

實驗報告

課程名稱：機械工程實驗(二)

實驗名稱：熱傳導

組別：第四組

實驗日期：**111年5月2日**

組員：

- 張瀚元 109611004
- 陳柏文 109611030
- 吳典謀 109611066
- 謝祖恩 109611078
- 王竣毅 109611089
- 蘇宥嘉 109611043

報告撰寫：

- 吳典謀 109611066

實驗2-1: 热傳實驗I 热傳導

1. 實驗目的

驗證在一維且穩態(one dimensional, steady state)下的傅立葉熱傳導定律(Fourier's law of heat conduction)。

2. 實驗設備

1. Heat Conduction Unit: 如圖二所示，分成兩種型號，線型模式與徑向模式。

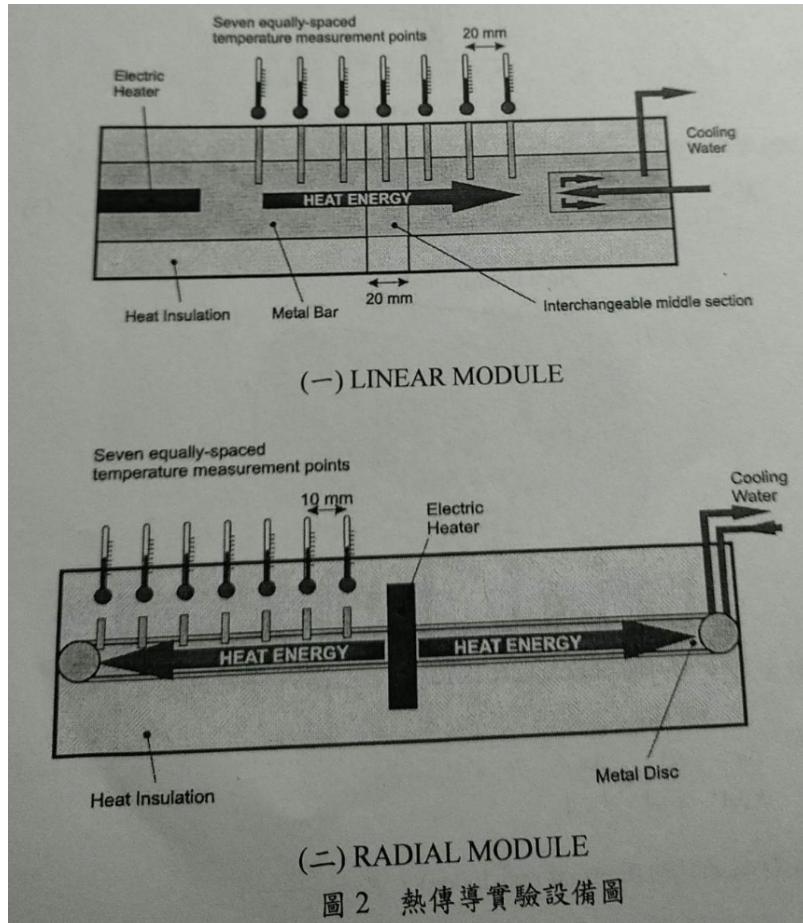
1. 線型模式：一邊有一個加熱器產生熱，熱會通過外圍有絕熱材質的金屬棒，金屬棒上面有7個溫度計，每個相隔10mm，可以測量溫度。另一邊有冷卻裝置維持溫度。
2. 徑向模式：加熱器在中間，外圍有金屬盤導熱，有7個溫度計，每個相隔20mm。最外圈有冷卻裝置。

2. 線型模式的測試棒3隻，材質如下：

1. $\phi 30\text{mm}$ 黃銅
2. $\phi 13\text{mm}$ 黃銅
3. $\phi 30\text{mm}$ 不鏽鋼

3. 溫度顯示器：用來插在 heat conduction unit 上面測量溫度。

4. 冷卻水系統：放在 heat conduction unit 的一邊作為冷卻裝置製造溫度差。



3. 實驗原理

1. 热的傳導方式有三種：

1. 热傳導(thermal conduction)
2. 热對流(thermal convection)
3. 热輻射(thermal radiation)

2. Fourier's law 說明了热傳導率與溫度梯度成正比。

$$q \propto \frac{\Delta T}{\Delta X}$$

- q : 热傳導率
- $\frac{\Delta T}{\Delta X}$: 溫度梯度

3. 一維的 Fourier's law 可以寫成以下公式：

$$q = -KA \frac{dT}{dX}$$

- A : 截面積
- K : 热傳導係數

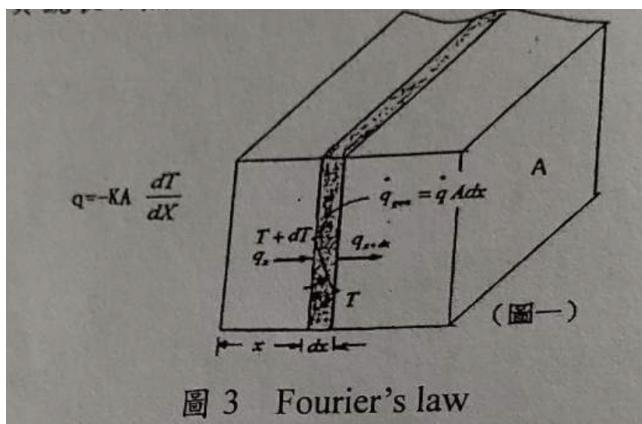


圖 3 Fourier's law

根據以上公式，可以得出圓柱棒的熱傳導係數 K 為

$$K = \frac{qL}{(T_1 - T_2)A}$$

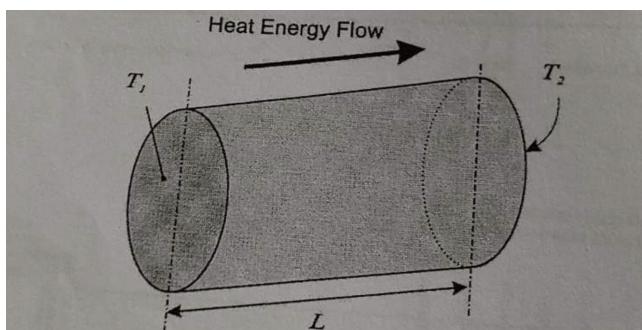


圖 4 A bar of Circular Cross-section Conducting Heat
屬棒係由不同材料組成

4. 若金屬棒由不同材料組成，利用熱阻(thermal resistance)的概念可以得出熱傳導率為

$$q = \frac{T_1 - T_4}{\frac{\Delta x_A}{k_A A} + \frac{\Delta x_B}{k_B A} + \frac{\Delta x_C}{k_C A}} = \frac{T_1 - T_4}{R_A + R_B + R_C}$$

- R_A, R_B, R_C : 分別為 A, B, C 材料的熱阻：

$$\begin{aligned} R_A &= \frac{\Delta x_A}{k_A A} \\ R_B &= \frac{\Delta x_B}{k_B A} \\ R_C &= \frac{\Delta x_C}{k_C A} \end{aligned}$$

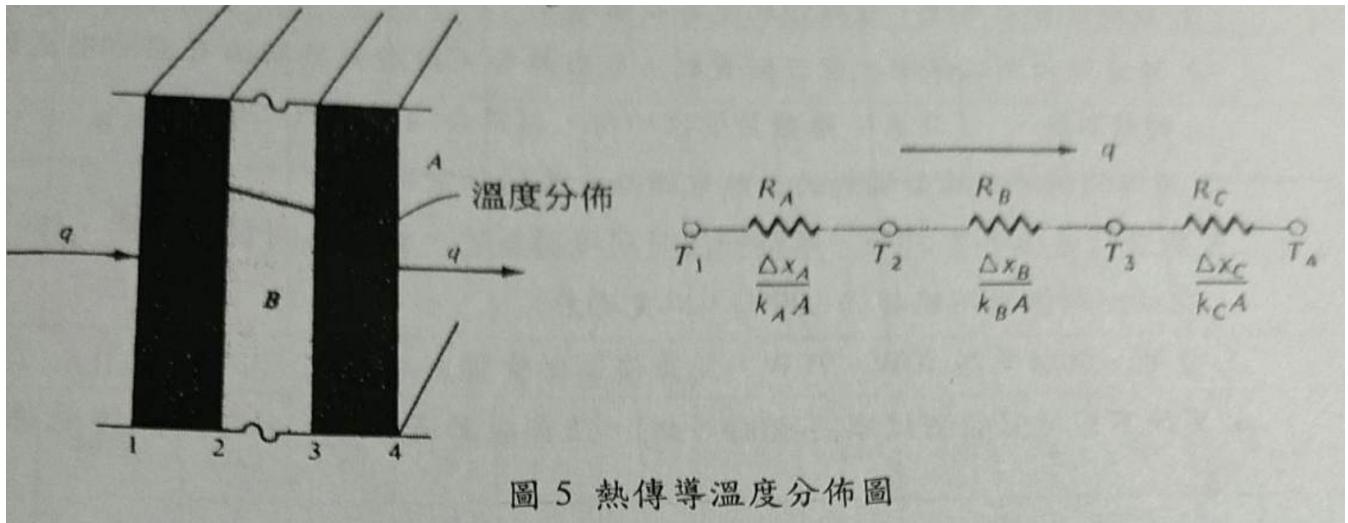


圖 5 热傳導溫度分佈圖

- 5. 在徑向系統下，Fourier's law 可以寫成以下公式：

$$q = -KA \frac{dT}{dr} = -2\pi KrL \frac{dT}{dr}$$

- 6. 考慮在內圈 $r = r_i$ 與外圈 $r = r_o$ 的溫度為 $T = T_i$ 與 $T = T_o$ ，則第五點的公式可以寫成：

$$q = 2\pi KL \frac{T_i - T_o}{\ln(r_o/r_i)}$$

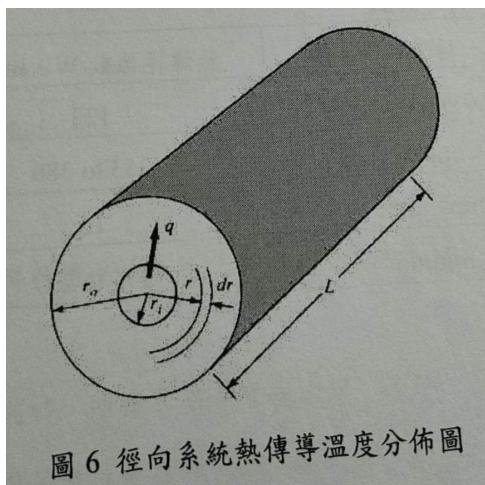


圖 6 經向系統熱傳導溫度分佈圖

4. 實驗步驟

4.1. 線型模式(linear module)

1. 開啟冷卻水馬達，並確認水流有在循環。

2. 於黃銅的測試棒兩端塗上矽質黏土或散熱膏，以避免接觸面有空隙形成新的熱阻抗(contact resistance)。
3. 接好測試棒及線型模式的加熱電源線，並開啟電源。
4. 調整加熱功率至 30W，等待一段時間達到穩態後，量取各測量點溫度。
 - 注意任一點溫度不能超過 100°C ，以免過熱。
5. 變更加熱功率為 50W 和 70W，並重複上述步驟。
6. 更換不同材質的測試棒（不鏽鋼、鋁），並重複上物步驟，求得其熱傳遞係數 K 。

4.2. 徑向模式(radial module)

1. 拔出線型模式的加熱電源線更換為徑向模式的，並重複上述步驟，求得熱傳遞係數 K 。

4.3 注意事項

1. 任一點溫度不能超過 100°C ，以避免過熱。
2. 實驗過後的測試棒溫度非常高，注意避免燙傷。
3. 常用材料的熱傳導係數：

材質	熱傳導係數 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$
Brass (type CZ121)	123
Copper	353 to 386
Stainless Steel	16
Aluminium	205 to 237

5. 實驗結果

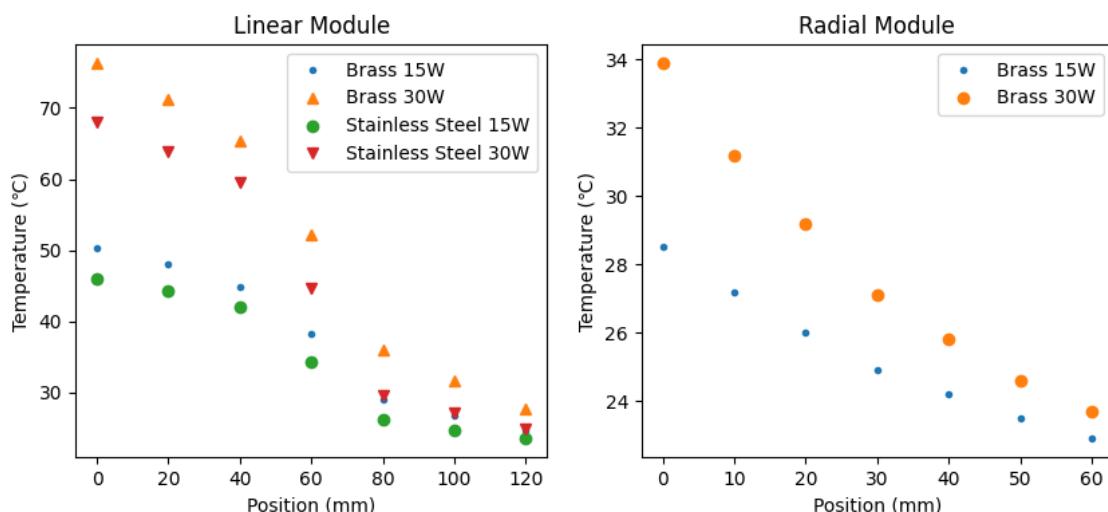
5.1. Linear Module (表格數值填寫真值即可)

Test No.	材質	I (A)	V (V)	Q (W)	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	K值
1	黃銅	1.57	9.6	15.072	50.4	48.0	44.8	38.2	29.0	26.8	24.8	99.9493
2	黃銅	2.2	13.5	29.7	76.3	71.2	65.4	52.3	36.0	31.7	27.7	103.7454
3	不鏽鋼	1.55	9.6	14.88	46.0	44.3	42.0	34.4	26.3	24.8	23.6	112.7726
4	不鏽鋼	2.19	13.5	29.565	68.0	63.9	59.5	44.7	29.6	27.1	24.9	116.4527

