

## 자동차용 에어컨의 단품 성능에 관한 연구

이 대 응<sup>†</sup>, 유 성 연<sup>\*</sup>

한라공조 기술연구소, <sup>\*</sup>충남대학교 기계설계공학과

### A Study on the Component Performance for Automotive Air Conditioner

Dae-Woong Lee<sup>†</sup>, Seong-Yeon Yoo<sup>\*</sup>

*Halla Climate Control Corp., 1689-1, Shinil-Dong, Daedok Gu, Daejeon 306-230, Korea*

*<sup>\*</sup>Department of Mechanical Design Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea*

*(Received December 29, 2001; revision received February 25, 2002)*

**ABSTRACT:** For successful design of component, performances of one-tank plate type evaporator, gas-liquid separation type condenser, swash plate type compressor and thermostatic expansion valve for automotive air conditioner are investigated experimentally. Heat transfer characteristics in the evaporator are examined by means of air temperature, relative humidity, air volume flow, outlet refrigerant pressure and superheat, and heat transfer characteristics in the condenser are examined by means of air temperature, air velocity and inlet refrigerant pressure. Pressure drops for both evaporator and condenser are measured and empirical correlations are derived. Volumetric efficiencies and isentropic efficiencies for two types of compressors with different capacity are measured and compared. Thermostatic expansion valve is tested to investigate the pressure variation according to temperature changes.

**Key words:** Automotive air conditioner(자동차용 에어컨), Evaporator(증발기), Condenser(응축기), Compressor(압축기), Expansion valve(팽창밸브), Heat transfer(열전달), Pressure drop(압력강하)

#### 기 호 설 명

$G_r$  : 냉매순환량 [kg/h]

$h$  : 엔탈피 [kJ/kg]

$A$  : 단면적 [m<sup>2</sup>]

$D_h$  : 수력 직경,  $4A/P$  [m]

$U$  : 총괄 열전달계수 [ $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$ ]

$x$  : 냉매의 건도

$u$  : 속도 [m/s]

$P$  : 압력 [kPa]

$L$  : 길이 [m]

Re : Reynolds 수

#### 그리스 문자

$\mu$  : 점성계수 [Pa.s]

$\eta$  : 효율

#### 하첨자

$a$  : 공기

$r$  : 냉매

$i$  : 입구

$o$  : 출구

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-42-930-6622; fax: +82-42-930-6619

E-mail address: dwlee@e-hcc.com

- s : 포화상태  
 g : 과열증기 냉매  
 l : 과냉액 냉매

## 1. 서 론

최근 자동차 산업에서는 인간의 다양한 욕구에 부응하기 위하여 보다 편리하고 쾌적한 환경을 제공하기 위한 연구·개발이 활발히 진행 중이다. 특히 열교환기는 설치면적 및 중량의 제한으로 소형화와 효율향상이 필수적으로, 초기에는 증발기와 응축기에 사용된 열교환기가 모두 핀-튜브식이었으나, 증발기는 서펜틴형(serpentine type)에서 적층형으로 개발되었고, 응축기는 서펜틴형에서 평행류형(parallel flow type)으로 개발되어 현재 사용되고 있다.

Kurosawa et al.<sup>(1)</sup>이 서펜틴형 증발기보다 성능이 우수한 적층형 증발기를 발표한 이래, Ohara et al.<sup>(2)</sup>은 적층형 증발기에 대한 냉매유동 흐름에 관한 연구를 발표하였으며, Kang<sup>(3)</sup>은 전열축진돌기를 가진 새로운 고효율 편탱크 적층형 증발기에 대해서 HFC-134a 냉매와 PAG 냉동기유를 사용하여 건도, 냉매의 질량속도, 열유속 및 냉동기유 함량에 따른 열전달 및 압력강하 특성을 실험하였다.

루버핀을 가진 평행류형 응축기에 관한 연구로는 Sugihara et al.<sup>(4)</sup>이 새로운 형태의 응축기인 평행류형 응축기를 소개하였으며, Webb et al.<sup>(5,6)</sup>은 루버핀에 대한 공기측 열전달 해석 및 마찰특성을 연구하였다. Ali et al.<sup>(7)</sup>은 평행류형 응축기에 대한 압력강하와 함께 열전달 모델링을 제안하였고, 헤드 파이프에 칸막이를 설치하여 입구유로군, 중간유로군, 출구유로군으로 구분되는 평행류형 응축기는 출구유로군의 총 단면적이 입구유로군 단면적의 30~60%에서 냉매의 압력손실이 가장 적고, 높은 열전달률을 보이는 것으로 보고되고 있다. 최근 Yamanaka et al.<sup>(8)</sup>은 응축기 출구에 보조냉각 시스템을 설치하여 응축기의 효율 향상과 함께 냉매충진량을 감소하였다.

자동차에 에어컨 시스템이 처음으로 적용된 1940년대 이후 압축기에도 많은 변화가 있었으나, 저렴한 가격과 폭넓은 운전성으로 사판식 압축기가 보편적으로 사용되고 있다.<sup>(9,10)</sup>

제한된 공간이라는 자동차 특성상 많은 실내

공간의 확보를 위해서 에어컨 구성품은 더욱 작게 설계되어야만 한다. 이러한 추세에 따라 수액기와 응축기를 일체로 구성하여 더욱 얇고, 응축기 유입냉매를 기체와 액체로 분리하여 효율을 향상시킨 기액분리형 응축기(gas-liquid separation type condenser)와 폭이 60 mm인 얇은 알루미늄 플레이트를 적층한 편탱크형 증발기(one-tank plate type evaporator)가 개발되었으나, 이러한 기액분리형 응축기, 편탱크형 증발기는 전문 메이커의 노하우(know-how)로서 지금까지 발표된 연구결과가 거의 없다. 따라서 본 연구에서는 이들 기액분리형 응축기와 편탱크형 증발기에 대하여 압력강하 특성과 열전달 특성을 규명하기 위해서 공기속도, 온도, 습도, 입출구 압력, 과열도 등을 변화시켜 가면서 실험을 수행하여 열교환기 설계기반을 마련하였다. 또한 토출용량이 다른 두 가지 모델의 사판식 압축기(swash plate type compressor)에 대하여 회전수와 압축비를 변화화하면서 체적효율 및 단열효율을 측정하여 비교 분석하였고, 최근 자동차용으로 널리 사용되고 있는 블록형(block type) 온도조절식 팽창밸브에 대하여 온도변화에 따른 압력변화를 측정하여 작동특성을 고찰하였다.

