

## 최근 송풍기 상사법칙의 동향

양 상 호\*

### 1. 서 론

송풍기를 공장이나 현지에서 시험을 하는 경우 일반적으로 常溫 공기를 흡입시켜 성능을 측정하지만, 電源 및 시험설비 등의 사정으로 규정회전수로 운전하는 것이 곤란할 때, 회전수를 규정보다 낮추어 시험을 하고 송풍기 상사법칙에 근거한 성능환산법에 따라 규정상태로 환산하게 된다.

그러나 송풍기에서 취급하는 기체는 압축성으로서 종래의 상사 법칙으로는 실제로 相似가 되지 않는 큰 문제점이 제기되고 있으며, 최근에는 더욱 더 합리적인 상사법칙을 송풍기 시험 규격으로 적용하려는 경향이 있기 때문에 ANSI/ASME PCT 11 (1984) 및 ISO/TR 8428 (1985) 등에서 볼 수 있는 최근의 상사법칙에 대하여 비교검토를 해본다.

### 2. 주요기호 설명

$D$	: 임펠러 외경
$e_K$	: 비운동 에너지
$H$	: 헤드
$k$	: 등엔트로피지수, 완전 GAS의 경우 비열비 $C_p/C_v$ 와 같다
$k_p, k\rho$	: 압축성 계수
$M_{aU}$	: 주속 마하數 : $\frac{U}{\sqrt{kRT_1}}$
$\dot{m}$	: 질량유량
$N$	: 회전수
$n$	: 쏘폴리트로우프 체적지수
$P_t$	: 절대전압
$P$	: 절대정압
$P_{Ft}$	: 전압상승 (Fan total Pressure)

$Q$	: 체적유량 (풍량)
$R$	: Gas 정수
$Re_D$	: 외주 레이놀드수 = $\frac{UD\rho t_1}{\mu_1}$
$Tt$	: 절대온도
$U$	: 임펠러의 원주속도
$\mu$	: 점 도
$V$	: 속 도
$Y_F, Y$	: 全比에너지 (Fan specific energy Fan work per unit mass)
$\rho_t$	: 막힘 상태에 있어서의 밀도
$\rho$	: 밀 도
$\gamma_t$	: 막힘 상태에 있어서의 비중량
$g$	: 자유낙하 가속도

### 참 자

$a$	: 규정상태 또는 실물송풍기 (Actual Fan)
$b$	: 시험상태 또는 모델 송풍기 (Model Fan)
1	: 흡입구 평균치
2	: 토출구 평균치

### 3. 압축성 기체의 상사법칙

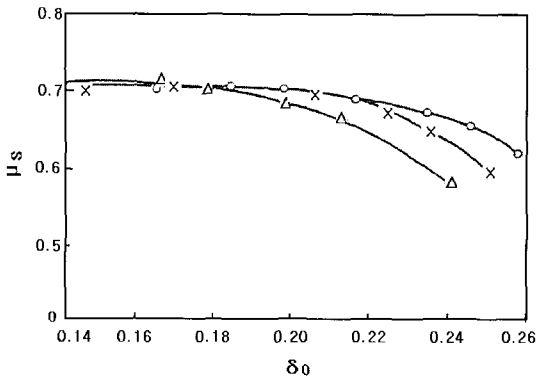
#### 3.1 송풍기의 상사법칙

송풍기의 상사법칙으로서는 임펠러 속도삼각형의 상사조건에 따르면,

- (1) 임펠러의 유량계수는 일정
- (2) 임펠러의 헤드 압력계수는 일정

하기 때문에 마하數나 레이놀드數의 영향이 나타나지 않는 범위에서 체적유량  $Q$  와 헤드  $H$  에 대하여 다음 식이 성립된다.

\* (주) 삼원이엔비 기술연구소 이사  
E-mail : turbob5@hanafos.com



$$\delta : \text{흡입풍량에 따른 유량계수} = \frac{Q_1}{U \left(\frac{D}{2}\right)^2}$$

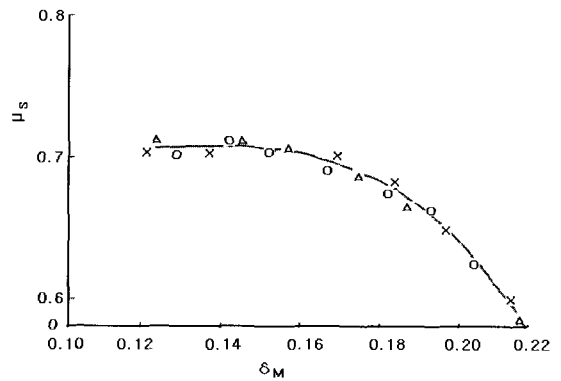
$$\mu_s : \text{등엔트로피 헤드계수} = \frac{gHs}{U^2}$$

