

자동차용 리시버/건조기 일체형 응축기의 성능해석

원 성 필[†]

울산대학교 기계자동차공학부

Performance Analysis of Integral Receiver/Dryer Condenser for Automobile

Sung-Pil Won[†]

School of Mechanical Automotive Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

(Received June 5, 2006; revision received December 15, 2006)

ABSTRACT: The important problems from the point of view of preventing global warming are to save the power consumption of automotive air-conditioning systems and reduce the refrigerant amount filled. To achieve such requirements, integral receiver/dryer (R/D) condensers were developed recently. Typical integral R/D condensers have extra headers that play the role of R/D. Except an extra header and somewhat complex tube array resulting from the extra header, the most integral R/D condensers have almost the same specification that tube has multi channels, fin has louvers, flow in tube is parallel, etc. When integral condensers are applied, it is known that the refrigerating effect increases, resulting from the increase of sub-cooling degree in condenser, and the refrigerant amount used saves. In spite of several merits, integral condensers have not been applied a lot. That is why there is an uncertainty in performance, using integral condensers. The objective of this study is to theoretically optimize the tube array in an integral R/D condenser that is really being applied to some vehicles. The tube array has a great effect on the performance of the integral condenser as well as common ones. Through computer simulation, we could see that the tube array, 14-6-3-5-3-4, in the same condenser was the best, comparing heat release rate, pressure drop, etc. to the real array, 17-5-3-3-2-5. It should be noted that the optimization is based on the condenser performance only.

Key words: Integral R/D condenser(리시버/건조기 일체형 응축기), Tube array(튜브배열), Sub-cooling(과냉), Mathematical modeling(수학적 모델링), Heat release rate(열방출률), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]
 c_p : 정압비열 [$J/kg\ ^\circ C$]

D_H : 수력직경, $4A$ /perimeter [m]
 f : 관마찰계수
 G : 질량유속, ρv [$kg/m^2 s$]
 h : 열전달계수 [$W/m^2\ ^\circ C$]
 i : 엔탈피 [J/kg]
 k : 열전도도 [$W/m\ ^\circ C$]
 L : 길이 [m]
 m : 질량유량 [kg/s]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-52-259-2133; fax: +82-52-259-1680

E-mail address: spwon@mail.ulsan.ac.kr

- P : 압력 [Pa]
 Pr : Prandtl 수, $\mu c_p / k$
 Q : 열방출률 [W]
 Re : Reynolds 수, GD_H / μ
 St : Stanton 수, $h / (Gc_p)$
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 U : 총열전달계수 [W/m^2C]
 v : 속도 [m/s]
 x : 건도
 Z : 유동방향 길이 [m]

그리스 문자

- δ : 두께 [m]
 η : 효율
 μ : 점성계수 [$N \cdot s/m^2$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- a : 공기
 f : 핀
 l : 액상
 r : 냉매
 v : 기상

1. 서 론

1980년대 말부터 냉매에 의한 환경문제가 대두된 이래 R134a와 같은 HFC 계열 대체냉매가 사용되면서 오존층파괴의 문제는 어느 정도 해결되었으나, 냉매에 의한 지구온난화 문제는 아직도 미결인 상태에 있다. 특히 자동차용 에어컨은 일반 냉장고나 에어컨보다 누설위험이 매우 높기 때문에 냉매충진량을 줄이면서 소요동력까지 줄일 수 있다면 매우 바람직한 것이 된다.

