

冷卻水塔噪音改善工程之實例探討

邱銘杰*

摘要

在工廠噪音改善工程領域裡，大部份都是以既有工廠 在實際運轉操作中，發生了噪音問題後才尋求改善的案例者居多，此類型的噪音改善工作本身潛在的不確定因子亦相對地較高，但該因子往往是設計工作的死角，很可能會影響既有設備的操作或造成工程設計的延誤及疏失。例如，在消音器的設計上，一般設計工作者往往僅以減音為主要且唯一的目標，而忽略了消音器本身壓損對既有製程的影響，然而，因為既有工廠的製程是不變的，設計工作者必須將該消音器的壓損，調整在系統製程性能所能接受的範圍內，而此消音器的壓損調整則是被涵蓋在消音器結構設計之內，依上述系統製程性能的要求，亦即意謂著消音器的設計減音值也受到了一定程度的限制。此外，場地的因素也是必須考量的，因為既有工廠的空間是有限的，

太巨大且笨重的消音設備，往往在安裝工作上造成困難，諸如此類的潛在風險，均應列入設計考量之中。

【關鍵字】

1. 櫃狀消音器(splitter type silencer)
2. 冷卻水塔噪音改善工程(cooling tower noise abatement)

*中鼎工程股份有限公司專案工程師

本文嘗試以冷卻水塔噪音改善的工程實例，說明一完整工程設計的流程及各項設計所須考慮的設計參數，希望有助於一般從事噪音改善工作者在設計上更多的思維。

一、前　　言

從實際的冷卻水塔噪音改善工程經驗裡，筆者瞭解必須對下列四種設計基準(第 1 - 4 項)及一種現場安裝空間檢視(第 5 項)，做審慎且全盤完整的設計，敘述如下：

- 1.冷卻水塔進、排氣處的減音設計。
- 2.冷卻水塔散熱系統的效率維持。
- 3.消音器支撐鋼構及基礎設計。
- 4.材料選用設計。
- 5.基礎與鋼構安裝空間檢視。

依據上述四種設計基準的考量，不僅有效地解決了噪音的問題，同時，能確保原有冷卻水塔的系統散熱效率，並對整體防音設施，有完善的結構及基礎設計，甚且藉由材料選用設計，來減輕上述結構設計承受值及增長消音設施的使用年限(壽命)。

二、噪音改善工程設計的流程

相關噪音改善工程設計的流程如圖 1 所示，其中”冷卻水塔進、排氣消音器的減音設計”與”冷卻水塔進、排氣消音器的壓損設計”二者關係密切，且互為耦合，故必需作雙重的設計檢視。

另外在”支撐鋼結構設計”及”鋼筋混凝土基礎設計”二大項上，亦互有牽連，必須做全盤的考量。

而”材料選用設計”之結果，除了能延伸消音器及支撐鋼結構的使用年限外，其輕質性的材料選用準則，亦有助於減輕在”支撐鋼結構設計”上，對垂直荷重向的承

載設計。

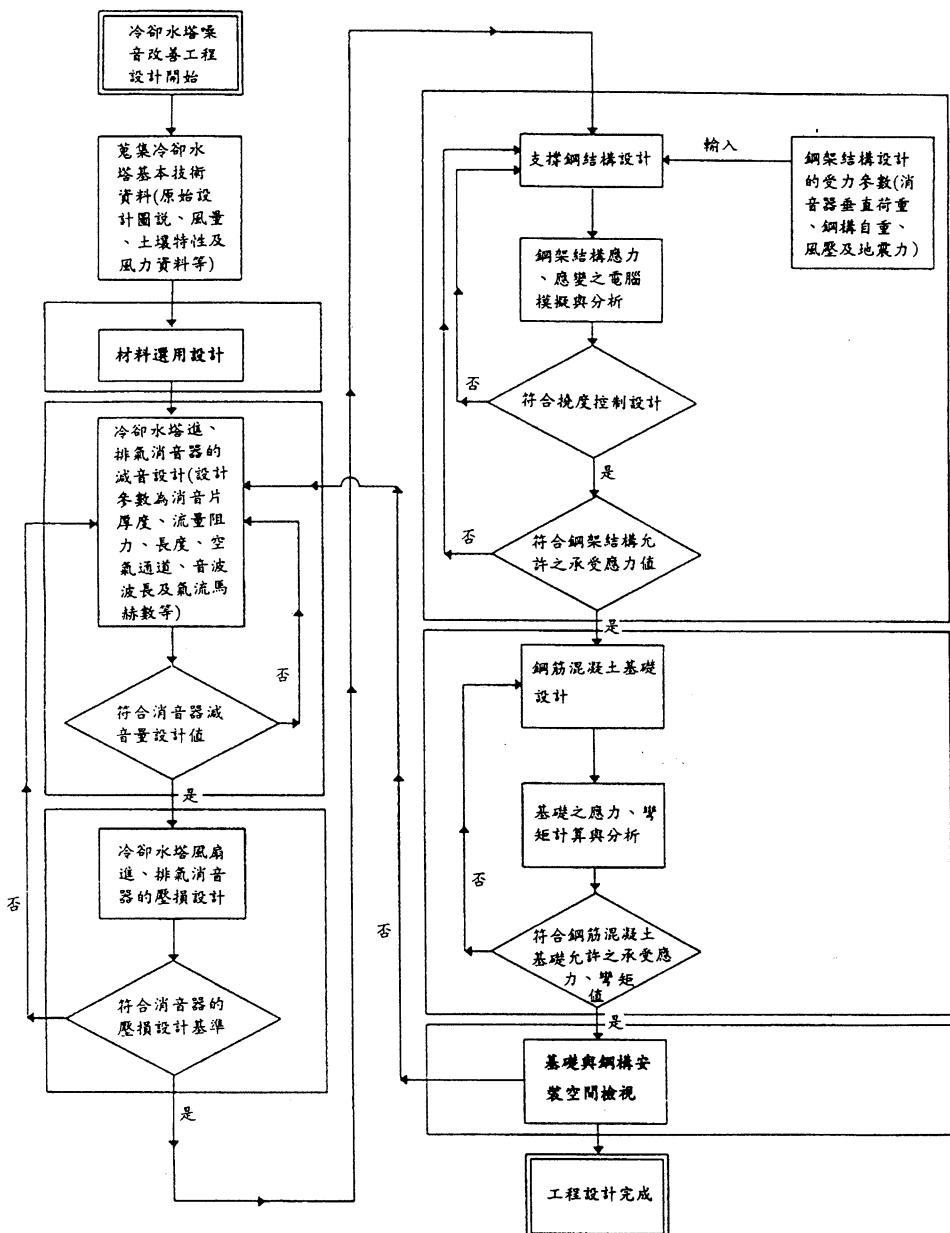


圖 1 噪音改善工程設計的流程

最後，”支撐鋼結構設計”及”鋼筋混凝土基礎設計”二者的設計成果，必須能滿足”基礎與鋼構安裝空間檢視”的要求，亦即冷卻水塔附近必須有適當且足夠的基礎與鋼架安裝空間，若有者，則本噪音改善工程設計的設計工作即算完成，反之，則設計工作將再回歸至設計原點，重新再開始，直至新的”支撐鋼結構設計”及”鋼筋混凝土基礎設計”設計成果能滿足現場既有之安裝空間為止。

相關各項之設計準則、檢視的方法與成果，則均將詳述於後續之章節內。

三、冷卻水塔進、排氣消音器的減音設計

冷卻水塔進、排氣之音頻為中、低頻帶，由於中、低頻音波之繞射性強，一般圍封式減音方式的效果不佳(如圖2所示)，故應以柵狀消音器(splitter type silencer)來消除冷卻水塔進、排氣的中、低頻音波能量，此音波的音能將經由消音片組成的狹長空氣通道，被充份的吸收而減音，相關柵狀消音器之減音示意，請參閱圖3。

本噪音改善工程實例中，由於冷卻水塔進、排氣的噪音值甚大，故擬在水塔進、排氣處均加置消音器，其中，排氣端有一排氣消音器，而在水塔二端進氣處，則有二個相同的進氣消音器。

