

변압기용 방열기의 방열판 형상이 방열특성에 미치는 영향에 관한 수치적 연구

김 영 주,¹ 두 정 훈,² 하 만 영,^{*1} 손 성 완,¹ 김 중 경,³ 이 승 호³

¹부산대학교 기계공학부

²롤스로이스-부산대 대학기술센터

³효성 중공업 연구소

NUMERICAL STUDY ON THE EFFECT OF THE SHAPE OF THE HEAT TRANSFER PLATE ON THE THERMAL PERFORMANCE OF THE RADIATOR

Y.J. Kim,¹ J.H. Doo,² M.Y. Ha,^{*1} S.W. Son,¹ J.K. Kim³ and S.H. Lee³

¹School of Mechanical Engineering, Pusan National University

²Rolls-Royce and Pusan National University Technology Centre, Pusan National University

³Power & Industrial Systems R&D Center, Hyosung Corporation

In this study, the natural convection phenomenon of the air side and the forced convection phenomenon of the oil side were simulated in the radiator through a 3-D numerical analysis, and the total heat released by the oil side into the radiator heating plate and then to the air side was evaluated. Also, a quantitative analysis was carried out on the effect of each thermal resistance on the overall heat transfer coefficient through a 1-D thermal circuit analysis on the heat transfer mechanisms of the radiators considered in this study. In addition, for the diverse shapes of the heating plates considered in this study, the pressure drops of the oil side were quantitatively compared and evaluated. The temperatures at the air side and the oil side outlets of the radiators with 8 different fin shapes considered in this study had almost similar values showing a difference of +/-3% and, accordingly, the total heat transfer also showed similar heat dissipation performance in all the models. As a result of the 1-D thermal circuit analysis, in all the models considered in this study, while the thermal resistance of the air side accounted for 92% to 96% of the total, that of the oil side was 5 to 7%, and that of the heating plate showed a very small value of 0.02%.

Key Words : 변압기용 방열기, 송유자냉식(ODAN) 냉각 방식, 방열판 형상 변화

1. 서 론

변압기는 전자기 유도 현상을 이용하여 교류전압을 목적에 따라 높여주거나 낮춰주는 전력기기로서 가정에서 사용하는 소형 변압기부터 산업설비나 공장에 사용되는 대형 변압기에 이르기까지 에너지 수송을 비롯한 산업 전반에서 폭넓게 사용되어 전력을 경제적으로 송배전하는 역할을 하고 있다. 변압기의 내부는 구리 동선 및 절연지, 철심 등으로 구성되어

있고 외부는 전력선을 연결하는 부싱(Bushing) 및 탱크, 방열기 등으로 구성되어 있다. 이러한 변압기 내부의 구리 동선과 철심에 전류가 흐르게 되면 도체 저항에 의한 전기적 손실 및 자기력에 의해 열이 발생하게 된다. 따라서 변압기의 전기 변환 과정에는 열에 의한 손실이 필수적으로 동반되며 이렇게 발생된 열이 주위로 적절히 방출 되지 못할 경우, 변압기 내부의 온도 상승을 유발하여 변압기 내부 절연물의 절연성을 저하시키고 변압기의 수명을 단축시키며 오작동 및 폭발 사고를 유발시키기도 한다[1,2].

최근의 고효율, 소형화 추세로 인하여 변압기의 크기와 무게는 감소하였지만, 이로 인하여 변압기 내부 권선의 단위 체적당 열 발생률이 또한 함께 증가하였다. 따라서 변압기의 안정적인 작동을 위해서는 제품의 허용온도를 유지하기 위한

Received: January 12, 2015, Revised: March 16, 2015,

Accepted: March 16, 2015.

* Corresponding author, E-mail: myha@pusan.ac.kr

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/ksce.2015.20.1.065>

© KSCFE 2015

고성능 냉각 기술의 개발이 필수적이다[3].

변압기의 냉각을 위하여 변압기 외부에 방열기를 장착하여 냉각을 시키게 되는데, 이렇게 사용되는 방열기는 변압기 외에도 다양한 곳에서 사용되고 있다. 공조용 에어컨과 자동차용 방열기에 대한 연구와 관련하여 Kim and Cho[4]는 낮은 레이놀즈 수에서 방열기 핀 피치 변화에 따른 열교환 성능 향상 및 압력 강하에 대한 연구를 수행하였다. Kim and Bullard[5]는 Colburn j-factor 와 Fanning friction factor를 사용하여 핀 피치 및 루버 핀 각도 등의 변화에 따른 다양한 방열기 형상의 열교환 성능 및 압력 강하에 대한 비교 평가를 수행하였다. Witry et al.[6]은 상용 CFD 코드인 Fluent를 사용하여 자동차에 사용되는 딥플렉 알루미늄 방열기의 열교환 성능에 대한 해석을 수행하였다. 이를 통하여 딥플렉 알루미늄 방열기가 기존 방열기에 비하여 높은 냉각 성능 및 낮은 압력 강하를 주는 것을 확인 하였다. 그 외에도 전기 및 전자 장치의 냉각에 관한 연구로서 Bintoro et al.[7]은 탈이온수(De-ionized water)를 작동유체로 하는 충돌체를 이용하여 전자기기를 냉각시키는 방법에 대한 연구를 실시 하였다. Wei et al.[8]은 정상상태의 관내 유동에서 열전달 계수가 관의 직경에 반비례 하는 특징을 이용하여 냉각 성능을 향상시키는 연구를 진행하였다.

