

수치해석에 의한 TUBE-AND-PLATE형 응축기의 판 형태 및 입구 형상변화에 따른 유동 및 열전달 특성

Flow and Heat Transfer Characteristics of Tube-and-Plate Condenser with Different Plate Shapes and Inlet Geometries using Numerical Analysis

최우진 · 권오봉 · 임희창 · 김명관 · 이연수

W. J. Choi, O. B. Kwon, H. C. Lim, M. K. Kim and Y. S. Lee

(접수일 : 2009년 1월 12일, 수정일 : 2009년 3월 18일, 채택확정 : 2009년 4월 18일)

Key Words : Tube-and-plate Condenser(Tube-and-plate형 응축기), Modeling(모델링), Simulation(시뮬레이션), Heat transfer characteristics(열전달 특성)

Abstract : Recently, a study on condensers for refrigerators has focused on new model which will cost less and will be more efficient. Some widely used condensers for domestic refrigerators are wire-and-tube type condenser, hot-wall type condenser, and spiral type condenser. Some companies which use the spiral type condenser at the moment try to develop a new tube-and-plate type condenser which will cost less and will be as efficient as the spiral type. As a standard condenser type, tube-and-plate type condenser is used in this study. A two-dimensional numerical model for the tube-and-plate type condenser is proposed, and the flow and heat transfer characteristics for several types of condensers are investigated.

기호 설명

- t_f : 관 두께
- t_t : 판 두께
- T_i : i-열 관 내의 냉매온도
- T : 관 내의 벽면온도
- n : 관내 벽면에서 수직방향 미소길이

1. 서 론

응축기는 열교환기의 일종으로 분류되며, 열교환기에 대한 전반적인 특성이나 이론에 관한 자료들은 참고문헌¹⁻³⁾에서 찾을 수 있다. 일반적으로 가정용 냉장고에서 사용되는 응축기는 wire-and-tube형 응축기⁴⁾나 hot-wall형 응축기⁵⁾ 또는 spiral형 응축기

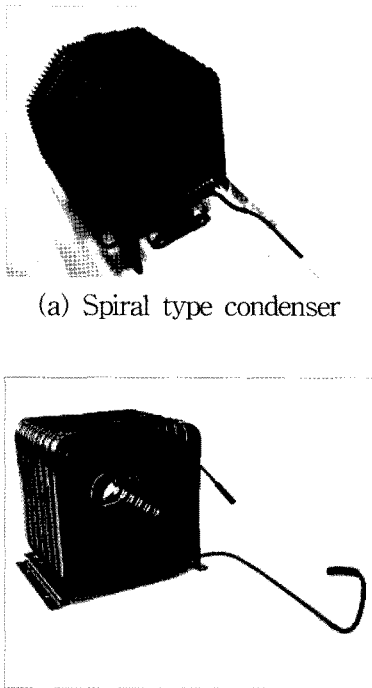
가 대부분이다. wire-and-tube형 응축기나 hot wall 응축기는 보통 냉장고의 뒷 벽부분에 장착되어 사용되어진다. 이러한 형식의 응축기는 자연대류에 의한 냉각방식을 채택한다. 최근 한국의 냉장고 산업에서는 spiral형 응축기를 개발하여 냉장고의 바닥 부분에 응축기를 장착할 수 있도록 하였다. 이러한 형태의 응축기 설치하는 이전의 자연대류 방식에서 강제대류 방식을 사용하도록 바뀌었으며, 응축기의 크기가 작아짐에 따라 냉장고의 용량이 커지게 되었다.

현재 spiral형 응축기를 사용하고 있는 회사들은 비용을 최대한 절감하면서 기존의 spiral형 응축기와 같은 성능을 낼 수 있는 tube-and-plate형 응축기를 개발 중이다. 새로운 형태의 tube-and-plate형 응축기는 철(steel)재질의 관(tube)에 철 재질의 판(plate)이 부착되어 있는 형태이다. 그리고 서로 부착된 관과 판은 한 방향으로 감겨있다. 기존의 spiral형 응축기와, 가정용 냉장고의 tube-and-plate형 응축기 모델은 Photo. 1(a), (b)에 각각 나타나있다. 관의 내부에는 냉매가 흐르며, 외부로는 팬(fan)을 이용하여 공기를 강제 통풍시켜 유체가 함유하고 있는 열을

