

2단 Gifford-McMahon 극저온냉동기의 특성실험 An Experimental Study of the 2-stage Gifford-McMahon Cryorefrigerator

박 성 제*·고 득 용*·유 창 종*·김 의 준*·최 헌 오*
S. J. Park, D. Y. Koh, C. J. Yoo, E. J. Kim, H. O. Choi

Key words: Gifford-McMahon Cryorefrigerator(G-M 극저온냉동기), Regenerator(재생기), No load temperature(무부하 최저도달온도), Refrigeration capacity(냉동능력), Cycle frequency(작동주파수), Steady-state pressure(작동정상상태압력)

Abstract

Experimental results of two stage Gifford-McMahon cryorefrigerator are described. In-prototype experiments, drive mechanism is Scotch Yoke type driven by stepping motor, copper meshes and lead balls are used for regenerator's materials in the first stage and the second stage, respectively. To find optimal conditions of the cryopump, no load temperature and refrigeration capacity according to the variation of cycle frequency and operating pressure are measured, and the cool down and load characteristics at particular cycle frequencies are presented.

In general, as the cycle frequency is lowered, no load temperature is dropped but refrigeration capacity is diminished. As the representative result, in a case that the cycle frequency is 70rpm and steady state pressure is 14 atm, no load temperature of second stage is lowered to 10.5K in 55 minutes, and in this situation the refrigeration capacity of the first stage is 42W at 80K, that of the second stage is 11 W at 20K.

1. 서 론

현재 통상적으로 사용되고 있는 극저온이라 함은 액화천연가스온도인 약 120K 이하의 온도에서 사용되거나 일어나는 모든 현상을 일컫고, (1) 극저온에 대한 연구는 1870년대 Linde와 Hampson이 공기를 액화시키고, 1911년 Onnes가 극저온에서 초전도체를 발견한 이후 각광을 받기 시작하였다. (2) 주로 Claude cycle을 사용한 대형 극저온냉동기가 많은 제작비를 요구하고, 응용되는 분야 또한 자기 부상열차와 대형헬륨액화기와 같이 대형사업이나 저온공학의 기초연구에 집중되어 있는 반면에, 소형 극저온냉동기는 일반 산업기술에 널리 이용 가능하고, 극저온에 대한 개념 설립에 용이하다는 관

점에서 연구개발의 효과가 크다 하겠다. 또한 선진국에서는 소형 극저온냉동기의 효율을 증대시켜 점차 대형 극저온냉동기의 대체 역할 가능성이 한결 높아지고 있다.

소형 극저온냉동기가 처음으로 실용화 된 것은 1958년에 목표추적레이다 장치에서 Luby Laser의 냉각이었다. (3) 그 후 우주개발 경쟁에 의해 적외선 측정장치의 냉각용 극저온 냉각기술의 필요성이 부각되어 현재 첨단과학 연구분야에서 뿐만 아니라 군사, 우주항공, 의료, 진공, 에너지, 수송관련 분야등에서의 응용이 급속히 발전하여 다양한 극저온 냉동기가 개발되었으며, 최저도달온도 범위도 다양해져서 Gifford-McMahon(G-M) 극저온냉동기, Vuilleumier (VM) 극저온냉동기등의 수 10K에서 GM-JT 극저온냉동기와 같이 헬륨재응축온도인 4.2K까지, 심지어 자기냉동 및 핵단열소자에 의해 수 μ K의 온도를 상취한 실정이다. (4) 하지만 국내

*한국기계연구원 공조기기실

의 극저온에 대한 연구현황은 극히 미비하여 일부 대학과 연구소에서 액체헬륨의 특성해석과 초전도체 및 각종 극저온냉동기의 이론적 해석에 한정되어 있으며, 1980년대 말부터 극저온 발생기술에 관한 연구와 SQUID 개발, 극저온 진공펌프 개발,⁽⁵⁾ 초전도 송전등에 관한 연구가 시작된 실정으로 극저온 분야의 연구활성화가 시급한 실정이다.

본 연구에서는 Cryopump의 극저온면 생성에 사용되는 2단 G-M 극저온냉동기에 대한 개략적인 기술과 함께 핵심구성요소인 왕복기(displacer), 실린더(cylinder), 재생기(regenerator) 등을 설계, 제작하여 성능시험을 수행하였다. 또한 최적작동조건을 찾기 위해 작동주파수와 작동압력을 변화 시킴에 따른 냉동능력을 평가하여 실제 Cryopump에 적용되는 최적조건을 제시하고자 한다.

2. G-M 극저온 냉동기

2.1 G-M 극저온 냉동기의 개요

G-M 극저온냉동기는 1959년 미국의 A. D. Little 사의 Gifford와 McMahon이 처음으로 개발하였으며,⁽⁶⁾ 70년대 부터 반도체 제조용 진공펌프로 사용되는 Cryopump의 극저온 냉각면 생성을 위한 냉동기로써의 수요가 증가하였고, 소형 극저온 냉동기의 다양한 필요성에 부응하여 보급이 활발해졌다.

G-M극저온 냉동기의 장점⁽⁷⁾으로는

- 1) 구성요소가 적어 기계적 신뢰도가 높고,
- 2) 압축기로서 일반공조용 압축기의 사용이 가능하므로 가격이 저렴하고,
- 3) sealing부가 상온이고, seal 양단의 압력차 적으므로 밀봉에 어려움이 없고,
- 4) 다단으로 연결하여 원하는 온도까지 낮출 수 있다.

단점으로는 효율이 Stirling 냉동기에 비하여 낮은 점이지만 가격이 상대적으로 낮고 기계적 신뢰도가 높다는 점 때문에 극저온 분야에서 널리 사용되고 있다.

