

프로필렌 냉매의 응축열전달 특성에 관한 실험적 연구

이 호 생, 김 재 돌*, 윤 정 인**†

부경대학교 대학원 냉동공조공학과, *동명대학 냉동공조과, **부경대학교 기계공학부

Condensing Heat Transfer Characteristics of Propylene Refrigerant

Ho-Saeng Lee, Jae-Dol Kim*, Jung-In Yoon**†

Graduate School of Refrigeration & Air-Conditioning Eng., Pukyong National Univ., Busan 608-739, Korea

*Department of Refrigeration & Air-Conditioning, Tongmyong College, Busan 608-740, Korea

**School of Mechanical Eng., Pukyong National Univ., Busan 608-739, Korea

(Received March 15, 2004; revision received April 26, 2004)

ABSTRACT: This paper deals with the heat transfer characteristics of R-1270 (Propylene), R-600a (Iso-butane) and R-290 (Propane) as an environment friendly refrigerant and R-22 for condensing. The experimental apparatus has been set-up as a conventional vapor compression type heat pump system. The test section is a horizontal double pipe heat exchanger. A tube diameter of 12.70 mm with 1.32 mm wall thickness is used for this investigation. The test results showed that the local condensing heat transfer coefficients of hydrocarbon refrigerants were higher than that of R-22. The average condensing heat transfer coefficient was obtained with the maximum value in R-1270 and the minimum one in R-22. Comparing the heat transfer coefficient of experimental results with that of other correlations, the presented results had a good agreement with the Cavallini-Zecchin's correlation. It reveals that the natural refrigerants can be used as substitute for R-22.

Key words: Propylene(프로필렌), Condensation(응축), Heat transfer coefficient(열전달계수), Natural refrigerant(자연냉매)

기 호 설 명

c_p : 비열 [kJ/kgK]

G : 질량 유속 [kg/m²s]

h : 열전달계수 [kW/m²K]

i : 엔탈피 [kJ/kg]

\dot{m} : 질량유량 [kg/h]

n : 소구간 개수

\dot{Q} : 열량 [kW]

\dot{q} : 열유속 [kW/m²]

T : 온도 [K]

x : 건도

하첨자

avg : 평균

cw : 냉각수

in : 입구

loc : 국소

out : 출구

† Corresponding author

Tel.: +82-51-620-1506; fax: +82-51-620-1500

E-mail address: yoonji@pknu.ac.kr

r : 냉매
 w : 이차 유체

1. 서 론

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 대체냉매의 개발과 에너지 소비를 줄일 수 있는 고성능 열펌프 시스템 개발기술이 필요하게 되었다. 새로이 개발되는 대체냉매는 지구환경을 파괴하지 않으면서 독성이 없고,^(1,2) 가연성이 없으며, 기존의 냉매와 열역학적 성질이 비슷해야 한다. 또한 기존의 냉매를 사용하는 냉동·공조장치와 비교하여 에너지 효율이 비슷하거나 더 높은 수준을 유지하여야 한다. 이러한 관점에서 지구환경에 좋지 않은 영향을 미치는 인공 화합물인 프레온계 냉매 대신에 ODP(Ozone Depletion Potential)와 GWP(Global Warming Potential)가 0인 자연냉매의 물성치 및 이들 자연냉매를 사용하는 시스템에 관한 연구가 많이 진행되고 있다.

이러한 자연냉매로는 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·공조장치에 있어서도 적절한 환기시스템 도입과 누설감지기 등의 간단한 안전장치로 해결할 수 있는 것으로 보고되고 있다. 하지만 이러한 자연냉매를 실제 냉동·공조장치에 적용하기 위해서는 아직 규명해야 할 점이 많이 남아 있는데, 응축전열 특성의 규명도 그중 하나이다. 응축열전달은 1916년 Nusselt의 연구 이후 여러 가지 응축현상에 대해

많은 연구가 이루어졌다.

