

원심압축기의 링 그루브 효과에 관한 수치해석적 연구

박치용* · 최영석*** · 이경용** · 윤준용***

Numerical Investigation of Ring Groove Effect in a Centrifugal Compressor

Chi-Yong Park*, Young-Seok Choi***, Kyoung-Yong Lee**, Joon-Yong Yoon***

Key Words : Centrifugal Compressor(원심형 압축기), Ring Groove(링 그루브), Surge Margin(서지마진), CFD(전산유체역학)

ABSTRACT

This paper presents a numerical study of casing treatments on a centrifugal compressor stage to improve stability and the surge margin. High efficiency, a high pressure ratio, and a wide operating range are required for a high performance centrifugal compressor. In the present study, a ring groove arrangement was applied to the transonic centrifugal compressor. According to the numerical analysis using a commercial code ANSYS-CFX, the unstable phenomena limiting the range of the centrifugal compressors were compared with and without a ring groove. Although the ring groove decreased the efficiency, but increased the operating range by suppressing a flow separation at the leading-edge of the impeller especially near shroud part. Newly designed ring groove arrangement improved the compressor performance and increased the operating range of the compressor.

1. 서 론

원심 압축기는 1단 당 압축비가 높고 콤팩트한 설계가 가능하므로 산업용으로 널리 사용되고 있는 터보기계이다. 원심압축기의 성능을 나타내는 지표는 여러 가지가 있지만, 무엇보다도 중요한 것은 설계점에서의 압력비와 효율이다. 또한 이와 더불어 서지(surge)와 초킹(choking)에 의해 결정되는 작동범위도 매우 중요한 성능지표 중의 하나이다. 특히 선박용 터보차저와 같이 작동영역에 따른 시리즈 디자인이 중요한 경우, 원심압축기의 작동범위를 넓혀준다면 영역별 구성하는 모델 수를 줄임으로써 제작비용 절감과 운전 안정성 또한 개선되어 제품 경쟁력을 향상시킬 수 있는 장점이 있다.

압축기의 운전 작동범위를 향상시키고자 하는 연구는 실험적, 수치적으로 활발히 이루어지고 있다. 임펠러의 끝 틈새(tip clearance)나 입구부형상 등을 조절하여 효율개선 및 작동범위를 향상시키는 방법 이외에 간단하면서도 효과가 큰 링 그루브(ring groove)를 케이싱에 장착하는 방법이 많이 활용되고 있다. 특히 컴퓨터 성능의 발달과 더불어 전산유

체역학(CFD)을 이용한 수치해석을 통하여 링 그루브를 장착하였을 때 압축기의 저유량 영역에서 발생하는 유동을 정밀하게 해석하고, 이를 분석하여 서지마진(surge margin)을 늘리고자 하는 연구가 활발히 이루어지고 있다. Tamaki 등^(1,2)은 실험적으로 서지의 원인을 판단하여 쉬라우드(shroud)에 케이싱 장치를 설치하여 작동범위를 개선하였다. 또한 수치해석과 실험을 통해 링 그루브 효과로 원심압축기의 작동범위가 개선되었음을 보여주었다. Sakaguchi 등⁽³⁾은 소형 원심압축기에 링 그루브를 설치하여 임펠러의 입구부 유동을 가시화 하고, 분석하여 저유량 영역에서 유동을 안정화 시켜 서지마진을 개선한 연구를 제시하였다. Hembera 등⁽⁴⁾은 압축기의 성능을 개선하기 위해 끝 틈새를 줄이는 방법, 축류슬롯(axial slot)을 이용하여 정체누설유량을 제거하는 방법과, 그루브를 설치하여 입구유량을 증가시키는 방법 등을 제시하여 그 효과를 고찰한 바 있다.

