

극저온 냉동기(Ⅱ) Cryogenic Refrigerators (Ⅲ)

김 영 인*, 장 호 명*
Y. I. Kim, H. M. Chang

3. G-M 냉동기

3.1 서 론

전편에서 다룬 Stirling 냉동기와 함께 10K에서 100K의 온도 영역에 매우 널리 사용되는 열재생기(Thermal regenerator)형 냉동기가 G-M 냉동기이다. G-M은 1960년 개발에 성공한 미국의 W. E. Gifford와 H. O. McMahon란 두사람의 이름의 첫자를 각각 인용한 것으로 극저온 분야에서는 보통 명사처럼 잘 알려져 있다.

Stirling 냉동기가 “고효율”과 “제작의 간편함” 때문에 대체로 대용량의 냉동에 사용된다면, G-M 냉동기는 “고신뢰성”과 “소형화” 때문에 대체로 소용량의 냉동에 사용된다고 설명할 수 있다. 가장 많이 사용되는 분야는 반도체 제조 등 고진공(HV) 내지 극고진공(UHV)이 필요한 곳에 사용되는 극저온 진공펌프 즉 Cryopump 용이다. 또 소형 내지 중형의 초전도 자석(magnet)의 예냉 용으로도 가장 널리 쓰이고 있다. 그밖에는 소형 액체 질소온도의 냉동이 필요한 Solid State Detector(예: IR detector) 등의 냉각 또는 극저온 기기의 Thermal Shielding용 냉각등에 사용되고 있다.

G-M 냉동기는 대부분의 소형 공조용 압축기로 운전이 가능하고 소용량에서 중간 정도의 용량까지 용량이 다양하며 Cool-down 시간이 짧고 장기운전이 가능하여 10K 이상의 극저온용 냉동기를 대표하고 있다해도 과언이 아닐 것이다. 원리는 비교적 간단하고 해석과 설계도 어렵지 않으나, 성능이 Stirling 냉동기에 비해 다소 떨어지고 그 향상을 위해서는 많은 주변 기술등이 동반되어야 하는 어려움 점도 없지 않다.

본 편에서는 전편과 같이 간단한 해석 및 설계에 관한 중요내용을 소개하되, 실제로 냉동기의 응용에 관심이 있는 독자들을 위하여 상용화된 G-M 냉동기들의 규격 및 선택방법 등을 첨부하기로 한다.

3.2 역사적 배경

1887년에 열재생기를 이용한 극저온 냉동기로 압축기를 냉동부분과 분리시켜서 작동시키는 Solvay 냉동기가 고안되었다. 그림 3.1에 보여진 바와 같이 열재생기와 저온 팽창기를 압축기와 분리되어진 점을 제외하면 열역학적 구성이 전편에 소개된 Stirling 냉동기와 매우 유사하다. Solvay 냉동기는 근본적인 비가역성이 없는 이상적인 열재생 사이클이면서 동시에 현실적으로 매우 중요한 압축기의

* 정회원, 생산기술연구원 연구개발본부

분리를 했다는 점에서 의미가 크다.

압축기의 분리는 진동, 소음, 작업환경 등에 중요한 기하학적 분리로도 매우 중요하지만 그 보다는 압축기와 팽창기를 선택하는데 월등히 자유로와 졌다는 점이 더욱 중요하다. 극저온 시대의 초창기에는 헬륨 전용의 다양한 압축기의 수요량이 작아서 제작이 어려웠으나, 이 압축기의 분리로 대량생산되는 일반 공조용 압축기로도 그 사용이 가능하게 되었다. 그림 3.1에서와 같이 압축기와 열재생기 사이에 고압 및 저압의 Surge Volume을 각각 위치시키고 적절한 밸브의 조작을 함으로써, 압축기 및 팽창기의 용량, 운전속도 등을 보다 넓은 범위에서 선택할 수 있게 된 것이다. 실제로 Solvay 냉동기가 제작되었던 예를 보면 압축기는 1,800 rpm 정도의 고속운전을 하는 공조용 압축기를 사용하고 Surge Volume은 대체로 시간에 따라 변하지 않는 압력을 유지하고 팽창기는 200 rpm 정도의 저속운전을 하도록 되어 있다.