Shah⁽⁵⁾는 막응축과 기포생성이 없는 증발현상과의 상사성으로부터 기포생성이 없고 모든 벽면이 액체로 덮여 있는 경우 적용 가능한 열전달계수 상관식을 도입하였고, Traviss et al.⁽⁶⁾은 환상유동 모델에 운동량과 열전달의 상사성을 적용한 차원해석을 통해 국소열전달계수에 관한 간단한 상관식을 유도하고 R-12 및 R-22의 실험결과와 비교하였다. Cavallini et al.⁽⁷⁾은 환상류 모델을 이용한 강제대류 응축영역에 관한 실험식을 제안하였다.

이와 같이 환경문제를 유발하지 않을 뿐만 아니라, 시스템의 효율도 향상시켜야 하는 두 가지 목적을 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·공조장치를 제작하여 탄화수소계 냉매인 R-1270(propylene)을 비롯한 R-290(propane)과 R-600a(iso-butane)로 작동유체를 변화시켜 평판관에서의 응축전열 특성을 실험적으로 비교·분석하여 프로필렌을 비롯한 탄화수소계 냉매를 대체냉매로 사용하는 응축기의 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도로써 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기 및 주변장치로 구성된 기본적인 냉동·공조시스템이며, 크게 냉매가 순환되는 경로와 증발기 및 응축기의 열원수가 순환되는 경로로 구성되어 있다. 냉매는 압축기, 유분리기, 응축기, 수액기, 질량유량계, 팽창밸브, 증발기, 액분리기, 압축기의 순으로 순환된다. 또 응축기에서의 열원수는 냉각수 공급장치, 물펌프, 수유량계, 시험구간인 응축기와 열교환기의 순으로 순환된다. 그리고 증발기에서는 열원수 공급장치, 물펌프, 수유량계, 시험구간인 증발기, 열교환기의 순으로 순환할 수 있는 루프로 구성하였다. 압축기는 R-22용 2기통 개방형의 왕복동 압축기이며, 가변모터(V.S motor)를 사용하여 압축기의 회전수를 변화시킬 수 있도록

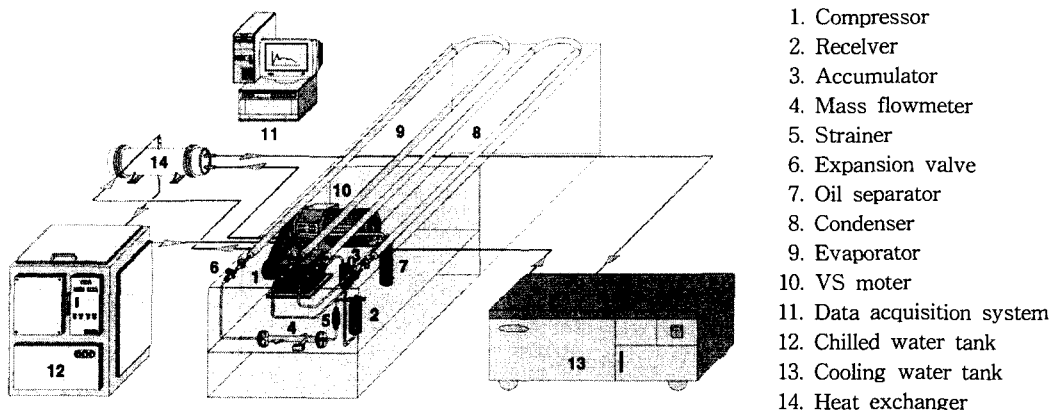


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

하였다. 압축기의 회전수는 디지털 타코메타(digital tachometer)로 측정하였다.

팽창장치는 수동식 팽창밸브를 설치하였으며 실험조건에 맞게 수동으로 냉매유량 및 증발온도를 조절하여 사용하였다. 이외에도 여과기, 기액분리기, 냉매건조기 등의 부속기기를 설치하였다.

