

礦井井筒的保溫

蘇聯 姆·姆·謝瑪哈諾夫著

燃料工業出版社

礦井井筒的保溫

蘇聯工學碩士 姆·姆·謝瑪哈諾夫副教授著

張育化譯 趙銘開校訂

燃料工業出版社

067063

內 容 提 要

本書專論礦井井筒的保溫設備，包括各種蒸汽熱風機和火焰熱風機的構造、計算和選擇方法。對於加熱設備中的蒸汽管、回水管、風道的計算及其主要資料以及扇風機的選擇也作了介紹。

此外，書中還介紹了加熱設備的檢查與調整，以及鍋爐受熱面積的計算，最後列舉了井筒保溫蒸汽熱風機的計算實例。

本書供採礦工程技術人員和煤礦專業學校學生參考之用。

* *
*

礦井井筒的保溫

ОТЕПЛЕНИЕ ШАХТНЫХ СТВОЛОВ

根據蘇聯國立煤礦技術書籍出版社(УГЛЕТЕХИЗДАТ)

1949年列寧格勒俄文第一版翻譯

蘇聯 М. М. ШЕМАХАНОВ 著

張育化譯 趙銘閣校訂

燃料工業出版社出版

社址：北京東、黃外大街25號

北京市書刊出版登記證：新出書證字號012號

北京市印刷一廠排印 新華書店發行

編輯：白懋恬 穆淑如 校對：徐小芝

書號376 * 煤141 * 859 × 1092 1/32開本 * 6印張 * 140千字 * 定價一元二角五分

一九五五年三月北京第一版第一次印刷 (1—3,000冊)

目 錄

第一章 礦井空氣加熱設備及其用途	3
第二章 熱風機	8
第1節 概論	8
第2節 傳熱因素	9
第3節 基本計算	13
第4節 蒸汽熱風機	20
一、製造廠製造的熱風機	21
1. 片式熱風機	21
2. 圓翼式熱風機	28
3. 花瓣式熱風機	50
4. 蒸汽熱風機的選擇	31
二、修理廠製造的熱風機	47
1. 光管熱風機	47
2. 光面暖汽片組成的熱風機	51
3. 如拉夫列夫工程師設計的光管熱風機	52
4. IRHHC型光管熱風機	53
5. 諾維科夫工程師的扇風機熱風機	58
6. 翼片管製熱風機	60
第5節 煙氣及火焰熱風機	62
1. 管式回收熱風機	63
2. 片式回收熱風機	68
3. 火焰(煙氣)熱風機的計算	71
第6節 電氣熱風機	92
第三章 風道的計算及扇風機的選擇	95
第1節 摩擦阻力	97
第2節 局部阻力	106
第3節 擴散器	106
第4節 熱風機阻力	110

第5節 扇風機及其電動機的選擇	111
第四章 熱風口的計算	121
第五章 管道	125
第1節 蒸汽管	125
第2節 伸縮管	128
第3節 凝結水的排出	137
第六章 空氣加熱設備工作的調整與檢查	143
第1節 調整	143
第2節 加熱設備的起動及停止	146
第3節 加熱設備工作的檢查	147
第七章 鍋爐設備受熱面及燃料消耗量的計算	160
第八章 加熱設備佈置實例及例題	170

第一章 礦井空氣加熱設備及其用途

冬季氣溫下降到遠低於零度(-20° 、 -30°)的煤田,向礦井井筒內送入寒冷的空氣(通風空氣),將使井筒結冰,亦即使佈置於井筒內的罐道、罐道樑及電纜等結冰。由於結冰可使井筒提昇能力減低,此外還可能由於大冰塊的塌落造成嚴重事故。井筒內深約10—15公尺的滴水帶將發生嚴重的結冰現象。爲了消除因結冰而造成的不良後果,必須採取適當的方法使井筒保溫。一般均採用專設的加熱設備使井筒保持不致結冰的溫度,亦即使井筒的溫度保持在攝氏零度以上若干度。本書將介紹井筒的保溫方法、加熱設備的選擇及計算方法。井筒保溫與住宅採暖不同之點爲住宅採暖主要是採用熱水採暖設備(將採暖器具設於房間內),有時亦採用蒸汽的採暖設備,而礦井井筒保溫一般則採用熱風設備。

