

자동차 공조장치용 증발기의 전열 성능 예측 Evaporator Thermal Performance Prediction on Automotive Air Conditioning System

김 중 수,* 강 정 길**
J. S. Kim, J. K. Kang

Key Words : Automotive air conditioning system(자동차용 공조장치)
Serpentine type evaporator(serpentine형 증발기), Two phase flow(2상류)
Thermal performance prediction(전열성능예측)
Influence of oil mixture (유혼합의 영향)

ABSTRACT

Recently, automotive air conditioning system manufacturers have been made a great efforts on the system compactness and high efficiency. This growing interest comes improvements in evaporator thermal performance, one of the most important factors affecting the performance of air conditioning system. In order to improve design of compact type evaporator, this study executes performs to develop a computer program for evaporator thermal performance prediction of automotive air conditioning system.

The brief summaries of this study are as follows:

- 1) To predict the overall thermal performance of serpentine type evaporator, the new simulating method is developed.
- 2) The calculations are performed as functions of oil mass concentration and refrigerant two-phase distribution at inlet manifold of evaporator.
- 3) The validity of this simulating program is confirmed by comparing the predicted thermal performance results to experimental results of practical available evaporator.
- 4) Based on these results, suggestions are made to improve the thermal performance of evaporator.

기 호 설 명

A : 단면적, 표면적(m^2)
 C_p : 정압 비열($J/kg \cdot K$)
 D : 수력직경(m)

G : 유량(kg/h)
 h_{LG} : 증발 잠열(kJ/kg)
 NTU : 열통과단위수
 P : 압력 손실(kPa/m)
 Q : 열량(W)

* 부산수산대학교 공과대학 냉동공학과

** 부산수산대학교 대학원

R : 곡률 반경(m)
 T : 절대온도(K)
 U : 열통과율($W/m^2 \cdot K$)
 X : 절대습도(kg/kg_{DA})
 x : 건도
 Γ : 냉매유량비
 ϵ : 열통과 유효도
 ζ : 초기유농도(%)
 <첨 자>
 A : 공기
 DA : 건조공기
 G : 가스
 H : 헤더(header)
 in : 입구
 L : 액체
 max : 최대값
 min : 최소값
 m : 냉매유로번호
 n : 냉매유로에 따른 요소번호
 out : 출구
 o : 냉동기유
 r : 순수냉매
 ro : 냉매-유혼합물
 s : 포화 상태
 t : 총열량, 총유량
 w : 물

1. 서 론

최근 우리나라도 자동차 문화시대에 접어들어 자동차 공조시스템은 매년 그 수요가 증대되고 있다. 이와 같은 소형 공조시스템은 사무실이나 공장 등에서 사용되는 대형의 장치에 비해서 설치면적이 좁으며, 사용환경도 크게 변화하는 등 매우 엄격한 제한을 받고 있다. 또 장래에는 보다 소규모로써 경제성이 높은 시스템을 구성하기 위하여 시스템 전체 및 그 구성기기에 대하여 현재보다 한 단계 높은 고성능화, 소형화, 경량화가 이루어지지 않으면 안된다. 구성기기 중에서 공기를 냉각하는 증발기는 공조능력에 미치는 영향이 매우 크기 때문에 시스템 전체의 고성능화, 소형화, 경량화를 위하여 현재 그 개선 및 개량이 적

극적으로 추진되고 있다.

본 연구에서는 자동차 공조장치용으로 많이 사용되고 있는 다련분기구조를 갖는 증발기를 대상으로 하여, 냉매에의 냉동기유 혼입이 압력손실 및 열전달율에 미치는 영향과 다련분기관에서의 기·액 2상류의 유량분배, 리턴 밴드(return bend)부의 형상인자 등을 고려한 성능예측 시뮬레이션을 행하여 고성능 증발기의 설계·개발을 위한 수법을 제시하였다.

