

R12 냉매를 이용한 냉동압축기 임펠러 유동해석

음 학 진*·강 신 형**

Numerical analysis on the impeller of chiller compressor using refrigerant R12

Hark-Jin Eum and Shin-Hyoung Kang

Key Words: chiller compressor(냉동압축기), refrigerant(냉매)

Abstract

The performance and the internal flow of the impeller of the centrifugal chiller compressor with refrigerant R12 as working fluid were studied numerically, using CFD code, CFX-Tascflow, which is commercially available. In this numerical study, the thermodynamic and transport properties of the refrigerant gas were generated by the property program of NIST and linked with main program to extend the capability of the code to refrigerant gases. Numerical study was applied to several mass flow rates near the design mass flow rate at constant rotating speed. Overall performance and flow characteristics of the impeller at impeller exit were investigated. The results were physically reasonable and showed good agreement with experimental measurement at the design flow rate.

1. 서론

공기와 같은 이상기체를 작동유체로 하는 압축기에 관한 연구는 실험적으로나 수치해석적으로 많이 진행되어 왔다. 하지만, 대부분의 유체는 실체기체이고 이상기체와는 상당히 다른 거동을 보인다. 터보냉동기의 보급이 증가하면서 냉매를 사용하는 압축기의 수요가 증가하고 있다. 냉매는 이상기체와는 달리 온도 및 압력에 따라 밀도 변화가 매우 크며 상변화(phase change)가 발생하기도 한다. 냉매에 관한 실험적인 연구는 실험장치의 구성과 실험에 드는 비용이 막대하기 때문에 적당한 수치해석적인 연구가 절실히 요구되어지고 있다. 냉매는 압축기 내부에서 온도와 압력에 따라서 상당히 물성치가 변하므로 수치해석을 하기 위해서는 냉매 물성치에 관한 모델링이

필요하다. 일반적으로 압축성인자(compressibility factor)를 이용한 상태방정식을 사용하게 된다. 잘 알려진 상태방정식으로는 비리얼(virial)상태식, Van der Waals 상태식, BWM 상태식, RKA 상태식 및 Martin-Hou⁽¹⁾ 상태식들이 있다. Cravero⁽²⁾는 RKA 상태식을 이용하여 여러 가지 실제기체에 대해 수치해석을 시도하였다. Cui⁽³⁾는 Martin-Hou 상태식을 이용하여 R134a 물성치변화를 온도와 압력의 함수로 구하였고 CFX-Tascflow의 서브루틴 기능을 이용하여 원심압축기를 유동해석하였고 실험과 비교하여 좋은 결과를 보였다. 하지만, 이러한 상태식들을 이용하면 넓은 범위에 걸쳐서 물성치 변화를 예측할 수 있으나, 그 정확도가 떨어지며 방정식이 매우 복잡하다. 또한 상태식을 이용하여 더욱 정확한 수치해석 결과를 얻으려면 상태식은 더욱 복잡해져야 하고, 계산시간은 더욱더 많이 필요하게 된다. 따라서 본 논문에서는 냉동압축기를 유동해석하는데 있어서 쉽고 정확한 방법을 제시하고 그 신뢰성을 검토해 보았다. 수치해석은 CFX-Tascflow를 이용하였고,

* 서울대학교 기계항공공학부 대학원

** 서울대학교 기계항공공학부

냉매 물성치는 미국표준화연구소(NIST)의 물성치 계산프로그램(Refprop)을 사용하여 데이터 베이스화하여 CFX-Tascflow에 연결시켰다. 계산의 검증 을 위해 Hayami⁽⁴⁾등이 실험한 R12를 이용한 원심 압축기의 설계점에서의 결과와 비교하였고, 유량에 따른 유동특성을 살펴보았다.

2. 수치해석 방법

2.1 수치해석

본 연구에서는 수치해석을 위해 상용프로그램인 CFX-Tascflow를 이용하였다. CFX-Tascflow는 비압축성 유동, 아음속, 천음속 및 초음속유동에 걸친 넓은 범위의 유동해석을 위한 범용 전산 해석 프로그램이다⁽⁵⁾. 임펠러를 정상유동해석하기 위해 정지좌표계와 회전좌표계를 사용하였으며, 수렴의 가속을 위해 국소시간간격(local time step)을 사용하였다. 난류계산을 위해 $k-\epsilon$ 난류 모델을 적용하였다.

