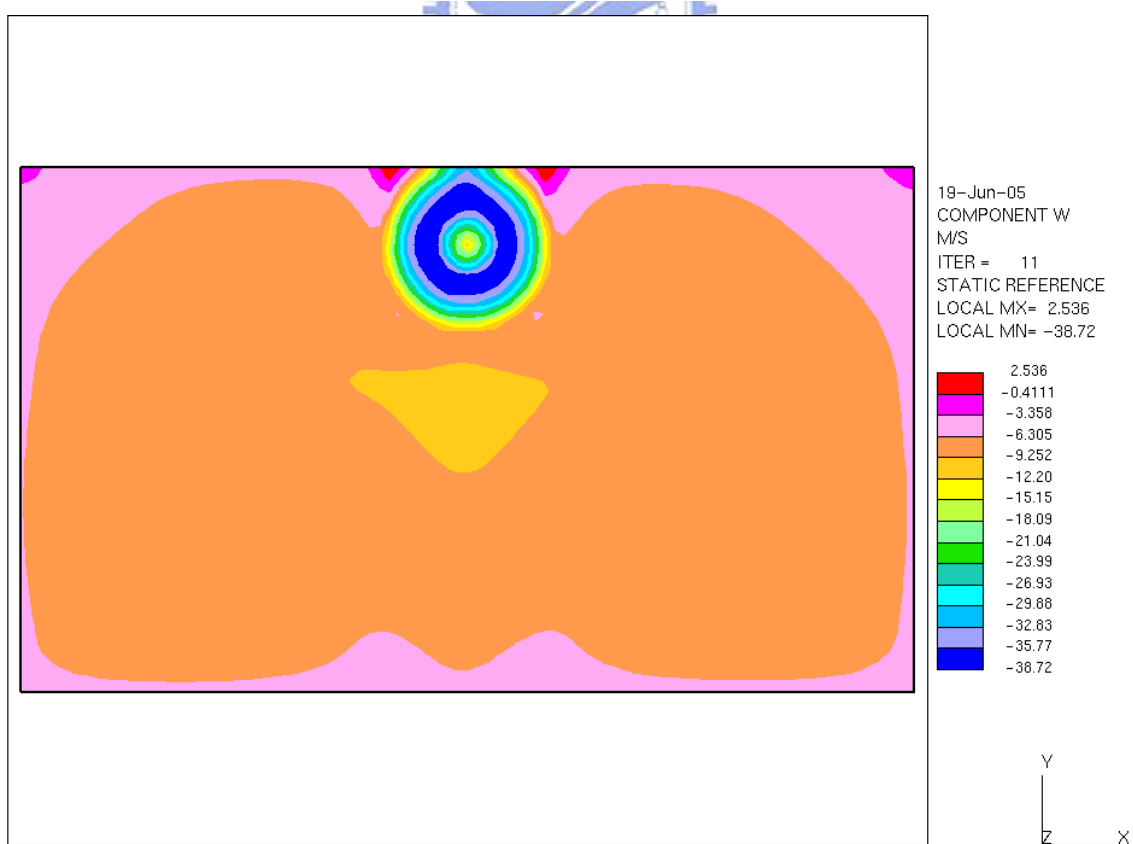


圖 4-20 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z = 5 處 w-comp velocity 流場示意圖

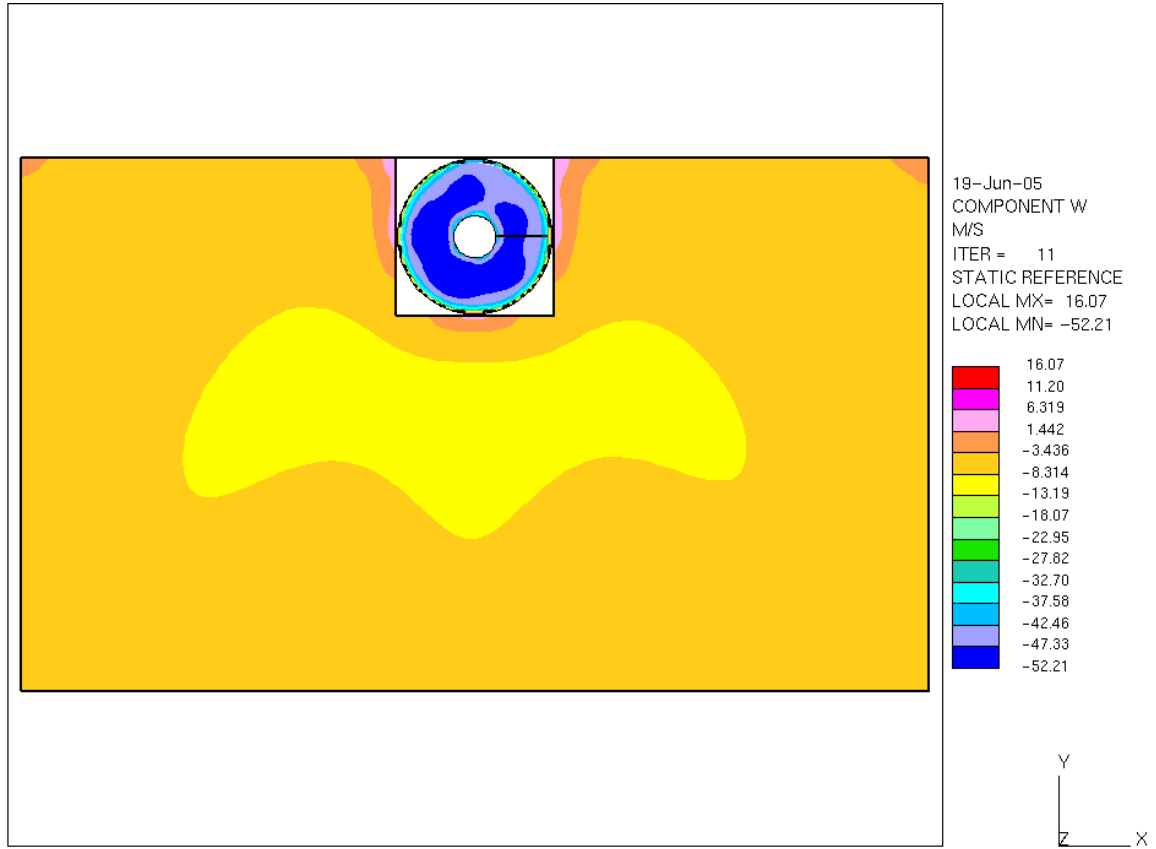


圖 4-21 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z = 4 處 w-comp velocity 流場示意圖

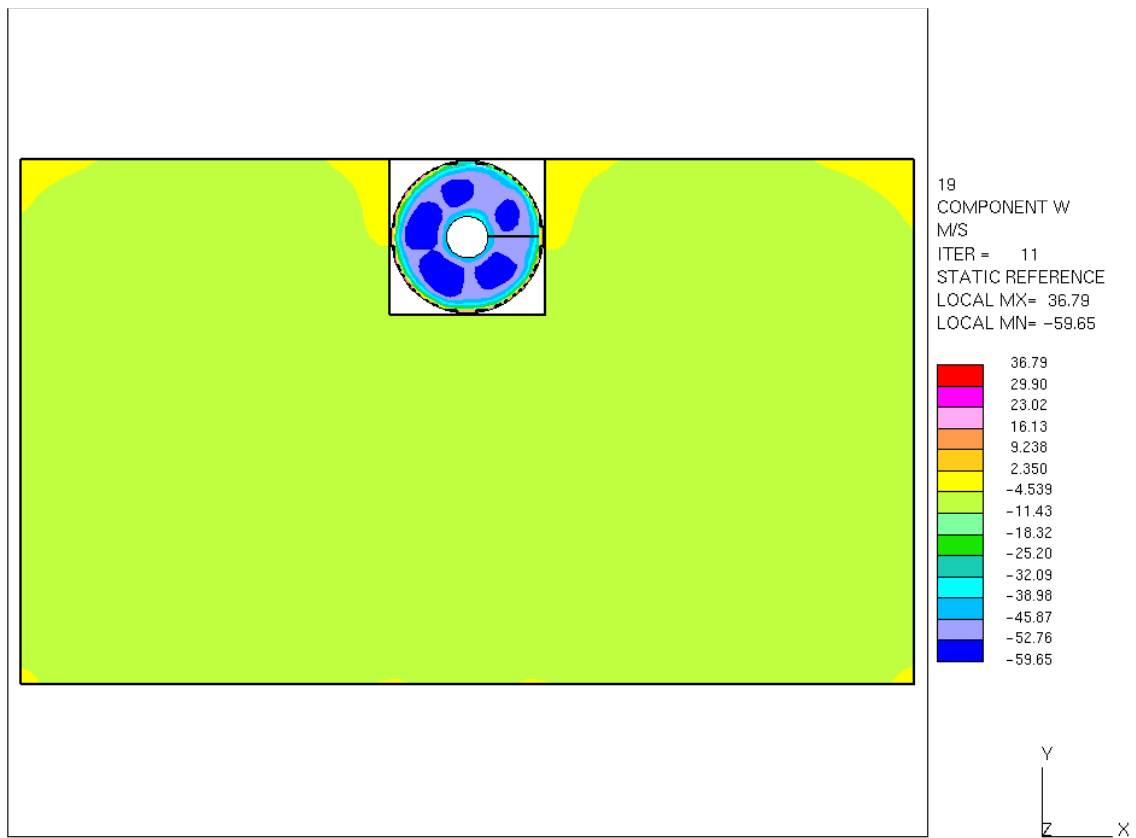


圖 4-22 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z = 3 處 w-comp velocity 流場示意

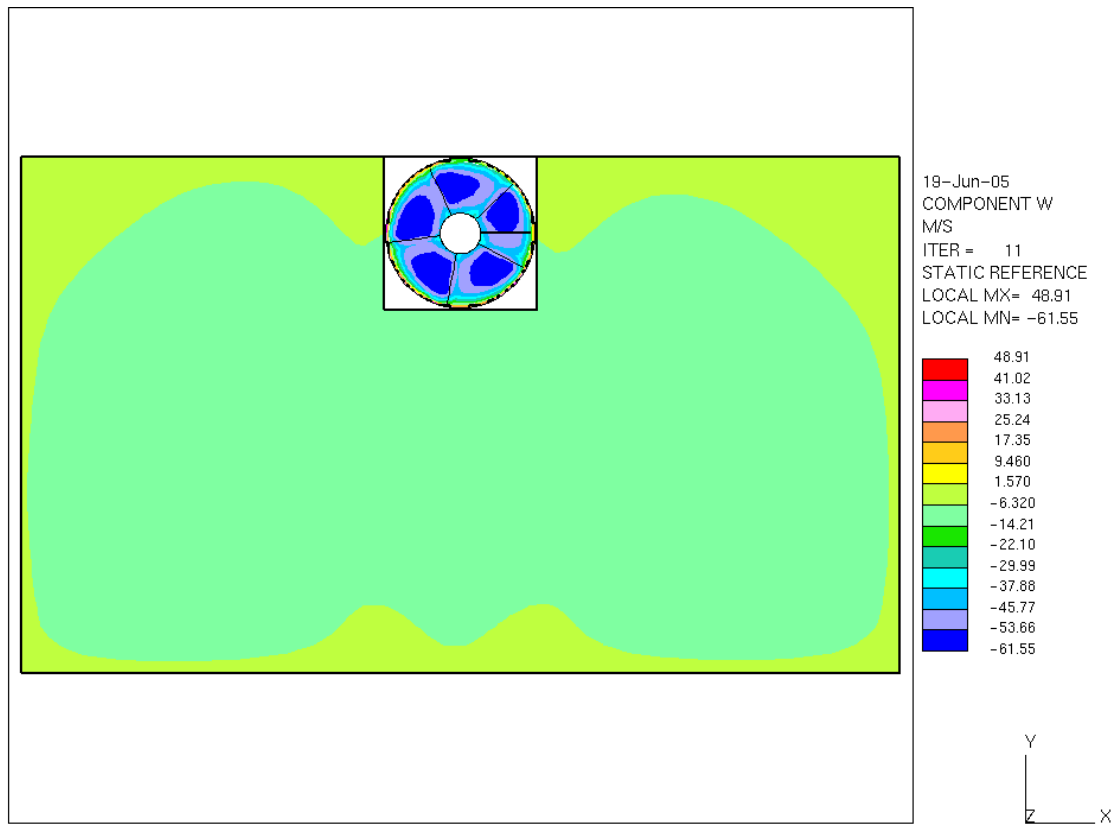


圖 4-23 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z = 2 處 w-comp velocity 流場示意圖

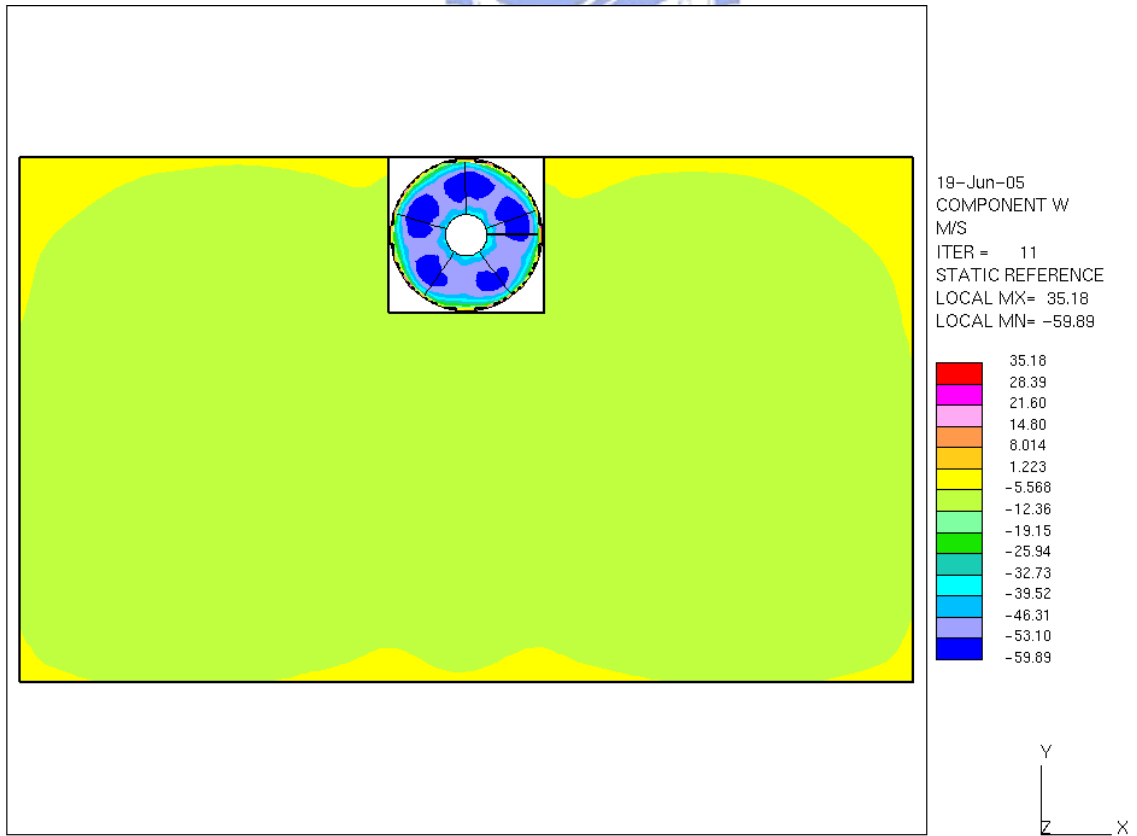


圖 4-24 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z = 1 處 w-comp velocity 流場示意圖

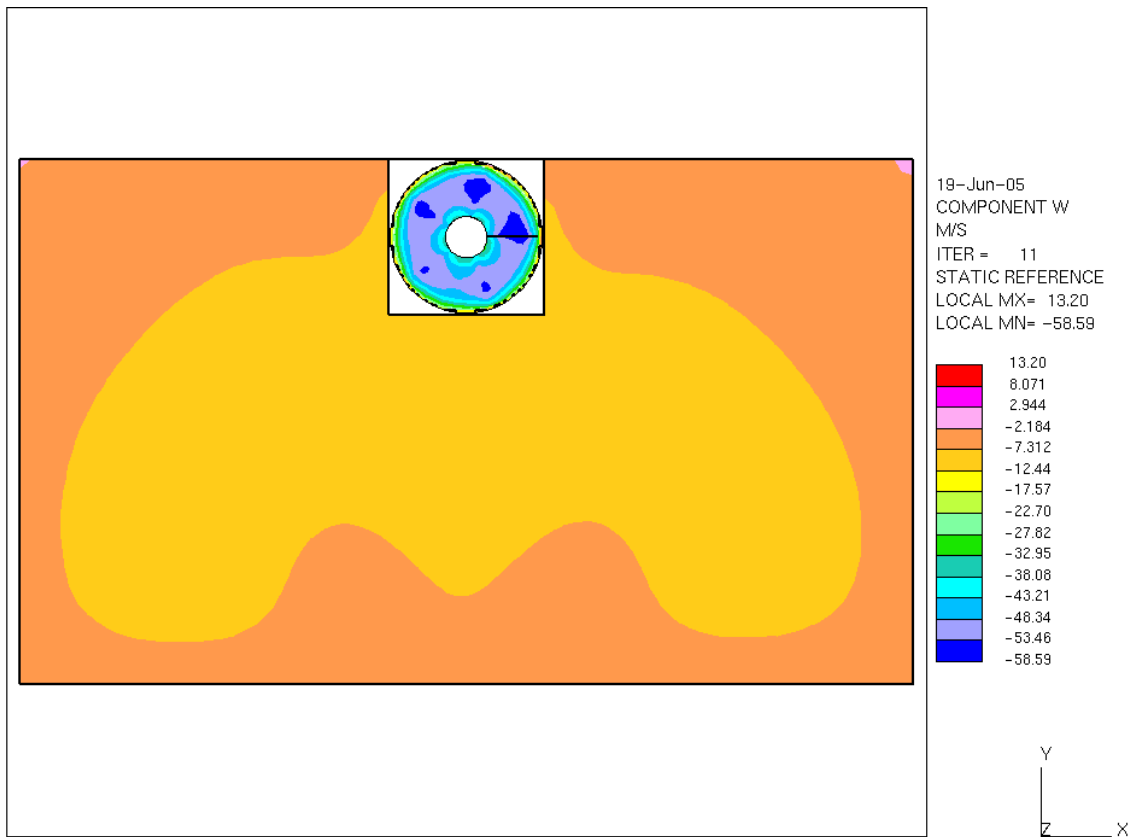


圖 4-25 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z = 0 處 w-comp velocity 流場示意圖

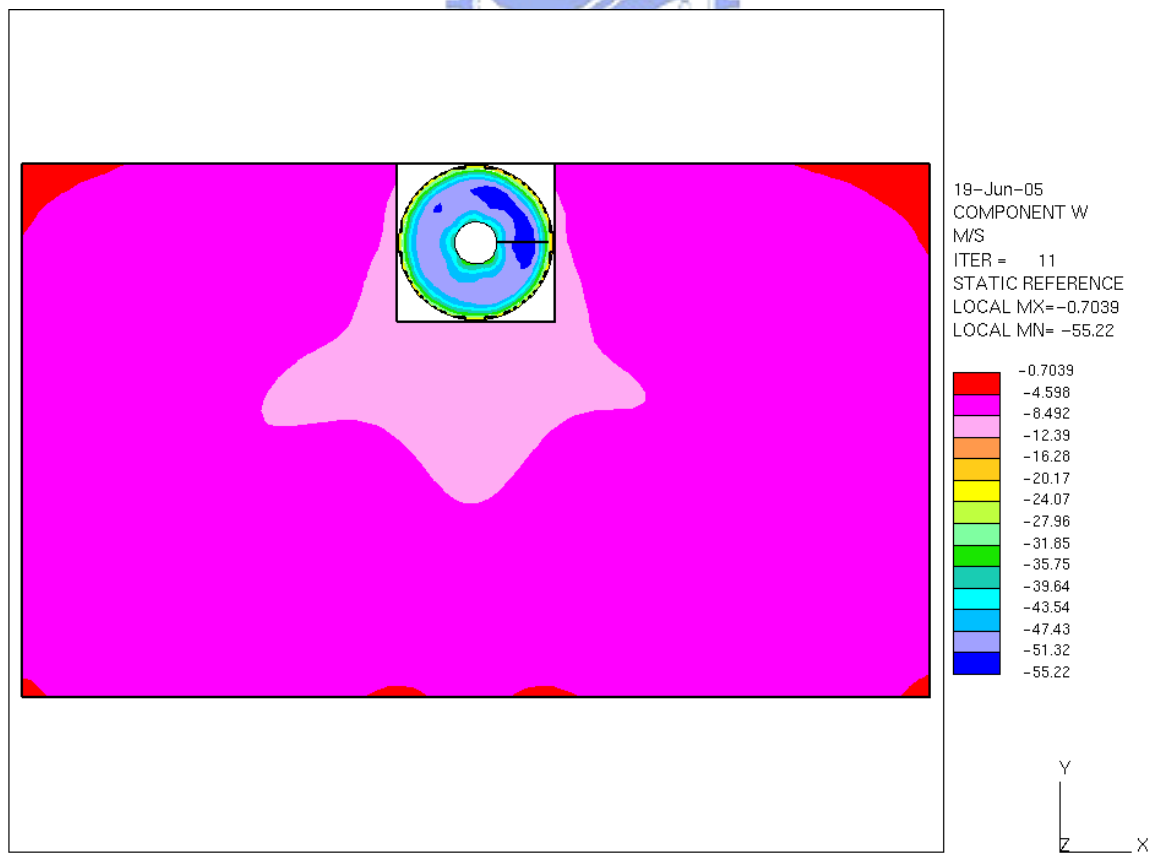


圖 4-26 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z = -1 處 w-comp velocity 流場示意圖

