

소형 원심 압축기의 성능 향상을 위한 베인 없는 디퓨저와 볼류트 케이싱의 설계에 관한 연구

조재필¹, 백승윤¹, 김성돈¹, 안규복^{2*}

¹(주)뉴로스, ²충북대학교 기계공학부

A study on the vaneless diffuser and volute casing design for the improvement of small centrifugal compressors

Jae Phil Jo¹, Seung Yun Paek¹, Sung Don Kim¹, Kyubok Ahn^{2*}

¹Neuros Co., Ltd.

²School of Mechanical Engineering, Chungbuk National University

요약 하수 처리용으로 사용되는 소형 원심 압축기의 베인 없는 디퓨저와 볼류트 케이싱의 성능 개선을 수행하였다. 기존의 두 모델은 임펠러가 동일하나, 베인 없는 디퓨저의 폭과 길이 및 볼류트 케이싱의 형상은 서로 다르다. 기존 모델에 대한 실험과 유동해석 결과를 바탕으로 베인 없는 디퓨저와 볼류트 케이싱의 설계를 변경하였다. 세 모델에 대한 연구 결과로부터, 볼류트 케이싱의 단면적 및 입구 반경 길이는 볼류트 혀와 베인 없는 디퓨저 및 임펠러와의 상호작용 강도에 영향을 주었고, 시스템 손실량에 변화를 나타내었다. 베인 없는 디퓨저 폭이 감소하면 임펠러의 효율은 증가했지만 디퓨저에서의 손실도 증가하였다. 결과적으로 개선된 모델의 효율이 설계 점에서 기존 대비 약 2.88%p 향상된 것이 유동해석 결과로 확인되었다.

Abstract The performance improvement of a small centrifugal compressor for waste water treatment has been conducted by the design change of vaneless diffuser and volute casing. Existing two compressors use a common impeller, but the width and length of the vaneless diffuser and the cross-sectional shape of the volute casing are different, respectively. Based on the experiment of the existing two compressors and their CFD results, the design of the vaneless diffuser and the volute casing has been changed. It was found that the strength of the interaction among the volute tongues, the vaneless diffusers and the impellers of two existing/one improved compressors, was affected by the cross-sectional area and inlet radial length of the volute casing including system losses' change. The efficiency of the impeller with one existing design was increased as the decrease of the width of the vaneless diffuser, but losses at the diffuser were accumulated. In conclusion, approximately 2.88%p efficiency increase at the design point of the new compressor with the improved design has been confirmed by CFD analysis results.

Key Words : Centrifugal compressor, CFD, Performance test, Vaneless diffuser, Volute casing

Nomenclature	impeller exit radius
b_{34} Diffuser height	R_2 Impeller exit radius
C Velocity	R_5 Volute scroll inlet radius
C_p Total pressure loss coefficient	R_{6r} Scroll inner radius at a polar angle θ°
P_3 Average static pressure at a diffuser inlet	θ Polar angle
P_{03} Average total pressure at a diffuser inlet	%p Percentage point, arithmetic difference of two percentages
P_{0i} Average total pressure at an arbitrary position of diffuser	
R/R_2 Diffuser radius ratio of an arbitrary diffuser to an	

본 논문은 환경부 "글로벌탑 환경기술개발사업"으로 지원받은 과제임(과제번호: GT-11-B-01-019-0)

*Corresponding Author : Kyubok Ahn(Chungbuk National Univ.)

Tel: +82-43-261-3596 email: kbahn@cbnu.ac.kr

Received March 13, 2015

Revised (1st May 18, 2015, 2nd June 2, 2015)

Accepted June 11, 2015

Published June 30, 2015

1. 서론

원심 압축기는 축류 압축기에 비해 단당 압력비가 높은 특성을 가지며 자동차 및 선박용 터보차저, 항공기 환경제어장치의 공기 사이클 기계, 하수 처리용 압축기 및 다양한 산업용 터보기에 적용되고 있다. 원심 압축기의 설계와 이에 대한 연구는 지난 10여 년간 컴퓨터 성능의 비약적인 발전과 더불어 3차원 유동해석을 이용한 다양한 연구가 수행되었다. 본 연구에서도 1차원 해석만으로는 파악하기 어려운 베인 없는 디퓨저와 볼류트 케이싱의 복잡한 유동 현상에 대해 시험평가와 함께 3차원 유동해석을 이용하여 연구를 진행하였다.

베인 없는 디퓨저에 대한 연구로, Stanitz[1]는 디퓨저에서의 보존식을 이용하여 1차원 성능 예측식을 제시하였다. Japikse[2]는 1차원 성능 예측식의 주요 계수인 표면 마찰계수를 레이놀즈 수와 보정 계수의 함수로 나타내고, 보정 계수에 대한 예를 보였다. Brown[3]은 반경에 따라 일정한 면적을 갖는 디퓨저의 손실 계수를 계산하고, 디퓨저의 중간 구간에서부터 볼류트 입구까지의 손실 계수가 직선 배관에서의 마찰 손실 계수와 유사함을 보였다. 허연행 등[4]은 유동해석을 통해 베인 없는 디퓨저의 표면 마찰계수가 레이놀즈 수의 함수임을 보였다. Jaatinen-Värri 등[5]은 베인 없는 디퓨저의 핀치 비를 줄이면 디퓨저의 성능은 저하되지만, 그 상류의 임펠러 성능은 향상되는 것을 시험을 통해 관찰하였다.

