

가변속 운전이 산업용 원심압축기의 성능 및 손실 특성에 미치는 영향

손승현* · 김무성* · 김보경* · 주원구*† · 이호곤** ·
박창표** · 박준영*** · 서정민*** · 박세진*** · 정희찬***

Effects of Variable-Speed Operation on the Performance and Loss Characteristics of an Industrial Centrifugal Compressor

Seung Hyeon Son*, Moo Sung Kim*, Bo Kyoung Kim*, Won-Gu Joo*†, Ho Gon Lee**,
Chang Pyo Park**, Jun Young Park***, Jeong Min Seo***, Sejin Park***, Heechan Jeong***

Key Words : Centrifugal Compressor(원심압축기), Variable Speed(가변속), Performance Characteristics(성능특성), CFD(전산유체역학)

ABSTRACT

In this study, the effects of variable-speed operation on the performance and internal flow of an industrial centrifugal compressor were investigated using computational fluid dynamics. Simulations were conducted at 100%, 90%, and 80% of the design rotational speed under identical inlet total conditions. As the rotational speed decreased, the pressure ratio and maximum flow rate decreased, and the best efficiency point shifted toward a lower flow rate. The non-dimensional head coefficient and efficiency curves did not fully collapse at different rotational speeds. At an identical inlet flow coefficient, the radial velocity at the impeller exit remained similar, whereas the circumferential velocity and blade speed decreased. Consequently, the absolute flow angle and the magnitude of the relative flow angle decreased, increasing the diffuser incidence. The increased incidence enlarged the low-velocity and high-loss regions near the diffuser suction surface and hub. The main flow was redistributed toward the upper-span region, causing a local reversal of the spanwise loss distribution. The impeller loss coefficient varied only slightly, whereas the diffuser loss coefficient increased significantly. The discrepancy between the non-dimensional performance curves was therefore mainly attributed to increased diffuser losses induced by changes in the impeller exit flow.

1. 서 론

원심압축기는 석유화학, 발전 및 일반 산업설비 등 다양한 분야에서 사용되는 대표적인 터보기계로서, 운전 조건 변화에 따라 성능 및 안정성이 크게 영향을 받는다. 실제 산업 현장에서는 공정 요구조건에 따라 유량이 지속적으로 변동하며, 이에 따라 압축기는 설계점뿐만 아니라 다양한 부분부하 조건에서도 운전된다. 따라서 넓은 운전영역에서 높은 효율과 안정성을 확보하는 것은 원심압축기 운전 및 설계에서 중

요한 과제이다.

산업용 압축기 시스템에서는 유량 제어를 위한 방법 중 하나로 가변속 운전이 있다.

가변속 운전은 회전속도를 조절하여 요구 유량을 만족시키는 방법으로, 스로틀 제어에 비해 에너지 절감 효과가 크며 운전 범위를 확장할 수 있는 장점을 가진다⁽¹⁾. 또한 회전 속도 변화는 압력비 곡선 및 최고효율점의 위치를 변화시키므로 다양한 운전 조건에 대응할 수 있다.

기존 연구에서는 원심압축기의 회전속도 및 레이놀즈수

* 연세대학교 기계공학과(Department of Mechanical Engineering, Yonsei University)

** 대주기계(Daejoo Machinery)

*** 한국기계연구원(Korea Institute of Machinery and Materials)

† 교신저자, E-mail : joo_wg@yonsei.ac.kr

변화에 따른 성능 특성과 상사법칙에 관한 연구가 수행되어 왔다^(2,3). Tiainen 등은 압축기 크기 변화에 따른 레이놀즈수 효과를 수치적으로 분석하고, 저레이놀즈수 조건에서의 효율 변화와 임펠러 내부 손실 생성 메커니즘을 고찰하였다⁽⁴⁾. Kim 등은 고고도 운전에 해당하는 저레이놀즈수 조건에서 원심압축기의 성능 변화를 분석하였으며, 레이놀즈수가 감

소할수록 베인 디퓨저의 유동 박리와 손실이 증가하여 전체 압축기 성능이 저하될 수 있음을 보고하였다⁽⁵⁾.

