

## 터보냉동기용 원심압축기의 설계

이현구\* · 이용덕\* · 정진희\*\*

### 1. 서 론

터보냉동기는 냉매 압축식 냉동기의 일종으로 대형 빌딩의 공조용 및 산업설비의 온도제어용으로 주로 사용된다. 터보냉동기는 대용량의 냉매를 처리할 수 있는 원심압축기 및 shell and tube방식의 증발기, 응축기를 사용하며 기기 1대의 냉동 용량이 150 RT(1RT=3,024 kcal/hr)에서 1500 RT까지 주로 사용되며, 10,000 RT 급까지도 제작된 예가 있다. 원심압축기는 전기모터로 구동되기 때문에 압축기의 효율이 냉동기의 운전비용에 직접 관련되어 있다.

터보냉동기의 효율을 나타내는 방법으로 시장에서는 효율의 역수인 단위 냉동톤당 소비전력, 즉 kW/RT를 사용하고 있다. 현재 시장에 나와있는 터보냉동기의 소비전력은 KS규격<sup>(1)</sup> 전부하조건(냉수의 입,출구온도 12℃/7℃, 냉각수 입,출구온도 32℃/37℃)을 기준으로 0.65~0.8kW/RT 수준이다. 냉동기는 압축기, 열교환기, 모터, 제어기등으로 이뤄진 하나의 시스템이기 때문에 각 부분품의 성능이 전체 냉동기의 효율에 영향을 준다. 모터의 경우 효율이 포화상태에 있고, 열교환기의 경우 가공비, 재료비의 압박을 받는 반면, 압축기의 설계에 있어 가장 중요한 임펠러, 디퓨저의 공력 설계는 이런 비용제약이 덜하지만, 현재 국내기술이 선진기술에 비해 가장 뒤떨어진 부분이다. 냉동기 시장을 주도하고 있는 미국의 선진업체에서는 자체 설계된 고효율 압축기를 사용하고 있으며, 냉동기의 설계조건에 따라 다소 차이는 있지만 최신 원심압축기의 폴리트로픽 효율은 최고 84%<sup>(2)</sup>까지 이르고 있다.

오존층 파괴에 의한 지구환경 보호를 위해 CFC냉매의 사용이 규제됨에 따라 터보냉동기에는 HCFC계열인 R123 냉매와 HFC계열인 R134a 냉매가 주로 쓰이고 있다. 더구나, 프레온 가스의 사용을 규제하는 몬

트리얼 의정서(Montreal Protocol)의 협약에 따라 선진국에서는 HCFC계열의 냉매도 2020년부터 전면 규제될 예정이기 때문에 이미 미국, 일본의 메이커들은 R134a 용 터보냉동기만을 생산하거나 이들을 주력 상품화하고 있고 있다. 이러한 냉매의 교체로 인해 터보냉동기의 가장 핵심부품인 압축기의 설계가 신냉매의 특성에 따라 전면적으로 새로이 이뤄져야 한다. 그런데, 이 분야의 연구인력이 산업체에 종속되어 있어 공기압축기와는 달리 냉매용 원심압축기의 설계에 대해 공개된 문헌이 거의 없는 실정이다.

본 고에서는 냉동기용 원심압축기의 특성을 살펴보고 실제 압축기 설계사례를 통해 일련의 설계 프로세스에 대해 살펴보았다.

### 2. 냉동기용 원심압축기의 특성

원심압축기의 특성은 크게 유량과 양정(압축헤드)의 관계, 유량과 효율의 관계로 나타낼 수 있다. 유량과 양정은 식 (1), (2)와 같이 유량계수, 양정계수라는 무차원 변수들을 도입함으로써 유량-양정, 유량-효율의 관계를 각각 식 (3), (4)와 같이 무차원 변수들의 함수 관계로 정리할 수 있다.

$$\text{유량계수} : \phi = \frac{Q}{ND_2^3} \quad (1)$$

$$\text{양정계수} : \psi = \frac{gH_p}{U_2^2} \quad (2)$$

$$\psi = f(\phi, x, M_u, Re, Pr) \quad (3)$$

$$\text{효율} : \eta = f(\phi, x, M_u, Re, Pr) \quad (4)$$

여기서  $x$ 는 작동유체의 isentropic exponent이고,  $Re$ ,  $M_u$ 는 임펠러 팁속도와 직경을 기준으로한 레이놀즈 수

\* LG전선(주) 기계연구소, 선임연구원

\*\* LG전선(주) 기계연구소, 책임연구원

E-mail : hkool@lgmach.co.kr

와 팁마하수이다.  $N(\text{rev/s})$ 은 임펠러 회전수이고,  $Q(\text{cms})$ 는 체적유량,  $H_p(\text{m})$ 는 폴리트로픽 양정 그리고  $U_2(\text{m/s})$ 는 임펠러 팁속도를 나타낸다. 식 (3)에 나타낸 바와 같이 원심압축기의 양정은 유량, 임펠러의 팁 마하수, 압축기의 레이놀즈 수, 유체의 Pr수, 유체의 isentropic exponent들의 함수임을 나타낸다.