2. 증발기의 구조 및 모델화

2.1 증발기의 구조

본 연구에서 대상으로 하는 증발기는 다련분기구조를 가진 Serpentine 형이며, 증발기의 본체 사진을 Fig.1에 나타냈다. 냉매 분배 헤더(header)는 하부에 있으며, 분배된 냉매는 다수의 냉매유로(25孔)를 가진 평판 튜브내를 흐르게 된다. 각 냉매유로는 공기의 흐름과 직교하며, 비혼합 직교형의 열교환기를 형성한다. 평판튜브는 증발기의 소형, 고성능화를 위하여 몇개의 리턴 밴드부(回轉部)로 되어 있으며, 공기측에는 알루미늄 루버핀(louvered fin)이 부착되어 있다.

2.2 모델 화

수치 시뮬레이션을 위하여 다음과 같은 가정을 둔다.

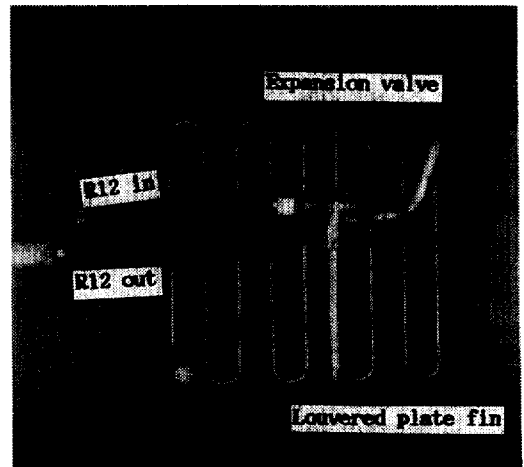


Fig.1 Photo. of serpentine type evaporator

- (1) 증발기는 주위와 완전히 단열된 상태이다.
- (2) 작동은 정상 상태이다.
- (3) 공기 흐름에 대해서는, 단면내의 요소 유로간에는 물질 및 열이동 혼합이 없는 완전한 비혼합 직교류이다.
- (4) 냉매유로방향의 열전도는 무시하며, 관의 열전도는 길이방향의 1차원이다.
- (5) 리턴 밴드부는 단열상태이므로 냉매측의 압력손실만을 고려한다.

3. 시뮬레이션 계산의 개요

3.1 계산의 개요

시뮬레이션 계산은 Fig.2와 같이 각 냉매유로를 미소요소로 나누고, 각 요소에 대한 열 및 물질전달 평형을 구한다. 미소요소의 상세도는 Fig.3과 같다. 냉매유로측의 열전달률, 압력손실 및 냉매 유량분배에 대해서는 金¹⁻³⁾의 연구결과를, 공기측의 열전달률은 Achaic-hia 등⁴⁾의 루버핀에 대한 실험식을 사용하며, 증발기 전면의 공기유속분포는 실측값을 사용한다.

계산에 필요한 입력 데이터는, 증발기의 구조, 형상 및 크기에 대한 것과 냉매측의 순환냉매량, 냉매중에 혼입되는 냉동기유의 농도, 증발온도, 입구 건도 등이 있으며, 공기측에 대한 것은 온도, 습도 및 유속분포이다.

증발기의 성능예측을 위한 시뮬레이션의 실험범위는 Table 1과 같다.

3.2 요소 분할의 방법

요소분할은 2차원(m, n) 매트릭스이다. m 은 Fig.2의 각 냉매유로에 상응하며 공기 입구측을 1로 한다. n 은 냉매의 흐름방향에 대한 요소분할이며, Fig.4와 같이 분배 헤더 쪽을 1, 출구헤더 쪽을 n 으로 하였다.

기본적으로는 Fig.2에 나타난 것과 같이 직관부의 핀 부분을 20등분하여 n 방향의 요소로 하였으며, 핀 면적은 냉매유로의 중간에서 분할하여 양측의 요소로 나누었다. 공기유로의 유속, 온도 및 습도분포의 대표값은 각 요소의 중심점의 값을 사용하였다.