5.2. Radial Module (表格數值填寫真值即可)

Test No.	材質	I (A)	V (V)	Q (W)	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	K值
1	黃銅	1.58	9.1	14.378	28.5	27.2	26.0	24.9	24.2	23.5	22.9	159.0316
2	黃銅	2.29	13.3	30.457	33.9	31.2	29.2	27.1	25.8	24.6	23.7	184.9524

5.3. 繪圖求熱傳遞係數K值



依照公式可以得出線性與徑向的K值：

$$K_{linear} = \frac{qL}{(T_1 - T_2)A}$$

$$K_{radial} = \frac{q \ln(r_o/r_i)}{2\pi L(T_i - T_o)}$$

$$\implies \begin{cases} K_{linear,1} = \frac{15.072 \times (0.02 \times 6)}{(50.4 - 24.8) \times 0.015^2 \pi} = 99.9493 \\ K_{linear,2} = \frac{29.7 \times (0.02 \times 6)}{(76.3 - 27.7) \times 0.015^2 \pi} = 103.7454 \\ K_{linear,3} = \frac{14.88 \times (0.02 \times 6)}{(46.0 - 23.6) \times 0.015^2 \pi} = 112.7726 \\ K_{linear,4} = \frac{29.565 \times (0.02 \times 6)}{(68.0 - 24.9) \times 0.015^2 \pi} = 116.4527 \\ K_{radial,1} = \frac{14.378 \times \ln(\frac{0.01 \times 7}{0.01 \times 1})}{2\pi \times 0.005 \times (28.5 - 22.9)} = 159.0316 \\ K_{radial,2} = \frac{30.457 \times \ln(\frac{0.01 \times 7}{0.01 \times 1})}{2\pi \times 0.005 \times (33.9 - 23.7)} = 184.9524 \end{cases}$$

6. 問題與討論

1. 就實驗曲線所得熱傳遞係數K值與查表所得精確值比較，並解釋所得結果？

以下為實驗所得與查表所得熱傳導係數比較：

模組	Test No.	材質	實驗值 K值	查表 K值	誤差值
Linear Module	1	黃銅	99.9493	123	-18.74%
	2	黃銅	103.7454	123	-15.65%
	3	不鏽鋼	112.7726	16	604.83%
	4	不鏽鋼	116.4527	16	627.83%
Radial Module	1	黃銅	159.0316	123	29.29%
	2	黃銅	184.9524	123	50.37%

不鏽鋼的部份，實驗的K值遠高於查表的K值，並且數值接近黃銅，因此我們懷疑再做實驗時有可能誤拿黃銅做實驗，但我們已無法確認。

黃銅在線性模組中K值低於查表值，代表傳導的速度低於預期。這可能是因為散熱膏沒有塗好，導致中間有氣泡影響散熱效果。

在徑向模組中，黃銅的K值皆高於查表值。這個是因為徑向的散熱較快，相比於查表值熱傳較快。

2. 當加熱功率不同時，所得K值是否有改變？如有，其理由為何？

當加熱功率增加時，K值也會些微的增加。這是由於溫度較高時，分子間的運動加快，造成熱傳的效果變好。

3. 在穩態下所讀取的數據才有效，你做到了這一點嗎？

是，我們只有在斜率沒有變化時讀取數據。

4. 本實驗還有哪些需改良的地方？其如何改善？

在計算不鏽鋼的熱傳導係數時與查表值相差很遠，我希望可以知道為什麼這會發生。

7. 心得與建議

這次的實驗做很久，非常耗時，相較其他實驗花了更久時間達到穩態。希望可以知道為什麼這個實驗達到穩態需要這麼久，並且有沒有方法可以計算達到穩態的時間。

實驗報告

課程名稱：機械工程實驗(二)

實驗名稱：熱對流交錯流熱交換器

組別：第四組

實驗日期：111年5月2日

組員：

- 張瀚元 109611004
- 陳柏文 109611030
- 吳典謀 109611066
- 謝祖恩 109611078
- 王竣毅 109611089
- 蘇宥嘉 109611043

報告撰寫：

- 吳典謀 109611066

實驗2-2: 热傳實驗II 热對流交錯流热交換器

1. 實驗目的

觀察管簇(tube bundle)的排列方式，對交錯流熱交換器(Cross-flow Heat Exchanger)熱傳效率之影響，並利用此方法應用在實際熱交換器的設計。

2. 實驗設備

1. 交錯流熱交換器：上方有進氣口，下方側邊有出氣口。風會在管道內流動。見下圖。包含以下部分：

1. 空氣管道(Air Duct): 垂直的管道，由玻璃與強化塑膠製成。截面積為 $65 \times 150\text{mm}$ ，長約 1.2 m ，上方為喇叭狀之進氣口，而正前方中央有一個高 200 mm 的開口，將配合不同面板使用。
2. 風扇
3. 風扇氣門：在風扇出口處控制出口面積，以改變管道空氣流速。

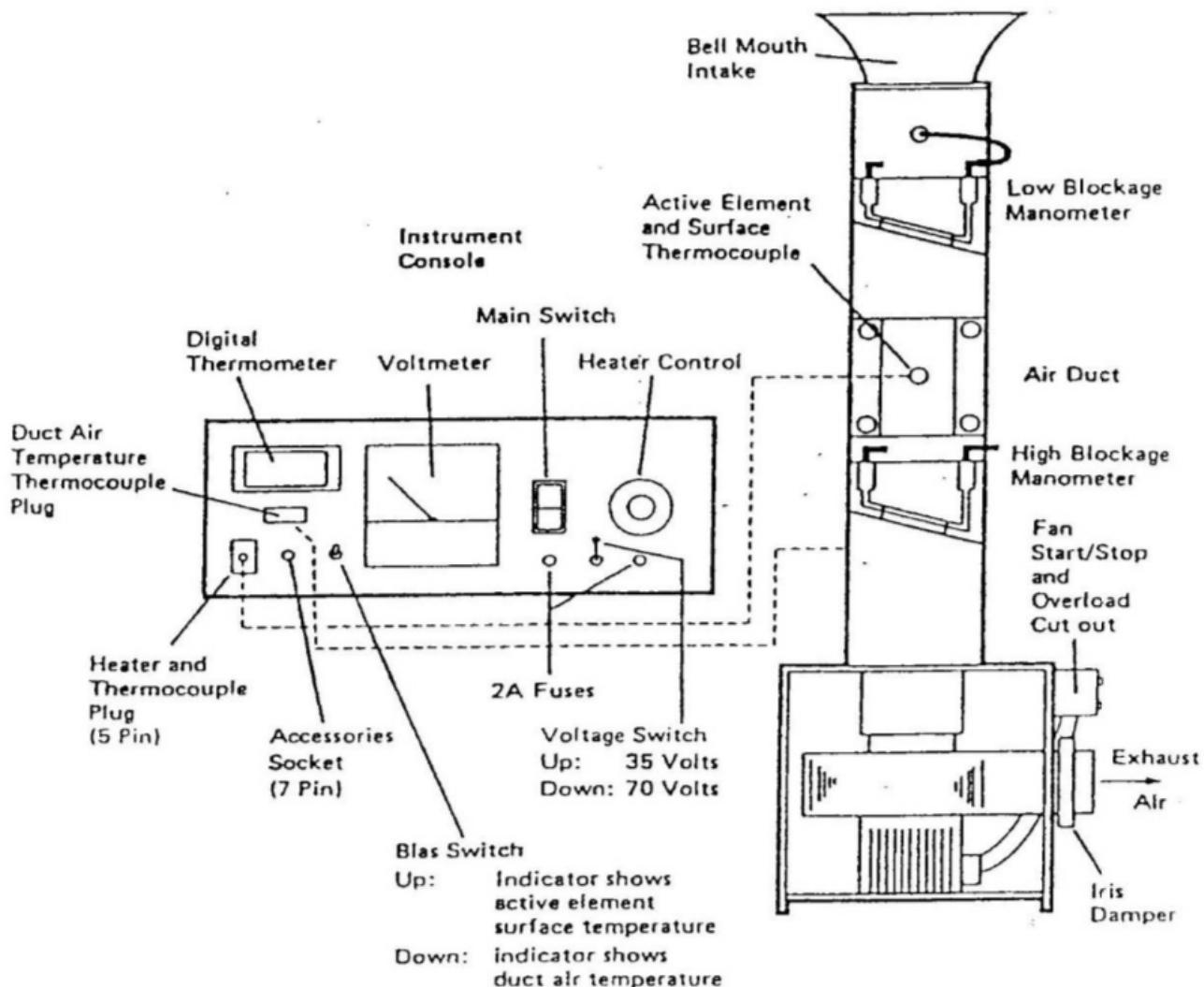


圖 2 交錯流熱交換器設備圖

2. 控制器(Instrument Console)

3. 加熱棒(Heater Element): 利用電力加熱的銅棒

1. 直徑 : 15.8 mm

2. 長度 : 50 mm

3. 加熱表面積 : 2.482 m^2

4. 電阻 R : 70Ω

4. 標準面板(Standard Tube Plates) :

1. 單管面板(Single Tube Plate)：一個高 200 mm 的壓克力板，中間有一個孔可以插入加熱棒。

2. 多管面板(Multi-Tube Plate)：和單管面板的尺寸相似，但有27根塑膠管在上面。可以拔掉替換為加熱棒。

5. 溫度計：電子溫度計，用來測量加熱棒表面溫度與管道內空氣的溫度。

6. 伏特計：類比伏特計，用來量測通過加熱棒的電壓。

3. 實驗原理

1. 热量的基本傳遞方式有三種：

1. 热傳導(thermal conduction)

2. 热對流(thermal convection)

3. 热輻射(thermal radiation)

2. 工業上常利用流體來傳送熱能，利用熱交換器交換兩種或多種不同溫度流體間的熱量。

3. 热交換器有許多形式，其中常見的一種是交錯流熱交換器(Cross-flow Heat Exchanger)。此交換器有一個流體在管簇內流動，另一流體在管簇外流動，以達到熱交換效果，如下圖：

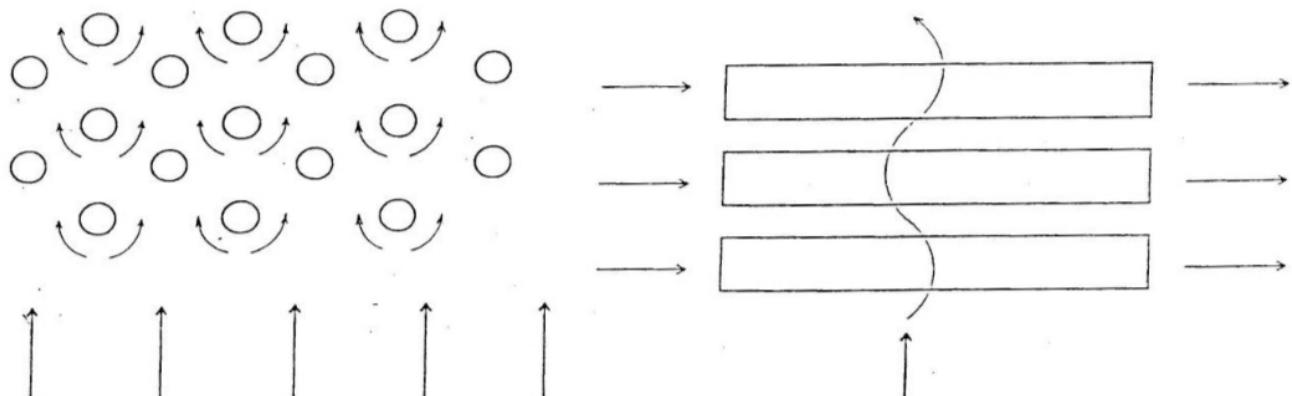


圖 3 交錯流熱交換圖

4. 交錯流熱交換器的筒體，其熱傳導係數(Heat Transfer Coefficient)由三個因素決定：

1. 流體流經管內的表面熱傳係數。

2. 管壁的熱傳導係數與厚度。

3. 流體流經管外的表面熱傳係數。

5. 上面的三個因素中：

1. 第一、二項可以藉由增加流速和減少管壁厚度，或使用高熱傳導係數的管材增加熱傳效果。

2. 第三項可以藉由提升外部流體的流速（增加雷諾數）來提升表面熱傳係數。

3. 變更管簇的排列方式也可以提升熱傳效率，減少熱交換器體積。變更管簇排列可以產生紊流，增加表面熱傳係數。本實驗測量這部分的影響。

6. 流體分為兩種流：

1. 層流：流速慢且流線不會交錯混淆，主要靠熱傳導(conduction)來傳遞熱量。
2. 紊流：流速快且流線相互混雜，可以快速傳遞熱量。雷諾數越高，熱傳效果越好。

7. 我們定義以下三個常數：

$$\text{Reynolds number: } \text{Re} = \frac{\rho U d}{\mu}$$

$$\text{Prandtl number: } \text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$\text{Nusselt number: } \text{Nu} = \frac{h d}{k}$$

- k : thermal conductivity
- h : surface heat transfer coefficient

8. 因為熱對流系統複雜，所以會用動力相似(dynamic similarity)的原理來分析，可以得出 Nusselt number 是雷諾數(Re)與 Prandtl number 的函數：

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr})$$

9. 無因次分析可以得到：

$$\text{Nu} = C \text{Re}^m \text{Pr}^n$$

- C, m, n : 常數

10. 經由實驗可以得到單管管子在交錯流熱交換器的 Nusselt number 為

$$\implies \text{Nu} = 0.714 \text{Re}^{0.618}$$

11. 當雷諾數介於 $4000 \sim 40000$ 時，將上式代入 Nusselt number 的定義可以得到：

$$h = \frac{k}{d} 0.714 \text{Re}^{0.618}$$

12. 在多管管簇的交錯流熱交換器中，管道的截面積會縮小，導致流經管簇周邊的流體流速增加。流速可以用下面的公式修正：

$$U' = U \frac{A_d}{A_t}$$

- A_d : 無管簇的管道截面積
- A_t : 有管簇時的管道截面積

13. 經由實驗我們可以得到多管管簇在交錯流熱交換器的 Nusselt number 為：

$$\text{Nu} = 0.273 \text{Re}^{0.635} \text{Pr}^{0.34} \text{Fn} \quad \text{當 Re 介於 } 300 \text{ } 200000$$

- Fn: a function of the number of tube rows crossed by the transverse stream.