권오봉(책임저자) : 부경대학교 기계공학부
E-mail : obkwon@pknu.ac.kr, Tel : 051-751-6165
최우진, 이연수 : 부경대학교 대학원
임희창 : 부경대학교 기계공학부
김명관 : 부경대학교 산학협력단

냉각시키는 구조로 되어 있는 공랭식 냉각기(air cooler)이다. 응축기의 형태를 개선함으로써 기존의 spiral형 응축기와 비교하여 동등한 냉각효과를 얻을 수 있고 동시에 에너지 효율을 높이고 비용절감효과를 얻을 수 있다. 컴퓨터를 이용한 시뮬레이션은 응축기 관의 형상 또는 응축기의 입구형태에 따른 성능이나 유동특성을 조사하고 파악하기 위한 유용한 방법이 될 수 있다. 그러나 컴퓨터의 수용 가능한 메모리의 한계성 때문에 의미 있는 결과를 얻기 위해 3차원 수치 시뮬레이션으로 격자를 생성하고 계산결과를 얻기는 쉽지 않다. 따라서 본 논문에서는 tube-and-plate형 응축기에 대하여 2차원 수치 시뮬레이션을 적용하였으며, 몇 가지의 형태에 대한 응축기 내 공기 유동과 열전달 현상을 분석하였다.

고 CD구간은 출구(outlet)영역을 나타낸다. 또한, AE와 ED구간은 단열경계조건을 적용하였다. 계산 영역 내부에는 관과 핀이 위치하고 있다. 관의 내부직경은 2.8mm이다.



(a) Spiral type condenser

(b) Tube-and-plate type condenser

Photo. 1 Photograph of tube-and-plate type condenser and spiral type condenser

2. 수치 시뮬레이션

수치 시뮬레이션을 위한 계산을 간략화하기 위해 계산 영역으로는 tube-and-plate형 응축기의 한 단면을 사용하였고, 또한 3차원 해석을 위해 축대칭 조건을 사용하였다. 해석에 사용된 응축기의 단면을 Fig. 1에 나타내었다. Table 1은 해석영역의 각 치수를 보여준다. Fig. 1에서 AB구간은 입구(inlet)이고 BC구간은 축대칭 조건의 해석을 위한 축(axis), 그리

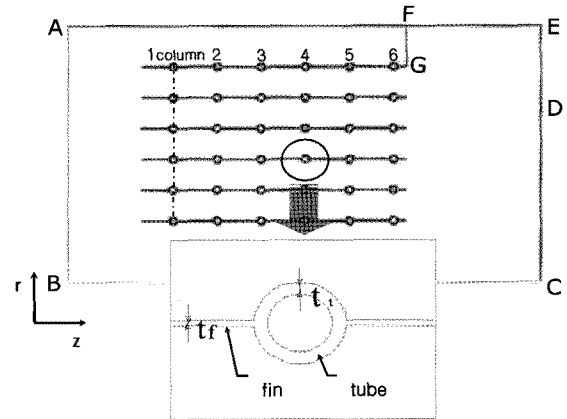


Fig. 1 Computational domain

Table 1 Geometrical data used for the simulation

| Section | Length | Section | Length |
|---------|--------|---------|--------|
| AB | 125mm | EF | 64mm |
| BC | 225mm | FG | 20mm |
| CD | 85mm | t_f | 0.3mm |
| DE | 40mm | t_t | 0.6mm |

수치 시뮬레이션을 하기 위한 CFD 코드로는 FLUENT⁶⁾를 사용하였다. 연속방정식과 운동량방정식의 이산화방법으로 유한 체적법이 사용되었으며, 대류-확산항의 해법으로 2차 상류차분도식(quadratic upwind differencing scheme), SIMPLEC 알고리즘을 사용하였고, 난류모델⁷⁾로서 표준 k-ε모델을 사용하였다.