본 연구에서는 원심압축기 작동범위 개선의 한 방법인 링 그루브의 유무에 따른 성능변화에 대하여 상용코드를 이용하여 수치 해석적으로 분석해 보았다. 원심압축기 임펠러 입구에서의 유동장을 분석하여 서지발생의 원인을 분석하였으며, 링 그루브가 입구부 유동에 미치는 영향을 분석하여 서지를 발생시키는 실속마진과 효율변화를 살펴보았다. 또한 링 그루브 설치로 발생하는 손실을 줄이고 작동범위도 개선

* 한양대학교 대학원 한국생산기술연구원

** 한국생산기술연구원 에너지설비센터

*** 한양대학교 기계공학과

† 교신저자, E-mail : yschoi@kitech.re.kr

하기 위해서 링 그루브 전단(upstream)의 위치를 변경하여 제시하였으며 이를 수치 해석하여 결과를 비교 분석하였다.

2. 링 그루브 특징 및 원심압축기 사양

원심압축기의 설계사양은 Table 1에 제시된 바와 같이 압력비 4.8, 질량유량 3.34 kg/s이며 회전수는 41,500 rpm이다. 원심압축기의 자오면 형상과 링 그루브의 위치를 Fig. 1에 나타내었다. 디퓨저는 19개의 베인을 가지며, 디퓨저 전연(Leading edge)과 후연(Trailing edge)은 각각 임펠러 출구반경대비 1.16, 1.45배에 위치해 있다. 링 그루브는 임펠러 케이싱과 일체로 되어있으며, 링 그루브의 전단은 인듀서(Inducer)의 앞쪽에, 후단(Downstream)은 임펠러 전연과 스플리터(Splitter) 입구부 사이에 위치하여 원형 고리 모양으로 연결되어 있다.

Table 1 Design specifications of centrifugal compressor

Design mass flow rate (kg/s)	3.34
Total pressure ratio	4.8
Rotational speed (rpm)	41,500
Number of impeller blades (main blade + splitter blade)	16

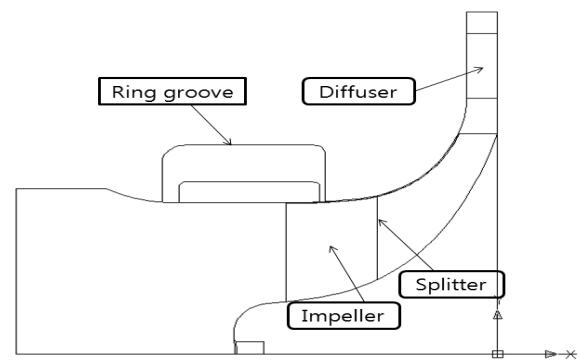


Fig. 1 Meridional plane of ring groove

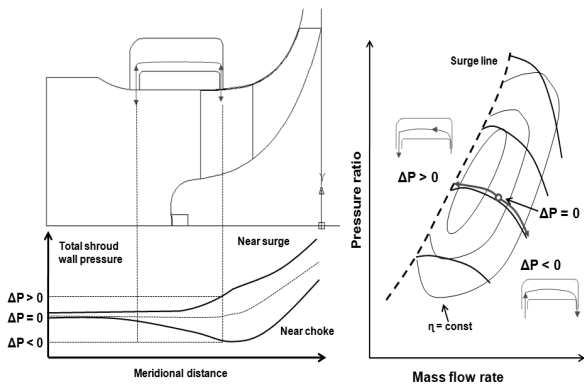


Fig. 2 The recirculating flow in the ring groove

Fig. 2에 나타난 바와 같이, 유량이 커져서 운전점이 초킹 영역에 가까워지면 링 그루브 전단의 압력이 후단의 압력보다 높아지기 때문에 압력차가 발생하여 링 그루브내에서는 전단에서 후단으로 순방향 유동이 발생하게 된다. 이와 반대로 서지영역 근처에서는 후단의 압력이 전단의 압력보다 높기 때문에 링 그루브내에서는 후단에서 전단으로 역방향 유동이 발생하고 임펠러 입구부에서는 쉬라우드 케이싱에서 제트형태로 분출되는 유동이 더해지게 된다.

