

## 증기재압축용 원심압축기의 성능시험

전원표, 김동국, 김상현, 양귀철, 성병일\*, 박용환\*\*  
한국에너지기술연구소, (주)삼정터빈\*, 호서대학교\*\*

### Performance test of centrifugal compressor for vapor recompression

W. P. Chun, D. K. Kim, S. H. Kim, G. C. Yang, B. I. Seung\*, Y. H. Park\*\*  
Korea Institute of Energy Research, \*SamJeong Turbine Co, \*\*Hoseo Univ.

#### 1. 서론

기계적 증기재압축(Mechanical Vapor Recompression) 시스템은 증기를 압축하여 압력을 올리면 온도가 상승하는 원리를 이용한 것으로서 시스템의 최종 증발판에서 발생한 저온의 증발증기를 전량 증기압축기로 압축·승온하여 자신의 최초 증발판의 가열 열원으로 재사용하는 방식이다. 따라서 이 사이클에 필요한 보충열원은 가열측과 증발측과의 온도상승분 만큼만 증기의 포화온도를 올리면 되므로 에너지절약 효과가 매우 크다. 특히, 대기압 증발시 온도차 10℃인 경우 압축기의 가역단열압축 가정하에서 이론적으로 14kcal/kgH<sub>2</sub>O의 보충열량만으로 시스템의 운전이 가능하기 때문에 Steam economy(단위증기소비량당 증발수분량)가 15~25정도 되어 에너지 경제면에서 뛰어난 잇점을 갖는 방식으로서 증발공정 뿐만 아니라 건조, 제습, 발효, 분리, 증류공정 및 폐수처리분야까지 광범위하게 적용되고 있다<sup>1~3)</sup>.

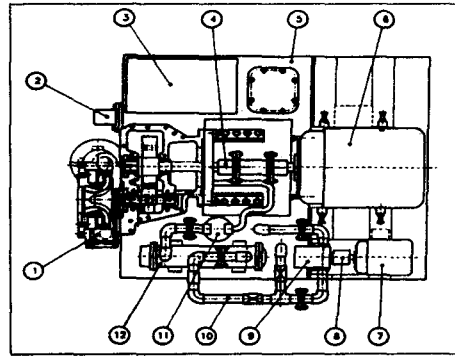
증기압축기는 압축하는 증기의 비체적이 큰 동시에 비교적 큰 승온폭이 요구되기 때문에 증용량이상으로서 고압축비이어야 한다. 또한 압축기는 높은 신뢰성과 내구성이 요구되고, 부하변동에 대해서도 적응성이 있어야 하며, 정격시는 물론 부분부하 운전에서도 효율이 좋아야 한다. 이와 같은 특성 때문에 MVR시스템에서는 원심압축기가 널리 이용되고 있다. 원심압축기는 고속회전하는 회전차에 의해 생기는 원심력을 이용하여 유체의 압력을 높여주는 터어보형 압축기로서 1단당 압력비가 1.8~2( $\Delta T=18\sim 20^{\circ}\text{C}$ 정도) 범위까지 압축이 가능하며, 중·대용량(7000~50,000m<sup>3</sup>/h)의 유체를 압축할 수 있다. 흡입량에 따라 30만kcal/h이상의 증기압축용으로 사용할 수 있으며, 단열효율은 70~80%정도로서 1단당 압축비는 비교적 적지만 다단화가 용이하고 중간흡입 등의 특수한 사이클을 형성할 수 있기 때문에 MVR시스템에 적용이 유리하다<sup>4)</sup>.

그러나 우리 나라 터어보기계의 관련산업 기반기술이 취약하여 주요 장치(증기압축기 및 제어장치)를 대부분 외국기술에 의존하고 있다. 특히, 약간의 기계적 에너지를 추가하기 위한 고가의 시스템을 국산화 하는데 가장 큰 애로점은 시스템의 핵심 요소기술인 증기압축기의 설계 및 제작기술이 너무 취약하다는데 있다. 본 연구에서는 증기압축기의 성능을 입증하고, 향후 압축기의 성능개선을 위한 설계자료를 도출하기 위해 시험용 원심압축기(압력비 1.28, 유량 0.089kg/s)를 설계, 제작하였으며, 성능시험장치를 설치하여 공력 특성 및 시스템의 증기압축 시험을 수행하였다.

