

Research Paper

DOI: <http://dx.doi.org/10.6108/KSPE.2016.20.5.009>

가변안내깃 설치각이 다단 축류압축기 성능에 미치는 영향

박준영^{a,*} · 서정민^a · 임형수^a · 최범석^a · 최태우^b · 최재호^b

Effects of Variable Guide Vane Setting Angle on the Performance of Multi-Stage Axial Compressor

JunYoung Park^{a,*} · JeongMin Seo^a · HyungSoo Lim^a ·
Bumseok Choi^a · Taewoo Choi^b · Jaeho Choi^b

^aDepartment of Extreme Energy Systems, Korea Institute of Machinery and Materials, Korea

^bPower Systems R&D Center, Hanwha Techwin, Korea

*Corresponding author. E-mail: jypark@kimm.re.kr

ABSTRACT

Generally the variable guide vane is used to secure the sufficient operating point in the off-design condition. In this study the inlet guide vane, 1st and 2nd stators in a multi-stage axial compressor are movable to obtain the operating range. So the effects of variable guide vane setting angle on the performance of 2.5 stage axial compressor were investigated at 70 % and 90 % conditions of nominal rotating speed in this paper. The steady-state and unsteady numerical analyses were conducted at each operating condition. The performance map, lost efficiency and flow fields were compared.

초 록

일반적으로 다단 축류압축기는 부분 부하 조건에서 충분한 운전영역을 확보하기 위해 가변안내깃을 이용한다. 본 연구에서의 해석대상인 다단 축류압축기는 입구에서의 안내깃과 함께 1단과 2단 정익을 가변안내깃으로 하여 운전영역을 확보한다. 따라서 본 연구에서는 정격회전수의 70%와 90% 회전수 조건에서의 가변안내깃의 설치각이 다단 축류압축기의 성능에 미치는 영향에 대해 조사하였다. 다단 축류압축기의 성능은 3차원 정상상태 및 비정상상태 수치해석을 이용하여 확보하였다. 각 해석기법을 통해 확보한 결과를 비교하였으며 내부유동장의 특성을 파악하였다.

Key Words: Multi-Stage Axial Compressor(다단 축류압축기), Numerical Analysis(수치해석), Performance(성능), Variable Guide Vane(가변안내깃), Efficiency(효율)

Received 10 June 2016 / Revised 8 July 2016 / Accepted 14 July 2016

Copyright © The Korean Society of Propulsion Engineers

pISSN 1226-6027 / eISSN 2288-4548

[이 논문은 한국추진공학회 2016년도 춘계학술대회(2016. 5. 25-27, 제주 사인빌리조트) 발표논문을 심사하여 수정·보완한 것임.]

1. 서 론

다단 축류압축기는 부분 부하 조건에서 충분한 운전영역을 확보하기 위해 가변안내깃을 이

용한다. 이러한 저유량 탈설계 영역에서는 유동 박리가 발생하기 쉬워 정확한 성능예측이 어렵다. 일반적으로 다단 축류압축기 개발 과정에서는 정상상태 수치해석 기법을 이용하여 성능예측을 수행한다. 정상상태 수치해석기법으로는 동익과 정익의 경계면에서 각 반경위치에서 원주방향으로 변수들을 평균하는 혼합면 기법[1]이 주로 사용된다. 이에 비해 비정상 수치해석 기법은 과도한 계산시간으로 인해 직접적으로 설계과정에서의 성능예측에 활용되지는 못했다. 1970년대부터 90년대에는 계산에 사용되는 하드웨어의 제약으로 인해 비정상상태 수치해석에 관한 연구는 주로 수치해석기법 개발과 비정상 유동 특성을 설명하는데 집중되었다. Erdos등[2]은 위상차 기법을 이용한 비정상 수치해석방법을 제안하였다. 위상차 방법은 계산 대상이 1단이거나 다단 일 경우 각 익렬에서 블레이드 수가 제한되는 단점이 있었다. 이에 Rai 등[3-5]은 익렬비 조정방법과 미끄럼 격자를 이용하여 비정상 계산을 수행하였다. 익렬비 조정방법은 실제 익렬비를 가장 단순한 정수의 익렬비로 조정하여 비정상 계산을 수행하는 방법이다. 그러나 이러한 방법들은 실제 다단 압축기의 경우 실제 익렬비에서 계산하기에는 계산시간이 과도하게 소요되는 단점이 있다. 최근 들어 이러한 문제점을 해결하기 위해 He 등[6]은 비선형 하모닉기법을 이용한 비정상 해석방법을 제안하였으며 Vilmin 등[7]은 다단 터보기계에서 비선형 하모닉기법의 정확성을 확인하고 제시하였다.