根據礦井的通風方式,通風設備可分爲:吸出式及送入式兩種。

根據[蘇聯煤礦及油母頁岩礦保安規程],不論產量及煤塵、瓦斯條件如何,所有礦井均可採用吸出式通風。

無瓦斯礦井或發生二氧化碳的礦井可採用送入式通風。實際上送入式通風方法主要是應用於莫斯科附近煤田的礦井,即產量較小的礦井。因此蘇聯各礦井大部均採用吸出式通風。

在此種情況下,井筒保溫空氣的加熱一般均用下述方法進行:

部分空氣在進入井筒之前,用爲此目的而設的扇風機壓入並使之經過加熱設備,如此空氣即被加熱。被加熱的空氣由加熱設備通過特設的風道(磚砌的或混凝土砌的)後進入井筒,與由上向下進入井筒的另一部分空氣混合。熱空氣的風道一般均成環狀設於井筒周圍。熱風道與井樓地板面的深度(垂直距離)不應小於1.5—2公尺。空氣經設於井筒周圍的專用熱風口進入井筒,一般井筒只有一個熱風口,但直徑大的井筒可設有兩個熱風口。熱

風口數目的增多可使冷空氣與熱空氣比較均勻的混合。熱風口應根據可能性佈置在罐籠兩側，以避免熱的氣流直接吹向罐籠內人員的身上。熱風口數目及其位置一般均根據井架的佈置來決定。有時熱空氣與井壁相切（切線）進入井筒使空氣形成渦流，使熱空氣與進入井筒的另一部分冷空氣更好的混合。

圖 1 表示經一個熱風口進入空氣的設備，圖 2 是熱空氣與井筒呈切線進程進入井筒的礦井井筒保溫設備。

熱空氣在井筒內與由地面進入礦井的冷空氣混合，熱空氣與冷空氣在井筒內混合的結果達到一定的溫度。加熱設備內被加熱空氣的溫度及數量應如此計算，即熱空氣與冷空氣在礦井井筒內混合後的溫度應高於 0°C 。礦井井筒內空氣混合後的溫度與住宅採暖不同之點為不需按衛生標準來決定，只要使井筒保持不致結冰的條件即可。

在一般情況下，混合後空氣的溫度要保持 $+1^{\circ}$ 或 $+2^{\circ}\text{C}$ 。

保持井筒內空氣溫度均衡的重要因素之一是沿風道合理的向井筒送入熱空氣，並保證熱空氣與冷空氣很好的混合。在某些情況下進入井筒的全部空氣均需加熱，為此，在井樓的第一層內或在井筒內的周圍裝設熱風機（如：[Gamma] 型暖汽片），空氣通過暖汽片即被加熱，此種設備由於現地條件所限不是經常可能實現的。裝設於井筒周圍的熱風機，主要是接觸此種熱風機的空氣被加熱，因此這種設備的工作是不完善的，效率也較低。

如果礦井設有送入式通風設備，可將加熱設備直接設於主扇風機房內。此時加熱設備的佈置方式可為：1) 加熱設備設於通風設備的送風道內；2) 加熱設備設於主要通風設備的吸入側。

最合理的是第二種方式，此時加熱設備應如此安裝，即冬季主要扇風機吸入空氣的一部分通過熱風機加熱至使扇風機吸風筒內混合後空氣的溫度為 $+1^{\circ}\text{C}$ 或 $+2^{\circ}\text{C}$ 。加熱設備設於送風道內的第一種安裝方式具有極大的缺點，即全部通風空氣均經過空氣加熱設備加熱，由於空氣加熱設備的阻力的關係，主扇風機較之一般所需的壓力為高，從而引起過多的電力消耗。