○ :  $U = 1,200\text{ft/sec}$

× :  $U = 1,000\text{ft/sec}$

△ :  $U = 800\text{ft/sec}$

Fig. 1 압축성 유체에 있어서  $\delta_0 \sim \mu_s$  표시의 특성<sup>(1)</sup>



$\delta_M$  : 흡입풍량과 토출풍량의 산술평균에 따른 유량계수

$$= \frac{\left(\frac{Q_1 + Q_2}{2}\right)}{U \left(\frac{D}{2}\right)^2}$$

Fig. 2 압축성 유체에 있어서  $\delta_M \sim \mu_s$  표시의 특성<sup>(1)</sup>

$$\left(\frac{Q}{ND^3}\right)_a = \left(\frac{Q}{ND^3}\right)_b \quad (1)$$

$$\left(\frac{H}{N^2 D^2}\right)_a = \left(\frac{H}{N^2 D^2}\right)_b \quad (2)$$

이 상사법칙은 기하학적으로 相似하는 송풍기의 성능을 추정하는 경우, 혹은 같은 송풍기에 있어서 흡입가스가 다르거나, 회전수가 다르거나 하는 경우의 성능환산에 폭넓게 적용된다.

### 3.2 유량 상사법칙의 문제점

압축성 기체에 있어서 흐름을 완전하게 상사가 되게 하기 위해서는 임펠러 입구 및 출구에서 각각 식(1)이 성립되어야 한다. 그러나 실제의 송풍기 임펠러는 임펠러의 공력특성이 충분히 발휘될 수 있도록 설계되어져 있으면 이 특성은 주로 임펠러 출구측의 치수 형상과 임펠러 출구의 풍량에 의해 지배되고, 임펠러 입구 및 케이싱의 영향은 이것에 비하면 작기 때문에 식(1)의 유량상사법칙은 임펠러 출구풍량에

대하여 적용되는 것이다.

그러나 여기서 곤란한 것은 임펠러 출구의 실제 풍량은 측정이 불가능하기 때문에 종래 시험규격의 성능환산법의 거의 모두가 그 대체수단으로서 비압축성 기체와 같은 식(1)의  $Q = Q_1$ 으로 해서 흡입풍량을 습관적으로 사용하고 있다. 그러나 압축성 기체를 취급하는 경우는 흡입풍량으로 표시한 상사법칙에서는 상사가 되지 않는 문제점이 있다.

예를 들면 Fig. 1 및 Fig. 2는 원심 압축기의 회전수를 변화시킨 경우의 특성을 나타낸다. Fig. 1과 Fig. 2와는 같은 특성을 표시한 것이지만 Fig. 1은 분명하게 흡입풍량  $Q_1$ 에 의한 유량 상사법칙은 성립되지 않는다. 이와 반대로 Fig. 2는 회전수를 변화시키고 있음에 불구하고 세 개의 특성곡선이 일치해서 하나로 집약되고 있기 때문에, 흡입풍량과 토출풍량의 평균풍량  $(Q_1 + Q_2)/2$ 에 따른 유량상사법칙이 성립되고 있다. 여기서 임펠러 출구풍량을 근사 값의 평균풍량으로 취하는 방법은  $Q_1$ 과  $Q_2$ 의 산술평균, 기하평균, 그밖에 여러 가지설이 있지만 이와 같은 實證은 다른 곳에서도 때때로 발표되고 있으며, 압축성 유체의 경우는 식(1)을  $Q$ 로 해서 평균풍량을 사

용한 相似쪽이 훨씬 타당하기 때문에 최근 외국 규격에서 평균풍량에 따른 유량상사법칙을 적용하는 규격이 증가하고 있다.

### 3.3 헤드의 문제점

식(2)의 헤드  $H$ 는 임펠러에서 실제로 발생한 헤드를 의미하지만 실제로 발생한 헤드는 직접적으로 측정이 불가능하고 또 정확한 값의 압축헤드는 계산이 불가능하기 때문에, 그 대용으로 계산이 가능한 압축헤드를 사용하지 않으면 안 되지만, 계산이 쉽고 하는 점 때문에 종래는 등엔트로피 헤드(단열헤드)가 널리 사용되어져 왔다.

그러나 계산이 복잡하더라도 폴리트로프 압축으로 보는 것이 실제 압축과정보다 더 가깝기 때문에 송풍기의 분야에서는 폴리트로프 헤드를 취급하는 규격이 증가하고 있다.

