

# 맥동관 냉동기

## Pulse Tube Refrigerator

정 은 수  
E. S. Jeong  
홍익대학교 기계공학과 교수



- 1959 년생
- M.I.T. 대학원졸업
- 왕복동기관내의 열전달을 전공했으며 Stirling엔진 및 냉동기, 맥동관냉동기 등의 에너지변환기기에 관심을 가지고 있다.

### 1. 서 론

한 쪽이 막힌 관에 일정한 온도를 갖는 가스를 주기적으로 주입하여 압력을 변화시키면 가스의 유동에 난류성분이 적을 때 매우 큰 온도 구배를 얻을 수 있다는 것은 일반적으로 잘 알려져 있지 않다. 맥동관 냉동기는 이 원리를 이용하여 저온에서의 냉동을 구현하는 장치인데, 1960년대 중반에 Gifford와 Longsworth에 의하여 고안되었다.<sup>(1)(2)</sup> 그들이 만든 냉동기는 그림 1과 같이 밸브, 재생기, 양쪽에 열교환기를 갖는 맥동관, 그리고 그림에 나타나지 않은 상온에서 작동하는 압축기로 이루어져 있다. 밑의 그림은 가스의 온도분포를 나타내는 데, 실선은 가스의 압력이 상승할 때, 점선은 압력이 강하할 때의 온도분포이다. 밸브가 압축기의 고압가스쪽으로 열리면 고압의 가스가 재생기를 통과하면서 저온측 온도  $T_c$ 로 냉각된다. 이 가스는 저온측 열교환기를 통과하여 맥동관 내부에 있는 가스를 거의 단열적으로 압축하여 가스의 온도를 상승시키고, 이 가스들을 고온측 열교환기 쪽으로 미는

가스 피스톤 역할을 한다. 저온측 열교환기는 열교환 이외에 고압가스의 속도를 균일하게 하는 역할을 하는데, 맥동관 내부의 유동이 난류 유동이 되면 냉동량이 감소하게 된다. 이 과정 동안 맥동관 내부에 있는 가스들은 오른쪽으로 움직이며 압축되어, 접촉하고 있는 맥동관 벽보다 온도가 높아지므로 벽에 열을 방출한다. 고온측 열교환기로 들어가는 가스는 온도  $T_h$ 인 고온측 열교환기로 들어가기 전에  $T_h$ 보다 높은 온도  $T_m$ 으로 압축되고, 이 가스는 고온측 열교환기에 들어가서 열을 방출한다. 밸브가 저압측으로 열리면 맥동관 내부의 가스는 압력이 낮아지므로 온도가 낮아지며 저온측 열교환기 방향으로 움직이는 데, 저온측 열교환기로 들어오는 가스는 팽창하여 저온측 열교환기의 온도  $T_c$ 보다 낮은 온도로 들어와서 이 열교환기에서 열을 빼앗으므로 온도  $T_c$ 에서 냉동효과를 얻을 수 있다. 저온측 열교환기를 통과한 가스는 재생기로 들어가 재생기를 냉각시키는데, 재생기는 이 과정에서 빼앗긴 열만큼을 다음 사이클에서 재생기를 통과하는 고압가스를 냉각시

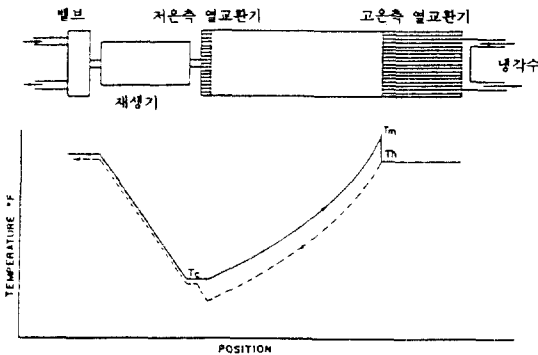


Fig. 1 맥동관과 가압·강압시의 온도 분포

키며 받으므로, 재생기 자체가 한 사이클 동안 받은 열은 0이 된다.<sup>(2)</sup>

근래 장기간 보수가 필요없는 고신뢰성의 극저온냉동기의 개발이 요구되고 있다. 특히 인공위성의 수요가 증대하면서 신뢰성이 높은 극저온 냉동기의 필요성은 더욱 부각되고 있는데, 왜냐하면 인공위성에서 사용되는 Sensor등을 냉각하기 위한 냉동기는 인공위성이 지구로 귀환하기 전까지는 보수가 곤란하기 때문이다. 냉동용량이 작은 경우에 Stirling냉동기나 GM 냉동기등의 열재생식 냉동기가 주로 사용되고 있는데, 이러한 냉동기들의 신뢰성을 높이기 위해서 운전속도를 낮게 하거나, 마찰이 일어나는 실(seal)재료의 향상, 그리고 운동하는 부분을 없애는 방법등이 연구되고 있다.<sup>(3)</sup>

맥동관 냉동기(Pulse tube refrigerator)는 Stirling 냉동기의 변형인데, Stirling 냉동기가 피스톤과 displacer의 두개의 운동부분을 갖고 있는데 비하여 맥동관 냉동기의 운동부분은 압축기 하나이다. 또한 평균압력과 압력비도 낮아서 비교적 냉동용량이 작고 고신뢰성이 요구되는 냉동기로 사용하기에 적합하기 때문에 최근에 이에 관한 연구가 매우 활발히 진행되고 있다.<sup>(3), (4), (5)</sup>

이 글에서는 먼저 맥동관냉동기의 작동원리를 설명하고, 그다음에 현재 널리 사용되고 있는 몇가지 종류의 맥동관 냉동기와 해석 방법, 그리고 맥동관 냉동기의 연구 현황과 전망에 대하여 일거하기로 한다.

## 2. 열펌핑 원리

유체역학이나 열역학에서 일반적으로 사용하는 Euler식 관점보다, 유체를 따라가며 그 변화를 기술하는 Lagrange식 표현이 열펌핑 원리를 쉽게 이해하는데 편리하다.<sup>(5), (6)</sup> 그림 2는 특정한 가스가 맥동관 내에서 왕복운동을 하면서 한 사이클 동안 겪는 변화를 보여준다. 실제 맥동관에서의 가스의 운동은 사인파형(sine wave)에 더 가깝지만, 여기서는 단순화하여 직사각형파형(square wave)을 갖으며 움직이는 것으로 가정한다. 이러한 경우에 맥동관 내의 가스 덩어리의 열역학적 사이클은 두개의 가역단열과정과 두개의 비가역 등압과정으로 이루어진다.

맥동관의 왼쪽에서 고압의 공기를 주입하여 관내부의 가스를 가압하면 그림 2의 (a)와 같이 온도  $T_m - x_1 \sqrt{VT_m}$  인 관벽과 열적 평형상태에 있던 가스는  $2x_1$ 만큼 오른쪽으로 이동한다. 이 과정에서 압력이 올라가므로 가스의 에너지가 증가하고, 따라서 온도가 올라가  $T_m - x_1 \sqrt{VT_m} + 2T_i$  이 된다. (1단계) 밸브가 닫혀서 관내의 압력이 일정하게 유지되면 열은 가스에서 관으로 이동하고, 관의 온도  $T_m + x_1 \sqrt{VT_m}$  까지 냉각된다. (2단계) 그 다음에 밸브가 저압측으로 열려서 관내에 있는 가스의 일부가 관 바깥으로 나가게 되면, 이 가스는 처음의 위치로 이동하고, 팽창하면서 온도가 내려가 처음의 온도  $T_m - x_1 \sqrt{VT_m}$  보다 낮은  $T_m + x_1 \sqrt{VT_m} - 2T_i$  이 된다. (3단계) 밸브를 닫아 관내의 압력을 일정하게 유지하면 사이클이 완성되는 데, 이 과정에서 가스는 관벽에서 열을 받아 처음 온도  $T_m - x_1 \sqrt{VT_m}$  가 된다. (4단계)

이 사이클의 정밀효과는 왼편에 위치한 관벽에서 열을 빼앗아 오른쪽에 위치한 관벽에 전달한 것이 되는 데, 이 효과는 관의 전체에서 일어나므로 관의 열린 끝부분에서 닫힌 끝부분으로의 열펌핑이 생기게 된다.

