

수소액화 예냉용 소형 스텔링 극저온 냉동기 특성 연구

박성제[†] · 고준석 · 홍용주 · 김효봉 · 염한길 · 인세환

¹한국기계연구원 극한기계부품연구본부

A Study on Stirling Cryocooler for Precooling Hydrogen Liquefier

SEONGJE PARK[†], JUNSEOK KO, YONGJU HONG, HYOBONG KIM, HANKIL YEOM, SEHWAN IN

Department of Energy System, Korea Institute of Machinery & Materials 156 Gajeongbukro,
Yuseong-gu, Daejeon 305-343, Korea

Abstract >> Korea Institute of Machinery & Materials (KIMM) has developed a high efficient Stirling cryocooler with moving magnet linear compressor for precooling hydrogen liquefier and cooling high temperature superconductor (HTS) devices, such as superconductor cable and superconductor fault current limiters. Hydrogen liquefier and HTS electric devices require cryocooler with cooling capacity of hundred watts to kilowatts at 77 K. The compressor in the Stirling cryocooler uses opposed moving magnet linear motors to drive opposed pistons. High efficient Stirling cryocooler is designed by SAGE-software, manufactured and tested systematically. A cooling capacity of 1 kW at 77 K with an electric input power of 9.6 kW has been analyzed. But prototype test results of the Stirling cryocooler have the cooling capacity of 0.65 kW at 76.8 K with an electric input power of 8.1 kW. And then, 21.5% Carnot COP (Coefficient of performance) of the prototype Stirling cryocooler is achieved. The comparison analysis between SAGE-model and experimental results has shown the direction for further design optimization of the Stirling cryocooler.

Key words : Stirling cryocooler(스텔링 극저온 냉동기), Linear compressor(선형압축기), Cooling capacity(냉동능력), Input power(입력), Regenerator(재생기)

Nomenclature

| | | | |
|---|--|---|---------------------------------|
| A | : Cross section area of cylinder [m ²] | l | : Effective coil length [m] |
| B | : Magnetic flux density in air gap [T] | m | : Mass of moving assembly [kg] |
| c | : Damping coefficient | P | : Pressure [Pa] |
| I | : Current [A] | R | : Electrical resistance [Ω] |
| k | : Spring constant | t | : Time [sec.] |
| L | : Inductance [H] | V | : Voltage [V] |
| | | x | : Stroke distance of piston [m] |

Subscripts

[†]Corresponding author : sjpark@kimm.re.kr

Received : 2016.11.15 in revised form : 2016.12.6 Accepted : 2016.12.30

Copyright © 2016 KHNES

b : Buffer

- c : Coil spring
o : Amplitude of wave

Greeks

- ω : Operating angular frequency
 θ : Phase difference between pressure and piston motion
 ψ : Phase difference between current and piston motion

1. 서 론

액체수소는 대량 이송 및 저장이 가능하여 미래 에너지 사회의 중요한 에너지 저장매체로 각광을 받고 있다.

액체수소를 생산하기 위해서는 수소 액화 시스템을 이용하여야 하고, 수소액화 사이클은 역브레이튼 (Reverse Brayton) 사이클, 클라우드(Claude) 사이클 등이 사용되지만, 예냉 과정을 거쳐야 한다. 이에 액체질소 또는 액체질소 생산을 위한 사이클이 추가되어야 하며, 소용량 수소 액화 공정에서는 소용량의 예냉용 극저온 냉동기가 필요하고, 스텔링 극저온 냉동기가 유력한 후보로 거론되고 있다.

스텔링 극저온 냉동기는 군사, 우주 및 초전도 응용 분야에서 급속한 발전을 이루어왔다. 최근에는 소형 수소액화를 위한 예냉용으로써 활용되고 있다.

스텔링 극저온 냉동기는 이상적인 스텔링 사이클을 기반으로 동작하는 극저온 냉동기로서 맥동관 극저온 냉동기, G-M(Gifford- McMahon) 극저온 냉동기 등 기타 극저온 냉동기에 비해 효율이 높고, 소형, 경량화가 용이한 장점으로 인해 1 W 미만(@80 K)의 냉동능력을 요구하는 초소형 적외선 검출기 냉각용 극저온 냉동기로부터 수 kW 수준의 냉동능력을 요구하는 질소 액화 또는 액체질소 과냉용 소형 극저온 냉동기의 영역까지 광범위한 분야에서 활용되

고 있다¹⁻⁵⁾.

