

R134a 터보 냉동기용 2단 원심 압축기의 수치해석 기법과 내부유동 특성

박한영* · 오현택* · 신유환** · 이윤표** · 김광호** · 정진택***

Numerical Analysis Techniques and Flow Characteristics of Two-Stage Centrifugal Compressor for R134a Turbo-Chiller

Han Young Park*, Hyun-Taek Oh*, You Hwan Shin**,
Yoon Pyo Lee**, Kwang Ho Kim** and Jin Taek Chung***

Key Words : CFD(전산유체역학), HFC-134a(R134a 냉매), Turbo-Chiller(터보 냉동기), Two-Stage Centrifugal Compressor(2단 원심압축기)

ABSTRACT

In this study, flow structure in a two-stage centrifugal compressor for a turbo-chiller with the refrigerant, R134a, was numerically investigated at the design point of the compressor using a commercial code. Flow characteristics in the passages of impeller, diffuser and return channel were analyzed in detail including velocity vector, secondary flow, Mach number and pressure contours in blade spanwise and meridional plane for each stage. The estimation on the one-dimensional output from the preliminary design and three-dimensional shape of the impeller blade and the meridional shape of the return channel were performed through the flow analysis, while some numerical schemes and techniques including Multiple Frames of Reference technique, real gas property data and inlet boundary condition changes, which were used in CFD, were compared with their features. The results will be used as reference data for a new design of 3-D impeller shape to improve R134a compressor performance.

1. 서론

터보냉동기는 가장 널리 사용되고 있는 중기 압축식

냉동기의 일종으로 대형빌딩 및 산업설비의 공기조화 열원기기로 사용된다. 터보냉동기를 구성하는 핵심요소의 하나인 원심압축기는 외부의 동력원에 의해 구동되는 요소로 압축기의 효율은 가장 중요한 문제로 제시된다. 이러한 터보냉동기에 사용되는 냉매는 종전에는 프레온계열의 냉매를 사용하였지만 현재에는 오존층 보호

* 고려대학교 기계공학과 대학원

** 한국과학기술연구원 열 유동제어연구센터

*** 고려대학교 기계공학과

E-mail : yhshin@kist.re.kr

를 위한 특정물질의 제조규제 등에 관한 법률이 시행됨에 따라 오존층 파괴지수가 0인 HFC계 냉매인 R134a 등으로 대체되고 있다. R134a 냉매는 일반적으로 원심 압축기에 사용되는 냉매 R11이나 R123에 비해 같은 포화 온도에서 더 높은 압력과 밀도를 가지는 특성이 있다. 1단으로 구성된 원심압축기는 압력상승의 한계가 있기 때문에 보다 높은 압력상승을 위해서는 다단식 압축기가 필요하다. 2001년 Mitsubishi사에서 R134a를 사용하는 2단 원심냉동기가 발표되었는데 1단의 경우보다 열성능계수가 약 10% 높다고 보고되었다.⁽¹⁾ 현재까지 공기에 대한 압축기의 연구는 많이 진행되어 왔지만, R134a 등 실제기체를 다루는 압축기의 국내 연구 활동은 미약한 실정이다. 이용덕 등⁽²⁾은 R134a용 터보냉동기의 원심압축기 설계에 관한 이론연구를 수행하였고, 신정관 등⁽³⁾은 냉매압축기의 개념설계방법을 정립하였다.

전산 유체역학 (CFD) 기술은 해가 거듭될수록 컴퓨터의 발전과 함께 발전하고 있으며, 공학 전 분야에서 응용되어 많은 성과를 거두고 있다. 특히, 터보기계는 가장 CFD 기술이 많이 응용되는 대상으로 터보기계의 내부유동 특성을 이해하는데 필수적인 요소가 되었다. 또한, 고압에서 작동하는 냉매의 특성상 실험적 연구는 위험성과 재정적인 문제를 안고 있으므로 이를 줄이고자 하는 노력의 일환으로 CFD의 활용이 대두되고 있다. 이경용 등⁽⁴⁾은 실제 기체의 물성치를 고려한 압축기 유동해석을 위해 CFD 활용 가능성을 확인하였다. 또한, Boncinelli 등⁽⁵⁾은 터보기계 흐름에서 실제 가스 효과를 CFD로 해석하는데 시간을 줄일 수 있는 방안을 제시하

였다. 본 연구에서는 터보냉동기에 사용될 2단 원심압축기를 수치적으로 해석하였다. 압축기의 3차원 난류유동을 해석할 경우 유동의 복잡성 및 난류유동 계산으로 인하여 많은 계산 시간을 요구하게 되고 또한 해석기법의 안정성과 해의 정확성도 중요한 검증의 대상이 된다.

본 연구는 일차원 기본설계 (preliminary design) 및 준 3차원 설계로부터 얻어진 압축기 임펠러, 디퓨저 및 리턴채널 등의 유동 통로에 대한 3차원 점성 유동해석을 수행하였다. 유동 계산 결과를 분석하고 유동박리 등 2차 손실의 유무를 고찰함으로써 압축기 주요 부품의 3차원 형상과 자오면 형상에 대하여 평가하고자 하였다. 또한 수치계산시 사용되는 여러 기법에 대하여 상호 비교하였다. 이는 임펠러 블레이드의 3차원 형상 및 유동 통로의 자오면 형상에 대한 개선 등에 이용하기 위한 참고자료로 삼기 위한 것이다.

