

원심압축기 임펠러의 미끄럼계수 변화에 관한 수치연구

오 종 식*

A Numerical Study on Slip Factor Variations in Centrifugal Compressor Impellers

JongSik Oh*

Key Words: 미끄럼계수(Slip Factor), 블레이드 하중(Blade Loading), radial & backswept 임펠러

ABSTRACT

In the present numerical analysis, investigation of the effect of blade loadings from design shape on the slip factor variation was studied. Both the Eckardt radial bladed impeller and the backswept impeller were analyzed. In addition, a new design of the blade profile was arbitrarily attempted to generate a center-loading pattern in the original backswept impeller. Three dimensional compressible Navier-Stokes flow analysis with the Baldwin-Lomax turbulence model was applied to get the numerical slip factor at each impeller exit plane using the mass-averaging technique. The numerical slip factors are in good agreement with the experimental ones and the Wiesner's slip factors deviate further from the numerical and experimental ones in both backswept impellers. Deviation angles and meridional channel loadings are found in no relation with the trend of change of the slip factor. Blade-to-blade loadings in midspan location are, however, found to have a direct relationship, especially at the sections where maximum loadings are to be expected. That information can be utilized in establishing an improved expression for slip factors in the future.

1. 서 론

원심압축기에서의 미끄럼계수(slip factor)는 설계나 성능예측 단계에서 임펠러가 실제로 수행하는 일(work)의 크기를 보다 근사하게 예측하는 여러 중요한 경험치중의 하나다. 임펠러 후연(trailing-edge)에서의 무부하(unloading) 조건에 의해 발생하는 미끄럼속도의 크기만큼 출구 속도삼각형을 수정해야 하며, 이는 보통 임펠러 블레이드의 개수와 출구 블레이드 각도등의 매우 제한된 변수의 함수로 이루어진 여러 형태의 간단한 경험식으로 주어진다. 설계단계에서 현재 가장 자주

인용되는 식은 Busemann 미끄럼계수를 이용하여 간단한 집합(fitting)식을 제시한 Wiesner의 표현식⁽¹⁾으로서, 반경류(radial) 임펠러에서부터 backswept 임펠러에 이르기까지 범용적으로 사용되고 있다.

이는 매우 제한된 변수로만 이루어진 표현식이기에 설계점에서도 실제와의 오차가 발생하며, 더욱이 탈설계점에서도 설계점에서의 예측치를 일정하게 적용하기 때문에 큰 오차가 내재되어 있음이 예상된다. Eckardt⁽²⁾ 반경류 임펠러보다는 특히 backswept 임펠러에서 유량이 변화함에 따라 Wiesner의 표현식이 실험적으로 구한 미끄럼계수를 적절히 예측하지 못하고 있음을 발견한 바 있다. Eckardt는 이러한 원인을 임펠러의 블레이드 각도의 S자형 분포에 있는 것으로 추측하였다.

* 한국기계연구원 유체기계그룹 선임연구원

따라서, 임펠러의 다양한 기하학적 변수와 유동의 여러 조건등에 따라 이미 알려진 여러 간단한 표현식과는 달리 실제의 미끄럼계수는 변화하기 때문에, 압축기의 설계능력의 수준을 향상하기 위해서는 이에 대한 구체적인 연구가 필요하다.

저자는 선행연구⁽³⁾를 통해 실험적으로 구한 미끄럼계수가 공개되어 있는 Eckardt의 2개의 임펠러⁽²⁾인 반경류와 뒷굽임펠러에 대해 수치유동해석을 수행하여 수치(numerical)미끄럼계수를 구해 유량이 증가함에 따라 변화하는 미끄럼계수에 대해 확인한 바 있다. 특히 Eckardt의 backswept 임펠러는 기존의 반경류 임펠러의 블레이드 후반부에서 강제적으로 backsweep을 줌으로써 설계되었기 때문에, 해석 결과에 따르면, 두 임펠러 모두 후방하중(rear-loading) 분포를 가진다. 본 연구에서는 블레이드 각도의 분포를 이와는 다르게 줄 경우, 즉 중앙하중(center-loading) 분포를 줄 경우, 수치해석을 통해 얻게되는 미끄럼계수의 변화를 블레이드 하중과 함께 살펴보고자 한다.