냉동기용 원심압축기인 경우 레이놀즈수는  $O(10^6) \sim O(10^7)$  정도로 공기압축기에 비해 매우 크기 때문에 (fully turbulent), 함수의 특성이 레이놀즈수의 변화에 따라 측정이 불가능할 정도로 변하지 않는다. Pr 값도 압축기 입구조조에 따라 거의 변하지 않으므로 별로 신경을 기울일 필요가 없다. 하지만 팁 마하수의 변화에 따라 압축기 특성은 상당한 변화를 보일수 있다. 즉,  $M_u$ 가 커짐에 따라 압축성효과가 강하게 나타날 수 있고, 심할 경우에는 압축기의 체적유량이 변하지 않는 초크까지 발생할 수 있다.  $x$ 값은 임펠러에 의해 발생한 운동에너지를 압축에너지로 변환될 때, 이론적인 압축한계가 어떻게 될 것인지를 좌우하는 인자이다. 이 값은 물질치로서 물질에 따라 다르다. 공기에서는 약 1.4 정도의 값을 가지나, 냉매인 경우에는 0.98~1.1의 값을 가진다. 아울러 실제 가스인 냉매는 압축성유체에서 사용되는 많은 편리한 가정( $h=h(T)$ , Joule-Thompson coefficient  $\mu=0$ , isentropic exponent  $\gamma = C_p/C_v$  등)을 사용할 수 없고, 모든 계산식을 실제 가스 물성치를 사용하여 계산하여야 한다. 이런 문제로 냉매용 원심 압축기는 반드시 냉매를 매질로 테스트해야만 한다. 매질을 공기로 하여 시험한 결과는 냉매의 경우로 환산할 수 없다.

### 3. 싸이클 시뮬레이션

냉동기용 원심압축기 설계를 위해 우선 냉동기의 기본 설계사양인 냉동용량과 냉수, 냉각수의 부하조건 그리고 냉동기의 목표효율(소비전력)이 주어진다. 압축기는 냉동기의 한 부분품이므로 냉동기를 제외한 두 개의 열교환기(증발기, 응축기), 팽창밸브 등 다른 구성 요소의 사양이 결정되면 냉동기의 냉동용량에 따라 압축기의 유량이 정해지고, 냉수/냉각수의 부하조건에 따라 압축기의 양정이 정해지며 시스템의 효율을 내기 위한 압축기의 목표효율이 설정된다. 이러한 압축기의 가장 기본설계사양을 결정하기 위한 단계가 싸이클 시뮬레이션이다.

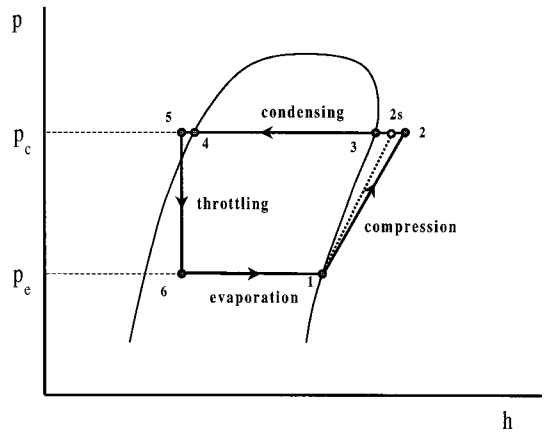


Fig. 1 P-h diagram for 1 stage turbo-chiller

터보냉동기의 구성요소로는 크게 압축기, 열교환기(증발기와 응축기) 및 고축장치로 구성된다. Fig. 1에는 R134a 냉매를 사용하는 1단 압축 터보냉동기의 압력-엔탈피 선도를 나타내었다. 냉수, 냉각수의 온도조건이 주어지고 열교환기에서 LTD(Leaving Temperature Difference, 냉수 혹은 냉각수 출구온도와 냉매의 증발 혹은 응축온도와 차이) 또는 LMTD(Log Mean Temperature Difference)가 주어지면 냉매의 증발온도(증발압,  $P_e$ )와 응축온도(응축압,  $P_c$ )가 결정되고 압축기의 입출구의 전압력조건이 증발기 및 응축기의 상태와 같다면, 압축기의 필요양정(압축헤드)이 결정된다. 싸이클 시뮬레이션에 필요한 냉매의 물성치는 PROPATH subroutine<sup>(3)</sup>이나 NIST의 REFPROP subroutine<sup>(4)</sup>를 사용하여 계산한다. 압축기의 설계유량은 증발기에서 처리하는 열량, 즉  $(h_1 - h_6)$ 에 의해 결정된다. R134a 냉매의 경우 증발온도 5°C일 때  $(h_1 - h_6)$ 는 148kJ/kg 으로서 800 RT 냉동기의 경우 약 20 kg/s의 냉매유량이 필요하다. 그림에서 이상적인 등엔트로피 압축을 한다면 입구조건과  $P_c$ 에 따른 출구조건 2s가 결정되며 압축기의 등엔트로피 효율  $\eta_s = (h_{2s} - h_1)/(h_2 - h_1)$ 가 주어지면 출구 상태 2를 결정할 수 있다. 증발기 입출구에서 냉매의 엔탈피 차이와 모터에 들어가는 전기입력값의 비로 COP를 구할 수 있으며, 냉동기의 냉동톤당 소비전력(kW/RT)은 COP의 역수에 비례한다.

Fig. 2에는 이러한 싸이클 시뮬레이션을 통해 증발기와 응축기에서 LTD가 각각 1°C, 2°C, 3°C일 때 압축기의 효율과 냉동기의 소비전력(즉, COP의 역수개념)과의 관계를 나타내었다. 여기서는 냉동기는 KS규격

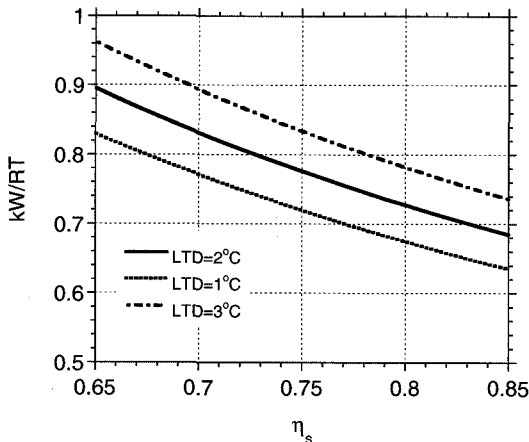


Fig. 2 Relations between compressor efficiency and chiller efficiency with LTD variation

