

비균일 익단간극이 원심압축기의 성능과 유동에 미치는 영향에 대한 수치해석적 연구

정요한,¹ 박준영,² 최민석,³ 백제현*¹

¹포항공과대학교 기계공학과

²한국기계연구원

³명지대학교 기계공학과

NUMERICAL STUDY OF NON-UNIFORM TIP CLEARANCE EFFECTS ON THE PERFORMANCE AND FLOW FIELD IN A CENTRIFUGAL COMPRESSOR

Y.H. Jung,¹ J.Y. Park,² M. Choi³ and J.H. Baek*¹

¹Dept. of Mechanical Engineering, POSTECH.

²Korea Institute of Machinery and Materials

³Dept. of Mechanical Engineering, Myongji Univ.

This paper presents a numerical investigation of the influences of various non-uniform tip clearances on the performance and flow field in a centrifugal compressor. Numerical simulations were conducted for three centrifugal compressor impellers in which the tip clearance height varied linearly from the leading edge to the trailing edge. The numerical result was compared with the experimental data for validation. Although the performance improved for low tip clearances, a smaller tip clearance at the trailing edge reduced the overall tip leakage flow more effectively than a smaller tip clearance at the leading edge. Therefore, a smaller tip clearance at the trailing edge lowered the mixing loss caused by interactions between the tip leakage flow and the main passage flow.

Key Words : 원심압축기(Centrifugal Compressor), 비균일 익단간극(Non-uniform Tip Clearance), 간극누설유동(Tip Leakage Flow)

1. 서 론

원심압축기는 적은 유량에서 높은 압축비를 가지며 항공기 용 엔진, 자동차용 터보차저, 마이크로 터빈, 산업용 발전기 등의 다양한 산업분야에서 사용되고 있다. 원심압축기에서는 높은 압력비와 넓은 운전영역이 요구되는데 이러한 목적을 만족시키기 위해서는 압축기 내부의 복잡한 유동을 이해하는 것이 필수적이다. 원심압축기에서는 덮개가 없는 임펠러가 주로 사용되므로 임펠러의 익단과 케이싱 사이에는 익단간극이 존재하며, 날개의 압력면과 흡입면의 압력차로 인해 간극을

통해 누설유동이 발생한다. 이러한 간극누설유동은 압력손실을 일으키고 이차유동을 변화시켜 압축기의 성능 및 효율에 큰 영향을 미친다.

원심압축기의 간극누설유동이 성능과 유동구조에 미치는 영향에 관해서는 많은 연구가 수행되었다. Pampreen[1]은 6개의 압축기 임펠러에 대해서 익단간극에 의한 효율감소를 예측하였다. Senoo and Ishida[2,3]는 임펠러의 간극으로 인한 압력손실과 성능저하에 대해 연구하였으며, 익단간극손실과 효율감소를 예측할 수 있는 이론적인 모델을 제시하였다. Ishida et al.[4]은 압축기 임펠러의 출구유동을 측정하여 익단간극이 이차유동에 미치는 영향에 대해 연구하였다. Gotof[5]는 비압축성 CFD 코드를 사용하여 다양한 익단간극에서 임펠러 출구유동을 살펴본다. Hong et al.[6]은 실험을 통해 익단간극이 유동구조와 효율에 미치는 영향에 대해 연구하였다. Eum and Kang[7]은 일곱 가지의 다른 익단간극을 형성하여 간극누설유

Received: July 4, 2012, Revised: March 12, 2013,

Accepted: March 13, 2013.

* Corresponding author, E-mail: jhbaek@postech.ac.kr

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/ksfce.2013.18.1.007>

© KSCFE 2013

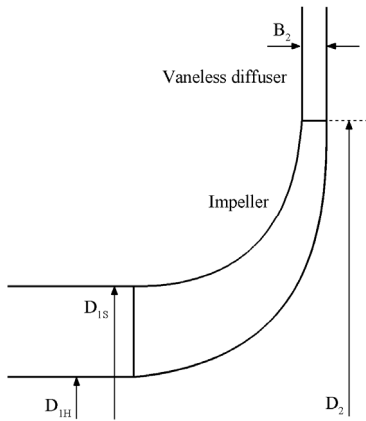


Fig. 1 Geometrical configuration

동이 성능과 유동에 미치는 영향을 수치해석적으로 연구하였으며, 성능과 효율감소를 성공적으로 예측할 수 있는 간단한 모델을 제시하였다. Kang et al.[8]은 축류압축기에서 비균일 익단간극의 효과를 모델링을 통해서 예측하였으며, Weiss et al.[9]은 원심압축기에서 비균일 익단간극이 후류의 형성에 미치는 영향에 대해서 연구하였다. Kang et al.[10]은 마이크로터빈에서 사용되는 원심압축기의 운전 익단간극을 측정하고 운전 익단간극이 성능에 미치는 영향에 대해 연구하였다.

