

크라이오 펌프 냉동기 냉각용량 측정방안

인상렬^{a*} · 조희승^b · 정승호^a

^a한국원자력연구원 핵융합공학기술개발부, 대전 305-353

^b한국과학기술원 기계공학전공, 대전 305-701

(2011년 5월 25일 받음, 2011년 6월 27일 수정, 2011년 6월 30일 확정)

국내에서 개발 중인 맥동관형 냉동기 및 일반적인 GM 냉동기 성능평가를 위해 냉각용량 측정 장치를 제작한 후, 측정절차 검토 및 장치 성능확인의 일환으로 상용 냉동기의 냉각용량을 측정했다. 측정된 2차원 냉각용량 차트는 실험에 사용한 냉동기 모델이 가지는 고유 특성을 잘 나타냈다. 이 논문에서는 제작된 냉각용량 평가 장치의 설계사항 및 시운전 결과를 소개한다.

주제어 : 크라이오 펌프, 냉동기, 냉각용량, 성능평가

I. 서 론

크라이오 펌프는 표면에 활성탄이 접촉되어 있는 구리 패널 또는 어레이를 냉동기의 10 K 냉각단에 붙여서 가동하면 패널의 온도가 15 K 정도의 극저온까지 내려가서 기체를 흡착 또는 응축하여 배기하는 펌프다. 질소, 산소, 알곤같은 응축성 기체들을 배기하려면 활성탄이 꼭 필요하지는 않고, 맨살의 금속면이라도 30 K 정도로 온도가 내려가기만 하면 팬츠고, 수소, 네온, 헬륨같은 흡착성 기체들은 활성탄을 20 K 이하로 온도를 낮춰야만 배기가 가능하다.

15 K 패널 주위가 바로 상온의 벽들이라면 300 K 복사열(· 90 W/m²) 때문에 패널을 원하는 온도까지 낮추기 어려울 수도 있다. 따라서 15 K 패널과 300 K 벽 사이에 열차폐체가 필요하고 상용 크라이오 펌프의 경우 2단 냉동기의 고온 측인 40 K 1차 냉각단을 열차폐체 냉각에 사용한다. 1차 냉각단은 유지온도가 높아서 냉각능력이 상대적으로 높지만 반면에 300 K 복사열을 대부분 차단해야 하며, 2차 냉각단은 열차폐체 안에 있어서 열부하가 현저하게 적어지지만 열용량과 복사율이 높은 활성탄 패널이 달리고 온도가 낮은 만큼 냉각능력도 떨어진다는 점을 감안해야 한다.

크라이오 펌프의 냉동기는 압축기에서 공급된 20기압 정도의 고압 헬륨을 저압 쪽으로 확산팽창시켜서 냉각단의 온도를 낮추어 주는 기기로서 소비전력 대비 냉각능력의

효율이 매우 낮기 때문에 10 K 냉각단이 가지는 냉각용량이 10 W라면 압축기의 소비전력은 보통 10 kW에 이른다. 만일 15 K 패널에 어떤 이유로 총 10 W 이상의 열부하가 가해지면 온도는 20 K보다 더 상승하게 되고 필요한 기체들을 배기할 수 없는 상태가 될 수도 있다. 극저온에서 1 W 열부하는 몇 도를 변화시킬 수 있고, 또 1 도 차이는 수소같은 특정 기체의 평형압력을 수백 배 변화시킬 수 있다. 따라서 냉동기의 냉각용량(refrigeration capacity)을 정확하게 아는 것은 냉동기에 딱 맞는 흡착패널의 설계를 가능케 하고 제작된 크라이오 펌프의 성능도 올바르게 예측할 수 있게 해준다.

냉동기에 가해지는 열부하와 관련해서 한 가지 혼동하기 쉬운 사항이 있는데 냉동기는 1차 냉각단과 상온 사이, 또 2차 냉각단과 1차 냉각단 사이에 얇은 실린더 벽을 통해 기본적으로 열손실이 존재한다는 사실이다. 그러나 이것은 냉동기의 고유 성능에 속하는 것으로 소비자에게 제공되는 냉각용량은 이런 손실을 빼고 남은 것이지만 여전히 냉각 수요를 만족시키기에 충분해야 한다.

냉동기의 냉각용량 측정은 아무것도 부착하지 않은 상태에서 냉동기의 두 냉각단이 각각 80 K 및 20 K로 유지되면서 감당할 수 있는 열부하를 각각 구하는 것으로 정의되어 있다 [1]. 더 넓은 의미로는 각 냉각단에 특정 열부하가 가해질 때 각 단의 도달온도를 구하는 것이다. 후자가 실제로 시행하기에 편리하고, 양쪽 열부하를 차례로 변화시켜 2차

* [전자우편] srin@kaeri.re.kr

원 냉각용량 차트를 구하면 전자도 쉽게 구해진다.

