

# 제어알고리즘 개발을 위한 변압기 냉각시스템의 수학적모델

한도영<sup>†</sup>, 노희전<sup>\*</sup>

국민대학교 기계·자동차공학부, \*국민대학교 기계공학과 대학원

## Mathematical Models of a Transformer Cooling System for the Control Algorithm Development

Doyoung Han<sup>†</sup>, Heejeon Noh<sup>\*</sup>

School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

<sup>\*</sup>Graduate School of Mechanical Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received August 10, 2009; revision received December 8, 2009)

**ABSTRACT:** In order to improve the efficiency of a main transformer in a train, the optimal operation of a cooling system is necessary. For the development of optimal control algorithms of a cooling system, mathematical models of a main transformer cooling system were developed. These include static and dynamic models of a main transformer, an oil pump, an oil cooler, and a blower. Static models were used to find optimal oil temperatures of the inlet and the outlet of a transformer. Dynamic models were used to predict transient performances of control algorithms of a blower and an oil pump. Simulation results showed good predictions of the static and the dynamic behavior of a main transformer cooling system. Therefore, mathematical models developed in this study may be effectively used for the development of control algorithms of a main transformer cooling system.

**Key words:** Main transformer cooling system(주변압기 냉각시스템), Static model(정적모델), Dynamic model(동적모델), Blower(송풍기), Oil cooler(오일쿨러), Oil pump(오일펌프), Control algorithm(제어알고리즘)

### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ], 상수  
 $C$  : 유동열용량 [ $J/K$ ]  
 $c_p$  : 정압비열 [ $J/kg \cdot K$ ]  
 $\dot{m}$  : 유량 [ $kg/s$ ]  
 $N_{tu}$  : 전달단위수  
 $P$  : 전력 [ $W$ ]  
 $\dot{Q}$  : 열전달률 [ $W$ ]  
 $S$  : 가동율

$s$  : 복소수 변수  
 $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]  
 $U$  : 총열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]

### 그리스 문자

$\varepsilon$  : 유용도  
 $\tau$  : 시간 [ $s$ ]

### 하 첨 자

$air$  : 공기  
 $blower$  : 송풍기  
 $c$  : 오일쿨러

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-910-4675; fax: +82-2-910-4839

E-mail address: dyhan@kookmin.ac.kr

- i* : 유입
- mtr* : 주변압기
- o* : 토출
- oil* : 오일
- pump* : 오일펌프
- s* : 정상상태

1. 서 론

현재 우리나라에는 경부선, 호남선 등 13개의 노선으로 구성된 총 연장길이 2,500 km 이상의 철도망이 구축되어있다. 국내 철도운행의 고속화를 위하여 철도의 복선화, 전철화가 추진되고 있으며 또한 적은 투자로 큰 경제적 효과를 볼 수 있는 기존선의 고속화에도 적절한 방안을 모색하고 있다. 빠른 철도 운행을 위해 가능한 한 철로를 직선으로 설치하는 것이 요구되지만 국토의 70% 이상이 산지인 국내에서 철로를 직선으로 건설하려면 많은 비용과 환경 파괴 등 여러 문제점이 야기되므로 비슷한 지형을 갖고 있는 이탈리아, 스웨덴, 일본 등과 같이 기존선로를 사용하는 틸팅 열차 이용의 중요성이 인정되고 있다. 곡선구간에서 기존열차는 원심력에 의한 탈선을 방지하기 위해 속도를 줄여 운행하고 있지만 틸팅열차는 액츄에이터를 사용하여 열차를 기울여 운행함으로써 곡선부에서 주행속도를 높이고 승차감도 향상시킬 수 있는 특징을 갖고 있다.<sup>(1,2)</sup>

열차를 추진하기 위하여 일반적으로 3상 유도전동기가 사용되며 이를 위해 고전압으로 공급된 전기를 저전압으로 변전시키기 위한 주변압기가 설치되어있다. 변압과정에서 발생하는 전력손실은