일반적으로 스텔링 극저온 냉동기는 고압의 헬륨으로 충전되며, 압축기 피스톤과 팽창기의 왕복기는 효율적인 극저온의 발생 및 유지를 위해 일정한 위상차를 유지하여야한다.

압축기 피스톤에 의해 압축된 헬륨가스가 연결관 및 재생기를 통해 충분히 냉각되고, 팽창공간의 연속적인 체적변화(팽창)에 의해 극저온이 발생되고, 유지된다⁶⁻¹⁰⁾.

저온부 온도 77 K에서 500 W 이상의 냉동능력을 가지는 스텔링 극저온 냉동기에 대한 연구는 네델란드의 Stirling cryogenics사가 대표적이며, 롬빅(Rhombic) 구동방식을 이용하고, 압축 피스톤과 실린더 사이의 마찰열을 제거하기 위한 오일 공급 및 냉각시스템을 사용하고 있다. 하지만, 3,000~6,000 시간마다 오일을 교체하여야 하고, 구동기구는 반밀폐형으로 구동모터와 연결되어 있기 때문에 헬륨 충전가스가 누설되기 때문에 주기적으로 보충해야 하는 단점이 있다¹¹⁾.

최근에 미국의 Infinia사는 Oil-free와 저진동, 고수명을 위해 이동 자석형 선형모터를 활용한 단방향 선형압축기를 개발하여 선형압축기를 양방향으로 설치하여 진동을 감소시키고, 냉동시스템을 밀폐형으로 제작하여 헬륨 가스 추가 충전을 하지 않도록 보완한 형태의 스텔링 극저온 냉동기를 개발하고 있다^{12,13)}.

따라서 본 연구에서는 Oil-free와 저진동, 고수명을 위해 이동 자석형 선형압축기를 이용하여 수소액화 예냉용 스텔링 극저온 냉동기를 개발하기 위하여, 스텔링 극저온 냉동 사이클을 SAGE 상용프로그램을 이용하여 해석하고, 선형압축기의 전자기 및 동역학적인 거동을 FEMM (Finite Element Method Magnetics)으로 해석하며, 헬륨 냉매 질량유량과 재생기의 길이에 따른 스텔링 극저온 냉동기의 성능을 REGEN 3.3 프로그램을 활용하여 분석한 결과를 바탕으로 스텔링 극저온 냉동기를 제작하여 성능평가를 수행한 결과를 제시하고자 한다.

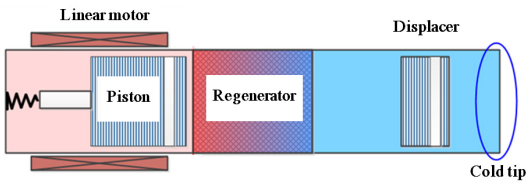


Fig. 1 Stirling cryocooler

2. 스텔링 극저온 냉동기 해석 및 설계

스텔링 극저온 냉동기는 스텔링 사이클에 의해 작동되며, 압축부, 재생기와 팽창부로 구성된다. 스텔링 사이클은 등온압축, 등적이동, 등온팽창 및 등적이동에 의해 작동된다. Fig. 1은 스텔링 극저온 냉동기의 기본 구성을 보여주고 있다.

스텔링 극저온 냉동기에서 선형압축기는 선형모터, 내부 요크, 외부 코일, 영구자석, 실린더, 피스톤과 플렉서 스프링으로 구성된다. 팽창부는 왕복기, 재생기, 실린더, 플렉서 스프링, 저온부 및 고온부 열교환기로 구성된다, Fig. 2는 스텔링 극저온 냉동기의 개략도를 보여주고 있다.

선형압축기의 양방향 피스톤에 의해 발생된 압력파형은 팽창부 왕복기의 구동력이 되며, 팽창공간에서의 이상적인 냉동은 왕복기의 운동과 압력파형에 의해 발생하게 된다.