만약 압력변화가 매우 빠르게 일어나면 압력이 변화하는 동안의 열전달량은 무시할 수 있다. 이 경우에 가스는 가역단열적으로 변화하므로 가스의 온도  $T$ 와 압력  $P$ 는 다음 식으로 표현된다.

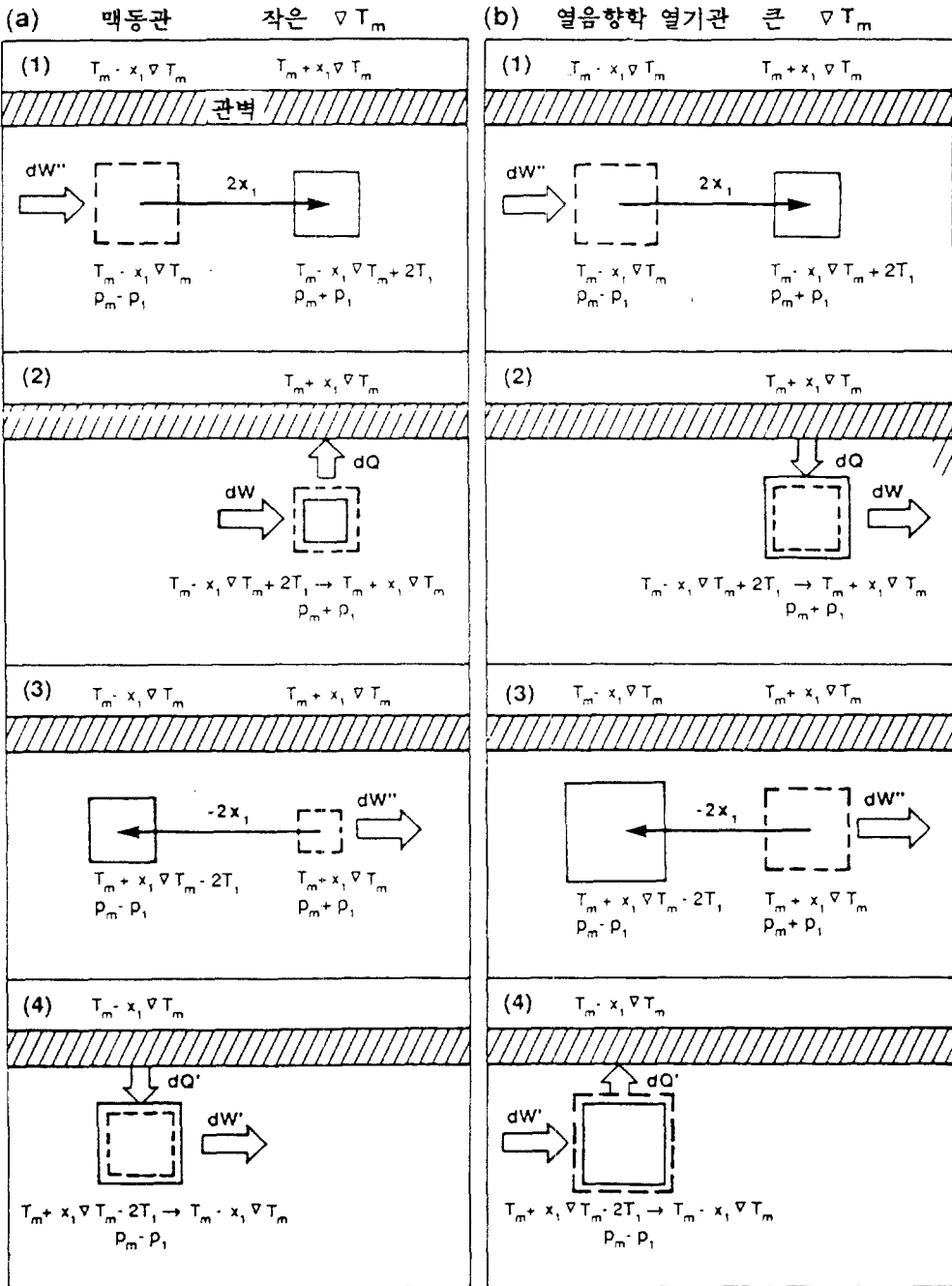


Fig.2 맥동관과 열음향학 열기관내의 가스의 변화

$$T'' = T' \left( \frac{P''}{P'} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \dots\dots\dots (1)$$

여기서 '은 초기상태를 나타내고, ''은 나중 상태를 나타낸다.

관전체에서 일어나는 과정들이 등엔트로피 과정이고, 관 단면의 속도가 균일하다면, (1) 식은 다음 식과 같이 온도와 변위의 관계로 변환된다.

$$T'' = T' \left( \frac{X'}{X''} \right)^{\gamma-1} \dots\dots\dots (2)$$

여기서  $X'$ ,  $X''$ 은 관의 막힌 끝부분에서의 거리이다. 관의 어느 부분에서나 벽의 온도는 압력이 높을 때에 접촉하는 가스의 온도와 압력이 낮을 때에 접촉하는 가스의 온도사이의 값을 갖게 될 것이다. 관의 모든 부분에서 가스의 온도와 벽의 온도가 같아질 때까지 가스는 벽과 열전달을 하여 열평형을 한다. 만약 관의 막힌 끝에서의 거리가  $X_0$ 인 부분의 관의 온도가  $T_0$ 로 유지된다면 관의 다른 부분은 가스와 열적 평형상태에 이르고, 더 이상 열평형은 일어나지 않는다. 이 상태에서의 관의 온도 분포는 다음과 같다.

$$\frac{T(X)}{T_0} = \left( \frac{X_0}{X} \right)^{\gamma-1} \dots\dots\dots (3)$$

여기서  $X$ 는 관의 막힌 끝에서부터의 거리를 나타낸다. 위의 식에서 알 수 있는 것처럼 관의 막힌 끝과 열린 끝사이의 온도 차이는 (1) 식의 압력비에 의한 온도 차이보다 매우 크다.

