

임펠러 앞전 위치에 따른 원심압축기 성능특성 분석

김동준^a · 김귀순^{a,*} · 최정열^a

Centrifugal Compressor Performance Characteristics Analysis with Impeller Leading Edge Location

Dongjun Kim^a · Kuisoon Kim^{a,*} · Jeongyeol Choi^a

^aDepartment of Aerospace Engineering, Pusan National University, Korea

*Corresponding author. E-mail: kuskim@pusan.ac.kr

ABSTRACT

A study was conducted on the effect of leading edge location for the performance characteristics of a centrifugal compressor impeller. Five impellers with different leading edge location were selected for numerical analysis. The impeller with leading edge located 10% away from the inlet about meridional distance from entrance to exit showed the best total pressure ratio and efficiency. Also, this case showed relatively uniform flow distribution because of a weak intensity of the separation region at impeller exit. The impeller with leading edge located far from this location showed lowest total pressure ratio and efficiency. Performance of compressor also decreased due to non-uniform flow distribution at impeller exit.

초 록

본 논문은 원심압축기 임펠러의 앞전 위치가 성능특성에 어떠한 영향을 미치는지 알아보기 위한 연구를 수행하였다. 앞전의 위치가 다른 다섯 개의 임펠러를 계산 모델로 선정하여 전산해석을 수행하였다. 입구에서 출구까지의 자오면상 거리에 대해서 임펠러 날개 앞전이 입구로부터 10% 떨어진 위치에 있을 때 압력비 및 효율이 가장 좋은 결과를 보였다. 또한, 이 경우가 임펠러 출구에서 박리영역의 강도가 약하여 상대적으로 유동이 가장 균일한 결과를 보였다. 그리고 이 위치보다 멀어질수록 낮은 압력비와 효율을 보였다. 또한, 이 경우가 임펠러 출구에서 불균일한 유동을 가져 압축기의 성능이 감소하였다.

Key Words: Centrifugal Compressor(원심압축기), Impeller(임펠러), Leading Edge(앞전), Performance(성능)

Received 23 September 2016 / Revised 7 November 2016 / Accepted 12 November 2016

Copyright © The Korean Society of Propulsion Engineers

pISSN 1226-6027 / eISSN 2288-4548

1. 서 론

원심압축기는 축류압축기에 비하여 간결한 구조를 가지면서 높은 단당 압력비를 가지는 압축기이다. 따라서 대형 항공기용 엔진 및 선박용 가스터빈 엔진 같은 거대한 압축기보다는 터보차저 및 산업용 발전기 같은 적은 유량으로 구동되는 압축기에 널리 쓰인다. 원심압축기가 많이 쓰이는 만큼 높은 성능을 만족시키기 위해서는 복잡한 내부 유동을 이해하고 그에 따른 성능 특성을 확실히 파악해야 한다.

원심압축기의 복잡한 유동을 이해하기 위하여 많은 연구가 이루어졌다. 원심압축기의 성능에 영향을 끼치는 요인에 대해서는 주로 블레이드 각도 및 자오면상(meridional) 형상 등 임펠러의 형상 및 디퓨저와 볼류트의 형상, 임펠러 블레이드의 팁 간극, 다단 시스템의 리턴 채널 등이 있으며 임펠러의 형상이 가장 큰 영향을 끼치는 요인이다[1].

임펠러 형상에 관한 원심압축기의 공력성능과 유동특성에 미치는 영향에 대해서 실험과 전산 해석을 통한 많은 연구가 수행되었다. Shimpei[2] 등은 다양한 자오면상 형상에서의 전반적인 임펠러 형상에 관하여 원심압축기의 성능 특성을 연구하였다. Jawad[3] 등은 임펠러의 축 방향 길이(axial length)에 따른 수치적 성능 특성 연구를 하였으며 축 방향 길이가 길수록 효율이 좋아짐을 밝혔다. Arunachalam[4] 등은

임펠러 블레이드 뒷전(trailing edge)의 비대칭(skewness)에 따른 성능특성 연구를 수행하여 뒷전의 슈라우드 측이 허브측보다 회전방향으로 더 기울어진 임펠러가 효율이 좋아짐을 밝혔다.