현재 국내에서는 종래의 GM 냉동기 대신 맥동관(pulse tube) 형 [2] 냉동기를 채택한 크라이오 펌프 국산화 과제가 수행되고 있다. 펌프 개발과제와 별도로 펌프 및 핵심 부품의 성능평가 시스템 개발도 이루어지고 있는데, 새로 개발 중인 맥동관형 냉동기뿐만 아니라 일반적인 GM 냉동기 성능평가도 가능하도록 냉각능력 측정 장치를 제작한 후, 측정 절차를 검토하며 장치 성능을 확인하는 시운전 및 예비 실험의 일환으로 일본 Ulvac사제 R-80 냉동기의 냉각용량을 측정했다. 실험의 목적이 냉각용량 측정 자체에 있는 것은 아니지만 평가 장치의 실용성을 판단하는 유일한 방법이라고 할 수 있다. 이 논문에서는 제작된 냉각용량 측정 장치의 설계사항 및 시운전 결과를 소개하고 논의한다.

II. 냉각용량 측정장치의 구성

냉각용량 측정장치는 기본적으로 Fig. 1처럼 냉동기를 장착할 수 있는 진공용기 및 배기장치와 냉동기의 두 냉각단에 설치하는 두개의 히터 및 전원과 SD(silicon diode) 극저온 온도센서로 구성되어 있다. 앞서 언급했듯이 PNEUROP 규격에는 냉각용량 측정을 1차 냉각단은 80 K로, 2차 냉각단은 20 K로 유지하면서 히터 파워를 측정하여 냉각용량 값으로 보고하도록 기술되어 있으나 냉각단을 일정 온도로 유지하는 것이 일반적으로 어렵기 때문에, 순서를 바꿔서 각 냉각단에 일정한 열부하를 공급할 때 각 냉각단이 도달하는 온도를 측정하는 방식을 택했으며, 또 한 점이 아니라 두 냉각단의 모든 가능한 온도 범위에 대해서 2차원적인 측정을 실시했다. 이렇게 얻어지는 결과는 크라

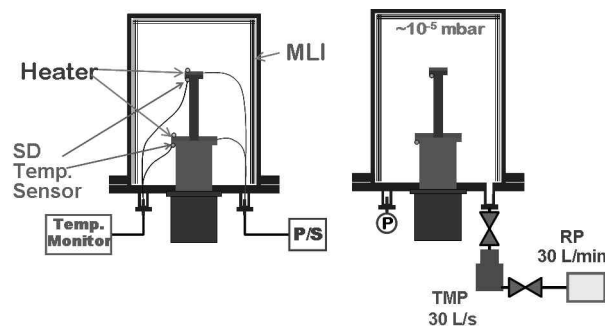


Figure 1. System construction for measuring refrigeration capacity.

이오 펌프 제조회사에서 냉동기와 함께 제공하는 냉각용량 차트와 동일하다.

크라이오 펌프에서 2차 냉각단 및 패널의 열차폐를 1차 냉각단에 부착하는 것과 달리, 냉각용량 측정장치의 진공용기는 1차 냉각단과 2차 냉각단을 동시에 300 K 복사열에서 차폐하여 히터에서 공급되는 조절 가능한 열부하 외에 다른 열부하가 어느 냉각단이라도 추가되는 것을 억제하도록, 아예 용기 벽에 MLI (multi layer insulation) 열차폐체를 장착한 크라이오스태트 개념으로 만들어졌다. 이는 PNEUROP 규격의 권고이기도 하다. 장치에는 용기를 들어 올리는 공압식 리프트가 설치되었으며 냉동기는 밑에서 냉동기 용 리프트를 이용해서 장착된다(Fig. 2). 용기의 배기에는 30 L/s의 소형 TMP와 30 L/min의 로터리펌프를 사용했다. 냉동기 설치 플랜지는 ISO 200 LF 규격으로 만들었는데 냉동기가 바뀌어도 모두 이 규격으로 통일하는 것이 가능한 것으로 판단되었다.

히터는 Fig. 3과 같이 3Φ의 원통형 카트리지 여러 개를

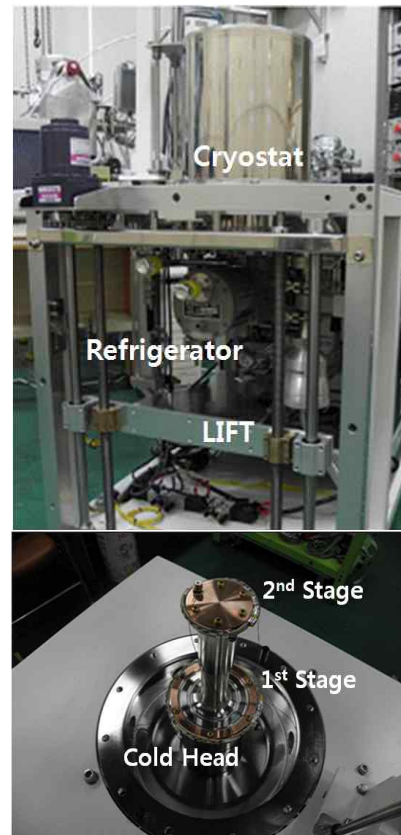


Figure 2. Outside and inside view of refrigeration capacity measuring apparatus.

