

주변압기 냉각시스템의 최적오일온도

한 도 영[†], 원 재 영^{*}

국민대학교 기계·자동차공학부, 국민대학교 기계공학과 대학원^{*}

Optimal Oil Temperature at the Main Transformer Cooling System

Doyoung Han[†], Jaeyoung Won^{*}

ABSTRACT: In order to improve the efficiency of the main transformer in a tilting train, the optimal operation of a cooling system is necessary.

Mathematical models of a main transformer cooling system were developed. These include models for the main transformer, the oil pump, the oil cooler, and the blower. The optimal oil temperature algorithm was also developed. This consists of the optimal setpoint algorithm and the control algorithm.

A simulation program was developed by using mathematical models and the optimal oil temperature algorithm. Simulation results showed that the dynamic behavior of a main transformer cooling system was predicted well by mathematical models and a main transformer cooling system was controlled effectively by the optimal oil temperature algorithm.

Key words: Main transformer cooling system(주변압기냉각시스템), Mathematical model(수학적 모델), Blower(송풍기), Oil cooler(오일냉각기), Oil pump(오일펌프), Optimal algorithm(최적알고리즘)

기 호 설 명

A	: 면적 [m^2], 상수	\dot{m}	: 유량 [kg/s]
C	: 유동 열용량 [J/K]	\dot{Q}	: 열전달률 [W]
c_p	: 정압비열 [$J/kg\cdot K$]	T	: 온도 [$^{\circ}C$]
P	: 전력 [W]	U	: 총열전달계수 [$W/m^2\cdot K$]
S	: 제어신호	τ	: 시간 [sec]
s	: 복소수		

[†] Corresponding author
 Tel.: +82-2-910-4675; fax: +82-2-910-4839
 E-mail address dyhan@kookmin.ac.kr

1. 서론

우리나라 철도는 경부선, 호남선 등 13개의 노

선으로 구성된 총 연장길이 2,500 km 이상의 철도망으로 구축되어 있다. 국내 철도의 고속화를 위하여 철도의 복선화, 전철화가 추진되고 있으며 또한 국내와 같이 기존선로에 곡선이 많은 경우 적은 투자로 큰 경제적 효과를 볼 수 있는 기존선의 고속화에도 적절한 방안을 모색하고 있다. 빠른 철도 운영을 위해서는 선로를 최대한 직선으로 만들어야 하지만 국토의 70% 이상이 산지인 국내에서 철로를 직선으로 건설하려면 많은 비용과 환경 파괴 등 여러 문제점이 야기되므로 이탈리아, 스웨덴, 일본 등과 비슷한 지형을 갖고 있는 국내에서도 틸팅열차의 중요성이 인정되고 있다.⁽¹⁾

틸팅열차를 추진하기 위하여 250 kW급 3상 유도전동기가 사용된다. 추진장치의 주요부품으로 효율적인 전기수송을 위해 고전압으로 공급된 전기를 틸팅열차에서 필요로 하는 저전압으로 변환하기 위해 주변압기가 설치되어 있다. 변압과정에서 발생하는 손실은 열에너지 형태로 주변압기 내부로 흐르는 냉각오일에 전달되고 냉각오일은 주변압기 냉각시스템에 보내져 냉각되어 순환한다. 하지만 기존의 주변압기 냉각시스템은 오일 펌프와 송풍기를 최대속도로 가동시켜 과도하게 에너지를 사용하고 있으며 각종 계전기와 컨서베이터 등을 이용한 안전장치만 설치되어있어 효율을 고려한 개선방안이 필요한 실정이다.⁽²⁾

따라서 본 논문에서는 틸팅열차 주변압기 냉각시스템의 에너지 효율을 향상시킬 수 있는 최적 알고리즘 개발과 이를 확인할 수학적모형을 개발하는 것을 목적으로 한다.⁽³⁾

2. 냉각시스템의 수학적모형

Fig. 1과 같은 틸팅열차 주변압기 냉각시스템의 효율적인 운용을 위한 알고리즘을 개발하기 위해 주변압기, 오일펌프, 오일쿨러, 송풍기로 구성된 주변압기 냉각시스템의 수학적모형의 개발이 요구된다.^(4,5,6)