열에너지 형태로 주변압기 내부를 흐르는 오일에 전달되어 주변압기 냉각시스템에서 보내져 냉각되어 순환된다. 하지만 기존의 주변압기 냉각시스템에는 계전기, 컨서베이터 등을 이용한 각종 안전장치만 설치되어있을 뿐 오일펌프와 송풍기가 최대속도로 가동되고 있어 과도한 에너지가 사용되고 있으며 이에 대한 개선방안이 필요한 실정이다.<sup>(3-5)</sup>

이를 위해 본 논문에서는 열차 주변압기 냉각시스템의 에너지 사용을 효율화 시킬 수 있는 제어알고리즘 개발을 위해 사용할 수 있는 수학적 모델을 개발한 후 그 유용성을 확인하는 것을 목적으로 한다.<sup>(6-8)</sup>

2. 냉각시스템의 수학적모델

Fig. 1과 같이 주변압기, 오일펌프, 오일쿨러, 송풍기로 구성된 열차 주변압기 냉각시스템을 제어기를 통해 효율적으로 제어하기 위해 적절한 알고리즘 개발이 요구되며 이를 위해 실험을 통해 얻은 데이터를<sup>(5)</sup> 참고하여 주변압기 냉각시스템의 정적모델과 동적모델로 구성된 수학적모델을 개발하였다.

2.1 정적모델

2.1.1 주변압기

주변압기의 1차 권선에서 2차 권선으로 변압하는 과정에서 발생된 열  $\dot{Q}_{mtr}$ 는 식(1), 식(2), 식(3)을 이용하여 계산할 수 있으며

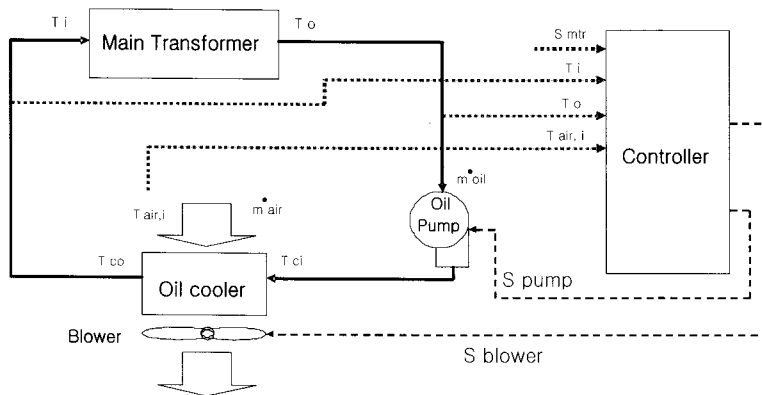


Fig. 1 Main transformer cooling system.

$$\dot{Q}_{mtr} = 0.5A(T_i + T_o) + B \quad (1)$$

$$A = aS_{mtr}^2 + bS_{mtr} + c \quad (2)$$

$$B = dS_{mtr}^2 + eS_{mtr} + f \quad (3)$$

여기서  $T_i$ 와  $T_o$ 는 주변압기 오일의 입구온도와 출구온도,  $S_{mtr}$ 은 0과 1사이의 주변압기 가동율을 의미하며 상수 a, b, c, d, e, f는 주변압기 실험데이터를 통해 127.77, 13.227, 0, 34898, 3614.3, 0으로 선택하였다.

주변압기에 흐르고 있는 오일은 주변압기 내부에 발생된 열을 흡수하므로 단류 열교환 형태로 가정하였고 열교환 해석을 위하여  $\epsilon - N_{tu}$  법(Effectiveness-number of transfer unit method)을 사용하였다.<sup>(9)</sup> 주변압기의 전달단위수  $N_{tu}$ 와 유동도  $\epsilon$ 은 식(4), 식(5)에서 얻을 수 있으며

$$N_{tu} = \frac{(U_{mtr} \times A_{mtr})}{C_{oil}} \quad (4)$$

$$\epsilon = 1 - \exp(-N_{tu}) \quad (5)$$

여기서  $U_{mtr}$ 은 주변압기 권선의 총열전달계수로  $230 \text{ W/m}^2\text{K}$ 을,  $A_{mtr}$ 은 주변압기 권선의 전열면적으로  $30 \text{ m}^2$ 을 사용하였고,  $C_{oil}$ 은 오일의 유동열용량을 의미한다.