이처럼 공조시스템, 자동차 등의 방열기 시스템에 대한 연구는 많이 이루어져 왔으나 변압기 외부 냉각 시스템에 관한 연구는 상대적으로 적게 이루어 지고 있다. 과거에는 실제 변압기 냉각에 필요한 방열기 개수보다 많은 개수의 방열기를 사용하여 변압기 냉각 시스템을 설계하였기 때문에 변압기 냉각은 큰 문제가 없었다. 그러나 최근에 원자재 가격 상승, 변압기 제품의 소형화 및 변압기 생산 비용 저감을 위하여 변압기 냉각에 사용되는 방열기의 크기 및 개수를 줄이기 위한 많은 노력이 이루어 지고 있다. 이를 위하여 최적의 변압기 냉각 시스템 구현에 필수적인 성능이 우수한 방열기 설계에 관한 연구가 필요하다.

이러한 방열기 성능 향상을 위해 변압기에 사용되는 방열기의 특성과 성능을 파악하기 위한 연구가 최근 진행되고 있다. Nabati et al.[9]은 상용 CFD 코드를 사용하여 변압기 방열기 내부에 흐르는 오일의 유동 및 온도 분포를 예측하는 수치해석을 수행하였다. Nabati et al.[9]은 방열기의 각 조(Unit module)에서 상부 유량 분배기(Manifold)로부터 핀으로 유입되는 오일의 유량을 계산하였다. 본 계산을 통하여 Nabati et al.[9]은 각 조 방열기 마지막 방열판 부분에서 압력 증가에 의한 오일 재순환 영역이 존재하고, 이로 인하여 각 조 방열기 마지막 방열판 부근에 충분한 오일이 흘러가지 못한다고 보고하였다.

Cha et al.[10]은 상용 CFD 코드를 사용하여 변압기 내부

코어의 수직 중심 높이와 방열기 수직 중심의 높이 차이에 해당하는 열적 수두(Thermal head)의 변화가 변압기 및 방열기 사이를 흐르는 오일의 유량에 미치는 영향에 관한 연구를 진행하였다. Cha et al.[10]은 열적 수두(Thermal head)가 커지면 변압기와 방열기 사이를 흐르는 오일의 유량이 증가하여 냉각 성능의 향상을 기대할 수 있다는 결과를 얻었다. Kim et al.[11]은 상용 CFD 코드를 사용하여 방열기의 냉각성능을 예측하고 유입자냉식(ONAN, Oil Natural Air Natural)과 유입풍냉식(ONAF, Oil Natural Air Forced) 조건에서 유량의 변화에 따른 냉각 성능의 변화를 확인하였다. Kim et al.[11]은 연구를 통하여 유입풍냉식 조건 하에 방열기를 냉각시키는 것이 유입자냉식 조건보다 20.1% 높은 냉각성능을 얻을 수 있음을 확인하였다.

그 외 실제 사용되는 변압기에 적합한 방열기의 설계를 위한 연구로서 Oh et al.[12]은 400kVA 급 변압기 코어에서 발생하는 열량 및 방열기 내부를 흐르는 오일의 변화에 따른 냉각성능 변화를 실험을 통하여 확인하고, CFD 해석을 통하여 그 메커니즘을 분석하였다. Tălu and Tălu[13,14]은 유한요소법(FEM)을 사용한 수치해석을 통하여 630kVA급 변압기에 부착된 방열기의 성능을 개선하는 연구를 수행하였다. 그들은 630kVA급 변압기에 부착되는 방열기의 크기를 줄일 수 있는 설계 방법을 제시하고, 방열기의 위치 및 오일 탱크 크기 조절을 통하여 방열기의 냉각효율을 증대시키는 방법을 제안하였다.

