

사이클론 방식 압축기 유분리기의 나선 피치 설계

장성일,¹ 안준^{*2}

¹국민대학교 대학원 기계공학과

²국민대학교 기계시스템공학부

DESIGN OF HELIX PITCH OF A CYCLONE TYPE OIL SEPARATOR FOR A COMPRESSOR

Seongil Jang¹ and Joon Ahn^{*2}

¹Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Kookmin Univ.

²School of Mechanical Systems Engineering, Kookmin Univ.

A series of numerical simulation has been carried out to study performance of a cyclone type oil separator, which is designed for the compressor of a refrigeration system. Working fluid is R22, which is a typical refrigerant, and mineral oil droplet is supplied. Pitch of the helix is considered as design parameters to make a compact separator. Depending on the helix pitch, separation efficiency varies from 97.5 to 99%, while predicted pressure drop ranges from 5 to 6.5 kPa. Considering both of the pressure drop and separation efficiency, helix pitch of the separator has been designed as 50 mm.

Key Words : 사이클론(Cyclone), 유분리기(Oil Separator), 분리효율(Separation Efficiency), 나선 피치(Helix Pitch)

1. 서 론

최근 지구 온난화 문제와, 유가 상승으로 인한 에너지 가격의 상승으로 에너지 절약에 대한 관심이 높아지고 있다. 에너지 절약의 가장 효과적인 방법은 에너지 이용효율을 높이는 것이다. 한국의 경우 전체 에너지 중 23%를 건물 부문에서 소비하고 있고, 대부분은 냉난방 에너지이며 그 중 냉방 에너지가 차지하는 비율은 약 41%로 보고되고 있다[1]. 또한, 최근 건물의 고층화 및 대형화로 인해 건물에서 공조용으로 소비하는 에너지가 증가하고 있는 추세이다[2]. 이에 따라 건물에서 소비되는 에너지 절약을 위해서는 냉동기 에너지 효율을 높이는 것이 중요한 과제로 판단된다.

냉동기는 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기로 구성된다. 냉동기의 압축기에는 윤활유가 사용된다[3]. 윤활유는 냉매와 함께 냉동 시스템을 순환한다[4,5]. 이 과정에서 에너지 손실이 발생하고, 회수되지 못할 경우 압축기의 윤활유가 부족해

지면서 압축기의 성능이 저하되거나 손상이 발생하게 된다. 따라서 압축된 냉매로부터 윤활유를 분리해서 압축기로 돌려 보내는 유분리기가 사용된다[3]. 그러나 유분리기를 설치할 경우 추가적인 압력강하가 발생하기 때문에, 냉동기에서 소비되는 에너지를 줄이기 위해서는 유분리기의 분리효율을 높이고, 유분리기에서 발생하는 압력강하를 최소화해야 한다[6].

유분리기는 냉매에서 윤활유를 분리하는 일종의 거름 장치로서 다공체나 사이클론 구조가 활용된다. 냉매 오일 혼합물과 오일분리기에 대한 기존 연구들을 살펴보면 다음과 같다. 우선 냉매와 오일 혼합물의 분리 특성에 대한 연구로서, Kang et al.[4]은 혼합물에서 오일 농도가 증가함에 따라서 오일 분리율이 증가하며, 혼합물의 온도가 증가하면 냉매가 기체 상태일 경우 오일 분리율이 감소한다고 보고하였다. Shin and Kim[7]은 압축기에서 토출되는 오일의 양이 늘어날수록 오일 분리 효율이 증가한다고 보고하였다.

사이클론 방식 유분리기에 대한 연구로써 Lee et al.[8]은 유동 가시화 기법을 이용하여, 사이클론 방식 유분리기 내부의 Cyclone 및 선회 유동 패턴을 확인하였고 내부에 유속 분포를 측정하여 내부 유동 분포를 확인하였다. 또한 확인한 결과를, 상용 수치해석 코드인 CFX를 이용한 수치해석 결과와 비교해서, 수치해석을 유분리기 설계에 사용할 수 있다고

Received: August 29, 2014, Revised: December 18, 2014,

Accepted: December 18, 2014.