전부하 운전조건으로 모터의 효율을 90%로 가정하였고 나머지는 열로 손실되며 응축기의 액냉매를 추기하여 모터를 냉각하고(대부분의 밀폐형 터보냉동기가 이런 방식을 사용하고 있다) 기화되어 증발기로 보내진다고 가정하였다. 따라서 이만큼의 냉매의 질량유량은 증발에 참여하지 않는다. 그 외에 압축기에서 축 래비린스 셀에서의 누설손실과 배관에서 압력손실은 고려하지 않았다. 그림에서와 같이 압축기의 효율은 냉동기의 소비전력과 직접적인 관계가 있으며, LTD=2°C(증발온도 5°C, 응축온도 39°C)인 경우 압축기 효율 5%향상에 따라 냉동기의 소비전력이 약 0.05kW/RT가 감소한다. 한편 열교환기에서 LTD에 따라 냉동기의 소비전력이 크게 변함을 알 수 있다. 압축기의 효율이 고정되었을 때, LTD가 1°C 감소(증발기, 응축기 모두)함에 따라 냉동기 소비전력이 0.05 kW/RT 감소함을 알 수 있다. 터보냉동기의 평균수명이 20년 정도로 소비전력(효율)이 운전비용과 직결되기 때문에 실제 시장에서 0.05 kW/RT의 차이는 굉장히 크다. 현재 업계에서는 전열관의 성능과 열교환기의 크기를 고려하여 표준냉동기의 경우 열교환기의 LTD를 1~2°C 정도로 설계하고 있다. 원심압축기의 최고효율이 84%수준이기 때문에 열교환기의 LTD가 2°C인 경우 1단 압축 터보냉동기의 효율은 0.7 kW/RT 수준(KS규격 전부하 조건)이 한계이다.

이와 같이 사이클 시뮬레이션을 통해 열교환기의 성능과 압축기의 효율이 냉동기의 소비전력에 미치는 영향을 살펴볼 수 있으며, 이를 검토하여 압축기의 기본 설계사양을 결정한다.

#### 4. 압축기 설계사례

다음은 실제 압축기의 설계사례<sup>(5)</sup>를 통하여 사이클 시뮬레이션에서 3차원 설계까지 일련의 프로세스를 살펴해보았다. 사이클 시뮬레이션은 자체 프로그램을 사용하였고, 1차원설계에서 3차원 유동해석까지 Concepts NREC사(구 Concepts ETI)의 압축기 설계 전용 프로그램인 COMPAL을 사용하였다.

##### 4.1 설계사양 결정

Table 1에 800RT급 터보냉동기를 설계하기 위한 사이클 시뮬레이션의 입력조건들이 정리되어 있다.

터보냉동기의 설계용량은 설계여유를 고려하여 820 usRT로 하였으며, 증발기와 응축기에서 LTD를 각각 2°C로 설정하였다. 또한 압축기의 입구와 출구에서 압력손실을 고려하고 압축기 내에서 누설손실을 설계용량의 3%로 가정했다. 압축기의 목표효율(등엔트로피 효율)을 84%로 하였다. 사이클 시뮬레이션을 통해 압축기의 설계용량과 냉동기의 소비전력등 Table 2와 같은 결과를 얻는다.

Table 1 Inputs for cycle simulation

Working fluid	R134a
Full load Capacity, [RT]	820
Evaporator pressure, $p_{eva}$ [kPa]	349.7
Condenser pressure, $p_{cond}$ [kPa]	989.6
Evaporator temperature, $T_{eva}$ [°C]	5
Condenser temperature, $T_{cond}$ [°C]	39
Subcooling temperature, $T_{sub}$ [°C]	1
Compressor inlet loss, $(1 - p_{o,inlet}/p_{eva}) \times 100$ [%]	2
Compressor exit loss, $(p_{exit}/p_{cond} - 1) \times 100$ [%]	1
Leakage, $m_{leak}/m_{design} \times 100$ [%]	3
Total-to-total adiabatic efficiency, [%]	84
Motor efficiency, [%]	90

Table 2 Outputs for cycle simulation

Mass flow, $m_{design}$ [kg/s]	20.23
Inlet total pressure, $p_{o,inlet}$ [kPa]	343.17
Inlet total temperature, $T_{o,inlet}$ [K]	280.15
Total-to-total pressure ratio	2.92
COP	5.3
Chiller power input (kW/RT)	0.74

Table 3 Compressor design requirements

Rotational speed, N[rpm]	11,563
impeller diameter $D_2$ [mm]	317
$N_s$	0.718
$\phi$	0.19
$\psi$	0.54
$M_u$	1.36
Inlet swirl angle	0
Surge margin, [%]	25
Choke margin, [%]	20

다음에는 압축기에서 임펠러의 회전수와 크기(직경)를 결정해야 한다. ASHRAE Handbook<sup>(6)</sup>에서는 냉매용 원심압축기에 대해  $\phi$ (식 (3))는 0.11~0.21의 범위를 좋은 효율을 내는 가이드 라인으로 제시하고 있으며, 특히 최적범위로 0.15~0.18을 추천하고 있다. 이 때  $\psi$ (식 (4))는 0.42~0.74의 값을 갖는다.

