

탈설계 조건에서의 미끄럼 계수 모델들의 평가

윤성호* · 백제현**

Assessment of Slip Factor Models 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 갯수)

Abstract

Slip factor is defined as an empirical factor being multiplied to theoretical energy transfer for the estimation of real work input of a centrifugal compressor. Researchers have tried to develop a simple empirical model, for a century, to predict a slip factor. However most these models were developed on the condition of design point assuming inviscid flow. So these models often fail to predict a correct slip factor at off-design condition. In this study, we summarized various slip factor models and compared these models with experimental and numerical data at off-design condition. As a result of this study, Wiesner's and Paeng and Chung's models are applicable for radial impeller, but all the models are not suitable for backswept impeller. Finally, the essential avenues for future study is discussed.

	기호설명	θ	깃의 접선 방향
C	절대 속도	1	회전차 입구
C_s	미끄럼 속도	2	회전차 출구
U	깃의 속도	b	깃
Z	회전차의 날개 갯수		
σ	미끄럼 계수		
ϕ	유량 계수		
β	깃의 각도(접선 방향으로부터)		

1. 서론

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⁽¹⁻⁵⁾가 수행되어 왔다. 그러나 대부분의 실험식 개발이 설계점에서 비점성 유동(inviscid flow) 조건을

하첨자
 ∞ 무한개의 깃

* 회원, 포항공대 기계공학과 대학원

** 회원, 포항공대 기계공학과

가정하고 만들어 졌고 실험 데이터와의 검증도 설계점에서 주로 이루어졌기에 실제 이용시, 특히 탈설계 조건에서 예상 값과 실제 값들의 차이가 많이 생기게 된다. 본 연구에서는 기존의 주요 모델들을 탈설계 점에서 실험 및 수치해석 값들과 비교하였고 이 때 어떠한 경향을 나타내는지를 살펴 보았다. 또한 앞으로 어떠한 방식으로 이 미끄럼 계수 모델에 대한 개발이 진행되어야 할 것인가에 대해 토의하였다.

2. 미끄럼 계수 모델

Stodola⁽¹⁾는 회전차 출구에서의 비점성 상대 와류를 고려하여 식 (1)과 같은 미끄럼 계수에 관한 식을 개발하였다.

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

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

Busemann⁽²⁾은 대수 스파이럴 베인(logarithmic spiral vane)에 대하여 등각사상(conformal mapping)을 이용하여 수학적으로 미끄럼 계수를 나타내었고 이것을 그래프화 하여 정리하였다.

Stanitz⁽³⁾는 8개의 원심형, 혼류형 압축기에 대하여 포텐셜 유동해석을 통하여 식 (2)와 같은 관계식을 개발하였다.

$$\sigma = 1 - 0.63 \frac{\pi}{Z} \quad (2)$$

이러한 관계식은 매우 간단하여 현재까지도 기본 형상 설계시에 많이 이용되고 있으나 후향 경사각이 큰 경우에는 잘 맞지 않는 것으로 알려져 있다.

Wiesner⁽⁴⁾은 Busemann의 이론적인 그래프를 식 (3)과 같은 관계식으로 단순화 하여 표현하였고 이러한 관계식이 수 많은 실험 데이터와 잘 일치하는 것을 보여주었다.

$$\sigma = 1 - \left(\frac{\sqrt{\sin \beta_{2b}}}{Z^{0.7}} \right) \quad (3)$$

이 때 주의해야 할 것은 그의 실험과의 비교는 설계점에 한해서 행해졌다는 것이다. 그러나 이러한 식은 평균유속법을 사용한 설계 및 해석⁽⁶⁾ 단계에 가장 많이 사용되고 있다.

팽과 정⁽⁵⁾은 대수 스파이럴 베인을 가진 회전차에 대하여 상대와류의 크기와 위치를 계산하여 미끄럼 계수를 식 (4)와 같이 표현하였고 Stodola와 Stanitz의 식은 그들의 모델의 특수한 경우임을 보였다.

$$\sigma = 1 - f a \quad (4)$$

이 때 f 는

$$f = 0.853 + 0.025 \exp((90 - \beta_{2b})/24) \quad (4a)$$

a 는

$$a = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{Z} \sin \beta_{2b}\right)}{1 + \sin\left(\frac{\pi}{Z} \sin \beta_{2b}\right)} \quad (4b)$$

or

$$a = \frac{1 - \exp\left(-\frac{2\pi}{Z} \sin \beta_{2b}\right)}{2} \quad (4c)$$

와 같이 표현 될 수 있다.

위의 각 모델의 수식에서 알 수 있듯이 대부분의 식이 깃의 개수와 후향 경사각의 단순한 함수 형태로 이루어져 있다. 그러기에 위의 결과에서 살펴볼 수 있듯이 유량이 변화함에 따라 미끄럼 계수의 값의 변화 경향을 바르게 따라가지 못하게 되며 또한 3차원 형상과 같은 세부 형상이 변화할 때의 미끄럼 계수의 변화를 보여줄 수 없다.