2. 미끄럼계수 방정식

본 연구에서 사용하는 미끄럼계수의 정의식은 다음의 식(1)에서 주어지는 바와 같이 유립정의식으로 한다. 임펠러 입구에서의 예선회(prehwhirl)가 없을 경우, 미끄럼계수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sigma &\equiv \frac{U_2 C_{a2} - U_1 C_{a1}}{(U_2 C_{a2} - U_1 C_{a1})_\infty} \\ &= 1 - \frac{C_s}{U_2 - C_{m2} \cot \beta_{2b}} \\ &= \frac{C_p \Delta T_o}{U_2^2 (1 - \phi_2 \cot \beta_{2b})} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 유량계수 $\phi_2 = C_{m2}/U_2$ 이고, 각도는 모두 접선방향을 기준으로 한다. 임펠러 출구평면에서의 3차원 수치해석 결과를 이용하여 질량유량평균(mass-averaging)을 통해 식 (1)로부터 수치 미끄럼계수를 얻게 된다. Wiesner의 표현식을 같은 유립정의식으로 변환하여 다시 쓰면 다음과 같다.

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2b}} / Z^{0.7}}{1 - \phi_2 \cot \beta_{2b}} \quad (2)$$

3. 수치유동해석법

본 연구에서 사용한 수치유동해석 방법은 저자의 선행연구⁽⁴⁾에 나타난 바와 같이, 압축성 Navier-Stokes 방정식을 이용한 시간진행법(time marching method)이다. Reynolds 평균 3차원 압축성 난류유동방정식을 3차원 공간의 셀에 대해 유한체적(finite volume)화하고 시간에 관한 4단계 Runge-Kutta 적분법을 주요 알고리즘으로 사용하였다. 난류모델링을 위해서는 일반적으로 터보기계 유동해석에서 무리없이 사용하고 있는 one-equation 모델인 Baldwin-Lomax 모델을 적용하였다. 임펠러의 끝단(tip)은 두께를 0으로 하여 간단히 모델링하는 방법을 적용하여 익말단 간극을 포함하여 해석하였다.

4. 원심 임펠러

본 연구에서 사용한 임펠러는 3개로서 이미 언급한 바와 같이, Eckardt의 2개 임펠러외에 저자에 의해 새로이 설계된 backswept 임펠러로 구성된다. 편의를 위해 Eckardt의 반경류 임펠러를 “임펠러-O”, backswept 임펠러를 “임펠러-A”, 그리고 새로이 설계된 임펠러를 “임펠러-A1”으로 칭하기로 한다. 이들에 대한 자오면 형상과 블레이드 각도의 분포가 Fig. 1과 Fig. 2에 각각 제시되어 있다. 설계변경은 오직 블레이드 각도의 분포에서만 이루어졌고 자오면 형상곡선이나 블레이드