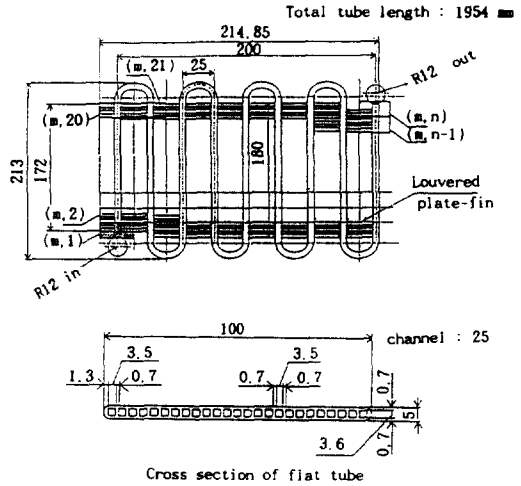


Fig.2 Details of evaporator configuration

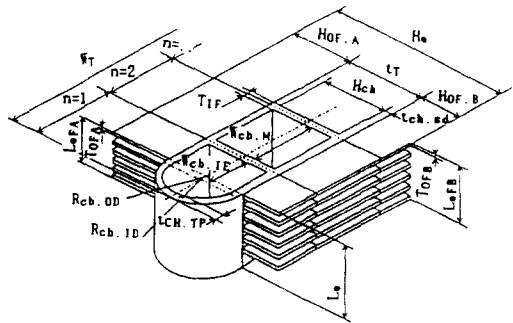


Fig.3 Details of calculation element

Table 1 Experimental Condition

Refrigerant	R12, G=100~150kg/h
Refrigerant Inlet	0.1~0.4
Quality	
Oil & Concentration	Suniso 5 GS, Wo = 0~10 wt %
Inlet Air Condition	DB 25 °C, RH 50%, Va = 2~4 m/s

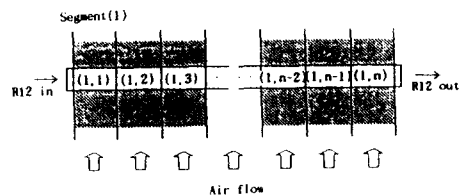


Fig.4 Arrangement of subdivisions

3.3 계산을 위한 형상에 관한 수정

실험 데이터와 실물의 형상적인 차이는 다음의 가정을 두어서 보정한다.

- ① 열전달률 및 압력손실의 평가를 위해서 단면이 원형이 아닌 각 냉매유로를 상당 수력직경으로 환산하였다.
- ② 리턴 밴드부는 완전한 圓弧가 아니기 때문에 중심축을 기준으로 하여 원주길이 가 같은 원호로 치환하여 곡률반경/관내경(R_B/D)을 평가한다.
- ③ 전열면적은 공기측 및 냉매측의 핀 효율을 고려하여 계산한다.

4. 성능예측 계산의 방법

4.1 열량계산 방법

각 요소의 교환 열량은 ϵ -NTU법을 사용하여 계산하였다. 열통과 유효도(heat transfer effectiveness) ϵ 은 다음과 같이 정의된다.

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{G_A C p_A (T_{A.in} - T_{A.out})}{(G C p)_{\min} (T_{A.in} - T_{ro.in})} \dots (1)$$

식 (1)은 냉매가 증발되는 영역에서는 $(G C p)_{\min} = G_A C p_A$ 이며, 냉매 과열증기구역에서는 $(G C p)_{\min} = G C p_G$ 로 된다. NTU(열통과율, Number of Transfer Unit)는 식(2)로 정의되며, 전열면적을 대표하는 무차원수이다.

$$NTU = A \cdot U / (G C p)_{\min} \dots (2)$$

완전 비혼합 직교류형 열교환기의 경우 ϵ -NTU의 관계는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다(Incropera⁵⁾).

$$\epsilon = 1 - \exp \left[\frac{(1/CR)(NTU)^{0.22}}{[-CR(NTU)^{0.78}] - 1} \right] \dots (3)$$

여기서 $CR = (G C p)_{\min} / (G C p)_{\max}$ 이다. 식(1)을 $T_{A.out}$ 에 대하여 정리하면 식(4)와 같다.

$$T_{A.out} = T_{A.in} - \frac{(G C p)_{\min} \epsilon (T_{A.in} - T_{ro.in})}{G_A C p_A} (4)$$

따라서, 각 요소에서의 교환열량은 식 (5)로 계산할 수 있다.

$$Q = G_A C p_A (T_{A.in} - T_{A.out}) \dots (5)$$

냉매측 각 요소의 출구 건도는 열평형을 이용하여 식 (6)으로 구할 수 있다.