2.2 G-M 극저온 냉동기의 원리

Fig. 1은 G-M 극저온 냉동기의 구조를 개략적으로 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 G-M 냉동기는 크게 압축기모듈(compressor module)과 팽창기모듈(expander module)로 나누어 진다.⁽⁸⁾

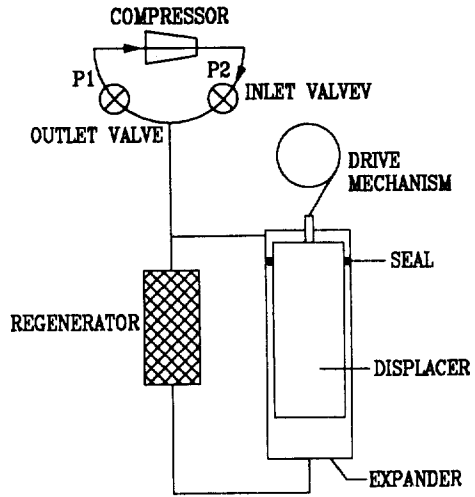


Fig. 1 A schematic diagram of Gifford-McMahon cryorefrigerator system

압축기모듈은 냉동기의 팽창기모듈에 순수헬륨가스를 요구압력으로 공급하는 기능을 가지고, 압축기(compressor), 압축기 냉각장치, 기름분리기(oil separator), 활성탄 흡착기(activated charcoal adsorber) 등으로 구성된다. 팽창기모듈은 실린더(cylinder), 왕복기(displacer), 재생기(regenerator), 구동장치(drive mechanism), 밸브 등으로 구성되어 있다. 왕복기는 일반적으로 열전도도가 낮은 재료를 사용한다. 재생기는 고압의 작동유체가 통과할 때 작동유체를 냉각시키고, 저압의 작동유체가 통과할 때 작동유체를 가열하는 재생형(regenerative type) 열교환기이다. 대부분의 실제 G-M 냉동기에서는 재생기가 왕복기의 내부에 채워져 있는 일체형 타입이다. 재생기로는 일반적으로 작동온도에서 비열이 높은 재료를 사용한다. 구동장치는 왕복기운동과 밸브의 여닫힘이 위상차를 가지고 연동할 수 있도록 설계되어야 하며, 주로 사용하는 방법은 Rhombic type 구동장치(Rhombic drive mechanism), Scotch Yoke type 구동장치(Scotch Yoke drive mechanism), 기체동력학적 구동장치(Pneumatic drive mechanism) 등이 있다.

Fig. 2는 G-M 냉동기 실린더에서 팽창부의 이상적인 PV선도를 나타내고 있다. 냉동기의 작동과정은 다음과 같다.^(9,10)

- 1) 1~2과정 : 왕복기가 팽창기의 하사점에 있을

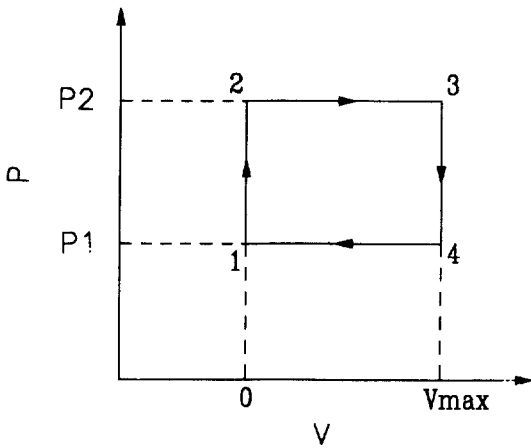


Fig. 2 Pressure-volume diagram of expansion volume in the G-M cryorefrigerator

때, 출구밸브는 닫혀있고, 입구밸브가 열려 팽창기 내의 압력이 P1에서 P2로 상승한다.

2) 2~3과정 : 입구밸브가 열려 있는 상태에서 왕복기가 팽창기의 상사점으로 이동한다. 왕복기의 상승운동으로 왕복기 상단의 가스가 재생기를 통하여 왕복기 하단으로 유입된다. 이때 유입되는 가스는 재생기에 의하여 냉각되므로 P2의 압력을 유지하기 위해 입구밸브를 통하여 가스가 더 유입된다.

3) 3~4과정 : 왕복기가 팽창기의 상사점에 위치하고, 입구밸브는 닫히고 출구밸브는 열려 가스가 팽창하여 팽창기내의 압력은 P1으로 떨어진다. 이 과정에서 팽창기 하부가 극저온으로 냉각된다.

4) 4~1과정 : 왕복기의 하강운동으로 2~3과정에서 축열된 재생기에 의해 극저온의 가스는 열을 흡수하고 재생기는 축냉된다. 그리고 출구밸브를 통해 압축기로 되돌아 가서 한사이클을 완성한다.

이상과 같은 과정을 거쳐서 생긴 면적 1-2-3-4는 이상적인 냉동능력(Ideal refrigeration)을 나타내고 실제의 냉동능력(Actual refrigeration)은 점 1과 점 3에서 고·저압밸브에 의한 압력손실 등에 의해 조금 둥근 모양을 그리게 되고, 순수냉동능력(Net refrigeration)은 주어진 온도에서 Heater Power에 의해 가해진 냉동부하에 의해 나타내질 수 있다. 실제냉동능력과 순수냉동능력에는 서로 차이가 생기는 데 이것은 실제의 냉동사이클에서 생기는 여러가지 손실 때문이다. 이러한 손실들은 크게 6가지로 나눌 수 있다.⁽¹¹⁾

1) 전도 열손실(conduction loss) : 실린더, 왕복

기, 재생기 등에 발생하는 전도 열전달에 의한 열손실이다.

