

# 탈설계 조건에서 원심압축기의 미끄럼 계수 모델들의 평가

윤성호\* · 백제현†  
 (2000년 9월 2일 접수, 2001년 8월 21일 심사완료)

## Assessment of Slip Factor Models for Centrifugal Compressor at Off-Design Condition

Sungho Yoon and Je Hyun Baek

**Key Words :** Slip Factor(미끄럼 계수), Centrifugal Compressor(원심 압축기), Impeller(회전차), Off-Design Condition(탈설계 조건), Mean-line Analysis(평균 유속법), Backsweep Angle(후향 경사각), Blade Number(깃의 개수)

### Abstract

A slip factor is defined as an empirical factor, which should be multiplied to theoretical energy transfer to estimate real work input of a centrifugal compressor. During the last century, researchers have tried to develop simple empirical models to predict the slip factor. However most of these models have been developed based only on design point data. Furthermore flow is assumed inviscid. As a result, these models often fail to predict the correct slip factor at off-design condition. In this study, various models for the slip factor were analyzed and compared with experimental and numerical data at off-design conditions. As a result of this study, Wiesner's and Paeng and Chung's models are shown to be applicable for radial impeller, but all the models are found to be inappropriate for backswept impellers.

———— 기호설명 ————	
$C$	: 절대 속도
$C_s$	: 미끄럼 속도
$U$	: 깃의 속도
$Z$	: 회전차의 날개 개수
$\sigma$	: 미끄럼 계수
$\phi$	: 유량 계수
$\beta$	: 깃의 각도(접선 방향으로부터)

2	: 회전차 출구
$b$	: 깃
$m$	: 자오면(meridional) 방향
$\theta$	: 깃의 접선 방향
$\infty$	: 무한개의 깃

### 1. 서론

원심압축기는 작은 크기로 높은 압력비를 낼 수 있기에 산업체에서 그 응용분야가 매우 넓다. 이러한 원심압축기는 큰 곡률(curvature)을 가진 S자 형태의 깃(blade)이 회전하기에 원심력(centrifugal force), 코리올리 힘(coriolis force) 등이 작용하며 유동현상이 매우 복잡한 3차원 현상을 지니게 된다. 이러한 원심압축기 내부의 유동현상은 Eckardt<sup>(1,2)</sup>에 의해 처음으로 실험적으로 관찰되었으며 이후 Krain<sup>(3,4)</sup>은 회전차 후류가 깃있

#### 하첨자

1 : 회전차 입구

\* 회원, 포항공과대학교 대학원 기계공학과  
 † 책임저자, 회원, 포항공과대학교 기계공학과  
 E-mail : jhbaek@postech.ac.kr  
 TEL : (054)279-2168 FAX : (054)279-3199

는 디퓨저(vaned diffuser)에 미치는 영향 및 후향 경사각(backswep angle)이 회전차(impeller) 내부에 미치는 영향에 대하여 살펴보았다. Hathaway et al<sup>(5)</sup> 은 직경이 1.5 m 가량의 큰 회전차를 저속으로 회전시키며 세부적인 유동현상을 관찰하였다. 또한 Dawes,<sup>(6)</sup> Hah et al,<sup>(7)</sup> Chriss et al<sup>(8)</sup> 등은 수치해석을 통하여 유동현상을 예측하고 그 내부 유동을 모델링(modeling)하고자 했다. 그러나 아직까지 원심압축기 내부의 유동현상을 정확하게 예측하고 모델링하려는 시도는 큰 성공을 거두지 못하고 있어서 원심압축기 설계자들은 초기 설계와 성능예측 단계에 있어서 실험식에 필연적으로 의존하고 있다.