* Corresponding author, E-mail: jahn@kookmin.ac.kr

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/kscfe.2014.19.4.008>

© KSCFE 2014

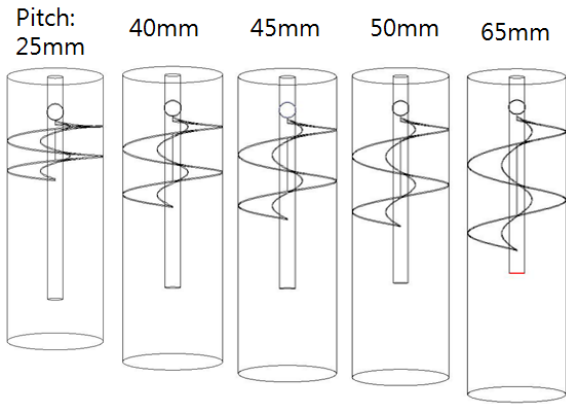


Fig. 1 Computational Domain

보고하였다.

본 연구에서는 추후 기능성 표면을 적용하기 위하여 사이클론 방식을 관찰하였다. 기능성 표면을 적용하기에 앞서 기본 형상에서 분리 효율을 높이는 것이 우선되어야 한다. 사이클론은 크기가 증가할수록 분리효율이 향상되겠지만 냉동기 제작을 위해서는 크기를 최소화해야 하므로 본 연구에서는 크기에 가장 큰 영향을 줄 것으로 생각되는 나선 피치에 따른 분리효율 및 압력강하 특성을 고찰하였다.

2. 수치해석 기법

2.1 해석 모델 및 경계 조건

본 연구에서 수치해석을 수행한 유분리기는 사이클론 방식으로서 Fig. 1에 나타난 형태를 갖는다. 윤활유의 분리가 이루어지는 유분리기의 몸체 내부가 수치해석의 계산영역이 된다. 일반적인 사이클론 분리가 원추형의 몸체를 갖는 것에 비해 압축기에 사용되는 유분리기는 직경을 최소화하고 분리된 윤활유를 볼 밸브를 통해 압축기로 반송하기 위하여 원통형 몸체를 갖는다. 원추형 구조의 경우 입구 위치에 따라 자연스럽게 사이클론 유동이 형성되지만 압축기용 유분리기의 경우 내부에 나선형 구조물이 삽입되어 사이클론 유동을 만들어 준다.

유분리기의 직경이 일정한 경우 나선형 구조물의 피치에 따라 유분리기 전체의 길이가 결정되며 목표하는 성능이 확보되는 범위에서 피치를 작게 하면 유분리기의 체적을 최소화할 수 있다. 연구를 위해 분석한 기성품의 경우 유로의 피치는 65 mm로 확인되었고 본 연구에서는 이보다 작은 25 mm, 35 mm, 40 mm, 45 mm, 50 mm, 55 mm, 65 mm인 형상에 대해서 수치해석을 수행하였다. 입구와 출구의 직경은 10

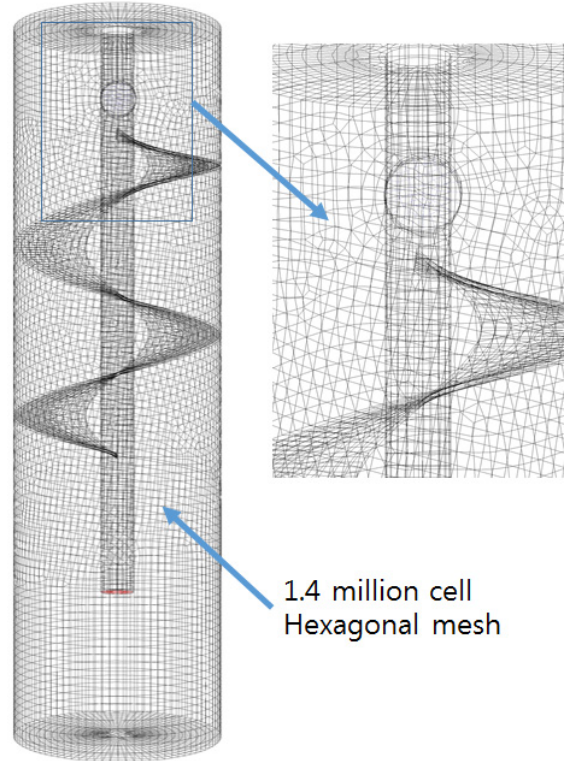


Fig. 2 Grid System

mm 이다. 내부의 나선 구조체는 2바퀴를 도는 형태로 통일하였다. 나선 구조체 변경에 따른 전체 유분리기의 길이는 Table 1에 정리하였다.

