

行政院國家科學委員會專題研究計畫 成果報告

二氧化碳板式熱交換器設計軟體開發(I) 研究成果報告(完整版)

計畫類別：個別型
計畫編號：NSC 100-ET-E-009-004-ET
執行期間：100年01月01日至100年12月31日
執行單位：國立交通大學機械工程學系(所)

計畫主持人：王啟川

計畫參與人員：碩士班研究生-兼任助理人員：劉坤穎
碩士班研究生-兼任助理人員：陳冠宇

公開資訊：本計畫可公開查詢

中華民國 101 年 03 月 30 日

中文摘要： 模擬結果亦顯示，當板片數較少時，模擬所得到的流速分佈結果是較為平均的，而較平均的流速分佈對熱交換器熱傳量的結果將更有益處；然而，板片數量較多時，將直接使得熱交換器的熱傳面積上升，所以即使單一板片的熱傳量是降低的，總體的熱傳量仍然有可能升高。

中文關鍵詞： 板式熱交換器， 二氧化碳， 分布

英文摘要： With the continuous rising needs for environmental awareness and concerns, exploiting natural refrigerants like carbon dioxide had attracted considerable attention as a working fluid in refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. Unlike conventional refrigerants that normally operate in the subcritical region, the high pressure side of carbon dioxide is above critical point. Hence, tremendous variation in thermodynamic and transport properties are encountered. Moreover, all of these physical property effects strongly influence heat transfer and pressure drop characteristics at supercritical conditions. Heat exchanger is the major heat transport device applicable to heating/ventilation/air-conditioning and refrigeration systems (HVAC&R). Performance of the heat exchanger is directly in connection to the overall performance of the whole system. During the past, efforts were made in either academic or in industry to improve the performance of the system, especially in improving the energy efficiency and in reducing the material cost. There are four major components in HVAC&R system, namely compressor, condenser, evaporator, and expansion device. The process of condensing or evaporating requires heat exchangers. Hence, well designed heat exchanger gives rise to higher system performance. The heat exchanger using carbon dioxide, especially operated in supercritical state, is quite complex due to interactions amid thermofluid, physical properties, and heat exchanger configurations. Until now, there is no well accepted design tool that is capable of designing the heat transfer performance of CO₂ heat exchanger. In this regard, it is the objective of

this project to develop design software of plate heat exchanger using carbon dioxide refrigerant. The first year' s project aims to develop the gas cooler design software that is operated in supercritical region. Currently, the software is capable of handling the tremendous change of CO₂ property and can simulate the distribution subject to CO₂ or water. The calculated results are in line with the existing literatures. And it is found the performance of the plate heat exchanger is very sensitive to the CO₂ working fluid especially near the pseudo critical temperature.

英文關鍵詞： plate heat exchanger, CO₂, distribution

二氧化碳板式熱交換器設計軟體開發(I)

Software development of CO₂ plate heat exchanger (I)

計畫編號：NSC 100-ET-E-009-004-ET

計畫類別：■個別型計畫 □整合型計畫

計畫主持人：王啟川

e-mail：ccwang@nmail.nctu.edu.tw

計畫參與人員：劉坤穎、陳冠宇、湯宜群

執行單位：國立交通大學機械工程系

摘要

本研究開發超臨界流體二氧化碳之板式熱交換器設計軟體，用以計算出之速度以及壓力在各個通道間的分佈，初步結果與文獻之趨勢一致，並驗證本程式的正確性。而將模擬結果與參考文獻中所建立之連續方程式及動量方程式比較，則可以輕易發現亦符合所建立之方程式。故根據上述的結果可以確定，本程式可以求出二氧化碳超臨界流體在板式熱交換器中的速度、壓力及溫度分佈。模擬結果亦顯示，當板片數較少時，模擬所得到的流速分佈結果是較為平均的，而較平均的流速分佈對熱交換器熱傳量的結果將更有益處；然而，板片數量較多時，將直接使得熱交換器的熱傳面積上升，所以即使單一板片的熱傳量是降低的，總體的熱傳量仍然有可能升高。

關鍵字：板式熱交換器，二氧化碳，分布

板式熱交換器, 二氧化碳, 分布

目錄

| | | |
|----|----------------------|----|
| 一、 | 前言..... | 1 |
| 二、 | 文獻回顧 | |
| | 2-1 超臨界二氧化碳熱傳特性..... | 6 |
| | 2-2 流場計算之文獻..... | 12 |
| | 2-3 熱傳計算之文獻..... | 15 |
| 三、 | 數值模型內容 | |
| | 3-1 模型建立..... | 18 |
| | 3-2 方程式理論..... | 19 |
| | 3-3 數值方法..... | 23 |
| | 3-4 程式流程..... | 24 |
| 四、 | 結果與討論..... | 25 |
| 五、 | 結論..... | 38 |
| 六、 | 參考文獻..... | 39 |

圖目錄

| | |
|---|----|
| 圖 1-1 超臨界下二氧化碳密度變化..... | 2 |
| 圖 1-2 板式熱交換器實體圖..... | 3 |
| 圖 1-3 板式熱交換器內部構造示意圖..... | 3 |
| 圖 1-4 板式熱交換器內部構造示意圖..... | 4 |
| 圖 1-5 U-type 板式熱交換器與 Z-type 板式熱交換器..... | 4 |
| 圖 2-1 Gnielinski Correlation 和實驗數據比較..... | 6 |
| 圖 2-2 超臨界下二氧化碳比熱變化..... | 7 |
| 圖 2-3 超臨界下二氧化碳導熱性變化..... | 8 |
| 圖 2-4 超臨界二氧化碳黏滯性變化..... | 8 |
| 圖 2-5 超臨界下二氧化碳密度變化..... | 9 |
| 圖 2-6 流體進入流道示意圖..... | 12 |
| 圖 2-7 入口控制體積示意圖..... | 12 |
| 圖 2-8 出口控制體積示意圖..... | 12 |
| 圖 2-9 熱傳控制體積示意圖..... | 16 |
| 圖 3-1 理論建構模型..... | 18 |
| 圖 3-2 分流區格點圖..... | 19 |
| 圖 3-3 流道區格點圖..... | 19 |
| 圖 3-4 流道區格點圖..... | 19 |
| 圖 3-5 水的流道溫度格點示意圖..... | 21 |
| 圖 3-6 二氧化碳的流道溫度格點示意圖..... | 22 |
| 圖 3-7 肋條的流道溫度格點示意圖..... | 22 |
| 圖 4-1 Case1 時流道數為 10 時水之壓力分佈..... | 26 |
| 圖 4-2 Case2 時流道數為 15 時水之壓力分佈..... | 26 |
| 圖 4-3 Case3 時流道數為 20 時水之壓力分佈..... | 27 |
| 圖 4-4 Case1 時流道數為 9 時二氧化碳之壓力分佈..... | 27 |
| 圖 4-5 Case2 時流道數為 14 時二氧化碳之壓力分佈..... | 28 |
| 圖 4-6 Case3 時流道數為 19 時二氧化碳之壓力分佈..... | 28 |

| | |
|---|----|
| 圖 4-7 Case1 時流道數為 10 時水之速度分佈..... | 29 |
| 圖 4-8 Case2 時流道數為 15 時水之速度分佈..... | 29 |
| 圖 4-9 Case3 時流道數為 20 時水之速度分佈..... | 30 |
| 圖 4-10 Case1 時流道數為 9 時二氧化碳之速度分佈..... | 31 |
| 圖 4-11 Case2 時流道數為 14 時二氧化碳之速度分佈..... | 31 |
| 圖 4-12 Case3 時流道數為 14 時二氧化碳之速度分佈..... | 32 |
| 圖 4-13 當水流道數為 10 時不同入口速度各個流道之分佈情形..... | 35 |
| 圖 4-14 當水流道數為 15 時不同入口速度各個流道之分佈情形..... | 35 |
| 圖 4-15 當水流道數為 20 時不同入口速度各個流道之分佈情形..... | 36 |
| 圖 4-16 當二氧化碳流道數為 9 時不同入口速度各個流道之分佈情形..... | 36 |
| 圖 4-17 當二氧化碳流道數為 14 時不同入口速度各個流道之分佈情形..... | 37 |
| 圖 4-18 當二氧化碳流道數為 19 時不同入口速度各個流道之分佈情形..... | 37 |

一、前言

在早期的冷凍空調系統中，所使用的冷媒皆以天然冷媒為主，包括氨、丙烷及二氧化碳等。而氨及丙烷具有可燃性及毒性，二氧化碳則受限於操作壓力過大以及早期的工業水準等因素，故不被人們所廣泛應用。1950 年代起，隨著 CFC（合成冷媒）的應用與發展，人們認為此類冷媒具有無毒、無味、安定性高、不可燃等優點，故被廣泛應用在冷凍空調系統之中，使得天然冷媒逐漸淡出市場。而直至 1980 年代起，臭氧層的破壞與溫室效應等議題逐一浮現，使得人們對於使用 CFC、HCFC 甚至是 HFC 這類合成冷媒產生質疑，而目前較常使用之冷媒如 R-134a，雖無破壞臭氧層等問題，但其仍具有極高之溫室效應潛力。而其它研究中之各種鹵烷冷媒等，亦具有相同之問題。為了解決合成冷媒對於環境的影響與衝擊，天然冷媒重新被人們所重視及發展。其中，二氧化碳因為其取得容易，無毒、不可燃、不助燃且無破壞臭氧層及溫室效應潛力低等優點，為一理想無污染冷媒。

不過，二氧化碳冷媒還與傳統冷媒有相當大的差異，原因在於二氧化碳的臨界溫度與臨界壓力分別為 31.1°C 與 78.7 Bar，在熱交換器內部，二氧化碳將在臨界點以上操作，而此時，二氧化碳無法像一般的冷凝器經由冷凝的方式散熱，而是以近乎氣體之單相熱傳方式散熱，且由於二氧化碳在臨界點狀態附近，物性差異非常大如下圖 1-1：

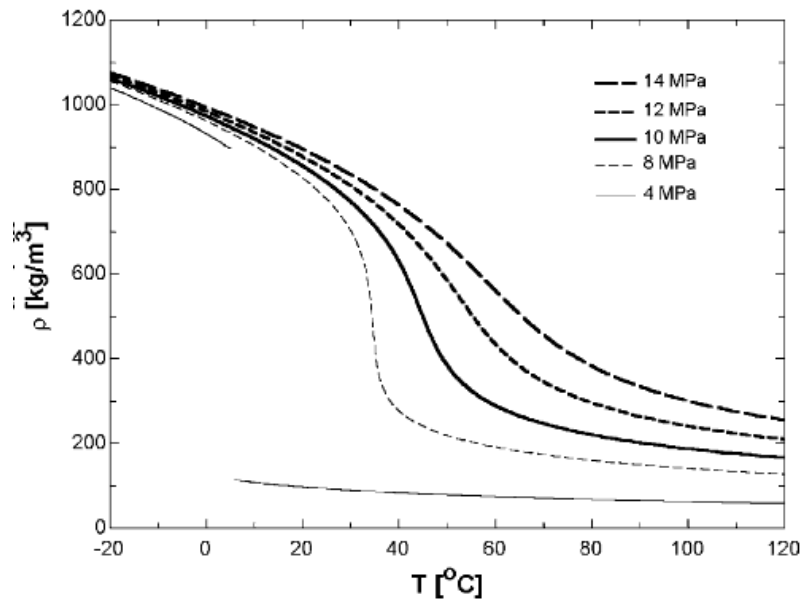


圖 1-1 超臨界下二氧化碳密度變化

由上圖可知，二氧化碳臨界狀態下密度變化非常劇烈，因此不能用傳統單相氣對氣熱交換器的理論方程式，來計算二氧化碳在熱交換器內部的溫度、速度與壓力等情形；本研究目的在於建立一個描述二氧化碳在臨界點附近之方程式，藉由此方程式模擬二氧化碳在 U 型板式熱交換器中的流速、壓力與溫度分佈。

常見的製程用熱交換器依其結構約可分為套管式熱交換器、殼管式熱交換器及板式熱交換器等三類。本文所探討的對象為板式熱交換器。

板式熱交換器的外觀構造如下圖所示：

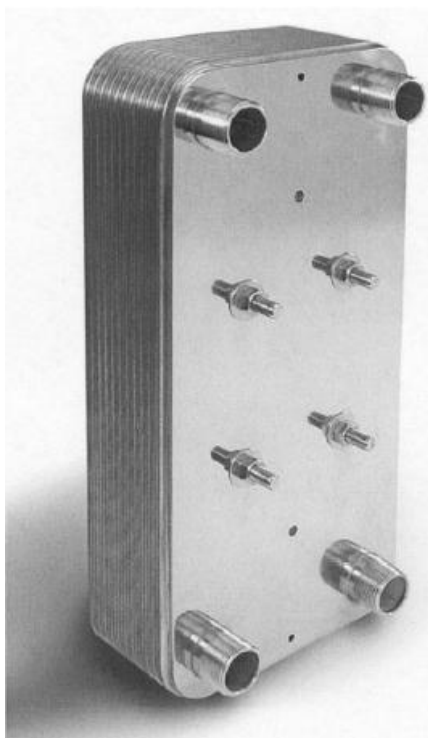


圖 1-2 板式熱交換器實體圖

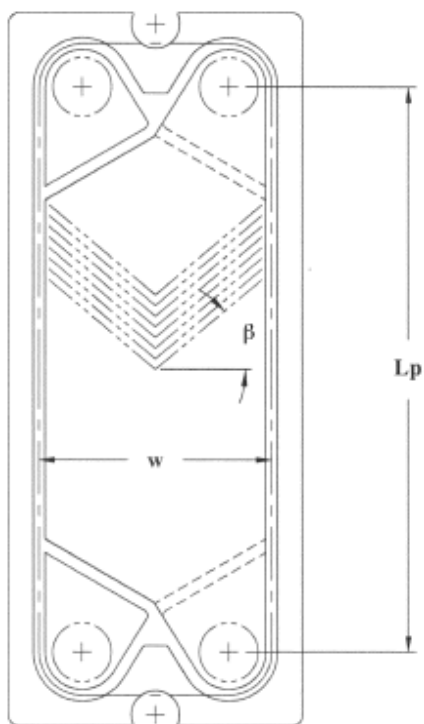


圖 1-3 板式熱交換器內部構造示意圖

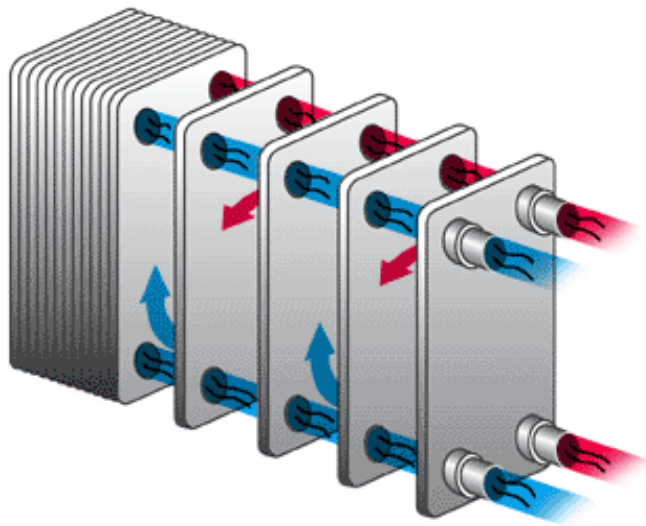


圖 1-4 板式熱交換器內部構造示意圖

熱交換器主要由分、匯流管、板片以及墊片組成，藉由墊片和板片不同的組合方式，冷熱流體將經由分流通管分流至相鄰的板片通道流動，而達到熱交換的效果如下圖 5 再藉匯流管將以加熱冷卻完成之流體導出。若以流動方向區分，則可以分為順流和逆流兩種；而若以分、匯流管出入口位置的不同則可分成 U 型和 Z 型兩種，如下圖 1-5 所示。

