

國立清華大學

碩士論文

利用計算流體力學分析與模擬超臨界水之
熱傳劣化現象

**Simulation of Forced Convective Heat Transfer of
Super Critical Water Using the Technic of
Computational Fluid Dynamics**

系別： 工程與系統科學系 組別：核工組

指導教授：李 敏 Min Lee

學號姓名：9611509 高旻琮 Min-Tsung Kao

中 華 民 國 九 十 八 年 七 月

摘要

超臨界水反應器為第四代核反應器中的一種。其以高熱效率(45%)，以及簡化的系統著稱。然而，由於超臨界水的特殊熱力性質，超臨界水反應器的設計需掌握兩種知識：(a)超臨界水的熱傳現象 (b)超臨界水熱傳係數的預測。超臨界水反應器操作於極大壓力之下(25 MPa)，做實驗相當昂貴，因此本論文以商業計算流體力學(Computational Fluid Dynamics, CFD) FLUENT 軟體來探討超臨界水的熱傳現象。

強制對流的熱傳分析，當流動達到紊流時，一般使用最廣的經驗式為 Dittus-Boelter 關係式。當量測的熱傳遞係數比用 Dittus-Boelter 關係式所得的值還大時，稱為熱傳強化現象；反之，當量測而得的熱傳遞係數比用 Dittus-Boelter 關係式所得的值還小時，稱為熱傳劣化現象。根據模擬結果，熱傳強化現象已可利用 RNG 紊流模型準確模擬。最大的熱傳遞係數發生於壁溫稍低於準臨界溫度的地方是因為近壁區比流體中心區域更早達到比熱最大值。熱傳劣化的模擬，雖然可看到劣化現象，但與實驗數據仍有段差距。最後考慮了實驗的不準確度，探討各種不同進口溫度與操作壓力對壁溫分佈的影響，發現，操作壓力的增加與進口溫度的提升，都可有效的減緩熱傳劣化的發生。

最後，分別探討了浮力作用對於熱傳強化與惡化的影響。模擬結果顯示浮力作用在熱傳強化中幾乎可以忽略，但卻是造成熱傳劣化的主要原因。

Abstract

Supercritical Water Reactor (SCWR) is one of the Gen IV systems. SCWR has the advantages of high thermal efficiency (45%) and highly simplified plant systems. Due to the large variations of thermal properties of supercritical water when the temperature is close to the critical temperature or pseudo critical temperature, there are two things of concern for the design of supercritical water reactor. These are the heat transfer phenomenon of supercritical water and the prediction of heat transfer coefficient. SCWR operate at very high pressure (25 MPa), therefore; it is very expensive to study heat transfer phenomenon of supercritical water experimentally. Commercial Computational Fluid Dynamics (CFD) software FLUENT is used to study the heat transfer of supercritical water.

Usually, Dittus-Boelter correlation is used to predict heat transfer coefficient of forced convection. If the heat transfer coefficient as predicted by the Dittus-Boelter correlation is higher than the experimental data, the situation is termed heat transfer deterioration. If the heat transfer coefficient as predicted by the Dittus-Boelter correlation is lower than the experimental data, the situation is termed heat transfer enhancement. The results of simulation demonstrated that heat transfer enhancement can be accurately predicted using the RNG turbulence model. Maximum heat transfer coefficient is occurred before the bulk temperature reaches the pseudo-critical temperature because the wall temperature reaches the pseudo-critical temperature earlier than the bulk coolant temperature does. The results of the analyses show that the phenomena of heat transfer deterioration can be simulated. Nevertheless, the locations of the heat transfer deterioration as predicted by the FLUENT code are deviated from the experimental data of Shitsman's. It is also found that the phenomenon of heat transfer deterioration can be avoided by increasing the inlet temperature or operation pressure.

The results of simulation demonstrated that the buoyancy has no effect on heat transfer enhancement. Nevertheless, it is the main reason of the heat transfer deterioration.

致謝詞

本論文的完成，最需感謝的人是指導教授李 敏老師以及口試委員錢景常老師、陳謙彬老師，還有平常 Meeting 時就給我很多建議的馮玉明老師。論文最後完成之際已經不在國內，口試時還必須麻煩李 敏老師老師早起用 Skype 參與口試，陳謙彬老師也特地搭飛機到 Monroeville 停留一天，真的很感謝。再來要感謝的是實驗室同學，首推為跟我同一間研究室的辦公室應用軟體小天王---「亮兄」，平常幫我解答不少問題，為實驗室第一強者。巧柔為實驗室的秘書小姐，掌管實驗室大小事務，使我們可以彼此分享資料，安心寫論文。其他如 hardly、庚晏、子堯等為同屆一起畢業奮鬥的伙伴。除了實驗室同學外，還必須感謝我的一群「飯友」，小殺、妹弟、益誠、志杰、小該、顏兄、煙哥、musky...等等。所謂的飯友，就是平常一起吃飯聊天，一起出去玩的朋友。當然，我們還曾舉辦「大三元思想沙龍」，一邊吃宵夜，一邊討論嚴肅的問題。在苦悶的碩士班生活中，不失為一種生活的調劑。

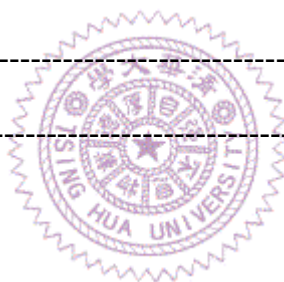
當然，碩士學位與論文的完成，父母的無私付出是我所最感謝的。我的父母給我充分的資助，雖然對於我碩班的選擇有點擔心，但絕對尊重我的選擇，不加以干涉，我很幸運能有這樣的父母。

寫在最後，但並不表示牠們最不重要。曾經，在我的大學與碩班生活中，有四隻最重要的狗參與其中，咖哩餃、佑將、小天、小羊。在我感到煩悶時，會帶著牠們到排球場旁的草地躺著看星星。牠們不會說話，但會靜靜伴在我身旁，如同朋友，如同護衛。當我在系 K，在研究室待到半夜兩三點時，牠們會在系館門外守候，然後陪我回家。有一個朋友曾說：「有人等的感覺好好。」感覺確實窩心。雖然，基於種種原因，在碩班的最後一年，我在校園中必須刻意避開牠們，只能遠遠觀望。偶爾，牠們會不經意的發現我，會很開心的跑過來，我也好開心。現在，這四隻狗狗已經不在清大校園。然而，對於我們之間的友情，不在乎天長地久，只在乎曾經擁有，感謝你們的相伴。

目錄

摘要	i
致謝	iv
目錄	v
表目錄	vi
圖目錄	vii
第一章 序論	1
1.1 研究動機與背景	1
1.2 超臨界水反應器的特點	2
1.3 超臨界流體	3
1.3.1 超臨界流體名詞介紹	3
1.3.2 超臨界水之熱力性質	3
第二章 文獻回顧	9
2.1 前言	9
2.2 超臨界強制對流熱傳實驗數據整理與回顧	9
2.3 超臨界強制對流熱傳關係式	10
2.4 計算流體力學於超臨界強制對流熱傳計算的應用	14
第三章 理論基礎與模型建立	23
3.1 Fluent 簡介	23
3.2 物理現象	23
3.3 統御方程式	24
3.4 紊流模型	25
3.4.1 RNG 紊流模型	25

3.4.2 RSM 紊流模型-----	26
3.5 網格建立-----	28
3.6 邊界條件與模擬設定-----	28
第四章 結果與討論-----	47
4.1 熱傳強化模擬結果與討論-----	47
4.1.1 浮力對熱傳強化的影響-----	48
4.2 熱傳劣化模擬結果與討論-----	48
4.2.1 進口溫度（焓值）對熱傳劣化的影響-----	48
4.2.2 操作壓力對熱傳劣化的影響-----	50
4.2.3 浮力對熱傳劣化的影響-----	51
4.2.4 熱傳劣化的成因-----	51
第五章 結論與展望-----	94
參考文獻-----	95



表目錄

表 2-1	超臨界流體實驗整理-----	18
表 2-2	超臨界強制對流熱傳關係式-----	18
表 3-1	熱傳強化邊界條件設定-----	30
表 3-2	超臨界水熱力性質表(定壓 $P = 24.5\text{MPa}$)-----	31
表 3-3	超臨界水熱力性質表(定壓 $P = 22.8\text{MPa}$)-----	32
表 3-4	超臨界水熱力性質表(定壓 $P = 23\text{ MPa}$)-----	33
表 3-5	超臨界水熱力性質表(定壓 $P = 23.3\text{ MPa}$)-----	34
表 3-6	超臨界水熱力性質表(定壓 $P = 23.4\text{ MPa}$)-----	35
表 3-7	超臨界水熱力性質表(定壓 $P = 23.9\text{ MPa}$)-----	36
表 3-8	熱傳劣化的模擬案例-----	37
表 4-1	各個熱傳劣化模擬案例下的熱傳遞係數最小值-----	54
表 4-2	15 個熱傳劣化模擬案例結果與實驗數據的偏差-----	54

圖目錄

圖 1.1	超臨界水反應器簡圖-----	5
圖 1.2	水的比熱、臨界點與準臨界點-----	5
圖 1.3	超臨界水比熱-----	6
圖 1.4	超臨界水密度-----	6
圖 1.5	超臨界水黏滯性-----	7
圖 1.6	超臨界水熱傳導度-----	7
圖 1.7	超臨界水 Pr -----	8
圖 1.8	超臨界水熱擴散係數-----	8
圖 2.1	Yamagata et al. 實驗裝置圖-----	19
圖 2.2	Yamagata et al. 實驗數據-----	19
圖 2.3	Shitsman (1963) 實驗數據-----	20
圖 2.4	利用 Dittus-Boelter 經驗式計算而得的熱傳遞係數-----	20
圖 2.5	熱傳強化與熱傳劣化-----	21
圖 2.6	不同經驗式計算而得的臨界熱通率-----	21
圖 2.7	方形與三角形次通道-----	22
圖 3.1	熱傳強化裝置示意圖-----	38
圖 3.2	熱傳劣化裝置示意圖-----	38
圖 3.3	模擬熱傳強化的網格-----	39
圖 3.4	熱傳強化 RNG_EWT 網格測試-----	39
圖 3.5	熱傳強化 RSM_EWT 網格測試-----	40
圖 3.6	熱傳劣化網格概觀與軸向網格切法-----	40
圖 3.7	熱傳劣化進口處網格-----	41

圖 3.8	近壁區的邊界層網格-----	41
圖 3.9	$Z=0.6\text{m}$ 處的網格-----	42
圖 3.10	$Z=1.5\text{m}$ 處的網格-----	42
圖 3.11	$Z=3.5$ 處的網格-----	43
圖 3.12	出口處的網格-----	43
圖 3.13	熱傳強化邊界條件設定示意圖-----	44
圖 3.14	熱傳劣化邊界條件設定示意圖-----	44
圖 3.15	超臨界水熱力性質 at $P=24.5\text{MPa}$ -----	45
圖 3.16	收斂殘差圖-----	45
圖 3.17	壁溫分佈隨迭代次數的變化-----	46
圖 4.1	熱傳遞係數 vs. 流體平均溫度-----	55
圖 4.2	比熱分佈-----	55
圖 4.3	壁溫與流體平均溫度對應的 C_p 值-----	56
圖 4.4	熱傳遞係數對位置關係圖-----	56
圖 4.5	浮力對熱傳強化的影響-----	57
圖 4.6	15 個熱傳劣化模擬案例結果與實驗數據的偏差-----	57
圖 4.7	操作壓力為 22.8MPa 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖-----	58
圖 4.8	操作壓力為 22.8MPa 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比-----	58
圖 4.9	操作壓力為 23MPa 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖-----	59
圖 4.10	操作壓力為 23MPa 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖-----	59
圖 4.11	操作壓力為 23.3MPa 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖-----	60
圖 4.12	操作壓力為 23.3MPa 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖-----	60
圖 4.13	操作壓力為 23.4MPa 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖-----	61
圖 4.14	操作壓力為 23.4MPa 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖-----	61
圖 4.15	操作壓力為 23.9MPa 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖-----	62

圖 4.16	操作壓力為 23.9 MPa 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖-----	62
圖 4.17	進口溫度為 590 k 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖-----	63
圖 4.18	進口溫度為 590 k 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖-----	63
圖 4.19	進口溫度為 597.4 k 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖-----	64
圖 4.20	進口溫度為 597.4 k 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖-----	64
圖 4.21	進口溫度為 613 k 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖-----	65
圖 4.22	進口溫度為 613 k 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖-----	65
圖 4.23	熱傳劣化結果總結示意圖-----	66
圖 4.24	浮力對熱傳劣化的影響-----	66
圖 4.25	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下熱傳劣化壁溫分佈-----	67
圖 4.26	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=70\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim1$)-----	67
圖 4.27	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=70\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim1$)-----	68
圖 4.28	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=80\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim1$)-----	68
圖 4.29	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=80\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim1$)-----	69
圖 4.30	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=90\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim1$)-----	69
圖 4.31	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=90\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim1$)-----	70
圖 4.32	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=100\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim1$)-----	70
圖 4.33	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=100\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim1$)-----	71

圖 4.34	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=105\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim1$)-----	71
圖 4.35	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=105\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim1$)-----	72
圖 4.36	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=110\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim1$)-----	72
圖 4.37	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=110\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim1$)-----	73
圖 4.38	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=114.65\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim1$)-----	73
圖 4.39	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=114.65\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim1$)-----	74
圖 4.40	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=120\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim1$)-----	74
圖 4.41	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=120\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim1$)-----	75
圖 4.42	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=130\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim1$)-----	75
圖 4.43	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=130\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim1$)-----	76
圖 4.44	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=140\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim1$)-----	76
圖 4.45	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=140\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim1$)-----	77
圖 4.46	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=150\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim1$)-----	77

圖 4.47	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , $z=150\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim 1$)-----	78
圖 4.48	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , 熱傳劣化前各 Z 值速度分佈比較 ($r/R= 0\sim 1$)-----	78
圖 4.49	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , 熱傳劣化前各 Z 值速度分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)-----	79
圖 4.50	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , 熱傳劣化前各 Z 值溫度分佈比較 ($r/R= 0\sim 1$)-----	79
圖 4.51	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , 熱傳劣化前各 Z 值溫度分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)-----	80
圖 4.52	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , 熱傳劣化前各 Z 值 Pr 分佈比較 ($r/R= 0\sim 1$)-----	80
圖 4.53	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , 熱傳劣化前各 Z 值 Pr 分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)-----	81
圖 4.54	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , 熱傳劣化前各 Z 值 turbulent intensity 分佈比較 ($r/R= 0\sim 1$)-----	81
圖 4.55	$P=23.3\text{MPa}$ $T_{in}=590\text{K}$ 下 , 熱傳劣化前各 Z 值 turbulent intensity 分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)-----	82
圖 4.56	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , 熱傳劣化時各 Z 值速度分佈比較 ($r/R= 0\sim 1$)-----	82
圖 4.57	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , 熱傳劣化時各 Z 值速度分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)-----	83
圖 4.58	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , 熱傳劣化時各 Z 值溫度分佈比較 ($r/R= 0\sim 1$)-----	83
圖 4.59	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下 , 熱傳劣化時各 Z 值溫度分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)-----	84

圖 4.60	P=23.3MPa , $T_{in}=590K$ 下，熱傳劣化時各 Z 值 Pr 分佈比較 ($r/R=0\sim1$)-----	84
圖 4.61	P=23.3MPa , $T_{in}=590K$ 下，熱傳劣化時各 Z 值 Pr 分佈比較 ($r/R=0.875\sim1$)-----	85
圖 4.62	P=23.3MPa , $T_{in}=590K$ 下，熱傳劣化時各 Z 值 turbulent intensity 分佈比較 ($r/R=0\sim1$)-----	85
圖 4.63	P=23.3MPa $T_{in}=590K$ 下，熱傳劣化時各 Z 值 turbulent intensity 分佈比較 ($r/R=0.875\sim1$)-----	86
圖 4.64	P=23.3MPa , $T_{in}=590K$ 下，熱傳劣化後各 Z 值速度分佈比較 ($r/R=0\sim1$)-----	86
圖 4.65	P=23.3MPa , $T_{in}=590K$ 下，熱傳劣化後各 Z 值速度分佈比較 ($r/R=0.875\sim1$)-----	87
圖 4.66	P=23.3MPa , $T_{in}=590K$ 下，熱傳劣化後各 Z 值溫度分佈比較 ($r/R=0\sim1$)-----	87
圖 4.67	P=23.3MPa , $T_{in}=590K$ 下，熱傳劣化後各 Z 值溫度分佈比較 ($r/R=0.875\sim1$)-----	88
圖 4.68	P=23.3MPa , $T_{in}=590K$ 下，熱傳劣化後各 Z 值 Pr 分佈比較 ($r/R=0\sim1$)-----	88
圖 4.69	P=23.3MPa , $T_{in}=590K$ 下，熱傳劣化後各 Z 值 Pr 分佈比較 ($r/R=0.875\sim1$)-----	89
圖 4.70	P=23.3MPa , $T_{in}=590K$ 下，熱傳劣化後各 Z 值 turbulent intensity 分佈比較 ($r/R=0\sim1$)-----	89
圖 4.71	P=23.3MPa $T_{in}=590K$ 下，熱傳劣化後各 Z 值 turbulent intensity 分佈比較 ($r/R=0.875\sim1$)-----	90
圖 4.72	P=23.3MPa , $T_{in}=590K$ 下，熱傳劣化前各 Z 值質量通量分佈比較 ($r/R=0\sim1$)-----	90

圖 4.73	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化前各 Z 值質量通量分佈比較	
	($r/R=0.975\sim 1$)-----	91
圖 4.74	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化時各 Z 值質量通量分佈比較	
	($r/R=0\sim 1$)-----	91
圖 4.75	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化時各 Z 值質量通量分佈比較	
	($r/R=0.975\sim 1$)-----	92
圖 4.76	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化後各 Z 值質量通量分佈比較	
	($r/R=0\sim 1$)-----	92
圖 4.77	$P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化後各 Z 值質量通量分佈比較	
	($r/R=0.975\sim 1$)-----	93





第一章 序論

1.1 研究動機與背景

當人類開始懂得用火烹煮食物，嚇阻其他動物的侵犯，人類文明史寫下嶄新的一頁。能源為工業之母。18 世紀中葉，英國人瓦特改良蒸汽機之後，工業革命促成多項技術的發展。手工勞動轉為動力機械自動化發展，人類文明再度取得飛躍性的發展。然而，資源有限，社會的重大變遷與文明的進步，意謂著能源的大量消耗。近年來原油價格急速飆漲，物價隨之波動，造成社會的不安定。除此之外，石化燃料的大量使用，釋放溫室氣體，造成全球暖化以及氣候的劇烈變遷。因此選擇其他不會排放二氧化碳，又可替代日益減少的石化燃料的能源，無異於是人類首要解決的問題。

雖然被提出的替代能原有很多，例如太陽能、地熱、生殖能……等等。然而最符合經濟效益還是首推「核能」。核能發電的好處很多，除了不會產生造成全球暖化的二氧化碳；核燃料的能量密度比石化燃料高幾百萬倍，因此核燃料體積小，不管運輸或者儲存都很方便；且核能發電中，燃料費在發電成本中佔的比例較低，因此發電成本不易受國際經濟情事影響，相對於其他發電方式較穩定。

在能源價格飛漲，全球暖化的壓力下，核能發電近年來越來越受到重視，預計 2050 年以前歐、亞、美洲等都會增設上百座的核能機組。但若僅是利用熱中子發電，全球的鈾礦存量也只夠用約 60 年。而快滋生反應器發電可將熱中子無法使用的鈾-238，利用高能中子轉化為可繼續作為核燃料鈾-239。如此核能將至少能提供上千年的全球能源需求。考量能量使用的永續性、電廠安全、熱效率、防止核武擴散等原因，國際間成立了國際組織發展第四代核反應器，並選擇六種核反應器作為未來研究的方向。此六種反應器分別為：氣冷式快中子反應器(GCFR)、鈉冷式快中子反應器(LMFBR(Na))、鉛冷式快中子反應器(LMFBR(Pb))、超臨界水反應器(SCWR)、超高溫氣冷式反應器(VHTGR)、熔鹽式反應器(MSR)。圖 1.1^[1]為超臨界水反應器簡圖。

超臨界水反應器以其高熱效率（約 45%）、系統簡化（因為工作流體為單相，不需汽水分離器、蒸汽產生器等設備）、相關技術使用經驗豐富等特點被選為第四代反應器的一種。利用輕水為緩合劑的核子動力反應器為過去 30 年核能發電最廣泛使用的設計，而超臨界燃煤電廠亦有多年的運轉經驗。超臨界水反應器在極高壓（25 MPa）的狀態下運轉，此時當水溫接近臨界點時，其各項熱物理性質會有劇烈變化。如比熱突升；密度、黏滯性、熱傳導度等突降，熱物理性質的劇烈變化會對燃料棒表面熱傳造成影響。唯以實驗方法來探討超臨界水的熱水流特性是非常昂貴的。隨著電腦計算能力的加強以及計算流體力學（Computational Fluid Dynamics, CFD）的方展，利用 CFD 的方法可以取代實驗來研究超臨界水的各種熱傳特性，降低成本。Fluent 是發展成熟的商業 CFD 軟體，因此本論文選擇 Fluent 當作研究超臨界水熱傳特性的工具。

1.2 超臨界水反應器的特點

超臨界反應器主要特色分述如下：

1. 高熱效率：

超臨界水反應器(Super-Critical Water Reactor, SCWR)的出口溫度可高達五、六百度 C，由熱力學定律知，進出口溫差越大，則熱效率越高。超臨界水反應器可達到約 45%的熱效率，比傳統反應器的熱效率(33%)高上 12%。

2. 系統簡化：

由於超臨界水的特殊物理特性，各項熱物理性質連續變化，只有單相，沒有兩相共存的現象。因此，傳統反應器裡所需要的汽水分離器、蒸汽乾燥器、蒸汽產生器、調壓槽等，在超臨界水反應器裡都不再需要。爐心採用自然對流效應來帶動流量，傳統的再循環泵也可省略。簡化的系統除了大大降低建造成本外，更讓系統損壞的機率降低，更安全。

3. 有兩種被證明可靠的技術可供使用：

即輕水式反應器與超臨界水燃煤電廠。兩種電廠在世界上分佈廣泛，都有十幾年的運轉經驗與建造技術可供參考。

1.3 超臨界流體

一般物質在常溫常壓下具有固、液、氣三相。超臨界流體特殊的地方在於，當此純物質處在相當高壓的狀態下，氣液之間的分界消失。此時此物質只有單相，密度為連續變化。不像一般物質在固、液、氣態三相間轉化時，密度成不連續性變化，甚至有兩相共存的時候。

1.3.1 超臨界流體名詞介紹

(a) 臨界點(Critical point)：

指液氣兩相分界消失的壓力與溫度，每一種物質有一唯一的臨界點。水的臨界壓力為 22.1MPa，溫度為 374°C 時。(參考圖 1.2^[2])。

(b) 準臨界線(Pseudo-critical line)：

在壓力超過臨界壓力，即所謂的超臨界狀態下，水的比熱與溫度的關係顯示，在每個壓力狀態下比熱都會有一個最大值。比熱最大值所對應的溫度稱為準臨界溫度 (pseudo-critical temperature)，此壓力與準臨界溫度又稱為準臨界點 (Pseudo-critical point)，連接這些點的線就稱為準臨界線。(參考圖 1.2)

1.3.2 超臨界水之熱力性質

水的臨界壓力為 22.1MPa，在此壓力以上為超臨界水。超臨界水在準臨界點附近，各項熱力性質會有劇烈變化。圖 1.3~圖 1.6 為超臨界水的各項熱力性質。資料來源為 NIST(National Institute of Standards and Technology) 網站^[3]中的 Thermophysical Properties of Fluid Systems 計算得來。

圖 1.3 為超臨界水定壓比熱與溫度的關係圖。可以看到當壓力為 22.1MPa 時，超臨界水有一比熱(C_p)最大值，此時此最大 C_p 對應的溫度為準臨界溫度(critical temperature)。每個壓力都有其最大的 C_p 值，當壓力漸升，這些最大 C_p 值逐漸變小，且這些最大 C_p 值對應的溫度也逐漸提高，這些溫度稱為準臨界溫度(Pseudo-critical temperature)。當壓力越高， C_p 對溫度(T)變化的曲線就越平緩。

圖 1.4 為超臨界水密度與溫度的關係圖。同樣在接近準臨界點時，密度會突然降低，有點類似一般物質液體變為氣體時密度的變化。而超臨界水與一般物質不同的是，密度雖然驟降，但仍維持連續性的變化，所以為單相。隨著壓力的提高，密度在準臨界點附近驟降的趨勢也越來越平緩。

圖 1.5 為超臨界水黏滯性與溫度的關係圖。同樣可看到，當壓力為 22.1MPa，在準臨界點的地方，黏滯性突然降低，很類似水加熱變為水蒸氣的過程。隨著壓力的升高，黏滯性在準臨界點降低的趨勢也越來越平緩。

圖 1.6 為超臨界水熱傳導度對溫度的變化。當壓力為 22.1MPa 時，熱傳導度在臨界點附近有個向上突起的尖峰。隨著壓力的上升，此一對應於準臨界點的尖峰逐漸變小，逐漸消失。當壓力為 25.5MPa 時，熱傳導度對溫度為一個平緩的變化。

圖 1.7、圖 1.8 分別為超臨界水 Pr 和熱擴散係數與溫度的關係圖。同樣在準臨界點附近有劇烈變化，且隨著壓力上升，趨勢越見平緩。



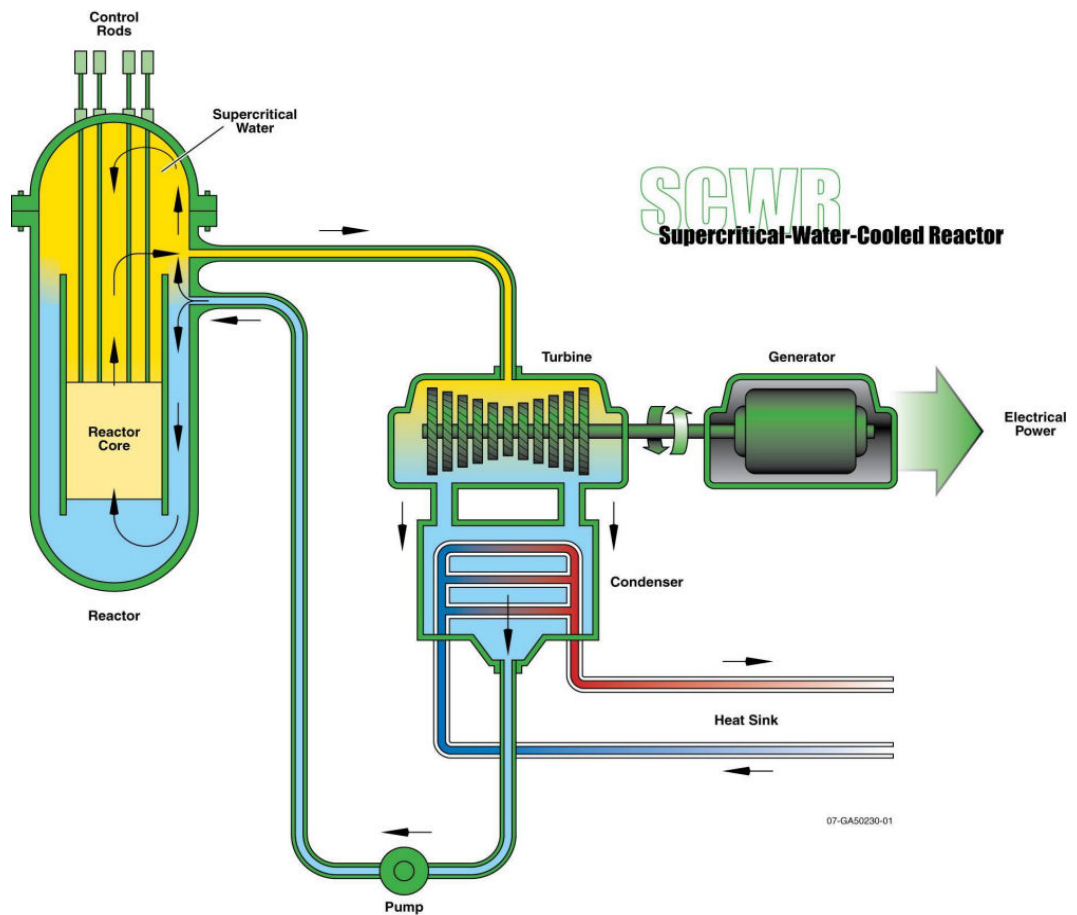


圖 1.1 超臨界水反應器簡圖^[1]

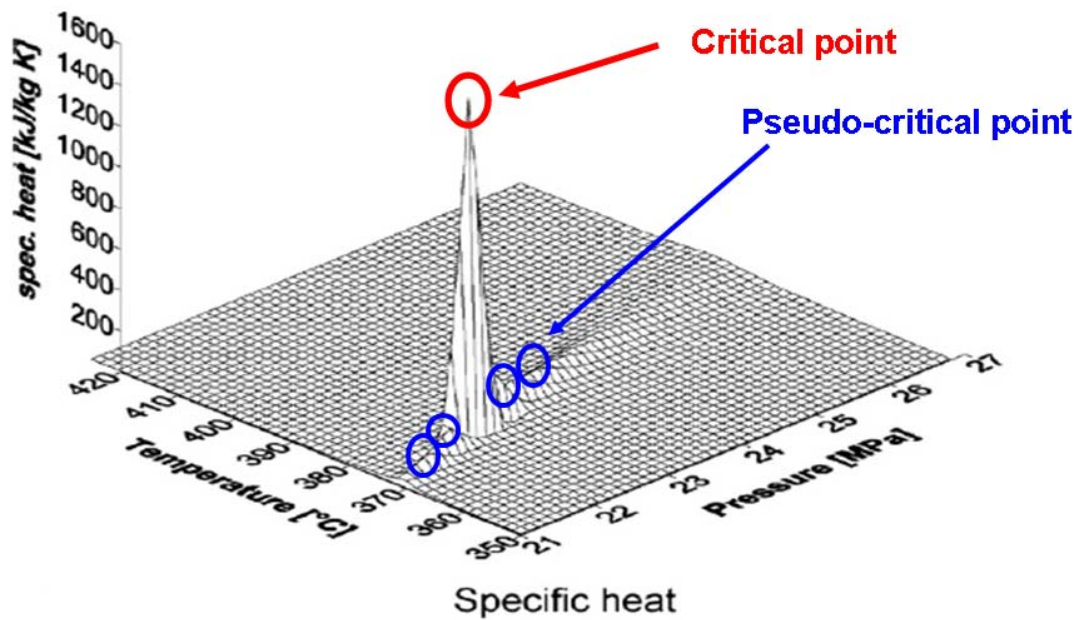


圖 1.2 水的比熱、臨界點與準臨界點^[2]

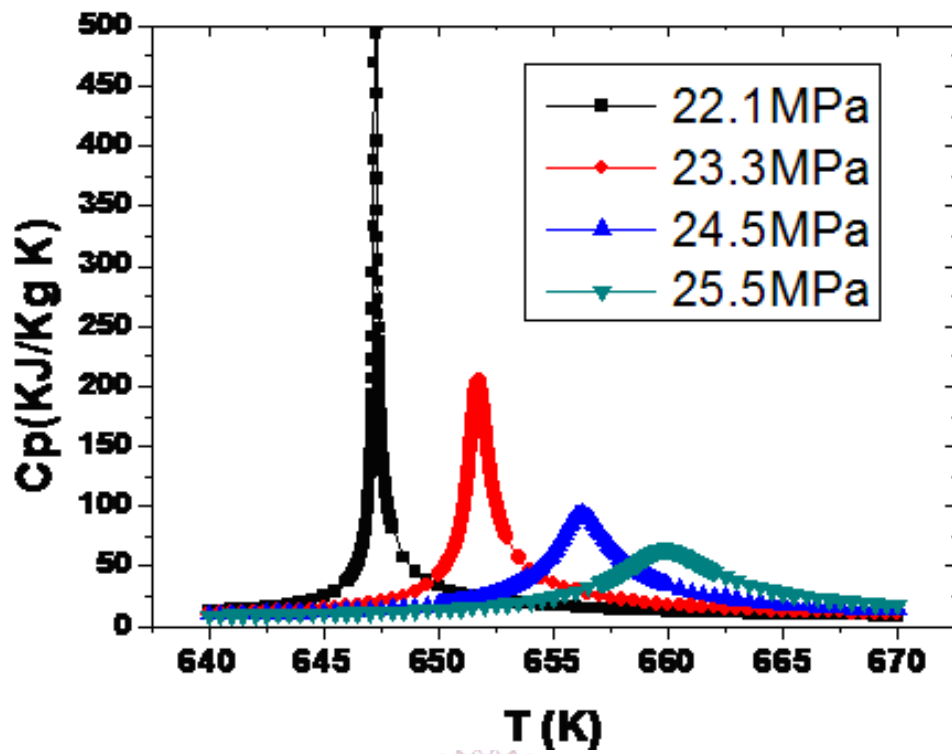


圖 1.3 超臨界水比熱

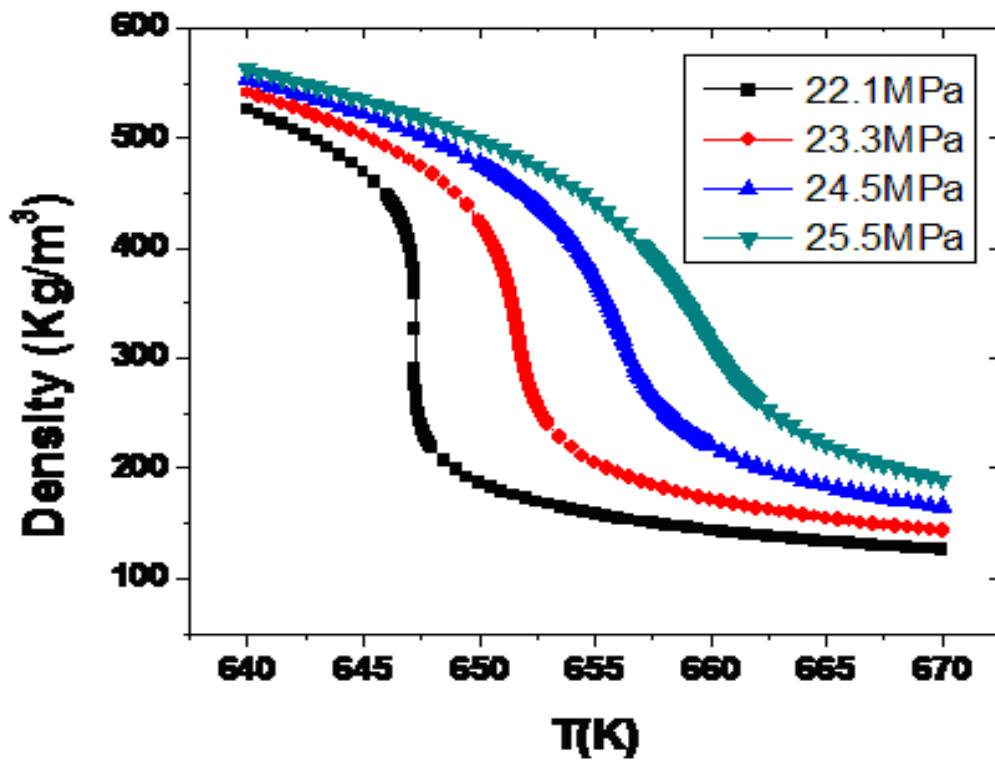


圖 1.4 超臨界水密度

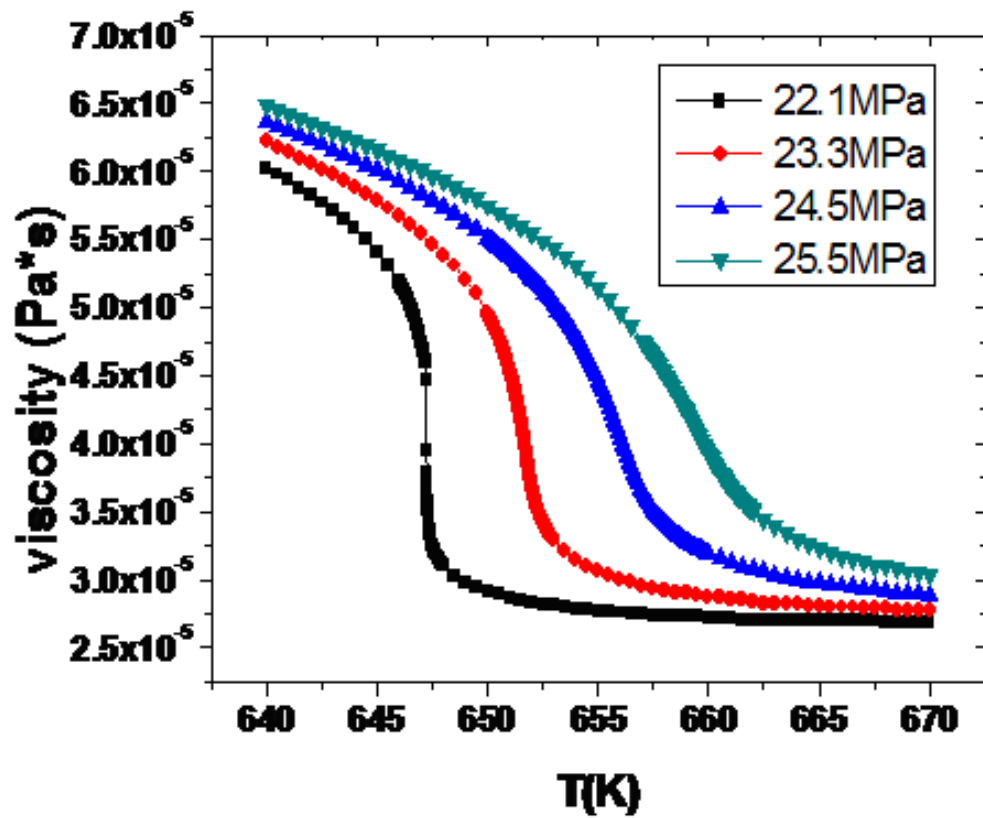


圖 1.5 超臨界水黏滯性

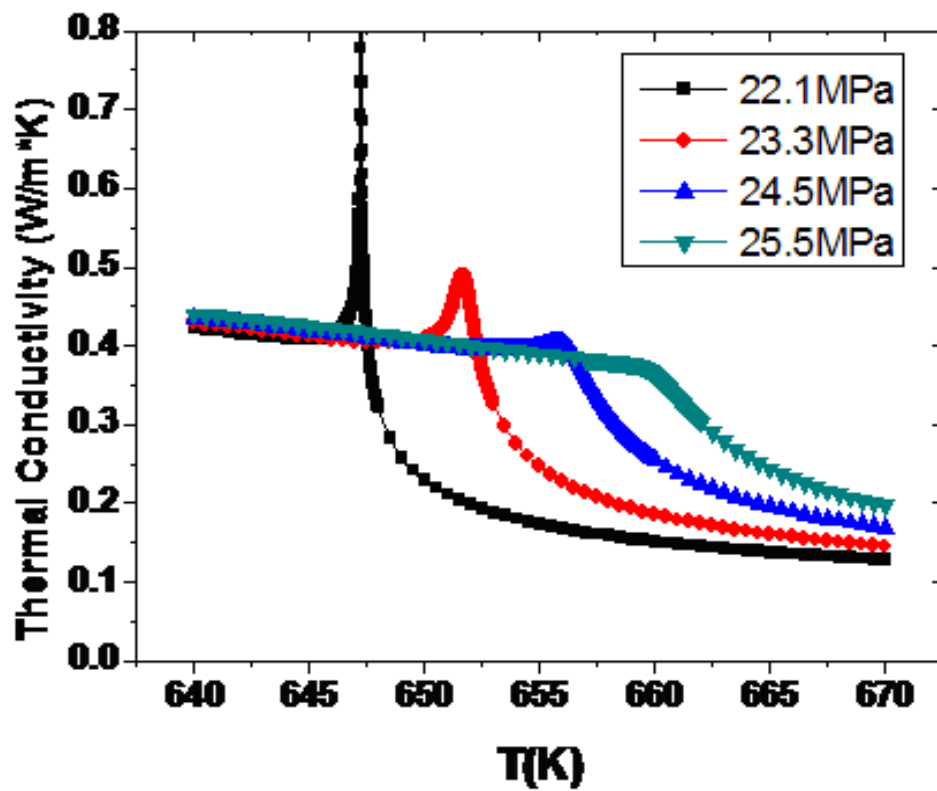


圖 1.6 超臨界水熱傳導度

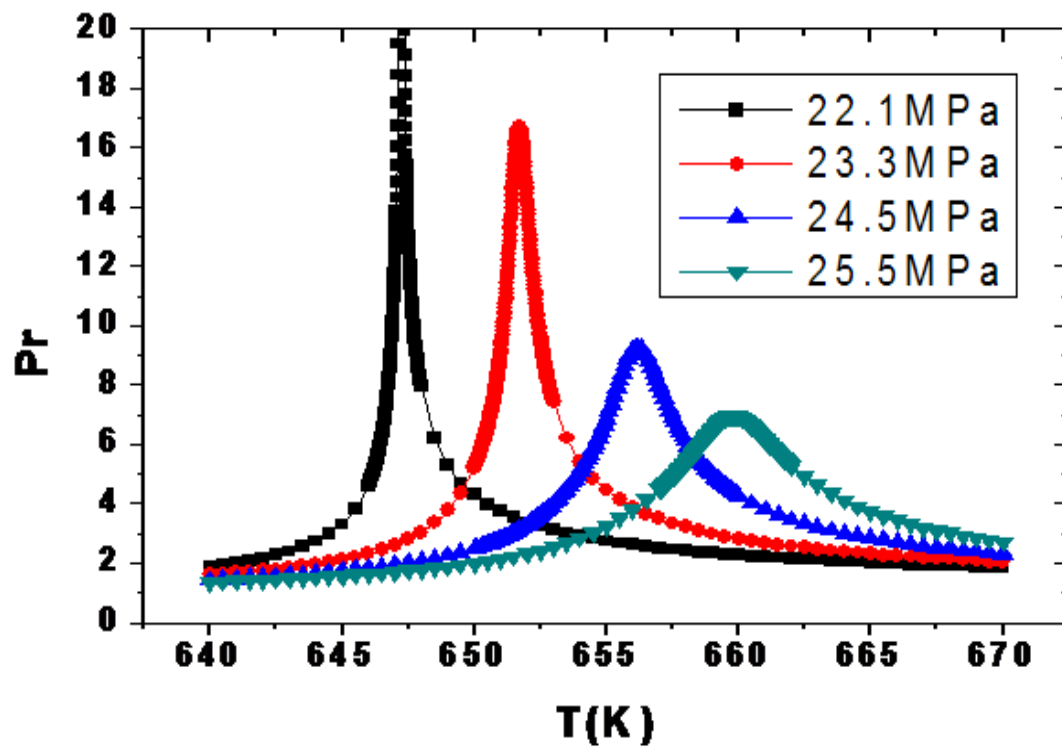


圖 1.7 超臨界水 Pr

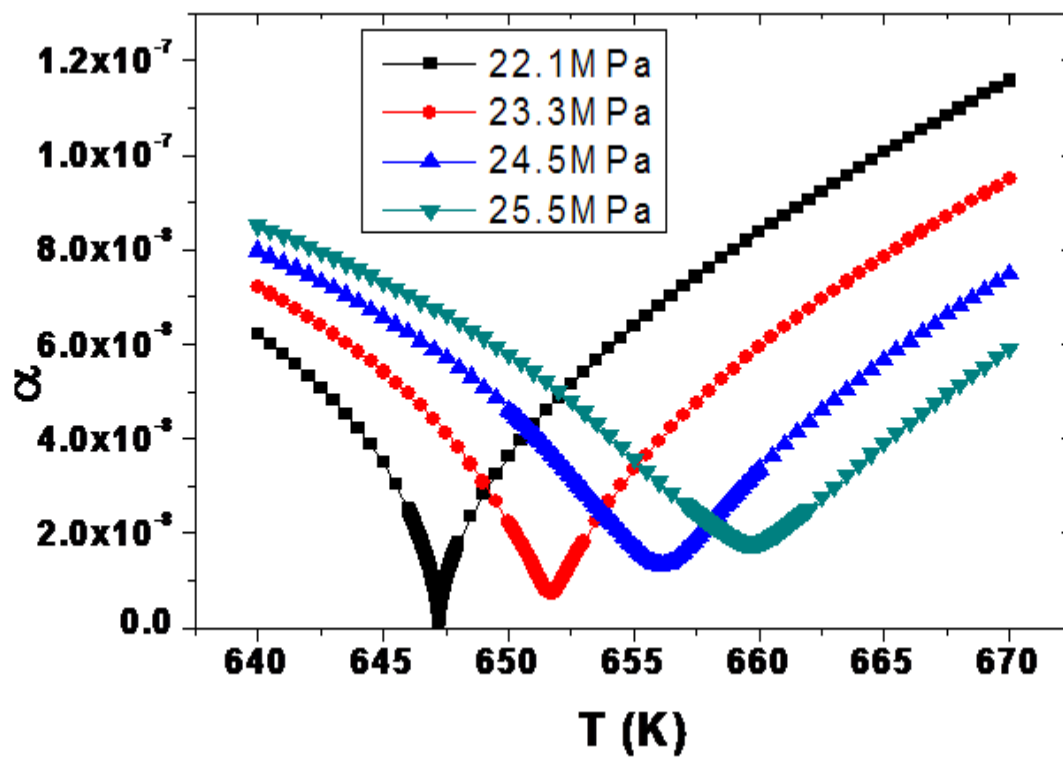


圖 1.8 超臨界水熱擴散係數

第二章 文獻回顧

2.1 前言

本章的文獻回顧分為三個部分，分別為 2.2 節之超臨界強制對流熱傳實驗數據整理與回顧，2.3 節之超臨界強制對流熱傳關係式及 2.4 節計算流體力學於超臨界強制對流熱傳計算的應用。

