

製材工場の集塵装置について

金 内 忠 彦

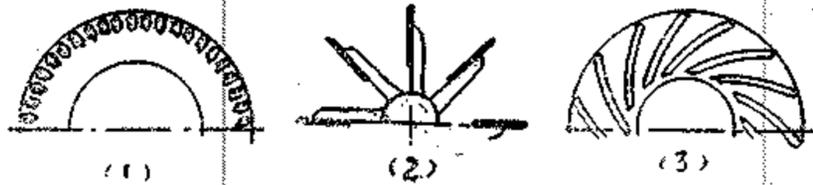
緒 言

製材工場に於て、集塵装置が作業上の隘路となつたり、又通風機が必要以上の動力消費をきたしている所が、割合に多いのではないかと思われる。故に集塵装置について、合理的な検討を加へてみるのも必要ではないかと考え、ここに当所製材工場に於ける実例も加え合せ、通風機を中心とした集塵装置について、若干述べてみる次第である。

I 通風機の選択

先づ製材工場集塵装置用通風機としては、遠心型が適当と考えられる。この型は往復運動がなく、回転運動だけであり、圧送作用が遠心力によるものである為連続送風が行われ、次の様な特徴があるからである。

1. 震動が少く、音響も僅かである。
2. 形態が小さく、重量も軽く、従つて価格は低廉であり、床面積基礎なども狭小で良いから、設備費が少くすむ。
3. 機体内部には潤滑剤を要しないから、送気中に油その他の潤滑剤が混入しない。
4. 機械的に接触している所は、外部の軸受だけであり、故障も少く、運転確実で取扱いも容易である。
5. 圧送状況は連続的で脈動がなく、圧力上昇に限度があるから、保安装置は不要である。所要動力の増大量にも限度が設けられるから、あらかじめ計画した電動機を用いれば、過負荷の危険が少い。更に遠心通風機には次の3種があげられる。



多翼通風機

(1)図に示したが、前向き羽根型の代表的なものであり、浅い巾長の羽根を多数(通常64枚)持った半径流羽根車である。この性能は

- (イ) 風圧は15~200mm水柱程度のものである。
- (ロ) 抵抗が減じ風量が増大すると所要動力が急増するから、原動機の容量には相当の余裕率(30~40%)

を必要とする。

- (ハ) 風量の変化に対して風圧の変化が少いから、多数の分岐風道を有する送風には適する。
- (ニ) 羽根巾が長く、浅いから構造上せい弱は免かれない。
- (ホ) 効率普通45~55%であり、余り良好でないが、小形ですむから、低風圧小馬力の向きには、安価で設備費が少くすむ。
- (ヘ) 羽根の構造上、附着しやすい粉塵含有の場合には適さない。

プレート通風機

(2)図に示す如く、径向き羽根であつて、6~12枚の平板を、ボスから放射したスポークに、リベット締めしたものである。この性能は

- (イ) 風圧は50~250mm水柱位までである。
- (ロ) 羽根は遠心力に対し強度随一で、固形物を含む気体の輸送に用いられるに良い様、一体に頑丈に出来ている。
- (ハ) 羽根車の形状が簡単で取替えが容易であるから、摩耗したり、或いは腐蝕の虞れのある用途に適する。
- (ニ) 羽根車が構造上摩損が少い様製作し得るから粉塵等含有の場合に好適である。
- (ホ) 所要動力は風量の増加するに従い、略々直線的に増加する。
- (ヘ) 効率は50~60%位である。

ターボ通風機

(3)図の如きもので、後向きにカーブした羽根であり枚数は8~24である。性能としては

- (イ) 風圧50~500mm水柱である。
- (ロ) 効率60~80%で甚だ良好である。
- (ハ) 抵抗風圧減少して風量増加しても、負荷は一定限以下だから原動機は小さくて安全である。
- (ニ) 風圧の増減に対して、風量の変化が割合少いから風圧の計画に安全である。
- (ホ) 一定仕様に対し、羽根車大きさ、従て外郭大きさが最大となるから高価である。

