

원심 터보팬 설계용 프로그램의 개발 및 응용에 대한 연구

A Study on the Development and Application of a Design Program for Centrifugal Turbo Fan

김장권*† · 오석형**
 Jang-Kweon Kim*† and Seok-Hyung Oh**

(Received 26 September 2016, Revision received 10 December 2016, Accepted 10 December 2016)

Abstract: This paper introduces the design method of the centrifugal turbo fan and the process of developing the design program of it. The developed design program confirmed the applicability by experimental performance data. Here, we proposed new velocity coefficients and considered various losses such as impeller inlet loss, vane passage flow loss, casing pressure loss, recirculation loss power, and disk friction loss power. Especially, the inlet and outlet widths of the impeller were newly determined by reflecting the experimental results. As a result, this fan design program shows a good performance result regardless of the types of impeller and is expected to be a very useful design tool.

Key Words : Centrifugal Turbo Fan, Contraction Coefficient, Parallel Shroud Impeller, Single Circular Blade, Slip Factor, Tapered Shroud Impeller

— 기 호 설 명 —

<p>A : 임펠러(impeller) 단면적 [m^2] D : 임펠러 직경 [m] g : 중력가속도 [m/s^2] L_{sh} : 축동력 [W] ℓ_c : 날개(blade) 현(chord)길이 [m] N : 회전수 [rpm] P_s : 정압 [mmH_2O] P_t : 전압 [mmH_2O] P_{th} : 깃 수 한정된 조건의 이론전압 [mmH_2O] $P_{th\infty}$: 깃 수 무한정 조건의 이론전압 [mmH_2O]</p>	<p>Q : 유량 [m^3/min] Q_{th} : 이론유량 [m^3/min] R : 임펠러 반경 [m] R_c : 원호 곡률반경 [m] r_c : 원호 중심반경 [m] R_s : 설단(cutoff) 곡률반경 [m] s : 설단부 틈새 [m] t_b : 임펠러 날개두께 [m] t_θ : 원주방향의 날개두께 [m] u : 접선속도(tangential velocity) [m/s] v : 절대속도(absolute velocity) [m/s] v_m : 반경방향 절대속도 [m/s]</p>
---	---

*† 김장권(교신저자) : 군산대학교 동력기계시스템공학과
 E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848

**오석형 : 군산대학교 기계공학부

*† Jang-Kweon Kim(corresponding author) : Department of Power System Engineering, Kunsan National University.

E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848

**Seok-Hyung Oh : School of Mechanical Engineering, Kunsan National University.

- v_u : 접선방향 절대속도 [m/s]
- w : 상대속도(relative velocity) [m/s]
- Z : 날개 수 [-]
- α : 유동각도 [°]
- α_c : 케이싱(casing) 팽창각도 [°]
- β : 날개각도 [°]
- ΔL_{df} : 디스크(disk) 마찰손실동력 [W]
- ΔL_m : 기계손실동력 [W]
- ΔL_{rec} : 재순환 손실동력 [W]
- δ_i : 오리피스(orifice) 틈새 [m]
- η_s : 정압효율 [%]
- η_{hyd} : 수력효율 [%]
- η_{mec} : 기계효율 [%]
- η_{tot} : 전압(총)효율 [%]
- η_{vol} : 체적효율 [%]
- θ : 케이싱 전개각도 [°]
- θ_a : 날개 취부각도 [°]
- θ_c : 설단각도 [°]
- ρ : 밀도 [kg/m³]
- μ_c : 수축계수(contraction coefficient) [-]
- ν_a : 동점성계수 [m²/s]
- ϕ : 유량계수 [-]
- ψ_c : 원호 중심각도 [°]
- ω : 각속도 [s⁻¹]

하첨자

- 0 : 오리피스{또는 벨마우스(bellmouth)}
- 1 : 날개 입구
- 2 : 날개 출구
- 3 : 한정된 날개 수
- h : 허브(hub)

1. 서 론

터보팬(turbo fan)은 일반적으로 비속도가 가장 낮고 보통 보일러, 난방기 등에 연소용 공기를 공급하거나 청소기 등에 많이 사용하는 후향 깃(blade)을 갖는 원심팬으로 알려져 있다.

