

# Primary air fan의 計算

梁 在 均(譯)

(東海工場 品質管理室長)

## Abstract

本 report는 VDZ에서 발간한 Berechnung von Primärluftgebläsen을 번역한 것으로 Cement 工場에 많이 사용되고 있는 fan에 대한性能曲線의 解析方法과 各種 duct, pipe, fitting에서의 壓損計算 方法을 提示하고 있다.

## 1. Primary air fan의 선택과 설치를 위한 基本 原則

(1) primary air fan으로는 radial fan 만을 고려하면 된다.

axial fan은 風量이 적고 壓力이 높은 경우에는 非經濟的이다.

(2) 高速의 radial fan이 低速의 fan보다 더 많이 사용되며, 高速 fan이(5000 rpm까지) 低速 fan보다 小型이고 또한 驅動裝置도 값싸게 처리할 수 있다. 마모와 소음은 円周速度에 달려 있으며, 一定한 運轉條件下에서는 高速이나 低速이나 거의 同一하다. 驅動裝置가 있으면 運轉條件에 따라서 gear를 交換하여 fan 性能調整이 可能하다는 長点이 있다.

(3) 小型의 primary air fan(kiln cap : 300t/d 까지) 은 impeller를 motor에 直結하여 高速回轉시킬 수 있다.

(4) primary air fan의 casing은 높은 效率을 내기 위해 spiral casing이 주로 사용된다.

(5) Fan을 납품할 때에는 언제나 Q-H 性能曲線을 提示하게 되는데, 이로써 壓力, 風量,

效率間的 相互關係를 알 수 있다. primary air fan은 最小 70%의 效率을 가져야 한다. motor의 容量을 定하기 위해서는 起動時的回轉 moment와 回轉數에 關한 diagram도 同時에 提示해야 된다.

(6) Fan의 組立과 解体可能性, 특히 impeller와 motor의 解体可能性이 고려되어야 한다.

(7) Bearing으로서는 roller bearing이 주로 사용된다.

(8) 高温의 空氣를 送風할 경우에는 放熱板 내지 放熱 blade로 bearing을 냉각시킨다. 水冷은 一般的으로 반드시 必要하지 않으며 오히려 不便하다. bearing의 冷却 設計를 위해서는 正常狀態 및 最高使用空氣溫度에 關한 Data가 必要하다.

(9) Fan은 여러 製造会社로부터 同一한 出力으로 그 容量이 어떤 線보다 많거나 혹은 적게 하여 規格품으로 出庫되고 있다. primary air fan으로서 단지 어떤 線보다 더 큰 容量의 製品만이 고려 대상이 된다. primary air와 cooler 排氣를 混合使用할 경우에는 미리 耐磨耗板을 準備해야 한다.

(10) Fan은 직접 혹은 減速機를 통해 驅動된다. belt는 적합하지 않다. 減速機는 原則的으로 回轉數에 있어 대략 30% 더 여유를 주며 gear는 回轉數를 增加할 必要가 있을 경우에는 交換할 수 있어야만 한다.

(11) 吸入口가 完全 開放되고 大氣의 溫度가 낮

은 경우의 起動을 위해 motor를 크게 할 필요는 거의 없다. motor는 항상 적은 風量으로 起動해야 하기 때문이다. motor는 吸入口를 거의 密閉한 상태에서 大氣의 溫度가 낮더라도 起動될 程度로 조정하면 된다.

(12) 起動을 위해서는 단지 농형 전동기(kurz-schlussläufer motor) 만 고려되며 이것은 기동 개폐기가 없이 적당히 원격 起動된다.

(13) Fan과 감속기는 motor와 同一기초(frame) 위에 設置하는 것이 좋다.

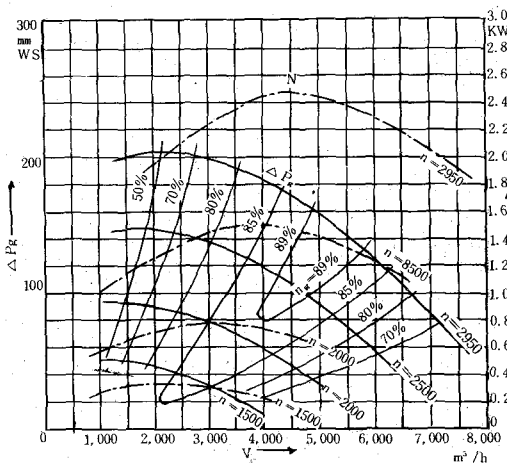
(14) Fan, 減速機, motor는 製造會社의 實驗室에서 試運轉을 要求할 수 있는데 대개의 경우 fan에 對해서는 수행되고 있다.

(15) Fan의 가장 重要한 data인 風量, 壓力, 效率等은 그 性能이 保障되어야 하며, bearing 또는 경우에 따라서 impeller 等の spare parts 를 항상 준비해 두어야 한다.

## 2. Fan의 性能曲線

回轉數, 全壓, 效率 및 所要動力과 같은 fan의 선택을 위한 重要한 性能 data는 性能曲線으로부터 추정할 수 있다. (그림-1)에는 效率 89%의 fan에 對한 性能曲線을 보여 주고 있다.

風壓	$\Delta P_g$	약 184 mm WS
效率	$n_g$	약 83%
所要動力 N		약 2.42 KW



(그림-1) 89%效率 fan의 性能曲線

## 3. Fan의 性能法則

(그림-1)에서 볼 수 있는 바와 같이 모든  $\Delta P_g$ 의 曲線은 기하학적으로 닮아있다. 즉 同類라 할 수 있다. 이러한 同類의 fan으로부터 경험적인 法則이 간단하게 model化되며 하나의 fan의 性能으로부터 다른 fan의 性能을 計算으로 추정할 수 있다. 따라서 어떤 回轉數  $n_1$ 에 있어서 주어진 壓力, 風量, 所要動力을 가지고 回轉數가  $n_2$ 로 될 때의 性能을 換算할 수 있다. 그것은 다음과 같다.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1}{V_2} \dots\dots\dots (1)$$

$$\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} \dots\dots\dots (2)$$

$$\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = \frac{N_1}{N_2} \dots\dots\dots (3)$$

例 :

(그림-1)에 언급된 fan은 다음과 같은 條件으로 運轉中에 있다.