2. 해석 방법

2.1 형상

2단 원심 압축기는 일반적인 단단 압축기와 크게 다르지 않고 1단 임펠러에서 압축된 유체가 디퓨저, 리턴채널을 거쳐 다시 2단 압축기로 유입되는 과정이 추가된 것이다. Fig. 1은 본 연구의 유동해석에 사용된 2단 냉매 압축기의 자오면 형상에 대한 개략적인 구조를 나타낸 것으로서 각 구간에 대한 정의는 다음과 같다. ① 임펠러 입구, ② 임펠러 출구, ③ 베인 디퓨저 입구, ④

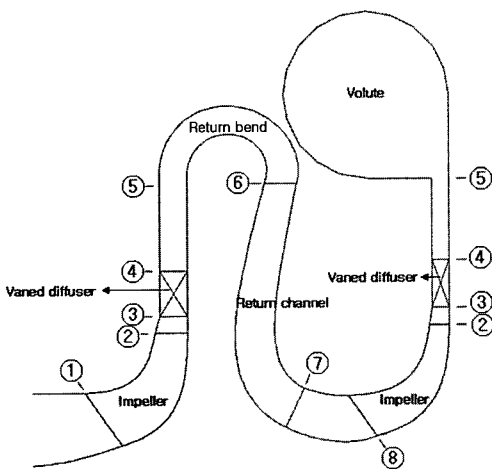


Fig. 1 Schematic view of two-stage centrifugal compressor

Table 1 Aerodynamic design output

Design Condition		1-Stage	2-Stage
Impeller	R_{1h}/R_2	0.347	0.403
	R_{1v}/R_2	0.688	0.666
	b_2/R_2	0.272	0.184
	β_2	45.0	45.0
	Impeller Blade No.	18	18
Diffuser	R_3/R_2	1.106	1.100
	b_3/R_2	0.232	0.156
	R_5/R_2	1.716	1.856
	Diffuser Vane No.	9	9
Other	RPM	12,500	

베인 디퓨저 출구, ⑤ VLD (Vaneless Diffuser) 출구, ⑥ 리턴밴드의 출구, ⑦ 리턴채널의 출구이고 ⑧은 1단 압축기의 출구이며 동시에 2단 압축기의 입구이다. 다만 해석 중 첫 단은 다단에서 상호작용의 영향이 미흡하므로 단단 해석과 2단 해석의 오차를 무시한다고 가정하고 해석의 편의를 위하여 1단 압축기와 2단 압축기를 분리하여 각각 계산하였다. 1단 해석영역은 1단 입구로부터 리턴채널 출구까지이며, 그 후는 2단 해석영역으로 하였다. 각 요소는 3차원 형상 설계 데이터를 바탕으로 CFX-BladeGen⁽⁶⁾을 사용하여 모델링 하였다. 각 단의 디퓨저는 LSVD (Low Solidity Vaned Diffuser)를 채택하였으며, 압축기 주요 부품에 대한 제원은 Table 1과 같다.

2.2 지배 방정식 및 도식(scheme)

본 연구에서는 압축성 난류 유동해석을 위해 터보기

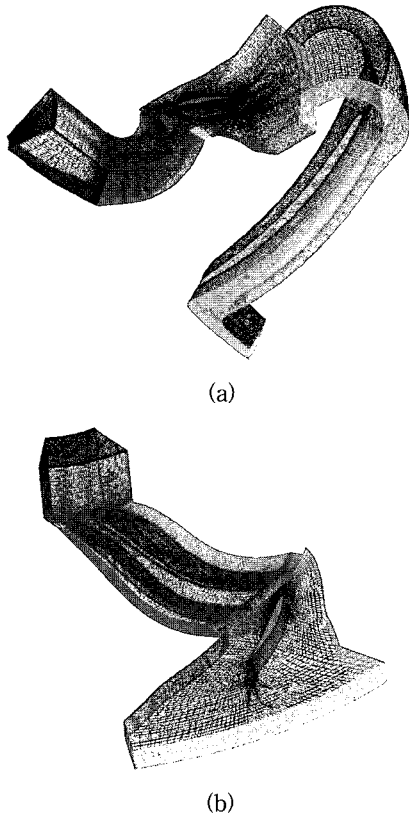


Fig. 2 (a) 1st-stage and (b) 2nd-stage structured grids of two-stage compressor domain

계의 유동해석에 주로 사용되는 3차원 평균 Navier-Stokes 방정식을 고려하고 지배방정식은 유한 체적법으로 차분화하여 시간중속항은 내연후방차분법 (Fully Implicit Backward Differencing)과 시간중심 크랭크-니콜슨법 (Time Centered Crank Nicolson Method), 대류항 차분은 혼합차분 (Hybrid Difference)을 사용하는 상용 프로그램인 CFX-10⁽⁷⁾을 사용하였다. 계산에 사용되어지는 대류항의 이산화 기법은 고정밀 차분법 (High Resolution Scheme)이며 이것은 국부적인 β 값을 구속원칙을 위배하지 않는 한 1에 가깝게 계산하는 기법이다. 회전하는 임펠러와 정지해 있는 디퓨저는 회전 인터페이스에 대해서 일대일 격자 결합이 불가능하기 때문에 복수의 해석계가 혼재되는 슬라이딩 인터페이스인 MFR (Multiple Frames of Reference) 기법을 사용하였다.

2.3 경계 조건

본 연구에서는 유동이 정상적이며 주기적이라 가정하고 임펠러 블레이드 수가 디퓨저 베인 수의 두 배이므로 임펠러 블레이드에서는 두 개의 유동 통로를, 디퓨저에서는 한 개의 베인 유동 통로를 각각의 해석 영역으로 하였다. 벽면에서는 미끄럼이 없다고 가정하고 압축기 입구와 임펠러 사이, 임펠러와 디퓨저 사이, 그리고 디퓨저와 리턴밴드 사이의 경계면은 stage averaging 방식⁽⁷⁾과 frozen rotor 방식⁽⁷⁾을 사용하여 해석 결과를 비교해 보았다. 계산 영역의 입구에는 설계유량과 설계압력을 주면서 해석 결과의 영향을 분석해 보았으며, 출구에는 정압 조건을 주었다. 냉매 물성치는 CFX-10에서 제공하는 RedlichKwong Equation⁽⁷⁾ (이하 RK 방정식.)을 이용한 R134a 물성치와 NIST의 물성치 프로그램인 Refprop⁽⁸⁾을 이용하여 해석된 결과를 비교하였다. 난류 모델은 SST(Shear Stress Transport) 모델⁽⁹⁾을 사용하였다.