因為超臨界水實驗花費昂貴，可找到的實驗數據並不多。加上在準臨界點附近熱力性質的劇烈變化，實驗並不好做。因此，利用 CFD 方法來分析超臨界水的熱傳不失為一個經濟的方法。強制對流的熱傳分析，當流動達到紊流時，一般使用最廣的經驗式為 Dittus-Boelter 關係式。當量測的熱傳遞係數比用 Dittus-Boelter 關係式所得的值還大時，稱為熱傳強化現象；反之，當量測而得的熱傳遞係數比用 Dittus-Boelter 關係式所得的值還小時，稱為熱傳劣化現象。

2.2 超臨界強制對流熱傳實驗數據整理與回顧

表 2-1^[2]為公眾文獻上可以找得到的超臨界流體熱傳實驗，實驗條件請參考文獻 2。超臨界 CO₂ 是除了超臨界水外，被廣為使用來研究超臨界熱傳現象的流體。一些經由超臨界 CO₂ 實驗得到的結論可外推到超臨界水中。這些實驗主要侷限於圓管流，參數的涵蓋範圍：壓力 P 在 22~44.1 MPa 之間；質量通率 G 在 100~5100 kg/m²s 之間；加熱通率 q'' 在 0~4.5 MW/m² 之間；直徑 D 在 2~32 mm 之間；而流體平均溫度(Bulk Temperature)小於 575°C。

這些實驗獲得的結論為：

- (a) 熱傳劣化現象只在低流量(low mass flux)與高熱通量(high heat flux)且下列溫度條件下發生：

$$T_B \leq T_{pc} \leq T_W \quad (2-1)$$

其中，

T_B ：流體平均溫度

T_{pc} ：準臨界溫度

T_w ：壁溫

(b) 低熱通量，當流體平均溫度接近準臨界溫度時，可觀察到熱傳強化現象。

(c) 當流體平均溫度或壁溫接近準臨界溫度時，實驗數據與 Dittus-Boelter 經驗式有極大的差距。

本論文選擇兩個實驗 Yamagata et al. (1972)^[4] 與 Shitsman (1963)^[5] 分別做為熱傳強化(HTE)與熱傳劣化(HTD) 模擬的驗證。

圖 2.1^[4]為 Yamagata et al.的實驗裝置，操作壓力為 24.5MPa，超臨界水先在 Heater 加熱到一定的溫度，再送進 Test Section 繼續加熱，並量測，可得熱傳遞係數。藉由 Heater 加熱 heat flux 的不同，可控制 Test Section 的進口溫度。將此次 Test Section 進口溫度調整為上一次 Test Section 的出口溫度，如此反覆數次，可得到大範圍的流體平均溫度 (bulk temperature)對熱傳遞係數 (heat transfer coefficient)關係圖 (圖 2.2^[4])。Shitsman 的實驗同樣是圓管流動，操作壓力為 23.3 MPa，涵蓋了五種不同的加熱通量。圖 2.3^[5,6]為 Shitsman 的實驗數據。因為原始數據單位非常用的一般單位，圖 2.3 為 Jeremy Licht, Mark Anderson, Michael Corradini (2008)^[6]論文所整理的結果，然而此論文將 Shitsman 實驗數據的質量流通量 430 kg/m²s 誤寫為 420 kg/m²s，這裡引用的圖 2.3 已修正。

2.3 超臨界強制對流熱傳關係式

(a) 目前的超臨界強制對流熱傳關係式：

超臨界對流熱傳的關係式幾乎都是基於實驗結果而推導出來的經驗式，表 2-2^[2]為超臨界強制對流熱傳關係式的整理。多數的經驗公式都以 Dittus-Boelter 經驗式做為基礎。基本型態為：

$$Nu_x = C \cdot Re_x^n \cdot Pr_x^m \cdot F \quad (2-2)$$

修正因子 F 考慮了流體性質變化與進口效應。F 定義為：

$$F = f \left[\frac{\rho_w}{\rho_b}, \frac{\overline{Cp}}{Cp}, \frac{L}{D} \right] \quad (2-3)$$

平均比熱定義為：

$$\overline{Cp} = \frac{h_w - h_b}{T_w - T_b} \quad (2-4)$$

下標表示計算流體性質的參考溫度，b 表示流體平均溫度(bulk temperature)，w 代表壁溫(wall temperature)，x 代表混合溫度(mixed temperature)。係數 C 與指數 n 和 m 由實驗數據決定。由表 2-2 可看出，大部分的經驗式都以流體平均溫度做為基準來計算流體物性。各經驗式的使用範圍參見文獻 2

(b) 超臨界水內的熱傳現象：

根據操作狀態的不同。超臨界水具有兩種特殊的熱傳特性，分別為熱傳強化與熱傳劣化。以下分別介紹熱傳強化與熱傳劣化現象：

熱傳強化 (Heat Transfer Enhancement , HTE)：

強制對流熱傳中，最為廣泛運用的熱傳關係式為 Dittus-Boelter 經驗式： $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$ 。圖 2.4^[2]為以流體平均溫度(bulk temperature)為基準計算 Re 與 Pr 而得的熱傳遞係數(heat transfer coefficient)。可看出在準臨界點附近以 Dittus-Boelter 經驗式計算而得的熱傳遞係數有一極大值。而若以 Dittus-Boelter 經驗式計算而得的熱傳遞係數做為基準來量測超臨界水中真正的熱傳遞係數，會發現在低熱通量時，熱傳

遞係數會比直接以 Dittus-Boelter 經驗式計算出來的值還高，此現象稱為熱傳強化(參考圖 2.5^[2])。

其中，

α_0 =用 Dittus-Boelter 經驗式計算的熱傳遞係數

α =實際的熱傳遞係數

熱傳劣化 (Heat Transfer Deterioration , HTD)：

超臨界狀態下，通常在高熱通量時，測得的熱傳遞係數會比直接以 Dittus-Boelter 經驗式計算出的值還低，此現象稱為熱傳劣化 (參考圖 2.5)。

熱傳強化現象通常發生於低熱通量(low heat flux) ;熱傳劣化則發生於高熱通量。文獻上的說法，發生熱傳強化的原因較單純一致；而發生熱傳劣化的原因則有很多，主要可分為高流量下的熱傳劣化與低流量下的熱傳劣化。

(c) 熱傳劣化關係式：

超臨界水在高熱通量、低流量下容易發生熱傳劣化的現象。然而，不管是壁溫的突升還是熱傳遞係數的驟降，其程度還是比發生熱傳危機(boiling crisis or DNB)時還平滑。因此，很難定義何時為熱傳劣化的發生點。較被廣為採用的定義為：

$$c = \frac{\alpha}{\alpha_0} = 0.3 \quad (2-5)$$

時，為熱傳劣化發生點。

其中，

α_0 =用 Dittus-Boelter 經驗式計算的熱傳遞係數

α =測量而得的熱傳遞係數

臨界熱通率(Critical Heat Flux)是雙相流領域中的專有名詞，指的是在核沸騰之下，流體所能移除的最大熱通率。臨界熱通率發生時，在固體表面會產生許多小氣泡，這些小氣泡互相連結，在固體表面產生氣膜，阻隔固體與液體的接觸，使熱傳迅速變差。因

為現象相似，在 X.Cheng, T. Schulenberg (2001)^[2]的論文中，把發生熱傳劣化的熱通率也稱為臨界熱通率。

當流通量越高時，發生熱傳劣化的臨界熱通率(critical heat flux)也越高。基於 10 mm 圓管的實驗數據，Yamagata et al.^[4] 提出下列式子來預測熱傳劣化發生時的臨界熱通率：

$$q = 200 \cdot G^{1.2} \quad (2-6)$$

基於 22 mm 圓管的實驗數據，Styrikovich et al.^[7]則提出以下式子來預測熱傳劣化發生時的臨界熱通率：

$$q = 580 \cdot G \quad (2-7)$$

根據文獻，一般認為熱傳劣化發生的原因，是由於在準臨界點附近密度劇烈變化引起的浮力作用與加速作用所造成。簡要分析浮力造成的影響，Jackson et al.^[8]推導出下列式子來預測熱傳劣化發生時的臨界熱通率：

$$\frac{q_w}{\rho_B G} \left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_{P,B} \left(\frac{\mu_W}{\mu_B} \right) \left(\frac{\rho_W}{\rho_B} \right)^{-0.5} \frac{1}{\text{Re}_B^{0.7}} \geq C \quad (2-8)$$

常數 C 由實驗數據得到，可設為 $2.2 \cdot 10^{-6}$

考慮加速作用對熱傳行為的影響，Ogata^[9]推導下列式子做為冷凍劑(He, H₂ 與 N₂) 熱傳劣化發生時的臨界熱通率：

$$q = 0.034 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot \left(\frac{Cp}{\beta} \right)_{pc} G \quad (2-9)$$

基於相同的機制，Petuhkov^[10]提出相似的模型預測臨界熱通率：

$$q \approx 0.187 \cdot f \cdot \left(\frac{C_p}{\beta} \right)_{pc} G \quad (2-10)$$

圖 2.6^[2]為利用不同經驗式計算壓力為 25 MPa，圓管直徑 4 mm 時的臨界熱通率。可以發現不同經驗式間的差異極大。

2.4 計算流體力學於超臨界強制對流熱傳計算的應用

目前已有很多人藉由計算流體力學的方法來研究超臨界水的熱傳現象。Kim et al. (2004)^[11] 的論文中，應用了商業 CFD 軟體 Fluent 中所有一階紊流模型（first order turbulence model）在超臨界水的模擬。由於超臨界強制對流熱傳在近壁區有劇烈的熱物理性質變化，為了能適當模擬近壁區（低雷諾數區）的熱傳現象，在 Kim et al. 的論文中也考慮了六種低雷諾數紊流模型。最後將模擬結果與 Yamagata et al.^[4] 的實驗比較。其發現：在 Fluent 中的六種低雷諾數紊流模型結果都很難準確預測 Yamagata et al. 的實驗結果。然而，利用重整化群（Re-Normalized Group, RNG）k-ε 紊流模型配合加強壁面函數法（Enhanced wall treatment, EWT）可在圓管流的模擬中獲得與實驗最相符的結果。

對於一般的圓管紊流流動，為了節省計算時間，通常使用一階紊流模型即可達到足夠的準確性。然而，

- (1) 在電廠爐心，流體是在燃料束（rod bundle）中流動，而非簡單的圓管形狀。流體在燃料束中流動時，會產生二次流。而二次流現象必須利用二階紊流模型才能準確模擬。
- (2) Meyder (1975)^[12] 指出，流體在燃料束的流動有很強烈的非等向性（strongly anisotropic），尤其在近壁區更是如此。

由於一階的紊流模型並沒有考慮上面兩項因素，而這兩項因素在超臨界流體在燃料束中流動時又是必須考慮的。因此有必要考慮二階紊流模型在超臨界水模擬的正確性與否。F. Roelofs (2004)^[13] 在他的論文就考慮了二階紊流模型在圓管流的模擬。此篇論文

選擇的二階紊流模型為雷諾應力模型（Reynolds Stress Turbulence Model，RSM），配合加強壁面函數法求解圓管流動。除了紊流模型的選擇會影響模擬的準確性外，網格的建立也是必須考慮的重點。基於 Kim et al. 論文使用 RNG k- ϵ 紊流模型配合加強壁面函數法，可在圓管流模擬中得到最好結果的結論，F. Roelofs 也在此基礎下討論了使用 RNG k- ϵ 紊流模型配合加強壁面函數法時，近壁第一點格點 y^+ 值 (0.1, 1, 5, 10, 40) 對於模擬結果的影響。F. Roelofs 的結論有兩點：

- (1) 雖然利用一階紊流模型（RNG+EWT）已可準確模擬實驗數據（Yamagata et al.），但若使用二階紊流模型（RSM+EWT）來模擬，結果會更加接近實驗值。
- (2) $y^+=1$ 以下，預測壁溫有 11% 的誤差，預測熱傳遞係數有 2% 的誤差； $y^+=5$ 以上時，預測壁溫會有 20%~24% 的誤差，預測熱傳遞係數則會有 35%~57% 的誤差。因此， $y^+=1$ 以下為建議的網格要求。

當在圓管流的超臨界水熱流模擬獲得相當的經驗後，就可嘗試模擬較符合電廠實際形狀的次通道流動。Kim et al.^[11] 與 F. Roelofs^[13] 都是利用 Fluent 模擬超臨界水在圓管的流動。而 X. Cheng, B. Kuang, Y.H. Yang^[14] 利用另一種商業 CFD 軟體 CFX，除了同樣模擬超臨界水在圓管的流動外，還模擬了超臨界水在次通道的流動。此篇論文認為，在 CFX 中，SSG（Speziale, Sarkar, and Gatski）雷諾應力紊流模型是唯一可以模擬在燃料束中紊流非等向性現象的紊流模型。此篇論文的結論為：在做次通道分析時， θ 方向的熱傳有很強烈的非均勻性。 P/D 的值越大則 θ 方向熱傳越趨向均勻； P/D 的值越小則 θ 方向的熱傳越不均勻。（ P 為兩燃料棒軸心距離， D 為燃料棒直徑）

一般而言，熱傳遞係數偏離正常狀態主要發生在壁溫大於準臨界點溫度，且流體整體平均溫度小於準臨界點溫度時，即 $T_w > T_{pc} > T_b$ 。^[2] 熱傳劣化主要發生於熱通量很高時。

S. KOSHIZUKA, N. TAKANO and Y. OKA (1995)^[15] 在他的論文中也是模擬圓管流動。他發現在高流通量 (mass flux) 下發生熱傳劣化的原因為：近壁區黏滯性（Kinetic viscosity）增加，使黏滯次層（viscous sublayer）厚度變厚，從而使得近壁區的紊流程度

下降，導致熱傳變差。

而低流通量下發生熱傳劣化的原因為：

靠近壁面的流體由於溫度較高，使得密度較小，因此藉由浮力的作用使近壁區的流體流速加快。而近壁區流速變快造成近壁區徑向方向的速度梯度變小。速度梯度變小意味著紊流動能的降低（紊流動能與速度梯度成正比），紊流動能降低代表紊流效應變差，因此移熱能力變差。

Jue Yang^{a,*}, Yoshiaki Oka^a, Yuki Ishiwatari^a, Jie Liu^b, Jaewoon Yoo^a (2007) ^[16] 利用商業 CFD 軟體 star-cd 作為分析工具。此篇論文分析了超臨界水在兩種次通道（圖 2.7）流動的熱傳分析。在方形次通道中，燃料護套表面壁溫分佈有極大梯度，容易造成熱應力累積而損壞護套；然而在三角形次通道中，護套表面溫度分佈卻大致均勻，沒有太大的溫度梯度。經分析，在此情形下，超臨界水的熱力性質在準臨界點附近劇烈變化，並不是造成方形次通道燃料表面溫度產生極大梯度的唯一原因，另一原因為：在方形次通道中， θ 方向的流通量分佈比三角形次通道還不均勻，造成各角度移熱程度不同，使壁面溫度分佈產生極大梯度。

總結：

目前可取得的超臨界水熱傳實驗數據大都能侷限於簡單的圓管流動^[4,5,17]。文獻上以 CFD 模擬超臨界水時，大都是先模擬圓管流，與實驗數據比較後，決定適合模擬超臨界水的紊流模型、近壁區處理方法、與近壁第一點 y^+ 的大小。再利用這些設定擴展到模擬其他形狀的流動，如燃料組(fuel bundle)等。

在熱傳強化的模擬中，Kim et al. (2004) ^[11] 的論文指出，使用 RNG 紊流模型配合加強壁面函數法，是所有 Fluent 提供的一階紊流模型中，最能夠預測 Yamagata et al. (1972) ^[4] 實驗數據（圓管流動）的紊流模型。本論文在此結論下，也選用了 RNG 紊流模型配合加強壁面函數法作為一階紊流模型的代表。雖然熱傳強化現象已可用 CFD 準確模擬，但不管是模擬結果或實驗數據，都可發現，熱傳遞係數最大值發生的溫度稍低於準臨界溫度。此現象的原因文獻上尚找不到解釋。

在熱傳劣化的模擬中，雖然很多人做的模擬都可看到熱傳劣化的現象。然而，與熱傳強化不同的是，這些熱傳劣化的模擬結果都沒有與實驗數據比較，其模擬的正確性與否也頗令人存疑。



表 2-1 超臨界流體實驗^[2]

authors	fluid	subjects
Dickinson (1958)	H ₂ O	Heat transfer
Shitsman (1959, 1963)	H ₂ O	Heat transfer, heat transfer deterioration, oscillation
Domin (1963)	H ₂ O	Heat transfer, oscillation
Bishop (1962, 1965)	H ₂ O	Heat transfer
Swenson (1965)	H ₂ O	Heat transfer, heat transfer deterioration
Ackermann (1970)	H ₂ O	Heat transfer, pseudo-boiling phenomena
Yamagata (1972)	H ₂ O	Heat transfer, heat transfer deterioration
Griem (1999)	H ₂ O	Heat transfer
Sabersky (1967)	CO ₂	Visualisation, turbulence
Jackson (1966, 1968)	CO ₂	Heat transfer, buoyancy effect
Petukhov (1979)	CO ₂	Heat transfer, pressure drop
Kurganov (1985, 1993)	CO ₂	Flow structure
Sakurai (2000)	CO ₂	Flow visualization

表 2-2 超臨界強制對流熱傳關係式^[2]

	X	C	n	m	F
Dittus-Boelter	B	0.023	0.80	0.33	1.0
Bishop	B	0.0069	0.90	0.66	$\left(\frac{\bar{C}_p}{C_p}\right)^{0.66} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0.43} [1 + 2.4 \cdot D/L]$
Swenson	W	0.00459	0.92	0.61	$\left(\frac{\bar{C}_p}{C_p}\right)^{0.61} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0.23}$
Yanagata	B	0.0135	0.85	0.80	$\left\{ \text{Pr}_{PC}, \frac{\bar{C}_p}{C_p} \right\}$
Krasnoshchekov	B	0.023	0.80	0.33	$\left(\frac{\bar{C}_p}{C_p}\right)^a \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0.30}$
Griem	x	0.0169	0.83	0.43	$\left(\frac{\bar{C}_f}{C_p}\right)^{0.43} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0.23} \cdot \omega[h_B]$

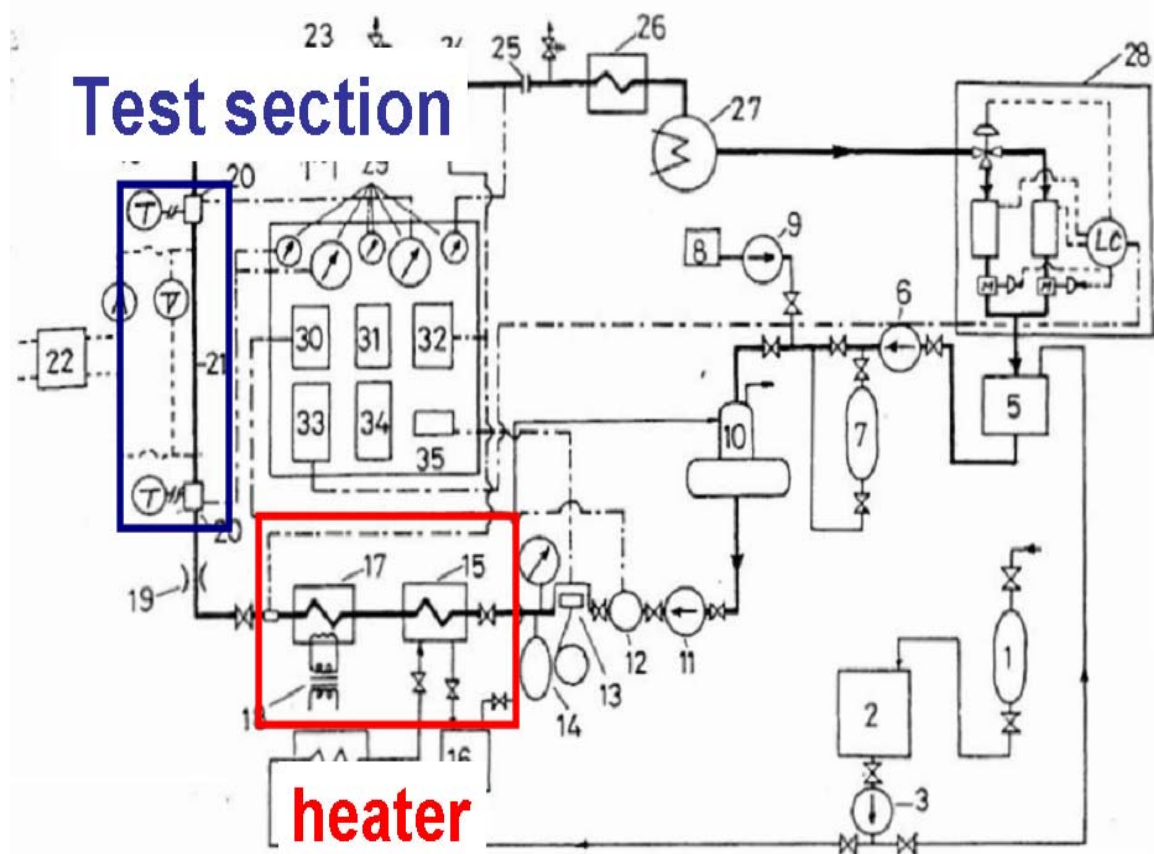


圖 2.1

Yamagata et al. 實驗裝置圖^[4]

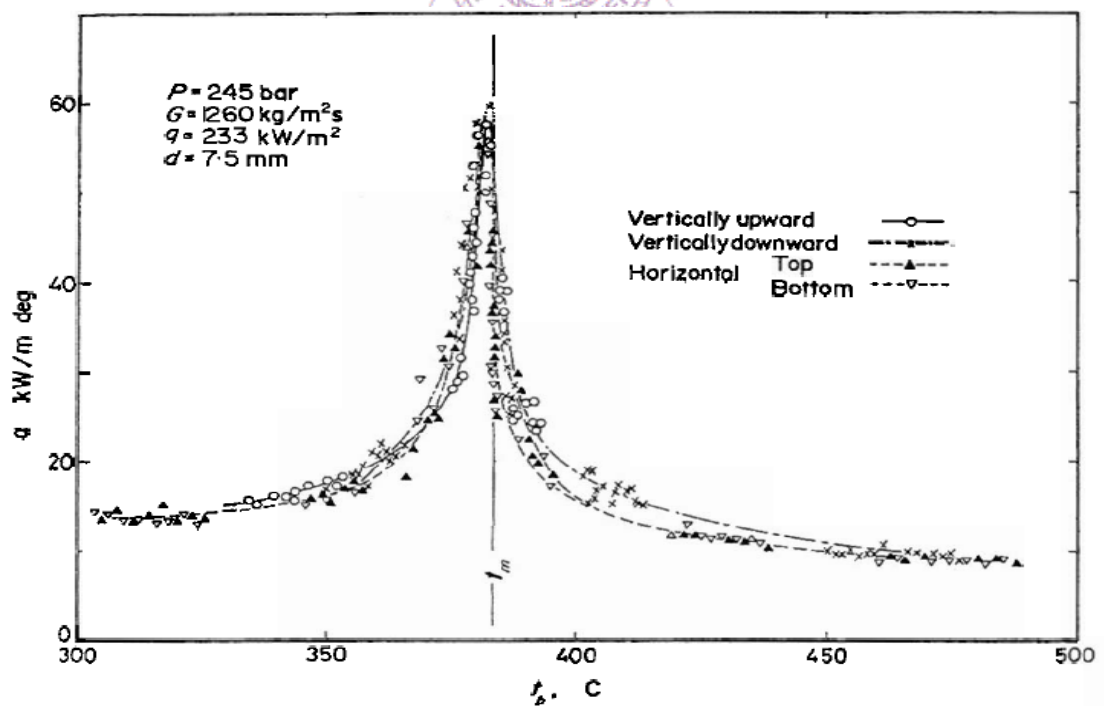


圖 2.2

Yamagata et al. 實驗數據^[4]

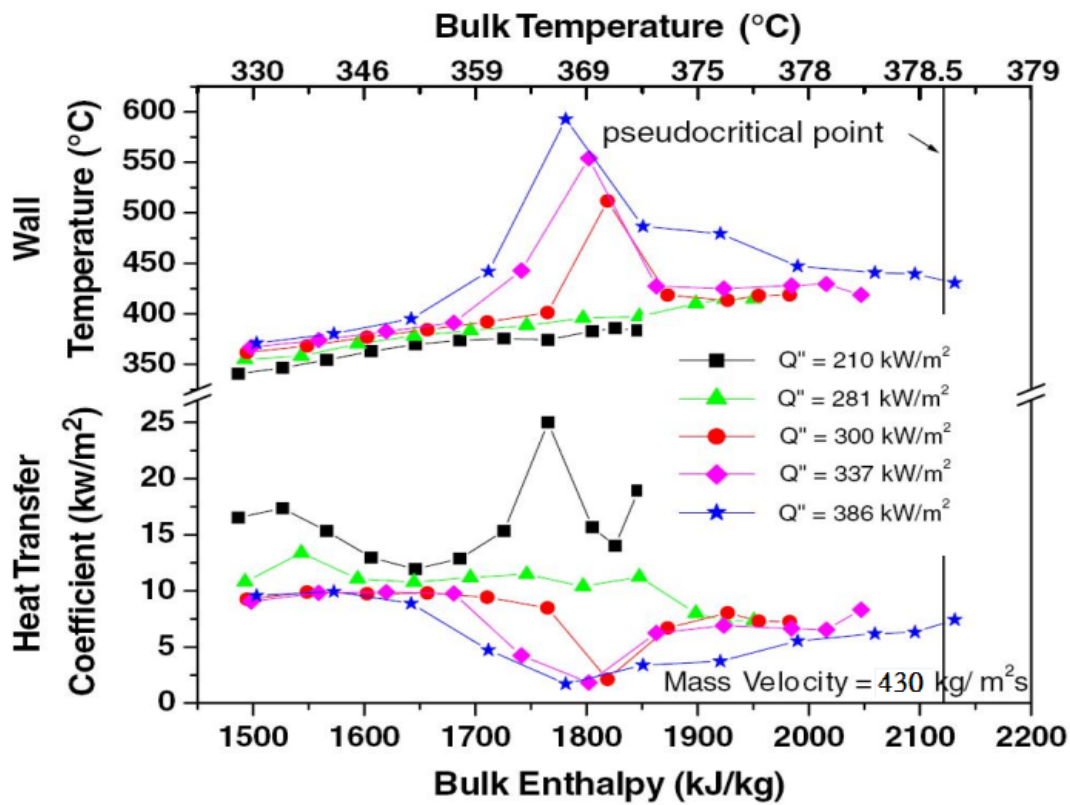


圖 2.3 Shitsman (1963)實驗數據^[5,6]

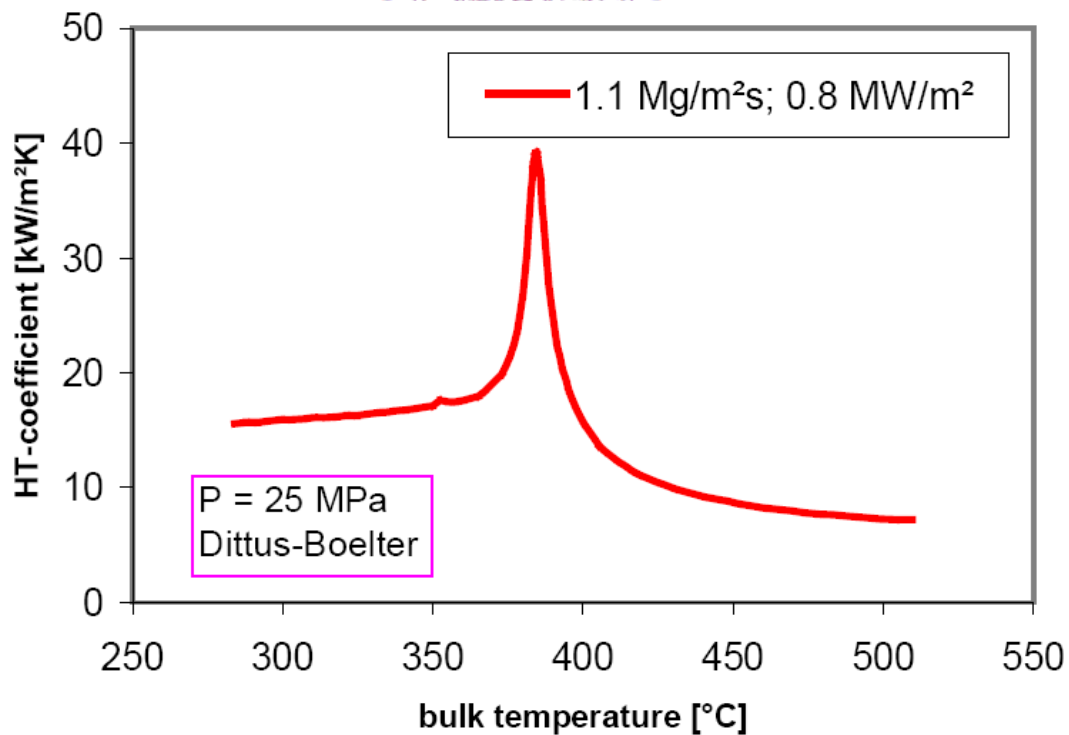


圖 2.4 利用 Dittus-Boelter 經驗式計算而得的熱傳遞係數^[2]

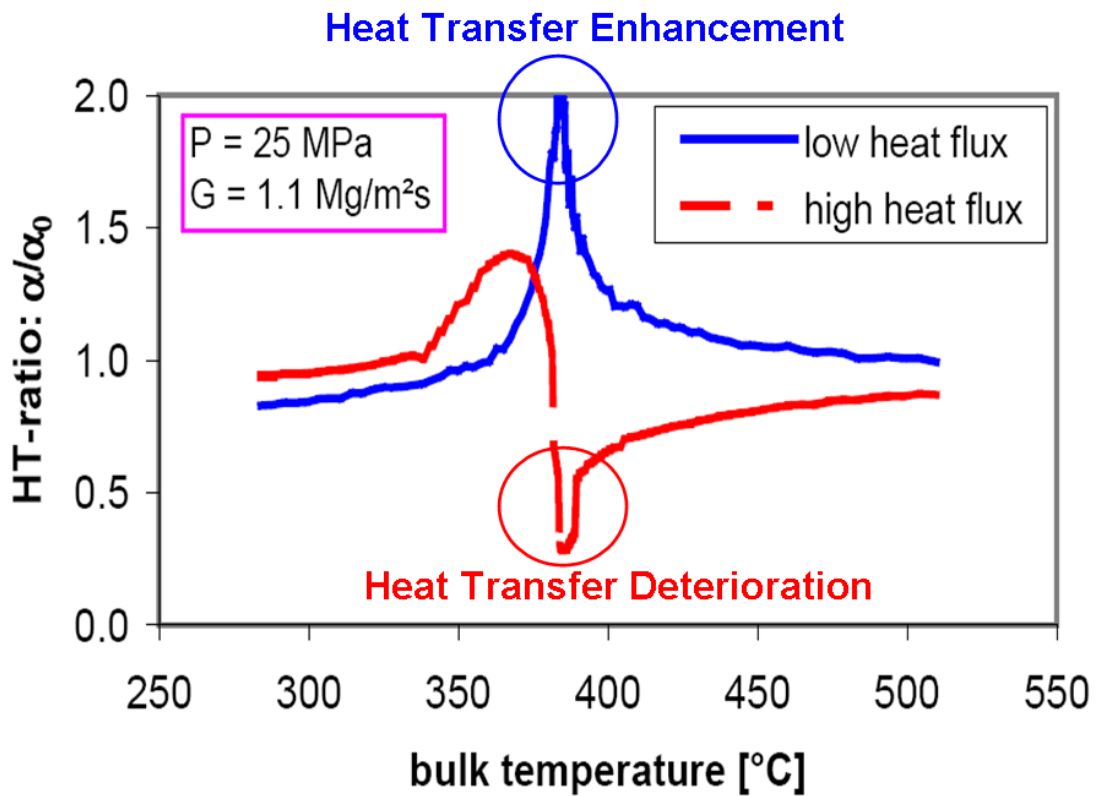


圖 2.5 熱傳強化與熱傳劣化^[2]

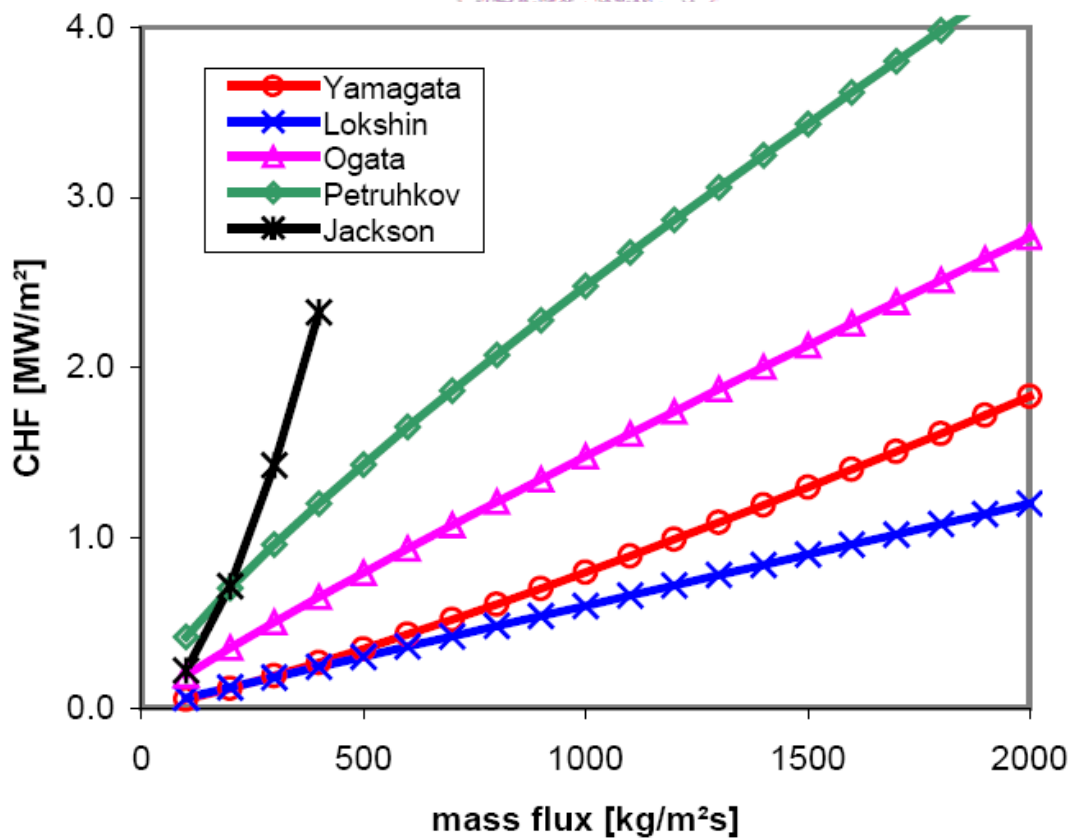


圖 2.6 不同經驗式計算而得的臨界熱通率^[2]

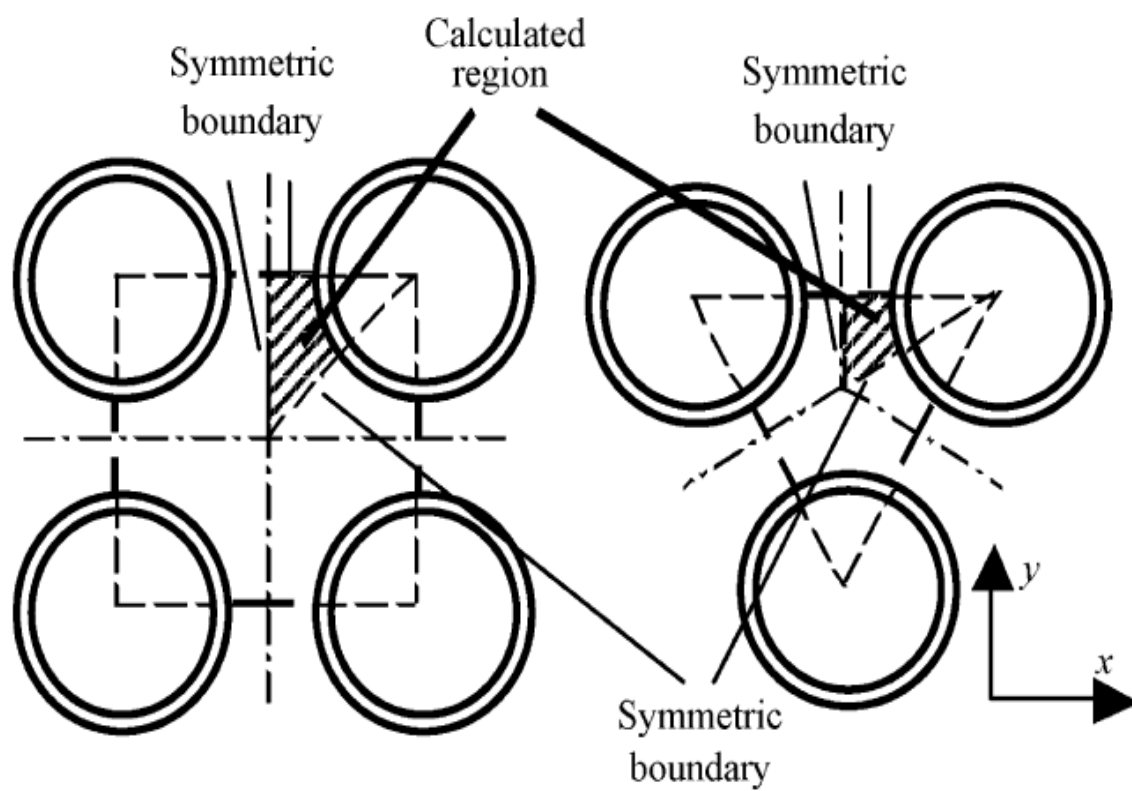


圖 2.7 方形與三角形次通道^[16]



第三章 理論基礎與模型建立

3.1 Fluent 簡介

Fluent 為目前世界使用最廣的三維計算流體力學軟體，其應用範圍從飛機機翼上的空氣流動，熔爐的燃燒，氣泡生成，半導體製成，血管中的血液流動，到相變化等功能。對於一般流動，Fluent 均解質量與動量守恆方程；對於可壓流動與熱傳問題則加解能量守恆方程。論文中，將從 nist 網站上取得的超臨界流體各種熱物理性質輸入 Fluent 中，並設置相應的邊界條件來模擬。模擬結束後，利用 Fluent 內建的后處理軟體取得模擬數據。其中，熱傳遞係數的計算公式為：

$$h = \frac{q''}{(T_w - T_{ref})} \quad (3-1)$$

Fluent 的計算結果中雖然有自動提供熱傳遞係數，然而 Fluent 內定的 T_{ref} 為進口溫度，與一般常用的 $T_{ref} = T_b$ (流體某截面平均溫度) 不同。因此，為了得到每一位置當地的熱傳遞係數，必須計算對應此位置平面的平均溫度，而不能直接使用 Fluent 提供的熱傳遞係數。

3.2 物理模型

物理模型方面，目前超臨界水反應器的實驗研究多侷限於簡單的圓管流，加以在靠近壁面附近區域的流體溫度達到準臨界溫度時，流體熱力性質有劇烈變化，需要劃分極細密的網格才能分析壁面附近的熱流現象。因此，考慮實驗數據與網格數的問題，選擇圓管作為分析的區域。本研究選擇兩個實驗 Yamagata et al. (1972)^[4]與 Shitsman (1963)^[5]分別做為熱傳強化(HTE)與熱傳劣化(HTD) 模擬的驗證。

Yamagata et al. (1972)與 Shitsman (1963)的實驗都是簡單圓管流動。Yamagata et al. 的實驗操作壓力為 24.5 MPa；Shitsman 實驗的操作壓力則為 23.3 MPa。兩者都是藉由觀

察不同加熱通量，對於圓管的壁溫分佈與熱傳遞係數的影響。其中，由於 Yamagata et al. 的實驗為低熱通量加熱，為取得大範圍的流體平均溫度對熱傳遞係數關係圖，需要重複實驗數次。每次的進口溫度為上次實驗出口溫度。受制於展示的問題(長寬比達 733 倍)，加之要涵蓋實驗數據的範圍(333°C~395°C)，因此將全範圍的模擬劃分為三段進行(圖 3.1)。每一段模擬的進口溫度都比上一段的出口溫度稍低一點。如此，可將三段的數據合併為一個完整的案例。熱傳劣化的模擬採用 Shitsman 的實驗數據做為驗證，此實驗操作壓力為 23.3 MPa。圖 3.2 為熱傳劣化裝置示意圖。

3.3 統御方程式

為了能夠說明自然界看到的物理現象，需要利用統御方程式來加以分析。而對於一般大尺度的流體流動現象，可用 Navier-stokes 方程式來描述。其為基於守恆觀念所推導出來的方程式。包含了：質量守恆方程式(連續性方程式)、動量守恆方程式、能量守恆方程式。方程式表示如下：

質量守恆方程式 (conservation of mass or continuity equation):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3-2)$$

動量守恆方程式 (conservation of momentum)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (3-3)$$

其中，

P 為靜壓

τ_{ij} 為應力張量

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (3-4)$$

能量守恆方程式 (conservation of energy)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_j (\tau_{ij})_{eff} \right) \quad (3-5)$$

其中

k_{eff} 為有效導熱係數

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (3-6)$$

3.4 紊流模型 (Turbulence model)

對於高雷諾數的流體流動，紊流現象常常可見。為了求解紊流問題，需在計算流體力學(CFD)中引入紊流模式。本研究對於熱傳強化問題採用 RNG k- ϵ (Renormalization Group k- ϵ) 模式與 RSM (Reynolds Stress equation Model) 模式進行模擬，並比較兩者間與實驗數據的差異。而對於熱傳劣化問題，則只採用 RSM (Reynolds Stress equation Model) 模式來進行模擬。

3.4.1 RNG k- ϵ 紊流模型

RNG k- ϵ 紊流模型可用以下公式來描述：

紊流動能方程式 (Turbulent Kinetic Energy Equation)：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (3-7)$$

紊流動能消散方程式 (Turbulent Kinetic Energy Dissipation Equation)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon \quad (3-8)$$

其中，

G_k 表示由於平均速度梯度引起的的紊流動能產生

G_b 是用於因浮力影響引起的紊流動能產生

Y_M 為可壓縮紊流脈動膨脹對總的耗散率影響

α_k = 對應紊流動能 k 的等效 Prandtl number 的倒數

α_ε = 對應耗散率 ε 的等效 Prandtl number 的倒數

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3-9)$$

$$\eta \equiv \frac{Sk}{\varepsilon} \quad (3-10)$$

$$\eta_0 = 4.38 \quad , \quad \beta = 0.012 \quad , \quad C_{1\varepsilon} = 1.42 \quad , \quad C_{2\varepsilon} = 1.68$$

黏度計算公式為：

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad (3-11)$$

$$\hat{v} = \frac{\mu_{eff}}{\mu} \quad (3-12)$$

$$C_v \approx 100$$

對此方程積分，可以精確描述等效雷諾數(effective Reynolds number) (或漩渦尺度)對紊流傳輸 (turbulent transport) 的影響，使 RNG k- ε 紊流模式能夠更好地處理低雷諾數和近壁流動問題的模擬。

3.4.2 RSM 紊流模型（雷諾應力模型）

雷諾應力模型是求解雷諾應力張量的各個分量的運輸方程，具體形式為：

$$\frac{\partial}{\partial t} (\overline{\rho u_i' u_j'}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{\rho u_k' u_i' u_j'}) = - \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{\rho u_i' u_j' u_k'} + \overline{p(\delta_{kj} u_i' + \delta_{ik} u_j')} \right]$$

瞬時項

對流項

紊流擴散項 $D_{T,ij}$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u_i' u_j'}) \right] - \rho \left(\overline{u_i' u_k'} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u_j' u_k'} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) - \rho \beta (g_i \overline{u_j' \theta} + g_j \overline{u_i' \theta})$$

分子擴散項 $D_{L,ij}$

應力產生項 P_{ij}

浮力產生項 G_{ij}

$$+ p \left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j'}{\partial x_i} \right) - 2\mu \frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \frac{\partial u_j'}{\partial x_k}$$

應力應變項 ϕ_{ij}

耗散項 ε_{ij}

$$- 2\rho \Omega_k (\overline{u_j' u_m'} \varepsilon_{ikm} + \overline{u_i' u_m'} \varepsilon_{jkm})$$

(3-13)