한편, 압축기에서 임펠러의 회전수(임펠러의 형상)에 대응하는 무차원 비속도는 다음식으로 표현된다.

$$\text{비속도} : N_s = \frac{2\pi N \sqrt{Q}}{gH_p^{3/4}} \quad (5)$$

ASHRAE Handbook에서 임펠러의 팁 속도는 300 m/s 이하, 팁 마하수는 1.5이하 최적 비속도는 0.6~0.85를 제시하고 있다. 이상의 가이드 라인을 따라 임펠러의 직경과 회전수를 결정하였고 그밖에 압축기의 설계에 필요한 다른 조건들을 Table 3과 같이 정하였다. 유량 계수가 0.19로 조정된 것은 슈라우드가 없는 임펠러를 채택하였기 때문에 필요시 단지 블레이드 높이를 줄여 (Flow cut) 용량이 더 작은 냉동기에 사용할 수 있도록 응용설계를 고려한 것이다.

Table 2에는 Table 1의 값들을 입력값으로 사용한 냉동기 사이클 해석을 통하여 구한 압축기 설계사양들과 설계를 통하여 달성해야될 목표사항들을 나타내었다. Fig. 3에는 원심압축기의 개략도를 나타내었다. 임펠러의 직경과 회전수가 결정되면 다음으로 압축기의 1차원 설계(meanline design)로 넘어간다.

#### 4.2 압축기 1차원 설계

Fig. 3에는 1단 원심압축기의 개략도를 나타내었다.

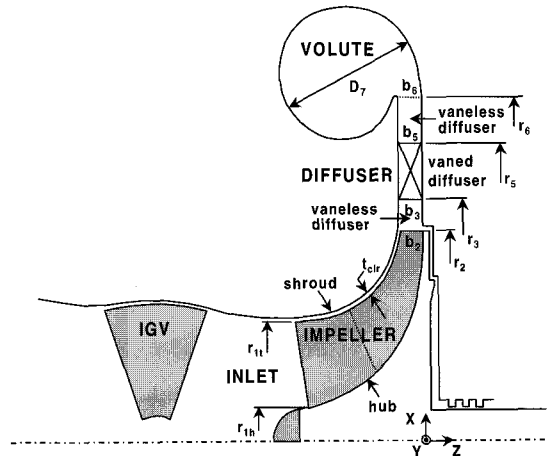


Fig. 3 Schematic of a compressor

냉동기용 압축기에서는 대부분 부분부하시 용량조절을 위해 입구에 IGV(Inlet Guide Vane)를 설치하고 있다. 냉동기는 초기 기동시 증발기의 온도가 높기 때문에 IGV를 완전히 닫아(완전밀폐 되지는 않는다) 모터의 기동부하를 줄일 수 있다. 냉동기는 최소 10%부하까지 안정된 운전을 요구하기 때문에 부분부하시 압축기의 유량을 조절하는 용도로 사용된다. 실제 터보냉동기에서는 냉동기의 기동과 운전을 제어하는 별도의 컨트롤러를 통해 운전시 변동하는 부하(냉수의 입,출구 온도)에 따라 IGV의 개도를 컨트롤한다. 임펠러는 슈라우드 혹은 언쉬라우드형을 사용한다. 슈라우드형 임펠러는 압축기의 조립시 공차관리가 쉬운 장점이 있고, 언쉬라우드 형은 슈라우드 역할을 하는 임펠러 커버와 임펠러 간의 조립공차를 맞추기 힘든 문제가 있지만, 블레이드를 컷팅하는 방법(Flow cut)으로 기존의 임펠러를 더 작은 용량의 압축기에 사용할 수 있는 장점이 있다.

압축기의 1차원 설계에서는 그림에서 보듯이 임펠러와 디퓨저에 대한 기본 치수들, 즉 입출구 직경, 블레이드 각도, 개수등을 결정하는 중요한 과정이다. 이를 위해 평균유동의 개념에서 다양한 경험식과 실험식, 테이터 베이스들이 동원된다. 실제 많은 압축기 메이커에서는 수십년간의 설계 테이터베이스를 바탕으로한 자체 설계프로그램을 보유하고 있으며, 이런 테이터들을 기반으로 만들어진 제작된 상용 설계프로그램이 비싼 값에 팔리는 이유도 설계 테이터베이스를 바탕으로 프로그램의 정확도를 높였기 때문이다. 1차원 설계에서는 경험식의 사용이 많은 만큼 입력으로 요구하는

변수들도 많고 이들 변수들을 정해주고 유동해석에 의해 튜닝하는 작업에 있어 많은 경험을 필요로 하는 만큼 상용 설계프로그램을 이용한 설계 또한 쉬운 일이 아니다.

임펠러 입구형상을 결정하는 가장 중요한 변수는 임펠러 입구 쉬라우드(shroud) 팁에서의 유체 상대마하수,  $M_{it,rel}$ 와 입사각(incidence angle),  $i_{it}$  그리고 식 (6)과 같이 정의되는 임펠러 입구유동의 입구속도비, AK이다.

$$AK = \frac{C_{mlt}}{C_{ml, rms}} \quad (6)$$

식 (6)에서  $C_{mlt}$ 는 임펠러 입구 쉬라우드 팁에서의 축방향 속도이며,  $C_{ml, rms}$ 는 축방향 임펠러 입구유동의 rms속도를 나타낸다. 임펠러 입구에 축방향 IGV가 설치된 경우에 추천되는 AK 값은 1.02~1.06이나 터보보통기에서는 IGV와 증발기를 90도 곡관을 사용하여 연결하므로, 이 영향을 고려하여 1.08의 값을 사용하였다.

냉동기는 설계점으로부터 부분부하 쪽으로만 즉, 유량이 적은쪽으로만 사용된다. 질량유량이 감소함에 따라 압축기의 압력비가 상승할 때, Japikse<sup>(2)</sup>에 의하면  $i_{it}$ 값이 0보다 증가하고,  $M_{it,rel}$ 는 0.9 근처의 값을 가짐을 알 수 있다. 본 설계에서는  $i_{it}$ 의 값을 2.0°로 설정하였으며,  $M_{it,rel}$  값은 0.9가 되도록 압축기 설계변수를 조정하였다.

