

# HFC-134a용 1300RT급 원심압축기의 설계 및 성능시험

고경태\* · 최영민\* · 신정관\*\* · 김경훈\*\*\*

## Design and Performance Test of 1300RT Centrifugal Compressor for a HFC-134a Turbo-Chiller

KyungTae Ko, YoungMin Choi, JeongKwan Shin and KyungHun Kim

Key Words: Turbo Chiller(터보냉동기), Centrifugal Compressor(원심압축기), HFC-134a(R134a), Impeller(임펠러), Vaneless Diffuser(베인 없는 디퓨저), Deswirler(디스월러)

### Abstract

This study has been conducted to design the high efficiency centrifugal compressor for a HFC-134a. The 2-stage centrifugal compressor consists of inlet guide vanes, two impellers with splitters, a deswirler, a vaneless diffuser and a volute casing. We have designed the high efficiency centrifugal compressor by applying the repeated design procedure including a meanline design, a 3D geometry generation of 1st and 2nd impellers etc. Also, a fluid dynamic calculation of impellers and deswirler have been conducting using a commercial code STAR-CD.

#### 기호설명

R : 임펠러 반경 [mm]  
 b : 임펠러 폭 [mm]  
 g : 중력가속도 [ $m^2/s$ ]  
 N : 임펠러 회전수 [rpm]  
 M : 상대 Mach수  
 RT : 냉동톤, 1RT=3,024kcal/h  
 Q : 체적유량 [cms]

NS, ENG : 비속도,  $N_{s,ENG} = \frac{N\sqrt{Q}}{(g\Delta H_{st})^{3/4}}$

ZN : 임펠러 날개수  
 $\beta_b$  : 날개후향각 [deg.]  
 $\lambda$  : 스윙계수

$b/R_m$  : 크로스 오버밴드의 두께 대 곡률 반지름의 비

$e_{bi}/e_{ai}$  : 크로스 오버밴드의 장축 단축의 비  
 $b_6r_6/b_7r_7$  : 디스월러 베인의 날개 입구/출구에서의 면적 비  
 $R_2/R_{1h}$  : 디스월러 날개 곡률  
 Z : 디스월러 날개 개수

#### 하첨자

1 : 임펠러 입구      2 : 임펠러 출구  
 3 : 디퓨저 출구      4 : 리턴채널 입구  
 5 : 리턴채널 출구      6 : 디스월러 베인 입구  
 7 : 디스월러 베인 출구

### 1. 서론

최근에 국제적으로 지구의 환경에 관한 관심이 고조되고 있으며, 기존의 터보냉동기용 냉매인 CFC-11, HCFC-123냉매는 대기권에 있는 오존층의 파괴와 지구 온난화 현상 등의 여러 문제를 유발하기 때문에 국제적으로 규제되어 환경친화성이 있는 냉매인 HFC-134a로 대체되고 있다. 국

\* (주)센추리 기술연구소  
 \*\* (주)롤텍 기술연구소  
 \*\*\* 경희대학교

내에서도 CFC-11 냉매의 사용이 어렵게 됨에 따라 대체 냉매인 HCFC-123 냉매를 사용하는 터보냉동기를 개발하여 생산·판매하고 있지만, HCFC-123 또한 오존층을 파괴하는 염소(Cl)를 일부 가지고 있으므로 오존파괴지수(ODP; Ozone Depletion Potential Value)가 제로인 대체냉매 HFC-134a를 사용하는 터보냉동기 개발에 대한 연구가 시급히 요구된다.

냉매가 대체됨에 따라 재료(패킹, 시일 등)의 침식, 전기절연재료의 파괴, 냉각능력의 감소, 성적계수 감소 등의 여러 가지 문제가 발생하기 때문에, 높은 성능의 냉동기를 위해서는 압축기가 전체적으로 재설계 되어야만 한다.