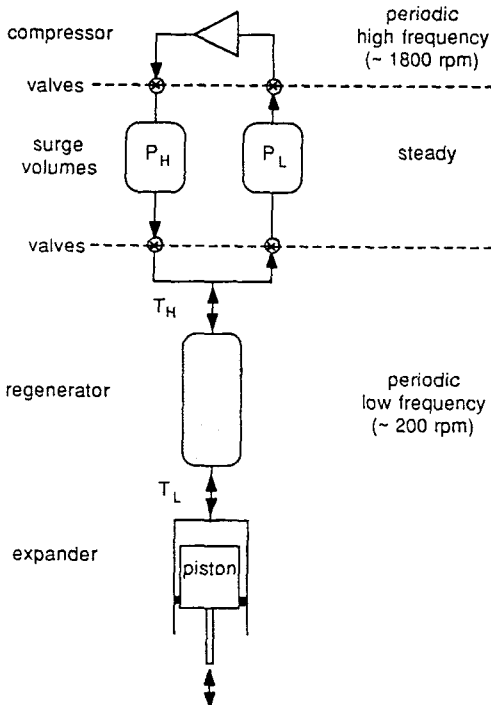


그림 3.1 Solvay 냉동기

Solvay 냉동기는 상용화에 성공하지 못했는데, 그 가장 중요한 이유는 팽창기의 제작, 운전이 어려웠기 때문이다. 한편에서 기술한 Stirling 냉동기의 팽창기와 비교하여 볼 때, 작동조건이 대체로 유사하나 결정적으로 다른 점이 있다. Stirling 냉동기의 팽창기는 항상 압축기와 하나의 조합으로 작동하므로 팽창기에서 유체가 외부로 하는 일 (external work)을 쉽게 얻어내고 압축기의 압축일을 절약한다. 그러나 G-M 냉동기는 팽창기만으로 유체의 팽창일을 얻어내야 하므로 소위 work absorbing 시스템에 큰 부하를 주어야만 하는 것이다. 즉, 많은 경우에 유체는 상당히 높은 압력으로 운전하게 되고 팽창기의 팽창과정에서 상당한 힘로 피스톤을 지지하며 팽창운동을 해야 하는데, 극저온 영역에서의 이러한 장치는 제작하기가 무척 어렵다.

이런 어려운 점을 극복하기 위하여 개발된 냉동기가 바로 G-M 냉동기이다. 그림 3.2에 보여진 바와 같이 Solvay 냉동기와 마찬가지로 압축기를 밸브와 Surge Volume 들로 냉동부분과 분리되어 있으나 열재생기의 상단부와 팽창기의 상단부를 튜브로 연결한 구성을 갖게 된다. 이 간단한 구성의 변화로 팽창기

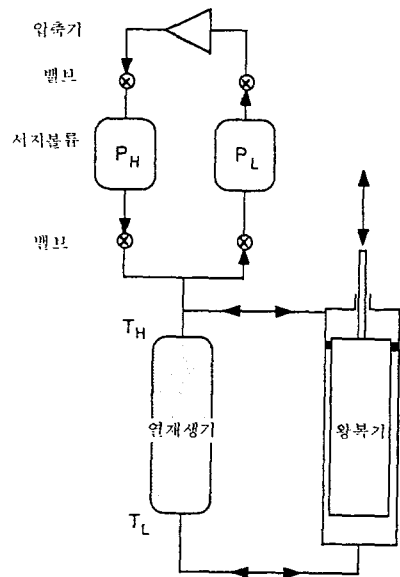


그림 3.2 G-M 냉동기

의 피스톤은 소위 왕복기(displacer)가 되어 양단의 압력차가 매우 작고 왕복운동이 용이해진 것이다.

1960년에 특허를 취득한 Gifford와 Mc-Mahon의 냉동기는 1970년대부터 본격 생산 체계를 갖추게 되었고 극저온용 소형 냉동기의 개념이 현실화된 것이다. 그 그 이전까지 극저온용 냉동이라 함은 액화된 한냉제(Cryogen)의 비등잠열을 이용한 냉각방식을 의미하였으나, G-M의 출현이후 다양한 용도에 따라 개별적으로 선택하여 냉열을 제공하는 소형 냉동기가 사용되기 시작한 것이다.

G-M 냉동기는 압축기와 분리 운전되어 얻어지는 장점은 그대로 갖고 있으면서 극저온 영역에서의 구동이 매우 용이해졌으므로, 저소음, 저진동, 경량화, 소형화가 이루어졌고, 또한 장기운전과 고신뢰성의 장점도 갖게 되었다.

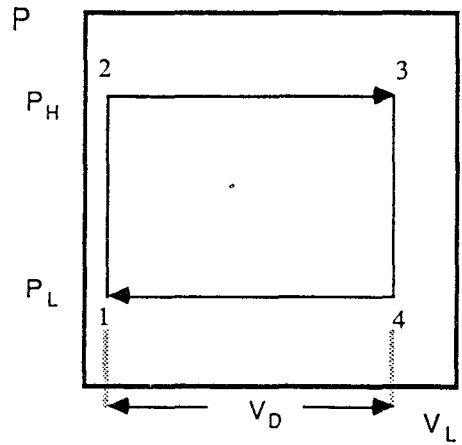
3.3 열역학적 구성 및 기초해석

이상적인 G-M 냉동기의 작동순서를 왕복기 하단의 P-V 선도와 냉매의 유동에 따른 T-S 선도에 표시하면 그림 3.3과 같다. 왕복기가 하단에 위치한 상태(상태 1)에서 고압의 흡입밸브가 열리면 고압냉매는 왕복기 상단공간을 채우게 된다(상태 2). 왕복기가 상향운동을 하면 고압의 냉매가 재생기를 지나면서 저온으로 냉각되어 왕복기의 하단 공간으로 흘러가게 된다. 이동안 계속 열려 있는 고압 흡입밸브를 통하여 냉매의 온도하락에 의한 부피 축소 양만큼 더 흡입이 진행된다. 고압 상태에서 왕복기가 상단에 도달하면(상태 3) 흡입밸브는 닫히고 저압매기 밸브가 열린다. 이때 왕복기 하단의 고압냉매는 팽창하여 더 낮은 온도에 도달하게 되며(상태 4) 이를 이용하여 냉각효과를 얻게 된다. 왕복기의 하향운동으로 팽창된 저압냉매는 재생기를 지나면서 축냉한 후 상온으로 배기(상태 1)되며 한 사이클을 완성 다.