## 4. 평균풍량에 따른 상사법칙

### 4.1 ANSI / ASME PTC 11-1984의<sup>(2)</sup> 선택

ASME PTC 11에서는 ISO/TC117/SC 1 분과위원회에서 검토한 ISO/TC117에 규정된 송풍기의 상사법칙과, 미국에서 송풍기 시험규격으로 널리 사용되고 있는 AMCA Standard 210-74에서 채택하고 있는 두 가지 방법을 송풍기 상사법칙으로 도입하여 ASME의 규격으로 하고 있지만, 이중에서 어느 것을 채택할지의 여부는 규격을 사용하는 쪽의 선택에 맡기는 방법을 쓰고 있다.

#### 4.1.1 Mass Flow Rate - Specific Energy Approach의 상사법칙

이 접근방식은 ISO/TC117<sup>(3)</sup>의 상사법칙을 사용하고 있다. 송풍기의 쏘비에너지  $Y_F$ 는,

$$Y_F = gH \int_1^2 \frac{dP}{\rho} + e_{K2} - e_{K1} \quad (3)$$

$$\text{여기서 } e_K = a \frac{V^2}{2} \quad (4)$$

$a$  : 운동에너지 보정계수

송풍기의 평균밀도  $\rho_m$ 을 다음식과 같이 정의한다.

$$\int_1^2 \frac{dP}{\rho} = \frac{P_2 - P_1}{\rho_m} \quad (5)$$

이 접근방식은 평균밀도는 근사적으로 흡입구 또는 토출구 밀도의 산술평균으로 나타내는 것으로 하고 있다.

$$\rho_m \approx \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \quad (6)$$

즉, 이  $\rho_m$ 에 의한 압축과정은 폴리트로프 지수  $n=2$ 로 한 폴리트로프 압축과정에 상당한다.

ISO/TC 117에서는  $Y_F \leq 25,000 \text{ J/kg}$  ( $H \leq 2,550 \text{ m}$ , 즉, 상온 압력의 공기로 시험한 경우의 압력비는 약 1.3이하)의 송풍기에 있어서는  $\rho_m$ 을

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \quad (7)$$

로 취급하고 있지만 PTC 11에서도 식(7)을 따르고 있다.

따라서 식(3)은,

$$Y_F = \frac{P_2 - P_1}{\rho_m} + e_{K_2} - e_{K_1} \quad (8)$$

여기서 평균밀도  $\rho_m$ 에 대응하는 평균풍량을  $\dot{Q}_m$ 이라고 하면

$$\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 = \rho_m \dot{Q}_m = \dot{m} \quad (9)$$

$$\dot{Q}_m = Q_1 \left( \frac{\rho_1}{\rho_m} \right) = Q_1 K\rho \quad (10)$$

여기서 압축성 계수  $K\rho$ 는

$$K\rho = \frac{\rho_1}{\rho_m} = \frac{2\rho_1}{\rho_1 + \rho_2} \quad (11)$$

PTC 11에서는 현지 시험방법이기 때문에  $D_a = D_s$

로 하고 상사조건 식(1)의  $Q$ 로 해서 식(10)의 평균풍량  $\dot{Q}_m$ 을 사용하여 다음식과 같이 유량상사법칙을 적용하고 있다.

$$\left(\frac{Q_1 K \rho}{N}\right)_a = \left(\frac{Q_1 K \rho}{N}\right)_b \quad (12)$$

질량 유량으로 표시하면

$$\left(\frac{\dot{m} K \rho}{\rho_1 N}\right)_a = \left(\frac{\dot{m} K \rho}{\rho_1 N}\right)_b \quad (13)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_b \left(\frac{\rho_{1a}}{\rho_{1b}}\right) \left(\frac{N_a}{N_b}\right) \left(\frac{K \rho_b}{K \rho_a}\right) \quad (14)$$

다음으로 송풍기의 비에너지  $Y_F$ 에 대해서는  $Y_F = gH$ 이기 때문에, 상사조건식(2)로부터 유도된 아래의 상사법칙을 적용하고 있다.

$$\left(\frac{Y_F}{N^2}\right)_a = \left(\frac{Y_F}{N^2}\right)_b \quad (15)$$

$$Y_{Fa} = Y_{Fb} \left(\frac{N_a}{N_b}\right)^2 \quad (16)$$

또한, 이론 압축동력  $\dot{m} Y_F$ 를 송풍기 축동력으로 나눈 값을 Fan Efficiency,  $\eta$  라고 하고,

$$\eta_a = \eta_b \quad (17)$$

로 하고 있지만 이론적으로는 문제가 있는 것으로 파악된다.