본 실험에서 시험구간으로 사용한 열교환기인 응축기는 내관에는 냉매가 흐르고, 내관과 외관 사이의 환상구간으로 2차 유체(열원수, 냉각수)가 흐르는 2중 관형 열교환기이다. 그리고 2차 유체는 냉매와의 전열을 좋게 하기 위하여 냉매흐름과 반대방향으로 흐르는 대향류형으로 하였다. 그리고 열교환기 및 장치 내 배관의 모든 부분은 고무발포보온재와 보온재 테이프를 사용하여 충분히 단열함으로써 외부와의 열교환이 없도록 하였다.

Fig. 2는 데이터 획득시스템 및 시험구간인 열

교환기로 이루어진 시스템의 실제사진을 나타낸다.

시험부인 열교환기는 내관의 내경이 10.07 mm 동관으로 제작하였으며, 외관은 내경이 19.94 mm, 외경 22.22 mm인 동관을 사용하였다. 또, 열교환기는 입구측에서 675 mm 등간격 소구간으로 8구간으로 구분하였으며, U-bend를 지나는 냉매관의 경우 우회하지 않고 동일하게 밴딩하여 2중관 형태를 취하도록 하였다. 응축기에서의 열량과 열전달 특성을 알기 위하여 냉각수의 온도 및 유량, 냉매의 온도 및 유량, 응축기 내관 벽면온도 등을 측정하였으며, 온도의 측정에는 정밀한 온도계로 보정된 T형 열전대를 사용하였다. 평활관에서 냉매, 냉각수 및 열교환기 내벽면온도 측정은 각각 소구간별로 8지점, 내벽면온도 1개 지점당 원주방향 90° 간격으로 상부, 측부, 하부의 3지점에서 측정하였다. 또한 열교환기 입출구에 설치된 압력계로 냉매 관내의 압력강하를 측정할 수 있게 하였다.

Table 1은 본 실험에서의 실험조건을 나타낸다.

Table 1 Experimental conditions

| | | |
|---------------|---|--------------------------------------|
| Refrigerant | Working fluid | R-22, R-1270, R-290, R-600a |
| | Condensing temperature [K] | 308~318 |
| | Evaporating temperature [K] | 275 |
| Cooling water | Mass flux [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$] | 100~250 |
| | Inlet temperature [K] | 278 |
| | Mass flow rate [kg/h] | 600~840 |

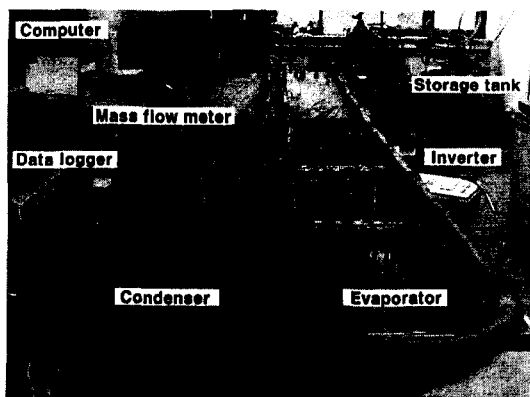


Fig. 2 Photograph of heat exchangers.

2.2 실험결과 처리방법

본 연구에서 사용한 R-22와 탄화수소계 냉매인 R-290, R-600a, R-1270의 열물성값 계산은 NIST (National Institute of Standards and Technology) 에서 개발한 냉매물성 계산프로그램인 'REFPROP (version 6.0)' 을 이용하였고, 이러한 열물성값을 이용하여 응축열전달 특성을 파악하기 위한 실험 데이터의 분석에는 다음과 같은 계산식을 사용하였다. 먼저, 열교환기인 응축기의 열교환량은 식 (1)과 식(2)로 계산하였다.

