

자동차 공조용 응축기의 열전달특성에 관한 수치적 연구

Numerical study on the heat transfer characteristics of the condenser for the car air-conditioners

배 성 열*, 정 백 영*, 김 일 겸*, 박 상 록*, 임 장 순**
 S. Y. Bae, B. Y. Chung, I. G. Kim, S. R. Park, C. S. Yim

Key words : Heat transfer rate(열전달량), Condenser(응축기), Louver fins(루버 힌)

Abstract

This paper contains a verification of simulation program to predict the capacity of a condenser used in car air-conditioners. Verification of simulation program is carried out with the comparison error between experiment and simulation bounds within 3.5%. The present investigation shows the results for heat transfer rates of condenser under different operating conditions, such as velocity and degree of superheat. The range of front velocity of air is 1~5m/s. As the front velocity is increased, the heat transfer rate of condenser is largely increased at a low velocity range. In a meanwhile, heat transfer rate of condenser is almost constant in a range of velocity over 3m/s. As for the effect of inlet pressure of refrigerant on the heat transfer rate, we obtained the similar trend of heat transfer rates as like varying the front velocity. Also we have calculated the heat transfer rates with varying inlet superheats of refrigerant, the larger the superheat is, the more heat transfer rate is obtained.

기 호 설 명

A : 전열면적[m²]
 A_c : 흐름의 최소면적[m²]
 A_{D1} : 투영면적[m²]
 A_r : 형상비
 c : 비열[J/kg·K]
 C_{D1} : 항력계수

D_n : 수력직경[m]
 f : 마찰계수
 F : 힌
 G : 유량[kg/h]
 H : 힌 높이[m]
 h : 열전달계수[W/m²·K]
 k : 열전도율[W/m·K]
 L : 루버, 길이
 N : 갯수
 Nu : Nusselt 수
 P : 유체와 접촉하는 둘레길이[m]

* 인하대학교 대학원

** 정회원, 인하대학교 기계공학과

Pr : Prandtl 수
 ΔP_f : 압력손실[N/m²]
 Re : Reynolds 수
 S_1 : 시작과 끝단의 루버 길이[m]
 S_2 : 방향전환 루버 길이[m]
 T : 관
 u_c : 최소면적유속[m/s]
 x : 건도
 η : 표면 효율
 η_f : 흰 효율
 ρ : 밀도[kg/m³]
 μ : 점성계수[N.s/m²]
 θ : 각도[radian, degree]

하첨자

d : 유로길이
 e : 끝단
 eq : 상당
 f : 액상
 g : 기상
 l : 루버, 길이
 Lp : 루버 피치
 o : 전체
 p : 피치
 S : 단상
 S_1 : 루버가 없는 흰
 S_2 : 방향전환 루버
 TP : 이상
 th : 두께
 w : 폭

1. 서 론

최근 우리 나라의 자동차 공업은 괄목할만한 성장을 거듭하여, 자동차용 공조기기의 산업도 빠른 속도로 발전해 오고 있다.⁽¹⁾ 자동차용 공조장치로는 압축기, 열교환기(방열기, 응축기, 증발기, 히터코어), 송풍팬 등으로 구성되어 있다. 이 중에서 열교환기는 공조 공간의 쾌적성 향상, 구성기기의 에너지 효율 향상 등과 밀접한 관계가 있다. 이러

한 자동차용 공조기는 에너지 파동 이후, 에너지 절약에 대한 사회적 요구에 부응하여 고성능화, 소형화, 경량화를 요구하게 되었다. 최근에는 전세계적으로 지구환경문제에 대한 관심이 고조되어 에너지 자원의 효율적인 이용, 환경보호 등을 포함하는 광범위한 문제를 고려할 필요가 있게 되었다. 특히, 자동차용 열교환기는 산업용이나 가정용 공조시스템의 열교환기와는 달리 설치공간의 제약, 부하변동폭의 증대 등으로 인하여 고성능화, 소형화가 요구된다. 또한, 환경 문제, 즉 오존층 파괴의 주범인 CFC 냉매의 규제에 의하여 대체냉매가 사용되고 있으며, 대체냉매로 사용중인 HFC-134a의 특성상 공조장치의 에너지 소비가 증가하기 때문에 구성기기들의 효율향상에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

열교환기에 대한 해석적인 연구로는 주로 가정용 공조기에서 사용되는 fin and tube 형 열교환기⁽²⁻⁴⁾와 자동차용 공조기에서 사용되는 fin and tube 형과 serpentine형 열교환기^(5,6)에 대하여 수행되었으나 자동차 응축기에 사용되고 있는 Parallel flow type 응축기에 대한 연구는 미비한 실정이다.