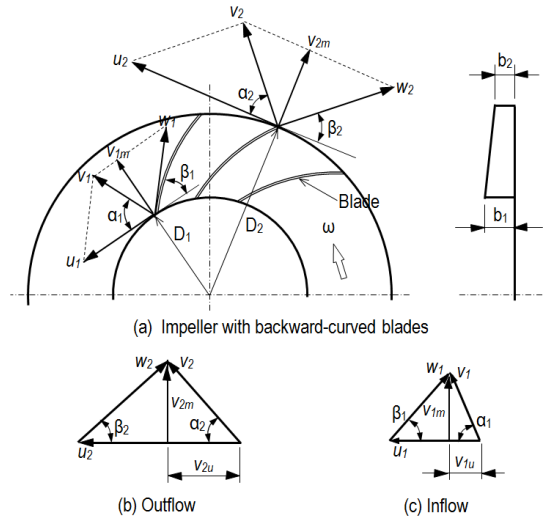


Fig. 1 Velocity triangle configuration for turbo impeller with backward-curved blades

지금까지 각종 팬(fan)의 설계는 Balje, Eckert, Erk, Galva, Pfeleiderer, Stepanoff 등¹⁻⁴⁾에 의해 발전되어 왔으나, 산업현장에서는 아직도 경험을 바탕으로 한 계산방법에 주로 의존하며, Erk¹⁾, Ikui 등²⁾이 기술한 각종 팬의 설계이론 문헌들을 참조하는 실정이다. 그러나 이들 문헌에서 다루는 내용들이 너무나 다양하고, 포괄적이며, 추상적이기 때문에, 실제 팬을 설계할 때에는 직접 관련내용들을 바로 적용하기엔 많은 어려움이 존재하기도 한다.

본 연구에서는 터보팬을 설계하는데 있어, 매년 설계인자들을 반복 계산하는 비용을 줄이면서 편리성을 갖기 위해 설계용 전산프로그램을 만들고자 한다. 이를 위해 기존 터보팬 모델들의 실험결과들을 활용하여 정확성을 확보하면서 터보팬을 설계할 수 있는 이론들도 정리하였다.

2. 터보팬 설계이론

2.1 임펠러 설계¹⁻⁴⁾

Fig. 1은 터보팬의 회전에 의해 기류가 임펠러를 빠져나갈 때, 입구 및 출구에서 형성된 속도 3각형의 구성제원들을 나타낸 그림이다. 먼저, 터

보행 설계에 필요한 이론적 수식의 전개는 임펠러가 무한정한 깃(blade) 수를 갖는 반면, 깃 두께는 무시할 수 있다는 깃 수 무한이론으로부터 출발한다. 이 외에도 날개사이의 유동은 비점성, 비압축성으로 가정한다. 이에 따라 임펠러 입구와 출구의 유동흐름에 연속방정식과 각운동량이론을 각각 적용하면, 깃 수 무한대의 이론전압 $P_{th\infty}$ 는 식 (1)로 주어진다.

$$P_{th\infty} = \rho(u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}) \quad (1)$$

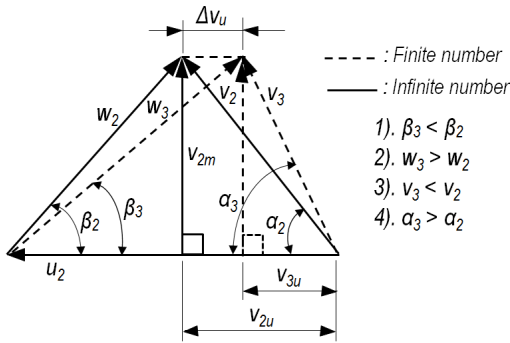


Fig. 2 Velocity triangle comparison between finite number of blades and infinite ones

여기서 임펠러에 유입하는 기류가 예선화가 없어 반경방향으로만 형성된다면($\alpha_1 = 0$), $v_{1u} = 0$ 이 되므로, 식 (1)에서 이론 전압은 식 (2)와 같다.

$$P_{th\infty} = \rho u_2 v_{2u} \quad (2)$$

실제의 임펠러는 한정된 숫자의 깃들로 인해 깃 통로가 넓어져 기류의 안내효과가 떨어진 결과, 회전 시 깃 내에 흐르는 유동의 박리 및 지연 현상이 발생하며, 또 코리올리력(Coriolis force)에 의한 2차유동 등으로 인해 Fig. 2와 같이 절대속도의 감소($v_3 < v_2$)가 초래하게 된다. 이에 따라 무차원 속도계수(slip factor)인 $\epsilon = v_{3u}/v_{2u}$ 를 도입하면, 깃 수 유한인 흐름의 이론전압 P_{th} 는 식 (3)으로 정의할 수 있다.

$$P_{th} = \epsilon P_{th\infty} = \epsilon \rho u_2 v_{2u} = \rho u_2 v_{3u} \quad (3)$$