系統旋轉產生項 F_{ij}

其中，

$C_{ij}, D_{L,ij}, P_{ij}, F_{ij}$ 不需要模擬，而 $D_{T,ij}, G_{ij}, \phi_{ij}, \varepsilon_{ij}$ 需建構模型使方程封閉。

$$D_{T,ij} \equiv \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial u_i' u_j'}{\partial x_k} \right) \quad (3-14)$$

$$\sigma_k = 0.82 \quad , \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$G_{ij} = \beta \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(g_i \frac{\partial T}{\partial x_j} + g_j \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3-15)$$

$$Pr_t = 0.85$$

$$\phi_{ij} = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} + \phi_{ij,w}$$

$$\phi_{ij,1} = -C_1 \rho \frac{\varepsilon}{k} \left(\overline{u_i' u_j'} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right), \quad C_1 = 1.8$$

$$\phi_{ij,2} = -C_2 \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right), \quad C_2 = 0.6, P = \frac{P_{kk}}{2}$$

$$\phi_{ij,w} = C_1 \rho \frac{\varepsilon}{k} \left(\overline{u_k' u_m' n_k n_m} \delta_{ij} - \frac{3}{2} \overline{u_i' u_k' n_j n_k} - \frac{3}{2} \overline{u_j' u_k' n_i n_k} \right) \frac{C_1 k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon d} +$$

$$C_2' \left(\phi_{km,2} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2} \phi_{ik,2} n_j n_k - \frac{3}{2} \phi_{jk,2} n_i n_k \right) \frac{C_l k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon d}$$

$$C_1' = 0.5, C_2' = 0.3, C_l = \frac{C_\mu^{3/4}}{k}, C_\mu = 0.09, k = 0.4187$$

3.5 網格建立

利用 CFD 技術分析物理現象時，需藉由分割網格得到分析區域的離散解。網格的好壞往往直接影響模擬結果的正確性。劃分網格的基本原則為，盡量利用正交網格分割以降低數值誤差；而在物理現象變化劇烈的區域應分割較細密的網格；在物理現象變化不明顯的區域則使用較稀疏的網格即可。圖 3.3 為模擬熱傳強化時的網格圖。圖 3.4 ~ 3.5 分別為 RNG k-ε 紊流模型與 RSM 紊流模型應用於熱傳強化時的網格測試結果。可以看出當網格數達到 82,500 後，結果幾乎已無差異。因此最後選擇此網格來分析熱傳強化現象。

熱傳劣化發生時會造成壁溫突升，當壁溫達到準臨界點附近時，超臨界水的物理特性劇烈變化，為了準確模擬近壁區域的熱傳現象，在靠近壁面的流體區域需施加比分析熱傳強化時更細密的網格。圖 3.6 為分析熱傳劣化時所用網格的整體概觀與軸向網格切法。由於長寬比達 975 倍，難以在一張圖中完整顯示整個分析區域的網格。圖 3.7~3.12 為各重要區域的網格分佈。圖 3.7 為進口網格分佈。近壁區劃分邊界層網格(圖 3.8)。z=0.6 m、1.5 m、3.5 m 處為不同軸向網格切法的交界，圖 3.9~3.11 分別為這三區附近的分割網格。需確保在交界處網格大小差異不大以減少數值誤差。圖 3.12 為出口區的網格分佈。總網格數為 540,000。

3.6 邊界條件與模擬設定

所有壁面都為無滑移(no-slip)條件，出口壓力設為實驗的操作壓力。表 3-1 為熱傳強化的基本邊界條件設定，圖 3.13 為熱傳強化邊界條件設定示意圖；圖 3.14 為熱傳劣化邊界條件示意圖。超臨界水在準臨界點附近熱物理性質變化大，基本上為可壓縮流體。密度、比熱、黏滯性、熱傳導係數等都為溫度的函數。熱傳強化模擬選定與 Yamagata et

al.相同的操作壓力 $P=24.5 \text{ MPa}$ 。Fluent 裡可支援熱力性質對溫度的變化以表格方式輸入。圖 3.15 為 $P=24.5 \text{ MPa}$ 時的各項熱物理參數。雖然 Fluent 支援熱力性質以表格方式輸入，但僅限於 30 個點，因此必須參考圖 3.15，謹慎分配 30 個點的位置。在接近臨界點處物理性質斜率變化最大，至少需取 10 點才夠。同理，在其他斜率轉折較大處也應該至少選取 5 點才足以描述。表 3-2 為針對 $P=24.5 \text{ MPa}$ 時選取的 30 個點，亦為最後輸入 Fluent 的熱力性質表。判斷模擬收斂與否，除需觀察殘差值外(降三個 order, 圖 3.16)，還應監測所關心的物理量，確定此物理量不再隨迭代次數改變後，方可斷定為收斂。圖 3.16 為殘差圖，0~350 次為先利用 $k-\epsilon$ 紊流模型求解，350 次後再利用 RSM 紊流模型求解。先用 $k-\epsilon$ 紊流模型求解可得到求解區域的合理猜值，RSM 紊流模型從這些猜值開始計算可較快得到收斂解。第 350 次迭代為兩個紊流模型轉換的地方，此時殘差值往上跳為正常現象。可看到，在第 3300 次迭代時，殘差值已符合一般的收斂條件。熱傳劣化的模擬，所關心的物理量為壁面溫度。由圖 3.15 可看到，在準臨界溫度附近，比熱隨溫度的變化異常劇烈，溫度只要差一兩度，對應的比熱值可差達將近一倍。因此在迭代的過程中，只要在某一點兩次迭代溫度差一兩度，即會使此點比熱值的計算存在極大的不確定性，而比熱的不確定性又會進一步影響溫度的計算，這將使數值模擬遇到挑戰。事實上，模擬熱傳劣化的 15 個案例都遭遇了此項困難。即使從殘差圖顯示模擬以大致收斂，但所監測的壁溫分佈卻會隨著迭代次數而不斷變化。圖 3.17 顯示，當迭代達到 6269、9392、27638 次時，壁溫的分佈仍有劇烈的改變，迭代次數達到 44130 次時，壁溫分佈才不再隨迭代次數而變。每一案例要達到最終收斂結果(壁溫分佈不變)，平均約需迭代三至四萬次，耗時約兩個禮拜。

熱傳劣化選擇 Shitsman 的實驗條件為基準，操作壓力為 23.3 MPa ，壁面加熱 $\text{heat flux} = 386.134 \text{ kW/m}^2$ ，進口流量為 430 kg/m^2 ，進口溫度為 597.4 K 。然而，本研究考慮了進口溫度與操作壓力對於壁溫的影響。表 3-8 為針對熱傳劣化現象所做的模擬，共計 15 個案例。其中考慮了 5 種壓力，因此需針對此五種壓力另外做熱力性質的輸入表(表 3-2~3-7)。

表 3-1 熱傳強化邊界條件設定

	Mass flux(kg/m ²)	T _{in} (K)	Heat flux(kw/m ²)	Operation P (MPa)	Inlet Turbulent Intensity (%)
section 1	1260	603	233	24.5	6.27
section 2	1260	650	233	24.5	6.45
section 3	1260	658	233	24.5	7



表 3-2 超臨界水熱力性質表(定壓 $P = 24.5\text{MPa}$)

T(K)	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$C_p(\text{J/Kg}^{\circ}\text{K})$	$K(\text{W/m}^{\circ}\text{K})$	$\mu(\text{kg/m}^{\circ}\text{s})$
553	776.62	4919.4	0.61025	9.9034E-05
570	747.92	5147.9	0.58467	9.2647E-05
587	715.41	5472.3	0.55492	8.6468E-05
604	677.37	5974.9	0.52137	8.0203E-05
621	630.28	6883.4	0.48444	7.3398E-05
638	564	9263.6	0.44155	6.4952E-05
642	542.07	10599	0.42935	6.2363E-05
650	477.14	18158	0.40101	5.5124E-05
652.5	440.7	27944	0.39542	5.1294E-05
653.5	419.52	36186	0.39498	4.9136E-05
654.5	391.56	50130	0.39657	4.6363E-05
655	373.75	61648	0.39959	4.4644E-05
655.5	352.34	77289	0.40376	4.2629E-05
656	327.44	91957	0.40373	4.0361E-05
656.2	317.14	93994	0.39948	3.9450E-05
656.5	302.43	91219	0.38737	3.8177E-05
657	281.58	78688	0.35998	3.6438E-05
657.5	265.39	65812	0.33348	3.5147E-05
658.5	242.54	48091	0.2931	3.3427E-05
659.5	226.97	37848	0.26555	3.2334E-05
660	220.79	34290	0.25484	3.1922E-05
663	195.38	22533	0.21287	3.0369E-05
670	165.46	13612	0.16917	2.8938E-05
676	150.83	10638	0.15042	2.8464E-05
700	120.54	6372.3	0.11822	2.8265E-05
775	86.908	3684.4	0.098989	3.0618E-05
850	72.307	3046.2	0.10144	3.3525E-05
925	63.193	2796.7	0.10867	3.6436E-05
1000	56.664	2685.6	0.11711	3.9277E-05
1073	51.754	2638.6	0.12552	4.1960E-05

表 3-3 超臨界水熱力性質表(定壓 $P = 22.8\text{MPa}$)

T(K)	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$C_p(\text{J/Kg}^{\circ}\text{K})$	$K(\text{W/m}^{\circ}\text{K})$	$\mu(\text{kg/m}^{\circ}\text{s})$
590	705.6	5612.6	0.54558	8.4755E-05
620	626.45	7062.2	0.48127	7.2821E-05
640	535.33	11653	0.42639	6.1479E-05
643	511.79	14223	0.41574	5.8796E-05
646	479.17	20227	0.40586	5.5201E-05
648	443.55	34971	0.40845	5.1416E-05
649	410.25	65747	0.42694	4.8001E-05
649.5	377.8	139550	0.4741	4.4990E-05
649.7	351.79	269090	0.54409	4.3166E-05
649.75	342.31	319840	0.56674	4.2417E-05
649.8	331.69	360880	0.58258	4.1497E-05
649.85	320.61	379100	0.5869	4.0462E-05
649.9	309.84	373870	0.58015	3.9405E-05
650	291.45	310230	0.53935	3.7489E-05
650.05	284.15	273710	0.51502	3.6702E-05
650.15	272.56	215070	0.47175	3.5446E-05
650.25	263.77	175120	0.4379	3.4628E-05
650.6	243.89	106880	0.36584	3.3096E-05
651	230.19	75834	0.32227	3.2097E-05
652	209.98	46415	0.26755	3.0725E-05
653	197.53	34785	0.23893	2.9950E-05
655	181.36	24355	0.2066	2.9041E-05
660	158.76	15291	0.16889	2.8010E-05
670	135.86	9801.2	0.13779	2.7378E-05
680	122.6	7624.6	0.12281	2.7300E-05
700	106.34	5627.1	0.10786	2.7659E-05
800	74.204	3268.6	0.095735	3.1322E-05
900	60.789	2804.6	0.10386	3.5282E-05
1000	52.49	2655.1	0.11526	3.9115E-05
1275	39.283	2625.1	0.14703	4.8867E-05

表 3-4 超臨界水熱力性質表(定壓 P = 23 MPa)

T(K)	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$C_p(\text{J/Kg}^{\circ}\text{K})$	$K(\text{W/m}^{\circ}\text{K})$	$\mu(\text{kg/m}^{\circ}\text{s})$
590	706.03	5604.3	0.54602	8.4830E-05
610	657.4	6357.2	0.5046	7.7174E-05
630	590.14	8240.2	0.4571	6.8094E-05
640	537.8	11367	0.42755	6.1778E-05
645	496.34	16369	0.40977	5.7092E-05
647	471.5	21957	0.40424	5.4392E-05
648	454.59	28127	0.40446	5.2594E-05
649	430.81	41982	0.4108	5.0118E-05
649.6	409.47	61567	0.42192	4.7947E-05
650	388.49	93625	0.44202	4.5862E-05
650.2	373.35	131700	0.46599	4.4488E-05
650.4	351.2	211450	0.51013	4.2849E-05
650.6	319.87	285230	0.53825	4.0117E-05
650.65	311.77	284290	0.534	3.9339E-05
650.8	290.66	238880	0.49668	3.7200E-05
651	271.13	170650	0.43855	3.5262E-05
651.2	257.99	129050	0.39597	3.4220E-05
651.6	240.75	87248	0.34281	3.2914E-05
652	229.25	66933	0.31045	3.2085E-05
653	210.76	43946	0.26422	3.0834E-05
654	198.79	33735	0.23797	3.0088E-05
655	189.91	27879	0.22022	2.9572E-05
656	182.85	24041	0.20706	2.9188E-05
658	171.97	19252	0.18829	2.8648E-05
660	163.71	16336	0.17515	2.8285E-05
700	107.92	5706.7	0.10897	2.7723E-05
800	74.999	3282.9	0.096087	3.1350E-05
900	61.382	2810.8	0.10411	3.5304E-05
1000	52.979	2658.7	0.11548	3.9134E-05
1275	39.632	2626.4	0.14716	4.8880E-05

表 3-5 超臨界水熱力性質表(定壓 $P = 23.3 \text{ MPa}$)

T(K)	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$C_p(\text{J/Kg}^{\circ}\text{K})$	$K(\text{W/m}^{\circ}\text{K})$	$\mu(\text{kg/m}^{\circ}\text{s})$
590	706.66	5591.9	0.54667	8.4941E-05
613	649.94	6495.1	0.49884	7.6104E-05
628	600.08	7836.5	0.46348	6.9368E-05
633	578.89	8695.6	0.45025	6.6705E-05
638	553.39	10114	0.43564	6.3623E-05
640	541.32	10985	0.42924	6.2205E-05
642	527.66	12173	0.42245	6.0628E-05
644	511.78	13901	0.41526	5.8829E-05
646	492.49	16727	0.40803	5.6692E-05
648	467.04	22637	0.40276	5.3941E-05
649	449.62	29126	0.40312	5.2101E-05
650	425.31	42839	0.4086	4.9588E-05
651	384.65	85807	0.43258	4.5527E-05
651.7	321.63	204240	0.49014	3.9974E-05
651.75	315.68	205840	0.48809	3.9420E-05
651.8	309.88	204160	0.48392	3.8867E-05
652	290.11	176770	0.45382	3.6914E-05
653	240.45	73865	0.32688	3.2969E-05
654	219.16	47401	0.27575	3.1474E-05
655	205.75	35869	0.24695	3.0606E-05
657	188.28	25145	0.21343	2.9582E-05
660	171.9	18226	0.18579	2.8755E-05
663	160.73	14727	0.16886	2.8285E-05
670	143.5	10682	0.14555	2.78E-05
695	113.92	6221.2	0.11373	2.77E-05
745	89.663	4061.2	0.098128	2.93E-05
795	77.164	3349	0.096478	3.12E-05
895	62.801	2833.3	0.10396	3.51E-05
955	57.156	2714.3	0.11058	3.75E-05
1275	40.155	2628.4	0.14736	4.89E-05

表 3-6 超臨界水熱力性質表(定壓 $P = 23.4 \text{ MPa}$)

T(K)	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$C_p(\text{J/Kg}^{\circ}\text{K})$	$K(\text{W/m}^{\circ}\text{K})$	$\mu(\text{kg/m}^{\circ}\text{s})$
590	706.87	5587.9	0.54689	8.4977E-05
610	658.67	6321	0.50572	7.7370E-05
630	592.61	8103.7	0.45871	6.8422E-05
640	542.44	10869	0.4298	6.2342E-05
641	535.95	11391	0.42648	6.1588E-05
642	529.02	12005	0.42305	6.0790E-05
643	521.56	12739	0.41952	5.9940E-05
644	513.47	13636	0.4159	5.9027E-05
646	494.76	16242	0.4086	5.6949E-05
647	483.59	18299	0.40527	5.5729E-05
648	470.5	21421	0.40275	5.4320E-05
649	454.38	26753	0.40211	5.2611E-05
651	399.8	62786	0.41749	4.7032E-05
652	329.31	180650	0.4782	4.0590E-05
652.06	322.91	185670	0.47823	4.0009E-05
652.13	315.48	187810	0.47573	3.9320E-05
652.2	308.27	185540	0.47023	3.8635E-05
652.26	302.39	180540	0.46342	3.8065E-05
653	255.74	94831	0.36092	3.4142E-05
654	228.08	54870	0.29319	3.2111E-05
655	212.19	39715	0.2583	3.1044E-05
656	201.08	31734	0.23596	3.0351E-05
657	192.56	26774	0.21996	2.9853E-05
659	179.86	20878	0.19787	2.9174E-05
660	174.87	18964	0.18974	2.8930E-05
680	129.46	8176.6	0.12884	2.7614E-05
700	111.15	5872	0.11128	2.7857E-05
900	62.57	2823.4	0.10461	3.5348E-05
1100	47.855	2617.4	0.12756	4.2839E-05
1275	40.33	2629	0.14742	4.8907E-05

表 3-7 超臨界水熱力性質表(定壓 P = 23.9 MPa)

T(K)	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$C_p(\text{KJ/Kg}^*\text{k})$	$K(\text{w/m}^*\text{k})$	$\mu(\text{kg/m}^*\text{s})$
590	707.92	5567.9	0.54797	8.5161E-05
600	685.47	5865.9	0.52813	8.1459E-05
610	660.23	6277.6	0.5071	7.7611E-05
620	631.03	6892.6	0.48484	7.3481E-05
630	595.56	7948	0.46068	6.8817E-05
640	547.75	10355	0.43251	6.2992E-05
643	528.52	11857	0.42258	6.0765E-05
646	504.81	14385	0.41174	5.8095E-05
647	495.37	15691	0.40805	5.7054E-05
648	484.79	17447	0.40453	5.5900E-05
649	472.64	19976	0.40152	5.4592E-05
651	439.93	30724	0.39968	5.1153E-05
653	378.46	72332	0.41501	4.5010E-05
653.4	356.96	97248	0.42706	4.2965E-05
653.8	329.97	124660	0.4355	4.0482E-05
653.9	322.72	128330	0.43439	3.9833E-05
654	315.52	129660	0.43131	3.9196E-05
654.1	308.52	128500	0.42617	3.8584E-05
654.2	301.83	125240	0.4193	3.8007E-05
655	262.63	82029	0.35125	3.4793E-05
656	236.27	53102	0.29631	3.2821E-05
658	208.36	32117	0.24196	3.0950E-05
660	192.06	23834	0.21339	2.9989E-05
670	153.74	11972	0.15635	2.8290E-05
680	135.61	8697.5	0.13441	2.7907E-05
690	123.88	7077.6	0.12215	2.7889E-05
700	115.32	6090.7	0.11432	2.8035E-05
800	78.618	3348.3	0.09771	3.1483E-05
1000	55.187	2674.8	0.11645	3.9219E-05
1275	41.203	2632.3	0.14776	4.8940E-05

表 3-8 熱傳劣化的模擬案例

<div>Tin (k)</div> <div>Operation <i>P(MPa)</i></div>	590	597.4	613
22.8	✓	✓	✓
23	✓	✓	✓
23.3	✓	✓	✓
23.4	✓	✓	✓
23.9	✓	✓	✓



