

國立交通大學
機械工程學系
碩士論文

移動式薄膜冷卻之研究

**A study of effects of a moving blade on film-cooling
process**

研究生：廖宜寬

指導教授：傅武雄 博士

中華民國九十五年七月

移動式薄膜冷卻之研究

**A study of effects of a moving blade on film-cooling
process**

研究生：廖宜寬

Student: Yi-Kuan Liao

指導教授：傅武雄

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 of Science

in

Mechanical Engineering

July 2006

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

移動式薄膜冷卻之研究

研究生：廖宜寬

指導教授：傅武雄 博士

國立交通大學機械工程學系

摘要

薄膜冷卻是降低氣渦輪引擎葉片熱應力負載最常使用的方法之一，本文以有限體積法及紊流高雷諾數 $k-\varepsilon$ 模式做數值計算，探討物葉片在高溫環境下使用薄膜冷卻法，冷卻流體對於葉片周圍流場和溫度場的變化，並討論冷卻流體對葉片壁面的溫度與熱傳影響。本文的另一重點在於使用移動邊界條件，分析渦輪葉片在移動式薄膜冷卻下的暫態流場與溫度場，以及固定與移動狀態薄膜冷卻孔道設計與薄膜冷卻效率的比較。

綜合分析結果，薄膜冷卻必須配合葉片流場以達到良好的薄膜冷卻效率，故在葉片運轉時，需配合葉片在工作轉速下所產生流場與相對葉片的遲滯點作為頭端蓮蓬頭式冷卻孔之設計，以達到最佳薄膜冷卻效率。

A study of effects of a moving blade on film-cooling process

student : Yi-Kuan Liao

Advisor : Wu-Sung Fu

Department of mechanical Engineering
National Chiao Tung University

abstract

Film-cooling is one of schemes to decrease heat load of a gas turbine blade. A finite volume scheme and high Reynolds $k-\varepsilon$ turbulent model are used to analyze the effects the stationary and moving blades on film-cooling process. The results show that the optimal positions of the holes of the cooling film are different between the blade under the stationary and moving situations. Then, in order to gain efficient film-cooling scheme the effect of the movement of the blades should be taken into consideration.

誌 謝

本文能得以完成，首先感謝指導老師傅武雄教授兩年來給予論文以及課業上的指導，以及在人生各方面的關心與教誨，在此致上最高的敬意與感謝。亦感謝交大機械諸位師長在課業方面的指導，以及同門的學長連信宏、同學李崇綱、施坤宏、余政倫在課業與數值模擬上的協助，使本研究可以順利完成。

更感謝父母多年來的養育與教導，得以無憂無慮順利完成學業，以及怡文支持與關心，以及親友的協助。將這成功的喜悅分享給所有關心我的人。



目錄

中文摘要	I
英文摘要	II
誌謝	III
目錄	IV
表目錄	VI
圖目錄	VII
符號說明	XII
第一章 緒論	1
第二章 物理模式	10
2.1 物理模式	10
2.2 分析假設與統馭方程式	11
2.3 薄膜冷卻參數計算	13
2.4 葉片參數計算	14
2.5 初始條件與邊界條件	14
第三章 數值方法	20
3.1 數值方法	20
3.2 PISO 數值計算	22
3.3 暫態滑移網格	24
第四章 結果與討論	30
4.1-1 穩態下 $Re_c=31794$ ，無冷卻流等溫固定葉片	30
4.1-2 穩態下 $Re_c=31794$ ，固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片	31
4.1-3 穩態下 $Re_c=31794$ ，無冷卻流等溫固定葉片與固定遲滯點冷卻 流等溫固定葉片的比較	32

4.2-1 $Re_c=31794$ ，無冷卻流等溫等速移動葉片·····	33
4.2-2 $Re_c=31794$ ，無冷卻流等溫固定葉片與無冷卻流等溫等速移動 葉片的比較·····	34
4.3-1 $Re_c=31794$ ，固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片·····	35
4.3-2 $Re_c=31794$ ，無冷卻流等溫等速移動葉片與固定遲滯點冷卻流 等溫等速移動葉片·····	36
4.3-3 $Re_c=31794$ ，固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與固定遲滯點冷 卻流等溫等速移動葉片·····	36
4.4-1 $Re_c=31794$ ，移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片·····	37
4.4-2 $Re_c=31794$ ，無冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流 等溫等速移動葉片·····	38
4.4-3 $Re_c=31794$ ，固定冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻 流等溫等速移動葉片·····	39
4.4-4 $Re_c=31794$ ，固定冷卻流等溫固定葉片與移動遲滯點冷卻流等 溫等速移動葉片·····	39
第五章 結論·····	89
參考文獻·····	90

表目錄

表 2-1 構成葉片外型諸點座標·····	16
表 2-2 標準 $k-\varepsilon$ 紊流模式係數值·····	17
表 4-1 葉片冷卻口流速表·····	41
表 4-2 葉片受力與熱傳量表·····	41



圖目錄

圖 1-1 燃氣渦輪機構造	7
圖 1-2 燃氣渦輪機葉片與其根部關係圖	7
圖 1-3 薄膜冷卻原理圖	8
圖 1-4 葉片內冷卻管道透視圖	8
圖 1-5 葉片內部冷卻管道剖視圖	9
圖 1-6 狹縫冷卻道與密集冷卻孔關係圖	9
圖 2-1 流場模型示意圖	16
圖 2-2 蓮蓬頭式冷卻孔道示意圖	16
圖 2-3 葉片壁面位置參數示意圖	17
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 計算流程圖	26
圖 3-3 對流通量示意圖	27
圖 3-4 PISO 示意圖	28
圖 3-5 滑移網格進行方式說明示意圖	29
圖 4-1 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片周圍速度場	42
圖 4-2 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片周圍流線	42
圖 4-3 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片周圍壓力場	43
圖 4-4 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片遲滯點周圍	43
圖 4-5 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片尾端周圍	44
圖 4-6 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片溫度場	44
圖 4-7 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片密度分佈圖	45
圖 4-8 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片熱通量分佈圖	45
圖 4-9 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片 C_p 分布圖	46

圖 4-10 Ranson 等人所量測與計算之 C_p 分布圖	46
圖 4-11 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片周圍速度場	47
圖 4-12 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片周圍流線圖	47
圖 4-13 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片周圍壓力場	48
圖 4-14 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片遲滯點周圍速度場	49
圖 4-15 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片遲滯點周圍流線	50
圖 4-16 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片尾端周圍速度場圖	50
圖 4-17 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片尾端周圍流線圖	51
圖 4-18 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片周圍溫度場圖	51
圖 4-19 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片遲滯點周圍溫度場	52
圖 4-20 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片尾端周圍溫度場	53
圖 4-21 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片 C_p 分布圖	54
圖 4-22 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片熱通量分布圖	54
圖 4-23 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與無冷卻流等溫固定葉片 C_p 比較 圖	55
圖 4-24 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與無冷卻流等溫固定葉片熱通量 比較圖	55
圖 4-25 固定遲滯點冷卻流絕熱固定葉片薄膜冷卻效率分布圖	56
圖 4-26 無冷卻流等溫等速移動葉片周圍速度場	57
圖 4-27 無冷卻流等溫等速移動葉片周圍相對速度場	57
圖 4-28 無冷卻流等溫等速移動葉片周圍壓力場	58
圖 4-29 無冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍速度場	59
圖 4-30 無冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍相對速度場	60
圖 4-31 無冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍速度場	60
圖 4-32 無冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍相對速度場	61

圖 4-33 無冷卻流等溫等速移動葉片溫度場·····	61
圖 4-34 無冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 分布圖·····	62
圖 4-35 無冷卻流等溫等速移動葉片熱通量分布圖·····	62
圖 4-36 無冷卻流等溫固定葉片與無冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 比較 圖·····	63
圖 4-37 無冷卻流等溫固定葉片與無冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較 圖·····	63
圖 4-38 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍速度場·····	64
圖 4-39 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍壓力場·····	65
圖 4-40 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍相對速度場·····	66
圖 4-41 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍速度場·····	67
圖 4-42 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍相對速度場·····	67
圖 4-43 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍速度場·····	68
圖 4-44 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍相對速度場·····	68
圖 4-45 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍溫度場·····	69
圖 4-46 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍溫度場·····	70
圖 4-47 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍溫度場·····	71
圖 4-48 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p ·····	72
圖 4-49 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量分布·····	72
圖 4-50 固定遲滯點冷卻流絕熱等速移動葉片薄膜冷卻效率·····	73
圖 4-51 無冷卻流等溫等速移動葉片與固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉 片 C_p 比較圖·····	73
圖 4-52 無冷卻流等溫等速移動葉片與固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉 片熱通量比較圖·····	74

圖 4-53 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較圖·····	74
圖 4-54 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片薄膜冷卻效率比較圖·····	75
圖 4-55 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍速度場·····	75
圖 4-56 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍壓力場·····	76
圖 4-57 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍相對速度場·····	77
圖 4-58 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍速度場·····	78
圖 4-59 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍相對速度場·····	79
圖 4-60 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍速度場·····	79
圖 4-61 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍相對速度場·····	80
圖 4-62 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍溫度場·····	80
圖 4-63 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍溫度場·····	81
圖 4-64 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍溫度場·····	82
圖 4-65 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 分布圖·····	83
圖 4-66 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量分布圖·····	84
圖 4-67 移動遲滯點冷卻流絕熱等速移動葉片薄膜冷卻效率 η 分布圖·····	84
圖 4-68 無冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 比較圖·····	85
圖 4-69 無冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較圖·····	85
圖 4-70 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 比較圖·····	86
圖 4-71 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較圖·····	86

圖 4-72 固定遲滯點冷卻流絕熱等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流絕熱等速移動葉片薄膜冷卻效率 η 比較圖·····	87
圖 4-73 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 比較圖·····	87
圖 4-74 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較圖·····	88
圖 4-75 固定遲滯點冷卻流絕熱固定葉片與移動遲滯點冷卻流絕熱等速移動葉片薄膜冷卻效率 η 比較圖·····	88



符號說明

C	弦長	[mm]
\bar{c}_p	於溫度 T 的平均定壓比熱	
c_p^0	於溫度 T_0 的參考點比熱	
C_p	壓力恢復係數	
d	冷卻孔道直徑	[mm]
$F_{h,j}$	於 x_j 方向上的能量擴散通量	[kg m ⁻² s ⁻¹]
H_m	m 物質具有的熱量	[kJ]
h_t	熱焓	[kJ kg ⁻¹]
m_m	m 物質的混合物質量分率	
P	壓力	[N m ⁻²]
P_{ref}	一般標準大氣壓力值 1.013×10^5	[N m ⁻²]
P_w	壁面壓力	[N m ⁻²]
P_{in}	主流入口平均壓力	[N m ⁻²]
P_s	靜壓力	[N m ⁻²]
R	氣體常數	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
Re_c	特徵雷諾數 $\rho_m u_m C / \mu$	
s_h	能量源	
s_i	動量來源(momentum source)	
S	離開葉片頭端沿著壁面的距離	[m]
S_p	壓力面長	[m]
S_s	吸入面長	[m]
T	溫度	[K]

T_{aw}	絕熱壁面溫度	[K]
T_w	壁面溫度	[K]
T_c	冷卻流入口溫度	[K]
T_m	主流入口溫度	[K]
t	時間	[s]
u_m	主流入口速度	[m s ⁻¹]
u_i	流體在 x_i 方向的絕對速度	[m s ⁻¹]
\tilde{u}_i	流體與座標系統的相對速度	[m s ⁻¹]
v_B	葉片移動速度	[m s ⁻¹]
\bar{v}_{h_1}	吸入面冷卻孔流速	[m s ⁻¹]
\bar{v}_{h_2}	遲滯點冷卻孔流速	[m s ⁻¹]
\bar{v}_{h_3}	壓力面冷卻孔流速	[m s ⁻¹]
\bar{v}_T	尾部冷卻孔流速	[m s ⁻¹]
W	分子量	
x_i	卡式座標 (i=1, 2, 3)	

希臘符號

ρ	密度	[kg m ⁻³]
ρ_c	冷卻流入口空氣密度	[kg m ⁻³]
ρ_m	主流入口空氣密度	[kg m ⁻³]
τ_{ij}	應力張量	
μ	黏滯係數	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]

第一章 緒論

近年來為因應許多工程上的需要，機械元件所需承受的熱負載不斷增加，為解決此一現象所衍生的元件損害與故障，熱機構熱傳散熱與絕熱效應的提昇一直是重要的研究課題。

而在動力機械中，渦輪機便佔了一個相當多的份量，而其運用範圍從國防用的坦克、噴射機，民生用的發電或工業用的汽電共生，都需要渦輪機提供動力。所以渦輪機技術的成熟與否，無論在軍事或民生的工業與機械上，都有著相當的影響力，因而發展具有更高性能、更高輸出功率的燃氣渦輪機，不僅能提升機器的效能，在能源越來越昂貴的時代，更可以省下大筆的燃料費。燃氣渦輪機主要作功過程如圖 1-1 所示[1]，空氣由進氣道段整流進入，經擴散器減速增壓，再藉由壓縮機段將空氣壓縮至所設計之壓縮比，再進入燃燒室與霧化後的燃氣混合燃燒，使加壓混合氣體獲得燃燒所得的化學能，再供與渦輪作為轉換的能量。渦輪機段之主要功能即藉由渦輪定子導片將燃燒後之氣體以最佳角度導入並吹擊下游的轉子，經由渦輪轉子轉動作功，將燃燒所產生的化學能轉變為可利用的機械能，渦輪轉子之轉動一方面以特定方向旋轉帶動前端壓縮機葉片組，提供前端壓縮空氣所需的能量，也確保持續進行進氣、壓縮、燃燒及轉動之渦輪機完成循環週期；另一方面則是由渦輪葉片特定幾何購型之設計形成相鄰葉片組漸縮或是漸擴通道以加速工作流體之運動，再流經噴嘴段噴出達到提供推力的功能，最後將氣體藉由排氣噴嘴高速吹出以產生推力。

傳統噴射引擎(jet engine)約有百分之七十五的產生能量，是藉由渦輪驅動壓縮機以提高壓縮比，其餘的才用來產生足夠的衝力(thrust)。提高燃燒室的溫度固然可以增大壓縮比，但卻受到渦輪葉片材料性質所限制。現今先進渦輪引擎之工作溫度約在 1800~2000K，這個溫度以遠高於葉片金屬材料的熔點。是故除了改變葉片材料的方式之外，如何降低葉片表面溫度以確保葉片之使用壽命，在

渦輪機引擎設計上是一個重要課題。燃氣渦輪引擎的冷卻技術是相當複雜的技術，且隨著引擎的製造技術而有所不同。而目前針對於葉片作為冷卻的方法，主要有兩種，(1)利用冷卻流在葉片內部做直接冷卻的方式，(2)使用外部薄膜冷卻來阻隔葉片壁面與外部高壓高熱空氣之間的熱傳。在對於燃氣渦輪機的冷卻上，因為第一級葉片組直接受到從燃燒室過來的高溫高壓氣體，所以第一級葉片組處在最高熱負荷的工作環境，故最容易受到破壞，尋找一個適當且有效的渦輪葉片保護模式來防止葉片受到熱破壞，使渦輪機能夠克服在追求更高熱效率與更高推力輸出的時候所必然遇到的高溫高壓環境，成為最重要的課題。

如圖 1-2[2]，為一個渦輪葉片的形狀，葉片的外流場受到其幾何構型影響，而有下列四個重要的流場特徵：存在葉片前緣(leading edge)的停滯區、受到二次流引發而在葉片與端牆(endwall)結合處所產生之通道渦流(passage flow)、存在於葉片翼端(tip)及其外圍輪轂之頂端間隙(tip clearance)間的洩漏流(leakage flow)所引發之頂端渦流(tip vortex)，與因為葉片尾緣(trailing edge)幾何構型所產生的尾緣渦流(trailing vortex)等。上述區域便是渦輪葉片在使用薄膜冷卻法上所需注意的區域。而所謂的薄膜冷卻法(film cooling)，便是在所需要絕熱的物體壁面上游區，在原本主流場與壁面邊界層進入一額外的低溫流，在冷卻孔下游形成低溫保護層阻隔高溫流體與直接接觸，降低熱傳量達到降低物體表面溫度的效果，而隨著下游冷卻流與主流場的熱交換效應之下冷卻流溫度逐漸提高而失去冷卻效果，其主流與冷卻流位置關係圖如圖 1-3 所示。薄膜冷卻過程所牽涉的因素相當多，主要因素有下列幾項：葉片表面曲率、主流場紊性強度、可壓縮性、流場非定常特性、冷卻孔的尺寸、形狀與配佈位置、冷卻流與主流之間的夾角與冷卻流供應的通道等等，另外重要參數方面，冷卻流與主流之間的動量比值(吹出比)與密度比兩個參數對於薄膜冷卻效率的效果也是不容忽視。而良好的薄膜冷卻設計應為，以少量的冷卻流達成所需效果、減少破壞主體流場結構、維持冷卻流結構完整、與於冷卻孔下游有更長的冷卻流保護效果。圖 1-4 所示為一具有冷卻孔轉子葉片之冷卻流流道透視圖[3]，圖上說明了冷卻

流是由葉片根部流經葉片內部冷卻鰭片後，再由葉片表面的冷卻孔分別流出。圖 1-5 為一個渦輪葉片內部的冷卻系統剖視圖[4]，可了解冷卻流導入到葉片內部後，會先通過衝擊孔流入衝擊室，再由位於葉片表面的各冷卻孔流出，進入葉片外壁區域形成低溫薄膜達成隔熱保護葉片不受高溫流體直接衝擊的目的。

最早的薄膜冷卻理論在西元 1940 年代被提出運用在保護渦輪機的葉片上，而有實際的研究是直到 1950 年代才被逐漸重視與廣泛研究。西元 1960 年，薄膜冷卻首次在商用飛機引擎上被成功的應用[5]，並證明薄膜冷卻是確實可實用與達到預期效果的。Simoneau 與 Simon 指出[2]，燃氣渦輪機的整體性能在西元 1950 年代可以顯著地提升，原因在於設計者開始了解薄膜冷卻的重要性並試圖發揮其特點。實際上，進行薄膜冷卻的研究是非常耗時且困難的工作，因為其發生過程牽扯到三種不同之機制，分別是：

1. 冷卻流會直接冷卻葉片表面而帶走熱量。
2. 冷卻流會降低葉片表面邊界層流之平均溫度。
3. 冷卻流會改變葉片表面邊界層流之結構，同時也改變熱傳係數分佈情形。

因此，研究者在處理有關薄膜冷卻葉片此類問題時，所需面對的不僅是非常複雜的熱傳現象，同時也必須分析考量當冷卻流噴入主流場後所引發之空氣動力損耗的全壓損失值。對一個氣渦輪引擎工程師而言，葉片冷卻系統之最佳化設計之定義即是使用最少量的冷卻流以確保葉片溫度值及分布情形穩定地達到持續操作之要求，同時也必須考慮到不會因為薄膜冷卻之使用而危及到葉片本身之空氣動力特性。此後便有大量的研究陸續投入薄膜冷卻方面的研究。

Pietrzyk et al. [6] 於西元 1989 年利用雷射都卜勒測速儀量測一平板上具有與主流場有 35° 夾角的冷卻孔，在密度比為 1 或 2 的情形下，作薄膜冷卻的量測。此外在一倍直徑的上游與 30 倍直徑的下游，發現在三個主要的速度分量外，另有六個的紊流應力。Burd 與 Simon et al. [7, 8] 使用熱線與熱電偶量測，在 35° 夾角的冷卻孔、密度比為 1、長度直徑比為 2.3 與 7.0 的流場情形。發現其自由紊流強度為 0.5% 與 12%。Han 和 Cox [9] 使用煙線法(smoke wire)觀察葉片凹

面有成對的泰勒苟德勒渦流(Taylor - Görler vortices)存在，在尾端有卡門渦流道(Karman vortex street)和泰勒苟德勒渦流(Taylor - Görler vortices)交互作用。Gaugler 和 Russell[10]使用氫氣泡(helium bubbles)法觀察主流受到葉片分割而往兩旁分開的馬蹄形渦流(horseshoe vortex)。Hodson 和 Dominy[11]利用充氣試體和表面流場觀測來研究端牆對葉片凸面的影響。Crane 和 Sabzvazi[12]使用液晶法(liquid crystal technique)發現凹面流場有泰勒苟德勒渦流發生。Graham[13]表示尾流場對於下游葉片通道熱傳的影響，至今仍未完全被了解，需要更多的研究；而在不同雷諾數下，尾流場的流場形勢會不同，Panton[14]之論文中詳細的討論；Witting et. al. [15]使用雷射都卜勒技術來討論尾流場對葉片熱傳的影響；而 Dullenkopt et. al. [16]則對不同雷諾數、不同流場形式的尾流場對下游葉片平均熱傳系數之影響，有完整之研究。Garg et al. [17]從 1993 年開始做一系列的研究，使用 3D 的方式模擬從渦輪葉片冷卻室經由冷卻孔道所流出薄膜冷卻流的流場與溫度場，並分析孔道位置對於薄膜冷卻的影響。發現在對於等溫的葉片做計算時，葉片前端與葉頂間隙這兩區有最高的熱傳值，並且在絕熱葉片的情形，這兩區的冷卻效率也是最差的。前緣部份因為受到阻擋物或逆流流場形成遲滯點影響，造成高壓使得孔道不易流出冷卻流。葉頂間隙則因為主流場分別從吸入面和壓力面通過，以及葉頂沒有冷卻孔所致。Han et al. [18]針對葉頂間隙的部份做薄膜冷卻的研究，分析使用葉頂凹槽下對於葉頂上的薄膜冷卻效果的影響。指出使用凹槽能有效保留低溫氣體而有著比平面式葉頂更好的冷卻效率，且冷卻效率也隨著間隙增加而增加。高[19]在葉片蓮蓬頭式冷卻孔道的模擬計算中指出，冷卻流再出冷卻孔附近有較高的冷卻效率值；隨著向下游發展，因為冷卻流與主流交互作用的關係，冷卻效率迅速降低。冷卻孔至葉片尾端之間，吸入面有較高的效率值呈現，壓力面由於受到幾何購型與正向壓力較高等因素，其冷卻效率較低。Thole 和 Knost [20]使用實驗分析位於葉片底部的端牆冷卻孔的對第一級葉片絕熱效率，利用冷卻流與主流場的泰勒苟德勒渦流交互作用，使用紅外線攝影機來取得端牆與葉片間隙截面流

場溫度，其結果指出，使用如圖 1-6 所示之葉片前方端牆上的狹縫冷卻口，比葉片通道間的密集冷卻孔設計，更能有效提升端牆上的冷卻效率。並且在狹縫冷卻流所經過的地方，冷卻孔的設計幾乎是多餘的；甚至在兩者使用的情形下，提高冷卻孔流量會改變通道渦流，增加了未冷卻區域。

而從以往的研究來看，對於薄膜冷卻的研究都在於侷限於不動的平板或是渦輪葉片上，而實際的燃氣渦輪機等，其工作環境都處於動態的運動方式。物體與流體間交互作用的流場，基本上可分為兩大類。第一類為流體經過固定不動的物體，或物體在靜止的流體中運動，如：風吹過停止不動的車輛、飛機在風洞中測試、圓柱在靜止流體中運動等。這一類的工程問題目前在數值模擬與實驗測量上所得到的結果相當吻合。第二類為物體在流動的流體中運動。如：人在逆風中行進、渦輪機中的轉子葉片、行進中的車受風吹襲等。物體在流動的流體中運動時，物體與流體交互作用所誘導的流場變化是屬於動態的移動邊界問題(moving boundary problem)，這類問題在工程與工業應用上極為廣泛，但運動機制較為複雜，解析不易。

在過去，研究上述第二類的問題時，大部分居採用相對速度的觀念，假設物體靜止不動，流體以某依相對速度流經物體，再以數值方法解析；或者是採用隨運動中的物體移動而移動的非慣性參考座標(Non-inertial reference frame)，再以數值方法模擬這類問題，以往的薄膜冷卻研究在冷卻物本身也都採用這樣的分析方式。然而，當物體在流動流體中運動時，會有物體擠壓流體和流體填補物體移動所產生的空洞(vacant space)之物理現象，以上述固定邊界的數值方法模擬這類問題時，流場變化機制無法詳實的表現出來。而採用實驗量測時，則因這類動態移動邊界問題運動機制複雜，實驗設計不易，設備費用高，且有安全的考量，實驗目的不易達成。

而本研究目的在於使用移動邊界的方式，來分析穩定移動中渦輪葉片，其薄膜冷卻流的分佈情形以及其熱傳效率。藉由此研究結果，來分析物體在動態模擬與靜態模擬上的差異。在數值計算上，使用數值模擬軟體 STAR-CD，以 $k-\varepsilon$ 紊流

模式求解動量與能量方程式。

在渦輪機上的葉片旋轉機制為三維結構的轉動運動，為簡化分析的難度，忽略翼展方向維度，以二維來分析葉片外型及其流場，將葉片旋轉的切線方向做為移動分析的方向。而在分析上分為兩部份，第一部份是將渦輪葉片置於自由流中，計算其於穩態時，有無薄膜冷卻與薄膜冷卻流噴孔位置的熱通量分析。第二部份是，葉片在高溫流體通過的暫態分析，並使用移動邊界的方式，模擬動態葉片在運轉達穩定狀態時的情形，與使用固定葉片的薄膜冷卻孔道位置於動態葉片上做分析，並利用動態分析所得流場，來設計新的薄膜冷卻孔道位置，以求在實際運轉中動態渦輪葉片的最佳薄膜冷卻效率。



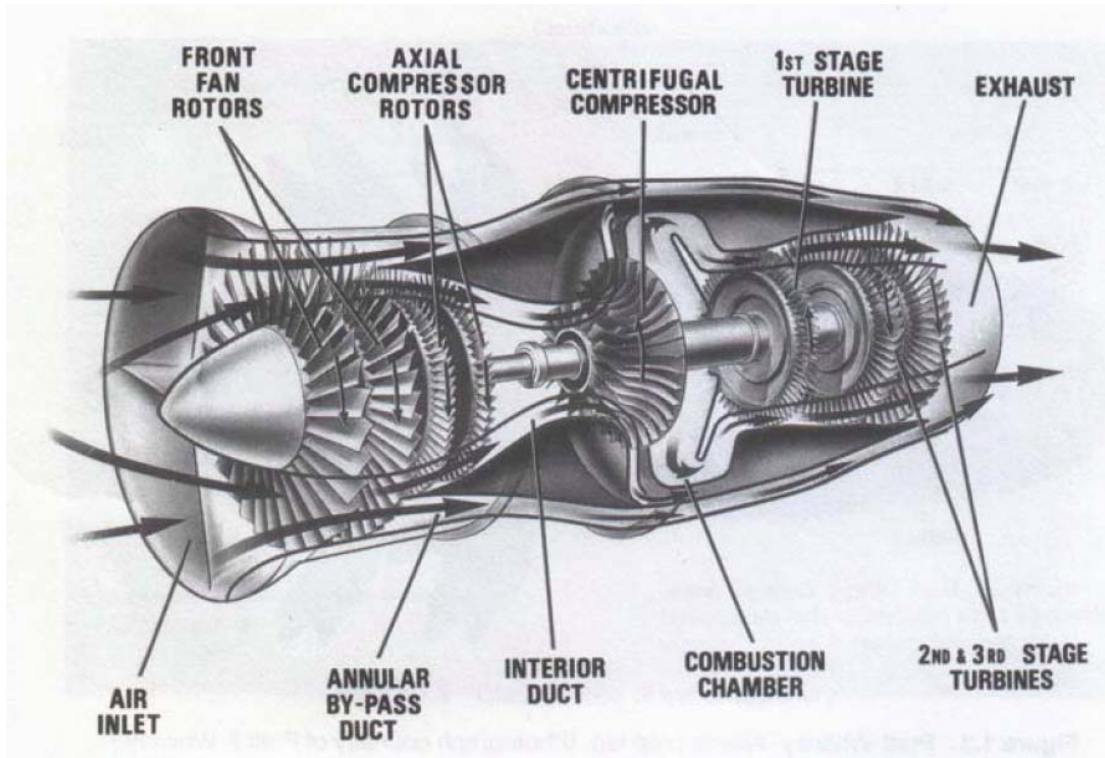


圖 1-1 燃氣渦輪機構造

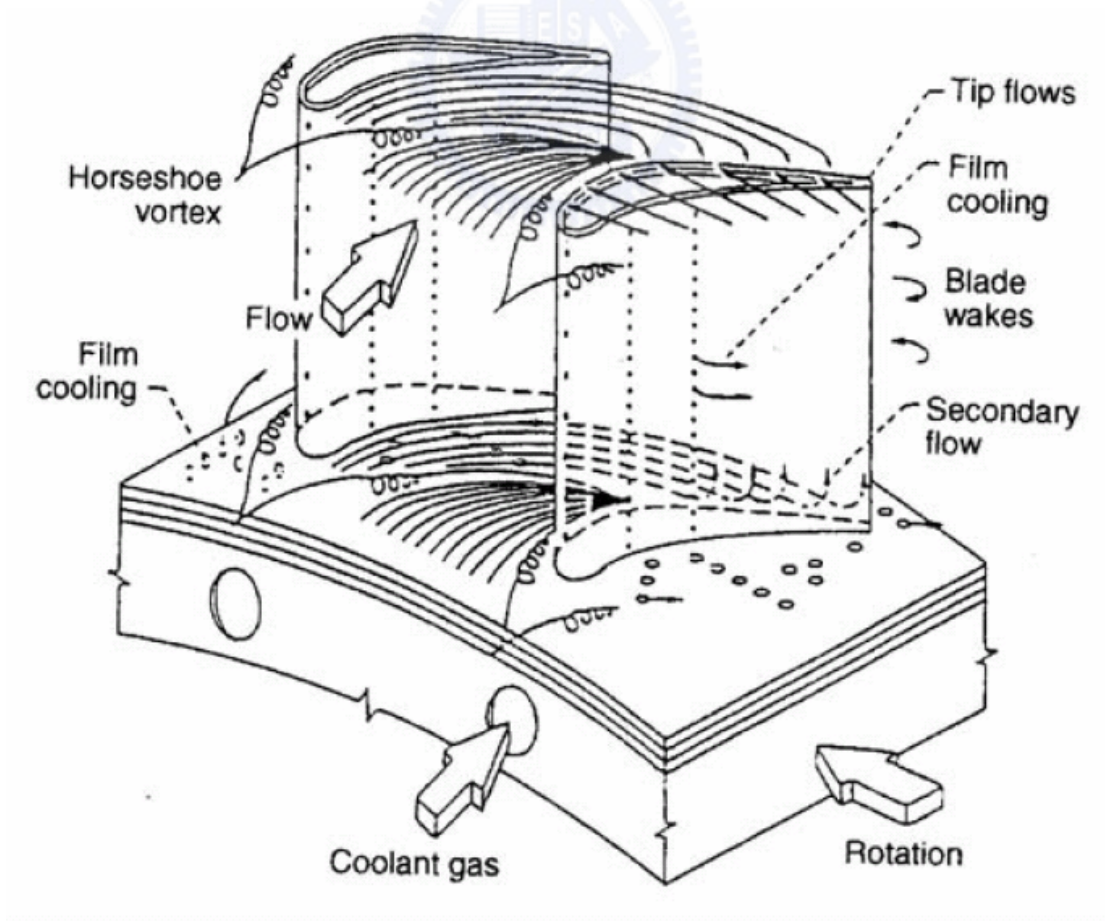


圖 1-2 燃氣渦輪機葉片與其根部關係圖

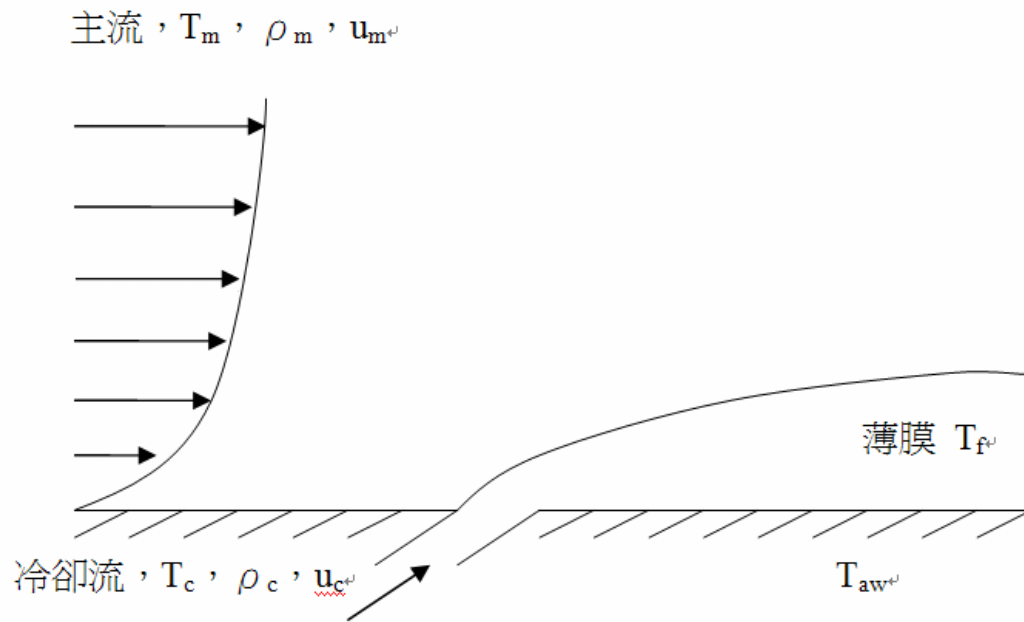


圖 1-3 薄膜冷卻原理圖

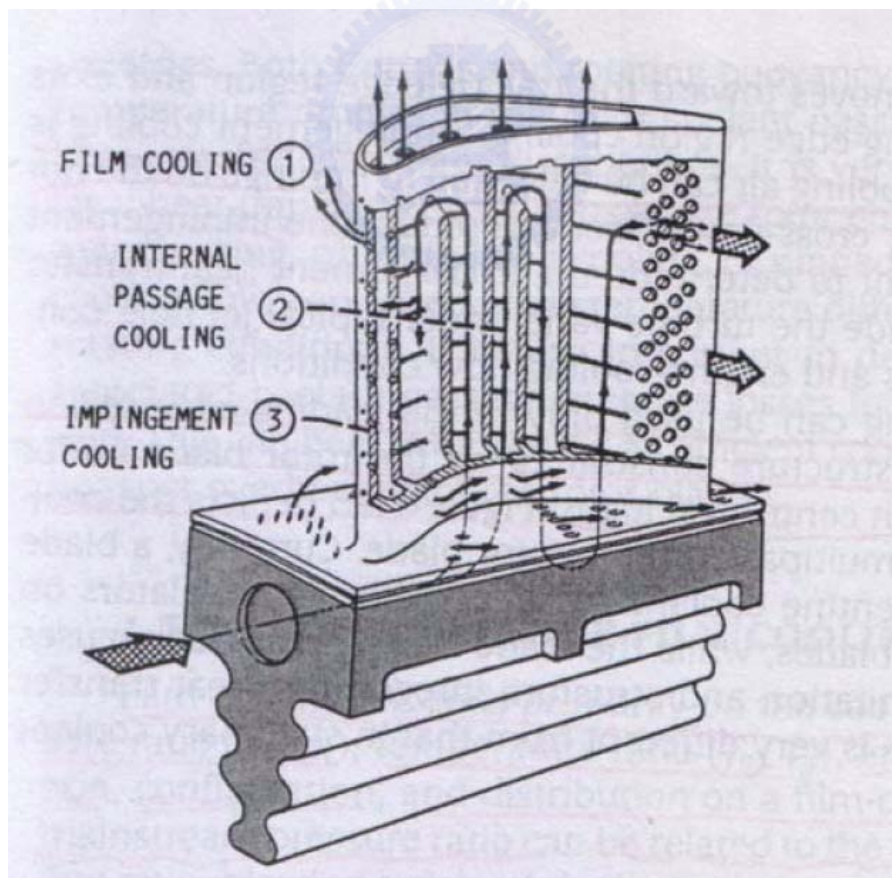


圖 1-4 葉片內冷卻管道透視圖

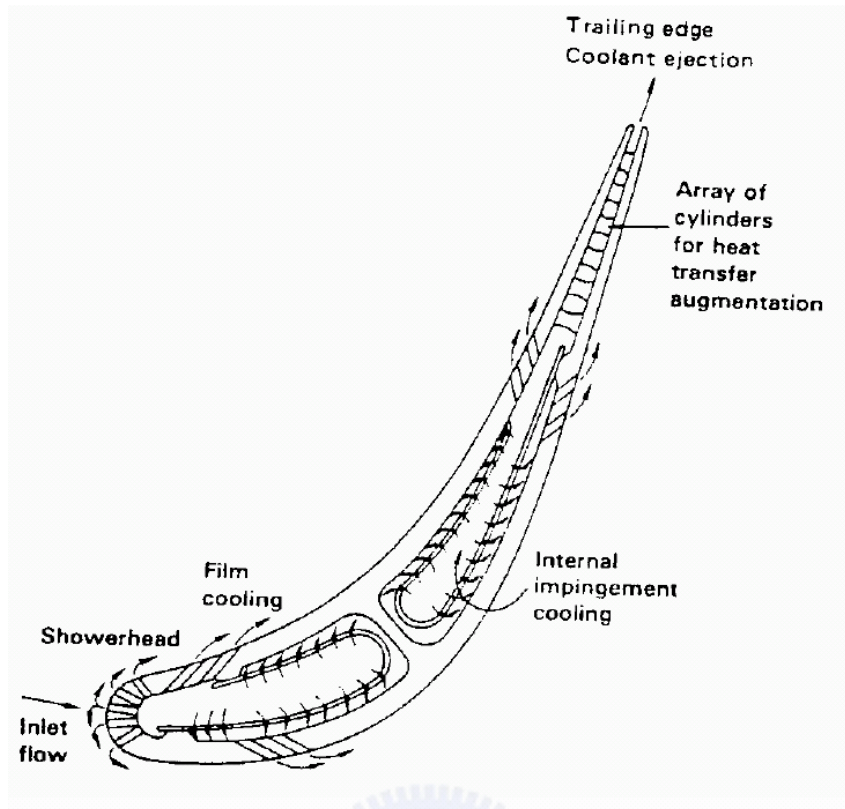


圖 1-5 葉片內部冷卻管道剖視圖

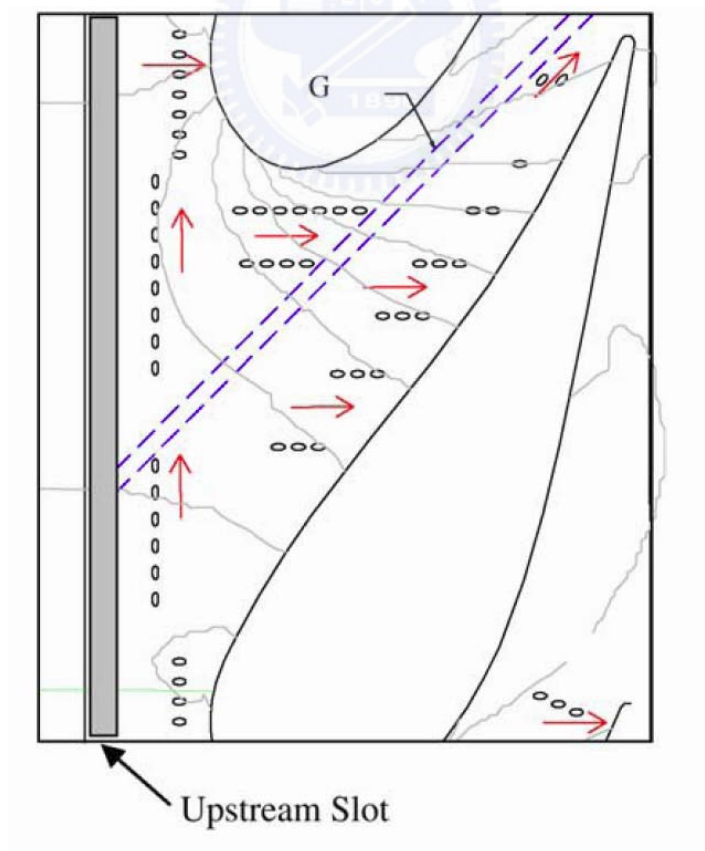


圖 1-6 狹縫冷卻道與密集冷卻孔關係圖

第二章 物理模式

2.1 物理模式:

薄膜冷卻的物體使用郭[20]所用之弦長 $C=152.1\text{mm}$ 葉片，壓力面長 $S_p=151.4\text{mm}$ ，吸入面長 $S_s=185\text{mm}$ ，表 2-1 為構成葉片外型諸點座標。圖 2-1 為分析葉片流場模型示意圖。流場入口寬度為 1400mm ，總長 4000mm 。渦輪葉片剖面中心位於流場入口 1000mm 處，距離下壁面上方 400mm 處，葉片壁面分別為絕熱條件與等溫條件，等溫條件時葉片壁面維持固定溫度 $T_w=298\text{K}$ 。暫態流場計算時，當 $t=0$ 秒時葉片為於上述位置，葉片速度為 0 ；當 $t>0$ 時葉片以等速 v_B 向上移動至距離上壁面 400mm 處。進口主流流速 $u_m=50\text{m/s}$ ，特徵雷諾數 $Re_c=31794$ ，入口溫度 $T_m=460\text{K}$ 。

因為薄膜冷卻孔道需根據流場特性來決定，故在固定式葉片的薄膜冷卻口位置與孔道設計採用前人的設計，使用 Garg [21] 之設計，於 $S/C=0,\pm 0.031$ 三處作為葉片前端三個蓮蓬頭式冷卻口彼此距離的設定。並因為本論文的計算範圍不包含冷卻流葉片內部管道，冷卻流出口則使用流速出口邊界來模擬，故使用該論文的冷卻流吹出比、冷卻孔道直徑、三孔流速比例與三孔流出方向的設定，並換算中央孔道的吹出比得 $B_r=0.6174$ ，三孔道流速比 $|\bar{v}_{h_1}|:|\bar{v}_{h_2}|:|\bar{v}_{h_3}|=2.65:1:2.17$ ，孔道直徑 $d\approx 0.83\text{mm}$ 。蓮蓬頭式冷卻孔道如圖 2-2 所示，兩側冷卻孔道與中央孔道成 42° ，冷卻流從葉片中的冷卻腔室流入各孔道，並由壓力大小決定流速，因為此區不在計算範圍內故採用前人的計算結果。

葉片移動速度 v_B 受到網格移動、最小網格與時階大小影響收斂性的因素，故選用 $v_B=40\text{m/s}$ ，以一個 3819.7rpm 渦輪，距離旋轉軸中心 100mm 位置的渦輪葉片截面的切線速度。

2.2 分析假設與統御方程式：

本文選擇使用高雷諾數 $k-\varepsilon$ 紊流模式來模擬流場。為了簡化分析，本研究做了以下的假設：

- (1) 工作流體為空氣，為二維可壓縮層流流場。
- (2) 工作流體各項性質除密度外皆為常數。
- (3) 不考慮重力影響。
- (4) 流體與物體之界面滿足無滑動條件 (no-slip condition)，亦即移動面之流體速度等於渠道壁面之運動速度。
- (5) 考慮因黏滯性生成熱量問題。

流場的統御方程式：

連續方程式：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j) = 0 \quad (2-1)$$

動量方程式：

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p_s}{\partial x_i} + s_i \quad (2-2)$$

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'} \quad (2-3)$$

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2-4)$$

紊流動能方程式 (k-equation)

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \tilde{u}_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \mu_t (p + p_B) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (2-5)$$

其中：

$$p \equiv 2s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2-6)$$

$$p_B \equiv -\frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (2-7)$$

σ_k 為經驗值。

紊流動量消耗方程式：

$$\begin{aligned} \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \tilde{u}_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = \\ C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t (p + p') - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t p_B - C_{\varepsilon 2} (1 - 0.3e^{-R_t^2}) \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (2-8)$$

其中：

$$p' \equiv 1.33 \left[1 - 0.3e^{-R_t^2} \right] \left[P + 2 \frac{\mu}{\mu_t} \frac{k}{y^2} \right] e^{-0.00375 \text{Re}_y^2} \quad (2-9)$$

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (2-10)$$

$$f_\mu = \left[1 - e^{-0.0198 \text{Re}_y} \right] \left(1 + \frac{5.29}{\text{Re}_y} \right) \quad (2-11)$$

$$\text{Re}_y = \frac{y \sqrt{k}}{\nu} \quad (2-12)$$

$$R_t = \frac{k^2}{\nu \varepsilon} \quad (2-13)$$

$$\varepsilon_p = \frac{2\nu k}{y^2} \quad (2-14)$$

σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 3}$, $C_{\varepsilon 4}$ 為經驗值各係數值如表 2-2 所示。

能量方程式：

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho h) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j h - F_{h,j}) =$$

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} p) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{u}_j p) - p \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + s_h$$

(2-15)

其中：

$$h \equiv \bar{c}_p T - c_p^0 T_0 + \sum m_m H_m = h_t + \sum m_m H_m \quad (2-16)$$

狀態方程式：

狀態方程式之數學函數為 $\rho = \rho(T, p)$ ，假如流體為不可壓縮流，流體密度為常數，則 $\rho = \rho_0$ 。

若假如流體為可壓縮流，並符合理想氣體的條件下，流體密度的狀態方程式為理想氣體公式。

$$\rho = (pW)/(RT) \quad (2-17)$$

當流體於低馬赫數(Low Mach numbers; $M < 0.3$)時，在本篇忽略壓力對密度之影響，故狀態方程式簡化為

$$\rho = (p_{ref} W)/(RT) \quad (2-18)$$

2.3 薄膜冷卻參數計算

吹出比 (B_r):

$$B_r = (\rho_c |\bar{v}_M|) / (\rho_m u_m)$$

(2-19)

絕熱薄膜冷卻效率 (η):

$$\eta = (T_{aw} - T_m) / (T_c - T_m) \quad (2-20)$$

2.4 葉片參數計算

葉片位置參數 S

S 為位置與葉片頭端(leading edge)沿著壁面的距離，在吸入面為正值，壓力面為負值。

壓力恢復係數(C_p):

$$C_p = (p_w - p_{in}) / (\rho_m u_m^2 / 2) \quad (2-19)$$

2.5 初始條件與邊界條件

穩態流場部份，主要入口面提供主流，於葉片表面的特定區域有冷卻噴流流出。

暫態流場部份，除主要入口面提供主流，於葉片表面的冷卻孔有冷卻噴流流出，葉片以一固定速度移動，因不可滑移條件，故其壁面邊界相對速度為零。以下敘述主要邊界條件，分別是主流入口條件、冷卻流入口條件、出口壓力邊界、外壁壁面邊界和冷卻物壁面邊界。

1. 主流入口條件

$$u = u_m, \quad v = 0, \quad T = T_H$$

2. 冷卻流入口條件

$$\text{固定:} \quad |\vec{v}| = \vec{v}_{h_1}; \vec{v}_{h_2}; \vec{v}_{h_3}; \vec{v}_A, \quad \vec{v} = v_x \vec{i} + v_y \vec{j}, \quad T = T_c$$

$$\text{移動:} \quad v_x = v_x, \quad v_y = v_y + v_B, \quad T = T_c$$

3. 出口邊界條件:

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0, \quad \phi = u; v; T$$

4. 外壁壁面

$$u = 0, \quad v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial n} = 0$$

5. 葉片壁面

固定: $u=0, v=0, T=T_w; \frac{\partial T}{\partial n}=0$

移動: $u=0, v=v_B, T=T_w; \frac{\partial T}{\partial n}=0$

壁面皆設為無滑移邊界 (no slip condition)。

一般而言固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。

k 與 ε 則採用 near-wall model 處理

$$u^+ = \begin{cases} y^+ & , y^+ \leq y_m^+ \\ \frac{1}{k} \ln(Ey^+) & , y^+ \geq y_m^+ \end{cases} \quad (2-21)$$

其中式 (2-21) 中

$u^+ : (u - u_w) / u_\tau$ 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 $y^+ = \frac{\rho c_\mu^{1/4} k^{1/2} y}{\mu}$

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 $y_m^+ - \frac{1}{k} \ln(Ey_m^+) = 0$ (2-22)