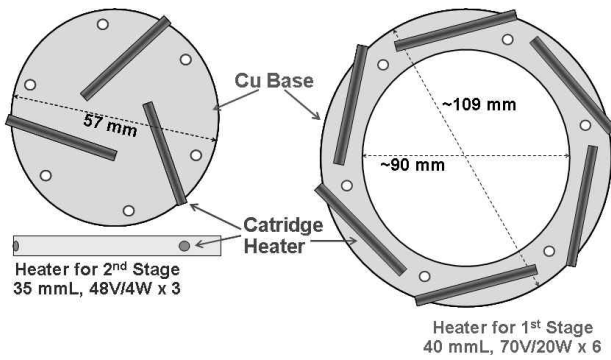


Figure 3. Manufacturing concept of heaters for 1st and 2nd cooling stages.

Table 1. Major specifications of refrigeration capacity measurement system.

1. Cryostat
- Structure: vacuum chamber+MLI
- Pressure: in the 10^{-3} Pa range
- Extra Heat load: less than 0.1 W
2. Heating Power
- 120 W for 1 st stage
- 12 W for 2 nd stage
3. Temperature Sensor
- 30~350 K for 1 st stage
- 5~350 K for 2 nd stage
- ± 0.1 K

냉각단 플랜지와 같은 직경으로 가공한 구리 디스크에 삽입하여 장착을 쉽게 하고 히터에서 발생된 열을 냉각단에 잘 전달하도록 만들었다. 1차 및 2차 냉각단 히터 설계를 위해서는 얼마의 전류를 흘리면 발생하는 열이 얼마가 될지 예측이 필요한데 일반적으로 금속은 온도가 내려가면 열저항 및 전기저항이 줄어들지만 니크롬 히터선은 큰 영향을 받지 않기 때문에 온도가 큰 폭으로 변하는 경우에도 고정된 저항값을 가지고 예상 열량을 계산해도 실제 상황과 많이 어긋나지 않는 것으로 확인되었다. 히터와 냉각단 플랜지 사이에는 열전달을 증강시킬 목적으로 인듐 박판 대신 도전성 그리스를 사용했다.

각 냉각단과 히터 표면에는 교정을 거친 SD 극저온 센서를 총 4개 장착했다. 히터에 장착한 센서는 히터와 냉각단 사이의 열전달 계수 값을 추정하기 위해 참고용으로 단 것이다.

제작된 냉각용량 측정 장치의 설계사양을 요약하면 Table 1과 같다. 용기의 압력은 기체를 통한 열전도를 최소

화하기 위해 냉동기 가동 전 기저압력을 10^{-3} Pa 대로 잡았지만 냉동기가 가동되면 도달압력은 더 내려간다. 도달압력을 기준압력으로 할 수도 있지만 냉동기 가동 전 압력 목표값을 어떻게 잡느냐에 따라 보조펌프로 무엇을 쓸 것인지도 정해지므로 기저압력의 목표 값을 설정하는 것이 더 합리적이라고 생각된다.

히터 열량 외에 외부에서 투입되는 열부하가 크면 냉각용량을 과소평가하게 되므로 복사열과 전도열에 의한 추가 열부하를 0.1 W로 제한하도록 설계요건을 정하고 계산 및 시공을 했다. 하지만 계산과 달리 복사열이 실제로 얼마나 되는지를 알기는 어렵다. 따라서 일단 세밀한 열차폐 시공이 되도록 최선을 다하는 것이 필요한데 다행스러운 것은 열차폐 시공을 단계별로 하면서 중간 중간 측정한 냉각용량의 변화를 통해 열차폐체의 상태를 어느 정도 확인할 수 있다는 것이다.

III. 열차폐 설계와 열부하 추산

전항에서 언급한 대로 열차폐는 냉각용량 측정의 정확성을 좌우하는 가장 중요한 요소라고 할 수 있다. 따라서 진공용기 내벽에는 알루미늄이 증착되어 있는 마일러 필름으로 구성된 20겹 MLI를 사용해서 열차폐체를 시공했다. 열차폐체는 여러겹을 미리 블랭킷 형태로 묶은 것을 사용하지 않고 직접 손으로 한 겹씩 천장에 테이프고 고정하여 늘어뜨리는 방식으로 시공하여 가능하면 한겹한겹의 열차폐 능력을 최대한 활용하려고 했다. 블랭킷 형태로 만들면 시공은 간편하지만 MLI를 압축함에 따라 차폐효율이 급격히 떨어지기 때문이다.

열차폐체의 효과를 점검하기 위해 열차폐체가 없이 벽이 그대로 노출되어 있을 때(A), MLI를 10겹 시공했을 때(F) 및 20겹 시공했을 때(G,H) 각각 냉각용량을 측정하여 비교했다. 이 외에도 냉각단을 알루미늄 호일로 싸거나(B 이후), MLI로 벽을 두르기 전에 2차 냉각단을 1차 냉각단에 연결된 알루미늄 캡으로 씌운 것(C,D,E) 등 조건을 달리하며 측정을 했다. 또 각 측정에 앞서 측정조건마다 복사열을 추산했다(Table 2). 이렇게 단계별로 측정을 시도한 것은 정확한 냉각용량을 측정하기 위해 지나치게 엄격한 조건을 고수하면 일반적인 규정으로서 활용되기 힘들고 또 너무 느슨하면 정확성이 훼손될 수 있으므로 충분히 기능적이면

Table 2. Expected heat loads to 1st and 2nd stages for various thermal shielding conditions. Triangle indicates insufficient(or partial) application.

