

HFC-134a용 원심압축기의 성능시험 및 설계방안

신정관, 김경훈^{*†}, 강신형^{**}

경희대학교 기계공학과 대학원, ^{*}경희대학교 기계공학과, ^{**}서울대학교 기계항공공학부

The Design and Performance Test of a Centrifugal Compressor for HFC-134a Refrigerant

Jung-Kwan Sin, Kyung-Hoon Kim^{*†}, Shin-Hyoung Kang^{**}

Department of Mechanical Engineering, Kyungheee University, Seoul 446-701, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Kyungheee University, Seoul 446-701, Korea*

***School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-744, Korea*

(Received November 24, 2009; revision received January 6, 2010)

ABSTRACT: A centrifugal compressor for HFC-134a has been newly designed and developed. Flow analysis using commercial programs was used to evaluate performance and internal flow of the impeller, inlet guide vane and diffuser etc. The purpose of this study is to establish the design theory necessary to the development of HFC-134a centrifugal compressors and to supply basic data related to design by reviewing design values and experimental values through the performance test. The compressor for HFC-134a was also investigated experimentally to check compression performance. The calculated data coincide the test results of compressor. The data obtained in the present study are useful for design of HFC-134a centrifugal compressors.

Key words: HFC-134a Refrigerant(R134a 냉매), Centrifugal compressor(원심압축기), Turbo chiller (터보냉동기), Vaneless diffuser(베인레스 디퓨저), Impeller(임펠러), Mass flow rate (질량유량)

기 호 설 명

AR : 면적비
 a : 음속 [m/s]
 b : 통로의 자오면 깊이
 C_p : 압력 회복 계수
 DR : 확산 속도 비
 H : 수두 [m]
 h : 비엔탈피
 p : 정압 [Pa]
 pr : 압력비

T : 정적 온도 [K]
 u : 국부 속도 [m/s]

그리스 문자

θ : 각 좌표 또는 접선 방향
 μ : 점성 [$N \cdot s/m^2$]

1. 서 론

터보기계 중에서도 원심압축기는 높은 압축비와 단순한 구조를 가져 발전기, 터보차저, 터보냉동기, 로켓 연료펌프 등 산업계 전반에 걸쳐 널리 사용되고 있으며, 최근 산업의 발달과 함께 냉

† Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2509; fax: +82-31-205-8016

E-mail address: kimkh@khu.ac.kr

동 공기조화분야에 대한 관심이 대두되면서 터보 냉동기용 원심압축기의 중요성을 인식하여 국내 기업과 연구기관에서도 이에 대한 연구를 활발히 진행하고 있다.

기존의 냉동기용 원심압축기는 CFC-11, HCFC-123 냉매를 사용하였지만, 이들 냉매는 대기권에 있는 오존층의 파괴와 지구 온난화 현상 등의 문제를 유발하기 때문에 국제적으로 규제되어 비교적 환경친화성이 있는 신냉매인 HFC-134a로 대체되고 있다.⁽¹⁾ 일반적으로 냉동 시스템에서 냉매가 대체되면 모든 구성부품이 재설계되어야 한다. 특히 전체 냉동기의 사이클을 이루는 가장 중요한 부품이라 할 수 있는 압축기의 입장에서 보면 임펠러 효율의 감소, 냉각능력의 감소, 성적계수의 감소 등과 같은 문제들이 발생하기 때문에 원심압축기를 재설계하여야만 한다.

원심압축기의 구성은 입구 가이드 베인, 인듀서, 임펠러, 디퓨저, 볼루트 케이싱 등으로 구성되어 있으며, 압축기의 설계에는 많은 경험과 회전차 내부의 유동장에 대한 포괄적인 이해가 요구된다. 주어진 유량, 압력비, 회전수, 제한 치수 등의 기본 사양에 따라 설계자는 최적의 압축기를 설계하기 위해, 간단한 속도삼각형이나 경험식을 사용한 개략적인 설계를 수행한 후, 압축기의 내부 유동장과 각종 손실을 고려한 상세 설계 및 설계된 압축기에 대한 성능예측을 수행하게 된다. 이러한 과정을 거쳐 설계된 압축기는 성능시험을 거쳐 주어진 사양을 만족하는 지를 확인하게 된다.

지금까지 냉매용 원심압축기에 대한 연구동향을 살펴보면, Michael⁽²⁾은 동일한 HFC-134a용 원심압축기를 냉동 시스템에 장착하여 베인디퓨저와 베인없는 디퓨저를 교체하며 적용했을 경우에 대하여 임펠러 성능, 디퓨저 성능 그리고 볼루트 성능을 실험적 그리고 수치적으로 연구하였으며, Koji et al.⁽³⁾은 CFC-11 냉매용 기존의 300RT급 원심압축기를 냉동 시스템에 장착해서 HCFC-123 냉매를 적용하여 압축기 성능시험을 한 결과, CFC-11 냉매로 운전했을 때 보다 단열헤드상승(adiabatic head rise), 효율 및 체적유량이 낮아짐을 증명하였다. 또한 Sishtla⁽⁴⁾는 저압 냉매용 400RT급 수냉식 터보냉동기를 이용하여 원심압축기의 성능을 실험하였는데, 베인디퓨저(variable vaned diffuser)의 목단면적을 3가지로 변화시켜 성능시험을 했을 때 고정 디퓨저보다도 부분부하시 서지마진과 효율이

향상됨을 밝혔다.

