

# 비정상과정에서 자동차 에어컨의 증발기 및 응축기의 컴퓨터 시뮬레이션

오상한\* · 신동우\*\* · 원성필\*\*\*

## Transient Computer Simulation of Evaporation and Condenser in an Automotive Air-Conditioning System

Sang Han Oh, Dong Woo Shin and Sung Pil Won

**Key Words:** Computer Simulation(컴퓨터 모사), Transient Modelling(비정상과정 모델링), Heat Exchanger(열교환기), Evaporator(증발기), Condenser(응축기)

### Abstract

The objective of this study is to develop a computer simulation model and estimate theoretically the transient performance characteristics of heat exchangers in an automotive air-conditioning system. To do that, the mathematical modelling of heat exchangers, such as evaporator and condenser, is presented first of all. For detail calculation, evaporator and condenser are divided into many sub-sections. Each sub-section is an elemental volume for transient modelling. The elemental volume is assumed to consist of three components, refrigerant, tube with fin, and air, and various properties including temperatures of three components are determined step by step along sub-sections. The properties of refrigerant R134a and air are calculated directly in the program. The heat transfer coefficients and pressure drop in single or two phase are also calculated by suitable empirical correlations.

The overall tendencies of the simulation results were agreed well with those of actual situation.

#### 기호설명

$A$  : 열전달 면적[m<sup>2</sup>]  
 $c_p$  : 정압 비열[J/kgK]  
 $c_v$  : 정적 비열[J/kgK]  
 $h$  : 열전달계수[W/m<sup>2</sup>K]  
 $I$  : 엔탈피[J]  
 $i$  : 단위질량당 엔탈피[J/kg]  
 $m$  : 질량[kg]  
 $P$  : 압력[Pa]  
 $Pr$  : Prandtl 수

$Re$  : Reynolds 수  
 $St$  : Stanton 수  
 $T$  : 온도[°C]  
 $x$  : 건도  
 $w$  : 비습도

### 1. 서론

자동차 개발 사이클이 종전 5년에서 3년 정도로 단축됨에 따라 관계되는 모든 구성요소의 개발기간도 단축되고 있으며 냉난방 장치도 예외일 수 없다. 더욱이 자동차용 에어컨은 다른 주요 구성요소의 설계 후에 남은 공간을 이용하여 장착되어야 하므로 자동차용 에어컨의 초기 설계과정이 매우 중요하다고 할 수 있다. 자동차 에어

\* 울산대 기계기술 연구소  
 \*\* 현대자동차 기능시험1팀  
 \*\*\* 울산대 기계자동차 공학부

컨은 운전조건 및 외부조건 등이 변화가 많고 복잡하므로 설계시 정상과정에서의 성능특성 뿐만 아니라 비정상과정에서의 특성도 중요하다. 특히 열교환기인 증발기, 응축기의 성능특성이 에어컨 성능에 미치는 영향이 크기 때문에 중요하다고 할 수 있다. 그러므로 증발기 및 응축기에 대한 성능특성을 해석하는 시뮬레이션 프로그램이 필요하다. 또한 에어컨의 종합적인 성능특성을 시뮬레이션하기 위한 프로그램을 개발하기 위한 첫 단계 준비과정으로 증발기 및 응축기의 성능특성을 계산할 수 있는 프로그램이 필요하다.

따라서 본 연구의 목적은 비정상과정에서 자동차 에어컨의 증발기와 응축기의 성능특성을 해석할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 개발하는 것이다.

## 2. 수학적 모델링

비정상과정에서의 열교환기의 모델링은 Fig.1에서 보는 바와 같이 열교환기 내의 임의의 검사체적은 외형적으로 볼 때 세 개의 독립적인 요소인 냉매, 튜브 등 금속체 및 공기로 구성되어 서로 열교환을 하고 있다. 따라서 세 개의 외형적 요소 각각에 대해 모델링하고 서로 연계시켜 해석할 수 있다.

열교환기의 모델링을 단순화시키기 위해서 다음과 같은 가정을 한다.

- 1) 냉매 질량은 각 유동 통로에서 균일하고 각 유동통로 사이의 열전도는 무시한다.
- 2) 튜브 안쪽의 이상유동은 일차원 균일유동이다.
- 3) 냉매의 운동 및 위치에너지는 무시한다.
- 4) 공기층의 열전달계수는 균일하다.
- 5) 관벽에서 축방향 열전도는 무시한다.
- 6) 공기는 비압축성 유체이다.
- 7) 증발기에서 공기층에 응축된 물은 결빙되지 않고 떨어져 나간다.