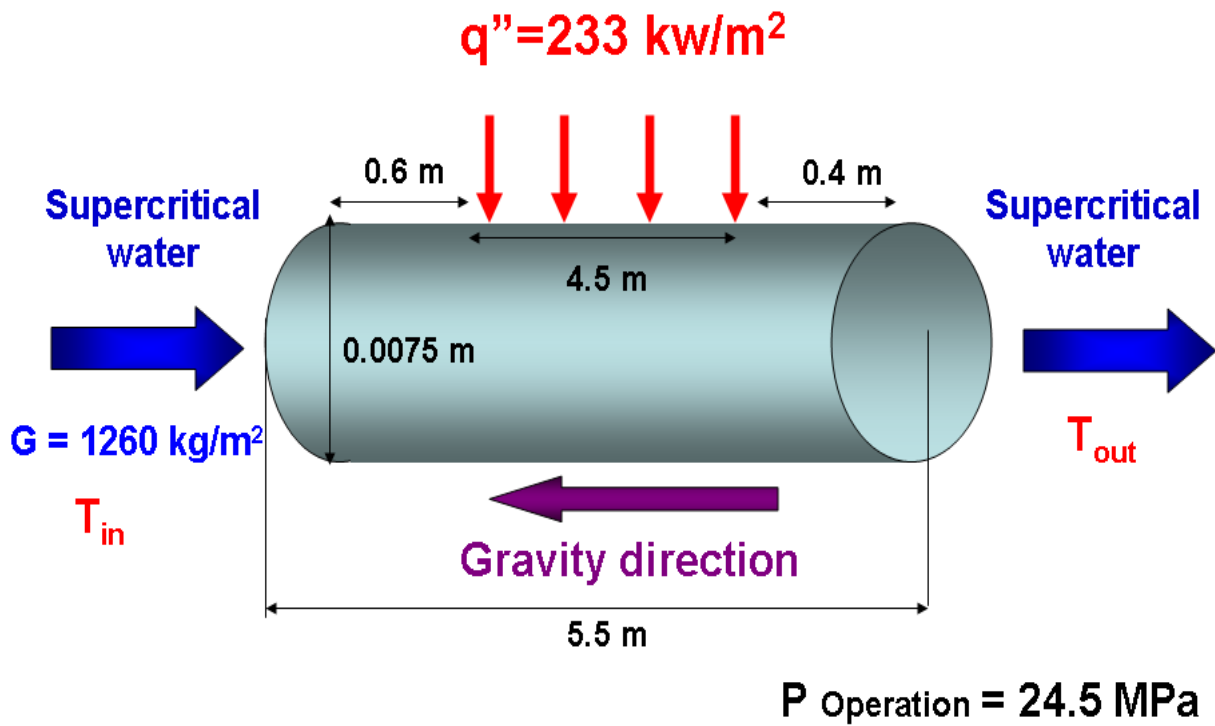


圖 3.1 熱傳強化裝置示意圖

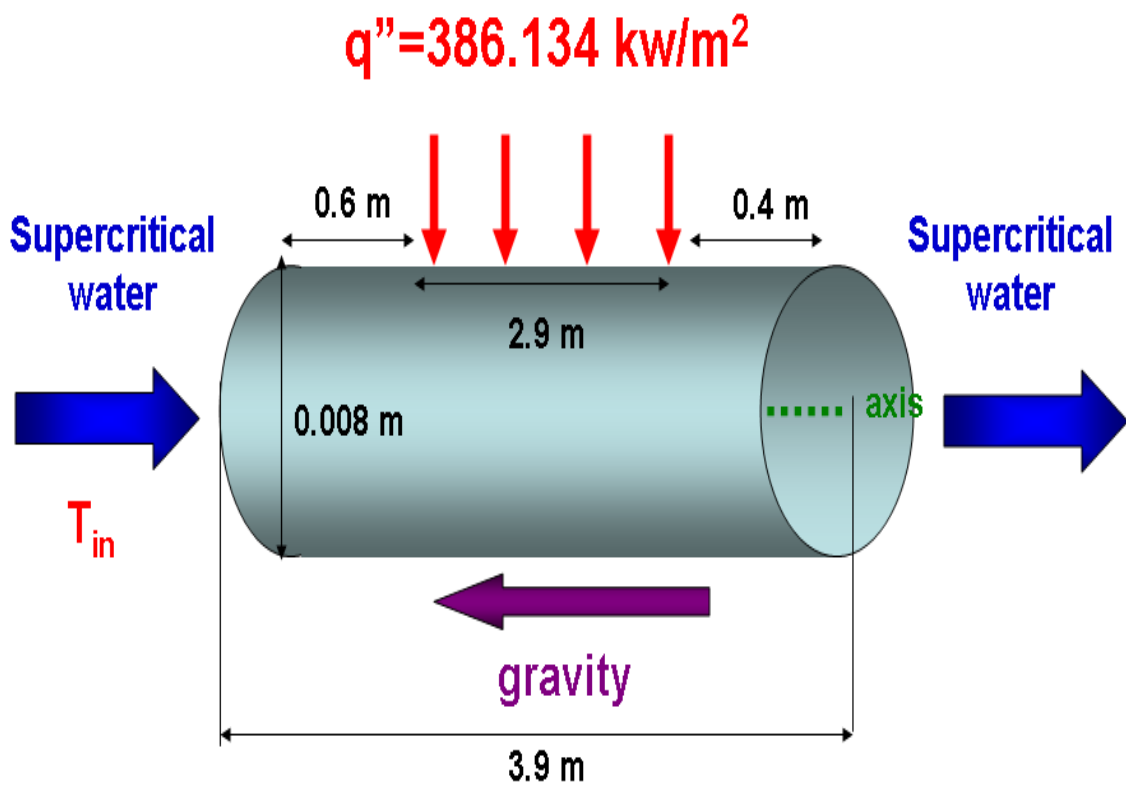


圖 3.2 熱傳劣化裝置示意圖

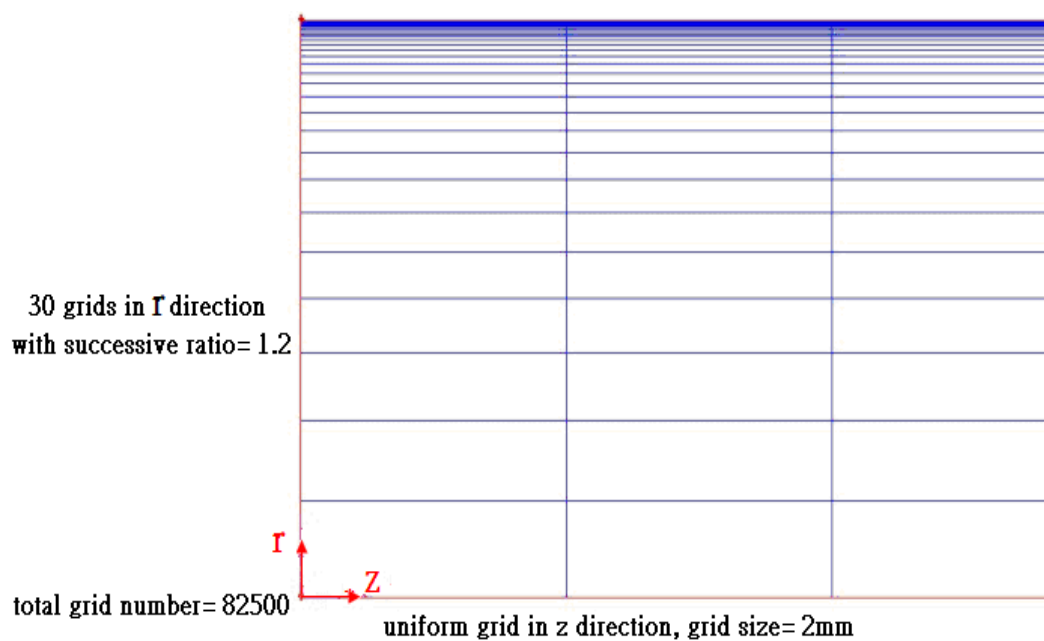


圖 3.3 模擬熱傳強化的網格

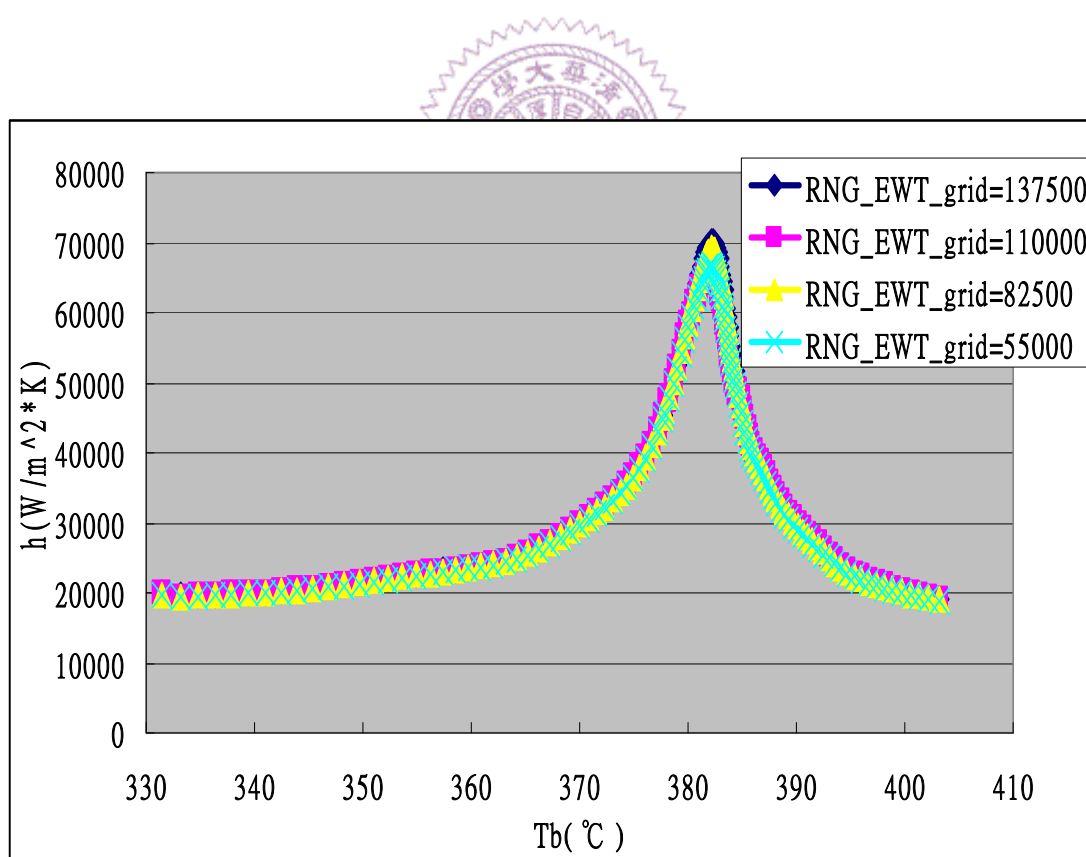


圖 3.4 熱傳強化 RNG_EWT 網格測試

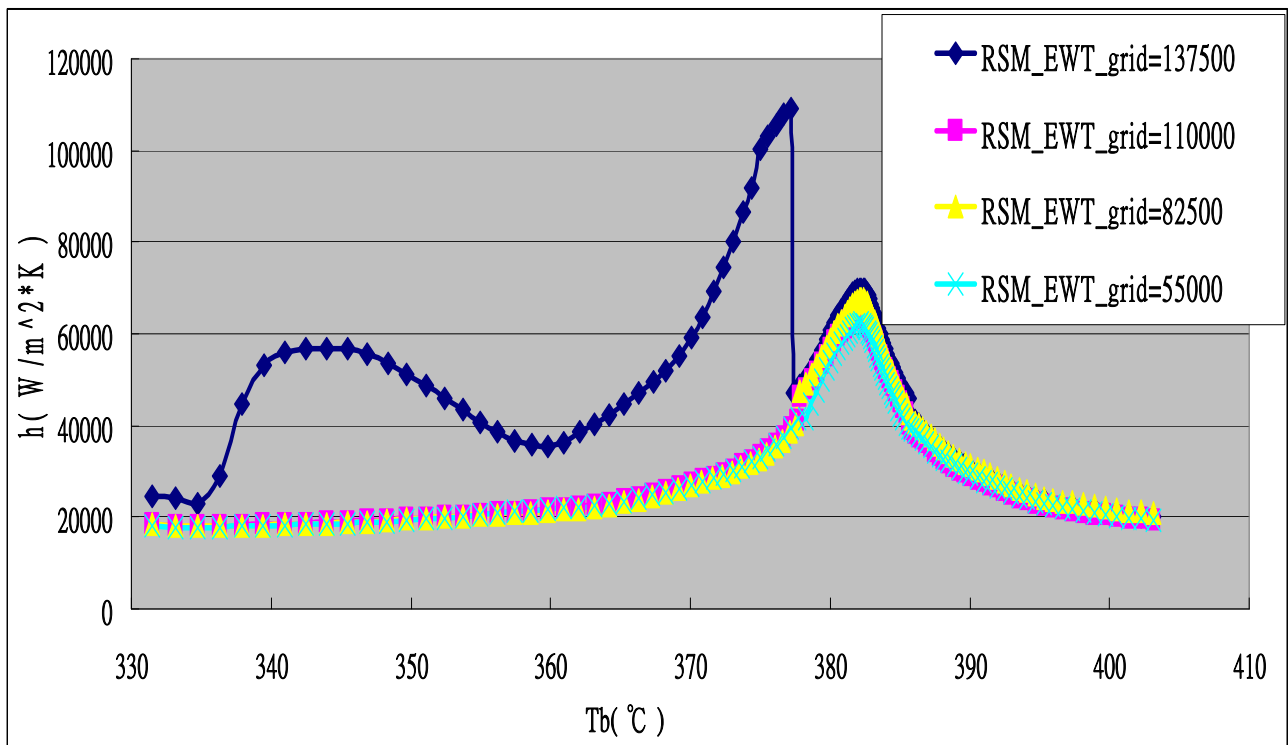


圖 3.5 熱傳強化 RSM_EWT 網格測試

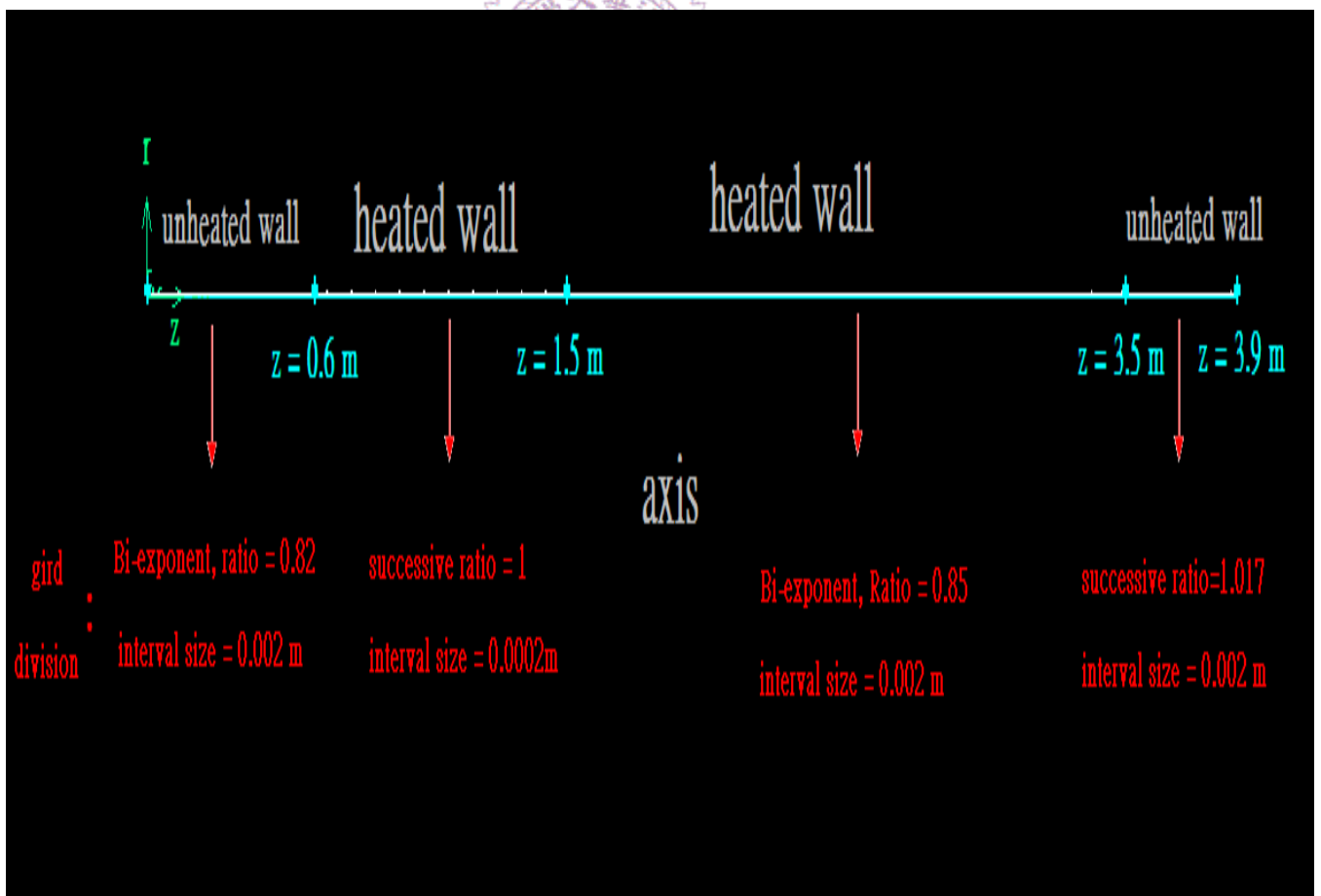


圖 3.6 熱傳劣化網格概觀與軸向網格切法

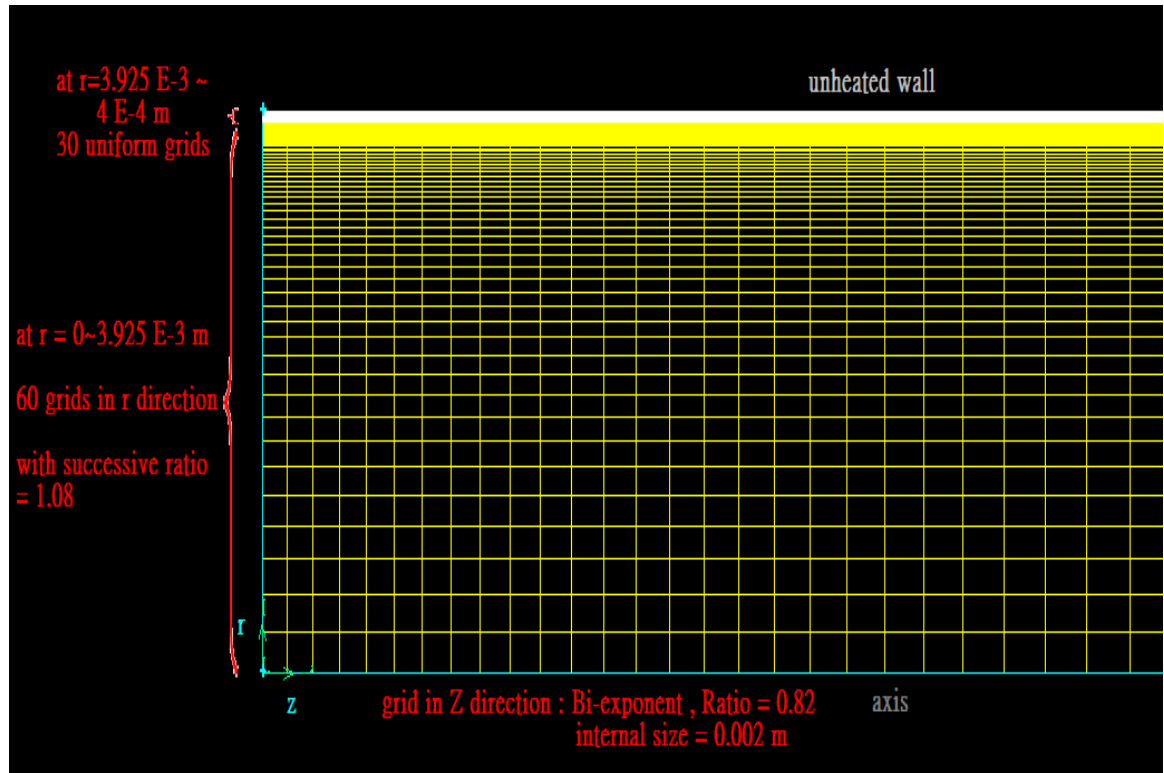


圖 3.7 熱傳劣化進口處網格



圖 3.8 近壁區的邊界層網格

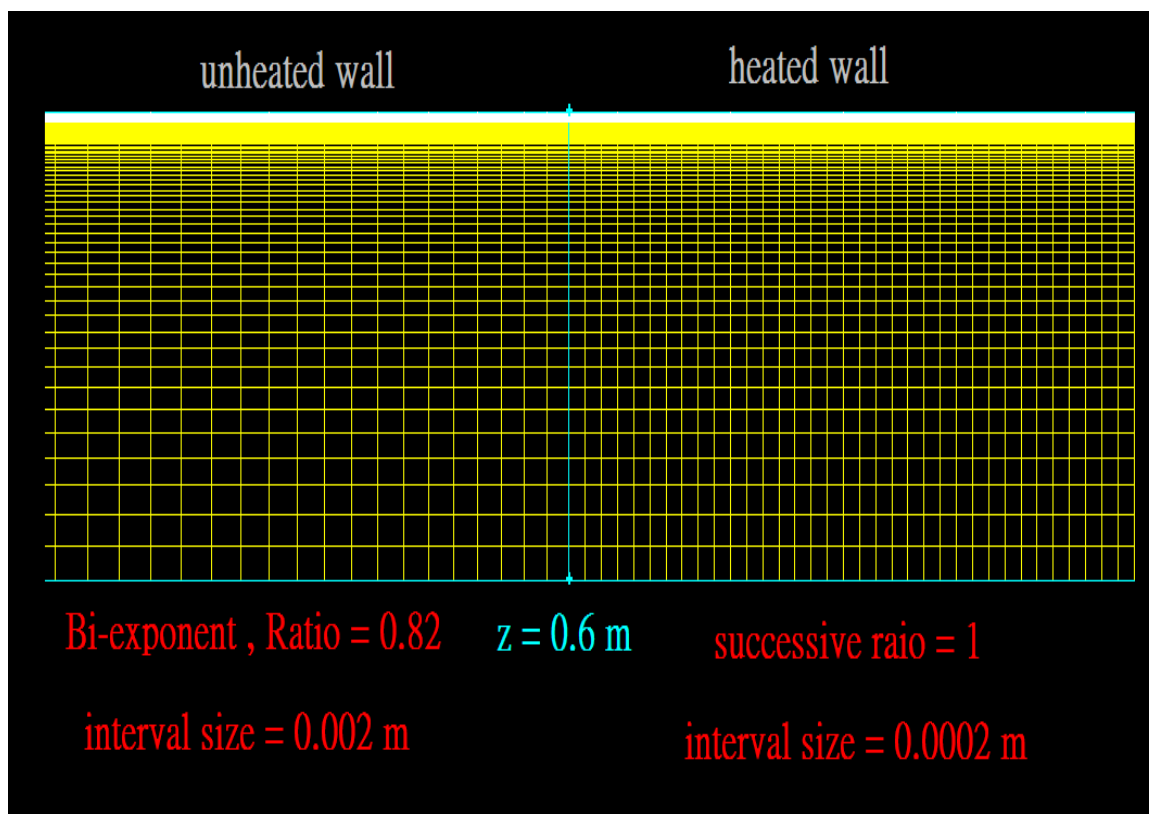


圖 3.9 $Z=0.6\text{m}$ 處的網格

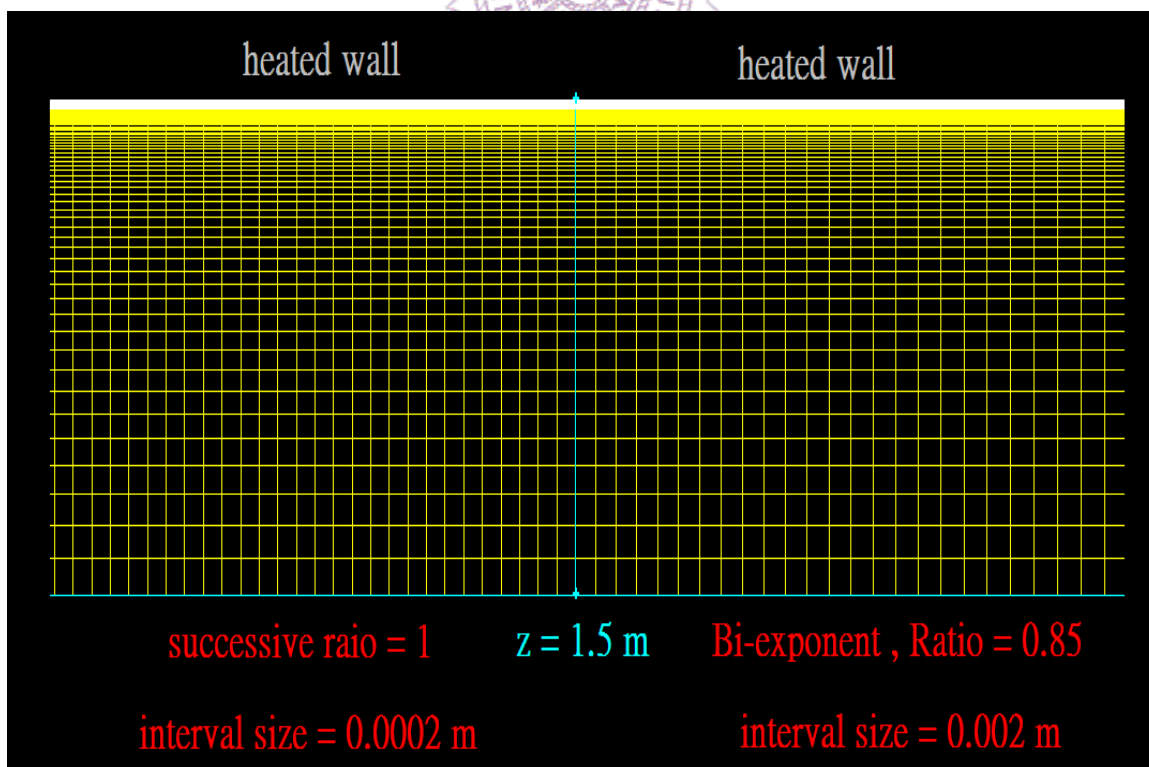


圖 3.10 $z=1.5\text{m}$ 處的網格

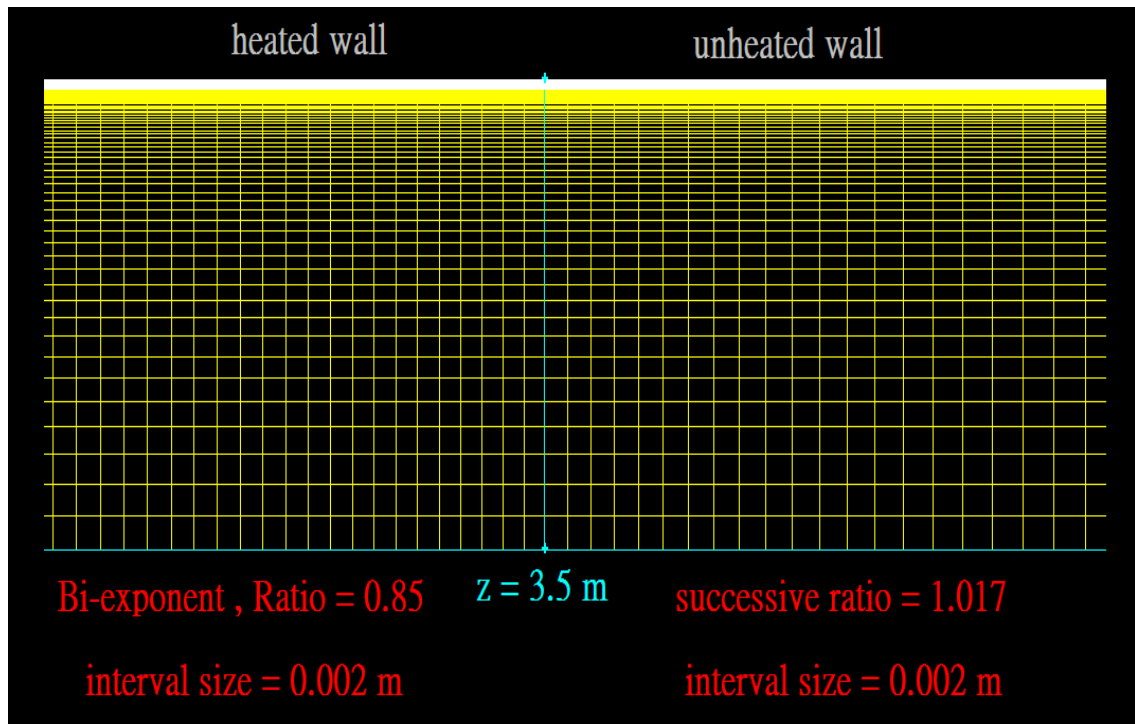


圖 3.11 $z=3.5$ 處的網格

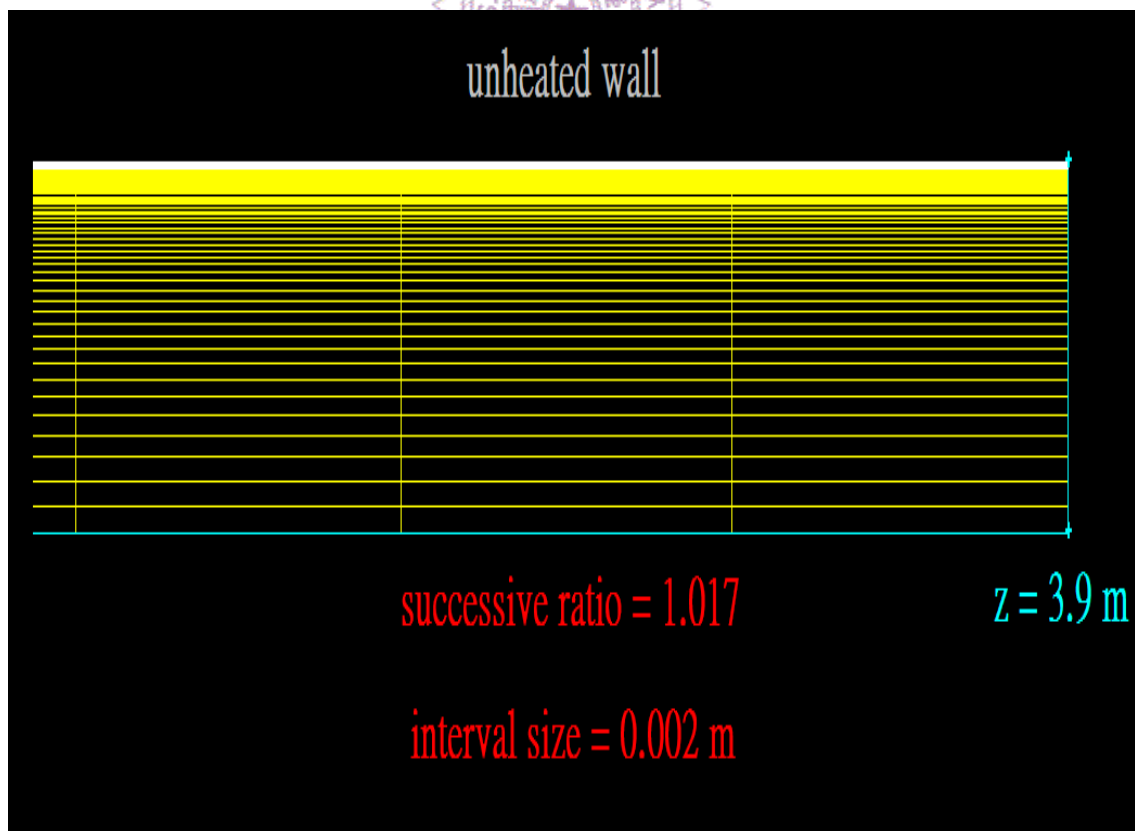
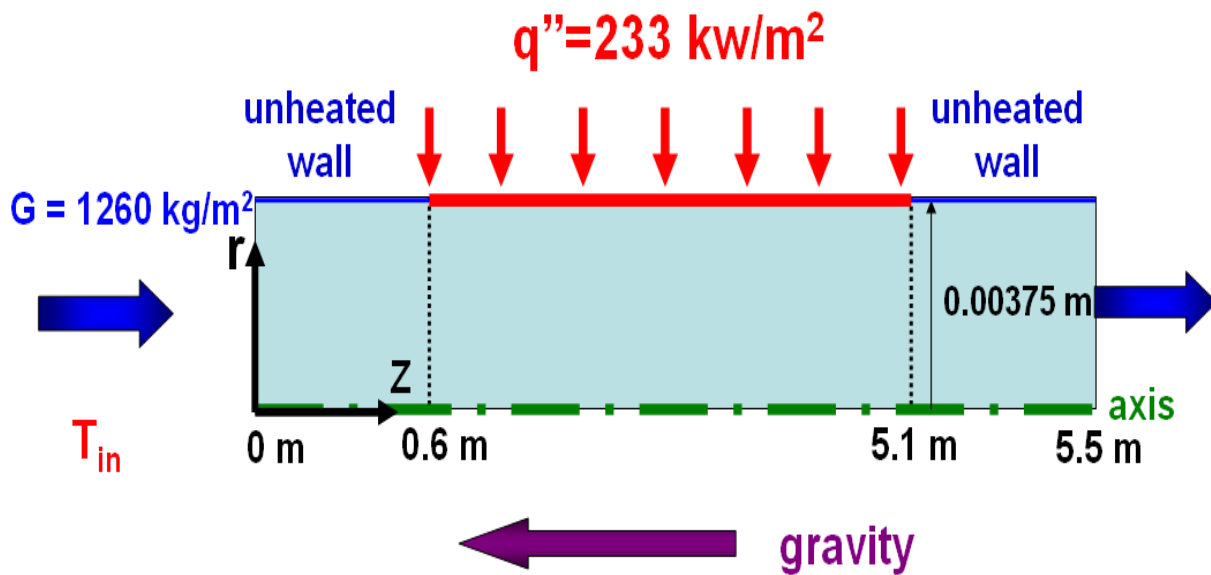
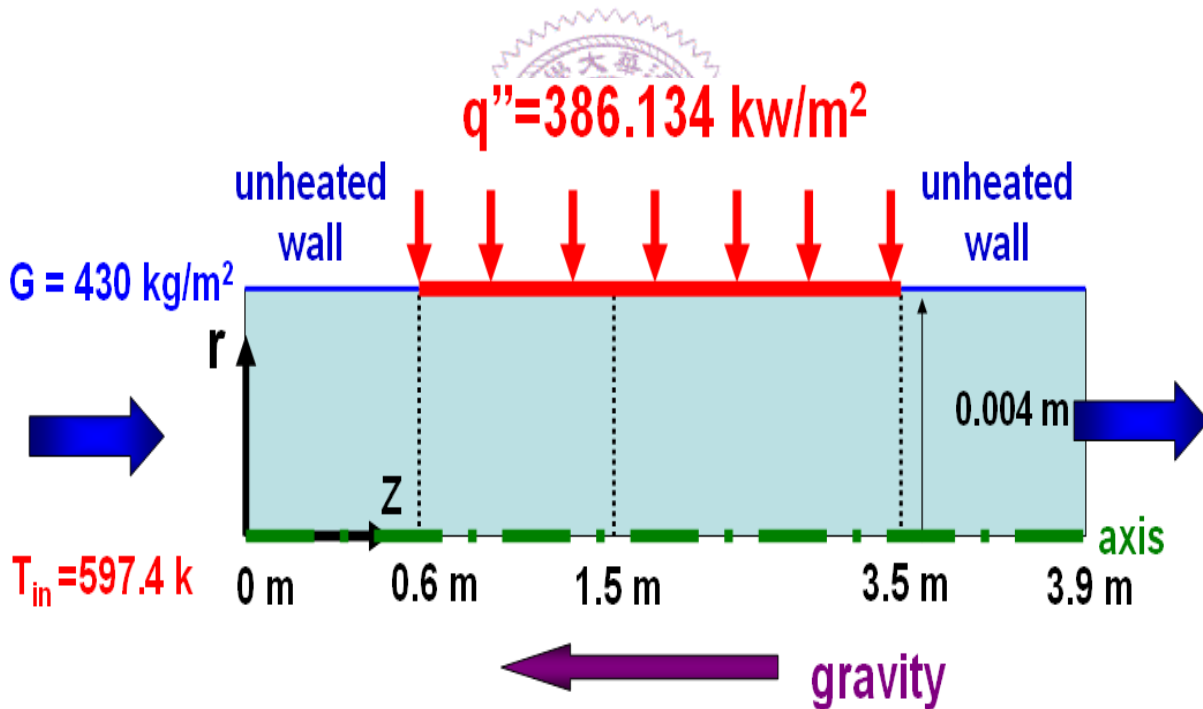


圖 3.12 出口處的網格



Operation P=24.5 MPa

圖 3.13 熱傳強化邊界條件設定示意圖



Operation P=23.3 MPa

圖 3.14 熱傳劣化邊界條件設定示意圖

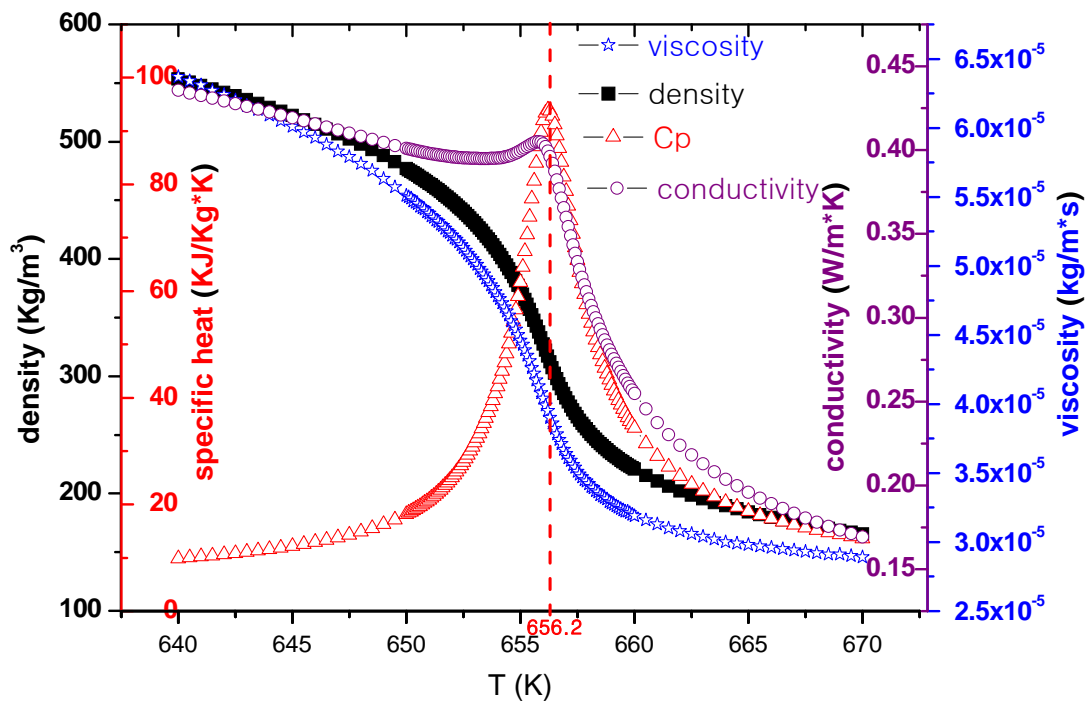


圖 3.15

超臨界水熱力性質 at $P=24.5\text{MPa}$

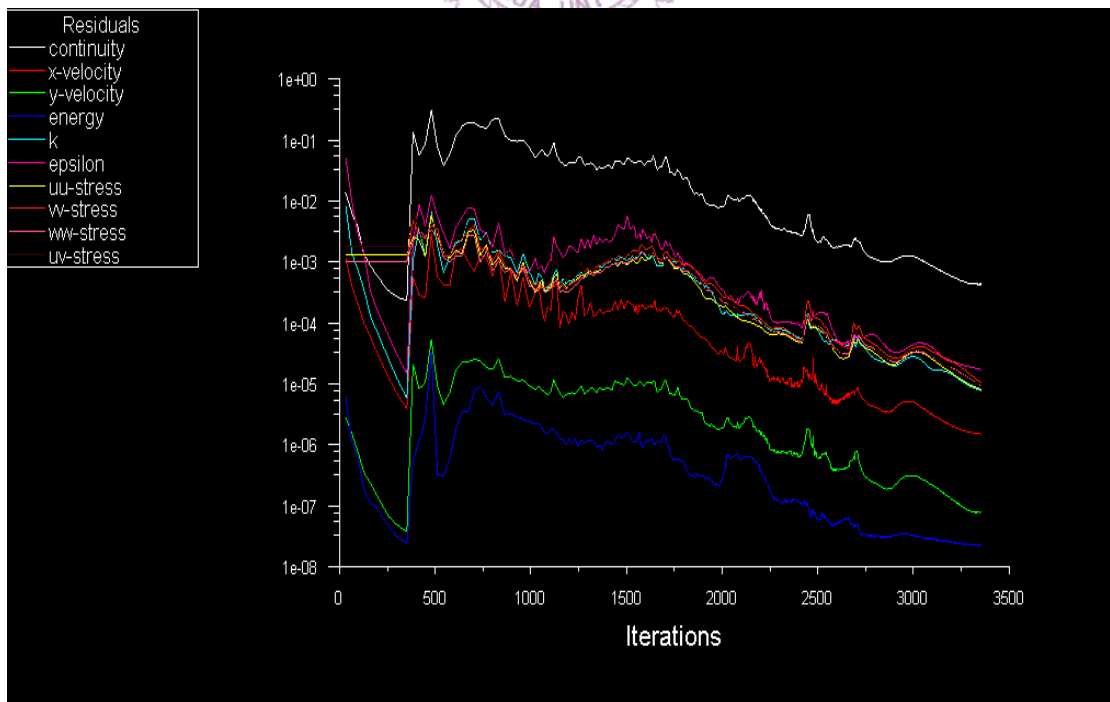


圖 3.16 收斂殘差圖

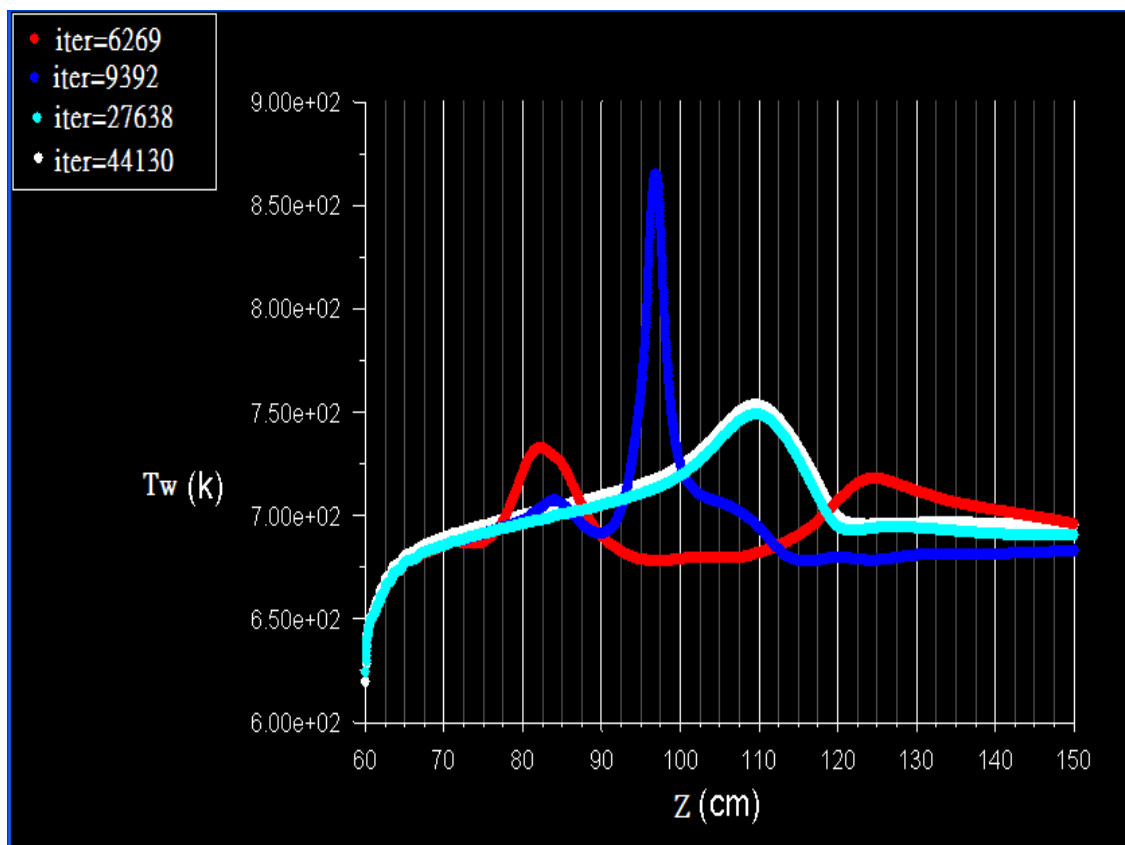


圖 3.17 壁溫分佈隨迭代次數的變化



第四章 結果與討論

4.1 熱傳強化模擬結果

圖 4.1 為利用 RNG $k-\epsilon$ 紊流模型和 RSM 紊流模型，近壁區以加強壁面函數法做處理，並與 Yamagata et al. 實驗數據($P=24.5$ MPa)比較的結果。可以發現模擬結果與實驗數據相當吻合。而利用 RSM 紊流模型的結果又比 RNG $k-\epsilon$ 紊流模型還好。文獻上對於熱傳強化的解釋，認為是因為當流體溫度(bulk temperature)達到準臨界點時， C_p 突升所造成的結果。對照圖 2.18，此壓力下的 C_p 最大值發生於流體溫度為 656.2 K 時。然而，圖 4.1 中，不論是模擬結果或者是實驗數據，熱傳遞係數的最高值都不是在流體溫度達到 656.2 K 時發生，而是稍早一點，在流體溫度達到約 655.4 K 時發生。文獻上雖然都有觀察到此一現象，卻無解釋發生此現象的原因。

圖 4.2 為比熱分佈圖，由圖可看出 C_p 在 $z = 0.9$ m ; $r = 0.00375$ m 開始有最大值。隨著 z 值增加， C_p 最大值發生的位置漸漸離開壁面(此時近壁區溫度高於準臨界溫度，所以 C_p 值下降)，直到 $z=3.2$ m , $r = 0.00373$ m 時，幾乎在一固定的 z 值(約 3.2m)， $r = 0 \sim 0.00373$ m 都有 C_p 最大值。圖 4.3 為壁溫(T_w) vs. C_p 與流體溫度(T_b) vs. C_p 關係圖；圖 4.3 為熱傳遞係數相對於位置的關係圖。圖 4.3 顯示，流體溫度對應有 C_p 最大值的位置為 3.2 m；而壁溫對應有 C_p 最大值的位置卻是在 0.9 m 處。然而，圖 4.2 同時顯示，當位置 $z=3.2$ m，雖然流體平均溫度有 C_p 最大值，但壁溫對應的 C_p 值卻是極小，近壁區的熱傳較差。因此 $z=3.2$ m 處不會是熱傳最好的區域。同理，在 $z=0.9$ m 時，雖然壁溫對應的 C_p 有極大值，然而流體平均溫度對應的 C_p 極小，因此 $z=0.9$ m 也不會是熱傳最佳的地方。由以上兩點可知熱傳最好的地方應發生於 $z=0.9$ m 與 $z=3.2$ m 之間，即圖 4.4 所示，在 $z = 2.5$ m 處。由以上討論，也可知道，熱傳遞係數最高的地方，之所以不是發生於流體平均溫度正好對應有 C_p 最大值的原因，在於壁溫發生 C_p 最大值的地方比流體平均溫度更早發生。因此，受壁溫的影響，熱傳遞係數最高時對應的流體溫度

(655.4 K)會比準臨界溫度(656.2 K)還低。

4.1.1 浮力對熱傳強化的影響

文獻上表示，當浮力作用很強時，RANS 紊流模型（含 RNG k- ϵ 紊流模型）並無法很準確的預測。模擬中藉由將重力設為零來忽略浮力的作用。圖 4.5 顯示，浮力作用在熱傳強化現象中並不明顯。

4.2 熱傳劣化模擬結果與討論

圖 4.11 中可看到與 Shitsman 實驗相同狀態下(操作壓力 23.3 MPa,進口溫度 597.4 k)的模擬結果。雖然可看到與實驗相同的熱傳劣化現象，但仍無法很準確的預測熱傳劣化發生時壁溫的分佈。由圖 1.3~圖 1.6，可發現，當操作壓力變化一點點時，會造成超臨界水各項熱力性質有不小的變動。考慮實驗量測的不準確度，模擬了在 23.3 MPa 附近的各種操作壓力與進口溫度 597.4 k 附近的幾種進口溫度，以期能得到與實驗數據相近的結果。最後探討此兩參數對於壁溫分佈的影響，共 15 個案例。表 4.1 為所有模擬熱傳劣化的 15 個案例中，熱傳遞係數最小值的總結。表 4-2 與圖 4.6 為此 15 案例結果與實驗數據的偏差。以 Shitsman 實驗中，熱傳劣化最嚴重的點的數據（enthalpy=1778.39 KJ/kg, heat transfer coefficient $h=1.7267 \text{ KW/m}^2\text{K}$ ）為基準（原點），分別計算每一案例模擬結果的熱傳遞係數最小值以及此時流體對應的平均焓值與實驗數據的偏差，將結果記錄於表 4-2，並繪製於圖 4.6 中。可以發現，取操作壓力為 23 MPa，進口溫度為 613 K 可得與 Shitsman 實驗最接近的結果。

4.2.1 進口溫度（焓值）對熱傳劣化的影響

圖 4.7~圖 4.16 為各種操作壓力之下，進口溫度對熱傳劣化模擬結果的影響。由圖 4.7~圖 4.8 結果可知，操作壓力 22.8 MPa 下，當進口溫度溫度為 590 k 時，有壁溫突升，熱傳劣化的情形發生。但若將進口溫度提升至 597.4 k，則發生熱傳劣化時的最高溫度降低。若再將進口溫度提升至 613 k，由圖 4.7~圖 4.8 可知，原本在流體焓值達到 1700 KJ/Kg 附近時會發生的熱傳劣化現象，幾乎消失無蹤。

圖 4.9~圖 4.10 為操作壓力 23 MPa 下，各種進口溫度對熱傳劣化現象的影響。圖 4.9 顯示，操作壓力 23 MPa 下，進口溫度為 590 k、597.4 k、613 k 時都能觀察到熱傳劣化的現象。與操作壓力 22.8 MPa 下觀察到的情形相同，當進口溫度提升時，能有效減緩熱傳劣化的發生。然而，操作壓力 23 MPa 下，當進口溫度與操作壓力 22.8 MPa 相同時，熱傳劣化的現象卻更加嚴重些。進口溫度同為 613 k 時，在 22.8 MPa 壓力下，熱傳劣化現象幾乎消失；然而在 23 MPa 壓力下，仍有明顯的熱傳劣化發生。

圖 4.11~圖 4.12 為操作壓力 23.3 MPa 下，各種進口溫度對熱傳劣化現象的影響。若只看進口溫度為 590 k、603k、613 k 之結果，可發現與前面相同的結論：操作壓力上升時會使熱傳劣化的情形加重；但若增加進口溫度，同樣可緩和熱傳劣化的發生。照此趨勢推斷，23.3 MPa 壓力下，進口溫度為 597.4 k 時，熱傳劣化的嚴重程度應介於進口溫度為 590 k 與 603 k 之間。然而，模擬結果卻顯示此進口溫度下發生的熱傳劣化程度，在模擬的四種進口溫度中是最輕微的。

圖 4.13~圖 4.14 為操作壓力 23.4 MPa 下，各種進口溫度對熱傳劣化現象的影響。此結果同樣顯示，進口溫度的提升有助於減緩熱傳劣化的發生。但與前面結果趨勢相反的是，當操作壓力超過 23.3 MPa，到達 23.4 MPa 時，熱傳劣化的情形不但沒有加重反而減輕許多。當進口溫度同為 590 k 時，操作壓力 23.3 MPa 下，劣化區的最高溫為 604.6 度 C；而操作壓力 23.4 MPa 下，劣化區的最高溫只有 537.2 度 C。壓力變化只有約 0.4%，劣化區最高溫卻降了 67.4 度 C (~11%)。可見操作壓力在 23.3、23.4 MPa 附近，對熱傳劣化的影響非常大。

圖 4.15~圖 4.16 為操作壓力 23.9 MPa 下，各種進口溫度對熱傳劣化現象的影響。同樣地可發現，進口溫度的提升，減輕了熱傳劣化的現象。且在進口溫度 590 k 下，壓力的輕微提升(23.3 MPa~23.9 MPa, 2%)，再次減輕了熱傳劣化現象，劣化區最高溫由 23.4 MPa 的 537.2 MPa 降至 23.9 MPa 的 492.75 度 C，降幅達 44 度 C (8%)。

4.2.2 操作壓力對熱傳劣化的影響

圖 4.17~圖 4.22 為固定各種進口溫度下，不同操作壓力對熱傳劣化的影響。由圖

4.17~圖 4.18 可知，進口溫度固定為 590 K 時，操作壓力 23.3 MPa 下熱傳劣化最嚴重。當壓力稍低或稍高於 23.3 MPa，熱傳劣化的現象會減輕。由圖 4.19~圖 4.20，進口溫度固定為 597.4 K 時，操作壓力為 23 MPa 時熱傳劣化最嚴重；除操作壓力為 23.3 MPa 時，熱傳劣化現象大為減輕外。其餘低於 23 MPa 或高於 23 MPa 的操作壓力都可使熱傳劣化逐漸緩和。圖 4.21~圖 4.22 為進口溫度固定為 613 K 時，各種操作壓力下的熱傳劣化結果。當進口溫度高達 613 K 時，各壓力下的熱傳劣化現象都大為減輕。只有 23 MPa 與 23.3 MPa 的操作壓力下有較明顯的熱傳劣化現象。其他壓力下，熱傳劣化幾乎消失。

圖 4.23 為所有熱傳劣化結果示意圖，利用顏色深淺代表熱傳劣化的程度。顏色越深者，表劣化越嚴重。由此圖可知，熱傳劣化現象大至在操作壓力為 23~23.3 MPa 時最為嚴重。此操作壓力範圍外，壓力越低或壓力越高都能使劣化現象越減輕。而當進口溫度越高，熱傳劣化也顯的越不嚴重。總的來說，當操作壓力高於 23.4 MPa 或進口溫度達 613 K 時，都能有效緩和熱傳劣化現象。當操作壓力高達 23.9 MPa，且進口溫度達 613 K 時，熱傳劣化幾乎消失。

在模擬的案例中，操作壓力與進口溫度對於壁溫分佈的影響總結如下：

1. 操作壓力為 23.3 MPa、進口溫度為 590 K 時，熱傳劣化最為嚴重。
2. 定壓下，除 23.3 MPa 外，對於其他的模擬案例，進口溫度的提升有助於減緩熱傳劣化的發生。
3. 固定進口溫度下，對於進口溫度為 590 K 與 613 K，以 23.3 MPa 為基準，降低或提升操作壓力都能減緩熱傳劣化，其中又以提升操作壓力最為有效。
4. 同時提升進口溫度與操作壓力可使劣化現象近趨於消失。

4.2.3 浮力對熱傳劣化的影響

圖 4.24 為模擬中有考慮浮力作用與沒考慮浮力作用的結果。可看出，與熱傳強化不同的是，浮力作用為造成熱傳劣化的主因。若在模擬中把浮力的效應去除，可以發現沒有壁溫突升的情形。

4.2.4 熱傳劣化的成因

在前述 15 個模擬案例中，有很多案例有熱傳劣化的現象。為了討論方便，將以操作壓力為 23.3 MPa，進口溫度為 590 K 此案例作為探討的對象。圖 4.25 為此案例壁溫模擬結果。其中，Z=0~60 cm 為讓流體達到完全發展的區域，從 Z=60 cm 處開始加熱。可以看到，當 Z=70~100 cm 處尚未有明顯的熱傳劣化發生；Z=105 cm~130 cm 間為整個熱傳劣化發生的區域；在 Z=130 cm 之後熱傳劣化的現象已經消失。圖 4.26~圖 4.47 為熱傳劣化發生前、熱傳劣化發生時以及熱傳劣化消失等三個區域 T^+ 、 u^+ 、Pr、I (turbulent intensity, %) 等各無因次參數圖，其中，

$$T^+ = \frac{T - T_c}{\frac{q''}{\rho_i C_{p_i} u_i}} \quad (4-1)$$

$$u^+ = \frac{u}{u_i} \quad (4-2)$$

T: 流體溫度

T_c : 中心軸溫度

q'' : 輸入的熱通量

u: 流體速度

ρ_i : 進口密度

C_{p_i} : 進口比熱

u_i : 進口速度

圖 4.29、圖 4.31、圖 4.33 分別對應於 Z=80 cm、90 cm、100 cm，此時尚未有明顯的熱傳劣化現象發生。然而，可觀察到在 Z=80 cm 處，在極近壁區有一 Pr 峰值（最大值）出現。且隨著 Z 值增加，此 Pr 峰值逐漸往離開壁面方向移動。其中，

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (4-3)$$

ν : momentum diffusivity

α : thermal diffusivity

在全部熱傳劣化的模擬案例中，Pr 值約在 0.8~16.6 之間。由 Pr 的定義可知，Pr 遠大於

1 時，可看成 thermal diffusivity 相對較小，momentum diffusivity 相對較大。即熱量傳遞差，但動量傳遞佳。在 $Z=80\sim 100$ cm 間 Pr 峰值所在地方熱量傳遞差，造成 Pr 峰值與壁面間的區域累積熱量，使 ΔT 上升，極近壁區的浮力作用也開始上升。由圖 4.48 可看到，由於極近壁區的浮力作用，使得近壁區速度逐漸增強，而改變了近壁區的速度曲線，使速度的斜率變小。由圖 4.55 可知，由於近壁區速度曲線的改變，紊流強度 (turbulent intensity) 隨著 Z 值增加而降低，進一步使熱傳變差。除近壁區紊流強度降低外，由圖 4.49、圖 4.73 可知此時雖然近壁區的速度受浮力作用而漸增，然而近壁區的質量通量 (mass flux) 卻逐漸降低，這也是熱傳逐漸裂化的原因之一。由圖 4.35、圖 4.37、圖 4.56、圖 4.61、圖 4.63、圖 4.75 可看到同樣的事情發生，Pr 峰值往離壁方向移動，且峰值涵蓋範圍增加，被籠罩的區域熱量傳遞變差， ΔT 上升，浮力作用變強，加速近壁區速度，改變速度曲線，紊流強度下降且近壁區質量通率降低而造成熱傳劣化。此現象一直持續到 $Z=114.65$ cm 處，此時熱傳劣化最為嚴重，壁溫最高。圖 4.39 為 $Z=114.65$ cm 處的各無因次參數圖。可以看到，此時 Pr 峰值區域恰好往離壁方向移至此時速度最大值的右側。因為 Pr 遠大於 1 的物理意義除了熱量傳遞差外，同時表示動量傳遞較佳。此時流體可藉著黏滯性，把極近壁區受浮力作用而加速的流體的動量較佳地傳至 Pr 峰值涵蓋的範圍內，帶動此區域的流體一起加速，使流速變快，熱傳變好。證據可在圖 4.56 中看到， $Z=114.65$ cm 為熱傳劣化最嚴重區，同時也是近壁區受浮力影響產生速度峰值最大的區域，而，藉著黏滯性的作用，把動量往離壁方向帶，產生了 $Z=120$ cm 處的速度分佈，可看到流體整體的速度提升，而非僅侷限於極近壁區。由圖 4.62~4.63、圖 4.75 也可看到，當到達 $Z=120$ cm 處時，整體的紊流強度比 $Z=114.65$ cm 處強上許多；近壁區質量通量也增加許多，因此熱傳變好，而減輕了熱傳劣化的現象。由圖 4.39、圖 4.41 可看到， $Z=114.65$ cm，為 Pr 峰值區域離壁最遠時；當熱傳變好， $Z=120$ cm 時，Pr 峰值區域開始往近壁移動。

觀察圖 4.31 與圖 4.41，分別對應於 $Z=90$ cm 與 $Z=120$ cm 處的各無因次參數。兩者的 Pr 峰值都在速度最大值的左邊，然而，在 $Z=90$ cm 後，熱傳逐漸劣化，在 $Z=120$ cm

後熱傳劣化的現象卻逐漸消失。比較圖 4.31 與圖 4.41，可發現，兩者有兩個最大的差別：

1. 在 $Z=90$ cm，Pr 最大值（熱傳最差）所對應的 u^+ 約為 0.5；而在 $Z=120$ cm 處，Pr 最大值所對應的 u^+ 約為 1.2，兩者差了 2.4 倍。
2. 在 $Z=90$ cm 處，Pr 峰值區域分佈範圍明顯較窄；而 $Z=120$ cm 處，Pr 峰值區域分佈範圍較寬。這代表當 $Z=90$ cm 時，流體較難藉由黏滯性的把近壁區的浮力作用往離壁方向傳，浮力效應侷限於近壁區；而 $Z=120$ cm 時，近壁區的浮力作用卻可較容易的往離壁方向傳，使流體整體速度提升，熱傳變好。

以上兩大差別，為 $Z=90$ cm 後熱傳逐漸劣化，但在 $Z=120$ cm 後熱傳劣化卻逐漸消失的原因。

觀察圖 4.42、圖 4.44、圖 4.46、圖 4.64、圖 4.69、圖 4.71、圖 4.76、圖 4.77 可看到，在 $Z=130$ cm 後 Pr 峰值分佈範圍越來越廣，動量傳遞佳，通道內的質量通量分佈越來越平均，極近壁區($r/R=0.99\sim 1$)的質量通量幾乎不變，紊流強度也逐漸增強，因此熱傳變好，熱傳劣化現象完全消失。



表 4.1 各個熱傳劣化模擬案例下的熱傳遞係數最小值

<div> <div>Tin (k)</div> <div>Operation P(MPa)</div> </div>	590	597.4	613
22.8	h=1.66	h=1.8	h=4.86
23	h=1.59	h=1.65	h=3.35
23.3	h=1.53	h=3.88	h=2.79
23.4	h=2.15	h=2.4	h=5.08
23.9	h=2.96	h=4.49	h=5.1

表 4-2 15 個熱傳劣化模擬案例結果與實驗數據的偏差

<div> <div>Tin (k)</div> <div>Operation P(MPa)</div> </div>	590	597.4	613
22.8	(88.5589 , -0.0634)	(67.5409 , 0.0798)	(81.4458 , 3.1341)
23	(108.795 , -0.1388)	(89.662 , -0.076)	(-5.5101 , 1.6315)
23.3	(109.813 , -0.1928)	(26.115 , 2.1608)	(10.5558 , 1.0615)
23.4	(71.478 , 0.4225)	(49.8523 , 0.6909)	(96.5155 , 3.3574)
23.9	(37.056 , 1.2357)	(89.346 , 2.7621)	(97.8155 , 3.3704)