한편, Erk¹⁾는 Stodola의 상대순환 개념과 깃 곡률에 따른 영향을 고려하고, 깃 내에서 반경방향의 평균압력은 일정하다는 가정을 단순화시켜 속도계수 ϵ 을 식 (4)로 정의하였다.

$$\epsilon = 1 / \left(1 + \frac{\pi D_2^2 b_2 \sin \beta_2}{8 S Z} \right), S = D_2^2 \frac{b_2}{8} \left\{ 1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right\} \quad (4)$$

여기서 Erk¹⁾는 고효율 펌을 목적으로 식 (4)에서 $\pi \sin \beta_2$ 를 $a + b \beta_2^\circ / 90$ 으로 수정하여 속도계수를 식 (5)로 제시하였다.

$$\epsilon = 1 / \left[1 + \frac{a + b \beta_2^\circ / 90}{Z \{ 1 - (R_1/R_2)^2 \}} \right] \quad (5)$$

이번 연구에서는 식 (5)의 상수 a, b 들을 평행(parallel)한 전면측판(front shroud)을 갖는 임펠러에 대해서는 $a = 0, b = 0.1$ 로, 또 경사진(tapered) 전면측판에 대해서는 $a = 1.2, b = 2.5$ 로 각각 적용하였다.

2.2 임펠러의 제반손실¹⁻⁴⁾

앞서 언급하였던 속도계수(ϵ)의 개념은 단지 임펠러 내 깃 수만의 영향을 고려한 것이지만 임펠러 입구 및 출구에서 발생하는 이론 전압의 감소를 초래하는 제반손실들을 고려한 것은 아니다. 따라서 터보팬이 작동할 때, 무충돌유입(shock-free entrance) 조건에서 발생할 수 있는 제반손실들은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

첫째로 기류의 임펠러 유입손실은 기류가 깃 통로로 들어가기 전 약 90°로 방향 전환하면서 발생하는 압력손실로서 Eckert^{1,2)}는 식 (6)으로 제시하였다.

$$\Delta p_1 = \zeta_1 \rho \frac{v_{1m}^2}{2}, (\zeta_1 \approx 0.1 \sim 0.2) \quad (6)$$

둘째로 깃 통로 유동손실은 깃 통로 내에서 점성의 영향으로 발생하는 표면마찰과 유동박리 및 지연에 의해 발생하는 압력손실로서 Eck^{1,2)}는 식 (7)로 제시하였다.

$$\Delta p_2 = \rho C_f \left[\frac{\{Z\ell b_m + \pi(R_2^2 - R_1^2)\}}{\pi D_1 b_1 \sin \beta_1} \right] \frac{\overline{w^3}}{w_1} + \zeta_2 \rho \frac{(w_1^2 - w_2^2)}{2}, \quad (7)$$

$(C_f = 0.004 \sim 0.0045, \zeta_2 \doteq 0.1 \sim 0.2),$
 $\overline{w} = (w_1 + w_2)/2, b_m = (b_1 + b_2)/2,$
 $\ell = (R_2 - R_1)/\sin \beta_m, \beta_m = (\beta_1 + \beta_2)/2$

셋째로 케이싱 손실압력¹⁾은 기류가 웬케이싱을 통과할 때, 확장되는 공간으로 인해 운동에너지가 정압으로 회복하는 과정에서 마찰과 유동박리에 의해 발생하는 것으로 식 (8)로 정의한다.

$$\Delta p_3 = \zeta_3 \rho \frac{v_{3u}^2}{2}, (\zeta_3 \doteq 0.15 \sim 0.25) \quad (8)$$

넷째로 재순환손실동력²⁾ ΔL_{rec} 은 임펠러입구 및 출구에 국부적으로 역류가 발생하면, 임펠러 내에서 각운동량을 얻은 기류가 외부로 각운동량을 줄인 후, 다시 임펠러내로 유입할 때, 발생하는 축동력의 증가분으로, 식 (9)로 정의된다.

$$\Delta L_{rec} = 0.02 \rho Q_{th} D_f^2 u_2^2 \sqrt{\cot \alpha_2},$$

$$D_f = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{1.5 \left(1 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2 \tan \beta_2} \right)}{\frac{2w_1}{u_2} \left\{ \frac{Z}{\pi} \left(1 - \frac{D_1}{D_2} \right) + \frac{2D_1}{D_2} \right\}} \quad (9)$$

다섯째로 디스크 마찰손실동력²⁾ ΔL_{df} 은 케이싱 내에 둘러싸인 유체의 회전으로 임펠러 외부 표면에서 발생하며, 기류의 온도상승을 고려하지 않는 웬에 대해서는 기계손실중 하나로 취급되므로, 난류, 경계층유동에 대하여 식 (10)으로 정의된다.