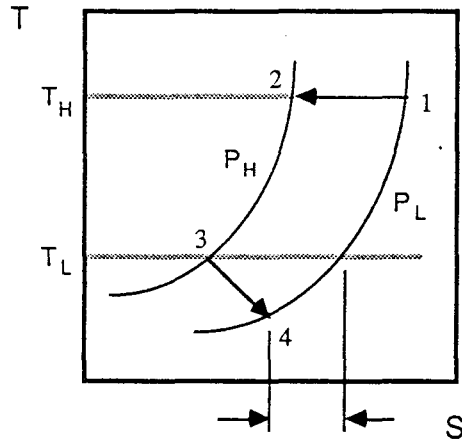
이 P-V 선도에서 V_D 는 왕복기의 이동체적(displaced Volume)이며 상태 1 또는 2에서의 체적은 왕복기 하단부의 간극체적(void

Volume)이다. T-S 선도에서 1-2 과정은 상온에서의 등온압축과정인데 왕복기 상단공간의 저압냉매가 흡입밸브를 통한 고압냉매로 압축되는 이상적인 경우를 나타낸다. 3-4의 팽창과정은 왕복기의 운동이 없이 즉의 부에 일을 하지 않으면서 냉매가 팽창되므로 엔트로피가 증가하게 되고 화살표가 표시된 양만큼의 엔트로피만 냉동에 사용될 수 있다.

이상적인 G-M 냉동기의 에너지관계를 살펴보면 다음과 같다. 그림 3.4와 같이 열재생기의 하단과 왕복기의 하단부를 포함한 저온부의 Control Volume을 생각하면, 한 사이



(a) P-V 선도



(b) T-S 선도

그림 3.3 왕복기 하단부의 P-V 선도와 냉동기 전체의 T-S 선도

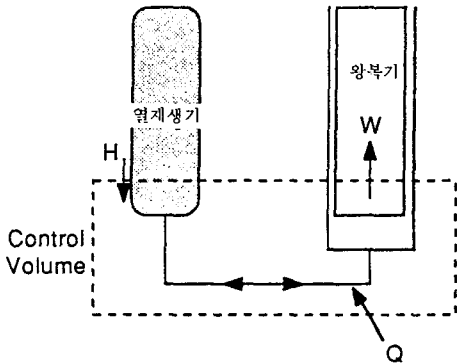


그림 3.4 저온부의 Control Volume과 에너지 관계

클당 에너지관계는

$$Q_L = W - H \dots\dots\dots (3.1)$$

으로 표시될 수 있다. 여기에서 Q_L 는 저온의 냉동용량이며 W 는 냉매가 왕복기에 행한 일이고, H 는 열제생기 하단부를 통해 냉매가 가지고 통과해서 얻은 순엔탈피 전달량이다.

윗식에서 왕복기와 실린더 사이의 간극에서 발생한 냉매의 유동에 의한 영향은 무시되었다.

냉매가 왕복기에 사이클당 행한 일은 그림 3.3 (a)에서부터

$$W = (P_H - P_L) V_D \dots\dots\dots (3.2)$$

로 얻어질 수 있다. 열제생기에서의 엔탈피 전달량은

$$H = \oint h dm \dots\dots\dots (3.3)$$

으로 계산되는데 이상기체의 경우 h 는 온도만의 함수이며 dm 은 유동방향이 저온부 방향인 경우, 양수 반대인 경우 음수이다. 실제 열제생기에서 H 는 양수이나 열적성능이 우수할 경우 무시할 만큼 작다고 가정할 수 있다.

이러한 가정에

$$Q_L = (P_H - P_L) V_D \dots\dots\dots (3.4)$$

이 얻어진다. 즉, 이상적인 열제생을 하는 G-M 냉동기의 냉동기의 냉동용량은 입력차에 이 동체적을 곱한 값이며, 이는 G-M 냉동기가 낼 수 있는 최대 용량을 나타낸다.

한편 이때 필요한 최소 압축일 (minimum compression work)은 등온압축기 또는 열역학적 availability의 개념으로 구해진다. 이상기체를 가정했을 때

$$W_{comp} = mR T_H \ln \frac{P_H}{P_L} \dots\dots\dots (3.5)$$

으로 표시되는 압축일중 m 은 압축한 냉매의 질량, R 은 기체상수 T_H 는 상온이다. 여기서 한 사이클당 필요한 냉매의 양은 앞에서 기술한 사이클의 구성상 고압저온상태(상태3)와 저압고온상태(상태1)의 질량차임을 알 수 있다. 즉 왕복기 주변의 간극체적을 무시했을 때

$$m = \frac{P_H V_D}{R T_L} - \frac{P_L V_D}{R T_H} \dots\dots\dots (3.6)$$

이 되며 식(3.5)에 대입하면

$$W_{comp} = V_D T_H \left(\frac{P_H}{T_L} - \frac{P_L}{T_H} \right) \ln \frac{P_H}{P_L} \dots\dots\dots (3.7)$$

이 얻어진다.