## 2. 실험장치

### 2.1 증발기/응축기용 열량계

증발기 및 응축기 실험에 사용된 열량계의 개략도가 Fig. 1에 나타나 있다. 열량계는 전면에 풍량이 균일하게 유입되도록 안내깃이 부착되어 있으며, 주위 공기와의 열손실이 발생하지 않도록 주위를 단열하였고, 복사열에 의한 열손실을

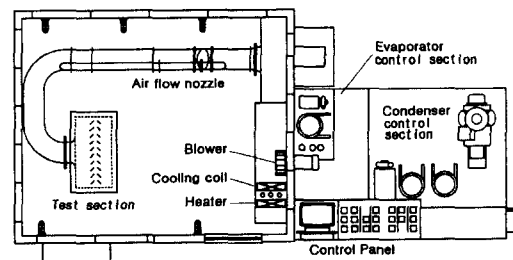


Fig. 1 Schematic of evaporator and condenser calorimeter.

보상하여 정확한 실험이 되도록 구성되어 있다. 공기가열장치는 밀폐된 연관형 전기히터에 의해 가열하며, 밀폐된 구조는 개방형 구조보다 낮은 열밀도를 가지므로 낮은 표면온도로 전체 공기를 고르게 데울 수 있는 장점이 있다. 반대로 공기 냉각을 위해서는 30마력의 압축기와 팽창밸브, 증발압력 조절기에 의하여 제어된다. 또한 냉매측은 압축기 오일에 의한 성능 차이를 최소화할 수 있도록 냉매순환량의 중량비로 3% 이내의 오일이 순환하도록 유분리기가 직렬로 2대 설치되어 있다.

온도는 실험부 입출구에 RTD 센서를 설치하여 측정하였으며, 풍량은 Brandt B-NZP1000 계열의 노즐로 고풍량과 저풍량이 따로 측정된다. 습도는 전기히터의 가열에 의해 약 180℃의 증기로 공급되며, 습도센서는 공기의 엔탈피차를 계산하는 밀러형태를 사용하였다. 순환하는 냉매량은 질량유량계에 의하여 측정된다.

2.2 압축기용 열량계

압축기 실험에 사용된 열량계의 개략도가 Fig. 2에 나타나 있다. 열량계는 Fig. 1과 유사한 구조이나, 풍량이 필요치 않으므로 노즐이나, 덕트가 없는 대신 압축기축을 보다 상세히 실험할 수 있도록 구성되어 있다. 압력을 측정하기 위하여 압전센서가 압축기 토출구측과 흡입구측에 설치되어 있으며, 각각의 온도는 RTD 센서에 의해 측정되고, 순환냉매량은 질량유량계에 의해 측정된다. 압축기를 작동하기 위한 구동모터부에는 토크센서가 설치되어 전자클러치의 작동에 의해 구동되는 압축기의 토크를 측정할 수 있다. 그밖에 토출배관에는 별도의 오일분리장치가 있어 압축기

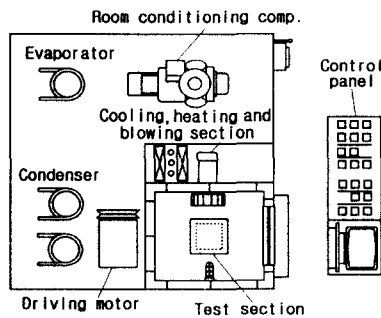


Fig. 2 Schematic of compressor calorimeter.

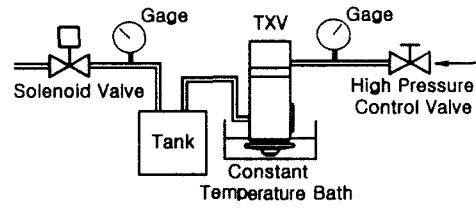


Fig. 3 Schematic of thermostatic expansion valve experimental.

내를 순환하는 냉동오일의 양을 측정할 수 있다.

2.3 팽창밸브 과열도 측정

팽창밸브는 증발기의 냉방부하에 대응하여 팽창밸브의 PE(power element)의 압력과 증발기 출구의 과열도와 스프링 장력과 힘의 차이에 의해 밸브를 개폐하여 냉매의 흐름량을 제어한다.

Fig. 3에 온도조절식 팽창밸브의 실험장치 개략도를 나타내었다. 실험은 팽창밸브 입구측으로 1,131 kPa의 질소가스를 공급한 후 PE 부를 항온조에 담그고 온도를 변화시키면서 팽창밸브 출구측 압력을 측정한다. 따라서 실제 에어컨 시스템에서와 같이 증발기 출구측 과열도 변화에 따라 밸브의 개폐량이 달라지는 것처럼 PE에 충전된 가스의 팽창압력변화로 인해 달라지는 팽창밸브의 출구측 압력을 측정할 수 있다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 증발기

실험은 Table 1에 나타난 바와 같이 증발기 입구측 공기의 온도, 상대습도, 공급풍량, 출구측 냉매압력, 과열도를 변화하면서 실험하였고, 사용된 냉매는 HFC-134a이다.

Table 1 Test conditions for evaporator

Evaporator	
Air inlet temperature (℃)	25, 27, 30
Air inlet relative humidity (%)	50, 60, 70
Air flow volume (m <sup>3</sup> /h)	300, 420, 500
Ref. inlet pressure (kPa)	1621
Ref. outlet pressure (kPa)	278, 297, 317, 356
Superheated temperature (℃)	5, 10

냉매흐름에 대한 압력강하식은 다음과 같이 정의한 Reynolds수로 나타내었다.

$$Re_g = \frac{x \cdot G_r \cdot D_h}{\mu_g \cdot A} \quad (1)$$

여기서  $A$ 는 증발기 내의 냉매유로 단면적이고, 증발기 입구냉매의 점성계수는 증발기 입구냉매의 포화증기에 대한 점성계수  $\mu_g$ 를 구한 후, 여기에 증발기 입구냉매의 진도  $x$ 의 비로 구하였다.

Fig. 4는 식(1)에서 정의한 Reynolds 수에 대한 압력강하값을 나타내고 있다.