기존 연구가 레이놀즈수 변화에 따른 손실 특성에 주로 초점을 둔 반면, 실제 가변속 운전에서는 회전속도 감소와 함께 임펠러 원주속도, 압축일, 압력비 및 출구 유동조건이 변화한다. 본 연구에서는 동일한 형상과 입구 전상태 조건에서 설계 회전속도의 100%, 90% 및 80%에 대한 성능곡선과 무차원 성능곡선을 비교하였다. 또한 동일 입구 유량계수 조건에서 임펠러 출구 유동각과 디퓨저 손실 특성을 분석하여 무차원 성능곡선의 불일치 원인을 고찰하였다.

명명법(Nomenclature)

기호	정의	단위
D_2	임펠러 출구 직경	m
i_d	디퓨저 입사각	deg
$\dot{m}$	질량유량	kg/s
P	정압	Pa
P_t	전압력	Pa
T_t	전온도	K
U	블레이드 원주속도	m/s
V	절대속도	m/s
V_r	절대속도의 반경방향 성분	m/s
V_θ	절대속도의 원주방향 성분	m/s
W	상대속도	m/s
X	성능값	-
Δh_0	전엔탈피 상승량	J/kg
α	반경방향 기준 절대유동각	deg
β	반경방향 기준 상대유동각	deg
γ	비열비	-
ϕ	유량계수	-
ψ	헤드계수	-
η	등엔트로피 효율	-
Π	압력비	-
ζ	손실계수	-
ρ	밀도	kg/m ³
χ_d	디퓨저 베인 입구 금속각	deg
Ω	회전각속도	rad/s

하첨자	정의
0	정체상태 또는 전상태
1	임펠러 입구
2	임펠러 출구
d	디퓨저
DP	설계점
in	입구
out	출구
r	반경방향 성분
ref	기준 격자
t	전상태 또는 total
tt	total to total
θ	원주방향 성분

2. 수치해석 방법

2.1 해석 모델

해석 대상은 Fig. 1과 같이 임펠러 및 디퓨저를 포함한 원심압축기이며, 각 구성요소는 원주 방향 주기성 및 계산 비용을 고려하여 단일 유로로 해석 영역을 구성하였다.

2.2 격자 구성

해석 모델의 격자는 ANSYS TurboGrid를 이용하여 생성하였다. 해석에 사용된 격자 형상은 Fig. 2에 나타나있다.

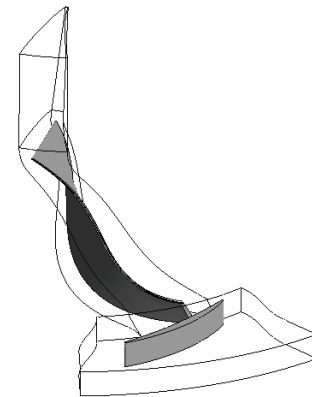


Fig. 1 Computational model

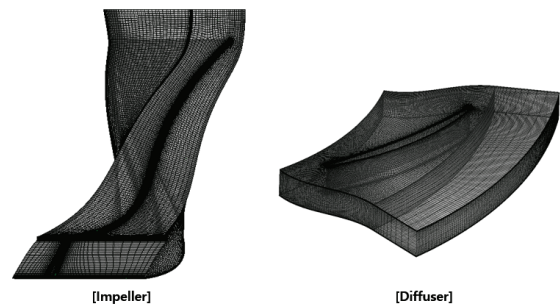


Fig. 2 Mesh configuration of the computational model

Table 1 Grid independence test results for the impeller and diffuser

총 격자 개수	기준 격자 대비 차이[%]	
	Π_{tt}	효율
450,000	-2.56 %	-1.69 %
780,000	-1.55 %	-1.00 %
1,300,000	-0.50 %	-0.35 %
1,870,000	-	-
2,300,000	0.18 %	0.11 %

격자 의존도 검토는 100% 회전속도의 설계점에서 수행하였다.

