◎ 논 문

열전달 해석을 통한 스크롤 압축기 성능 개선

홍상욱* · 류호선*

Performance Improvement of a Scroll Compressor by Heat Transfer Analysis

S. W. Hong*, H. S. Rew*

Key Words: Scroll Compressor(스크롤 압축기), Induction Motor(유도전동기), Heat Transfer(열전달), Coanda Effect(코안다 효과)

ABSTRACT

Numerical analysis using three dimensional finite volume method for the discretization, adaptive grid method for the numerical accuracy, multiple rotating frame method for the rotating body and the standard k-ε model for the turbulent flow was performed to understand the heat transfer phenomena and to improve the efficiency of the scroll compressor. The temperature measurement was carried out under ARI condition. It was found that the fluid temperature in the compressor was predicted accurately while the temperature of the motor coil showed large discrepancy between the calculation and experiment due to the large anisotropy of the conductivity and non homogeneity. We found that the efficiency of the compressor depends on the inlet temperature of the compressing part and the flow pattern around the inlet region of the compressing part influences the inlet temperature due to high surface temperature of the main frame. The efficiency of the compressor using Coanda effect is higher than the previous one because the smooth suction at the inlet region of the compressing part leads to low heat transfer to the refrigerant of the compressor.

1. 서 론

에어컨을 구성하고 있는 모든 주요 부품들의 소비전력의 합을 100%로 하였을 때, 압축기가 차지하는 부분은 에어컨 전체 소비전력의 90% 정도가 되어, 소비전력에 영향을 미치는 다른 중요 부품인 응축기, 증발기 및 휀보다 영향도가 크다는 것이 기존의 연구결과를 통해 보고되었다.[1] 따라서 에어컨의 성능향상을 위해서는 압축기의 효율증가 및 성능향상이 매우 중요하다고 할 수 있다.

가정용 에어컨에 사용되는 압축기는 주로 로터리형 및 스크롤 압축기가 많이 사용되고 있다. 특히 스크롤 압축기는 고신뢰성, 고효율 및 저소음 등의 장점으로 가정용 에어컨 뿐 아니라 자동차용 에어컨 및 냉동기 등으로 그 사용범위가 확대되고 있다. 최근 압축기 효율은 하절기 피크 전력 수요량에 많은 영향을 줄 수 있다. 따라서 에어컨의 고효율화는 매우 중요한 과제이며 이를 위해서 압축기 고효율화는 필수적인 연구라고 사료된다.

압축기는 크게 냉매를 압축하는 압축부와 이에 동력을 제공하는 전동부로 나눌 수 있다. 압축기 고효율

* LG전자, 디지털 어플라이언스 연구소
E-mail : rhs@lge.co.kr

화를 위해서 모터 고효율화, 압축 mechanism을 통한 고효율화, 윤활 연구 등이 필요하지만, 각 요소 부품이 조립된 상태하에서 고효율, 재료비 등의 종합적인 관점에서 효율 개선이 필수적이라고 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 압축기가 조립된 상태하에서 주로 전동부의 열전달 현상과 전동기의 냉각과 냉매의 온도 변화 특성을 살펴보아 효율 개선점을 찾아보고자 한다.

전동부의 유동은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 흡입관으로부터 압축기 내부로 흡입된 냉매 일부는 전동기를 냉각한 후 압축부로 유출되며 일부는 곧바로 압축부로 유출되는 구조를 갖는다. 전동기의 냉각은 압축기 효율에 대하여 두 가지 측면에서 중요성을 갖는다. 첫째, 전동기 절연물의 수명은 동작온도와 반비례하므로, 각국의 공업규격에는 전동기 코일의 온도상승 허용한계가 명시되어 있고, 한국에서는 한국공업규격의 일반용 저압 3상 유도전동기(KS C 4202)에 명시되어 있다. Andreas[2]는 코일의 온도가 약 10 ℃ 증가된 상태에서 동작하면 수명은 1/2로 감소한다고 하였다. 또한 모터의 온도상승은 권선의 저항을 증가시켜 압축기의 효율을 감소시킨다. 둘째, 전동기를 냉각시킨 냉매는 온도가 상승하여 냉매의 비체적을 감소시켜 체적효율을 감소시키며 더 많은 압축일을 필요로 하는 것으로 알려져 있다.[3~7] 따라서 압축기의 전동기를 냉각하면서도 냉매의 온도를 최소로 증가시키는 유로 구조를 가짐으로써 압축기의 효율을 증가시킬 수 있다. 압축기의 열적 거동과 효율에 대한 연구동향을 살펴보면, 주로 왕복동식 압축기와 로터리 압축기에 대한 손실과 효율에 대한 연구들이 수행되었으며 최근에 들어서야 스크롤 압축기와 터보 압축기에 대한 연구가 진행되고 있다. 특히 국내의 경우에는 왕복동식 압축기와 로터리 압축기에 대한 열전달과 관련된 논문 및 연구조차도 매우 미미한 실정이다.