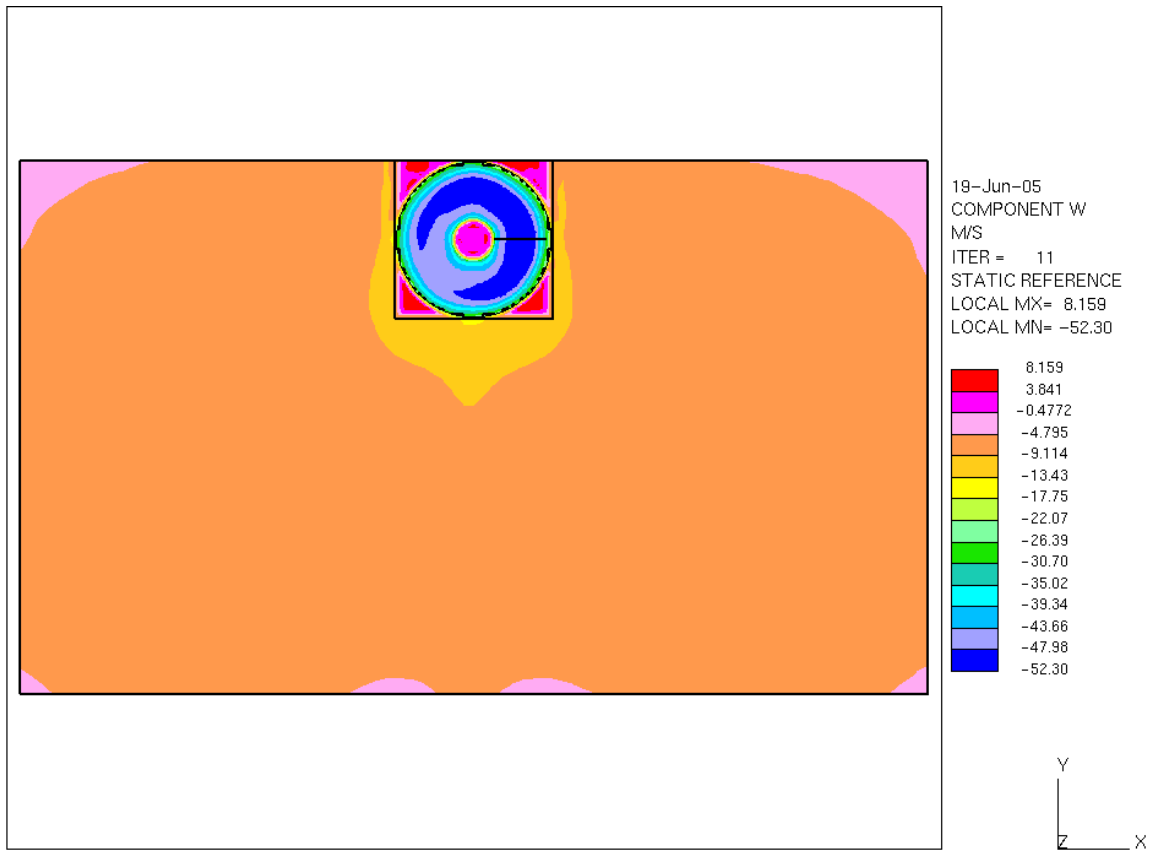


圖 4-27 風扇轉速 1000rpm 隧道 part II，Z = -2 處 w-comp velocity 流場示意圖

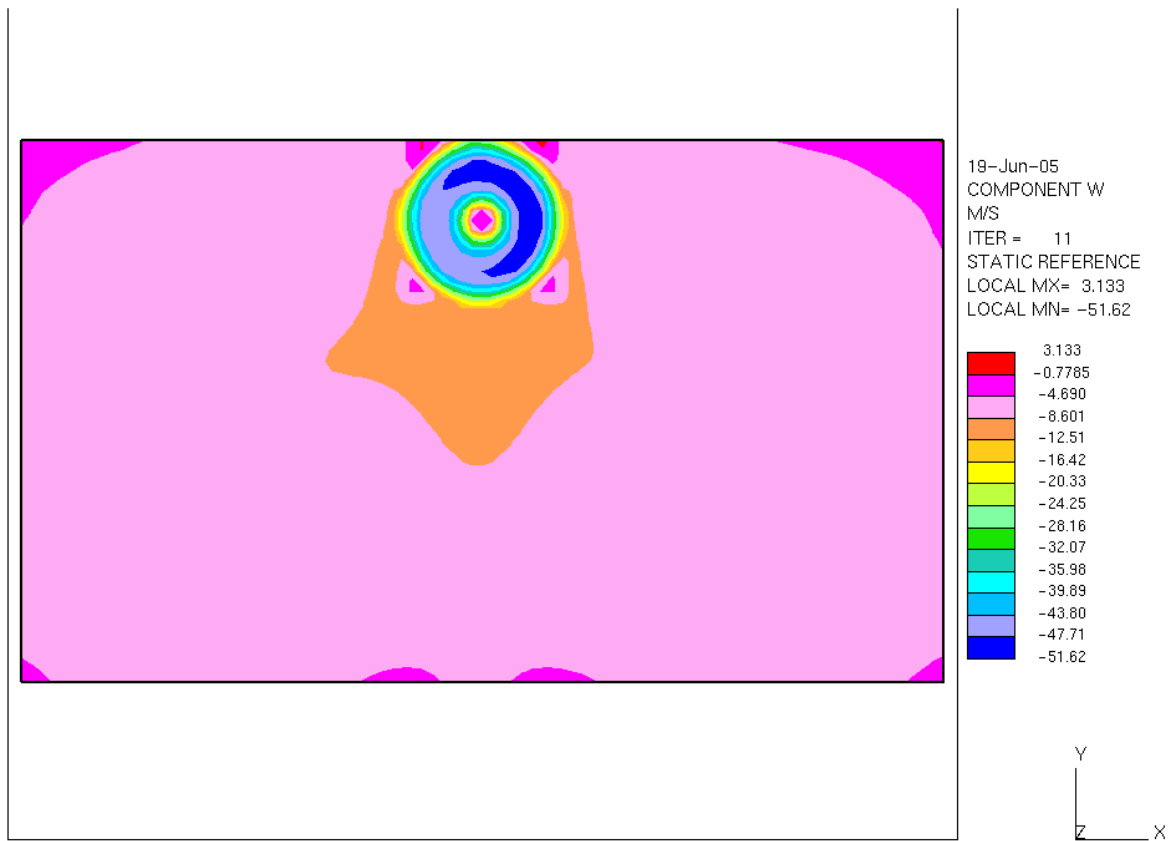


圖 4-28 風扇轉速 1000rpm 隧道 part III，Z = -2.6 處 w-comp velocity 流場示意圖

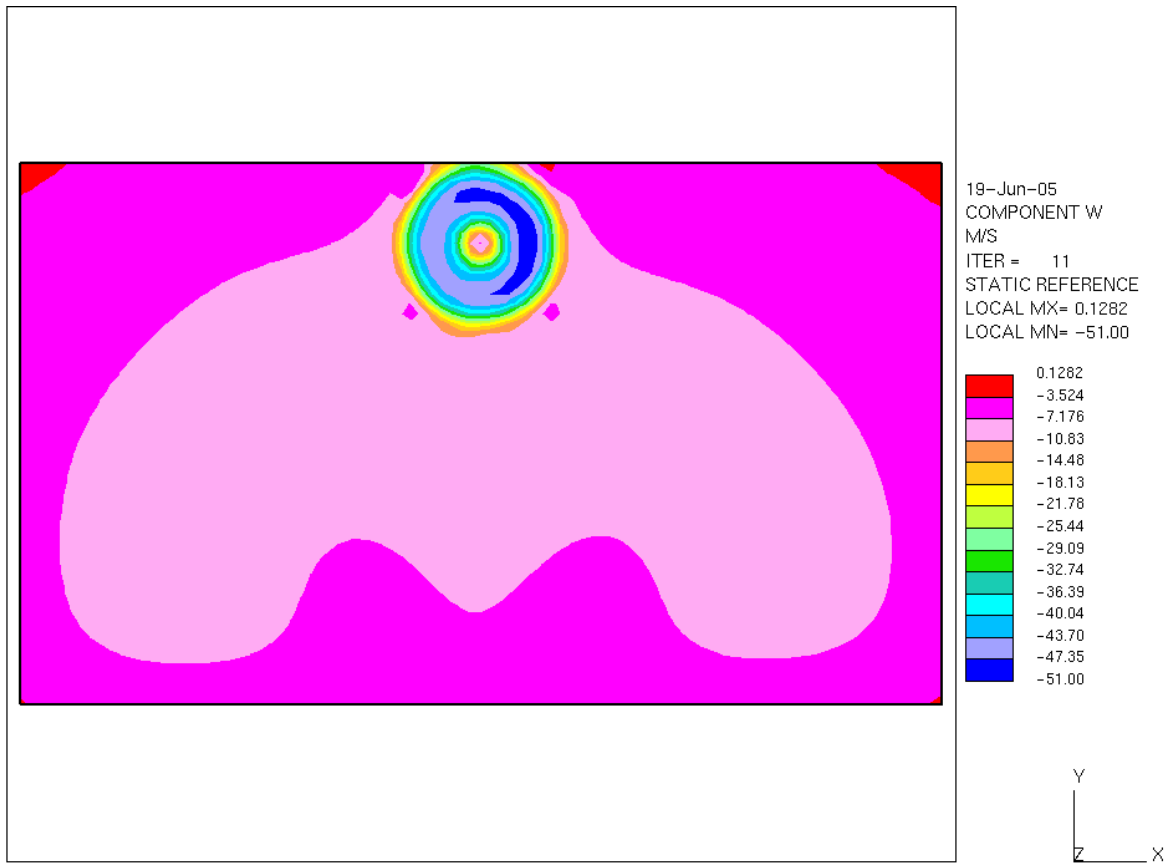


圖 4-29 風扇轉速 1000rpm 隧道 part III，Z = -3.6 處 w-comp velocity 流場示意圖

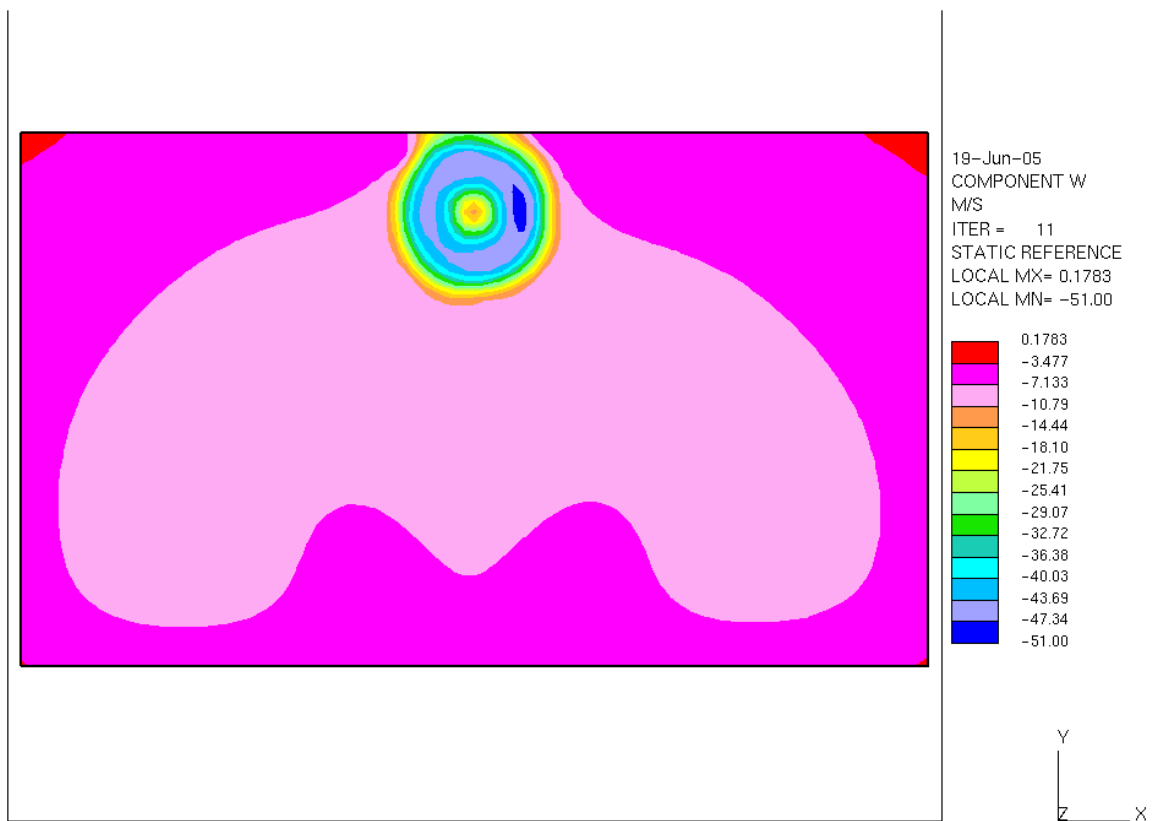


圖 4-30 風扇轉速 1000rpm 隧道 part III，Z = -4.6 處 w-comp velocity 流場示意圖



圖 4-31 風扇轉速 1000rpm 隧道 part III，Z = -5.6 處 w-comp velocity 流場示意圖

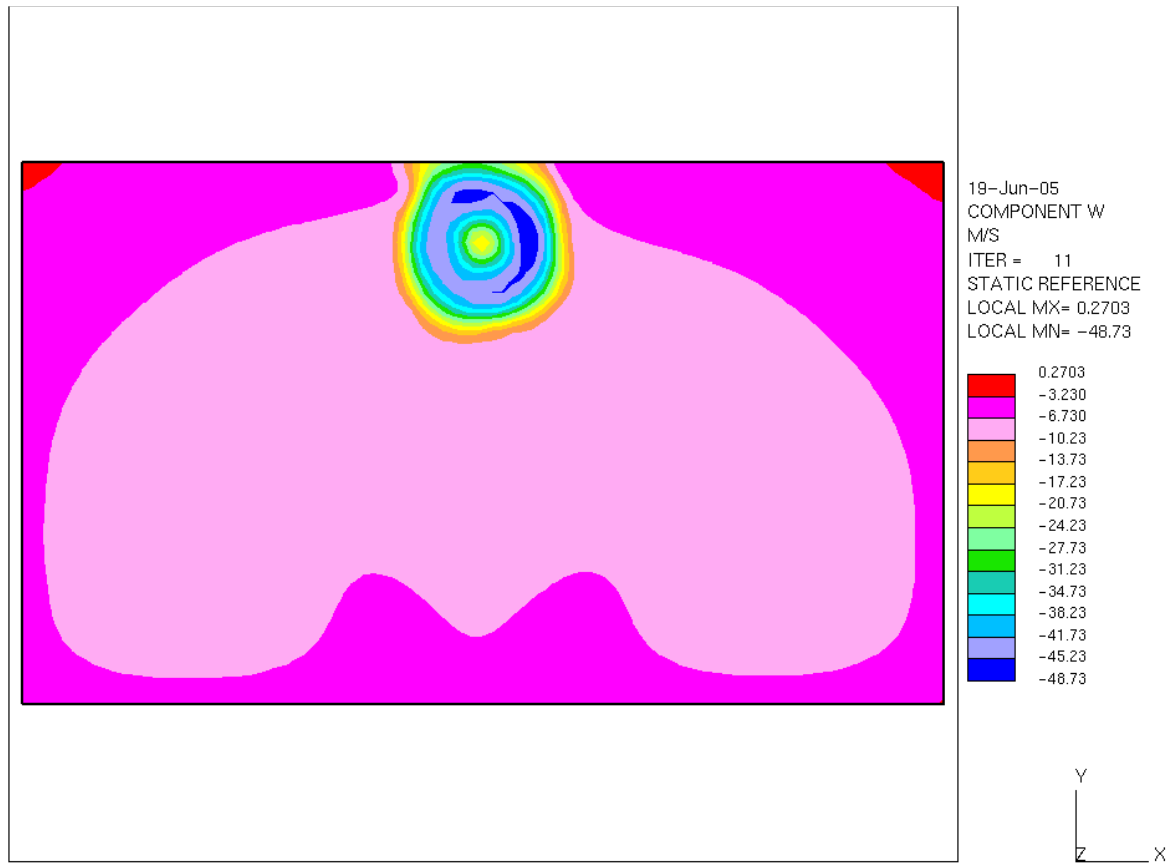


圖 4-32 風扇轉速 1000rpm 隧道 part III，Z = -6.6 處 w-comp velocity 流場示意圖

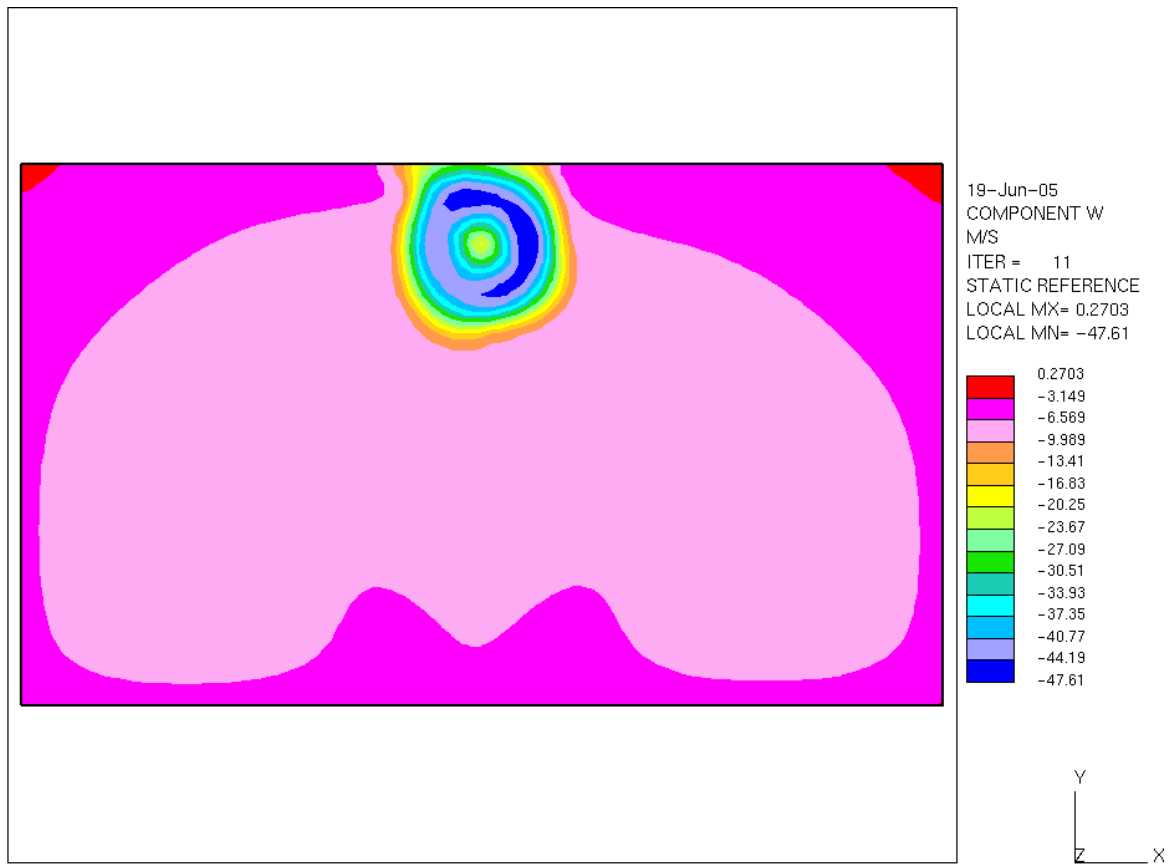


圖 4-33 風扇轉速 1000rpm 隧道 part III，Z = -7.6 處 w-comp velocity 流場示意

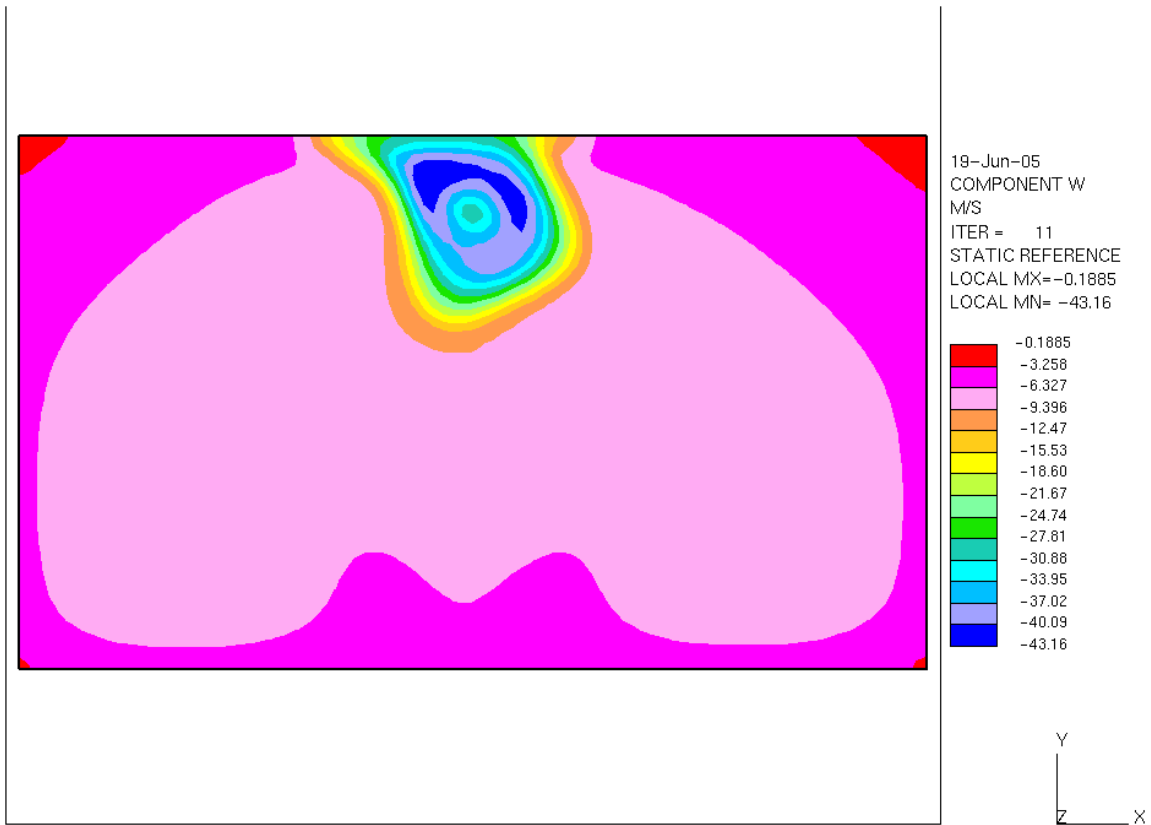


圖 4-34 風扇轉速 1000rpm 隧道 part III，Z = -20 處 w-comp velocity 流場示意圖

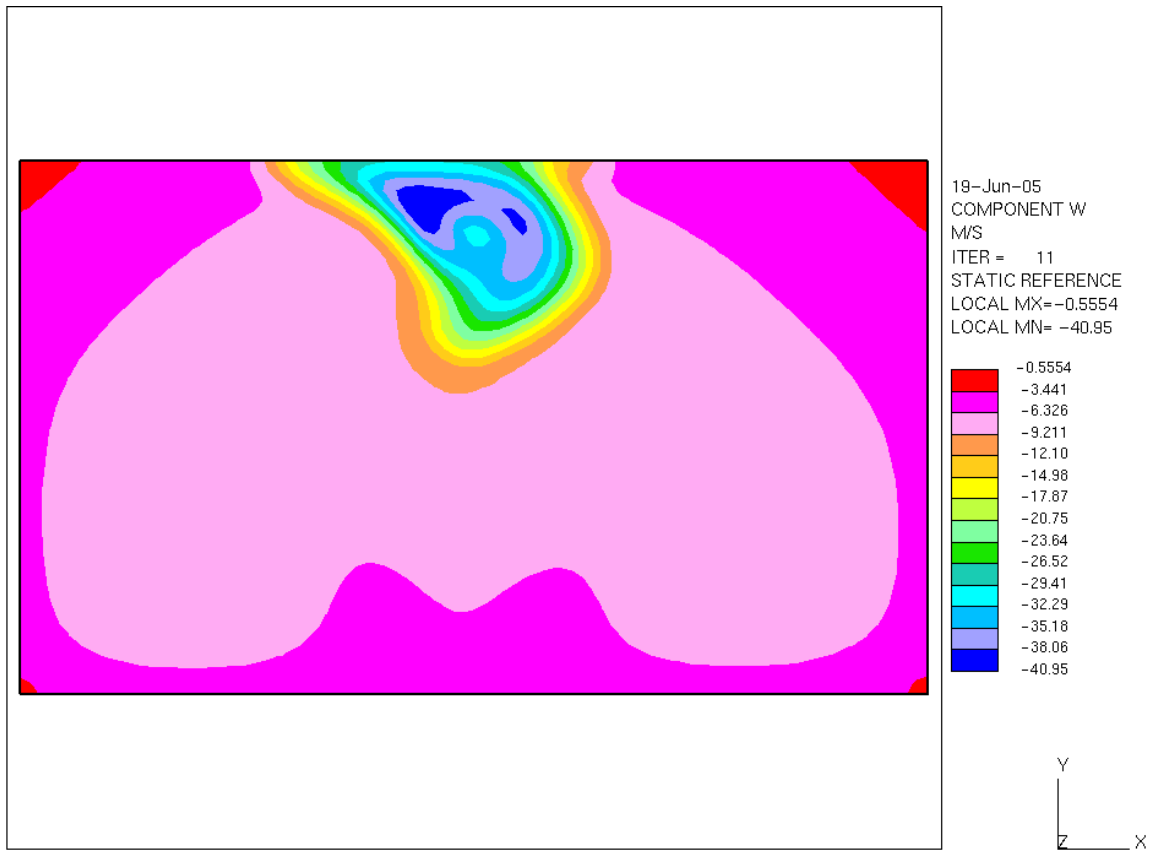


圖 4-35 風扇轉速 1000rpm 隧道 part III，Z = -30 處 w-comp velocity 流場示意圖

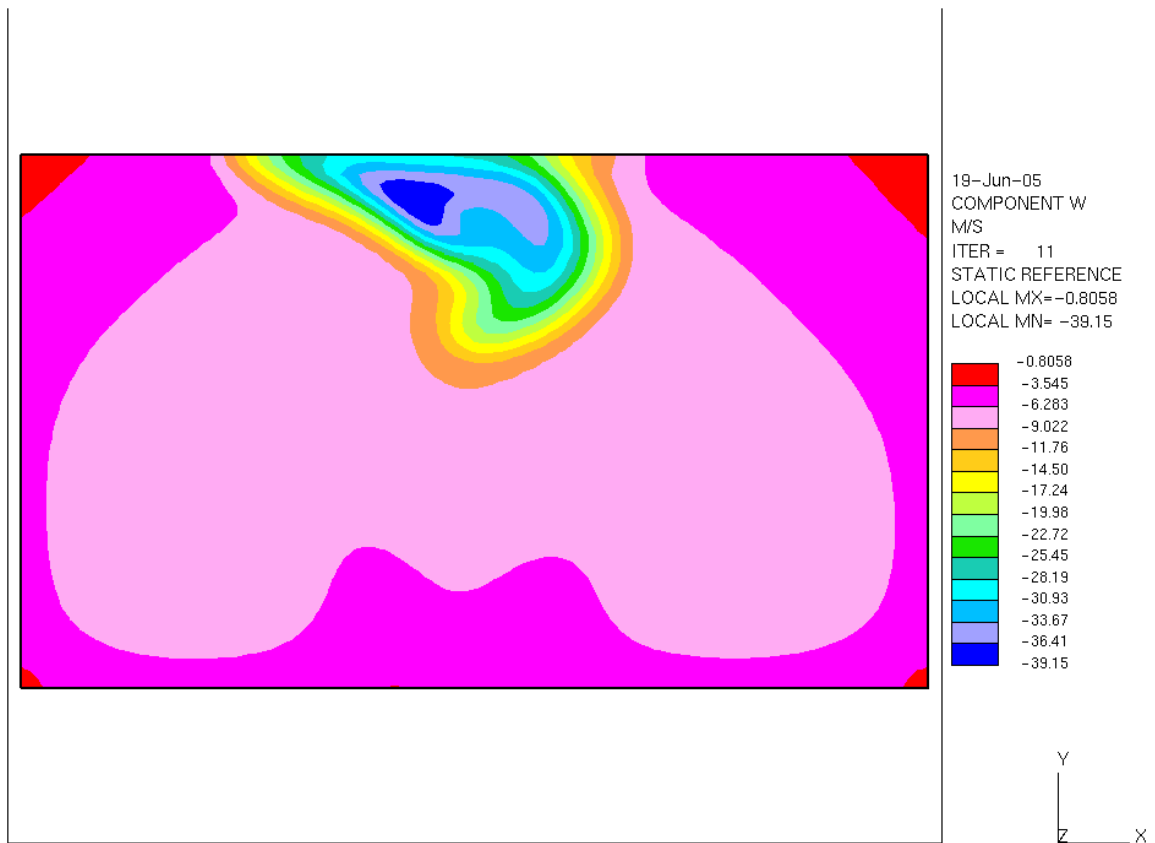


圖 4-36 風扇轉速 1000rpm 隧道 part III，Z = -40 處 w-comp velocity 流場示意圖

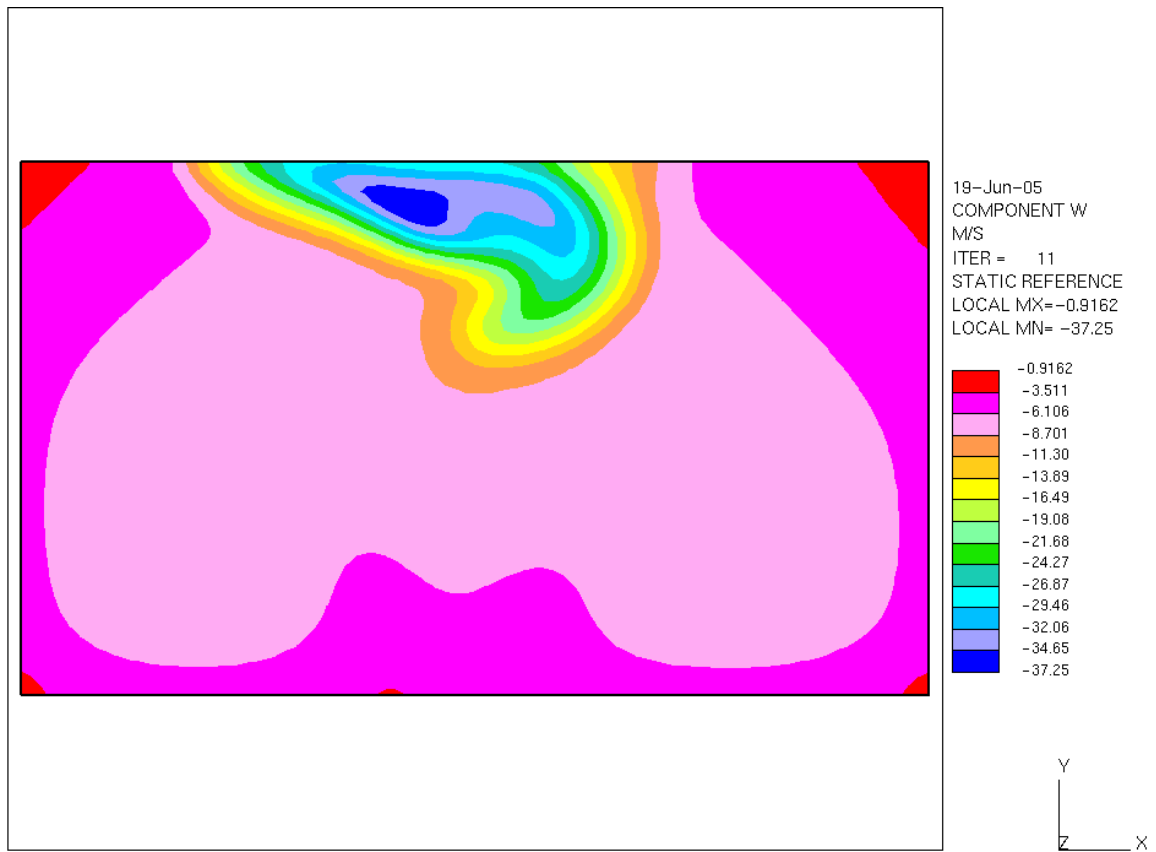


圖 4-37 風扇轉速 1000rpm 隧道 part III，Z = -50 處 w-comp velocity 流場示意圖



圖 4-37，是隧道 part I 在 face a 的流場觀測圖，從這個圖可以發現到，在風扇轉速為 1000 rpm 時，入口處的流體是有被驅動到的，而且於入口處因為隧道空氣入口區域突窄(高度減為 1/2 倍)，因此流場速度在此有急遽的變化，流體進入隧道入口時速度會加大，另外看圖 4-39，為隧道截面 A 靠近加大流體入口處的 w-comp velocity 圖，由速度值的大小可以發現到幾乎於隧道入口處的流體是往隧道裡頭吸引進去的(速度值為負：代表空氣被風扇吸入，之後往隧道的出口處走)，而部分稀少的流體(加大流體入口處頂部)是因為迴流的緣故在此速度值是顯示往隧道的入口處排出。而圖 4-40 是隧道截面 A 處的 w-comp velocity 的流場圖，由這張圖形可以發現到流體在隧道的入口處截面的下方是速度較大的，而在這個截面上，往隧道的兩旁則是速度較慢。在隧道的入口處(Z=649，圖 4-39)到風扇前方約 Z=50 處(圖 4-11)，皆是以這樣的速度圖形分佈的。