Reynolds 수가 증가할수록 냉매유량이 많아지기 때문에 압력강하도 지수의 함수로 증가하는 경향을 보이며, 대략 Reynolds 수 7000 이상에서는 동일 Reynolds 수에 대하여 과열도 ( $T_{sh}$ )가 증가할수록 압력강하도 증가하고 있다. 과열도가 증가하면 진도가 높은 냉매가 증발기로 유입되어 증발기 내 냉매의 비체적이 증가하기 때문에 압력강하도 상승한다.

압력강하  $\Delta P$ 를 다음과 같이 Reynolds 수의 함수로 나타내었다.

$$\Delta P = 3 \times 10^{-6} \cdot Re^{1.8998} \quad (2)$$

증발기의 열전달 특성은 열교환시 제습과정을 동반하므로 대부분이 응축수막으로 덮여 있는 것으로 가정할 수 있기 때문에 대수 평균 엔탈피차 (LMED)를 이용하여 정의한 총괄 열전달계수로

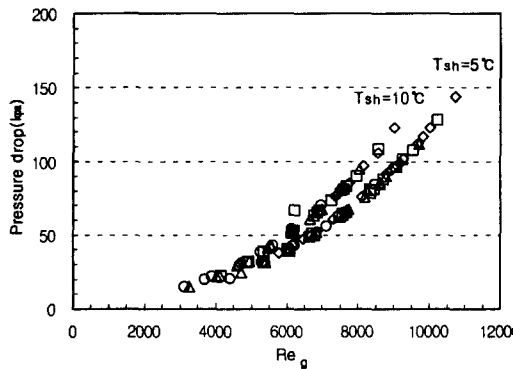


Fig. 4 Variation of pressure drop with Reynolds number for evaporator.

비교하였다.<sup>(11,12)</sup>

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta h_m \quad (3)$$

$$\Delta h_m = \frac{(h_{ao} - h_{ria}) - (h_{ai} - h_{rsa})}{\ln\left(\frac{h_{ao} - h_{ria}}{h_{ai} - h_{rsa}}\right)} (1 - f_e) + \frac{(h_{ao} - h_{rsa}) - (h_{ai} - h_{roa})}{\ln\left(\frac{h_{ao} - h_{rsa}}{h_{ai} - h_{roa}}\right)} f_e \quad (4)$$

$$f_e = \frac{h_{ro} - h_{rs}}{h_{ro} - h_{ri}} \quad (5)$$

여기서  $A$ 는 증발기 핀의 열전달면적이며, 하첨자  $ai, ao$ 는 각각 증발기 입구공기와 출구공기의 엔탈피를 의미하며,  $ria, rsa, roa$ 는 각각 증발기 입구냉매온도, 증발온도 및 증발기 출구냉매온도에 상당하는 포화 습공기의 엔탈피를 의미한다.  $f_e$ 는 증발기 전체 증발열량과 증발기 내 과열증기상태에서의 증발열량의 비로 식(4)와 같이 엔탈피의 비로 나타낼 수 있다. 이때 하첨자  $ro, rs, ri$ 는 각각 증발기 출구냉매, 포화증기냉매와 입구냉매의 엔탈피를 의미한다.

Fig. 5는 증발기 출구과열도가 5°C와 10°C일 때 증발기의 전면으로 공급되는 풍량변화에 대한 총괄 열전달계수의 변화를 보여주고 있다. 이때 외기온도는 25°C이고, 상대습도는 50%이다. 풍량의 증가에 따라 총괄 열전달계수는 선형적으로 증가하며, 증발기 출구압력변화에 대한 영향은 출

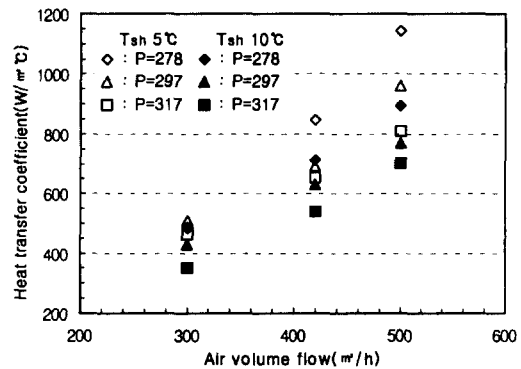


Fig. 5 Variation of heat transfer coefficient with air volume flow for evaporator ( $T_a=25^\circ\text{C}$ ,  $R_h=50\%$ ).

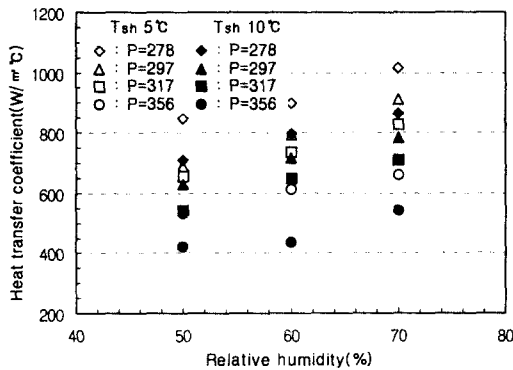


Fig. 6 Variation of heat transfer coefficient with relative humidity for evaporator ( $T_a=25^\circ\text{C}$ ,  $Q_a=420\text{ m}^3/\text{h}$ ).

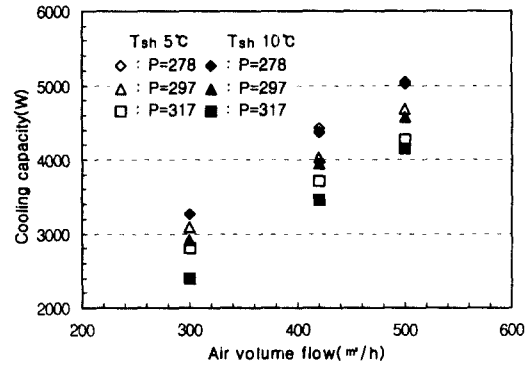


Fig. 8 Cooling capacity with air volume flow ( $T_a=25^\circ\text{C}$ ,  $R_h=50\%$ ).