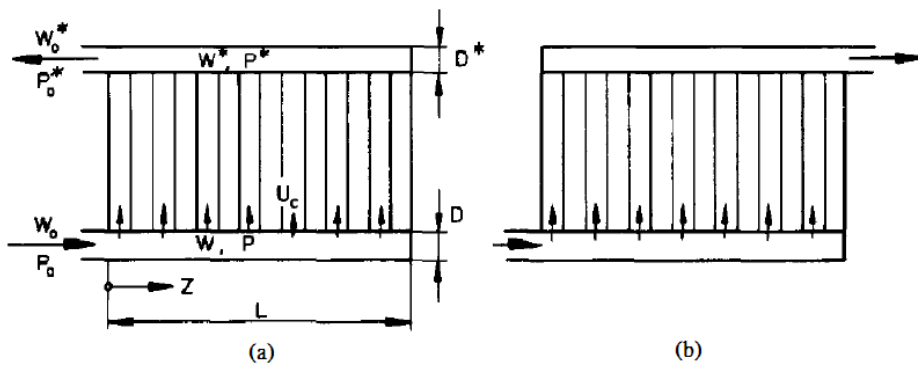


圖 1-5 U-type 板式熱交換器與 Z-type 板式熱交換器。ref. [2]

板式熱交換器擁有以下優點[1]：

1. 易清潔、檢查及保養。
2. 可隨負載而增減熱傳面積→藉由板片數、板片大小、板片型式、流場安排等因素之變化(針對組合式而言，硬焊式無此優點)。
3. 低污垢阻抗→因內部流場通常是在高度紊流情況下，故其污垢阻抗只有殼管式之 10~25%。
4. 熱傳面積大→具高熱傳係數、低污垢阻抗、純逆向流動，故在同熱傳量下，

熱傳面積約為殼管式之 $1/2\sim 1/3$ 。

5.低成本。

6.體積小→同熱傳量下，體積約為殼管式之 $1/4\sim 1/5$ 。

7.重量輕→在相同熱傳量下，重量約為殼管式之 $1/2$ 。

8.流體滯留時間短且混合佳→可達到均勻之熱交換。

9.容積小→含液量少、快速反應、製程易控制。

10.熱力性能高→溫度回復率可達 1°C ，有效度可達 93%。

11.無殼管式中流體所引起之振動、噪音、熱應力及入口沖擊等問題。

12.適合液對液之熱交換、需要均勻加熱、快速加熱或冷卻之場合。

二、文獻回顧

2-1 超臨界二氧化碳熱傳特性

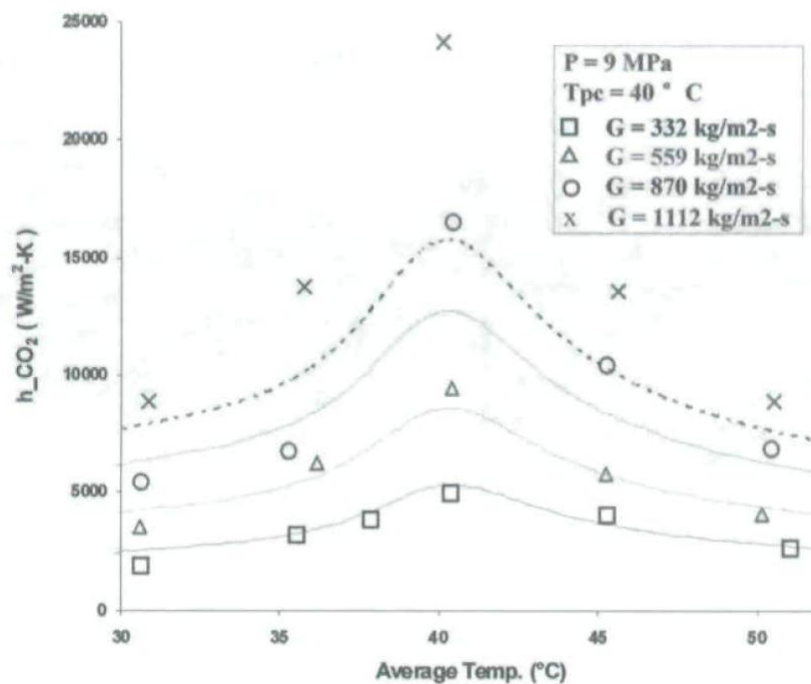


圖 2-1 Gnielinski Correlation 和實驗數據比較

由於超臨界二氧化碳在穿越臨界時，許多熱力、流力特性諸如密度、焓、黏性等皆會有極大的變化，傳統適用於單相熱傳的經驗式，如 Dittus-Boelter[3]所提出的和 Gnielinski Correlation [4]

$$\text{Dittus-Boelter : } Nu_b = 0.023 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.3} \quad (2-1)$$

(適用於流體被冷卻情況， $Re=10000\sim 120000$ ， $Pr=0.7\sim 120$)

$$\text{Gnielinski : } Nu_b = \frac{(f/2) (Re - 1000)}{1 + 12.7 (f/2)^{0.5} Pr_b^{0.4}} \quad (2-2)$$

(適用於 $Re=2300\sim 1000000$ ， $Pr = 0.5\sim 2000$)

上二式皆是適用於熱力和流力性質變化不大的情況，但應用在二氧化碳熱傳的預測上並不準確。原因在於，紐塞數是受到雷諾數(Reynolds number)和普蘭特爾數(Prandtl number)的影響，也就是會受到密度以及熱傳係數的影響，又知道二氧化碳在超臨界流體狀態時，其熱傳性能以及流體性質會有很大的差異，以圖 8 為例，圖中的點代表實驗數據，而線代表 Gnielinski Correlation 預測的數值，可以發

現在低質量通率下預測較準，而在質量通率漸漸增加時誤差逐漸加大，尤其在準臨界(Pseudo-critical)點附近的誤差最大。而除了雷諾數(Reynolds number)和普蘭特爾數(Prandtl number)對熱傳的影響外，超臨界二氧化碳的熱傳特性還和下列因子有關：

1. 準臨界性質

從前述可知二氧化碳在溫度與壓力分別是 330K、7.8MPa 時，屬於臨界流體，而其熱力性質以及流體特性，由下圖 9、10、11、12 既可以發現，其在臨界狀態會有很大的變化。

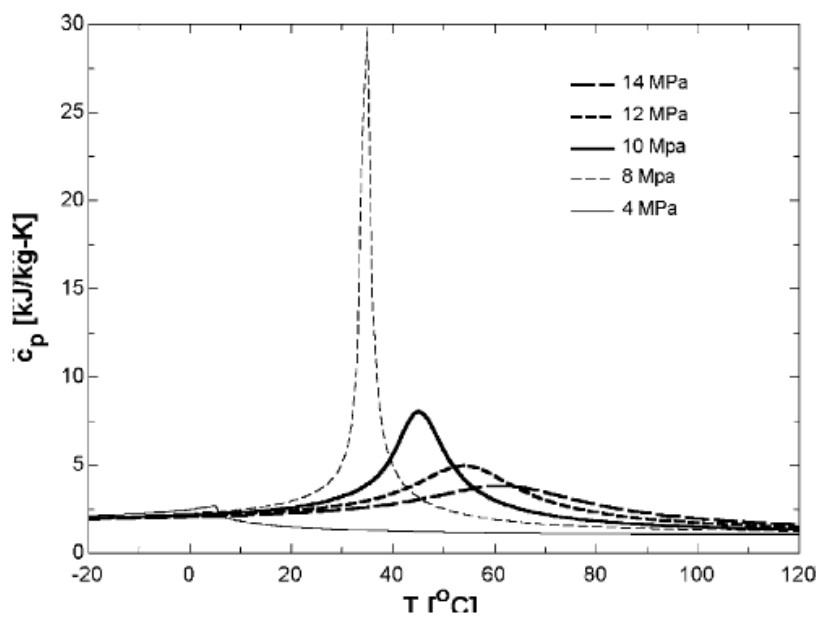


圖 2-2 超臨界下二氧化碳比熱變化

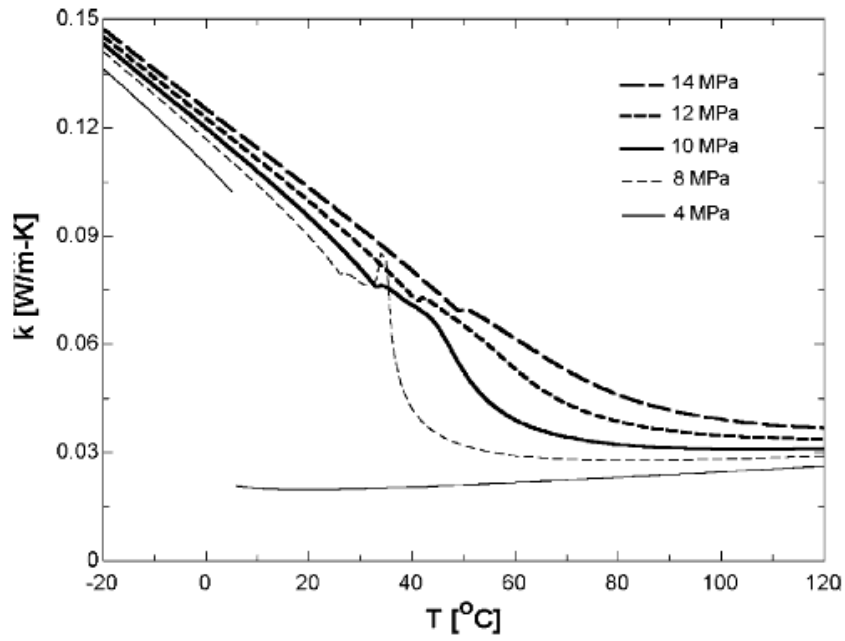


圖 2-3 超臨界下二氧化碳導熱性變化

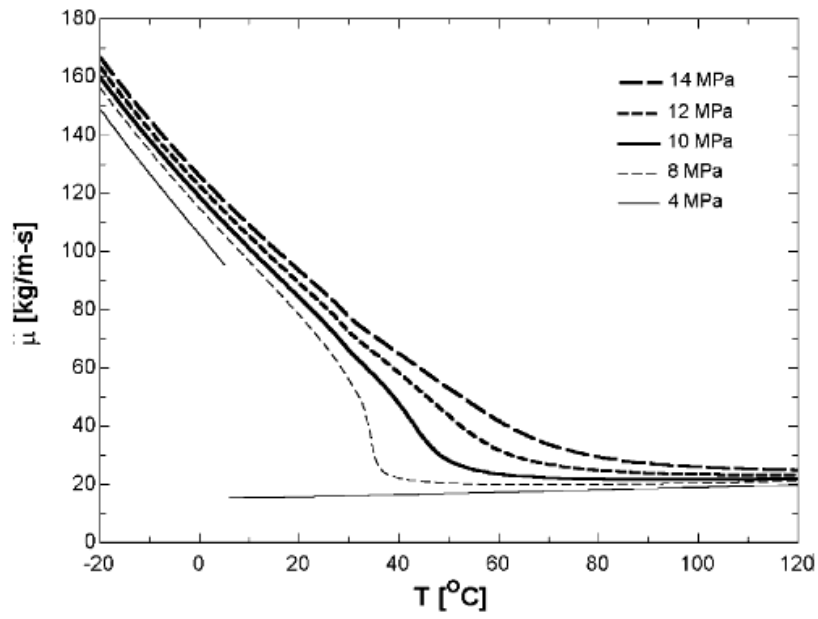


圖 2-4 超臨界二氧化碳黏滯性變化

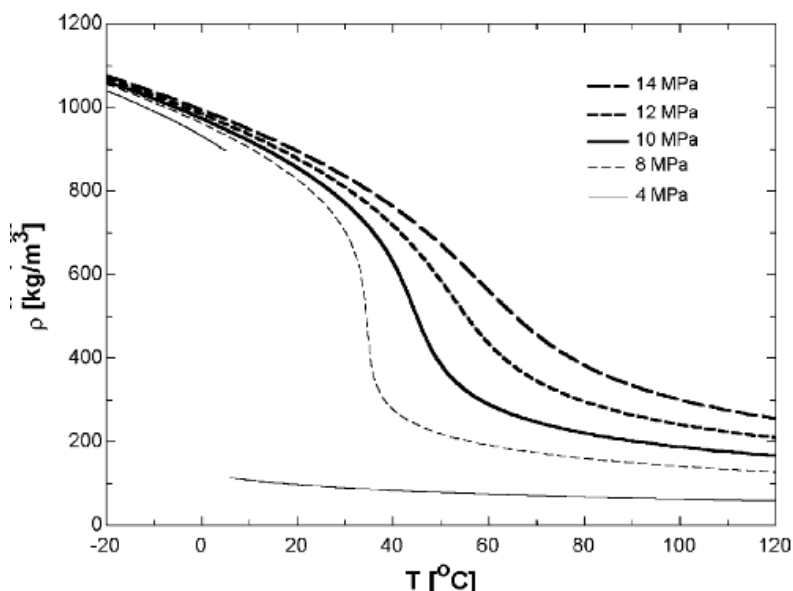


圖 2-5 超臨界下二氧化碳密度變化

二氧化碳在超臨界的狀態下，若以等壓的方式升降溫，當溫度到達某一點的時候，等壓比熱將會達到一個極大值，在這點的性質稱之為準臨界性質 (Pseudocritical Property)，如準臨界溫度、準臨界密度等。在此點附近，熱傳係數會有明顯的上升，這可歸咎於此點普蘭特爾數的大幅增加。對於準臨界壓力及溫度，依據 Liao et al.[5]及 NIST 所提供的熱力表可以表示成和壓力間的關係式：

$$T_{pc} = -122.6 + 6.124P - 0.1657P^2 + 0.01773P^{2.5} - 0.0005608P^3 \quad (2-3)$$

$$\rho_{pc} = 272.6 + 4.233P - 0.02901P^2 + 0.00009153P^3 \quad (2-4)$$

在 Yoon et al. [6]的水平圓管實驗裡，在壓力 7.5~8.8MPa 之下對超臨界二氧化碳做測試，結果發現熱傳性能受到準臨界密度的影響，並做出了一熱傳修正式以描述其性質：

$$Nu_b = 0.14 Re_b^{0.69} Pr_b^{0.66} \quad \text{if } T_b > T_{pc} \quad (2-5)$$

$$Nu_b = 0.013 Re_b Pr_b^{-0.05} \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho_b}\right)^{1.6} \quad \text{if } T_b < T_{pc} \quad (2-6)$$