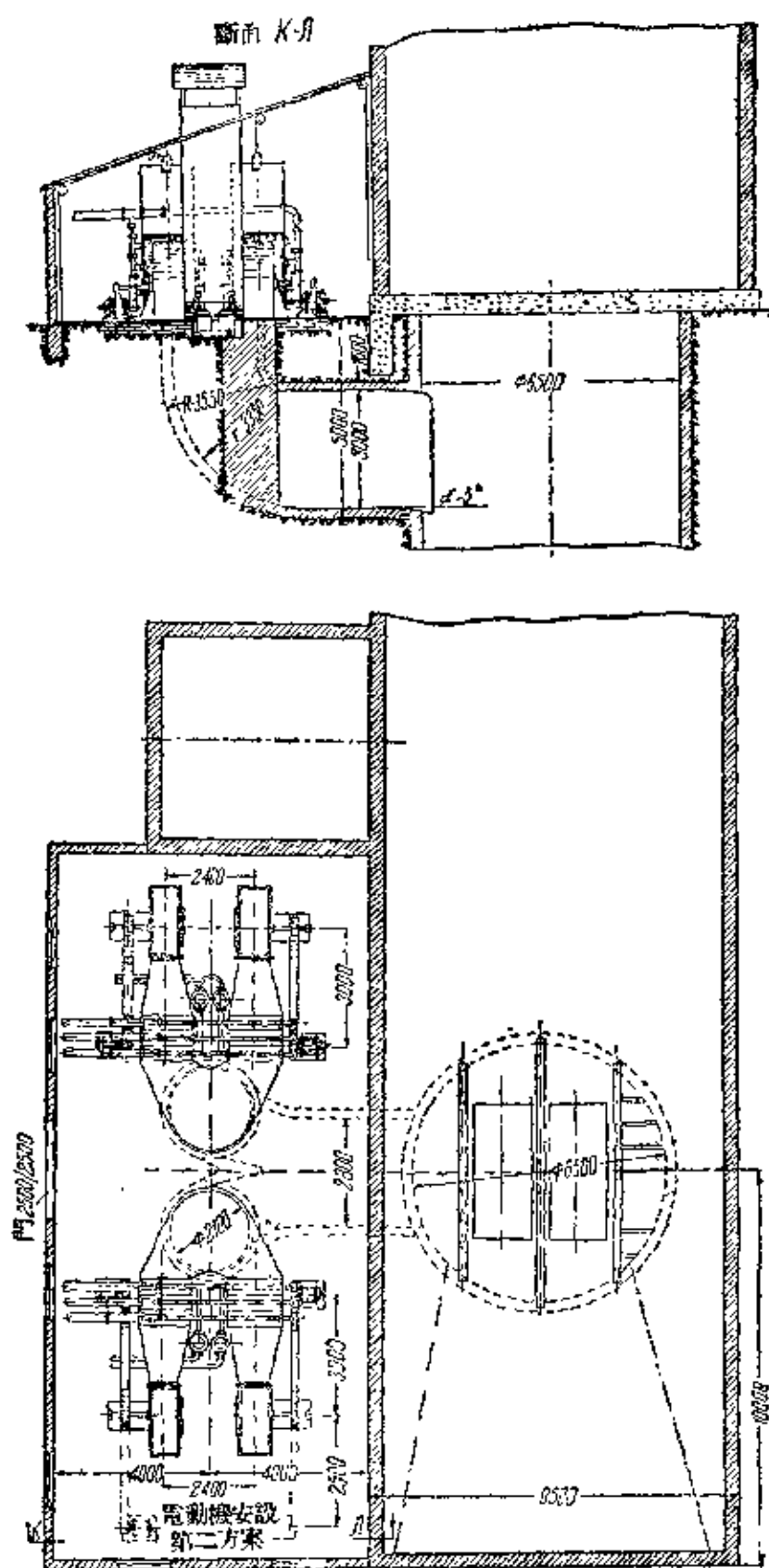


圖1 空氣經一個熱風口進入井筒的加熱設備

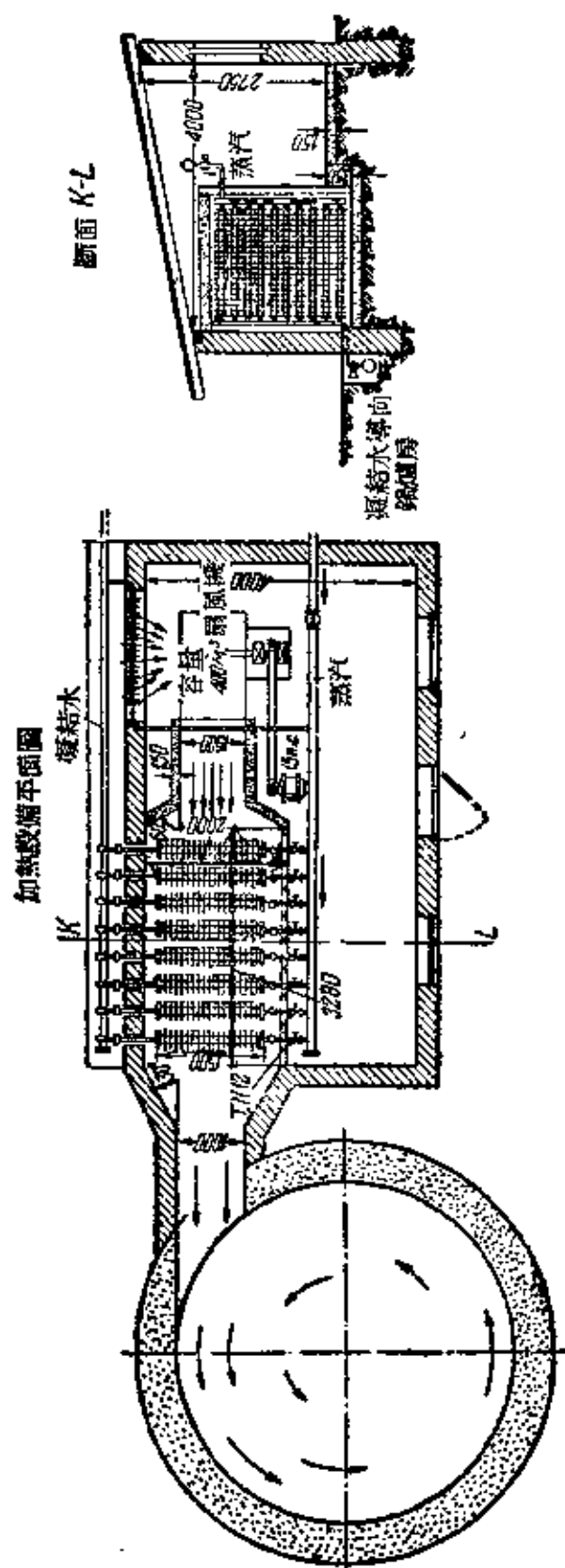


圖 2 空氣絕緣線進程進入井筒的加熱設備

採用上述方式時，必須裝設空氣流動阻力最小的加熱設備。第二種方式的加熱設備將敘述於後。

計算加熱設備時進入井筒的總風量應是已知的或是根據礦井通風條件決定的。

礦井所需風量可根據煤礦工業科學研究院 (ИИИВП) 編製的資料概算之：

各種產量礦井所需風量和差壓表

表 1

順 序	日 產 量 (噸/日)	日產煤每噸 所需風量 (立方公尺/分)	所 需 風 量 (立方公尺/秒)	礦 井 差 壓 (公厘水柱)
1. 無瓦斯礦井和一級瓦斯礦井(亦即設有一套通風設備者)				
1	330	0.75	6.0—12.0	20—40
		1.50		40—120
2	600	0.75	12.0—24.0	40—120
		1.50		50—200
3	1000	0.75	18.0—36.0	40—120
		1.50		70—250
4	1500	0.75	37.0—54.0	50—200
		1.50		100—300
5	2000	0.75	37.0—74.0	70—250
		1.50		100—300
2. 二級,三級及超級瓦斯井(亦即設有兩套通風設備者)				