	CASE-A	CASE-B	CASE-C	CASE-D	CASE-E	CASE-F	CASE-G	CASE-H					
q1[W]	5.56	5.13	7.77	7.77	7.77	1.195	1.113	0.084					
q2[W]	2.4	2.16	0.02	0.02	0.02	0.275	0.24	0.035					
	Condition					A	B	C	D	E	F	G	H
	Wrapping cold stations with Al foil						0	0	0	0	0	0	0
	Cover 2 nd stage with Al cap extended from 1 st stage							0	0	0			
	Applying grease beneath heaters								△	0	0	0	0
	MLI on the side wall										△	0	0
	MLI on the bottom												0

서도 실용적인 타협점을 찾을 필요가 있기 때문이다. Table 2를 보면 조건 C, D, E가 2차 냉각단 열부하를 줄이는 가장 확실한 방법이지만 1차 냉각단을 크게 변형시키는 것에 해당되므로 공식적으로 채택될 수는 없다. 조건 H가 최종 상태이고 G는 아직 바닥 부분을 MLI로 덮지 않은 상태다.

한편 복사열 외에도 전선과 신호선을 통한 전도열이 있다. 냉각용량 측정장치는 냉동기 1차 및 2차 냉각단에 각각 히터 하나와 온도센서 두 개가 달려 있다. 히터선은 굵기 0.16 mm 구리선 두 가닥이고 센서 선은 굵기 0.127 mm 인청동(Phosphor bronze) 선 네 가닥이다. 따라서 각 냉각단 마다 길이 1 m의 구리선 두 가닥과 인청동선 여덟 가닥이 연결된다. 각 도선들의 굵기는 전압강하와 열손실이 모두 최적화되도록 정해졌다.

또 기체를 통한 열전도가 일어날 수 있는데 압력이 낮을 때 분자류 영역에서는 압력에 비례하여 열유량이 커진다. 압력이 10^{-2} Pa이고 격막을 10 겹이라고만 가정해도 냉각단의 실제 면적을 고려할 때 열전도는 0.01 W 미만이다.

마지막으로 히터 도선의 저항 때문에 생기는 히터 열량 결손이 있다. 전원에서 히터에 공급하는 파워는 히터와 도선을 모두 포함하므로 실제 히터에서 발생하는 열량은 도선에서 소모되는 열량의 반 정도가 빠진 것이라고 보면 된다. 히터 도선의 저항은 위치마다 온도가 달라 천차만별이지만 평균적으로 1 m 당 0.5 Ω으로 잡았다.

Table 3은 최종적으로 300 K 복사열, 기체를 통한 전도열, 연결선을 통한 전도열 및 도선 저항에 의한 발열(1차 및 2차 냉각단을 100 W 및 10 W로 가열할 때, 발열량의 1/2만 고려) 등을 정리한 것이다. 음수는 도선 저항가열로 인해 히터 전력에 결손이 생기는 것을 가리키는 것이다. 이

Table 3. Heat loads supplied to or released from the cooling stages. Minus sign indicates a heat deficiency due to the resistive consumption in the lead wires.

	Power [W]	
	1 st (40 K)	2 nd (10 K)
300K Radiation heat	0.084	0.035
Conduction through lead wires	0.007	0.005
Joule heat in the lead wires	-0.445	-0.016
Conduction through gas	<0.001	<0.001
	-0.35	0.02

를 포함하든 안 하든 상관없이 계산상으로는 앞서 정했던 2차 냉각단 기준 0.1 W 미만이라는 요구조건을 만족시키고 있다. 1차 냉각단은 공급하는 열부하의 단위가 수십 W 수준이므로 추가 또는 손실되는 양을 역시 무시할 수 있다.

IV. 냉각용량 측정 절차 및 실험

냉각용량 측정장치를 꾸민 후 장치의 성능을 확인하는 시운전 및 예비실험을 위해 Table 4와 같이 측정절차를 정하고 실제 이를 적용했을 때 미비점이나 개선점이 없는지 알아보려고 했다. 또 잠정적으로 정한 장치 사양이 불충분하거나 지나치지 않는지도 검토의 대상이다. 실험의 목적은 냉각용량을 편리하면서도 정확하게 측정하는 방안을 수립하는 데 있지만 냉동기의 냉각용량을 제대로 구해 보는 것이 측정 장치 및 측정 절차가 바로 만들어졌는지 확인하는 가장 효과적인 방법이라고 할 수 있다.

측정 절차 중 1번 과정은 냉동기 설치뿐만 아니라 1차 및

Table 4. Standard procedures for measuring refrigeration capacity.