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \int_{T_{in}}^{T_{out}} dt \quad (1)$$

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r \cdot (i_{in} - i_{out}) \quad (2)$$

여기에서, \dot{Q}_w 와 \dot{Q}_r 은 각각 열원수에 의한 열교환량(kW)과 냉매의 엔탈피 차에 의한 열교환량(kW)이다.

응축과정에서 관의 원주방향으로의 열전달계수는 시스템의 성능에 많은 영향을 미치므로, 원주방향으로의 열전달계수를 계산할 필요가 있는데, 이러한 국소 열전달계수는 식(3)으로부터 계산할 수 있다.

$$h_{loc} = \frac{\dot{q}}{(T_r - T_{wi})} \quad (3)$$

또한, 응축기의 평균 열전달계수 $h_{c,avg}$ kW/m²·K

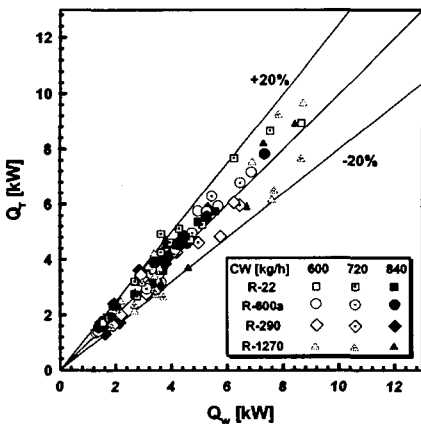


Fig. 3 Heat balance between Q_w and Q_r in the condenser.

는 식(4)로부터 계산하였다.

$$h_{avg} = \frac{1}{x_{in} - x_{out}} \int_{x_{out}}^{x_{in}} h_{loc} dx = \sum \frac{h_{loc}}{n} \quad (4)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 응축전열 특성

응축기에서 열교환량의 정확한 측정과 장치의 신뢰성을 확보하기 위해 냉매와 냉각수 사이의 열평형을 검토하였다.

Fig. 3은 평활관으로 제작된 응축기에서의 열평형을 나타낸 결과이다. 그림에서 가로축은 입·출구에서의 냉각수의 유량과 온도차로 계산한 열용량 Q_w 이고, 세로축은 응축기 입·출구에서 냉매의 유량과 엔탈피차로 계산한 열용량 Q_r 이다. 그림에서 기호 □, ◇, ○와 △는 각각 R-22, R-290, R-600a, R-1270의 결과이다. 열평형 오차범위는 냉각수 유량에 따라 약간씩의 차이는 있었지만, 대체적으로 냉매의 종류에 관계없이 ±20% 내외에서 거의 일치하였다.

Fig. 4는 각 냉매별 건도변화에 따른 국소응축 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 열전달계수는 건도가 감소함에 따라 감소하는 경향을 보였다. 이는 일반적으로 응축기 입구의 과열증기가 응축기 출구까지 응축이 진행되면서 액막의 두께가 두꺼워지게 되는데, 이와 같이 액막의

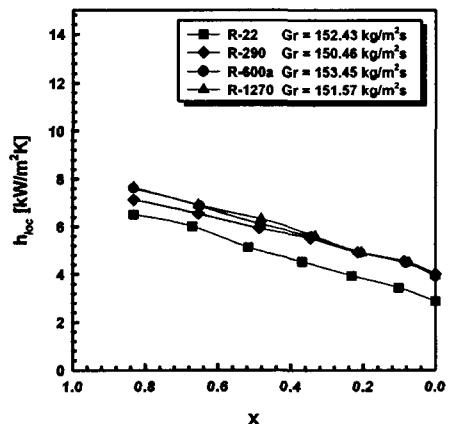


Fig. 4 Local condensing heat transfer coefficients vs. quality.