2) 재생기 열손실(regenerator loss) : 재생기의 비효율성 때문에 일어난다.

3) 운동 열손실(Shuttle Heat Loss) : 온도구배를 가지고 있는 실린더내를 왕복기가 왕복운동을 함으로써 발생하는 고온단으로부터 저온단으로의 열팽핑 현상에 의한 손실이다.

4) 복사 열손실(radiation loss) : 진공 Chamber에서의 고온으로부터 팽창부로의 복사에 의해 생긴다.

5) 잔류가스 열전도(residual gas conduction) : 진공 Chamber의 불완전한 진공으로 잔류된 가스에 의한 열전도에 의해 생긴다.

6) Void Volume에 의한 손실 : 실제로 냉동에 기여하지 못하는 재생기내의 Void Volume에 의한 열손실에 의해 생긴다.

이와 같은 특성때문에 G-M 냉동기는 열역학적인 많은 주의와 실험적인 경험이 필요하다.

3. 실험

3.1 Gifford-McMahon 냉동기 장치

본 연구에서 사용한 G-M 냉동기 장치의 개략도는 Fig. 3과 같다. 이 그림과 Fig. 1과의 차이점은 Fig. 1에서는 재생기와 왕복기가 별도로 설치되어 있으나 실제의 G-M 냉동기에서는 재생기를 왕복기의 내부에 위치하도록 한 것과 이를 2단으로 연결한 것이다. 2단 냉동기에서는 1단에서의 1차 팽창기체의 일부는 1단 재생기를 통하여 상온으로 들어가고 나머지는 2단 재생기를 통하여 2단 팽창기로 들어가 팽창하여 더 낮은 온도를 생성시키게 된다. 즉, 팽창기모듈의 각단 팽창부에서 팽창된 헬륨가

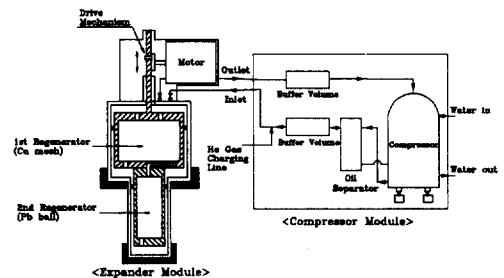


Fig. 3 The experimental apparatus of Gifford-McMahon cryorefrigerator

스는 팽창부 주위로 부터 열을 빼앗은 후, 압축기 모듈에서 압축되어 실온 주위보다 온도가 상승한 후, 압축된 헬륨가스는 냉각수에 의해 열을 빼앗긴다. 이러한 과정에 의해 온도가 낮은 주위로 부터 추출된 열은 온도가 높은 주위로 전달된다. 팽창기 모듈에 위치한 고압밸브(intake valve)와 저압밸브(exhaust valve)에 의해 헬륨가스의 출입이 제어되고, 이 valve들은 각각 flexible aeroquip tube에 의해 압축기 모듈의 고압 tank와 저압 tank에 연결된다.

팽창기모듈에서 모터는 왕복기를 위아래로 구동하고, 동시에 실린더에서 왕복기의 위치에 따라 고압밸브와 저압밸브의 개폐를 조절한다. 고압밸브를 open함으로써 고압 tank로부터 나온 고압헬륨가스는 왕복기의 내부에 위치한 재생기를 거쳐 실린더의 아래공간(팽창부)으로 들어가고, 왕복기를 위로 움직임으로써 더 많은 헬륨가스가 유입된다. 또한 저압밸브를 open 함으로써 팽창기모듈에서의 헬륨가스는 팽창되어 온도가 낮아지고, 동시에 왕복기가 좀더 아래로 움직임으로써 더 많은 헬륨가스가 압축기모듈로 유출된다. 이때 재생기의 역할은 고압헬륨가스가 팽창기 내부로 들어갈 때 열을 흡수하여 축열하고, 팽창된 헬륨가스가 압축기 모듈로 돌아갈 때 열을 방출하여 축냉하게 된다.

실린더는 열전도도를 줄이기 위해 얇은 두께의 스테인리스강(SUS 316)을 사용했다. 1단 실린더의 내경은 57.5 mm, 길이는 135 mm이며, 2단 실린더의 내경은 25.3 mm, 길이는 135 mm이다. 또한 왕복기(displacer)의 행정은 25.4 mm로써 1단과 2단의 팽창체적은 각각 63.46cm³과 12.47cm³이다. 또한 각단의 cold end부는 무산소동(OHFC, oxygen-free copper)을 사용하여 끼워 맞춘 뒤, 인듐으로 brazing하여 부착했다.

왕복기는 열전도도가 매우 낮은 섬유강화 베크라이트를 사용했으며, 1단의 왕복기(외경 : 57 mm, 길이 : 139 mm)는 omni-seal, 2단의 왕복기(외경 : 25 mm, 길이 : 115 mm)는 두개의 step-cut seal을 사용했다. 각단에서의 seal의 재료는 glass-filled tefron이다. 구동장치는 Motor의 축과 캠을 연결하여 왕복기와 입출구밸브를 동시에 구동시키는 Scotch Yoke 타입으로 하였고, Stepping Motor를 사용하여 작동주파수를 변화시킬 수 있도록 하였다. Stepping Motor의 회전은 Stepping Motor driver에서 발생된 pulse 수에 의해 변화된다.