주변압기의 코일에서 발생하는 열 때문에 증가된 오일온도  $\Delta T_{mtr}$ 은 식(6)을 사용하여 계산할 수 있으며

$$\Delta T_{mtr} = \frac{\epsilon \times \dot{Q}_{mtr}}{\dot{m}_{oil} \times c_{p,oil}} \quad (6)$$

여기서  $\dot{m}_{oil}$ 은 오일유량을,  $c_{p,oil}$ 은 오일의 정압비열을 의미한다. 정상상태에서의 주변압기 오일의 출구온도  $T_{o,s}$ 는 입구온도  $T_{i,s}$ 로부터 식(7)을 사용하여 계산할 수 있다.

$$T_{o,s} = \Delta T_{mtr} + T_{i,s} \quad (7)$$

### 2.1.2 오일펌프

오일펌프로부터 오일에 전달된 열  $\dot{Q}_{pump}$ 는 식(8)을 사용하여 계산할 수 있으며

$$\dot{Q}_{pump} = \dot{Q}_{pump,max} S_{pump} \quad (8)$$

여기서 오일펌프에서의 최대 열발생을  $\dot{Q}_{pump,max}$ 는  $264 \text{ W}$ 로 선택하였고, 가변형 오일펌프의 가동율  $S_{pump}$ 는 오일펌프 정지시 0, 최대가동시 1으로 0과 1사이의 값으로 정의하였다.

오일펌프 출구오일의 정상상태 온도  $T_{ci,s}$ 는 식(9)를 사용하여 계산할 수 있다.

$$T_{ci,s} = \frac{\dot{Q}_{pump}}{\dot{m}_{oil} \times c_{p,oil}} + T_{o,s} \quad (9)$$

오일펌프의 정상상태 오일유량  $\dot{m}_{oil,s}$ 는 펌프특성을 사용하여 식(10)으로부터 계산할 수 있으며

$$\dot{m}_{oil,s} = \dot{m}_{oil,max} S_{pump} \quad (10)$$

여기서  $\dot{m}_{oil,max}$ 는 오일 최대유량으로  $0.01167 \text{ m}^3/\text{s}$ 을 선택하였다.

오일펌프에 소비된 전력  $P_{pump}$ 는 펌프의 가동율을 사용하여 식(11)과 같이 2차 식으로 계산할 수 있으며<sup>(10)</sup>

$$P_{pump} = aS_{pump}^2 + bS_{pump} + c \quad (11)$$

여기서 a, b, c는 상수로 1300, 900, 0을 선택하였다.

### 2.1.3 오일쿨러

오일쿨러의 열교환 해석을 위하여  $\epsilon - N_{tu}$ 법을 사용하였다. 오일쿨러의 용량비  $R_C$ 는 식(12)로부터 얻을 수 있으며

$$R_C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (12)$$

여기서  $C_{max}$ 는 오일과 공기 중 높은 열용량을,  $C_{min}$ 은 낮은 열용량을 의미한다. 전달단위수  $N_{tu}$ 는 식(13)에서 계산하며

$$N_{tu} = \frac{(U_{cooler} \times A_{cooler})}{C_{min}} \quad (13)$$

여기서  $U_{cooler}$ 는 오일쿨러의 총열전달계수로  $6 \text{ W/m}^2\text{K}$ 를,  $A_{cooler}$ 는 오일쿨러의 열교환기 전열면적으로  $18 \text{ m}^2$ 를 선택하였다. 유용도  $\varepsilon$ 은 혼합되지 않는 직교류 열교환기로 가정하여 식(14)로부터 계산할 수 있다.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{N_{tu}^{0.22}}{R_c} \times (\exp(-R_c \times N_{tu}^{0.78}) - 1)\right] \quad (14)$$