임펠러 앞전(leading edge) 형상에 관한 연구도 많이 이루어졌다. Ganesh[5] 등의 임펠러 날개 앞전의 기울임에 따른 성능특성을 수행하였으며 임펠러 날개 앞전이 슈라우드 측보다 허브 측이 입구 쪽으로 가까이 기울어져 있는 경우(backward swept)가 효율이 좋음을 밝혔다. 그러나 임펠러 앞전의 위치에 따른 연구에 관해서는 찾아보기 힘들다.

본 연구에서는 임펠러 앞전 위치에 따라 달라지는 입구 유동에 대하여 유동입사각이 없도록 설계하였다. 따라서 동일한 자오면상 형상으로 설계된 원심압축기의 임펠러 자오면상 형상으로부터 블레이드 앞전 위치를 달리한 5개의 임펠러에 대해 성능특성 연구를 수행하고 그 특성을 분석하였다.

2. 임펠러 모델 및 전산해석

2.1 임펠러 모델

임펠러의 앞전 위치에 따른 성능 특성을 알아보기 위하여 임의의 설계된 원심압축기를 모델로 선정하였다[6]. 본 연구에 사용되는 원심압축기는 후향 경사(back sweep)를 가지는 임펠러와 베인이 없는(vaneless) 디퓨저로 구성되어 있다. 임펠러는 30,500 rpm으로 회전하는 17개의 베인으로 구성되어 있으며 개방형 임펠러(unshrouded

Table 1. Geometric details.

Parameters	Unit	Values
Number of blades	#	17
Inlet hub diameter	mm	36
Inlet shroud diameter	mm	60
Outlet diameter	mm	109.84
Inlet hub angle from axial	deg	49.57
Inlet shroud angle from axial	deg	54.50
Outlet tip angle from axial	deg	30.00
Blade width at tip	mm	6.546
Axial length	mm	40.726
Tip clearance	mm	0.36

Table 2. Aerodynamic specifications.

Parameters	Unit	Values
Inlet total pressure	Pa	101,325
Inlet total temperature	K	300
Rotational speed	rpm	30,500
Outlet mass flow rate	kg/s	1.0
Total pressure ratio	-	2.0

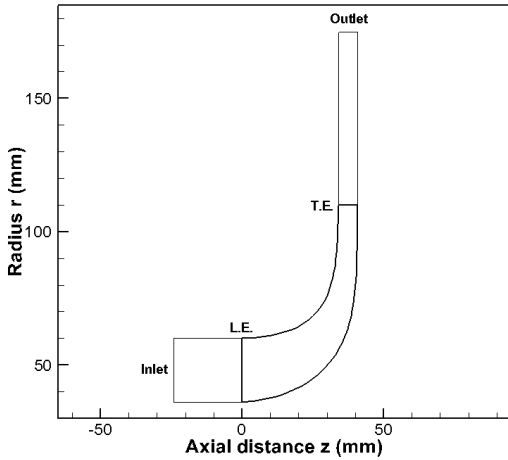


Fig. 1 Geometrical configuration.

impeller)로 앞전에서 뒷전까지 0.36 mm의 일정한 간극(tip clearance)을 가진다. 날개 두께는 2 mm로 균일하며 출구의 날개각은 축 방향으로 30°이다. 그 밖의 임펠러의 제원과 공기역학적 사양은 Table 1과 2에 나타내었고, 자오면상의 임펠러 형상은 Fig. 1에 나타내었다.

2.2 전산해석 방법

임펠러의 성능 특성 연구를 수행하기 위해 전산해석 상용 프로그램인 ANSYS 13.0을 사용하였다[7]. 형상모델링 작업을 하기 위한 BladeGen과 터보 기계 격자생성 툴인 TurboGrid, 3차원 압축성 난류유동해석 상용 툴인 CFX 13을 사용하였다.

유동해석을 위해 임펠러 입구부터 디퓨저 출구까지 계산영역을 정하고 격자를 생성하였다. CFX 13은 유한체적법을 기반으로 한 3차원 RANS(Reynolds-averaged Navier-Stokes) 유동을 해석하며 난류모델은 표준 k-Epsilon 모델을 적용하였다.