본 연구에서의 해석 대상인 다단 축류압축기는 입구에서의 안내깃과 함께 1단과 2단 정익을 가변안내깃으로 하여 운전영역을 확보한다. 따라서 본 연구에서는 정격회전수의 70%와 90% 회전수 조건에서의 가변안내깃 설치각이 다단 축류압축기의 성능과 운전영역에 미치는 영향에 대해 3차원 정상상태 및 비정상상태 수치해석을 이용하여 조사하였다.

2. 수치해석 방법

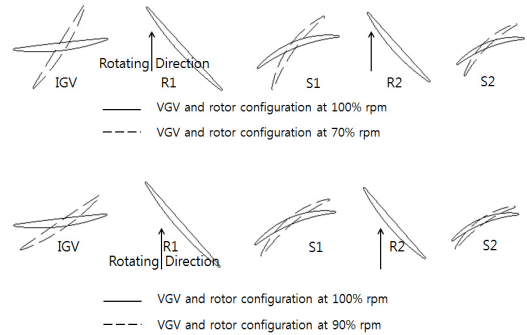


Fig. 1 Blade configurations at 70%, 90% and 100% rpm.

Table 1. Setting angle at 50% span.

	IGV	Stator 1	Stator 2
100% RPM	Ref.	Ref.	Ref.
90% RPM	Ref. - 26°	Ref. - 17°	Ref. - 13°
70% RPM	Ref. - 51°	Ref. - 33°	Ref. - 23°

*Ref. : 100% rpm에서의 setting angle

2.1 해석대상

6.5 단으로 이루어진 다단 축류압축기의 앞쪽 2.5 단에 대해 성능해석을 수행하였다. 입구안내깃/동익/정익/동익/정익의 순서로 익렬은 구성되어 있으며 익렬비는 44:46:58:51:68이다. 설계점에서의 회전수 17,700 rpm, 유량 10.6 kg/s이고 2.5단에 해당하는 압력비는 2.2이다. Fig. 1은 50% 스펠 단면에서의 가변안내깃과 동익의 배치 형태를 보여준다. 그림에서 보이듯 정격회전수 대비 90% 회전수에 비해 70% 회전수 조건에서 입구 안내깃과 가변정익이 많이 유훈에 대해 닫혀 있음을 확인할 수 있다. Table 1은 50% 스펠 지점에서의 입구 안내깃과 1단, 2단 정익들의 상대적인 설치각을 보여준다.

2.2 경계조건 및 난류모델

3차원 Navier-Stokes 방정식을 이용한 정상 및 비정상 상태 수치해석에는 상용 프로그램인 Numeca사의 FINE™/Turbo 9.1[8]을 사용하였다. 상용 프로그램인 FINE™/Turbo는 유한체적

Table 2. Grid number in the grid dependency check.

	Case 1	Case 2	Case 3
IGV	589,779	589,779	1,151,127
Rotor 1	786,301	786,301	1,127,329
Stator 1	673,455	673,455	1,089,075
Rotor 2	819,553	819,553	1,170,117
Stator 2	762,831	762,831	1,007,331
y+	< 8	< 1	< 1

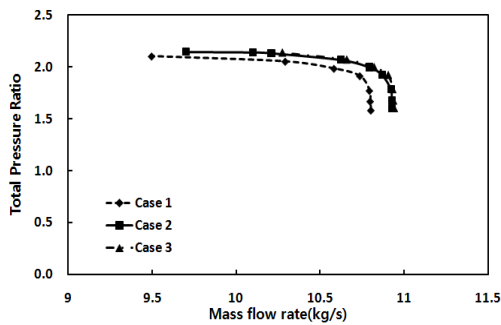


Fig. 2 Total pressure ratio according to the grid number and y+.

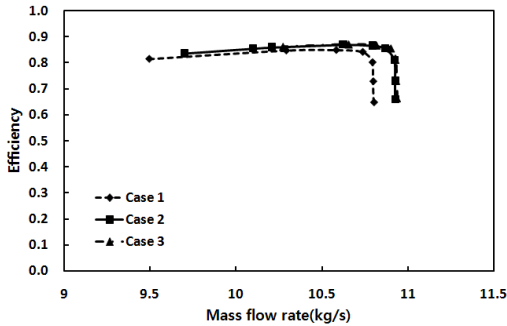


Fig. 3 Total-to-total efficiency according to grid number and y+.

법을 기반으로 점성항은 중심차분법, 비점성항은 풍상차분법을 이용한다. 수치해석에 적용된 경계 조건으로는 입구에서 전압과 전온도를 101325 Pa, 288.15 K로 고정하였으며 출구에서는 반경방향 평형방정식을 적용하였다. 동익과 정익의 경계면을 처리하는데 있어 정상상태 해석에서는 혼합면 기법을 이용하였고 비정상상태 해석에서

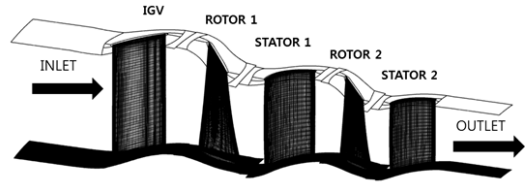


Fig. 4 3-dimensional layout and grid on the blade surface and hub in the VGV setting condition for the 70% rpm.