$$x_{out} = x_{in} + \frac{Q}{[G_{in,L}(1-\zeta_H) + G_{in,G}] h_{LG}} (6)$$

출구가 과열증기로 될 경우에는 식 (7)을 이용하여 과열증기의 온도를 구할 수 있다.

$$T_{out} = T_s + \frac{(x_{out}-1)[G_{in,L}(1-\zeta_H) + G_{in,G}] h_{LG}}{C p_G [G_{in,L}(1-\zeta_H) + G_{in,G}] + G_{in,L} \zeta_H C p_o} (7)$$

따라서 $\zeta_{Hx.out}$, T_s , x_{out} , T_{out} 과 압력손실의 계산으로부터 구해지는 증발관내의 포화압력 P_s 가 다음 요소에 입력데이터로 사용된다.

4.2 공기측 수증기 응축량의 계산방법

공기측의 인접된 요소는 공기 흐름방향의 하류에 있으며, 직교류형 열교환기이므로 냉매의 흐름방향과 직교되는 방향이다. 외표면의 평균온도가 노점(dew point) 이하로 되면 다음의 요소부터 전열면에 수증기가 응축되는데, 이 때의 응축수량 G_w 는 식 (8), 식 (9)를 이용하여 구할 수 있다. 공기의 체적온도(bulk temperature)가 충분히 낮아져서

$$X_{in} \leq X_s \dots (8)$$

의 조건을 만족하면, 응축수량 G_w 는 식 (9)와 같다.

$$G_w = G_{DA}(X_{in} - X_{s.out}) \dots (9)$$

4.3 증발관내 압력손실의 설정방법

실물 모델을 대상으로 한 시뮬레이션 계산에는 각 냉매유로에서의 압력차가 다음의 조건을 만족시킬 때까지 반복계산을 실시한다.

$$\Delta P_m / \Delta P \leq 0.05 \dots (10)$$

여기서 ΔP_m 은 각 냉매유로의 분배헤더와 출구헤더 사이의 압력차이며, ΔP 는 각 냉매유로의 분배헤더와 출구헤더 사이에서 생기는 압

력손실의 평균값이다. 냉매유량의 최적분배에 관한 시사를 얻기 위한 모델계산에서는 각 냉매유로의 냉매·유혼합물의 유량, 기액유량비 등을 설정해 두었기 때문에 이 경우에는 그것에 필요한 각 냉매유로의 압력손실을 산출하였다.

5. 컴퓨터 프로그램의 개요

5.1 프로그램의 개요

증발기 성능 예측을 위한 컴퓨터 프로그램은 다음과 같이 구성되어 있다.

① 주 프로그램

각종 부 프로그램의 Call과 $NTU-\epsilon$ 법에 의한 열교환량 계산 및 종합 성능의 계산

② 데이터 입력 부프로그램

증발기의 형상 데이터와 작동조건의 입력 처리

③ 공기유속, 온도, 습도분포 처리 부프로그램

공기유속, 온도, 습도의 입력치로부터 스플라인 함수(Spline function)에 의한 처리와 각 요소 대표값의 산출

④ 냉매·유혼합물의 열물성치 부프로그램

냉매·유혼합물의 액 및 증기의 물성치 계산

⑤ 습공기의 열물성치 부프로그램

습공기의 절대습도, 엔탈피, 상대습도, 비열 등의 계산

⑥ 열전달률 부프로그램

냉매측 및 공기측의 열전달률 계산

⑦ 냉매측 압력손실 계산 부프로그램

냉매유로내의 압력손실의 계산

5.2 프로그램의 흐름도

시뮬레이션 계산의 흐름도를 Fig.5에 나타냈다. 실기(Fig.1의 사진)의 작동조건에 대한 계산 예에서는 열전달률 및 교환열량을 반복 계산한 후에 전체 냉매유로에서의 압력손실이 일치될 때까지 반복계산을 행한다.

모델계산의 경우에는 유량분배 등을 설정한 조건에 대하여 각 냉매유로의 압력손실을 구한다.