스텔링 극저온 냉동기의 해석은 재생형 극저온 냉

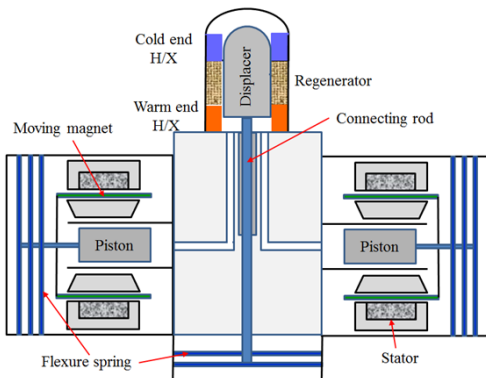


Fig. 2 Configuration of dual acting Stirling cryocooler

Table 1 Specifications and performance items of the dual-opposed Stirling cryocooler

| Specification | Value | Unit |
|-------------------------------------|-------------------|----------|
| Operational speed | 50 | Hz |
| Gas pressure (Helium) | 1.989 | MPa |
| Compression space | Cylinder diameter | 85 mm |
| | Stoke | 30.1 mm |
| Expansion space | Cylinder diameter | 70 mm |
| | Stoke | 25.2 mm |
| Regenerator | SUS Mesh type | #200 |
| | Wire diameter | 55 μm |
| | Width/Length | 47/45 mm |
| Performance item | Value | Unit |
| Phase angle (displacer) | 60 | Deg. |
| Pressure ratio (compressor) | 1.5 | - |
| Compression power | 6,246 | W |
| Expansion power | 1,489 | W |
| Net PV Power | 6.246 | W |
| Electric power (Eff.=0.65 (Assume)) | 9,609 | W |
| Cooling capacity | 1,000 | W |
| Efficiency | 30.1 | % |

동기의 해석 및 설계를 위해 D. Gedeon이 개발한 SAGE 상용프로그램에 의해 수행되었다^{14,15)}.

Table 1은 SAGE 프로그램에 의해 결정된 양방향 스텔링 극저온 냉동기의 사양과 성능을 보여주고 있다.

선형압축기의 피스톤에는 왕복 운동으로 인한 관성력, 피스톤과 실린더 사이의 마찰에 의한 댐핑력, 코일스프링에 의한 힘, 작동유체의 압축과 팽창 사이의 압력 차이로 인한 힘, 그리고 인가전압에 의한 전기력 등이 작용된다.

그러므로 선형압축기의 질량-스프링-댐핑 관계식과 전압관계식은 아래의 식 (1)과 식 (2)로 나타내어진다.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k_c x + (P - P_b) \cdot A = BI \quad (1)$$

$$V = RI + L \frac{dI}{dt} + Bl \frac{dx}{dt} \quad (2)$$

Table 2 Specifications of the linear compressor

| Specifications | Value |
|----------------------------|----------------------|
| Input power | 12 kW |
| Efficiency of compressor | > 75% |
| Diameter of piston | 100 mm |
| Stroke of piston | 30 mm |
| Mass of mover | 2.0 ± 0.5 kg |
| Rated voltage | 380 VAC, 1 phase |
| Rated current | 15.8 Arms per 1 unit |
| Frequency | 50 / 60 Hz |
| Thrust constant | 85.5 N/A |
| Pressure amplitude | 300 kPa |
| Mechanical spring constant | 100 - 250 kN/m |

여기에서 m 은 가동부의 질량; c 는 damping coefficient; k_c 는 코일스프링의 스프링상수; P 는 압축기의 압력; P_b 는 버퍼 공간의 압력; A 는 실린더의 단면적; B 는 간극의 자속밀도; l 은 코일의 유효 길이; R 은 전기저항; L 은 인덕턴스이다.

피스톤 행정거리(x), 인가전류(I), 압축기의 압력과 형(P)과 버퍼공간의 압력과형(P_b)은 식 (3)~(6)으로 표현된다.

$$x = x_o \sin(\omega t) \tag{3}$$

$$P = P_o \sin(\omega t + \theta) \tag{4}$$

$$P_b = P_{bo} \sin(\omega t + \theta_b) \tag{5}$$

$$I = I_o \sin(\omega t + \psi) \tag{6}$$

여기서 ω 는 작동 각주파수; t 는 시간; 하첨자 o 는 파형진폭; θ , θ_b , ψ 는 각각 피스톤과의 위상차이다.

Table 2는 동적거동과 전자기 해석에 의한 선형압축기의 사양을 보여주고 있다.