Table 1은 임펠러 및 디퓨저의 격자 의존도 검토 결과를 나타내며, 최종 선정 격자의 결과를 기준으로 식 (1)과 같이 차이를 계산하였다.

$$difference [\%] = (X - X_{ref}) / X_{ref} \times 100 \quad (1)$$

여기서 X 와 X_{ref} 는 각각 비교 격자와 기준 격자의 성능값을 나타낸다.

임펠러와 디퓨저는 벽면의 첫 번째 격자 높이를 0.001 mm로 설정하여 임펠러 및 디퓨저 해석 영역의 y^+ 가 2 이하로 유지되는 것을 확인하였고, 격자 의존도 결과를 통해 계산 정확도와 계산 비용을 고려해 총 격자 187만개(임펠러 92만 개, 디퓨저 95만 개)로 선택하였다.

2.3 해석 방법

본 연구에서는 ANSYS CFX 2022 R2를 사용하여 정상상태 수치해석을 수행하였다. 입구에는 전압력과 전온도 및 5%의 난류강도를 적용하였으며, 출구에는 질량유량 조건을 적용하였다. 벽면은 매끄러운 벽으로 설정하였고, 난류모델은 SST k- ω 모델을 사용하였다. 임펠러와 디퓨저 사이에는 mixing plane 기법을 적용하였으며, 원주방향 평균화로 인해 비정상 상호작용과 순간적인 국부 유동 구조를 직접 재현하기 어렵다는 한계가 있다. 따라서 본 연구에서는 원주방향 평균 유동 조건에 따른 디퓨저 내부 저속영역 및 손실 증가 경향을 중심으로 분석하였다.

회전속도 변화가 원심압축기 성능 및 유동 특성에 미치는 영향을 분석하기 위하여 압축기 임펠러의 회전속도를 변화시켜 해석을 수행하였다. 설계 회전속도의 100%, 90% 및 80% 조건에서 성능곡선과 유량계수와 헤드계수를 이용한 무차원 성능곡선을 비교하고, 동일 입구 유량계수 조건에서 스팬방향 속도 분포, 임펠러 출구 유동각, 디퓨저 입사각 및 손실 특성을 분석하였다.

유량계수와 헤드계수는 각각 식 (2), 식 (3)과 같이 정의하였다.

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho \Omega D_2^3} \quad (2)$$

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{U_2^2} \quad (3)$$

여기서 $\dot{m}$ 은 질량유량, ρ 는 입구 밀도, U_2 는 임펠러 출구 원주속도, D_2 는 임펠러 출구 직경, Δh_0 는 압축기 엔탈피 상승량을 의미한다.

3. 해석 결과

3.1 성능 곡선 및 무차원 성능곡선

Fig. 3과 Fig. 4는 회전속도 변화에 따른 100% 회전속도 설계점 기준 정규화 압력비 및 정규화 효율 곡선을 나타낸다. 압력비와 효율은 아래 식 (4), (5)와 같이 정의된다.

$$\Pi_{tt} = \frac{P_{t,d,out}}{P_{t,1}} \quad (4)$$

$$\eta_{tt} = \frac{T_{t,1} \left[\Pi_{tt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{T_{t,d,out} - T_{t,1}} \quad (5)$$

회전속도가 감소함에 따라 압력비 수준이 감소하였으며, 최대 유량 역시 감소하는 경향을 보였다.

또한 최고효율점(BEP)은 저유량 영역으로 이동하는 것으로 나타났다. 이는 회전속도 감소에 따라 임펠러 출구 원주속도가 감소하면서 압축기에 의해 전달되는 에너지 또한 감소하기 때문으로 판단된다.