- $n_1 = 2,950 \text{ rpm}$
- $V_1 = 4,000 \text{ m}^3/\text{h}$
- $\Delta P_g = 184 \text{ mm WS}$
- $N = 2.42 \text{ KW}$

만약 回轉數  $n_2$ 이 2500rpm으로 되면 어떤 運轉狀態로 되겠느냐?

$$V_2 = V_1 \cdot \frac{n_2}{n_1} = 4000 \times \frac{2500}{2950} = 3390 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta P_{g2} = \Delta P_{g1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = 184 \times \left(\frac{2500}{2950}\right)^2 = 132 \text{ mm WS (diagram에서는 } 130 \text{ mm WS 임)}$$

$$N_2 = N \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 = 2.42 \times \left(\frac{2500}{2950}\right)^3 = 1.47 \text{ KW (diagram)에서는 } 1.47 \text{ KW}$$

#### 4. 性能에 미치는 溫度의 영향

##### 4-1 風量

$\theta_1 = 15^\circ\text{C}$ 의 空氣를 送風하도록 設計된 fan이 실제  $\theta_2 = 200^\circ\text{C}$ 의 空氣를 送風하게 되면 일정한 風量  $V \text{ m}^3/\text{h}$ 에 있어서 空氣의 比重이 적어지게 되고 風壓  $\Delta P$ 의 變化는 다음과 같다.

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \frac{\rho_{L2}}{\rho_{L1}} \dots\dots\dots (4)$$

그런데 空氣의 比重은 絕對溫度에 反比例하므로

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \frac{T_1}{T_2} \dots\dots\dots (5)$$

이다. 단  $T = 273 + \theta$ 이다.

##### 4-2 所要動力

Fan의 所要動力  $N$ 은 運轉條件이 設計溫度보다 높아질 경우에는 적게된다. 즉 同一한 風量  $V \text{ m}^3/\text{h}$ , 同一한 回轉數  $n$ 의 경우 絕對溫度의

比  $\frac{T_1}{T_2}$ 에 比例하여 減少하게 된다.

$$N_2 = N_1 \cdot \frac{T_1}{T_2} \dots\dots\dots (6)$$

例:

200°C에서 全壓 600mmWS로 製作된 fan이 있다. 이 fan이 15°C에서 同一한 風量으로 運轉될 경우 全壓  $\Delta P_2$ 는 얼마이나? 또 15°C에서  $N = 15.0 \text{ KW}$ 가 필요하다면 200°C에서의 所要動力은 얼마가 필요하느냐?

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= 600 \text{ mmWS} \\ W_2 &= 15.0 \text{ KW} \\ T_1 &= 273 + 15^\circ \\ &= 288^\circ \text{K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{150} &= 600 \times \frac{473}{288} \\ &= 985 \text{ mmWS} \end{aligned}$$

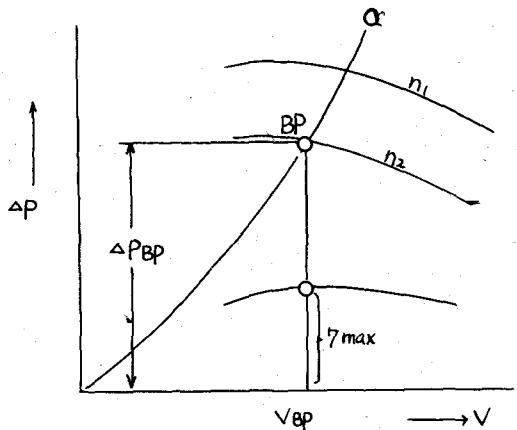
따라서 이 fan은 15°C에서 985mmWS의 全壓이 나오도록 設計되어 있다.

$$\begin{aligned} V_1 &= 15 \times \frac{288}{473} \\ &= 9.13 \text{ KW} \end{aligned}$$

따라서 200°C에서의 所要動力은 9.13KW가 필요하다.

#### 5. 運轉點과 設計點

〈그림-2〉에서보면 fan의 運轉點 BP는 導管抵抗 抗曲線(RohrleitungsKennlinie) a와 一定한 回轉數  $n$ 인 fan의 性能曲線과의 交點이 된다. fan의 設計에 있어서 fan이 最大의 效率로 가동하도록 設計點 AP와 運轉點 BP가 가능한한 同一한 位置에 와야 한다. 어떠한 범위를 벗어나면 다음의 두가지 例에서 보여 주듯이 效率의 低下를 초래한다. 따라서 두 경우 사이에 있는 최적 조건을 주의 깊게 선택하여 餘하한 경우에도 보다 높은 效率를 갖도록 設計條件을 運轉條件에 적응시켜야 할 필요가 있다.