볼류트는 반경 방향으로 분산된 유동을 단일 유로로 모아주는 역할을 한다. Xiaoqing Qiang 등[6]은 볼류트의 입구 반경, 단면 반경, 혀의 각도, 단면 원의 방향을 설계 변수로 하여 유동해석을 수행하고, 볼류트 케이싱 간의 성능 및 특성을 언급하였다. 성산모 등[7]은 직선 디퓨저 후단에서 압축기 입구 방향으로 90°로 굽은 디퓨저 구간을 포함한 볼류트 케이싱에 대해 해석을 수행하고, 굽은 구간 직후부터 볼류트 케이싱 입구까지의 손실이 크다는 것을 확인하였다. Abdelmadjid 등[8]은 볼류트의 단면 형상을 입구 방향 접선의 원형, 대칭 원형, 사각-원형으로 두고 유동해석을 수행하여 사각-원형의 효율이 가장 높음을 보였다.

본 논문에서는 하수 처리용으로 사용되는 소형 원심 압축기의 성능 향상을 위해 기존 형상을 토대로 임펠러를 동일하게 하고, 베인 없는 디퓨저와 볼류트 케이싱의 개선된 형상을 제안하였다. 이를 위해서 원심 압축기의

베인 없는 디퓨저와 볼류트 케이싱의 형상이 다른 Model 1과 Model 2를 성능시험과 유동해석을 통해 특성을 분석하였으며, 이를 토대로 개선된 형상인 Model 3을 설계하여 유동해석을 통해 이전 모델과 비교하였다.

2. 본론

2.1 디퓨저 및 볼류트 케이싱 형상

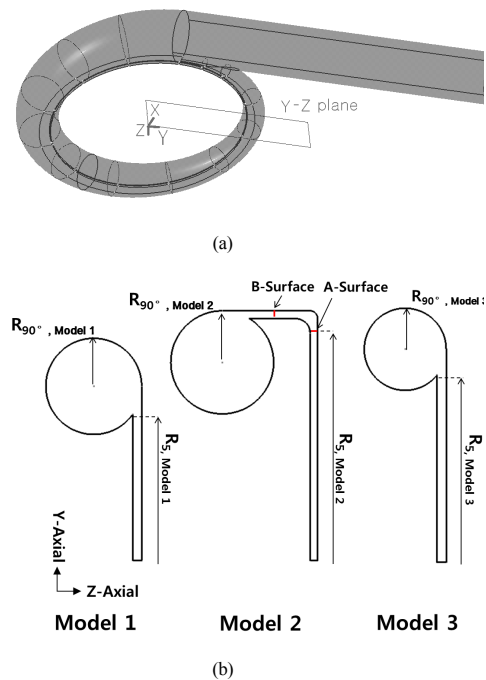


Fig. 1. Geometry of diffusers and volute casings : (a) Fluid zone of model 1 (b) Sectional view of Y-Z plane(Model 1 - Model 3)

Model 1과 Model 2는 기존 형상이며, Model 3은 유동해석과 시험 결과의 분석을 바탕으로 성능을 개선한 모델이다. 유동해석 결과와 시험 결과로부터 Model 1은 베인 없는 디퓨저 구간이 짧아 디퓨저와 볼류트 케이싱 사이의 상호작용에 의한 손실이 발생한 것으로 판단하였다. Model 2는 디퓨저 폭이 좁아 유속이 커지고, 이에 따라 디퓨저 내부의 표면 마찰 손실이 증가된 것으로 판단된다. 또한 Model 2는 볼류트 케이싱 내의 곡관에 의해 유동 박리가 발생하고 이에 따라 추가적인 손실이 발

생한 것으로 보인다. Model 3의 개선은 Model 1과 Model 2의 유동해석과 시험 결과 분석을 토대로 단점을 보완하고자 하였다. 디퓨저 끝단 길이는 Model 1보다 길게 하고 디퓨저 폭은 Model 1과 동일하게 하였으며 스크롤 형태는 곡관 형태의 디퓨저 구간이 존재하지 않도록 설계하였다.

기존 형상인 Model 1의 볼류트 케이싱 형상을 Fig. 1 (a)에 나타내었다. Fig. 1 (b)에는 Model 1과 Model 2 및 개선된 형상인 Model 3을 포함하여 베인 없는 디퓨저와 볼류트 케이싱에 대한 자오면 형상을 나타내었다. 여기서 베인 없는 디퓨저의 폭(b_{34}), 볼류트 케이싱의 입구 반경비(R_5/R_2) 및 360° 방향에서의 단면 반경(R_{360}) 값들은 Table 1에 나타내었으며, 디퓨저의 폭 및 360° 방향에서의 단면 반경은 Model 1에 대한 상대 값들로 정규화 하였다.