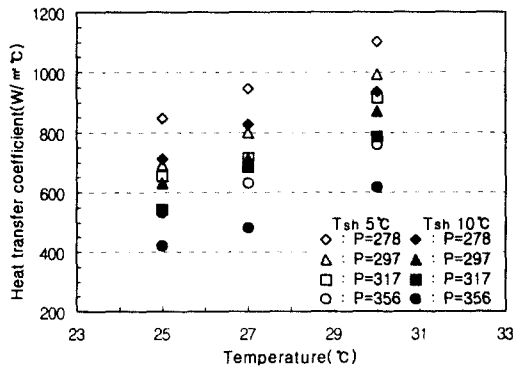


Fig. 7 Variation of heat transfer coefficient with ambient temperature for evaporator ( $Q_a=420\text{ m}^3/\text{h}$ ,  $R_h=50\%$ ).

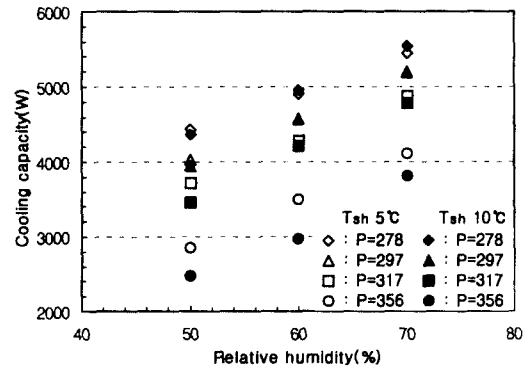


Fig. 9 Cooling capacity with relative humidity ( $Q_a=420\text{ m}^3/\text{h}$ ,  $T_a=25^\circ\text{C}$ ).

구압력이 증가할수록 총괄 열전달계수는 감소하고 있다. 과열도에 의한 영향은 풍량이 작을 때는 총괄 열전달계수의 차이가 나지 않으나, 고풍량에서는 과열도  $5^\circ\text{C}$ 가  $10^\circ\text{C}$ 보다 총괄 열전달계수가 증가하고 있다.

Fig. 6은 증발기 출구과열도가 각각  $5^\circ\text{C}$ ,  $10^\circ\text{C}$  일 때 증발기 전면공기의 상대습도 변화에 따른 총괄 열전달계수의 변화를 보여주고 있다. 이때 외기온도는  $25^\circ\text{C}$ 이고 풍량은  $420\text{ m}^3/\text{h}$ 이다. 상대습도의 증가에 따라 총괄 열전달계수도 증가하며, Fig. 5에서와 같이 증발기 출구압력이 높을수록 총괄 열전달계수는 감소하고 있다.

Fig. 7은 풍량  $420\text{ m}^3/\text{h}$ , 상대습도  $50\%$ 에서 증발기 출구과열도가 각각  $5^\circ\text{C}$ ,  $10^\circ\text{C}$  일 때 증발기

전면의 공기온도 변화에 대하여 총괄 열전달계수의 변화를 보여주고 있다. 공기온도가 높을수록 총괄 열전달계수도 증가하며, 증발기 출구압력이 높을수록 총괄 열전달계수는 감소하고 있다.

Fig. 8에 증발기에 공급되는 공기온도  $25^\circ\text{C}$ , 상대습도  $50\%$ 에서의 과열도별로 공급풍량에 대한 냉동능력을 나타낸 것이다. 풍량  $500\text{ m}^3/\text{h}$ 일 때가  $300\text{ m}^3/\text{h}$ 일 때보다 외기와의 활발한 열교환으로 냉매유량이 증가하기 때문에 약  $34\%$  이상 냉동능력이 증가하였다. 또한 증발기 출구압력이 높을수록 냉동능력은 감소하고 있다. 과열도 변화에 따라 냉동능력이 큰 차이는 보이지 않으나, 증발기 출구압력이  $297\text{ kPa}$  이상에서는 과열도  $5^\circ\text{C}$ 가 약간 높은 냉동능력을 보이고 있다.

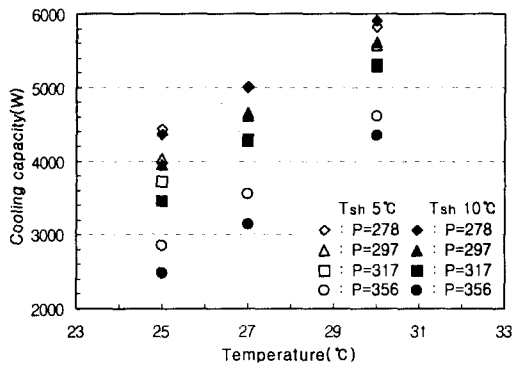


Fig. 10 Cooling capacity with ambient temperature ( $Q_a=420 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $R_h=50\%$ ).

Fig. 9는 풍량  $420 \text{ m}^3/\text{h}$ 와 외기온도  $25^\circ\text{C}$ 일 때, 상대습도에 대한 냉동능력의 변화를 나타내고 있다. 상대습도의 증가에 따라 냉동능력도 증가하며, 과열도에 관계없이 상대습도 70%일 때가 50%보다 23% 이상 냉동능력이 증가하였다. 이는 상대습도의 증가에 따라 증발기를 지나는 공기온도의 증가로 냉매유량이 증가하기 때문이다. 또한 증발기 출구압력이 356 kPa에서 과열도  $5^\circ\text{C}$ 가  $10^\circ\text{C}$ 보다 냉동능력이 증가함을 볼 수 있다.

Fig. 10은 풍량  $420 \text{ m}^3/\text{h}$ 와 상대습도 50%일 때 외기온도의 변화에 대하여 냉동능력을 비교하였다. 외기온도의 증가에 따라 냉매순환량의 증가로 냉동능력도 증가하며, 외기온도  $30^\circ\text{C}$ 가 외기온도  $25^\circ\text{C}$ 보다 대략 25% 이상 냉동능력이 증가하였다. 증발기 출구압력에 대한 변화는 출구압 356 kPa일 때가 278 kPa보다 20~43% 정도 냉동능력이 감소한다. 과열도에 대한 영향은 증발기 출구압력 356 kPa에서만 뚜렷이 나타나며, 외기온도가 낮아질수록 과열도  $5^\circ\text{C}$ 가  $10^\circ\text{C}$ 보다 냉동능력이 증가한다.

### 3.2 응축기

실험은 Table 2에 나타난 바와 같이 응축기 전면풍속, 공기의 온도, 입구측 냉매압력을 변화하면서 실험하였다.