미끄럼 계수란 원심 압축기 출구에서 유체의 흐름이 회전차 깃의 방향을 완전히 따르지 못하고 뒤로 처지게 되며 이로 인해 접선 방향의 속도가 감소하는 정도를 나타내는 상수이다. 이러한 미끄럼 계수는 설계나 성능예측 단계에서 회전차가 실제로 수행하는 일의 크기를 나타내게 하는 중요한 경험치이다. 이러한 미끄럼 계수의 중요성 때문에 20세기 초부터 지금까지 수 많은 실험식 개발 및 그 타당성에 대한 연구<sup>(9~13)</sup>가 수행되어 왔다. 그러나 대부분의 실험식 개발이 설계점에서 비점성 유동(invscid flow) 조건을 가정하고 만들어 졌고 실험 데이터와의 검증도 설계점에서 주로 이루어졌기에 실제 이용시, 특히 탈설계 조건에서 예상 값과 실제 값들의 차이가 많이 생기게 되며 압력비, 효율등의 성능예측 결과에도 오차를 가져오게 된다. 본 연구에서는 기존의 주요 모델들을 탈설계 점에서 실험 및 수치해석 값들과 비교하여 어떠한 경향을 나타내는지 살펴 보았으며 또한 미끄럼 계수 모델이 전체 성능예측 결과에 미치는 영향을 살펴보았다. 그리고 이를 바탕으로 앞으로 어떠한 방식으로 이 미끄럼 계수 모델에 대한 개발이 진행되어야 할 것인가에 대해 토의하였다.

2. 미끄럼 계수 모델

Figure 1과 같은 형상을 가진 원심압축기는 회전차 출구에서 Fig. 2와 같은 형태의 속도삼각형을 가지게 된다. 이때 상대와류(relative eddy)의 발생등을 원인으로 유체의 흐름은 완전히 깃을 따라

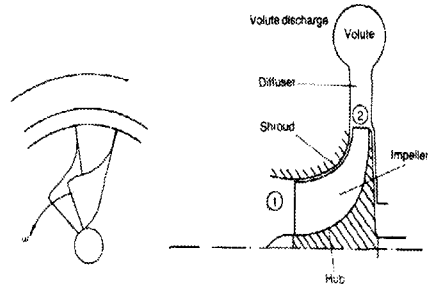


Fig. 1 Schematics of centrifugal compressor

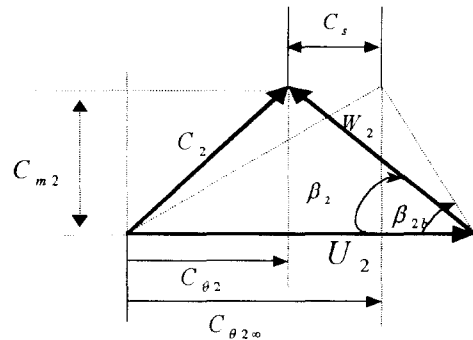


Fig. 2 Velocity triangle at impeller exit

나가지 못하게 되고 미끄럼 속도  $C_s$ 가 발생하게 된다. 이러한 미끄럼 속도의 정도를 나타낸 것을 미끄럼 계수라 하며 이러한 미끄럼 계수는 미국식, 영국식에 따라 식 (1), 식 (2)와 같이 나타낼 수 있고 이러한 서로 다른 정의는 식 (3)과 같은 상호관계가 있다.

$$\sigma_{Ame} = 1 - \frac{C_s}{U_2} \tag{1}$$

$$\sigma_{Brit} = \frac{C_{\theta 2}}{C_{\theta 2\infty}} \tag{2}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{Brit} &= 1 - \frac{U_2}{C_{\theta 2\infty}}(1 - \sigma_{Ame}) \\ &= 1 - \frac{1}{1 - \phi_2 \tan \beta_{2b}}(1 - \sigma_{Ame}) \end{aligned} \tag{3a}$$

$$\text{, where } \phi_2 = \frac{C_{m2}}{U_2} \tag{3b}$$

미끄럼 계수는 회전차와 유체사이의 에너지 전달정도를 나타내기 때문에 압축기, 펌프 설계자들에게 매우 중요한 변수로 많은 실험식들이 제안되어 왔는데 그 대표적인 예들을 다음에 정리해 보았다.

Stodola<sup>(9)</sup>는 회전차 출구에서의 비점성 상대 와류를 고려하여 다음과 같은 미끄럼 계수에 관한 식을 개발하였다.

$$\sigma_{Ame} = 1 - \frac{\pi}{Z} \sin \beta_{2b} \quad (4)$$

이 식은 후향 경사각이 큰 경우에 대하여 잘 일치하나 후향 경사각이 크지 않는 경우에는 잘 일치하지 않는다.