1. Install the refrigerator (coldhead assembly) on the bottom flange of the cryostat.
2. Evacuate the cryostat up to the range of 10~5 mbar.
3. Turn on the refrigerator.
4. Record the temperature variation and time.
5. Check the ultimate temperatures of 1st and 2nd stages without external heat load.
6. Record the ultimate temperatures when applying heat loads to 1st and 2nd stages in a matrix type.
 -1st stage: 0, 20, 40, 60, 80, 100, 120 W
 -2nd stage: 0, 2, 4, 6, 8, 10, 12 W
7. Make a chart whose x-axis is the 1st stage temperature and y-axis is the 2nd stage temperature.
 Data points are the recorded ultimate temperatures at each given power set. One line of the chart is given by connecting data points along a constant heat load.

2차 냉각단 히터와 온도 센서 장착을 포함한다. 부품들이 다 준비되어 있고 도선 연결도 끝난 상태라면 모든 설치가 1시간 이내에 가능하다. 냉동기를 켜고 온도변화를 기록하면 자연스럽게 냉동기만의 냉각시간 및 무부하 도달온도를 측정하는 것이 된다. 1차 냉각단과 2차 냉각단 열부하 중 어떤 것을 고정시키고 어떤 것을 먼저 변화시킬 지는 중요한 사항이 아니지만 이 실험에서는 열부하량이 낮은 2차 냉각단 쪽을 먼저 변화시키는 것으로 정했다.

만일 1차 및 2차 냉각단에 가해지는 열부하와 각 냉각단의 도달온도의 관계가 선형적이라면 열부하를 변화시키는 폭을 상당히 늘려도 정량적인 데이터로서 큰 문제가 없을 수 있으나 실제로는 둘 사이의 관계가 의외로 비선형적이고 때로는 온도변화 구배의 부호도 바뀌므로 열부하 변화 폭을 적절히 잡을 필요가 있다. 실제 변화폭은 모든 냉동기에 대해 특정 숫자로 고정하기보다 변화시켜야 할 전체 열부하 범위에 맞춰 5 구간 이상으로 나눈다든지 하는 기준이면 괜찮을 것으로 보인다.

Fig. 4와 Fig. 5는 100,000 L/s 급 크라이오 패널 냉각에 사용했다가 보관하고 있던 Ulvac사제 R80 냉동기(공칭 100/10 W 급, 실용적으로는 80/8 W)의 냉각용량을 측정된 결과를 종합한 것이다. 전자는 온도센서마다의 고유한 교정곡선을 적용하지 않은 것이고 후자는 최종적으로 교정곡선을 반영한 것이지만, 똑 같은 조건이라면 둘 사이에 차이는 0.1 K 정도에 불과하다. 열부하 변화폭은 Fig. 4에서는

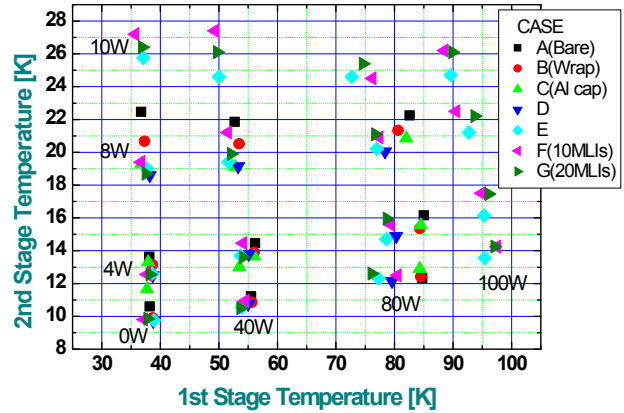


Figure 4. Refrigeration capacity charts of R80 refrigerator for various thermal radiation load conditions.

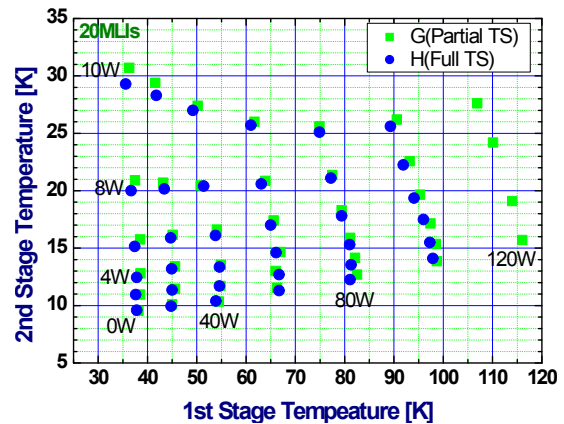


Figure 5. Refrigeration capacity charts of R80 refrigerator shielded with 20 layers of super insulation.

전반적인 경향만을 빠르게 파악한다는 의미에서 주로 4 W 및 40 W로 했고 Fig. 5에서는 실질적인 데이터를 얻기 위해 절차에서 정한 대로 변화폭을 2 W 및 20 W로 했다.