이에 본 연구에서는 고효율 공조장치 개발의 일환으로 현재 대체냉매로 사용중인 HFC-134a를 냉매로 사용하여 parallel flow type 응축기에 대한 열전달현상을 해석적인 방법으로 고찰하고자 한다.

2. 이론적 배경

2.1 공기축 열전달 해석 및 압력강하

2.1.1 전열면적 계산

전열면적을 계산하기 위하여 Fig.1~Fig.3과 같이 흰 면적을 4개 영역으로 나누었다.

여기서 각 면적은 루버가 없는 면적 A_e , 시작과 끝단의 면적 A_{S1} , 중간 면적 A_{S2} , 루버 면적 A_l 로 구분된다.

이 면적은 다음과 같이 정의된다.

$$A_e = 2F_d[(T_p - T_w - L_1) + (F_p - F_{th})]$$

$$A_{S1} = 4L_1S_1$$

$$A_l = 2L_1L_p(N_1 + N_{S2})$$

$$A_{S2} = 2L_1S_2N_{S2}$$

(1)

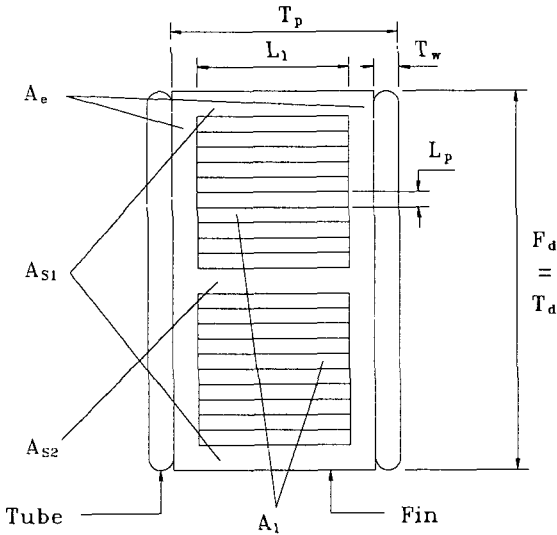


Fig. 1 Dimension of the various fin regions used in the model

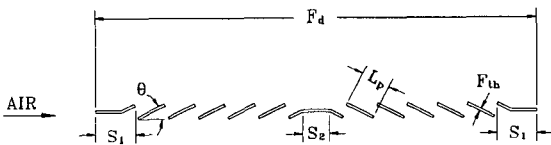


Fig. 2 Cross section of louver fin array

이 면적들을 이용하여, 공기측 전체 전열면적은 다음과 같다.

$$A_o = A_e + A_{s1} + A_1 + A_{s2} \quad (2)$$

2.1.2 공기측 열전달 계수

전체 공기측 열전달 계수 h_o 는 다음과 같다.⁽⁷⁾

$$\eta h_o A_o = h_e A_e + \eta f (h_{s1} A_{s1} + h_1 A_1 + h_{s2} A_{s2}) \quad (3)$$

벽면온도가 일정하고, 직각관에서 완전히 발달한 층류유동일 때의 열전달계수 h_o 는 shah 및 London⁽⁸⁾의 결과를 이용하면 다음과 같다.

$$\frac{h_e D_{he}}{k} = 10.81 + 12.63 Ar - 1.61 r^2 - 18.86 A_r^{0.5} \quad (4)$$

여기서,

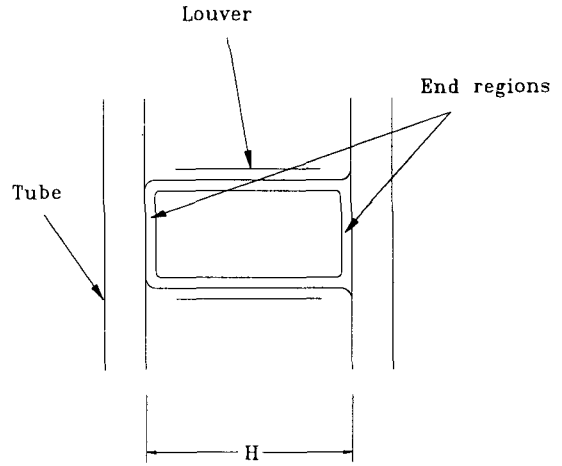


Fig. 3 End regions of the array

$$A_r = \frac{T_P - T_W - S_1}{F_P - F_{th}} \leq 1 \quad (5)$$

$$D_{he} = \frac{4A_{ce}}{P_e} = \frac{4(T_P - T_W - L_1)(F_P - F_{th})}{2(T_P - T_W - L_1 + F_P - F_{th})} \quad (6)$$