Nagatoam 등[3]은 밀폐형 왕복동식 압축기의 내부온도에 관한 연구에서 밀폐형 왕복동식 압축기는 압축부가 모터부, 그리고 오일과 함께 밀폐되어 있기 때문에, 압축기 내부의 고체온도와 흡입 냉매가스의 온도가 큰 폭으로 변화함을 지적하고, 압축기 내부온도의 예측 및 내부온도와의 성능관계를 명확히 할 필요가 있음을 지적했다.

Yanagisawa 등[4]은 공조기용 회전 피스톤형 로터리 압축기에서 흡입냉매가스의 온도변화가 압축기에 미치는 영향에 관한 연구를 수행하였다. 압축기 내부는 고온고압의 토출가스로 가득차고 압축기 하부의 오일도 고온이어서 흡입되는 낮은 온도의 냉매가스가 가열되어, 비체적이 증대하고 체적효율이 감소되는데, 이러한 사실들을 근간으로 하여 흡입냉매가스의 온도와 실린더 벽의 온도, 그리고 체적효율의 관계에 대해 연구하였다.

Kakuda 등[6]은 냉장고용 횡형 로터리 압축기의 열해석에서 냉장고용 압축기에서는 전체손실 중 흡입가스 과열손실이 차지하는 비율이 공조용 압축기에 비해 비교적 큼을 밝히고 고효율화를 이루기 위해서는 토출가스, 압축기부, 모터 등의 고온부로부터 흡입가스로의 열유입 경로를 명확히 하는 것이 중요함을 지적하였다.

Kakuda 등[7]은 냉장고에 사용되는 회전 피스톤형 압축기의 효율을 향상시키기 위해 기존에 사용되고 있는 압축기의 성능을 측정하였고, 각 손실들을 정량적으로 추정하였다. 높은 압축비와 적은 냉매 유량 때문에 냉매 흡입가스의 과열에 의한 손실은 상당히 큼을 지적하고 기계적인 손실과 모터 손실도 전체 손실 중 상당한 부분을 차지함을 밝혔다.

본 연구에서는 흡입관에서 압축기 내부로 유입된 냉매가 압축부로 유출되기 전까지 압축기 내부 열전달 현상을 해석하였다. 이를 바탕으로 전동기의 온도 저감과 냉매의 온도 저감의 두 가지 목적을 동시에 만족시키는 유로 구조를 확보함으로써 압축기의 성능을 증대하였으며 실험으로 이를 확인하였다.

2. 열유동 해석

본 연구에서 사용된 압축기는 2.5마력급 유도전동기를 탑재한 스크롤 압축기이며, Fig. 1에 단면도와 전반적인 유동의 흐름을 화살표로 나타내었다. 흡입관으로부터 압축기 내부로 흡입된 냉매는 baffle에 충돌을 한 후 일부는 상부로 나머지는 하부로 나뉘는 구조를 갖는다. 이때 상부로 올라간 냉매의 일부는 압축부로 곧바로 유출되며 일부는 main frame의 상부에서 회전을 한 뒤에 압축부로 유출된다. 또한 baffle과 충돌 후 하부로 내려간 냉매는 전동기 주위를 맴돌며 전동기를 냉각한 후 baffle의 반대편에 있는 유로를 통하여 main frame의 상부로 올라와서 이미 상부에 올라온 냉매와 섞여 압축부로 유출되는 구조를 갖는다. 전체 해석 영역은 Fig. 1에서 점선으로 나타내었다.