왕복기의 내부에 채워져있는 재생기는 1단에서는 동 Mesh(#200) 340g을 채워넣고 왕복기 양단을 베크라이트 마개를 epoxy를 사용하여 막았다. 2단에서는 Pb ball($\Phi 0.2 \sim 0.3$ mm) 132.5g을 채워넣고, 왕복기의 양단을 1단과 마찬가지로 베크라이트 마개를 사용하여 막았다. 이 때의 상부에 먼저 1단에 사용한 mesh를 여러개 채우고 그위에 stainless steel mesh, 다공성 섬유질 재료, 동 mesh, 다시 stainless steel mesh, 베크라이트 마개 순으로 하여 막았고, 하단의 경우도 같은 방법으로 작업을 수행하였다.

본 연구에서 사용한 헬륨압축기는 상업용 Leybold Model RW3이며 설계충진압력인 16±1 kg/cm²로 압축기가 작동할 때 입력되는 전력은 1.8 kW로 일정하다.

3.2 실험장치 및 방법

Fig. 4는 2단 G-M 극저온 냉동기의 성능시험장치 개략도를 나타내고 있다.

G-M 냉동기의 1,2단 팽창부에는 Silicon-diode 타입 온도센서를 부착하였고, 변위계는 LVDT(Linear Variable Differential Transformer)를 사용하여 Cam에 연결된 왕복기의 구동부에 연결하였다. Silicon-diode 온도센서는 저항온도계의 일종이므로 10 μ A의 일정 전류를 흘려 출력되는 전압에 의해 온도를 측정하였다. 흡입 및 배기시의 팽창부 압력은 Piezo타입 압력계로 측정하였으며, G-M 냉동기에서는 재생기를 통한 압력차가 거의 없으므로 압력센서는 모터의 하우징에 부착하였다. 또한 각단의 팽창부의 온도에 따른 순수냉동능력을 알기위해 1단에는 30 Ω , 2단에는 20 Ω 의 Nichrome Heater wire(Lakeshore NC-32)를 cold end 주위에

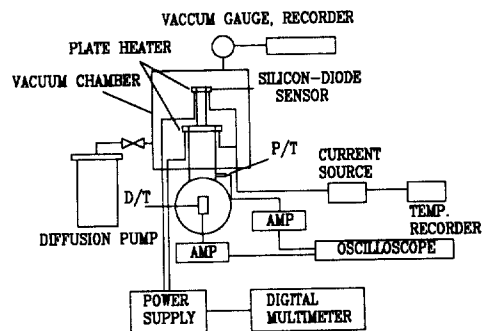


Fig. 4 A schematic diagram of the test configuration

감았다. 이상과 같이 모든 센서를 부착한 주위를 multi layer insulation(MLI)으로 여러 겹 둘러싸아 복사열의 유입을 방지하였다.

또한 MLI에 의해 둘러싸인 팽창부를 포함한 실린더는 주위의 기체분자에 의해 실온(고온)으로부터 열전달을 받기 쉽기 때문에 주위를 진공상태로 만들 필요가 있다. 진공장치는 Rotary 펌프와 Diffusion 펌프를 사용하여 $10^{-5} \sim 10^{-6}$ Torr의 진공도를 유지하여 외부로부터의 열유입을 차단시키는 역할을 한다. Diffusion 펌프에는 액체질소를 사용하여 수증기를 응축시키고 oil의 back streaming을 방지하였다.

G-M 냉동기를 압축기와 연결하기 전에 재생기 내부의 수분이나 불순물을 제거하기 위하여 두가지의 방법을 사용하였다. 첫번째로, 진공펌프로 재생기 내부를 진공상태로 만든 다음, 그 압력의 포화 온도 이상으로 Heater에 의해 온도를 높임으로써 수분을 증기상태로 하여 제거한다. 두번째로, 냉동기 입구밸브와 헬륨봄베를 연결하고 가스를 $5\text{kg}/\text{cm}^2$ 정도의 압력으로 공급하면서 저압부를 대기압과 open한 상태로 냉동기를 약 10분간 구동하여 불순물을 제거한다. 이상과 같이 재생기의 내부를 최적의 조건으로 한 다음, 헬륨가스로 채운 후에 충전압력을 압축기의 정상상태압력으로 맞추고 냉동기의 입출구밸브와 압축기를 연결하여 냉동기와 압축기를 구동하였다.

G-M 극저온 냉동기에서는 압축기의 정상상태 충전압력과 왕복기의 작동주파수는 설계에 매우 중요하므로 먼저, 기존의 Cryopump에서 사용되고 있는 G-M 극저온 냉동기의 작동주파수 약 70 rpm에서 압축기의 정상상태 충전압력을 변화시키면서 1, 2단에서의 시간에 따른 온도변화와 냉동능력을 측정하여 최적압력조건을 찾았고, 이 최적압력조건에서 냉동기의 작동주파수를 변화시키며 각단의 시간에 따른 온도변화와 냉동능력을 측정하여 최적의 작동주파수를 찾았다. 또한 압력과 변위를 동시에 측정하여 압력-시간(P-t), 체적-시간(V-t)과 압력-체적(P-V) 그래프를 도출하여 G-M 냉동기의 작동과정과 열손실을 해석하였다.

위에서 열거한 최적조건들은 G-M 냉동기 시스템 전체의 최고성능계수를 나타내는 조건이라기 보다는 기존의 상품화 되어있는 헬륨압축기에 대해 Cryopump에 사용되는 G-M 냉동기모듈에서 최고의 성능을 나타내는 조건들이다. 즉, 작동주파수

변화에 따라서 헬륨압축기에서의 입력은 고압 buffer tank와 저압 buffer tank의 압력은 일정하게 유지되어 변하지 않고, 충전압력의 변화에 따라서는 헬륨압축기에서의 입력이 변하므로 전체시스템면에서의 효율을 고려할 수 있지만 본 연구에서의 초점은 G-M 냉동기의 2단 팽창부에서의 온도가 20K 근방일 때 냉동능력이 가장 높게 나타나는 것을 최적조건으로 하여 실험을 수행하였다. G-M 냉동기 전체 시스템의 최적성능계수조건은 앞으로 각 핵심부품(재생기, 실린더등)의 설계개선에 의해 좀더 심도깊은 연구가 필요하다.