이러한 요구에 의해 개발된 것이 리시버/건조기(약어: R/D) 일체형 응축기이다.^(1,2) Fig. 1은 Denso사에서 개발된 전형적인 일체형 응축기를 보여주고 있다. 그림을 보면 기존의 응축기에 R/D 역할을 하는 헤더(header)가 하나 더 장착되어 있다. 이 헤더에서 냉매수위가 충분히 유지되면 마지막 냉매패스에서는 액체만 흐르게 되고 응축기 출구의 과냉도(subcooling degree)가 커지게 된다. 과

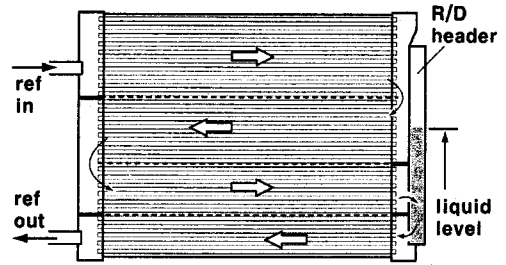


Fig. 1 Integral R/D condenser shape (Denso Corporation, 1996).

냉도가 커지면 증발기의 냉동효과가 커져 증발기의 성능이 향상된다. 아울러 일체형 응축기는 R/D가 분리되어 있는 일반 응축기보다 냉매충진량이 대략 50~100 g 정도 적다고 알려져 있으며, 일반적으로 냉매충진량이 적으면 소요동력이 작아진다. 이러한 이점이 있는데도 자동차용 일체형 응축기의 사용은 매우 제한적이다. 현재 몇 종의 SUV에 적용되고 있는데, 이것은 일체형 응축기 성능의 불확실성 때문이다. 따라서 본 논문의 목적은 R/D 일체형 응축기의 성능을 이론적으로 고찰하는 데에 있다.

일반적인 분리형 응축기에 대한 이론적 연구는 많이 있다. Mathur는 다중 채널과 파동형 핀 또는 루버 핀을 가진 평행류 응축기에 대해서 냉매와 튜브배열에 따른 성능을 분석하였으며,⁽³⁻⁵⁾ Stewart는 루버 핀이 달린 응축기의 최적화를 시스템 전체를 해석하여 검토하였고,⁽⁶⁾ Stephan은 일반적인 튜브-루버 핀 응축기의 성능을 실험적으로 분석하였다.⁽⁷⁾

본 논문에서는 실제 사용되고 있는 R/D 일체형 응축기를 선정하여 이론적으로 해석하고, 성능 분석을 통해서 최적의 튜브배열을 찾고자 한다. 튜브배열의 변화는 일반적인 응축기뿐만 아니라 일체형 응축기의 성능에도 지대한 영향을 끼친다. 기준이 되는 R/D 일체형 응축기 모델은 국내 H사가 개발한 6-pass형(냉매 R134a)으로 Fig. 2에서 그 내부구조를 개략적으로 보여주고 있다. 그림에서 보듯이 패스 1을 통과한 후 중간 헤더에서 패스 2와 패스 4로 나뉘어 흐르고, R/D 헤더에서 합쳐져 마지막 패스 6을 흐른다. 각 패스의 튜브 수(튜브배열)는 17-5-3-3-2-5이며, 튜브는 16개의 다중 채널을 갖고 있다.

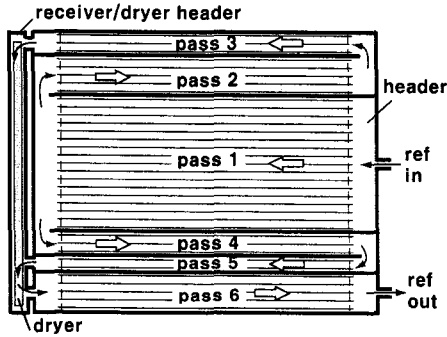


Fig. 2 Schematic diagram of integral R/D condenser model (Halla Co.).

2. 수학적 모델링 및 계산방법

Fig. 2와 같은 6-pass 응축기를 모델링할 때 냉매유로가 나누어지고 합쳐지는 과정을 잘 묘사해야 한다. 그러나 해석에 사용되는 기본방정식은 동일하다.

2.1 기본방정식

일체형 응축기의 수학적 모델링에 사용된 가정은 다음과 같다.