기액분리형 응축기는 수액기를 응축기 헤드튜브 측면에 일체형으로 구성하고, 응축기로 유입되는 일부 기체냉매를 응축기의 상측튜브를 거쳐 수액기로 보내 출구측과 열교환하여 출구유로군을 보다 과냉각되게 하는 구조로 열전달 특성 및

Table 2 Test conditions for condenser

Condenser	
Air inlet temperature ( $^\circ\text{C}$ )	30, 37
Air inlet velocity (m/s)	2, 3, 4, 5
Ref. inlet pressure (kPa)	1474, 1739, 1867
Superheated temperature ( $^\circ\text{C}$ )	25.0
Subcooled temperature ( $^\circ\text{C}$ )	5.0

압력강하 특성이 기존의 평형류형 응축기와는 상이할 것이다.

기액분리형 응축기의 압력강하식을 얻기 위해 열량계에서 실험한 결과값을 다음의 Reynolds 수에 따라 나타내었다.

$$Re_g = \frac{G_r \cdot D_h}{\mu_g \cdot A} \quad (6)$$

여기서  $A$ 는 응축기 내 냉매의 유동 단면적이고, 점성계수  $\mu_g$ 는 응축기 입구 포화냉매에 대한 점성계수이다.

Fig. 11은 기액분리형 응축기의 압력강하  $\Delta P$ 를 식(6)에서 정의한 Reynolds 수에 대하여 나타내고 있다. 이 결과값을 커브피팅하여 다음과 같은 실험식을 얻었다.

$$\Delta P = 8 \times 10^{-7} \cdot Re^{1.8228} \quad (7)$$

응축기의 열전달 특성은 과열증기영역, 이상영역, 과냉영역에 따라 열전달계수  $h_r$ 이 달라지게

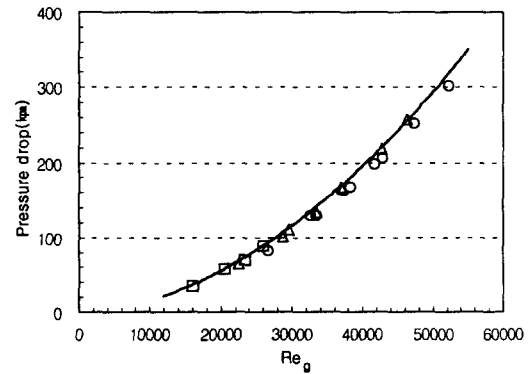


Fig. 11 Variation of pressure drop with Reynolds number for condenser.

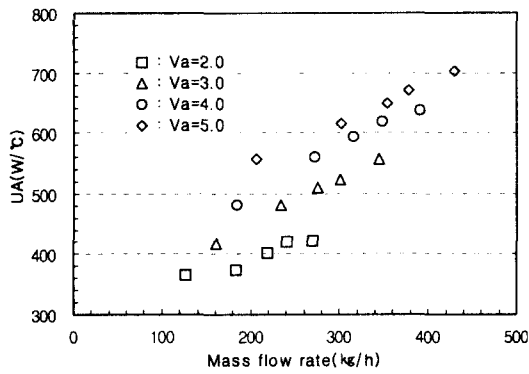


Fig. 12 Variation of heat transfer coefficient with mass flow rate for condenser ( $T_{sh}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{sc}=5^{\circ}\text{C}$ ).

되므로 응축기 전체에 대하여 각 영역별 열전달 계수를 구하는 것은 매우 어렵다. 따라서 응축기의 냉매 입출구 온도와 공기의 입출구 온도를 기준으로 대수 평균 온도차(LMTD)를 이용하여 총괄 전달계수를 구하였다.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (8)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{ri} - T_{ao}) - (T_{ro} - T_{ai})}{\ln\left(\frac{T_{ri} - T_{ao}}{T_{ro} - T_{ai}}\right)} \quad (9)$$

여기서 하첨자  $ri$ ,  $ro$ ,  $ai$ ,  $ao$ 는 각각 냉매의 입구와 출구, 공기의 입구와 출구온도를 나타낸다.

Fig. 12는 응축기 전면에 공급되는 공기의 속도 ( $V_a$ )가 각각 2, 3, 4, 5 m/s일 때 총괄 열전달 계수를 냉매의 질량흐름률에 대하여 나타내었다. 이때 과열도와 과냉각도는 각각  $25^{\circ}\text{C}$ 와  $5^{\circ}\text{C}$ 이다. 응축기 전면의 공급풍속이 증가할수록 외기와의 활발한 열교환으로 총괄 열전달계수도 증가하고 있으며, 총괄 열전달계수는 풍속에 관계없이 냉매 질량흐름률에 대하여 선형적으로 증가하고 있다.

Fig. 13은 외기온도 ( $T_a$ )가 각각  $30^{\circ}\text{C}$ ,  $37^{\circ}\text{C}$ , 응축기 입구의 냉매압력이 1,739, 1,867 kPa일 때 총괄 열전달계수를 냉매의 질량흐름률에 대하여 나타내었다. 동일 질량흐름률에서 응축기 입구압력이 낮을수록 총괄 열전달계수는 증가하고 있다. 이는 응축기의 입구냉매 압력이 높을수록 증가하는 응축기 입구포화온도에 의해 증기밀도가 증가

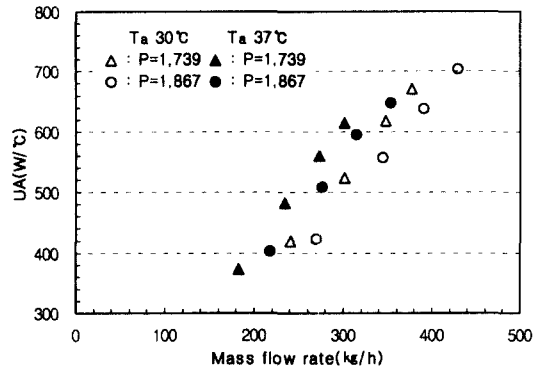


Fig. 13 Variation of heat transfer coefficient with inlet pressure and air temperature for condenser ( $T_{sh}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{sc}=5^{\circ}\text{C}$ ).

