

열전달 촉진관에서 2원 혼합냉매의 외부 응축열전달계수

김 경 기, 서 강 태, 채 수 남, 정 동 수*
인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과

Condensation Heat Transfer Coefficients of Binary Refrigerant Mixtures on Enhanced Tubes

Kyung-Ki Kim, Kang-Tae Seo, Su-Nam Chae, Dongsoo Jung*
Graduate School of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea
*Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received December 20, 2001; revision received January 16, 2002)

ABSTRACT: In this study, external condensation heat transfer coefficients (HTCs) of two non-azeotropic refrigerant mixtures of HFC32/HFC134a and HFC134a/HCFC123 at various compositions were measured on both low fin and Turbo-C enhanced tubes of 19.0 mm outside diameter. All data were taken at the vapor temperature of 39°C with a wall subcooling of 3~8 K. Test results showed that HTCs of the tested mixtures on the enhanced tubes were much lower than the ideal values calculated by the mass fraction weighting of the pure components' HTCs. Also the reduction of HTCs due to the diffusion vapor film was much larger than that of a plain tube. Unlike HTCs of pure fluids, HTCs of the mixtures measured on enhanced tubes increased as the wall subcooling increased, which was due to the sudden break up of the vapor diffusion film with an increase in wall subcooling. Finally, heat transfer enhancement ratios for mixtures were found to be much lower than those of pure fluids.

Key words: Condensation heat transfer(응축열전달), Binary refrigerant mixture(이원 혼합냉매), Non-azeotropic mixture(비공비 혼합냉매), Enhanced tube(열전달 촉진관)

기 호 설 명

1. 서 론

f_{pi} : 1인치당 핀의 갯수
 GTD : 온도구배차 [K or °C]
 h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 T : 온도 [K or °C]
 ΔT : 벽면과냉도 [K or °C]

냉동/공조기의 작동유체로 널리 사용되어 오던 염화불화탄소(CFC)가 성층권 내의 오존층을 붕괴시켜 인류의 건강을 위협하며 생태계를 파괴하는 것으로 밝혀지면서 1987년에 몬트리얼 의정서에 의해 이들에 대한 국제적 규제가 시작되었다.⁽¹⁾ 그후 CFC를 대체할 수소화염화불화탄소(HCFC)와 수소불화탄소(HFC)가 개발되었지만 HCFC 역시 오존층을 파괴하는 염소를 포함하고 있어 장기적인 대체냉매로서는 부적절하므로 장기적인 관점에서 냉동/공조기의 작동유체는 HFC 및 자연냉매로 대체되고 있는 실정이다. 이런 상황 하

† Corresponding author
Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-863-2270
E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

에서 여러 가지 국제적 환경규제에 효과적으로 대응하여 생산성을 높이기 위해서는 오존층 붕괴를 일으키지 않고 동시에 에너지 효율이 높은 대체냉매를 사용하는 냉동/공조기의 개발이 필수적이다.