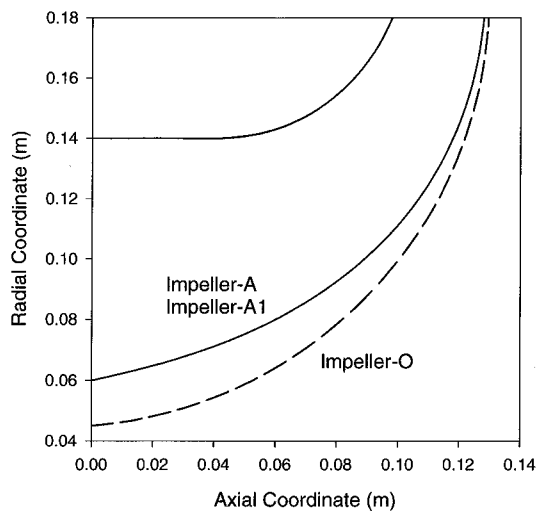


Fig. 1 Meridional Profiles of Three Impellers

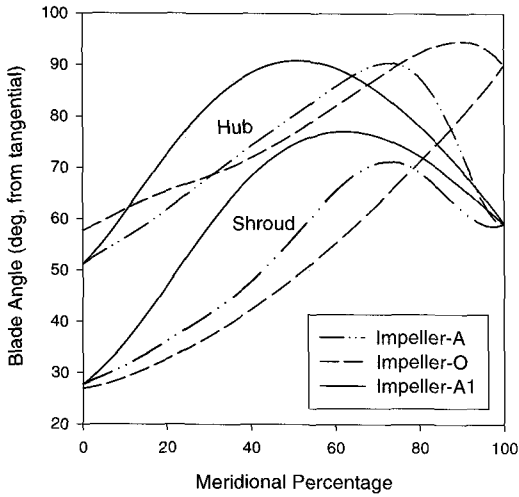


Fig. 2 Blade Angle Distributions of Three Impellers

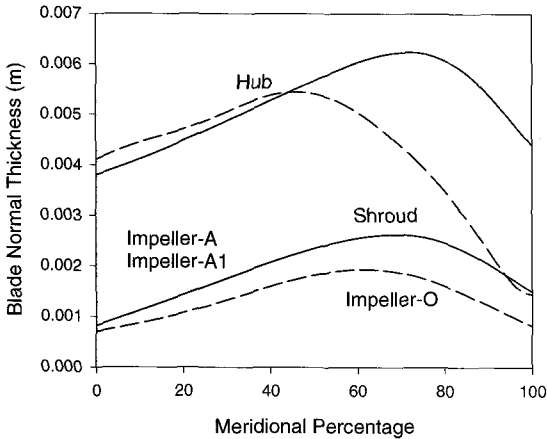


Fig. 3 Blade Thickness Distributions of Three Impellers

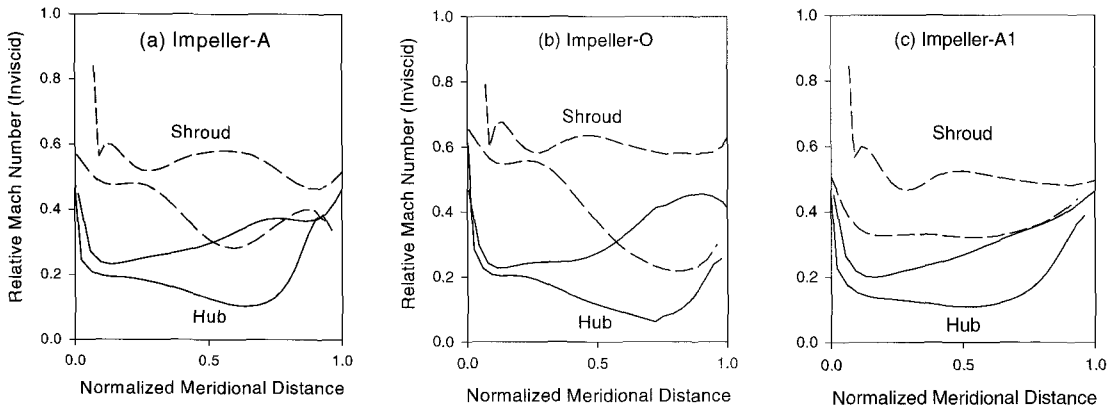


Fig. 4 Quasi-3D March Number Distributions

두께(Fig. 3)는 그대로 유지하였다. Fig. 2에서와 같이 임펠러-A1은 증압하중을 위해 허브와 쉬라우드에서의 블레이드 각도가 이동되어 있음을 알 수 있으며, 이러한 하중의 분포는 현재 설계단계에서 이용하고 있는 준3차원 유동해석을 통해 Fig. 4에 나타난 바와 같은 결과로 확인된다. 수치해석은 설계회전수(14,000 rpm)에만 국한하여 수행하였다.