2.4 계산 격자의 선정

격자 생성을 위한 절점수의 선택은 흐름의 분석에 있어서 중요한 역할을 한다. SST 난류모델은 예측 성능이 벽에서 가장 가까운 점의 위치에 의존함으로 낮은 y^+ 값을 요구한다. y^+ 는 벽면으로부터의 무차원거리로 식 (1)과 같이 정의된다.

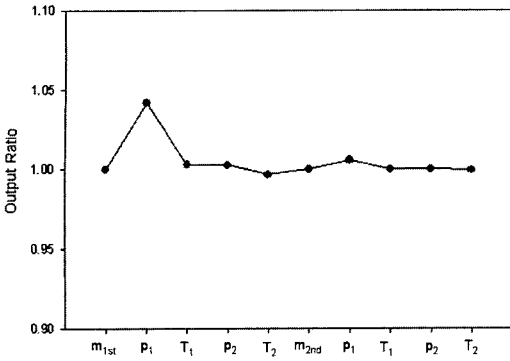


Fig. 3 Output ratio of CFD to experimental result

$$y^+ = \frac{\sqrt{\tau_w/\rho} \cdot \Delta n}{\nu} \quad (1)$$

여기서 Δn 은 벽에서 떨어진 첫 번째와 두 번째 격자 점 사이의 거리이다. 본 연구에서 사용된 격자수는 y^+ 를 8로 하여 1단에서 70만개, 2단에서 40만개로 결정하였다. Fig. 2는 해석에 사용되었던 각 단의 격자를 보여주고 있다.

2.5 실험 결과와 비교

본 연구의 대상인 R134a 원심압축기는 설계단계이고 고압에서 작동하는 냉매의 특성상 실험적 연구는 위험성과 재정적인 문제를 안고 있기 때문에 유사한 형상을 지닌 R134a 2단 원심압축기의 시험결과를 업체로부터 제공받아 수치해석적 결과를 비교하여 해석코드에 대한 검증을 수행하였다. 수치해석 방법 중 경계조건을 달리 함에 따라 해석결과의 영향을 살펴보고 실험결과와 더 유사한 경향을 나타내는 경계조건을 선택하였다. 경계조건을 제외한 해석 방법은 앞 절에서 설명한 것과 동일하고 실험장치는 IGV (Inlet Guide Vane)가 장착되어 있기 때문에 그 영향을 고려한 입구 유동 방향을 추가하여 모사하였다. 검증용으로 사용된 압축기는 1단 임펠러의 날개수는 11개, 2단 임펠러의 날개수는 13개로 구성되어 있고, 각 단은 베인없는 디퓨저를 장착하고 있다.

경계조건을 입구에서 전압, 출구에서 정압으로 준 경우 해석된 결과의 유량오차는 약 5%이고 입구에서 유량, 출구에서 정압을 준 경우 압력비 오차는 약 2%였다. Fig. 3은 유량, 정압 조건의 경계조건에서 해석된 결과를 실험결과로 나눈 비를 나타낸다. 주요 요소에서의

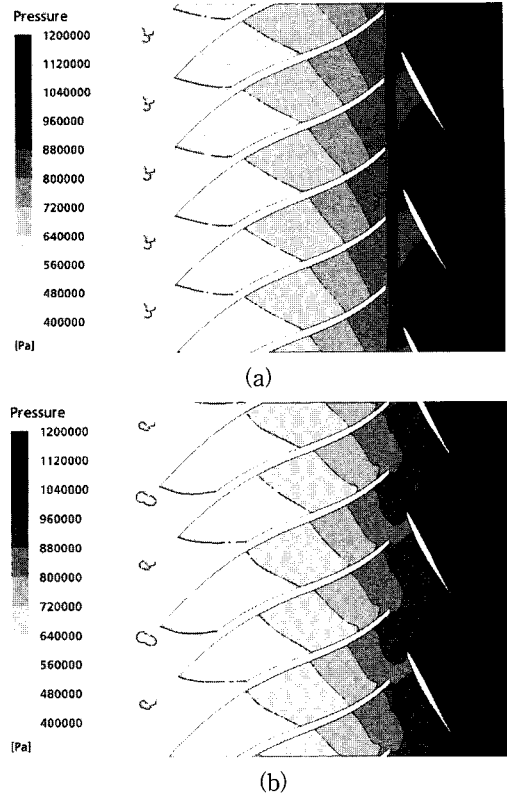


Fig. 4 Static pressure contours at midspan (2nd-stage); (a) Stage averaging and (b) Frozen rotor option

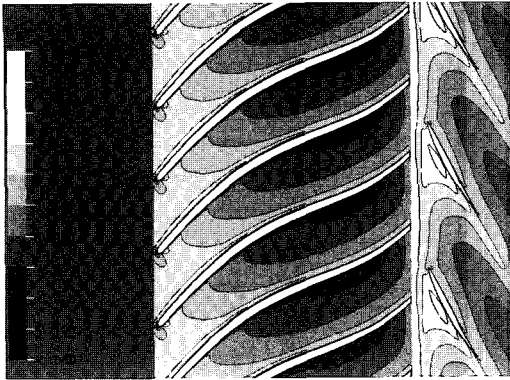
물성치 값의 오차가 1단 입구압력이 약 4%인 것을 제외하면 실험결과와 1%이내의 오차를 가지는 것을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서 사용된 해석코드 및 해석 방법은 신뢰성이 높은 것으로 판단되었다.