본 연구에서는 다양한 비균일 익단간극이 원심압축기의 성능과 유동에 미치는 영향을 수치해석을 이용하여 살펴보았다. 서로 다른 익단간극 분포를 가지는 세 가지의 임펠러에 대해서 계산을 수행하였으며 계산의 정확성을 검증하기 위해 실험결과와 계산결과를 비교하였다.

2. 압축기 모델 및 수치해석 방법

본 연구에서 사용된 원심압축기 임펠러는 15개의 날개를 가지고 있으며 익단간극은 날개의 선단에서부터 끝단까지 0.3 mm의 균일한 분포를 가진다. 디퓨저는 베인없는 디퓨저를 사용하였으며 디퓨저의 높이는 5 mm로 임펠러 출구 높이와 동일하다. 자오면에서의 압축기의 형상은 Fig. 1에 나타내었으며 임펠러의 주요제원은 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Specification of the geometrical parameters

Blade number	15
Inlet hub diameter	36.0 mm
Inlet shroud diameter	72.6 mm
Outlet diameter	140.0 mm
Blade width	5 mm
Tip clearance	0.3 mm

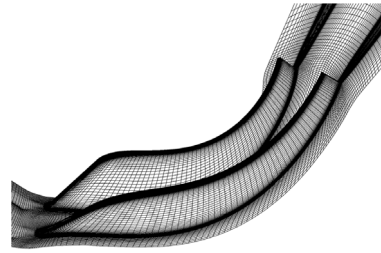


Fig. 2 Computational grid of the impeller

수치해석을 위해서 터보기계의 유동해석에 주로 사용되고 있는 상용 프로그램인 ANSYS-CFX 12.0을 사용하였다. 이 프로그램은 3차원 RANS(Reynolds-averaged Navier-Stokes)식을 유한체적법을 사용하여 푼다. 계산격자는 주유로에 H형태의 격자를 생성하였으며 임펠러의 선단과 끝단 근처에서는 격자의 질을 향상시키기 위해서 O형태의 격자를 생성하였다. 적절한 격자수를 결정하기 위하여 96,334, 596,022, 1,196,336개의 세 가지 격자수에 대하여 설계유량에서 계산을 수행하였다. 중간 크기의 격자수와 가장 큰 격자수의 전압력비 차이가 약 0.3%, 전효율 차이가 약 0.02%로 매우 작았기 때문에 전체형상에 대해 중간 크기의 격자수인 596,022개의 격자점을 사용하였다. 또한 임펠러 간극 내에서의 유동을 해석하기 위하여 스팬 방향으로 11개의 격자점을 사용하였으며 생성된 격자를 Fig. 2에 나타내었다. 난류모델로는 일반적으로 역압력구배로 인한 유동박리를 예측하는데 있어 다른 난류모델들에 비해 정확하다고 알려진 k- ω SST(shear transport model) 모델을 사용하였고 정상유동해석을 수행하였다[11]. 설계유량에서의 주요 경계조건을 Table 2에 나타내었다. 임펠러의 입구에 전압, 전온도 및 유동각을 설정해 주었고, 출구에는 질량유량조건을 주었다. 또한 회전방향으로는 주기조건을 주었고, 벽에는 점착 조건 및 단열조건을 설정해 주었다. 임펠러와 케이싱 사이에서 발생하는 상대운동을 해석하기 위하여 임펠러의 날개영역에는 회전좌표계를 적용하고, 케이싱은 임펠러의 날개와 반대 방향으로 움직이게 하여 정지좌표계를 적용하였다.