6. 初始條件

$u=0, v=0, T=T_m$

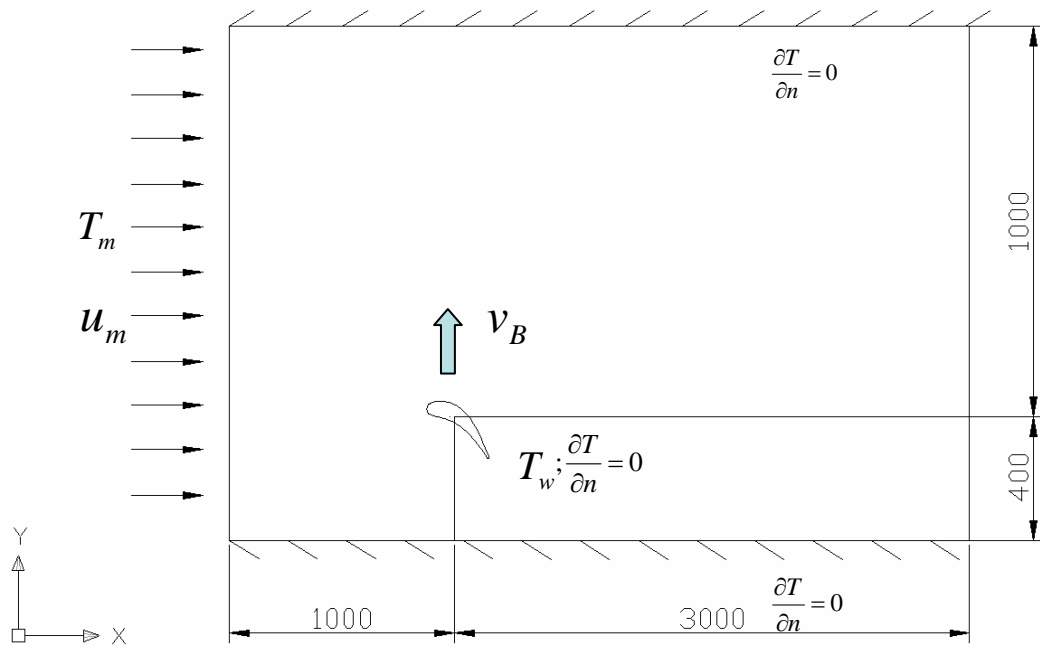


圖 2-1 流場模型示意圖(單位:mm)

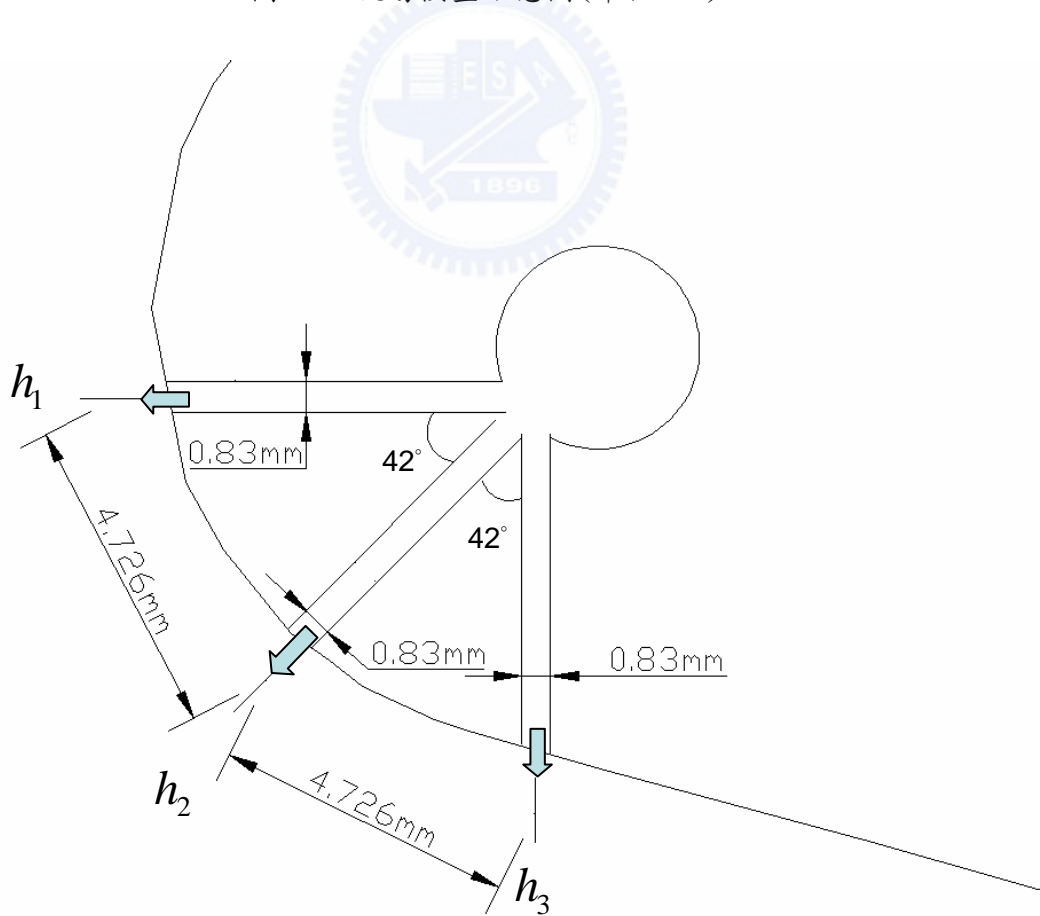


圖 2-2 蓮蓬頭式冷卻孔道示意圖

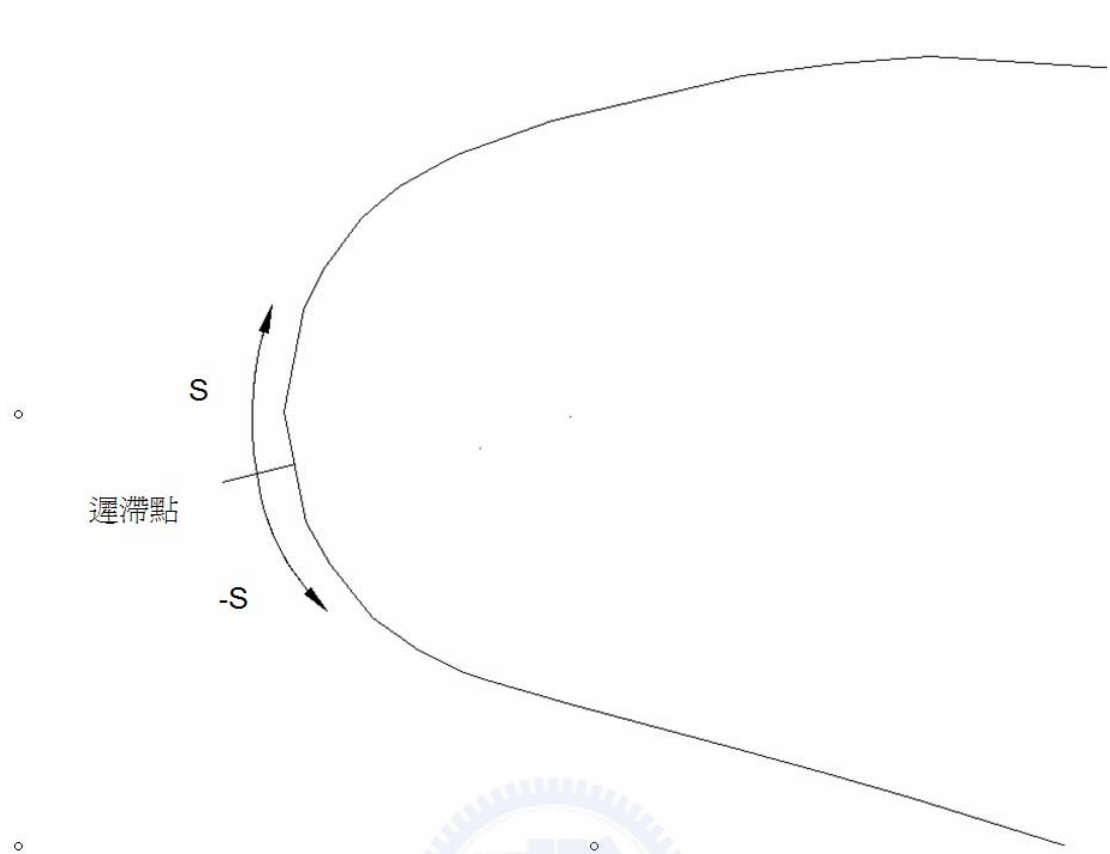


表 2-1 構成葉片外型諸點座標

吸入面		壓力面	
X(mm)	Y(mm)	X(mm)	Y(mm)
-65	26.1	-64.1	21.5
-64.2	30.3	-63.1	19.7
-63.4	32	-61.3	17.5
-61.8	34.1	-60.3	16.8
-61	34.8	-59.4	16.1
-60.2	35.5	-57.5	15.2
-58.6	36.4	-56.6	14.9
-57.8	36.8	-53.1	13.9
-53.9	38.2	-46	12
-46	40.1	-42.5	11
-42.1	40.6	-39	10
-38.2	40.9	-31.9	7.8
-30.4	40.4	-28.4	6.5
-26.5	39.8	-24.9	5.3
-22.6	38.8	-17.9	2.4
-14.8	36	-14.3	0.7
-10.9	34	-10.8	-1.1
-7	31.7	-3.8	-5
0.8	26	-0.2	-7.7
4.7	22.5	3.3	-10.3
8.6	18.6	10.3	-16.1
16.4	9.2	13.9	-19.4
20.3	3.7	17.4	-22.9
23.6	-1.4	24.4	-30.6
30.2	-13	28	-34.9
33.5	-20.5	31.4	-39.4
36.7	-26.2	38.5	-49.3
43.3	-40.7	42.1	-54.6
46.6	-48.3	45.6	-60.2
49.9	-56.2	49.5	-66.7
53.2	-64.2	50	-67
53.3	-64.5	50.4	-67.2
53.3	-64.7	51.2	-67.3
53.3	-65	51.6	-67.2
52.9	-66.3		
52.1	-67		

表 2-2 標準 $k-\varepsilon$ 紊流模式係數值

C_μ	σ_k	σ_ε	σ_h	σ_m	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 4}$
0.09	1.0	1.22	0.9	0.9	1.44	1.92	-0.33

* $C_{\varepsilon 3}=1.44$ for $p_B > 0$ and is zero otherwise



第三章 數值方法

3.1 數值方法

本文利用數值方法，求解移動物體其周圍流場的變化，此數值方法乃是應用流體力學輔助軟體 STAR-CD 作為計算平台，紊流流場 $k-\varepsilon$ 模式及不可壓縮流模式，解二維穩態與暫態 Navier-Stokes equations，並利用有限容積法 (finite-volume) 以及分別用 SIMPLE 演算法計算穩態流場與 PISO 演算法來計算暫態流場，物理變數定義於每個控制容積中心做積分而求得，如圖 3-1 所示，計算過程流程圖示於圖 3-2。

有限體積法的守恆方程式 (conservation equations) 可表示如下：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho\vec{u}_r\phi - \Gamma_\phi \text{grad}\phi) = s_\phi \quad (3-1)$$

其中 $\vec{u}_r = \vec{u} - \vec{u}_c$ 為流體速度 \vec{u} 與局部速度 \vec{u}_c 之相對速度， ϕ 為任意相關變數， Γ_ϕ 和 s_ϕ 分別為擴散係數 (diffusion) 和來源係數 (source)。

將 (3-1) 式積分後可得：

$$\frac{d}{dt} \int_{V_p} \rho\phi dV + \sum_j \int_{S_j} (\rho\vec{u}_r\phi - \Gamma_\phi \text{grad}\phi) \cdot d\vec{S} = \int_V s_\phi dV \quad (3-2)$$

T_1
 T_2
 T_3

根據 (3-2) 式，對各項作離散：

1. 擴散項 (diffusion terms)

$$T_2 \approx \sum_j (\rho\vec{u}_r\phi \cdot \vec{S})_j - \sum_j (\Gamma_\phi \overline{\text{grad}\phi} \cdot \vec{S})_j \equiv \sum_j C_j - \sum_j D_j \quad (3-3)$$

擴散項用中點近似法可下列來表示：

$$D_j \approx \Gamma_{\phi,j} \left[f_j^l (\phi_N - \phi_P) + \left\{ \overline{\text{grad}\phi} \cdot \vec{S} - f_j^l \overline{\text{grad}\phi} \cdot \vec{d}_{PN} \right\}_j \right] \quad (3-4)$$

其中 f_j 為幾何因子， \vec{d}_{PN} 為 P 到 N 之向量， $\Gamma_{\phi,j}$ 為面擴散係數。

2. 來源項(source term)

$$T_3 \approx s_1 - s_2 \phi_p \quad (3-5)$$

3. 對流項

對流項以 Upwind Differencing Scheme 處理，根據(3-3)式的推導，對流項可由下列表示：

$$C_j^{UD} \equiv F_j \begin{cases} \phi_p & , F_j \geq 0 \\ \phi_{N+} & , F_j < 0 \end{cases} \quad (3-6)$$

其中

$$F_j \equiv (\rho \vec{u}_r \cdot \vec{S})_j \quad (3-7)$$

F_j 為通過面 j 和 ϕ_j 的質通量如圖 3-3 所示，輔助值 ρ 和 Γ 由線性內插得到。

綜合上述，(3-2)式可表示為：

$$\frac{(\rho V)^n - (\rho V)^0}{\delta t} + \sum F_j = 0 \quad (3-8)$$

或

$$A_p \phi_p^n = \sum_m A_m \phi_m^n + s_1 + B_p \phi_p^o \quad (3-9)$$

和

$$A_p \equiv \sum_m A_m + s_2 + B_p \quad (3-10)$$

其中

1. A_m 為對流或擴散的影響。
2. 計算通量為所有相鄰點的總和。
3. $B_p \equiv (\rho V)^o / \delta t$

3.2 PISO 數值計算

1. 基本方程式：

(1)有限容積動量方程式：

$$A_p u_{i,p}^n = H(u_{i,m}^n) + B_p^0 u_{i,p}^0 + s_1 + D_p (P_{N+}^n - P_{N-}^n) \quad (3-11)$$

其中

$$H(u_{i,m}) \equiv \sum_m A_m u_{i,m} \quad (3-12)$$

而 $D_p (P_{N+}^n - P_{N-}^n)$ 近似於有限容積法的壓力梯度 $\partial p / \partial x_i$ ， D_p 為幾何係數，如圖

3-4。

(2)有限容積連續方程式：

$$B_p^n - B_p^0 + \sum_j (\rho^n u_j^n S_j) = 0 \quad (3-13)$$

u_j 為格點單位面積 S_j 的正向速度

為了計算質通量(mass flux)以及推導壓力方程式，方程式改用點表示法，

由(3-11)式可推導出：

$$\bar{A}_p u_j^n = \bar{H}(u_{i,m}^n) + \bar{B}_p^0 u_{i,p}^0 + \bar{s}_1 + \bar{D}_p (P_p^n - P_{N+}^n) \quad (3-14)$$

將(3-14)式代入(3-13)式可推導出壓力方程式：

$$A_p P_p^n = \sum_m A_m P_m^n + s_1 \quad (3-15)$$

其中 s_1 為來源項(source term)，為點速度 u_i^n 和 u_i^0 的函數。

2. 解析過程：

(1)預測計算階段(predictor term)：

$$A_p u_{i,p}^{(1)} = H(u_{i,m}^{(1)}) + B_p^0 u_{i,p}^0 + s_1 + D_p (P_{N+}^{(0)} - P_{N-}^{(0)}) \quad (3-16)$$

其中 $P^{(0)}$ 為剛開始計算時的壓力值，初步暫時解 $u_j^{(1)}$ 可由方程式(3-14)得到。

(2) 第一次修正計算階段(first corrector stage)：

動量方程式的運算可用以下表示：

$$A_p u_{i,p}^{(2)} = H(u_{i,m}^{(1)}) + B_p^0 u_{i,p}^0 + s_1 + D_p (P_{N+}^{(1)} - P_{N-}^{(1)}) \quad (3-17)$$

壓力方程式可表示為：

$$A_p P_p^{(1)} = \sum_m A_m P_m^{(1)} + s_1 \quad (3-18)$$

可解得壓力場 $P^{(1)}$ ，其中 s_1 為已知點速度 $u_i^{(1)}$ 和 $u_i^{(0)}$ 的函數，下次運算速度 $u_i^{(2)}$

和 $u_j^{(2)}$ 可以(3-17)計算得到。

(3) 外加修正計算階段(additional corrector stage)

$$A_p u_{i,p}^{(q+1)} = H(u_{i,m}^{(q)}) + B_p^0 u_{i,p}^0 + s_1 + D_p (P_{N+}^{(q)} - P_{N-}^{(q)}) \quad (3-19)$$

$$A_p P_p^{(q)} = \sum_m A_m P_m^{(q)} + s_1 \quad (3-20)$$

$q=1, 2, 3, \dots$ 為修正計算等級，其中 A_p 為常數，只要增加 q 值即可完成數值解析得到的近似值。

STAR-CD 計算流場時是以下兩項作為收斂條件

1. 每一個時間步階(time step)的疊代次數。
2. 每一次疊代後所有控制容積內的殘值改變率小於給定值，即：

$$C_\phi^k = \sum (|B_p^n \phi_p^n| - |B_p^o \phi_p^o|) < (\text{給定值})$$

3.3 暫態滑移網格(sliding mesh)

本文主要分析空間中移動物體其周圍流場的情形，處理方式則使用滑移網格進行。如圖 3-5 所示。

由圖 3-5 可知，靠近交界面上的網點(vertex number)分別為 1-6 點及 11-16 點。而在網格中心的編號則為上下交界面定義的上下交界面編號(boundary number)，其分別為 1-5 及 6-10。在滑移過程中，則以 Δt 時間乘上對應的角速度或移動速度(視移動為等角速度移動或是平移移動)，則此值為位移距離。首先移動下面從屬網格之後改變各網點位置連接關係，之後再移動交界面位置，最後再次移動下面從屬網格以恢復原本因移動而扭曲的網格，並更新上下邊界的連接關係，如原本(1)部分 1 和 6 之邊界相接，之後至(4)則改為 2 和 6 相接臨。網點亦是如此。而在每一步進時均計算整個區域內流場關係，以達到暫態轉動的效果。

此暫態滑移網格計算方式於每一次時間步進時， Δt 不可過大，否則位移距離會過大(不可超過一個網格距離)，否則造成網格修正的困難度及扭曲過於嚴重，使得流場發散而無法收斂。

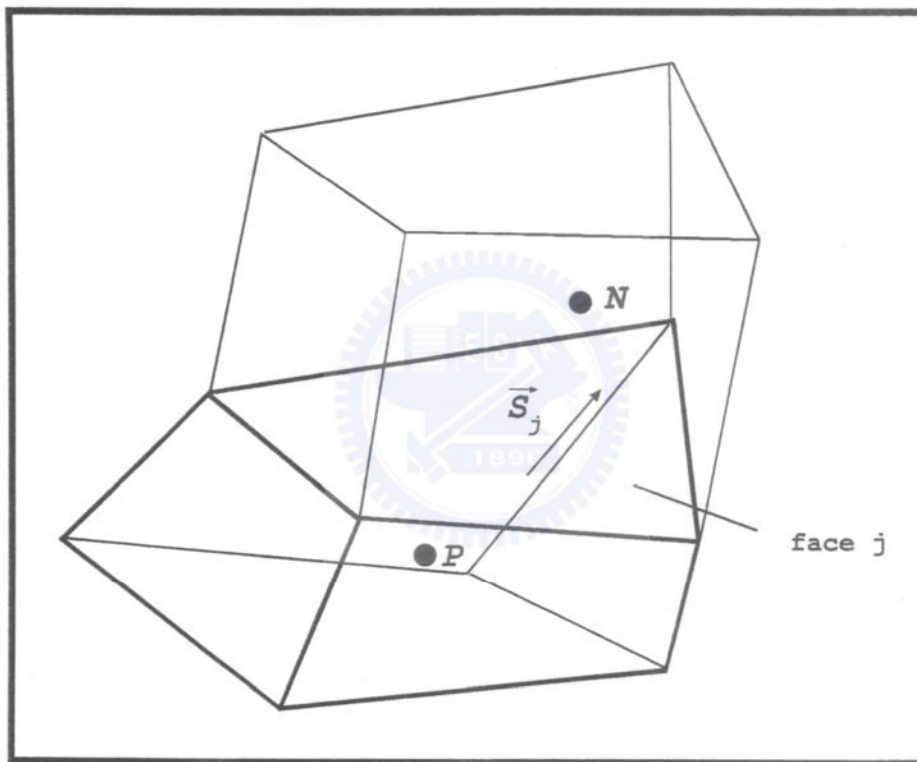


圖 3-1 相鄰網格中心點及離散面相關位置示意圖

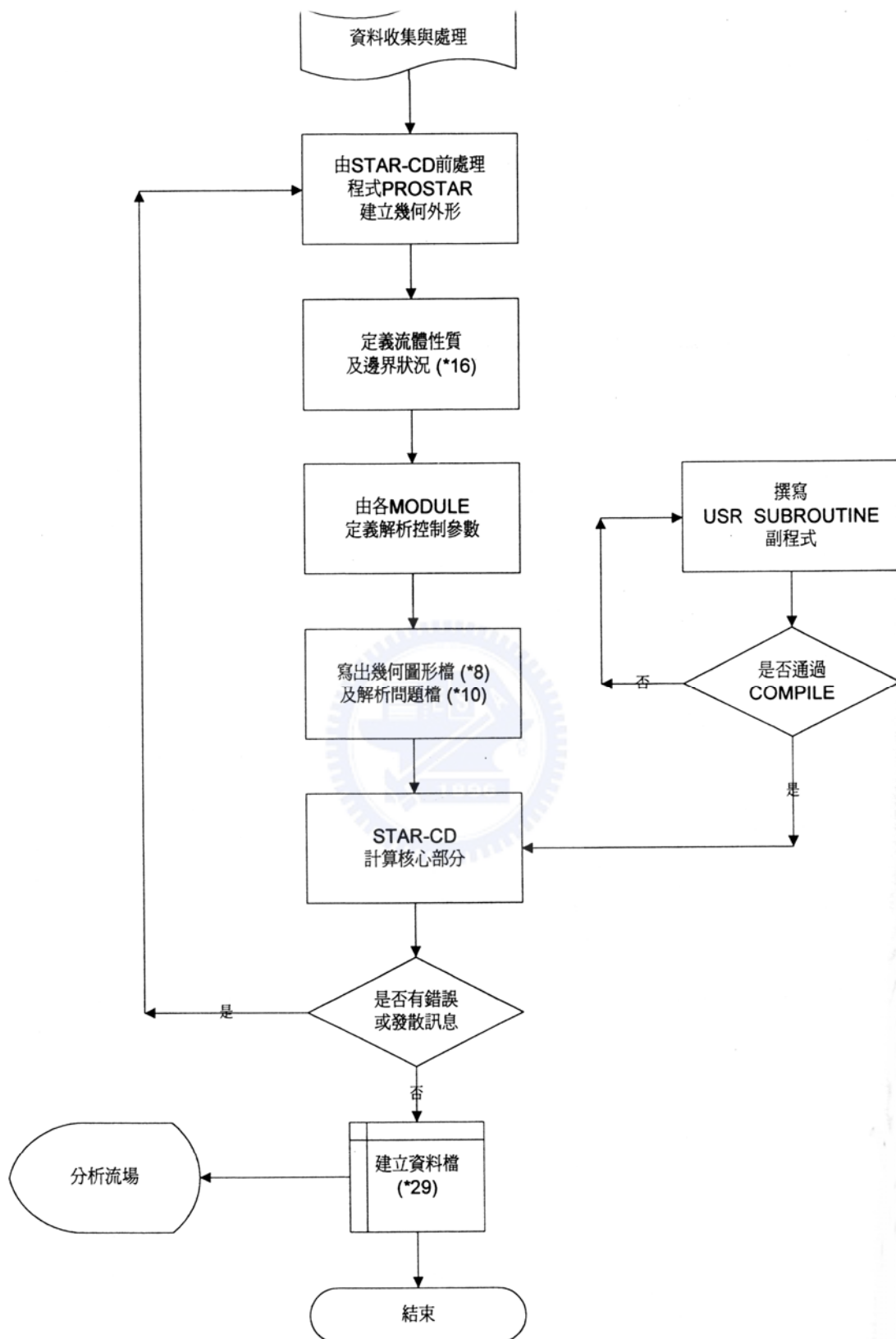


圖 3-2 計算流程圖

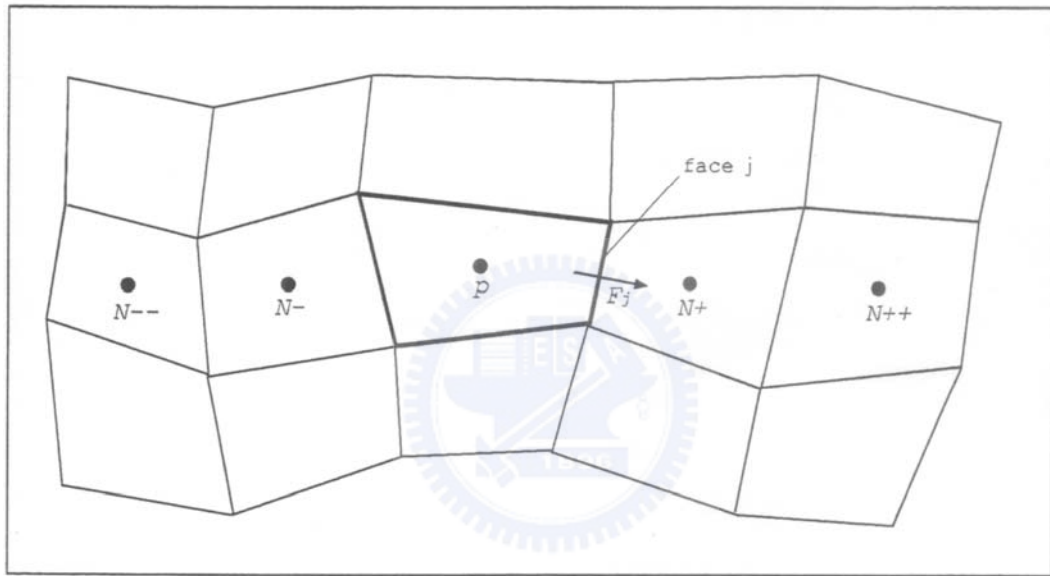


圖 3-3 對流通量示意圖

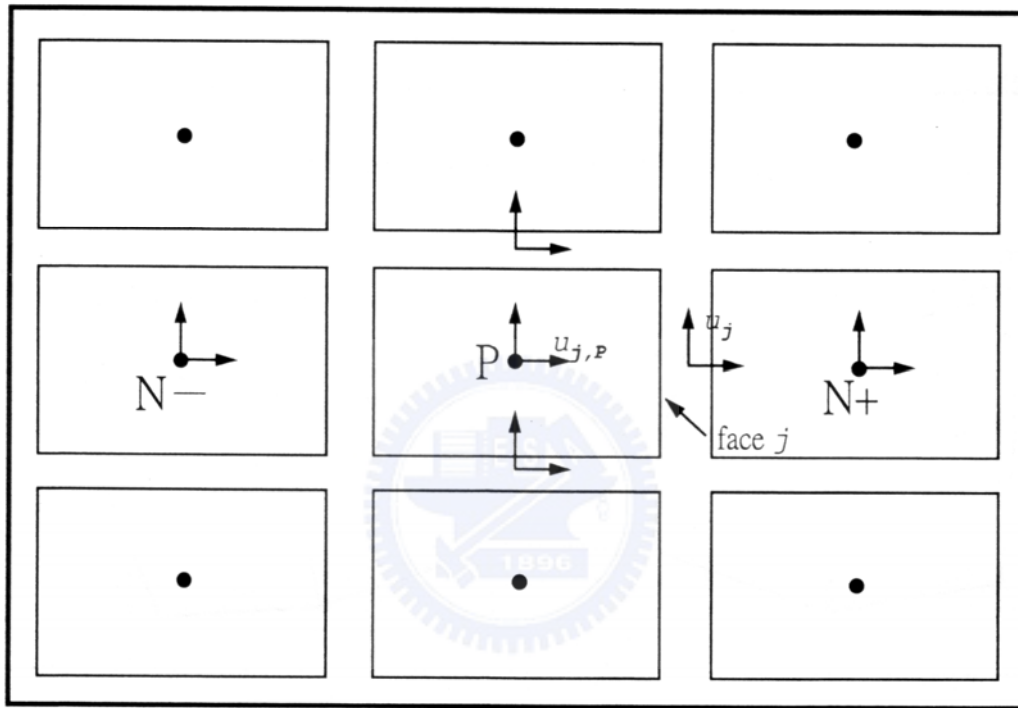


圖 3-4 PISO 示意圖

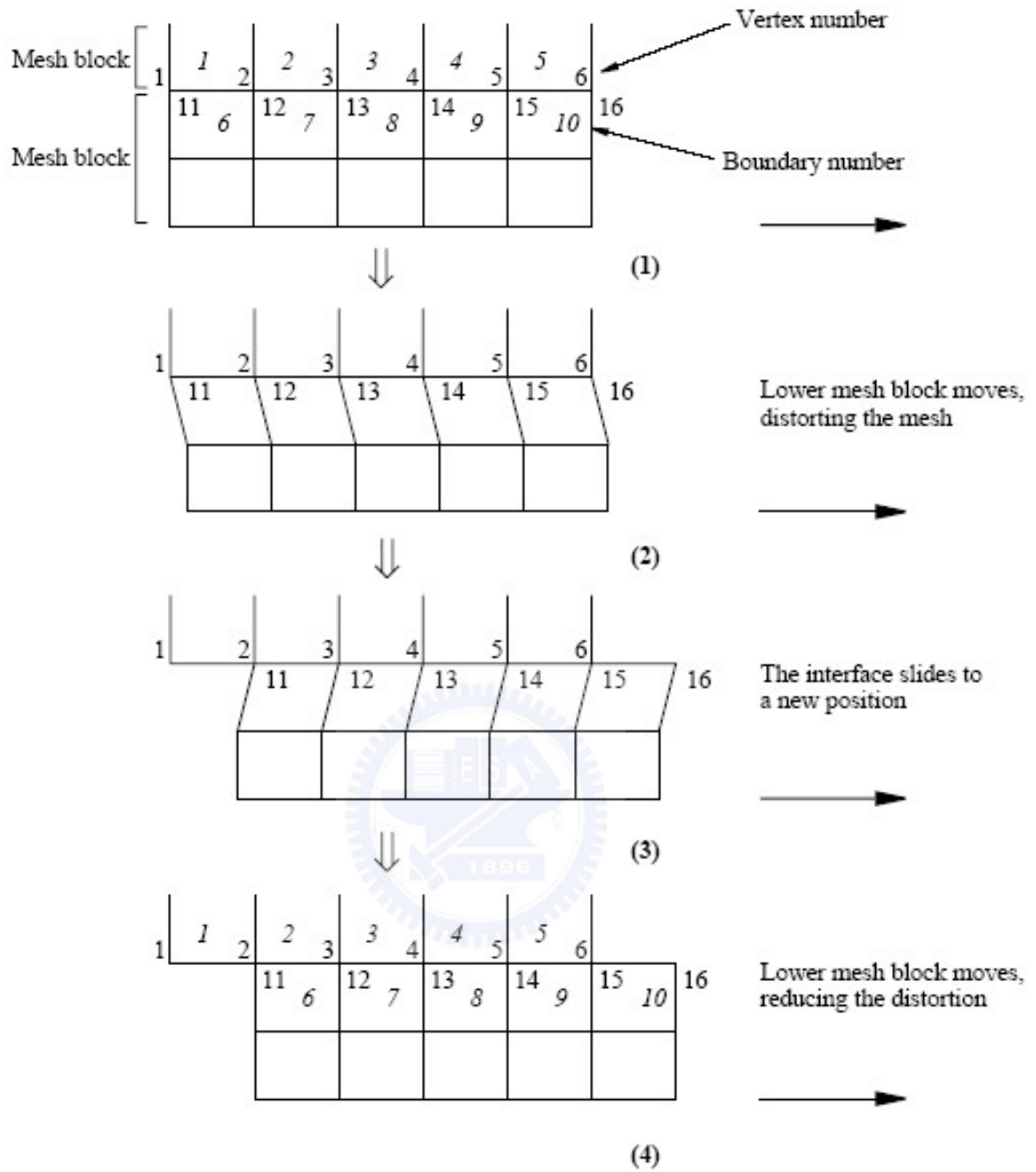


圖 3-5 滑移網格進行方式說明示意圖

第四章 結果與討論

4.1-1 穩態下 $Re_c=31794$ ，無冷卻流等溫固定葉片：

圖 4-1、圖 4-2 與圖 4-3 為無冷卻流在等溫葉片壁面下之穩態固定葉片周圍速度場、流線與壓力場圖。顯示出二維葉片在無導片的開闊空間流體通過情形。上游高溫流體經過葉片，分別通過葉片上方的吸入面(suction side)與下方的壓力面(pressure side)，壓力面阻擋流體通過使得壓力升高速度下降，高壓區使得葉片前方流體推擠而向上移動，造成流場是從上游比較偏下方流入葉片周圍，在葉片幾何構型的壓力面上於 $S/S_p=-0.03618$ 形成遲滯點，以此點為分界從兩側分流，而非在葉片幾何構型上的頭端(leading edge)，如圖 4-4 所示，往吸入面的分流進入從葉片上方通過的主流，擠壓該區流場造成速度上升。而靠近壁面的吸入面側有著後方尾流區的開闊空間，與葉片壁面和上方流體的壓縮，形成一個類似漸縮-漸擴行通道(converge-diverge nozzle)的效應，使在 $S/S_s=0.2573$ 處亦有較高的速度值，而下游速度逐漸降低。壓力面側則是因為流體被阻擋在葉片前方，使得大量流體只能從葉片尾端通過，而和下方主流相互影響形成一個範圍很小的但具有高流速壓力面尾端流區域，如圖 4-5 所示。

圖 4-6 和圖 4-7 為溫度場與密度分布圖，因為狀態方程式使用密度只跟溫度反比跟壓力無關，故密度分佈與溫度分布相同但量值呈反比。從圖上可看出高溫流體流經過壁面受到壁面冷卻，貼著壁面從葉片尾部流出。

圖 4-8 為壁面熱通量分布圖，可以看出 $S/S_s=0.1$ 處有個葉片頭端區域的最大熱通量，雖然該區並非遲滯點，但因為比較靠近主流，高熱流體大量通過，故造成此區的高熱傳。而壓力面因為速度較慢，累積較多被壁面冷卻過的流體，阻隔外部高熱主流，故熱傳量較吸入面低。在葉片壁面尾端壓力面側部分，因為有高流速壓力面尾端流造成的黏性生成熱與快速主流通過所帶來的熱傳，所以再此區造成了一個開闊空間分析葉片所特有的高熱通量。

圖 4-9 為葉片壁面壓力恢復係數 C_p 分布圖，圖 4-10 為 Ranson 等人[22]所量測的 C_p ，其中 C_p 圖中的小圖為各量測 C_p 值時所採用的物理模形示意圖，而因為本研究使用移動邊界緣故，需要大量開放空間提供葉片移動所使用，故與

Ranson 和一般固定式葉片分析所用順著葉片形狀變化的彎形管道有所不同，但相互比較下有著共同的分布趨勢。而本研究因為開闊流道緣故，壓力面受到流體全面受力，有別於彎形管道在頭端受力轉彎後，主流就順著葉片與管道流去，故於彎形管道中的葉片壁面壓力值提早下降。吸入面則因速度方向與壁面平行和高流速緣故， C_p 最低的位置較彎形管道者更靠近葉片頭端。文獻中壓力面尾端則因主流隨同管道與鄰近葉片影響改變方向後，順流的尾流造成壓力下降；吸入面側則因主流轉向的影響，使得最低壓力點位在比較後端的位置。

4.1-2 穩態下 $Re_c=31794$ ，固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片：

在經由無冷卻流固定葉片分析獲得其遲滯點，因此於 $S/S_p = -0.00549$ 、 -0.03618 、 -0.0668 三處設定冷卻流出口，並且有因為開擴空間設計特有的葉片尾端高熱通量，故於 $S/S_p = -0.90017$ 設定一冷卻口，各冷卻口出口速度與位置如表 4-1 所示。

圖 4-11、圖 4-12 與圖 4-13 為固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片周圍速度場、壓力與流線圖，觀察出周圍速度場與無冷卻流的葉片速度場和壓力並無明顯差異，而在從近壁面的流線中可看出受到只有在冷卻孔周圍受到影響。圖 4-14 與圖 4-15 為在遲滯點周圍的速度場與流線圖，可看出中央冷卻孔流出而主流向兩旁分開，靠吸入面的冷卻流便隨著分開的主流向吸入流去，壓力面的冷卻流受到主流壓迫貼著壁面向壓力面下游流去，各自在孔道往下游方向形成一個小渦流。圖 4-16 與圖 4-17 為葉片尾端周圍的速度場與流線圖，冷卻流出口後不久便進入主流所造成的葉片壓力面尾端流高速區，而在冷卻流出口上游處，因為阻擋上游壁面流體造成一個較高的壓力區，並且因為壁面冷卻流體使得密度提昇，故在其前方有個流線進入壁面的情形。

圖 4-18 為固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片周圍溫度場，顯示出冷卻流對整體溫度場分布大致上不變，但是溫度略微下降，尾流次低溫區增長。圖 4-19 為固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片遲滯點周圍溫度場，可看出冷卻流影響的範圍，中央出口的冷卻流受到壓力影響，形成一塊較小的低溫區，之後往左右散開並受到主流的熱不斷傳入而升高。而兩側孔則在流出壁面後，各自被主流帶到吸入面與壓力面下游，形成一個延長的低溫層，即為薄膜冷卻層，阻擋外部主流的直接

衝擊葉片壁面。圖 4-20 為固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片尾端周圍溫度場，可以看出上游冷卻流的影響逐漸減弱，受到主流高壓壓迫，並且近壁面處越往尾端越溫度越高。而此處冷卻流離開壁面後受到主流壓迫便貼上壁面。

圖 4-21 為固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片 C_p 分布圖，顯示出各冷卻孔道所造成的壓力變化情形。圖 4-22 為固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片熱通量分布圖，圖上可看出在 $S/S_p = -0.03618$ 處與其附近兩個薄膜冷卻孔的所造成的熱通量下降情形，以及葉片尾端的冷卻孔所造成的熱通量下降。

4.1-3 穩態下 $Re_c = 31794$ ，無冷卻流等溫固定葉片與固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片的比較：

圖 4-23 為固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與無冷卻流等溫固定葉片 C_p 比較圖，顯示出固定遲滯點冷卻流造成與無冷卻流時的差異。在頭端部分，可以看出三冷卻流出口造成的壓力降，而在孔道下游，壓力面側部分則無太大影響；吸入面則自 h_1 孔往下游造成整體的壓力降，過 $S/S_s = 0.35$ 後兩者 C_p 值便無太大差異。而由於吸入面的壓力降，使得單位翼展 y 方向總受力從無冷卻流 $0.8221N$ 的受力提升至固定遲滯點冷卻流 $0.8373N$ 的受力，而葉片 y 方向受力產生渦輪葉片的功率輸出，故較高的受力便能提供前方壓縮機的葉片組較大的施力。

圖 4-24 為無冷卻流等溫固定葉片與固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片的熱通量比較圖，可以看出在固定不動的等溫葉片上，熱通量在經由使用薄膜冷卻之後所造成的影響。圖上顯示在具有冷卻孔的位置，熱通量都明顯的降低，而隨著離開冷卻孔而慢慢提升。而吸入面側的因為熱通量較高以及不像壓力面具有將流體施壓貼於壁面的特性，故在冷卻流溫度提高及消散之後保護能力就明顯的下降。在葉片尾端的冷卻流也有效的將葉片尾端的高熱通量有效下降，在最高熱通量部分下降了三分之一。而單位翼展總熱傳量也從無冷卻流的 $13959W$ ，下降至有遲滯點冷卻流的 $10463W$ ，下降原本熱傳量的 25%。

圖 4-25 為固定遲滯點冷卻流絕熱固定葉片的薄膜冷卻效率 η ，在只更改壁面邊界設定為絕熱條件後，所得壁面絕熱溫度所做的計算，可以看出薄膜冷卻對於各位置冷卻效果，效率越高的區域則壁面溫度越接近冷卻流溫度，反之效率越低的區域則壁面溫度越接近主流流體溫度，葉片就越容易受到熱破壞。在圖中也

顯示出壓力面較吸入面有較好的薄膜冷卻效率，和隨著離開冷卻口的距離增加，薄膜冷卻效率就隨之下降。

4.2-1 $Re_c=31794$ ，無冷卻流等溫等速移動葉片：

圖 4-26 為葉片以等速 $v_B=40\text{ m/s}$ 向上移動經過 0.015 秒時所得葉片周圍速度場，以模擬葉片在穩定運作之下的切面速度場，而該速度場以靜止座標為基準。圖中可看出葉片在向上移動時，上方吸入面排開推開流體與原本主流向後流動兩者交互影響之下的效應。圖 4-27 為無冷卻流等溫等速移動葉片周圍相對速度場，此速度場是以葉片移動速度 v_B 的移動座標，便是以移動中的葉片作為速度場觀察角度，圖上更能直觀地顯示出對於移動葉片的主流方向以及主流經過移動葉片從兩側分開在葉片尾端形成尾流的情形。圖 4-28 為無冷卻流等溫等速移動葉片周圍壓力場，可看出一個葉片頭端上方的高壓區與頭端下方的略低壓區，壓力面有著主流推擠受力情形，吸入面高流速的低壓區，和葉片尾端流場型態改變，使得壓力面尾端流的低壓區較固定葉片的高且不明顯。圖 4-29 為無冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍速度場，圖上顯示流場於頭端 $S/S_s=0.0193$ 形成一個具有遲滯點的現象，不過實際上對葉片的遲滯點位置必須經由相對於葉片移動速度做轉換，如圖 4-30 所示之無冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍相對速度場，得葉片相對遲滯點於 $S/S_s=0.0504$ ，而此點也是葉片頭端最高壓力點位置。圖 4-31 為無冷卻流等溫等速移動葉片尾端速度場，在遠離葉片壁面的地方，受到壁面牽引的速度場也逐漸減少，該區相對速度場如圖 4-32 所示。圖 4-31 為無冷卻流等溫等速移動葉片溫度場，顯示出被低溫壁面所略為冷卻的主流流體，在葉片壁面緊密地分布以及葉片低溫尾流離開葉片後與周圍高溫流體熱交換使得溫度平均化的現象。

圖 4-34 為無冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 分布圖，顯示出遲滯點的高壓區及遲滯點兩側的壓力下降，而吸入面的 C_p 分布有著與圖 4-10 更為相像的趨勢。圖 4-35 為無冷卻流等溫等速移動葉片熱通量分布圖，顯示出遲滯點的高熱通量，遲滯點下方速度較快的主流補充區的一個高熱通量區域，吸入面較壓力面較壓力面高的熱通量，和葉片尾端吸入面與壓力面各有一個高熱通量區。

4.2-2 $Re_c=31794$ ，無冷卻流等溫固定葉片與無冷卻流等溫等速移動葉片的比較：

圖 4-36 為無冷卻流等溫固定葉片與無冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 比較圖，顯示出葉片移動與固定時，壁面壓力分布的差異。首先可以看到因為遲滯點位置不同所帶給葉片頭端壓力最高處位置的不同，移動中的葉片受到流體相對速度的影響，主流方向成為入口方向 $50\hat{i}$ 與葉片移動的流體相對速度 $-40\hat{j}$ 的合量，使得遲滯點往吸入面偏移。再者因為主流斜向吹過葉片，該方向更加貼近吸入面方向，順著葉片速度場造成該區低壓，而貼近移動中主流方向的葉片壁面位於比較後方的位置，故 C_p 的凹口上移動葉片比固定葉片來得後方。壓力面的部份則移動葉片主流經過頭端遲滯點後順向吹過壓力面前段位置，而造成一個與固定葉片不同的低壓區，經過此區因為壓力面的阻擋流場使得 C_p 上升。從整體來做比較，因為 $C_p = (p_w - p_{in}) / (\rho_m u_m^2 / 2)$ 公式中的 p_{in} 受到移動葉片擾動因而造成其入口壓力較固定葉片入口壓力高的影響， C_p 值均下降 0.1682，但扣除這影響，移動葉片的壓力面還是略低於固定葉片，加上吸入面低壓區的減少與移動中葉片風阻的影響，影響整體單位翼展 y 方向受力從固定的 0.8221 Nt 下降至 0.4714 Nt 。

圖 4-37 無冷卻流等溫固定葉片與無冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較圖，在固定葉片頭端附近熱通量最高點剛好與移動葉片遲滯點位置略有重疊，使得在此處都有高熱通量。而在移動葉片的 $S/S_p = -0.04$ 因為受到高流速與主流高溫流體衝擊所致，造成比固定葉片較高的熱通量。而在移動葉片的吸入面側，較前端因為受到上方高溫流體直接衝擊所以有較高的熱通量，而後端進入移動葉片的尾流區，被葉片已冷卻流體增加，使得移動葉片後端比固定葉片熱通量較低。移動葉片的壓力面側因為主流方向沿著葉片壓力面發展方向，故流體容易順著壓力面壁面而不易累積在壓力面側前方空間，高熱流體容易通過，故在經過 $S/S_p \approx -0.3$ 移動葉片的熱通量便高於固定葉片。而因為順流效果，使得移動葉片壓力面尾端流流速較固定葉片壓力面尾端流為低，且因為移動葉片向上移動使得對葉片外部高溫主流相對斜向流過，衝擊效果較小，故在尾端的高熱通量區移動葉片便比固定葉片來的小很多。移動葉片的單位翼展總熱傳量為 13441W，較固定葉片的 13959W 少了 3.1%。

4.3-1 $Re_c=31794$ ，固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片：

在以往的薄膜冷卻研究都是對葉片做固定的分析與實驗，再將所獲得的冷卻孔道位置套入實際運轉中的葉片，固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片便是使用這樣的想法，將固定葉片計算所得的冷卻孔道位置導入移動葉片中，各冷卻孔道入口流速在移動葉片的設定為相對於移動中葉片的速度，所得的移動葉片分析結果。

圖 4-38 與 4-39 為固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍速度場與壓力場，從無冷卻流等溫等速移動葉片分析得遲滯點於 $S/S_s=0.0504$ 處，可知以固定葉片遲滯點冷卻孔道位置皆處在移動葉片的壓力面側，並可於圖 4-38 中的相對速度場看出。而從圖 4-40 可明顯的顯示出，原本圖 4-38 中的那條低流速帶對移動葉片為一個低速渦流區，造成這現象原因來自前方三個位在相對遲滯點下方的冷卻孔，排開主流往壓力面側的分流，並因為三道冷卻流同時作用與該區在無冷卻流移動葉片時為一個低壓區，其後便是一個逆壓力梯度區，更容易排開分流，形成一個分流與葉片壓力面之間的回流區，壓力也大幅下降。而吸入面則不受到冷卻流的影響，故與無冷卻流的移動葉片表現幾無差異。圖 4-41 與圖 4-42 為固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍速度場與相對速度場，顯示出冷卻流排開主流壓力面分流的情形，且遲滯點離冷卻孔還有相當長的距離。圖 4-43 與圖 4-44 為固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍速度場與相對速度場。

圖 4-45 為固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍溫度場，顯示出各冷卻孔道的冷卻薄膜分布情形以及所影響的溫度場分布範圍，在壓力面側因為受到相對回流影響，出現一個較大的低溫區域，有別於固定遲滯點冷卻流固定葉片時，薄膜冷卻流離開出口後仍緊貼於壁面的情形。吸入面側則因為冷卻流無主流吸入面分流導引，故溫度場只受低溫壁面影響，分布便與無冷卻流移動葉片吸入面相同。圖 4-46 為固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍溫度場，顯示出冷卻流在離開葉片壁面後，進入主流壓力面分流導引往壓力面下游流去，受到冷卻孔 h_1 冷卻流速度方向影響，壓力面分流經過 h_1 後遠離壁面，使 h_2 與 h_3 不受分流直接衝擊而能維持較長的原出口流速，故低溫流體不同於固定遲滯點冷卻流固定葉片頭端冷卻薄膜的緊靠葉片壁面分布。圖 4-47 為固定遲滯點冷卻流等溫等速

移動葉片尾端周圍溫度場，相同受到前方冷卻流排開壓力面分流影響，尾端冷卻流形成一個較大渦流，而有著較大的低溫區。圖 4-48 與圖 4-49 為固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 與熱通量分布，與使用絕熱壁面作計算所得的薄膜冷卻效率 η ，如圖 4-50 所示，在中央三處有良好的效率，但在離開冷卻孔就快速下降，並再於吸入面的部份因為無冷卻流的保護，加上黏性生成熱的因素，使得該處會有小於 0 的冷卻效率，也就是比主流入口溫度更高的情形發生。而壓力面因為渦流影響，使得壓力面壁面整體都隔絕於主流之外，但因為冷卻流沒有緊靠著壁面形成薄膜且渦流自葉片尾端將部分的高溫流體引入，故有著薄膜冷卻效率快速下降卻平穩地維持在約 0.2 的分布。壓力面尾端冷卻孔部份則因為冷卻流本身形成回流，與壁面阻隔主流且不斷冷卻壁面，故維持較高且長的薄膜冷卻效率。

4.3-2 $Re_c=31794$ ，無冷卻流等溫等速移動葉片與固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片：

圖 4-49 與 4-50 為無冷卻流等溫等速移動葉片與固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 與熱通量比較圖，從兩圖中顯示出在固定遲滯點冷卻流幾乎對吸入面的 C_p 與熱通量沒有任何影響。圖 4-51 可看出固定遲滯點冷卻流使得壓力面除頭端低壓區有所增加之外，整體壓力面下降了 1 的 C_p 值，單位翼展的 y 方向總受力從無冷卻流 0.4714N 的受力下降至固定遲滯點冷卻流 0.3596N 的受力，大幅降低原本渦輪葉片所能輸出的功率。在圖 4-50 的部份，位在頭端壓力面的冷卻流將孔道所在位置的高熱通量大幅下降，在 h_3 孔之後熱通量迅速的上升至 $20000\text{W}/\text{m}^2$ 後，冷卻流所下降的熱通量逐漸減少。而壓力面尾端的冷卻孔則變化不大，有效的阻隔壓力面尾端流所帶來的高熱通量。單位翼展總熱傳量也從無冷卻流移動葉片的 13441W，下降至有遲滯點冷卻流的 11319W，下降原本熱傳量的 15.8%。