以上各通風機の特徴より、プレート通風機が、製材工場集塵装置用通風機として好適であると考えられるのである。

Ⅱ 容量の算出

通風機に於ては、風圧を全圧と静圧とに区別する場合が多い。全圧は静圧及び動圧の代数和の増加量を云う。

通風機が排出の空気と鋸屑の混合物に附与する流速は、風道を通つて所要容量の混合物を送る役目をなし、静圧は風道を通る際に起る摩擦抵抗や、その他の圧力損失に打ち勝つ役目をする。風道の径に余り太細がないとすれば、風道が極めて短い場合には風道の抵抗は小であり、通風機は主として送風に流速を与え、静圧は殆んど与えないで宜しいが、長い風道を伝つて送風する場合には、通風機は相当の静圧を附与せねばならない。

今 P = 通風機にて得た圧力差
 H_e = 入口に於ける圧力損失
 H_r = 風道中を流れる時の摩擦抵抗による圧力損失
 H_a = 出口の圧力損失

とすれば $P = H_e + H_r + H_a$ となる

Q = 風量 (m^3/min) w = 流速 (m/sec)

r = 空気の密度 (kg/m^3) $15^\circ C$ に於て 1.226

g = 重力の加速度 $9.80m/sec^2$

c = 入口に於ける圧力損失の実験係数

μ = 風道に於ける空気の摩擦係数

l = 風道の長さ (m)

d = 風道の直径 (m) とすれば

$$H_e = c \frac{rw^2}{2g}$$

$$H_r = 4\mu \frac{l}{D} \frac{rw^2}{2g}$$

$$H_a = r \frac{w^2}{2g} \quad \text{である。}$$

管を流れる空気の摩擦係数 μ の値は、次表の如くである。

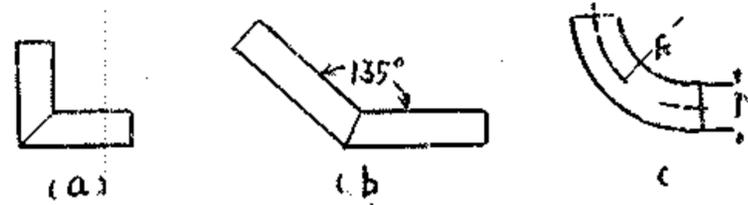
d cm	μ	d cm	μ	d cm	μ
2.54	0.01242	27.94	0.00358	53.31	0.00316
5.08	0.00756	30.48	0.00351	55.88	0.00314
7.62	0.00594	33.02	0.00345	58.42	0.00312
10.16	0.00513	35.56	0.00340	60.96	0.00310
12.70	0.00464	38.10	0.00335	63.50	0.00309
15.24	0.00432	40.64	0.00331	66.04	0.00307
17.78	0.00409	43.18	0.00327	68.58	0.00306
20.32	0.00392	45.72	0.00325	71.12	0.00304
22.86	0.00378	48.26	0.00321	73.66	0.00304
25.40	0.00367	50.80	0.00319	76.20	0.00302