1	300	1.25	10.0—16.0	30—80
		2.00		50—160
2	600	1.25	20.0—32.0	40—180
		2.00		60—250
3	1000	1.25	30.0—73.0	50—200
		3.00		90—300
4	1500	1.25	45.0—110.0	100—300
		3.00		140—300
5	2000	1.25	60.0—140.0	100—300
		3.00		120—300

附註：決定風量時應採用：

- a) 產量不均係數 1.15;
- б) 準備工作面及備用工作面所需風量係數 1.1;
- в) 井巷漏風係數 1.1;
- г) 產量 1000 噸/日以內的礦井日產煤每噸最大瓦斯發生量——22 立方公尺/日;

產量 1000 噸/日以上的礦井日產煤每噸最大瓦斯發生量——32.5 立方公尺/日。

被加熱的空氣離開加熱設備的最終溫度，應從經濟方面考慮確定之。因為井筒內混合空氣的溫度及空氣量一定時，加熱空氣的最終溫度變更時，則加熱設備的規格：加熱設備的傳熱面積、扇風機的能力及耗電量均隨之變動，因而設備費用及生產費用亦隨之變動。在詳細計算加熱設備時，應由幾種溫度方案中以經濟比較法選擇其中最經濟的一種空氣加熱溫度。當進行加熱設備計算時應考慮到過高的空氣溫度對人體有害，因此不許採用。以後將列舉此種計算的實例。熱空氣的溫度大多採用 $60-100^{\circ}\text{C}$ 。