냉동공조 설비, 발전 설비, 그리고 화학 플랜트 설비 등에 사용되는 응축기는 주로 냉각수가 관 내부로 흐르면서 증기가 관 외부에서 응축을 하는 셸-튜브 형태를 취하고 있으며 이런 열교환기의 응축관으로는 평관에 비해 열전달계수가 5~8배 정도 높은 것으로 알려진 낮은 핀관(Low fin tube), Wolverine Turbo-C, Wieland GEWA-SC, Sumitomo Tred-19D 튜브 등과 같은 열전달 촉진관들(Enhanced tubes)이 널리 사용되어 왔다. 낮은 핀관은 1940년대 후반에 개발되어 칠러의 셸-튜브 열교환기에서 상업적으로 널리 이용되어 왔고 Beatty and Katz⁽²⁾는 Nusselt의 이론식을 바탕으로 낮은 핀관에서 열전달계수를 예측하는 이론식을 처음으로 개발하였다. 한편 Yau et al.⁽³⁾은 CFC12를 사용하여 핀 간격과 높이를 바꾸어 가면서 실험하였고, Rudy and Webb⁽⁴⁾은 CFC11, n-pentane을 사용하여 세 개의 낮은 핀관에서 응축액의 역류로 인해 실제 응축면적이 감소된다는 사실을 밝혔으며, Sukhatme et al.⁽⁵⁾은 작동유체로 CFC11을 사용하여 핀 밀도, 핀 높이, 그리고 핀 팁 반각을 조직적으로 변화시켜 가면서 최적의 핀 밀도를 규명하였다. 또한 Kim et al.⁽⁶⁾은 CFC11에 대해 세 종류의 낮은 핀관에서 실험을 수행하여 핀 높이가 커질수록 응축액 역류량이 증가하는 것을 보였고 Joo et al.⁽⁷⁾은 CFC11과 그 대체냉매인 HCFC123, HCFC141b를 가지고 여러 개의 낮은 핀관에서 응축열전달현상을 실험하였으며 그중에서 28 fpi의 핀 밀도를 갖는 낮은 핀관이 가장 높은 응축열전달계수를 보임을 보고하였다.

한편 몇몇 연구자들은 튜니 모양의 핀 형태를 가진 열전달 촉진관의 성능이 낮은 핀관보다 더 우수함을 확인하였는데 Webb and Murawski⁽⁸⁾는 여러 종류의 촉진관과 26 fpi 낮은 핀관을 사용하여 CFC11에 대한 응축열전달실험을 수행하여 그중에서 튜니 모양의 Turbo-C 촉진관이 가장 높은 열전달계수를 보임을 증명하였다. 또한 Jung et al.⁽⁹⁾은 실험을 통해 CFC11, CFC12와 그 대체냉매인 HCFC123, HFC134a에 대해 26 fpi 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관에서 응축열전달계수를 측

정한 바 있다.

열전달 촉진관에서 혼합냉매의 외부 응축에 관한 연구를 살펴보면 Hijikata et al.⁽¹⁰⁾은 CFC113/CFC11과 CFC113/CFC114에 대해 평관 및 핀관에서의 응축특성을 실험과 이론을 통해 규명하였고 Signe et al.⁽¹¹⁾은 HFC134a/HFC23에 대해 평관 및 GEWA SC 촉진관에 대해 열전달계수를 측정하였으며 그 결과를 바탕으로 확산증기막(diffusion vapor film)이 열전달계수를 결정하는 중요한 인자라고 결론을 내렸다. 한편 Gabrieli and Vamling⁽¹²⁾은 낮은 핀관에서 HCFC22를 HFC407C, HFC404A, HFC410B 등의 혼합냉매로 대체할 때 열전달계수가 변화하는 것을 실험과 모사를 통해 동시에 수행하였으나 비공비 혼합냉매의 열전달 감소를 예측하지는 못했다. 또한 Hwang et al.⁽¹³⁾은 HCFC22의 대체냉매인 HFC410A와 HFC407C에 대해서 평관 및 촉진관에서 응축열전달계수를 측정하고 응축열전달 측면에서 대체냉매로서의 적합성을 평가한 바 있으며 Honda et al.⁽¹⁴⁾은 HFC134/HCFC123을 작동유체로 하여 서로 다른 핀 형상을 갖는 네 종류의 낮은 핀관에 대한 실험을 수행하였다.

위에서 살펴본 바와 같이 열전달 촉진관을 사용하여 지금까지 수행된 외부응축 열전달 연구는 대부분 오존층 붕괴로 인해 전면 폐기되어야 하는 CFC 계열의 냉매에 대한 것이고 과도기적 대체냉매인 HCFC나 장기적 대체냉매인 HFC 계열 냉매들에 대한 연구는 최근에 몇몇 연구자에 의해 수행되었지만 아직도 데이터가 많이 부족한 상태이다. 특히 비공비 혼합냉매의 경우는 더욱 더 데이터가 필요한 실정이다.