관내의 온도분포가 식(3)으로 주어진 온도분포에 접근하면 관벽과 가스의 온도차는 점점 작아지므로, 열평형은 일어나지 않게 될 것이다. 그러나 실제 맥동관에는 벽과 가스사이의 열전도와 마찰이 존재하므로 가스와 관벽의 온도가 같아지는 상태에 이르지 않는다. 다시 말하면 연속적으로 맥동관에서 열평형이 일어나기 위해서는 가스와 관벽사이의 열전도와 마찰에 의한 비가역과정이 필수적이다.<sup>(5)(6)</sup>

마찰이 열평형에 미치는 효과를 보기 위하여 그림 3에서와 같이 평균위치는 같고 벽면에서의 거리가 다른 세 가스 덩어리를 생각한다. 관벽에

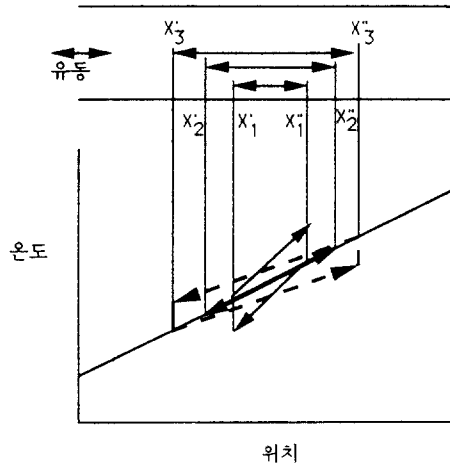


Fig.3 관벽에서의 거리에 따른 가스의 온도 변화

의한 마찰력 때문에 벽면에서 멀어질수록 속도의 진폭은 커지므로 벽에서 멀리 있는 가스는 벽에 가까운 가스보다 압력변화에 의하여 왕복운동하는 거리가 커진다. 가스가 움직이는 거리가 열평형에 미치는 영향을 보기 위하여 관벽은 식(3)에 주어진 온도 분포를 갖는다고 가정한다. 이러한 경우에 각 단면의 가스들의 평균운동거리  $X'_2$ 과  $X''_2$  사이를 움직이는 가스는 관벽과 항상 같은 온도를 갖기 때문에 벽과 열전달을 하지 않으므로, 열평형에 기여를 하지 못한다. 그러나 벽에 가까이 위치하여  $X'_1$ 과  $X''_1$  사이를 움직이는 가스는  $X'_2$ 과  $X''_2$  사이를 움직이는 가스와 같은 압력변화를 겪으므로 온도변화는 같지만, 왕복운동하는 거리는 작다. 따라서  $X'_1$ 에서는 관벽보다 온도가 높고,  $X''_1$ 에서는 관벽보다 낮은 온도를 갖게 된다. 그러므로 이 가스는  $X'_1$ 에서 관벽에서 열을 받고  $X''_1$ 에서는 관벽에 열을 주게 되므로, 관벽의 온도가 낮은  $X'_1$ 에서 관벽의 온도가 높은  $X''_1$ 에 열을 펴준다. 이러한 열평형은 관의 모든 부분에서 일어나므로 관전체를 볼 때 열은 낮은 온도의 개방측 관벽에서 높은 온도의 밀폐측 관벽으로 이동하게 된다.

관의 중심에 위치하여  $X'_3$ 과  $X''_3$  사이를 움직이는 가스는 왕복운동거리가 더 크고, 관벽에

서의 거리가 가까운 가스들과 같은 온도변화를 겪게 되므로,  $X_3'$ 에서는 관벽보다 온도가 높고,  $X_3''$ 에서는 관벽보다 온도가 낮게 된다. 따라서, 이 가스는 높은 온도의 관벽에서 낮은 온도의 관벽으로 열을 이동시키려 하나 관벽과 멀리 위치하여 열접촉을 할 수 없으므로 단순히 온도가 올라갔다 내려가고 열펌핑에는 기여를 하지 못한다. 따라서 열펌핑에 기여하는 가스는 관벽에 가까이 위치한 경계층 내부에 있는 가스들이다.

위에서는 Lagrange관점에서 볼때 관벽에 의한 마찰력이 열펌핑에 필수적이라는 것을 설명했는데, Euler식 표현 관점에서 보면 맥동관의 열펌핑은 가스의 압력, 온도, 그리고 속도사이에 존재하는 위상차이다. 맥동관의 한 단면을 흐르는 엔탈피유동은

$$\dot{H} = \dot{m}h = \dot{m}C_p T \dots\dots\dots (4)$$

로 표현되는데, 여기서  $\dot{m}$ 은 질량유속,  $h$ 는 가스의 단위질량당 엔탈피,  $C_p$ 는 정압비열,  $T$ 는 온도를 나타낸다. 맥동관내의 가스는 주기적으로 유동의 방향과 크기가 변하므로 한 사이클 동안의 평균 엔탈피 유동은

$$\langle \dot{H} \rangle = \frac{C_p}{\tau} \int_0^\tau \dot{m} T dt \dots\dots\dots (5)$$

가 되는데,  $\tau$ 는 사이클의 주기이다. 온도는 이상기체 방정식에 의하여 압력으로 표현되고, 질량유속은 단면적  $A_x$ 와 밀도  $\rho$ , 속도  $u$ 의 곱으로 표현할 수 있으므로, (5) 식은 다음과 같이 변환된다.

$$\langle \dot{H} \rangle = \frac{C_p A_x}{R\tau} \int_0^\tau u P dt \dots\dots\dots (6)$$

여기서  $R$ 은 기체상수이다. 식(5)와 (6)은 시간에 대한 한 사이클동안의 적분이므로 시간에 무관한 평균값이 아니라 시간에 따라 변화하는 동적 온도, 압력, 속도에 의하여 결정된다.

맥동관내의 압력변화가 크지 않을 경우 동적인 압력은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P_a = P_a \sin \omega t \dots\dots\dots (7)$$

이 압력변화에 의하여 발생하는 속도, 질량유속, 동적 온도는

$$u = u_a \sin (\omega t - \phi) \dots\dots\dots (8)$$

$$\dot{m} = \dot{m}_a \sin (\omega t - \theta) \dots\dots\dots (9)$$

$$T_a = T_a \sin (\omega t - \alpha) \dots\dots\dots (10)$$

가 되는데, 여기서  $\phi, \theta, \alpha$ 는 각각 속도, 질량유속, 온도가 압력과 이루는 위상차를 나타낸다. 식 (7)과 (8)을 식 (6)에 대입하면

$$\begin{aligned} \langle \dot{H} \rangle &= \frac{C_p A_x}{R\tau} \int_0^\tau P_a \sin(\omega t) \mu_0 \sin(\omega t - \phi) \\ &= \frac{C_p A_x}{2R\tau} P_a u_a \cos\phi \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

이 된다. 그러므로, 속도  $u$ 와 동적압력  $P_a$ , 또는 질량유속  $\dot{m}$ 과 동적온도  $T_a$ 사이의 위상차가 0일때  $\langle \dot{H} \rangle$ 는 최대가 되고, 위상차가 90°이면 0이 된다.

다른 왕복동기관에서는 밸브나 피스톤에 의하여 위상차가 생긴다. 예를 들어 내연기관에서는 작동유체의 압력, 온도, 그리고 체적사이에 위상차가 있도록, 다시 말하면 작동유체가 원하는 열역학적 사이클을 이루도록 흡기밸브와 배기밸브가 개폐를 하고, Stirling cycle을 이용한 냉동기나 열기관은 두 개의 피스톤이 위상차를 갖고 왕복운동을 한다.

맥동관냉동기는 위상차를 갖기 위한 밸브나 두개의 피스톤은 없지만, 가스와 관벽사이의 열전달에 의하여 가스의 압력, 온도, 그리고 속도사이에 위상차가 발생한다. 가스가 관벽에 평행하게 왕복운동을 하면서 온도가 변화하게 되는데, 이 온도변화의 일부는 가스의 단열 팽창과 압축에 의하여 일어나고, 나머지는 가스와 관벽과의 온도차에 의한 열전달때문에 일어난

다. 압축과 팽창에 의한 온도변화는 순간적으로 일어나나, 열전달은 압력에 의한 열전달보다 느리기 때문에 관벽과 가스사이의 열전달에 의한 온도변화는 순간적으로 일어나지 않는다. 이 열전달에 의하여 가스의 온도, 압력, 그리고 속도사이에 위상차가 생긴다.