Table 1. Vaneless diffuser and volute dimensions of each model

Mode	$b_{34}/b_{34, Model 1}$	R_5/R_2	$R_{360}/R_{360, Model 1}$
1	1.00	1.91	1.00
2	0.82	2.55	1.00
3	1.00	2.27	0.91

Model 1의 디퓨저 폭은 Model 3과 동일하고 볼류트 케이싱의 입구 반경은 다른 두 모델보다 작다. 또한 360° 방향에서의 단면 반경은 Model 2와 동일하다. Model 2는 베인 없는 디퓨저의 폭이 다른 두 모델 보다 작고, 볼류트 케이싱 입구 반경은 가장 크다. 성능 개선을 위한 Model 3에 대한 설계는 디퓨저 폭을 Model 1과 동일하게 하고, 볼류트 케이싱 입구 반경을 Model 1과 Model 2의 중간 크기로 하였으며 360° 방향에서의 단면 반경을 Model 1 크기의 91%로 하였다. 볼류트 케이싱의 형상은 유량 보존과 각 운동량 보존의 원리에 따라 설계한다. 이러한 설계 원리와 함께 볼류트 케이싱의 기본 형상에 따른 기하학적 적합 조건을 적용하여 요구되는 면심 반경과 단면적의 분포를 계산할 수 있다[9]. 설계점은 Table 2와 같이 전압력 비 1.775, 유량 0.466 kg/s에 해당한다.

Table 2. Design point

	Value	unit
Total-Total Pressure ratio	1.775	-
Flow rate	0.466	kg/s

2.2 시험 설비

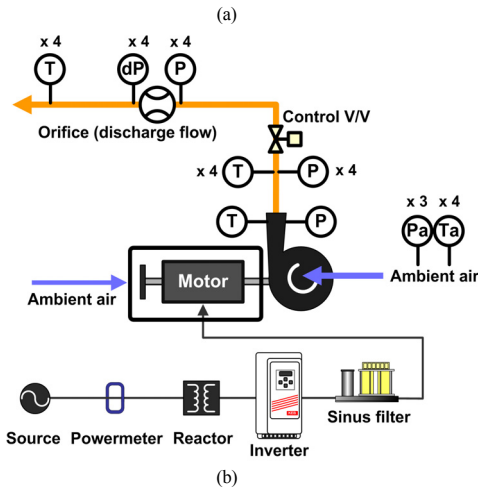
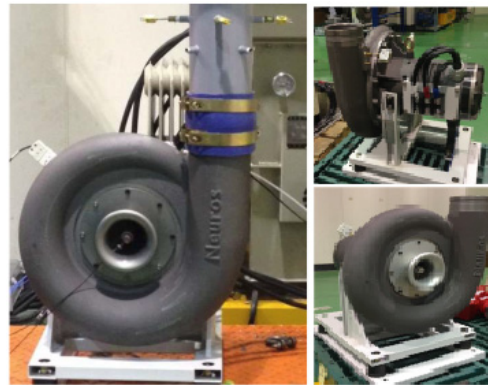


Fig. 2. Performance test layout : (a) Picture of Model 1 (b) Schematic of measurement system

Model 1의 실제 형상을 Fig. 2 (a)에 나타내었다. 또한 Model 1, Model 2의 시험을 위한 계측시스템의 개략도를 Fig. 2 (b)에 나타내었다. 성능 평가는 미국기계학회의 시험 규격인 ASME PTC 10에 따라 수행하였으며, 유량 측정은 ASME PTC 19.5에 따라 오리피스 크기를 선정하고 유량 측정 배관을 구성하였다. 계측에 필요한 센서는 입·출구의 압력과 온도, 오리피스 유량계의 전방 압력, 전·후의 압력차, 후방 유량계의 온도 등이다.

2.3 수치해석

2.3.1 수치해석 형상 및 격자

임펠러 및 디퓨저의 형상 생성을 위해서 ANSYS사의 BladeModeller와 BladeGen을 활용하였다. 격자생성은 ANSYS사의 TurboGrid를 이용하였고, 팁 간극을 적용하여 육면체 격자를 생성하였다. 볼류트 케이싱의 형상 생성은 SolidWorks를 활용하였으며, 격자 생성은 ANSYS사의 Meshing을 이용하였다. 표면의 격자 층은 프리즘 격자를 사용하였고, 내부는 사면체 격자를 사용하였다. 임펠러, 디퓨저 및 볼류트 케이싱에서 표면과 격자 사이의 첫 번째 간격은 10^{-5} m이하로 설정하였으며, 이후 격자 간격은 적절한 층을 두었다. Model 1에 대한 전체 영역 격자를 Fig. 3에 나타내었으며, 모델별 임펠러, 디퓨저 및 볼류트 케이싱의 격자수, 격자의 종류를 Table 3에 정리하였다.