3. 해석 인자의 검증

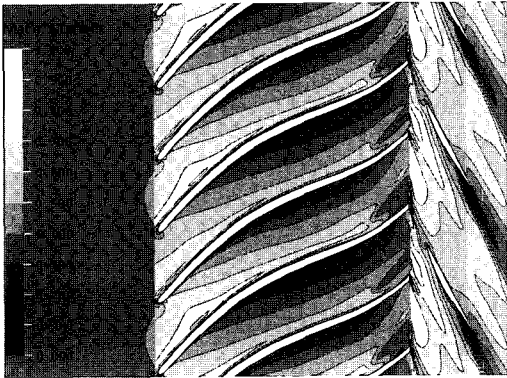
본 연구에서는 해석 기법의 변화에 따른 수렴성과 해의 정확성을 판단하기 위하여 MFR 기법, 작동유체의 물성치를 변화시킨 결과와 입구 경계조건 입력 값을 설계유량 또는 설계압력으로 주었을 때의 영향을 상대적으로 해석영역이 적은 2단 압축기에 대해서 수행하고, 그 결과를 비교하였다.

3.1. MFR 기법 비교

본 연구 대상 압축기는 임펠러 날개 수, 디퓨저 베인 및 리턴채널의 베인 수가 모두 다르다. 따라서 각 유동



(a)



(b)

Fig. 5 Mach No. contours at midspan (2nd-stage); (a) Stage averaging and (b) Frozen rotor option

영역을 동일한 유동면적으로 나눌 수 없기 때문에 회전하는 임펠러 영역과 고정된 디퓨저 영역 사이의 경계면에 대해 stage averaging 방식과 frozen rotor 방식을 각각 적용하고 이에 대한 수치해석 결과를 상호 비교, 분석하였다.

Figures 4와 5는 두 MFR기법에 대한 수치해석 결과를 압력 분포와 마하수 분포에 대해 각각 나타낸 것이다. 두 기법 모두 각 구간에서 물성치 평균은 큰 차이가 없었으나 물성치 분포는 국소 영역에서의 다소 다르게 나타났다. 특히 인터페이스가 변화하는 영역에서 차이가 확연히 드러남을 확인하였다. Stage averaging 방식은 회전방향의 성분이 평균화 되어 다른 인터페이스로 전달되기 때문에 계산 시간이 단축되어 대략적인 성능 분석에 유용할 것으로 판단된다. 그 반면 인터페이스에서 프레임은 변화지만 평균화는 행해지지 않는 frozen rotor 방식은 임펠러 출구의 제트-후류영향이 보존되어

Table 2 Comparison of property calculations by RK eq. and Refprop(NIST)

Property	RK Eq.	NIST	$\Delta\%$
Density (kg/m^3)	25.832	26.365	2.06
Speed of Sound (m/s)	148.408	147.06	0.91
Iso. Comp. (s^2/m^2)	$5.333e-5$	$5.572e-5$	4.48
Therm. Cond. ($W/m \cdot K$)	0.0238	0.0135	43.3
Viscosity ($Pa \cdot s$)	$2.066e-5$	$1.160e-5$	43.9

* $P_1=553 kPa$, $T_1=295.7 K$

Table 3 Comparison of results of numerical analysis by property data of RK eq. and Refprop(NIST)

	Property	RK Eq.	NIST	$\Delta\%$
Inlet	Static Pressure (kPa)	553.317	548.029	0.91
	Temperature (K)	296.582	296.531	0.02
	Density (kg/m^3)	25.754	25.9265	0.67
	Speed of Sound (m/s)	148.78	147.64	0.77
	Iso. Comp. (s^2/m^2)	$5.301e-5$	$5.511e-5$	3.96
	Therm. Cond. ($W/m \cdot K$)	0.0239	0.0136	43.1
	Viscosity ($Pa \cdot s$)	$2.069e-5$	$1.164e-5$	43.7
Outlet	Static Pressure (kPa)	1052.320	1052.300	0.00
	Temperature (K)	322.256	323.243	0.31
	Density (kg/m^3)	48.223	48.901	0.41
	Speed of Sound (m/s)	146.29	145.38	0.62
	Iso. Comp. (s^2/m^2)	$5.692e-5$	$5.920e-5$	4.01
	Therm. Cond. ($W/m \cdot K$)	0.0261	0.0161	38.31
	Viscosity ($Pa \cdot s$)	$2.156e-5$	$1.282e-5$	40.54

디퓨저 영역으로 전달되고, 그 영향에 따라 Fig. 5(b)의 디퓨저 후연에서 웨이크가 관찰되는 것을 볼 수 있듯이 국부적인 부분에서 유동특성 관찰에 유용할 것으로 판단된다. 본 연구에서 원심 압축기의 내부 3차원 유동을 해석하는 목적은 손실의 요소가 되는 유동박리 등을 조사하여 효율 저하를 방지하기 위한 것이므로 해석기법은 frozen rotor가 적합하다는 판단을 얻었다.

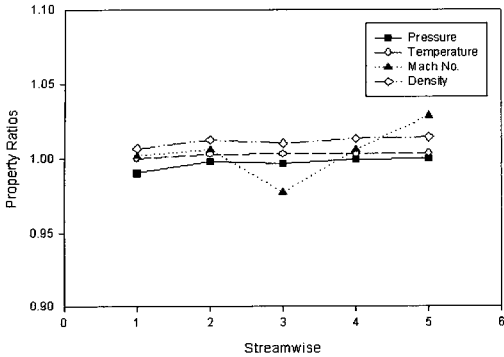


Fig. 6 Property ratios of numerical analysis results by RK eq. and Refprop(NIST) in 2nd-stage compressor

3.2 실제 기체의 물성치 데이터

3.2.1 R134a의 물성치

실제 기체의 물성치는 전산해석의 결과에 큰 영향을 미친다. 현재 실제 기체의 물성치는 NIST의 물성치 데이터를 보편적으로 사용하고 있지만 CFX-10에서는 RK 방정식을 이용하여 얻어진 물성치를 해석에 사용하고 있다. 본 연구에서는 R134a의 냉매 물성치를 CFX-10에서 제공하는 물성치와 NIST의 물성치 프로그램인 Refprop으로부터 얻어진 물성치를 각각 사용하여 수치 해석을 수행하고, 그 결과를 비교하였다. Table 2는 상호 동일한 조건인 임펠러 입구의 압력과 온도에서의 두 방식에 의한 물성치 차이를 보여준다. Table 2에 표시한 물성치 중 같은 온도, 압력에서 밀도, 음속, 등온 압축률은 RK 방정식으로 계산된 결과를 기준으로 했을 때 약 1~4% 정도의 오차를 가지지만 열전도도, 점성계수의 오차는 약 43%에 이르는 것으로 확인되었다.

