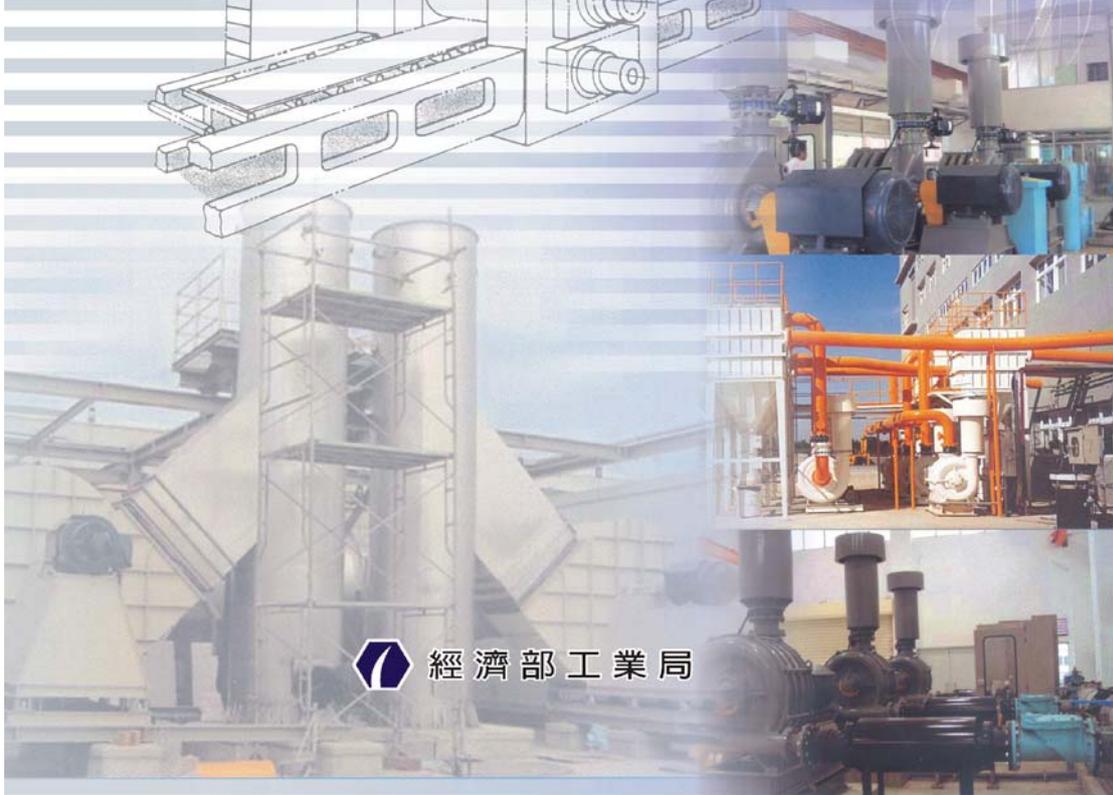
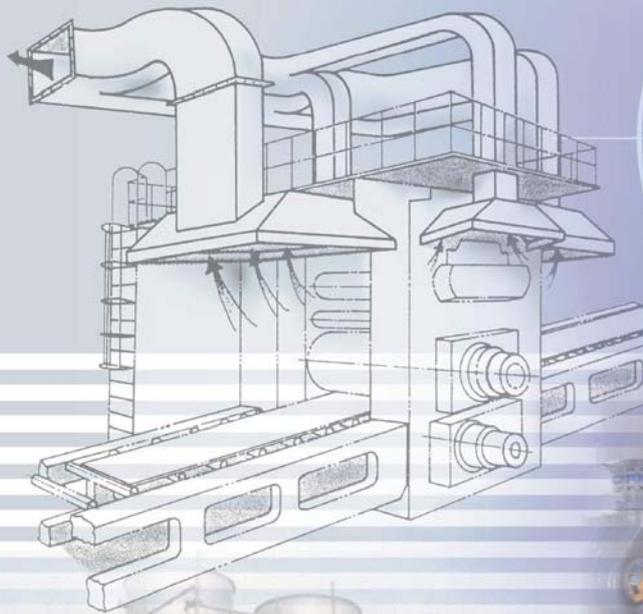




# 局部排氣系統設計與案例



## 序

國內產業於經濟發展過程中，遵循環保法規的要求並善盡企業環保責任，大多已設置相關污染防治處理設施；惟本局在進行產業空氣污染防制輔導時，發現部份廠商對空氣污染物逸散源之收集處理方式常有明顯缺失，尤其是局部排氣系統入口的氣罩部份，常因氣罩之設置或角度不佳，以致雖有性能良好的後續污染處理設備，卻無法有效解決空氣污染問題，造成操作成本偏高及投資浪費。

本局為協助業界做好空氣污染防制工作，於 95 年「產業綠色技術輔導與推廣計畫」項下特整合民國 76 年出版之「局部排氣系統設計」與民國 84 年出版之「局部排氣氣罩設計實例」2 本技術叢書；將其更新為「局部排氣系統設計與案例(2006 年版)」。除了維持原有技術叢書精華內容外，並增列目前較常使用之設備，如送風機、噪音防治及設計案例等，提供業界更符合於實務應用的技術資訊。

本技術叢書更新編撰過程，承蒙審查委員及執行單位財團法人台灣產業服務基金會全力參與編輯與審查工作，使得本技術手冊得以順利編輯完成，謹致上最誠摯的謝忱。

經濟部工業局謹識

中華民國 95 年 12 月

# 局部排氣系統設計與案例

## 目 錄

第一章 前 言.....	1
第二章 氣 罩.....	2
2.1 氣罩之型式 .....	2
2.2 氣罩排氣量之決定 .....	4
2.3 氣罩之壓損 .....	13
2.4 氣罩結構 .....	14
2.5 高溫材料 .....	14
2.6 抗腐蝕性材料 .....	14
2.7 設計比例 .....	14
2.8 氣罩與管道的連接 .....	14
第三章 風 管.....	18
3.1 風管之壓力損失 .....	18
3.2 風管之設計原則 .....	28
第四章 送風機.....	32
4.1 送風機の種類與特性 .....	32
4.2 阻力曲線與運轉點 .....	34
4.3 系統風量與送風機聯結運轉 .....	37
4.4 噪音防制 .....	45
第五章 排氣系統設計.....	50
5.1 設計優先次序 .....	50
5.2 設計步驟 .....	50
5.3 設計例 .....	51

第六章 結 語.....	68
參考文獻.....	68
附錄：局部排氣氣罩設計精選案例.....	69
附錄索引：氣罩總表.....	69
一、氣罩型式之選定.....	71
二、排氣量.....	71
三、壓力損失.....	71
四、氣罩形狀.....	72
五、特殊氣罩.....	72
六、符號與單位.....	72

# 圖目錄

圖 1.1	典型的工廠廢氣處理流程	1
圖 2.1	五種捕捉型氣罩	3
圖 2.2	捕捉速度應能捕集零速度點之污染物	5
圖 2.3	三種均勻分佈速度之方式	6
圖 2.4	上升空氣柱受抽風而轉向及被氣罩捕集之情況	6
圖 2.5	用以設計熱源高吊式氣罩之尺寸	7
圖 2.6	高吊式氣罩之 Z 值	7
圖 2.7	低吊式圓形氣罩所需最小之通風量	12
圖 2.8	低吊式長方形氣罩最小通氣率	13
圖 3.1	粉塵每 100 呎速度壓力之摩擦損失圖	22
圖 3.2	每公尺速度壓力之摩擦損失圖	23
圖 3.3	風管設計原則(一)	28
圖 3.4	風管設計原則(二)	29
圖 3.5	風管設計原則(三)	30
圖 3.6	風管設計原則(四)	31
圖 4.1(a)	$\Delta P = C$	35
圖 4.1(b)	$\Delta P = CV$	35
圖 4.1(c)	$\Delta P = CV^n$	35
圖 4.1(d)	$\Delta P = CV^2$	35
圖 4.1(e)	$\Delta P = C_1 + C_2V^2$	35
圖 4.2(a)	運轉點	36
圖 4.2(b)	不同的阻力曲線	36
圖 4.2(c)	不同大小的送風機	37
圖 4.3(a)	阻力曲線偏離的影響	38
圖 4.3(b)	系統影響	38
圖 4.3(c)	送風機選擇不當的影響	39
圖 4.4(a)	並聯運轉	41
圖 4.4(b)	兩台相同性能送風機並聯運轉	41

圖 4.4(c) 並聯運轉的馬力負載情形 .....	41
圖 4.4(d) 大小兩台送風機並聯運轉 .....	41
圖 4.5(a) 串聯運轉 .....	42
圖 4.5(b) 兩台相同性能送風機串聯運轉 .....	43
圖 4.5(c) 大小兩台送風機串聯運轉 .....	43
圖 4.6(a) 兩部性能相同送風機並聯及串聯運轉的比較 .....	44
圖 4.6(b) 一大一小送風機並聯及串聯運轉的比較 .....	44
圖 4.6(c) 一大一小小送風機並聯及串聯運轉的比較 .....	45
圖 4.7 送風機地下化消音措施 .....	46
圖 4.8 防音包覆剖面圖 .....	47
圖 4.9 吸收式圓形消音器 .....	47
圖 5.1(a) 檔板平衡法 .....	52
圖 5.1(b) 靜壓平衡法（沒有檔板） .....	52
圖 5.2 肥料篩洗裝袋作業通風系統 .....	53
圖 5.3 通風系統配置圖 .....	54
圖 5.4 使用靜壓平衡法於設計磨輪通用系統 .....	57
圖 5-5 70 公噸電弧爐煉鋼廠廢氣處理流程 .....	61

# 表 目 錄

表 2.1	氣罩種類及特性 .....	2
表 2.2	捕捉速度 .....	5
表 2.3	氣罩之進口係數與壓力損失 .....	15
表 2.3	氣罩之進口係數與壓力損失(續).....	16
表 3.1	風管之搬運速度 .....	18
表 3.2	不同速度產生之速度壓力—空氣 (20°C , 1atm) .....	20
表 3.3	速度壓力表 .....	21
表 3.4	長方形風管兩邊長與圓形風管之當量管徑對換表 .....	24
表 3.5	圓形肘管之壓力損失 .....	25
表 3.6	長方形肘管之壓力損失 .....	25
表 3.7	合流管之壓力損失 .....	26
表 3.8	漸縮管之壓力損失 .....	26
表 3.9	漸擴管之壓力復得 .....	27
表 4.1	送風機の種類與特性 .....	33
表 5.1	檔板平衡及靜壓平衡之比較 .....	53
表 5.2	速度壓力法計算圖 .....	55
表 5.3	速度壓力法計算壓力降 .....	58
表 5.4	電弧爐基本資料 .....	60
附表 1	符號及單位 .....	173
附表 2	常用公英制單位換算表 .....	174

# 第一章 前言

工廠空氣污染問題之解決，除藉廠內改善，即製程改變或管理加強，用以減少污染物之排放外，對於無法避免產生之污染物，則有賴於各種空氣污染控制設備，將污染物處理至合乎管制標準之後，再予排放。

典型的工廠廢氣處理流程如圖 1.1 所示，主要部份為氣罩、風管、空氣清淨裝置、風車及煙囪，其中風車依送風或排風之目的不同，亦稱為送風機或排風機。以上設備單元之組合，就環境保護而言，不特別強調或採用高效率空氣清淨裝置，一般稱為局部排氣系統；若特別針對氣罩所收集之空氣污染物特性，採用適當的空氣清淨裝置處理至符合空氣污染物管制標準，則可稱為空氣污染防制系統；不論是局部排氣系統或空氣污染防制系統設計成功，不但解決工廠之空氣污染問題，而且可促進廠房內部空氣品質之改善，達到保護勞工健康與安全之目的。本手冊乃一系列工廠空氣污染控制手冊之先鋒，針對重點在於氣罩、風管及風車，探討如何收集污染源產生之廢氣，並將其輸送至處理設備，以致於排放至大氣中。

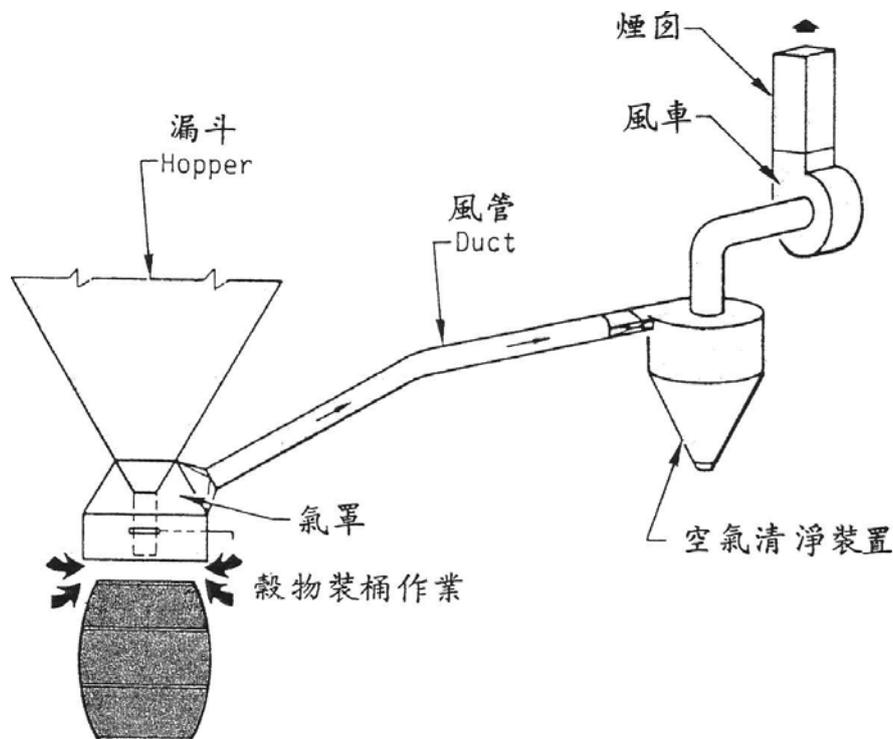


圖 1.1 典型的工廠廢氣處理流程

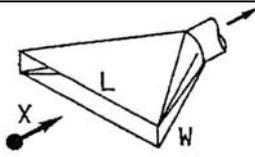
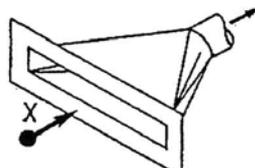
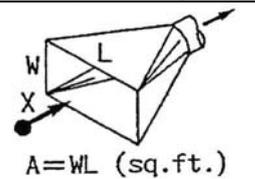
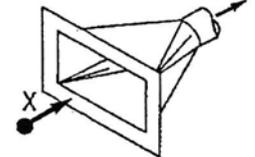
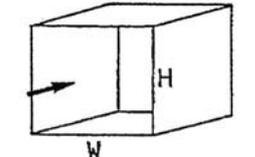
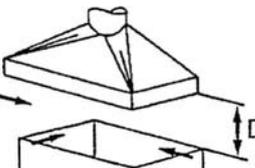
## 第二章 氣 罩

氣罩為局部排氣系統中最重要之一環，其大小之設計及安裝位置之選定直接影響局部排氣系統之功能。必須了解氣流之理論，工廠生產程序及工人之工作型態，俾能在最少之抽氣量下，發揮最有效之集氣功能。

### 2.1 氣罩之型式

氣罩之型式，主要如表 2.1 所示，有(1)狹縫型(2)凸緣狹縫型(3)簡單開口(4)凸緣開口(5)岡亭型(6)傘頂型。以上只是一種綜合性之分類，表中第一至第四種氣罩，可通稱為捕捉型氣罩(Capturing Hood)，第五種為包圍型氣罩之一種(Enclosures)，第六種為接納型氣罩(Rrceiving Hood)，表 2.1 第三行所列者為各類型氣罩基本之尺寸比例。

表 2.1 氣罩種類及特性

氣罩型式	說 明	外形尺寸	風 量
	狹縫型	$W/L \leq 0.2$	$Q = 3.7LVX$
	凸緣狹縫型	$W/L \leq 0.2$	$Q = 2^6 LVX$
	簡單開口型	$\geq 0.2$ 及圓弧形	$Q = V(10X^2 + A)$
	凸緣開口型	$\geq 0.2$ 及圓弧形	$Q = 0.75V(10X^2 + A)$
	亭型	視工作台而定	$Q = VA = VWH$
	傘頂型	視工作台而定	$Q = 1.4PDV$ P=工作台之周長 D=距離工作台之高度

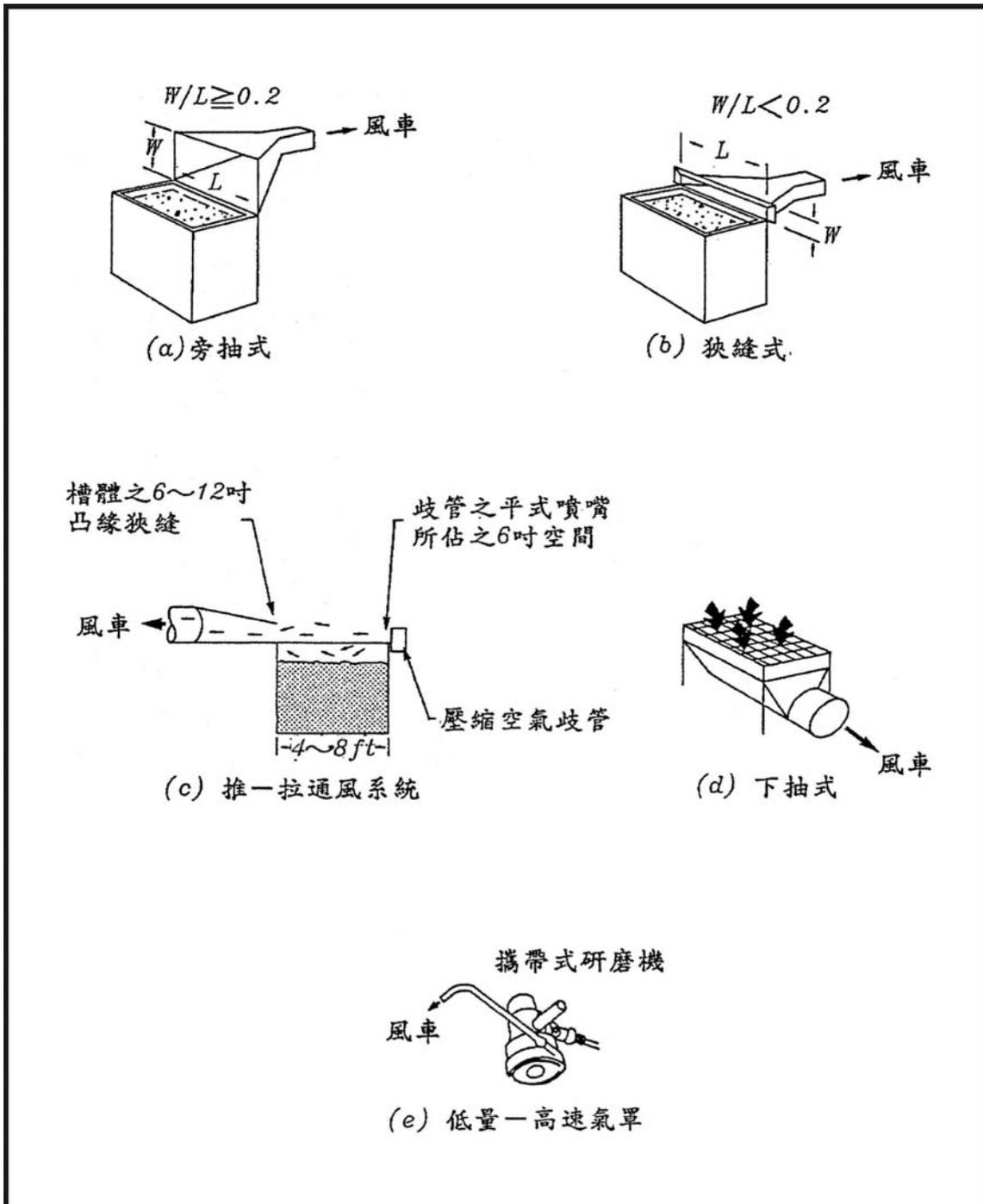


圖 2.1 五種捕捉型氣罩

捕捉型氣罩又分為下列四種：

1. 旁抽式氣罩(Side Draft Capturing Hoods)：如圖 2.1(a)所示，此類氣罩可作成固定式或移動式，裝置處應儘可能和污染源接近。
2. 狹縫式氣罩(Slot Hoods)：如圖 2.1(b)所示，此類氣罩主要應用於電鍍工廠或其他類似之設備，狹縫之主要功用乃使整個電鍍槽槽面長方向均有廢氣流入，而同

時儘量減低吸入之空氣量。如槽面太寬，則可使用如圖 2.1(c)之系統，稱為推—拉系統(Push-Pull System)，用以減少風車之馬力。

3. 下抽式氣罩(Down Draft Hoods)：如圖 2.1(d)所示，此種氣罩主要乃因氣罩面須作為工作臺面，尤其適用於工作臺附近，使用溶劑或焊接場所，或用火焰切割金屬時，可使用此類氣罩。由於工作臺上有大物體時會阻礙氣流，致無法抽吸污染物，而且熱氣流使污染物向上運動，致無法捕捉，因此應設計足夠大之捕捉速度。
4. 低流量—高速氣罩(Low-Volume, High-Velocity Hoods)：如圖 2.1(e)所示，適用於用電之手工具或機械工具，而需要極高之捕捉速度，其壓力達 15~20cm 水銀柱之靜壓，非一般之排氣風車所能勝任，需要使用小型渦輪式空壓機(Turbine Compressor)。

## 2.2 氣罩排氣量之決定

氣罩排氣量之決定有兩種方式，第一種為根據許多實驗經驗累積所製定之適合於各種不同工作場合，各類型氣罩之排氣量，請見附錄局部排氣氣罩設計精選案例，第二種乃根據如表 2.1 第四行所列各型氣罩之抽氣量，其中之  $V$  為捕捉速度(Capture Velocity)，其定義為氣罩前緣，氣體所須具備之最小速度，以克服相反之氣流，使污染之空氣能流入氣罩之內。捕捉速度之決定如表 2.2 所示。

除表 2.2 原則性之規定外，適應各種不同場所之各種型氣罩，也有其速度之限制。基本上氣罩之設計應使排氣量為最少，可藉下列基本理念達成之：

- 儘可能包圍污染物產生之作業場所。
- 如使用捕捉型氣罩或接納型者，則應儘可能使氣罩安裝於近污染源處。
- 儘可能減少污染物之產生或排放。
- 收集污染物之氣流路徑，應避免流經作業人員之呼吸範圍。
- 儘可能使進入氣罩之廢氣能均勻分佈。

有兩個因素會影響捕捉型氣罩效能，即捕捉速度是否足夠與捕捉速度是否均勻分佈。捕捉速度已如表 2.2 所述，但尚有一點須注意者是捕捉速度之影響應能觸及到零速度(Null Point)之範圍（如圖 2.2 所示），一般需要克服此種零速度之工作場所計有粉碎操作、物料運處、氣動式工具等。

為使進入氣罩時能均勻分佈，可藉圖 2.3 之氣罩達成之。

表 2.2 捕捉速度

污染物發生之條件	實 例	捕集速度(公尺/秒)
污染物以幾近於無速度之情況排放至靜止之空氣中	由液面蒸發產生之蒸氣	0.25~0.50*
污染物以低速排放至中等靜止之空氣中	噴漆棚 間斷性操作之容器 低速輸送帶 銲接 電鍍液貯槽 金屬之酸液清洗	0.5~1.0
污染物之產生較快，而且排放至快速運動之空氣中	較淺之噴漆棚、卸料口、粉碎機、輸送帶之加料	1.0~2.5
污染物以高速排放至快速運動之空氣中	磨碎機(abrasive blasting tumbling)	2.5~10

註：\*表中速度範圍之選定原則為：

低速範圍之情況

- 1.室內速度低，有利於廢氣捕集。
- 2.污染物之毒性低或僅令人覺得厭惡。
- 3.生產量低，且屬間歇性之生產。
- 4.氣罩大，有大量空氣處於運動中。

高速範圍之情況

- 1.室內空氣受干擾。
- 2.污染物毒性高。
- 3.生產量高，使用頻率大。
- 4.小氣罩只是局部排氣而已。

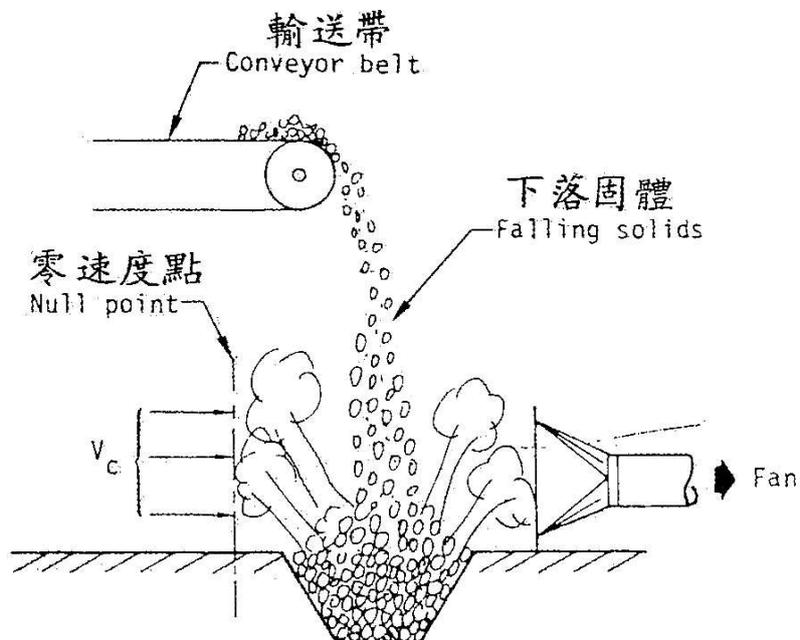


圖 2.2 捕捉速度應能捕集零速度點之污染物

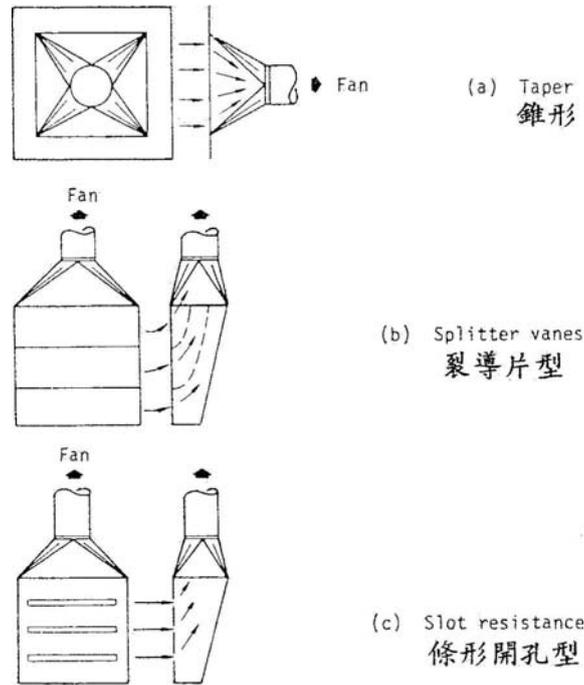


圖 2.3 三種均勻分佈速度之方式

圖2.3(a) 乃錐形氣罩，通常錐體角度為 $60^\circ$ ，但對大型氣罩而言，則此型不切實際。

圖2.3(b) 裂縫型氣罩(Splitter Vanes)；此類型之好處為氣流阻力小，節省空間。

圖2.3(c) 狹縫型氣罩，此型氣罩只能使進入氣罩之捕捉速度均勻，但無法增加捕捉速度，通常此種氣罩無法捕捉2呎以外之粒子，狹縫寬如不超過長之20%，則可達到速度均勻分佈之目的。

另外一種氣罩為高溫操作的氣罩，因為熱效應，氣罩設計在高溫情況所持原理與低溫操作者全然不同，當大量的熱由傳導和對流而傳送到周圍的空氣時，一股熱曳力，使上昇的空氣柱具有  $2\text{m/sec}$  以上的速度，氣罩的設計和抽風量，必須把此一效應考慮在內。當熱騰騰的空氣柱自熱源表面上昇時，與周圍空氣混合，空氣柱上昇得越高，就愈擴大，而越稀薄。圖 2.4 為上昇空氣柱膨脹之情形。

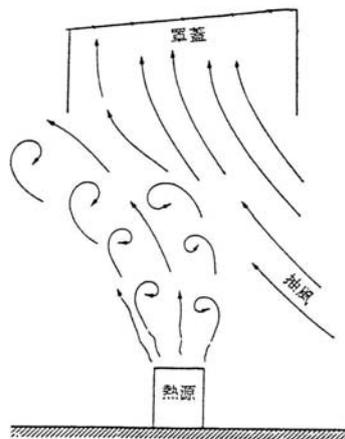


圖 2.4 上升空氣柱受抽風而轉向及被氣罩捕集之情況

高溫操作氣罩依形狀及安裝位置而有不同之風量，其計算如下：

### 1. 高吊圓形氣罩

圖 2.5 表示熱氣膨脹之大小

$$Z = (2D_s)^{1.38} \quad (1)$$

$$D_c = 0.5X_f^{0.88} \quad (2)$$

Z：熱源離虛點熱源之距離，Z 也可由圖 2.6 得知

D<sub>c</sub>：空氣柱在氣罩面的直徑，ft

X<sub>f</sub>：虛點熱源至氣罩面之距離，ft

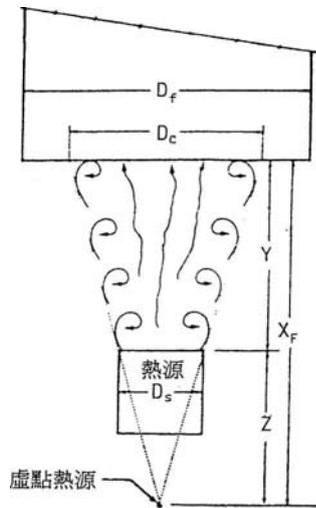


圖 2.5 用以設計熱源高吊式氣罩之尺寸

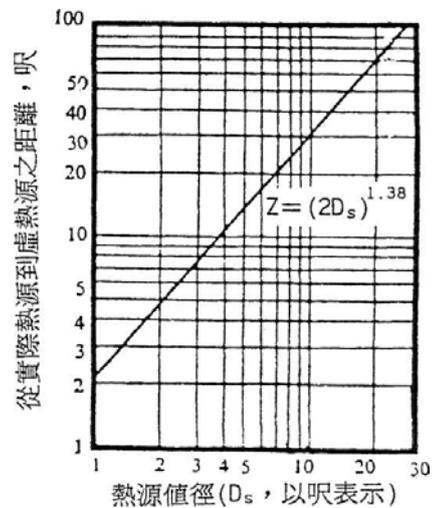


圖 2.6 高吊式氣罩之 Z 值

進入氣罩面氣流之速度計算可依下式(3)：

$$V_f = \frac{8(A_s)^{1/3} (\Delta t)^{5/12}}{X_f^{1/4}} \quad (3)$$

V<sub>f</sub>：上昇氣柱在氣罩面的速度，fpm

A<sub>s</sub>：熱源之面積，ft<sup>2</sup>

Δt：廢氣溫度和周圍空氣之溫度差，°F

由於上昇空氣柱，受到周圍氣流之影響，而有「搖曳」和「抖動」之現象，因此通常氣罩還要稍加擴大，即：

$$D_f = D_c + 0.8y \quad (4)$$

進入氣罩之風量依式(5)計算：

$$V_t = V_f A_c + V_r (A_f - A_c) \quad (5)$$

$V_t$ : 進入氣罩之總風量, cfm

$V_r$ : 氣罩面除 $A_c$ 外, 其他面積之風速, fpm, 通常為 100fpm

$A_c$ : 上昇氣柱在氣罩面之截面積,  $ft^2$

$A_f$ : 氣罩面之總面積,  $ft^2$

根據式(5)計算之風量, 扣除廢氣在氣罩停留之體積即風車所須抽氣之量(抽氣速度), 此乃目前我國使用於電弧爐煉鋼之計算公式。

下列例題說明如何應用上式來解決金屬熔爐之污染問題。

### 【例 2.1】

已知: 熔鋅爐直徑長 4ft, 金屬溫度 880°F, 現在要用高吊式以收集煙塵, 因為有某些不方便, 覆蓋必須置於爐上方 10ft 高的地方, 周圍空氣溫度 80°F。

求: 氣罩的大小和排風量

解: 徑長為 4ft, 查圖 2.6 得  $z=11ft$

$$x_f = y + z$$

$$x_f = 11 + 10 = 21ft$$

上昇氣柱在氣罩面的直徑, 可利用公式(1)

$$D_c = 0.5x_f^{0.88}$$

$$D_c = 0.5(21)^{0.88} = 7.3ft$$

上昇氣柱在氣罩面所佔的面積

$$A_c = \frac{\pi}{4} D_c^2$$

$$A_c = (0.7854)(7.3)^2$$

$$= 42ft^2$$

氣罩大小.....考慮「搖曳」和「抖動的影響」

$$D_f = D_c + 0.8y$$

$$D_f = 7.3 + (0.8)(10) = 15.3ft$$

用 15ft-4in 直徑的氣罩

氣罩面積

$$A_f = \frac{\pi}{4} D_f^2$$

$$A_f = (0.7854)(15.33)^2$$

$$= 185ft^2$$

上昇空氣在氣罩面的速度

$$V_f = \frac{8(As)^{1/3}(\Delta t)^{5/12}}{x_f^{1/4}}$$

$$V_f = \frac{8(12.57)^{1/3}(800)^{5/12}}{(21)^{1/4}} = 143\text{fpm}$$

氣罩所需的總風量

$$\begin{aligned} V_t &= V_f A_c + 100(A_f - A_c) \\ &= (143)(42) + (100)(185 - 42) = 20,300\text{cfm} \end{aligned}$$

如果氣罩可以降低，則捕集煙塵的需要風量可以大幅減少，如下例所示。

### 【例 2.2】

已知：與例 2.1 同樣的爐，但氣罩可以降低到爐上 6ft 的地方。

求：氣罩的大小和排氣風量

解：由圖 2.6 徑長為 4ft

$$z = 11\text{ft}$$

$$x_f = z + y$$

$$x_f = 11 + 6 = 17\text{ft}$$

上昇空氣柱在氣罩面的直徑，由方程式(2)得

$$D_c = 0.5x_f^{0.88}$$

$$D_c = 0.5(17)^{0.88} = 6.1\text{ft}$$

上昇的空氣在氣罩的面積

$$A_c = \frac{\pi}{4}(D_c)^2$$

$$A_c = (0.7854)(6.1)^2 = 2.92\text{ft}^2$$

用直徑為 10ft-11in 的氣罩

氣罩面積

$$A_f = \frac{\pi}{4}(D_f)^2$$

$$A_f = (0.7854)(10.92)^2 = 93.7\text{ft}^2$$

上昇空氣在氣罩面之速度

$$V_f = \frac{8(As)^{1/3}(\Delta t)^{5/12}}{x_f^{1/4}}$$

$$V_f = \frac{8(12.57)^{1/3}(800)^{5/12}}{(17)^{1/4}} = 149\text{fpm}$$

$$\begin{aligned} \text{總風量: } V_t &= V_f A_c + 100(A_f - A_c) \\ V_t &= (149)(29.2) + (100)(93.7 - 29.2) \\ &= 10,800 \text{ cfm} \end{aligned}$$

## 2. 高吊式長方形氣罩

若熱源非圓形，則氣罩的形狀當然不一定要用圓形，長方形熱源可用長方形氣罩，才可使通風設備減到最小，固如果用圓形的氣罩，將需要更多的風量，而徒增不少之動力與設備。

### 【例 2.3】

已知：長方形熔鉛爐 2.5ft 寬 4ft 長，金屬溫度為 700°F 在爐上方 8ft 高的地方有長方形氣罩收集煙塵，周圍空氣溫度為 80°F。

求：氣罩的大小和排氣風量

解：查圖 2.6 直徑 2.5ft 的熱源得  $z = 6.2$

$$x_f = x + y = 6.2 + 8 = 14.2 \text{ ft}$$

上昇空氣柱在氣罩面的寬度可以如下法計算

$$\begin{aligned} D_c &= 0.5x_f^{0.88} \\ D_c &= 0.5(14.2)^{0.88} = 5.2 \text{ ft} \end{aligned}$$

設上昇空氣柱寬度之增加量和長度之增加量一樣

$$D_c = 4 + (5.2 - 2.5) = 6.7 \text{ ft}$$

上昇空氣柱的面積

$$A_c = (5.2)(6.7) = 35 \text{ ft}^2$$

氣罩面必須大於此值以允許空氣柱的「搖曳」和「抖動」

若在長寬二邊都增加 0.8y

氣罩的大小變成

$$\text{寬} = 5.2 + (0.8)(8) = 11.6 \text{ ft}$$

$$\text{長} = 6.7 + (0.8)(8) = 13.1 \text{ ft}$$

用寬 11.6ft 長 13.1ft 的氣罩

氣罩的面積

$$A_f = (11.6)(13.1) = 152 \text{ ft}^2$$

上昇空氣的噴氣速度

$$V_f = \frac{8(As)^{1/3}(\Delta t)^{5/12}}{x_f^{1/4}}$$

$$V_f = \frac{8(10)^{1/3} (620)^{5/12}}{(14.2)^{1/4}} = 130 \text{ fpm}$$

氣罩所需的總風量

$$V_t = V_f A_c + V_r (A_f - A_c)$$

$$V_t = (130)(35) + (200)(152 - 35) = 28,000 \text{ cfm}$$

注意在本例題中，在氣罩面，除了上昇氣柱外的其餘面積的通風風速定為 200fpm，有人甚至定得更大，這是因為鉛的煙塵必須完全予以捕集，否則會危害人體健康。

### 3. 低吊式圓形氣罩

低吊式圓形氣罩的設計，和高吊式氣罩有些不同，若氣罩的距離不超過熱源的直徑（或 3ft，視何值較小而取之）都可叫做低吊式氣罩。高低吊式氣罩嚴格的劃分並不需要，最重要的是低氣罩距離熱源很接近，以至於上昇氣柱的直徑可視為與熱源的直徑相等，氣罩只要稍為加大一點點以允許「搖曳」和「抖動」的效應就可以了。當刮風並不嚴重時，氣罩各邊加長 6in 就夠了。也就是說氣罩面的直徑必須大於熱源直徑 1ft，長方形氣罩則長與寬都要比熱源多 1ft，如果刮風很嚴重或排出物具有毒性時，必須用較大的安全係數，也就是說加大氣罩的直徑 1ft 或更多，或使用密閉室。

雖然氣罩通常比熱源還要大，把它們視為相等也不會有多大的誤差。總風量可由下式算得，此式來自 Hemeon 方程式再加上 15% 的安全係數。

$$V_t = 4.7(D_f)^{2.33} (\Delta t)^{5/12} \quad (6)$$

$V_t$  = 總風量，cfm

$D_f$  = 氣罩的直徑，ft

$\Delta t$  = 熱源和周圍空氣的溫度差，°F

圖 2.7 是公式(6)的圖解，利用此圖時先要取大於熱源直徑 1ft 或 2ft 作為氣罩的直徑  $D_f$  由  $\Delta t$  和  $D_f$  可因而從圖中找出總風量  $V_t$ 。

#### 【例 2.4】

已知：當銅在直徑 20in 的熔杓中熔為渣並流動時，吾人欲用低吊式氣罩來收集煙塵，金屬的操作溫度不超過 2,350°F 氣罩放置在金屬表面 24in 的高度，周圍空氣的溫度是 80°F。

求：氣罩的大小和排氣量

解：熱源和周圍空氣的溫度差

$$\Delta t = 2350 - 80 = 2,270^\circ\text{F}$$

氣罩的直徑應比熱源的直徑大 1ft

$$D_f = 1.67 + 1.0 = 2.67\text{ft}$$

總風量由圖 2.7 可得

$$V_t = 1,150\text{cfm}$$

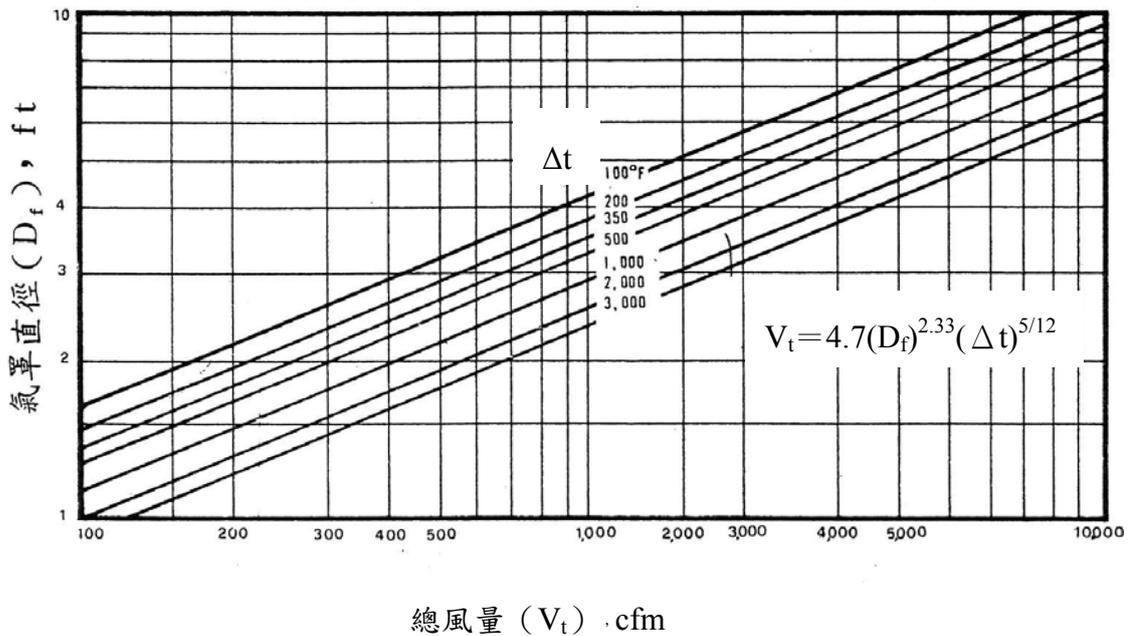


圖 2.7 低吊式圓形氣罩所需最小之通風量

#### 4. 長方形低吊式氣罩

以相同的方法加上 15% 的安全係數公式(6)變成

$$\frac{V_t}{L} = 6.2b^{4/3} \Delta t^{5/12} \quad (7)$$

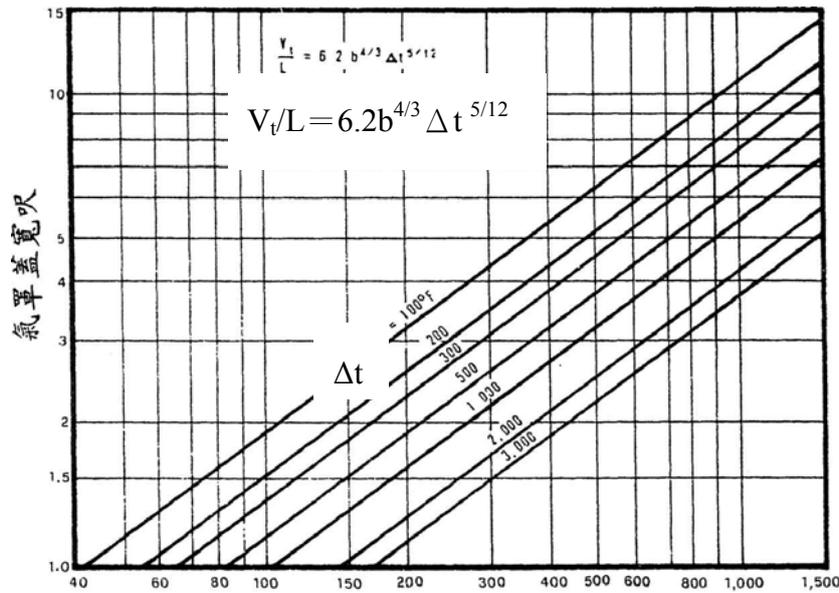
$V_t$  = 氣罩總風量，cfm

$L$  = 長方形氣罩的長度（比熱源大 1 或 2ft），ft

$b$  = 長方形氣罩的寬度（比熱源大 1 或 2ft），ft

$\Delta t$  = 熱源和周圍空氣的溫度差， $^\circ\text{F}$

圖 2.8 是公式(7)的圖解。



最小通氣量 ( $V_t/L$ )，cfm/σ【σ表示每呎氣罩蓋長，單位為ft】

圖 2.8 低吊式長方形氣罩最小通氣率

### 【例 2.5】

已知：一架鋅塊鑄模機有一個寬 2ft 長 2ft 的熔鋅槽，槽上方 30in 處有一個低吊式氣罩，金屬溫度為 820°F，周圍空氣溫度為 90°F。

求：氣罩的大小和排氣風量

解：若氣罩的長和寬都比熱源大 1ft

則氣罩大小為 3ft 寬，4ft 寬，熱源和周圍空氣的溫度差。

$$\Delta t = 820 - 90 = 730^\circ\text{F}$$

每單位氣罩長度所需風量可由圖 2.8 查得

$$\frac{V_t}{L} = 430 \text{ cfm/ft}$$

$$\text{總風量} = 430 \times 4 = 1,720 \text{ cfm}$$

## 2.3 氣罩之壓損

當廢氣進入氣罩時，由於氣罩之形狀，造成紊流，形成束縮面 (Vena Contracta)，使一部份之速度壓力 (Velocity Pressure)，變成熱能損失，假設流體在風管之速度壓力為  $P_V$ ，在氣罩進口為  $P_R$ ，則

$$P_R = F_h \times P_V \quad (8)$$

$$\text{或 } P_R = \frac{1 - C_e^2}{C_e} \text{ 表示} \quad (9)$$

其中，

$F_h$  稱為氣罩進口壓力損失係數

$C_e$  稱為進口係數(Coefficient of Entry)

表 2.3 為各種不同形狀之 $F_h$ 與 $C_e$ 值

## 2.4 氣罩結構

如果溫度和污染物的腐蝕不太嚴重，氣罩的材料通常用鍍鋅的鋼就可以了。如果有彎頭和「連接處」，其金屬材料至少要比所連接管道的重 2 Gauges。除了較小的氣罩外，通常都需要架角鋼加以補強。

## 2.5 高溫材料

溫度在 480°C 以下時，要用黑鐵。其所需厚度與溫度成正比例增加，一直到 76mm 的厚度為止。溫度高過 480°C 甚至到 870~980°C 時必須使用不銹鋼，如果氣罩的溫度周期性地高過 980°C，或者是長時期的高於 870°C 必須使用具有耐火性的金屬材料。溫度在 200 到 260°C 之間通常用厚度 2.59mm(10 Gauge)的金屬。

## 2.6 抗腐蝕性材料

有許多材料能適用於有腐蝕性的情形，合板用於輕質塵埃或暫時性的設備。有時也可以在鋼上面塗一層橡皮或塑膠，就像塗油漆一樣。如果腐蝕性很嚴重的話，氣罩必須用 PVC 板，纖維玻璃或其他耐腐蝕材料等（如 Transite 材料等）。

## 2.7 設計比例

雖然設計氣罩最重要的項目是大小，形狀和氣罩面的方位，及排氣風量。氣罩的深度，其與管道連接處的形狀也要考慮在內。若氣罩太淺，其效果無異是只在管道的開口加裝輪緣而已。但是如果太深則浪費了許多磨擦耗損的能量。

## 2.8 氣罩與管道的連接

在氣罩和管道之間必須有一個圓錐形的連接部，其角度小於 60°，此一連接部的形狀是氣罩的「壓損」的決定因素。

表 2.3 氣罩之進口係數與壓力損失

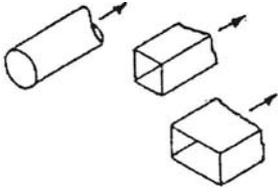
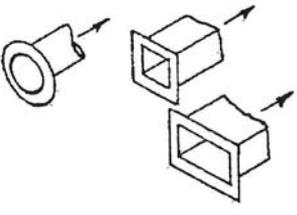
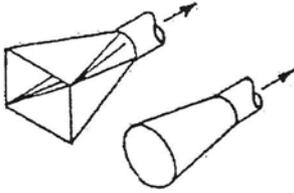
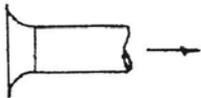
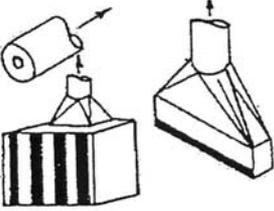
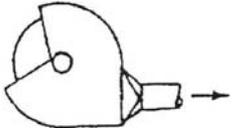
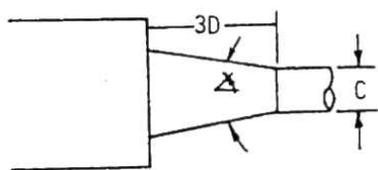
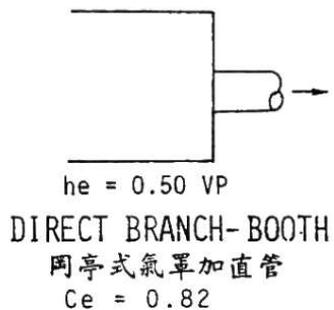
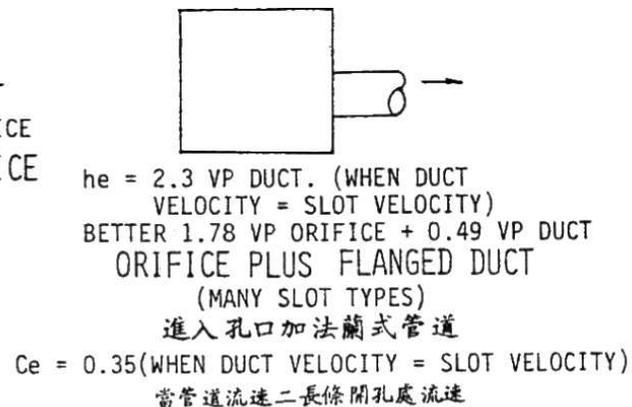
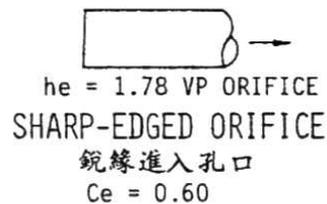
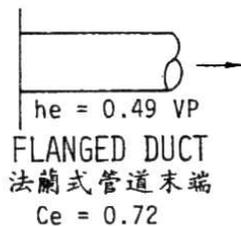
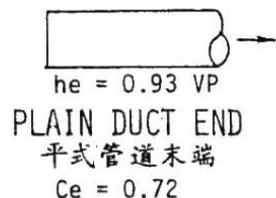
氣罩型式	描 述	進口係數，Ce	進口損失
	簡單開口型	0.72	0.93Vp
	凸緣開口型	0.82	0.49Vp
	錐形開口型	各種不同角度 (見續表 2.3)	
	喇叭開口型	0.98	0.04Vp
	狹縫開口型	(見續表 2.3)	
	包覆開口型	直接接收	
		0.78	0.65Vp
		錐形接收	
		0.85	0.40Vp

表 2.3 氣罩之進口係數與壓力損失(續 1)



$\alpha$	進口壓損 ENTRY LOSS		進口係數 ENTRY COEFFICIENT	
	圓型管	矩型管	圓型管	矩型管
$15^\circ$	0.15 VP	0.25 VP	0.93	0.89
$30^\circ$	0.08 VP	0.08 VP	0.96	0.93
$45^\circ$	0.06 VP	0.15 VP	0.97	0.93
$60^\circ$	0.08 VP	0.17 VP	0.98	0.92
$90^\circ$	0.15 VP	0.25 VP	0.93	0.89
$120^\circ$	0.26 VP	0.35 VP	0.89	0.86
$150^\circ$	0.40 VP	0.48 VP	0.84	0.82

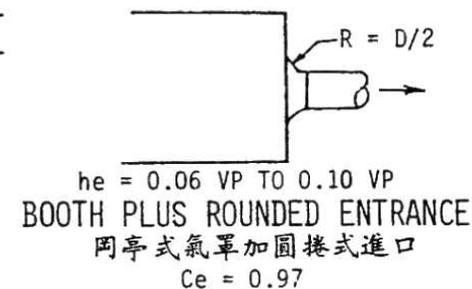
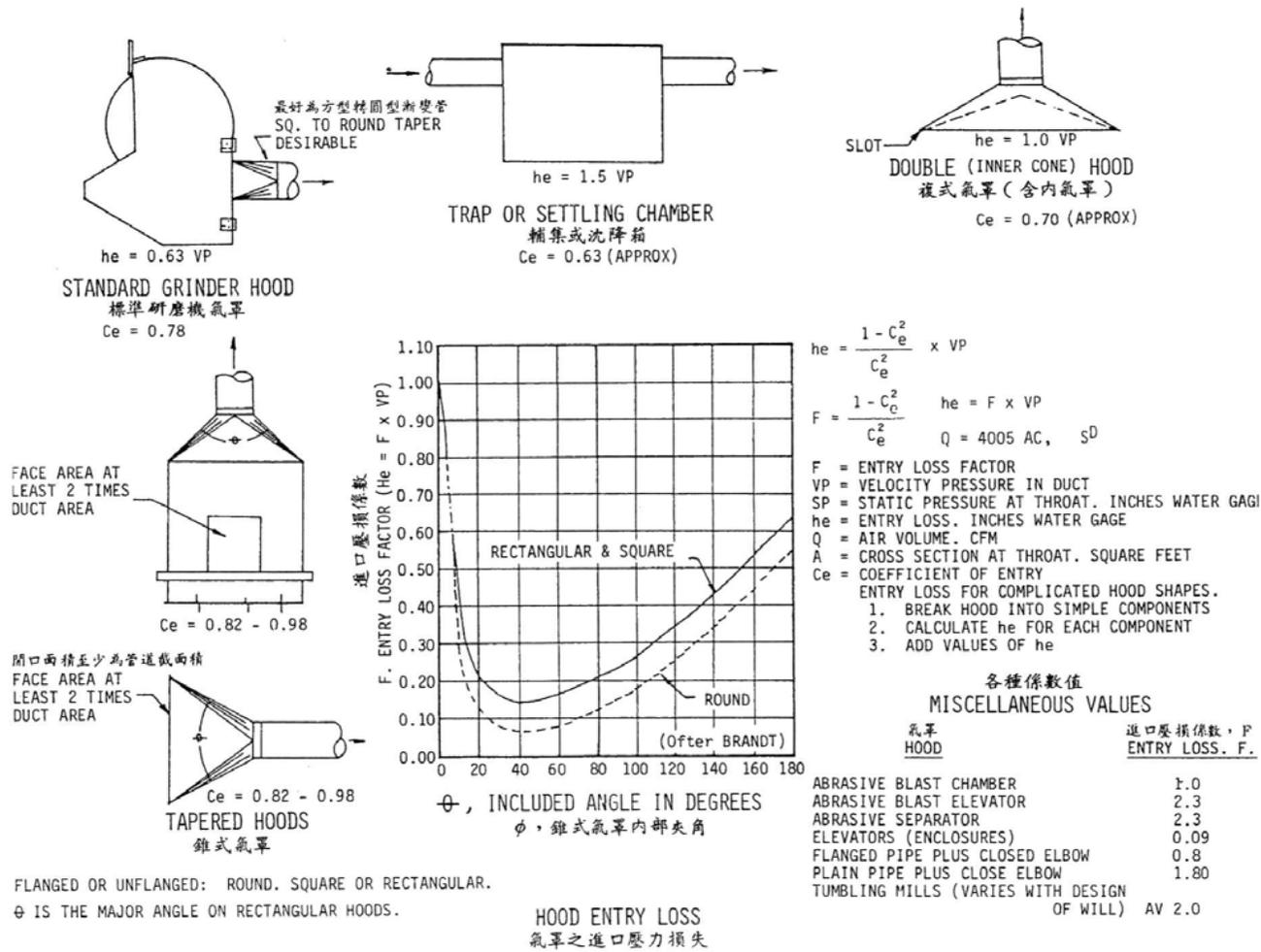


表 2.3 氣罩之進口係數與壓力損失(續 2)



\* REPRODUCED BY PERMISSION FROM "INDUSTRIAL HEALTH ENGINEERING" BY A. D. BRANDT.  
PUBLISHED BY JOHN WILEY AND SONS, INC.