2.1 주변압기모형

주변압기의 1차 권선에서 2차 권선으로 변압하는 과정에서 발생된 열 \dot{Q}_{mtr} 는 Fig. 2에 보여주며 식 (1)을 이용하여 계산할 수 있고

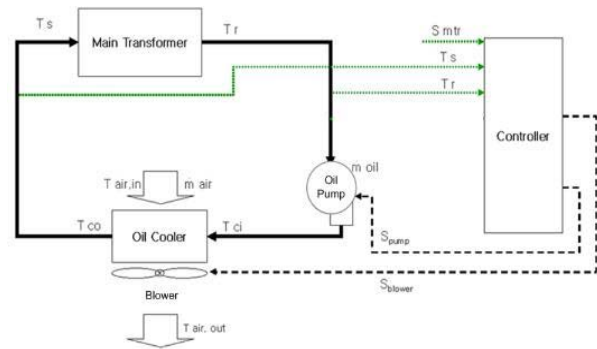


Fig. 1 Main transformer cooling system.

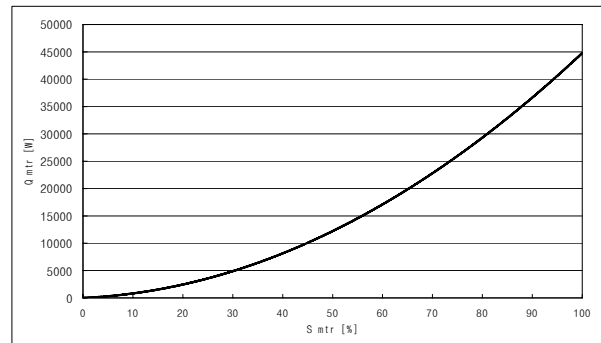


Fig. 2 Heat release rate of the main transformer.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{mtr} = & S_{mtr}^2 (63.9 T_s + 63.9 T_r + 34898) \\ & + S_{mtr} (6.6 T_s + 6.6 T_r + 3614.3) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 T_s 와 T_r 은 주변압기 오일의 입구온도와 출구온도 그리고 S_{mtr} 은 0~1 사이의 주변압기 가동율을 의미한다.

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.⁽⁷⁾ 주변압기의 전달단위수 N_{tu} 와 유용도 ϵ 은 식 (2), 식 (3)에서 얻을 수 있으며

$$N_{tu} = \frac{(U_{mtr} \times A_{mtr})}{C_{oil}} \quad (2)$$

$$\epsilon = 1 - \exp(-N_{tu}) \quad (3)$$

여기서 U_{mtr} 은 주변압기 권선의 총열전달계수로 230 W/m²K을, A_{mtr} 은 주변압기 권선의 전열면

적으로 30 m^2 을 사용하였고, C_{oil} 은 오일의 유동 열용량을 의미한다.

주변압기의 코일에서 발생하는 열 때문에 증가된 오일온도 ΔT_{mtr} 은 식 (4)를 사용하여 계산할 수 있으며

$$\Delta T_{mtr} = \frac{\varepsilon \times \dot{Q}_{mtr}}{\dot{m}_{oil} \times c_{p,oil}} \quad (4)$$

여기서 \dot{m}_{oil} 은 오일유량을, $c_{p,oil}$ 은 오일의 정압 비열을 의미한다.

과도기상태에서의 주변압기 오일의 출구온도 T_r 은 입구온도 T_s 로부터 식 (5)와 같이 계산할 수 있으며

$$T_r = \Delta T_{mtr} \times \frac{e^{-\tau_{d,mtr}S}}{\tau_{mtr}S + 1} + T_s \quad (5)$$

여기서 $\tau_{d,mtr}$ 과 τ_{mtr} 은 온도변화에 대한 주변압기의 시간지연과 시상수로 5초, 10초를 선택하였다.

2.2 오일펌프모델

오일펌프로부터 오일에 전달된 열 \dot{Q}_{pump} 는 식 (6)을 사용하여 계산할 수 있으며

$$\dot{Q}_{pump} = \dot{Q}_{pump,max} S_{pump} \quad (6)$$

여기서 $\dot{Q}_{pump,max}$ 는 오일펌프에서의 최대 열발생율로 264 W 를 선택하였고, S_{pump} 는 0~1의 오일펌프 가동율을 의미한다.