오일쿨러로 유입되는 오일은 송풍기를 통하여 유입되는 외부공기와 열교환한다. 정상상태에서의 오일쿨러 출구온도  $T_{co,s}$ 는 식(15)에서 계산할 수 있고, 배출되는 공기의 온도  $T_{air,o,s}$ 는 식(16)에서 계산할 수 있으며

$$T_{co,s} = T_{ci,s} - \left[ \frac{\varepsilon \times C_{\min} \times (T_{ci,s} - T_{air,i,s})}{C_{oil}} \right] \quad (15)$$

$$T_{air,o,s} = T_{air,i,s} - \left[ \frac{\varepsilon \times C_{\min} \times (T_{ci,s} - T_{air,i,s})}{C_{air}} \right] \quad (16)$$

여기서  $T_{air,i,s}$ 은 송풍기로 유입되는 공기의 온도,  $C_{air}$ 는 공기의 열용량을 의미한다.

### 2.1.4 송풍기

정상상태에서의 송풍기의 공기유량  $\dot{m}_{air,s}$ 는 송풍기 특성을 사용하여 식(17)로부터 계산할 수 있으며<sup>(10)</sup>

$$\dot{m}_{air,s} = aS_{blower}^2 + bS_{blower} + c \quad (17)$$

여기서 a, b, c는 상수로 -1.8994, 3.9241, 0을 선택하였고,  $S_{blower}$ 는 가변형 송풍기의 가동율로써 송풍기가 정지시 0, 최대가동시 1으로 0과 1사이로 정의하였다.

송풍기에 소비된 전력  $P_{blower}$ 는 송풍기 가동율을 사용하여 식(18)과 같이 2차식으로 계산할 수 있으며<sup>(10)</sup>

$$P_{blower} = aS_{blower}^2 + bS_{blower} + c \quad (18)$$

여기서 a, b, c,는 상수로 1300, 2700, 0을 각각 선택하였다.

## 2.2 동적모델

### 2.2.1 주변압기

과도기상태에서의 주변압기 오일의 출구온도  $T_o$ 는 입구온도  $T_i$ 로부터 식(19)와 같이 계산할 수 있으며

$$T_o = \Delta T_{mtr} \times \frac{e^{-\tau_{d,mtr}s}}{\tau_{mtr}s + 1} + T_i \quad (19)$$

여기서  $\tau_{d,mtr}$ 과  $\tau_{mtr}$ 은 온도변화에 대한 주변압기의 시간지연과 시상수로 2초, 5초를 선택하였다.

### 2.2.2 오일펌프

과도기상태에서의 오일펌프 출구온도  $T_{ci}$ 는 식(20)을 사용하여 계산할 수 있으며

$$T_{ci} = \frac{\dot{Q}_{pump}}{\dot{m}_{oil} \times c_{p,oil}} \times \frac{e^{-\tau_{d,pump,oil}s}}{\tau_{pump,oil}s + 1} + T_o \quad (20)$$

여기서  $\tau_{d,pump,oil}$ 과  $\tau_{pump,oil}$ 는 온도변화에 대한 오일펌프의 시간지연과 시상수로 10초, 15초를 선택하였다.

과도기상태에서의 오일펌프의 오일유량  $\dot{m}_{oil}$ 은 펌프특성을 사용하여 식(21)로부터 계산할 수 있으며

$$\dot{m}_{oil} = \dot{m}_{oil,max} S_{pump} \times \frac{e^{-\tau_{d,pump}s}}{\tau_{pump}s + 1} \quad (21)$$

여기서  $\tau_{d,pump}$ 와  $\tau_{pump}$ 는 오일유량변화에 대한 오일펌프의 시간지연과 시상수로 10초, 15초를 선택하였다.