열펌핑이 일어나기 위해서는 맥동관의 한 단면을 통과하는 한 사이클동안의 정미 엔탈피가 0보다 커야한다 한 사이클동안 단면을 통과하는 정미질량은 0이므로 가스의 온도가 항상 관벽의 온도와 같은 등온과정에서는 열펌핑이 일어나지 않고, 열전달이 없는 단열과정에서는 질량유속과 온도의 위상차가 90°가 되므로 열펌핑은 일어나지 않는다. 다시 말해서 관벽과 가스사이의 열전달이 아주 좋거나 없는 가역적인 경우에는 열펌핑이 일어나지 않고, 가스와 관벽사이의 열전달이 적당히 비가역적일 때 열펌핑이 일어난다. Lagrange식 관점에서 볼 때 속도 경계층 내부에 있는 가스만 열펌핑에 기여하는 것과 같이, 열침투깊이(heat penetration depth) 즉 온도경계층내에 있는 가스들은 관벽과 유한한 온도차를 가지며 열전달을 하므로 온도가 질량속도와 위상차를 갖게 되어 열펌핑에 기여한다. 그러나 온도경계층 밖에 위치한 가스들은 관벽과 열전달을 할 수 없는 상태에서 가역적으로 압축과 팽창을 하므로 열펌핑에 기여하지 못한다.

결론적으로 열펌핑이 일어나기 위해서는 보통 열역학기관의 손실을 가져오는 비가역적인 마찰과 유한한 온도차를 갖는 두 물질사이의 열전달이 필수적이다.

### 3. 맥동관의 종류

#### 3.1 기본형 맥동관

기본형 맥동관(basic pulse tube)은 1963년 Gifford와 Longworth에 의하여 고안되었으며, 그 구조는 그림 1과 같다.<sup>(1)</sup> 초기의 기본형 맥동관은 밸브가 있는 압축기와 회전밸브(rotary valve)를 사용하여 맥동관의 입구가 압축기의 고압축과 저압축에 교대로 연결되도록 하여 맥동관내의

가스가 압축과 팽창을 반복하도록 하였다. 이 맥동관은 열펌핑의 원리에서 설명한 바와 같이 가스와 관벽사이의 열전달에 의하여 질량속도와 온도사이의 위상차가 생긴다. 열펌핑에 가장 적당한 작동속도는  $\omega\tau_r \approx 1$ 로 주어지는데, 여기서  $\omega$ 는 맥동관의 각속도이고  $\tau_r$ 는 가스와 관벽사이의 열전달의 이완시간(relaxation time)이다. 이 맥동관을 사용하여 얻은 최저 온도는 124 K로 1967년에 Longworth에 의하여 얻어졌는데, 맥동관의 직경은 19mm이고 길이는 318mm, 그리고 최대압력 2.38MPa, 최저압력 0.56MPa로 압축비는 4.25였다.<sup>(7)</sup>

밸브를 사용하는 맥동관은 압축과 팽창은 짧은 시간동안 일어나고, 열전달 시간은 비교적 길기 때문에 열펌핑효과는 좋으나, 가스가 밸브를 지나며 비가역적으로 등엔탈피 팽창을 하므로 효율은 매우 낮다. 1967년에 Gifford와 Kyanka는 밸브가 있는 맥동관의 밸브를 제거하여 비가역적인 팽창에 의한 손실을 없앴 맥동관을 고안했는데 그 구조는 그림 4와 같다.<sup>(8)</sup> 이러한 맥동관은 가역 맥동관 냉동기(reversible pulse tube refrigerator)라 불리는데, 압축기와 밸브 대신에 피스톤과 실린더를 사용하여 맥동관내의 가스를 압축하고 팽창시킨다. 실린더의 체적을 줄이면 실린더에 있는 가스는 재생기와 열교환기를 통과하여 맥동관내의 압력을 상승시키게 되는데, 여기에 필요한 일은 일부는 전동기에서

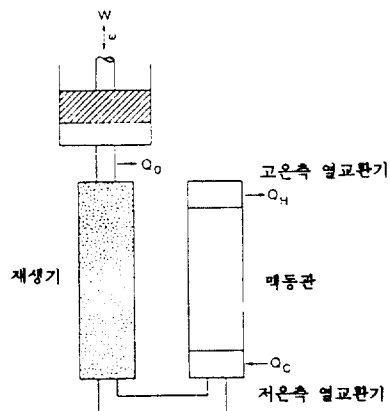


Fig.4 기본형 가역 맥동관 냉동기

오고 일부는 플라이휠에서 얻는다. 그러나 맥동관내의 압력이 낮아질 때는 가스가 팽창하면서 피스톤에 일을 하는데, 이 에너지는 플라이휠에 저장된다. 가역 맥동관 냉동기에 필요한 일은 그것에 상당하는 밸브가 있는 맥동관 냉동기의 약 10% 정도인 것으로 추정된다.<sup>(4)</sup> 밸브가 있는 맥동관의 압력변화가 사각파(square wave)모양인데, 밸브가 없는 맥동관 냉동기의 압력은 사인파형(sine wave)에 가깝기 때문에 열펌프효과는 밸브가 있는 맥동관에 비하여 적다. Gifford와 Kyanka의 맥동관 냉동기는 압축비가 4.2일때 165K의 저온을 얻었다.<sup>(6)</sup>

기본형 맥동관 냉동기에서는 가스와 관벽사이의 열전달에 필요한 시간과 맥동관이 한 사이클을 이루는 시간이 비슷하므로 특별히 열교환기를 사용하지 않고, 그림 1에 보이는 저온측과 고온측 열교환기 위치에 보통 맥동관에 사용하는 스테인레스스틸대신 구리를 사용하여 열전달을 향상시킨다.<sup>(1), (2)</sup>

기본형 맥동관은 1960년대 중반에 처음 소개된 이후 그 구조의 단순함과 고신뢰성 때문에 많은 관심을 끌었으나, 효율이 낮고 냉동용량이 작아서 널리 쓰이지 않았다. 냉동용량이 작은 원인중의 하나는 가스와 관벽과의 열전달에 의하여 압력과 속도사이의 위상차가 생기기 때문에 맥동관의 진동수를 빠르게 할 수 없다는 것인데, 이 결점은 뒤에 소개될 구멍 맥동관 냉동기에 의하여 상당부분 해결된다.