次に風道に於て異状部がある時は、そこを通過する際に圧力の一部を消失する。

之等の場合に於て、損失圧力を水柱mmで示せば

$$h_c = C \frac{rw^2}{2g} \quad \text{と示す事が出来る。}$$

係数 C の値は夫々の場合によつて異なる値を持つが、一例として次図の様な場合の概略値を与えてみる。



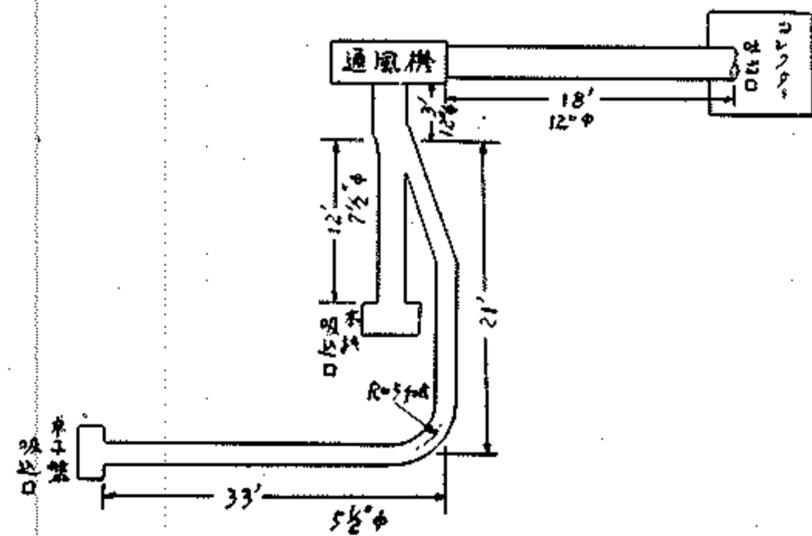
(a)図の様な直角折曲管に於ては $C = 1.5$ 乃至 2.0
 (b)図の様に狭角が 135° の折曲管に於ては $C = 0.5$
 (c)図は円弧状の彎曲管を示すが、 $R < D$ の時は $C = 0.3$
 $R = D$ の時は $C = 0.25$ 、 $R = D$ 乃至 $2D$ の時は $C = 0.20$
 $R = 2D$ 乃至 $4D$ の時は $C = 0.15$ である。

Ⅲ 實 例

次に1つの実例として、当所の製材工場集塵装置について述べてみる。

以前に多翼型通風機 (No. 5) を使用して居たのであるが、風量に比して風圧を高め、特に冬季間に羽根に鋸屑が附着するのを除ぎ、搬送効率を良くするため、プレート通風機を採用した。その特徴としては前述の如くである。送風管は通風機の吸込口、吐出口に合せる為に、少し改造した以外は、従来のままを用いた。

次図は集塵装置の略図である。



現在は48\"/>

風速を16m/sec~25m/sec程度に高めた方が良いと思われ、前述の風速のデータにもとづいて、本機の送風管の風速を14.5m/secから22.5m/secに、卓子盤の送風管の風速を16.0m/secから25m/secに、主管の風速を10.3m/secから16m/secに早める様に考えてみた。現状に於ては、本機、卓子盤の送風管と主管との間に速度の差があるが、更に42°帯鋸盤程度の送風管を増設する予定であるので、その際は速度差がずつと少くなる。

風量 送風管断面積×流速
 $0.15^2\pi \times 16 \times 60 = 70 \text{ (m}^3/\text{min)}$

風圧

i) 入口に於ける圧力損失

$$H_e = \zeta \frac{rw^2}{2g} \quad \zeta = 0.15 \text{ と仮定して}$$

本機 $H_{e1} = 0.15 \times \frac{1.226 \times 22.2^2}{2 \times 9.8} = 4.8 \text{ (mm水柱)}$

卓子盤 $H_{e2} = 0.15 \times \frac{1.226 \times 25^2}{2 \times 9.8} = 5.9 \text{ (mm水柱)}$

ii) 送風管中を流れる時の摩擦抵抗による圧力損失

$$H_r = 4f \frac{l}{D} \frac{rw^2}{2g}$$

本機送風管 $H_{r1} = 4 \times 0.00400 \times \frac{3.66}{0.19} \times \frac{1.226 \times 22.5^2}{2 \times 9.8} = 9.6 \text{ (mm水柱)}$

卓子盤送風管 $H_{r2} = 4 \times 0.00448 \times \frac{16.5}{0.14} \times \frac{1.226 \times 25^2}{2 \times 9.8} = 82.0 \text{ (mm水柱)}$

主管 $H_{r3} = 4 \times 0.00350 \times \frac{6.4}{0.305} \times \frac{1.226 \times 16^2}{2 \times 9.8} = 4.7 \text{ (mm水柱)}$

卓子盤送風管の変曲路に於ける圧力損失

$$h_c = C \frac{rw^2}{2g}$$

R = 5feet D/R = 1/11で C = 0.05と仮定し

$h_{c1} = 0.05 \times \frac{1.226 \times 25^2}{2 \times 9.8} = 2.0 \text{ (mm水柱)}$