본 논문에서는 변압기의 냉각방식중의 하나로서 방열기 내부의 절연유는 펌프에 의하여 강제 순환되고, 외부의 공기는 자연대류에 의하여 순환되는 송유자냉식 (ODAN, Oil Directed Air Natural)에서의 방열기 냉각성능 향상을 위한 연구를 수행하였다. 앞서 언급한 유입자냉식(ONAN)과의 차이는 내부의 오일의 유량이 펌프에 조절된다는 것 외에 변압기의 냉각 시스템인 방열기 주위에서의 냉각 방식은 유입자냉식(ONAN)과 동일하게 자연대류에 의하여 순환하는 외부 공기에 의하여 냉각된다. 이러한 방열기의 냉각 성능 향상을 위한 연구를 진행하기 위하여 본 논문에서는 실제 현장에서 사용되는 방열판 형상의 개선을 통하여 압력강하 대비 방열량을 증가시킬 수 있는 방열판의 신형상을 찾는 연구를 수행하였다. 따라서 본 연구에서는 3차원 수치해석을 통해 방열기에서 공기층의 자연대류현상 및 오일층의 강제대류현상을 모사하였으며, 오일층에서 방열기 전열판 그리고 공기층으로 전달되는 총 방열량을 평가하였다. 또한 본 연구에서 고려한 방열기의 열전달 메커니즘에 대하여 1차원 열회로 해석을 통해 각각의 열저항들이 총열전달률에 미치는 영향에 대해 정량적인 분석을 수행하였다. 이와 더불어 본 연구에서 고려한 다양한 전열판 형상에 대하여 오일층의 압력강하량을 정량적으로 비교, 평가

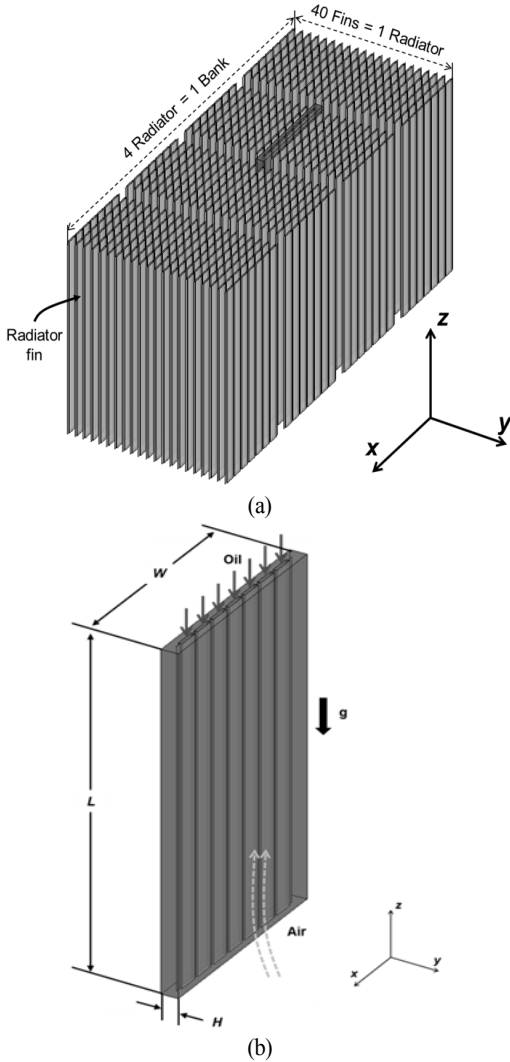


Fig. 1 Schematic diagram of the radiator model; (a) internal matrix of the radiator and (b) unit computational model of the radiator matrix

하였다. 또한 본 연구에서 고려한 방열기의 열전달 메커니즘에 대하여 1차원 열회로 해석을 통해 각각의 열저항들이 총 열전달률에 미치는 영향에 대해 정량적인 분석을 수행하였다.

2. 수치해석방법

2.1 해석모델

Fig. 1은 본 연구에서 고려한 방열기 내부의 방열판 매트릭스 형상을 보여 주고 있다. 전체 방열기에 대한 복잡한 형상 모델링, 방대한 양의 격자 생성 및 계산 시간을 고려하여

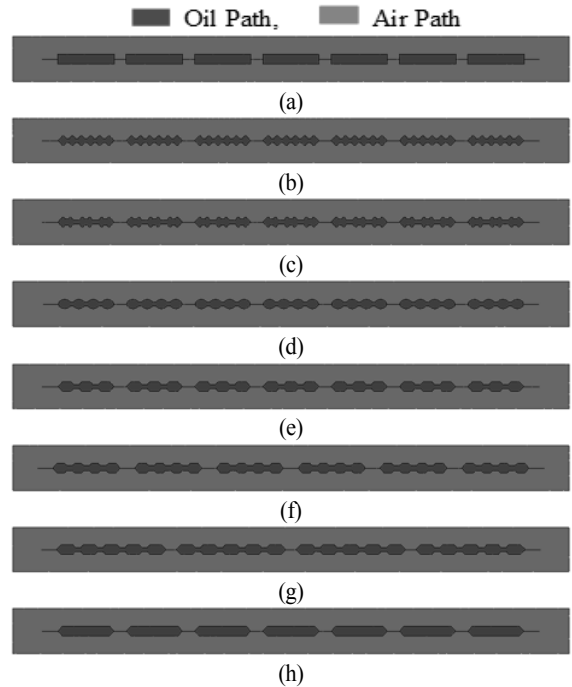


Fig. 2 Geometries of the heat transfer surface on the cross-section of the x-y plane; (a) case 1, (b) case 2, (c) case 3, (d) case 4, (e) case 5, (f) case 6, (g) case 7 and (h) case 8