계산영역은 rotor(impeller), stator(diffuser)의 두 domain으로 설정하여 해석하였다. Rotor domain은 30500 rpm으로 회전하도록 rotating motion으로 설정하였고, stator domain은 stationary motion으로 설정하였다. 두 domain의 interface는 stator domain이 vaneless diffuser이

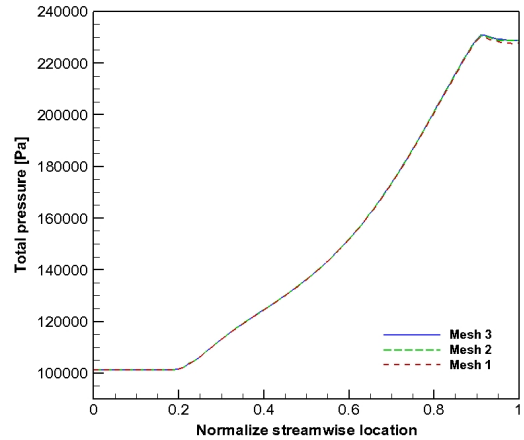


Fig. 2 The comparison of total pressure rise at span 50%.

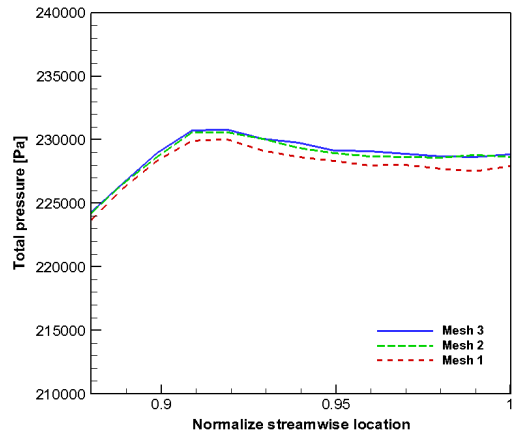


Fig. 3 Zoom-in of the downstream region in Fig. 2.

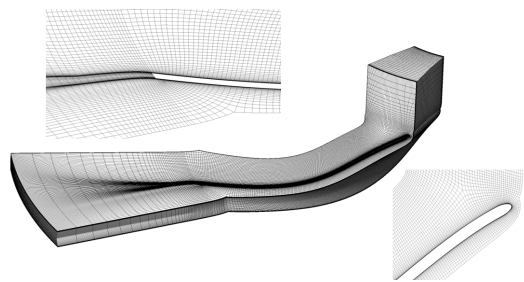


Fig. 4 Grid of computational domain.

므로 자세한 유동특성을 관찰하기보다는 stage averaging하여 결과를 비교하기 쉽도록 하였다.

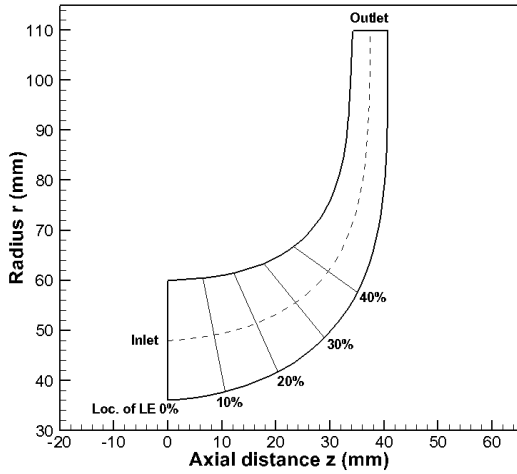


Fig. 5 Blade leading edge locations at normalized meridional distance from inlet to outlet.

23 격자 의존도

본 연구에서는 임펠러 날개 수에 따른 17 개의 유로 중 하나를 계산영역으로 지정하고 주기 조건을 부여하여 격자를 생성하였다. 적절한 격자수를 결정하기 위해 세 가지의 격자수, 481,647, 1,198,740, 2,020,623 개를 mesh 1, 2, 3 으로 정하여 유동해석을 수행하였다. Fig. 2는 세 가지 격자에 대하여 임펠러 입구에서 출구까지의 전압력 분포를 나타낸 것이다. Fig. 3은 출구부분 압력분포를 좀 더 보기 쉽도록 Fig. 2를 확대한 것이다. 출구 영역에서의 각 격자별로 전압력을 비교하였을 때 mesh 3을 기준으로 mesh 1은 0.402%, mesh 2는 0.091%만큼 전압력이 낮게 나왔다. 본 연구에서는 mesh 1보다 mesh 2가 조밀한 격자인 mesh 3과의 차이가 매우 작다고 판단하여 계산에 사용하였다. 계산에 사용된 mesh 2는 Fig. 4와 같다.