Busemann<sup>(10)</sup>은 대수 스파이럴 베인(logarithmic spiral vane)에 대하여 등각사상(conformal mapping)을 이용하여 수학적으로 미끄럼 계수를 나타내었고 이것을 그래프화하여 정리하였다.

Stanitz<sup>(11)</sup>는 8개의 원심형, 혼류형 압축기에 대하여 포텐셜 유동해석을 통하여 다음과 같은 관계식을 개발하였다.

$$\sigma_{Ame} = 1 - 0.63 \frac{\pi}{Z} \quad (5)$$

이 관계식은 매우 간단하여 현재까지도 기본형상 설계시에 많이 이용되고 있으나 후향 경사각이 큰 경우에는 잘 맞지 않는 것으로 알려져 있다.

Wiesner<sup>(12)</sup>은 Busemann<sup>(10)</sup>의 이론적인 그래프를 다음 식과 같은 관계식으로 단순화 하여 표현하였고 이러한 관계식이 수 많은 실험 데이터와 잘 일치하는 것을 보여주었다.

$$\sigma_{Ame} = 1 - \left( \frac{\sqrt{\sin \beta_{2b}}}{Z^{0.7}} \right) \quad (6)$$

여기서 주의해야 할 것은 그의 실험과의 비교는 설계점에 한해서 행해졌다는 것이다. 그러나 이 식은 평균유속법을 사용한 설계 및 해석<sup>(14)</sup> 단계에 가장 많이 사용되고 있다.

팬과 정<sup>(13)</sup>은 대수 스파이럴 베인을 가진 회전차에 대하여 상대와류의 크기와 위치를 계산하여 미끄럼 계수를 다음과 같이 표현하였고 Stodola와 Stanitz의 식은 그들의 모델의 특수한 경우임을

보였다.

$$\sigma_{Ame} = 1 - f a \quad (7)$$

여기서

$$f = 0.853 + 0.025 \exp((90 - \beta_{2b})/24) \quad (7a)$$

$$a = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{Z} \sin \beta_{2b}\right)}{1 + \sin\left(\frac{\pi}{Z} \sin \beta_{2b}\right)} \quad (7b)$$

or

$$a = \frac{1 - \exp\left(-\frac{2\pi}{z} \sin \beta_{2b}\right)}{2} \quad (7c)$$

### 3. 결과

본 연구에서는 미끄럼 계수 모델로는 앞 장에서 기술한 Stodola,<sup>(9)</sup> Stanitz,<sup>(11)</sup> Wiesner,<sup>(12)</sup> 팬과 정<sup>(13)</sup>의 모델을 사용하였고 압축기로는 Table 1과 같이 형상과 유동조건이 문헌에 밝혀진 Eckardt O, A 압축기<sup>(1,2)</sup>와 Krain,<sup>(4)</sup> Joslyn et al,<sup>(15)</sup> Came et al,<sup>(16)</sup> Oh et al<sup>(17)</sup>의 압축기 들을 선택하였다. 이때 Eckardt 압축기들의 경우 미끄럼 계수에 대한 실험 값이 문헌 상에 있으므로 바로 모델 값과의 비교를 수행하였고 다른 압축기들의 경우 실험 값들이 없으므로 Oh<sup>(18)</sup>에 의해서 계산된 수치해석

Table 1 Impeller Type

Impeller	Z	$\beta_{2t}$	PR	Ref.	data
O	20	90	2.08	Eckardt <sup>(1)</sup>	Exp.
A	20	60	1.91	Eckardt <sup>(2)</sup>	Exp.
B	24	60	4.70	Krain <sup>(4)</sup>	Num.
C	17	60	1.22	Joslyn et al <sup>(15)</sup>	Num.
D	17+17	60	8.00	Came et al <sup>(16)</sup>	Num.
E	12+12	45	4.55	Oh et al <sup>(17)</sup>	Num.