이상적인 G-M 냉동기의 최대 성적계수 (coefficient of performance)는 식(3.4) 및 식(3.7)을 이용하여 정리하면

$$COP = \frac{Q_L}{W_{comp}} = \frac{\left(\frac{P_H}{P_L} - 1 \right)}{\left(\frac{P_H}{P_L} \cdot \frac{T_H}{T_L} - 1 \right) \ln \frac{P_H}{P_L}} \dots\dots\dots (3.8)$$

을 얻는다. 또 같은 온도 영역에서 작동하는 Carnot 냉동기의 성적계수와 비교된 0과 1 사이의 값을 갖는 FOM (Figure of Merit) 값은

$$FOM = \frac{COP}{(COP)_{carnot}} = \frac{\left(\frac{T_H}{T_L} - 1 \right) \left(\frac{P_H}{P_L} - 1 \right)}{\left(\frac{P_H}{P_L} \cdot \frac{T_H}{T_L} - 1 \right) \ln \frac{P_H}{P_L}} \dots\dots\dots (3.9)$$

이 된다. 여기에서 주의깊게 관찰할 점은 식(3.9)의 FOM은 수학적으로 임의의 (T_H/T_L) 과 (P_H/P_L) 에 대해 1보다 작은 양수값을 갖게 된다는 것이다. 즉, G-M 냉동기는 이상적인 경우에도 Stirling 냉동기와 달리 열역학적 비가역성이 사이클에 포함되어 있다고 설명할 수 있다. 좀더 구체적으로 보면 배기

밸브가 닫히고 흡입 및 압축이 되는 1-2 과정과 흡입밸브가 닫히고 배기 및 팽창이 되는 3-4 과정은 압력이 다른 유체가 급격히 혼합되는 과정으로 본질적인 열역학적 비가역성 (intrinsic thermodynamic irreversibility) 이 동반된다.

정리하여 볼 때 G-M 냉동기는 전사이클에 걸쳐 왕복기 양단의 압력차를 매우 작게 유지하는 구성을 갖게되어 구동장치가 간단하고 냉동기의 신뢰성이 크게 향상되었으나, 그 trade-off 로 냉동성능이 다소 저하되는 결과를 갖게 되었다.

3.4 설계방법

G-M 냉동기의 설계는 Stirling 에 비해 간단하다고 할 수 있다. 기본적으로 제일 먼저 설계되어야 할 인자는 식 (3.4)에서 알 수 있듯이 고압 (P_H) 과 저압 (P_L), 그리고 왕복기의 이동체적 (V_b)이다. 그밖에 중요한 인자로는 운전속도, 왕복기의 Bore-Stroke 비, 구동장치 (drive mechanism), 열재생기의 위치, Sealing 등이다.

이러한 인자들의 설계시에 반드시 고려되어야 할 사항은 Stirling 냉동기의 설계시와 유사한 열역학적 손실들이다. 다시 한번 정리하면 (1) 열재생기의 압력강하에 의한 손실 (2) 열교환시 기체의 벽면과의 온도차에 의한 손실 (3) 열재생기 matrix 와 기체와의 온도차에 의한 손실 (4) 압축 및 팽창기기의 열전달에 의한 hysteresis 손실 (5) 왕복기와 실린더의 열교환에 의한 shuttle heat transfer 손실 (6) 고온과 저온사이의 전도 및 대류 열전달 손실 (7) 왕복기와 실린더 사이의 gap flow 에 의한 손실 등이 있다. 세번째 언급된 손실은 전편에 이미 취급한 바 있고, 네번째 및 다섯번째 언급된 손실에 대해 본 글에서 다루기로 한다.

열전달에 의한 hysteresis 손실은 주기적으로 압축과 팽창을 거듭하는 기체와 벽면과의 열전달에 의한 손실을 의미한다. G-M 냉동기의 왕복기 상단공간과 하단공간 모두에 해당되는 사항이나, 설명의 편의상 가장 간단한

gas spring 에 관하여 살펴본다. 그림 3.5 와 같이 일정한 질량의 기체가 피스톤 - 실린더 조합의 내부에서 피스톤의 왕복운동으로 압축과 팽창을 거듭하고 있다. 이때 기체와 벽면과의 열전달이 매우 빠르거나(즉, 등온상태가 유지되거나) 열전달이 매우 느린 경우(즉, 단열상태가 유지되는 경우)에는, 기체가 압축되면서 받은 일이 기체의 내부에너지로(단열상태) 또는 벽의 내부에너지로(등온상태) 저장되었다. 기체의 팽창시 외부로 일을 하게 되어 피스톤-실린더의 마찰이 무시되면 전량 회수하게 된다. Gas spring 에서 spring 이란 이런 일의 환원을 의미하는 것이다. 그러나 기체와 벽면간의 열전달이 빠르지도 느리지도 않은 등온과 단열의 중간정도의 상태에서는 압축일의 상당부분이 팽창일로 환원되지 못하여 일종의 hysteresis 손실로 나타나게 된다.

