

## CO2 냉매용 압축기

김철우\* · 김현진\*\* · 이영제\*\*\*

### 1. 서 론

현재까지 CFC 계열 및 HCFC 계열의 R-11, R-12, R-22와 같은 합성물질이 냉매로써 널리 이용되어 왔다. 이와 같은 냉매들은 효율이 높고 원가가 저렴할 뿐만 아니라, 염소를 포함하고 있어서 염소 이온들이 금속의 표면과 반응하여 염화철 층을 형성하기 때문에 윤활성능이 우수하게 된다. 그러나 지난 수십년 동안 이러한 냉매들은 성층권에서 오존층의 고갈을 가져온다는 사실이 명백해짐에 따라 국제규약은 CFC 냉매를 더 이상 사용하지 못하게 하고 있으며 HCFC도 2020년까지 한정적으로 사용할 수 있도록 하고 있다. 따라서 염소원자들을 포함하지 않는 HFC 계열의 혼합냉매가 대체냉매로 사용되기 시작하였다.

그러나 지구 환경 문제로의 관심이 높아지면서 오존층 파괴 및 지구 온난화에 대한 대응으로 냉동 공조기에 관해서 냉매 대체화가 진행되고 있고, 오존층을 파괴하지 않는 HFC로의 전환이 시도되고 있는 한편 지구 온난화 계수가 작은 자연 냉매로의 관심이 높아지고 있다. 이와 같은 상황에 이산화탄소(이하 CO2)는 독성, 가연성에 문제가 없고 환경에 영향을 덜 미치는 자연 냉매로서 주목 받고 있다. CO2는 탄화수소(HC)와 암모니아와 같은 독성, 가연성에 문제가 없이 각종 화학 합성 부산물로서 생성되기 때문에 경제적이고 뛰어난 전열특성을 가지고 기구의 콤팩트화를 가능하게 하기 때문에 뛰어난 작동유체라고 생각 할 수 있다. 오존층 문제가 제기되기 전까지 CFC 냉매에 비하여 자연냉매가 잘 활용되지 않은 이유는 그 나름대로의 문제점이 있었기 때문이다. CO2를 냉매로 사용하고자 할 경우 이 냉매가 갖는 고압 특성으로 인해 냉동 사이클 전반에 고압 설계가 요구되며, 특히 CO2 압축기

표 1 냉매별 압축기 운전 압력

	R22	R410A	CO2
흡입압력[Mpa]	0.498	0.789	3.481
토출압력[Mpa]	3.42	4.75	12.4
압력비	6.87	6.02	3.56
압력차[Mpa]	2.922	3.961	8.919

개발에 있어서는 각 부품의 고압화뿐만 아니라 압축 기구부의 재설계도 요구된다. 일반적으로 CO2를 적용한 냉동이나 공조용 압축기의 토출압은 70-130 기압, 흡입압은 30-40기압 정도이다.

표 1은 열 펌프용 급탕기에서 회수되는 물 온도를 5℃, 급탕 온도는 85℃, 증발기 입구 냉매 온도 10℃, 증발기 출구 냉매 온도 0℃, 냉매 가열도 0℃를 기준 했을 때, 각 냉매별 압축기 운전 압력을 보여 준다. 표 1에서 알 수 있듯이 고압 냉매로 갈수록 토출압과 흡입압의 차이는 커지고, 압력비는 작아진다. 고압 특성으로 인해 CO2는 통상 사용되고 있는 냉매에 비해 5-10배 정도의 단위 체적당 냉동 능력을 보유하므로 행정체적 감소하며, 토출압과 흡입압과의 큰 압력 차이로 인해 누설에 대한 주의가 필요로 하며, 작은 압력비는 가스 압축에 유리한 점으로 작용한다. CO2의 고압 고밀도 특성으로 배관에서의 압력 손실이 상대적으로 중요해지지 않으므로 배관 경을 가늘게 하는 것이 가능하다.

압축기 윤활에서 가장 중요한 것은 적절한 점도, 또한 토출 압력이 150기압 이상이 되므로 경계 윤활 영역에서의 윤활성도 요구된다. 아울러 오일에 냉매가 용해된 상태에서의 점도도 적절해야한다.

### 2. 개발동향

#### 2.1 왕복동 압축기

CO2가 고압이므로 가장 먼저 접근된 압축 방식은 일반적으로 고압 가스 압축에 널리 사용되고 있는 왕

\* (주)삼성전자  
 \*\* 인천대학교 기계공학과  
 \*\*\* 성균관대학교 기계공학과  
 E-mail : cwktri@samsung.com

복동형이다<sup>(1~3)</sup>. CO2 적용에 따라 압축기 쉘의 고압화, 실린더 헤드, 머플러, 토출관 등의 토출부 부품이 고압에 견디도록 고압 설계가 필요하다. 특히 제일 높은 압력이 걸리는 피스톤과 실린더 헤드 주위의 밀봉은 매우 중요하다.

