

나노입자를 포함한 자연냉매의 마이크로 핀관 응축 열전달 특성 Condensing Heat Transfer of Natural Refrigerants with Nanoparticles in Enhanced Tube

이 호 생
H. S. Lee

Key Words : Condensing(응축), Heat Transfer(열전달), Pressure Drop(압력강하), Micro-fin Tube(마이크로 핀관)

Abstract : This paper deals with the heat transfer and pressure drop characteristics of R-290 (Propane), R-600a (Iso-butane) and R-1270 (Propylene) as an environment friendly refrigerant and R-22 as a HCFC's refrigerant for condensing. The test section is a horizontal double pipe heat exchanger. Condensing heat transfer and pressure drop measurements were performed for 12.70 mm micro-fin tube and compared with the results in smooth tube. The local condensing heat transfer coefficients of hydrocarbon refrigerants were superior to those of R-22 and the maximum increasing rate of heat transfer coefficient was found in R-600a. The average condensing heat transfer coefficients in hydrocarbon refrigerants showed 20 to 28% higher values than those of R-22. Hydrocarbon refrigerants have a higher pressure drop than that of R-22 with respect to refrigerant quality and mass flux. Also, the condensing heat transfer coefficient and pressure drop of working fluids in smooth and micro-fin tube were compared. The heat transfer enhancement factor (EF) between smooth and micro-fin tube varied from 2.2 to 2.6 in all experimental conditions.

기호 설명

Q : 열교환량 [kW]

하첨자

r : 냉매

w : 물

1. 서 론

현재까지는 CFC계의 대체냉매로 비공비 혼합냉매나 HFC계 냉매가 권장되고 있으나, HFC계 냉매도 대기권에서 태양 광선에 의해 분해되어 산과 독성 물질을 형성하는 것으로 보고되고 있다^{1,2)}. 일부에서는 HFC계 냉매가 가지고 있는 단점을 보완하기 위해서 두 가지 혹은 세 가지의 HFC계 냉매를 혼합하여 대체냉매로 사용하는 움직임이 있다. HFC

계 혼합냉매를 냉동·공조시스템의 작동유체로 사용하면 시스템의 성능향상 및 용량조절 등의 효과를 거둘 수 있으나, 혼합냉매가 본질적으로 다루기 힘들고, 고장·수리·보수시에 발생하는 누출로 인한 성분비의 변동이 생기며, 재충전 시에도 초기 성분비를 재현하기 힘들다는 단점을 안고 있다.

따라서 새로이 개발되는 대체 냉매는 지구 환경을 파괴하지 않으면서 독성이 없고, 가연성이 없으며, 기존의 냉매와 열역학적 성질이 비슷해야 한다³⁾. 또한 기존의 냉매를 사용하는 냉동·공조 장치와 비교하여 에너지 효율이 비슷하거나 더 높은 수준을 유지하여야 한다. 이러한 관점에서 지구 환경에 좋지 않은 영향을 미치는 인공 화합물인 프레온계 냉매 대신에 ODP(Ozone Depletion Potential)와 GWP(Global Warming Potential)가 0인 자연 냉매의 물성치 및 이들 자연 냉매를 사용하는 시스템에 관한 연구가 많이 진행되고 있다. 이러한 자연냉매 중에서 프로판, 부탄 등의 탄화수소계 냉매는 값이 싸고, 사용이 간편하며, 일반적인 광물질 윤활유와 잘 혼합되지만, 가연성으로 인해 사용이 제한되어져 왔다. 그러나 지구 온난화 문제가 심각하게 거론됨

접수일 : 2008년 1월 9일, 채택확정 : 2008년 5월 2일
이호생(책임저자) : ACRC, 일리노이 대학교
E-mail : purger77@gmail.com, Tel : 051-620-1506

으로써 온난화 지수가 낮은 탄화수소계 냉매의 사용이 적극적으로 검토되고 있다. 또한 가정용 냉장고와 같이 규모가 그리 크지 않은 경우 탄화수소계 냉매의 충전량이 일반적인 CFC계 냉매의 절반 정도이므로 가연성에 의한 폭발의 위험은 거의 없는 것으로 밝혀졌다⁽⁴⁻⁶⁾. 이와 같이 환경 문제를 유발하지 않는 탄화수소계 냉매의 냉동공조 분야 실용화를 위해서는 냉장고 및 에어컨의 주 열교환기인 증발기 및 응축기의 냉매 열전달 특성을 정확히 파악할 수 있는 연구가 반드시 이루어져야 한다.

최근 본 저자는 수평 평활관에서 탄화수소계 냉매에 대한 응축 열전달 및 압력강하 특성에 대한 연구 결과를 발표하였으나^(7,8) 아직 마이크로 환관에서의 탄화수소계 냉매의 응축 열전달 및 압력강하 특성에 대한 기초 자료는 대단히 부족한 실정이다.

이에 본 연구에서는 HCFC계 냉매인 R-22를 기본 작동유체로 한 냉동 공조장치의 열교환기를 12.70mm 마이크로 환관으로 제작하여 탄화수소계 냉매인, R-1270 (propylene), R-600a (iso-butane), R-290 (propane)으로 작동유체를 변화시켜 응축 열전달 및 압력강하를 실험적으로 비교·분석하여 탄화수소계 냉매를 대체냉매로 사용하는 응축기의 설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

실험장치는 Fig. 1에서와 같이 물을 열원으로 하는 가장 기본적인 증기 압축식 냉동·공조 사이클을 구성하고 있으며, 크게 냉매가 순환되는 경로와 증발기 및 응축기의 열원수 (2차유체)가 순환되는 경로로 구성되어 있다. 냉매는 압축기, 유분리기, 응축기, 수액기, 질량유량계, 팽창밸브, 증발기, 액 분리기, 압축기의 순으로 순환된다. 또 응축기에서의

냉각수 공급장치 (cooling water storage tank), 물 펌프, 수유량계, 시험 구간인 응축기, 열교환기의 순으로 순환된다. 압축기는 R-22용 2기통 개방형의 왕복동 압축기이며, 가변모터 (V.Smotor)를 사용하여 압축기의 회전수를 변화시킬 수 있도록 하였다. 압축기의 회전수를 측정하기 위하여 디지털 타코메타 (digital tacho meter)를 사용하였다. 본 실험에서 시험구간으로 사용한 열교환기인 응축기는 내관에는 냉매가 흐르고, 내관과 외관사이의 환상구간으로 2차유체 (열원수, 냉각수)가 흐르는 이중관형 열교환기이다. 그리고 2차유체는 냉매와의 전열을 좋게 하기 위하여 냉매 흐름과 반대 방향으로 흐르는 대향류형으로 하였다. 그리고 열교환기 및 장치내 배관의 모든 부분은 단열재를 사용하여 충분히 단열함으로써 외부와의 열교환은 거의 일어나지 않도록 하였다. Fig. 2는 시험부인 열교환기로서, 내관의 외경은 12.7 mm 동관을 사용하였다. 그리고 외관은 내경 19.94 mm, 외경 22.22 mm인 동관을 사용하였다. 본 실험에 사용된 내관은 마이크로 환관이며, 마이크로 환관에 대한 상세 사양이 Table 1과 Fig. 3에 나타나 있다. 또, 응축기를 위한 열교환기는 입구측에서 각각 550mm 등간격 소구간으로 6구간으로 구분하였으며, 이중관 형태를 취하도록 하였다. 열교환기에서의 열량과 열전달 특성을 알기 위하여 이차유체의 온도 및 유량, 냉매의 온도 및 유량, 열교환기 내관벽면온도 등을 측정하였는데, 온도의 측정에는 정밀한 온도계로 보정된 T형 열전대를 사용하였다. 관내 냉매, 이차유체 및 열교환기 관의 내벽면 온도 측정은 각각 소구간별로 6 지점, 내벽면온도 1개 지점당 원주방향 90°간격으로 상부, 측부 2지점, 하부의 4지점에서 측정하였다. 또한 차압계를 이용하여 응축기 입·출구 및 각 소구간에서의 냉매 압력을 측정하여 관내의 압력강하를 측정하였다.