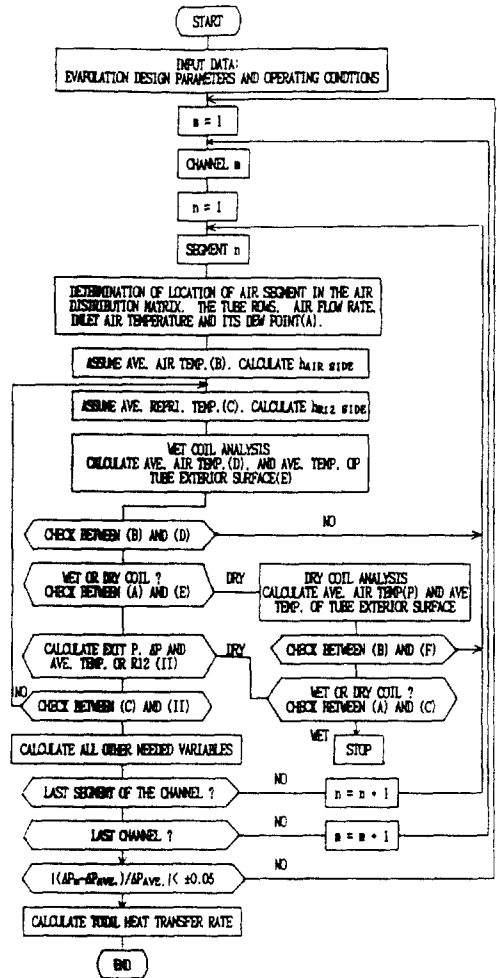


Fig.5 Procedure of calculation

5.3 계산의 조건

먼저 냉방능력의 실측치가 얻어져 있는 실기의 작동조건 및 3가지의 유량분배모델(Fig. 9 참조)에 대하여 순수 냉매시의 성능계산을 한다. 성능예측 계산에서는 각 냉매유로의 압력손실이 일치할 때까지 반복계산을 한다. 실기의 작동조건은, 총냉매유량이 135 kg/h (분지관의 평균질량유속 134 kg/m²·s), 증발기 입구 헷더의 열평형 건도는 0.224, 증발온도 0°C이며, 입구공기 조건은 온도 25°C, 상대습도 50%, 공기평균유속 3.37 m/s이다.

각 모델의 냉매 분배 및 각 냉매유로 입구의 냉매증기 유량비는 다음과 같다.

모델 A :

공기입구측(냉매유로번호 1)에서의 액 냉매분배량이 많고, 건도가 낮은 경우(공기의 출구측에 냉매 유입구를 설치했을 때)

모델 B :

냉매증기의 분배는 실기와 동일하며, 액 냉매유량을 균일하게 분배한 경우

모델 C :

모델 A와는 반대로 공기입구측에 냉매증기의 분배량이 적은 경우(공기입구측에 냉매유입구를 설치한 경우)

위의 A, B, C모델에 대한 풍량, 온도, 습도 등의 공기측 입구조건 및 냉매의 총유량, 증발 온도, 분배헷더 입구의 건도 등의 냉매측 조건은 실기에 대한 계산조건과 동일하다. 이 조건은 냉동유 혼입시에도 적용한다.

6. 계산 결과 및 고찰

Fig. 6~8은 실기에 대한 계산 결과를 나타낸 것이다. 실기의 실측 냉방능력은 약 3,800 W였으며, 계산결과(3,905 W)와 3% 이내로 잘 일치되고 있다. 이 경우 Fig. 6과 같이 각 냉매유로에의 유량 분배량은 거의 동일하며, Nagata⁶⁾ 등의 연구결과와 일치되는 경향을 보이고 있다. 또 증발기 출구에서는 공기의 출구 및 입구측 냉매유로에 dryout 이 발생되며 (Fig. 7), 중앙부 유로에는 냉매가 완전 증발되지 않은 상태로써 성능개선의 여지가 남아 있는 상태이다.

Fig. 8은 실기 모델에 대한 계산결과로서, 각 냉매유로 출구에서의 공기온도의 분포와 평균치를 나타낸 것인데, Fig. 7의 과열증기 구역과 온도분포가 일치되며, 이 구역의 온도가 높은 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 각 모델에 대한 유량분배와 냉매유로 입구에서의 건도분포를 나타낸 것이다.