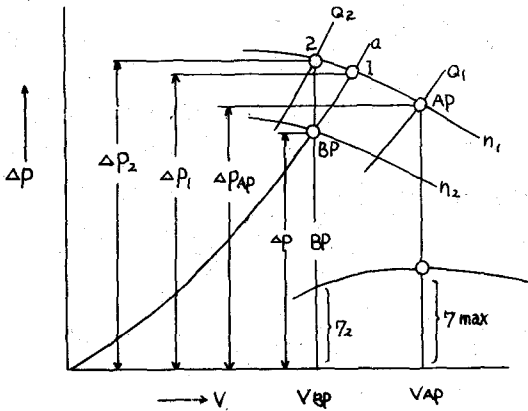


〈그림-2〉 運轉點

例 1 〈그림-3〉:

coal의 수송에 必要한 空氣量은  $V_{BP}$ 이다. elbow, duct에서의 抵抗 및 空氣와 coal의 加速에 依한 壓損은  $\Delta P_{BP}$ 로 주어진다. 安全率을 감안하여 보다 많은 空氣量  $V_{AP}$  및 보다 높은 壓損  $\Delta P_{AP}$ 를 내도록 fan을 設計했다. 設計點에서는 가장 높은 效率  $n_{max}$ 을 가지게 된다. 이러한 設計條件으로부터 fan의 性能曲線에서  $n_1$ 을 일정하게 決定했다. 그러나 실제로는 fan은 AP 點에서 運轉되지 않고 導管抵抗曲線 a와 fan의

性能曲線이 만나는 交点 1에서 運轉된다. 따라서 fan이 원하는 壓力  $\Delta P_{BP}$ 와 風量  $V_{BP}$ 를 갖도록 하기 위해서는 fan의 回轉數를 보다 적은  $n_2$ 로 해야하며, 그 回轉數를 調整할 수 있는 裝備가 있을 경우에는 fan의 性能曲線은 運轉點 BP를 지나게 된다. 그러나 이때에는 fan의 效率이  $n_{max}$ 이 아니고 보다 낮은  $n_2$ 가 된다.



〈그림-3〉 設計點과 運轉點

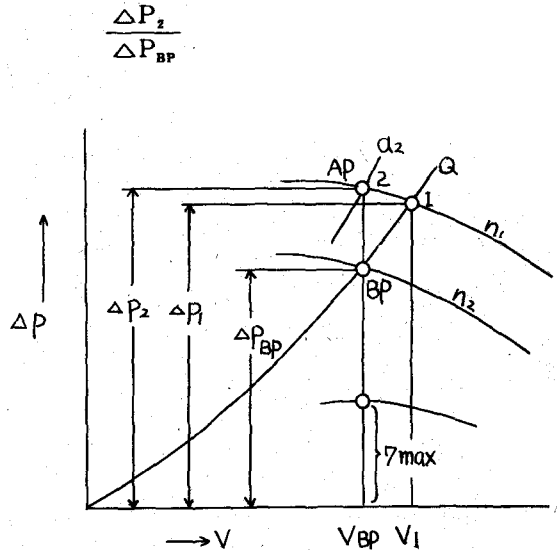
fan의 回轉數 調整이 不可能하면 damper 開度減少만으로서 원하는 위치 BP에 오도록 할 수 있다. damper 開도가 바뀔에 따라 duct의 抵抗이 변하게 되면, 導管抵抗曲線의 위치가 옮겨져 運轉點은 2로 되는데 이 때의 風量이  $V_{BP}$ 로 表示되어 있다. fan으로부터 生成된 壓力  $\Delta P_2$ 는  $\Delta P_{BP}$ 보다 크다. 壓力差  $\Delta P_2 - \Delta P_{BP}$ 는 없으므로 실제로는 원하는 風量 가까이에서 風壓  $\Delta P_{BP}$ 가 생긴다. damper 開度の 減少로 發生된 과잉 所要動力은 設計點 AP에서의 所要動力 N에 factor f를 곱하면 된다.

$$f = \frac{\Delta P_2}{\Delta P_{AP}} \cdot \frac{n_{max}}{n_2} \cdot \frac{V_{BP}}{V_{AP}} \dots\dots\dots (7)$$

例2 (그림-4):

coat의 수송을 위해 必要한 空氣量을 다시  $V_{BP}$ 라 하고 duct에서의 壓損을  $\Delta P_{BP}$ 라 가정한다. 設計를 위하여 精確하게  $V_{BP}$ 를 風量으로 선택하고 그러나 風壓은 안전을 위해 必要한 것보다 더 높게 잡았다. 따라서 運轉點 BP는 damper

를 全開한 fan의 경우  $V_1, P_1$ 이 되는 點 1이 된다. damper를 닫으면 運轉點 BP는 왼쪽으로 옮겨오게 되고 風量은  $V_{BP}$ 가 된다. damper를 닫은데에는 壓損이  $\Delta P_2 - \Delta P_{BP}$ 가 發生한다. BP에 對하여 精確하게 設計된 fan의 軸動力은 여기에서는 다만 다음 factor에 따라 달라진다.



〈그림-4〉 設計點과 運轉點

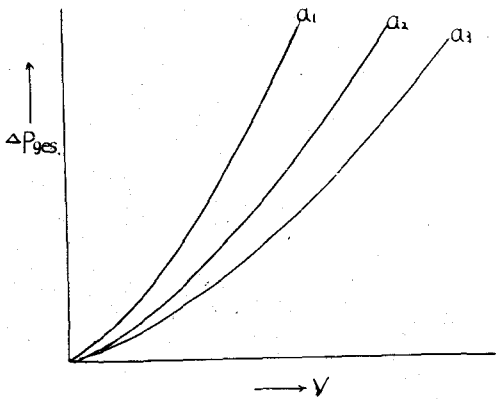
回轉數를 調整할 수 있는 경우에는 factor  $\frac{n_{max}}{n}$ 을 적용하거나 大部分의 경우  $\frac{\Delta P_2}{\Delta P_{BP}}$  보다 작은 수치이다.

要約:

Fan은 設計點과 運轉點이 同時에 가장 높은 效率 범위에 있을때 가장 經濟적으로 設計된다. damper 開도로 調整하는 fan에 있어서는 餘한 경우에도 風量을 지나치게 크게 하지 않도록 해야한다. 風壓  $\Delta P_2$ 에서의 안전율을 추가하면 damper 폐쇄에 따른 壓損이 發生하게 되지만 그러나 원하는 風壓과 風量을 얻을 수 있다. 작게 設計된 fan은 回轉數를 增加시켜야만이 원하는 運轉點 BP에 도달하게 된다.