임펠러 출구의 형상을 결정하기 위한 임펠러 출구 유동모델로서 Japikse가 제시한 Two-zone 모델을 사용하였다. 그리고 주유동영역(primary zone)에서의 확산(diffusion) 현상을 모사하기 위해 Young<sup>(7)</sup>이 제시한 이상적인 마하수비(ideal Mach number ratio),  $MR_2$ 와 실제 얻을 수 있는 최대 마하수비(State-of-art of  $MR_2$ ),  $MR_2$ -AOA의 관계를 사용하였다. Two-zone 모델에서 제시한 방정식을 풀기 위해서는 중요 설계변수인 이차유동 질량비(secondary flow mass),  $\chi$ , 출구편차각(deviation angle),  $\delta_p$  혹은 미끄럼계수(slip factor),  $\sigma_{2m}$ , 임펠러 출구의 선회 속도비(swirl parameter),  $\lambda_{2m}$  및 압축기의 입출구 압력비 값을 설정하여야 한다. 본 설계에서 이들 값들이 Japikse가 추천한 설계 값의 범위 내에 존재하며, 상관관계를 만족할 수 있도록 설계값으로  $\chi$  및  $\delta_p$ 를 0.15와 -3.0°으로 각각 선정하고,  $\lambda_{2m}$ 는 3.4를 사용하였다.

임펠러 후단에는 임펠러로부터 유출된 냉매의 동압을

Table 4 Compressor meanline design results

$r_{1h}/r_2$	0.2457	AOA[deg]	4.0
$r_{1h}/r_{1s}$	0.4201	$\sigma$	0.98
$\beta_{1s}$ [deg]	-57.94	$r_6/r_2$	1.6278
$Z_{full}/Z_{split}$	11/11	$b_6/b_2$	0.9
$b_2/r_2$	0.0962	AR	0.4297
$t_{clr}/b_2$	0.02553	$N_s$	0.718
$\beta_2$ [deg]	-45	$\phi$	0.186
$t_2/b_2$	0.1532	$\psi$	0.587
$r_3/r_2$	1.15	$\eta_{imp,tt}$ [%]	93.2
$b_3/b_2$	0.90	$\eta_{tt}$ [%]	84.5
$r_5/r_2$	1.4375	$pr_{tt}$	2.92
$b_5/b_2$	0.9	$W_{shaft}$ [kW]	546.25

\* 설계변수의 정의 및 정의의 위치는 Fig. 3참조.

효과적으로 정압으로 변환시키기 위하여 베인없는 디퓨저, 낮은 소리디티 베인 디퓨저 및 베인없는 디퓨저를 순서대로 배치하였다. Dunavant<sup>(8)</sup>에 의하면 선형 캐스케이드(linear cascade)에서 입구 마하수가 0.8 이하일 때, 넓은 영각(AOA, angle of attack)의 범위에서 작은 운동량 손실이 발생함을 알 수 있다. 본 설계에서는 첫 번째 베인없는 디퓨저에 핀치를 주어 베인디퓨저 입구에서의 마하수가 0.8이하가 되도록 조정하였으며, 이후 디퓨저의 폭은 일정하게 유지하였다.

압축기의 대부분의 압력상승은 임펠러와 디퓨저에서 이뤄진다. 디퓨저 하류에는 토출 파이프쪽으로 유체를 모아주도록 컬렉터나 볼류트를 사용한다. 본 설계에서는 볼류트를 설치하였다.

Table 4에는 전문설계인자들을 포함한 1차원설계 결과를 나타내었다.

### 4.3 임펠러의 형상설계

압축기의 1차원 설계로부터 임펠러의 형상에 대하여 얻을 수 있는 결과는 임펠러 입출구의 기하학적 정보뿐이다. 따라서 실제 3차원 임펠러 형상을 구하기 위해선 내부유로의 형상을 결정하여야 하며, 결정된 형상에 대한 임펠러의 유동특성 및 구조적 특성이 예측되어야 한다. 임펠러 형상결정의 궁극적인 목표는 유동의 박리 없이 임펠러 입구에서의 큰 상대속도를 출구에 이르는 동안 점진적으로 줄여 임펠러의 회전운동에 의하여 증가된 유동의 각운동량을 최대한으로 정압으로 변환하는 것이다.

임펠러의 3차원 형상을 정의하기 위하여 임펠러의 단면방향(meridional direction)을 따른 쉬라우드와 허브의 형상, b각 분포 및 날개두께의 분포를 정의하고 유동해석을 통해 압력분포, 속도분포를 검토하면서 형상을 튜닝하게 된다. 이런 목적으로 준3차원 유동해석이 많이 사용된다. 준 3차원 유동해석은 임펠러 내 3차원 유로를 블레이드-블레이드면, 허브-쉬라우드면과 같은 몇 개의 2차원 단면으로 나누어 유동해석하는 방법으로 주어진 형상에 대해 수직조에서 수 분내에 해석결과를 볼 수 있어 공력하중(blade loading)분포를 보고 다시 형상을 수정하는 반복과정에 효과적이다. 본 설계에서는 준3차원 유동해석으로 단일유선해석방법(rapid loading method)과 다중유선해석방법(multi-streamtube method)<sup>(2)</sup>을 사용하여 임펠러의 공력하중(blade loading) 특성을 파악하였다.