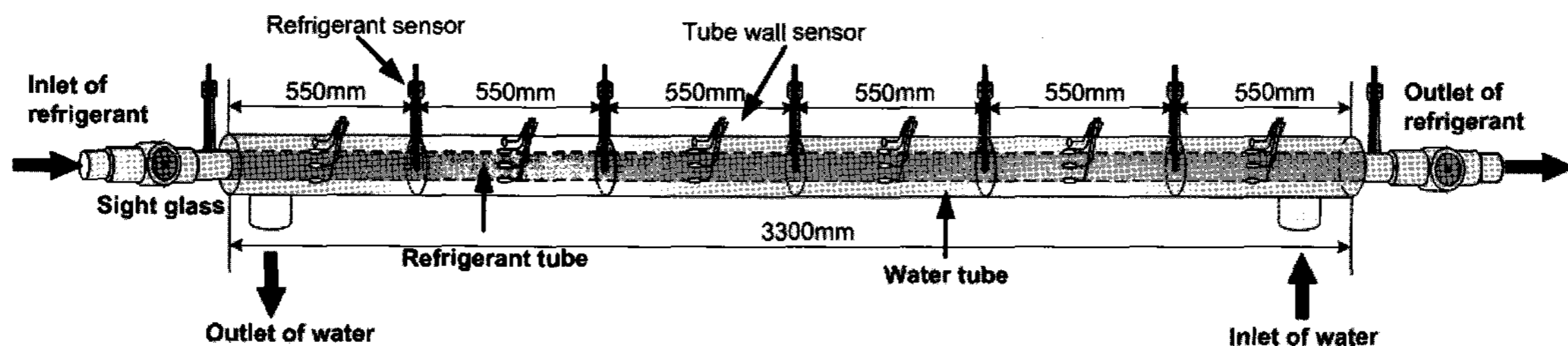


Fig. 2 Schematic diagram of heat exchanger

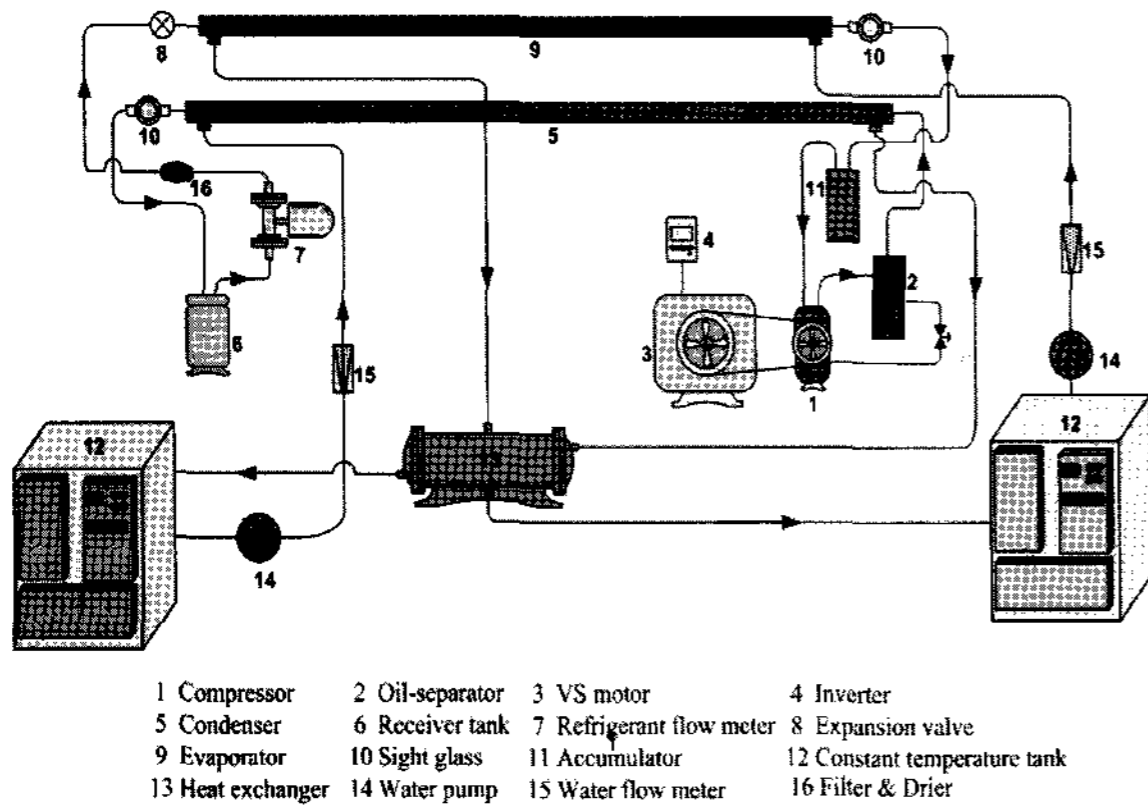


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

Table 1 Specification of test tubes

		Micro-fin	Bare
Outside diameter	[mm]	12.70	12.70
Inside diameter	[mm]	11.40	10.92
Average thickness	[mm]	0.65	0.89
Depth of Micro-fin	[mm]	0.25	
Fin angle	[°]	30	
Inclination angle	[°]	10	
Number of fin		60	