$$\Delta L_{df} = K \rho R_2^5 \omega^3 / 2,$$

$$K = 0.0102 \left(\frac{\delta_i}{R_2} \right)^{1/10} \left(\frac{R_2^2 \omega}{\nu_a} \right)^{-1/5} \quad (10)$$

2.3 임펠러의 주요치수 결정¹⁻⁴⁾

기류가 깃을 통과할 때, 깃 입구 및 출구에서

형성된 면적들과 Fig. 1의 속도 3각형으로부터 절대속도의 반경방향성분들과 원주방향 속도들은 각각 다음 식들로 정의된다.

$$A_1 = (\pi D_1 - t_{1\theta} Z) b_1, A_2 = (\pi D_2 - t_{2\theta} Z) b_2 \quad (11)$$

$$v_{1m} = \frac{Q_{th}}{60 A_1}, v_{2m} = \frac{Q_{th}}{60 A_2} \quad (12)$$

$$u_1 = \frac{\pi D_1 N}{60}, u_2 = \frac{\pi D_2 N}{60} \quad (13)$$

한편, 깃 입구 측으로 유입하는 기류의 상대속도 성분 w_1 은 예선회가 없는 경우($v_{1u} = 0$), 속도3각형으로부터 식 (14)로 주어진다.

$$w_1 = \sqrt{v_{1m}^2 + u_1^2} \quad (14)$$

깃 출구 측으로 빠져나가는 기류의 상대속도 w_2 는 전면측판의 형상과 깃 형상에 영향을 받기 때문에, 상대속도는 깃 통로를 빠져나가면서 크기는 w_1 에서 w_2 로 감소하게 된다. 또 깃 통로가 짧아질수록 D_1/D_2 의 비율은 더 커지게 되고, 면적은 적어진다. 따라서 w_2/w_1 에 영향을 미치는 깃 통로

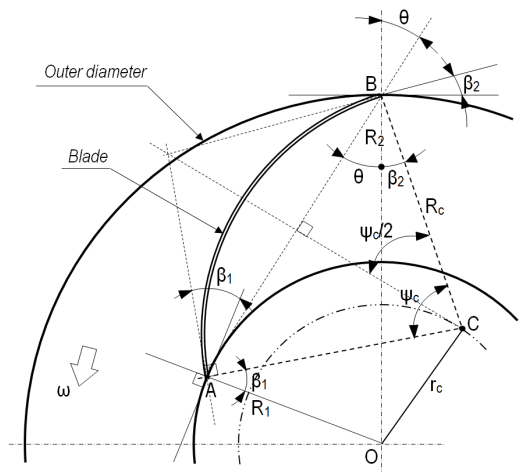


Fig. 3 Drawing configuration of circular curved blade for turbo fan

의 확대는 직경비 D_1/D_2 에 연관시킬 수 있다고 보고, Eck⁴⁾는 식 (15)로 제시하였다.

$$\frac{w_2}{w_1} = \sqrt{\frac{1}{3} \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 + \frac{(1 - 0.922 \sqrt{D_1/D_2})^2}{1.5(D_1/D_2)^2}} \quad (15)$$

또 깃 입구 및 출구각도들은 Fig. 1의 속도3각형으로부터, 식 (16)으로 주어진다.

$$\beta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{v_{1m}}{w_1} \right), \quad \beta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{v_{2m}}{w_2} \right) \quad (16)$$

또, 깃을 빠져나가는 토출기류가 갖는 절대속도의 원주방향속도성분과 출구유동각도는 각각 식 (17)과 식 (18)로 주어진다.

$$v_{2u} = u_2 - w_2 \cos \beta_2 \quad (17)$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1}(v_{2m}/v_{2u}) \quad (18)$$

한편, 시판중인 청소기나 연소기 등에 사용하는 터보팬의 깃 형상은 대부분 단일원호를 사용하고 있다. 따라서 Fig. 3에서 단일원호 깃의 곡률반경 ($\overline{AC} = \overline{BC}$)과 중심거리(\overline{OC})들은 식 (19)과 식 (20)으로 각각 정의할 수 있다.

$$R_c = \frac{R_2^2 - R_1^2}{D_2 \cos \beta_2 - D_1 \cos \beta_1} \quad (19)$$

$$r_c = \sqrt{R_c^2 + R_2^2 - 2R_c R_2 \cos \beta_2} \quad (20)$$

또 깃 원호의 중심각도($\angle ACB$), 깃 취부각도 및 깃 현길이들은 각각 다음과 같이 주어진다.