## 第三章 風 管

風管之主要功能乃將氣罩收集之含污染物廢氣送至處理設備，因此對於含粉塵之廢氣，應維持一最小之搬運速度，以防止粉塵沉積於風管中，減少風管之有效送風面積，增加壓力損失和清理、維護工作，但風速太大，則會增加風壓損失，和對風管之磨損。風管之搬運速度，依其所含污染物性質不同，而有如表 3.1 之規定。

**表 3.1 風管之搬運速度**

污染物	例	設計風速
蒸氣、氣體、煙	所有蒸氣氣體及煙	任何風速(經濟運作風速常為 5~6m/sec)
煙霧	鋅和氧化鋁煙霧	7.1~10.0 m/sec
非常微細的輕灰塵、乾塵及粉	棉紗、木粉、石粉	10.0~12.7 m/sec
	細橡皮塵、電木塑粉塵、黃麻絨、棉塵、刮下屑(輕的)、肥皂粉塵、皮革刮下屑	12.7~17.8 m/sec
一般工業塵	鋸木屑(重而濕的)、研磨塵、磨光絨(乾的)、毛黃麻塵(搖動器的廢渣)、咖啡豆、製鞋灰塵、花崗石塵、矽粉、一般物料處理、切磚、黏土塵、鑄造(一般的)、石灰石塵、紡織工業中石棉的打包與稱重時放出的塵粉。	17.8~20.3 m/sec
重塵粉	金屬塵粉、鑄造鼓轉筒及搖動器塵、噴砂灰塵、木塊、豬廢料等處理塵粉、黃銅塵粉、鑄鐵搪孔塵、鉛塵	20.3~22.9 m/sec
重或潮濕塵粉	鉛塵夾有小切塊、潮濕黏合料塵、切管機切管時之石棉或塑膠塵、磨光機(有黏性的)、生石灰塵	22.9 m/sec 以上

### 3.1 風管之壓力損失

風管之壓力，可分為兩種，即靜壓和動壓。靜壓用以產生系統之初速度及克服氣流之摩擦阻力和紊流。動壓又稱為速度壓力，乃空氣運動所造成之壓力，其和風速之關係，可用下式表示之：

$$V = 4,005 \sqrt{V_p} \quad (10)$$

V：風速，fpm

V<sub>p</sub>：速度壓力，吋水柱

$$\text{或 } V = 4,043 \sqrt{V_p} \quad (11)$$

V：風速，m/sec

V<sub>p</sub>：速度壓力，毫米水柱

V<sub>p</sub> 與 V 之關係如表 3.2、表 3.3。

## 1. 直管之壓力損失

### (1) 圓形直管

由於廢氣在風管內流動，產生摩擦，造成壓力損失，此損失大小可用

Fanning 公式計算而得：

$$h_f = \frac{L\lambda V^2}{2gD} \quad (12)$$

L：管長

V：風速

D：管徑

g：重力加速度

λ：摩擦係數

式(12)經整理也可得類似式(10)或(11)之方式，因此直管壓力損失可利用圖 3.1、圖 3.2 查得。

### (2) 長方形風管

應換算成同一風量之單位圓管之壓力損失，其換算依下式：

$$De = 1.3 [(ab)^5 / (a+b)^2]^{1/8} \quad (13)$$

De：當量管徑（或等圓管徑）

a：長方形風管之長邊長

b：長方形風管之短邊長

另外也可由表 3.4 查得。

## 2. 肘管之壓力損失

(1) 圓形肘管之壓力損失，如表 3.5。

(2) 長方形管之肘管壓力損失，如表 3.6。

3. 合流管之壓力損失：如表 3.7。

4. 漸縮管之壓力損失：如表 3.8。

5. 漸擴管之壓力損失：如表 3.9。

表 3.2 不同速度產生之速度壓力—空氣 (20°C , 1atm)

V = Velocity, ft/min  
FROM :  $V = 4,005 \sqrt{V_p}$        $V_p =$  Velocity Pressure, in-H<sub>2</sub>O

Vp	V	Vp	V								
0.01	401	0.52	2888	1.03	4065	1.54	4970	2.05	5734	3.10	7052
0.02	566	0.53	2916	1.04	4084	1.55	4986	2.06	5748	3.20	7164
0.03	694	0.54	2943	1.05	4104	1.56	5002	2.07	5762	3.30	7275
0.04	801	0.55	2970	1.06	4123	1.57	5018	2.08	5776	3.40	7385
0.05	896	0.56	2997	1.07	4143	1.58	5034	2.09	5790	3.50	7493
0.06	981	0.57	3024	1.08	4162	1.59	5050	2.10	5804	3.60	7599
0.07	1060	0.58	3050	1.09	4181	1.60	5066	2.11	5818	3.70	7704
0.08	1133	0.59	3076	1.10	4200	1.61	5082	2.12	5831	3.80	7807
0.09	1202	0.60	3102	1.11	4220	1.62	5098	2.13	5845	3.90	7909
0.10	1266	0.61	3128	1.12	4238	1.63	5113	2.14	5859	4.00	8010
0.11	1328	0.62	3153	1.13	4257	1.64	5129	2.15	5872	4.10	8110
0.12	1387	0.63	3179	1.14	4276	1.65	5145	2.16	5886	4.20	8208
0.13	1444	0.64	3204	1.15	4295	1.66	5160	2.17	5900	4.30	8305
0.14	1499	0.65	3229	1.16	4314	1.67	5176	2.18	5913	4.40	8401
0.15	1551	0.66	3254	1.17	4332	1.68	5191	2.19	5927	4.50	8496
0.16	1602	0.67	3278	1.18	4351	1.69	5207	2.20	5940	4.60	8590
0.17	1651	0.68	3303	1.19	4369	1.70	5222	2.21	5954	4.70	8683
0.18	1699	0.69	3327	1.20	4387	1.71	5237	2.22	5967	4.80	8775
0.19	1746	0.70	3351	1.21	4406	1.72	5253	2.23	5981	4.90	8865
0.20	1791	0.71	3375	1.22	4424	1.73	5268	2.24	5994	5.00	8955
0.21	1835	0.72	3398	1.23	4442	1.74	5283	2.25	6008	5.10	9045
0.22	1879	0.73	3422	1.24	4460	1.75	5298	2.26	6021	5.20	9133
0.23	1921	0.74	3445	1.25	4478	1.76	5313	2.27	6034	5.30	9220
0.24	1962	0.75	3468	1.26	4495	1.77	5328	2.28	6047	5.40	9307
0.25	2003	0.76	3491	1.27	4513	1.78	5343	2.29	6061	5.50	9393
0.26	2042	0.77	3514	1.28	4531	1.79	5358	2.30	6074	5.60	9478
0.27	2081	0.78	3537	1.29	4549	1.80	5373	2.31	6087	5.70	9562
0.28	2119	0.79	3560	1.30	4566	1.81	5388	2.32	6100	5.80	9645
0.29	2157	0.80	3582	1.31	4584	1.82	5403	2.33	6113	5.90	9728
0.30	2194	0.81	3605	1.32	4601	1.83	5418	2.34	6126	6.00	9810
0.31	2230	0.82	3627	1.33	4619	1.84	5433	2.35	6140	6.10	9892
0.32	2266	0.83	3649	1.34	4636	1.85	5447	2.36	6153	6.20	9972
0.33	2301	0.84	3671	1.35	4653	1.86	5462	2.37	6166	6.30	10052
0.34	2335	0.85	3692	1.36	4671	1.87	5477	2.38	6179	6.40	10132
0.35	2369	0.86	3714	1.37	4688	1.88	5491	2.39	6192	6.50	10211
0.36	2403	0.87	3736	1.38	4705	1.89	5506	2.40	6205	6.60	10289
0.37	2436	0.88	3757	1.39	4722	1.90	5521	2.41	6217	6.70	10367
0.38	2469	0.89	3778	1.40	4739	1.91	5535	2.42	6230	6.80	10444
0.39	2501	0.90	3799	1.41	4756	1.92	5550	2.43	6243	6.90	10520
0.40	2533	0.91	3821	1.42	4773	1.93	5564	2.44	6256	7.00	10596
0.41	2564	0.92	3841	1.43	4790	1.94	5578	2.45	6269	7.50	10968
0.42	2596	0.93	3862	1.44	4806	1.95	5593	2.46	6282	8.00	11328
0.43	2626	0.94	3883	1.45	4823	1.96	5607	2.47	6294	8.50	11676
0.44	2657	0.95	3904	1.46	4839	1.97	5621	2.48	6307	9.00	12015
0.45	2687	0.96	3924	1.47	4856	1.98	5636	2.49	6320	9.50	12344
0.46	2716	0.97	3944	1.48	4872	1.99	5650	2.50	6332	10.00	12665
0.47	2746	0.98	3965	1.49	4889	2.00	5664	2.60	6458	11.00	13283
0.48	2775	0.99	3985	1.50	4905	2.01	5678	2.70	6581	12.00	13874
0.49	2804	1.00	4005	1.51	4921	2.02	5692	2.80	6702	13.00	14440
0.50	2832	1.01	4025	1.52	4938	2.03	5706	2.90	6820	13.61	14775
0.51	2860	1.02	4045	1.53	4954	2.04	5720	3.00	6937	14.00	14985

表 3.3 速度壓力表

$$V = 4.043 \sqrt{V_p} \quad \text{Density of Air} = 1.2 \text{ Kg/m}^3$$

$V_p$  = Velocity Pressure, mm-H<sub>2</sub>O     $V$  = Velocity, m/sec.

$V_p$	$V$	$V_p$	$V$	$V_p$	$V$	$V_p$	$V$	$V_p$	$V$	$V_p$	$V$
0.1	1.28	5.1	9.13	11.0	13.41	61.0	31.58	111.0	42.59	161.0	51.30
0.2	1.81	5.2	9.22	12.0	14.00	62.0	31.83	112.0	42.79	162.0	51.46
0.3	2.21	5.3	9.31	13.0	14.58	63.0	32.09	113.0	42.98	163.0	51.62
0.4	2.56	5.4	9.39	14.0	15.13	64.0	32.34	114.0	43.17	164.0	51.77
0.5	2.86	5.5	9.48	15.0	15.66	65.0	32.59	115.0	43.35	165.0	51.93
0.6	3.13	5.6	9.57	16.0	16.17	66.0	32.84	116.0	43.54	166.0	52.09
0.7	3.38	5.7	9.65	17.0	16.67	67.0	33.09	117.0	43.73	167.0	52.24
0.8	3.62	5.8	9.74	18.0	17.15	68.0	33.34	118.0	43.92	168.0	52.40
0.9	3.84	5.9	9.82	19.0	17.62	69.0	33.58	119.0	44.10	169.0	52.56
1.0	4.04	6.0	9.90	20.0	18.08	70.0	33.82	120.0	44.29	170.0	52.71
1.1	4.24	6.1	9.99	21.0	18.53	71.0	34.07	121.0	44.47	171.0	52.87
1.2	4.43	6.2	10.07	22.0	18.96	72.0	34.30	122.0	44.65	172.0	53.02
1.3	4.61	6.3	10.15	23.0	19.39	73.0	34.54	123.0	44.84	173.0	53.18
1.4	4.78	6.4	10.23	24.0	19.81	74.0	34.78	124.0	45.02	174.0	53.33
1.5	4.95	6.5	10.31	25.0	20.21	75.0	35.01	125.0	45.20	175.0	53.48
1.6	5.11	6.6	10.39	26.0	20.61	76.0	35.24	126.0	45.38	176.0	53.63
1.7	5.27	6.7	10.46	27.0	21.01	77.0	35.48	127.0	45.56	177.0	53.79
1.8	5.42	6.8	10.54	28.0	21.39	78.0	35.71	128.0	45.74	178.0	53.94
1.9	5.57	6.9	10.62	29.0	21.77	79.0	35.93	129.0	45.92	179.0	54.09
2.0	5.72	7.0	10.70	30.0	22.14	80.0	36.16	130.0	46.10	180.0	54.24
2.1	5.86	7.1	10.77	31.0	22.51	81.0	36.39	131.0	46.27	181.0	54.39
2.2	6.00	7.2	10.85	32.0	22.87	82.0	36.61	132.0	46.45	182.0	54.54
2.3	6.13	7.3	10.92	33.0	23.22	83.0	36.83	133.0	46.62	183.0	54.69
2.4	6.26	7.4	11.00	34.0	23.57	84.0	37.05	134.0	46.80	184.0	54.84
2.5	6.39	7.5	11.07	35.0	23.92	85.0	37.27	135.0	46.97	185.0	54.99
2.6	6.52	7.6	11.15	36.0	24.26	86.0	37.49	136.0	47.15	186.0	55.14
2.7	6.64	7.7	11.22	37.0	24.59	87.0	37.71	137.0	47.32	187.0	55.28
2.8	6.76	7.8	11.29	38.0	24.92	88.0	37.93	138.0	47.49	188.0	55.43
2.9	6.88	7.9	11.36	39.0	25.25	89.0	38.14	139.0	47.66	189.0	55.58
3.0	7.00	8.0	11.43	40.0	25.57	90.0	38.35	140.0	47.84	190.0	55.73
3.1	7.12	8.1	11.51	41.0	25.89	91.0	38.57	141.0	48.01	200.0	57.17
3.2	7.23	8.2	11.58	42.0	26.20	92.0	38.78	142.0	48.18	210.0	58.59
3.3	7.34	8.3	11.65	43.0	26.51	93.0	38.99	143.0	48.35	220.0	59.96
3.4	7.45	8.4	11.72	44.0	26.82	94.0	39.20	144.0	48.51	230.0	61.31
3.5	7.56	8.5	11.79	45.0	27.12	95.0	39.40	145.0	48.68	240.0	62.63
3.6	7.67	8.6	11.86	46.0	27.42	96.0	39.61	146.0	48.85	250.0	63.92
3.7	7.78	8.7	11.92	47.0	27.72	97.0	39.82	147.0	49.02	260.0	65.19
3.8	7.88	8.8	11.99	48.0	28.01	98.0	40.02	148.0	49.18	270.0	66.43
3.9	7.98	8.9	12.06	49.0	28.30	99.0	40.23	149.0	49.35	280.0	67.65
4.0	8.09	9.0	12.13	50.0	28.59	100.0	40.43	150.0	49.51	290.0	68.85
4.1	8.19	9.1	12.20	51.0	28.87	101.0	40.63	151.0	49.68	300.0	70.02
4.2	8.29	9.2	12.26	52.0	29.15	102.0	40.83	152.0	49.84	310.0	71.18
4.3	8.38	9.3	12.33	53.0	29.43	103.0	41.03	153.0	50.01	320.0	73.32
4.4	8.48	9.4	12.40	54.0	29.71	104.0	41.23	154.0	50.17	330.0	73.44
4.5	8.58	9.5	12.46	55.0	29.98	105.0	41.43	155.0	50.33	340.0	74.55
4.6	8.67	9.6	12.53	56.0	30.25	106.0	41.62	156.0	50.49	350.0	75.63
4.7	8.76	9.7	12.59	57.0	30.52	107.0	41.82	157.0	50.66	360.0	76.71
4.8	8.86	9.8	12.66	58.0	30.79	108.0	42.01	158.0	50.82	370.0	77.77
4.9	8.95	9.9	12.72	59.0	31.05	109.0	42.21	159.0	50.98	380.0	78.81
5.0	9.04	10.0	12.78	60.0	31.32	110.0	42.40	160.0	51.14	390.0	79.84

粉塵每 100 呎速度壓力之摩擦損失

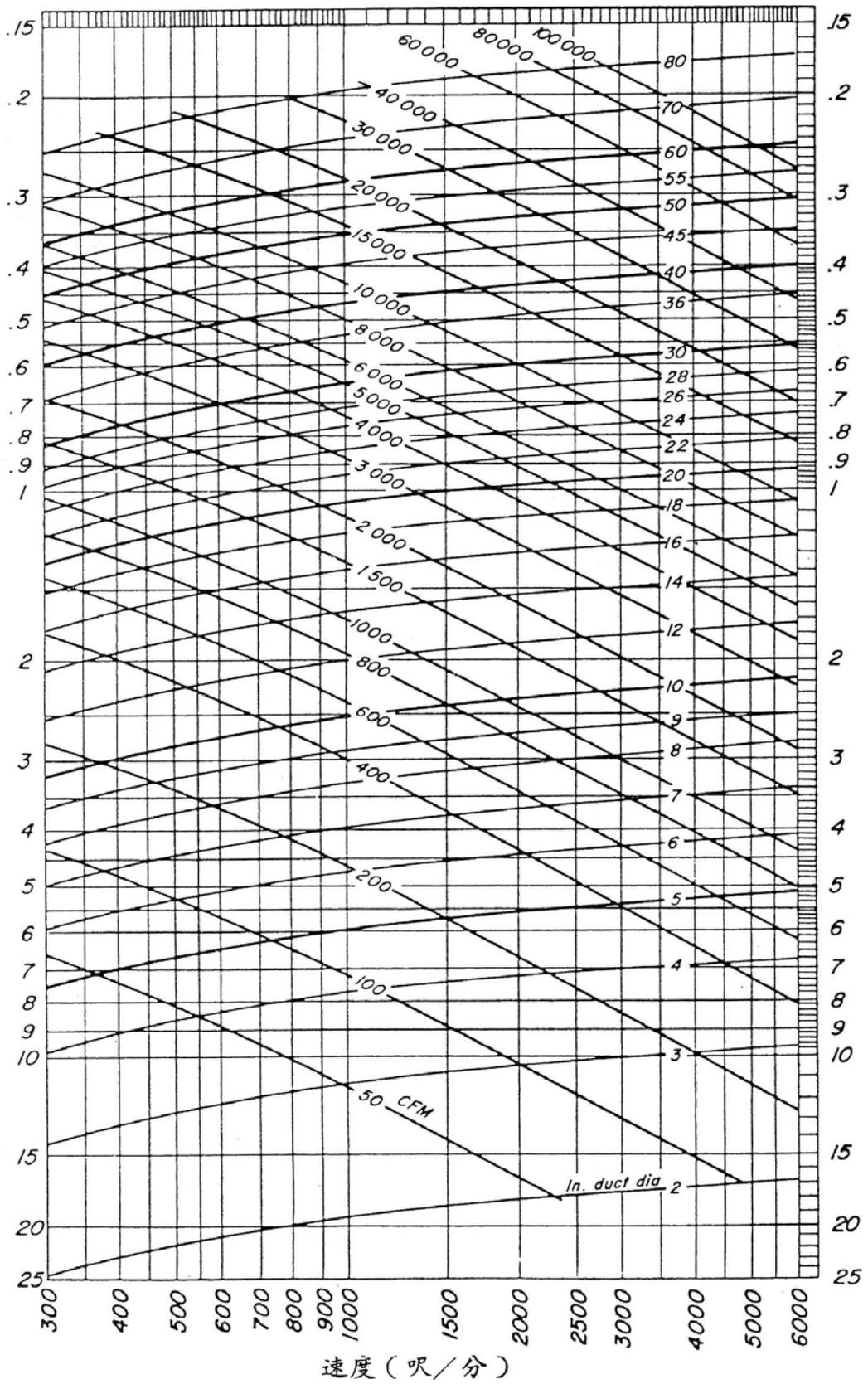


圖 3.1 粉塵每 100 呎速度壓力之摩擦損失圖

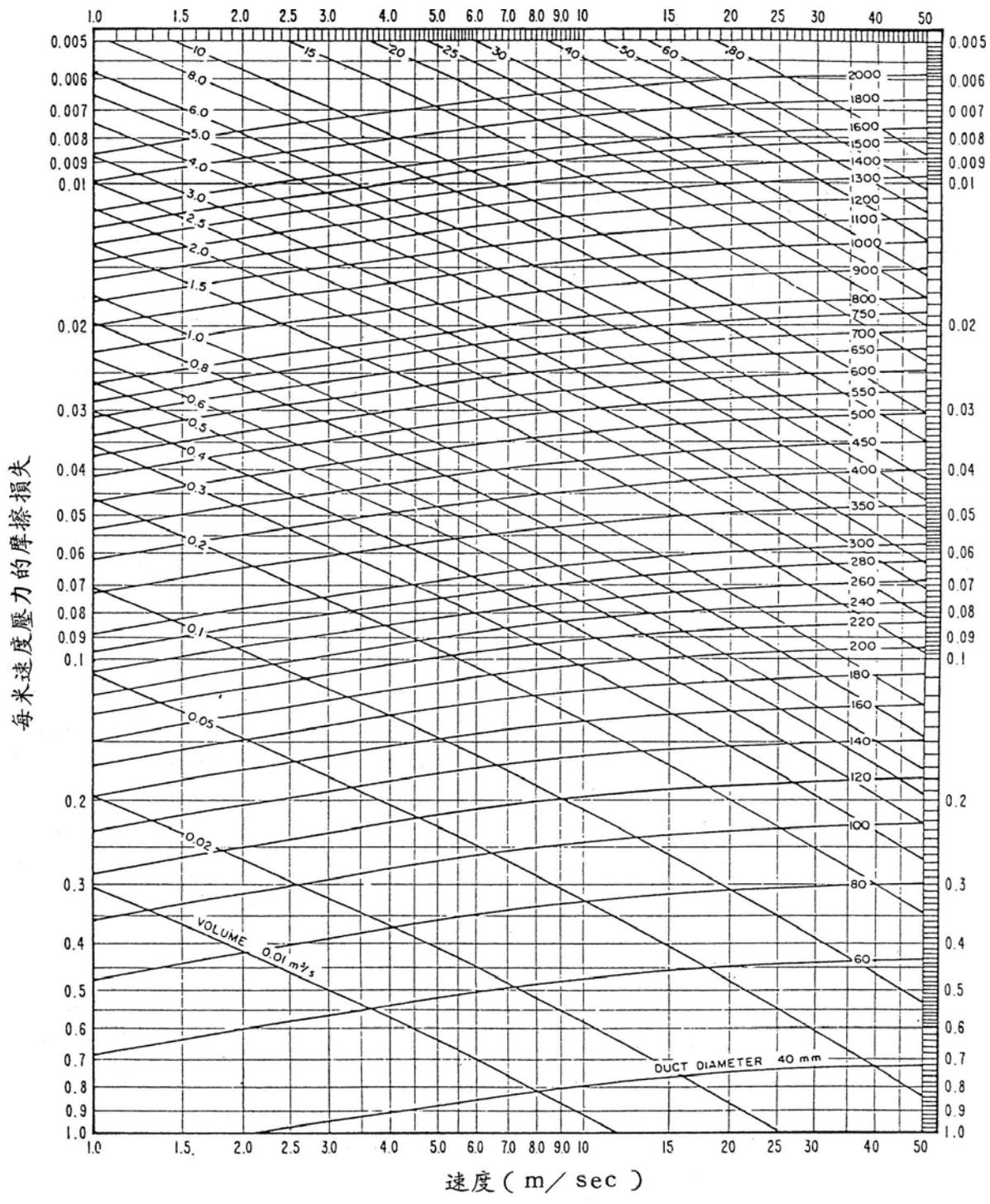
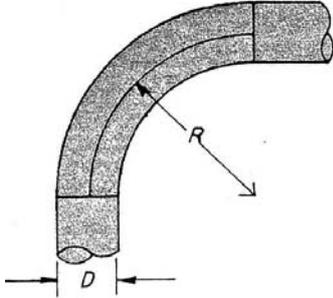


圖 3.2 每公尺速度壓力之摩擦損失圖

表 3.4 長方形風管兩邊長與圓形風管之當量管徑對換表

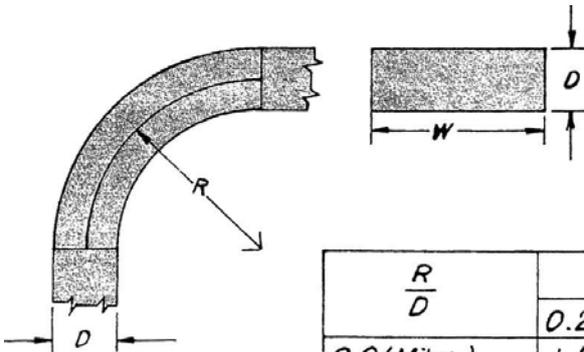
長方形 兩邊長	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
100	63	67	72	76	80	84	88	91	94	98	101	104	107	109													
105	64	69	74	78	82	86	90	93	97	100	103	106	109	112	115												
110	65	70	75	80	84	88	92	95	99	102	105	109	112	115	117	120											
115	67	72	77	81	86	90	94	97	101	104	108	111	114	117	120	123	126										
120	68	73	78	83	87	91	95	99	103	107	110	113	117	120	123	125	128	131									
125	69	74	79	84	89	93	97	101	105	109	112	116	119	122	125	128	131	134	137								
130	70	76	81	86	90	95	99	103	107	111	114	118	121	124	128	131	134	137	139	142							
135	71	77	82	87	92	96	101	105	109	113	116	120	123	127	130	133	136	139	142	145	148						
140	72	78	84	89	93	98	102	107	111	115	118	122	125	129	132	135	139	142	145	147	150	153					
145	73	79	85	90	95	100	104	108	112	116	120	124	128	131	134	138	141	144	147	150	153	156	159				
150	75	80	86	91	96	101	106	110	114	118	122	126	130	133	137	140	143	146	150	153	156	158	181	164			
155	76	82	87	93	98	103	107	112	116	120	124	128	132	135	139	142	146	149	152	155	158	161	164	167	169		
160	77	83	88	94	99	104	109	113	118	122	126	130	134	137	141	144	148	151	154	157	161	164	166	169	172	175	
165	78	84	90	95	100	105	110	115	119	124	128	132	136	139	143	147	150	153	157	160	163	166	169	172	175	178	180
170	79	85	91	96	102	107	112	116	121	125	129	134	137	141	145	149	152	156	159	162	165	168	171	174	177	180	183
175	79	86	92	98	103	108	113	118	123	127	131	135	139	143	147	151	154	158	161	164	168	171	174	177	180	183	186
180	80	87	93	99	104	110	115	119	124	129	133	137	141	145	149	153	156	160	163	167	170	173	176	179	182	185	188
185	81	88	94	100	106	111	116	121	126	130	135	139	143	147	151	155	158	162	165	169	172	176	179	182	185	188	191
190	82	89	95	101	107	112	117	122	127	132	136	141	145	149	153	157	160	164	168	171	174	178	181	184	187	190	193
195	83	90	96	102	108	113	119	124	129	133	138	142	146	151	155	158	162	166	170	173	177	180	183	187	190	193	196
200	84	91	97	103	109	115	120	125	130	135	139	144	148	152	156	160	164	168	172	175	179	182	186	189	192	195	198
205	85	92	98	104	110	116	121	127	131	136	141	145	150	154	158	162	166	170	174	177	181	184	188	191	194	198	201
210	86	93	99	106	111	117	123	128	133	138	142	147	151	156	160	164	168	172	176	179	183	186	190	193	197	200	203
215	87	94	100	107	113	118	124	129	134	139	144	149	153	157	162	166	170	174	178	181	185	189	192	196	199	202	205
220	87	95	101	108	114	120	125	130	136	141	145	150	155	159	163	168	172	172	180	183	187	191	194	198	201	204	208
225	88	95	102	109	115	121	126	132	137	142	147	152	156	161	165	169	173	173	181	185	189	193	196	200	203	207	210
230	89	96	103	110	116	122	128	133	138	143	148	153	158	162	167	171	175	175	183	187	191	195	198	202	205	209	212
235	90	97	104	111	117	123	129	134	140	145	150	155	159	164	168	173	177	177	185	189	193	197	200	204	208	211	214
240	91	98	105	112	118	124	130	135	141	146	151	156	161	165	170	174	179	179	187	191	195	199	202	206	210	213	217
245	91	99	106	113	119	125	131	137	142	147	153	158	162	167	172	176	180	180	189	193	197	201	204	208	212	215	219
250	92	100	107	114	120	126	132	138	143	148	154	159	164	169	173	178	182	182	190	195	198	202	206	210	214	217	221
255	93	100	108	115	121	127	133	139	145	150	155	160	165	170	175	179	184	184	192	196	200	204	208	212	216	219	223

表 3.5 圓形肘管之壓力損失



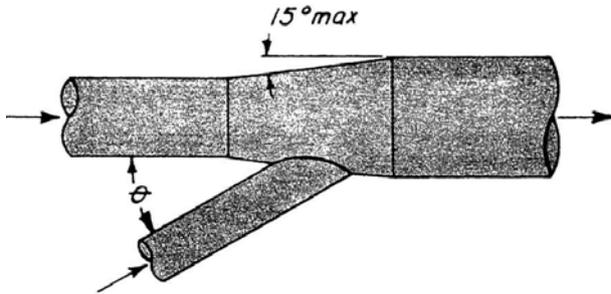
<i>R, No. of Diameters</i>	<i>Loss Fraction of VP</i>
2.75 D	0.26
2.50 D	0.22
2.25 D	0.26
2.00 D	0.27
1.75 D	0.32
1.50 D	0.39
1.25 D	0.55

表 3.6 長方形肘管之壓力損失



$\frac{R}{D}$	Loss, Fraction of VP					
	Aspect Ratio, W/D					
	0.25	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0
0.0 (Mitre)	1.50	1.32	1.15	1.04	0.92	0.86
0.5	1.36	1.21	1.05	0.95	0.84	0.79
1.0	0.45	0.28	0.21	0.21	0.20	0.19
1.5	0.28	0.18	0.13	0.13	0.12	0.12
2.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10
3.0	0.24	0.15	0.11	0.11	0.10	0.10

表 3.7 合流管之壓力損失

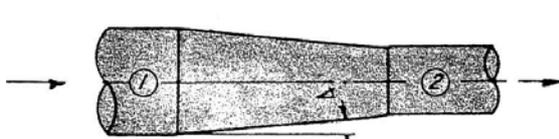


Angle $\theta$ Degrees	Loss Fraction of VP in Branch
10	0.06
15	0.09
20	0.12
25	0.15
30	0.18
35	0.21
40	0.25
45	0.28
50	0.32
60	0.44
90	1.00

注意：支管進口損失假定發生在支管處且以同樣方法計算。

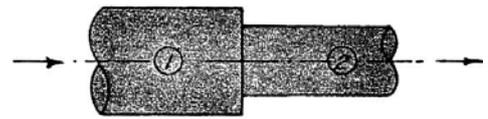
對支管進口的擴大部分不包括一個擴大部分復得的計算。

表 3.8 漸縮管之壓力損失



Tapered contraction  
 $SP_2 = SP_1 - (VP_2 - VP_1) - L(VP_2 - VP_1)$

Taper angle degrees	L(loss)
5	0.05
10	0.06
15	0.08
20	0.10
25	0.11
30	0.13
45	0.20
60	0.30
over 60	Abrupt contraction

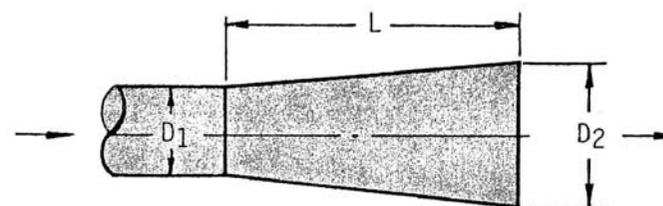
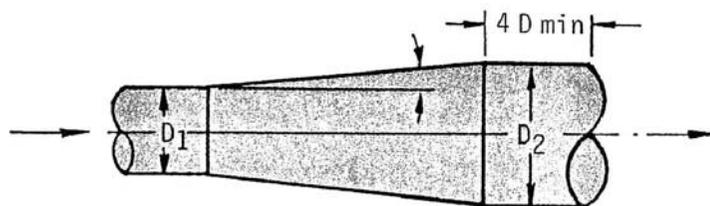


Abrupt contraction  
 $SP_2 = SP_1 - (VP_2 - VP_1) - K(VP_2)$

Ratio $A_2/A_1$	K
0.1	0.48
0.2	0.46
0.3	0.42
0.4	0.37
0.5	0.32
0.6	0.26
0.7	0.20

$A =$  duct area, sq ft

表 3.9 漸擴管之壓力復得



Within duct

Regain (R), fraction of VP difference					
Taper angle degrees	Diameter ratios $D_2/D_1$				
	1.25 : 1	1.5 : 1	1.75 : 1	2 : 1	2.5 : 1
3 ½	0.92	0.88	0.84	0.81	0.75
5	0.88	0.84	0.80	0.76	0.68
10	0.85	0.76	0.70	0.63	0.53
15	0.83	0.70	0.62	0.55	0.43
20	0.81	0.67	0.57	0.48	0.43
25	0.80	0.65	0.53	0.44	0.28
30	0.79	0.63	0.51	0.41	0.25
Abrupt 90	0.77	0.62	0.50	0.40	0.25

Where :  $SP_2 - SP_1 + R(VP_1 - VP_2)$

At end of duct

Regain (R), fraction of inlet VP						
Taper length to inlet diam $L/D$	Diameter ratios $D_2/D_1$					
	1.2 : 1	1.3 : 1	1.4 : 1	1.5 : 1	1.6 : 1	1.7 : 1
1.0 : 1	0.37	0.39	0.38	0.35	0.31	0.27
1.5 : 1	0.39	0.46	0.47	0.46	0.44	0.41
2.0 : 1	0.42	0.49	0.52	0.52	0.51	0.49
3.0 : 1	0.44	0.52	0.57	0.59	0.60	0.59
4.0 : 1	0.45	0.55	0.60	0.63	0.63	0.64
5.0 : 1	0.47	0.56	0.62	0.65	0.66	0.68
7.5 : 1	0.48	0.58	0.64	0.68	0.70	0.72

Where :  $SP_1 - SP_2 - R(VP_1)$

The regain (R) will only be 70% of value shown above when expansion follows a disturbance or elbow (including a fan) by less than 5 duct diameters.

### 3.2 風管之設計原則

風管之設計、安裝，直接影響壓力損失和風管之送風功能。目前各工廠之風管往往依現場之情況，因陋就簡，隨意裝設，茲舉出各種風管之安裝原則，如圖 3.3、3.4、3.5、3.6。

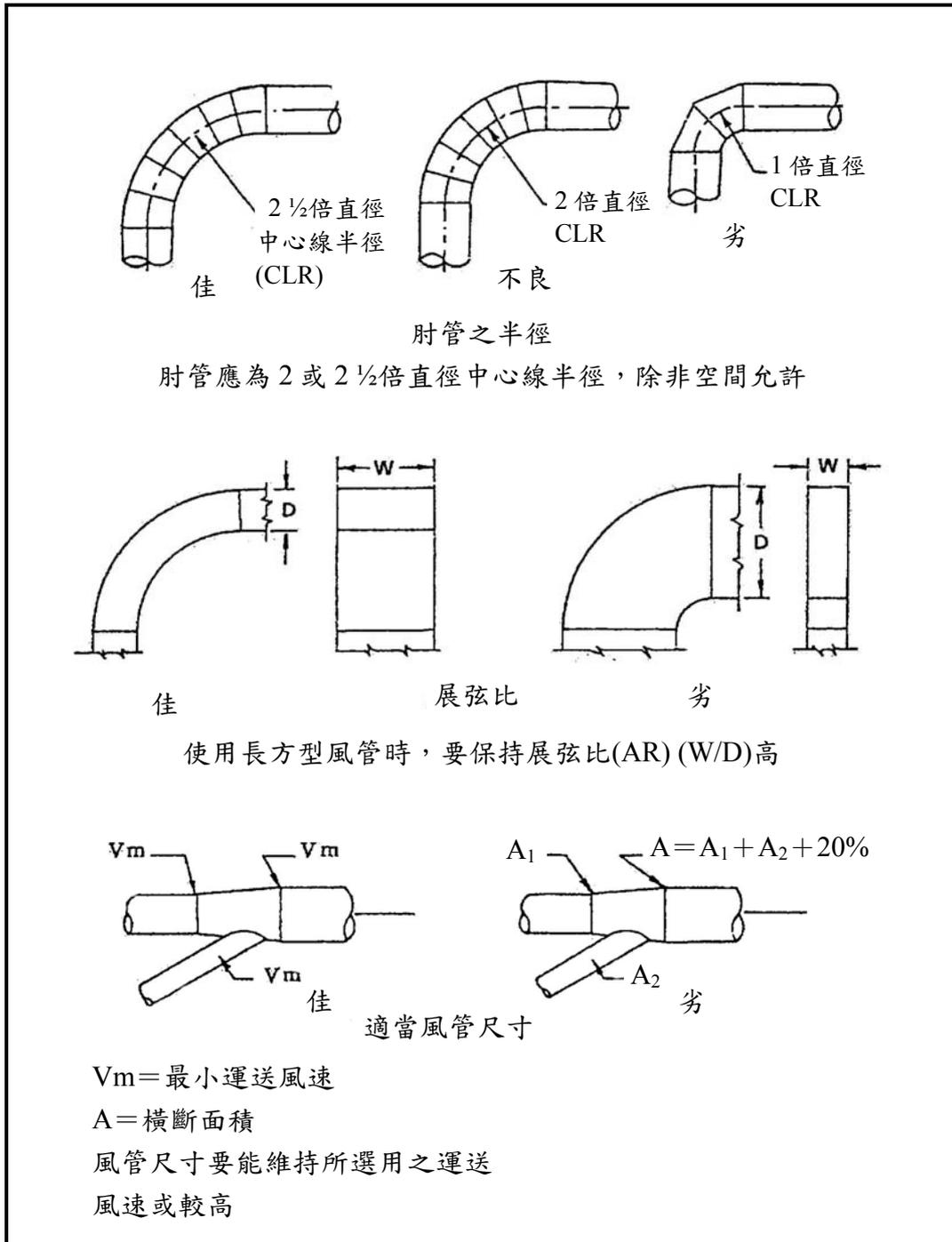


圖 3.3 風管設計原則(一)

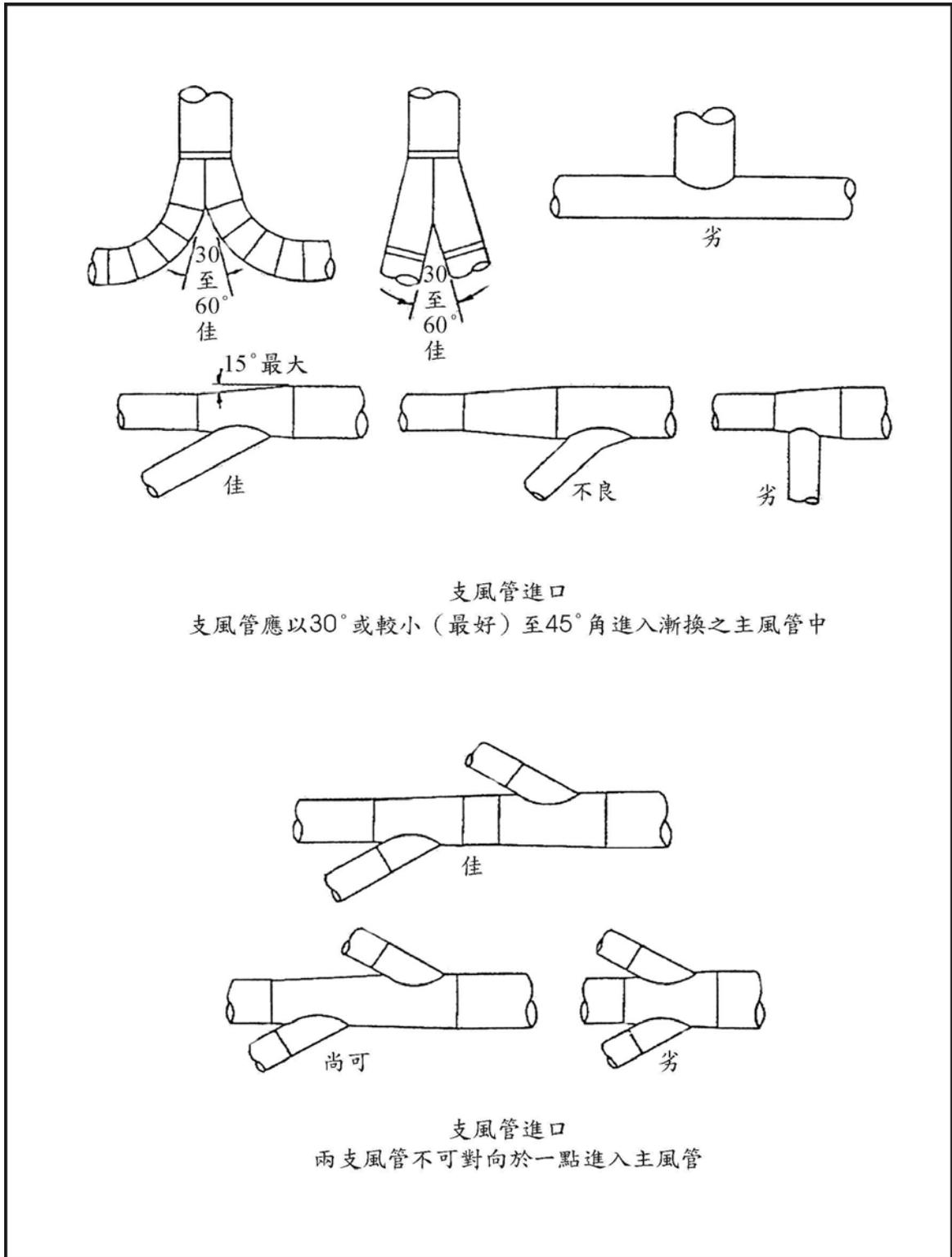
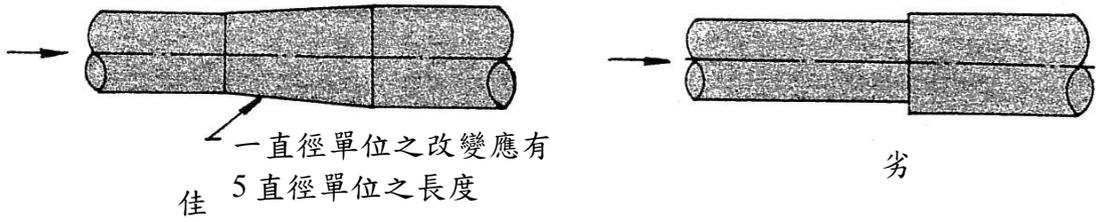


圖 3.4 風管設計原則(二)



風管之擴大



風管之收縮

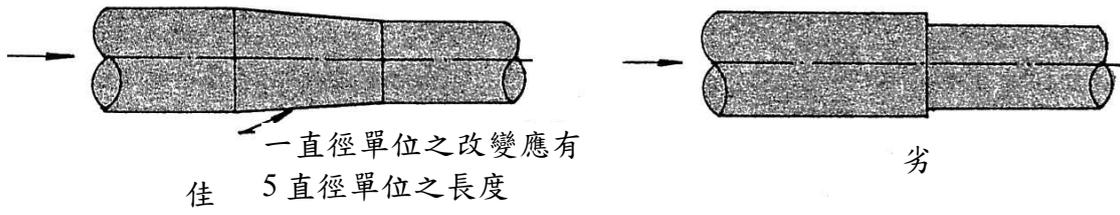


圖 3.6 風管設計原則(四)

## 第四章 送風機

在第一章前言述及風車依據送風或排風之目的不同，可區分為送風機或排風機。因名詞眾多為避免讀者混淆，本章節所述之風車統一稱為「送風機」。送風機的用途極為廣泛，舉凡石化、水泥、化工、鋼鐵、交通及公害防治等工業，甚至辦公大樓或一般家庭裡，均可見到送風機。它的目的係克服管路的阻力，將所需的風量送至特定的地點。因此，在局部排氣或集塵系統中扮演著相當重要的角色。身為工程規劃、設計的工程師或現場操作人員，如果能了解它的特性及其運轉，對於處理通風相關的問題，將有事半功倍的效果。以下就送風機的種類與特性、阻力曲線與運轉點、系統風量與送風機聯結運轉及噪音防制介紹如下。

### 4.1 送風機的種類與特性

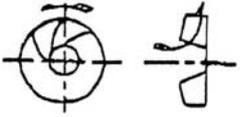
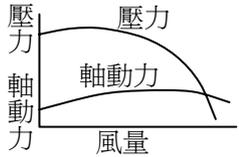
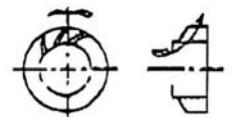
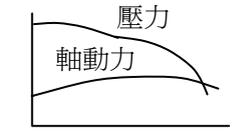
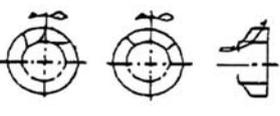
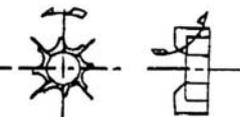
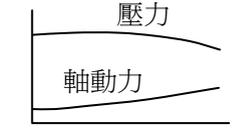
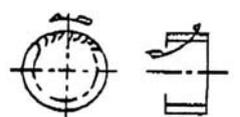
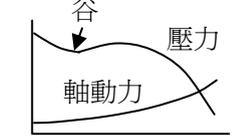
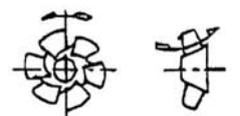
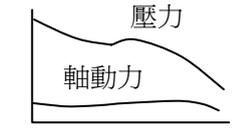
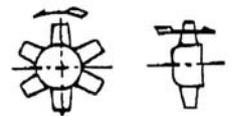
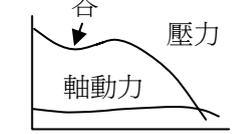
送風機依氣流進入及吹出的方向大致可分為離心式、斜流式、軸流式及橫流式等 4 種。工業用途風機大多採用離心、軸流、斜流 3 種型式，其中離心式依葉輪的形狀又可分為數種，如表 4.1。以下為各種型式的特性及用途。

#### 1. 離心式(Centrifugal Type)

- (1)後向式葉片或俗稱為透浦式(Backward Curved or Turbo Type)：此為一般最常用的機種，葉片呈後向彎曲。構造堅固，可高速旋轉，自低壓至高壓均可製造。葉輪容許少量灰塵進入，但不適合輸送大量的粉塵。它適用於各種氣體的輸送或集塵設備之抽風等，用途最為廣泛。其它特性如表 4.1。
- (2)翼截式(Aerofoil Type)：此型式係透浦式之改良型。葉片截面形狀依飛機的機翼斷面形狀製造而得名。效率高而且具有定載性(Limit Load)，噪音為所有機種中最低者。適用於一般之通風設備，如辦公大樓或工廠通風，各種工業製程之送風；但不適合輸送氣體中含有粉塵的場合。
- (3)徑向式(Radial Type)：葉輪的葉片出口角呈徑向輻射狀，約為  $70^{\circ}\sim 90^{\circ}$ 。其葉片因呈輻射狀，因此不易附著粉塵，適用於輸送氣體中含有中等粉塵量之集塵設備或粉粒體輸送。葉片上加鉚有耐磨材料時，容許粉體通過而較不易磨損。
- (4)槳葉式(Paddle Type)：此係轉變自徑向式葉輪。葉輪上無側板及主板，係兩面開放式，葉片完全成單獨板狀。因構造關係，不宜作高速旋轉。在葉片加鉚耐磨耗材料後，耐磨且不易附著粉塵，容許高含塵量的氣體進入。適用於各種窯爐的直接抽風，除塵設備以及粉粒體輸送。

(5)多翼式(Multi-Blade Type)：此葉輪之葉片呈前向彎曲，出口角大約為 135°，片數多達數十片。風量較大，但因葉輪結構較弱，僅適於低速旋轉，故均使用於低壓的場合。適用於工廠或建築物之空調系統。

表 4.1 送風機の種類與特性

形 式	葉輪構造	全壓效率 (%)	風 量 (m <sup>3</sup> /min)	壓 力 (mmAq)	性能曲線	
離	後向式 或 透浦式		65~85	30~30,000	送風機 50~2,000 鼓風機 1,000~10,000	
	翼截式		75~90	50~30,000	50~1,500	
	徑向式		66~76	60~20,000	200~2,000	
心	槳葉式		50~70	50~20,000	200~2,000	
	多翼式		45~70	25~30,000	~ 120	
斜流	斜流式		60~85	20~10,000	~ 500	
軸流	軸流式		70~90	120~50,000	~ 250	

## 2.斜流式(Mix-Flow Type)

斜流式送風機的外殼有離心式的渦卷狀及軸流式的桶狀兩種。葉片的形狀介於離心式與軸流式之間。作為送風機的用途時，一般多用在大量風量低風壓的範圍，即介於離心式送風機與軸流式送風機之間。但亦可設計作鼓風機，甚至壓縮機，經增速齒輪後，轉速達 10,000 轉以上，壓力亦可至 1kg/cm<sup>2</sup>以上。

## 3.軸流式(Axial Type)

此型送風機的氣體吸入與排出與轉軸同向。外殼呈桶狀，置於管路中，安裝與拆解甚方便。其風量大，壓力低，馬力曲線的走勢恰與離心式相反。外形可分為馬達內藏型、皮帶傳動型與曲管型。適用於工廠、船舶、隧道或冷卻水塔通風等。最近也有用來作製程上或鍋爐的強烈送風或抽風等較高壓力的用途。

## 4.2 阻力曲線與運轉點

### 1. 阻力曲線

局部排氣或集塵系統中，為了將所需的風量由此地送至另一特定地點或由它處抽至集塵機處，因此，除了送風機擔負產生所需的風量及靜壓外，送風機的入口或出口處配有或長或短的管路。另外為了遷就建築物或地形以及各種通風或集塵的目的，在管路的中間、末端、前端也配有各種不同的彎頭、大小化頭、熱交換器、冷卻器、集塵機、消音器及控制風量用的風門開關等等的配件。這些配件、管路和送風機就成爲一通風系統。當送風機吹出或抽入的風量通過上述管路和配件就會產生摩擦而造成壓力損失。該壓力損失對應風量的大小，可繪出一條系統阻力曲線。此一曲線的陡峭或平坦隨著管路的長短、口徑的大小、配件的不同而改變。同時阻力曲線的特性依氣流的狀態及不同的用途，可分為下列五種：