ISO/TC 117에서는 이론 압축동력을 임펠러동력(송풍기 축동력에서 베어링 손실을 뺀 값)으로 나누는 것에 의해 구할 수 있는 내부효율  $\eta$ 를 Fan Efficiency로 하고, 내부효율이 양쪽 모두 같은 것으로 하고 있는데 같은 용어에서도 PTC 11과 ISO/TC 117과는 내용이 다르다.

#### 4.1.2 Volume Flow Rate-Pressure Approach 상사법칙

이 접근방식은 AMCA Standard 210-74의 상사법

칙을 도입하고 있다. AMCA 210-74에 의하면 임펠러 주속도와 임펠러 출구유로면적에 비례하는 곳의 풍량을 평균 유효풍량  $\dot{Q}$ 라고 하면  $\dot{Q}$ 는 쉘폴리트로우프 압축과정에 있어서 흡입풍량과 토출풍량의 기하평균  $\sqrt{Q_1 - Q_2}$ 으로 확실하게 잘 맞아 떨어지고 있다. 흡입전압  $P_{t1}$ 에서부터 토출전압  $P_{t2}$ 에 이르기까지 사이의 쉘폴리트로우프 압축일량은  $\dot{Q} P_{Ft}$ 와 같은 것으로서

$$\dot{Q} P_{Ft} = \int_1^2 (Q dP)_t = Q_1 P_{Ft} \left(\frac{n}{n-1}\right) \quad (18)$$

$$\left[ \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] / \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} - 1\right)$$

$$= Q_1 P_{Ft} K_P$$

여기서,

$$P_{Ft} = P_{t2} - P_{t1} \quad (19)$$

압축성 계수  $K_P$ 는,

$$K_P = \left(\frac{n}{n-1}\right) \left[ \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] / \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} - 1\right) \quad (20)$$

그러므로

$$\dot{Q} = Q_1 \cdot K_P \quad (21)$$

PTC 11에서는  $D_a = D_b$ 로 하고, 상사조건식(1)의  $Q$ 로서 식(21)의 평균 유효풍량  $\dot{Q}$ 를 사용한 다음과 같은 식의 유량 상사법칙을 적용하고 있다.

$$\left(\frac{Q_1 K_p}{N}\right)_a = \left(\frac{Q_1 K_p}{N}\right)_b \quad (22)$$

$$Q_{1a} = Q_{1b} \left(\frac{N_a}{N_b}\right) \left(\frac{K_{pb}}{K_{pa}}\right) \quad (23)$$

다음으로 헤드에 관해서는 상사조건식(2)의  $H$ 로 한 전폴리트로우프 헤드  $H_{Ft}$ 를 사용한 헤드 상사법칙을 적용하고 있다.

$$\left(\frac{H_{Ft}}{N^2}\right)_a = \left(\frac{H_{Ft}}{N^2}\right)_b \quad (24)$$

여기서

$$H_{Rr} = P_{u1} \left( \frac{n}{n-1} \right) \left[ \left( \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \frac{1}{\gamma_{r1}} = \frac{P_{Rr} \cdot K_P}{\gamma_{r1}} \quad (25)$$

따라서 식 (24)로부터

$$P_{Rra} = P_{Rrb} \left( \frac{\rho_{t1a}}{\rho_{t1b}} \right) \left( \frac{N_a}{N_b} \right)^2 \left( \frac{K_{Pb}}{K_{Pa}} \right) \quad (26)$$

또한 이론 소폴리트로우프 압축동력  $Q_1 \cdot P_{Rr} \cdot K_P$ 를 송풍기 축동력으로 나눈 값을 Fan Total efficiency,  $\eta_t$ 라 하고,

$$\eta_{ta} = \eta_{tb} \quad (27)$$

로 하고 있지만, 이것도 이론적으로는 문제가 있다.

AMCA 210 Appendix B 및 AMCA 802에서는 이론 소폴리트로우프 내부효율  $\eta_t$ 를 Fan total efficiency 로서 내부효율이 양쪽모두 같은 것으로 하고 있기 때문에, 같은 용어에서도 PTC 11과는 내용이 다르다.

즉 4.1.1 항의 성능환산법과 4.1.2항의 성능환산법과는 서로 다른 점이 몇 가지 있으므로, 엄밀하게 상호 비교계산을 해보면 그 차이는 실제 사용상 거의 차이가 나지 않는다는 것을 알 수 있다.

