

환경변화에 따른 탄화수소계 냉매의 응축열전달 특성

이호생, 이광배, 김재돌*, 윤정인**
부경대학교 대학원, 동명대학*, 부경대학교**

Condensing Heat Transfer Characteristics of Hydrocarbon Refrigerants by changing of Tube Diameter

Lee Ho Saeng, Lee Kwang Bae, Kim Jae Dol*, Yoon Jung In**
Pukyong N.U. Graduate School, Tongmyong College*, Pukyong N.U.**

1. 서론

몬트리올 의정서에 의한 오존층 파괴물질의 규제 선언 이후 기존의 CFC 및 HCFC 계열의 냉매가 점차 HFC 계열의 냉매로 대체되어 가고 있다. HFC 냉매의 경우 오존층 파괴지수(ODP)가 0이기는 하지만 지구온난화지수(GWP)가 높아 환경적 측면에서 이의 사용은 바람직하지 않다. 그래서 냉동공조 산업에서 각종 환경문제를 일으키고 있는 냉매들을 대체할 수 있는 새로운 대체 냉매의 개발과 에너지 소비를 줄일 수 있는 고성능 열펌프 시스템 개발 기술이 필요하게 되었다. 새로이 개발되는 대체 냉매는 지구 환경을 파괴하지 않으면서 독성이 없고,^(1,2) 가연성이 없으며, 기존의 냉매와 열역학적 성질이 비슷해야 한다. 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 물질치 및 이들 자연 냉매를 사용하는 시스템에 관한 연구가 많이 진행되고 있다. 이러한 자연 냉매로는 암모니아(NH₃), 탄화수소계(프로판, 부탄 등), 이산화탄소(CO₂), 질소(N₂), 헬륨(He), 물(H₂O), 공기 등이 있다. 이들 중에서 프로판, 부탄 등의 탄화수소계 냉매는 값이 싸고, 사용이 간편하며, 일반적인 광물질 윤활유와 잘 혼합되지만, 최근까지는 가연성 때문에 유럽을 제외한 일본 및 미국 등 다른 선진국들에 의해 탄화수소계 냉매의 사용이 거의 무시되어 왔다. 그러나 실제로 가연성 문제는 가정용 냉장고와 같은 충전량이 적은 소형의 장치에서는 폭발 가능성이 매우 희박하고,^(3,4) 대형 냉동·공조 장치에 있어서도 적절한 환기 시스템 도입과 누설감지기 등의 간단한 안전장치로 해결할 수 있는 것으로 보고되고 있다.

하지만 이러한 자연 냉매를 실제 냉동·공조 장치에 적용하기 위해서는 아직 규명해야 할 점이 많이 남아 있는데, 응축 전열 특성의 규명도 그 중 하나이다. 응축 열전달은 1916년 Nusselt의 연구 이후 여러 가지 응축 현상에 대해 많은 연구가 이루어졌다. Shah⁽⁵⁾는 막응축과 기포생성이 없는 증발 현상과의 상사성으로부터 기포생성이 없고 모든 벽면이 액체로 덮여 있는 경우 적용 가능한 열전달 계수 상관식을 도입하였고, Traviss등⁽⁶⁾은 환상유동 모델에 운동량과 열전달의 상사성을 적용한 차원해석을 통해 국소열전달계수에 관한 간단한 상관식을 유도하고 R-12 및 R-22의 실험결과와 비교하였다. Cavallini등⁽⁷⁾은 환상류모델을 이용한 강제대류 응축영역에 관한 실험식을 제안하였다.

이와 같이 환경 문제를 유발하지 않을 뿐만 아니라, 시스템의 효율도 향상시켜야 하는 두 가지목적을 달성하기 위해서는 응축기에서의 새로운 냉매의 열전달 특성을 정확히 예측할 수 있는 방법에 대한 연구가 반드시 이루어져야 한다. 따라서 본 연구에서는 HCFC계 냉매인 R-22를 기본 작동유체로 한 냉동·공조 장치를 내관 외관경 12.7mm, 9.52mm로 제작하

여 탄화수소계 냉매인 R-1270(propylene), R-290(propane), R-600a(iso-butane)로 작동유체를 변화시켜 평활관에서의 응축전열특성을 실험적으로 비교·분석하여 프로필렌을 비롯한 탄화수소계 냉매를 대체냉매로 사용하는 응축기의 설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 하였다.