흰부에서의 열전달 계수는 Aoki등⁽⁹⁾의 반경험식 (semi-empirical equation)을 이용하여 다음과 같이 계산된다.

$$\frac{h L_P}{k} = F_h Re_{LP}^{0.5} \quad (7)$$

여기서,

$$F_h = \frac{(\eta h_o A_o - h_e A_e)}{k \eta f} \frac{1}{2 L_1 Re_{LP}^{0.5} \beta} \quad (8)$$

$$\beta = \left[2 \left(\frac{S_1}{L_P} \right)^{0.5} (N_1 + N_{s2}) + N_{s2} \left(\frac{S_2}{L_P} \right)^{0.5} \right] \quad (9)$$

$$Re_{LP} = \frac{\rho u_c L_P}{\mu} \quad (10)$$

식(8)의 F_h 는 Davenport⁽¹⁰⁾ 와 Chang과 Wang⁽¹¹⁾의 실험치에 의하여 결정된다.

$$F_h = 0.372 Re_{LP}^{0.080} \left(\frac{2\theta}{\pi} \right)^{0.195} \left(\frac{F_P}{H} \right)^{-0.0522} \quad (11)$$

여기서, θ 는 radian 이다.

따라서, 전체 공기측 열전달 계수 h_o 는 다음과 같이 된다.⁽⁷⁾

$$\eta h_o A_o = h_e A_e + 0.744 \eta k L_1 \beta \times Re_{LP}^{0.580} \left(\frac{2\theta}{\pi} \right)^{0.195} \left(\frac{F_p}{H} \right)^{-0.0522} \quad (12)$$

2.1.3 공기측 압력강하 관계식

루버핀에 대한 공기측 압력강하에 대한 마찰계수는 Webb등⁽¹²⁾이 제안한 수식을 이용하여 계산하였다.

$$f A_o = f_{eA_e} + C_{DI} A_{DI} + 6.242 L_1 L_p \beta Re_{LP}^{-0.759} \cdot \left(\frac{2\theta}{\pi} \right)^{-0.233} \left(\frac{F_p}{H} \right)^{-0.628} \quad 400 < Re_{Dh} < 1000$$

$$f A_o = f_{eA_e} + C_{DI} A_{DI} + 0.876 L_1 L_p \beta Re_{LP}^{-0.455} \cdot \left(\frac{2\theta}{\pi} \right)^{-0.521} \left(\frac{F_p}{H} \right)^{-0.772} \quad 1000 < Re_{Dh} < 4000 \quad (13)$$

여기서,

$$A_{DI} = N_1 L_i F_{th} \quad (14)$$

$$C_{DI} = 2\pi \sin \theta \quad \theta < 8^\circ$$

$$= 0.8 \quad 8^\circ \leq \theta \leq 12^\circ \quad (15)$$

$$= \frac{\cos \theta}{0.222 + \frac{0.283}{\sin \theta}} \quad 12^\circ < \theta$$

2.2 냉매측 열전달 해석 및 압력강하

2.2.1 냉매측 열전달 계수

관내 냉매의 단상영역, 즉 액상영역과 기상영역에서의 열전달 계수를 구하기 위해 Dittus-Boelter⁽¹³⁾의 식을 이용하였다. 관내 냉매의 Reynolds 수는 난류영역에 속할 만큼 크므로 층류의 냉매 열전달에 대해서는 고려하지 않았다. 냉매의 이상영역에서의 열전달현상에 대한 연구로 Traviss등⁽¹⁴⁾, Cavallini와 Zecchin⁽¹⁵⁾, Shah⁽¹⁶⁾의 연구가 있다. 본 연구에서는 이중에서 Dittus-Boelter의 식과 유사하며 사용하기에 편리하기에 Cavallini와 Zecchin의 수식을 사용하였다.