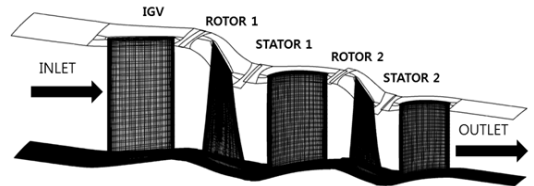


Fig. 5 3-dimensional layout and grid on the blade surface and hub in the VGV setting condition for the 90% rpm.

Table 3. Grid number in the numerical analysis for VGV setting angle.

	70% rpm	90% rpm
IGV	740,259	772,179
Rotor 1	710,381	710,381
Stator 1	762,147	808,203
Rotor 2	779,257	779,257
Stator 2	1,080,891	1,040,307
y+	< 1	< 1

는 비선형 하모닉 기법을 이용하였다. 정상상태와 비정상상태 해석 모두 실제 익렬비 조건에서 계산을 수행하였다. 서론에서 언급한 바와 같이 혼합면 기법은 동익과 정익의 경계면에서 각 반경위치에서 원주방향으로 변수들을 평균하여 각 익렬계산에서 경계값으로 이용한다. 비선형 하모닉 기법은 보존 변수들을 시간평균값들과 주기적 교란의 합으로 분해하고 이때 주기적 교란의 합은 푸리에 시리즈에 따라 N개 하모닉의 합으로 구현하여 완전한 비정상 유동장을 확보한다. 난류영향을 모델링하기 위해 Spalart-Allmaras 모델[9]을 사용하였다.

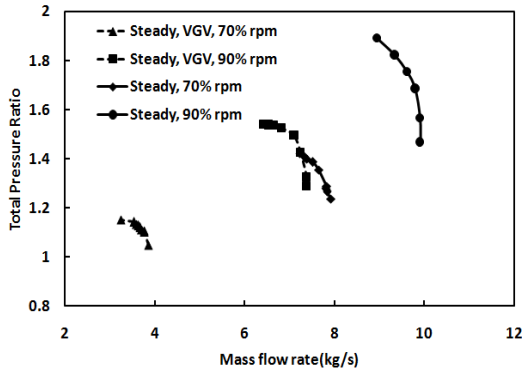


Fig. 6 Total pressure ratio according to the VGV setting angle and rotating speed.

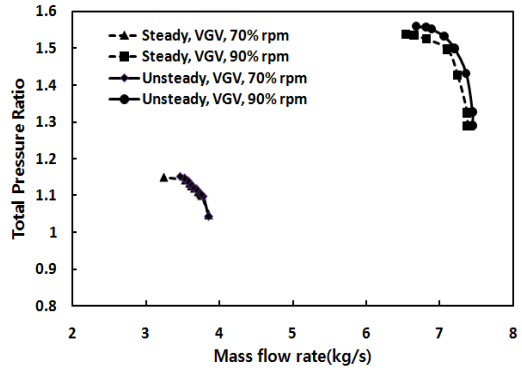


Fig. 8 Total pressure ratio according to the numerical analysis method in the VGV setting condition for 70% and 90% rpm.

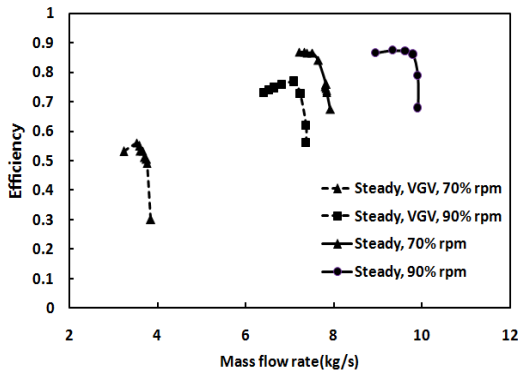


Fig. 7 Total-to-total efficiency according to the VGV setting angle and rotating speed.

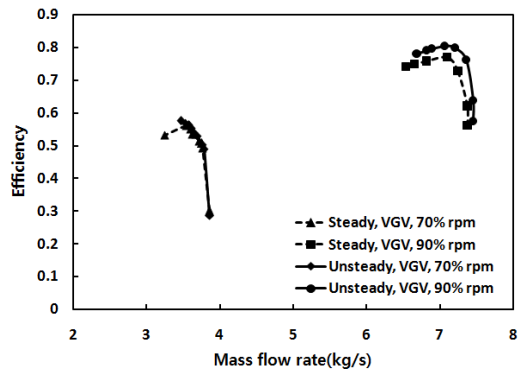


Fig. 9 Total-to-total efficiency according to the numerical analysis method in the VGV setting condition for 70% and 90% rpm.