Number of Rows Crossed	2	3	4	5	6	8	10
Fn	0.8	0.84	0.9	0.93	0.96	0.98	1

4. 相關計算

1. 加熱棒的熱傳率：

$$\dot{Q} = \frac{V^2}{R}$$

- V : 加熱棒的電壓
- R : 加熱棒的電阻， 70Ω

2. 热通量：

$$\phi = \frac{\dot{Q}}{A}$$

- A : 加熱棒的表面積， $2.482 \times 10^{-3}\text{m}^2$

3. 加熱棒表面與空氣間之溫差：

$$T_s - T_a = \Delta T$$

- T_a : 管道內空氣溫度

4. 平均表面熱傳係數(Mean Surface Heat Transfer Coefficient) h :

$$\begin{aligned}\phi &= \frac{\dot{Q}}{A} = h(T_s - T_a) \\ h &= \frac{\phi}{(T_s - T_a)}\end{aligned}$$

5. 管道空氣速度：

1. 單管：直接利用風速計測得風速 U 。

2. 多管：當管道內有管簇時，空氣流速會因為截面積的縮減而加快。因此空氣速度修正為：

$$U' = U \times \frac{A_d}{A_t}$$

A_d ：無管簇時的管道截面積 = $0.065\text{m} \times 0.15\text{m} = 9.75 \times 10^{-3}\text{m}^2$

A_t ：無管簇時的管道截面積 = $4.16 \times 10^{-3}\text{m}^2$

$$U' = 2.343U$$

6. 雷諾數：

$$\text{Re} = \frac{U \cdot d}{v}$$

7. Nusselt number：

$$\begin{aligned}\text{單管} : \quad \text{Nu} &= \frac{h \cdot d}{k} = 0.174 \text{Re}^{0.618} \\ \text{多管} : \quad \text{Nu} &= 0.273 \text{Re}^{0.635} \text{Pr}^{0.34} \text{Fn}\end{aligned}$$

- Fn: for 6 rows, 0.96

8. 平均表面熱傳係數 (理論值)

$$\begin{aligned}\text{單管} : \quad h &= \frac{k}{d} 0.174 \text{Re}^{0.618} = 0.283 \text{Re}^{0.618} \\ \text{多管} : \quad h &= \frac{k}{d} 0.273 \text{Re}^{0.635} \text{Pr}^{0.34}\end{aligned}$$

9. 參考數據：

- 加熱棒的直徑： $d = 15.8\text{mm}$
- 加熱棒的表面積： $A = 2.482 \times 10^{-3}\text{m}^2$
- 空氣： $v = 15.34 \times 10^{-6}\text{m}^2\text{s}^{-1}$
- 加熱棒的長度： $L = 50\text{mm}$
- 管道的截面積： $A_d = 0.065\text{m} \times 0.15\text{m} = 9.75 \times 10^{-3}\text{m}^2$
- 空氣的 Prandtl number： $\text{Pr} = 0.7$

5. 實驗步驟

5.1. 單管

1. 確定加熱控制器與風扇的開關在OFF位置。
2. 將單管面板安裝好。若面板接合不良，可以用面板四個角落的旋鈕調整後放置。
3. 將加熱棒插入面板的插孔中。
4. 調整風扇氣門至位置8，並開啟風扇馬達。
5. 調整加熱控制器之主旋鈕，將加熱棒溫度 T_s 控制在 95°C 的指示值。
6. 利用風速計測量進口處的空氣流速。
7. 當 T_s 達到穩定時，記錄加熱棒溫度 T_s 、管道溫度 T_a 、風速 U 和電壓 V 。
8. 依序更換不同的風扇氣門開度，並重覆前述步驟。

5.2. 多管

1. 將單管面板換成多管面板，並將加熱棒插入第1列(最上面)的位置，其餘步驟與單管相同。
2. 將加熱棒抽換至下一列，並重複前述步驟，直到 6th row。

5.3. 注意事項

1. 為求得較正確的數據，本實驗費時較久，請同學耐心完成之。
2. 加熱棒溫度很高 (95°C)，抽換時要特別小心，以免燙傷。

6. 實驗結果

- 大氣壓力 : 1008.4 hPa
- 大氣溫度 : 24.0 °C

6.1. 單管

Test No.	1		2		3	
	真值	誤差值	真值	誤差值	真值	誤差值
加熱棒表面溫度 T_s (K)	95.1	±0.1	95.2	±0.1	95.3	±0.1
管道內空氣溫度 T_a (K)	27.3	±0.1	27.3	±0.1	27.4	±0.1
風速 U (m/s)	2.30	±0.01	1.97	±0.01	2.20	±0.01
加熱棒之電壓 V (Volt)	24	±1	24	±1	24	±1

Derived Results:

Test No.	1		2		3	
	真值	誤差 值	真值	誤差 值	真值	誤差 值
加熱棒的熱傳率 $\dot{Q} = V^2/R$ (Watt)	8.2	±0.5	8.2	±0.5	8.2	±0.5
熱通量 (Watt/m^2) $\phi = \dot{Q}/A$	3300	±80	3300	±80	3300	±80
加熱棒表面與空氣間之溫度差 $T_s - T_a$ (K)	67.80	±0.14	67.90	±0.14	67.90	±0.14
平均表面熱傳係數 $h = \phi/(T_s - T_a)$ ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)	48.7	±1.2	48.6	±1.2	48.6	±1.2
Reynolds number $\text{Re} = U \cdot d/\nu$	2369	±10	2029	±10	2266	±10
Nusselt number $\text{Nu} = 0.174\text{Re}^{0.618}$	21.19	±0.06	19.25	±0.06	20.61	±0.06
平均表面熱傳係數 (理論值) ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) $h = 0.283\text{Re}^{0.618}$	34.46	±0.09	31.31	±0.10	33.52	±0.09

6.1.1. 加熱棒的熱傳導 誤差傳遞

$$\begin{aligned}
 \bar{\dot{Q}} &= \frac{\bar{V}^2}{\bar{R}} \\
 \sigma_{uv} &= \sigma_u^2 \bar{v}^2 + \sigma_v^2 \bar{u}^2 \quad u = V \quad v = V \\
 \implies \sigma_{V^2}^2 &= \sigma_V^2 \bar{V}^2 + \sigma_V^2 \bar{V}^2 \\
 \implies \sigma_{V^2} &= \sqrt{2}\sigma_V \bar{V} \\
 \sigma_{\frac{u}{v}} &= \frac{\sigma_u^2}{\bar{v}^2} + \frac{\sigma_v^2 \bar{u}^2}{\bar{v}^4} \quad u = V^2 \quad v = R \\
 \implies \sigma_{\frac{V^2}{R}}^2 &= \frac{\sigma_{V^2}^2}{\bar{R}^2} + \frac{\sigma_R^2 \bar{V}^2}{\bar{R}^4}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\bar{Q} &= \frac{24^2}{70} \\
&= 8.2286 \\
&\approx 8.2 \\
\sigma_{V^2} &= \sqrt{2}\sigma_V\bar{V} \\
&= \sqrt{2} \times 1 \times 24 \\
&= 24\sqrt{2} \\
&= 33.9411 \\
\sigma_{\frac{V^2}{R}}^2 &= \frac{33.9411^2}{70^2} + \frac{0}{70^4} \\
\implies \sigma_{\frac{V^2}{R}} &= \sqrt{\frac{33.9411^2}{70^2}} \\
&= 0.4859 \\
&\approx 0.5 \\
\implies \dot{Q} &= 8.2 \pm 0.5
\end{aligned}$$

6.1.2. 热通量 誤差傳遞

$$\begin{aligned}
\frac{\dot{Q}}{\bar{A}} &= \frac{8.2}{2.482 \times 10^{-3}} \\
&= 3303.7873 \\
\sigma_{\frac{u}{v}}^2 &= \frac{\sigma_u^2}{\bar{v}^2} + \frac{\sigma_v^2 \bar{u}^2}{\bar{v}^4} \quad u = \dot{Q} \quad v = A \\
\implies \sigma_{\frac{\dot{Q}}{A}}^2 &= \frac{\sigma_{\dot{Q}}^2}{\bar{A}^2} + \frac{\sigma_A^2 \bar{Q}^2}{\bar{A}^4} \\
&= \frac{0.2^2}{(2.482 \times 10^{-3})^2} + 0 \\
\implies \sigma_{\frac{\dot{Q}}{A}} &= \frac{0.2}{2.482 \times 10^{-3}} \\
&= 80.5802 \\
&\approx 80 \\
\implies \phi &= 3300 \pm 80
\end{aligned}$$

6.1.3. 加熱棒表面與空氣間之溫度差 誤差傳遞

$$\begin{aligned}
\overline{T_s - T_a} &= \bar{T}_s - \bar{T}_a \\
\sigma_{u-v}^2 &= \sigma_u^2 + \sigma_v^2 \quad u = T_s \quad v = T_a \\
\implies \sigma_{T_s - T_a}^2 &= \sigma_{T_s}^2 + \sigma_{T_a}^2 \\
\implies \sigma_{T_s - T_a} &= \sqrt{\sigma_{T_s}^2 + \sigma_{T_a}^2}
\end{aligned}$$

6.1.4. 平均表面熱傳係數 誤差傳遞

$$\begin{aligned}
\bar{h} &= \frac{\bar{\phi}}{(T_s - T_a)} \\
\sigma_{\frac{u}{v}}^2 &= \frac{\sigma_u^2}{\bar{v}^2} + \frac{\sigma_v^2 \bar{u}^2}{\bar{v}^4} \quad u = \phi \quad v = (T_s - T_a) \\
\implies \sigma_{\frac{\phi}{(T_s - T_a)}}^2 &= \frac{\sigma_\phi^2}{(T_s - T_a)^2} + \frac{\sigma_{(T_s - T_a)}^2 \bar{\phi}^2}{(T_s - T_a)^4} \\
\implies \sigma_{\frac{\phi}{(T_s - T_a)}} &= \sqrt{\frac{\sigma_\phi^2}{(T_s - T_a)^2} + \frac{\sigma_{(T_s - T_a)}^2 \bar{\phi}^2}{(T_s - T_a)^4}}
\end{aligned}$$

6.1.5. Reynolds number 誤差傳遞

$$\begin{aligned}
\overline{\text{Re}} &= \frac{\overline{U} \cdot \bar{d}}{\bar{\nu}} \\
\sigma_{uv}^2 &= \sigma_u^2 \bar{v}^2 + \sigma_v^2 \bar{u}^2 \quad u = U \quad v = d \\
\implies \sigma_{Ud}^2 &= \sigma_U^2 \bar{d}^2 + \sigma_d^2 \bar{U}^2 \\
\implies \sigma_{Ud} &= \sqrt{\sigma_U^2 \bar{d}^2 + \sigma_d^2 \bar{U}^2} \\
\sigma_{\frac{u}{v}}^2 &= \frac{\sigma_u^2}{\bar{v}^2} + \frac{\sigma_v^2 \bar{u}^2}{\bar{v}^4} \quad u = Ud \quad v = \nu \\
\implies \sigma_{\frac{Ud}{\nu}}^2 &= \frac{\sigma_{Ud}^2}{\bar{\nu}^2} + \frac{\sigma_\nu^2 \bar{U} \bar{d}^2}{\bar{\nu}^4} \quad \sigma_\nu = 0 \\
\implies \sigma_{\frac{Ud}{\nu}} &= \frac{\sigma_{Ud}}{\bar{\nu}}
\end{aligned}$$

6.1.6. Nusselt number 誤差傳遞

$$\begin{aligned}
\overline{\text{Nu}} &= 0.174 \overline{\text{Re}}^{0.618} \\
\left(\frac{\sigma_u l v^m}{\bar{u}^l \bar{v}^m} \right)^2 &= l^2 \left(\frac{\sigma_u}{\bar{u}} \right)^2 + m^2 \left(\frac{\sigma_v}{\bar{v}} \right)^2 \quad u = 0.174 \quad l = 1 \\
&\qquad\qquad\qquad v = \text{Re} \quad m = 0.618 \\
\implies \left(\frac{\sigma_{0.174 \text{Re}^{0.618}}}{0.174 \text{Re}^{0.618}} \right)^2 &= 0.618^2 \left(\frac{\sigma_{\text{Re}}}{\overline{\text{Re}}} \right)^2 \\
\implies \sigma_{0.174 \text{Re}^{0.618}} &= 0.107532 \left(\frac{\sigma_{\text{Re}}}{\overline{\text{Re}}^{0.382}} \right)
\end{aligned}$$

6.1.7. 平均表面熱傳係數（理論值）誤差傳遞

$$\begin{aligned}
\bar{h} &= 0.283 \overline{\text{Re}}^{0.618} \\
\left(\frac{\sigma_u l v^m}{\bar{u}^l \bar{v}^m} \right)^2 &= l^2 \left(\frac{\sigma_u}{\bar{u}} \right)^2 + m^2 \left(\frac{\sigma_v}{\bar{v}} \right)^2 \quad u = 0.283 \quad l = 1 \\
&\qquad\qquad\qquad v = \text{Re} \quad m = 0.618 \\
\implies \left(\frac{\sigma_{0.283 \text{Re}^{0.618}}}{0.283 \overline{\text{Re}}^{0.618}} \right)^2 &= 0.618^2 \left(\frac{\sigma_{\text{Re}}}{\overline{\text{Re}}} \right)^2 \\
\implies \sigma_{0.283 \text{Re}^{0.618}} &= 0.174894 \left(\frac{\sigma_{\text{Re}}}{\overline{\text{Re}}^{0.382}} \right)
\end{aligned}$$