4.3-3 $Re_c=31794$ ，固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片：

圖 4-51 與圖 4-52 為固定遲滯點冷卻流在對於固定葉片與等速移動葉片在熱通量與薄膜冷卻效率 η 的比較圖。對於葉片頭端部分，固定遲滯點的蓮蓬頭式冷

卻孔道設計在固定葉片中，其冷卻流如預期般的向兩側分散的包覆壓力面與吸入面，降低該區熱通量，在正對遲滯點受到主流正面衝擊， h_2 亦有發揮其作用。因此在固定葉片有著較廣的薄膜冷卻效率，有效降低葉片表面溫度。而因為移動葉片改變了流場型態與遲滯點位置，使得相同設計的冷卻孔道無法達成應有效果。固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片雖然在三孔之間有著較好的低熱通量與高薄膜冷卻效率，但離開三孔內範圍便失去該有效果。比較圖 4-53 與圖 4-54，在 $S/S_p = -0.2$ 處移動葉片離開 h_3 孔後，熱通量開始上升且與固定葉片差距不大，但在薄膜冷卻效率上卻大幅下降，無法自薄膜冷卻孔有效降低下游壁面溫度。壓力面尾端部分則因移動葉片壓力面尾端流速度下降與主流形狀的改變，移動葉片具有較低的熱通量與較好的薄膜冷卻效率延伸。

4.4-1 $Re_c = 31794$ ，移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片：

在經由以上的分析，得知如在渦輪葉片頭端使用蓮蓬頭式則須根據葉片運轉時產生流場所具有的遲滯點位置來做設計，而移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片便是根據無冷卻流等溫等速移動葉片計算分析所得結果，將其相對速度場的遲滯點位置作為冷卻孔 h_2 位置，再依照三孔距離設定 h_1 、 h_3 孔，其位置與流速如表 4-1 所示。

圖 4-55 與圖 4-56 為移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍速度場與壓力場，從壓力場中顯示出，移動遲滯點冷卻流對於無冷卻流的壓力場的改變不大，維持葉片原本所設計的壓力場形式，從圖 4-57 的移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍相對速度場，在吸入面的部份，與無冷卻流和固定遲滯點的流場差異不大；吸入面的部份，則無固定遲滯點排開主流壓力面分流而產生的渦流區，分布趨勢與無冷卻流的分布大致相同。圖 4-58 與 4-59 為移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍速度場與相對速度場，從相對速度場顯示出移動遲滯點設計在頭端有如預期般的效果，如同固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片頭端速度場的形式， h_2 受到主流直接衝擊與最高壓力點， h_1 、 h_3 孔各自從兩側分別排開主流形成薄膜，且適量地沒有導致整體流場受到破壞，讓薄膜外的主流依然緊貼於壁面。圖 4-60 與圖 4-61 為移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍速度場與相對速度場，因為葉片壓力面周圍速度較快且壓力較高，在移動遲滯點冷卻流移

動葉片尾端的冷卻口前方主流較固定遲滯點冷卻流移動葉片的速度較快，冷卻流在離開葉片後推擠形成較狹長的渦流區。

圖 4-62 為移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍溫度場，與圖 4-33 相比較，顯示出冷卻流在葉片表面形成一層低溫區，使得溫度梯度下降，但不同於固定遲滯點冷卻流移動葉片的大範圍低溫區域。圖 4-63 為移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍溫度場，顯示冷卻流在頭端形成薄膜的情形，移動遲滯點的孔道設計如預期般的形成如固定遲滯點冷卻流於固定葉片的冷卻流分布，且最低溫的冷卻流緊貼於壁面而受主流熱傳而慢慢升高溫度，低溫薄膜阻隔高溫主流以保護葉片不受熱破壞。而葉片尾端亦在孔道出口形成低溫薄膜，如圖 4-64 所示，有別於如圖 4-47 的固定遲滯點冷卻流移動葉片尾端冷卻流衝入流場並在冷卻流噴流與壁面之間形成渦流。

圖 4-65 為移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 分布圖，顯示出有冷卻孔道位置皆造成些許的壓力降，但對於整體 C_p 分布趨勢無太大影響，只有在壓力面尾端冷卻口造成的較大的 C_p 影響。圖 4-66 為移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量分布圖，顯示冷卻流有效降低葉片上的熱通量，使得葉片熱通量最大值不超過 50000 W/m^2 ，於冷卻孔所在位置皆大幅降低熱通量而往兩旁逐漸提升，且無固定遲滯點冷卻流移動葉片只集中在同一側的情形發生。圖 4-67 為移動遲滯點冷卻流絕熱等速移動葉片薄膜冷卻效率 η 分布圖，在各冷卻孔有著最高的冷卻效率，隨著距離的增長遞減，整體來說葉片表面皆有著大於 0.1 的薄膜冷卻效率，位於頭端蓮蓬頭式冷卻孔能達到包覆整體葉片的效用。

4.4-2 $Re_c=31794$ ，無冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片：

圖 4-68 為無冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 比較圖，其中可顯示出葉片頭端在有冷卻孔道位置拉低 C_p 值，但在離開孔道後幾乎提升至與無冷卻流相同的 C_p 值，在吸入面與壓力面皆有著近乎一致的 C_p 值。因為遲滯點位置關係，頭端冷卻孔道皆處在吸入面上，使得原本無冷卻流移動葉片於吸入面頭端的高壓區壓力下降，連同降低吸入面抗力，讓葉片單位翼展 y 方向受力從無冷卻流等溫等速移動葉片 0.4714N 的受力提升至移動遲滯點

冷卻流等溫等速移動葉片的 0.5188N 的受力，在具有移動遲滯點薄膜冷卻葉片反到增加了輸出功率。圖 4-69 為無冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較圖，顯示出薄膜冷卻孔道大幅降低熱通量，並且將頭端兩個最高熱通量的區域，遲滯點與頭端壓力面兩個高熱通量區大幅下降，且沿伸至兩側壁面。單位翼展葉片總熱傳量從無冷卻流等溫等速移動葉片的 13441W，降至移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片的 9286W，減少了無冷卻流單位翼展總熱傳量的 30.92%。

4.4-3 $Re_c=31794$ ，固定冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片：

此為比較在使用固定與移動遲滯點冷卻流同於移動葉片所造成的優缺點，圖 4-70 為兩者的 C_p 比較圖，主要的差異在於葉片推力主要來源的壓力面側，固定遲滯點冷卻流造成大部分區域皆低於移動遲滯點冷卻流，而葉片抗力的吸入面則相差不多，故固定遲滯點冷卻流造成相當不好的葉片受力，而反之移動遲滯點冷卻流則對原本的 C_p 大都沒有影響。圖 4-71 為兩者的熱通量比較圖，固定遲滯點冷卻流在移動葉片上處於相對速度的壓力面側，其三個蓮蓬頭式冷卻孔皆集中進入壓力面側流場，但固定遲滯點冷卻流在於 $S/S_p=-0.05$ 附近因為冷卻流集中故有著較低的熱通量值，在經過 $S/S_p=-0.28$ 之後兩者熱通量便相差不多。圖 4-72 為兩者的薄膜冷卻效率 η 比較圖，顯示出固定遲滯點冷卻流保護範圍離開冷卻孔道就快速下降，移動遲滯點冷卻流於壓力面側只在固定遲滯點冷卻三孔範圍內與 $S/S_p=-0.5\sim-0.9$ 之間不及固定遲滯點冷卻流效率，其餘部份皆有著較好的效率，並且對於吸入面亦能有效保護。以上指出雖然使用大量的冷卻流來進行薄膜冷卻，但因為不適當的孔道位置與設計，不只無法達到預期中的薄膜冷卻保護作用，更會造成原始設計流場的破壞，無法達到流體動力機械所需要的功率輸出。

4.4-4 $Re_c=31794$ ，固定冷卻流等溫固定葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片：

此為在固定與等速移動兩種葉片型態下各遲滯點冷卻流的計算分析結果比較。圖 4-73 為固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移

動葉片 C_p 差比較圖，此為兩者冷卻流對於無冷卻流的各狀態葉片所造成的 C_p 差值比較圖，除顯示在具有冷卻孔出口位置造成壓力降的影響外，更顯示在相同遲滯點的蓮蓬頭式冷卻孔，對於吸入面比壓力面有更強烈的壓力波動影響。圖 4-74 為固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較圖，圖 4-75 為固定遲滯點冷卻流絕熱固定葉片與移動遲滯點冷卻流絕熱等速移動葉片薄膜冷卻效率 η 比較圖，兩圖顯示兩者在頭端蓮蓬頭式冷卻孔有著相同的冷卻趨勢與效率分布，而因為遲滯點位置在葉片幾何構型位置的不同，影響根據該位置的頭端蓮蓬頭式冷卻孔，造成位於頭端壓力面的固定遲滯點有著較好的壓力面熱傳與冷卻效率，而位於頭端吸入面的移動遲滯點有著較好的吸入面熱傳與冷卻效率。



固定遲滯點冷卻口				
	h_1	h_2	h_3	尾端
U[m/s]	-52.7097	-13.3826	0	-30
V[m/s]	-5.54	-14.8629	-43.4	-40
位置	$S/S_p = -0.00549$	$S/S_p = -0.03618$	$S/S_p = -0.06681$	$S/S_p = -0.90017$
移動遲滯點冷卻口				
	h_1	h_2	h_3	尾端
U[m/s]	-5.54	-14.8629	-43.4	-30
V[m/s]	52.71	13.3826	0	-40
位置	$S/S_s = 0.02525$	$S/S_s = 0.05044$	$S/S_s = 0.07560$	$S/S_p = -0.00549$

表 4-1 葉片冷卻口流速表

葉片性態	等溫固定葉片		
蓮蓬頭式冷卻流位置	無	固定遲滯點	
單位翼展 y 方向受力[N]	0.8221	0.8373	
單位翼展總熱傳量[W]	13959	10464	
葉片性態	等溫等速移動葉片		
蓮蓬頭式冷卻流位置	無	固定遲滯點	移動遲滯點
單位翼展 y 方向受力[N]	0.4714	0.3596	0.5188
單位翼展總熱傳量[W]	13441	11320	9286