2. 壁面和中心性質的差異

由於在準臨界點附近性質的巨大變化，在同一截面上，中心和壁面的差異也受到考慮。Son et al.[7]的實驗說明了在同一管截面上，壁面和管中心性質的差異

上也影響熱傳能力，同時也提出了修正式：

$$Nu_b = Re_b^{0.55} Pr_b^{0.23} \left(\frac{c_{p,b}}{c_{p,w}}\right)^{0.15} \quad \text{if } T_b > T_{pc} \quad (2-7)$$

$$Nu_b = Re_b^{0.35} Pr_b^{1.9} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w}\right)^{-1.6} \left(\frac{c_{p,b}}{c_{p,w}}\right)^{-3.4} \quad \text{if } T_b < T_{pc} \quad (2-8)$$

3. 熱通量和質通量的影響

除了上述兩項因子外，Petrov et al. [8]則描述了管壁熱通量和質量通量會造成熱傳上的差異，並提出了 Petrov Correlation：

$$Nu_w = Nu_{o,w} (1 - 0.001 \frac{q}{G}) \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,w}}\right)^n \quad (2-9)$$

其中 $Nu_{o,w}$ 為：

$$Nu_{o,w} = \frac{(f/8) Re_w Pr_w}{1.07 + 12.7(f/8)^{0.5} (Pr_w)^{2/3}} \quad (2-10)$$

式中 n 值的大小由熱通量和質通量的比決定：

$$n = 0.66 - 0.0004 \left(\frac{q}{G}\right) \quad \text{if } \bar{c}_p < c_{p,w}$$

$$n = 0.9 - 0.0 \left(\frac{q}{G}\right) \quad \text{if } \bar{c}_p > c_{p,w}$$

\bar{c}_p 的定義則為：

$$\bar{c}_p = \frac{h_b - h_w}{T_b - T_w}$$

4. 自然對流的影響

由於 R744 在準臨界區附近的密度變化非常大，因此它的浮力效應對熱傳影響便非常明顯。Liao et al. [5]的文獻即以紐塞數說明了這點：

$$Nu_b = 0.128 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.3} \left(\frac{Gr}{Re_b^2}\right)^{0.205} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w}\right)^{0.437} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,w}}\right)^{0.411} \quad (2-11)$$

5. 熱交換器幾何形狀的影響

N. Hayes et al. [7]以實驗方法，測試二氧化碳位於二相區在三種不同幾何形狀的板式熱交換器中其熱傳係數之變化。結果顯示為當傾斜角(chevron angle)越小時，由於其紊流程度較高，故熱傳係數較高。由此可知傾斜角亦為設計板式熱交換器的重要參數之一。

2-2 流場計算之文獻

M.K. Bassiouny and H. Martin [2]先建立如下圖 2-6 之模型，並分別設定流道入口與出口之控制體積，如圖 2-7 和 2-8：

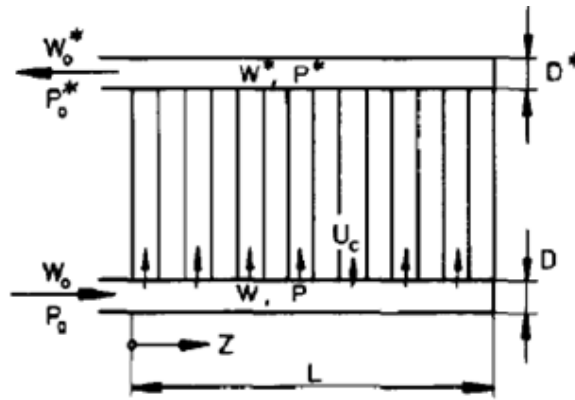


圖 2-6 流體進入流道示意圖

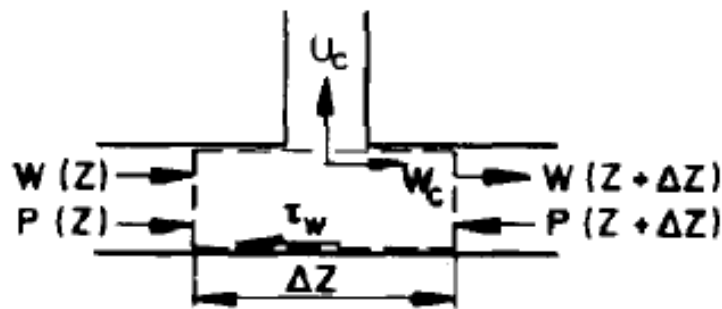


圖 2-7 入口控制體積示意圖

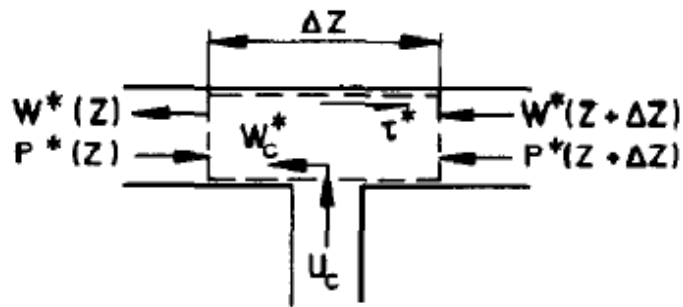


圖 2-8 出口控制體積示意圖

並分別對入口與出口做分析，如下：

(i) 首先對入口部分做質量守恆

$$\rho A W = \rho A_c U_c + \rho A \left(W + \frac{dW}{dZ} \Delta Z \right) \quad (2-12)$$

且由 $\Delta Z = \frac{L}{n}$ ，帶入上式

$$\text{整理後可得} \quad U_c = -\frac{A L}{A_c n} \frac{dW}{dZ} \quad (2-13)$$

其中：A 為導管入口之截面積，

A_c 為流道截面積，

W 為入口速度，

U_c 為流道入口速度，

L 為導管長度，

n 為流道數量，

Z 為軸方向，

(ii) 對入口做動量守恆：

$$P A \left(\frac{dP}{dZ} \Delta Z \right) - \tau_w A \pi \Delta Z = \rho A_c \left(-\frac{d}{dZ} \frac{W^2}{2} \right) \Delta Z - \rho A_c \quad (2-14)$$

在這份報告中引入[3,4]平均速度比 $\beta = W_c / W$ 。

由於文中將 β 視為常數，利用 β 與流速之關係做整理可以知道

$$W_c = W - \frac{A_c}{A} U_c \quad (2-15)$$

將上式帶入(2-14)式，並與剪應力 $\tau_w = f \rho (W^2 / 8)$ 一起帶入整理可得

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dZ} + \frac{f}{2D} W^2 + W \frac{d}{dZ} \left(\frac{W}{n} \frac{dW}{dZ} \right) = 0 \quad (2-16)$$

而其中

P 為入口壓力，

f 為入口平均摩擦係數，

D 為入口直徑，

τ 為剪應力，

β 為平均速度比(W_c/W)

(iii).對出口做質量守恆

$$\rho A^* W^* = \rho A \left(W + \frac{dW^*}{dZ} \Delta Z \right) + \rho A_c U_c \quad (2-17)$$

與(2-13)比較，並與入口推得知U做比較可得：

$$U_c = -\frac{A^* L}{A_c n} \frac{dW^*}{dZ} = -\frac{AL}{A_c n} \frac{dW}{dZ} \quad (2-18)$$

整理後可知：

$$W^* = \frac{A}{A^*} W \quad (2-19)$$

而其中，有*即為出口之性質

(iv)出口動量守恆

$$\begin{aligned} P^* A^* - \left(P + \frac{dP^*}{dZ} \Delta Z \right) A - \tau_w^* \pi D \Delta Z &= \rho A^* \left(W + \frac{dW^*}{dZ} \Delta Z \right)^2 - \rho A W^2 + \rho A_c U_c W_c^* \end{aligned} \quad (2-20)$$

出口平均速度比可表示為 $\beta = W_c^* / W^*$

而出口之剪應力為： $\tau_w^* = f^* \rho (W^{*2} / 8)$

將上兩式帶入(2-20)可得：

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP^*}{dZ} + \frac{f^*}{2D^*} \gamma^2 W^2 - \gamma^2 W \frac{dW}{dZ} - \frac{L}{n} \gamma^2 \left(\frac{dW}{dZ} \right)^2 = 0 \quad (2-21)$$

(v)入出口合併

將(2-16)和(2-21)做比較，可得

$$\frac{1}{\rho} \frac{d(P-P^*)}{dZ} - \frac{1}{2} \left(\frac{f}{D} - \frac{f^*}{D^*} \gamma^2 \right) W^2 + (1-\gamma^2) W \frac{dW}{dZ} - (1+\gamma^2) \frac{L}{n} \left(\frac{dW}{dZ} \right)^2 \quad (2-22)$$

再利用壓降公式

$$P - P^* = \zeta_c \rho \frac{U^2}{2} = -\zeta_c \rho \left(\frac{AL}{A_c n} \right)^2 \left(\frac{dW}{dZ} \right)^2 \quad (2-23)$$

將(2-22)式中 $P - P^*$ 的部分代換掉

$$\text{其中 } \zeta_c = 1 + C + f_c \frac{l_c}{d_c} + C^*$$

且 l_c 為流道長度，

ζ_c 為流道中流體平均總水頭損失係數，

C 為入口進入流道轉換損失係數，

D_c 為流道直徑，

而加上*表即為從流道轉換到出口的轉換損失係數。之後做無因次化

$$p = \frac{P}{\rho W_0^2}, \quad w = \frac{W}{W_0}, \quad u = \frac{U}{W_0}, \quad z = \frac{Z}{L}$$

可得

$$\left[\zeta_c \alpha \frac{d^2 w}{dz^2} + (1 + \gamma^2) \frac{l}{n} \frac{dw}{dz} - (1 - \gamma^2) w \right] \left(\frac{dw}{dz} \right) = 0 \quad (2-24)$$

而其中 $\left(\frac{f}{D} - \frac{f^*}{D^*} \gamma^2 \right)$ 在本論文中被視為是可以忽略的項。

這份研究是假設在平均速度比已知的條件下，用上述之方程式，利用以上兩個假設，可以簡化方程式，並且歸納出三種不同之結果。但是在一般情況下，摩擦項並不一定是可以做出此類之假設的，因為速度會隨著越往下游走而改變，因為越往下游受摩擦的影響越多。除此之外，如同前述，速度是一直在變化的，所以每個格點的平均速度比並不能保證為定值，尤其是因為本研究所通入之冷媒為二氧化碳，二氧化碳在超臨界點又有很大的物性變化，更不能假設為定值。

2-3 熱傳計算之文獻

B. Prabhakara and P. KrishnaKumar 等人首先為了計算方便，做了下列七個假設：

- (i)熱力性質與壓力及溫度無關
- (ii)每個流道的截面積是相同的
- (iii)溫度轉換只包含有流道與流道之間，與流道和肋條無關
- (iv)與環境絕熱
- (v)流體在流道中屬於塊狀流且均勻分布於流道中
- (vi)在流道間不均勻的流體分佈可以帶入
- (vii)平板很薄可假設成無側向熱傳

而本篇論文首先建立如下圖 16 之模型：

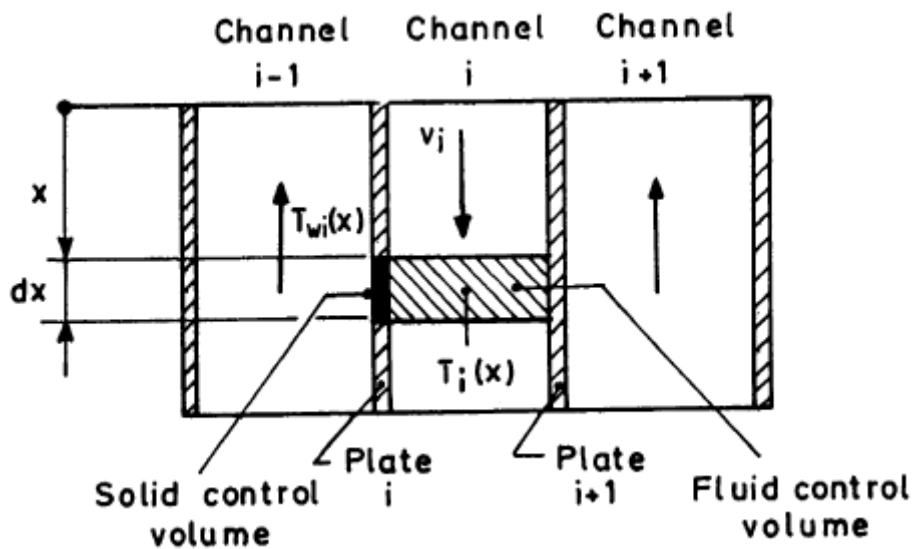


圖 2-9 熱傳控制體積示意圖

然後，將控制體積設定在流道中，對第一個流道做熱傳分析，可得到如下之方程式：

$$(mC_p)_1 \frac{dT_i}{dx} = \frac{h_i A}{2L} (T_{wi} - T_i) + \frac{h_i A}{2L} (T_{wi+1} - T_i) \quad (2-25)$$