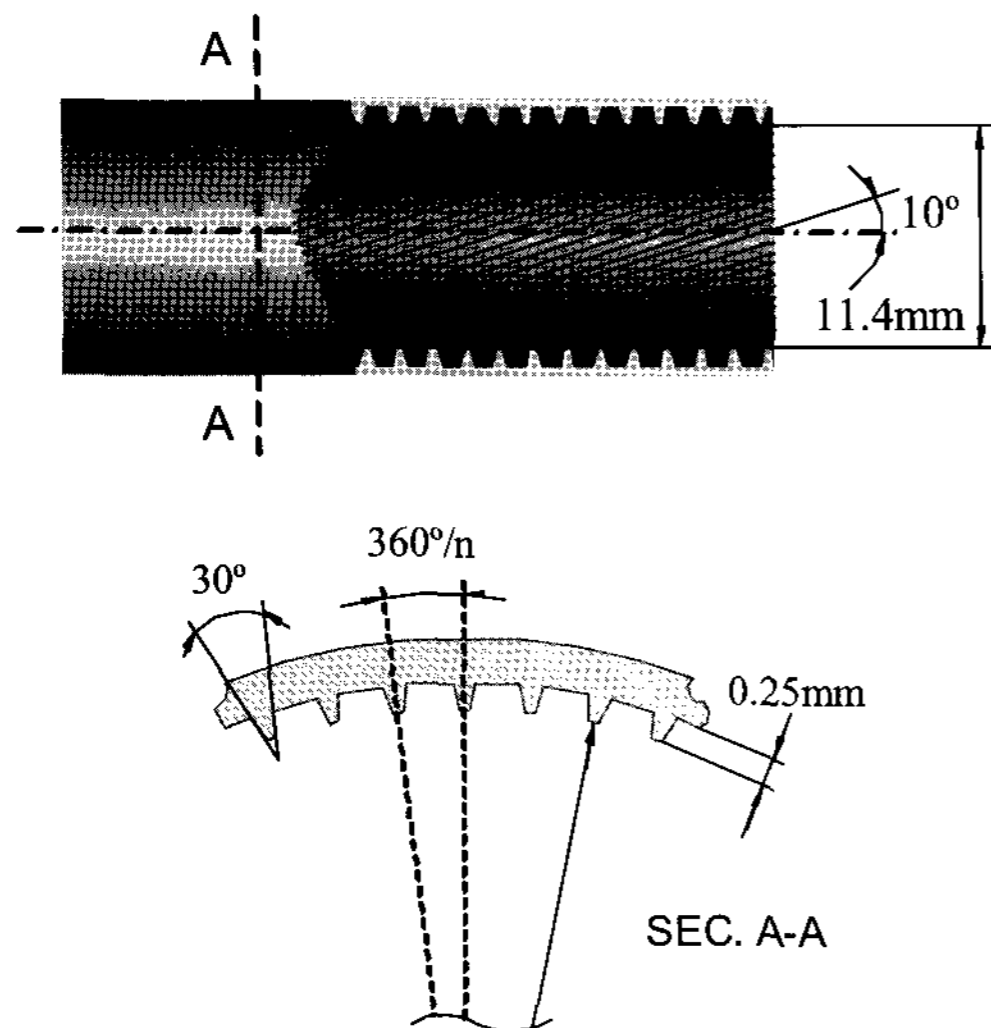


Fig. 3 Specification of micro-fin tube

2.2 실험방법

본 연구에서는 작동 유체로 규제 대상 냉매인 R-22와 이를 대체할 것으로 판단되는 프로판과 이소부탄, 그리고 프로필렌을 사용하였다. 본 연구에서는 이러한 냉매를 사용하여 열교환기인 응축기에서의 열전달 특성 및 압력강하 특성을 분석하였다. 실험은 우선 장치를 가동한 후 냉매의 포화 압력과

포화 온도를 관찰하면서 30분 이상 평형 상태로 유지되는 정상 상태가 되었을 때 필요한 데이터 (온도, 압력, 유량 등)를 측정하였다. 응축 열전달 특성을 규명하기 위하여 측정한 데이터는 열교환기에서의 냉매 온도, 열원수 온도, 내관 관외벽 온도 등을 측정하였고, 그 외에도 열교환기 입구와 출구에서의 압력, 냉매와 열원수의 유량을 측정하였다. 또한, 응축 압력강하 특성을 위해 각 소구간에서의 압력과 열교환기 입·출구 온도 측정은 정밀 수은 온도계로 보정하여 ±0.2%의 오차 범위를 가지는 T형 열전대 (thermocouple)를 사용하였고, 압력의 측정에는 정밀 부르돈관식 압력계를 사용하였다. 이와 같이 측정된 모든 데이터는 측정점에서의 출력 신호를 콘트롤 유니트와 데이터 변환기로 입력되어 데이터 처리장치를 통해 컴퓨터로 저장될 수 있도록 하였다.

Table 2 Experimental conditions

Parameter	Range
Refrigerant	R22, R290, R1270, R600a
Tube type	Smooth, micro-fin
Mass flux [kg/m ² s]	50~200
Condensing temp. [K]	308~318

실험조건, 즉 작동온도, 질량유속, 열유속 등은 냉매유량, 냉각수의 온도 및 유량 등을 조절시켜 시스템이 정상상태가 된 후에 측정을 하였다. 그리고 실험 데이터 측정이 완료되면 다시 냉매 유량과 냉각수 유량을 조절하여 반복실험을 하였다. 또한 온도, 압력 및 유량 등을 측정하기 위한 검출신호는 데이터 변환기를 통하여 컴퓨터에 입력시켜 처리하였다. 위의 실험조건을 Table 2에 나타내었다.

3. 실험 결과 및 고찰

실험장치의 신뢰성을 확인하기 위하여 응축기에서 냉매와 냉각수 사이의 열평형을 검토하였다. 응축기에서의 열교환량의 정확한 측정을 위해서 응축기에서의 냉매와 냉각수 사이의 열평형을 검토해서 연속적인 계산에 의해서 이루어졌다. Fig. 4는 기존 평활관에서의 열평형과 본 실험을 통한 실험한 마이크로 환관으로 제작된 응축기에서의 열평형을 나타낸 결과이다. 가로축은 냉각수 유량과 입·출구 온도차로 계산한 열용량이고, 세로축은 응축기

입·출구에서의 냉매의 유량과 엔탈피차로 계산한 열용량이다. 그림에서 기호 ○, □, △와 ◇는 각각 R-22, R-290, R-600a와 R-1270을 나타낸 것이다. 오차범위는 탄화수소계 냉매의 경우에 거의 모든 구간에서 대체적으로 냉매의 종류와 평활관 및 마이크로 환관에 상관없이 ± 20%내외에서 거의 일치하였다.