另外於隧道的出口處，圖 4-41 發現到於隧道出口處，隧道兩旁的速度場較大，中間速度場較小，主要是因為由圖 4-8 可以知道整個風扇吹出的流場是往隧道的左右兩旁所分散的，因此這左右分開的速度場在接近隧道出口處的地方，會去撞到牆壁，之後緩慢地沿著隧道的壁面往隧道出口處所移動，從高度上來看，這左右分開的流體(較快的流體)，會從隧道的左右兩邊較上方處往下移動，因為風扇撞到左右兩邊的隧道牆壁。總的來說，流體經過風扇加壓，集中吹出一段距離之後，往隧道頂部的兩旁分散，之後撞到隧道左右兩邊的牆壁，因此，在隧道左右兩邊上方處的流體，因為撞倒牆壁，之後就沿著隧道的牆壁移動，也因此，之後就慢慢地往隧道截面的中間處移動。這就是在隧道出口處的隧道截面中間處，兩旁的速度是較大的原因，如圖 4-42。圖 4-42 流體左右沒有對稱，主要是因為風扇擺放位置，造成流體吹出在隧道截面上左方速度較快。

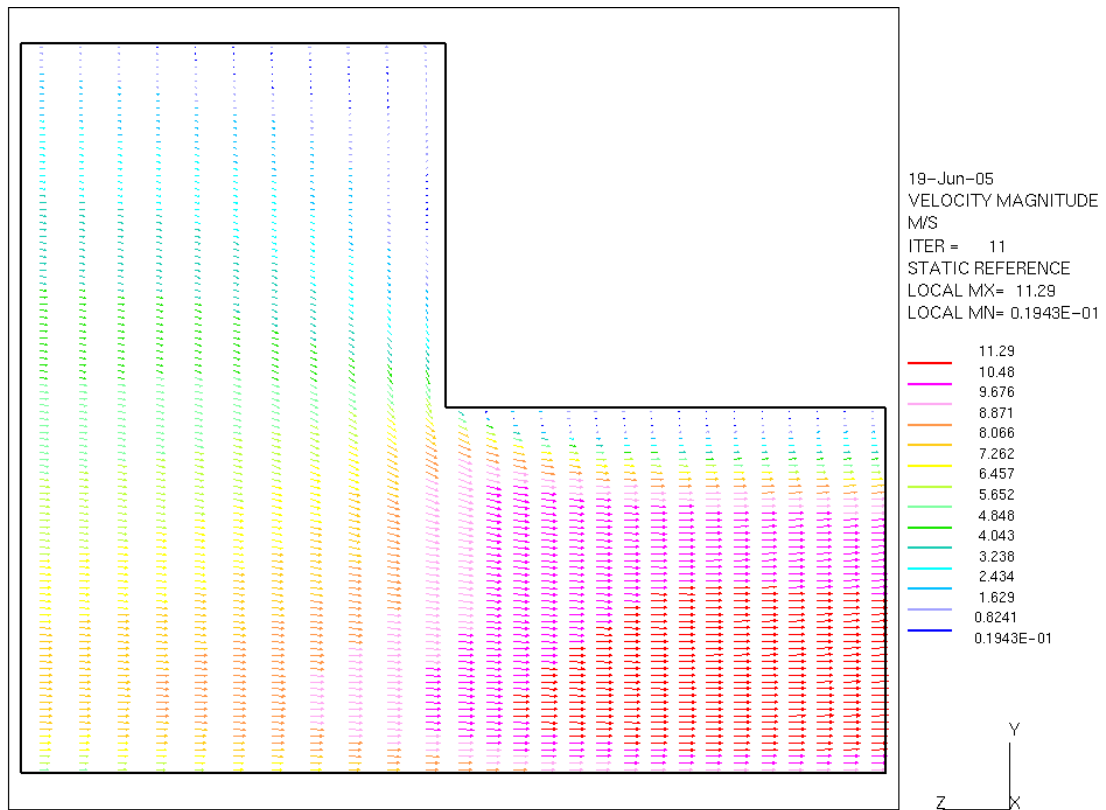


圖 4-38 風扇轉速 1000rpm 隧道 part I、face a 速度流場示意圖

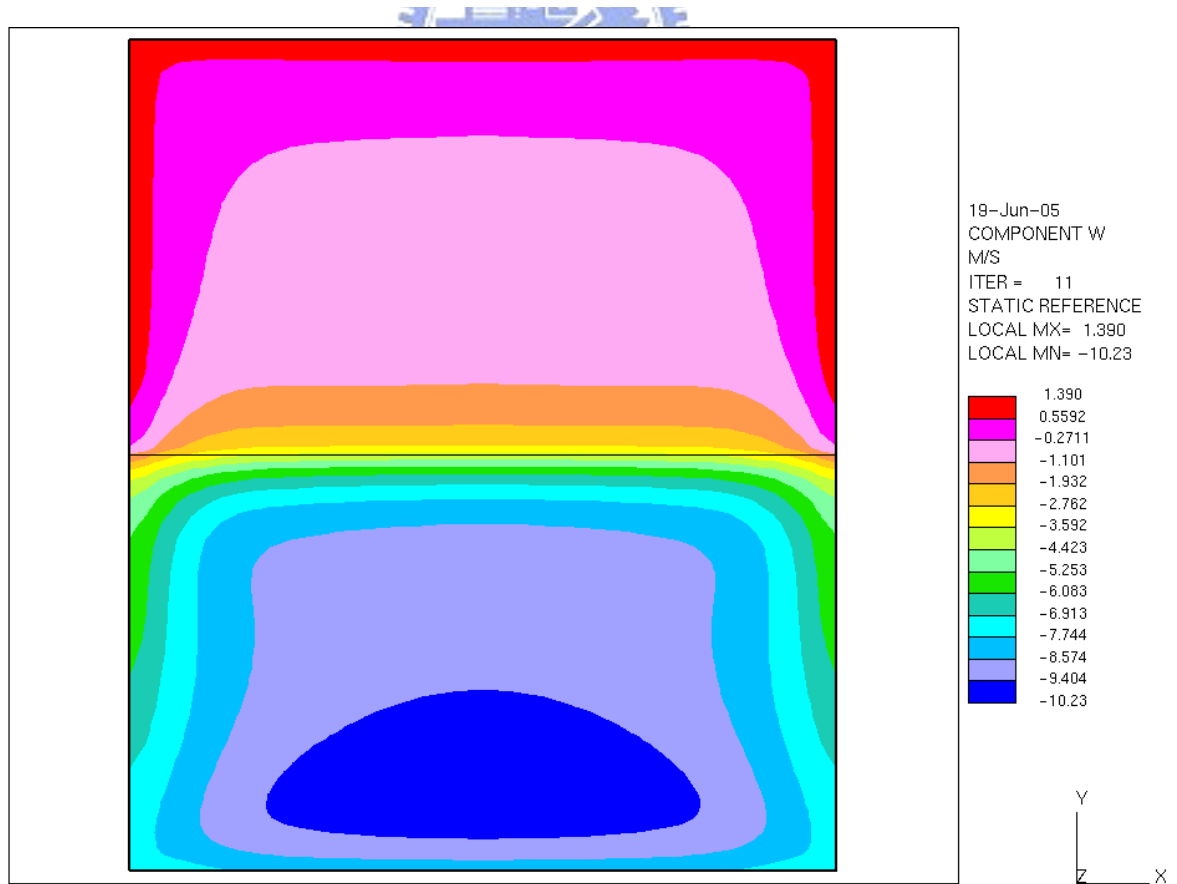


圖 4-39 風扇轉速 1000rpm 隧道截面 A w-comp velocity 流場示意圖

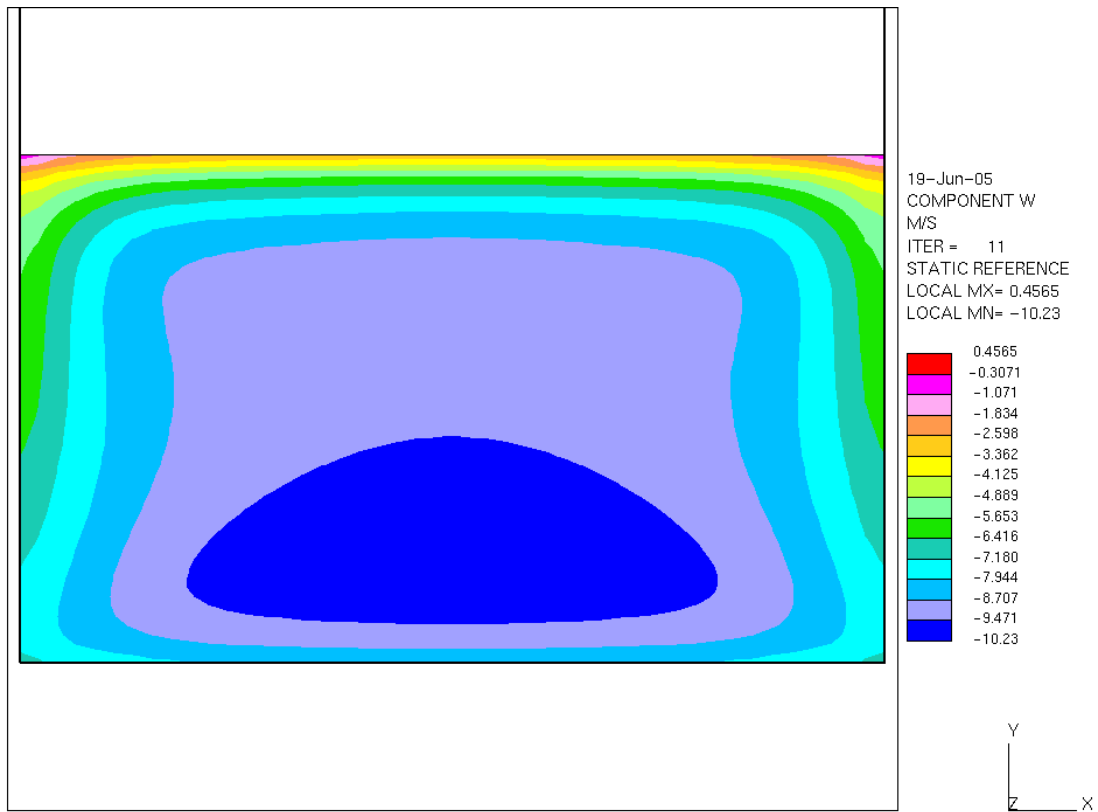


圖 4-40 風扇轉速 1000rpm 隧道截面 A w-comp velocity 流場示意圖

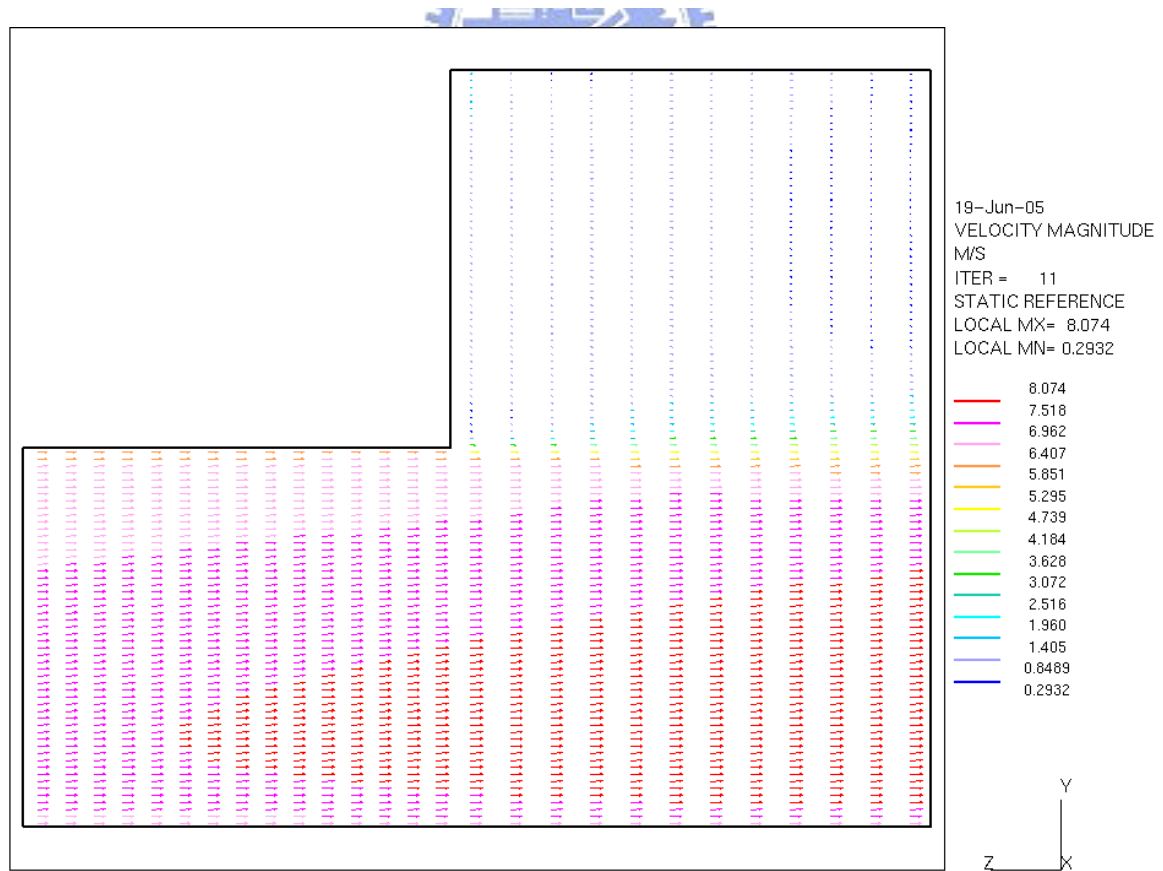


圖 4-41 風扇轉速 1000rpm 隧道 partIV、face a 速度流場示意圖

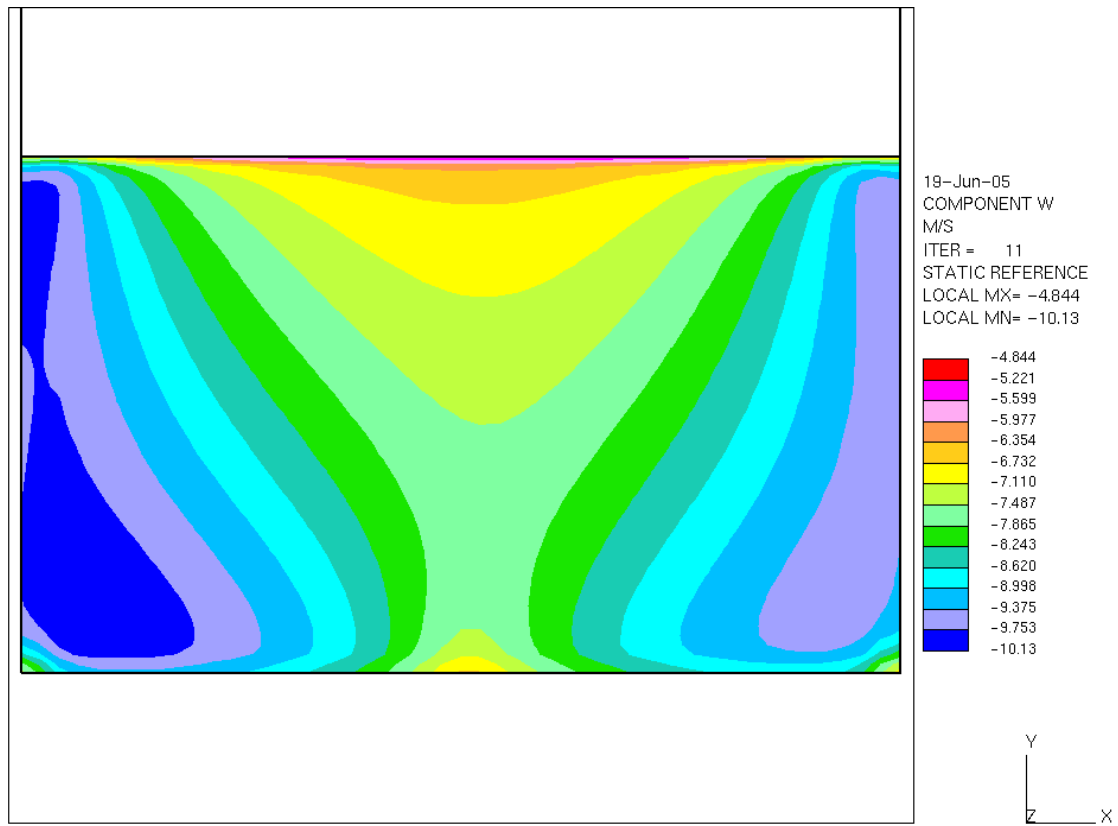


圖 4-42 風扇轉速 1000rpm 隧道截面 D，近風扇處 w-comp velocity 流場示意圖

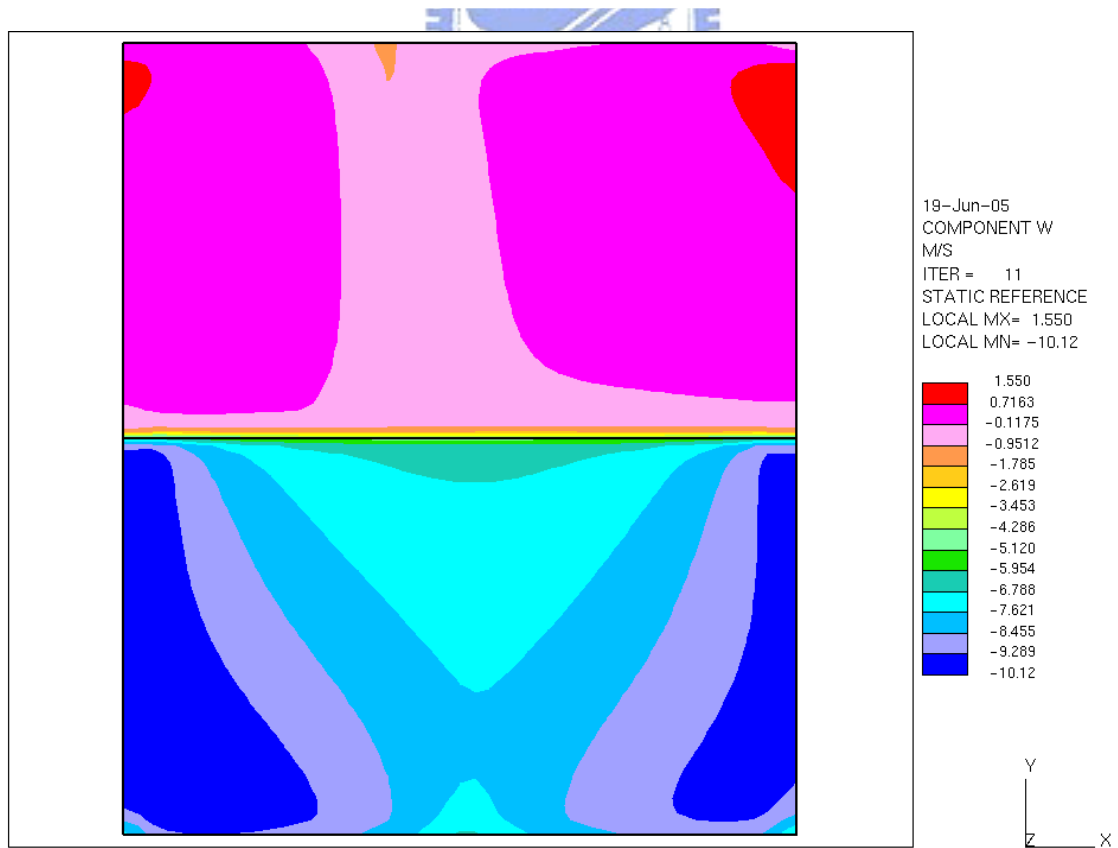


圖 4-43 風扇轉速 1000rpm 隧道截面 D，近出口處 w-comp velocity 流場示意圖

4-2 風扇轉速在 300 rpm 之下，隧道內之流場分析

圖 4-44 是從隧道的上方處觀看流體受風扇的引響圖，這個圖形在之前已經探討過，主要的差異仍在風扇影響的區域。在轉速為 300rpm 的狀態之下，吹出的流體範圍較 1000rpm 吹的流體影響範圍小。

圖 4-45 到圖 4-46，則為從隧道入口處到 $Z=30$ 處，隧道截面的流體速度示意圖，由這兩張圖可以觀測到，在隧道入口處，隧道截面中間處速度值較大，之後流體進入隧道，到達 $Z=30$ 處，速度值較大的區域逐漸縮小，且速度值較大區域，慢慢往隧道上方處移動。且發現到從隧道入口到 $Z=30$ 位置處，截面速度的變化在隧道入口處較小，經過吸引進入隧道，到達 $Z=30$ 處，截面速度變化變得比較大一些。

而圖 4-47 則是接近風扇的入口處，隧道截面速度圖形，發現到只要在隧道中間上方處速度較大，其他的位置速度值較小，且整個截面速度的變化並不是太大。

到了圖 4-48，已經是風扇出口處的流體速度圖，可以發現到在風扇下方處的流體速度，有一塊區域速度值是相同的，這一塊速度值是被牽引的流體速度值。而在隧道中間上方處，顯示的流體速度值，是經風扇旋轉的流體，因此速度值的顯示亦是呈現旋轉狀。

圖 4-49 則是到了隧道出口處其速度顯示圖形，基本上其速度亦是呈現左右對稱的，在隧道的兩旁速度較快，中間較慢，其原因已經在風扇轉速為 1000rpm 中已經介紹過了。同樣的，隧道出口處的左方速度較大，是因為風扇葉片擺放的位置所造成的。