2. 실험 및 방법

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험 장치로서 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기 및 주변장치로 구성된 기존의 냉동·공조 시스템이며, 크게 냉매가 순환되는 경로와 증발기 및 응축기의 열원수가 순환되는 경로로 구성되어 있다. 그리고 시험구간으로 사용한 열교환기인 증발기는 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관사이의 환상구간으로 열원수가 냉매 흐름과 반대 방향으로 흐르는 이중관형 열교환기이다. 시험부인 열교환기로서, 내관의 내경은 10.92mm, 8mm 동관으로 제작하였다. 그리고 외관은 두 관경 모두 내경 19.94mm, 외경 22.22mm인 동관을 사용하였다. 열교환기는 입구측에서 675mm 등간격 소구간으로 8구간으로 구분하였으며, U-bend를 지나는 냉매관의 경우 우회하지 않고 동일하게 bending하여 이중관 형태를 취하도록 하였다.

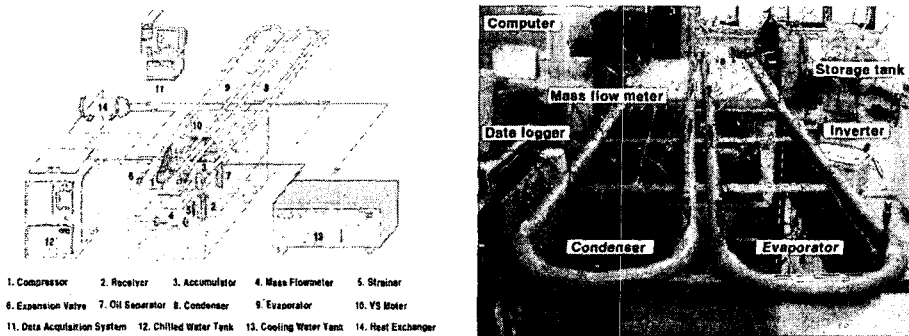


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Fig. 2에서 보는 바와 같이 내관 외벽면온도를 측정하기 위하여 T형 열전대를 소구간의 중앙, 관의 상·하·측부 3점에 90° 간격으로 설치하였다. 측정된 데이터는 데이터 로그(Yokogawa 사)를 통하여 PC에서 처리하였다.

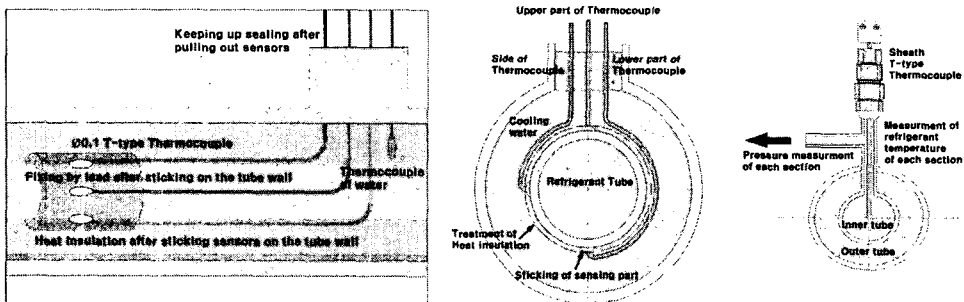


Fig. 2 Test section of the condenser

본 연구에서는 작동 유체로 규제 대상 냉매인 R-22와 이를 대체할 것으로 판단되는 프로판(propane, R-290, 순도 99.5%)과 이소부탄(iso-butane, R-600a, 순도 99.5%), 그리고 프로필렌(propylene, R-1270, 순도 99.5%)을 사용하였다. 열전달 특성을 규명하기 위하여 측정된 데이터는 열교환기에서의 냉매 온도, 열원수 온도, 관외벽 온도 등을 측정하였고, 그 외에도 열교환기 입구와 출구사이의 압력, 냉매와 열원수의 유량을 측정하였다. 온도 측정은 정밀수는 온도계로 보정하여 $\pm 0.2\%$ 의 오차 범위를 가지는 T형 열전대(thermocouple)를 사용하였고, 압력의 측정에는 정밀 부르돈관식 압력계를 사용하였다.

실험장치에서 데이터의 측정점으로 냉매 유량계(OVAL 질량유량계, $\pm 0.03\%$)는 응축기에서 응축된 액량을 측정하기 위하여 응축기 출구측에 설치하였고, 응축기 및 증발기에서의 열원수 유량계(ORIFICE FLOW-METER, $\pm 0.5\%$)는 각각 응축기와 증발기 입구 측에 설치하였다. 실험조건, 즉 작동온도, 질량유속, 열유속등은 냉매 유량, 냉각수의 온도 및 유량등을 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. 이 모든 과정은 냉매의 내관 10.92mm, 8mm 두 관경 모두 동일하게 적용하여 실험하였다.