## 6. 導管抵抗曲線 (Rohr leitungskennlinie)

導管抵抗曲線에 對한 조사는 fan의 設計에 대단히 重要하다. 이 曲線은 風量 V에 따른 所要



〈그림-5〉 導管抵抗曲線

風壓  $\Delta P_g$ 를 나타내는데 이는 마찰 저항  $\Delta P_R$ 와 duct내에서 생기는 전체의 저항, 즉 만곡부, valve, cyclone, 확대부, 축소부, 혼합부, elbow, 분사부 등과 같은 부위에 필요한 저항으로 구성된다. 이러한 각 부분은 fan에서 생기는 靜壓,  $\Delta P_{start}$ 의 一定한 크기를 必要로 하게 된다. 각 부분의 저항에 必要한 壓損  $\Delta P_E$ 는 수송 물질의 速度와 比重에 의하여 계산된다.

靜壓 이외에도 fan으로부터는 動壓  $\Delta P_L$ 과  $\Delta P_K$ 가 생기는데 이는 각각 空氣와 coal를 加速시키는데 必要하다. 따라서 fan으로부터 생기는 全壓力  $\Delta P_g$ 는 다음과 같다.

$$\Delta P_g = \Delta P_R + \Delta P_E + \Delta P_L + \Delta P_K \dots\dots(8)$$

### 6 - 1 管内 마찰 저항

同一한 단면적 F를 갖는 duct내의 마찰 저항에 상당하는 壓力着는 다음과 같다.

$$\Delta P_R = \lambda \cdot W^2 \cdot \frac{r_m}{2g} \cdot \frac{l}{d} \text{ mmWS} \dots\dots(9)$$

또는

$$\Delta P_R = \lambda \cdot W^2 \cdot \frac{r_l}{2g} \cdot \frac{l}{d} \quad (9 a)$$

단 上記式은 turbulent flow에만 유효하다.

여기에서

$\lambda$  = 마찰계수 (dimensionless)

W = 空氣의 流速, m / sec

$r_l$  = 空氣의 密度, kg / m<sup>3</sup>

$r_m$  = 空氣와 coal混合流의 密度, kg/m<sup>3</sup>  
 $l$  = duct 길이 m  
 $d$  = duct 직경 m

### 6 - 1 - 1 마찰계수, $\lambda$

마찰계수,  $\lambda$ 는 duct의 roughness, k (m) 와 diameter, d (m) 에 달려있다 (Hutte, Band 1.27 Auflage, Berlin 1942, Seite 475, Abbildung 30 참조) duct의 Wanderhebung이  $30d, Re^{-7/8}$  보다 작은 smooth round pipe을 제외하고는  $\lambda$ 는 다음과 같이 간단한 式으로 나타낼 수 있다.

(訳者註:  $\lambda$ 가 Reynolds number와 관계 없는 turbulent region에 對한 것임)

$$\lambda = 10^{-2} \left( \frac{k}{d} \right)^{0.314} \dots\dots(10)$$

단 Re는 Reynolds number이며 다음과 같이 계산한다.

$$Re = \frac{C_o \cdot d}{\nu} \dots\dots(11)$$

여기에서

$C_o$  = 平均流速, m / sec

d = 管의 직경, m

$\nu$  = 수송물질의 Kinematic Viscosity, m<sup>2</sup> / sec 이다.

duct의 단면이 원형이 아닐 경우에는 직경 d 대신에 hydraulic radius,  $r_o$ 를 놓으면 되는데 hydraulic radius는 단면적 F와 단면의 둘레와의 비이다.

$$r_o = \frac{F}{U}, \text{ m} \dots\dots(12)$$

따라서

$$\text{정사각형 duct의 경우 } r_o = \frac{a}{4} \quad (12a)$$

$$\text{직사각형 duct의 경우 } r_o = \frac{a \cdot b}{2(a+b)} \quad (12b)$$

이다. 이 경우의 마찰계수  $\lambda'$ 는

$$\lambda' = 10^{-2} \left( \frac{k_o}{r_o} \right)^{0.314}$$

여기에서

$$k_o = \frac{k}{330}$$

가 된다. 단  $k = \text{roughness (m)}$  이다

### 6-2 各抵抗의 計算

各部分의 抵抗에 對한 壓損은 거의 다음 式으로 주어진다.

$$\Delta P_E = \zeta \cdot W^2 \frac{r_M}{2g} \dots \dots \dots (15)$$

또는

$$\Delta P_E = \zeta \cdot W^2 \cdot \frac{r_L}{2g}$$

여기에서  $\zeta$ 는 各部分의 形態에 달려 있는 抵抗係數이다.

空氣의 kinematic Viscosity에 對한 값이 <그림-6>에 나와 있다.

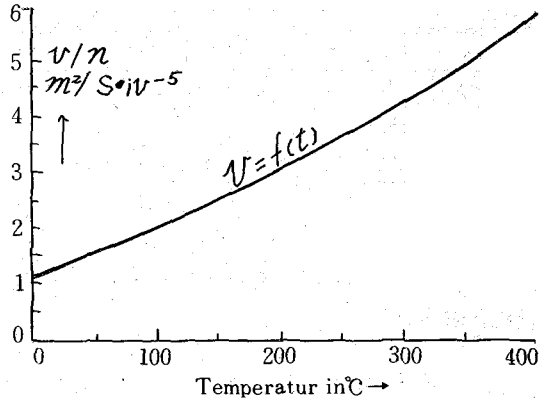
primary air duct에 使用되는 pipe는 K값이 5.0으로 이는 old wrought iron pipe에 해당하며 다른 K값이 table 1에 나와 있다.