### 2.2.3 오일쿨러

과도기상태에서의 오일쿨러 출구온도  $T_{co}$ 와 배출되는 공기의 출구온도  $T_{air,o}$ 는 식(22)와 식(23)에서 계산할 수 있으며

$$T_{co} = T_{ci} - \left[ \frac{\varepsilon \times C_{\min} \times (T_{ci} - T_{air,i})}{C_{oil}} \right] \times \frac{e^{-\tau_{d,cooler}s}}{\tau_{cooler}s + 1} \quad (22)$$

$$T_{air,o} = T_{air,i} - \left[ \frac{\varepsilon \times C_{\min} \times (T_{ci} - T_{air,i})}{C_{air}} \right] \times \frac{e^{-\tau_{d,air}s}}{\tau_{air}s + 1} \quad (23)$$

여기서  $\tau_{d, cooler}$ 와  $\tau_{cooler}$ 는 오일온도변화에 대한 오일쿨러의 시간지연과 시상수로 5초, 10초를 선택하였고,  $\tau_{d, air}$ 와  $\tau_{air}$ 는 공기온도변화에 대한 오일쿨러의 시간지연과 시상수로 10초, 20초를 선택하였다.

2.2.4 송풍기

과도기상태에서 송풍기의 공기유량  $\dot{m}_{air}$ 는 송풍기특성을 사용하여 식(24)로부터 계산할 수 있으며

$$\dot{m}_{air} = (aS_{blower}^2 + bS_{blower} + c) \times \frac{e^{-\tau_{d, blower} s}}{\tau_{blower} s + 1} \quad (24)$$

여기서  $\tau_{d, blower}$ 와  $\tau_{blower}$ 는 공기유량변화에 대한 송풍기의 시간지연과 시상수로 5초, 10초를 선택하였다.

3. 수학적모델의 유용성

개발된 수학적모델을 사용하여 시뮬레이션 프로그램을 개발한 후 이를 이용하여 수학적모델의 정적 및 동적 특성을 확인하였다.

3.1 주변압기 입구와 출구의 최적오일온도

Fig. 2에는 주변압기 가동율에 따라 주변압기 오일온도에 의한 변전손실을 보여주고 있으며 Fig. 3에는 오일펌프와 송풍기의 가동율에 의한 전력소비를 보여주고 있다. 그림에서 보듯이 주변압기 가동율이 주어진 경우 주변압기 오일 온도를 낮춤으로써 변압과정에서 발생하는 변전전력손실은 감소시킬 수 있지만 이를 위해 오일펌프와 송풍기의 추가적인 가동이 요구되어 추가 전력소비

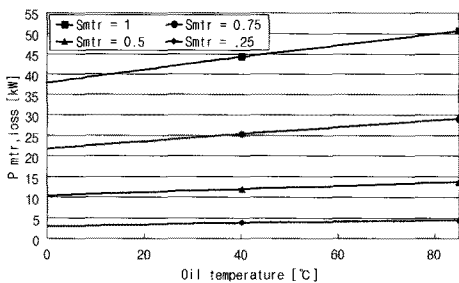


Fig. 2 Power loss at a main transformer.

가 필요하다. 따라서 주어진 가동율에 대해서 오일 냉각을 통한 변전이익과 냉각을 위해 추가 가동된 오일펌프와 송풍기의 전력소비를 고려하여 냉각시스템을 최대효율로 운용할 수 있는 알고리즘 개발이 요구된다.

냉각시스템의 총전력소비  $P_{loss}$ 는 식(25)와 같이 정의할 수 있으며

$$P_{loss} = P_{mtr, loss} + P_{pump} + P_{blower} \quad (25)$$

여기서  $P_{mtr, loss}$ 는 변압과정에서의 변전손실,  $P_{pump}$ 는 오일냉각을 위해 사용되는 오일펌프의 전력소비,  $P_{blower}$ 는 오일냉각을 위해 사용되는 송풍기의 전력소비를 의미한다.  $P_{loss}$ 가 최소가 될 때의 주변압기 오일의 최적입구온도  $T_{i, set}$ 과 최적출구온도  $T_{o, set}$ 을 구하기 위하여 외부온도  $T_{air, i}$ 를  $-15 \sim 35^\circ\text{C}$ 사이 매  $10^\circ\text{C}$  마다, 주변압기 가동율, 오일펌프 가동율, 송풍기 가동율을 0~1사이 매 0.1 마다 변화시키면서 시뮬레이션을 수행한 후 그 결과를 Fig. 4와 Fig. 5에 나타내었다.

