

碩士學位論文

관류형팬의 설계변수 특성에 관한 연구

濟州大學校 大學院

機械工學科



제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

朴 珍 煜

2005年 12月

관류형팬의 설계변수 특성에 관한 연구

指導教授 許 種 哲

朴 珍 煜

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2005年 12月

朴珍煜의 工學 碩士學位 論文을 認准함



제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

審査委員長 _____ 印

委 員 _____ 印

委 員 _____ 印

濟州大學校 大學院

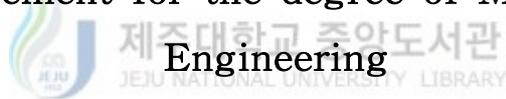
2005年 12月

A Study on the Characteristics of Design
Parameters for In-Line Duct Fan

Jin-Wook Park

(Supervised by professor Jong-Chul Huh)

A thesis submitted in partial fulfillment of the
requirement for the degree of Master of
Engineering



Department of Mechanical Engineering
GRADUATE SCHOOL
CHEJU NATIONAL UNIVERSITY

December 2005

목 차

NOMENCLATURE	i
SUMMARY	iii
I. 서 론	1
1.1 연구 배경 및 목적	1
1.2 연구 내용 및 범위	3
II. 원심팬의 공력성능 기본이론	4
2.1 원심임펠러의 기본이론	4
2.2 유한깃의 영향	5
2.3 원심팬 공력성능 분석모델	6
2.4 원심팬의 손실모델	6
2.5 원심팬 외형 설계	6
2.5.1 임펠러 입·출구폭	7
2.5.2 임펠러 직경비 및 깃각	8
2.5.3 깃수	8
2.5.4 깃의 형태	9
2.5.5 케이싱의 형상	9

III. 실험장치 및 방법	12
3.1 실험장치	12
3.2 실험모형	15
3.3 실험방법	22
IV. 실험결과 및 고찰	24
4.1 원심팬의 성능예측모델의 특성분석	24
4.2 원심팬의 케이싱효과	27
4.3 뒤제침각 변화에 따른 성능 변화	29
4.4 날개수 변화에 따른 성능 변화	33
4.5 안내깃각 변화에 따른 성능 변화	35
4.6 안내깃수 변화에 따른 성능 변화	39
4.7 출구 깃각 변화에 따른 성능 변화	41
4.8 임펠러 내부유동해석	42
V. 결론	60
VI. 참고문헌	62

NOMENCLATURE

- a : interval increase between impeller diameter and casing (m)
- B_1 : inlet width (m)
- B_2 : exit width (m)
- B_{Hp} : fan output power (Kw)
- C_{1m} : meridional velocity component at inlet (m/sec)
- C_{2m} : meridional velocity component at exit (m/sec)
- C_{1u} : tangential velocity component at inlet (m/sec)
- C_{2u} : tangential velocity component at exit (m/sec)
- C'_{2u} : real tangential velocity component at exit (m/sec)
- D_1 : inner diameter (m)
- D_2 : outer diameter (m)
- g : gravitational acceleration (m/sec²)
- H : head (m)
- H_a : effective head (m)
- H_b : entrance bend loss (m)
- H_f : friction loss (m)
- H_i : ideal head (m)
- H_v : casing loss (m)

N : rotational speed (rpm)
 N_s : specific speed
 P_t : total pressure (mmAq)
 Q : flow rate (m³/min)
 R : blade arc radius (m)
 R_m : meridional velocity ratio
 r : center of arc of blade (m)
 S_2 : slip velocity at exit (m/sec)
 U_1 : peripheral velocity at inlet of impeller (m/sec)
 U_2 : peripheral velocity at exit of impeller (m/sec)
 Z : number of blades
 α : casing expansion angle (deg)
 β_1 : blade angle at inlet (deg)
 β_2 : blade angle at exit (deg)
 γ : specific gravity of air (kg_t/m³)
 η_t : total pressure efficiency (%)
 λ : performance coefficient
 ϕ : flow coefficient
 ψ : head coefficient
 ψ_c : capacity coefficient

SUMMARY

In order to meet recent requirements in the design of in-line duct fan, i.e., higher pressure rise, higher airflow rate, lower noise and better packaging, it is essential to investigate the design parameters of In-line duct fan. Experimental analysis is very important to understand the characteristics of design parameters for in-line duct fan.

The performance of in-line duct fan depends on the design parameters of impeller and guide vane. such as sweep back angle of impeller, the number of blades, outlet blade angle and guide vane angle etc. These design parameters, however, are inter-related, so it is very difficult to identify the effect of the design parameters to in-line duct fan performance. In this experimental study the effect of the design parameters on the performance of in-line duct fan being used for HVAC are investigated. Total four kinds of impellers having different sweep back angles, 0° , 17.5° , 35° , 52.5° with 8 guide vanes, different the number of blades, 6ea, 8ea, 10ea, 12ea, different kinds of outlet blade angles, 30° , 45° , 60° and different kinds of guide vane angles, 15° , 30° , 45° were selected and their performance measured to investigate the effects of them. The results were non-dimensionalized to compare their performance.

These experimental results contribute to the optimal design of in-line duct fan.

I. 서론

1. 1 연구 배경 및 목적

팬은 가전제품, 차량, 산업용 기계, 일반 제조공정 및 건물의 공기조화용 등으로 산업전반에 걸쳐 매우 폭 넓게 사용되는 대표적인 유체기기의 하나로 에너지 사용량이 크고 에너지 절감효과에 크게 기대되는 산업기계이다. 국내 산업체의 끊임없는 발전은 필수적으로 팬 설치 증가를 수반하여 팬 구동으로 인한 에너지의 소모량을 증가시키고 있다.

팬의 종류는 유동의 흐름에 따라 분류하면, 축류형(axial-flow type), 원심형(centrifugal-flow type) 및 혼류형(mixed-flow type)으로 분류되며, 축류형과 원심형이 가장 널리 사용되고 있는 형태이다. 축류형팬은 원심형팬에 비해 비교적 낮은 압력에서 다량의 풍량이 요구될 때 적합하며 원심형팬에 비해 효율이 높은 반면 소음이 크고 설계점 밖의 풍량에 대해 효율이 급격히 떨어지는 결함이 있다. 반면, 원심형팬은 공기가 축방향으로 유입되어 반경 방향으로 방출되고 임펠러와 나선형 케이싱으로 구성되어 있으며, 크기가 작지만 높은 압력이 필요한 경우에 사용이 된다. 즉, 원심형팬의 경우 고압을 낼 수 있는 반면 다량의 풍량을 낼 수 없는 한계가 있으며, 축류형팬의 경우 다량의 풍량은 낼 수 있으나, 압력이 낮다는 한계점을 가지고 있다.

최근 들어 제품의 콤팩트(compact)화 및 다량의 풍량과 높은 압력을 요구하고 있는 추세에 있으며, 다양한 유동형태에 적합한 팬이 요구되어지고 있다. 이러한

추세에 따라 팬 제작기술의 발전과 함께 원심형팬과 축류형팬의 한계를 극복하기 위한 대안으로서 관류형팬이 종종 선정된다.

관류형팬은 넓은 풍량 범위에서 효율이 높고 구동 동력의 변화가 적다는 장점이 있다. 특히, 원심팬의 경우 설치공간이 커서 공간 활용상의 비효율성이 크고, 경우에 따라 과도한 유로의 굴곡으로 인해 소음이 커지고 효율이 저하되는 문제가 있는데 반해 관류형팬은 소형경량이면서도 효율이 높고 소음의 특성이 좋아 그 활용도가 높다.[1]

현재 오피스텔이나 인텔리전트 빌딩의 공조용을 중심으로 관류형팬의 국내 수요가 늘어나고 있으나 대부분 고가의 수입품으로 충족되고 있는 실정이어서 국내에서의 기술개발 필요성이 높다. 선진국에서는 이미 지난 20~30년 동안 관류형팬의 개발이 이루어져 기체순환장치, Hovercraft 등을 비롯한 산업용 및 공조용으로 폭 넓은 활용이 이루어지고 있다. 그러나 국내여건은 팬 제조업체들의 설계기술이 부족하여 대부분 외국업체의 기술에 의존하고 있는 실정이며, 실험이나 근사적인 이론해석만을 바탕으로 이루어져 왔으며, 설계과정도 시행착오방식에서 크게 벗어나지 못하여 제품의 성능이 향상되지 못하고 국제시장에 진출할 만한 기술 경쟁력을 갖추지 못하고 있는 실정이다.[1] 또한, 국내에 보급 되어 있는 기존의 관류형팬은 원심팬에서 사용하는 원심임펠러로 구성되어 있어, 임펠러와 케이싱의 부조화로 인하여 성능과 효율이 크게 저하된다.

따라서 공조용으로 사용되는 관류형팬의 설계를 위하여 요구되는 압력과 풍량 확보 및 에너지 저감을 위한 효율의 향상 같은 팬의 기본성능을 만족하기 위해서는 관류형팬의 개선을 통하여 고효율을 가지는 관류형팬을 설계할 필요가 있다.

본 연구에서는 관류형팬의 성능에 영향을 주는 설계변수를 임펠러 뒤체침각의 변화로 가정하여 성능실험을 통하여 성능특성변화를 고찰하고, 이외에 여러 가지

설계변수를 가정하여 각각의 요소들이 시스템전체의 성능에 미치는 영향을 연구하고자한다. 또한, 연구결과의 뒷받침을 위하여 관류형팬으로 사용된 임펠러 내부의 공기의 유동장을 관찰함으로써 관류형팬의 특성을 이해하고자 하였다.

1. 2 연구 내용 및 범위

본 연구는 Euler의 운동량해석기법에 근거를 둔 원심임펠러의 기본이론을 바탕으로, 원심팬에 대한 손실 모델을 이용하여 원심팬을 설계·제작 하여, 성능실험 및 성능예측을 통하여 신뢰성과 정확성을 확보한 후, 원심팬을 기본 모형으로 선정하였다.

본 연구에서는 선정된 원심팬의 모형을 대상으로 하여 스크롤 케이싱과 관류형 케이싱을 사용하여 성능실험을 통하여 비교분석하고, 이를 기본 대상으로 하여 임펠러주판의 뒤제침각에 변화를 준 3종의 모델을 추가하여 관류형팬의 성능실험을 실시하였으며, 이외에 여러 설계변수를 적용하여 성능실험을 행하였다. 이러한 성능실험을 통해 실험적으로 분석된 자료는 앞으로 관류형팬 설계시 유용하게 활용되기 위한 것에 연구내용과 범위를 두었다.

이러한 연구목적을 달성하기 위하여 한국공업규격에 따른 실험장치를 제작, 구성하고, 관류형팬의 성능을 실험하여 분석하였으며, 관류형팬의 설계변수를 변형하여 성능과 효율을 살펴보고자 하였다.

또한, 본 연구에서 도출된 각 비속도별 최적 효율을 갖는 관류형팬을 계열화하기 위하여 성능실험으로부터 획득한 자료를 비속도 변화에 대한 각종 무차원 계수를 분석하였다.

II. 원심팬의 공력성능 기본이론

2.1 원심임펠러의 기본이론

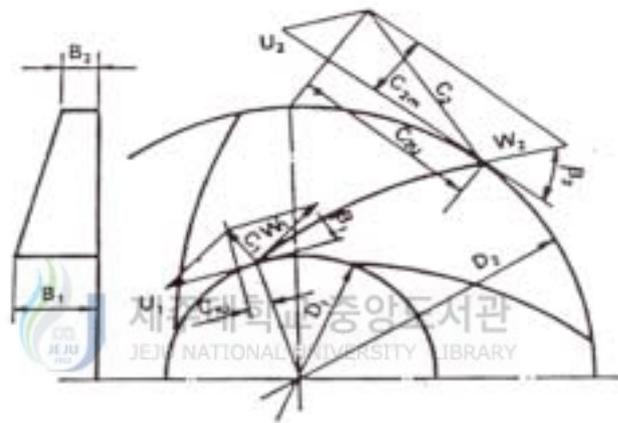


Fig. 1 The impeller shape of the backward curved blade and velocity diagram

Fig. 1에서와 같은 임펠러의 입·출구에서의 각운동량의 변화에 의해 임펠러에서 발생시키는 압력수두 H_i 는 다음과 같이 구해진다.

$$H_i = \frac{1}{g} (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \quad (1)$$

임펠러의 흡입구에 유입안내깃이 설치되어 있지 않을 경우, 기체가 임펠러로 유입될 때는 반경방향으로 유입된다고 가정하면 (1)식은 다음과 같이 간단하게

표시된다.

$$H_i = \frac{U_2 C_{2u}}{g} \quad (2)$$

2. 2 유한짓의 영향

Fig. 2는 유한짓을 가지는 임펠러의 출구에서 속도삼각형을 나타낸 것이다. 유한짓 임펠러 출구에서 발생하는 미끄럼속도 S_2 는 주속도방향의 반대방향으로 발생하기 때문에 유한짓을 갖는 임펠러의 압력수두를 감소시키는 원인이 되며, 유한짓 임펠러에서 발생시키는 유효수두 H_a 는 변화된 속도삼각형에 의해 다음과 같이 표시된다.

$$H_a = \frac{U_2(C_{2u} - S_2)}{g} = \frac{U_2 C'_{2u}}{g} \quad (3)$$

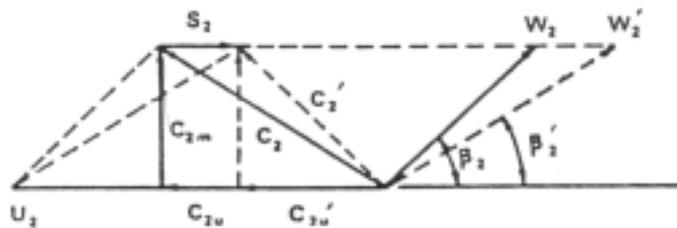


Fig. 2 Exit discharge velocity diagram with finite number of blades

2. 3 원심팬 공력성능 분석모델

임펠러가 구동되는 동안 팬의 각 부분에서 수두손실이 발생하게 된다. 팬에서 발생되는 압력수두는 임펠러의 유한깃영향을 고려한 유효수두에서 임펠러의 깃통로에서의 수두손실, 케이싱에서의 수두손실, 흡입구에서의 수두손실 등의 손실을 뺀 값으로 결정되며, 다음과 같이 표시된다.

$$H = H_a - H_f - H_v - H_b \quad (4)$$

2. 4 원심팬의 손실모델

임펠러가 구동되는 동안 팬에서는 수두손실이 발생하며, 이와 같은 손실을 결정하여야 원심팬에서 발생시키는 압력의 크기를 알 수 있다. 원심팬에서의 손실은 임펠러 깃통로에서의 마찰손실, 케이싱에서의 손실, 흡입구에서의 손실, 누설손실 및 원판마찰손실 등으로 대별된다.

본 연구에서는 임펠러 깃통로에서의 손실, 케이싱과 흡입구에서의 손실은 Rathod가 제시한 방법을 채택하였으며, 누설손실과 원판마찰손실은 Stepanoff가 제시한 방법을 사용하여 팬의 공력특성을 분석하고 설계에 응용하였다.[2, 3]

2. 5 원심팬 외형 설계

원심팬 설계시 중요한 고려사항은 주어진 설계점에서의 성능을 만족시키면서 효율이 높은 형상을 결정하는 것이다. 설계점에서의 성능을 만족시키는 팬은 매

우 많이 존재하지만, 팬의 효율이 모두 좋다고는 할 수 없다. 설계점에서의 성능을 만족시키면서 효율이 좋은 팬을 설계하기 위해서는 팬의 각 부분에서 발생하는 손실 및 효율에 영향을 미치는 주요인자들에 대한 검토가 요구된다.

2.5.1 임펠러 입 · 출구폭

임펠러 입구폭은 흡입구에서의 흐름의 가속여부에 따라 결정된다. 흡입구에서의 가속의 정도는 흡입구 깃통로면적 $\pi D_1 B_1$ 과 흡입구면적 πD_1^2 에 따라 변하게 된다. 이러한 면적변화를 ζ 로 표시하면,

$$\zeta = \frac{\pi D_1^2}{\pi D_1 B_1} \quad (5)$$



$$B_1 = \frac{D_1}{4\zeta} \quad (6)$$

으로 되어 임펠러 입구폭 B_1 을 결정할 수 있다.

임펠러 출구폭 B_2 는 임펠러 입 · 출구에서의 자오선방향 속도비 R_m 을 가정하여야 한다. 자오선방향 속도비 R_m 은

$$R_m = \frac{C_{1m}}{C_{2m}} = \frac{D_2 B_2}{D_1 B_1} \quad (7)$$

이며, 출구폭 B_2 는

$$B_2 = \frac{R_m B_1 D_1}{D_2} \quad (8)$$

으로 구할 수 있다.