이상의 반복 과정을 통하여 최적의 공력하중을 갖는 임펠러의 3차원 형상(Fig. 4)이 결정되면, 3차원 유동해석을 통하여 임펠러 입구의 형상, 팁 간격(tip clearance) 및 스플리터 날개의 존재에 따른 임펠러 내부의 유동 특성을 조사한다. 점성 3차원 유동해석을 통해 준 3차원유동 해석에서 불가능한 유동의 박리나 재순환과 같은 국소적인 유동을 조사할 수 있다. 또한 임펠러의 출구유동특성을 조사하여 임펠러 후단에 설치되는 디퓨저 설계조건과의 적절성이 조사되었다. 이상과 같은 임펠러의 3차원 형상화에서 3차원 유동해석에 이르는 과정은 최적의 결과를 얻을 때까지 반복 수행되었다.

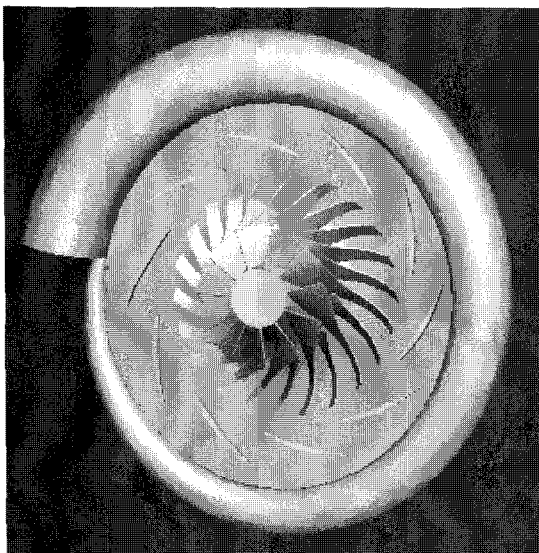


Fig. 4 Designed centrifugal compressor

공력설계를 통해 최종적인 임펠러의 3차원 형상이 결정되면, 구조해석을 통해 운전중 동적 변동하중에 대해 블레이드의 강도와 변형량에 대해 검토하게 된다. 이상의 과정을 통해 문제가 없으면 압축기의 공력설계가 완료된다.

### 5. 압축기 공력설계 결과 및 고찰

압축기의 공력성능은 임펠러 설계회전수의 95%, 100% 및 105%의 각각의 경우에 대하여 서어지(surge)로부터 초크(choke)에 이르는 유량의 범위에 대하여 조사되었다. Fig. 5에 나타난 바와 같이 임펠러의 설계회전수와 설계유량에서 전압비의 설계값인 2.92를 만족시킴을 볼 수 있으며, 서어지 및 초크 여유 또한 설계목표를 만족함을 알 수 있으며 Fig. 6에 나타난 바와 같이 설계유량과 설계회전수에서 압축기의 등엔트로피 효율이 설계목표치 84%를 만족시킴을 볼 수 있으며, 설계유량(100%)에서 소유량 범위(75%)까지 압축기 효율 80%이상을 유지한다. 대유량 구간에서 효율저하가 심해지지만 실제 상용구간이 아니기 때문에 그리 문제가 되지 않는다.

Fig. 7에는 준 3차원 유동해석에 의한 임펠러 쉬라우드면과 허브면의 압력면(pressure surface)과 흡입면(suction surface)을 따른 상대마하수의 변화를 나타내었다. 그림에서 실선과 점선은 단일유선 해석법과 다중유선 해석법을 사용하여 구한 계산결과를 각각 나타낸다. 두 결과는 거의 유사한 상대마하수의 분포를 보