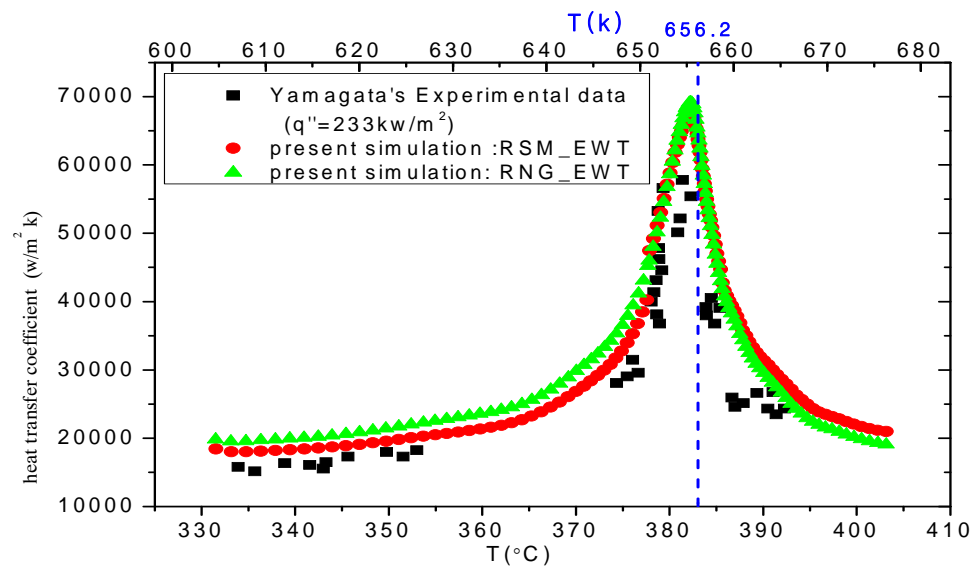


圖 4.1 熱傳遞係數 vs. 流體平均溫度

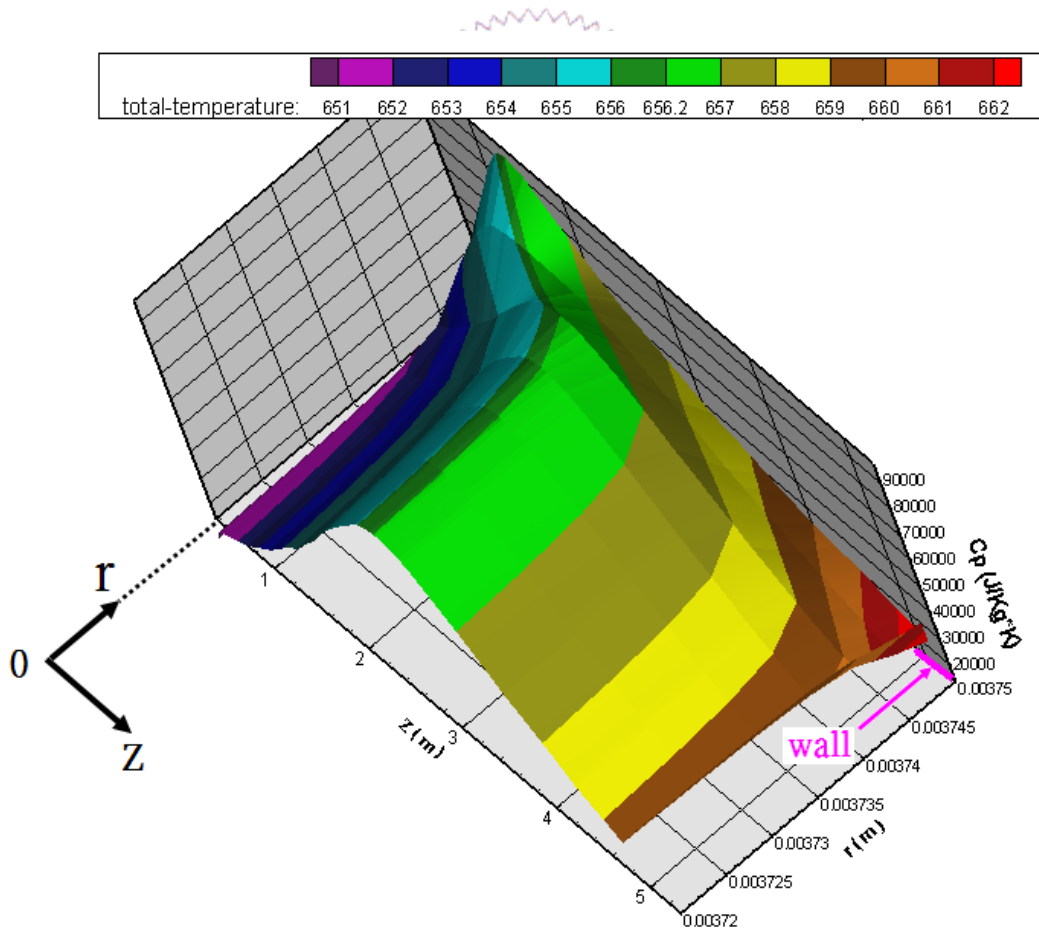


圖 4.2 比熱分佈

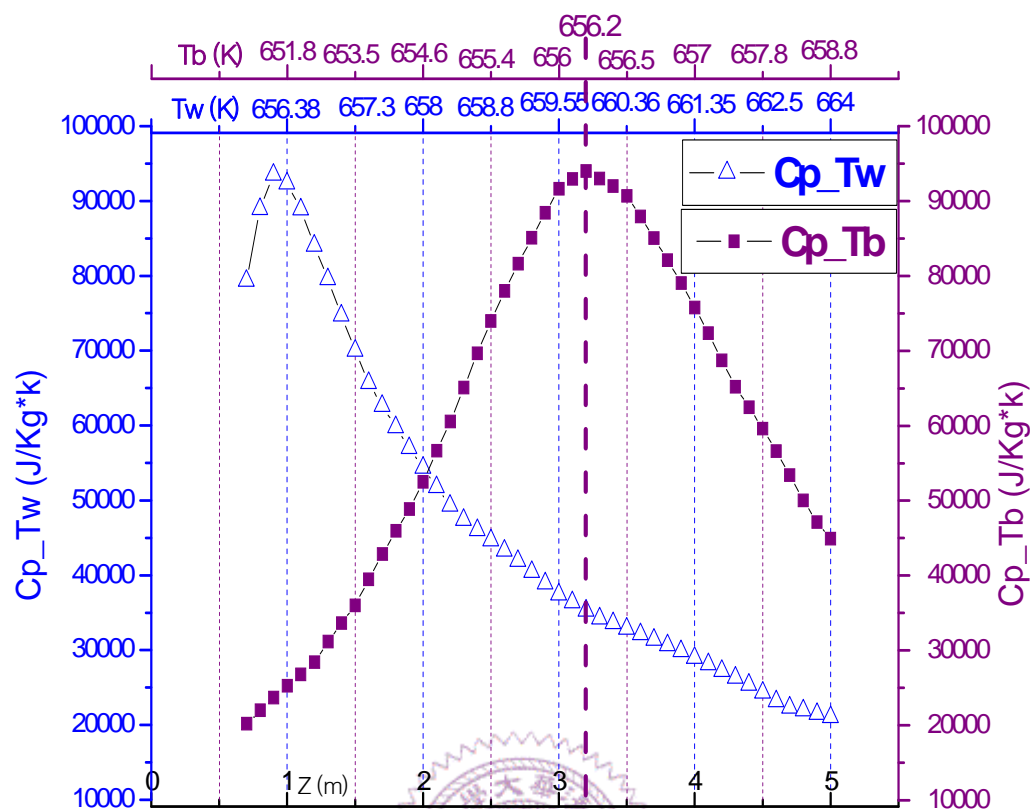


圖 4.3 壁溫與流體平均溫度對應的 Cp 值

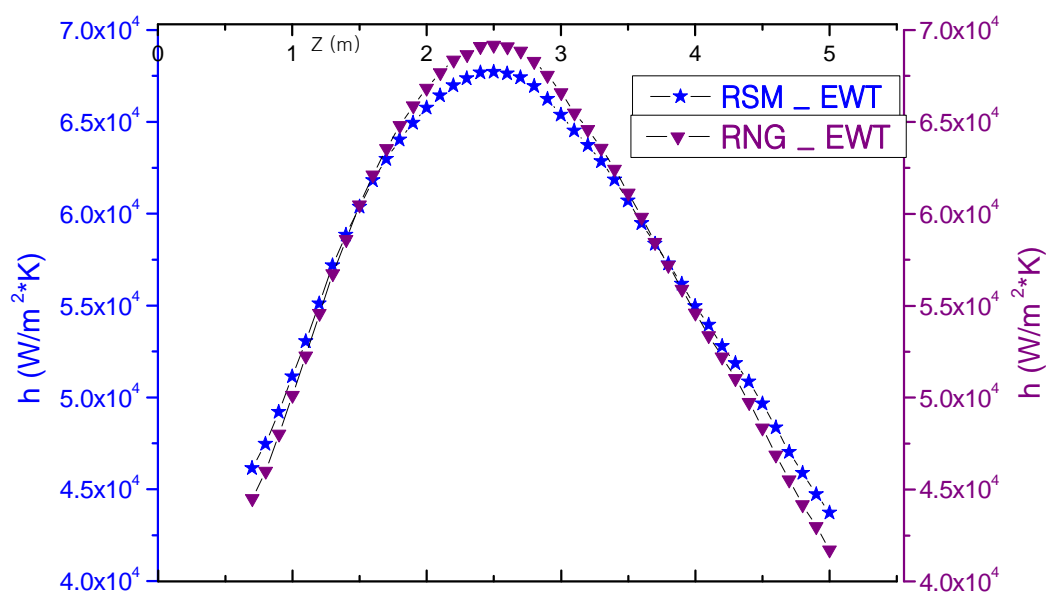


圖 4.4 熱傳遞係數對位置關係圖

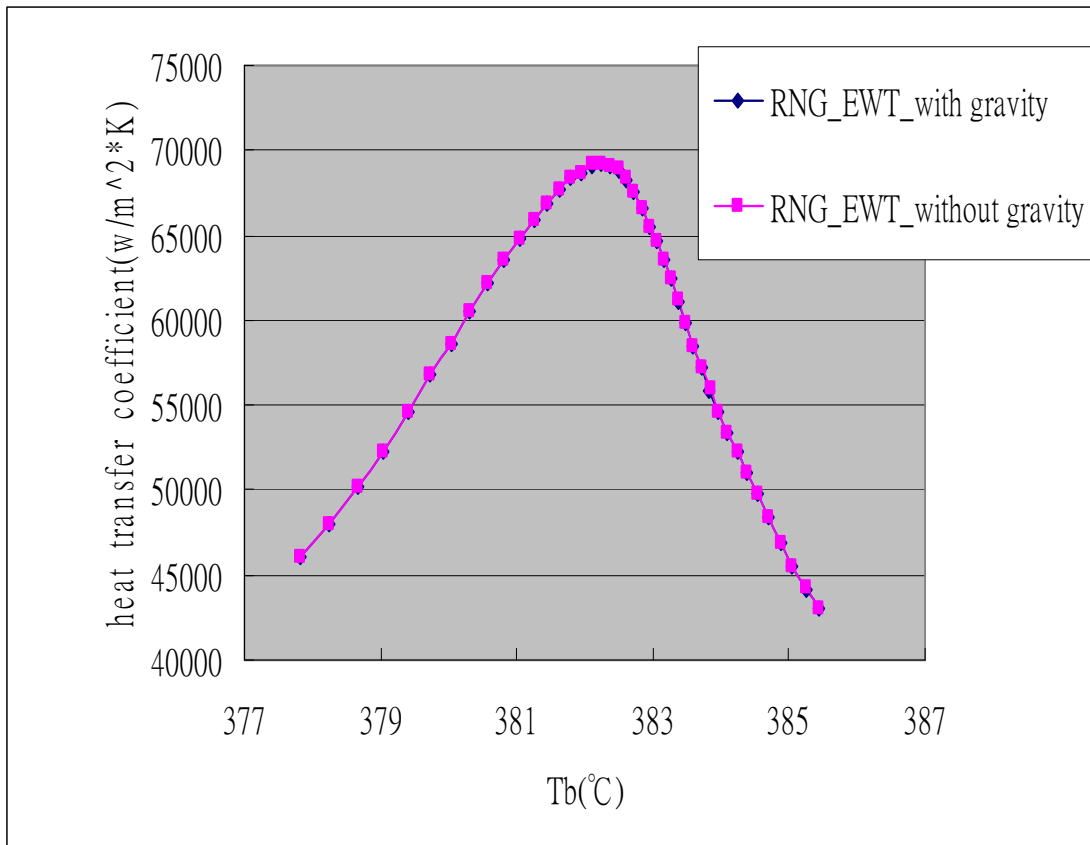


圖 4.5 浮力對熱傳強化的影響

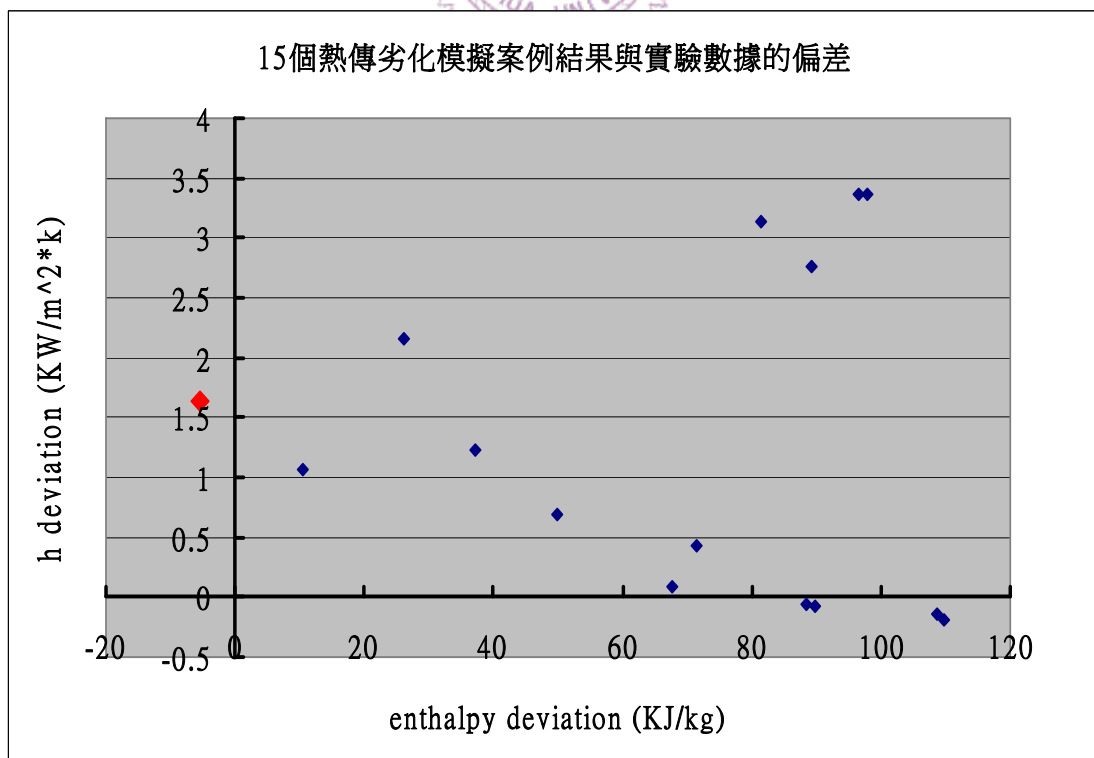


圖 4.6 15 個熱傳劣化模擬案例結果與實驗數據的偏差

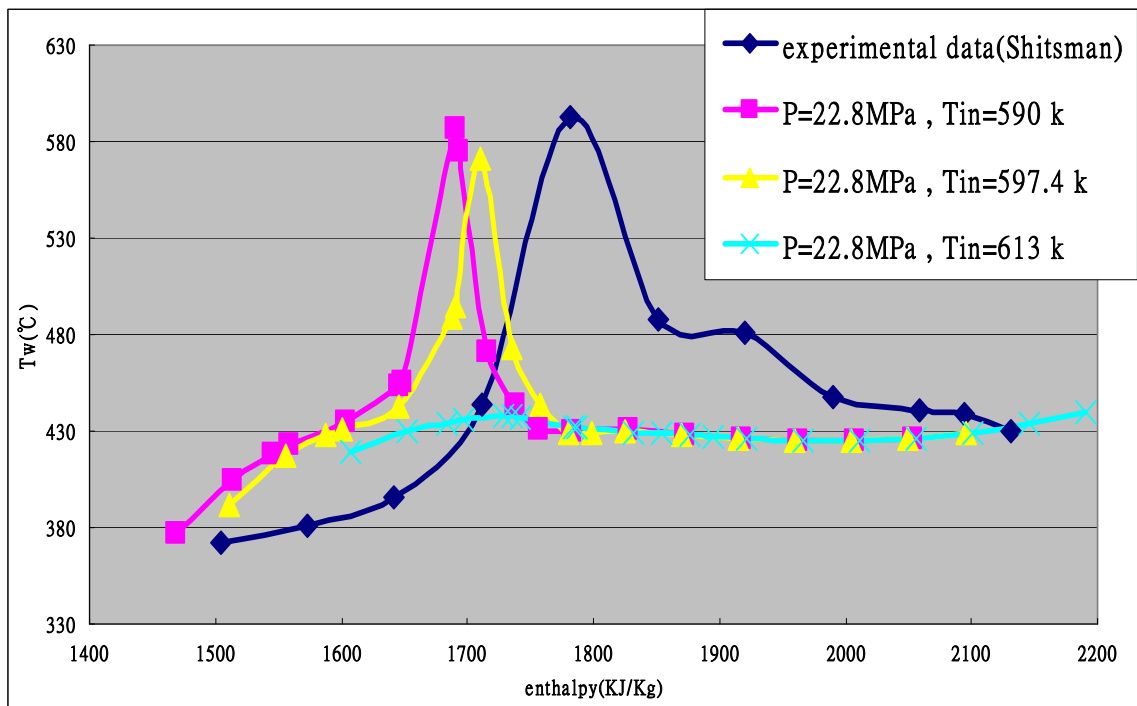


圖 4.7 操作壓力為 22.8 MPa 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖

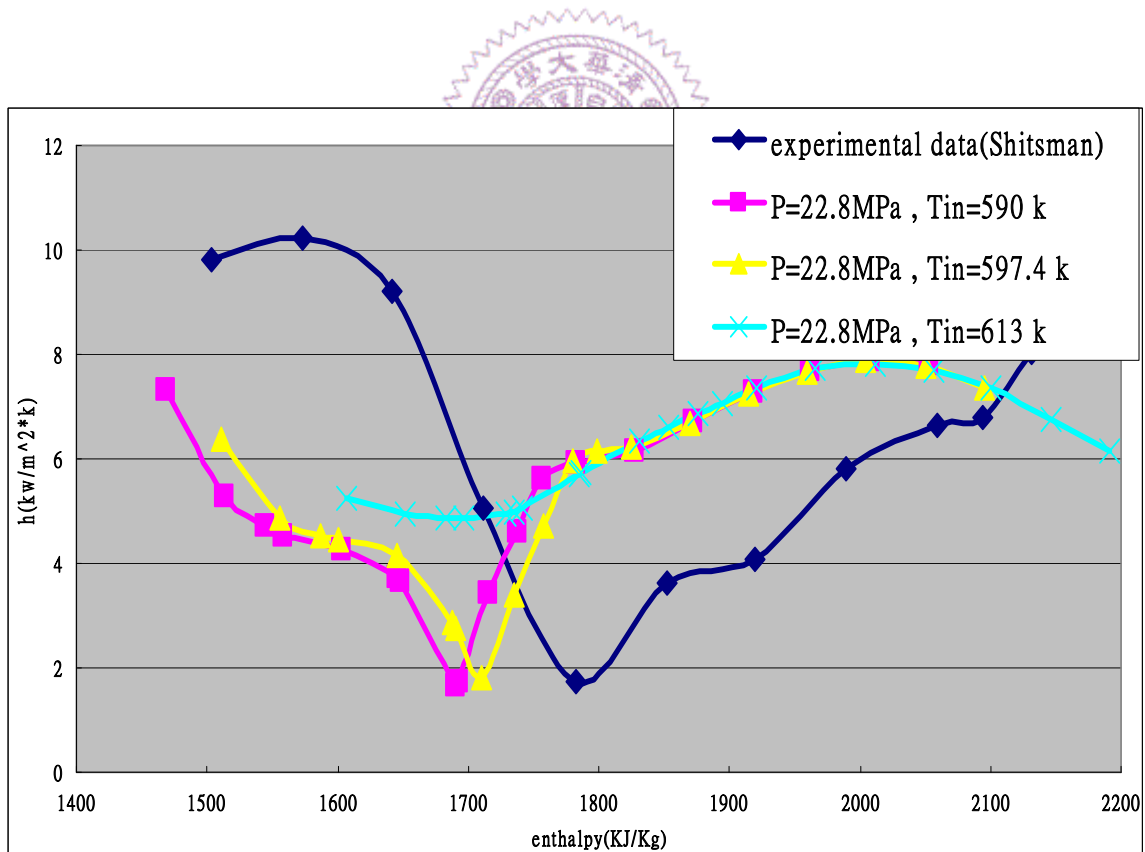


圖 4.8 操作壓力為 22.8 MPa 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比

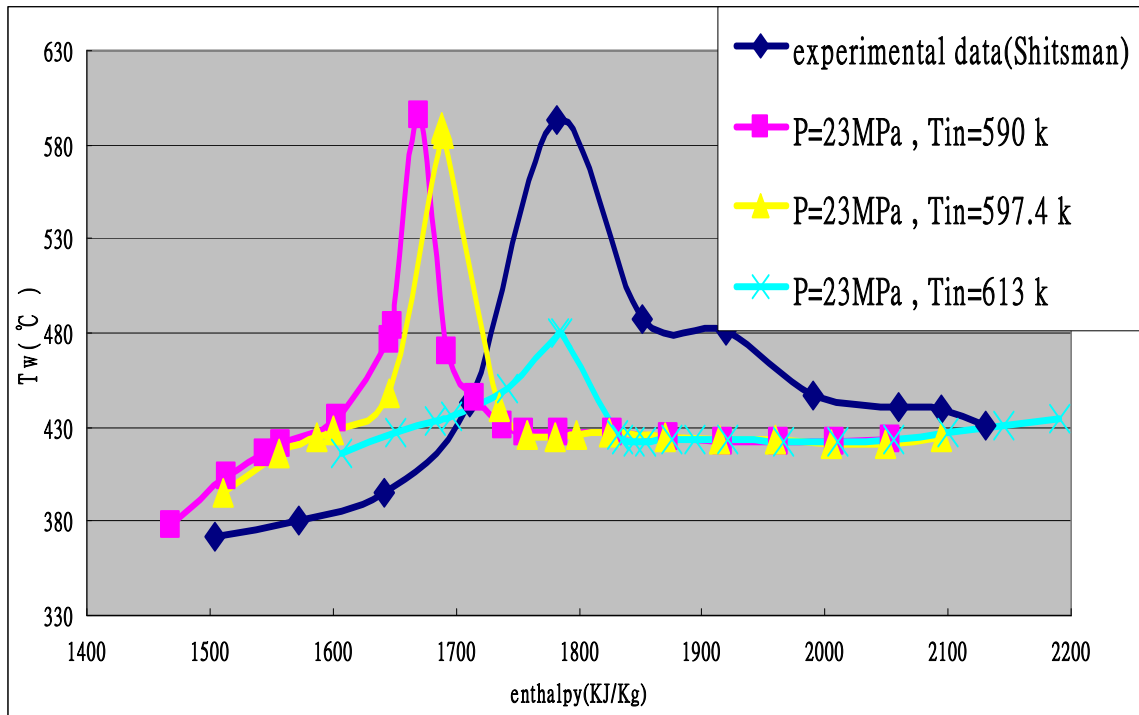


圖 4.9 操作壓力為 23 MPa 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖

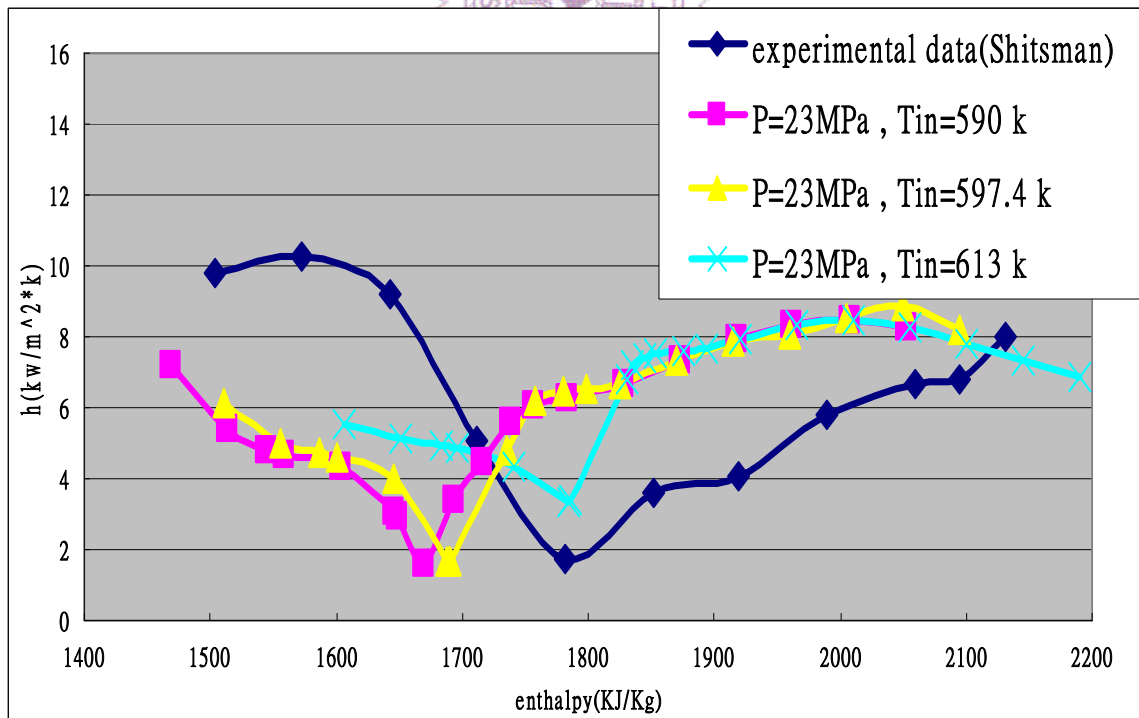


圖 4.10 操作壓力為 23 MPa 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖

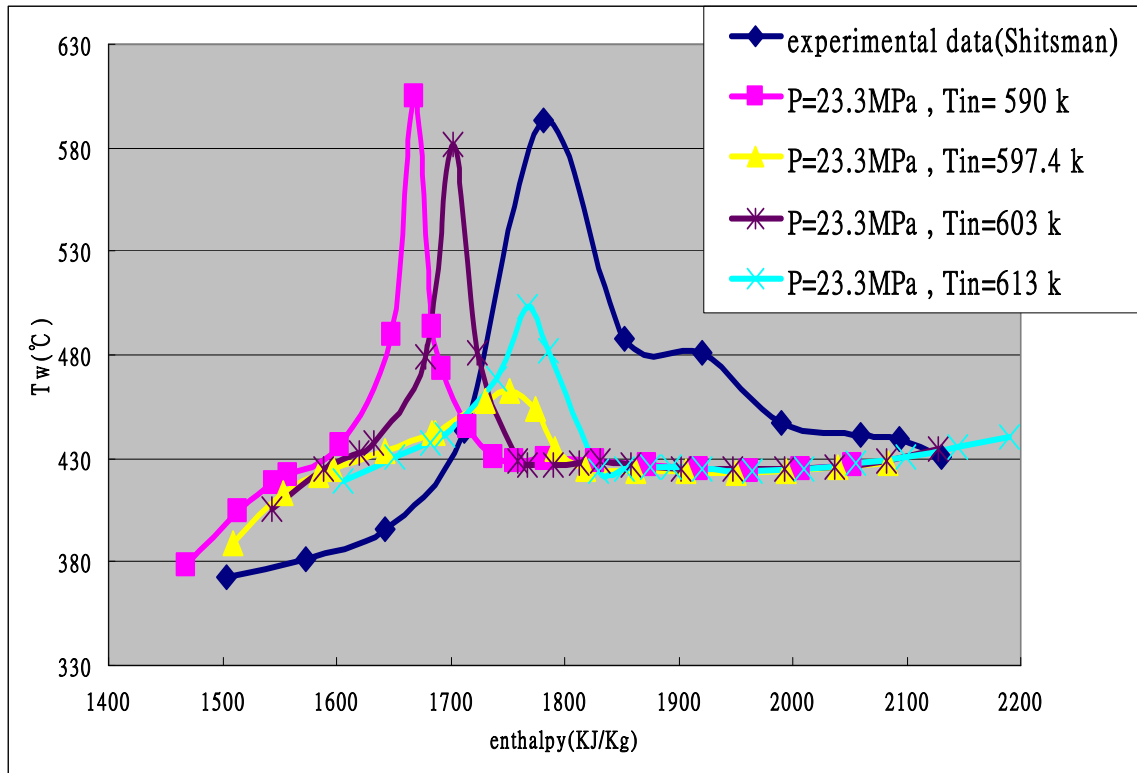


圖 4.11 操作壓力為 23.3 MPa 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖

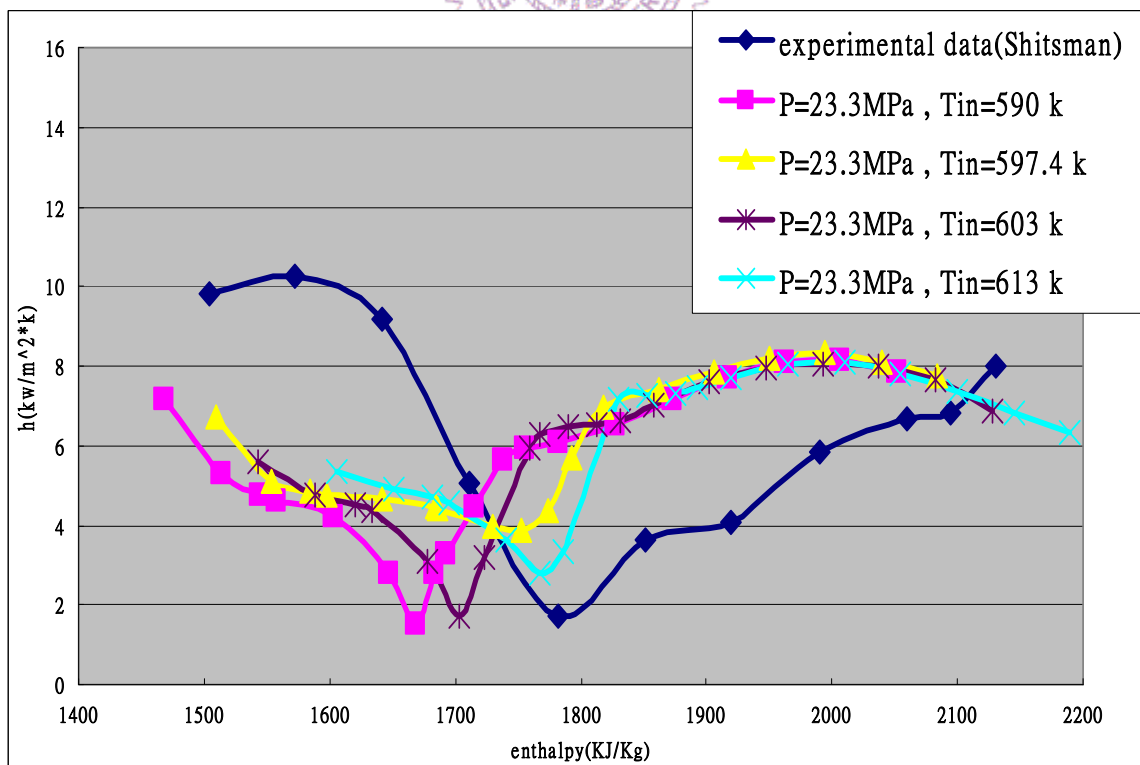


圖 4.12 操作壓力為 23.3 MPa 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖

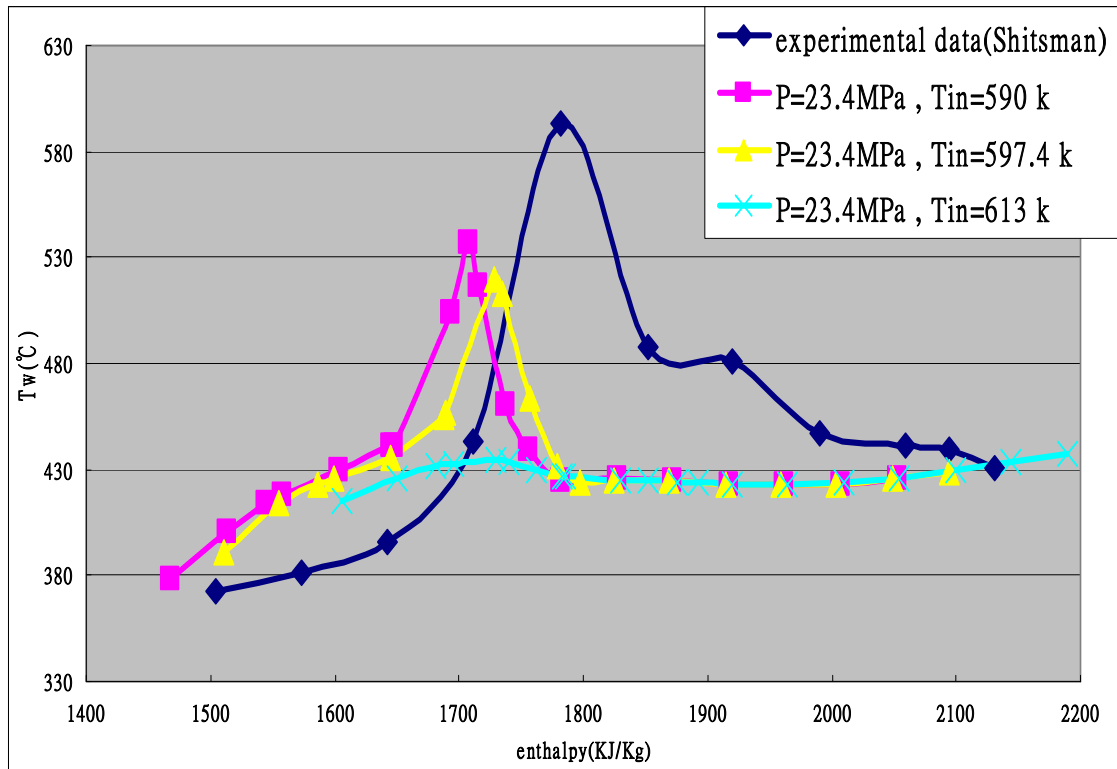


圖 4.13 操作壓力為 23.4 MPa 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖

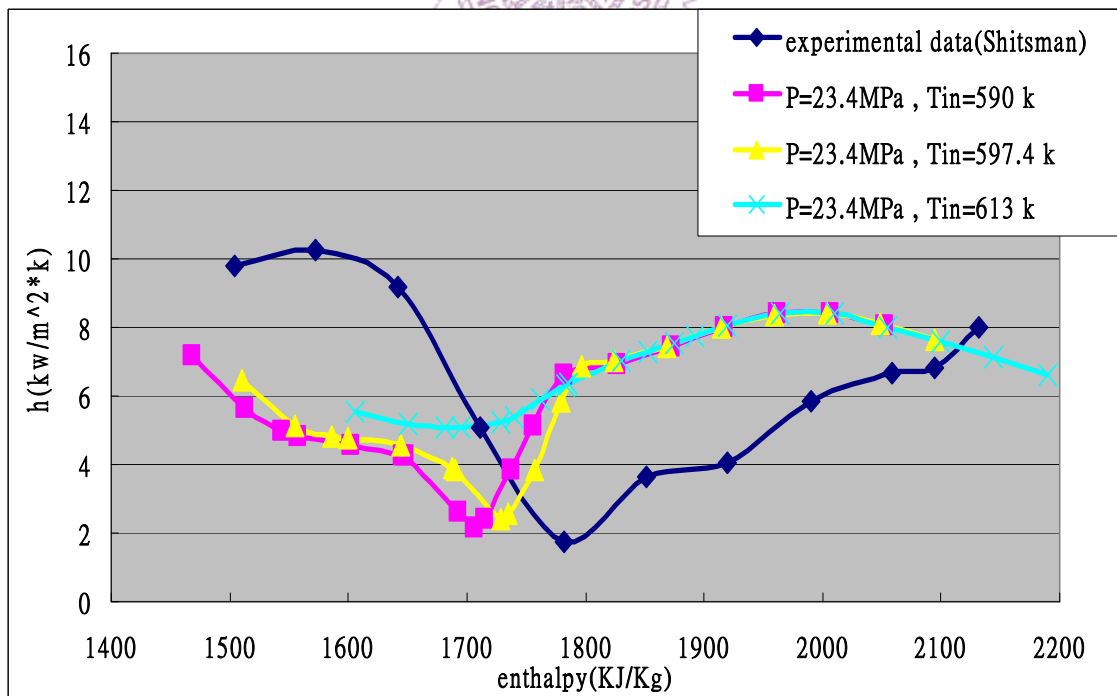


圖 4.14 操作壓力為 23.4 MPa 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖

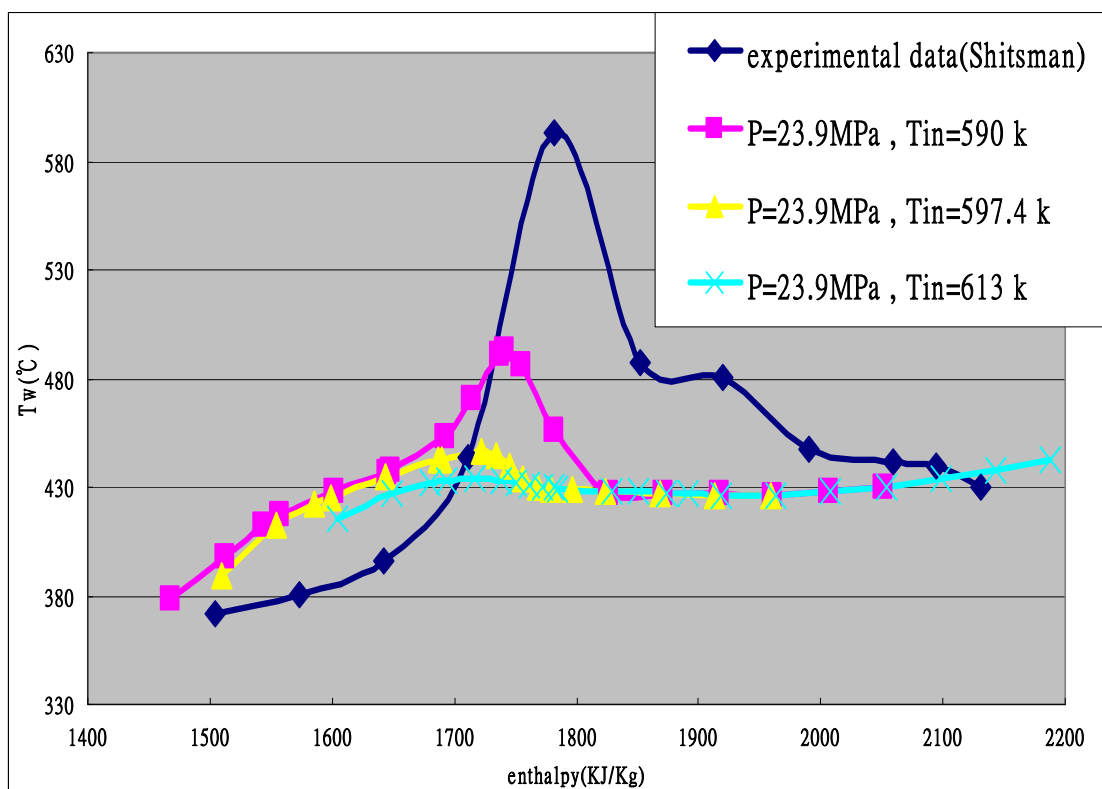


圖 4.15 操作壓力為 23.9 MPa 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖

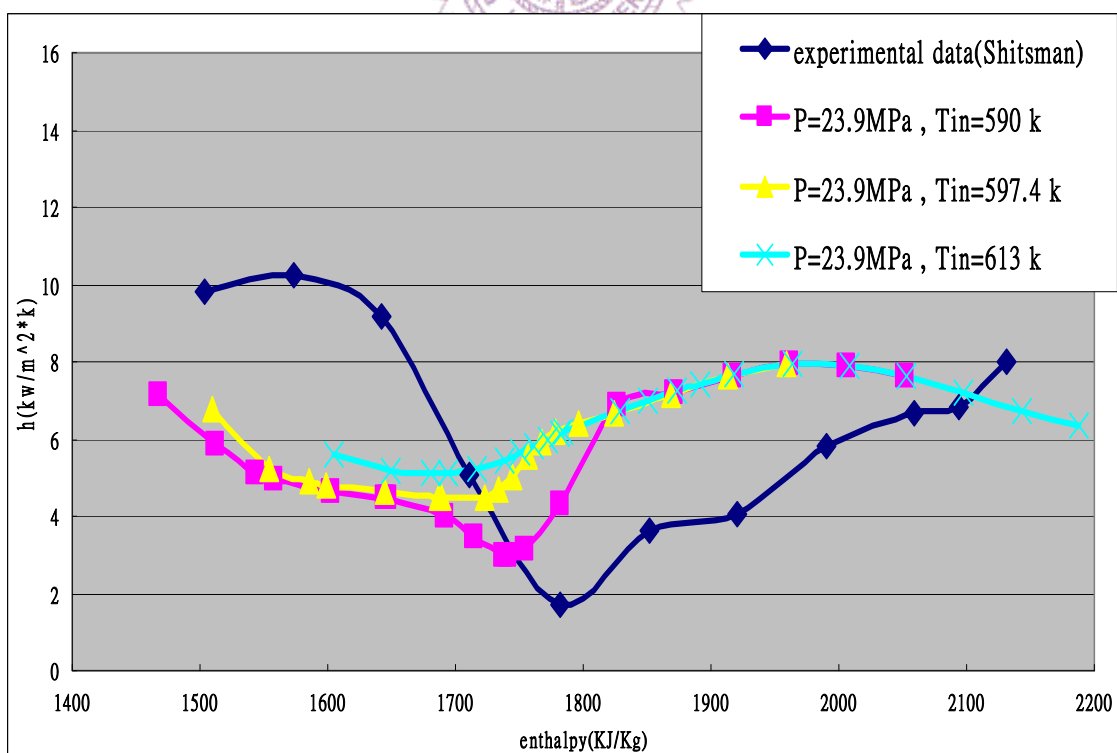


圖 4.16 操作壓力為 23.9 MPa 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖

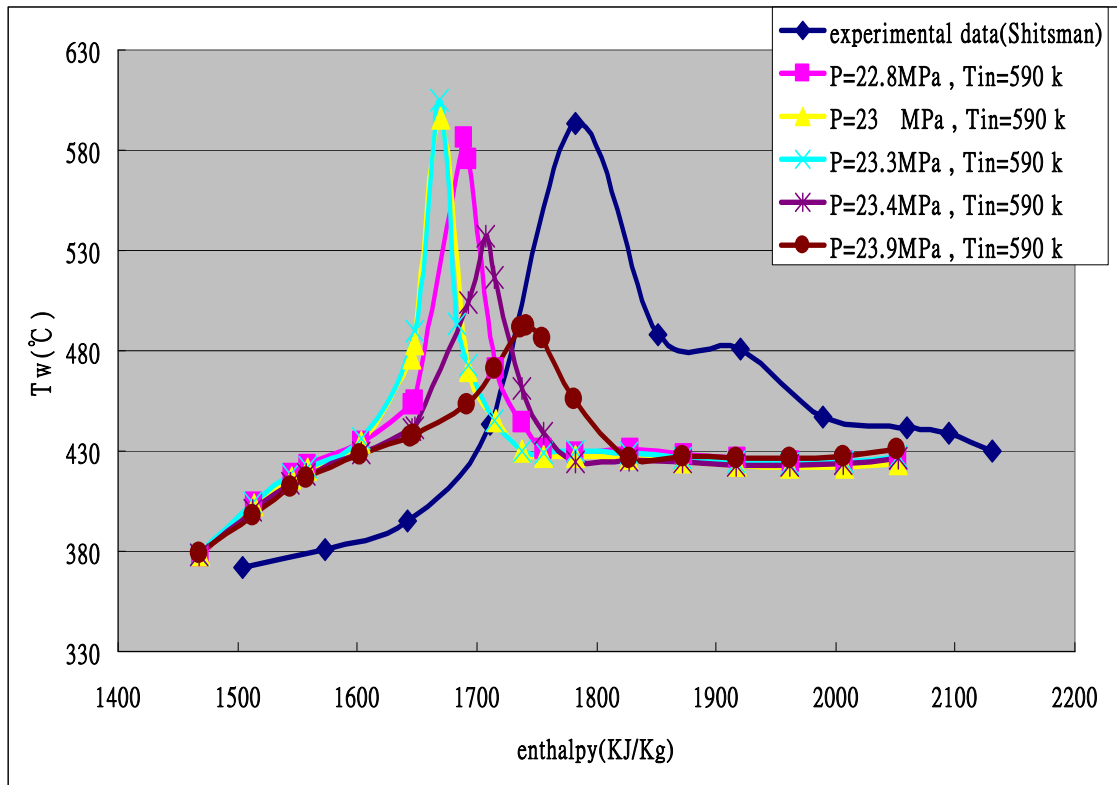


圖 4.17 進口溫度為 590 k 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖

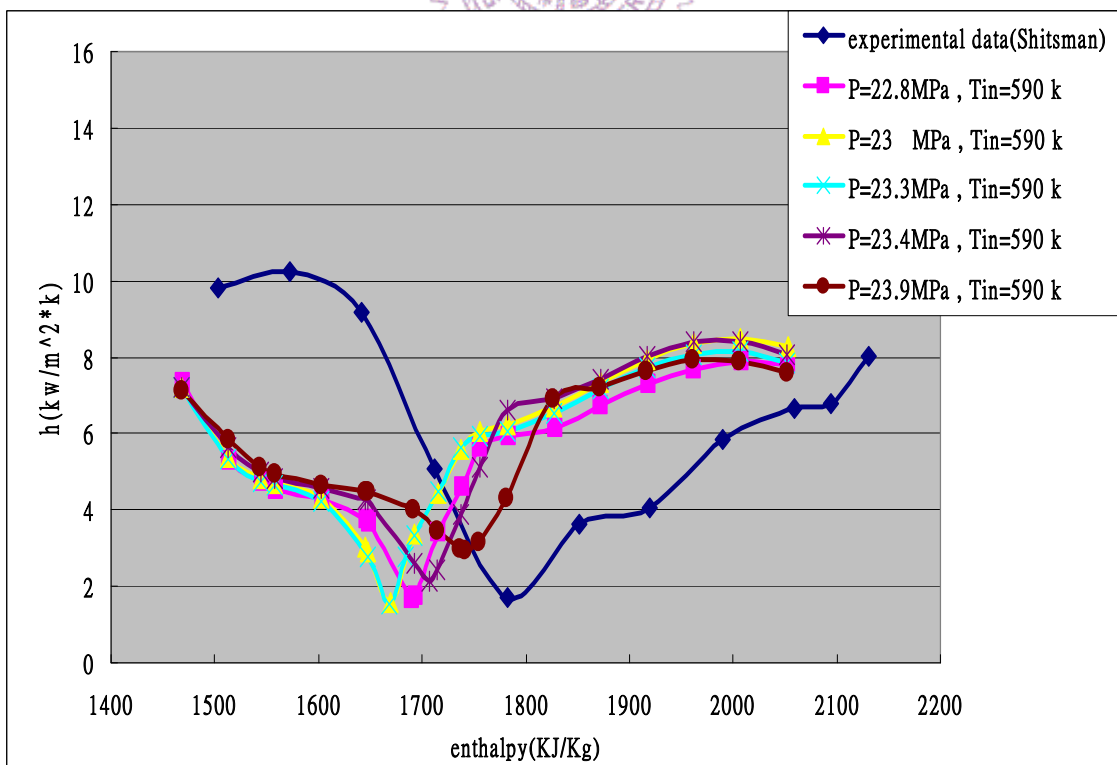


圖 4.18 進口溫度為 590 k 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖

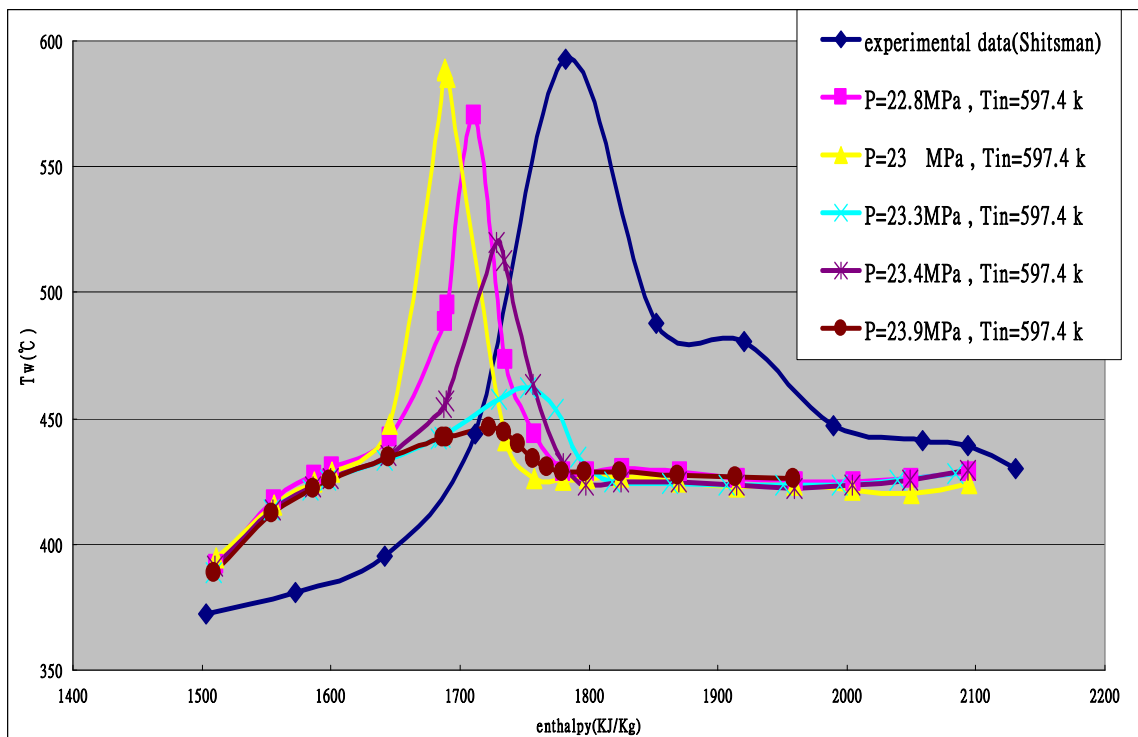


圖 4.19 進口溫度為 597.4 k 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖

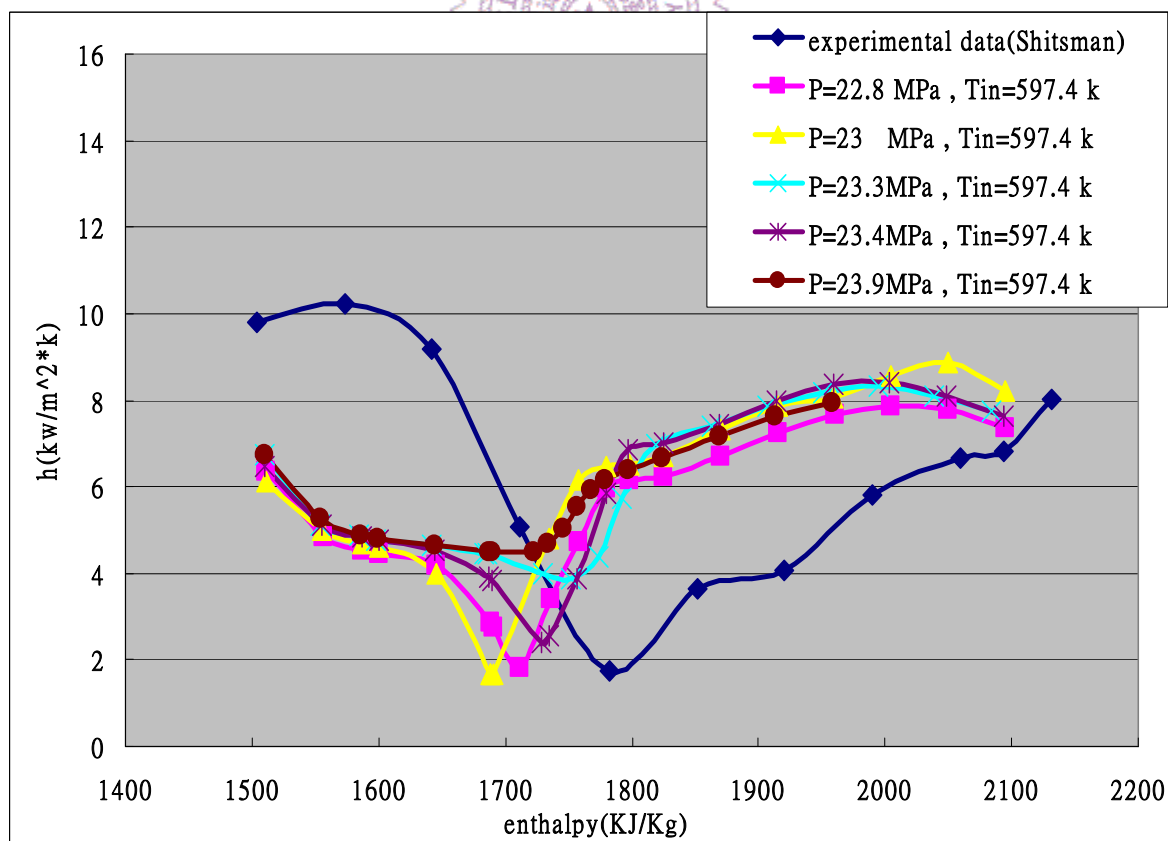


圖 4.20 進口溫度為 597.4 k 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖

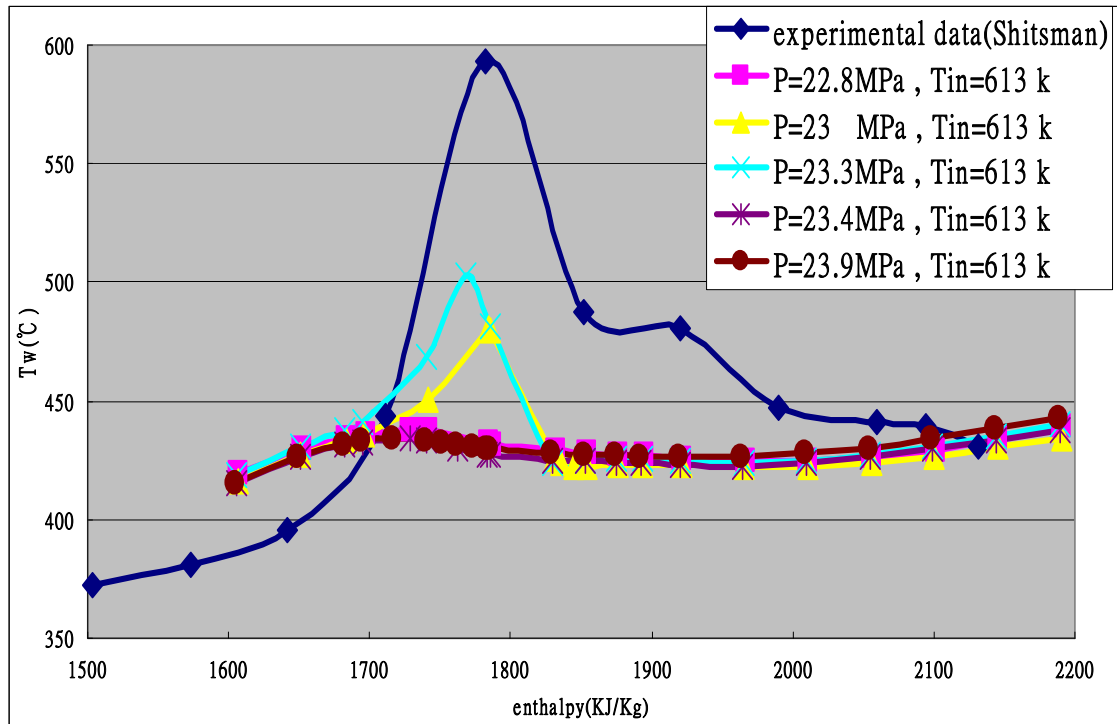


圖 4.21 進口溫度為 613 k 下的壁溫模擬結果與實驗數據比較圖

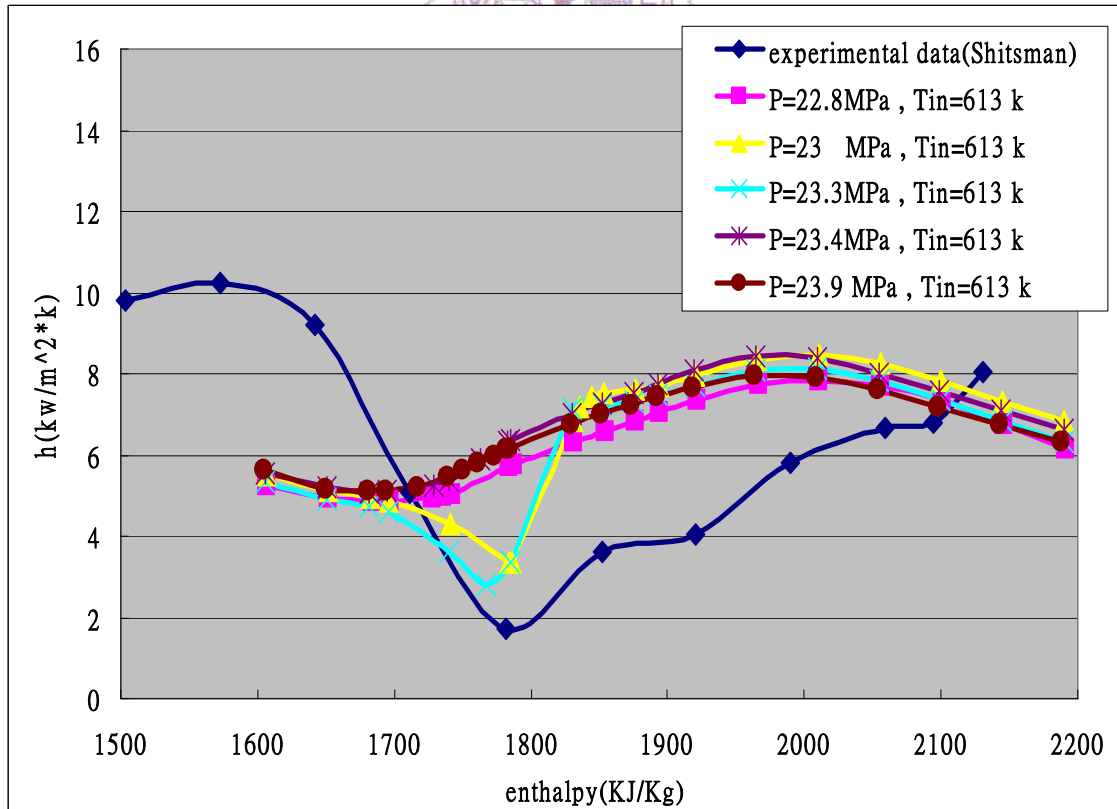


圖 4.22 進口溫度為 613 k 下的熱傳遞係數模擬結果與實驗數據比較圖

<div> <div>Tin (k)</div> <div>Operation P(MPa)</div> </div>	590	597.4	613
22.8	h=1.66	h=1.8	h=4.86
23	h=1.59	h=1.65	h=3.35
23.3		h=3.88	h=2.79
23.4	h=2.15	h=2.4	h=5.08
23.9	h=2.96	h=4.49	h=5.1