- (1) 냉매와 공기는 각각 1차원 유동이다.
- (2) 공기는 건공기(dry air)로 취급한다.
- (3) 중간 헤더(패스 2와 패스 4로 나누는 헤더)에서 중력의 영향은 무시한다.
- (4) 리시버 헤더의 냉매수위를 계산할 때를 제외하고는 유동의 부차적 손실은 고려하지 않는다.

냉매가 방출한 열은 공기가 흡수한 열과 같아야하므로 열교환기 효율을 사용하여 에너지보존식을 정리하면 다음과 같다.

$$Q_r = Q_a = \epsilon Q_{\max} \quad (1)$$

$$Q_{\max} = C_{\min} (T_{ri} - T_{ai}) \quad (2)$$

Superheated or subcooled state

$$\epsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C}\right) \cdot NTU^{0.22}\right] \times \left\{\exp(-C \cdot NTU^{0.78}) - 1\right\} \quad (3)$$

where $C = C_{\min} / C_{\max}$, $NTU = U_o A_o / C_{\min}$,
 $C_{\min} = (m c_p)_{\min}$, $C_{\max} = (m c_p)_{\max}$

Saturated state

$$\epsilon = 1 - \exp(-U_o A_o / C_{\min}) \quad (4)$$

where $C_{\min} = (m c_p)_{\min} = m_a c_{pa}$

위 식에서 Q_r 과 Q_a 는 냉매측과 공기측의 열전달률을 각각 나타내고, m 은 질량유량을 나타내며, A_o 는 총전열면적이고 총열전달계수 U_o 는 다음과 같이 나타낼 수 있다(전도저항 무시).

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{A_o}{A_i h_r} + \frac{1 - \eta_f}{h_a (A_p / A_f + \eta_f)}} \quad (5)$$

식(5)에서 h_a 와 h_r 은 공기와 냉매의 열전달계수를 각각 나타내고 A_i 는 튜브 안쪽 전열면적, A_f 는 핀의 전열면적, A_p 는 튜브 바깥쪽 전열면적을 나타내고, η_f 는 핀 효율로서 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(L_{fh} \left(\frac{2h_a}{k_f \delta_f}\right)^{0.5}\right)}{L_{fh} \left(\frac{2h_a}{k_f \delta_f}\right)^{0.5}} \quad (6)$$

식(6)에서 L_{fh} 는 핀 높이, δ_f 는 핀 두께, k_f 는 핀의 열전도도이다. Fig. 3은 튜브와 루버 핀의 형태와 기호를 보여주고 있다.

공기측 열전달계수는 비교적 간단하면서도 정확한 값을 주는 것으로 알려진 Davenport 관계식으로 구한다.^(8,9)

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0.249 Re_{lp}^{-0.42} \cdot L_{lh}^{0.33} \times (L_{ll} / L_{fh})^{1.1} \cdot L_{fh}^{0.26} \cdot 1000^{0.59} \quad (7)$$

for $300 < Re_{lp} = \rho_a v_a L_{lp} / \mu_a < 4000$

냉매측 열전달계수는 단상영역(single phase, 과열 또는 과냉영역)의 경우 Gnielinski 관계식을 사용한다.⁽¹⁰⁾

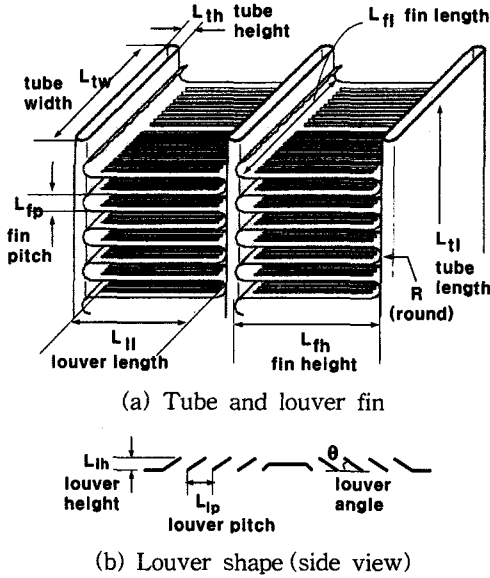


Fig. 3 Shapes of tube and louver fin.