- (1)  $\Delta P = C$ 。固定阻力或靜阻力。阻力的大小不隨風量的大小改變。使用例：污水處理的曝氣系統。送風機或鼓風機將空氣吹入池底，再由池底冒出氣泡。該水深即爲系統的靜阻力。另一例是將氣體吹入已有某一壓力的大空間或桶，而該壓力則爲系統的靜阻力，如圖 4.1(a)。
- (2)  $\Delta P = CV$ 。此種阻力和風量大小呈正比。當管內的氣流狀態係在層流(Laminar Flow)時，亦即雷諾數(Reynold's Number)小於 2,000 時，氣體與管路的摩擦損失即屬此情形。使用例：集塵系統中袋濾器內濾布的壓力損失即爲此例。（一般氣體通過濾布的速度大約爲 0.5~2m/s）。阻力曲線如圖 4.1(b)。
- (3)  $\Delta P = CV^n$ 。多變阻力(Polytropic Resistance)。此種阻力發生在層流和紊流(Turbulent Flow)之間，或是第 2 和第 4 種阻力的合成。阻力曲線非呈正比，也非二次曲線，係介於兩者之間，如圖 4.1(c)。
- (4)  $\Delta P = CV^2$ 。純紊流的摩擦損失，或動阻力。當管內的雷諾數大於 2,000 時，亦即爲紊流時，壓力損失和風量大小的平方呈正比，就是所謂的二次曲線。工業上的通風系統絕大部分均屬此種型式的阻力曲線，以後的討論亦以此種阻

力為之，如圖 4.1(d)。

(5)  $\Delta P = C_1 + C_2 V^2$ 。此種阻力為靜阻力加上動阻力，即第 1 和第 4 種阻力之和。使用例：一般的污水曝氣處理設備除了水池深度的靜阻力外，鼓風機的出口至水池底部的配管及其配件係為動阻力。兩者的阻力之和即為此例，如圖 4.1(e)。當碰到此種阻力曲線時，鼓風機的靜壓一定要比靜阻力高，否則就吹不出風來。

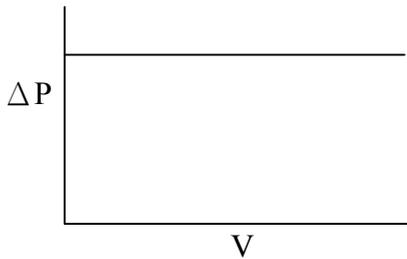


圖 4.1(a)  $\Delta P = C$

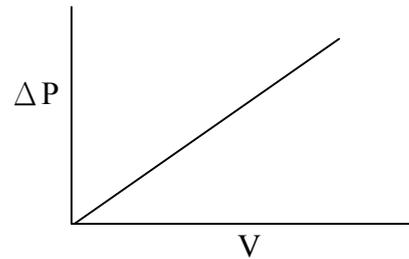


圖 4.1(b)  $\Delta P = CV$

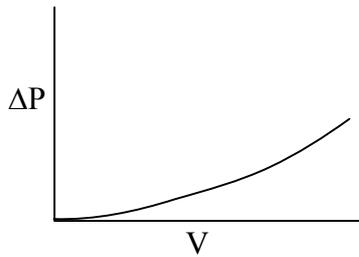


圖 4.1(c)  $\Delta P = CV^n$

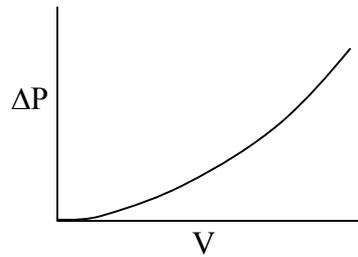


圖 4.1(d)  $\Delta P = CV^2$

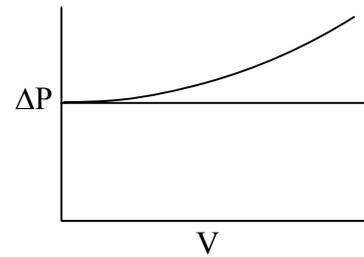


圖 4.1(e)  $\Delta P = C_1 + C_2 V^2$

## 2. 運轉點

送風機的性能曲線是由一連串的風量和靜壓的對應點連接而成，系統阻力曲線亦是由風量和壓力損失的對應點繪製成的二次曲線（氣流為紊流狀態時）。當送風機出口或入口接上一管線系統後，兩曲線會自然地平衡相交在某一點，此點就是送風機或系統的運轉點(Operating Point)，如圖 4.2(a)。該送風機就會在  $P_{s1}$  的靜壓力透出  $Q_1$  的風量，而該系統也是在  $P_{s1}$  的壓力損失下得到  $Q_1$  的風量。

以同一台送風機分別裝在不同的  $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_3$  3 種阻力的系統上，運轉點會依阻力的大小，分別為①、②、③，如圖 4.2(b)。阻力較大者  $R_2$ ，曲線較陡峭，運轉點為②，送風機送出的風量  $Q_2$  較小，靜壓值較高。阻力較小者  $R_1$ ，曲線較平坦，運轉點為③，送風機送出的風量  $Q_3$  較大，靜壓值較低。 $R_1$  則居其間。

如果同一管線系統  $R$  分別裝上 3 台不同大小的送風機運轉，也會得到①、

②、③三個運轉點，如圖 4.2(c)。性能高的送風機 $F_3$ 與阻力曲線相交點③得到的風量 $Q_3$ 較大。相對的，性能低的送風機 $F_2$ 與阻力曲線相交點②得到的風量 $Q_2$ 較小。

由於系統的運轉點，亦即系統所需的風量，是由送風機的性能曲線和系統阻力曲線相交而得的，因此送風機的選擇應力求適當，阻力曲線的估算也力求正確，才不致於使實際運轉點偏離設計點過遠，造成風量不足或風量過大。

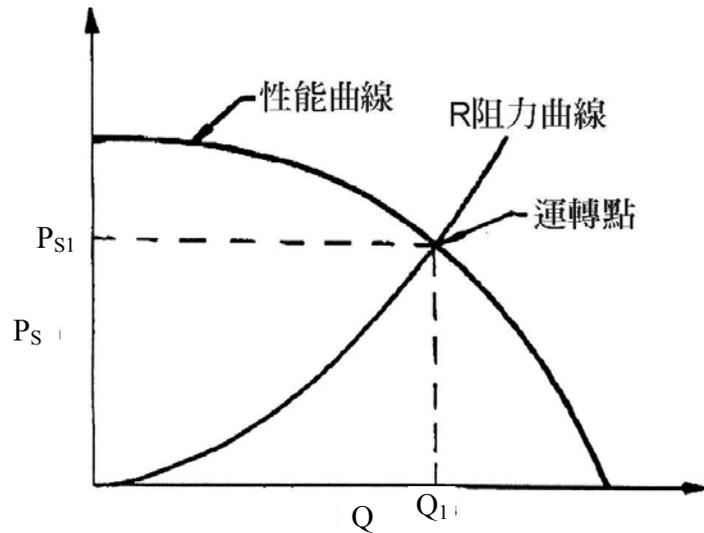


圖 4.2(a) 運轉點

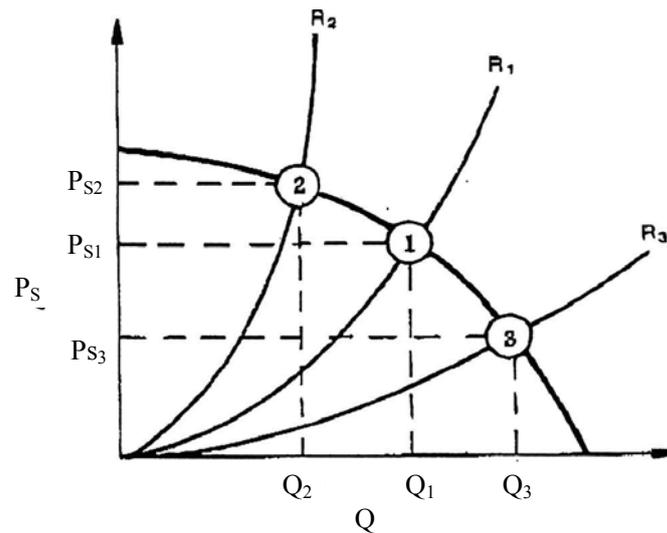


圖 4.2(b) 不同的阻力曲線

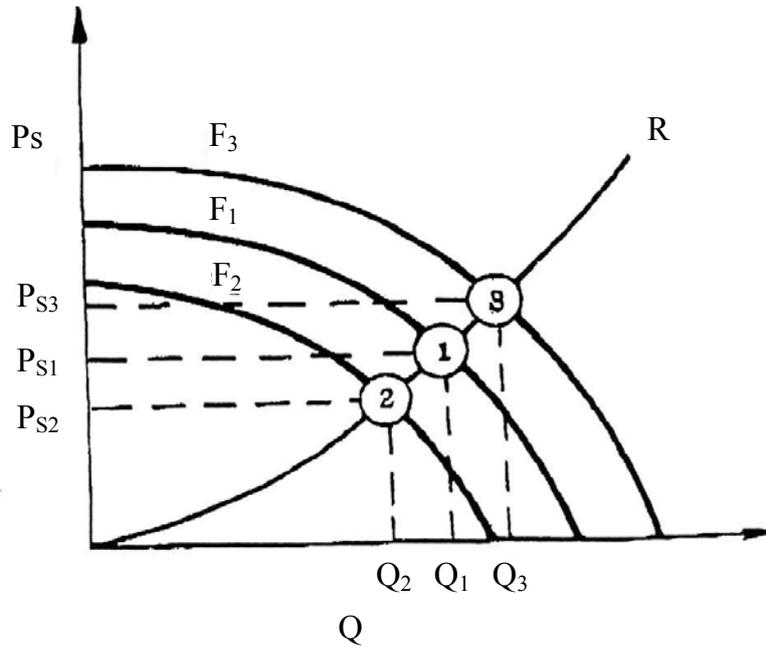


圖 4.2(c) 不同大小的送風機

### 4.3 系統風量與送風機聯結運轉

#### 1. 系統風量

系統阻力曲線如果可以很正確的估算出來，且送風機的選擇亦適當時，實際的運轉點就會落在設計點(System Design Point)①上，如圖 4.3(a)。 $P_{s1}$ 為設計的壓力損失，亦為實際的壓力損失。 $Q_1$ 為設計的系统風量，亦是實際所需的風量，此為理想的情況。但是實際上大部分的设计阻力曲線往往會和實際阻力曲線有出入。如果實際阻力高於設計值時，如圖 4.3(a)的 $R_2$ 的阻力曲線，運轉點會落在②上，系統所得到的風量只剩下 $Q_2$ ，比設計需求的 $Q_1$ 少了 $\Delta Q_2 (= Q_1 - Q_2)$ 。而實際的壓力損失卻增為 $P_{s2}$ ，也就是在設計風量 $Q_1$ 之下，實際的壓力損失比設計值多出了 $\Delta P_2$ 。此種情形除了是系統阻力的低估外，經常為系統工程師所疏忽的一件事，就是「系統影響」(System Effect)未考慮所造成的，如圖 4.3(b)。此項系統影響因素簡單的說就是送風機出入口的配管不良造成送風機性能降低，使得系統風量不足。因此估算系統阻力時，一定要考慮上述影響，才不致造成系統的性能不足。此資料可參考“AMCA Publication 201”。

另外，一般系統工程師在估算好系統的壓力損失後，大多會加上一「安全係數」(Safety Factor)，以避免因某些壓力損失未估算，造成運轉後風量不足。但是此項係數經常會造成實際的阻力低於設計的規格，如圖 4.3(a)的 $R_3$ 阻力曲

線，運轉點會落在③點上。風量 $Q_3$ 為系統實際的風量，比原設計規格風量 $Q_1$ 多出了 $\Delta Q_3(=Q_3 - Q_1)$ 。實際壓力損失則降至 $P_{s3}$ ，設計壓力 $P_{s1}$ 比實際值多出 $\Delta P_3$ 。如果送風機為離心式時，電流會偏高，必須留意馬達的電流是否會超載。

如果送風機的性能選擇不當時，也會發生風量不足或過大，如圖 4.3(c)。R 為阻力曲線， $F_1$ 為適當性能之送風機，①為運轉點， $Q_1$ 及 $P_{s1}$ 為設計的也是預期的風量和靜壓值。但是送風機選擇太小時，運轉點可能為②點，此時風量 $Q_2$ 不足，壓力損失 $P_{s2}$ 亦較低。送風機如果選擇過大時，運轉點則變為③，對應的風量 $Q_3$ 偏大，壓力損失 $P_{s3}$ 亦較高。

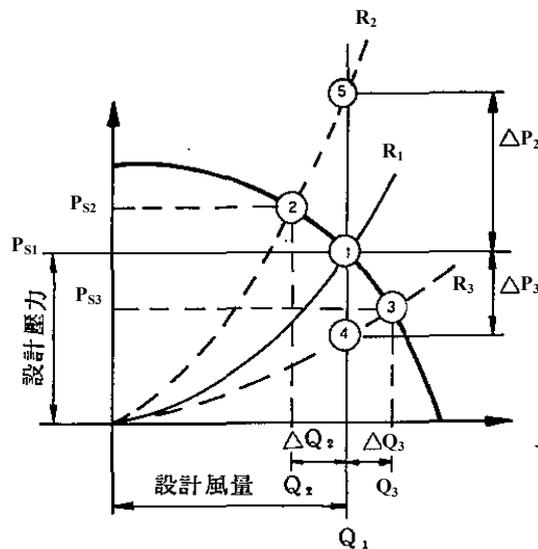


圖 4.3(a) 阻力曲線偏離的影響

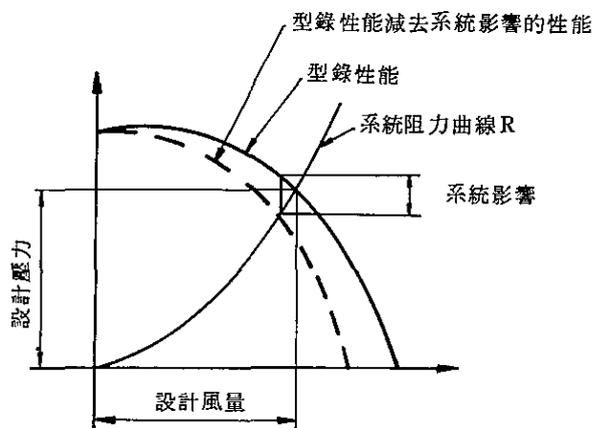


圖 4.3(b) 系統影響(System Effect)

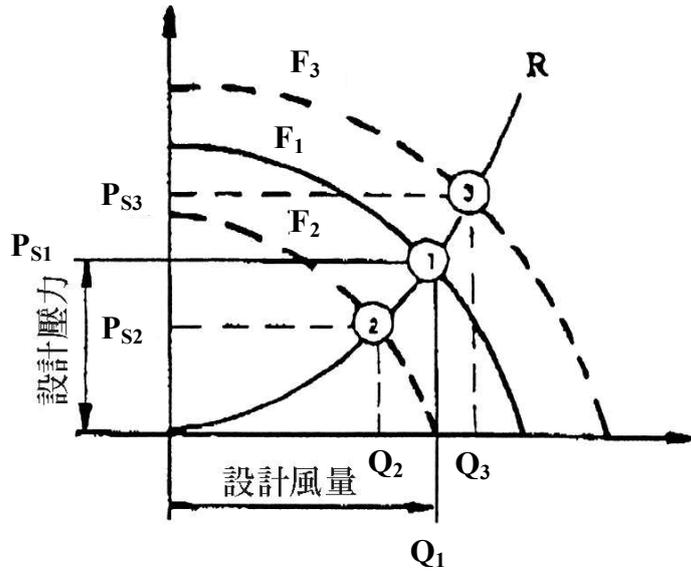


圖 4.3(c) 送風機選擇不當的影響

當送風機接上一通風系統運轉，如碰到以上的情形時，很可能送風機要增速或降速，甚至需更換整台送風機。因此估算阻力曲線及選擇送風機應力求正確。但實際的阻力曲線會受到管路及配件實際製作尺寸以及設計參考數據誤差的影響，並不是很容易估算得很準確，只能靠長期的累積經驗及測試求得數據，才能使設計值與實際值儘可能重疊。有些爲了特定的目的，在計畫時即將送風機的規格加大，但需注意加大風量的比例和加大靜壓的比例並不相同，以免運轉後與設計點偏離太遠，以致送風機的運轉點偏離送風機的最高效率點 (Best Efficiency Point)。同樣的，加大的規格不要過大，若以風門開關控制風量，長期運轉會造成相當大的能源浪費。

## 2. 送風機聯結運轉

聯結運轉係指兩部或兩部以上的送風機並聯或串聯運轉。當系統風量不足或產量欲增大需要較大風量時，就可考慮以並聯或串聯來達到上述目的。一般的說法是當系統需要較大風量時，採用並聯運轉；而系統需要較高壓力時，則採用串聯運轉。上述說法僅對了一半，如果未能充分檢討阻力曲線與聯結運轉後的性能曲線，則無法得到預期的效果，甚至可能並聯或串聯後的風量反而比單台運轉所送出的風量還少。

### (1) 並聯運轉

並聯運轉是兩台送風機並排，出口接上同一管路系統，以期得到較大的

風量，如圖 4.4(a)。

(a) 相同性能的兩部送風機並聯運轉。無論阻力曲線如何，並聯後的風量都會大於單台運轉送出的風量，如圖 4.4(b)。系統阻力較大時，如阻力曲線  $R_2$ ，當單台運轉時，運轉點為㉑，並聯運轉後，運轉點成爲㉒。系統阻力較小如  $R_3$  阻力曲線，單台運轉時，運轉點爲㉓，兩台並聯運轉後，運轉點爲㉔。比較阻力曲線  $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_3$  的並聯運轉點，可以得知：並聯後的風量均大於單台運轉的風量。其中阻力較小的管路系統，並聯後的效果較大，亦即風量增加的比例較大。阻力大的管路系統，亦即風量增加的比例較大。阻力大的管路系統，並聯後的效果就相當有限。其中必須注意一點，就是當一台送風機單台運轉時能送出  $100\text{m}^3/\text{min}$  風量時，兩台相同送風機並聯運轉後所送出的風量不可能爲  $200\text{m}^3/\text{min}$ ，「 $1+2\neq 2$ 」。至於風量會增加多少，要由阻力曲線與性能曲線相交的運轉點分析才可得知。至於並聯運轉後的馬力負載則會低於單台運轉的負載，見圖 4.4(c)。

(b) 不同性能的兩部送風機並聯運轉。它的運轉情形就複雜多了，首先必須知道較小送風機  $F_2$  的逆流性能，並繪出大小 2 部送風機並聯運轉的性能曲線，如圖 4.4(d) 的  $F_{12}$ 。 $F_{12}$  曲線會與較大送風機的性能曲線  $F_1$  相交於㉕點，此點我們姑且稱它爲臨界點。因爲阻力曲線  $R_1$  與並聯運轉後的性能曲線  $F_{12}$  相交於㉖點時，系統的風量  $Q_1$  仍維持和較大送風機單台運轉相同的風量  $Q'_1$ ，也就是較小那台送風機根本未送出風量。此係管路內的壓力剛好等於較小送風機零風量的靜壓值，因此出口完全被堵死，當然送不出風來。

管路的阻力如果偏大，如  $R_2$  阻力曲線，與曲線  $F_{12}$  交於㉗點，此時系統的風量  $Q_2$  反而比較大送風機  $F_1$  單台運轉的風量  $Q'_2$  還小。這是因爲系統內的壓力高於  $F_2$  送風機的最大靜壓值，風量經由  $F_2$  送風機的入口逆流出去所致。

反過來說，管路阻力較小時，如阻力曲線  $R_3$ ，當它與並聯運轉的性能曲線  $F_{12}$  的交點，在㉕點的右邊時，如點㉘，並聯後運轉點的風量  $Q_3$  就會大於其中任何一台的風量。由此可以得到一個結論：大小兩台送風機並聯運轉時，以㉕點爲臨界點，如果系統的阻力曲線與並聯後的性能曲線的交點在㉕點左邊，系統所獲得的風量反而變小，並不適合採用並聯。如果交點在㉕點的右邊，系統的風量就會增大，可採用並聯運轉。

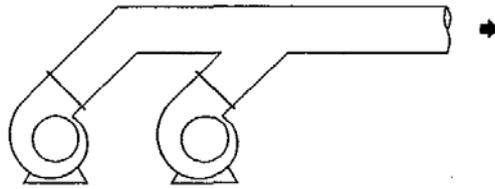


圖 4.4(a) 並聯運轉

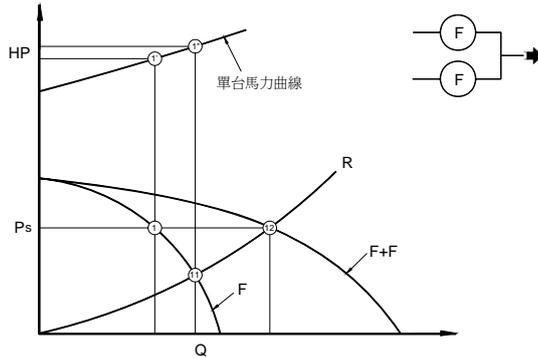


圖 4.4(b) 兩台相同性能送風機並聯運轉

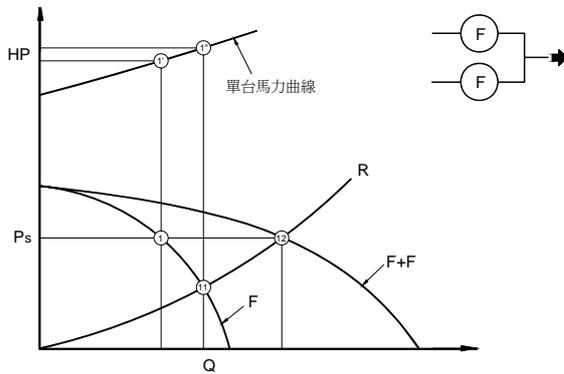


圖 4.4(c) 並聯運轉的馬力負載情形

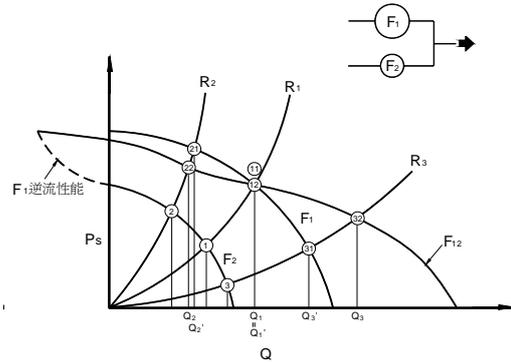


圖 4.4(d) 大小兩台送風機並聯運轉

## (2) 串聯運轉

串聯運轉是將一台送風機的出口接至另一台送風機的入口，藉以提高運轉後的靜壓，得到較大的風量，如圖 4.5(a)。

(a) 相同性能兩部送風機串聯運轉。此種場合可將一台的性能曲線在各風量下的靜壓值加倍，就可繪出一串聯的性能曲線，如圖 4.5(b)。系統阻力較大時，如阻力曲線 $R_2$ ，單台運轉點為①，串聯後的運轉點為②。系統阻力較小者，如 $R_3$ ，單台運轉點為③，串聯後的運轉點為④。比較 $R_1$ ， $R_2$ ， $R_3$ 阻力曲線的串聯運轉點和單台運轉點，可以得知：阻力較大之管路系統，串

聯後的效果較大，亦即風量增加的比例較大，而阻力小的管路系統，串聯後的靜壓與風量增加較有限。另外如並聯運轉一樣，兩台串聯接的性能曲線與阻力曲線相交的運轉點，系統的靜壓值也不會成為單台運轉點的兩倍。故串聯後的靜壓值仍然是「 $1+1 \neq 2$ 」。但要注意一點：由於串聯後，每一台送風機送出的風量都比單台運轉時的風量增大，必須注意馬達是否會超載(Over Load)。

- (b) 不同性能的兩部送風機串聯運轉。此種運轉和並聯一樣，也較複雜。串聯的性能曲線如圖 4.5(c)。當 $R_1$ 阻力曲線與串聯的性能曲線 $F_{12}$ 相交在點②，同時也交於較大送風機性能曲線 $F_1$ 上的①點，此點我們也稱它為臨界點。因為 $R_1$ 阻力曲線與 $F_{12}$ 曲線相交於②點時，串聯後的運轉風量 $Q_1$ 仍維持和較大送風機單台運轉的風量 $Q_1'$ 相同，此時小台送風機已送出它最大的風量 (Free Delivery)，也就是小台送風機的出入口壓差等於零。

管路阻力如果偏大，如 $R_2$ ，則與串聯性能曲線 $F_{12}$ 交於點③，此時串聯後運轉的風量 $Q_2$ 大於大小兩台送風機單台運轉的風量 $Q_2'$ 及 $Q_2''$ 。

反觀當阻力較小如 $R_3$ ，串聯的性能曲線 $F_{12}$ 與 $R_3$ 交於④時，串聯後運轉點的風量反而比大台送風機 $F_1$ 單台運轉的風量為低。此時因風量已超出小台送風機的最大風量值，它在串聯運轉上反而成了一種阻礙，也就是相當一個風門開關限制著大台送風機的風量。因此也可得到一個結論：大小兩台送風機串聯運轉，以點②為臨界點，如果串聯後的運轉點在它的左邊，則串聯後的風量會增大，可採用串聯。如果串聯後的運轉點在它的右邊，則串聯後的風量反而減少，不適合採用串聯。

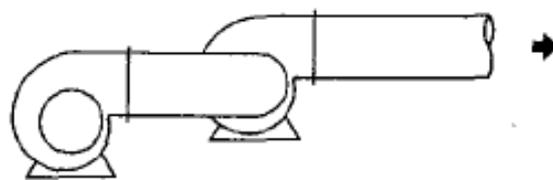


圖 4.5(a) 串聯運轉

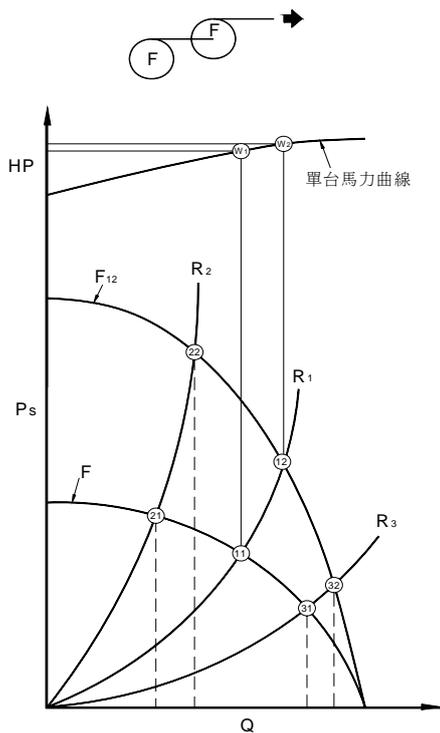


圖 4.5(b) 兩台相同性能送風機串聯運轉

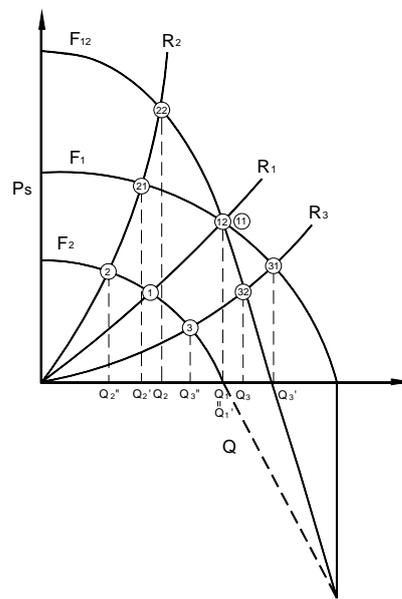


圖 4.5(c) 大小兩台送風機串聯運轉

### (3) 並聯與串聯運轉的選擇

當一個現有的系統風量不足或欲增大產量而需要較大風量時，如果希望以聯結另一台送風機來達到目的時，到底是並聯運轉，或是串聯運轉好呢？一般的想法，可能認為只要是增加風量的場合就應該採並聯，而感覺壓力不足者，就應採用串。此說法並不完全是對的；因為一個系統的阻力曲線若為動阻力，即 $\Delta P = CV^2$ 時，送風機的靜壓是用來克服管路阻力，只是手段，它的目的是要送出需要的風量。因此上述問題的考慮方向，應該是那種聯結方式可以得到較多的風量，就應採用那種方式，當然也不能忽略馬力負載的問題。以下就 3 種可能性提出討論。

(a) 兩部性能相同的送風機。先同時繪出並聯與串聯的性能曲線，如圖 4.6(a)。由圖上的阻力曲線與並聯、串聯的性能曲線的交點可知，不管串聯或並聯運轉後的風量均會增大。以 $R_1$ 阻力曲線上的⑩點為臨界點，如果在⑩點左邊的阻力曲線，如 $R_2$ ，採用串聯所得到的風量 $Q_{2s}$ 比採用並聯的風量 $Q_{2p}$ 大，此種場合宜採串聯運轉。而阻力曲線在⑩右邊時，如 $R_3$ ，採用串聯所得到的風量 $Q_{3p}$ 反而比並聯的風量 $Q_{3p}$ 小，因此宜採用並聯。

(b) 一大一小的送風機，如圖 4.6(b)。仍以 $R_1$ 阻力曲線上的⑩點為臨界點，當阻力曲線，如 $R_2$ 在它的左邊時，串聯後的風量 $Q_{2s}$ 會增大，並聯後的風量

$Q_{2p}$ 反而比大台送風機單台運轉的風量 $Q_2$ 小。當阻力曲線，如 $R_3$ 在㉑點右邊時，串聯後的風量 $Q_{3s}$ 反而會減少，並聯後的風量 $Q_{3p}$ 增大。因此當系統的阻力曲線在㉑點左邊宜採串聯運轉，在㉑點右邊宜採並聯運轉。

(c) 一大一小的送風機，如圖 4.6(c)。此種組合有兩個臨界點，㉑'及㉑"。當阻力曲線如 $R_2$ 在㉑'點左邊，串聯運轉時才會增加風量，並聯運轉風量反而減小，宜採用串聯，如b組合。而阻力曲線在㉑'點及㉑"點之間時，如 $R_4$ ，此場合下，無論串聯或並聯運轉，風量均比大台送風機單台運轉的風量小，因此不適合串聯或並聯小台送風機運轉。阻力曲線在㉑"點右邊時，如 $R_3$ ，並聯運轉之下的風量才會增加，串聯運轉風量反而減少，如b組合，宜採用並聯運轉。

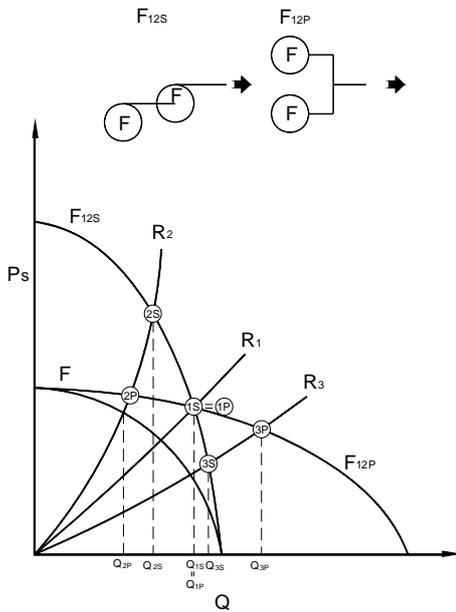


圖 4.6(a) 兩部性能相同送風機並聯及串聯運轉的比較

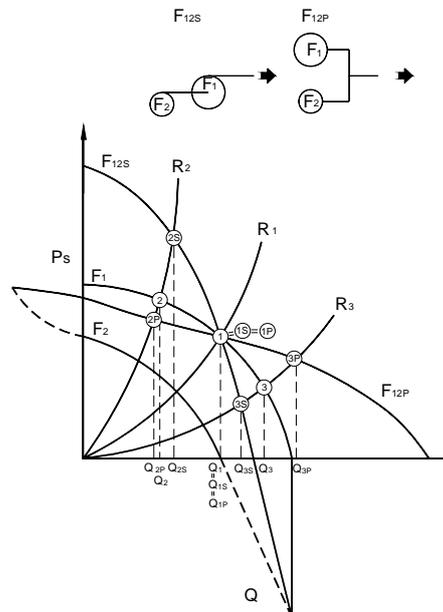


圖 4.6(b) 一大一小送風機並聯及串聯運轉的比較

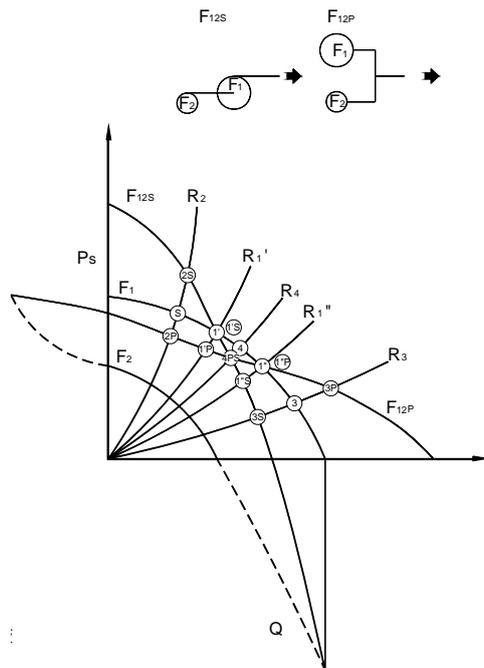


圖 4.6(c) 一大一小送風機並聯及串聯運轉的比較

以上的聯結運轉，採用並聯運轉時，單機的馬達負載會低於單台運轉的負載，因此無虞超載的問題。但是採用串聯運轉時，單機的馬達負載會加大，必須注意是否會超載，以免風量是增加，但馬達卻冒煙了。

## 4.4 噪音防制

### 4.4.1 減量對策

針對送風機的噪音防制應全面性考量，因局部排氣系統噪音外洩包括風管、送風機及煙囪口。因此必須對三者進行減輕對策，才能夠有最佳之減音量。將大部份設備地下化是一個好的減輕方案。圖 4.7 即為將送風機地下化消音措施之具體做法。由於預期會有噪音影響，因此將局部排氣系統（或集塵設備之空氣污染防制系統）之風管通往送風機間之導管埋在地下，並可在必要時加裝消音器；另外，基於相同的考量，誘導式送風機本身也設於地下室，廢氣不再經由鋼製煙囪排放，而經由空心磚砌成之煙囪排放，如有必要則可在煙囪中加裝消音器。

若無法依上述方法設計局部排氣系統，或對既有局部排氣系統之噪音提供有效之減輕措施，則須個別處理之。處理措施包括設置防音圍封、管線防音包覆以及裝設煙囪消音器，分別說明如下：

#### (1) 設置防音圍封

送風機本體有效之防音方法為施以防音圍封處理。設計時應以組合式防音板為結構。一般防音板基本材質為 16~18 gauge 鍍鋅鐵板，內層為 7.5 公分厚，密度  $80\text{kg/m}^3$  岩棉，吸音材外層為金屬沖孔板，其開孔率為 25%，厚度 20 gauge。

### (2) 管線防音包覆

較為理想作法為在管壁外披覆 5~7.5cm 厚度之岩棉，密度  $80\text{kg/m}^3$ 。如為 5cm 厚度則為單層；如為 7cm 厚度則分內、外兩層，內層 5cm 厚度，外層 2.5cm 的厚度，兩層間使用 0.5mm 鍍鉛皮為夾層。而在最外層岩棉再使用 0.3mm 鉛皮及 0.4mm 鍍鋅鐵皮組合之複合材包覆，如圖 4.8 所示，包覆長度則須視風管及產生之音量而定。

### (3) 裝設煙囪消音器

主要是針對抽氣式局部排氣系統（或空氣污染防制系統），在誘導式送風機排氣段加裝消音器。通常這類型消音器構造為隔柵型或軸心柱兩種，如圖 4.9 所示。前者減音量較佳，而後者壓損較小。但如送風機單音明顯時，則應考慮使用調音消音器為佳。調音消音器為近年來所研發出來，其優點為可針對必要之單頻音提供所需減音量，在配合吸收式消音器後，可使煙囪出口內單頻噪音與其它頻率音量間差量縮小，而降低單頻噪音對敏感地區之可聽覺程度。

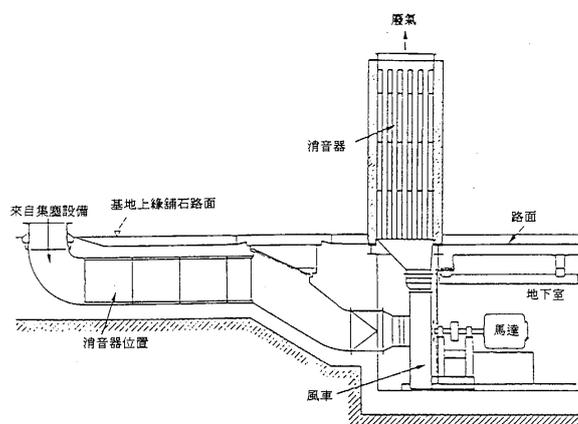


圖 4.7 送風機地下化消音措施

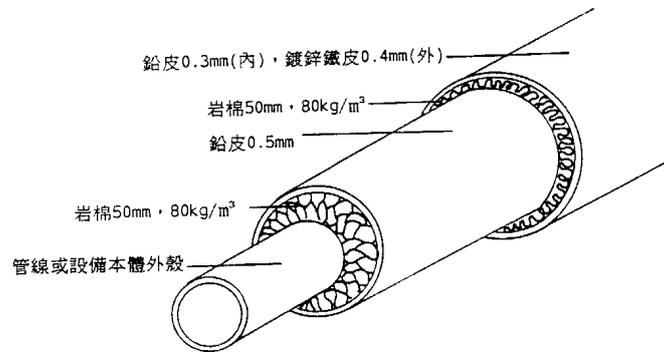


圖 4.8 防音包覆剖面圖

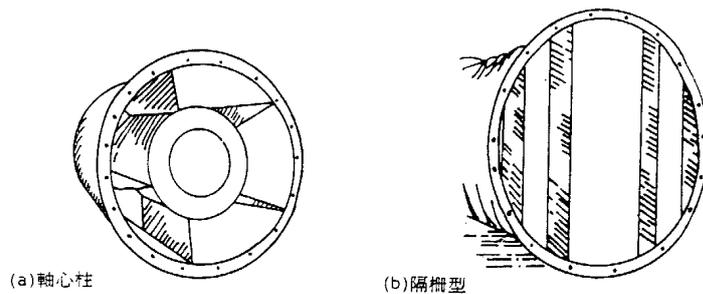


圖 4.9 吸收式圓形消音器

#### 4.4.2 噪音控制

##### 1. 工程控制之方法

降低送風機噪音方法包括：(1)降低音源音量(2)阻隔噪音傳播之路徑(3)降低噪音迴響音量。這 3 種方法都有其優劣點，故無論如何，每一種噪音問題都必須經過分析，再決定採用何種方法來解決，方為經濟有效。

##### 2. 控制減量之決定

當送風機噪音源確定後，接著就必須決定噪音減量以消除抱怨。通常噪音減量可以藉由在抱怨地區量測有噪音源及無噪音源時之音量差值來獲得。從這些量測值就可以得知背景音量與問題噪音之頻譜位準值。藉由背景音量與問題噪音之特性分析比較，就可以確定當問題噪音在不超過鄰近背景音量時，各指

定頻率所需之噪音減量值。而欲獲得最佳之噪音減量值，選擇這些以八音度音頻表示之噪音減量，可以被做為採購噪音改善設備之規範，或做為設計系統準則之用。夜間鄰近地區背景音量最低時進行量測是最好的作法。

### 3. 噪音源控制技術

對送風機噪音源進行處理，通常是執行噪音控制計畫最先被考慮的方法，然而在若干情況下可以經由設備的妥善維修，以減少噪音的產生。下列為如何以良好保養來降低送風機產生噪音之典型範例：

- (1) 對送風機轉動設備施以對心、平衡校正，最好是能完成動態荷重情況測試，並採取必要之補救措施，以減少不平衡情形發生，而引起振動噪音。
- (2) 更換磨損零件，如軸承、齒輪及其它活動零件。
- (3) 定期潤滑減少摩擦。
- (4) 固定鬆動零件。
- (5) 機器零件正確組裝或替換。

另外，部份噪音源可以藉由改變設備操作方式而降低音量。這些調整包括：

- 降低設備操作速度。
- 延長作用力應用延時，降低尖峰作用力。
- 降低氣體及流體流速以減少擾流及振動。
- 使用流線設計降低流體擾流。
- 使用軟質或較有彈性之材料如橡膠、木材、塑膠或軟金屬，襯於鋼鐵衝擊表面以降低衝擊噪音。

### 4. 工程控制之材料

有兩類型材料常被用來控制噪音，一為堅硬之隔音材料（如鋼板），可以阻隔聲音之穿透。另一種是具多孔性（如玻璃棉或岩棉之吸音材料），它可以吸收噪音能量。

再者，振動常引起噪音，因此也須要加以控制。有兩種材料常被應用於振動控制，一為軟質材料或組織（如橡膠或是金屬彈簧），它藉由對外作用力之能量吸收，而使得振動從一端到另一端之傳遞降低；另一種材料是具黏帶或摩擦性材料（如使用於車子之內層塗料），它被應用在結構上對振動活動造成抵抗。正確使用這些材料可以解決許多因振動所引起的噪音問題。

工程控制最基本之做法就是先進行分析，確定噪音是如何產生及傳遞，再使用適當之材料來阻隔或吸收噪音及振動。

#### 5.預防勝於控制

於建廠規劃或設備更新時，將送風機噪音標準納入設備採購規範中，並要求在報價時對於新設備訂定音量規格，「預防勝於控制」是送風機噪音防制最佳的解決方法。

由於國內噪音防制技術引進較慢且成本昂貴，故一般多以勞工配發耳塞、耳罩或在操作區設置隔音室為主，然而，這些防護具不易保持清潔、容易遺失且常造成溝通上不便，故大部份勞工並不會連續使用，因此以此方式解決現場高噪音問題並不理想，仍需應用實際的噪音防制技術，配合專家指導才能有效解決噪音問題。

## 第五章 排氣系統設計

在選定氣罩型式之後，即可著手設計通風系統，先在平面圖上安排風管空氣清淨裝置及風車之位置，計算風管和風車之大小，空氣清淨裝置之選定，不在本手冊探討之範圍，本章討論整個系統之設計程序與方法。

### 5.1 設計優先次序

論斷通風系統各組件之重要性雖然各有不同之看法，但決定之後卻可顯示那種組件最能影響通風系統之效能。

氣罩是整個系統中最重要之一環，選擇不適之氣罩或風量計算錯誤，則即使風管和風車設計正確，也無法使整個系統發揮預期之功能。

風車之重要性居次，其實應包括導引空氣進出風車之風管，如果風車容量不足，則經過此系統之風量不足。風車前後之風管如果設計不當，產生紊流或不均勻之流型，也會減少風車之抽風能力，幸好風車本身都具有某些操作彈性，例如藉增加轉速以增加其抽風能力。

風管之重要性為第三，風管尺寸、肘管之數目與型式都會影響壓力降。

風管設計最困難之工作是如何決定適當之風管尺寸，使進入氣罩之氣流量能合乎氣罩氣流量之設計標準。

### 5.2 設計步驟

#### 1. 風管

通風系統之壓力降依速度之平方而變化，而風管中之風速，和風管直徑有關，風管直徑參考下列原則決定之。

- (1) 小風管之購置費較低廉，但由於其速度較快，因此壓力降較大，須選用較大尺寸之風車，耗用電力也較大，業者應比較不同之方案，選取最經濟有效之配置。
- (2) 設計複氣罩系統時(Multiple-Hood Systems)，所選定風管之尺寸應使壓力降正確，而且經過每一單一氣罩之風量應符合設計規範。
- (3) 輸送粉塵等固體顆粒之風管風速應符合表 3.1 之規定。輸送氣體或蒸氣之風管，雖無最低速度之規定，但一般設計為 1~10m/sec。
- (4) 由於圓形管較長方形管能使風速均勻分佈，儘可能設計使用圓形風管。

## 2.風車大小

風車大小依送風量和風車靜壓而定，風車靜壓依下式計算

$$SP_{fan} = | SP_{duct} | + | SP_{stack} | - Vp_{inlet} \quad (14)$$

式中  $SP_{fan}$ ：風車靜壓

$| SP_{duct} |$ ：風管靜壓之絕對值

$| SP_{stack} |$ ：煙囪靜壓之絕對值

$Vp_{inlet}$ ：速度壓力

## 3.設計

- (1)標出污染源之位置。
- (2)列出每一氣罩之風量，進口壓力損失係數及最小風管速度
- (3)列出空氣清淨裝置之壓力降，此可由空氣清淨裝置之製造商提供資料。
- (4)列出風管壓力損失計算之係數。
- (5)計算不同尺寸風管，及其截面積。
- (6)計算風管之速度壓力。
- (7)計算風管之摩擦損失。
- (8)計算風管之肘管壓力損失。
- (9)計算支管進入主風管之壓力損失。
- (10)如為單一氣罩系統時，則總合以上之壓力損失，以選定風車大小，如為複合氣罩，則要平衡會合點之風塵，以決定其風量，再總合串聯系統之壓力損失，以選定風車大小。

### 5.3 設計例

單一氣罩系統：在決定氣罩型式、風量、風管尺寸後，即可將各部份之壓力損失總合即得，由於其計算較為單純，其步驟為複合氣罩系統之一部分，因此，本手冊乃針對複合氣罩來說明。

複合氣罩之設計比單一氣罩複雜，主要原因乃必須把總風量適當地分配至個別之氣罩，設計前應瞭解個別氣罩所擬收集之物質，以免不同氣罩收集之物質混合後起反應產生腐蝕，甚至於爆炸。通常複合氣罩之設計程序和單一氣罩系統一樣，即選定風管尺寸以維所須之搬送速度，計算經過氣罩、風管及其他配件之壓力損失，直至和其他風管交會之點。每一風管在交會點之壓力損失（或靜壓）應該相等（如圖 5.1）。

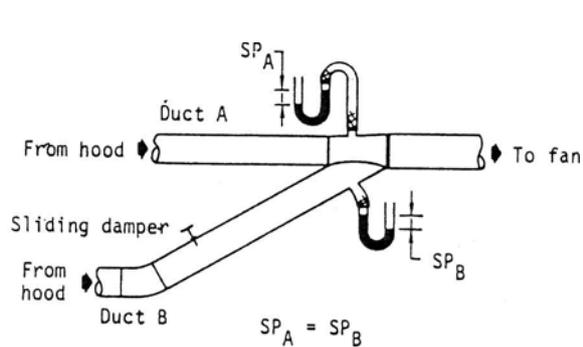


圖 5.1(a) 檔板平衡法

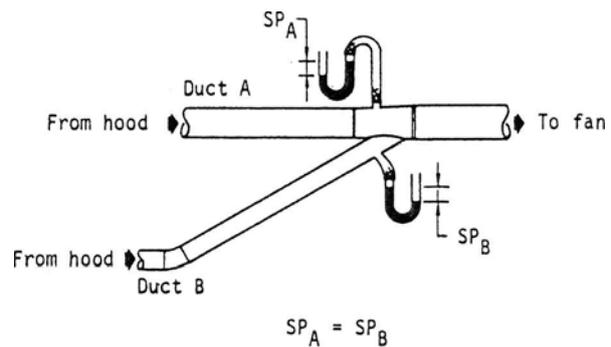


圖 5.1(b) 靜壓平衡法（沒有檔板）

通常大管流過之風量較小管為多，如管徑相同，則流經短管之風量較長管為多，以上 2 種現象之原因乃阻力較小之故。設計風管目的之一乃使產生適當之阻力，如每一管線之阻力設計適當，則此系統之操作將較順暢，如某些管線阻力設計欠當，則經過該管線之風量不是太高，便是太低，會流點靜壓平衡之方法有二種：

1. 如圖 5.1 在支風管裝設可調整式檔板，以產生正確之阻力，此方法稱為檔板平衡法(Balancing by Dampers)。
2. 改變某些支風管之管徑，以調整阻力，再計算其壓力損失，重覆計算直到會流點靜壓平衡為止，此法稱為靜壓平衡法(Balancing by Static Pressure)。

表 5.1 為此 2 方法之優劣點比較，通常利用檔板平衡之方法較富彈性，而且不太需要具有高超之技術及經驗。但檔板本身會收集一部份塵粒，而且檔板調整不當反而造成壓力不能平衡。靜壓平衡法如果設計適當，則操作簡便，但如果生產程序改變，使風管改變或移動，則此整個系統不易調整。

### 1. 檔板平衡法

此法在設計時須準備所有風管之配置圖，然後就配置圖檢討並選取由氣罩到風車間會產生最大阻力之主風管，選定後，即自該線路之氣罩開始至風車為主，逐步計算其壓力降，至於其他支風管之會流點，則把其風量加入此新風量作為其後管線大小及壓力降之計算，但不須計算新進入支風管之壓力降。

本法之關鍵步驟乃正確選取最大阻力之主風管，如選擇錯誤，則真正最大阻力之風管之風量將不足。通常發生最大阻力者為(1)和風車最遠距離之氣罩和其接連之風管，(2)含有空氣清淨裝置之風管，(3)風速大之風管，或(4)氣罩之進口損失大者，如狹縫或複孔型氣罩。茲舉實例說明之：

表 5.1 檔板平衡及靜壓平衡之比較

檔 板 平 衡		靜 壓 平 衡	
優 點	缺 點	優 點	缺 點
1.操作有彈性，容許他日系統之改變。	1.檔板調整不當使此系統操作不良。	1.不懂的人無法改變風量。	1.沒有經驗，技術人員無法作風量調整。
2.安裝後如發現選取之排氣系統不適當仍可修正。	2.部份關閉之檔板會腐蝕，破壞平衡。	2.腐蝕問題比檔板平衡法小。	2.如起初估計之風量不正確，則風管需要再計算。
3.設計之計算較簡單。	3.設計時，如果選擇“最大阻力之支風管”錯誤，不易查覺。	3.錯誤選取“最大阻力支風管”很容易在設計時即發現。	3.設計段較複雜費時較多。
4.風量最小時也可以達到平衡。	4.安裝後要平衡一複雜之氣罩系統，不太容易。		4.有時總風量比所需者為多。
5.安裝時容許小規模之偏離原來設計之管線配置。			5.風管之安裝必須依照最初之配置。

【例 5.1】

圖 5.2 為肥料篩選和裝袋之作業場所，肥料由工作月台上倒於振動篩上以篩除粒徑較大之肥料，濾過之小粒肥料經漏斗裝袋，請設計此作業之通風系統。

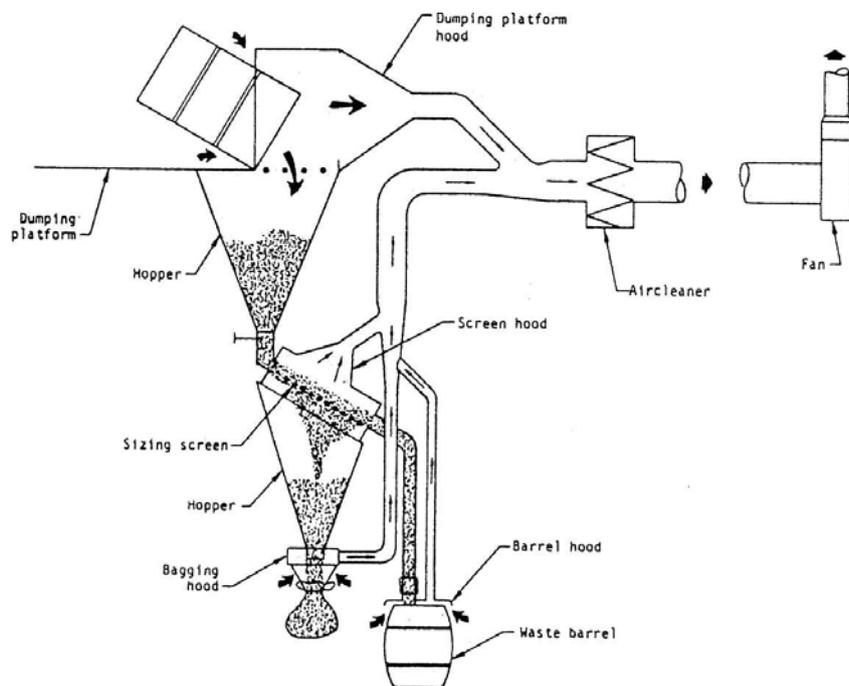


圖 5.2 肥料篩洗裝袋作業通風系統

解：將管線配置繪如圖 5.3。氣罩之通風量進口壓力損失，及風管最小風速乃由表 3.1 查得。

由配置圖選定最大阻力風管乃由裝袋機至煙囪之路線（A 至 F），從廢料桶到煙囪之路線長度雖相當，但進入氣罩之風量較小，壓力調整也較容易。

表 5.2 為壓力之計算，設計之第一步乃計算管徑及通過氣罩之風量。

選定 G-B 及 Hc 風管之直徑為 3 吋，搬運風速為 3,500 fpm，則風量為  $3,500 \text{ fpm} \times \frac{\pi}{4} \left(\frac{3}{12}\right)^2 = 175 \text{ cfm}$