이에 본 연구에서는 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관에서 2원 비공비 혼합냉매인 HFC32/HFC134a와 HFC134a/HCFC123의 조성을 바꿔 가며 응축열전달계수를 측정하려 하며 또 실험결과를 바탕으로 열전달 촉진관에서 비공비 혼합냉매의 응축열전달 특성 및 열전달 촉진효과가 어떻게 변하는가를 살펴보고 이를 평가하려 한다.

2. 실험장치

본 연구는 Hwang et al.⁽¹³⁾과 Kim et al.⁽¹⁵⁾이 수행한 외부 응축열전달 연구의 후속 연구로서 본 연구에서 사용된 실험장치, 실험방법, 실험튜

Table 1 Compositions and GTDs of non-azeotropic mixtures at 300 kPa

	HFC2/HFC134a		HFC134a/HCFC123	
	HFC32 mass frac.	GTD(K)	HFC134a mass frac.	GTD(K)
Case 1	0.00	0.00	0.00	0.00
Case 2	0.39	5.04	0.08	9.76
Case 3	0.64	3.41	0.29	26.20
Case 4	0.84	1.83	0.55	22.94
Case 5	1.00	0.00	0.74	14.58
Case 6	-	-	0.86	7.64
Case 7	-	-	1.00	0.00

브, 실험오차 해석방법 등은 참고문헌 13과 15에 있는 것과 동일하므로 여기서 다시 이를 반복하지 않을 것이다. 관심 있는 독자는 참고문헌 13

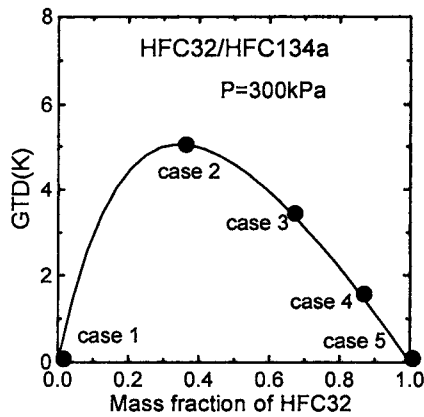


Fig. 1 GTDs of HFC32/HFC134a.

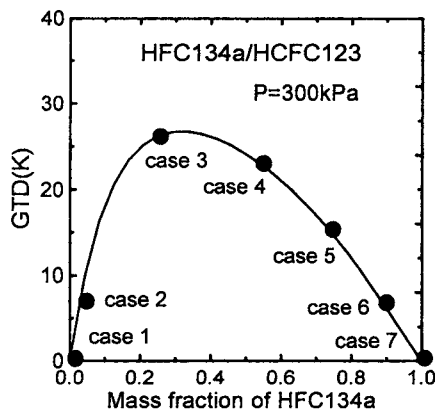


Fig. 2 GTDs of HFC134a/HFC123.

과 15를 참조하기 바란다.

본 연구에서는 열전달 촉진관에서 혼합냉매의 온도구배(Gliding temperature difference, GTD)에 따른 열전달계수의 변화를 살펴보기 위하여 온도구배가 작은 HFC32/HFC134a와 온도구배가 큰 HFC134a/HFC123 등 두 종류의 비공비 혼합냉매를 작동유체로 선정했다. Table 1, Fig. 1과 Fig. 2는 본 연구에서 사용된 혼합냉매의 각 조성에서 McLinden et al.⁽¹⁶⁾의 물성치 계산 프로그램을 이용하여 계산한 온도구배(GTD)를 보여주는데 HFC32/HFC134a의 GTD는 최대 5 K이고 HFC134a/HFC123의 GTD는 최대 23 K임을 알 수 있다. 본 논문에서는 별다른 언급이 없는 한 혼합냉매를 구성하는 순수냉매 중 증기압이 높은 냉매의 질량분율을 조성으로 표기하였다.