2.3 격자계

해석대상에 대한 수치해석을 수행하기에 앞서 수치해석 결과의 격자에 대한 의존성을 확인하였다. 정격회전수, 실제 익렬비 조건에서 3가지 격자계에 대하여 정상상태 수치해석을 통해 얻어진 성능곡선도의 비교를 통해 격자 의존성을 확인하였다. Table 2는 격자 의존성 확인에 사용된 격자의 조건을 보여준다. case 1과 2는 격자수는 동일하나 y+ 값에 차이가 있고 case 2와 3은 동일한 y+를 유지하고 통로별 격자수에 있어 차이가 있다. Fig. 2와 3은 전체 단에 대한 전압비와 단열효율을 보여준다.

그림에서 보이듯 y+가 상대적으로 큰 case 1

의 결과는 case 2와 3에 비해 전 운전영역에서 낮은 전압비와 단열효율을 보여주며, 동일한 y+를 유지하고 단지 격자수에 차이가 있는 case 2와 case 3의 결과는 전 영역에 걸쳐 거의 같은 결과를 보여준다. 따라서 이상의 격자 의존성 확인 결과를 바탕으로 case 2의 격자수와 y+를 기준으로 가변안내깃의 설치각에 따른 수치해석을 위한 격자를 생성하였다. Fig. 4와 5는 회전수 조건에 따라 Table 1에서 제시된 각도로 가변안내깃의 설치각이 변경된 해석대상 축류압축기의 전체 형상과 허브와 블레이드 표면에서의 격자모습을 보여주며 Table 3은 본 연구에서 수치해석에 사용된 격자수와 y+ 값을 보여준다.

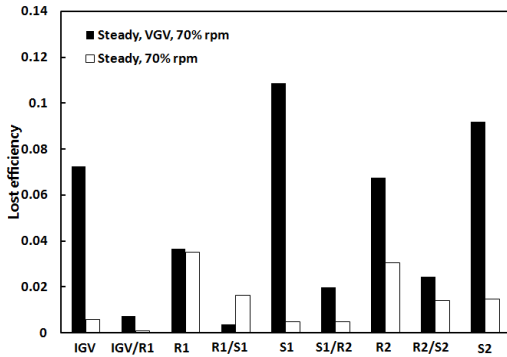


Fig. 10 Lost efficiency at each domain according to the VGV setting condition for 70% rpm.

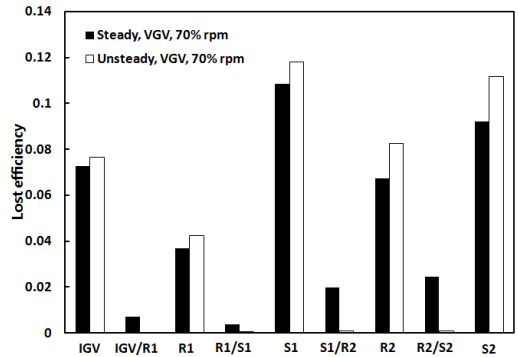


Fig. 12 Lost efficiency at each domain according to the numerical analysis method in the VGV setting condition for 70% rpm.

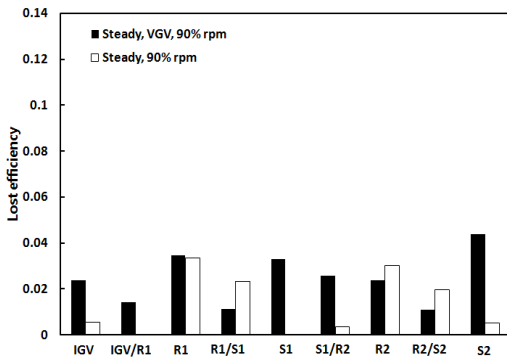


Fig. 11 Lost efficiency at each domain according to the VGV setting condition for 90% rpm.

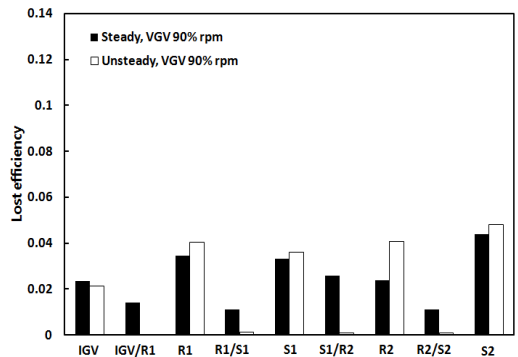


Fig. 13 Lost efficiency at each domain according to the numerical analysis method in the VGV setting condition for 90% rpm.