2.5.2 임펠러 직경비 및 깃각

Eck은 임펠러 입구에서의 유입상태를 반경방향 유입으로 가정하고, 깃의 두께를 무시하여 최적직경비를 다음과 같이 구하였다.[4]

$$\frac{D_1}{D_2} = \left(\frac{\xi\phi}{\tan\beta_1} \right)^{1/3} \quad (9)$$

직경비 D_1/D_2 는 임펠러 입구에서의 가속여부를 나타내는 ξ , 유량계수 ϕ 그리고 입구깃각 β_1 에 따라 변한다. 임펠러설계시 β_1 는 다음과 같은 조건이 많이 활용된다.[4]

$$\beta_1 \leq 35.26^\circ \quad (10)$$

임펠러의 출구깃각 β_2 는 선행된 연구에 의하면, 45° 근처에서 효율이 좋은 것으로 알려져 있으며, 임펠러 설계시 β_2 는 이 값이 많이 적용된다.[5]

2.5.3 깃수

원심팬용 임펠러에 적용할 수 있는 최적깃수 산정방법은 밝혀진 바 없으며, 다음식을 참고하여 결정한다.[5]

$$Z = \frac{2\pi \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)}{0.35 \sim 0.45 \ln(D_2/D_1)} \quad (11)$$

Pfleiderer는 임펠러의 깃수를 다음과 같은 식을 이용하여 산출하였다.[6]

$$Z = 6.5 \left(\frac{D_1 + D_2}{D_2 - D_1} \right) \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) \quad (12)$$

2.5.4 깃의 형태

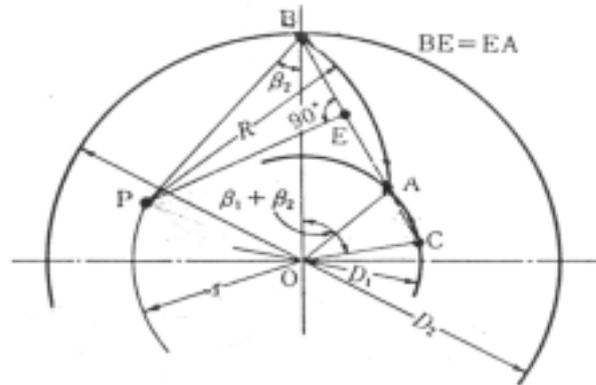


Fig. 3 Circular arc of the backward curved blade



뒷쪽굽음깃 임펠러는 Fig. 3과 같은 원호 형태의 깃을 가장 많이 사용하고 있으며, 깃의 형상을 결정해 주는 깃의 반경 R 과 반경의 중심 r 은 다음과 같이 계산된다.

$$R = \frac{(D_2/2)^2 - (D_1/2)^2}{D_2 \cos \beta_2 - D_1 \cos \beta_1} \quad (13)$$

$$r = \{(D_1/2)^2 + R^2 - D_1 R \cos \beta_1\}^{1/2} \quad (14)$$

2.5.5 케이싱의 형상

케이싱은 임펠러 출구에서 발생하는 흐름을 집중시켜 토출시키며, 동압을 정압으로 변환시키는 역할을 한다. 임펠러 출구에서 발생하는 공기량은 차단면

(cut-off)에서부터 점차 증가하여 토출구에서 최대로 되기 때문에 임펠러 직경과 케이싱 간의 간격은 차단면에서 토출구까지 서서히 증가하여야 한다.

아르키메딕 나선의 경우 임펠러 직경과 케이싱 간의 간격의 증가량 a 는 다음과 같이 산정된다.

$$a = \frac{\pi D_2}{4} \tan \alpha \quad (15)$$

여기서 α 는 케이싱의 팽창각을 나타낸다.

Fig. 4는 원심팬 설계흐름도를 보여준다.



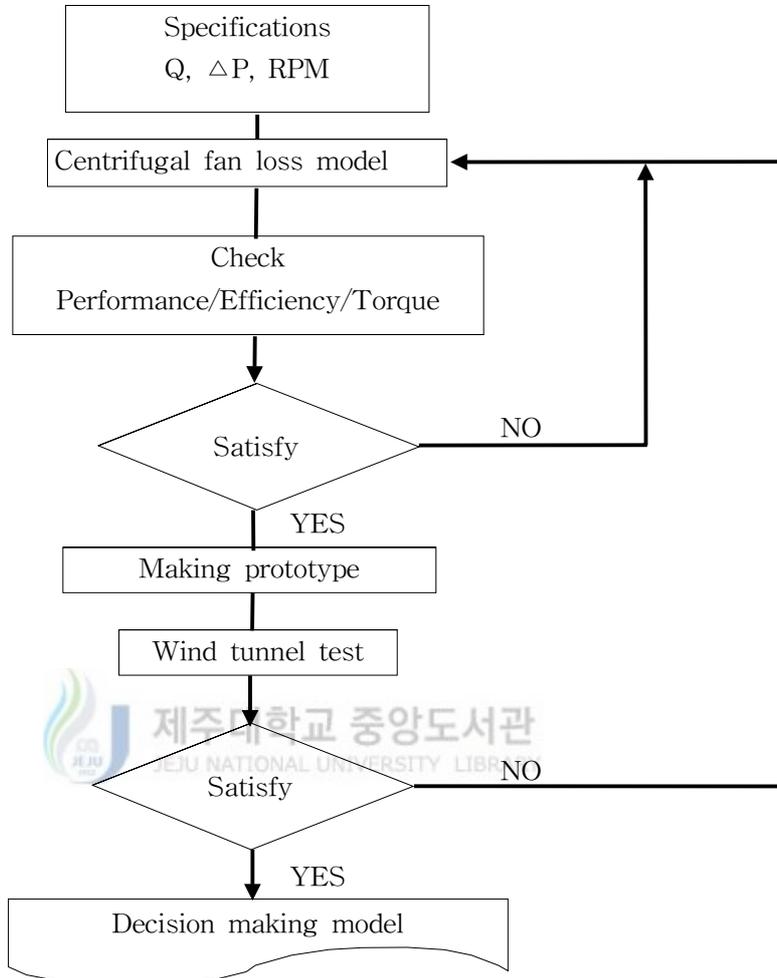


Fig. 4 Design process for a centrifugal fan

Ⅲ. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

본 실험에서는 한국공업규격 KS B 6311에서 규정한 Fig. 5에서와 같이 토출관과 흡입관 양쪽을 갖지 않는 경우로 제한하여 실험을 수행하였다. 시험장치의 각부의 크기는 KS B 6311에서 규정된 값들을 유지하였다.

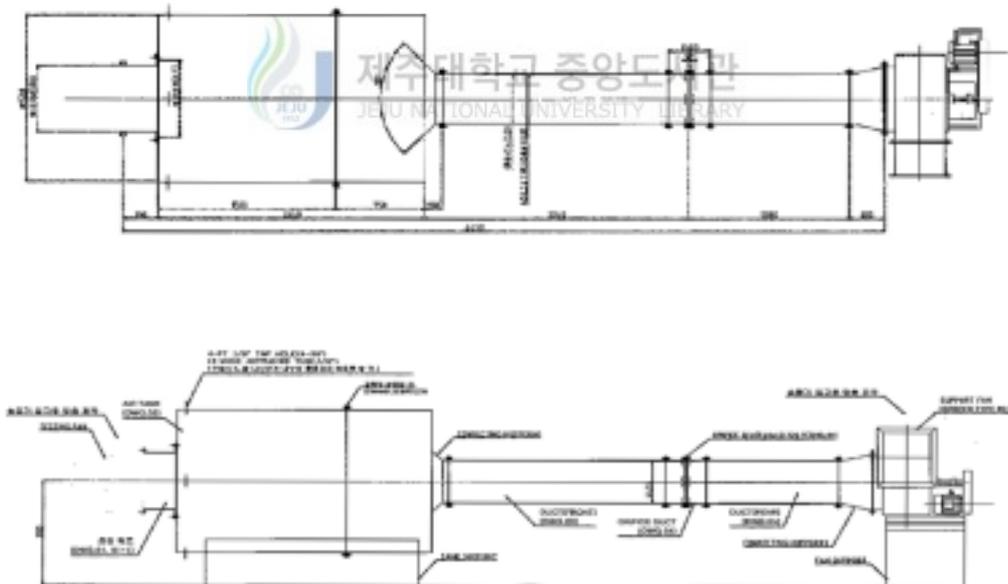


Fig. 5 Schematics of fan facility

Fig. 6은 팬 성능 시험장치의 구성요소를 나타낸 것이다. 팬으로부터 토출된 공기의 정압을 측정하기 위해서 4개의 정압공을 이용하였다. 공기량은 KS B 6311에서 규정된 공기량 측정방법 중 오리피스관을 이용하는 방법을 채택하였고 총합효율의 평가를 위해서 팬 구동에 소비되는 전력(W)을 측정하였다. 모터의 회전수는 1,765rpm으로 일정하게 유지시켰으며, 소비전력량은 3상 220V용 소비전력 측정기는 BMI사에서 제작된 3030A Power ProfilerTM을 사용하였다. 그리고 팬에 흡입되는 공기의 상태, 즉 공기의 비중량을 결정하기 위한 대기압 및 온도의 측정을 위하여 수은기압계와 수은봉입 온도계를 사용하였다. 사용된 수은기압계 및 수은봉입 온도계의 오차범위는 각각 0.01mmHg이고 온도는 0.5℃이다.

팬의 성능을 측정하기 위해서 규정전압 또는 정압보다 낮은 압력을 나타내는 공기량까지 측정하기 위해서 댐퍼조절기(damper controller)를 통해서 시험관로 끝에 장착되어 있는 댐퍼(damper)의 개폐정도를 조절하여 공기량을 변화시켰다. 또한, 시험대상 팬의 출구조건을 대기압과 동일한 상태로 만들어주기 위해서 보조팬(sub-blower)을 가동시켰다.

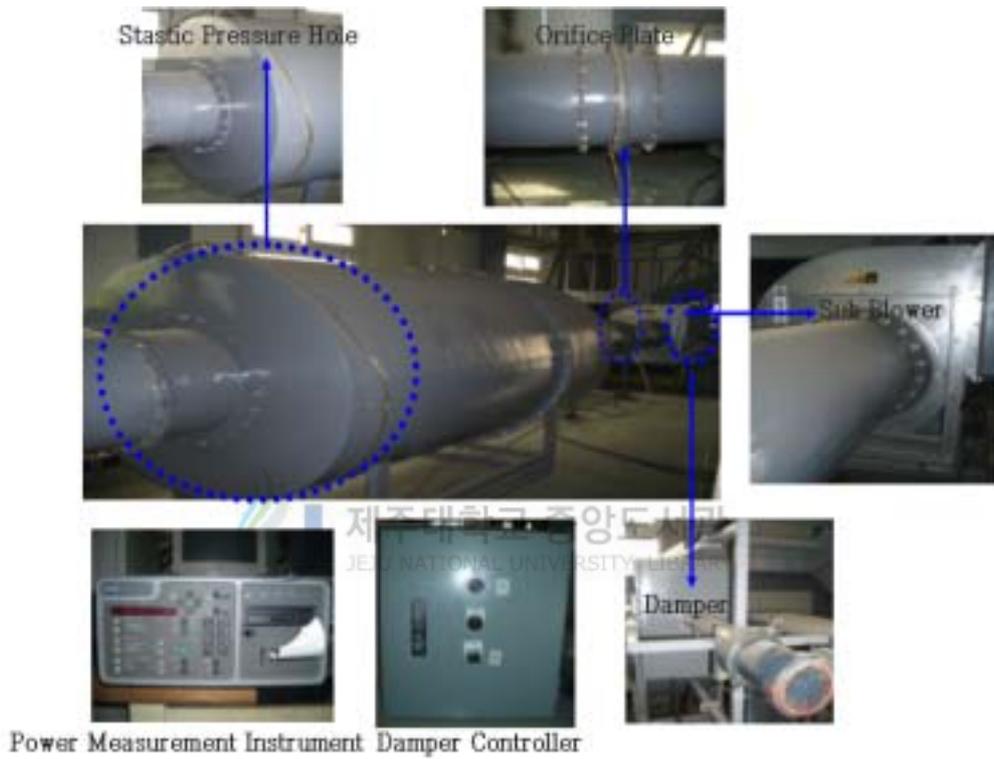


Fig. 6 Photos of fan facility

3.2 실험모형

Fig. 7은 앞에서 서술한 원심팬 실험모형의 개발공정으로부터 확정된 모델의 벨마우스(bellmouth)와 원심임펠러를 도시한 것이다. 이를 대상으로 하여 Fig. 8에서와 같은 스크롤 케이싱(scroll casing)을 이용하여 원심팬의 성능실험을 실시하고, 성능예측 프로그램을 통하여 성능실험 결과와 비교해 보았다. 또한, 이 원심임펠러를 관류형 케이싱(Fig. 9)을 사용하여 성능을 시험 및 비교분석하고 이를 기본 대상으로 하여 관류형팬을 구성하는 설계요소들의 변형으로 나타나는 성능의 변화를 알아보았다.

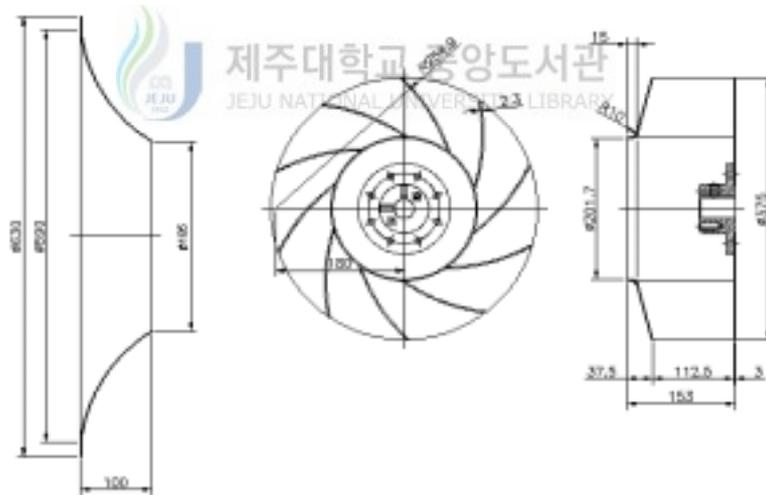


Fig. 7 Geometric configuration of the bellmouth and the centrifugal impeller



 제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

Fig. 8 View of centrifugal fan on test

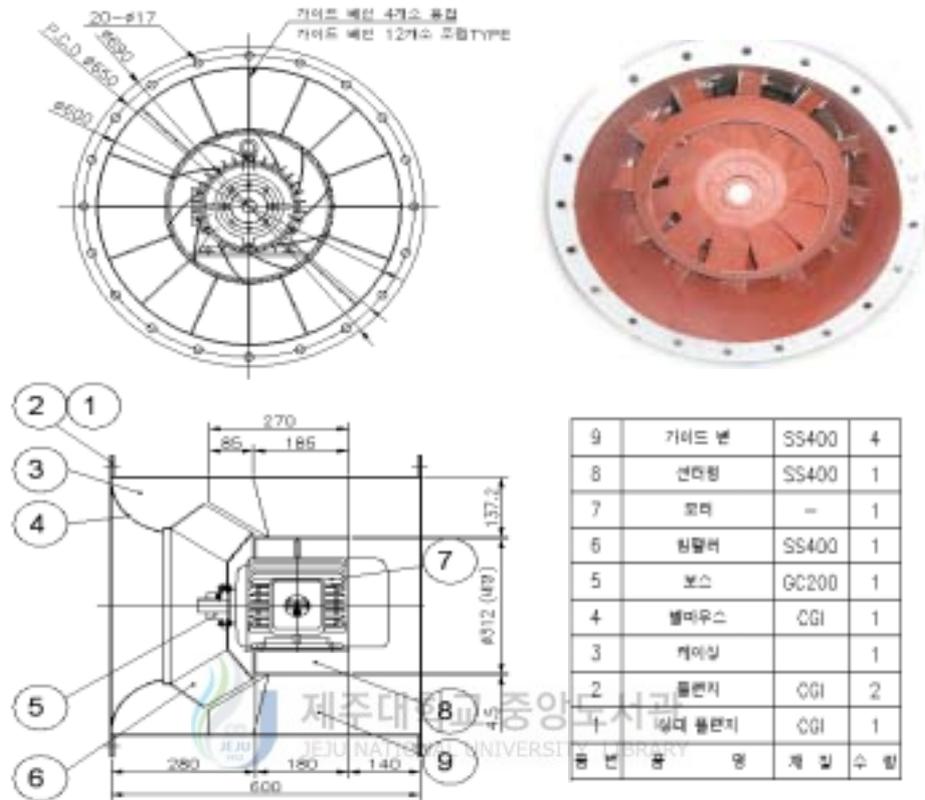


Fig. 9 In-line duct assembly

관류형팬의 설계변수들 중 실험 항목이 된 것은 임펠러주판의 뒤체침각(\wedge) 및 날개수(Z)의 변화, 안내깃각(θ_g) 및 안내깃수(Z_g)에 변화를 주어 성능 변화 인자로 고려하여 실험을 실시하였으며, 팬의 출구 날개각(β_2)의 변화에 따른 성능 변화도 추가적으로 관찰하였다. Table 1은 대상 관류형팬에 사용한 각각의 임펠러에 대한 제원을 나타낸 것이다.