2.2 냉매 물성치 계산

CFX-Tascflow를 이용하여 프레온 가스인 R12 냉매를 유동해석하기 위해서 미국표준화연구소에서 개발한 물성치계산 프로그램(Refprop)을 이용하여 다음과 같은 물성치를 온도와 압력의 함수로 데이터를 만들었다.

1. $H(P, T)$ - 엔탈피
2. $c(P, T)$ - 음속
3. $v(P, T)$ - 비체적
4. $C_p(P, T)$ - 정적비열
5. $C_p(P, T)$ - 정압비열
6. $\left(-\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T(P, T)$ - 비체적에 대한 압력변화율
7. $s(P, T)$ - 엔트로피
8. $\mu(P, T)$ - 점성계수
9. $k(P, T)$ - 열전도계수

온도와 압력의 범위는 압축기가 작동하는 전영역보다 넓은 범위로 설정하여 온도는 223.5~380 K로, 압력은 3~300 kPa로 설정하여 각각 150×

150의 실제기체 물성치 파일(RGP)를 만들었다. 이 파일은 CFX-Tascflow가 계산 시 읽어 들어 온도와 압력에 따른 물성치를 내삽하기 위해 사용된다. 상태방정식을 이용하여 물성치를 계산하는 것 보다 주어진 압력과 온도에서 보다 정확한 물성치를 얻을 수 있는 것이 장점이며, 복잡한 다항식을 풀기위한 추가적인 시간이 절약된다.

2.3 격자계 및 계산 방법

수치해석에 사용된 임펠러의 직경(D_2)은 280 mm, 임펠러 출구높이(B_2)는 8.9mm이며, 인듀서의 직경(D_{17})은 172mm이다. 15개의 주날개(main blade)와 15개의 부날개(splitter)를 갖고, 출구에서 40도의 후향각을 갖는다. 또한 임펠러 선단에서 끝단까지 0.5mm의 균일한 분포를 갖는 익단간극(tip clearance)을 갖는다. 계산격자는 임펠러만을 정상유동해석하기 위해 임펠러 출구에 배인없는 디퓨저를 두었다. 또한, 디퓨저내에서 역류를 줄이기 위해 디퓨저는 반경방향으로 면적이 일정하도록 분포시켰다. 정상유동해석이기에 때문에 계산영역을 주날개와 부날개를 하나씩 포함하도록 설정하여 격자수를 줄여주었다. 계산 격자는 주유동방향으로 92개의 격자점, 회전방향으로 43개의 격자점을 두었고, 허브와 쉬라우드 방향으로 25개의 격자를 두었다. 또한, 익단간극을 해석하기 위해 3개의 격자를 두었다. 일반적으로 압축기 임펠러의 익단간극내에서는 비점성거동을 보인다고 알려져 있기 때문에 임펠러의 성능을 예측하는데 있어서는 비교적 적은 격자로도 가능하다고 알려져 있다.^(6,7) Fig. 1은 임펠러의 형상과 자오면에서 본 계산격자이다.

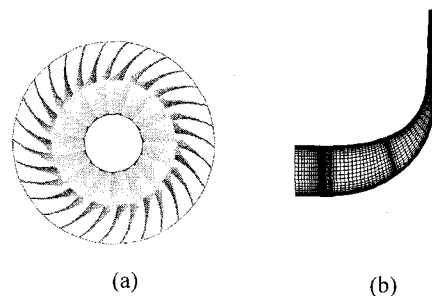


Fig. 1 (a) Geometry of impeller and (b) Meridional view of computational grid

경계조건으로 임펠러 입구에서는 전압력(P_{01})과 온도(T_{01}) 및 유동각도를 설정해 주었고, 출구에서는 유량을 고정시켜 주었다. 회전방향으로는 주기 경계조건을 설정하였다. 18,093rpm으로 회전하는 임펠러에는 회전좌표계를 주었고, 입구에서 임펠러 선단까지와 디퓨저 영역은 정지좌표계를 주었다. 또한 간극을 갖는 덮개없는 임펠러이기 때문에 케이싱부분은 정지좌표계를 설정해 주었다. 계산은 일정한 회전수를 갖는 임펠러에 대해 유량을 설계유량(표. 1의 Case II)을 기준으로 -5%유량, +5%유량, +10%유량으로 변화시켰다.