한편, 국내에서는 HFC-134a 냉매가스와 같은 실체가스에 대한 원심압축기의 관련 연구가 공기용 원심압축기에 비해 거의 수행되고 있지 않은 상태이며, 최근에와서 조금씩 이루어지고 있다. 하지만 미국 및 일본의 주요 제작회사에서는 HFC-134a용 중대형 원심압축기를 자체 설계하여 양산하는 단계에 있으며, 현재는 고효율화에 초점을 맞추어 개발을 진행하고 있다.

세계적인 추세에 따라 국내에서도 대체 냉매인 HFC-134a용 원심압축기의 개발 및 상용화를 위해서는 설계 소프트웨어를 개발하여야 하고 또한 설계·제작용 기초 데이터를 구축하기 위한 지속적인 연구가 필요하다.

본 연구에서는 HFC-134a용 원심압축기의 설계 이론, 유동해석 그리고 해석결과를 나타내었으며, HFC-134a용 원심압축기의 이론 및 유동해석을 기초로 설계한 시작품을 제작하여 성능시험을 수행하였다. 또한 개발된 원심압축기의 성능시험결과와 이론해석결과를 비교분석하여 그 타당성을 검증하였다.

2. 설계 및 수치해석

2.1 설계

일반적으로 원심압축기는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 흡입 가이드 베인, 인듀서, 임펠러, 디퓨저 및 볼루트로 이루어져 있다. 임펠러에 유입된 유체는 고속으로 회전하는 날개에 의하여 압축기에 소요된 일량의 많은 부분에 해당하는 운동에너지와 나머지 일량에 해당하는 압력에너지를 가지게 되는 데, 압축기에서의 압력상승은 대부분 임펠러에서 이루어진다.

원심압축기 내부에서 작동유체의 압력을 상승시키는 과정에서 임펠러와 디퓨저에서는 매우 복잡한 유동현상이 발생하며, 여기서 손실성분들을 정확히 예측하기 위해 각 손실성분에 대한 모델링, 내부 유동장에 대한 포괄적인 이해 및 압축기의 실험데이터 등이 요구된다. 원심압축기의 단수, 회전수 및 임펠러 크기 등과 같은 제원을 결정하기 위해서 우선적으로 개념설계를 수행하여 설계의 장단점 및 가능성을 비교 검토하였다.

임펠러 설계는 두 구간 모델과 TEIS(two element

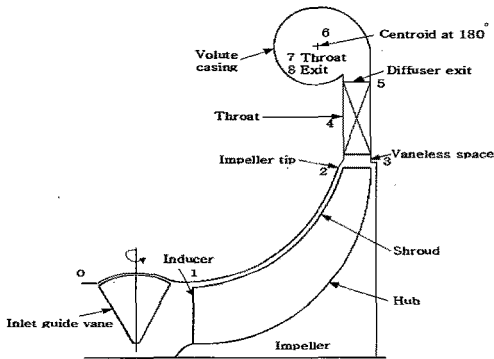


Fig. 1 General shape of centrifugal compressor.

in series) 모델,⁽⁵⁾ 그리고 여러 가지 경험적인 손실 식들을 사용하여 COMPAL 프로그램으로 수행하였으며, 베인있는 디퓨저에 비해 효율은 낮지만 구조가 간단하고 비교적 넓은 운전범위에서도 안정성을 유지할 수 있는 베인없는 디퓨저를 적용하였다. 베인없는 디퓨저의 설계는 압축성, 반경방향과 회전방향의 마찰을 고려해서 해석해야 하므로 이를 반영하여 성능예측을 수행하였다. 또한 원심압축기는 설계점 뿐만 아니라 비설계점에서도 운전이 가능해야 하므로 이를 반영하여 수행하였다. 초크 유량과 서어지 유량의 예측을 인두서, 임펠러 그리고 디퓨저에 대해서 수행하여 원심압축기의 성능지도를 작성할 수 있었다. 특히 원심압축기를 구성하고 있는 각 요소 중 핵심이 되는 부분인 임펠러의 형상은 매우 복잡한 3차원 형상이다. 이를 Bezier 다항식 곡선으로 임펠러의 3차원 형상을 표현하였으며, 임펠러 내부에서의 간략한 유동해석으로는 고속부하(rapid loading)방법⁽⁶⁾을 사용하여 설계를 수행하였다. 이 방법의 주된 목적은 two-zone model이 포함된 단순화된 형태의 비점성 준 3차원 해석방법을 임펠러의 유동해석에 사용하여, 빠른 시간에 근사한 형태의 유동해석 결과를 제공하여 임펠러의 3차원 형상을 결정하기 위한 것이다.

한편, 일반적으로 공기는 이상기체와 매우 유사한 특성을 갖고 있지만 HFC-134a 냉매의 경우에는 그 성질이 이상기체와는 아주 먼 실제 기체의 특징을 보인다. 따라서 압축성, 마하수, 엔탈피 및 엔트로피 등 압축기 설계에 있어서 가장 중요한 물성치들이 간단한 방정식으로 표시될 수 없고 아주 복잡한 형태를 가질 수 밖에 없다.