6.2. 多管

6.2.1. 第1列 (1st row)

Test No.	1		2		3	
	真值	誤差值	真值	誤差值	真值	誤差值
加熱棒表面溫度 T_s (K)	95.1	± 0.1	94.6	± 0.1	95.3	± 0.1
管道內空氣溫度 T_a (K)	27.9	± 0.1	27.9	± 0.1	28.0	± 0.1
風速 U (m/s)	1.84	± 0.01	1.82	± 0.01	2.07	± 0.01
加熱棒之電壓 V (Volt)	26	± 1	26	± 1	26	± 1

Derived Results

Test No.	1		2		3	
	真值	誤差 值	真值	誤差 值	真值	誤差 值
加熱棒的熱傳率 $\dot{Q} = V^2/R$ (Watt)	9.7	± 0.5	9.7	± 0.5	9.7	± 0.5
熱通量 (Watt/m^2) $\phi = \dot{Q}/A$	3900	± 200	3900	± 200	3900	± 200
加熱棒表面與空氣間之溫度差 $T_s - T_a$ (K)	67.20	± 0.14	66.70	± 0.14	67.30	± 0.14
平均表面熱傳係數 $h = \phi/(T_s - T_a)$ ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)	58	± 3	58	± 3	58	± 3
有效空氣速度 $U' = 2.343U$ (m/s)	4.31	± 0.02	4.26	± 0.02	4.85	± 0.02
Reynolds number $Re = U' \cdot d/\nu$	4440	± 20	4390	± 20	5000	± 20
Nusselt number $Nu = 0.273Re^{0.635}Pr^{0.34}Fn$	48.08	± 0.14	47.72	± 0.14	51.83	± 0.13
平均表面熱傳係數 (理論值) ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) $h = 0.426Re^{0.635}Pr^{0.34}$	78.1	± 0.2	77.6	± 0.2	84.3	± 0.2

6.2.2. 第3列(3rd row)

Test No.	1		2		3	
	真值	誤差值	真值	誤差值	真值	誤差值
加熱棒表面溫度 T_s (K)	95.4	± 0.1	94.8	± 0.1	95.0	± 0.1
管道內空氣溫度 T_a (K)	27.9	± 0.1	28.0	± 0.1	28.0	± 0.1
風速 U (m/s)	1.90	± 0.01	1.93	± 0.01	1.93	± 0.01
加熱棒之電壓 V (Volt)	30	± 1	31	± 1	30	± 1

Derived Results

Test No.	1		2		3	
	真值	誤差 值	真值	誤差 值	真值	誤差 值

Test No.	1		2		3	
加熱棒的熱傳率 $\dot{Q} = V^2/R$ (Watt)	12.9	± 0.6	13.7	± 0.6	12.9	± 0.6
熱通量 (Watt/m^2) $\phi = \dot{Q}/A$	5200	± 200	5500	± 200	5200	± 200
加熱棒表面與空氣間之溫度差 $T_s - T_a$ (K)	67.50	± 0.14	66.80	± 0.14	67.00	± 0.14
平均表面熱傳係數 $h = \phi/(T_s - T_a)$ ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)	77	± 3	82	± 3	78	± 3
有效空氣速度 $U' = 2.343U$ (m/s)	4.45	± 0.02	4.52	± 0.02	4.52	± 0.02
Reynolds number $Re = U' \cdot d/\nu$	4580	± 20	4660	± 20	4660	± 20
Nusselt number $Nu = 0.273Re^{0.635}Pr^{0.34}Fn$	49.02	± 0.14	49.57	± 0.14	49.57	± 0.14
平均表面熱傳係數 (理論值) ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) $h = 0.426Re^{0.635}Pr^{0.34}$	79.7	± 0.2	80.6	± 0.2	80.6	± 0.2

6.2.3. 第6列(6th row)

Test No.	1		2		3	
	真值	誤差值	真值	誤差值	真值	誤差值
加熱棒表面溫度 T_s (K)	94.8	± 0.1	95.1	± 0.1	95.4	± 0.1
管道內空氣溫度 T_a (K)	27.6	± 0.1	28.1	± 0.1	27.9	± 0.1
風速 U (m/s)	1.71	± 0.01	1.89	± 0.01	1.79	± 0.01
加熱棒之電壓 V (Volt)	32	± 1	32	± 1	32	± 1

Derived Results

Test No.	1		2		3	
	真值	誤差值	真值	誤差值	真值	誤差值
加熱棒的熱傳率 $\dot{Q} = V^2/R$ (Watt)	14.6	± 0.6	14.6	± 0.6	14.6	± 0.6
熱通量 (Watt/m^2) $\phi = \dot{Q}/A$	5900	± 200	5900	± 200	5900	± 200
加熱棒表面與空氣間之溫度差 $T_s - T_a$ (K)	67.20	± 0.14	67.00	± 0.14	67.50	± 0.14
平均表面熱傳係數 $h = \phi/(T_s - T_a)$ ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)	88	± 3	88	± 3	87	± 3
有效空氣速度 $U' = 2.343U$ (m/s)	4.01	± 0.02	4.43	± 0.02	4.19	± 0.02
Reynolds number $Re = U' \cdot d/\nu$	4130	± 20	4560	± 20	4320	± 20
Nusselt number $Nu = 0.273Re^{0.635}Pr^{0.34}Fn$	45.91	± 0.14	48.89	± 0.14	47.24	± 0.14
平均表面熱傳係數 (理論值) ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) $h = 0.426Re^{0.635}Pr^{0.34}$	74.6	± 0.2	79.5	± 0.2	76.8	± 0.2

6.2.4. 加熱棒的熱傳率 誤差傳遞

$$\begin{aligned}
\bar{Q} &= \frac{\bar{V}^2}{\bar{R}} \\
\sigma_{uv} &= \sigma_u^2 \bar{v}^2 + \sigma_v^2 \bar{u}^2 \quad u = V \quad v = V \\
\implies \sigma_{V^2}^2 &= \sigma_V^2 \bar{V}^2 + \sigma_V^2 \bar{V}^2 \\
\implies \sigma_{V^2} &= \sqrt{2} \sigma_V \bar{V} \\
\sigma_{\frac{u}{v}} &= \frac{\sigma_u^2}{\bar{v}^2} + \frac{\sigma_v^2 \bar{u}^2}{\bar{v}^4} \quad u = V^2 \quad v = R \\
\implies \sigma_{\frac{V^2}{R}}^2 &= \frac{\sigma_{V^2}^2}{\bar{R}^2} + \frac{\sigma_R^2 \bar{V}^2}{\bar{R}^4} \\
\implies \sigma_{\frac{V^2}{R}} &= \sqrt{\frac{\sigma_{V^2}^2}{\bar{R}^2} + \frac{\sigma_R^2 \bar{V}^2}{\bar{R}^4}}
\end{aligned}$$

6.2.5. 热通量 誤差傳遞

$$\begin{aligned}
\bar{\phi} &= \frac{\dot{\bar{Q}}}{\bar{A}} \\
\sigma_{\frac{u}{v}}^2 &= \frac{\sigma_u^2}{\bar{v}^2} + \frac{\sigma_v^2 \bar{u}^2}{\bar{v}^4} \quad u = \dot{Q} \quad v = A \\
\implies \sigma_{\frac{\dot{Q}}{A}}^2 &= \frac{\sigma_{\dot{Q}}^2}{\bar{A}^2} + \frac{\sigma_A^2 \bar{Q}^2}{\bar{A}^4} \\
\implies \sigma_{\frac{\dot{Q}}{A}} &= \sqrt{\frac{\sigma_{\dot{Q}}^2}{\bar{A}^2} + \frac{\sigma_A^2 \bar{Q}^2}{\bar{A}^4}}
\end{aligned}$$

6.2.6. 加熱棒表面與空氣間之溫度差 誤差傳遞

$$\begin{aligned}
\overline{T_s - T_a} &= \bar{T}_s - \bar{T}_a \\
\sigma_{u-v}^2 &= \sigma_u^2 + \sigma_v^2 \quad u = T_s \quad v = T_a \\
\implies \sigma_{T_s - T_a}^2 &= \sigma_{T_s}^2 + \sigma_{T_a}^2 \\
\implies \sigma_{T_s - T_a} &= \sqrt{\sigma_{T_s}^2 + \sigma_{T_a}^2}
\end{aligned}$$

6.2.7. 平均表面熱傳係數 誤差傳遞

$$\begin{aligned}
\bar{h} &= \frac{\bar{\phi}}{(T_s - T_a)} \\
\sigma_{\frac{u}{v}}^2 &= \frac{\sigma_u^2}{\bar{v}^2} + \frac{\sigma_v^2 \bar{u}^2}{\bar{v}^4} \quad u = \phi \quad v = (T_s - T_a) \\
\implies \sigma_{\frac{\phi}{(T_s - T_a)}}^2 &= \frac{\sigma_\phi^2}{(T_s - T_a)^2} + \frac{\sigma_{(T_s - T_a)}^2 \bar{\phi}^2}{(T_s - T_a)^4} \\
\implies \sigma_{\frac{\phi}{(T_s - T_a)}} &= \sqrt{\frac{\sigma_\phi^2}{(T_s - T_a)^2} + \frac{\sigma_{(T_s - T_a)}^2 \bar{\phi}^2}{(T_s - T_a)^4}}
\end{aligned}$$

6.2.8. 有效空氣速度 誤差傳遞

$$\begin{aligned}
\overline{U'} &= 2.343 \overline{U} \\
\sigma_{uv}^2 &= \sigma_u^2 \bar{v}^2 + \sigma_v^2 \bar{u}^2 \quad u = 2.343 \quad v = U \\
\implies \sigma_{2.343U}^2 &= \sigma_U^2 2.343^2 \\
\implies \sigma_{2.343U} &= \sigma_U \cdot 2.343
\end{aligned}$$

6.2.9. Reynolds number 誤差傳遞

$$\begin{aligned}
\overline{\text{Re}} &= \frac{\overline{U'} \cdot \bar{d}}{\bar{\nu}} \\
\sigma_{uv}^2 &= \sigma_u^2 \bar{v}^2 + \sigma_v^2 \bar{u}^2 \quad u = U' \quad v = d \\
\implies \sigma_{U'd}^2 &= \sigma_{U'}^2 \bar{d}^2 + \sigma_d^2 \bar{U}'^2 \\
\implies \sigma_{U'd} &= \sqrt{\sigma_{U'}^2 \bar{d}^2 + \sigma_d^2 \bar{U}'^2} \\
\sigma_{\frac{u}{v}}^2 &= \frac{\sigma_u^2}{\bar{v}^2} + \frac{\sigma_v^2 \bar{u}^2}{\bar{v}^4} \quad u = U'd \quad v = \nu \\
\implies \sigma_{\frac{U'd}{\nu}}^2 &= \frac{\sigma_{U'd}^2}{\bar{\nu}^2} + \frac{\sigma_\nu^2 \bar{U}'^2}{\bar{\nu}^4} \quad \sigma_\nu = 0 \\
\implies \sigma_{\frac{U'd}{\nu}} &= \frac{\sigma_{U'd}}{\bar{\nu}}
\end{aligned}$$

6.2.10. Nusselt number 誤差傳遞

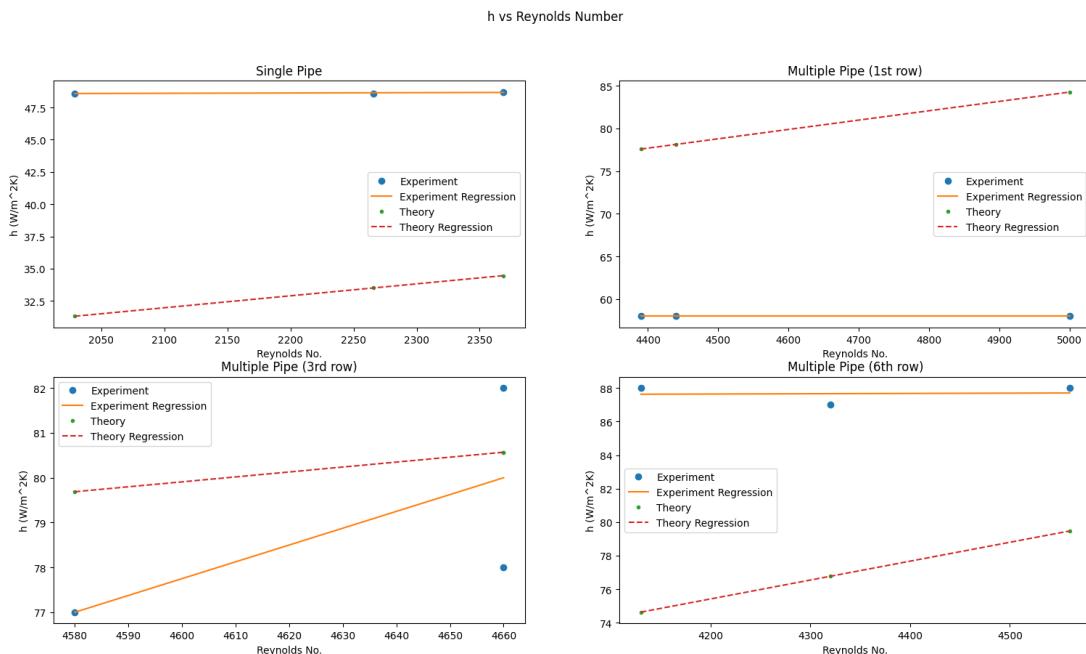
$$\begin{aligned}
\overline{\text{Nu}} &= 0.273 \overline{\text{Re}}^{0.635} \overline{\text{Pr}}^{0.34} \overline{\text{Fn}} \\
&= 0.273 \overline{\text{Re}}^{0.635} \times 0.7^{0.34} \times 0.96 \\
&= 0.2321492119 \times \overline{\text{Re}}^{0.635} \\
\left(\frac{\sigma_{uv}}{\bar{u} \bar{v}} \right)^2 &= l^2 \left(\frac{\sigma_u}{\bar{u}} \right)^2 + m^2 \left(\frac{\sigma_v}{\bar{v}} \right)^2 \quad u = 0.2321492119 \\
&\quad l = 1 \\
&\quad v = \text{Re} \\
&\quad m = 0.635 \\
\implies \left(\frac{\sigma_{0.2321492119 \text{Re}^{0.635}}}{0.2321492119 \text{Re}^{-0.635}} \right)^2 &= 0.635^2 \left(\frac{\sigma_{\text{Re}}}{\overline{\text{Re}}} \right)^2 \\
\implies \sigma_{0.2321492119 \text{Re}^{0.645}} &= 0.635 \times \frac{\sigma_{\text{Re}}}{\overline{\text{Re}}^{0.365}} \times 0.2321492119 \\
&= 0.1474147496 \times \frac{\sigma_{\text{Re}}}{\overline{\text{Re}}^{0.365}}
\end{aligned}$$