압력 차이에 의한 유동상태를 시뮬레이션하기 위해 입출구에서는 압력경계조건을 사용하였다. 그리고 온도에 대한 입구 경계 조건으로는 공기의 온도인 30℃를 사용하였다. 응축기 내를 흐르는 공기의 속도, 압력, 온도의 계산은 관과 핀의 온도와 연관되므로, 이를 위해 관의 내부에는 대류 경계 조건식(1)이 적용되었다. 식에서 T_i 는 i번째 관의 열(column)내의 냉매온도이다. 계산에서 사용된 관내의 냉매온도 T_i 는 Table 2와 같다. 관의 각 열의 온도는 본 시뮬레이션과 동시에 수행된 응축기 실험으로부터 산출된 실험값을 토대로 선형적인 온도 분포를 근거로 하여 계산에 적용되었다.

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} = h(T - T_i) \quad (1)$$

Table 2 Temperature of tube

| Column | Temp. | Column | Temp. |
|--------|-------|--------|-------|
| 1 | 331K | 4 | 322K |
| 2 | 328K | 5 | 319K |
| 3 | 325K | 6 | 316K |

3. 결과 및 고찰

3.1 판의 형상에 따른 열전달 효율 비교

4가지 다른 형태의 응축기 모델의 관과 판의 형상을 Fig. 2에 나타내고 있다. A형태의 응축기는 기본적인 관과 판의 형상을 가진 모델이며, B형태는 판에 구멍이 형성되어 있다. 그리고 C형태는 판 부분의 일부가 응축기의 중심축 방향으로 90°, D형태는 45° 만큼 굽혀진 모델이다.

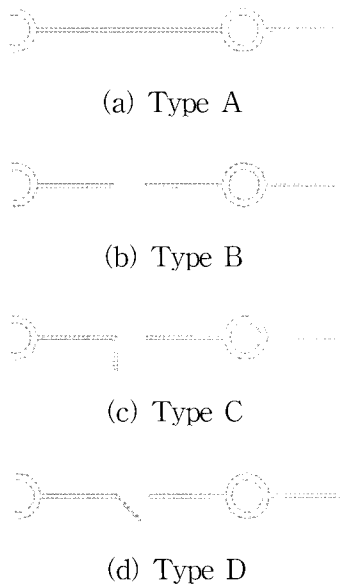
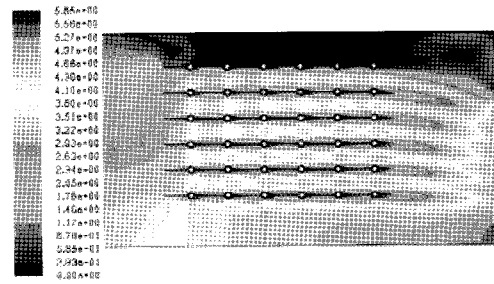
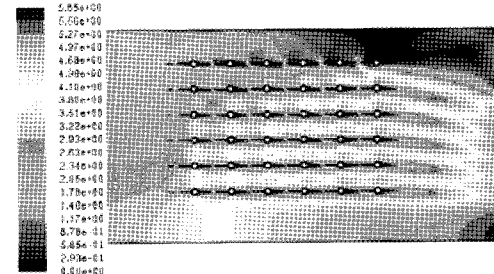


Fig. 2 Diagrams of four different condenser models

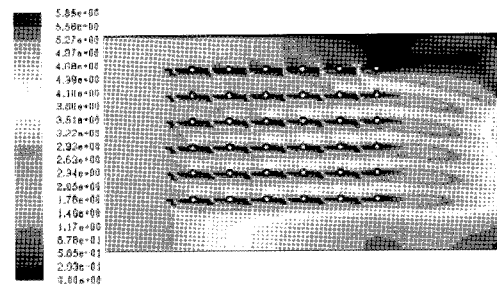
각 형태에 대한 응축기의 속도분포를 Fig. 3에 나타내었다. A형태의 속도분포에서, 가장 위쪽 부분에서 공기의 유동이 거의 정체되어 있는 것을 알 수 있다. 이러한 사구역(dead zone)의 형성은 열교환을 저하시키는 요인이 될 수 있다. 사구역의 형성을 줄이기 위한 방안으로 판에 구멍을 만들어 위쪽부분의 유동을 가능하게 하였다. Fig. 3(b)~(d)의 속도 분포에서, 판의 구멍 사이로 공기 유동이 형성되는 것을 알 수 있다. 판의 가장 아랫부분(즉, 응축기의 중심