加熱設備位置與井筒的關係根據當地條件決定之。最合理的佈置是使加熱設備靠近井筒，這樣可以縮短向井筒送入空氣的風道的長度，減少為克服阻力而引起的扇風機壓力損失及扇風機電動機的耗電量。

第二章 熱風機

第1節 概 論

如上所述，礦井井筒保溫的空氣用熱風機加熱。熱風機係加熱空氣的一種設備，將含熱體的熱能經某種加熱面傳給被加熱的空氣。根據含熱體與被加熱空氣相互的流動方向，熱風機內含熱體與空氣可形成平行流動與橫向流動兩種：第一種情況下熱風機每個部件內含熱體與被加熱空氣的流動是互相平行的，但可分為順流及逆流；第二種情況下熱風機部件內含熱體與空氣的流動方向互相垂直，而整個熱風機內熱交換仍呈逆流或順流進行。

井筒保溫可用水蒸汽或煙氣作為傳熱介質，一般不採用熱水及電能加熱空氣。加熱空氣的熱風機用鍋爐發生的高壓蒸汽或低壓蒸汽及蒸汽機的廢汽時稱為蒸汽熱風機，用煙氣加熱空氣的熱風機稱為煙氣熱風機或火焰熱風機。

選擇加熱空氣的含熱體時要如選擇熱風機時所需考慮的一系列情況。蒸汽熱風機具有較高的傳熱係數（蒸汽傳熱給空氣），但

需用蒸汽加熱亦即需裝設蒸汽鍋爐。在某些情況下可能利用蒸汽機（如礦井蒸汽絞車）的廢汽來加熱空氣，此時加熱設備的費用可大為減少。

火焰熱風機的傳熱係數（煙氣傳熱給空氣）較蒸汽熱風機為低，此種設備用由專設的燃燒室供給的煙氣或用鍋爐排出的煙氣來加熱空氣，用鍋爐排出的煙氣時由於可利用廢棄的熱量，故較為經濟。火焰熱風機較蒸汽熱風機佔用的面積大。