3. 임펠러 계산모델

3.1 계산모델

본 연구에서는 임펠러의 앞전이 자오면상의 출구방향으로 얼마만큼 가까워지도록 위치하느냐에 따라 성능이 어떻게 달라지는지 알아보기

Table 3. Specification of numerical test cases.

Case	1	2	3	4	5
Location of leading edge (%)	0	10	20	30	40
Inlet hub angle (deg)	49.6	50.7	53.6	56.9	57.9
Inlet shroud angle (deg)	54.5	56.6	56.4	55.9	52.5
L.E. sweep angle (deg) (from radial)	0.00	10.0	22.3	37.2	52.4
Outlet tip angle from axial (deg)	30.0				

위한 연구를 수행하였다. 이 위치를 수치적으로 표현하기 위하여 임펠러의 앞전에서 뒷전까지의 중간 스펜에서의 자오면상 거리(mid-span meridional distance)를 무차원화 하여 나타내었다. 임펠러 입구에서 출구까지의 자오면상 거리를 100%로 볼 때 입구로부터 10%씩 멀어지는 앞전을 가지는 임펠러를 Fig. 5와 같이 나타내었다. 0%, 10%, 20%, 30%, 40%의 위치의 앞전을 가지는 임펠러를 각각 1~5의 test case로 정하여 연구를 수행하였다.

이외의 모든 조건은 같으나 회전수에 따른 입구 유동 각이 각 모델마다 다르므로 입구 날개 각을 입사각이 없도록 설계되었다. 날개각 및 그 외의 세부 사항은 Table 3을 따른다.

4. 전산해석 결과 및 분석

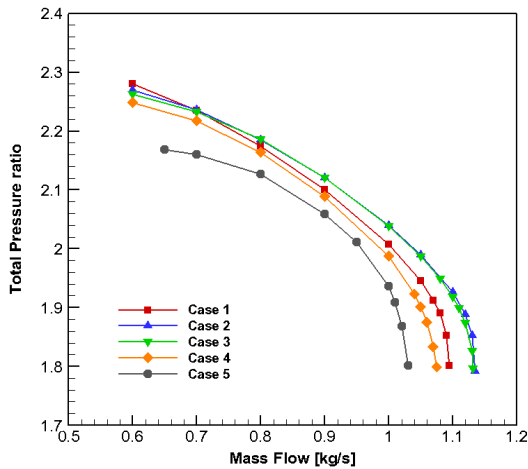
4.1 성능곡선

위 5가지 케이스에 대하여 여러 유량에 대한 전산해석을 수행하였다. Fig. 6은 유량에 대한 전압력비와 효율을 나타내었다. 설계유량인 $\dot{m}=1.0 \text{ kg/s}$ 를 기준으로 살펴볼 때, 설계유량보다 높은 구간에서는 case 2, 3, 1, 4, 5 순으로 압력비 및 효율이 좋았다. 설계유량보다 낮은 구간

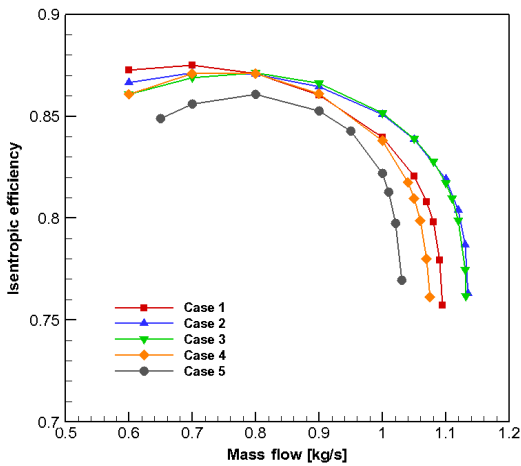
에서의 압력비는 $\dot{m}=0.7 \text{ kg/s}$ 일 때의 전과 후가 다른 양상을 보였다. 이 유량 전에서는 임펠러 앞전이 입구로부터 가까울수록 압력비가 좋았고, 이후에서는 설계유량 전까지 case 2와 3이 근사한 값으로 가장 높았으며 case 1, 4, 5 순으로 높았다. 설계유량보다 낮은 구간에서의 효율은 $\dot{m}=0.8 \text{ kg/s}$ 일 때의 전과 후가 다른 양상을 보였다. 이 유량에서는 case 1, 2, 3, 4의 효율이 비슷하며 case 5가 다른 임펠러들에 비해 낮은 효율로 이탈된 모습을 보였다. 이 유량 전에서는

case 1이 가장 좋은 효율을 보였으며 case 2, 4, 3, 5순으로 효율이 좋았다. 이후에서는 설계유량까지 case 2와 3이 비슷한 값으로 가장 효율이 좋았으며 case 1과 4가 비슷한 값으로 낮은 효율을 보였다.