### 2.1 증발기 모델링

증발기 내에서의 냉매는 액체와 기체가 섞인 낮은 건도의 이상(two-phase) 상태에서부터 과열기체상태로 변화된다. 그리고 증발기에서 바깥 표면 온도가 공기의 노점 온도보다 낮다면 증발기 표면에 얇은 물막이 형성된다. 따라서 증발기 표

면은 건표면(dry surface) 일 때와 습표면(wet surface)일 때로 구분한다. 또한 증발기를 여러 개의 요소로 나누어 해석하며 Fig.1과 같이 한개의 요소에 대한 지배방정식을 구한 후 증발기입구에서부터 각각의 요소에 대해 순차적으로 해를 구한다. 한 요소에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

먼저 냉매측 이상유동 영역에서 냉매의 질량 및 에너지 보존방정식은

$$\dot{m}_{r,i} = \dot{m}_{r,o} = \dot{m}_r \quad (1)$$

$$\frac{dI_r}{d\tau} = \dot{m}_r(i_{r,i} - i_{r,o}) + h_r A_r (T_w - T_r) \quad (2)$$

이고 여기서  $I_r = \dot{m}_r \bar{i}$ ,  $\bar{i} = x i_g + (1-x) i_f$  이고  $x$ 는 건도, 첨자  $f, g$ 는 각각 냉매액, 냉매증기를 나타내며,  $h$ 는 열전달계수 ( $W/m^2K$ )이고  $A$ 는 열전달면적( $m^2$ )이다. 첨자  $r, w$ 는 각각 냉매측, 튜브벽을 나타낸다.

튜브벽에 대한 에너지 보존방정식은 건표면일 경우

$$c_{pw} m_w \frac{dT_w}{d\tau} = h_a \phi A_a (T_a - T_w) - h_r A_r (T_w - T_r) \quad (3)$$

이며 여기서  $\phi$ 는 표면효율(surface effectiveness)로

$$\phi = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f),$$

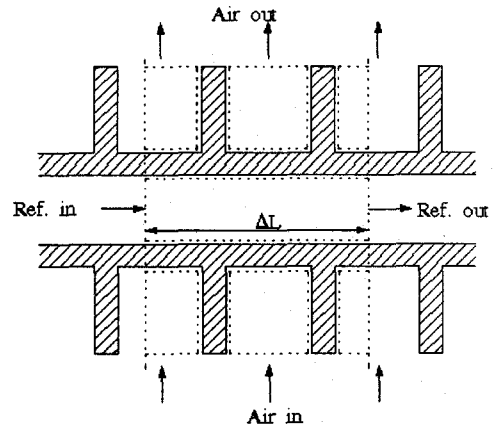


Fig.1 Schematic of control volumes

$$\eta_f = \frac{\tanh Z}{Z}, \quad Z = \left( \frac{2h_a}{k_f t} \right)^{0.5} l,$$

이것 첨자  $a$ 는 공기측을 나타내며  $k_f$ 는 핀의 열전도계수이고  $t, l$ 은 각각 핀의 두께와 길이를 나타낸다. 습표면일 경우

$$c_{pw} m_w \frac{dT_w}{d\tau} = \frac{h_a \phi A_a}{c_{pa}} (i_a - i_w) - h_r A_r (T_w - T_r) \quad (4)$$

이다.

공기측에 대한 질량 및 에너지 보존방정식은 건표면일 경우

$$\dot{m}_{a,i} = \dot{m}_{a,o} = \dot{m}_a \quad (5)$$

$$c_{va} m_a \frac{dT_a}{d\tau} = \dot{m}_a c_{pa} (T_{a,i} - T_{a,o}) - h_a \phi A_a (T_a - T_w) \quad (6)$$

이며 습표면일 경우

$$\frac{d(m_a i_a)}{d\tau} = \dot{m}_a [(i_{a,i} - i_{a,o}) - (w_i - w_o) i_{cw,o}] - \frac{h_a \phi A_a}{c_{pa}} (i_a - i_w) \quad (7)$$

이며 여기서  $w$ 는 비습도이고, 첨자  $cw$ 는 응축수를 나타낸다.