스크롤 압축기 내부 유동은 내부 자체가 상당히 고압(약 6.37기압)을 갖는다. 그러나 용적형 압축기는 고압 및 저유량 특성을 갖고 있어, 압축기 내부 냉매는

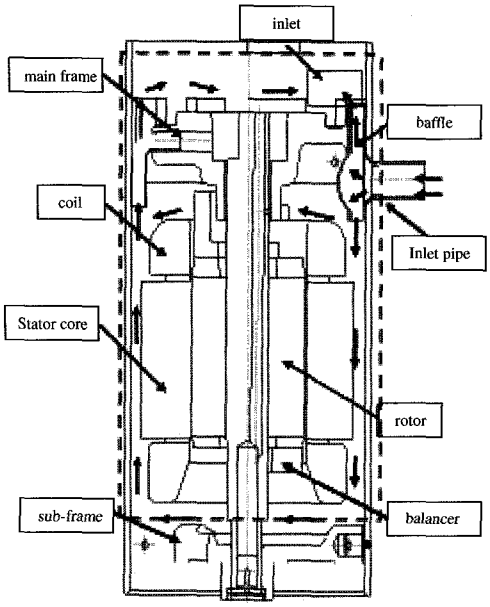

Fig. 1 Schematic of scroll compressor flow and calculation domain

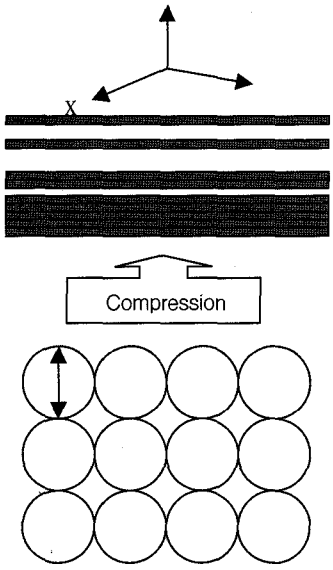

Fig. 2 The section view of the stator core (upper) and the stator coil(lower)

음속보다는 상당히 작은 속도(냉매 음속의 0.3이하)로 운동을 하는 특성을 가지게 된다. 그리고 특별히 체적 변화가 없기 때문에 계산 영역에서의 유동은 비압축성 유동이라 가정을 하여도 큰 무리가 없다. 따라서 회전 부위를 제외한 유체 유동 영역에서의 지배방정식은 다음과 표시할 수가 있다.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i}=0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(U_iU_j)=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\nu\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}\frac{\partial U_l}{\partial x_l}\delta_{ij}\right) \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(TU_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\frac{\nu}{\Pr}\left(\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) \tag{3}$$

난류 유동 해석을 위해 Standard k-ε Model에 Standard wall function을 사용하였으며 온도차에 의한 부력은 국부 평균 유속이 1 m/s 이상이 예상되어 무시하였다

유동 해석 시 모터의 회전자 및 balancer 회전이 유동에 미치는 영향을 고려하여 이 부분에서는 Multiple Rotating Frame기법을 사용하기 위해 별도의 계산 영역을 설정하였다. 이에 대한 방정식은 참고문헌에 잘 나타나 있다.[8] 한편 고정자와 회전자의 코어는 얇은 규소강판 수십 개가 적층되어 있는 구조를 갖는다. 그리고 적층사이에는 절연물질이 규소강판 사이에 존재한다. 따라서 규소강판의 수직방향(z)과 강판의 평면방향(x,y)은 매우 다른 열전도율을 갖는 현상을 계산에 반영하여야 한다. 전도도의 이방성은 적층 압력 및 여러 인자들의 함수이다. 본 연구에서는 기존의 논문에서 알려진 열전도율을 사용하여 계산을 수행하였다.[9] 또한 코일의 경우 얇은 여러 권선들이 감겨져 있다. 현실적으로 가는 선들을 모두 모델링할 수 없으므로 일반적으로 여러 선을 하나의 고체로 모델링을 한다. 이때 선들과의 접촉저항 및 다공성 특성에 의해 방향에 따라 매우 다른 열전도율을 갖는다. 등방성 열전도식 (4)와 비등방성 열전도 식 (5)는 다음과 같이 나타내어질 수 있다.

$$k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2}\right)=\dot{q} \tag{4}$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial x_i}k_{ii}\frac{\partial T}{\partial x_i}\right)=\dot{q}$$
$$k_{ii}=(K_{11},\ K_{22},\ k_{33}) \tag{5}$$

스크롤 압축기는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 상당히 복잡한 구조를 가지고 있음은 물론 현상학적으로도