압축과 팽창에 비해 열전달이 빠른 정도는 일반적으로

$$Pe = \frac{\bar{u}d}{\alpha} \dots\dots\dots (3.10)$$

로 정의되는 Peclet 수로 나타내는데, 여기서 \bar{u} 는 피스톤의 평균운동속도, d 는 gas spring

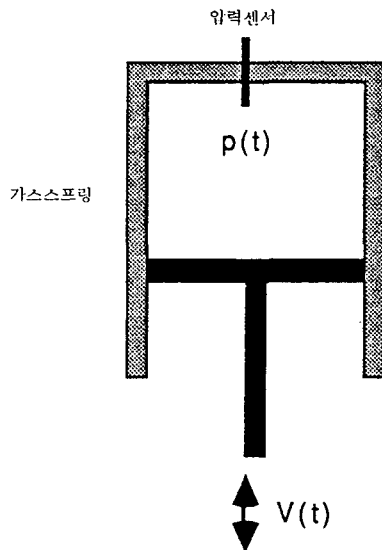


그림 3.5 Gas Spring 시스템

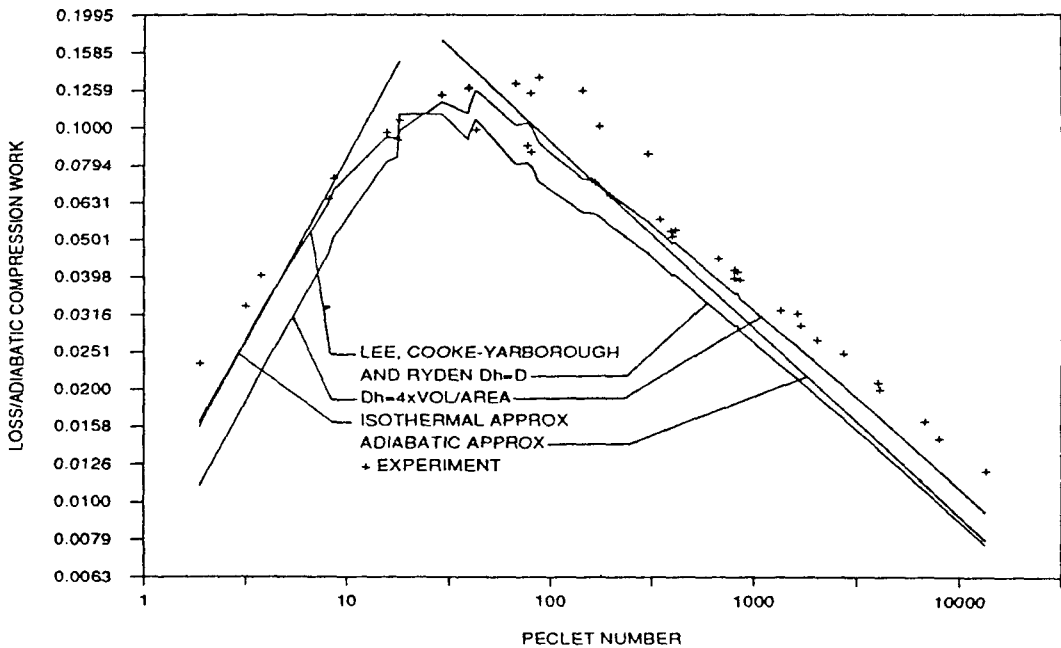


그림 3.6 Gas Spring의 hysteresis loss의 Peclet 수에 따른 변화

의 수력직경, α 는 기체의 열확산도 (thermal diffusivity)를 나타낸다. 그림 3.6은 여러 실험적, 해석적 결과로 얻어진 이 hysteresis 손실의 Peclet 수에 따른 변화를 보여주고 있다. Pe 가 매우 낮은 경우는 피스톤의 운전속도가 매우 느리거나 열확산이 매우 빠른 상태로 대략적인 등온과정이 유지되어 그 손실이 작은 것을 알 수 있다. Pe 가 매우 높은 경우는 반대로 피스톤의 운전속도가 매우 빠르거나 열확산이 매우 느린 경우로 대략적인 단열과정이 유지되어 그 손실이 또한 작은 것이다. 그러나 Pe 가 10에서 100 정도의 값을 갖는 그 중간상태는 많은 손실이 발생함을 알 수 있다.