선진국에서는 HFC-134a용 터보냉동기에 사용하는 원심압축기를 자체 설계하여 양산하는 단계에 있으며 현재는 고효율화에 초점을 맞추어 개발을 진행하고 있는 실정이다. 따라서 대체냉매인 HFC-134a를 사용하는 터보냉동기용 원심압축기를 국내의 기술로 설계할 수 있도록 설계 소프트웨어 개발하여 신뢰성 있게 각 부품 내부 3차원 유동을 해석하는 연구가 필요하다.

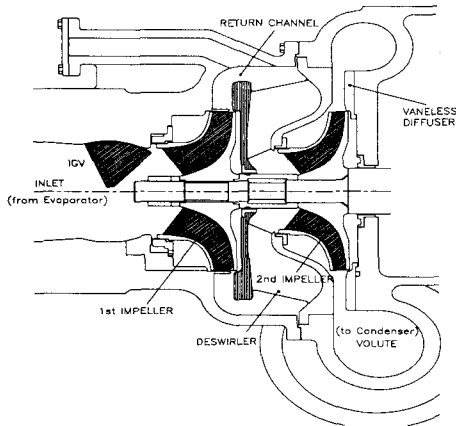


Fig. 1 Schematic of 2-Stage Centrifugal Compressor

일반적으로 터보냉동기용 1단 원심압축기는 입구가이드베인, 인듀서, 임펠러, 디퓨저, 볼류트로 구성되어 진다. 보통 1단으로 이루어진 원심압축기로는 압력 상승이 어느 정도 한계가 있으므로 높은 압력 상승을 위해서는 다단으로 압축기를 구성한다. 1단 임펠러(impeller) 출구에서 2단 임펠러 입구까지 연결 시켜주는 유로를 따로 설계

하는데 이를 리턴채널(return channel)이라고 한다. 1단 임펠러 출구에서 나온 유동은 디퓨저를 통과하면서 동압이 정압으로 바뀌며 반경 방향에 대한 유동각이 매우 커지게 된다. 리턴채널은 이러한 유동을 압력은 최대한 유지한 채 전압 손실을 최대한 방지하며 유동각도를 줄이는 역할을 담당하고 있다. (Fig. 1 참조)

현재 CFC-11 및 HCFC-123의 대체냉매인 HFC-134a를 사용하는 120RT~1300RT 터보냉동기용 원심압축기의 설계 및 성능시험을 수행하고 있으며, 이를 위하여 원심압축기 설계코드를 완성하였고 HFC-134a의 정확한 물성치를 고려하여 3차원 유동을 해석하는 방법을 확립하였다. 이 기준으로 임펠러, 디퓨저, 디스월러(리턴 채널), 입구 가이드 베인 내부의 유동을 전문코드를 사용하여 해석·보완 및 시제품 성능시험으로 증명하였다.

본 논문에서는 HFC-134a 1300RT 터보냉동기용 2단 원심압축기를 기준으로 설계이론, 설계사양, 임펠러 3차원 설계, 리턴채널의 수치해석 및 성능시험에 대한 수행 연구 결과의 일부부분을 나타냈다.

## 2. 원심압축기 설계

### 2.1 원심압축기의 이론 설계사양

본 연구에서 사용한 1300RT 원심압축기의 이론 설계사양은 Table. 1과 같으며, 냉매 증발온도와 냉수 출구온도차 및 냉매 응축온도와 냉각수 출구온도차를 각각 2°C로 가정하였다.

Table. 1 Design Requirements Specification

Specification	Value
Evaporation Temp.(K)	278.15
Evaporation Pressure(kPa)	349.508
Condensation Temp.(K)	312.15
Condensation Pressure(kPa)	989.487
Chilled Water Inlet/Outlet Temp.(K)	285.15/280.15
Cooling Water Inlet/Outlet Pressure(K)	305.15/310.15
Comp. Suction Temp./Pressure(K/kPa)	278.15/349.508
Capacity(RT)	1300

2단 원심압축기는 냉동사이클의 COP향상을 위해서 이코노마이저(Economizer)를 채용하였으며 이론 중간압력을 588.103 kPa로 설정했다.