단상영역일 때도 위 방정식을 사용할 수 있다.

열전달율을 정확하게 추산하기 위해서 공기와 냉매측의 열전달계수는 매우 중요하다. 냉매측 열전달계수는 이상영역인 경우에 Kandlikar 관계식<sup>(1)</sup>을 사용하며 단상영역에서는 Dittus-Boelter 관계식<sup>(2)</sup>을 사용한다. 공기측 열전달계수 관계식으로 다음과 같은 식<sup>(3)</sup>을 사용한다.

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0.0128 Re^{-0.299} \quad (8)$$

한편 압력강하는 증발과정의 이상영역인 경우에 Pierre관계식<sup>(4)</sup>을 사용하여 계산하며 단상영역에서는 Darcy관계식<sup>(2)</sup>을 사용한다.

## 2.2 응축기 모델링

응축기에서 냉매는 과열상태로 들어가서 포화상태를 거쳐 최종 과냉상태로 된다. 그러므로 냉매의 상태는 세영역으로 나뉜다.

이상유동영역에서 냉매의 질량 및 에너지 보존방정식은 증발기에서의 보존식(1), (2)와 튜브벽에서 보존식은 식(3)을 공기측 튜브벽은 항상 건표면이므로 공기의 보존식은 식(5), (6)을 사용한다.

단상영역에서 에너지 보존방정식도 같은 식을 사용할 수 있다.

응축 이상유동영역에서 냉매측 열전달계수는 Cavallini-Zechil 관계식<sup>(1)</sup>을 사용하며 단상영역에서 냉매측 열전달계수는 Dittus-Boelter 관계식<sup>(2)</sup>을 사용하고 공기측 열전달계수 관계식<sup>(3)</sup>은

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0.0187 Re^{-0.288} \quad (9)$$

를 사용한다.

응축 이상유동과정의 압력강하는 마찰에 의한 압력손실과 비체적 변화에 의한 압력손실을 모두 고려해야 한다. 이와 같은 응축과정의 압력 손실 계산에는 보통 Lockhart-Martinelli 관계식<sup>(5)</sup>을 사용한다. 단상영역에서의 압력강하는 증발기에서와 같이 각각 Darcy 관계식<sup>(2)</sup>을 사용한다.

## 2.3 시뮬레이션 프로그램 순서도

증발기에서 계산방법은 앞에서 언급한 공기측 튜브면이 건표면일 때 에너지 보존방정식(2), (3), (5) 또는 습표면일 때 에너지 보존방정식(2), (4), (6)을 수치적으로 계산하기 위해 시간에 대해서 fully implicit scheme을 사용하여 적분하고 선형화시켜 삼원 선형 연립방정식을 구하여 계산하였다. 증발기에서 자세한 계산방법은 Fig.2에 보여주고 있다. 그림을 보면 증발기의 설계 데이터와 초기조건을 입력하고 시간  $d\tau$  지난 후의 경계조건 즉 증발기 입구에서 냉매의 건도 XC, 온도 TC, 압력 PC가 주어지며 첫 번째 요소에서 온도, 압력, 건도를 구하기 위해서 건도 X를 가정한다. 다음 압력 PC를 계산하고 먼저 공기측 표면이 건표면일 경우에 냉매의 엔탈피 HC, 건도 XC, 튜브벽 온도 TW, 공기 온도 TA 등을 계산하여 가정한 건도와 비교하여 XC=X이면 튜브벽 온도 TW와 공기의 노점온도 TD를 비교하게 되고 TW<TD이면 다시 공기측 표면이 습표면으로 앞의 방법으로 다시 계산한다. 한편 건도 XC가

0.99 보다 클 경우 단상영역 냉매증기로 계산하고 앞서와 같이 공기측 튜브 표면 조건에 따라 냉매의 엔탈피 HC, 냉매온도 TC, 튜브벽 온도 TW, 공기 온도 TA 등을 계산한다. 이와 같은 방법으로 다음 요소에 대해서 순차적으로 계산하여 끝 요소까지 계산한 후 정상상태인지 판별한 다음 정상상태가 아니면 다시 시간을  $dr$  만큼 증가시켜 앞의 계산을 반복한다. 이와 같은 과정을 통하여 정상상태 조건을 만족하면 출력 데이터를 출력하고 계산이 종료된다.