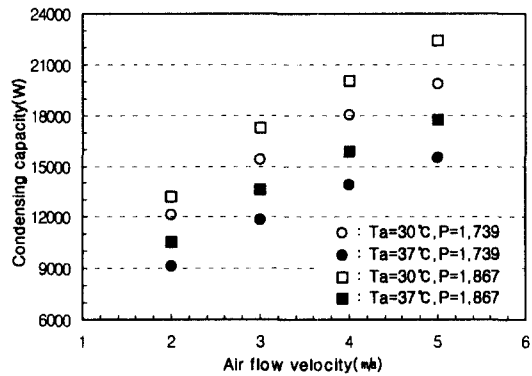


Fig. 14 Condensing capacity with air velocity ( $T_{sh}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{sc}=5^{\circ}\text{C}$ ).

하고, 상대적으로 관내 증기속도는 감소하기 때문이다.

Fig. 14는 응축기 전면의 공기온도가 각각  $30^{\circ}\text{C}$ ,  $37^{\circ}\text{C}$ 일 때 응축기 전면의 풍속을 2, 3, 4, 5 m/s로 변화하면서 응축기 입구압력별로 응축능력을 비교하였다. 공기속도가 높을수록 외기와의 활발한 열전달로 질량유량이 증가하여 응축능력도 높게 나타났으며, 특히 공기속도 5 m/s가 2 m/s일 때보다 약 40% 정도 높은 방열량을 보였다. 또한 외기온도에 따라 약간의 차이는 있으나, 입구압력 1,867 kPa일 때가 1,739 kPa보다  $30^{\circ}\text{C}$ 일 때는 8% 이상,  $37^{\circ}\text{C}$ 일 때는 12% 이상의 높은 방열량을 보였다. 이는 질량유량의 증가와 함께 응축기 입구압력의 증가는 입구온도 증가를 수반하여 때문이다. 공기온도  $37^{\circ}\text{C}$ 일 때가  $30^{\circ}\text{C}$ 일 때보다 20

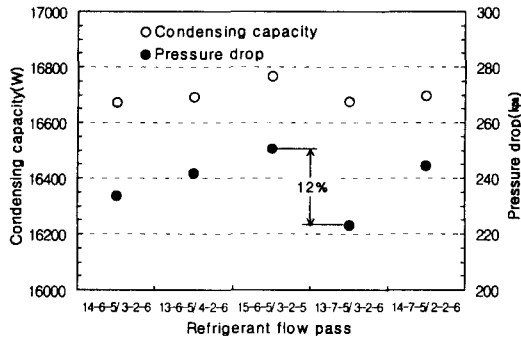


Fig. 15 Condensing capacity and pressure drop with refrigerant flow pass ( $V_a=5\text{ m/s}$ ,  $T_a=37^\circ\text{C}$ ).

% 정도 방열량이 감소하였으며, 이는 공기온도와 응축기 입구냉매온도와의 차가 줄어들어 열전달 계수가 감소하기 때문이다.

Fig. 15는 응축기의 냉매유로를 다양하게 변경하여 응축능력과 압력강하를 비교하였다. 이때 응축기 전면의 공기속도는 5 m/s, 과열도 25°C, 과냉각도 5°C이다. 과냉각영역은 응축기 전체 면적의 약 14~17% 범위로 제한하였고, 과열영역을 36~42%까지, 상단부 응축영역을 30~33%, 하단부 응축영역을 11~17%까지 변화하였다. 냉매유로의 변경은 응축능력에는 큰 영향이 없으나, 압력강하에는 영향을 미치는 것으로 나타났다. 응축기 전체 면적에서 과열영역이 클수록, 과냉각영역이 작을수록 압력강하는 증가하는 경향을 보이며, 최대 12%까지 증가하였다.

### 3.3 압축기

실험은 흡입압력, 토출압력, 압축기 회전수를 변화하면서 실험하였고, 각각의 조건은 Table 3에 나타나 있다.

압축기의 효율은 크게 압축기의 구조, 설계조건 및 운전상태에 달라지는 체적효율과 단열효율로 구분되며, 체적효율은 실제로 압축기에 흡입되는 냉매증기의 체적과 피스톤이 배출한 체적과

Table 3 Test conditions for compressor

Suction pressure (kPa)	201, 244, 294, 397
Discharge pressure (kPa)	1317, 1680, 2112, 2631
Revolution speed (rpm)	800, 1800, 3000, 4000

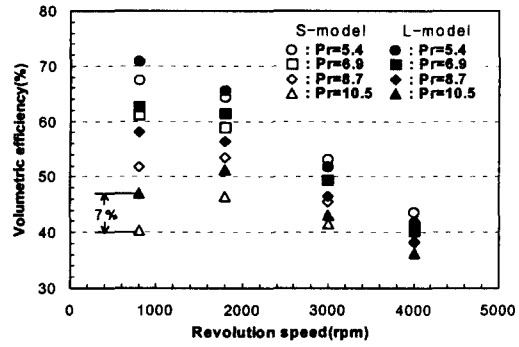


Fig. 16 Variation of volumetric efficient with revolution speed for compressor.

의 비로 표현된다.

또한 단열효율  $\eta_i$ 는 아래의 식으로 표현된다.

$$\eta_i = \frac{h_{cso} - h_{ci}}{h_{co} - h_{ci}} \quad (10)$$

여기에서  $h_{ci}$ ,  $h_{cso}$ ,  $h_{co}$ 는 각각 압축기 입구에서의 과열증기 엔탈피, 압축기 출구 등엔트로피상에서의 엔탈피, 압축기 출구에서의 과열증기 엔탈피이다.

압축기는 사판식 압축기로 토출량이 154 cc인 S형과 180 cc인 L형에 대하여 성능실험을 하였다.