## 2.2 개념설계 및 임펠러 3차원 설계

원심압축기를 설계하고 성능을 예측하기 위해서 우선 120RT~1300RT에 이르는 넓은 냉동 범위 위에 대한 전체적인 설계에 있어서 가장 중요한 설계의 전략을 수립하는 개념설계(Conceptual Design ; Scoping study)를 수행하였고, 이를 기초로 압축기의 단수결정, 전체적인 회전수나 임펠러 크기 등 다양한 설계의 장단점과 가능성을 비교·분석했다.

본 연구에서는 입구 가이드베인(IGV)의 성능을 평가할 수 있으며, 임펠러는 두 구간 모델과 TEIS (Two Element In Series)모델, 그리고 여러 가지 경험적인 손실식 들을 사용하여 성능을 평가할 수 있는 코드를 개발했다. 또한 베인없는 디퓨저는 압축성과, 반경방향과 회전방향의 마찰을 고려해서 해석하였으며 또한 성능예측을 수행했다. 성능평가는 설계점뿐 아니라 비설계점에서도 가능하며, 초크(Choke)유량과 서어지(Surge)유량의 예측을 인두서, 임펠러, 각각의 디퓨저에 대하여 수행해서 압축기의 성능지도(Performance Map)를 작성할 수 있었다. (1)(2)

특히 원심압축기를 구성하고 있는 각 요소 중 핵심이 되는 부분인 임펠러는 그 형상은 매우 복잡한 3차원 형상이다. 임펠러의 회전차 설계는 기본적인 유체역학적 해석 방법으로 J.H.G. Howard et. al.가 발표한 해석방법을 따랐으며, 이를 Bezier 다항식 곡선으로 임펠러의 3차원 형상을 표현하였다.(4)(5) 임펠러 내부에서 간략한 유동 해석으로는 Rapid Loading 방법을 사용하여 설계한 후에, 상용코드인 STAR-CD에 냉매 물성치를 고려하여 임펠러, 디퓨저 등의 내부 유동해석으로 검증하였다.

## 2.3 1300RT 원심압축기 리턴채널의 수치해석

### 2.3.1 설계이론

리턴채널은 다단 압축기 내부에서 차지하는 비중이 꽤 높음에도 불구하고 임펠러나 디퓨저 등과 같은 원심형 터보기계의 다른 부분들과는 달리 활발한 연구가 이루어지지 않았다. 임펠러와 디퓨저는 여러 종류의 Mean line 설계 알고리즘 및 여기서 파생된 여러 가지 연구가 보고되어 있으나 리턴채널의 경우에는 아직까지 어떤 설계 알고리즘에 의존하기보다는 경험적으로 설계하고 있는 실정이다.

본 연구에서는 우선 기존 연구들에서 제시된 설계 변수들 중 꽤 영향이 있다고 밝혀진 몇몇 설계 변수를 선택하여 간단하게 리턴채널의 프로토타입(Proto type)을 설정해 설계 변수를 바꾸어 가면서 디스윌러 출구(또는 2단 임펠러 입구)에서의 성능을 살펴보도록 하고 성능과 내부 유동장과의 관계를 규명해 보고자 했다. 프로토타입에서 가장 영향이 컸던 설계 변수를 실제 1300RT 리턴채널에서도 바꾸어 주면서 실제 리턴채널의 성능변화를 살펴보았다.