본 연구에서 사용한 R-22와 그 대체 냉매인 R-290, R-600a, R-1270의 열물성값 계산은 NIST (National Institute of Standards and Technology)에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 'REFPROP(version 6.0)'을 이용하였고, 이러한 열물성값을 이용하여 증발 열전달 특성을 파악하기 위한 주요 실험조건은 Table 1에 나타내었으며 냉매의 포화압력과 포화온도가 30분 이상 평형상태를 유지하는 정상상태에서의 데이터를 취득하였다.

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	
Working fluid	R-22, R-290, R-600a, R-1270
Condensing Temperature [K]	308
Tube diameter [mm]	12.70, 9.52
Mass flux [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$]	150~250
Cooling water	
Temp. of Condenser inlet [K]	305
Mass flow rate [kg/h]	700

3. 결과 및 고찰

3.1 응축 열전달 특성

실험장치의 신뢰성을 확인하기 위하여 응축기에서 냉매와 열원수 사이의 열평형을 검토하였다. Fig. 3은 평활관으로 제작된 응축기에서의 열평형을 나타낸 결과이다. 가로축은 열원수 유량과 입·출구 온도차로 계산한 열용량 Q_w 이고, 세로축은 응축기 입·출구에서의 냉매의 유량과 엔탈피차로 계산한 열용량 Q_r 이다. 그림에서 기호 $\circ, \square, \triangle, \diamond$ 는 외경 12.70mm에서 각각 R-22, R-290, R-1270, R-600a를 나타내고, $\odot, \oplus, \ominus, \otimes$ 는 외경 9.52mm에서의 각각 R-22, R-290, R-1270, R-600a를 나타낸다. 오차범위는 탄화수소계 냉매의 경우에 거의 모든 구간, 외경 12.70mm, 9.52mm에서 대체적으로 냉매의 종류와 관경에 관계없이 $\pm 20\%$ 내외에서 거의 일치하였다. 따라서 응축기의 방열상태는 양호하며, 실험데이터는 좋은 신뢰성을 보여주는 것으로 생각할 수 있다.

Fig. 4는 냉매 질량 유속이 $150\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ 일 때 각 냉매별 내관 외경 12.7, 9.52mm 관경에서의 국소 응축 열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 국소 응축 열전달 계수

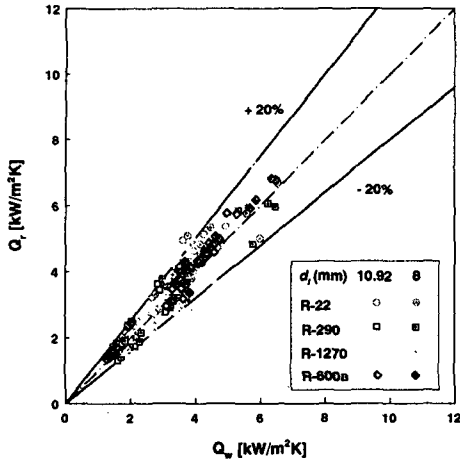


Fig. 3 Heat balance in the condenser

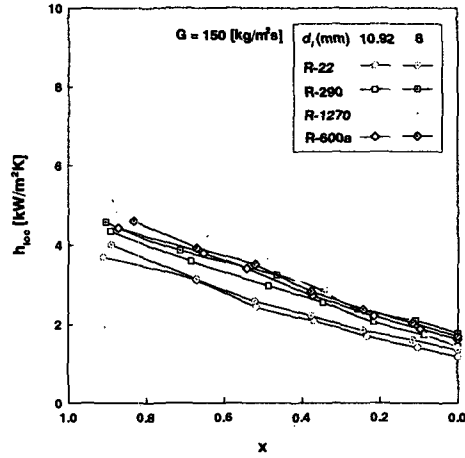


Fig. 4 Local condensing heat transfer coefficient vs. quality

는 건도가 감소함에 따라 감소하는 경향을 보였다. 이는 일반적으로 응축기 입구의 과열증기가 응축기 출구까지 응축이 진행이 되면서 액막의 두께가 두꺼워지게 되는데, 이와 같이 액막의 두께가 증가함에 따라 기액 이상류의 속도가 감소하기 때문에 열저항이 증가하게 된다. 따라서, 국소 응축 열전달계수가 건도가 감소함에 따라 감소된다고 생각된다. 국소 응축 열전달계수를 R-22의 국소 응축 열전달계수와 비교해 볼 때 외경 12.7mm에서는 R-290은 약 16.55%, R-1270은 약 23.44%, R-600a는 22.24% 정도 높게 나왔고, 외경 9.52mm에서는 R-290은 19.34%, R-1270은 약 23.82%, R-600a는 20.17% 정도 높게 나왔다. 그리고 관경별로 보면 9.52 mm에서 12.7mm보다 R-22는 6.82%, R-290은 9.22%, R-1270은 약 7.28%, R-600a는 4.34% 정도 높게 나왔다.