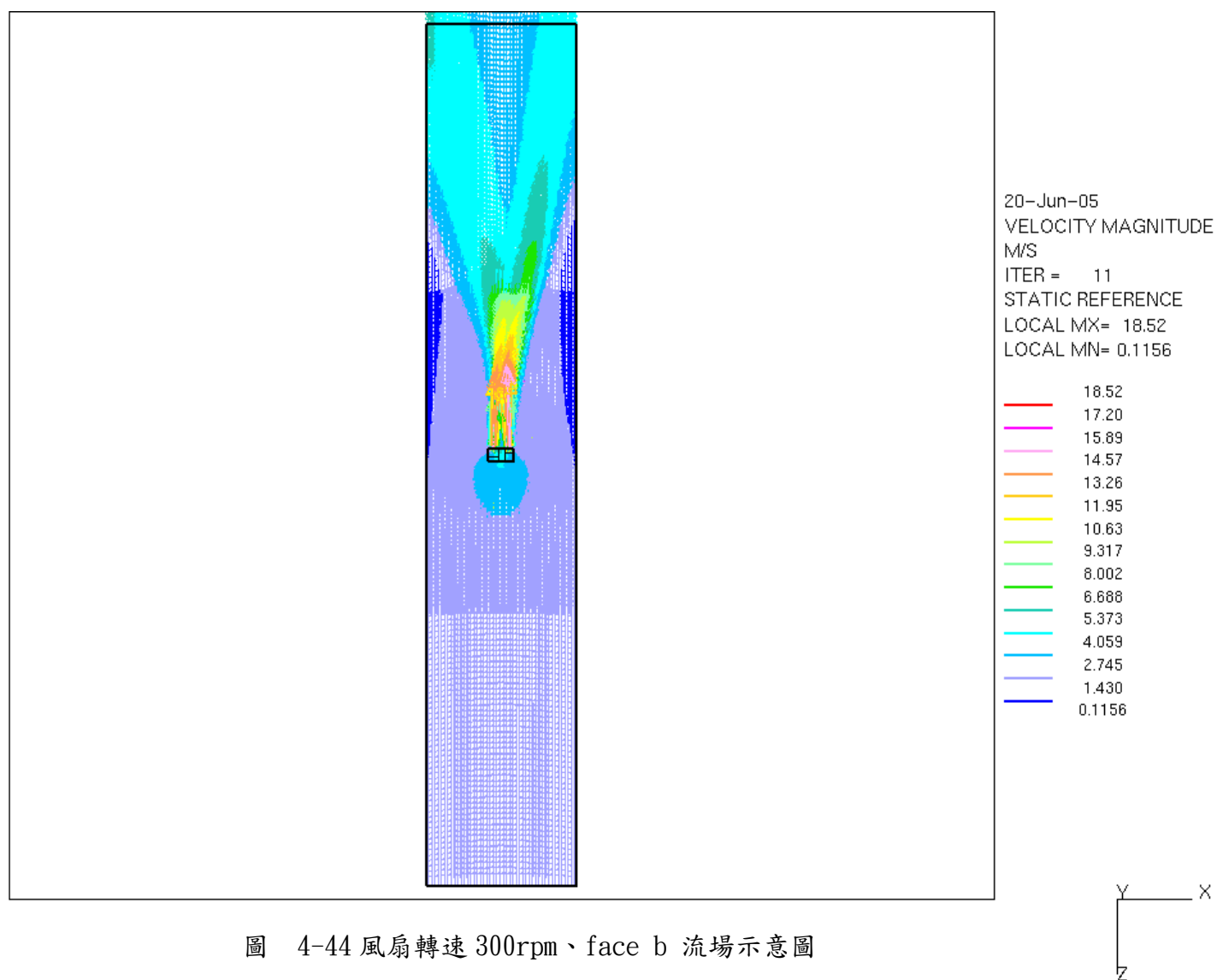


圖 4-44 風扇轉速 300rpm、face b 流場示意圖

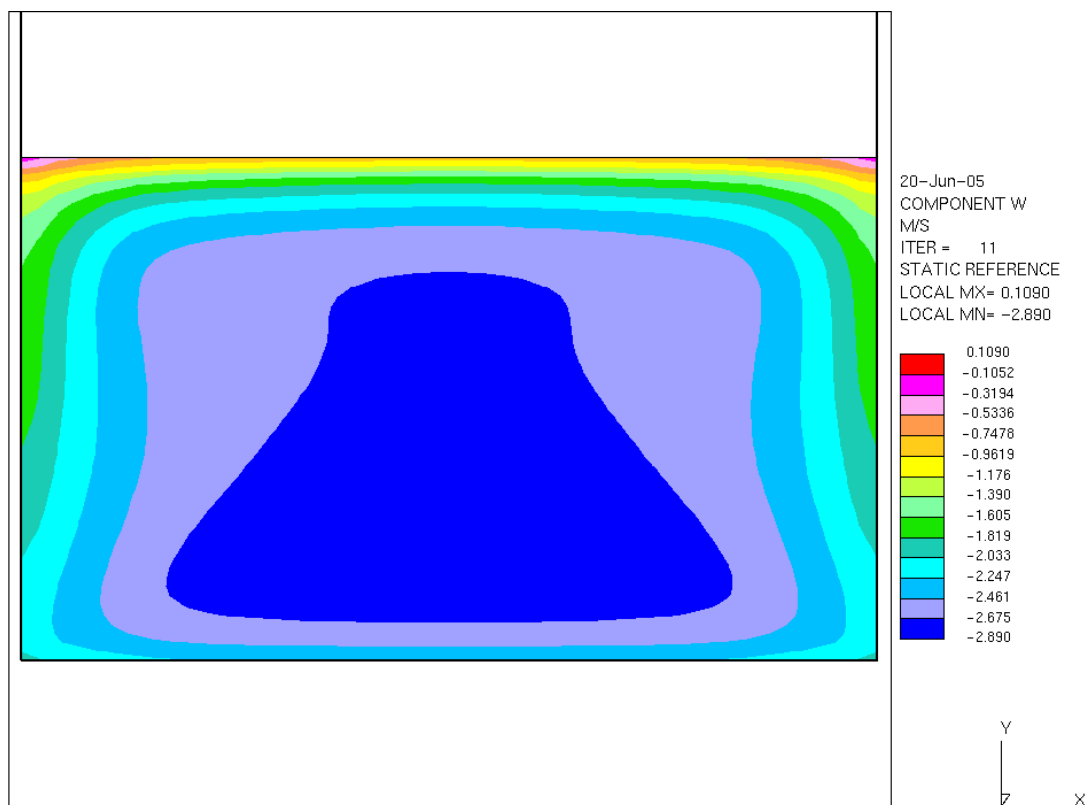


圖 4-45 風扇轉速 300rpm 隧道截面 A，近隧道處 w-comp velocity 流場示意圖

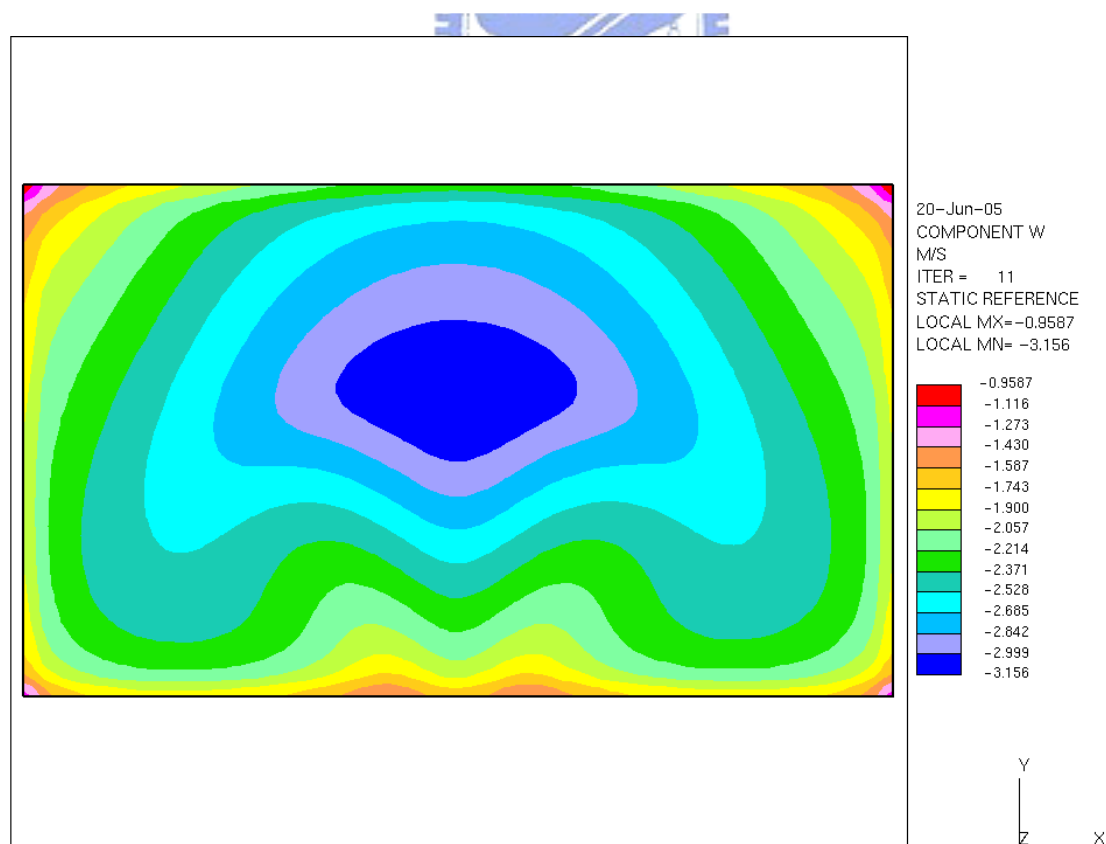


圖 4-46 風扇轉速 300rpm、隧道 part II，Z= 30 處 w-comp velocity 流場示意圖，

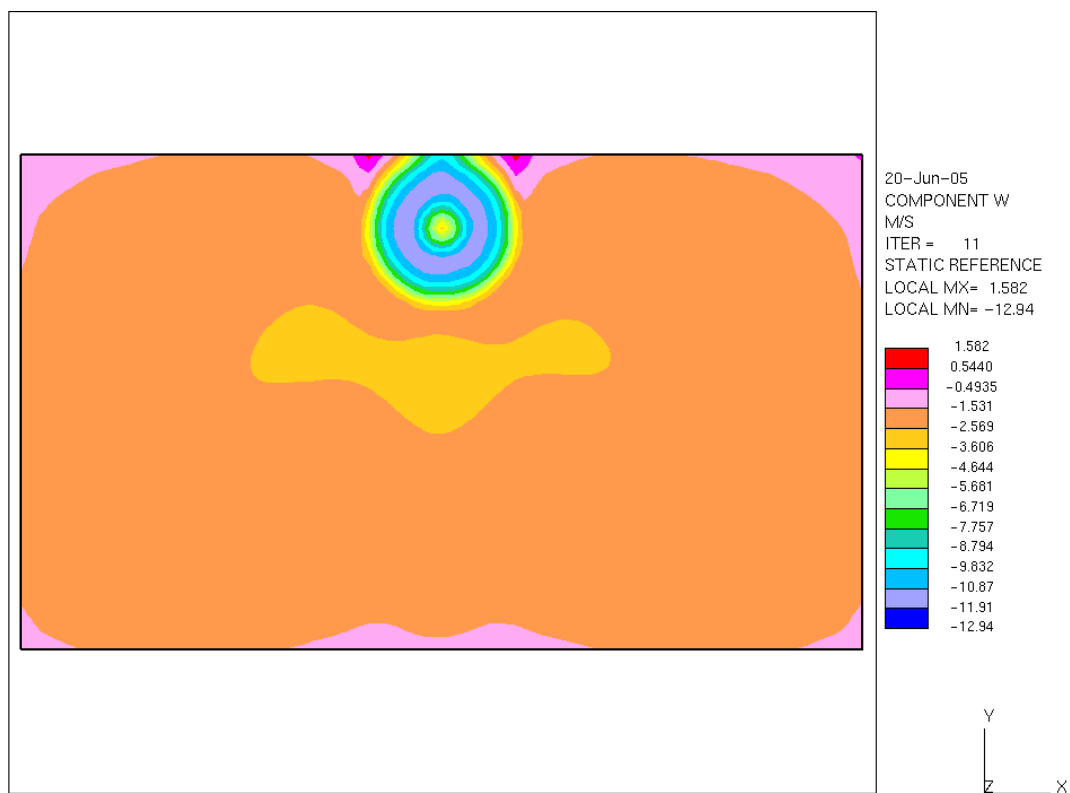


圖 4-47 風扇轉速 300rpm、隧道 part II，Z= 5 處 w-comp velocity 流場示意圖，

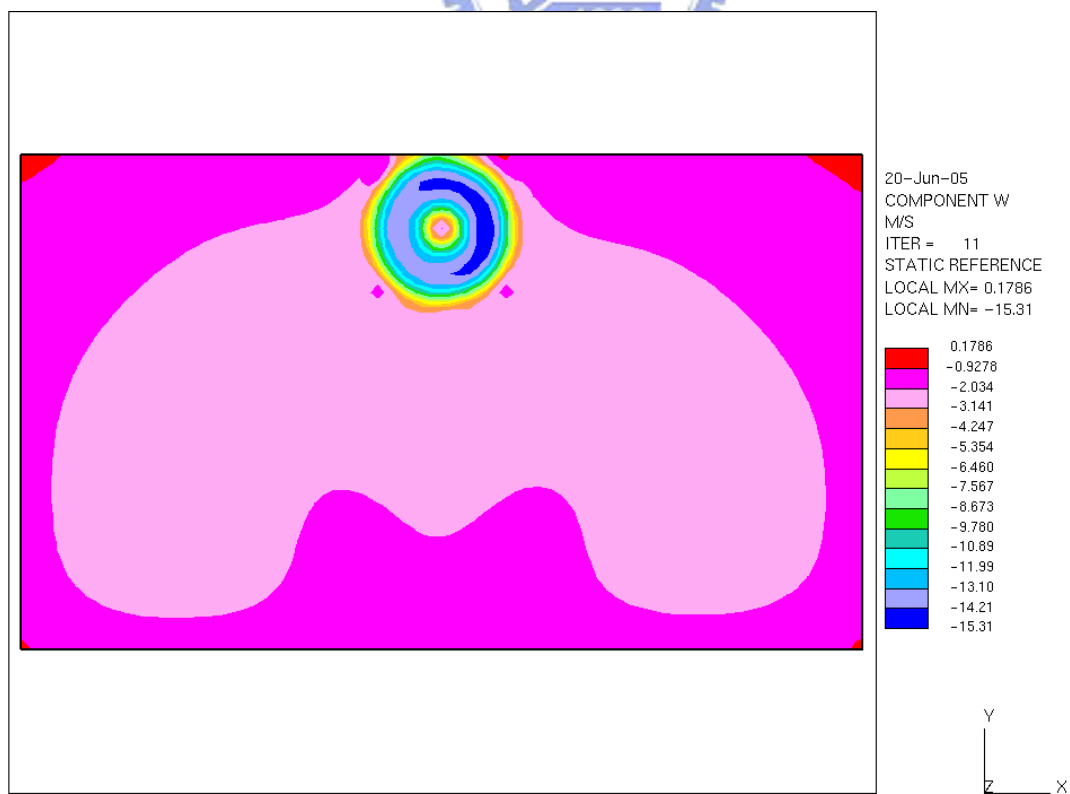


圖 4-48 風扇轉速 300rpm、隧道 part II，Z= -3.6 處 w-comp velocity 流場示意圖，

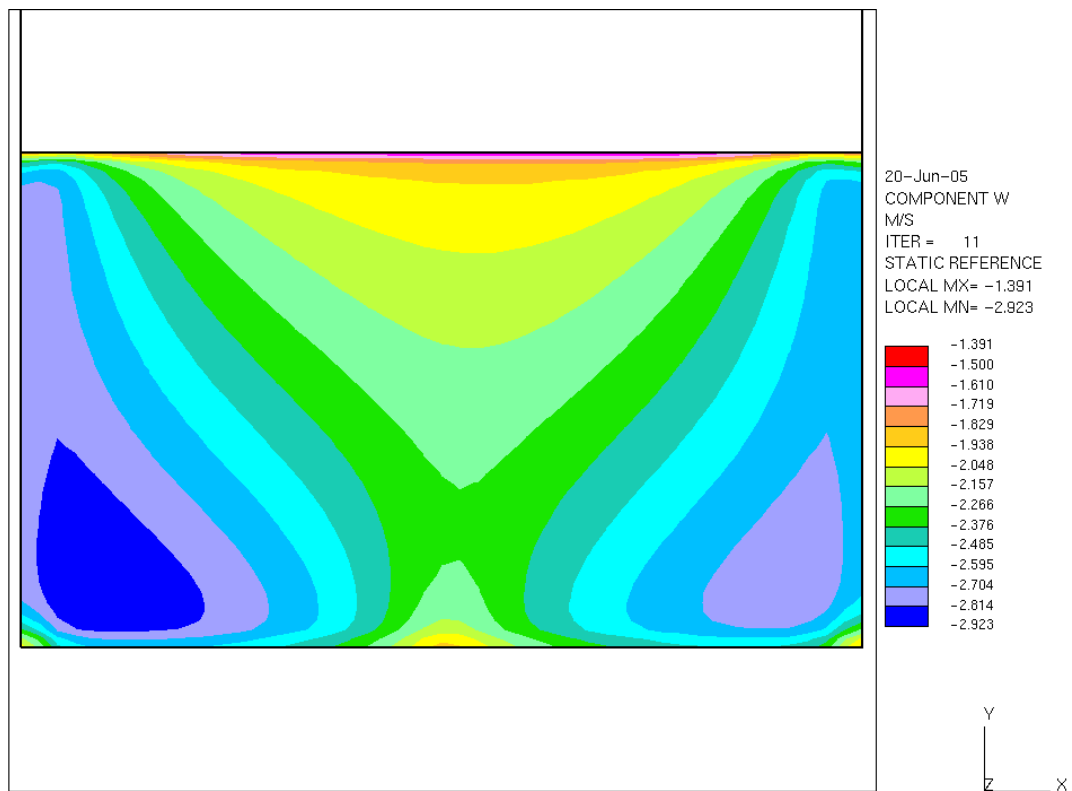


圖 4-49 風扇轉速 300rpm 隧道截面 D，近隧道處 w-comp velocity 流場示意圖



4-3 風扇轉速在 10 rpm 之下，隧道內之流場分析

圖 4-50 為風扇轉速在 10rpm 之下，從隧道上方觀測的流體圖。由圖中可以觀察到速度值的範圍很小。另外圖 4-51 和圖 4-52 為隧道的入口處，觀看其速度值的大小範圍，亦發現到在入口處其速度幾乎為零，只有稀少的流體被牽引往隧道的入口處流入。以同樣的位置來看，圖 4-52 為入口處流體速度圖，速度值較大的區域佔了整個隧道的中間區域，且佔了很大的面積，不過因為速度的大小範圍很小，所以速度值也幾乎是零。

圖 4-53 則是風扇入口處在 $Z=40$ 處，流體速度圖，亦發現到隧道中間上方處速度較大，但速度範圍仍是屬於接近零的速度。

圖 4-54 則是風扇入口處的速度圖。圖 4-55 則為風扇出口處的速度圖，從圖中亦發現到，風扇影響流體的範圍變得很小，隧道旁邊的流體速度值大約都相同，且大都為同速度範圍區域。

圖 4-56 和圖 4-57 則是隧道出口處的流場速度圖。從其速度的範圍亦發現到，在風扇轉速為 10rpm 情形之下，幾乎是沒有流體從隧道的出口流出，在這個地方速度為 $U=0.02159 \left[\frac{m}{s} \right]$ 。

和圖 4-40，1000rpm 的狀態來比較，發現到在 1000rpm 之下，其隧道入口處的流體速度圖，速度較大的區域在其隧道的下方處，換句話說，在風扇轉速較大的狀態(1000rpm)，速度區域較大的地方，是在隧道截面的下方。如果把風扇轉速下降(10rpm)，發現到速度較大的區域會佈滿整個隧道截面，佔整個隧道截面的較多區域。

同樣的位置，圖 4-53 和風扇在 1000rpm 的速度圖 4-12 相比較，發現到，圖 4-12 的速度較大區域在整個隧道截面的中間位置，而圖 4-53 中，速度較大的區域，在隧道截面的較上方處，且速度的變化較小，並沒有像圖 4-12 一樣，速度變化較大。

另外像在 $Z=5$ 處，隧道入口處，圖 4-54 和圖 4-20 相比較，很明顯地，因為圖 4-54 風扇轉速不大，所以能帶動的流體速度也不大，所以整個速度分佈大都

屬於同一速度值，分佈於幾乎整個隧道截面，並沒有太大的變化;但如果來看圖 4-20，則發現風扇轉速在 1000rpm 的情況之下，所帶動的流體速度較大，且是在隧道中間處，且整個隧道截面速度變化也較大。