Table 1 Boundary condition with the change of outlet mass flow rate

speed =18,093rpm		Case I	Case II	Case III	Case IV
Inlet	P_{01} (Pa)	15311	15311	15311	15311
	T_{01} (K)	258	258	258	258
Exit	\dot{m} (kg/s)	1.1021	1.1602	1.2182	1.2762

3. 결과 및 고찰

3.1 설계점에서 계산결과 비교

R12 냉매용 임펠러의 수치해석결과를 검증하기 위해 Hayami⁽⁴⁾의 실험결과와 비교하였다. 냉매용 압축기의 실험은 폐순환(closed loop)으로 실험되었고 임펠러 출구를 지나 직경이 308mm 부근에 낮은 솔리디티를 갖는 케이스이드 디퓨저를 두어 실험하였다. 하지만, 수치해석은 케이스이드 디퓨저가 없이 계산을 하였기 때문에 완벽하게 비교하기는 힘들지만, 계산결과 임펠러 출구에서 절대마하수가 1.35로 초음속유동이므로 하류의 디퓨저가 임펠러 출구압력에 큰 영향을 미치지 못할 것이라고 생각되며, 임펠러와 케이스이드 디퓨저 간의 간섭에 기인한 비정상유동의 영향은 설계유량 근처에서는 큰영향을 보이지 않을 것이라 생각하고 실험 결과를 이용하였다. Hayami⁽⁴⁾의 실험논문에서는 압축기 출구에서의 결과를 보이고 있지만, Hayami로부터 설계유량에서 임펠러 출구에서의 정압과 전압 측정결과를 직접받아서 계산결과와 비교할 수 있었다.

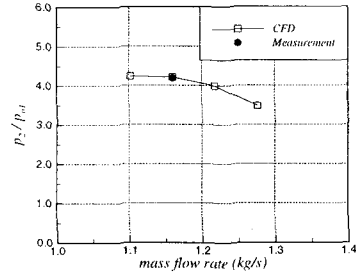


Fig. 2 Comparison of static to total pressure ratio at the impeller exit

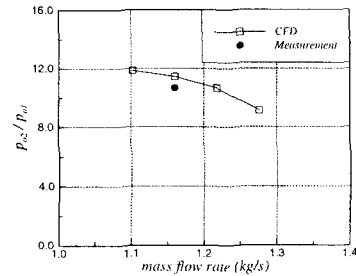


Fig. 3 Comparison of total to total pressure ratio at the impeller exit

임펠러 출구에서 충분한 실험결과를 얻을 수 없었기 때문에 설계유량에서 임펠러 출구의 정압과 전압만을 비교하였다. Fig. 2는 유량변화에 따른 임펠러 입구 전압에 대한 임펠러 출구 정압비를 나타내고 있다. 설계유량에서 실험결과와 거의 일치하고 있다. 반면에 Fig. 3의 임펠러 출구에서의 전압비는 수치해석 결과가 실험결과보다 6% 크게 예측되고 있지만, 비교적 실험결과와 잘 일치하고 있다. 전압비 비교에서 실험결과와의 이러한 차이는 임펠러와 케이스이드 디퓨저간 간섭이 정압비보다는 전압비에 더 영향을 미치기 때문이다. 이는 최근 Shum⁽⁸⁾의 원심압축기의 임펠러와 디퓨저간의 간섭에 관한 수치해석적 연구에서도 간섭에 의한 영향이 정압비 보다는 전압비에 크게 나타났다. 한편, 유량에 따른 출구에서의 성능특성도 베인없는 디퓨저를 장착한 일반적인 압축기에서 볼 수 있는 분포와 정성적으로 유사한 분포를 보이고 있다. 이로써 냉매 물성치를 고려한 수치해석의 가능성을 확인할 수 있었다.

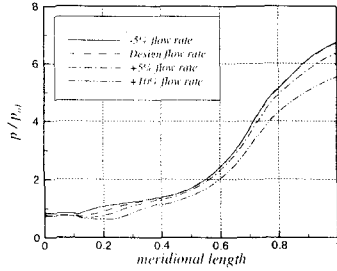


Fig. 4 Area averaged static pressure distribution along the impeller passage for mass flow rates

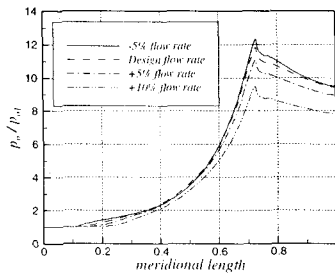


Fig. 5 Mass averaged total pressure distribution along the impeller passage for the mass flow rates