응축기의 공기측 튜브면이 항상 건표면이므로 계산식은 증발기의 건표면일 때의 식을 그대로 사용하여 계산한다. 그러나 응축기는 과열냉매가 들어가서 포화과정을 거쳐 과냉 냉매가 되므로 계산순서는 증발기와 좀 다르다. Fig.3은 응축기에서의 계산순서를 보여주고 있다. 그림을 보면 응축기 설계 데이터와 초기조건이 입력되고 시간  $dr$  후 응축기 입구에서 경계조건에 따라 첫 번째 요소에서부터 냉매가 과열단상일 경우에 압력 PC, 엔탈피 HC, 튜브벽 온도 TW, 공기온도 TA 등을 계산하고 단상영역인지 이상영역인지 확인하기 위해서 건도 XC를 계산하여 0.99보다 크면 과열상태로 계속 다음 요소에 대해 계산하고 0.99보다 작으면 건도 X를 가정하여 압력 PC, 엔탈피 HC, 건도 XC, 튜브벽 온도 TW, 공기온도 TA 등을 계산하여 가정한 건도 X와 비교하여 같지 않으면 가정한 건도와 같아질 때까지 계속 반복 계산하게 되고 같아지면 다시 건도 XC가 0.01보다 작은지 비교하여 작으면 과냉 냉매로 계산하며 최종 요소까지 계산되면 정상상태인지 확인하고 정상상태가 아니면 시간  $dr$  만큼 증가시켜 다시 앞과 같은 방법으로 반복 계산한다. 이와 같은 과정으로 정상상태가 확인되면 결과를 출력하고 종료한다.

### 3. 계산결과 및 고찰

본 연구에서 계산에 사용된 자동차용 에어컨의 증발기와 응축기의 제원은 Table 1에 보여주고 있다. 증발기는 루버핀을 가진 적층형(laminated type)이고 응축기는 루버핀을 가진 평행류형(parallel flow type)이며 이와 같은 제원을 기본 입력 데이터로 하여 계산하였다.

증발기에서 경계조건은 증발기 입구 냉매의 상

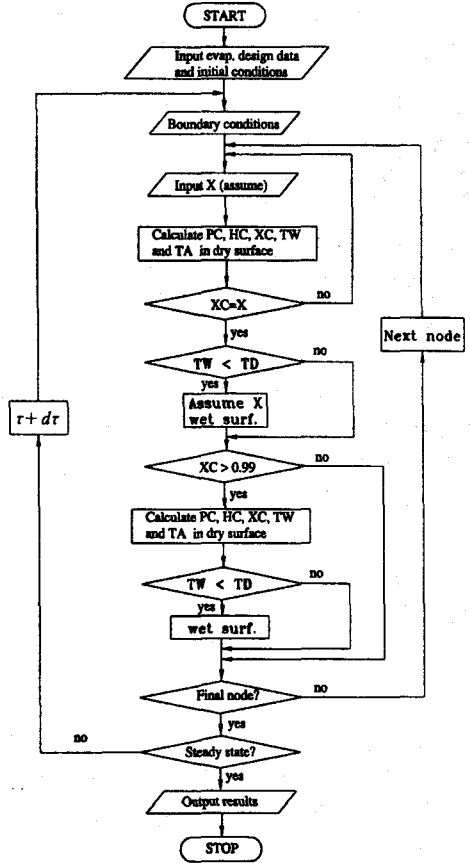


Fig.2 Flow chart of evaporator

태로 주어지며 압력은 실제 조건과 비슷하도록 다음과 같이 가정하였고

$$P_{r,i} = 300 + 587.11 e^{(-r/10)} \quad (kPa) \quad (10)$$

건도는 0.0, 온도는 압력에 따른 포화온도로 가정하여 계산하였다. 증발기 입구 공기의 온도는 35°C이고 상대습도는 50%로 계산하였고 습표면시 출구 공기조건은 상대습도를 100%로 가정하여 계산하였다.