Fig. 4는 열차폐가 전혀 없는 상태에서 시작하여 20겹 MLI를 설치할 때까지 단계적으로 냉동기 냉각용량을 측정된 결과를 보여 주고 있다. 아쉬운 점은 사용한 냉동기와 헬륨 압축기가 다른 실험실 화재의 영향으로 완전한 상태가 아니어서 가동 중 성능저하가 꾸준히 일어나는 것으로 보였다는 점이다. 따라서 전체적인 경향은 열부하가 줄어들면 냉각단의 도달온도가 낮아진다는 것으로 이해할 수 있지만 복사열이나 전도열 등 추가적인 열부하의 미세한 변화에 대해서는 상식적인 예상과는 다른 양상을 나타내는 경우도 있다. 열차폐가 전혀 없는 조건 A와 냉각단을 알루미늄 호일로 싸기만 한 조건 B는 열적으로 열등함이 드러

나고, 바닥에서 오는 복사열이 높았던 조건 G가 조건 C-E에 비해 전반적으로 높은 도달온도를 나타내지만 순차적으로 진행된 열차폐 시공 효과를 상세하게 판단하기는 쉽지 않다. 뒤에서 논의하겠지만 미세한 열부하의 변화가 냉각단의 온도상승으로 바로 이어지지 않는다는 점도 고려해야 한다. 아무튼 그림에서 80 - 20 K인 점을 찾아보면 대략 80/8 W에 해당됨을 알 수 있다. 참고로 무부하 상태에서 냉동기 냉각시간을 측정한 것은 열차폐 조건과 상관없이 모두 36분 정도로 큰 차이가 없었다.

Fig. 5는 용기내벽에 20겹 MLI 시공을 마치고 냉각용량을 측정한 결과다. 두 조건(Table 2에서 G 및 H에 해당) 중 부분적이라는 의미는 선이 복잡하게 지나가는 바닥 부위를 MLI로 아직 덮지 않은 상태를 가리킨다. 이때 2차 냉각단에는 큰 영향이 없지만 1차 냉각단에는 약간의 열부하가 추가로 발생한다. 이는 Fig. 4의 마지막 조건과 겹치지만 완전한 시공을 한 상태와 동일한 운전조건에서 비교하기 위해 냉각용량을 다시 측정한 결과다. 120 W는 좀 과도한 열부하이므로 경향만 확인하기 위해 한번만 시도했다. 조건 H가 조건 G에 비해 1, 2차 냉각단 모두 전반적으로 약간 낮은 도달온도를 나타낸다.

V. 냉각용량 측정에 대한 논의

냉각용량 측정 절차를 적용하여 시험해본 결과 절차 상 특별히 문제가 되는 부분을 발견하지는 못했다. 기저압력으로 배기하는 데 걸리는 시간은 1 시간 이내이고 냉동기 냉각시간(cooldown time, 20 K까지 도달하는 시간)도 40 분 이내다. 모든 측정을 완료하는 데는 4 ~ 5 시간이 소요되어 앞서 언급했던 설치 시간을 포함해서 오전에 준비하고 오후에 측정을 마치는 시험 패턴이 가능하다.

실험 중 의외로 원활한 진행을 방해했던 요소 중 하나가 히터 전력을 원하는 일정한 값으로 맞추고 유지하는 것이었다. 실험에 사용한 전원은 정전류(constant current, CC) 모드에서 0.02 W 정도로 조절이 가능했지만 냉동기 온도 및 히터 온도가 변할 때 히터선의 저항도 계속 변하면서 특정 파워를 얻기 위해 필요한 최종 전류 값을 찾고 정상상태에 도달할 때까지 많은 시행착오를 거쳐야 했다. 한번 실험을 진행한 후에는 적절한 설정 값을 이미 알고 있어서 별 어려움은 없었으나, 늘 새로운 냉동기를 다뤄야 한다

면 정출력(constant power, CP) 모드 운전이 가능한 전원을 사용하면 더 편리하리라고 생각한다.

처음에 히터와 냉각단 플랜지 사이에 아무 것도 넣거나 바르지 않은 상태일 때는 열전달 계수(heat transfer coefficient) 값이 낮아서 히터와 냉각단 사이에 온도차가 많이 생겼다(100 W일 때 약 16도). 맨살일 때와 그리스를 발랐을 때 히터와 냉각단 사이의 열전달계수를 구해보면(열전달계수=히터열량÷온도차÷접촉면적) 각각 1,800 W/K·m² 및 8,200 W/K·m²로 큰 차이가 났다. 어떤 경우이건 냉각단 온도 측정에는 문제가 없지만 히터의 온도가 높아지면 복사열 손실이 일어날 가능성이 높아진다.

이 논문의 주 논점은 아니지만 한 번쯤 원인을 생각해 볼 가치가 있는 현상으로서, Fig. 4나 Fig. 5에서 볼 수 있는 것처럼 2차 냉각단 열부하 Q_2 가 일정할 때 1차 냉각단 온도 T_1 에 대한 2차 냉각단 온도 T_2 의 변화율은 대부분 양이지만 Q_2 가 높고 1차 냉각단 Q_1 이 높지 않을 때는 음이 되는 경우가 나타난다. 즉 Q_2 가 일정할 때 Q_1 이 증가하면 T_1 이 올라가고 T_2 도 따라서 올라가는 것이 정상이지만 Q_1 이 아직 작고 Q_2 가 큰 어떤 구간에서는 Q_1 의 증가가 오히려 T_2 를 낮아지게 한다. 이는 열부하가 커져서 1차 냉각단의 온도가 올라가면 헬륨온도의 상승으로 2차 냉각단 온도도 같이 올라가는 변화방향과 헬륨의 유량이 커져서 2차 냉각단 온도를 하강시키는 변화방향 중 어떤 것이 더 우월한가에 따라 다르게 나타난다고 해석할 수 있다 [4].