此風量雖較 150 cfm 稍高，但用稍大之管徑可防止風管阻塞，風管 I-D 用管徑 8"，則面積為  $0.349 \text{ ft}^2$ ，

$$\text{風速} = \frac{1,350 \text{ cfm}}{0.349 \text{ ft}^2} = 3,868 \text{ fpm} > 3,500 \text{ fpm}$$

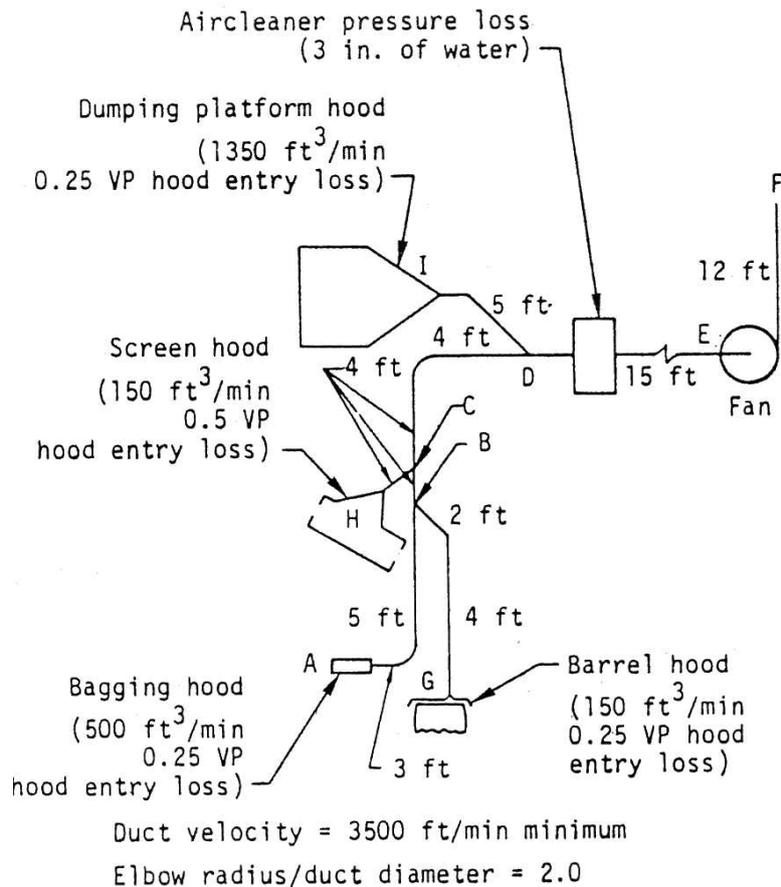


圖 5.3 通風系統配置圖

表 5.2 速度壓力法計算圖

Velocity Pressure Method  
Calculation Sheet

1	Branch	G-B	H-C	I-D	A-B	B-C	C-D	D-E	E-F
2	Air Volume, cfm	175	175	1350	500	675	850	2200	2200
3	For Slot Hood only								
4									
5									
6									
7									
8									
9									
10	Branch duct dia., inches	3	3	8.5	5	5.5	6.5	10	10
11	Branch duct area, sq.ft	0.0491	0.0491	0.3491	0.1364	0.1650	0.2305	0.5454	0.5454
12	Branch duct velocity, fpm	3564	3564	3867	3667	4091	3687	4034	4034
13	Branch duct VP, inH <sub>2</sub> O				0.84	1.05	0.84	1.00	1.00
14	Straight duct length, ft				8	4	8	15	12
15	Straight duct friction, VP/100				5.4	4.7	3.8	2.3	2.3
16	Straight duct loss factor, item(14x15)/100				0.43	0.19	3.300.30	0.35	0.28
17	Hood entry loss factor				0.25				
18	Acceleration factor, 1.00VP				1.00				
19	Elbow loss factor				0.27		0.27		
20	Entry loss factor								
21	Special fittings								
22	Duct loss factor, Total of 16 to 21				1.95	0.19	0.57	0.35	0.28
23	Duct SP loss, Item 13 x 22 inH <sub>2</sub> O				1.64	0.20	0.48	0.35	0.28
24	Other loss (Air cleaner), inH <sub>2</sub> O							3.00	
25	Branch or Main SP loss, Item 9+23+24 inH <sub>2</sub> O				1.64	0.20	0.48	3.35	0.28
26	Correcting SP at Junction, inH <sub>2</sub> O								
27	Corrected air volume, cfm								
	Fan SP = Sp <sub>out</sub> + Sp <sub>m</sub> - VP <sub>in</sub> = 1.64 + 0.20 + 0.48 + 3.35 + 0.28 - 1.00								
	Fan SP = 4.95 in. of water								
28									

將以上三支管之風量加到主風管 A 至 F 上，而後再計算此主風管之管徑和壓力降，其計算按表 5.2 之列號說明如下：

- (1)標明管線各部
- (2)A－B 段風量為 500cfm，B－C 段乃加入 GB 之風量，即 500 + 175 = 675cfm
- (3)～(9)由於沒有狹縫氣罩，因此本七列空白
- (10)風管尺寸之決定取決於使其風速能達 3,500fpm

$$A - B \text{ 管之面積} = \frac{500 \text{ cfm}}{3,500 \text{ fpm}} = 0.143 \text{ ft}^2$$

選用 5" 風管其管面積為 0.1364ft<sup>2</sup>

$$B-C \text{ 管之面積} = \frac{675 \text{ cfm}}{3,500 \text{ fpm}} = 0.19 \text{ ft}^2, \text{ 選定 } 5.5" \text{ 之風管}$$

(11) 風管面積利用  $A = \frac{\pi}{4} D^2$  計算之。

(12) 真正之風管風速乃用風量除以面積而得

$$\text{如 } V_{A-B} = \frac{500 \text{ cfm}}{0.1364 \text{ ft}^2} = 3,667 \text{ fpm}$$

$$V_{B-C} = \frac{675 \text{ cfm}}{0.1650 \text{ ft}^2} = 4,091 \text{ fpm}$$

(13) 風管之速度壓力由表 3.2 查得 A-B 段為 0.84"，B-C 段為 1.05"

(14) 風管長度乃由圖 5.3 之配置圖量得。

(15) 直風管之磨擦損失可由圖 3.1 查得

$$A-B \text{ 段為 } \frac{5.4V_p}{100\text{ft}}, \text{ B-C 段為 } \frac{4.7V_p}{100\text{ft}}$$

(16) 直風管之損失係數計算為：

$$A-B \text{ 段 } \frac{8\text{ft}}{100\text{ft}} \times 5.4V_p = 0.43V_p$$

$$B-C \text{ 段 } \frac{4\text{ft}}{100\text{ft}} \times 4.7V_p = 0.19V_p$$

(17) 氣罩之進入損失係數由圖 5.3 得，A-B 氣罩為 0.25Vp

(18) 對裝有氣罩之風管言，須加上加速係數(Acceleration Factor)=1.0Vp，無氣罩之風管此係數為 0。

(19) A-B 段有一肘管，其曲率半徑為風管直徑之 2 倍，由表 3.4 得肘管損失為 0.27Vp

$$\text{肘管損失係數 } A-B = 1 \text{ 肘管} \times 0.27 \frac{V_p}{\text{肘管}} = 0.27V_p$$

(20) 進入損失係數為 0，因非支風管進入主風管(A-B，B-C 段都為主風管)。

(21) 本列為 0，因無特殊管件。

(22) 風管損失係數為第十六列至廿一列之總合，A-B 段為 1.95Vp，B-C 段為 0.19Vp。

(23) 風管之靜壓損失用吋水柱表示，其計算乃風管壓力損失係數乘以速度壓力。

$$A-B \text{ 段: } 1.95V_p \times \frac{0.84" \text{ 水柱}}{V_p} = 1.64" \text{ 水柱}$$

$$B-C \text{ 段: } 0.195V_p \times \frac{1.05" \text{ 水柱}}{V_p} = 0.20" \text{ 水柱}$$

(24) 風管靜壓力損失和第廿三列者一樣。

如以上之說明，在 A 至下段主風管之設計完成後，即可計算風車之靜壓，由公式(14)

$$F_{sp} = 1.64 + 0.20 + 0.48 + 3.35 + 0.28 - 1.0 = 4.95 \text{ 水柱}$$

因此可選定風車之規範為風量 2,200cfm，靜壓 4.95" 水柱。

## 2. 靜壓平衡法

本法首先也須決定最大阻力之路線，此路線上之風管及氣罩大小則依所須之風速而定。由此主風管氣罩計算至和支管之會流點，再由該支管之氣罩算起，同樣算至會流點，然後藉風量或風管直徑之調整使會流點之壓力平衡。

### (1) 調整風量之平衡法

主支風管在會流點之壓力，如果相差僅為其本身之 5%，則可算已達平衡，如果相差在 20%以內，則管徑不變，但增加靜壓較低風管之風量。由於靜壓或壓力損失和速度之平方成正比，因此新流量之計算依(15)式達成之。

$$Q_{\text{調整}} = Q_{\text{設計}} \times \sqrt{\frac{\text{大壓力損失之管靜壓}}{\text{小壓力損失之管靜壓}}} \quad (15)$$

$Q_{\text{調整}}$ ：較低阻力風管之調整風量，cfm

$Q_{\text{設計}}$ ：較低阻力風管原設計之風量，cfm

### (2) 改變管徑之平衡法

如靜壓差超過 20%則最好之方法為降低較小阻力之管徑，狹縫開口或肘管之曲率半徑以增加其阻力。當然也可增加大靜壓風管之管徑以降低其壓力差。

## 【例 5.2】

使用靜壓平衡法以設計研磨機之通風系統（圖 5.4）

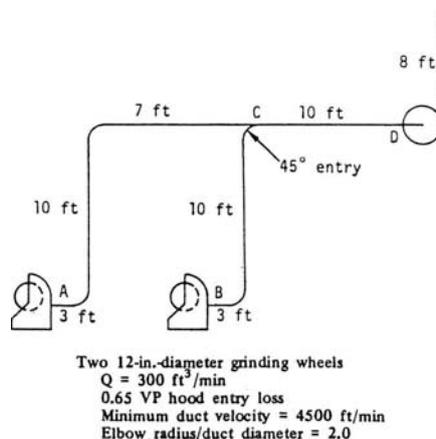


圖 5.4 使用靜壓平衡法於設計磨輪通用系統

解：如圖 5.4 之已知條件，設計第一步乃計算 AC、BC 風管尺寸及壓力降。

如表 5.3 依列說明如下：

表 5.3 速度壓力法計算壓力降

Velocity Pressure Method  
Calculation Sheet

1	Branch	A-C	B-C	B-C	C-D	D-E				
2	Air Volume, cfm	300	300	324	624	624				
3	For Slot Hood only									
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10	Branch duct dia., inches	3.5	3.5	3.5	5	5				
11	Branch duct area, sq.ft	0.0668	0.0668	0.0668	0.1364	0.1364				
12	Branch duct velocity, fpm	4491	4491	4850	4575	4575				
13	Branch duct VP, inH <sub>2</sub> O	1.26	1.26	1.47	1.31	1.31				
14	Straight duct length, ft	20	13	13	10	8				
15	Straight duct friction, VP/100	8.2	8.2	8.1	5.2	5.2				
16	Straight duct loss factor, item(14x5)/100	1.64	1.07	1.05	0.52	0.42				
17	Hood entry loss factor	0.65	0.65	0.65						
18	Acceleration factor 1.00VP	1.00	1.00	1.00						
19	Elbow loss factor	0.54	0.27	0.27						
20	Entry loss factor		0.28	0.28						
21	Special fittings									
22	Duct loss factor, Total of 16 to 21	3.83	3.27	3.25	0.52	0.42				
23	Duct SP loss, Item 13 x 22 inH <sub>2</sub> O	4.83	4.12	4.78	0.68					
24	Other loss (Air cleaner), inH <sub>2</sub> O									
25	Branch or Main SP, loss Item 9+23+24 inH <sub>2</sub> O	4.83	4.12	4.78	0.68	0.55				
26	Correcting SP at Junction inH <sub>2</sub> O	4.83			0.68	0.55				
27	Corrected air volume cfm		324							
	$*Q_{corr} = Q_{duct} \sqrt{\frac{SP_{gov.}}{SP_{duct}}}$ $= 300 \sqrt{\frac{4.83}{4.12}} = 324 \text{ ft}^3/\text{min}$ $\text{Fan SP} = SP_{out} + SP_{in} - VP_{in}$ $= 4.83 + 0.68 + 0.55 - 1.31$ $\text{Fan SP} = 4.75 \text{ in. of water}$									
28										

(1)標明管號

(2)由圖 5.4 得風量為 300cfm

(3)~(9)沒有狹縫氣罩

(10)選定風管尺寸以維適當管風速，用 3.5"管徑則風速為 4,491fpm 稍低於

4,500fpm，但用 3"時則風速高達,6000fpm

(11)風管截面積

$$(12) \text{風速} = \frac{300\text{cfm}}{0.0668\text{ft}^2} = 4,491\text{fpm}$$

(13)由表 3.1 查得風速 4,491fpm 之壓力為 1.26"水柱

(14)由圖 5.4 得直管長度

(15)由圖 3.1 得 3.5"風管風速 4,500fpm 時為 8.2Vp/100ft

(16)直管損失係數

$$\text{A-C 段} \quad \frac{20\text{ft}}{100\text{ft}} \times 8.2V_p = 1.64V_p$$

$$\text{B-C 段} \quad \frac{13\text{ft}}{100\text{ft}} \times 8.2V_p = 1.07V_p$$

(17)由圖 5.4 得進入損失為 0.65Vp

(18)由於每一風管均有一氣罩故加速係數為 1.0Vp

(19)由表 3.5 得肘管損失係數

$$\text{A-C 段} : 2 \text{ 肘管} \times 0.27 \frac{V_p}{\text{肘管}} = 0.54V_p$$

$$\text{B-C 段} : 1 \text{ 肘管} \times 0.27 \frac{V_p}{\text{肘管}} = 0.27V_p$$

(20)由表 3.7 得 450 進入之損失係數為 0.28Vp

(21)沒有特殊管件

(22)A-C 段之風管損失係數為 3.83Vp，B-C 段為 3.27Vp

(23)風管靜壓損失

$$\text{A-C 段} : 3.83V_p \times \frac{1.26" \text{ 水柱}}{V_p} = 4.83" \text{ 水柱}$$

$$\text{B-C 段} : 3.27V_p \times \frac{1.26" \text{ 水柱}}{V_p} = 4.12" \text{ 水柱}$$

(24)沒有其他損失

(25)和第(23)列一樣

(26)在會流點 C 之壓力，AC 段較高

$$(27) \text{校核會流點之壓力差} : \frac{4.83 - 4.12}{4.83} \times 100 = 14.7\%$$

$$20\% > 14.7\% > 5\%$$

因此可增加 BC 段之流量

$$Q \text{ 調整} = 300\text{cfm} \times \sqrt{\frac{4.83}{4.12}} = 324\text{cfm} \leftarrow \text{第(27)列之 BC 值在第三行，以}$$

324cfm 重新計算壓力損失，其計算如上

C-D 段，D-E 段乃利用 624cfm 之流量計算，

$$\text{風車靜壓 } F_{sp} = 4.83 + 0.68 + 0.55 - 1.31$$

$$= 4.75 \text{ "水柱}$$

風量為 624cfm

### 【例 5.3】

某工廠現有 70 噸電弧爐乙座，採新式爐底出鋼法，配合自動化控制，以縮短出鋼時間，提高產量。電弧爐基本資料如表 5.4，請設計此電弧爐煉鋼作業包含空氣污染防治設備之通風系統。

表 5.4 電弧爐基本資料

項 目	規 格 尺 寸
公稱噸數	70T
操作噸數	77T
爐內徑	5.2m $\phi$
變壓器容量	60,000KVA
製鋼時間(tap to tap)	75min
吹氧量	30Nm <sup>3</sup> /T
油氧燃燒器	4 支
燃油使用量	600L/hr

解：

#### (1) 局部排氣系統（含廢氣處理）規劃

本例題之工廠電弧爐於熔煉期所產生廢氣，主要藉肘管由第四孔抽引排出，再經 CO 轉化槽、冷卻水管、空冷管後，由送風機抽入袋濾集塵機處理；二次集塵系統乃藉屋頂覆蓋收集電弧爐加料及出鋼所逸散煙塵，廢氣經屋頂覆蓋、集氣風管後，直接進入袋濾集塵機處理，廢氣處理流程如圖 5-5 所示。

#### (2) 廢氣量估算

##### a. 一次集塵風量計算(Q<sub>p</sub>)

##### m 爐內廢氣產生量

每噸廢鐵溶解時平均消耗電力 = 450KWH/T

電弧爐操作噸數 = 77T

電容器容量 = 60,000KVA

變壓器效率 = 0.8

吹氧量 = 30Nm<sup>3</sup>/T

吹氧時間 = 30min

- 熔解時間(Time)

$$\text{Time} = \frac{450(\text{KWH/T}) \times \frac{3}{4} \times 77(\text{T})}{60,000(\text{KAV}) \times 0.8} = 0.54\text{hr}$$

- 熔解速率(MS)

$$\text{MS} = \frac{77(\text{T})}{0.54(\text{hr})} = 142.2\text{T/hr}$$

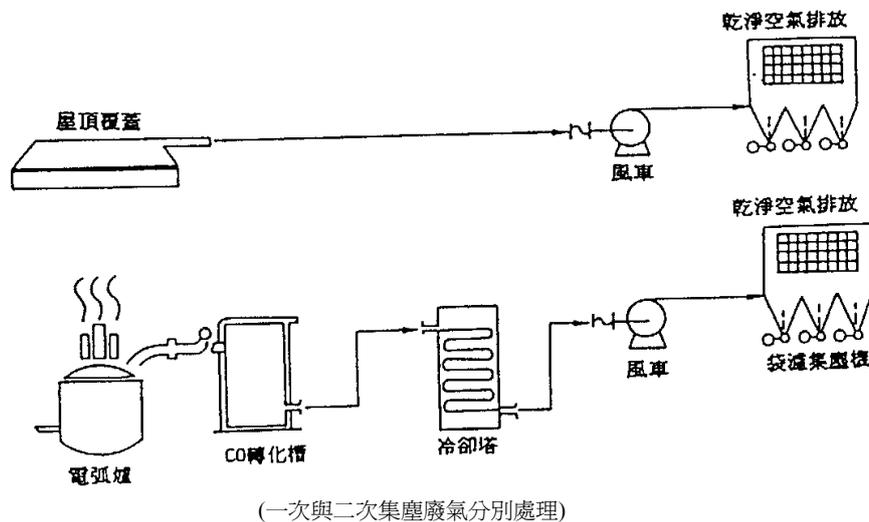


圖 5-5 70 公噸電弧爐煉鋼廠廢氣處理流程

- 爐內每分鐘產生氣體量(Q<sub>1</sub>)

假設熔解單位廢鐵所產生之氣體量 = 306Nm<sup>3</sup>/T

$$Q_1 = 306(\text{Nm}^3/\text{T}) \times \frac{142.2(\text{T/hr})}{60(\text{min/hr})} = 725.3\text{Nm}^3/\text{min}$$

- 吹氧期產生氣體量(Q<sub>2</sub>)

$$Q_2 = 2 \times 77(\text{T}) \times \frac{30(\text{Nm}^3/\text{T})}{30(\text{min})} = 154\text{Nm}^3/\text{T}$$

- 熔煉期爐內廢氣總生成量(Q<sub>3</sub>)

$$Q_3 = Q_1 + Q_2 = 879.3 \text{ Nm}^3/\text{min}$$

—CO轉化槽稀釋空氣量( $Q_4$ )

假設稀釋空氣量為爐內廢氣產生量之 0.476 倍，則

$$Q_4 = 0.476 \times 879.3 (\text{Nm}^3/\text{min}) = 418.6 \text{ Nm}^3/\text{min}$$

一次集塵風量為爐內廢氣產生量與稀釋空氣量之和，則

$$Q_p = Q_3 + Q_4 = 879.3 (\text{Nm}^3/\text{min}) + 418.6 (\text{Nm}^3/\text{min}) = 1,298 \text{ Nm}^3/\text{min}$$

故一次集塵風量  $Q_p = 1,298 \text{ Nm}^3/\text{min}$

b.二次集塵風量計量( $Q_s$ )

二次集塵風量之估算係利用 SUTTON 公式計算，其計算過程如下：

電弧爐內徑( $D_s$ )=5.2m

屋頂覆蓋尺寸( $D_{f1} \times D_{f2}$ )=24m×18m

電弧爐溫度與外界溫度差( $\Delta t$ )=3,000°F

屋頂覆蓋體積( $V_c$ )=2,876m<sup>3</sup>

$$Z = (2.31 \times 5.2)^{1.138} = 16.9 \text{ m}$$

$$X_f = Y + Z = 29.4 \text{ m}$$

$$D_c = 0.434 (X_f)^{0.88} = 8.5 \text{ m}$$

$$A_c = \frac{\pi D_c^2}{4} = \frac{\pi (8.5)^2}{4} = 56.75 \text{ m}^2$$

$$D_f = D_c + 0.8Y = 8.5 + (0.8 \times 12.5) = 18.5 \text{ m}$$

$$A_f = D_{f1} \times D_{f2} = 24 \times 18 = 432 \text{ m}^2$$

$$A_s = \frac{\pi D_s^2}{4} = \frac{\pi (5.2)^2}{4} = 21.2 \text{ m}^2$$

$$V_f = \frac{4(A_s)^{1/3} (\Delta t)^{5/12}}{(X_f)^{1/4}} = \frac{4(21.2)^{1/3} (3000)^{5/12}}{(29.4)^{1/4}} = 133.6 \text{ m/min}$$

$$V_t = V_f \times A_c + V_r (A_f - A_c) = (133.6 \times 56.75) + 30.5 \times (432 - 56.75)$$

$$= 1,9026.9 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$Q_s = V_t - 3V_c = 1,9026.9 - 3 \times 2,876$$

$$= 10,399 \text{ m}^3/\text{min}$$

故二次集塵風量  $Q_s = 10,399 \text{ m}^3/\text{min}$  at 35°C

### (3).集塵系統設計

#### a.一次集塵系統

一次集塵系統包括 CO 轉化槽、水冷管及空冷管等設備，其設計過程如下：

##### —CO 轉化槽

假設 CO 轉化槽之廢氣滯留時間為 0.5 秒，且廢氣入口溫度為 800°C，則 CO 轉化槽體積：

$$V = Q_p \times \frac{(273 + 800)}{273} \times t_s \times \frac{1}{60(\text{s/min})}$$
$$= 1,298(\text{Nm}^3/\text{min}) \times \frac{1073}{273} \times 0.5(\text{s}) \times \frac{1}{60(\text{s/min})} = 42.5 \text{ m}^3$$

假設廢氣流速  $V_n = 3\text{m/s}$

$$\text{則 CO 轉化槽直徑 } d = \frac{\sqrt{4Q_p}}{\sqrt{60\pi V_n}} = \frac{\sqrt{4 \times 1,298(\text{Nm}^3/\text{min})}}{\sqrt{60(\text{s/min}) \times \pi \times 3(\text{m/s})}} = 3\text{m}$$

$$\text{轉化槽高度} = \frac{V}{A} = \frac{42.5\text{m}^3}{\frac{\pi}{4} \times (3\text{m})^2} = 6\text{m}$$

##### —水冷管

採用雙重套管方式之水冷管降低廢氣溫度，各假設條件如下：

廢氣入口溫度 = 600°C

廢氣出口溫度 = 290°C

冷卻水入口溫度 = 25°C

冷卻水出口溫度 = 50°C

廢氣密度 = 1.41kg/Nm<sup>3</sup>

管壁熱傳係數 = 35kcal/m<sup>2</sup>-hr-°C

廢氣比熱以廢氣平均溫度 718K 與下列公式計算：

$$C_{p1} = \frac{-2,237 + 7.263 \times (718) + 0.001157 \times (718)^2}{420 \times 31.58} = 0.2696\text{kcal/kg-K}$$

廢氣冷卻所釋出熱量  $H_1$

$$H_1 = m \times C_{p1} \times \Delta T_1$$

$$\begin{aligned}
&=Q_{p1} \times \rho \times 60 \times C_{p1} \times \Delta T_1 \\
&=1,298(\text{Nm}^3/\text{min}) \times 1.41(\text{kg}/\text{Nm}^3) \times 60(\text{min}/\text{hr}) \\
&\quad \times 0.2696(\text{kcal}/\text{kg}\cdot\text{K}) \times 310(\text{K}) \\
&=9,177,547(\text{kcal}/\text{hr})
\end{aligned}$$

所需熱傳面積：

$$A_w = \frac{H_1}{U_1 \times \left[ \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \right]} = \frac{9,177,547(\text{kcal}/\text{hr})}{35(\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr}) \times \frac{335(\square)}{\ln\left(\frac{575}{240}\right)}} = 683.9\text{m}^2$$

假設風管之搬運速度  $V_n = 15\text{m}/\text{s}$  則

$$\text{水冷管管徑 } d = \frac{\sqrt{4Q_p}}{\sqrt{60\pi V_n}} = \frac{\sqrt{4 \times 1298(\text{Nm}^3/\text{min})}}{\sqrt{60(\text{s}/\text{min}) \times \pi \times 15(\text{m}/\text{s})}} = 1.36\text{m}$$

$$\text{水冷管長度} = \frac{A_w}{\pi d} = \frac{683.9\text{m}^2}{\pi \times 1.36\text{m}} = 160\text{m}$$

#### — 空冷管

以  $25^\circ\text{C}$  大氣冷卻

廢氣入口溫度 =  $290^\circ\text{C}$

廢氣出口溫度 =  $110^\circ\text{C}$

管壁熱傳係數  $U_2 = 100(\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C})$

廢氣比熱以廢氣平均溫度  $473\text{K}$  與下列公式計算：

$$C_{p2} = \frac{-2,237 + 7.263 \times (473) + 0.001157 \times (473)^2}{175 \times 31.58} = 0.2636\text{kcal}/\text{kg}\cdot\text{K}$$

廢氣冷卻所釋出熱量  $H_2$

$$\begin{aligned}
H_2 &= m \times C_{p2} \times \Delta T_2 \\
&= Q_p \times \rho \times 60 \times C_{p2} \times \Delta T_2 \\
&= 1,298(\text{Nm}^3/\text{min}) \times 1.41(\text{kg}/\text{Nm}^3) \times 60(\text{min}/\text{hr}) \\
&\quad \times 0.2696(\text{kcal}/\text{kg}\cdot\text{K}) \times 180(\text{K}) \\
&= 5,210,302(\text{kcal}/\text{hr})
\end{aligned}$$

所需熱傳面積：

$$A_a = \frac{H_2}{U_2 \times \left[ \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \right]} = \frac{5,210,302(kcal/hr)}{100(kcal/m^2 - hr - \square) \times \frac{180(\square)}{\ln\left(\frac{575}{240}\right)}} = 683.9m^2$$

假設風管之搬運速度 $V_n = 15m/s$ 則

$$\text{空冷管管徑 } d = \frac{\sqrt{4Q_p}}{\sqrt{60\pi V_n}} = \frac{\sqrt{4 \times 1,298(Nm^3/min)}}{\sqrt{60(s/min) \times \pi \times 15(m/s)}} = 1.36m$$

$$\text{空冷管長度} = \frac{A_w}{\pi d} = \frac{329.2m^2}{\pi \times 1.36m} = 77m$$

#### b. 二次集塵系統

假設風管之搬運速度 $V_d = 25m/s$

且由二條風管共同收集二次集塵風量則

$$\text{風管管徑 } d = \frac{\sqrt{Q_s/2}}{\sqrt{60 \times \frac{\pi}{4} V_d}} = \frac{\sqrt{1/2 \times 10,399(m^3/min)}}{\sqrt{60(s/min) \times \frac{\pi}{4} 25(m/s)}} = 2.1m$$

### (4) 系統壓損計算

#### a. 一次集塵系統

系統壓損計算係依照 Fanning 公式：

$$\Delta P = \lambda \times \frac{l}{d} \times \frac{v^2}{2g} \times \gamma$$

式中， $\Delta P$ ：壓力損失(mmAq)

$\lambda$ ：磨擦係數

$l$ ：風管長度(m)

$d$ ：風管管徑(m)

$v$ ：風速(m/s)

$\gamma$ ：廢氣密度(kg/m<sup>3</sup>)

集塵系統各單元之壓損計算列於下表。

b.一次集塵系統之壓損(mmAq)

設備單元	$\lambda$	l	d	v	$\gamma$	$\Delta P$
1.彎曲肘管	0.5	3	0.97	119	0.24	272
2.高溫集氣風管	0.02	10	1.36	65	0.33	11
3.CO轉化槽	0.02	6	3.03	12	0.36	0.1
4.水冷管	0.02	160	1.36	39	0.50	94
5.空冷管	0.02	77	1.36	26	0.81	32
6.集塵機	-	-	-	-	-	200
合計						609

c.二次集塵系統之壓損(mmAq)

設備單元	$\lambda$	l	d	v	$\gamma$	$\Delta P$
1.屋頂覆罩	0.5	-	-	25	1.25	20
2.集氣風管	0.02	150	2.1	25	1.25	57
3.彎管(彎管數目=7)	0.27	-	-	25	1.25	75
4.擋板	-	-	-	-	-	50
5.集塵機	-	-	-	-	-	200
合計						402

註：設備 1,3 之壓損計算公式為  $\Delta P = \lambda \times \frac{v^2}{2g} \times \gamma$

(5) 送風機電動機動力設計

假設風車之傳動效率為 0.7，電動機效率為 0.85，且取安全係數為 1.2 則一次

$$\begin{aligned} \text{集塵風車電動機動力} &= 1.2 \times \frac{Q_p \times \frac{383}{273} \times \Delta P_p}{6,120 \times \eta_1 \times \eta_2} \\ &= 1.2 \times \frac{1,298(m^3 / \text{min}) \times \frac{383}{273} \times 609(\text{mmAq})}{6,120 \times 0.7 \times 0.85} = 365\text{kw} \end{aligned}$$

由於二次集塵風量甚巨，故設計以二座風車並聯抽引，每座二次集塵風車電

$$\begin{aligned} \text{動機動力} &= 1.2 \times \frac{\frac{Q_s}{2} \times \Delta P_s}{6,120 \times \eta_1 \times \eta_2} \\ &= 1.2 \times \frac{\frac{10,399(m^3 / \text{min})}{2} \times 402(\text{mmAq})}{6,120 \times 0.7 \times 0.85} = 689\text{kw} \end{aligned}$$

(6) 袋濾集塵機設計

袋濾集塵機之設計是依據下列假設條件：

濾袋過濾速度 = 0.612m/min

濾袋尺寸 = 350m/m(φ) × 8,800m/m(L)

過濾室濾袋數目 = 80 袋/室

濾袋清洗方式 = 逆洗式

a. 一次集塵系統

$$\text{所需過濾面積} = \frac{Q_p \times \frac{383}{273}}{v} = \frac{1,298(\text{m}^3/\text{min}) \frac{383}{273}}{0.612(\text{m}/\text{min})} = 2795\text{m}^2$$

$$\text{濾袋數目} = \frac{Ar}{Ab} = \frac{2,975(\text{m}^2)}{\pi \times 0.35(\text{m}) \times 8.8(\text{m})} = 307 \text{ 袋}$$

$$\text{過濾室數目} = \frac{Nb}{80} = \frac{307(\text{袋})}{80(\text{袋}/\text{室})} = 4 \text{ 室}$$

b. 二次集塵系統

$$\text{所需過濾面積} = \frac{Q_s}{v} = \frac{10,339(\text{m}^3/\text{min})}{0.612(\text{m}/\text{min})} = 16,992\text{m}^2$$

$$\text{濾袋數目} = \frac{Ar}{Ab} = \frac{16,992(\text{m}^2)}{\pi \times 0.35(\text{m}) \times 8.8(\text{m})} = 1,756 \text{ 袋}$$

$$\text{過濾室數目} = \frac{Nb}{80} = \frac{1,756(\text{袋})}{80(\text{袋}/\text{室})} = 22 \text{ 室}$$

(7) 集塵系統規格尺寸一覽表

處理單元	項 目	規 格 尺 寸
1. 屋頂覆蓋	型式 氣體貯留體積	建屋型 2,100m <sup>3</sup>
2. CO 轉化槽	內徑 高度 氣體滯留時間	3.0mφ 6.0m 0.5sec
3. 水冷管	內徑 長度	1.36mφ 160m
4. 一次集塵風車	處理風量 靜壓 數目 電動機	1,298Nm <sup>3</sup> /min 609mmAq 一座 365KW
5. 二次集塵風車	處理風量 靜壓 數目 電動機	10,399m <sup>3</sup> /min at 35°C 402mmAq 二座並聯 689KW

## 第六章 結 語

工廠內部作業場所排氣通風系統良好，不但可以維護舒適衛生之工作環境，提昇員工之工作情緒與生產力，防止廠房著火、爆炸意外，同時更能經濟有效收集廠區污染源所產生之空氣污染物，經處理合乎環保法規管制標準始予排放，避免遭受環保單位之取締處罰，局部排氣系統，實是悠關勞工安全衛生與環境污染防治之重要工作，願廠方能多加重視。

### 參考文獻

1. 林文海，工業通風，新文京出版社，2004年05月。
2. 王洪鎧譯，工業通風設計基礎，徐氏基金會，1990年。
3. 林慶峰、林文海、陳友剛、胡石政、謝文德，工業通風技術手冊，2000年10月。
4. 謝文德，氣流亭於粉體作業環境之設計與應用，能源環保工業雜誌第25期，2000年。
5. 電弧爐煉鋼業環保工安整合性技術手冊，經濟部工業局，1990年12月。
6. 局部排氣氣罩設計實例，經濟部工業局編印，1996年6月。
7. 局部排氣氣罩設計資料應用篇，日本勞動省安全衛生部衛生課編著，2003年。
8. 局部排氣及空氣清靜裝置標準設計與保護管理，日本勞動省安全衛生部衛生課編著，2003年。ISBN 4-8059-0100-4。
9. FAN & BLOWER 送排風機的技術，達勝機械股份有限公司編著，2006年。
10. 空氣污染物控制設備之評估與選用，經濟部工業局編印，1995年6月。
11. A. C. Stern, "Air Pollution," Vol. 4., 1982.
12. Henry J. McDermott, "Handbook of Ventilation for contaminant control," Ann Arbor Science, 2001.
13. ACMC Fan Application Manual, Publication 200. Air Systems, AMCA Inc., 1987.
14. ACMC Fan Application Manual, Publication 201. Fans and Systems, AMCA Inc., 1987.
15. Advanced Design Of Ventilation Systems For Contaminant Control, Horward D. Goodfellow, Elsevier Science Publishers Company Inc. ISBN 0-444-42546-2.
16. Industrial Ventilation, D. Jeff Burton, IVE Inc., 1995.
17. Industrial Ventilation, ACGIH , 24<sup>st</sup> Edition, , 2001.

## 附錄：局部排氣氣罩設計精選案例

### 附錄索引：氣罩總表

圖例	作業名稱	裝置名稱	型 式
1	軋片(鋁)	冷軋機	接受式頂蓬型
2	鑽孔	多軸式鑽床	外部式狹縫型
3	印刷	凹版印刷機	外部式狹縫型
4	印刷	印刷機	外部式長方型
5	鉛浴	淬火用鉛浴槽	廂式抽氣櫃型
6	拆模、清砂	振動式清砂機(一)	廂式崗亭型
7	拆模、清砂	振動式清砂機(二)	外部式狹縫型
8	金屬鑄模清理	金屬鑄模清理機	外部式圓口型
9	烘乾	紅外線烘乾機	接受式包圍型／頂蓬型
10	研磨	自動雙面研磨機	圍封式密閉型
11	研磨、塗裝、切削、接著	換氣作業檯	廂式抽氣櫃型
12	研磨(手工)	手提式研磨機	廂式崗亭型
13	研磨、拋光	研磨機／拋光機	接受式包圍型
14	研磨	研磨作業檯	推拉型
15	輾混	輾混機	廂式崗亭型／接受式頂蓬型
16	酸洗	電鍍用酸洗槽	推拉型
17	砂磨、研磨、粉撲面光	研磨室	外部式格板型(全室換氣)
18	噴砂、塗裝	噴砂室	外部式長方型(全室換氣)
19	藥片亮光	迴轉式烘乾機	接受式頂蓬型
20	清砂	珠粒噴擊機	圍封式密閉型
21	切斷、研削	圓鋸床	接受式長方型
22	接著、塗佈、計量、裝袋	一般作業檯	推拉型
23	洗滌	三氯乙烯洗淨槽	外部式狹縫型
24	裝桶	裝桶作業	圍封式密閉型
25	加料、攪拌	帶式混合機	圍封式密閉型
26	加料	粉體加料漏斗	廂式崗亭型
27	加料	加料漏斗儲槽	廂式崗亭型
28	加料、攪拌	反應釜	外部式長方型
29	塗裝、去銹	塗裝室	推拉型
30	混捏(橡膠輾混)	塗料混捏機	外部式狹縫型
31	混捏	混捏機	接受式複合頂蓬型
32	焊錫	熔融焊錫槽	廂式抽氣櫃型

圖例	作業名稱	裝置名稱	型 式
33	秤量	秤量作業檯	部式格板型／外部式長方型
34	裝袋	裝袋機	圍封式密閉型
35	裝袋	自動秤量包裝機	外部式長方型
36	篩分	旋轉篩	圍封式密閉型
37	篩分	振動篩	圍封式密閉型
38	粉體卸料	V 型混合機	外部式狹縫型
39	粉體卸料	球磨機	外部式長方型
40	粉體整平	整平檯	外部式長方型
41	鍍金	鍍金槽	推拉型
42	熱浸鍍鋅	鍍鋅槽	推拉型
43	搪瓷燒成、加熱	搪瓷燒成爐／加熱爐	接受式頂蓬型
44	焊接、接著、計量	焊接作業檯	外部式百葉窗型
45	金屬噴敷(鋅等)	金屬噴敷機	圍封式密閉型
46	熔解	熔解爐(一)	廂式崗亭型
47	熔解	熔解爐(二)	外部式長方型
48	熔解	赫洛特型電弧爐	外部式長方型、接受式長方型
49	熔解	低週波爐	推拉型
50	熔解	奇洛型電弧爐	推拉型

本附錄所列 50 個精選氣罩型式有已實際應用者，有取自文獻資料者，有經由實驗（調查）研究後發表者或尚屬構想者，因此在實際應用上須注意以下事項。

## 一、氣罩型式之選定

因污染源逸散污染物之型式眾多且廢氣特性不同，故欲改善作業現場污染逸散情形者，應綜合考量各項因素，在不影響作業及保護作業員工之前提下，決定適宜的氣罩型式，以最小的抽風量達到最佳的污染物收集效果。讀者可參考索引欄找出最適用於實際作業情形之氣罩型式，若各項要件均符合，則可仿效製作。惟附錄所列之型式未盡齊全，若無法找出適用者時，可藉由瀏覽全篇或參閱經濟部工業局編印之「局部排氣氣罩設計實例」及其他局部排氣氣罩設計書籍以求啓示。

## 二、排氣量

各圖例中所列之排氣量，僅適合圖中所示之氣罩型式、尺寸及污染物種類，若條件改變時，排氣量亦將隨之變動。

茲以廂式氣罩為例作說明，若二氣罩收集之污染物相同時，排氣量與開口面積大小成正比，而當所收集之污染物不同時，開口面風速即有所不同，此時排氣量亦需隨之改變。現以有機溶劑蒸氣與鑄鐵模砂等二種污染物作比較，後者於開口面需較大之抽引速度(0.6~1.0m/sec)，故其所需排氣量亦較前者大。又若污染源會產生熱流時，所需排氣量則依熱源溫度及散熱面積大小等因素之不同而異。以外部式氣罩而言，其排氣量依污染源大小(此與開口面面積有關)，污染物飛散方向、抽引速度及其與污染源開口面間之距離等不同而改變。

## 三、壓力損失

本附錄圖例中所述壓力損失( $P_r$ )表示方式係採用下列 2 種方法：(1) $P_r$ 直接以 mmH<sub>2</sub>O 單位數值表示或(2) $P_r = F \times P_v$

其中 $P_v$ 為風管內之速度壓力( $r \cdot V_T^2 / 2g$ )，在使用 $P_v$ 單位時應乘以壓力損失係數(F)。因此若已知風管內之搬運速度( $V_T$ )，則壓力損失可由速度壓力乘以壓力損失係數表示之，並可將壓力損失單位換算為mmH<sub>2</sub>O。

現以下列計算例進一步說明：

〔計算例〕：試將搬運速度( $V_T$ )=15m/s時之壓力損失 $P_R = 0.5P_v$ 換算為mmH<sub>2</sub>O，

$$r=1.2\text{kg/m}^3。$$

解答：

$$\text{速度壓力 } P_v = \frac{r \cdot V_T^2}{2g} = \frac{1.2 \times 15^2}{2 \times 9.8} = 13.8\text{kg/m}^2 = 13.8\text{mmH}_2\text{O}$$

$$\text{則壓力損失 } P_R = F \times P_v = 0.5 \times 13.8 = 6.9\text{kg/m}^2 = 6.9\text{mmH}_2\text{O}$$

上例亦可作為相反之換算。另外，若所設計氣罩與圖例之形狀及尺寸在比例上相似，則雖然大小不同，仍可採用相同之壓力損失係數(F)值。

一般而言，氣罩的密閉性愈高，其壓力損失亦愈大，而排氣量愈小，因此，使用高密閉性氣罩時，必須縮小風管直徑，俾使搬運速度( $V_T$ )能達到設計值，切勿單以氣罩包圍面積之大小來決定風管直徑尺寸。

#### 四、氣罩形狀

本附錄所列各種氣罩之形狀就流體力學之觀點而言，未必皆為最佳之形狀，此乃因實際設置時往往受限於作業環境條件，而不得不配合作業現場，進行必要之修改。然而氣罩於初始設計時，切勿忽略流體力學之考量故應以理想之形狀為前提，而後再配合現場實際情況加以修改。在新設可能產生污染物之機械設備時，若能預先作好計劃，於設備安裝之同時亦設置氣罩，則可得較接近理想形狀及尺寸之氣罩，同時配管施工亦較易進行，且作業人員也能及早適應。

#### 五、特殊氣罩

本附錄中收集近年來經由實驗、研究所得之氣罩排氣量計算公式及推拉型(Push-Pull)氣罩實例(如圖例 42)，此外，亦載有與氣罩相關之全室(整廠)換氣方法(如圖例 29)，以供作業環境改善之參考。

#### 六、符號與單位

本附錄所採用之符號與單位如附表 1 所示，惟為避免重複，於圖例中已有說明者，及圖例中表示各部位尺寸之符號均予省略。

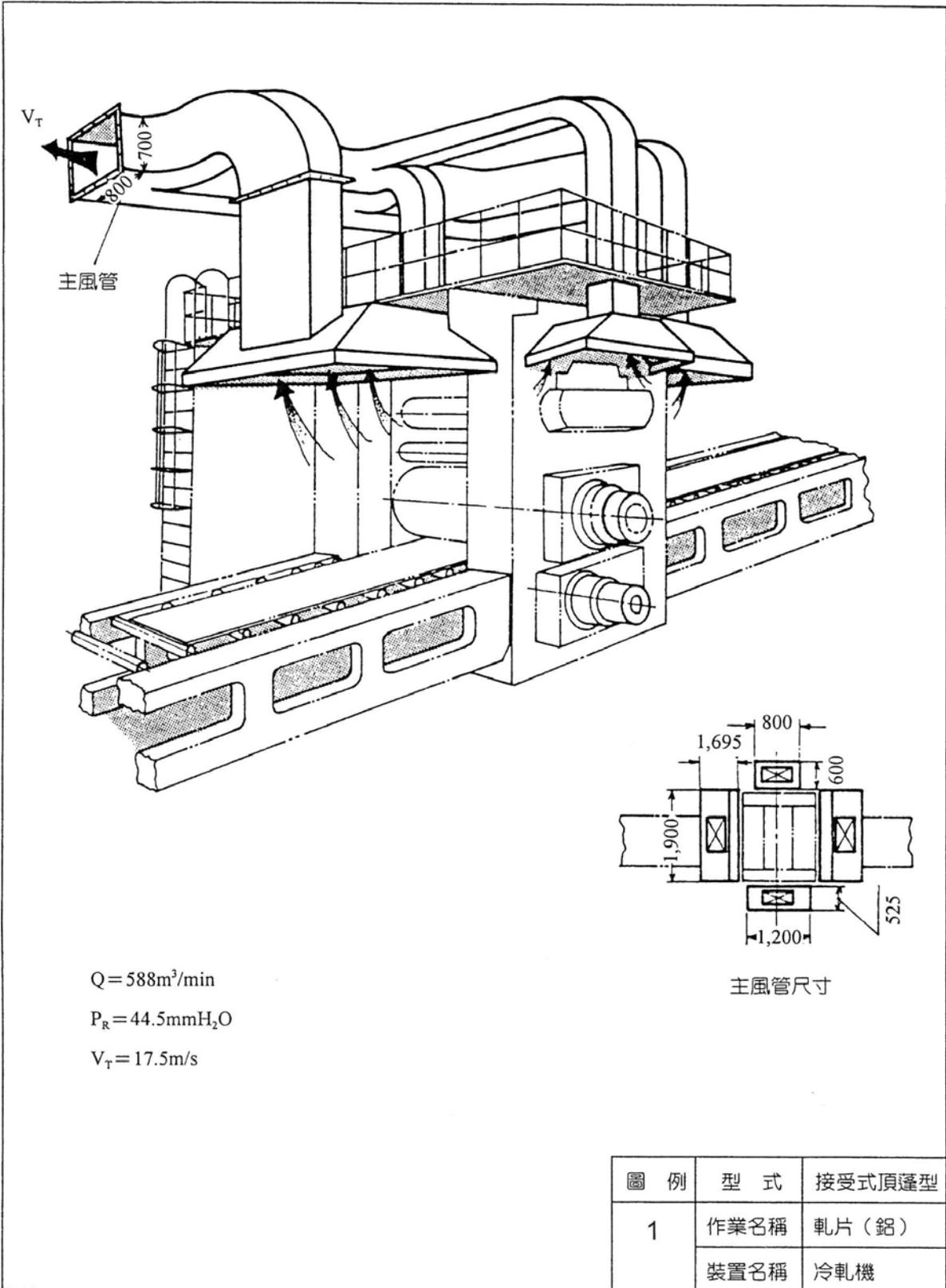
## 圖例 1 冷軋機

本例為金屬板冷軋作業裝置之頂蓬型氣罩，本作業雖屬冷軋，但因軋片輓筒彼此間之摩擦，致產生大量熱氣及潤滑油霧液滴(Oil Mist)，因此需考量氣流狀態、機械構造以及作業特性等諸因素，宜採頂蓬型氣罩進行集氣。

由於此類機械設備之構造型體較為龐大，且廢氣逸散污染發生源通常分散多處，因此所需氣罩之開口面及尺寸俱屬大型，致使排氣量亦隨之增大。

圖例中所示之排氣量及壓力損失等數值，係指各氣罩所收集廢氣匯集於主風管中之總排氣量及總壓力損失，並非單指各別氣罩之排氣量及壓力損失。

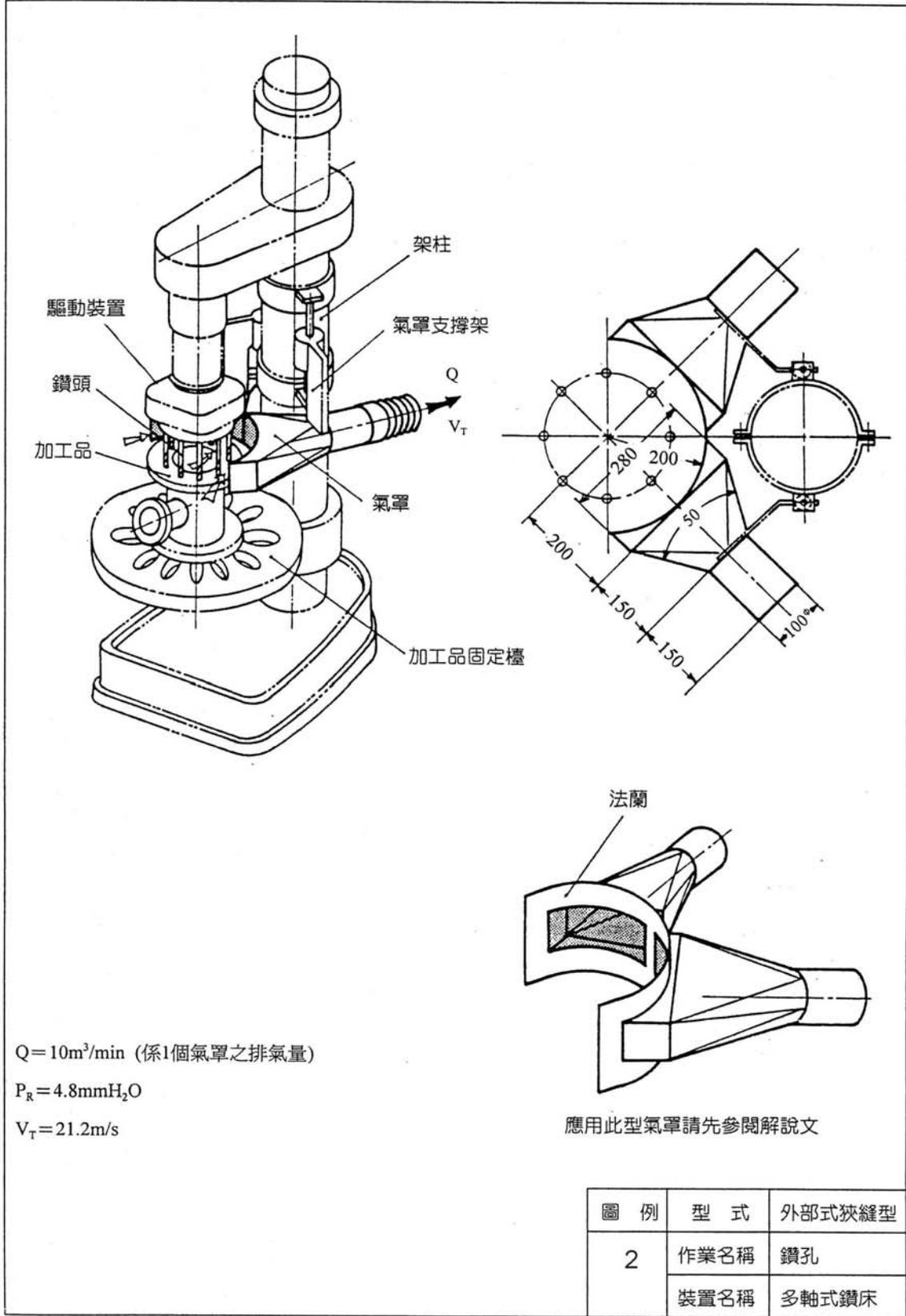
此外，在作業上容許之情況下，宜於各氣罩開口面之周邊裝配法蘭(Flange)，凸緣，以增加進氣罩之集氣效果。



## 圖例 2 多軸式鑽床

本類型氣罩適用於多軸式鑽床生產同形狀及同尺寸加工品之連續鑽孔作業，當進行鑽孔加工時會排放鐵粉、鑄鐵模砂粉塵（鑄件表面無法除淨之鑄模砂）、鐵銹（氧化鐵）及切削油霧液滴（於鑽孔加工作業發熱產生）等污染物。

圖例所示氣罩係為以架柱(Stamel)支撐並可隨污染源高低調整位置之二個氣罩所組成，由於氣罩開口面之彎曲半徑已固定，故無法再用於不在此彎曲半徑內操作或不同於本圖例之其他形狀尺寸之加工作業。若鑽頭驅動裝置（鑽頭上部之方形部分）於運轉時尚有多餘空間，且加工作業之操作容許，則本氣罩可依圖例右下側所示，於氣罩開口面裝設法蘭，以增加抽引效果。