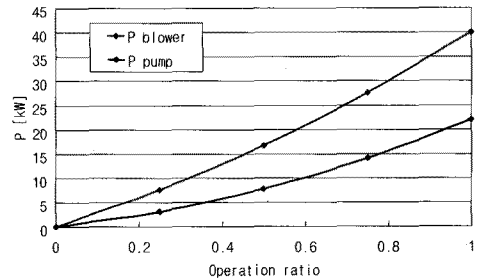


Fig. 3 Power consumption at an oil pump and a blower.

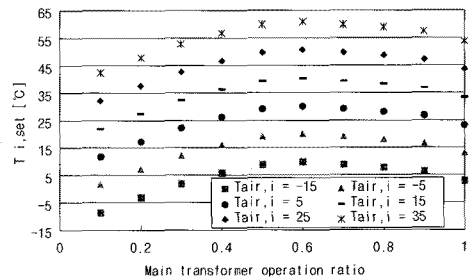


Fig. 4 Optimal inlet oil temperature of a main transformer.

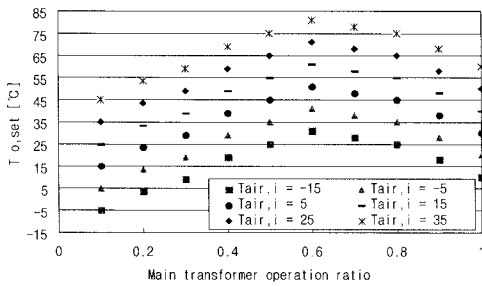


Fig. 5 Optimal outlet oil temperature of a main transformer.

그림에서 보듯이  $P_{loss}$ 가 최소가 되는  $T_{i,set}$  과  $T_{o,set}$  은 식(26), 식(27)과 같이 3차 다항식으로 표현할 수 있으며

$$T_{i,set} = a_1 S_{mtr}^3 + a_2 S_{mtr}^2 + a_3 S_{mtr} + a_4 T_{air,i} + a_5 \quad (26)$$

$$T_{o,set} = b_1 S_{mtr}^3 + b_2 S_{mtr}^2 + b_3 S_{mtr} + b_4 T_{air,i} + b_5 \quad (27)$$

여기서  $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$ 는 최소제곱법을 이용하여 구한 다항식의 계수로  $-4.01, -51.21, 73.04, 0.97, 0.15, 5.06, -72.93, 87.49, 1.04, 0.09$ 를 얻었다.

Fig. 6에는  $T_{air,i}$ 가  $25^\circ\text{C}$ 일 때 오일펌프와 송풍기를 가동시켜 오일의 온도를 최적입구온도와 최적출구온도로 제어했을 때의 총전력소비와 오일 펌프와 송풍기를 최대로 가동시켰을 때의 총전력 소비를 비교하여 보여주고 있다. 그림에서 보듯이

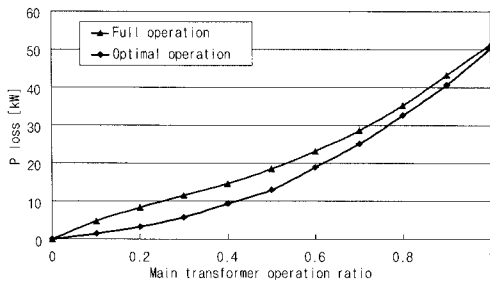


Fig. 6 Total electrical power consumption.

Table 1 Power savings

	$S_{mtr}$									
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
$\Delta P_{loss} [W]$	2861	4580	5670	4933	4876	4222	3483	2662	2545	1130

오일펌프와 송풍기를 가동하여 최적으로도 제어함으로써 주변압기 가동율에 따라 Table 1과 같은 전력이익을 얻을 수 있음을 알 수 있었다.