圖 4.23 熱傳劣化結果總結示意圖

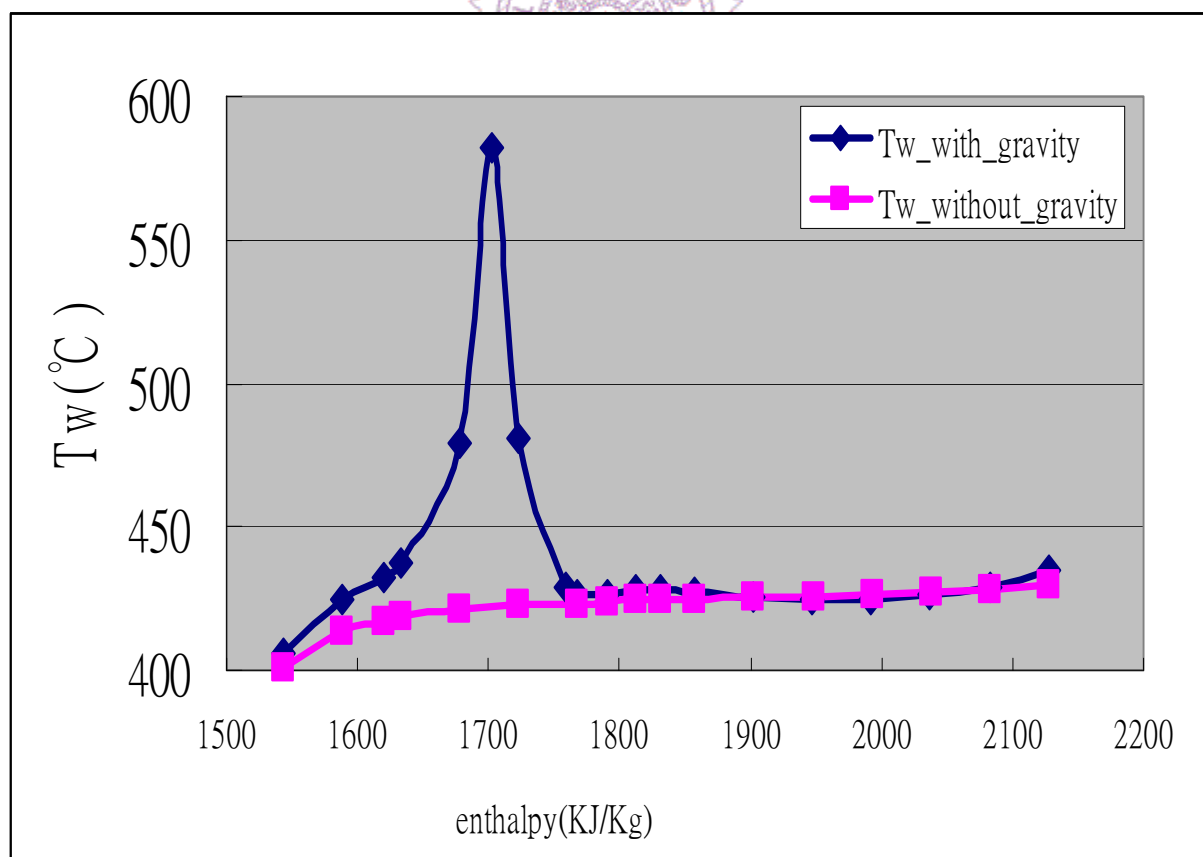


圖 4.24 浮力對熱傳劣化的影響

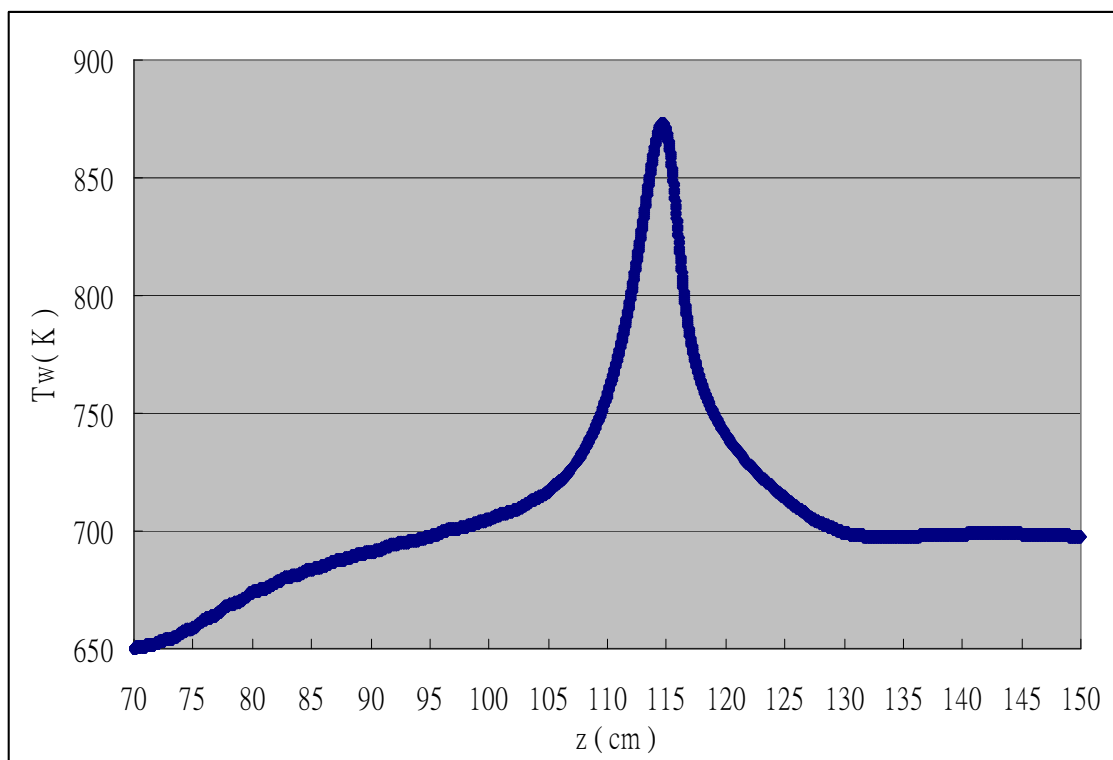


圖 4.25 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下熱傳劣化壁溫分佈

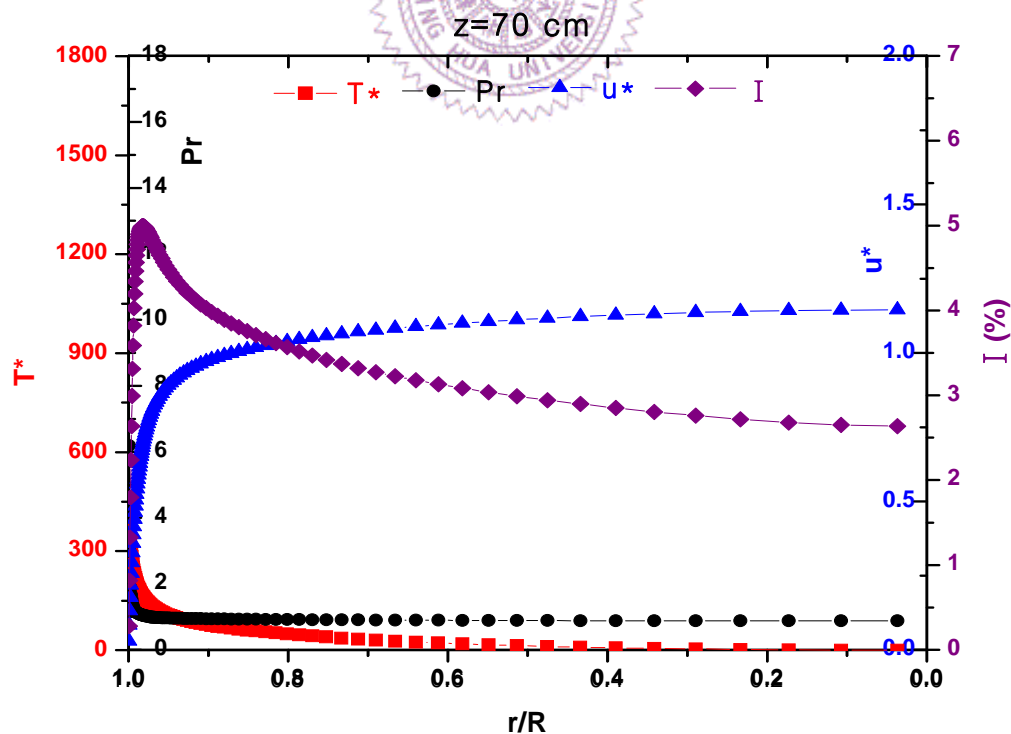


圖 4.26 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=70$ cm 處各無因次參數分佈圖
($r/R=0\sim 1$)

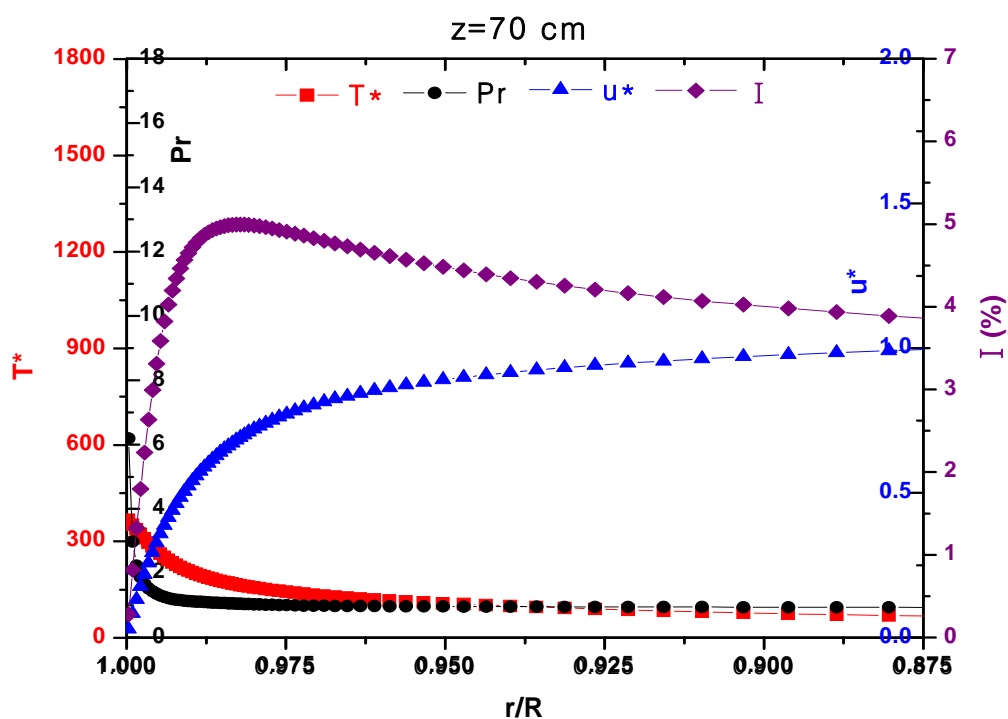


圖 4.27 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=70\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖
($r/R=0.875\sim 1$)

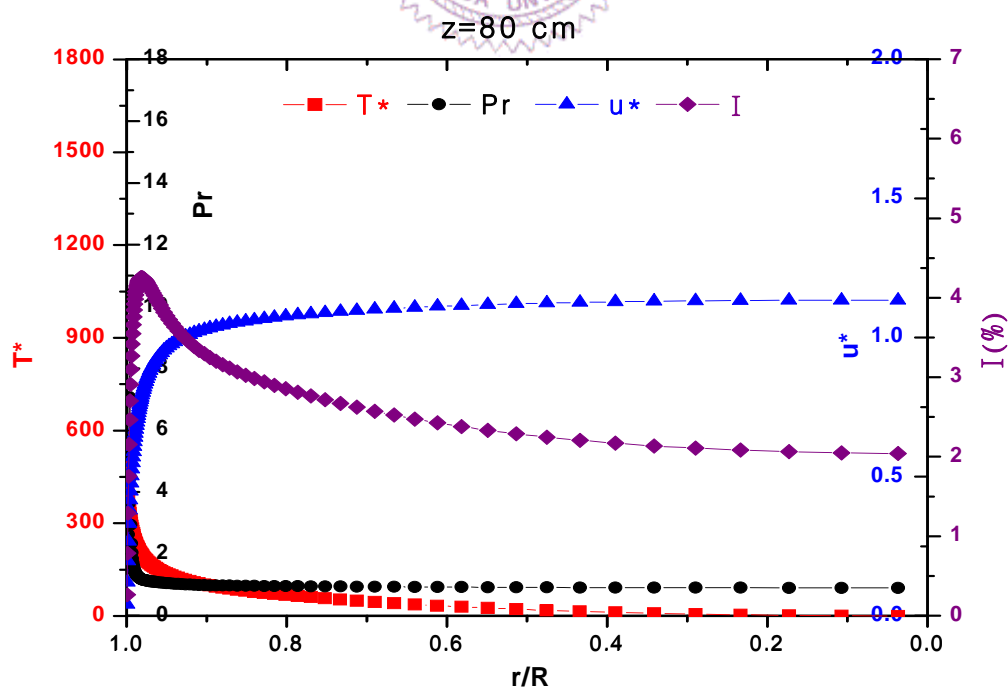


圖 4.28 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=80\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖
($r/R=0\sim 1$)

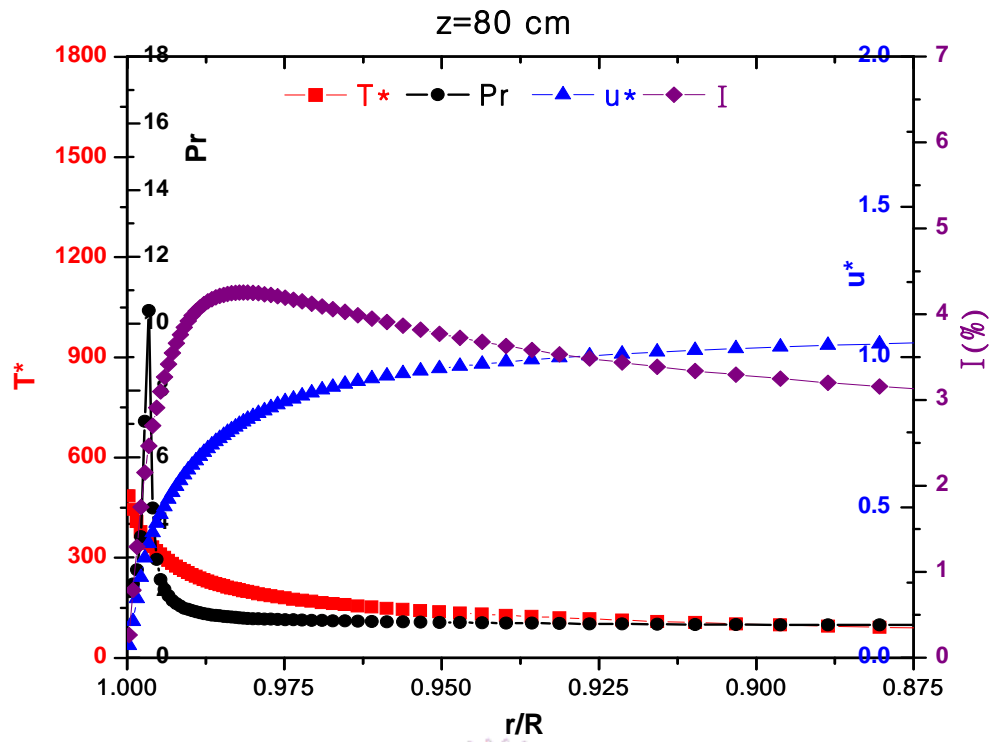


圖 4.29 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下, $z=80$ cm 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim 1$)

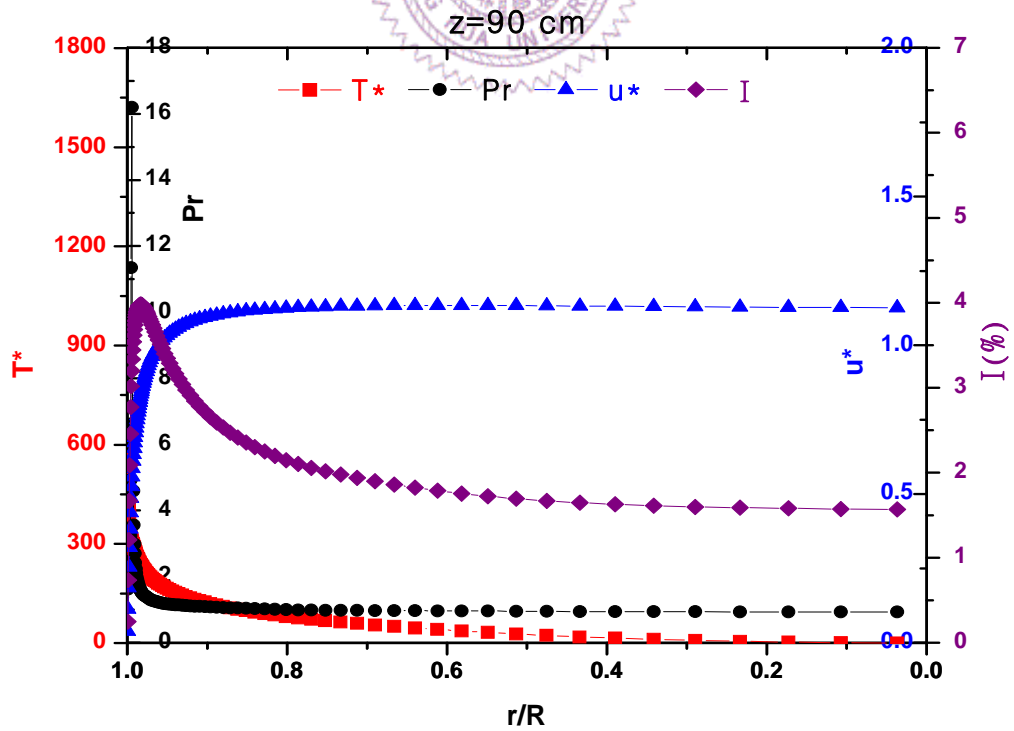


圖 4.30 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下, $z=90$ cm 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim 1$)

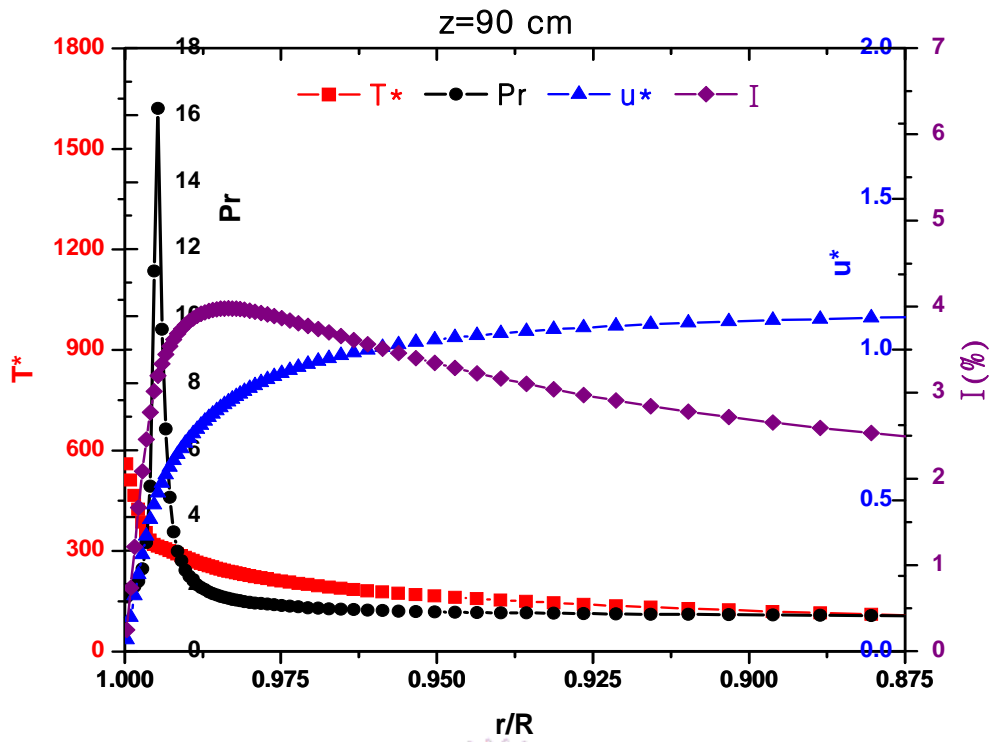


圖 4.31 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=90$ cm 處各無因次參數分佈圖 ($r/R = 0.875 \sim 1$)

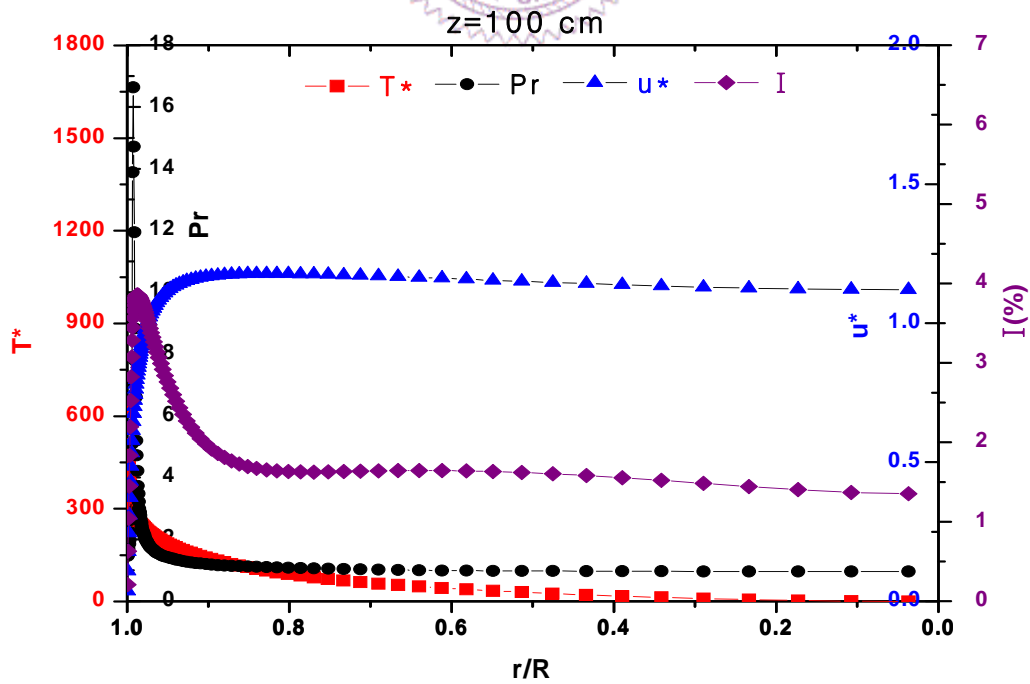


圖 4.32 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=100$ cm 處各無因次參數分佈圖 ($r/R = 0 \sim 1$)

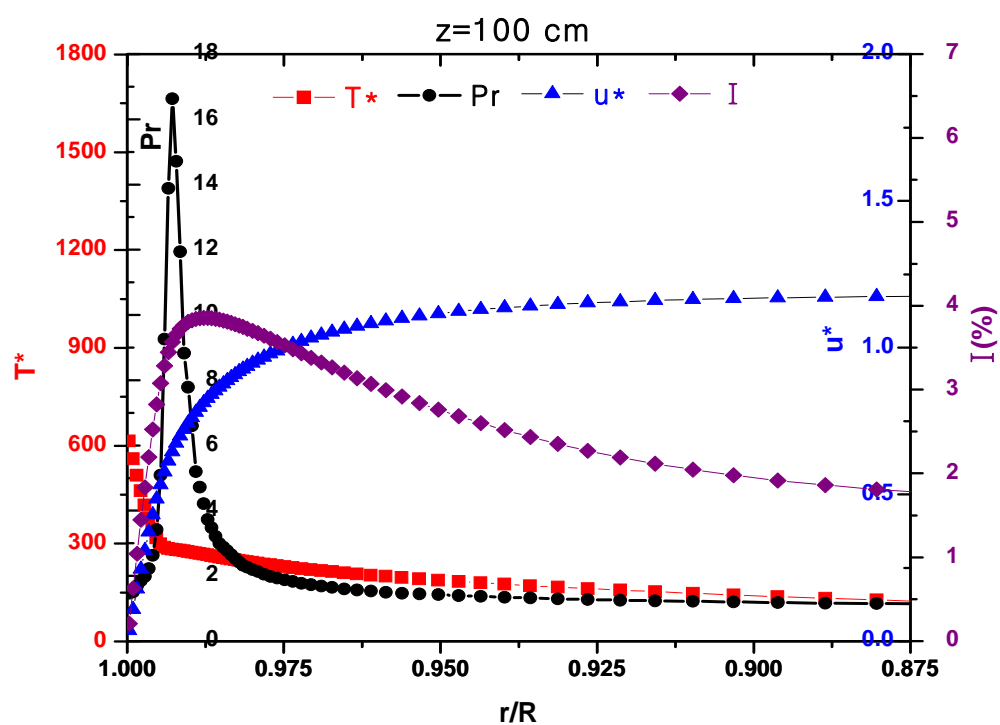


圖 4.33 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=100$ cm 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim 1$)

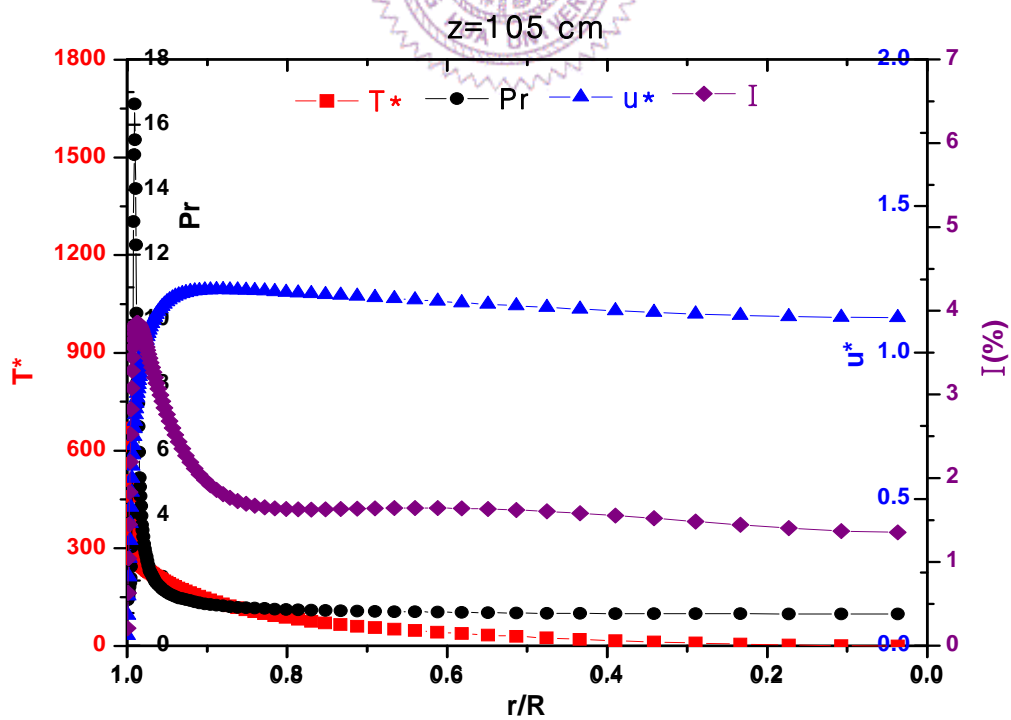


圖 4.34 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=105$ cm 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim 1$)

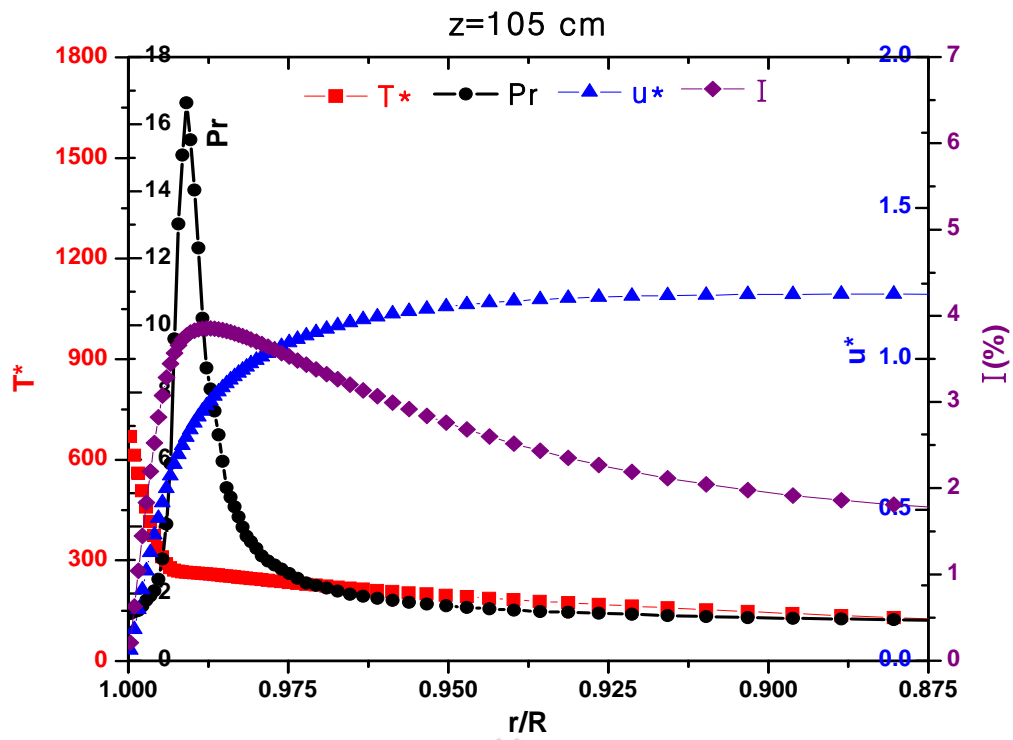


圖 4.35 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=105$ cm 處各無因次參數分佈圖 ($r/R = 0.875 \sim 1$)

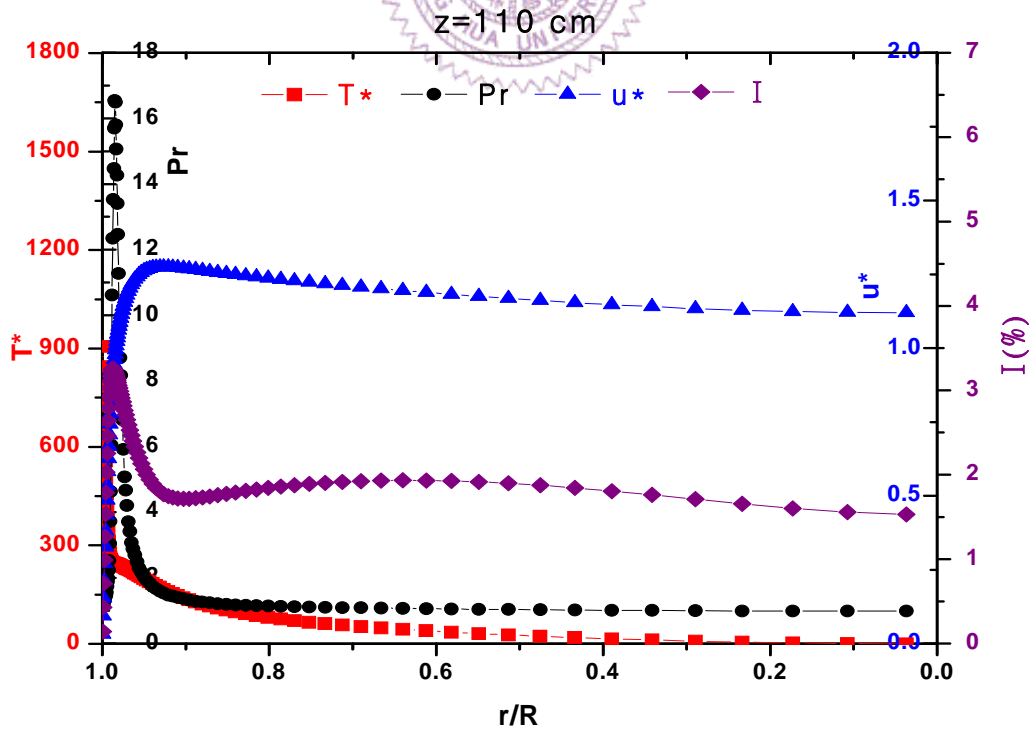


圖 4.36 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=110$ cm 處各無因次參數分佈圖 ($r/R = 0 \sim 1$)

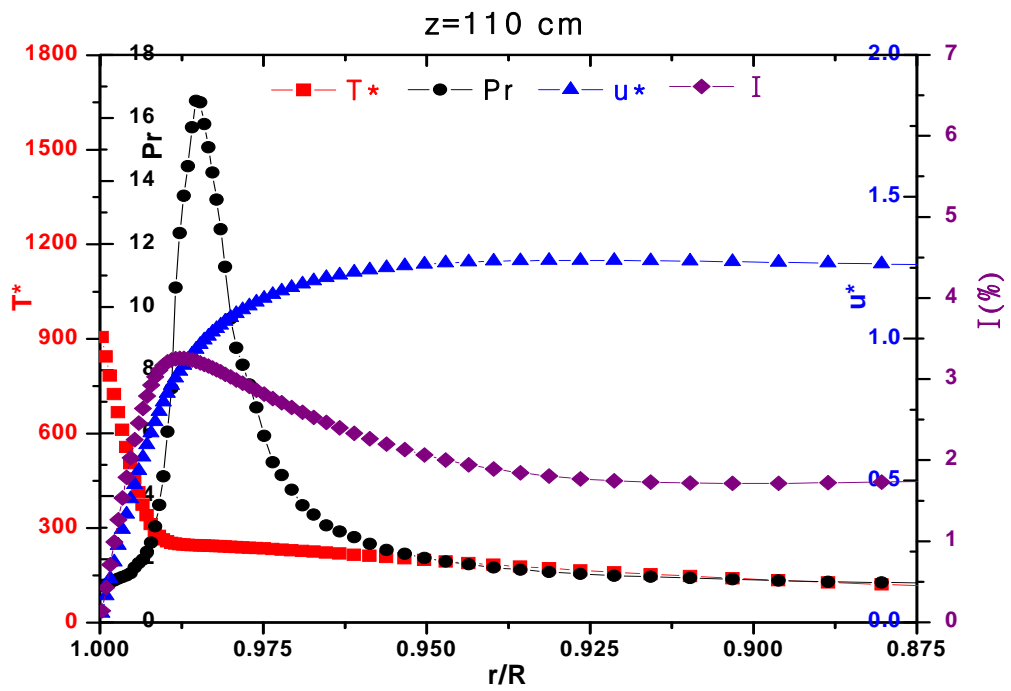


圖 4.37 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=110$ cm 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0.875\sim 1$)

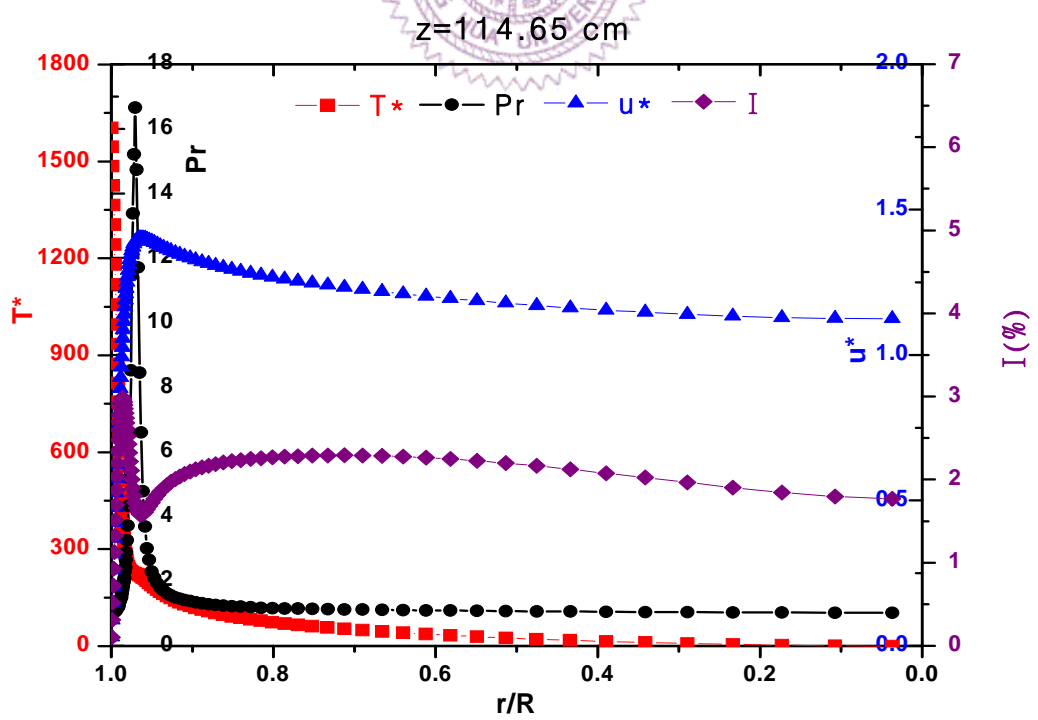


圖 4.38 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=114.65$ cm 處各無因次參數分佈圖 ($r/R=0\sim 1$)

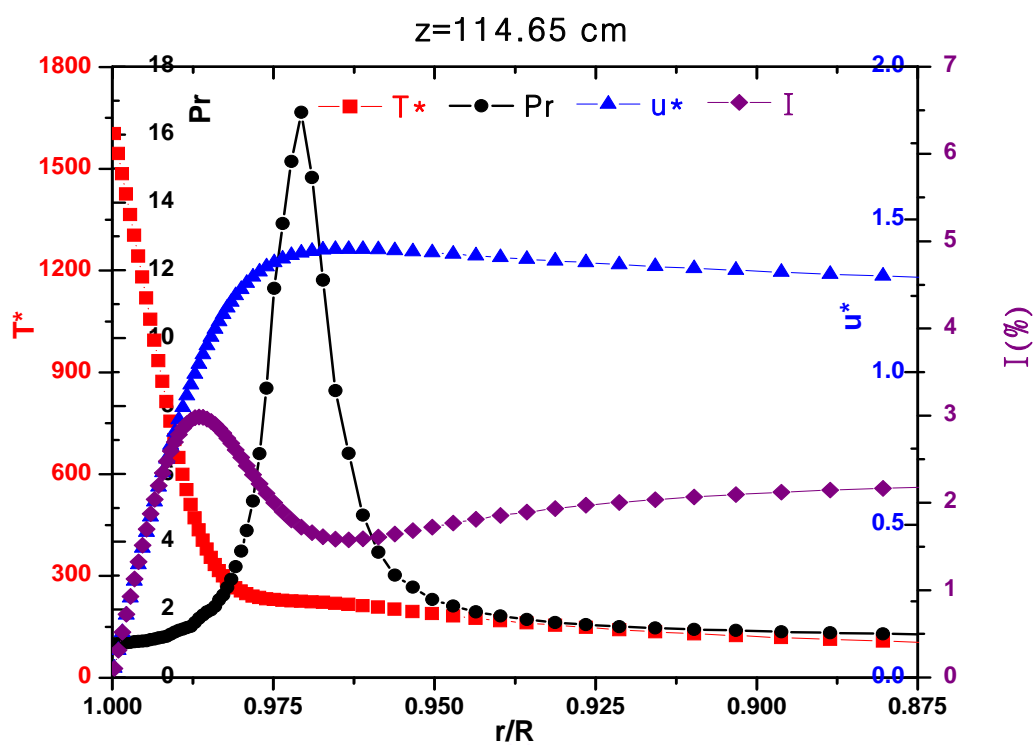


圖 4.39 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=114.65$ cm 處各無因次參數分佈圖
($r/R=0.875\sim 1$)