火焰熱風機的管子由於含熱體（煙氣）的溫度過高，較蒸汽熱風機的管子易於損壞。當管子燒壞時燃燒的灰燼將混入空氣中進入礦井井筒，另外由於溫度過高，在火焰熱風機內使進入井筒空氣中的灰塵燃燒將井筒弄髒，從衛生觀點來看是不應採用此種設備的。為了避免短期內燒壞管子，燃料在熱風機的燃燒室內燃燒過程中需送入大量空氣，以降低煙氣溫度，因而火焰熱風機的效率較低。利用鍋爐排出煙氣中熱量的熱風機是最經濟的。

由於蒸汽熱風機的優點很多——設備簡單，已經過長期使用，部件輕便且具有一定標準，又便於修理，因此，此種型式的熱風機已廣為利用。雖然如此，當選擇某種含熱體時，在任何情況下還是應根據當地條件進行技術經濟的計算。以後說明火焰熱風機構造時，可以看出只有極少數型式的火焰熱風機才可作為井筒保溫加熱空氣之用，因此在考慮井筒保溫問題時當然要偏重於蒸汽或熱水熱風機。

第2節 傳熱因素

含熱體的熱能經熱風機的金屬壁傳給空氣，共有三種方式，即：傳導、對流及輻射。

傳導傳出的熱量可根據下式計算：

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) F \text{ 千卡/小時,} \quad (1)$$

式中 Q ——經過物體傳導的熱量，千卡/小時；

λ ——物體的導熱係數，亦即溫度差 1°C 時兩物體相距 1 公

尺,每平方公尺面積每小時傳過的熱量;

δ ——物體的厚度(物體內熱的傳導距離),公尺;

t_1 ——物體最初溫度,°C;

t_2 ——物體加熱後的溫度,°C;

F ——斷面積,平方公尺。

導熱係數因物質而不同,金屬的導熱係數最大,工業上一般使用的絕熱物質最小。蒸汽及氣體的導熱係數亦小,但氣體中的氫較為特殊,其導熱係數遠大於別種氣體。

λ 之值與壓力、溫度有關,混合氣體尚與其成分有關。

常用物質的導熱係數載於表 2。

表 2

順 序	名 稱	平均加熱溫度 (°C)	導 熱 係 數 λ (千卡/平方公尺 小時°C)
1	鋼	300	40
2	鑄鐵	—	50
3	銅	300	330
4	煙渣	300	0.03
5	帶灰的煙渣	300	0.03—0.02
6	水垢	300	1.0—2.0
7	水蒸汽	300	0.0315
8	空氣	300	0.0361
9	礪渣	20	0.14
10	紅磚	300	1.2
11	耐火磚	600	0.9
		1000	1.1

根據定律對流傳出的熱量為:

$$Q = \alpha_c F (t_1 - t_2) \text{ 千卡/小時,} \quad (2)$$

式中 Q ——傳出的熱量,千卡/小時;

α_c ——對流傳熱係數,千卡/平方公尺 小時 °C。

加熱設備中由含熱體(蒸汽或煙氣)傳熱給熱風機壁,並由熱風機壁傳熱給空氣,即是此種傳熱方式。

對流傳熱係數表示流體(氣體)與固體表面間的熱交換條件,

以千卡/平方公尺 小時 $^{\circ}\text{C}$ 計量之,亦即其值等於固體表面與流體(氣體)溫度差 1°C 時在單位時間(小時)內經單位面積(平方公尺)傳出的熱量。經驗證明,對流傳熱係數是個複雜的函數,與很多的變數——流動速度、溫度、導熱係數、密度、比熱及其他一系列因素有關,因此其數值一般均用實驗式決定。

輻射傳熱是利用火焰熱風機加熱空氣時高溫傳熱的重要數值。

由表面 F 輻射的熱量 Q 根據下式決定:

$$Q = \frac{F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C}} \text{ 千卡/小時}, \quad (3)$$

式中 Q ——輻射熱量,千卡/小時;

F ——表面積,平方公尺;

T_1 ——輻射體的絕對溫度, $^{\circ}\text{K}$;