Fig. 10은 실기 및 3가지 모델의 각 냉매유로에서의 공기평균온도 분포를, Fig. 11에는 각 냉매유로의 출구건도 분포의 계산 결과를 나타냈다. 즉, 냉매분배 헷더의 유입구를 공기 유입구측에 설치하였을 경우(모델 C)에는 공

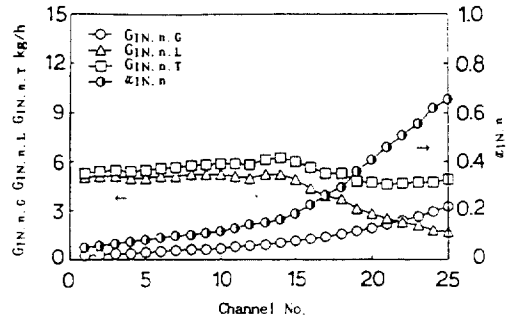


Fig. 6 Distribution of Vapor and liquid flow rate, quality in each channel for practical evaporator

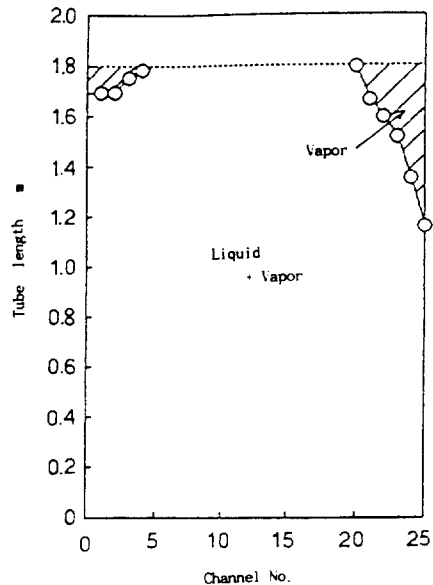


Fig. 7 Dryout point profile for practical evaporator

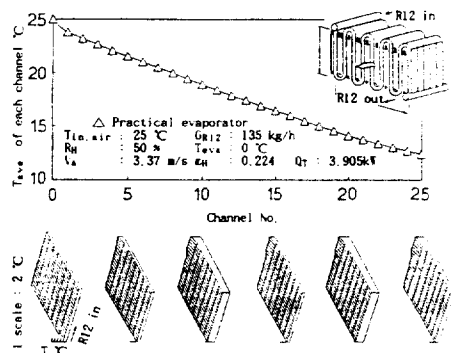
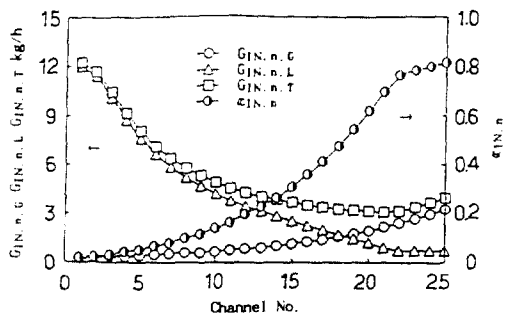
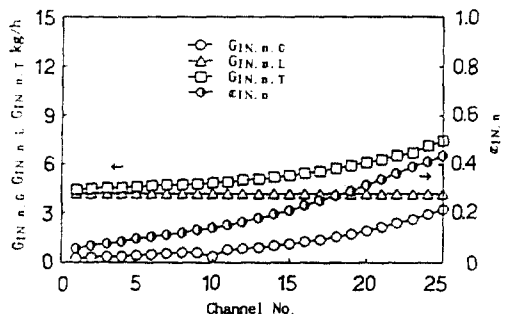


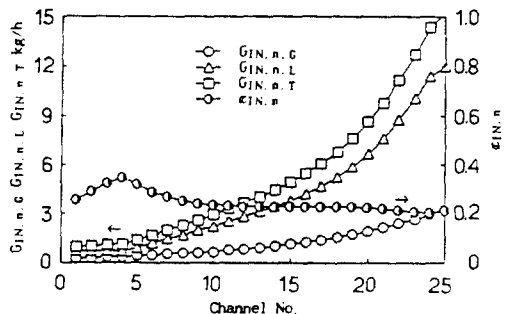
Fig. 8 Average air temperature profile of practical evaporator