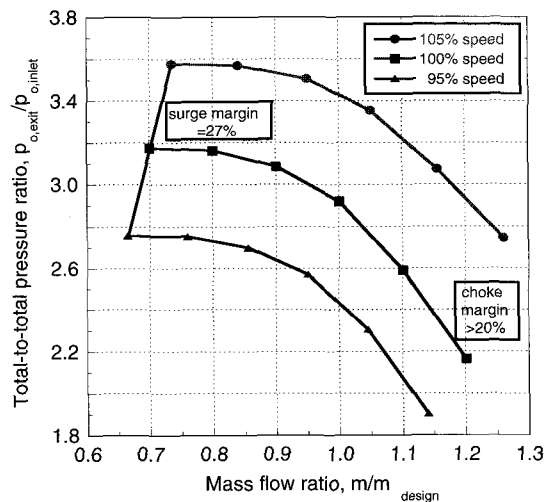


Fig. 5 Compressor total-to-total pressure ratio

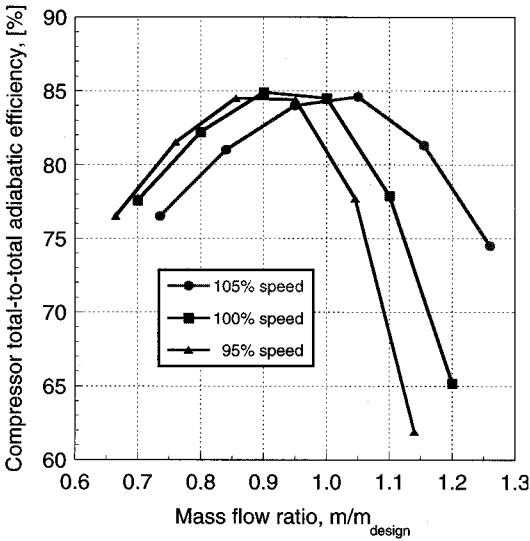


Fig. 6 Compressor total-to-total adiabatic efficiency

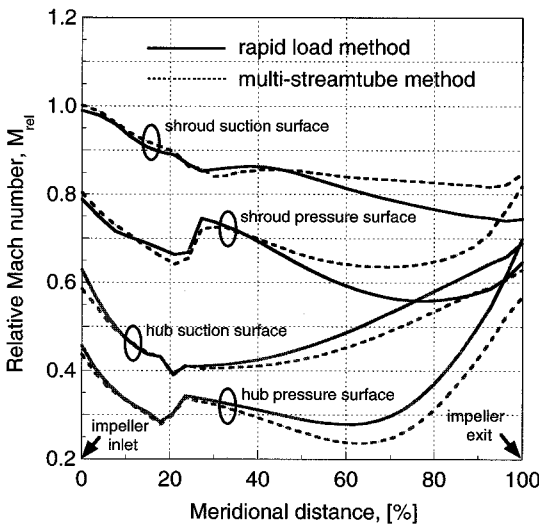


Fig. 7 Relative Mach number distributions

이고 있으며, 임펠러 입구로부터 출구에 이르는 동안 쉬라우드면과 허브면에서 효율적으로 확산이 발생하고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 8에는 완전 3차원 Navier-Stokes 방정식을 적용하여 수치해석 한 결과 중 임펠러의 전길이 블레이드와 스플리터 블레이드 사이 영역에서의 정압분포를 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 정압은 임펠러 입구로부터 출구에 이르는 동안 점차적으로 증가하고 있으며, 쉬라우드와 허브면사이의 정압분포 또한 균일함을 볼 수 있다.

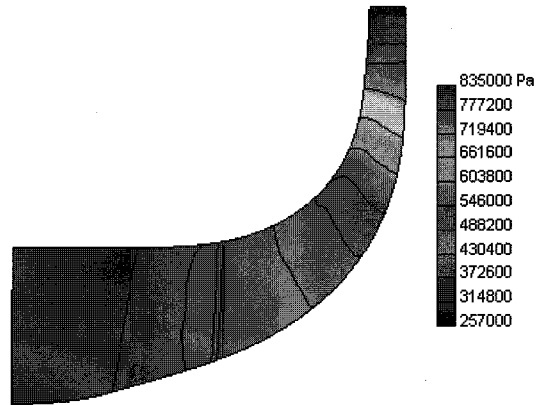


Fig. 8 Hub-to-shroud static pressure distributions at the mid-span of full blade and splitter blade

## 6. 압축기 성능시험

설계된 압축기는 성능시험을 통해 설계검증을 거치게 된다. 실제 압축기의 성능과 효율이 설계만큼 따라줘야 설계가 의미가 있기 때문이다. 또 그렇지 못 할 경우 원인을 파악하고 다시 설계에 피드백하기 위해 중요한 과정이다. 상용 설계프로그램의 데이터 베이스와 문헌의 설계 가이드라인이 대부분 공기압축기를 바탕으로 만들어졌기 때문에 자체 성능시험 데이터는 설계 프로그램의 튜닝을 위해 필요하다.

냉매용 원심압축기의 시험을 위해서는 전문적인 바와 같이 반드시 냉매를 이용한 냉동사이클을 구성하여야 하고(비용과 환경문제 때문에 냉매를 계속하여 대기중에 방출할 수 없음), 압축기의 입출구 냉매의 온도와 압력을 제어할 수 있어야 한다. 이 방법으로 실제 냉동기 시스템을 운전하여 압축기의 성능을 파악할 수 있으나, 실기 테스트로서는 설계의 검증에 필요한 데이터를 얻는데 한계가 있고(예를 들면 모터는 정격부하이하에서만 작동할 수 있다), 생산설비인 냉동기 시운전 설비는 주변설비가 설계조건 위주로 세팅되어 있어(증발기와 응축기의 압력조절에 한계가 있다) 압축기 탈설계점에서 시험데이터를 얻기가 쉽지 않다. 이런 문제를 해결하기 위해 LG전선에서는 Fig. 9와 같은 냉매용 원심압축기 전용 시험설비를 자체적으로 설계하여 구축하게 되었다.<sup>(9)</sup>

Fig. 10에는 압축기 테스트 리그의 회로도를 나타내었다. 압축기 테스트리그는 크게 모터-기어박스를 포함한 구동부와 네 개의 회로(Line1~Line4)로 구성된다. DC모터로 구동되는 증속기어박스는 다양한 압축기의