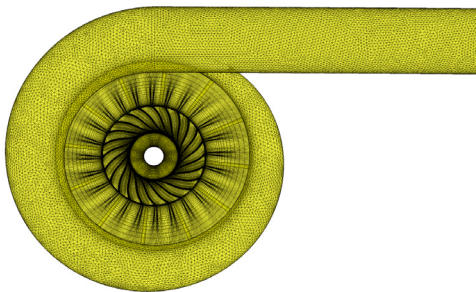


Fig. 3. Computational mesh (Model 1)

Table 3. Computational mesh of each model

Model	Impeller, diffuser		Volute casing	
	Number of mesh	Mesh type	Number of mesh	Mesh type
1	4,158,480	Hexahedron	2,272,784	Tetrahedron, Prism
2	3,795,876		2,701,628	
3	4,218,864		2,577,540	

2.3.2 수치해석 조건

유동해석은 상용 코드인 ANSYS사의 CFX를 이용하였으며 지배 방정식은 Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations을 사용하였다. 상태방정식은 이상기체 방정식을 사용하였다. 난류 모델은 압력 변화가 심하고, 복잡한 역압력 구배에 의한 유동 박리가 발생하는 유동해석에 적합한 SST(Shear-Stress Transport) 모델을 사용하였다. 자원 및 시간의 소모를 줄이기 위해서

정상 상태에서의 해석을 진행하였다. 회전체와 고정체의 경계면에서는 Frozen Rotor 기법을 적용하였다. 벽면에는 No-slip condition을 주었다. 또한 벽면의 표면 거칠기는 실제 측정된 산술평균조도 $5 \mu\text{m}$ 에 해당하는 등가 모래조도[10]를 적용하였다. 입구 조건은 대기조건을 적용하고 출구 유량 조건은 설계 점의 80%, 100%, 120%를 대상으로 하였다.

2.4 시험 및 해석 결과

2.4.1 해석의 타당성 및 모델별 성능

압력-유량 곡선, 효율-유량 곡선인 Fig. 4, Fig. 5, Fig. 6은 Model 1의 설계 점에서의 압력 비, 유량 그리고 측정 효율을 기준으로 정규화하여 보기 쉽도록 하였다.

Model 1과 2에 대한 유동해석의 타당성 판단을 위해 성능시험과 해석 결과를 비교하여 Fig. 4와 5에 나타내었다. 압력-유량 특성 곡선인 Fig. 4 (a)와 Fig. 5(a)를 살펴보면, 설계 점에서 시험과 해석 결과가 유사한 수준이지만 유량이 많은 작동 점에서는 차이를 보이는 것을 확인할 수 있다. 또한 효율-유량 특성 곡선인 Fig. 4 (b)와 Fig. 5 (b)에서도 설계 점의 효율 수준은 유사하나 유량이 많은 작동 점에서는 차이가 커지는 경향을 보였다. 유량이 많은 작동 점에서 차이가 커지는 원인으로는 해석에 적용된 표면 거칠기를 꼽을 수 있으며 고 유량 점에서는 유속 증가에 따라 압력 손실량이 더욱 커지게 되지만 수치 모델링의 한계로 인해 다소 오차를 갖게 된다. 비록 유량이 많은 작동 점에서 차이가 커지지만, 아래의 두 가지 근거로 해석의 타당성을 판단할 수 있다. 첫째, 고 유량점에서 시험과 해석의 압력 차이는 Model 1과 2가 각각 3.9%와 3.3%로 크지 않다. 둘째, 설계 점에서 Model 1과 2 간의 효율 차이는 각각 0.9%p와 1.1%p이며 시험과 해석이 유사한 경향성을 보인다.

Model 1과 2에 대한 시험과 유동해석 분석 결과를 토대로 성능 개선 모델인 Model 3을 설계하였으며 유동해석에 의한 성능 특성을 Fig. 6에 나타내었다. 세 가지 모델에 대한 해석 결과에서 Model 3의 압력과 효율이 설계 및 탈 설계 점 모두에서 가장 높은 특성을 보이고 있으며 설계 개선이 이루어진 것으로 판단된다.

2.4.2 임펠러 효율 차이

기존 두 모델과 개선된 모델에서 압축단의 베인 없는 디퓨저와 볼류트 케이싱의 손실량 분석을 위해서 설계

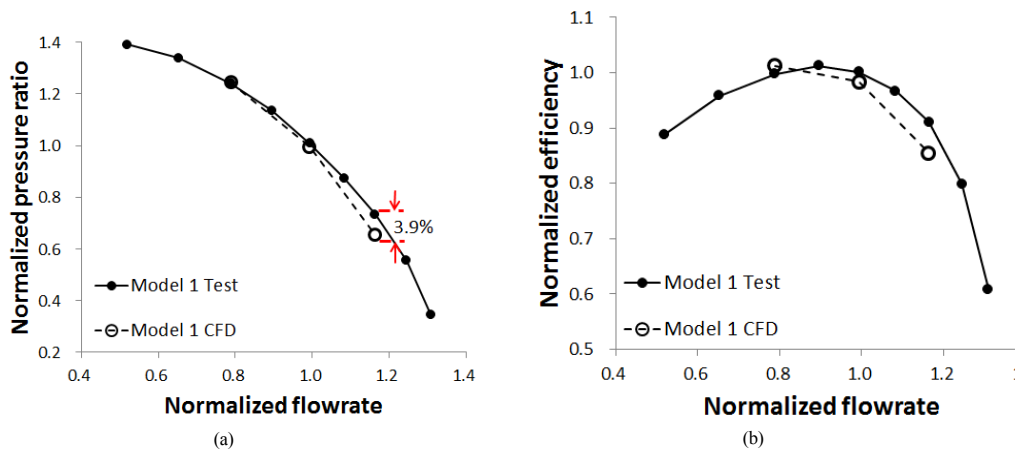


Fig. 4. Test and CFD result of Model 1 : (a) Pressure ratio curve (b) Efficiency curve