Table 1 Geometric parameters of in-line duct fan

	MODEL 1	MODEL 2	MODEL 3	MODEL 4
sweep back angle	0°	17.5°	35°	52.5°
number of blades	10	10	10	10
inlet blade angle	30°	30°	30°	30°
exit blade angle	45°	45°	45°	45°
rotational speed	1765rpm	1765rpm	1765rpm	1765rpm
inner diameter	201.7mm	248mm	283.7mm	313.4mm
outer diameter	375mm	401.3mm	409mm	399mm

관류형팬 설계변수에 관한 실험 중 뒤제침각의 변화에 대한 연구를 하기 위해서 Fig. 10 (a)의 뒤제침각이 0°인 원심임펠러를 기본대상으로 하여 Fig. 10 (b), (c), (d)와 같이 뒤제침각을 17.5°, 35°, 52.5°로 설정하여 실험을 실시하였다.

이 때 사용한 안내깃각 θ_g 는 30°이고 안내깃수 Z_g 는 8매, 모터의 회전수는 1,765rpm으로 일정하게 유지시켰다. 각각의 경우에 대하여는 $\Delta=0^\circ$, $\Delta=17.5^\circ$, $\Delta=35^\circ$, $\Delta=52.5^\circ$ 로 명명하였다.

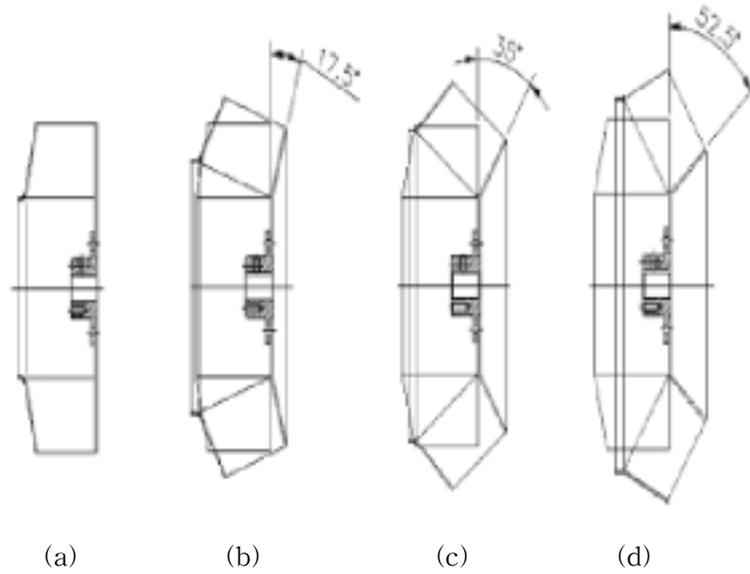


Fig. 10 Configuration of impellers

앞에서 뒤제침각 변화에 대한 모델 가운데 가장 성능이 우수한 뒤제침각 $\Delta = 35^\circ$ 를 선정하여 이에 대한 날개수 변화에 따른 성능의 변화를 알아보기 위하여 날개수의 변화를 설계변수로 가정하여 실험을 실시하였다. 날개수의 변화는 Fig. 11에서 나타낸 바와 같이 6개, 8개, 10개, 12개로 설정하여 실험을 실시하였다.

이 때 사용한 안내깃각 θ_g 는 30° 이고 안내깃수 Z_g 는 8개, 모터의 회전수는 1,765rpm으로 일정하게 유지시켰다. 각각의 경우에 대하여는 $Z_b=6ea$, $Z_b=8ea$, $Z_b=10ea$, $Z_b=12ea$ 로 명명하였다.

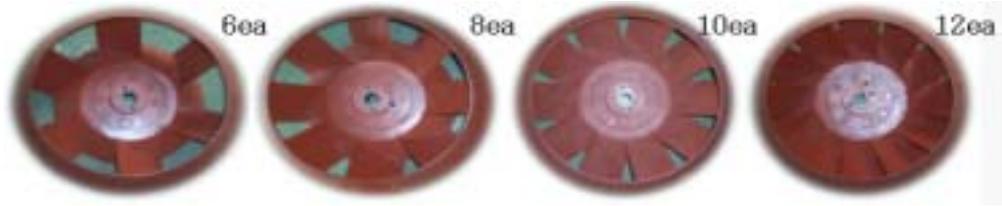


Fig. 11 Changing the number of blades

다음은 안내깃각 변화에 따른 성능 변화를 알아보기 위하여 Fig. 12에서 나타난 바와 같이 안내깃각을 15° , 30° , 45° 로 변화시켜 뒤제침각 $\wedge=17.5^\circ$, $\wedge=35^\circ$, $\wedge=52.5^\circ$ 를 갖는 임펠러를 대상으로 성능실험을 실시하였다.

이 때 사용한 안내깃수 Z_g 는 8개, 모터의 회전수는 1,765rpm으로 일정하게 유지시켰다. 각각의 경우에 대하여는 $\theta_g=15^\circ$, $\theta_g=30^\circ$, $\theta_g=45^\circ$ 로 명명하였다.

안내깃각 변화에 더해 안내깃수 변화에 따른 성능 변화를 알아보기 위하여 뒤제침각 $\wedge=17.5^\circ$ 를 대상으로 안내깃수를 4개, 8개, 12개로 변화시켜 보았다.

이 때 사용한 안내깃각 θ_g 는 30° 이며, 각각의 경우에 대하여는 $Z_g=4ea$, $Z_g=8ea$, $Z_g=12ea$ 로 명명하였다.

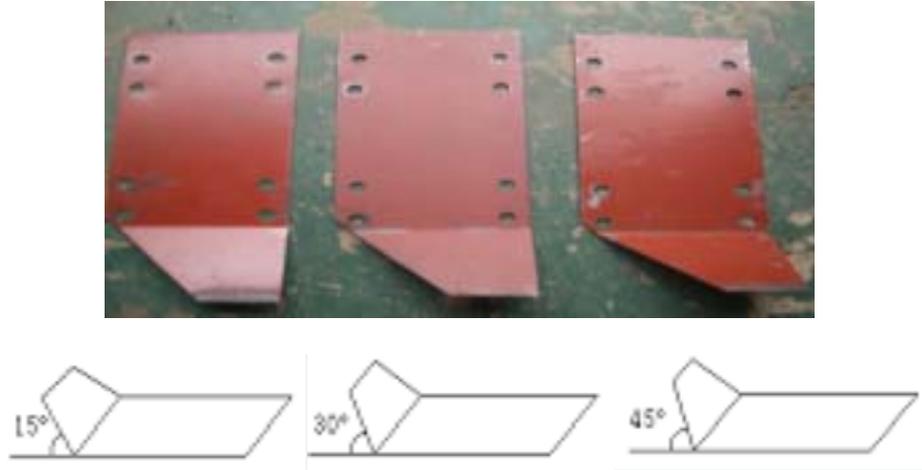


Fig. 12 Changing the guide vane angle

추가적으로 출구 날개각 변화가 관류형팬 성능에 어떠한 영향을 미치는지 알아보기 위하여 Fig. 13과 같이 출구 날개각을 30°, 45°, 60°로 변화시켜 실험을 행하였다.

이 때 사용한 임펠러는 뒤제침각 $\wedge=35^\circ$ 를 가지며, 안내깃각 θ_g 는 30°, 안내깃수 Z_g 는 8개, 모터의 회전수는 1,765rpm으로 일정하게 유지시켰다. 각각의 경우에 대하여는 $\beta_2=30^\circ$, $\beta_2=45^\circ$, $\beta_2=60^\circ$ 로 명명하였다.

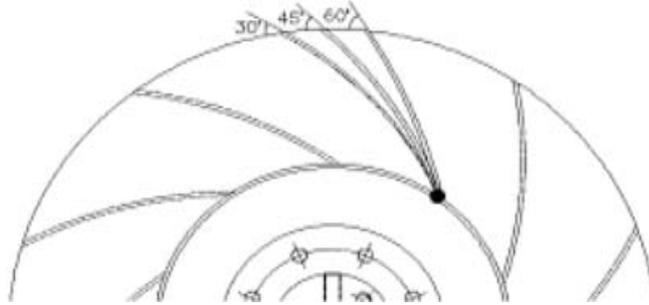


Fig. 13 Changing the exit blade angle

3.3 실험방법

관류형팬의 성능을 실험적으로 측정 분석하기 위하여 흡입구에서의 공기유동을 원활하게 유지하기 위해서 벨마우스(bellmouth)를 장착하고 임펠러의 회전수를 유지시켜 각종 성능을 측정하였다. 최초 임펠러 회전수를 일정하게 고정시키고, 시험관로 끝에 장착되어 있는 드로틀의 개도를 조절하여 팬의 토출풍량을 조절하였고, 각각의 실험모형을 대상에 대하여 성능을 측정하기 위해 동일한 실험을 반복하였다.

성능실험결과 그래프는 무차원화 하여 나타내었으며, 각종 무차원계수에 관한 관계식은 다음 식들을 이용하여 무차원화 하였다.

압력계수, ψ 는

$$\psi = \frac{2gH}{U_2^2} \quad (16)$$

유량계수, ϕ 는

$$\phi = \frac{4Q}{60\pi D_2^2 U^2} \quad (17)$$

용량계수, ψ_c 는

$$\psi_c = \frac{C_{2m}}{U_2} \quad (18)$$

성능계수, λ

$$\lambda = \frac{102B_{Hp}}{\frac{\gamma}{2g} \frac{\pi}{4} D_2^2 U_2^3} \quad (19)$$

비속도, N_s

$$N_s = \frac{(Q/60)^{0.5}}{H^{0.75}} N \quad (20)$$



총합효율 η_t 는 다음과 같이 산정된다.

$$\eta_t = \frac{QP_t}{6,120B_{Hp}} \quad (21)$$

IV. 실험결과 및 고찰

4.1 원심팬의 성능예측모델의 특성분석

성능예측 프로그램을 통하여 획득한 자료는 미끄럼계수(slip coefficient) σ 의 계산시 Wiesner의 방법을 채택하였으며, 팬의 흡입구에서 누설되는 유량 Q' 는 Stepanoff의 방법을 채택하였다.[3, 8] 원심팬의 성능예측 및 성능실험시 사용된 기체는 공기로써 공기의 상태는 온도 20°C, 대기압 760mmHg 그리고 상대습도 65%인 표준상태를 적용하였다.

Fig. 14는 원심팬에 대한 성능실험 및 성능예측을 통하여 획득한 유량계수 변화에 따른 압력계수의 변화를 나타낸 그림이다. 또한, 비속도 변화에 따른 각종 무차원계수의 변화를 Fig. 15, 16, 17, 18에 나타내었다. 전반적으로 실험값과 성능예측으로부터 얻은 값이 전 비속도 범위에 대해 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다. 하지만, 비속도 변화에 따른 축동력 변화에 대해서는 성능예측 결과와 실험값 사이의 차이가 가장 심하게 나타났다. 그 이유는 성능예측시 사용된 미끄럼 속도계수 σ 가 전 체적유량 범위에 대해 일정하게 산정되어 유한깃 임펠러에서 발생시키는 유효수두가 체적유량이 큰 경우에 크게 산정되었기 때문이다.

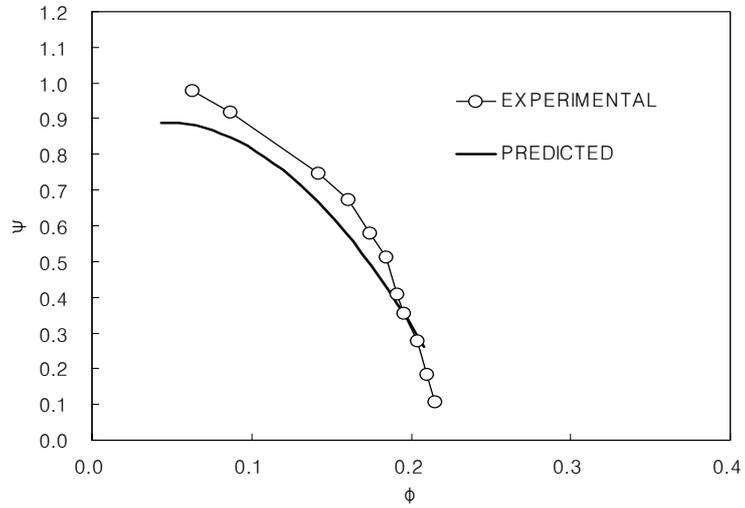


Fig. 14 Head coefficient versus flow coefficient of centrifugal fan test data compared with predicted data

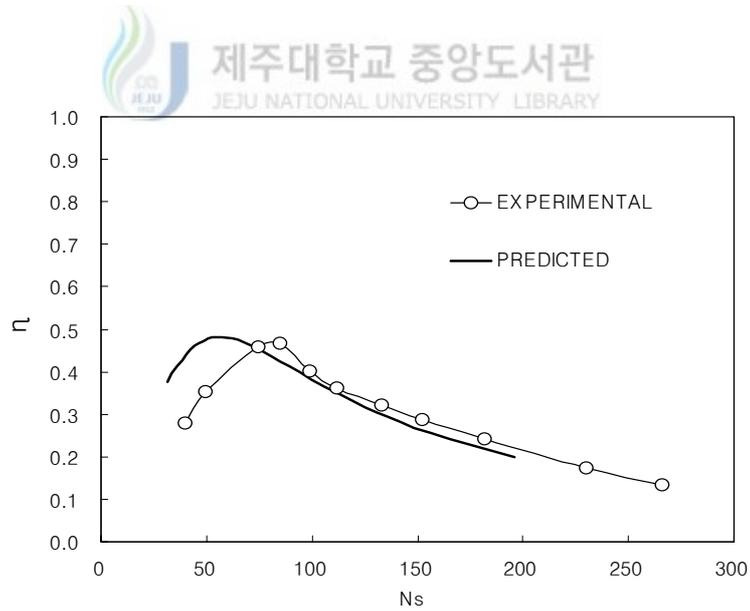


Fig. 15 Total efficiency versus specific speed of centrifugal fan test data compared with predicted data

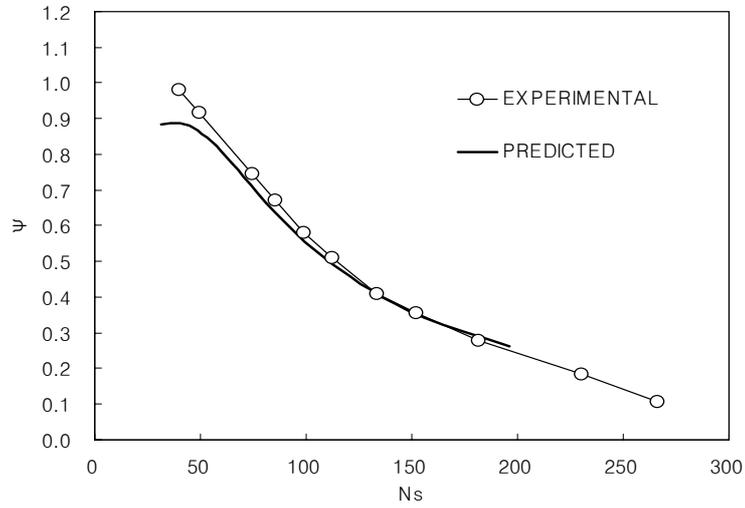


Fig. 16 Head coefficient versus specific speed of centrifugal fan test data compared with predicted data

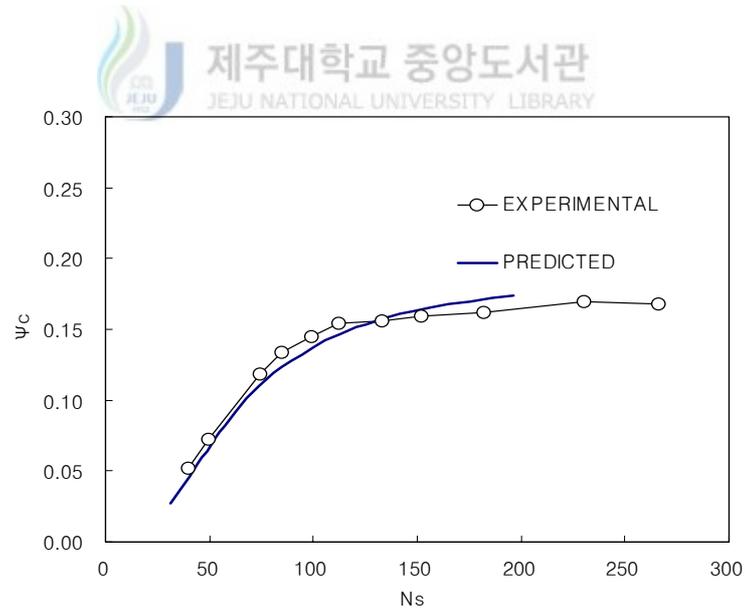


Fig. 17 Capacity coefficient versus specific speed of centrifugal fan test data compared with predicted data