## 2. 공력성능 시험

### 3.1 증기압축기 제작

증기압축기의 핵심 부품인 원심형 임펠러는 설계조건(압력비 1.28, 유량 0.089kg/s)에 따른 설계제원(임펠러 직경 260mm, 쉬라우드 직경 42.13mm, 날개수 26)으로부터 3차원 형상설계를 통해 제작하였다. 임펠러의 형상 및 제작도는 [그림 2]와 같으며, CrNi강(17-4PH)을 5축 NC밀링머신으로 가공하였다. 베인없는 디퓨저는 외경 400mm, 내경 273mm로 제작하였다. 볼루트 케이싱은 내부의 평균유속이 같도록 설계하였으며, 출구직경을 200mm로 하여 SUS-304로 주조, 가공하였다. 또한 구동축과 후면 케이싱 사이의 누설을 방지하기 위하여 라비린스씰(Labyrinth seal)을 설치하였으며, 구동축의 윤활을 위해 오일펌프를 설치하였다. 고속 회전용 증속기의 최대회전수는 27,062rpm(증속비 167/22)으로서 기어는 화이트메탈 SCM 440, 피니언은 SNCM 26으로 제작하였으며, 구동장치로는 AC 모터(3 $\phi$ , 380V, 정격회전수 3,558rpm)를 설치하였다.

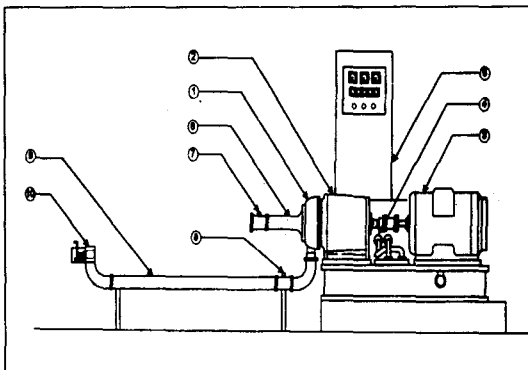


- ① Centrifugal impeller ② Heater ③ Inverter ④ Coupling unit ⑤ Structure ⑥ Main motor  
⑦ Motor of oil pump ⑧ Coupling ⑨ Oil pump ⑩ Lube oil unit ⑪ Oil filter ⑫ Cooler

[그림 2] 원심형 임펠러의 제작도 및 압축기 조립도

### 3.2 시험장치 및 방법

본 연구에서 수행한 원심압축기의 공력시험장치의 개략도는 [그림 3]과 같으며, 고속 회전용 증속기의 출력축의 기어변속은 효성 ABB사의 SAMI-GS ACS501형 인버터(정격전압 3 $\phi$ , 380/415V, 주파수 48~63Hz)를 사용하였다.



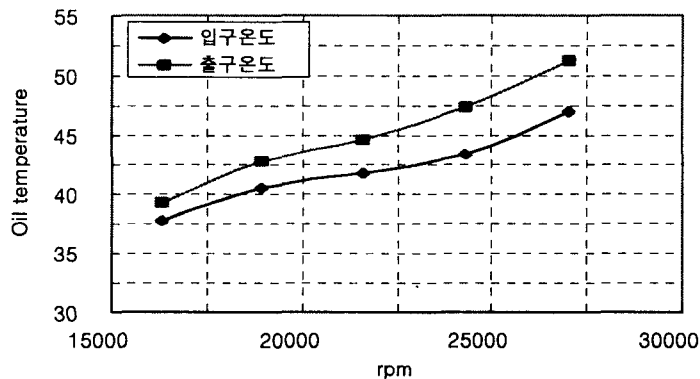
- ① Impeller and volute casing ② Supergear unit ③ AC motor ④ Lube oil unit ⑤ Inverter  
⑥ Inlet duct ⑦ Inlet pressure tap ⑧ Outlet pressure tap ⑨ Outlet duct ⑩ Butterfly valve

[그림 3] 원심압축기 공력성능 시험장치

시험용 압축기의 유량측정을 위해 터어보형 블로우어, 압축기의 시험 및 검사방법(KS B 6350)에 따라서 압축기 출구측에 오리피스를 제작·설치하였다<sup>5)</sup>. 또한 압축기 입·출구에서의 압력 측정에는 마이크로압력계(Micromanometer)를 이용하였으며, 압력센서를 입·출구에 각각 2개씩 2개소에 설치하였다. 압축기의 성능을 측정하기 위해 기본적으로 압축기 입·출구의 온도, 압력, 회전수 등을 측정하였으며, 상기 측정값을 기준으로 유량, 압력비, 축동력 등을 산출하였다<sup>6,7)</sup>. 성능시험은 인버터를 이용하여 운전 부하율 60~100%(13,600~27,062rpm)를 기준으로 측정 항목별로 수행하였으며, 동일한 부하조건에서 회전수 변경에 따라 5~8회 측정하였다.