3.2.2 수치해석 결과 비교

Table 3은 입구에 설계유량과 온도 출구에 전압력을 경계조건으로 주고 계산한 물성치를 나타낸 것이며 마찬가지로 Table 2와 유사한 오차를 가지고 있다. Fig. 6은 각 주요요소에서의 수치해석된 압력, 온도, 마하수 그리고 밀도를 RK 방정식으로 계산된 결과를 기준으로 나눈 그래프이다. 여기서 가로축 상의 번호는 Fig. 1 및 2.1절에서 정의한 압축기 주요 요소 위치의 번호를 표시한 것이다. 두 방법에서 각각 다른 물성치를 가짐에도 불구하고 압축기의 고유 목적인 압축비를 계산하는 주요인자인 압력, 온도, 마하수 그리고 밀도의 오차가 3% 미만이라는 점을 고려해 볼 때 두 방식으로 구한 물성치

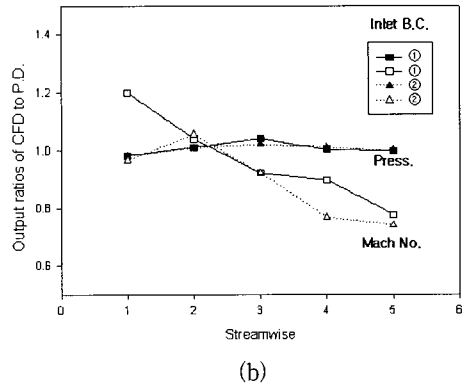
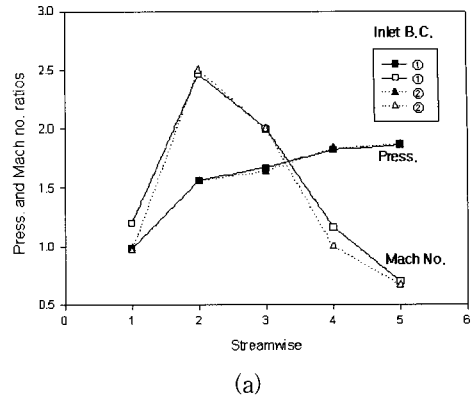


Fig. 7 Comparison with numerical analysis results according to boundary conditions; (a) Mach No. and pressure, (b) output ratios

차이는 전산해석 결과에는 큰 영향이 없는 것을 알 수 있으므로 수치해석적 접근만으로 이 두 가지 경우에 대한 단순 비교는 큰 의미가 없어 보인다. 따라서 해의 정확성에 대한 평가는 실험적 결과에 따라 판단될 것이라 본다. 현 관점에서 볼 때 두 가지 경우 모두 수치해석에는 큰 이상이 없는 것으로 판단되지만 본 연구의 2단 압축기 해석에서는 일반적 실제기체의 물성치 데이터로 많이 사용되는 NIST의 물성치 데이터를 사용하였다.

3.3 입구 경계조건에 따른 영향

경계조건이 계산결과에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 임펠러 입구 경계조건을 ① 설계압력과 ② 설계유량의 두 가지 경우에 대해 각각 계산을 수행 비교하였다. 이 때 출구 경계조건은 모두 정압력으로 하였다. 위의 경계조건으로 이용된 값들은 기본설계에서 계산된

것으로 2단 입구의 전압은 1단 출구의 전압을 사용하였다. Fig. 7은 2단 압축기 각 주요 요소에서 압력과 마하수를 무차원화 하여 나타낸 그래프이다. (a)는 각 방법으로 수치해석된 결과를 기본설계 과정을 통해 설계된 입구 값을 기준으로 하여 변화량을 비로 도시하였고, (b)는 기본설계 과정에서 얻어진 각 요소의 설계치와의 차이를 비교한 것이다. 공통적으로 표기한 가로축 상 번호 역시 Fig. 1 및 2.1절에서 정의한 압축기 주요 요소 위치의 번호를 표기한 것이다. Fig. 7(a)에서 압력변화는 임펠러에서 상승폭이 가장 크고 디퓨저 구간에서는 배인 없는 디퓨저 구간보다 배인 디퓨저 구간에서 더 높은 상승률을 가지는 것을 볼 수 있다. 마하수는 임펠러 구간에서 동력원에 의해 높게 상승하였고 디퓨저 구간에서 정압으로 에너지 준위가 바뀌면서 낮아지는 것을 확인할 수 있다. Fig. 7(b)에서 수치해석된 두 조건 모두 압력 값은 기본설계의 결과와 거의 일치하지만 마하수 변화폭은 더 큰 것으로 나타났다. 이것은 1차원 또는 준 3차원 해석으로 파악할 수 없었던 2차 유동 등의 손실이 원인인 것으로 분석된다. 설계유량으로 해석한 경우 입구 압력은 설계 압력과 거의 같은 값으로 계산되었지만, 설계 압력을 입구 경계조건으로 놓고 해석한 경우는 입구 유속이 기본설계에서 계산된 속도보다 큰 값을 가지면서 유량도 같은 범위로 증가하는 것을 확인하였다. CFD 해석은 계산의 편의를 위하여 단순화 과정을 거치며 그에 따라 실험치보다 높게 예측 (over-estimation) 하는 것이 일반적이다. 입구조건에 전압을 주면 예상 압력비보다 높은 값으로 해석되어 입구 정압은 낮아지고 동압이 높게 계산된다. 이러한 이유로 입구 유량이 증가한 것으로 판단된다. 입구 유량을 경계조건으로 주면 유량의 변화는 없고 압력은 상대적으로 값이 크기 때문에 오차가 작다. 즉, 작동 전압이 4기압으로 같고 정압이 0.01 MPa 차이가 난다고 가정할 때 압력은 약 3%의 오차를 가지지만 이에 따른 동압의 차 0.01 MPa는 유량에서 약 20%의 오차로 나타나게 된다. 따라서 입구 경계조건을 설계유량으로 선택하는 것이 기본설계의 결과와 더 유사한 해석 결과를 도출할 것이라 판단되었다.