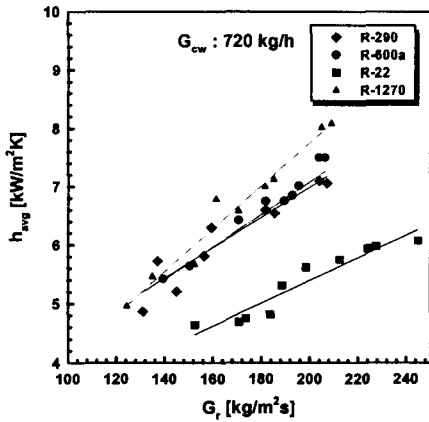
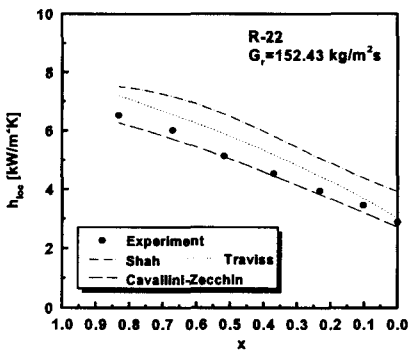


Fig. 5 Average condensing heat transfer coefficient.

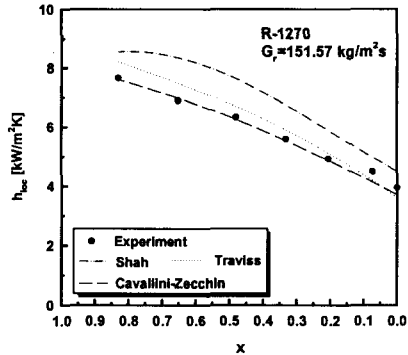
두께가 증가함에 따라 기액 2상류의 속도가 감소하기 때문에 열저항이 증가함에 따른 결과로 판단된다. 각 냉매들에 있어서 열전달계수는 건도가 감소함에 따라 완만히 감소하는 경향을 보였으며,

탄화수소계 냉매인 R-600a와 R-1270은 국소응축 열전달계수가 감소하는 유형이 동일하게 진행됨을 알 수 있고, R-290의 경우 R-1270과 R-600a에 비해 열전달계수가 낮게 진행하다가 건도 0.4 구간부터는 비슷한 경향을 보였다. R-22의 열전달계수와 비교해 보면 약 73~129%(평균 약 100%) 정도 높게 나타났다. 특히 저건도 영역에서 열전달계수가 더 많이 향상되는 것을 알 수 있었다.

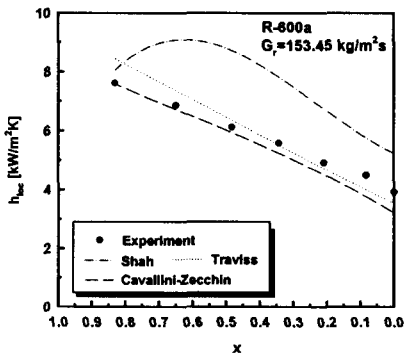
Fig. 5는 동일 관경에서 4가지 냉매(R-22, R-290, R-600a, R-1270)의 질량유속에 대한 평균 응축 열전달계수를 나타낸 것으로 질량유속이 증가함에 따라 평균 응축 열전달계수는 증가하는 일반적인 경향을 보이고 있다. 그림에서와 같이 R-1270의 평균 응축 열전달계수가 가장 높게 나타났으며, R-600a, R-290, R-22의 순으로 나타났다. 그리고 프레온계 냉매 R-22의 질량유속에 따른 평균 응축 열전달계수의 향상보다 탄화수소계 냉매들의 평균 응축 열전달계수가 22% 정도 더 높게 나타났다. 특히, 낮은 질량유속에서 높은 질



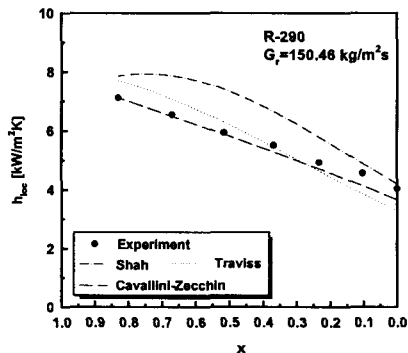
(a) R-22



(b) R-1270



(c) R-600a



(d) R-290

Fig. 6 Comparison of heat transfer coefficient with another correlations (Out side diameter=12.07 mm).