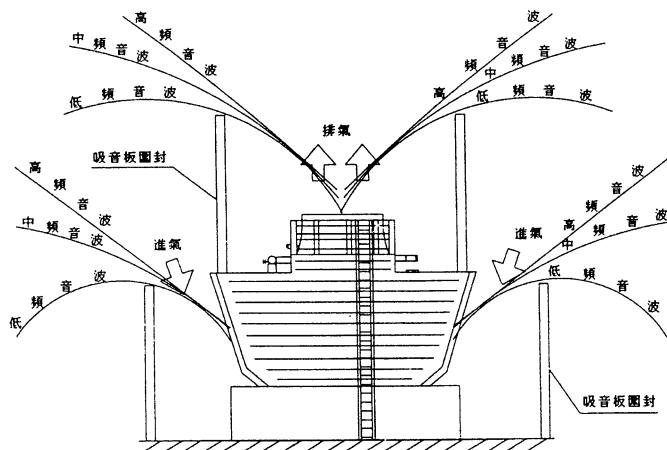


圖 2 一般圍封式的減音方式

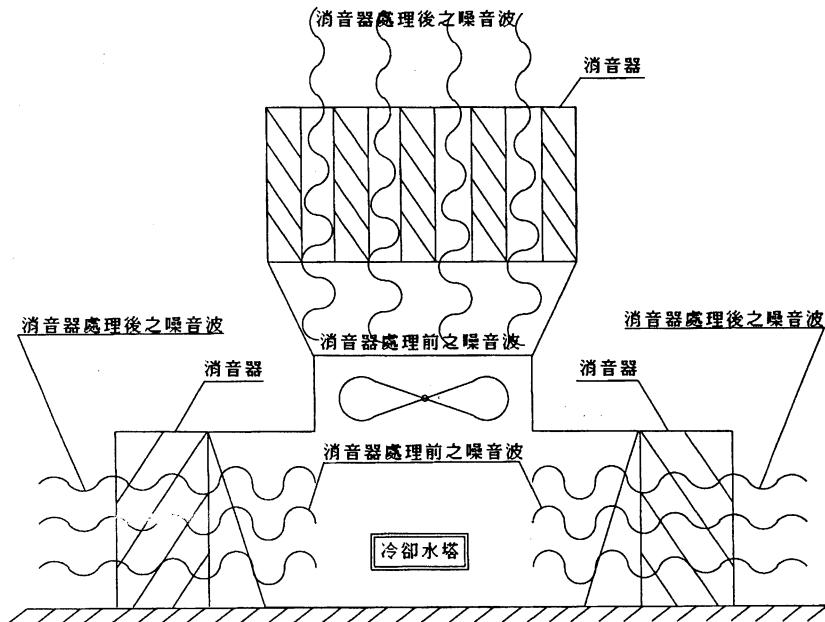


圖 3 構狀消音器的減音示意

柵狀消音器的減音設計值之設計參數眾多，且聲學理論之機制複雜，一般柵狀消音器的減音值設計，均以 1). 實驗室之一系列測試，並配合定性及定量的科學分析方法，去建立一系列消音器的聲音介入損失 (SIL) 值，或者亦可 2). 用實際噪音改善經驗中所獲得的 SIL 值資料，配合部份聲學理論基礎，去推估柵狀消音器 SIL 值。

本節將概述柵狀消音器的部份減音機制理論，並利用方法二去推估柵狀消音器 SIL 值設計值，此外於本節內設計得的進、排氣消音器，其消音器壓損設計值，必須同時能滿足下一節（第四節）內的水塔系統壓損設計基準，若無法達到該水塔系統壓損設計基準者，則必須調降消音器的 SIL 值設計值，以減輕水塔系統壓損之負擔。詳細的消音器的減音設計說明，敘述如下：

3.1 減音機制

3.1.1 槱狀消音器減音設計之原理說明

依據勃藍納克(Leo L. Beranek)所提出的加襯管道與平行擋板(Lined Ducts and Parallel baffles)的單位長度減音量($A l_y$)的預測圖表(如圖 4 所示)顯示，在柵狀消音片的空氣通道裡，其單位長度的音波衰減值($A l_y$)的主要設計參數如下：

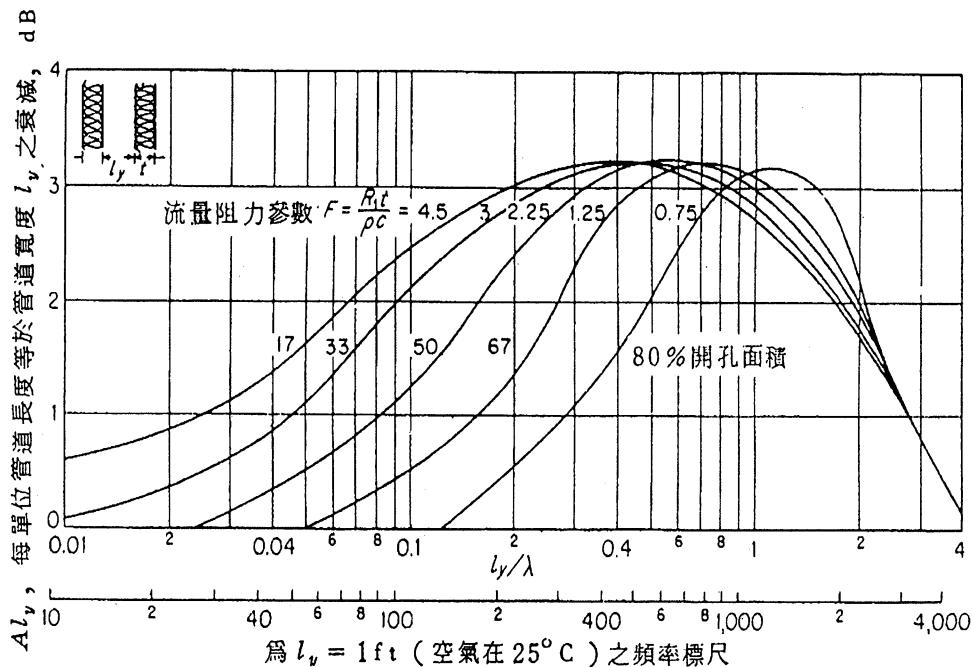


圖 4 加襯管道與平行擋板單位長度減音量($A l_y$)的預測圖表

1. 消音片的厚度(t)
2. 消音片的流量阻力(F)
3. 消音片的空氣通道寬度(l_y)
4. 消音器的開孔面積比(OP)
5. 消音片的長度(L)
6. 音波的波長(λ)

其中：

流量阻力(F)=單位厚度流量阻力(RI)/氣體性能阻抗 (ρc)

開孔面積比(OP)= $ly/(t+ly)$

$A ly : ly$ 單位長度消音片的減音量

在圖 4 中，橫座標的參數為 ly/λ ，而縱座標的相應參數 $A ly$ 則為 ly 單位長度消音片的減音量。依照圖中的減音曲線關係，當開孔面積比(OP)值增大時，減音曲線將往右移，而當流量阻力(F)值增大時，減音曲線反而向左移。

當減音曲線往右移時，單位長度為 ly 的消音片(消音器)的減音表現為：低頻域減音量降低而高頻域的減音量增加。反之，當減音曲線往左移時，消音片的低頻域減音量會提升而高頻域的減音量反而會降低。依此理論，則可依據所須處理音源的特性，選定適當的減音曲線。

開孔面積比(OP)值與空氣通道寬度(ly)和消音片的厚度(t)有關，當空氣通道寬度(ly)縮短或消音片的厚度(t)加大 時，開孔面積比(OP)值將會變小，亦即減音曲線將往左移，此時消音器在低頻音域的減音表現變為較卓越。

流量阻力(F)值與單位厚度流量阻力(RI)有關，且為正比之關係，而單位厚度流量阻力(RI)值則與消音片的構造及材質有關(包括消音片的表面衝孔率與吸音棉的流力阻抗特性等)，當設計的消音片的單位厚度流量阻力(RI)愈大時，其減音曲線亦將愈往左移，此時消音器在低頻音域的減音表現亦變為較卓越。