Fig. 16은 S형과 L형의 압축기에 대하여 회전수를 800, 1,800, 3,000, 4,000 rpm으로 변화하면서, 압축비( $P_r = P_d/P_s$ )에 따라 체적효율을 비교하였다. 압축비별로 차이는 있으나, 압축비 6.9 이상에서는 1,800 rpm에서 체적효율이 가장 우수하였다. 또한 800 rpm에서 압축비 10.5는 5.4보다 27%까지 체적효율이 감소하였으며, 이는 피스톤과 실린더벽 사이로 누설되는 증기량이 압축증기량에 비하여 많기 때문에 효율이 감소한 것으로 보여진다. 용량에 따른 효율의 변화는 압축비에 따라 차이는 있으나, 800 rpm에서 L형이 S형보다 최고 7%까지 체적효율이 증가하나, 4,000 rpm에서는 차이가 거의 없다. 저회전수에서는 토출용량이 큰 L형의 효율이 증가하나 고회전수 영역에서는 흡배기관(manifold)이 일체형으로 구성된 S형이 L형보다 유로저항이 감소하기 때문에 용량 차이에 따른 체적효율 변화가 거의 없는 것으로



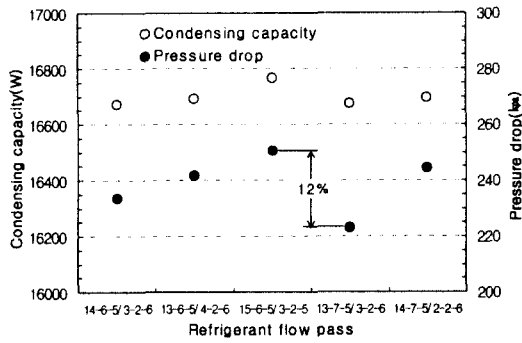


Fig. 15 Condensing capacity and pressure drop with refrigerant flow pass ( $V_a=5\text{ m/s}$ ,  $T_a=37^\circ\text{C}$ ).

% 정도 방열량이 감소하였으며, 이는 공기온도와 응축기 입구냉매온도와의 차가 줄어들어 열전달 계수가 감소하기 때문이다.

Fig. 15는 응축기의 냉매유로를 다양하게 변경하여 응축능력과 압력강하를 비교하였다. 이때 응축기 전면의 공기속도는  $5\text{ m/s}$ , 과열도  $25^\circ\text{C}$ , 과냉각도  $5^\circ\text{C}$ 이다. 과냉각영역은 응축기 전체 면적의 약 14~17% 범위로 제한하였고, 과열영역을 36~42%까지, 상단부 응축영역을 30~33%, 하단부 응축영역을 11~17%까지 변화하였다. 냉매유로의 변경은 응축능력에는 큰 영향이 없으나, 압력강하에는 영향을 미치는 것으로 나타났다. 응축기 전체 면적에서 과열영역이 클수록, 과냉각영역이 작을수록 압력강하는 증가하는 경향을 보이며, 최대 12%까지 증가하였다.

### 3.3 압축기

실험은 흡입압력, 토출압력, 압축기 회전수를 변화하면서 실험하였고, 각각의 조건은 Table 3에 나타나 있다.

압축기의 효율은 크게 압축기의 구조, 설계조건 및 운전상태에 달라지는 체적효율과 단열효율로 구분되며, 체적효율은 실제로 압축기에 흡입되는 냉매증기의 체적과 피스톤이 배출한 체적과

Table 3 Test conditions for compressor

Suction pressure (kPa)	201, 244, 294, 397
Discharge pressure (kPa)	1317, 1680, 2112, 2631
Revolution speed (rpm)	800, 1800, 3000, 4000

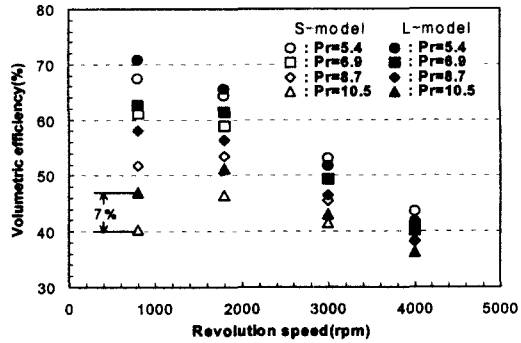


Fig. 16 Variation of volumetric efficient with revolution speed for compressor.

의 비로 표현된다.

또한 단열효율  $\eta_i$ 는 아래의 식으로 표현된다.

$$\eta_i = \frac{h_{cso} - h_{ci}}{h_{co} - h_{ci}} \quad (10)$$

여기에서  $h_{ci}$ ,  $h_{cso}$ ,  $h_{co}$ 는 각각 압축기 입구에서의 과열증기 엔탈피, 압축기 출구 등엔트로피상에서의 엔탈피, 압축기 출구에서의 과열증기 엔탈피이다.

압축기는 사판식 압축기로 토출량이 154 cc인 S형과 180 cc인 L형에 대하여 성능실험을 하였다.

Fig. 16은 S형과 L형의 압축기에 대하여 회전수를 800, 1800, 3000, 4000 rpm으로 변화하면서, 압축비( $P_r = P_d/P_s$ )에 따라 체적효율을 비교하였다. 압축비별로 차이는 있으나, 압축비 6.9 이상에서는 1,800 rpm에서 체적효율이 가장 우수하였다. 또한 800 rpm에서 압축비 10.5는 5.4보다 27%까지 체적효율이 감소하였으며, 이는 피스톤과 실린더벽 사이로 누설되는 증기량이 압축증기량에 비하여 많기 때문에 효율이 감소한 것으로 보여진다. 용량에 따른 효율의 변화는 압축비에 따라 차이는 있으나, 800 rpm에서 L형이 S형보다 최고 7%까지 체적효율이 증가하나, 4000 rpm에서는 차이가 거의 없다. 저회전수에서는 토출용량이 큰 L형의 효율이 증가하나 고회전수 영역에서는 흡배기관(manifold)이 일체형으로 구성된 S형이 L형보다 유로저항이 감소하기 때문에 용량 차이에 따른 체적효율 변화가 거의 없는 것으로

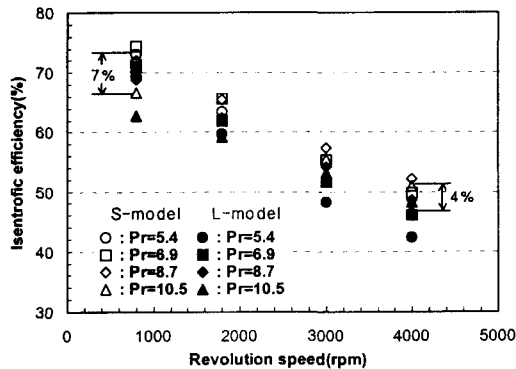


Fig. 17 Variation of isentropic efficient with revolution speed for compressor.

보여진다.