열전달계수의 측정에 따른 실험오차는 Kline and McClintock⁽¹⁷⁾이 제안한 방법을 사용하여 예측하였다. 실험에 사용된 64%HFC32/36%HFC134a 혼합냉매의 경우 열전달계수 측정오차는 낮은 핀관에서 2.0~5.4%, Turbo-C 촉진관에서 2.0~5.8%로 예측되었다. 실험결과에 의하면 벽면과냉도가 커질수록 냉각수 온도차 및 벽면과냉도 측정오차가 작아지므로 열전달계수 측정오차는 줄어드는 것으로 나타났다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 열전달 촉진관 실험결과

Fig. 3과 Fig. 4는 온도구배가 작은 HFC32/HFC134a 혼합냉매를 사용하여 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관에서 벽면과냉도를 달리하면서 측정된 응축열전달계수를 조성의 함수로 나타낸 것이다. 낮은 핀관에서 측정된 응축열전달계수는 질량분율로 가중치를 주어 계산한 이상적인 값(Fig. 3의 점선)보다 HFC32 조성이 0.39, 0.64, 0.84인 경우 각각 42.4~57.6%, 31.5~56.4%, 21.1~36.8% 낮게 나타났다. 반면에 Turbo-C 촉진관의 경우는 이상적인 값(Fig. 4의 점선)보다 HFC32 조성이 0.39, 0.64, 0.84인 경우 각각 51.7~67.4%, 40.2~65.5%, 33.4~44.6% 낮게 나타났다.

한편 Fig. 5, Fig. 6은 온도구배가 큰 HFC134a/HFC123 혼합냉매를 사용한 경우를 보여주는데 낮은 핀관에서 응축열전달계수는 질량분율로 가중치를 주어 계산한 이상적인 값(Fig. 5의 점선)

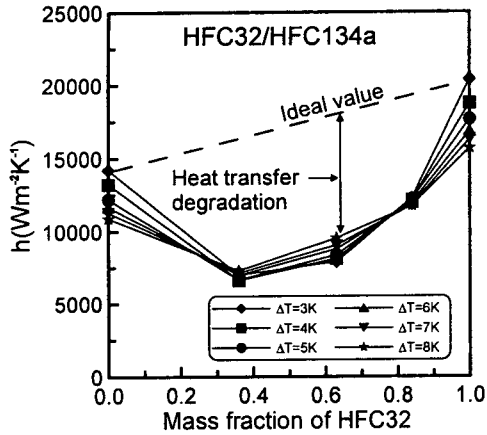


Fig. 3 Condensation HTCs of HFC32/HFC134a on a low fin tube.

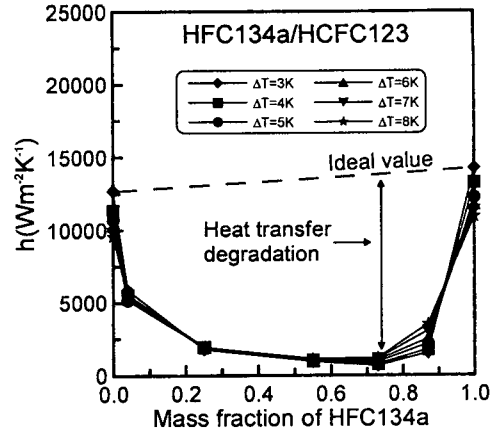


Fig. 5 Condensation HTCs of HFC134a/HCFC123 on a low fin tube.

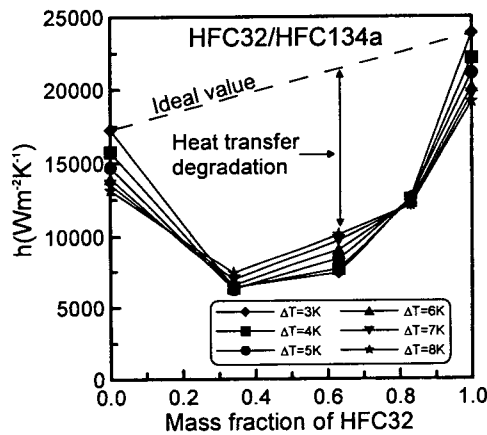


Fig. 4 Condensation HTCs of HFC32/HFC134a on a Turbo-C tube.