과도기상태에서의 오일펌프 출구온도 T_{ci} 는 식 (7)을 사용하여 계산할 수 있으며

$$T_{ci} = \frac{\dot{Q}_{pump}}{\dot{m}_{oil} \times c_{p,oil}} \times \frac{e^{-\tau_{d,pump,oil}S}}{\tau_{pump,oil}S + 1} + T_r \quad (7)$$

여기서 $\tau_{d,pump,oil}$ 과 $\tau_{pump,oil}$ 는 온도변화에 대한 오일펌프의 시간지연과 시상수로 5초, 10초를 선택하였다.

과도기상태에서의 오일펌프의 오일유량 \dot{m}_{oil} 은

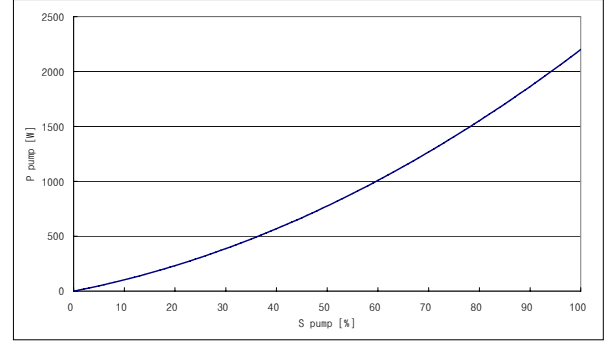


Fig. 3 Power consumption at the oil pump.

펌프특성을 사용하여 식 (8)로부터 계산할 수 있으며

$$\dot{m}_{oil} = \dot{m}_{oil,max} S_{pump} \times \frac{e^{-\tau_{d,pump}S}}{\tau_{pump}S + 1} \quad (8)$$

여기서 $\dot{m}_{oil,max}$ 는 오일 최대유량으로 0.01167 m^3/s , $\tau_{d,pump}$ 와 τ_{pump} 는 오일유량변화에 대한 오일펌프의 시간지연과 시상수로 1초, 10초를 선택하였다.

오일펌프에 소모된 전력량 P_{pump} 는 Fig. 3에 보여주며 펌프의 가동율을 사용하여 식 (9)로부터 계산할 수 있다.

$$P_{pump} = 1300S_{pump}^2 + 900S_{pump} \quad (9)$$

2.3 오일쿨러모델

오일쿨러의 열교환 해석을 위하여 $\varepsilon - N_{tu}$ 법을 사용하였다. 오일쿨러의 용량비 R_C 는 식 (10)로부터 얻을 수 있으며

$$R_C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (10)$$

여기서 C_{max} 는 오일과 공기 중 높은 열용량을, C_{min} 은 낮은 열용량을 의미한다. 전달단위수 N_{tu} 는 식 (11)에서 계산할 수 있으며

$$N_{tu} = \frac{(U_{cooler} \times A_{cooler})}{C_{min}} \quad (11)$$

여기서 U_{cooler} 는 오일쿨러의 총열전달계수로 6

W/m^2K 를, A_{cooler} 는 오일쿨러의 열교환기 전열면적으로 $18 m^2$ 를 선택하였다. 유용도 ε 은 혼합되지 않는 직교류 열교환기로 가정하여 식 (12)로부터 계산할 수 있다.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{N_{tu}^{0.22}}{R_C} \times (\exp(-R_C \times N_{tu}^{0.78}) - 1)\right] \quad (12)$$

오일쿨러로 유입되는 오일은 송풍기를 통하여 유입되는 외부공기와 열교환한다. 과도기상태에서의 오일쿨러 출구온도 T_{co} 와 배출되는 공기의 출구온도 $T_{air,out}$ 은 식 (13)과 식 (14)에서 계산할 수 있으며

$$T_{co} = T_{ci} - \left[\frac{\varepsilon \times C_{min} \times (T_{ci} - T_{air,in})}{C_{oil}} \right] \times \frac{e^{-\tau_{d,cooler}S}}{\tau_{cooler}S + 1} \quad (13)$$

$$T_{air,out} = T_{air,in} - \left[\frac{\varepsilon \times C_{min} \times (T_{ci} - T_{air,in})}{C_{air}} \right] \times \frac{e^{-\tau_{d,air}S}}{\tau_{air}S + 1} \quad (14)$$