### 2.3.2 리턴채널 설계 변수 및 성능 변수

Japikse 와 Osborne는 크로스 오버밴드 유로 두께 대 유로 곡률의 비( $b/R_m$ ), 크로스 오버밴드의 발산각( $\theta_\infty$ ), 크로스 오버 밴드의 입구 출구의 면적비( $A_5 / A_4$ ), 디스윌러의 날개수(Z)의 설계 변수들을 통틀어 리턴채널 내부의 손실분포를 그리고 Aungier 등도 위의 설계 변수들에 의한 손실의 분포를 실험을 통해 연구했다. 리턴채널의 연구에 있어서 가장 중요한 포인트 중 하나는 손실이기도 하지만 또 한가지 중요한 점은 출구 유동각의 균일도이다. 사실 출구 유동이 균일하지 않다면 손실이 아무리 적어도 다음 단 임펠러의 유동에 치명적인 영향을 미치게 되므로 손실을 줄인 의미가 없어지게 되는 것이다.

본 연구에서는 출구에서의 유동각을 살펴 보기 위해서는 출구 단면에서의 허브에서 슈라우드까지의 r방향으로 어떻게 분포하는지, 즉 출구 유동의 균일성을 주 성능 변수로 두고 압력 계수와 손실 계수를 살펴보았다. 위에서 소개한 설계 변수들 중 몇 가지와 새롭게 설계 변수를 도입하여 이들의 변화에 따라 성능 변수들이 어떠한 영향을 받는지 살펴보았다.

유동각의 분포, 압력 계수, 손실 계수를 성능 변수로 잡았으며, 각각 설계 변수의 정의는 아래와 같다.

$$C_p = \frac{p - p_{4s}}{p_{4o} - p_{4s}}$$

$$L_c = \frac{p_{4o} - p_o}{p_{4o} - p_{4s}}$$

$$\alpha = \text{atan}(C_t / C_m)$$

이들 성능 변수들을 베인의 입구, 출구, 리턴채널의 출구 등에서 살펴봄으로써 리턴채널 전체의 성능을 평가했다. (Fig. 2 참조)

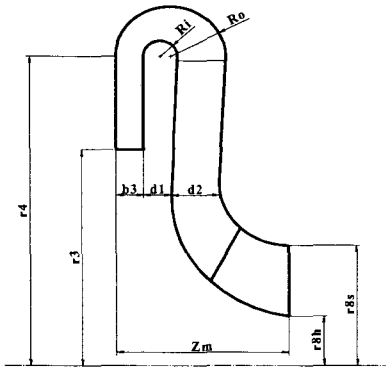


Fig. 2 Schematic of Return Channel

### 2.3.3 설계 변수에 따른 리턴채널의 성능 변화

3차원 수치 해석을 위해 상용코드인 STAR-CD를 사용하였다. Fig. 3에서 보듯이 격자계는 기존에 베인과 베인 사이의 유로를 잡는 대신에 격자의 직교성을 높이기 위해 베인을 포함하는 격자계를 구성하고 있으며 계산의 효율성을 높이기 위해 하나의 베인만을 포함하고 있는 격자계를 구성하여 주기 조건을 사용하였다. 난류 모델로  $k-\epsilon$  모델을 사용한 비압축성 계산을 수행했다.

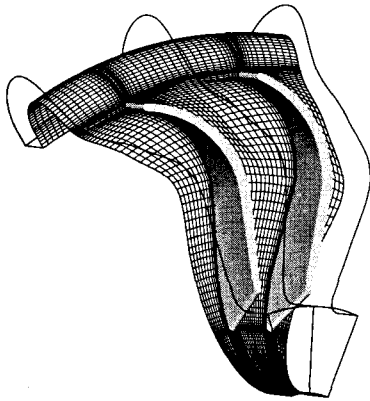


Fig. 3 Parametric Mesh of Return Channel

실제 해석 결과  $R_m/b$ 와  $e_{bi}/e_{ai}$ 는 거의 성능에 영향을 미치지 않는 것으로 밝혀졌다. 특히  $R_m/b$ 는 크로스오버밴드가 얼마나 급격하게 꺾이느냐 완만하게 꺾이느냐를 나타내는 값인데 실제로 너무 급격히 꺾여서 리턴채널 내부에서 박

리 현상이 일어나지만 않는다면 이 설계 변수의 영향은 다른 설계 변수들의 영향보다 매우 작음을 알 수 있었다. 또한  $e_{bi}/e_{ai}$  즉 크로스오버밴드의 형상을 타원으로 처리할 때 얼마나 성능에 영향을 주는지 살펴보았지만 이 역시 극히 미미한 영향 밖에 주지 않았다.