將上式推廣到下游其他流道，可得：

$$(mC_p)_2 \frac{dT_i}{dx} = (-1)^{i-1} \times \left[\frac{h_i A}{2L} (T_{wi} - T_i) + \frac{h_i A}{2L} (T_{wi+1} - T_i) \right] \quad (2-26)$$

而在板片的熱傳部分即為：

$$\frac{h_{i-1} A}{2L} (T_{i-1} - T_{wi}) + \frac{h_i A}{2L} (T_i - T_{wi}) = \dots \quad (2-27)$$

而其中：

- m 為質量流率，
- A 為有效熱傳面積，
- Cp 為液體等壓比熱，
- L 為 channel 長度，
- h_i 為熱傳係數，
- i 代表第 i 個 channel。

將方程式(2-26)做無因次化並整理可得到：

$$\frac{dt_i}{dX} = (-i^{-1})NTU \times \left[\left(\frac{h_{i-1}}{h_{i-1} + h_i} \right) t_{i-1} + \left(\frac{h_i}{h_i + h_{i+1}} + \frac{h_i}{h_i + h_{i+1}} - 2 \right) t_i + \left(\frac{h_{i+1}}{h_i + h_{i+1}} \right) t_{i+1} \right] \quad (2-28)$$

其中

$$NTU = \frac{hA}{2 m C_p} \quad \text{且} \quad t = \frac{T - T_{1,in}}{T_{2,in} - T_{1,in}} \quad (2-29)$$

而邊界條件為：

$$i = 1, 3, 5, \dots, N \quad \text{for} \quad x = 0, t_i = 0 ;$$

$$i = 2, 4, \dots, N \quad \text{for} \quad x = 1, t_i = 1 .$$

而根據先前文獻回顧中，[2,3]兩篇論文皆假設平均流速比為常數、且為已知，但是根據事實，卻不能保證每一個分支流道的平均速度比是一樣的；除此之外[2]

之作者也假設在各個入口及出口分支流處摩擦損耗項 $\left(\frac{f}{D} - \frac{f^*}{D^*} \gamma^2 \right)$ 是可忽略的，然後而實際情況之下是否能夠忽略，仍有待實驗結果驗證。另外，關於熱傳之部分，因為本研究所使用的，並非一般工作流體，而是在超臨界狀態的二氧化碳。而二氧化碳在超臨界流體之密度以及其他之熱力性值是隨溫度與壓力改變的，此部分與[2]之假設並不盡相同，所以必須考慮溫度與壓力之變化，才可順利的求出所要

的結果。

三、數值模型內容

3-1 模型建立

首先本研究假設：方程式是一維的情形，且入口溫度已知，與外界絕熱，流體在各點內均勻分布，且為連續流體。接下來根據板式熱交換器如圖 1-5(a)的流道配置，建立如下之模型：

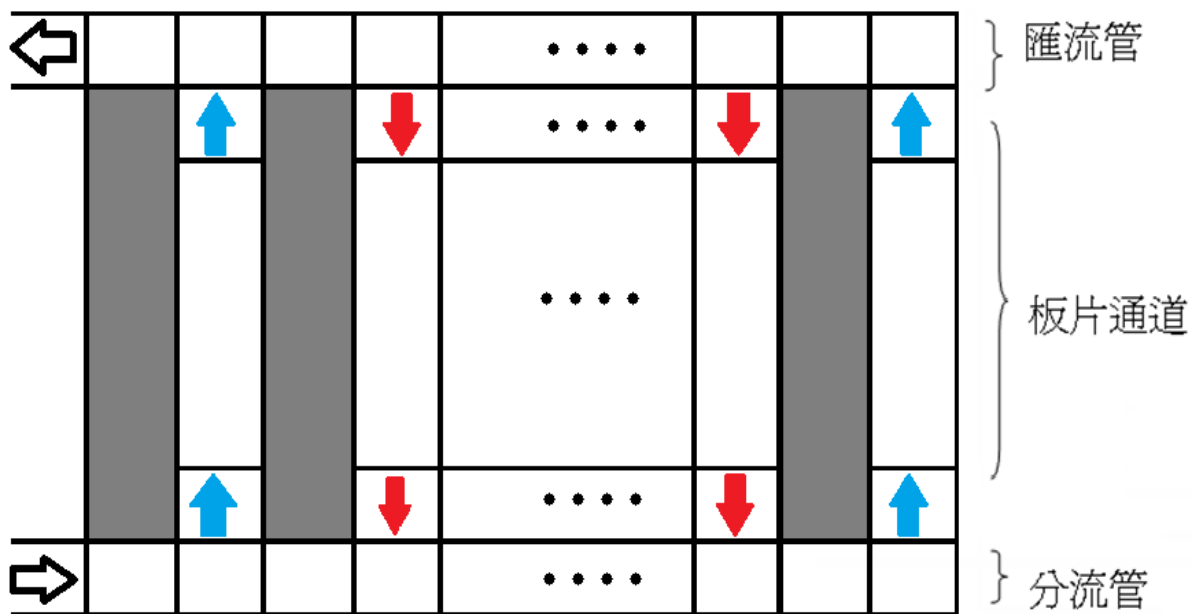


圖 3-1 理論建構模型

本研究模型之相關幾何參數如下：

- 水的流道個數(N)：10
- 流道格點數(node)：10
- 二氧化碳流道個數(NN)：9
- 入口寬度(Win)：10 mm
- 水及二氧化碳流道寬度(HW)：3 mm
- 流道長度(lc)：300 mm
- 肋條寬度(lr)：0.3 mm

3-2 方程式理論

求解方程式之前，必須先將二氧化碳之熱力性值與溫度關係圖繪出(如圖 1-1)。本研究先找出二氧化碳在超臨界狀態之熱力性值圖，而後找出可以描述此一熱力性質圖的方程式，之後將算出的溫度與壓力帶回此一方程式，即可得到每個的熱力性質，做為之後的計算所需要的熱力性質。

在板式熱交換器中的流場分佈，本研究是參考[2]的建立方式，將流場分為：分流區、流道以及匯流區；根據不同的部分將有如下之控制體積：

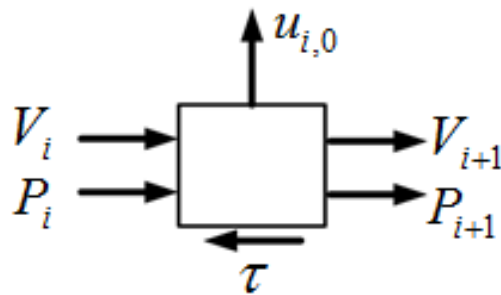


圖 3-2 分流區格點圖

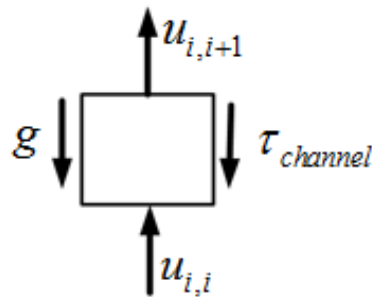


圖 3-3 流道區格點圖

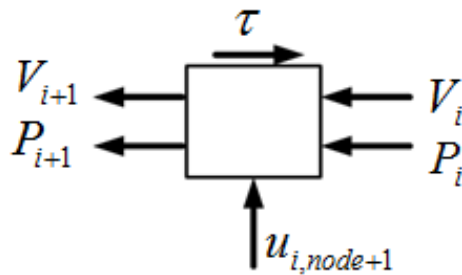


圖 3-4 流道區格點圖

上圖由左至右分別為：分流區、流道以及匯流區，其方程式如下：

1. 分流區：

(i) 質量守恆

$$\rho AV_{in i} - \rho A_c U_{i,1} - \rho AV_{in i+1} = 0 \quad (3-1)$$

(ii) 動量守恆

$$P_{in i} A - P_{in i+1} A - f \frac{l\rho}{D} V_i^2 - \rho A_c U_{i,1} V_i = 0 \quad (3-2)$$

2. 流道：

(i) 質量守恆

$$\rho_{i,j} A_c U_{i,j} - \rho_{i,j+1} A_c U_{i,j+1} = 0 \quad (3-3)$$

(ii) 動量守恆

$$P_{i,j} A_c - P_{i,j+1} A_c - f_c \frac{dl\rho}{2Dc} U_i^2 - \rho A_c U_{i,j}^2 + \rho A_c U_{i,j+1}^2 = 0 \quad (3-4)$$

3. 匯流區：

(i) 質量守恆

$$\rho AV_{out i+1} + \rho A_c U_{i,node+1} - \rho AV_{out i} = 0 \quad (3-5)$$

(ii) 動量守恆

$$P_{i+1}^* A - P_i^* A - f \frac{l\rho}{D} V_{i+1}^2 + \rho AV_{i+1}^2 - \rho AV_i^2 + \rho A_c U_{i,node+1} V_i = 0 \quad (3-6)$$

4. 除此之外，根據[2]，本研究還考慮轉入(出)流道的能量損失(Turning loss)如下：

(i) 入口

$$P_{in,i} - P_{i,1} + \left(1 + C_t + f \frac{dl}{D_c}\right) \frac{\rho}{2} U_{i,1}^2 = 0 \quad (3-7)$$

(ii) 出口

$$P_{i,node} - P_{out,i} + \left(1 + C_t^* + f \frac{dl}{D_c}\right) \frac{\rho}{2} U_{i,node+1}^2 = 0 \quad (3-8)$$

而關於熱傳之部分，由於熱傳從入口到下遊之間的熱傳量較小，故在此假設熱傳只發在在流道的部分，並不考慮入口及出口到下遊的部分。因此熱傳方程式只考慮到：肋條、水的流道以及二氧化碳之流道；這三個部分之控制體積及所建立之方式程如下：

(i) 水的流道熱傳

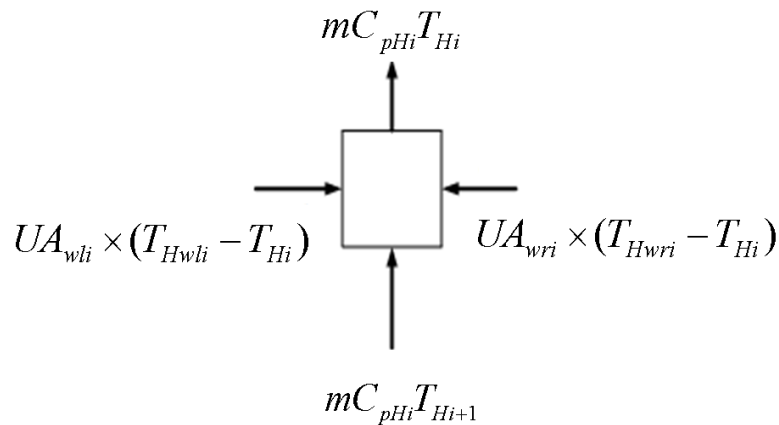


圖 3-5 水的流道溫度格點示意圖

(ii) 二氧化碳流道熱傳

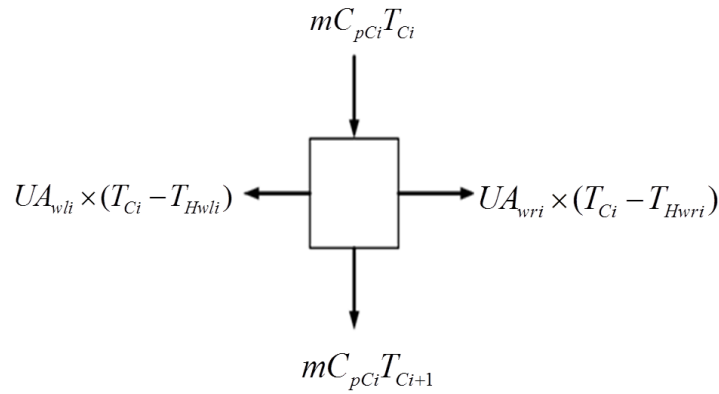


圖 3-6 二氧化碳的流道溫度格點示意圖

(iii) 肋條之流道熱傳

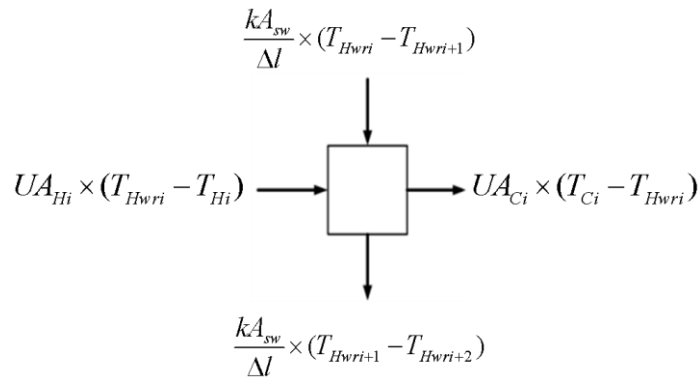


圖 3-7 肋條的流道溫度格點示意圖

根據上面的控制體積，可以建立如下之方程式：

(i) 水的流道熱傳

$$\begin{aligned}
 & mC_{pHi}(T_{Hi+1}) - mC_{pHi}(T_{Hi}) + \left(\frac{1}{h_{H11}A_{sw}} + \frac{\Delta x}{kA_{sw}} \right)^{-1} (T_{Hwli} - T_{Hi}) + \\
 & \left(\frac{1}{h_{Hi}A_{sw}} + \frac{\Delta x}{kA_{sw}} \right)^{-1} (T_{Hwri} - T_{Hi}) = 0
 \end{aligned} \tag{3-9}$$

(ii) 二氧化碳流道熱傳

$$mC_{pCi}T_{Ci+1} - mC_{pCi}T_{Ci} + \left(\frac{1}{h_{Ci}A_{sw}} + \frac{\Delta x}{kA_{sw}}\right)^{-1}(T_{Ci} - T_{Hwri}) + \left(\frac{1}{h_{Ci}A_{sw}} + \frac{\Delta x}{kA_{sw}}\right)^{-1}(T_{Ci} - T_{Hwli+1}) = 0 \quad (3-10)$$

(iii) 肋條之流道熱傳

$$\left(\frac{1}{h_{Hi}A_{sw}} + \frac{\Delta x}{kA_{sw}}\right)^{-1}(T_{Hi} - T_{Hwri}) + \left(\frac{1}{h_{Hi}A_{sw}} + \frac{\Delta x}{kA_{sw}}\right)^{-1}(T_{Ci} - T_{Hwri}) + \frac{kA_{sw}}{\Delta l}(T_{Hwri} - T_{Hwri+1}) - \frac{kA_{sw}}{\Delta l}(T_{Hwri+1} - T_{Hwri+2}) = 0 \quad (3-11)$$