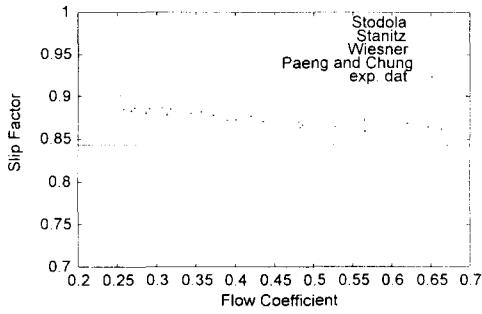


Fig. 3 Slip factor variation of impeller O

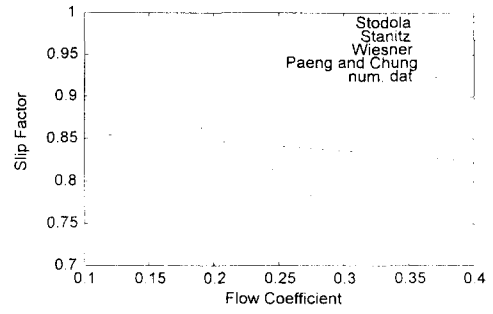


Fig. 6 Slip factor variation of impeller C

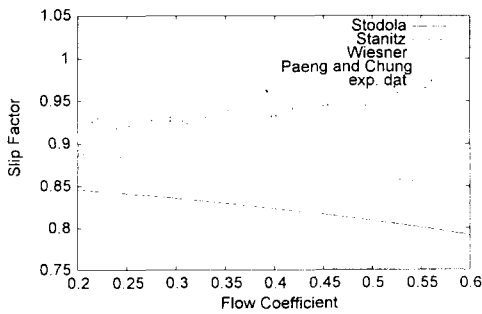


Fig. 4 Slip factor variation of impeller A

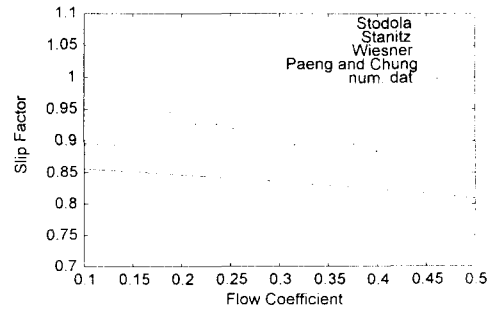


Fig. 7 Slip factor variation of impeller D

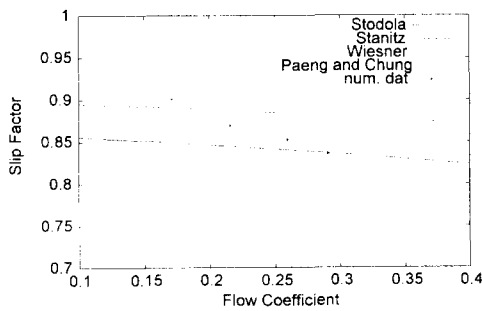


Fig. 5 Slip factor variation of impeller B

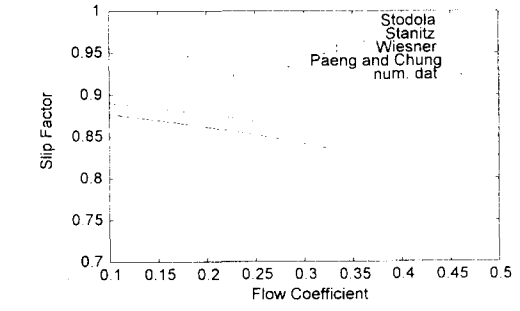


Fig. 8 Slip factor variation of impeller E

결과와 모델 값들과의 비교를 수행하였다. 이 때 실험 및 수치해석 결과와의 비교를 위하여서는 식 (2)의 영국식 정의를 사용하였다.

Figures 3 ~ 8는 각 회전차에 대하여 유량이 변화함에 따라 미끄럼 계수 값의 변화를 모델 예측 값과 함께 실험/수치해석 값을 함께 나타낸 그래프이다. Fig. 3에서 볼 수 있는 바와 같이 후향 경사각이 없는 회전차(impeller) o에서는 각 모델들의 값이 유량의 변화에 관계없이 일정한 값을 가지는 것을 볼 수 있으며 실험 값은 유량의 증

가에 따라 조금씩 감소하는 것을 볼 수 있다. 이 경우 'Wiesner'와 'Paeng and 정'의 모델은 전 운전영역에 대하여 실제 값에 매우 근사함을 볼 수 있고 'Stodola'와 'Stanitz'의 모델은 실제 값과 많은 오차를 지니는 것을 볼 수 있다.