T_2 ——受熱體的絕對溫度, $^{\circ}\text{K}$;

C_1 ——輻射體的輻射係數,千卡/平方公尺 小時 $\left(\frac{^{\circ}\text{K}}{100} \right)^4$;

C_2 ——受熱體的輻射係數;

C ——絕對黑體的輻射係數,等於 4.96。

通過平面的壁傳熱時(不考慮輻射熱量),熱量可按下列方法計算(清潔的壁)。

當導熱係數 λ 的同質壁厚為 δ (圖 3),含熱體溫度 $t_1^{\circ}\text{C}$,受熱體溫度 $t_2^{\circ}\text{C}$,壁的外表面溫度 $\vartheta_1^{\circ}\text{C}$,壁的內表面溫度 $\vartheta_2^{\circ}\text{C}$,熱流量一定時,得下列各式:

$$Q = \alpha_1(t_1 - \vartheta_1)F,$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta}(\vartheta_1 - \vartheta_2)F,$$

$$Q = \alpha_2(\vartheta_2 - t_2)F,$$

式中 α_1 及 α_2 ——含熱體傳熱給壁的對流傳熱係數(α_1)及由壁傳

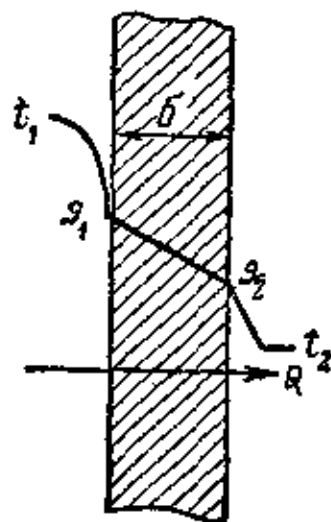


圖 3 通過平面的壁傳熱

熱給空氣的對流傳熱係數 (α_2);

F ——壁的表面積, 平方公尺。

由此

$$t_1 - \vartheta_1 = \frac{Q}{\alpha_1 F},$$

$$\vartheta_1 - \vartheta_2 = \frac{Q\delta}{F\lambda},$$

$$\vartheta_2 - t_2 = \frac{Q}{\alpha_2 F}.$$

三式相加, 得:

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$$

或

$$Q = k \cdot F(t_1 - t_2), \quad (4)$$

式中

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (5)$$

稱為傳熱係數, 以千卡/平方公尺 小時 $^{\circ}\text{C}$ 表示之。

對於火焰熱風機, 可令係數 α_1 與 α_2 相等, 因為此種熱風機熱能由煙氣傳給壁, 然後由壁傳給空氣, 且金屬對傳熱係數的影響不大。在此種情況下

$$k \approx \frac{\alpha_1}{2}.$$

經過長 l 公尺, 內徑 d_1 公尺, 外徑 d_2 公尺的管子的圓筒形壁傳熱時, 傳熱係數可由下列公式求得:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \text{ 千卡/公尺 小時 } ^{\circ}\text{C}, \quad (6)$$

k 為單位長度 (管子長 1 公尺) 的傳熱係數。

管子傳熱係數的計算公式相當複雜, 因此當實際計算時應加以簡化, 並且當管壁不太厚時, 可以平面壁的 (5) 式代替 (6) 式。

① 原書為 $\frac{Q}{F\lambda}$ ——譯者。

第3節 基本計算

加熱設備空氣部分的計算應包括下列各項：

1. 決定空氣加熱所需的熱量。
2. 決定熱風機數目(加熱面積)。
3. 根據氣體流動阻力確定最合理的部件排列方式。
4. 計算所採用加熱設備系統的氣體流動阻力。