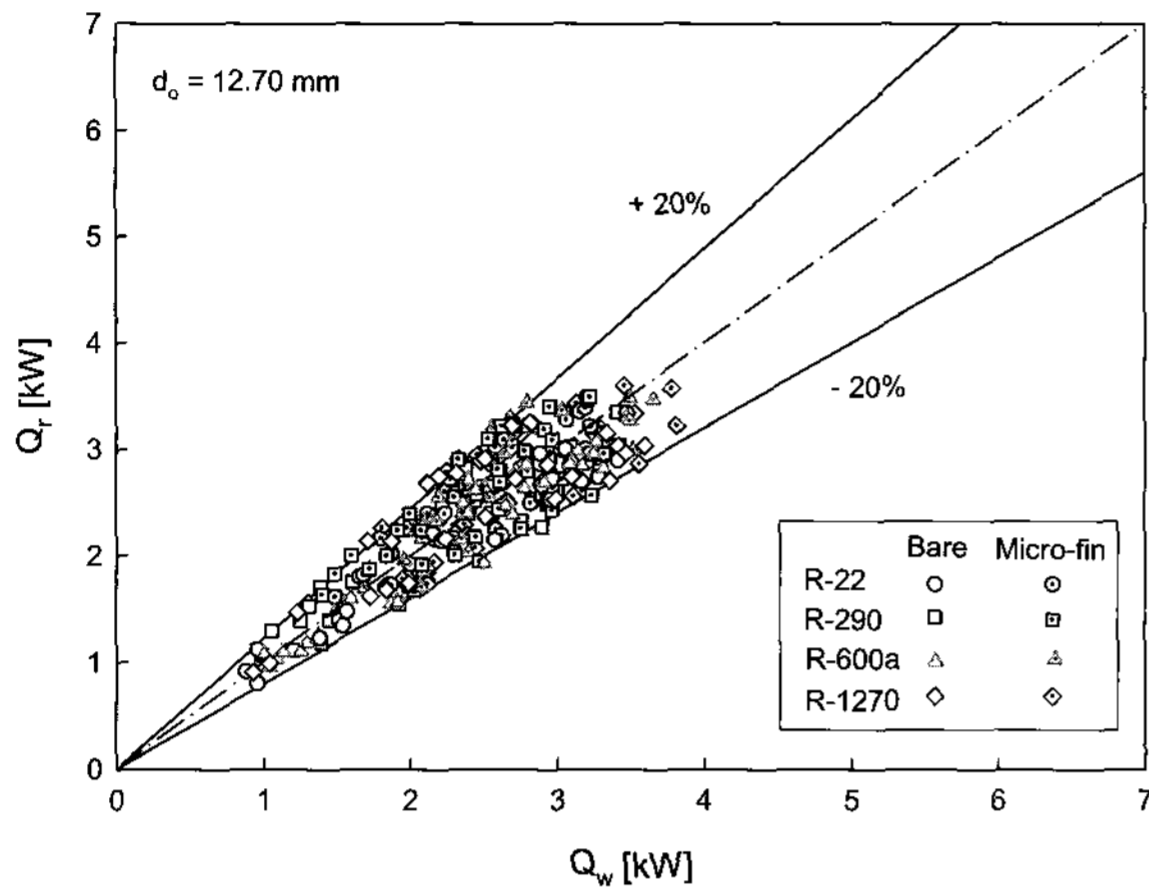


Fig. 4 Heat balance in the condenser

3.1 열전달 및 압력강하 특성

Fig. 5는 냉매질량유속이 150 kg/m²s일 때 마이크로 환관에서의 각 냉매의 국소 응축 열전달계수를 비교한 것이다. 탄화수소계 냉매는 R-22에 비해 고건도 영역에서 응축열전달계수가 더 많이 향상되는 것을 알 수 있었다. 이것은 탄화수소계 냉매의 응축 열전달계수에 영향을 미치는 물성치가 우수하기 때문이다. 즉, 냉매의 포화액체 밀도가 크고, 액체 및 증기밀도차가 크고, 액체의 열전도도도 R-22보다 크기 때문이다. 냉매별로 보면 R-600a가 가장 높은 국소 응축 열전달계수를 나타내었다. R-22에 비해 R-290, R-1270, R-600a는 각각 8.7%, 10.3%, 15.2% 높게 나타났다.

Fig. 6은 네 가지 냉매의 질량유속에 대한 마이크로 환관에서의 평균 응축 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 질량유속에 비례하여 평균 응축 열전달계수가 증가하는 일반적인 경향을 보이고 있다. 탄화수소계 냉매가 프레온계 냉매 R-22의 평균 응축 열전달계수보다 우수하게 나타났으며, 질량유속에 따른 평균 응축 열전달계수의 향상도 R-22에 비해 탄화수소계 냉매의 경우에서 보다 더 우수한 값을 나타내었다. 저질량유속에서는 프레온계 냉매와 탄화수소계 냉매의 차이가 얼마나지 않

았지만, 고질량유속으로 갈수록 탄화수소계 냉매의 평균 응축 열전달계수가 점점 더 우수하게 나타나는 경향을 보였다. 냉매별로 보면, R-22에 비해 R-290은 평균 약 7.5%, R-1270은 평균 약 8.4%, R-600a는 평균 약 13.9% 정도 높게 측정되었다.