Figures 4 ~ 8에서 볼 수 있듯이 후향 경사각을 가지는 회전차의 경우는 전반적으로 모든 모델들이 실험 값 및 수치해석 값들과 잘 일치하지 않는 것을 확인할 수 있었다. 실제 회전차의 미끄럼 계수는 회전차의 세부 형상에 따라 Fig. 4와

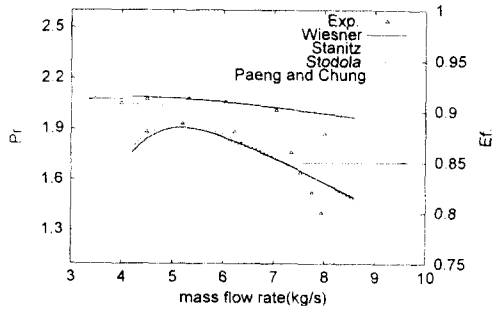


Fig. 9 Slip factor model's effect on the off-design performance of Eckardt O compressor

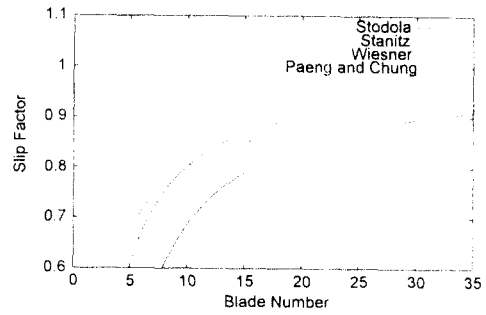


Fig. 11 The effect of blade number for radial impeller

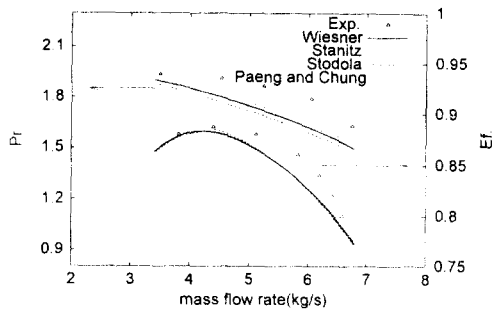


Fig. 10 Slip factor model's effect on the off-design performance of Eckardt A compressor

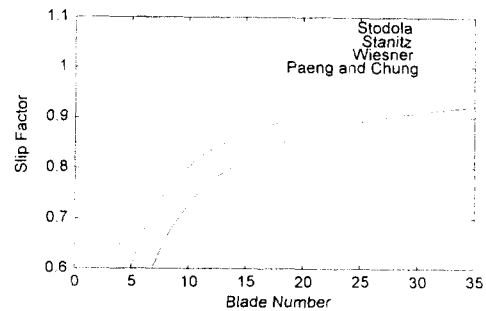


Fig. 12 The effect of blade number when the blade exit angle is 60 degree

Fig. 8 과 같이 유량의 증가에 따라 증가할 수도 있고 Fig. 5 ~ 7과 같이 감소할 수도 있으나 기존 모델들은 일률적으로 유량의 증가에 따라 미끄럼 계수가 감소하는 경향을 보여주었다.

위에서 살펴 볼 수 있듯이 각 모델의 예측 값들과 실제 값들이 크게 차이나는 원인은 첫 번째로 대부분의 미끄럼 계수 모델들이 설계점에서 비점성유동을 가정하여 유도된 것을 들 수 있고 두 번째로 유량의 변화에 따른 미끄럼 계수를 고려해 주지 않았으며 마지막으로 기존의 모델들이 후향 경사각과 날개 수의 간단한 함수로 지나치게 단순화되었기 때문이다.