재생물질을 포함하는 재생기는 냉동 성능과 냉동기의 효율에 직접적으로 영향을 주는 핵심부품이다. 특히 재생기의 길이는 스텔링 극저온 냉동기의 냉동

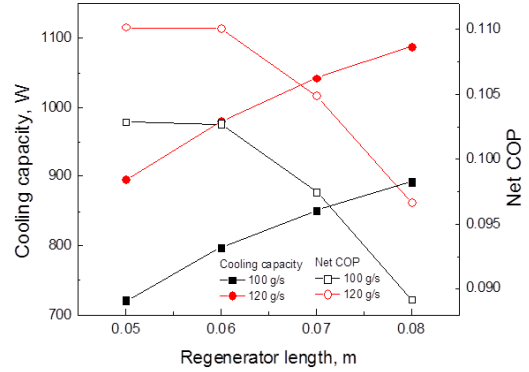


Fig. 3 Cooling capacity and COP of the Stirling cryocooler with the length of the regenerator

능력에 많은 영향을 준다. 재생기 메쉬의 수력직경은 냉매 가스의 열침투깊이보다 훨씬 작기 때문에 유동저항이 훨씬 커서 재생기 길이가 너무 길면 냉동능력에 악영향을 미친다.

헬륨가스보다 비열이 매우 높은 물질로 채워지는 재생기는 Fig. 2에서와 같이 스텔링 극저온 냉동기의 상온 압축부와 저온 팽창부 사이에 위치하며, 헬륨가스가 상온 압축부에서 저온 팽창부로 이동할 때, 가스로부터 재생기로 열을 전달하여 가스의 온도를 낮춰주고, 헬륨가스가 저온팽창부에서 상온 압축부로 이동할 때, 재생기는 가스에 열을 전달하여 가스의 온도를 높여주는 역할을 한다. 재생기는 왕복기 실린더와 팽창부 하우징 사이에 도넛 형상으로 설치된다.

Fig. 3은 REGEN 3.3 프로그램에 의해 계산된 재생기 길이와 헬륨가스의 질량유량에 따른 스텔링 극저온 냉동기의 냉동능력과 성적계수(COP, Coefficient of Performance)의 변화를 보여주고 있다.

재생기는 0.15 mm 두께의 얇은 스테인리스 튜브로써 내경 86 mm, 외경 130 mm로 제작되었으며, 재생물질은 #250의 SUS304 스크린을 약 1,500장 적층하여 제작하였다. 저온부 온도와 작동주파수, 헬륨 충전압력은 각각 77 K와 45 Hz, 25 MPa로 고정하였으며, 재생기 저온부에서의 압력비, 유량 및 압력비와 유량의 위상차를 일정하게 두고 해석하였다.

Fig. 3에서 스텔링 극저온 냉동기의 냉동능력과 COP는 헬륨가스의 질량유량이 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였고, 재생기의 길이가 증가함에 따라 냉동능력은 증가하나, COP는 감소하는 경향을 보였다. 재생기 길이가 증가함에 따라 입력의 증가로 냉동능력은 증가하였으나, 압력손실이 증가하여 COP가 감소하였다. COP는 재생기 길이가 60 mm일 때 가장 높았으나, 재생기 길이에 따른 COP의 감소율(약 12%)과 냉동능력의 증가율(약 11%)은 거의 비슷하여 냉동능력을 증가시키고, 팽창부 조립시 왕복기의 길이와 상온 열교환기의 열교환 면적을 증가시키기 위하여 재생기 길이가 가장 긴 80 mm로 결정하여 실험에 적용하였다.

3. 실험장치 구성

Fig. 4는 양방향 스텔링 극저온 냉동기의 실험장치 개략도를 보여주고 있다.

선형모터를 포함하는 선형압축기는 AC 전원 공급기(EXTECH, 6530)에 의해 구동되며, 2개의 선형모터는 진동을 감쇠시키기 위해 서로 마주보는 형태로 구성된다.

스텔링 극저온 냉동기의 왕복기는 압축공간과 팽창공간 사이의 압력차에 의해 구동되며, 플렉서 스프링에 의해 지지되고 있다¹⁶⁾.

선형모터에 공급되는 입력전압과 전류는 오실로스코프(Yokogawa, DLM4038)에 기록되며, 압축공간, 팽창공간 및 버퍼에서의 압력변화는 동압센서(PCB, 353B18)에 의해 측정된다.