### 3.2 주변압기 가동율과 외부온도 변화에 따른 제어성능

수학적모델의 동적성능을 확인하기 위하여 주변압기 오일의 입구온도는 송풍기를 사용하여 제어하고 출구온도는 오일펌프를 사용하여 제어하는 것으로 가정하였다. 송풍기와 오일펌프 제어를 위하여

Table 2 Main transformer operation ratio

Time[s]	$S_{mtr}$
time < 1000	0.3
1000 ≤ time < 1600	0.35
1600 ≤ time	0.3

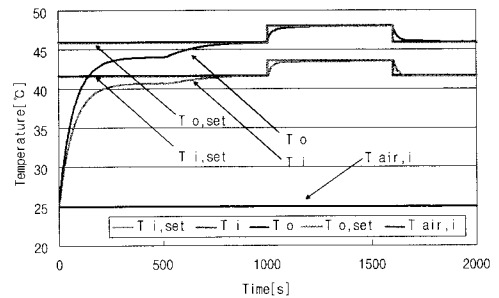


Fig. 7 Inlet and outlet oil temperature(Main transformer operation ratio step change test).

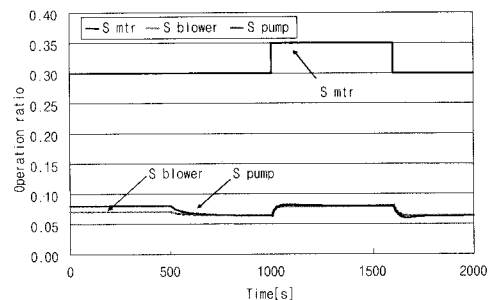


Fig. 8 Control signals of a blower and a pump(Main transformer operation ratio step change test).

비례적분로직을 사용하였으며 송풍기 제어의 비례게인, 적분게인, 데드밴드로 0.08,  $8.01 \times 10^{-4}$ , 0.5 °C를, 오일펌프 제어의 비례게인, 적분게인, 데드밴드로 0.05,  $5.0 \times 10^{-4}$ , 0.5 °C를 각각 선정하였다.<sup>(11)</sup>

외부온도를 25 °C로 유지하면서 주변압기의 가동율을 Table 2와 같이 계단변화 시켰을 때의 제어결과를 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다. 그림에서 보듯이 주변압기 가동율의 갑작스런 변화에도 불구하고 송풍기와 펌프의 안정된 제어를 통해 주변압기 오일의 입구온도와 출구온도가 주변압기 가동율 계단변화에 따라 계단변화된 설정온도로 적절히 제어되는 것을 알 수 있었다.

Table 3 Outside air temperature

Time[s]	$T_{air,i}$ [°C]
$time < 1000$	25
$1000 \leq time < 1600$	30
$1600 \leq time$	25

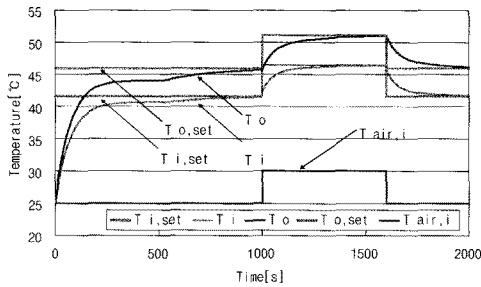


Fig. 9 Inlet and outlet oil temperature(Outside air temperature step change test).

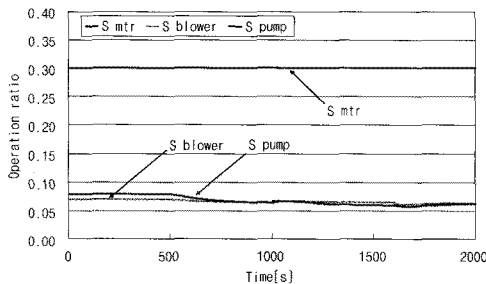


Fig. 10 Control signals of a blower and a pump(Outside air temperature step change test).