Eckardt^(7,8)은 Wiesner의 관계식이 후향경사각이 30도인 Eckardt A 압축기에 대하여 유량이 변함에 따라 실험 값과의 오차가 증가함을 보였다. Oh⁽⁹⁾는 6개의 회전차에 대하여 유량계수를 변화시켜가며 수치해석한 결과 Wiesner의 식과 매우 큰 불 일치를 확인할 수 있었고 이러한 불

일치는 후향경사각이 큰 압축기일수록 심하다는 것을 보여주었다.

3. 연구 방법

본 연구에서는 미끄럼 계수 모델로는 앞 장에서 기술한 'Stodola', 'Stanitz', 'Wiesner', '팽과 정'의 모델을 사용하였고 압축기로는 Table 1과 같이 형상과 유동조건이 문헌에 밝혀진 Eckardt O, A 압축기와 Krain⁽¹⁰⁾, Joslyn et al⁽¹¹⁾, Came et al⁽¹²⁾, Oh et al⁽¹³⁾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⁽⁹⁾에 의해서 계산된 수치해석 결과와 모델 값들과의 비교를 수행하였다.

미끄럼 계수의 정의로는 회전차 입구에서의 스월이 없는 경우 식 (5)와 같은 영국식 정의를 사용하였다.

$$\sigma = 1 - \frac{C_s}{U_2(1 - \phi_2 \cot \beta_{2b})} \quad (5)$$

,where

$$C_s = C_{\infty} - C_{\theta}$$

Table 1 Impeller Type

Impeller	Z	β_{2b}	PR	Ref.
O	20	90	2.08	Eckardt ⁽⁷⁾
A	20	60	1.91	Eckardt ⁽⁸⁾
B	24	60	4.70	Krain ⁽¹⁰⁾
C	17	60	1.22	Joslyn et al ⁽¹¹⁾
D	17+17	60	8.00	Came et al ⁽¹²⁾
E	12+12	45	4.55	Oh et al ⁽¹³⁾

4. 결과

Fig. 1 ~ 6은 각 회전차에 대하여 유량이 변화

함에 따라 미끄럼 계수가 어떻게 변화하는지를 보여주는 그래프이다. Fig.1에서 볼 수 있는 바와 같이 후향경사각이 없는 impeller o에서는 각 모델들의 값이 유량의 변화에 관계없이 일정한 값을 가지는 것을 볼 수 있다. 또한 이 경우 'Wiesner'와 '팽과 정'의 모델은 실제 값에 근사함을 볼 수 있고 'Stodola'와 'Stanitz'의 모델은 실제 값에서 많이 벗어남을 볼 수 있다.

Fig. 2 ~ 6에서 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. 2, Fig. 6과 같이 유량의 증가에 따라 증가할 수도 있고 Fig. 3 ~ 5와 같이 감소할 수도 있으나 기존 모델들은 일률적으로 유량의 증가에 따라 미끄럼 계수가 감소하는 경향을 보여주었다. 이는 기존의 모델들이 후향경사각과 블레이드 개수의 간단한 함수로 되어 있고 이것이 지나치게 단순화 되었음을 보여준다.

각 모델들의 크기를 비교하면 'Stanitz', '팽과 정', 'Wiesner', 'Stodola'의 순이었고 '팽과 정'의 모델과 'Wiesner'의 모델은 거의 근사한 값을 보였다.

후향 경사각과 깃의 개수가 미끄럼 계수에 미치는 영향을 알기 위하여 Fig. 7 ~ 9와 같이 β_{2b} 를 일정하게 고정하고 깃의 개수에 대하여 각 모델 방정식 (1) ~ (4)의 크기를 나타내었다. Fig. 7 ~ 9에서 알 수 있듯이 깃 출구의 각도를 고정하였을 때 깃의 개수가 적을 때에는 '팽과 정', 'Wiesner', 'Stanitz', 'Stodola'의 순이었으나 깃의 개수가 증가함에 따라 'Stanitz', '팽과 정', 'Wiesner', 'Stodola'의 순으로 바뀌었다. 또한 깃의 출구 각이 작아짐에 따라 이러한 크기의 변화가 일어나는 깃의 개수가 커졌다.

5. 결 론

대표적인 미끄럼 계수 모델인 'Stodola' 모델, 'Stanitz' 모델, 'Wiesner' 모델, '팽과 정' 모델들에 대하여 6가지의 회전차의 실험값, 수치해석 값들과 탈설계점에서의 비교를 수행하였고 이 때의 결과는 다음과 같다.