저온부 온도는 100 K 이하에서 ± 0.25 K의 정확성을 가지는 Silicon-diode 온도센서(Lakeshore DT-670-CU)에 의해 측정된다. 온도센서는 저온부에 바니쉬(Varnish)로 접착하며 저온용 테이프를 감싼다. 그리고 Silicon-diode 온도센서에 100 μ A의 전류를 흘려 전압을 측정하여 온도로 환산하는 온도 모니터(Lak-

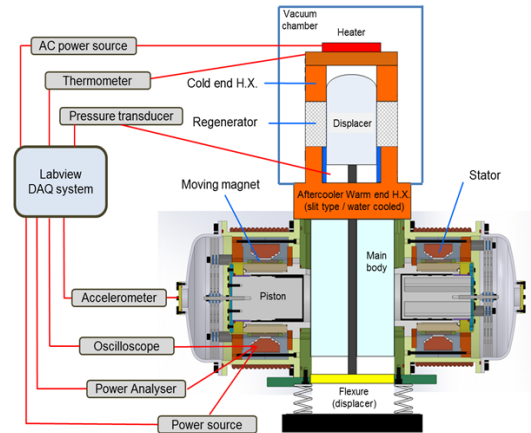


Fig. 4 Experimental apparatus of the dual-opposed Stirling cryocooler

eshore 218 Temperature monitor)에 의해 온도를 측정한다.

이와 같이 센서들이 부착되면 상온부에 있는 부품을 제외한 저온부 영역은 진공단열을 위해 진공챔버에 놓여지고, 실험 중에는 진공펌프에 의해 10^{-5} Torr로 유지된다.

또한 저온부의 온도분포와 냉동능력을 측정하기 위하여 50 W의 카트리지 히터를 24개를 부착하였으며, 8개의 온도센서가 Fig. 4와 같이 설치된다.

스텔링 극저온 냉동기의 성능실험은 다음과 같은 과정으로 수행된다.

- (1) 스텔링 극저온 냉동기의 저온부 온도 77 K까지의 냉각특성 측정
- (2) 최대입력전력을 공급하였을 때, 스텔링 극저온 냉동기 저온부의 최대 냉동능력 측정
- (3) 최대입력전력을 공급하였을 때, 스텔링 극저온 냉동기 저온부에서의 인가히터전력을 감소시키며 저온부 변화 측정
- (4) 스텔링 극저온 냉동기의 온도에 따른 냉동능력과 % 카르노 COP 측정
- (5) 스텔링 극저온 냉동기 저온부에서의 최저도달 온도 측정

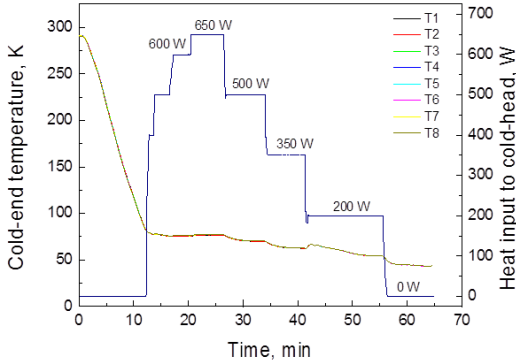


Fig. 5 Cool-down and heating characteristics of the Stirling cryocooler

4. 실험 결과 및 토의

Fig. 5는 스텔링 극저온 냉동기의 저온부 온도 77 K까지의 냉각시간과 최저도달온도 및 냉동능력 특성을 확인하기 위한 냉각 및 승온 특성을 보여주고 있다. 먼저 가능한 입력전압을 조절하면서 스텔링 극저온 냉동기 저온부의 온도를 77 K까지 냉각한다. 이렇게 정상상태에 도달했을 때, 저온부에 부착된 8개의 온도센서의 온도 분포는 1 K내의 온도차를 가지며 비교적 균일한 분포를 가졌으며, 스텔링 극저온 냉동기 저온부의 온도가 77 K에 도달한 시간은 약 13분 정도 소요되었다.

그 후, 가능한 입력전력을 인가하면서 스텔링 극저온 냉동기 저온부 온도 77 K에서의 최대 냉동능력을 측정하였으며, 이 때 최대 냉동능력은 650 W가 측정되었다. 다음에 스텔링 극저온 냉동기에 입력전력을 최대로 유지될 때, 공급되는 히터전력을 감소시키면서 최저도달온도 43.2 K를 측정하였다.

Fig. 6은 Fig. 5의 실험시 스텔링 극저온 냉동기의 양방향 선형모터에 공급되는 입력 특성을 확인하기 위해 측정된 입력전력의 변화를 보여주고 있다. 양쪽의 선형모터에 공급되는 입력전력의 차이는 모든 작동과정에서 100 W 미만이었다.