여기서 $T_{air,in}$ 은 송풍기로 유입되는 공기의 온도, C_{air} 는 공기의 열용량을 의미하고, $\tau_{d,cooler}$ 와 τ_{cooler} 는 오일온도변화에 대한 오일쿨러의 시간지연과 시상수로 5초, 10초를 선택하였으며, $\tau_{d,air}$ 와 τ_{air} 는 공기온도변화에 대한 오일쿨러의 시간지연과 시상수로 5초, 10초를 선택하였다.

2.4 송풍기모델

과도기상태에서 송풍기의 공기유량 \dot{m}_{air} 는 송풍기특성을 사용하여 식 (15)로부터 계산할 수 있으며

$$\dot{m}_{air} = (0.0002S_{blower}^2 + 0.0448S_{blower}) \times \frac{e^{-\tau_{d,blower}S}}{\tau_{blower}S + 1} \quad (15)$$

여기서 S_{blower} 는 0~1의 송풍기 가동율을 의미하고, $\tau_{d,blower}$ 와 τ_{blower} 는 공기유량변화에 대한 송풍기의

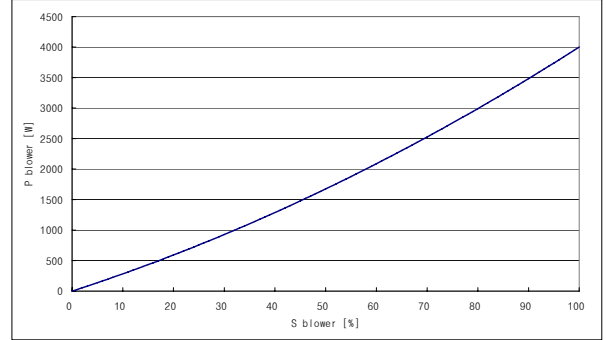


Fig. 4 Power consumption at the blower.

시간지연과 시상수로 1초, 10초를 선택하였다.

송풍기의 전력소모량 P_{blower} 는 Fig. 4에 보여 주며 송풍기 가동율을 사용하여 식 (16)으로부터 계산할 수 있다.

$$P_{blower} = 1300S_{blower}^2 + 2700S_{blower} \quad (16)$$

3. 최적오일온도알고리즘

주변압기 가동율이 주어진 경우 주변압기 오일온도를 낮춤으로써 변압과정에서 발생하는 변전 전력손실을 감소시킬 수 있지만 이를 위해 오일펌프와 송풍기의 추가적인 가동이 요구되어 추가 전력소비가 필요하다. 따라서 주어진 가동율에 대해서 오일냉각을 통한 변전이익과 냉각을 위해 추가 가동된 오일펌프와 송풍기의 전력소비를 고려하여 냉각시스템의 전력소비를 최소로 할 수 있는 알고리즘 개발이 요구된다.

3.1 최적오일온도 설정알고리즘

주변압기 변압과정에서의 변전손실 $P_{mtr,loss}$ 와 오일냉각을 위해 사용되는 오일펌프, 송풍기의 전력소비 P_{pump} , P_{blower} 의 합으로 냉각시스템의 총 전력소비 P_{loss} 를 식 (17)과 같이 정의할 수 있다.

$$P_{loss} = P_{mtr,loss} + P_{pump} + P_{blower} \quad (17)$$

주변압기 가동율 S_{mtr} 가 0에서 1사이 주어질 때 P_{loss} 를 최소화하는 주변압기 오일의 입구설정온도 $T_{s,set}$ 과 출구설정온도 $T_{r,set}$ 을 구하기 위하여

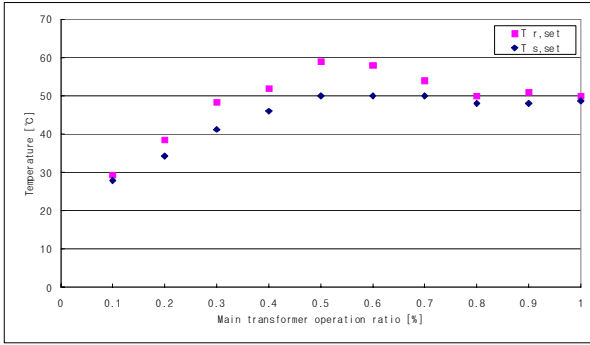


Fig. 5 Optimal oil temperature for the inlet and the outlet of the main transformer.