열역학적으로 볼 때, 이 손실은 기체와 벽면간의 온도차에 따른 열전달로 설명할 수 있다. 즉 등온상태 일때는 온도차가 작아서 엔트로피 생성량이 크지 않은 것이고, 단열상태 일때는 온도차는 크지만 열전달의 양이 작아서 또한 엔트로피 생성량이 작은 것이다. 그 중간상태에서는 적당한 온도차에 적당한 열전달의 양이 존재하므로 엔트로피 생성

또는 비가역성이 많이 발생하는 것이다. 좀더 구체적으로, 벽면에서부터 수직인 방향으로 기체의 온도분포를 시간에 따라 변화하는 양상을 그림 3.7 (Pe 수가 작은 경우)와 그림 3.8 (Pe 수가 큰 경우)에 보여주고 있다. Pe 수가 작은 경우에는 온도의 등락폭이 크지 않으며 (그림에서 보여지는 온도분포만 중요하며 절대적인 값은 의미를 갖지 않는다.) 벽면에서 기체의 온도구배가 기체의 평균온도에 비례하는 값을 가진다. 그러나 Pe 수가 클 경우에는 그 온도구배와 기체의 평균온도가 서로 다른 위상으로 (정확히는 45° 의 위상차가 생김) 변화하게 된다. 역시 중간정도의 Pe 수에 있어서는 그 중간정도의 형태를 하면서 손실이 커지는 것이다.

다시 G-M 냉동기로 돌아와서 볼 때, 왕복기의 상단공간과 하단 공간 모두 이러한 주기적인 열전달에 의한 hysteresis 손실을 갖게 된다. 이 손실이 G-M 냉동기에서 더욱 중요한 이유는 그 운전속도가 적당히 저속으로 그 손실이 최대가 되는 영역에서 운전하기가 쉽기 때문이다. 따라서 냉동기의 설계시,

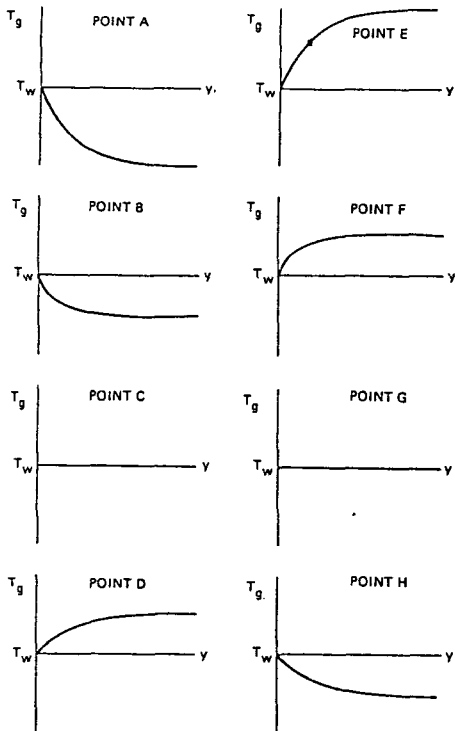


그림 3.7 낮은 Peclet 수로 운전되는 기체의 온도변화

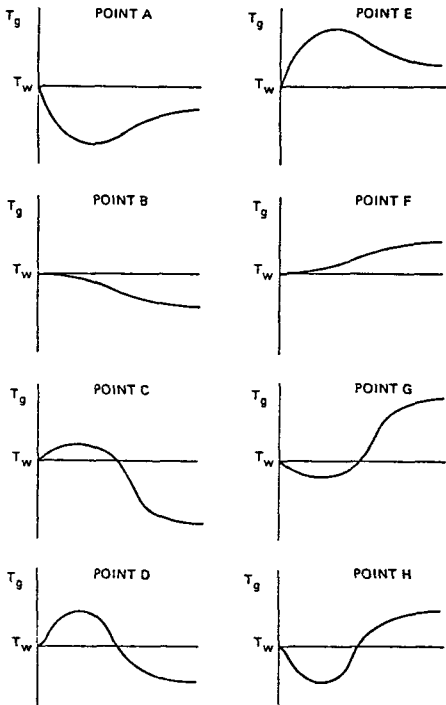


그림 3.8 높은 Peclet 수로 운전되는 기체의 온도변화

특히 운전속도와 왕복기의 Bore-Stroke 비의 결정에 있어서 이런 주기적인 열전달의 영향은 반드시 고려되어야 한다.

앞에서 다섯번째 언급된 왕복기와 실린더의 열전달에 의한 손실도 이와 유사한 양상을 갖고 있다. 그림 3.9에 보여진 바와 같이 고온부와 저온부 사이의 왕복기는 운동을 하지 않을 경우 단순한 열전달에 의한 열손실만이 존재하나, 왕복운동을 할 경우에는 그 손실의 양이 대단히 커질 수 있다. 이런 왕복운동에 의한 손실을 Shuttle heat transfer에 의한 손실이라고 부른다.

Shuttle 손실도, 왕복기와 실린더 사이에 존재하는 gap의 크기와 gap의 기체를 통한 양벽간의 열전달, 또 운전속도를 고려하여 정의된 식(3.10)과 유사한 Peclet 수에 따라 그 손실의 크기가 변화한다. 앞의 hysteresis와 마찬가지로 작은 Pe 의 경우와 큰 Pe 의 경우 모두 그 손실의 양이 크지 않으나 중간정도의 Pe 의 경우 많은 양의 손실을 나타낸다. 그림 3.9의 아래에 보여진 온도-축방향거리 선도에서와 같이, 중간정도의 Pe 에서는 화살표로 보여진 방향으로 왕복기의 왕복운동으로 고온에서 저온으로의 상당한 열전달 손실이 발생한다. 이 손실은 역시 왕복기의 운전속도, Bore-Stroke 비의 적절한 설계로 많은 부분을 감소시킬 수 있는 것이다.