除了上述音波衰減值($A ly$)的設計參數外，流場之流體速度亦是其影響的參數之一，依據比斯與漢森(D.A.Bies & C.H.Hansen)二人提出之圖 5(a)、5(b)與 5(c)內，相關的方形加襯管道(Rectangular Duct Lined on two Opposite Sides)的單位長度減音量的預測圖表顯示，雖然 1).流量阻力(F)值與 2).開孔面積比(OP)值二者之參數值不變，但在不同流體速度與不同流速方向的條件下，其減音曲線則亦有所差異。

在圖 5(a)、5(b)與 5(c)中，流體馬赫數(M)分別為 0、-1 與 +1，由於流速會改變音波的有效相位速度 (the effective phase speed of a propagating wave)，因此流場下游的有效 加襯管道 (effective length of a duct lining) 將變短，而流場上游的有效加

襯管道 (effective length of a duct lining) 將增長，故而，對於流場下游 (即流體馬赫數為正值者) 的加襯管道而言，其音波的衰減值($A ly$) 將變小，而在流場上游 (即流體馬赫數為負值者) 的加襯管道中，其音波的衰減值($A ly$) 將反而增加。

依上述柵狀消音器各設計參數的減音機制說明，仍很難將柵狀消音器的音波總衰減值(SIL)以簡易的公式型式表示出來，故薩賓(SABINE)提出一音波的總衰減值(SIL)之預測公式如下：

$$SIL = 12.6(\alpha)^{1.4} * P/S*L$$

其中 α ：消音片之聲音吸收係數(與消音片的流量阻力等有關)

S ：消音片的空氣通道斷面積

P ：消音片的空氣通道周長

L ：消音器的長度

但上述的薩賓公式，僅限在極低的頻率下才適用，即當：

$ly/\lambda < 0.1$ 時方成立。

以上有關消音器的音波總衰減值(SIL)的預測，除了已敘述的設計參數外，其最主要的還有消音器的長度，在圖 4 與圖 5(a)(b)(c)中，縱座標的相應參數 $A ly$ 為消音片的單位長度 ly (或 $2h$)時的減音量，其中， ly (或 $2h$)是消音片的空氣通道寬度，所以長度為 L 的消音器的總衰減值(或聲音介入損失值)值，應表示如下：

$$SIL = A ly_*(L/ly)$$

當消音器的長度 L 增大時，其聲音介入損失 (SIL) 值亦隨之加大，但相對地，消音器的壓損(ΔP)值亦會隨之變大，甚而影響冷卻水塔的系統散熱能力，所以在開始進行消音器的設計工作時，首先必須分析噪音源的音頻特性，以選取適當的減音曲線，再進行相關參數值的設計，而在訂定消音器的長度 L 時，則必須在消音器的減音性能及壓損(ΔP)二者間取得一個平衡點，有關消音器的壓損設計事項，則請詳閱第四節的說明。

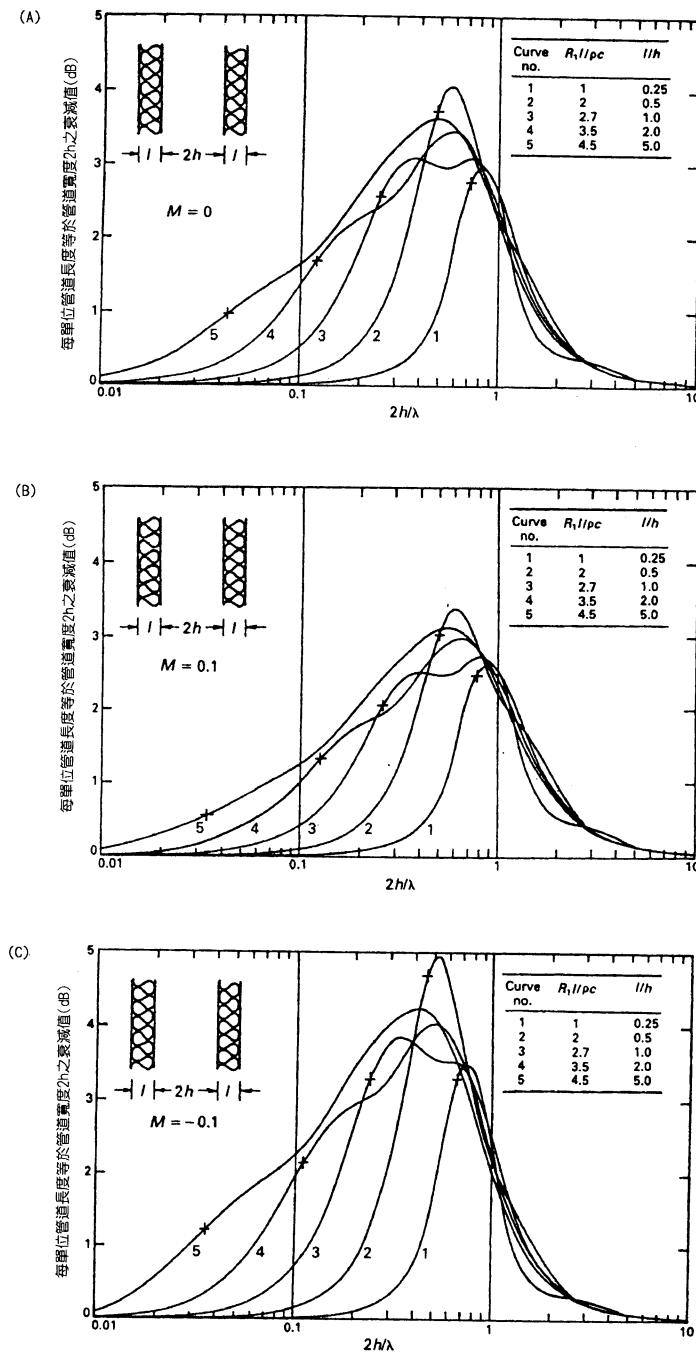


圖 5 方形加襯管道的單位長度減音量預測圖表

3.1.1 流體的二次流動噪音控制

在流體流場中，擾流(Turbulent flow)是主要的噪音源，在單相(Mono phase)流場的冷卻水塔的風扇通風系統中，欲避免或減低此流體的二次流動噪音的方法，為保持流場為層流(Laminar flow)態，於此，可於設計進、排氣消音器時，對消音器通道內的流體流速做控制，一般而言，當其流速控制在 10(M/S)以下時，此二次流動的噪音值即很小，不致對消音器的減音性能造成影響。

3.2 櫃狀消音器減音設計

本櫃狀消音器減音值的設計，係依過去實際噪音改善經驗所建立的 *SIL* 值資料，配合部份理論基礎，去推估櫃狀消音器 *SIL* 值而得。相關水塔進、排氣櫃狀消音器的減音設計說明，概述如下：

3.2.1 冷卻水塔進、排氣音頻分析

由於冷卻水塔進、排氣之音頻為中、低頻帶(請參閱表 1 與表 2 的改善前的八音度音頻音量值)，故在進、排氣消音器的減音設計上，應針對中、低頻帶音域做高減音設計。

3.2.2 進、排氣消音器的減音設計參數說明

1. 進、排氣消音器的結構概述

相關進、排氣消音器的結構示意，請參閱附圖 7。

2. 進、排氣消音器的設計參數

表 1 進氣端加置消音器前、後的八音度音頻音量值

頻率(Hz)	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	綜合音壓位準
進氣端音量 (裝消音器前)	59	73	80	84	78	74	74	71	87
進氣端音量 (裝消音器後)	57	63	68	73	70	66	63	58	77
消音器之聲音 介入損失值 (<i>SIL</i>)	2	10	12	11	8	8	11	13	10

附註：音量單位為 dB(A)

表 2 排氣端加置消音器前、後的八音度音頻音量值

頻率(Hz)	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	綜合音壓位準
排氣端音量 (裝消音器前)	68	79	89	92	90	85	78	73	96
排氣端音量 (裝消音器後)	53	63	71	79	75	69	63	57	81
消音器之聲音 介入損失值 (SIL)	15	16	18	13	15	16	15	16	15

附註：音量單位為 dB(A)