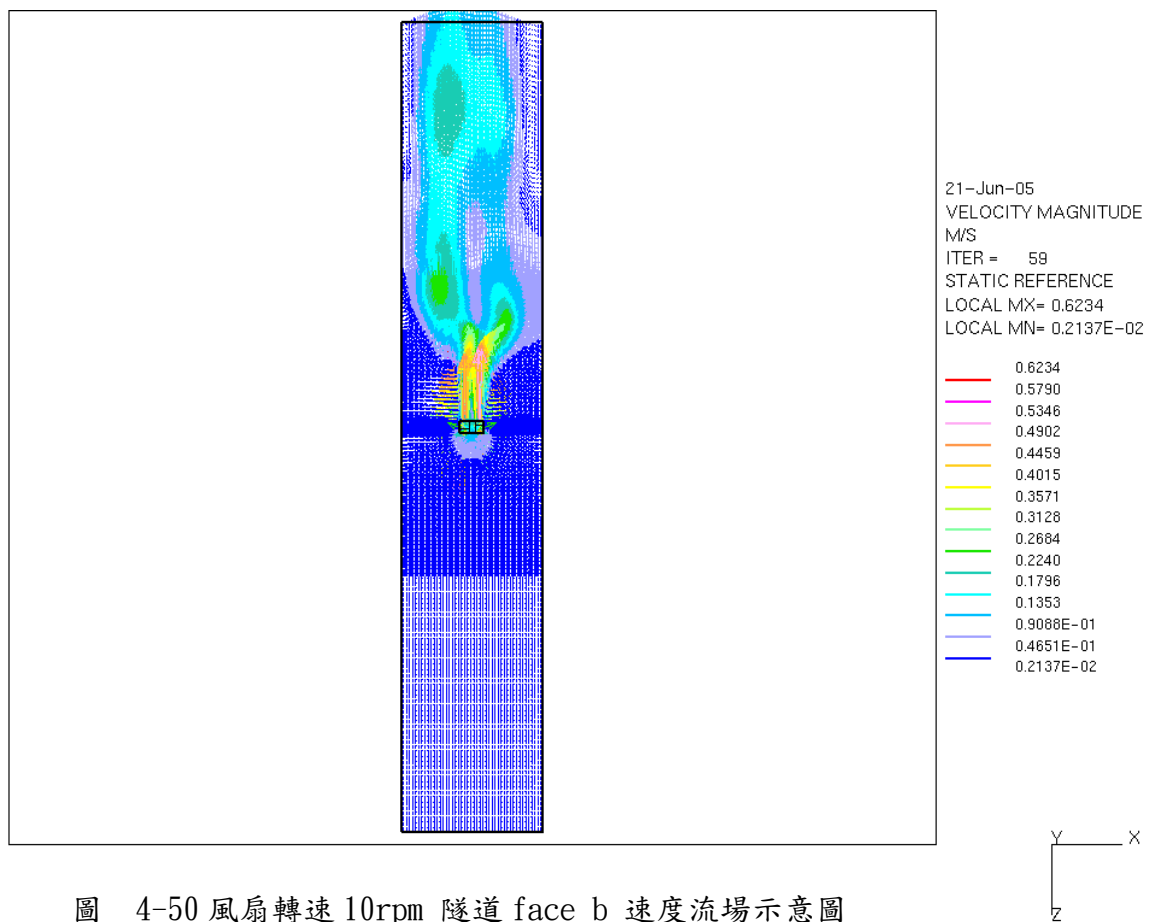


圖 4-50 風扇轉速 10rpm 隧道 face b 速度流場示意圖

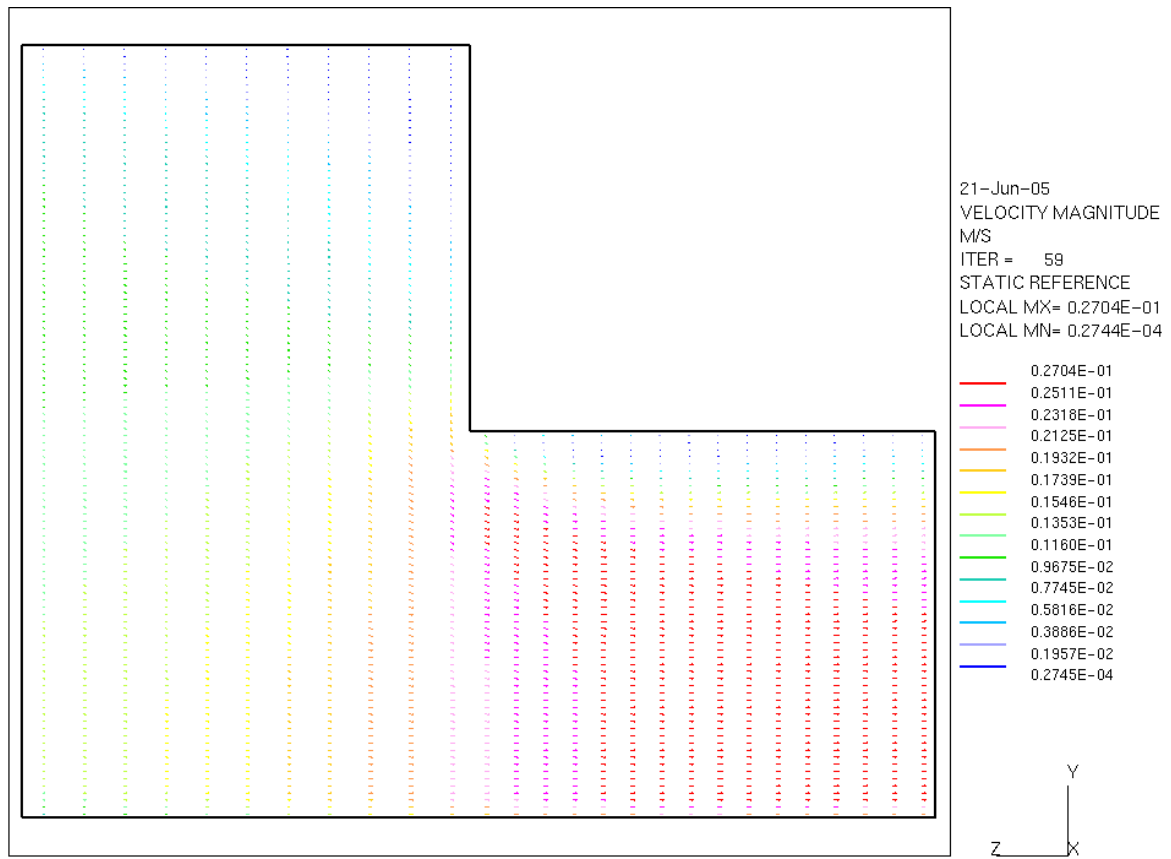


圖 4-51 風扇轉速 10rpm 隧道 part I 、face a 速度流場示意圖

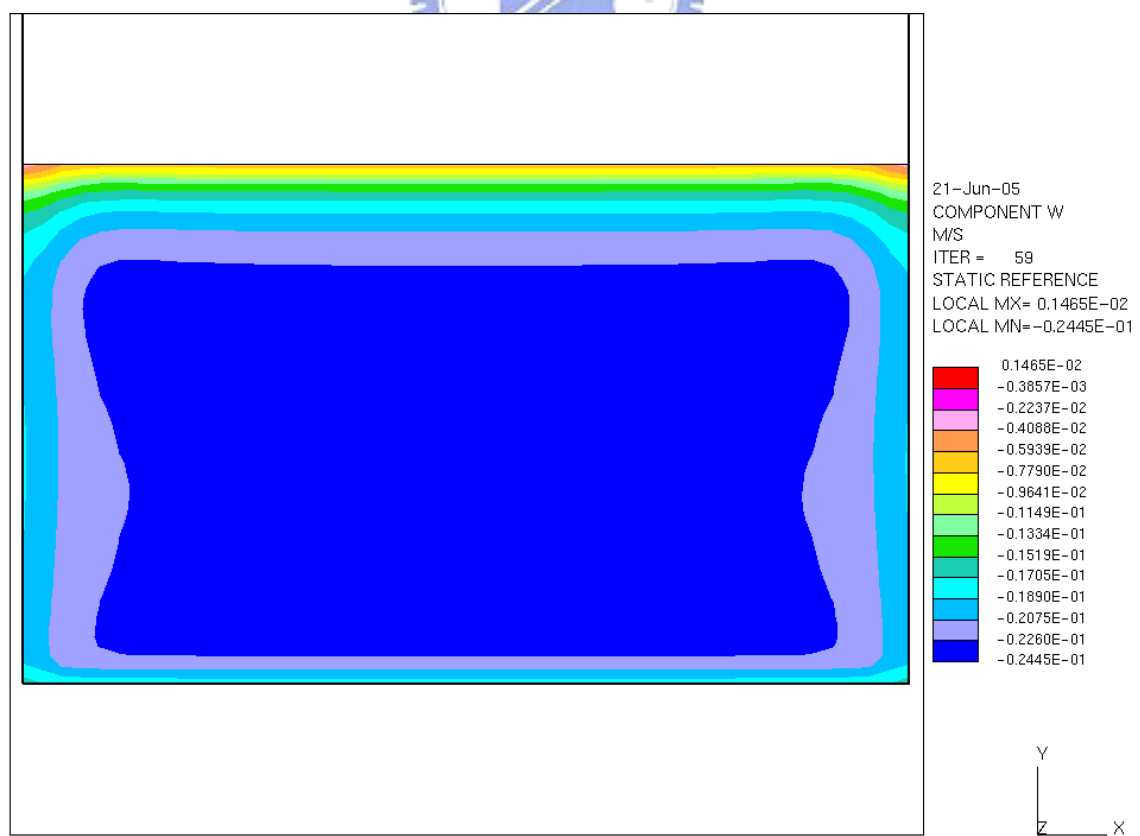


圖 4-52 風扇轉速 10rpm 隧道截面 A ，Z=649 w-comp velocity 流場示意圖

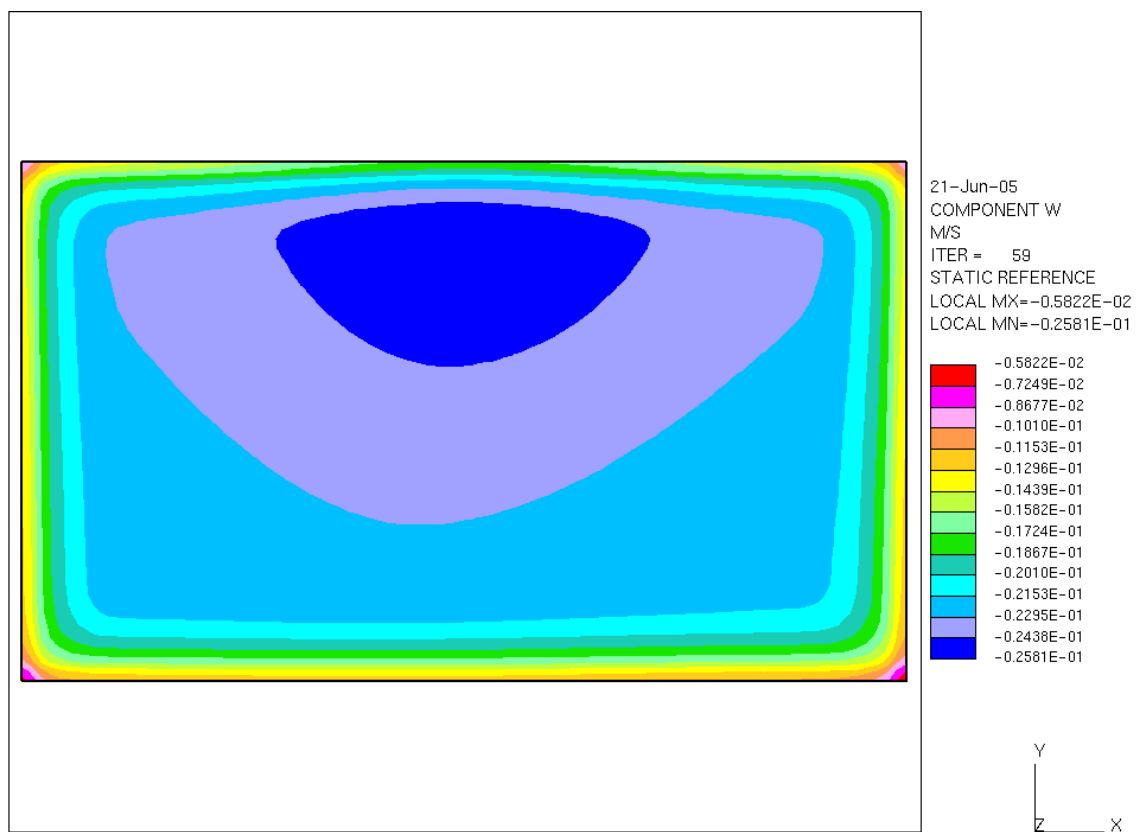


圖 4-53 風扇轉速 10rpm、隧道 part II，Z= 40 處 w-comp velocity 流場示意圖，

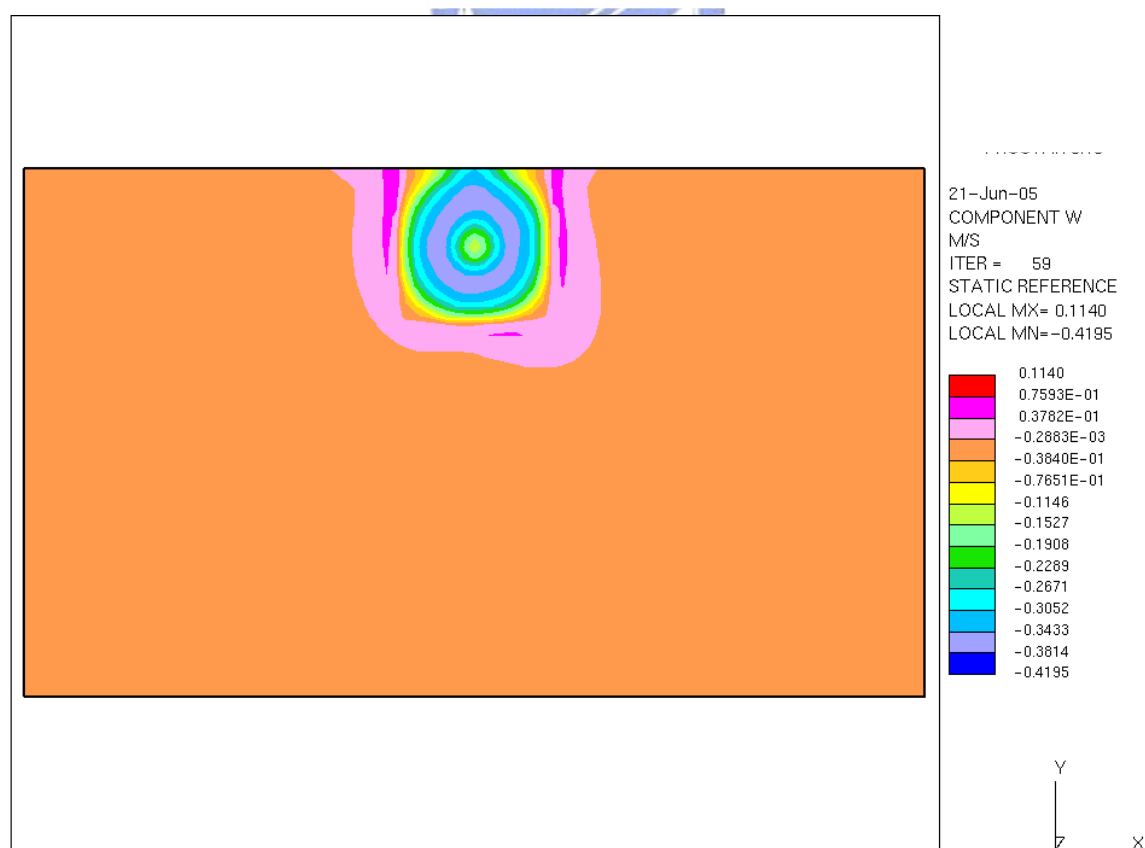


圖 4-54 風扇轉速 10rpm、隧道 part II，Z= 5 處 w-comp velocity 流場示意圖，



圖 4-55 風扇轉速 10rpm、隧道 part II，Z= -1 處 w-comp velocity 流場示意圖，

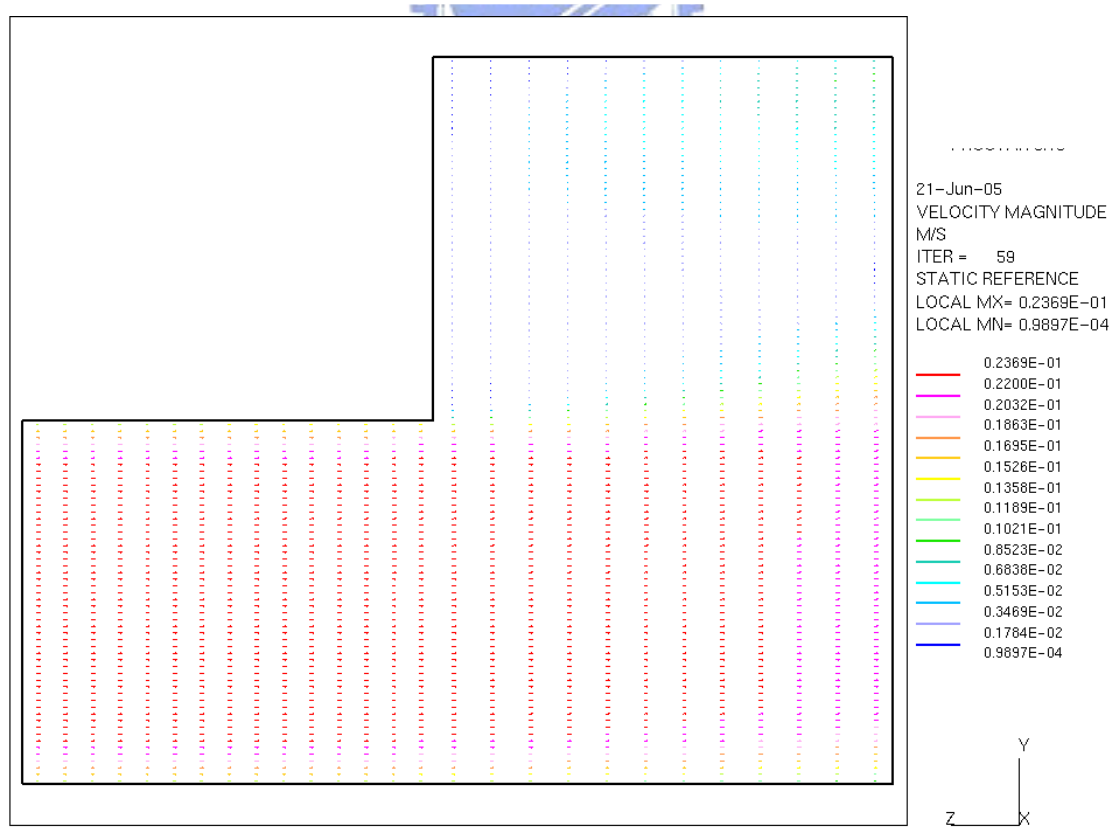


圖 4-56 風扇轉速 10rpm 隧道 partIV、face a 速度流場示意圖

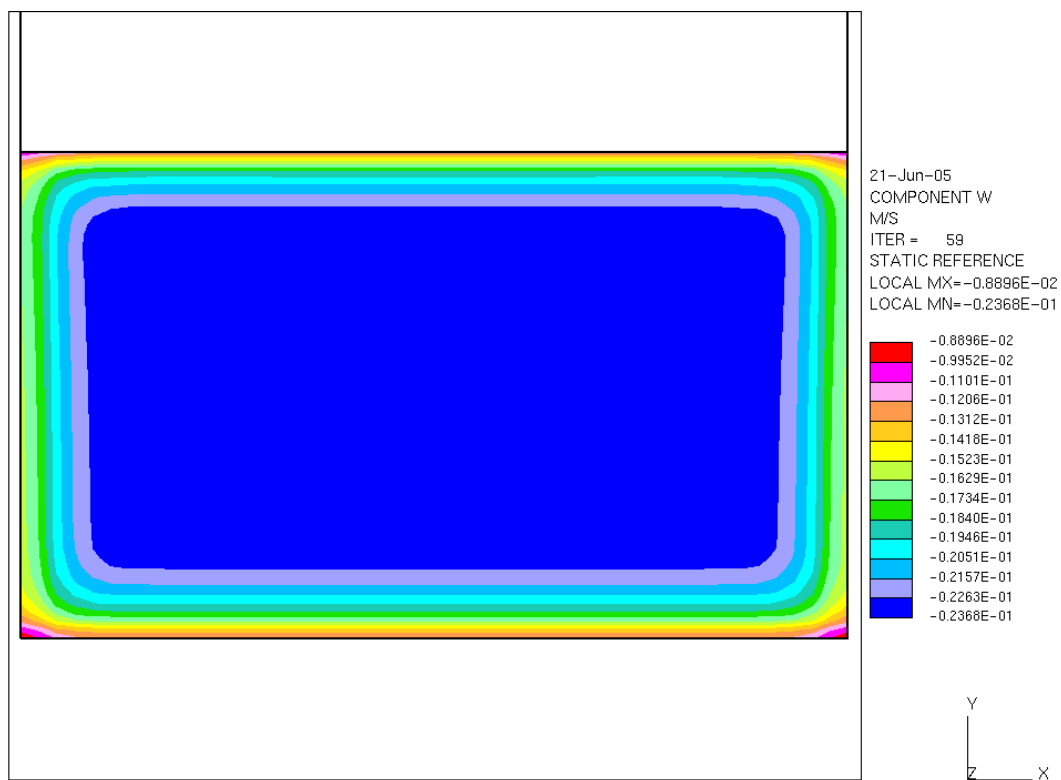


圖 4-57 風扇轉速 10rpm 隧道截面 D Z=647 w-comp velocity 流場示意圖



4-4 風扇在不同轉速之下，風扇前後壓力圖。

表 4-1 到表 4-6 顯示，風扇入口流體的壓力與風扇出口的流體壓力。

很明顯地，發現到其風扇轉速從 10rpm 到 1000rpm，其流體壓力的分佈圖，都和葉片有相對的關係，觀察任一轉速(10、100、300、600、1000rpm)的壓力結果，皆是壓力成週期狀分佈，和葉片的位置有明顯的關係，主要原因是因為，五個呈週期狀分佈的葉片轉動，所引起的現象，所以壓力分佈由圖形來看也是明顯地呈現週期分佈。

隨著風扇轉速的加大，在風扇兩端的壓差也逐漸加大，從 10rpm 時，兩端壓差是 $0.095887 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$ ，到 1000rpm 時，兩端的壓差是 $787.31 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$ (註：風扇兩端的壓差是定義如圖 4-58，為風扇側面的圖形，左方為定義入口處，因此入口處的壓力定義為在入口處的流體的平均壓力，同理，出口處的壓力定義為在出口處的流體平均壓力。因此風扇的壓差定義為入口處的平均壓力和出口處的平均壓力兩者的壓差)。同時引導隧道截面的平均速度也跟著會加大，從 10rpm 時，所能引導隧道截面的流量速度為 0.02159 m/s，到 1000rpm 時，可以引導的隧道截面的平均速度為 8.378m/s。(註：隧道平均速度為隧道截面的平均速度。隧道截面示意圖如圖 4-59)。

表 4 - 1 風扇轉速 10rpm 風扇入口與出口壓力圖，與風扇葉片的幾何對應圖形

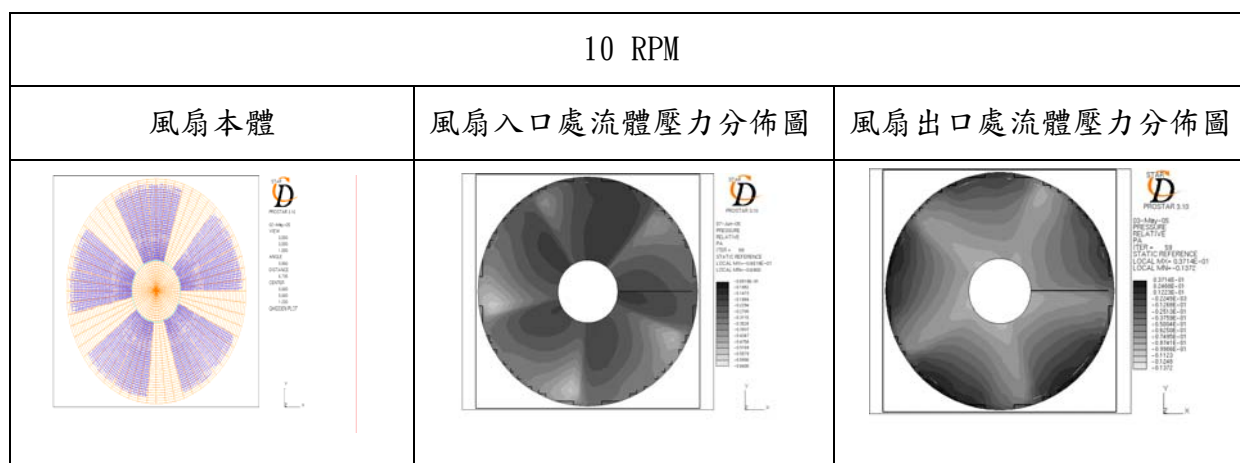


表 4 - 2 風扇轉速 100 rpm 風扇入口與出口壓力圖，與風扇葉片的幾何對應圖形

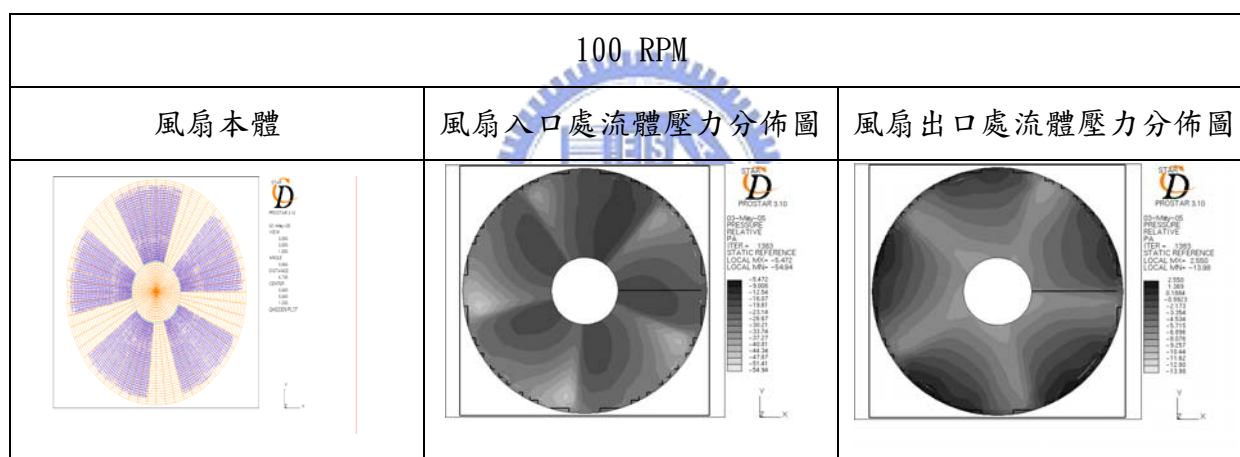


表 4 - 3 風扇轉速 300rpm 風扇入口與出口壓力圖，與風扇葉片的幾何對應圖形

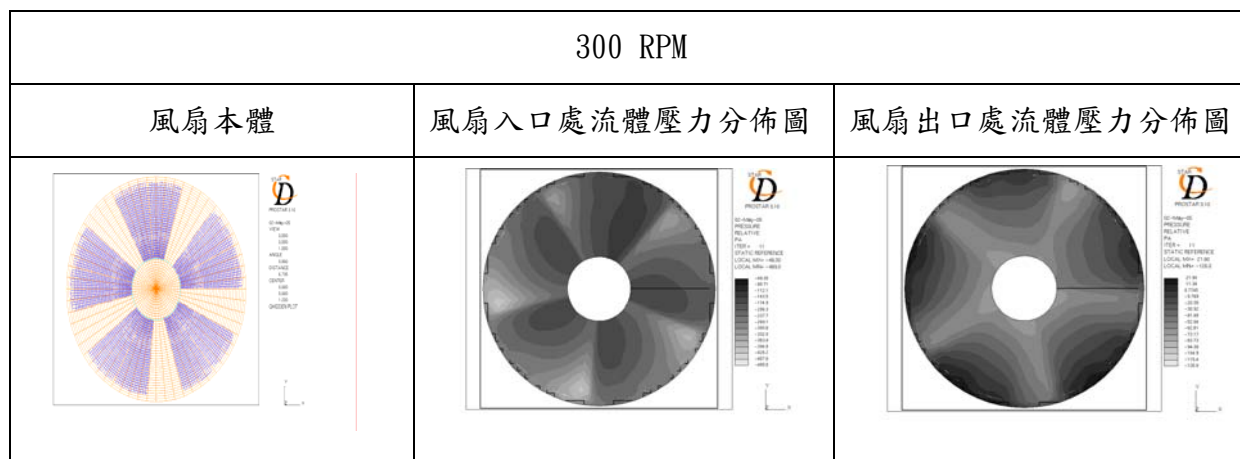


表 4 - 4 風扇轉速 600rpm 風扇入口與出口壓力圖，與風扇葉片的幾何對應圖形

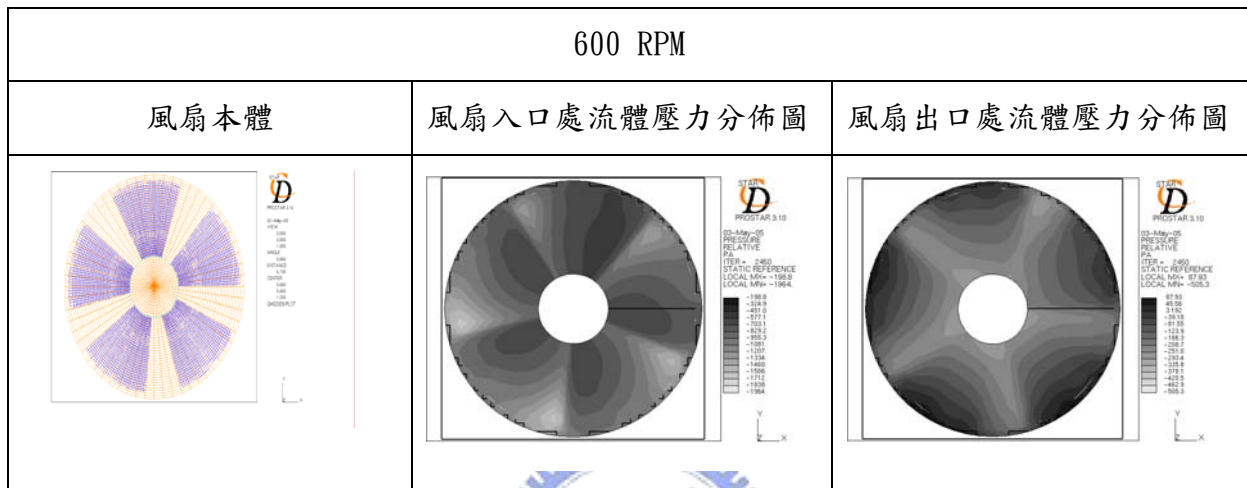


表 4 - 5 風扇轉速 1000rpm 風扇入口與出口壓力圖，與風扇葉片的幾何對應圖形

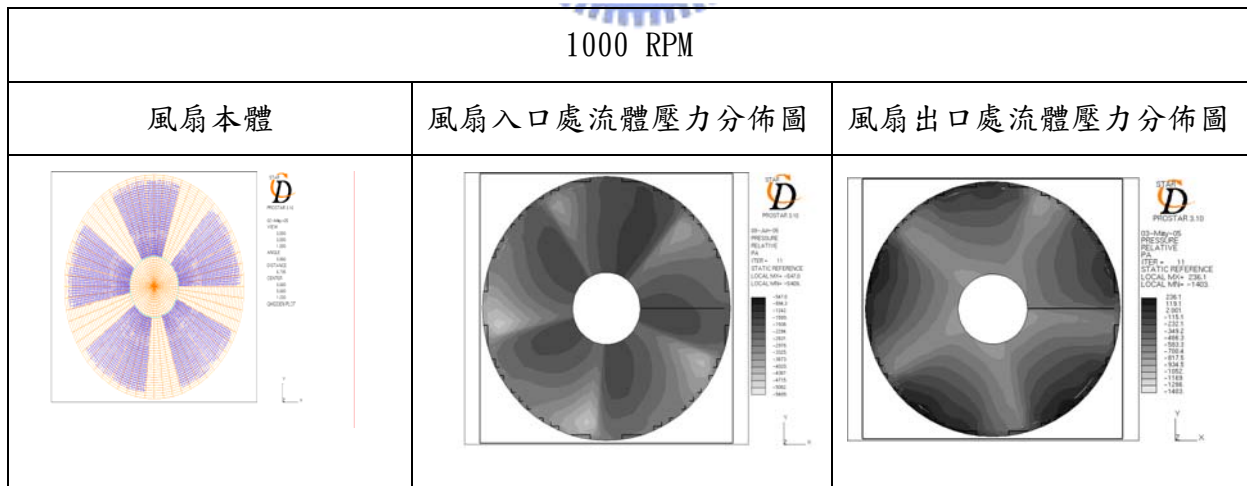


表 4 - 6 風扇轉速所對應的的 風扇入口與出口壓力差表。

Fan RPM	Fan ΔP [kg/ms ²]	Tunnel fluid velocity [m/s]
10	0.095887	0.02159
100	8.076	0.7633
300	71.228	2.421
600	286.499	4.8648
1000	787.31	8.378

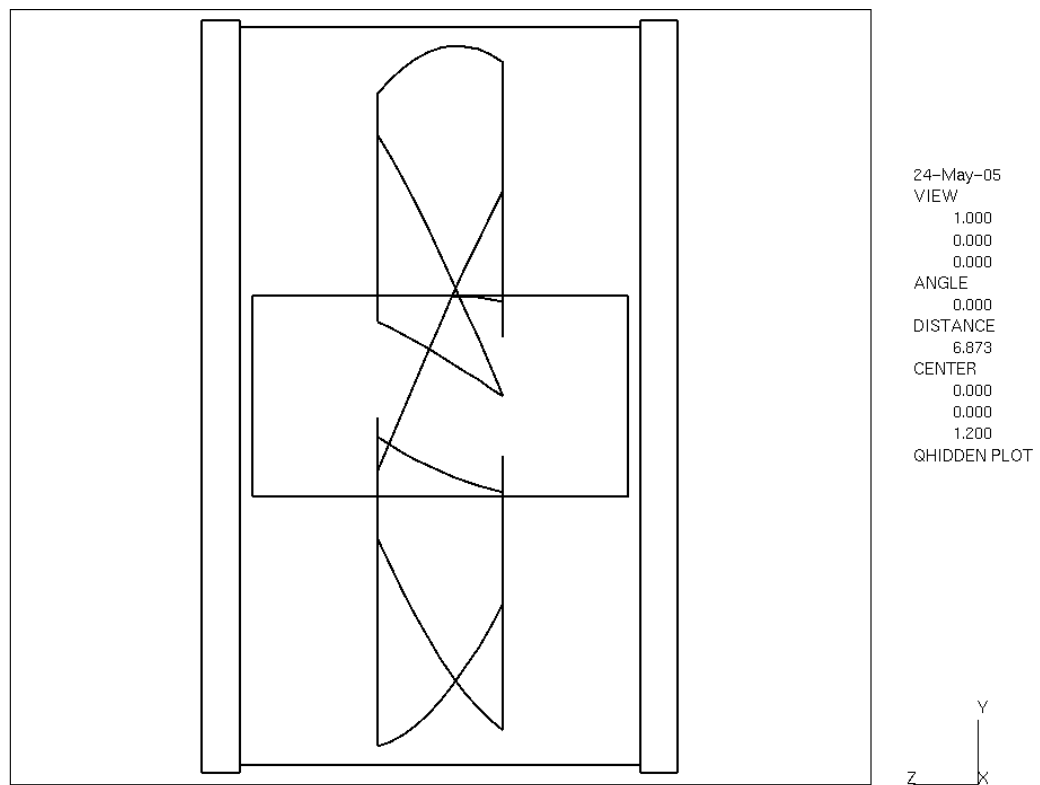


圖 4-58 風扇入口平均壓力與出口平均壓力示意圖。

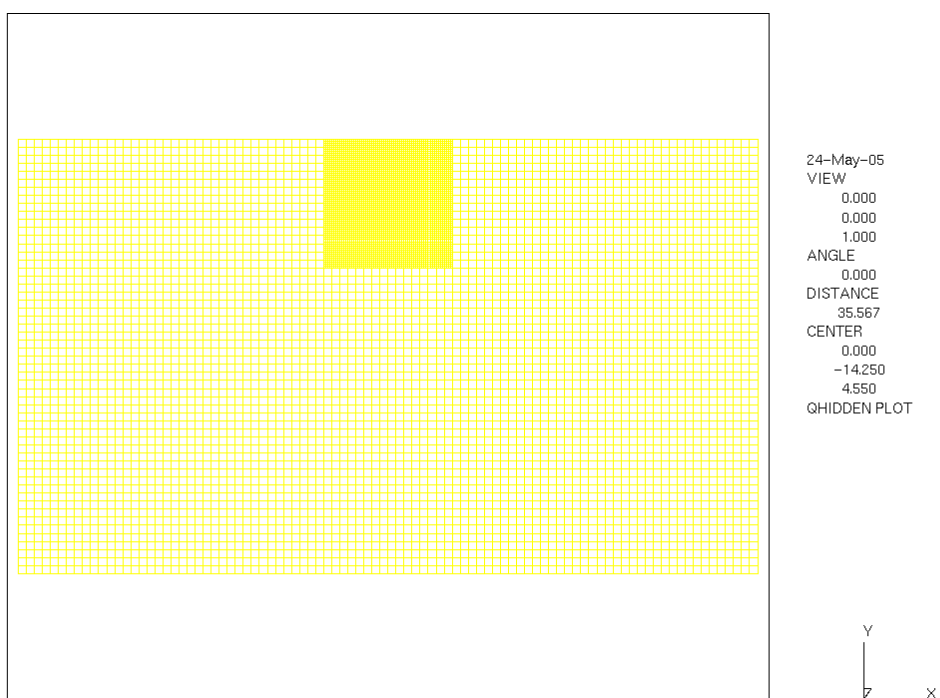


圖 4-59 隧道截面面積示意圖。

4-5 隧道流場流量比較。(依照不同 RPM，以及不同位置觀察。)