<表-1>

duct의 區分	roughnessk(m)
new, smooth metal pipe, asphalted sheet	1.5
smooth galvanized iron pipe	1.8
new cast iron pipe, iron plate, well smooth cement	2.5
rough galvanized iron pipe, riveted iron sheet (without inside paints)	4.0
old wrought iron pipe	5.0
rough cement, crusted iron pipe	7.0
brick, stone wall	10.0

<表-2>

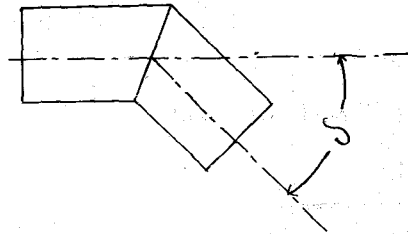
각도 $\delta^\circ$	15	22.5	30	45	60	75	90	120
technical rough pipe, $\zeta$	0.045	0.058	0.109	0.26	0.49	0.80	1.18	2.19



<그림-6> 空氣의 kinematic viscosity

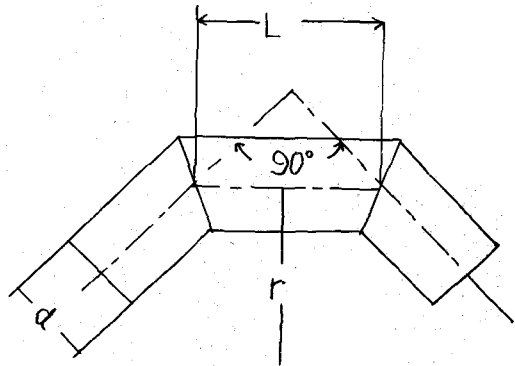
#### 6-2-1 Sharp edged elbow의 抵抗係數

<그림-7, 表-2>



<그림-7> elbow pipe

#### 6-2-2 Sheet iron pipe의 bend에서의 抵抗係數 <그림-8, 表-3, 단 $\delta=90^\circ$ >

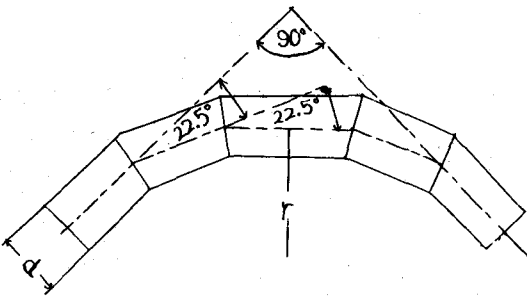


<그림-8> sheet iron pipe로 된 bend

〈表-3〉

$r/d$	0.5	0.67	0.83	1.0	1.3	1.8	4.45
$L/d$	0.71	0.94	1.17	1.42	1.86	2.56	6.28
rough pipe $\zeta$	0.51	0.41	0.38	0.38	0.39	0.43	0.45
smooth pipe $\zeta$	0.51	0.35	0.33	0.28	0.29	0.36	0.40

6-2-3 Sheet iron pipe의 bend에서의  
抵抗係數 〈그림-9, 表-4, 단  $\delta=90^\circ$ 〉

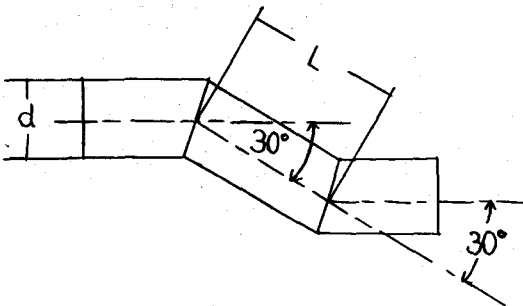


〈그림-9〉 sheet iron pipe의 bend

〈表-4〉

$r/d$	2.3	3.0	4.7	6.9	9.0	11.8
$L/d$	1.2	1.5	2.4	3.5	4.6	6.0
rough pipe $\zeta$	0.28	0.25	0.32	0.32	0.32	0.31
smooth pipe $\zeta$	0.13	0.13	0.09	0.13	0.15	0.14

6-2-4 Double bend의 抵抗係數 〈그림-10, 〈表-5〉, 단  $\delta=30^\circ$ 〉

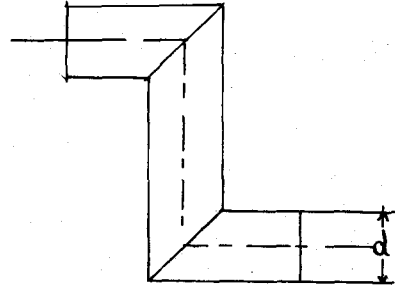


〈그림-10〉 double bend

〈表-5〉

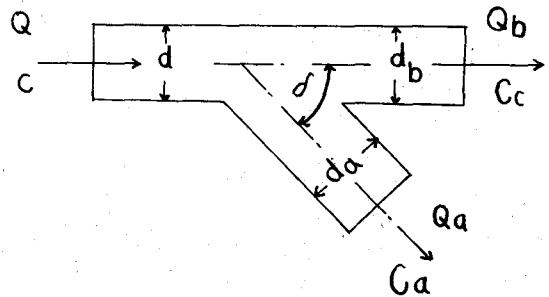
$L/d$	1.23	1.67	2.37	3.77
rough pipe $\zeta$	0.30	0.38	0.26	0.24
smooth pipe $\zeta$	0.16	0.16	0.14	0.16