단상영역에서의 열전달관계식은 다음과 같다.

$$Nu = 0.023 Re_{Dh}^{0.8} Pr^{0.3} \quad (16)$$

이상영역에서의 열전달관계식은 다음과 같다.

$$Nu = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr^{0.33} \quad (17)$$

$$Pr = \frac{c_f \mu_f}{k_f} \quad (18)$$

$$Re_{eq} = \frac{GD_h x}{\mu_f} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.5} + \frac{GD_h(1-x)}{\mu_f} \quad (19)$$

2.2.2 냉매측 압력강하 관계식

단상유동에 대한 압력손실은 다음과 같이 계산되어진다.

$$\frac{\Delta p_f}{L} = 4f_s \frac{G^2}{2\rho_s D_h} = 4f_s \frac{Re_{Dh}^2 \mu_f^2}{2\rho_1 D_h^3} \quad (20)$$

여기서, 단상유동에서의 마찰계수 f_s 는 다음과 같다.

$$f_s = 0.079 \times Re_{Dh}^{-0.25} \quad (21)$$

이상유동에서, 마찰압력강하는 마찰인자 항으로 정의될 수 있다. Akers등⁽¹⁷⁾이 상당 질량 속도와 상당 Reynolds수를 정의 하였다.

$$\frac{\Delta p_f}{L} = 4f_{TP} \frac{G_{eq}^2}{2\rho_f D_h} = 4f_{TP} Re_{eq}^2 \mu_f^2 \quad (22)$$

$$G_{eq} = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{1/2} \right] \quad (23)$$

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_f} \quad (24)$$

$$f_{TP} = 0.60 f_f Re_{eq}^{0.087} \quad (25)$$

3. 계산결과 및 고찰

3.1 전산코드의 검증

열교환기의 해석방법으로는 ϵ -NTU방법(effectiveness-NTU method)⁽¹⁸⁾을 사용하였으며 전체

열교환기를 각 요소로 분할하여 계산하는 section by section 방법을 사용하였다. 전체계산 흐름도 (flow chart)는 Fig.4에, 각 요소에 대한 계산 흐름도는 Fig.5에 나타내었다. 냉매측 물성치의 계산은 일본냉동협회 물성표(1990년)⁽¹⁹⁾에 의거하여 프로그래밍하였으며 공기측 물성치의 계산은 ASHRAE Handbook(1989년)⁽²⁰⁾을 근거로 하였다.

본 연구에서 개발한 응축기해석의 정확성과 신뢰성을 입증하기 위해 실험치와 수치해의 열전달량을 비교하였다. 검증에 사용된 응축기의 사양은 Table 1과 같고 응축기의 입구조건으로 공기측 입구온도는 45℃, 냉매측 입구압력은 1.52 Mpa, 과열도는 30℃로 하고, 전면풍속을 1, 2, 3, 4, 5m/s로 변화시켰을 때, 그에 사용하는 냉매측 질량유량은 35, 63, 81, 93, 102kg/h로 비교·검토하였다.

Fig.6은 응축기 입구의 전면풍속의 변화에 따라 수치해와 실험치의 열전달량을 비교한 것으로 전면풍속이 증가함에 따라 열전달량은 전면풍속의

떡급승에 비례하면서 증가함을 나타내고 있으며 이는 전면풍속에 따라 공기측 열전달계수 h_o 는 식 (12)에 나타난 바와 같이 $Re_{Lp}^{0.580}$ 에 비례하기 때문이다. 주어진 조건하에서 수치해와 실험치의 최대오차는 약 3.5%로 나타났다. 따라서 본 연구에서 개발한 이코드는 응축기 해석에 충분히 활용할 수 있다고 생각된다.

3.2 전면풍속 변화에 따른 열전달

Fig.7과 9는 응축기에서 공기의 전면풍속이 응축열전달량에 어떠한 영향을 끼치는 지를 알아보고자 전면풍속을 1m/s에서 5m/s로 변화시키면서 열전달량의 변화를 나타낸 것이다. 이 때 과열도는