$$\psi_c = 2 \tan^{-1} \left\{ \frac{\cos \beta_2 - (D_1/D_2) \cos \beta_1}{\sin \beta_2 + (D_1/D_2) \sin \beta_1} \right\} \quad (21)$$

$$\theta_a = 90^\circ - \beta_2 - \psi_c/2 \quad (22)$$

$$\ell_c = 2R_c \sin(\psi_c/2) \quad (23)$$

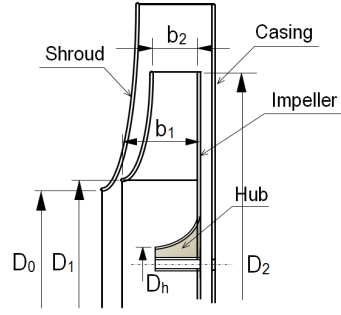


Fig. 4 Arrangement configuration between impeller and casing

2.4 깃 입출구의 폭 결정²⁾

팬 회전 시 기류는 축방향에서 반경방향으로 꺾이기 때문에, 유동손실을 최소화하기 위해 주 흐름을 가속시켜야 한다. 따라서 Fig. 4와 같이 팬 흡입구면적은 임펠러 흡입구면적보다 더 커져야 하므로, 식 (24)가 성립한다.

$$\frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_h^2) \geq \pi D_1 b_1, \quad (D_0 = k_i D_1, \quad D_h = k_n D_0) \quad (24)$$

또, 식 (24)는 식 (25)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{b_1}{D_1} \times \frac{4}{k_i^2 (1 - k_n^2)} < 1 \quad (25)$$

한편, Eckert는 송풍기의 경우, 손실계수들을 $k_i = 0.965 \sim 0.985$, $k_n = 0 \sim 0.5$ 로 각각 채택하였을 때, 식 (25)의 좌변을 0.85~0.95로 추천하고 있어, b_1/D_1 값의 범위를 추정할 수 있다. 그러나 구체적인 임펠러의 폭들을 결정할 수가 없어, 본 연구에서는 평행한 전면측판을 갖는 임펠러의 입구폭 b_1 및 출구폭 b_2 는 식 (11)과 식 (24)의 좌변을 이용하여 얻어진 식 (26)으로 채택하였다.

$$b_1 = b_2 = \frac{1.2\pi(D_0^2 - D_h^2)}{4(\pi D_1 - t_{1\theta} Z)} \quad (26)$$

또 타원곡률의 경사진 전면측판을 갖는 임펠러의 경우, 입구폭과 출구폭은 시판되는 청소기용

터보팬을 참고로 하여 식 (26)을 식 (27)과 같이 수정하여 사용하였다.

$$b_1 = \frac{1.65\pi(D_0^2 - D_h^2)}{4(\pi D_1 - t_{1\theta}Z)}, b_2 = \frac{1.3b_1 D_1}{D_2} \quad (27)$$

2.5 팬 효율과 무차원계수의 정의^{1,2)}

팬케이싱의 오리피스와 임펠러 입구 측과의 틈새 등으로 인해 발생된 역류 및 누설 등으로 얻어진 체적효율에 대해 Eck¹⁾는 식 (28)로 제시하였다.

$$\eta_{vol} = \frac{1}{1 + \frac{4\sqrt{2/3}\mu_i\delta_i D_1}{D_2^2\phi}}, \phi = \frac{4Q}{\pi D_2^2 u_2} \quad (28)$$

또 수력효율은 손실압력들을 고려하여 식 (29)로 정의하였다.

$$\eta_{hyd} = \frac{P_{th} - (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3)}{P_{th}} = \frac{P_t}{P_{th}} \quad (29)$$

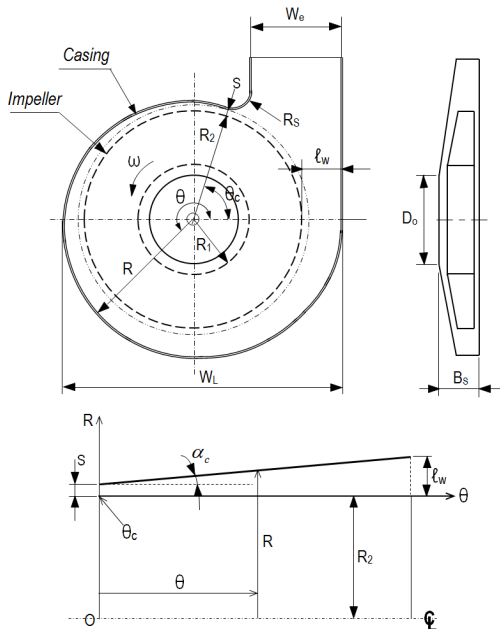


Fig. 5 Configuration of turbo fan casing

따라서 임펠러 전체효율¹⁾은 체적효율, 수력효율과 함께 식 (30)으로 주어진다.

