

실용 냉동압축기의 성능향상 고찰

유동수 · 신승훈

A Discussion for the Performance Improvement of Actual Refrigeration Compressors

Dong-Su Ryu · Seung-Hoon Shin



● 유동수 (대우전자(주) 압축기공장)
● 1949년생
● 기계공학을 전공하였으며, 신압축방식 압축기에 대하여 연구하고 있다.



● 신승훈 (대우전자(주) 압축기 공장)
● 1961년생
● 기계역학을 전공하였으며, 밀폐형 압축기의 성능을 향상시키는 일을 하고 있다.

1. 머리말

압축기는 냉동·공조 사이클에서 냉매를 압축하여 순환시키는 기능을 한다. 냉동·공조 사이클에서 압축기의 효율 COP는 압축기 모터 입력에 대한 증발기에서의 냉각 능력의 비로서 정의된다. 따라서 압축기 자체의 특성도 중요하지만 냉매의 열역학적 물성도 중요한 역할을 한다. 압축기의 효율향상문제가 최근에 대두되게 된 것은 첫째, 몬트리올 협정에 의해 CFC의 사용이 제한되면서 새로 검토하게 된 대체냉매들의 열물성이 CFC보다 불리한 점과 둘째, 에너지 소비를 줄이려는 인식이 환경 측면에서 확산되고 있기 때문이다.

이 글에서는 압축기 효율을 결정하는 주요 요소에 대하여 알아보고 최근 국내외에서 이루어지고 있는 효율향상 성과에 대하여 소개하기로 한다.

2. 압축기

2.1 압축기의 종류

냉동·공조용 압축기는 압축방식에 따라 그림 1에 보인 바와 같이 왕복식, 회전식, 스크롤식 등으로 나눌 수 있으며 각 압축방식의 일반적 특성은 표 1과 같이 나열할 수 있다.

표 1에서 볼 수 있듯이 왕복식은 회전식, 스크롤식에 비하여 체적효율이 나쁜 단점이 있다. 왕복식의 체적효율이 나쁜 이유는 하나의 실린더에서 흡입과 토출을 반복하면서 흡입행정직전에 토출행정 후의 잔류가스가 흡입가스의 유입을 억제하기 때문인데 회전식, 스크롤식은 흡입실, 토출실이 항상 분리되어 있기 때문에 왕복식과 같은 흡입가스 유입의 억제문제가 없다. 반면에 회전식, 스크롤식은 토출실과 흡입실간의 경계면을 통하여 냉매가 누설되기 쉽기 때문에 왕복식보다

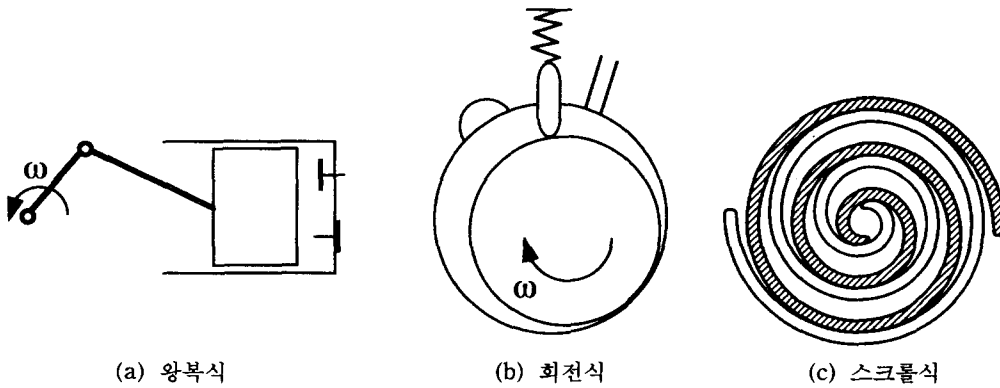


그림 1 압축방식

표 1 압축방식의 일반적 특성

항 목	왕 복 식	회 전 식	스크롤식
흡 입 밸 브	유	무	무
토 출 밸 브	유	유	무 (냉동용은 유)
체 적 효 율	85~92 %	100 %	100 %
흡 입 냉 매 온 도	고	저	저
누 설 량	소	대	대
마 모	소	베인부에 약간	소
진 동	소	대	극소
소 음	소	대	극소
제 조 원 가	저	고	고
용 도	냉동용	냉동, 공조용	냉동, 공조용

높은 가공 및 조립정도가 요구되고 제조원가가 비싸지는 단점이 있다.