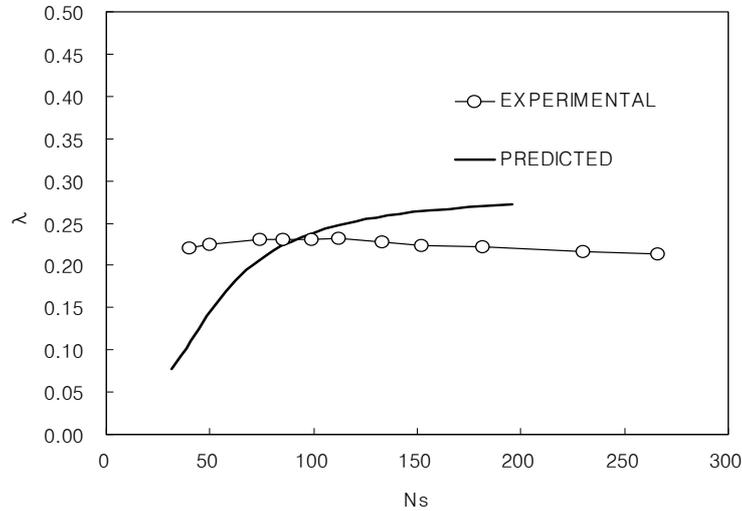


Fig. 18 Performance coefficient versus specific speed of centrifugal fan test data compared with predicted data



4.2 원심팬의 케이싱효과

원심팬의 케이싱효과에 대한 실험결과는 Fig. 19, 20과 같다. 스크롤 케이싱을 사용한 경우 최대 유량계수가 0.23, 최대 압력계수는 1.16을 보였다. 반면, 관류형 케이싱을 사용한 경우 최대 유량계수는 0.19, 최대 압력계수는 0.91을 나타냈다. 최대 총합효율을 살펴보면, 동일한 유량계수 0.15에서 스크롤 케이싱의 경우 47%, 관류형 케이싱의 경우 40%로 최대 전압효율이 7% 저하 된다는 것을 알 수 있다. 또한, Fig. 21에 나타낸 비속도 변화에 대한 최대 총합효율을 살펴보면 스크롤 케이싱의 경우 최대 총합효율에서 비속도 70.8을 보였고, 관류형 케이싱의 경우 91.5를 보였다. 즉, 동일한 원심임펠러에 스크롤케이싱이 아닌 관류형 케이싱의 사용은 팬의 성능을 저하시키는 것으로 나타났다.

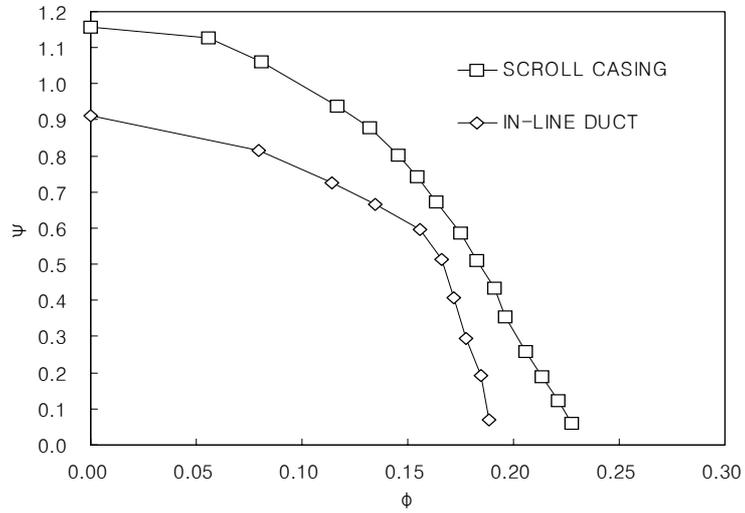


Fig. 19 Comparison of head coefficient versus flow coefficient for the different types of casing

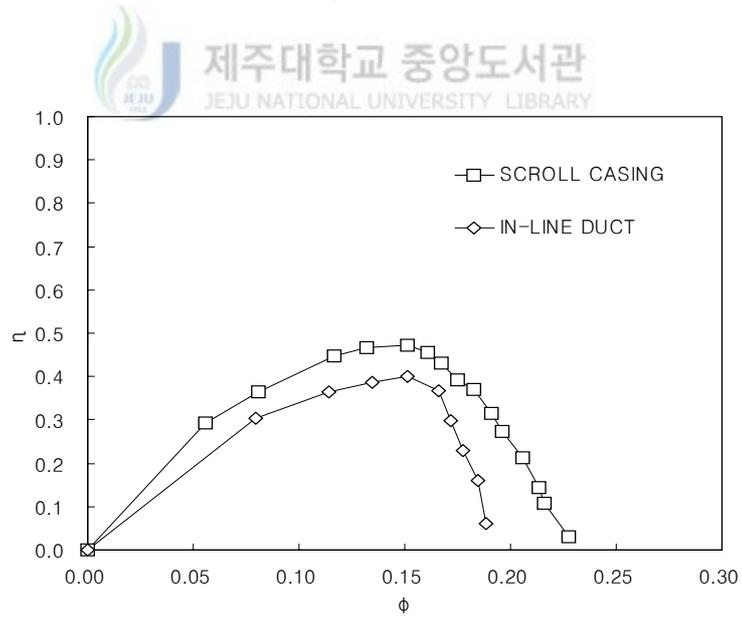


Fig. 20 Comparison of total efficiency versus flow coefficient for the different types of casing

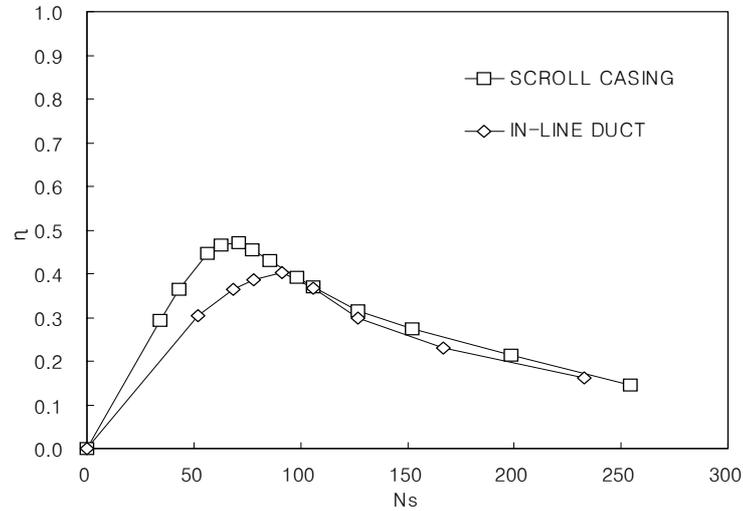
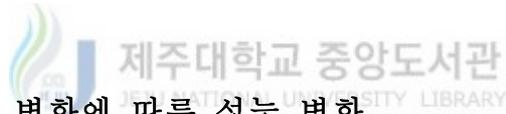


Fig. 21 Comparison of total efficiency versus specific speed for the different types of casing



4.3 뒤제침각 변화에 따른 성능 변화

Fig. 22는 임펠러주관의 뒤제침각 변화에 따른 유량계수와 압력계수간의 관계를 도시한 것이고 Fig. 23은 이로부터 계산된 팬의 총합효율을 나타낸 것이다. Fig. 22에서 보는 바와 같이 $\Delta=0^\circ$ 인 경우 최대 유량계수가 0.19로 가장 낮은 것으로 나타났고, 다음이 $\Delta=17.5^\circ$ 로 0.34, $\Delta=35^\circ$ 가 0.49로 나타났으며, $\Delta=52.5^\circ$ 가 가장 높게 0.55로 나타났다. 최대 총합효율의 경우 $\Delta=0^\circ$ 인 경우 유량계수 0.15에서 40%, $\Delta=17.5^\circ$ 인 경우 0.20에서 52%, $\Delta=35^\circ$ 인 경우 0.29에서 49% 그리고 $\Delta=52.5^\circ$ 인 경우 0.31에서 38%의 최대 총합효율을 보였다. 즉, 임펠러주관의 뒤제침각이 증가함에 따라 최대 유량에 큰 변화가 있고, 최대 총합효율의 위치가 유량계수가 큰 쪽으로 이동함을 볼 수 있다.

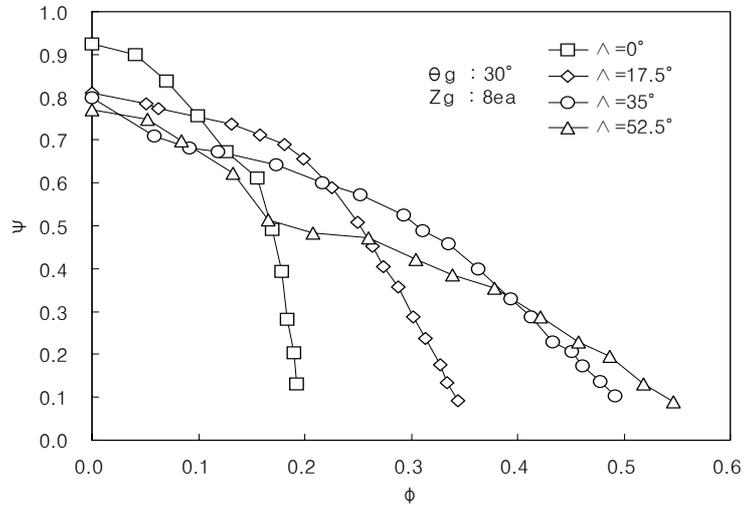


Fig. 22 Comparison of head coefficient versus flow coefficient for four types of sweep back angles

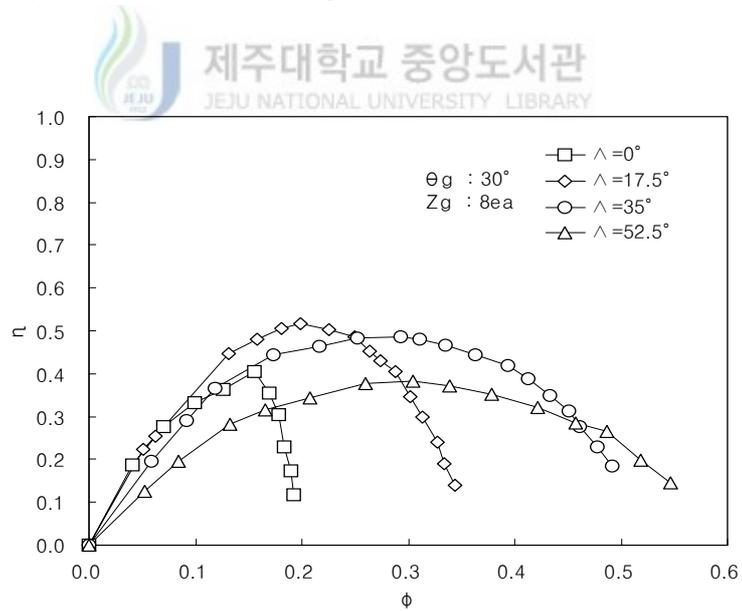


Fig. 23 Comparison of total efficiency versus flow coefficient for four types of sweep back angles

Fig. 24는 뒤제침각 변화에 따른 최대 총합효율의 변화를 나타낸 것이며, Fig. 25, 26은 뒤제침각 변화에 따른 최대 총합효율에서의 유량계수 및 비속도 변화를 나타낸 것이다.

Fig. 24에 나타난 바와 같이 $\alpha=0^\circ$ 에서 $\alpha=17.5^\circ$ 까지의 범위에서는 최대 총합효율이 급격히 상승하다가 $\alpha=17.5^\circ$ 부터 $\alpha=35^\circ$ 사이의 영역에서는 최대 총합효율이 서서히 감소하는 것으로 나타났으며, $\alpha=35^\circ$ 이후부터는 최대 총합효율이 급격히 감소하는 경향을 보였다. 그리고 유량계수 변화를 살펴보면(Fig. 25) $\alpha=0^\circ$ 에서 $\alpha=35^\circ$ 까지 걸쳐 유량계수가 증가하다가 $\alpha=35^\circ$ 이후부터는 유량계수가 증가하는 경향이 현저히 감소하는 것으로 나타났다. 끝으로 Fig. 26에 나타난 뒤제침각 변화에 따른 비속도 변화를 살펴보면 뒤제침각이 증가함에 따라 비속도가 커지는 것을 알 수 있고, $\alpha=17.5^\circ$ 부터 비속도가 급격히 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 이로부터 관류형팬으로 사용하기에 적절한 임펠러의 뒤제침각 범위는 17.5° 에서 35° 사이라고 판단 할 수 있다.

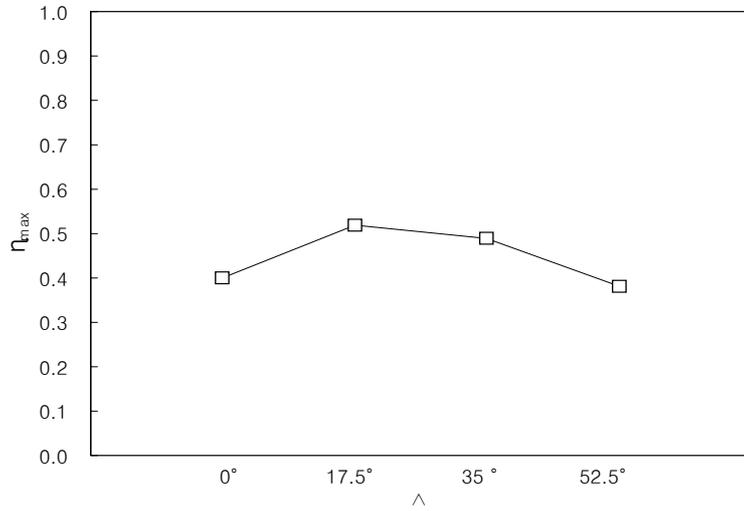


Fig. 24 Maximum total efficiency according to the sweep back angle

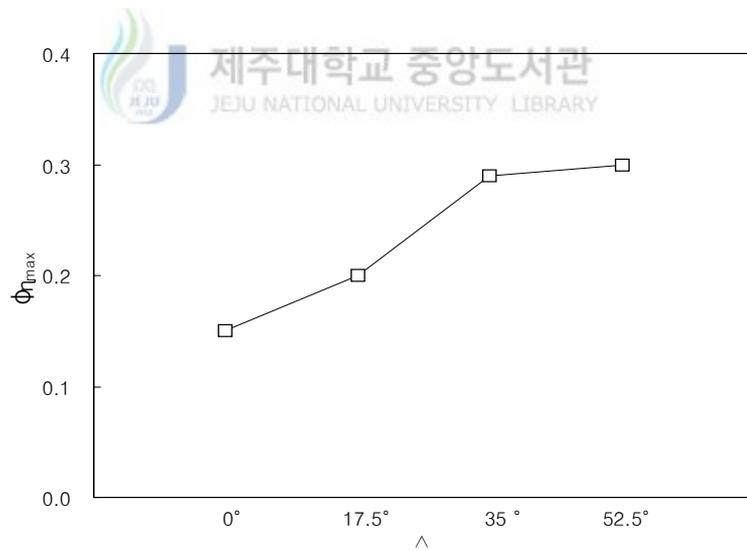


Fig. 25 Flow coefficient at maximum total efficiency according to the sweep back angle

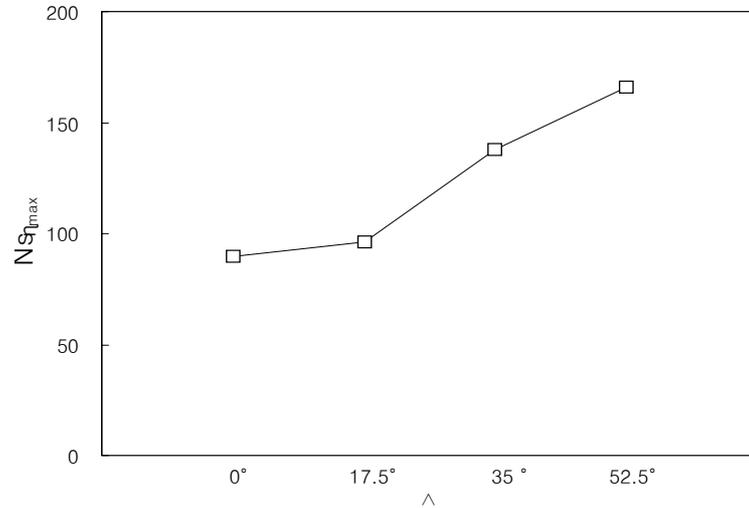
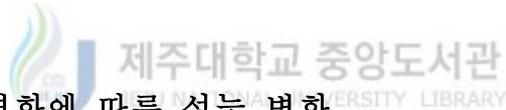


Fig. 26 Specific speed at maximum total efficiency according to the sweep back angle



4.4 날개수 변화에 따른 성능 변화

날개수 변화에 대한 실험 결과는 Fig. 27, 28과 같다. 각각에 대하여 최대 유량 계수를 살펴보면 $Z_b=6ea$ 와 $8ea$ 인 경우 0.48로 동일하고, $Z_b=10ea$ 인 경우 0.51로 가장 높았으며, $Z_b=12ea$ 인 경우 0.50이었다. 그리고 날개수가 증가하여 감에 따라 함에 따라 동일한 유량계수($\Phi=0.28\sim0.33$)의 위치에서 압력계수는 상승함을 알 수 있다. 최대 총합효율을 살펴보면 $Z_b=6ea$ 와 $8ea$ 인 경우 동일한 유량계수 0.27에서 각각 최대 총합효율 49%, 50%를 보였으며, $Z_b=10ea$ 인 경우 유량계수 0.29에서 49%, $Z_b=12ea$ 인 경우 유량계수 0.31에서 53%로 유량계수가 가장 높은 위치에서 가장 높은 최대 총합효율을 보였다.