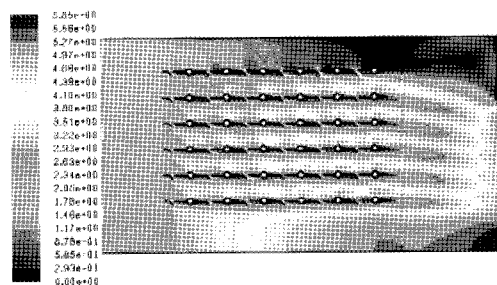
(a) Type A



(b) Type B



(c) Type C

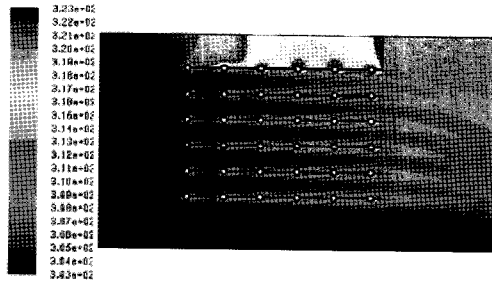


(d) Type D

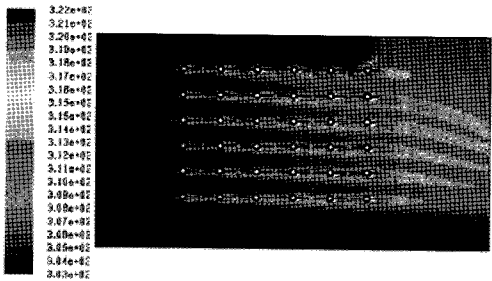
Fig. 3 Velocity magnitude distributions at condenser models

부)의 공기 유동을 살펴보면, 4가지 형태 모두에서 상대적으로 큰 속도분포를 보여주고 있다. 즉, 중심부를 지나가는 공기는 열교환에 많은 기여를 하지 못하고 통과(bypass)되는 것으로 판단된다. 각 형태에 대한 온도분포를 Fig. 4에 나타내고 있다. A형태의 온도분포를 보면 Fig. 3(a)에서 사구역의 형성을 보였던 가장 위쪽 판부분의 온도가 높게 형성된다는 것을 알 수 있다. 사구역을 포함한 응축기의 전체적인

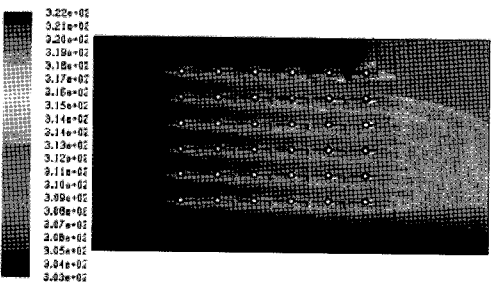
열전달 효율을 향상시키기 위해서, 판부분에 구멍을 형성한 형태의 속도분포를 Fig. 3(b)에 나타내었다. 그러나 B형태는 전체적인 판의 면적이 줄어들어 열전달 또한 감소하는 결과를 보였다. C, D형태는 판의 면적을 유지하면서 열전달을 증가시킬 수 있도록 설계되었다. 결과적으로 Fig. 4에서 사구역을 줄인 B, C, D형태의 온도분포가 A형태에 비해 개선되었다는 것을 확인할 수 있다.



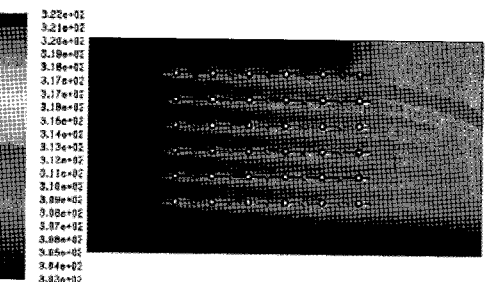
(a) Type A



(b) Type B



(c) Type C



(d) Type D

Fig. 4 Temperature distributions at condenser models

Fig. 6에는 전체적인 온도분포로부터 4가지 형태별 열전달 효율을 계산하여 나타내고 있다. 앞의 속도분포에서도 알 수 있듯이, 응축기 중앙부의 입출구 온도가 거의 같은 상태로 유지되고 있는 것으로 보아, 중앙부분에서 유입되는 공기는 열전달에 거의 기여하지 못한다는 것을 알 수 있다.