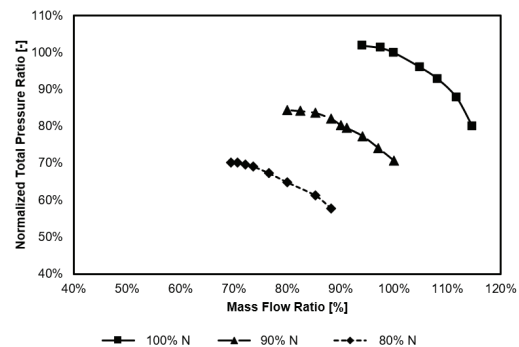


Fig. 3 Normalized pressure ratio curves at different rotational speeds

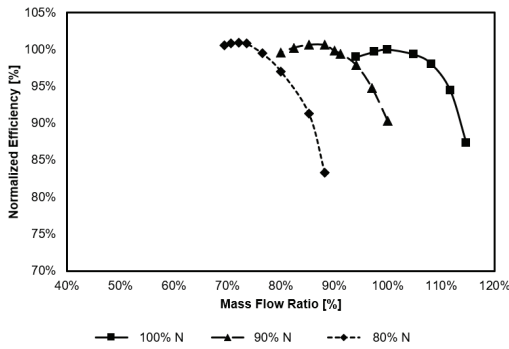


Fig. 4 Normalized efficiency curves at different rotational speeds

식 (6)에 나타난 바와 같이, 임펠러 출구에서의 임펠러 원주 방향 속도 및 임펠러 출구 원주방향 절대속도 감소로 인해 임펠러에서의 전압력 상승량이 감소한다.

$$\Delta P_t = \rho(U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1}) \quad (6)$$

Fig. 5는 입구 유량계수와 헤드계수를 이용하여 무차원화한 성능곡선을 나타낸다.

상사법칙에 따르면 동일 형상의 압축기는 회전속도가 변화하더라도 무차원 성능곡선이 동일한 형태로 나타나야 한다^(2,3).

그러나 본 연구 결과에서는 회전속도에 따라 헤드계수와 효율 곡선이 완전히 일치하지 않는 것을 확인할 수 있었다.

특히 동일 입구 유량계수 조건에서 회전속도가 감소할수록 헤드계수가 감소하는 경향이 나타났으며, 이러한 결과는 회전속도 변화에 따라 압축기 내부 유동이 완전한 상사성을 유지하지 않음을 의미한다.

따라서 무차원 성능곡선의 차이가 발생하는 원인을 분석하기 위하여 설계 회전속도 조건의 설계점 유량계수를 기준으로 동일 유량계수 운전점을 선정하였으며, 해당 조건에서 임펠러 출구 유동 특성과 디퓨저 손실 특성을 비교하였다.

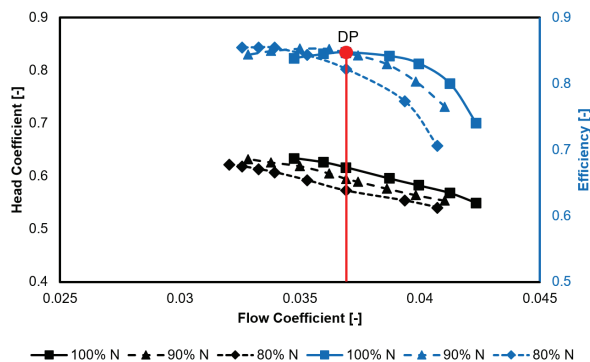


Fig. 5 Non-dimensional performance curves (black: head coefficient, blue: efficiency)

3.2 압축기 구성요소 별 결과 비교

3.2.1 임펠러 출구 및 디퓨저 입구 유동 특성 비교

Fig. 6과 Fig. 7은 동일 입구 유량계수에서 임펠러 출구와 디퓨저 입구의 스팬방향 속도분포를 나타낸다. Mixing plane 전후에서 전반적으로 유사한 분포가 나타나 임펠러 출구의 평균 유동 변화가 디퓨저 입구에 전달된 것으로 판단하였다.