피스톤에 걸리는 압력은 R22에 비해 5-10 배 높으나, 행정 체적이 작으므로 피스톤 직경에 제한이 있어서 연결봉에 걸리는 힘에 한계가 있고 운동 부재에 걸리는 단위하중이 증가하므로 피스톤 핀에 걸리는 마모를 피하는 것이 쉽지 않다. 또한 고압에 따라 토크 부하의 변동이 매우 커지므로 진동이 증대하고 이러한 부하 변동에 맞는 토크 특성을 갖는 모터를 선정하는 것도 효율 감소를 방지하는데 매우 중요하다.

토출 밸브에서 가스의 밀도가 상대적으로 크기 때문에 밸브에 작용하는 충돌 속도에 기인한 밸브의 피로 파괴 현상으로 인해 밸브의 신뢰도가 문제가 될 수 있다. 이를 방지하기 위해서는 밸브 속도를 감소시키는 설계를 채택하거나, 기존의 리드 밸브대신 판형 밸브 등의 다른 구조의 밸브를 적용하는 것이 필요하다. 또한 CO2의 높은 밀도는 토출 가스의 압력 맥동을 증대 시키므로 토출 머플러 체적을 키우는 등의 재설계가 요구된다. 흡입 가스 냉각 방식을 적용하는 경우, 오일이 압축기 쉘로 넘쳐 들어오는 (oil carry-over) 문제도 우려된다.

Yanagisawa et al.<sup>(2)</sup>은 CO2 왕복동 압축기에 대한 성능 실험을 통해 피스톤 링이 없는 경우 실린더와 피스톤 사이의 누설이 매우 심각한 수준이며, 또한 밸브를 통해서 역류하는 누설이 상대적으로 행정 체적이 작은 CO2 압축기의 성능에 영향을 미침을 보였다. 누설 제어를 위해 흡입 가스에 의도적으로 약간의 오일을 주입하였을 경우, 5% 오일 혼합 조건에서 체적 효율과 단열 압축 효율이 각각 5% 및 3%씩 증가하였다. 지나치게 많은 오일은 흡입손실을 가져오지만 적정량의 오일은 밸브 누설을 방지하고 간극체적을 줄여 주는 효과가 있다.

Neksa et al.<sup>(3)</sup>은 두 개의 실린더를 직렬 연결한 2 단 압축 방식의 왕복동 압축기 구성하였다. 이러한 2 단 압축 구조는 시스템 설계에 다양성을 제공하는데, 예를 들면 중간압부로의 냉매 유량을 조절함으로써 용량 조절이 가능하다. 하지만 이러한 방식의 용량 조절은 효율 저감을 수반한다. 1단과 2단의 체적비의 최적치는 이론적으로 구할 수 있지만, 실제에서는 냉동 사이클의 시스템 설계가 바뀌면 운전 조건들이 바뀌며

로 최적의 체적비 또한 바뀌게 된다. 주요 압축기 제조회사로는 이태리 도린(Dorin)사가 차량 및 선박 공조용으로 왕복동식을 개발하여 현재 몇 가지 모델을 상용화 하였다. 표 2는 도린사의 CO2 압축기 개발 모델 현황이다

## 2.2 스크롤 압축기

스크롤 압축기는 다른 기종의 압축기에 비해 가스 흡입에서 토출까지 크랭크 축이 2-3 회전하는 시간에 걸쳐 이루어지므로 토크 변동 및 가스 맥동이 작고, 각 압축실 간의 압력차가 작게 되는 등의 장점이 있다. 또한 가변속 운전을 통한 용량 제어가 용이하다. 따라서 CO2를 스크롤 압축기에 적용하는 사례는 일반 공조용<sup>(4)</sup>, 히트 펌프 온수기<sup>(5)</sup>, 그리고 자동차 에어컨용 압축기<sup>(6,7)</sup> 등이 있다.

Melco<sup>(4)</sup>에서는 R410A용 중간 용량의 스크롤 압축기 구조를 개조하여 운전속도 30~60Hz에서 2.5kW~5.0kW 의 냉력을 발생하도록 행정체적 7.23cc인 일반 공조용 CO2 스크롤 압축기 시제품을 제작하였다. 고압 적용을 위해 스크롤 랩의 높이를 감소 시켜 랩 높이와 두께가 동일하게 되었고, 낮은 압축비에 맞도록 랩 인블루트 각도를 조절하여 설계 체적비가 1.75가 되도록 하였다. 압축기 다른 부분들은 고압 조건에 맞도록 재설계하였다. 표준 냉방 조건에서 성능 측정된 결과 흡입압 3.93Mpa, 토출압 9.49Mpa, 운전속도 48.2 Hz에서 체적 효율은 86.4%, 압축기 효율은 47.1%, COP 1.77을 얻었다. 그들은 체적효율이 R410A 스크롤 압축기에 비해 현저히 낮을 것으로 예상했었으나 실제 측정 결과는 거의 대등하게 나타났다. 냉매의 고압화에 따라 스러스트 베어링 손실은 전체 손실의 40%를 차지하는