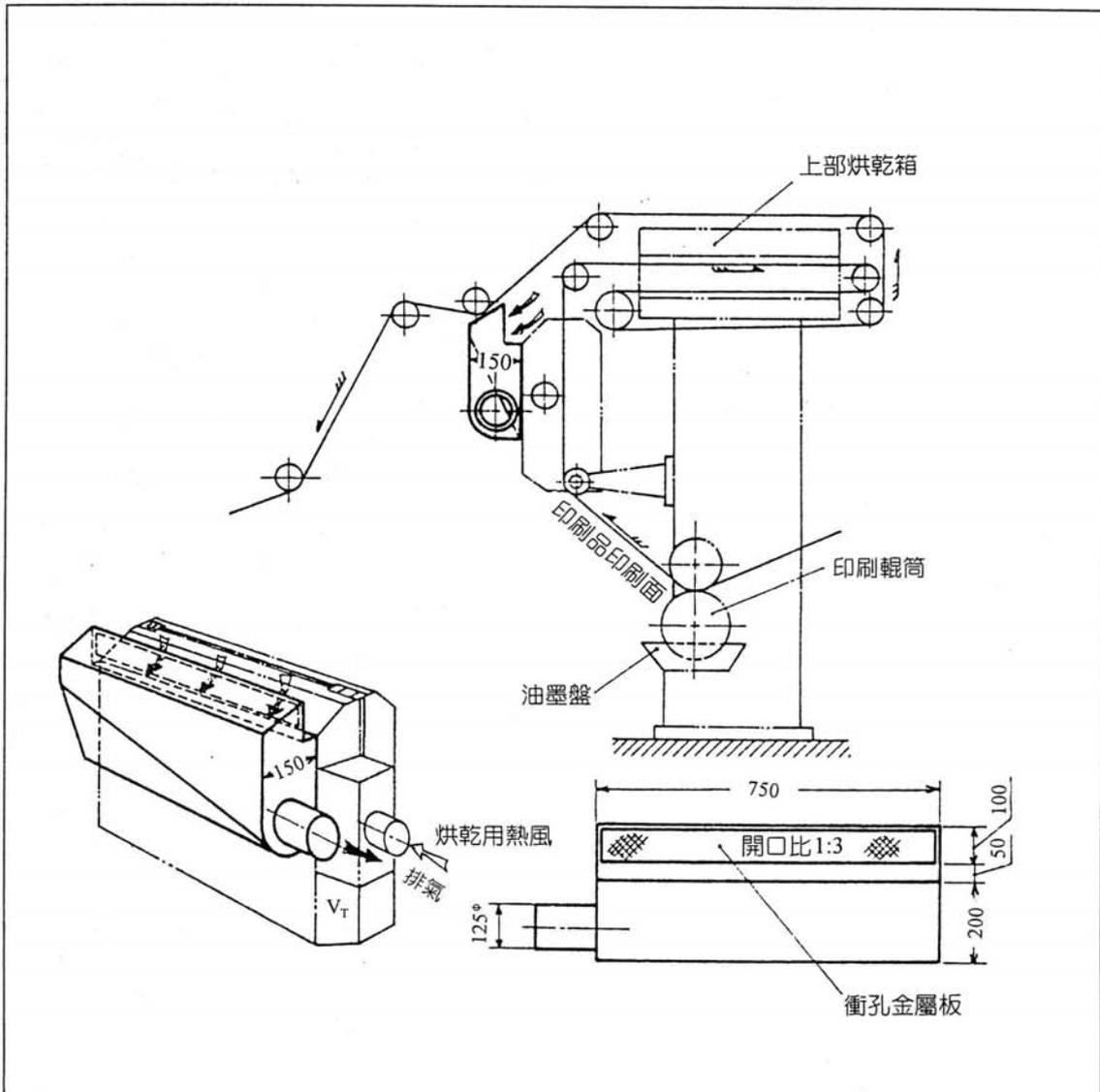


### 圖例 3 凹版印刷機

物品經凹版(Gravure)印刷機印刷後，須以熱風吹烘，使印刷面迅速乾燥。烘乾用熱風之供給方式有二種，一為由外部裝置產生熱風後送入烘乾箱內，另一為將室溫空氣送入烘乾箱，經由箱內之加熱器（電熱或紅外線燈泡）加熱以產生熱風。前述二種方式皆須以風車吹入室溫或熱空氣，因此烘乾箱內均屬正壓系統，致使有機溶劑蒸氣自烘乾箱之縫隙或印刷品出入口處逸散出。此等因逸散所造成之污染，尤以烘乾箱上方之印刷品出口處最為嚴重，本圖例為抽取上述有機溶劑蒸氣所設之氣罩。

由於烘乾用熱風於箱內易於形成上昇氣流，且印刷品同時以高速移動，致使有機溶劑蒸氣與熱風以近乎噴出狀態之方式流出，因此如圖例所示之氣罩裝置，務須儘量減小氣罩開口面與印刷品出口間之空隙，期使集氣效果達到最佳。

然而，根據解決方法乃將烘乾用空氣之供給由吹入改為吸入方式，而使烘乾箱內成為負壓系統，以減少正壓逸散。就烘乾箱內附設加熱器之烘乾方式而言，無論採吹入式吸入室溫空氣均具相同效果，故可將印刷品出口處作為空氣入口處，並於印刷品入口處連接風管、風車以抽引排氣，此時，烘乾箱亦兼具氣罩功能。由於印刷品之進出與氣流反向，將可提高烘乾效果，惟印刷品出入口處之狹縫大小宜就現場配置而決定之。



$Q = 11 \text{ m}^3/\text{min}$

$P_R = 7.5 \text{ mmH}_2\text{O}$

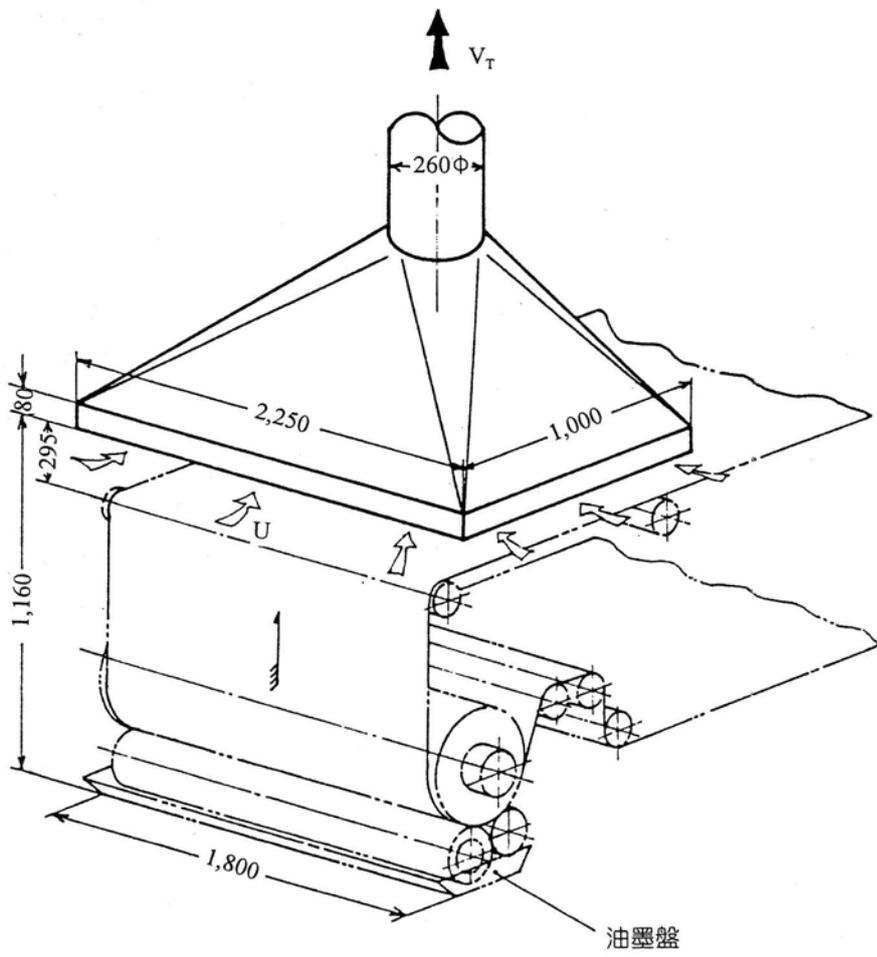
$V_T = 14.9 \text{ m/s}$

圖例	型式	外部式狹縫型
3	作業名稱	印刷
	裝置名稱	凹板印刷機

## 圖例 4 印刷機

本例為印刷品表面有機溶劑蒸氣排除之氣罩，最理想之設計為於不妨礙作業範圍內，儘可能將氣罩開口面接近印刷品表面。但不能過份接近，否則印刷品將因本身之上下振動而與氣罩面反復碰觸而損壞，或氣罩內之負壓抽吸所造成印刷品損壞等問題，因此氣罩開口面與印刷品表面彼此間須保持適當距離。

本作業氣罩排氣量之計算，係以氣罩周緣四邊與印刷品表面間之垂直開口面積總和為實際開口面積，將其乘以開口面之捕集速度（控制風流）而得所需排氣量，因此，氣罩開口面之尺寸雖大，但因其與印刷品表面之距離短，故實際排氣量不大，惟印刷品裝卸不便可能造成作業困擾。

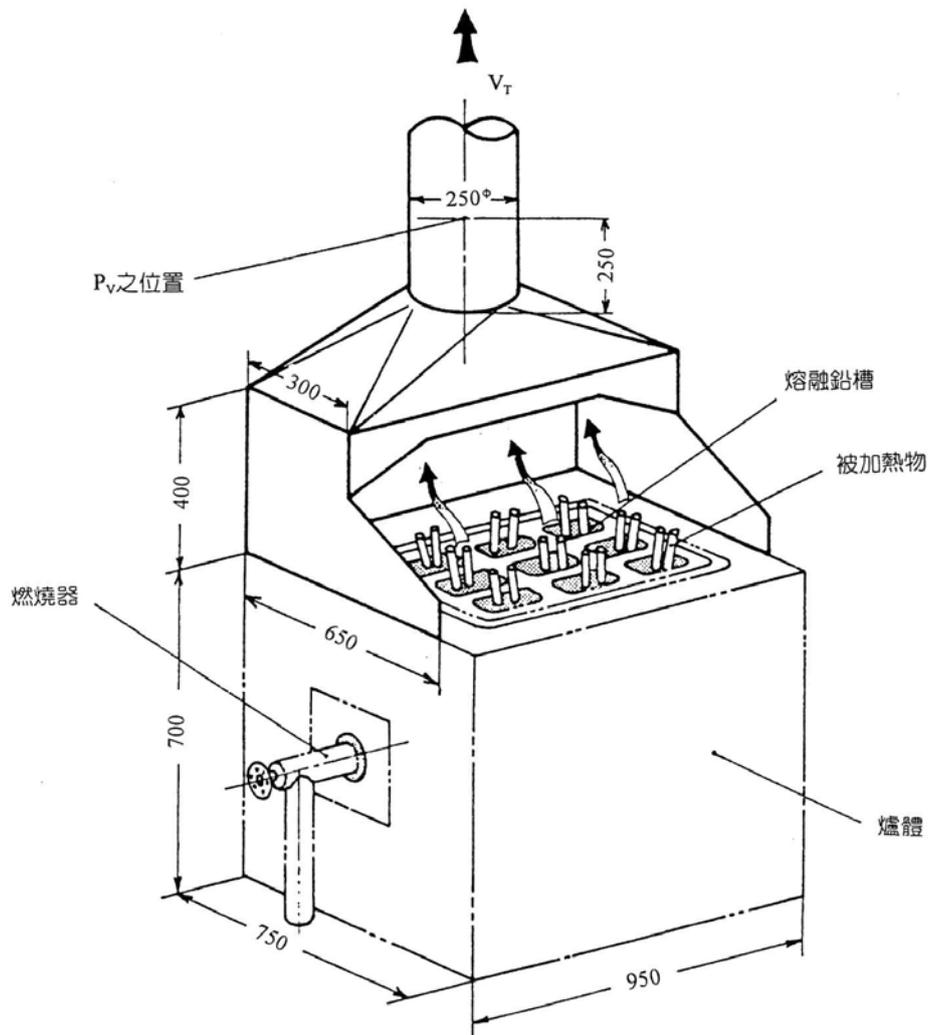


$Q = 58 \text{ m}^3/\text{min}$   
 $P_R = 6.0 \text{ mmH}_2\text{O}$   
 $V_T = 18 \text{ m/s}$   
 $U = 0.5 \text{ m/s}$

圖例	型式	外部式長方型
4	作業名稱	印刷
	裝置名稱	印刷機

## 圖例 5 淬火用鉛浴槽

本例為設於淬火驟冷(Quenching)用鉛浴槽之氣罩，主要用於排除含鉛粉塵、氣罩開口面之形狀係基於方便，被加熱品出入而設計，故嚴格而言已不完全屬於廂式氣罩，其排氣量將因此而較廂式氣罩為大。使用本例時須注意者為加熱用重油燃燒器之排氣需另設煙囪排出。



$Q = 38\text{m}^3/\text{min}$

$P_R = 0.4P_V$

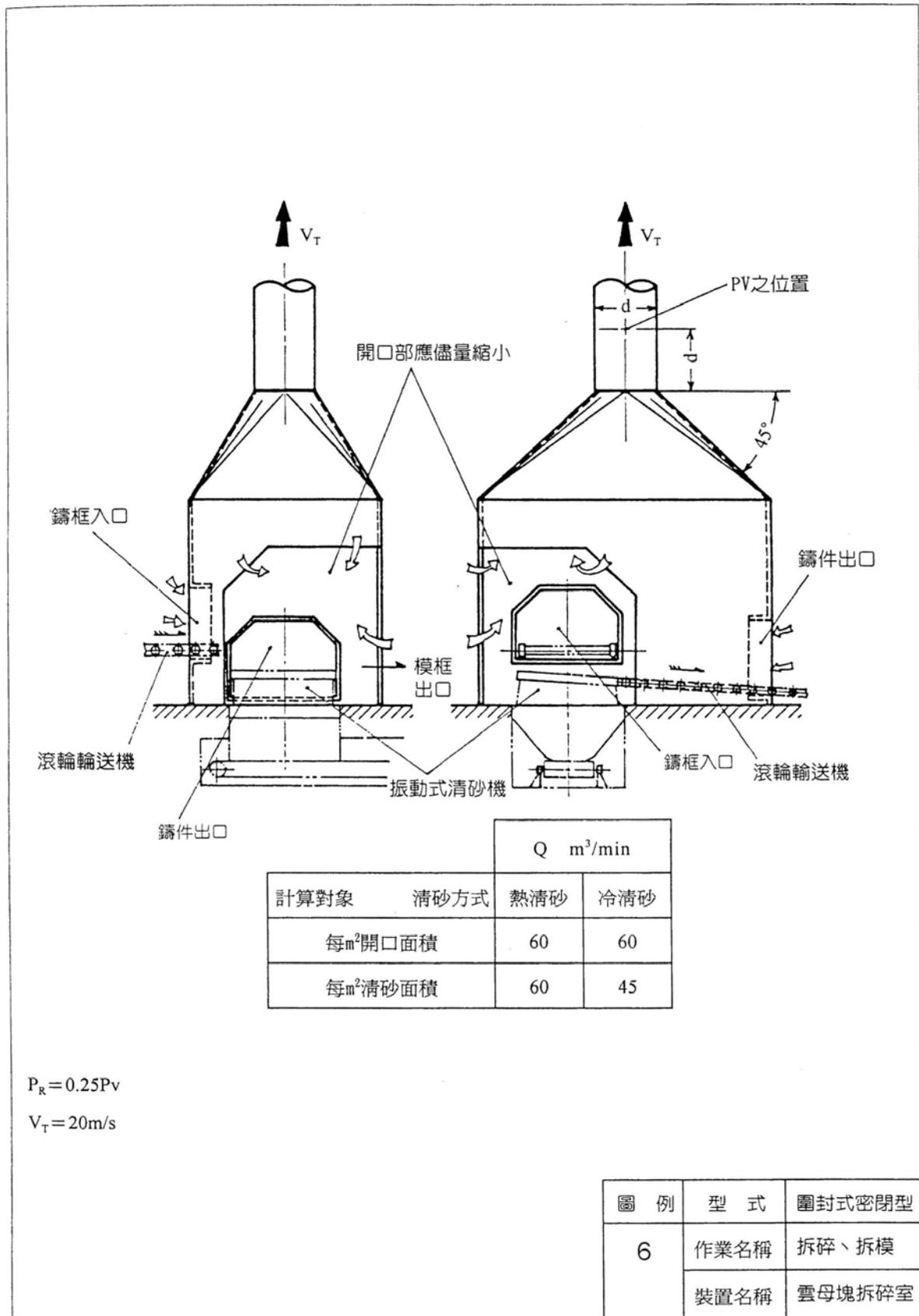
$V_T = 13\text{m/s}$

圖例	型式	箱式抽氣櫃型
5	作業名稱	鉛浴
	裝置名稱	淬火用鉛浴槽

## 圖例 6 振動式清砂機(一)

本例為小鑄件同時進行拆模及清砂用振動式清砂機(Shak-Out Machine)所設之氣罩，因清砂機上方未設高架移動式吊車，而係採用滾輪輸送機(Roller Conveyor)之連續作業，故能以廂式氣罩進行廢氣收集。此等作業雖可採用頂蓬型氣罩，但其捕集效果不佳。當採用本例所示之箱式氣罩時，為避免氣罩抽引過大外界空氣，宜儘量設置屏障圍繞氣罩四周，且在不影響作業情況下儘可能縮小所有開口面積。尤其是鑄框及鑄件成品等之出入口，亦宜配置布簾或垂幕，以儘可能減少開口面積。

排氣量之計算式如圖中附表所示，有依開口面積計算及依清砂機清砂面積計算等 2 種方法，宜就各方法分別計算後採用較大數值作為排氣量設計值。



計算對象	清砂方式	Q m <sup>3</sup> /min	
		熱清砂	冷清砂
每m <sup>2</sup> 開口面積		60	60
每m <sup>2</sup> 清砂面積		60	45

$P_R = 0.25P_v$

$V_T = 20\text{m/s}$

圖例	型式	圍封式密閉型
6	作業名稱	拆碎、拆模
	裝置名稱	雲母塊拆碎室

## 圖例 7 振動式清砂機(二)

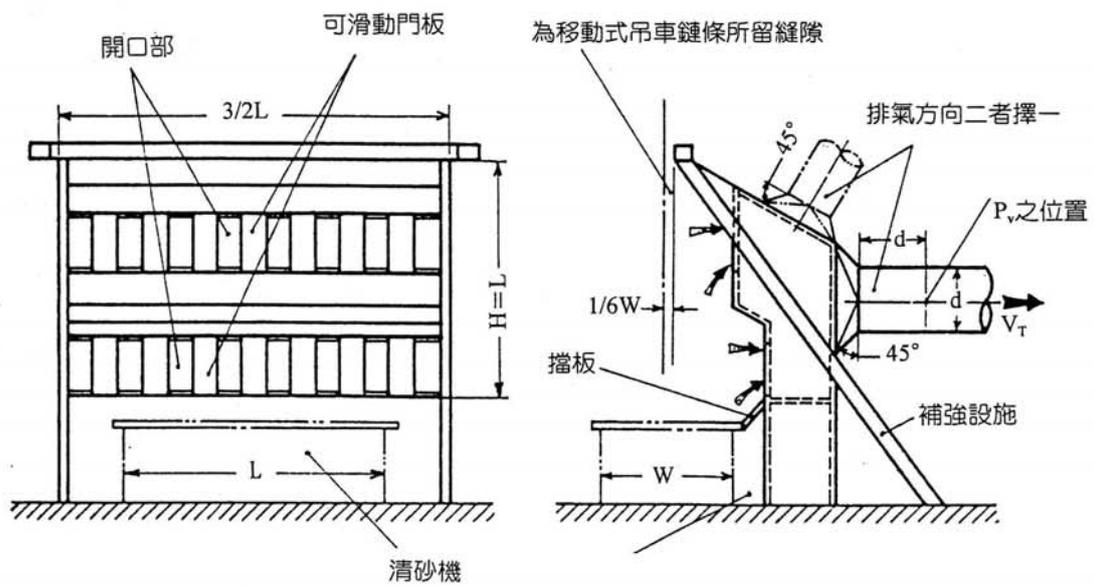
本例為用於振動式清砂機之外部式狹縫型氣罩，如圖中附表所示，每平方公尺清砂面積所需之排氣量依冷熱鑄件及氣罩型式而異，其中所謂遮蔽型氣罩係於外部式氣罩之兩側加裝遮風檔板（圖例並未示出）且至少覆蓋清砂面上方 1/3 高度以上的面積，以減少氣罩所需風量。

若有下列情形發生時，應就表列數值酌予增加氣罩之排氣量，以提昇捕集效果：

- (1)鑄件溫度屬特別高溫時。
- (2)模砂中砂成分之含量大於金屬成分時。
- (3)氣罩周圍之橫風干擾過大時。

值得注意者為，位於清砂面下方之承砂漏斗需有適宜風量進行排氣，此部位宜另設氣罩抽引，其需要風量約為振動清砂用氣罩所需總風量之 10%。

氣罩開口面同時應設置可左右移動之門板，以便依鑄件之大小而調整適當捕集速度，並促使風速均勻分佈。設計氣罩時應注意因清砂機本身機械振動所引起之連動作用，此時氣罩宜選擇堅固之材料謹慎製作，並加裝補強設施，以免氣罩結構發生移位、變形或損毀。此外，宜於氣罩背面或側面設置入孔，以便清理氣罩內所沉積之粗粒或其他積垢。



每m <sup>2</sup> 清砂面積所需風量	Q m <sup>3</sup> /min	
	熱清砂	冷清砂
清砂方式		
氣罩型式		
外部式	120~150	100~120
遮蔽型	90	85

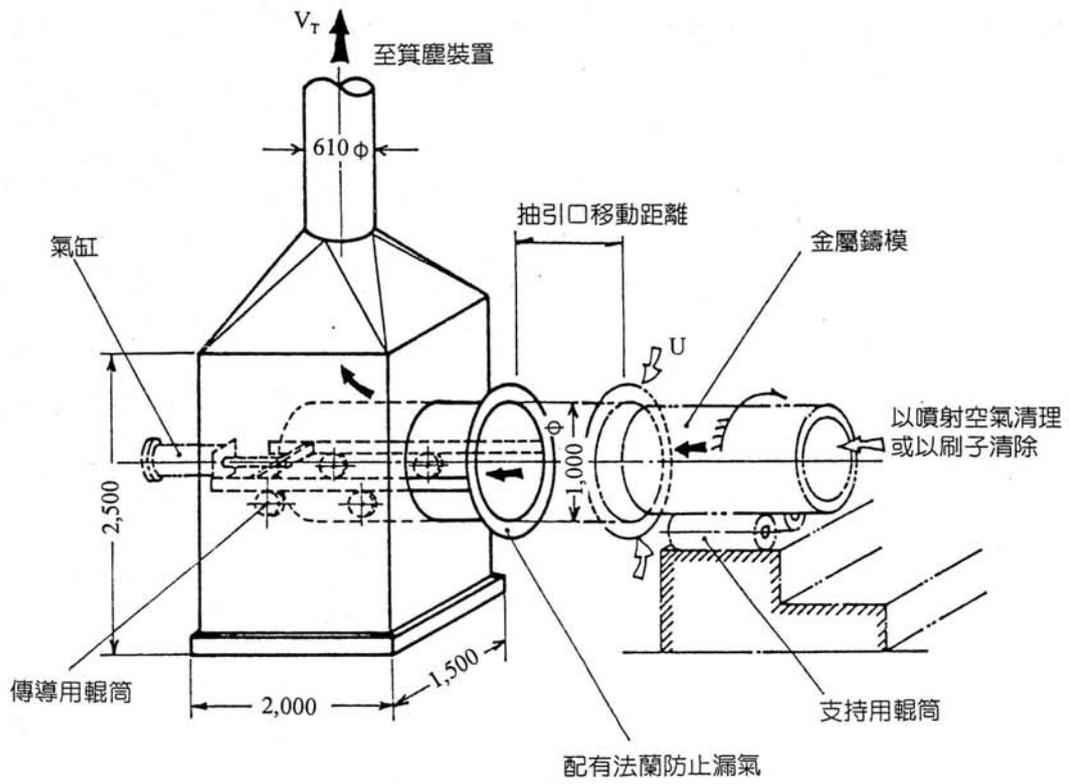
$P_r = 1.8P_{vslot} + 0.25P_v$   
 $V_T = 20\text{m/s}$  (對於模砂等)

圖例	型式	外部式狹縫型
7	作業名稱	拆模、清砂
	裝置名稱	振動式清砂機

## 圖例 8 金屬鑄模清理機

本例為管件鑄造工廠於金屬鑄模內進行清理作業時用於收集粉塵之可動式氣罩，氣罩之移動係由氣缸(Air Cylinder)所控制推動。惟當仿照圖例製造使用時，可能因金屬鑄模之直徑大小、長短或作業條件等不同，而於氣罩開口部與金屬鑄模間產生偏差或間隙，進而失去排氣效果。為改善此問題，宜將可動氣罩開口部之前端改為錐狀(Taper)，即前端以某角度擴大而成喇叭形，並於內面施以較厚之橡膠裡襯，務使每一金屬鑄模前端均能在錐狀管內任意位置密合接觸。為使氣罩能適合於清理不同直徑之金屬鑄模，宜將整個氣罩設計為可昇降之構造，以使氣罩開口部（即錐狀管）之中心能與金屬鑄模中心位置相互對準。

本氣罩宜於其側面之適當位置設置清理用人孔，以便清理氣罩內沉積粉塵，另宜於氣罩移動範圍四周裝設適當形狀、尺寸之安全護網，以免氣罩移動時造成作業人員之傷害。



$Q = 265 \text{ m}^3/\text{min}$

$P_R = 30 \text{ mmH}_2\text{O}$

$V_T = 15 \text{ m/s}$

$U = 5 \text{ m/s}$

圖例	型式	外部式圓口型
8	作業名稱	金屬鑄模清理
	裝置名稱	金屬鑄模清理機

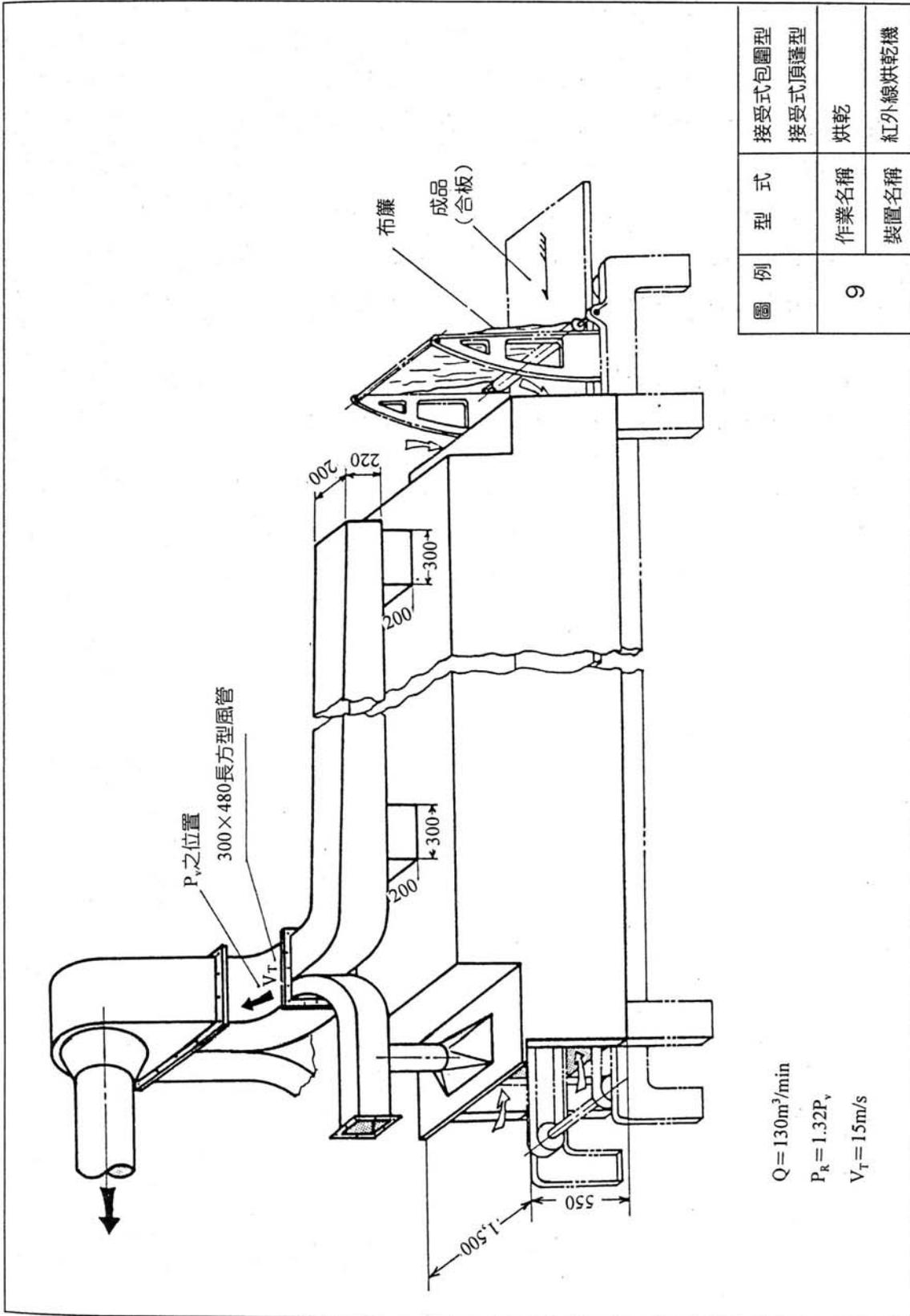
## 圖例 9 紅外線烘乾機

一般而言，烘乾機排氣多採用本圖例所示之氣罩型式，此型氣罩需完全密閉，以免有害氣體隨熱風由氣罩上部之縫隙洩漏而逸散。

採用此型式氣罩之烘乾機，常發生熱氣流由成品出入口之上部約 1/3 處漏出，而冷氣流由其下部約 2/3 處流入之現象，其發生主因係由於系統風車馬力設計不足。由於物品於烘乾時所產生之蒸氣或氣體量不大，但冷空氣於進入烘乾室後便會受熱而膨脹，故須選用容量足夠之風車，俾以排出此等因受熱而膨脹之空氣量。

若受限於烘乾作用或烘乾成品品質之需要，烘乾機內未能以負壓方式操作時，可考慮讓部份熱氣流由成品出入口之上部流出，惟須於出入口端之上方部位另設頂蓬型氣罩收集排氣。

圖例中於成品入口處所設遮蔽用之布簾，係用以保護作業人員之眼睛，以避免於成品進入烘乾機時因紅外線外洩而受到傷害。



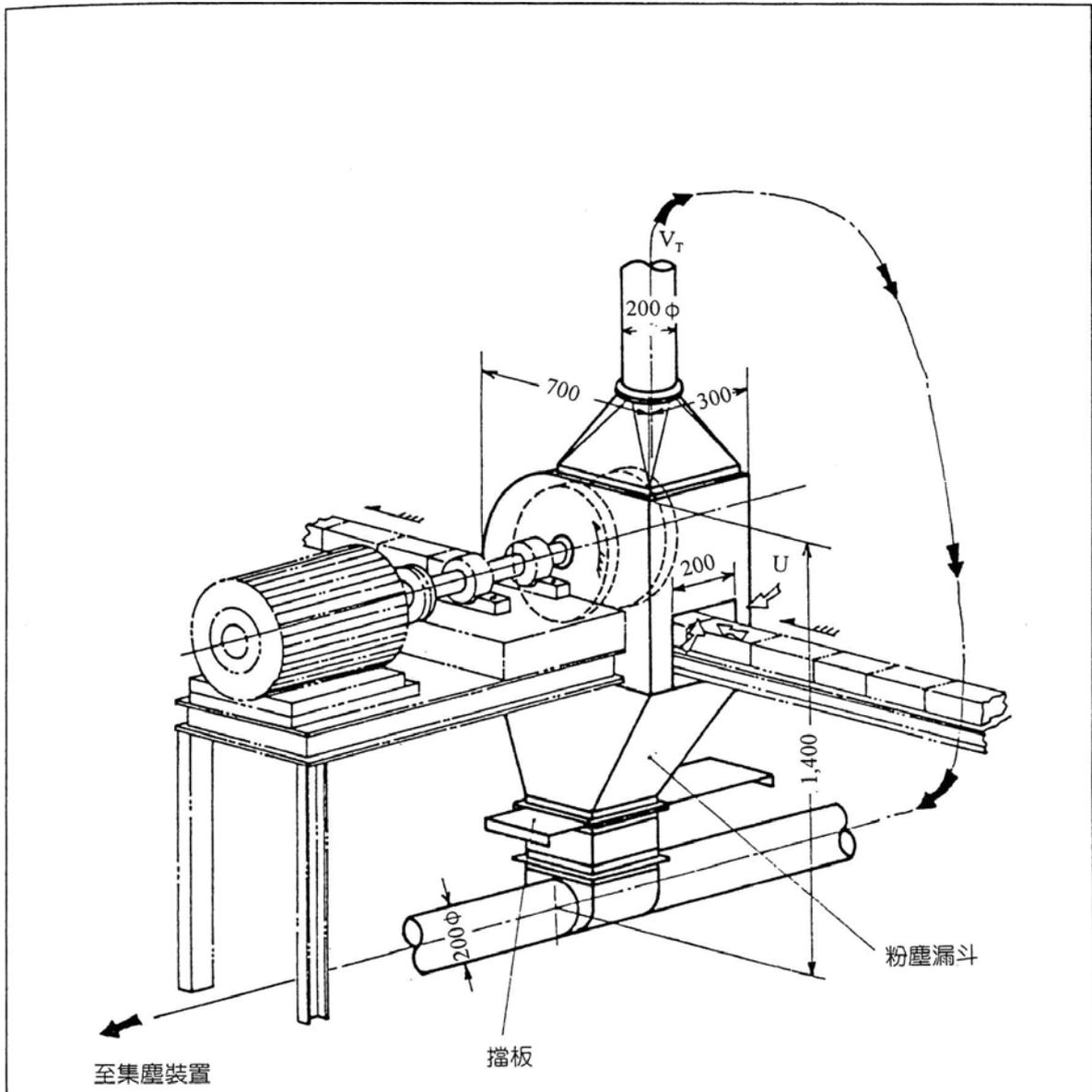
圖例	式	接受式包圍型
9	作業名稱	接受式頂蓬型
	裝置名稱	烘乾
		紅外線烘乾機

## 圖例 10 自動雙面研磨機

本例為裝置於自動雙面研磨機之氣罩，研磨機係在圖一轉軸上裝配有相距一定間隔之 2 個磨輪，同時研磨往返於其間之加工品（如磚類）。

研磨時粗大粒子逕行掉落沈積於下部漏斗內暫存，而微細粒子則會揚起而經由氣罩捕集進入風管內，由圖可知氣罩風管亦集塵漏斗之下部相連。當漏斗內之粉塵堆積達某一程度時，可藉由拉開其下部檔板以便粉塵溶入風管內，再利用快速氣流輸送至集塵裝置處理，此項設計之優點為不需進行漏斗內堆積粉塵之排除操作。

此外，由磨輪旋轉方向推斷，研磨時會有部份粉塵沖向成品入口處而逸出，因此其開口面宜採用大於一般氣罩開口面之風速進行設計。



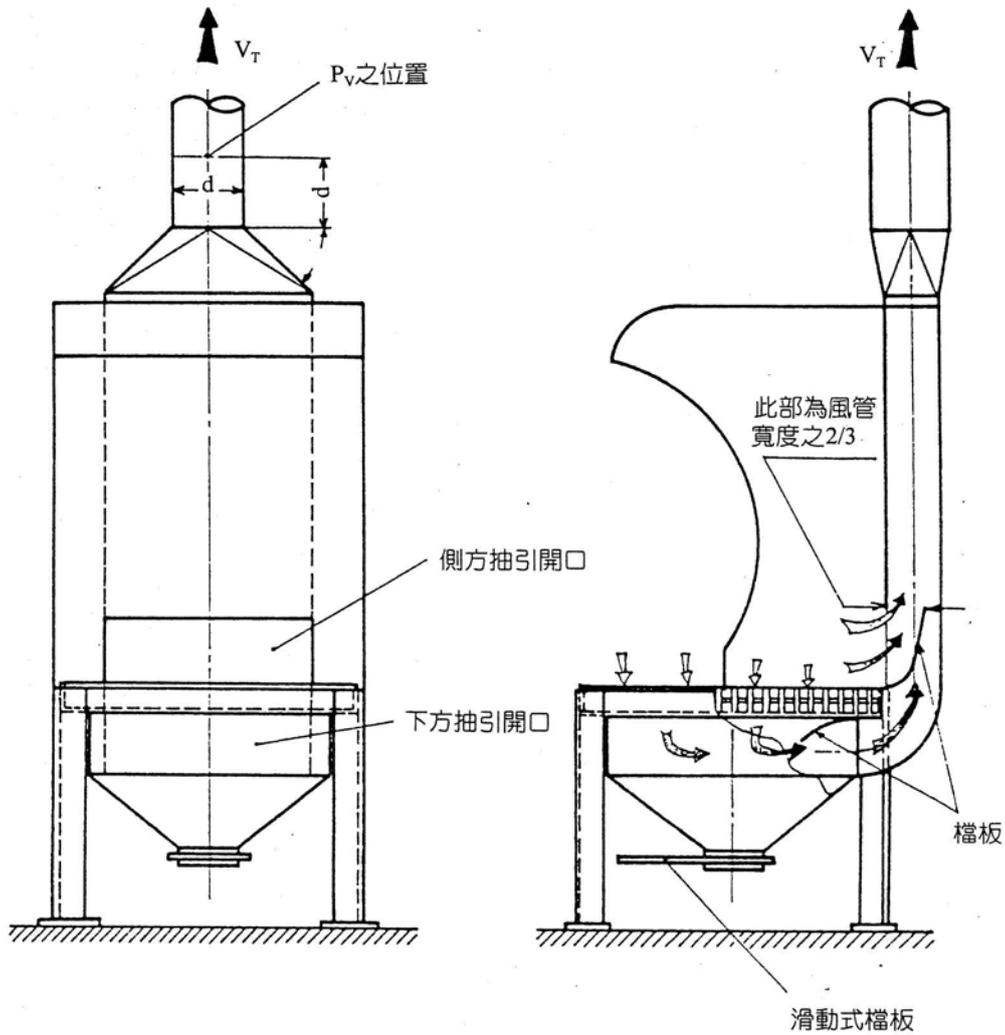
$Q = 40\text{m}^3/\text{min}$   
 $P_R = 25\text{mmH}_2\text{O}$   
 $V_T = 21\text{m/s}$   
 $U = 5.5\text{m/s}$

圖例	型式	圍封式密閉
10	作業名稱	研磨
	裝置名稱	自動雙面研磨機

## 圖例 11 換氣作業檯

本例氣罩可應用於研磨、塗裝、切削及接著等人工操作之加工作業，屬於由側方及下方取方向進行廢氣抽引之複合式氣罩。其排氣量分配之原則為側方氣罩與下方氣罩各佔總排氣量之  $3/4$  與  $1/4$ ，且各個氣罩開口面之抽引風速分別為  $5$  及  $1\text{m/sec}$ ，是以各氣罩之形狀及尺寸等須依此決定，並設置如圖示之檔板以控制風量大小。

搬運速度( $V_T$ )依研磨加工物品之種類不同而異，若用於塗裝或接著作業時，因氣罩係用於排除溶劑蒸氣風管內之搬運速度( $V_T$ )不需過大，而以  $10\sim 15\text{m/s}$  為宜。



$Q = 46 \text{ m}^3/\text{min}$  (對於每 $\text{m}^2$ 氣罩開口面積)

$P_R = 0.25 P_v$

$V_T = 22.5 \text{ m/s}$  (研磨對象為礦物質時)

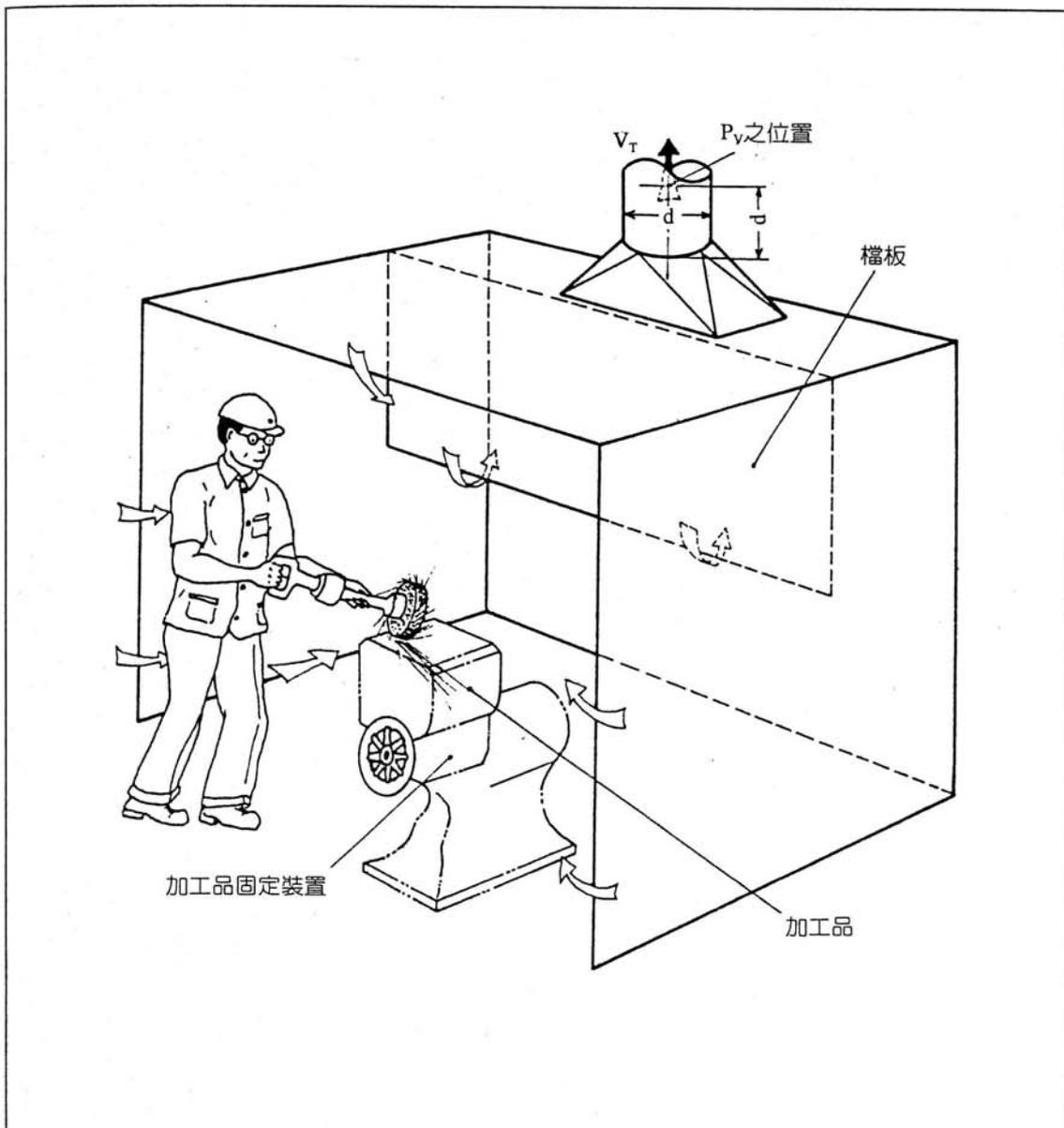
$= 17.5 \text{ m/s}$  (研磨對象為合成樹脂等非礦物質時)

圖例	型式	廂式抽氣櫃型
11	作業名稱	研磨、塗裝、切削、接著
	裝置名稱	換氣作業檯

## 圖例 12 手提式研磨機

本例為手提式研磨機研磨較大型鑄件作業用之廂型氣罩例，其作業人員係於加工鑄件周圍移動而進行研磨，此類研磨操作並非良好之作業方式。為避免抽引過大之排氣量，氣罩應儘量採用較小尺寸之單面開口廂式崗亭型，而作業方式之改善，以不使研磨操作在作業人員與排氣系統之中間進行為原則，以求逸散粉塵儘可能遠離作業人員之呼吸範圍。例如：將加工鑄件品固定於迴轉檯(Turntable)上，且作業人員亦有固定之作業位置，而藉由轉動迴轉檯以進行加工品之研磨，惟此時必須裝設固定裝置，防止加工品轉動之危險發生。

圖中之檔板及為防止空氣由抽氣罩開口部上方短流，以使開口面有均勻之氣流。



$Q=31\sim46\text{m}^3/\text{min}$  (對於每 $\text{m}^2$ 開口面積)

$P_r=0.50P_v$  (以直管連接時)

$=0.25P_v$  (45° 推拔管連接時)

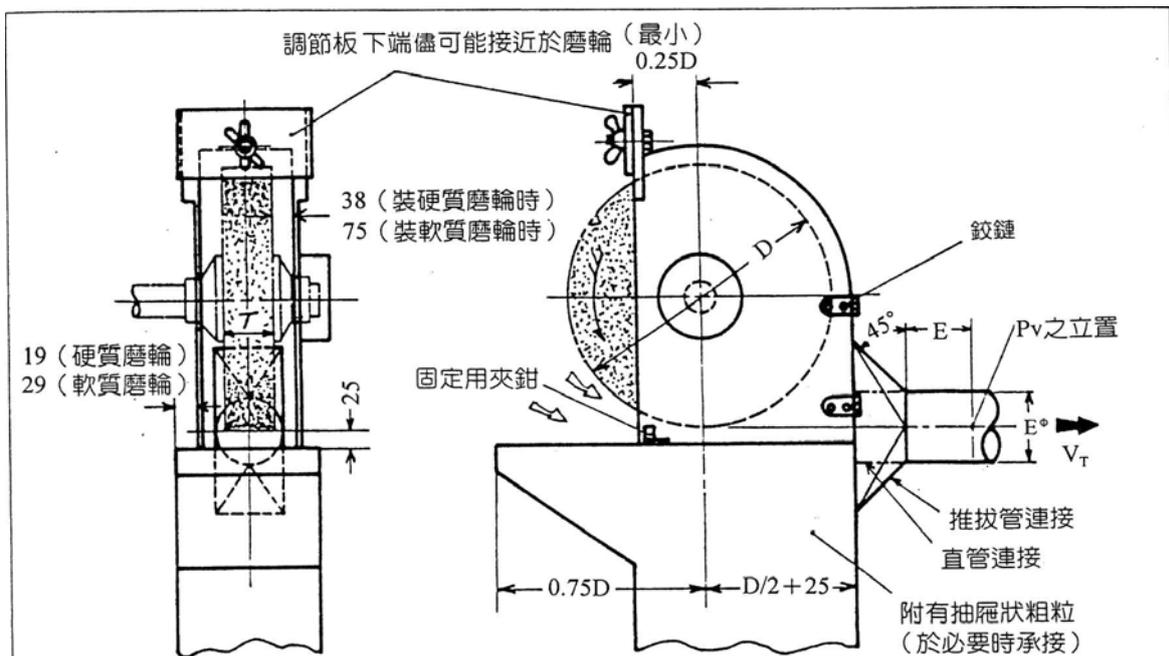
$V_r=22.5\text{m/s}$  (研磨對象為礦物質時)

$=17.5\text{m/s}$  (研磨對象為合成樹脂等非礦物質時)

圖例	型式	廂式崗亭型
12	作業名稱	研磨(手工)
	裝置名稱	手提式研磨機

### 圖例 13 研磨機、拋光機

本圖例為研磨機或粉撲(Puff)拋光機用接受式包圍型氣罩之一般形狀，排氣量依磨輪直徑、厚度及磨輪被氣罩包覆之程度而定。



排氣量(Q)及連接風管直徑(E)

磨輪直徑 (D) mm	磨輪厚度 (T)* mm	磨輪總面積中未以氣罩覆蓋部份 在25%以下時		磨輪總面積中未以氣罩覆蓋部份超 出25%時	
		Q m <sup>3</sup> /min	E mm (搬運速度=22.5m/s)	Q m <sup>3</sup> /min	E mm (搬運速度=22.5m/s)
230以下	50	8.52	89	11.4	103
230~405	75	14.1	114	18.9	132
405~485	100	17.4	127	22.8	145
485~610	125	21	140	31.2	170
610~760	152	29.4	165	39.5	192
760~915	152	34	178	52.1	220

(註)\*磨輪之厚度超出表中各欄直徑之相對數值時，可採用實際厚度相對直徑之排氣量

$$P_R = 0.4P_v \text{ (以推拔管連接時)}$$

$$= 0.65P_v \text{ (以直管連接時)}$$

$$V_T = 22.5\text{m/s} \text{ (研磨對象屬金屬時)}$$

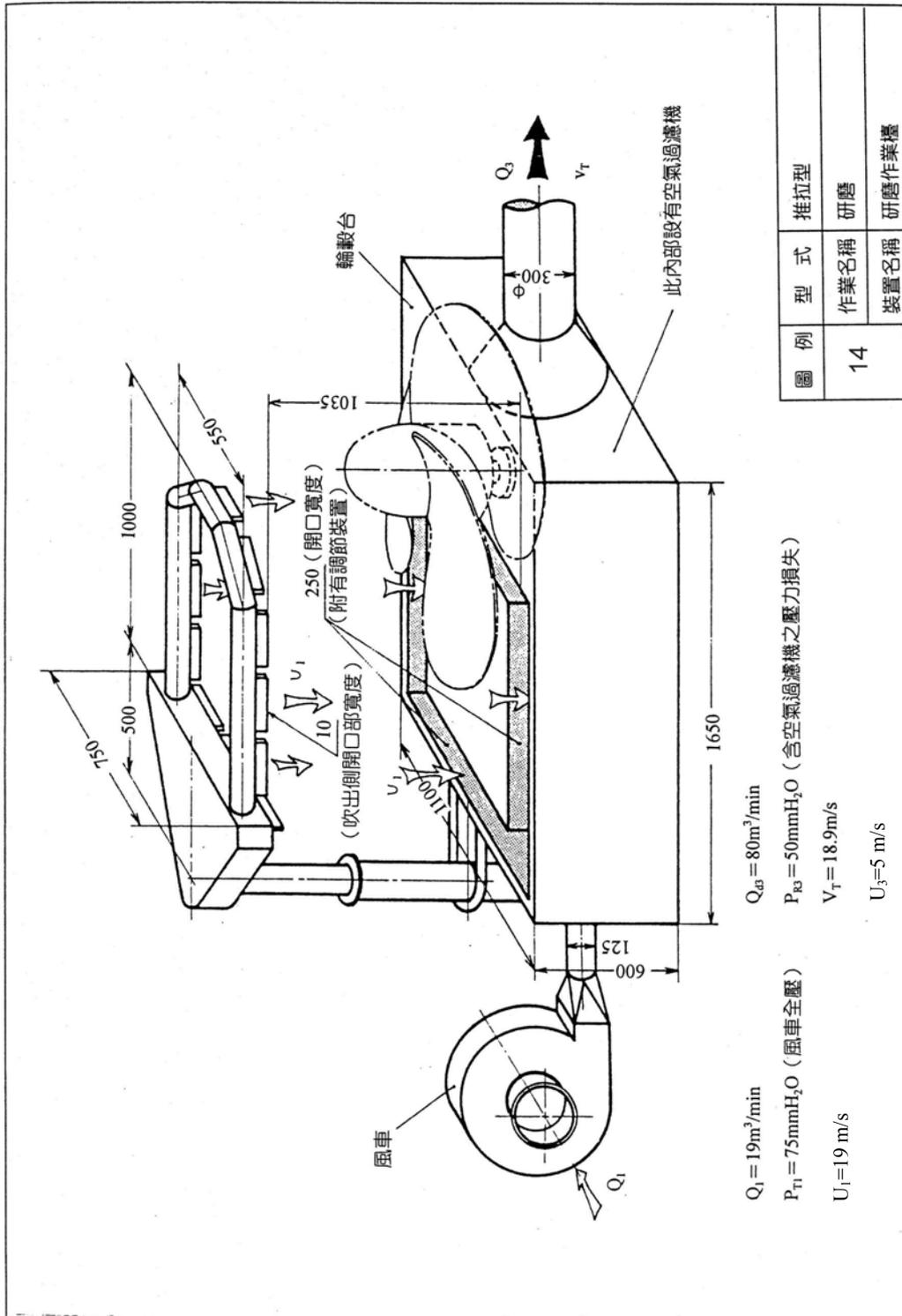
$$= 17.5\text{m/s} \text{ (研磨對象屬合成樹脂或類似品時)}$$