3. 수치해석 결과의 검증 및 Test cases

수치해석 결과의 신뢰성을 검증하기 위하여 0.3 mm의 균일한 익단간극을 가지는 임펠러에 대하여 여러 유량에서의

Table 2 Specification of design parameters

Inlet total pressure	100,000 Pa
Inlet total temperature	298 K
Rotational speed	50,000 rpm
Mass flow rate	0.3 kg/s

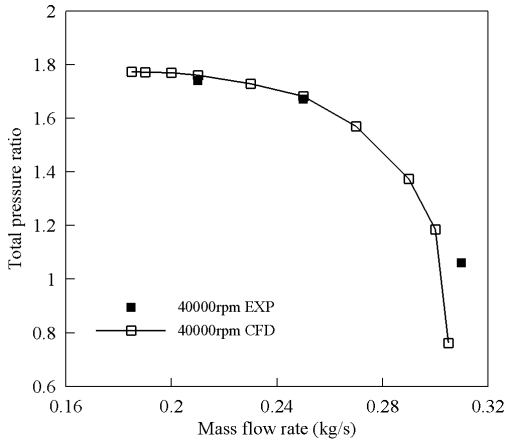


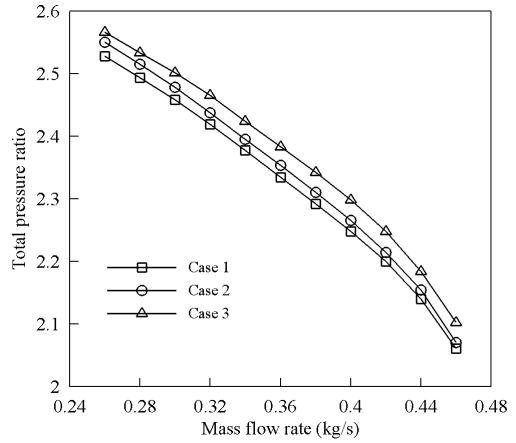
Fig. 3 Total pressure ratio for the original model at 40,000 rpm

전압비를 실험결과와 비교하여 Fig. 3에 나타내었다. 실험에서의 기술적인 문제로 인하여 설계 회전수 보다 작은 40,000 rpm에서의 전압비를 비교하였다. 수치해석 결과가 거의 모든 유량에서 정량적으로 실험결과와 잘 일치한다. 하지만 고유량 영역에서 약간의 차이가 발생하는데, 이는 수치해석 결과가 고유량 근처에서 출구압력을 낮게 예측하고 있기 때문이다.

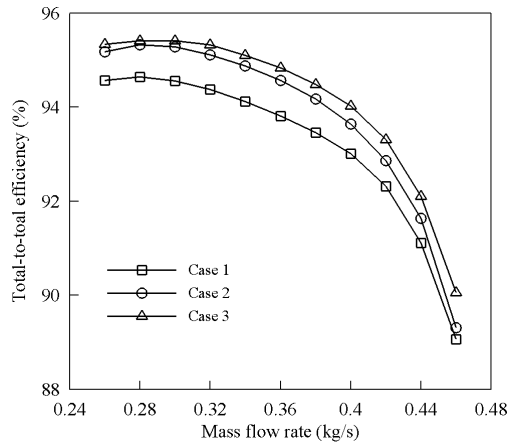
원심 압축기가 정지해 있을 때의 정지 익단간극(cold tip clearance)과 고속으로 회전할 때의 운전 익단간극(hot tip clearance)은 큰 차이가 있다. 이는 압축기가 실제로 작동하는 중에는 압력에 의한 힘, 원심력과 온도변화 등의 이유로 익단간극이 변하기 때문이다. 운전 익단간극은 선단에서부터 끝단까지 비균일한 분포를 보이므로 각각 다른 익단간극 분포를 가지는 세 가지의 임펠터를 형성하고 수치해석을 수행하여 비균일 익단간극이 원심압축기의 성능과 유동에 미치는 영향을 살펴보았다. 비균일 익단간극은 쉬라우드의 폭을 고정하고 임펠러 날개의 선단과 끝단에서 날개의 높이를 변화시켜 간극의 크기를 각각 정하고, 그 사이에서는 선형적으로 변화도록 형성하였다. 운전 익단간극을 고려하기 위해 임펠러 날개의 선단과 끝단에서 각각 간극을 0.3 mm에서 0.15 mm로 변화시켰다. Table 3에 test case 설정을 나타내었고, 모든 임펠러에 대해서 익단간극 분포를 제외한 계산 영역, 격자 크기 및 경계조건 등은 동일하게 설정하였다.