本機送風管と卓子盤送風管の合流点に於ける圧力損失

C = 0.2と仮定して算出すると

$$h_{c2} = 0.2 \times \frac{1.226 \times 25^2}{2 \times 9.8} = 7.8 \text{ (mm水柱)}$$

iii) 出口に於ける圧力損失 (速度ヘッド)

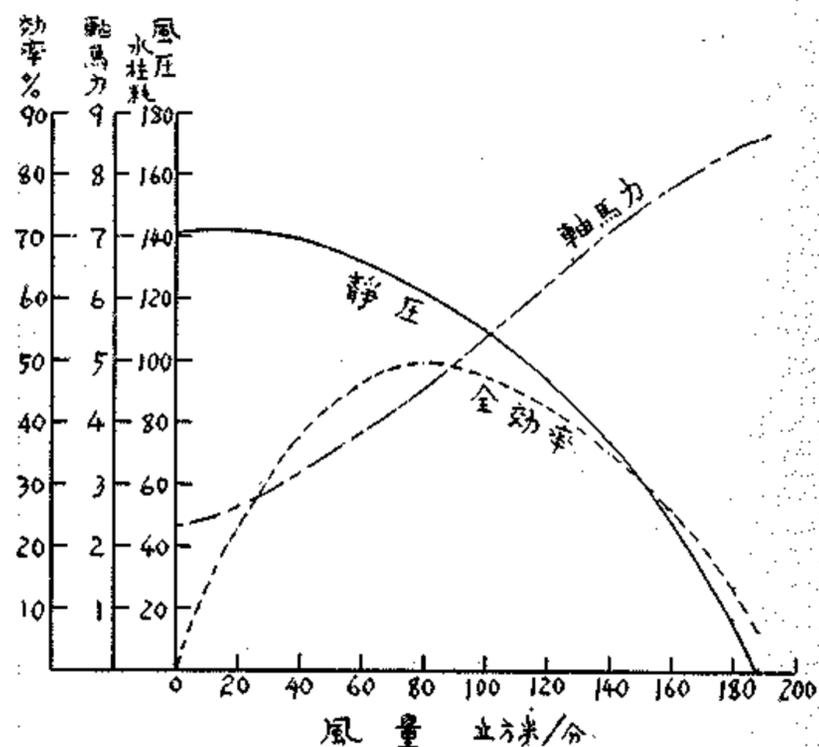
$$H_a = r \frac{w^2}{2g} = 1.226 \times \frac{16^2}{2 \times 9.8} = 15.9 \text{ (mm水柱)}$$

全圧は以上の和 $132.7 \approx 133 \text{ (mm水柱)}$

静圧は全圧より速度ヘッドを減じた $116.8 \approx 117 \text{ (mm水柱)}$ と算出される。

以上の条件を満足するプレート通風機として、容量に若干の安全率を見込み、理研鋼機のE型排風機No. 35を撰択し、1400r.p.mの回転数を与え使用して居る

公称容量としては、 $85\text{m}^3/\text{min} \times 120\text{mm水柱 (静圧)} \times 1400\text{r.p.m} \times 5\text{B.HP}$ となつて居るのであるが、参考として下に示した此の排風機の1400r.p.mに於ける性能表を見て戴くとはつきりされると思う。



1400r.p.mに於ては、効率、風量、風圧、所要動力より考え合わせ、 $65\text{m}^3/\text{min}$, 130mm水柱 (静圧) より $90\text{m}^3/\text{min}$, 117mm水柱 (静圧) 程度の範囲で使用するのが良い。現在使用の状態は好適の状態にあり、実際に使用している調子工合から推しても、又性能表からみても、風量は5割増し、風圧は2倍以上になつて居り、更に所要動力は従来の半分近く迄減じて居る事と考えられる。

以上の場合、1400r.p.mが最も適当と考えられ、実際に良い成績を示しているが、回転数を変える場合には、風量は回転数の一乗に、風圧は二乗に、動力は三乗に比例して増減すると云う事をつけ加える。