본 연구에서는 실제가스인 HFC-134a 냉매의

Table 1 Design operating conditions

Item	Unit	Value
Evaporator temperature	K(°C)	280.15(7.15°C)
Evaporator pressure	kPa	375
Condenser temperature	K(°C)	305.15(32.15°C)
Condenser pressure	kPa	815
Suction temperature	K(°C)	281.15(8.15°C)
Suction pressure	kPa	332
Mass flow rate	kg/s	4.877

Table 2 Basic designed results

Item	Unit	Value	
Impeller	Speed	rpm	24400
	Radius	mm	80.0
	Exit width	mm	10.1
	Inlet hub radius	mm	12.0
	Inlet tip radius	mm	40.5
	Exit blade angle	°	-60.0
	Relative Mach No. of inducer tip	-	1.017
	Exit swirl factor	-	4.0
	Relative Mach No. of exit	-	0.967
	Blade number	EA	8+8
Diffuser	Specific speed	-	48.1
	Exit radius	mm	120.0
	Exit width	mm	10.1

물리적 특성을 파악하기 위해서 이상기체의 성질을 갖는 공기와의 물성치를 비교·검토하였으며, 그 결과 타당성있는 자료를 얻을 수 있었다. 따라서 여기서 사용한 냉매의 물성치는 미국 국립표준기술연구소(NIST)에서 개발한 냉매의 물성치 프로그램인 Refprop⁽⁷⁾을 사용하여 계산하였다.

원심압축기의 임펠러, 디퓨저 등과 같은 주요부품들은 COMPAL, CCAD 프로그램을 이용하여 설계를 수행하였으며, 상용 코드인 STAR-CD⁽⁸⁾에서 냉매 물성치를 고려하여 임펠러, 디퓨저 등의 내부 유동해석을 통해 검증했다.^(6,9) 여기서, COMPAL은 원심압축기의 설계에 있어서 기본 수식 및 여러 가지 경험식들을 토대로 하여 만들어진 상용프로

그럼이고, CCAD 역시 임펠러의 3차원 설계의 적용에 탁월한 소프트웨어이다.

본 연구를 위해 사용한 원심압축기의 기본 설계사양은 Table 1에 정리되어 있으며, 그 결과로 인해 설계된 기본적인 결과 값들을 Table 2에 나타내었다.

2.2 수치계산

2.2.1 흡입가이드 베인

흡입가이드 베인(IGV, inlet guide vane)은 압축기의 유량을 조절할 뿐만 아니라 임펠러에 유입되는 유동의 유동각을 변화시키게 되므로 흡입 가이드 베인 출구에서의 유동조건은 임펠러의 설계에 있어서 매우 중요하다.

Fig. 2는 수치계산을 위한 계산 영역을 나타낸다. 격자생성을 수월하게 하기 위하여 베인 선단의 케이싱 부분의 모양을 단순화하였다. 흡입 가이드 베인은 임펠러의 앞에 설치되며, 7개의 베인으로 구성되어 베인 축을 중심으로 회전하므로써 유량을 조절하게 된다. 본 연구에서는 베인각의 변화에 따른 유동해석의 복잡성으로 인하여 단지 베인이 완전히 열렸을 경우인 90°개도에 대해서만 격자를 생성하였다.

격자는 주기조건을 이용하여 전체 날개 중 1개만을 포함하도록 계산영역을 설정하였으며, 주유

동방향으로 70개의 격자를 사용하였고, 반경방향으로 35개의 격자를 사용하였으며, 회전방향으로 29개의 격자를 사용하였다. Fig. 3은 한 단면에서의 계산격자를 보여주고 있다.

경계조건은 입구에서는 전압, 전온도 및 유동각도를 설정해 주었고, 출구에서는 유량을 설정해 주었으며, 회전방향으로 주기조건을 사용하였다. 또한 계산 수렴성을 높이기 위하여 흡입 가이드 베인의 중앙영역에는 육면체 격자의 한면이 합몰이 되어 프로그램의 계산과정 중 발생하는 수치적인 에러를 줄이기 위하여 케이싱 외곽 반경 1 mm 간격을 두어 대칭 경계조건을 사용하였다.

2.2.2 임펠러

임펠러는 24,400 rpm으로 회전하고 주날개(main blade)와 부날개(splitter)가 각각 8개씩 구성되어 있으며, 임펠러 출구 반경이 80 mm이고 출구의 폭이 10.1 mm이다. 출구 날개의 후향각은 60°이며 부날개가 짧은 것이 특징이다. 계산격자는 주유동방향으로 113개, 허브와 슈라우드 사이에는 22개, 회전방향으로는 주날개와 부날개를 하나씩 포함하도록 하여 42개의 격자를 사용하였다.

Fig. 4는 자오면에서의 계산격자이고, Fig. 5는 3차원 계산격자를 보여준다.

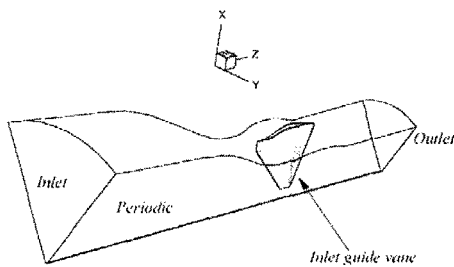


Fig. 2 IGV calculation domain.