5. 결과 및 토의

Fig. 5는 기존의 임펠러-O와 임펠러-A에 대하여 3차원 수치유동해석을 통해 얻은 미끄럼계수를 유량의 변화에 따라 나타낸 것으로서, 알려진 실험치와 Wiesner 표현식값도 함께 나타내었다. 임펠러-O의 경우에는 유량이 증가함에 따라 미끄럼계수가 약간 감소하는 경향이 있으나 전체적으로 실험치와 계산치가 잘 일치하며, Wiesner의 표현식도 비록 일정한 값이지만 합리적으로 예측하고 있다. 그러나 backswept 임펠러인 임펠러-A의 경우, 실험치와 계산치 모두 Wiesner의 표현식과는 매우 다르게 유량이 증가함에 따라 미끄럼계수도 증가하는 모습을 보인다. 식 (2)로 표현된 Wiesner의 미끄럼계수는 유량이 증가함에 따라 오히려 감소하고 있어서 임펠러의 실제 일을 예측하는 데에 실패하고 있음을 알 수 있다. 계산치는 choke 영역으로 갈수록 실험치보다는 약간 높게 예측하고 있으나 전체적으로 실험치와 근사한 모습을 보이고 있다. 스톨영역 부근에서 계산치가 존재하지 않는 이유는 수치 계산상에서 압력을 출구 경계조건으로 주는 데에서 비롯된 방법상의 한계 때문이다.

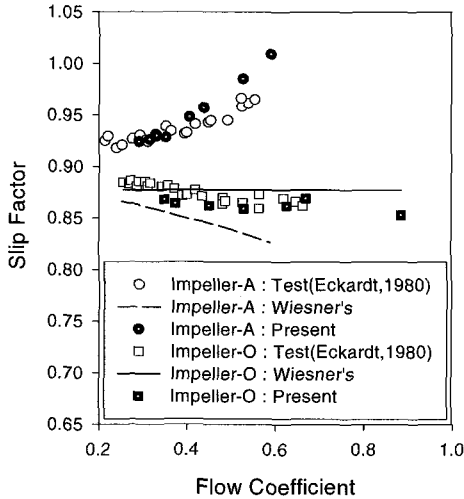


Fig. 5 Slip Factor Variations of Impeller-A and -O

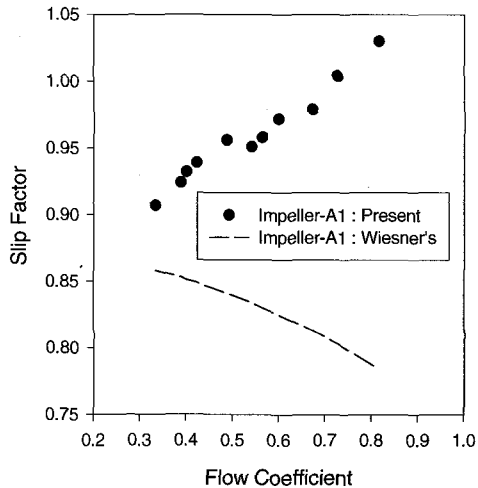


Fig. 6 Slip Factor Variations of Impeller-A1

Fig. 6은 임펠러-A1에서의 수치 미끄럼계수와 Wiesner 표현식에 의한 미끄럼계수를 유량변화에 따라 도시한 그림이다. 여전히 둘 사이의 오차는 이전의 임펠러-A의 경우와 같이 초크(choke) 영역으로 갈수록 차이가 증가하는 양상을 보이고 있으며, 중앙하중 분포를 가진 경우에도 수치 미끄럼계수는 유량이 증가함에 따라 더불어 증가함을 알 수 있다. 그 증가폭은 오히려 임펠러-A의 경우보다 약간 심한 것으로 판단된다.

미끄럼계수는 축류형 터보기계에서는 편차각(deviation angle)과 비슷한 의미를 갖는다. Fig. 7에서는 임펠러 출구단면에서 질량유량평균한 속도성분을 이용하여 구