表 4-7 顯示，在隧道的四個不同位置，分別是截面 A、B、C、D，觀測其流量，探討流量與風扇轉速之間有何差異。

由表 4-7 得知，發現在同一轉速之下，隧道內四個截面的流量，其數值上大致相同，並沒有太大的差異。這樣的結果顯示了，在固定的風扇轉速之下，隧道內的各個截面流量相等，因此在隧道內被風扇直接吹出的流體會引導其他的流體（流體被動地被風扇吹出的流體），使得隧道內的流體（大型管道流）有一個固定的流量。

由表 4-8 得知，在隧道能夠通風的情況之下。風扇轉速和隧道截面的平均流量是成正比的。而 10rpm 的狀況之下，差別很大主要是因為隧道幾乎不能通風。所以差別頗大。



表 4 - 7 風扇轉速所對應的的隧道截面平均流量。

截面流量 轉速(rpm)	A	B	C	D
10	4.53731	4.5508	4.55104	4.55421
100	160.647	160.647	160.647	160.647
300	509.600	509.598	509.599	509.599
600	1023.86	1023.86	1023.86	1023.86
1000	1763.43	1763.42	1763.42	1763.42

表 4 - 8 風扇轉速 100rpm 的流量為基準，觀看其他轉速所引導的流量倍數

截面流量 轉速	A 截面流量	B 截面流量	C 截面流量	D 截面流量	以 100RPM 之截面 流量為基準
10 RPM	4.53731	4.55073	4.55109	4.55421	0.02834
100 RPM	160.647	160.647	160.647	160.647	1
300 RPM	509.600	509.600	509.598	509.599	3.1721
600 RPM	1023.86	1023.86	1023.86	1023.86	6.3733
1000 RPM	1763.43	1763.42	1763.42	1763.42	10.9769

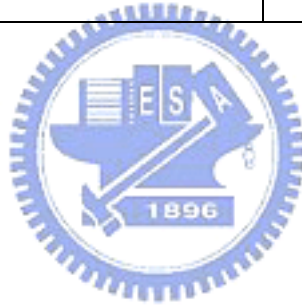
4-6 無因次式 Π_1 介紹

這整個風扇在隧道中流體的模擬，在流體方面分為兩類，第一類是風扇直接吹出的流體，第二類是被風扇直接吹出的流體所被動引導的流體。第一類流體很明顯地是由風扇所驅動的。因此從文獻中[1][2]找出因隧道風扇轉動的流體無因次式。 $\Pi_1 = \frac{\Delta P}{\omega^2 D^2 \rho}$ ，其中 ΔP 是風扇兩端的壓差、 ω 是風扇的轉速、 D 是風扇的直徑、 ρ 是流體的密度。(其中風扇的壓差 ΔP 是風扇入口處的平均壓力和風扇出口處的平均壓力兩個的差值)。

從表 4-9 中，是依據 5 個不同的風扇轉速整理的 Π_1 無因次參數表，以 300rpm 的 Π_1 值定為 1，來看與其他轉速的 Π_1 差值，結果發現到在 100rpm 時，差值為 2.044%、在 600rpm 時，差值為 0.557%、在 1000rpm 時，差值為 0.519%。另外在 10rpm 時，差值為 21.1581%。其中 10rpm 時，無因次式 Π_1 誤差較大，最主要是因為轉速不夠快，因為無因次式的成立，必須流體的 pattern 相似才可成立。所以，以一分鐘時間內轉 10 圈所引導的流場，和正常轉速風扇所引導的流場，其 pattern 是有相異之處，所以這就是無因次式 Π_1 在 10rpm 誤差會較大的一些原因。

表 4 - 9 無因次式 Π_1

X rpm	$\Pi_1 = \frac{\Delta P}{\omega^2 D^2 \rho}$	$\left(\frac{\Pi_1 X rpm - \Pi_1 300 rpm}{\Pi_1 300 rpm} \right) \times 100\%$
10	9.5887x10(-4)	21.1581%
100	8.076x10(-4)	2.044%
300	7.9142x10(-4)	1
600	7.9583x10(-4)	0.557%
1000	7.8731x10(-4)	0.519%



4-7 無因次式 Π_2 和 Π_3 介紹

無因次式 Π_1 ，主要是想知道多少的風扇轉速可以在風扇入口與出口處產生多少的流場壓力差值。另外於隧道加裝風扇，最初的始意也是希望能夠產生通風的效果，因此，在推導無因次式 Π_2 時，是希望能夠找出風扇壓差與隧道截面的平均速度有關係的式子。最初是利用因式分析來尋找的。如下

先列出幾個參數：

ΔP (風扇壓差)

l (隧道長度)

V_{tunnel} (隧道截面平均速度)

μ (流體黏滯力)

ρ (流體密度)

A_{fan} (風扇面積)

其單位是：

$$[\Delta P] = \left[\frac{M}{t^2 L} \right]$$

$$[l] = [L]$$

$$[V_{tunnel}] = \left[\frac{L}{t} \right]$$

$$[\mu] = \left[\frac{M}{L t} \right]$$

$$[\rho] = \left[\frac{M}{L^3} \right]$$

$$[A_{fan}] = [L^2]$$

$$\Pi_2 = [\Delta P^a l^b \rho^c V_{tunnel}] = [M^0 L^0 t^0]$$

$$\left[\frac{M}{t^2 L} \right]^a [L]^b \left[\frac{M}{L^3} \right]^c \left[\frac{L}{t} \right] = M^0 L^0 t^0$$



經過計算之後得到： $a = -\frac{1}{2}$ 。 $b = 0$ 。 $c = \frac{1}{2}$ 。

所以 $\Pi_2 = \left(\frac{\rho}{\Delta P} \right)^{0.5} V_{tunnel}$ ---這是經由無因次式推導而來的。

無因次式如雷諾數 $Re = \frac{\rho V^2 L^2}{\mu V L}$ ，是流體慣性力除以流體的黏滯力，由這樣的無因次式可以看出整體流體的 pattern。現在如果把分母改成風扇的推力 ($F_{\text{風扇推力}} = \Delta P \times A$) 試圖創造一個無因次式，得到：

$$\Pi_3 = \frac{\rho V_{tunnel}^2 l^2}{\Delta P \times A}$$

ρ - 流體密度。

V_{tunnel} - 隧道截面平均速度。

l - 隧道長度。

ΔP - 風扇壓差。

A - 風扇截面積。



這個式子的組成，是希望能夠找出有多少的風扇推力可以推動多少的流體。

另外，如果 Π_3 中的 l 和 A 為固定不變值的話，那麼恰巧和用因次分析所得到的無因次式 Π_2 成開平方關係， $\Pi_3 = \Pi_2^2$ -- 在 l 和 A 均為定值的情況之下。

因此，以無因次式 Π_3 依據不同的轉速所做成的表如表 4-10: 在表 4-10，以 300 RPM 之無因次式 Π_3 訂為 1，找出與其他風扇轉速之無因次式差值的百分比，發現到在 100 RPM 時，差值為 12.328%、在 600 RPM 時，差值為 0.385%、在 1000 RPM 時，差值為 8.347%。同時由表中可以發現到，在風扇轉速在 100~1000 RPM 這個範圍，其無因次式 Π_3 的結果，應是可以接受的。另外在 10rpm 的 Π_3 和其他較高的轉速的無因次式 Π_3 誤差太大，也是因為之前所說的，10rpm 所引導的流體 pattern 和較高轉速之下所引導的流體 pattern 差異太大，所以在做這個比較當然誤差太大。

表 4 - 10 無因次式 Π_3

X rpm	$\Pi_3 = \frac{\rho V_{tunnel}^2 l^2}{\Delta P \times A}$	$\left(\frac{\Pi_3 X rpm - \Pi_3 300 rpm}{\Pi_3 300 rpm} \right) \times 100\%$
10	4.861x10(-3)	94.09 %
100	0.072143	12.328 %
300	0.082288	1
600	0.082605	0.385 %
1000	0.089157	8.347 %

4-8 無因次參數分析

一般於管道流裡頭，要驅動流體的流動，最主要是靠流體於入口和出口處的兩端壓差所造成的影響，也就是 $\left(\frac{dp}{dx}\right)$ 的影響。因此本文也想探討隧道(大管道流)在入口以及出口的壓差，與風扇(驅動力)兩端壓差的比較。

從文獻[18]中得知 $\frac{\Delta P}{\rho} = f \frac{L U^2}{D 2g}$ ，此公式是用在 pipe flow 當中，其中 ΔP 是壓差， ρ 是流體的密度， f 是 friction factor， L 是 pipe 的長度， D 是 constant cross area pipe 的直徑， U 是平均速度， g 是重力。

由前 4-5 節所述，在風扇同一轉速之下，隧道的平均流量是一樣的(不管在隧道的不同位置的任一截面)，所以其平均速度也是不隨位置而變的(同一轉速之下)。因此 U 是使用隧道的平均速度， D 則是用隧道的水力半徑， L 為隧道的長度， ρ 為空氣密度， g 為重力， ΔP 為隧道壓差。以本文為例：

$$L = 324.4[m]、W = 17.25[m]、H = 10.125[m]、A = \text{面積}、P = \text{周長}$$

$$D = \frac{4A}{P} = \frac{4 \times 17.25 \times 10.125}{2 \times (17.25 + 10.125)} = 12.76[m]$$

$$\rho = 1.205 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$\mu = 1.81 \times 10^{-5} \left[\frac{kg}{ms} \right]$$

$$U_{10rpm} = 0.02176 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$Re_{10rpm} = \frac{\rho U_{10rpm} L}{\mu} = 18484$$

$$f = 0.025(\text{by_moody_chart}) \text{ --- 文獻[18]}$$

$$\Delta P_{10rpm} = \rho f \frac{L U^2}{D 2g} = 0.0001813 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$$

同理，以這樣的方法計算其他轉速的隧道兩端的差值。其結果如下：

$$\Delta P_{100rpm} = 0.117766 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$$

$$\Delta P_{300rpm} = 1.00186 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$$

$$\Delta P_{600rpm} = 3.6775 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$$

$$\Delta P_{1000rpm} = 10.21 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$$

整理如表 4-11，隧道入口出口的壓差是用隧道截面的平均速度去推導的，風扇進出口兩端壓力則是數值計算所得，此方式為方法 1。

另外，因為進入風扇和排出風扇的的流場是屬於漸縮漸闊的方式流動，所以隧道內進出口壓差的模擬，以漸縮漸闊管的壓差(風扇附近流體)和漸縮漸闊管的入口與出口的一半為管道半徑計算壓差(直管道壓差，負責帶動隧道入口與出口的流體壓差)，如圖 4-60，為流體漸縮漸闊的示意圖型，圖 4-61 則是在類似漸縮漸闊管的 A 與 B 的位置處，以這樣的半徑為直管產生的流體壓差，和漸縮漸闊管的壓差相加。

從參考文獻[18]中，查得漸縮漸闊管壓差公式 $h_{lm} = K \frac{U^2}{2}$ ，因此以 10rpm 為例，漸縮管的部分的壓降。

R_1 = 隧道水力半徑；

R_2 = 風扇入口直徑；

$$Area_{ration} = \frac{A_2}{A_1} = \left[\frac{R_2}{R_1} \right]^2 = \left[\frac{3}{12.76} \right]^2 = 0.0552$$

$K = 0.5$ --- 文獻[18]

$U = 0.30435$ (風扇入口速度)

$$h_{lm}(contraction) = 0.5 \times \frac{0.30435^2}{2} = 0.0231$$

同理，把風扇出口處的流體視為 expansion 的流體。以這樣的形式計算壓差

$$Area_{ratio}(\text{expansion}) = \frac{A_1}{A_2} = \left[\frac{R_1}{R_2} \right]^2 = \left[\frac{3}{12.76} \right]^2 = 0.0552$$

$K = 0.95$ --- 文獻[18]。

$U = 0.32062$ (風扇出口速度)

$$h_{lm}(\text{expansion}) = 0.95 \times \frac{0.32062^2}{2} = 0.0488$$

所以，把風扇入口與出口附近的流體看成見縮見闊管，所產生的壓差為：

$$h_{lm}(\text{total}) = 0.0231 + 0.0488 = 0.0719$$

$$\Delta P(\text{contraction} - \text{expansion}) = h_{lm}(\text{total}) \times \rho = 0.0719 \times 1.205 = 0.0866 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$$

另外，以漸縮管的入口處的一半位置和漸闊管的出口的一半位置為一假設管道的直徑，計算這樣管道的流體壓差。

這樣的管道入口速度是用隧道的入口速度和風扇的入口速度的平均值；同樣的這樣的管道出口速度是用隧道的出口速度和風扇的出口速度的平均值。

其中

$$U_{inlet} = 0.1712 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$U_{outlet} = 0.1629 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$U_{avg} = \frac{U_{inlet} + U_{outlet}}{2} = 0.16705 \left[\frac{m}{s} \right]$$

另外這樣的管道的特徵長度是使用隧道的水力半徑和風扇直徑的平均值所定義而成的。

$$L = \frac{(12.76 + 3)}{2} = 7.88 [m]。所以這樣管道的雷諾數為$$

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} = \frac{1.205 \times 0.16705 \times 7.88}{1.81 \times 10^{-5}} = 87635$$

$$f = 0.0158$$

$$\Delta P_{tunnel} = \rho f \frac{L}{D} \frac{U^2}{2g} = 1.205 \times 0.0158 \times \left[\frac{324.4}{7.88} \right] \frac{0.16705^2}{2 \times 9.81} = 0.0109 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$$

亦即，隧道的壓差=見縮漸闊管的壓差 + 假設管道壓差。

$$\Delta P_{10rpm} = \Delta P + \Delta P_{tunnel} = 0.0866 + 0.0109 = 0.0975 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$$

因此，以這樣的方式去計算其他轉速所引導的隧道壓差。此為方法 2。

$$\Delta P_{100rpm} = 10.2605 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$$

$$\Delta P_{300rpm} = 92.0046 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$$

$$\Delta P_{600rpm} = 364.3343 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$$

$$\Delta P_{1000rpm} = 1012.56205 \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$$

因此以這兩種方法來計算隧道的壓差，並以風扇入口出口的壓差來做個比較，如表 4-12。發現到不管是方法 1 還是方法 2，其明顯的特徵皆是隨著轉速加大其隧道的壓力差亦隨之加大。同時亦發現方法 2 所算出來的數值，也較接近風扇的壓差。這是因為方法 2 所用的流體分為漸縮與漸闊（在風扇附近）與流通過隧道的流體（類似直管道），所以由方法 2 所引導出來的答案也較為接近風扇的壓差。



表 4 - 11 風扇壓差與隧道壓差

Fan RPM	Fan $\Delta P \left[\frac{kg}{ms^2} \right]$	Tunnel pressure drop $\left[\frac{kg}{ms^2} \right]$
10	0.095887	0.0001813
100	8.076	0.117766
300	71.228	1.00186
600	286.499	3.6775
1000	787.31	10.21

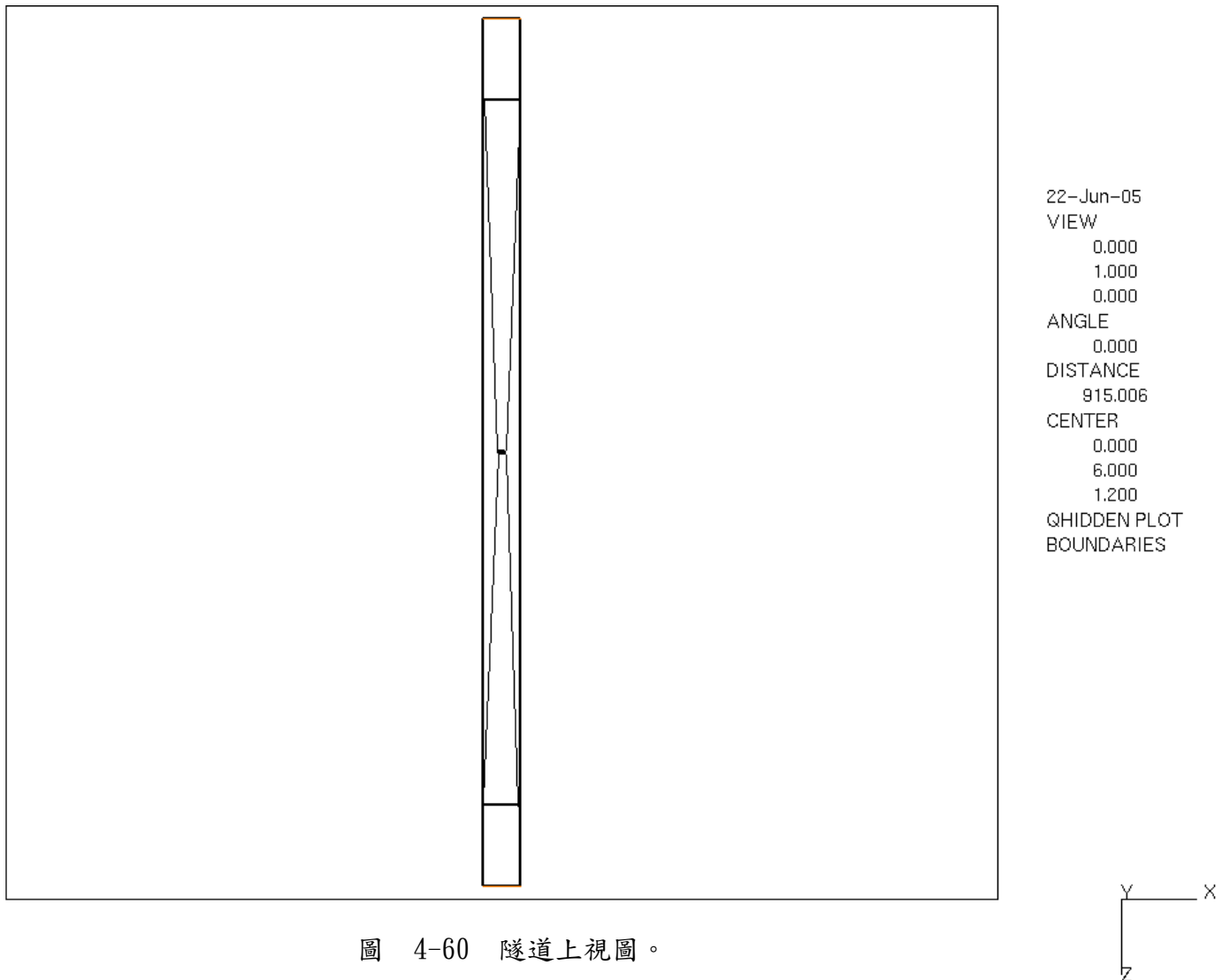


圖 4-60 隧道上視圖。

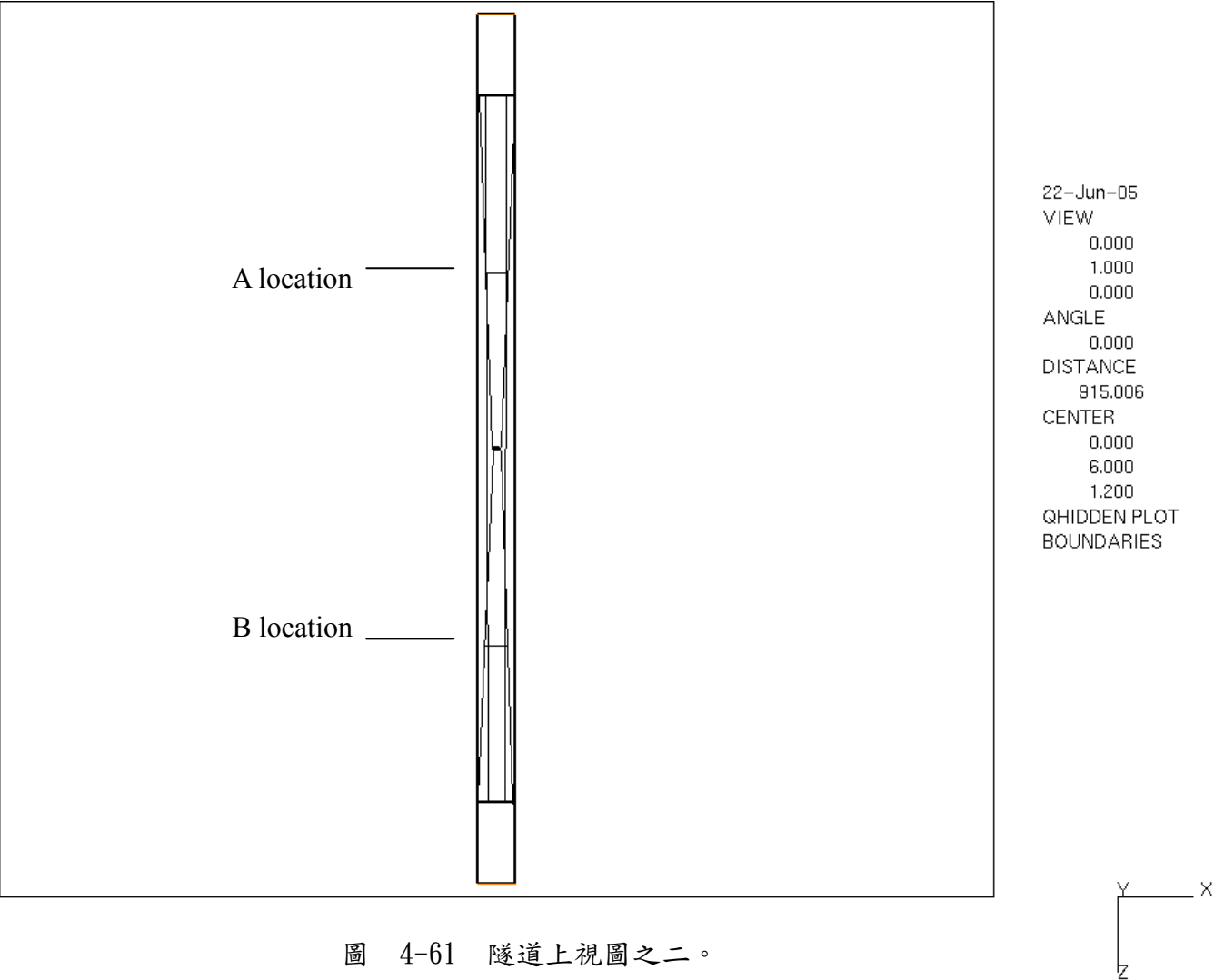


圖 4-61 隧道上視圖之二。

表 4 - 12 風扇壓差與隧道壓差之二

Fan RPM	Fan ΔP	Tunnel pressure drop (方法 1)	Tunnel pressure drop (方法 2)
10	0.095887	0.0001813	0.0975
100	8.076	0.117766	10.2605
300	71.228	1.00186	92.0046
600	286.499	3.6775	364.3343
1000	787.31	10. 21	1012.56205



4-9 雙風扇之隧道流場

增加隧道內的流場，除加強風扇轉速之外，增加風扇個數亦是解決方法。

以下就以雙風扇置於隧道的流場分佈圖，以及雙風扇與單風扇於隧道產生之流場截面的流量做一個比較。

下圖 4-62 是雙風扇的模型圖，風扇分別各置於平均隧道(1/3)處。兩個風扇轉速相等，都為 100RPM。

圖 4-63 是雙風扇模擬的結果，於隧道中間的速度橫切圖。由 FAN 1 附近的流場可以發現到在 FAN 1 下方的流場(被 FAN 2 引導吸引的流場)，比 FAN 2 下方的流場速度大了一些。而圖 4-64 是單一風扇在 100RPM 於隧道內的速度橫切圖(隧道中間速度橫切圖)，從圖 4-63 的 FAN 1 附近流場與圖 4-64 的風扇附近流場來比較(兩個風扇轉速都是 100RPM)，在圖 4-63 FAN 1 下方的流場速度值很明顯比圖 4-64 的風扇下方流場速度值大的多，且範圍加大。這是速度圖形的比較。這主要的原因也是有風扇 2 的幫忙(圖 4-63)。

接下來，來比較單一風扇(轉速為 100RPM)於隧道與雙風扇(轉速皆為 100RPM)於隧道內，所產生的流場流量值比較。

從表 4-13 可以發現到，在單一風扇的隧道內，被風扇(100RPM)主動吹出的流體流量約為 29.3551，而被風扇主動吹出的流體所被動引導的流體流量約為 131.292，其主動吹出與被動引導的流體流量比值約 $\left(\frac{29.3551}{131.292}\right) \cong 0.22358$ 。

而在雙風扇的隧道流場，其主動吹出與被動引導的流體流量比值約 $\left(\frac{29.5704}{176.098}\right) \cong 0.1679$ 。這樣顯示了加裝雙風扇比單一的風扇(在固定轉速為 100RPM 情況之下)，其無風扇截面的流量加大，亦增加隧道內的截面的平均流量，使得隧道內的通風量提高。

雙風扇的截面平均流量與單風扇的截面平均流量比值， $(205.668/160.647=1.28)$ ，因此加裝風扇大概使整個隧道截面的平均流量增加了 1.28 倍左右。