증발기에서 초기조건은 냉매상태를 35°C 포화액으로 하고 튜브벽 온도와 공기온도를 각각 3 5°C로 하여 계산하였다. 냉매유량과 공기유량은 각각 2.0 kg/min, 400 m<sup>3</sup>/hr로 시간에 무관하게 일정하게 두고 계산하였으며 그 계산결과는 Fig.4, 5, 6에 보여주고 있다. 먼저 Fig.4는 시간에 따른 온도변화를 보여주고 있으며 증발기 입구 냉매온

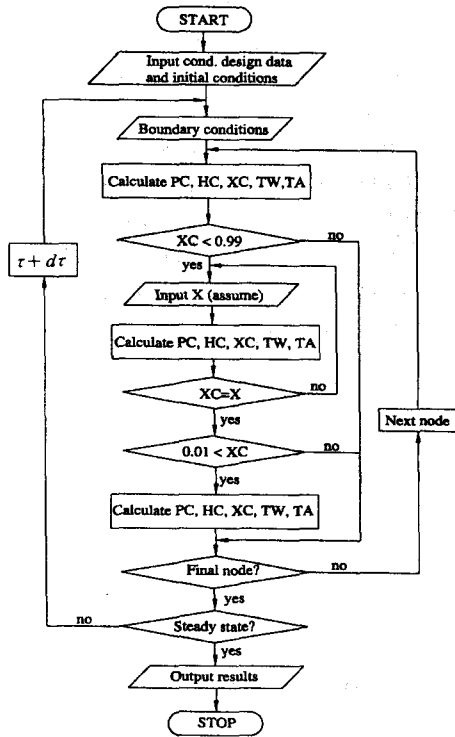


Fig.3 Flow chart of condenser

Table 1 Evaporator and condenser specifications of the automotive air-conditioning system

	Evaporator	Condenser
Type	laminated type single tank louvered fin	parallel flow type louvered fin
Size (mm)	236.5 × 235 × 78	679 × 363 × 18
Pass	4	17-10-8-6

도가 낮아짐에 따라 출구 냉매온도도 낮아지며 증발기 입구 공기온도는 35°C로 일정한 데 반해 출구 평균 공기온도는 감소함을 보여주고 있으며 이것은 실제상황과 그 경향이 잘 일치함을 보여주고 있다. Fig.5는 시간에 따른 냉매압력의 변화를 보여주고 있으며 시간이 증가하면 증발기 입구 압력이 감소하고 출구는 입구 보다 더 낮아짐을 보여주고 있다. Fig.6은 냉매통로 위치 즉 node에 따른 냉매, 튜브벽 및 공기의 온도변화를 보여주고 있으며 각각의 온도변화는 입구에서 출구로 갈수록 낮아짐을 보여주고 있는 데 이것은

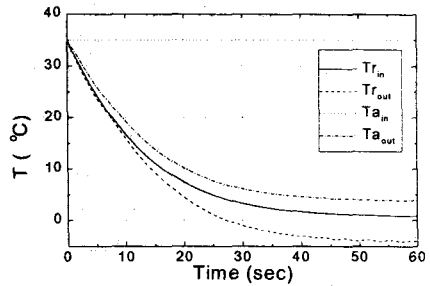


Fig.4 Variations of temperatures according to time in the evaporator

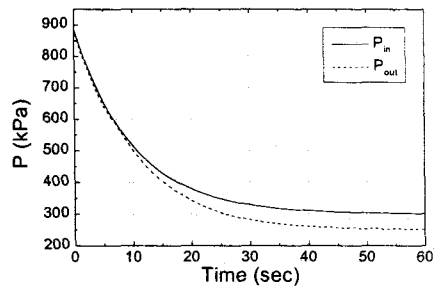


Fig.5 Variations of pressures according to time in the evaporator

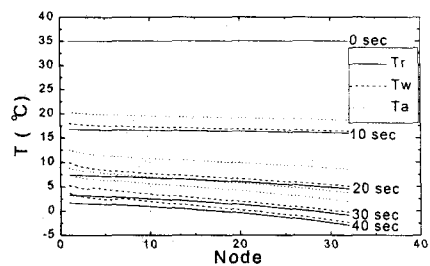


Fig.6 Variations of temperatures according to node in the evaporator

냉매의 압력이 낮아져 냉매온도도 낮아지기 때문이다. 이와 같은 계산결과와 전반적인 경향은 실제상황과 잘 일치함을 보여주고 있다.