(a) Model A



(b) Model B



(c) Model C

Fig.9 Distribution of Vapor and liquid flow rate, quality in each channel inlet for each model

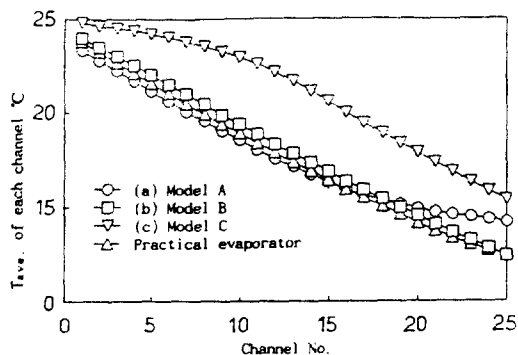


Fig.10 Profile of average air temperature for each model

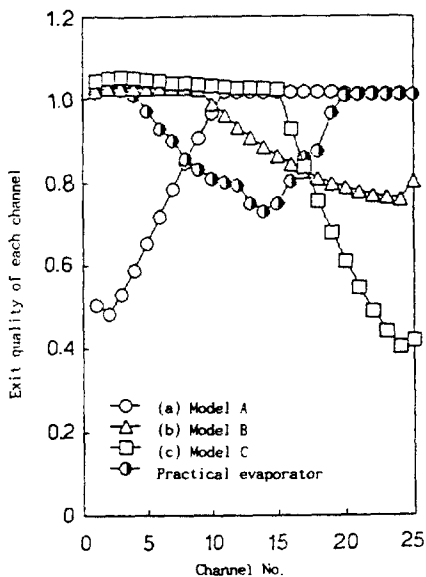


Fig.11 Exit quality profile for each model

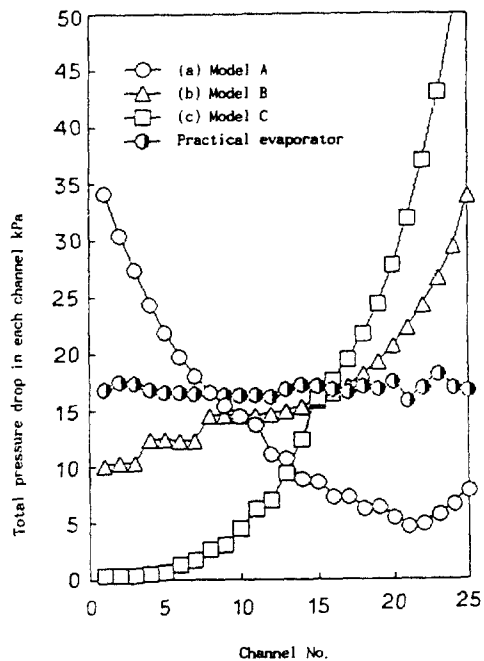


Fig.12 Profile of total pressure drop for each model

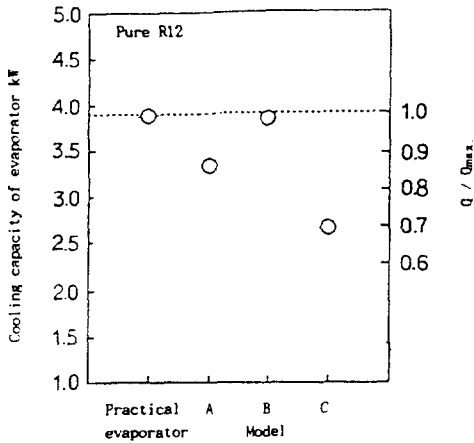


Fig. 13 Comparison of cooling capacity for each model

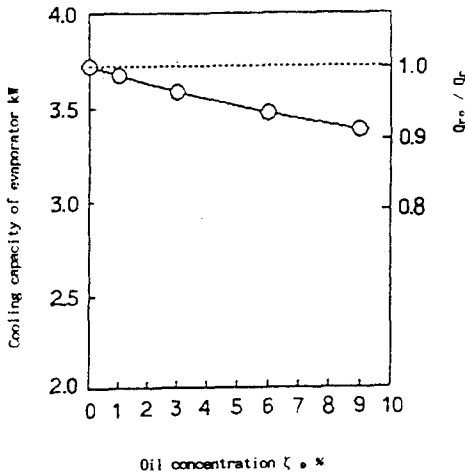


Fig. 14 Effect of oil mixing on evaporator thermal performance

기 유입구 부근의 냉각효과가 나빠져서 성능이 악화되는 것을 알 수 있으며, 반대로 분배헤드의 유입구를 공기 출구측에 설치한 모델 A의 경우에도 공기 출구측 부근의 냉각효과가 낮아져서 성능이 나빠지는 것을 알 수 있다.