4가지 형태의 입출구 압력차에 대한 공기유량을 Fig. 5에 나타내었다. 주어진 입출구 압력차에 대하여 B형태가 공기유량이 가장 크며, C형태는 4가지 중 가장 적은 공기유량이 흐르는 것으로 관찰되었다. 다시 말하면, 같은 유량에서 C형태가 압력손실이 가장 크다고 볼 수 있다. 이는 유동방향에 수직방향으로 휘어진 판의 영향을 받은 것으로 보여진다.

Fig. 6에서는 4가지 형태에 대하여 팬 동력(fan power)에 대한 열전달률(heat transfer rate)을 나타내었다. 팬 동력 \dot{W}_F 는 입출구 압력차 ΔP 와 공기유량 Q 의 곱으로써 계산된다. Fig. 6에서 4가지 형태중 A형태가 가장 낮은 효율을 보이는데, 이는 Fig. 3(a)에서 나타난 사구역에서의 낮은 열전달에 의한 결과이다. 가장 좋은 열전달 효율을 보이는 모델은 D형태인 것을 Fig. 6으로부터 확인할 수 있다. 이는 사구역을 줄임과 동시에 열전달 면적을 최대한 유지하여 응축기 내 공기의 혼합효과를 촉진함으로써 열전달 성능이 개선되는 것으로 판단된다.

3.2 판의 두께 증가에 따른 열전달 효율 비교

Fig. 7은 판의 두께가 각각 0.30mm, 0.34mm, 0.36mm인 경우, 응축기 팬 동력에 대한 열전달률을 나타낸 그래프이다. 판의 두께가 증가함에 따라 열전달 효율도 증가하는 것을 알 수 있다. 그러나 두께증가에 대한 열전달 효율의 증가는 미소하였다.