사이클론 유동에 대한 전산유체해석을 수행할 때 사면체 격자를 사용할 경우 대칭축에서 비물리적인 속도가 발생하는 사례가 보고된 바 있어[9] 본 연구에서는 육면체격자를 바탕으로 격자계를 구성하였다. 격자계는 Fig. 2에 보여주었다. 피치에 따라 140에서 200만개의 격자를 사용하였다.

입구 경계 조건은 유량을 부과하는 것으로 설정하였다. 작동 유체인 R-22의 물성 값은 압축기 출구조건인 2000 kPa, 8 0°C 일 때의 물성 값을 입력하였다. 냉매의 유량은 3 RT급의 냉동기를 기준으로 80 g/s로 설정하였다. 오일입자의 유량은 일반적인 압축기의 오일순환율[3,10]을 고려하여 2.4 g/s로 부과하였다. 입구 경계조건은 Table 2에 정리하였다. 오일 입자의 물성은 압축기의 윤활유로 많이 사용되는 팽유의 물

Table 1 Geometry of Computational Domain

Helix Pitch(mm)	25	35	40	45	50	55	65
Domain Length(mm)	222	242	252	262	272	282	302

성 값을 사용하였다. 오일 입자의 평균 크기는 유분리기 성능 측정 기준 값인 10 μm 으로 설정하였고 크기 분포는 Rosin-Rammler 분포를 가정하였다[11].

벽면에서의 경계조건은 유동에 대해서는 점착조건을 적용하였고 오일 입자에 대해서는 trap 조건을 부과하였다. 본 연구에서는 벽면에 부착되는 입자가 재 반발하는 경우는 고려하지 않았다. 출구 경계조건은 압력경계조건으로서 작동유체와 포집되지 못한 오일 입자가 출구로 빠져나가는 조건으로 설정하였다.

2.2 지배 방정식 및 모형화 기법

본 연구에서는 수치 해석을 위하여 상용 프로그램인 FLUENT를 사용하였다. 적용된 지배방정식은 연속 방정식 및 비압축성 Navier-Stokes 방정식을 사용하였으며 식 (1), 연속 방정식과 운동량 방정식은 SIMPLE해법으로 연결하였다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} &= f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \end{aligned} \quad (1)$$

사이클론 유동을 해석하는 경우 Reynolds Stress 난류모델을 권장하고 있다. Reynolds Stress 난류모델의 식은 다음과 같다. 난류모형은 Reynolds Stress 난류모델을 적용하였다[12].

$$\begin{aligned} \frac{Du_i u_j}{Dt} &= -(\overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} + \overline{u_i u_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k}) \\ &+ \frac{p}{\rho} (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) + \frac{\partial}{\partial x_k} [\nu \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_k} \\ &- \overline{u_i u_j u_k} - \frac{p}{\rho} (\delta_{jk} + \delta_{ik} u_j)] - 2\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (2)$$

식 (2)에서 우변은 차례대로 응력 생산, 압력-변형률 상관 또는 재분배, 확산 및 점성 소산 항이며 Reynolds Stress 모형에서는 압력-변형률 상관, 확산, 점성 소산 항에 고차의 상관 항 등의 미지 량을 모형화한다. 이 중 본 연구에서 채택한 LRR 모형[12]은 충분히 큰 Reynolds 수를 가정하여 식 (3)과

같이 모형화한다.