#### 4.2 AMCA Publication 802 (1982) 의 상사법칙

AMCA Publication 802 (1982)의 모델 송풍기 시험 방법 기준에 있어서도 기하학적으로 상사되는 모델송풍기로부터 실물송풍기 (Actual fan)의 성능환산 방법으로서, AMCA 210을 바탕으로 한 PTC 11의 Volume Flow Rate-Pressure Approach와 같은 유량상사 법칙 및 헤드 상사법칙을 사용하고 있다.

$$\left( \frac{Q_1 K_P}{ND^3} \right)_a = \left( \frac{Q_1 K_P}{ND^3} \right)_b \quad (28)$$

$$\left( \frac{H_{Pr}}{N^2 D^2} \right)_a = \left( \frac{H_{Pr}}{N^2 D^2} \right)_b \quad (29)$$

$$Q_{1a} = Q_{1b} \left( \frac{D_a}{D_b} \right)^3 \left( \frac{N_a}{N_b} \right) \left( \frac{K_{Pa}}{K_{Pb}} \right) \quad (30)$$

$$P_{Rra} = P_{Rrb} \left( \frac{D_a}{D_b} \right)^2 \left( \frac{N_a}{N_b} \right)^2 \left( \frac{\rho_{t1a}}{\rho_{t1b}} \right) \left( \frac{K_{Pb}}{K_{Pa}} \right) \quad (31)$$

이 경우, 모델 송풍기 (Model Fan)와 실물송풍기 (Actual Fan)에서는 송풍기 베어링 손실이 서로 크게 다르므로 이것을 분리하여 이론 소폴리트로우프 압축동력을 임펠러의 동력으로 나눈 값을 Fan total efficiency,  $\eta_t$ 라고 하고,

$$\eta_{ta} = \eta_{tb} \quad (32)$$

이 기준의 특징으로서는, 기하학적으로 상사되는 모델 Fan과 Actual fan (실물송풍기)의 운전조건이 명확하게 규정되어 있음을 알 수가 있다.

모델 송풍기와 실물송풍기의 유동흐름의 상사조건으로서는,

- (1) 원심 및 축류송풍기 임펠러 외경  $D$ 를 대표치수로 잡은 외주 레이놀드數  $R_{uD}$ 가 모델송풍기 및 실물 송풍기 양쪽모두  $R_{uD} \geq 3 \times 10^6$  으로 운전되고 있을 것.
- (2) 모델송풍기 및 실물송풍기 운전조건에 있어서 주속 마하數  $M_{aU}$ 가 Fig. 3의 허용범위 이내에 있을 것.

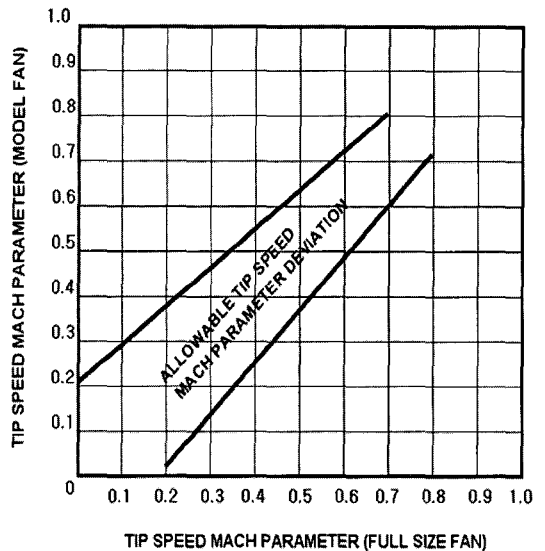


Fig. 3 모델송풍기 (Model Fan)와 실물송풍기 (Actual Fan)의 주속 마하數의 허용범위<sup>(5)</sup>

이상과 같은 조건에서 모델송풍기와 실물송풍기가 운전되고 있으면 성능환산에 있어서도 레이놀드數 및 마하數의 영향에 따른 성능의 불확실성의 증대는 없는 것으로 간주 하고 있다. 즉, 모델송풍기의 크기로서는 임펠러 외경이 900 mm 이상이거나 실물송풍기 임펠러 외경의 1/5 이상 중에서 큰 쪽을 선택하고, 상한으로 하는 쪽은 실물송풍기 임펠러 외경의 크기까지도 규정하고 있기 때문에 위의 (1), (2)는 실물송풍기의 공장 성능시험에도 적용이 가능한 운전조건이다.