3.2 유량변화에 따른 임펠러 유동특성

유량변화에 따른 임펠러 내부에서 면적평균된 정압분포와 질량평균된 전압분포를 Fig. 4와 Fig. 5에 나타내었다. x축은 평균반경에서 임펠러 입구에서 디퓨저 출구까지의 길이에 대한 전체길이의 비를 의미한다. $x=0.1$ 에서 주날개의 선단이 시작되고, $x=0.4$ 에서 부날개의 선단이 시작되며, 임펠러의 출구는 $x=0.7$ 이다. 유량이 설계유량보다 %10 큰 유량을 제외하고는 부날개 영역 ($x=0.4\sim0.7$)에서는 정압과 전압에서 거의 차이를 보이지 않고 있다. 반면에 주날개 선단에서 부날개 선단까지는 ($x=0.1\sim0.4$) 다소 차이를 보인다. -5% 유량에서는 임펠러 선단을 지나면서 약간 정압이 감소하다가 서서히 압력이 증가하지만, 유량이 증가할수록 임펠러 선단을 지나면서 압력이 감소하는 정도가 커지다가 압력이 서서히 증가한다. 10%유량이 클 때는 $x=0.28$ 일때까지

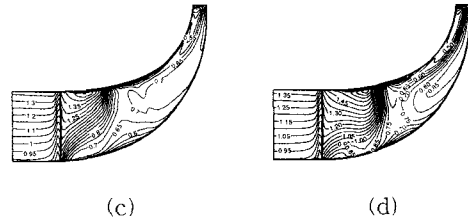
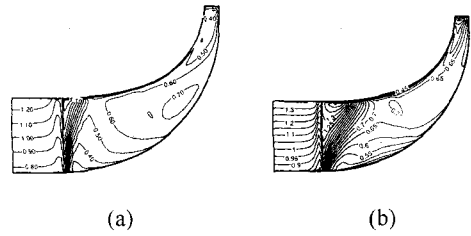


Fig. 6 Relative Mach number distribution at near the suction surface of main blade; (a) -5% mass flow rate, (b) design mass flow rate, (c) +5% mass flow rate and (d) +10% mass flow rate.

압력이 감소하다 갑자기 압력이 크게 증가한다. 이루 미루어 볼 때 압축기의 인듀서 영역에서는- 여기서는 주날개와 부날개 사이영역이 된다.- 거의 유동이 축방향으로 흐르기 때문에 임펠러의 원심력에 의한 압력상승보다는 유량증가와 날개 선단의 곡률에 의해 유체가 가속되기 때문에 정압이 감소한다고 할 수 있다. 이런 현상의 설명을 위해 주날개의 흡입면(suction side)근처에서의 상대마하수 분포를 유량별로 Fig. 6에 나타내었다. 공기와는 달리 냉매는 비교적 적은 회전속도에서도 임펠러 입구와 인듀서 영역에서 쉽게 초음속 유동을 보이고 있다. 유량이 증가할수록 임펠러 입구 영역은 대부분이 초음속 영역이 된다. 이러한 초음속 영역은 임펠러 하류에서 충격파를 지나서 서서히 감속하게 된다. Fig. 6(a)에서는 인듀서 선단에서 바로 충격파가 발생하며 서서히 감속한다. 이로 인해 압력은 인듀서 선단에서 충격파를 만나면서 바로 상승하게 된다. 이것은 유량이 증가하면서 충격파의 위치가 하류로 옮겨지게 되고 Fig. 4의 압력분포도 같은 경향을 보이

다. 또한 Fig. 6(d)의 +10% 유량에서는 충격파가 거의 인듀서가 끝나는 부분에서 발생하고 하류의 쉬라우드 영역에서 낮은 상대마하수 영역이 넓게 분포함을 알 수 있다. 이는 유량이 증가할수록 쉬라우드의 경계층과 간극에서 누설된 유동과의 간섭으로 인한 손실이 크게 증가함을 보여 준다. 바로 이것이 Fig. 5의 전압분포에서 유량이 +10% 일 때 전압상승량이 상당히 떨어지는 것이 설명된다. 즉, 냉매를 사용할 때는 비교적 적은 회전수에서 쉽게 초음속 유동을 보이고 인듀서 내부에서 충격파가 발생한다. 또한, 유량이 증가할수록 충격파는 인듀서 내부로 전파되고 누설유동과의 간섭으로 인해 많은 손실이 발생된다.