$$\begin{aligned} \frac{Du_i u_j}{Dt} &= P_{ij} - C_1 \frac{\epsilon}{k} (\overline{u_i u_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k) + (\phi_{ij} + \phi_{ji})_2 \\ &+ (\phi_{ij} + \phi_{ji})_w + \frac{\partial}{\partial x_k} [C_s \frac{k}{\epsilon} (\overline{u_k u_l} \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_l} \\ &+ \overline{u_i u_l} \frac{\partial u_j u_k}{\partial x_l} + \overline{u_j u_l} \frac{\partial u_k u_i}{\partial x_l})] - \frac{2}{3} \delta_{ij} \epsilon \end{aligned} \quad (3)$$

여기서,

$$\begin{aligned} (\phi_{ij} + \phi_{ji})_2 &= -(\frac{C_2 + 8}{11})(P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} P) \\ &- (\frac{30C_2 - 2}{55})k(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}) \\ &- (\frac{8C_2 - 2}{11})(D - \frac{2}{3} \delta_{ij} P) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} (\phi_{ij} + \phi_{ji})_w &= [C_1 \frac{\epsilon}{k} (\overline{u_i u_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k) \\ &+ C_2 (P_{ij} - D_{ij})] \frac{k}{\epsilon x_2} \end{aligned}$$

(x_2 는 벽으로부터의 거리)

$$P_{ij} = -\overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} - \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \quad (5)$$

$$D_{ij} = -\overline{u_i u_k} \frac{\partial U_k}{\partial x_j} - \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_k}{\partial x_j}$$

$$P = \frac{1}{2} P_{kk}$$

$$C_1 = 1.5, C_2 = 0.4, C_3 = 0.5,$$

$$C_4 = 0.06, C_5 = 0.11$$

오일 입자의 직경 분포 모델의 경우 Rosin-Rammler 분포를 사용하였다. Rosin-Rammler 분포는 식 (6)과 같이 표현된다 [10].

$$Y_d = e^{-(d/\bar{d})^n} \quad (6)$$

식 (6)에서 d 는 입자 크기이고, Y_d 는 직경이 d 보다 큰 입자의 질량분율을 의미한다. \bar{d} 는 평균 입자크기이고 본 연구에서는 10 mm로 설정하였다. n 은 확산 모수 이다.

입자 유동은 FLUENT의 Discrete phase model을 사용 하였다. Discrete phase model에서 Particle Force Balance는 식 (7)과 같이 표현된다[13].

Table 2 Inlet boundary conditions

Refrigerant flow rate(g/s)	80
Oil particle flow rate(g/s)	2.4
Refrigerant density(kg/m ³)	66.23
Oil density(kg/m ³)	900
Oil particle diameter(m)	10 ⁻⁵