## 5. 송풍기 특성에 따른 상사법칙

### 5.1 BS848 : Part 1: 1980<sup>(6)</sup> 의 상사법칙

BS 848 규격에서는 식(20)에 표시된 압축성계수  $K_p$ 는 압축성의 영향의 정도를 나타내기 때문에, 상사 조건 식(1)의  $Q$ 로서 흡입풍량  $Q_1$ 을 사용한 종래의 유량상사법칙이 성립하는 허용조건은,

$$\left(\frac{K_{Pa}}{K_{Pb}}\right) \leq 1 \pm 0.01 \text{ 이 되므로,}$$

이  $K_p$ 가  $\pm 0.01$  이상 틀리는 경우 성능환산의 보편적인 법칙을 정하는 것에 대해서는 충분한 근거가 없는 것으로 파악 된다.

그러나 특정 송풍기에 대하여 새로운 성능환산 법칙에 의하면  $K_p$ 의 변화가 0.06까지 사용 가능한 것을 발견하였고, 이것에 대한 산출방법을 아래와 같이 나타낸다.

여기서  $q$ 는 지수로서 고정된 값은 아니며, 송풍기의 설계방법이 변하면 송풍기의 특성도 변화됨에 따라  $q$ 도 변화되는 것으로  $q = 0 \sim -0.5$ 가 된다는 사실이 실증되었다.

$$Q_{1a} = Q_{1b} \left(\frac{D_a}{D_b}\right)^3 \left(\frac{N_a}{N_b}\right) \left(\frac{K_{Pa}}{K_{Pb}}\right)^q \quad (33)$$

$$P_{Pa} = P_{Pb} \left(\frac{D_a}{D_b}\right)^2 \left(\frac{N_a}{N_b}\right)^2 \left(\frac{\rho_{1a}}{\rho_{1b}}\right) \left(\frac{K_{Pa}}{K_{Pb}}\right)^{-1} \quad (34)$$

$$\eta_a = \eta_b \quad (35)$$

여기서  $\eta_h$ 는 식(32)와 같이 정의되고 있다.

따라서 압력비의 범위 및 성능에측의 불확실함을

부당하게 증대시킬 것이 아니라, 지수  $q$ 를 constant로 간주할 수 있는 송풍기 성능의 최고 효율점으로부터 양쪽의 범위를 정하기 위하여, 모델송풍기로 실물송풍기와 똑같은 시험덕트 형상에 의한 Model Test를 권장하고 있다. 그리고 레이놀드數  $R_{e,D}$ 가 양쪽 모두  $4 \times 10^6$  이상이고 또한 주축 마하數  $M_{a,U}$ 가 양쪽 모두 0.5 이내에 있으면 성능환산에 있어서 레이놀드數 및 마하數에 따른 영향은 적은 것으로 본다.

이처럼 BS 848에서 지수  $q$ 는 각각의 송풍기 특성에 따라 변화되는 것으로 되어 있지만, 이것을 다른 규격과 비교하면 PTC 11의 식(23) 및 AMCA의 식(30)에서는  $(K_{Pa}/K_{Pb})$ 의 지수가 1이었던 것에 비하여, BS 848의 식(33)에서는 특정송풍기에 대한 지수는 0~0.5의 범위에 있는 것으로 흡입풍량의 수정량을 꽤 조심스럽게 보고 있다고 하는 점이 차이가 난다.

미국과 영국의 설계방법에 따른 차이점도 충분히 있을 수 있다고 생각되지만 양쪽의 Gap이 약간 큰 것처럼 느껴진다.

### 5.2 ISO/TR 8428<sup>(7)</sup> 의 상사법칙

이 Technical Report (TR)는 ISO/TC 117의 특별 그룹에서 작성되어 ISO/TC 117/ISO 5801 “표준 시험관로에 의한 산업용송풍기 성능시험방법” 및 ISO/TC 117/ISO 5802 “운전조건에 따르는 성능시험법”의 ISO 규격을 제정하기 위한 이론적 근거로 채택 되었다.

ASME PTC 11-1984에서도 채택된 4.1.1항의 ISO/TC 117의 상사법칙과는 다른 형태의 송풍기 상사법칙이 제안되었다.

#### 유량계수

$$\phi = \frac{\dot{m}F}{\rho_1 U D^2} \quad (36)$$

여기서  $F$ 는 압축성계수  $K_p$ , 레이놀드數, 마하 파라미터 및 대상 송풍기 형상의 함수이지만, 마하수가 마하수 허용범위 이하이고, 레이놀드수가 레이놀드數 허용범위 이상이면, 함수  $F$ 는  $K_p$ ,

$$K_p = \frac{2\rho_1}{\rho_1 + \rho_2} = 1 - \Delta K \quad (37)$$

및 대상 송풍기 형상에 대한  $\psi/\phi^2$ 에만 의존한다.