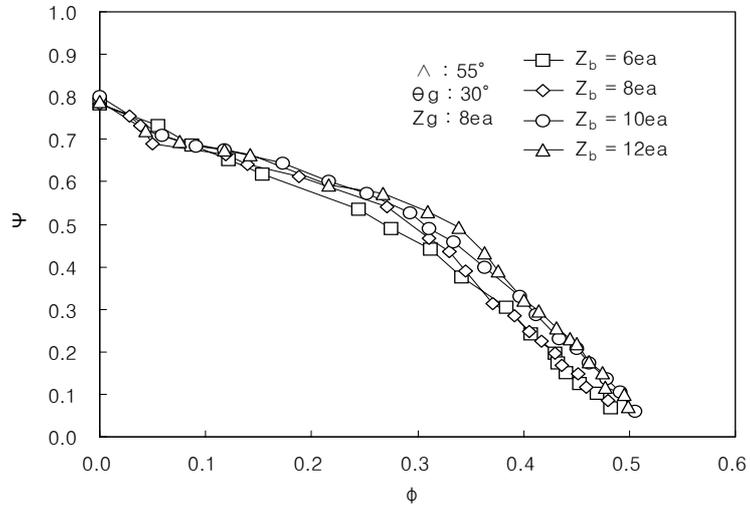


Fig. 27 Comparison of head coefficient versus flow coefficient for the number of blades

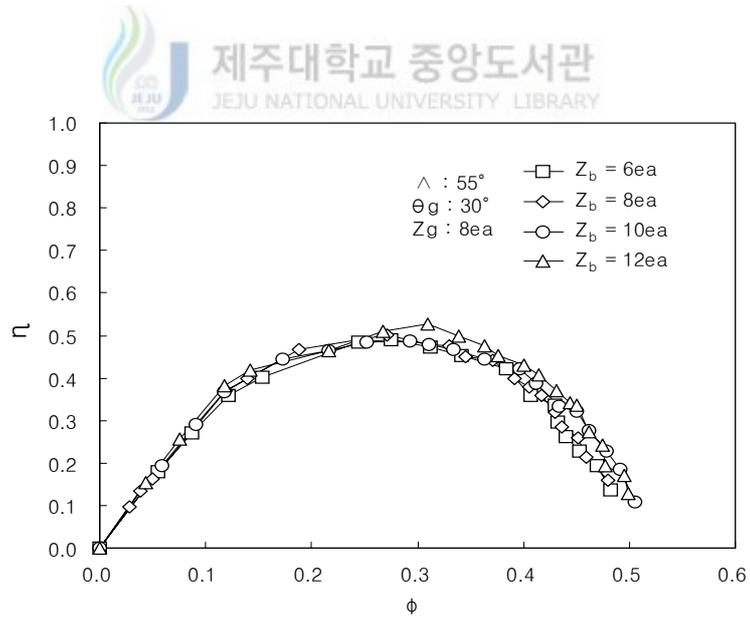


Fig. 28 Comparison of total efficiency versus flow coefficient for the number of blades

4.5 안내깃각 변화에 따른 성능 변화

Fig. 29, 30은 뒤제침각 $\wedge=17.5^\circ$ 에 대한 유량계수 변화에 따른 압력계수변화와 총합효율의 변화를 나타낸 그림이다.

$\wedge=17.5^\circ$ 에 대해서는 안내깃각 $\theta_g=15^\circ$ 의 성능이 최대 유량계수가 0.35로 가장 높은 것으로 나타났고, 다음이 $\theta_g=30^\circ$ 가 0.33으로 나타났으며, $\theta_g=45^\circ$ 가 가장 낮게 0.32로 나타났다. 최대 총합효율은 $\theta_g=15^\circ$ 가 유량계수 0.18에서 50%, $\theta_g=30^\circ$ 와 $\theta_g=45^\circ$ 인 경우 동일한 유량계수 0.20에서 48%, 42%의 최대 총합효율을 보였다. 즉, 안내깃각이 커짐에 따라 최대 유량계수는 감소하고 최대 총합효율 또한 감소함을 알 수 있다.

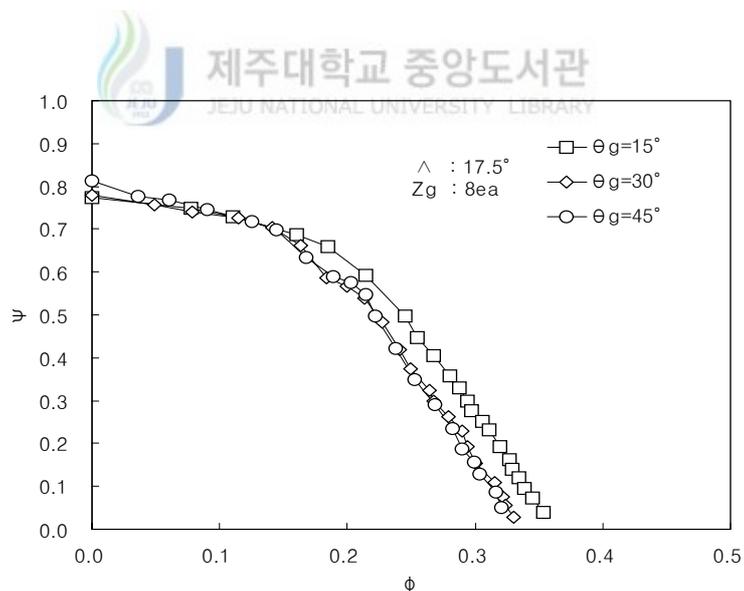


Fig. 29 Comparison of head coefficient versus flow coefficient for three types of guide vane angles

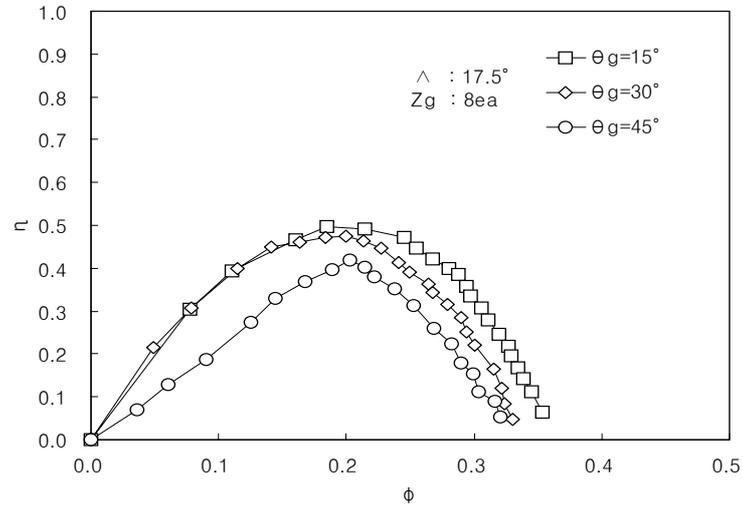


Fig. 30 Comparison of total efficiency versus flow coefficient for three types of guide vane angles



Fig. 31, 32는 뒤제침각 $\wedge=35^\circ$ 에 대한 유량계수 변화에 따른 압력계수변화와 총합효율의 변화를 나타낸 그림이다.

뒤제침각 $\wedge=35^\circ$ 에 대해서는 $\theta_g=15^\circ$ 의 성능이 최대 유량계수가 0.47로 가장 높은 것으로 나타났고, $\theta_g=30^\circ$ 는 0.40으로, $\theta_g=45^\circ$ 는 0.41로 나타났다. 최대 총합효율은 $\theta_g=15^\circ$ 가 유량계수 0.25에서 46%, $\theta_g=30^\circ$ 와 $\theta_g=45^\circ$ 인 경우 동일한 유량계수에 0.23에서 각각 46%, 45%의 최대 총합효율을 보였다. 즉, 안내깃각이 커짐에 따라 최대 유량계수는 증가하나, 최대 총합효율에는 큰 변화를 볼 수 없다.

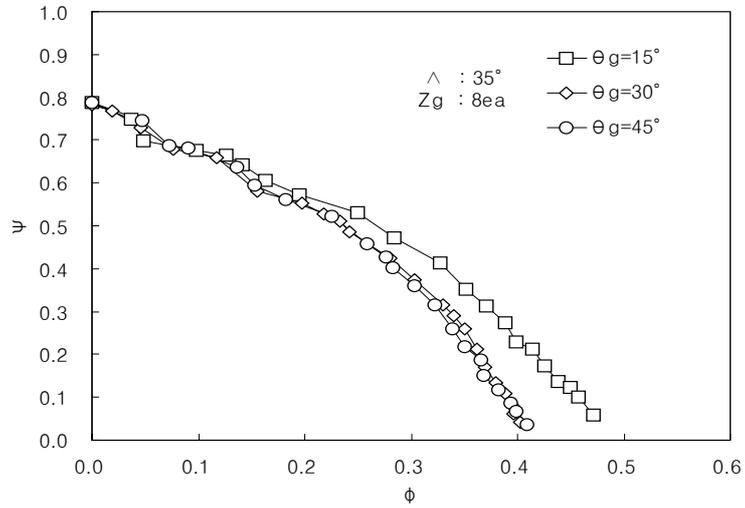


Fig. 31 Comparison of head coefficient versus flow coefficient for three types of guide vane angles

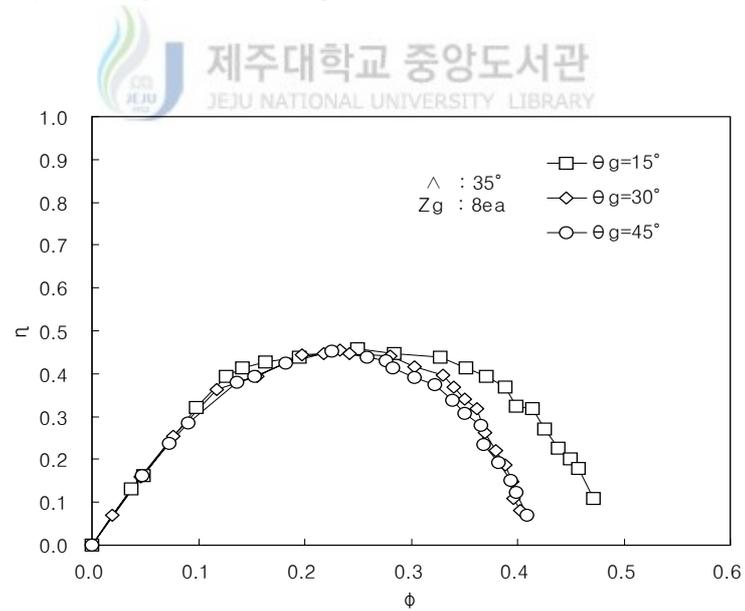


Fig. 32 Comparison of total efficiency versus flow coefficient for three types of guide vane angles

Fig. 33, 34는 뒤제침각 $\Lambda=52.5^\circ$ 에 대한 유량계수 변화에 따른 압력계수변화와 총합효율의 변화를 나타낸 그림이다.

전반적으로 안내깃각 변화 $\theta_g=15^\circ$, $\theta_g=30^\circ$, $\theta_g=45^\circ$ 대하여 성능이 최대 유량계수가 0.48, 0.47, 0.48로 큰 변화를 보이지 않았지만, 동일한 유량계수의 위치에서 압력계수를 살펴보면 안내깃각이 증가함에 따라 압력계수가 상승함을 볼 수 있었다. 최대 총합효율을 살펴보면 $\theta_g=15^\circ$ 와 $\theta_g=45^\circ$ 인 경우 동일한 유량계수 0.21에서 최대 총합효율이 25%, 38%로 큰 차이를 보였으며, $\theta_g=30^\circ$ 인 경우는 유량계수 0.19에서 32%를 보였다. 즉, 뒤제침각 $\Lambda=35^\circ$ 에 대해서 안내깃각 변화는 관류형 팬의 성능에 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있었다.

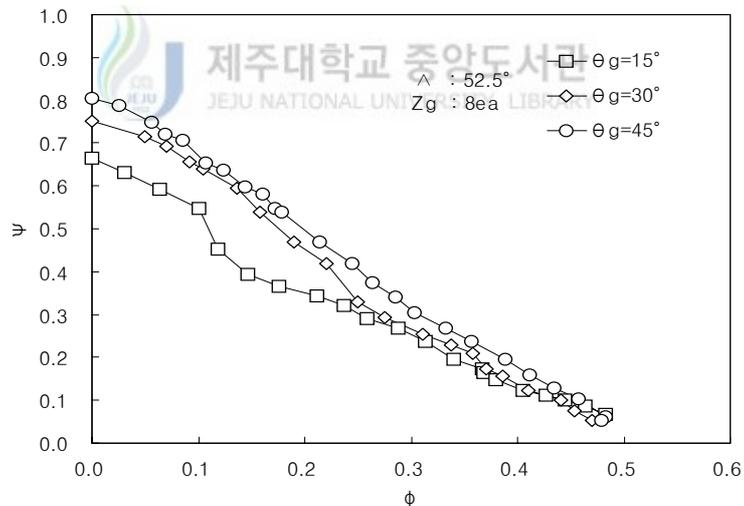


Fig. 33 Comparison of head coefficient versus flow coefficient for three types of guide vane angles

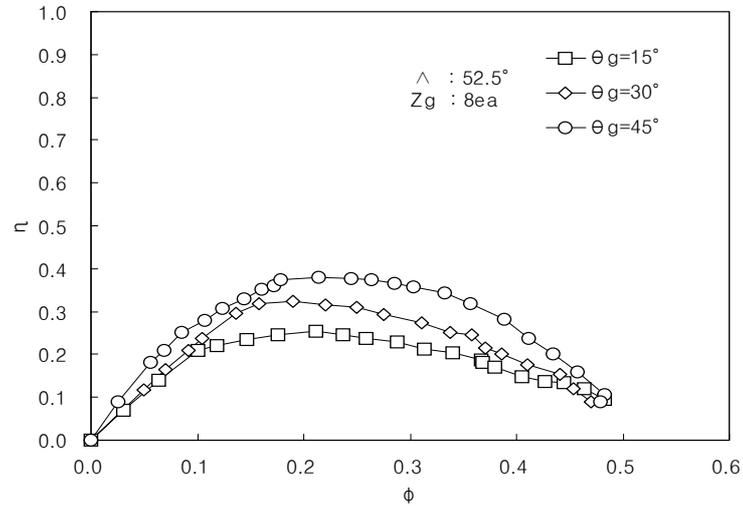


Fig. 34 Comparison of total efficiency versus flow coefficient for three types of guide vane angles



4.6 안내깃수 변화에 따른 성능 변화

다음 Fig. 35, 36은 안내깃수 변화에 대한 성능특성곡선을 나타낸 것이다. 우선, 유량계수 변화에 따른 압력계수를 살펴보면, $Z_g=4ea$ 인 경우 최대 유량계수는 0.30으로 가장 낮았고, $Z_g=8ea$ 인 경우 0.34로 가장 높았다. 그리고 $Z_g=12ea$ 인 경우 최대 유량계수가 0.33으로 $Z_g=8ea$ 와 비슷했다. 유량계수 변화에 따른 압력계수는 안내깃수가 증가함에 따라 성능을 향상 시키는 것으로 나타났지만, 어느 일정 안내깃수 $Z_g=8ea$ 이상부터는 큰 변화를 보이지 않았고 $Z_g=12ea$ 인 경우와 유사한 성능곡선을 보임을 알 수 있었다. 유량계수 변화에 따른 총합효율을 살펴보면 $Z_g=4ea$, $Z_g=8ea$ 인 경우 동일한 유량계수 0.2에서 최대 총합효율 45%, 52%를 보였고, $Z_g=12ea$ 인 경우 0.22에서 54%의 가장 높은 최대 총합효율을 보였다.