### 3.2 공명 맥동관

1975년에 Merkli와 Thomann은 한쪽이 막히고 다른 한쪽은 제트를 주입하여 관내의 기체가 왕복운동을 하게하는 Hartmann-Sprenger관의 막힌 끝부근의 온도가 상당히 올라가는 이유를 연구하다가 매우 재미있는 현상을 발견하였다.<sup>(9)</sup> 그들이 사용한 관은 제트대신에 왕복운동을 하는 피스톤을 사용하여 관내의 기체가 왕복운동을 하게 했는데, 피스톤이 움직이는 속도가 매우 빨라서 관의 길이가 소리의 파장과 거의 같은 길이를 가지므로 이를 공명관(resonant tube)라 부른다. 그림 5와 같이 압력의 변화가 거의 없는

중간 부분(속도의 변화는 최대이므로 마찰에 의한 발열은 최대)의 관벽은 냉각되어 온도가 내려가고, 압력변화가 최대인 양쪽 끝부분(속도의 변화는 거의 없으므로 마찰에 의한 발열은 거의 없음)의 관벽들은 열을 받아 온도가 올라갔다. 그들의 이론적 연구와 그 후의 연구들에<sup>(10), (11)</sup> 의하여 공명관의 냉각과 가열현상은 앞에서 설명한 열펌프에 의하여 일어나는 것으로 밝혀졌다. 공명관의 진동수는 매우 빨라서 가스와 관벽사이의 열전달은 거의 무시할 정도이므로 냉동량은 미미했다.<sup>(4)</sup>

Wheatley는 공명관에 열교환기를 도입하여 가스와 열교환기 사이의 열전달의 이완시간과 피스톤의 주기가 거의 같도록 하여 냉동량을 크게 하였다.<sup>(12)</sup> 이것을 공명 맥동관 냉동기(resonant pulse tube refrigerator) 혹은 열음향냉동기(thermoacoustic refrigerator)라 하는데 그 구조는 그림 6에 있다. 이 공명 맥동관 냉동기의 지름은 39mm이고, 적물과 에폭시로 만들어진 열교환기는 두께가 67 $\mu$ m 인 판형이며 판사이의 간격은 380 $\mu$ m 이다. 평균압력이 1MPa, 압력의 진폭이 평균 압력의 0.034, 진동수가 516Hz일때 최저온도는 195K였다. 이 냉동기는 전기음향동

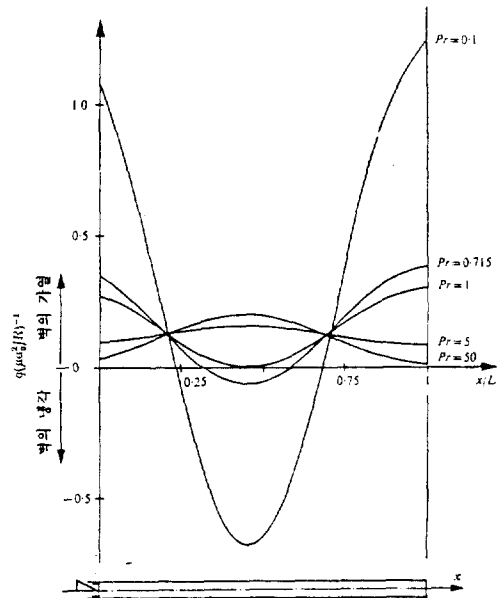


Fig.5 공명관 벽의 냉각 및 가열효과

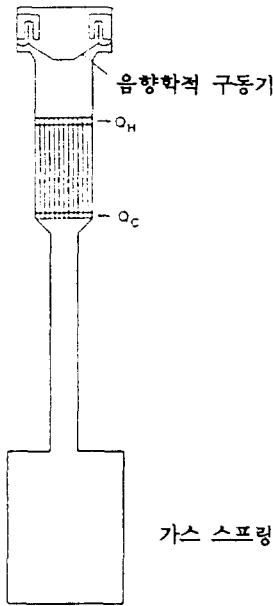


Fig. 6 공명 맥동관 냉동기

력 변환장치(electroacoustic power transducer)에 의하여 구동되는데, 음향기에 사용되는 스피커의 작동원리에 의하여 구동된다.

### 3.3 구멍 맥동관 냉동기

1984년에 Mikulin등은 구멍 맥동관 냉동기(orifice pulse tube refrigerator)를 도입하여 맥동관 냉동기 발전에 큰 전기를 마련하였다.<sup>(13)</sup> 구멍 맥동관 냉동기의 개략적인 구조는 그림 7에 보였는데, 기본형 맥동관 냉동기와 다른 점은 맥동관내의 가스의 일부가 큰 부피를 갖는 가스 저장소(reservoir)로 흘러갈 수 있도록 맥동관의 위쪽에 구멍(orifice)을 낸 것이다. 맥동관내의 압력변화에 의하여 가스는 구멍을 지나 왕복운동을 하는데, 이 왕복운동은 압력과 같은 위상을 갖는다. 이 구멍과 가스저장소에 의하여 맥동관을 흐르는 가스의 질량유속은 기본형에 비해 증가하는데, 질량유속이 커질수록 관의 단면을 통과하는 정미엔탈피의 양도 커지므로 열펌핑은 증가하고, 따라서 냉동량도 증가한다.

Mikulin등에 의하여 소개된 구멍 맥동관 냉동기는 구멍이 맥동관과 고온측 열교환기 사이

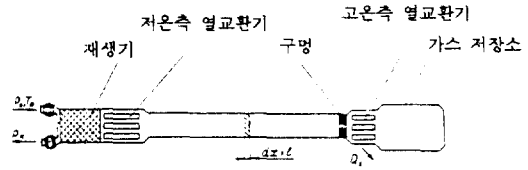


Fig. 7 초기의 구멍 맥동관 냉동기

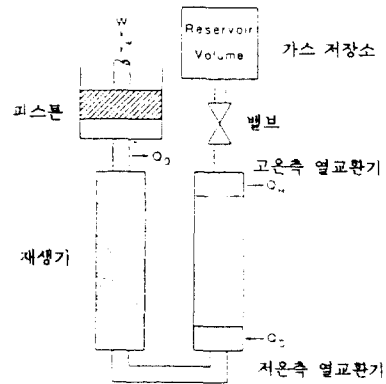


Fig. 8 구멍 맥동관 냉동기

에 있었고 구멍의 크기도 조절할 수 없었다. Radebaugh등은 Mikulin의 맥동관을 개량하여 그림 8과 같이 구멍을 고온측 열교환기와 가스 저장소 사이에 설치하고, 최저온도를 얻도록 구멍의 크기를 조절할 수 있는 니들밸브(needle valve)를 사용하였다.<sup>(14)</sup>

구멍 맥동관 냉동기의 사이클은 피스톤이 실린더의 가스를 밀어냄에 따라 가스가 재생기를 통과하며 저온측 온도로 냉각되면서 시작한다. 맥동관 내의 가스는 단일적으로 압축되어 온도가 올라가며 구멍쪽으로 이동한다. 그 다음 고압과정동안 가스는 고온측 열교환기에서 외부로 열을 방출한다. 기본형 맥동관 냉동기에서는 가스가 관벽에 열을 방출하여 냉각되는데, 구멍 맥동관 냉동기에서는 가스가 구멍을 지나며 단일 팽창하기 때문에 온도가 내려간다. 피스톤이 올라가면 맥동관내의 가스는 재생기쪽으로 이동하게 되고, 단일팽창에 의하여 온도가 내려간다. 저온측 열교환기를 통과하는 가스는 열을 흡수하여 저온에서의 냉동효과를 얻게 된다. 그



다음의 저압과정동안 관내의 가스는 처음 온도로 가열되어 처음의 상태로 돌아감으로써 한 사이클을 이루는데, 이 과정에서 기본형 맥동관 냉동기에서는 가스가 관벽에서 열을 받아 가열되는 것과는 달리, 구멍 맥동관 냉동기에서는 가스 저장소에 있던 가스가 구멍을 통과하여 맥동관내의 가스들을 단열압축하기 때문에 온도가 올라간다. 한 사이클동안의 전체적인 효과는 저온측에서 고온측으로의 정미엔탈피이동인데, 이것에 의하여 맥동관벽의 온도구배가 생기고 또 온도구배가 생긴 후에도 연속적인 냉동효과를 얻을 수 있다.