그리고 Fig. 5와 Fig. 6의 결과로부터 스텔링 극저

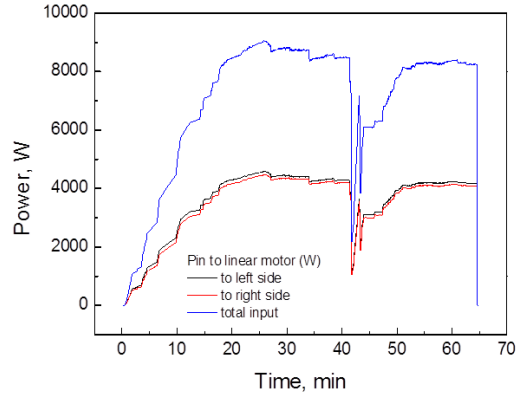


Fig. 6 Input power of the Stirling cryocooler

온 냉동기 저온부에 냉동부하를 증가시킬 때 입력전력이 증가하므로, 무부하일 때의 입력전력은 약 8.1 kW, 650 W의 부하일 때의 입력전력은 약 8.8 kW이었다.

Fig. 7은 스텔링 극저온 냉동기 압축기의 공진 작동 여부 확인을 위해 측정된 커패시터 전후에서의 Power factor를 보여주고 있다. 스텔링 극저온 냉동기의 입력전력은 커패시터를 통해 공급된다. 커패시터 뒤쪽의 Power factor는 0.6보다 작지만, 커패시터 앞쪽의 Power factor는 거의 1에 가까웠다. 이것은 스텔링 극저온 냉동기는 커패시터에 의해 공진조건에서 작동한다는 것을 의미하고 있다.

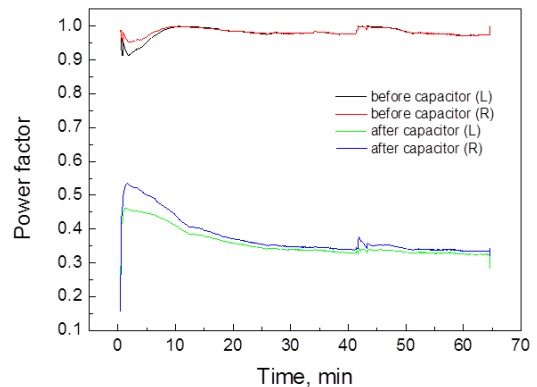


Fig. 7 Power factor before and after capacitor of the Stirling cryocooler

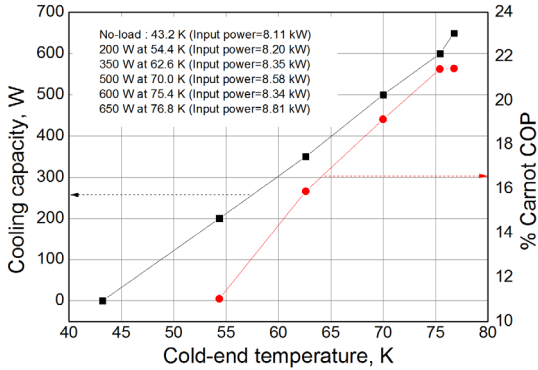


Fig. 8 Cooling capacity and % Carnot COP with the cold end temperature

Fig. 6에서의 입력전력과 Fig. 7에서의 Power factor 결과는 2개의 선형모터에서 약간의 차이를 보여주고 있는데, 이는 2개의 선형모터에서 저항과 인덕턴스, 커패시턴스, 피스톤 운동에서 약간의 차이가 있음을 보여주고 있다.

Fig. 8은 스텔링 극저온 냉동기 저온부에서의 냉동능력과 % 카르노 COP를 보여주고 있다. 스텔링 극저온 냉동기 저온부에서의 냉동능력과 % 카르노 COP는 저온부의 온도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보여주고 있으며, 스텔링 극저온 냉동기 저온부 온도 77 K(액체질소온도)에서의 냉동능력과 % 카르노 COP는 각각 650 W와 21.5%를 보여주었다.

여기서 % 카르노 COP는 저온부 냉각온도에서의 카르노 COP에 대한 실제 측정된 COP의 비율을 나타낸다.