$$Nu_{D_H} = \frac{(f/8)(Re_{D_H} - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (8)$$

where $f = 1/(0.79 \ln Re_{D_H} - 1.64)^2$

식(8)에서 D_H 는 튜브의 수력직경이고, f 는 마찰계수이며, 적용범위는 Pr 수 0.5에서 2000 사이, Re 수 2300에서 5×10^6 사이이다. 한편 단상영역에서의 압력손실은 마찰계수를 사용하여 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$\Delta P_f = f \cdot (\Delta Z/D_H)(G^2/2\rho) \quad (9)$$

where $G = \rho \cdot v$, $Z = \text{flow length}$

한편 이상영역(two-phase)에서 냉매의 열전달 계수는 Cavallini-Zecchin 관계식을 사용한다.⁽¹¹⁾

$$h_r = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_l^{0.33} k_l / D_H \quad (10)$$

where $Re_{eq} = Re_l + Re_v \frac{\mu_v}{\mu_l} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)$,
 $Re_l = \frac{G(1-x)D_H}{\mu_l}$, $Re_v = \frac{GxD_H}{\mu_v}$,
 $x = \text{quality}$

위 식에서 하첨자 l 은 액상(liquid phase)을 v 는 기상(vapor phase)을 각각 나타낸다. 이상영역에서의 압력손실은 Lockart-Martenelli 관계식을 사용한다.⁽¹²⁾

$$\Delta P_{tp} = \Delta P_l \cdot \Phi_{ij}^2 \quad (11)$$

where $\Phi_{ij} = [1 + X_{ij}^a]^b$, $a, b = \text{constant}$

X_{ij} 는 액상과 기상의 유동상태에 따라 결정되는 인수로 두 상 모두 난류라면 $a = -0.49$, $b = 2.05$ 이며 X_{ij} 는 다음과 같이 표현된다.

$$X_{ij} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (12)$$

2.2 중간 헤더에서의 냉매배분

패스 1을 통과한 후 냉매는 패스 2와 패스 4로 배분된다. 중간 헤더에서 중력의 영향은 무시할 수 있으므로 두 패스로 분배되는 냉매의 건도는 동일하다. 결국 냉매 질량유량의 적당한 분배가 일어나는데, 그 배분조건은 패스 2-3을 통과하는 냉매의 압력강하와 패스 4-5를 통과하는 냉매의 압력강하가 같아야 한다는 것이다. 즉,

$$\Delta P_{2-3} = \Delta P_{4-5} \quad (13)$$

2.3 리시버/건조기 헤더에서의 냉매 혼합

R/D 헤더에서의 냉매혼합은 단열과정으로 생각한다. 패스 3과 패스 5의 냉매 출구상태에 관계없이 압력균형과 에너지보존은 성립하므로 헤더에서의 압력과 엔탈피는 다음과 같다.

$$P_o = P_3 = P_5 \quad (14)$$

$$i_o = (m_3 i_3 + m_5 i_5) / (m_3 + m_5) \quad (15)$$

하첨자 o 는 R/D 헤더를 나타내고 숫자는 각 패스의 출구를 의미한다. 한편 온도, 밀도, 건도 등 다른 물성치는 패스 3과 패스 5의 냉매 출구상태에 따라 세 가지 경우(모두 포화상태, 하나만 포화상태 및 모두 과냉상태)로 구분하여 구한다.

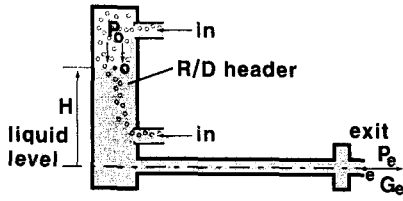


Fig. 4 Liquid level in R/D header.