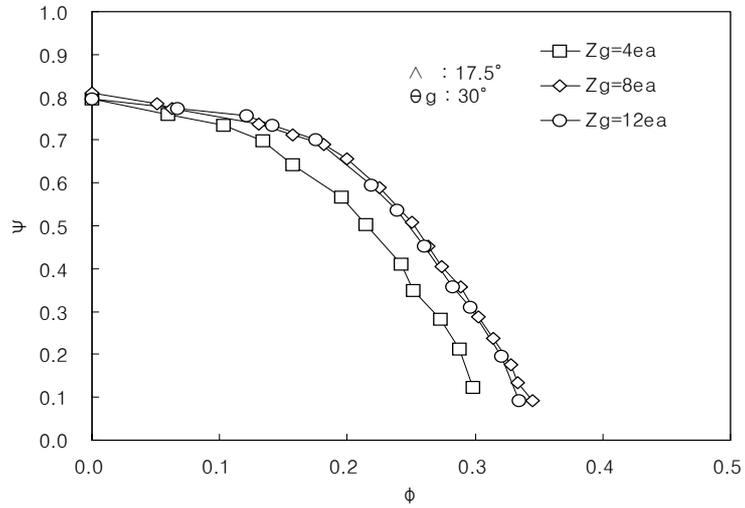


Fig. 35 Comparison of head coefficient versus flow coefficient for the number of guide vanes

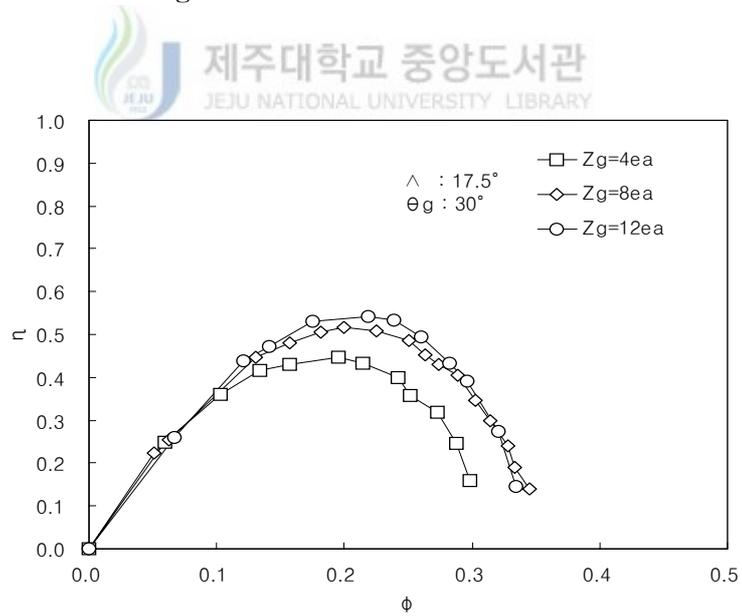


Fig. 36 Comparison of total efficiency versus flow coefficient for the number of guide vanes

4.7 출구 깃각 변화에 따른 성능 변화

Fig. 37, 38은 출구 깃각 변화에 따른 성능곡선을 나타내고 있다. 출구 깃각이 커짐에 따라 최대 유량계수가 0.25, 0.31, 0.34로 증가함을 알 수 있다. 최대 총합 효율의 경우 $\beta_2=30^\circ$ 인 경우 유량계수 0.15에서 34%, $\beta_2=45^\circ$ 인 경우 0.22에서 37%를 보였으며, $\beta_2=60^\circ$ 인 경우 0.24에서 34%의 최대 총합효율을 보였다. 즉, 출구 깃각이 커짐에 따라 최대 총합효율은 유량계수가 큰 쪽으로 이동함을 볼 수 있었다.

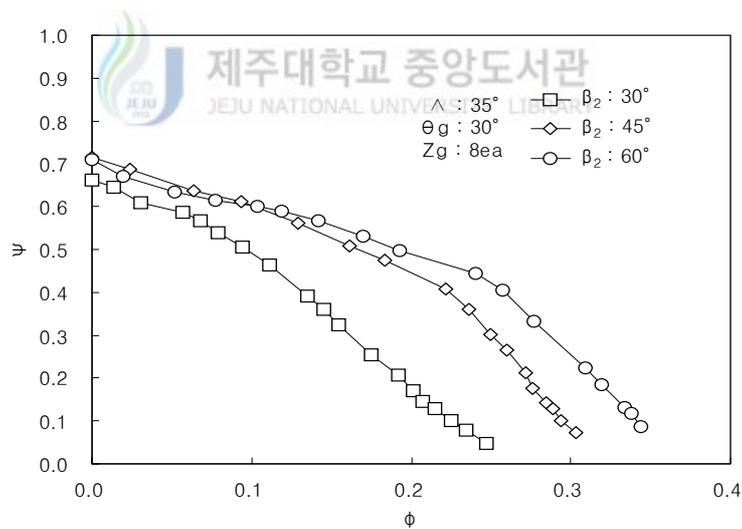


Fig. 37 Comparison of head coefficient versus flow coefficient for three types of outlet blade angles

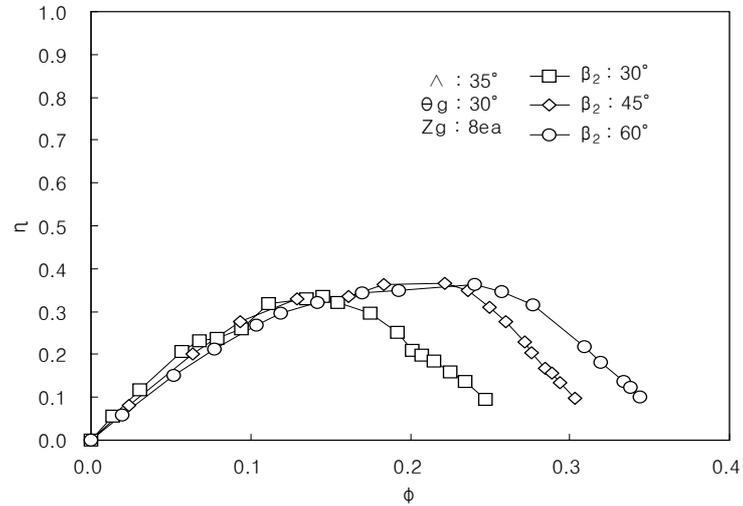


Fig. 38 Comparison of total efficiency versus flow coefficient for three types of outlet blade angles



4.8 임펠러 내부유동 해석

본 연구에 사용된 임펠러는 뒤제침각 $\Delta=0^\circ$ 인 원심형 임펠러와 뒤제침각 $\Delta=17.5^\circ$, $\Delta=35^\circ$, $\Delta=52.5^\circ$ 를 갖는 혼류형 임펠러이다. 원심형 임펠러는 축방향으로 공기를 흡입하여 반경방향으로 공기가 토출되고, 혼류형 임펠러는 축방향으로 공기를 흡입하여 뒤제침각 변화에 따라 공기가 토출되는 방향이 달라진다.

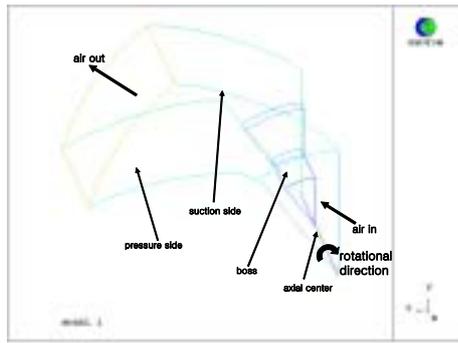
본 연구에서는 뒤제침각 변화에 따른 임펠러 내부유동을 해석하기 위하여 PHOENICS code(Ver.3.4)를 사용하였다. 또한 해석을 효과적으로 비교하기 위하여 총합효율이 최대가 되는 풍량에서의 흐름특성을 분석하였다. 이 때 임펠러의 회전수는 1,765rpm이고, 풍량조건은 Table 2와 같다.

Table 2 Flow condition for each case

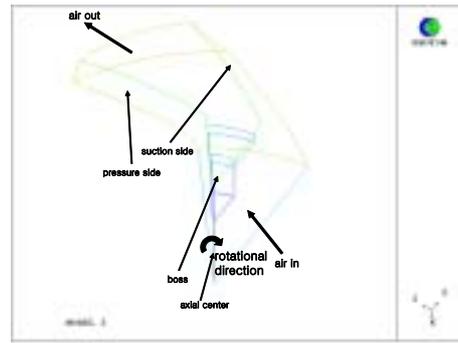
	MODEL 1 ($\wedge=0^\circ$)	MODEL 2 ($\wedge=17.5^\circ$)	MODEL 3 ($\wedge=35^\circ$)	MODEL 4 ($\wedge=52.5^\circ$)
flow rate, m^3/min	35.6	60	87.3	83.7

Fig. 39 (a)~(d)는 본 연구에서 적용한 각각의 임펠러에 대한 유동장의 해석영역을 보여준다. 원심형 및 혼류형 임펠러 내부에서 발생하는 유동현상을 예측하고, 수치해석 영역의 크기를 최소화하여 계산 시간을 줄이기 위해 해석영역 중 반복적인 영역은 줄이고 압력면(pressure side)과 흡입면(suction side)의 1피치로 하였다.

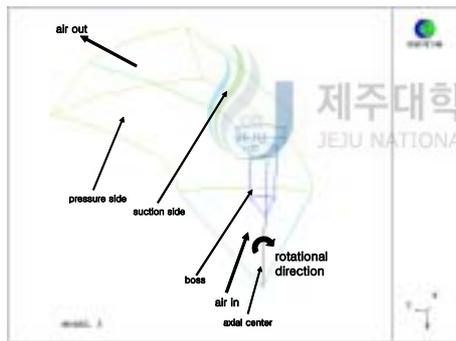




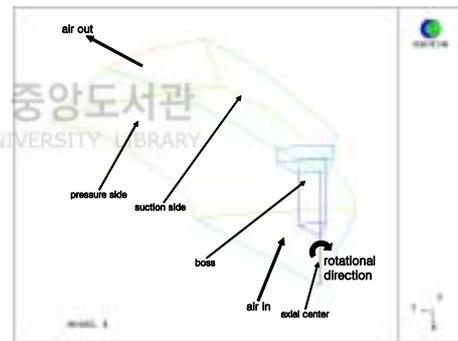
(a) $\wedge = 0^\circ$



(b) $\wedge = 17.5^\circ$



(c) $\wedge = 35^\circ$

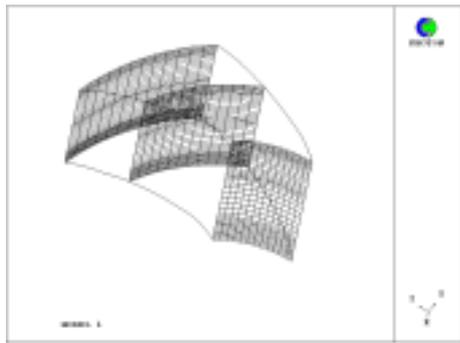


(d) $\wedge = 52.5^\circ$

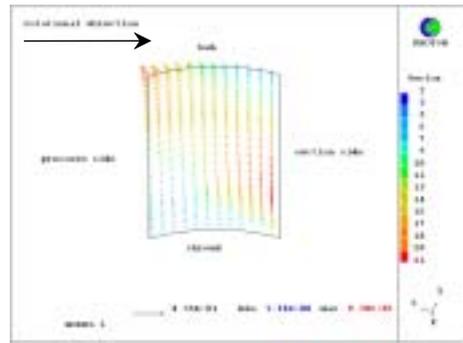
Fig. 39 Numerical simulation region of varying sweep back angles

Fig. 40~43은 각각의 임펠러에 대한 입·출구 및 입·출구 가운데 영역에서의 Gird와 이들 영역에서의 속도분포를 보여준다.

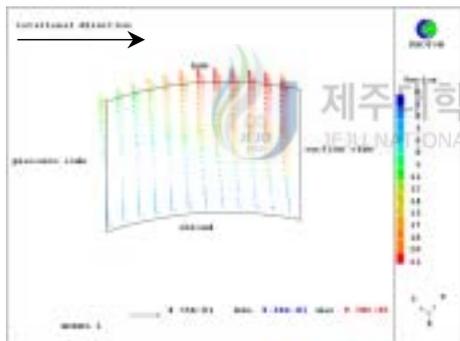
$\Delta=0^\circ$ 인 원심임펠러의 경우 출구의 슈라우드 부근에서 속도벡터는 유량 및 압력 발생에 거의 기여를 하지 못하고, 오히려 미끄럼속도를 발생시켜 임펠러에서 발생시키는 압력수두를 감소시키는 원인이 됨을 알 수 있다. 그리고 이러한 미끄럼속도는 슈라우드부근에서 미끄럼속도가 가장 크고 허브 쪽으로 갈수록 감소하는 특성을 나타내는 것을 볼 수 있다. 원심임펠러를 대상으로 수행한 이철형과 박완순의 실험에서도 이러한 형상이 발생하는 것이 확인 되었다.[22] $\Delta=17.5^\circ$ 인 경우 $\Delta=0^\circ$ 인 원심임펠러에 비해 상대적으로 출구의 슈라우드 부근에서 미끄럼속도를 발생시키는 영역이 다소 감소함을 볼 수 있으며, 허브 쪽으로 갈수록 속도벡터의 크기는 상당히 증가하여 유량을 증가시키는데 기여함을 알 수 있다. 이들 임펠러 중에서 성능이 가장 우수했던 $\Delta=35^\circ$ 인 경우 출구에서의 속도벡터는 뒤제침각 $\Delta=0^\circ$ 와 $\Delta=17.5^\circ$ 에 비해 전반적으로 전 영역에서 미끄럼속도를 발생하는 영역이 다소 사라졌으며, 대부분의 속도벡터는 유량과 압력을 발생시키는데 기여했음을 알 수 있다. 반면, 뒤제침각이 가장 큰 $\Delta=52.5^\circ$ 인 경우 출구의 슈라우드 부근에서 유동의 흐름이 원활하지 못하여 임펠러의 성능을 저하시킴을 알 수 있다. 즉, 임펠러의 뒤제침각 증가는 임펠러 출구에서의 미끄럼속도를 발생시키는 영역을 감소시켜 임펠러의 성능을 향상 시키지만, 지나친 뒤제침각의 증가는 오히려 유동의 흐름을 원활하게 하지 못 하여 임펠러의 성능을 저하시키게 된다.



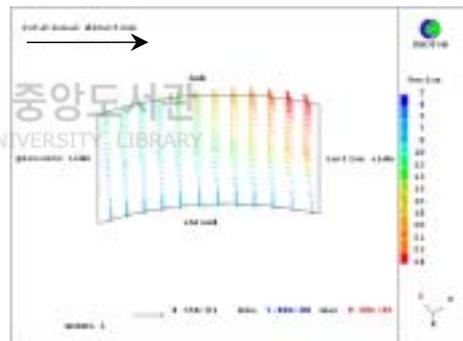
(a) gird



(b) inlet

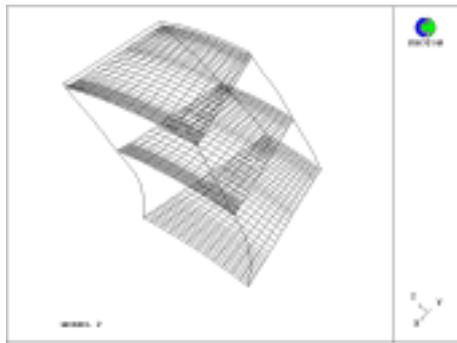


(c) middle

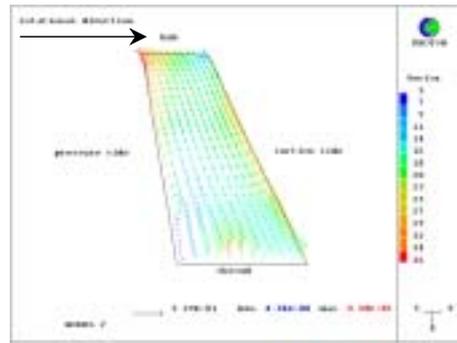


(d) exit

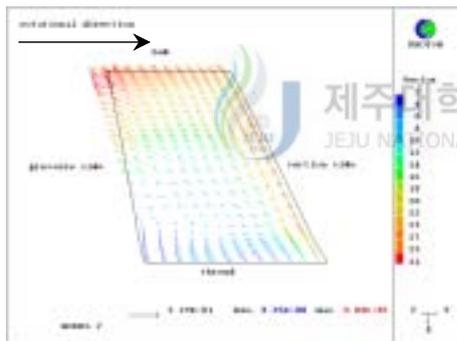
Fig. 40 Distributions of velocity vectors at blade inlet, middle, and exit
($\Lambda=0^\circ$)