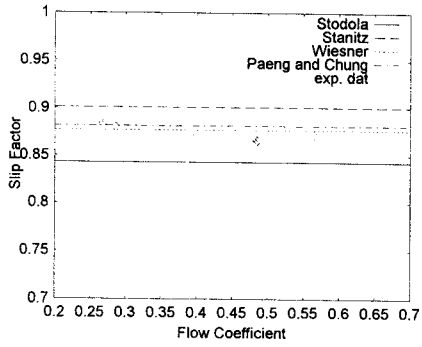


Fig.1 Slip factor variation of impeller O

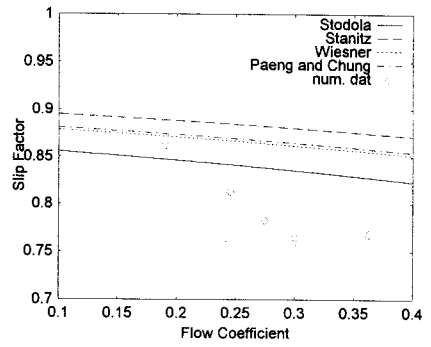


Fig.4 Slip factor variation of impeller C

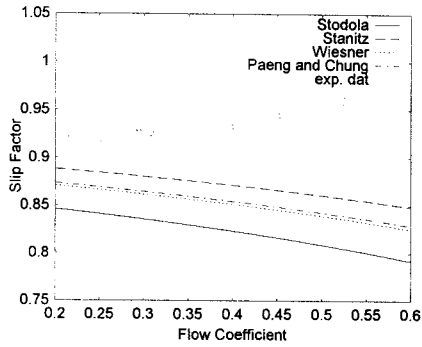


Fig.2 Slip factor variation of impeller A

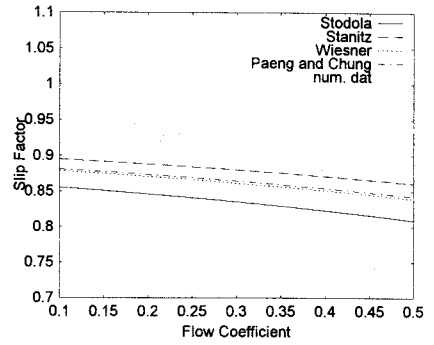


Fig.5 Slip factor variation of impeller D

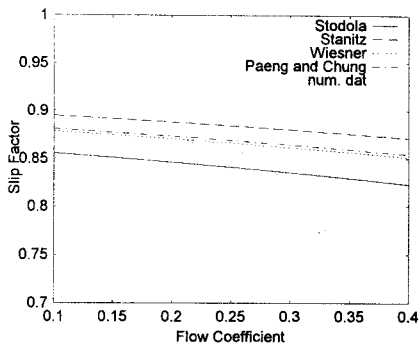


Fig.3 Slip factor variation of impeller C

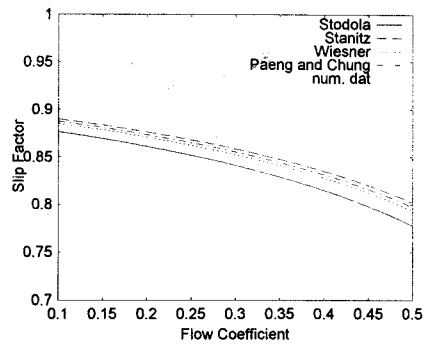


Fig. 6 Slip factor variation of impeller E

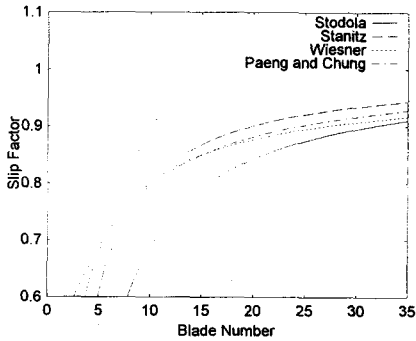


Fig.7 The effect of blade number for radial impeller

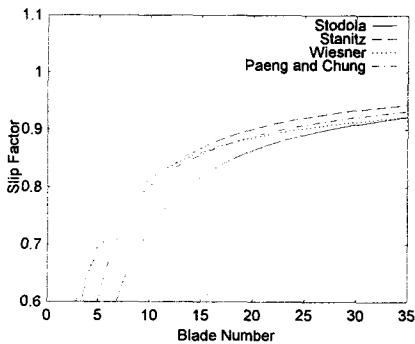


Fig.8 The effect of blade number when the blade exit angle is 60 deg.

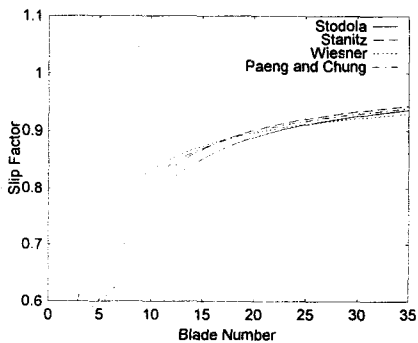


Fig.9 The effect of blade number when the blade exit angle is 45 deg.