Figures 9 ~ 10은 미끄럼 계수 모델의 변화에 따른 Eckardt 압축기들<sup>(1,2)</sup>의 압력비 및 효율의 예측 값을 실험치와 비교한 것이다. 이 때 평균유속법(mean-line method)으로는 윤과 백<sup>(14)</sup>의 방법을 사용하였다. 여기에서 알 수 있듯이 미끄럼 계수 모델의 변화에 따라 압력비가 운전영역 전반에 걸쳐서 일정량 증가하거나 감소하는 것을

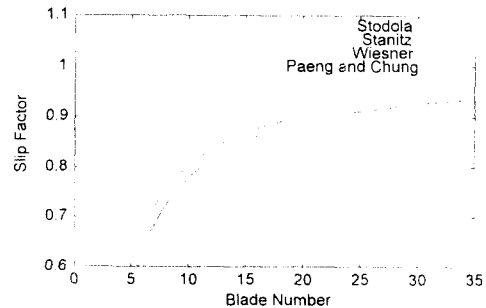


Fig. 13 The effect of blade number when the blade exit angle is 45 degree

확인할 수 있으며 그 영향이 상당히 큰 것을 확인할 수 있다. Eckardt O 압축기의 경우 설계점 ( $\dot{m} = 5.3 \text{ kg/s}$ ) 에서 미끄럼 계수 모델의 선택에 따라 압력비가 2.03에서 2.11까지 그 예측 값이 달라지게 된다. 한편 미끄럼 계수 모델이 변화하더라도 효율곡선에는 큰 영향을 미치지 못하는 것을 확인할 수 있다.

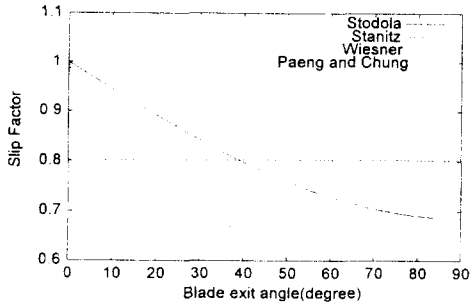


Fig. 14 The effect of blade exit angle when the blade number is 10

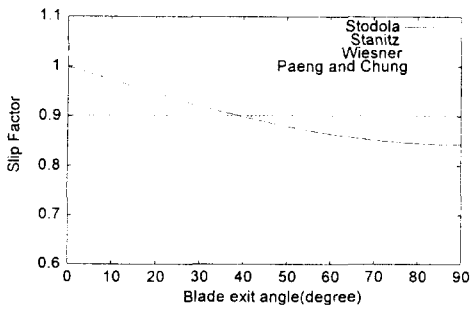


Fig. 15 The effect of blade exit angle when the blade number is 20

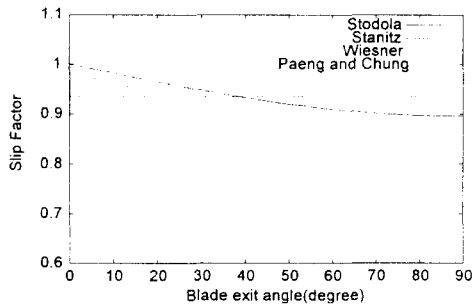


Fig. 16 The effect of blade exit angle when the blade number is 30

Fig. 3과 Fig. 9를 비교하면 미끄럼 계수 모델로 'Wiesner'와 'Paeng and Chung'의 모델을 사용할 때 Eckardt O 압축기에 대하여 미끄럼 계수 값 및 전체 성능 곡선이 실험결과와 가장 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 한편 Fig. 4와 Fig. 10을 비교하면 모든 미끄럼 계수 모델의 예측 값이 실제 값보다 많이 작기 때문에 전반적인 압력비, 효율의 예측 값들도 실제 값보다 작은 것을 확인

할 수 있다.

후향 경사각과 깃의 개수가 미끄럼 계수에 미치는 영향을 알기 위하여 Fig. 11 ~ 13과 같이 회전차 출구각( $\beta_{2b}$ )를 일정하게 고정하고 깃의 개수에 대하여 각 모델 방정식 (4) ~ (7)의 크기를 나타내었다. Figure 11은 깃의 출구각을  $90^\circ$ , 즉 후향경사각이 없는 회전차를 나타내며 Fig. 12, 13은 출구각이 각각  $60^\circ$ ,  $45^\circ$ 를 나타낸다. 여기에서 알 수 있듯이 깃 출구의 각도를 고정하였을 때 깃의 개수가 적을 때에는 'Paeng and Chung', 'Wiesner', 'Stanitz', 'Stodola'의 순이었으나 깃의 개수가 증가함에 따라 'Stanitz', 'Paeng and Chung', 'Wiesner', 'Stodola'의 순으로 바뀌었으며 'Wiesner'와 'Paeng and Chung'은 거의 유사한 예측결과를 지닌다. 또한 깃의 출구 각이 작아짐에 따라 이러한 크기의 변화가 일어나는 깃의 개수가 커졌다.