3-3 數值方法

將前述方程式分別聯立之後，即可分別得到流場與溫度場矩陣如下：

1 速度場：

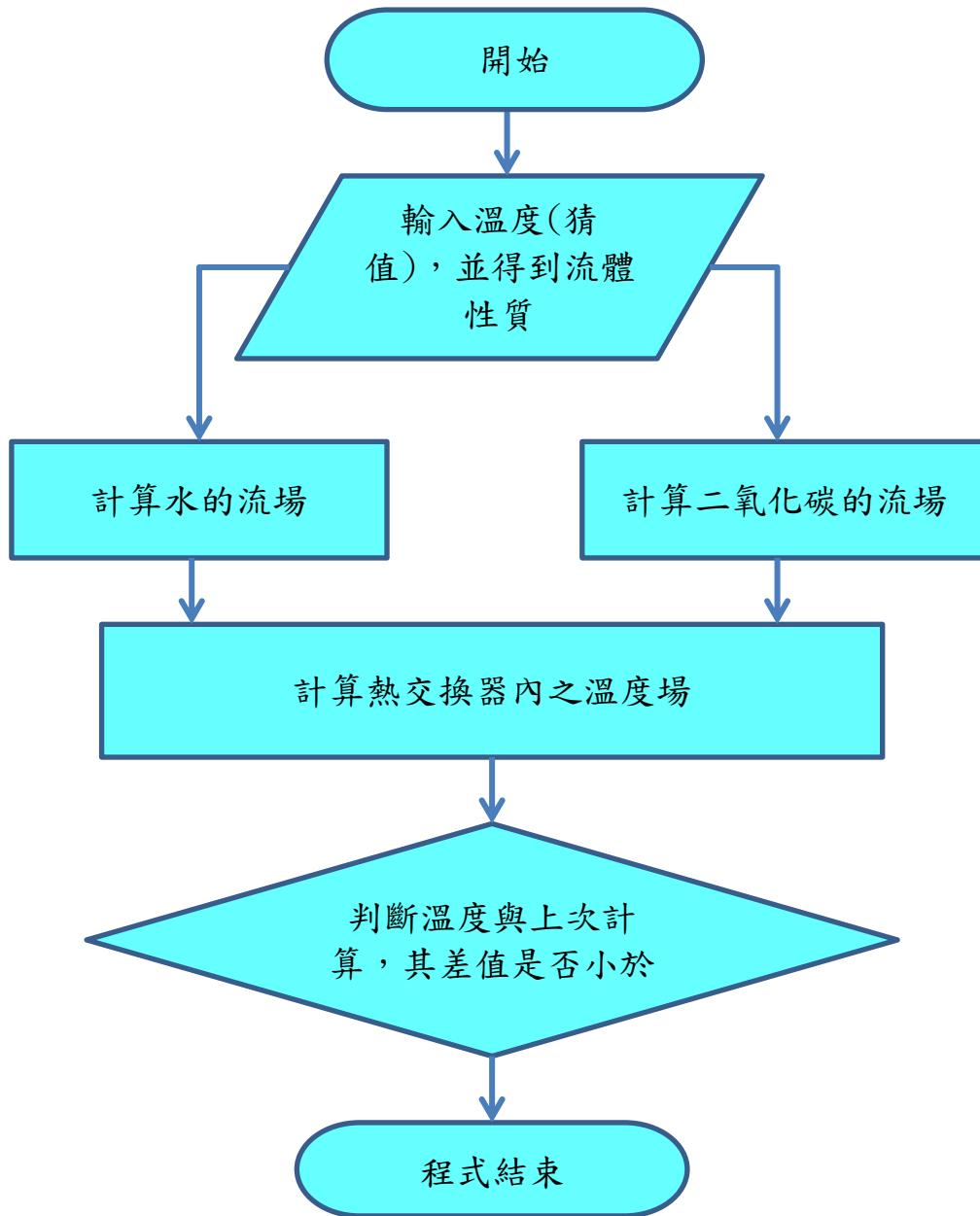
$$\begin{bmatrix} v_{in_mass} & u_{in_mass} & 0 & 0 & 0 \\ v_{out_mass} & u_{out_mass} & 0 & 0 & 0 \\ v_{in_mom} & u_{in_mom} & p_{in} & 0 & 0 \\ v_{out_mom} & u_{out_mom} & 0 & p_{out} & 0 \\ 0 & u_{ts} & 0 & 0 & p_{channel} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v \\ u \\ p_{inlet} \\ p_{outlet} \\ p_{channel} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} w_1 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ w_n \end{bmatrix}$$

2 溫度場

$$\begin{bmatrix} mCp_{h2o} & 0 & UA_{h2o} \\ 0 & mCp_{co2} & UA_{co2} \\ UA_{wall} & UA_{wall} & UA_{wall} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T_{h2o} \\ T_{co2} \\ T_{wall} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{surr0} \\ T_{surrN} \\ 0 \end{bmatrix}$$

利用數值方法解上述之流場及溫度場之矩陣後即可求得結果，而詳細的求解流程如下：

3-4 程式流程



本程式之詳細求解流程如下：

- (i) 假定水與二氧化碳之溫度與壓力已知，可知水和二氧化碳之各個性質。
- (ii) 分別帶入水和二氧化碳之流場，可分別解出一組速度與壓力。
- (iii) 再算出的速度與壓力帶入溫度場，經計算後，可得到一組新的溫度。
- (iv) 將上面解出的溫度與

(i)之假設做比較。

(v) 如果與前一組溫度差大於 0.0001，將算出的溫度做為新的假設，並重複步驟(i)~(v)。

(vi) 如果差值小於 0.0001，程式收斂，最後算出的溫度為解答。

四、結果與比較

首先，在此先討論在同樣的入口速度及壓力下，板片數目的多寡對水側及二氧化碳側流道之速度及壓力之分佈情形，以下將分為幾個 Case 分別討論，如下：

| | 入口直徑 | H ₂ O 板片數量 | H ₂ O 入口壓力 | H ₂ O 入口流速 | CO ₂ 板片數量 | CO ₂ 入口壓力 | CO ₂ 入口流速 |
|--------|------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| Case 1 | 10mm | 10 | 0.1013 25MPa | 0.32m/s | 9 | 8 MPa | 2 m/s |
| Case 2 | 10mm | 15 | 0.1013 25MPa | 0.32m/s | 14 | 8 MPa | 2 m/s |
| Case 3 | 10mm | 20 | 0.1013 25MPa | 0.32m/s | 19 | 8 MPa | 2 m/s |