Radebaugh 등이 사용한 맥동관은 외경이 12.7 mm 길이 237mm인 스테인레스스틸로 만들어졌는데, 열전달을 향상시키기 위하여 80mesh의 구리 screen이 채워진 길이 22mm의 구리관을 스테인레스스틸관 위쪽에 용접하여 고온측 열교환기로 사용하였다. 재생기는 원형으로 된 150 mesh의 인칭동 screen을 1050개 채운 직경 19 mm의 스테인레스 스틸관으로 만들어졌다. 최고압력이 1.24MPa 최저압력이 0.71MPa(압력비 1.75) 진동수 9Hz의 조건에서 이 냉동기에서 얻은 최저온도는 60K였고, 이때의 냉동용량은 60W였다.<sup>(14)</sup>

구멍 맥동관 냉동기는 Stirling 냉동기와 같은 원리에 의하여 작동한다. Stirling 냉동기의 고온측 피스톤의 역할을 구멍 맥동관 냉동기에서는 움직이지 않는 가스 저장소와 구멍이 하므로 열역학적인 손실이 증가하여 효율은 저하하지만, 움직이는 부분을 제거하여 구조를 단순화하고 신뢰성을 높인 것이 훨씬 중요하다.<sup>(5)</sup>

4. 해석 방법

현재 많은 사람들이 관심을 갖고 있고 또 개발되고 있는 맥동관 냉동기는 구멍 맥동관 냉동기이므로, 여기서는 구멍 맥동관 냉동기의 해석방법에 국한하고자 한다. 구멍 맥동관 냉동기의 진동수는 매우 빠르기 때문에 맥동관내의 가스는 단열팽창과 수축을 하고 열전달은 오직 열교환기와만 한다고 가정한다.

그림 9는 맥동관내의 한 사이클동안의 평균 엔탈피 이동을 보여준다. 에너지 보존법칙을

그림 9에 점선으로 표시된 검사체적들에 적용하면 다음의 식들을 얻을 수 있다.

$$\langle \dot{Q}_c \rangle = \langle \dot{H} \rangle - \langle \dot{H}_r \rangle \dots\dots\dots (12)$$

$$\langle \dot{Q}_h \rangle = \langle \dot{H} \rangle \dots\dots\dots (13)$$

여기서  $\langle \dot{Q}_c \rangle$ 는 저온측 열교환기에서 가스로 전달되는 한 사이클동안의 열량 즉 냉동량을 나타내고,  $\langle \dot{Q}_h \rangle$ 는 고온측 열교환기에 가스가 주는 열량이다.  $\langle \dot{H}_r \rangle$ 은 재생기에서 가스가 갖고 들어오는 엔탈피이동인데, 재생기가 이상적으로 작동하면  $\langle \dot{H}_r \rangle = 0$ 이 되어  $\langle \dot{Q}_c \rangle$ 와  $\langle \dot{Q}_h \rangle$ 는 같아진다.

$\langle \dot{H} \rangle$ 을 계산하기 위해서는 질량유속과 압력 사이의 위상차를 알아야 하는데, 이 위상차는 질량보존의 법칙에 의하여 구한다. 맥동관내의 가스는 단열적으로 압축과 팽창을 한다는 가정에서 맥동관의 체적  $V_i$ 와 압력  $P$ 사이의 관계는 다음식으로 표현된다.

$$PV_i^\gamma = \text{일정} \dots\dots\dots (14)$$

여기서  $\gamma$ 는 비열비이다. 이식을 미분하면 다음과 같이 된다.

$$\gamma PdV_i + V_i dP = 0 \dots\dots\dots (15)$$

맥동관의 압력비는 작아서 맥동관을 들어오고 나가는 가스의 온도는 양쪽의 열교환기의 온도  $T_c, T_h$ 와 같다고 가정할 수 있으므로

$$PdV_i = -RT_c dm_c + RT_h dm_h \dots\dots\dots (16)$$

을 얻을 수 있고, 이식을 (15)식에 대입하면

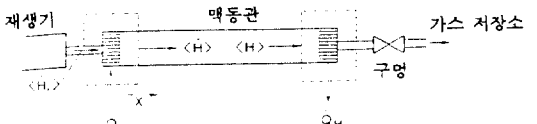


Fig.9 맥동관의 에너지 이동

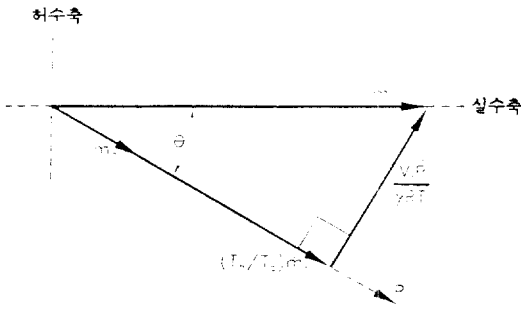


Fig.10 맥동관의 질량 유속 위상차 선도

$$\dot{m}_c = (T_h/T_c) \dot{m}_0 + V_h P / \gamma RT_c \dots\dots\dots (17)$$

가 되는데, 여기서  $\dot{m}_c$ 는 맥동관의 저온측을 통과하는 질량유속이고,  $\dot{m}_0$ 는 구멍을 통과하는 질량유속이다. 식 (17)을 위상차선도(phasor diagram)로 표시하면 그림 10과 같이 되는데,  $\dot{m}_0$ 는 압력  $P$ 와 같은 위상을 가지므로  $P$ 과는 위상차가  $90^\circ$ 가 된다. 이 그림과 (5)식, 그리고 에너지보존법칙을 사용하여 한사이클동안의 평균 엔탈피 유동을 구하면 다음과 같이 된다.<sup>(3)</sup>

$$\langle \dot{H} \rangle = \frac{1}{2} |\dot{m}_c| RT_c \frac{|P|}{P_0} \cos\theta \dots\dots\dots (18)$$

$|\dot{m}_c|$ 는  $\dot{m}_c$ 의 진폭이고,  $|P|$ 와  $P_0$ 는 동적압력의 진폭과 평균압력, 그리고  $\theta$ 는 그림에 보이는 것과 같이  $\dot{m}_c$ 와  $m_0$ 사이의 위상차이다. 식 (18)을 이용하여 단위 질량유량에 대한 냉동량을 구할 수 있다.

위에 설명한 해석적인 모델은 맥동관을 물리적으로 이해하고 냉동량에 영향을 미치는 인자들을 결정하는데 유용하나, 가정을 많이 했기 때문에 정확성은 떨어진다. 보다 정확한 예측을 하기 위해서는 Stirling 엔진을 해석하는데 널리 사용되는 nodal analysis처럼 맥동관을 여러개의 검사체적으로 나누어, 각 검사체적에 질량, 운동량, 그리고 에너지 보존법칙을 적용하는 수치적인 해석이 행해져야 한다. Wu와 Zhu는 맥동관을 수치적으로 해석하였는데, 그들의 모델

은 구멍을 제외한 부분에서의 압력강하는 무시했고 맥동관과 가스 저장소에서 가스는 단열적으로 변화한다고 가정했다.<sup>(15)</sup> 그들의 계산결과 중에 중요한 것은 가스의 일부는 항상 맥동관 내에 있다는 사실이다.