3. 결 과

3.1 성능곡선도

먼저 입구 안내깃과 1단, 2단 정익의 설치각 변경이 성능곡선에 미치는 영향을 살펴보았다. Fig. 6과 7은 가변안내깃의 설치각 변경 전후 정상상태 수치해석을 통해 얻어진 성능곡선도이다. 그림에서 보이듯 정격운전 가변안내깃 설치각 조건에서는 회전수의 변화에 따라 유량과 전압비는 감소하나 효율은 크게 변하지 않는다. 그러나 설치각의 변화는 유량과 전압비뿐 만 아니라 효율의 급격한 감소를 초래한다. 설치각의 변화에 따른 작동유체 유량의 감소를 확인할 수 있

으며 이러한 유량의 감소는 압축기 동작에 필요한 소요동력을 감소시킨다. Fig. 8과 9는 가변안내깃의 설치각 변경 후 70%와 90% 회전수에서 수치해석 방법에 따라 얻어진 성능곡선도이다. 정상상태와 비정상상태 수치해석을 통해 70% rpm 조건에서 얻어진 성능곡선은 전압비와 효율 모두 거의 일치함을 확인할 수 있다. 이에 비해 90% 회전수 조건에서 얻어진 성능곡선은 수치해석 방법에 따라 차이가 있음을 확인할 수 있다. 즉, 비정상상태유동해석에 의해 얻어진 전압비와 효율이 정상상태 해석에 의해 얻어진 결과보다 크게 나타난다. 이상의 결과로 회전수 조건에 따라 수치해석 방법이 성능곡선에 영향

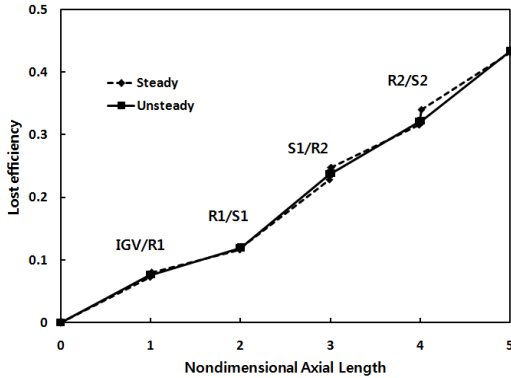


Fig. 14 Accumulated lost efficiency from inlet to outlet according to the numerical analysis method in the VGV setting condition for 70% rpm.

을 미침을 확인하였다. 이러한 차이의 원인을 분석하기 위해 각 통로내에서 발생하는 손실의 크기와 엔트로피 분포를 조사하였다.

3.2 손실효율

가변안내깃 설치각 변화와 수치해석 방법에 따른 익렬내의 통로에서 발생하는 손실 변화를 확인하였다. 손실을 분석하기 위해 Denton[10]이 제안한 엔트로피를 이용하는 방법을 사용하였다. 엔트로피는 벡터값이 아닌 스칼라 값이며 또한 정지좌표계와 회전좌표계의 변화에 관계없이 이용할 수 있는 장점이 있다. 엔트로피는 아래 식들과 같이 정의된다.

$$s - s_{ref} = c_p \ln\left(\frac{T}{T_{ref}}\right) - R \ln\left(\frac{p}{p_{ref}}\right) \quad \text{또는} \quad (1)$$

$$s - s_{ref} = c_p \ln\left(\frac{T}{T_{ref}}\right) - R \ln\left(\frac{\rho}{\rho_{ref}}\right)$$

여기서, s 엔트로피, T 온도, R 기체상수, p 압력, ρ 밀도, c_p 정압비열이다. 엔트로피를 이용하여 압축기내에서 발생하는 손실효율은 다음과 같이 정의할 수 있다. 손실효율은 이미 Denton 등[11]과 Yoon 등[12]에 의해 터빈내에서의 손실 분석에 효과적으로 이용되었다.

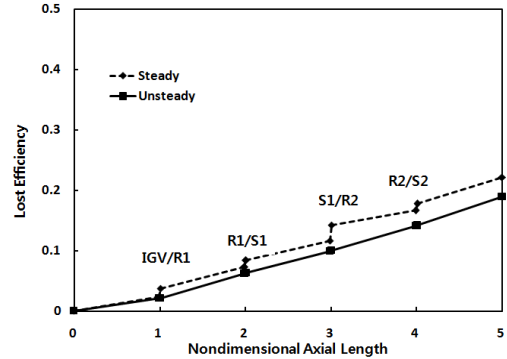


Fig. 15 Accumulated lost efficiency from inlet to outlet according to the numerical analysis method in the VGV setting condition for 90% rpm.

Table 4. Lost efficiency according to the numerical analysis method for VGV setting angle.

	70% rpm		90% rpm	
	Steady	Unsteady	Steady	Unsteady
Passage	0.43	0.49	0.16	0.19
Interface	0.06	0	0.06	0
Sum	0.49	0.49	0.22	0.19

$$\Delta\eta = \frac{T\Delta s}{\Delta h_{o,stage}} \quad (2)$$

여기서, h_o 는 전 엔탈피이다.