이는 크로스오버밴드에 관련된 설계 변수는 전체 리턴채널에 그리 크게 영향을 주지 않는다고 할 수 있겠고 오히려 디스윌러 베인, 디스윌러에 관련된 설계 변수들이 더 큰 영향을 준다고 할 수 있겠다. 그래서, 디스윌러에 관련된 나머지 세 가지 설계 변수에 의한 영향을 주로 분석하였다.

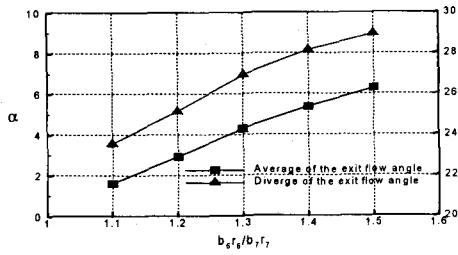
### 2.3.4 설계 변수에 따른 성능의 영향

$b_6 r_6 / b_7 r_7$  (디스윌러 입구 대 출구 면적비)는 디스윌러 입구의 면적은 고정시킨 채 출구의 면적을 변화시켰다. Fig. 4(a)에서 출구에서의 최대 유동각과 최소 유동각의 차이를 보면 유동각의 균일도 면에서는 면적비가 줄어드는 것이 바람직하지만, Fig. 4(b)의 리턴채널 출구 손실 분포를 보면 면적비가 줄어들수록 출구에서의 전압 손실이 최고 0.1 정도나 줄어드는 것을 알 수 있었다.

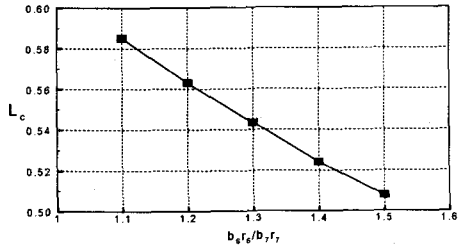
$R_2/R_{1k}$ (베인의 곡률)의 변화는  $R_{1k}$ 를 고정시킨 채  $R_2$ 의 크기를 바꾸어주면서 결정했다. Fig. 5(a)에서 출구에서의 유동각의 최대 최소값의 차이를 보면 유동각의 균일도 면에서는 곡률이 작을수록 바람직하나, Fig. 5(b)의 리턴채널 출구 손실 분포를 보면 곡률이 커질수록 출구에서의 전압 손실이 줄어드는 것을 알 수 있었다.

Fig. 6(a)에서 최대 최소각의 차이를 보면 베인의 개수 18개에서 30° 정도 차이 정도를 보이는 것이 38개 정도에서 최소 10° 차이 밖에 나지 않지만 42개 정도부터 점점 증가하기 시작하여 최종적으로는 그 차이가 매우 커진다. 전압 손실에 있어서도 베인 입구에서는 베인의 개수를 증가시키기에 따라 유로 차단 효과 때문에 점점 전압 손실이 증가하나, 출구에서는 베인의 개수를 늘림에 따라 점점 손실이 감소해서 최소 0.2 가까이 감소하다가 베인의 개수 42개 정도에서부터 다시 증가하기 시작한다.(Fig. 6(b))

즉 베인의 개수에 있어서는 다른 설계 변수들보다 성능에 미치는 영향이 매우 큼을 알 수 있었다.