설계유량에서는 설계유량 이후와 비슷한 경향을 보였다. Fig. 7으로부터 설계유량에서의 압력비와 효율을 자세히 살펴보면 case 2와 3에서 높은 값을 가졌다. 설계유량에서 앞전이 임펠러 입구에서 중간 스펬의 자오면상 거리 대비 10~20%에 위치하였을 때 압축기가 최대 성능을 가짐을 알 수 있었다. Case 5의 경우에는 다른 임펠러들과 달리 압력비 및 효율이 낮은 이탈된 성능곡선을 보였다.



(a) Total pressure ratio



(b) Isentropic efficiency

Fig. 6 Performance characteristic.

4.2 내부 유동 분석

설계유량에서 다섯 가지의 임펠러가 어떠한 내부 유동 특성으로 성능이 위와 같이 차이가 나는지 알아보기 위해 임펠러가 회전하면서 임펠러 내부 유동의 전압력 분포를 비교 분석하였다. Fig. 8은 계산영역의 입구(inlet)부터 출구(outlet)까지 미드 스펬에서 무차원화 된 유동방향 위치에 대해 각 임펠러들의 전압력 분포를 나타낸 그래프이다. 케이스의 앞전 위치는 case 1에서 5까지 각각 0.206, 0.278, 0.350, 0.422, 0.494이고, 뒷전 위치는 0.913이다.

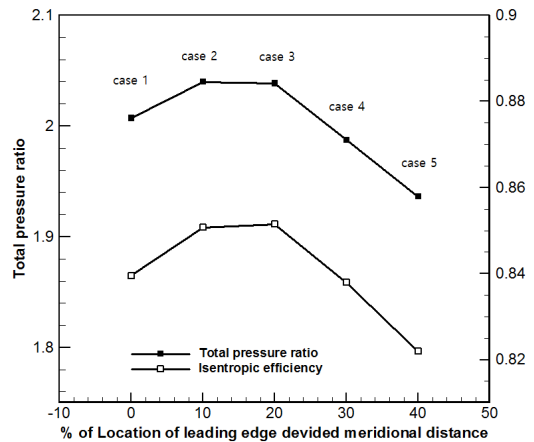


Fig. 7 Total pressure ratio and isentropic efficiency at design mass flow rate.

전압력 분포를 보면 뒷전 부근 압력 상승은 비슷하나 앞전 부근에서 각 케이스별로 상승 정도가 달랐다. 특히 앞전 부근에서 case 1 임펠러의 경우 다른 임펠러들보다 블레이드 길이가 더 길지만 압력상승은 비교적 완만한 것을 알 수 있었다. 또한, 유동방향 위치가 0.7인 부근 이후에서 다섯 가지의 임펠러 모두 비교적 균일한 압력상승률을 보였다. Case 2와 3 임펠러의 경우 유동방향 위치가 0.7인 부근 이전에서 다른 압축기보다 압력이 조금 더 높이 상승됨을 확인할 수 있었다.

Fig. 9는 다섯 가지 임펠러의 mid-span blade-to-blade면의 속도분포를 나타내었다. Case 5의 경우 다른 네 case 보다 속도 범위가 더 높지만 결과 비교를 쉽게 할 수 있도록 속도분포를 통일하였다. 결과를 비교해보면 전체적으로 각 유동의 속도가 불균일한 분포를 가졌다. Case 2와 3에서 후류에 가속되는 영역이 다른 임펠러보다 작아 상대적으로 균일한 속도분포를 보였다. Case 5는 앞전에서부터 유로 내 흡입면에서 가속이 일어나고 출구 쪽에 강한 분리유동이 생겼음을 알 수 있었다. 전체적으로 출구 부근에서 2차 유동이 일어나는데 이 유동의 강도가 강할수록 압축기의 성능이 감소한다.