首先先討論壓力分佈的部分，在不同的板片數水在各個流道入口及出口壓力分佈如下：

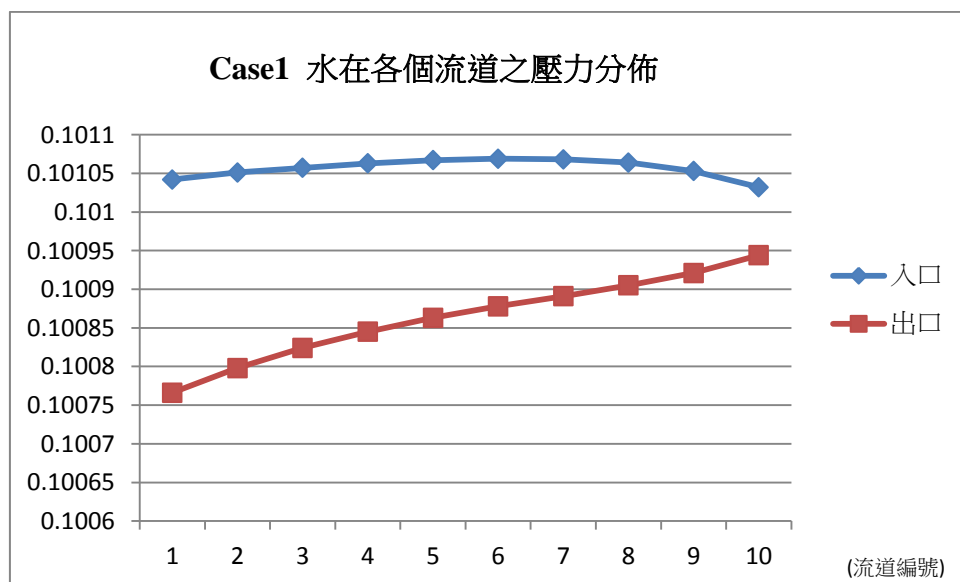


圖 4-1 Case1 時流道數為 10 時水之壓力分佈

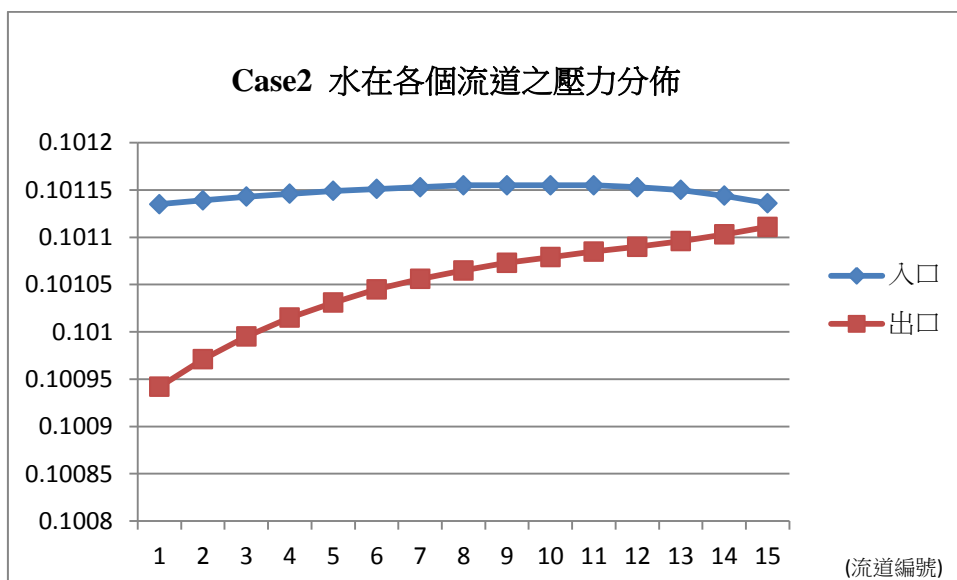


圖 4-2 Case2 時流道數為 15 時水之壓力分佈

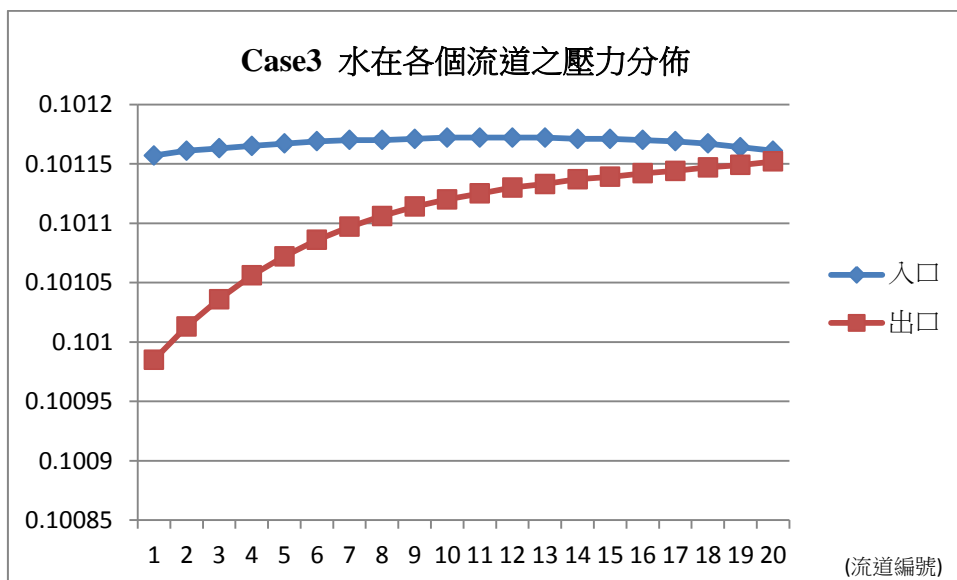


圖 4-3 Case3 時流道數為 20 時水之壓力分佈

在不同的板片數二氧化碳在各個流道入口壓力分佈如下

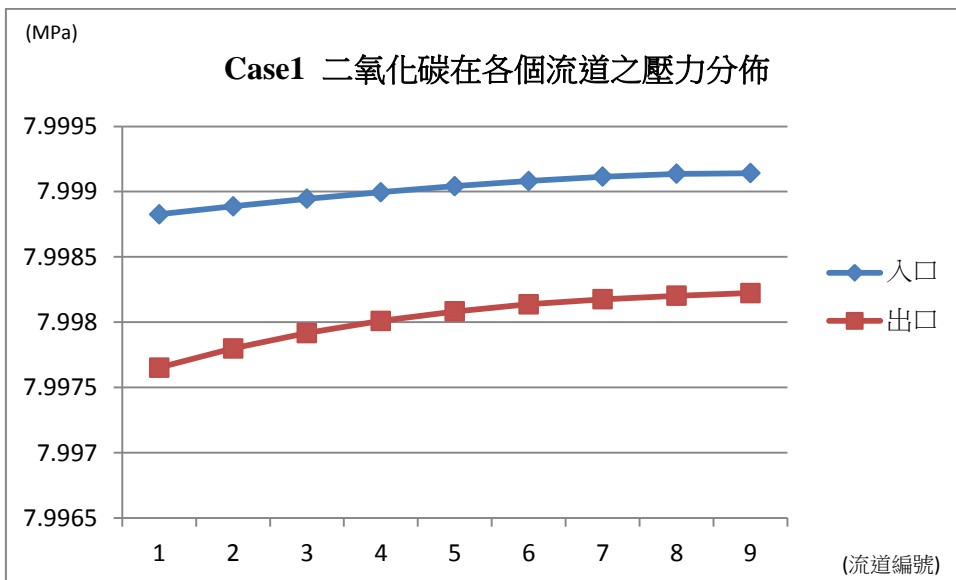


圖 4-4 Case1 時流道數為 9 時二氧化碳之壓力分佈

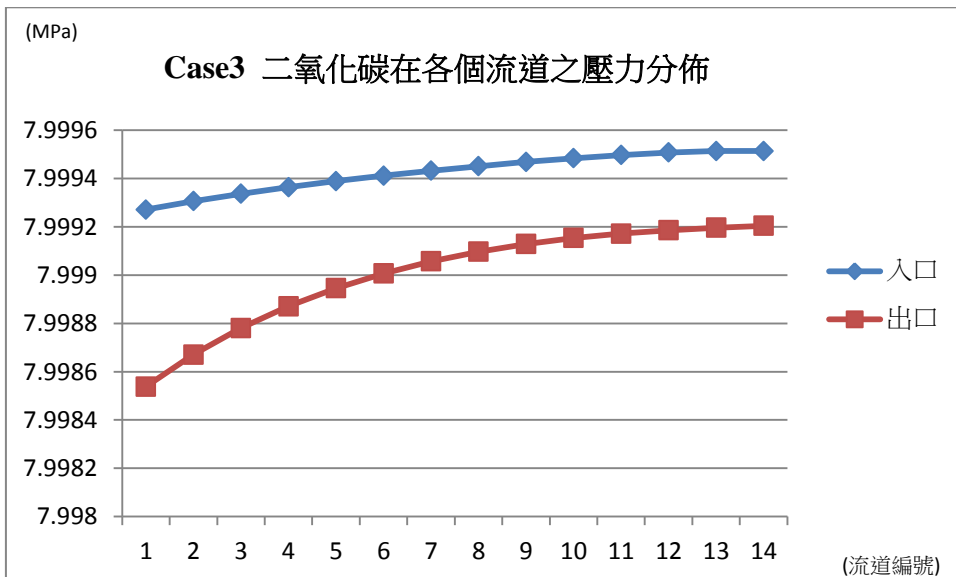


圖 4-5 Case2 時流道數為 14 時二氧化碳之壓力分佈

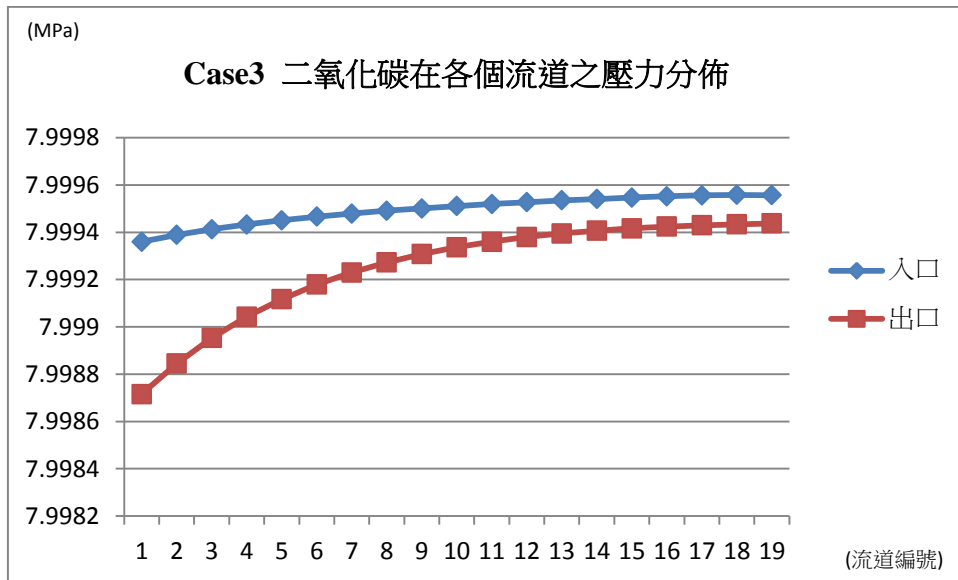


圖 4-6 Case3 時流道數為 19 時二氧化碳之壓力分佈

首先在此先針對入口壓力的部分進行討論，由上圖 5-1 到圖 5-6 可以發現，無論是水側或是二氧化碳，隨著與入口的距離越來越遠，在各個流道的入口壓力皆隨之而上升。此結果推測乃是由於從入口後，由於摩擦損耗及流體流入分支流等因素，使得速度降低，因而使得在各點流道之間的壓力呈現越來越高的趨勢。且當增加板片數量時，所得的壓力分佈亦相同。而關於入口與出口壓力的關係，則在後面會有更深一步的探討。

另外，在不同的板片數水在各個流道入口速度分佈如下

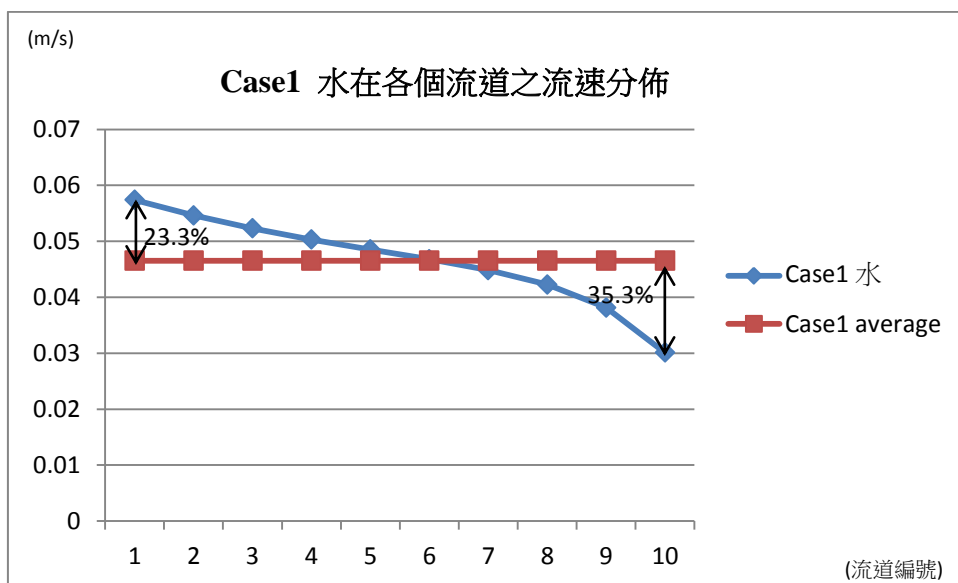


圖 4-7 Case1 時流道數為 10 時水之速度分佈

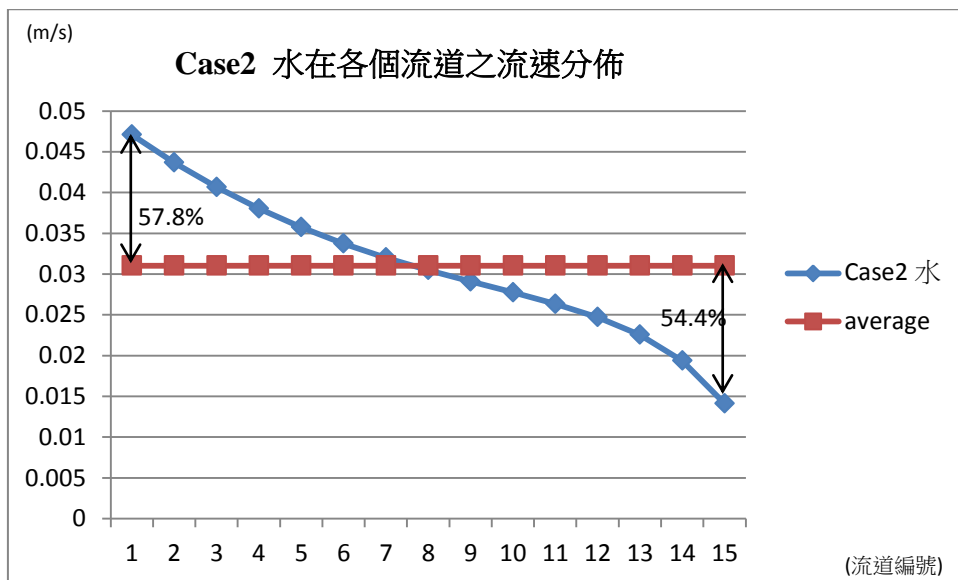


圖 4-8 Case2 時流道數為 15 時水之速度分佈

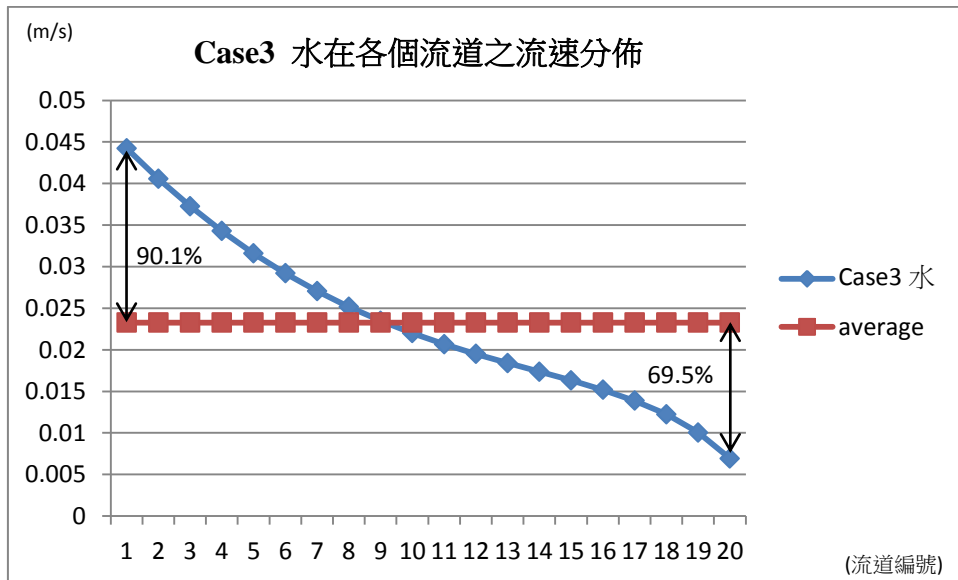


圖 4-9 Case3 時流道數為 20 時水之速度分佈

由圖 4-7 可以發現，在越靠近入口及出口的地方，流速會與平均速度差異較大，且在入口處的差異約在+23.3%左右，而隨著往下遊前進，水在各個流道的入口速度亦隨之遞減，而在最後一個流道，其差值為-35.3%。此結果乃是因為當流體隨著主流前進時，由於流入各個分支流及摩擦損耗等原因，雖然壓力沿著下遊方向是上升的，但其總能量仍是減少的，因此造成此分佈結果。另外如果增加板片數量，如圖 4-8、圖 4-9，則我們可以輕易的發現在速度分佈的趨勢方面，即使增加板片，其趨勢仍然相同，不過不同的是，在入口及出口的部分，其與平均速度的差值將隨著板片數量的增加而上升，而速度下降的趨勢也將越來越明顯。