Table 3 Numerical test cases

	Leading edge	Trailing edge
Case 1	0.3 mm	0.3 mm
Case 2	0.15 mm	0.3 mm
Case 3	0.3 mm	0.15 mm



(a) total pressure ratio



(b) total-to-total efficiency

Fig. 4 Performance characteristics of the impeller

4. 결과 및 고찰

4.1 성능에 미치는 영향

세 개의 임펠러에 대해 삼차원 정상계산을 저유량에서부터 고유량까지 여러 유량에서 수행하여 성능을 비교하였다. 압축기의 성능을 비교하기 위해 임펠러 출구에서의 전압비와 전효율을 Fig. 4에 나타내었다. 날개의 선단이나 끝단에서 익단간극이 감소하면 기존의 균일한 익단간극을 가지는 임펠러보다 성능이 향상됨을 볼 수 있으며, 이러한 성능 향상은 설계 영역에서 뿐만 아니라 탈설계 영역에서도 나타남을 볼 수 있다. 또한 끝단에서 익단간극이 작은 경우가 선단에서 익단간극이 작은 경우보다 더 성능이 좋음을 볼 수 있다. 일반적으로 익단간극을 통과하는 유동은 큰 압력손실을 일으키는데, 선단이나 끝단에서의 익단간극이 감소하게 되면 간극누설유

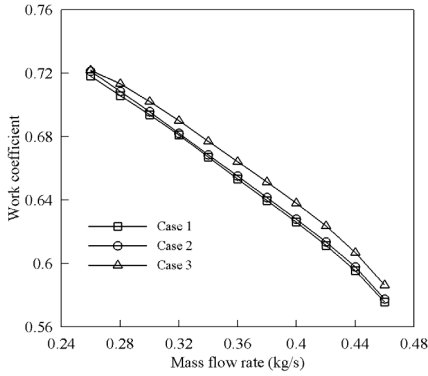


Fig. 5 Work coefficient at the impeller exit

동이 감소해 손실이 감소하고 결과적으로 전압력과 전효율이 증가한다. 따라서 압축기가 운전 시, 선단이나 끝단에서의 익단간극이 감소하게 되면 성능이 향상됨을 알 수 있다.

원심 압축기의 성능은 익단간극에 의해 두 가지 방식으로 영향을 받는다. 첫째, 간극누설유동이 주유동과 만날 때, 큰 압력손실이 발생한다. 둘째, 임펠러는 익단간극을 통과하는 유체에 일을 전달할 수 없다. 따라서 익단간극에서의 작은 변화가 원심압축기의 성능에 큰 영향을 미칠 수 있다. Fig. 5에 임펠러 출구에서의 일 계수(work coefficient, μ)를 나타내었다.

$$\mu = \frac{C_p(T_2 - T_1)}{U_2^2} \quad (1)$$

식 (1)에서 C_p , T_1 , T_2 , U_2 는 각각 비열, 임펠러 입구에서의 전온도, 임펠러 출구에서의 전온도, 임펠러 출구에서의 날개속도를 의미한다. 일 계수는 임펠러가 유체에 가한 일을 나타내며 압력상승과 관련이 있다. 그림에서 case 2는 case 1과 거의 비슷한 값을 가지는데 반해, case 3은 더 높은 값을 가짐을 볼 수 있다. 이는 날개의 끝단에서의 익단간극이 감소하면 유체가 임펠러로부터 받는 일도 증가함을 의미한다.

4.2 임펠러 유동에 미치는 영향

비균일 익단간극 분포에 의한 성능변화의 원인을 살펴보기 위하여 임펠러 내부 유동을 설계 유량에서 비교하고 분석하였다. 익단간극을 통과하는 속도분포를 날개의 선단에서부터 끝단까지 Fig. 6에 나타내었으며, case 1에 비하여 case 2와 3에서 간극누설유동이 감소한 것을 볼 수 있다. 균일한 익단간극을 가지는 case 1에서는 간극누설유동 분포가 약 10%와 85% 코드에서 최댓값을 가진다. Case 2에서는 선단에서부터 간극누설유동이 최대가 되는 85% 코드까지 속도가 서서히 증