왕복식은 가공 및 조립이 쉽고 운전, 정지가 빈번한 냉동시스템에서 사용이 편리한 특성도 있기 때문에 주로 냉장고에 사용되고 회전식, 스크롤식은 효율이 좋기 때문에 전기소모가 큰 공조기에 주로 사용되고 있다. 한편 일본가전업체들은 냉장고의 소비전력을 저감하기 위하여 회전식압축기를 냉장고에 사용하기도 한다.

2.2 압축기의 구조

압축기의 구조는 압축방식만 다를 뿐 왕복식, 회전식, 스크롤식 모두 압축기구와 전동모터가 샤프트를 매개로 하여 연결되어 있는 점은 같기 때문에 왕복식 압축기의 구조만을 그림 2를 이용하여 설명하기로 한다.

유도전동기와 가스압축 기구부가 하나의 밀폐케이스에 조립되어 있고 전동기와 기구부는 편심샤프트를 매개로 하여 연결되어 있다. 전동기 스테이터의 자기장에 의해 로터

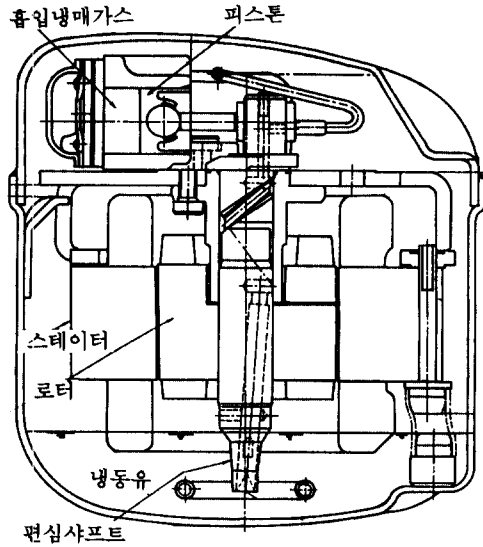


그림 2 왕복식 압축기의 구조

가 회전하게 되면 편심샤프트도 회전하게 되고 이에 따라 피스톤이 왕복운동을 하면서 가스를 흡입, 토출하게 된다. 실린더의 머리 부분에는 흡입, 토출밸브가 조립되어 있다. 한편 밀폐케이스의 하부에 고정 있는 냉동유는 편심샤프트의 중심을 통해 원심력에 의해 위로 급유, 비산되어 각 기구부의 윤활과 냉각작용을 반복하게 된다.

2.3 압축기의 성능

압축기의 성능은 평가조건에 따라 다르게 나타날 수 있으므로 그림 3에서 보여주는 바와 같은 ASHRAE 표준사이클 하에서 평가되는 것이 일반적이다. Δh_{eva} 는 이 표준사이클에서 냉매 1kg이 흐를 때의 냉동능력인데 냉매에 따라 결정되는 상수이다.

압축기의 시간당 냉매유량이 \dot{m} 일 때 냉동능력 Q 는 식 (1)과 같으므로 냉동능력은 냉매유량에 따라 결정됨을 알 수 있다.

$$Q = \dot{m} \Delta h_{eva} \quad (1)$$

압축기의 회전수를 N , 배제용적을 V_d ,

실린더 입구에서의 흡입가스 비체적을 v_s 라고 하면 냉매유량은 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m} = \frac{NV_d}{v_s} \quad (2)$$