회전속도가 감소하더라도 반경방향 속도는 유사하게 유지된 반면, 원주방향 속도는 전 스팬에서 감소하였다.

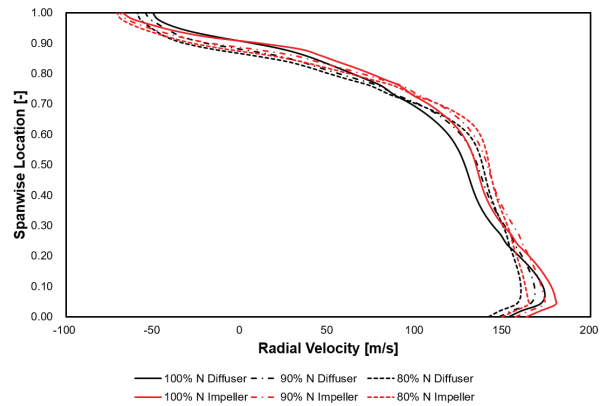


Fig. 6 Spanwise distributions of radial velocity at the impeller exit and diffuser inlet

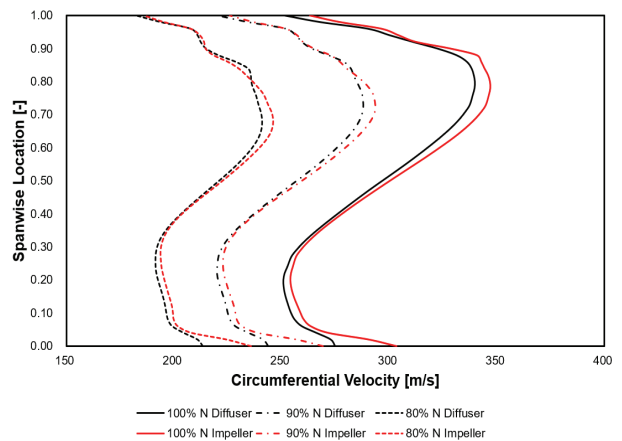


Fig. 7 Spanwise distributions of circumferential velocity at the impeller exit and diffuser inlet

Table 2 Impeller exit flow characteristics at the same inlet flow coefficient

회전속도	절대유동각	상대유동각	$\frac{V_r}{V_{r,DP}}$	$\frac{V_{r2}}{U_2}$
100% N	62.8	-52.7	1.00	0.31
90% N	58.5	-50.3	1.03	0.36
80% N	54.7	-48.3	1.03	0.40

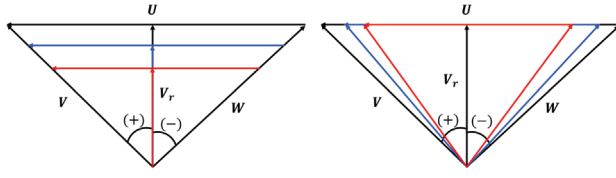


Fig. 8 Impeller exit velocity triangles(left: ideal, right: actual)

Table 2는 임펠러 출구 유동 정보를 나타내며, Fig. 8은 동일 입구 유량계수 조건에서의 이상적인 임펠러 출구 속도 삼각형과 실제 임펠러 출구 속도삼각형을 나타낸다.

절대유동각과 상대유동각 및 디퓨저 입사각은 아래 식 (7), (8), (9)와 같이 정의한다.

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{V_{\theta 2}}{V_{r2}} \right) \quad (7)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{W_{\theta 2}}{V_{r2}} \right) \quad (8)$$

$$i_d = \chi_d - \alpha_2 \quad (9)$$

동일 입구 유량계수 조건에서는 이상적으로 임펠러 출구의 절대유동각과 상대유동각이 일정하게 유지되어야 한다.