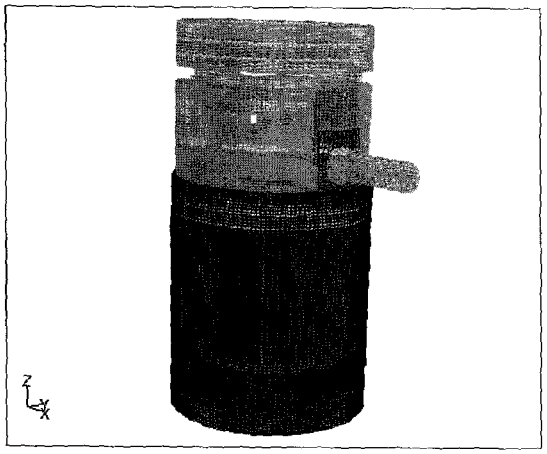

Fig. 3 Computational grid

오일의 거동, 모터 내외부의 열전달과 관련하여 복잡한 전도와 대류 현상을 나타낸다. 그래서 스크롤 압축기 전체를 한 번에 계산하기는 어렵다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 1에 나타난 부위를 계산 영역으로 정하였으며, 계산 영역 상부에 위치한 고정 스크롤 몸체와 하부에 위치한 오일은 운동을 하지 않기 때문에 실험을 통하여 측정한 온도를 경계조건으로 삽입하였다. 하부의 오일면은 측정된 등온조건을 주었으며 상부의 main frame도 5부분으로 나누어 측정된 등온조건을 부가하였다. 압축기의 Shell에서는 일정한 온도를 갖는 외기와 열교환을 하게 되는 데, 이 현상에 대해서는 일정한 열전달계수를 갖는 대류열전달을 한다고 가정하였다. 열전달계수는 압축기 shell의 표면 온도를 측정하여 이 온도를 기준으로 하여 수직 평판에서의 열전달계수를 취하였다. 그리고 입구조건은 측정된 냉매의 유량을 속도조건으로 부가하였으며 출구조건은 FLUENT에서 제공하는 outflow조건을 사용하였다. 전동기의 회전자와 balancer를 포함한 회전영역은 고정영역과 구분하여 격자를 생성하였으며 회전영역의 유동계산을 위해 FLUENT에서 제공하는 MRF (Multiple Reference Frame) 기법을 사용하여 계산을 수행하였다.

전동기의 발열원은 고정자 권선(1차동손), 고정자 코어(1차철손), 회전자 알루미늄(2차동손), 회전자 코어(2차철손) 4부분으로 크게 나누어 지며, 각 부분의 발열량은 기존 연구에 의해 알려진 모형을 사용하여 각 부위의 체적당 발열량으로 부여하였다. 즉 모터의 3D CAD를 통해서 모든 요소 부품을 기하학적으로 모델링하였으며 각 요소부품에 체적당 발열량을 부가하였다. 모터의 전기에너지 손실인 1차동손, 2차동손, 1차철손, 2차철손에 대해서는 기존 연구에서 얻어진 모형을 사용하였다. 동손의 경우 온도가 상승하면 권선의 저항이 커져 손실이 증가하는 특성을 고려하여 권선부에는 이러한 현상이 반영되도록 하였으며, 이를 위해 FLUENT의 UDF(User Define Function)의 기능을 이용하여 온도의 함수로 동손을 부과하였다. 그리고 본 연구에서는 압축기 내부의 전반적인 유동 해석에 주목적이 있기 때문에 베어링 내부 유동을 자세하게 해석할 필요는 없다. 이 부위에서 나타나는 기계손은 실험에 의해 측정된 온도로 경계조건을 처리하였으며 기타손은 각 부위에 체적당 방열을 한다고 가정하였다.

해석시 육면체 격자를 사용하였고 초기의 총격자수는 약 540,000개였다. 계산과정에서 유동 해석을 정확하게 하기 위해 속도 구배와 온도 구배가 큰 영역에서는 벽면을 중심으로 적응격자기법(adaptive grid)을 사용하였다. 적응 격자를 사용한 결과 최종 격자수는 약 650,000개였다. 전산유동해석을 위해서 격자생성은 범용 해석software인 FLUENT의 Pre-Processor인 GEOMESH를 사용하였으며 solver로는 유한체적법을 바탕으로 정렬격자와 비정렬격자를 모두 사용할 수 있는 FLUENT 5.1을 사용하였다.

3. 실험 장치 및 방법

본 연구에서는 압축기 내부의 열적 거동을 측정하기 위해 주요 지점에 열전대를 부착하고, 압축기 열량계에서 설정된 조건(ARI조건)으로 압축기를 운전하여 온도를 측정하였고 Table 1에 구체적인 조건들을 도시하였다. 실험 시 사용된 열량계는 2차 냉각법을 사용하며 열량측정 범위는 12,000 kcal/hr (Maximum)이다.