해석결과인 저온부 온도 77 K에서 입력전력 9.6 kW, 냉동능력 1 kW, % Carnot COP 30.1%에 비해 낮은 성능을 보인 것은 선형모터에 한계전류 이상 공급 못하기 때문에 입력이 8.1~8.8 kW로 낮게 공급되었고, 피스톤 변위와 왕복기 변위의 최적 위상이 만들어지지 못하였으며, 재생기에서의 압력 손실로 인해 압력진폭이 낮기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 향후 피스톤 변위와 왕복기 변위의 위상차를 추가 조정하고, 재생기에서 압력손실을 줄이면서 열교환 성

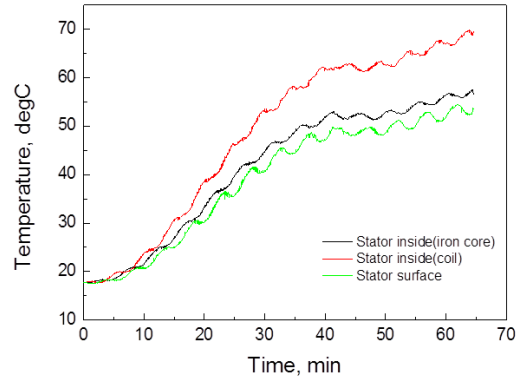


Fig. 9 Temperature variations of the linear motor

능을 더욱 높이는 연구가 필요하다.

스텔링 극저온 냉동기에 공급된 입력전력은 선형 압축기에 의한 압축열과 선형모터의 발열에 의한 열량으로 방출되기 때문에 스텔링 극저온 냉동기의 정상작동을 위해서 충분한 냉각이 필요하다. 따라서 선형모터에 사용되는 영구자석(NdFeB)은 온도가 올라가면 자속이 감소하여 추력저하를 가져오기 때문에 약 120°C 이하의 온도로 제어해야 하며, 스텔링 극저온 냉동기 압축부에서의 방출열량을 평가할 필요가 있다.

Fig. 9는 선형모터의 철심코어, 코일 및 표면에서의 온도변화를 보여주고 있다. 선형모터의 철심코어, 코일 및 표면에서의 온도는 스텔링 극저온 냉동기의 작동에 의해 점점 온도가 증가하는 경향을 보여주고 있으며, 이는 스텔링 극저온 냉동기를 장시간 운전할 때 선형모터 표면을 냉각할 필요가 있음을 의미한다.

Fig. 10은 압축기 압축부에 공급되는 냉각수의 온도와 냉각수 유량을 보여주고 있다. 냉각수의 입출구에서의 온도는 약 2°C 내외로 변화하고 있으며, 냉각수 유량은 정상상태 운전시 약 3 l/min 내외로 변화하고 있는 것을 알 수 있다.

Fig. 11은 스텔링 극저온 냉동기 압축부에서의 냉각수에 의한 방출 열량 변화를 보여주고 있다. 냉각수에 의한 방출 열량은 냉각수 입출구 온도, 냉각수 유량과 냉각수의 비열에 의해 계산되어 진다. 방출

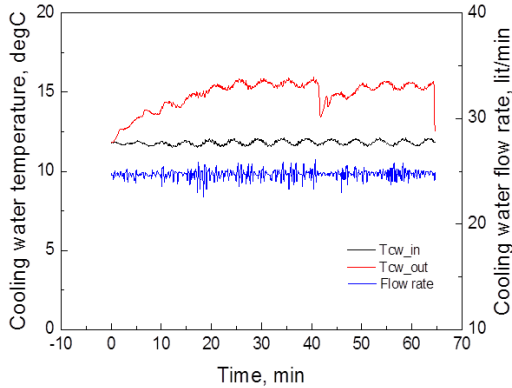


Fig. 10 Temperature and flow rate of the cooling water

열량은 최대 입력 조건에서 5,500~6,500 W이었으며, 충분한 냉각이 이루어짐을 알 수 있었다.

5. 결 론

본 연구에서는 수소액화 예냉을 위해 SAGE 상용 프로그램을 이용하여 양방향 선형압축기에 전력을 공급하는 구조로 스텔링 극저온 냉동기를 해석, 설계, 제작하여 성능특성을 분석하였다. 선형압축기는 동역학적인 거동과 전자기 해석을 통해 사양이 결정되었으며, 스텔링 극저온 냉동기의 성능을 향상시키기 위하여 REGEN 3.3 프로그램을 이용하여 재생기 길이에 따른 냉동능력의 변화를 해석하였다.

재생기 길이의 변화에 따른 냉동능력의 증가율과 성적계수의 감소율이 비슷하기 때문에 냉동능력과 팽창부 조립시 상온열교환기의 열교환 면적을 증가시키기 위하여 재생기 길이가 가장 긴 80 mm로 설정하였다.