그러나 회전속도 감소에 따라 압력비가 감소하면서 임펠러 출구 밀도 또한 감소하였다. 이로 인해 출구 반경방향 속도는 회전속도 감소에도 불구하고 유사한 수준으로 유지되었고, 이는 Fig. 6에서도 확인할 수 있다. 따라서 동일 입구 유량계수 조건에서도 임펠러 출구 기준 $\left(\frac{V_{r2}}{U_2} \right)$ 는 증가하는 경향을 나타내며, 그 결과 절대유동각과 상대유동각의 절댓값이 감소한 것으로 판단된다.

3.2.2 디퓨저 손실 특성 분석

앞 절에서 확인한 바와 같이 동일 유량계수 조건에서도 회전속도 감소에 따라 임펠러 출구 절대유동각이 감소하는 경향을 나타냈다. 이러한 절대유동각 변화는 디퓨저 입구 입사각 변화로 이어지며, 결과적으로 디퓨저 내부 유동 구조와 손실 특성에 영향을 미치게 된다.

Fig. 9는 동일 유량계수 조건에서 디퓨저 출구의 스펙 방향 손실계수 분포를 나타낸다.

회전속도 감소에 따라 디퓨저 출구 손실계수는 허브에서 중간 스펙 영역을 중심으로 증가하였다. 특히 80% 회전속도 조건에서 증가가 두드러졌으나, 중간 스펙 이상의 슈라우드 측 영역에서는 손실계수 분포가 역전되는 것을 확인하였다.

Fig. 10은 디퓨저 내부의 유동 방향 속도 분포를 나타낸다. 100 % 회전속도 조건에서는 디퓨저 통로 전반에 걸쳐 비

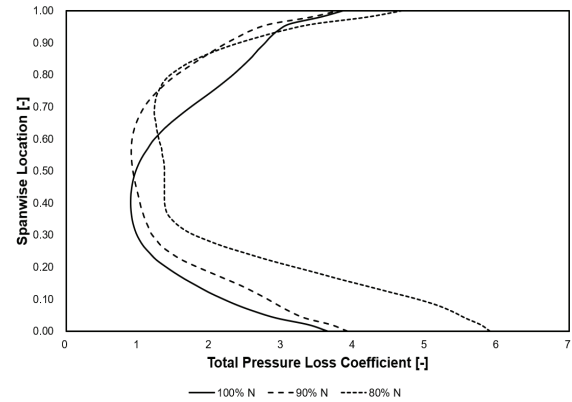


Fig. 9 Spanwise distribution of total pressure loss coefficient at the diffuser exit

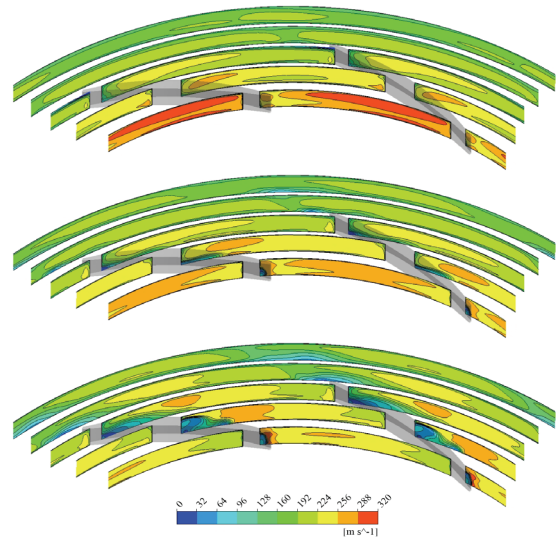


Fig. 10 Streamwise velocity contours in the diffuser(top: 100% N, middle: 90% N, bottom: 80% N)

교적 균일한 속도 분포가 형성되며 안정적인 유동 구조를 유지하는 것을 확인할 수 있다.

90 % 회전속도 조건에서는 디퓨저 흡입면 허브 부근에서 저속 영역이 발달하기 시작하는 모습을 확인할 수 있으며, 80 % 회전속도 조건에서는 디퓨저 흡입면 부근에서 저속 영역이 90 % 회전속도 조건보다 확대되는 경향을 보였다.