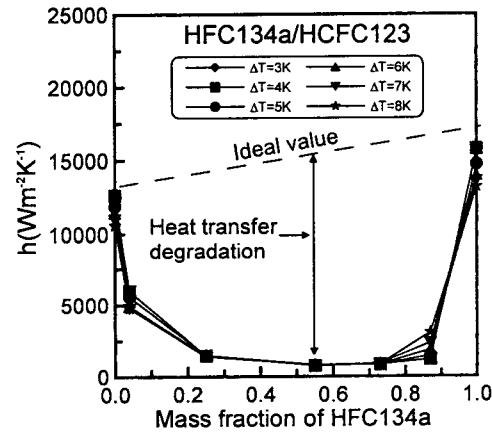


Fig. 6 Condensation HTCs of HFC134a/HCFC123 on a Turbo-C tube.

보다 HFC134a의 조성이 0.08, 0.29, 0.55, 0.74, 0.86인 경우 각각 42.3~54.0%, 80.5~86.4%, 89.2~93.2%, 88.4~95.4%, 72.8~89.1% 낮게 나타났고 Turbo-C 축진관의 경우 이상적인 값(Fig. 6의 점선)보다 HFC134a의 조성이 0.08, 0.29, 0.55, 0.74, 0.86인 경우 각각 51.7~63.9%, 87.5~89.9%, 94.0~95.2%, 93.9~95.7%, 80.2~95.1% 낮게 나타났다.

Kim et al.⁽¹⁵⁾은 동일한 혼합냉매들을 사용하여 같은 조성에서 평관의 외부 응축열전달계수를 측정했다. 이들의 연구결과에 따르면 HFC32/HFC-134a 혼합냉매를 사용했을 때 평관의 열전달계수는 이상적인 값보다 11.0~24.3% 낮게 나타났으

며 HFC134a/HCFC123을 사용했을 때는 이상적인 값보다 18.2~85% 낮게 나타났다. 이들의 연구결과와 본 실험결과를 비교해 보면 혼합냉매의 경우 열전달 축진관에서의 응축열전달계수는 평관의 열전달계수와 마찬가지로 질량전달저항으로 인해 이상적인 값보다 작음을 알 수 있으며 동시에 축진관의 열전달계수 감소폭이 평관의 감소폭보다 훨씬 더 큼을 알 수 있다. 또한 열전달계수가 가장 큰 Turbo-C 축진관의 열전달계수 감소폭이 낮은 평관의 감소폭보다 좀더 큼을 알 수 있다. 이것은 곧 순수냉매 사용시 열전달계수가 높으면 높을수록 비공비 혼합냉매를 사용하면 열전달계수가 더 많이 감소함을 뜻하는 것이다.

Fig. 7과 Fig. 8은 본 실험에서 사용한 두 혼합 냉매의 여러 조성에서 벽면과냉도를 변화시켜 가면서 취한 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관의 열전달계수를 보여준다. 이 그림들에서 알 수 있듯이 대부분의 조성에서 벽면과냉도가 증가함에 따라 열전달계수가 증가하는 열전달 역전현상이 나타났다. Hwang et al.⁽¹³⁾의 데이터가 보여주듯이 순수냉매를 써서 평관에서 실험을 하면 벽면과냉도가 증가함에 따라 열전달계수가 감소하는 것이 일반적이다. 그러나 혼합냉매의 경우에는 Kim et al.⁽¹⁵⁾의 데이터가 보여주듯이 평관에서도 벽면과냉도가 증가함에 따라 열전달계수가 증가하는 역전현상이 나타났다. 이런 특이한 현상은 Hijikata

et al.⁽¹⁰⁾이 CFC113/CFC114를 사용하여 핀 관에서 실험한 결과와 Signe et al.⁽¹¹⁾이 HFC23/HFC-134a를 사용하여 GEWA-SC 촉진관에서 실험한 결과에서도 동일하게 나타나는데 이것은 벽면과냉도가 증가하여 벽면온도가 낮아지면 혼합매체로 인한 확산증기막이 얇게 되어 핀에 의한 열전달 촉진효과가 갑자기 크게 증가하기 때문으로 판단된다.