$$\eta_{tot} = \frac{P_t Q}{L_{sh}} = \frac{P_t Q}{P_{th} Q_{th} + \Delta L_{df} + \Delta L_m}, \quad (30)$$

$$\Delta L_m = \left(\frac{1}{\eta_{mec}} - 1 \right) (P_{th} Q_{th} + \Delta L_{df})$$

한편, 실제 축동력은 식 (30)으로부터 구할 수 있다. 여기서 실제로 모터가 필요로 하는 동력 L_{motor} 은 임펠러 입구 및 출구에서 재순환손실동력이 존재한다면, 식 (31)로 나타낼 수 있다.

$$L_{motor} = L_{sh} + \Delta L_{rec} \quad (31)$$

2.6 팬케이싱의 설계²⁾

본 연구에서 채택한 Fig. 5와 같은 팬케이싱의 형상은 식 (32)로 설계하였다. 특히 경사진 전면측판의 임펠러 및 케이싱형상에는 타원형 곡률을 사용하였다.

$$R = (R_2 + s) \left\{ 1 + \frac{(\tan \alpha_c) \pi D_2 \theta}{180} \right\} \quad (32)$$

Turbo Impeller Data Input Item	Data
1. Fan Air Flowrate (Q.P.), Q< m ³ /min >	1539
2. Fan Static Pressure (Q.P.), Ps< mmHg >	59.94
3. Fan Revolution, Mc RPM >	3000
4. Outer Impeller Diameter, D2< mm >	230
5. Inner Impeller Diameter, D1< mm >	69
6. Orifice(Casing) Diameter, D0< mm >	68
7. Hub(Shaft or Nut) Diameter, Dh< mm >	5
8. Blade Number, Z< ea. >	12
9. Blade Maximum Thickness, T< mm >	1
10. Shroud Shape<Parallel, T OR Taper>	p

Fig. 6 Example of input data for turbo impeller

Archimedic Scroll Data Input Item	Data
1. Scroll(Housing) Expansion Angle(deg.)	3
2. Scroll Depth, Bc, mm >	28.6
3. Cut-off Angle< deg >	20
4. Cut-off Radius Ratio, Rc/D2< % >	10
5. Beelnooth(or Orifice) Clearance< mm >	5
6. Cut-off Clearance Ratio, s/D2< % >	5

Fig. 7 Example of input data for turbo fan casing

다만, 팬케이싱 설계 시 주의할 점은 Fig. 5와 같이 팬케이싱 폭 W_L 과 출구폭 W_e 는 유로시스템에 적합하도록 각각 팽창각도와 설단각도를 고려하여 선택하여야 한다. 이때 설단틈새와 설단곡률반경은 깃통과주파수(blade-passing-frequency) 소음을 최소화하도록 결정해야 한다.

3. 전산프로그램 개발

Fig. 6과 Fig. 7은 각각 터보팬의 설계인자들을 계산하기 위해서 임펠러와 케이싱에 필요한 입력 자료들을 전산프로그램에 입력한 일레이며, 구체적인 입력 자료들은 Table 1과 같다.

Table 1 Essential input data for turbo fan design

Items	Parallel shroud fan		Tapered shroud fan	
	Model A	Model B	Model C	Model D
Flowrate, Q [m ³ /min]	1.59	1.713	1.29	1.3
Static pressure, p_s [mmAq]	69.94	95.35	61.18	92.39
Number of revolution, N [rpm]	3000	3000	3000	3000
Outer diameter, D_2 [mm]	230	260	230	260
Inner diameter, D_1 [mm]	69	78	69	78
Orifice diameter, D_o [mm]	68	75	68	75
Hub diameter, D_h [mm]	5	12	5	12
Number of blade, Z [-]	12	12	12	12
Blade thickness, t_b [mm]	1	1	1	1
Expansion angle, α_c [°]	6	3.2	6	3.2
Casing width, B_s [mm]	28.6	28.5	37.5	37.3
Cutoff angle, θ_c [°]	20	20	20	20
Cutoff radius ratio, R_c/D_2 [%]	10	9	10	9
Orifice clearance, δ_1 [mm]	5	5	5	5
Cutoff clearance ratio, s/D_2 [%]	5	4	5	4

Table 2는 입력 자료들을 바탕으로 터보팬 설계 이론을 적용한 전산프로그램의 계산결과들이다.