Fig. 11은 디퓨저 내부의 유동 방향 손실계수 분포를 나타낸다. 90 % 회전속도 조건에서는 앞서 Fig. 10에서 확인한 저속영역인 흡입면 허브 부근에서 손실이 발생하며 허브를 따라서 손실이 발달하는 것을 확인할 수 있다.

80 % 회전속도 조건에서는 흡입면을 따라 고손실 영역이 넓게 형성되는 것을 확인할 수 있다. 이러한 결과는 Fig. 10에서 확인한 저속 영역과 잘 일치하며, 박리와 관련된 저속 및 고손실 유동이 디퓨저 전체 손실 증가의 주요 원인으로 작용한 것으로 판단된다.

Fig. 12는 스펙 방향 디퓨저 출구 정규화 반경방향 속도

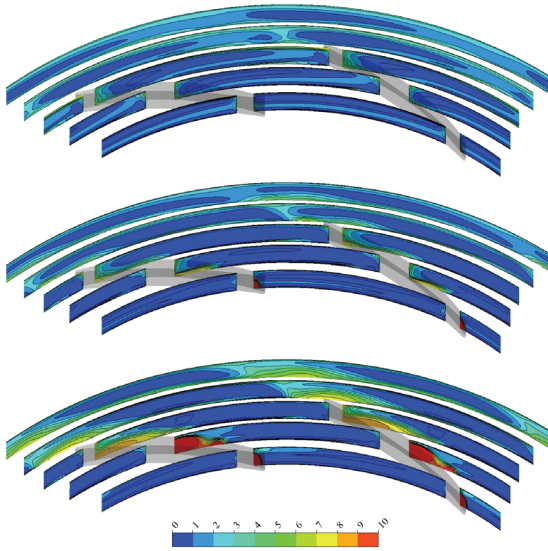


Fig. 11 Streamwise loss coefficient contours in the diffuser (top: 100% N, middle: 90% N, bottom: 80% N)

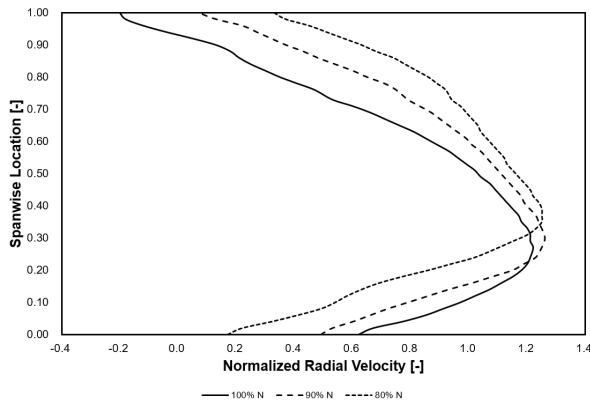


Fig. 12 Spanwise distribution of normalized radial velocity at the diffuser exit

분포를 나타내며, 식 (10)과 같이 정의한다.

$$Normalized V_r = \frac{V_r}{V_{r,d,out}} \quad (10)$$

회전속도 감소에 따라 디퓨저 허브측의 반경방향 속도가 감소하고, 상대적으로 높은 스펠 영역의 반경방향 속도가 증가하였다. 이는 허브측 저속영역의 확대로 인해 주유동이 높은 스펠 방향으로 재분배된 것으로 판단된다. 이에 따라 상부 스펠에서는 상대적으로 손실이 작은 주유동의 비중이 증가하여 국부 전압손실계수의 역전이 발생한 것으로 판단된다.