4. 결과 및 토의

4.1 도달온도와 냉동능력에 대한 압력의 영향

Fig. 5는 작동주파수 70 rpm에서 작동정상상태압력의 변화에 따른 최저도달온도의 변화와 온도에 따른 냉동능력의 변화를 나타내고 있다. 작동정상상태압력은 15 atm 이상에서는 본 실험에서 사용한 압축기의 정상상태 작동이 힘들었으므로 12 atm, 13 atm, 14 atm, 15 atm으로 하였다. 그림에서 횡축은 2단 팽창부에 가해진 Heater wire의 load를 나타내었고, 종축은 2단의 온도를 나타내고

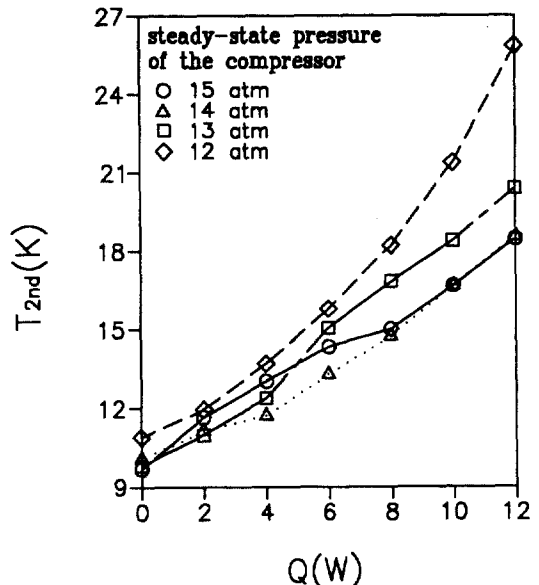


Fig. 5 Second stage temperature change vs. the load at several steady-state pressure of the compressor

있다.

대체로 모든 압력조건에서 온도가 증가하면 냉동능력이 증가하였다. 또한 작동정상상태압력이 증가함에 따라 온도에 따른 냉동능력은 증가하지만, 최저도달온도는 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 작동정상상태압력이 증가함에 따라 헬륨가스의 질량유량이 증가하여 재생기와 헬륨가스 사이의 열교환이 충분히 이루어지기 때문으로 생각된다.

예로써, 2단 팽창부의 온도 18K에서 작동정상상태압력이 12 atm, 13 atm, 14 atm 15 atm일 때의 냉동능력은 각각 8W, 10W, 12W, 12W이었다. 그러나 작동정상상태 압력이 15 atm의 경우에는 2단 팽창부의 온도가 14K 이하에서 냉동능력이 13 atm, 14 atm일 때의 냉동능력보다 작았는데, 이것은 본 실험에서 사용된 압축기 용량의 한계에 가까워져서 압축기 작동이 불완전하기 때문으로 사료된다. 또한 2단 팽창부의 온도가 약 15K 이상일 때는 작동정상상태 압력이 14 atm과 15 atm일 때 거의 비슷하게 나타난다. 여기서 한가지 고려할 점은 일반적인 Cryopump에서 G-M 극저온 냉동기의 2단 팽창부의 온도는 약 20K로 설계되기 때문에 압축기에 무리한 압력인 15 atm 보다는 14 atm이 유리하다는 점이다. 따라서 본 실험에서 사용한 G-M 극저온 냉동기의 최적정상상태 작동압력은 14 atm이라 볼 수 있다. 계속되는 실험은 이 압력 조건에서 수행하였다.

4.2 도달온도와 냉동능력에 대한 작동주파수의 영향

작동주파수는 G-M 극저온 냉동기의 냉동능력에 지대한 영향을 미친다. 한 cycle에 한번의 팽창과정이 일어나기 때문에 높은 작동주파수는 낮은 작동주파수에 비하여 더 많은 팽창이 일어난다는 것을 의미한다. 그러므로 Fig. 6에서 처럼 어떤 냉동능력에 대해 최저의 온도를 나타내는 최적작동주파수가 존재하게 된다. 그림에서 횡축은 작동주파수를 나타내고, 종축은 2단 팽창부의 온도를 나타내고 있다. 압축기의 정상상태압력은 14 atm이고, 작동주파수를 20 rpm에서 80 rpm까지 10 rpm씩 증가할 때 마다 2단 팽창부에 Heater wire의 load를 0W에서 12W까지 2W씩 증가시키면서 온도를 측정한 그림이다.