### 3.3 시험결과 및 고찰

대기압조건하에서 공기를 작동유체로 시험조건에 따라 회전수 및 유량을 조절하면서 기계적 성능 및 공력시험을 수행하였다. 고속 회전용 증속기의 최대회전수는 27,062rpm까지 측정되어 설계값을 만족하였다. 압축기 구동축의 유회온도는 [그림 4]와 같이 회전수가 증가함에 따라 증가하였으며, 출구 유회온도는 37~53℃로 측정되었다. 대체적으로 95% 부하율 기준인 25,700rpm까지는 외국 제품(Atlas Copco Energas GmbH)의 제안 값<sup>8)</sup>인 48℃이하에서 운전되었으나, 100%부하(27,000rpm)에서만 51~53℃로 측정되었다.



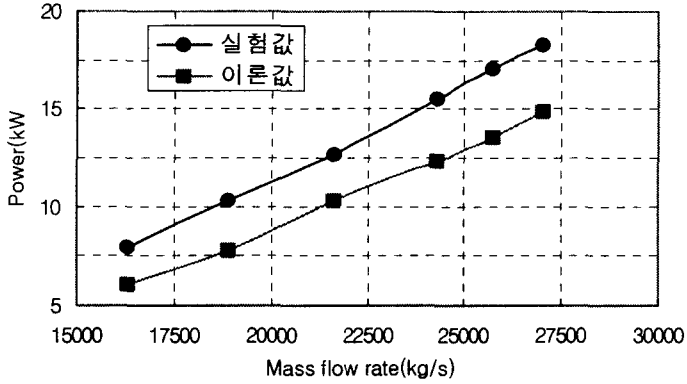
[그림 4] 회전수에 따른 유회온도 변화

압축기 구동축의 진동레벨은 회전수에 따라 인버터에 표시된 변위량을 환산(5volt : 1mm 간격)한 결과로서 <표 1>과 같다. 진동폭은 대부분의 운전범위에서 0.004~0.006mm 정도로 측정되어 회전수에 따른 진동폭의 변화는 크게 나타나지 않았으나, 회전수 21,600rpm 이상에서 유량이 4kg/s 이상으로 증가하는 경우에 진동폭(0.008~0.018)이 크게 증가되었다. 특히 부하율 90%(회전수 24,300) 범위에서는 최대진동폭을 나타내고 있다. 따라서 향후 원심압축기의 성능개선 측면에서 증속기의 회전수 증가와 관련하여 유회장치 및 구동축의 설계점수정·보완이 요구되었다.

<표 1> 압축기의 회전수에 따른 진동폭

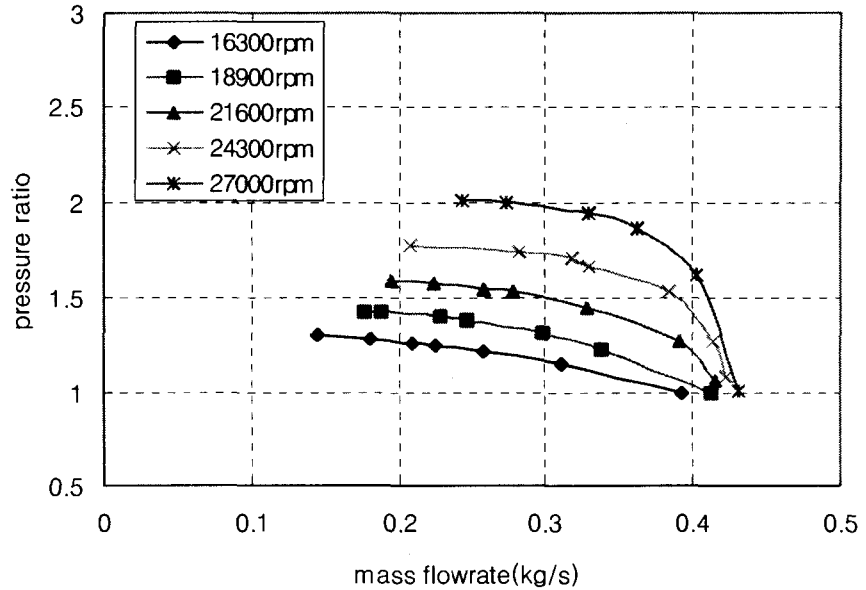
회전수(rpm)	진동(volt)	진동폭(mm)	비 고
16,300	2.61~2.64	0.006	5volt : 1mm
18,900	2.59~2.61	0.004	
21,600	2.62~2.66	0.008	
24,300	2.61~2.70	0.018	
25,600	2.66~2.69	0.006	
27,000	2.65~2.68	0.006	