각 냉매유로의 출구-입구 사이의 압력손실을 Fig. 12에 나타냈다. 실기의 경우는 앞에서 설명한 것과 같이 이 값이 ±5% 이내로 되도록 반복계산을 하였으며, 3개의 모델에 대해서는 유량분배를 가정하였기 때문에, 각 냉매유로의 압력손실이 다르다. 각 모델에서 가정한 유량분배를 얻기 위해서는 각 냉매유로의

압력손실이 최대압력손실과 일치되도록 저항을 삽입할 필요가 있다.

Fig. 13은 실기 및 각 모델에 대한 냉방능력의 계산결과를 비교한 것이다. 실기의 경우가 가장 냉방능력이 크고 성능이 좋은 것으로 나타났다.

Fig. 14는 증발기의 성능에 미치는 냉동기유의 영향을 나타낸 것이다. 냉동유가 9% 정도 혼입될 경우에 10% 정도의 냉방능력이 감소된 것을 알 수 있다.

7. 결 론

자동차 공기조화 장치용 증발기(serpentine type)에 대하여, 분배기에 있어서의 기액(氣液) 2상류의 유량 분배 및 냉동기유의 혼입이 냉방능력에 미치는 영향을 고려한 Personal Computer용 프로그램을 개발하여 시뮬레이션 계산을 행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 증발기 설계시 간편하고 신속하게 설계제원을 산출할 수 있는 Personal Computer용 성능예측 프로그램을 개발하였다.

2) 본 연구에서 개발한 증발기 성능 예측 프로그램은, 현재까지의 방법에서는 무시되었던 냉매에의 냉동기유 혼입의 영향 및 다련분기관에서의 유량분배특성을 고려하였으며, 그 결과보다 정도높은 성능예측이 가능하였다.

3) 본 프로그램을 이용하여 시뮬레이션 계산을 한 결과와 실기의 실측치가 잘 일치되고 있어 본 수법의 타당성을 확인하였다.

4) 분배헤드 유입구의 위치는 공기 출구측에 설치하면 열교환성능이 향상되는 것을 알았다.

5) 냉동기유가 냉매에 혼입되면 증발기의 성능저하는 매우 크며, 9% 혼입시에 약 10%의 성능이 저하되었다.

후 기

이 연구는 한국과학재단의 1990년도 기초(신진) 연구지원(903-0901-017-1)에 의하여 이루어졌으며 동 재단의 관계제위께 감사의 뜻을 표한다.

참 고 문 헌

1. 金鍾秀, 1989. “空調用 蒸發器의 管内 流動과 傳熱 特性에 관한 研究”, 早稻田大學 博士學位論文.
2. 金鍾秀, 永田勝也, 勝田正文, 友杉宏之, 1988. “蒸發器性能に及ぼす冷凍機油の影響—第1報局所熱傳達について—”, 日本冷凍協會論文集, Vol.5. No.1. pp.89~96.
3. 金鍾秀, 永田勝也, 勝田正文, 友杉宏之, 1988. “蒸發器性能に及ぼす冷凍機油の影響—第2報局所壓力損失について—”, 日本冷凍協會論文集, Vol.5. No.2. pp.77~83.
4. Achaichia, A. and T.A. Cowell, 1988, “Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces”, *Experimental Thermal and Fluids Science*, Vol. 1, pp. 147-157.
5. Incropera, F.P. and D.P. Dewitt, 1990, “Introduction to Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York”, p. 619.
6. Nagata, K., M. Katsuta, J.S. Kim and T. Sakuma, 1988, “Two phase flow distribution in Serpentine type evaporator”, *Pro. of The first KSME-JSME thermal and fluids Eng. Conference*, Vol. 2, pp.212-217.