4. 해석 결과 및 고찰

4.1 유동장 해석 결과

압축기의 2차 손실은 대부분 유동장에서 확인할 수 있기 때문에 압축기 설계과정에서의 3차원 해석은 준 3

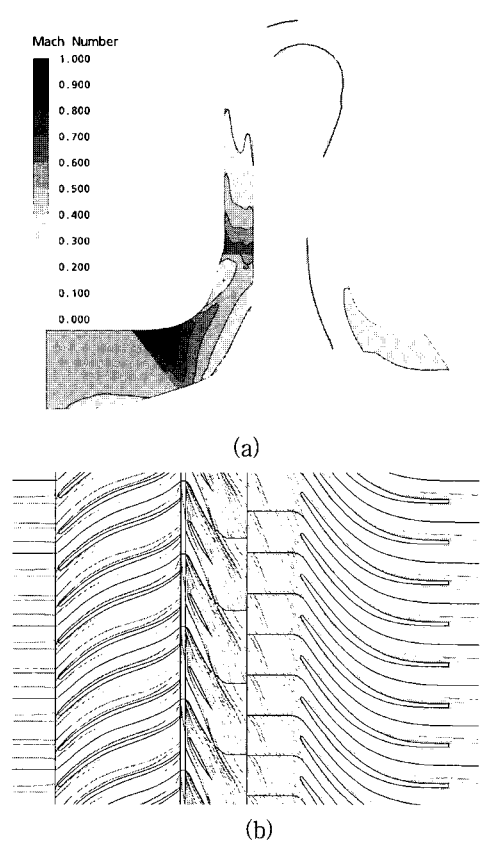


Fig. 8 (a) Mach number contour in meridional plane and (b) streamline at midspan (1st-stage)

차원 해석으로 조사할 수 없었던 유동박리나 재순환 등과 같은 국소적인 유동이 발생하는지 파악할 수 있는 중요한 요소 중 하나이다. Fig. 8(a)는 1단 압축기 자오면에서의 마하수 분포를, (b)는 중간 스펀면에서의 유선을 나타낸 것으로서 임펠러, 디퓨저, 리턴벤드 및 리턴채널을 평면에 펼쳐놓은 그림이다. 임펠러 진행방향으로 특정영역에서 국부적인 유동박리 없이 유체가 진행되는 것을 확인하였으며, 임펠러와 리턴벤드의 곡률 반경 등은 유체의 유동을 잘 유도하는 것으로 보아 임펠러 자오면 형상은 비교적 잘 설계된 것으로 판단된다.

Figure 9는 1단 임펠러 내부의 2차 유동을 나타낸 것으로서 임펠러 입구 영역인 ①에서부터 임펠러 출구 영역인 ③까지 유동방향에 따라 각각 2차 유동을 관찰하였다. 2차 유동은 유동 방향과 수직인 유선곡률에 의한 원심력이나, 회전에 의한 코리올리 힘의 성분에 의해 발생한 볼티시티가 원인이 되어 생성되는데 임펠러의 내부는 허브, 슈라우드 및 날개의 곡률 등 복잡한 구조로

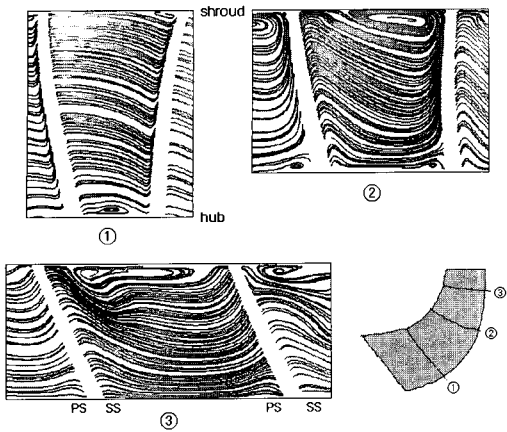


Fig. 9 Secondary flow of first-stage impeller

이루어져 있어 필연적으로 발생하게 된다. 또한, 2차 유동은 임펠러 출구 부분으로 진행하면서 여러 요소로 인해 방향이 바뀌게 되면서 제트-후류 (jet-wake) 유동의 분포에도 영향을 주어 위치를 변화시키기도 한다. 이러한 2차 유동은 추가적인 손실을 만들고 불규칙한 흐름으로 인해 불안정성을 증가시키기 때문에 최대한 생성을 억제시키는 것이 좋다. 2차 유동의 주요 원인 중 하나는 임펠러 익단 간극에 의한 누설유동인데 본 연구에서 사용된 임펠러는 익단 간극이 없는 밀폐형 (shrouded) 임펠러이다. 인두서 영역인 ①영역에서 슈라우드의 곡률은 큰 변화가 없지만 허브 면에서 곡률이 존재 허브곡률에 의한 원심력에 의해 2차 유동이 발생된다. 슈라우드와 허브면의 곡률에 의한 원심력에 의해 생성된 2차 유동이 축방향에서 반경방향으로 변하는 구간인 ②영역을 지나면서 회전에 의한 코리올리 힘의 영향으로 발생하는 2차유동과 합쳐져 유체의 이동이 더욱 커지게 된다. 출구 부분인 ③영역은 ②영역의 구간과 비슷한 양상을 나타내며 슈라우드 근처 코리올리 힘에 의한 2차 유동이 더욱 커져 유체의 이동이 활발해지는 것을 볼 수 있다. 임펠러 내부의 2차 유동 특성은 Krain 등⁽¹⁰⁾이 L2F를 이용한 유동 측정 결과 및 Kang⁽¹¹⁾이 동일한 임펠러 모델에 대해 수행한 수치계산 결과와 유사한 경향을 보인다. 또한 슈라우드 및 흡입면 부근에 상대적으로 자오면 속도성분이 낮은 후류영역이 나타나고 있음을 알 수 있다. 임펠러 출구에서의 제트-후류 영역으로 통칭되는 유동특성은 공기용 원심압축기 임펠러 출구에서 열선을 이용하여 유동을 측정한 신유환 등⁽¹²⁾의 실험에서 관찰된 결과와 유사하다. 밀폐형 임펠러의 특성으