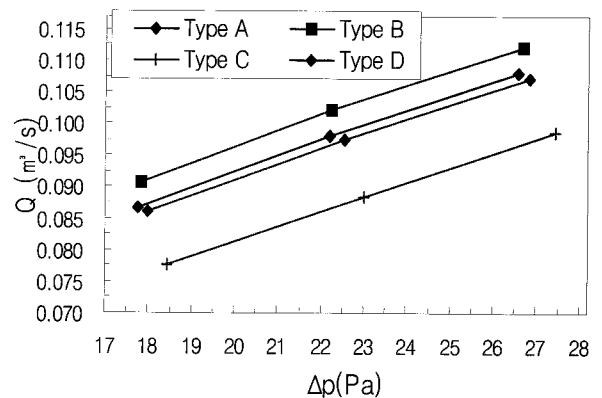


Fig. 5 Pressure difference vs. flow rate

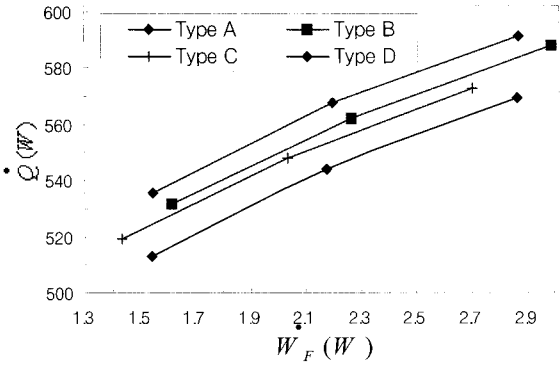


Fig. 6 Fan power vs. heat transfer rate

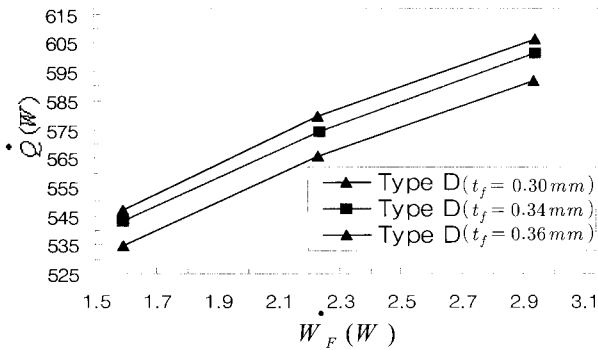


Fig. 7 Fan power vs. heat transfer rate

3.3 입구 형상 변화에 따른 열전달 효율 비교

6가지 형태의 응축기 모델의 입구측 형상을 Fig. 8에 나타내었다. 앞에서 언급했던 4가지 형태 중 가장 열교환 효율이 높은 D형태에 대한 결과를 나타내었다. D1, D2, D3형태는 응축기 중앙부를 축을 기준으로 각각 15mm, 20mm, 25mm만큼 막은 형태이고, D4형태는 중앙부를 25mm만큼 막은 상태에서 위쪽 입구부분을 5mm만큼 막은 모델이며, D5형태는 위쪽의 두 입구를 5mm만큼 더 막은 형태이다. 중앙부를 막아 열전달에 기여하지 않고 중앙부를 통과하는 공기량을 감소시키고자 하였다. Fig. 9는 응축기 입구의 형상 변화에 따른 각 형태별 속도분포를 보여주고 있다. Fig. 9(a)~(d)에서 상대적으로 큰 속도분포를 보였던 중앙부에서 입구를 막을수록 속도가 감소하는 경향을 보인다. 중앙으로 통과되는 공기량의 감소에 따라 전체적인 유량은 감소하였지만 각각의 판 사이로 흐르는 유량은 증가할 것으로 판단된다.

실제 응축기 모델에서 열전달량이 많은 부분은 판의 면적이 넓은 외곽부분(즉, 가장 위쪽 판부분)이며, 외곽쪽으로 흐르는 유량의 증가를 위해 안쪽부터 입구를 5mm만큼 막은 모델이 Fig. 9(e), (f)이다. 응축기 입구를 막은 부분에서는 속도분포의 저하가 관찰된다.

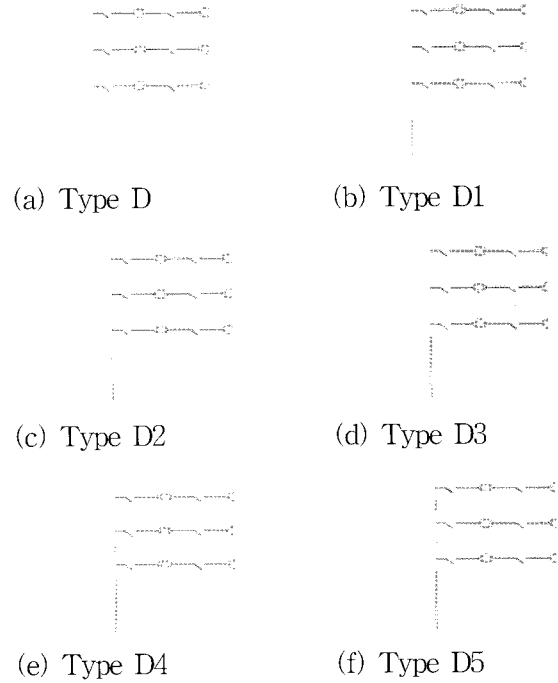
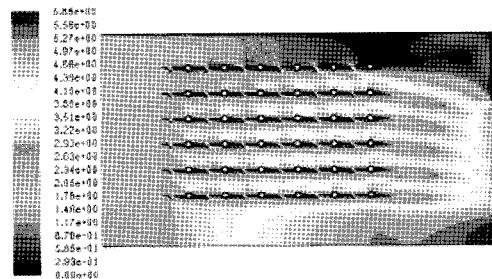


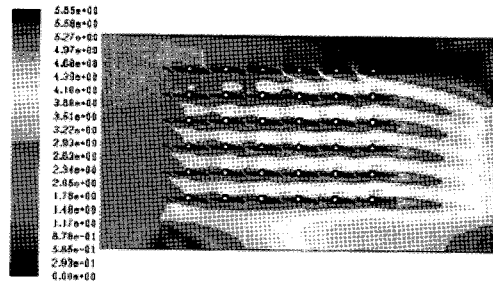
Fig. 8 Diagrams of six different condenser models

Fig. 10은 D형태와 D3형태의 온도분포를 보여주고 있으며, 온도분포를 통해 열전달 효율 증가를 식별하기는 쉽지 않다. 입출구 압력차에 대한 유량을 Fig. 11에 나타내고 있다. 일정 압력에서 기존의 D형태가 유량이 가장 크며, 입구를 막을수록 전체적인 유량은 감소한다. 입구를 막은 판 사이의 유량이 감소하여 전체적인 유량도 따라서 감소하게 된다.