Table 1 Coefficients of polynomial

	<i>i</i>				
	1	2	3	4	5
a_i	378.94	-729.96	353.72	23.087	25
b_i	253.80	503.09	260.43	12.833	25

펌프와 송풍기의 가동율을 각각 0에서 1까지 변화시키면서 시뮬레이션을 수행하였으며 그 결과가 Fig. 5에 나타나있다.

P_{loss} 를 최소로 하는 그림에 나타낸 $T_{s,set}$ 과 $T_{r,set}$ 은 식 (18), 식 (19)와 같은 다항식으로 표현할 수 있으며

$$T_{s,set} = a_1 S_{mtr}^4 + a_2 S_{mtr}^3 + a_3 S_{mtr}^2 + a_4 S_{mtr} + a_5 \quad (18)$$

$$T_{r,set} = b_1 S_{mtr}^4 + b_2 S_{mtr}^3 + b_3 S_{mtr}^2 + b_4 S_{mtr} + b_5 \quad (19)$$

여기서 $a_1 \sim b_5$ 는 다항식의 계수로써 최소제곱법을 이용하여 Table 1과 같이 구할 수 있다.

3.2 최적오일온도 제어알고리즘

설정알고리즘에 의해 설정된 최적오일온도로 오일온도를 제어하기 위해 송풍기 제어알고리즘과 오일펌프 제어알고리즘을 사용하였다.

주변압기 입구오일온도를 설정된 최적온도로 유지하기 위하여 비례적분로직을 이용한 송풍기 제어알고리즘을 사용하였으며 비례계인, 적분계

인, 데드밴드로 0.0005, 25×10^{-6} , 0.5°C 를 각각 선정하였다.

주변압기 출구오일온도를 설정된 최적온도로 유지하기 위하여 비례적분로직을 이용한 오일펌프 제어알고리즘을 사용하였으며 비례계인, 적분계인, 데드밴드로 0.0005, 25×10^{-6} , 0.5°C 를 각각 선정하였다.

4. 제어성능평가

외부온도를 25°C 로 유지하면서 Table 2와 같이 주변압기를 50%로 가동하다가 냉각시스템이 안정된 500초 후 주변압기 가동율을 정현파형태로 변화시키면서 제어성능을 평가하였다.

Fig. 6, Fig. 7에는 최적오일온도알고리즘의 제어결과를 보여준다. 그림에서 보듯이 주변압기 오일의 입구온도와 출구온도는 주변압기 가동율에 따라 적절히 설정되고 제어되었으며 그때의 오일펌프와 송풍기도 안정되게 제어됨을 알 수 있었다.

Fig. 8은 최적오일온도알고리즘이 적용되었을 경우와 100% 오일펌프와 송풍기를 사용한 기존 냉각방법이 적용되었을 경우의 총전력소비를 비교하면서 보여준다. 오일펌프와 송풍기를 사용하여 최적오일온도로 제어함으로써 Table 3과 같은 전력이익을 얻을 수 있었다.

Table 2 Operation ratio of the main transformer.

<i>Time</i> [s]	S_{mtr} [%]
$0 \leq t < 500$	0.5
$500 \leq t$	$0.2 \times \sin\left(\frac{2\pi(t-500)}{4000}\right) + 0.5$

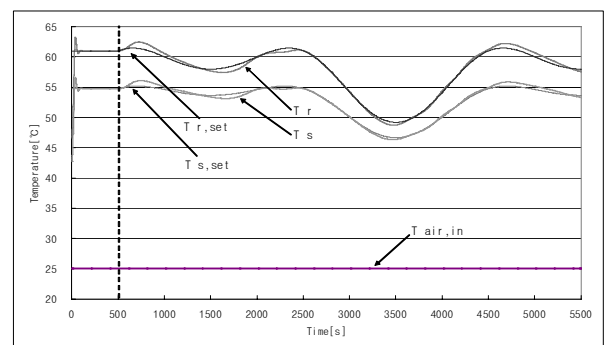


Fig. 6 Inlet and outlet oil temperature.