表 4-2 葉片受力與熱傳量表

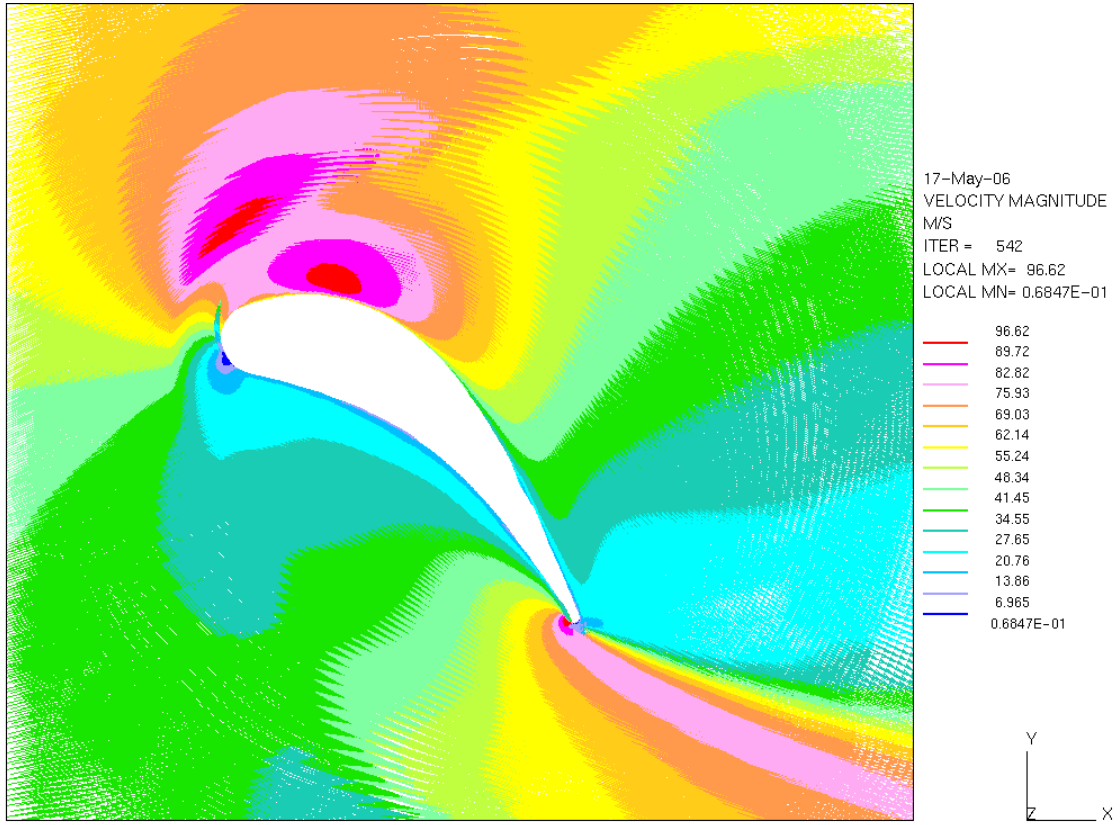


圖 4-1 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片周圍速度場

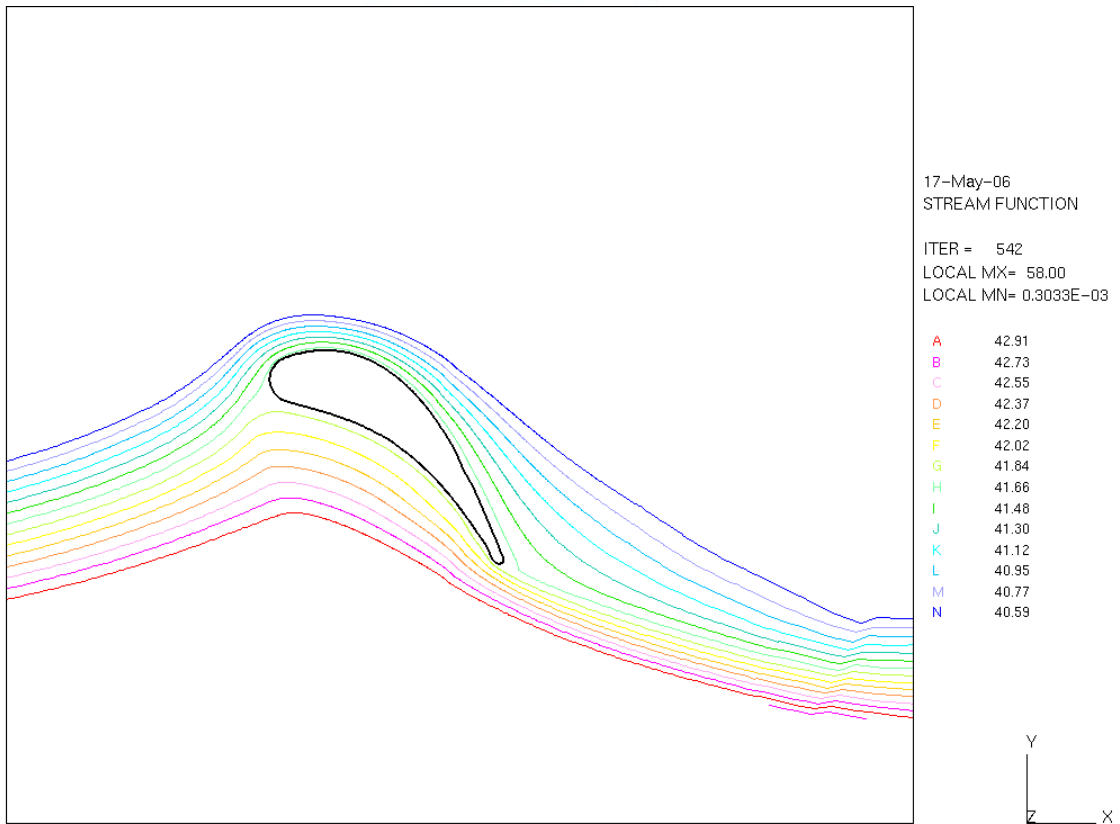


圖 4-2 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片周圍流線

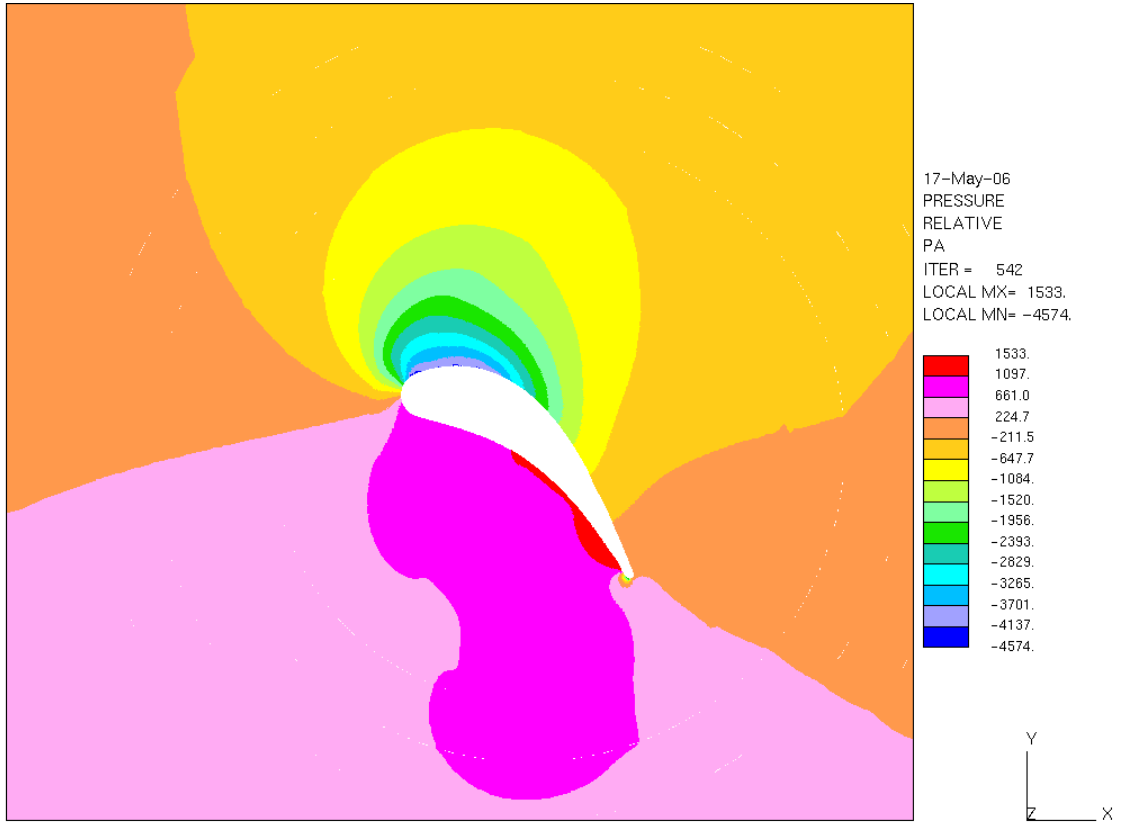


圖 4-3 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片周圍壓力場

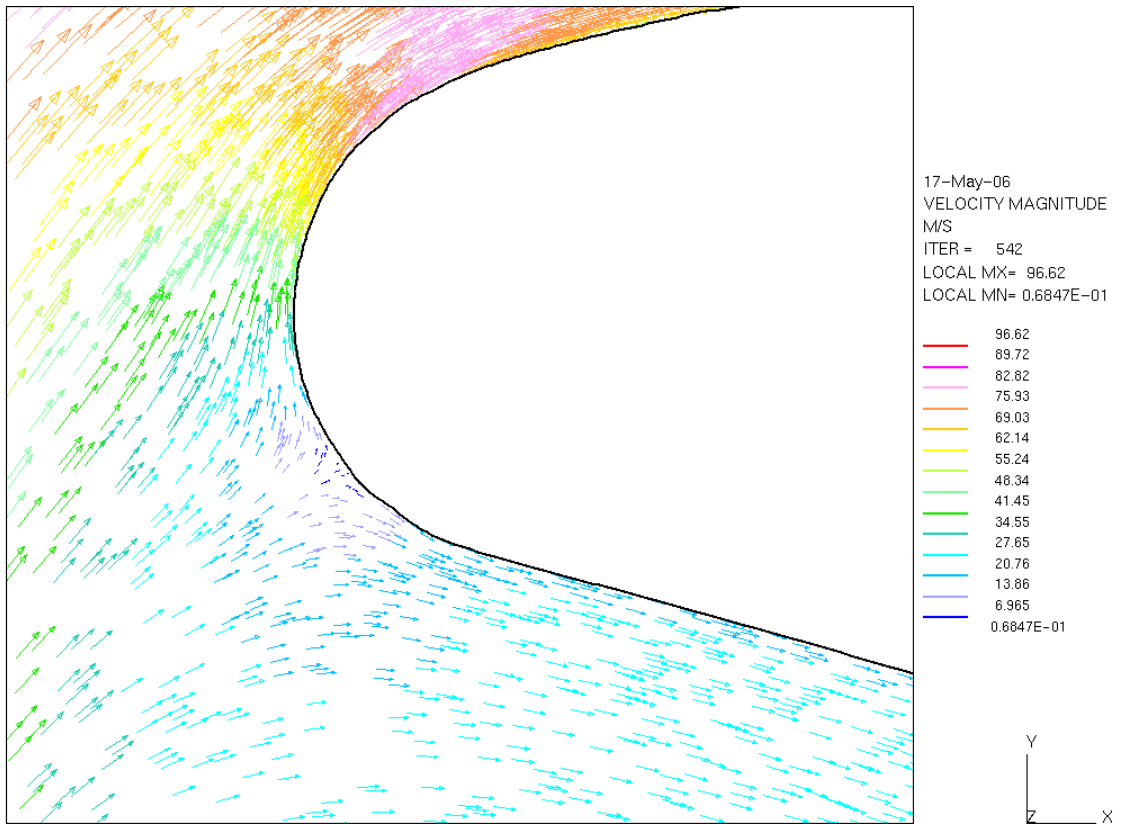


圖 4-4 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片遲滯點周圍

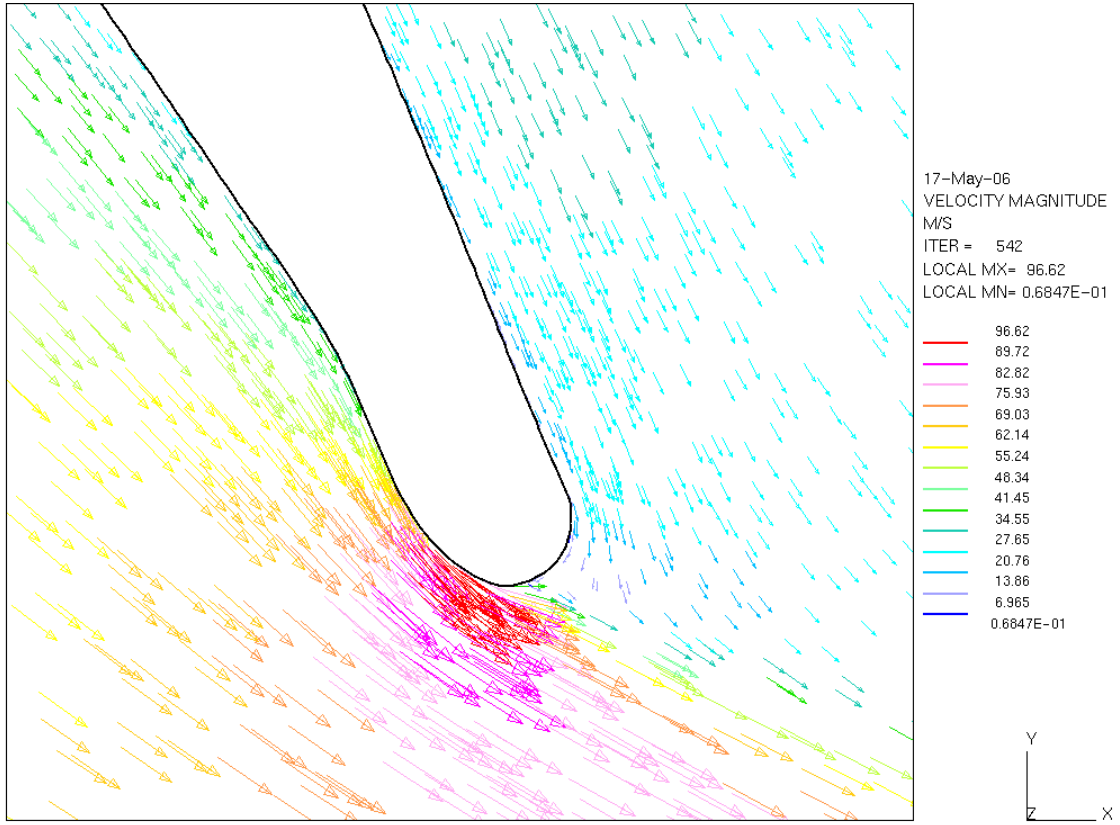


圖 4-5 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片尾端周圍

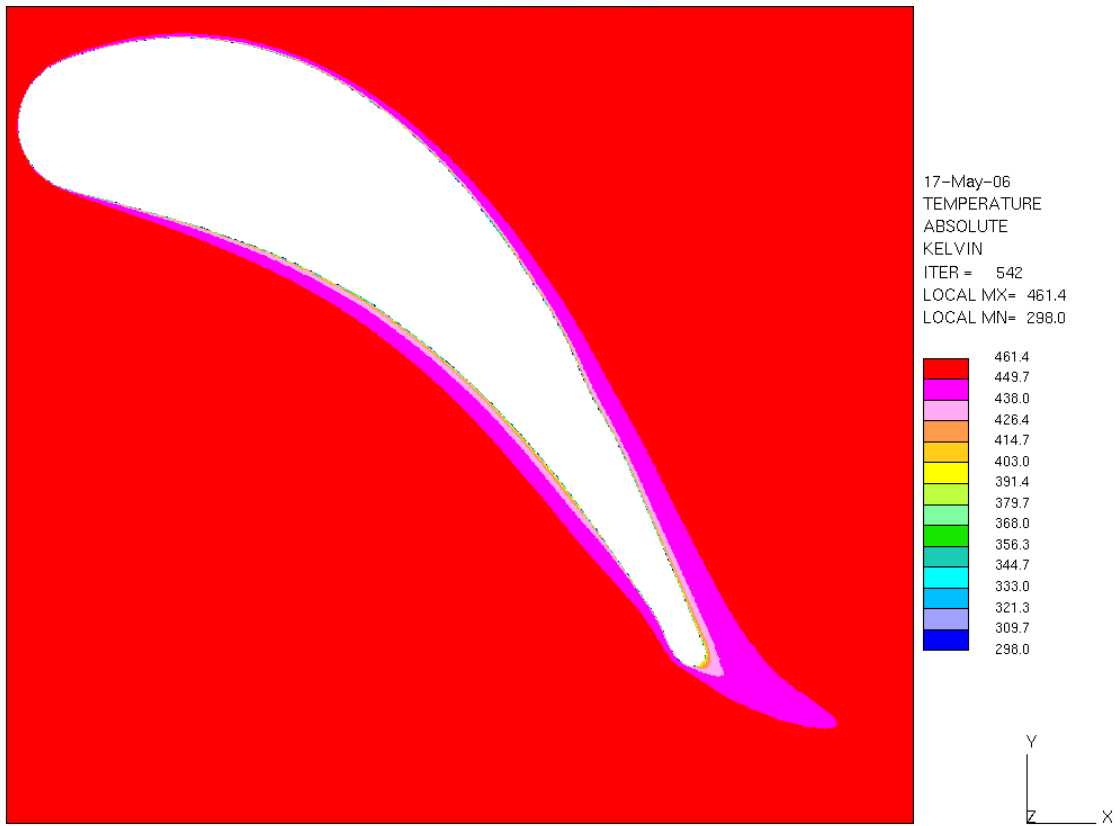


圖 4-6 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片溫度場

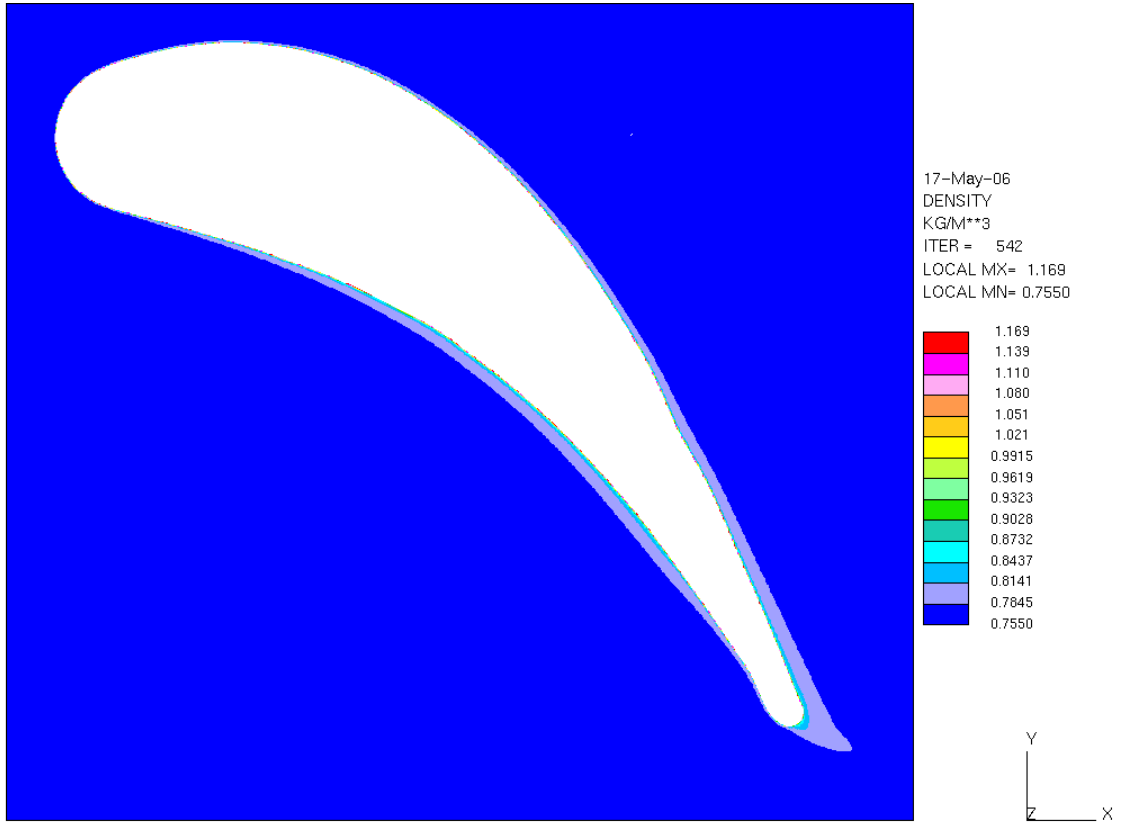


圖 4-7 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片密度分佈圖

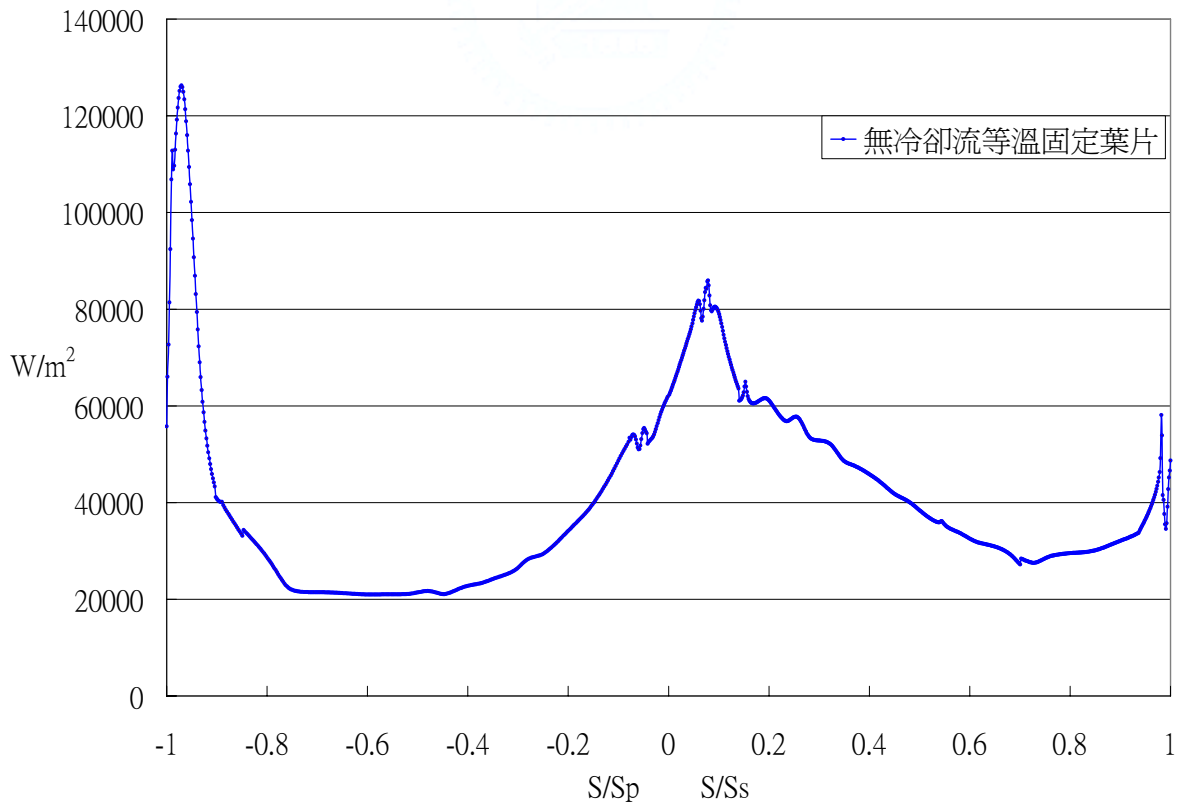


圖 4-8 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片熱通量分佈圖

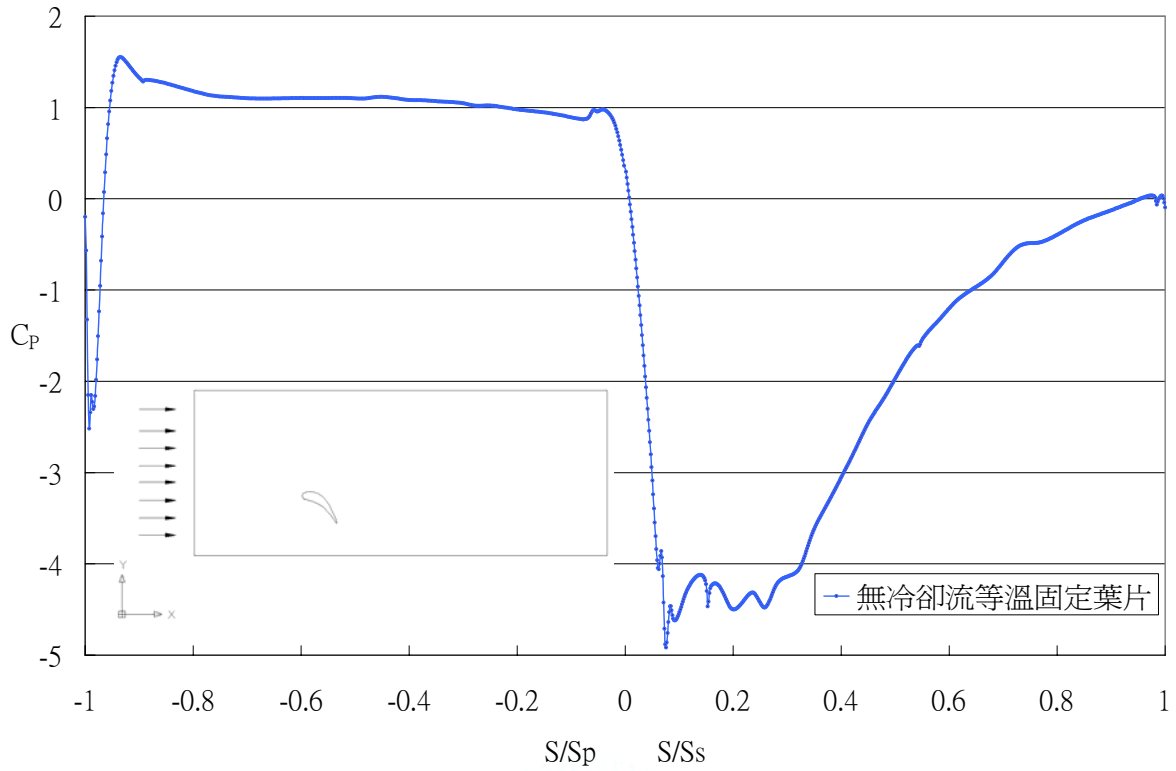


圖 4-9 無冷卻流等溫葉片壁面之穩態固定葉片 C_p 分布圖

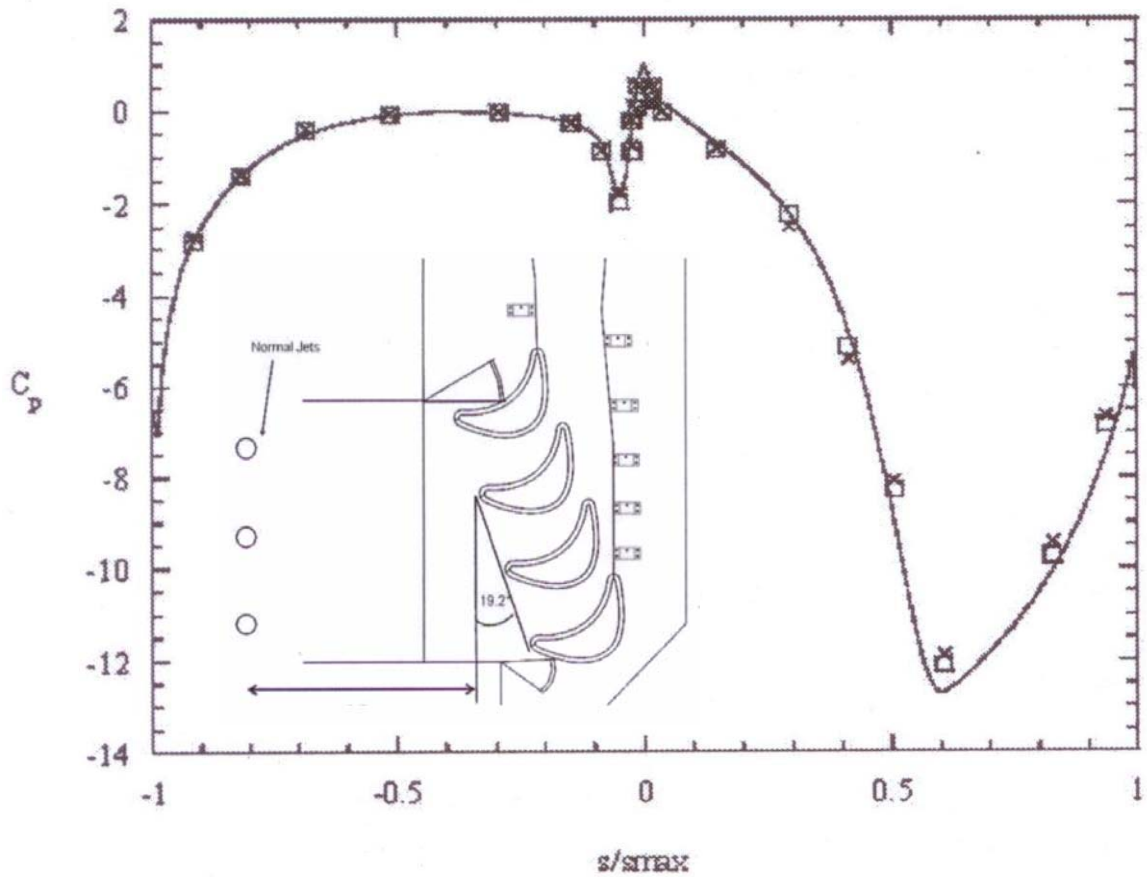


圖 4-10 Ranson 等人所量測與計算之 C_p 分布圖

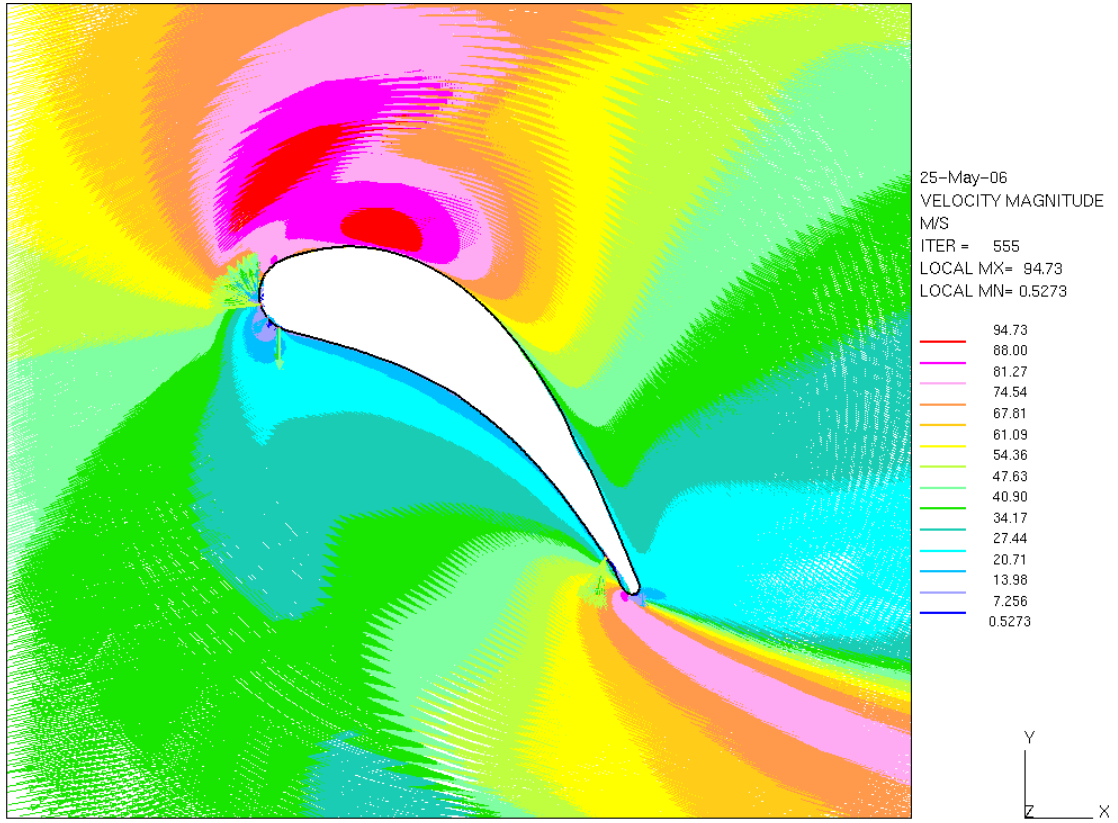


圖 4-11 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片周圍速度場

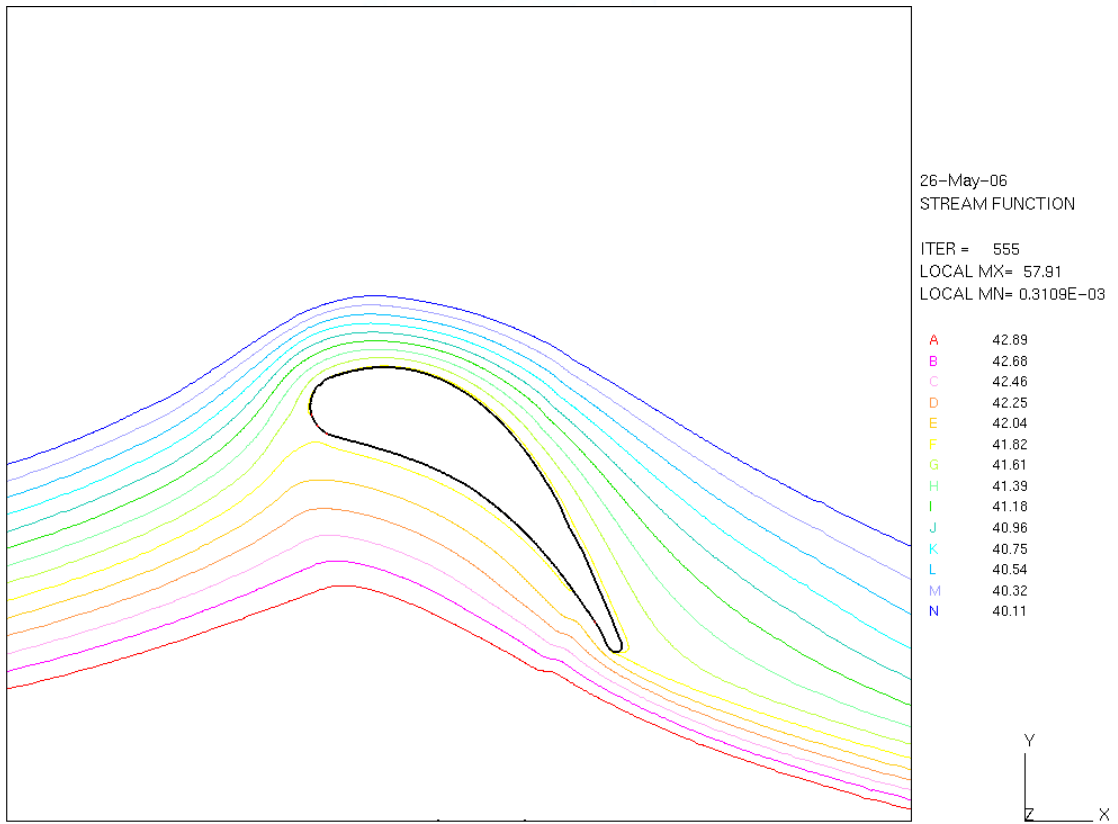


圖 4-12(a) 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片周圍流線圖

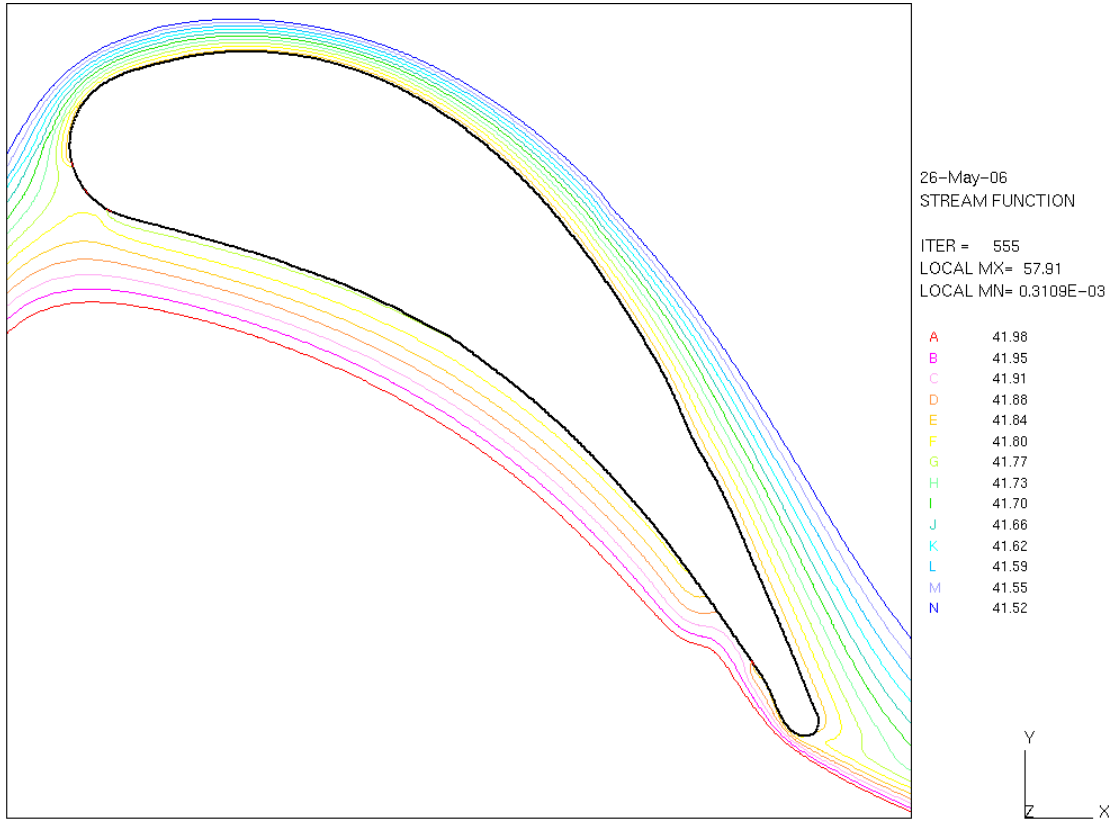


圖 4-12(b) 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片周圍流線圖

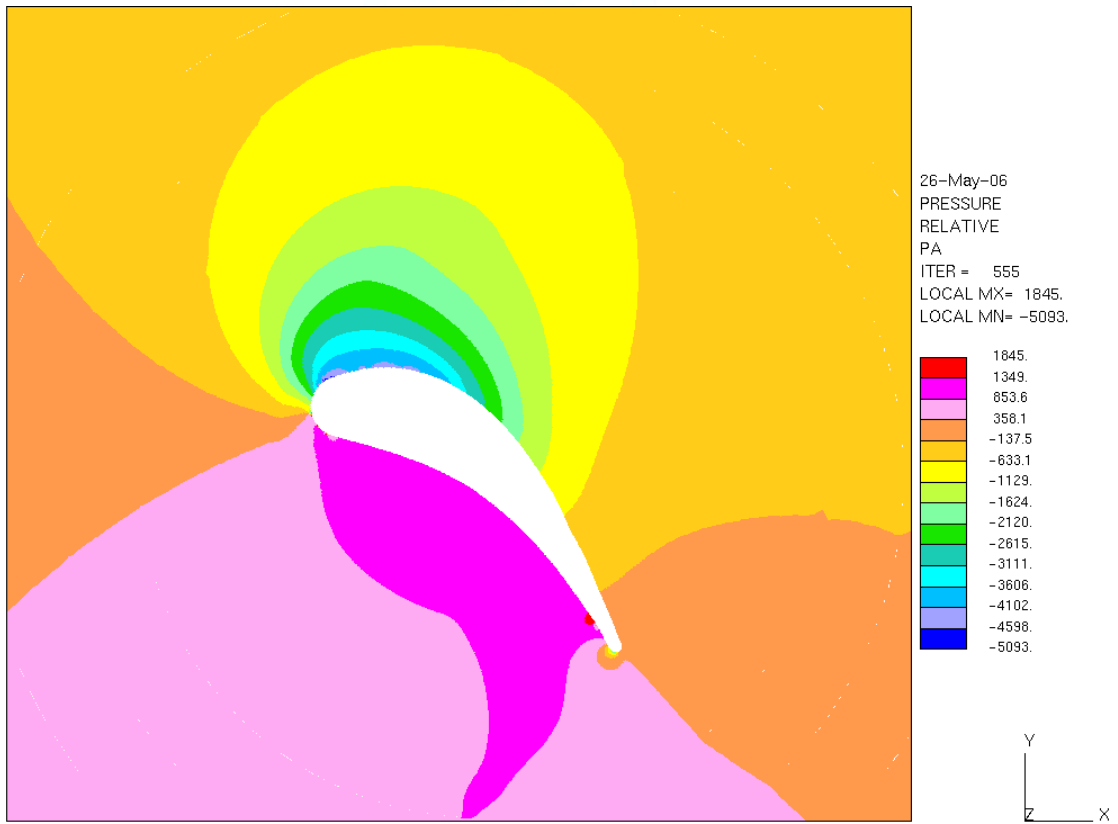


圖 4-13(a) 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片周圍壓力場

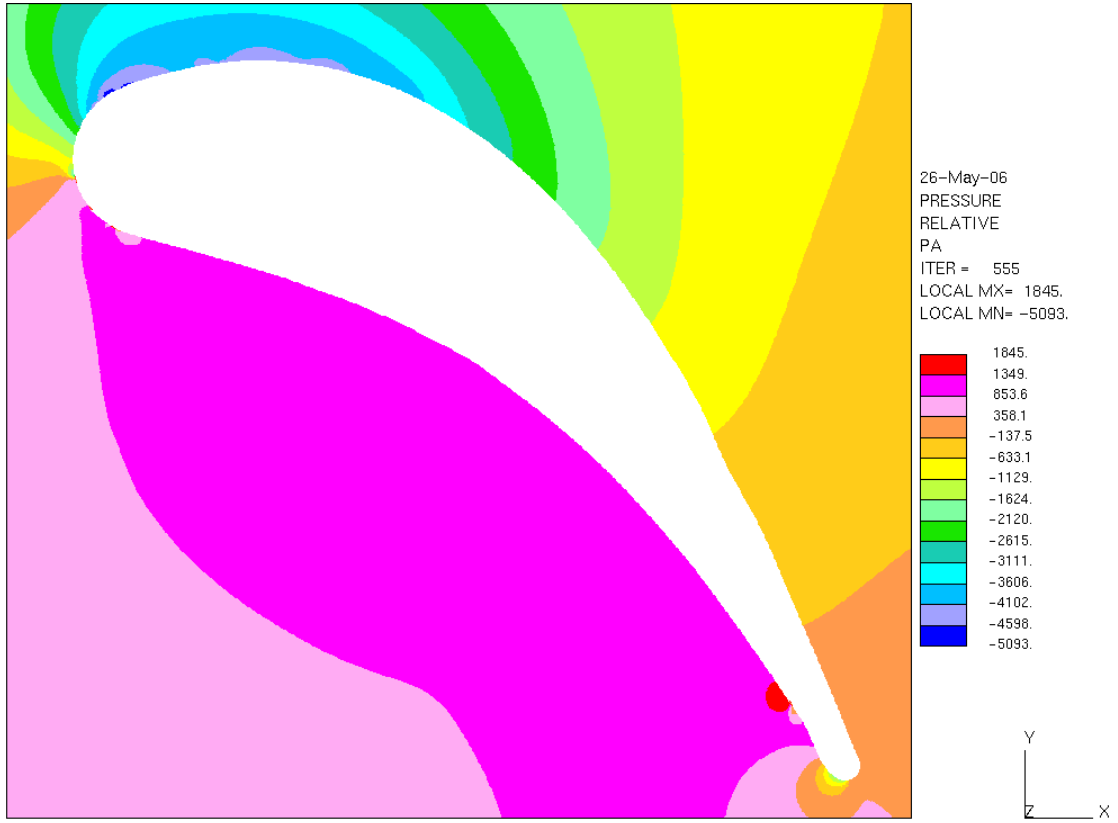


圖 4-13(b) 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片周圍壓力場

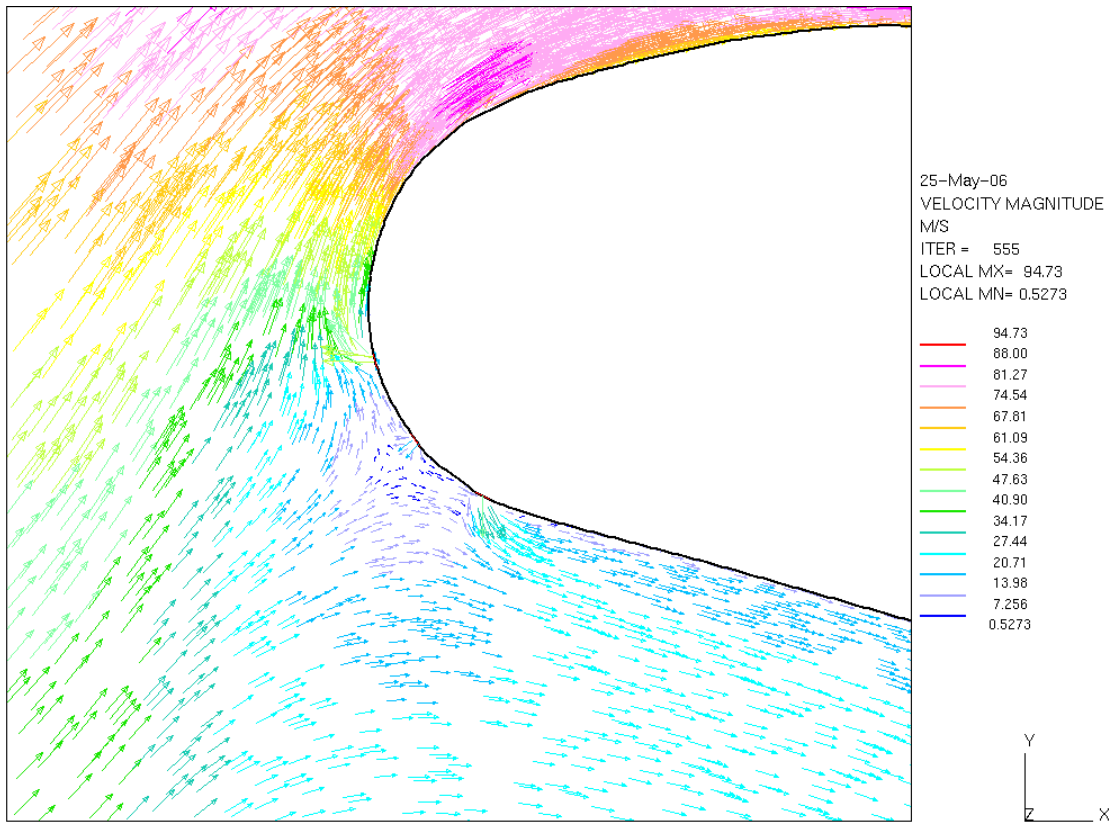


圖 4-14 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片遲滯點周圍速度場

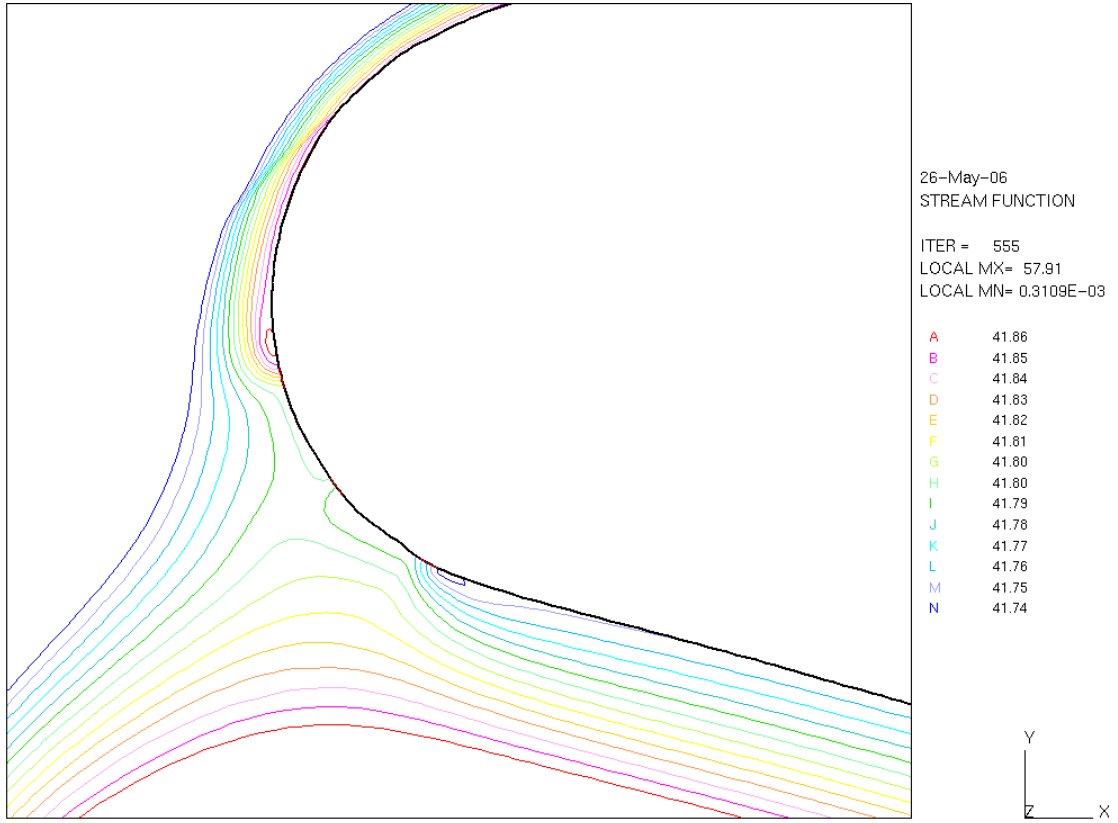


圖 4-15 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片遲滯點周圍流線

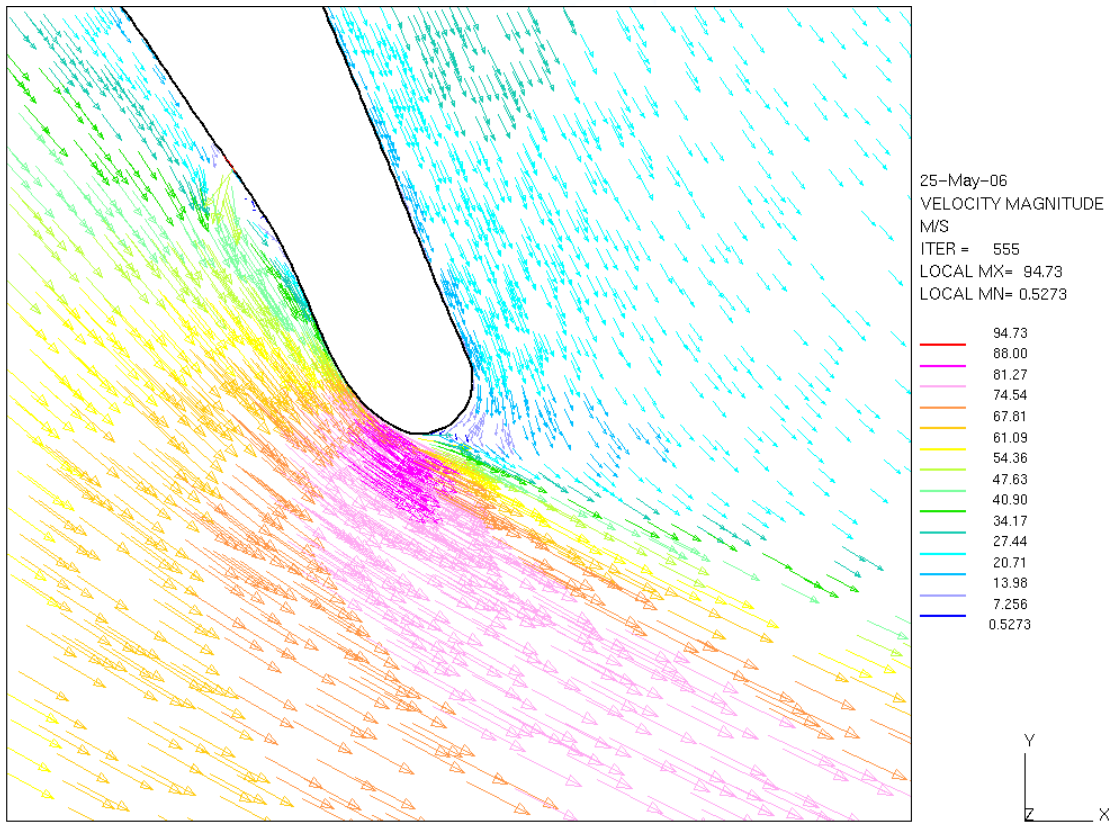


圖 4-16 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片尾端周圍速度場圖

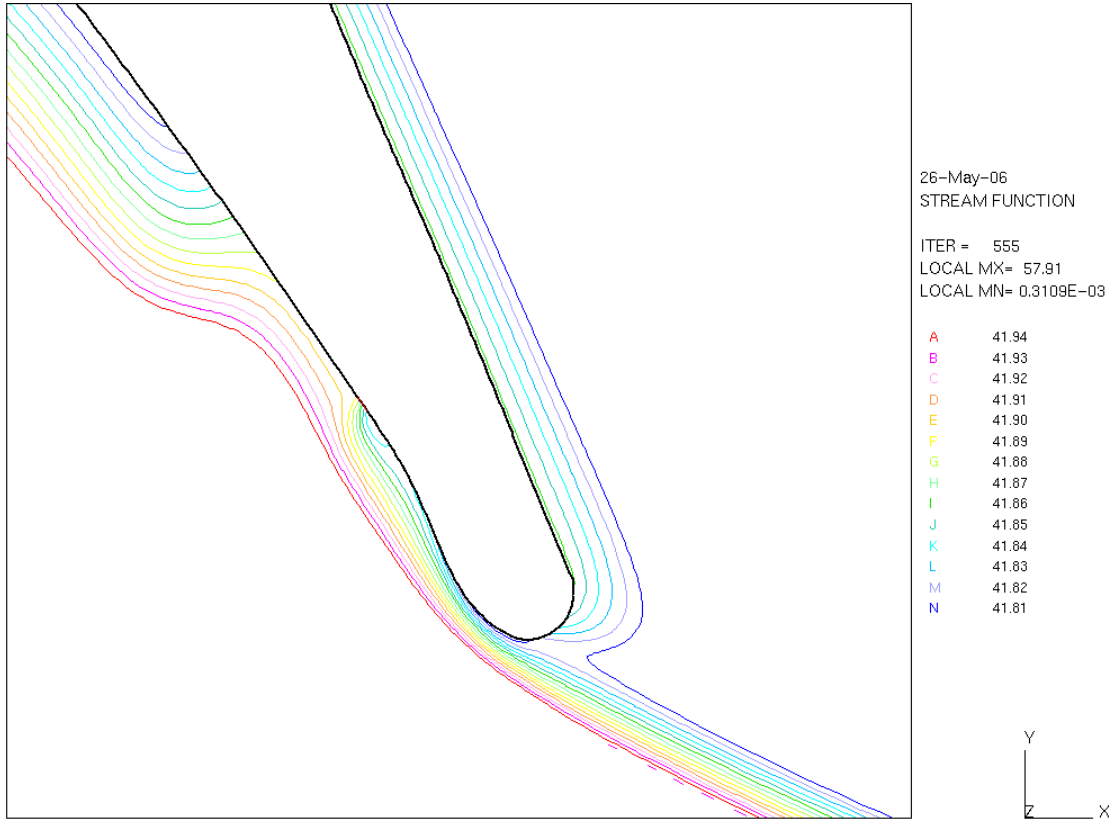


圖 4-17 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片尾端周圍流線圖

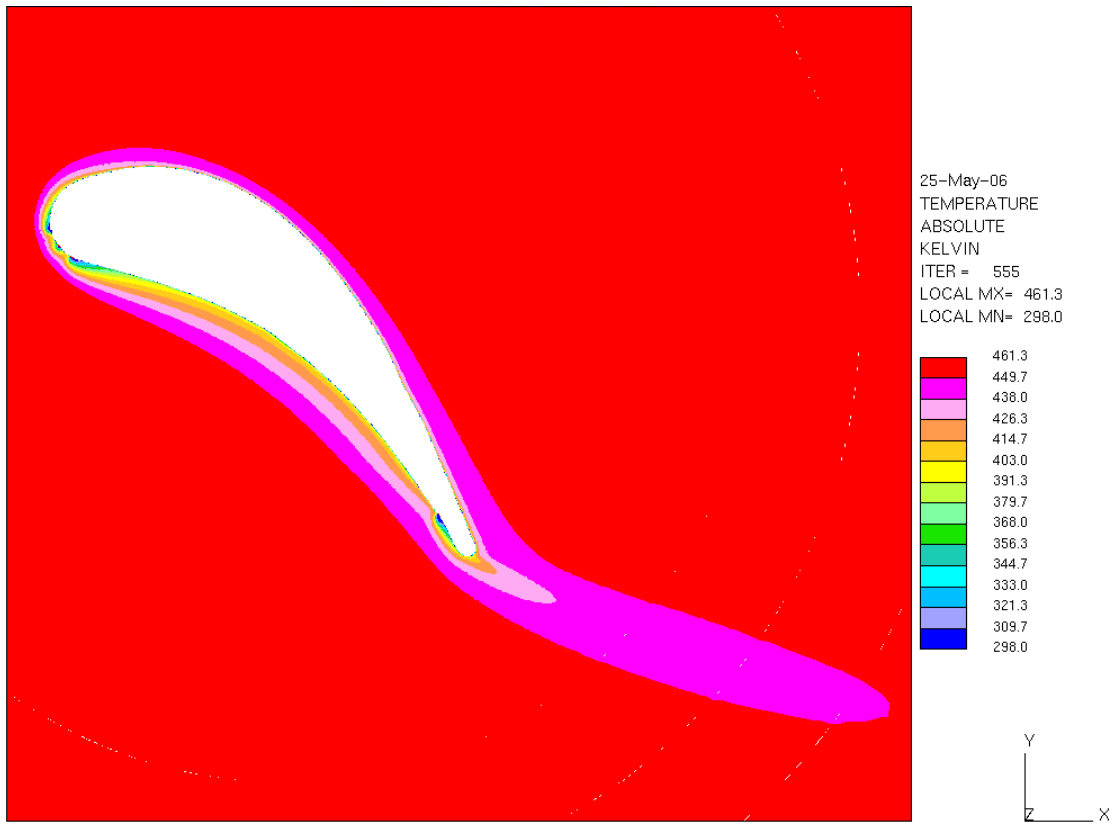


圖 4-18 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片周圍溫度場圖

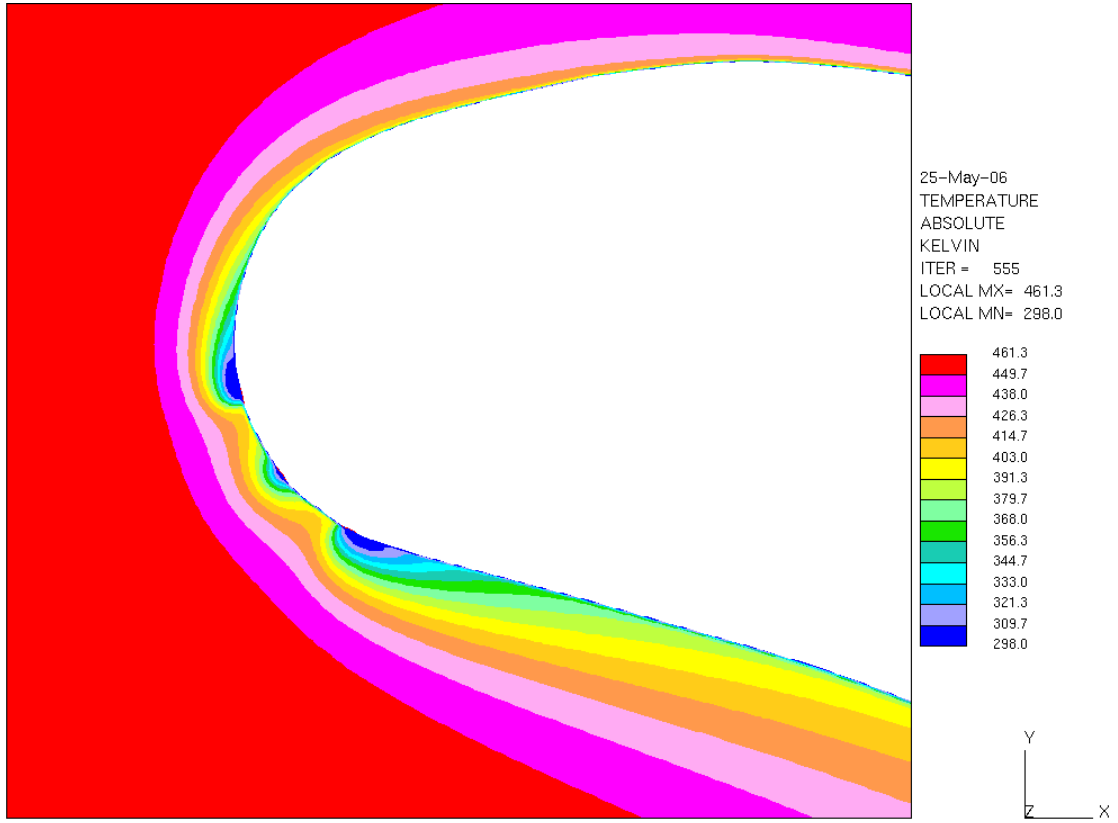


圖 4-19(a) 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片遲滯點周圍溫度場

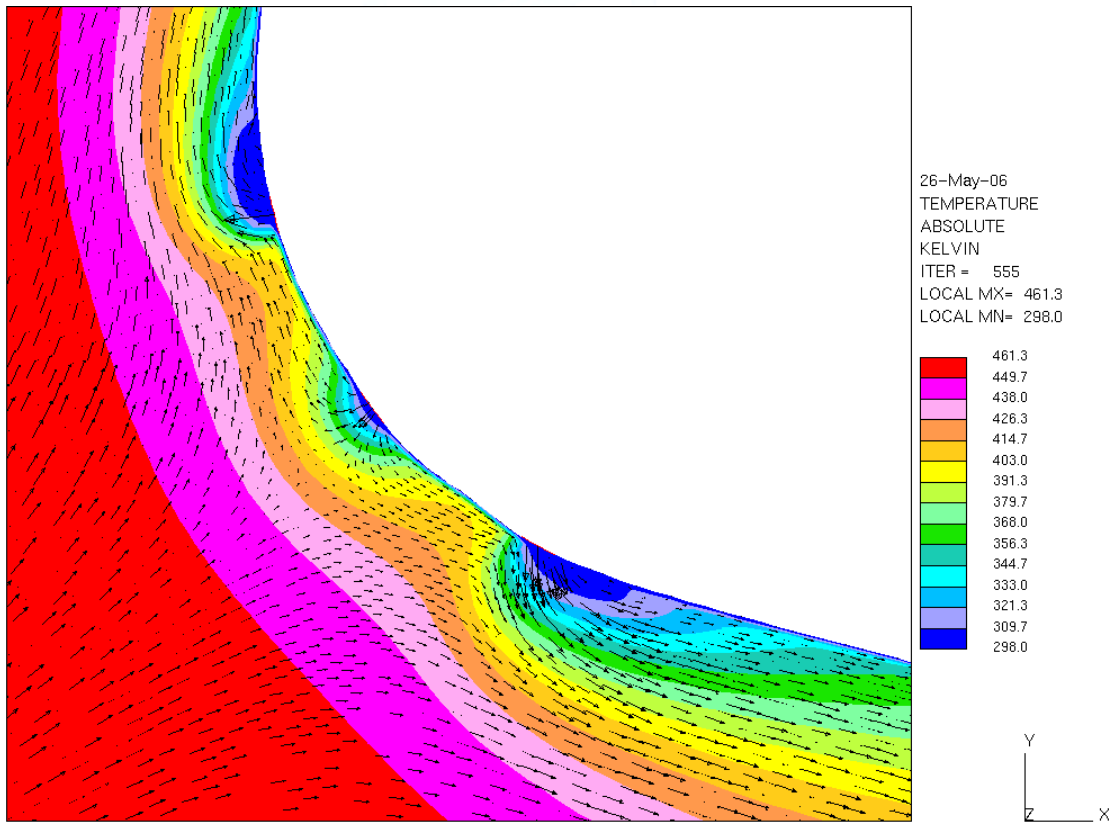


圖 4-19(b) 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片遲滯點周圍速度場與溫度場

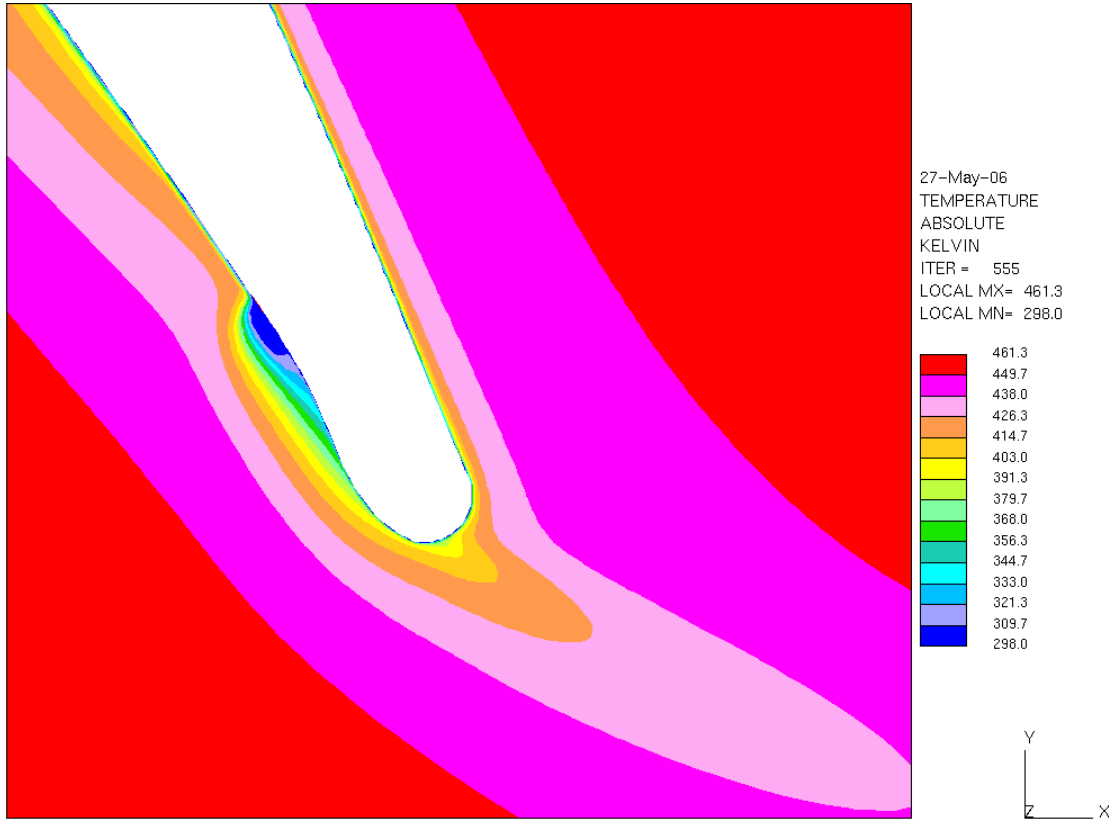


圖 4-20(a) 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片尾端周圍溫度場

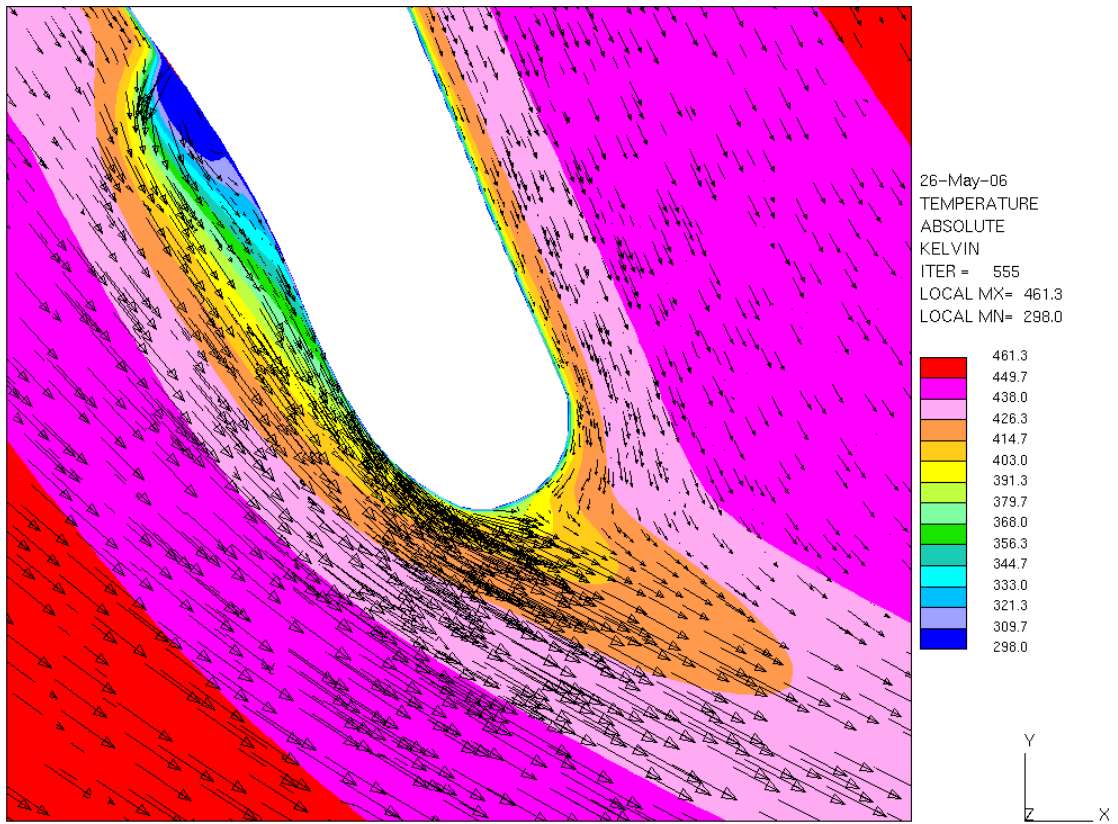


圖 4-20(b) 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片尾端周圍速度場與溫度場

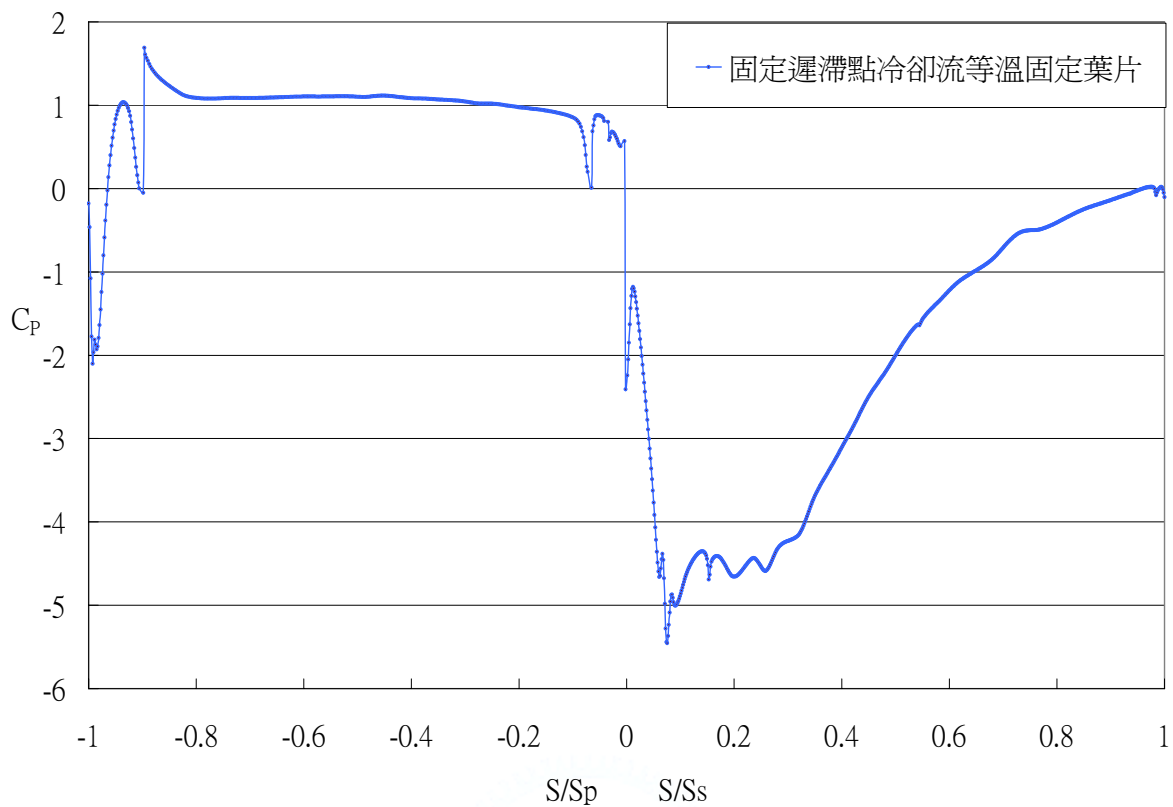


圖 4-21 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片 C_p 分布圖

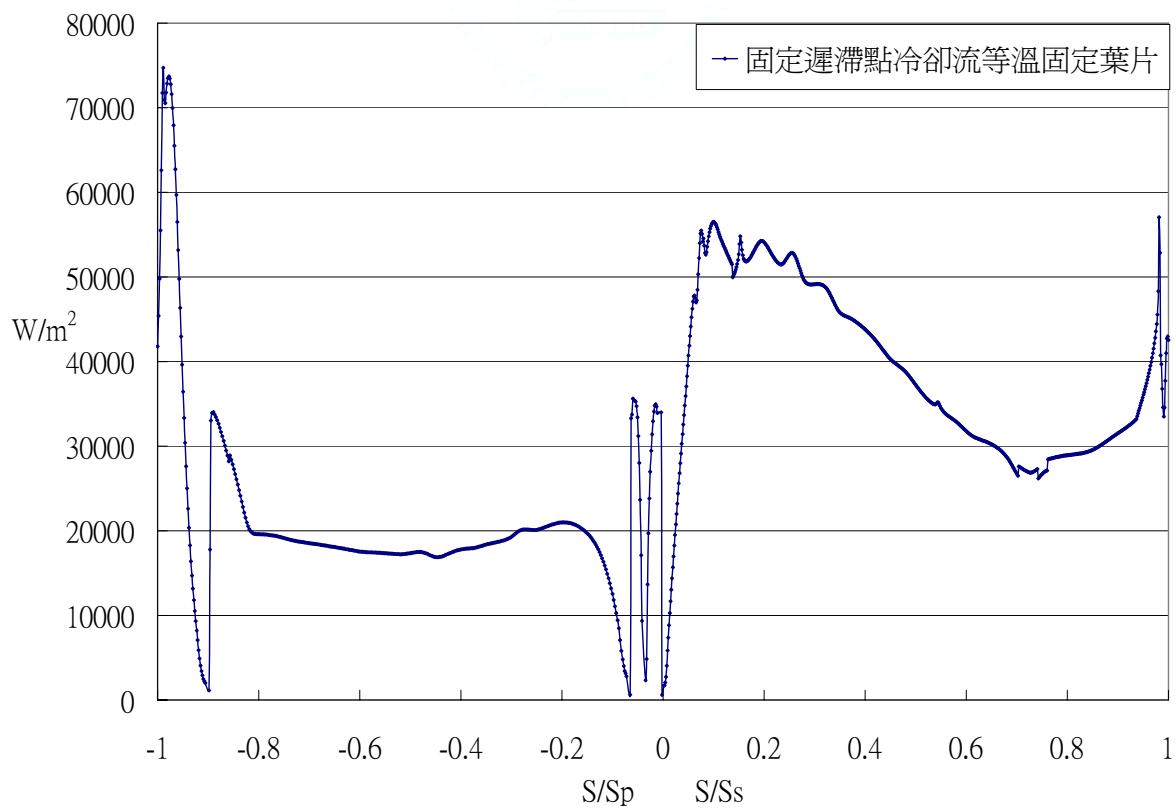


圖 4-22 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片熱通量分布圖