Figures 14 ~ 16은 깃의 개수를 일정하게 유지하고 회전차의 출구각에 따른 변화를 나타낸 것이다. Figures 14는 날개의 개수를 10개로 고정시켰을 때를 Fig. 15와 Fig. 16은 날개 개수를 각각 20, 30개로 고정시켰을 때를 나타낸다. 여기에서 알 수 있듯이 깃의 개수가 클수록 모든 모델들의 미끄럼 계수 예측 값들이 커지게 되며 회전차 출구각에 변화에 따른 영향을 적게 받게 된다. 또한 깃의 개수를 고정시켰을 때의 회전차 출구각의 영향을 살펴보면 'Stanitz'의 예측 값은 출구각에 상관없이 항상 일정한 값을 유지하였으며 다른 모델들은 출구각이  $0^\circ$  일 때는 미끄럼 계수 값이 1을 보이다가 출구각이 증가하며 점차적으로 감소하는 경향을 보였다. 'Stodola'의 예측 값은 출구각에 따라 가장 큰 변화를 보여 날개 개수가 10개인 Fig. 14의 경우 출구각이  $0^\circ$ 에서  $90^\circ$ 로 변화함에 따라 미끄럼 계수 값이 1에서 0.68 정도까지 변화하였다. 'Wiesner'와 'Paeng and Chung'의 모델은 서로 매우 유사한 경향을 보였다.

#### 4. 결론

대표적인 미끄럼 계수 모델인 'Stodola' 모델, 'Stanitz' 모델, 'Wiesner' 모델, 'Paeng and Chung' 모델들에 대하여 6가지의 회전차의 실험값, 수치해석 값들과 탈설계점에서의 비교를 수행하였으며 깃의 출

구 각과 깃의 개수가 모델에 미치는 영향을 살펴 보아 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 후향 경사각이 없는 경우, 즉  $\beta_{2b} = 90^\circ$  인 경우에는 Wiesner와 '팬과 정'의 모델이 전반적으로 실험 값과 잘 일치하는 경향을 보여준다.
  - (2) 후향 경사각이 있는 경우 전반적으로 실제 값과 모델들의 예측 값들과의 불일치가 크다.
  - (3) 후향 경사각이 있는 경우 실제 미끄럼 계수는 유량의 증가에 따라 단조 증가, 단조 감소 등 세부 형상에 따라 여러 가지 경향을 띠는데 반하여 기존 모델들은 일률적으로 단조감소의 경향을 보인다.
  - (4) 미끄럼 계수 모델이 전체 성능예측에 미치는 영향을 살펴본 결과 미끄럼 계수 모델의 변화에 따라 압력비가 일정량 크거나 작게 예측되었으며 효율에는 큰 영향을 미치지 않았다. 또한 미끄럼 계수를 가장 정확하게 예측하는 모델이 전체 성능 역시 가장 정확하게 예측하였다.
  - (5) 미끄럼 계수의 예측값의 크기를 비교해 보면 깃의 개수가 적을 때는 '팬과 정'의 모델 예측값이 가장 크고 'Wiesner', 'Stanitz', 'Stodola'의 순이었으며 깃의 개수가 증가함에 따라 'Stanitz', '팬과 정', 'Wiesner', 'Stodola'의 순으로 바뀐다.
  - (6) 출구각에 미끄럼 계수 모델에 미치는 영향을 살펴본 결과 'Stanitz'의 모델은 출구각에 영향을 받지 않았으며 다른 모델들은 출구각의 증가에 따라 미끄럼 계수 예측 값이 단조 감소하는 경향을 띠었다. 이 때 'Stodola'의 모델이 가장 변화가 심하였고 'Wiesner'와 '팬과 정'의 모델은 유사한 경향을 보였다.
- 앞으로 미끄럼 계수를 개선하기 위하여서는 유량의 변화에 따른 효과를 고려해 주어야 할 것이며 점성효과를 3차원 형상과 함께 적절하게 고려해 주어야 할 것이다.