링 그루브의 유무에 따라 원심압축기의 입구부 유동의 변화를 속도 삼각형으로 제시하여 Fig. 3에 나타내었다. 입사각(incidence angle)은 유동각(flow angle)과 날개각(blade angle)의 차이를 나타내며, 회전속도(U)와 자오면속도(C_m)에 의해 상대속도(W)가 결정된다. 일반적으로 설계점 영역에서는 날개각과 유동각이 큰 차이를 보이지 않아 입사각이 작지만, 저유량 영역으로 갈수록 자오면속도 성분이 줄어들기 때문에 입사각이 커지게 됨을 Fig. 3(a)에 나타내었다. 입사각이 커지게 되면, 임펠러 전연 부근에서 유동박리현상이 발생하여 충돌손실(shock loss)이 커지고 압력면과 흡입면의 압력차가 발생하여 날개부하(blade loading)를 증가시키게 된다. 또한 팁 누설유동에 영향을 주어 날개 사이에서 발생하는 실속셀(stall cell)을 증가시키게 되어 유동 정체로 인한 역압력구배에 의해 서지가 발생하게 된다. 서지영역 근처에서 링 그루브의 역할은 Fig. 2에서 알 수 있듯이 불안정한 팁 누설유동과 실속유동을 링 그루브 후단에서 전단으로 재순환(recirculation)하여 누설손실을 줄이고, 흡입유량과 합

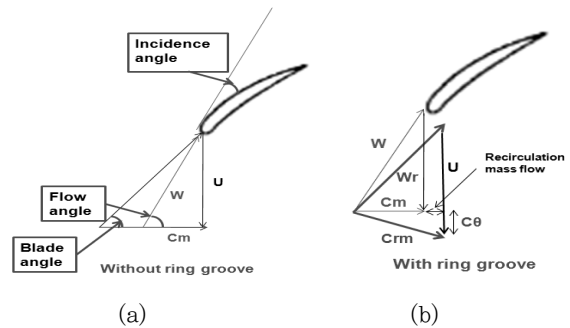


Fig. 3 Velocity triangle at the impeller inlet near surge flow
a) without ring groove; b) with ring groove

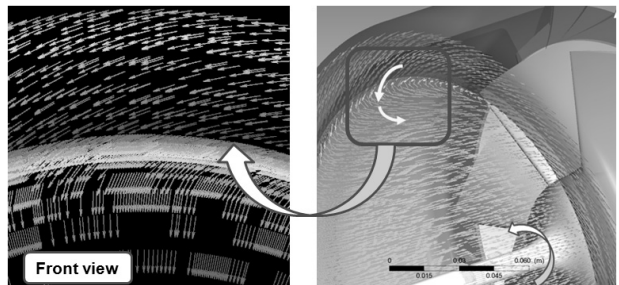


Fig. 4 Velocity vector at the mid-section of upstream ring groove

쳐져 임펠러 전연에서 유량을 증가시키게 된다. 또한 재순환되는 유동은 임펠러의 회전방향과 동일한 방향의 회전속도 성분(C_θ)을 가지고 있어 Fig. 3(b)와 같은 속도삼각형을 형성하여 입사각이 감소하게 되며, Fig. 4는 링 그루브 설치시 입구 유동벡터를 나타낸다. 결과적으로 저유량 영역에서도 유동을 안정화시켜 서지를 지연하게 하여 서지마진을 향상시키게 된다.

3. 수치해석방법 및 경계조건

임펠러 3차원 형상은 ANSYS CFX-BladeGen 프로그램을 사용하여 생성하였으며, 생성된 날개형상에 대하여 유체기계 격자생성 프로그램인 ANSYS CFX-TurboGrid 를 사용하여 정렬 격자계(structured grid)를 생성하였다. 링 그루브와 임펠러의 경계면조건 구간은 전체 임펠러 쉬라우드 영역에 비해 매우 좁은 구간으로 격자 생성시 유의하여야 한다. TurboGrid에서 경계면 구간 근처의 임펠러 쉬라우드면에 격자수를 늘여서 링 그루브로의 유동장 해석에 문제가 없을 정도로 격자를 생성하였다.