지금  $\Delta K$ 가 0.10을 초과하지 않으면 함수  $F$ 는 다음과 같이 생각할 수 있다.

$$F = 1 - a\Delta K \quad (38)$$

여기서,

$a$  : 대상송풍기 특유의 설계 구조 및 그 설계점에 의해 정해진 값.

따라서

$$\phi = \frac{\dot{m}(1-a\Delta K)}{\rho_1 U D^2} \quad (39)$$

**압력 (헤드  $H$ ) 계수**

$$\psi = \frac{Y}{U^2} \quad (40)$$

여기서

$$Y = \frac{P_2 - P_1}{\rho_m} + (e_{K2} - e_{K1}) + g(Z_2 - Z_1) \quad (41)$$

$gz$  : Specific Potential Energy

**Fan Efficiency**

$$\eta = \frac{\dot{m} Y}{P_R} \quad (42)$$

여기서,

$P_R$  : Impeller 동력.

따라서 송풍기 상사법칙으로서는

$$\left( \frac{\dot{m}(1-a\Delta K)}{\rho_1 N D^3} \right)_a = \left( \frac{\dot{m}(1-a\Delta K)}{\rho_1 N D^3} \right)_b \quad (43)$$

$$\left( \frac{Y}{N^2 D^2} \right)_a = \left( \frac{Y}{N^2 D^2} \right)_b \quad (44)$$

$$\eta_a = \eta_b \quad (45)$$

식(43)을 ASME PTC 11의 식(13)과 비교해보면, PTC 11은  $a = 1$ 로 한 경우에 상당한다.

즉 PTC 11에서는 모든 타입의 송풍기 특성은 식

(10)의 평균풍량  $\dot{Q}_m$ 에 의해 지배되고 있다는 전제가 성립되고 있지만, 이 TR에서는 송풍기 타입이나 설계점에 따르는  $a$ 는 변화하는 것으로 되어 있고, 임의 형식의 송풍기에 있어서는  $a$ 가 어떠한 값을 갖는지를 판단할 수 없으므로 Fig. 4에 표시된 것처럼 같은 시스템 저항에 있어서 두 종류의 회전수에다가 이 두 종류의 회전수를 서로 다르게 해서 성능시험을 실시 한 결과에 의해서만 얻을 수 있는 파라미터이기도 하다.

따라서 일반적으로 이것을 실물송풍기로 구해 보려고 해도 아주 곤란하기 때문에, BS 848의 제안과 같은 방법으로 실물송풍기와 기하학적으로 상사가 되는 모델송풍기에 의한 모델시험에 의해 사전에 이것을 구해두는 방법밖에 없는 것으로 판단되기 때문에, 설계의 표준화가 점점 중요해지고 있다. 또한 이 TR에서는 식(43)~(45)의 상사법칙은 완전히 동의할 수 있는 사안이지만, 레이놀드數 및 마하數의 최저치, Unknown Parameter  $Q$ 를  $a=1$ 로 두고  $\Delta K$  값의 서로 다른 한계 값 등의 상사법칙 적용범위에 대해서는 계속적인 고찰이 필요할 것으로 생각된다.

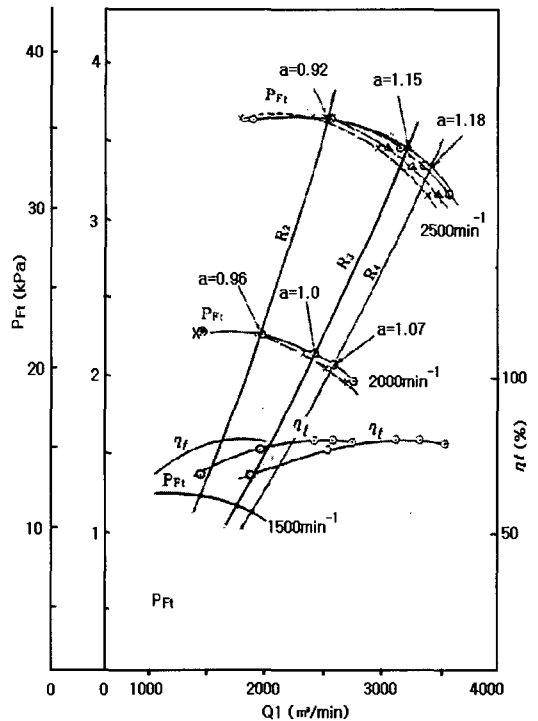


Fig. 4 회전수를 변화시킨 경우의 특성곡선

## 6. 각 상사법칙에 따른 계산 예

양흡입형 원심송풍기를 동일조건 (대기압, 20℃의 공기)에서 회전수를 변화시켜 시험을 실시한 성능곡선을 Fig. 4에 실선으로 나타내었다. 각 상사법칙에 의한 성능환산은 어느 쪽도 압력비가 작은 상태에서의 실측성능에 각 상사법칙을 적용하는 것에 따라, 압력비가 큰 상태로 각각 환산한 결과를 나타내었다.