圖例	型式	接受式包圍型
13	作業名稱	研磨、拋光
	裝置名稱	研磨機/拋光機

## 圖例 14 研磨作業檯

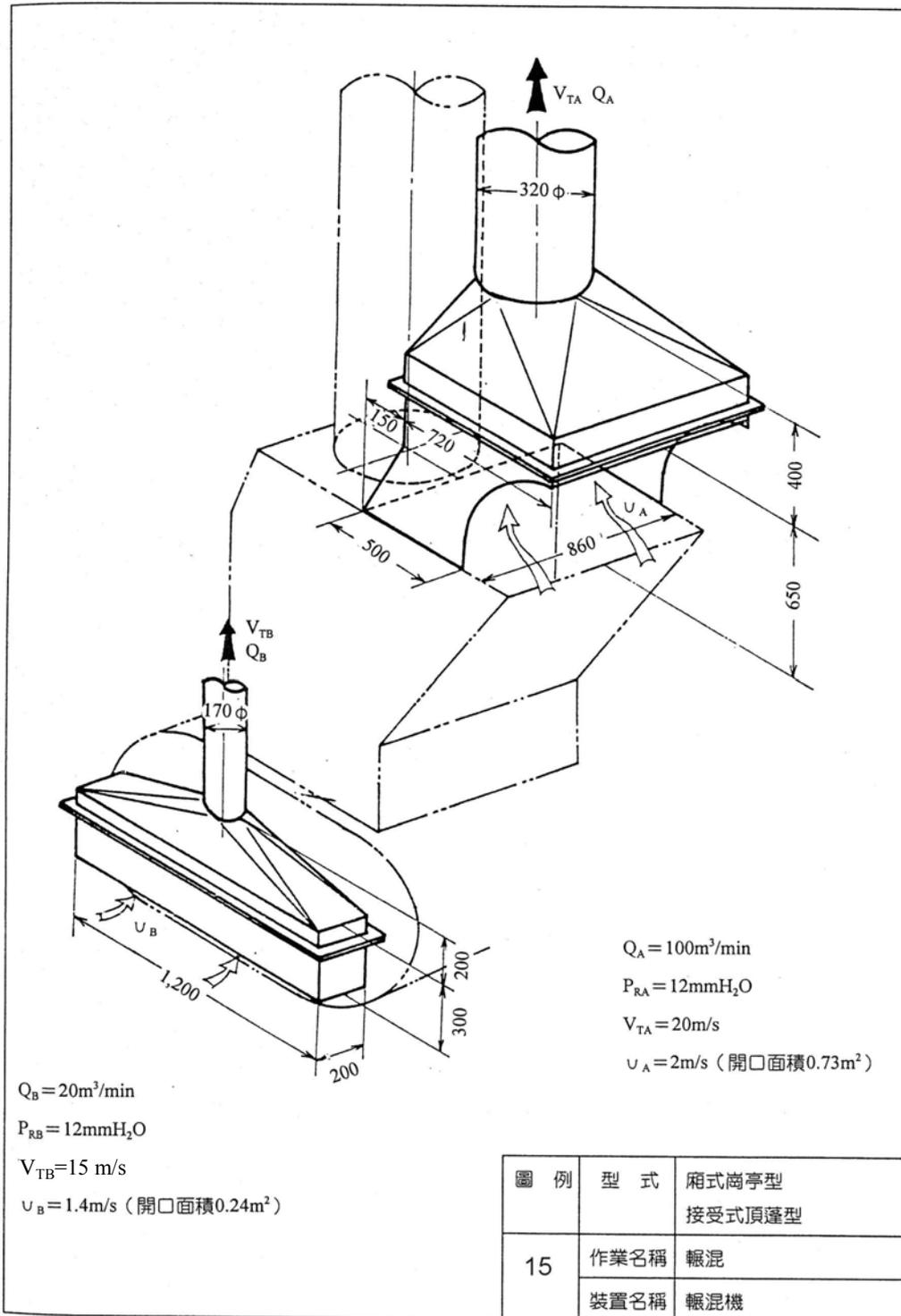
本例為研磨作業用推拉型氣罩，其吹氣口設於上方，抽引氣罩設於下方。採用此型於研磨大件或形狀特殊之加工品時，易發生因加工品暫時阻塞部份抽引氣罩開口部，致使氣罩局部失去抽引效果，或吹出氣流因和加工品衝擊產生亂流而失去功能，故設計或使用上，宜予注意。

本例係以輪轂台(Boss)緩慢轉動研磨塑膠螺旋槳表面，因此可能發生上述之不良情形。由於圖例上方吹出側之形狀複雜，為使各吹出口氣流均勻應於吹出側及抽引側之內部裝設調節裝置。抽引氣罩之壓力損失( $P_{R3}$ )為 50mmH<sub>2</sub>O，較高原因係其已包括空氣過濾機之壓力損失。



## 圖例 15 輾混機

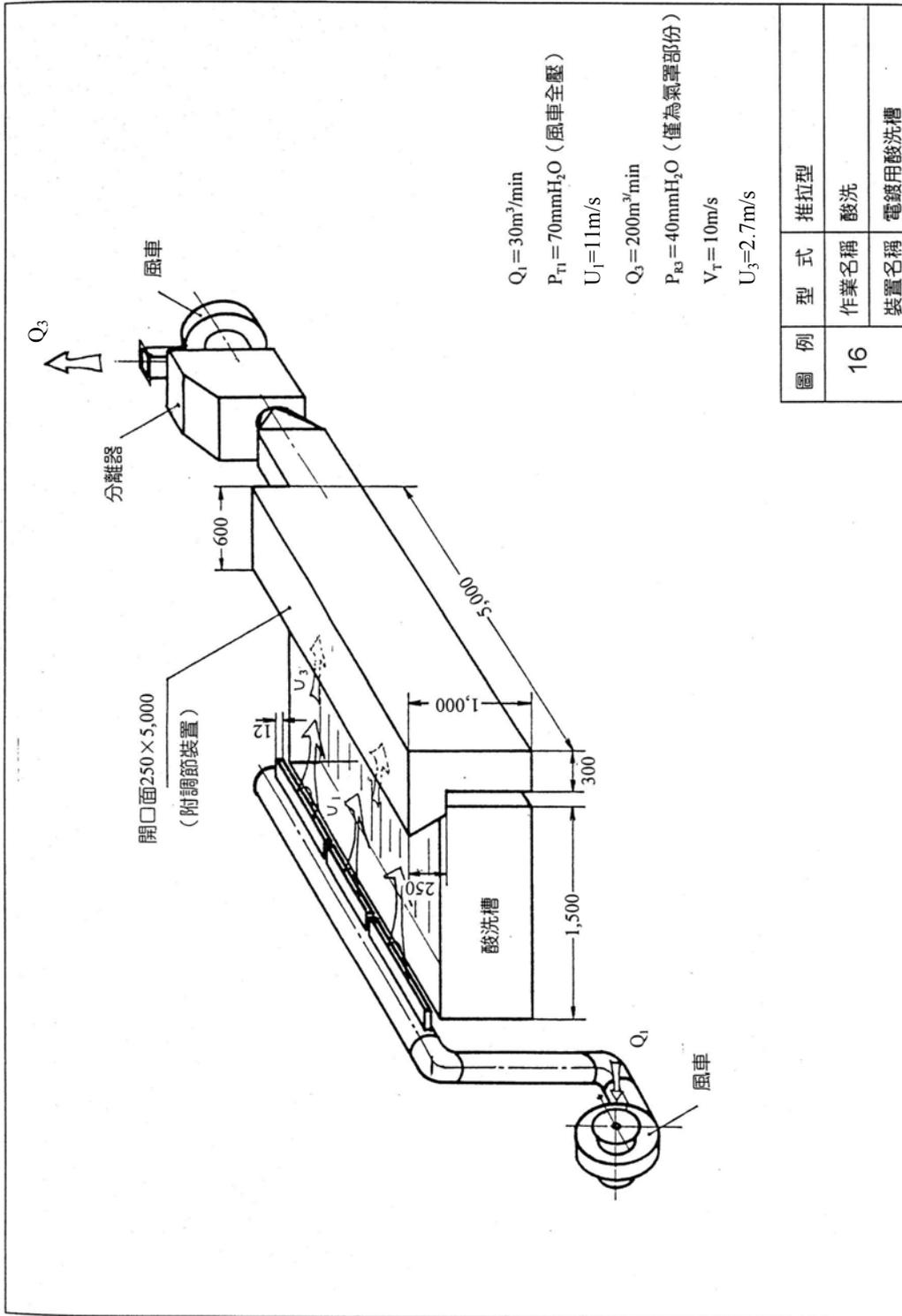
本例為高分子物質輾混機之加料口（上部）及卸料口（下部）所產生粉塵及蒸氣排除用氣罩，由於輾滾產生之蒸氣易於氣罩、風管或風車內冷卻凝結，常有粉塵附著於內部表面之虞，故各單元設備宜設計為容易清理之構造。尤其風車內部若有粉塵附著，則清除十分困難，因此改用噴射器(Ejector)抽引亦為一良好方法，但其缺點為動力耗能較大。本例中之卸出口氣罩宜配設凸緣，且其開口面可分割為 2 或 3 部份進行抽引，如此捕集效果較佳。



## 圖例 16 電鍍用酸洗槽

本例為電鍍前處理酸洗槽所產生各種酸氣霧滴(Mist)排除用氣罩，此類推拉型氣罩必須於吹氣側及抽引側氣罩內部分別裝設適當之調節裝置，以使氣流均勻。此外，宜於大件加工品出入時，預先以檔板關閉吹出側氣流，以防止氣流與加工品直接衝擊，而使有害蒸氣或霧滴逸散。若加工品之形狀為平板形，應將其進出方向調整與氣流平行，此時釗無關閉吹出氣流，且其衝擊亦不致影響太大。

酸洗作業用氣罩、風管及風車等之結構材料都應選用耐酸性材料，或採用經塗佈耐酸塗料處理之材料。



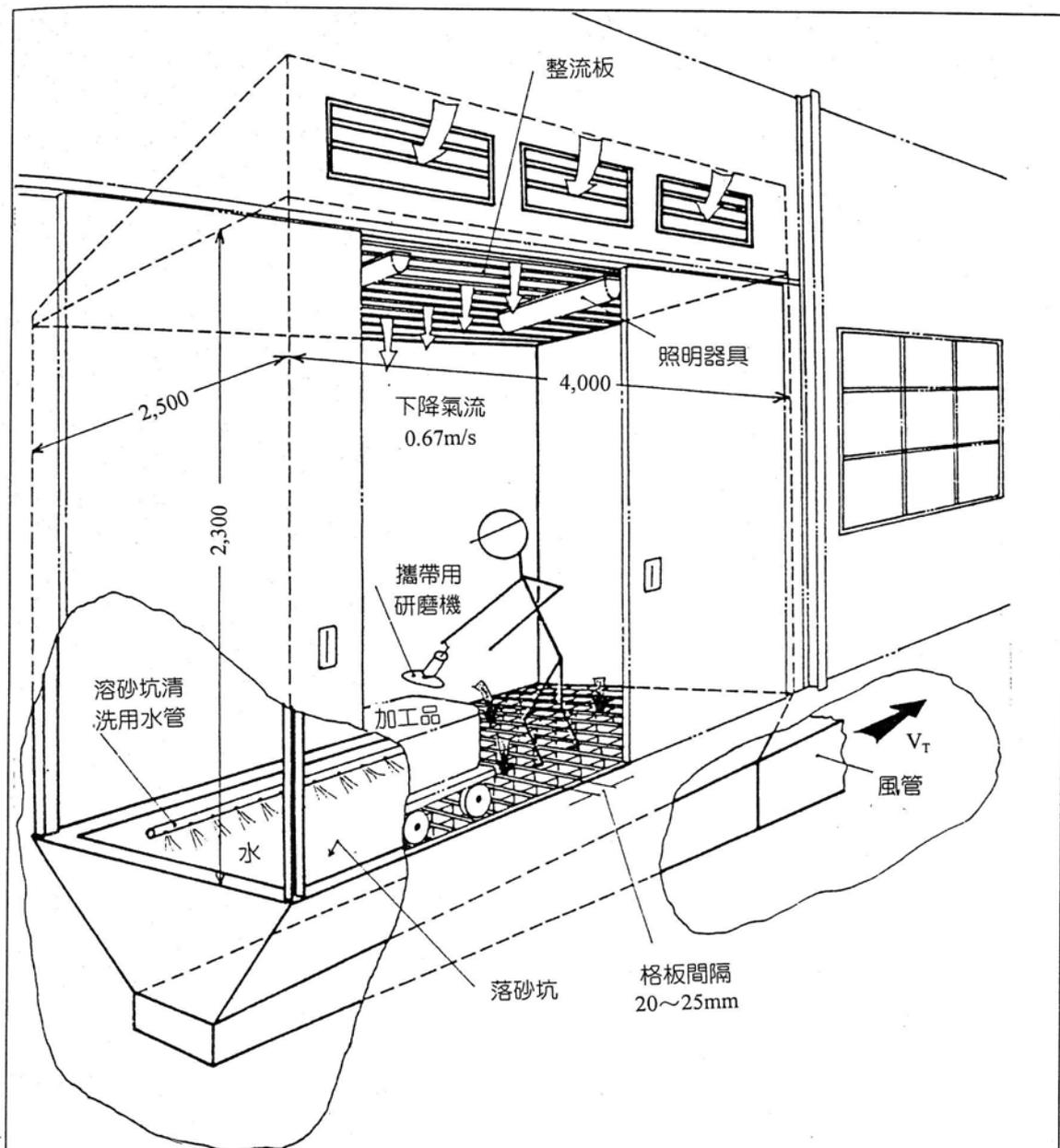
圖例	型式	推拉型
16	作業名稱	酸洗
	裝置名稱	電鍍用酸洗槽

## 圖例 17 研磨室

本例應屬作業室換氣裝置，除可用於研磨作業外，亦可適用於塗裝、粉撲拋光及噴砂等作業。

頂部進氣室(Chamber)及狹縫之形狀尚屬良好，惟為使格板作業平面皆有均勻之抽引氣流，必須於抽引側排氣風管裝設風量調節器。

向下抽引之氣流速度應設計為 1m/sec，另外在安全考慮下，宜將出入口門扉部分或全部以透明材料製作，以保持其良好之透視性。



$Q = 400\text{m}^3/\text{min}$

$P_R = 30\text{mmH}_2\text{O}$

$V_T = 18\text{m/s}$

(註)離格板作業平面1m高處之下降氣流有0.6~1.0m/s

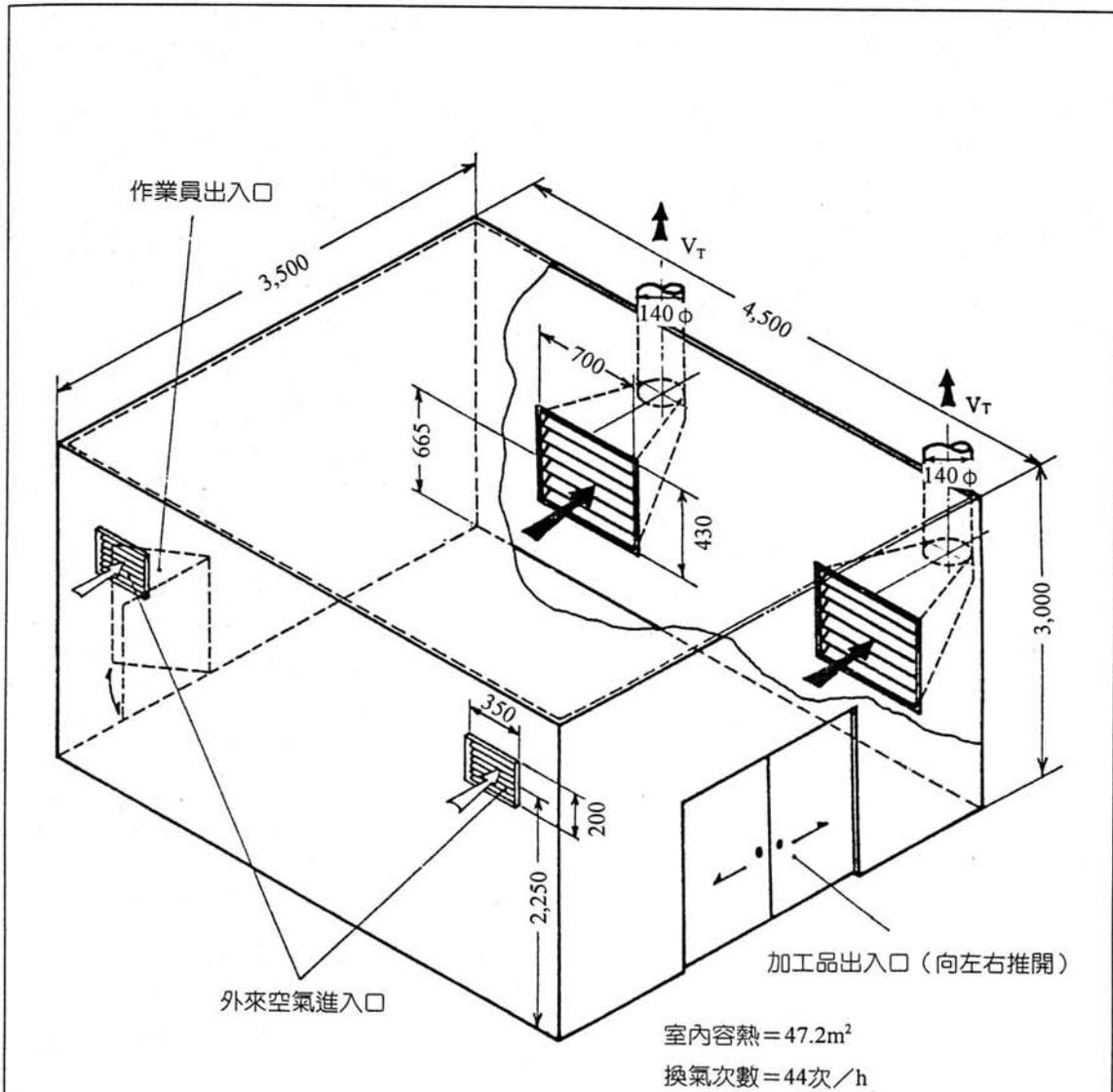
圖例	型式	外部式格板型(全室換氣)
17	作業名稱	研磨、研磨粉撲、拋光
	裝置名稱	研磨室

## 圖例 18 噴砂室

本件屬作業房全室換氣裝置，但由室內作業人員及粉塵產生源之觀點，可視為捕捉型氣罩例。

此種型式抽氣罩通常應用於噴砂(Said Brust)作業，以防止產生之污染物影響廠內其他作業人員為目的。由於內部作業人員在高度污染環境下作業，且有遭高速飛散砂粒衝擊受傷之虞，必須佩戴送風式防護面罩及防護衣。

圖中設於空氣吸入口及排氣氣罩之百葉片，除用以控制氣流流向，兼有防止高速飛揚粒子飛出外部或飛入風管內檔板之作用。此型式亦適用於塗裝作業，惟此時切忌作業人員位於塗裝加工品與排氣吸入口之間作業。若用於塗裝作業時，宜於其開口面裝設空氣過濾機，以濾除空氣中之塵埃。作業房進行全室換氣操作時，加工品及作業人員進出口應經常關閉。



(註)因加工對象鑄件之形狀大小不是未能於加工附近設抽氣罩，故採用全室換氣方式

$Q = 35\text{m}^3/\text{min}$

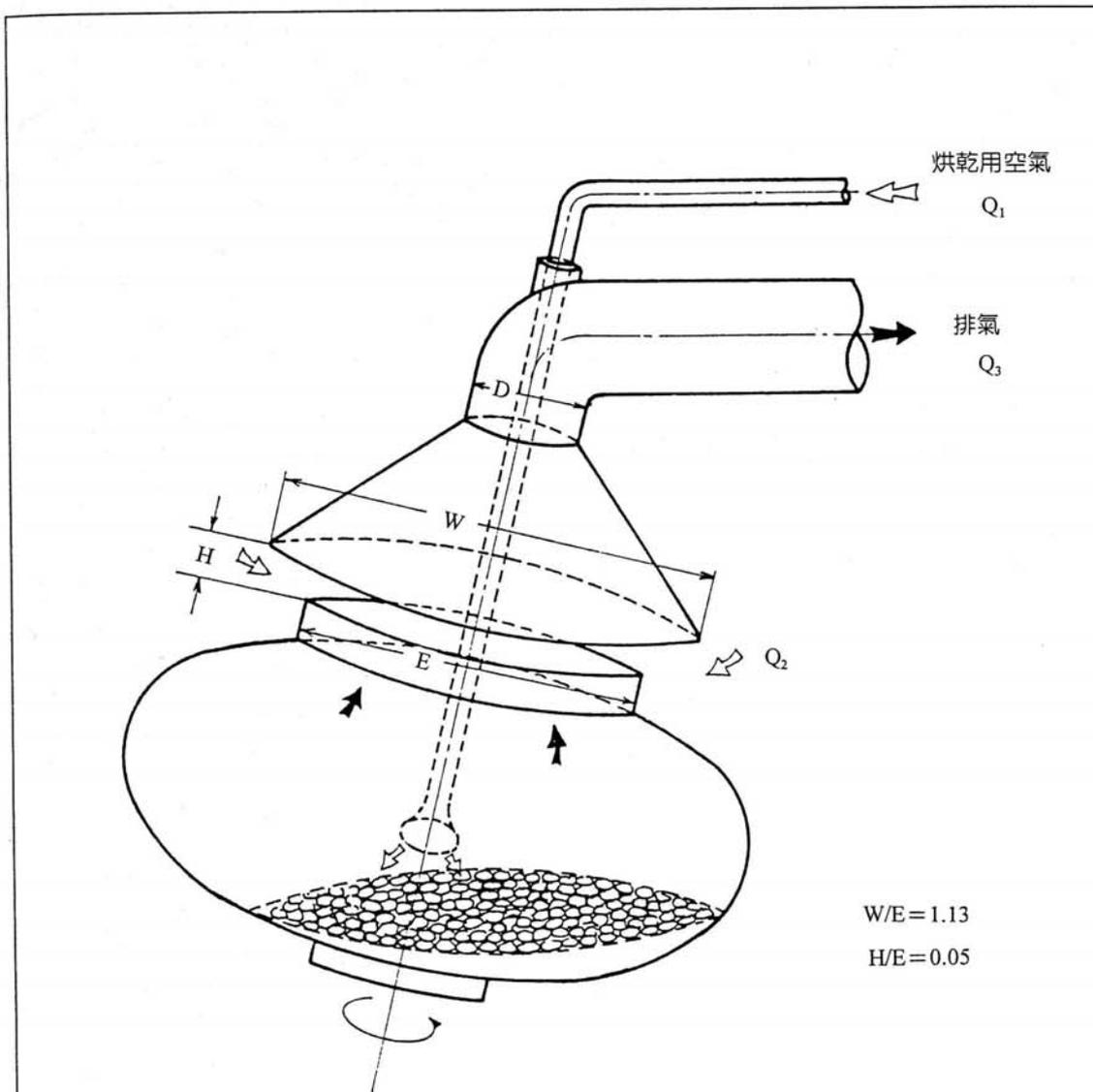
$P_R = 7\text{mmH}_2\text{O}$

$V_T = 19\text{m/s}$

圖例	型式	外部式長方型 (全室換氣)
18	作業名稱	噴砂、塗裝
	裝置名稱	噴砂室

## 圖例 19 迴轉式烘乾機

此例為迴轉式糖衣藥片烘乾機（賦與亮光作業）用氣罩例，其作業方式為將烘乾用空氣送入迴轉式烘乾機中以去除藥片中水份，同時添加糖衣於藥片上以產生光澤。因此氣罩之抽引風量若不恰當，將影響烘乾及賦與光澤之效果。如圖例之尺寸設置，採用排氣量為 2.4 倍乾燥用空氣量合理，惟須考慮藥片種類及大小之差異。



W/E = 1.13  
H/E = 0.05

$$Q_3 = Q_1 + Q_2 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$= 2.4Q_1 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$P_{R3} = 0.2P_v$$

$$V_T = 10 \sim 15 \text{ m/s}$$

圖例	型式	接受式頂蓬型
19	作業名稱	藥片亮光
	裝置名稱	迴轉式烘乾機

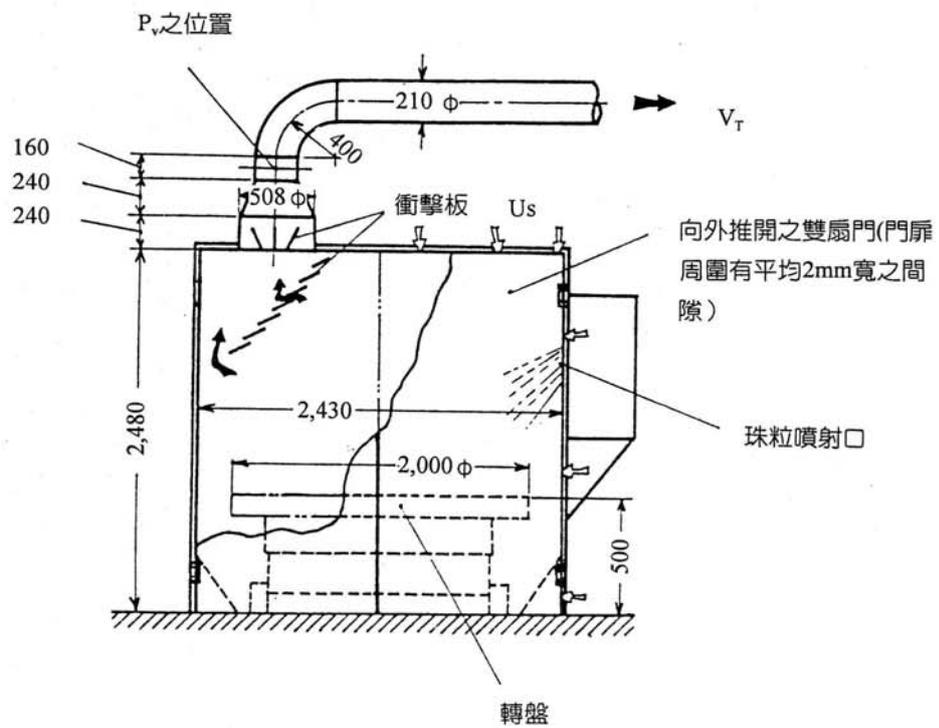
## 圖例 20 珠粒噴擊機

本例為鑄件清砂用珠粒噴擊機(Shot Blast)之圍封式氣罩，其雖屬圍封式，然於門扉邊緣均有間隙，而由此流入氣流之風速大，因此排氣量及壓力損失均較大。

由於珠粒（鐵質）之噴射速度大，而易由門扉邊緣之間隙飛出，故在安全考量上應避免此類現象發生。為避免珠粒飛出，間隙之氣流流入速度應大於 30m/sec。圖例氣罩門扉間隙之總長為 12.3m，實例寬度平均約為 2mm，而由排氣量(Q)計算求出平均流入風速為 31.4m/sec，因此，本氣罩之流入速度及排氣量均屬合理。

單就鑄模用砂而言，圖例所採用風管搬運速度( $V_T$ )為 22.5m/s仍屬過大，然考量模砂中可能有珠粒混入，故採用較大搬運速度尚屬合理。

依推估算室內氣流平均風速約為 0.16m/sec，若室內無人員作業時尚屬合理，惟若有人員於室內作業，則需有 0.3~0.6m/sec 之向下氣流，以符合勞工安全作業環境相關規定。



$Q = 47 \text{ m}^3/\text{min}$

$P_R = 1.3 P_v$

$V_T = 22.5 \text{ m/s}$

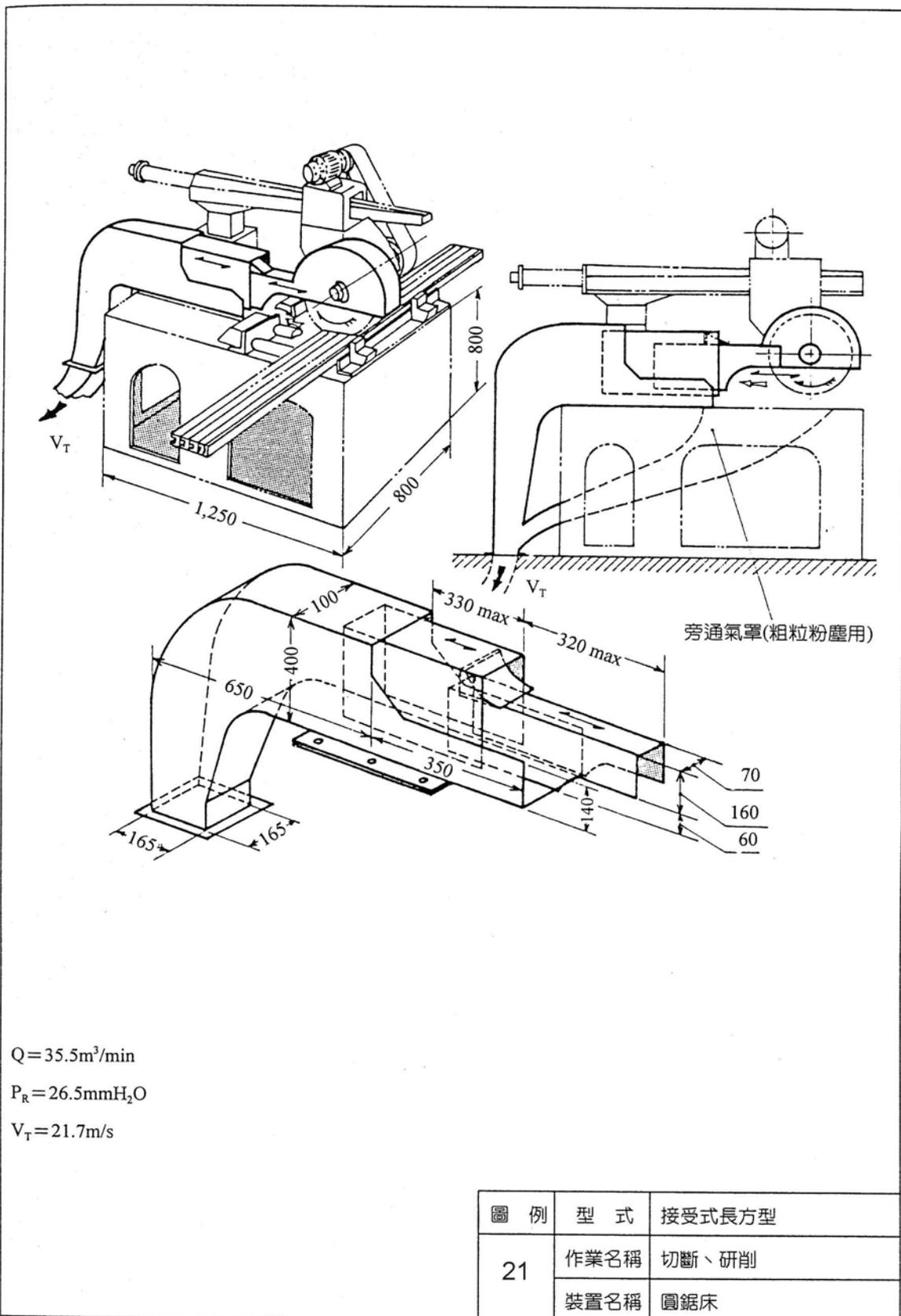
$U_s = 10 \text{ m/s}$

圖例	型式	圍封式密閉型
20	作業名稱	清砂
	裝置名稱	珠粒噴擊機

## 圖例 21 圓鋸床

此為接受式長方型氣罩之應用例，其開口處及連接風管之一部份為滑動伸縮式，可隨圓鋸之前後移動而伸縮，當其總長度愈短時，則排氣效果愈佳。由於固定風管之寬度為 100mm，而前端滑動開口之寬度僅為 70mm，彼此接縫之間隙太大，故宜考慮利用材料之厚度予以改善。

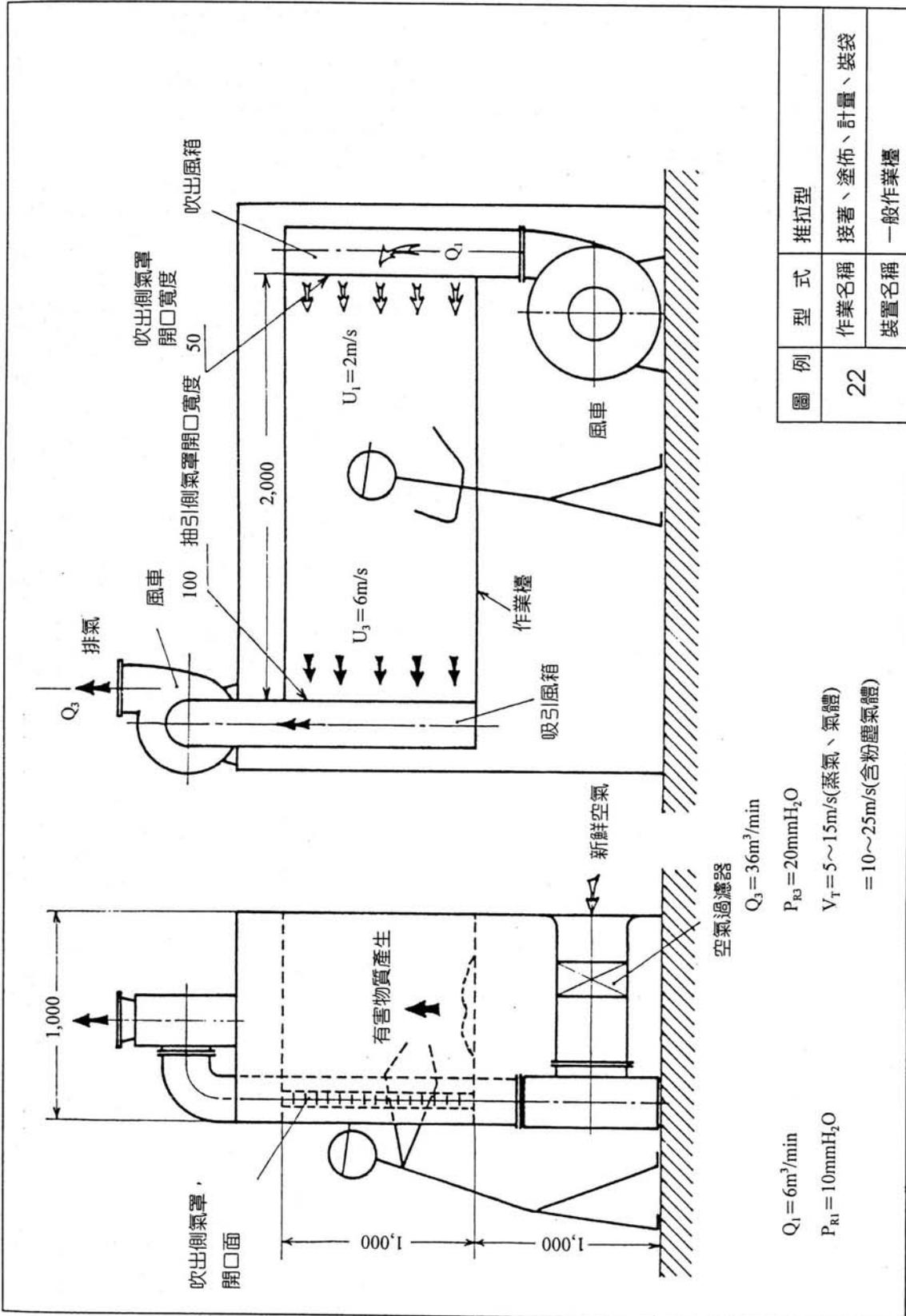
為配合圓鋸需隨加工對象厚薄而上下移動之需要，中間滑動風管與前端滑動開口頂部間留有較大間隙，而中間滑動風管前端處之突出片，係用來防止多餘空氣由此進入。鋸切作業時向下掉落之粉塵以旁通氣罩導入主風管，設計此型氣罩時，應特別留意其形狀及內部風速，以免粉塵沉積在內部。



## 圖例 22 一般作業檯

本例推拉型氣罩係以空氣幕(Air Curtain)遮蔽作業檯上所產生之有害質，作業人員顏面可避免直接接觸有害物質而進行作業。圖中所示吹出氣流風速( $U_1$ )2m/s僅為一例，實際應依作業檯面寬度而定，惟若採用過大風速，則可能造成作業人員產生不適感之問題發生。

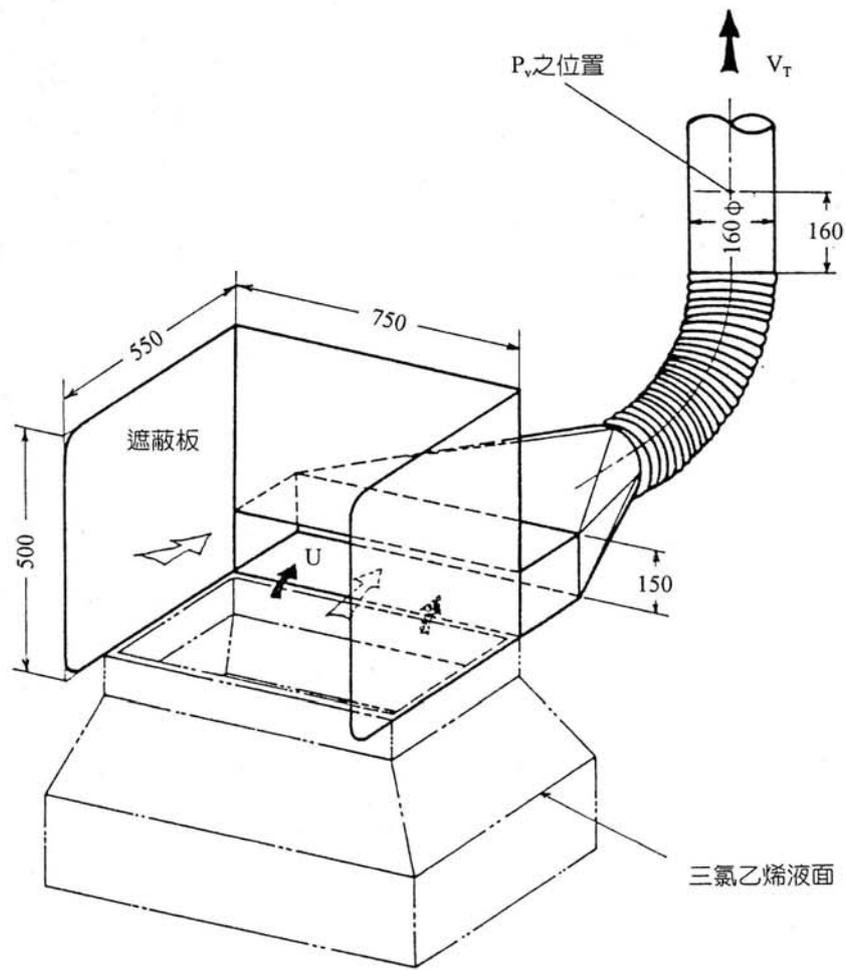
此外，若作業人員之手需經常伸入空氣幕內操作，則會與吹出氣流衝突而發生亂流，導致空氣幕之遮蔽效果減低，因此，對於其構造設計或使用上應特別注意。



圖例	型式	推拉型
22	作業名稱	接著、塗佈、計量、裝袋
	裝置名稱	一般作業檯

### 圖例 23 三氯乙烯洗淨槽

由排氣量計算本例氣罩開口面(750×150mm)之流入氣流風速(U)為 1.8m/sec，一般而言，三氯乙烯(Trichloroethylene)洗淨槽氣罩之流入風速若過大，則三氯乙烯之損耗量將隨之增加，因此抽引速度之設計應避免過大。圖中所示遮蔽板具有防止外界空氣吹入引起亂流之影響可增進抽引效果，本例為槽內未裝設冷卻凝結裝置之氣罩例，若用於設有冷卻凝裝置者，則宜酌予減少排氣量。



$Q = 12\text{m}^3/\text{min}$

$P_R = 0.49 P_v$

$V_T = 10\text{m/s}$   $U = 1.8\text{m/s}$

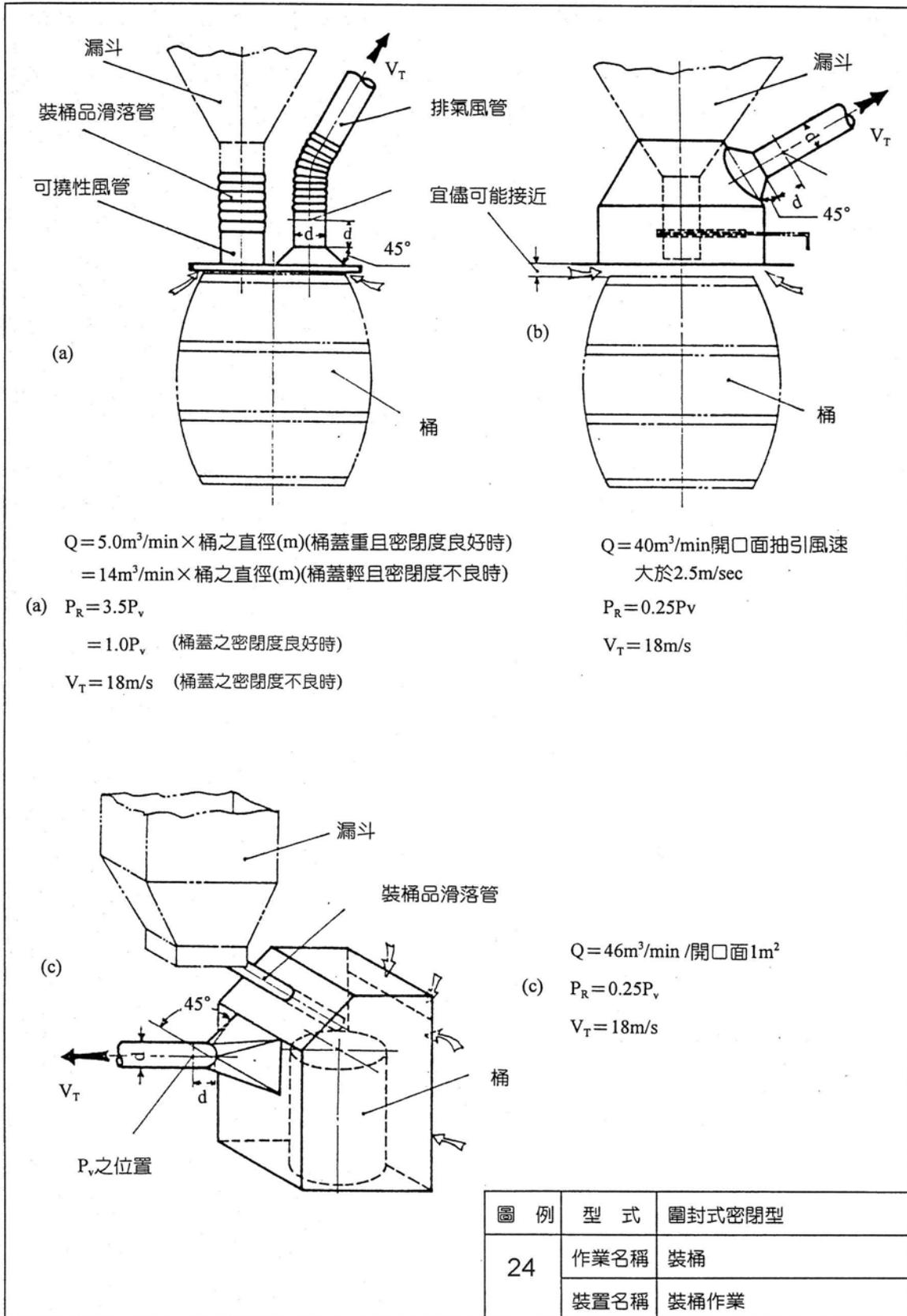
圖例	型式	外部式狹縫型
23	作業名稱	洗滌
	裝置名稱	三氯乙烯洗淨槽

## 圖例 24 裝桶作業

本例為裝桶作業用氣罩，其各部位尺寸應配合實際需要而設計，以下分別說明之。

- (1)氣罩可以小風量進行完全排氣，然其作業之方便性稍差，氣罩之密閉度越高，其壓力損失越大。為提高作業方便性，可設置手動或自動昇降之桶台，以利桶子放置或取出操作。
- (2)氣罩之作業方便性較(1)為佳，但排氣量較大為其缺點，本氣罩構造與圖例 34 相同，由於粉體卸降之落差大，因此極易產生粉塵逸散，然可以尺寸較寬之法蘭來改善排氣效果。

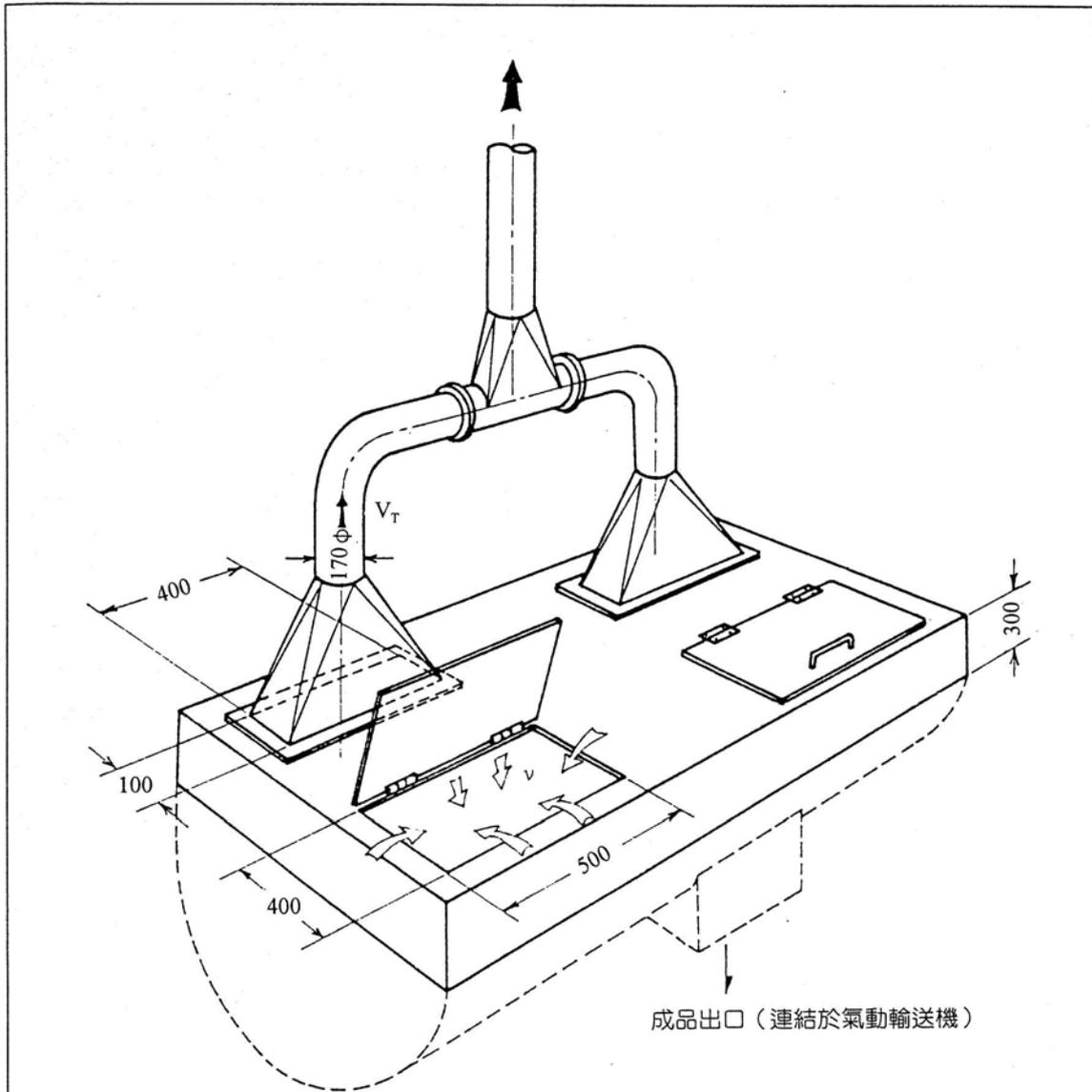
氣罩可設計為密閉型或單面開口型，其排氣量依開口面大小而異。若氣罩係採近似密閉型式，雖可採用較小排氣量，但由於氣罩本體容積大，致使內部氣流流速減緩，易造成粉塵進入風管前即沉積在氣罩內或附著在桶表面等問題，因此氣罩內亦應有足以輸送粉塵之搬運速度。基於上述考慮，有時反而必須由所需排氣量與開口面速度來決定開口面之大小。



## 圖例 25 帶式混合機

本例為帶式混合機(Ribbon Mixer)於粉體原料加料時，或其攪拌裝置攪拌時所產生之粉塵或有機溶劑等排氣用氣罩。本混合機作業中加料口經常以蓋板封閉，故其原料及溶劑之損耗量較少。圖中所示之排氣量(Q)、壓力損失( $P_R$ )、搬運速度( $V_T$ )及開口面風速(v)等均指開啓其中一個蓋板時之數值。

混合機若採藉由轉動機體以倒出卸料之方式時，連接氣罩之風管必須具可撓性以利操作。氣罩因加料口蓋板開閉造成排氣量之變化，致風管易產生粉塵沉澱堆積，故風管應設計為易清理之裝置，且此排氣處理用之集塵裝置應具不受風量變動影響之特性。



$Q = 24 \text{ m}^3/\text{min}$

$P_R = 14 \text{ mmHg}$

$V_T = 18 \text{ m/s}$

$V = 2 \text{ m/s}$

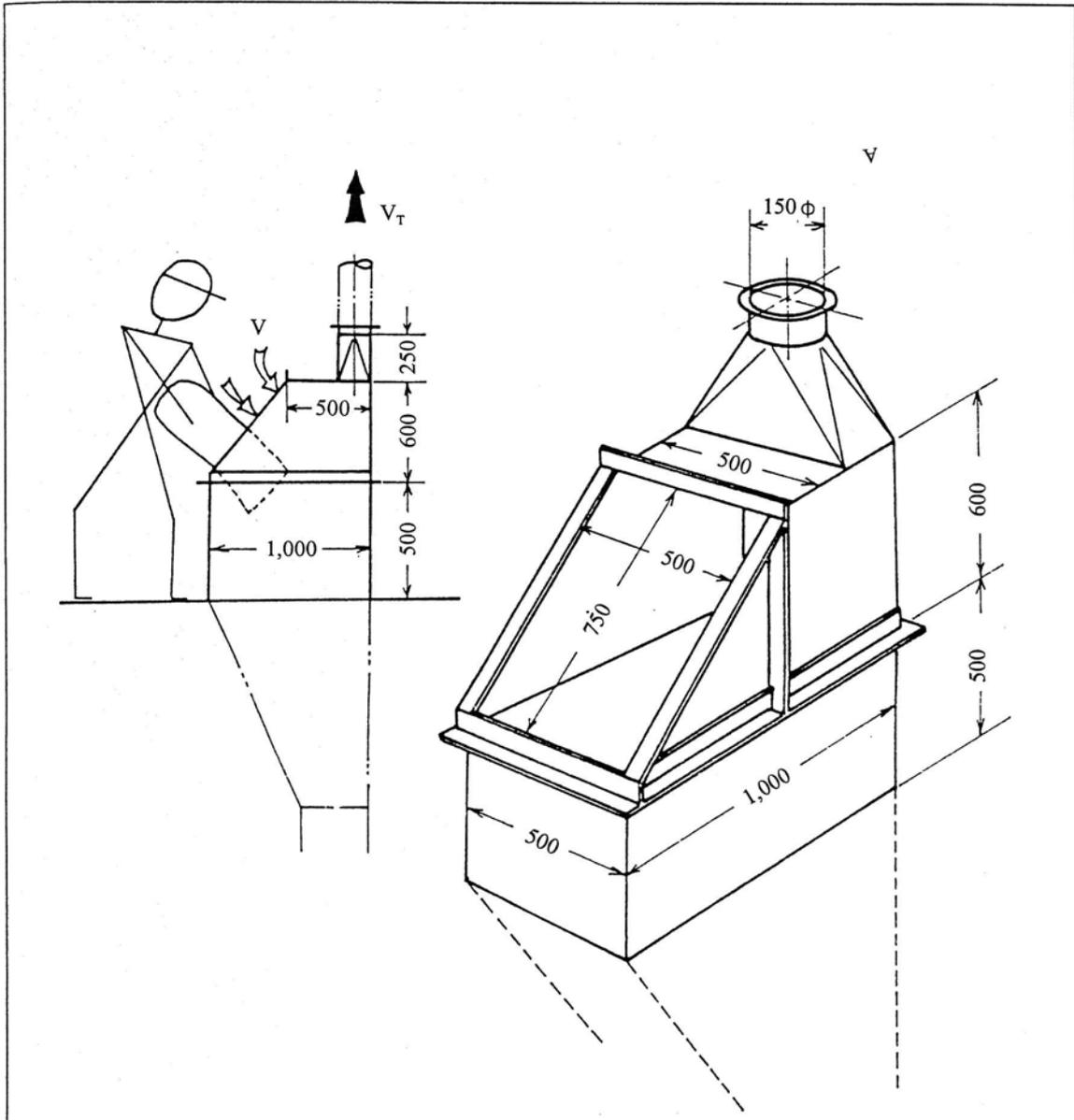
(註)上述皆為開啟其中之一蓋板時數值

圖例	型式	圖封式密閉型
25	作業名稱	加料、攪拌
	裝置名稱	帶式混合機

## 圖例 26 粉體加料漏斗

本例為袋裝粉體加料漏斗用之氣罩，為使本氣罩能減少排氣量並兼具有效排氣，可於其傾斜開口面之內側裝配橡膠板材質之法蘭，並在不影響作業情形下，儘可能減少開口面面積。當設置此橡膠板時，應於氣罩內部之作業平台處設置粗眼格板或金屬網，以防止橡膠板因疲勞而斷裂掉入漏斗內。