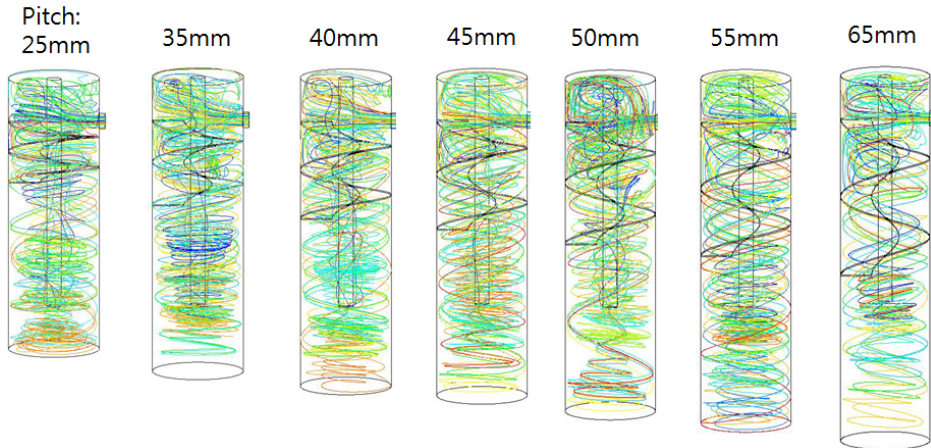


Fig. 3 Pathlines inside the oil separator

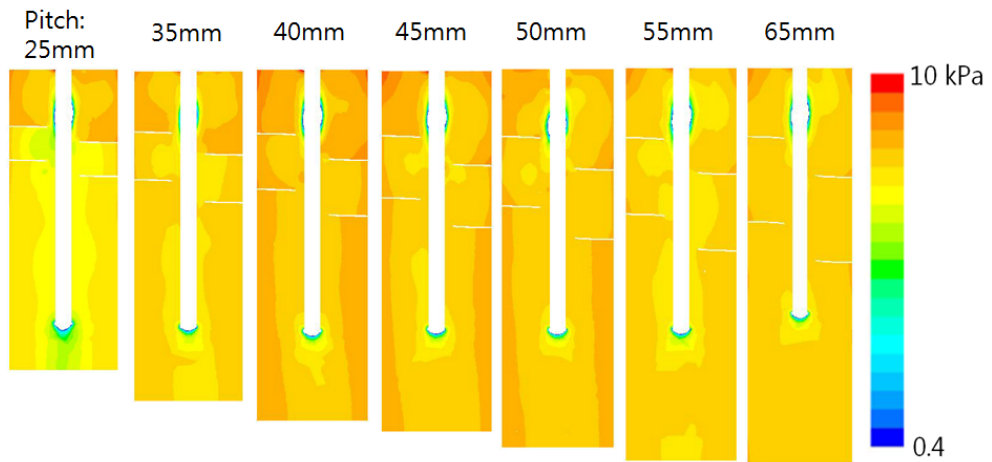


Fig. 4 Pressure(gage) fields inside the oil separator

$$\frac{du_p}{dt} = F_d(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \quad (7)$$

$$Re = \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu} \quad (9)$$

여기서, F_x 는 (force/unit particle mass)의 항이다. u 는 유체의 속도이고, u_p 는 입자의 속도이다. ρ 는 유체의 밀도, ρ_p 는 입자의 밀도, g_x 는 x축 방향의 중력 가속도 이다. F_D 는 식 (8) 과 같이 표현된다.

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re}{24} \quad (8)$$

여기서, d_p 는 입자의 직경, μ 는 점도, C_D 는 항력 계수, Re 는 레이놀즈수 이다. Re 는 식 (9)와 같이 정의된다.

3. 결과 및 토의

본 연구에서는 유분리기 내부 공간의 길이와 나선형 유로의 피치를 변화시키면서 수치해석을 수행하였다. 최적의 분리 효율과 압력강하를 갖는 형상을 찾기 위해서, 각 형상에서 유적선, 유분리기 내부의 압력 분포, 분리효율, 압력강하를 비교 하였다.

사이클론 방식 유분리기에서 나선형 피치 변화에 따른 유적선(Pathline)을 Fig. 3에 나타내었다. 모든 경우에서 나선형 유로에 의해 사이클론 유동이 형성되는 것을 관찰할 수 있다.