압축기 내부 및 shell 외부의 온도측정에 사용된 열전대는 사용 목적에 따라 두 가지 형태의 K-type 열전대를 사용하였다. Fig. 4에서는 두 가지 형태의 열전대를 나타내었다. Type 1은 냉매의 온도를 측정하기

Table 1 ARI test condition

Ps (kg/cm^2G)	6.37
Pd (kg/cm^2G)	21.89
Ts (℃)	18.3
Texp (℃)	46.1
Tcond (℃)	54.4
Teva (℃)	7.2
Amb. Temp. (℃)	35

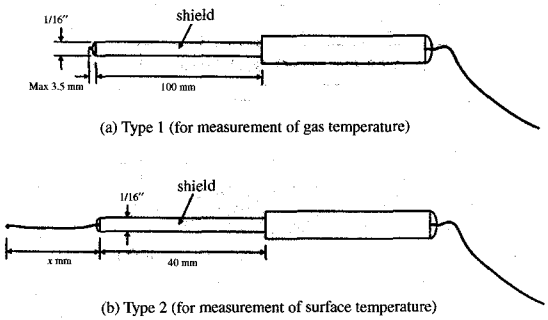

Fig. 4 Thermocouples and their dimension

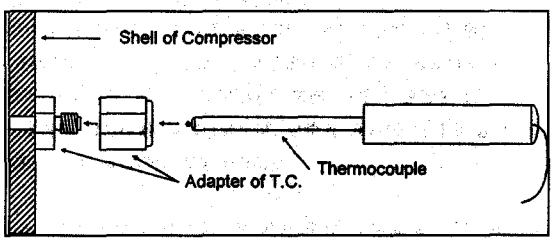

Fig. 5 Schematic of thermocouple attachment at the compressor shell

위한 형태이고 Type 2는 전동기의 권선과 같은 고체 표면의 온도를 측정하기 위해 설계되었다. 또한 고압의 압축기의 누설을 방지하기 위해 시험용 지그를 제작하여 shell에 구멍을 뚫고, Fig. 5와 같이 열전대 부착을 위한 어댑터를 추가적으로 부착하였다. 또한 열전대의 내부 피복선으로의 누설을 막기 위해, shield된 금속봉 안쪽은 열전대 내부 누설방지 파우더로 채워져 있어 열전대 내부로의 누설을 방지해 준다.

열전대는 Yokogawa R2500E 장비에 연결하여 측정하여 각 부의 온도와 압축기의 성능을 적산하였으며 온도 측정 위치는 Fig. 5와 같다.

4. 전산해석결과 및 실험결과

이미 언급하였듯이 스크롤 압축기 모터 냉각 문제는 모터를 충분히 냉각시켜 모터 효율과 모터의 신뢰성을 증진시킬 수 있는 장점이 있지만 압축기의 압축부의 냉매 온도를 높게 하여 압축부의 효율을 떨어뜨리는 상반된 결과를 얻을 수 있기 때문에 압축기 설계시에는 상당히 주의를 요한다. 이러한 관점에서 본다면 모터의 발열량이 되도록이면 압축기 shell을 통해서 외부로 방열되는 것이 바람직하다고 할 수 있다. 따라서 압축기 모터 발열량이 냉매에 어느 정도 전달되는지

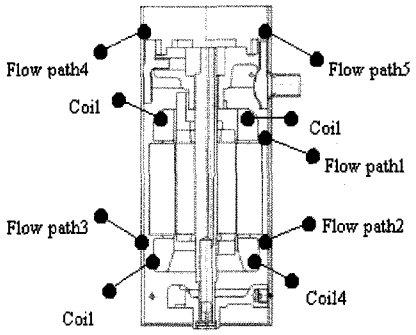

Fig. 6 The measurement positions

그리고 압축기 shell을 통해서 어느 정도 열전달이 발생하는지를 알아보는 것은 상당히 중요하다고 할 수 있다. 유동 해석한 결과를 이용하여 각 주요 부품의 열전달량을 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7에 나타난 바와 같이 전동기의 총발열량(384W)의 주요 방열 경로는 권선과 balancer에서의 대류임을 알 수 있다. 고정자의 경우 상부 권선에서 99.71 W, 하부 권선에서 71.78 W를 냉매에 전달을 하고 shell로의 열전도량은 55.45 W였다. 회전자의 경우 상부 balancer를 통하여 49.03 W, 하부 balancer를 통하여 36.17 W를 냉매에 전달함을 알 수 있다. 즉 전동기의 방열은 약 3500 rpm의 고속회전을 하는 회전자에 의해 야기된 회전유동에