압축기의 회전수와 배제용적이 결정되면 냉매유량과 냉동능력은 흡입가스의 비체적에 따라 결정됨을 알 수 있다. 그림 3의 표준사이클에서 흡입온도 T_s (=과열온도)와 흡입압력 P_s 는 압축기입구에서의 상태이므로, 실린더에 흡입되기 직전의 냉매상태는 압축기입구에서 실린더입구까지 냉매가 유입되는 동안의 열전달에 의한 온도상승 ΔT , 유로저항에 의한 압력손실 ΔP 를 고려하여 온도가 $(T + \Delta T)$, 그리고 압력이 $(P - \Delta P)$ 로 된다. 즉, 압축기입구에서의 비체적을 v_{si} , 실린더 입구에서의 비체적을 v_s 라고 하면 $v_{si} \leq v_s$ 의 관계가 있다. 따라서 실린더 입구에서 온도가 상승하거나 압력이 저하되는 것에 따라 냉매유량이 감소함을 알 수 있다.

만일 온도상승, 압력저하가 없는 가상의 경우를 생각하면 냉매유량은 최대가 될 것이므로 이 때의 냉매유량을 이상냉매유량 \dot{m}_i 로 정의하기로 한다.

$$\dot{m}_i = \frac{NV_d}{v_{si}} \quad (3)$$

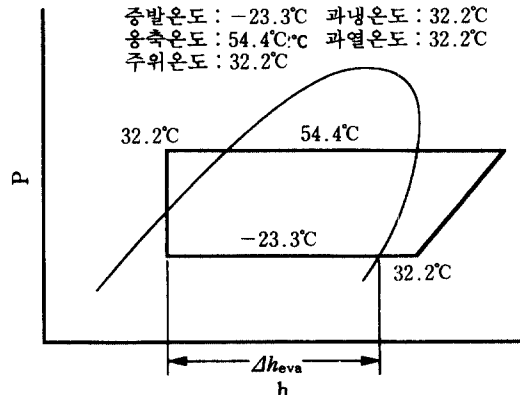


그림 3 압축기 성능 평가용 표준 사이클

한편 실제압축기에는 피스톤이 상사점에 이르렀을 때 피스톤과 밸브의 충돌을 피하기 위하여 상사점 위에 여유공간이 있는데 여기에 잔류된 토출가스의 재팽창에 의하여 실제 흡입체적 V_{net} 은 배제용적 V_d 보다 줄어들게 되고 냉매유량도 그만큼 감소하게 된다. 이에 추가하여 피스톤과 실린더 틈새로 누설되는 누설량 \dot{m}_l 의 존재는 실제냉매유량을 더욱 감소시킨다. 따라서 실제압축기의 냉매유량 \dot{m}_r 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_r = \frac{N\eta_v V_d}{v_s} - \dot{m}_l \quad (4)$$

여기서, $\eta_v = V_{net}/V_d$

이상에 의해 실제냉매유량은 온도상승, 압력저하, 잔류가스, 누설 등의 영향으로 인하여 이상냉매유량에 비하여 훨씬 줄어들음을 알 수 있다. 이를 알기 쉽게 설명하기 위하여 그림 4에는 이상냉매유량과 실제 냉매유량을 비교해서 나타내었다. 이상냉매 유량에 대한 실제냉매 유량의 비를 유량효율 η_m 으로 정의하기로 하면 ASHRAE 표준조건에서 η_m 를 평가했을 때 회전식은 대략 79%, 왕복식은 63% 수준이다. 이에 의하면 회전식 압축기가 왕복식에 비하여 구조적으로 보다 효율적임을 알 수 있다.