Fig. 10은 다섯 가지 임펠러의 출구면의 상대

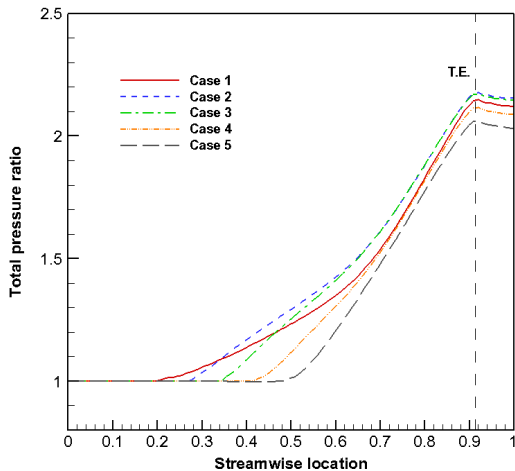
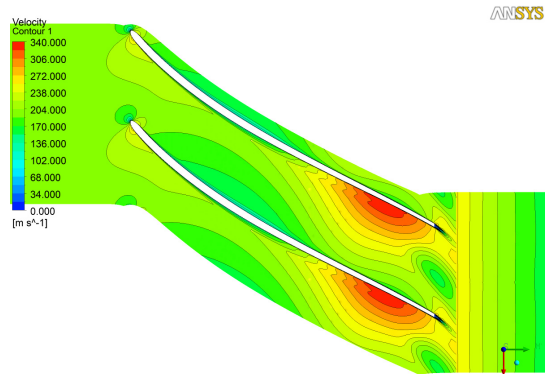
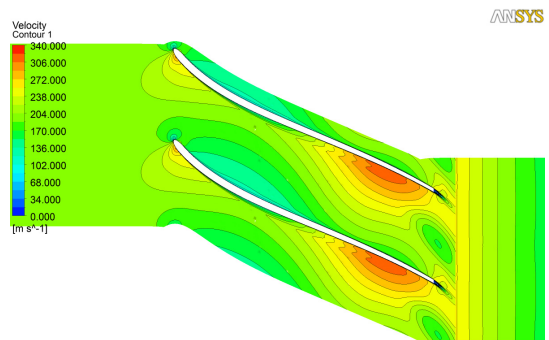


Fig. 8 The comparison of total pressure rise at span 50%.

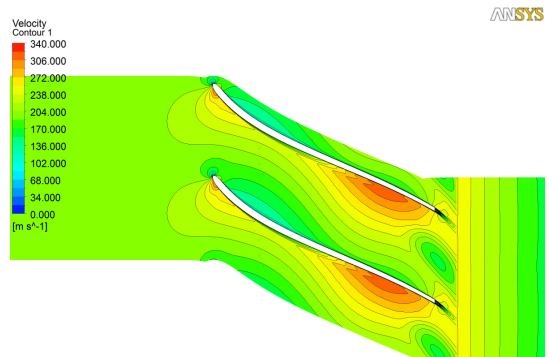
마하수 분포를 나타내었다. 전체적으로 허브 부근에서는 높은 속도를 보이고, 쉬라우드 부근에서는 낮은 속도를 보이고 있다. 쉬라우드 영역에서 2차유동이 발생함을 알 수 있으며 스펠방향으로의 속도차이가 심할수록 2차유동의 발생으로 인한 박리로 인한 손실이 일어남을 예측할



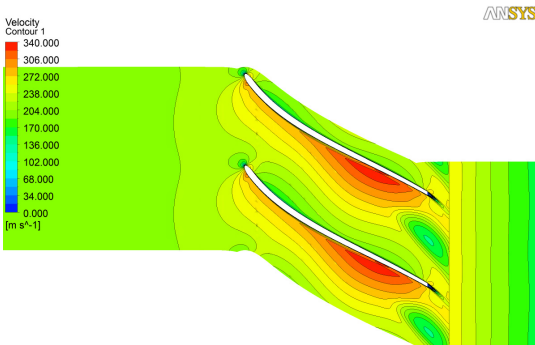
(a) Case 1



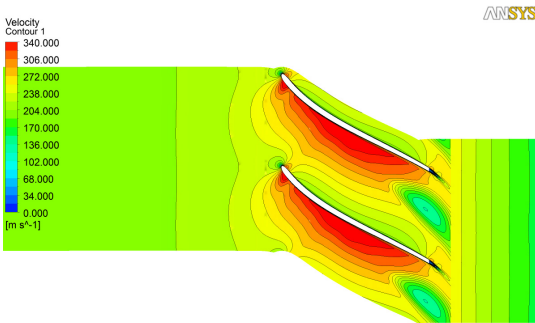
(b) Case 2



(c) Case 3



(d) Case 4



(e) Case 5

Fig. 9 Span 50 velocity distribution.