Table 3 Impeller and diffuser loss coefficients at different rotational speeds

회전속도	임펠러 손실계수	디퓨저 손실계수
100 %	0.942	1.515
90 %	0.927	1.576
80 %	0.897	2.329

Table 3은 임펠러 및 디퓨저의 손실계수를 비교한 결과를 나타내며, 손실계수는 아래 식 (11)과 같이 정의한다.

$$\zeta = \frac{P_{t,in} - P_{t,out}}{P_{t,1} - P_1} \quad (11)$$

CFX의 Total Pressure는 회전영역에서 rothalpy를 기준으로 계산되므로, 블레이드 회전에 의한 축일 전달 효과가 제거된 전압력 변수이다. 따라서 이상적인 무손실 회전유동에서는 보존되며, 임펠러 입/출구 사이의 감소량은 내부 비가역 손실을 나타낸다. 정지영역인 디퓨저에서는 일반적인 전엔탈피 기반의 전압력으로 계산된다. 이에 따라 동일한 손실계수 정의를 이용하여 임펠러와 디퓨저의 손실 특성을 비교하였다.

임펠러 손실계수는 회전속도가 감소함에 따라 0.942에서 0.897로 소폭 감소하는 경향을 보였다. 반면 디퓨저 손실계수는 1.515에서 2.329로 크게 증가하였다. 따라서 회전속도 변화에 따른 성능 차이는 임펠러보다 디퓨저에서 발생하는 손실 변화의 영향이 더 크게 작용한 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 동일한 압축기 형상과 입구 전상태 조건에서 설계 회전속도의 100%, 90% 및 80%에 대한 성능 및 내부 유동 특성을 분석하였다. 회전속도가 감소함에 따라 압력비와 최대 유량이 감소하고 최고효율점은 저유량 영역으로 이동하였으며, 회전속도별 무차원 헤드계수와 효율 곡선은 완전히 일치하지 않았다.

동일 입구 유량계수 조건에서 회전속도가 감소하더라도 임펠러 출구 반경방향 속도는 유사하게 유지된 반면, 블레이드 원주속도와 원주방향 절대속도는 감소하였다. 이에 따라 절대유동각과 상대유동각의 절댓값이 감소하고 디퓨저 입사각이 증가하였다. 증가한 입사각은 디퓨저 흡입면과 허브 부근의 저속 및 고손실 영역을 확대시켰다. 또한 허브측 저속 영역 확대로 인해 주유동이 높은 스펠 방향으로 재분배되면서 상부 스펠에서 국부 손실분포의 역전이 나타났으나, 허브에서 중간 스펠 영역의 손실 증가가 더 크게 나타나 전체 디퓨저 손실계수는 증가하였다. 반면 임펠러 손실계수의 변화는 상대적으로 작았다. 따라서 본 연구의 운전조건에서는 임

펠러 출구 유동 변화에 따른 디퓨저 손실 증가가 무차원 성능곡선 불일치에 더 큰 영향을 미친 것으로 판단된다.

향후에는 정상상태 mixing plane 기법의 한계를 보완하기 위해 비정상상태 해석을 수행하고, 임펠러-디퓨저 상호작용과 손실의 시공간적 발달 특성을 분석할 예정이다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 ‘가변형 고효율 유체기기 핵심 기술 및 운영 시스템 개발’ 과제(No. 2021202080026C)의 연구 결과이며, 이에 감사드립니다.

References

- (1) Aungier, R. H., 2000, "Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis," ASME Press, New York.
- (2) Japikse, D., Baines, N. C., 1996, "Introduction to Turbomachinery," Concepts ETI, Norwich, Vermont.
- (3) Dixon, S. L., Hall, C. A., 2014, "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery," 7th ed., Butterworth-Heinemann, Oxford.
- (4) Tiainen, J., Jaatinen-Värri, A., Grönman, A., and Backman, J., 2016, "Numerical Study of the Reynolds Number Effect on the Centrifugal Compressor Performance and Losses," Proceedings of ASME Turbo Expo 2016, Paper No. GT2016-56036.
- (5) Kim, J., Jeon, H., Jung, Y., Park, J. Y., and Choi, M., 2018, "Effects of Low Reynolds Number on Performance in a Centrifugal Compressor," Transactions of the Japan Society for Aeronautical and Space Sciences, Vol. 61, No. 6, pp. 238~247.