표 2 도린사 CO2 압축기 주요 개발 모델

구 분	Model	행정체적(cc) (1단/2단)	Motor Power (kW)
1 단	TCS329	29.1	5.9
	TCS340	39.9	8.0
	TCS351	50.8	10.0
	TCS362	61.7	12.0
2 단	TCDH334	34/14.5	5.9
	TCDH347	46.7/20	8.0
	TCDH359	59.5/25.4	10.0
	TCDH372	72.2/30.9	12.0

것으로 분석이 되어, 스러스트베어링 손실의 감소가 이러한 스크롤 압축기 효율 향상에 매우 중요한 것으로 나타났다.

DENSO<sup>(5)</sup>에서는 동경전력회사와 함께 주거용 히트 펌프 온수기에 CO<sub>2</sub> 스크롤 압축기를 장착하여 시운전을 하였다. 사용된 압축기는 2 마력급이고, 연평균 3.0의 C.O.P를 얻었다. 압축기 쉘 내부 압은 저압 방식을 채용하여 쉘 설계를 용이하도록 하였다.

미쓰비시 중공업에서는 CO<sub>2</sub>를 적용한 자동차 에어컨용 압축기로 스크롤 압축기를 개발하였다<sup>(6)</sup>. CO<sub>2</sub>의 단위체적당 냉동능력이 R134a의 8배 정도이므로 행정 체적은 R134a에 비해 1/8로 감소시킨 13cc이다. 통상 자동차 에어컨용 R134a 스크롤 압축기에 사용하는 팁 실 구조 대신 누설 저감을 위해 고정부재를 고정부재 경판 후면에 배압을 가하여 눌러주는 순응구조 적용하였다. 또한 스러스트 베어링면 배후에서 오일을 공급하므로 신뢰부재 경판 후면에 유압을 부과시켜 스러스트 베어링 면압을 감소시키는 정압 어시스트(static pressure assist) 축수 구조를 적용하였다. 이는 기계적 마찰 손실을 감소시키며 베어링 신뢰성을 향상한다. 경계유향 영역에서 신뢰성의 지표가 되는 점동부 면압(P), 점동 속도(V)가 정압 어시스트 축수 구조의 적용에 의해 혹독 영역에서부터 완화되었다. 차량 에어컨용 CO<sub>2</sub> 스크롤 압축기는 앞으로도 성능 향상 등에 관한 많은 개선의 여지를 남겨 놓고 있는 상태이다<sup>(7)</sup>.

### 2.3. 로터리 압축기

CO<sub>2</sub>를 로터리 압축기에 적용함에 있어 통상적인 1 단 압축으로는 많은 문제들이 발생한다. 베인 양면에 걸리는 압력차가 R410A의 경우 보다 2배 이상 되고, 베인과 물러 접촉면에 작용하는 힘도 급증하므로 구조적인 변형이나 마찰 마모, 그리고 축 등의 변형에 기인한 누설 증대 등의 문제들을 2단 압축 방식을 적용하여 상당부분 완화시킨다. 압축 효율 향상을 위한 간극 체적의 최적치를 얻는 문제는 고압 냉매인 CO<sub>2</sub>에서는 더욱 중요해진다. 간극 체적을 작게 하면 재팽창에 의한 손실도 적어지지만 냉매의 유로 저항이 커지므로 지시동력이 증가한다. 토출 포트의 직경도 같은 맥락에서 최적치를 얻는 것이 필요하다.

산요에서는 히트 펌프 온수기용의 CO<sub>2</sub> 트윈 로터리 압축기를 개발하여 제품을 시장에 내놓았다. 개발된 CO<sub>2</sub>압축기는 2단 압축방식을 통해 압축기 각 단의 압