임펠러의 격자수에 따라 링 그루브의 경계면 구간을 통과하는 유량 변화를 살펴 보면서 격자테스트를 수행하였다. 격자테스트 결과 약 140만개 이상의 경우 유량변화가 없어서 이후 해석에 사용하였다. 대상 원심압축기의 경우 임펠러 후단에 압력회복을 위한 베인 디퓨저(vane diffuser)가 존재하며 디퓨저에 사용된 격자수는 약 8만개이다. 링 그루브 영역에는 약 10만개의 격자를 생성하였고, 벽면의 경계층 효과를 알아보기 위해 3개의 인플레이션(inflation)을 벽면에 몰아주었다. 임펠러와 디퓨저의 경우 날개벽면 주위에 13개의 O_Grid와 6개의 O_Grid를 각각 생성하였으며, 팁 유동해석을 위하여 팁 간격 내부에 8개의 격자를 몰아주었다. 영역간의 경계면은 GGI(General Grid Interface)방식으로 연결하였으며, 임펠러의 날개는 8개이나 날개 형상이 동일하므로 해석시간을 고려하여 주기 조건(periodic condition)을 사용하여 임펠러의 1개의 날개 영역과 디퓨저 2개의 날개 영역을 대상으로 수치 해석을 수행하였다. 회전하는 임펠러와 정지한 베인 디퓨저의 경계면은 회전방향으로 평균된 단평균(stage average)을 적용하였다. 경계조건으로 해석영역의 입구에는 전압과 온도를 주었으며, 출구에는 고유량에서는 정압조건을, 저유량 영역에서는 질량유량으로 주어 계산의 수렴성을 향상시켰다.

본 해석에서는 정상유동으로 해석을 수행하였기 때문에 서지근처의 비정상 유동특성을 예측하여 서지유무를 판단할 수는 없다. 하지만 서지특성은 정상유동해석의 수렴여부와 연관될 수 있으며, 본 연구에서는 서지를 발생시키는 주요원인인 실속마진유량(Q_s)을 다음과 같은 수렴조건의 의하여 마

지막으로 수렴하는 유량지점으로 정의하였다. 수치오차(Residual)는 10^{-4} 이하이며, 입구와 출구의 상대적인 질량 유량 오차가 0.5% 이하일 경우로 수렴을 판단하였다. 이는 Huang 등⁽⁵⁾과 Wang 등⁽⁶⁾의해 제시된 수렴조건을 참조하여 설정하였다.

4. 수치해석 결과 및 분석

링 그루브의 유무에 따라서 CFD 결과로부터 압축기 성능 곡선에 해당하는 전압비와 효율을 무차원화하여 Fig. 5에 나타내었다. 또 하나의 중요한 성능특성인 서지를 발생시키는 실속마진(stall margin)은 Fig. 5에서 볼 수 있듯이 수렴된 최저유량과 연관되며 식(1)과 같이 정의한다.