2.4 리시버/건조기 헤더에서의 냉매수위

정상상태의 경우 R/D 헤더에서의 냉매수위는 일정할 것이다. 따라서 냉매수위는 지점 *o*와 패스 6의 출구 지점 *e* 사이에 베르누이방정식을 적용하여 구할 수 있다(Fig.4 참조). 즉,

$$\rho_o g H = \sum_n K_n \frac{G_n^2}{2\rho_n} + \frac{G_e^2}{2\rho_e} \quad (16)$$

위 식의 우변 첫째 항은 지점 *o*와 지점 *e* 사이의 부차적 손실의 총합을 나타내며, *K*는 부차적 손실계수이다.

Table 1 Specification of integral R/D condenser

| Variable | Details |
|---------------------------------|--------------|
| Coil length (mm) | 680 |
| Coil height (mm) | 350 |
| Tube length (mm) | 695 |
| Tube width (mm) | 16 |
| Tube height (mm) | 1.8 |
| Tube pitch (mm) | 9.7 |
| Tube wall thickness (mm) | 0.2 |
| Number of refrigerant pass | 6 |
| Tube per pass | 17-5-3-3-2-5 |
| Number of channels/tube | 16 |
| Channel hydraulic diameter (mm) | 0.95 |
| Fin height (mm) | 8.1 |
| Fin length (mm) | 16 |
| Fin pitch (mm) | 2.5 |
| Fin thickness (mm) | 0.1 |
| Louver length (mm) | 7 |
| Louver pitch (mm) | 1.3 |
| Louver height approx. (mm) | 0.25 |
| Louver angle approx. (degree) | 25 |

2.5 계산방법

계산은 각 패스당 튜브를 20개 이상의 요소(element)로 나누고 각 요소의 입구조건으로부터 출구의 상태를 차례대로 구해 나가는 방식으로 진행된다. 각 요소에서도 질량보존, 에너지보존 및 압력균형식들이 성립해야 하며, 이를 바탕으로 출구상태를 결정하게 된다. 예를 들어 과열의 경우 냉매 출구온도를 가정하여 모든 물성치, 마찰계수 및 열교환기 효율을 구하면 열방출률과 압력강하를 구할 수 있다. 계산된 열방출률로부터 냉매 출구온도를 새로이 계산할 수 있는데, 이 값을 원래 가정한 값과 비교하여 같지 않다면 수정하여 반복계산하게 된다. 포화상태의 경우는 출구측 건도도 모르기 때문에 온도와 건도를 가정하여 반복 계산하게 된다. 물론 중간 헤더에서의 냉매 배분조건이나 R/D 헤더에서의 상태량 결정 조건들이 추가된다.

계산에서 각 패스당 요소의 수는 20개 이상인 경우 결과에 큰 차이가 없었으므로 30개를 잡아 계산하였다.

3. 결과 및 고찰

국내 H사의 R/D 일체형 응축기의 사양은 Table 1과 같으며, 이 사양을 기본으로 하여 계산을 수행하고 최적화하였다. 계산에 필요한 기본 작동조건은 Table 2와 같다. 이 조건은 R/D 일체형의 튜브 배열을 재래식 4-pass로 가정한 경우 5.5℃의 출구 과냉도를 주는 값이다.

3.1 재래식 4-pass 응축기의 경우

일체형 응축기의 6-pass를 재래식인 4-pass로 생각하면 각 패스의 튜브 수는 17-8-5-5이다. 이

Table 2 Operating condition (Base case)

| Condition | Details |
|--------------------------------|---------------|
| Air inlet velocity | 3.5 m/s |
| Air inlet temperature | 35℃ |
| Pressure of condenser inlet | 1,600 kPa |
| Temperature of condenser inlet | 25℃ superheat |
| Mass flow rate of refrigerant | 0.035 kg/s |

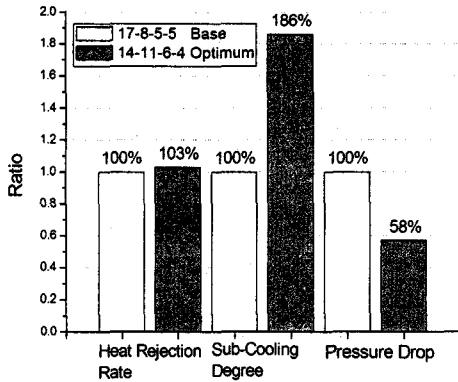


Fig. 5 Comparison of performance between 17-8-5-5 array and 14-11-6-4 array.