接著比較關於二氧化碳的部分。二氧化碳在不同的板片數二氧化碳在各個流道入口速度分佈如下圖：

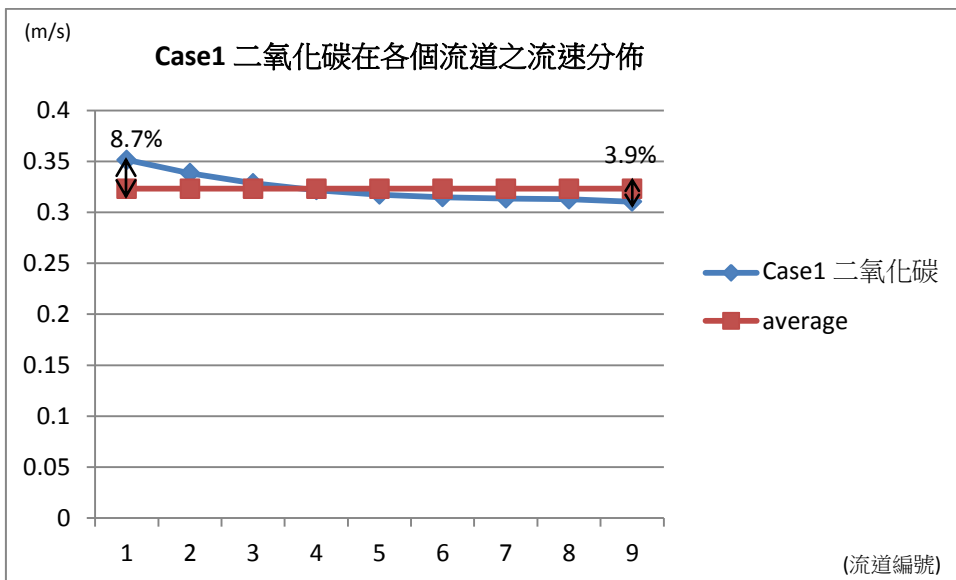


圖 4-10 Case1 時流道數為 9 時二氧化碳之速度分佈

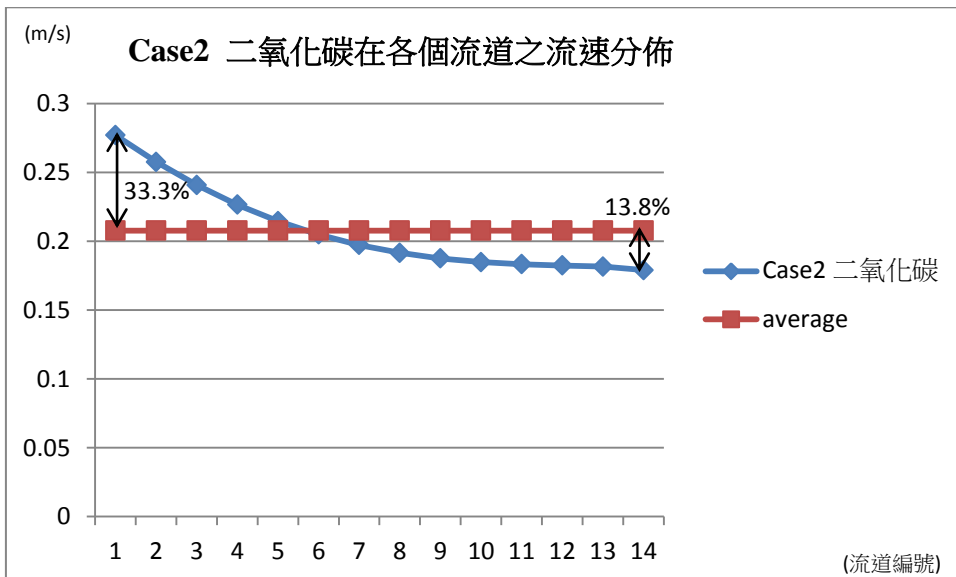


圖 4-11 Case2 時流道數為 14 時二氧化碳之速度分佈

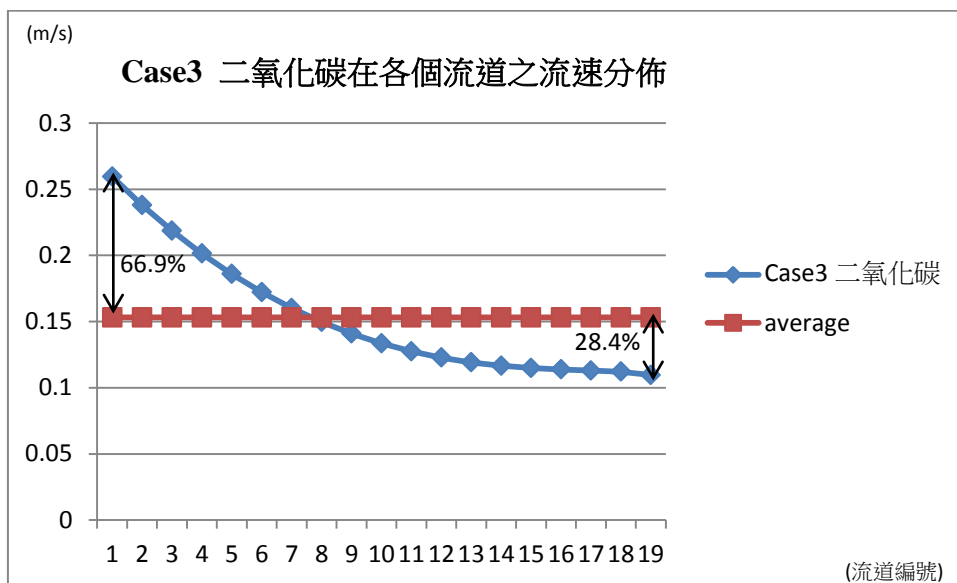
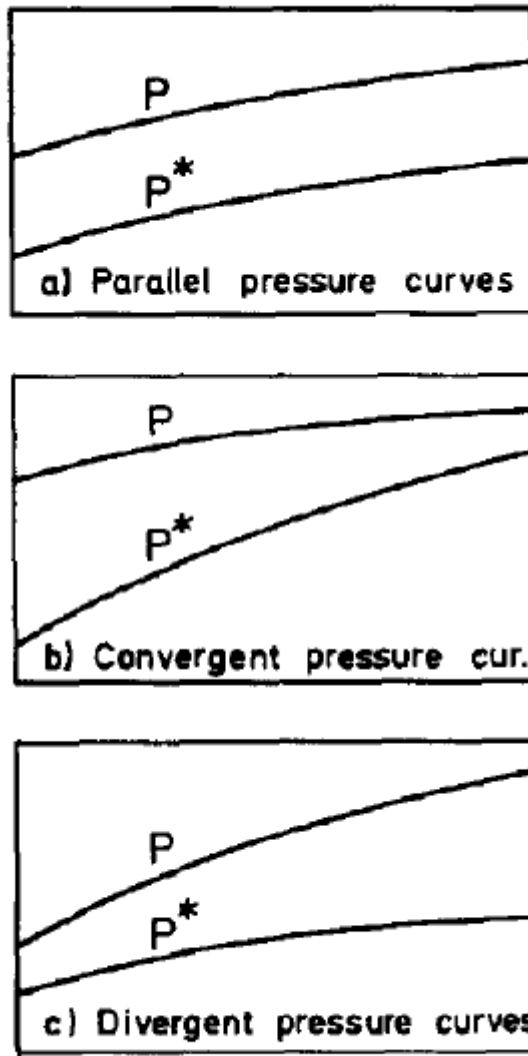


圖 4-12 Case3 時流道數為 14 時二氧化碳之速度分佈

由圖 4-10、4-11、4-12 可知，二氧化碳在速度分佈方面的趨勢大致與水相同，而值得一提的則是，在板片數量為 9 時，二氧化碳的速度分佈在入口處與平均值的差異為 8.7% 左右，而在出口處約為 3.9%，若與水相比則可以發現二氧化碳的速度分佈較均勻，且隨著板片數量的增加，板片數量對二氧化碳流速的影響將沒有水來得顯著。

最後，在此利用[2]來驗證關於模擬所得之壓力及速度分佈之結果是否正確；在[2]中提到，在 U-type 的板式熱交換器中的流道入出口的壓力分佈可分為以下三類(如下圖)：



在上圖中，(a)稱為 parallel pressure curves，當各個流道之間流速為均勻分佈時，呈現些結果。(b)稱為 Convergent pressure curves，當流場分佈為不均勻時，且流速隨著越往下游降低時，壓力分佈將呈現此結果。(c)稱為 Divergent pressure curves 當流場分佈為不均勻時，且流速隨著越往下游而增加時，壓力分佈將呈現此結果。而我們如果將各個分支流入口與出口壓力放在一起做比較(圖 4-1 至 4-6)，可以發現入出口的壓力分佈在板片數量較少時，所呈現的結果為(a) parallel pressure curves，也就是入口壓力分佈曲線與出口壓力分佈曲線大致上呈現平行的分佈。而當板片數量增加時，分佈曲線呈現(b)Convergent pressure curves，也就是漸縮的壓力分佈。而若將此結果與速度分佈曲線來比較(如圖 4-7 至 4-12)，則可以

發現在(a)，也就是平行分佈曲線時，速度分佈也較均勻。而在(b)，則速度分佈有漸向下遊減少的趨勢。將此結果與文獻比較，可以發現其與文獻結果皆是符合的，故由此可判定模擬結果初步上是正確的。

接著討論更改入口流速時，對水及二氧化碳在各個流道之流速分佈之影響

| | 入口直徑 | H ₂ O 流道數量 | H ₂ O 入口壓力 | H ₂ O 入口流速 | CO ₂ 流道數量 | CO ₂ 入口壓力 | CO ₂ 入口流速 |
|--------|------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| Case 4 | 10mm | 10 | 0.1013 25MPa | 0.16m/s | 9 | 8 MPa | 1 |
| Case 5 | 10mm | 15 | 0.1013 25MPa | 0.16m/s | 14 | 8 MPa | 1 |
| Case 6 | 10mm | 20 | 0.1013 25MPa | 0.16m/s | 19 | 8 MPa | 1 |
| Case 7 | 10mm | 10 | 0.1013 25MPa | 0.48m/s | 9 | 8 MPa | 3 |
| Case 8 | 10mm | 15 | 0.1013 25MPa | 0.48m/s | 14 | 8 MPa | 3 |
| Case 9 | 10mm | 20 | 0.1013 25MPa | 0.48m/s | 19 | 8 MPa | 3 |