주변압기 가동율을 0.3으로 유지하면서 외부온도를 Table 3과 같이 계단변화 시켰을 때 제어결과를 결과를 Fig. 9와 Fig. 10에 나타내었다. 그림에서 보듯이 실외온도의 계단변화에도 불구하고 송풍기와 펌프의 안정된 제어를 통해 주변압기 오일의 입구와 출구온도가 적절히 설정되어 제어되는 것을 알 수 있었다.

#### 4. 결 론

주변압기와 오일쿨러의 동적현상을 모사하기 위하여  $\varepsilon-N_{tu}$ 법을 이용한 정적모델을 개발한 후 시간지연이 있는 1차 시스템으로 가정하여 동적모델로 사용하였다. 오일펌프와 송풍기의 동적현상을 모사하기 위하여 펌프 및 송풍기 특성곡선을 이용한 정적모델을 개발한 후 시간지연이 있는 1차 시스템으로 가정하여 동적모델로 사용하였다.

정적모델을 통해 냉각시스템의 총 전력소비를 최소화하는 오일의 최적입구온도, 출구온도를 구한 후 그 결과를 3차 다항식으로 나타내었다. 주어진 주변압기 가동율에 따라 오일의 입구와 출구 온도를 3차 다항식에서 얻은 최적온도로 제어할 경우 송풍기와 오일펌프를 최대로 사용할 경우에 비해 총전력소비가 크게 감소하여 에너지 절약이 가능함을 알 수 있었다.

냉각시스템 오일의 입구온도와 출구온도를 최적온도로 제어하기 위하여 입구온도는 송풍기로, 출구온도는 오일펌프로 제어한다고 가정하였다. 송풍기와 오일펌프의 제어알고리즘으로 비례적분로직을 선택한 후 개발된 동적모델을 사용하여 제어성능을 확인한 결과 개발된 동적모델은 제어알고리즘 개발에 적절히 이용할 수 있음을 확인하였다.

따라서 본 연구에서 개발된 수학적모델은 열차 주변압기 냉각시스템의 정상상태 및 과도기상태를 적절히 모사할 수 있음으로 현재 개발되고 있는 열차 주변압기 냉각시스템의 알고리즘 개발과 성능예측을 위하여 효과적으로 사용할 수 있을 것이라고 판단된다.

#### 후 기

본 연구는 2009년도 국민대학교 교내 연구비지원으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Seo, S., Han, S., Kim, N. and Kim, J., 2006, On the development of Korean tilting train express, Proceedings of KSME, pp. 287-291.
2. Eum, K. and Um, J., 2004, Evaluation of running stability of tilting trains in conventional curved track, Proceedings of the KSR, Vol. 7, No. 4, pp. 153-159.
3. Han, Y. and Lee, S., A study on TTX traction characteristics using measurement system, Proceeding of the KIEEME, Vol. 20, No. 12, pp. 1093-1098.
4. Kang, H., Kim, J. and Kim, C., 2001, A study on heat transfer performances of a heat pipe heat sink for power control semiconductors, Proceedings of the SAREK, Vol. 13, No. 8, pp. 701-709.
5. Woojin industrial systems Co., 2007, Technical development of propulsion system, Construction and Transportation Report, pp. 307-357.
6. Han, D. and Park, K., 2006, A system operating algorithm for the effective operation of a multi-type air-conditioning system, SA REK, Vol. 18, No. 7, pp. 587-595.
7. Han, D. and Kim, S., 2008, Effective dynamic models for the development of control algorithms of a condensing gas boiler system, SAREK, Vol. 20, No. 8, pp. 365-371.
8. Han, D. and Jung, J., 2006, Control algorithms for the effective operation of a CO<sub>2</sub> automotive air-conditioning system, SAREK, Vol. 18, No. 10, pp. 791-799.
9. Mills, A. F., 1999, Basic heat mass transfer, McGraw Hill, pp. 621-646.
10. Munson, B. R., Young, D. F. and Okishi, T. H., 2006, Fundamentals of fluid mechanics, Wiley, pp. 812-830.
11. Franklin, G. F., Powell, J. D. and Emami-Naeini, A., 2006, Feedback control of dynamic systems, Pearson Education, pp. 152-156.