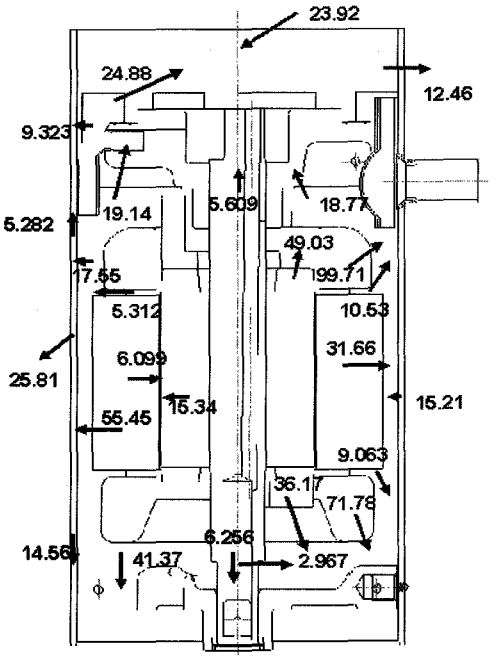

Fig. 7 Heat transfer path

의한 대류임을 알 수 있다. Fig. 7에는 압축기의 열전달 경로와 열유속을 도식하였다.

그리고 냉매 측면에서 살펴 볼 때에 냉매가 흡입관으로부터 유입된 후, 압축부로 유출되는 동안의 온도 상승은 약 11.6 ℃로써 300 W가량의 열을 흡수함을 알 수 있다. 즉 전동기의 384 W 중 300 W는 냉매가 흡수하며 나머지는 shell과 sub-frame등으로 방출됨을 알 수 있다.

각 열전달량을 살펴본 결과, 본 연구 대상 모델은 모터의 방열 대부분은 냉매 유동을 통해서 78 %, 전도 등을 통해서 shell로 방출되는 열전달 량은 약 22 %를 차지한다. shell을 통해서 열량을 외부로 방출시키는 것이 압축기 성능 향상에 유리하지만, 이런 경우에 모터 고정자의 접촉에 의해서 shell에서의 전도 및 대류를 통해 열전달이 되기 때문에 효율 향상을 위해 shell과의 접촉 면적 증가를 위해 고정자 적층이 증가되어 재료비 부담 등 때문에 현실적으로 이 방법을 사용하기는 어렵게 된다. 따라서 흡입되는 유동을 잘 살펴 압축기 효율의 향상을 꾀하는 방법이 바람직하다고 할 수 있겠다.

여러 가지 압축기 부품 변수를 조정하여 내부 해석을 시도한 결과, 압축부의 효율이 상승하면 모터 효율이 떨어지고 모터 냉각을 충분히 시키면 모터 효율이 올라가는 특성을 관찰하였다. 여러 해석결과 중에서 현재의 압축기 전체의 streak line을 나타내는 것은 너무 복잡하여 Fig. 8에는 baffle과 충돌 후 냉매의 움직임을 나타내었다. Main-frame으로 상승한 냉매 중 일부만이 압축부로 바로 유출되며 일부는 main-frame의

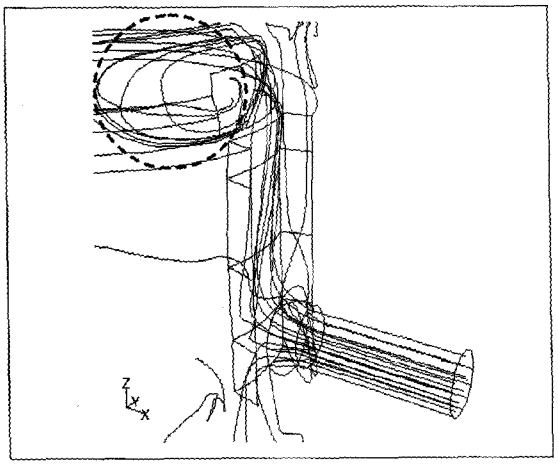

Fig. 8 The streaklines near the compressing part inlet and the baffle of the previous model

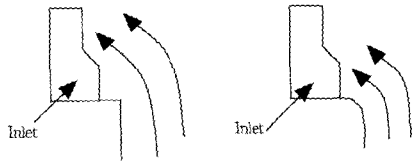

Fig. 9 The schematic diagram of the previous model and the present model

공간에서 회전을 한 뒤에 압축부 입구로 흡입됨을 볼 수 있다. 이는 유출구와 baffle이 수직으로 배치되어 상승하던 대부분의 냉매가 압축부 흡입구 벽면의 급격한 각도의 변환으로 인해 이 부위에서 유동이 박리되기 때문이다. 계산결과에 의하면 이미 main-frame의 상부로 올라온 냉매가 복잡한 회전운동을 거치며 약 48 W의 흡열과정을 거치며 3℃ 가량 온도가 상승함을 알 수 있었다. 이는 등온벽 경계조건 처리된mainframe은 압축부의 외벽이므로 압축부로 흡입되기 전의 냉매 온도보다 높기 때문이다. 즉 냉매가 흡입구로 바로 유입되지 못하는 경우에는 mainframe의 높은 온도에 의해서 온도가 상승하게 된다. 이러한 흡열과정은 전동부의 방열과는 관계없는 과정으로써 수직하게 꺾인 유로를 부드럽게 만들어 줌으로써 냉매의 온도상승과 유로손실을 줄일 수 있다.