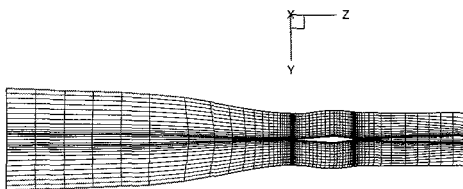


Fig. 3 IGV calculation grid.

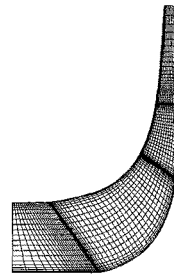


Fig. 4 Meridional of grid.

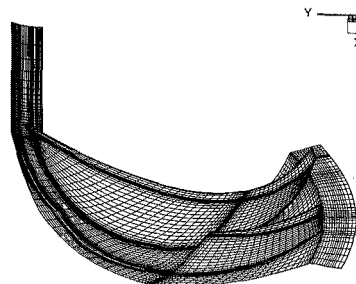


Fig. 5 Generated 3-D calculation grid.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

냉동공조산업의 중·대형 냉동기에 사용하는 원심압축기의 성능시험을 수행하기 위해서는 압축기 전용시험장치가 필요하나, 그 장치구성이 어렵고 시험설비가 매우 고가이므로 본 연구에서는 간이시험설비로써 터보냉동기를 구성하여 냉동기 시운전설비에서 성능시험을 수행하였다.

본 연구에서 설계된 200RT급 냉동기는 Fig. 6과 같이 1단 냉동사이클이며 원심압축기, 응축기, 팽창기구 및 증발기 등으로 구성되어 있고, 원심

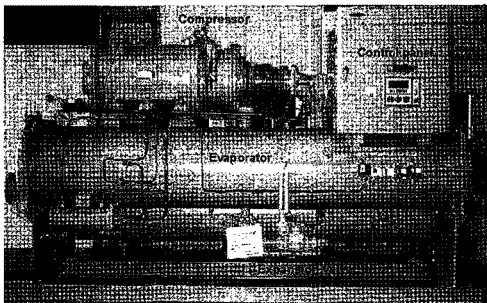


Fig. 6 Photo of centrifugal chiller.

Table 3 Specifications of centrifugal compressor

	Item	Unit	Value
Impeller	Type	-	Shrouded
	Speed	rpm	24400
	Outer diameter	mm	160
	Blade number	EA	8+8
	Specific speed	-	48.1
	Diffuser type	-	Vaneless
	Inlet guide vane	EA	7
Gear	Helical teeth	EA	200
	Pinion teeth	EA	29
	Teeth ratio	-	6.9
Motor	Power source	Φ -V-Hz	3-3300-60
	Nominal output	kW	140
	Speed	rpm	3540
Dimension	Height	mm	1,096
	Width	mm	1,238
	Length	mm	1,847

압축기는 일반적으로 입구 가이드 베인, 인듀서, 임펠러(주날개 : 8개, 스플리트 : 8개), 베인없는 디퓨저, 볼류트 등으로 이루어져 있다. 한편, 본 연구에서 사용된 압축기의 제원을 Table 3에 나타내었다. 또한 원심압축기를 구동하는 전동기는 2극 140kW 구동전동기(3 Φ -3300V-60Hz)를 사용하였다.

원심압축기에 장착된 2극 전동기의 회전수는 원하는 임펠러의 회전수보다 매우 작기 때문에 임펠러의 회전수를 높이기 위하여 헬리컬기어와 피니언을 조합시킨 증속기어를 사용하였다.

또한 원심압축기의 원활한 용량제어는 이동피스톤(movable piston)과 흡입 가이드 베인으로 이루어지며, 이것은 부분부하시 서지점을 이동하여 저부하시에 안정운전을 수행할 수 있도록 하기 위해서 채용하였다. 이러한 이동 피스톤은 오일펌프에서 공급되는 유압에 의해 작동되어지고, 이 피스톤에 조립된 7개의 흡입가이드 베인도 동시에 작동되도록 설계 및 제작되었다.

3.2 실험방법

시험설비는 냉수와 냉각수 펌프, 냉각탑, 열교환기, 제어반 및 밸브류 등으로 구성되어 있으며, 원심압축기의 설계조건인 압력과 온도를 맞추기 위하여 냉수와 냉각수 입구온도 그리고 냉수 및 냉각수의 유량을 제어하였다. 또한 압축기 성능시험 및 냉동사이클을 분석하기 위하여 백금저항온도계(Pt 100 Ω) 압력센서를 사용하여 온도 및 압력을 측정하였다. 그리고 압축기의 입·출구의 냉매상태를 정확히 알기 위해서 응축기 및 증발기 내부의 포화온도를 측정하였으며, 이러한 온도는 동체(shell)의 위치에 따라 불균일하므로 동체의 상단에서 포화압력을 계측하여 포화상태의 온도를 계산하였다.

압축기 입·출구의 냉매는 과열상태이므로 이러한 상태를 결정하기 위해서 온도와 압력을 모두 측정하였다. 압축기 입구측의 온도·압력은 흡입가이드 베인 전단의 흡입덕트에서, 그리고 압축기 출구온도 및 압력은 압축기 토출측의 볼류트 출구부위에서 측정하였으며, 이것을 압축기 입·출구 조건으로 하였다. 또한 디퓨저 입·출구의 압력을 측정하기 위하여 디퓨저를 가공하여 압축기 내부에서 배관을 연결하였으며, 압축기 외부에 압

력센서를 장착하여 압력을 측정하였다.