6.2.11. 平均表面熱傳係數（理論值）誤差傳遞

$$\begin{aligned}
\bar{h} &= 0.426 \overline{\text{Re}}^{0.635} \overline{\text{Pr}}^{0.34} \\
&= 0.426 \times \overline{\text{Re}}^{0.635} \times 0.7^{0.34} \\
&= 0.3773487648 \overline{\text{Re}}^{0.635} \\
\left(\frac{\sigma_u l v^m}{\bar{u}^l \bar{v}^m} \right)^2 &= l^2 \left(\frac{\sigma_u}{\bar{u}} \right)^2 + m^2 \left(\frac{\sigma_v}{\bar{v}} \right)^2 \quad u = 0.3773487648 \\
l &= 1 \\
v &= \text{Re} \\
m &= 0.635 \\
\Rightarrow \left(\frac{\sigma_{0.3773487648 \overline{\text{Re}}^{0.635}}}{0.3773487648 \overline{\text{Re}}^{0.635}} \right)^2 &= 0.635^2 \left(\frac{\sigma_{\text{Re}}}{\overline{\text{Re}}} \right)^2 \\
\Rightarrow \sigma_{0.3773487648 \overline{\text{Re}}^{0.635}} &= 0.2396164656 \frac{\sigma_{\text{Re}}}{\overline{\text{Re}}^{0.365}}
\end{aligned}$$

7. 問題與討論

1. 試以雷諾數(Re)為X軸、平均表面熱傳係數(h)為Y軸，分別繪製單管與多管的Re對h關係圖(含實驗值及理論值)。(須有四張圖，每張圖兩條線)



2. 解釋Re對h關係圖之意義與誤差過大之點。

Re對h關係圖顯示了當Re較大時，對流較強（速度相對較快），因此平均表面熱傳係數也會上升。在第一個row的數據中，測得的h遠低於理論值，而換到較下方的row時，測得的h遠高於理論值。這代表溫度量測可能有不穩的情況。

3. 實驗時如何確定溫度達到穩態？

可以以 T_s 作為基準，當 T_s 達到穩定時代表達到穩態。

4. 變更加熱管位置是否影響熱傳效果？

是。就實驗結果來看，較後方的加熱管熱傳效果較好，但我們認為應該是前面的加熱管熱傳效果較好。

8. 心得與建議

就實驗結果來看，多管的散熱效果確實比單管的好。不過在多管的實驗中，改變加熱管位置到後方卻讓熱傳效果變好，這部份應該是測量溫度時不夠準確，有點太急了。希望以後有機會可以更有耐心測量。

實驗報告

課程名稱：機械工程實驗(二)

實驗名稱：熱對流雙管熱交換器

組別：第四組

實驗日期：111年5月2日

組員：

- 張瀚元 109611004
- 陳柏文 109611030
- 吳典謀 109611066
- 謝祖恩 109611078
- 王竣毅 109611089
- 蘇宥嘉 109611043

報告撰寫：

- 吳典謀 109611066

實驗2-3: 热傳實驗II熱對流雙管熱交換器

1. 實驗目的

了解熱交換器在內、外管不同的流向及流率下，對熱傳效率之影響，並利用此方法應用在實際熱交換器的設計上。

2. 實驗設備

1. 雙管熱交換器 (Double pipe heat exchangers)：由管子組合而成的熱交換器，可以加入熱水和冷水觀察熱交換。流程圖如下圖。包括以下部份：
 1. 冷、熱水管管道(Tube)：分為上下兩段，每段長度均為3ft，其中冷水流經外部的粗管道(外徑=1.125"、管厚=0.05")，熱水流經內部的細管道(外徑=0.625"、管厚=0.04")。
 2. 冷、熱水流量計(Flowmeter)：測量冷、熱水的流量。
 3. 水閥開關(Valve)：可控制熱水的流向，使順向流(parallel flow)變為逆向流(counter flow)或逆向流變為順向流。
 4. 溫度感測器(Temperature Sensor)：為一旋轉鈕，上面有1~6號的標示，可分別測得管道進口處、中間點、出口處的冷、熱水溫度。

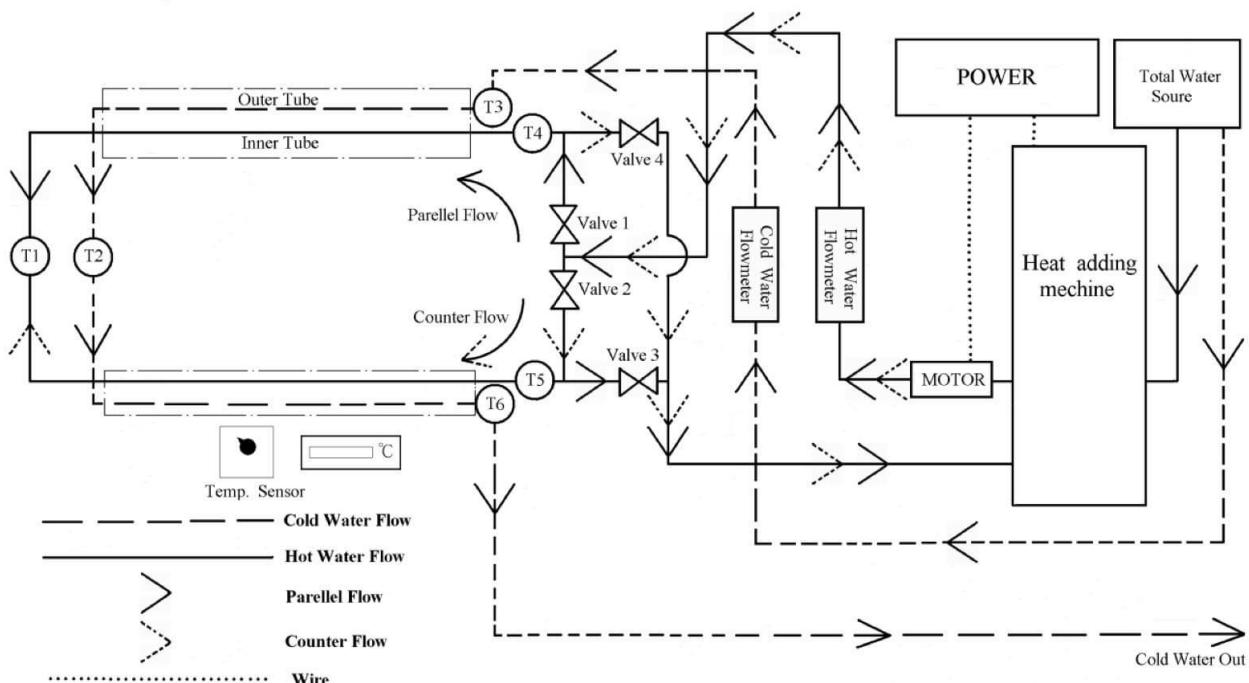


圖 3 雙管熱交換器之流程圖

2. 熱水爐(heat adding machine)：容量80L的熱水爐，由電力加熱水溫，水溫達到65°C時停止加熱。

3. 實驗原理

3.1. 热膠換器種類

熱交換器可以促進兩種或不同溫度的流體進行熱傳遞，依據流動方向不同可以分為以下幾種：

1. 平行流(parallel flow)：高、低溫流體方向相同，熱交換效果較差。

2. 逆向流(counter flow)：高、低溫流體流向相反。
3. 交叉流(cross flow)：高、低溫流體流向互相垂直，熱交換效果較佳。

3.2. 流體平均溫度推導

以下為求得流體平均溫度的過程：

1. 溫度差異為熱交換器中熱傳導的動力。牛頓冷卻定律(Newton's law of cooling)定義了熱傳率與溫度差異的關係：

$$q = hA\Delta T = hA(T_s - T)$$

- q : 热傳率
- h : 热對流係數(convective heat-transfer coefficient)
- A : 與流體接觸之管壁表面積
- T_s : 管壁表面溫度
- T : 流體溫度

2. 對於黏性、在管內流動的流體，速度分佈為半徑的函數 $u = f(r)$ ，因此可以由 Bernoulli's equation 得到完全發展流(Fully developed flow)的平均流速(Mean Fluid Velocity) u_m 以及流量 Q_V ：

$$\begin{aligned} u_m &= \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \\ Q_V &= \frac{\pi D^2 u_m}{4} \end{aligned}$$

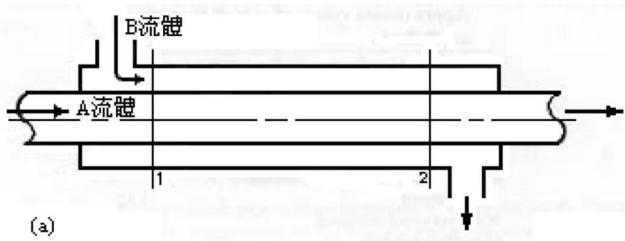
3. 除了速度分佈外，溫度分佈也為半徑的函數 $T = f(r)$ 。溫度分佈可以用以下公式代表：

$$T_m = \frac{q}{\rho Q_V C_P}$$

- q : 热傳率
- Q_V : 流量
- C_P : 比熱
- ρ : 流體密度

3.3. 雙管式熱交換器

以下為推導內外流體的整體熱傳係數：



(a)

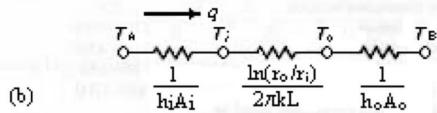


圖 4 雙管式熱交換器之熱交換情形

1. 考慮上圖的雙管式熱交換器，內外流體的整體熱傳率可以表示為：

$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}}$$

- A_i, A_o : 內管(inner tube)的內、外表面積
- r_i, r_o : 內管的內、外半徑
- L : 管長
- $T_A - T_B$: A流體與B流體溫度差

2. 整體熱傳率也可以表示為：

$$q = U A_m \Delta T_m = U_o A_o \Delta T_m = U_i A_i \Delta T_m$$

- ΔT_m : 通過熱交換器的平均溫度差
- A_m : 平均熱傳面積
- U : 整體熱傳係數

3. 經過移項，上式可以變為：

$$U = \frac{q}{A_m \Delta T_m} = \frac{q}{2\pi r_m L \Delta T_m}$$

- r_m : 平均半徑， $(r_i + r_o)/2$
- A_m : 平均熱傳面積，本實驗中 $A_m = 2\pi \left(\frac{r_i + r_o}{2} \right) L \times 2 = 0.085 \text{m}^2$

4. 內外流體的整體熱傳係數分別為：

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{A_i \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{A_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o}}$$

3.4. 順向流與逆向流

考慮內外流體流動方向，可以分為順向流(parallel flow)與逆向流(counter flow)，如下圖：

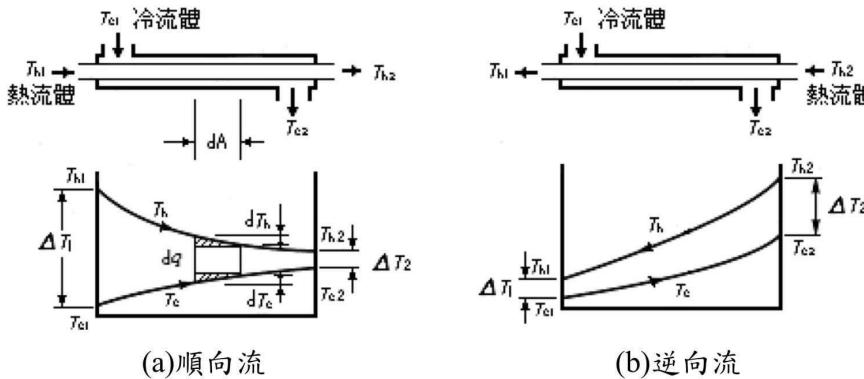


圖 5 雙管式熱交換器流體的溫度變化圖

3.4.1. 順向流(parallel flow)之平均溫度差

以下為順向流的平均溫度差推導過程：

- 實際冷熱流體的溫度上升或下降並非直線，因此我們需要經過微小區域dA的熱傳量，如上圖所示。假設熱交換器沒有任何熱損失與相變化，可以由冷、熱流體的溫度變化求得：

$$\begin{aligned} \text{冷流體的熱傳量: } dq_c &= \dot{m}_c C_c dT_c \\ \text{熱流體的熱傳量: } dq_h &= -\dot{m}_h C_h dT_h \end{aligned}$$

- \dot{m} : 質量流率
- C : 流體的比熱
- 下標 c, h : 代表冷、熱流體

- 由於不考慮熱損失，所以熱流體釋放出的熱量等於冷流體吸收的熱量。

$$dq = dq_h = dq_c \implies dq = -\dot{m}_h C_h dT_h = \dot{m}_c C_c dT_c$$

- 移項並得出微小區域冷熱溫度差：

$$\begin{aligned} dT_h &= -\frac{dq}{\dot{m}_h C_h} \\ dT_c &= \frac{dq}{\dot{m}_c C_c} \\ dT_h - dT_c &= d(T_h - T_c) = -dq \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) \end{aligned}$$

- 微小區域dA的導熱量可以表示為 $dq = U(T_h - T_c)dA$ ，將此代入上式可以得到：

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_c - T_c} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right) dA$$

- 將兩側積分可以得到

$$\ln \frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_h} + \frac{1}{\dot{m}_c C_c} \right)$$