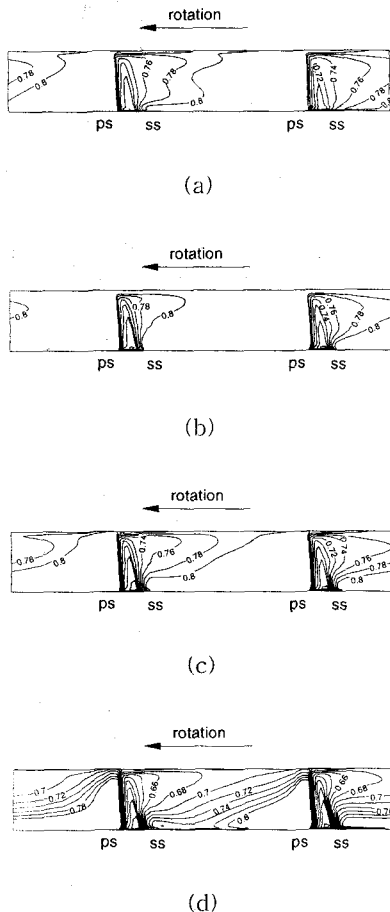


Fig. 7 Loss distribution at the impeller exit; (a) -5% mass flow rate, (b) design mass flow rate, (c) +5% mass flow rate and (d) +10% mass flow rate

임펠러에서 발생한 손실은 임펠러 출구에서 엔트로피 상승량으로 정량화 할 수 있다. 손실분포를 나타내기 위해 임펠러 입구에서 평균된 엔트로피 (s_1)에 대해 다음과 같은 손실량을 정의 하였다.

$$\zeta = e^{-\frac{(s-s_1)}{R}} \quad (1)$$

여기서 R은 기체상수이며, 손실이 작을수록 1.0에 가까워지며 0.0에 가까울수록 손실이 커짐을 의미한다. Fig. 7은 ζ 가 0.8보다 작은 영역만을 분포시켰다. 모든 유량에 대해 임펠러 입구에서 평균된 엔트로피가 같으므로 ζ 영역이 넓을수록 손실이 크다는 것을 의미한다. 모든 유량에 대해 임펠러 출구의 흡입면에서 높은 손실영역이 존재한다. 이는 간극에서 누설된 유동에 의해 발생된 것이며, 설계유량에서 Fig. 7(b) 가장 낮은 손실을 보인다. 유량이 증가할수록 손실영역은 흡입면에서 쉬라우드면을 따라 압력면쪽으로 넓게 분포한다. Fig. 7(d)의 경우는 거의 전영역에서 높은 손실분포를 보인다.

4. 결론

지금까지 실제기체인 R12용 냉동압축기의 임펠러에 대한 유동해석 방법을 제시하였고, 실험결과와 비교하여 임펠러의 성능을 비교적 정확하게 예측할 수 있었다. 설계점에서 임펠러 출구에서의 전압비는 실험결과와 6%의 차이를 보였다. 이는 임펠러와 케이스이드 디퓨저간의 상호간섭에 의한 영향이라 사료된다. 한편, 냉매의 특성으로 인해 낮은 회전수에서도 임펠러 입구에서 초음속 유동을 보였으며, 유량에 따라서 인듀서 내부에서 충격파의 위치가 하류로 전파됨을 알 수 있었다. 또한, 충격파와 간극에서 누설된 유동의 간섭으로 인해 유량이 증가할수록 하류의 쉬라우드영역에서 손실영역이 크게 증가하고 손실영역이 흡입면에서 쉬라우드를 따라 압력면으로 넓게 분포한다.

참고문헌

- (1) Martin, J. J. and Hou, Y. C., 1955, "Development of an equation of state for gases", A.I.Ch.E

- journal, Vol.1, No.2, pp142-151
- (2) Carvero, C. and Satta, A., 2000, "A cfd model for real gas flows", ASME paper, No. 2000-GT-518
 - (3) Cui, M. M., 2000, "Comparative study of vaneless and vaned diffusers in a transonic centrifugal compressor with real gas", ASME paper, No. 2000-GT-0450
 - (4) Hayami, H., Senoo, Y. and Utsunomiya, K., 1990, "Application of a low-solidity cascade diffuser to transonic centrifugal compressor", J. of Turbomachinery, Vol.112, pp25-29
 - (5) CFX-Tascflow Theory Document, Version 2.9, Aea Technology
 - (6) Storer, J. A. and Cumpsty, N. A., 1994, "An approximate prediction method for tip clearance loss in axial compressors", J. of Turbomachinery, Vol.116, pp648-656
 - (7) 음학진, 강신형, 2000, "익단간극이 원심압축기 성능에 미치는 영향에 관한 수치해석적 연구", 제1회 유체기계학술대회, pp591-594
 - (8) Shum, Y. K. P., Tan, C. S. and Cumpsty, N. A., 2000, "Impeller-diffuser interaction in centrifugal compressor", J. of Turbomachinery, Vol.122, No.4, pp777-786