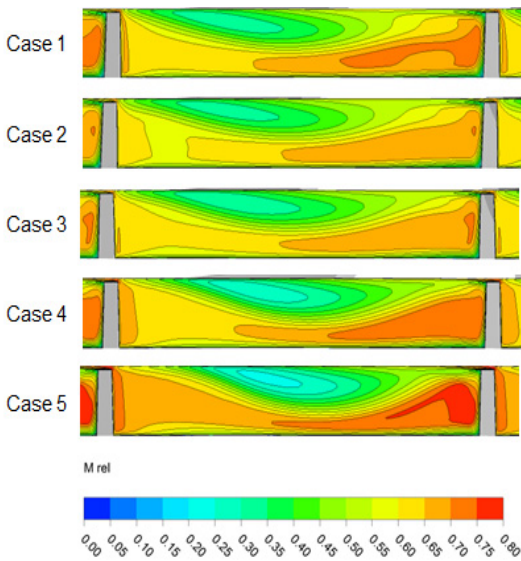


Fig. 10 Relative mach number distribution at the impeller exit.

수 있었다. 앞전 위치가 case 2와 같을수록 쉬라우드 부근의 유동 속도가 상대적으로 빠르고 유동 영역 크기가 작아 2차유동의 강도가 약하였다. 또한, 흡입면 부근의 속도도 낮아 스펜방향으로의 속도차이가 제일 낮음을 알 수 있었다. 따라서 임펠러 앞전 위치가 10%일 때 임펠러 출구에서 균일한 유동분포를 가지므로 압축기 성능이 가장 좋음을 알 수 있었다.

5. 결 론

원심압축기 임펠러의 앞전 위치가 공력 성능에 어떤 영향을 미치는가에 대하여 살펴보았다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 임펠러 앞전이 입구로부터 10% 떨어진 위치에 있을 때 높은 압력비와 효율을 보였다.
- 2) 임펠러 앞전이 입구로부터 10% 떨어진 위치에 있을 때 임펠러 출구에서 박리영역의 강도가 약하여 상대적으로 균일한 유동분포를 보였다.
- 3) 임펠러 앞전이 입구로부터 10% 떨어진 위치보다 멀어질수록 낮은 압력비와 효율을 가지고 출구에서 불균일한 유동을 가져 압축기의 성능이 감소하였다.

후 기

이 논문은 2016년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단 - 한국형발사체개발사업의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. NRF-2016M1A3A1A02021181)

References

1. Ronald, H.A., *Centrifugal compressors: A strategy for aerodynamic design and analysis*, AMSE Press, New York, N.Y., U.S.A., 2000.
2. Shimpei, M. and Hikaru, I., "A Study

- Concerning Performance Characteristics of Centrifugal Compressors," *ASME Gas Turbine Conference and Exhibit, Houston, T.X., U.S.A.*, 85-GT-97, 1985.
3. Jawad, L.H., Abdullah, S., Zulkifli, R. and Mahmood, W.M.F.W., "Numerical Investigation on the Effect of Impeller Trimming on the Performance of a Modified Compressor," *CFD Letters ISSR Journals*, Vol. 5, No. 5, pp. 174-184, 2013.
 4. Arunachalam, V.C., Nagpurwala, Q.H., Deshpande, M.D. and Shankapal, S.R., "Numerical Studies on the Effect of Impeller Blade Skew on Centrifugal Compressor Performance," *SASTECH Journal*, Vol. 7, No. 2, pp. 33-40, 2008.
 5. Sivaji Ganesh, Ch., Nagpuwala, Q.H. and Bhaskar Dixit, C.S., "Effect of Leading Edge Sweep on the Performance of a Centrifugal Compressor Impeller," *SASTECH Journal*, Vol. 9, Issue 2, pp. 55-62, 2010.
 6. David, G.W. and Korakianitis, T., *The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines*, 2nd edition, The MIT Press, Cambridge, M.A., U.S.A., 2014.
 7. Ansys, Inc., Ansys 13.0.