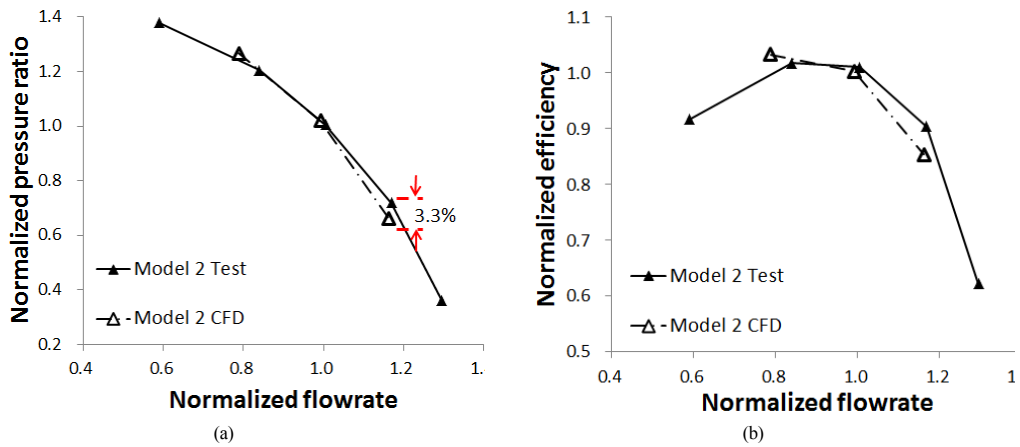


Fig. 5. Test and CFD result of Model 2 : (a) Pressure ratio curve (b) Efficiency curve

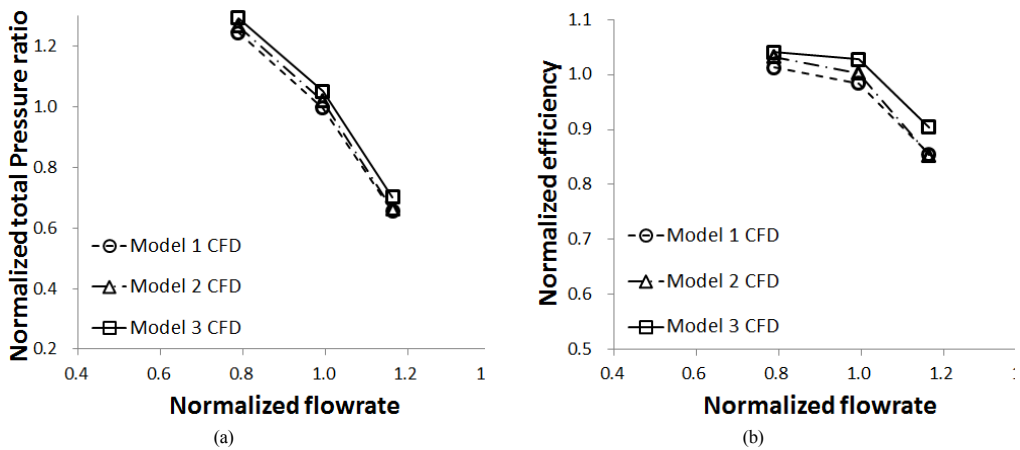


Fig. 6. CFD result of Model 1, Model 2, Model 3 : (a) Pressure ratio curve (b) Efficiency curve

점에 대한 유동해석 결과를 비교하였다. 이를 위해서 압축단을 임펠러 출구(디퓨저 입구), 디퓨저 출구(볼류트 케이싱 입구), 볼류트 케이싱 출구로 나누어 효율을 계산하고, Model 1 설계 점의 임펠러 출구 효율을 기준으로 베인 없는 디퓨저 내부의 효율 감소량(%p)과 볼류트 케이싱 내부의 효율 감소량(%p)으로 나누어 Fig. 7에 나타내었다. 디퓨저 내부의 효율 감소량(%p)은 디퓨저 입구 효율에서 디퓨저 출구 효율 사이의 차이로 계산하였고, 볼류트 케이싱 내부의 효율 감소량(%p)은 볼류트 케이싱 출구와 볼류트 케이싱 입구 사이의 차이로 계산하였다.

Jaatinen-Värrö 등[5]은 시험평가를 통해서 디퓨저 폭의 변화에 따라 임펠러 끝단 효율이 미미하게 변화되는 경향을 확인한 바 있는데, 여기에서도 다른 두 모델에 비해 디퓨저 폭이 작은 Model 2의 경우 임펠러 출구 기준의 효율이 다른 두 모델과 비교하여 1.2%p 높게 나타났다.