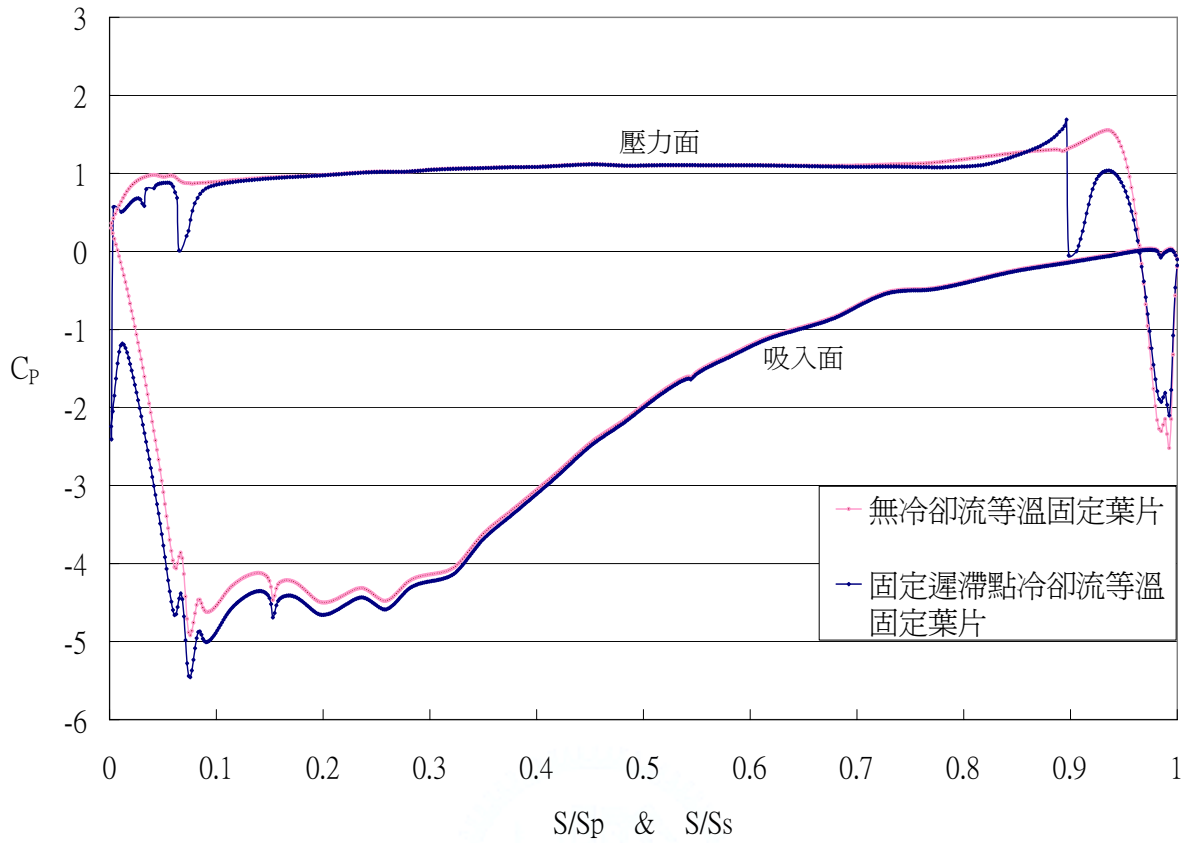


圖 4-23 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與無冷卻流等溫固定葉片 C_p 比較圖

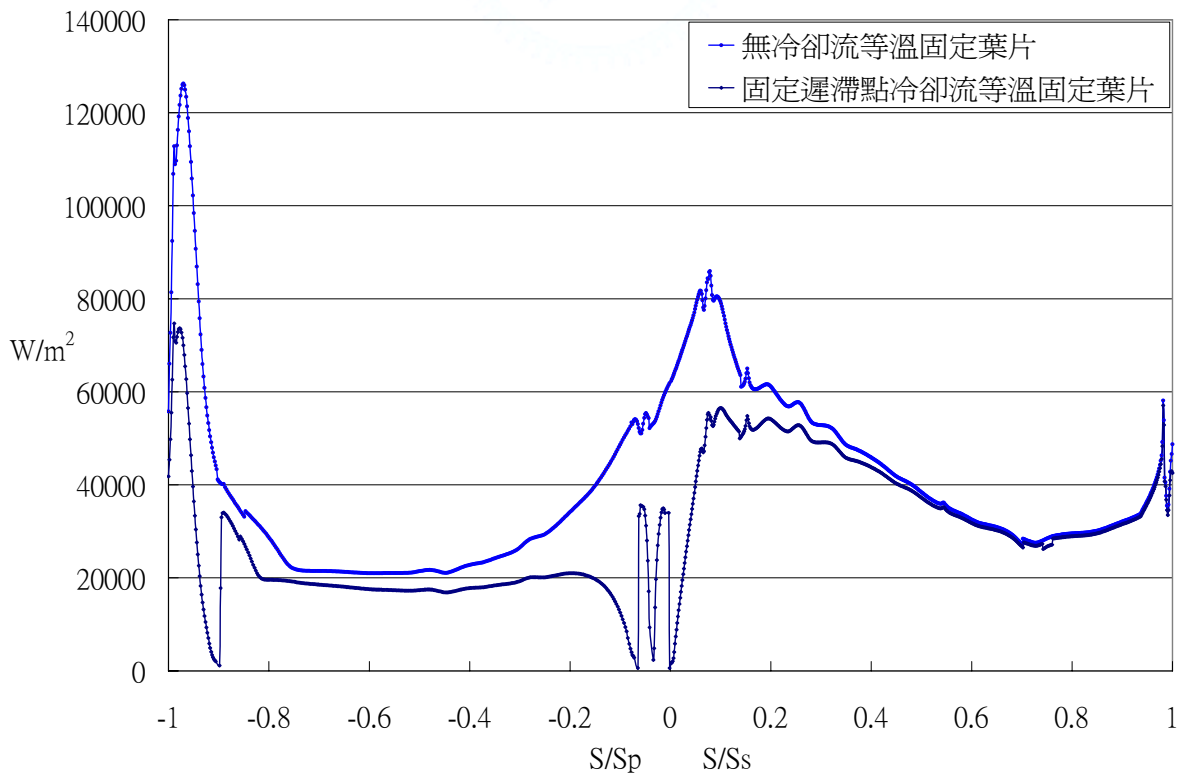


圖 4-24 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與無冷卻流等溫固定葉片熱通量比較圖

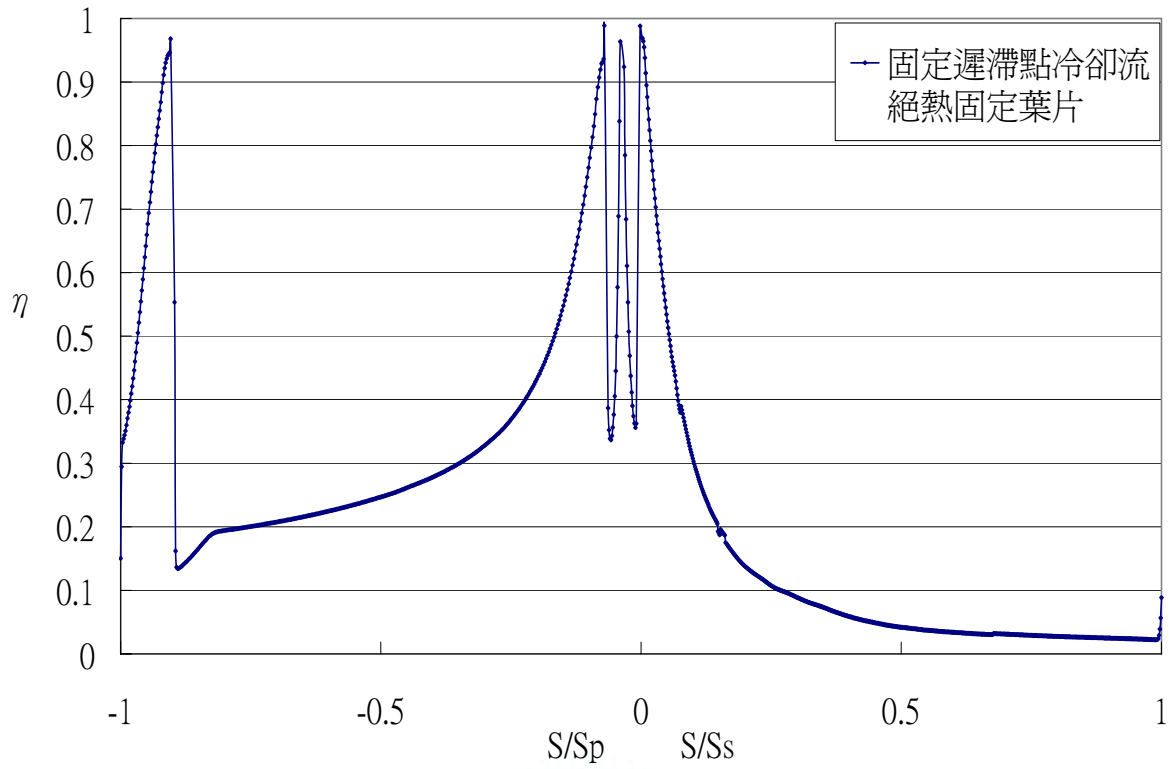


圖 4-25 固定遲滯點冷卻流絕熱固定葉片薄膜冷卻效率分布圖

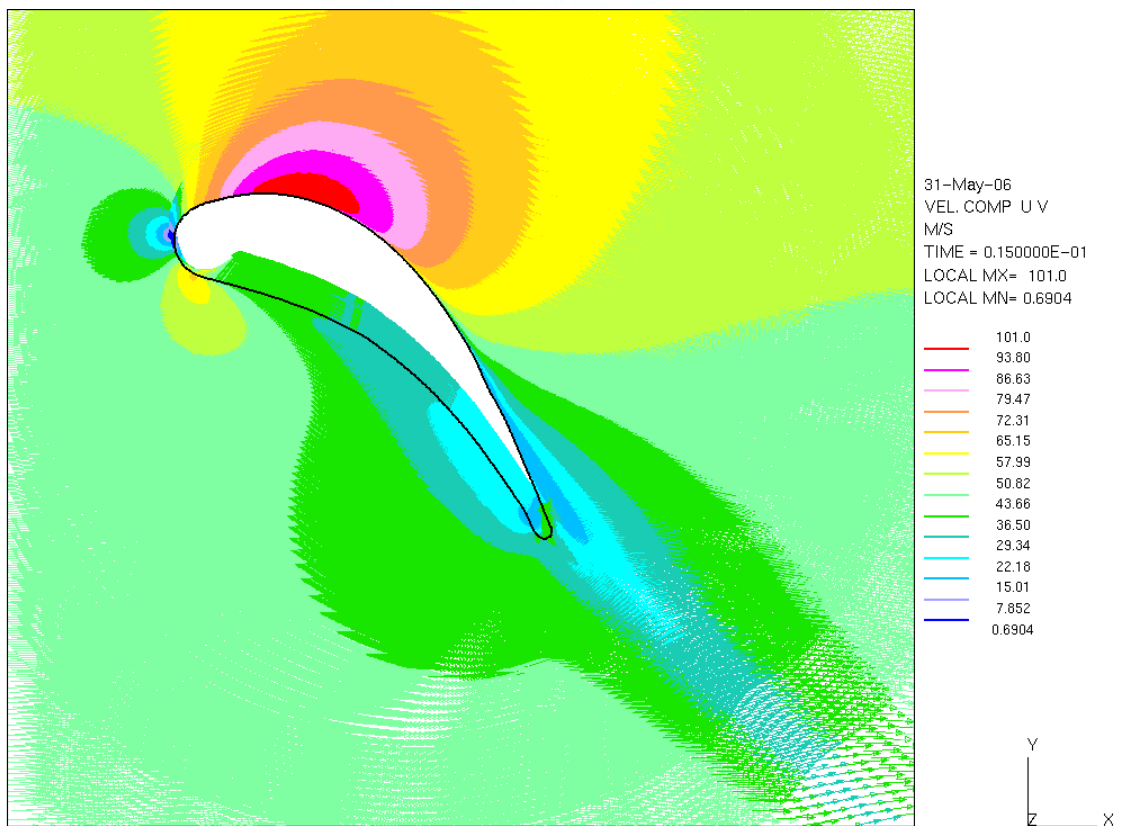


圖 4-26(a) 無冷卻流等溫等速移動葉片周圍速度場

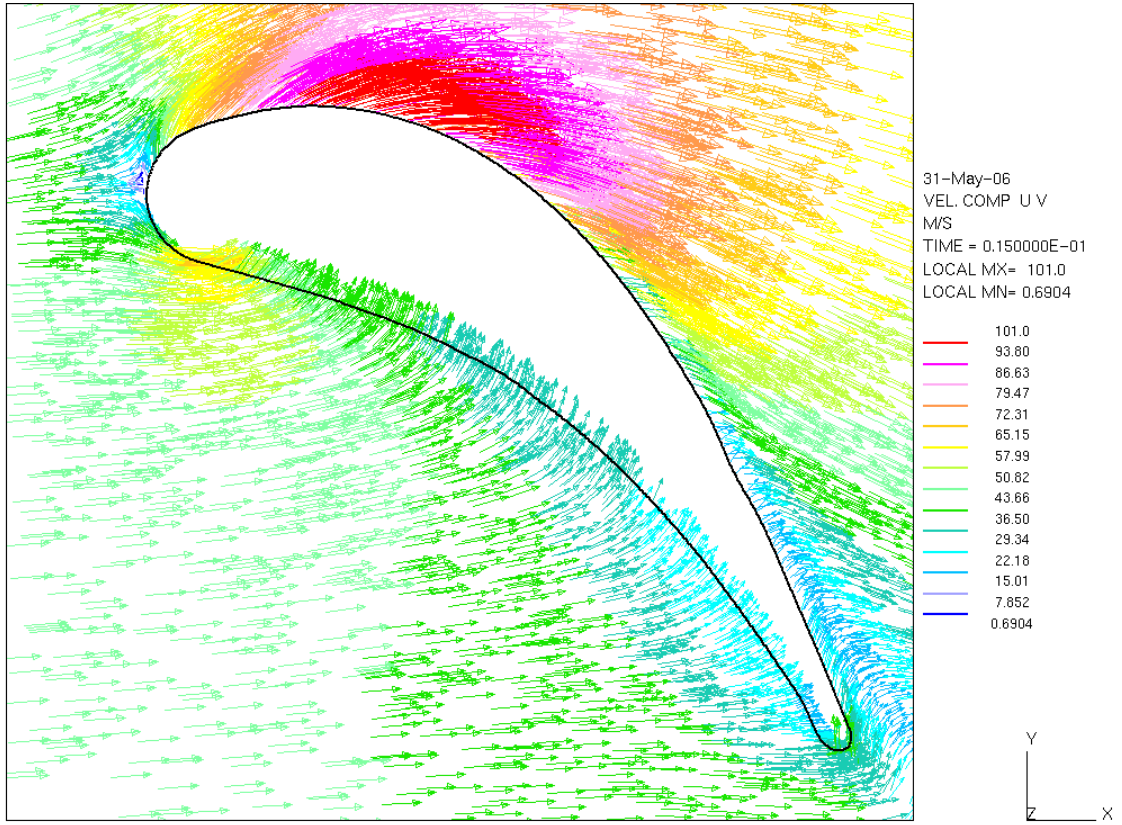


圖 4-26(b) 無冷卻流等溫等速移動葉片周圍速度場

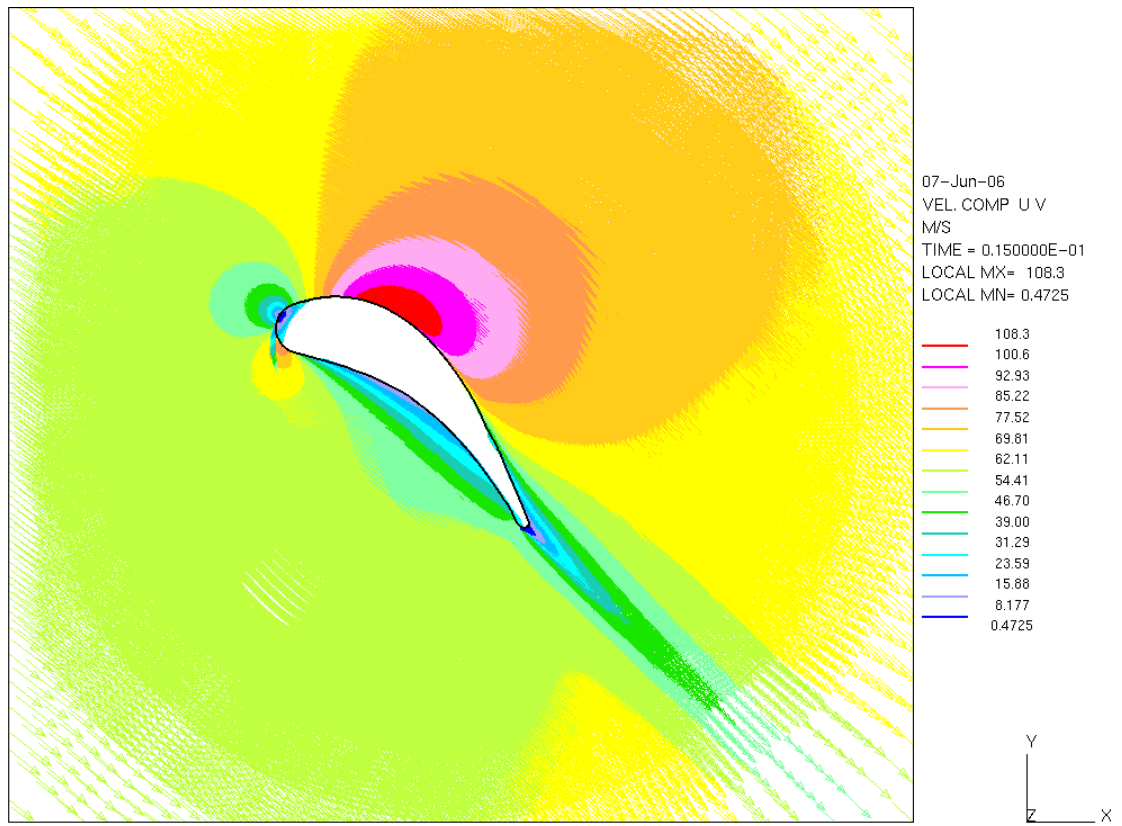


圖 4-27(a) 無冷卻流等溫等速移動葉片周圍相對速度場

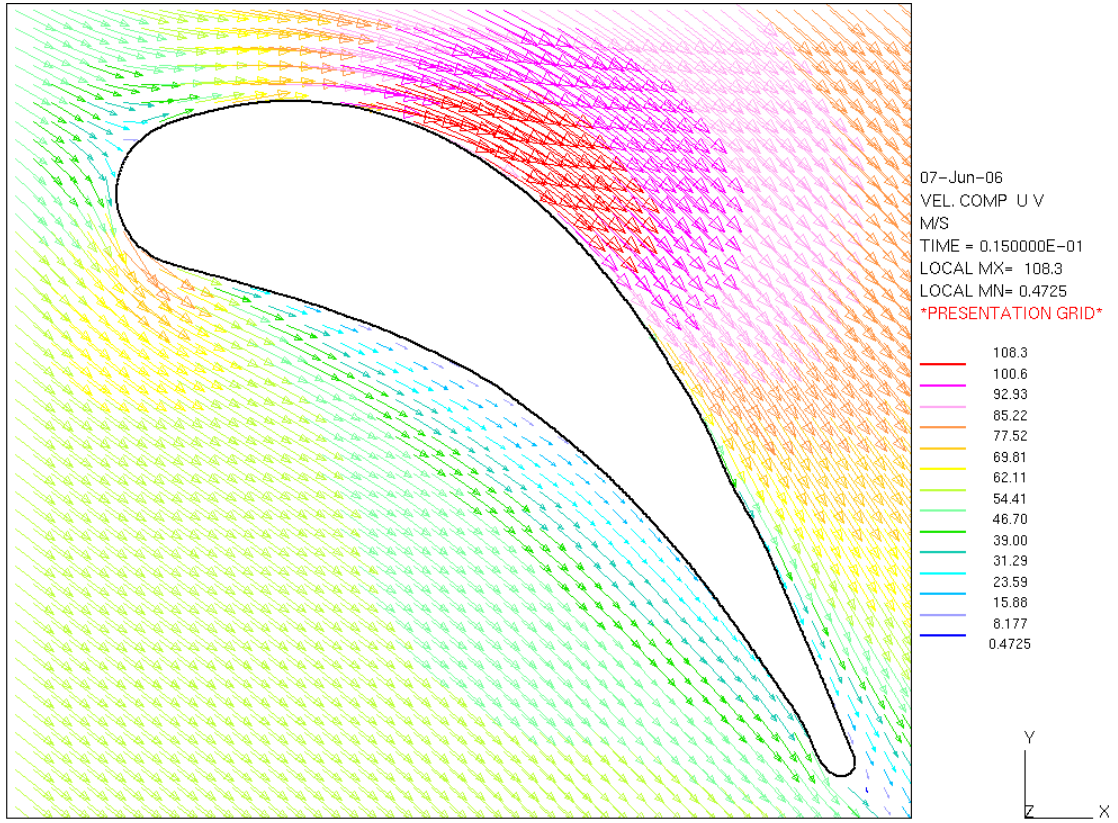


圖 4-27(b) 無冷卻流等溫等速移動葉片周圍相對速度場

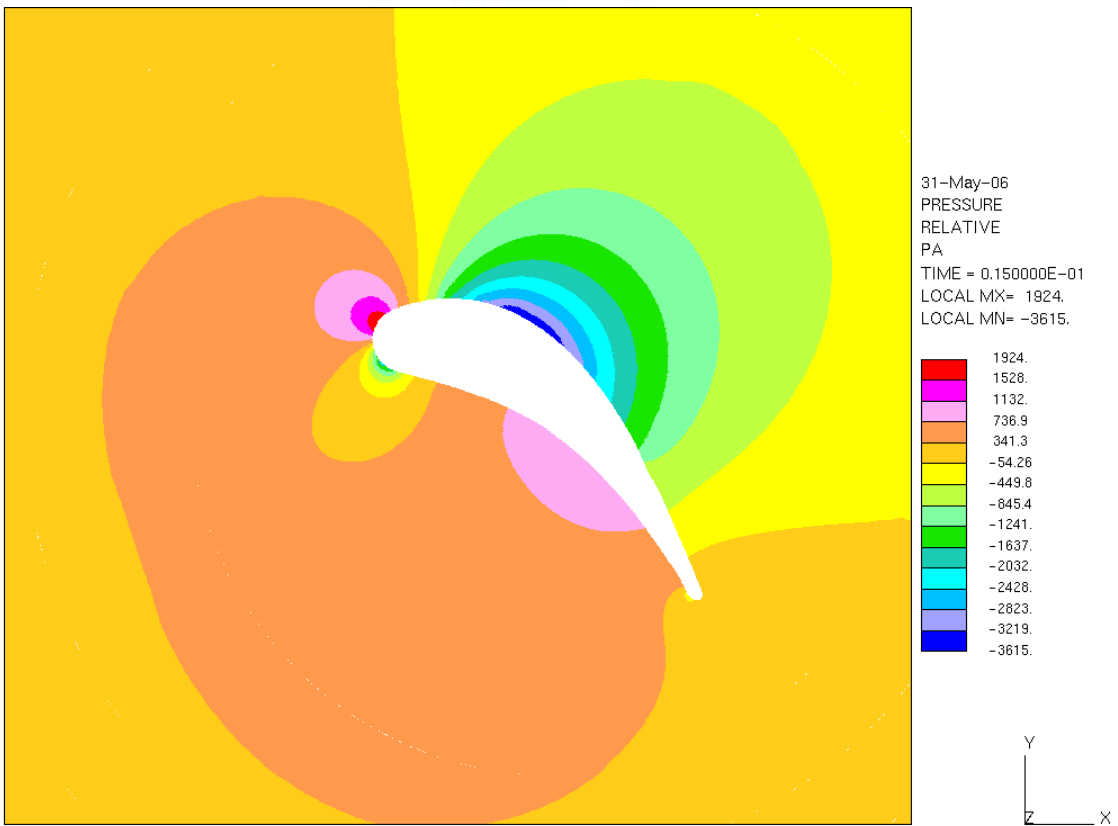


圖 4-28(a) 無冷卻流等溫等速移動葉片周圍壓力場

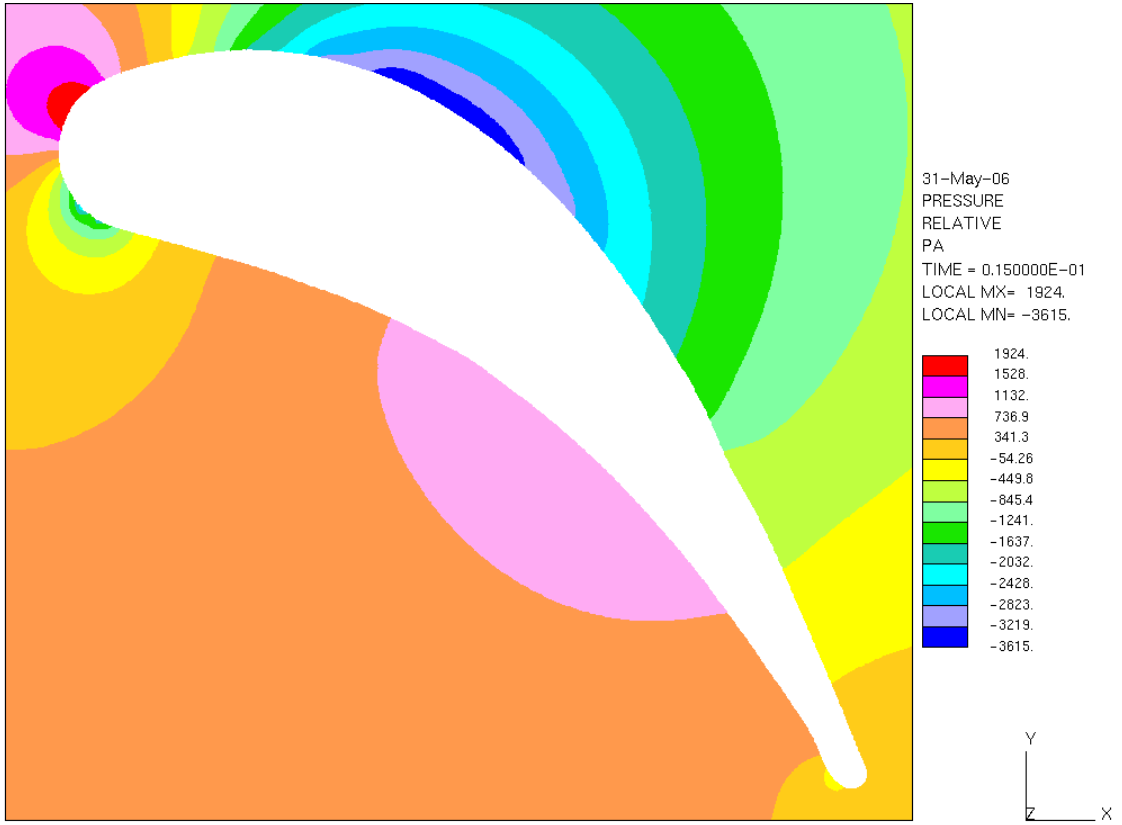


圖 4-28(b) 無冷卻流等溫等速移動葉片周圍壓力場放大圖

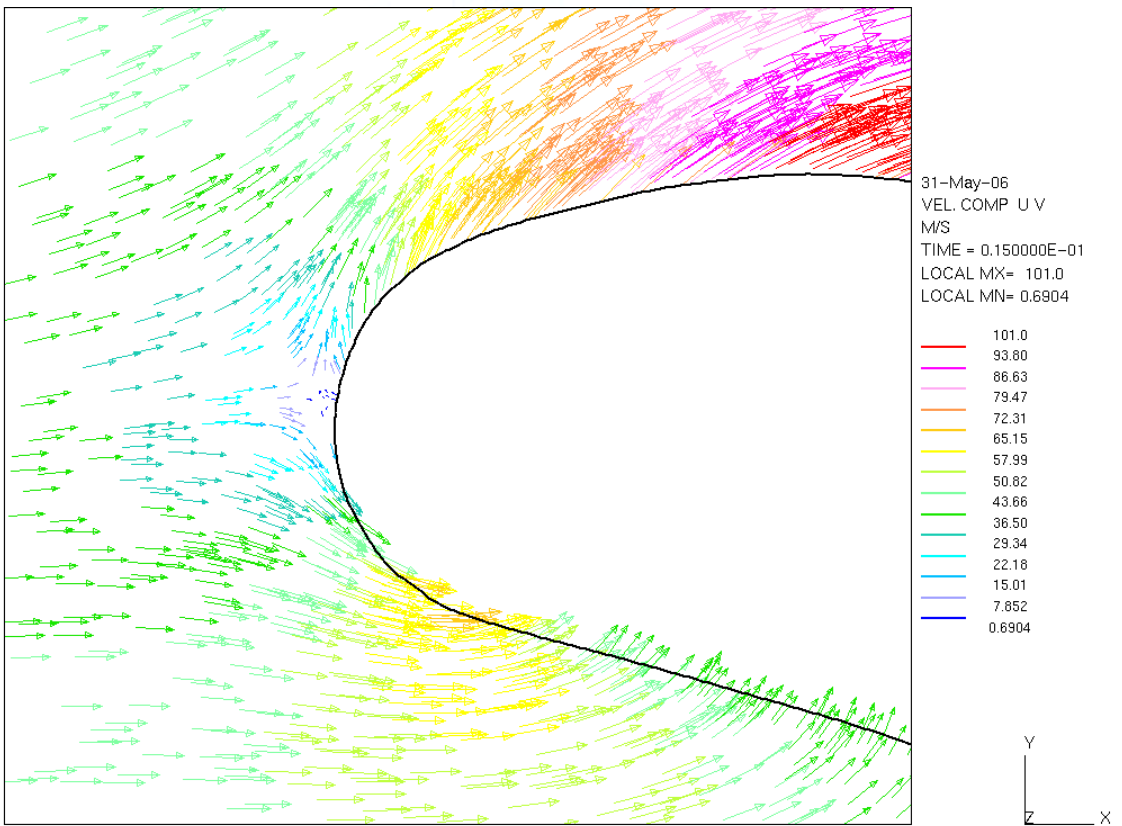


圖 4-29 無冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍速度場

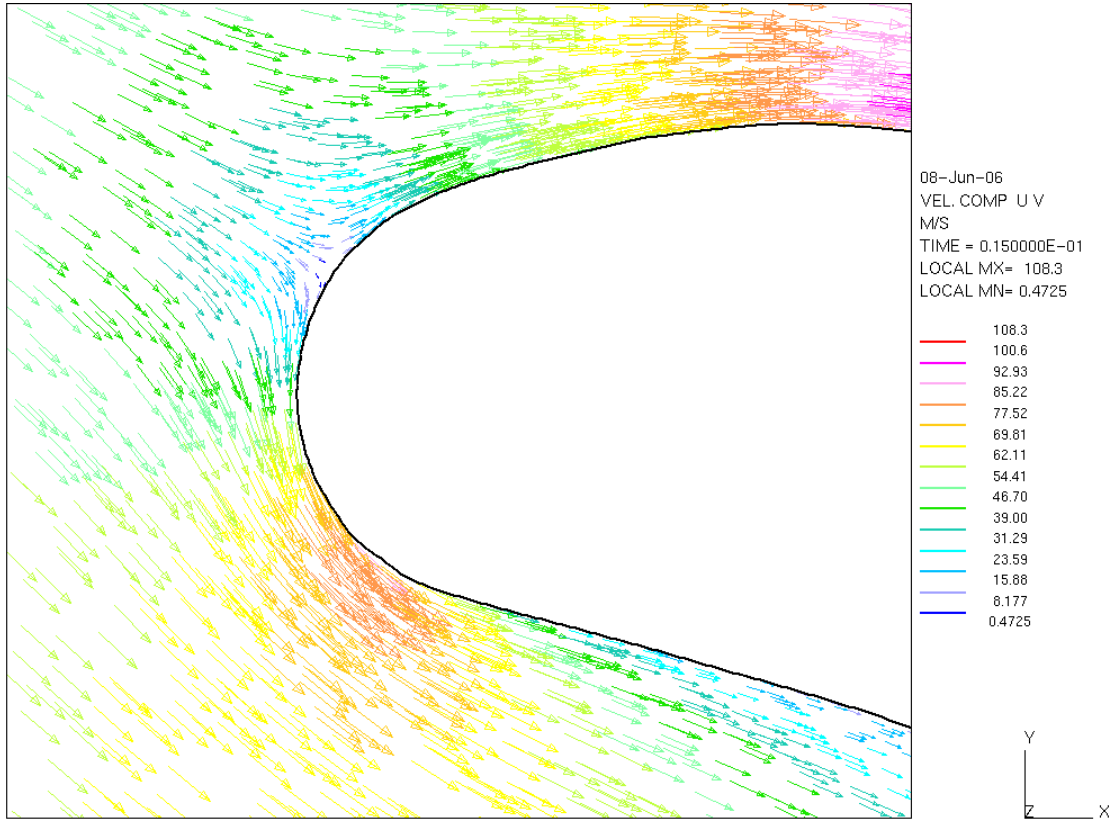


圖 4-30 無冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍相對速度場

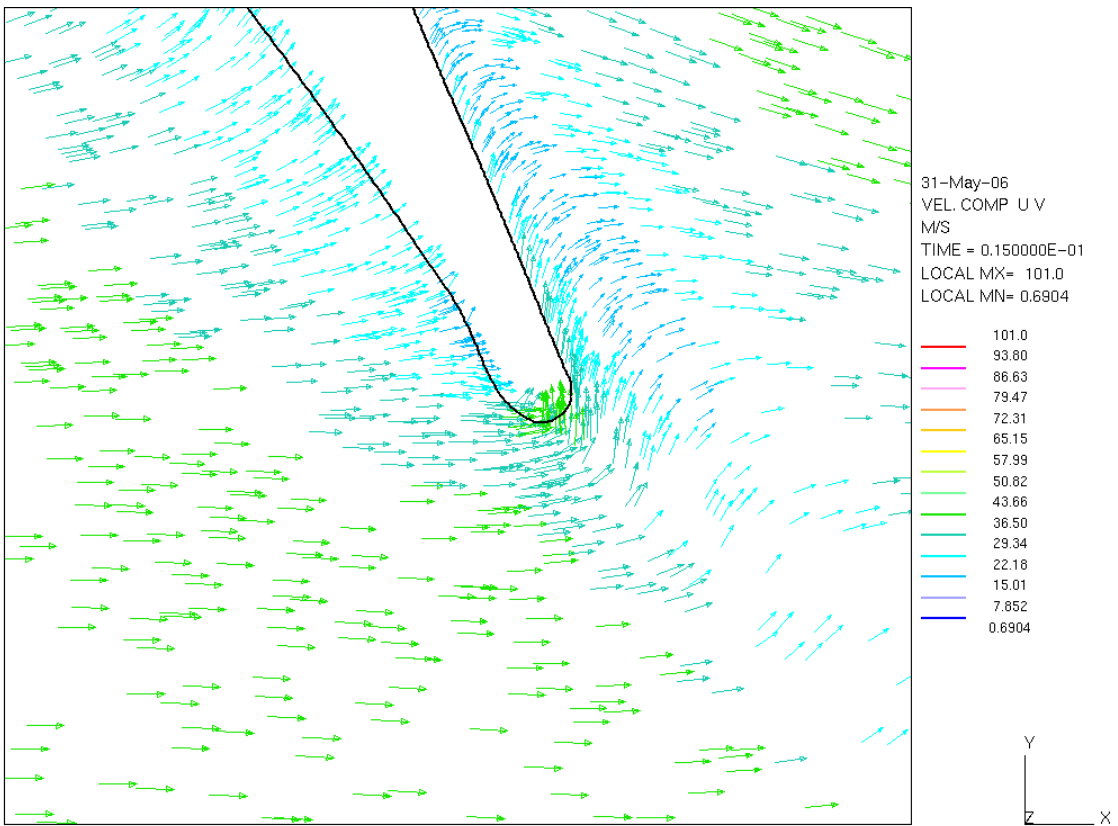


圖 4-31 無冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍速度場

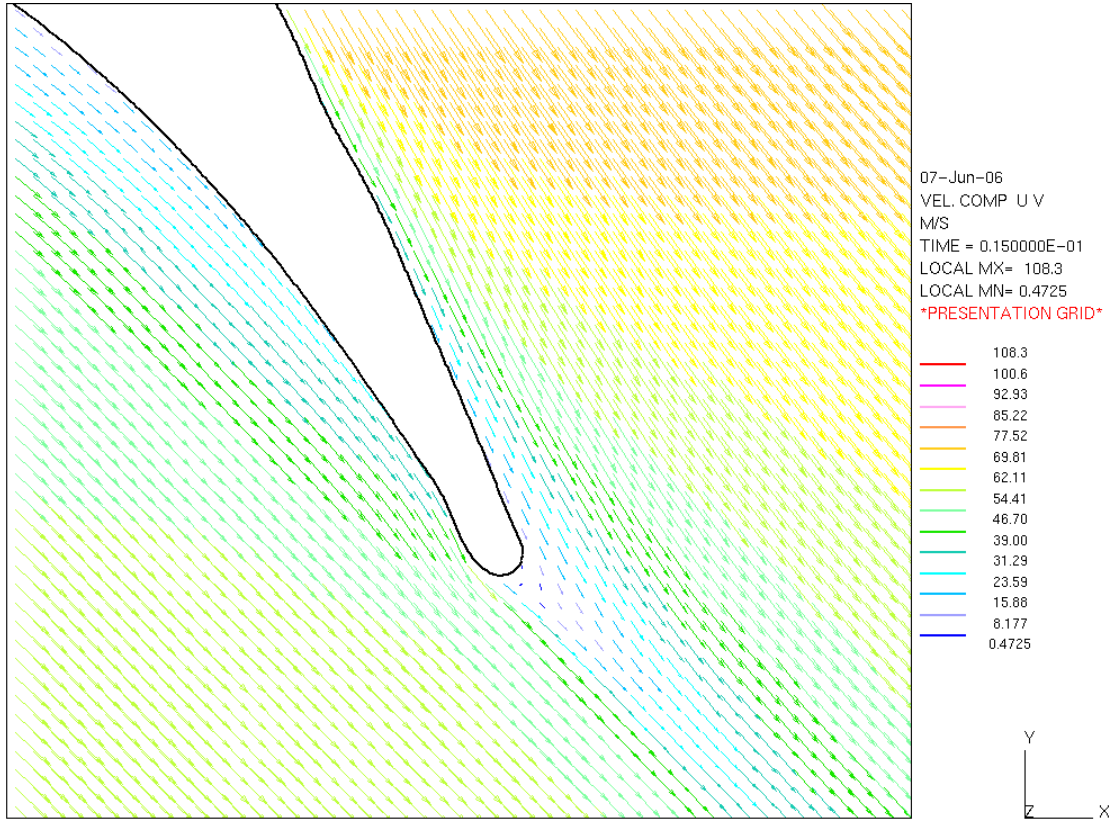


圖 4-32 無冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍相對速度場

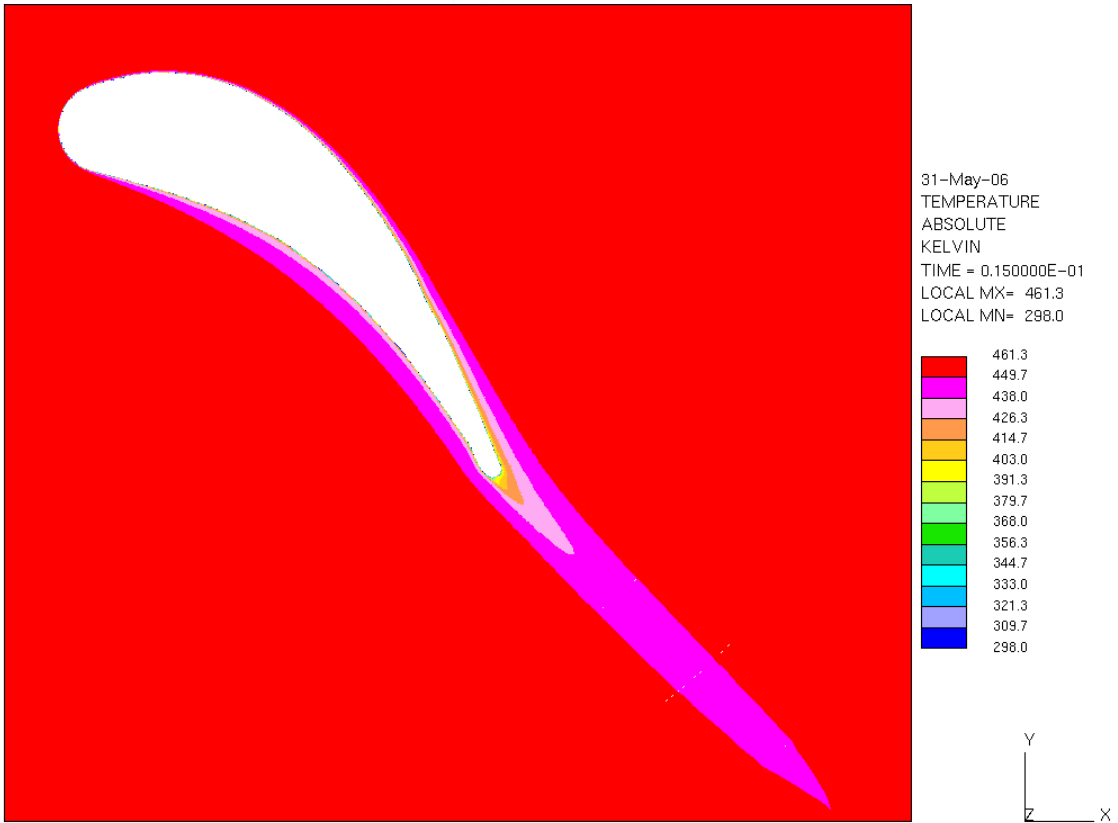


圖 4-33 無冷卻流等溫等速移動葉片溫度場

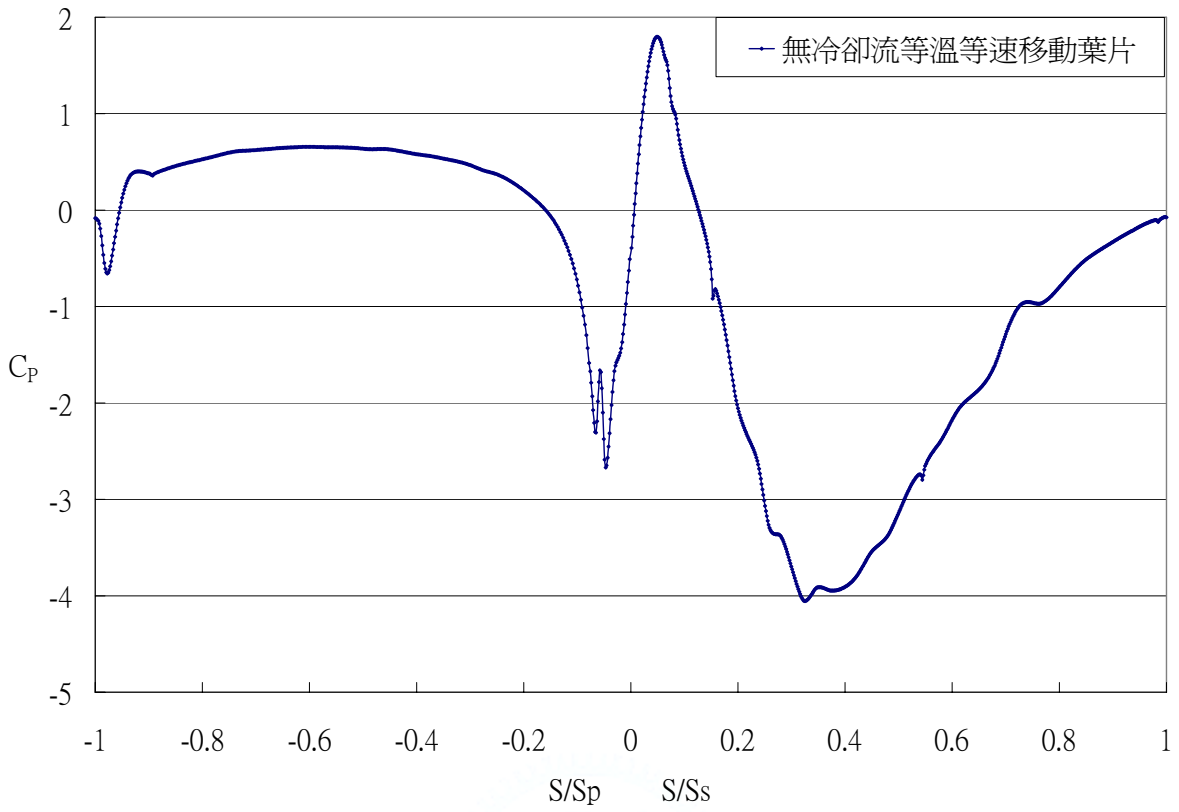


圖 4-34 無冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 分佈圖

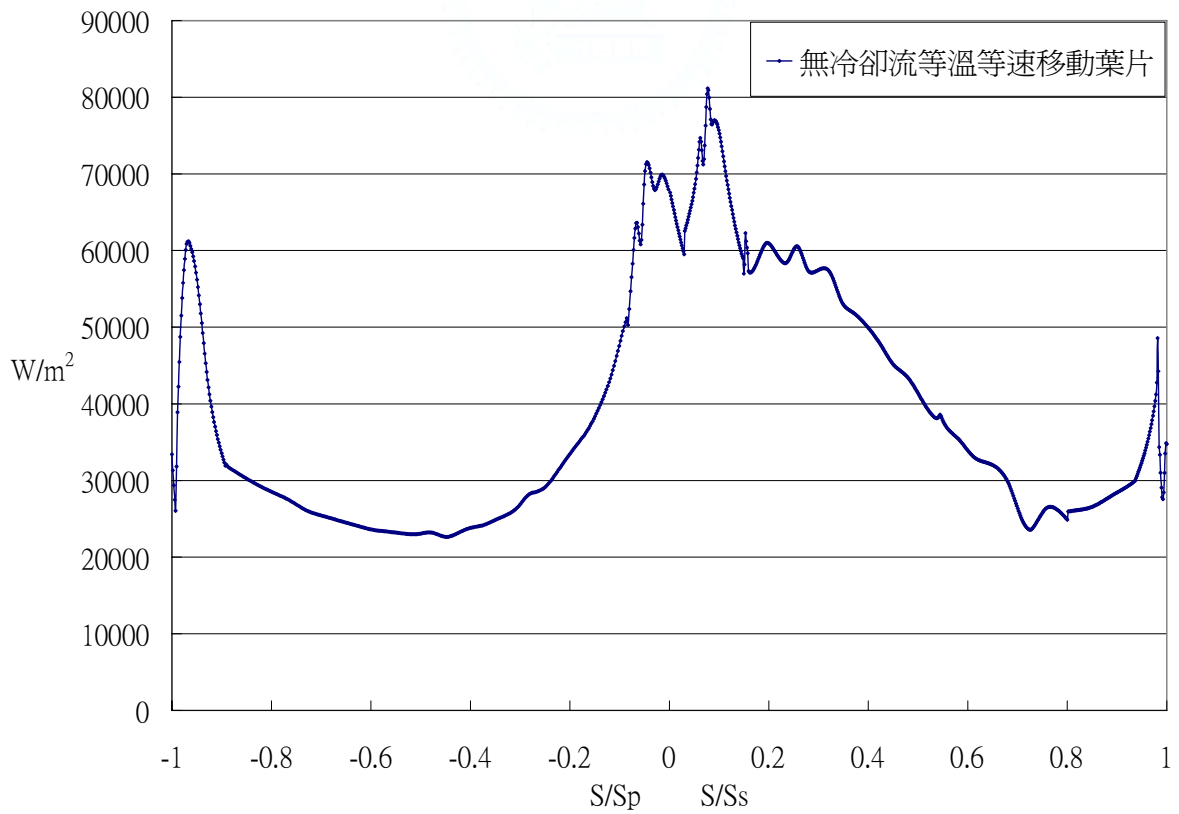


圖 4-35 無冷卻流等溫等速移動葉片熱通量分佈圖

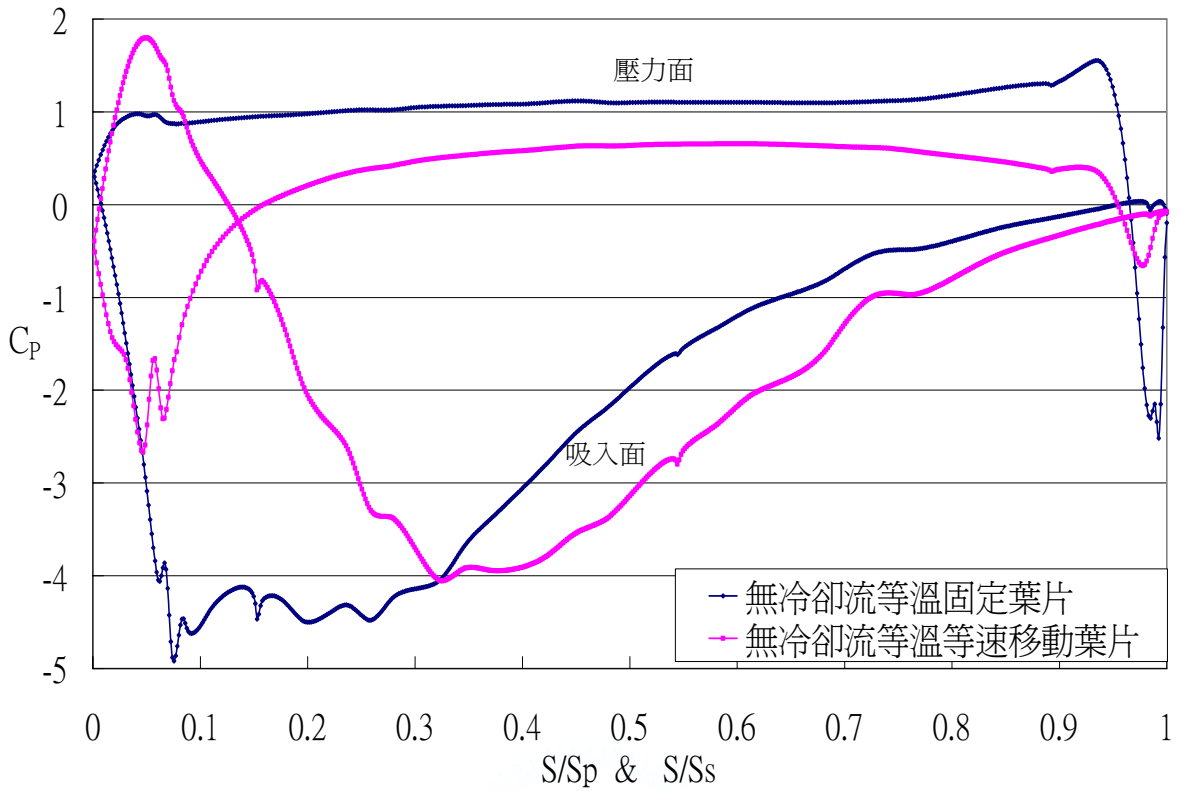


圖 4-36 無冷卻流等溫固定葉片與無冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 比較圖

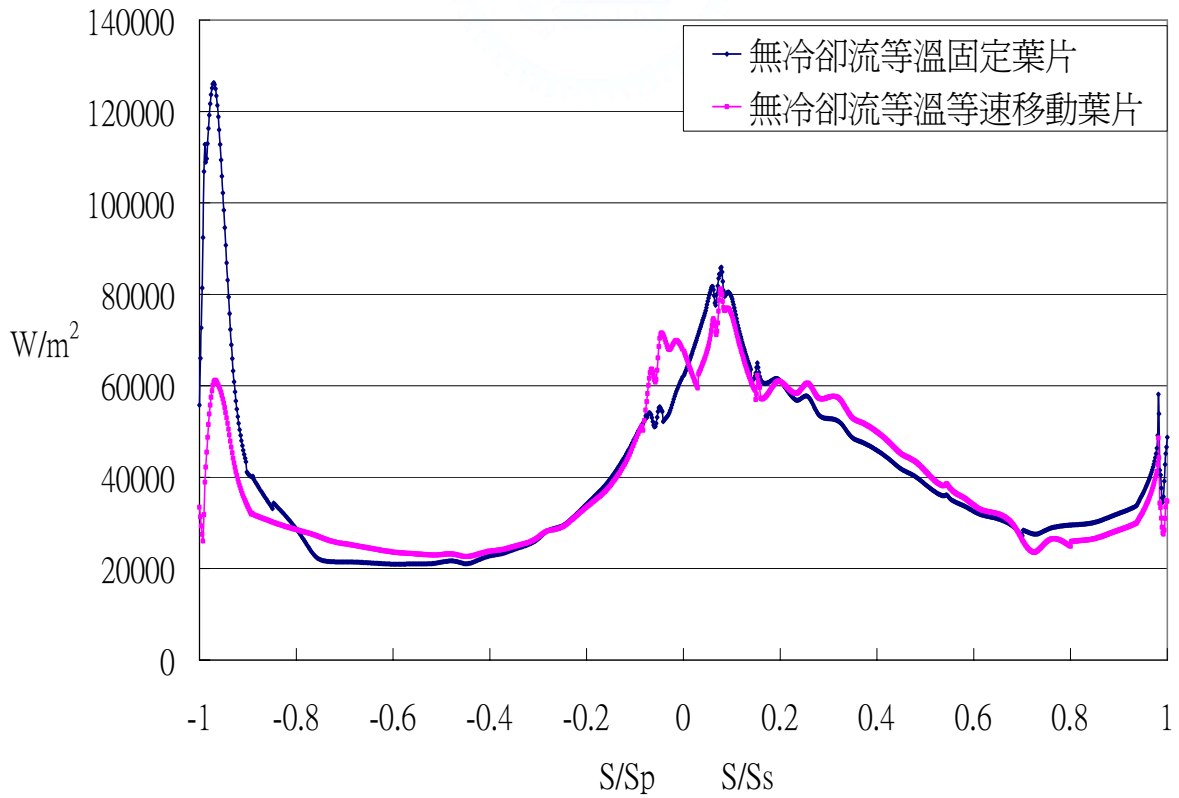


圖 4-37 無冷卻流等溫固定葉片與無冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較圖

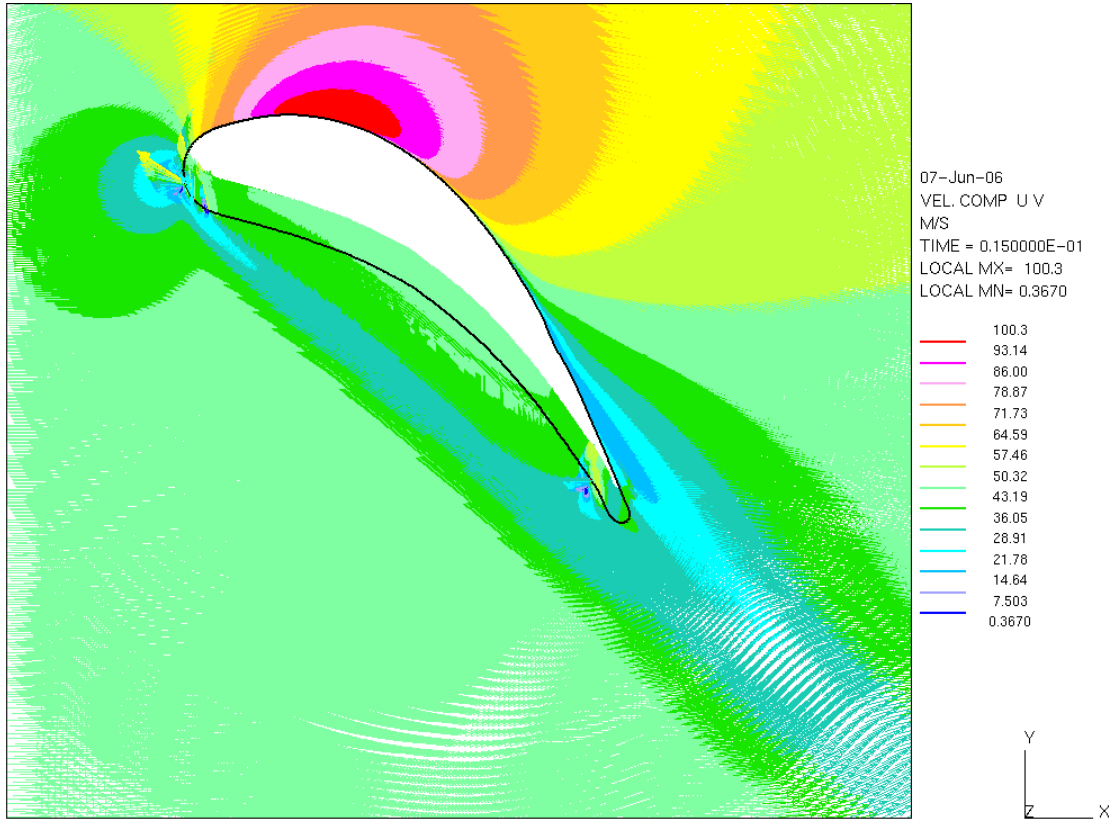


圖 4-38(a) 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍速度場

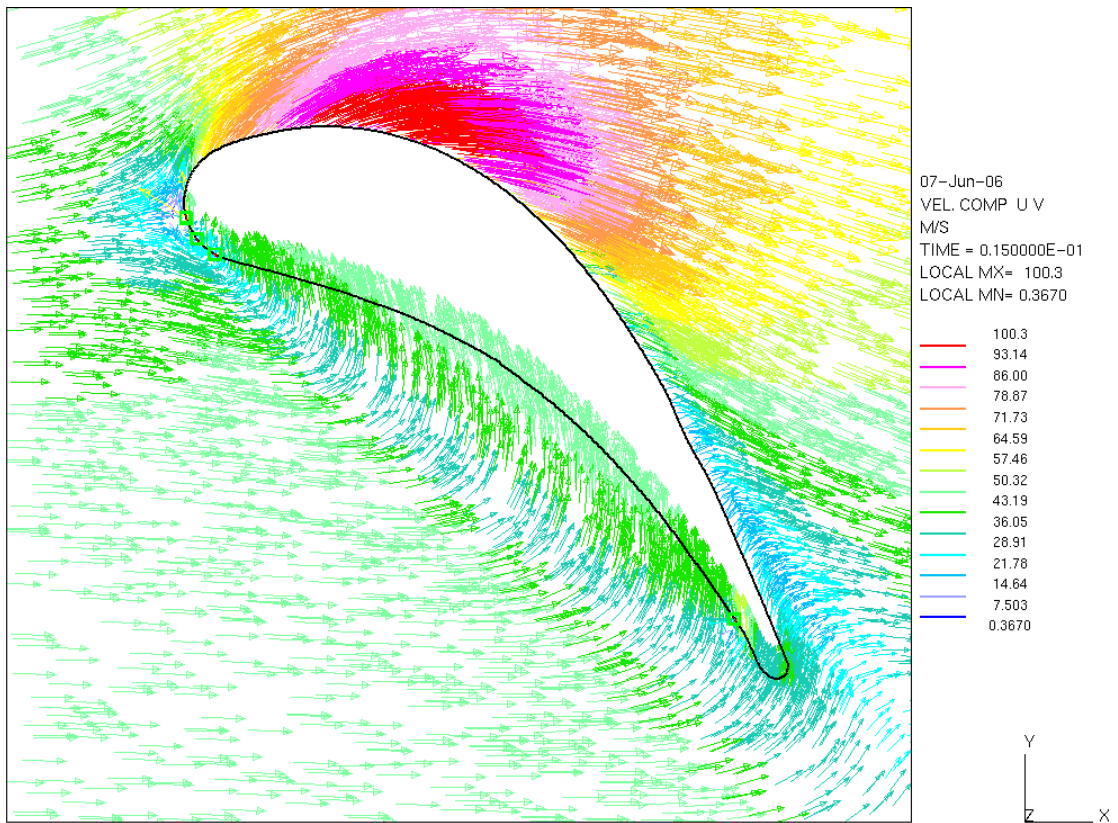


圖 4-38(b) 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍速度場

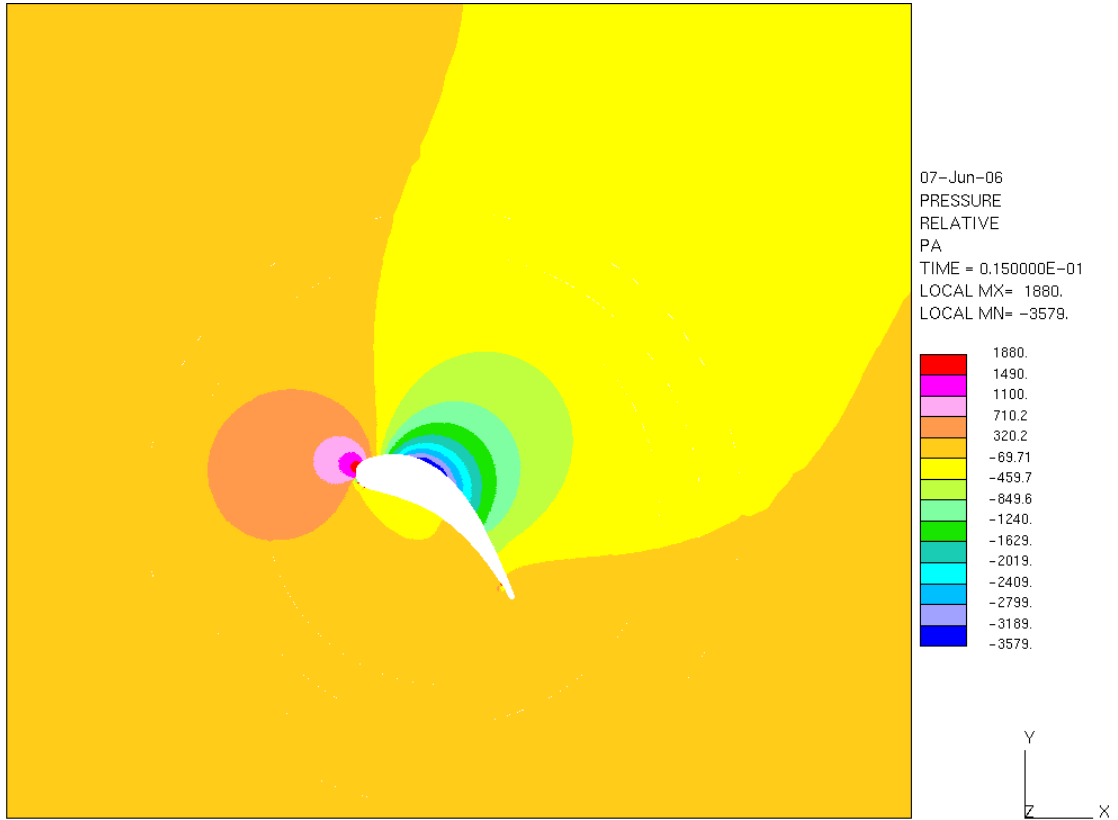


圖 4-39(a) 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍壓力場

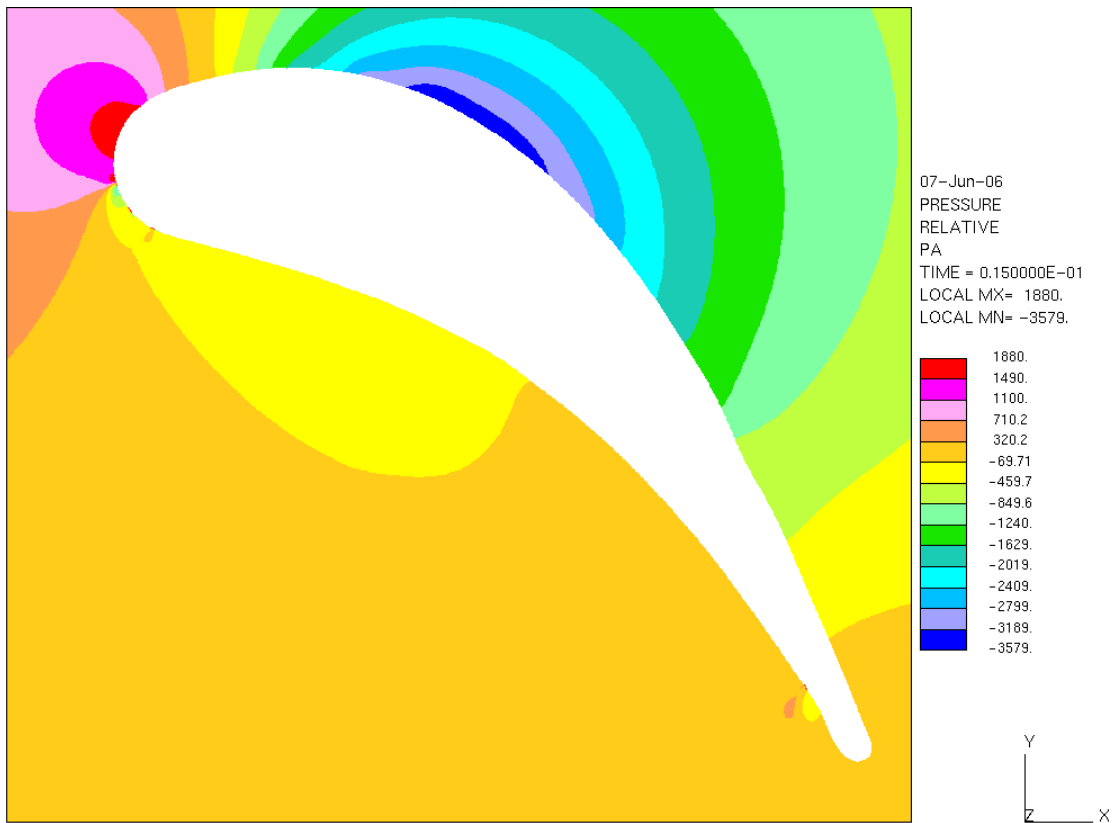


圖 4-39(b) 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍壓力場

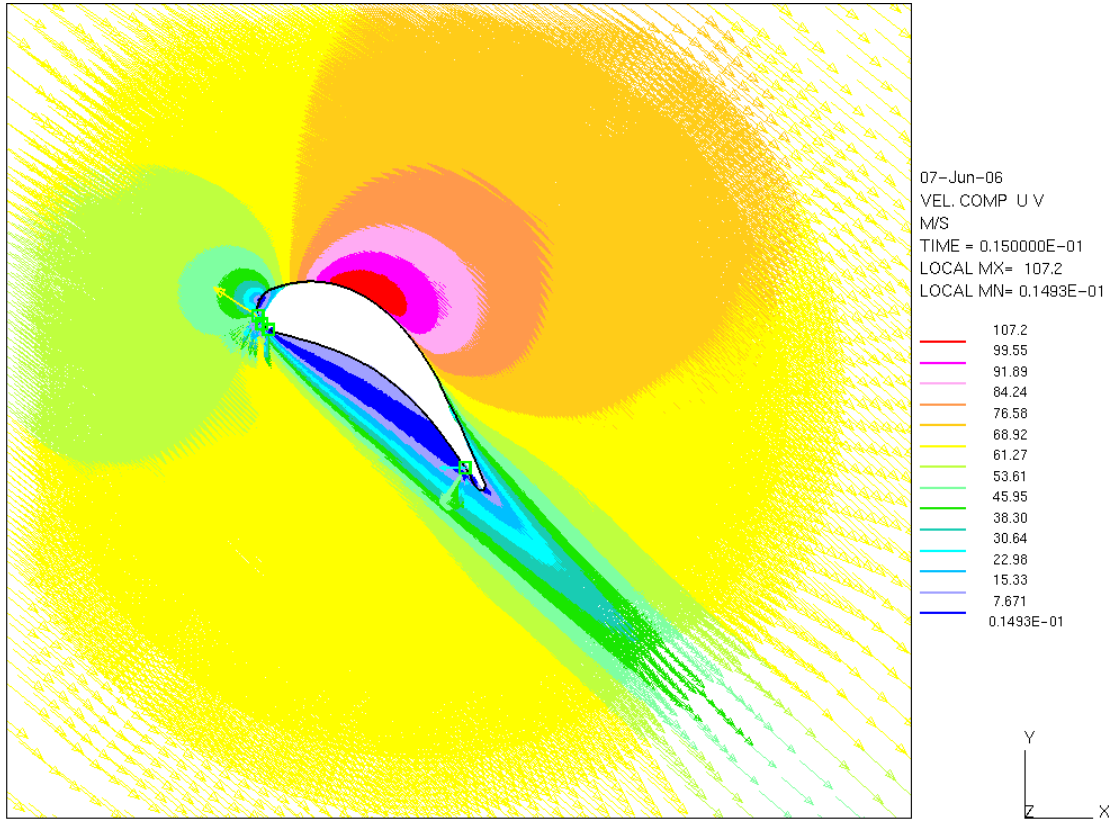


圖 4-40(a) 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍相對速度場

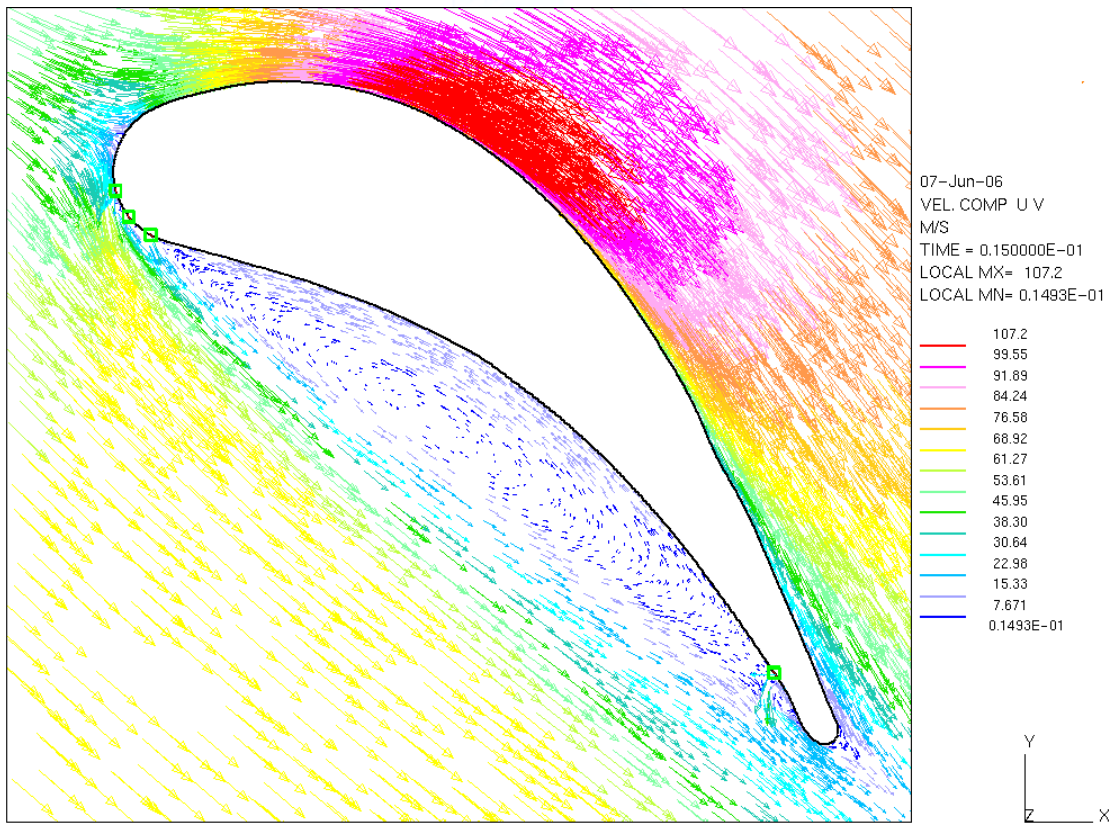


圖 4-40(b) 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍相對速度場

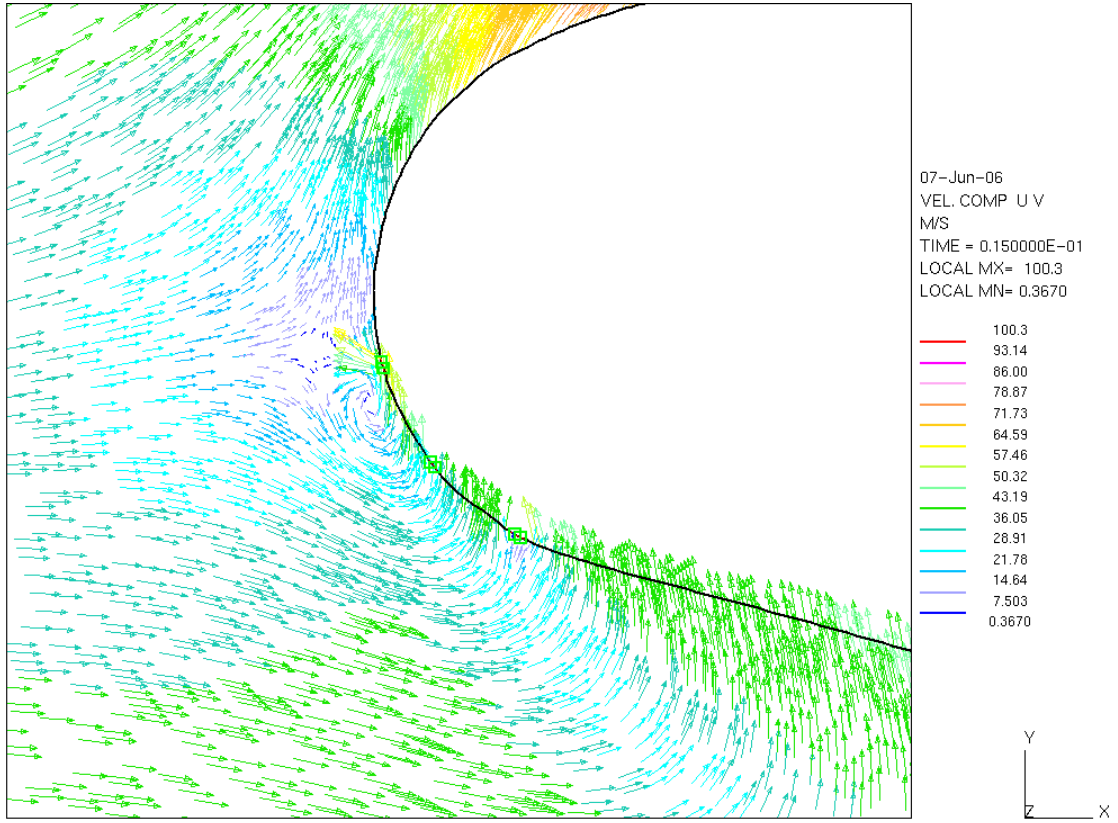


圖 4-41 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍速度場

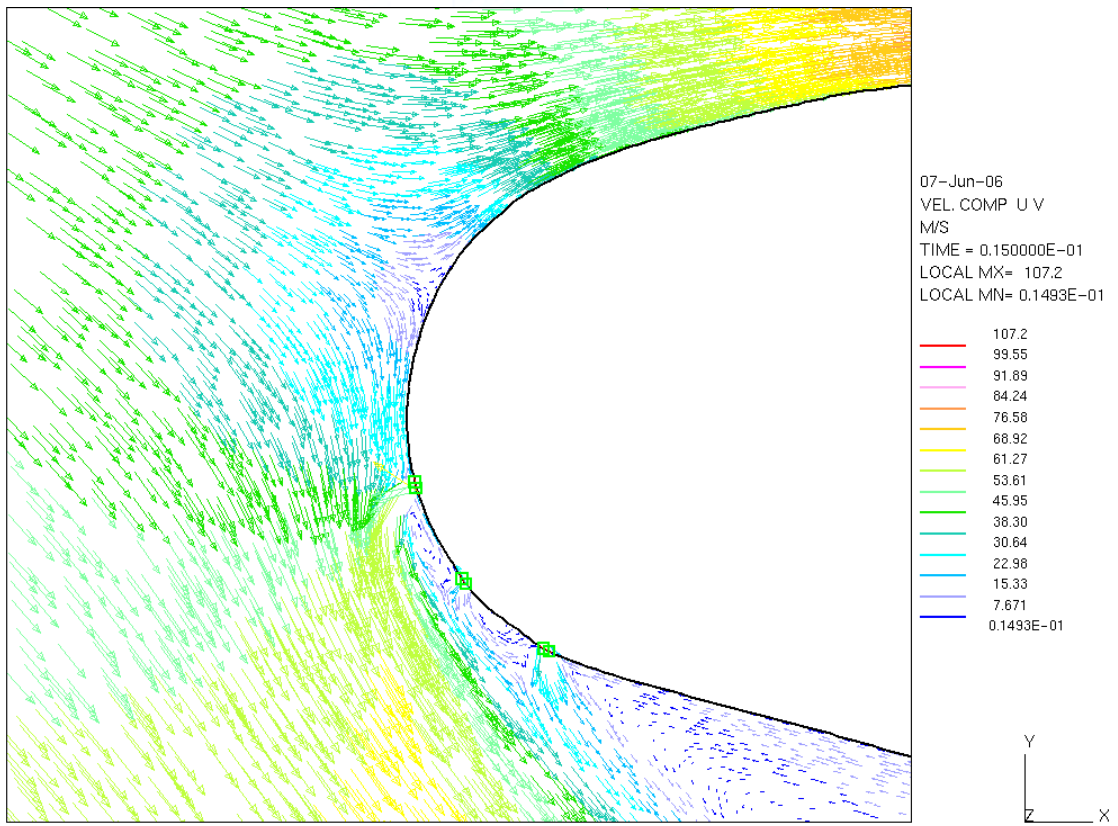


圖 4-42 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍相對速度場

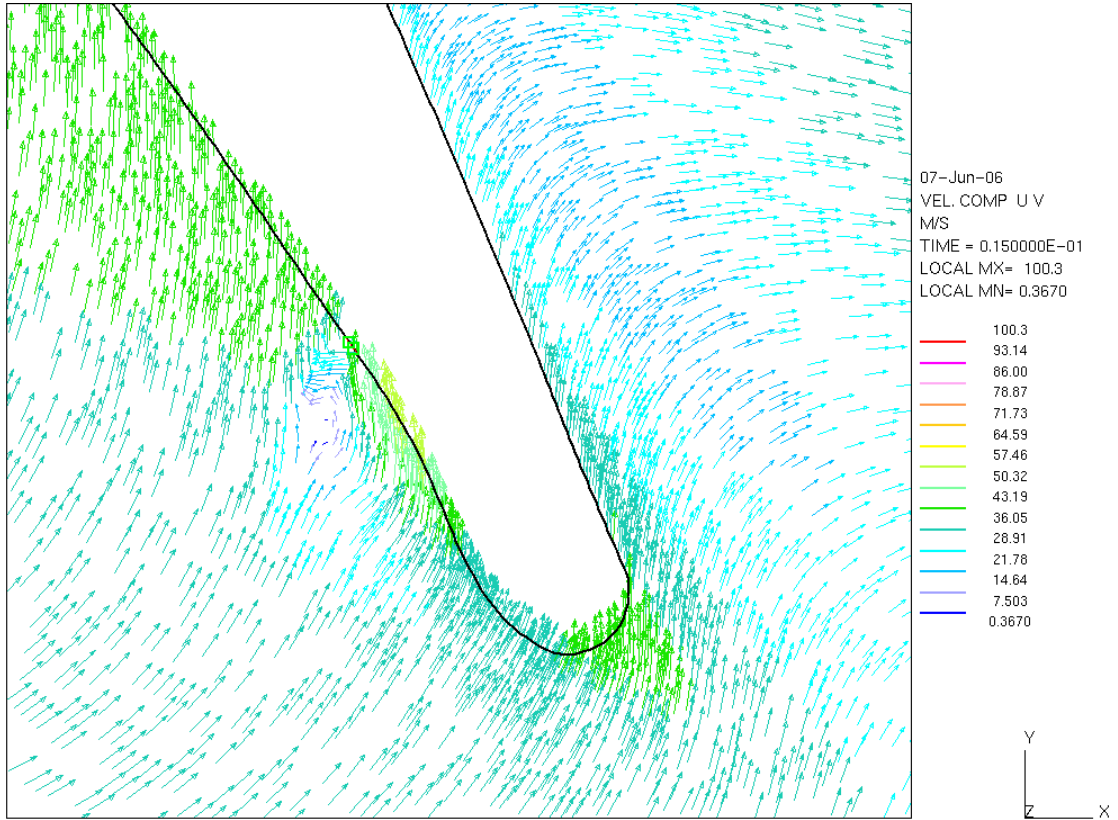


圖 4-43 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍速度場

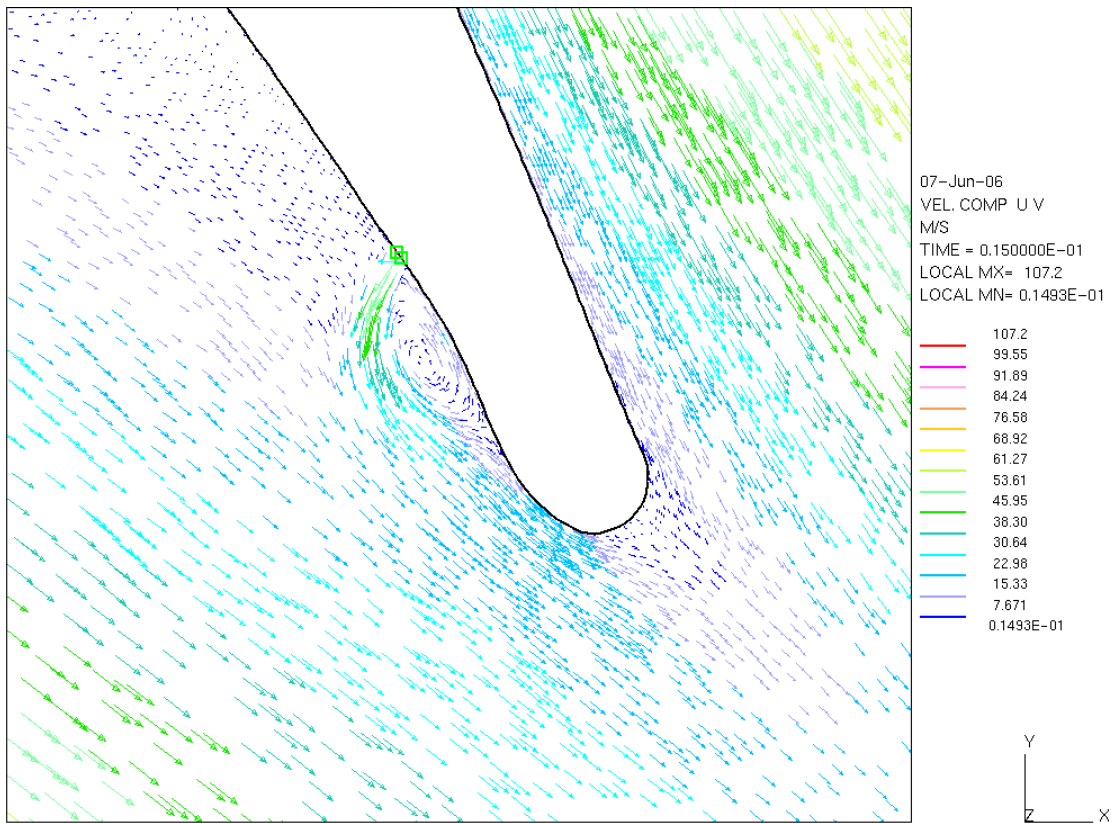


圖 4-44 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍相對速度場