(1)進氣消音器

開孔面積比(OP)值=0.44

消音片的空氣通道寬度(ly)=160MM

消音片的厚度(t)=200MM

消音器的長度(L)=700MM

(2)排氣消音器

開孔面積比(OP)值=0.5

消音片的空氣通道寬度(ly)=200MM

消音片的厚度(t)=200MM

消音器的長度(L)=1,500MM

3.2.3 進、排氣消音器的聲音介入損失設計值(SIL)

1.進氣消音器的聲音介入損失設計值

相關進氣消音器的八音度聲音介入損失設計值，請參閱表 3，又該水塔兩端進氣之二個消音器的聲音介入損失設計值均相同。

2.排氣消音器的聲音介入損失設計值

相關排氣消音器的八音度聲音介入損失設計值，請參閱表 3。

表 3 消音器的八音度聲音介入損失設計值

頻率(Hz)	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
進氣消音器減音值 (SIL)	1	3	8	18	23	16	11	8
排氣消音器減音值 (SIL)	3	7	16	34	44	31	19	12

附註：音量單位為 dB(A)

2.4 預期進、排氣消音器的綜合聲音介入損失設計值(SIL)

1.進氣消音器: 11 分貝(A 加權)

2.排氣消音器: 19 分貝(A 加權)

3.3 實際柵狀消音器減音量

相關進、排氣消音器的安裝位置及音量驗收點示意圖 如圖 6 所示，另外此 1).進、排氣消音器的實際減音性能分析及 2).實際減音值與設計值之間的比較，說明如下：

3.3.1 進氣消音器

1.進氣端減音性能分析

進氣端加置消音器前、後的八音度音頻音量值及進氣消音器之八音度音頻 SIL 值，如表 1 所示。

2.實際減音值與設計值比較

此消音器的綜合聲音介入損失值(SIL)為 10 分貝，較設計值少 1 分貝的音減量。

3.3.2 排氣消音器

1.排氣端減音性能分析

排氣端加置消音器前、後的八音度音頻音量值及排氣消音器之八音度音頻 SIL 值，如表 2 所示。

2.實際減音值與設計值比較

此消音器的綜合聲音介入損失值(SIL)為 15 分貝，較設計值少 4 分貝的音減量。

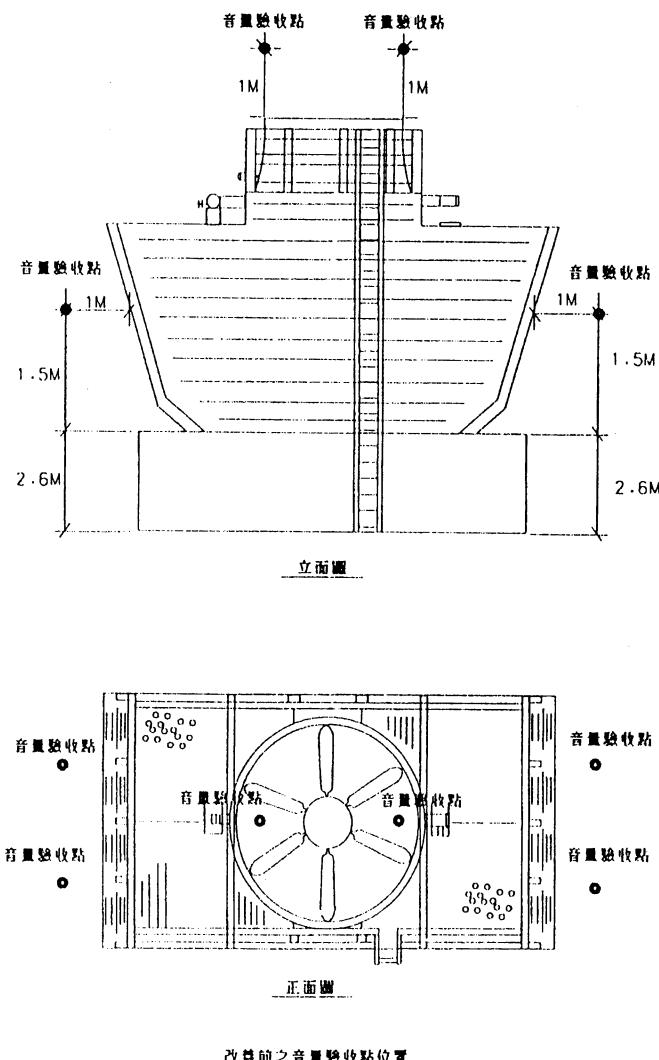


圖 6 音量驗收點示意

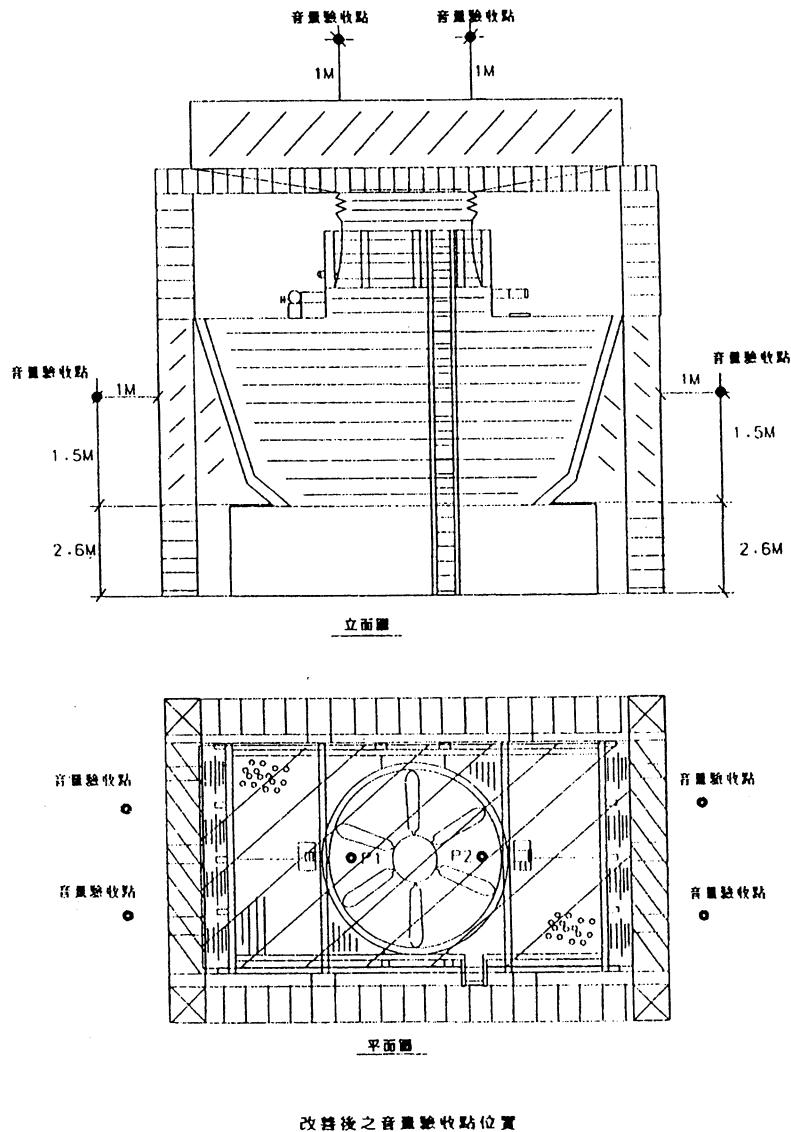


圖 6 音量驗收點示意(續)

四、冷卻水塔進、排氣消音器的壓損設計

為確保冷卻水塔的系統散熱能力，故對於此安裝消音器後的水塔風扇風量，必須予以維持，在水塔風扇之性能曲線圖上，壓力是影響風量的唯一因子，而加裝於進、排氣處之消音器，會額外增加風扇通風系統的壓損 ΔP (PRESSURE DROP)，為避免過多的系統壓損，故必須對此冷卻水塔風扇進、排氣消音器進行壓損設計，該進、排氣消音器所形成之壓損，將取自於進、排氣處的動壓(DYNAMIC PRESSURE)中。