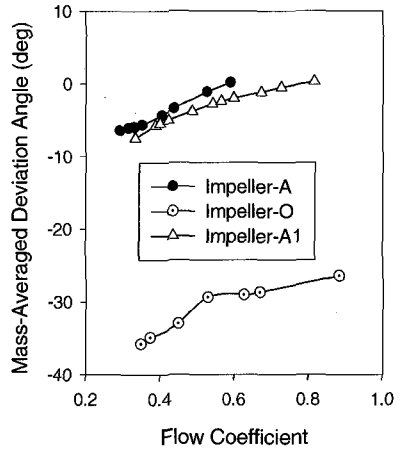


Fig. 7 deviation Angle Variations of Three Impellers

한 편차각을 유량의 변화에 따라 나타내었다. 여기서 편차각은 접선방향을 기준으로 한 유동각에서 블레이드각을 감한 각도로 정의한다. 이미 알고 있는 바와 같이 반경류 임펠러에서의 편차각은 다른 뒷굽음 임펠러의 경우에 비해 상대적으로 큰 order를 보이고 있으며, 이들은 모두 초크 영역으로 갈수록 절대적인 값은 줄어 들게 된다. backswept 임펠러의 경우에는 심한 초크(deep choke) 영역에서 오히려 유동각이 블레이드각을 leading하는 모습을 알 수 있다. 이는 역시 Fig. 5와 Fig. 6에서 본 계산으로 구한 미끄럼계수의 값이 1보다 큰 값을 보이는 것과 같은 의미이다.

실제로는 유동이 초크 영역으로 근접할수록 편차각의 절대값이 감소하고 유동은 블레이드 방향에 근접하여 유출하면서 미끄럼계수의 값이 1에 근접한다. 본 연구에서는 3차원 CFD 계산결과로부터 일차원적 개념인 유동변수를 유추하여 미끄럼계수를 구하였으며, 또한 CFD 계산결과와 수렴성이 초크 영역으로 갈수록 악화되어 완전한 수렴조건을 만족시키지 못한 이유로 인해 비현실적인 1보다 큰 값을 보이고 있다. 그러나 최대 1.03의 값을 들어 실제의 미끄럼계수 값에 비해 약 5% 미만의 오차범위에 놓인다고 판단된다.

중앙하중 분포를 갖는 임펠러-A1의 편차각이 후방 하중 분포를 갖는 임펠러-A의 경우보다 약간 더 큰 것으로 파악되었다. 그러나 3가지 경우 모두 유량의 변화에 따른 편차각의 변화가 비슷하기 때문에, 미끄럼계수의 변화에 주는 영향을 직접적으로 유추할 수 없는 것으로 판단된다.

임펠러의 하중은 크게 나누어 볼 때 자오면 유로상

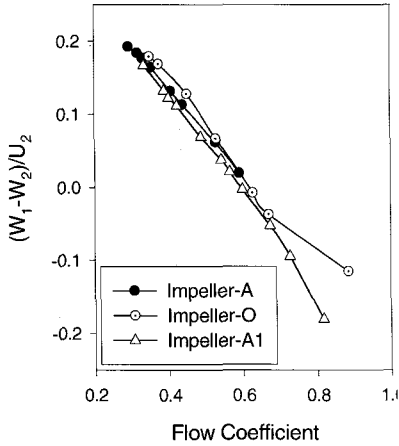
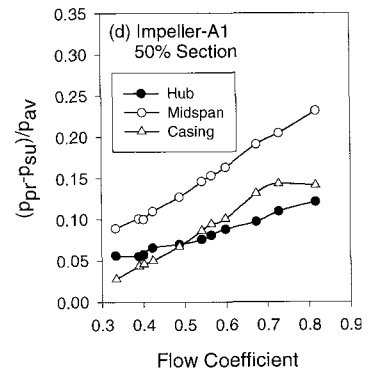
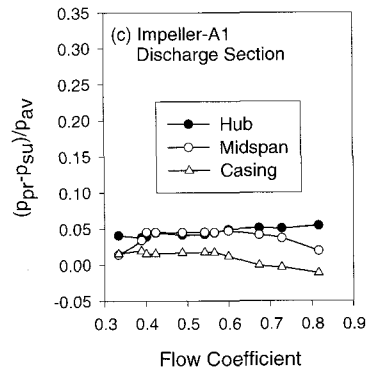
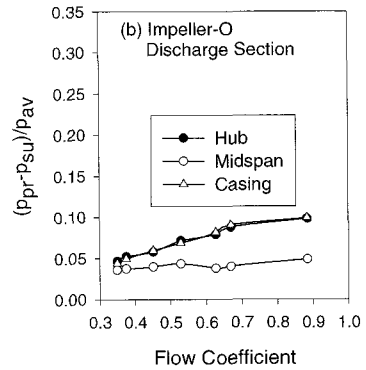
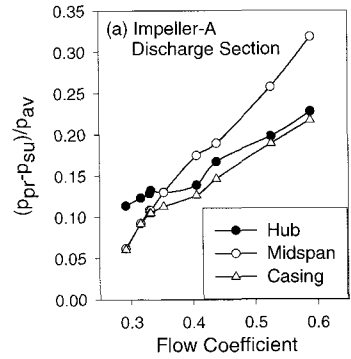