$$SM = \left(1 - \frac{Q_s}{Q_{design}}\right) \times 100 \quad (1)$$

링 그루브가 존재할 때 설계점에서 효율은 약 1.5% 감소하였지만 실속마진이 약 2.8% 개선되었음을 알 수 있다. 링

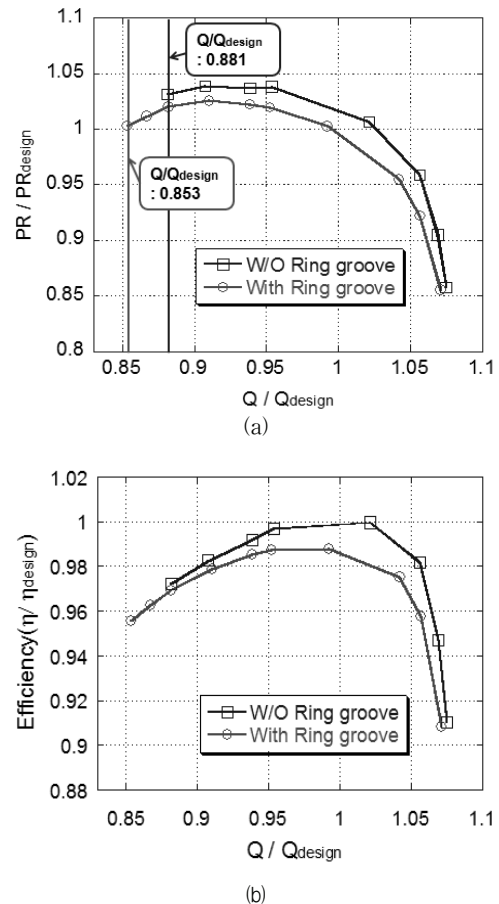


Fig. 5 Comparison of performance characteristics

a) Total pressure ratio b) Efficiency

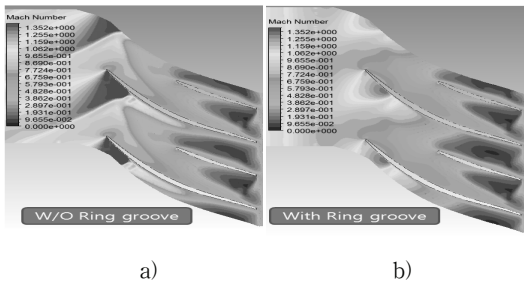


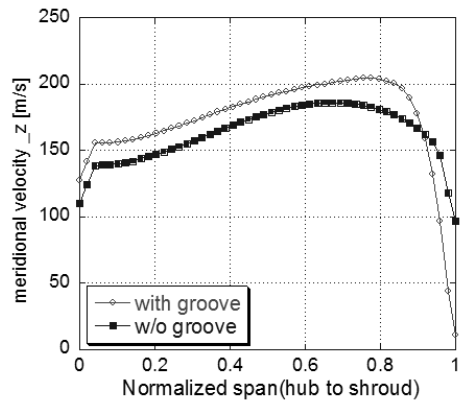
Fig. 6 Mach number contours at 90% span (Q/Qdesign : 0.881)

a) Without ring groove, b) With ring groove

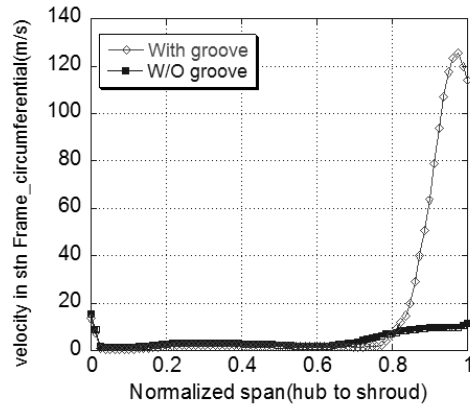
그루브가 있을 때 실속마진이 개선된 이유를 살펴보기 위해서 Fig. 6에 링 그루브의 유무에 따른 임펠러 익폭(span) 90%에서 마하수(Mach number)를 나타내었다. 입구 상대 유동의 마하수가 임펠러 선단 근처에서 1을 넘는 천음속(transonic) 유동특성을 보이며, 링 그루브가 없을 때는 전연에서 충돌손실이 발생하고 실속셀(stall cell) 영역이 커짐을 알 수 있다. 반면에 링 그루브 설치시 실속셀 영역이 감소하였으며, 입구부에서의 충돌손실이 줄어들어 유동이 안정화되었기 때문에 실속마진이 개선되었음을 알 수 있다.

링 그루브의 유무에 따른 임펠러 선단에서의 유동특성을 살펴보기 위해서 속도와 유동각을 분석하여 Fig. 7에 제시하였다. Fig. 7(a)는 Q/Qdesign=0.881에서 링 그루브의 유무에 따라 임펠러 입구에서 축 방향 자오면 속도(meridional velocity_z) 성분분포를 나타내고 있다. 링 그루브 설치로 허브에서 쉬라우드 근처 90% 익폭까지 축 방향 자오면속도가 전반적으로 증가하였음을 보여준다. 하지만 90% 익폭 이상의 팁 근처에서는 링 그루브가 있을 때 오히려 자오면 속도가 감소하고 있다. 저유량에서 링 그루브를 통해서 재순환되어 분사되는 유동은 자오면 속도성분 만이 아니라 원주속도(circumferential velocity)와 반경방향속도(radial velocity) 성분도 포함하고 있다. 특히 익폭 80% 이상부터 원주속도 성분이 임펠러 회전방향으로 크게 증가되고 있음을 Fig. 7(b)를 통해 알 수 있다. 원주속도의 유무는 Fig. 3(b)에서도 나타내었듯이, 자오면 속도성분과 연계되어 입구에서의 입사각에 영향을 주며, 특히 서지근처에서 과도한 입사각으로 인한 유동박리를 억제하는 역할을 한다.