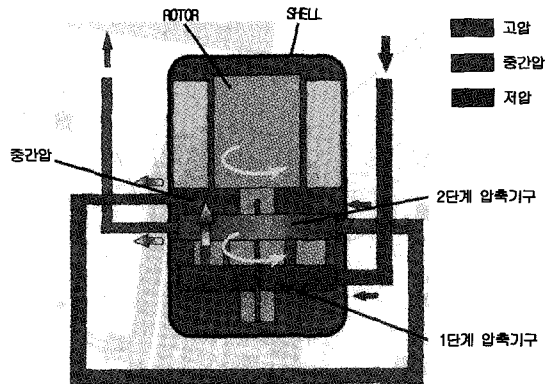


그림 1 산요 CO<sub>2</sub> 압축기 구조 및 동작원리

력차를 R410A냉매와 같은 수준으로 억제했고, 트윈 실린더 방식으로 저진동, 저소음 특성을 얻었다<sup>(8)</sup>. 그림 1에서와 같이 1단계 압축기구를 통해 냉매가스를 쉘 내부로 토출하여 압축기 쉘 내부 압력을 중간압으로 설정하고 2단계 압축기구에서 압축된 가스는 쉘 외부로 직접 토출되는 구조를 갖는다. 운전 정지시 중간압이 평균압 이하로 유지되도록 하여 설계압을 낮게 억제할 수 있었다. 이는 1단 압축부와 2단 압축부의 체적비를 조정하는 것에 가능하다.

압력차에 의한 축 변형을 최소한으로 낮추기 위해 상하 편심부 간 형상을 단면 2차 모멘트가 커지는 형상으로 개선하고 이로 인해 변형에 기인한 누설 간극 증대를 최소화하는 것이 필요하다. 그리고 압축기 쉘 내부 압력을 중간압으로 설정함으로써 발생하는 2단 압축부에서의 오일 공급 부족을 1단 토출을 쉘 케이스 내 토출과 2단 흡입부의 직접 토출로 분류하는 것에 의해 해결한다.

CO<sub>2</sub> 압축기에 대한 내구성 시험에서 축 표면에 금속 접촉은 발생하지 않고 유막이 정상으로 형성되며 베인의 마모 상태도 양호하며, 또 베인 선단에 슬러지의 부착도 인지되지 않았다. 또 이들 점동 부품은 현재 생산되고 있는 롬 에어컨용 R140A 로터리 압축기의 점동 부품과 비교했을 때, 부품의 손상상태는 거의 동등했고, 실용상 문제는 없다고 보고 되었다.

### 2.4 베인 압축기

차량 공조에 사용되는 R134a용 베인 압축기는 동일한 행정 체적을 갖는 다른 기종의 압축기에 비해 밀봉 길이가 상대적으로 길므로 CO<sub>2</sub> 응용을 위해서는 별로

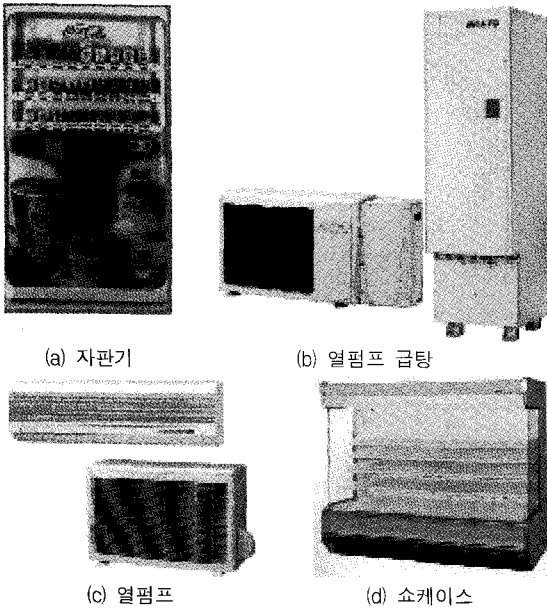


그림 2 CO2용 압축기 응용 분야

고려되지 않았으나 Fukuta et al.<sup>(9)</sup>은 천이 임계 CO2 사이클에서 배인 압축기의 사용 가능성을 연구하였다. 배인 압축기에서는 누설 손실이 배인 압축기의 성능에 가장 영향이 큰 인자이고 따라서 간극이 가장 중요한 설계 변수이므로 원주 방향 밀봉이 효율을 향상시키는데 있어 핵심 설계 요소이다. 원주 밀봉선을 증가시키면 누설은 감소하고 체적효율은 증가하고, 배인 배면 압을 조절하면 성능이 증가한다. 체적효율의 증가를 위해 배인 두께를 증가시키면 기계적 효율이 감소한다.

한편 CO2 적용시 흡입 및 토출 포트에서 유속이 작고 유체 저항이 작기 때문에 도시 효율은 크다. 간극을 2/3로 줄일 수 있다면 R134a와 동일한 성능을 얻을 수 있다. 2단 배인 압축기나 압축기-팽창기 조합과 같은 개선된 설계 개념의 적용은 배인 압축기의 가능성을 더욱 높여준다.

이상 각 압축기 종류별 특성 및 개발 동향을 살펴 보았는데, 향후 친환경 자연냉매인 CO2용 압축기 응용 분야는 그림 2에서 볼 수 있듯이 점차 확산될 것으로 예상된다.