Fig. 9에는 기존의 유로와 본 연구에서 제안한 유로의 개략도를 나타내었다. 벽을 타고 흐르는 빠른 속도의 유체는 벽면이 일정수준의 곡률을 가질 경우에도 벽면을 타고 흐른다는 Coanda Effect를 이용한 설계로서 동일한 해석을 유로가 개선된 모델에 대해서 실시하였다. 해석결과 Fig. 8과 Fig. 10의 원안의 유동을

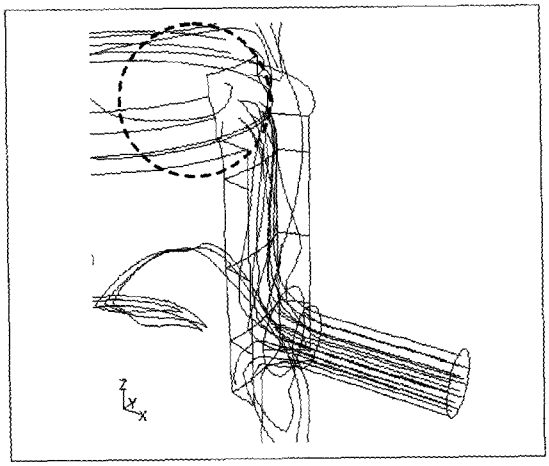

Fig. 10 The streaklines near compressing part inlet and baffle in the previous model

Table 2 The Mass Flow and Pressure Drop of Two Model

	Previous Model	Modified Model
Mass flow rate to the upstream of Baffle(kg/s)	0.0351	0.036
Mass flow rate to the downstream of Baffle (kg/s)	0.0096	0.0082
Total Pressure Drop (Pa)	288	69.8

Table 3 The Temperature Results of Numerical Analysis and Experiment

	Previous Model		Modified Model	
	Numerical	Exp.	Numerical	Exp.
Passage1(℃)	31.6	31.2	35.7	31.4
Passage2(℃)	43.9	41.3	42.4	42.3
Passage3(℃)	52.4	50.5	51.3	47.9
Passage4(℃)	45.4	47	48.7	45.8
Passage5(℃)	33.6	35.5	32.9	33
Inlet(℃)	29.9		28.2	
Coil1(℃)	41	33.3	42	33.4
Coil2(℃)	52.7	41.8	54.6	40
Coil3(℃)	62.9	51.2	63.7	49.7
Coil4(℃)	62.2	49.1	63.4	48.3
EER		10.97	+0.06	11.03

비교하면 유출구와 baffle이 일정 곡률을 갖을 경우, 올라온 냉매가 압축부로 곧바로 유입됨을 알 수 있다. 이렇게 곡면 유로의 개선은 Table 2와 같이 상부 유로의 손실을 감소하여 상부로 올라가는 냉매의 유량은 근소하게 증가시키고 하부로 내려가는 냉매의 유량을 근소하게 감소시킨다. 이러한 유로의 개선은 전체 유로 손실(흡입관으로부터 압축기로 흡입된 순간부터 압축부로 유출될 때까지의 총압 손실)을 약 75% 감소시키며, Table 3에 나타난 바와 같이 전동기의 온도는 기존의 각 부품 온도 상태를 유지하면서 압축부 흡입구 냉매의 온도를 약 1.7 ℃ 감소시키는 특성을 나타내었다. 그리고 통상적으로 흡입구의 온도가 낮아지면 효율이 상승하는 특성을 감안한다면 압축기 효율이 개선될 것으로 예상되었다. 이를 확인하기 위해서 실험을 칼로리미터에서 수행한 결과, 압축기 EER이 0.06 향상되었음을 알 수 있었다.