맥동관을 해석하는데 가장 큰 문제는 가스 유동의 방향과 크기가 주기적으로 변화하는데 있다. Stirling 엔진의 수치적 모델들의 예측이 실제 실험결과와 큰 차이를 보이는 가장 큰 이유는 유동의 방향과 크기가 변화하지 않는 조건에서 얻어진 정상상태의 압력강하와 열전달 관계식들을 사용하는데 있다.<sup>(16)</sup> 이러한 문제점은 맥동관에도 적용되므로 앞으로 개발될 수치적 모델들은 Stirling 엔진해석용 컴퓨터 코드들에 시도되고 있는 주기적인 압력변화와 유동변화시의 압력강하와 열전달 모델들을<sup>(17)~(19)</sup> 사용해야 한다.

### 5. 맥동관 냉동기의 제작

맥동관 냉동기를 제작하는 데 가장 어려운 부분은 압축기이다. 지금까지는 대부분 1MPa이상의 압력에서 작동할 수 있는 윤활이 필요없는 압축기(oilless compressor)를 구입하여 사용해 오고 있으며, 피스톤 로드 실(piston rod seal)이 있는 천연가스용의 압축기도 사용되고 있다. 피스톤 로드 실이 있는 압축기는 피스톤의 반대편을 맥동관의 평균 압력으로 가압하여 최대토크를 작게 할 수 있고, 또한 가스의 유출도 막을 수 있다. 보통 밸브가 두개 달려있는 압축기 헤드는 제거하고 맥동관과 연결되는 관이 하나 달린 관으로 대처해야 한다.<sup>(3)</sup>

맥동관내부의 가스 유동에 난류 성분이 많으면 앞에서 설명한 바와 같이 열펌핑이 감소한다. 난류 성분을 억제하기 위하여 맥동관 단면의 갑작스런 변화는 피해야 하는데, 맥동관의 저온부에 구리로 만든 screen을 30겹 정도 설치하여 압축기에서 오는 가스의 난류성분을 줄이면 최저온도를 10-15K정도 더 내릴 수 있다.<sup>(3)</sup>

압축기를 제외한 열교환기등의 부품들은 움직이는 부분이 없으므로 길이나 두께 그리고 정렬(alignment)등의 정밀성이 요구되지 않는

다. 그러나 냉동용량을 크게 하기 위하여 속도를 크게 할수록 재생기의 효율이 전체 맥동관 냉동기의 효율에 미치는 영향이 커지므로, 전체 효율을 높이기 위해서는 재생기의 효율향상이 필요하다.

## 6. 현재의 연구동향과 전망

구멍 맥동관 냉동기의 냉동용량은 다른 형태의 맥동관 냉동기에 비하여 훨씬 크기 때문에 현재 수행되고 있는 맥동관 냉동기에 관한 연구는 대부분 구멍 맥동관 냉동기에 대하여 이루어지고 있다. 현재까지 일단(single stage)구멍 맥동관 냉동기에 의하여 얻어진 최저 온도는 49K인데 1989년에 중공의 Liang 등에 의하여 얻어졌다.<sup>(20)</sup>

일단(single stage)의 맥동관 냉동기에서 얻을 수 있는 최저온도는 한계가 있기 때문에 10K 근처의 저온을 얻기 위하여 다단맥동관(multiple stage pulse tube)에 대한 연구도 활발히 진행되고 있다. 다단 맥동관 냉동기는 2단 맥동관의 고온측을 1단 맥동관의 저온측에 연결하는 구조로 되어 있는데, 두개의 맥동관이 하나의 압축기로 구동될 수도 있고, 두개의 압축기로 따로따로 구동할 수도 있다. Longsworth는 2단 기본형 맥동관을 사용하여 79K를 얻었고,<sup>(7)</sup> 4단 맥동관에서는 32K를 얻었다. 1988년에 중공의 Zhou 등은 2단 구멍 맥동관에서 32K를 얻었고, 미국의 TRW에서는 2단 맥동관 냉동기를 사용하여 26K를 얻었다.<sup>(4)</sup>

구멍 맥동관 냉동기에서 발생하는 손실은 대부분 가스가 구멍을 통과하면서 동엔탈피적으로 팽창하는 과정에서 일어난다. 이 손실을 없애기 위하여 구멍을 움직이는 플러그(plug)이나 한 쌍의 체크밸브(check valve)로 대체하려는 연구도 시도되고 있다.<sup>(21)-(23)</sup> 또한 압축기에 의하여 구동되는 맥동관에서는 압축기의 두 개의 밸브를 가스가 통과하면서 손실이 많이 발생한다. 이 손실은 맥동관 전체의 효율을 저하시키는 요인이 되므로 효율이 높은 압축기에 대한 연구도 많이 진행되고 있다.

맥동관 냉동기의 나머지 구동부분인 압축기를

제거하여 움직이는 부분이 전혀 없는 맥동관 냉동기를 개발하려는 연구도 현재 진행되고 있다. 외부에서 열을 가하여 관벽의 온도구배를 매우 크게 하면 관내의 가스는 자발적으로 음향학적인 진동을 하게 되는데, 이것은 그림 2의 (b)에 보인바와 같이 열팽창의 원리를 반대로 이용하는 것으로 열음향학적 구동장치(ThermoAcoustic Driver)라고 부른다. 이 열음향학적 구동장치를 압축기 대신 사용하여 맥동관 내의 가스를 진동시키는 냉동장치를 열음향학적 구동 맥동관 냉동기(TADPTR, ThermoAcoustic Driver Pulse Tube Refrigerator)라고 부르는데,<sup>(3),(5)</sup> 움직이는 부분이 없으므로 부품이 정밀할 필요가 없고, 비교적 저가로 만들 수 있으며, 장기간 보수의 필요없이 사용할 수 있는 장점을 갖고 있다. 그림 11은 TADPTR(Thermo Acoustic Driver Pulse Tube Refrigerator)을 이용한 맥주냉각기의 예를 부여주고, 그림 12는 현재 극저온용으로 개발하려고 하는 TADOPTR(Thermo Acoustic Driver Orifice Pulse Tube Refrigerator)의 개략적인 구조를 보여준다.

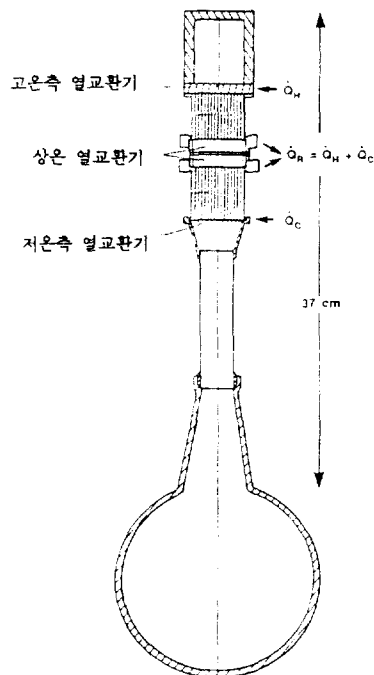


Fig.11 맥주 냉각기

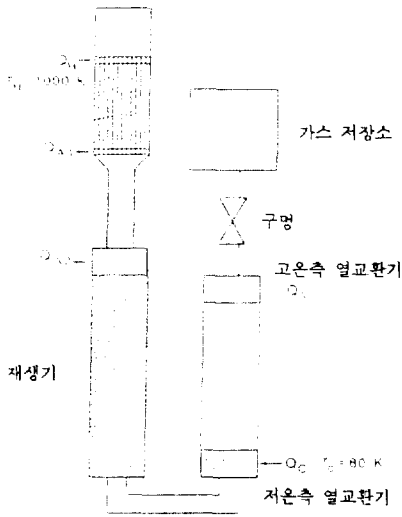


Fig.12 열음향학 구동 구멍 맥동관 냉동기

종류	연구자	년도
195K 공명식	Wheatley	1985
165K 기본형(비스온형)	Gifford	1967
124K 기본형(밸브형)	Longworth	1967
105K 구멍형(밸브형)	Hikulin	1984
79K 기본형(2차)	Longworth	1967
60K 구멍형	Radebaugh	1966
32K 구멍형(2차)	Liang	1968
26K 구멍형(2차)	IKW	1968