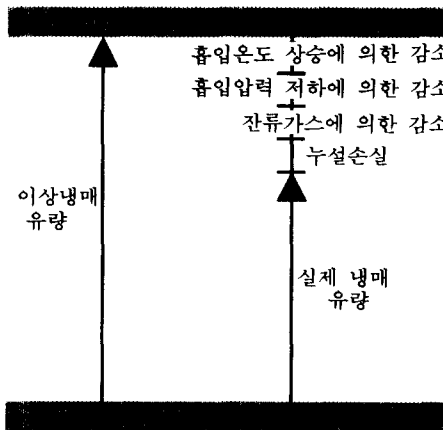


그림 4 이상 냉매유량과 실제 냉매유량의 비교

압축기가 소요로 하는 이상적인 입력은 냉매를 압축하는데 필요한 단열압축일 W_{isen} 뿐이지만 실제 압축기에서는 모터에서 압축기 구부로 동력이 전달되어 압축이 수행되는 모든 과정에서 여러가지 손실이 수반되기 때문에 단열압축일보다 훨씬 큰 입력을 필요로 한다.

그림 5는 단열압축일과 여러가지 손실 때문에 증가되는 압축기 실제 입력을 비교한 것이다. 단열 압축일은 그림 6의 냉매 P-V 선도에서 면적 ㉠과 같으나 실제 압축기가 냉매를 흡입, 토출하려면 과압축, 와흡입이 불가피한 것으로서 이 손실일들은 각각 면적 ㉡ 및 ㉢에 해당되며, ㉡와 ㉢를 합쳐서 압축손실이라고 부른다.

손실중에서 기계적 마찰손실은 피스톤, 실린더, 샤프트, 베어링 등에서의 마찰손실을 모두 합한 것으로 각 상대운동부의 면압의 크기와 냉동유의 점도에 의하여 결정된다. 모터손실은 전기적 에너지가 기계적 에너지로 변환되면서 발생하는 손실이며 누설가스 손실은 누설된 가스를 압축하는데 사용된 입력이다.

COP는 냉동능력과 압축기입력의 비인데 이상적인 (COP)_{ideal}와 실제 (COP)_{real}는 다

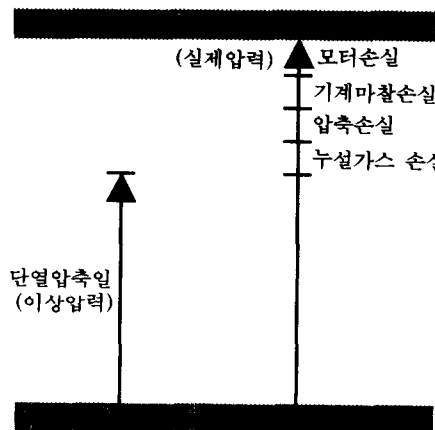


그림 5 단열압축일과 압축기 실제입력의 비교

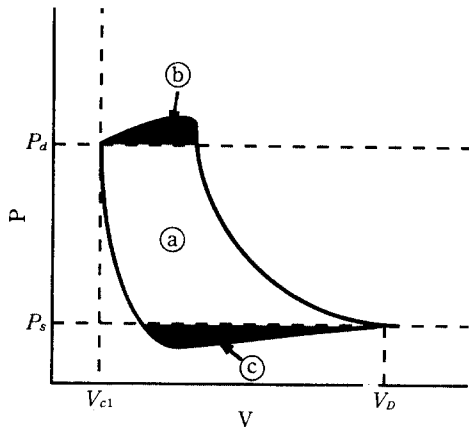


그림 6 단열압축일과 압축손실

음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(COP)_{ideal} = \frac{\dot{m}_i \Delta h_{eva}}{W_{isen}} \quad (5)$$

$$(COP)_{real} = \frac{\dot{m}_r \Delta h_{eva}}{W_{isen} + W_{loss}} \quad (6)$$

여기서, W_{isen} 은 그림 6에서 보이는 면적

①에 해당되는 단열압축일이며, W_{loss} 는 그림 5의 모든 손실을 합한 것이다. 이상에서 살펴본 바와 같이 압축기 성능의 목표는 냉매유량을 이상냉매유량 m_i 에, 압축기전체 입력을 W_{isen} 에 각각 접근시키는 것이라고 할 수 있다.