응축기에서 경계조건도 응축기 입구 냉매온도와 압력을 실제조건과 비슷하게 다음과 같이 가정하였고

$$T_{r,i} = 75.0 - 40.0e^{(-\tau/10)} \quad (^\circ\text{C}) \quad (11)$$

$$P_{r,i} = 1250 - 362.89e^{(-\tau/10)} \quad (\text{kPa}) \quad (12)$$

입구 공기온도는 35.0℃로 가정하여 계산하였다. 또한 초기조건은 냉매상태를 35.0℃ 포화증기이고 튜브벽 온도와 공기온도를 각각 35℃로 하고 냉매유량과 공기유량을 각각 2.0 kg/min, 3500 m<sup>3</sup>/hr로 시간에 무관하게 일정하게 두고 계산하였으며 그 계산결과는 Fig.7, 8, 9에 보여주고 있다. Fig.7을 보면 시간이 증가하면 응축기 입구 냉매온도가 증가하며 출구 냉매온도도 증가한다. 또한 입구 공기온도는 일정하나 출구 평균공기의 온도는 증가함을 보여주고 있다. 이것은 실제상황과 경향이 잘 일치함을 보여주고 있다.

Fig.8에서 보면 시간이 증가하면 응축기 입구 냉매압력이 증가하고 출구 냉매압력은 증가하나 입구보다 낮아짐을 보여주고 있다. Fig.9를 보면 냉매통로 위치 즉 node가 증가하면 냉매, 튜브벽 및 공기의 온도가 감소하고 있다. 특히 node 1~5에서 온도가 크게 감소하는데 이는 냉매상태가 과열상태임을 보여주며 node 6이후는 온도가 완만하게 변하는데 포화상태임을 보여주고 있다. 따라서 응축기에서도 전반적인 경향이 실제상황과 잘 일치함을 보여주고 있다.

#### 4. 결론

본 연구는 비정상과정에서 자동차 에어컨의 증발기 및 응축기에 대해 수학적 모델링을 하여 단계적으로 성능특성을 계산하는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 시뮬레이션 프로그램의 전반적인 계산결과는 실제상황과 잘 일치함을 보여주고 있다.

앞으로 실험 데이터와 비교로부터 확실한 검증이 필요하며 또한 에어컨 시스템의 다른 구성요소와 유기적으로 결합하는 시뮬레이션 프로그램에도 사용할 수 있다.

#### 참고문헌

- (1) Pate, M. B., 1988, "Design Considerations for Air-Conditioning Evaporator and Condenser Coils," Two-Phase Flow Heat Exchanger Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, Kluwer Academic Publishers, pp. 849~884.
- (2) Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1990, Introduction to Heat Transfer, 2nd ed., Wiley.

- (3) 원성필, 오상한, 이창원, 1997, "자동차 냉방부하 계산 및 초기 냉방성능 시뮬레이션," 공기조화 냉동공학 논문집 제 9 권 제 3 호, pp. 364~375.
- (4) Pierre, B., 1964, "Flow Resistance with Boiling Refrigerants," ASHRAE J., September.
- (5) Mato, P. J., 1988, "Fundamentals of Condensation," Two-Phase Flow Heat Exchanger Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, Kluwer Academic Publishers, pp. 221~291.

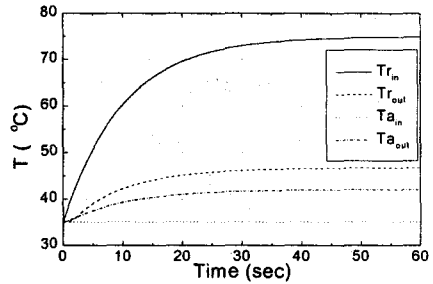


Fig.7 Variations of temperatures according to time in the condenser

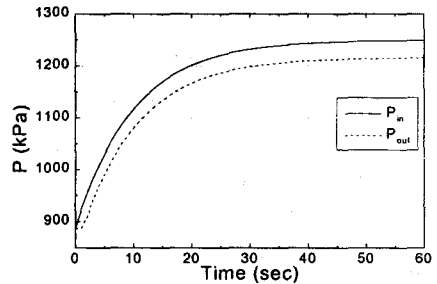


Fig.8 Variations of pressures according to time in the condenser

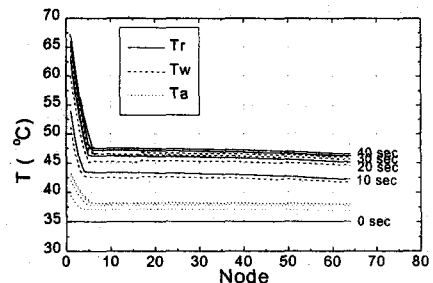


Fig.9 Variations of temperatures according to node in the condenser