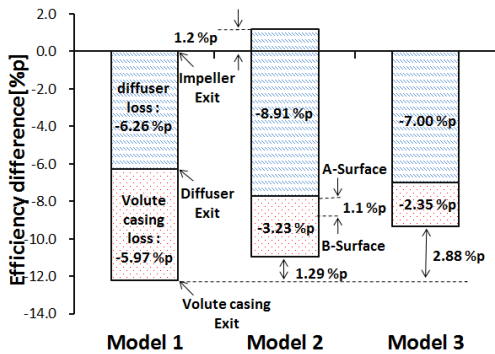


Fig. 7. Efficiency loss level of diffusers and volute casings(The design point of CFD result)

2.4.3 디퓨저 손실

베인 없는 디퓨저 내의 손실을 살펴보기 위해서 임펠러 끝단 반경(R_2) 기준의 임의의 디퓨저 지점에서의 반경비(R/R_2)에 대한 전압력 손실계수(C_p)를 Fig. 8에 나타내었으며, 여기서 전압력 손실계수는 식 (1)과 같이 정의한다[11].

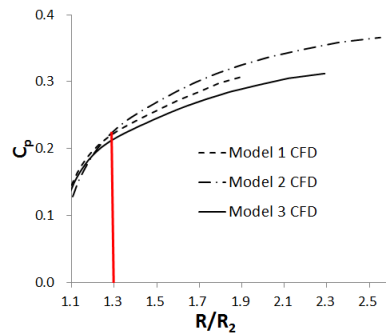


Fig. 8. Total pressure loss coefficient distributions along diffuser radius ratio at the design point

$$C_p = \frac{P_{03} - P_{0i}}{P_{03} - P_3} \quad (1)$$

반경비가 1.1에서 1.3 사이는 임펠러 출구의 Jet-wake 유동이 혼합되는 구간으로서 전압력 손실이 급격히 증가하고 그 크기는 모델별로 유사하게 나타난다. 이후 구간에서는 손실계수의 기울기가 Model 2, Model 1, Model 3의 순서로 크다. Model 2에서 전압력 손실계수의 기울기가 가장 큰 이유는 다른 모델에 비해 베인 없는 디퓨저의 폭이 가장 작으므로 유속이 증가하고 마찰 손실이 커졌기 때문이다. 또한 디퓨저 길이가 가장 길기 때문에 디퓨저 내의 총 손실량 또한 앞서 Fig. 7에서 보았듯이 가장 큰 것을 알 수 있다. Model 1의 경우, 디퓨저 폭이 동일한 Model 3보다 전압력 손실계수의 기울기가 가파른 것을 볼 수 있다. 그 이유는 이후에 언급할 볼류트 케이싱과의 상호작용이 Model 1에서 더욱 크기 때문인 것으로 보인다.

2.4.4 볼류트 손실 및 디퓨저와의 상호작용

Reunanen[12]은 볼류트 케이싱의 단면적이 크고 디퓨저 길이가 짧으면 저 유량 운전점에서 볼류트 허의 영향으로 인해 압축단 내부의 불균일한 정압 분포를 유발한다는 것을 확인하였다. Fig. 9에는 볼류트 케이싱의 단면별 압력 분포를 나타내었는데, Model 1에 해당하는 Fig. 9 (a)에서도 이러한 현상을 확인할 수 있다.

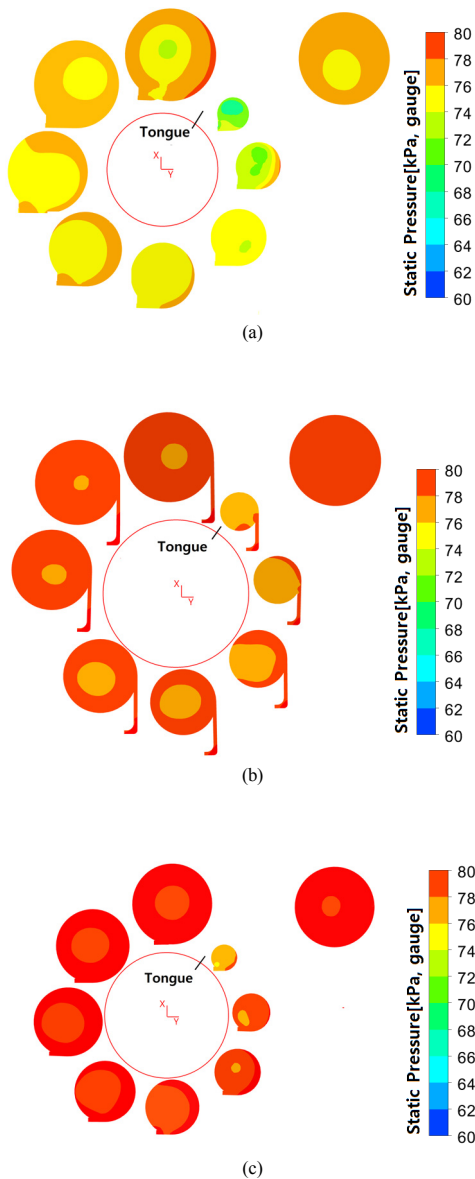


Fig. 9. Static pressure distribution of the design point at θ angle-sectional view of volute casing : (a) Model 1 (b) Model 2 (c) Model 3