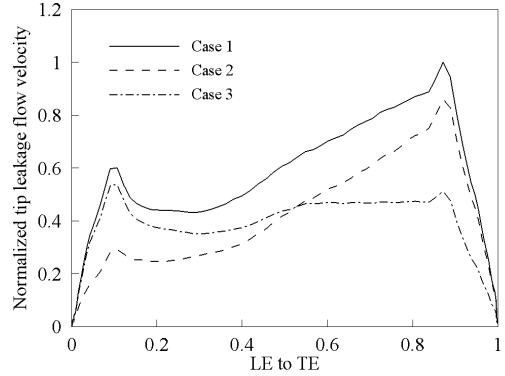


Fig. 6 Normalized tip leakage flow velocity distribution

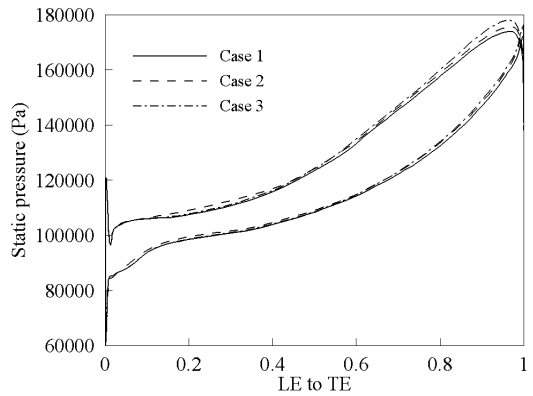


Fig. 7 Blade pressure distribution at 90% span

가하는데 반해, case 3에서는 속도가 선단에서부터 10% 코드까지 증가한 후, 85% 코드까지 거의 일정한 값을 가진다. 결국, case 3이 case 2에 비하여 날개의 앞부분에서는 간극누설유동이 더 크고 날개의 뒷부분에서는 더 작게 된다. 선단에서부터 끝단까지 전체 간극누설유량을 정량적으로 비교하면, case 1에 비하여 case 2에서 21% 감소하였고, case 3에서 24% 감소하였다. 따라서 끝단에서 익단간극이 작은 경우가 선단에서 익단간극이 작은 경우보다 간극누설유동이 더욱 효과적으로 감소하여 성능이 더욱 향상되었음을 알 수 있다.

쉬라우드 근처에서의 날개의 압력분포를 비교함으로써 익단간극 분포가 날개부하(blade loading)에 미치는 영향을 살펴보았다. Fig. 7은 허브로부터 90% 스펠에서의 날개의 압력분포를 나타낸 것이며 모든 case가 코드를 따라서 비슷한 압력분포를 가짐을 볼 수 있다. 하지만 case 2가 30% 코드에서 가장 큰 날개부하를 가짐을 볼 수 있는데, 이는 선단에서의 작은 익단간극으로 인해 날개 앞부분에서 간극누설유동이 감소해 압력손실이 감소하였기 때문이다. 반면에 case 3은 끝단에

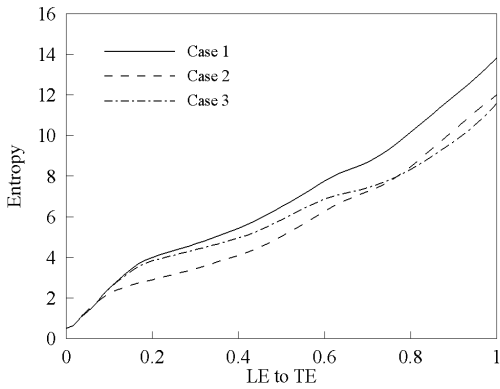


Fig. 8 Entropy distribution

서의 작은 익단간극으로 인해 90% 코드에서 압력면의 압력이 다른 case들 보다 큰 값을 가진다. 따라서 선단이나 끝단에서의 익단간극의 감소가 압력손실을 줄여 날개부하를 증가시키고, 결국 Fig. 4에 나타난 것처럼 전압비를 향상시킴을 알 수 있다.