위에서 정의된 손실효율을 이용하여 익렬내에서 발생하는 손실의 크기를 비교하였다. 먼저 Fig. 10과 11은 70%와 90% 회전수에서 가변안내깃 설치각의 변경 전후 익렬의 통로에서 발생하는 손실효율의 크기를 보여준다. 손실효율은 각 조건의 회전수에서 최고 효율점에 대해 조사되었다. 70% 회전수에서는 그림에서 보이듯 설치각 변경 전과 비교해 변경 후에 통로에서 발생하는 손실이 크게 증가한다. 특히, 동익에 비해 입구 안내깃과 정익에서의 손실이 매우 크게 증가한다. 이에 비해 경계면에서 발생하는 손실의 증가량은 크지 않다. 이러한 가변안내깃에서의 손실의 증가는 설치각의 변경이 동익에 유입되는 작동유체의 유동각과 블레이드각의 매칭에

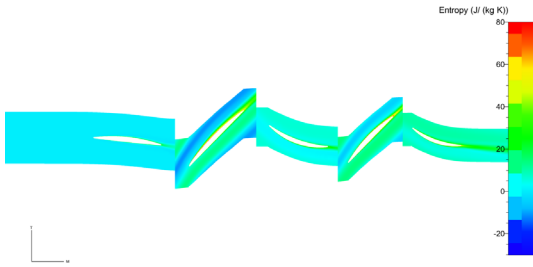


Fig. 16 Entropy contour at 50% span in the nominal setting angle of VGV and 70% rpm by steady state analysis.

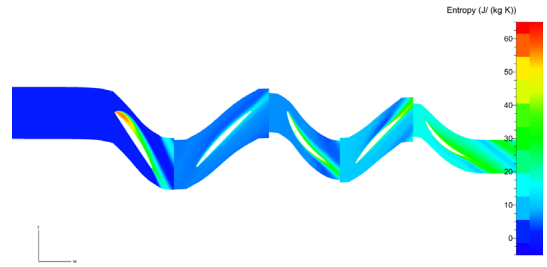


Fig. 19 Entropy contour at 50% span in the adjusted setting angle of VGV and 70% rpm by unsteady state analysis.

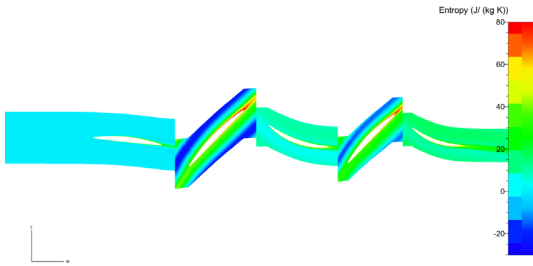


Fig. 17 Entropy contour at 50% span in the nominal setting angle of VGV and 90% rpm by steady state analysis.

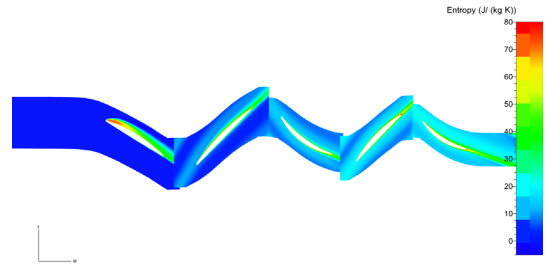


Fig. 20 Entropy contour at 50% span in the adjusted setting angle of VGV and 90% rpm by steady state analysis.

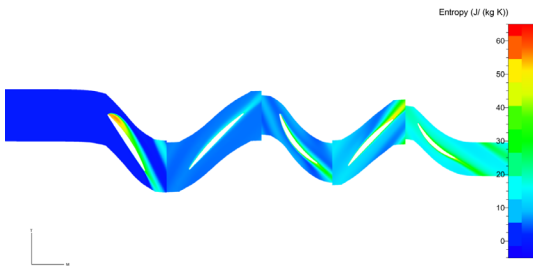


Fig. 18 Entropy contour at 50% span in the adjusted setting angle of VGV and 70% rpm by steady state analysis.

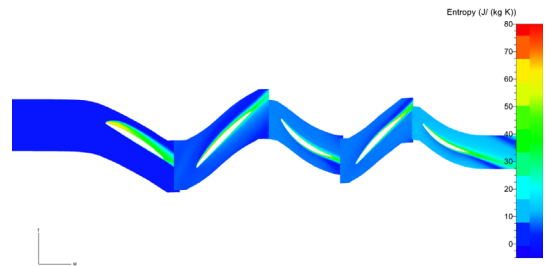


Fig. 21 Entropy contour at 50% span in the adjusted setting angle of VGV and 90% rpm by unsteady state analysis.