Table 2 Various output data for turbo fan design

Items	Parallel shroud fan		Tapered shroud fan	
	Model A	Model B	Model C	Model D
Total pressure, p_t [mmAq]	72.02	96.43	72.28	93.02
Impeller inlet width, b_1 [mm]	21.17	22.17	29.11	30.48
Impeller outlet width, b_2 [mm]	21.17	22.17	11.35	11.89
Blade chord length, ℓ_c [mm]	128.91	150.18	132.75	155.15
Blade curvature radius, R_c [mm]	69.61	80.02	74.61	84.44
Blade inlet angle, β_1 [°]	36.79	32.02	25.24	20.83
Blade outlet angle, β_2 [°]	7.3	6.49	13.41	11.21
Shaft power, L_{sh} [W]	27.86	43.86	23.99	34.19
Blade attachment angle, θ [°]	14.9	13.72	13.75	12.05
Blade center radius, r_c [mm]	46.79	51.3	45.82	49.95
Total efficiency, η_{tot} [%]	67.19	63.74	63.53	57.81
Volumetric efficiency, η_{vol} [%]	75.43	72.13	70.6	65.45
Hydraulic efficiency, η_{hd} [%]	90.73	90.11	91.77	90.28

여기서 식 (11, 26, 27)에 있는 원주방향 깃 두께들은 각각 $t_{1\theta} = t_{1b}$, $t_{2\theta} = t_{2b}$ 로 간주하였다. 또, 식 (28)의 수축계수 μ_c 는 팬의 개구부 테두리가 날카로울 때, Eck¹⁾는 $\mu_c = 0.7$ 로 제시한바 있다. 그러나 이 기준이 명확하지 않기 때문에, 이번 연구에서는 Table 1과 Table 2의 제원을 갖는 실제 팬을 4가지로 제작 실험하여 얻어진 성능결과들을 기준으로 정하였다.

4. 팬 성능 실험결과 및 고찰

Fig. 8과 Fig. 9는 터보팬의 외경이 각각 230 mm와 260 mm에 대해 평행한 전면측판과 경사진 전면측판을 갖는 2가지 임펠러 종류로 구성된 총 4가지 모델들에 대하여 팬테스터(fan tester)^{5,6)}로 측정된 성능곡선들을 나타낸 그림들이다. 여기서 토크(torque)와 회전수는 최대용량이 각각 100 mNm, 20000 rpm인 토크검출기(Onosokki, MD-105R)와 회전수감지기(Onosokki, MP-981)가 연결된 전용시시기(Onosokki, TS-3600B)를 통해 측정하였다. 또 정압측정은 최대용량이 ± 199.99 mmH₂O인 전기식 미세압력계(Furness, FCO-012)를 이용하였다.

Fig. 8과 Fig. 9로부터 정압과 효율은 전체적으로 팬 외경에 관계없이 평행한 전면측판을 갖는 임펠러가 경사진 전면측판을 갖는 임펠러보다 더 확대된 유량에서 더 우수한 성능을 나타내며, 특히 최대효율을 보이는 유량이 더 증가함을 알 수

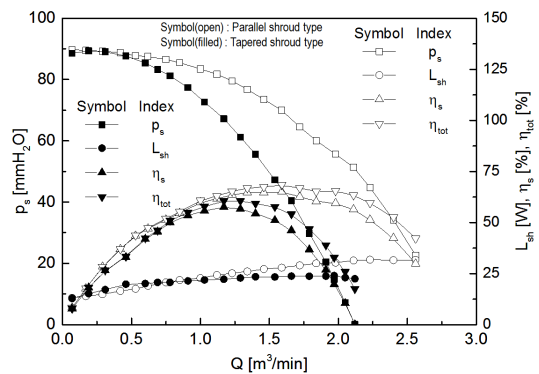


Fig. 8 Performance curves of turbo impeller(φ230)

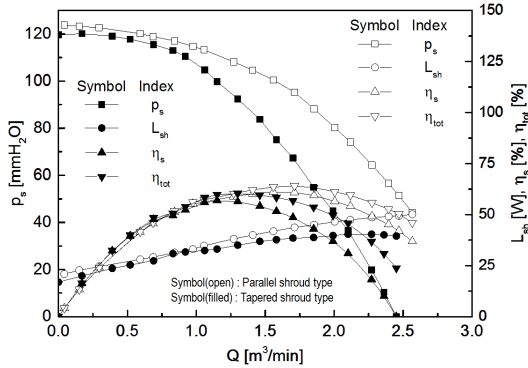


Fig. 9 Performance curves of turbo impeller(φ260)

있다. 반면에 최대정압은 각 환 외경별로 비슷한 크기를 보여주고 있다. 따라서 3000 rpm의 저 회전수에서는 제작 상 더 쉬운 평행한 전면축판을 갖는 임펠러를 사용하는 것이 더 바람직함을 알 수 있다.