Fig.13 맥동관 냉동기에 의하여 도달한 최저온도

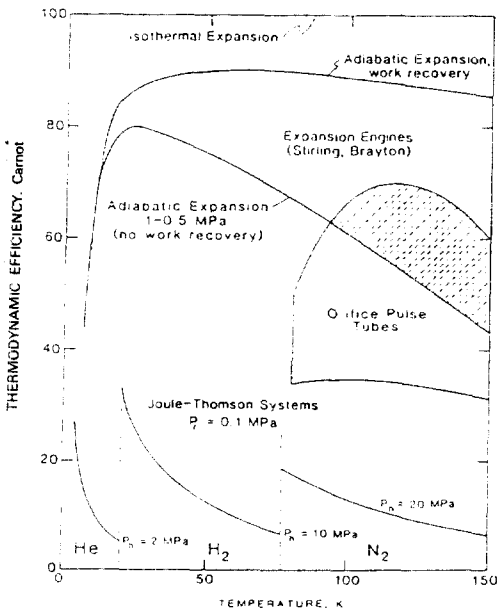


Fig.14 맥동관 냉동기와 다른 냉동기의 냉각효율 비교

그림 13은 맥동관 냉동기를 사용하여 얻은 최저온도를 역사적으로 비교했고, 그림 14는 맥동관 냉동기의 효율을 현재 널리 사용되고 있는 냉동기들의 효율과 비교한 것이다. 맥동관 냉동기의 효율은 Joule-Thomson 밸브를 사용하는 냉동기들 보다는 높고, Stirling 사이클을 이용한 냉동기 보다는 1.5-2배정도 효율이 낮는데, 최저온도를 낮추고 효율을 높이기 위한 연구가 계속 진행되고 있다.

### 7. 결 어

최근에 맥동관 냉동기에 대한 관심이 증대하고 있고, 세계 각국에서 효율이 높은 맥동관 냉동기를 개발하려는 연구가 진행되고 있다. 맥동관 냉동기는 움직이는 부분이 현재 하나이므로 인공위성등 저진동 고신뢰성의 냉동기가 필요한 기기에 사용하기 적합하며, 멀지않은 장래에 구동부가 없는 맥동관이 나올 것으로 전망된다. 현재는 Stirling 냉동기보다 효율이 낮지만 효율을 높이려는 연구가 이제 시작되고 있는 단계이므로, 소형 냉동기로 널리 쓰이고 있는 Stirling 냉동기, GM 냉동기, Joule-Thomson 냉동기를 대체할 가능성이 높다.

### 참 고 문 헌

- Gifford, W.E. and Longworth, R.C., 1963, "Pulse Tube Refrigeration," ASME Paper No. 63-WA-290.
- Gifford, W.E. and Longworth, R.C., 1965, "Pulse Tube Refrigeration Progress," Advances in Cryogenic Engineering, Vo.10, pp. 69~79.
- Radebaugh, R., 1990, "A Review of Pulse Tube Refrigerator," Advances in Cryogenic Engineering, Vo.35, pp.1191~1205.
- Radebaugh, R., Zimmerman, J., and Smith, D.R., 1986, "A Comparison of Three Types of Pulse Tube Refrigerators : New Methods for Reaching 60K," Advances in Cryogenic Engineering, Vol.31, pp.779~789.
- Swift, G.W., 1988, "Thermoacoustic Engi-

- nes," J. Acoust. Soc. Am., Vol.84, No.4, pp. 1145~1180.
6. Gifford, W.E. and Longworth, R.C., 1966, "Surface Heat Pumping," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol.11, pp.171~179.
  7. Longworth, R.C., "An Experimental Investigation of Pulse Tube Refrigeration Heat Pumping Rates," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol.12, pp.608~618.
  8. Gifford, W.E. and Kyanka, G.H., 1967, "Reversible Pulse Tube Refrigeration," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 12, pp.619~630.
  9. Merkli, P. and Thomann, H., 1975, "Thermoacoustic Effects in A Resonance Tube," *J.Fluid Mech.*, Vol.70, pp.161~177.
  10. Rott, N., 1974, "The Heating Effect Connected with Non-linear Oscillations in A Resonance Tube," *Journal of Applied Mathematics and Physics*, Vol.25, pp.619~634.
  11. Jeong, E.S. and Smith, J.L., Jr., 1992, "Secondary Flow in Reciprocating Machinery," will be presented at 1992 ASME National Heat Transfer Conference.
  12. Wheatley, T. and Cox, A., 1985, "Natural Engines," *Phys. Today*, Vol.38, No. 8.
  13. Mikulin, E.I., Tarasov, A.A., and Shkrebyonok, M.P., 1984, "Low Temperature Expansion Pulse Tubes," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol.29, pp.629~637.
  14. Storch, P.J. and Radebaugh, R., 1988, "Development and Experimental Test of An Analytical Model of the Orifice Pulse Tube Refrigerator," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol.33, pp.851~859.
  15. Wu, P. and Zhu, S., 1989, "Mechanism and Numerical Analysis of Orifice Pulse Tube Refrigeration with a Valveless Compressor," *Proc. Intl. Conf. Cryogenics and Refrigeration*, International Academic Publishers, Beijing, China, p.85.
  16. Tew, R.C., Jr., 1987, "Overview of Heat Transfer and Fluid Flow Problem Areas in Stirling Engine Modeling," *Fluid Flow and Heat Transfer in Reciprocating Machinery*, American Society of Mechanical Engineers, pp.77~88.
  17. Lee, K.P., 1983, "A Simplistic Model of Cyclic Heat Transfer Phenomena in Closed Spaces," *Proceedings of the 18th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, pp.720~723.
  18. Kornhauser, A.A. and Smith, J.L., Jr., 1989, "Heat Transfer with Oscillating Pressure and Oscillating Flow," *Proceedings of the 24th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, pp.2347~2353.
  19. Kornhauser, A.A. and Smith, J.L., Jr., 1988, "Application of A Complex Nusselt Number to Heat Transfer During Expansion and Compression," *On Flows in Internal Combustion Engines-IV*, American Society of Mechanical Engineers, pp.1~8.
  20. Liang, J., Zhou, Y., and Zhu, W., 1989, "Development of A Single-stage Pulse Tube Refrigerator," *Cryogenics*.
  21. Kaneko, M. and Matsubara, Y., 1988, "Thermally Actuated Pulse Tube Refrigerator," *Proc. Fifth Intl. Cryocooler Conf.*, p.103.
  22. Matsubara, Y. and Miyake, A., 1988, "Alternative Methods of the Orifice Pulse Tube Refrigerator," *Proc. Fifth Intl. Cryocooler Conf.*, p.127.
  23. Matsubara, Y., Kaneko, M., and Miyake, A., 1989, "Conceptual Design of Modified Pulse Tube Refrigerator," *Proc. Intl. Conf. Cryogenics and Refrigeration*, International Academic Publishers, Beijing, China, p.102.