### 3. CO2 냉매용 오일 비교

본 연구에서는 CO2 냉매용 압축기에 사용될 오일을 선정하기 위해 여러가지 오일을 고려할 수 있으나 기존

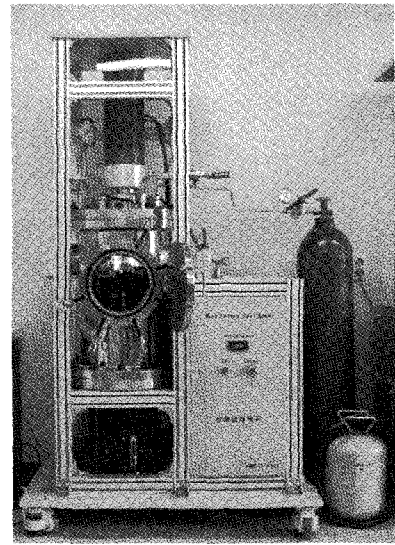


그림 3 High pressure wear tester

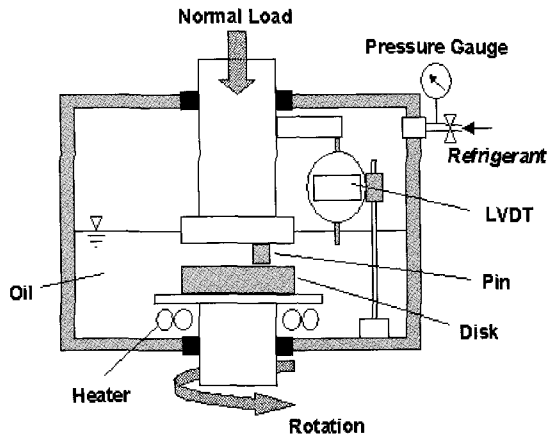


그림 4 Pin-on-disk type sliding test

의 연구에서 CO2 냉매용으로 많이 추천되고 있는 PAG 오일과 POE오일에 관해 비교 시험을 수행하였다.

본 실험에 이용된 고압 마모시험기는 그림 3과 같이 압자와 시편의 형상을 바꿀 수 있는 multi-type의 미끄럼 마찰 마멸 시험기이다. 스크롤 압축기 재료의 마멸특성 평가에서는 그림 4와 같은 Pin-on-Disk 형태를 사용하여 수행하였다. 시험기는 그림 3과 같이 압력용기를 가지고 있어서 CO2 냉매를 주입하여 최대 20bar 까지 압력을 올릴 수 있다. 이 압력용기 안에서 핀과 디스크 시편은 각각 시험편 홀더에 고정되어 핀 시편을 통하여 수직하중이 작용되고, 디스크 시편이 미끄럼 회전을 하게 된다. 수직하중은 압자에 연결된

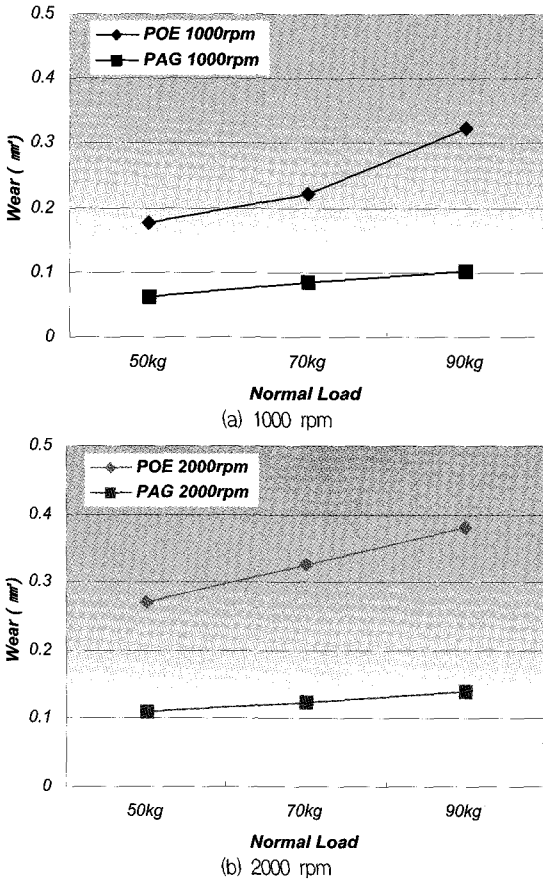


그림 5 Wear amounts of the specimens in CO<sub>2</sub>/Oil mixed environment

스프링을 통해 가해지도록 하여 수직하중의 변동을 줄였으며, 로드셀을 자료획득장치에 연결하여 미끄럼 실험 동안 수직하중과 마찰력을 온라인으로 처리할 수 있도록 하였다. 또한 마찰력에 의한 회전속도의 감소를 최소화하기 위해서 DC모터에 감속기를 연결하여 사용하였다. 그리고 오일 베스 바닥에 부착된 히터를 이용하여 초기 오일의 온도를 50°C로 고정시켰으며, 열전대를 이용하여 미끄럼 실험동안 오일의 온도변화를 관찰하였다.