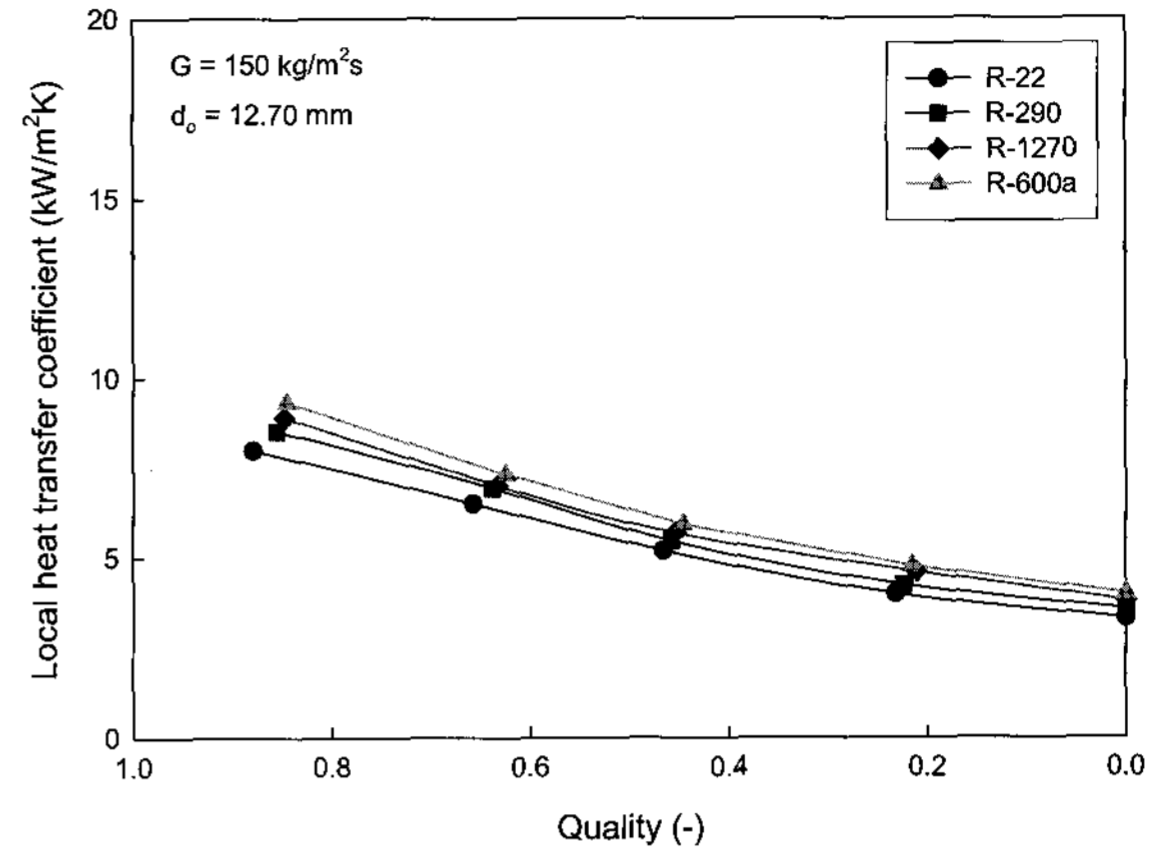


Fig. 5 Local condensing heat transfer

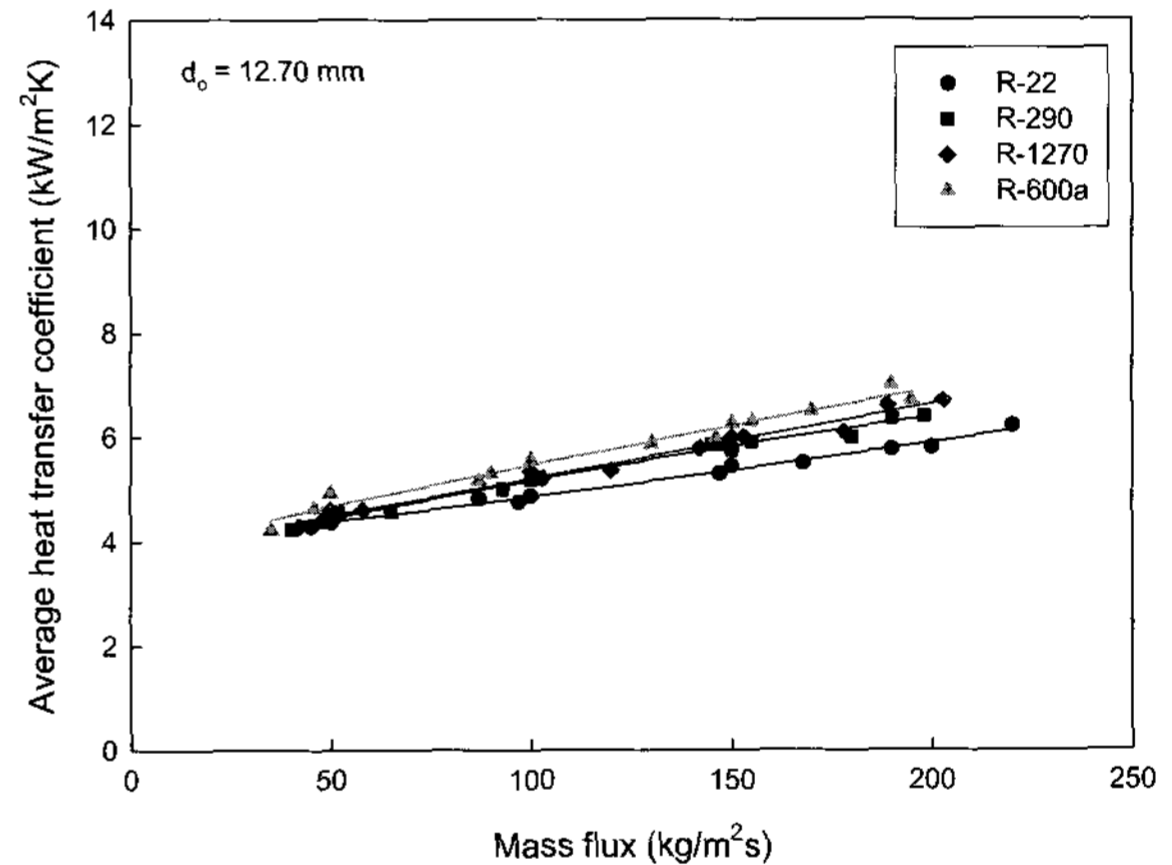


Fig. 6 Average condensing heat transfer

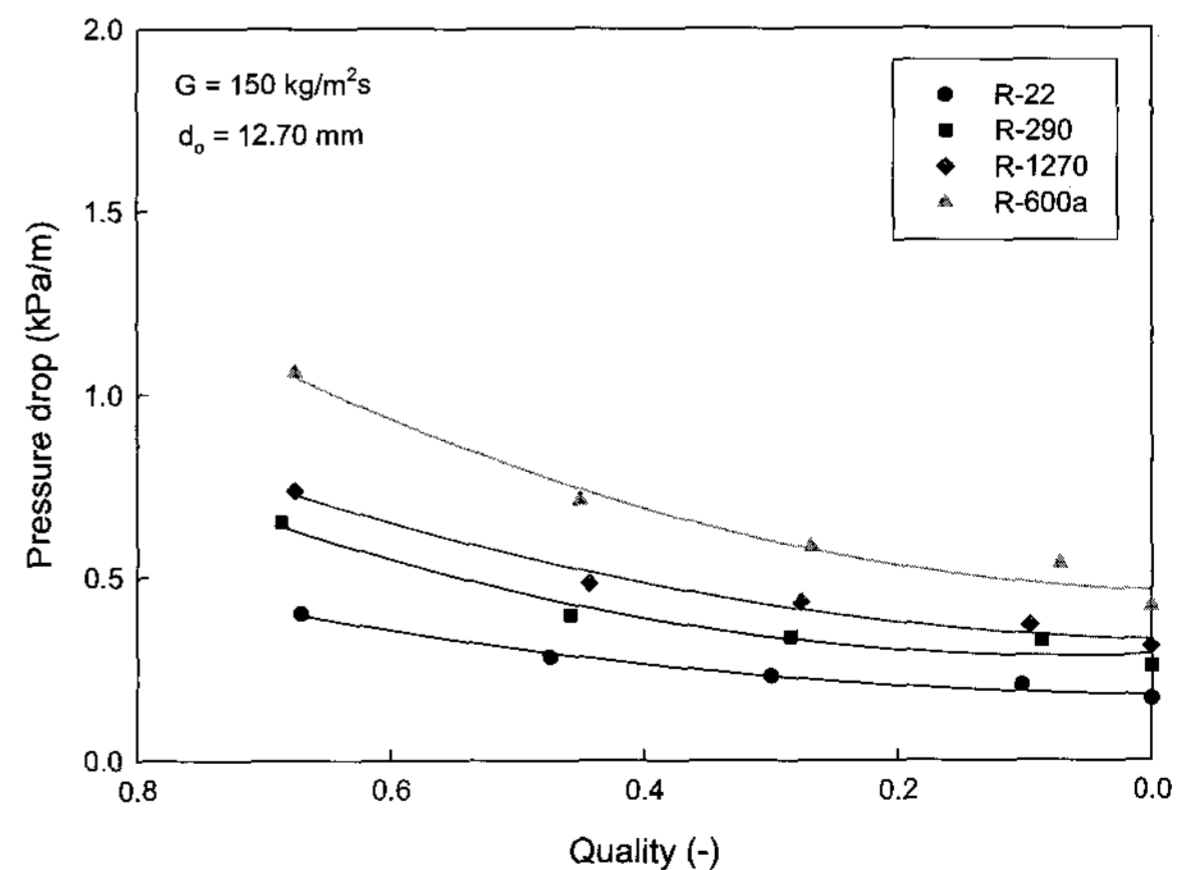


Fig. 7 Local condensing pressure drop

Fig. 7은 질량유속 $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 네 가지 냉매 별 마이크로 환관에서의 국소 응축 압력강하를 비교한 것이다. 그림에서와 같이 R-22에 비해 탄화수소계 냉매가 모든 건도에 대해 높은 국소 응축 압력강하를 나타내었다. R-22에 비해 탄화수소계 냉매가 높게 나타난 이유는 탄화수소계 냉매가 R-22보다 증기밀도가 작기 때문이다. R-290과 R-1270은 비슷한 국소 응축 압력강하를 보였고, R-600a는 다른 냉매보다 특히 높은 국소응축압력강하를 보였다. 이는 보통 냉매의 증기압이 낮으면 낮을수록 높은 압력강하를 보이게 되는데, R-600a의 낮은 증기압으로 인해 다른 냉매에 비해 높은 국소 응축 압력강하를 나타난 것으로 생각된다. 냉매별로 보면, R-22에 비해 R-290, R-1270, R-600a는 각각 53%, 86%, 156% 높게 나타났다.