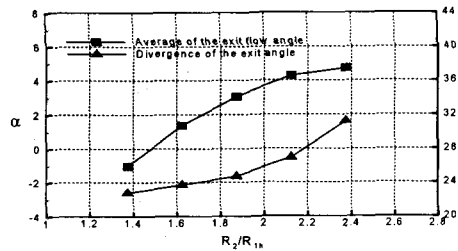


(a) Exit Flow Angle of Return Channel

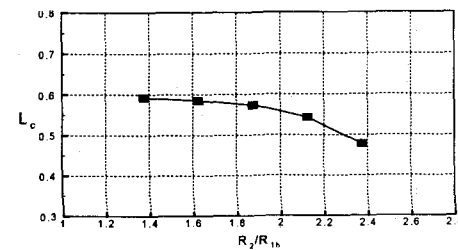


(b) Loss Coefficient of Return Channel

Fig. 4 Effect of Deswirlor Inlet and Outlet Area Ratio

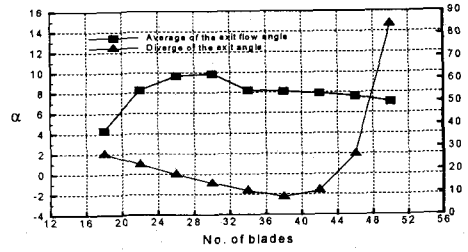


(a) Exit Flow Angle of Return Channel

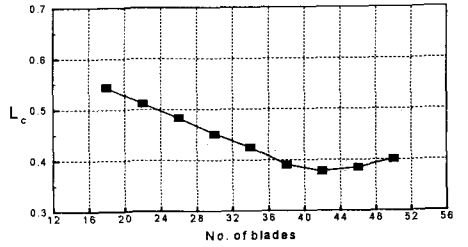


(b) Loss Coefficient of Return Channel

Fig. 5 Effect of Deswirlor Vane Curvature



(a) Exit Flow Angle of Return Channel



(b) Loss Coefficient of Return Channel

Fig. 6 Effect of Deswirlor Vane Number

### 3. 성능시험

#### 3.1 시험방법

시험설비는 최대 1500RT급 냉동기 시험용으로 냉수와 냉각수 펌프, 냉각탑, 열교환기, 제어반 및 밸브류로 구성된다. 냉동기 시험은 부분부하 및 전체 부하에서 수행되도록 펌프 출구 밸브 및 3-Way 밸브를 조절하여 냉수와 냉각수 입구온도와 유량을 제어하면서 원하는 냉동기 시험조건을 만든다.<sup>(3)(6)</sup>

성능시험은 회전수를 고정시켜 운전하였으며, 압축기의 양정은 냉수 및 냉각수의 온도를 변화시켜 조절하였다. 냉동기의 온도평형상태는 압력에 비해 느리므로, 냉수 및 냉각수의 온도 변화가 30분 동안 0.1℃내로 안정될 때에 냉동기 전체 시스템의 온도 및 압력 등을 측정하였다. 백금저항온도계(Pt 100Ω)와 압력센서에서 나온 신호는 Recorder에 기록하며, 연속해서 3회 측정하여 평균값을 취했다. 압축기는 입구 약 400mm 전방과 불류트의 출구 등에서 압력, 온도를 측정하여 압력비, 효율 등을 산정하였다.

#### 3.2 시험결과 및 검토

1300RT 터보냉동기는 전체시스템에서 냉동용

량당 소비동력이 표준조건에서 0.70kW 이하인 것을 목표로 개발하였으며, 이것은 압축기 뿐 아니라 다른 시스템(응축기, 팽창밸브, 증발기)까지도 높은 성능을 유지해야만 가능한 목표이다.

Fig. 7은 유량에 따른 설계 및 CFD에 의해서 예측·검증된 전압력비 선도와 실험에서 측정된 전압력비를 비교한 그래프로써, 설계단계에서의 예측과 실험 결과가 잘 일치함을 보여준다.