냉동성능실험을 위해 양방향 스텔링 극저온 냉동기 실험장치를 제작하였으며, 스텔링 극저온 냉동기 실험과정을 확립하였다.

스텔링 극저온 냉동기의 냉각 및 승온 특성을 관찰하였고, 저온부 온도와 냉동부하, 전압 및 전류를 측정함으로써 입력전력, power factor 및 냉동능력을

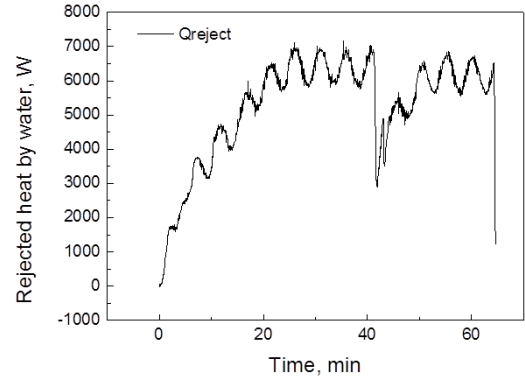


Fig. 11 The variations of the heat rejection by the cooling water

측정하여 분석하였다.

또한 스텔링 극저온 냉동기의 정상작동을 위해 선형모터 철심코어, 코일 및 표면에서의 온도를 측정하였고, 스텔링 극저온 냉동기 압축부에서의 냉각수에 의한 방출 열량을 냉각수 입출구 온도와 냉각수 유량을 측정하였으며, 방출열량은 최대 입력 조건에서 5,500~6,500 W로 충분한 냉각이 이루어짐을 알 수 있었다.

최종적으로 스텔링 극저온 냉동기의 최저도달온도는 43.2 K, 이 때 입력전력은 8.1 kW이었으며, 저온부 온도 77 K에서의 최대냉동능력 및 최대 % 카르노 COP는 650 W와 21.5%이었다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 산업융합원천기술개발사업 및 한국기계연구원 주요사업의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

References

1. R. Radebaugh, "Application, fundamentals, thermodynamics, classification, type of cryocoolers, cryocooler problem", Workshop on cryogenic refrigeration technology at the Korea Institute of

- Machinery & Materials, KIMM, 1996.
2. Y.Xu, etc., Study on a High-Power Stirling Cryocooler, International Cryocooler Conference 18, 2014.
 3. R. Radebaugh, Development of the Pulse tube Refrigerator as an Efficient and Reliable Cryocooler, Proceedings Institute of Refrigeration, London, 2000.
 4. S.J.Park, etc., The effect of operating parameters in the Stirling cryocooler, Cryogenics, Vol. 42, 2002.
 5. S.J.Park, etc., An experimental study on the phase shift between piston and displacer in the Stirling cryocooler, Current Applied Physics, Vol. 3, 2003.
 6. J.S.Ko, etc., Development of 1 kW Stirling cryocooler using a linear compressor, Cryogenic Engineering Conference, 2015.
 7. G. Walker, Miniature Refrigerators for Cryogenic Sensors and Cold Electronics, New York, Oxford University Press, 1989
 8. A.K.De Jonge, A Small Free-Piston Stirling Refrigerator, American Chemical Society, 1979.
 9. Y.P.Yang, etc., New techniques for the non-contact measurement of displacer motion of a miniature split-Stirling cryocooler, Cryogenics, Vol. 36, No. 8, 1996.
 10. Y. Xiang, etc., Identification of the negative feedback relationship in split cycle free piston Stirling cryocooler system, Cryogenics (September Supplement 1990), Vol. 30, 1990.
 11. [Http://www.stirlingcryogenics.com/](http://www.stirlingcryogenics.com/)
 12. L.Penswick, etc., “High-capacity and efficiency Stirling cycle cryocooler”, Cryocoolers 18, 2014.
 13. D.Y.Koh, etc., A study on the linear compressor characteristics of the Stirling cryocooler, Cryogenics, Vol. 42, 2002.
 14. Gedeon Associate, SAGE Stirling-Cycle Model-Class Reference Guide, Gedeon Associate, OH, 1999.
 15. Y.J.Hong, etc., Effects of Design Parameters on Performance of the Stirling Refrigerator, Journal of the Korea Institute of Applied Superconductivity and Cryogenics, Vol. 6, 2004.
 16. J.S.Ko, etc., Development of high capacity stirling cryocooler, Progress in Superconductor and Cryogenics, Vol. 17, 2015.