그림 3의 시험 장치를 사용하여 PAG 오일과 POE 오일을 비교하기 위해 마멸량 측정 결과를 그림 5에 나타내었다. 표면조도가 0.22 $\mu$ m Ra인 시편을 사용하여 CO<sub>2</sub>/PAG 혼합환경 및 CO<sub>2</sub>/POE 혼합환경에서 미끄럼 실험결과 CO<sub>2</sub>/POE 혼합환경일 때 마멸량이 약 2.6배 정도 크게 나타났다. 이것은 같은 양의 오일에 용해되는 CO<sub>2</sub>의 용해도 때문에 나타나는데, CO<sub>2</sub>가 오일에 많이

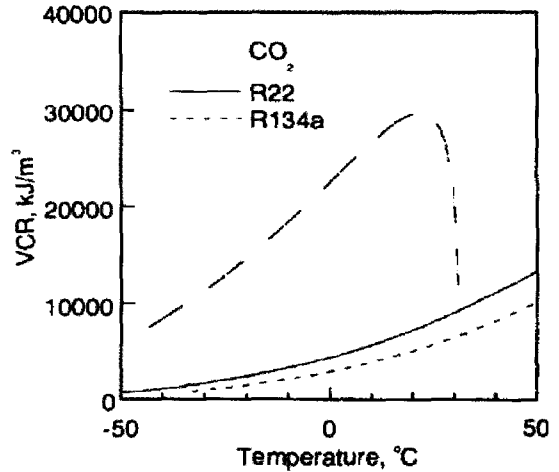


그림 6 CO<sub>2</sub>냉매의 VCR

용해될수록 마멸량이 증가하는 결과가 나타난다. 따라서 CO<sub>2</sub>의 용해도가 낮은 PAG 오일을 사용하는 것이 용해 점도가 높아 CO<sub>2</sub> 스크롤 압축기의 윤활성을 향상시켜 내마멸성을 향상시킬 수 있다는 것을 알 수 있었다.

#### 4. 설계 예 : CO<sub>2</sub> 냉매용 고효율 압축기 개발

CO<sub>2</sub> 냉매를 적용한 냉동사이클을 구성하기 위해 개발할 압축방식을 효율 및 누설, 마모 등에서 가장 우수할 것으로 판단되는 스크롤 압축방식을 적용한 CO<sub>2</sub> 냉매용 압축기를 개발한 예를 제시하였다.

스크롤 압축기를 개발하기 위해서는 운전속도에서 목표한 냉동능력을 발생하도록 행정체적을 선정하여야 하고 이에 따른 스크롤 랩의 높이와 두께 및 랩 인블루트 각도를 조절하여야 한다.

또한 CO<sub>2</sub> 냉매용 압축기에서 발생하는 고압 운전조건에 순용할 수 있는 기구부의 설계와 재료의 선정이 중요하며, CO<sub>2</sub> 냉매에 가장 적합한 오일을 선정하여 윤활과 냉각 등에 문제가 없도록 하여야 한다. 본 논문에서도 이와 같은 순서에 따라 CO<sub>2</sub> 냉매용 압축기를 개발하였다.

##### 4.1 형상 세부 설계

그림 6은 CO<sub>2</sub>냉매의 증발온도에 따른 VCR의 변화를 보여준다. 여기서 VCR은 증발잠열을 포화기체의 비체적으로 나눈 값이다. CO<sub>2</sub>의 VCR은 기존의 냉매에 비해 아주 큰 값을 보인다. 이는 동일한 압축기 배

표 3 Scroll 설계 관계식

관계식들	미지수들
$r_s = a\pi - t$	$a$ (Base circle radius)
$\alpha = \frac{t}{2a}$	$\alpha$ (Involute initial angle)
$t = c \times t_0 \left( \frac{\Delta P_{CO2}}{\Delta P_{R22}} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{h}{h_0} \right)^{\frac{4}{3}}$	$t$ (Wrap thickness)
$h = \frac{V_s}{2\pi a r_s (2\phi_e - 3\pi)}$	$r_s$ (Orbiting radius)
$V.R = \frac{V_s}{V_d} = \frac{2\phi_e - 3\pi}{2\phi_d + \pi}$	$\phi_e$ (Involute end angle)
	$h$ (Wrap height)
	$\phi_d$ (Cutter angle)
5 equations	7 unknowns