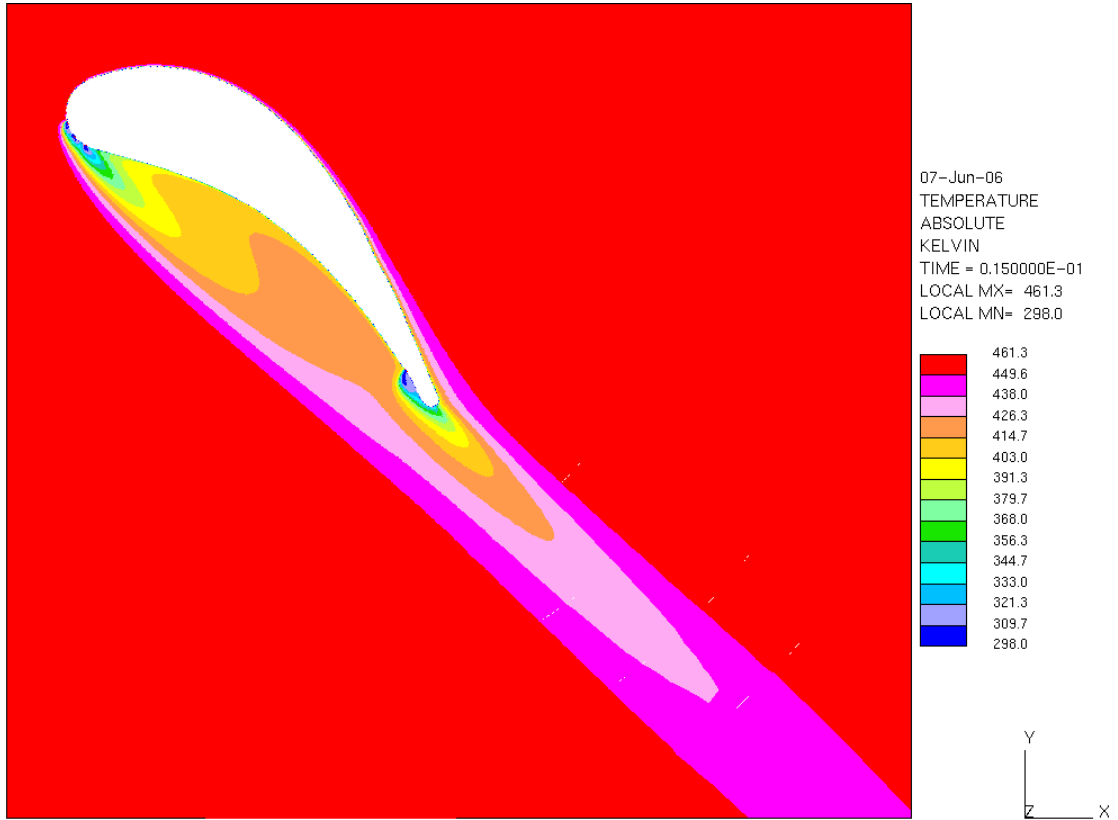


圖 4-45(a) 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍溫度場

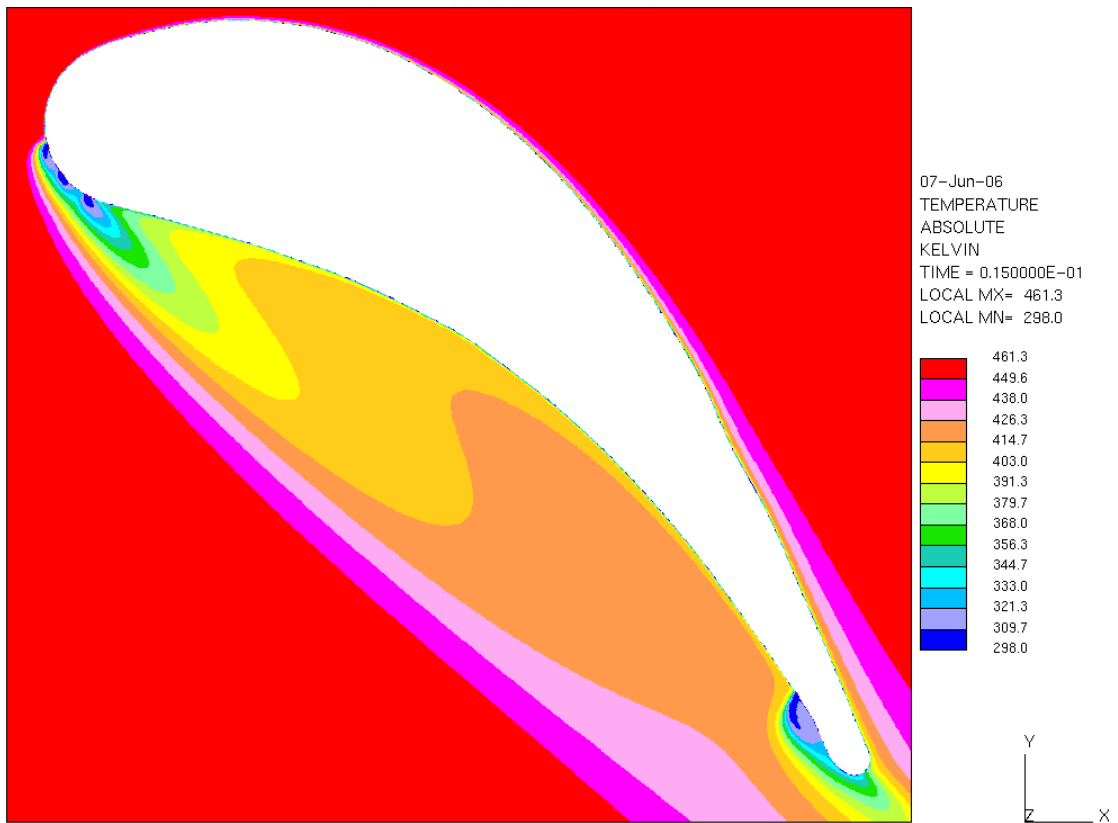


圖 4-45(b) 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍溫度場

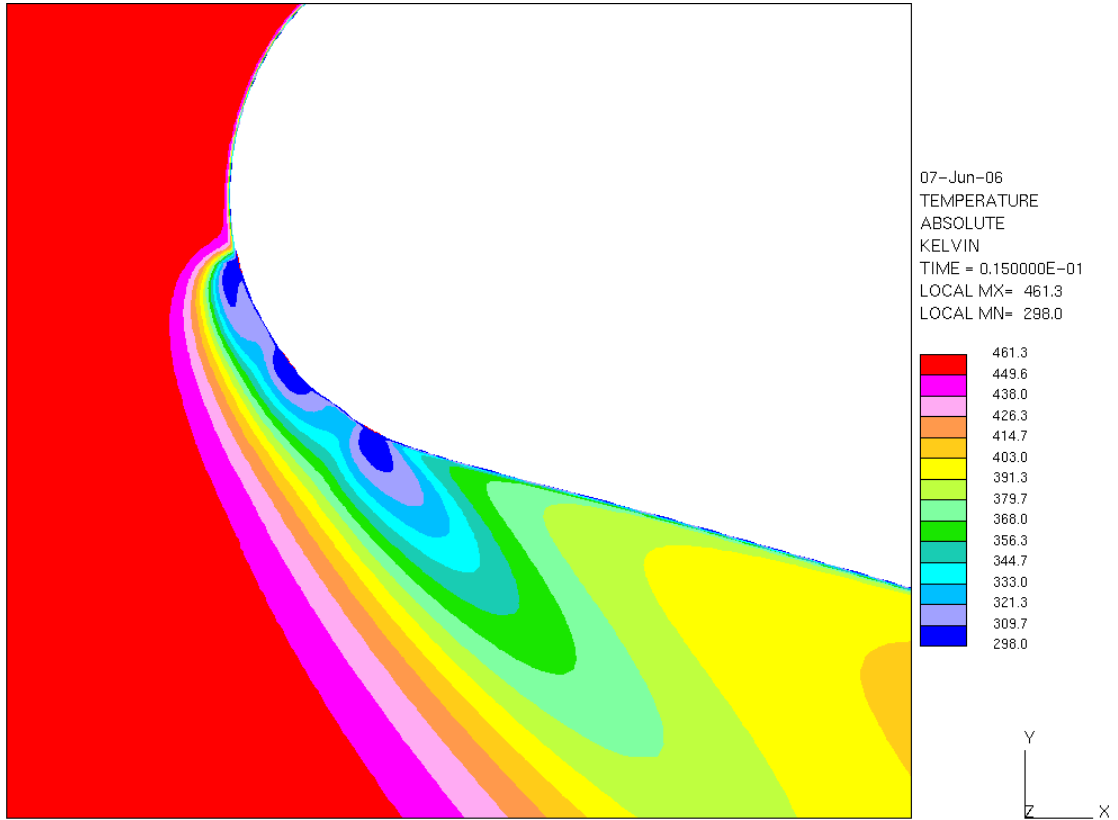


圖 4-46(a) 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍溫度場

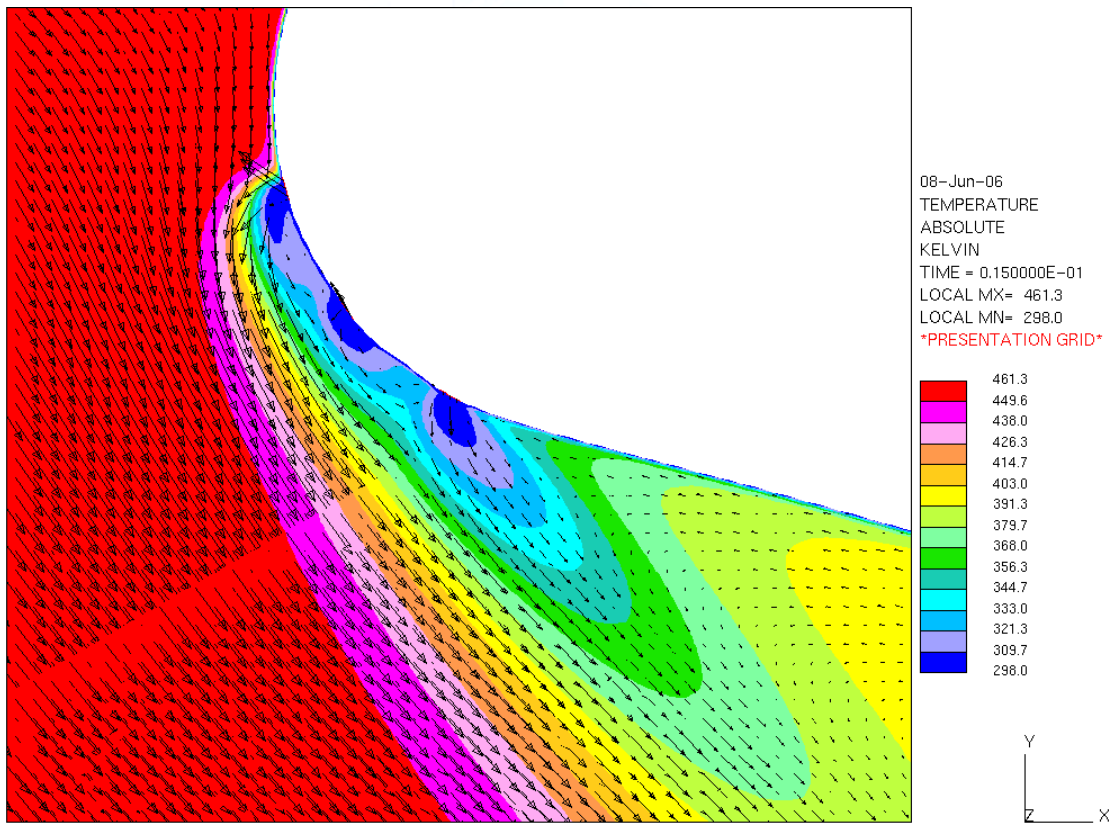


圖 4-46(b) 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍相對速度場與溫度場

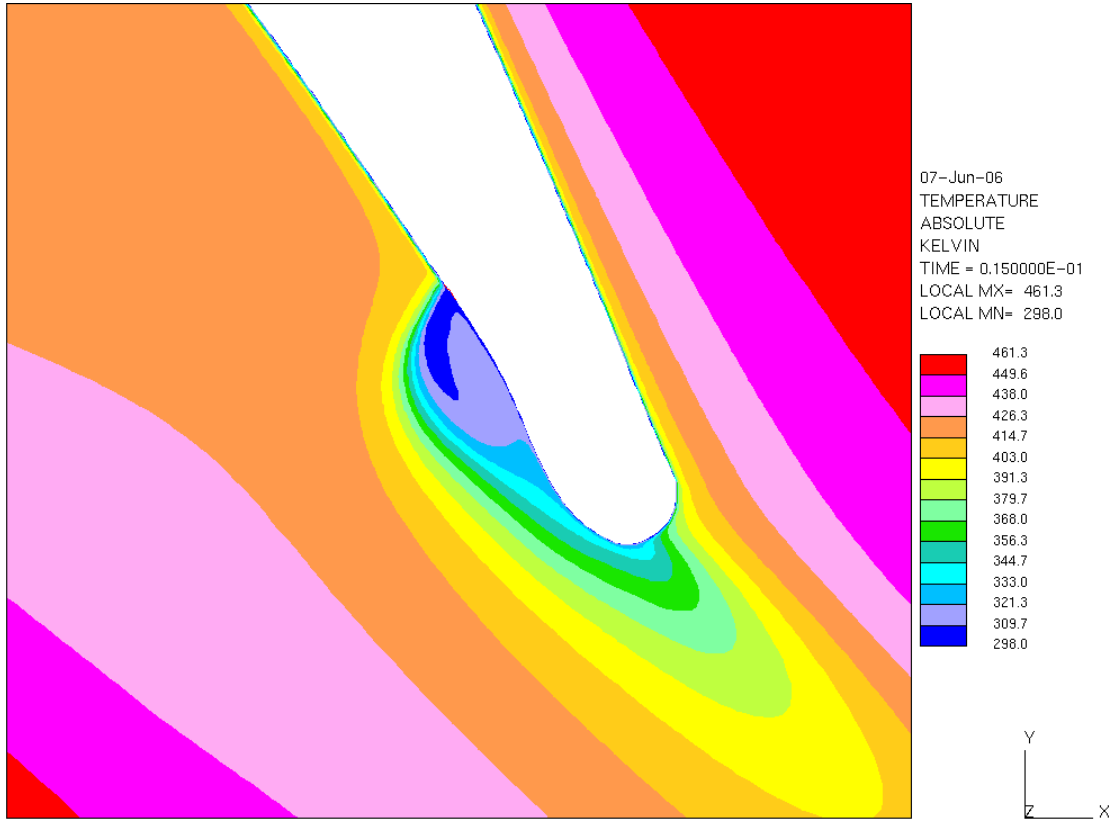


圖 4-47(a) 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍溫度場

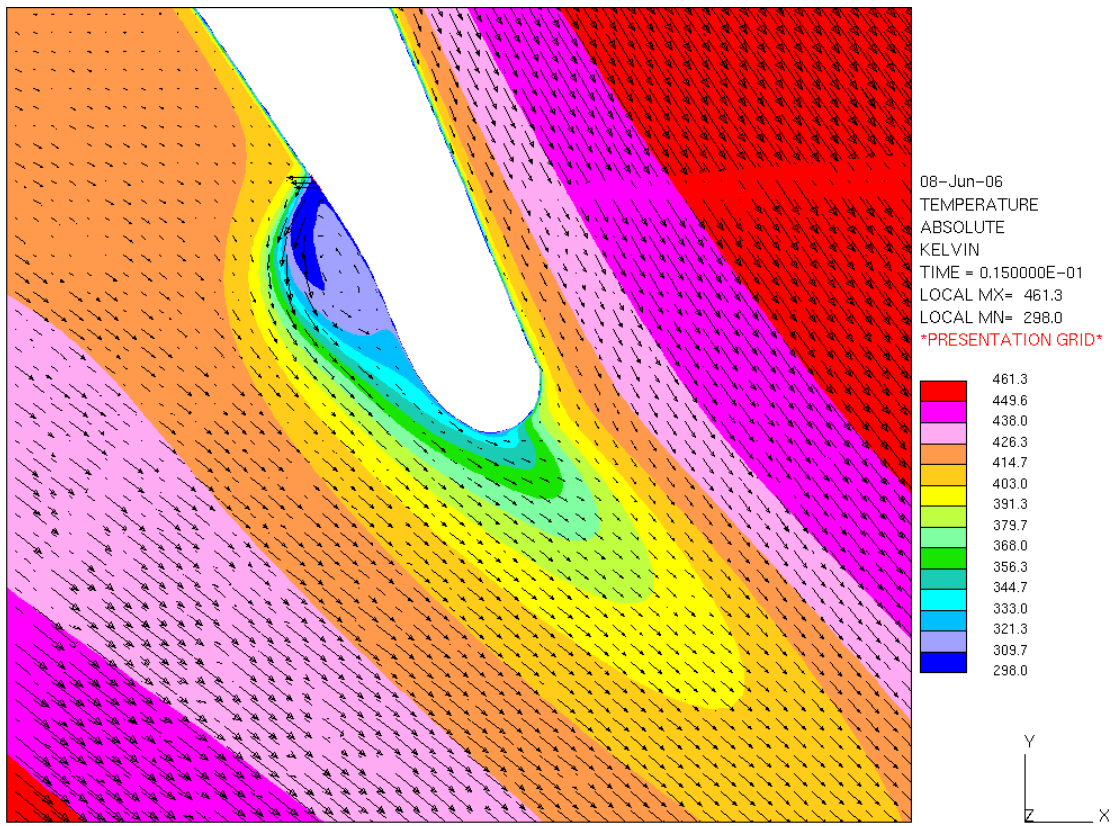


圖 4-47(b) 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍相對速度場與溫度場

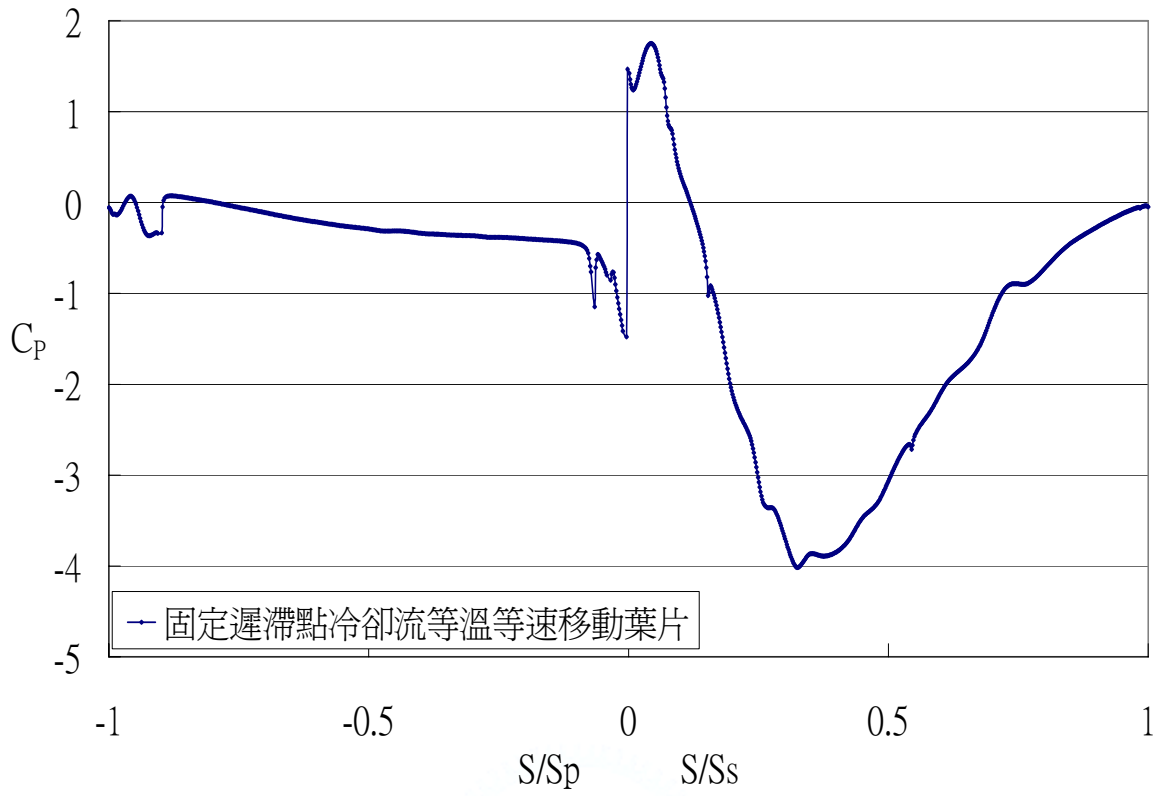


圖 4-48 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p

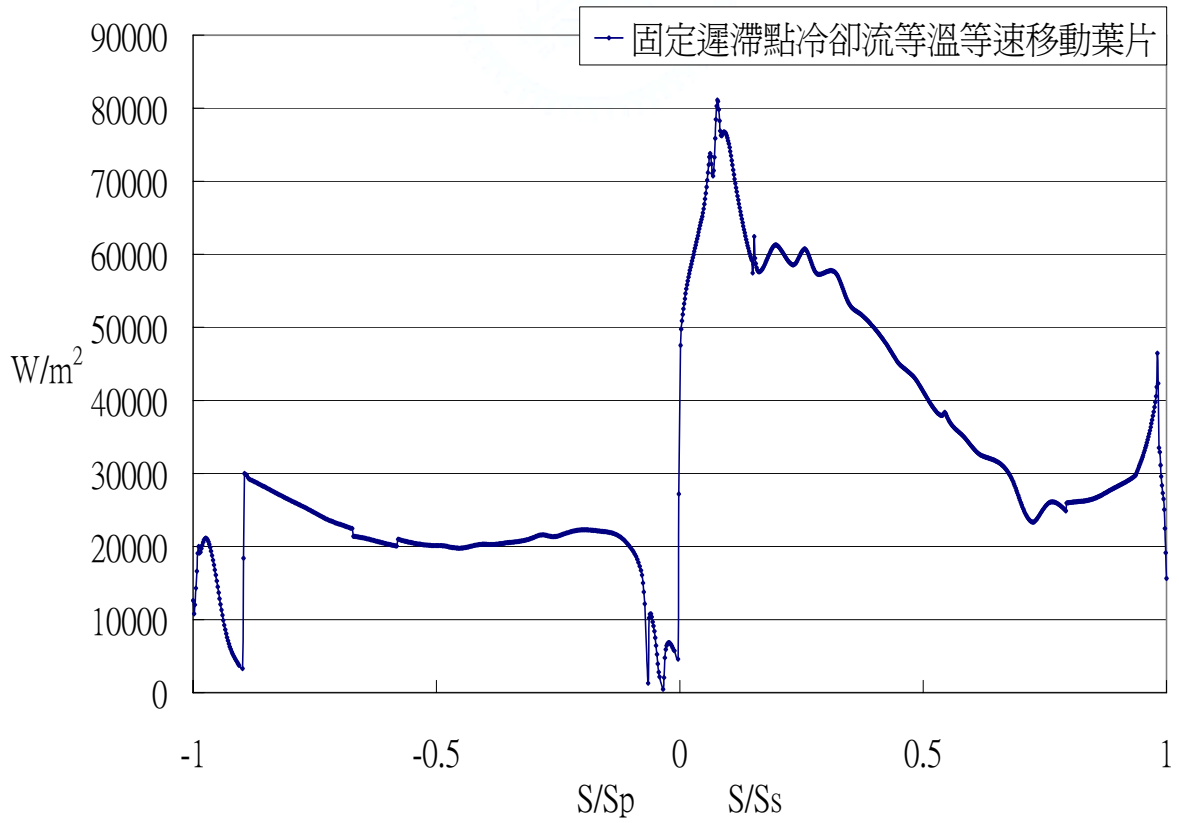


圖 4-49 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量分布

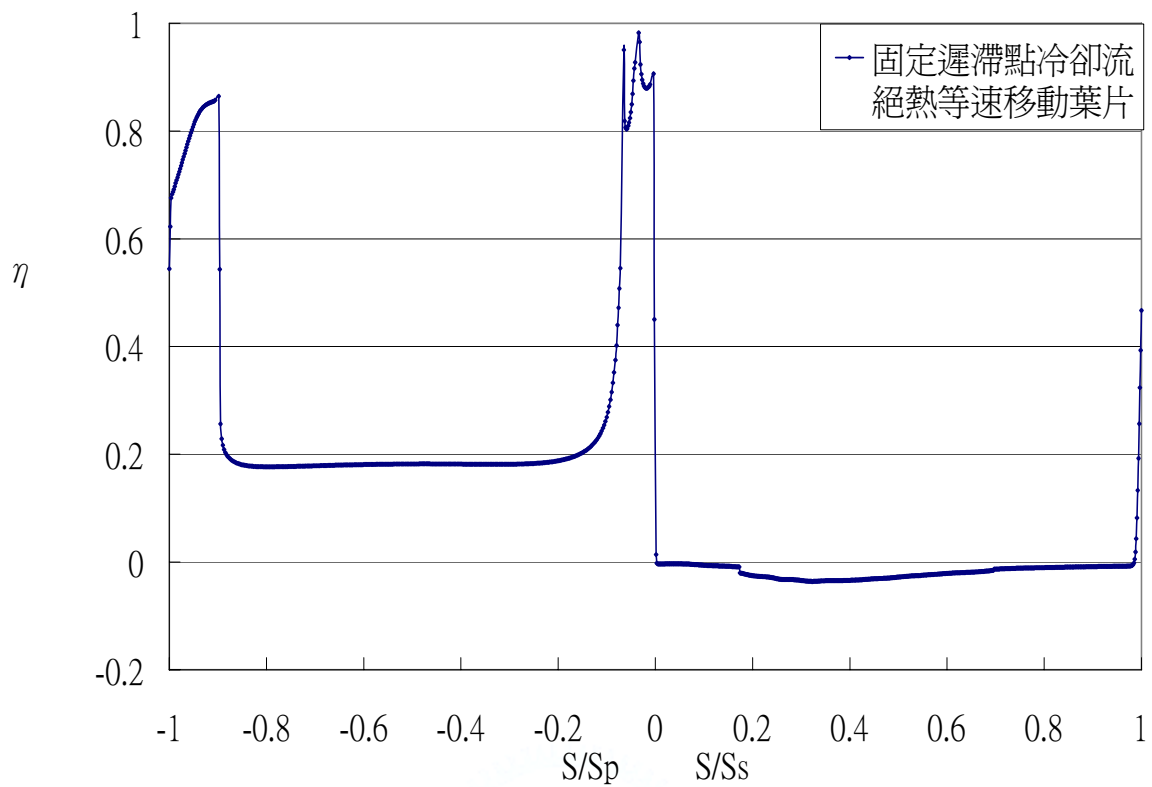


圖 4-50 固定遲滯點冷卻流絕熱等速移動葉片薄膜冷卻效率

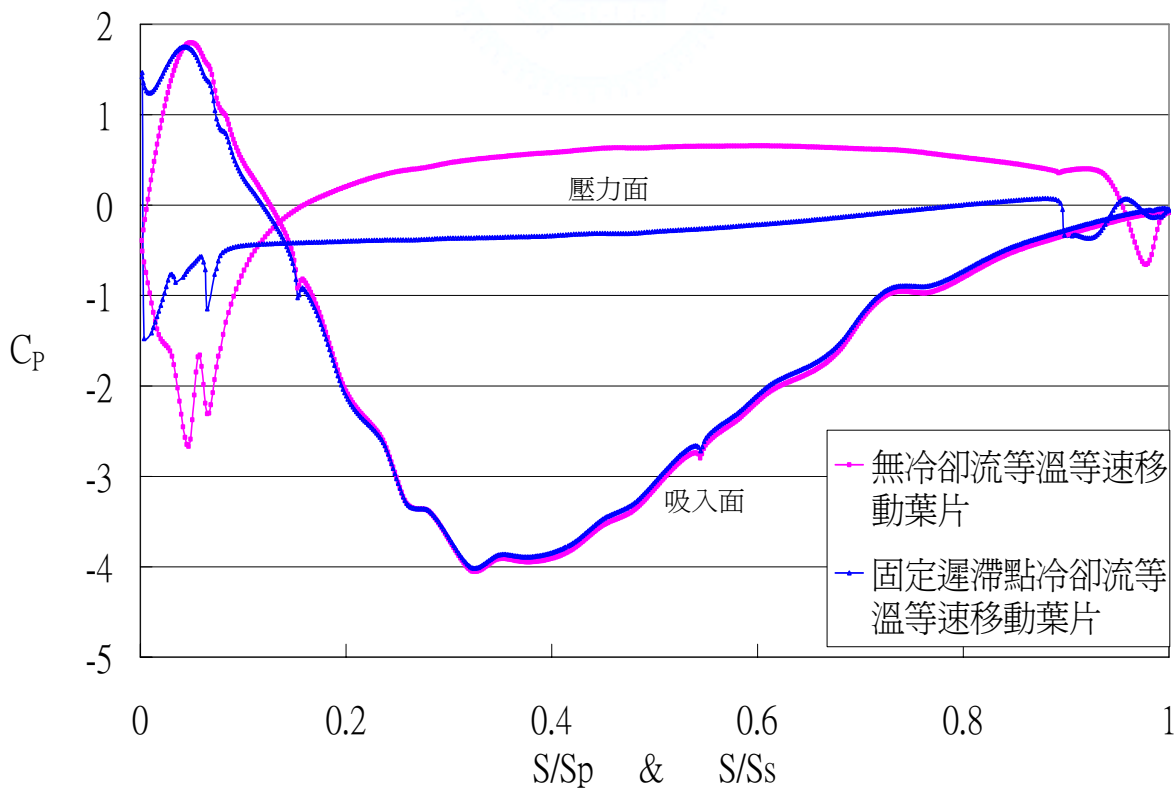


圖 4-51 無冷卻流等溫等速移動葉片與固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 比較圖

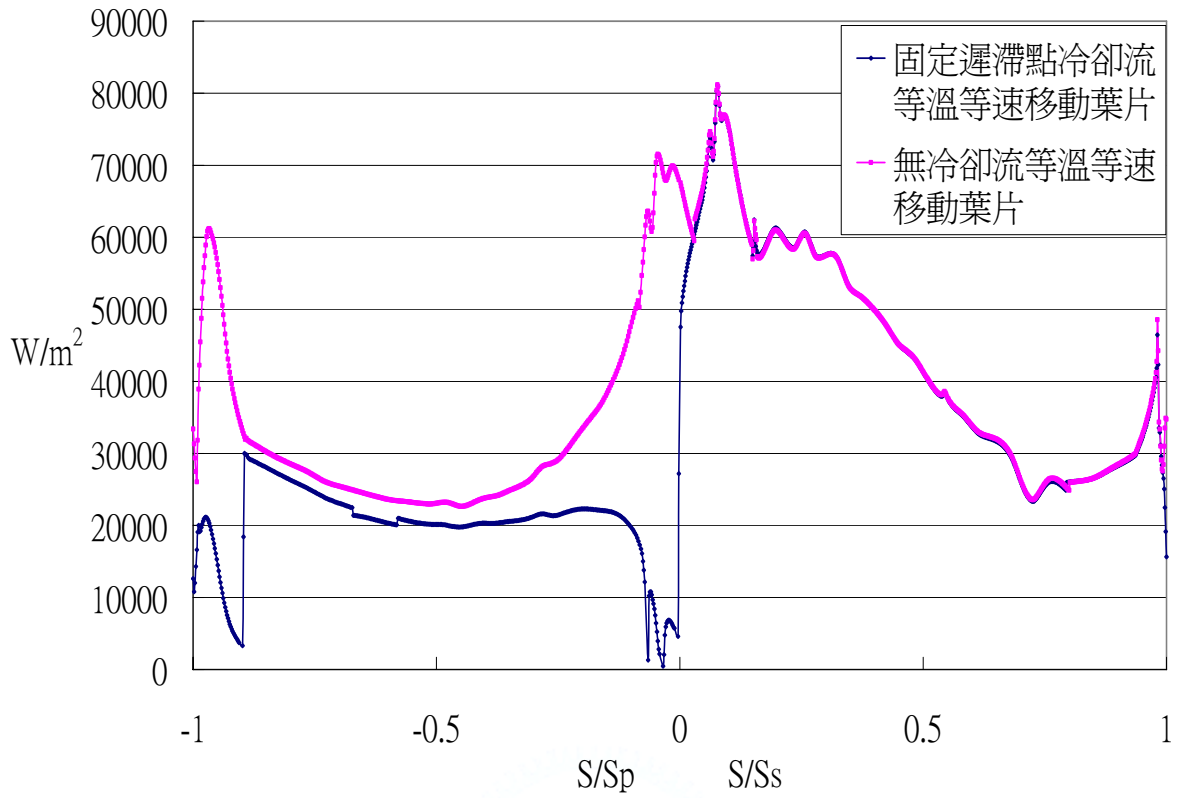


圖 4-52 無冷卻流等溫等速移動葉片與固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較圖

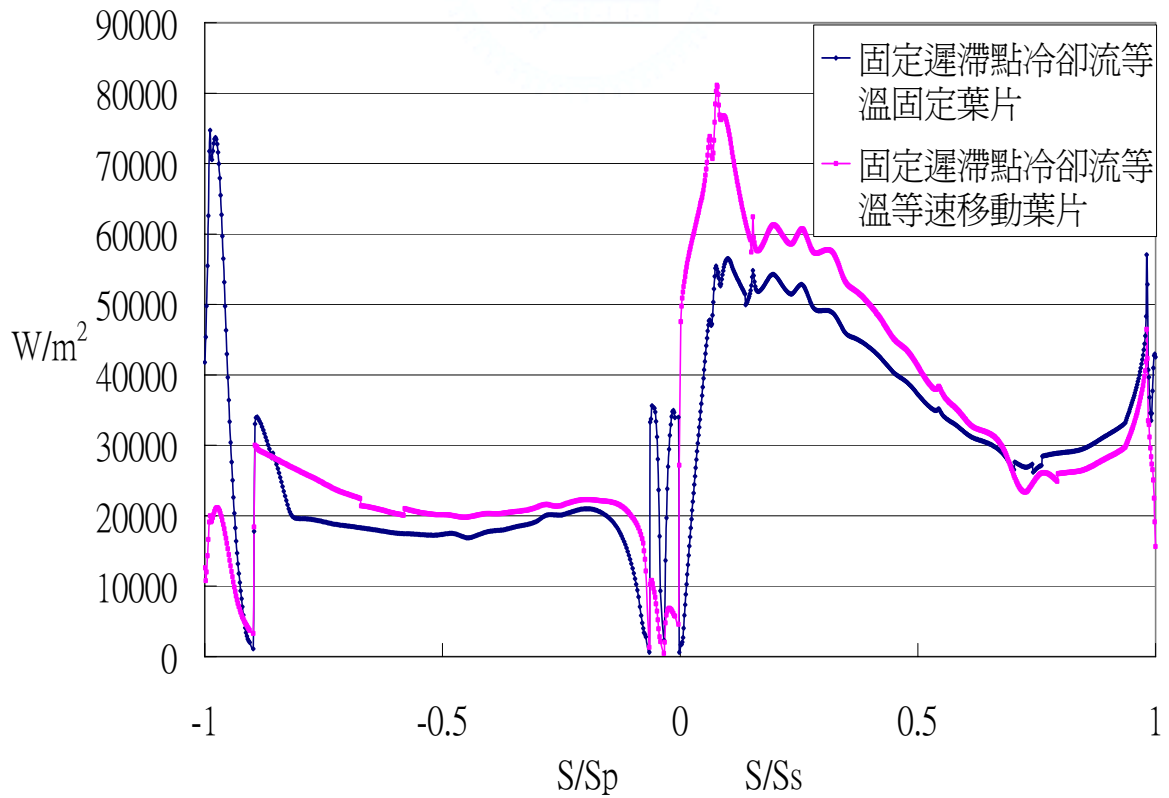


圖 4-53 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較圖

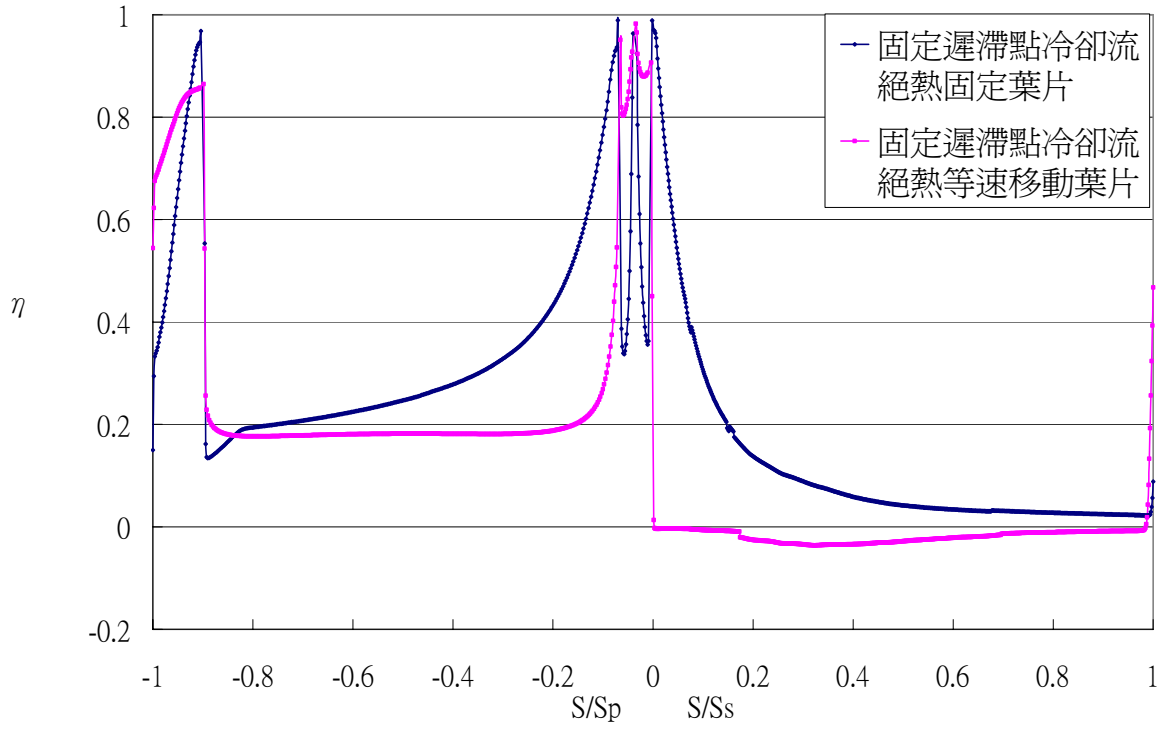


圖 4-54 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片
薄膜冷卻效率比較圖

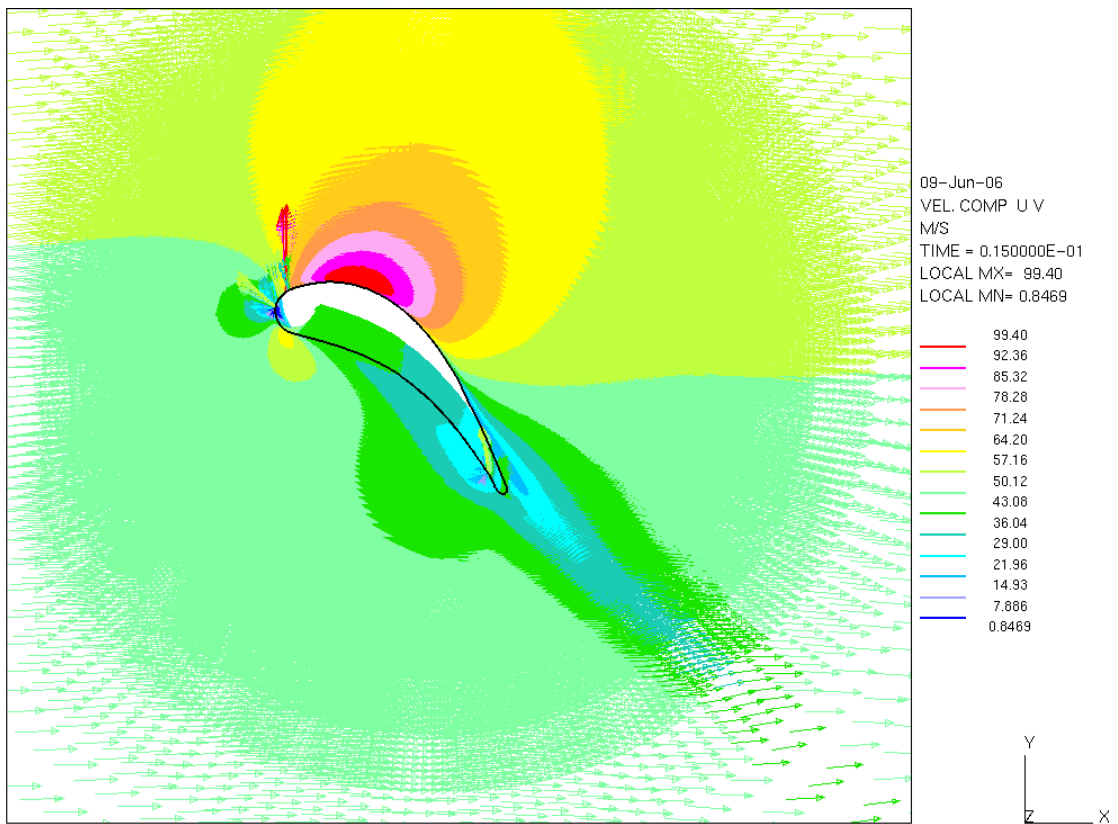


圖 4-55(a) 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍速度場

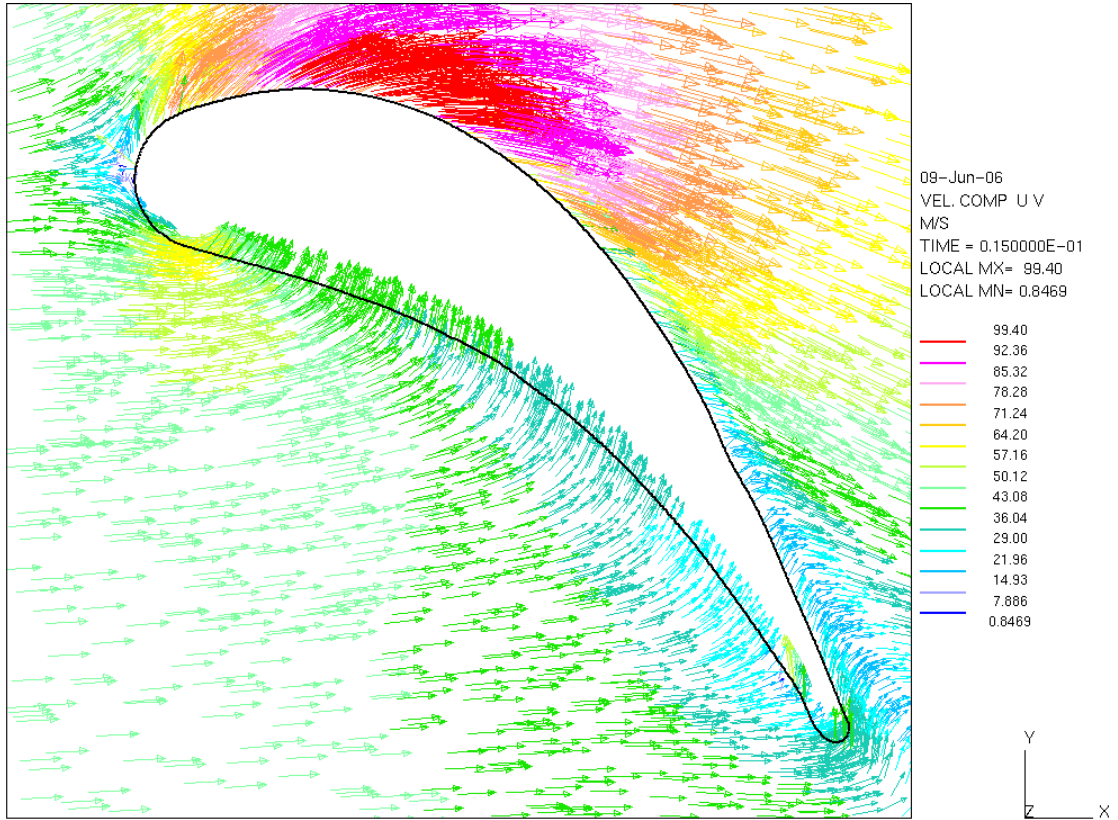


圖 4-55(b) 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍速度場

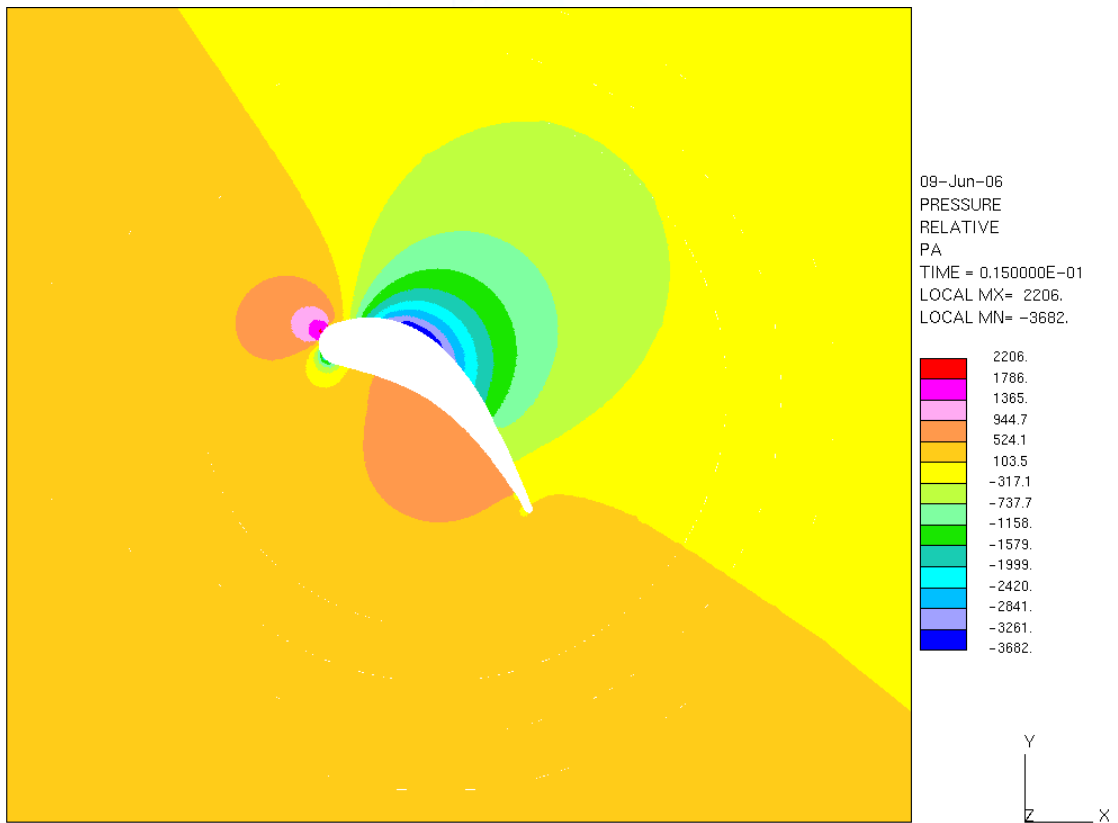


圖 4-56(a) 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍壓力場

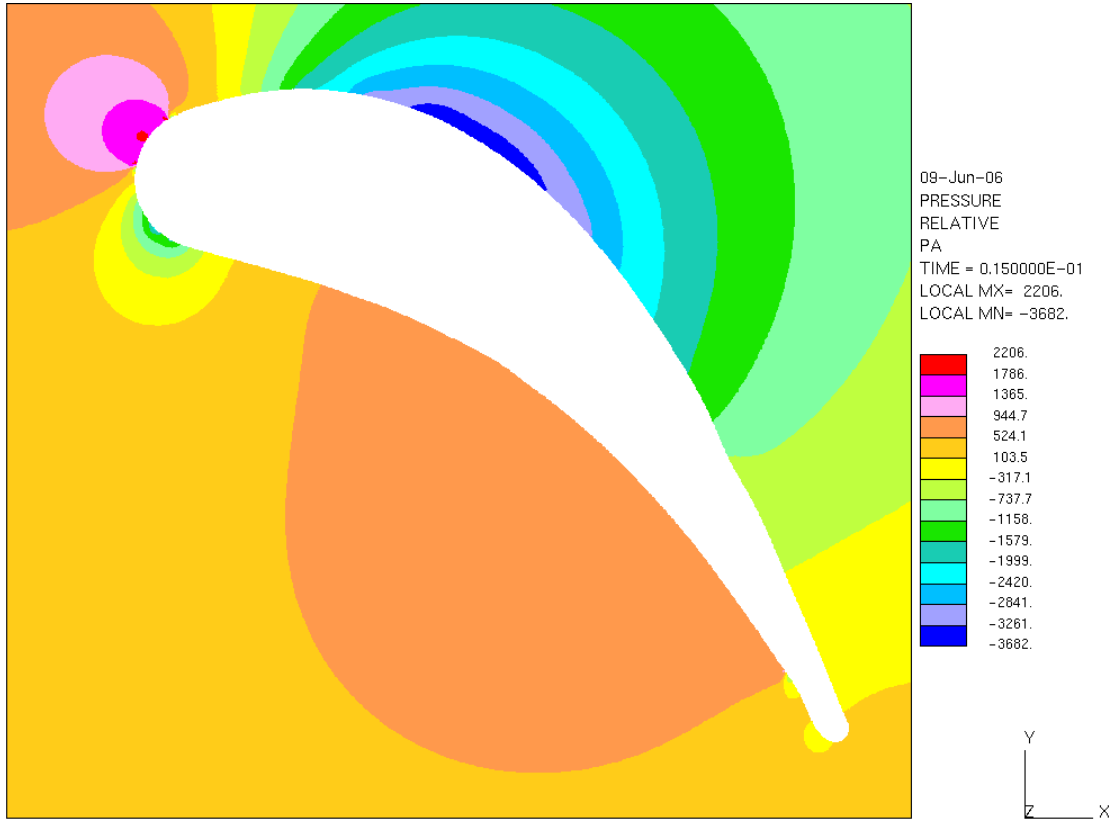


圖 4-56(b) 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍壓力場

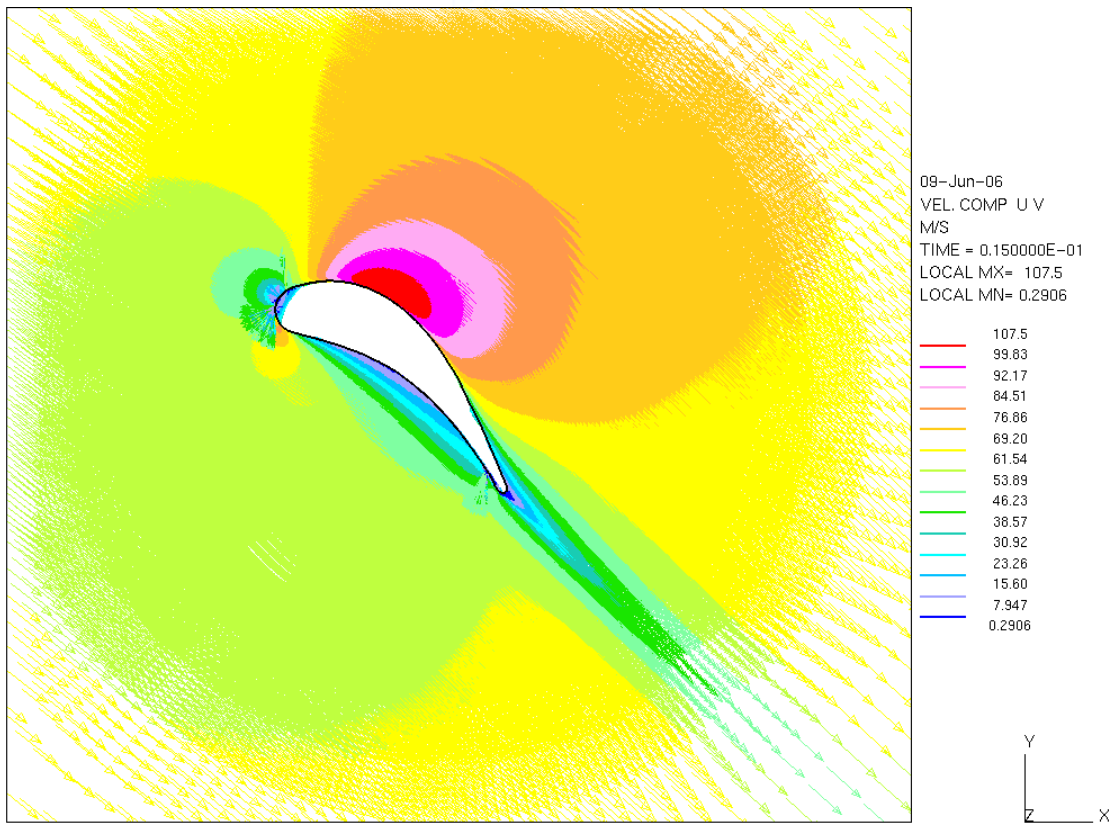


圖 4-57(a) 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍相對速度場

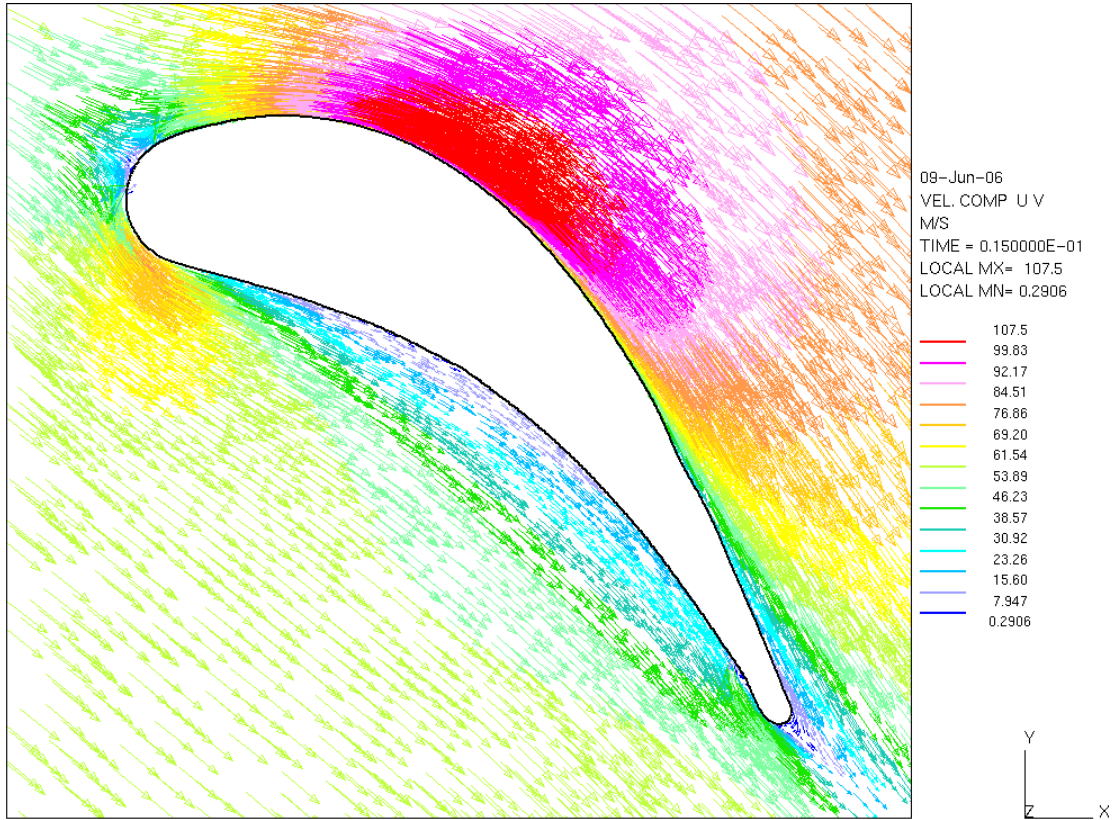


圖 4-57(b) 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍相對速度場

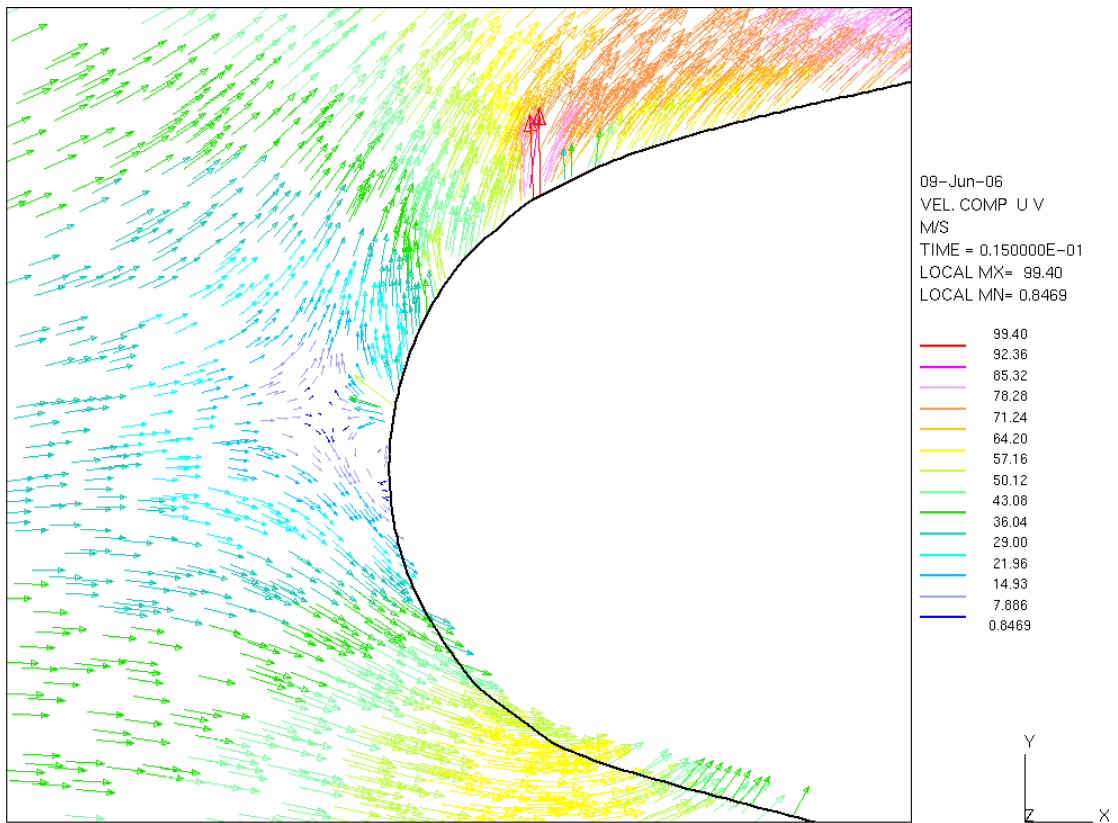


圖 4-58 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍速度場

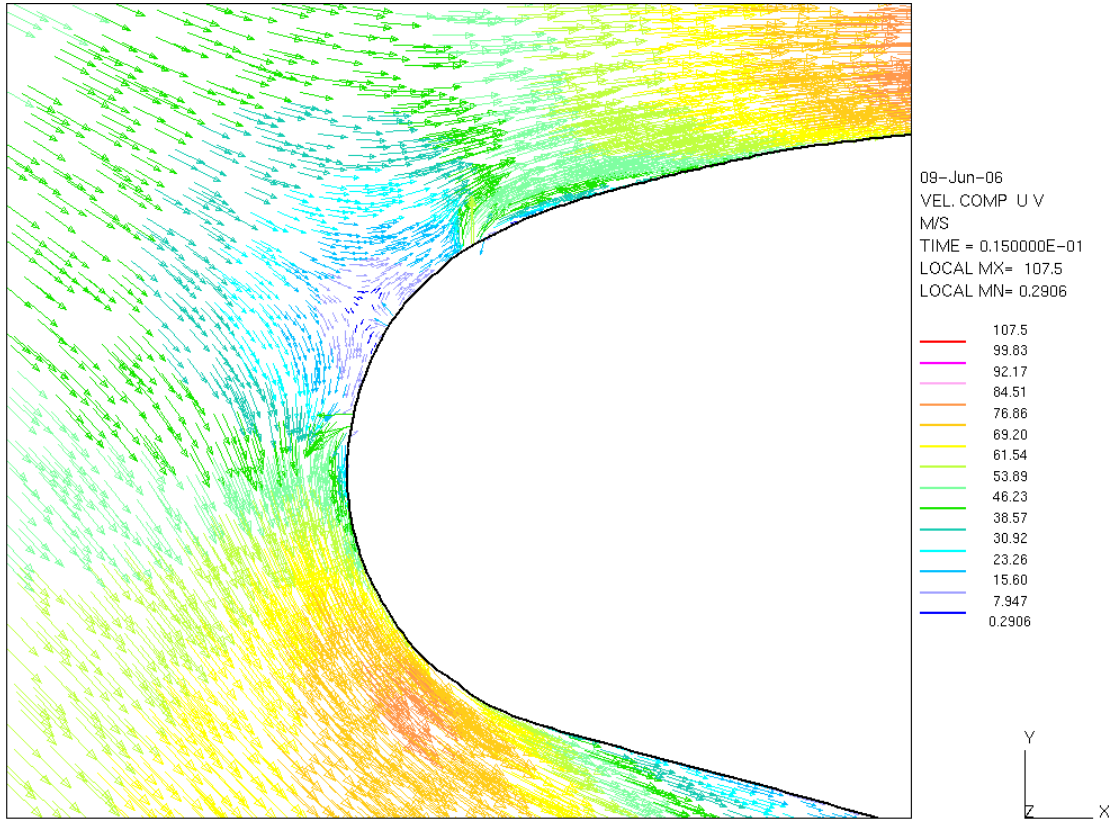


圖 4-59 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍相對速度場

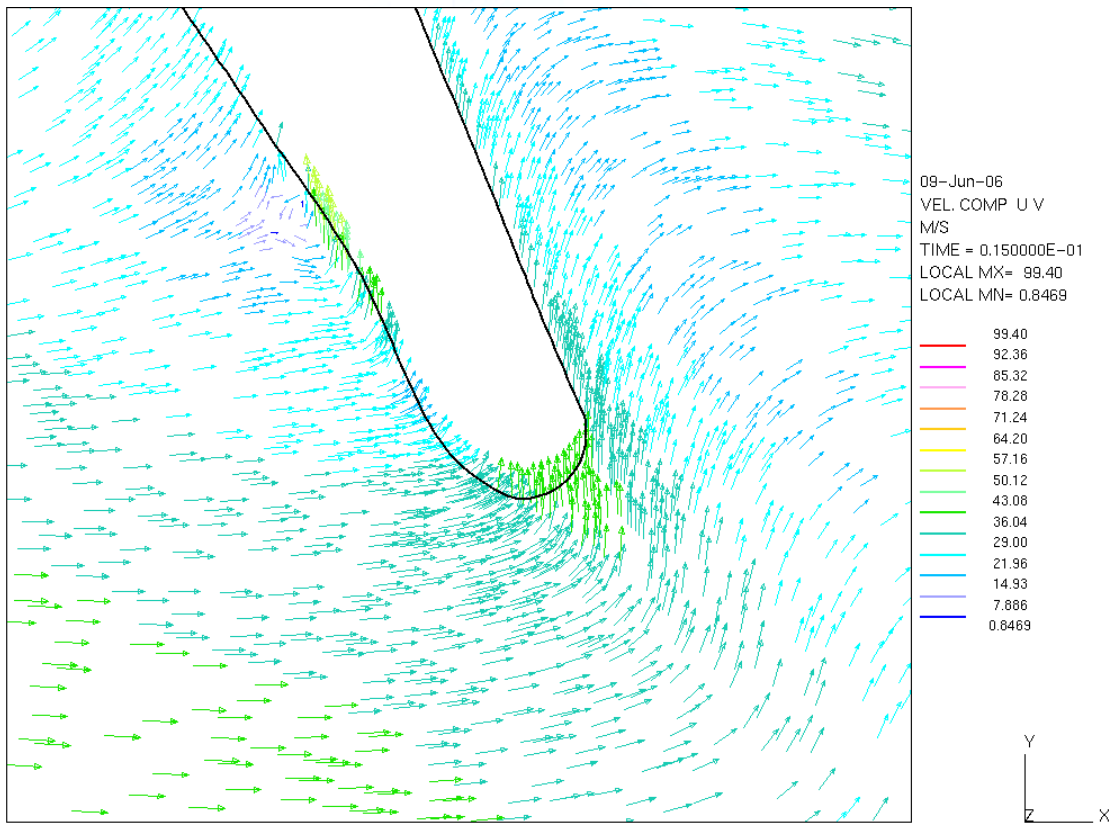


圖 4-60 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍速度場

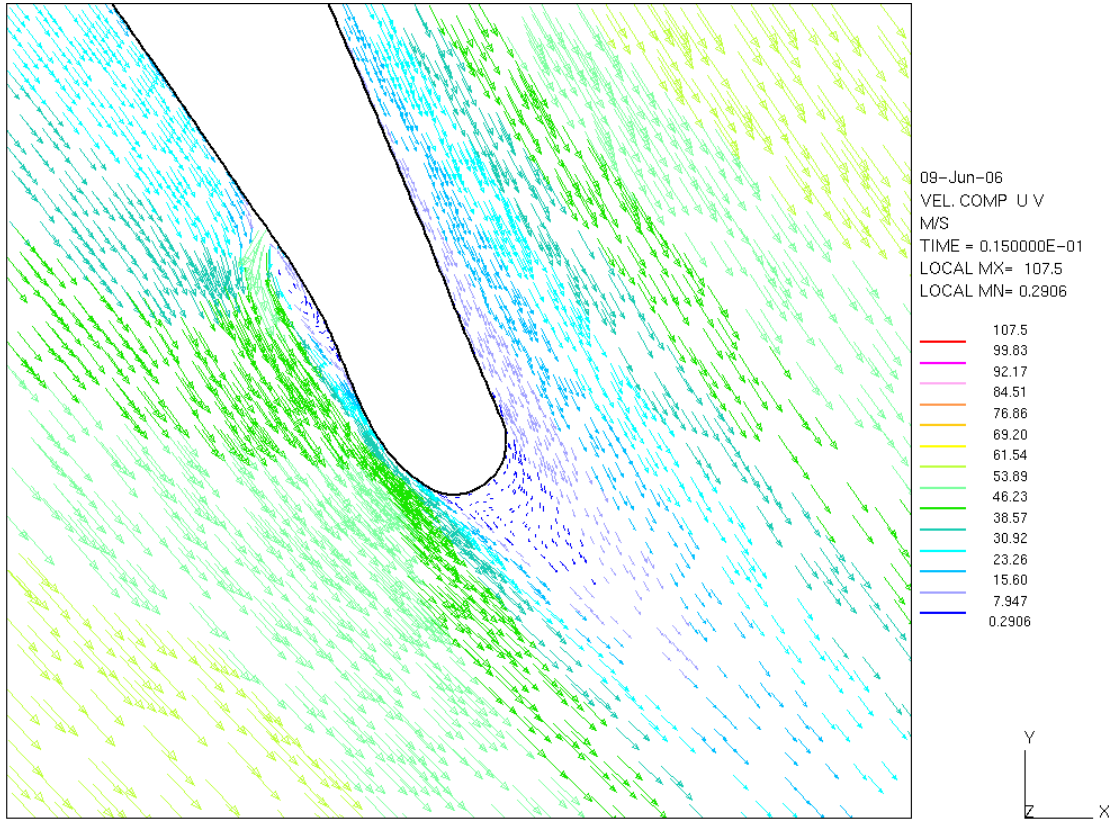


圖 4-61 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍相對速度場

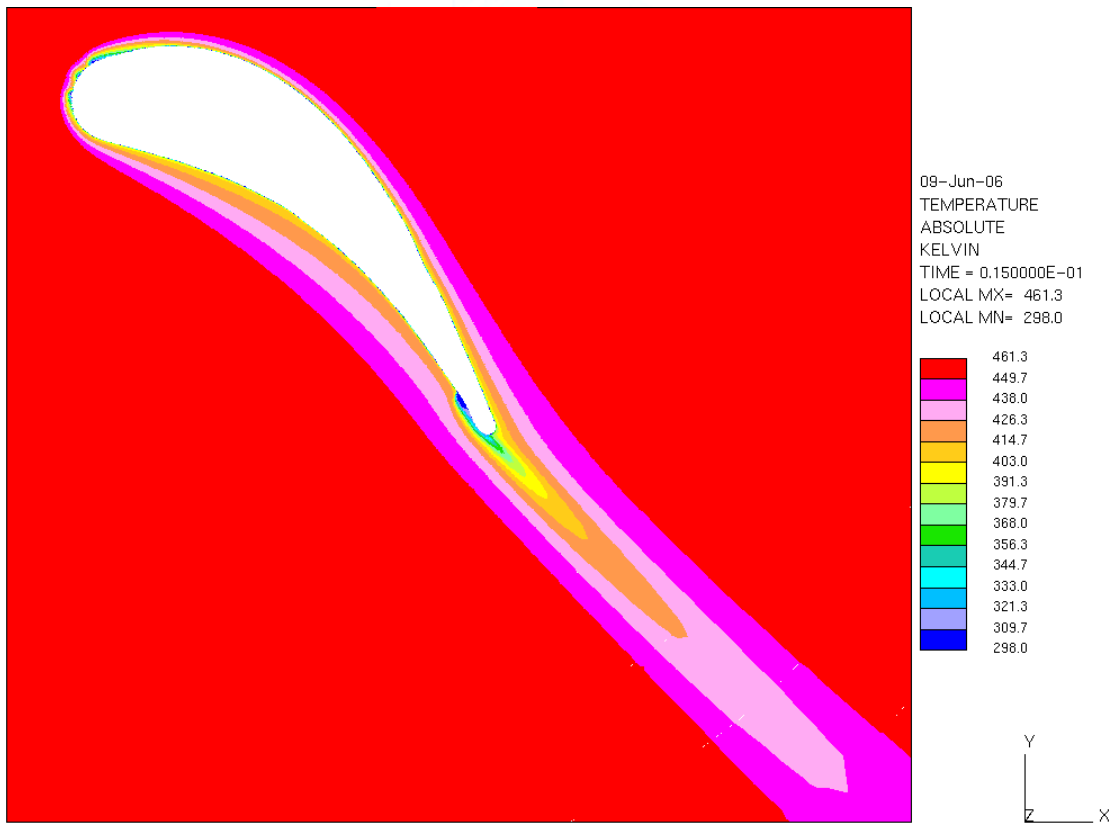


圖 4-62(a) 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍溫度場

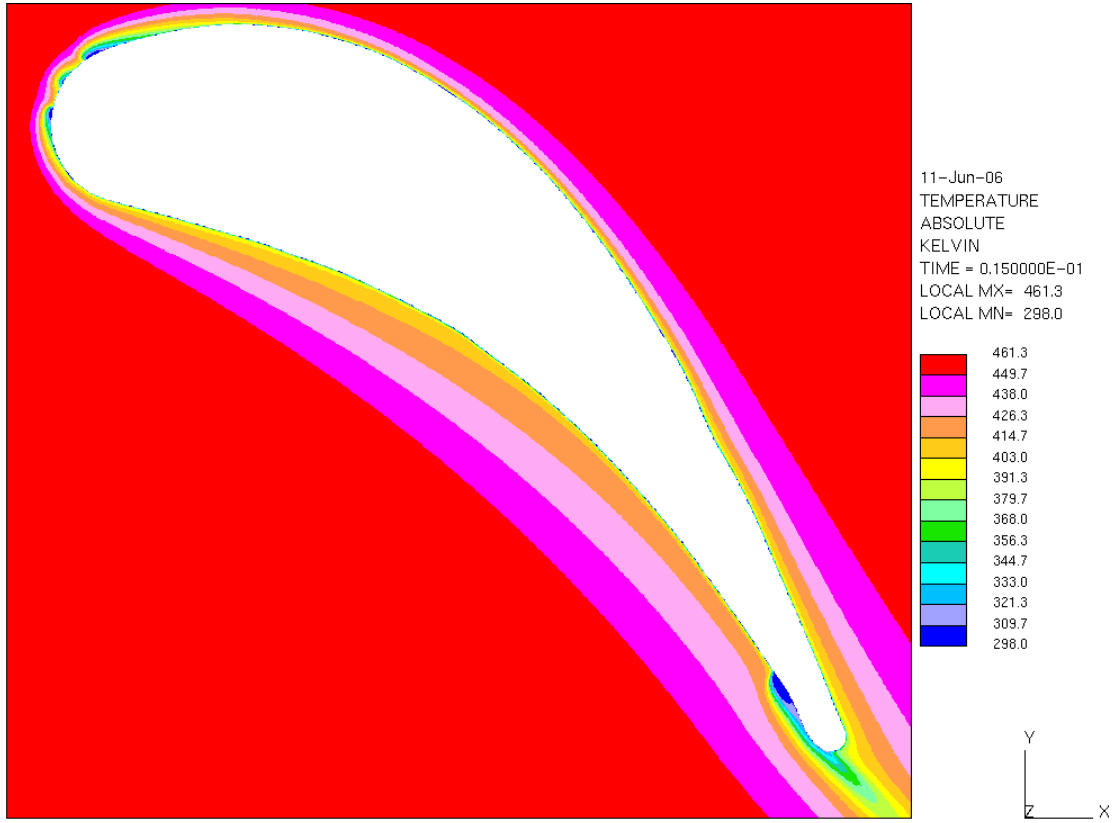


圖 4-62(b) 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片周圍溫度場

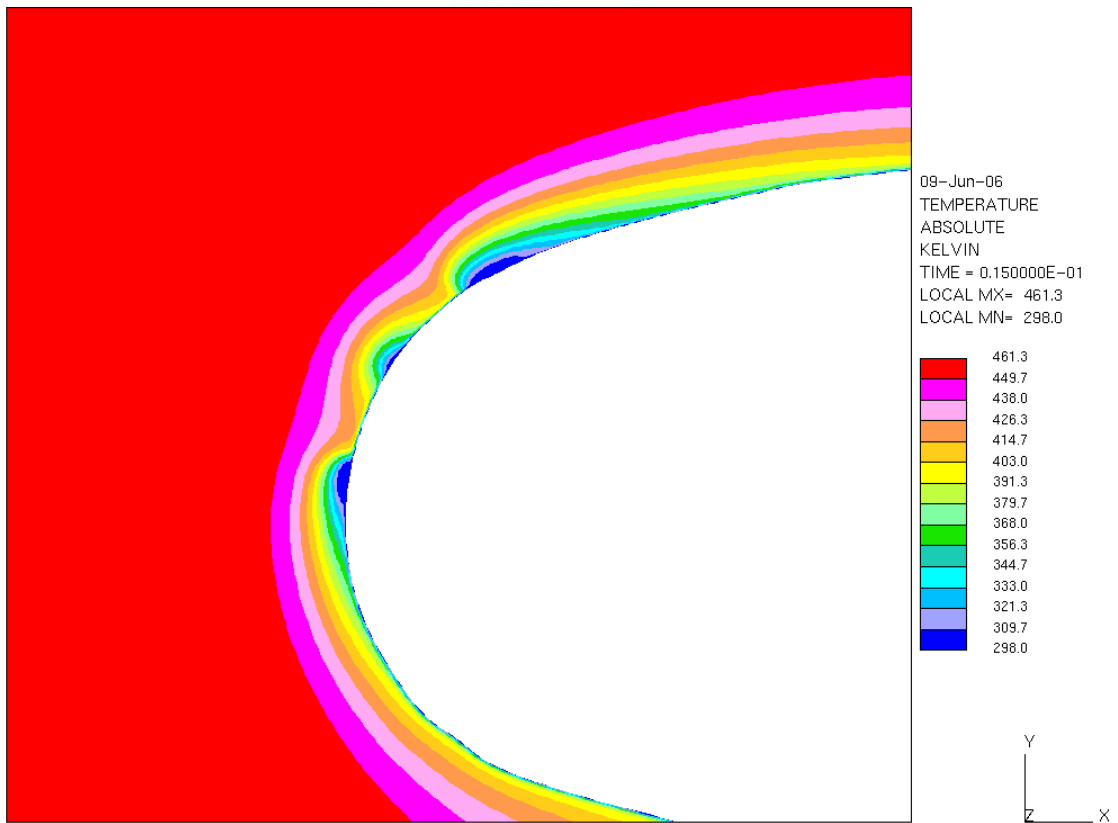