6. 由步驟1的冷熱流體的熱傳量積分，可以得到 $q_c = q = \dot{m}_c C_c (T_{c2} - T_{c1})$ 與 $q_h = q = \dot{m}_h C_h (T_{h1} - T_{h2})$ 。將上式利用此結果代換為 q 可以得到：

$$\begin{aligned}\ln \frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} &= -UA \left(\frac{T_{h1} - T_{h2}}{q} + \frac{T_{c2} - T_{c1}}{q} \right) \\ q &= UA \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln \left(\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} \right)}\end{aligned}$$

7. $q = UA\Delta T_m$ ，因此上式可以用此式替換得

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln \left(\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} \right)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

此式稱為對數平均溫度差(logarithmic mean temperature difference)。

3.4.2. 逆向流(counter flow)之平均溫度差

因為在逆向流冷、熱流體的流動相反，因此我們將逆向流入口溫度定義為 T_{h2} 、出口溫度定義為 T_{h1} ，如3.4小節中定義的圖中所示。依照前述的推導可以得到類似的結果：

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln \left(\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} \right)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

4. 實驗步驟

4.1. 步驟

1. 打開總熱水開關，並確定有水流出。
2. 打開熱水爐電源加熱（需一段時間）。
3. 待加熱至65°C後，打開冷、熱水閥，讓冷、熱水流入管道循環流動。
4. 開啟熱水的熱循環馬達。（不能太早開啟，會燒毀）
5. 開啟1與3號閥，並關閉2與4號閥，讓水流變成順向流。
6. 等待一段時間到系統達成平衡，並記錄冷、熱水管進、出口與中間點的溫度及冷、熱水管的流量 Q 。
7. 開啟2與4號閥，關閉1與3號閥，讓水流變為逆向流，重複上述步驟。
8. 實驗結束後，將循環馬達及熱水爐電源關閉，並關閉總水閥。

4.2. 注意事項

1. 等待熱水爐加熱時，不要開啟熱水循環馬達，以免馬達長時間運轉導致過熱燒毀。
2. 開啟熱水循環馬達前，應先確認熱水管道上所有閥門已打開，且馬達開啟後要再確認熱水有正常循環流動，以免馬達長期空轉導致過熱燒毀。

5. 實驗結果

5.1. 數值（表格數值填寫真值即可）

\backslash 流向 溫度($^{\circ}\text{C}$)	熱水管 中段溫 度T1	冷水管 中段溫 度T2	冷水管 進口溫 度T3	熱水管 進口溫 度T4	熱水管 出口溫 度T5	冷水管 出口溫 度T6	熱水流 量 Q_h (L/min)	冷水流 量 Q_c L/min
順向流	50.4	25.7	24.6	58.4	43.4	28.2	11	11
逆向流	47.4	24.4	23.3	62.8	36.4	28.6	11	11

5.2. 計算結果（表格數值填寫真值即可）

\backslash 流向 結果	進口溫差 ($^{\circ}\text{C}$) $\Delta T_1 = T_4 - T_3$	出口溫差 ($^{\circ}\text{C}$) $\Delta T_2 = T_5 - T_6$	對數平均溫度差 ($^{\circ}\text{C}$) $\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$
順向流	33.8	15.2	23.2743
逆向流	39.5	7.8	19.5416

\backslash 流向 結果	熱水熱傳量 (J/s) $q_h = \rho Q_h C_h \Delta T_h$	冷水熱傳量 (J/s) $q_c = \rho Q_c C_c \Delta T_c$	效率 $\eta = \frac{q_c}{q_h}$
順向流	11479.16	2755.00	24.00%
逆向流	20203.32	4055.97	20.08%

- ρ : 水的密度， 997kg/m^3

註：水的熱值= $4.1868\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ ，精確值請依實際溫度查表。

6. 問題與討論

- 試比較順向流與逆向流的實驗結果，並分析之。

順向流的效率相較逆向流的效率高，這個實驗結果與理想的狀況不同。但是在熱傳量的方面，逆向流的熱傳量顯著較高。

- 為何 q_h 不等於 q_c ？並探討本實驗誤差可能之原因？

熱水傳出的熱除了會被冷水吸收外，還有可能被空氣與實驗器材吸收。本實驗沒有將管路與外界絕熱，因此此部份會產生實驗誤差。

7. 心得與建議

本次實驗的效率計算有點奇怪，雖然溫度差與熱傳量看起來都有逆向流效率較佳的跡象，但是效率卻沒有如我們所想。希望可以了解到原因。

實驗報告

課程名稱：機械工程實驗(二)

實驗名稱：空調系統實驗

組別：第四組

實驗日期：111年5月2日

組員：

- 張瀚元 109611004
- 陳柏文 109611030
- 吳典謀 109611066
- 謝祖恩 109611078
- 王竣毅 109611089
- 蘇宥嘉 109611043

報告撰寫：

- 吳典謀 109611066

實驗2-4：空調系統實驗(Air-Conditioning System)

1. 實驗目的

本實驗設備正向運轉為冷氣，反向運轉為暖氣。藉此功能，可以了解熱泵(Heat pump)各組件的構造功能、循環過程及熱效率之計算，並了解中央空調系統(central air-conditioning system)的基本原理。

2. 實驗設備

1. 热泵(Heat Pump): 包括以下部件

1. 壓縮機(Compressor): 為0.5HP密閉式之雙缸往復式壓縮機。
 2. 蒸發器或冷凝器(Evaporator/Condenser): 為鰭盤式熱交換器，依冷媒循環方向不同，可作為蒸發器或冷凝器。
 3. 膨脹閥(Expansion Valve): 冷媒降壓膨脹用。
 4. 水箱熱交換器(包含蒸發器或冷凝器): 將蒸發器或冷凝器的盤管沈浸在水箱中，與二次冷媒(本系統使用水)做熱交換。
 5. 四向閥(4-way valve): 控制冷媒循環方向。
 6. 冷媒蓄集器(Coolant Receiver): 冷媒暫存用。
2. 冷媒(Refrigerant): 本系統使用R-12冷媒，密度=1.31 kg/L。
 3. 安全控制閥(Safety control valve): 有兩組，包含高壓安全控制閥與低壓安全控制閥。高壓安全控制閥用來防止高壓端壓力過高，若使用R12冷媒則設定為 16 kg/cm^2 (若使用R22冷媒則為 24 kg/cm^2)。低壓控制閥用來防止低壓端壓力過低，設定壓力值會設定為比運轉時蒸發溫度低 10°C 之飽和溫度下的壓力。
 4. 環循泵浦(circulating pump): 為0.125HP的離心式泵浦(centrifugal pump)，提供二次冷媒(本系統使用水)循環之動力。
 5. 空調箱風扇(Bellows Thermal Fans): 利用二次冷媒調節室內空氣的溫度，其機構包括風扇及冷卻盤管。

以下為空調實驗的設備零件圖：

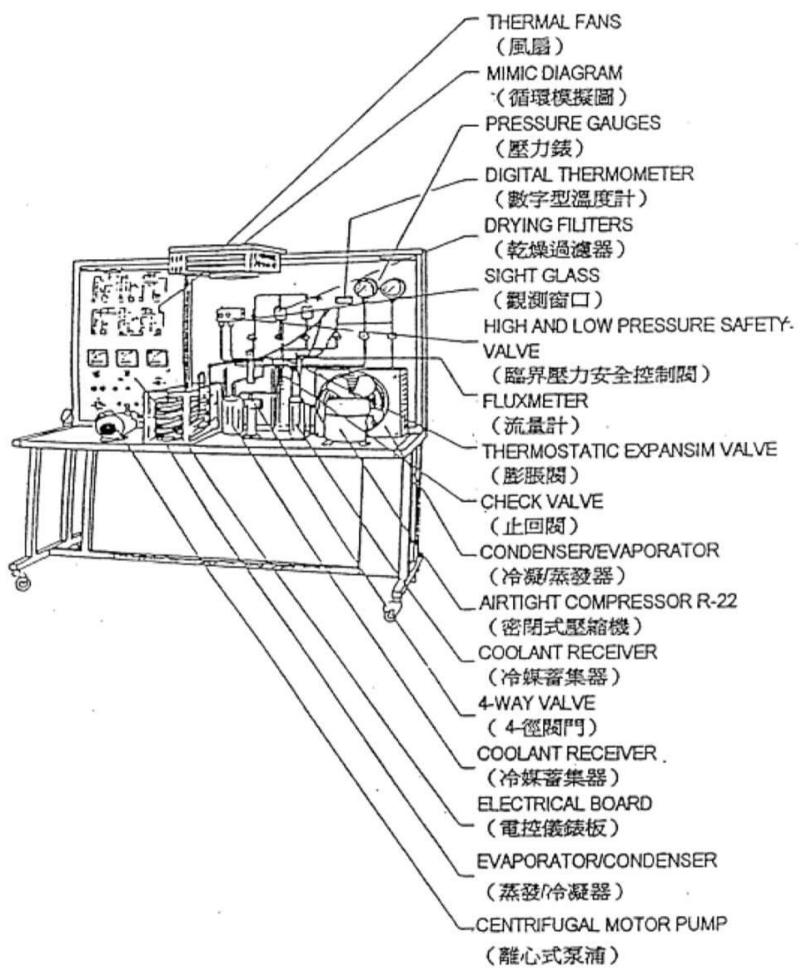
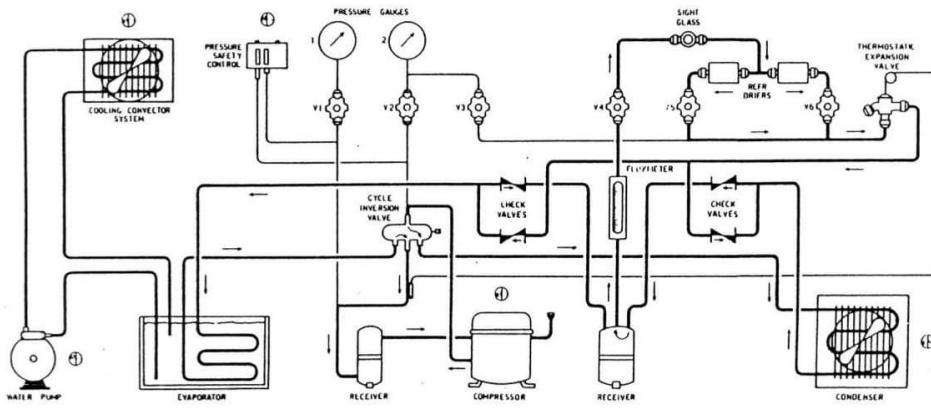
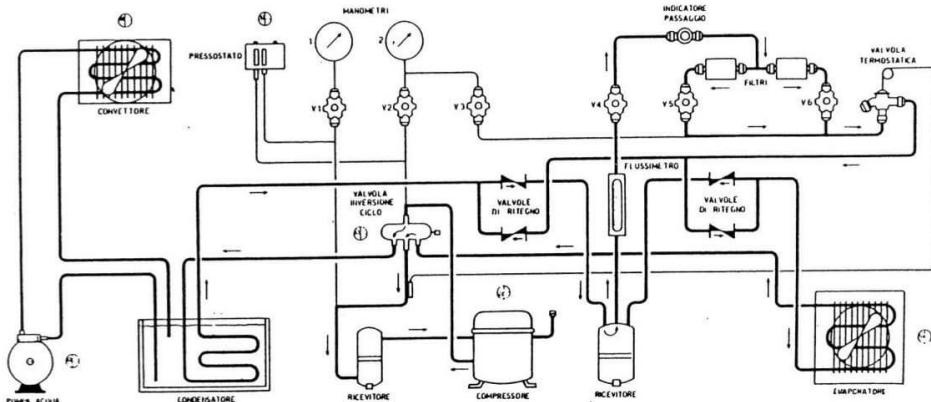


圖 2 空調系統實驗設備圖

以下為空調系統分別為冷氣與暖氣時的流向：



(一)Summer Cycle (冷氣機)



(二)Winter Cycle (暖氣機)

圖 3 空調系統實驗流程圖

3. 實驗原理

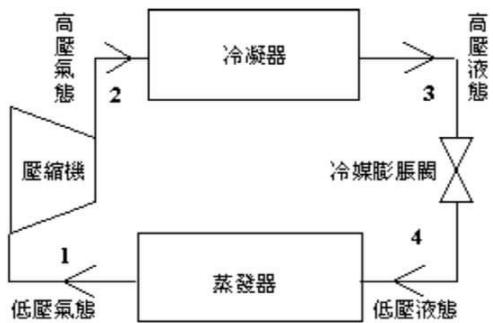
3.1. 热泵(Heat Pump)

- 热泵是一種可以將熱能由低溫處傳送到高溫處的設備。
- 根據使用目的不同，热泵可以分为冷凍機(Refrigerator)與暖氣機。
 - 冷凍機：從低溫區吸取熱量，移至大氣或其他外界(如冷氣機、冰箱)。
 - 暖氣機：從大氣或其他外界吸取熱量，移至較高溫度區域。
- 根據熱力學第二定律的Clausius Statement，我們需要有外界動力(功)的加入，才能將熱能由低溫傳送到高溫。

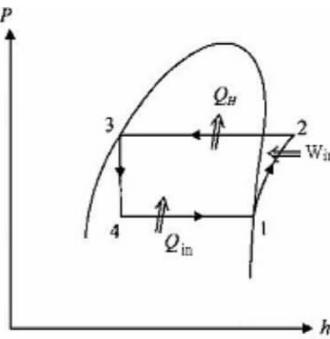
3.2. Vapor Compression Cycle 簡介

一般冷凍系統所採用的循環為Vapor Compression Cycle，其利用壓縮機(Compressor)作功與冷媒作為媒介，將低溫區的熱能傳送到高溫區。

下圖描述了Vapor Compression Cycle 的運作方塊圖與P-h圖：



圖一 Vapor Compression Cycle



圖二 P-h圖

圖 4 Vapor Compression Cycle

3.3. Vapor Compression Cycle 過程

1. 1 → 2: 冷媒經由壓縮機(Compressor)加壓為高壓氣態冷媒，此為等熵過程。
- 2 → 3: 氣態冷媒經由冷凝器(Condenser)凝結放熱成為液態，此為等壓過程。
- 3 → 4: 液態冷媒經膨脹閥(Expansion Valve)降壓，此為等焓過程。在小型冷凍系統(窗形冷氣機、家用冰箱)中，常使用毛細管(Capillary tube)來代替膨脹閥。
- 4 → 1: 液態冷媒經蒸發器(Evaporator)蒸發吸熱成為氣態，此為等壓過程。