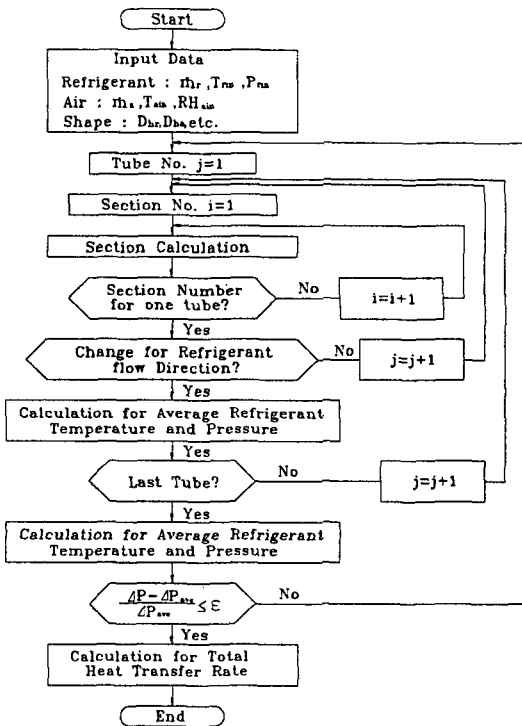


Fig.4 Flow chart of condenser simulation program

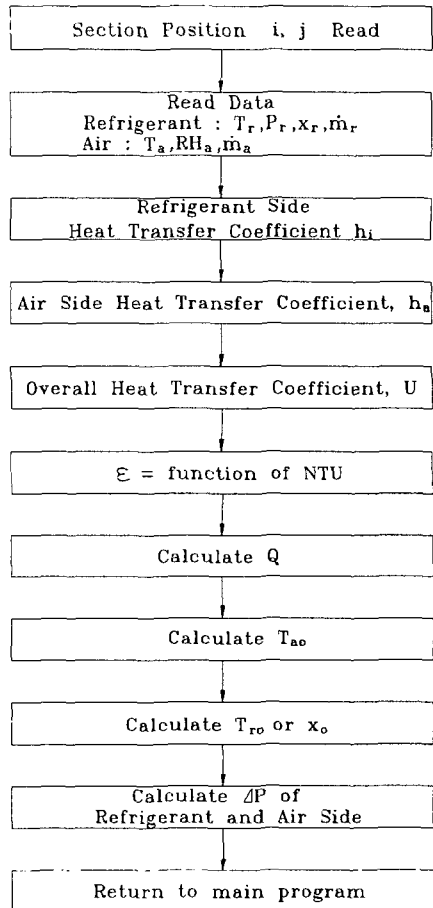


Fig.5 Flow chart of section calculation program

Table 1 Fin geometries used in numerical and experimental study

Parameter	Data
Core size	623.7mm ×306mm
Depth of fin array in flow direction(F_d)	20.0 mm
Tube pitch(T_p)	11.0 mm
Tube width(T_w)	2.0 mm
Louver length(L_1)	7.2 mm
Fin pitch(F_p)	1.5 mm
Fin thickness(F_{th})	0.15mm
Nonlouvered inlet and exit fin regions(S_1)	2.95mm
Re-direction length(S_2)	2.5 mm
Louver pitch(L_p)	1.6 mm
Fin height(H)	9.0 mm
Number of full louvers over flow depth(N_l)	6
Louver angle(θ)	24.5
Tube wall thickness(t_{th})	0.4 mm
Tube depth(T_d)	20.0 mm
Thermal conductivity(k)	150W/m·K

15℃, 냉매 질량유량은 100kg/h로 하고, 공기측 입구온도는 35, 40℃, 그리고 냉매의 입구압력을 1.5, 1.75, 2.0 Mpa로 변화 시키면서 계산을 실행하였다.

Fig.7은 공기측 입구온도가 35℃일 때, 전면풍속 변화에 따른 열전달량을 살펴본 것이다.

냉매측 입구압력이 1.5 Mpa일 때의 경우를 살펴보면 전면풍속이 1m/s에서 2m/s까지는 열전달량이 급격히 증가하지만 3m/s부터는 증가율이 둔화되면서 열전달량의 변화가 적게 나타나고 있다. 그리고, 동일조건에서 냉매측 입구압력이 1.75Mpa, 2.0Mpa일 때도 1.5Mpa의 경우와 마찬가지로 초기 1m/s에서 2m/s까지는 급격한 열전달량의 변화를 보이거나 이후에는 둔화하는 추세를 나타내고 있다. 또한 입구압력이 증가함에 따라 열전달량의 증가율이 둔화하는 경향을 보이고 있다. 이것은 Fig.