한편 Q_1 이 일정할 때 T_2 에 대한 T_1 의 변화율은 대부분 음이다. 즉 Q_2 가 증가하면 T_2 는 올라가지만 반대로 T_1 은 낮아진다. 이는 더 이해하기 어려운데 헬륨의 흐름으로 볼 때 2차 냉각단이 하류에 있기 때문이다. T_2 의 증가가 2차 냉각단을 통과하는 헬륨의 이동을 원활하게 하고 이는 1차 냉각단 하류의 압력을 낮춰주어 결국 1차 냉각단에서 헬륨 흐름도 증가시킨다고 해석할 수 있지만 사실 아전인수 격이다. 아무튼 이 실험에서 구한 냉각용량 차트는 특정 냉동기 모델에서만 얻을 수 있고 같은 회사의 다른 모델은 또 전혀 다른 차트가 만들어진다(Fig. 6). 따라서 냉각용량 차트는 모델을 명확하게 구분하는 지문과 같은 구실을 한다. 이 실험에서 구한 Fig. 5와 회사에서 제공한 Fig. 6을 비교해 보면 냉각용량 측정이 큰 왜곡 없이 잘 수행되었고 장치의 실용성도 입증되었다고 판단된다.

Fig. 5에서 조건 H에 해당하는 데이터로부터 Q_1 및 Q_2 에 대한 T_1 또는 T_2 의 변화율을 계산하여 그래프로 그리면

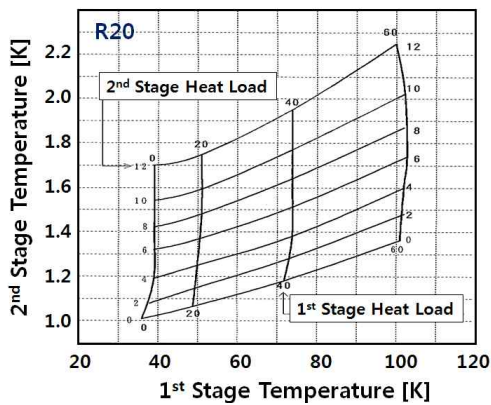
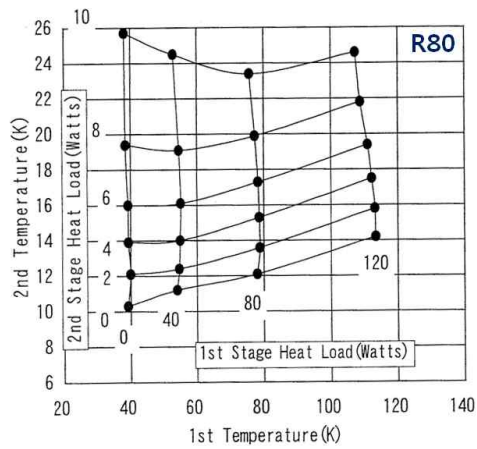


Figure 6. Refrigeration capacity charts of two different models of a cryopump manufacturer.

Fig. 7 및 Fig. 8을 얻을 수 있다. 일반적으로 열부하가 커질수록 온도 변화율이 커지는 것을 알 수 있다. 이 그래프들과 다음 두식을 이용하면 임의의 열부하에 대해 각 냉각단의 도달온도를 쉽게 추정할 수 있다.

$$\Delta T_1 = \alpha \Delta Q_1 + \beta \Delta Q_2, \quad \Delta T_2 = \gamma \Delta Q_1 + \delta \Delta Q_2$$

$$\alpha = \frac{\partial T_1}{\partial Q_1}, \quad \beta = \frac{\partial T_1}{\partial Q_2}, \quad \gamma = \frac{\partial T_2}{\partial Q_1}, \quad \delta = \frac{\partial T_2}{\partial Q_2}$$

예를 들면 80/8 W일 때 Fig. 6 및 Fig. 7에서 $\alpha = 0.72$, $\beta = 0.04$, $\gamma = -0.11$, $\delta = 0.18$ 을 얻는다. 만일 $\Delta Q_1 = 1$ W이고 $\Delta Q_2 = 0.2$ W라면 $\Delta T_1 = 0.7$ 도, $\Delta T_2 = 0.08$ 도로 계산된다. 이 예는 Fig. 5에서 조건 H와 조건 G의 차이를 적용해 본 것이다. 만일 다른 조건에 대한 두 측정에서 ΔT_1 과 ΔT_2 가 발생했다면 이번에는 두 연립방정식에서 열부하 차이 ΔQ_1 과 ΔQ_2 를 계산할 수 있다.