圖 4-63(a) 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍溫度場

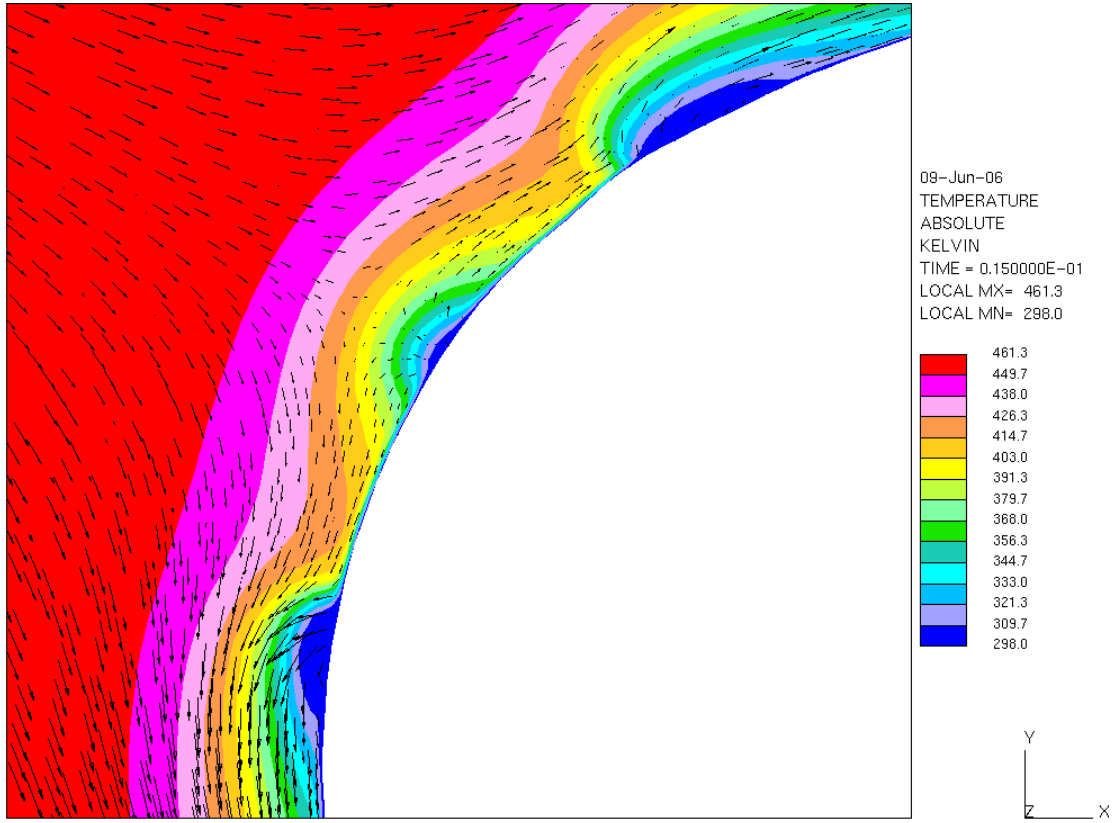


圖 4-63(b) 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片頭端周圍相對速度場與溫度場

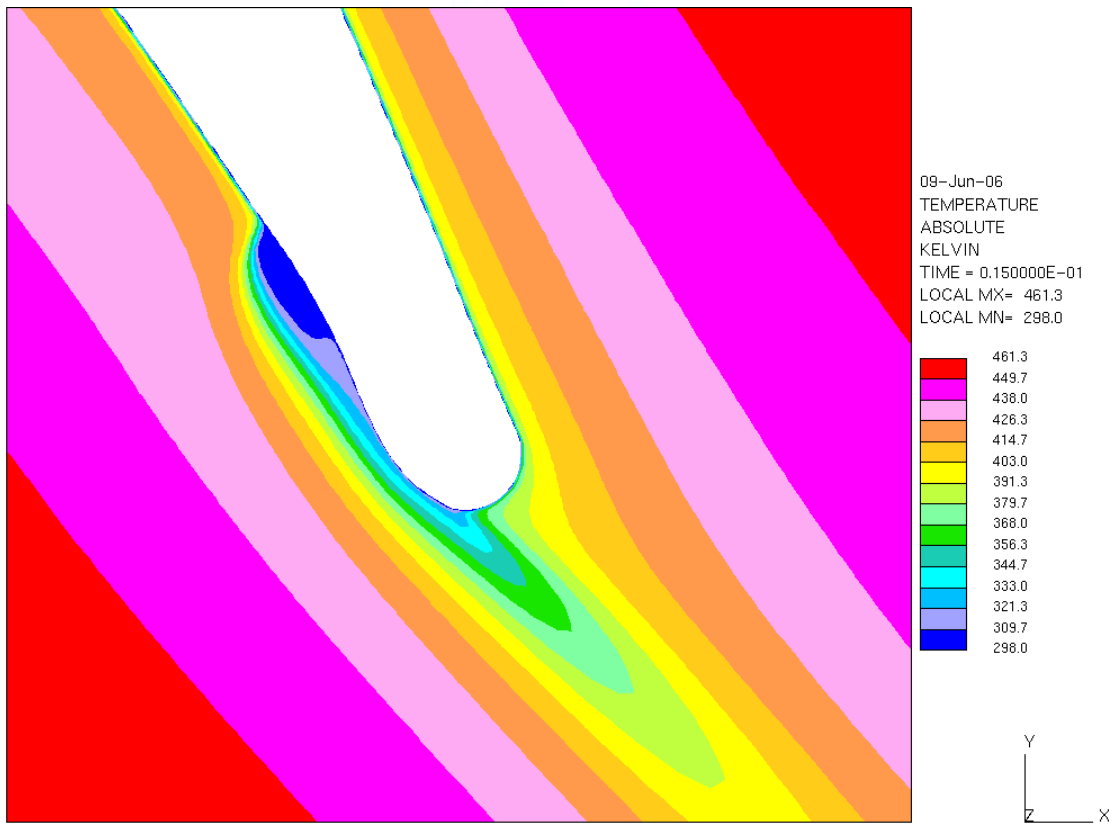


圖 4-64(a) 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍溫度場

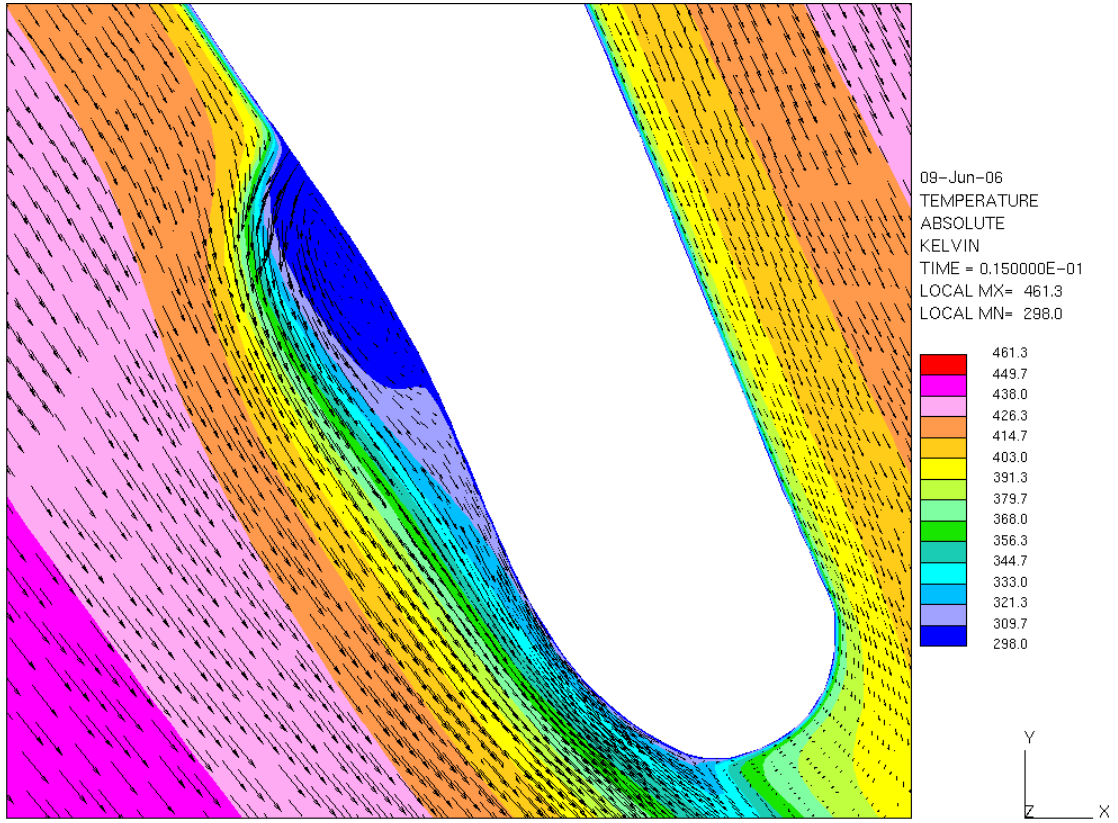


圖 4-64(b) 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片尾端周圍相對速度場與溫度場

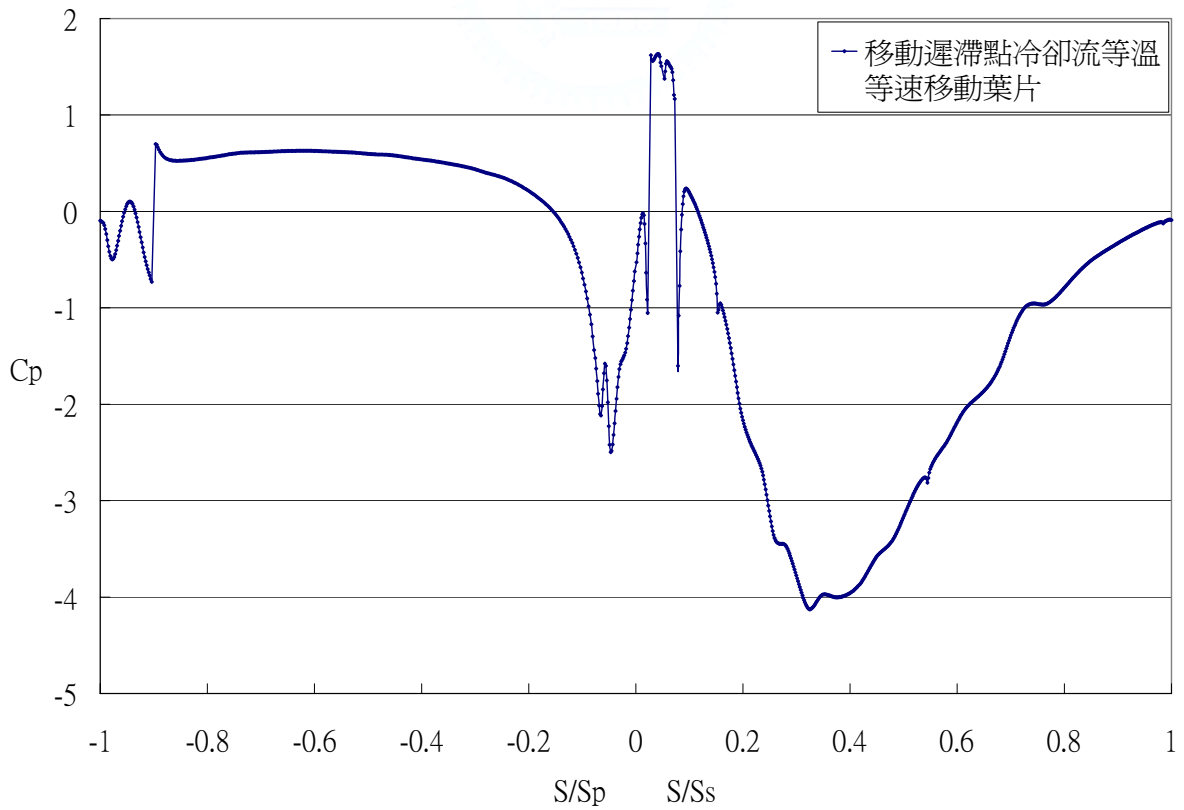


圖 4-65 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 分布圖

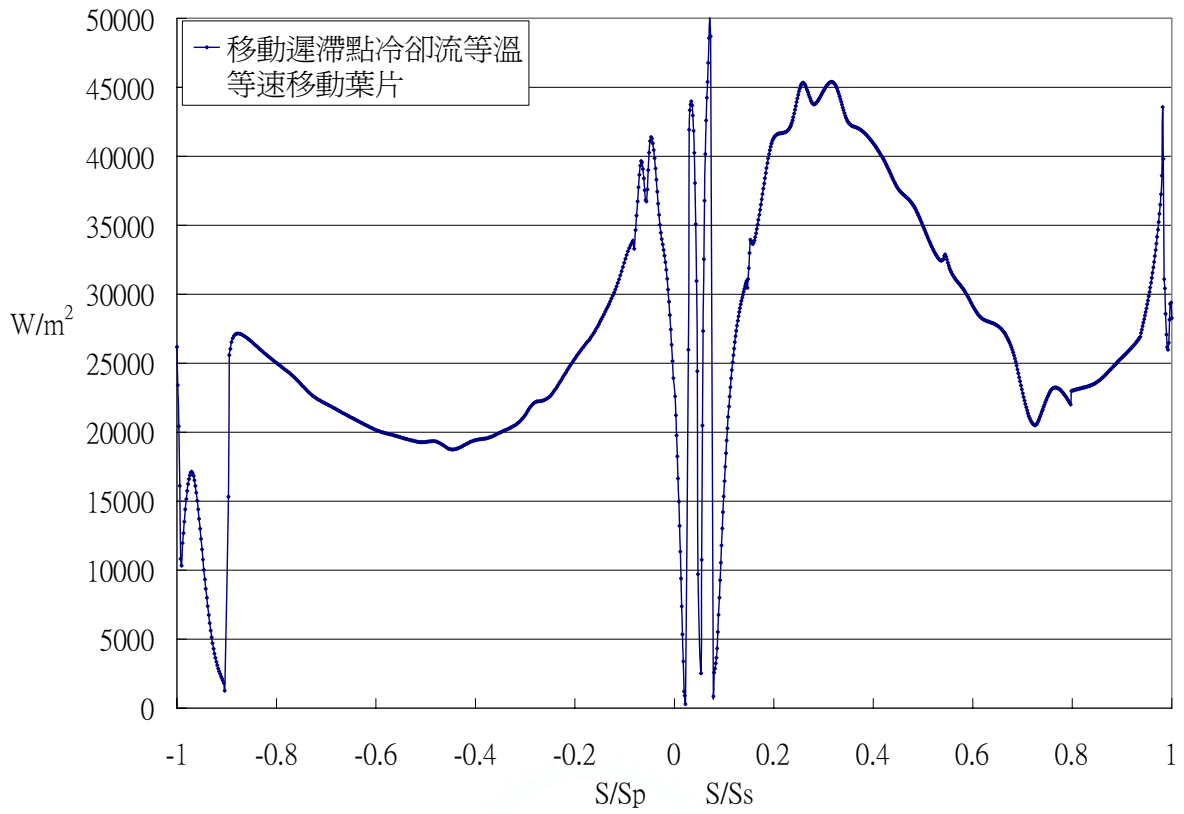


圖 4-66 移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量分布圖

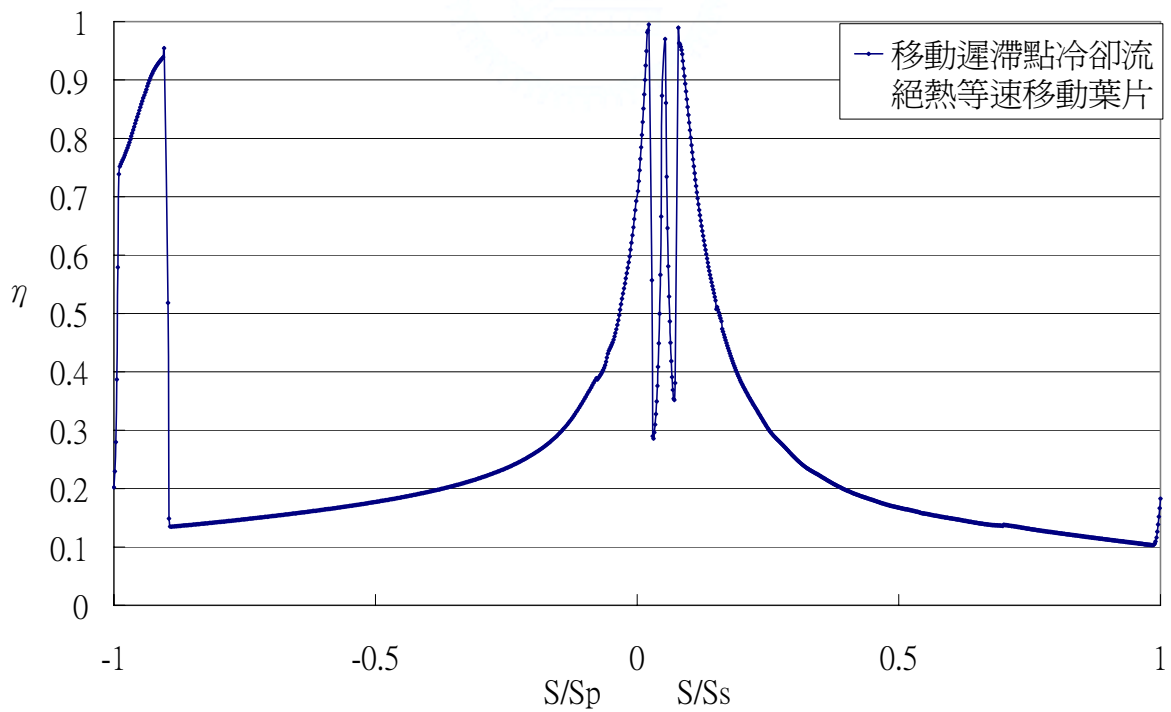


圖 4-67 移動遲滯點冷卻流絕熱等速移動葉片薄膜冷卻效率 η 分布圖

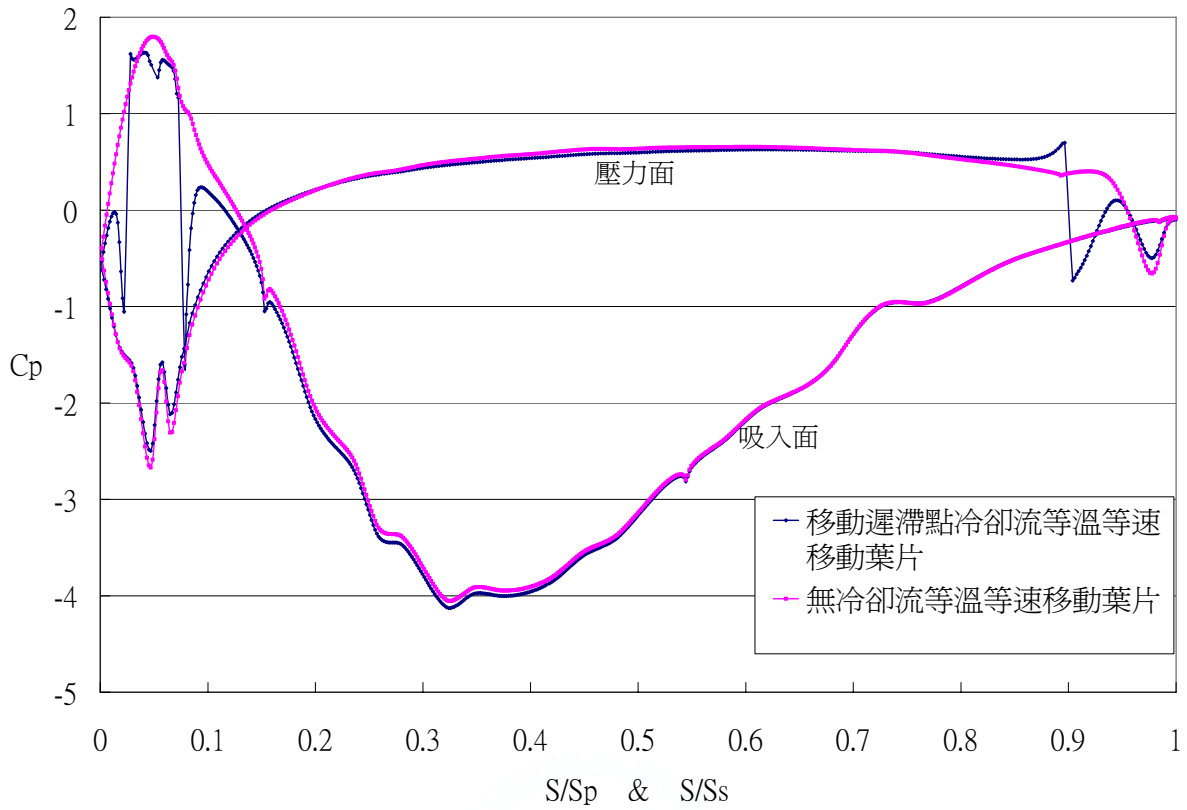


圖 4-68 無冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 比較圖

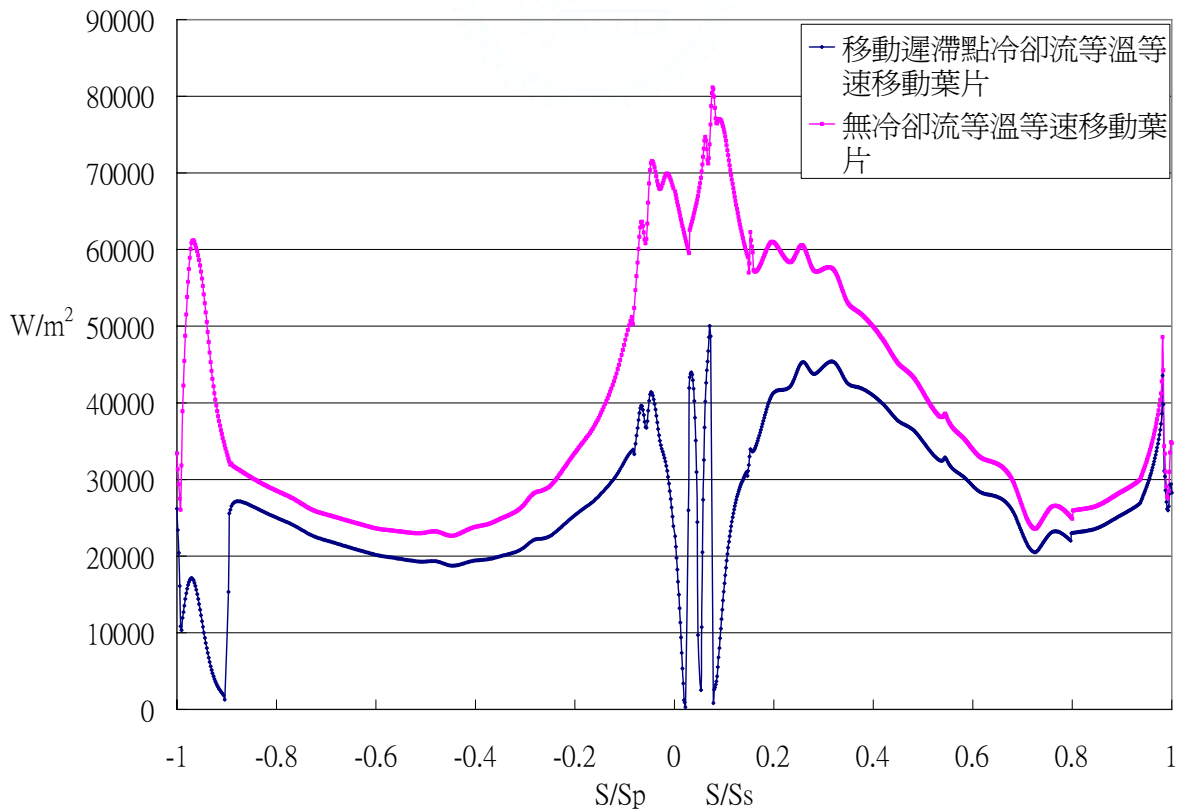


圖 4-69 無冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較圖

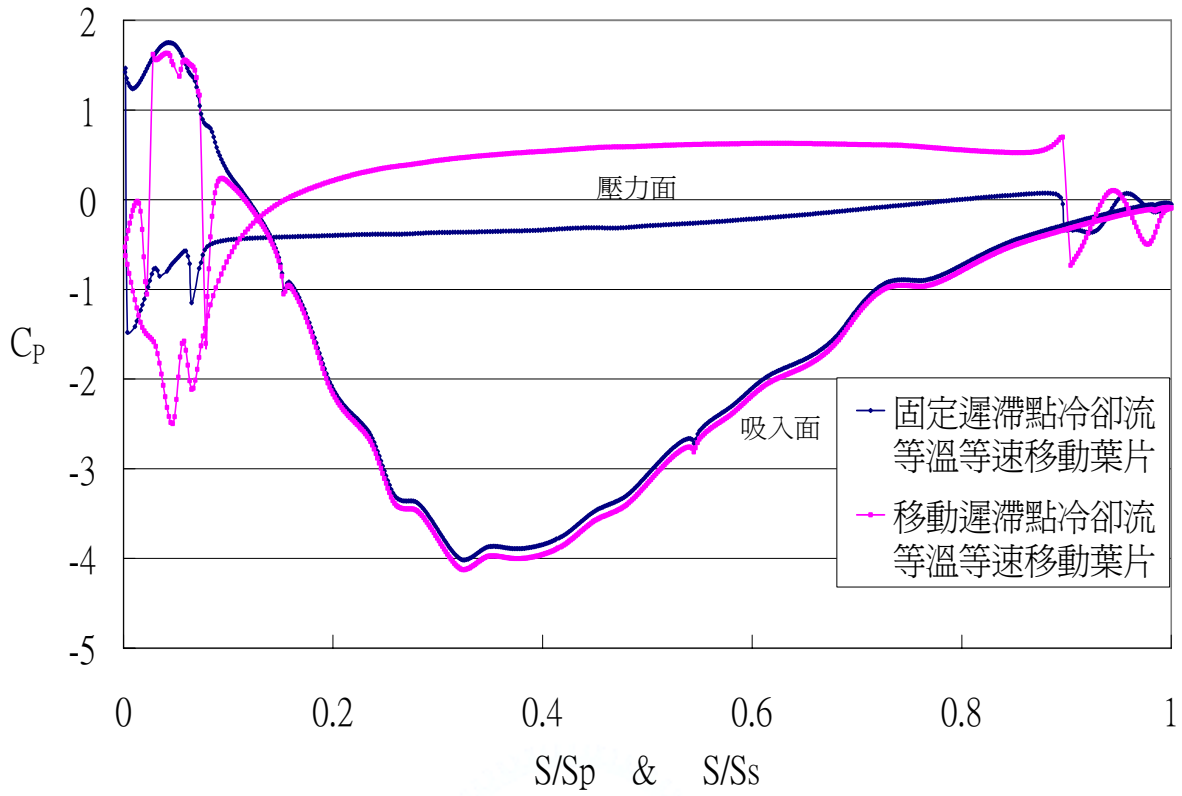


圖 4-70 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 比較圖

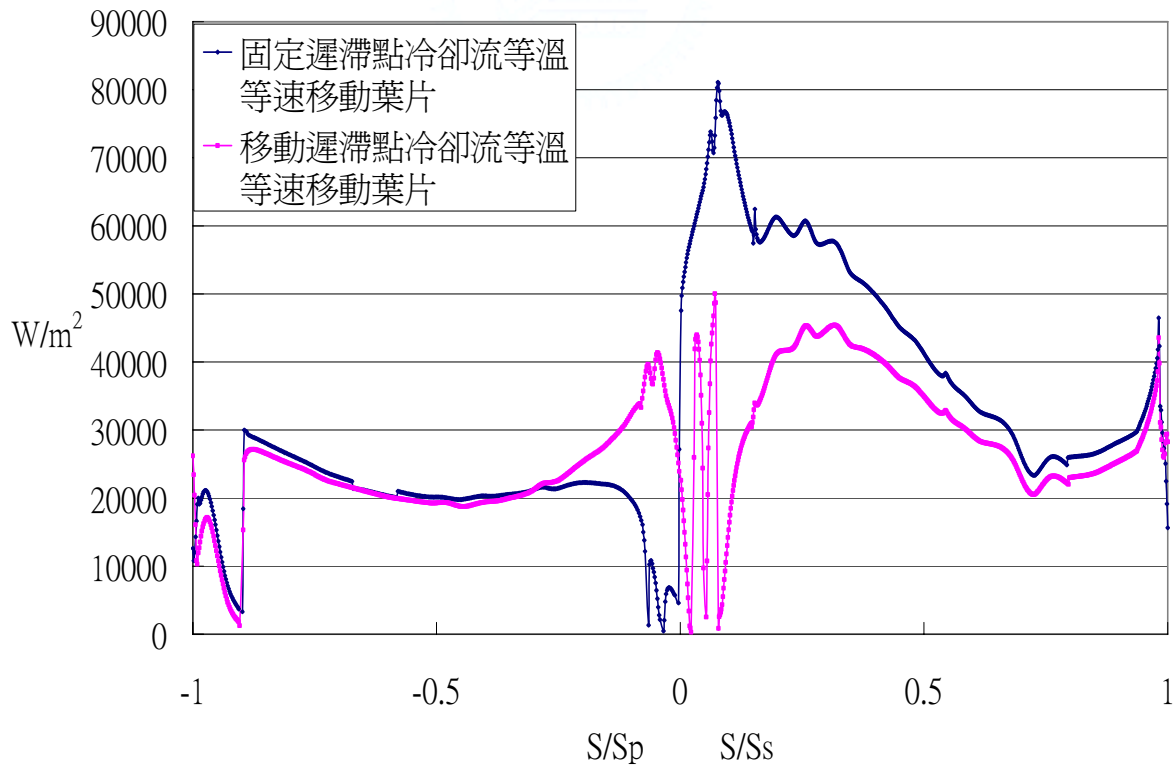


圖 4-71 固定遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較圖

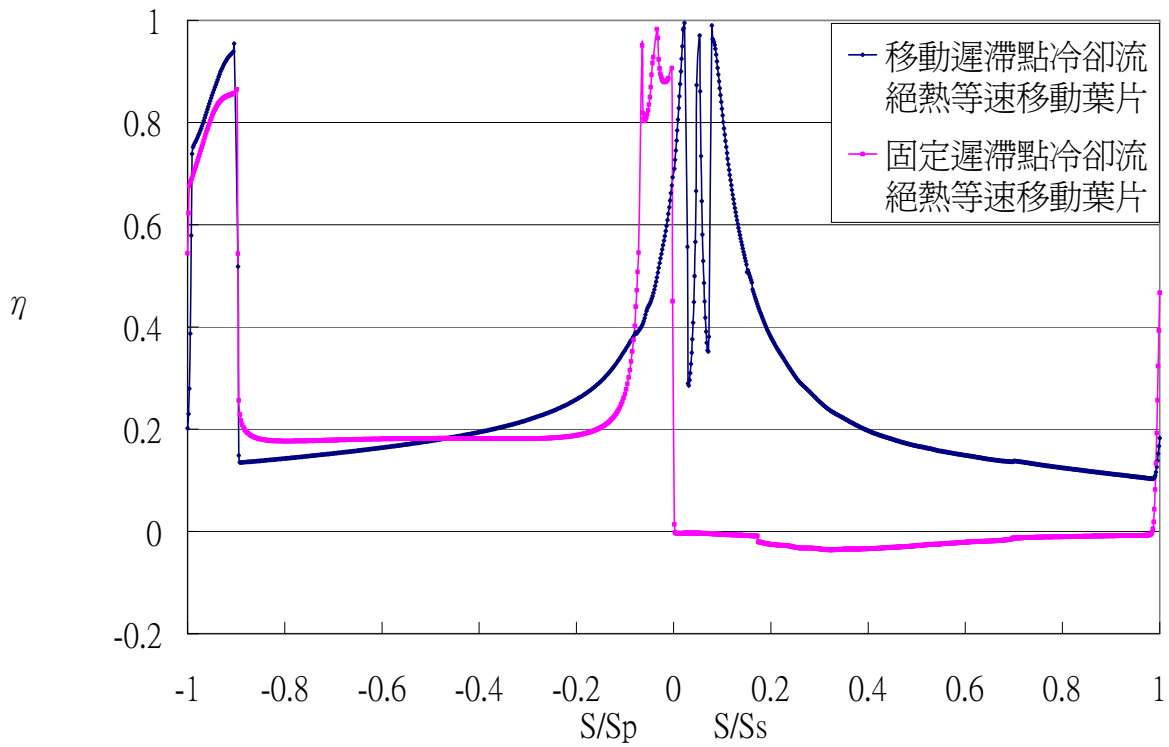


圖 4-72 固定遲滯點冷卻流絕熱等速移動葉片與移動遲滯點冷卻流絕熱等速移動葉片
薄膜冷卻效率 η 比較圖

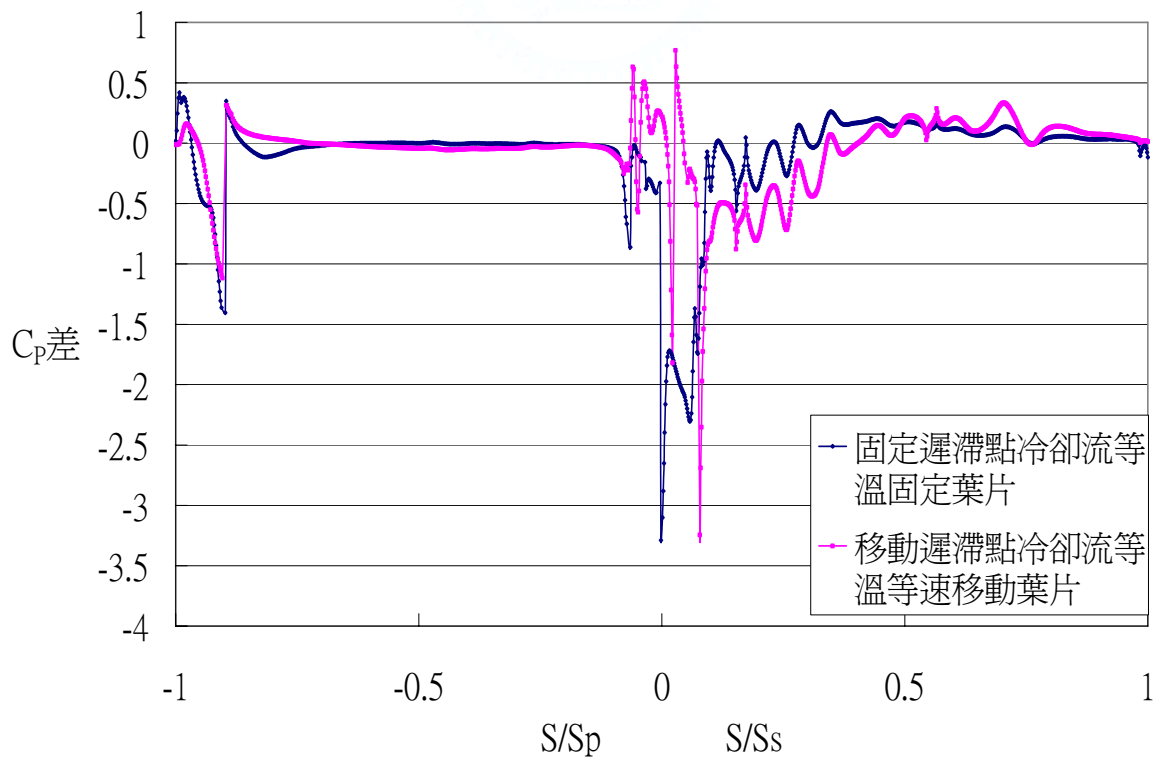


圖 4-73 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片 C_p 差比較圖

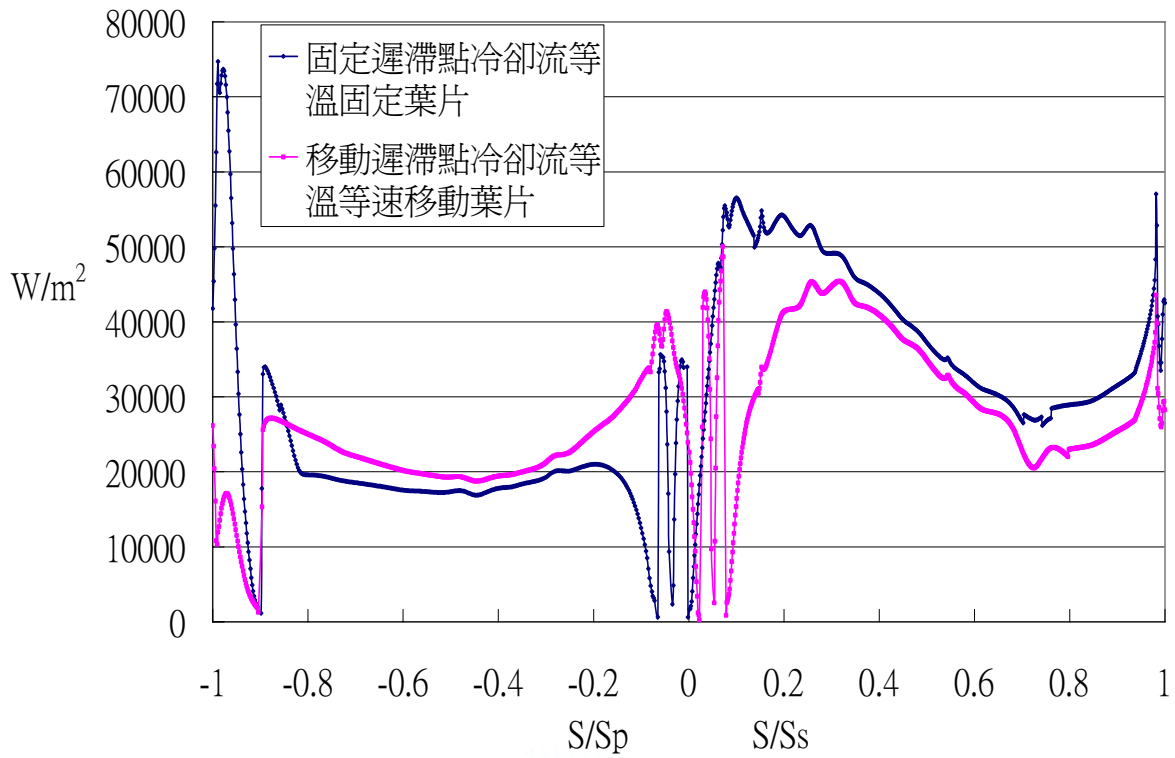


圖 4-74 固定遲滯點冷卻流等溫固定葉片與移動遲滯點冷卻流等溫等速移動葉片熱通量比較圖

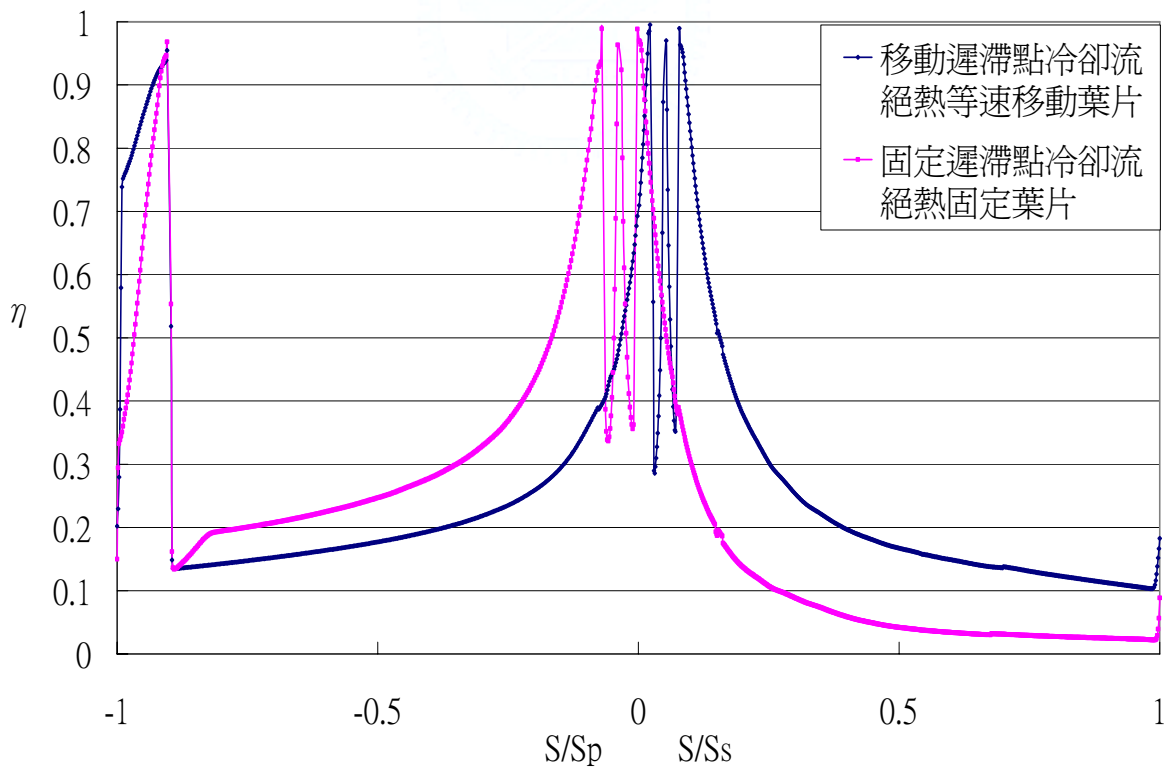


圖 4-75 固定遲滯點冷卻流絕熱固定葉片與移動遲滯點冷卻流絕熱等速移動葉片

薄膜冷卻效率 η 比較圖

第五章 結論

本研究使用數值模擬計算分析薄膜冷卻對於渦輪葉片的影響與效率，得到薄膜冷卻在開闊空間中葉片的一些特徵，並探討固定葉片與移動葉片對薄膜冷卻現象的差異，所得的模擬結果將綜合為以下所述。

1. 在開闊空間的單一葉片，經葉片壓力面主流受到葉片與外圍主流共同壓迫，產生高流速的壓力面尾端流現象。而此壓力面尾端流流速隨著葉片轉動的切線速度改變對於葉片的相對流場而下降。
2. 在葉片頭端使用蓮蓬頭式薄膜冷卻孔道，應將中央孔道設定於遲滯點位置，可達到不破壞流場且有效包覆整體葉片的效果。
3. 為求運轉中的葉片達到固定分析所得薄膜冷卻孔道設計的效能，就必須考慮實際運轉中渦輪葉片流場，在使用固定分析所得對於固定流場的設計要點，再應用於移動葉片所產生的流場，才能達到預期效果。
4. 在良好的薄膜冷卻設計下，流出葉片的冷卻流應緊貼於葉片壁面形成薄膜，並且不破壞流體機械所欲達成之動力效能。

參考文獻

1. B. Lakshminarayana, Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery, John Wiley & Sons, New York, p.4, 1996.
2. R. J. Simoneau, and F. F. Simon, “Progress towards Understanding and Predicting Heat Transfer in the Turbine Gas Path,” *Int J. Heat and Fluid Flow*, Vol.14, No. 2, pp.106-128, 1993.
3. H. J. Gladden and R. J. Simoneau, “Review and Assessment of the Database and Numerical Modeling for Turbine Heat Transfer,” In *Toward Improved Durability in Advanced Aircraft Engine Hot Sections*, edited by Sokolowski, D. E., IGTI, Vol. 2, pp.39-55, 1988.
4. J. R. Taylor, “Heat Transfer Phenomena in Gas Turbine,” ASME Paper 80-GT-172, 1980.
5. M. Suo, “Turbine Cooling,” In *Aerothermodynamics of Aircraft Gas Turbine Engines*, edited by G. Oates. Air Force Aero Propulsion Lab., AFAPL TR 78-5, Chap. 19, pp.19-1 to 19-23, 1978.