3. 압축기 효율향상에 관한 국내외 연구

1980년대 초반에 일본의 가전사들은 40%나 비싼 제조원가를 감수하면서도 경쟁적으로 냉장고용 회전식 압축기를 자사 냉장고에 채용하기 시작하였는데 표 2에서 알 수 있듯이 당시의 왕복식 압축기와 회전식 압축기의 COP차이는 약 20%로서, 회전식 압축기 없이는 냉장고 사업을 할 수 없을 정도였다. 그러나 회전식압축기는 제조원가가 비싸기 때문에 일본 이외의 지역에서는 냉장고에 채용되지 않았고 대체냉매를 사용할 경우 마모

표 2 1980년대 회전식 압축기와 왕복식 압축기의 비교(ASHRAE 표준 사이클에서)

형식	냉동능력 (kcal/h)	입력(W)	COP(%)	배제용적(cc)	η_m	제조원가
회전식	200	175	137	6.2	79	1.4
왕복식	200	198	118	7.2	63.4	1

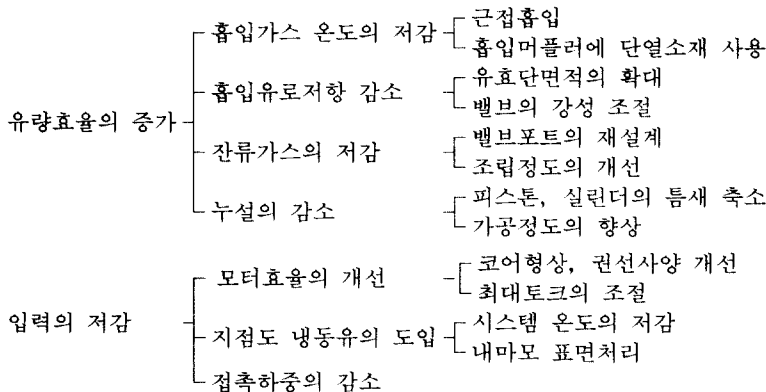


그림 7 왕복식 압축기의 세부연구 항목

표 3 냉장고용 회전식압축기와 고효율 왕복식 압축기의 비교

압축기	유량효율	COP	소음(dB(A))	제조원가
기존 왕복식 압축기	63.4 %	118 %	46	1
기존 회전식 압축기	79.0 %	137 %	50	1.4
고효율 왕복식 모델 A	77.4 %	136 %	46	1
고효율 왕복식 모델 B	81.0 %	145 %	51	1.2

문제가 발생하는 관계로 최근에는 왕복식 압축기의 고효율화에 대하여 기술적 관심이 모아지게 되었다.

왕복식 압축기의 고효율화는 유량효율의 증가와 압축기 입력의 저감을 목표로 하고 있으며, 세부연구 항목은 그림 7과 같이 분류될 수 있다.

이들 연구는 국가정책에 의해 에너지 소비 규제가 되고 있는 미국의 AMERICOLD사, 일본의 마쓰시다 등에 의하여 시작되었고, 국내에서도 에너지소비등급 표시제도 등이 계기가 되어 활발한 연구가 진행되고 있으며 이미 상당한 성과를 얻고 있다. 최근 국내의 D사에서 생산되는 고효율 왕복식 압축기의 성능을 기존압축기와 비교하면 표 3과 같다.

5. 맺음말

최근의 압축기 기술은 과거의 63%밖에 되지 않던 유량 효율을 80% 수준까지 향상시켰다. 압축기의 효율을 향상시키려는 노력도 당분간 계속될 전망이다. 각 제조업체가 공동으로 연구할 수 있는 체제가 구축되어 있는 일본과 미국이 다소 유리한 입장이라고 하겠다. 그러나 우리나라의 압축기 산업도 현재 세계 냉장고용 압축기의 20%를 공급할 만큼 성장한 상태이기 때문에 보다 긴밀한 산학협동 체계와 업체간의 공동체 분위기를 조성하여 연구한다면 충분히 경쟁할 수 있다고 생각한다. 세계에서 가장 효율이 좋은 압축기가 우리나라에서 개발되고 생산되기를 바라면서 이 글을 맺는다. 