Table 3 Comparison data between experiment and calculation

Items		Shaft power, L_{sh} [W]	Total efficiency, η_{tot} [%]	Contraction factor, μ_c
Model A	Experiment	27.89	68.43	0.27
	Calculation	27.86	67.19	
	Error(%)	-0.11	1.81	
Model B	Experiment	43.78	64.1	0.28
	Calculation	42.36	63.74	
	Error(%)	3.24	0.56	
Model C	Experiment	22.84	60.58	0.28
	Calculation	23.99	63.53	
	Error(%)	-5.04	-4.87	
Model D	Experiment	34.97	60.36	0.28
	Calculation	34.19	57.81	
	Error(%)	2.23	4.22	

한편, Table 3은 터보팬의 성능실험에서 얻어진 축동력과 최대전압효율을 전산프로그램으로 계산한 결과들과 비교한 표이다. 여기서 환의 총효율은 식 (30)으로 계산하였고, 실험의 전압효율과 비교하였다. Table 3으로부터 터보팬의 모델별로 축동력과 총효율은 각각 실험값과 계산값이 약 ±5% 내외의 정확도를 보이며, 식 (28)의 체적효율을 결정하는 수축계수는 Erk¹⁾가 제시한 0.7과 달리 평

행평판의 전면축판 임펠러는 0.27, 경사진 전면축판의 임펠러는 0.28로 일관된 값들을 보이고 있다. 따라서 터보팬을 개발할 때, 경제성과 편리성을 위해 이번에 개발한 전산프로그램을 충분히 사용할 수 있다고 판단된다. 다만 이번 수축계수들은 실험을 통해 얻어졌지만, 실험 시 계측오차 등이 내재되어 있을 수 있어, 축동력과 총효율의 정확도를 지금보다 더 개선하기 위해서는 터보팬을 3차원 전산유체역학의 해석을 통해 수축계수들을 재정립할 필요가 있다고 사료된다.

5. 결론

원심 터보팬의 설계이론을 바탕으로 전산프로그램을 개발하는 과정에서 얻어진 결과는 다음과 같다.

- 1) 터보팬을 설계하는 과정에서 임펠러의 입구 및 출구폭은 전면축판의 종류에 따라 새로운 수식들이 제안되었다.
- 2) 체적유량을 결정하는 수축계수는 임펠러의 직경크기에 관계없이 전면축판 임펠러의 경우 0.27, 경사진 전면축판의 경우 0.28로 각각 주어진다.
- 3) 터보팬의 모델별로 축동력과 총효율은 각각 실험값과 계산값이 약 ±5%내외의 정확도를 보인다.
- 4) 터보팬 설계용 전산프로그램은 경제성과 편리성 측면에서 활용될 수 있는 좋은 도구로 판단되며, 추후 성능개선을 위한 터보팬의 3차원 전산유체역학의 해석이 요구된다.

References

1. B. Eck, 1973, "FANS (Design and Operation of Centrifugal, Axial-Flow and Cross-Flow Fans)", Pergamon Press, pp. 3-155.
2. T. Ikui and M. Inoue, 1988, "Turbo-Blowers and Compressors", Corona Publishing Co., LTD., pp. 193-296.
3. A Board of Editing, 1979, "Handbook of Pneumatic Machinery Engineering (Basic Part)", Corona Publishing Co., LTD., pp. 214-228.

4. A Board of Editing, 1980, "Handbook of Pneumatic Machinery Engineering (Application Part)", Corona Publishing Co., LTD., pp. 30-40.
5. J. K. Kim and S. H. Oh, 2013, "Experimental Study on the Aerodynamic Performance Characteristics of a Small-Size Axial Fan with the Different Depths of Bellmouth", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 17, No. 6, pp. 73-78.
6. J. K. Kim and S. H. Oh, 2013, "Experimental Study on the Aerodynamic Performance of a Cross-Flow Fan for the Various Curvature Radius of a Rear-Guider for a Room Air Conditioner", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 17, No. 4, pp. 36-44.