냉매의 유량을 측정하기 위해서는 압축기 토출측 볼류트부위에 cone 유량계를 장착하여 체적유량을 측정하여 질량유량을 계산하였다.

압축기의 일량은 압축기 입·출구에서 측정된 압력과 온도로서 계산된 엔탈피의 차이와 여기서 계산된 질량유량으로 산출하였으며, 이의 적합성은 전동기에서 측정된 입력으로서 입증되었다.

압축기의 입·출구의 압력은 증발기와 응축기의 물의 온도로서 조절되었으며, 압력이 약 10분 정도의 시간동안 변화가 없을 경우 3분 동안 기록계(recorder)로 측정된 값을 평균하여서 사용하였다. 압축기의 입구와 출구에서 압력과 온도를 측정하였으며, 이것을 이용하여 압력비와 유량 등을 계산하였다. 압축기 입구의 온도 및 압력은 압축기 구조상의 어려움으로 인하여 임펠러의 400 mm 전방인 흡입 덕트에서 측정하였으며, 디퓨저 입구 및 출구에서의 압력은 2개의 압력공을 설치하여 측정하였다. 또한 압축기 출구에서의 압력 및 온도는 볼류트의 출구에서 측정하였다.

4. 결과 및 검토

본 연구에서는 시험설비로써 터보냉동기를 구성하여 냉동기 시운전설비에서 성능시험을 수행하였다. 또한 선진국에서 HFC-134a 압축기를 연구·개발하여 제품으로 판매하고 있지만, 그 연구결과에 대한 자료를 거의 발표하고 있지 않기 때문에 기존 연구와의 비교검토를 하는데 있어서 어려움이 있다. 따라서 본 연구에서는 상용프로그램을 이용하여 유동해석을 한 결과와 압축기 시작품을 성능시험한 결과만을 가지고 그 타당성을 검증하였다.

4.1 유동해석결과

4.1.1 흡입가이드 베인

흡입가이드 베인은 임펠러와 바로 연결되기 때문에 흡입가이드 베인 출구에서의 유동이 중요하다. 지금까지는 임펠러 유동을 해석할 때 임펠러 입구에서는 균일한 경계조건을 사용하였지만, 흡입가이드 베인이 연결되어 있을 경우에는 임펠러 입구의 유동은 상당히 많이 변하게 된다. 따라서 본 연구에서는 흡입가이드 베인 출구에서의 유동 결과를 평균된 양으로 살펴보았다.

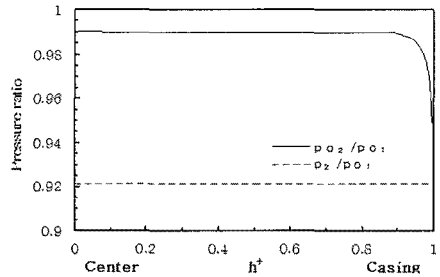


Fig. 7 Total and static pressure distribution in rotational direction(IGV).

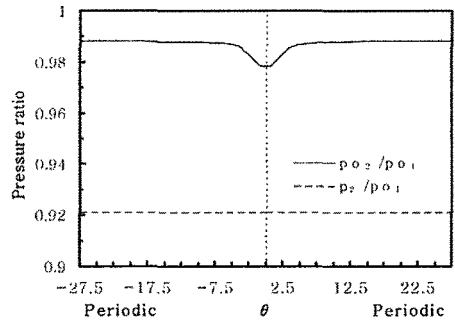


Fig. 8 Total and static pressure distribution along spanwise(IGV).

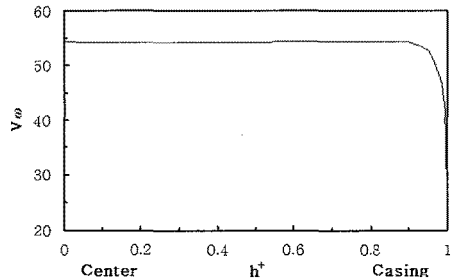


Fig. 9 Averaged axial velocity distribution in the rotational direction of IGV exit.

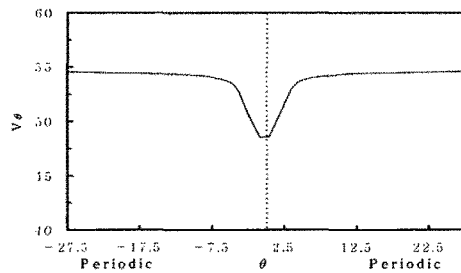


Fig. 10 Averaged axial velocity distribution along spanwise at IGV exit.

Fig. 7과 같이 흡입가이드 베인의 중앙에서 케이싱까지는 회전방향의 정압분포가 균일하게 나타났다으며, 전압분포는 케이싱벽의 존재로 인한 경계층의 영향으로 벽 근처에서는 작아지는 경향이 있으나 대부분 균일한 분포를 보였다.

Fig. 8의 스펜방향의 전압분포도 베인의 하류에서 발생하는 후류에 의한 영향에 의해 결핍현상을 보인다.