此類粉體加料作業應考慮空袋之處理問題，因空袋若未妥善處理，將產生粉塵逸散問題，故宜在氣罩內部將殘留於空袋內之粉體完全抖落，或另設空袋處理箱進行處置。



$Q = 20\text{m}^3/\text{min}$

$P_R = 5\text{mmH}_2\text{O}$

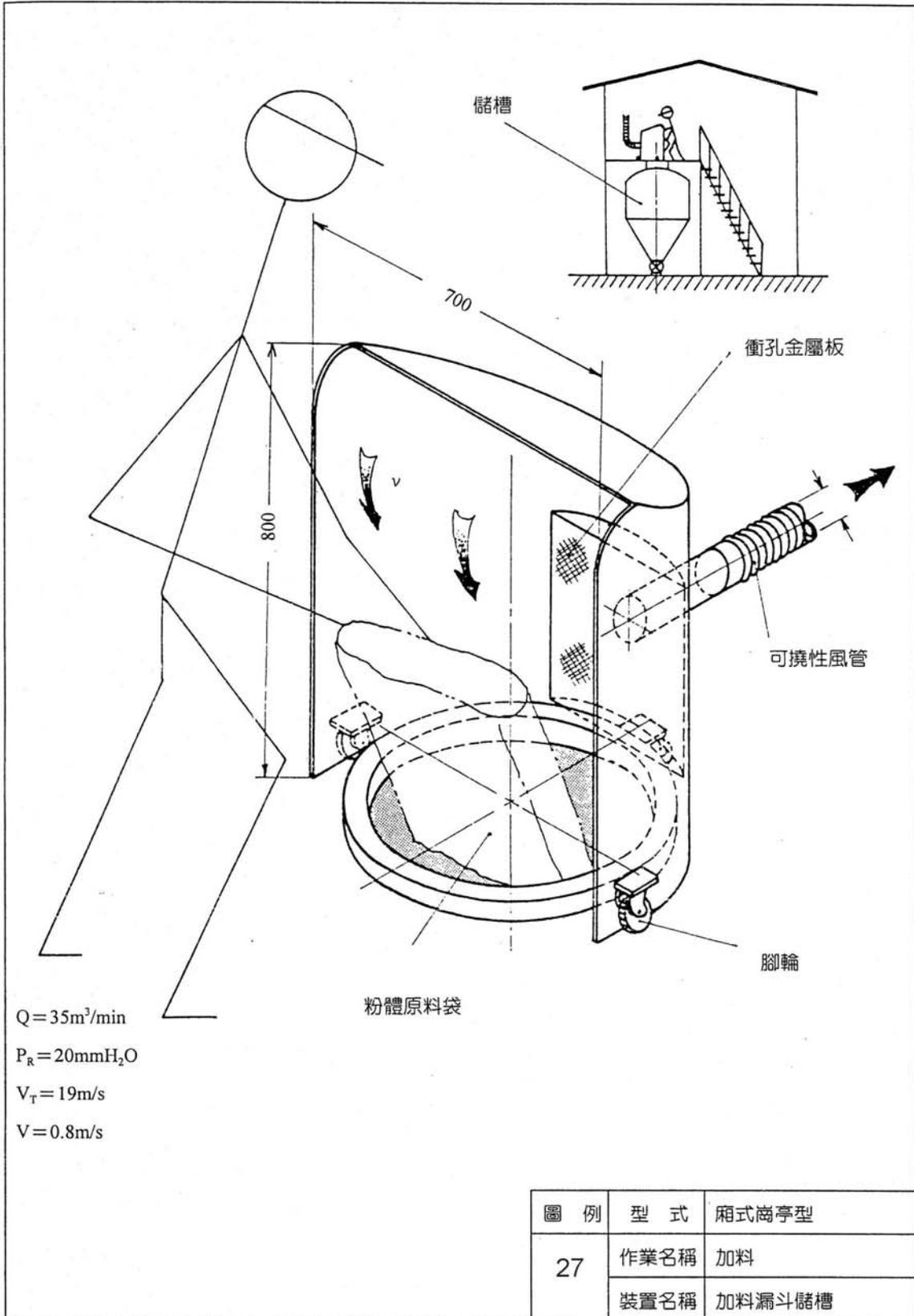
$V_T = 18.9\text{m/s}$

$V = 0.88\text{m/s}$

圖例	型式	廂式崗亭型
26	作業名稱	加料
	裝置名稱	粉體加料漏斗

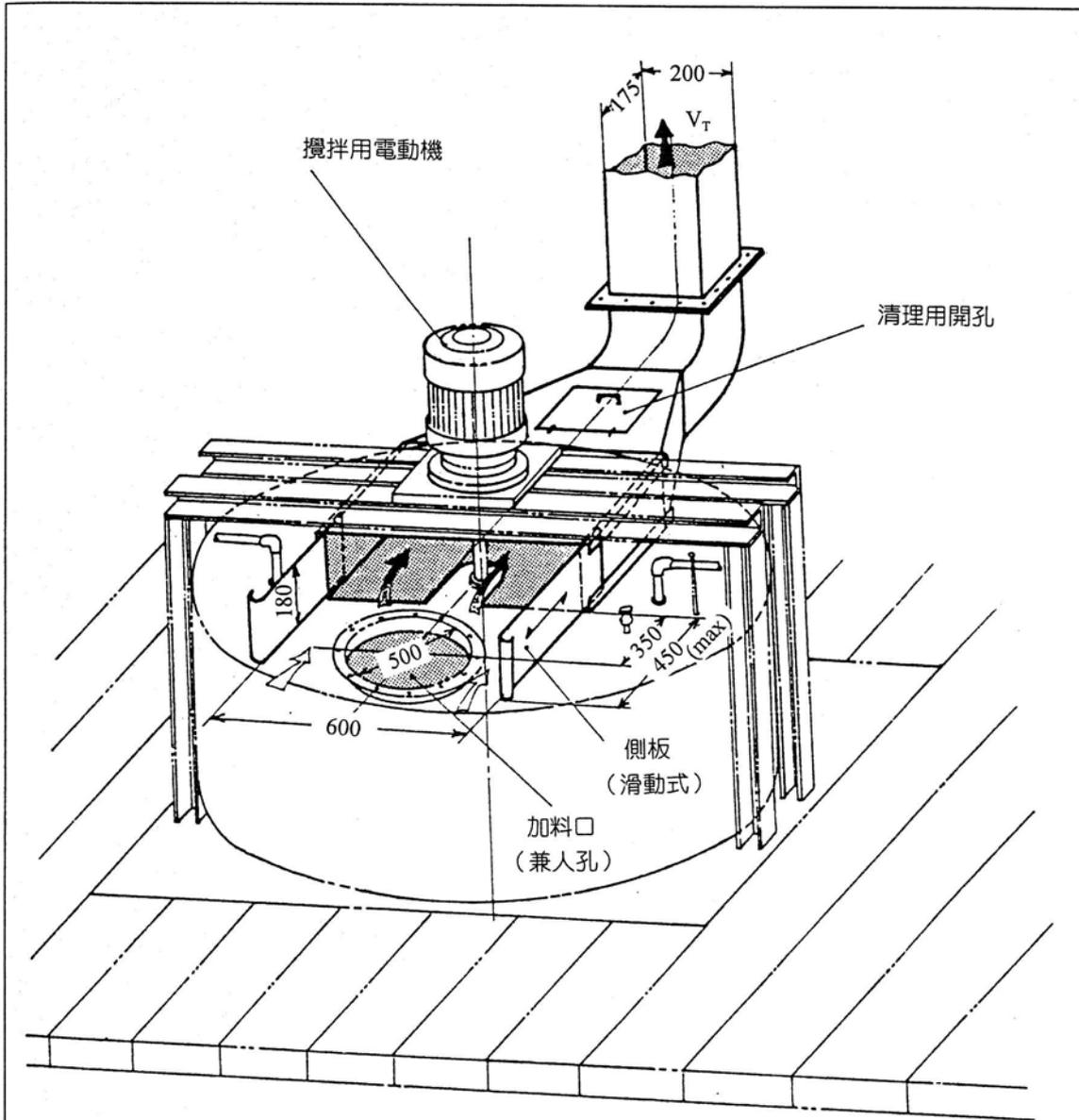
## 圖例 27 加料漏斗儲槽

本氣罩因作業上之需要而設計為可移動式，其形狀設計為半圓弧形，以配合圓形加料口，且為使氣罩能具有廣大抽引範圍及均勻氣流，故設有如圖示之衝孔金屬板。此型式氣罩在長期使用中，粉塵會沉積在衝孔金屬板內面，產生排氣效果逐漸降低而壓力損失漸增之現象，因此，宜將衝孔金屬板下方之半同形底板設計為可拆卸構造，以利清理其內部。圖中氣罩與風管是以直管連接，應改為推拔管或可撓管相接俾利操作。



## 圖例 28 反應釜

本例為設置於反應釜加料口之氣罩，由於釜內為熱反應之攪拌作業，其所產生之溶劑蒸氣遇冷會發生凝結現象，致使粉塵附著於氣罩內，故其上部設有清理用開孔。為方便檢查、修護反應釜本體，氣罩之安裝僅需以簡單之蝶釘類裝配在反應釜上，或借以連接風管之法蘭支撐氣罩重量。氣罩之側板採用活動滑板，俾利向前滑伸以阻擋橫風干擾，且其底板為避開攪拌機軸所設缺口宜儘可能縮小。本例係採用於加料口中心處約 1m/sec 之捕集速度設計，惟其數值於實際應用時仍須依投入口噴出蒸氣速度及內部濕度之不同而妥予設計。



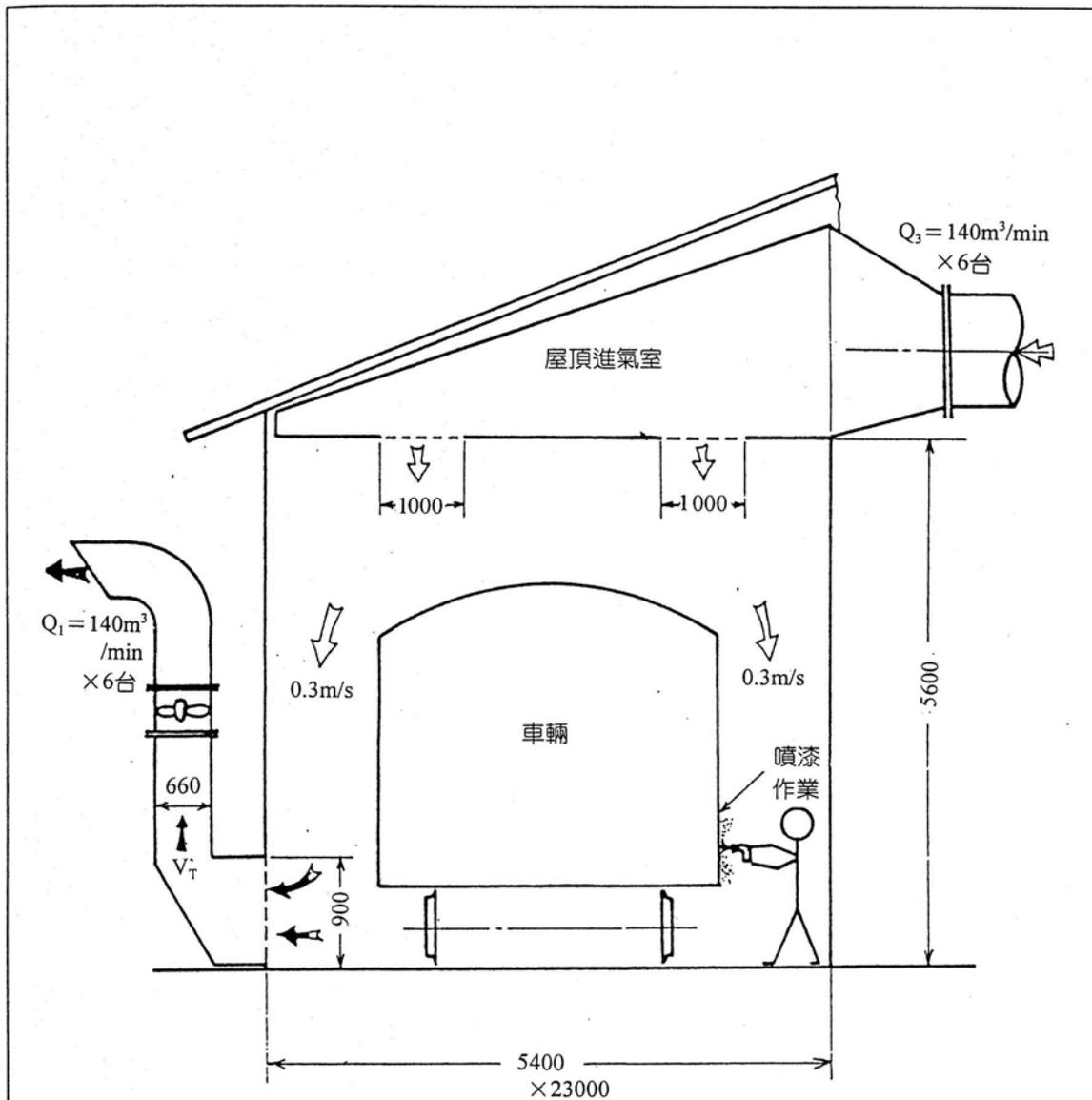
$Q = 25\text{m}^3/\text{min}$   
 $P_R = 5.0\text{mmH}_2\text{O}$   
 $V_T = 11.9\text{m/s}$

- (註)1.搬運速度較低，及因未來需再增加排氣量之故。  
 2.採用滑動式側板，乃為避免妨害作業進行。

圖例	型式	外部式長方型
28	作業名稱	加料、攪拌
	裝置名稱	反應釜

## 圖例 29 塗裝室

本例為設置於車輛噴漆房之推拉型換氣裝置，乃是由屋頂進氣室之多孔板吹出向下氣流，而由側牆下方之抽引口排氣，其中向下氣流之平均流速為 0.3m/sec，設於屋頂進氣室之多孔板應儘可能遍佈全面，且側牆下方之抽引口亦需左右對稱設置，以獲得最佳之排氣效果。此型氣罩適用於噴砂房，惟需酌予增加向下氣流之流速。



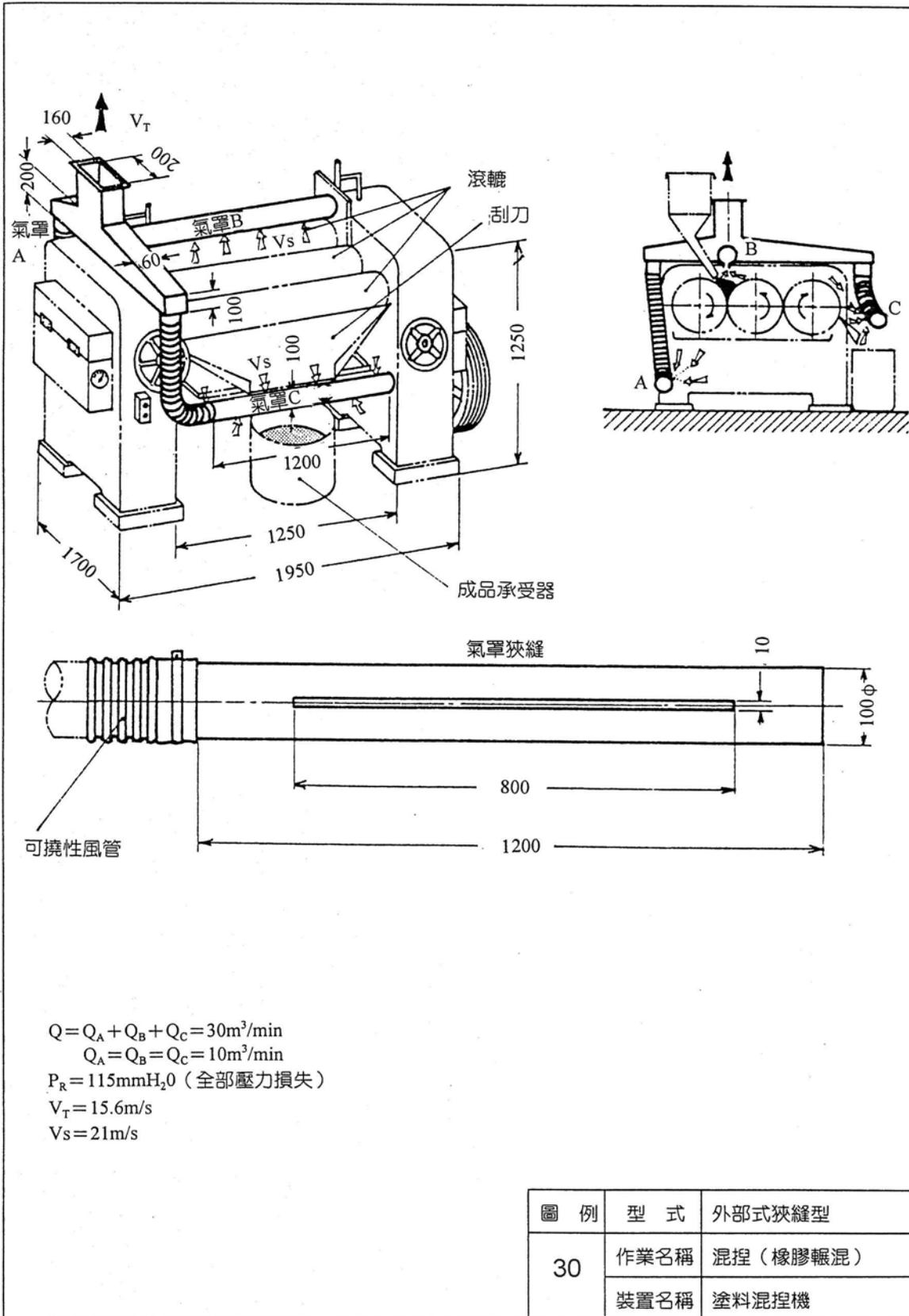
- $Q_1 = 840\text{m}^3/\text{min}$
- $P_{R1} = 2\text{mmH}_2\text{O}$
- $Q_3 = 840\text{m}^3/\text{min}$
- $P_{R3} = 5\text{mmH}_2\text{O}$
- $V_T = 5.4\text{m/s}$

圖例	型式	推拉型
29	作業名稱	塗裝、去銹
	裝置名稱	塗裝室

### 圖例 30 塗料混捏機

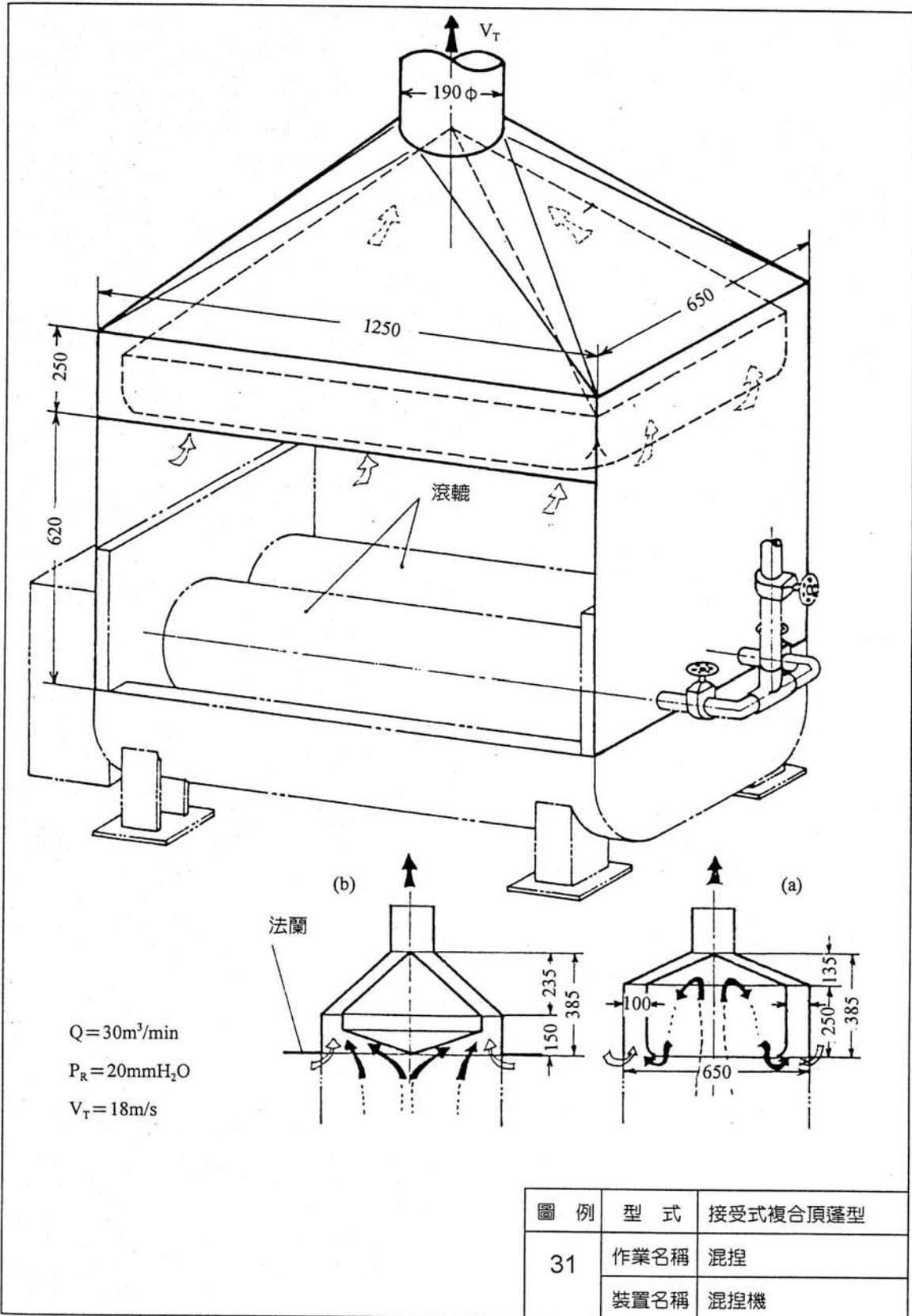
印刷機、混捏機等利用滾轆裝置所用之氣罩，常採用如圖示之外部式狹縫型氣罩。此型氣罩乃是由溶劑蒸氣產生最多處作有效之抽引，如此可具有以較小風量進行處理之優點，但若須考慮兼具蒸氣之完全排氣及作業之方便性則仍嫌不足。例如圖中之 A 及 C 氣罩均以可撓性風管連接，於加工品裝卸作業時可移開，但因作業人員仍嫌煩瑣而常遭撤除。

除此之外，附著於滾輪上之溶劑所揮發蒸氣，因受滾轆回轉之影響而向四週飛散，故僅以此型式氣罩尚無法獲得完善排氣效果。為改善此項缺點，除應將機台前後側預留作業開口（此開口面亦愈小愈佳）外，並應於其兩側設置屏牆及於頂部設置頂板，以形成兩面開口之廂式氣罩。另機台為不產生熱氣之印刷機，而由機台下方之兩側或地板面進行排氣。若機台為會產生熱氣之混捏機，則以頂部連接風管進行抽引排氣之方式較具效果。再者，氣罩開口面相對於溶劑蒸氣之捕捉風速將依溶劑種類不同而異。



### 圖例 31 混捏機

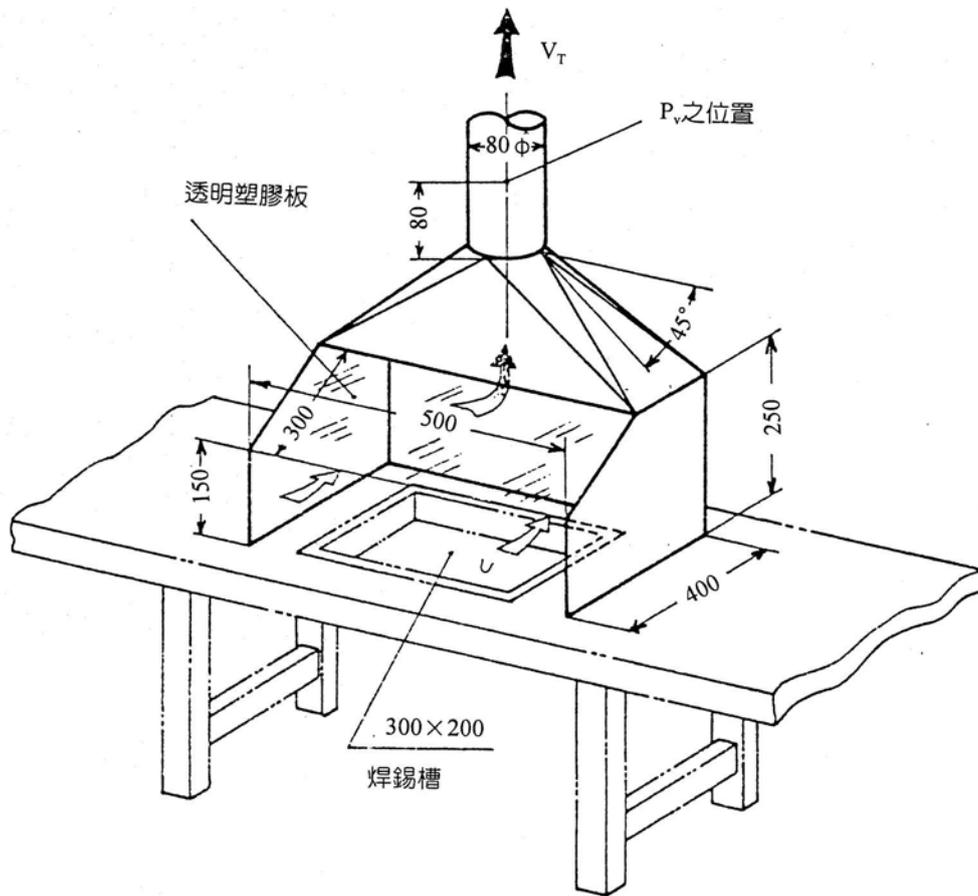
本例為混捏機用接受式之複合頂蓬型氣罩，混捏作業所逸散蒸氣或粉塵於進入氣罩後，先隨熱流上昇至內層角錐頂部，再順沿角錐面下降至其周緣部位，而後經由狹縫開口再行上昇，最後進入風管而為風車所抽引排出，如圖(a)所示。但若蒸氣或粉塵量過大時，將因超出有效抽引範圍而由狹縫處逸出，因此狹縫處內層角錐部之尺寸及形狀等宜慎重設計。以流體力學觀點而言，亦可設計如圖(b)所示形狀之複合頂縫型氣罩，而將圖(a)之向上角錐部份省略以利製造，惟壓力損失將因此而增加少許。



圖例	型式	接受式複合頂蓬型
31	作業名稱	混捏
	裝置名稱	混捏機

### 圖例 32 熔融焊錫槽

本例為設於熔融焊錫槽之氣罩例，係用於加工品浸漬於焊錫槽中作焊錫作業時之排氣用，亦可應用於小件加工品之烙鐵焊錫作業。熔融焊錫產生之污染物主要為鉛及錫之煙塵(Fume)，其他尚有來自助熔劑因熱分解所產生之物質。金屬煙塵於風管內之搬運速度( $V_T$ )通常應大於 18m/sec，本例之搬運速度由其排氣量及風管內徑計算得為 15m/sec。一般而言，排氣量依氣罩內熱源（熔融焊錫）面積與溫度等之不同而異，但若應用於加工品之烙鐵焊錫作業，則無需考慮熱源面積或溫度，可逕以開口面風速決定排氣量。

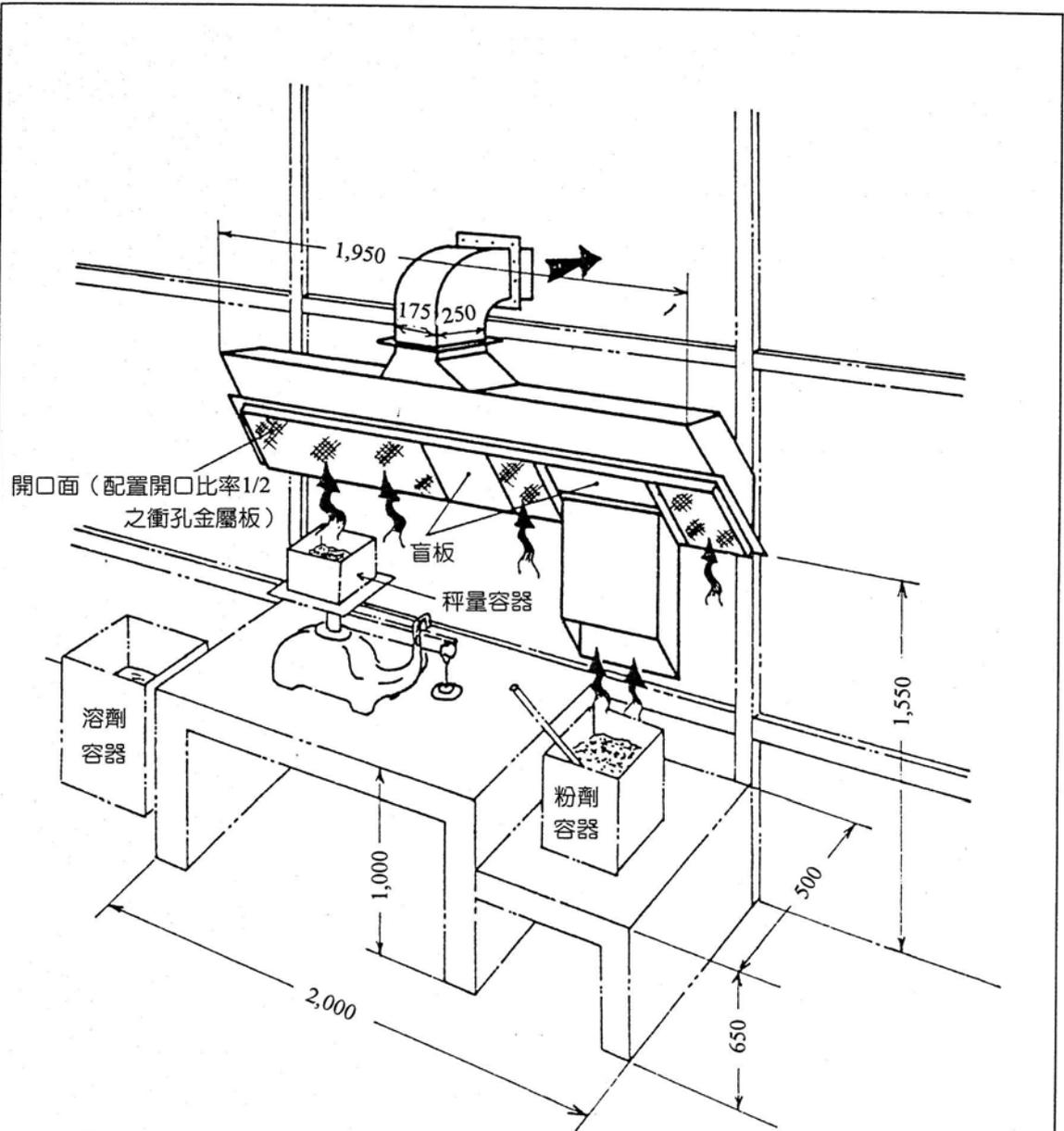


$Q = 4.5 \text{ m}^3/\text{min}$   
 $P_R = 0.25 P_v$   
 $V_T = 15 \text{ m/s}$   
 $U = 1 \text{ m/s}$

圖例	型式	廂式崗亭型
32	作業名稱	焊錫
	裝置名稱	熔融焊錫槽

### 圖例 33 秤量作業檯

秤量作業檯之立體圖如圖例 33 所示。



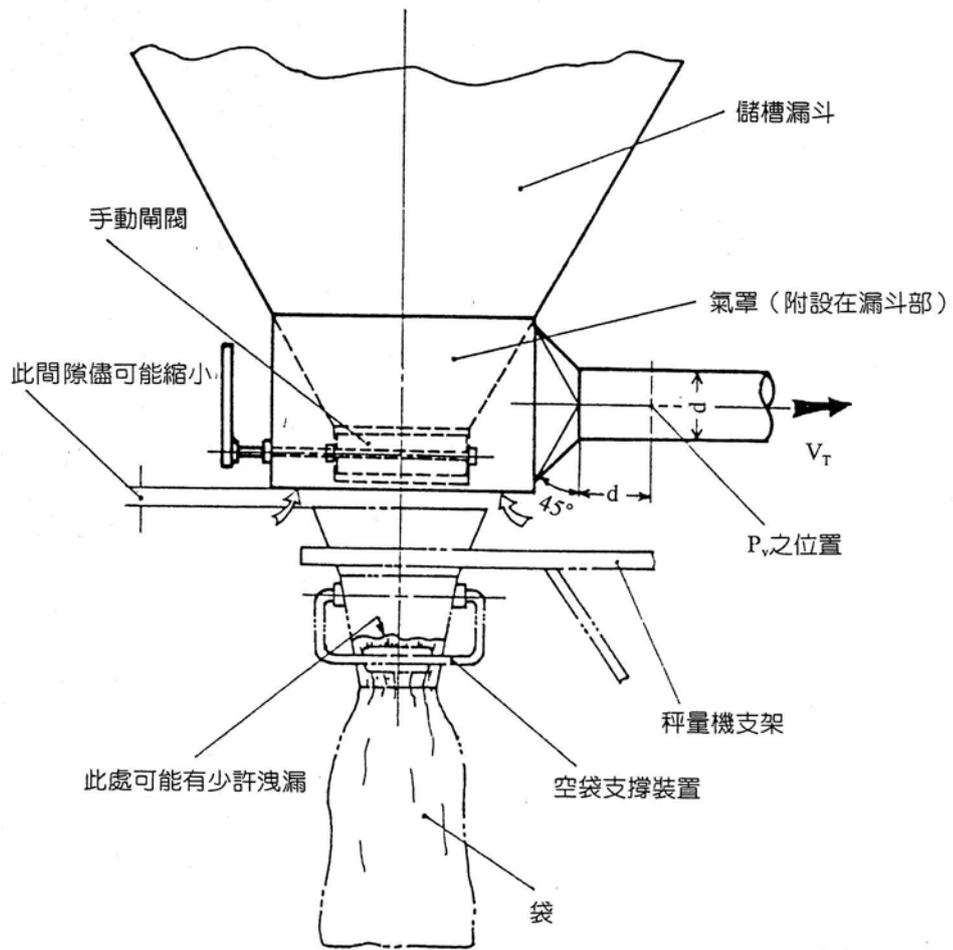
$Q = 40\text{m}^3/\text{min}$   
 $P_R = 10.9\text{mmH}_2\text{O}$   
 $V_T = 15\text{m/s}$   
 $u = 0.7\text{m/s}$  (指衝孔金屬板開口面風速)

圖例	型式	外部式格板型 外部式長方型
	33	作業名稱 秤量
	裝置名稱	秤量作業檯

### 圖例 34 裝袋機

本例為手動儲槽閘閥進行定量粉體裝袋作業之氣罩，本作業若未將空袋中之空氣完全排出後再裝上空袋支撐裝置，則粉體與袋內空氣置換時會產生大量粉塵逸散。再者，若空袋裝配不當亦會由其空隙噴出粉體。

通常此類作業每袋重量約為 40kg，其排氣量(Q)為  $40\text{m}^3/\text{min}/\text{袋}$ ，若本作業係利用落差裝袋，則每袋之排氣量較前述數值為小。對於完成本作業已裝填袋件之後續處置，可參考圖例 35。此外，若作業容許可於氣罩下端配置凸緣以提高排氣效果，並可於開口面裝置衝孔金屬板以使抽引氣流均勻。



$Q = 40\text{m}^3/\text{min}/\text{袋}$

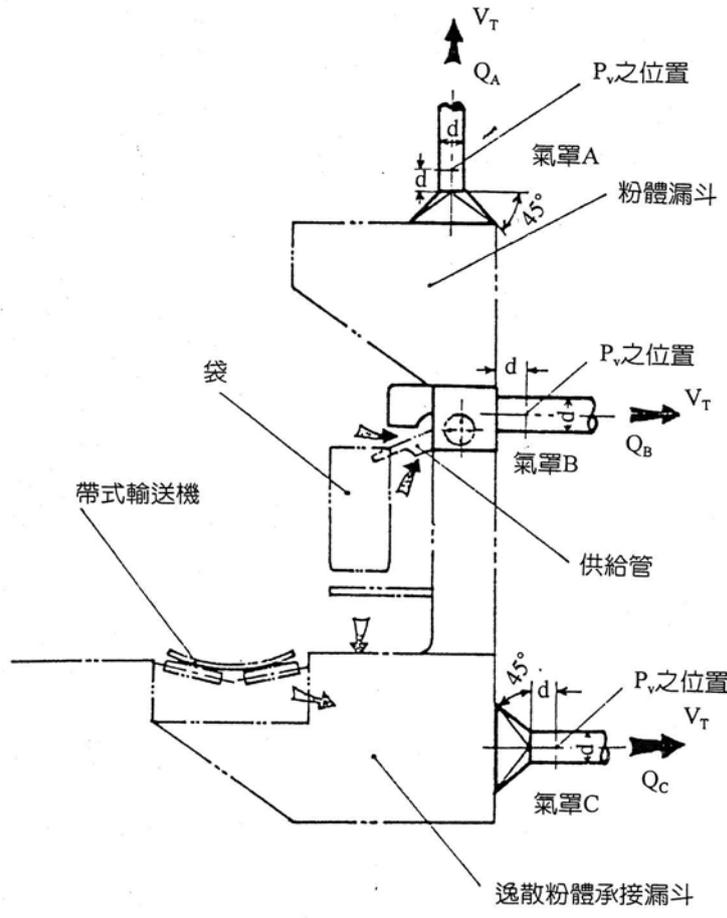
$P_R = 0.25P_v$

$V_T = 18\text{m/s}$

圖例	型式	圍封式密閉型
34	作業名稱	裝袋
	裝置名稱	裝袋機

### 圖例 35 自動秤量包裝機

本例為自動秤量包裝機用氣罩之概略圖，由於包裝作業期間袋內之壓力逐漸增大，以致裝袋完畢後在將袋口由粉體供給管解開之瞬間，將會造成大量粉塵噴出現象，故對於氣罩 B 之形狀及位置須有週詳之考量。此外，因包裝作業之對象多屬質重之粉體，故裝填完成之成品常採用翻拍或滾動方式移置，致使此等轉移位置或場所產生大量粉塵逸散。為改善此問題，可於秤量台與帶式輸送機之間利用落差設置滑槽，或於帶式輸送機之上方設置作業人員座椅，而將座椅下空間作為移袋處之氣罩排氣。



$Q_A = 14.2\text{m}^3/\text{min}$   
 $P_{RA} = 0.25P_v$   
 $V_{TA} = 18\text{m/s}$

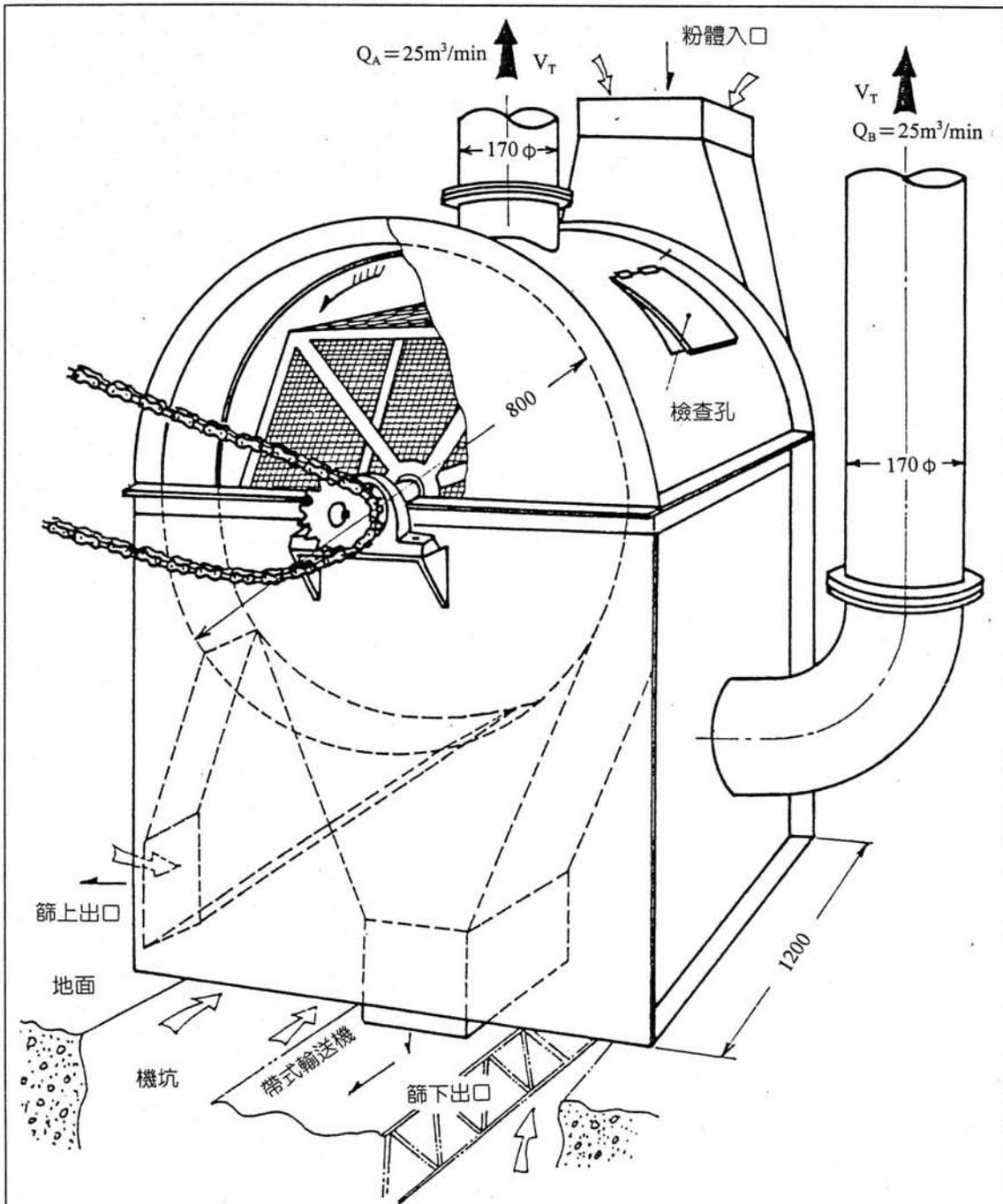
$Q_B = 14.2\text{m}^3/\text{min}$   
 $P_{RB} = 1.0P_v$  (B部之末端全開時)  
 $V_{TB} = 18\text{m/s}$

$Q_C = 27\text{m}^3/\text{min}$   
 $P_{RC} = 0.25P_v$   
 $V_{TC} = 18\text{m/s}$

圖例	型式	外部式長型
35	作業名稱	裝袋
	裝置名稱	自動秤量包裝機

### 圖例 36 旋轉篩

本例為旋轉篩(Trommel)本身構造所形成之氣罩，上方排氣量( $Q_A$ )依過篩粉體之粒徑分佈、篩下粉體出口之開口面積及篩下粉體之粉徑分佈等不同而異。例如篩下粉體出口之管內風速不宜過大，以免篩下粉體為向上氣流所抽引。旋轉篩側牆風管之排氣量( $Q_B$ )係用於抽引其下方機坑(Pit)內之懸浮粉塵，因此可依機坑內之平均風速逕予決定。此外，宜設置適當集塵裝置，以回收飛散之有價值粉塵。



$$Q = Q_A + Q_B = 50 \text{ m}^3/\text{min}$$

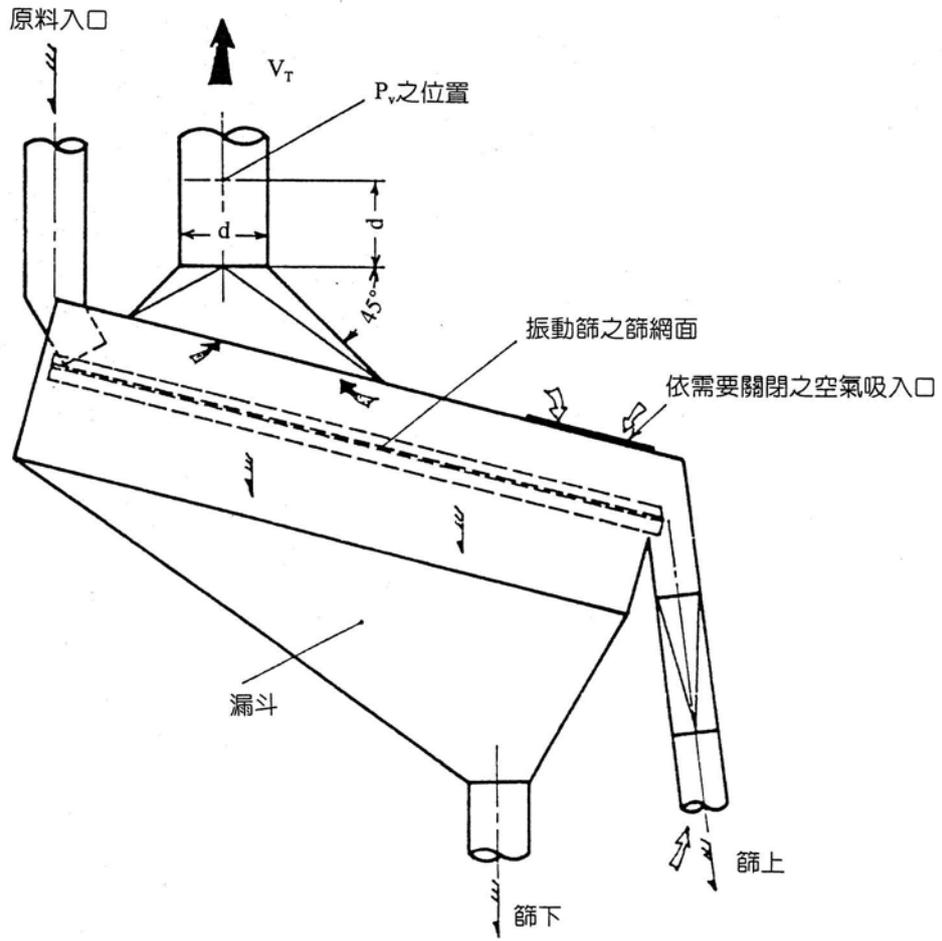
$$P_R = 10 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$V_T = 18 \text{ m/s}$$

圖例	型式	圍封式密閉型
36	作業名稱	篩分
	裝置名稱	旋轉篩

### 圖例 37 振動篩

本例為振動篩之氣罩，其排氣量以每 $\text{m}^2$ 篩網面積具  $15\text{m}^3/\text{min}$ 之排氣量計算，而開口面積速度則以  $60\text{m}/\text{min}$  ( $1\text{m}/\text{sec}$ )計算。



$Q = 60\text{m}^3/\text{min}$  (每 $\text{m}^2$ 開口面積)  
 $= 15\text{m}^3/\text{min}$  (每 $\text{m}^2$ 篩網面積)  
 $P_R = 0.5P_v$   
 $V_T = 20\text{m/s}$  (處理對象為岩石質，土砂等)

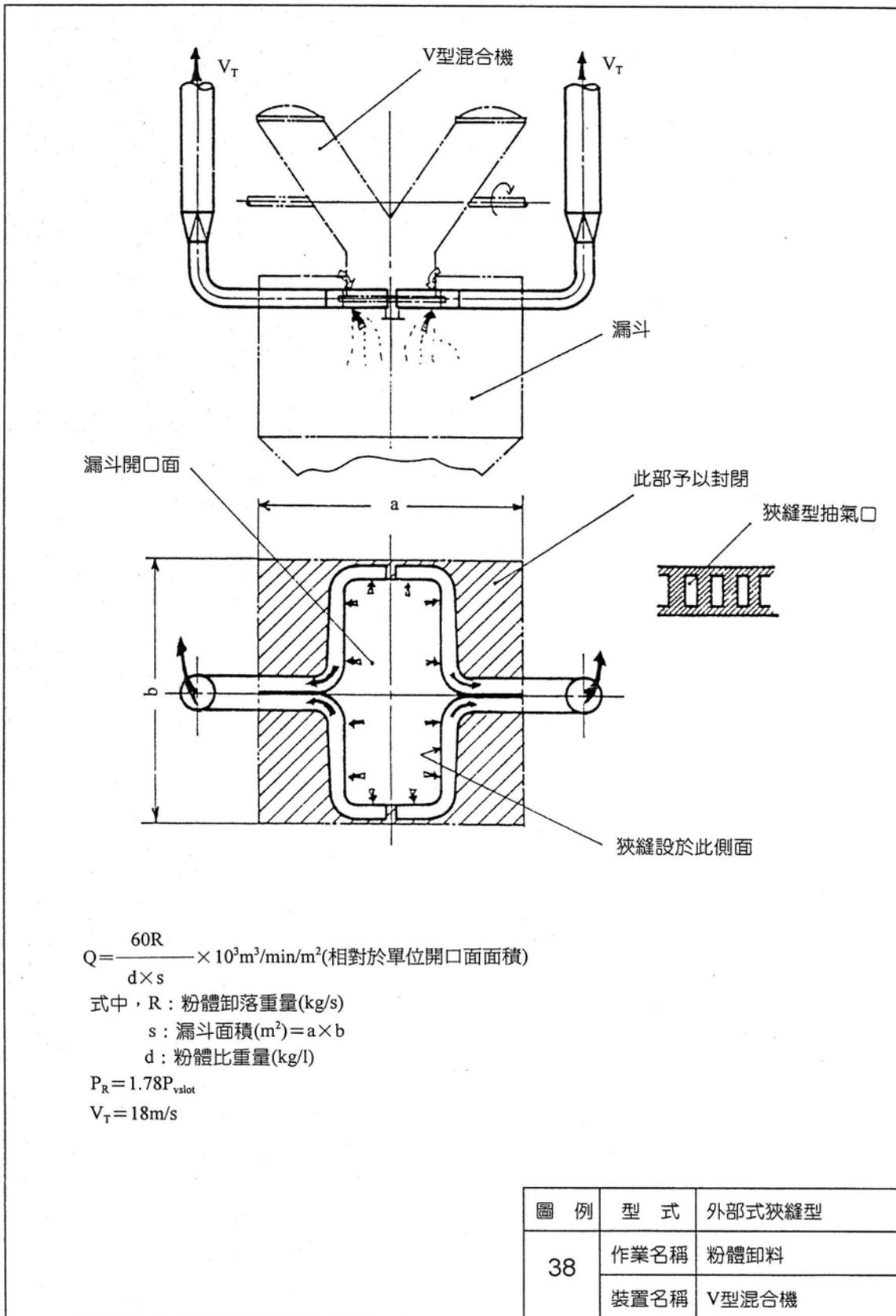
(註)振動篩頻率 $f = 60 \sim 400$ 回/min

圖例	型式	圍封式密閉型
37	作業名稱	篩分
	裝置名稱	振動篩

### 圖例 38 V 型混合機

本例為 V 型混合機卸出粉體時用以捕集產生粉塵之氣罩，圖例所示氣罩及承接漏斗為固定式。若能將氣罩與漏斗間之連接部位予以改良，並於漏斗裝配車輪，則漏斗可成為移動式，此時漏斗上部應依圖中之剖面線所示，將開口以外部分均予封閉。氣罩本身因需經常與 V 型混合機之卸料口密切接合，宜作為固定式較佳。

所需排氣量(Q)如圖中之公式所示，與原料卸落重量(R)及漏斗開口面積成正比，而與粉體比重(d)及漏斗面(s)成反比。因此若已知粉體比重(d)及其卸落重量(R)，隨粉體性質、混合機大小及作業方法等稍有變化，則可以較大漏斗面積(s)且儘可能縮小漏斗開口面為原則，逕行設計氣罩之排氣量。本例採用較大漏斗面積(s)之原因，乃是為減緩粉體與空氣在漏斗內置換時產生之上昇氣流速度，而縮小漏斗開口面係期能以較小排氣量達到良好之抽氣效果。若粉體比重(d)小，且卸料重量(R)大時，粉塵因易由漏斗開口面揚起，故需較大之排氣量。