초점이 맞추어져 상대적으로 가변안내깃 입구에서의 유동각이 블레이드각과 많은 차이가 나는데 기인한다. 90% 회전수 조건에서는 가변안내깃 설치각 변경전의 경우에 통로내에서의 손실의 크기는 70% 회전수의 경우와 거의 비슷하다. 그러나 가변안내깃 설치각 변경 후의 경우는 손실의 크기가 크게 감소함을 확인할 수 있다. 따

라서 가변안내깃 설치각 변경 후 70% 회전수에서의 운전은 통로내에서의 손실의 증가가 Fig. 7에서와 같이 전체 단의 효율의 감소로 나타난다. 70% 회전수와 같은 낮은 회전수 조건에서는 가변안내깃 설치각의 변경으로 저유량 영역에서의 운전을 가능하게하나 블레이드각과 유동각의 어긋남으로 인해 효율에서의 큰 감소를 초래한다.

이에 비해 90% 회전수 조건에서는 가변안내깃 설치각의 변경이 효율은 작게 감소시키고 저유량에서의 운전을 가능하게 한다.

Fig. 12와 13은 가변안내깃 설치각 조절 후 정상상태와 비정상상태 수치해석을 통해 얻어진 각 구간에서의 손실효율이다. Fig. 12는 70% 회전수 조건에서 각 구간에서 발생하는 손실효율의 크기를 자세히 보여준다. 그림에서 보이듯 각 통로내에서의 손실은 정상상태 해석결과가 비정상상태 해석결과보다 낮음을 확인할 수 있다. 반면에 정상상태 해석에서는 익렬의 경계면에서 추가적인 손실이 발생하나 비정상상태 해석에서는 이러한 추가적인 손실이 발생하지 않는다. 정상상태 해석에서 각 경계면에서의 추가적인 손실은 3% 이하임을 확인할 수 있다. 90% 회전수 조건에서 각 구간에서 발생하는 손실효율의 결과에서도 70% 회전수에서와 같이 정상상태 해석결과가 비정상상태 해석결과보다 낮음을 확인할 수 있다. 또한 경계면에서 정상상태 해석에 의한 추가적인 손실의 크기는 3% 이내이다. 이러한 정상상태 해석에서의 경계면에서 발생하는 추가적인 손실은 Fig. 10에서 13까지 결과에서 공통적으로 발생한다. 이것은 Denton[13]에 의해 설명되었듯이 혼합면 기법의 적용시에 나타나는 경계면에서의 강제적인 손실의 추가에 기인하며 이러한 추가적인 손실이 정상상태 해석 결과의 정확성을 낮추는 원인이 된다.

Fig. 14와 15는 가변안내깃 설치각의 조정 조건에서 수치해석 방법에 따라 2.5단 입구에서부터 출구까지 손실효율의 누적량을 그래프로 보여준다. Fig. 14는 70% 회전수 조건에서의 결과를 보여주며 이때 2.5단 전체 단에서 발생하는 손실의 크기는 정상상태 해석과 비정상상태 해석에 관계없이 거의 같은 결과를 보여준다. 특히, 입구에서부터 1단 동익과 정익의 경계면까지는 해석방법에 관계없이 동일하다. 이것은 정상상태 해석시에 정익과 동익의 경계면에서 발생하는 추가적인 강제 손실의 크기가 유로내에서 발생하는 손실의 크기에 비해 작기 때문이다. Fig. 15는 90% 회전수 조건에서의 손실효율의 누적량이다. 정상상태 해석에서는 익렬의 경계면

에서의 강제 손실에 의해 계단식 손실효율의 증가가 보이나 비정상상태 해석에서는 그러한 모습이 나타나지 않는다. 또한 그러한 강제손실에 의해 수치해석 방법에 따른 효율예측에 차이가 발생함을 보여준다. 위의 결과로부터 정상상태 해석에 의한 손실의 크기는 비정상상태 해석에 비해 통로내에서는 작으나 경계면에서의 혼합면 기법 적용에 따른 추가적인 손실에 의해 전체 손실의 크기가 70% 회전수의 경우 비슷하고 90% 회전수의 경우 크게 나타난다. Table 4는 통로와 경계면에서 발생하는 손실효율의 값을 보여준다. 표에서 보이듯 회전수 조건에 관계없이 통로에서 발생하는 손실효율이 정상상태 해석 결과가 비정상상태 해석 결과보다 낮으며 경계면에서의 손실효율은 동일한 값을 보여준다.