在流體流場中，擾流(Turbulent flow)往往是主要的噪音源，以冷卻水塔的風扇通風系統而言，其為單相(Mono phase)之流體流場，介質為空氣，欲減低此額外(或二次)的流體流動的噪音，亦即應儘量保持流場為層流(Laminar flow) 態，其方法有二，第一為控制流速，第二為保持流場之壓力場平順。對方法一而言，其流速控制在 10(M/S)以下即可(請參閱第三節冷卻水塔進、排氣消音器的減音設計之說明)，對方法二而言，冷卻水塔兩側進氣的壓損必須平衡，亦即水塔兩側進氣的流力線為對稱且平衡的(請參閱附圖 7)。

故相關冷卻水塔風扇進、排氣消音器的壓損設計基準，是以上述的原理，來進行下列各項設計。

4.1 水塔系統壓損設計基準

4.1.1 水塔進、排氣消音器的壓損設計

[進氣處的動壓(未加裝消音器) + 排氣處的動壓(未加裝消音器)] > [進氣處的動壓(加裝消音器) + 排氣處的動壓(加裝消音器) + 進氣消音器的壓損 + 排進氣消音器的壓損]

4.1.2 水塔進氣向的壓力平衡

冷卻水塔兩側進氣消音器的壓損必須相等。

4.2 冷卻水塔既有的技術資料

總風量 : 104CMS

排風扇直徑 : 3,600MM

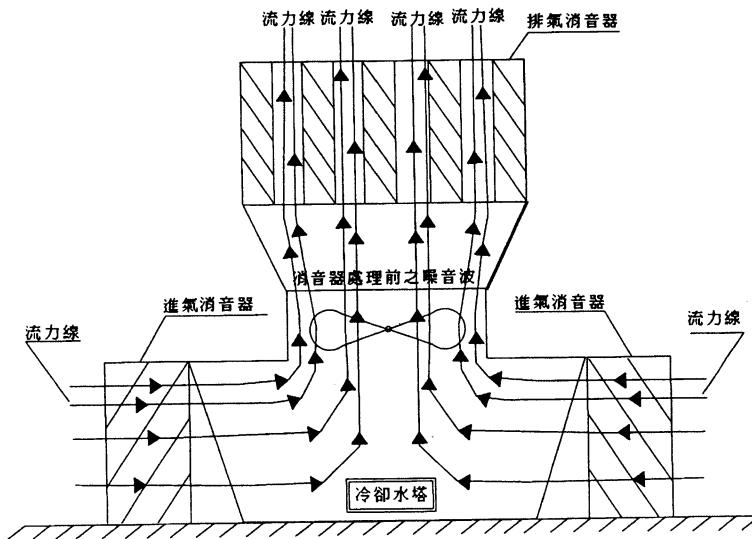


圖 7 水塔兩側進氣的流力線示意圖

未加裝消音器之進氣端風速 : $2.03 M/S$

未加裝消音器之排氣端風速 : $10.22 M/S$

4.3 進、排氣消音器的外型設計

相關消音器的結構示意，請參閱附圖 8。

4.4 進、排氣消音器的壓損設計參數

進氣消音器的壓損 = 進氣消音器進氣端的壓損($K1$) + 進氣消音片的磨擦壓損($K2$) + 進氣消音器擴張端的壓損($K3$)

排氣消音器的壓損 = 排氣消音器進氣端的壓損($K4$) + 排氣消音片的磨擦壓損($K5$) + 排氣消音器擴張端的壓損($K6$)

相關消音器的進氣端、平坦通道及擴張端的壓損設計參數公式，敘述如下：

4.4.1 消音器進氣端的壓損($K1 & K4$)

消音器進氣端的壓損($K1 & K4$)

$$= f(R/DH, RA) \times \rho \times V^2/2$$

其中 R :進氣端曲率半徑(radies entrance)

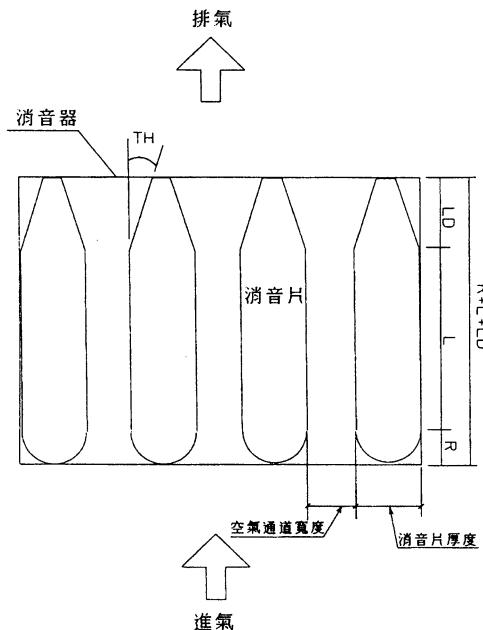


圖 8 消音器的結構示意

V :消音器空氣通道內的速度

ρ :空氣密度

DH :空氣通道之水力直徑(hydraulic diameter of airway)

RA :開口率(ratio of free area in total to entrance surface)

4.4.2 消音器平坦通道的磨擦壓損($K2&K5$)

消音器平坦通道的磨擦壓損($K2&K5$)

$$=g(L/DH,SP) \times \rho \times V^2/2$$

其中 L :柵狀吸音片之有效平坦長度(effective length of splitters)

ρ :空氣密度

SP :消音片表面磨擦因子

V :消音器空氣通道內的速度

4.4.3 消音器擴張端的壓損($K3&K6$)

消音器擴張端的壓損($K3&K6$)

$$= h(TH, DH, LD, RA) * D * V^2 / 2$$

其中 $A1$:free area air intake

LD :進氣消音片擴張端的長度

TH :進氣消音片擴張端的斜度

V :消音器空氣通道內的速度

RA :開口率(ratio of free area in total to entrance surface)

DH :空氣通道之水力直徑(hydraulic diameter of airway)

ρ :空氣密度

4.5 壓損設計結果

4.5.1 參數輸入

$$RA(\text{進氣消音器的進氣端}) = (10.93 / 24.5)$$

$$RA(\text{進氣消音器的擴張端}) = (25.65 / 10.93)$$

$$RA(\text{排氣消音器的進氣端}) = (20.22 / 49.1)$$

$$RA(\text{排氣消音器的擴張端}) = (10.17 / 20.22)$$

$$L(\text{進氣消音器}) = 0.385 \quad L(\text{排氣消音器}) = 1.15$$

$$TH(\text{進氣消音器}) = 6^\circ \quad TH(\text{排氣消音器}) = 6^\circ$$

$$LD(\text{進氣消音器}) = 0.25 \quad LD(\text{排氣消音器}) = 0.25$$

$$DH(\text{進氣消音器}) = 0.3098 \quad DH(\text{排氣消音器}) = 0.2723$$

$$V(\text{進氣消音器}) = 4.76 \text{M/S} \quad V(\text{排氣消音器}) = 5.14 \text{M/S}$$

$$R/DH(\text{進氣消音器}) = 0.3228 \quad R/DH(\text{排氣消音器}) = 0.3672$$

$$R(\text{進氣消音器}) = 0.1 \quad R(\text{排氣消音器}) = 0.1$$

$$SP(\text{進氣消音器}) = 0.04 \quad SP(\text{排氣消音器}) = 0.04$$

$$\rho = 1.09$$

4.5.2 進、排氣消音器的系統壓損計算

進氣消音器的壓損

$$= K_1 + K_2 + K_3$$

$$\begin{aligned} &= f(R/DH, RA) * \rho * V^2/2 + g(L/DH, SP) * \rho * V^2/2 + h(TH, DH, LD, RA) * \rho * V^2/2 \\ &= 0.01661 * 1.09 * (4.76)^2/2 + 0.05 * 1.09 * (4.76)^2/2 + 0.1413 * 1.09 * (4.76)^2/2 \\ &= 2.56 \text{ Pa} \end{aligned}$$

排氣消音器的壓損

$$= K_4 + K_5 + K_6$$

$$\begin{aligned} &= f(R/DH, RA) * \rho * V^2/2 + g(L/DH, SP) * \rho * V^2/2 + h(TH, DH, LD, RA) * \rho * V^2/2 \\ &= 0.01765 * 1.09 * (5.14)^2/2 + 0.16 * 1.09 * (5.14)^2/2 + 0.9094 * 1.09 * (5.14)^2/2 \\ &= 15.65 \text{ Pa} \end{aligned}$$