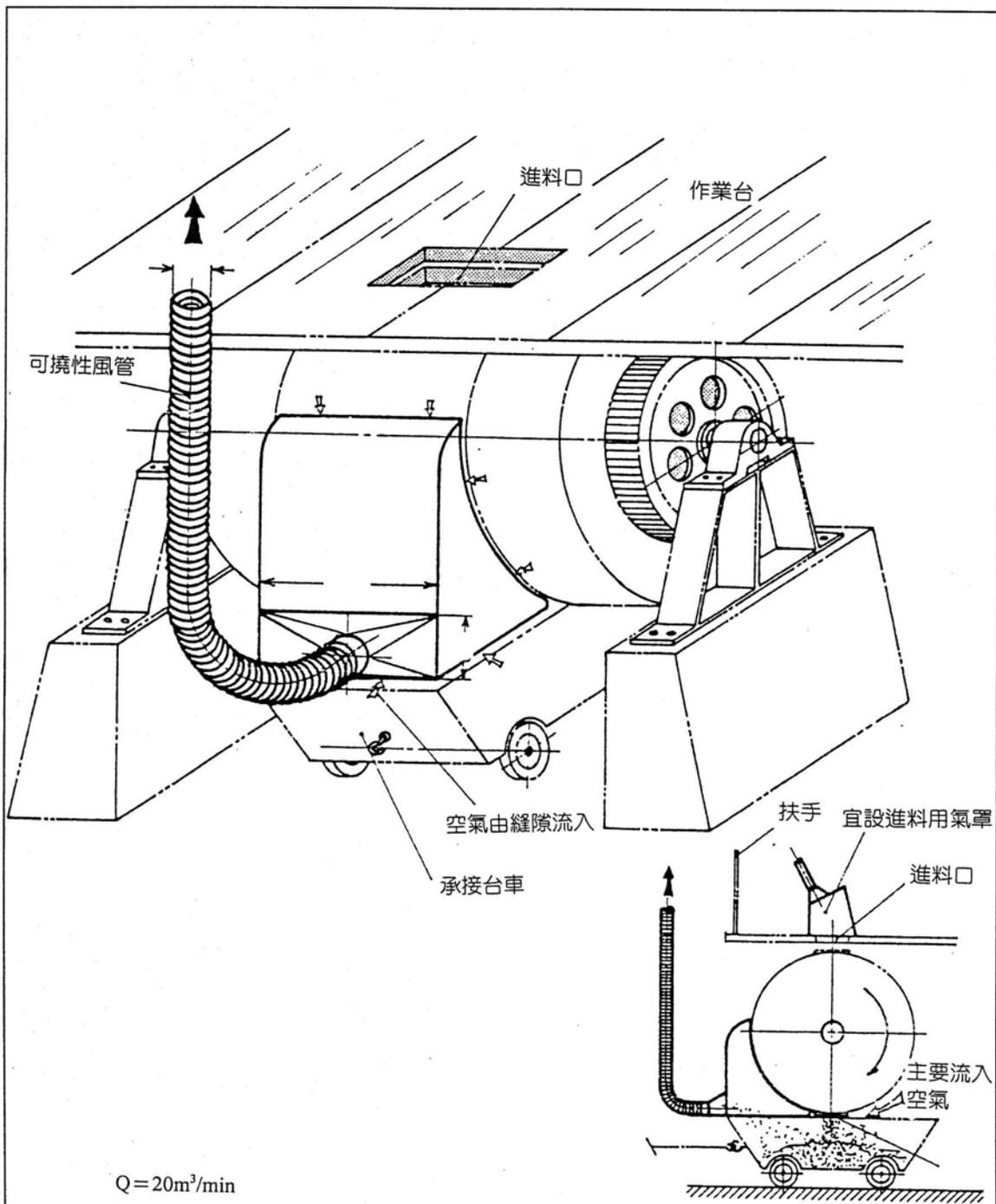


### 圖例 39 球磨機

本例為球磨機(Ball Mill)粗碎粉體卸料作業用之氣罩，由於進料作業所用原料較為粗大，尚不致發生粉塵逸散，因此進料口未設氣罩。但若有發生粉塵逸散之虞時，應依圖右下角所示設置進料用氣罩。

粗碎作業完畢後，先將球磨機進料口向下對準承接台車，然後開啓蓋子卸出粉體。氣罩有效抽氣之開口面範圍，應為如圖所示包括與球磨機圓筒外殼接合之圓弧部份，及與承接台車上緣相接之水平部份等，惟於實際作業上，氣罩裝配在球磨機之主要開口面為水平部份。各股流入氣流之通路如圖所示，以卸料口之右側及其周邊為主要流入口，其餘氣流則由承接台車與氣罩底緣相接之水平部份及如前所述之圓弧部份等四周縫隙流入。

從卸料開始至完畢過程中，承接台車內粉體逐漸增多，空氣之通路逐漸被粉體阻擋縮減，致使流速逐漸增大，將使卸落中之體力量為氣體所抽引。故卸料作業務必注意粉體於承接台車內堆積均勻，以確保氣流流通面積之維持。



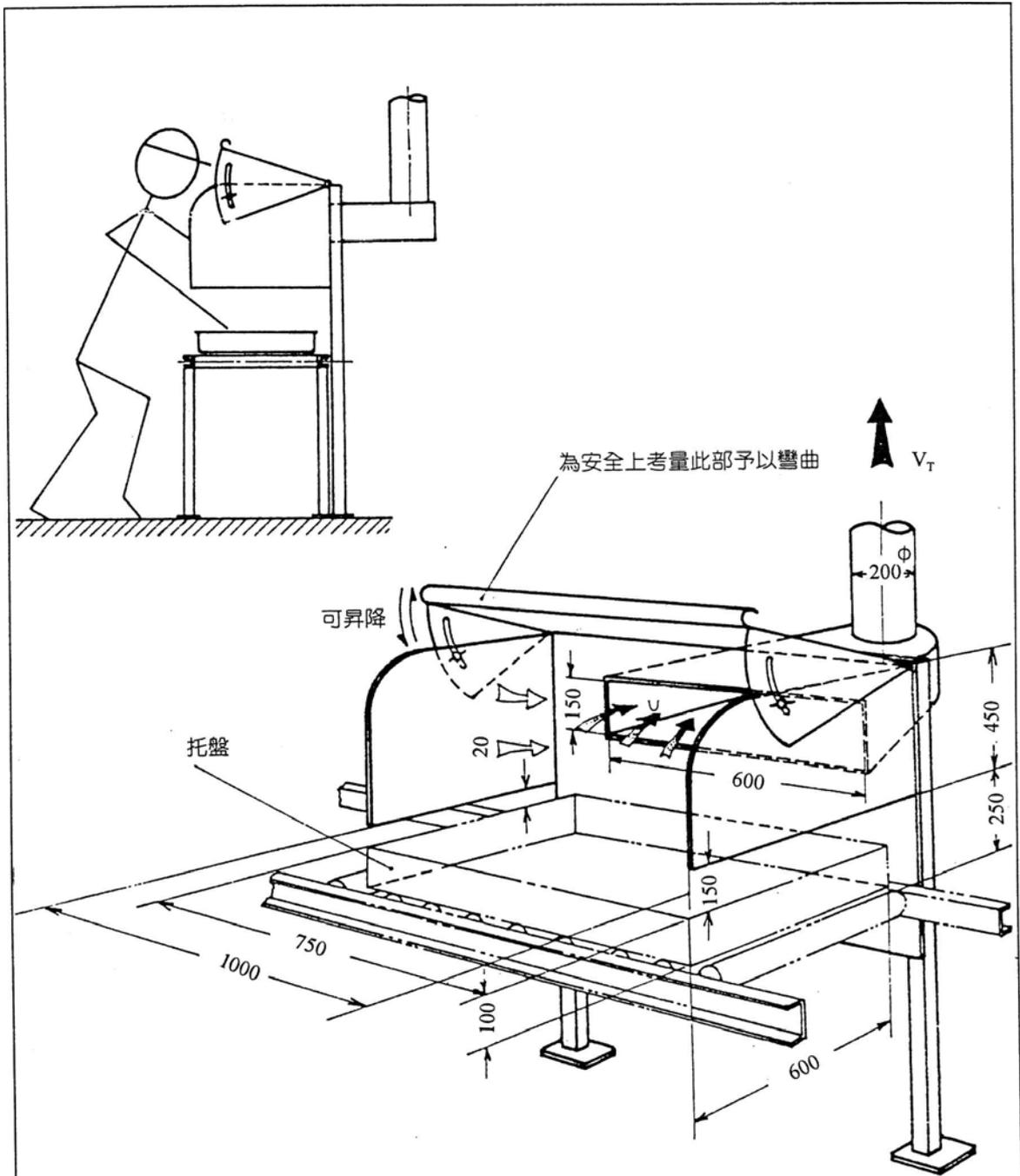
$Q=20\text{m}^3/\text{min}$   
 $P_R=1.0P_v$  (含可撓性風管之壓力損失)  
 $V_T=25\text{m/s}$

圖例	型式	外部式長方型
39	作業名稱	粉體卸料
	裝置名稱	球磨機

## 圖例 40 整平檯

本例之粉體整平作業係指以人工撫平由滾柱輸送機自右方送來托盤(Pallet)中之粉體，圖例即為控制此作業所產生粉塵之氣罩。

氣罩上部之可動板可依作業人員身高作昇降調整，並為避免人員遭受割傷，可動板之前緣已予折彎，且左右兩側面板製成半圓形，亦是基於安全上之考量。圖中面板進入側（右側）下端與托盤間距為 150mm，較送出側（左側）之 20mm 為大，乃因進入時托盤內粉體尚未撫平致成山形而較高之故。此外，氣罩與風管間之連接宜採用推拔管。



為安全上考量此部予以彎曲

$V_T$

可昇降

托盤

$Q = 36\text{m}^3/\text{min}$   
 $P_R = 10\text{mmH}_2\text{O}$   
 $V_T = 19\text{m/s}$   
 $U = 6.5\text{m/s}$

(註)作業時間30秒/次

圖例	型式	外部式長方型
40	作業名稱	粉體整平 (手工作業)
	裝置名稱	整平檯

## 圖例 41 鍍金槽

本例為有效利用作業平面之推拉型換氣裝置，可有效應用於鍍金槽或振動式清砂機等設備。但若利用於有機溶劑蒸氣之排氣，則會增加有機溶劑之消耗。

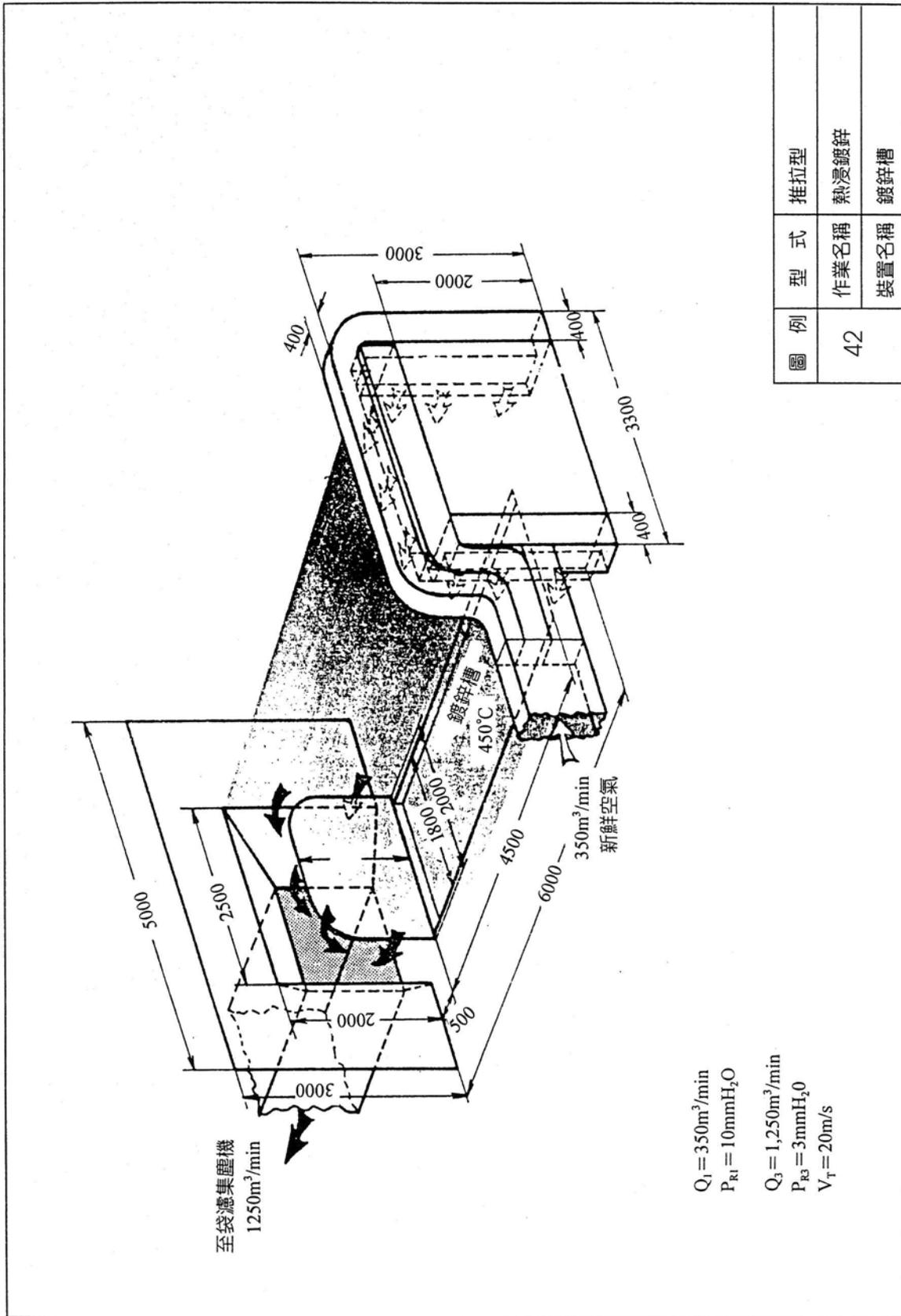
一般而言，若抽引吸氣口需設計為如圖示之長方形，且因廠房高度關係，致使氣罩之下擺敞開部(Flare)高度受到限制時，使需將氣罩敞開部分隔成數個適當格間，兩分別連接排氣風管。對於吹出風量( $Q_1$ )為  $420\text{m}^3/\text{min}$ 而言，排氣量( $Q_3$ )採其 9.3 倍達  $3,900\text{m}^3/\text{min}$ ，乃因另有由外界抽引進入之( $Q_2$ )風量所致，此風量隨作業平面吹出口與氣罩吸氣口間距離之增加而增大。此外，作業平面吹出口之寬度固定時，當其吹出風速( $v_1$ )越大，則氣罩所需抽引之氣流亦越多。



## 圖例 42 鍍鋅槽

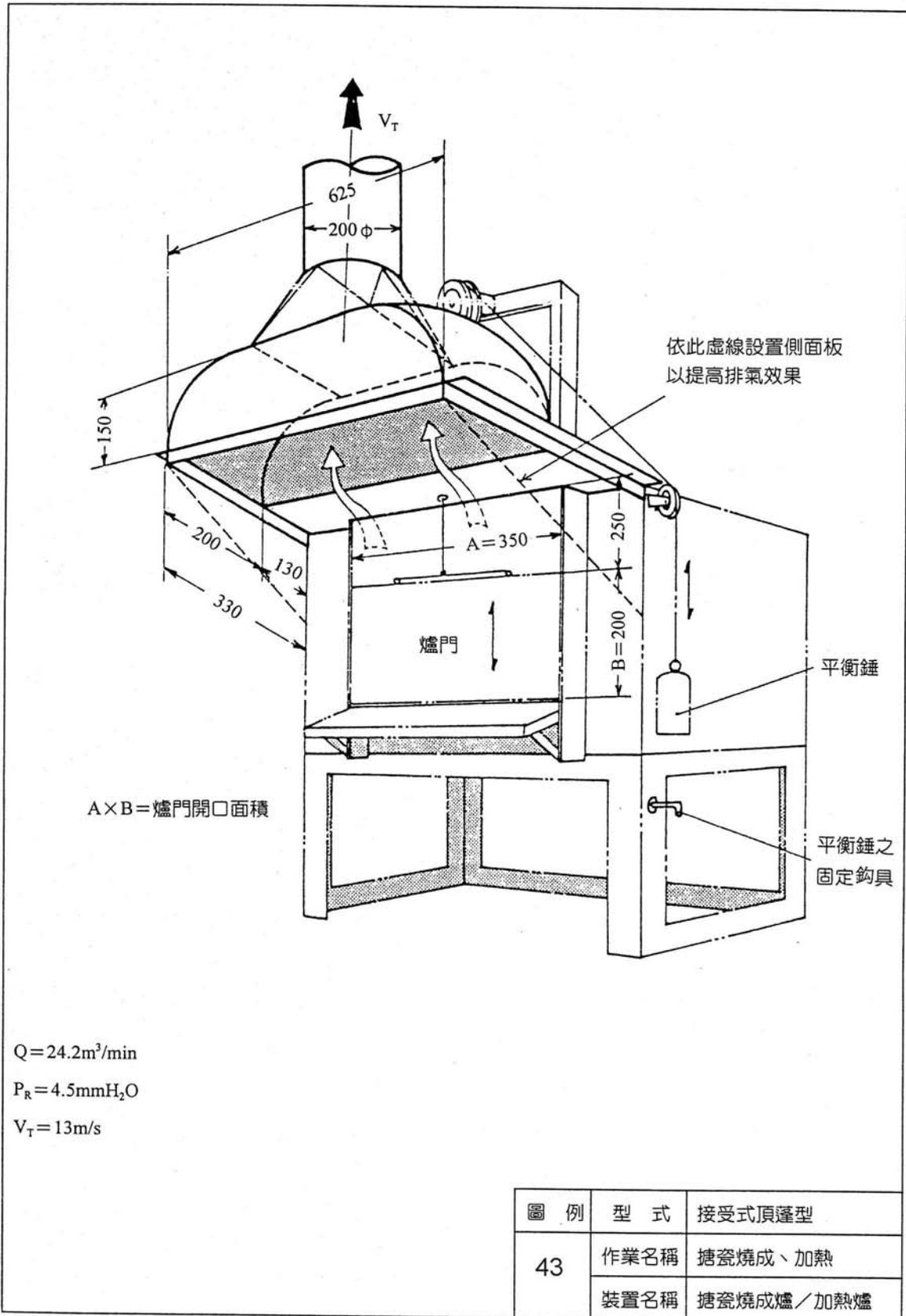
此為橫式推拉型氣罩例，吸引側開口部前面之檔板乃為防止鍍鋅槽產生熱氣逕行進入，且期以較小之排氣量獲得良好排氣效果，吸引口周圍之法蘭對於排氣效果之幫助亦大。

利用此方式時應注意於開口部吹出氣流之分配情形，以圖例為例，送氣風管已區分為 3 格；最上格連接於門形開口部之右側開口，中格連接於其上開口，下格即接於左側開口等，已考慮各開口部之均勻吹出氣流。惟若情況允許，應將送氣風管與門形開口部間之連接處移至門形開口部上方中央，之後再分別連接，較易配管。



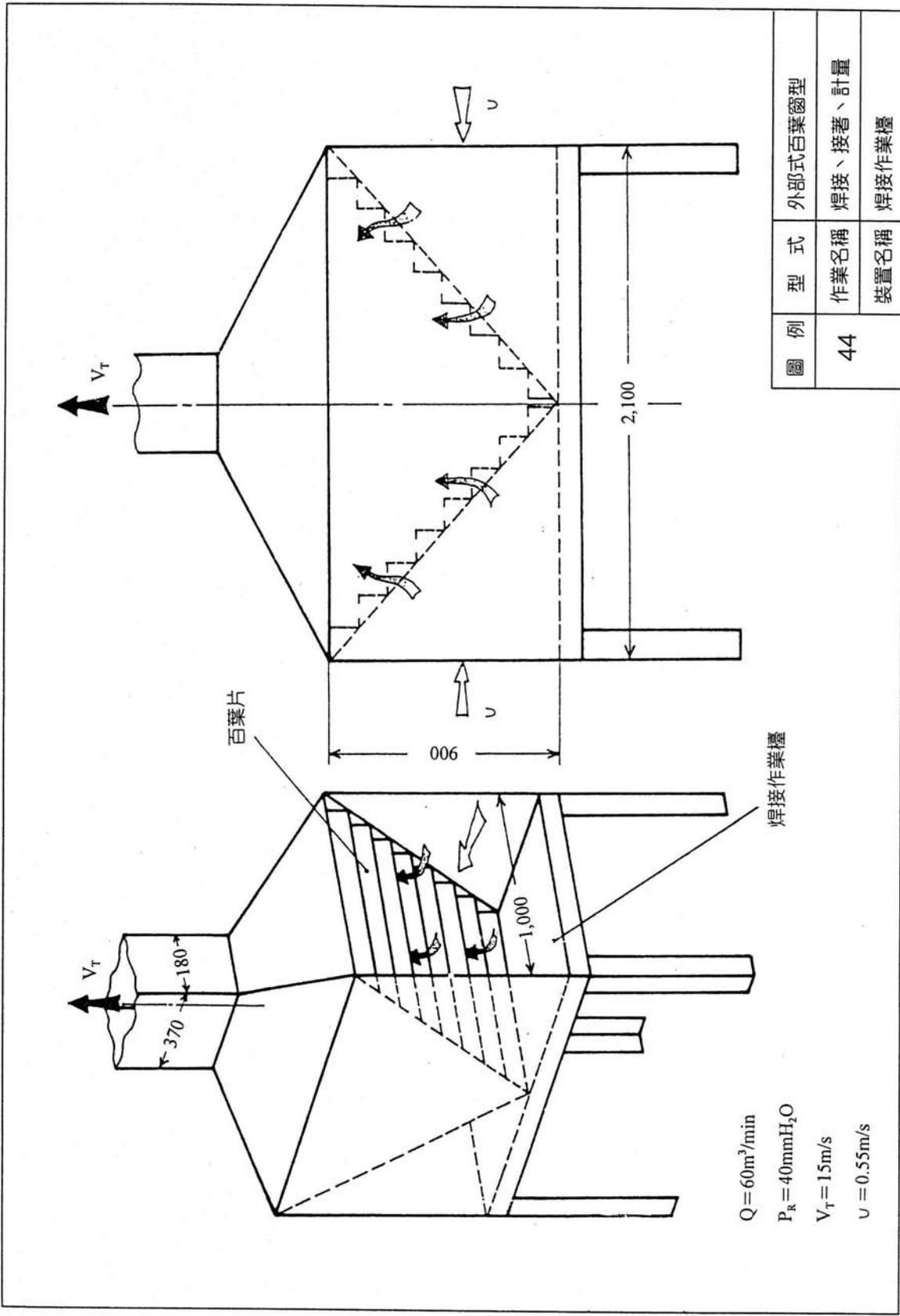
### 圖例 43 搪瓷燒成爐／加熱爐

搪瓷（琺瑯）燒成作業中，開始燒成爐門時即有氣體與熱氣一併由爐內流出，而爐門關閉時亦會有少量氣體漏出，本圖例即是此設備之固定式氣罩例。為避免多餘氣流流入，俾有效抽引熱氣進入氣罩內，宜依虛線所示配置側面板，以提高排氣效果。此類燒成爐常以電力為熱源，且爐本身密閉性足夠，故由於燃燒排氣產生及空氣熱膨脹等所引起之洩漏均很小，因此可設計較小之排氣量處理之。



#### 圖例 44 焊接作業檯

本例氣罩採狹縫型氣罩，開口部係採用百葉片，百葉片可任意改變角度，對於有機溶劑蒸氣之排氣效果良好。此型氣罩亦適用於小件加工品之焊接、焊錫、接著、有機溶劑或粉體之計量等作，作業檯可供 2 名作業員相對同時進行操作，機台亦可設計為移動式。氣罩之兩側面板已延伸至作業檯前端，因此排氣效果極佳。

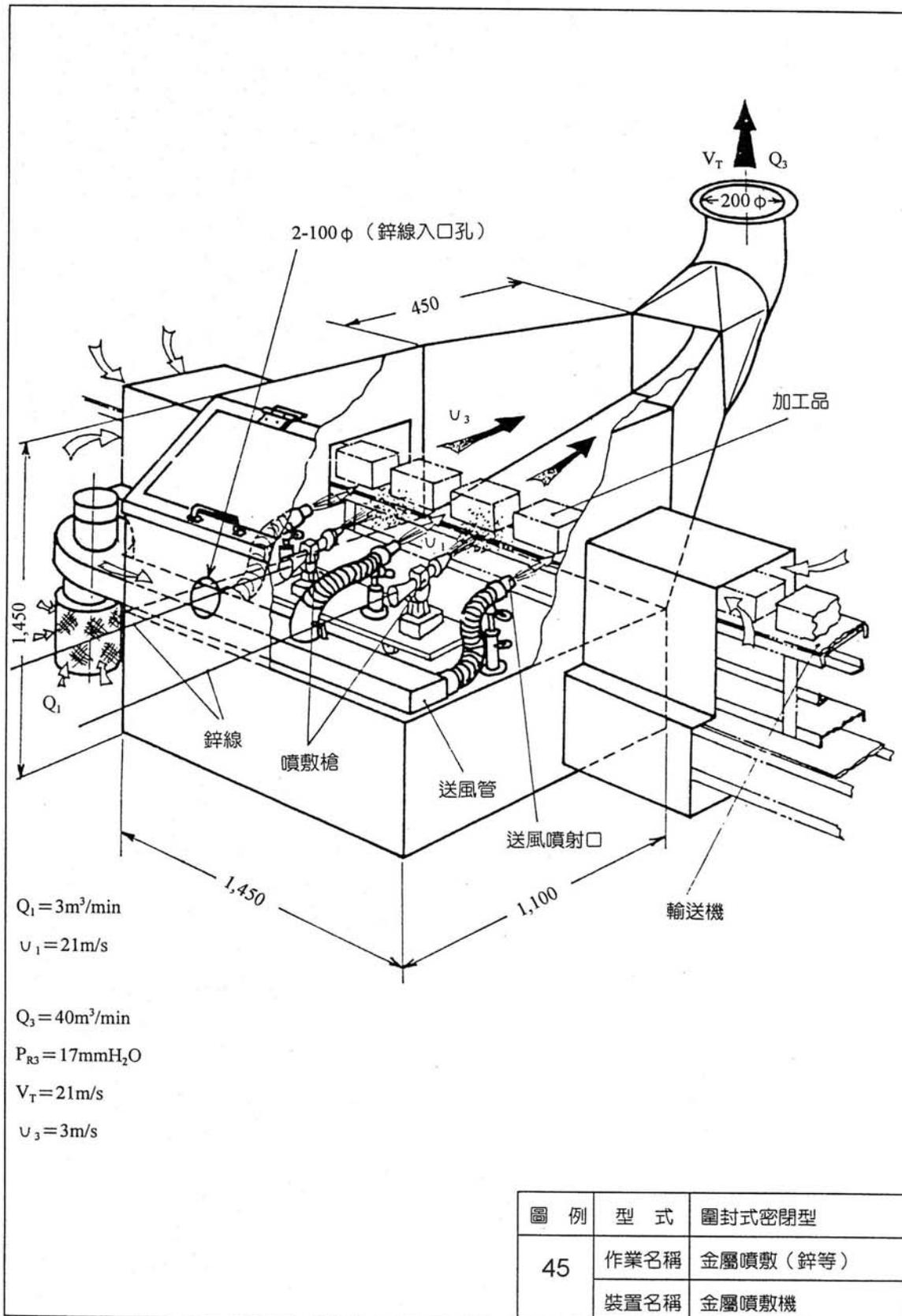


$Q = 60\text{m}^3/\text{min}$   
 $P_R = 40\text{mmH}_2\text{O}$   
 $V_T = 15\text{m/s}$   
 $u = 0.55\text{m/s}$

圖例	型式	外部式百葉窗型
	作業名稱	焊接、接著、計量
44	裝置名稱	焊接作業檯

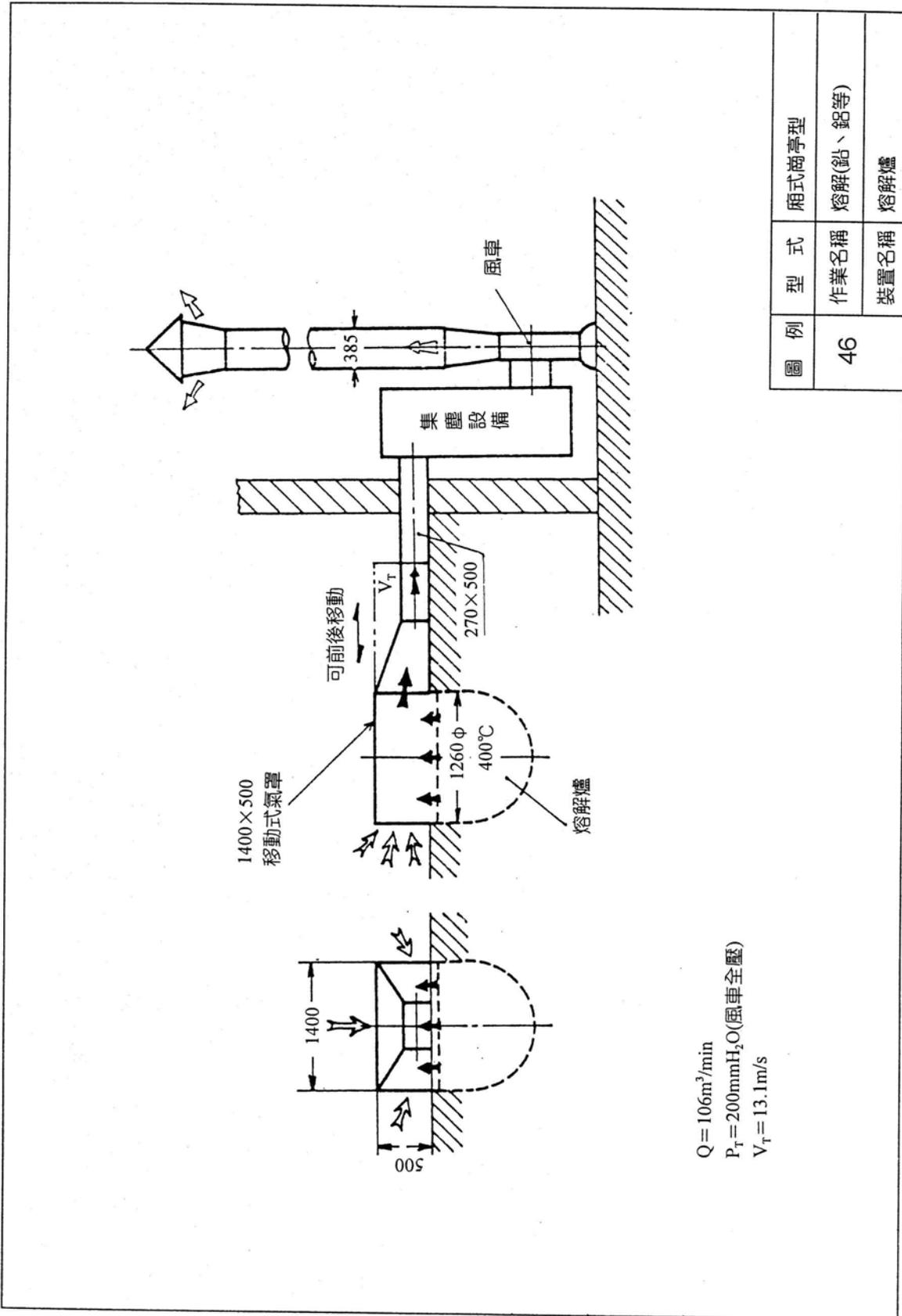
## 圖例 45 金屬噴敷機

本例為金屬噴敷(Metal Spray)作業機檯之圍封式氣罩，其空氣流入口計有加工品出、入口及兩鋅線供給圓孔(100mm)等 4 處。作業人員可由正面玻璃窗觀察內部噴敷情形，氣罩內部設有 3 處送風噴射口，以期迅速將懸浮態熔融金屬粉吹引至氣罩，此等噴射口可依需要任意調整高度及噴射方向。噴射用空氣必須以過濾裝置先行去除塵埃，防止其對成品造成不良影響。可將氣罩與風管間角錐部之一側面，設計為可拆卸式構造，以方便清理內部所黏著或堆積之金屬粉塵。



## 圖例 46 熔解爐(一)

本例已考慮進料及熔融金屬等出入之方便而採用移動式氣罩，惟若未考慮氣罩及風管因受熱而變型之情形，則有移動機能無法有效運作之虞。為避免上述情形，除需經常清理作業平面上之滑行移動部分，或設計時將抽氣罩下方與作業平台間間隙放大（但若過份放大將影響排氣效果）外，最好能將滑動部份提高至與氣罩上部平行位置。移動方式可任採手動、自動式（機械式、油壓式、氣缸式）等，如採用自動式時需考慮安全方面之對策。

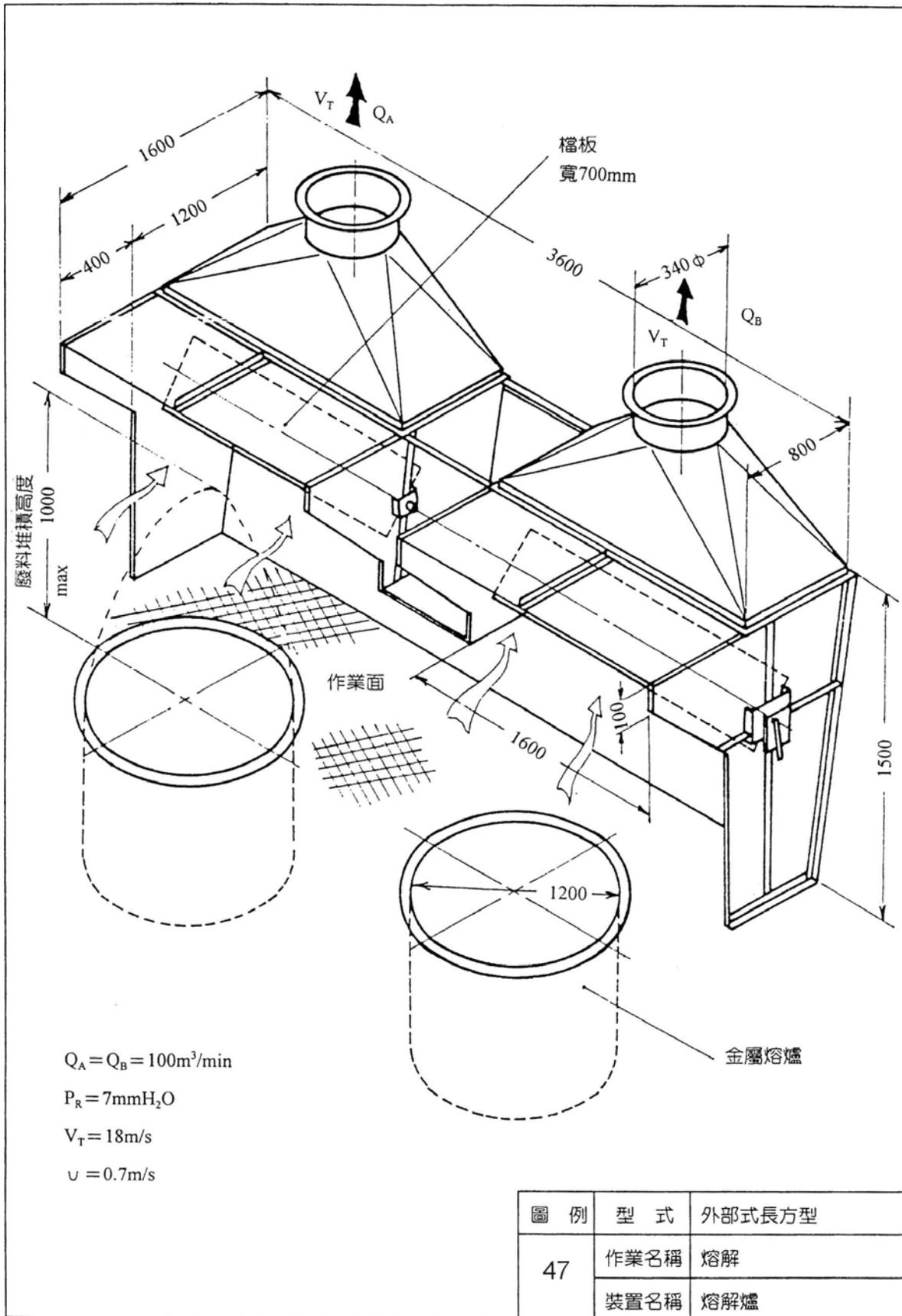


圖例	型式	廂式崗亭型
	作業名稱	熔解(鉛、鋁等)
46	裝置名稱	熔解爐

## 圖例 47 熔解爐(二)

本例為接受式頂蓬型與外部式長方型氣罩之混合型式，就作業而言係較接近接受式。本氣罩原設置於熔爐之正上方，採用直接接受熱上昇氣流之方式，然由於使用吊車進行原料之運搬及進料而須留其通路，並配合爐邊作業人員平時作業行動之方便，以及如圖所示原料進料時無法一次全部送入爐內，需積存於爐上約 1m 高等原因，遂改用圖示之形狀。

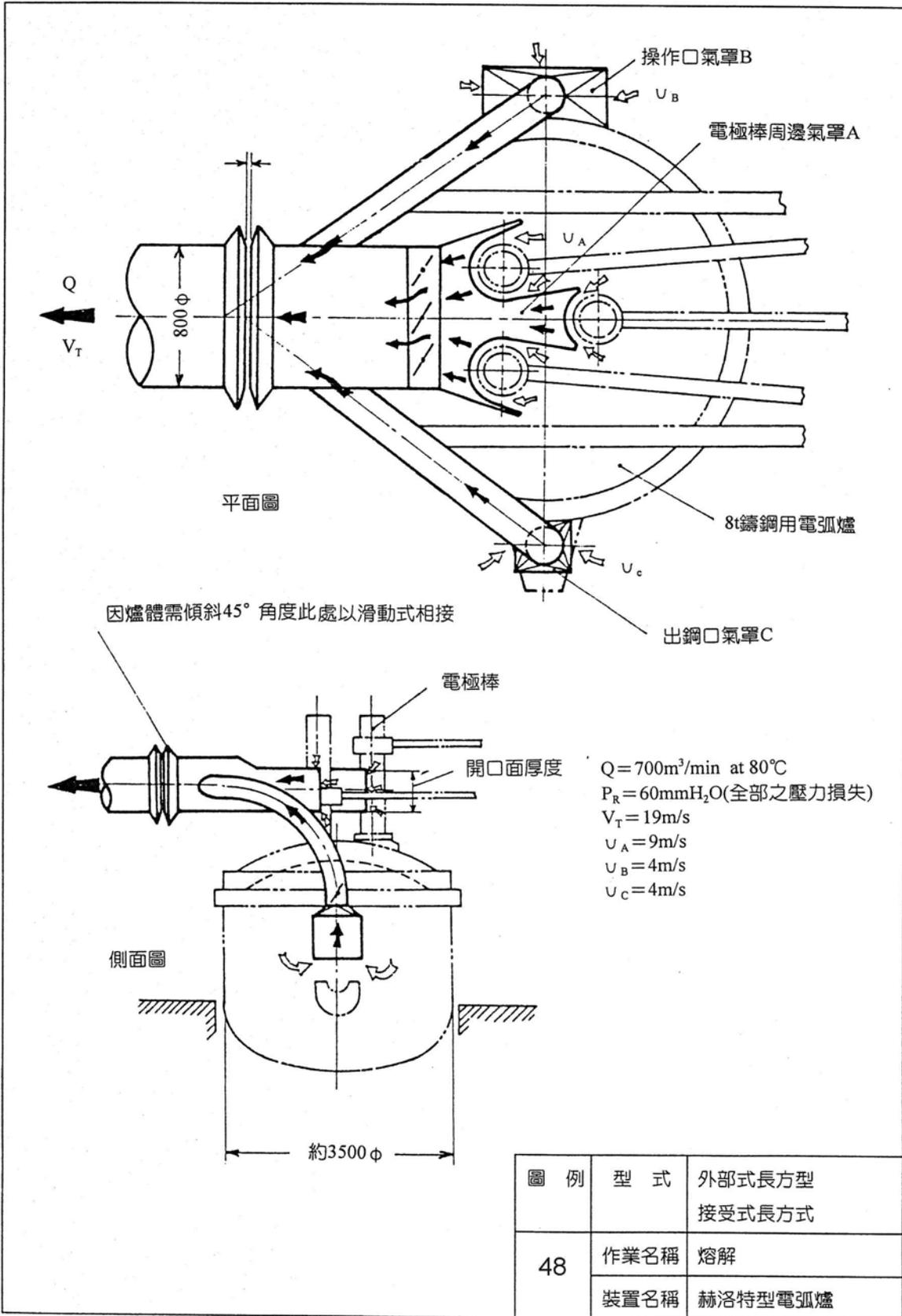
由圖可知，氣罩之前簷位於熔爐中心之稍後方，其下部則固定於作業平面，且作業平面與爐口在同一平面上，因此，強制吸引熱上昇氣流進入斜後方氣罩內。氣罩內設有檔板，惟為更提高其集氣效果，此檔板宜稍予加寬。此外，若將左右氣罩相鄰處之前簷缺口部予以封閉，並於前簷全體配設凸緣，即可更為提高排氣效果。



## 圖例 48 赫洛特型電弧爐

本例為用於赫洛特(Heroult)型電弧爐之氣罩例，一般而言，對於此類電弧爐由電極棒周邊噴出排煙之收集頗為困難，此因其排氣溫度高、噴出氣流速度大，電極棒周邊構造複雜以及氣罩裝設處之電極棒常因氧化而消耗等原因所致。

就圖中電極棒周邊之外部側吸式氣罩 A 而言，此處應儘可能採用較大之開口面風速（但此處風速對電極棒之氧化消耗有極大關係），並將開口面高度設定為電極棒直徑之 1.5~2 倍，且須考慮於開口面設置法蘭，以增加氣罩之抽引效果，對於操作口氣罩 B 及出鋼口氣罩 C 亦然。此外，若將氣罩與風管間之滑動相接部位，設計在爐體之回轉中心線上，則在出鋼期亦可用以排煙。



## 圖例 49 低週波爐

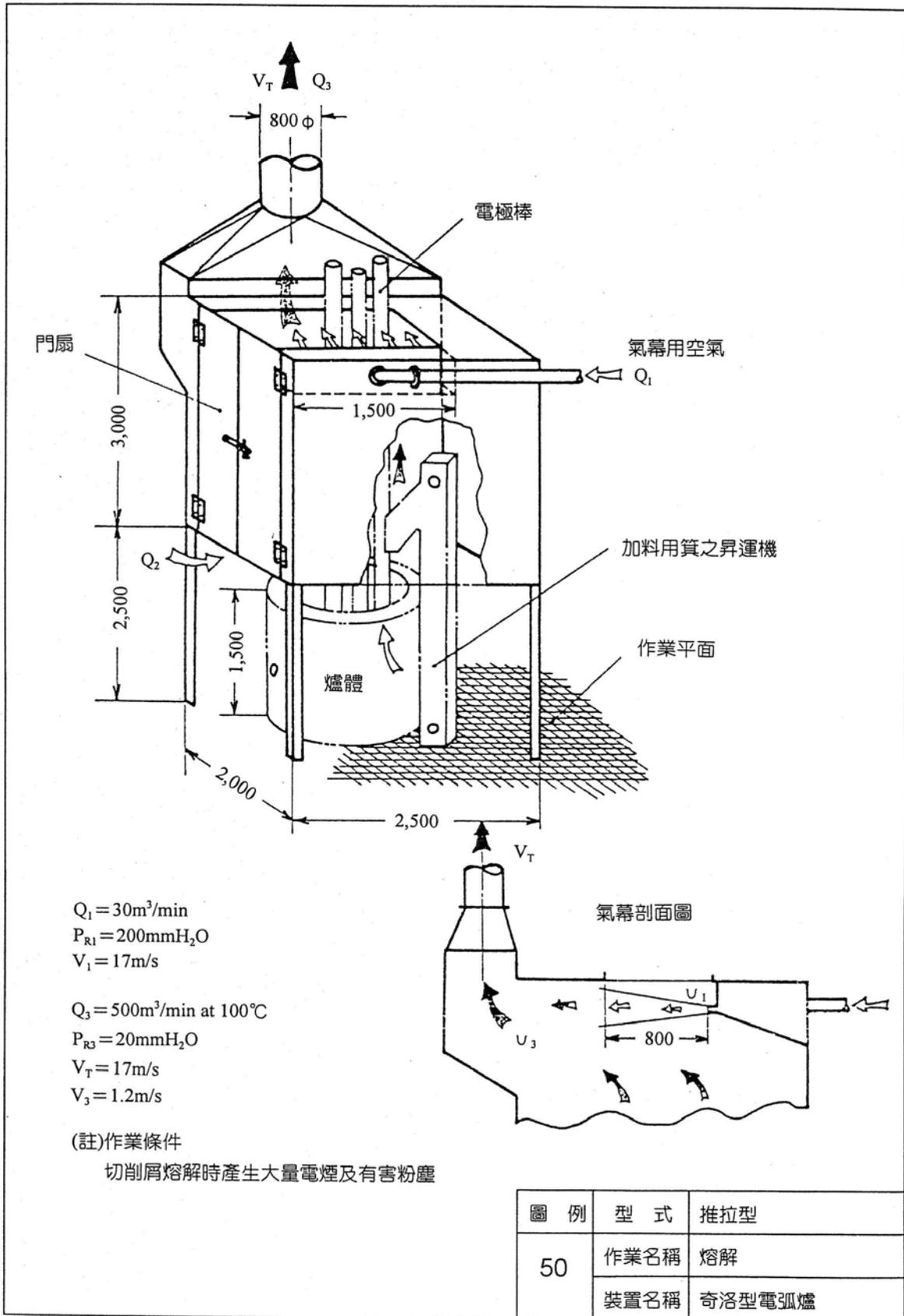
本例為考慮週波爐出湯時將爐體傾斜，而熔液由出湯口流出，故採用推拉式氣罩，其吹出口及吸引口亦考慮能隨爐體同時傾斜之構造。其最簡易方法為將氣罩之中心軸設計於爐體之回轉軸上，而於此軸上設置回轉接頭，並與固定風管相接。

本圖例之吹出側採用( $V_1$ ) 30m/s之高風速，乃因爐內溫度極高而熱上昇氣流流速大，需以高斜速將其吹向吸引口之故。且亦由圖可知，吹出側開口屬狹縫型，其開口寬度（即高度）較狹小，吹出氣流之全動能小，故需以風速加以彌補。若能於吸引口周圍配設法蘭，將更可提高氣罩之排氣效果。



## 圖例 50 奇洛型電弧爐

本例為奇洛(Girod)型電弧爐排氣用之推拉式氣罩，就構造而言，當電極棒為新用（即尺寸較長）時，吹出氣流會與電極棒衝突而減低排氣效果。一般而言，設計捕集高溫氣體之氣罩應考慮熱膨脹及抽入新鮮空氣致排氣量增加等問題，因此對於不必要之開口或縫隙應儘可能予以密封，圖左之門扇僅作更換電極棒之用。



附表 1 符號及單位

記 號	單 位	名 稱	說 明
A	m <sup>2</sup>	開口面積	單一氣罩之開口部開口面積
A <sub>A</sub> , A <sub>B</sub> , A <sub>C</sub>	m <sup>2</sup>	開口面積	同一裝置設有 2 個以上氣罩時之各氣罩開口面積
F	—	壓力損失係數	$P_r \cdot 2g/rV_T^2$
K <sub>L</sub>	—	漏洩界限流量比	$K_L = (Q_2/Q_1)_{\text{limit}}$
n	—	漏洩安全係數	
P <sub>R</sub>	mmH <sub>2</sub> O(=kg/m <sup>2</sup> )	壓力損失	主要表示單一氣罩之壓力損失
P <sub>RA</sub> , P <sub>RB</sub> , P <sub>RC</sub>	mmH <sub>2</sub> O	壓力損失	同一系統設有 2 個以上氣罩時之各抽氣罩壓力損失
P <sub>R1</sub>	mmH <sub>2</sub> O	壓力損失	推拉式氣罩之吹出側氣罩壓力損失
P <sub>R3</sub>	mmH <sub>2</sub> O	壓力損失	推拉式氣罩之吸引側氣罩壓力損失
P <sub>T</sub>	mmH <sub>2</sub> O	風車全壓	
P <sub>T1</sub>	mmH <sub>2</sub> O	風車全壓	推拉式氣罩之吹出側風車全壓
P <sub>T3</sub>	mmH <sub>2</sub> O	風車全壓	推拉式氣罩之吸引側風車全壓
P <sub>V</sub>	mmH <sub>2</sub> O	風管內速度壓力	風管內之速度壓力
P <sub>Valot</sub>	mmH <sub>2</sub> O	狹縫部速度壓力	由狹縫處流入速度計算之狹縫型氣罩狹縫部速度壓力
Q	m <sup>3</sup> /min	排氣量	主要表示單一氣罩之排氣量
Q <sub>A</sub> , Q <sub>B</sub> , Q <sub>C</sub>	m <sup>3</sup> /min	排氣量	同一系統設有 2 個以上氣罩時之各抽氣罩排氣量
Q <sub>1</sub>	m <sup>3</sup> /min	吹出空氣 (氣體量)	推拉式氣罩之吹出氣罩吹出量, 或由污染源產生之氣體量
Q <sub>2</sub>	m <sup>3</sup> /min	誘引或二次空氣量	依吹出氣流誘引之空氣量或依吸引側氣罩吸引之二次空氣量
Q <sub>3</sub>	m <sup>3</sup> /min	總排氣量	$= Q_1 + Q_2$
V <sub>T</sub>	m/s	搬運速度	主要表示單一氣罩風管內之搬運速度
V <sub>TA</sub> , V <sub>TB</sub> , V <sub>TC</sub>	m/s	搬運速度	同一系統設有 2 個以上氣罩時之各風管內搬運速度
U	m/s	開口面風速	主要表示單一氣罩開口面之平均流速
U <sub>A</sub> , U <sub>B</sub> , U <sub>C</sub>	m/s	開口面風速	同一系統設有 2 個以上氣罩時之各氣罩開口面平均流速
U <sub>1</sub>	m/s	吹出風速	推拉式氣罩吹出側氣罩之平均吹出風速
U <sub>2</sub>	m/s	開口面風速	推拉式氣罩吸引側氣罩開口面之平均流速
U <sub>3</sub>	m/s	狹縫流入風速	由狹縫氣罩之狹縫或由密閉式氣罩之狹縫或間隙流入氣流之平均流速

附表 2 常用公英制單位換算表

A. 長度

	mm	cm	m	in	ft
mm	1	0.1	0.001	0.03937	0.00328
cm	10	1	0.01	0.39371	0.03281
m	1000	100	1	39.371	3.28091
in	25.3995	2.54	0.0254	1	0.08333
ft	304.79	30.479	0.30479	12	1

B. 面積

	mm <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	in <sup>2</sup>	ft <sup>2</sup>
mm <sup>2</sup>	1	0.01	0.000001	0.00155	0.0000108
cm <sup>2</sup>	100	1	0.0001	0.15501	0.001076
m <sup>2</sup>	1000000	10000	1	1550.1	10.7643
in <sup>2</sup>	645.14	6.4514	0.0006451	1	0.006944
ft <sup>2</sup>	92900	929	0.0929	144	1

C. 體積

	m <sup>3</sup>	ft <sup>3</sup>	gal
m <sup>3</sup>	1	35.31658	219.95
ft <sup>3</sup>	0.028315	1	6.22786
gal	0.004547	0.16057	1

D. 重量

	kg	ton	lb
kg	1	0.001	2.20462
ton	1000	1	2204.62
lb	0.45359	0.0004536	1

E. 壓力

	bar	kg/cm <sup>2</sup>	lb/in <sup>2</sup>
bar	1	1.0204	14.51
kg/cm <sup>2</sup>	0.98	1	14.22
lb/in <sup>2</sup>	0.0689	0.07031	1

## F.速度

	cm/sec	m/sec	m/min	ft/sec	ft/min
cm/sec	1	0.01	0.6	0.03281	1.96854
m/sec	100	1	60	3.28091	196.854
m/min	1.6667	0.016667	1	0.05468	3.28091
ft/sec	30.479	0.30479	18.2874	1	60
ft/min	0.50798	0.00508	0.30479	0.016667	1

## G.流量

	m <sup>3</sup> /h	m <sup>3</sup> /min	gal/min	ft <sup>3</sup> /min
m <sup>3</sup> /h	1	0.016667	3.66583	0.58861
m <sup>3</sup> /min	60	1	219.95	35.3165
gal/min	0.27279	0.004546	1	0.16057
ft <sup>3</sup> /min	1.6989	0.028315	6.22786	1

## H.密度

	kg/m <sup>3</sup>	lb/in <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup>
kg/m <sup>3</sup>	1	0.00003613	0.062425
lb/in <sup>3</sup>	27680	1	1728
lb/ft <sup>3</sup>	16.0194	0.0005787	1