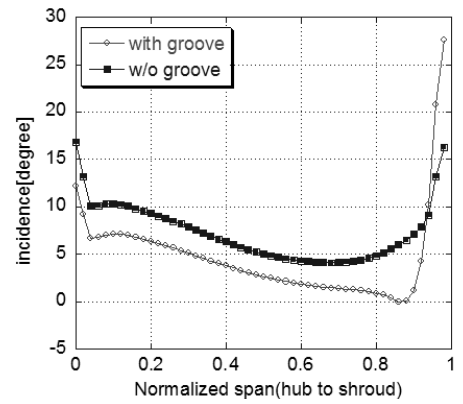
위에서 살펴본 자오면 속도성분과 원주속도성분은 유동각과 날개각의 차이인 입사각으로 표현되며 Fig. 7(c)에 나타내었다. 링 그루브가 있을 경우 쉬라우드 근처를 제외한 전 영역에서 입사각이 낮아짐을 알 수 있으며, 이는 유동박리를 억제하여 유동을 안정화시키는 링 그루브의 효과를 잘 보여주고 있다. 그러나 쉬라우드 근처 92%이상 익폭에서는 입사각이 오히려 증가하고 있으며, 주된 원인은 Fig. 7(a)에서 살펴본 자오면 속도성분의 감소 때문이다.



(a)



(b)



(c)

Fig. 7 Velocity and incidence angle distribution at impeller inlet(Q/Qdesign : 0.881)

a) Meridional velocity_z; b) Velocity circumferential; c) Incidence angle

입구부의 쉬라우드 근처 영역은 링 그루브 전단에서의 재순환 제트유동과 쉬라우드의 경계층 유동이 혼합되는 매우 복잡한 유동영역이므로 링 그루브의 형상과 위치에 따라 유동이 변하게 되며, 익폭 92% 이상에서 발생하는 자오면 속도성분 감소를 개선하기 위해 링 그루브를 새롭게 설계하였다. Fig. 8는 초기모델과 새롭게 설계한 모델의 자오면 형상을 나타내며, 링 그루브 유무 및 전단 위치 변화에 따른 압력장과 속도벡터를 비교하여 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 9(a)