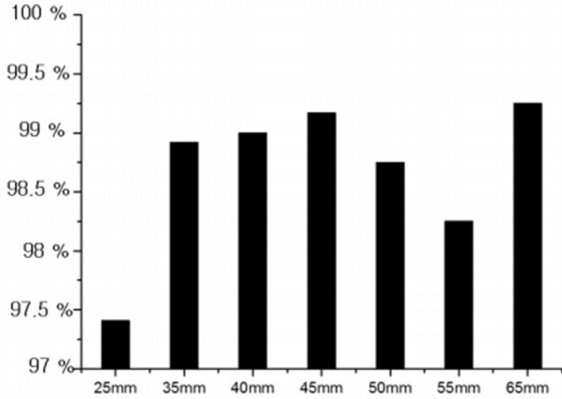


Fig. 5 Oil separation efficiency

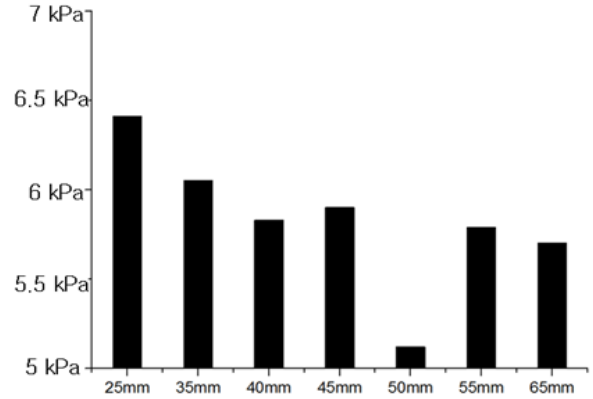


Fig. 6 Pressure drop across the oil separator

나선형 유로를 벗어난 영역까지 사이클론 유동을 만들어 내는 것이 분리효율에 큰 영향을 미치게 되는데 현재 형상에서는 대체로 바닥면 부근까지 나선형 유동을 유지하며 내려와 출구 포트를 통해 빠져나가는 것을 관찰할 수 있다. 특히 나선 유로에서 속도 삼각형을 고려하였을 때 축방향 운동량이 가장 작은 피치 25 mm의 경우에도 나선유동이 바닥면까지 도착하는 것을 관찰할 수 있다.

압력강하 특성을 파악하기 위하여 유분리기 내부의 압력장을 관찰하였다(Fig. 4). 압력장은 계산을 수행한 모든 경우에서 유사한 형태를 나타내고 있다. 전체적으로 입구에서 출구로 가면서 압력 강하가 발생하지만 나선 유로를 통과하면서 발생하는 압력강하는 전체 압력강하에 비해 크지 않은 것을 관찰하였다. 압력강하가 출구 포트로 유입되는 과정에서 발생하는 것이 관찰되어 추후 출구 형상에 대한 연구를 추가적으로 진행할 예정이다.

입구에서 공급한 오일입자의 유량과 출구로 빠져나가는 유분리기 내부에 trap 된 입자의 유량의 비율로 구한 분리효율을 Fig. 5에 보여주었다. 본 계산을 수행한 조건에서 모든 형상에서 전체적으로 97%이상의 분리효율을 나타내었다. 나선형 유로의 피치가 25 mm인 형상이 97.41%로 가장 낮은 분리효율을 보였고, 유로의 피치가 65 mm인 형상이 99.25%로 가장 높은 분리효율을 얻었다. 35 mm이상의 피치에서는 98%이상의 분리효율이 확보되는 결과를 얻었다.

수치해석으로 구한 유분리기 내부에서 발생하는 압력강하를 Fig. 6에 나타내었다. 분리효율에 비해 압력강하의 경우 형상에 따라 상대적으로 더 큰 차이를 보였다. 나선형 유로의 피치가 25 mm인 형상에서 6400 Pa로 가장 큰 압력강하가 발생하였고, 나선형 유로의 피치가 50 mm인 형상에서 5100 Pa로 가장 낮은 압력강하를 얻었다. 분리효율이 가장 높게 나타난, 나선형 유로의 피치가 65 mm인 형상은 5700 Pa로 두 번

째로 낮은 압력강하를 나타내었다.

일반적인 입자 분리 장치에서 분리효율이 향상될 경우 압력강하가 증가하게 된다[14]. Fig. 5와 Fig. 6에 표시한 분리효율과 압력강하를 비교해 보면 유로의 피치가 25 mm인 경우 두 가지 측면에서 모두 불리한 특성을 보이고 있고 그 외의 자료는 대체로 분리효율이 향상되면 압력강하가 증가하는 경향을 보인다. 따라서 나선형 유로의 피치를 기존 65 mm에서 35 mm로 최대 30 mm까지 줄여 전체 길이를 60 mm까지 감소시킬 수 있다는 결과를 얻었다.

압력강하와 분리효율을 동시에 고려했을 때 나선형 유로의 피치가 25mm인 형상을 제외한 나머지 형상들은 분리효율에서 1%사이 범위 이내 (98.3% ~ 99.3%)의 분포를 나타내고 있으나 압력강하는 5.1 kPa에서 6 kPa로 최대 약 20%의 차이를 보이고 있어 압력강하가 가장 작은 50mm인 형상이 되도록 유분리기를 설계하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 냉동 시스템의 압축기에 사용되는 사이클론 유분리기에서 나선형 피치 길이가 유분리기 성능에 미치는 영향을 관찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 본 연구에서 나선형 유로의 피치 범위에서 기존의 65 mm에서 35 mm까지는 분리 효율의 큰 저하 없이 피치를 줄여 유분리기의 체적을 줄일 수 있음을 확인하였다.
- (2) 압력강하 특성이 분리효율보다 나선형 유로 피치에 큰 영향을 받았고 압력강하는 유로의 피치가 50 mm인 경우 기존보다 10%이상 감소하는 최소값을 나타내었다.
- (3) 본 수치해석 결과를 바탕으로 출구형상이 성능에 미치는 영향에 대해서는 추가적인 해석을 수행할 것이고 분리효