6-2-5 Double elbow의 抵抗係數 〈그림-11〉



〈그림-11〉 double elbow  $\zeta=3.0$

6-2-6 Pipe branch의 抵抗係數 〈그림-12, 表-6〉

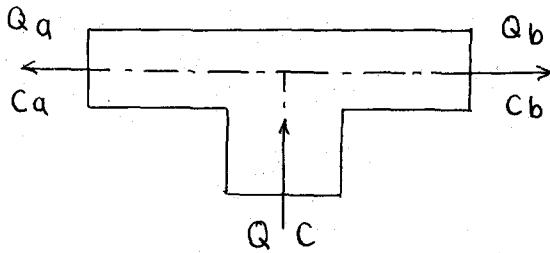


〈그림-12〉 pipe branch

〈表-6〉

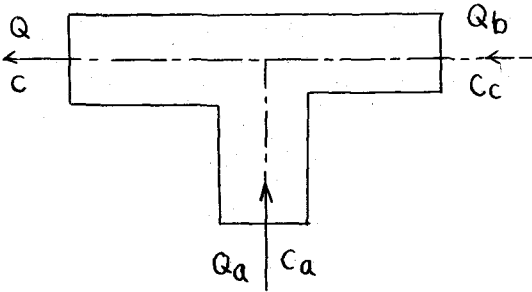
$Q_a/Q$	0.3			0.5			0.7		
$\delta$	90	60	45	90	60	45	90	60	45
$d_b/d$	1	0.61	0.58	1	0.79	0.75	1	1	1
$c_a/c$	0.3	0.8	0.9	0.5	0.8	0.9	0.7	0.7	0.7
$\zeta_a$	0.72	0.59	0.35	0.75	0.54	0.32	0.88	0.52	0.30

6-2-7 Pipe branch의 抵抗係數 <그림-13>



<그림-13> pipe branch,  $\zeta = 1$

6-2-8 Pipe branch의 抵抗係數 <그림-14, 表-7>

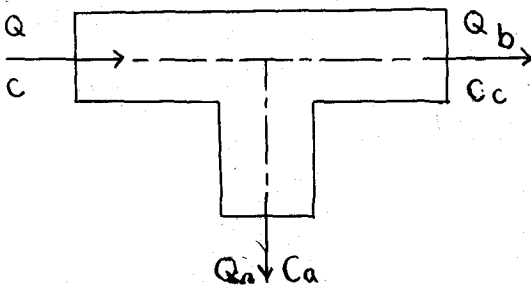


<그림-14> pipe branch

<表-7>

$Q_a/Q$	0.0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
$\zeta_a$	0.04	0.17	0.3	0.41	0.51	0.6
$\zeta_a$	-1.2	-0.4	0.08	0.47	0.72	0.91

6-2-9 Pipe branch의 抵抗係數 <그림-15, 表-8>

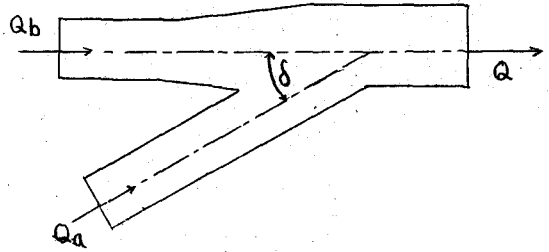


<그림-15> pipe branch

<表-8>

$Q_a/Q$	0.0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
$\zeta_a$	0.95	0.88	0.89	0.95	1.10	1.28
$\zeta_b$	0.04	-0.08	-0.05	0.07	0.21	0.35

6-2-10 Pipe junction에서의 抵抗係數 <그림-16, 表-9>



<그림-16> pipe junction

<表-9> 각도  $\delta = 45^\circ$

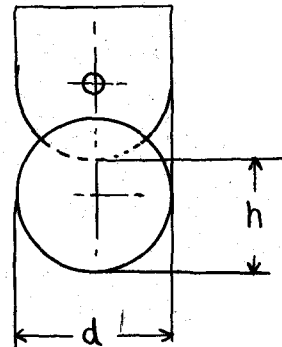
$Q_a/Q$	0.1	0.111	0.125	0.143	0.167	0.2	0.25	0.33	0.5	1.0
$\zeta$	0.1	0.1	0.1	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.17	0.2

<表-10>에서는  $45^\circ$  이외의 각도에서의 correction factor가 주어져 있다.

<表-10>

각도 $\delta^\circ$	15	30	45	60	75	90
correction factor	0.1	0.5	1.0	1.7	2.5	3.4

6-2-11 Circular pipe에서의 slide damper의 抵抗係數 <그림-17, 表-11>



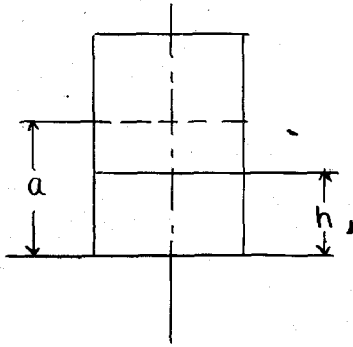
<그림-17> slide damper



〈表-11〉

h/d	1	0.875	0.75	0.625	0.5	0.375	0.25	0.125
$\zeta$	0.0	0.07	0.26	0.81	2.1	5.5	17	98

6-2-12 Rectangular pipe에서의 slide damper의 抵抗係數 〈그림-18, 表-12〉

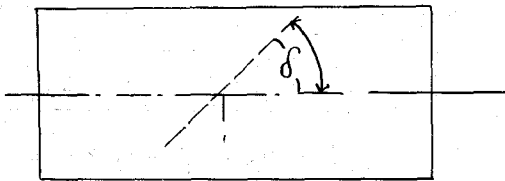


〈그림-18〉 slide damper

〈表-12〉

h/a	1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1
$\zeta$	0.0	0.09	0.39	0.95	2.0	4	8	18	44	193