3.2 열전달 성능 향상

Fig. 9와 Fig. 10은 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관에서의 열전달계수를 평관의 열전달계수로 나

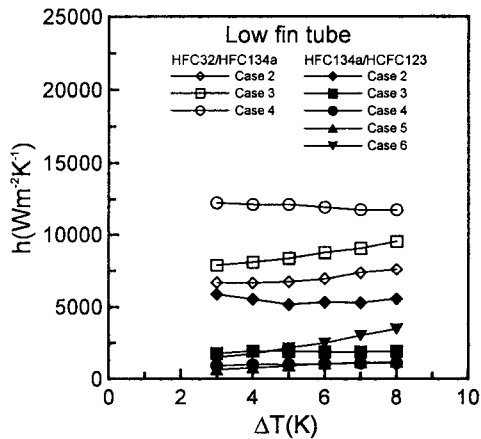


Fig. 7 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a low fin tube.

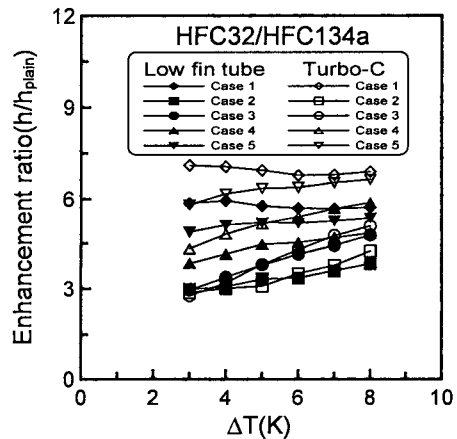


Fig. 9 Heat transfer enhancement ratios of enhanced tubes for HFC32/HFC134a.

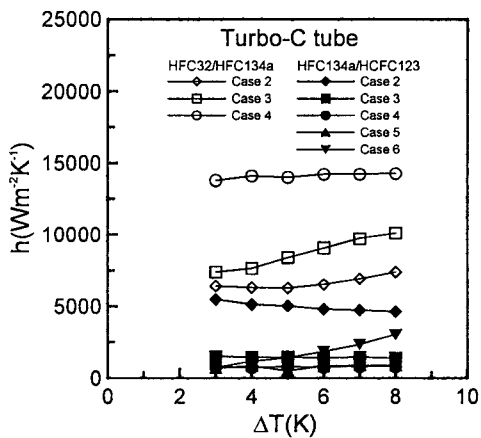


Fig. 8 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a Turbo-C tube.

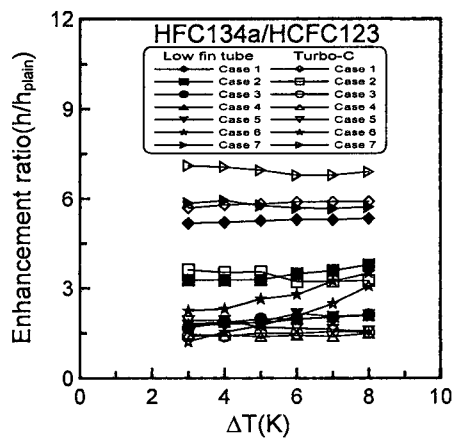


Fig. 10 Heat transfer enhancement ratios of enhanced tubes for HFC134a/HCFC123.