(1) 후향 경사각이 없는 경우, 즉 $\beta_{2b} = 90^\circ$ 인 경우에는 Stanitz와 Wiesner의 모델이 전반적으로 실험 값과 잘 일치하는 경향을 보여주었다.

(2) 후향 경사각이 있는 경우 전반적으로 실제 값과 모델들의 예측 값들과의 불일치가 큰 것을 확인 할 수 있었다.

(3) 후향 경사각이 있는 경우 실제 미끄럼 계수는 유량의 증가에 따라 단조 증가, 단조 감소 등 세부 형상에 따라 여러 가지 경향을 띄는데 반하여 기존 모델들은 일률적으로 단조감소의 경향을 보였다.

(4) 미끄럼 계수의 예측값의 크기를 비교해 보면 깃의 개수가 적을 때는 '팽과 정'의 모델 예측 값이 가장 크고 'Stodola', 'Stanitz', 'Wiesner'의 순이었으며 깃의 개수가 증가함에 따라 'Stanitz', '팽과 정', 'Wiesner', 'Stodola'의 순으로 바뀌었다.

후향 경사각이 있는 경우 모델의 예측값들과 실제 값들이 크게 차이나는 원인으로서는 무엇보다도 대부분의 미끄럼 계수 모델들이 설계점에서 비점성 유동을 가정하여 유도된 것을 들 수 있다. 또한 실험식에 출구에서의 깃의 각도와 날 개수의 함수로 지나치게 단순화 되었다는 것을 지적할 수 있다.

앞으로 이러한 미끄럼 계수는 보안하기 위하여서는 유량의 변화에 따른 효과를 고려해 주어야 할 것이며 점성효과를 3차원 형상과 함께 적절하게 고려해 주어야 할 것이다.

후기

본 연구는 BK21 사업에 지원을 받았습니다. 이에 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Stodola, A, 1927, "Steam and Gas Turbines," Vol I and II, McGraw-Hill, New York.
- (2) Busemann, A., 1928, "Das

- Forderhohenver-Haltnis Radialer
 Kreiselumpen mit Logarithmisch-
 Spiraligen Schaufeln," *Z. Angew. Math
 Mech.*, Vol.8, pp.372-384
- (3) Stanitz, J. D., 1952, "Some theoretical
 Aerodynamic Investigation of Impellers in
 Radial and Mixed Flow Centrifugal
 Compressors," *Trans. ASME*, vol. 74,
 pp.473-497
- (4) 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.
- (5) 팽기석, 정명균, 2000, "원심 임펠러의 상대
 와류 크기 모델에 근거한 이론적인 미끄럼
 계수," *대한기계학회 논문집 B권*, Vol. 24,
 no. 3, pp.411-418.
- (6) 윤성호, 백제현, 2000, "두영역 모델과 직렬두
 요소 모델의 변수에 의한 원심 압축기 탈
 설계 성능의 민감도 분석," *대한기계학회
 논문집 B권*, Vol. 24, no. 6, pp.834-844.
- (7) Eckardt, D., "Detailed Flow Investigation
 Within a High Speed Centrifugal
 Compressor Impeller," *ASME Journal of
 Fluids Engineering*, Vol. 98, pp. 390-402,
 1976.
- (8) Eckardt D., "Flow Field Analysis of Radial
 and Backswept Centrifugal Compressor
 Impellers - Part 2 : Flow Measurements
 using a Laser Velocimeters," *25th
 ASME Gas Turbine Conference*, pp.
 77-86, 1980.
- (9) JongSik Oh, 1998, "Numerical Investigation
 of Slip Factor for Centrifugal Impellers, "
*Proc. of 4th KSME-JSME Fluid Eng.
 Conf.*, pp. 113-116.
- (10) Krain H., 1988, "Swirling Impeller Flow,"
*Trans. of ASME, Journal of
 Turbomachinery*, Vol. 110, pp.122-128
- (11) Joslyn H.D., Brasz J.J., and Dring R.P,
 1991, "Centrifugal Compressor Impeller
 Aerodynamics : an experimental
 investigation," *Trans of ASME, Journal
 of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 660-669
- (12) Came P. M., and Herbert M.V, 1980,
 "Design and Experimental Performance of
 Some High Pressure Ratio Centrifugal
 Compressors," AGARD CP-282
- (13) 오종식, 윤의수, 조수용, 오군섭, 1998, "40
 kW 급 터보제너레이터용 원심압축기의 공
 력설계 및 유동해석," *유체기계공업 학회
 '98 강연회 및 연구개발 발표회 논문집*, pp.
 128-135.