G-M 냉동기의 설계에서 빼놓을 수 없는 중요한 부분은 밸브를 포함한 구동장치(drive mechanism)과 Sealing의 설계이다. 이 두 가지는 냉동기의 수명 및 신뢰성과 직결되는

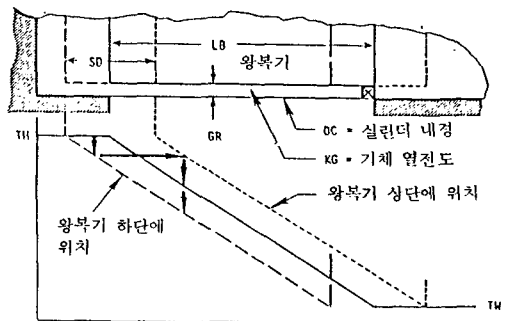


그림 3.9 Shuttle Heat Transfer

만큼 매우 신중해야 한다. 현재 사용되는 G-M 냉동기의 구동장치는 크게 free piston 형, Scotch yoke 형, Doll and Eder 형으로 구분하는데 Sealing 장치와 함께 앞으로는 새로운 장치의 개발의 여지가 매우 많다고 판단되며 더 자세한 내용은 지면상 생략하기로 한다.

기타 언급하지 않은 부분중에서 열재생기에 서 기체의 입력강하에 관한 사항과 열교환기 기의 설계에 관한 사항은 G-M 냉동기 및 다른 극저온 냉동기에서도 물론 매우 중요하나 일반적으로 다른 냉동 및 공기조화분야와 중복되는 내용이므로 본글에서는 취급하지 않는다.

3.5 실제 냉동기 및 응용예

국내에 이미 수천대의 G-M 냉동기가 수입되어 운전되고 있는 사실을 알고 있는 사람은 그리 많지 않다. 서론에서 지적한 바와 같이 소형 극저온 냉동기의 거의 전부가 G-M 냉동기라 해도 과언이 아닐 정도이나, 많은 이용자들이 그 원리나 운전특성에 관해 알고 있지 못하기 때문이다. 따라서 본 글에서는 많이 쓰이는 상용 G-M 냉동기에 대해 간략히 부연하고자 한다.

표 3.1 에는 상용 G-M 냉동기중 몇가지의 규격을 열거하였다. 1 단형은 약 30K에서 80K에 이르는 온도영역의 냉동에 이용되고 2 단형은 약 10K에서 30K의 온도영역에 이용되고 있음을 알 수 있다.

실제 사용되는 많은 G-M 냉동기들은 그림

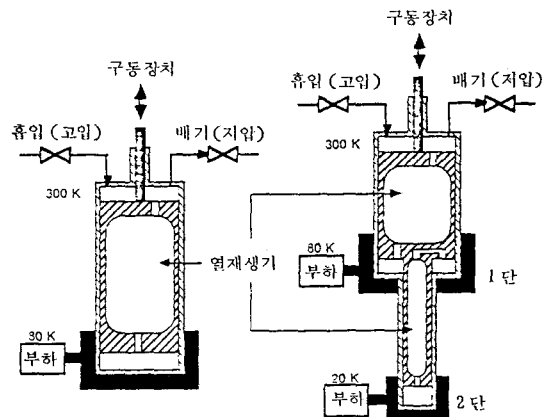
표 3.1 상용 G-M 냉동기의 규격

분류	냉각용량	최저도 온도	압축 power	종류	운전 속도 (rpm)	운전 시간	부 중 량
1	20 W@80K	23K	1.2kW	1-stage	144	10,000hr	2.3kg
2	120 W@80K	23K	4.5kW	1-stage	144	10,000hr	11.3kg
3	4 W@20K 15 W@80K	8K	2.0kW	2-stage	144	10,000hr	3.8kg
4	7 W@20K 60 W@80K	8K	4.5kW	2-stage	144	10,000hr	11.3kg
5	20 W@20K 60 W@80K	8K	10.5kW	2-stage	144	10,000hr	15.9kg

3.2 의 구성과는 약간 달리 열재생기를 왕복기의 내부에 위치시켜 더욱 밀집된 구성을 하게 된다. 그림 3.10 은 이러한 냉동기의 구성을 가진 1 단형과 2 단형의 G-M 냉동기를 보여주고 있다. 2 단형은 1 차 팽창기체가 일부는 상단의 열재생기를 통해 상온으로 돌아가고 나머지가 하단의 열재생기를 통해 더 낮은 온도의 팽창체적으로 흘러가는 사이클을 거치게 된다.

그림 3.11 과 3.12 는 2 단형 G-M 냉동기가 고진공용 Cryopump 와 초전도체 냉각장치의 예냉용으로 응용되는 예를 각각 보여주고 있다. 그림 3.11 에서 2 단형 G-M 냉동기는 그림 3.10 (b)와 반대방향으로 Cryopump의 중앙에 위치하고 있다. 1 단은 약 80 K 에서 radiation shield 와 최상부의 condensing array 를 냉각하고 있으며 2 단은 약 15K에서 Cryopanel 이라고 불리는 극저온 array 를 냉각시키고 있다. 펌프 하단에 압축기와 밸브로 연결된 헬륨 연결부분과 구동장치 Box 가 위치하고 있다.