압축기의 소요동력은 전력계에 의해 측정된 전류값을 기준으로 모터동력을 계산하여 이론값과 비교하였다. [그림 5]에 나타난 바와 같이 회전수가 증가할수록 증속기의 토크 및 동력 손실이 증가하므로써 소요동력은 급격히 상승하며, 동일 부하조건에서 유량이 증가할수록 소요동력은 상승하였다. 그러나 전력계에 지시된 모타동력의 전류값을 기준으로 소요동력을 계산한 결과는 실제 축동력과는 차이가 있으며, 향후 토크메타의 설치등 보완이 필요하였다.



[그림 5] 원심압축기의 소요동력

시험용 압축기의 압력비는 압축기 입·출구의 전압(정압+동압)을 측정하여 산출하였으며, 유량 및 회전수에 따라 압력비는 변화하였으며, 유량 0.24~0.27kg/s, 회전수27,000rpm이상에서 최대압력비는 2정도로 나타났다. [그림 6]는 원심압축기의 공력성능(압력-유량곡선)을 나타낸 것으로서 동일 운전조건에서 유량이 증가하면 압력비가 감소하며, 유량이 감소하면 압력비가 증가하였다. 또한 회전수가 높을수록 최대유량은 증가하고 압력비도 상승하는 일반적인 원심압축기의 특성을 나타내고 있으며, 서지현상도 높은 압력비에서 나타났다.

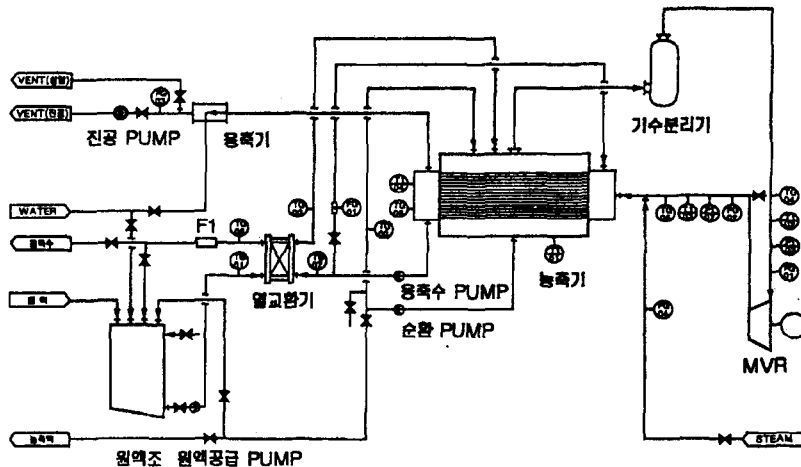


[그림 6] 원심압축기의 성능곡선

### 3. 증기압축 시험

#### 3.1 시험장치

MVR증발·농축 시험장치의 개요도는 [그림 7]과 같으며, 증기압축기의 성능을 측정하기 위해 공력시험 장치에서와 유사한 방법으로 측정장치를 부착하였다. 이 시스템은 원액탱크로부터 공급펌프에 의해 원액(온도 20℃, 농도 3~7wt%정도)이 공급되어 예열용 열교환기에 의해 증발 농축기의 가열측 열원으로 사용된 응축수와 열교환되어 약 90℃로 예열되어 증발·농축기로 공급된다. 증발·농축기 하부의 공급원액이 적정수위에 도달하면, 순환펌프를 가동하여 증발농축기 상부의 분배기에 의해 수평관식 열교환기 외부로 고르게 분배된다. 증발·농축기 내부에 공급된 가열용 증기가 응축할 때 발생하는 응축잠열에 의해 원액중의 발증기는 기액분리기에서 증발증기의 비말동반에 의해 포함된 액적을 분리한 후, 원심형 증기압축기(압력비 1.28, 유량 0.089kg/s)에 의해 가압·승온되어 증발·농축기의 가열 열원으로 재 사용되는 시스템이다. 이때 증기압축기의 단열압축과정에 의한 과열증기 상태의 토출증기는 증발관의 전열특성을 고려하여 공정용 응축수를 분무노즐을 통해 과열증기중에 분무하므로써 포화수증기 상태의 열원으로 증발·농축기에 공급된다.