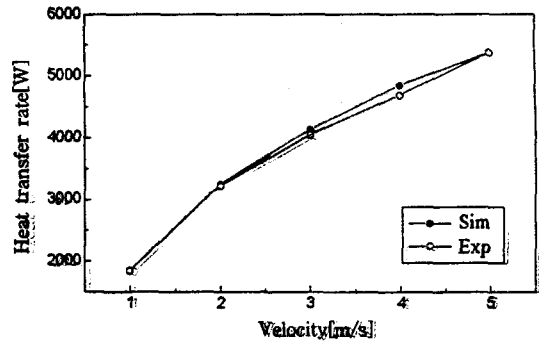


Fig.6 Comparison of heat transfer rate as a function of velocity by simulation and experiment ($T_{ain}=45^\circ\text{C}$, $P_{rin}=1.52\text{MPa}$, $\Delta T=15^\circ\text{C}$)

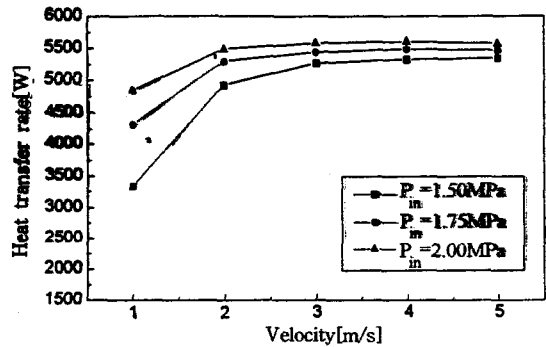


Fig.7 Heat transfer rate as a function of velocity for different pressures ($T_{ain}=35^\circ\text{C}$, $G_r=100\text{kg/h}$, $\Delta T=15^\circ\text{C}$)

8의 동일조건에서의 전면풍속의 변화에 따른 냉매측 출구 건도상태를 보면 전면풍속이 1m/s이고 압력조건이 1.5Mpa일 때는 건도가 0.4569, 1.75 Mpa일 때는 0.2282를 나타내어 이상영역인 것을 알 수 있음을 나타내지만, 입구압력이 2.0Mpa일 때는 건도가 0.0을 나타내어 이미 액상영역인 것을 알 수 있다. 그 이후에는 모든 조건에서 건도가 0.0으로 전부 액상 상태를 나타내고 있다.

Fig.7과 Fig.8의 결과를 통하여 전면풍속에 따른 열전달량의 변화에서 속도가 증가할수록 이상 상태에서 액상상태로 변화되고 이상상태일 경우가 액상상태일 때보다 더 열전달률의 변화가 크고, 또한 압력이 증가할수록 상이 이상상태에서 액상상

태로 변화되므로 열전달량 증가율이 감소한다고 생각된다.

Fig.9는 공기측 입구온도를 40℃로 하고, 전면풍속을 1m/s에서 5m/s로, 냉매측 입구압력을 1.5MPa에서 2.0MPa로 변화시킬 때의 열전달량의 변화를 나타낸 것이다. 전면풍속을 증가시키에 따라 열전달량이 저속에서는 급격하게 증가하지만 속도가 증가함에 따라서는 변화율이 작게 나타나고 있다. 또한 냉매측 입구압력이 증가함에 따라 열전달량은 증가하나 열전달량 증가율이 감소함을 나타내고 있다. 이에 대해서 Fig.10의 전면풍속에 따른 냉매 출구측 건도변화를 살펴보면 전면풍속이 1m/s일 경우에서, 입구압력이 1.5MPa일 때의 건도는 0.6100, 1.75MPa일 때는 0.1622로 건도가 낮아지고 있다.

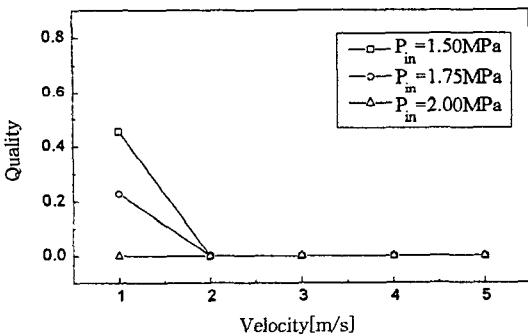


Fig. 8 Condenser outlet quality as a function of velocity for different pressures ($T_{ain}=35^{\circ}\text{C}$, $G_r=100\text{kg/h}$, $\Delta T=15^{\circ}\text{C}$)