회전방향으로의 속도분포를 살펴보면, Fig. 9에서와 같이 축방향 속도분포는 대부분의 영역에서는 균일한 분포를 보이고 있지만, 케이싱벽 근처에서는 벽의 영향으로 인한 경계층의 성장에 의해 속도가 급격히 떨어지는 경향을 볼 수 있다. 그리고 회전방향의 속도분포는 다소 불균일한 분포를 보였지만, 그 절대값이 축방향의 속도에 비해 상당히 작기 때문에 무시할 만 하다.

또한, 스펜방향으로의 속도분포를 살펴보면 Fig. 10에서와 같이 축방향의 속도분포는 압력분포와 마찬가지로 후류에 의한 영향으로 인해 결핍현상을 보였고, 회전방향 속도성분도 그 절대값이 작기 때문에 무시할 만 했다.

이상에서와 같이 흡입가이드 베인출구에서의 유동분포를 살펴보았다. 흡입가이드 베인의 중앙에서 케이싱방향으로의 분포는 큰 변화가 없는 반면에 회전방향으로는 베인의 존재로 인해 베인 하류에 형성되는 후류의 영향이 임펠러의 입구까지 영향을 나타내고 있다. 이러한 유동이 임펠러 내부로 유입되기 때문에 임펠러의 유동해석에 있어서 흡입가이드 베인의 영향을 무시할 수 없으며, 임펠러의 성능에 영향을 미칠 것으로 판단된다.

4.1.2 임펠러

유량변화에 따른 임펠러 출구에서의 성능변화를 살펴보면, Fig. 11의 정압 및 전압변화는 설계 유량에서 설계값보다 CFD 예측결과값이 낮게 예측되고 있다. 이는 Table 4의 결과에서 볼 수 있듯이 임펠러 출구에서의 회전방향 속도성분이 설계값 보다 낮게 예측되고 있어서 전압 상승량이 낮아진 결과를 보이고 있다.

설계유량에서의 임펠러의 성능특성을 살펴보면, Fig. 12와 같이 임펠러 출구에서 정압과 전압은 허브에서 쉬라우드까지 고른 분포를 보인다. 출구에서의 속도분포는 Fig. 13에서 알 수 있듯이 쉬

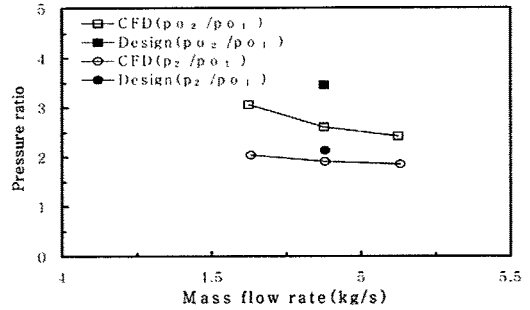


Fig. 11 Static and total pressure ratio of impeller exit on impeller inlet total pressure.

Table 4 Comparison values of CFD and design

Item	CFD			Design	
Inlet	m	4.6331	4.8770	5.1208	4.8770
	p ₀₁	332673	332666	332668	332667
	T ₀₁	281.12	281.19	281.14	281.15
	h ₀₁	256127	256198	256151	256200
Exit	b ₂ /b ₀₁	2.049	1.908	1.858	2.128
	p ₀₂ /p ₀₁	3.022	2.758	2.653	3.420
	h ₀₂	280945	279235	278431	284640
	Δh ₀	24819	23037	22280	28440
	u ₂ c _{θ2}	35050	23117	32032	28487
	c _r	29.918	35.965	38.459	34.840
	c _θ	120.503	113.088	108.987	139.360
	μ	0.789	0.7957	0.7909	0.967

라우드면에서 반경방향 속도분포가 다소 크게 균일한 분포로 나타났고 회전방향 속도분포는 다소 작게 균일한 분포를 보인다.

또한 Fig. 14와 Fig. 15는 임펠러의 설계유량에서 회전방향으로 평균된 반경방향에 대한 유동각 분포와 미끄럼계수 분포를 나타내고 있으며, 출구에서의 평균유동각은 설계값(75.96°)보다 작은 평균 유동각 72.35°의 값을 보이고, 미끄럼은 설계값보다 크게 일어난다. 미끄럼계수가 크다는 의미는 미끄럼이 작게 일어난다는 것을 뜻하고, 이것은 임펠러에서의 헤드상승을 위해서는 바람직하다.⁽¹⁰⁾ 한편, 출구에서의 손실분포를 Fig. 16에 나타내었으며, 임펠러 출구의 제트-웨이브 특성⁽¹¹⁾

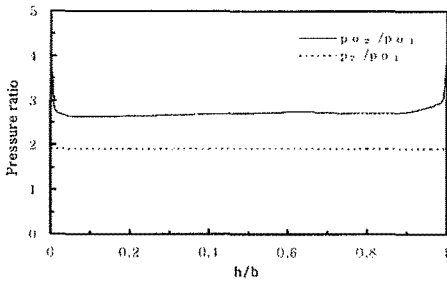


Fig. 12 Averaged static and total pressure distribution at designed flow rate.

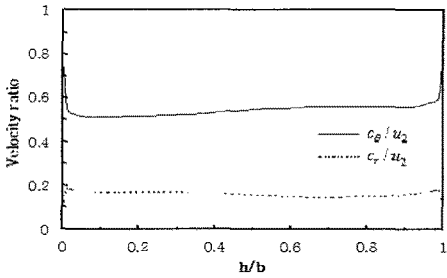


Fig. 13 Averaged velocity distribution of radial and rotational direction at designed flow rate.