6-2-13 Rectangular pipe에서의 butterfly damper의 抵抗係數 〈그림-19, 表-13〉



〈그림-19〉 butterfly damper

〈表-13〉

각도 $\delta^\circ$	10	20	40	60	70
$\zeta$	0.45	1.34	9.3	77.4	368

6-2-14 Circular pipe에서의 butterfly damper의 抵抗係數 〈表-14〉

각도 $\delta^\circ$	10	20	40	60	70
$\zeta$	0.52	1.54	10.8	118	751

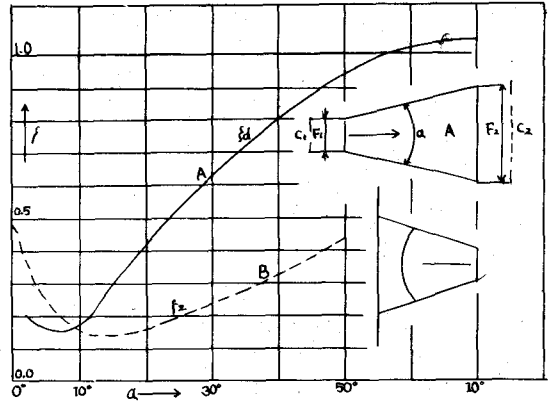
6-2-15 小型 cyclone의 抵抗係數

직경이  $\alpha < 1.22m$ 인 cyclone의 抵抗係數는  $\zeta = 2 \sim 3$

로 된다.

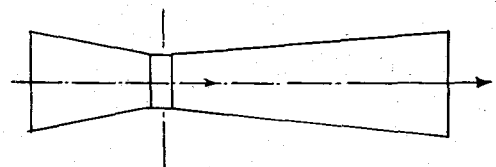
이러한 抵抗係數는 cyclone 入口 duct에서의 空氣速度 및 出口 duct에서의 空氣速度에 달려 있다. 製造時에는 製造會社로부터 의무적으로  $\zeta$ 값을 요구하도록 한다.

6-2-16 확대 및 축소의 抵抗係數 〈그림-20〉



〈그림-20〉 확대 (A), 축소 (B)

6-2-17 Venturi pipe의 抵抗係數 〈그림-21〉



〈그림-21〉 venturi pipe  $\zeta = 0.15 \sim 0.2$

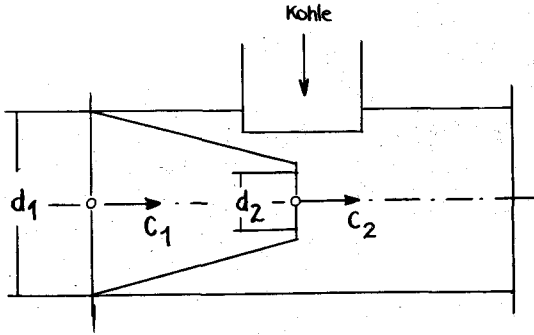
Venturi pipe에서의 壓損  $\Delta P_E$  도 다음과 같이 計算된다.

$$\Delta P_E = \zeta (C_1^2 - C_2^2) \cdot \frac{r}{2g} \dots\dots (10)$$

Venturi pipe가 coal dust의 분사에 使用 될 경우에는  $\zeta$ 값은 coal이 投入되는 충격 손실 때문에 대개 二倍로 된다. 精確한 값은 測定을 통

해 얻어질 수 있다. pipe에서의 분사가 대개 가장 큰 抵抗을 가지기 때문에 제조회사에서 供給할 때에  $\zeta$ 값을 함께 요구해야 한다.

6-2-18 縮小部 nozzle에 coal을 投入할 경우의 壓損 <그림-22>



<그림-22> coal dust投入

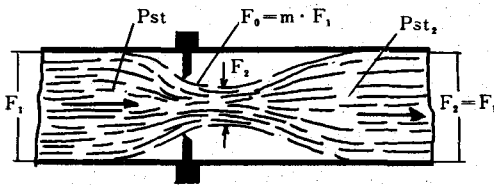
$$\Delta P_E \approx (C_2 - C_1)^2 \cdot \frac{r}{2g} \text{ mm WS} \dots (17)$$

$$C_2 = \frac{\theta}{F_2 \cdot \mu} \dots (18)$$

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta}} \dots (19)$$

$\zeta$ 값은 <그림-20>의 B曲線에서 얻는다.

6-2-19 Orifice에서의 抵抗係數 <그림-23>



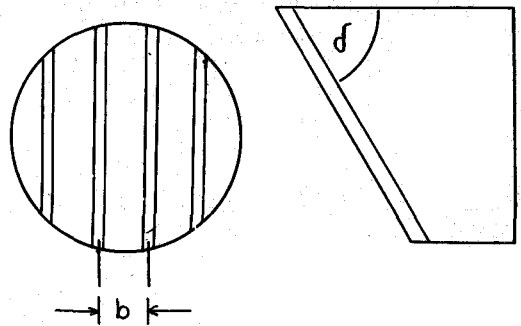
<그림-23> Orifice에서의 流體의 흐름

$$\zeta = \left[ \frac{1}{a \cdot m} - 1 \right]^2 \dots (20)$$

$$m = \frac{F_0}{F_1} \dots (21)$$

대체로  $m = 0.05 \sim 0.55$  이면  $a = 0.598 + 0.395 m^2$  이 된다.

6-2-20 round bar로 된 入口 slit에서의 抵抗係數



<그림-24> 入口 slit

$$\zeta = 1.79 \cdot \frac{S^{1/3}}{b} \cdot \sin \delta \dots (22)$$

註:

抵抗損失을 가급적 적게하기 위해서는 slit를  $\delta < 90^\circ$  이하로 배열한다.

6-3 最終速度로 空氣와 coal을 加速하기 위한 壓損

Blast pipe에서의 원하는 primary air의 流速을 기초로 하여 計算된다. coal dust에 의한 primary air용 duct의 自由斷面積 減少와 Primary air의 溫度 變化는 무시한다.

Fan에 있어서는 아래와 같은 이론적 壓력이 所要된다.