Fig. 4에 나타낸 기호는 다음과 같다.

- ▶(×----×)는 일반적인 흡입풍량  $Q_1$ 에 의한 상사법칙
- ▶(●- · -●)는 ASME PTC 11의 평균풍량  $\dot{Q}_m$  및 평균유효풍량  $\dot{Q}$ 에 의한 상사법칙으로서, 양쪽의 환산결과는 거의 겹치고 있다.
- ▶(△- · · -△)는 BS 848의 상사법칙으로서 지수는  $q=0.5$ 를 사용했다.

1,500 min<sup>-1</sup> 일 때 외주 레이놀드數는  $R_{eD} = 1.6 \times 10^7$ , 2,500 min<sup>-1</sup> 일 때 마하數는  $M_{aU} = 0.672$ 이고, 1,500 min<sup>-1</sup>에서 2,000 min<sup>-1</sup>으로 환산을 하게 되면 최고 효율점에 있어서,

$$\left(\frac{K_{Pb}}{K_{Pa}}\right) = 1.027, \quad \left(\frac{K_{\rho b}}{K_{\rho a}}\right) = 1.027$$

또한 1,500 min<sup>-1</sup>에서 2,500 min<sup>-1</sup>로 환산을 하게 되면 최고효율점에 있어서,

$$\left(\frac{K_{Pb}}{K_{Pa}}\right) = 1.062, \quad \left(\frac{K_{\rho b}}{K_{\rho a}}\right) = 1.062 \text{가 된다.}$$

이것을 AMCA 802의 상사법칙으로 대입해 보면, 1,500 min<sup>-1</sup>에서 2,000 min<sup>-1</sup>으로 환산을 하게 되면  $R_{eD}$  및 Fig. 3의  $M_{aU}$ 의 허용범위를 만족시키며, 또한 PTC 11의 상사법칙과 가장 근접하고 있음을 알 수 있다. 1,500 min<sup>-1</sup>에서 2,500 min<sup>-1</sup>으로의 환산에서는 Fig. 3의 허용범위를 벗어나고 있고, Fig. 4에서 알 수 있듯이 PTC 11의 상사법칙 일치라도 약간의 오차가 발생할 수 있음을 알 수가 있다.

다음으로 1,500 min<sup>-1</sup>일 때 각 측정점은  $a=1$ 로 하고, 1,500 min<sup>-1</sup>의 각 측정점을 지나는  $\psi = R \cdot \phi^2$  곡선과 2,000 min<sup>-1</sup> 및 2,500 min<sup>-1</sup>의 실측성능과의 교점에 걸리는  $a$ 값을 식(43)으로부터 계산하여 Fig. 4에 併記하였지만, 이 송풍기의 예에서 보면 Fig. 3에서  $M_{aU}$ 의 값이 허용편차 내에 있으면 ISO/TR 8428의 상사법칙에서는  $a=1$ 로 적용하여도 좋다는 것을 알 수 있다.

## 7. 맺음말

최근 송풍기 상사법칙으로서 여러 가지 형식의 송풍기에서 판단을 모호하게 하는 상사법칙에서부터 송풍기 내부의 유체의 유동현상 (Flow Pattern)을 고려한 송풍기 상사법칙에 이르기까지 여러 가지 논의가 대두되고 있는 실정이다.

송풍기 시험방법의 주요 포인트는 어떤 성능환산 방법의 이론적 근거를 어떠한 국제규격으로 잘 일치시키면 좋을지에 대하여 지속적인 고찰이 필요할 것으로 사료된다.

## 참고문헌

- (1) T.B.Ferguson : The Centrifugal Compressor stage., Butterworths & Co., Ltd. 1963.
- (2) ANSI/ASME PTC 11-1984 Fans.
- (3) Fan Pressure and Fan Air Power where  $\rho_2$  differs from  $\rho_1$ , ISO/TC 117/SC 1-85E. 1977.
- (4) AMCA Standard 210-85 Laboratory Methods of Testing Fans for Rating. 1985.
- (5) AMCA Publication 802, Power Plant Fans. Establishing Performance Using Laboratory Models. 1982.
- (6) BS 848 Fan for General Purposes, Part 1. Methods of Testing Performance. 1980.
- (7) ISO/TR 8428-1985(E) Industrial Fans-Compressibility effect of the fluid.