3.3 엔트로피 분포

손실효율을 비교한 운전조건에서 손실의 발생 원인을 조사하기 위해 50% 스팬지점서 엔트로피 분포를 비교하였다. Fig. 16과 17은 가변안내깃의 설치각 변경 전 조건에서의 정상상태 수치해석을 통해 얻어진 결과이다. 그림에서 보이듯 모든 블레이드에서 박리현상이 발생하지 않으며 블레이드 주위에서 경계층에 의한 손실이 나타난다. Fig. 18과 19는 70% 회전수에서 가변안내깃 설치각 변경 후 정상상태 및 비정상상태 수치해석을 통해 얻어진 결과이다. 여기서 비정상상태 해석 결과는 동익이 360도 회전하는 동안 얻어진 결과에 대한 평균값이다. 정상상태와 비정상상태 해석에 관계없이 통로내에서 손실이 크게 발생한다. 또한 입구 안내깃의 흡입면에서 발생하는 박리에 의해 큰 손실이 발생한다. 이러한 입구 안내깃에서의 박리는 Fig. 20과 21의 90% 회전수에서도 발생한다. 전반적으로 가변안내깃 설치각 변경 후 입구 안내깃에서 발생한 유동박리로부터 상류에 위치한 익렬에서 발생하는 후류의 세기가 강해짐으로써 하류 익렬의 블레이드 표면에서 두꺼운 경계층이 발생하고 이러한 경계층이 블레이드 표면에서의 마찰 손실과 익렬사이에서의 후류 혼합손실을 증가시킬 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 2.5단으로 구성된 축류압축기에 대해 가변안내깃 설치각이 압축기 성능에 미치는 영향에 대해 정상상태 및 비정상상태 수치해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 정격회전수에서의 가변안내깃 설치각 조건에서는 회전수의 변화에 따라 유량과 전압비는 감소하나 효율은 크게 변하지 않는다. 이에 반해 저유량에서의 운전을 위한 설치각의 변화는 유량과 전압비뿐 만 아니라 효율의 급격한 감소를 초래한다.
- (2) 가변안내깃 설치각 조절 조건에서 회전수 조건에 따라 수치해석 방법이 성능곡선도 예측에 영향을 미친다. 통로내에서의 손실이 지배적인 영향을 미치는 70% 회전수 조건에서는 수치해석 방법에 따른 차이가 없으나 통로내에서의 손실의 크기가 상대적으로 낮은 90% 회전수에서는 정상상태 해석이 성능을 낮게 예측한다.

후 기

본 연구는 방위사업청, 국방과학연구소의 선도형 핵심기술개발 과제 중 한화테크윈이 주관하는 'VGV 적용 고압압축기 개발 과제'의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

References

1. Denton, J., "The Calculation of Three Dimensional Viscous Flow Through Multistage Turbomachines," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, pp. 18-26, 1992.
2. Erdos, J.I., Alzner, E. and MacNally, W., "Numerical Solution of Periodic Transonic Flow through a Fan Stage," *AIAA Journal*, Vol. 15, No. 11, pp. 1559-1568, 1977.
3. Rai, M.M., "Navier-Stokes Simulations of Rotor/Stator Interaction Using Patched and Overlaid Grids," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 3, No. 5, pp. 387-396, 1987.
4. Rai, M.M. and Madavan, N.K. "Multi-Airfoil Navier-Stokes Simulations of Turbines Rotor-Stator Interaction," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 112, pp. 377-384, 1990.
5. Madavan, N.K., Rai, M.M. and Gavali, S., "Multipassage Three-Dimensional Navier-Stokes Simulation of Turbine Rotor-Stator Interaction," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 9, No. 3, pp. 389-396, 1993.
6. He, L. and Ning, W., "Efficient Approach for Analysis of Unsteady Viscous Flows in Turbomachines," *AIAA Journal*, Vol. 36, No. 11, pp. 2005-2012, 1998.
7. Vilmin, S., Hirsch, Ch., Lorrain, E. and Swoboda, M., "Unsteady Flow Modeling across the Rotor/Stator Interface Using the Nonlinear Harmonic Method," *ASME Turbo Expo 2006*, Barcelona, Spain, GT2006-90210, May 2006.
8. Numeca International, "User Manual FINE™/Turbo v9.1"
9. Spalart, P. and Allmaras, S., "A One Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows," *30th Aerospace Science Meeting and Exhibit*, Reno, N.V., U.S.A., AIAA 92-0439, Jan. 1992.
10. Denton, J., "Loss Mechanisms in Turbomachines," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, No. 4, pp. 621-656, 1993.
11. Denton, J. and Pullan, G., "A Numerical Investigation into the Sources of Endwall Loss in Axial Flow Turbines," *ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen, Denmark, GT2012-69173, June 2012.
12. Yoon, S., Vandeputte, T., Mistry, H., Ong, J., and Stein, A., "Loss Audit of Turbine Stage," *ASME Turbo Expo 2015*, Montreal,

- Quebec, Canada, GT2015-43349, June 2015.
13. Denton, J., "Some Limitations of Turbomachinery CFD," *ASME Turbo Expo* 2010, Glasgow, UK, GT2010-22540, June 2010.