(1) primary air를 0 m/sec에서 最終速度까지 加速하는데 필요한 이론적 壓力,

$$P_L = W^2 \cdot \frac{r_L}{2g} \text{ mmWS} \dots (23)$$

(2) coal을 0 m/sec에서 最終速度까지 加速하는데 필요한 이론적 壓力,

$$P_K = W^2 \cdot \frac{\alpha}{2g} \dots (24)$$

$\alpha$  = 空氣 1 m<sup>3</sup>에 들어있는 coal dust, 1 kg

$$\alpha = \frac{WE \cdot Gkli \cdot 1000}{Hu \cdot 24 \cdot V_{PL}} \dots (25)$$

$$\alpha = \frac{K}{V_{PL}} \text{ kg/m}^3 \dots (25a)$$

여기에서

WE = kiln의 熱消耗量, kcal/kg-cl

Gkli= 1日 clinker 生産量, t/d

Hu = 燃料의 抵發熱量

V<sub>PL</sub> = primary air量, m<sup>3</sup>/h

K = coal 使用量 kg/h

## 7. Primary air量의 計算

### 7-1 燃料 : coal

$$V_{PL0} = n \cdot WE \cdot \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{Gkli}{24} \cdot \left\{ 1.012 + 0.5 \cdot \frac{100-A}{100} \cdot \frac{1,000}{Hu} \right\} \text{Nm}^3/\text{h} \quad (26)$$

### 7-2 燃料 : oil

$$V_{PL0} = n \cdot WE \cdot \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{Gkli}{24} \cdot \left\{ 0.88 + 1.7 \cdot \frac{1,000}{Hu} \right\} \text{Nm}^3/\text{h} \quad (26a)$$

### 7-3 標準狀態로 換算

$$V_{PL} = V_{PL0} \cdot \frac{273+\theta}{273} \cdot \frac{760}{b} \quad (27)$$

註 : 設計를 위해서는 壓力b의 근사치로서 주어진 年間 平均値를 使用한다.

### 7-4 燃料消費量, K

$$K = 41.67 \cdot \frac{WE}{Hu} \cdot Gkli \quad \text{kg/h}$$

여기에서

V<sub>PL0</sub> = fan에서 送風되는 primary air량  
Nm<sup>3</sup>/h

V<sub>PL</sub> = " "  
m<sup>3</sup>/h

φ = 全体 燃燒空氣에 對한 primary air량의 比, %.

n = 원하는 과잉공기율

WE = kiln에서 24시간 동안 生産하는 clinker量, t/d

A = 燃料의 ash 함량(dry base) %

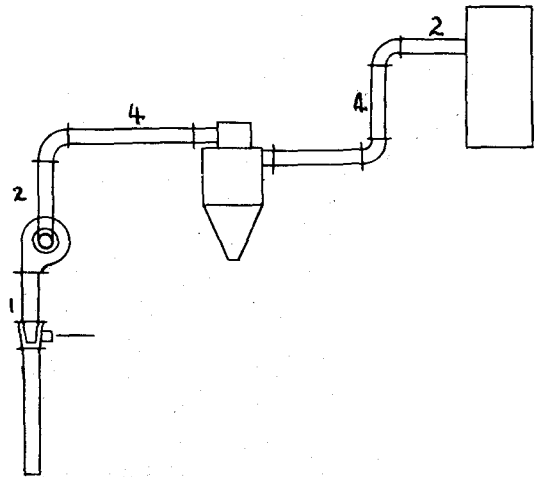
Hu = 燃料의 低發熱量( " )

g = 重力의 加速度 = 9.81m/sec<sup>2</sup>

## 8. 計算例

kiln의 1日 clinker 生産量이 350t이며 熱消耗量이 850kcal/kg-cl일 때 primary air fan을 선택하라. 燃料의 抵發熱量은 7,000kcal/kg-fuel이다. 燃料의 ash는 10%이고 과잉공기비는 n=1.2이며 primary air 使用比는 φ=15%이고 그 溫度는 150℃이다. blast tube 에서의 流速은 약70m/sec이다. fan은 motor로 직접 구동되도록 한다.

Primary air는 cooler로부터 吸入된다. 吸入口에서는 무시할 수 있는 작은 壓力 즉 0 mm WS로 吸入된다.



<그림-25> primary air를 위한 配管設計

Duct의 처리는 도면에 의했으며 coal 분사까지의 pipe에서의 壓損의 計算은 한번은 내경 200 mm로 또 한번은 300mm로 했다.

(計算略)

## 9. 주문시 필요한 사항

주문시에는 다음과 같은 技術 data를 分明히 해야 한다.

- (1) 送風物質 (dust-free, not dust-free 등)
- (2) 送風量 (Nm<sup>3</sup>/h, m<sup>3</sup>/h, m<sup>3</sup>/s)
- (3) 運轉溫度에 있어서의 全壓 (mmWS)
- (4) 正常 및 最大 空氣溫度 (℃)

- (5) 空氣의 密度(kg / m<sup>3</sup>)
- (6) 運轉點의 保障 效率
- (7) fan과 motor의 回轉數
- (8) fan軸에서의 出力.
- (9) motor 負荷 豫상치
- (10) 납품 범위(기초, bend부, 구동부 等)
- (11) 납품 기간

## 10. 參考文獻

Back, O :

Ventilatoren-Entwurf und Berechnung.  
Halle(Saale) 1955.

Eck, B :

Ventilatoren-Entwurf und Betrieb der  
Schleuder-und Schraubengeblase. 3.

Auflage. Berlin/Gottingen/Heidelberg  
1957.

Kluge, F. :

Kreiselgeblase und Kreiselverdichter ra-  
dialer Bauart. Berlin/Gottingen/Heidel-  
berg 1953.

Schmidt, O :

Gebliaseantriebe durch Elektromotoren.  
Archiv fur Warmewirtschaft und Damp-  
fkesselwesen 21 (1940) Heft 5, Seite  
111 bis 115.

VDI :

Abnahme-und Leistungsversuch an ver-  
dichtern(VDI-Verdichterregeln) - DIN  
1945, August 1955.