Fig. 8은 냉동용량당 소요동력비(kW/RT)를 나타낸 그래프로써, kW/RT는 냉동기의 성능을 나타내는 주요한 값으로 압축기의 성능 뿐 아니라 열교환기의 성능과 운전상태에 따라 차이가 있을 수 있다. 여기서 터보냉동기의 작동유량이 설계유량에 가까워질수록 냉동용량당 소요동력비가 0.70kW/RT가 되고 있음을 볼 수 있다.

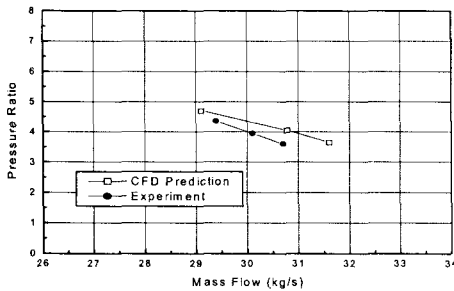


Fig. 7 The Comparison of Pressure Ratio of CFD Prediction to Experiment

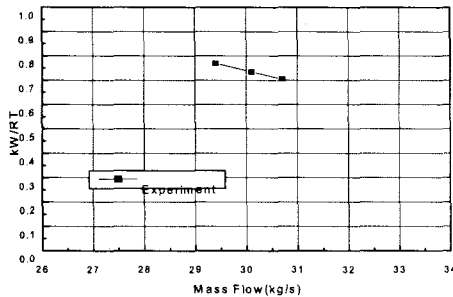


Fig. 8 The Ratio of Power Consumption to Refrigeration Ton(kW/RT)

#### 4. 결론

본 연구에서는 HFC-134a 냉매를 사용하는 고효율 1300RT 터보냉동기의 개발을 위해 필요한 2단 원심압축기의 설계 및 성능시험에 관한 연구를 수행하였고, 개발한 원심압축기의 성능시험결

과로 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉매압축기의 개념설계를 위한 설계 소프트웨어를 개발하여 설계방법을 정립했다. 설계시에 HFC-134a 냉매의 정확한 물성치를 고려하기 위해서 NIST5.0 프로그램을 서브루틴으로 사용하여 압축기 설계사양 결정 및 설계를 수행하였다.

(2) 개념설계와 임펠러 3차원 설계 및 상용코드인 STAR-CD 에 냉매 물성치를 고려한 유동해석 과정을 수행했다. 이를 이용해서 1300RT는 2단 시스템으로 구성하였으며, 1, 2단의 입구가이드베인, 인듀서, 임펠러와 디퓨저, 그리고 디스월러를 설계하였다.

(3) 성능시험결과 설계된 압력비의 예측값과 실험결과가 잘 일치하였으며, 추후 터보냉동기의 냉동능력당 소요동력비(kW/RT)를 표준조건에서 0.70 kW/RT이하가 되도록 개선할 예정이다.

#### 후기

본 연구는 (주)센추리, 서울대학교 터보동력연구센터와 공동으로 수행하였다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) David Japikse, 1994, "Centrifugal Compressor Design and Performance", Concepts ETI, Inc, 18th Edition.
- (2) Wiesner, F. J., Oct. 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers.", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 89, No. 4, pp. 558-572
- (3) Centrifugal Water Chillers, KS (Korean Standards) B 6270-1985.
- (4) Lieblein, S., 1957, "Analysis of Experimental Low-Speed Loss and Stall Characteristics of Two-Dimensional Compressor Blade Cascades", NACA RM E57A28.
- (5) Michael R. galvas, 1973, "Fortran Program for Predicting Off-Design Performance of Centrifugal Compressors", NASA TN D-7487.
- (6) 신정관, 김경훈, 남임우, 2000, "대체냉매용 (HFC-134a) 원심압축기의 성능평가(I)", 공기조화냉동공학회 하계학술대회, pp429-434