Fig. 10에는 베인 없는 디퓨저 중간 단면에서의 압력 분포를 나타내었다. 블류트 케이싱 내부의 정압 분포가 균일하지 못하게 되면 이로 인해 그 상류의 베인 없는 디퓨저와 나아가 임펠러 유동의 축 대칭성까지 저해될 수 있다. Model 1의 경우 이러한 경향이 가장 크게 나타나는 반면에 Model 2와 3은 비교적 균일한 압력 분포를 나타내고 있으며 베인 없는 디퓨저의 길이가 충분한

것으로 볼 수 있다. Fig. 11에는 베인 없는 디퓨저 출구에서의 속도 분포를 Model 1의 디퓨저 출구 평균 속도를 기준으로 정규화하여 나타내었다. 블류트 케이싱의 단면적이 가장 크고 베인 없는 디퓨저의 길이가 가장 짧은 Model 1은 디퓨저 출구의 평균 속도가 가장 크고 분포가 균일한 속도 분포를 갖게 되며 특히 블류트 허의 영향이 더욱 커지게 된다. 이로 인해 베인 없는 디퓨저와 블류트 케이싱에서의 손실 또한 가장 크다.

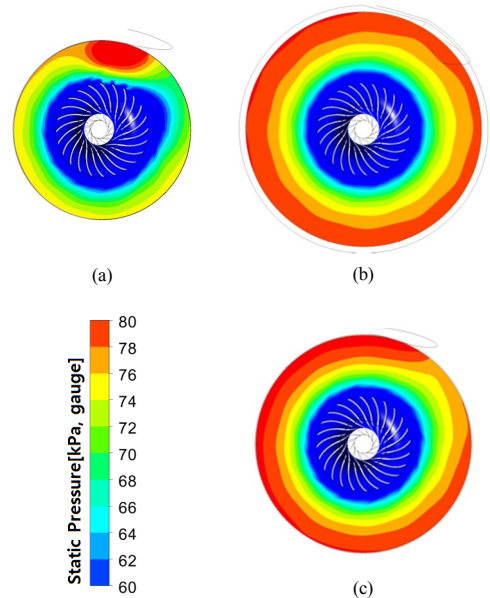


Fig. 10. Static pressure distribution of the design point at mid span : (a) Model 1 (b) Model 2 (c) Model 3

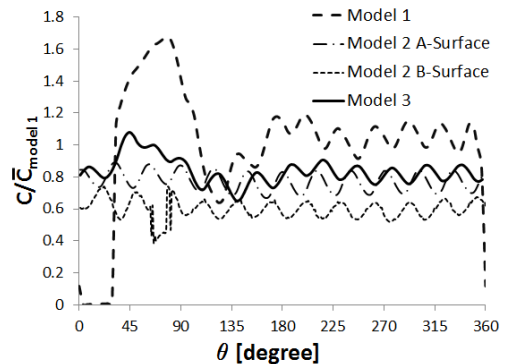


Fig. 11. Velocity distribution at mid span of diffuser exit(The design point of CFD result)

베인 없는 디퓨저와 볼류트 케이싱에서 손실이 가장 큰 Model 1과 개선된 Model 3의 효율 차이가 Fig. 7에서 2.88%p로 나타나 Model 3의 효율이 더 높고, 내부 압력 분포 및 속도 분포의 형태는 Model 3이 Model 1에 비해 더 균일하여 개선된 Model 3가 적절히 설계된 것을 알 수 있다.

Model 2는 반경 방향의 디퓨저 후단에서 압축기 입구 방향으로 90°로 굽은 디퓨저 구간을 추가로 갖고 있다. 반경 방향 디퓨저 출구(A-Surface)에서부터 볼류트 케이싱 출구 사이의 효율 감소량은 3.23%p 인데, 이 중에서 90°로 굽은 디퓨저 구간인 A-Surface에서 B-Surface까지의 효율 감소량은 1.1%p 정도로 약 1/3 수준이다. 즉, B-Surface에서 볼류트 케이싱 출구까지의 효율 감소량은 2.12%p 정도가 되어 설계 개선된 Model 3에서 볼류트 케이싱의 효율 감소량인 2.35%p와 유사하다. 두 모델은 베인 없는 디퓨저의 길이가 충분하고 반경 방향 디퓨저 출구에서의 속도 분포 또한 비교적 균일한 것을 Fig. 11에서 확인할 수 있다. Model 2의 경우 추가로 90°로 굽은 디퓨저 구간이 존재하여 전체 효율은 Model 3보다 낮은 수준임을 알 수 있다. 그러므로 Model 3의 설계에 있어 곡관 형태의 디퓨저를 선택하지 않은 것이 효율 향상 측면에서 적절한 것으로 보인다.

3. 결론

기존 원심 압축기 모델에 대한 유동해석과 시험 결과를 분석하여 베인 없는 디퓨저와 볼류트 케이싱의 형상을 설계 개선하였다. 또한 개선된 모델에 대해서 유동해석을 수행하고 기존 모델의 결과와 비교하였다. 개선된 Model 3의 효율은 기존 모델인 Model 1과 비교하여 약 2.88%p 향상되었으며, 추가적으로 베인 없는 디퓨저 및 볼류트 케이싱과 관련하여 아래와 같은 연구결과를 도출하였다.