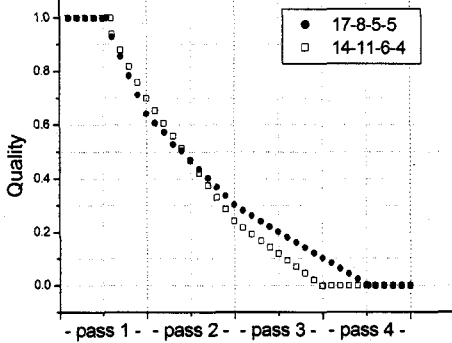


Fig. 6 Quality change along flow direction.

튜브배열은 최적화된 것으로 볼 수 없다. 본 논문에서 제시한 모델을 사용하여 계산한 결과 최적의 튜브배열은 14-11-6-4이었다. 17-8-5-5의 성능을 1로 한 경우 주요 성능 변수의 비율을 Fig. 5에서 보여주고 있다. 열방출률은 큰 차이가 없으나 과냉도와 압력강하는 큰 차이를 보여주고 있다.

이 결과는 유동길이에 대한 건도의 변화를 보여주고 있는 Fig. 6으로부터 유추할 수 있다. 패스 1에서는 기본배열의 전열면적이 크기 때문에 응축이 다소 빨리 진행되지만 응축과정이 주로 진행되는 패스 2와 3의 튜브 수가 최적화 배열의 경우가 크기 때문에 패스 2 중간에서 역전이 되고 과냉도가 커진다. 압력강하의 대부분이 응축 과정에서 일어나기 때문에 최적화 배열의 압력강하가 매우 작아진다.

튜브배열 변화에 따른 열방출률의 변화는 일반

Table 3 Comparison of performance (6-pass) (no R/D effect)

| Performance | Base | Optimum |
|---------------------|--------------|--------------|
| | 17-5-3-3-2-5 | 14-6-3-5-3-4 |
| Heat release rate | 6.45 kW | 6.66 kW |
| Subcooling degree | 5.5°C | 10.2°C |
| Total pressure drop | 67.1 kPa | 39.7 kPa |
| Quality in header | 0.102 | 0.0 |

적으로 매우 작다. 이는 열방출의 대부분이 응축 과정에서 일어나는데, 응축시의 열전달계수가 매우 커서 총열전달계수에 대한 영향이 상대적으로 작기 때문이다. 다시 말해서 튜브배열보다는 핀의 형상, 전열면적, 냉매유량, 공기유량 등 다른 조건의 영향이 훨씬 크다는 것이다. 본 모델계산에서도 여러가지 배열을 검토해 본 결과 변화율은 최대 4%였다.

3.2 일체형 응축기의 경우(리시버 효과 무시)

일체형 응축기의 최종 헤더는 리시버 역할을 하기 때문에 일정량의 냉매가 저장되며, 마지막 튜브 패스는 액만이 흐르게 된다. 일단 일체형 응축기의 최적의 튜브배열을 검토하기 위해 냉매를 추가로 충전하지 않아서 리시버의 역할을 하지 않는다고 가정하고 계산해 보았다. Table 3은 기준배열과 최적배열의 성능변수의 비교를 보여주고 있다. 6-pass의 최적배열도 4-pass의 14-11-6-4의 변형임을 알 수 있으며, 이것은 두번째와 세번째 배열 튜브 수인 11을 6-5로 6을 3-3으로 각각 나눈 것이다.