그림 3.12 는 이미 국내의 대형 병원에 20여대 정도 보급된 진단용 자기공명 영상(MRI: Magnetic Resonance Imaging) 기기라든가 연구용 초전도 양자 간섭장치(SQUID: Superconducting Quantum Interference Device)의



(a) 1 단 (single stage) 형 (b) 2 단 (2 stage) 형

그림 3.10 열재생기가 왕복기에 내장된 G-M 냉동기

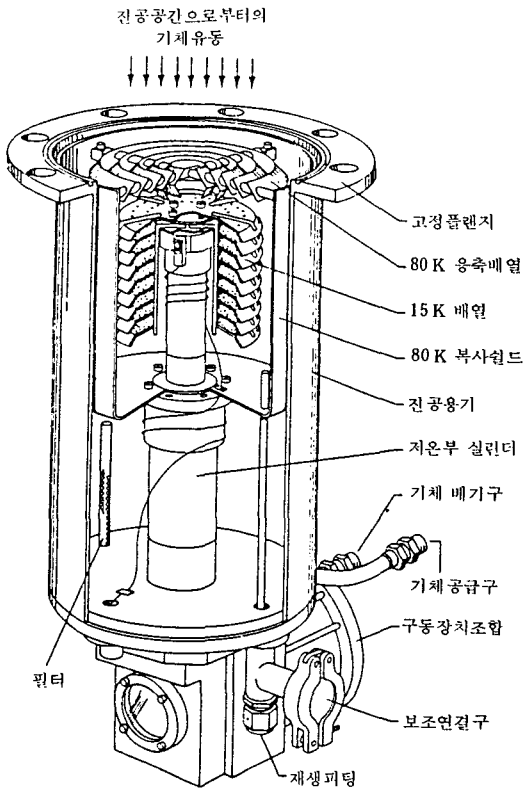


그림 3.11 고진공용 Cryopump에 사용되는 G-M 냉동기

냉각을 위한 냉동기에 G-M 냉동기가 사용되는 예를 보여주고 있다. 중앙 상단부에 2단형 G-M 냉동기가 위치하고 있으면서, 다음편에서 다루게 될 열교환기형 극저온 냉동기의 중간 부분을 약 77K와 약 23K 근처에서 예냉(precooling)하고 있다. G-M 냉동기는 열재생기를 사용하므로 20K 이하에서는 재생 matrix의 비열이 급격히 감소하게 되어 액체 헬륨 온도(4K)에 도달할 수 없으며, JT 밸브와 반류형 열교환기를 사용하는 냉동기들 만으로도 액체 헬륨 온도에 도달할 수 없으나(구체적인 내용은 다음편에 취급한다), 이 두가지를 조합한 소위 GM-JT 식의 이러한 냉각방식이 소형 내지 중형의 초전도체 냉각에 이용될 수 있다.

3.6 결 어

많은 독자들이 GM이란 말에는 미국의 자동차 제조회사인 General Motors를 연상할 줄로 믿는다. 극저온 분야에서 G-M 냉동도 자동차 분야에서의 GM만큼 중요한 이름이다. G-M 냉동기는 물론 미국에서 개발되어 현재까지 세계시장의 매우 많은 부분을 미국이 점유하고 있다. 최근 4~5년전부터 그 수요가 급격히 늘어나면서 일본의 생산 또한 적잖이 성장하고 있는 추세에 있다. 앞으로 여러 첨단산업에 꼭 필요한 부품이 될 것으로 예상되는 이 G-M 냉동기에 대해 공조, 냉동 분야에 종사하는 많은 독자들이 관심을 가져주시길 저자들은 원하고 있다.

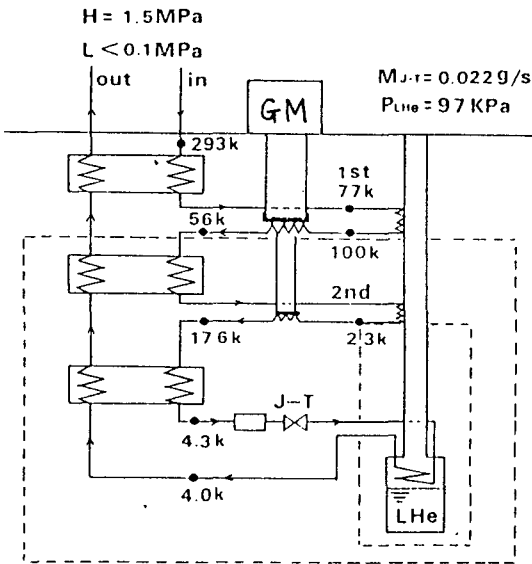


그림 3.12 액체 헬륨 온도에서 작동되는 초전도체의 냉각장치의 예냉기로 사용되는 G-M 냉동기