그림에서 알 수 있듯이 최저도달온도는 무부하시에는 30 rpm에서, 냉동능력이 2W에서 8W 사이에

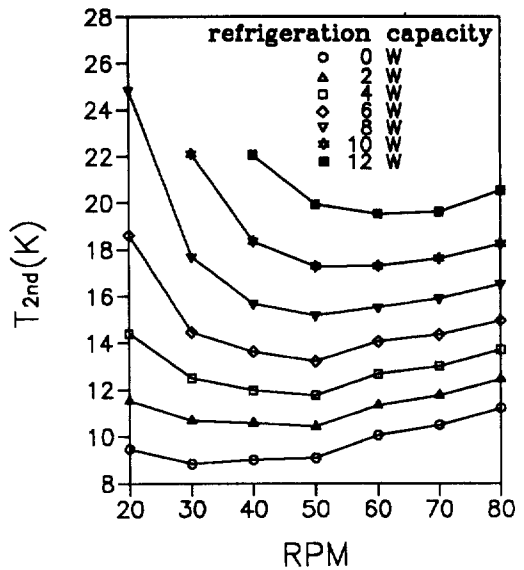


Fig. 6 Effect of cycle frequency on the temperature

서는 50 rpm에서, 10W일 때는 50 rpm~60 rpm에서, 12W일 때는 70 rpm에서 가장 낮다. 따라서 온도가 증가함에 따라 최대냉동능력을 가지는 최적 작동주파수는 증가하는 경향을 보인다. 이것은 작동주파수가 증가함에 따라 단위 시간당의 팽창횟수가 증가함에 따른 냉동능력의 상승이라 볼 수 있다.

또 한가지 주의해야 할 것은, 작동주파수가 20 rpm에서 80 rpm으로 증가할 때, 무부하상태의 최저도달온도변화이다. 즉 20 rpm보다는 30 rpm이 최저도달온도가 낮고, 30 rpm에서 80 rpm으로 증가할 때 최저도달온도가 높아지고 있다. 이는 작동주파수가 높아짐에 따라 단위 시간당의 팽창횟수는 증가하지만 한번의 압축, 팽창에서 재생기와 헬륨가스와의 열교환 할 수 있는 시간이 갈수록 줄어들고, 작동주파수가 너무 낮으면 재생기와 헬륨가스와의 충분한 열교환의 효과가 너무 작은 팽창 횟수에 의해 없어지기 때문인 것으로 생각된다. 따라서 무부하시의 최저도달온도면에서 평가하면 작동주파수가 30 rpm일 때 최적이라고 할 수 있다.

그러나 cryopump용 극저온냉동기는 2단 팽창부에서 20K로 설계되기 때문에 20K에서의 냉동능력이 중요시되어, 최적작동주파수는 70 rpm이라 할 수 있다. 또한, 작동주파수가 30 rpm, 50 rpm, 70 rpm일 때, 시간에 따른 cool down 특성을 나타낸

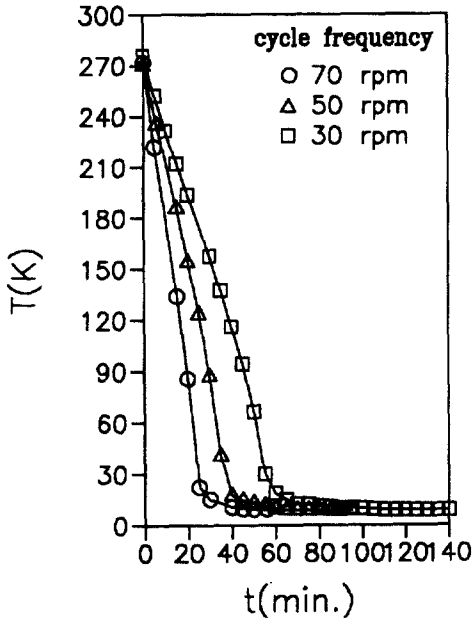


Fig. 7 Temperature history of second stage vs. time

Fig. 7에서도 볼 수 있듯이 70 rpm일 때 최저도달 온도에 이르는 시간이 가장 빠른 약 55분으로 측정되어 cool down 특성면에서도 70 rpm이 최적조건임을 알 수 있다. 그림에서 냉동부하가 14W 이상일 경우는 작동주파수에 관계없이 2단 팽창부의 온도가 약 25K를 상회하므로 Cryopump 용 극저온 냉동기의 성능해석에 의미가 없기 때문에 생략하였다.

Fig. 8은 압축기 정상상태 작동압력 14 atm, 작동주파수 70 rpm일 때, G-M 극저온 냉동기의 1단과 2단에서의 cool down 특성을 나타내고 있다. 작동개시로부터 1단과 2단의 최저도달온도가 각각 36.5K, 10.5K에 도달하는 데 약 55분이 소요되었다. 그림에서 알 수 있듯이 2단에서의 온도변화율이 작동개시 후 약 25분까지는 1단 보다 컸다가 그 뒤 감소하는 경향을 보여주고 있다.

4.3 압력-체적(P-V) 선도

Fig. 9는 디지털 오실로스코프의 화면에 나타난 시간에 따른 압력변화와 왕복기 변위운동 그래프와 이 두신호를 조합하여 만든 전형적인 P-V 선도를 나타내고 있다. 작동조건은 작동주파수가 70 rpm, 작동정상상태 압력이 14 atm이고, 2단에서의 온도가 15K일 때의 그래프이다. 왕복기의 운동은 Cam

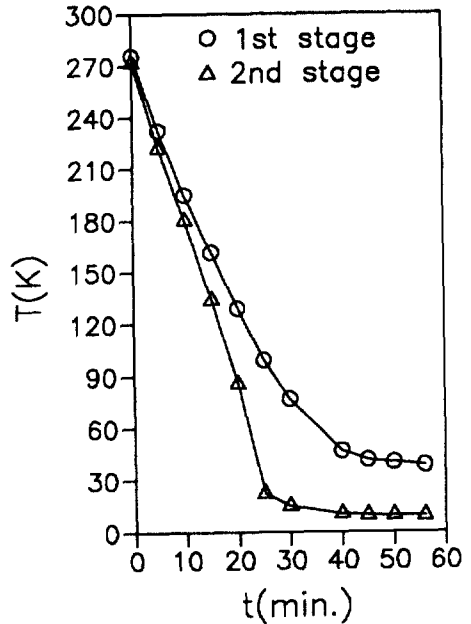


Fig. 8 The cool down characteristics of G-M cryorefrigerator at 70 rpm(No load condition)