4.5.3 水塔進、排氣消音器的壓損設計檢視

水塔進、排氣消音器的壓損設計檢視如下：

1. 動壓計算

(1) 進氣處的動壓(未加裝消音器)

進氣處的動壓(未加裝消音器)

$$\begin{aligned} &= \rho * V_{(\text{進氣處})}^2/2 \\ &= 1.09 * (2.03)^2/2 \\ &= 2.25 \text{ Pa} \end{aligned}$$

(2) 排氣處的動壓(未加裝消音器)

排氣處的動壓(未加裝消音器)

$$\begin{aligned} &= \rho * V_{(\text{排氣處})}^2/2 \\ &= 1.09 * (10.22)^2/2 \\ &= 56.92 \text{ Pa} \end{aligned}$$

(3) 進氣處的動壓(加裝消音器)

進氣處的動壓(加裝消音器)

$$= \rho * V_{(\text{進氣處})}^2 / 2$$

$$= 1.09 * (4.76)^2 / 2$$

$$= 12.35 \text{ Pa}$$

(4) 排氣處的動壓(加裝消音器)

排氣處的動壓(加裝消音器)

$$= \rho * V_{(\text{排氣處})}^2 / 2$$

$$= 1.09 * (5.14)^2 / 2$$

$$= 14.40 \text{ Pa}$$

2. 進、排氣消音器的壓損設計審查

依據水塔系統壓損設計基準如下：

[進氣處的動壓(未加裝消音器) + 排氣處的動壓(未加裝消音器)] > [進氣處的動壓(加裝消音器) + 排氣處的動壓(加裝消音器) + 進氣消音器的壓損 + 排進氣消音器的壓損]

將相關壓損值代入上式，審查如下：

$$+ 56.92 > 12.35 + 14.40 + 2.56 + 15.65$$

$59.17 > 45.0 \dots$ 水塔的系統壓損設計檢視符合

4.5.4 水塔進氣向的壓力平衡檢視

冷卻水塔兩端進氣處，均裝有進氣消音器，且二個進氣消音器之壓損設計值均相同，所以此水塔進氣向的壓力平衡檢視的結果為符合。

五、消音器支撐鋼結構及基礎設計

冷卻水塔進、排氣處加置了消音器，由於水塔本身係以 FRP 及木材等輕質物所構成，所以無法將此消音器之鋼構支撐直接架於水塔上，又既有水塔之基礎設計已趨飽和，故亦不能將鋼構支撐直接拉至水塔的基礎上，因而必須另外設置一獨立的鋼筋混凝土基礎，以支撐上端的鋼結構。

另外為了避免(或減少)冷卻水塔上端排風扇的振動傳至消音器之支撐鋼構上，而增加鋼結構、基礎設計上的負荷或誘引鋼結構系統的共振，故於冷卻水塔出風筒與排氣消音器間，以具彈性之軟質物銜接之(請參閱附圖 6)，相關消音器支撐用的鋼架結構及鋼筋混凝土基礎之設計，其說明如下述。

5.1 支撐鋼結構設計

5.1.1 鋼架結構設計之受力參數

考慮鋼架結構的受力參數，共計有消音器本身的垂直荷重、鋼構自重、風壓(WIND LOAD)及地震力等。

5.1.2 鋼架結構應力、應變之電腦模擬與分析

1.電腦分析

(1) 分析方法:使用有限元素法(F.E.M.)做三維鋼架結構的應力、應變分析，相關鋼架結構電腦模擬與分析的三維有限元素分割圖，如附圖 9。

(2)套裝電腦分析軟體: STAAD-III。

(3)鋼架結構資料:相關鋼架結構之立面高層資料，請參閱圖 10。

2.資料輸入

(1)節點三維座標輸入:本鋼架結構共計有 172 個節點座標，相關節點的座標值。

(2)元素資料輸入:本鋼架結構共計分割成 343 個元素，使用的元素型態為三維梁元素(BEAM ELEMENT)。

(3)鋼架材料物性:材料物性參數包括有楊氏係數值(E)、柏松比(*POISSON RATIO*)、扭轉慣性矩及密度(D)等。

(4)外力因子:外力因子包括風力及地震力二項，相關此參數因子之設計基準，簡述如下:

●風力:

$$\text{風力}(W)=PA$$

A : 受力面積

$$P=cq$$

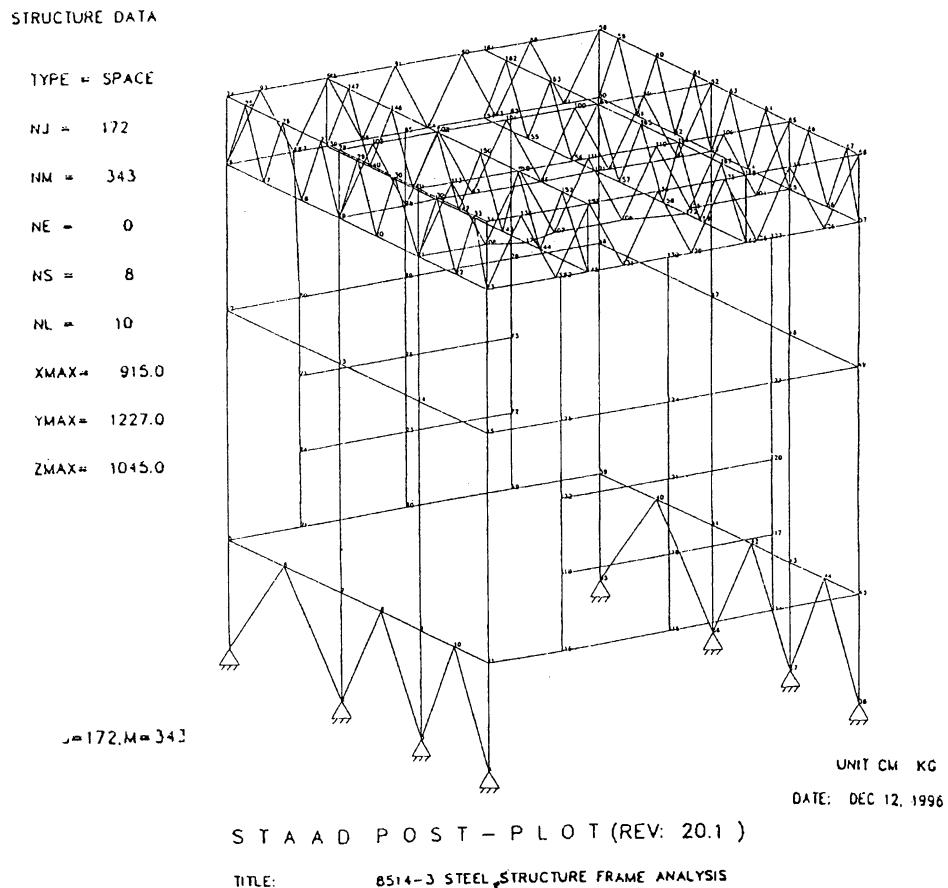


圖 9 鋼架結構電腦模擬與分析的三維有限元素分析圖

式中：

P =作用於消音器上之風力

c =風力係數

q =設計風壓

●地震力：

$V=ZIKCW$

式中：

W =垂直載重

$Z = 0.6$ (當地土壤係數值)