국부적으로 열전달 특성의 전산 해석결과의 정확성을 살펴보기 위해, 전산 해석결과와 실험결과를 비교하면 냉매의 온도는 전반적으로 2 ℃ 정도 높게 예측되었지만 비교적 정확히 예측되었다고 할 수 있는 반면에 권선의 온도는 약 10 ℃정도의 차이를 보이고 있다(Table 3). 이는 여러 가닥의 권선을 하나의 권선덩어리로 모델링함으로 권선과 권선사이의 접촉 열저항에 의한 비등방성 열전도율을 고려하지 못한 결과로 생각된다. 코일에서의 실험결과를 보면 하부로의 냉매유량이 감소하였음에도 불구하고 코일의 온도가 1~2° 가량 감소하는 현상을 보이고 있다. 해석결과와 실험결과를 살펴보면 본 연구에서 제안한 설계에 의해 코일의 온도가 2° 내에서 변화하는 것을 알 수 있다. 반면 실험시 서로 다른 시료에 열전대를 부착하여 코일의 온도를 측정하였고 코일의 온도측정값도 전체를 대표하는 평균 온도값이 아닌 열전대가 부착된 특정부위의 온도값이므로 측정오차가 발생할 수 밖에 없다. 따라서 개선모델의 코일 측정온도의 상승은 설계변경에 의한 온도 변화폭이 실험오차에 비해 상대적으로 적기 때문에 발생한 현상으로 생각된다.

5. 결 론

스크롤 압축기의 압축부와 오일이 저장된 부위를 제외한 부품의 열전달 현상 이해 및 개선을 위해 MRF와 표준 $k-\varepsilon$ 모형을 가정하고 유한체적법 및 적응격자를 이용하여 유동 해석을 수행하였다. 그리고 계산의 정확성을 판단하기 위해서 ARI 조건 하에서 중요 부위의 온도도 측정하였다. 연구 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 유도전동기를 탑재한 스크롤 압축기의 열유동을 해석한 결과 냉매의 온도는 실험결과와 3도 이내의 비교적 정확한 예측이 가능하며 권선의 경우 접촉 저항 등에 따른 열전도율의 차이에 의해 모델링의 한계를 갖는다.

(2) 압축부 흡입구의 유동 현상은 압축기 효율에 영향을 미치는데, 입구 설계시 압축부 흡입구로 유동이 바로 들어가지 않는 경우에는 고온의 mainframe 표면 온도의 영향으로 냉매의 온도가 약 3° 가량 증가하여 압축기 효율을 감소시킨다.

(3) 전동기의 냉각과 냉매의 온도상승을 고려하여 냉매의 유로를 개선함으로써 냉매의 온도를 2.5° 저감하여 압축기 전체의 효율을 0.6% 가량 개선할 수 있다.

참고문헌

(1) 飯田精一, 平川進次, 太田優, 竹下興二, 小澤, 吉田善一 and 野村雄, 1983, "Rotary 압축기의 고효율화", Mitsubishi중공전기, Vol. 20, No. 3, pp. 29~37.

(2) Andreas, J. C., 1992, Energy Efficient Electric Motors, Marcel Dekker, Inc., pp. 243~245.

(3) Shigemi Nagatomo, Yoshirou Miyazaki, Toshio Yasunaga and Hiroki Shindou, 1982, "밀폐형 압축기 내부 온도의 성능에 대한 영향", 일본 냉동-제57권, 제651호, pp. 13~23.

(4) Hideki Kawai, Hidetoshi Nishihara, Koshi Hamada and Seishi Nakaoka, 1982, "The Development of High Efficiency Compressor by Reducing Suction Gas Temperature", Proceeding of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 222~228.

(5) Tadashi Yanagisawa, Takashi Shimizu, Masahiro Dohi and Seiichi Nihashi, 1983, "Rotary Piston형 회전압축기의 흡기가열에 관한 연구", 일본기계학회논문집(B편) 제49권, 제444호, pp. 1792~1770.

(6) Masayuki Kakuda, Toshihide Koda and Yoshihisa Kitora, 1989, "냉장고용 압축기의 열해석", 제23회 공기조화/냉동 연하출연회출연논문집, pp. 33~36.

(7) Masayuki Kakuda, Toshihide Koda and Yoshihisa Kitora, 1992, "Fundamental Study of High-efficiency Rolling-Piston-Type Compressors for Refrigerators", Proceeding of International Compressor Engineering Conference, pp. 809~816.

(8) Fluent Inc., 1998, "FLUENT5 User's Guide", Volume 3, 16.13~16.23.

(9) 하경표, 고상근, 1999, "소형 유도전동기의 고정자 권선, 엔드와인딩, 철심의 방향별 열전도도", 대한기계학회 춘계학술대회논문집B, pp. 653~658.