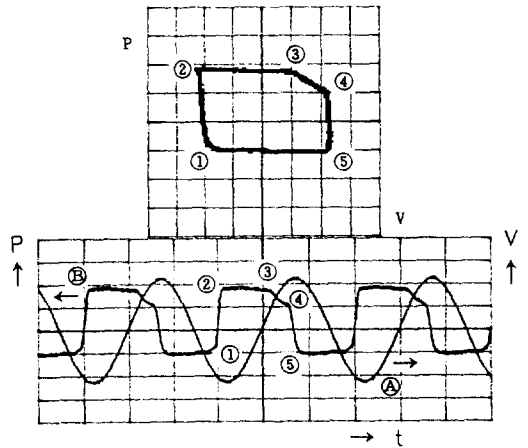


Fig. 9 P-V, P-t, V-t diagrams at 70 rpm, 14 atm

의 회전체에 의하여 정현파를 이루며 왕복운동을 하고 있으며, 압력은 일정주기를 갖고 있는 밸브의 여닫힘에 의해 고압과 저압의 변화를 갖게 된다.

그림의 아래 부분에서 ㉠와 ㉡는 각각 변위와 압력을 나타내고 있다. 압력 그래프에서 ㉠안의 숫자는 고압밸브와 저압밸브의 여닫는 timing을 나타내고, 압력-체적 선도의 숫자와 일치한다. ㉠과 ㉡에서 저압밸브가 닫혀있는 상태에서 고압밸브가 열려

헬륨가스는 압축기로 부터 팽창부로 들어간다. ③에서 고압밸브와 저압밸브는 닫힌 상태가 되며, 상온부의 헬륨가스는 1단 팽창부로, 1단 팽창부의 헬륨가스는 2단 팽창부로 재생기를 거쳐 들어간다. 이 과정에서 헬륨가스의 온도는 조금 떨어지고, 압력도 조금 떨어진다. ④와 ⑤에서 고압밸브는 닫힌 상태이고 저압밸브는 열려서 헬륨가스는 팽창되고, 팽창부로 부터 압축기로 되돌아 간다. 이 때 냉동효과를 발생한다.

Fig. 10은 작동주파수 70 rpm, 작동정상상태압력 14 atm에서 2단 팽창부의 온도가 감소함에 따라 압력-체적 선도의 성능저하를 나타내고 있다. 압력-체적 선도의 면적은 실제 냉동능력을 나타내고 있기 때문에 온도가 감소함에 따라 실제냉동능력이 저하함을 보여주고 있다. 일반적으로 온도가 떨어짐에 따라 헬륨가스의 밀도가 증가하여 정상상태압력이 낮아진다. 정상상태압력이 낮아지면 최대압력은 낮아지고 팽창시의 최저압력은 높아지기 때문에 P-V 선도의 면적은 줄어들어 실제냉동능력이 저하하게 되는 것이다. 또한 고압밸브나 저압밸브가 열릴 때 압력강하가 발생하는 데, 그림 (a), (b), (c), (d)를 보면 온도가 낮아짐에 따라 P-V 선도의 좌측하부와 우측상부가 점점 더 찌그러져 냉동능력이 줄어들고 있다. 이것은 고압과 저압밸브가

상사점과 하사점에 도달하기 직전에 열리고, 온도가 감소함에 따라 헬륨가스의 유동은 증가하여 밸브에서의 압력강하가 증가하기 때문으로 생각된다.

4.4 냉동능력 특성

Fig. 11은 작동주파수 70 rpm, 작동정상상태압력 14 atm일 때 1단과 2단 팽창부에서의 온도에 따른 1,2단의 냉동능력을 조합한 그림이다. 그림에서 횡축은 2단 팽창부의 온도이고 종축은 1단 팽창부의 온도를 나타낸다. 또한 ()안의 앞의 숫자는 1단에 뒤의 숫자는 2단에 Heater wire의 power를 증가시켜감을 의미한다. 즉 1단에 일정한 Heater power를 입력시킨 상태에서 (0W, 10W, 20W, 30W, 40W)에서 2단에서의 heater power를 0W, 4W, 8W, 12W로 증가시키므로써 그때마다의 1단과 2단의 온도를 나타낸 것이다. 따라서 1단과 2단의 측정된 온도에서 각단에 가해진 Heater power는 그 온도들에서의 각단의 순수냉동 능력을 나타낸다.

그림에서 알 수 있듯이 1단 팽창부에서의 온도는 2단 팽창부의 온도에 약간의 영향을 준다. 즉, 1단 팽창부의 온도가 증가하면 2단 팽창부의 온도는 천

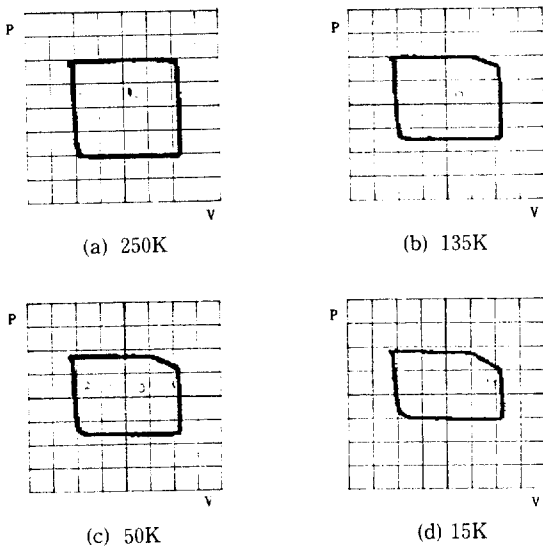


Fig. 10 The degradation in the P-V diagrams at 70 rpm and 14 atm as the temperature of the second stage decrease