Fig. 17은 S형과 L형의 압축기에 대하여 회전수를 변화하면서 단열효율을 비교한 것으로 회전수가 증가할수록 단열효율은 감소하고 있다. 압축비에 따라 차이는 있으나, 4,000 rpm이 800 rpm 보다 약 23% 이상 단열효율이 감소하였으며, 전 회전수 영역에 걸쳐 L형 압축기가 S형보다 대략 3% 정도 효율이 감소하고 있다. 이는 L형 압축기가 S형보다 내부에서의 마찰저항이 크기 때문으로 판단된다. 800 rpm에서 압축비 10.5가 약 7% 정도의 효율이 감소하나, 4,000 rpm에서는 압축비 5.4가 4% 정도의 효율이 감소하고 있다. 이는 저회전수 영역에서는 높은 압축비로 인한 누설에 의한 영향으로 보여지며, 고회전수에서는 앞서 설명한 S형의 내부 형상 차이에 의한 영향으로 흡입비 체적이 증가하였기 때문으로 보여진다.

3.4 팽창밸브

실험에 사용된 팽창밸브의 용량은 1.5 RT이고, 주요 치수로는 오리피스경이  $\phi$  2.6, 로드(rod)경은  $\phi$  1.6 및 볼은  $\phi$  3.17이다.

Fig. 18는 팽창밸브의 과열온도 변화에 대한 출구압력을 나타내고 있다. 팽창밸브는 증발기 출구압력값이 증가하면 냉매유량이 증가하게 되고, 반대로 감소시는 과열도가 커지게 되어 냉매유량이 감소하는 특성을 가지고 있으며, 온도의 증가에 따라 압력이 냉매의 포화압력선을 따라 증가하다가 약 35℃ 부근에서 온도의 증가함에도 불구하고 압력이 더 이상 증가하지 않는 최대 작동

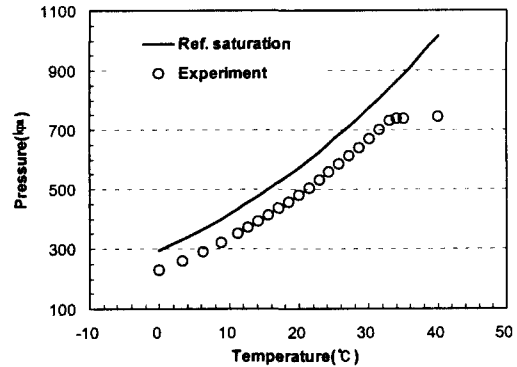


Fig. 18 Variation of pressure with temperature for thermostatic expansion valve.

압력점을 보이고 있다. Fig. 18에서 동일 압력을 기준으로 냉매의 포화증기선과 팽창밸브의 측정온도와의 차이가 과열도가 된다.

4. 결 론

자동차용 에어컨을 구성하는 편탱크형 증발기, 기액분리형 응축기, 사판식 압축기, 온도조절식 팽창밸브의 단품성능을 실험적으로 규명하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 증발기 및 응축기의 압력강하는 Reynolds 수에 대하여 지수의 함수로 증가하였다.
- (2) 증발기의 총괄 열전달계수는 각각 증발기 전면의 풍량, 공기온도, 상대습도가 증가시 선형적으로 증가하였다.
- (3) 응축기는 전면의 공기속도가 총괄 열전달계수에 지배적인 영향을 미치며, 동일한 냉매질량 흐름률에서는 입구압력이 낮을수록 증가하였다.
- (4) 응축기에서 냉매유로의 변경은 응축능력에는 큰 영향이 없으며, 압력강하는 과열증기 영역이 증가에 따라 최대 5%까지 압력강하가 증가하였다.
- (5) 사판식 압축기의 체적효율은 회전수와 압축비가 증가할수록 감소하였으며, 1,800 rpm에서 체적효율이 가장 우수하였다.
- (6) 사판식 압축기의 단열효율은 압축비에 따라 큰 차이는 보이지 않고, 회전수가 증가할수록 감소하였다.
- (7) 팽창밸브의 작동 특성은 온도의 증가에 따라 작동압력이 냉매 포화온도선을 따라 증가하다

가 35℃ 부근에서 최대 작동압력점을 형성하였다.

### 참고문헌

1. Kurosawa, I., and Noguchi, I., 1987, Development on a High Efficiency Drawn Cup Type Evaporator Core, SAE, 870030.
2. Ohara, T. and Takahashi, T., 1988, High Performance Evaporator Development, SAE 880047.
3. Kang, J. K., 1995, Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of HFC134a and PAG oil mixtures in a Ribbed Flat Channel for Plate/Fin Type Evaporator, Ph.D. thesis, National Fisheries University of Pusan, Korea.
4. Sugihara, A. and Lukas, H. G., 1990, Performance of Parallel flow Condensers in Vehicular Applications, SAE 900597.
5. Sahnoun, A. and Webb, R. L., 1992, Prediction of Heat Transfer and Friction for Louver Fin Geometry, Transactions of the ASME, Vol. 114, pp. 893-900.
6. Webb, R. L., Chang, Y. J. and Wang, C. C., 1995, Heat Transfer and Friction Correlations for the Louver Fin Geometry, IMechE, Vol. C496/081, pp. 533-541.
7. Ali, A. A. R., Castro, F., Tinaut, F. V. and Melrar, M., 1995, Modeling of Automotive Air Conditioning Parallel flow Condenser with Pressure Drop Calculations, IMechE, Vol C496/020, pp. 429-434.
8. Yamanaka, Y., Matsuo, H., Tuzuki, K., Tsuboko, T. and Nishimura, Y., 1997, Development of sub-cool System, SAE 970110.
9. Toyoda, H. and Hiraga, M., 1990, Historical Review of the Wobbleplat and Scroll type Compressors, SAE 901737.
10. Miyagawa, K. and Kayukawa, H., 1998, Development of the Swash Plate Type Continuously Variable Displacement Compressor, SAE 980290.
11. Chiou, C. B., Wang, C. C., Chang, Y. J. and Lu, D. C., 1994, Experimental Study of Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Automotive Evaporators, ASHRAE, Transactions, Vol. 100, Part 2.
12. Lee, G. H., Jung, J. D. and Choi, K. H., 1996, System performance characteristics of an automotive air conditioner with variations of charging conditions, Proceedings of the SAE REK 1996 Winter Annular Conference, pp. 301-306.