- 1) Model 2에서 베인 없는 디퓨저 폭이 작으면 디퓨저 내의 전압력 손실 계수의 기울기가 커진 것으로 보아 디퓨저 내부의 손실이 커졌지만, 그 상류의 임펠러의 효율이 약 1.2%p 향상되었다.
- 2) Model 1에서 베인 없는 디퓨저의 길이가 짧고 볼류트 케이싱의 단면적이 넓은 경우에는 임펠러, 베인 없는 디퓨저 및 볼류트 허 사이의 상호작용에

의해서 압력 및 속도 불균형이 발생하였고, 이로 인해서 베인 없는 디퓨저와 볼류트에서의 손실이 증가하였다. 개선된 Model 3에서 임펠러 출구 반경 대 디퓨저 출구의 반경비를 약 2.27 이상으로 설계한 경우 이러한 현상이 개선되었다.

- 3) Model 2에서 반경 방향의 디퓨저 구간 후단에 추가로 90°로 굽은 디퓨저 구간이 존재하게 되면, 디퓨저 출구의 속도는 감소하고 압력 분포가 균일하게 되지만 볼류트 케이싱 손실의 약 1/3 정도에 해당하는 손실이 추가되어 전체 효율은 감소하게 된다. Model 3의 경우 Model 2와 달리 곡관형태의 디퓨저를 선택하지 않은 것이 효율 향상 측면에서 적절하였다.

References

- [1] John D. Stanitz, "One-dimensional compressible flow in vaneless diffusers of radial and mixed flow centrifugal compressors, including effects of friction, heat transfer and area change", NACA TN 2610, 1952.
- [2] David Jpikse, "Centrifugal compressor design and performance", Concepts ETI, INC, pp.3-1, 3-9, 1996.
- [3] W. Byron Brown, "Friction coefficients in a vaneless diffuser", NACA TN 1311, 1947.
- [4] Yoen-haeng Heo, Yoojun Hwang, Shin-Hyoung Kang, " Numerical analysis study on prediction about skin friction coefficient of the vaneless diffusers in centrifugal compressor", The Spring conference of the korean society of mechanical engineers, pp.193-194, 2013.
- [5] Ahti Jaatinen-Värri, Pekka Röyttä, Teemu Turunen-Saaresti, Aki Grönman, "Experimental study of centrifugal compressor vaneless diffuser width", Journal of mechanical science and technology Volume 27, No. 4, pp.1011-1020, 2013.
- [6] Xiaoqing Qiang, Jingfang Teng, Zhaohui Du, " Influence of various volute designs on volute overall performance", Journal of thermal science, Volume 19, No. 6, pp.505-513, 2010.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/s11630-010-0416-7>
- [7] Seon-No Seong, Shin-Hyoung Kang, Kyung-Seok Cho, Woo-June Kim, " Numerical calculation of the flow in a centrifugal compressor volute", The spring and autumn conference of the korean society of mechanical

engineers, pp.452-457, 2007.

- [8] Chehhat Abdelmadjid, Si Ameer Mohamed, Boumeddane Boussad, " CFD analysis of the volute geometry effect on the turbulent air flow through the turbocharger compressor", TerraGreen 13 International Conference 2013 of Energy Procedia, Volume 36, pp.746-755, 2013.
- [9] S.M Yahya, "Turbines, compressors and fans, Forth edition", pp.548-553, Tata McGraw hill education private limited, 2012.
- [10] H. Schlichting, "Boundary Layer Theory", pp. 615-629, McGraw-Hill, 1979
- [11] Ronald H. Aungier, "Centrifugal Compressors : A strategy for aerodynamic design and analysis", ASME PRESS, pp. 160-165, 2000.
- [12] Arttu Reunanen, "Experimental and numerical analysis of different volute in a centrifugal compressor", Thesis for the degree of doctor of science, Lappeenranta University of Technology, pp.49-81, 2001.

조 재 필(Jaephil Jo)

[정회원]



- 2012년 2월 : 울산대학교 자동차선박기술대학원 (공학석사)
- 2012년 4월 ~ 현재 : ㈜뉴로스 주임연구원

<관심분야>
유체, 터보기계

백 승 윤(Seungyun Paek)

[정회원]



- 2007년 2월 : 세종대학교 항공우주공학과 (공학석사)
- 2006년 9월 ~ 현재 : ㈜뉴로스 선임연구원

<관심분야>
유체, 추진, 터보기계

김 성 돈(Sungdon Kim)

[정회원]



- 2000년 2월 : 서울대학교 항공우주공학과 (공학석사)
- 2009년 8월 : 서울대학교 기계항공공학부 (공학박사)
- 2009년 8월 ~ 2011년 10월 : ㈜한화 과장
- 2013년 3월 ~ 현재 : ㈜뉴로스 책임연구원

<관심분야>
터보, 연소, 추진

안 규 복(Kyubok Ahn)

[정회원]



- 2001년 2월 : 서울대학교 항공우주공학과 (공학석사)
- 2005년 8월 : 서울대학교 기계항공공학부 (공학박사)
- 2005년 8월 ~ 2013년 8월 : 한국항공우주연구원 선임연구원
- 2013년 9월 ~ 현재 : 충북대학교 기계공학부 교수

<관심분야>
연소, 추진, 유체