량유속으로 갈수록 탄화수소계 냉매의 평균 응축 열전달계수가 더 높게 나타나는 경향을 보였다. R-22와 비교해서 탄화수소계 각 냉매별 평균 응축 열전달계수는 R-290의 경우 평균 60% 정도, R-600a의 경우에는 평균 68% 정도, R-1270의 경우에는 평균 약 70% 정도 높게 나타났다.

3.2 상관식과의 비교

증발기나 응축기 등의 열교환기를 설계하는 데 있어서 열교환의 크기 및 형상 등을 결정하기 위한 하나의 방안으로 무차원 열전달상관식을 이용하여 열전달계수를 예측하는 것은 매우 중요하다. 기존 연구자들 중 대표적인 응축 열전달계수 상관식에는 Shah의 상관식, Traviss의 상관식, Cavallini-Zecchin의 상관식 등이 있다.

Fig. 6은 HCFC계 냉매 R-22, 프로필렌(R-1270), 이소부탄(R-600a), 프로판(R-290)의 건도변화에 따른 응축 열전달계수를 타 상관식과 비교한 것으로, 4가지 냉매 모두 전체 건도 영역에서 Cavallini-Zecchin의 상관식과 대체적으로 좋은 일치를 보였으며, 프로필렌은 특히 고건도 영역(0.88~0.54)에서 Cavallini-Zecchin의 상관식과 좋은 일치를 보였고, 저건도 영역에서는 Traviss의 상관식과도 좋은 일치를 보였다. 이소부탄(R-600a)은 건도가 $0.87 \geq x \geq 0.42$ 구간에서 Cavallini-Zecchin 상관식과 좋은 일치를 보였다.

4. 결 론

기존 R-22의 대체냉매로 기대되는 탄화수소계 자연냉매인 R-1270과 R-600a, R-290에 대한 응축열전달 특성실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 질량유속 $100 \sim 250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 범위에서 냉매종류에 따른 국소응축 열전달계수는 R-1270이 가장 우수한 것으로 나타났으며, R-600a, R-290, R-22 순으로 높게 나타났다. 또한 평균 응축 열전달계수의 향상 정도는 R-1270이 가장 높게 나타났으며, R-290과 R-600은 서로 비슷한 경향을 보였다. 이로서 응축 열전달 측면에서 탄화수소계 냉매가 기존 R-22를 대체할 수 있을 것으로 판단된다.

(2) 본 응축 열전달 특성실험의 결과를 타 상관식과 비교한 결과 4가지 냉매모두 본 실험범위

전체에서 Cavallini-Zecchin 상관식과 가장 좋은 일치를 보였다. 그러나 R-290은 저건도 영역에서 Traviss의 상관식에 일치하였으며, 특히 R-600a은 건도 $0.87 \geq x \geq 0.42$ 범위에서 Cavallini-Zecchin의 상관식과 좋은 일치를 보였다.

후 기

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

참고문헌

1. Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: Chlorine atom catalyzed destruction of ozone, *Nature*, Vol. 249, pp. 810-814.
2. Kurylo, M. J., 1990, The chemistry of stratospheric ozone: Its response to natural and anthropogenic influences, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 13, pp. 62-72.
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., 1992, The use of propane in domestic refrigerators, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 15, No. 2, pp. 95-100.
5. Shah, M. M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 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, Part. 1, pp. 157-165.
7. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Proc. 6th Intl. Heat Transfer Conf. Tokyo*, Vol. 3, pp. 309-313.