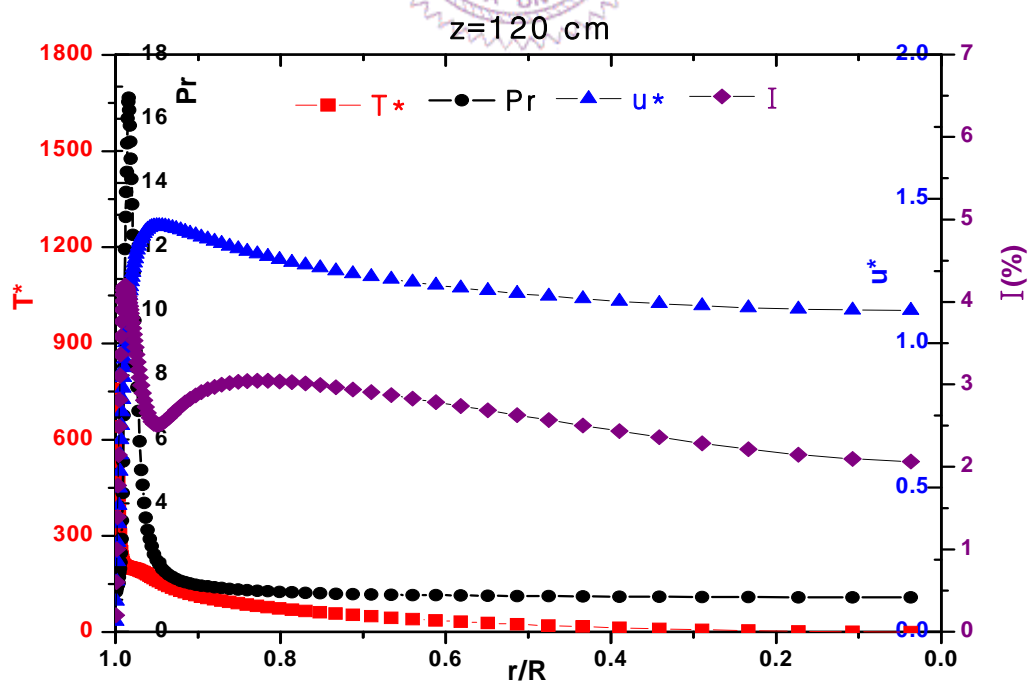


圖 4.40 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=120$ cm 處各無因次參數分佈圖
($r/R=0\sim 1$)

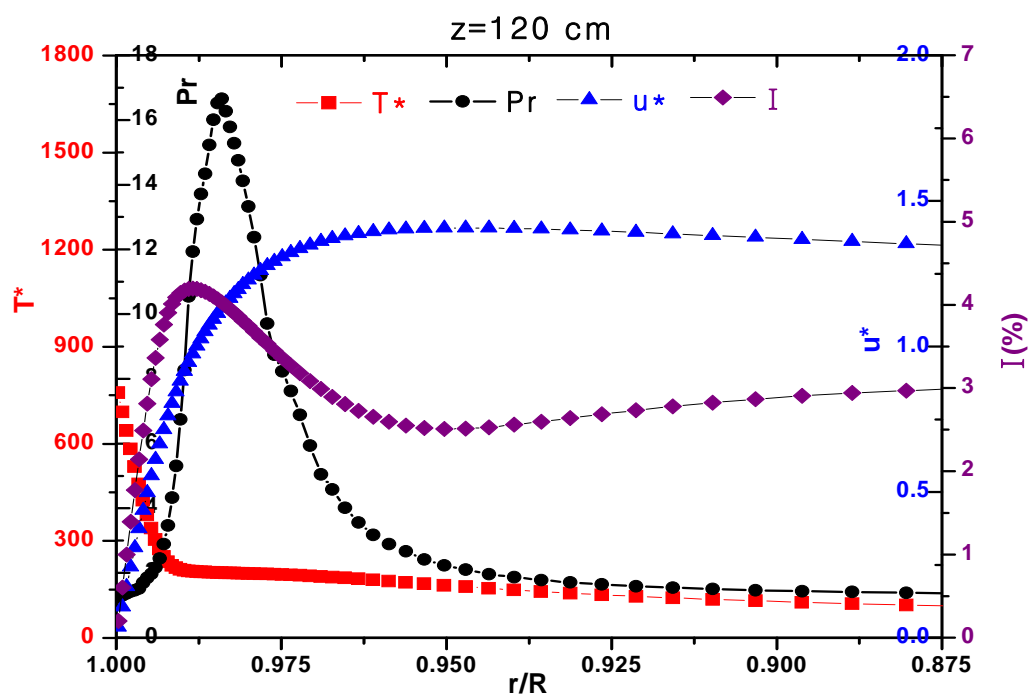


圖 4.41 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=120$ cm 處各無因次參數分佈圖
($r/R=0.875\sim 1$)

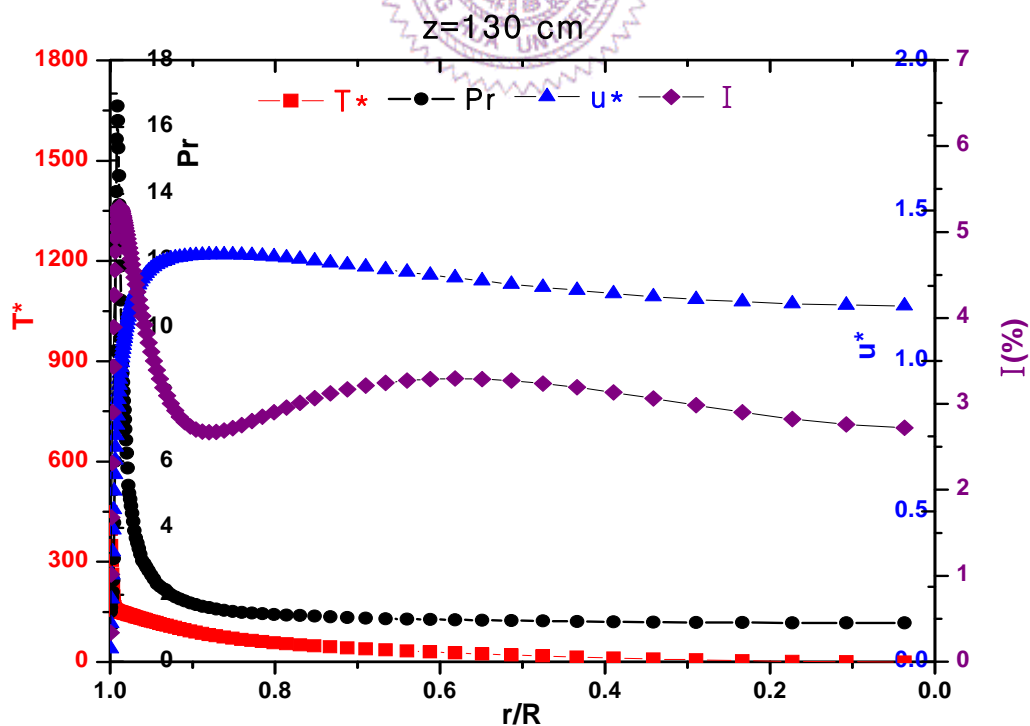


圖 4.42 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=130$ cm 處各無因次參數分佈圖
($r/R=0\sim 1$)

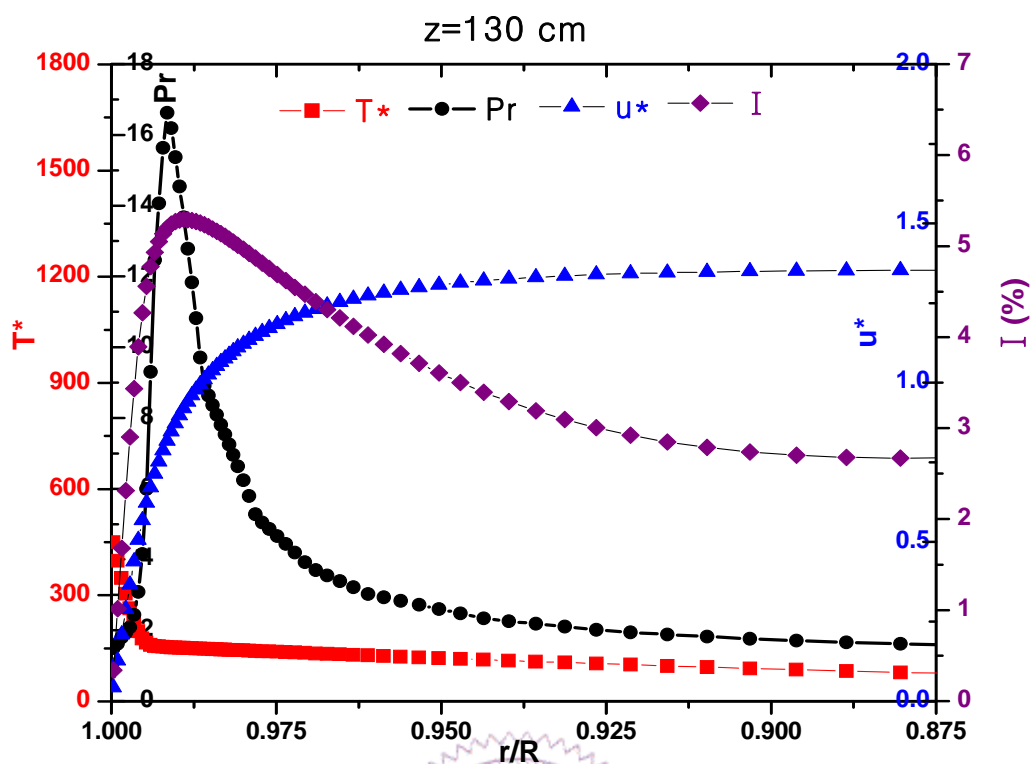


圖 4.43 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=130$ cm 處各無因次參數分佈圖
($r/R=0.875\sim 1$)

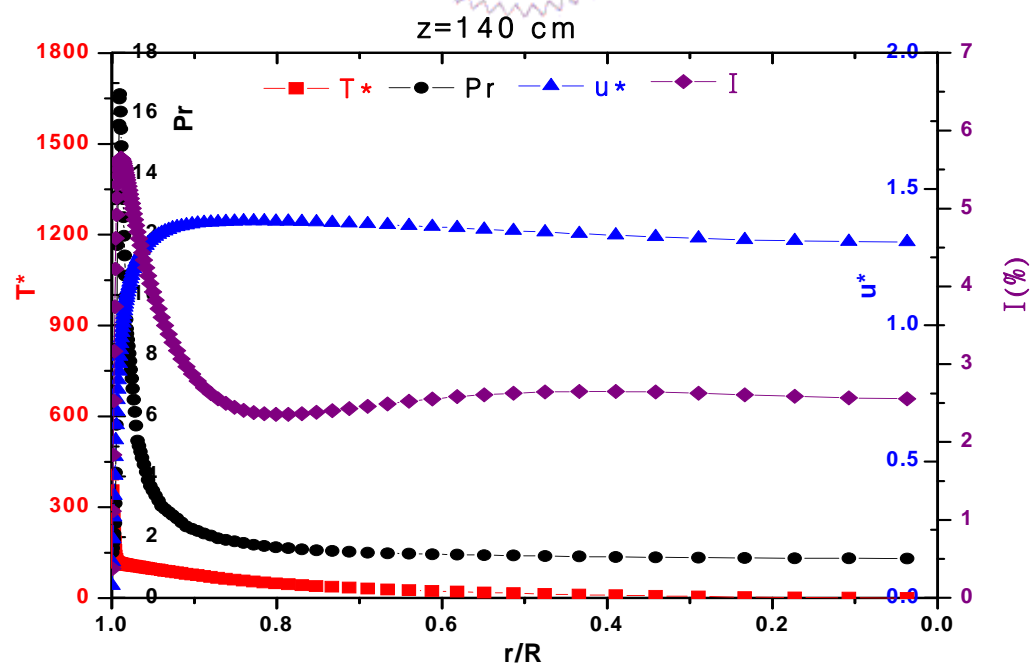


圖 4.44 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=140$ cm 處各無因次參數分佈圖
($r/R=0\sim 1$)

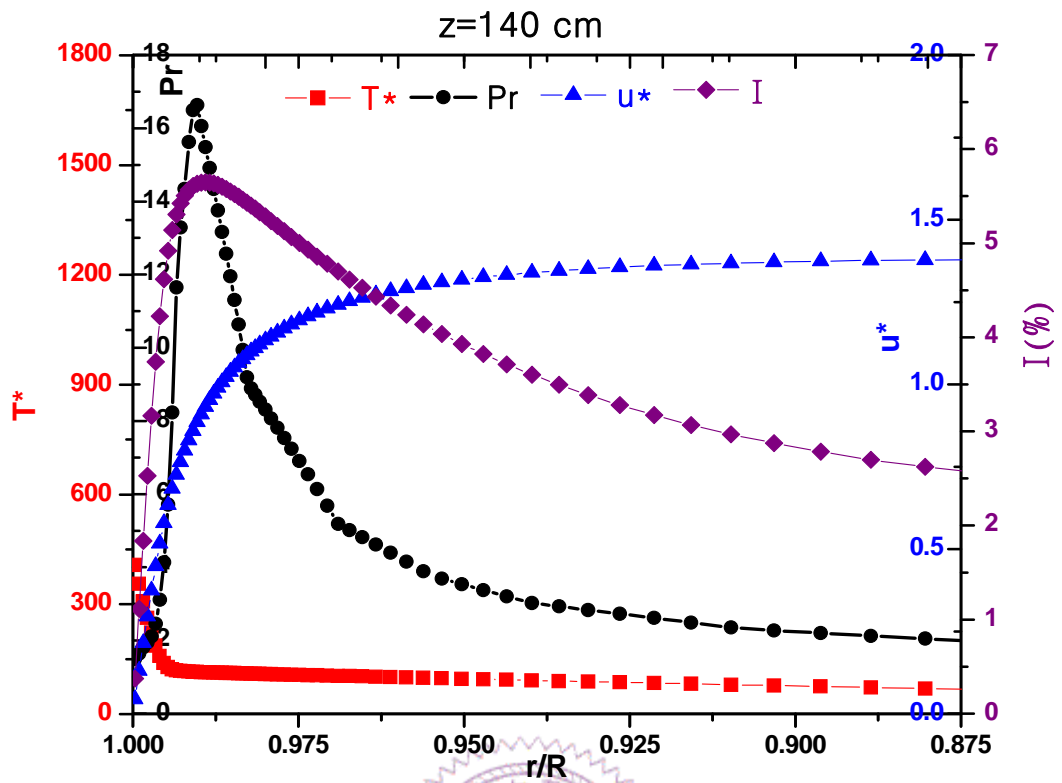


圖 4.45 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=140$ cm 處各無因次參數分佈圖
($r/R=0.875\sim 1$)

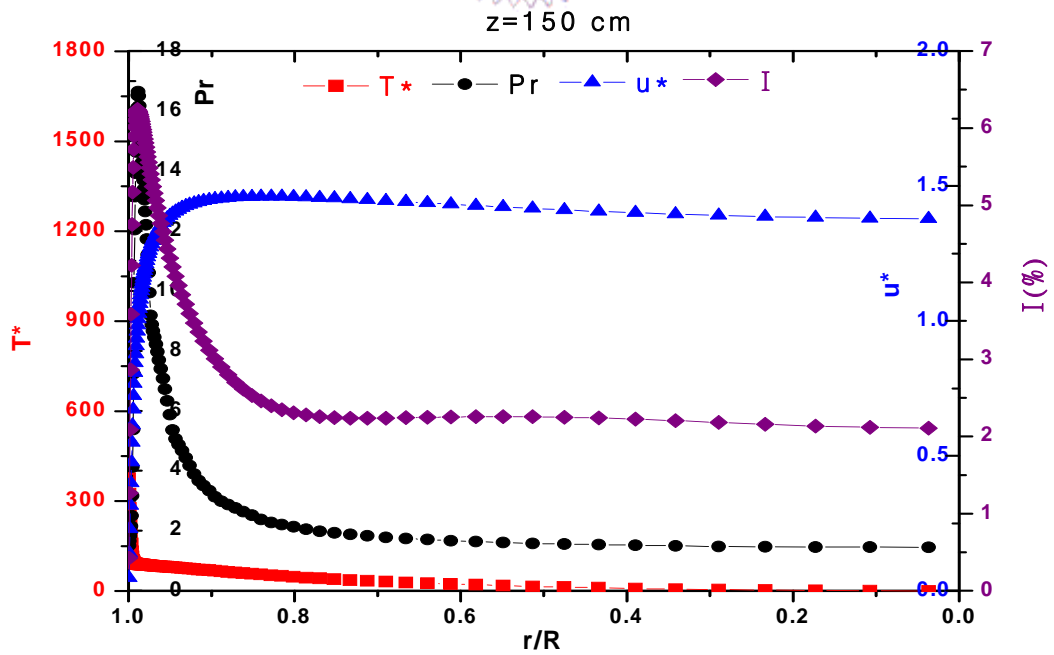


圖 4.46 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=150$ cm 處各無因次參數分佈圖
($r/R=0\sim 1$)

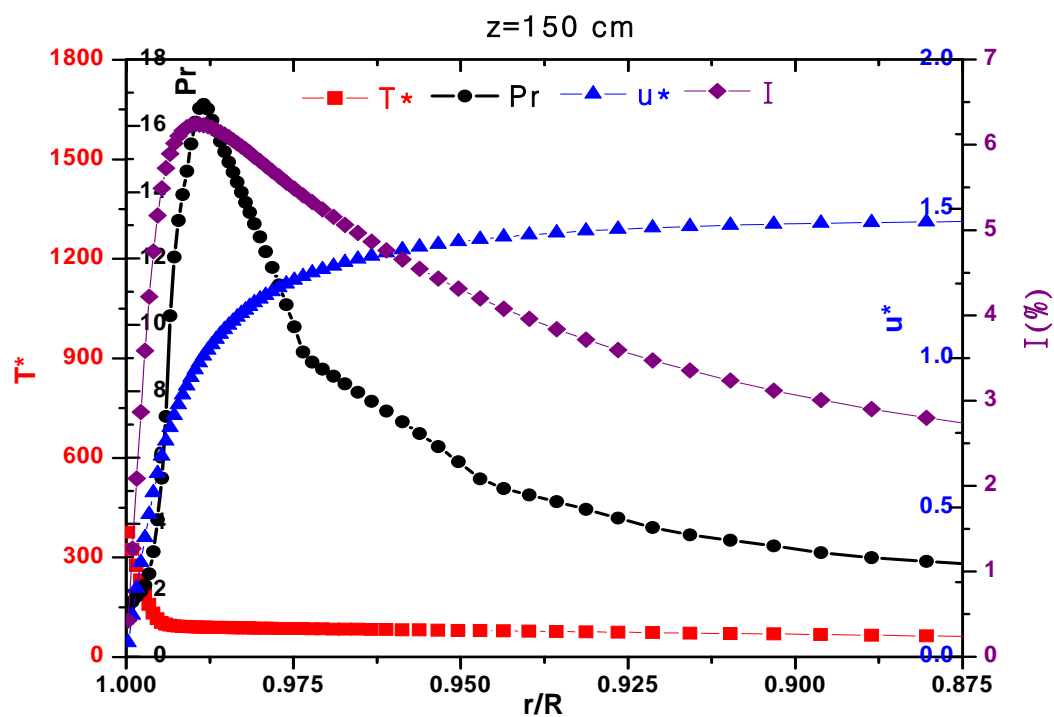


圖 4.47 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下， $z=150\text{ cm}$ 處各無因次參數分佈圖
($r/R=0.875\sim 1$)

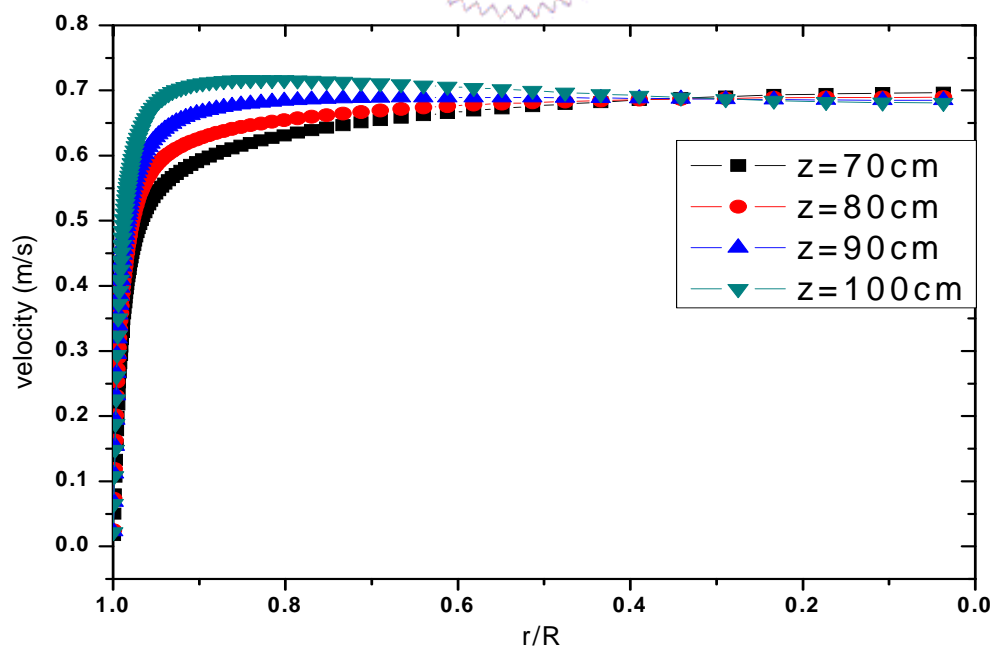


圖 4.48 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化前各 Z 值速度分佈比較
($r/R=0\sim 1$)

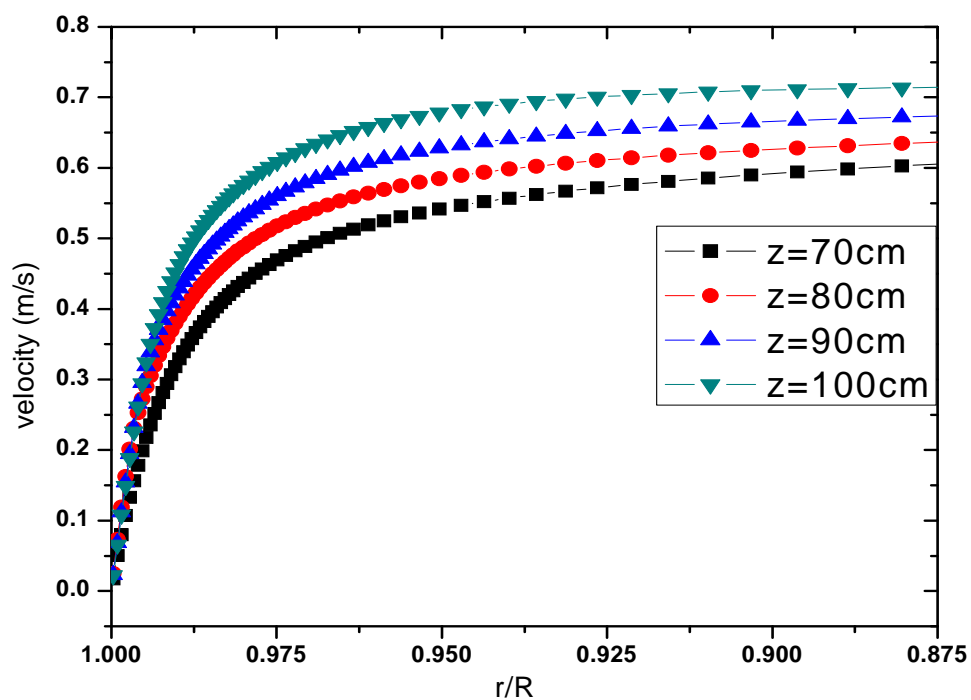


圖 4.49 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化前各 Z 值速度分佈比較
($r/R=0.875\sim 1$)

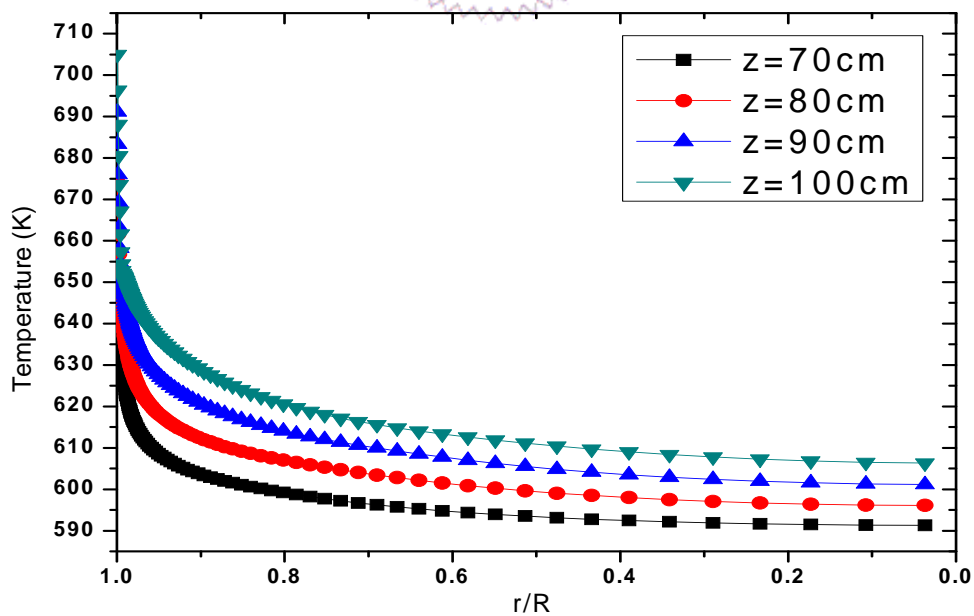


圖 4.50 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化前各 Z 值溫度分佈比較
($r=0\sim 1$)

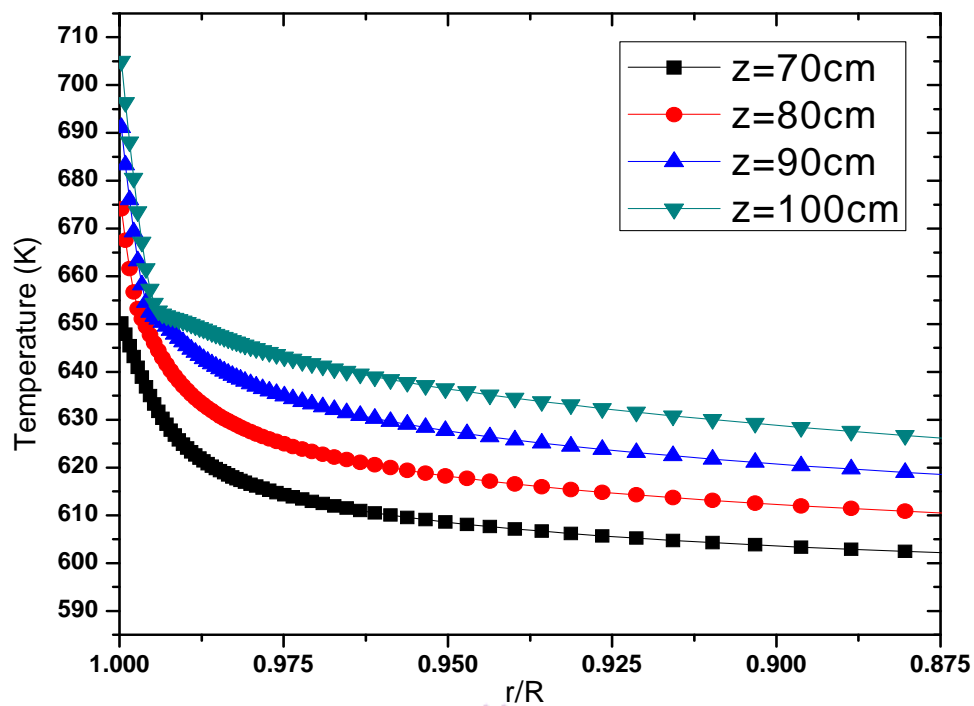


圖 4.51 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化前各 Z 值溫度分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)

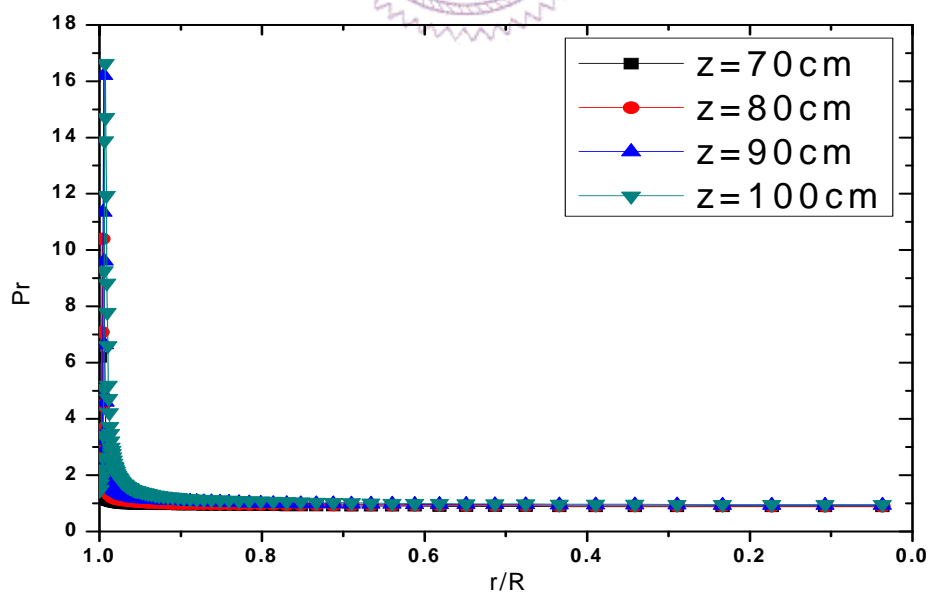


圖 4.52 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化前各 Z 值 Pr 分佈比較 ($r/R=0\sim 1$)

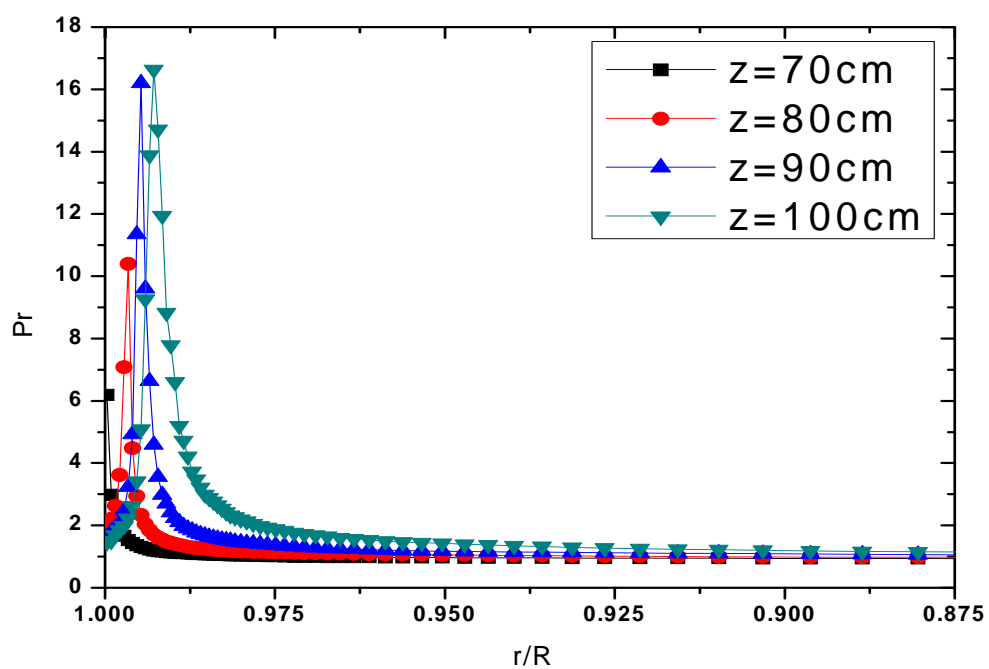


圖 4.53 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化前各 Z 值 Pr 分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)

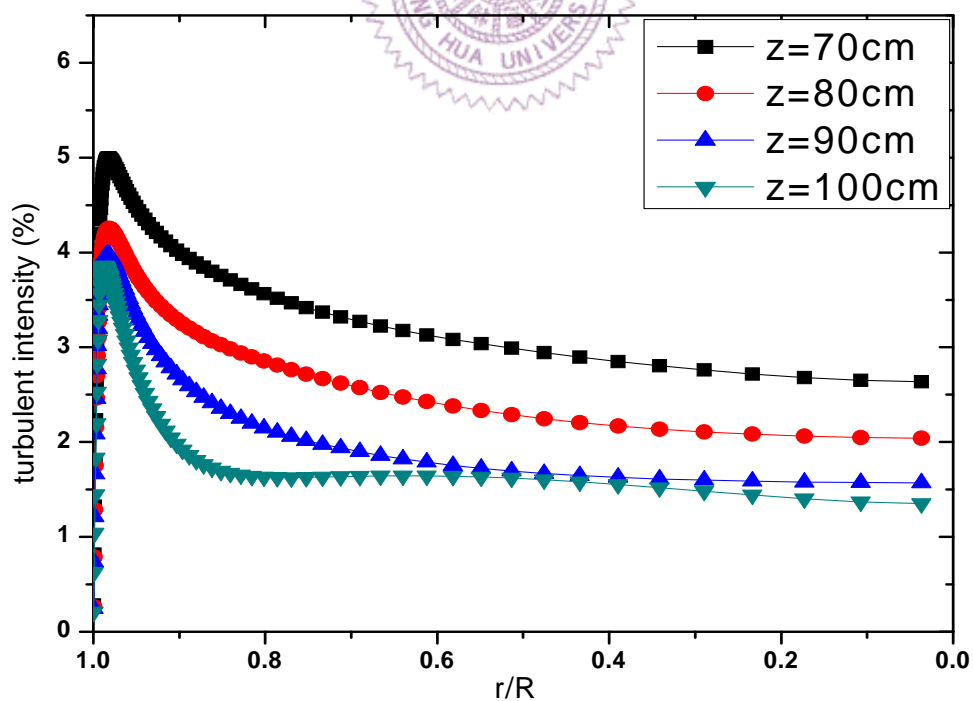


圖 4.54 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化前各 Z 值 turbulent intensity 分佈比較 ($r/R=0\sim 1$)

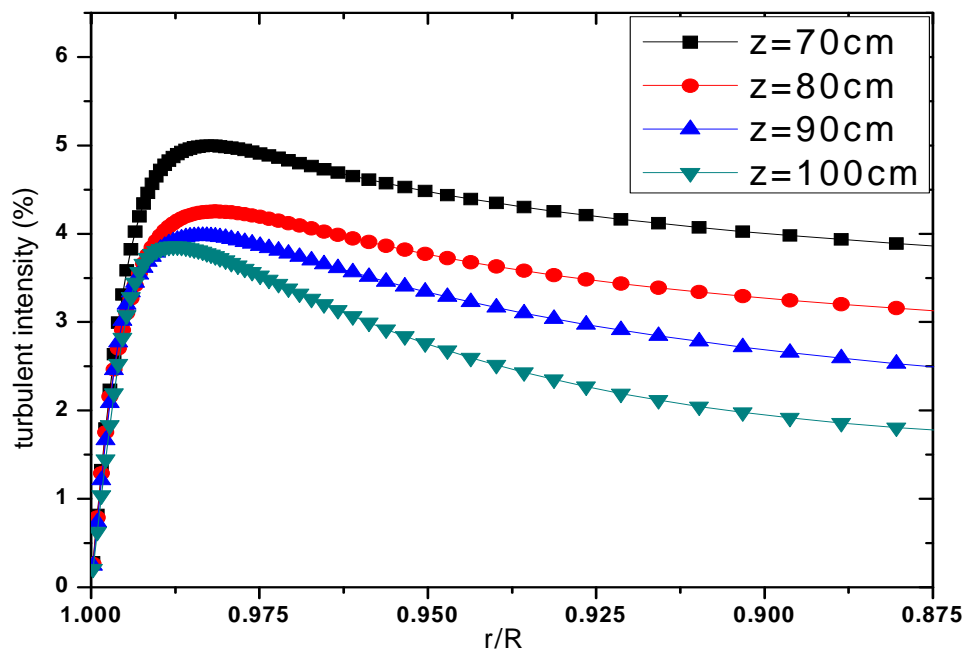


圖 4.55 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化前各 Z 值 turbulent intensity 分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)

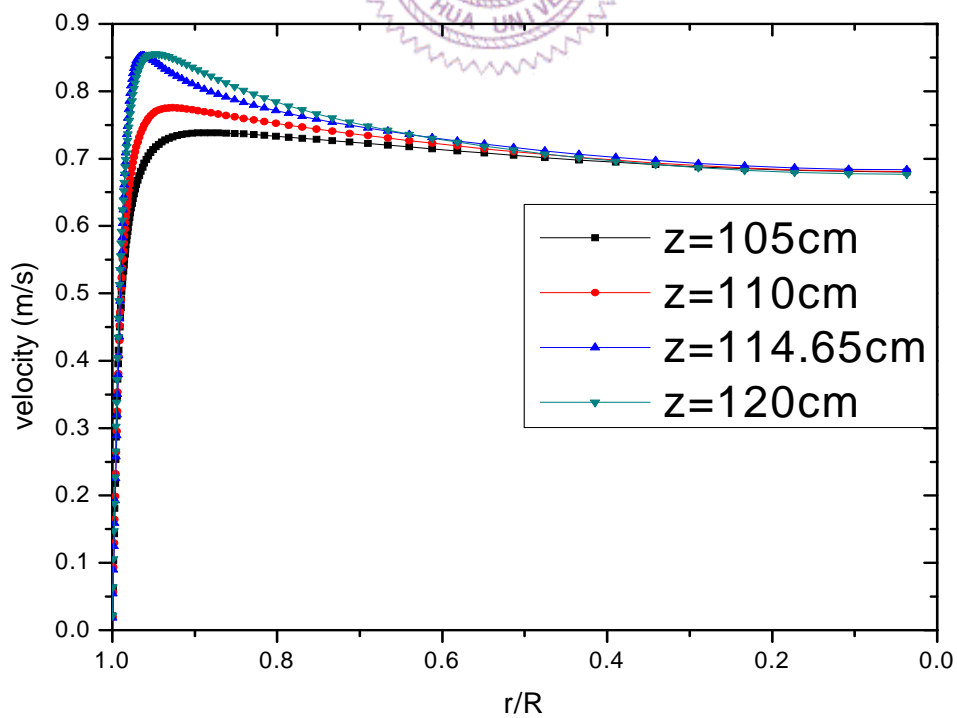


圖 4.56 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化時各 Z 值速度分佈比較 ($r/R=0\sim 1$)

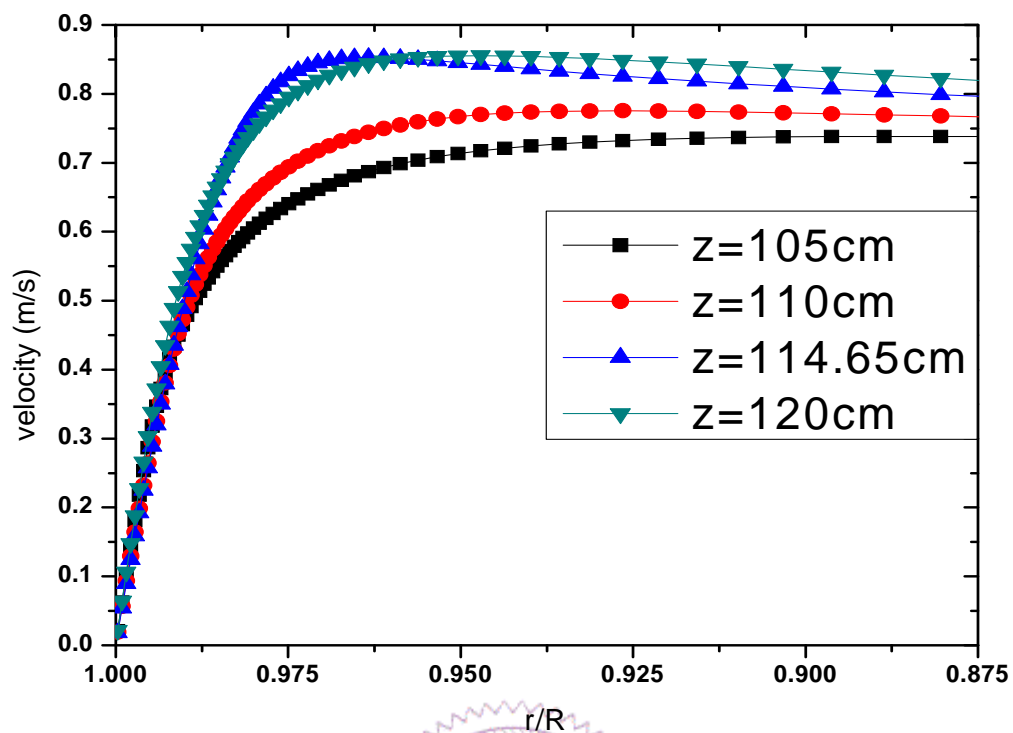


圖 4.57 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化時各 Z 值速度分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)

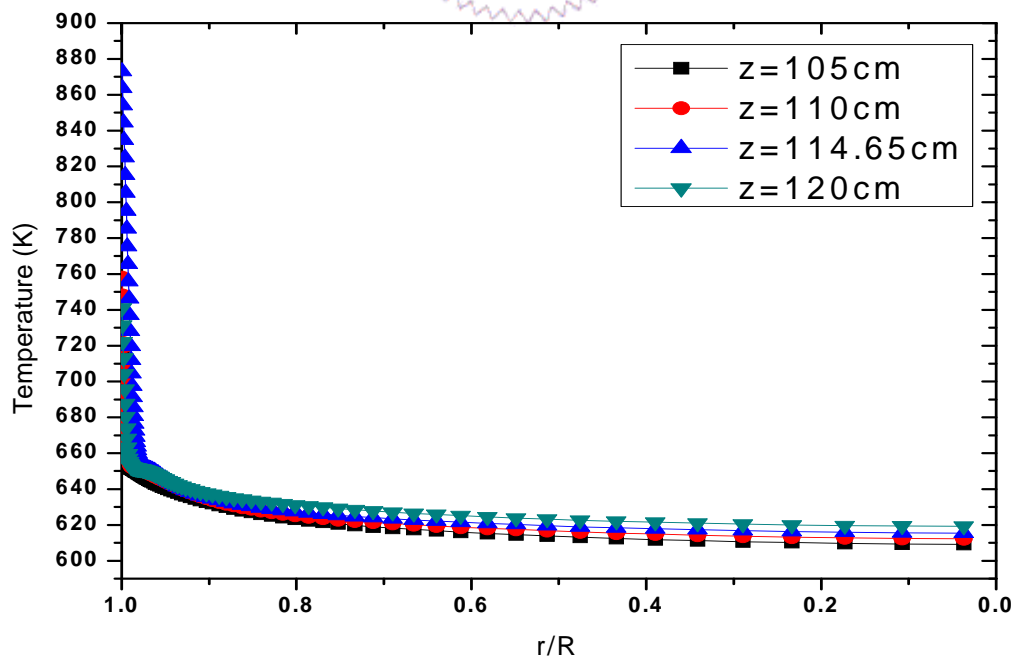


圖 4.58 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化時各 Z 值溫度分佈比較 ($r/R=0\sim 1$)

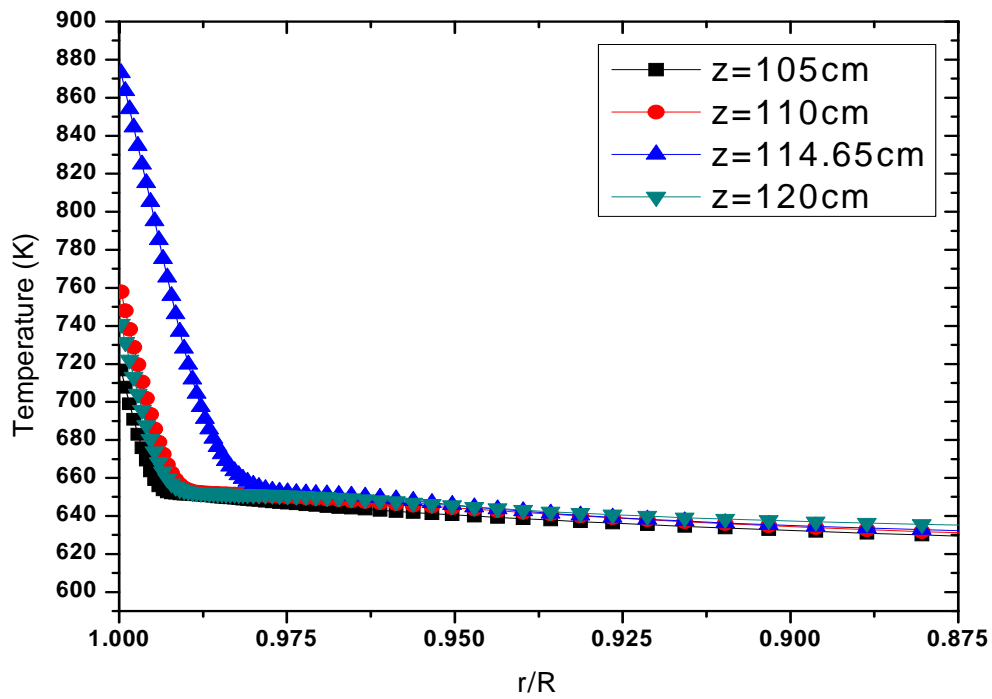


圖 4.59 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化時各 Z 值溫度分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)