표 4 Wrap configuration factors

t [mm]	rs [mm]	h [mm]	a [mm]	$\alpha$ [°]	$\phi_e$ [°]	$\phi_d$ [°]
3.2	2.61	16	1.849	49.6	1139.6	333.0
	2.9	16	1.942	47.2	1015.4	272.6
	3.19	16	2.034	45.1	916.9	224.7
4	2.16	18.9	1.961	58.4	1109.0	318.1
	2.4	18.9	2.037	56.3	996.8	263.5
	2.64	18.9	2.114	54.2	906.8	219.7
	2.75	18.9	2.148	53.3	871.4	202.5
5	1.71	22.4	2.136	67.1	1090.9	309.3
	1.9	22.4	2.196	65.2	988.5	259.5
	2.09	22.4	2.257	63.5	905.7	219.2
	2.25	22.4	2.308	62.0	847.4	190.8
6	1.26	25.7	2.311	74.4	1167.5	346.5
	1.4	25.7	2.355	73.0	1062.5	295.4
	1.54	25.7	2.400	71.6	977.0	253.9
	1.75	25.7	2.467	69.6	875.3	204.4

체적에서 큰 냉동효과를 얻을 수 있다는 것을 의미하며, 다시 말하면 소형 압축기로도 동일한 냉동효과를 얻을 수 있다는 것을 말한다.

먼저 요구되는 냉력을 얻기 위한 행정 체적은 식 (1)에서 구한다.

$$Q_c = \eta_v \rho_s \frac{N}{60} V_s (h_1 - h_4) \quad (1)$$

흡입 완료시 또는 압축 개시 때의 압축실 체적인 행정체적과 토출 개시 때의 체적인 토출 체적과의 비를 나타내는 설계 체적비는 식 (2)의 관계를 갖는다.

$$\left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{n}} = \frac{V_s}{V_d} = \frac{2\phi_e - 3\pi}{2\phi_d + \pi} \quad (2)$$

설계 체적비는 설계점 운전 조건의 압력비로부터 얻는다.

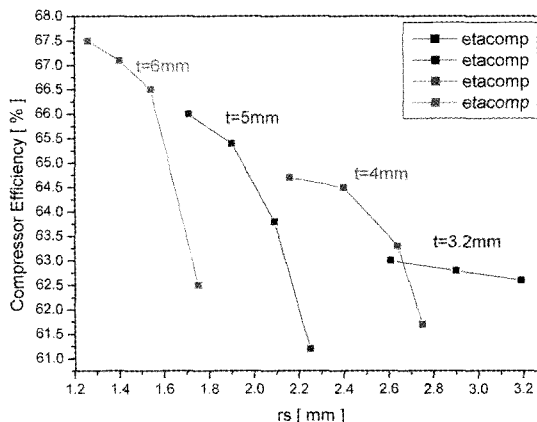


그림 7 Compressor efficiency vs rs

랩 두께와 높이의 비는 일차적으로는 랩을 가공하는 공구의 세장비에 의해 제한을 받으나, 고압 냉매로 갈수록 랩 양면에 작용하는 압력차에 의한 축력의 변형 효과가 더 중요해진다. CO2 냉매 적용시 랩의 세장비를 구함에 있어 기존의 냉매인 R22를 사용하는 스크롤 압축기의 스크롤 랩 세장비를 기준하고자 한다. 즉, 스크롤 랩을 1차원 보로 간주하여 R22 스크롤 랩 끝단에서의 변형과 같은 크기의 변형이 CO2 스크롤 랩에서 일어나게 하려면 식 (3)과 같은 관계를 얻는다.

$$t = t_0 \left( \frac{\Delta P_{CO2}}{\Delta P_{R22}} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{h}{h_0} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (3)$$

랩 형상 인자인 기초원 반경 a와 시작각  $\alpha$ 와 랩 두께의 관계는 식 (4)와 같다.

$$t = 2aa \quad (4)$$

행정체적과 랩 형상 인자들과의 관계는 식 (5)와 같다.

$$V_s = 2\pi a(a\pi - t)(2\phi_e - 3\pi)h \quad (5)$$

이상의 관계를 이용하여 최적의 설계 인자를 도출하기 위해 Scroll의 설계관련 관계식을 표 3에 정리하였다. 7개의 미지수와 5개의 관계식이 존재하므로 독립변수로서 랩의 두께와 높이에 따라 선회반경의 3가지로 선정하였다. 그리고 기초원 반경, 인볼루트 시작각, 랩 끝각, 랩끝길이를 주어진 식들을 이용하여 결정한 랩 형상 최적 설계 인자를 표 4에 도시하였다.