Fig. 8 Streamwise Loadings of Three Impellers

의 하중과 블레이드간의 하중으로 구분된다. Fig. 8은 자오면 유로상의 하중이 미끄럼계수에 주는 영향을 파악하기 위하여 나타낸 그림으로서, 임펠러의 전연과 후연 단면에서 각각 질량유량평균한 상대속도를 이용하였다. 하중이 유량이 증가함에 따라 단조감소하는 경향을 보이고 있으며, 특히 3개의 임펠러 모두 비슷한 분포를 보이고 있어서 자오면 유로상의 하중이 미끄럼계수에 미치는 직접적인 영향이 작은 것으로 판단된다.

블레이드간의 하중이 미끄럼계수에 미치는 영향을 파악하기 위하여 압력하중계수를 3개의 임펠러에 대해 span 방향으로 Fig. 9에 나타내었다. 압력하중계수는 블레이드의 압력면(pressure side)과 부압면(suction side)에서의 정압간의 차이를 서로의 산술평균값으로 무차원화한 값으로서, 본 연구에서는 점성 수치유동해석을 적용하였기 때문에 속도에 관한 하중계수 대신에 이를 이용하였다.

Fig. 9(a)는 임펠러-A의 출구단면에서 보여주는 유량의 변화에 따른 압력하중의 분포로서, 유량이 증가함에 따라 허브와 중간스팬, 그리고 케이싱면에서의 하중도 증가한다. 특히, 중간스팬에서의 하중이 급격히 증가하고 있는 것이 주목된다. Fig. 9(b)는 임펠러-O의 출구단면에서의 압력하중계수의 분포를 나타낸다. 흥미로운 점은 유량이 증가함에 따라 허브와 케이싱면의 하중은 약간 증가하지만, 중간스팬에서의 하중은 거의 일정한 값을 유지하고 있다. 반면에, Fig. 9(c)에서 보는 바와 같이, 임펠러-A1의 출구단면에서의 압력하중계수는 허브와 케이싱 그리고 중간스팬에서 모두 거의



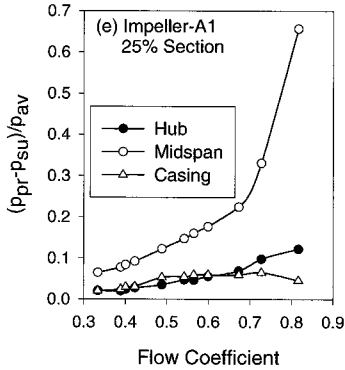


Fig. 9 Blade-to-Blade Loadings of Three Impellers

일정하게 유지되고 있다. 그러나 Fig. 9(d)에서 보는 바와 같이 출구단면이 아닌 전연으로부터 유로길이 50%에 해당하는 중간단면(임펠러의 입구와 출구자오면 유로길이의 중간단면)에서의 하중을 살펴보면, 중간스팬에서의 하중이 유량이 증가함에 따라 증가하고 있음을 알 수 있다. 참고로, 전연으로부터 유로길이 25%에 해당하는 자오면 유로단면에서의 하중분포(Fig. 9(e))에서는 중간스팬에서의 하중이 더욱 급격히 상승하고 있다. 지금까지, 임펠러의 출구단면(즉, 100% 유로단면)과 중간단면(즉, 50% 유로단면)을 고려한 이유는 임펠러-A와 임펠러-O는 설계개념상 최대 블레이드간 하중이 임펠러 출구쪽에서, 그리고 임펠러-A1은 중간단면에서 발생할 것으로 예상했기 때문이고, 25% 유로단면을 살펴본 이유는 참고로 50% 유로단면에서의 하중변화 추이를 전방에서 추가로 살펴보기 위함이다.