Fig. 5는 외경 12.7mm와 9.52mm에서 네 가지 냉매(R-22, R-290, R-1270, R-600a)의 질량유속 100~300kg/m²s의 범위에 대한 평균 응축 열전달 계수를 나타낸 것이다. 그림에서

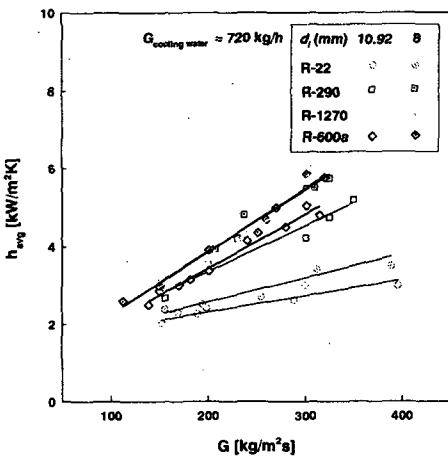


Fig. 5 Average evaporating heat transfer coefficient

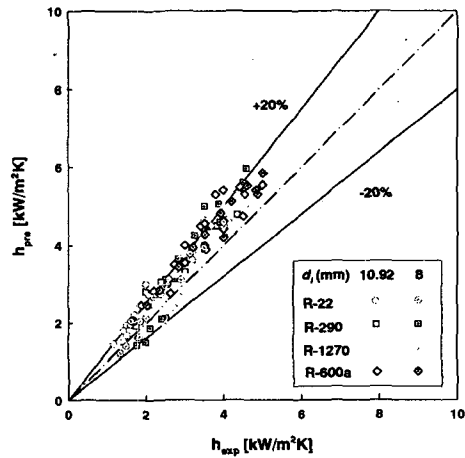


Fig. 6 Comparison of heat transfer coefficients with Shah's correlation

평균 응축 열전달계수는 질량유속에 비례하여 증가하는 일반적인 경향을 나타내었다. 냉매별로는 탄화수소계 냉매가 프레온계 냉매 R-22보다 높게 나타났다. 탄화수소계 냉매들에 있어서는 냉매 질량 유속이 높아질수록 R-1270, R-600a, R-290순으로 높게 나타났다.

구체적으로 평균 응축 열전달계수를 R-22의 평균 응축 열전달계수와 비교해 볼 때 외경 12.7mm에서는 R-290은 약 37.78%, R-1270은 약 36.14%, R-600a는 31.26% 정도 높게 나왔고, 외경 9.52mm에서는 R-290은 40.92%, R-1270은 약 36.2%, R-600a는 36.26% 정도 높게 나왔다. 그리고 관경별로 보면 9.52 mm에서 12.7mm보다 R-22는 8.98%, R-290은 13.56%, R-1270은 약 9.06%, R-600a는 15.6% 정도 높게 나왔다.

3.2 타 상관식과의 비교

국소 응축 열전달 계수에 관한 종래의 상관식은 여러 가지가 있으나, 본 실험과 비교에 가장 타당하다고 생각되는 Shah, Traviss, Cavallini등에 의해 제안된 상관식들과 비교 검토하였다. Fig. 6~8은 상관식과의 비교를 나타낸 그래프이다. 세 상관식과 외경 12.7mm에서와 외경 9.52mm에서의 R-290, R-1270, R-600a, R-22의 실험결과와 $\pm 20\%$ 내에서 대체적으로 좋은 일치를 보이고 있다.

Shah 상관식에서는 모든 냉매와 전관경에서 상관식 값이 높게 나타났으며, R-22가 다른 냉매에 비해 오차가 가장 적게 나타났으며, Traviss 상관식에서는 대체적으로 고건도 영역에서 좋은 일치를 보였으며, Cavallini 상관식에서는 내관 외경 12.7, 9.52mm에서 모든 냉매에 대해 전건도 영역에서 가장 좋은 일치를 보였다.