3.4. 冷氣機與暖氣機

- 將蒸發器放在室內、冷凝器放在室外，即可將室內的熱量移至室外成為冷氣機。
- 將蒸發器放在室外、冷凝器放在室內，即可將室外的熱量移至室內成為暖氣機。
- 如果蒸發器與冷凝器構造相同(均為熱交換器)，則可透過方向閥改變冷媒循環方向，製作一台同時具有冷氣及暖氣功能的設備(常見的冷暖器機)。

3.5. 冷氣機之熱力效率(Thermal Efficiency)

熱力機械領域中所稱的熱力效率(Thermal Efficiency)，在冷氣機稱為性能係數COP(Coefficient of Performance)。此數值可以表示為：

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}_{in}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

- \dot{Q}_{in} : 在蒸發器內所吸收的熱量
- \dot{W}_{in} : 壓縮機所作的功

各點的焓值可由Pressure-Enthalpy圖查得，但注意P及T為絕對壓力及絕對溫度。

3.6. 暖氣機之性能係數(Coefficient of Performance)

暖氣機之性能係數為

$$\text{COP}_{HP} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{in}} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_3)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

- \dot{Q}_H : 在冷凝器內所釋放的熱量
- \dot{W}_{in} : 壓縮機所作的功

3.7. 空氣調節(air conditioning)

- 空氣調節的意思是將空氣的熱力性質改變，以達到所需要的狀態。
- 通常為調節空氣溫度、濕度、新鮮空氣換氣率與空氣流動的速度。

3.8. 中央空調系統(central air conditioning system)

- 由壓縮機、冷凝器、蒸發器與冷媒膨脹閥等冷凍循環裝置組成之冰水主機，藉由熱交換器將作為二次冷媒之冰水降溫後，由冰水循環系統送至送風機或空調箱將室內空氣降溫，或再藉由風管將冷風送至需要冷氣之處所，此系統稱為中央空調系統。

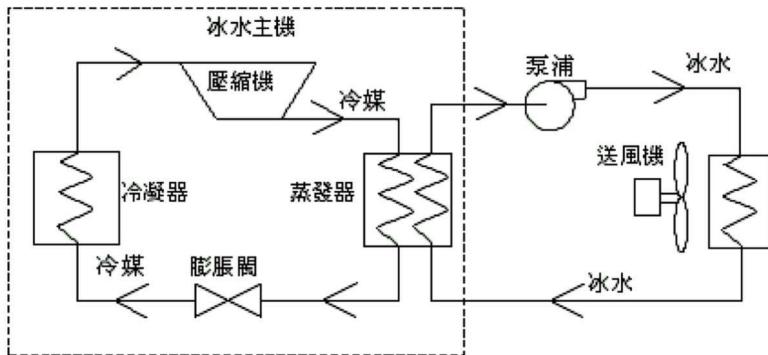


圖 5 簡易中央空調系統示意圖

- 此系統常用在空調範圍大、遠距離或場地受到限制之場所(辦公大樓、食品冷凍工廠等)。
- 若空調溫度接近水的冰點(0°C)以下，為避免冰水系統結冰，常在冰水中加入抗凍劑(例如乙二醇或 NaCl)，使水的冰點降低，甚至可達 -50°C 。
- 因為早期都在水中加入 NaCl ，因此此種添加抗凍劑的冰水又稱為鹵水(brine)。

4. 實驗計算

4.1. 冷凍能力(regeneration capacity)

$$\begin{aligned} \text{冷氣循環: } \dot{Q}_{in} &= \dot{m}_R(h_1 - h_4) = \rho_R V_R (h_1 - h_4) \\ \text{暖氣循環: } \dot{Q}_H &= \dot{m}_R(h_2 - h_3) = \rho_R V_R (h_2 - h_3) \end{aligned}$$

- \dot{m}_R : 冷媒質量流率
- ρ_R : 冷媒密度， 1.31 kg/L for R-12
- V_R : 冷媒體積流量

通常冷氣機的容量以每小時能自室內移走多少熱量來表示，在公制單位為 kCal/hr ，在英制單位為 Btu/hr 。

4.2. 壓縮機(Compressor)

在等熵壓縮過程出口溫度為：

$$T_{2S} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1-k}{k}}$$

- $k = \frac{C_p}{C_v} = 1.184$ for R-12

- 因實際壓縮過程並非等熵過程，所以出口溫度會與上式不同。

實際壓縮機運轉時會有摩擦等損失，所以壓縮機效率為

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{in}}{\dot{W}_{in_act}} = \frac{\dot{m}_R(h_2 - h_1)}{VI}$$

- $\dot{W}_{in_act} = VI$: 壓縮機輸入之功率，可由功率表測得。

4.3. 實際熱效率

$$\begin{aligned} \text{冷氣循環: } \text{COP} &= \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}_{in_act}} = \frac{\dot{m}_R(h_1 - h_4)}{VI} \\ \text{暖氣循環: } \text{COP}_{HP} &= \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{in_act}} = \frac{\dot{m}_R(h_2 - h_3)}{VI} \end{aligned}$$

4.4. 能源效率比(Energy Efficiency Ratio, EER)

一般為了節省能源，有能源效率比可以比較一個冷凍設備的節電能力。

$$EER = \frac{\text{冷凍能力(Kcal/hr)}}{\text{消耗功率(Watt)}}$$

4.5. 水箱熱交換器的熱交換功率

$$\begin{aligned} \text{冷氣循環: } \eta_w &= \frac{\dot{m}_w C_{pw}(T_{wo} - T_{wi})}{\dot{m}_R(h_1 - h_4)} \\ \text{暖氣循環: } \eta_w &= \frac{\dot{m}_w C_{pw}(T_{wi} - T_{wo})}{\dot{m}_R(h_2 - h_3)} \end{aligned}$$

- \dot{m}_w : 冰水的質量流率
- C_{pw} : 水的比熱 $\approx 4.18 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$
- T_{wo} : 空調箱水管出口溫度
- T_{wi} : 水泵進口溫度

4.6. 空調箱的熱效率

$$\begin{aligned} \text{冷氣循環: } \eta_{fan} &= \frac{\dot{m}_a C_{pa}(T_a - T_{ao})}{\dot{m}_w C_{pw}(T_{wo} - T_{wi})} \\ \text{暖氣循環: } \eta_{fan} &= \frac{\dot{m}_a C_{pa}(T_{ao} - T_a)}{\dot{m}_w C_{pw}(T_{wi} - T_{wo})} \end{aligned}$$

- \dot{m}_a : 空氣的質量流率， $\dot{m}_a = \rho_a A v_a$
- ρ_a : 空氣密度， $\rho_a \approx 1.2 \text{ kg/m}^3$
- A : 出封口截面積， $A = 0.31\text{m} \times 0.09\text{m} = 27.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
- v_a : 風速
- C_{pa} : 空氣比熱，若忽略空氣中的水分， $C_{pa} \approx 57.14 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$ 。
- T_a : 空調箱進氣口溫度，在本實驗假設與大氣溫度相同。
- T_{ao} : 空調箱出風口溫度。

4.7. 備註

- 本實驗忽略所有管線的熱損失，若要減少管線熱損失，可使用保溫材料將冷媒及冷水管線包裹起來。

5. 實驗步驟

- 將壓克力水箱注水至八分滿(建議用純水)，作為熱交換器及冰(熱)水儲槽。
- 開啟總電源開關。若有異音，應該立刻停機。
- 選擇想要之循環過程(冷氣機 SUMMER COND. 或暖氣機 WINTER COND.)，並開啟空調風扇 (CONDITIONING FAN) 及冷凝/蒸發器風扇(CONDENSER/EVAP. FAN)。
- 開啟空調系統的循環泵浦(CONDITIONING SYSTEM)，並等待壓力及溫度表上之數據達穩定狀態後，量測相關數據。
- 利用風速計測量出風口風速。
- 實驗結束後，循環選擇鈕切回STOP，關閉總電源。

注意事項：

- 實驗過程中，常會發生壓力過高而跳機之情形，建議在冷氣機循環時，可將冷凝器之風扇開至最大，而在暖氣機循環時，可將蒸發器之風扇轉速調小。
- 任何量測之數據應該在穩態下量測，且溫度量測時，務必將溫度計探針緊密接觸量測處，避免產生誤差。
- 將水箱內的水抽掉時，要小心排水管避免噴濺至地面。如果地面有積水應拖乾淨，以免人員滑倒。

6. 實驗結果

- 大氣壓力 P_a : 757.5 mmHg
- 大氣溫度 T_a : 18.1 °C

	T1 °C	T2 °C	T3 °C	T4 °C	P_H (bar)	P_L (bar)	冷媒流量 V_R (L/min)
冷氣	9.4	67	30.2	-3.5	12	2.9	0.6
暖氣	20.7	77.5	44.2	-3.4	17.5	4.4	0.75

	輸入功率 \dot{W}_{in} (KW)	水泵流量 (L/hr)	水泵進口溫度 T_{wi} (°C)	空調箱水管出口溫度 T_{wo} (°C)	空調箱出風口溫度 T_{ao} (°C)	空調箱出口風速 V_a (m/s)
冷氣	0.92	220	8.1	12.2	15.8	3.9
暖氣	1.17	215	30.3	28.1	30.2	3.94

查表結果（忽略管線熱損失）：

位置	T1	T2	T3	T4			
CYCLE	冷氣	暖氣	冷氣	暖氣	冷氣	暖氣	冷氣

位置	T1		T2		T3		T4	
溫度 °C	9.4	20.7	67	77.5	30.2	44.2	-3.5	-3.4
壓力	2.9	4.4	12	4.4	12	17.5	2.9	17.5
焓值 (查表) (kJ/kg)	359	364	386	402	230	244	197	198

計算：

	冷凍能力 (kCal/hr)	壓縮機效率 η_c	實際熱效率 COP	EER	水箱熱交換率 η_w	空調箱熱效率 η_{fan}
冷氣	1824.7635	0.3845	2.3067	1983.4386	0.4935	16.3847
暖氣	2224.6346	0.5318	2.3233	1901.3971	0.2123	166.0628

7. 問題與討論

- 試比較冷氣與暖氣循環的熱效率，何者為高？其理由何在？

暖氣循環的熱效率較高。因為 $Q_H > Q_{in}$ (根據熱力學第二定律與3.2. 小節的圖)，暖氣的熱效率會比較高。

- 冷媒管壁會因低溫而結冰影響熱傳，應如何處理？

在管壁外圍包覆低導熱係數的保溫材可以避免結冰影響熱傳。

- 說明實驗結果與理論冷凍循環之差異，並討論本實驗誤差可能之原因及如何改善。

在現實中，冷媒經過管線時會產生熱損失，在壓縮機運轉時也會有摩擦損失等。這些都會造成實驗上與理論上的數值差異。

8. 心得與建議

可惜這次因為器材壞掉的問題無法體驗實驗，只有用助教提供的實驗數據算實驗結果，希望以後有機會可以體驗到。

實驗報告

課程名稱：機械工程實驗(二)

實驗名稱：散熱模組性能測試

組別：第四組

實驗日期：111年5月2日

組員：

- 張瀚元 109611004
- 陳柏文 109611030
- 吳典謀 109611066
- 謝祖恩 109611078
- 王竣毅 109611089
- 蘇宥嘉 109611043

報告撰寫：

- 吳典謀 109611066

實驗2-5: 散熱模組性能測試

1. 實驗目的

觀察電腦CPU的散熱鰭片在強制對流下，熱阻R與空氣流量Q的關係，並利用此方法應用在實際散熱鰭片的設計。

2. 實驗設備

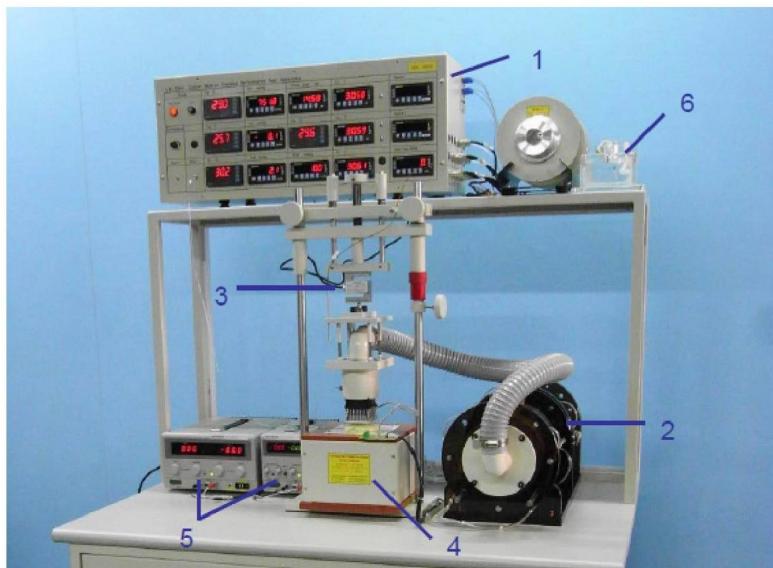


圖 2 散熱模組性能測試設備圖

上圖為散熱模組，包含以下零件：

1. 控制用電氣箱及操作面板。
2. 標準流量產生裝置，腔室直徑(Chamber Diameter) D5=150mm
3. 接觸壓力量測裝置。
4. 模擬熱源裝置，模擬的CPU大小為 $31 \times 31\text{mm}$ ，電阻為 $R = 22.4\Omega$ 。
5. 直流電源供應器。
6. 環境乾溼球溫度計。