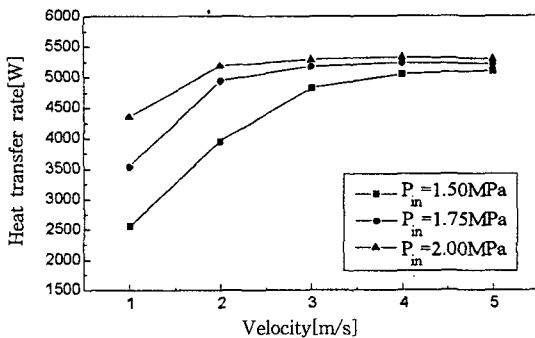


Fig. 9 Heat transfer rate as a function of velocity for different pressures ($T_{ain}=40^{\circ}\text{C}$, $G_r=100\text{kg/h}$, $\Delta T=15^{\circ}\text{C}$)

그리고 압력조건이 1.5MPa일 경우에는 전면풍속이 4m/s에서 건도가 0.0, 1.75MPa와 2.0MPa일 경우에는 2m/s에서 건도가 0.0, 즉 액상영역이 되었음을 나타내고 있다. 따라서 1.5MPa의 경우는 이상영역구간이 길기 때문에 열전달량의 변화율이 크지만 1.75MPa, 2.0MPa의 경우는 곧 액상상태가 되어 열전달량 변화가 크지 않음을 알 수 있다.

또한 공기측 입구온도가 35℃, 40℃로 증가할수록 열전달량은 감소하고 있다. 이는 냉매측 입구온도(85℃)를 일정하게 하였으므로 공기측 입구온도가 증가할수록 온도차가 작아져 열교환이 잘 이루어지지 않기 때문이라고 생각된다. 또한 전면풍속의 영향이 공기측 입구온도를 35℃로 한 Fig.7에서는 압력조건이 1.5MPa, 1.75MPa, 2.0MPa에서 3m/s이후에는 열전달량의 변화가 약 1%내외로 거의 변화가 없는 것으로 나타났고, 공기측 입구온도가 40℃인 Fig.9에서는 압력조건이 2.0MPa와 1.75MPa에서는 전면풍속이 3m/s 이후 열전달량의 변화가 1%미만으로 나타났고, 1.5MPa에서는 4m/s이후에는 변화가 작게 나타났다.

따라서, 냉매 질량유량이 일정한 경우에는 응축기의 적정 전면풍속이 존재함을 알 수 있다.

3.3 과열도 변화에 따른 열전달

Fig.11은 과열도를 변화에 따른 열전달량의 영향을 나타낸 것으로 공기측 입구온도는 3.5℃, 전면풍속은 3m/s, 냉매측 질량유량은 80kg/h로 하고, 냉매측 입구압력은 1.5MPa, 1.75MPa일 때, 과열

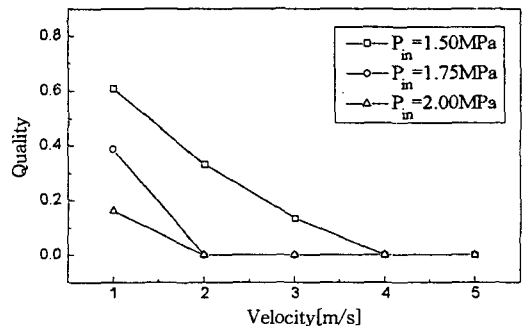


Fig. 10 Condenser outlet quality as a function of velocity for different pressures ($T_{ain}=40^{\circ}\text{C}$, $G_r=100\text{kg/h}$, $\Delta T=15^{\circ}\text{C}$)

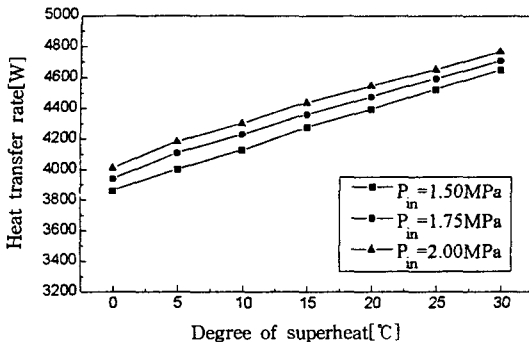


Fig. 11 Heat transfer rate as a function of degree of superheat for different pressures ($T_{\text{air}}=35^{\circ}\text{C}$, $u_{\text{air}}=3\text{m/s}$, $G_r=80\text{kg/h}$)

도를 0°C 에서 30°C 까지 5°C 씩 증가시키면서 열전달량의 변화를 고찰하였다. 과열도가 증가함에 따른 열전달량은 선형적으로 증가함을 나타내고 있으며, 냉매측 입구압력을 증가시킬 때는 열전달량의 차가 일정하게 나타나고 있다.