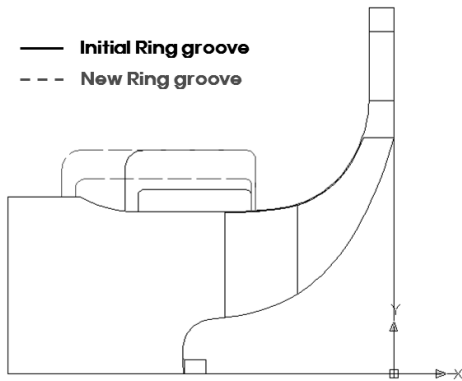


Fig. 8 Meridional flow path of Initial and New design

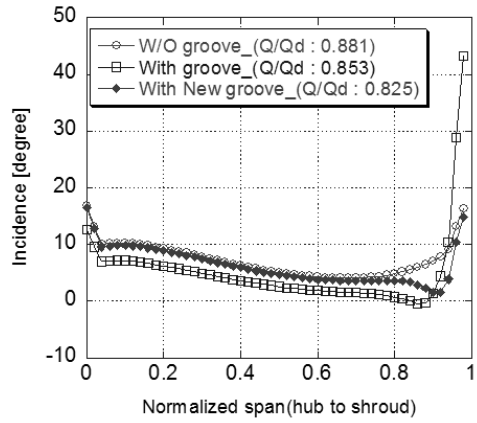


Fig. 11 Comparison of incidence angle at near surge flow

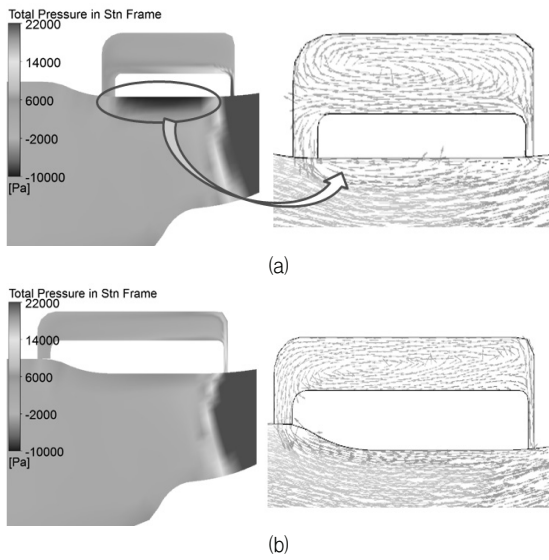


Fig. 9 Total pressure and velocity vector at impeller inlet (Q/Qdesign : 0.853)

a) Initial ring groove; b) New ring groove

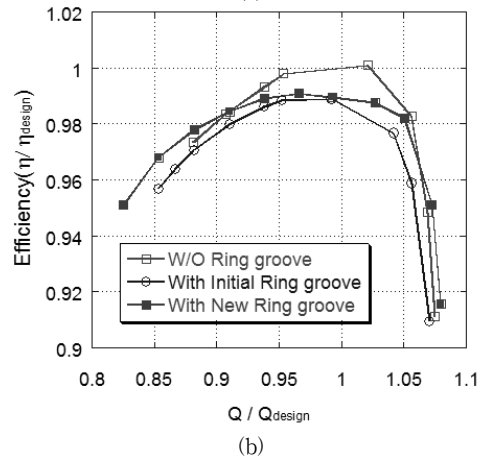
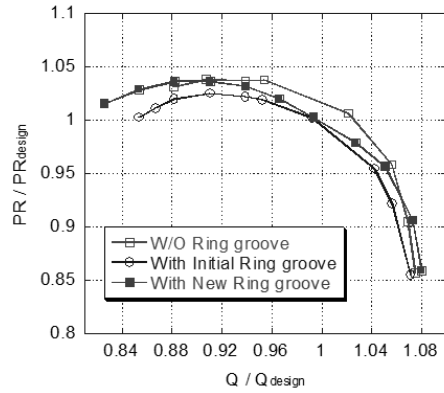


Fig. 12 Comparison of performance characteristics

a) Total pressure ratio; b) Efficiency

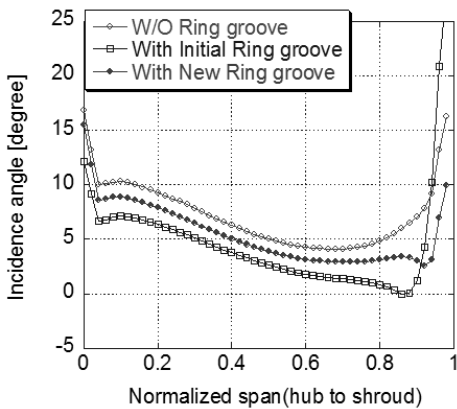


Fig. 10 Comparison of incidence angle at impeller inlet(Q/Qdesign : 0.881)

에 나타난 초기 링 그루브에 대한 유동장 분석을 통해 링 그루브 사이의 쉬라우드면 근처에서 유동손실이 발생함을 알 수 있었고, 이는 재순환되는 유동의 흐름이 팁 근처에서 축 방향 자오면 속도성분을 저해하여 입사각이 증가되었음을 확인하였다. 이를 개선하기 위해 링 그루브 전단의 위치를 중요요소로 판단하여 새로운 링 그루브를 설계하였으며, 유

동장을 분석한 결과를 Fig. 9(b)에 나타내었다.