그림 7에는 선회 반경에 대한 압축기 전효율을 나

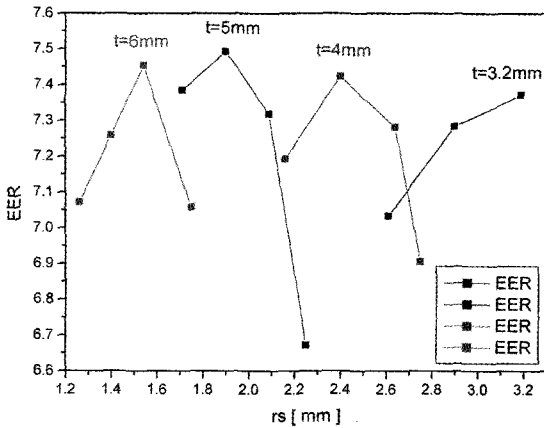


그림 8 EER vs rs

(a) Fixed scroll (b) Orbiting scroll  
그림 9 설계된 scroll 형상

타내었다. 압축기 효율은 단일 압축효율, 기계효율, 모터 효율의 곱으로 나타낼 수 있는데, 선회반경이 커질수록 단일 압축효율과 기계효율이 작아지기 때문에, 압축기 전효율 또한 작아진다.

그림 8은 랩 두께 및 선회반경에 대한 성능계수 EER을 나타내었다. 성능계수는 체적효율과 압축기 전효율과의 곱에 비례하며 최고의 효율은 랩 두께 5mm 및 선회반경 1.9mm에서 얻어진다.

이상의 결과를 이용하여 설계된 스크롤의 형상은 그림 9와 같다.

## 5. 결론

현재 냉동 공조용 CO<sub>2</sub> 압축기 개발은 아직 초기 단계로 볼 수 있으며 시장에 출현한 압축기로는 일반 냉동용 및 공조용으로의 왕복동식 압축기와 히트펌프 온수용 트윈 로타리식 등이다. 스크롤식은 현재로는 주로 자동차 에어컨용으로 관심이 모아지고 있다. 앞으로 해결되어야 할 주요 과제들은 당연히 효율 향상과 신뢰성 확보로 요약 할 수 있다.

압축기 기종별로 해결되어야 할 과제들은 왕복동식

에서는 밸브의 신뢰성 향상과 피스톤 핀 베어링 마모 문제, 모터 토크와 토크 부하를 매칭시키는 문제 등을 들 수 있으며, CO<sub>2</sub>를 적용하더라도 왕복동식은 왕복 운동하는 기구상의 원천적인 불리함으로 인해 궁극적으로는 로타리나 스크롤의 사용이 활발하지 않은 영역에서만 유용할 것으로 예상된다.

트윈 로타리식에서는 2단 압축실 급유 특성 향상, 토출 가스 오일 함유량 조절 문제 등이 가장 시급한 문제라고 할 수 있다.

스크롤식에서는 가장 중요한 문제는 무엇보다도 선회부재 배면의 스러스트 마찰 손실 저감이라고 할 수 있다.

또한 CO<sub>2</sub>냉매를 사용 시 POE 오일과 PAG 오일을 비교시 마찰 마모 측면에서 마멸량이 약 2.6배 정도 차이 차이가 크게 나타나 PAG 오일을 사용하는 것이 내마멸성을 향상시킬 수 있다는 것을 알 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) Dorin Compressor Bulletin.
- (2) Yanagisawa, T., Fukuta, M., Sakai T., Kato, H., 2000, "Basic Operating Characteristics of Reciprocating Compressor for CO<sub>2</sub> Cycle," Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp. 331-338.
- (3) Neksa, P., Dorin, F., Rekstad, H., Bredesen, A., 2000, "Development of two-stage semi-hermetic CO<sub>2</sub>-compressors," Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp. 355-362.
- (4) Hasegawa, H., Ikoma, M., Nishiwaki, F., Shintaku, H., Yakumaru, Y., 2000, "Experimental and Theoretical Study of Hermetic CO<sub>2</sub> Scroll Compressor," Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp. 347-353.
- (5) Saikawa, M. et al, 2000, "Development of Prototype of CO<sub>2</sub> Heat Pump Water Heater for Residential Use," Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp. 51-57.
- (6) Hagita, T. et al, 2000, "The Development of

- CO2 Scroll Compressor for Automotive Air-conditioning Systems,” Proceedings of International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants and Environmental Technology 2000, pp. 48-51, Kobe, Japan.
- (7) Komatsu, S., Tsunoda, M., Yamamoto, S., 2000, “Development of Automotive Air Conditioning System using CO2,” Proceedings of International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants and Environmental Technology 2000, pp. 80-83, Kobe, Japan.
- (8) Tadano, M., et al, 2000, “Development of the CO2 Hermetic Compressor,” 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp. 323-330.
- (9) Fukuta, M., Radermacher R., Lindsay D., Yanagisawa, T. 2000, “Performance of vane compressor for CO2 cycle,” Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp. 339-346.
- (10) K. Sato, K. Matsumoto, H. Yamasaki, 2002, “The development of carbon dioxide hermetic compressor for heat pump water heater systems” Refrigeration, Vol. 77, No. 893, pp. 193-197.
- (11) 삼성전자 주식회사, 2003, “CO2 냉매용 고효율 압축기 개발(1단계 2차년도 보고서)”