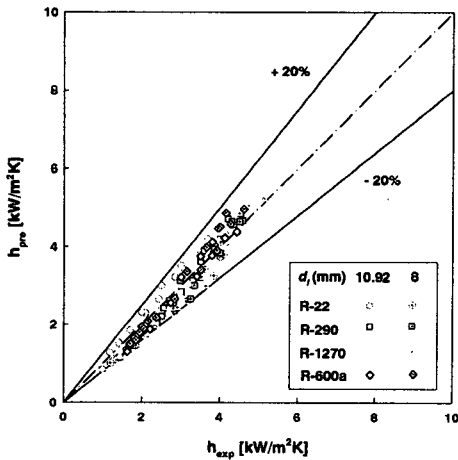


Fig. 7 Comparison of heat transfer coefficient with Traviss' s correlation

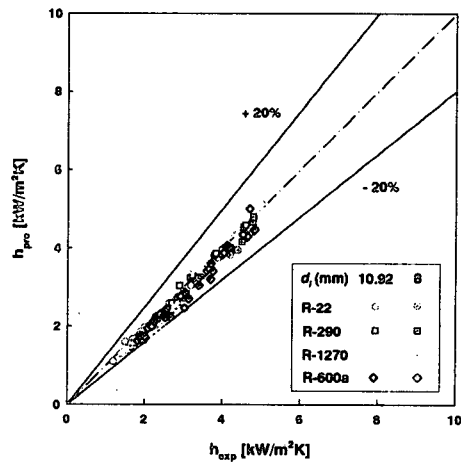


Fig. 8 Comparison of heat transfer coefficient with Cavallini' s correlation

4. 결론

본 연구에서는 R-22와 그 대체냉매 후보라고 할 수 있는 자연냉매인 R-290, R-1270, R-600a의 응축 열전달특성을 내관 외경 12.7 mm와 9.52 mm에서 검토해 보았으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉매 질량 유속 $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 R-22와 탄화수소계 냉매의 응축 열전달계수는 관경이 작아질수록 전 냉매에 대해 높게 나타났으며, 냉매별로는 탄화수소계 냉매가 R-22에 비해 높게 나타났고, 그 중 R-1270의 국소 응축 열전달계수가 가장 좋게 나타났다.

(2) 냉매 질량 유속 $100\sim 300\text{kg/m}^2\text{s}$ 의 범위에서 내관 외경 12.7, 9.52mm, 냉매 종류에 따른 평균 응축 열전달계수를 비교해 보면, R-22와 탄화수소계 냉매 모두 관경이 작아질수록, 질량유속이 증가할수록 평균 응축 열전달계수가 증가하는 일반적인 경향을 나타내었다. 냉매별로 탄화수소계 냉매가 R-22에 비해 평균 응축 열전달계수의 향상 정도가 높게 나타났다. 이로서 응축 열전달 측면에서 탄화수소계 냉매가 기존 R-22를 대체할 수 있을 것으로 판단된다.

(3) R-22 및 탄화수소계 냉매인 R-290, R-1270, R-600a의 건도 변화에 다른 국소 응축 열전달계수를 Shah, Traviss, Cavallini등의 국소 응축 열전달 예측식과 비교한 결과 $\pm 20\%$ 내에 대체적으로 일치할 보였고, 특히 Cavallini의 상관식과 가장 좋은 일치를 보였다.

5. 감사의 글

본 논문은 한국과학재단 지정 부경대학교 친환경첨단에너지기계연구센터의 지원(과제번호 : R12-2003-001-01002-0)에 의하여 연구되었으며 이에 감사드립니다.

6. 참고문헌

1. Molina, M.J. and Rowland, F.S., "Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone", *Nature*, Vol. 249, pp. 810~814, 1974.
2. Kurylo, M. J., "The Chemistry of Stratospheric Ozone: Its Response to Natural and Anthropogenic Influences", *Int. J. Ref.*, Vol. 13, pp. 62~72, 1990
3. Kruse, H., 1993, European Research and Development Concerning CFC and HFC Substitution, ASHRAE/NIST Refrigerants Conference, pp.41~54.
4. James, R.W. and Missenden, J.F., "The Use of Propane in Domestic Refrigerators, *International Journal of Refrigeration*", Vol. 15, No. 2, pp. 95~100, 1992
5. Shah, M. M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. Heat & Mass Trans.*, Vol. 22, pp. 547~556
6. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1972. Forced convection condensation inside tubes : a heat transfer equation for condenser design, *ASHRAE Trans.*, Vol. 79, pp. 157~165
7. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Pro 6th Int. Heat Trans. Conf.*, Tokyo, Vol. 3, pp 157~165