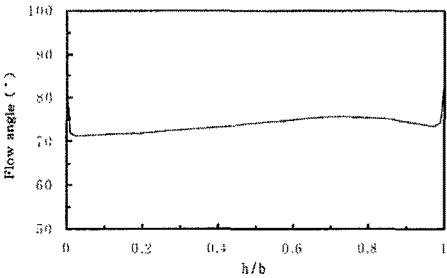


Fig. 14 Averaged flow angle distribution on radial direction at designed flow rate.

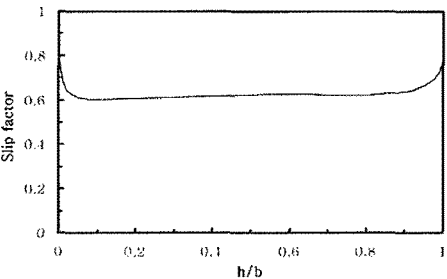


Fig. 15 Averaged slip factor distribution of radial direction at designed flowrate.

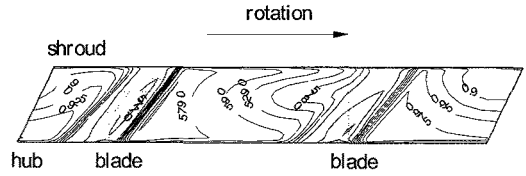


Fig. 16 Loss distribution of impeller exit.

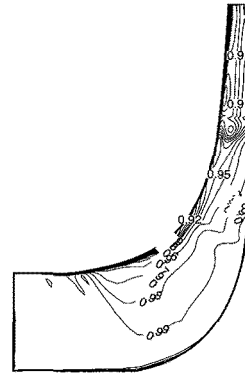


Fig. 17 Meridional loss distribution between blades.

에 의해 흡입면쪽에서 손실영역이 넓게 존재하고 있음을 알 수 있다. 또한 임펠러의 주날개와 부날개 사이의 자오면에서의 손실분포는 Fig. 17에 나타내었으며, 쉬라우드 면에서의 손실영역이 존재함을 확인할 수 있다.

지금까지 원심압축기 임펠러의 유동해석을 수행하였고 설계값과 비교하므로써 설계의 타당성을 평가해 보았다. 임펠러 출구에서의 정압은 설계값보다 낮게 예측된 결과를 보였고, 임펠러 출구에서의 속도값의 차이에 의해 전압도 설계값보다 낮은 값을 보였다.

본 연구에 사용된 원심압축기는 고속회전을 하도록 설계되었기 때문에 임펠러 내부유로의 단면적이 작고 유속이 빠르기 때문에 내부의 유동특성은 유량에 따라서 민감한 영향을 받지 않는다는 것을 알 수 있었다.

4.2 성능시험결과

Fig. 18은 설계시의 압력비와 실험에서의 압력비를 비교한 그림이다. 설계시의 압력비 선도는 압축기의 입구에서의 전압과 디퓨저 출구에서의 정압의 비를 그린 것이고, 실험에서의 압력비에

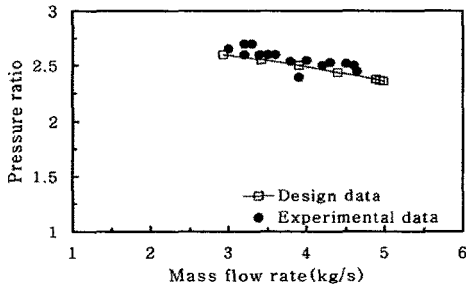


Fig. 18 Comparison design to experiment pressure ratio.

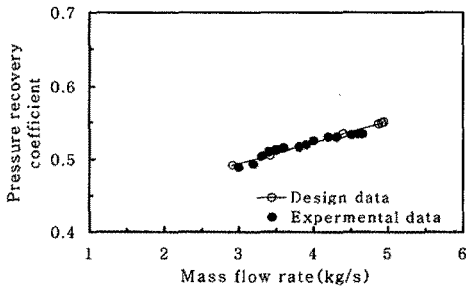


Fig. 19 Comparison design to experiment exit pressure recovery ratio.

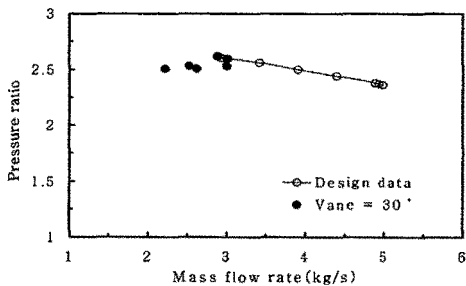


Fig. 20 Experimental pressure ratio(30° vane opening).

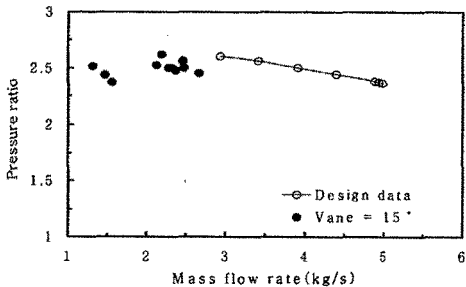


Fig. 21 Experimental pressure ratio(15° vane opening).