3. 實驗原理

3.1. 散熱模組結構

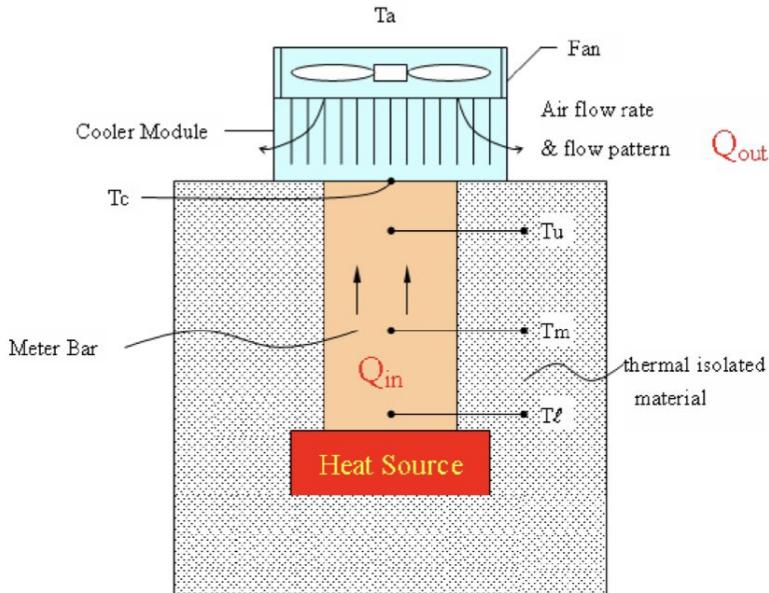


圖 3 模擬熱源結構圖

- 模擬熱源以方形銅棒製作而成
- 銅棒底部有加熱器
- 銅棒內有 T_u, T_m, T_l 三組溫度測量點
- 銅棒四周有隔熱材料

模擬熱源的熱傳量與熱源表面溫度 T_c 與熱傳量 Q 的計算可以根據一維熱傳導公式(Fourier law)得出：

$$Q_{out} = K_m A \frac{T_l - T_u}{\Delta X} = C_1 \times (T_l - T_u)$$

- $\Delta X = T_l$ 與 T_u 兩溫度量測點的距離
- A : 銅棒熱傳導面積
- K_m : 銅棒材料的熱傳導係數
- C_1 : 常數，本實驗中 $C_1 = \frac{K_m A}{\Delta X} = 2.138$

T_c : 热源表面温度，可以由以下公式求得：

$$T_c = T_u - \frac{\Delta X_1}{\Delta X} (T_l - T_u) = T_u - \frac{T_l - T_u}{C_2}$$

- ΔX_1 : T_u 到 T_c 的距離，本實驗中： $\frac{\Delta X}{\Delta X_1} = C_2 = 14$ 。

根據以上兩個公式，本實驗的模擬熱源計算公式可以簡化為：

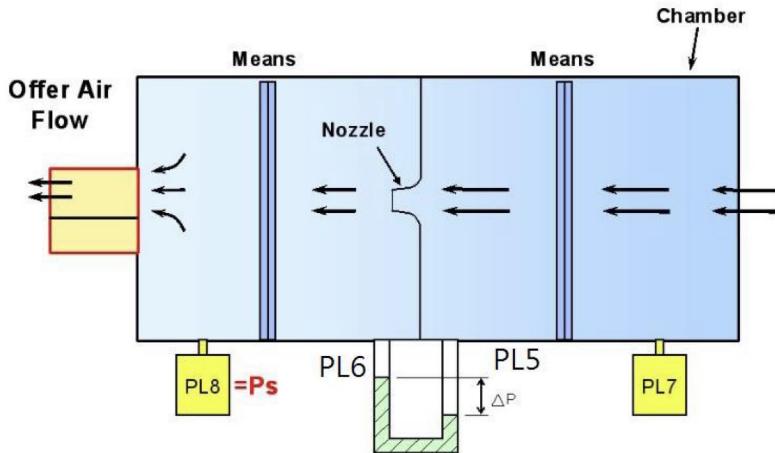
$$\begin{aligned} Q_{out} &= C_1 \times (T_l - T_u) = 2.138 \times (T_l - T_u) \\ T_c &= T_u - \frac{T_l - T_u}{14} \end{aligned}$$

散熱器的熱阻定義如下：

$$R = \frac{T_c - T_a}{Q_{out}}$$

- T_c : 热源表面溫度
- T_a : 散熱器入口溫度
- Q_{out} : 模擬熱源的熱傳量

3.2. 標準風量產生裝置結構及原理



- 由噴嘴上游端PL5與下游端PL6的壓力差 (ΔP_{56}) 計算噴嘴流速
- 配合 Reynold's number 找出合理 C_d 值，再計算出以PL5為參考壓力的流量值 Q_5

$$\begin{aligned}
 Q_5 &= C_d U A \\
 \frac{1}{2} \rho_{air} U_n^2 &= \Delta P_{56} \\
 A &= \text{噴嘴喉部面積} \\
 C_d &= 0.9986 - \frac{7.006}{\sqrt{Re}} + \frac{134.6}{Re} \\
 Re &= \frac{D_n U_n}{\nu}
 \end{aligned}$$

3.3. 流量計算軟體 AMCA210

本實驗提供流量計算軟體AMCA210，可以輸入量測物理量與噴嘴尺寸即可計算流量。

AMCA 210-99 airflow rate calculator					
Sep 24 2008					
		狀態流率		標準狀態流率	
				指定狀態流率	
輸入Td乾球溫度	Dry Bulb Temperature	Td [°C]	20.00	20.00	20.00
輸入Tw濕球溫度	Wet Bulb Temperature	Tw [°C]	14.00	14.00	14.00
輸入P5腔室溫度	Chamber #5 Temperature	T5 [°C]	20.00	20.00	
輸入Pb大氣壓力	Barometric Pressure	Pb [mmHg]	760.00	760.00	760.00
輸入P56噴嘴壓差	Nozzle Pressure Difference	dP [mmAq]	12.60		
輸入P5腔室壓力	Chamber #5 Pressure	P55 [mmAq]	770		
輸入腔室直徑	Chamber Diameter	D5 [mm]	150.00	150.00	
輸入噴嘴直徑	Nozzle Diameter	D6 [mm]	8.00	8.00	
輸入Ps風扇靜壓	Fan Static Pressure	Ps [mmAq]	0.00		
相對溼度RH	Relative Humidity	%	50.08	50.00	50.08
airflow STP airflow rate assign airflow					
<input type="button" value="Exit"/> <input type="button" value="Q5 [CMM] 0.0401"/> <input type="button" value="0.0401"/> <input type="button" value="0.0401"/> <input type="button" value="Q5 [CFM] 1.417"/> <input type="button" value="1.417"/> <input type="button" value="1.417"/> <input type="button" value="Ps(mmAq) 0.00"/> <input type="button" value="0.00"/> <input type="button" value="0.00"/> <input type="button" value="Ps(lnAq) 0.000"/> <input type="button" value="0.000"/> <input type="button" value="0.000"/>					

標準狀態：1 atm，20°C乾球溫度，相對溼度 50%。

- 軟體中，P5腔室壓力為PL8+P56之壓力和

- 噴嘴尺寸與相對應流量量測範圍如下表：

噴嘴	流量範圍	
mm	CFM	CMM
$\phi 3$	0.64~0.19	0.018~0.0054
$\phi 4$	1.15~0.32	0.033~0.0091
$\phi 5$	1.8~0.87	0.05~0.074
$\phi 6$	2.6~1.78	0.074~0.05
$\phi 8$	4.66~2.31	0.132~0.065
$\phi 10$	7.3~2.9	0.207~0.082
$\phi 14$	14.4~4.45	0.408~0.126
$\phi 24$	42.65~14.5	1.21~0.41
$\phi 34$	85.9~26.8	2.433~0.759

4. 實驗步驟

A. 散熱器風扇+輔助風扇

1. 將散熱器裝置於模擬熱源上(須於散熱器與模擬熱源之界面上塗導熱膏)，並接妥待測之散熱器風扇及施壓裝置。
2. 調整施壓裝置之接觸壓力至固定值(請勿超過 $7 \text{ kg/cm}^2 = 100 \text{ psi}$)。
3. 根據欲測試散熱器風扇之流量範圍，選擇合適之噴嘴尺寸，並接妥標準風量產生裝置。
4. 調整散熱器風扇(Fan)之電源供應器為 3V、5V、9V，使散熱器風扇達到適合的轉速。(※切記風扇電壓不得超過 12V)
5. 調整輔助風扇之變頻器，讓參考壓力 $P_{ref}=0$ ，如選用之噴嘴流量範圍不適當，則更換噴嘴尺寸。
6. 將量測所得之物理量輸入電腦，由 AMCA210 程式計算求得風量。
7. 調整加熱器(Heater)電源供應器的電壓(約 15V)，使達至欲測試之熱量。
8. 待模擬熱源 TL、Tu 溫度達到穩定狀態，記錄 TL、Tu 溫度，並分別計算熱傳量 Q 及熱源表面溫度 Tc。
9. 調整散熱器風扇不同的風量(調整風扇轉速或更換噴嘴尺寸)，量測散熱器在不同流量下之熱阻關係。

B. 只開輔助風扇(不開散熱器風扇，用於測量超過散熱器風扇自身容量以外之風量)：

1. 將散熱器裝置於模擬熱源上(須於散熱器與模擬熱源之界面上塗導熱膏)，並接妥待測之散熱器風扇及施壓裝置。
2. 調整施壓裝置之接觸壓力至固定值。
3. 根據欲測試之流量範圍，選擇合適之噴嘴尺寸。
4. 啓動輔助風機之變頻器，並調整至合適之風量。
5. 調整加熱器之電源供應器，使達至欲測試之熱量。
6. 待模擬熱源 TL、Tu 溫度達到穩定狀態，記錄 TL、Tu 溫度

C. 散熱器於自由狀態熱阻量測(未啟動輔助風扇，只開散熱器風扇)：

將輔助風扇來的風管拆掉，也就是不接風量產生裝置，直接量測散熱模組(散熱器+風扇)之熱阻值。

5. 實驗結果

5.1. 散熱器風扇+輔助風扇

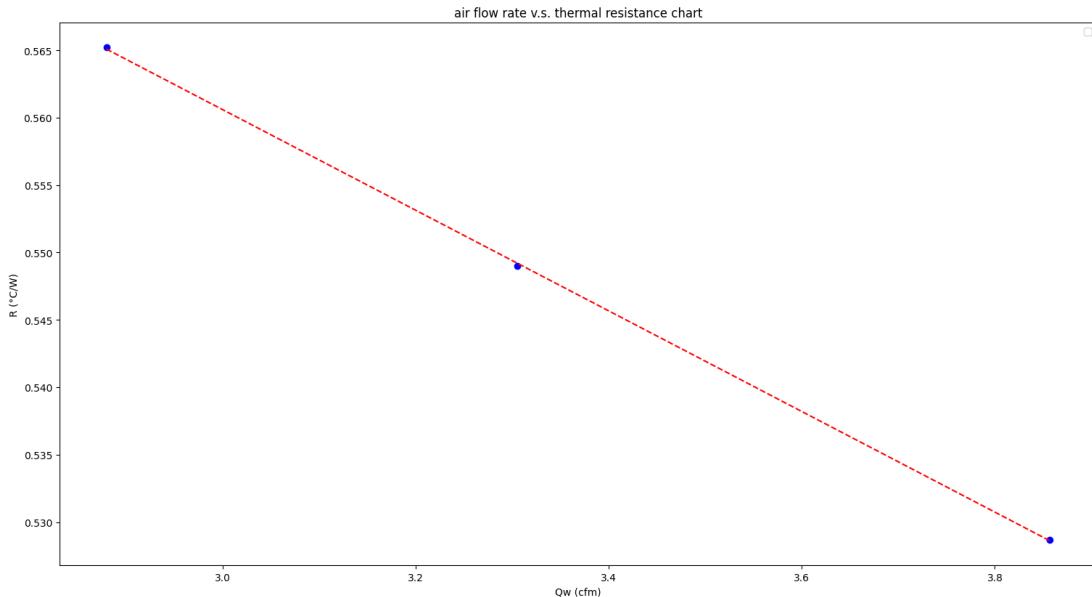
5.1.1. 實驗數據

	Td ° C	Tw ° C	T8=T5 ° C	Pb mm_Hg	P56 mmAq	P8 mmAq	Ta ° C	Pref mmAq	Tu ° C	TL ° C
1	25.2	23.2	25.9	773.9	49.6	6.3	25.5	0.1	30.73	34.82
2	25.0	23.3	26.7	773.9	64.9	7.4	25.8	0.1	30.67	34.58
3	25.1	23.3	26.6	773.9	88.1	9.2	25.7	0.0	30.51	34.51

5.1.2. 計算結果

	Q_flow CFM	Tc °C	R °C/W	Qh W
1	2.880	30.44	0.5652	8.74
2	3.305	30.39	0.5490	8.36
3	3.857	30.22	0.5287	8.55

5.1.3. air flow rate v.s. thermal resistance chart



5.2. 散熱器+假風扇（風扇不接電源）

	Td ° C	Tw ° C	T8=T5 ° C	Pb mm_Hg	P56 mmAq	P8 mmAq	Ta ° C	Pref mmAq	Tu ° C	TL ° C
1	25.1	23.1	25.6	773.9	15.9	3.8	25.4	0.0	30.95	34.72

6. 問題與討論

1. 依實驗結果比較不同風量對散熱器熱阻之影響？

從實驗結果可以看出，越大的風量散熱器熱阻會越小。

2. 請探討影響散熱器熱阻大小的因素？

散熱器的熱組以以下公式定義：

$$R = \frac{T_c - T_a}{Q_{out}}$$

可以看出熱源表面溫度、散熱器入口溫度與熱傳量會影響散熱器的熱阻。

7. 心得與建議

本次實驗的電源供應器的電壓與電流不太穩，還好就實驗結果上沒有造成太大的誤差，數據上可以看出一定的趨勢。在調整Pref數值時，因為電源供應器的功率不穩，導致此數值會不斷變化，因此花了不少時間調整，希望以後的電源供應器不會有這個問題。