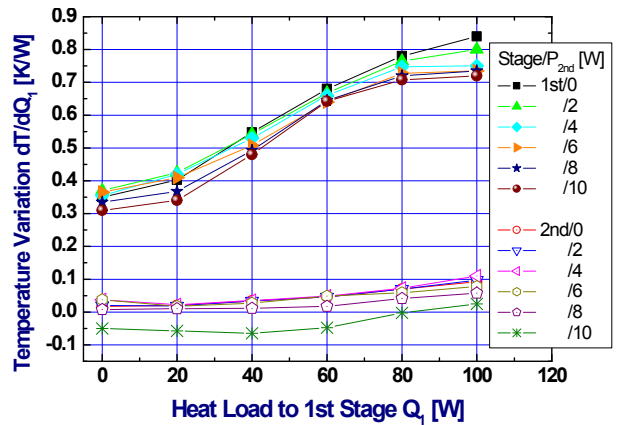


Figure 7. Temperature change rates of 1st and 2nd cooling stages v.s heat load to 1st cooling stage.

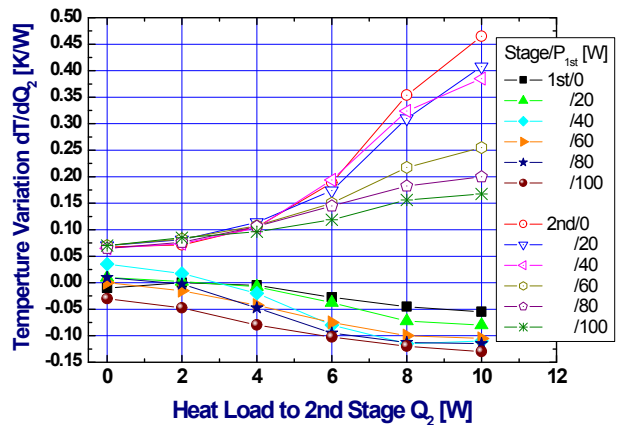


Figure 8. Temperature change rates of 1st and 2nd cooling stages v.s heat load to 2nd cooling stage.

VI. 결 론

국내에서 개발중인 크라이오 펌프 냉동기의 성능평가를 위해 냉각용량 측정장치를 제작했다. 장치는 정확한 냉각용량 측정을 위해 크라이오스태트 개념을 채택하여 열차폐 시공이 된 진공용기로 만들어졌다. 만들어진 장치의 성능을 확인하고 냉각용량 측정 절차를 검토하기 위해 상용 냉동기를 사용하여 장치 시운전 및 예비실험을 수행했다.

진공용기의 열차폐 조건을 변화시키면서 측정한 모든 냉각용량 차트는 사용한 냉동기 모델이 가지고 있는 고유의 패턴을 상세한 부분까지 그대로 보여주고 있다. 이는 냉각용량 측정 장치가 제대로 설계 및 제작되고 작동하고 있으며 측정 절차도 합리적임을 말해준다. 단 실험에 사용한 냉동기가 누설이 있고 오염의 징후가 있어서 도달온도는 본래

값에 비해 높았다. 결국 냉동기 도달온도는 작은 열부하의 변화보다 운전조건에 더 예민한 것으로 나타났다. 냉동기의 냉각용량 측정에서 최상의 결과를 재현성 있게 얻으려면 압축기 및 냉동기의 운전조건(헬륨압력, 유량, 오염도) 역시 최적상태를 일정하게 유지하도록 관리되어야 한다.

감사의 글

이 연구는 한국표준연구원에서 주관하는 “고진공펌프 종합특성평가시스템 설계, 진단 기술 개발” 과제의 지원에 의해 이루어졌음을 밝힌다.

참고문헌

- [1] Vacuum pumps acceptance specifications part 5-Refrigerator cooled cryopumps, PNEUROPN5ASRCC/5(1989).
- [2] T. Nishitani, Recent topics of the pulse tube refrigerator, J. J. Vac. Soc. **43**, 477(2000).
- [3] 인상렬, 정승호, 2008년 고진공펌프 종합특성평가시스템 설계, 진단 기술개발과제 위탁연구보고서, 한국표준과학연구원, 45쪽(2009)
- [4] D. Müller, Oerlikon Leybold Vacuum GMBH, Private communication.

Scheme for Measuring Refrigeration Capacity of Cryopump Refrigerator

S. R. In^{a*}, H. S. Cho^b, and S. H. Jeong^a

^a*Fusion Engineering Development Div., KAERI, Daejeon 305-353*

^b*Mechanical Engineering Dept., KAIST, Daejeon 305-701*

(Received May 25, 2011, Revised June 27, 2011, Accepted June 30, 2011)

An apparatus for measuring the refrigeration capacity of cryopump refrigerators including the pulse tube type being developed domestically and the GM type has been designed, manufactured, and tested. The refrigeration capacity of a commercial refrigerator was evaluated for confirming the measurement procedure and the operation performance of the apparatus. The measured 2-D refrigeration capacity chart showed the intrinsic characteristics of the refrigerator model used in the experiment. In this paper, design specifications and test results of the refrigeration capacity measurement system is reported and discussed.

Keywords : Cryopump, Refrigerator, Performance test, Refrigeration capacity

* [E-mail] srin@kaeri.re.kr