$I = 1.0$

$K = 1.0$

$C = 1.5$

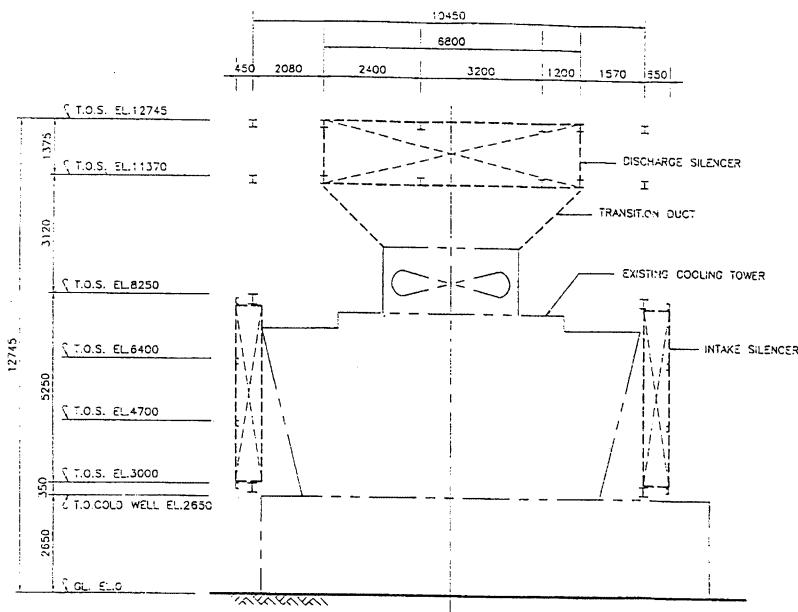


圖 10 鋼架結構的立面高層示意

5.1.3 電腦分析結果與檢視

1. 擺度

撓度控制設計基準如下：

- (1)鋼梁之撓度不大於 $L/360$ (L :梁跨距)。

(2) 柱的變位不大於 $H/200$ (H :高度)。

(3) 斜撐構材 $KL/r < 200$ (L : 構材長)。

檢視鋼架上各節點的結構應變值，均能符合上述撓度控制設計之要求。

2. 應力

檢視各鋼架結構上之元素所選用鋼構之應力性能，均能滿足元素本身所承受之應力值。

5.2 鋼筋混凝土基礎設計

為精簡篇幅起見，謹討論節點 NO.4 與 NO.38 的鋼筋混凝土基礎設計，敘述如下：

5.2.1 鋼筋混凝土基礎之受力值輸入

相關節點 NO.4 與 NO.38 之最大軸重組合外力，列述如下：

1. 節點 NO.4:

$$F_x = 0.34t \text{ (水平力)}$$

$$F_z = 0.52t \text{ (水平力)}$$

$$F_y = 13.76t \text{ (垂直反力)}$$

2. 節點 NO.38:

$$F_x = 0.34t \text{ (水平力)}$$

$$F_z = 0.52t \text{ (水平力)}$$

$$F_y = 13.76t \text{ (垂直反力)}$$

5.2.2 鋼筋混凝土基礎設計圖

相關節點 NO.4 與 NO.38 之鋼筋混凝土基礎之斷面及立面設計圖，如圖 11 所示。

5.2.3 鋼筋混凝土基礎之應力、彎矩檢視

相關節點 NO.4 與 NO.38 之基礎設計與應力、彎矩之檢視計算，簡述如下：

1. 基礎斷面尺寸檢視

$$\text{容許承載力 } P_{\text{allowable}} = 10t/m^2$$

所以 $A_{req}=1.376m^2$

$L=(A)^{1/2}=1.173m$

實際基礎斷面 $A=1.69m^2 > 1.376m^2 (A_{req})$ 檢視符合

2.柱頭配筋檢視

(1)梁式剪應力檢視:

$$q=8.142t/m^2$$

$$M=0.6514T\cdot m/M$$

$$\text{混凝土 } f_{c'}=210Kg/cm^2$$

$$\text{實際配筋 } As \ 6.35 \ cm^2/\text{支}$$

梁式剪應力= $32.449Ton >> 13.76t$ (外力) ... 檢視符合

(2)貫穿剪應力檢視:

貫穿剪應力= $164.75t >> 13.76t$ (外力) ... 檢視符合

(3)柱底彎矩檢視:

$$\text{柱底彎矩 } M=4.1 \ t\cdot m$$

柱鋼筋提供彎矩= $6.48 \ t\cdot m > 4.1 \ t\cdot m$... 檢視符合

六、材料選用設計

由於冷卻水塔本身所欲空冷(Air Cooling)的物質就是水，所以藉由水塔排風扇的空氣抽引，冷空氣將由水塔兩端進氣口流入，與向下墜的製程水的溫熱水滴做熱交換後，此濕熱之空氣再由頂部排風扇的導風筒排出，在排出過程中，因熱力學現象，濕熱空氣內的水氣將化成白煙狀的水滴。