올과 압력강하를 동시에 고려할 수 있는 설계인자에 대하여도 추후 연구를 진행할 예정이다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 에너지인력양성사업 (No. 2011401 010070) 및 산업원천기술개발사업의 일환으로 수행한 결과이며 지원에 감사드립니다.

References

- [1] 2004, Kim, S.-S. and Kim, Y., "Measurement and Analysis of Energy Consumption of HVAC Equipment of a Research Building," *Trans. of the SAREK*, Vol.16, No.10, pp.914-922.
- [2] 2012, Kim, Y.-K. and Lee, T.W., "An Analysis of the Energy Saving Effect through the Retrofit and the Optimal Operation of HVAC Systems," *Trans. of the SAREK*, Vol.24, No.4, pp.343-350.
- [3] 1996, Biancardi, F.R., Michels, H.H., Siemel, T.H. and Pandey, D.R., "Study of lubricant circulation in HVAC systems," *United Technologies Research Center DOE-CE-23810-71*, Vol.1.
- [4] 2009, Kang, B.H., Kim, K.J. and Lee, S.K., "An Experimental Study on Oil Separation Characteristics of CO₂/PAG Oil Mixture in an Oil Separator," *Int. J. Air-Cond. Refrig.*, Vol.17, pp.88-93.
- [5] 2011, Lee, I.S. and Kang, B.H., "An Experimental Study on Correlation between Oil Discharge and Various Operating Conditions of a CO₂ Compressor," *Int. J. Air-Cond. Refrig.*, Vol.23, pp.73-79.
- [6] 2008, Youbi-Idrissi, M. and Bonjour, J., "The Effect of Oil in Refrigeration: Current Research Issues and Critical Review of Thermodynamic Aspects," *Int. J. Refrig.*, Vol.31, pp.165-179.
- [7] 2010, Shin, H.S. and Kim, Y.J., "Oil Behaviors in Oil Separator with Various Discharge of Compressor Oil," *Proc. of the KSME Fluid Eng Division Spring Annual Meeting*, pp.28-29.
- [8] 2011, Lee, D.Y., Kang, W.M., Kim, A.R., Kim, S.D., Na, S.U. and Ko, H.S., "Development of Design Technique for Oil Separator by Flow Visualization Technique," *Proc. of the KSME Fluid Eng Division Fall Annual Meeting*, pp.2149-2154.
- [9] 2007, Shi, L. and Bayless, D.J., "Comparison of Boundary Conditions for Predicting the Collection Efficiency of Cyclones," *Powder Technol.*, Vol.173, pp.29-37.
- [10] 2006, Fukuda, M., Yanagisawa, T., Shimasaki, M. and Ogi, Y., "Real-time Measurement of Mixing Ratio of Refrigerant/refrigeration Oil Mixture," *Int. J. Refrig.*, Vol.29, pp.1058-1065.
- [11] 2008, Cho, Y.S., Lee, S.W., Woo, K.S., Yoon, Y.B., Park, Y.J., Lee, D.Y., Kim, H. and Na, B., "A Numerical Analysis of Flow Characteristics and Oil Separation Performance for Cyclone Oil Separator Design," *Trans. of the KSAE*, Vol.6, No.5, pp.22-28.
- [12] 1975, Launder, B.E., Reece, G.J. and Rodi, W., "Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulent Closure," *J. Fluid Mech.*, Vol.68, No.3, pp.537-566.
- [13] 2011, FLUENT, User Manual, *Fluent Inc.*, pp.23-1~23-170.
- [14] 1999, Rhodes, M., *Introduction to Particle Technology*, John Wiley & Sons, Hoboken, pp.176-191.