대한 값은 압축기 내부구조의 복잡성 때문에 임펠러의 전단인 흡입덕트에서의 전압과 불류트 출구에서의 전압비를 비교한 것으로서, 이 값은 설계단계에서의 예측값보다 실험에서의 결과가 약간 높게 나타났지만 전반적으로 잘 일치함을 알 수 있다.

또한 디퓨저의 입구 및 출구에서의 압력은 임펠러 반경대비 1.05와 1.5위치에서 각각의 압력공을 설치하여 측정하였으며, 이 압력값을 이용하여 디퓨저에서의 압력회복계수를 계산하여 설계값과 실험값의 결과를 Fig. 19에 나타내었다. 그림에서와 같이 설계유량(4.877 kg/s)까지는 데이터를 도출하지는 못하였지만 비교적 설계값과 잘 일치함을 알 수 있다.

터보압축기는 실제로 저부하시에도 많이 사용되기 때문에, 그 특성을 살펴보기 위해서는 흡입 가이드 베인을 강제적으로 닫으면서 그 특성시험을 수행하였다. 흡입가이드 베인의 개도는 원심압축기의 흡입덕트측에 투시창을 설치하여 인위적으로 시각에 의존하여 개도를 조절하였다. 흡입가이드 베인의 개도가 30°와 15°일 경우에 대해서만 결과를 나타낸 그림이 Fig. 20과 Fig. 21이며, 유량이 감소함에 따라 압력비가 줄어들음을 알 수 있다.

또한 작은 각도의 베인의 개도에서도 원활하게 운전할 수 있었다는 것은 흡입가이드 베인의 개도가 줄면서 동시에 이동 피스톤이 임펠러 출구를 막음으로 인하여 유량 감소에 비해 압력비가 상승하지 않았기 때문에 저장 또는 불안정 영역을 피한 운전을 수행한 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 HFC-134a를 냉매로 사용하는 원심압축기의 유동해석을 수행하여 만족할 만한 결과를 얻었으며, 성능시험을 수행하여 그 결과와 유동해석결과를 비교·검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 흡입가이드 베인에 대하여 유동해석한 결과, 회전방향으로의 베인의 존재로 인해 베인 하류에 형성되는 후류의 영향이 임펠러 입구에 가지 미치지 때문에 임펠러의 유동해석에 있어서는 흡입가이드 베인의 영향을 무시할 수 없으며, 임펠러의 성능에 영향을 미칠 것으로 판단된다.

(2) 임펠러의 유동해석을 수행하여 설계값과 비교할 때, 임펠러 출구에서의 속도값 차이에 의하

여 정압 및 전압이 설계값보다 낮게 예측되었다.

(3) 설계압력비와 실험에서의 압력비를 비교한 결과가 비교적 잘 일치하였으며, 디퓨저의 압력회복도 설계값과 실험값이 잘 일치함을 알 수 있었다. 따라서 신규 설계된 원심압축기의 성능시험결과는 만족할 만한 결과를 얻었다.

(4) 원심압축기를 저부하 운전시 흡입가이드 배인과 이동 피스톤이 연동함으로 해서 유량 감소와 함께 압력비가 같이 줄어들어 서징 또는 불안정 영역을 피한 운전을 수행할 수 있었기 때문에 원심압축기 설계시 반드시 고려해야 할 항목임을 알 수 있었다.

참고문헌

1. Kim, K. H., 1993, A Review of Centrifugal Compressor for Turbo-Chiller; the Operating Scheme of CFC and HFC-134a Refrigerant, Transaction of SAREK, Vol. 10, No. 24, pp. 20-28.
2. Michael, M. C., 2000, Comparative Study of Vaneless and Vaned Diffusers in a Transonic Centrifugal Compressor with Real Gas, ASME TURBO EXPO, May Vol. 8, No. 11, Munich, Germany, 2000-Land, Sea and Air (2000-GT-0450), pp. 507-515.
3. Koji, N. and Sadashi, T., 1992, An Aerodynamic Investigation of a Centrifugal Compressor for HCFC 123, Int. J. Refri., Vol. 15, No. 4, pp. 199-205.
4. Sishtla, V., 1973, Performance of Centrifugal Compressors with Variable Vaned Diffuser, Carrier Corporation, Syracuse, NY 13221.
5. Japiks, D., 1994, Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI Inc., 18th Edition.
6. Kang, S. H. et al., 1999, Design of Centrifugal Compressor for R-134a Turbo Chiller, Century Corporation, pp. 99-1.
7. Lemmon, E. W., McLinden, M. O., and Huber, M. L., 2002, NIST reference fluid thermodynamic and transport properties- REFPROP, NIST standard reference database 23-Version 7.0.
8. CD-Adapco Group, 2007, Star-CD 4.02x Methodology, Training Notes, pp. 1~102.
9. Michael R. galvas, 1973, Fortran Program for Predicting Off-Design Performance of Centrifugal Compressors, NASA TN D-7487
10. Wiesner, F. J., 1967, A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 89, No. 4, pp. 558-572.
11. Rohne K. H, Banzhof, M., 1991, Investigation of the Flow at the Exit of an unshrouded Centrifugal Impeller and Comparison with the 'Classical' Jet-Wake Theory, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 113, No. 4, pp. 654-659.