6. J. R. Pietrzyk, D. G. Bogard, and M. E. Crawford, “Experimental study of the interaction of dense jets with a crossflow for gas turbine applications,” Rep. No. 89-1, ME Dept., Univ. of Texas at Austin, 1989.
7. S. W. Burd, R. W. Kaszeta, and T. W. Simon, “Measurements in film cooling flows: hole L/D and turbulence intensity effects,” ASME Paper 96-WA/HT-7, 1996.
8. S. W. Burd and T. W. Simon, “The influence of coolant supply geometry on film coolant exit flow and surface adiabatic effectiveness,” ASME Paper 97-GT-25, 1997.
9. L. S. Han and W. R. Cox, “A visual study of turbine blade pressure-side boundary layers,” *ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 105, pp. 47-52, 1982.
10. R. E. Gaugler and L. M. Russel, “Flow visualization study of horseshoe vortex in turbine stator cascade,” NASA Technical Paper, 1884.
11. H. P. Hodson and R. G. Dominy, “Three-dimensional flow in a low-pressure turbine cascade,” *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 109, pp. 201-209, 1987.

12. R. I. Cran and J. Sabzvari, "Heat transfer visualization and measurement in unstable concave-wall laminar boundary layers," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 111, pp.51-56, 1989.
13. R. W. Graham, "Fundamental mechanisms that influence the estimate of heat transfer to gas turbine blades," ASME Paper No. 79-HT-43. 1979.
14. R. L. Panton, *Incompressible Flow*, John Wiley & Sons, Inc. pp. 388-389, 1984.
15. S. Wittig, K. Dullenkopf, A. Schulz, and R. Hestermann, "Laser-Doppler studies of the wake-affected flow field in a turbine cascade," *ASME J. of Tubomachinery*, Vol. 109, pp. 170-176, 1987.
16. K. Dullenkopf, A. Schulz, and S. Witting, "The effect of incident wake conditions on the mean heat transfer of an airfoil," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 412-418, 1991.
17. V. K. Garg, "Heat transfer on a film-cooled rotating blade," *International Journal of Heat and Fluid Flow* 21(2000) 134-145.
18. J. S. Kwak and J. C. Han, "Heat transfer Coefficients and Film Cooling Effectiveness on the Squealer Tip of a Gas Turbine Blade," *Transactions of the ASME*, Vol. 125, pp.648-657, 2003.
19. 高阿福,「具內部冷卻流衝擊室之薄膜冷卻平板熱流場研究」,國防大學中正理工學院,國防科學研究所,博士論文,2003。
20. K. A. Thole, and D. G. Knost, "Heat transfer and film-cooling for the endwall of a first stage turbine vane," *Int J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp.5255-5269, 2005.
21. 郭志暉,「多排蓮蓬頭式薄膜冷卻對渦輪葉片熱質傳的影響」,國立台灣大學,機械工程研究所,碩士論文,1992。
22. V. K. Garg, and D. L. Rigby, "Heat transfer on a film-cooled blade - effect of hole physics," *Int J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 20, pp. 10-25, 1999.
23. W. W. Ranson, K. A. Thole, and F. J. Cunha, "Adiabatic effectiveness measurements and predictions of leakage flows along a blade endwall," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 127, pp. 609-617.
24. 郭家綰,「高壓渦輪葉片薄膜冷卻設計之數值模擬分析與研究」,國防大學中正理工學院,兵器系統工程研究所,碩士論文,2001。