當水側流道數為 10 時，入口條件皆相同的情況下，僅改變不同的入口速度，所得的流速分佈如下圖：

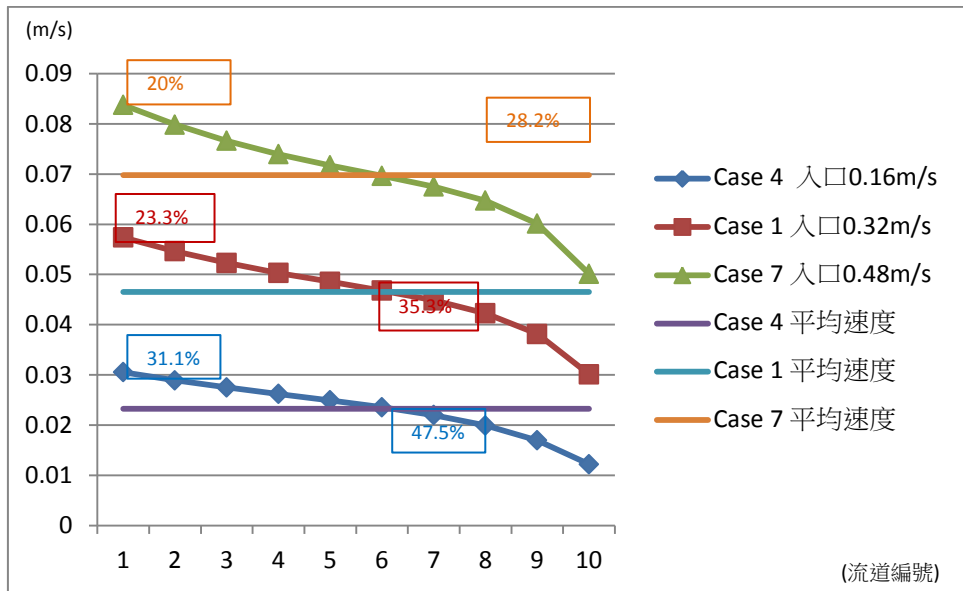


圖 4-13 當水流道數為 10 時不同入口速度各個流道之分佈情形

當水側流道數為 15 時，所得的流速分佈如下圖：

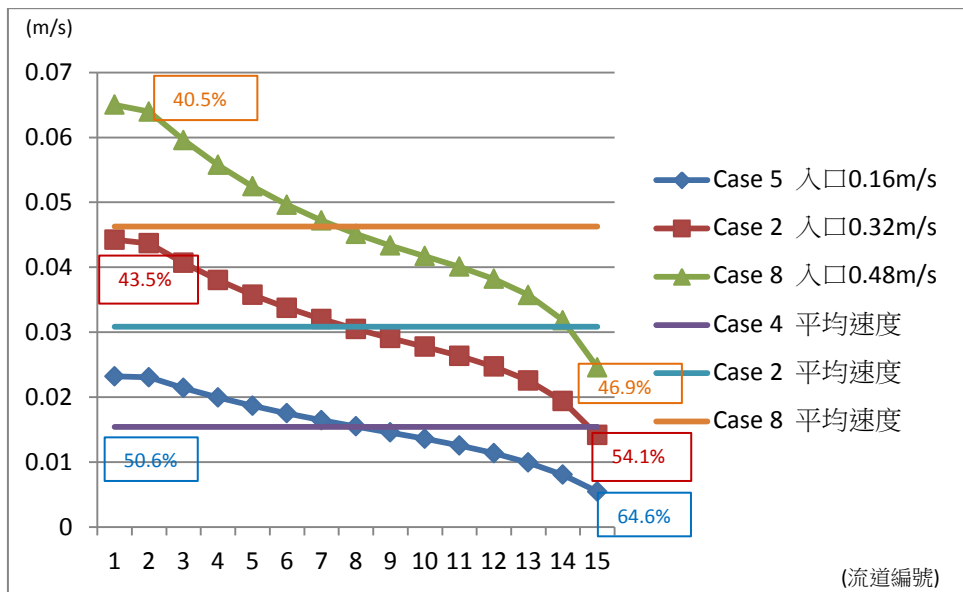


圖 4-14 當水流道數為 15 時不同入口速度各個流道之分佈情形

當水側流道數為 20 時，所得的流速分佈如下圖：

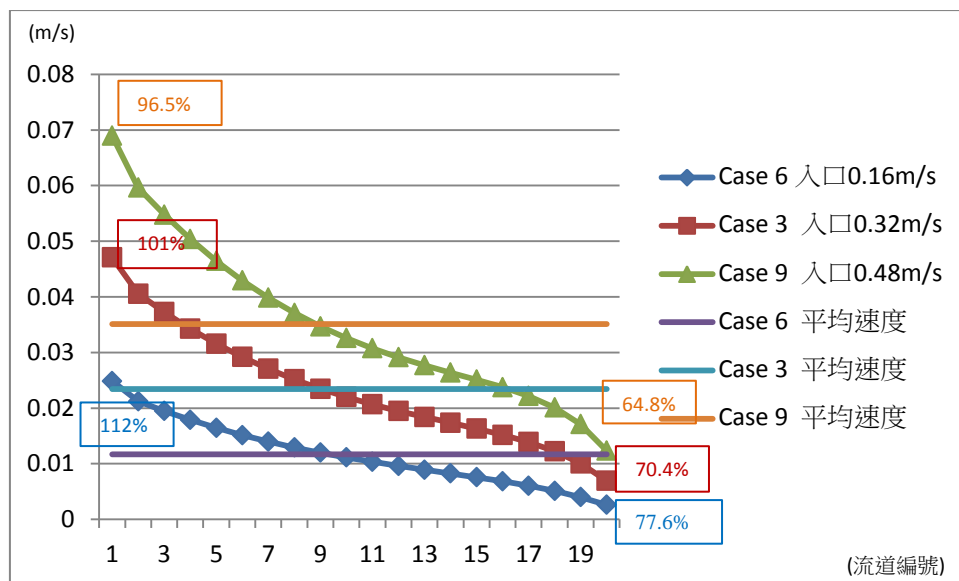


圖 4-15 當水流道數為 20 時不同入口速度各個流道之分佈情形

接著，將二氧化碳流場的分佈也一併列入考慮，如下：

當二氧化碳側流道數為 9 時，所得的流速分佈如下圖：

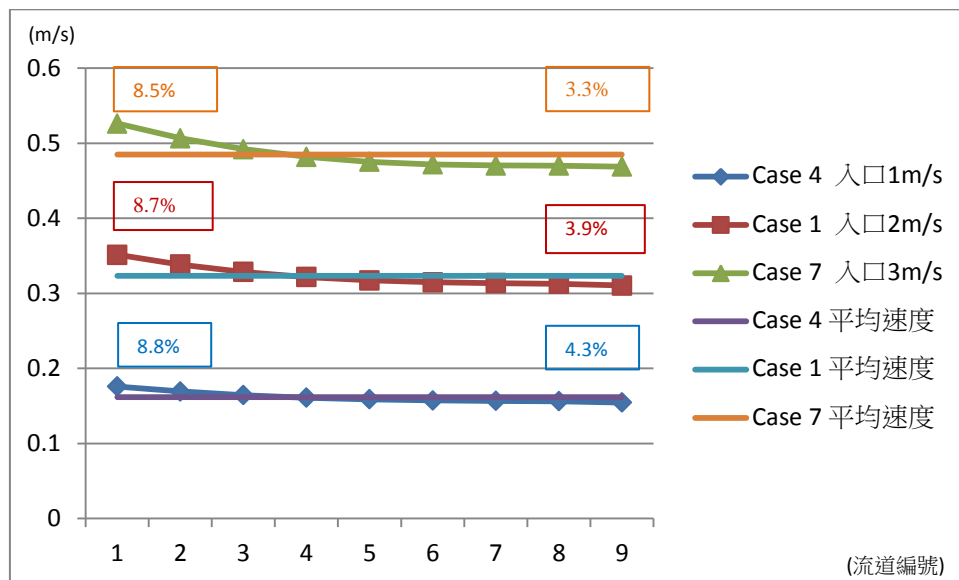


圖 4-16 當二氧化碳流道數為 9 時不同入口速度各個流道之分佈情形

當二氧化碳側流道數為 14 時，所得的流速分佈如下圖：

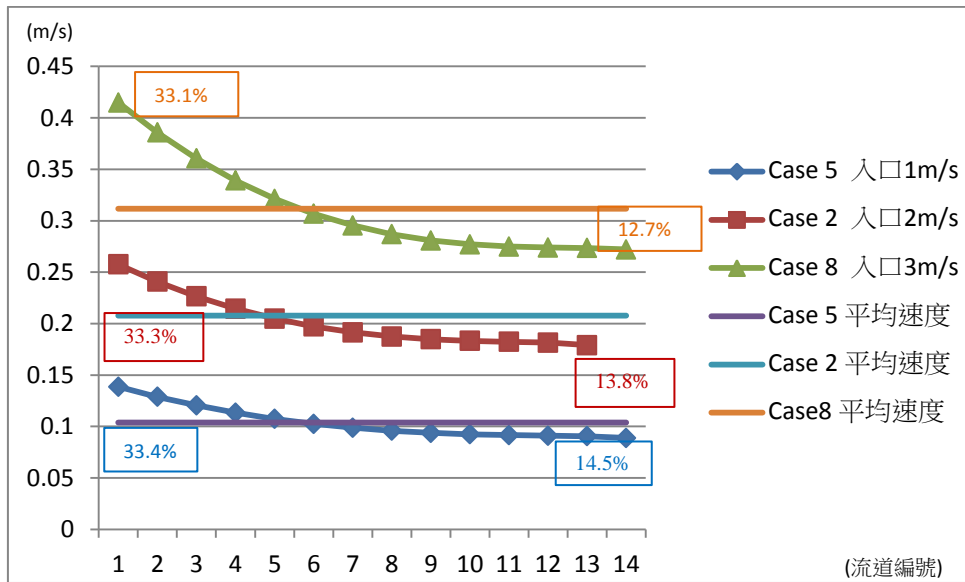


圖 4-17 當二氧化碳流道數為 14 時不同入口速度各個流道之分佈情形

當二氧化碳側流道數為 19 時，所得的流速分佈如下圖：

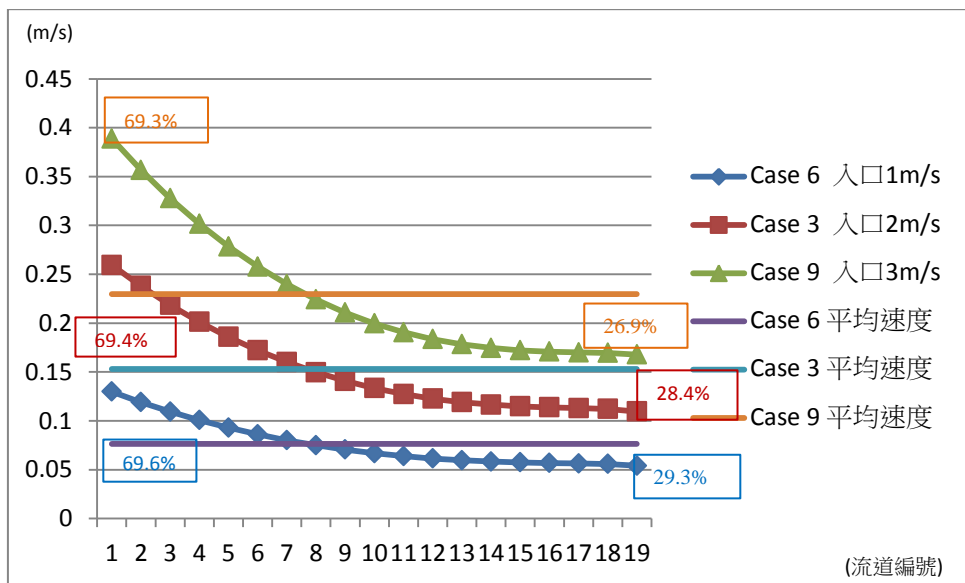


圖 4-18 當二氧化碳流道數為 19 時不同入口速度各個流道之分佈情形

圖 4-16 至 4-18 顯示，入口速度對於流速分佈的影響，將沒有板片數量對流速分佈的影響來得顯著，但若是入口流速過低，則造成流速不均的現象將更為顯著。

五、結論與建議

本研究開發超臨界流體二氧化碳之板式熱交換器設計軟體計算出之速度以及壓力分佈，初步結果與文獻之趨勢一致，表示本程式所得到的結果初步估計是正確的。而將模擬結果與參考[2]所建立之連續方程式及動量方程式比較，則可以輕易發現亦符合所建立之方程式。故根據上述的結果可以確定，本程式可以求出二氧化碳超臨界流體在板式熱交換器中的速度、壓力及溫度分佈。

由上面幾種模擬的案例可知無論是水及二氧化碳，影響各個流道部分之速度分佈的參數有許多個，如板片數量、入口流速、入口壓力及交換器幾何形狀等，皆為設計交換器重要參數之一。

而模擬結果亦顯示，當板片數較少時，模擬所得到的流速分佈結果是較為平均的，而較平均的流速分佈對熱交換器熱傳量的結果將更有益處；然而，板片數量較多時，將直接使得熱交換器的熱傳面積上升，所以即使單一板片的熱傳量是降低的，總體的熱傳量仍然有可能升高。除此之外，幾何形狀亦同時影響了流速分佈與熱傳面積。因此，關於如何有效率的增加熱交換器的熱交換量，仍然為將來需進一步研究之課題。

最後，本程式針對驗證的部分主要是利用文獻以及方程式，做初步的驗證，而一個完整的超臨界二氧化碳板式熱交換器的設計，仍有一些參數設定的部分尚待設定及解決。為了建立超臨界二氧化碳板式熱交換器的最佳化的經驗方式程，建議在未來可針對驗證的部分做一些實驗，並將實驗結果與程式做比較。除此之外也可引用其他臨界流體做為工作流體。因為本研究主要針對U-type 板式熱交換器進行分析，建議未來也可針對Z型板式熱交換器做為分析對象。

六、參考文獻

- [1] 王啟川，熱交換器設計，台北市，五南出版社第 53~77 頁，2007。
- [2] M. K. Bassiouny, H. Martin, “Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers-I,” *Chemical Engineering Science* Vol. 39, pp. 693-700, 1984.
- [3] F. W. Dittus, L. M. K. Boelter, *Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type*, Univ. Calif. Publ. Eng., vol. 2, no. 13, pp. 443–461, 1930.
- [4] Gnielinski, V., “New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow,” *International Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359-368, 1976.
- [5] S. M. Liao, T. S. Zhao, “Measurement of Heat Transfer Coefficient from Supercritical Carbon Dioxide Flowing in Horizontal Mini/micro Channels,” *Journal of Heat Transfer*, Vol. 124, pp. 413-420, 2002.
- [6] S. H. Yoon, J. H. Kim, Y. W. Hwang, M. S. Kim, K. Min, Y. Kim, “Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics during the In-tube Cooling Process of Carbon Dioxide in the Supercritical Region,” *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, pp. 857–864 , 2003.
- [7] N. Hayes, A. Jokar, Z. H. Ayub, “Study of Carbon Dioxide Condensation in Chevron Plate Exchanger: Heat Transfer Analysis,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 5, pp. 1121–1131, 2011.
- [8] C. H. Son, S. J. Park, “An Experimental Study on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Carbon Dioxide during Gas Cooling Process in a Horizontal Tube,” *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, pp. 539–546, 2006.
- [9] B. P. Rao, P. K. Kumar, S. K. Das, “Effect of Flow Distribution to the Channels on the Thermal Performance of a Plate Heat Exchanger,” *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 41, pp. 49-58, 2002.

國科會補助計畫衍生研發成果推廣資料表

日期:2012/03/30

| | |
|-----------|--|
| 國科會補助計畫 | 計畫名稱: 二氧化碳板式熱交換器設計軟體開發(I) |
| | 計畫主持人: 王啟川 |
| | 計畫編號: 100-ET-E-009-004-ET 學門領域: 節約能源技術研發 |
| 無研發成果推廣資料 | |

100 年度專題研究計畫研究成果彙整表

| 計畫主持人：王啟川 | | 計畫編號：100-ET-E-009-004-ET | | | | | |
|--------------------------|-----------------|--------------------------|-----------------|------------|------|-------------------------------------|--|
| 計畫名稱：二氧化碳板式熱交換器設計軟體開發(I) | | | | | | | |
| 成果項目 | | 量化 | | | 單位 | 備註（質化說明：如數個計畫共同成果、成果列為該期刊之封面故事...等） | |
| | | 實際已達成數（被接受或已發表） | 預期總達成數(含實際已達成數) | 本計畫實際貢獻百分比 | | | |
| 國內 | 論文著作 | 期刊論文 | 1 | 0 | 100% | 篇 | 謝文德、郭誠恕、楊愷祥、王啟川，' 冷凍油對冷媒熱傳影響文獻回顧,' 冷凍與空調&能源科技雜誌, 2011年2月, No. 67, pp. 49-68。 |
| | | 研究報告/技術報告 | 0 | 0 | 100% | | |
| | | 研討會論文 | 0 | 0 | 100% | | |
| | | 專書 | 0 | 0 | 100% | | |
| | 專利 | 申請中件數 | 0 | 0 | 100% | 件 | |
| | | 已獲得件數 | 0 | 0 | 100% | | |
| | 技術移轉 | 件數 | 0 | 0 | 100% | 件 | |
| | | 權利金 | 0 | 0 | 100% | 千元 | |
| | 參與計畫人力 (本國籍) | 碩士生 | 0 | 0 | 100% | 人次 | |
| | | 博士生 | 0 | 0 | 100% | | |
| | | 博士後研究員 | 0 | 0 | 100% | | |
| | | 專任助理 | 0 | 0 | 100% | | |
| 國外 | 論文著作 | 期刊論文 | 1 | 0 | 100% | 篇 | |
| | | 研究報告/技術報告 | 0 | 0 | 100% | | |
| | | 研討會論文 | 0 | 0 | 100% | | |
| | | 專書 | 0 | 0 | 100% | | |
| | 專利 | 申請中件數 | 0 | 0 | 100% | 件 | |
| | | 已獲得件數 | 0 | 0 | 100% | | |
| | 技術移轉 | 件數 | 0 | 0 | 100% | 件 | |
| | | 權利金 | 0 | 0 | 100% | 千元 | |
| | 參與計畫人力 (外國籍) | 碩士生 | 2 | 0 | 100% | 人次 | |
| | | 博士生 | 0 | 0 | 100% | | |
| | | 博士後研究員 | 0 | 0 | 100% | | |
| | | 專任助理 | 0 | 0 | 100% | | |

| | |
|--|------------------------------|
| <p>其他成果 (無法以量化表達之成果如辦理學術活動、獲得獎項、重要國際合作、研究成果國際影響力及其他協助產業技術發展之具體效益事項等，請以文字敘述填列。)</p> | 兩篇國際期刊論文(一篇接受一篇審稿中)與一篇國內期刊論文 |
|--|------------------------------|

| | 成果項目 | 量化 | 名稱或內容性質簡述 |
|---|-----------------|----|-----------|
| 科 教 處 計 畫 加 填 項 目 | 測驗工具(含質性與量性) | 0 | |
| | 課程/模組 | 0 | |
| | 電腦及網路系統或工具 | 0 | |
| | 教材 | 0 | |
| | 舉辦之活動/競賽 | 0 | |
| | 研討會/工作坊 | 0 | |
| | 電子報、網站 | 0 | |
| | 計畫成果推廣之參與(閱聽)人數 | 0 | |

國科會補助專題研究計畫成果報告自評表

請就研究內容與原計畫相符程度、達成預期目標情況、研究成果之學術或應用價值（簡要敘述成果所代表之意義、價值、影響或進一步發展之可能性）、是否適合在學術期刊發表或申請專利、主要發現或其他有關價值等，作一綜合評估。

1. 請就研究內容與原計畫相符程度、達成預期目標情況作一綜合評估

達成目標

未達成目標（請說明，以 100 字為限）

實驗失敗

因故實驗中斷

其他原因

說明：

2. 研究成果在學術期刊發表或申請專利等情形：

論文： 已發表 未發表之文稿 撰寫中 無

專利： 已獲得 申請中 無

技轉： 已技轉 洽談中 無

其他：（以 100 字為限）

兩篇論文投稿中

1. 'An Overview of the Effect of Lubricant on the Heat Transfer Performance on Conventional Refrigerants and Natural Refrigerant R-744,' submitted to Renewable & Sustainable Energy Reviews

2. 'Influence of Lubricant on the Nucleate Boiling Heat Transfer Performance of Refrigerant - a Review,' Heat Transfer Engineering, accepted.

3. 請依學術成就、技術創新、社會影響等方面，評估研究成果之學術或應用價值（簡要敘述成果所代表之意義、價值、影響或進一步發展之可能性）（以 500 字為限）

在早期的冷凍空調系統中，所使用的冷媒皆以天然冷媒為主，包括氨、丙烷及二氧化碳等。而氨及丙烷具有可燃性及毒性，二氧化碳則受限於操作壓力過大以及早期的工業水準等因素，故不被人們所廣泛應用。1950 年代起，隨著 CFC（合成冷媒）的應用與發展，人們認為此類冷媒具有無毒、無味、安定性高、不可燃等優點，故被廣泛應用在冷凍空調系統之中，使得天然冷媒逐漸淡出市場。而直至 1980 年代起，臭氧層的破壞與溫室效應等議題逐一浮現，使得人們對於使用 CFC、HCFC 甚至是 HFC 這類合成冷媒產生質疑，而目前較常使用之冷媒如 R-134a，雖無破壞臭氧層等問題，但其仍具有極高之溫室效應潛力。而其它研究中之各種鹵烷冷媒等，亦具有相同之問題。為了解決合成冷媒對於環境的影響與衝擊，天然冷媒重新被人們所重視及發展。其中，二氧化碳因為其取得容易，無毒、不可燃、不助燃且無破壞臭氧層及溫室效應潛力低等優點，為一理想無污染冷媒。

因此本計畫針對二氧化碳的特性，開發一起臨界流體二氧化碳之板式熱交換器設計軟體，可計算出之速度以及壓力分佈，初步結果與文獻之趨勢一致，表示本程式所得到的結果初步估計是正確的。本軟體可模擬水及二氧化碳，以及影響各個流道之速度分佈的參

數，如板片數量、入口流速、入口壓力及交換器幾何形狀等，皆可用於本軟體在設計交換器重要參數。本軟體開發完成後，未來可推廣於國內相關廠商，目前本計畫已有兩篇國際期刊論文投稿。