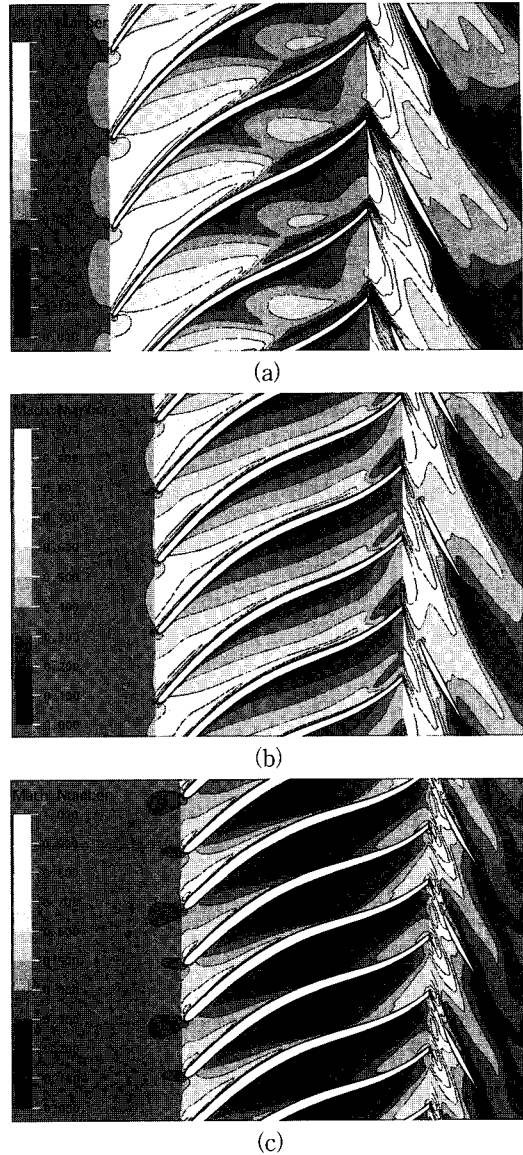


Fig. 10 Mach No. contours (2nd-stage); (a) near shroud, (b) midspan and (c) near hub

로 인해 큰 2차 유동은 나타나지 않는 것으로 판단되어 2차 유동으로 인한 손실은 크지 않을 것으로 예측된다.

Figure 10은 2단 슈라우드면 근처, 중간 스펠면과 허브면 근처에서의 마하수 분포를 보여준다. 여기서 마하수는 임펠러에서 상대마하수를, 그 외의 부분에는 절대마하수로 나타내었다. 유동의 진행방향에 대해 임펠러 입구가 좁아 목 부분에서 유동 속도가 가장 빨라짐을 알 수 있다. 압축기 유량이 계속 증가할 경우 LSVD를 장

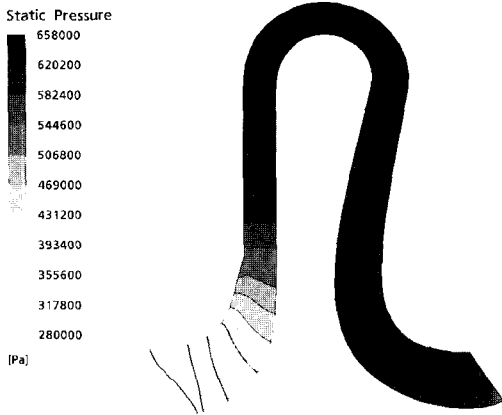


Fig. 11 Meridional static pressure contour of 1st-stage compressor

착하였으므로 디퓨저 베인에서 보다 임펠러 목 부분에서 먼저 초킹이 발생할 것으로 예상된다. 디퓨저 베인 후연에서 경계층의 발달로 웨이크 영역이 발생하는 것을 확인하였다. 또한 베인의 흡입면 부근에 높은 마하수 분포가 집중되는 것이 관찰되었다. 이는 Siva Reddy 등⁽¹³⁾의 디퓨저 형상 변경에 대한 유동해석연구에서 최적 설치각보다 약간 큰 경우와 경향이 유사하다. 이것은 차 후 탈설계점 해석 및 디퓨저 형상 변경에 대한 유동해석을 통해 확인이 가능하리라 생각된다.

4.2 압력장 해석 결과

압축기는 압력을 생산하는 일을 주목적으로 하며 임펠러와 디퓨저가 그 역할을 한다. 일반적 압축기의 압력 양정은 임펠러가 약 60%, 디퓨저에서 나머지 40% 정도를 부담하는데⁽²⁾ 본 연구에서도 이와 유사한 압력양정을 부담하는 것으로 확인하였다. Fig. 11은 1단 압축기의 자오면에서 정압력 분포를, Fig. 12는 2단에서 중간스팬면의 정압력 분포를 나타내었다. 1단에서 리턴밴드까지 순차적으로 압력 상승된 후 리턴채널을 거치면서 약간의 압력강하가 이루어진다. 1단과 2단 모두 압력상승이 급격한 변화 없이 매끄럽게 이어지는 것을 확인할 수 있었다.