結 言

以上、通風機を中心とした集塵装置について述べたが、当所に於ける実例にも示した如く、適当な型式の通風機を採用し、その容量を数量的に検討して決定する時は、所要動力は大巾に節約出来、風量、風圧を相当高める事が可能である。

更に此の際送風管に於ても、断面積と長さの大きな不均衡のある場合や、角度の小さい折曲管、Rの小さい彎曲管、内面の粗雑な管等を使用している場合には、改造する事が必要であろう。

参 考 文 献

日本機械学会 機械工学便覧
 内丸最一郎 送風機及圧縮機
 上田富三郎 ファンとブロー

(指導所中間試験部)

製材工場の集塵装置について

金 内 忠 彦

緒 言

製材工場において、集塵装置が作業上の隘路となったり、又通風機が必要以上の動力消費をきたしている所が、割合に多いのではないかと思われる。故に集塵装置について、合理的な検討を加えてみるのも必要ではないかと考え、ここに当所製材工場における実例も加え合わせ、通風機を中心とした集塵装置について、若干述べてみる次第である。

通風機の種類

先ず製材工場集塵装置用通風機としては、遠心型が適当と考えられる。この型は往復運動がなく、回転運動だけであり、圧送作用が遠心力によるものである為連続送風が行なわれ、次の様な特徴があるからである。

1. 震動が少なく、音響も僅かである。
2. 形態が小さく、重量も軽く、従って価格は低廉であり、床面積基礎なども狭小で良いから、設備費が少なくてすむ。
3. 機体内部には潤滑剤を要しないから、送気中に油その他の潤滑剤が混入しない。
4. 機械的に接触している所は、外部の軸受だけであり、故障も少なく、運転確実に取扱いも容易である。
5. 圧送状況は連続的で脈動がなく、圧力上昇に限度があるから、保安装置は不要である。所要動力の増大量にも限度が設けられるから、あらかじめ計画した電動機を用いれば、過負荷の危険が少ない。

更に遠心通風機には次の3種があげられる。

(1) (2) (3)

多翼通風機

- (1) 図に示したが、前向きの羽根型の代表的なものであり、浅い巾長の羽根を多数(通常64枚)持った半径流羽根車である。この性能は
- (イ) 風圧は15~200mm水柱程度のものである。
 - (ロ) 抵抗が減じ風量が増大すると所要動力が急増するから、原動機の容量には相当の余裕率(30~40%)を必要とする。
 - (ハ) 風量の変化に対して風圧の変化が少ないから、多数の分岐風道を有する送風には適する。
- (2) 羽根巾が長く、浅いから構造上ぜい弱は免れない。
- (ホ) 効率は普通45~55%であり、余り良好でないが、小型ですむから、低風圧小馬力の向きには、安価で設備費が少なくてすむ。
- (ヘ) 羽根の構造上、付着しやすい粉塵含有の場合には適さない。

プレート通風機

- (2) 図に示す如く、径向き羽根であって、6~12枚の平板を、ボスから放射したスポークに、リベット締めしたものである。この性能は
- (イ) 風圧は50~250mm水柱位までである。
 - (ロ) 羽根は遠心力に対し強度随一で、固形物を含む気体の輸送に用いられるに良い様、一対に頑丈に出来ている。
 - (ハ) 羽根車の形状が簡単で取替えが容易であるから、摩耗したり、或は腐蝕の虞れのある用途に適する
 - (ニ) 羽根車が構造摩損が少ない様製作し得るから粉塵等含有の場合に好適である。
 - (ホ) 所要動力は風量の増加するに従い、略々直線的に増加する。
 - (ヘ) 効率は50~60%位である。

ターボ通風機

- (3) 図の如きもので、後向きにカーブした羽根であり枚数は8~24である。性能としては
- (イ) 風圧50~500mm水柱である。
 - (ロ) 効率60~80%で甚だ良好である。
 - (ハ) 抵抗風圧減少して風量増加しても、負荷は一定限以下だから原動機は小さくて安全