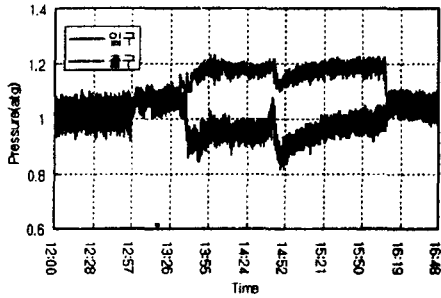
[그림 7] MVR증발·농축 시험장치의 Flow-diagram

#### 3.2 시험결과 및 고찰

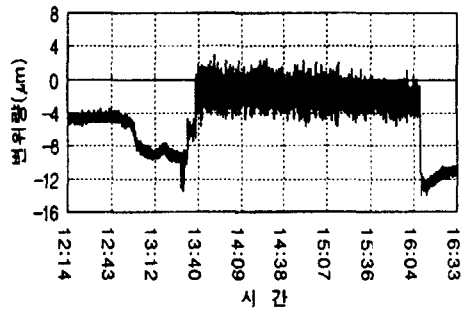
MVR증발·농축 시험을 위해 원액으로 해수(염분농도 3%)를 사용하였으며, 먼저 증발·농축시스템을 가동하여 정상운전 상태(약 30분 소요)가 되었을 때, 운전 조작순서에 따라 증기압축기를 기동하였다. 압축기의 정상 기동시간은 약 11분정도 소요되었다.

MVR시스템이 정상운전 되었을 때를 기준으로 압축기의 입출구 온도 및 압력 등을 측정하였으며, 정상 운전시 시간에 따른 압력비의 변화는 [그림 8]과 같이 나타났다. 특히 100% 부하운전시(회전수 27,000rpm)의 압력비는 평균 1.23정도로 산출되었으며, 설계값에 근접한 결과를 얻었다. 압축기의 축진동은 인버터에 지시된 변위량을 기준으로 측정하였으며, 운전 시간에 따른 변위량의 변화는 [그림 9]와 같이 나타났다. 압축기의 정상운전시 진동폭이 평균 0.002~0.004mm로서 비교적 안정적으로 운전되었다. 또한 압축기의 소요동력은 100%부하운전에서 약 13kW로 산출되었다.

특히 증기압축기의 운전시험을 통한 시스템의 성능곡선을 분석한 결과 부하율 80~100%에서 이론적인 설계값과 비교적 잘 일치하고 있다. 그러나 총괄기계효율이 59%정도로 측정되어 선진외국 제품의 70~80%에 비해 매우 낮은 성능을 나타내었다.



[그림 8] 운전시간에 따른 압력비 변화



[그림 9] 운전시간에 따른 변위량 변화

## 5. 결론

본 연구에서는 시험용 증기압축기(압력비 1.28, 유량 0.089kg/s)를 설계·제작하여 성능시험을 수행하였으며, 그 결과는 다음과 같다.

- 1) 원심압축기의 공력성능 시험결과 회전수 27,000rpm, 유량 0.24~0.27kg/s에서 압력비는 2 정도로 측정되었다.
- 2) 압축기의 기계적 성능은 비교적 안정적인 운전상태를 나타내었으나, 고속회전용 증속기의 윤활장치, 라비린스셀 및 구동축 등에 대한 설계점 보완이 필요하였다.
- 3) MVR증발·농축 실험결과 회전수 27,000rpm, 평균유량 0.9kg/s에서 압력비는 평균 1.23으로 측정되어 이론적인 설계모델과 잘 일치하고 있다.
- 4) 총괄 기계효율이 59%로 측정되어 선진외국 제품의 70~80%에 비해 매우 낮은 성능을 나타내었다. 향후 증기압축기의 고효율화를 위한 개선연구가 요구되었다.

## 참고문헌

1. R. Wolf, Mechanical Vapor Compression for Concentration by Evaporation, UIE. (1986)
2. H. Moser, J. P. Denisart, Mechanical Vapor Compression(MVC), Heat Recovery System, Vol. 4, No. 5, pp 333-336. (1984)
3. Heat Pump Systems, A Technology Review, IEA. (1982)
4. F. E. Baccker, A. I. Zakak, Recovering Energy by Mechanical Vapor Recompression, Chemical Engineering Process, Vol. 81, No. 7, pp45-29. (1985)
5. 터보 블로우어, 압축기의 시험 및 검사방법, KS B 6350
6. Ronald P. Lapia, Compressor Performance, Chemical Engineering, pp122-126. (8. 1989) Compressor Handbook, Gulf Publishing Company. (1979)
7. Ronald P. Lapina, Compressor Performance, Chemical Engineering/August. (1989)
8. Instruction Manual For Centrifugal Compressor, Atlas Copco Energas GmbH. (1994)