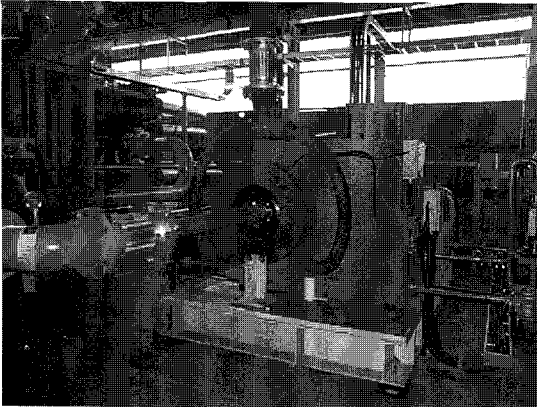


Fig. 9 Photo of the compressor test rig

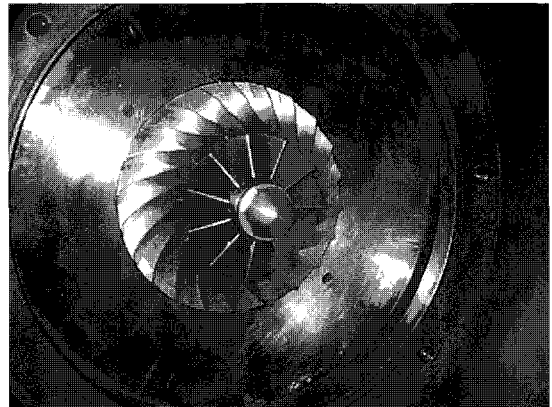


Fig. 11 Installed impeller in the compressor test rig

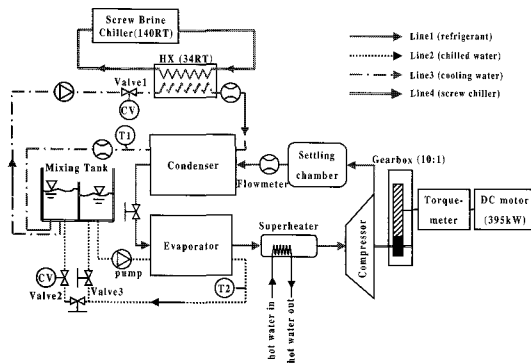


Fig. 10 Schematic of the compress test rig

상사시험을 위해 24,000 rpm까지 연속적으로 속도조절이 가능하다. 증발기-압축기-응축기-팽창밸브로 구성된 냉매회로로서는 압축기시험을 위한 냉동사이클을 구성한다. 압축기 입구에서는 혹시 발생할 지 모르는 액냉매의 흡입을 방지하기 위해 superheater를 설치하였다. 아울러 압축기 출구에는 settling chamber를 설치하여 전온도 측정이 용이하도록 하였다. 압축기의 부하는 증발압과 응축압의 차에 의해 발생하고 증발압의 조절은 냉수회로(Line2)의 온도를 제어함으로 가능하다. 냉수일부유량은 냉각수와 믹싱탱크에서 섞여 증발기에 열부하를 주게 되고, 일부는 바이패스(Line3)된다. Line2에는 컨트롤 밸브(Valve2)를 설치하여 냉각수와 섞이는 냉수 유량을 조절하여 증발기쪽 냉수 출구온도를 제어하게 된다. 냉각수회로(Line3)에서는 응축기의 열부하를 믹싱탱크를 통해 냉수와 섞이고 남은 열부하를 상단의 스크류 냉동기(Line4)쪽으로 소진한다. 스크류 냉동기를 설치한 이유는 냉각수온도가 충분히 낮은 범위에서 시험이 가능하도록 한 것이다. 냉각수 라인에서는 컨트롤

밸브(Valve)로 냉각수 유량을 조절함으로서 응축기쪽 냉각수 출구온도(T1)을 제어한다. 이 테스트 리그가 시험할 수 있는 범위는  $\psi=0.25\sim0.7$ ,  $\phi=0.08\sim0.25$ 로 냉동기용 원심압축기의 모든 운전범위에서 성능시험이 가능하다.

설계된 압축기의 성능시험을 위하여 테스트 임펠러와 디퓨저를 제작하였다. 테스트 임펠러는 압축기의 상사를 유지하면서 유동특성이 곤란할 정도로 너무 작지 않도록 직경은 180 mm로 축소하여 제작하였고, 팁 마하수를 설계임펠러와 동일하게 맞추기 위한 설계점 속도가 약 21,000 rpm이다. 2절에서 논의한 압축기 상사 설계 개념을 도입하여 800 RT급 냉동기용으로 설계된 임펠러를 그대로 축소하였기 때문에 블레이드의 3차원 형상은 변하지 않고 설계점에서 유량계수와 양정계수 역시 동일하다. Fig. 11은 테스트 임펠러가 압축기 테스트리그에 설치된 모습이다.

## 7. 결론

냉매를 작동유체로 하는 터보냉동기용 원심압축기의 특성 및 설계과정에 대해 살펴보았다. 냉동기용 원심 압축기는 작동유체로 실제 가스인 냉매를 사용하기 때문에 모든 계산이 냉매의 물성치를 고려해 이뤄져야 하며, 냉동사이클이라는 폐회로 내에서 작동하기 때문에 사이클 시뮬레이션을 통해 압축기의 기본 설계사양이 결정된다. 압축기의 설계사양이 결정되면 1차원설계를 통해 임펠러와 디퓨저에서 기본 치수를 결정하고 3차원 형상설계와 유동해석을 통해 블레이드의 형상을 결정한다. 이상의 공력설계가 완료되면 구조해석을 통해 기계강도의 문제를 체크하면 압축기 설계가 완료된다.



설계된 압축기의 설계검증을 위해 냉매압축기 테스트 리그를 설치하였고, 이를 통해 압축기 성능 검증작업이 이뤄질 것이다. 이러한 압축기 시험데이터는 향후 설계 데이터베이스 역할을 해줄 것으로 기대하고 있다. 상용 설계프로그램에서 사용하는 기존의 많은 경험식들이 공기압축기 시험데이터를 기반으로 만들어졌기 때문에 설계정밀도에 한계가 있다고 판단하며, 냉매압축기의 설계에 향후 이 시험데이터들의 활용을 기대하고 있다.

### 참고문헌

- (1) Centrifugal Water Chillers, KS(Korean Standards) B 6270-1985.
- (2) Japikse, D., 1996, Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETL.
- (3) PROPATH v10.2, 1997, PROPATH group.
- (4) NIST, 1998, National Institute of Standards and Technology, U.S.A..
- (5) 이용덕, 정진희, 이현구, 윤필현, 김길영, 2000, "R134a 용 터보냉동기의 원심압축기 개발 Part1 : 원심압축기 설계," 유체기계저널, 제3권 제4호, pp. 44~51.
- (6) The ASHRAE Handbook CD, 1998, Chapter 34, Compressors : Centrifugal Compressors.
- (7) Young, L. R., 1997, "Discussion of Rodgers (1977)," Trans. ASME Journal of Fluids Eng. Vol. 99, No. 1, pp. 94~95.
- (8) Dunavant, J. C., and Emery, J. C., 1959, "Two-Dimensional Cascade Investigation at Mach Numbers up to 1.0 of NACA 65-series Blade Sections at Conditions Typical of Compressor Tips," NACA RM L58A02.
- (9) 정진희, 이현구, 2000, "냉매용 터보압축기 테스트 리그의 설계 : PART1-정적해석," 공기조화냉동공학회 하계학술발표회.