링 그루브 위치가 변경됨에 따라 재순환되는 제트유동이 임펠러 입구에 균일하게 분포됨으로써, 초기모델에서 발생하는 유동손실이 제거되었으며 그 결과 Fig. 10에 나타낸 바와 같이 입사각이 감소하였음을 알 수 있다. 결과적으로 임펠러 입구에서 유동박리현상을 억제하여 원심압축기의 작동 범위가 5.5% 이상 개선되었다. 스톨이 발생하는 세 지점 ($Q/Q_d=0.881, 0.853, 0.825$)에서의 입사각 분포를 Fig. 11에 나타내었다. 링 그루브가 없을 경우와 새롭게 개선된 링 그루브를 설치한 경우는 전체적으로 입사각분포가 비슷한 경향을 보이고 있다. 따라서 스톨의 발생 원인이 전반적인 입사각 분포에 의해 발생한다는 것을 알 수 있다. 초기 링 그루브의 경우는 전반적인 입사각은 개선되었으나 익폭 92% 이상에서 급격한 입사각 증가로 인해 스톨이 발생하는 것으로 판단된다. Fig. 12에 개선된 모델에 따른 압축기의 압력비와 효율 곡선을 제시하였으며, 새롭게 설계된 링 그루브 효과로 인해 유동손실을 줄임으로써 저유량 영역에서 압력비와 효율이 증가하였음을 보여주고 있다.

5. 결 론

원심 압축기의 작동범위 개선을 위한 한 방법인 링 그루브 효과에 대하여 상용코드를 이용하여 수치해석적으로 분석해 보았다. 본 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 링 그루브의 유무에 따라 저유량 영역에서 재순환 유동으로 인한 임펠러 입구부 유동특성변화를 살펴보았다.
- 2) 초기 링 그루브 설치시, 수치해석상 링 그루브가 없을 때 대비 설계점에서 효율은 약 1.5% 감소하였으나 실속마진을 약 2.8% 개선하였다.
- 3) 초기 링 그루브 모델의 경우 재순환 유동으로 인해 팁 근처에서의 자오면 속도를 저하시켜 유동손실이 발생했다.
- 4) 새롭게 설계된 링 그루브는 팁 근처의 유동을 안정화시켜 저유량 영역에서 압력비와 효율을 향상시켰으며 링 그루

브가 없을 때 대비 실속마진을 약 5.5% 개선하였다.

참고문헌

- (1) Tamaki, H. and Nakao, H. and Aizawa, T., 2003, "Experimental Study on Surge Inception in a centrifugal Compressor," The 7th AICFM, No. 50021.
- (2) Tamaki, H. and Unno, M. and Kawakubo, T., 2009, "Aerodynamic Design to Increase Pressure Ratio of Centrifugal Compressors for Turbochargers," ASME Turbo Expo, GT 2009-59160.
- (3) Sakaguchi, D. and Nagoshi, K. and Tanimura, M. and Ishida, M. and Ueki, H., 2009, "Effect of Guide vane in ring groove arrangement for a small turbocharger," The 10th AICFM, AICFM 0119.
- (4) Hembera, M. and Kau, H. P. and Johann, E., 2008, "Simulation of Casing Treatments of a Transonic Compressor Stage," International Journal of Rotating Machinery, ID 657202
- (5) Huang, X. and Chen, H. and Fu, S., 2008, "CFD Investigation on the Circumferential Grooves Casing Treatment of Transonic Compressor," ASME Turbo Expo, GT 2008-51107
- (6) Wang, T. and Xu, W. and Gu, C. and Xiao, C., 2010, "A New Type of Self-adaptive Casing Treatment for a Centrifugal Compressor," ASME Turbo Expo, GT 2010-23457.
- (7) Taufan, S. and Ishida, M. and Ueki, H. and Fukunaga, T., 2003, "Computational and experimental studies on stall suppression in a centrifugal blower," The 7th AICFM, No. 30007
- (8) Hunziker, R. and Dickmann, H. P. and Emmrich, R., 2001, "Numerical and experimental investigation of a centrifugal compressor with an inducer casing bleed system," IMechE2001, A02901.