加熱設備的計算主要是計算其加熱面積，可由下式求出：

$$F_{\kappa} = \frac{Q}{K\Delta t}, \quad (7)$$

式中 Q ——加熱設備應傳給空氣的熱量，千卡/小時；

K ——經加熱設備加熱面由含熱體傳熱給空氣的傳熱係數，
千卡/平方公尺·小時 $^{\circ}\text{C}$ ；

Δt ——平均溫度差， $^{\circ}\text{C}$ ；

F_{κ} ——所求的加熱設備加熱面積，平方公尺。

加熱設備每小時傳給空氣的熱量 Q ，根據井筒要求的空氣溫度及需送入井筒的空氣量用下列方法計算。

下列符號表示：

g ——送入礦井的空氣總量，公斤/小時。但 $g = v \cdot \gamma$ ，式中
 v ——當氣壓 B 公厘水銀柱及溫度 t'_b 時進入井筒的空氣體積。 γ ——
在此種條件下空氣的比重(公斤/立方公尺)；

g_1 ——通過加熱設備的空氣量，公斤/小時；

v_1 ——當氣壓 B 公厘水銀柱、溫度 t'_b 時通過加熱設備空氣的
體積，立方公尺/小時；

t'_b ——室外空氣溫度， $^{\circ}\text{C}$ ；

t''_b ——加熱後空氣的溫度， $^{\circ}\text{C}$ ；

t_{cm} ——井筒內冷空氣和熱空氣混合後的溫度， $^{\circ}\text{C}$ ；

C_p^t ——定壓下空氣的重量熱容量(定壓比熱)，千卡/公斤 $^{\circ}\text{C}$ ，
可由下式決定：

$$C_p^t = 0.237 + 0.0000366 \cdot t.$$

計算熱量時應採用空氣由 t'_B 加熱到 t''_B 的平均熱容量，但因空氣加熱溫度較低，爲了簡化起見計算時可採用其平均熱容量：

$$C_p = 0.24 \text{ 千卡/公斤}^\circ\text{C}.$$

加熱設備加熱的空氣量，可根據下式決定：

$$g_1 C_p (t''_B - t_{CM}) = (g - g_1) C_p (t_{CM} - t'_B),$$

由此

$$g_1 = \frac{g(t_{CM} - t'_B)}{(t''_B - t_{CM}) + (t_{CM} - t'_B)} = \frac{g(t_{CM} - t'_B)}{t''_B - t'_B}$$

$$= v\gamma \frac{(t_{CM} - t'_B)}{(t''_B - t'_B)} \text{ 公斤/小時.} \quad (8)$$

加熱 g_1 公斤/小時的空氣每小時所需熱量 Q 可按下式計算：

$$Q = g_1 C_p (t''_B - t'_B) = 0.24 g_1 (t''_B - t'_B) \text{ 千卡/小時.} \quad (9)$$

進入加熱設備的空氣在相當濕潤的情況下，計算熱量 Q 時應考慮加熱空氣中水分消耗的熱量，即：

$$Q = g_1 \left(0.24 + 0.47 \frac{d}{1000} \right) (t''_B - t'_B), \quad (9')$$

式中 d ——溫度 t'_B 及空氣相對濕度 φ 時每公斤乾燥空氣所含的水分，克/公斤。

(7)式中含熱體與空氣的平均溫度差的計算方法說明如下。

含熱體在加熱設備內由進入時的溫度 t'_T 降低到離開時的 t''_T ，同時空氣由溫度 t'_B 被加熱至 t''_B 。

含熱體和空氣溫度變化的特性，由於兩者的流動方式而不同，根據以下的比例：

$$\frac{t'_T - t''_T}{t''_B - t'_B} = \frac{\Delta t_T}{\Delta t_B}.$$

根據所採用的流動方式——逆流或順流及 Δt_T 大於或小於 Δt_B ，通過加熱面溫度的變化如圖 4 所載的四種曲線。

由這些曲線可以看出，逆流時得到的空氣的溫度可高於含熱體加熱後的溫度，因此空氣的最初溫度相同時，逆流可得到高於順流的空氣加熱後的溫度，此種情況下加熱設備的加熱面積可以減少。

加熱過程中含熱體溫度不變的情況下，無論流動方式如何，平