依上述之水塔空冷過程，故水塔頂部的水氣與水滴豐沛，另在空冷過程中，因水滴的重力及風扇氣流混合效應，水滴四處飛濺，水塔進氣處的水氣亦非常重。

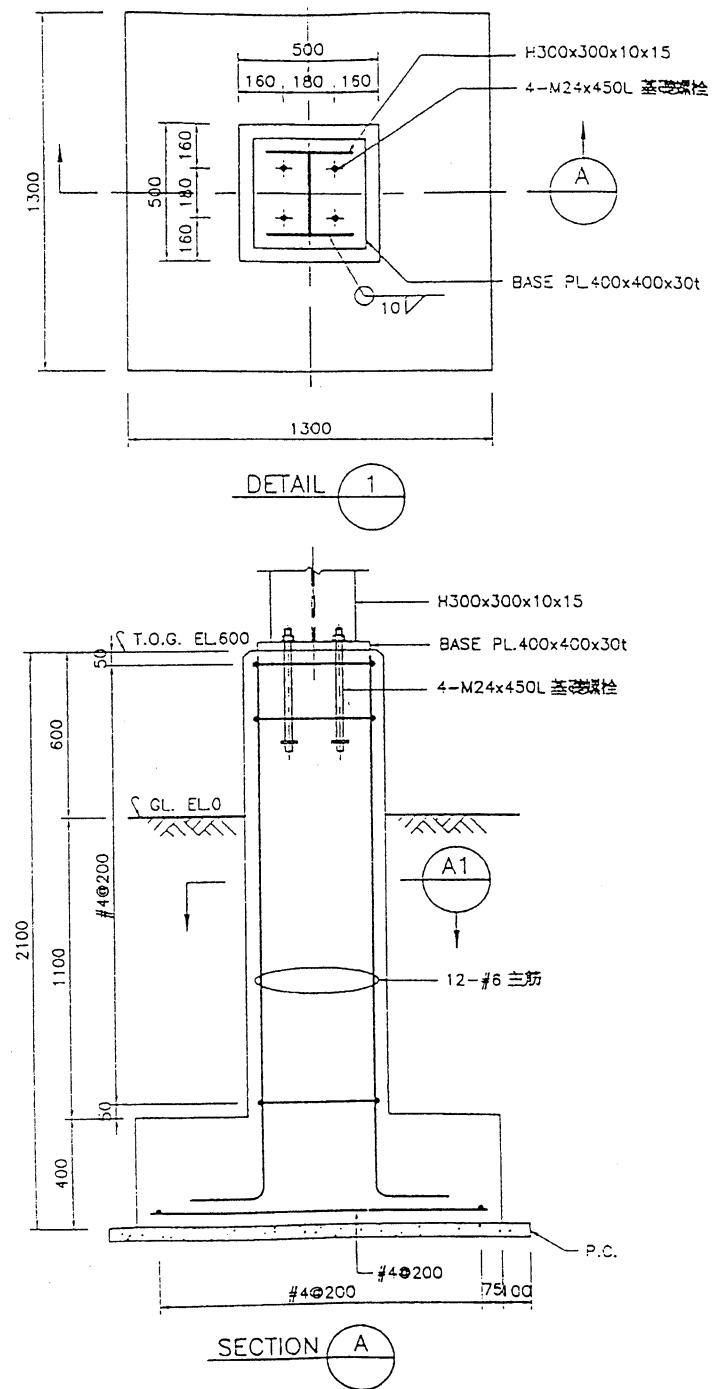


圖 11 節點 NO.4 與 NO.38 之鋼筋混凝土基礎斷面及立面設計圖

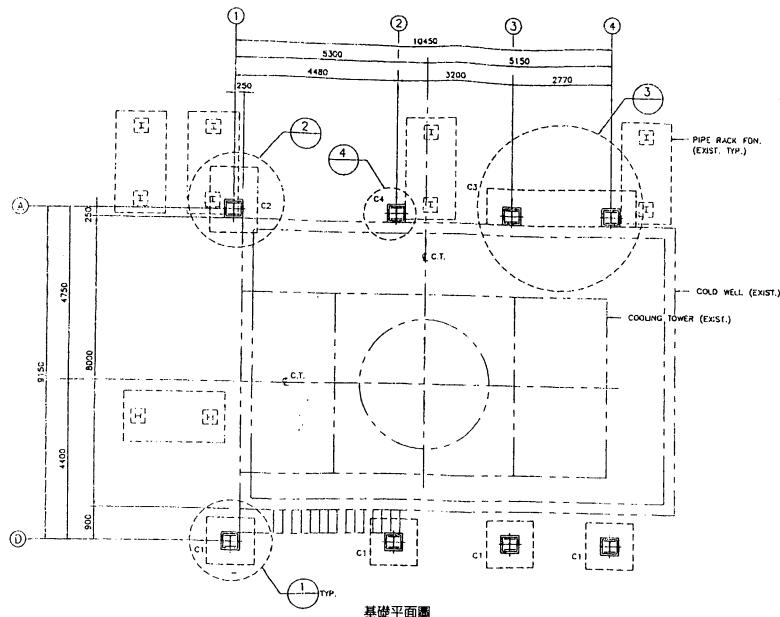


圖 11 節點 NO.4 與 NO.38 之鋼筋混凝土基礎斷面及立面設計圖(續)

由於該冷卻水塔的操作環境頗為潮濕，故選用的消音設施材料適當與否，是非常重要的，為能增長消音設施的使用年限，所以必須選用耐水性佳的材質或加設防水的物質於其上，以增長消音設施的使用壽命。

除了操作環境因素外，對於消音性能之考慮及鋼結構支撐之負荷減輕等因素，亦均對材料的選用設計有影響，相關的消音設施材料的選用如下：

6.1 消音器材料選用設計

6.1.1 吸音棉材料選用

1. 防水性：

- (1)高潑水性吸音棉。
- (2)披覆玻璃纖維布或 P.E.膜。
- (3)吸音性·高吸音率吸音棉(中、低頻音域)。

6.1.2 吸音片外殼體材料選用

1. 防水性:鋁合金材。
2. 輕質性:鋁合金材。

鋼架結構材料選用設計

6.2.1 鋼架結構材料選用

1. 防水性:
 - (1) 鋼構材本身作熱浸鍍鋅處理。
 - (2) 鋼構之間的接合，原則上用螺栓接合方式相接，若以焊接方式接合者，其接合處亦必須清理乾淨後再補以數道冷鋅漆及一道面漆。

七、基礎與鋼構安裝空間檢視

經過(1)冷卻水塔的現場勘查與資料蒐集後，開始進行(2)材料選用設計(選用適當材質)，接著在(3)冷卻水塔消音器的減音設計與(4)冷卻水塔消音器的壓損設計等二項上取得設計平衡點(最佳設計)後，然後進行(5)消音器的基礎與鋼架設計，最後，再進行(6)基礎與鋼構安裝空間檢視，以檢視冷卻水塔附近是否有適當且足夠的基礎與鋼架安裝空間，若有者，本工程即算完成。若無上述基礎與鋼架安裝空間，則再回饋至(3)冷卻水塔消音器的減音設計與(4)冷卻水塔消音器的壓損設計等二項上。

檢視之結果顯示，現場有適當且足夠的空間供作基礎與鋼架安裝之用，故本工程設計階段順利完成。

八、結論

本文旨在說明整體噪音改善的工程設計階段中，設計工作者除了必須力求防音設施之高減音設計外，對於未來加置防音設施後，所造成系統製程設備的其它功能(如散熱量、承受應力等)的影響，亦應能事先做審慎且正確的預測與評估，必要時，應進行適當的設計變更，直到其對系統製程的性能不造成影響為止，另外，因為既

有工廠的空間有限，消音設備的重量與尺寸大小，對日後安裝工作上，會有相當程度的影響，故亦均應列入設計考量之中。

如本噪音改善工程實例中，其消音器的減音值設計即受到冷卻水塔系統散熱效率之限制，因為當(1)消音器的減音值越大時，則(2)冷卻水塔本身散熱效率將越低，為配合(3)提升水塔系統散熱效率，則(4)排氣消音器的面積必須增大，如此將進而(5)增粗支撐鋼構，且(6)增大基礎面積，但對於已安置密密麻麻設備的既有工廠而言，是否有一(7)足夠的基礎與鋼架安裝空間，卻是成為另一個重要的問題。

所以本工程實例中，在(7)足夠的基礎與鋼架安裝空間的限制條件下，首先此(1)消音器的減音值與(4)排氣消音器的面積(即水塔系統壓降設計)等二項設計因子必須先取得平衡點，結果顯示，在水塔系統散熱效率不變的情形下，消音器的減音量有一限定設計值(即消音器的長度有一個極限值)，接著進行消音器的基礎與鋼架設計，最後，檢視冷卻水塔附近是否有適當且足夠的基礎與鋼架安裝空間，若有者，本工程即算完成。若無上述基礎與鋼架安裝空間，則再回歸至(1)消音器的減音值與(4)水塔系統壓降設計等二項設計因子上，將藉由縮減消音器的減音值(減短消音器的長度)及縮減排氣消音器的面積，以變更(減輕並縮短)基礎與鋼架設計，以期能配合冷卻水塔附近的既有安裝空間。

在此僅以筆者的小小工程實例心得，做為從事噪音改善工作者在設計工作上的參考，另相關本冷卻水塔噪音改善工程完成的實例圖片，則請參閱附圖 12。

參考文獻

- 1.勃藍納克(Leo L. Beranek), 噪音與振動控制(Noise and Vibration Control), 協志工業叢書, pp.455～p466, 民國七十三年四月。
- 2.M.L. Munjal, Acoustics of Ducts and Mufflers with Application to Exhaust and Ventilation System Design, JOHN WILEY & SONS, pp.244～253, 1987。
- 3.D.A.Bies & C.H.Hansen, Engineering Noise Control, UNWIN HYMAN, pp.268～277, 1988。

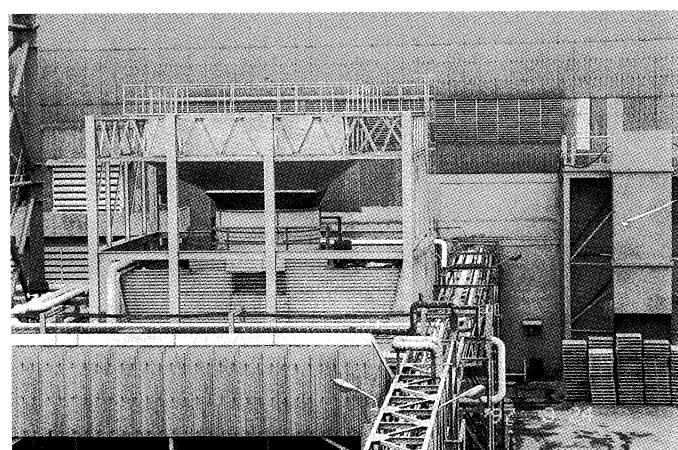
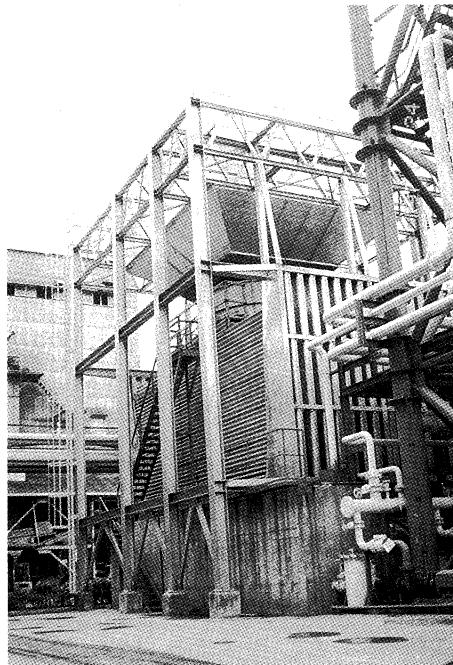


圖 12 冷卻水塔噪音改善實例的工程圖片