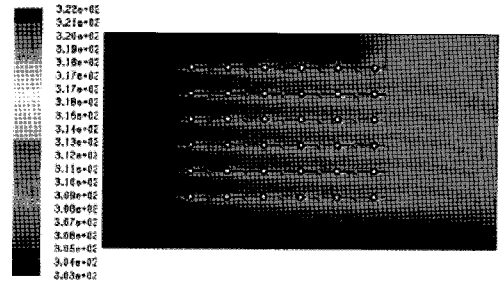
Fig. 12에서 6가지 형태의 팬 동력에 따른 열전달률을 보여주고 있다. D3형태가 가장 높은 열전달률을 보이고 있으며, 중앙부를 막아 중앙부의 손실유량을 감소시킬수록 열전달 효율이 증가하는 것으로 판단된다. 반면, Fig. 8(e), (f)와 같이 중앙부 위쪽의 입구부를 막아서 외곽쪽 유량을 증가시켰을 경우에는 열전달률이 저하되는 현상이 관찰된다. 이는 외곽 쪽에서 더해지는 유량만큼의 열전달량이 증가하지 못하여 효율증가를 기대할 수 없기 때문으로 판단된다.



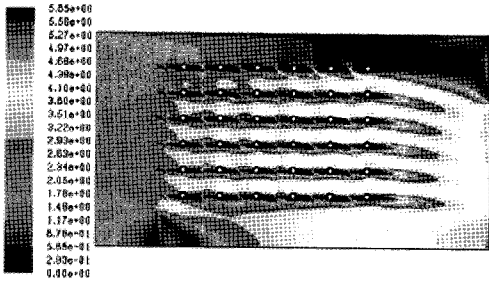
(a) Type D



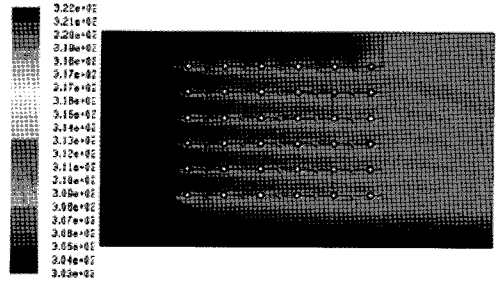
(b) Type D1



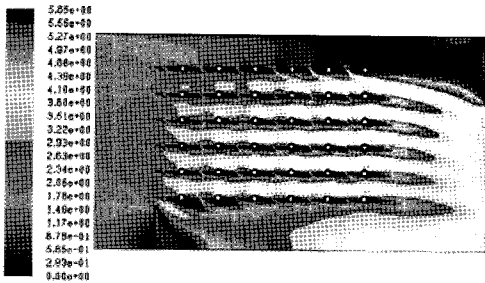
(a) Type D



(c) Type D2



(b) Type D3



(d) Type D3

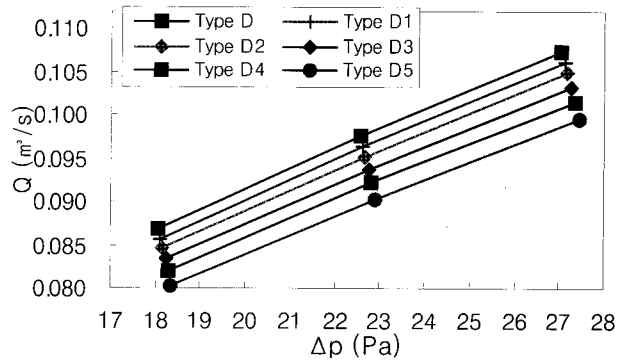
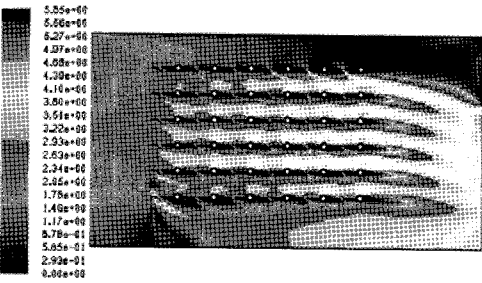