는 열전달 촉진비(enhancement ratio)를 보여준다. 온도구배가 작은 HFC32/HFC134a 혼합냉매의 경우 열전달 촉진비는 HFC32의 조성이 0.39, 0.64, 0.84일 때 낮은 핀관을 사용하면 각각 2.7~4.0, 3.0~4.8, 3.8~4.8로 나타났으며, Turbo-C 촉진관을 사용하면 같은 조성에서 각각 2.5~4.1, 2.8~5.1, 4.0~5.0으로 나타났다. 반면에 온도구배가 큰 HFC134a/HFC123 혼합냉매의 경우 열전달 촉진비는 HFC134a의 조성이 0.08, 0.29, 0.55, 0.74, 0.86일 때 낮은 핀관을 사용하면 각각 3.2~3.8, 1.7~2.1, 1.8~2.1, 1.8~2.1, 2.3~2.1로 나타났으며, Turbo-C 촉진관을 사용하면 같은 조성에서 각각 3.2~3.6, 1.4~1.5, 1.4~1.5, 1.6~1.9, 1.2~3.1로 나타났다.

Fig. 9와 Fig. 10을 통해서 비공비 혼합냉매의 경우 열전달 촉진관을 사용하면 순수냉매를 사용하는 경우보다 열전달 촉진효과가 현저하게 낮음을 알 수 있고 또한 Turbo-C 촉진관과 낮은 핀관의 촉진비가 크게 차이 나지 않음을 알 수 있다. 또한 온도구배가 큰 HFC134a/HFC123 혼합냉매의 촉진비가 HFC32/HFC134a 혼합냉매의 촉진비보다 현저히 낮음을 알 수 있으며 전반적으로 혼합냉매의 온도구배가 클수록 열전달 촉진비가 크게 감소함을 알 수 있다. 이것은 궁극적으로 냉동/공조기에 비공비 혼합냉매를 적용할 때 열전달 촉진관의 형상을 변화시킨다든지 하여 확산증기막의 영향을 최소화시키지 않으면 만족할 만한 성능을 얻을 수 없음을 보여주는 것이다.

4. 결 론

본 연구에서는 온도구배가 다른 두 종류의 비공비 혼합냉매인 HFC32/HFC134a와 HFC134a/HFC123의 조성을 바꾸어 가면서 핀밀도가 26 fpi인 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관에서 증기의 온도를 39°C로 유지하고 벽면과냉도를 3~8 K으로 변화시켜 가면서 외부 응축열전달계수를 측정하였으며 그 결과를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 비공비 혼합냉매를 사용하는 경우 열전달 촉진관의 응축열전달계수는 질량비에 따라 가중치를 주어 계산한 이상적인 값보다 크게 낮은 것으로 나타났다. 온도구배가 작은 HFC32/HFC134a 혼합냉매의 경우 열전달계수 감소폭이 낮은 핀관

에서 21.1~57.6%, Turbo-C 촉진관에서는 33.4~67.4%로 나타났으며 온도구배가 큰 HFC134a/HFC123 혼합냉매의 경우 열전달계수 감소폭은 더 증가하여 낮은 핀관에서 42.3~95.4%, Turbo-C 촉진관에서 63.9~95.7%로 나타났다.

(2) 혼합냉매 사용시 확산증기막의 질량전달저항으로 인해 열전달계수가 감소하는 현상은 평관과 마찬가지로 열전달 촉진관에서도 관찰되었으며 촉진관에서의 열전달계수 감소폭이 평관의 값보다 더 크게 나타났다. 또한 온도구배가 큰 HFC134a/HFC123 혼합냉매의 열전달계수 감소폭이 온도구배가 작은 HFC32/HFC134a의 감소폭보다 더 크게 나타났으며 동일한 냉매의 경우 온도구배가 가장 큰 조성에서 열전달계수의 감소폭이 가장 크게 나타났다.