이러한 일련의 현상은 다음과 같이 정리될 수 있다. 중간스팬에서의 블레이드간의 하중이 유량의 변화에 따라 변화하는 모습은 미끄럼계수가 유량의 변화에 따라 변화하는 모습과 비슷하며, 특히 그 때의 블레이드간의 하중 위치는 최대하중이 발생하는 자오면 유로단면 위치로 판단된다.

보통 단순하게 생각할 경우, backswept 임펠러는 기하학적 면적비(임펠러를 단순 확산통로로 볼 경우에 인듀서 목(inducer throat) 면적에 대한 출구면적의 비)가 반경류 임펠러에 비해 더 작기 때문에 임펠러를 통해 생기는 속도의 확산이 상대적으로 더 작아 임펠러 출구단면에서 발생하는 제트/후류(jet/wake) 영역에서의 후류 영역이 작을 수 있다. 따라서 기본적으로 포텐셜 유동에 근거한 Busemann이나 Wiesner의 표현식

은 반경류 임펠러에 비해 backswept 임펠러에 더 잘 근사하게 적용된다고 생각할 수 있다. 그러나 이미 살펴본 바와 같이, 예외의 경우가 많이 존재하며, 미끄럼계수는 임펠러의 출구 블레이드 각도와 날개 개수 뿐만 아니라 다른 설계 형상변수, 운전조건과 작동유체 등과 복합적으로 관련되어 있다.

그 중에서도 설계 형상변수중의 하나인 임펠러 블레이드의 각도분포가 미치는 영향이 클 것으로 예상되었고, 언급한 바와 같이 설계시에 고려하는 최대하중이 발생하는 위치에서의 블레이드간의 하중이 어떠한 형태로든 미끄럼계수의 변화특성에 직접적으로 영향을 주고 있음이 판명되었다. 비록 수치해석적인 접근 방법이지만, Wiesner의 표현식을 보완하는 수정 표현식을 정립하는데에 도움이 될 것으로 본다.

6. 결론

유량이 변화함에 따라 변하는 미끄럼계수의 특성을 파악하기 위하여, Eckardt의 반경류형과 뒷굽음 임펠러, 그리고 중앙하중분포를 위해 수정설계한 수정형 뒷굽음 임펠러 등 3개의 임펠러에 대해 3차원 압축성 난류 유동해석을 수행하였다. 수치 미끄럼계수를 구하여 블레이드 하중간의 관계를 살펴본 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 3차원 압축성 난류 유동해석을 통해 질량유량평균 개념으로 구한 미끄럼계수가 유량의 변화에 따라 변화하는 모습은 실험적으로 구한 미끄럼계수의 모습과 잘 일치하였다.
- (2) Wiesner의 표현식으로 구한 미끄럼계수는 Eckardt의 반경류 임펠러를 제외하고는 실제의 값과 많은 차이를 보이고 있으며, 특히 초크 영역으로 갈수록 차이가 심하게 증가하였다.
- (3) 임펠러의 자오면 유로상의 하중은 미끄럼계수의 변화특성을 직접적으로 설명하기에는 충분하지 못하였다.
- (4) 임펠러 블레이드간의 하중은 미끄럼계수의 변화특성과 직접적으로 관계가 있었으며, 최대 블레이드간의 하중이 발생하는 자오면 유로단면 위치의 중간스팬에서 블레이드간의 하중이 유량에 따라 변화하는 모습이 미끄럼계수가 유량에 따라 변화하는 특성과 비슷하였다.

참고문헌

- (1) Wiesner, F.J., "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," Trans. of ASME, Journal of Engineering for Power, Vol.89, pp. 558~572, 1967.
- (2) Eckardt, D., "Flow Field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers," Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, ASME Publication, 1980.
- (3) Oh, JongSik, "Numerical Investigation of Slip Factor for Centrifugal Impellers," Proceedings of KSME-JSME Fluids Engineering Conference, pp. 113~116, 1998.
- (4) Oh, JongSik, "Numerical Investigation of Internal Flow Field for Modified Design of Eckardt Backswept Impeller," ASME Paper 98-GT-296, 1998.