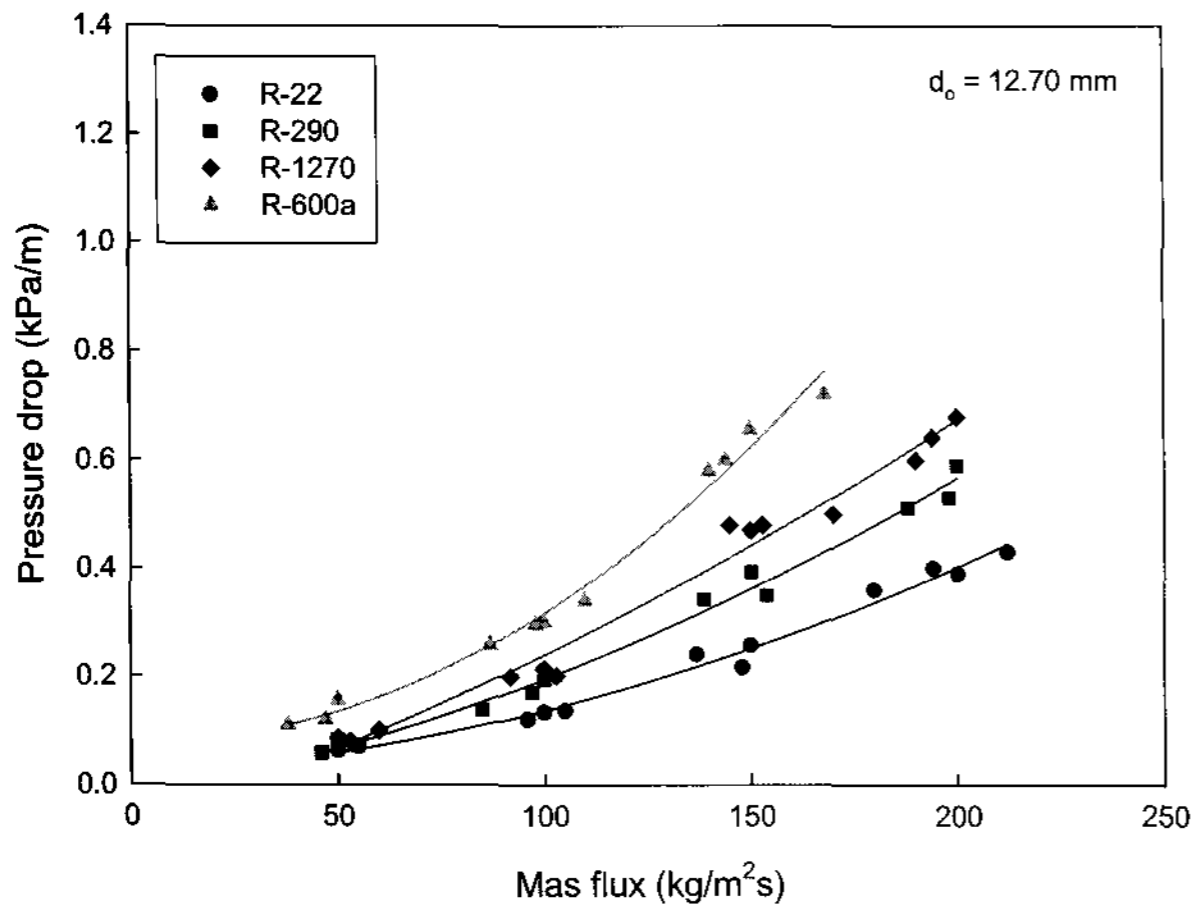


Fig. 8 Average condensing pressure drop

Fig. 8은 네 가지 냉매에서 마이크로 환관에서의 질량유속에 대한 평균 응축 압력강하를 나타낸 것이다. 국소 응축 압력강하의 분석에서도 언급한 것과 같이, R-22에 비해 탄화수소계 냉매의 평균 응축 압력강하가 큰 이유는 R-22보다 증기밀도가 매우 작고 열전도율이 크기 때문이다. 각 냉매별로 평균 응축 압력강하를 살펴보면, R-22에 비해 R-290의 경우에는 평균 약 21.9%, R-1270은 평균 약 55.1%정도 높게 측정되었고 R-600a는 비슷한 질량유속 범위에서 약 60.2% 정도 높게 나타났다.

3.2 평활관과의 비교

Fig. 9는 관경 12.70 mm 평활관 및 마이크로 환관에서의 네 가지 냉매의 질량유속 변화에 따른 평균응축 열전달계수를 나타내었다. 평활관에서는

R-1270이 가장 높은 값을 나타내었고, 마이크로 환관에서는 R-600a가 가장 높은 값을 나타내었다. 또한, 평활관에 대한 마이크로 환관에서의 열전달 증가율은 R-22가 가장 높은 값을 나타내었다. 즉, 탄화수소계 냉매는 R-22에 비해 표면장력과 액체의 밀도가 작으므로 핀 팁에서 응축막이 두껍게 형성되고, 관의 상반부의 미세홈에 응축액이 더 많이 고이게 되며 그 결과 열전달 촉진 계수 (EF, Enhancement factor)는 R-22가 가장 높은 값을 나타내었다. 각 냉매의 EF는 R-22는 2.66, R-290은 2.32, R-600a는 2.38, R-1270은 2.20을 각각 나타내었다.