3.3 일체형 응축기의 경우(리시버 효과 고려)

최종 헤더가 리시버 역할을 하는 경우 패스 6에 지속적으로 액이 흐르기 하기 위해서는 일정한 냉매수위가 필요하다. 이 경우에도 리시버 효과를 무시한 경우와 같이 14-6-3-5-3-4의 튜브배열이 거의 모든 성능에서 우월한 최적배열이었다. 주요 성능변수의 비교를 Table 4에서 보여주고 있다.

기본배열의 열방출률은 R/D 효과를 고려하지 않은 경우인 6.45 kW보다도 작아지는데, 이것은 헤더로 들어오는 냉매의 상태가 액과 기체가 섞

Table 4 Comparison of performance (6-pass) (R/D effect considered)

| Performance | Base | Optimum |
|-----------------------|--------------|--------------|
| | 17-5-3-3-2-5 | 14-6-3-5-3-4 |
| Heat release rate | 6.24 kW | 6.66 kW |
| Latent heat | 4.03 kW | 5.03 kW |
| Sensible heat | 2.21 kW | 1.63 kW |
| Ref. exit pressure | 1539.8 kPa | 1560.3 kPa |
| Ref. exit temperature | 44.9°C | 46.6°C |
| Subcooling degree | 11.4°C | 10.2°C |
| Total pressure drop | 60.2 kPa | 39.7 kPa |
| Pressure in header | 1542.1 kPa | 1563.7 kPa |
| Quality in header | 0.102 | 0.0 |
| Liq. level in header | 13.1 cm | 9.7 cm |
| Mass stored (header) | 68.8 g | 50.7 g |

인 상태인데 반해서 헤더에서 나가는 상태는 포화액으로 이 차이에 해당되는 잠열을 이용할 수가 없기 때문이다. 압력강하는 반대로 약간 작아지는데, 이것은 추가 응축에 따르는 마찰손실이 없어 그 양만큼 줄어들게 된다. 한편 최적배열의 성능변수는 리시버 효과를 고려하지 않은 것과 같은데, 이것은 헤더로 들어오는 냉매의 상태가 공교롭게도 포화액이기 때문에 리시버의 저장효과가 전혀 없기 때문으로 생각할 수 있다.

R/D 헤더에서의 냉매수위는 최적배열이 3.4cm 작은데, 이것은 냉매충진량이 상대적으로 적다는 것을 의미한다. 냉매저장량은 헤더의 안지름 2.5cm와 냉매수위로 계산한 값이다.

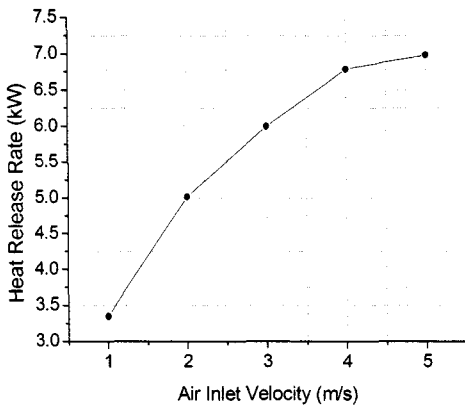


Fig. 7 Heat release rate to the change of air inlet velocity in the optimum tube array.

냉매 출구온도는 최적배열이 1.7°C 정도 높다. 따라서 팽창장치에서 동일한 증발압력으로 떨어진다던 이에 대응하는 엔탈피 차만큼 냉동효과가 감소한다. 그러나 그 양은 아주 작기 때문에 무시할 수 있을 것이다.

여기에 결과로 나타내진 않았지만 Table 2의 기본조건 이외에도 공기유입속도의 변화, 공기온도의 변화, 냉매유량의 변화 등에 대한 계산도 수행해 보았다. 모든 경우에서 14-6-3-5-3-4 튜브배열이 기준배열보다 성능이 뛰어났으며, 다른 어떤 배열보다도 우월한 최적의 배열이었다.