임펠러 내부에서의 손실분포를 살펴보기 위하여 날개 선단에서부터 끝단까지 엔트로피 분포를 Fig. 8에 나타내었다. Case 1의 엔트로피 기울기가 거의 일정한 반면에, 비균일한 익단간극 분포를 가지는 case 2와 3의 엔트로피 기울기는 비선형적임을 볼 수 있다. 임펠러 내부에서 엔트로피 기울기의 변화는 비균일 익단간극으로 인한 익단손실과 관련 있다. 간극누설유동이 강한 곳에서 주유동과의 상호작용이 강해지며, 이는 혼합손실(mixing loss)을 증가시키고 결국 압축기의 성능을 떨어뜨린다. Case 3의 엔트로피 분포를 case 2와 비교하면, 날개의 앞부분에서 가파른 기울기를 가지고 뒷부분에서 완만한 기울기를 가진다. 결국 case 3의 엔트로피가 날개의 끝단에서 case 2의 엔트로피보다 작은 값을 가지게 된다. 임펠러 출구에서의 엔트로피는 유로에서 축적된 전체 손실을 나타내므로, case 3의 가장 작은 엔트로피가 Fig. 4에 나타난 가장 높은 임펠러 효율을 만들어 낸다. 이러한 결과는 날개 뒷부분에서의 손실 감소의 긍정적인 효과가 날개 앞부분에서의 손실 증가보다 더 지배적이라는 것을 의미한다.

Fig. 9에 임펠러 출구에서의 전효율 분포를 나타내었으며 모든 case가 비슷한 효율 분포를 가짐을 볼 수 있다. 압력면에서 높은 효율을 가지고 흡입면 쉬라우드에서 낮은 효율을 가짐을 볼 수 있는데, 이는 원심압축기의 임펠러 출구에서 나타나는 전형적인 특성이다[12]. 그림에서 흡입면 쉬라우드 근처에서 형성되는 저효율 영역의 크기와 범위가 각 case에 따라 다른데, 간극누설유동의 크기가 가장 큰 case 1에서 저효율 영역이 축방향과 원주방향으로 가장 확장된 것을 볼 수 있다. Case 2에서는 저효율 영역이 조금 감소하였으며, case 3

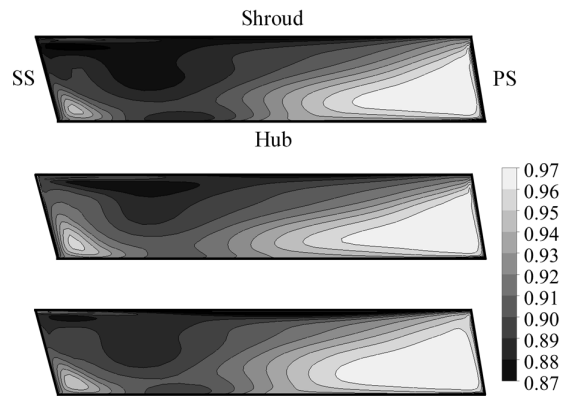


Fig. 9 Total-to-total efficiency distribution at the impeller exit for Case 1(top), Case 2 (middle), Case 3 (bottom)

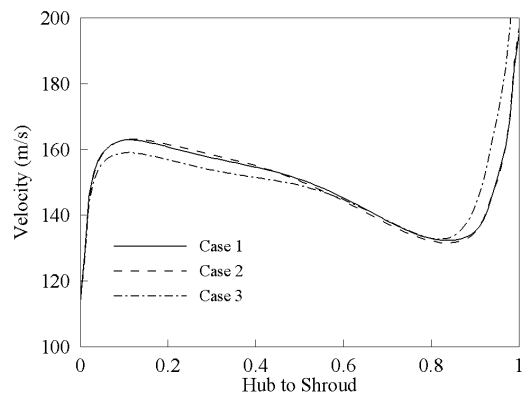


Fig. 10 Relative velocity distribution from hub to shroud at the impeller exit

에서 더욱 감소한 것을 볼 수 있다. 이러한 임펠러 출구에서의 저효율 영역의 변화는 임펠러의 성능에 크게 영향을 미치게 된다. 이를 통해 끝단에서의 익단간극이 임펠러 출구에서의 저효율 영역, 즉 손실이 큰 영역을 결정하는 중요한 요소임을 알 수 있다.