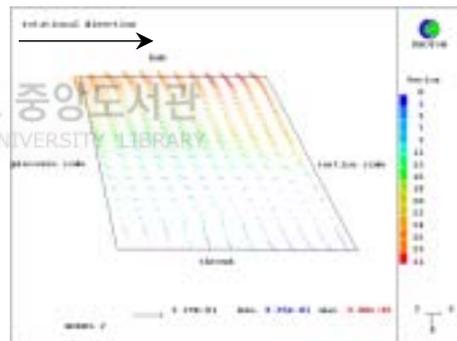
(a) gird



(b) inlet

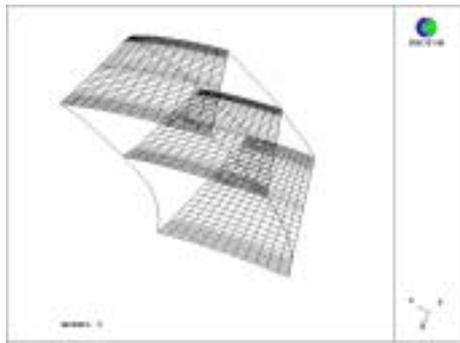


(c) middle

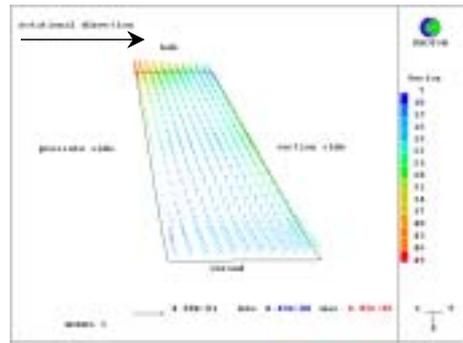


(d) exit

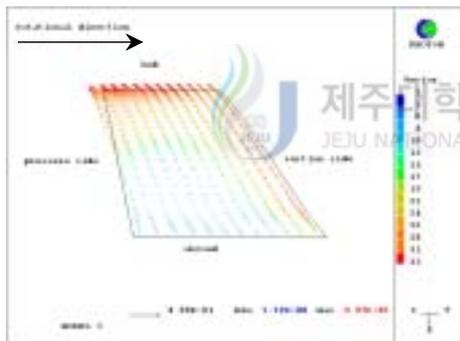
Fig. 41 Distributions of velocity vectors at blade inlet, middle, and exit
($\Lambda=17.5^\circ$)



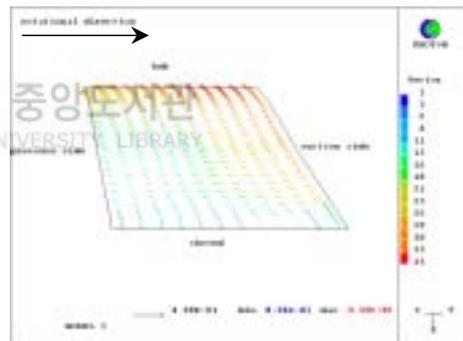
(a) grid



(b) inlet

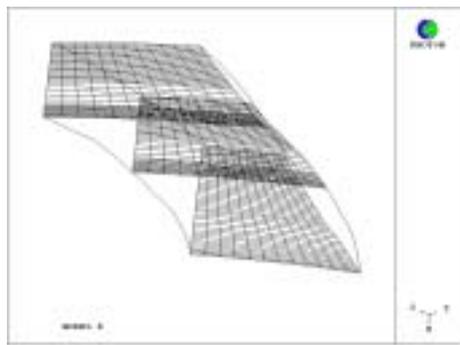


(c) middle

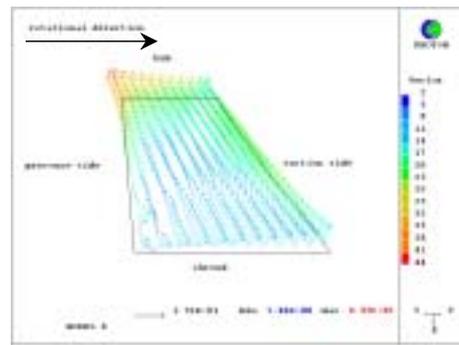


(d) exit

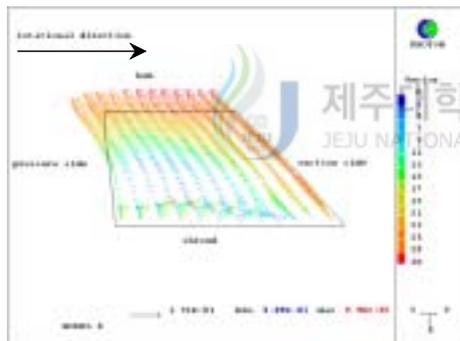
Fig. 42 Distributions of velocity vectors at blade inlet, middle, and exit
 ($\Lambda = 35^\circ$)



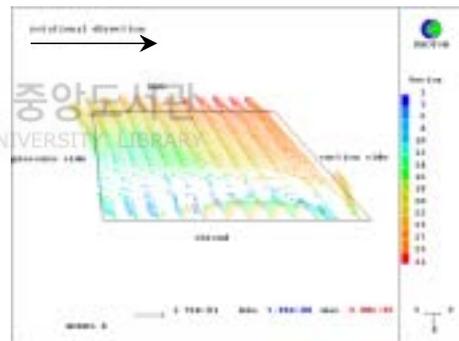
(a) grid



(b) inlet



(c) middle



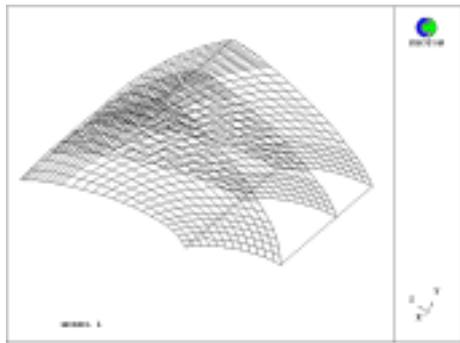
(d) exit

Fig. 43 Distributions of velocity vectors at blade inlet, middle, and exit
($\Lambda = 52.5^\circ$)

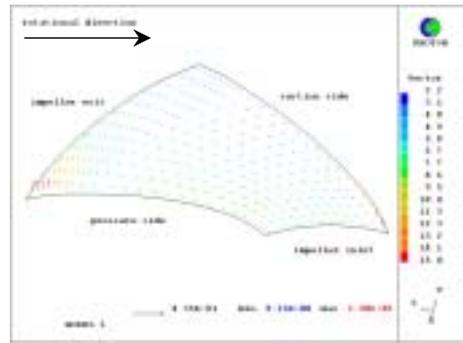
Fig. 44~47은 각각의 임펠러에 대한 슈라우드, 슈라우드와 허브의 중간영역 및 허브영역에서의 Gird와 이들 영역에서의 속도분포를 보여준다.

$\Delta=0^\circ$ 인 경우 슈라우드 벽면에서 넓은 범위를 걸쳐 유동의 박리로 인하여 흐름이 원활하게 유도되지 못하며, 중간영역에 걸쳐 허브쪽으로 이동할수록 이러한 경향은 사라지고 속도가 원만하게 증가하는 것으로 나타났다. 이러한 경향은 뒤 제침각 $\Delta=17.5^\circ$, $\Delta=35^\circ$, $\Delta=52.5^\circ$ 인 경우도 유사한 경향을 보였다.

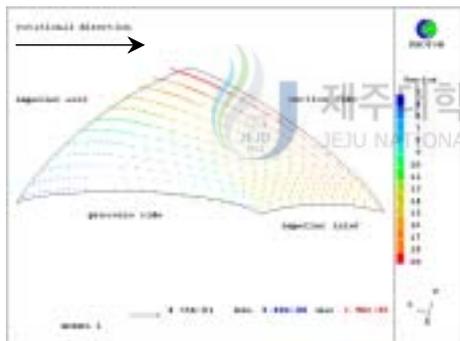




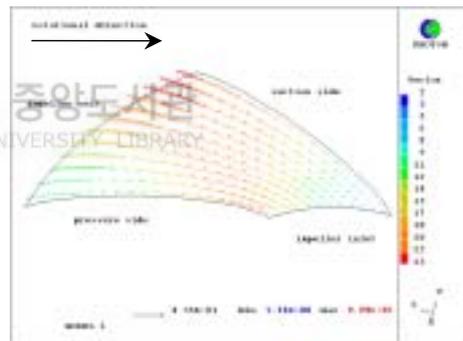
(a) grid



(b) shroud

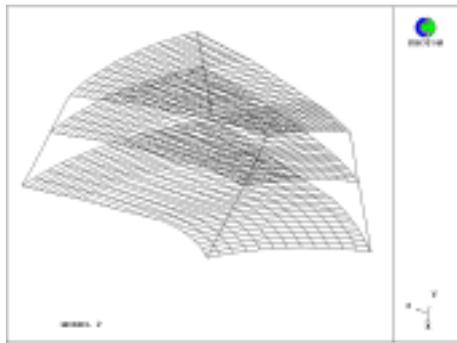


(c) middle

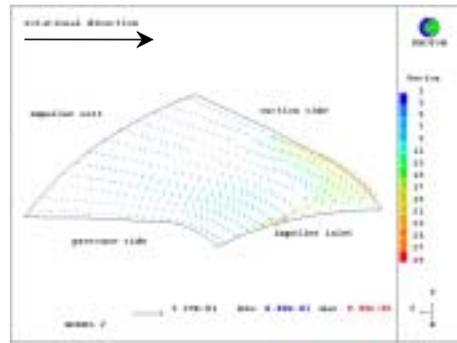


(d) hub

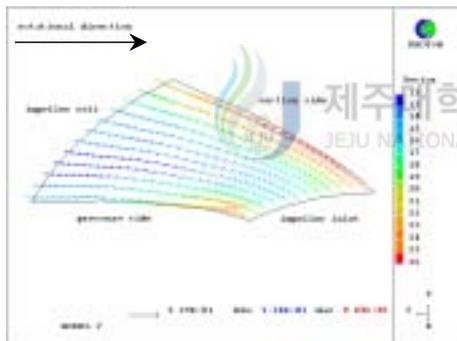
Fig. 44 Distributions of velocity vectors at impeller shroud, middle, and hub ($\alpha = 0^\circ$)



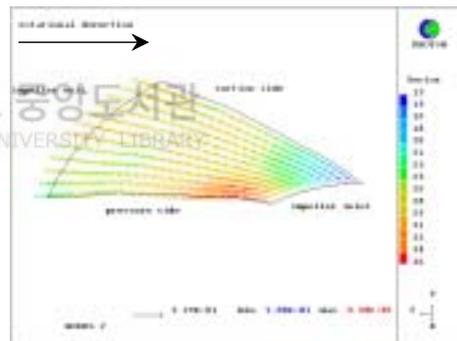
(a) gird



(b) shroud

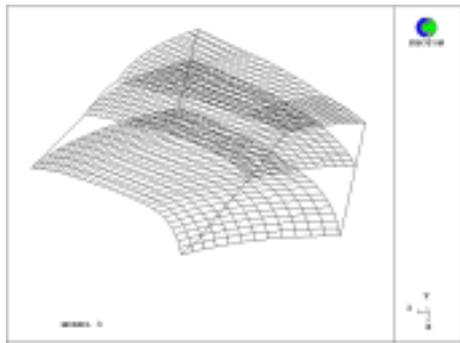


(c) middle

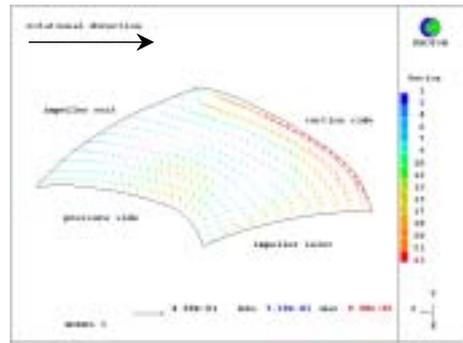


(d) hub

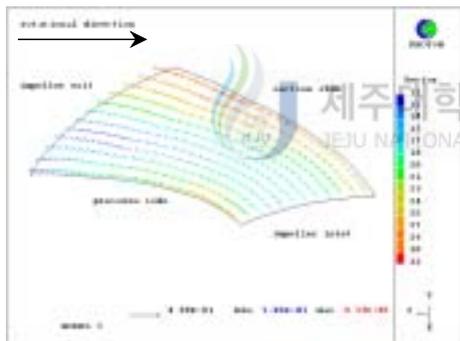
Fig. 45 Distributions of velocity vectors at impeller shroud, middle, and hub ($\wedge=17.5^\circ$)



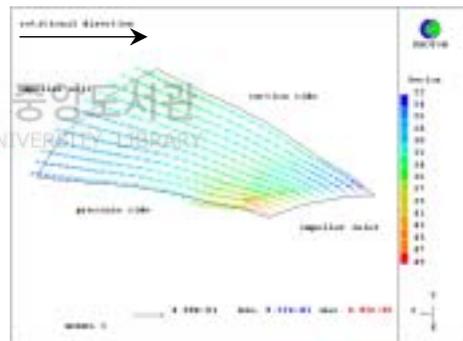
(a) grid



(b) shroud

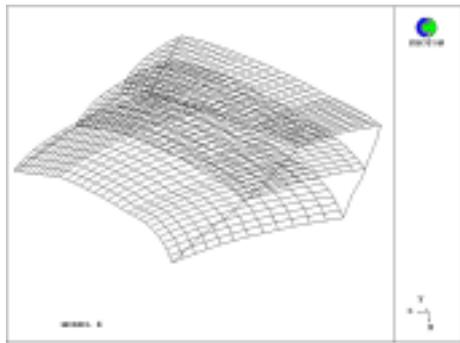


(c) middle

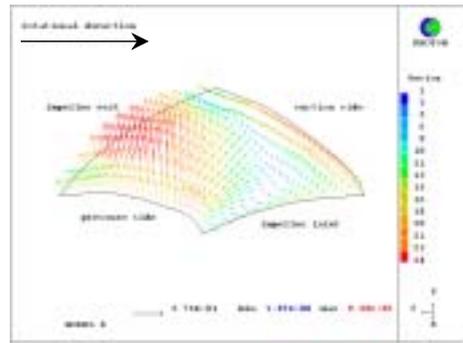


(d) hub

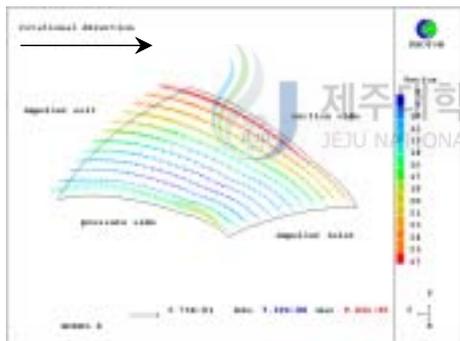
Fig. 46 Distributions of velocity vectors at impeller shroud, middle, and hub ($\Delta = 35^\circ$)



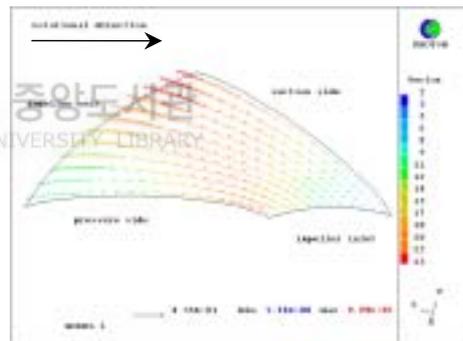
(a) grid



(b) shroud



(c) middle



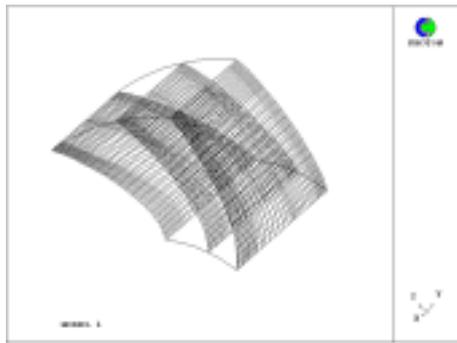
(d) hub

Fig. 47 Distributions of velocity vectors at impeller shroud, middle, and hub ($\wedge=52.5^\circ$)

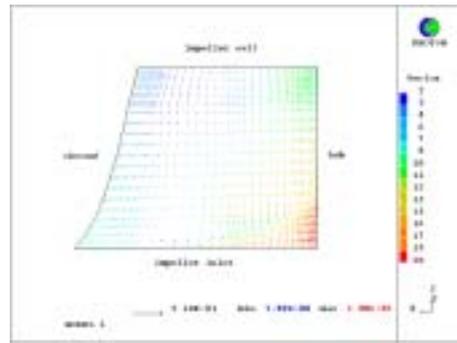
Fig. 48~50은 각각의 임펠러에 대한 압력면, 압력면과 흡입면의 중간영역 및 흡입면의 Gird와 이들 영역에서의 속도분포를 보여준다.