Fig. 7은 최적배열에서 공기유입속도에 대한 열방출률의 결과를 대표적으로 보여주고 있는데, 공기유입속도가 증가할수록 열방출률이 증가함을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 실제로 사용되고 있는 R/D 일체형 응축기의 성능을 이론적으로 해석하여 최적의 튜브배열을 구해 보았다. 이상과 같은 결과 및 고찰로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- (1) 사양과 작동조건에 따른 최적의 튜브배열이 존재하며, 작동조건이 변화가 아주 크지 않는 한 최적의 튜브배열값은 변하지 않는다.
- (2) 열방출률은 튜브배열 변화에 큰 영향을 받지 않는다.
- (3) R/D 일체형 응축기의 최적배열은 리시버의 저장효과를 무시한 경우의 최적배열과 같다.
- (4) R/D 일체형 응축기의 열방출률은 헤더로 들어오는 냉매가 포화상태일 경우 오히려 작아지며, 압력강하도 작아진다.

이상과 같은 결론은 응축기만을 대상으로 최적화한 결과이며, 시스템 전체를 고려할 경우 그 결과가 다소 달라질 수도 있다.

후 기

본 연구는 2005년도 울산대학교 교내연구비 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 감사한다.

참고문헌

1. Yamanaka, Y., Matsuo, H. and Nishimura, Y.,

- 1997, Development of sub-cool system, SAE Transaction, No. 970110.
2. Ravikumar, A. S., Karwall, N. and Shah, R. K., 2005, Recent developments in automotive condensers and receiver-dryer technology, SAE Transaction, No. 2005-01-1770.
 3. Mathur, G. D., 1997, Modeling and simulation of thermal and hydrodynamic performance of heat exchangers for automotive applications, Part I: Condensers, SAE Transaction, No. 970829.
 4. Mathur, G. D., 1999, Predicting and optimizing thermal and hydrodynamic performance of parallel flow condenser, SAE Transaction, No. 1999-01-0236.
 5. Mathur, G. D., 2001, Simulating performance of a parallel flow condenser using hydrocarbons as the working fluids, SAE Transaction, No. 2001-01-1744.
 6. Stewart, S. W., 2003, Enhanced finned-tube condenser design and optimization, Ph.D. dissertation, G. I. T.
 7. Stephan, R. A., 2002, Heat transfer measurements and optimization studies relevant to louvered fin compact heat exchangers, Master dissertation, Virginia Polytechnic and State University.
 8. Davenport, C. J., 1983, Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin, AIChE Symp. Ser., Vol. 79, pp. 19-27.
 9. Chang, Y. J. and Wang, C. C., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 40, pp. 533-544.
 10. Incropera, F. P. and De Witt, D. P., 1990, Introduction to heat transfer, 2nd ed.
 11. Cavallini, A., Censi, G., Doretto, L., Col, D. D., Longo, G. A. and Rosetto, L., 2002, In-tube condensation of halogenated refrigerants, ASHRAE Transaction, Vol. 108, Part 1, No. 4507, pp. 146-161.
 12. Bergles, A. E., Kakac, S. and Fernandes, E. O., 1988, Two-phase flow heat exchangers, Kluwer Academic Publishers.
 13. Stewart, S. W., 2003, Design study comparison of plain finned versus louvered finned tube condenser heat exchangers (HT 2003-47271), Proceedings of 2003 ASME Heat Transfer Summer Conference, July 21-23, Las Vegas, Nevada, USA.
 14. Sakano, A., Kado, H., Wada, K. and Iino, Y., 2002, Development of new type condenser (super multi flow condenser) having inner fin tubes, SAE Transaction, No. 2002-01-0949.
 15. Wang, C. C., Lee, C. J., Chang, C. T. and Lin, S. P., 1999, Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin and tube heat exchangers, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 1945-1956.