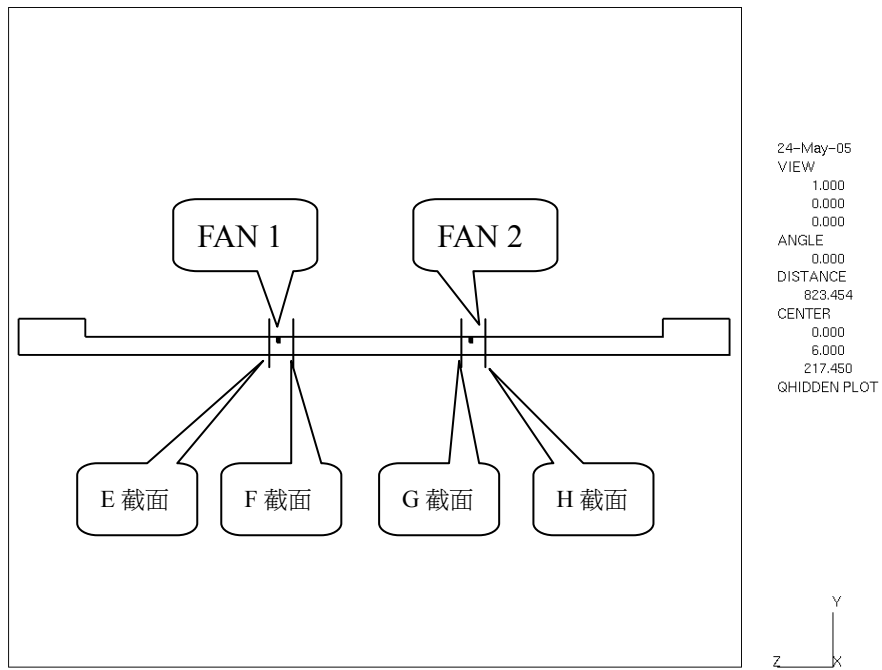


圖 4-62 雙風扇模型

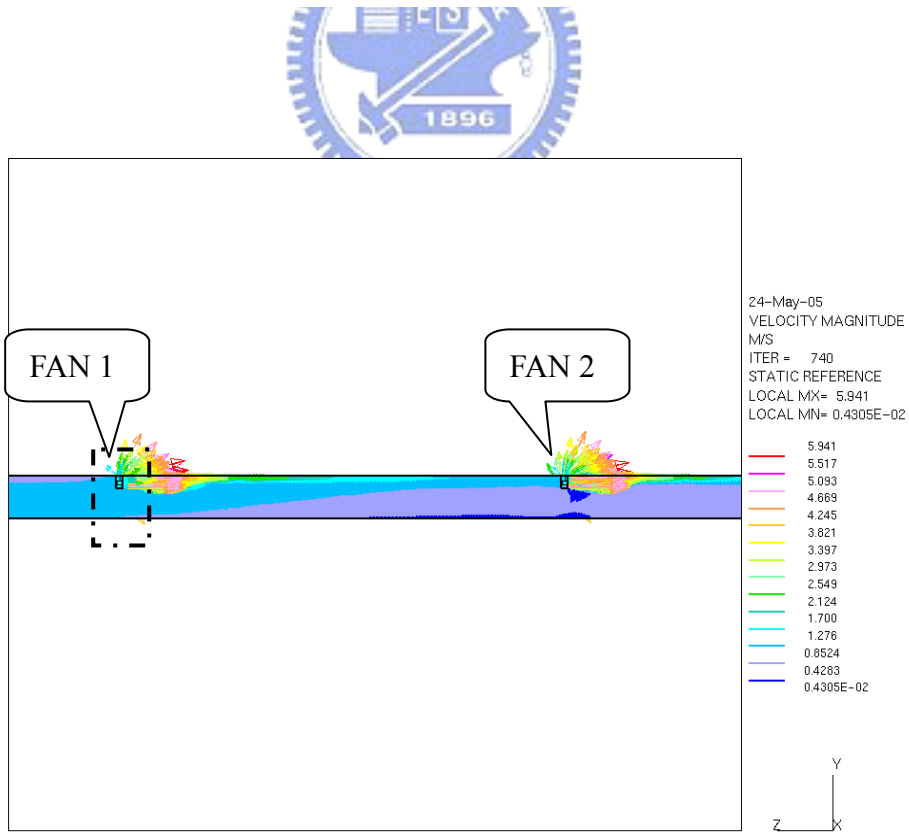


圖 4-63 以(0,0,0)為中心，從 X 方向觀看流場---雙風扇

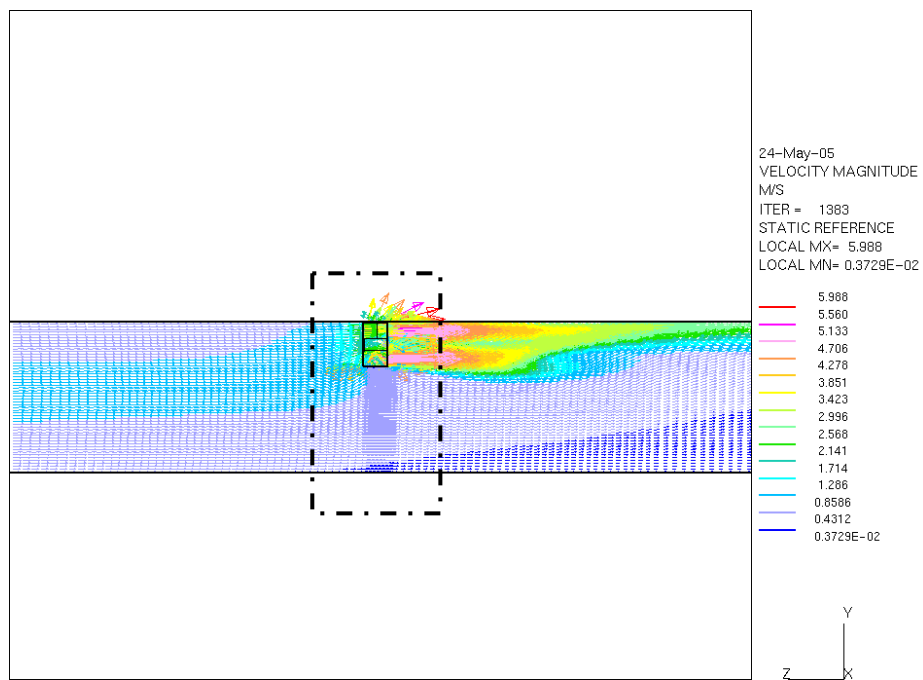
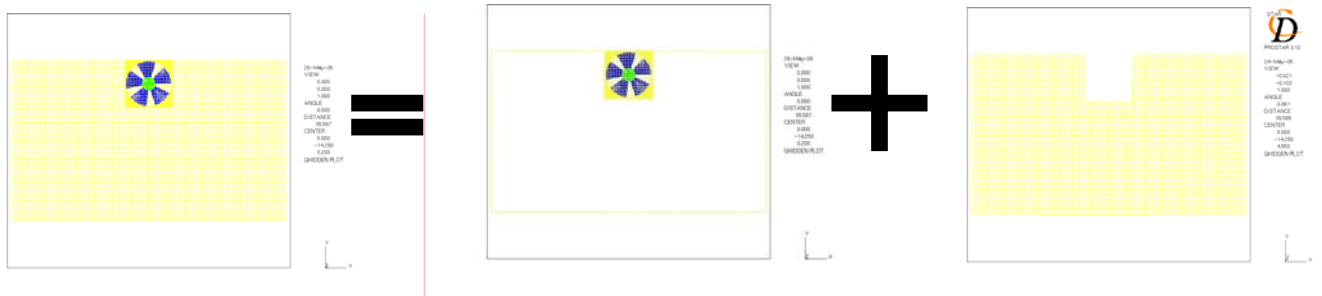


圖 4-64 以(0,0,0)為中心，從 X 方向觀看流場---單一風扇



$$(\text{全截面})_{\text{flux}} = (\text{風扇區域})_{\text{flux}} + (\text{無風扇截面})_{\text{flux}}$$

圖 4-65 隧道截面流量為風扇區域和無風扇截面的流量相加示意

表 4-13 轉速於 100RPM，隧道截面平均 flux 值，與隧道風扇壓差

100 rpm 隧道流場平均 Flux $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{S}} \right]$					
單一風扇		雙風扇			
Fan 前(B 截面)		Fan 1 前(E 截面)		Fan 2 前(G 截面)	
全截面 (=風扇區域+ 無風扇截面)	160.647	全截面 (=風扇區域+ 無風扇截面)	205.668	全截面 (=風扇區域+ 無風扇截面)	205.669
風扇區域	29.3551	風扇區域	29.5704	風扇區域	29.3069
無風扇截面	131.292	無風扇截面	176.098	無風扇截面	176.361
100 rpm 隧道風扇壓差					
風扇入口與 出口壓差	風扇入口:-7.9190	FAN 1	風扇入口:-9.8555	FAN 2	風扇入口:-7.8363
	風扇出口:-2.4022	風扇入口與	風扇出口:-2.7318	風扇入口與	風扇出口:-2.4746
	風扇壓差:5.5168	出口壓差	風扇壓差:7.1237	出口壓差	風扇壓差:5.3617

由表 4-13 中，可以發現到如果只有一個風扇置於隧道內，其壓差是 $5.5168 \left[\frac{kg}{mS^2} \right]$ ，但如果隧道內加裝兩個風扇，則發現到 Fan 1 壓差為 $7.1237 \left[\frac{kg}{mS^2} \right]$ ，Fan 2 壓差為 $5.3617 \left[\frac{kg}{mS^2} \right]$ ，總的來說，雙風扇在隧道裡頭的壓差總共是 $7.1237 + 5.3617 = 12.4854 \left[\frac{kg}{mS^2} \right]$ 。和只有一個風扇的壓差提高了 $\frac{12.4854}{5.5168} \cong 2.2631$ 倍。所以串聯風扇明顯地是有加大壓力的幫助。



4-10 風扇下方一熱源模擬

圖 4-66 為在風扇的前下方處置一熱源，以每秒 5m/s 的速度往上衝，溫度是 100 度。模擬風扇的影響熱空氣範圍。

圖 4-67 是從側面來看整個溫度場，發現到熱流從隧道下方往上衝至頂，之後往兩旁散去，同時這樣往上衝的熱氣，亦帶動了周遭兩旁較冷的空氣。由於風扇在隧道內的驅動，所以整體流體會很自然地往隧道的出口移動(右方)，所以自然而然地，熱氣變慢慢地往右移動。而圖 4-68，則是在風扇前的整體截面溫度圖形，可以發現，較熱的熱氣環繞在頂部，而整個截面的溫度場也因為在中間有熱氣往上衝，因此兩旁也呈現對稱的溫度分佈。而這樣的流場，經過風扇的旋轉之後，變成如圖 4-69 所示，基本上溫度的分佈也是呈兩邊對稱分佈，不過在風扇處的溫度分佈，卻是比較高溫氣體在風扇的右下方處如圖 4-69，而不是在隧道的頂部。最主要是因為風扇在 100RPM 時，經過風扇的側面長度剛好會落在風扇的右下方處，此現象可用下述方法來驗證。



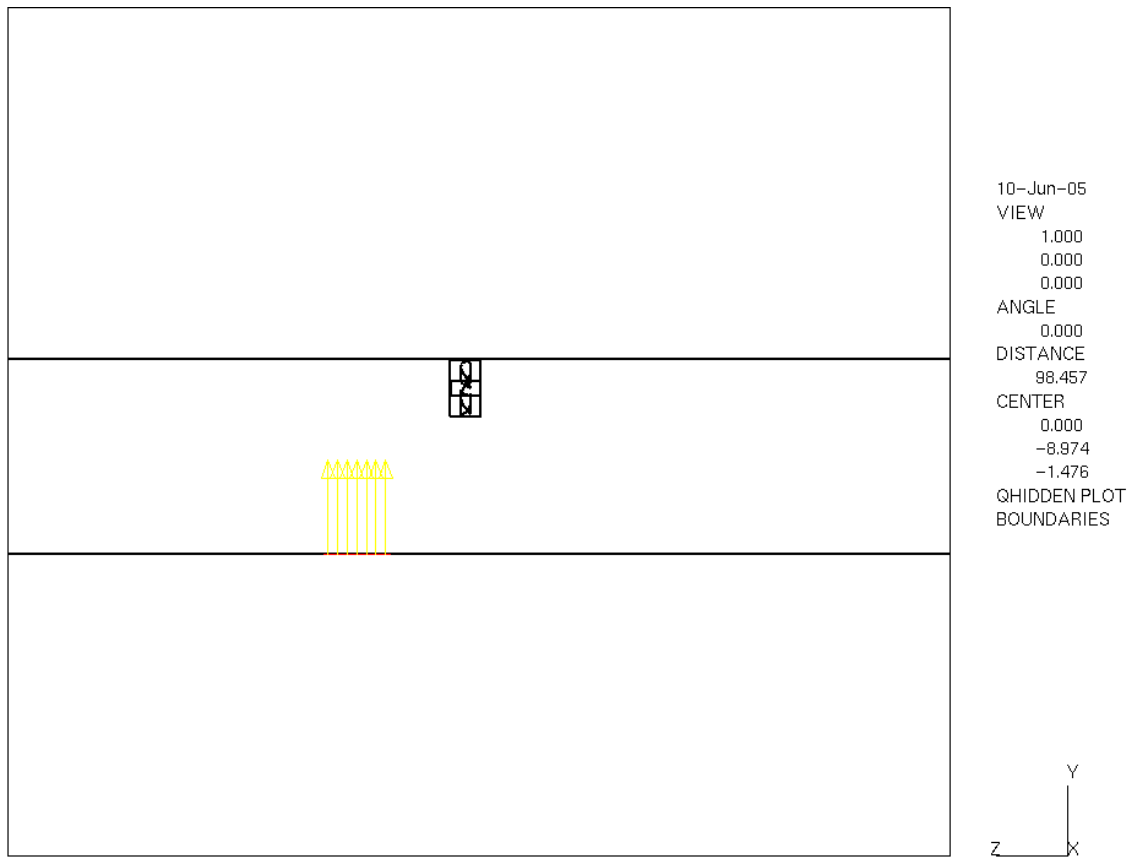


圖 4 - 66 攝氏 100 度的熱源，以 5m/s 速度往上。

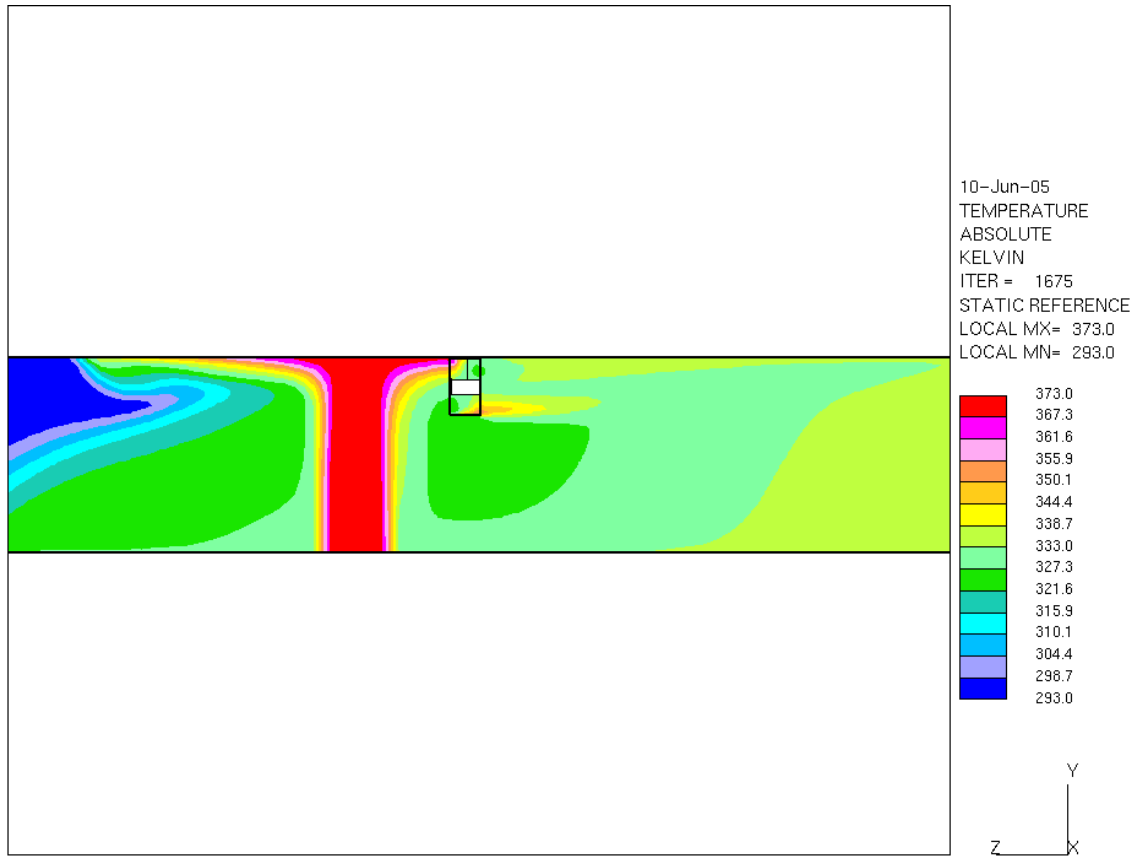


圖 4 - 67 以(0,0,0)為中心，從 X 方向觀看溫度場

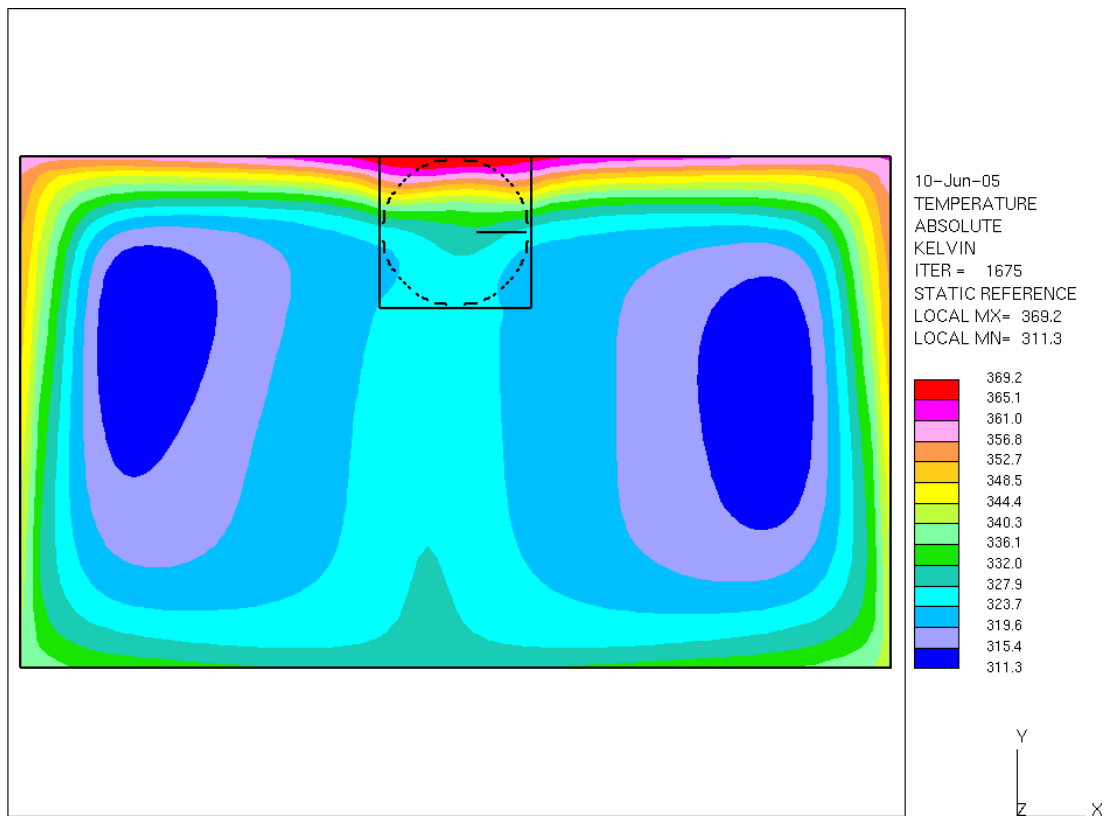


圖 4 -68 以(0,0,0)為中心，從 Z 方向風扇入口處觀看溫度場

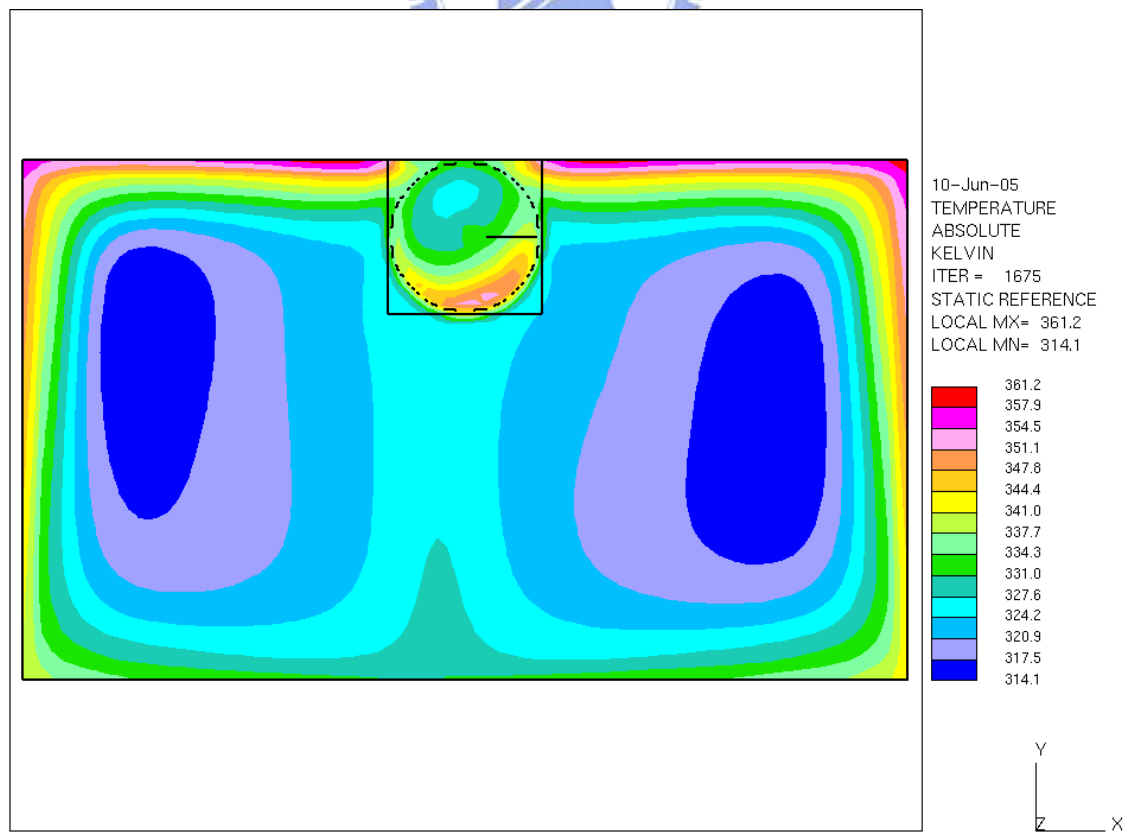


圖 4 - 69 以(0,0,0)為中心，從 Z 方向風扇出口處觀看溫度場

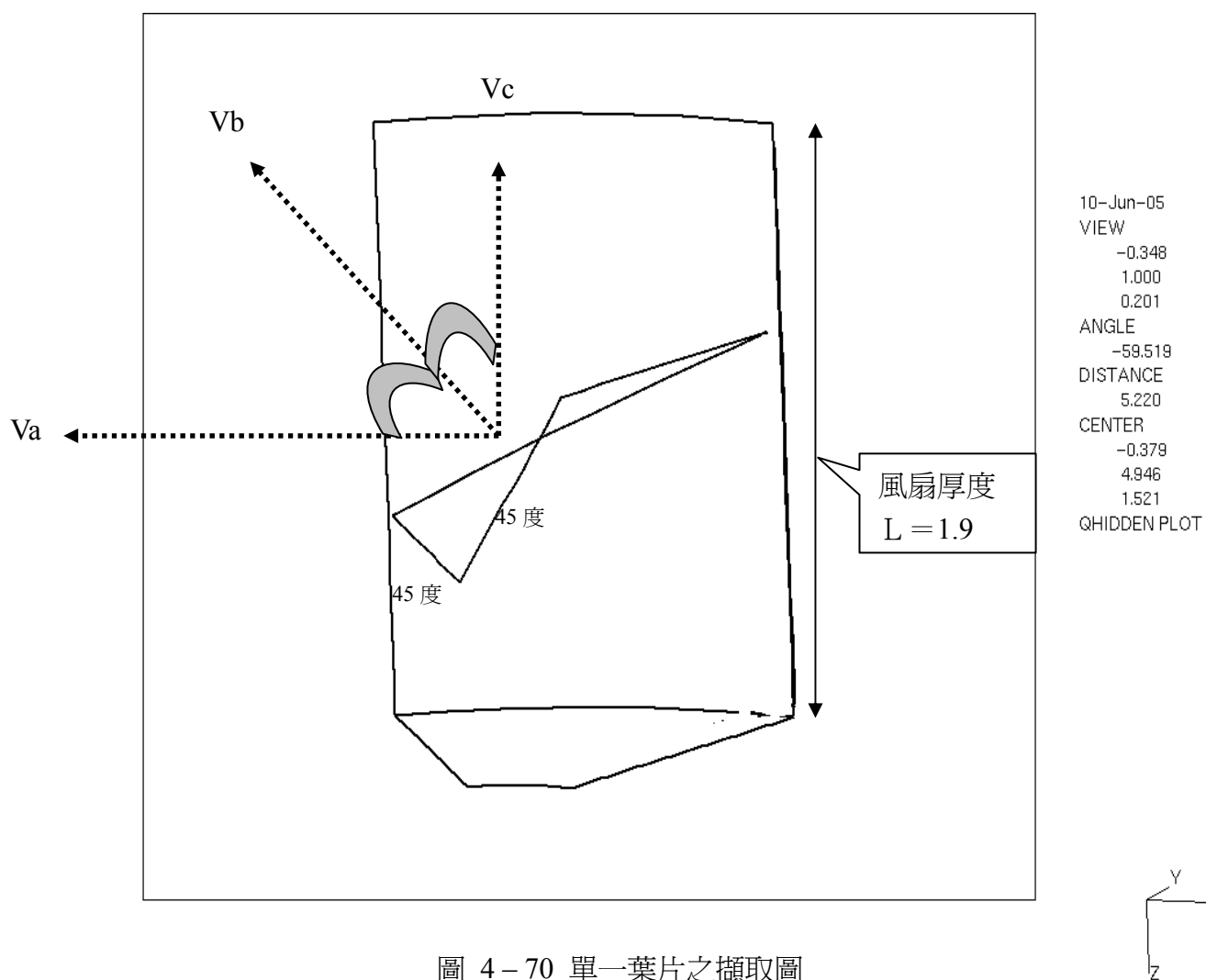


圖 4-70 單一葉片之擷取圖

以圖 4-70 來看，風扇轉速 100RPM 而言，旋轉一圈所需時間為 0.6s。R(風扇半徑)=1.47m。Va 為以半徑 R 的旋轉的速度。Vb 為以 Va 速度換算成葉片推動流體的速度。Vc 則為流體通過風扇的速度。其中 L=1.9[m]，為風扇厚度。

$$V_a = R\omega = 100/60[\text{rev/s}] \times 1.47[\text{m}] = 2.45[\text{m/s}]$$

$$V_c = V_a (\cos 45) = 2.45 \times (\cos 45) = 1.725 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$\text{所以，流體流過風扇的時間} = \frac{L}{V_c} = \frac{1.9[\text{m}]}{1.725 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]} = 1.10(s)。$$