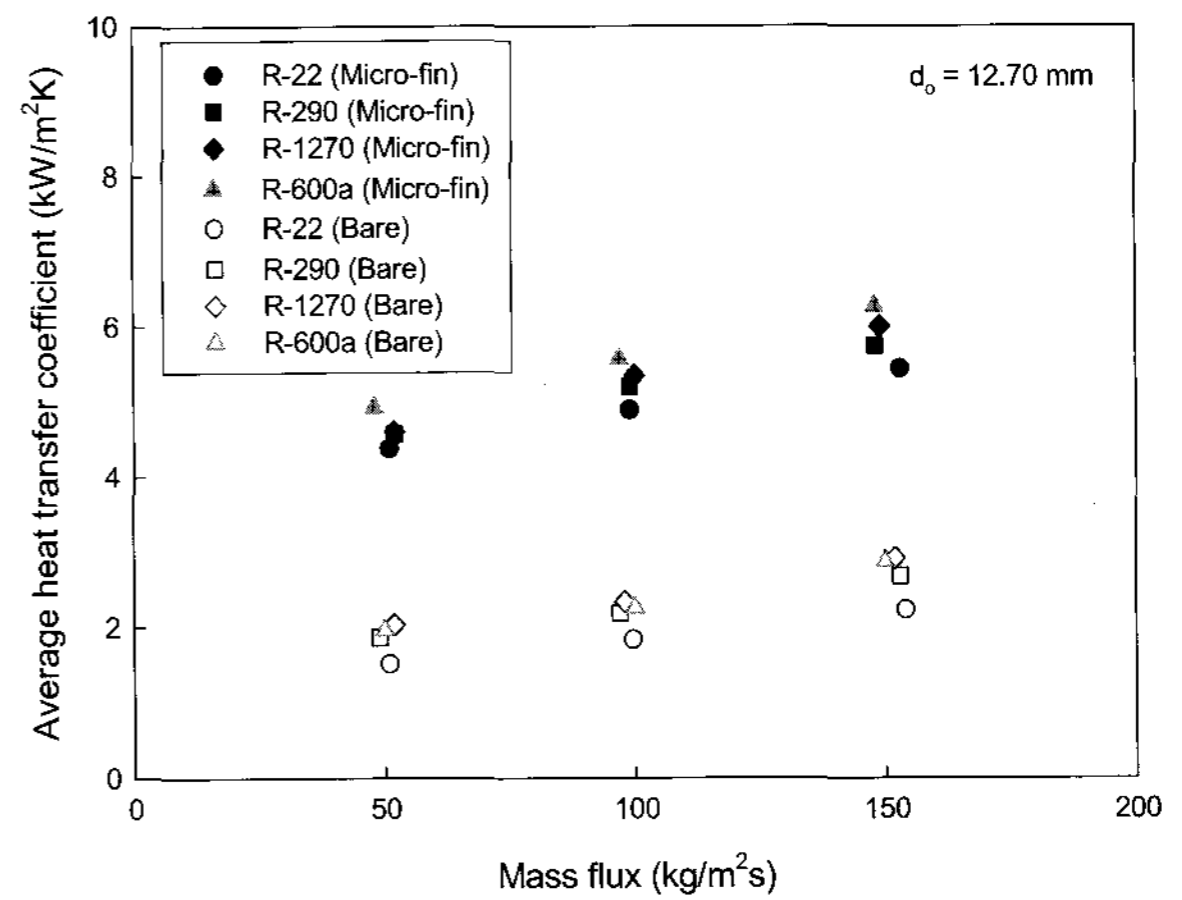


Fig. 9 Average condensing heat transfer vs tube type.

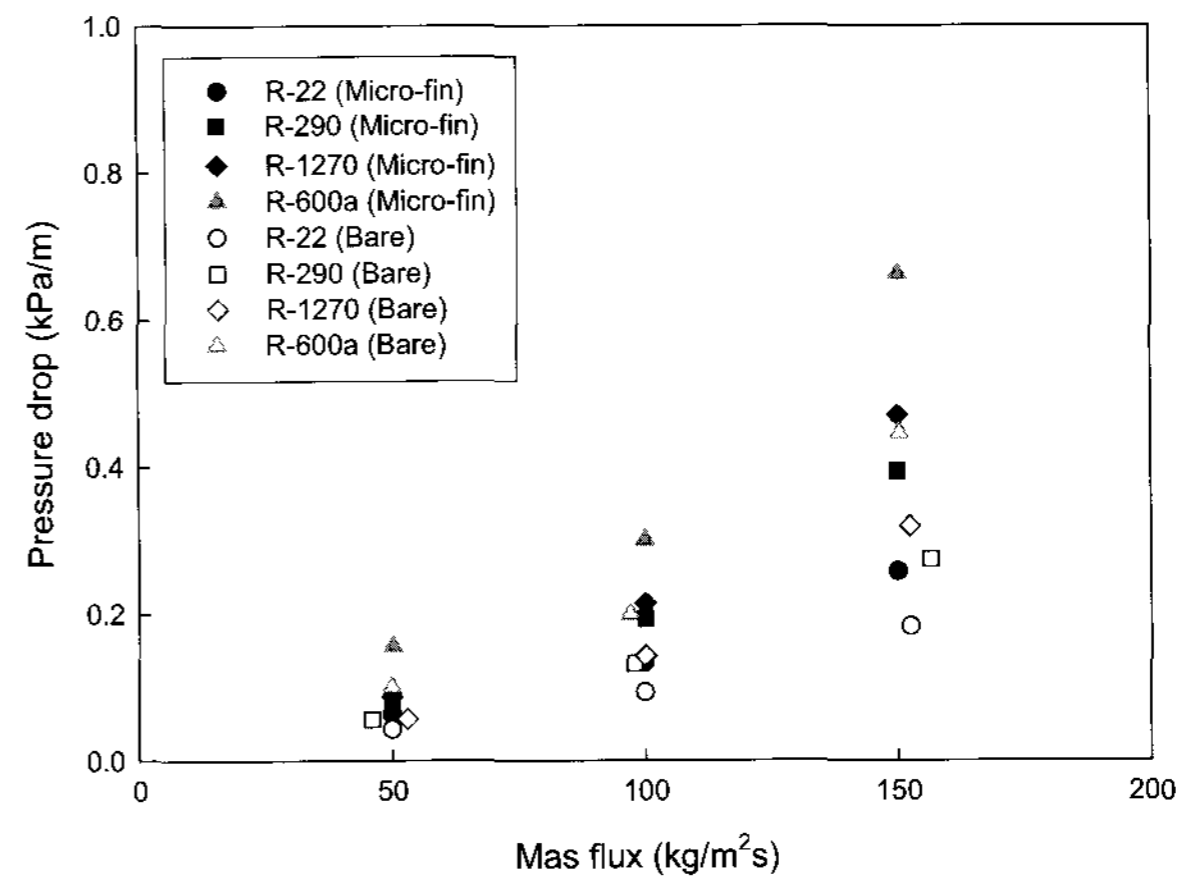


Fig. 10 Average condensing pressure drop vs tube type.

Fig. 10은 관경 12.70 mm 평활관 및 마이크로 환관에서의 네 가지 냉매에 대한 평균 응축 압력강하를 비교한 결과이다. 마이크로 환관에서는 평활관에 비해 네 가지 냉매 모두 전 건도 및 질량유속 범위에

서 높은 응축 압력강하를 나타내었으며, 가장 낮은 증기압을 가진 R-600a가 가장 높은 압력강하를 보였다. 낮은 질량유속에서는 평활관과 마이크로 환관 모두 비슷한 값을 나타내었지만, 질량유속이 증가할수록 탄화수소계 냉매의 응축 압력강하가 R-22에 비해 크게 상승함을 알 수 있다. 평활관에 비해 마이크로 환관에서는 평균 R-22는 43.4%, R-290은 45.8%, R-600a는 51.9%, R-1270은 49.8% 증가하였다.

3.3 나노유체의 열전달 특성

Fig. 11은 다이어몬드 나노입자(1Vol%, 2nm)를 포함한 각 냉매의 응축열전달 특성을 비교한 것이다. 그림에서와 같이 나노입자를 포함한 냉매의 응축 열전달 계수는 순수 냉매에 비해 약 10% 높은 응축 열전달 계수를 나타내었다. 이는 나노입자가 유체의 열전도율을 증가시키고, 또한 유체와 냉매벽면 사이의 열저항을 감소시켜 결과적으로 유체와 벽면사이의 온도차를 증가시키기 때문이라고 판단된다. 나노 유체의 열전달 특성에 미치는 영향을 좀 더 명확히 규명하기 위해서는 유체 내 포함되어 있는 나노유체의 물성에 관한 연구를 비롯하여 나노입자의 크기, 농도 등의 변수에 따른 추가적인 연구가 필요하리라 사료된다.