디퓨저에서 베인 없는 디퓨저 공간과 베인 디퓨저의 정압회복 수준을 살펴본 결과 각각 $C_{p23}=0.15$, $C_{p34}=0.36$ 로 계산되었다. 이 때 정압회복계수의 정의는 식 (2)와 같다. 베인 디퓨저의 정압회복 수준이 베인 없는 디퓨저

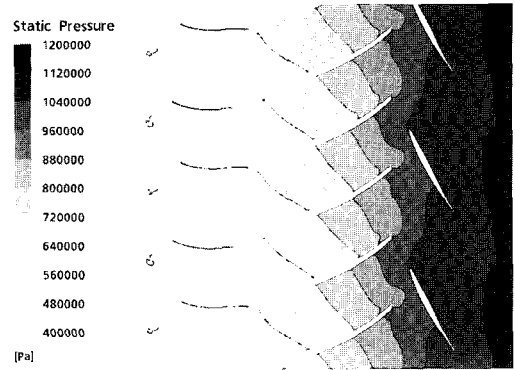


Fig. 12 Static pressure contour at midspan of 2nd-stage compressor

보다 더 높은 것을 확인하였고 이것은 Fig. 7(a)의 대략적인 압력 변화비에서도 알 수 있다.

$$C_{p23} = \frac{p_3 - p_2}{p_{02} - p_2}, \quad C_{p34} = \frac{p_4 - p_3}{p_{03} - p_3} \quad (2)$$

리턴밴드와 리턴채널은 1단 디퓨저에서 토출된 유체를 2단 임펠러로 유입되도록 연결시켜주는 유로으로써 전압손실을 최대한 방지하고 출구 유동각을 균일하게 유지하여야 한다. 해석된 결과에서 리턴밴드 및 리턴채널 내에서의 전압 손실은 약 1.6%의 전압 손실을 보이며 급격한 변화 없이 점진적으로 떨어지는 것을 확인할 수 있었다.

5. 결론

본 연구는 1, 2단이 동일 축 상에 있고, 리턴밴드 및 리턴채널로 연결되는 구조를 가진 터보냉동기용 R134a 냉매 압축기를 대상으로 일차원 기본설계 (preliminary design) 및 준 3차원 설계로 부터 얻어진 압축기 임펠러, 디퓨저 및 리턴채널 등의 유동 통로에 대하여 상용코드인 CFX를 이용, 3차원 점성 유동해석을 수행하고 분석하였다. 또한 수치해석 기법에 따른 계산 결과를 비교, 평가하였고, 자오면과 중간 스펀면에서 속도벡터, 마하수 분포, 2차 유동 및 압력 분포 등을 분석함으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

수치해석에 사용된 실제기체 물성치 계산 방법은 NIST의 Refprop과 RK 방정식을 이용한 방법 모두 유사한 해석결과를 나타내는 것으로 확인되어 두 방법 모두 유용하리라 판단된다. 앞으로 정밀한 비교를 위해 실

험적 검증이 필요할 것으로 생각 된다. 설계 과정 중의 3차원 수치해석은 유동박리, 국소부위의 재순환 여부 등에 대한 분석이 주요 목적이므로 원심 압축기의 수치해석에는 frozen rotor 기법을 사용하는 것이 상대적으로 타당한 결과를 얻을 수 있을 것으로 판단된다. 또한 실험 전 성능예측을 목적으로 하는 CFD해석의 경계조건으로 전압·정압조건 보다 유량·정압조건이 성능해석에는 더욱 유용할 것으로 예상된다.

임펠러 내부유동을 분석한 결과 유동박리 및 재순환 영역 등이 발견되지 않은 것으로 보아 임펠러 3차원 형상 설계는 비교적 합리적인 것으로 판단된다. 본 연구 결과는 향후 3차원 임펠러 블레이드 형상, 디퓨저 베인 및 리턴채널 설계 개선뿐만 아니라 탈설계점 유동해석 등의 연구에 참고자료로 이용될 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) Mitsubishi Heavy Industries., Ltd. (<http://www.mhi.co.jp/aircon/chiler/cent/index.htm>)
- (2) 이용덕, 정진희, 이현구, 윤필현, 김길영, 2000, "R134a용 터보냉동기의 원심압축기 개발 Part1: 원심압축기 설계," 유체기계저널, 제3권, 제4호, pp. 44~51.
- (3) 신정관, 최영민, 고경태, 김경훈, 2001, "R134a용 1300RT급 원심압축기의 설계 및 성능시험", 대한설비공학회, 하계학술발표회 논문집, pp. 1109~1113.
- (4) 이경용, 최영석, 이현구, 김길영, 2003, "R134a 터보 냉동기용 원심압축기의 성능특성에 관한 수치해석적 연구," 대한설비공학회, 하계학술발표대회 논문집, pp. 724~729.
- (5) Boncinelli, P., Rubecchini, F., Arnone, A., Cecconi, M. and Cortese C., 2003, "Real Gas Effects in Turbomachinery Flows : a CFD Model for Fast Computations", ASME Turbo Expo, 2003, GT2003-38101.
- (6) User's Guide, ANSYS BladeGen, 2005.
- (7) ANSYS CFX, 2005, CFX-10 Documentation.
- (8) NIST, 2000, Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures -REFPROP
- (9) Menter, F., C. Ferreira, J., Esch, T. and Konno, B., 2003, "The SST Turbulence Model with Improved Wall Treatment for Heat Transfer Predictions in Gas Turbines," International Gas Turbine Congress 2003, Tokyo, IGTC2003-TS-059.
- (10) Krain, H., and Hoffman, B., 1996, "Aerodynamic of Centrifugal Compressor with Transonic Flow," VKI Lecture Series Flow in Radial Flow Turbomachines, Jan. 1996.
- (11) Kang S., 2005, "Numerical Investigation of a High Speed Centrifugal Compressor Impeller," ASME Turbo Expo 2005, GT2005-68092
- (12) 신유환, 김광호, 손병진, 1998, "원심 압축기 임펠러 출구 유동에 관한 실험적 연구," 공기조화·냉동공학회 논문집, 제10권, 제4호, pp. 483~494.
- (13) Siva Reddy, T. Ch., Mukkavilli, P., Ramana Murty, G. V., Reddy D. N., 2005, "Some Studies on Low Solidity Vaned Diffuser of a Centrifugal Compressor Stage," ASME Turbo Expo, 2005, GT2005-68972.