因此，利用風扇轉一圈 360 度需要花費 0.6(s)的時間。

去做對應：

$$\frac{360(\text{度})}{0.6(\text{s})} = \frac{x(\text{度})}{1.10(\text{s})}，\text{結果 } x = 660 \text{ 度} = 2 \times \frac{330}{1} \text{ 度} \text{ (參考圖 4-71)。因此這樣溫}$$

度的流體，如果要花費 1.10 秒來通過風扇的話，必須在風扇裡頭，待 2 圈後的旋轉，在 330 度的地方，離開風扇。上述計算結果，和計算所得的圖形，兩相對應，發現兩現象極為吻合。

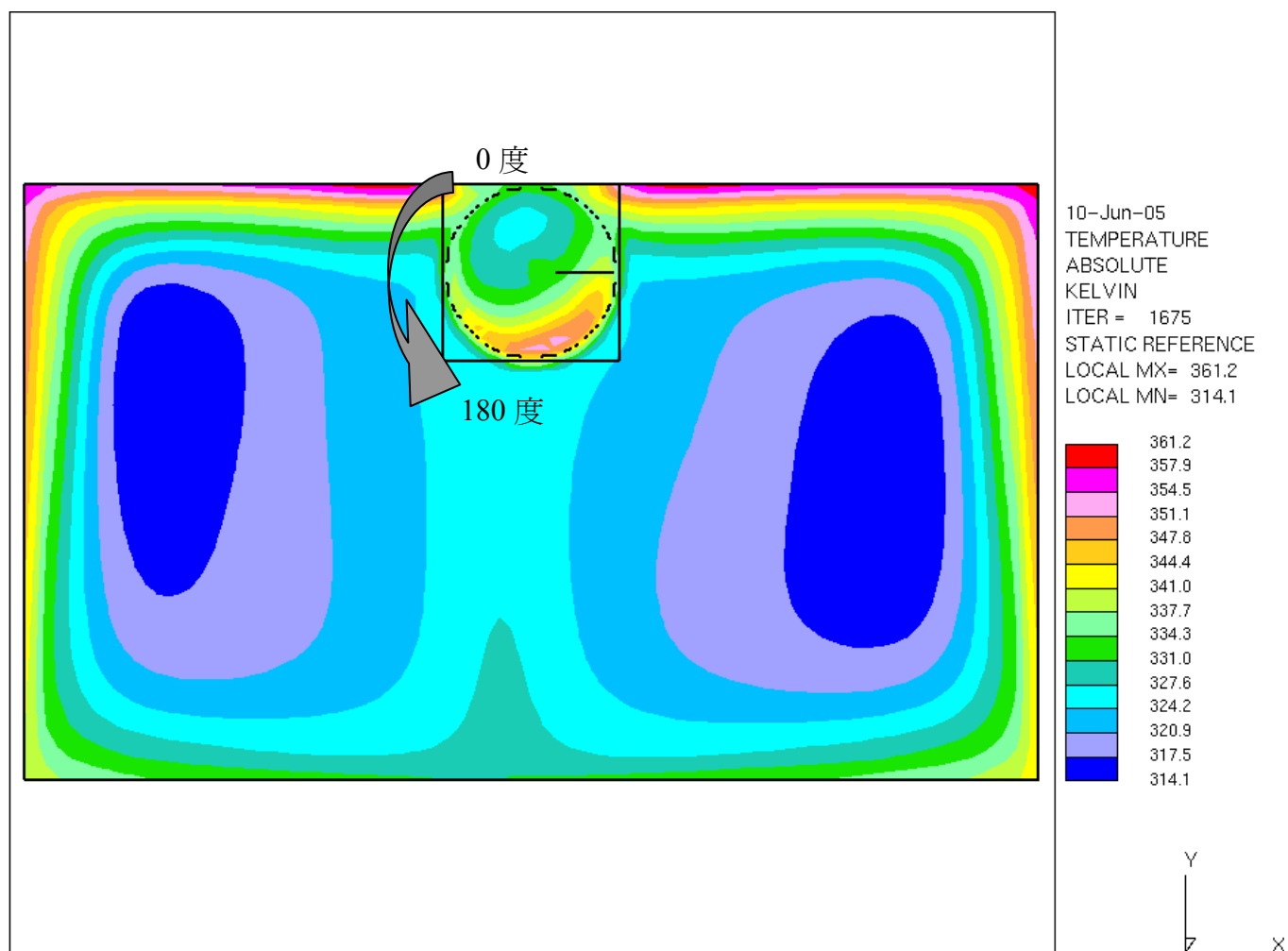


圖 4-71 以(0,0,0)為中心，從 Z 方向風扇出口處觀看溫度場

4-11 風扇下方一熱源模擬(熱源速度 $V=0.5$ 往上)。

圖 4-72，在風扇的前下方處置一熱源，以每秒 0.5m/s 的速度往上衝，溫度是 100 度。模擬風扇的影響範圍。

結果亦如圖 4-73、圖 4-74、圖 4-75 所示。

圖 4-73 是由隧道的側面來看溫度場、圖 4-74 是在風扇的入口處觀看由隧道截面來看溫度場、圖 4-75 是由風扇的出口處由隧道截面來看溫度場。

在圖 4-73 中發現到，整個熱源因為隧道通風的帶動，因此溫度源的熱度因為風扇推動流場的緣故，慢慢地由左方往右方移動，另外因為熱源的速度給定是 0.5m/s 往上，速度小於前節的速度($v=5\text{m/s}$)，造成整個高溫往上衝，而是呈現出往上的速度和風扇所帶動的流體速度彼此之間呈現一個穩態的平衡狀態，這樣的結果並沒有使高溫的流體衝到隧道的頂部。

在圖 4-74 中亦發現到整個較高溫的面積亦只有中間的部分，而圖 4-75 也亦如是。另外把圖 4-74 與圖 4-75 兩張圖比較亦發現到，兩張差異並不大，唯一的差異是在接近風扇處的流場，在圖 4-74 中因為在風扇的前方，因此，由圖 4-74 來看可以發現到，其靠近風扇下方的溫度場，並沒有像圖 4-75 溫度場較大，這是因為隧道通風的效應，使得在隧道內的流體(圖 4-74)，因為風扇的帶動，使得流體接往右方(出口處)帶動，整個熱氣的分佈範圍變大(圖 4-75)。

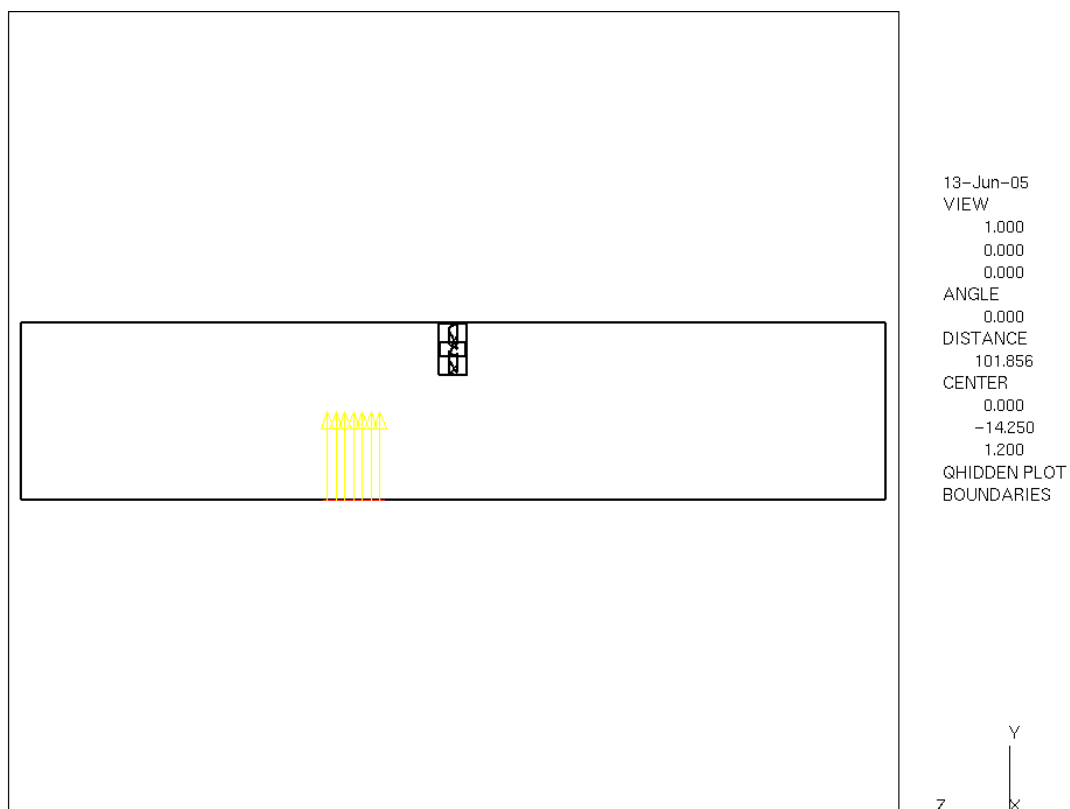


圖 4 – 72 以攝氏 100 度的高溫以速度 0.5m/s 往上

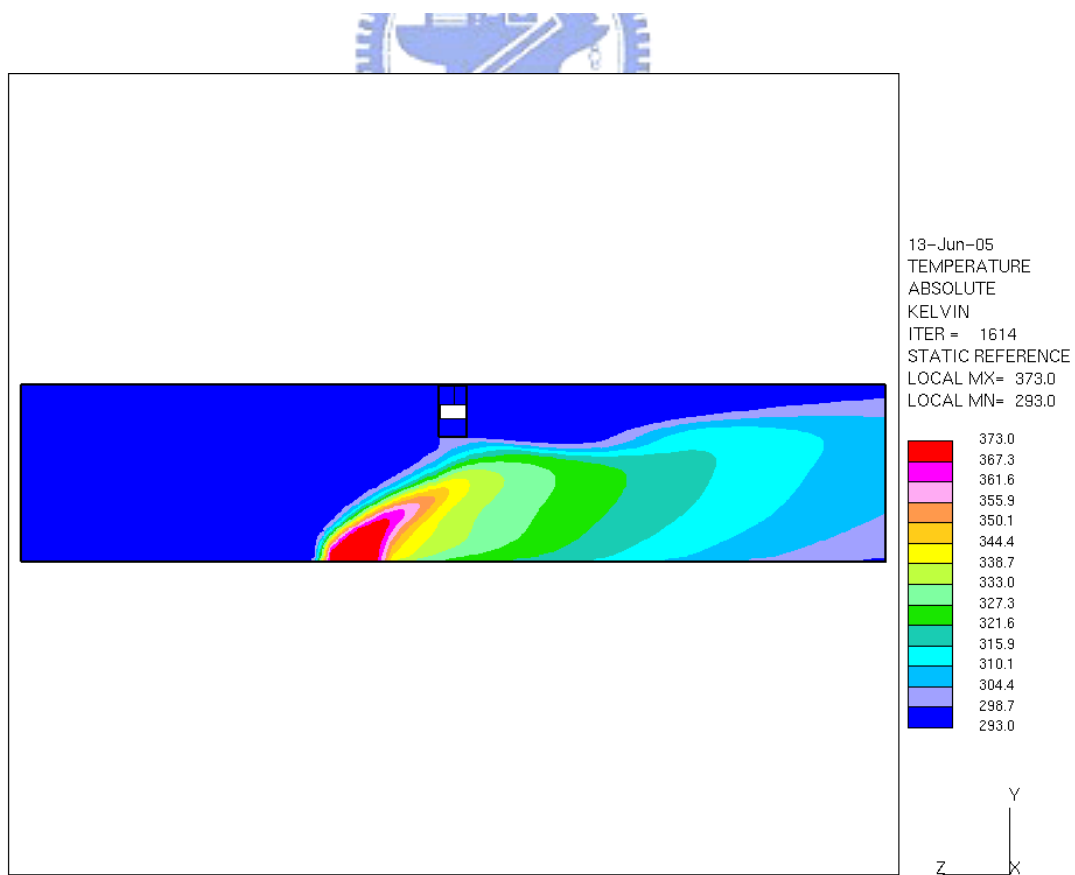


圖 4 – 73 以(0,0,0)為中心，從 X 方向觀看溫度場

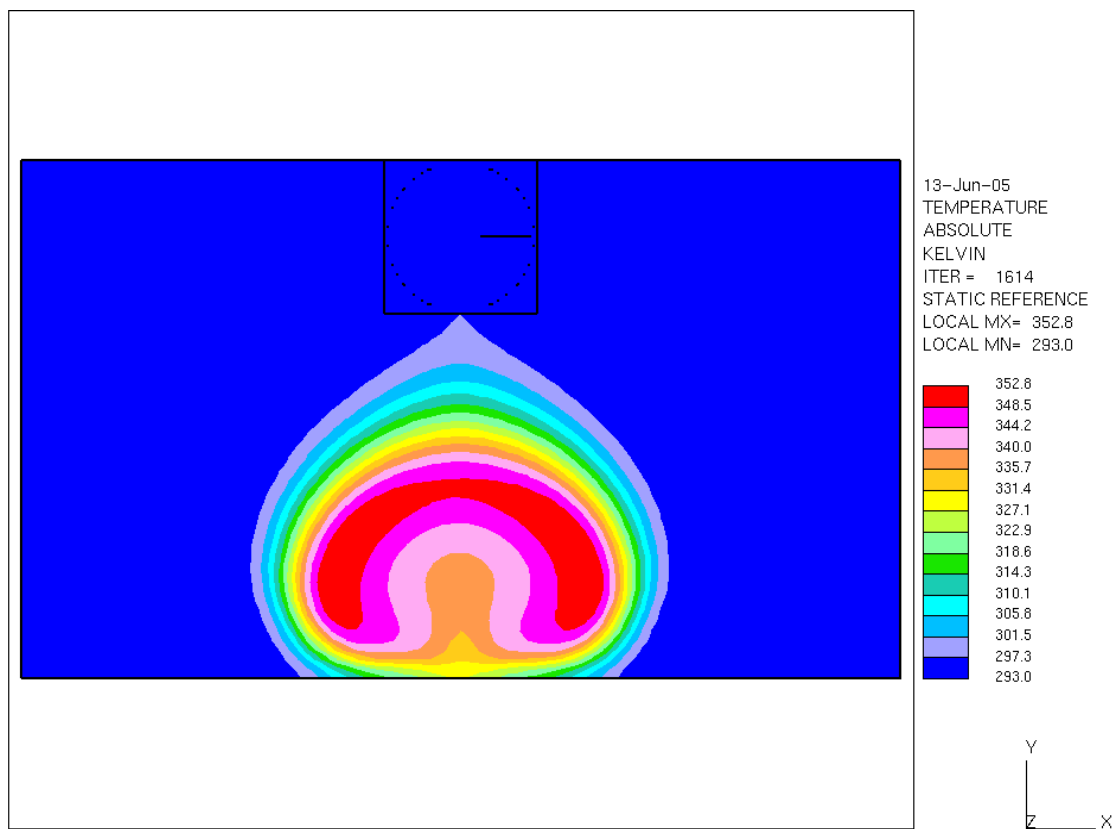


圖 4-74 以(0,0,0)為中心，從 Z 方向風扇入口處觀看溫度場

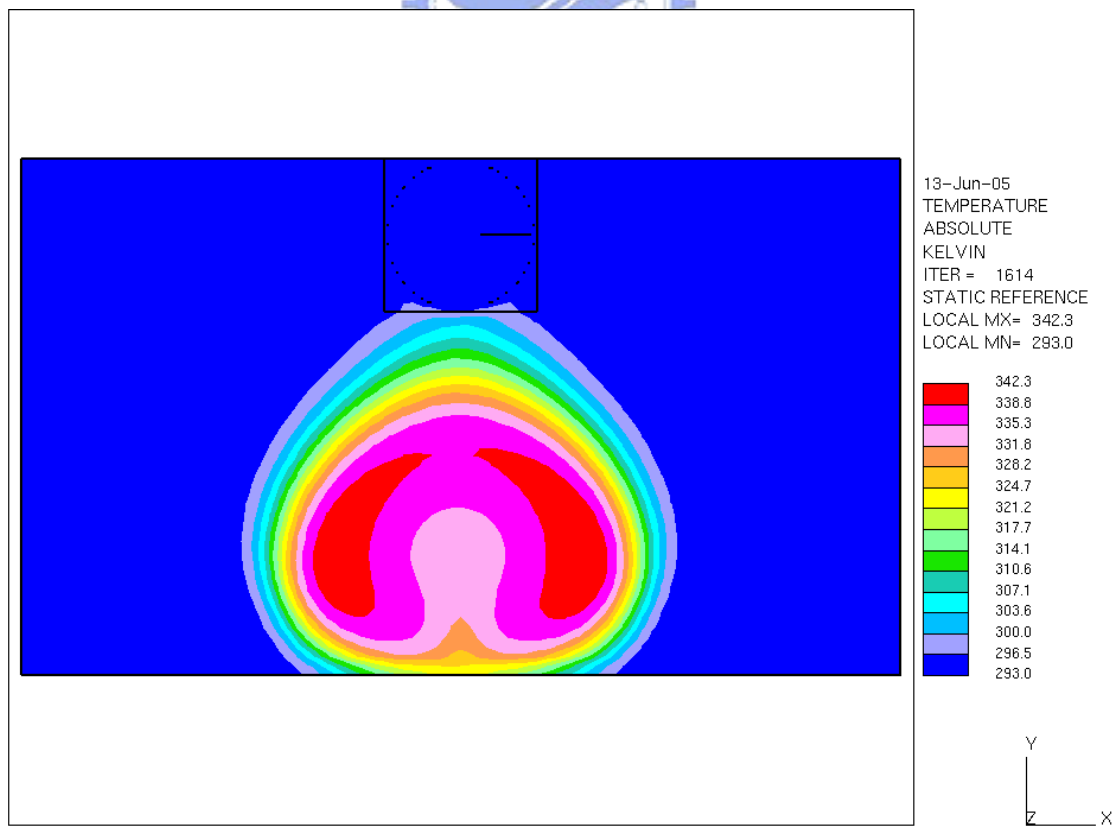


圖 4-75 以(0,0,0)為中心，從 Z 方向風扇出口處觀看溫度場

第五章 結論與建議

5-1 結論

風扇對隧道內流場的影響與效率，本文利用數值模擬計算分析之，得到風扇在長隧道裡通風的一些特徵：

1. 流體經由風扇的旋轉帶動，由入口處進入風扇到出口處，會使流體的壓力加大。
2. 流體在風扇的入口處與出口處的壓力分佈圖形和風扇的葉片的分佈，有明顯的關係，彼此之間呈現週期性地變化。
3. 在單一風扇，如果提高轉速，隧道截面流量也會隨之增大，因此隧道截面流量是單純地由轉速的大小所決定的。另外風扇轉速在 100~1000 RPM 轉速範圍內，其風扇轉速和平均隧道截面流量幾乎成線性關係。
4. 隧道內的流場隨著風扇的轉速加大，所牽引的流場由趨向大。目前把隧道內的被牽引的流體分成兩類：(a)是直接由風扇轉動帶動的流體。(b)被動牽引帶動的流體——這是受(a)直接由風扇吹動的流體所帶動的流體。
5. 隧道內的流體行為，如圖 5-1 和圖 5-2 所示：

由圖 5-1 可以知道流體在進入隧道入口處時，在隧道截面的下方處是速度較大的，越往風扇入口處接近，速度較大的區域便開始往隧道截面的上方中央處移動，最主要是因為風扇是置於隧道中央頂部處，因此隨著越接近風扇的位置，速度較大的區域會越往風扇位於的高度移動，也可以說在流體在接近風扇入口處時，流場速度與流場分佈是以類似漸縮管狀的被牽引入風扇內。這是從隧道的入口到風扇的入口這一段距離，流場的行為。另外在風扇出口到隧道出口這一段距離的流場行為，亦如圖 5-2 所示：被風扇吹出的流體是速度值最大的，因此速度值較大的區域是在隧道的頂部，隨著吹出的距離加大，速度值較大的流場漸漸地往隧道兩旁開展，最後也是撞倒牆壁，然後依然沿著隧道出口移動，同時在隧道牆壁兩端速度較大的流場也開始往隧道截面的中央處移動，造成像壓擠的感覺出現，之後在隧道截面的兩旁是速度值較大的區域，而在隧道截面的中間，流場速度則較小。另外由隧道入口截面的速度分佈來看可以明顯地發現到速度值較大的區域是在隧道截面的下方處，且在同一截面也有速度差值的現象。此一結果與參考文獻[15]所假設的入口條件，均為固定流量，有很明顯的不同。

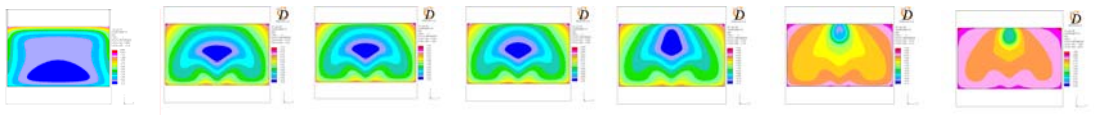


圖 5-1 由左而右為從隧道入口處到風扇入口處之隧道截面流量圖

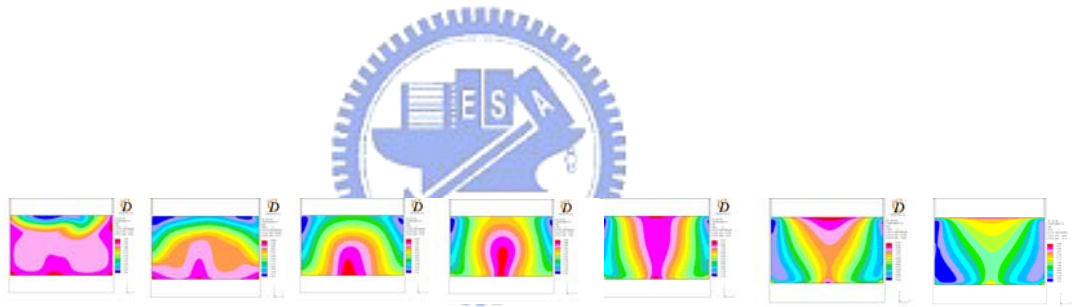


圖 5-2 由左而右為從風扇出口處到隧道出口處之隧道截面流量圖

6. 在隧道通風裡使用單一風扇狀態之下，可以使用兩個無因次參數。

(a) $\Pi_1 = \frac{\Delta P}{\omega^2 D^2 \rho}$ 在本文的研究轉速範圍內(100~1000 RPM)，幾乎為常數。

$$(b) \Pi_3 = \frac{\rho V_{tunnel}^2 I^2}{\Delta P \times A}$$

其主要的物理意義是要推動多少的空氣慣性力必須使用到多大的風扇推力。而由這樣的無因次式，在隧道長度不變、流體密度不變、風扇面積不改變的狀態之下，可以找到風扇兩端壓差和隧道截面平均流量的關係。

(c) 無因次式 $\Pi_3 = \frac{\rho V_{tunnel}^2 I^2}{\Delta P \times A}$ 的數值在研究範圍 100~1000 其差值並

不大，因此在隧道長度不變、流體密度不變、風扇面積不改變的狀態之下，可以知道隧道通風效果(隧道平均流量)受限於風扇的效果(壓差)，這也印證參考文獻[4]中，風扇產生的效果，決定於所帶動的空氣流量，以及風扇入口與出口端的壓差。由這個式子也可以直覺地印證了風扇轉動越快可帶動的空氣流體越多。

7. 在計算隧道流場壓差時，把隧道流場當作漸縮漸闊管流場和直管道流場這兩個所產生的壓差計算，發現到其壓差範圍和風扇的壓差是同一個等級的(order)

8. 加裝雙風扇的效果，在兩個風扇轉速均為 100RPM 情況之下，其隧道內的隧道截面平均流量可以提升 1.28 倍。目前加裝雙風扇的效果很明顯地可以知道有二：(a)擴大隧道內流體被引響的範圍。(b)平均隧道截面的流量提高，在兩個風扇轉速皆為 100RPM 的狀態下，比起一個風扇(也為 100 RPM)在隧道內，是提高了 1.28 倍。

5-2 建議

1. 目前這個隧道風扇的模擬，在風扇的模型是使用理想的模型(葉片厚度均一)來模擬的，而目前也有方法可以直接使用真正的風扇模型來做整個隧道通風的模擬，不過礙於時間的關係，所以無法完成。
2. 這整個隧道通風的模擬在其建模的過程當中就有其困難度與複雜性，且運算的時間平均一個 case 也需花費 2~3 天的時間才能知道其結果。目前解決的辦法有加裝 star cd 的平行運算可以解決在運算上所花費的時間。另外像是建模的軟體可以使用 gambit 來減輕建模的複雜度，可以使整個模型的幾何更符合實際的隧道形狀。

參考文獻

- [1] 鄭穎駿,「風扇流場中之旋轉式散熱機構」,國立交通大學,碩士論文,2002.
- [2] 仲山鳥正之著,「水力學與流體機械」,賴耿陽編譯,建宏出版社,民82.
- [3] 邱勤山博士校訂,「流體機械」,潘杰元主編,大揚出版社,民84.
- [4] T. S. Burke, " Forced air keeps electronics cool", Electron Package. Prod(USA) Vol. 30, no 2, pp181-185, 0 refs Feb. 1990.
- [5] S. C. Morris, J. J. Good, and J. F. Foss, " velocity measurements in the wake of an automotive cooling fan", Experimental Thermal and Fluid Science, no 17, pp100-106, 1998.
- [6] 莊昀儒, " PC 風扇性能測試之研究", 國立清華大學,碩士論文,1998.
- [7] B. N. Pamadi, I. A. Belov, " A note on the heat transfer characteristics of circular Impingement Jet ", Heat Transfer, Vol. 23, pp783-787.
- [8] C. Cau, C. C. Lee, " Impingement cooling flow struction and heat transfer along rib-roughened walls ", Int. Heat Mass Transfer, Vol. 35, no. 11, pp3009-3020, 1992.
- [9] Y. J. Chou, Y. H. Hung, " Impingement cooling of an isothermally heated surface with a confined slot jet", Journal of heat transfer, Vol. 116, pp479-482, May 1994.
- [10] 胡文彥,「風扇流場之數值模擬與量測」,國立交通大學,碩士論文,1998.
- [11] 葉時行,「散熱基座的熱傳性能分析」,國立交通大學,碩士論文,2001.
- [12] 曾明溪,「風扇之數值模擬與實驗量測」,國立交通大學,碩士論文,1999.
- [13] 侯凱倫,「負壓空間之污染擴散研究」,國立交通大學,碩士論文,2004.
- [14] 財團法人中興工程顧問社,「長隧道通風技術之研究(二)子題四---長隧道通風車行效應與半二維向流場之研究」.
- [15] 財團法人中興工程顧問社,「長隧道通風系統在不同運轉情形之下之計算模式的建立與運用---報告之二:塞車與其他特殊運轉情形」.
- [16] 周東毅, " The study of numerical simulation of ventilation in the tunnel", 大同大學,機械工程研究所,碩士論文,民88.
- [17] 蔡龍昇,「台北捷運地下段萬隆站至台電大樓站間之隧道通風分析」,國立台灣大學,應用力學研究所,碩士論文,民88.
- [18] Fox & McDonald, Introduction to Fluid Mechanics, JOHN WILEY & SONS INC., 1998.