$\Delta=0^\circ$ 인 경우 압력면 전반에 걸쳐 유동의 박리로 인하여 흐름이 원활하게 임펠러 출구로 향하지 못하고 역류가 발생함을 알 수 있으며, 중간영역, 흡입면으로 갈수록 이러한 경향은 사라지고, 속도는 증가한다는 것을 알 수 있다. 뒤제침각 $\Delta=17.5^\circ$, $\Delta=35^\circ$, $\Delta=52.5^\circ$ 인 경우도 이와 비슷한 경향을 보였으나, 뒤제침각의 변화에 따른 역류의 크기와 위치가 다르게 나타남을 알 수 있다.

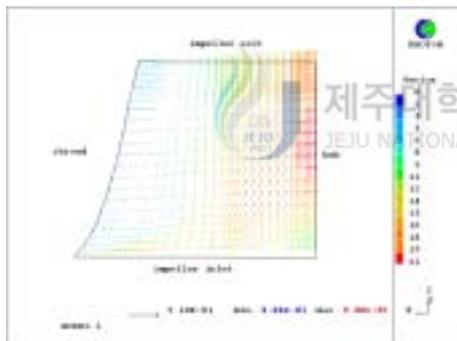




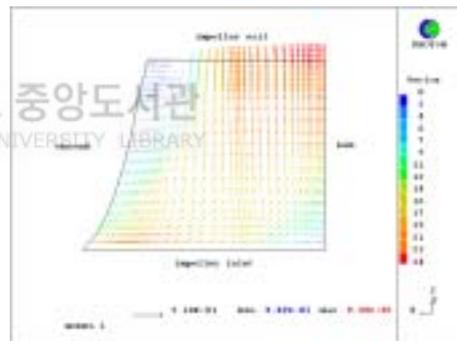
(a) gird



(b) pressure

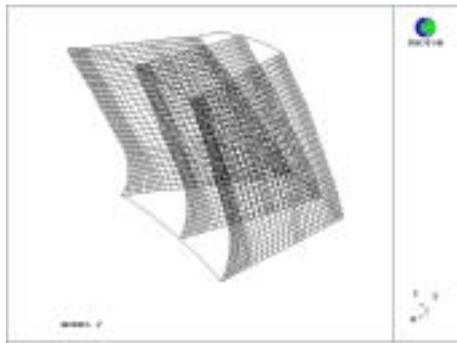


(c) middle

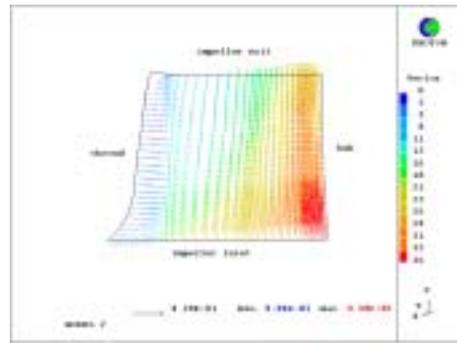


(d) suction

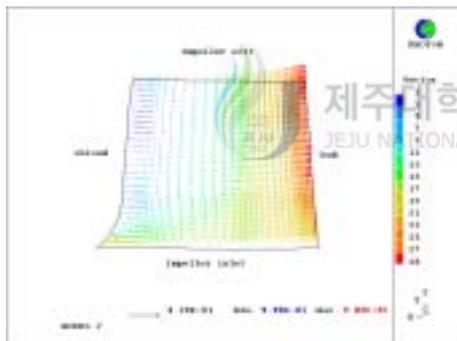
Fig. 48 Distributions of velocity vectors at pressure side, middle, and suction side ($\alpha=0^\circ$)



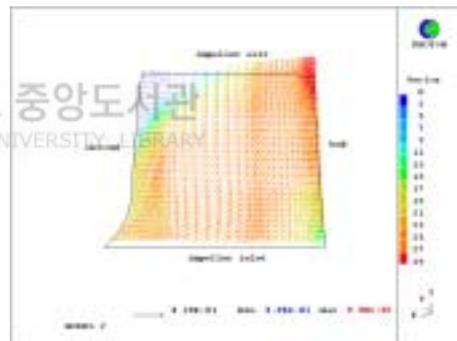
(a) gird



(b) pressure

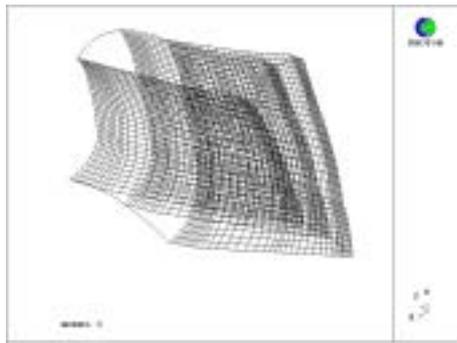


(c) middle

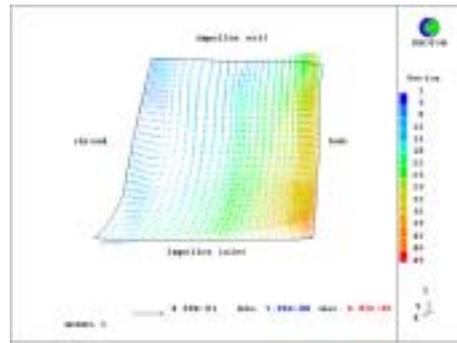


(d) suction

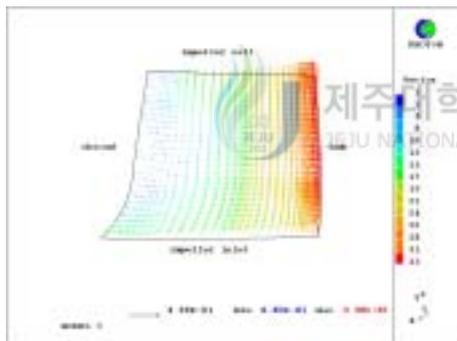
Fig. 49 Distributions of velocity vectors at pressure side, middle, and suction side ($\alpha=17.5^\circ$)



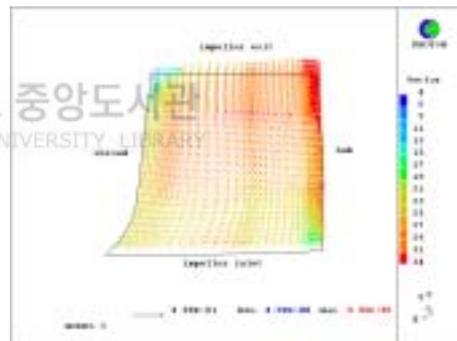
(a) gird



(b) pressure

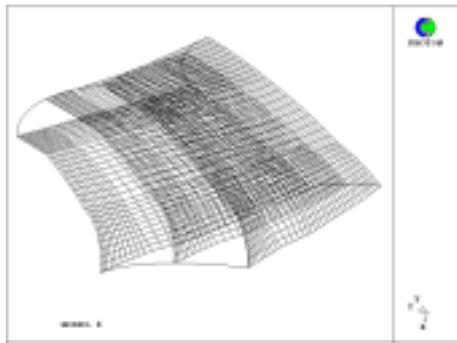


(c) middle

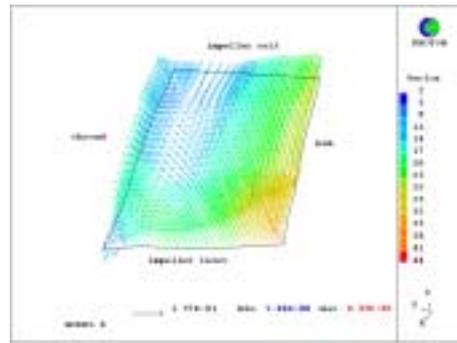


(d) suction

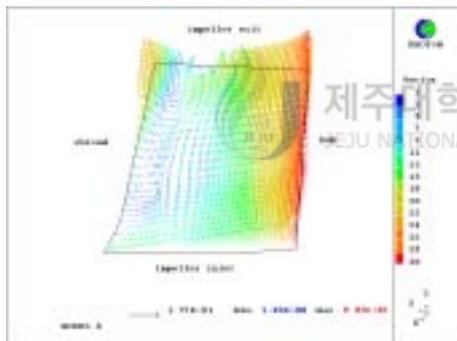
Fig. 50 Distributions of velocity vectors at pressure side, middle, and suction side ($\wedge=35^\circ$)



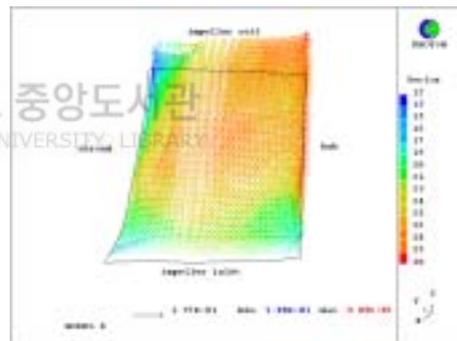
(a) gird



(b) pressure



(c) middle



(d) suction

Fig. 51 Distributions of velocity vectors at pressure side, middle, and suction side ($\Delta = 52.5^\circ$)

V. 결론

본 연구에서는 관류형팬에 대한 여러 가지 설계변수를 변화시켜 실험을 통하여 관찰하고, PHOENICS code(Ver.3.4)를 사용하여 관류형팬에 사용한 총 4종의 임펠러의 내부유동의 흐름을 관찰하였다. 이와 같은 연구를 수행한 결과는 다음과 같다.

1. 원심팬의 성능실험 및 성능 성능예측 프로그램을 통하여 비교한 결과 실험 결과와 성능예측 결과 값이 잘 일치함을 확인하였고, 원심팬에 대한 손실 모델 사용의 신뢰성과 정확성을 확보할 수 있었다.



2. 임펠러주관의 뒤제침각이 증가함에 따라 최대 유량에 큰 변화가 있고, 최대 총합효율의 위치가 유량계수가 큰 쪽으로 이동하며, 관류형팬으로 사용하기에 가장 적절한 임펠러의 뒤제침각 범위는 $17.5^{\circ} \sim 35^{\circ}$ 사이로 나타났다. 그리고 날개수가 증가함에 따라 동일한 유량계수의 위치에서 압력계수는 상승하나, 최대 총합효율에는 큰 차이를 보이지 않는다.

3. $\Delta=17.5^{\circ}$ 인 경우 안내깃각이 커짐에 따라 최대 유량계수는 감소하고, 최대 총합효율 또한 감소함을 알 수 있다. 반면, $\Delta=35^{\circ}$ 인 경우 최대 유량계수는 증가하고, 최대 총합효율에는 큰 변화가 없다. 또한, $\Delta=52.5^{\circ}$ 인 경우 안내깃각 변화는 최대 유량계수는 큰 변화를 보이지 않았지만, 동일한 유량계수의 위치에서 압력계수가 상승함을 알 수 있고, 최대 총합효율도 큰 차이를 보인다. 그리고 안내깃

수의 증가는 관류형팬의 성능을 향상 시키지만, 어느 일정 안내깃수 이상부터는 큰 변화를 보이지 않는다. 끝으로, 출구 깃각의 증가는 최대 총합효율은 유량계수가 큰 쪽으로 이동한다.

4. 임펠러 내부유동해석결과 임펠러의 뒤제침각의 증가는 임펠러 출구에서의 미끄럼속도를 발생시키는 영역을 감소시켜 임펠러의 성능을 향상 시키지만, 지나친 뒤제침각의 증가는 오히려 유동의 흐름을 원활하게하지 못하여 임펠러의 성능을 저하시킨다.

본 연구에서 도출된 관류형팬은 공간 활용도를 높임과 동시에 기존의 관류형팬보다 높은 에너지 절약 효과를 얻을 수 있을 것으로 기대된다.



VI. 참고문헌

- [1] 전재욱, 최재호, 김광용, “사류 팬 삼차원 점성 유동 해석”, Proceedings of The First National Congress on Fluids Engineering, pp 639~642, September 1-2, 2000.
- [2] M. S. Rathod, F. M. Donovan, Jr., “Performance Evaluation of a Centrifugal Cardiac Pump”, The 25th Annual International Gas Turbine Conference and Exhibit and the 22nd Annual Fluid Engineering Conference, New Orleans, Louisiana, March 9-13, 1980.
- [3] A. J. Stepanoff, “Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design and Application”, John Wiley & Sons, Inc., 1957.
- [4] B. Eck, “Fans: Design and operation of centrifugal, Axial Flow and Cross-Flow Fans”, Pergamon Press., 1973.
- [5] 押田良輝, “送風機設計法”, オーム社, 1976.
- [6] C. Pfleiderer, “Die Kreiselpumpen”, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1995.
- [7] Y. R. Reddy and S. Kar, “Optimum Vane Numbers and Angle of Centrifugal Pumps with logarithmic Vanes”, Journal of Basic Engineering, 1971.
- [8] F. J. Wiesner, “A Review of Slip Factors for centrifugal Impellers”, ASME, 1967.
- [9] Frank P. Blier, “Fan Handbook : Selection, Application, and Design, 1997.

- [10] Jay Matley, The Staff of Chemical Engineering, "Fluid movers, pumps, compressors, fans and blowers", McGraw-Hill Publications Co., New York, 1979.
- [11] 손민, 이재엽, 손담, 윤용길, 김진일, 김광용, 서성진, 김홍민, 우정훈, "저소음 고효율 원심형 Inline duct fan 개발", 에너지관리공단, 2002.
- [12] 홍용식, 조옥찬, 유상신, 강위훈, 이봉준, "원심형 팬의 설계기준", 공업진흥청, 1978.
- [13] 이철형, 김은일, 박완순, 김건훈, 주영철, 유승원, "덕트시스템과 고효율 원심 팬의 최적구성 기술개발에 관한 최종보고서", 산업자원부, 1999.
- [14] 팬의 시험 및 검사 방법, KS B 6311, 1982.
- [15] 최종수, 이욱, "소형 원심형 팬의 형상변수가 성능에 미치는 영향에 대한 실험적 연구", 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 67~63, 1998.
- [16] 김재원, 정운영, "축류팬의 성능 평가 및 주변 유동 특성", 설비공학 논문집 제 12권 제 11호, pp. 972~981, 2000.
- [17] 김재원, 최창하, "양흡입 팬의 성능 개선에 관한 연구", 공기조화 냉동공학회 동계학술발표대회 논문집, pp. 354-359, 2000.
- [18] 윤정환, 이상준, "Stereoscopic PIV 기법의 개발과 이를 이용한 축류 팬 후류의 유동해석", 대한기계학회논문집 B권, 제 26권, 제 2호, pp. 362~373, 2002.
- [19] 유수현, "입구 안내깃에 의한 예선회와 상대유입각 변화에 따른 팬 특성에 관한 연구", 연세대학교 대학원 기계공학과, 1981.
- [20] 장동희, 김재원, 안은영, "원심팬의 기하학적 특성에 따른 송풍 성능에 관한 연구", 대한기계학회 추계학술대회 논문집, pp. 1514~1519, 2005.

- [21] Drs Nikos Baltas, D Radosavljevic, "The PHOENICS Menu User Guide",
CHAM Ltd., 1993.
- [22] 이철형, 박완순, "원심임펠러의 직경과 출구폭비에 의한 미끄럼계수의 영향",
공기조화 냉동공학회, 하계학술발표대회 논문집, pp. 440~445, 1999.



감사의 글

본 논문이 완성되기까지 아낌없이 정성을 기울여 지도해 주신 이철형 박사님, 박완순 박사님께 먼저 깊은 감사를 드리며, 바쁘신 와중에도 제 논문에 많은 관심을 가져주시고, 심사까지 맡아주신 허종철, 현명택 두 분 교수님의 따뜻한 지도와 조언에 감사드립니다. 학연생이라는 이유로 학교에 자주 내려가지 못 했지만, 학교에 있을 때마다 저에게 따뜻한 위로와 격려의 말씀을 해주셨던 기계공학과 모든 교수님께 진심으로 감사의 마음을 표합니다. 그리고 서울산업대학교 자동차공학과 김철호 교수님으로부터 피닉스 교육을 받는 동안 수많은 지도와 격려, 글로 표현하기에는 턱없이 부족하지만, 진심으로 감사의 마음을 전합니다.

마지막까지 풍동실험실에서 실험을 도와준 동석, 현석에게 고마운 마음을 전합니다. 제대로 하는 것도 없었지만 하나에서 열까지 도와주시고 격려해준 풍동실험실 종호 형님께 감사를 드립니다. 아울러 대학원 입학동기여러분과 선후배 여러분께도 감사드립니다.

한국에너지기술연구원에서 학연생으로 풍동실험실에서 한 2년이라는 시간이 아득하게 느껴집니다. 지나온 시간들이 너무도 아쉽지만 이렇게 졸업할 시간이 다가 왔습니다. 아직 세상의 일부분도 겪어 보지 못하였지만 풍동실험실에 있으면서 참으로 많은 것을 배운 것 같습니다. 어떻게 지내왔는지 모를 정도로 바쁘기도 했고, 힘들기도 했지만, 돌이켜보면 아쉬움만 가득합니다.

마지막으로 오늘이 있기까지 더없는 사랑과 정성으로 보살피 주신 부모님의 크신 은혜에 무한한 감사를 드립니다.

2005년 12월 박진욱