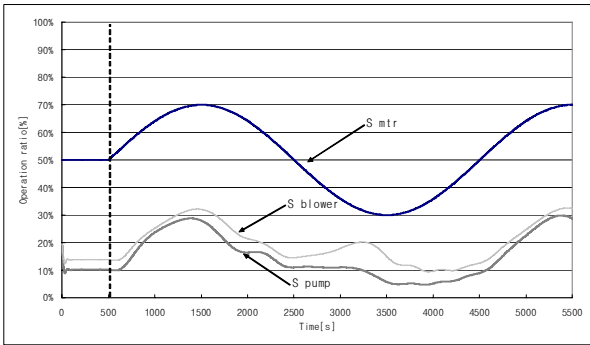


Fig. 7 Operation ratio.

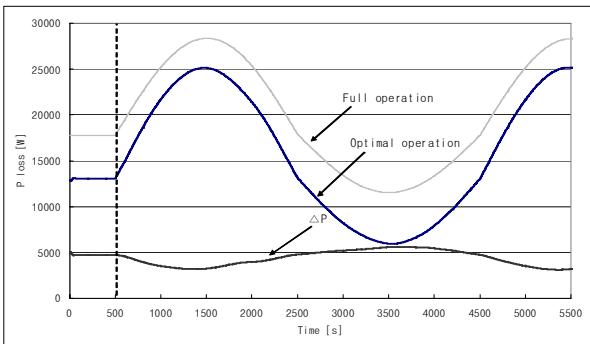


Fig. 8 Power consumption.

Table 3 Power saving

	Time [s]										
	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500
ΔP [W]	4724	3512	3236	3957	4772	5206	5584	5431	4737	3516	3183

5. 결론

$\varepsilon - N_{tu}$ 법과 시간지연이 있는 1차모형을 가정하여 주변압기와 오일쿨러의 수학적모형을 개발하였고, 펌프와 송풍기의 특성곡선과 시간지연이 있는 1차모형을 가정하여 오일펌프와 송풍기의 수학적모형을 개발하였다.

개발된 수학적모형을 이용하여 주어진 주변압기 가동율에 따라 냉각시스템의 총전력소비를 최소화할 수 있는 최적의 입구온도와 출구온도를 설정할 수 있는 최적오일온도 설정알고리즘으로 개발하였고, 최적오일온도 설정알고리즘에서 설정된 최적 설정온도로 제어하기 위하여 비례적분로직을 이용한 오일펌프와 송풍기 제어알고리즘으로 구성된 최적오일온도 제어알고리즘을 개발하였다.

냉각시스템의 수학적모형과 최적오일온도알고리즘의 성능을 확인하기 위하여 주변압기 가동율을 정현파 형태로 변화시키면서 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션결과 개발된 수학적모형은 틸팅열차 주변압기 틸팅열차 주변압기 냉각시스템의 과도기현상을 적절히 묘사하였고 개발된 알고리즘은 주변압기 냉각시스템의 전력소비를 크게 감소시켜 에너지 절약이 가능함을 확인하였다.

따라서, 본 연구에서 개발된 최적오일온도알고리즘은 냉각시스템의 효율적인 운용을 위해 효과적으로 사용할 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

1. Seo, S., Han, S., Kim, N., and Kin, J., 2006, On the development of Korean tilting train express, Proceedings of KSME, pp. 287-291
2. Woojin industrial systems Co., 2007, Technical development of propulsion system, Construction and Transportation Report, pp. 307-357.
3. Han, D., and Park, K., 2006, A system operating algorithm for the effective operation of a multi-type air-conditioning system, SAREK, Vol. 18, No. 7, pp. 587-595.
4. Han, D., Noh, H., and Won, J., 2008, Effective dynamic models of a cooling system for the main transformer in a tilting train, Proceedings of the SAREK, pp. 22-29.
5. Han, D., and Jung, J., 2004, Effective dynamic models of CO₂ automotive air conditioning system for the control algorithm development, Proceedings of the SAREK, pp. 813-818.
6. 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.
7. Mills, A. F., 1999, Basic heat mass transfer, McGraw Hill, pp. 621-646.