(3) 순수냉매의 경우와는 달리 비공비 혼합냉매의 경우에는 벽면과냉도가 증가함에 따라 대부분의 조성에서 열전달계수가 증가하는 열전달 역전이 나타났다. 이는 벽면과냉도가 증가함에 따라 확산증기막에 의한 열저항이 갑자기 감소하기 때문으로 판단된다.

(4) 순수냉매에 비해 비공비 혼합냉매의 경우 촉진관의 열전달 촉진비가 상당히 낮은 것으로 나타났고 또한 혼합냉매 사용시 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관의 촉진비가 크게 차이 나지 않음을 알 수 있었다. 끝으로 혼합냉매의 온도구배가 클수록 열전달 촉진비가 크게 감소하는 것으로 나타났다.

후 기

이 논문은 2000년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었음(KRF-2000-E00098).

참고문헌

1. United Nations Environment Programme, 1989, Montreal protocol on substances that deplete the ozone Layer, Final Act.
2. Beatty, K. O. and Katz, D. L., 1948, Condensation of vapors on outside of finned tubes, Chemical Engineering Progress, Vol. 44, No. 1, pp. 55-70.
3. Yau, K. K., Cooper, J. R. and Rose, J. W.,

- 1985, Effect of fin spacing on the performance of horizontal integral fin condenser tubes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 377-383.
4. Rudy, T. M. and Webb, R. L., 1985, An analytical model to predict condensate retention on horizontal integral-fin tubes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 361-368.
 5. Sukhatme, S. P., Jagadish, B. S. and Prabhakran, P., 1990, Film condensation of R-11 vapor on single horizontal enhanced condenser tubes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 229-234.
 6. Kim, N. H., Jung, I. K. and Kim, K. H., 1995, An experimental study on the condensation heat transfer of low-finned tubes, *Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 7, No. 2, pp. 298-309.
 7. Joo, J. K., Cho, S. J., Jung, D. and Kim, C. B., 1997, Condensation heat transfer coefficients of CFC11 and its alternative refrigerants, *Journal of KSME*, Vol. 21, No. 6, pp. 830-840.
 8. Webb, R. L. and Murawski, C. G., 1990, Row Effect for R-11 condensation on enhanced tubes, *Transactions of the ASME*, Vol. 112, pp. 768-776.
 9. Jung, D., Kim, C. B., Cho, S. and Song, K., 1999, Condensation heat transfer coefficients of enhanced tubes with alternative refrigerants for CFC11 and CFC12, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 22, pp. 548-557.
 10. Hijikata, K., Mori, Y., Himeno, N., Inagawa, M. and Takahasi, K., 1986, Free convective filmwise condensation of a binary mixture of vapors, *Proceedings, Int. 8th Heat Transfer Conference*, Vol. 4, pp. 1621-1626.
 11. Signe, J. C., Bonremps, A. and Marvillet, Ch., 1996, Condensation of freon binary mixture outside a bundle of tubes, *2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference*, pp. 1193-1197.
 12. Gabriellii, C. and Vamling, L., 1997, Replacement of R22 in tube-and-shell condensers: experiments and simulations, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 20, pp. 165-178.
 13. Hwang, S. M., Kim, K. K., Jung, D. and Kim, C. B., 1999, Condensation heat transfer coefficients of R22 alternative refrigerants on enhanced tubes, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B*, Vol. 23, No. 4, pp. 459-469.
 14. Honda, H., Takamatsu, N. and Takata, N., 1999, Experimental measurements for condensation of downward flowing R123/R134a in a staggered bundle of horizontal low-finned tubes with four fin geometries, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 22, pp. 615-624.
 15. Kim, K. K., Seo, K. T. and Jung, D., 2000, Condensation heat transfer coefficients of binary refrigerant mixtures on a horizontal smooth tube, *Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 12, No. 12, pp. 1049-1056.
 16. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST thermodynamics and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures-REFPROP Version 6.0.
 17. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mechanical Engineer*, Vol. 75, pp. 3-9.