Fig. 10 Temperature distributions at condenser models

Fig. 11 Pressure difference vs. flow rate



(e) Type D4

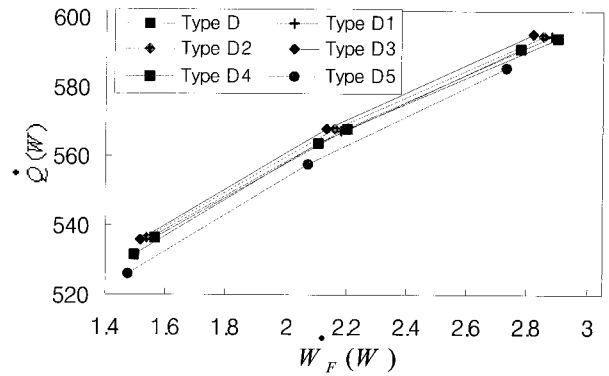
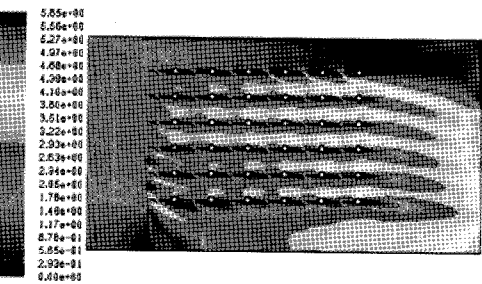


Fig. 12 Fan power vs. heat transfer rate



(f) Type D5

Fig. 9 Temperature distributions at condenser models

4. 결 론

Tube-and-plate형 응축기의 판의 형태와 응축기

입구의 형상에 대하여, 2차원 수치 시뮬레이션을 통하여 응축기내 공기유동과 열전달 효율을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 판의 형상에 따른 4가지 형태의 응축기의 해석 결과, D형태의 경우가 열전달이 가장 잘 되었다. 이를 통해, 판의 면적을 유지하면서 공기 유동을 변화시켜 열전달을 향상시킬 수 있다는 것을 확인하였다.

2) 판의 두께 증가에 따른 열전달 효율의 해석 결과, 판 두께가 증가함에 따라 열전달 효율도 증가하지만, 두께증가에 대한 열전달 효율의 증가는 미소하였다.

3) 응축기 입구의 형상 변화에 따른 6가지 형태의 비교 해석 하였으며, D3형태의 열전달률이 가장 높게 나타난 것으로 보아, 응축기 중앙부로 통과되는 공기량을 줄임으로써 열전달 효율의 상승을 기대할 수 있다.

후 기

본 연구는 교육과학기술부와 한국산업기술재단의 지역혁신 인력양성사업으로 수행된 연구 결과임.

참고 문헌

1. Ramesh K. Shah and Dusan P. Sekulic, 2003, "Fundamentals of heat exchanger design", John Wiley & Sons, pp. 997~1002.
2. J. W. Palen, 1986, "Heat exchanger source-book", Hemisphere Pub. Corp. Springer-Verlag, pp. 465~512.
3. V. G. Rifert and H. F. Smirnov, 2004, "Condensation heat transfer enhancement", WIT Press, pp. 1002~1034.
4. P. K. Bansal and T. C. Chin, 2003, "Modelling and optimisation of wire-and-tube condenser", International Journal of Refrigeration 26, pp. 601~613.
5. P. K. Bansal and T. C. Chin, 2002, "Design and modelling of hot-wall condensers in domestic refrigerators", Applied Thermal Engineering 22, pp. 1601~1617.
6. September 2006, "FLUENT 6.3 User's Guide", Fluent Inc.
7. Tannehill John C, 1997, "Computational fluid

mechanics and heat transfer", Taylor & Francis, pp. 233~254.