4. 결 론

자동차 공조용 응축기의 전열 특성에 관한 각 열전달 관계식을 도입하여 프로그램을 구성하여 열전달량을 계산하였다.

본 연구에서 사용한 프로그램의 수치해와 실험치를 비교한 결과, 잘 일치함에 따라 이를 이용하여 전면풍속과 과열도 변화에 따른 열전달량을 계산하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 본 연구에서 사용한 프로그램의 수치해와 실험치의 열전달량을 비교한 결과 최대오차는 약 3.5%로 나타났다.

2) 본 연구에서 사용된 시료는 냉매의 질량유량 100kg/h , 냉매의 입구압력 1.5, 1.75, 2.0MPa, 공기의 입구온도 35°C , 40°C 인 작동조건에서 전면풍속이 3m/s 이후에는 열전달량의 포화점이 나타나고 있어 실제운전범위로는 전면풍속을 3m/s 이하에서 열전달량의 포화점이 나타나고 있어 실제운전범위로는 전면풍속을 3m/s 이하로 하는 것이 추천된다.

3) 과열도의 증가에 따른 열전달량의 변화는 선

형적인 증가를 보였다.

참 고 문 헌

1. 기아경제연구소, 1992, "자동차 산업동향과 과제", 기아경제연구소, No. 4, pp. 11~25.
2. Domanski, P.A., 1989, "An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution", NISTIR 89-4133.
3. Chwalowski, M., Didion, D.A. and Domanski, P.A., 1989, "Verification of evaporator computer models and analysis of performance of an evaporator coil", ASHRAE Transaction, Vol. 95(1), pp. 1229~1236.
4. Domanski, P.A., 1991, "Simulation of an evaporator with nonuniform one-dimensional air distribution", ASHRAE Transaction: Symposia, Vol. 97, pp. 793~802.
5. Lynn L, Yan, A. Haji-Sheikh, and D. Y.S. Lou, 1991, "Performance of automotive condensers using CFC-12 and CFC-134a: A numerical study", ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings, Vol. 4, pp. 375~382.
6. Francisco Castro, Francisco V. Tinaut and A.A. Rahman Ali, 1993, "Automotive evaporator and condenser modeling", SAE, 931121, pp. 415~421.
7. Webb, R.L., Chang, Y., and Wang, C., 1995, "Heat transfer and friction correlations for the louver fin geometry", IMechE, pp. 533~541.
8. Shah, R.K., and London, A.L., 1978, "Laminar flow forced convection in ducts", Academic Press, New York, pp. 196.
9. Aoki, H., Shinagawa, T., and Suga, K., 1989, "An experimental study of the local heat transfer characteristics in automotive louvered fins", Experimental Ther-

- mal and Fluid Science, Vol. 2, pp. 293~300.
10. Davenport, C. J., 1983, "Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin", Heat Transfer Seattle 1983, N.M.Farukhi ed., AIChE Symp. Ser., Vol. 99, pp. 300~306.
 11. Chang, Y. J., and Wang, C. C., 1995, "Air side performance of brazed aluminum heat exchangers", to be published in Journal of Enhanced Heat Transfer.
 12. Sahnoun, A., and Webb, R.L., 1992, "Prediction of heat transfer and friction for louver fin geometry", J. of Heat Transfer, Vol. 114, pp. 893~900.
 13. Dittus, F.W., and Boelter, I.M.K., 1930, Univ. Calif. (berkeley) Pub. Eng., Vol. 2, pp. 443.
 14. 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.
 15. Cavallini, A., and Zecchin, R., 1974, "A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation", Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf., 79, pp. 309~313.
 16. 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.
 17. Akers, W.M. Deans, H.A., and Crosser, O.K., 1958, "Condensation heat transfer within horizontal tubes", Chemical Engineering Progressive Symposium Series, Vol. 55, No. 29, pp. 171~176.
 18. Sadik Kakac, 1991, "Boilers, evaporators, and condensers", John Wiley & Sons, Inc.
 19. 日本冷凍協會・日本フロンガス協會, 1990, "代替フロン類の熱物性-HFC-134a および HCFC-123", 日本冷凍協會.
 20. ASHRAE Handbook, 1989, "Fundamentals", ASHRAE.