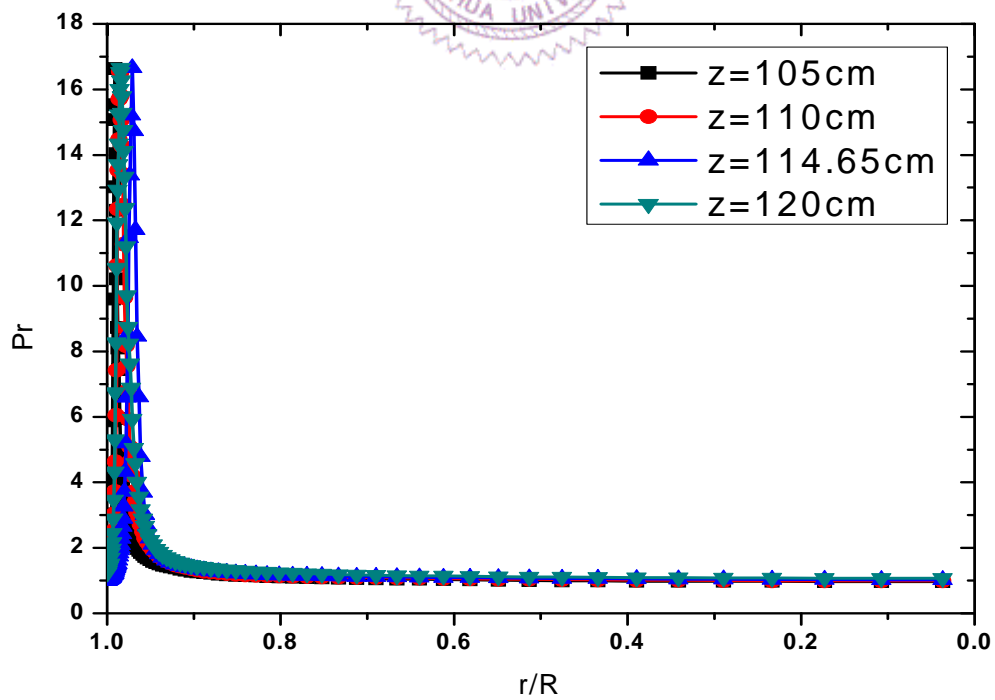


圖 4.60 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化時各 Z 值 Pr 分佈比較 ($r/R=0\sim 1$)

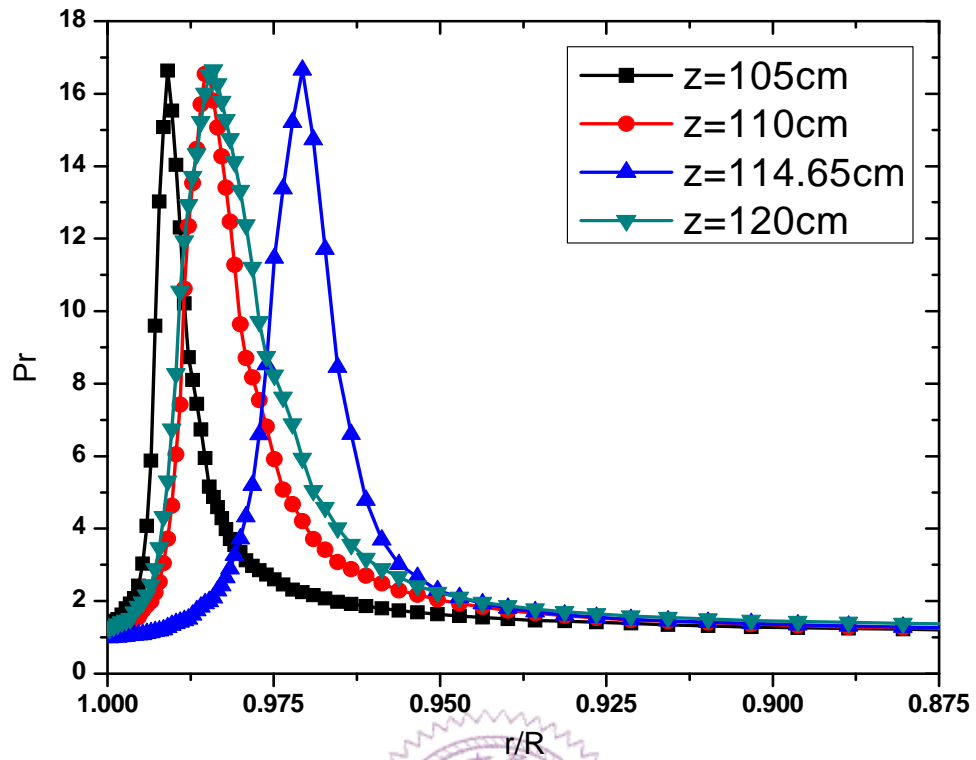


圖 4.61 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化時各 Z 值 Pr 分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)

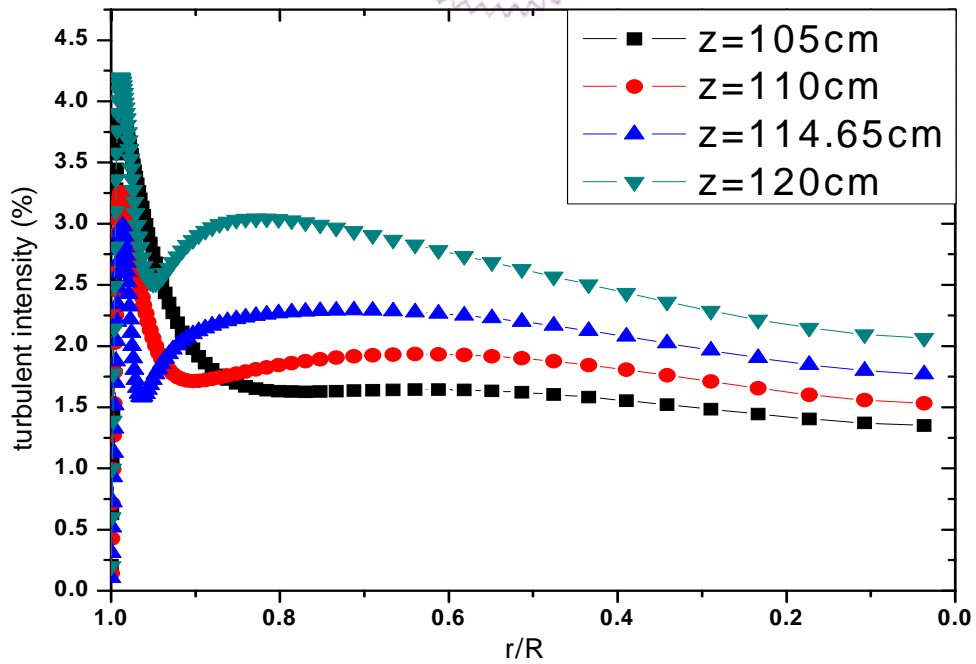


圖 4.62 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化時各 Z 值 turbulent intensity 分佈比較 ($r/R=0\sim 1$)

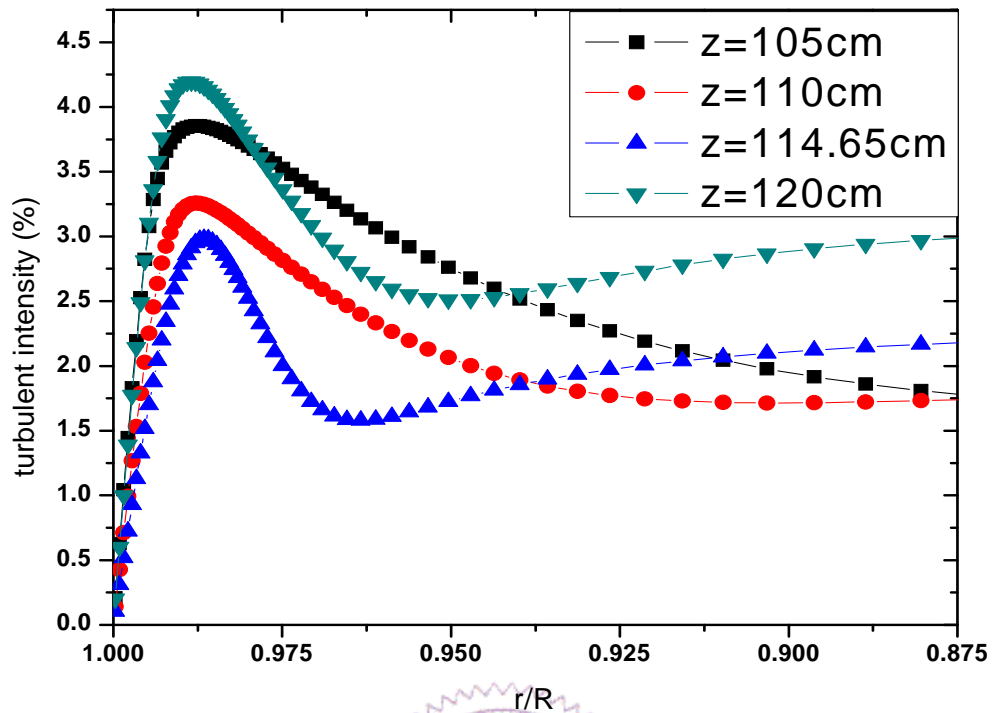


圖 4.63 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化時各 Z 值 turbulent intensity 分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)

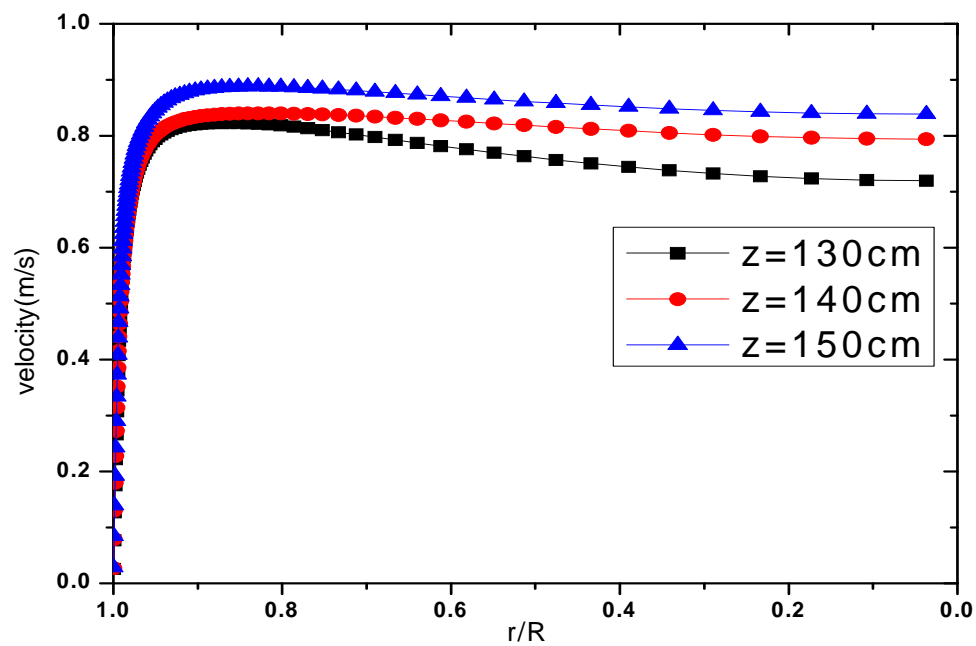


圖 4.64 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化後各 Z 值速度分佈比較 ($r/R=0\sim 1$)

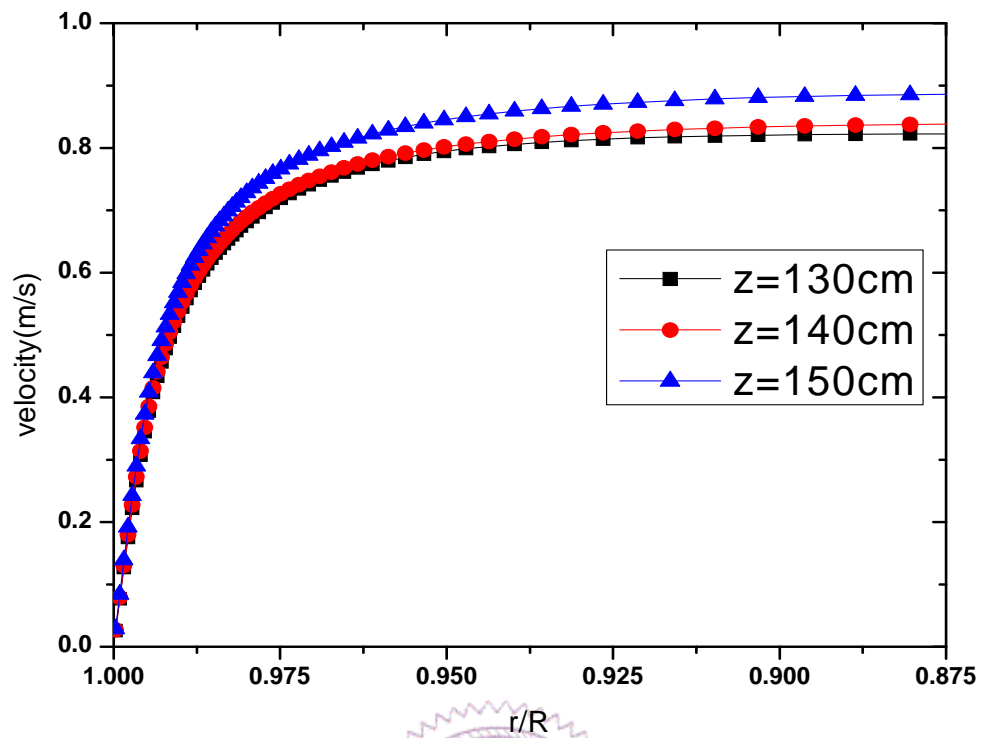


圖 4.65 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化後各 Z 值速度分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)

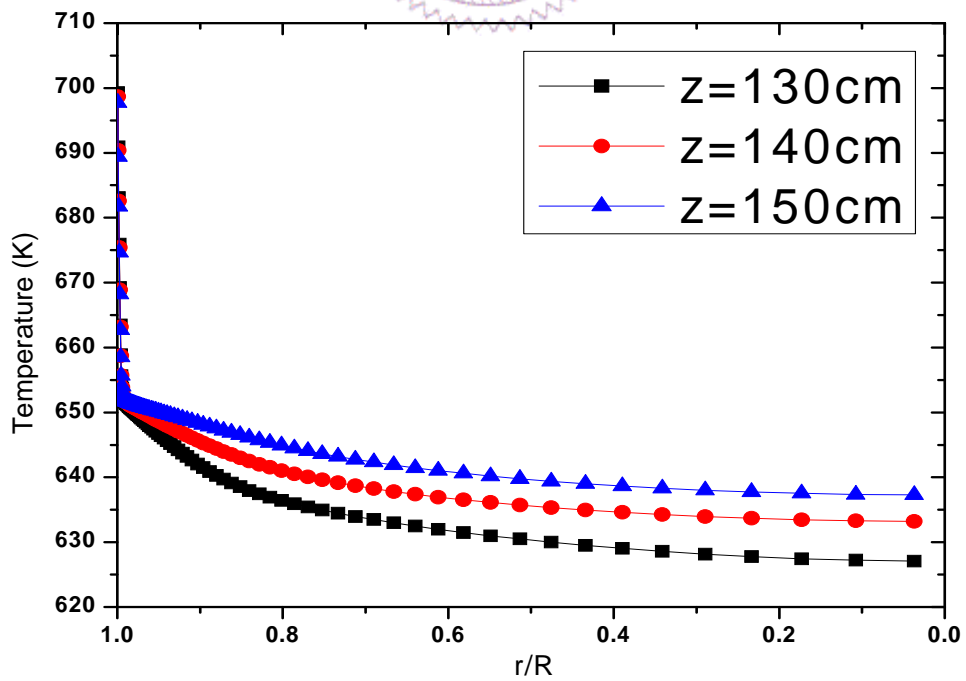


圖 4.66 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化後各 Z 值溫度分佈比較 ($r/R=0\sim 1$)

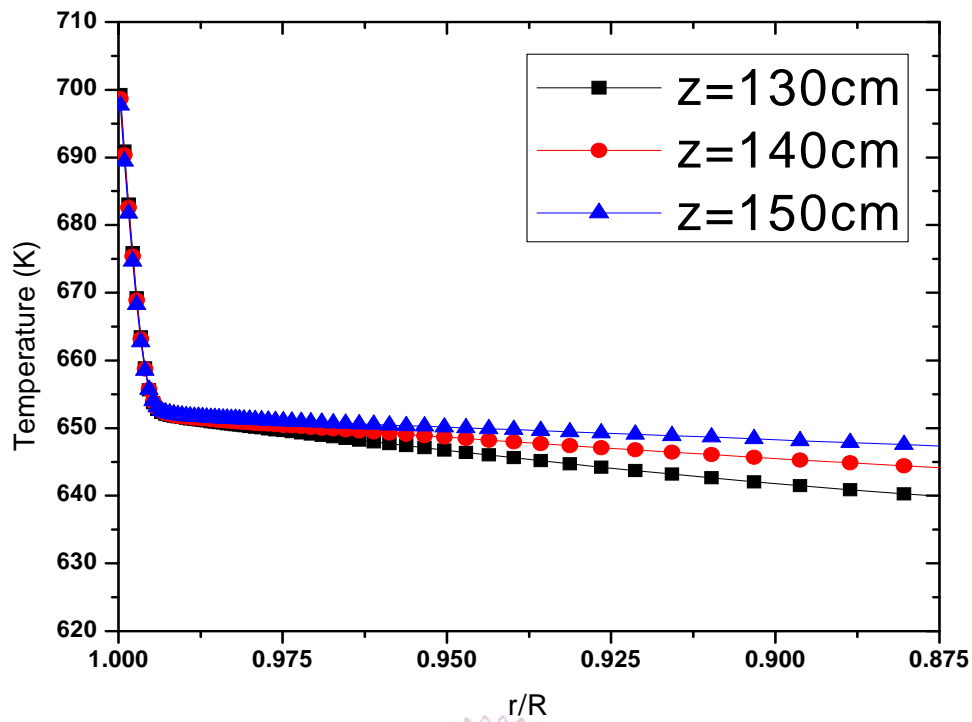


圖 4.67 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化後各 Z 值溫度分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)

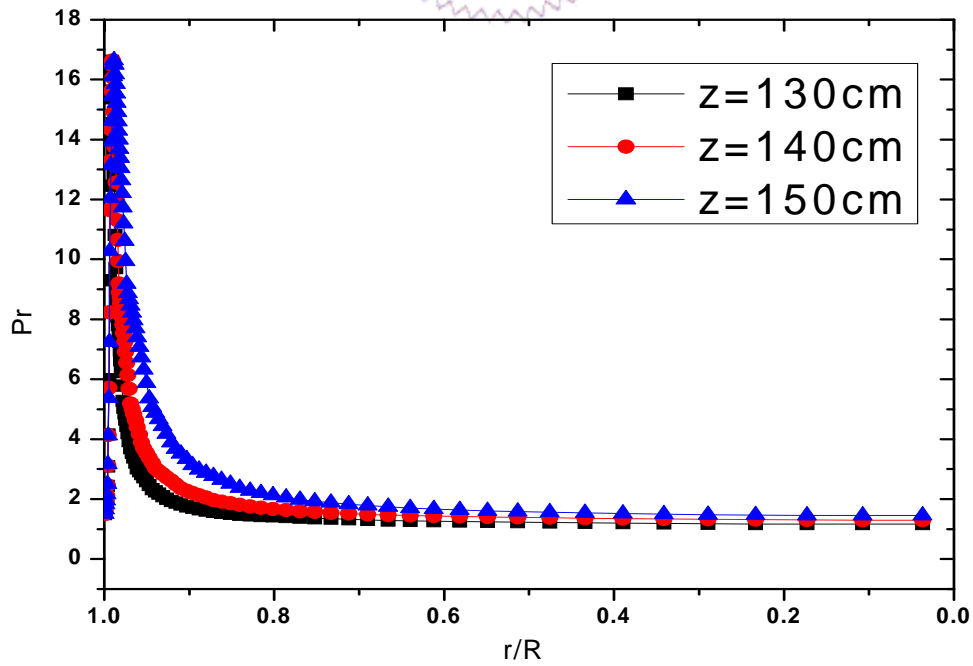


圖 4.68 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化後各 Z 值 Pr 分佈比較 ($r/R=0\sim 1$)

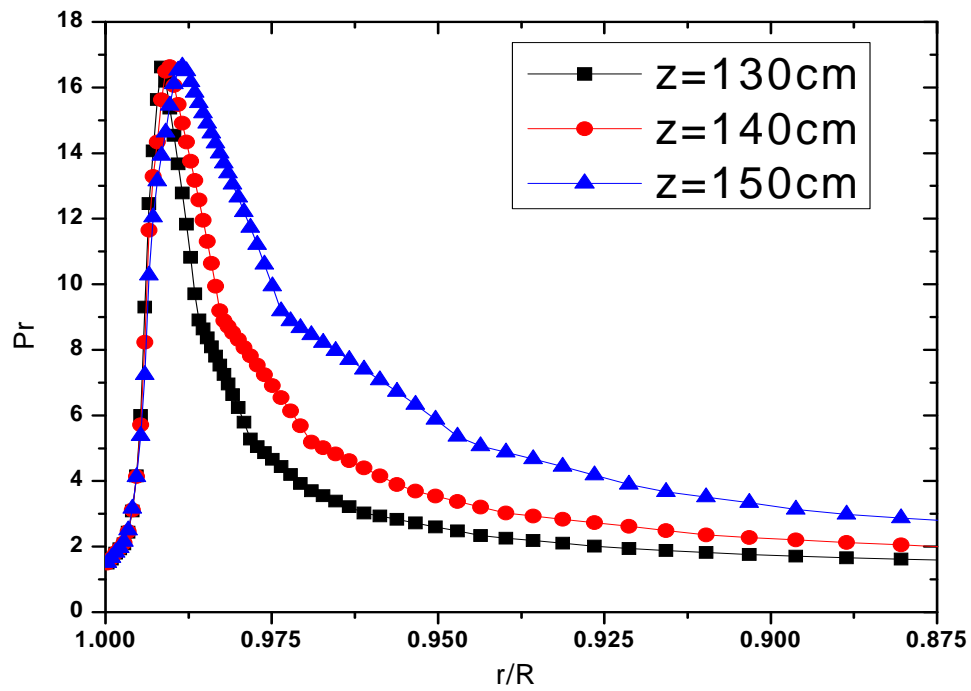


圖 4.69 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化後各 Z 值 Pr 分佈比較 ($r/R=0.875\sim 1$)

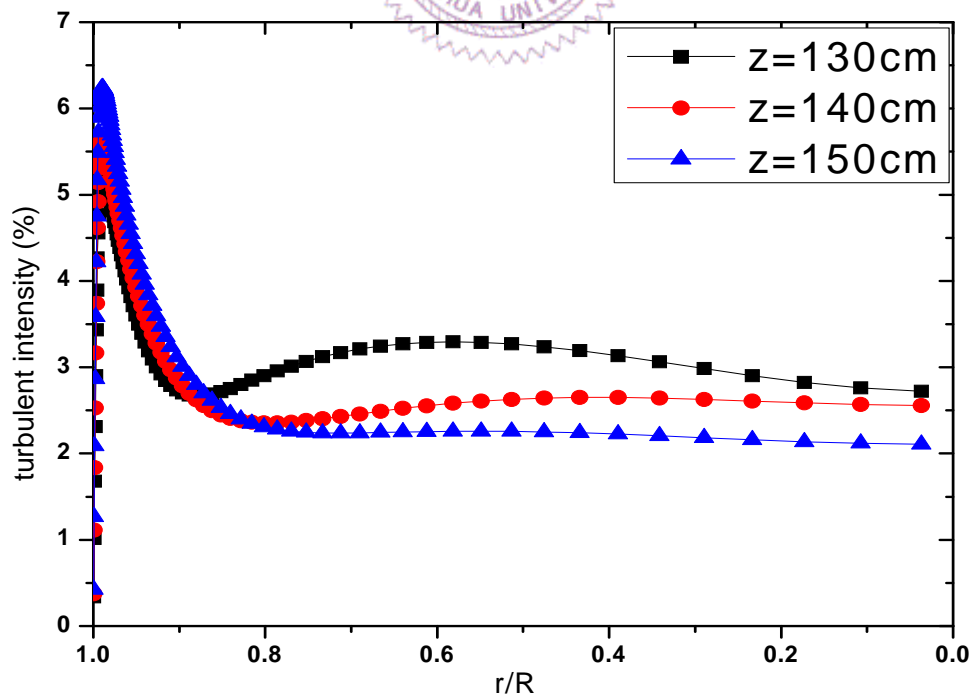


圖 4.70 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化後各 Z 值 turbulent intensity 分佈比較 ($r/R=0\sim 1$)

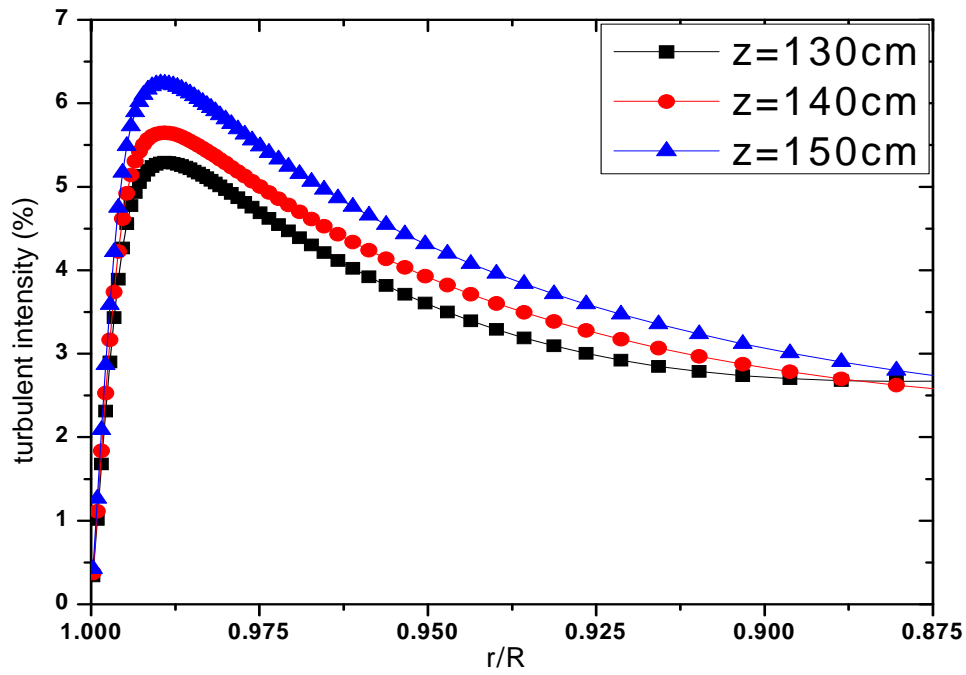


圖 4.71 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化後各 Z 值 turbulent intensity 分佈比較
($r/R=0.875\sim 1$)

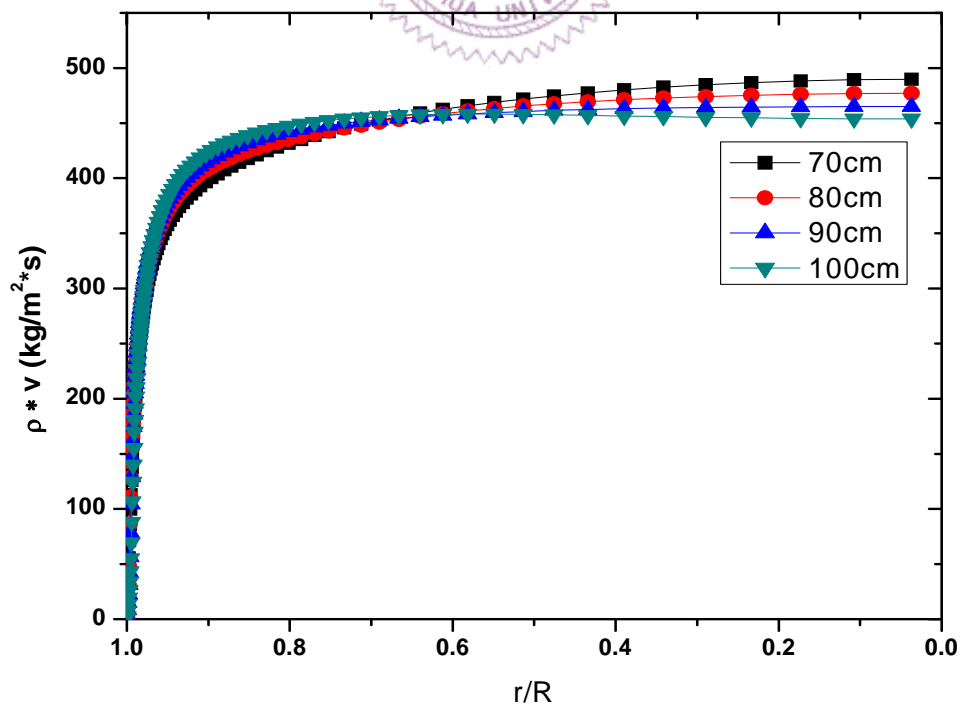


圖 4.72 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化前各 Z 值質量通量分佈比較
($r/R=0\sim 1$)

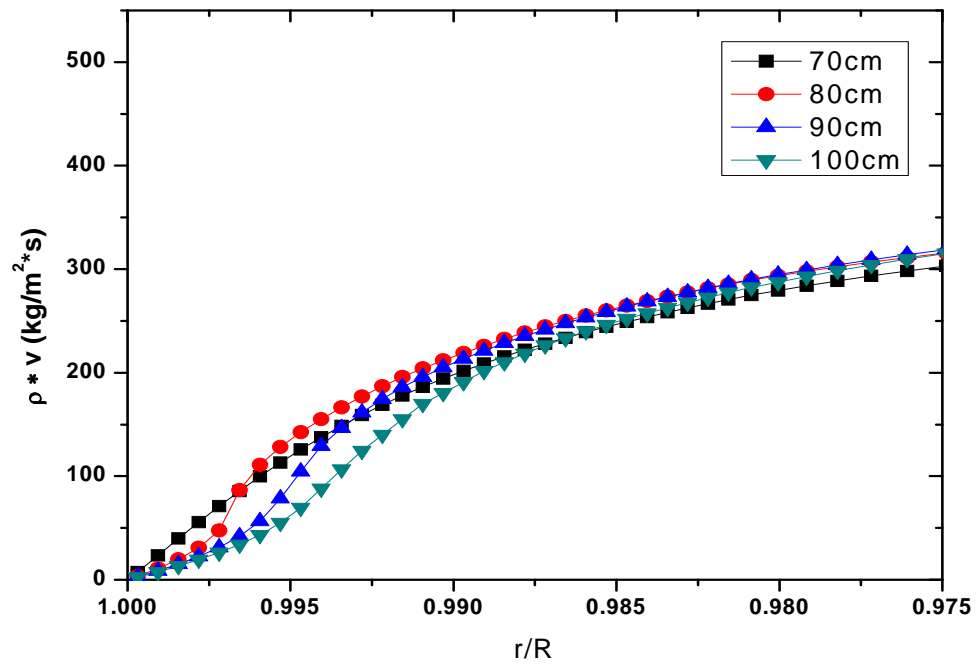


圖 4.73 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化前各 Z 值質量通量分佈比較 ($r/R=0.975\sim 1$)

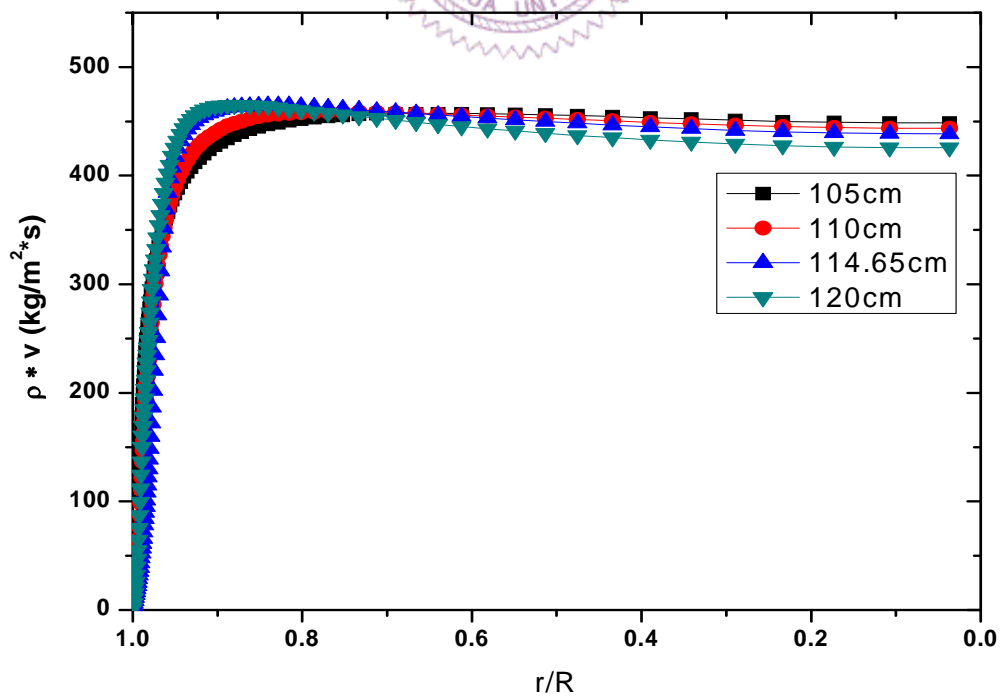


圖 4.74 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化時各 Z 值質量通量分佈比較 ($r/R=0\sim 1$)

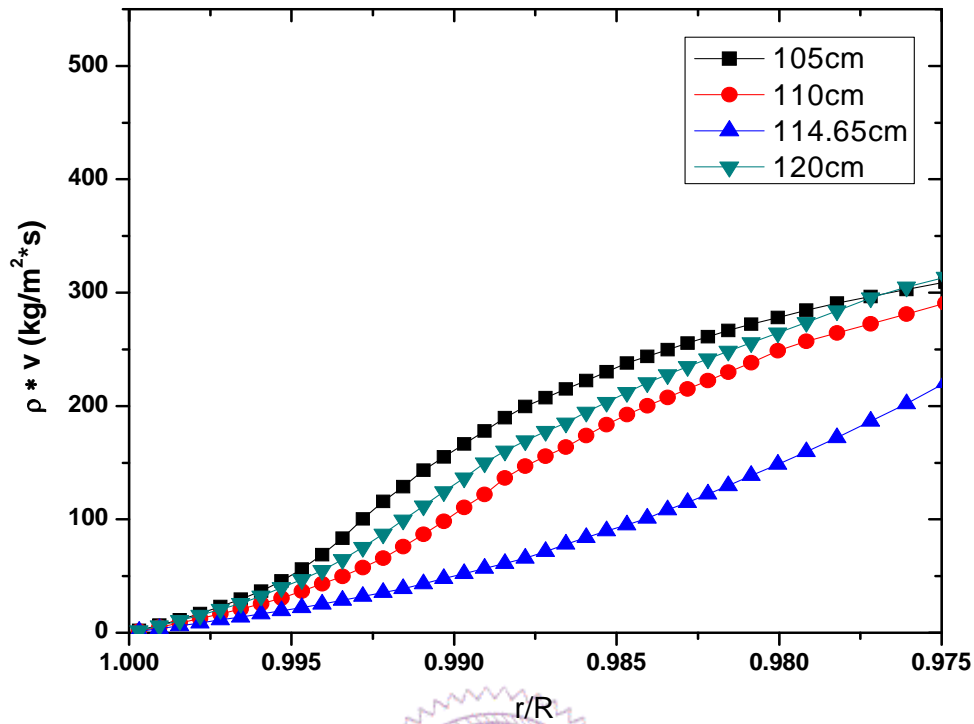


圖 4.75 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化時各 Z 值質量通量分佈比較 ($r/R=0.975\sim 1$)

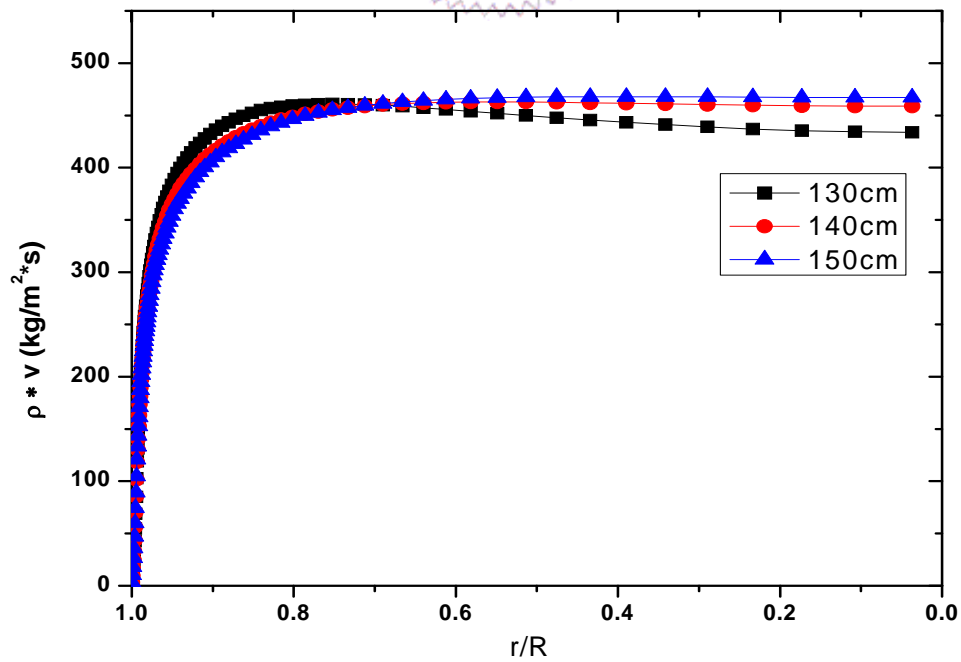


圖 4.76 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下，熱傳劣化後各 Z 值質量通量分佈比較 ($r/R=0\sim 1$)

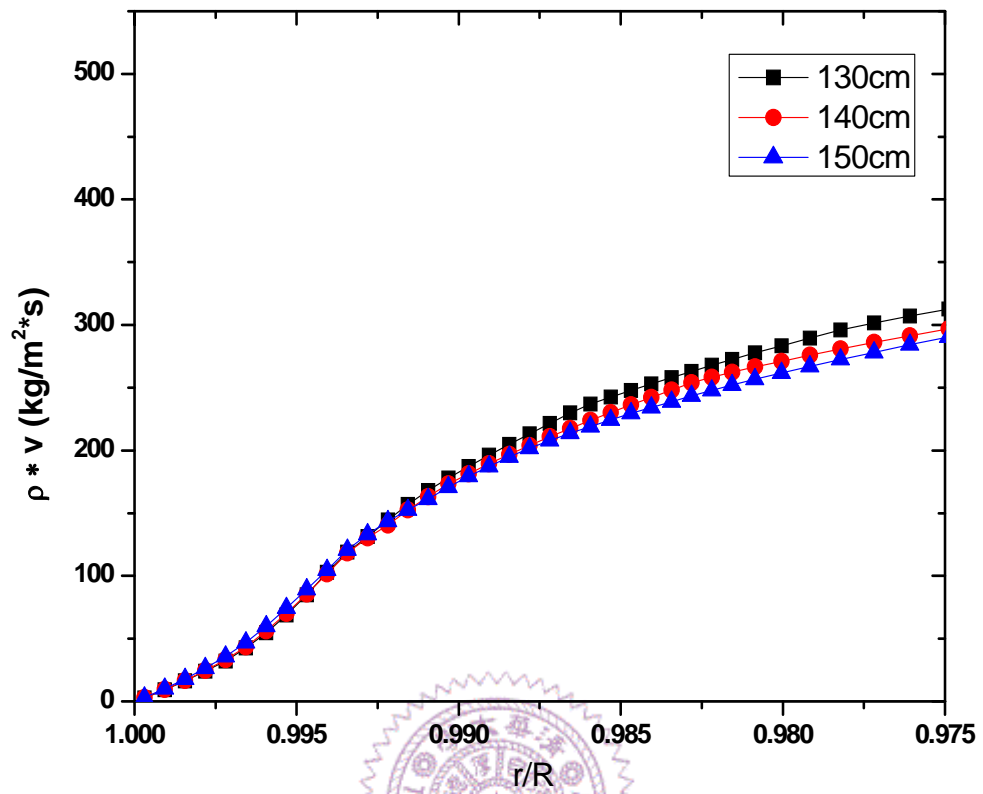


圖 4.77 $P=23.3\text{MPa}$, $T_{in}=590\text{K}$ 下, 熱傳劣化後各 Z 值質量通量分佈比較 ($r/R=0.975\sim 1$)

第五章 結論與展望

超臨界水反應器為發展中的第四代核反應之一，電廠的設計賴於對超臨界水熱傳現象的瞭解。本論文分別探討了熱傳強化與熱傳劣化兩種現象。熱傳強化部分，由於近壁區流體比流體整體先達到比熱最大值，而使得熱傳遞係數最大值發生於比準臨界溫度稍低的溫度。熱傳劣化部分，模擬了操作壓力與進口溫度對於劣化行為的影響，操作壓力的提升與進口溫度的增加都能有效減輕熱傳劣化的發生。模擬的各種操作壓力與進口溫度可作為超臨界水反應器運轉時的參考，避開容易發生熱傳劣化的區域。最後探討了 Pr 峰值區域的分佈對於熱傳劣化的影響。一開始，Pr 峰值區在極近壁區，分佈的範圍也很窄，因此浮力的加速作用侷限於近壁區而使熱傳逐漸裂化。當 Pr 峰值區域剛好移至速度最大值右側時，流體藉著黏滯性把近壁區的浮力作用往軸心方向帶，而使整體速度增加，使熱傳變好，減輕劣化。

模擬的案例中，對於 Shitsman 實驗下操作壓力為 23.3 MPa，進口溫度為 597.4 K 的模擬結果仍不盡理想。未來可利用更細密的網格分析，以期得到更好的結果。熱傳劣化模擬的所有案例，操作壓力分佈於 22.8 MPa~23.9MPa 之間；進口溫度只有三種 590 K、597.4 K、613 K。若想將此表應用於未來超臨界水反應器的運轉，壓力分佈範圍顯得太窄，而溫度的取樣數也不足，未來需要多跑一些案例補足。操作壓力與進口溫度此兩參數只有在模擬熱傳劣化時才探討，未來也可探討此兩參數對於熱傳強化的影響。

參考文獻

- [1] <http://nuclear.inl.gov/gen4/scwr.shtml>
- [2] Cheng. X., Schulenberg, T., “**Heat Transfer at supercritical pressures –Literature Review and Application to a HPLWR,**” Scientific Report FZKA6609. Forschungszentrum Karlsruhe, 2001
- [3] <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>
- [4] Yamagata, K., Nishikawa, K., Hasegawa, S., “**Forced convection heat transfer to supercritical water flowing in Tubes,**” *Int. J. Heat Mass Transfer*, 15,1972, 2575-2593.
- [5] M. E. Shitsman, “**Impairment of the heat transmission at supercritical pressures,**” *High Temperatures*, vol. 1, no. 2, 1963, pp. 237-244.
- [6] Jeremy Licht , Mark Anderson , Michael Corradini, “**Heat transfer to water at supercritical pressures in a circular and square annular flow geometry,**” Nuclear Engineering and Engineering Physics ,College of Engineering, University of Wisconsin , 2008
- [7] Styrikovich M.A., Margulova T.K., Miropolskiy Z.L., “**Problem in the development of designs of supercritical boilers,**” *Teploenergetika*, vol.32(6),1967 , p.p. 4-7
- [8] J.D. Jackson, W.B. Hall, “**Influence of Buoyancy on Heat Transfer to Fluids in Vertical Tubes under Turbulent Conditions,**” *In Turbulent Forced Convection in Channels and Bundles*, vol.2, 1979,p.p. 613-640.
- [9] H. Ogata, S. Sato, “**Measurement of Forced Convection Heat Transfer to Supercritical Helium,**” Proc. of the 4th . Int. Cryogenic Engineering Conference, Eindhoven, Netherlands, may 24-26,1972 , pp.291-294
- [10] B.S. Petukhov, V.A. Kurganov, “**Heat Transfer and Flow Resistance on the Turbulent Pipe Flow of a Fluid with Near-Critical State Parameters,**” *Teplofizika Vysokikh Temperature* , Vol. 21, No. 1, Jan.1983, pp.92-100

- [11] Kim. S.H., Kim, Y.I., Bae, Y.Y. Cho, B.H., “**Numerical Simulation of the vertical upward flow of water in a heated tube at supercritical pressure,**” *Proceedings of ICAPP* , 2004

- [12] Meyder R., “**Turbulent Velocity and Temperature Distribution in the Central subchannel of Rod Bundels,**” *Nuclear Engineering and Design* ,vol. 35 , 1975, pp.181-189

- [13] F. Roelofs, “**CFD Analyses of Heat Transfer to Supercritical Water Flowing Vertically Upward in a Tube,**” Under the contract of the Netherlands Ministry of Economic Affairs, 2004

- [14] X. Cheng□, B. Kuang, Y.H. Yang, “**Numerical analysis of heat transfer in supercritical water cooled flow channels,**” *Nuclear Engineering and design* ,2007

- [15] S. KOSHIZUKA, N.TAKANO and Y.OKA, “**Numerical analysis of deterioration phenomena in heat transfer to supercritical water,**” *Int. J. Heat Mass Transfer* ,Vol.38,No.16, 1995,pp.3077-3084

- [16] Jue Yang^{a,*}, Yoshiaki Oka^a, Yuki ilshiwatari^a, Jie Liu^b, Jaewoon Yoo^a, “**Numerical investigation of heat transfer in upward flows of supercritical water in circular tubes and tight fuel rod bundles,**” *Nuclear Engineering and design* , 2006

- [17] A. P. Ornatskij, L. F. Glushchenko, and S. I. Kalachev, “**Heat transfer with rising and falling flows of water in tubes of small diameter at supercritical pressures,**” *Thermal Engineering*, vol. 18, no. 5, pp. 137-141, 1971