である。

(二) 風圧の増減に対して、風量の変化が割合少ないから風圧の計画に安全である。

(ホ) 一定仕様に対し、羽根車大きさ、従って外郭大きさが最大となるから高価である。

以上各通風機の特徴より、プレート通風機が、製材工場集塵装置用通風機として好適であると考えられるのである。

容量の算出

通風機においては、風圧を全圧と静圧とに区別する場合が多い。全圧は静圧及び動圧の代数和の増加量を云う。

通風機が排出の空気と鋸屑の混合物に附与する流速は、風道を通して所要容量の混合物を送る役目をなし静圧は風道を通る際に起る摩擦抵抗や、その他の圧力損失に打ち勝つ役目をする。風道の径に余り太細がないとすれば、風道が極めて短い場合には風道の抵抗は小であり、通風機は主として送風に流速を与え、静圧は殆ど与えないで宜しいが、長い風道を伝って送風する場合には、通風機は相当の静圧を附与せねばならない。

今 P = 通風機にて得た圧力差

H_e = 入口における圧力損失

H_r = 風道中を流れる時の摩擦抵抗による圧力損失

H_a = 出口の圧力損失

とすれば $P = H_e + H_r + H_a$ となる

Q = 風量(m^3/min) w = 流速(m/sec)

r = 空気の密度(kg/m^3) 15 において 1.226

g = 重力の加速度 $9.80m/sec^2$

= 入口における圧力損失の実験係数

μ = 風道における空気の摩擦係数

l = 風道の長さ(m)

d = 風道の直径(m) とすれば

$$H_e = \frac{(rw^2)}{2g}$$

$$H_r = 4\mu \frac{l}{D} (rw^2) / 2g$$

$$H_a = r (w^2) / 2g \quad \text{である。}$$

管を流れる空気の摩擦係数 μ の値は、次表の如くである。

次に風道において異状部がある時は、そこを通過する際に圧力の一部を消失する。之等の場合において、損失圧力を水柱 mm で示せば

$$h_c = C (rw^2) / 2g \quad \text{と示す事が出来る。}$$

係数 C の値は夫々の場合によって異なる値を持つが、一例として次図の様な場合の概略値を与えてみる。

(a) 図の様な直角折曲管においては $C = 1.5$ 乃至 2.0

(b) 図の様に狭角が 135° の折曲管においては $C = 0.5$

(c) 図は円弧状の彎曲管を示すが、 $R < D$ の時は $C = 0.3$

$R = D$ の時は $C = 0.25$ 、 $R = D$ 乃至 $2D$ の時は $C = 0.20$

$R = 2D$ 乃至 $4D$ の時は $C = 0.15$ である。

実 例

次に 1 つの実例として、当初の製材工場集塵装置について述べてみる。

以前に多翼型通風機(No.5)を使用して居たのであるが、風量に比して風圧を高め、特に冬季間に羽根に鋸屑が付着するのを除き、搬送効率を良くするため、プレート通風機を採用した。その特徴としては前述の如くである。送風管は通風機の吸込口、吐出口に合わせるために、少し改造した以外は、従来のままを用いた。

次図は集塵装置の略図である。

現在は 48 送材車附带鋸盤と、42 卓子盤に送風管が通って居る。以前各送風管について風速を測定した結果は、本機の送風管においては $14.5m/sec$ 、卓子盤の送風管においては $16.0m/sec$ 、主管においては $10.3 m/sec$ であった。冬季の鋸屑が湿った状態の時の事も考慮に入れて

風速を 16m/sec ~ 25 m/sec 程度に高めた方が良いと思われ、前述の風速のデータにもとづいて、本機の送風管の風速を 14.5 m/sec から 22.5 m/sec に、卓子盤の送風管の風速を 16.0 m/sec から 25 m/sec に、主管の風速を 10.3 m/sec から 16 m/sec に早める様に考えてみた。現状においては、本機、卓子盤の送風管と主管との間に速度の差があるが、更に 42 帯鋸盤程度の送風管を増設する予定であるので、その際は速度差がずっと少なくなる。

$$\text{風量} \quad \text{送風管断面積} \times \text{流速} \\ 0.15^2 \times 16 \times 60 = 70(\text{m}^3/\text{min})$$