임펠러 출구에서의 유동 특성을 살펴보기 위하여 회전방향으로 평균된 속도분포를 Fig. 10에 나타내었다. Case 2는 case 1과 거의 비슷한 분포를 보이는데 반해, case 3은 90% 스펀 이상에서 더 큰 속도를 가짐을 볼 수 있다. 임펠러 출구의 쉬라우드 근처에서는 이차유동이 발생해 유로를 막는다. 또한, 간극누설유동은 이차유동과 함께 유로를 막아 큰 압력손실이 발생하게 된다. 끝단에서 익단간극이 작은 case 3은 다른 case들 보다 쉬라우드 근처의 후류(wake)영역이 감소하기 때문에 스펀방향으로 더욱 균일한 임펠러 출구유동을 보인다. 이는 디퓨저의 입구유동에 영향을 미쳐 베인없는 디퓨저 내에서 유동의 확산이 더욱 잘 일어나게 한다.

5. 결 론

본 연구에서는 비균일 익단간극이 원심압축기의 성능과 유동장에 미치는 영향에 대해 수치적으로 연구하였다. 세 가지의 다른 익단간극 분포를 가지는 임펠러에 대해 계산하였으며, 성능의 변화를 가져오는 요소가 무엇인지 알아보기 위하여 유동장을 분석하였다. 성능 곡선을 통해 날개의 선단이나 끝단에서 작은 익단간극을 가진 임펠러들이 균일한 익단간극을 가진 임펠러보다 모두 성능이 향상됨을 알 수 있었다. 또한 끝단에서 익단간극이 작은 경우가 선단에서 익단간극이 작은 경우보다 간극누설유동이 더욱 효과적으로 감소하였다. 이는 간극누설유동과 주유동과의 상호작용으로 인해 발생하는 임펠러 내부에서의 손실을 감소시켜 보다 좋은 전압력과 전효율을 가지는 결과를 낳았다.

후 기

본 연구는 BK21의 지원과 한국기계연구원의 자료제공에 의해 수행되었고, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- [1] 1973, Pampreen, R.C., "Small turbomachinery compressor and fan aerodynamics," *ASME J. Eng. Power*, Vol.95, pp.251-256.
- [2] 1986, Senoo, Y. and Ishida, M., "Pressure loss due to the tip clearance of impeller blades in centrifugal and axial blowers," *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, Vol.108, pp.32-37.
- [3] 1987, Senoo, Y. and Ishida, M., "Deterioration of compressor performance due to tip clearance of centrifugal impellers," *ASME J. Turbomach*, Vol.109, pp.55-61.
- [4] 1990, Ishida, M., Senoo, Y. and Ueki, H., "Secondary flow due to the tip clearance at the exit of centrifugal impellers," *ASME J. Turbomach*, Vol.112, pp.19-24.
- [5] 1992, Goto, A., "The effect of tip leakage flow on part-load performance of a mixed-flow pump impeller," *ASME J. Turbomach*, Vol.114, pp.383-391.
- [6] 2003, Hong, S.S., Schleer, M. and Abhari, R.S., "Effect of tip clearance on the flow and performance of a centrifugal compressor," *ASME paper FEDSM 2003-45094*.
- [7] 2003, Eum, H.J. and Kang, S.H., "Numerical study on tip clearance effects on performance of a centrifugal compressor," *Transactions of the KSME B*, Vol.27, pp.389-397.
- [8] 2008, Kang, Y.S., Park, T.C. and Kang, S.H., "Prediction of flow field in an axial compressor with a non-uniform tip clearance at the design and off-design conditions," *Journal of Fluid Machinery*, Vol.11, pp.46-53.
- [9] 2003, Weiss, C., Grates, D.R., Thermann, H. and Niehuis, R., "Numerical investigation of the influence of the tip clearance on wake formation inside a radial impeller," *ASME paper GT 2003-38279*.
- [10] 2005, Kang, J.S., Lim, B.J., Cha, B.J. and Yang, S.S., "Performance test of centrifugal compressor for microturbine with running tip clearance," *Journal of Fluid Machinery*, Vol.8, pp.7-15.
- [11] 1997, Bardina, J.E., Huang, P.G. and Coakley, T., "Turbulence modeling validation," *28th AIAA Fluid Dynamics Conference*, AIAA-1997-2121.
- [12] 1996, Japikse, D., *Centrifugal compressor design and performance*, Concepts ETI, Inc, Wilder.