### 후 기

본 연구는 BK21 사업에 지원을 받았습니다. 이에 감사 드립니다.

### 참고문헌

(1) Eckardt, D., 1976, "Detailed Flow Investigation Within a High Speed Centrifugal Compressor

Impeller," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 98, pp. 390 ~ 402.

(2) Eckardt D., 1980, "Flow Field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers - Part 2 : Flow Measurements using a Laser Velocimeters," 25th *ASME Gas Turbine Conf.*, New Orleans, Louisiana, pp. 77 ~ 86.

(3) Krain H., 1981, "A Study of Centrifugal Impeller and Diffuser Flow," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 103, pp. 688 ~ 697.

(4) Krain H., 1988, "Swirling Impeller Flow," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 110, pp. 122 ~ 128.

(5) Hathaway, M. D., Chriss, R. M., Wood, J. R., and Strazisar, A. J., 1993, "Experimental and Computational Investigation of the NASA Low-Speed Centrifugal Compressor Flow Field," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, pp. 527 ~ 542.

(6) Dawes, W. N., 1988, "Development of a 3-D Navier Stokes Solver of Application to All Types of Turbomachinery," *ASME Paper No. 88-GT-70*.

(7) Hah, C., and Krain, H., 1990, "Secondary Flows and Vortex Motion in a High Efficiency Backswept Impeller at Design and Off-Design Conditions," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 112, pp. 7 ~ 13.

(8) Chriss, R. M., Hathaway, M. D., and Wood, J. R., 1996, "Experimental and Computational Results from the NASA Lewis Low-Speed Centrifugal Impeller at Design and Part-Flow Conditions," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 55 ~ 65.

(9) Stodola, A., 1927, "Steam and Gas Turbines," Vol. I and II, McGraw-Hill, New York.

(10) Busemann, A., 1928, "Das Forderhohenverhältnis Radialer Kreiselpumpen mit Logarithmisch-Spiraligen Schaufeln," *Z. Angew. Math. Mech.*, Vol. 8, pp. 372 ~ 384.

(11) Stanitz, J. D., 1952, "Some theoretical Aerodynamic Investigation of Impellers in Radial and Mixed Flow Centrifugal Compressors," *Trans. ASME*, Vol. 74, pp. 473 ~ 497.

- (12) Wiesner, F. J. 1967, " A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," *Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A*, Vol. 89, pp. 558 ~ 572.
- (13) 팽기석, 정명균, 2000, "원심 임펠러의 상대 와류 크기 모델에 근거한 이론적인 미끄럼 계수," 대한기계학회논문집 B권, Vol. 24, No. 3, pp. 411 ~ 418.
- (14) 윤성호, 백제현, 2000, "두영역 모델과 직렬 두요소 모델의 변수에 의한 원심 압축기 탈설계 성능의 민감도 분석," 대한기계학회논문집 B권, Vol. 24, No. 6, pp. 834 ~ 844.
- (15) Joslyn H. D., Brasz J. J., and Dring R. P, 1991, "Centrifugal Compressor Impeller Aerodynamics : an Experimental Investigation," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 660 ~ 669.
- (16) Came P. M., and Herbert M.V, 1980, "Design and Experimental Performance of Some High Pressure Ratio Centrifugal Compressors," AGARD CP-282.
- (17) 오종식, 윤의수, 조수용, 오군섭, 1998, "40 kW 급 터보제너레이터용 원심압축기의 공력설계 및 유동해석," 유체기계공업 학회 '98 강연회 및 연구개발 발표회 논문집, pp. 128 ~ 135.
- (18) Oh, J. S., 1998, "Numerical Investigation of Slip Factor for Centrifugal Impellers," *Proc. of 4th KSME-JSME Fluid Eng. Conf.*, Pusan, South Korea, pp. 113 ~ 116.