風圧

) 入口における圧力損失

$$H_e = (rw^2)/2g = 0.15 \text{ と仮定して}$$

$$\text{本機} \quad H_{e1} = 0.15(1.226 \times 22.2^2)/(2 \times 9.8) = 4.8(\text{mm 水柱})$$

$$\text{卓子盤} \quad H_{e2} = 0.15(1.226 \times 25^2)/(2 \times 9.8) = 5.9(\text{mm 水柱})$$

) 送風管中を流れる時の摩擦抵抗による圧力損失

$$H_r = 4 \mu \frac{1}{D} ((rw^2)/2g)$$

$$\text{本機送風管} \quad H_{r1} = 4 \times 0.00400 \times \frac{3.66}{0.19 \times 16.5} \times \{(1.226 \times 22.5^2)/(2 \times 9.8)\} = 9.6(\text{mm 水柱})$$

$$\text{卓子盤送風管} \quad H_{r2} = 4 \times 0.00448 \times \frac{6.4}{0.14 \times 6.4} \times \{(1.226 \times 22.5^2)/(2 \times 9.8)\} = 82.0(\text{mm 水柱})$$

$$\text{主管} \quad H_{r3} = 4 \times 0.00350 \times \frac{6.4}{0.305} \times \{(1.226 \times 16^2)/(2 \times 9.8)\} = 4.7(\text{mm 水柱})$$

卓子盤送風管の変曲路における圧力損失

$$h_c = C((rw^2)/2g)$$

R = 5feet D/R = 1/11 で C = 0.05 と仮定し

$$h_{c1} = 0.05 \times \{(1.226 \times 25^2)/(2 \times 9.8)\} = 2.0(\text{mm 水柱})$$

本機送風管と卓子盤送風管の合流点における圧力損失

C = 0.2 として仮定すると

$$h_{c2} = 0.2 \{ (1.226 \times 25^2)/(2 \times 9.8) \} = 7.8(\text{mm 水柱})$$

) 出口における圧力損失(速度ヘッド)

$$H_a = r(w^2/2g) = 1.226 \times (16^2)/(2 \times 9.8) = 15.9(\text{mm 水柱})$$

全圧は以上の和 132.7 133(mm 水柱)

静圧は全圧より速度ヘッドを減じた 116.8 117(mm 水柱)と算出される。

以上の条件を満足するプレート通風機として、容量に若干の安全率を見込み、理研鋼機の E 型排風機 No.35 を選択し、1400r.p.m の回転数を与え使用して居る公称容量としては、85m³/min × 120mm 水柱 (静圧) × 1400r.p.m × 5B・HP となって居るのであるが、参考として下に示した此の排風機の 1400r.p.m における性能表を見て戴くとはっきりされると思う。

1400r.p.m においては、効率、風量、風圧、所要動力より考え合わせ、65m³/min、130mm 水柱 (静圧)より 90、m³/min、117mm 水柱 (静圧)程度の範囲で使用するのが良い。現在使用の状態は好適の状態にあり、実際に使用している調子工合から推しても、又性能表からみても、風量は 5 割強増し、風圧は 2 倍以上になって居り、更に所要動力は従来の半分近く迄減じて居る事と考えられる。

以上の場合は、1400r.p.m がもっとも適当と考えられ、実際に良い成績を示しているが、回転数を変える場合には、風量は回転数の一乗に、風圧は二乗に、動力は三乗に比例して増減すると云う事をつけ加える。

結 言

以上、通風機を中心とした集塵装置について述べたが、当所における事例にも示した如く、適当な型式の通風機を採用し、その容量を数量的に検討して決定する時は、所要動力は大巾に節約出来、風量、風圧を相当高める事が可能である。更に此の際送風管においても、断面積と長さの大きな不均衡のある場合や、角度の小さい折曲管、R の小さい彎曲管、内面の粗雑な管等を使用している場合には、改造する事が必要であろう。

参 考 文 献

日本機械学会 機械工学便覧

内丸 最一郎 送風機及圧縮機
上田 富三郎 ファンとブロー

(指導所中間試験部)