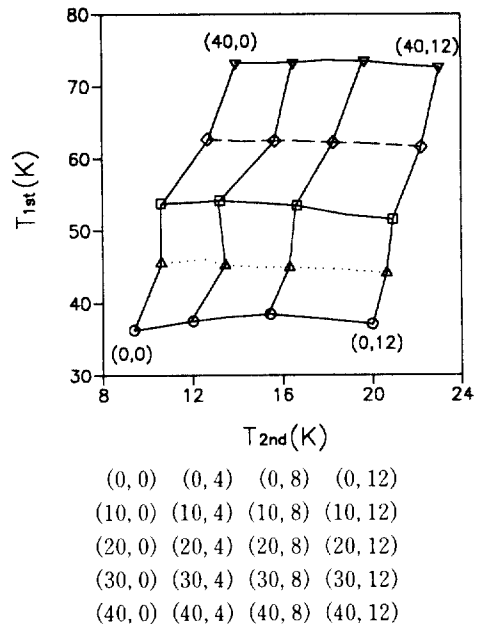


Fig. 11 Temperature at the first and the second stages. Load conditions represented by matrix form, numbers located in the parenthesis, show load at the first and the second stages

친히 증가하지만, 2단 팽창부에서의 온도증가는 1단 팽창부의 온도에 큰 영향을 미치지 않는다는 것을 관찰할 수 있다. 상업적인 Cryopump의 극저온 냉동기는 1단과 2단의 온도가 약 80K와 20K로 설계되는데, Fig. 11의 결과로 부터 1단과 2단에서의 순수냉동능력은 각각 42W와 11W 이어서 기존제품에 비해 뒤떨어지지 않는 성능을 가진 것으로 판단된다.

5. 결 론

Cryopump의 극저온면 생성에 사용되는 2단 Gifford-McMahon 극저온냉동기에 대한 핵심요소를 설계, 제작하여 작동주파수와 작동정상상태 압력에 따른 성능시험을 통하여 다음과 같은 결론을 유도할 수 있었다.

(1) 작동주파수 70 rpm일 때 작동정상상태 압력을 12 atm, 13 atm, 14 atm, 15 atm으로 하여 2단 팽창부에서의 온도에 따른 냉동능력을 측정한 결과, 작동정상상태압력이 증가함에 따라 최저도달온도는 감소하나 냉동능력은 증가하는 경향을 보이고, 압축기의 용량을 고려하면 최적정상상태압력은 14 atm이었다.

(2) 작동정상상태압력이 14 atm일 때, 대체로 작동주파수가 감소할수록 최저도달온도는 저하하고, 냉동능력은 감소하는 경향을 보였다. 또한 작동주파수는 30 rpm에서 최저도달온도 8.6K를 성취하였고 2단 팽창부의 온도가 20K 이상인 영역에서 가장 높은 냉동능력을 가지는 최적작동주파수는 약 70 rpm이었다.

(3) 최적의 작동조건인 작동주파수 70 rpm, 작동정상상태압력 14 atm에서, 작동개시로 부터 2단 팽창부의 최저도달온도에 이르는 시간은 약 55분이었으며, 1단과 2단에서 각각 36.5K, 10.5K이었다. 또한 1단과 2단에서의 순수냉동능력은 1단 팽창부의 온도 80K와 2단 팽창부의 온도 20K에서 약 42W와 11W로써 양호한 성능을 보였다.

참고문헌

- (1) Timmerhaus, K. D. and Flynn, T. M., 1989, "Cryogenic Process Engineering," Plenum Press, New York.
- (2) Walker, G., 1983, "Cryocoolers Part I, II," Plenum Press, New York and London.
- (3) Radebaugh, R., 1982, "Prospect for small cryocoolers," Proc. ICEC-9, Kobe, Japan, pp. 761 ~ 765.
- (4) Nagano, H., 1988, "Recent Trends in Cryo Systems," Refrigeration, Vol. 63, No. 733, Japan, pp. 28 ~ 31.
- (5) 한국기계연구원, 1992, "Cryopump 설계 및 제작기술 개발(Ⅲ)"
- (6) Barron, R. F., 1985, "Cryogenic Systems," Oxford University Press.
- (7) Thirumaleshwar, M. and Subramanyam, S. V., 1990, "Heat balance of single stage Gifford-McMahon cycle cryorefrigerator," Cryogenics, Vol. 30, pp. 189 ~ 195.
- (8) Thirumaleshwar, M. and Subramanyam, S. V., 1986, "Two-stage Gifford-McMahon cycle cryorefrigerator operating at 20K," Cryogenics, Vol. 26, pp. 100 ~ 104.
- (9) Gifford, W. E. and McMahon, H. O., 1960, "A New Low-Temperature Gas-Expansion Cycle" (Part I and II), Adv. Cryog. Eng., Vol. 5, Plenum Press, Inc., New York, pp. 354 ~ 372.
- (10) Weiwu, W., 1987, "Adiabatic expansion-exhaust regenerative refrigerating cycle," Cryogenics, Vol. 27, pp. 577 ~ 581.
- (11) Ackermann, R.A. and Gifford, W. E., 1971, "A Heat-balance Analysis of A Gifford-McMahon Cryorefrigerator," Adv. Cryog. Eng., Vol. 16, pp. 221 ~ 229.