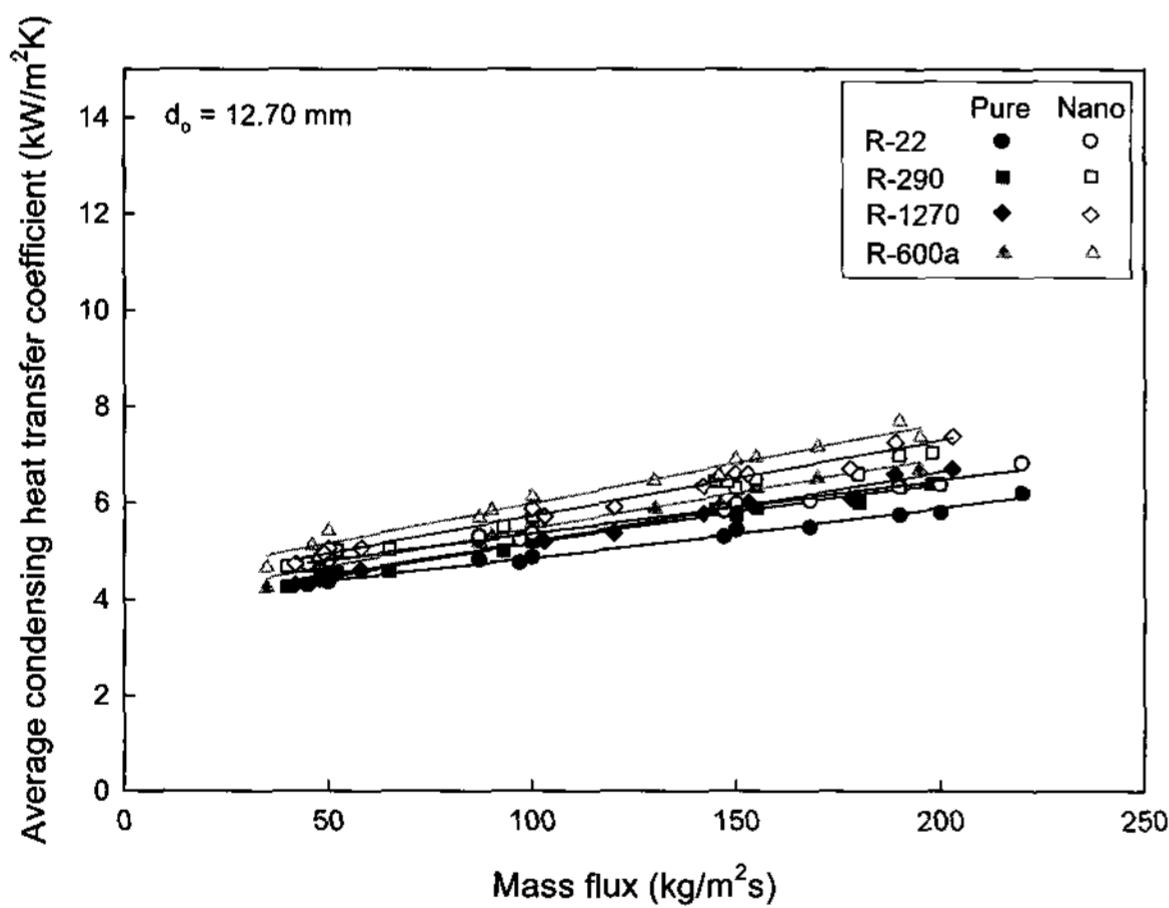


Fig. 11 Average condensing heat transfer with nonoparticles.

4. 결 론

1. 마이크로 환관에서 응축열전달 계수는 R-22에 비해 전 건도 및 질량유속 영역에서 높은 값을 나타내었다. 탄화수소계 냉매는 R-22에 비해 응축 열전달계수가 평균 9.9% 향상되었다.

2. 마이크로 환관에서 응축 압력강하는 탄화수소계 냉매의 낮은 증기밀도 및 높은 열전도율 등으로 동일 건도 및 질량유속에서 R-22에 비해 높은 값을 나타내었다. 네 가지 냉매 중 R-600a가 전 실험 범위 내에서 가장 높은 압력강하를 나타내었다.
3. 12.70 mm 마이크로 환관에서의 응축 열전달 계수의 실험 결과를 기존 평활관과 비교한 결과, 마이크로 환관을 사용하면 기존 평활관에 비해 약 2.2 ~ 2.66배 정도 증가하였다. 또한, 평활관에서는 R-1270, 마이크로 환관에서는 R-600a가 실험 조건내에서 가장 높은 열전달 계수를 나타내었다.
4. 12.70 mm 마이크로 환관에서의 응축 압력강하의 실험 결과를 기존 평활관과 비교한 결과, 전 실험범위내에서 마이크로 환관에서의 압력강하는 평활관에 비해 약 43.4 ~ 51.9% 증가하였다. 마이크로 환관 및 평활관 모두에서 가장 낮은 증기압을 가진 R-600a가 가장 높은 압력강하를 나타내었다.

후 기

이 논문은 2006년 정부(교육인적자원부)의 재원으로 한국학술진흥재단의 지원을 받아 수행된 연구(KRF-2006-352-D00029)이며 이에 감사드립니다.

참고 문헌

1. Didion., D. A. and Bivens, D. B., 1994, Role of Refrigerant Mixture as Alternatives to CFCs, International Journal of Refrigeration, Vol. 13, pp. 163~175.
2. Ebner, T. and Halozan, H., 1994, Testing the Available Alternative An Examination of R-134a, R-152a and R-290, IEA HPC Newsletter, Vol. 12, No. 1.
3. Molina, M. J. and Rowland, F., 1974, Stratospheric SinK for Clorofluoromethanes Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone, Nature. Vol. 249, pp. 810~814.
4. Kruse, H., 1992, European Research and Development Concerning CFC and HFC Substitution, ASHRAE/NIST Refrigerants

Conference, pp. 41~54.

5. James, R. W. and Missenden, J. F., 1992, The Use of Propane in Domestic Refrigerators, *International Journal of Refrigeration* Vol. 15, No. 2, pp. 95~100.
6. Tony, J. and Dennis, F. C., 2004, Burning Velocity and Refrigerant Flammability Classification, *ASHRAE Transaction : Symposia*, pp. 522~533.
7. Yoon, J. I., Lee, H. S., Lee, G. B., Kim, J. D. and Bansal, P. K., 2005, Condensing heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in 9.52 and 12.7 mm smooth tube, *Heat and Mass Transfer* 42, pp. 144~149.
8. Lee, H. S., Seong, G. H., Phan, T. H. and Yoon, J. I., 2006, Characteristics of Condensing Heat Transfer and Pressure Drop of Hydrocarbon Refrigerants, *Korean Journal of Air - Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 18, No. 12, pp. 977~983.