본 연구에서는 Fig. 1(b)에 나타난 것처럼 동일한 형상을 가지는 방열기의 단위 형상에 대하여 형상 모델링, 격자 생성 및 계산을 수행하였다. 이를 통하여 계산에 필요한 격자수 및 계산 시간을 현저히 줄일 수 있으므로 효율적인 계산 수행이 가능하다. 본 계산에서 고려한 Fig. 1(b)에 보여준 방열기의 단위 형상의 크기는 x, y 및 z 방향으로 $W \times H \times L = 0.58m \times 0.04m \times 1m$ 이다. 방열기 단위 형상의 y 축 방향 양쪽 경계면에 주기 경계조건(Periodic condition)을 적용하였고, x 축 방향 양쪽 경계면에 대칭 경계 조건(Symmetric condition)을 적용하였다.

Fig. 2(a)-(h)는 z 방향으로 수직인 방열기 내부 단면 형상을 보여주고 있다. 본 연구에서는 Fig. 2(a)-(h)에서 보여지는 다양한 방열기의 방열판 형상들이 방열기 냉각 성능에 미치는 영향을 연구하였으며, Table 1은 이에 관련된 형상 변수 및 운전조건을 나타내고 있다. 본 연구에서 고려된 모델들은 Table 1에서 나타난 바와 같이 오일측 유로의 형상 변화에 의한 냉각 성능 및 압력 변화에 따른 영향을 연구 하였다. 방열판 사이의 내부 유로를 통해 $-z$ 방향으로 뜨거운 오일이 흐르며, 오일 유동조건은 오일의 유량과 오일 내부 유로의 수력직경을 통해 무차원화된 레이놀즈 수(Reynolds number)를 기준으로 $Re = 10$ 의 조건에서 계산을 수행하였다. 또한 공기측의

자연대류의 효과를 고려하기 위하여 z 축 방향으로 -9.81 m/s^2 의 중력가속도가 적용되었고, 유동장과 온도장은 서로 연계되어서 계산이 수행되었다.

2.2 수치해석기법

방열기 외부로 흐르는 냉각 공기에 의하여 방열기 내부로 흐르는 절연유 온도 강하를 예측하기 위하여 방열기 내부의 전열유, 방열기 외부의 냉각 공기 그리고 방열기를 구성하는 고체 부분을 모두 고려한 복합 열해석(Conjugate heat transfer analysis)을 수행하여야 한다. 방열기 내부 및 외부에서 일어나는 3차원 정상상태의 비압축성 열유동 현상을 지배하는 연속 방정식, 운동량방정식, 에너지방정식과 방열기 고체 부분에서 일어나는 전도 열전달 현상을 지배하는 정상상태 열전도 방정식은 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + g\beta(T_s - T_\infty)\delta_{i2} \quad (2)$$

$$u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_i \partial x_i} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (4)$$

식 (1)-(4)에서 x_i 는 직교 좌표계, u_i , p , t 및 T 각각 속도, 압력, 시간 그리고 온도를 나타낸다. 식 (2)와 식 (3)에서 ρ , ν 그리고 α 는 각각 밀도, 동점성 계수 그리고 열확산 계수를 나타낸다. 식 (4)에서 k_s 는 방열판의 열전도 계수를 나타낸다. 식 (4)에서의 $g\beta(T_s - T_\infty)\delta_{i2}$ 은 Boussinesq 근사기법에 의한 부력항을 의미하고, 본 연구에서는 방열기 외부에서 일어나는 자연대류 현상을 모사하기 위하여 Boussinesq 근사기법을 적용하였다. 본 연구는 유한체적법(Finite Volume Method)을 기반으로 한 상용 CFD 해석 소프트웨어인 FLUENT를 사용하여 지배 방정식 (1)-(4)에 대한 수치해를 구하였다. 공간에 대한 이산화는 Second-order upwind scheme을 사용하여 수행하였고, 속도-압력 커플링 기법으로 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다. 본 연구에서 방열판의 전도 열전달은 FLUENT에서 제공하는 Shell Conduction 기능을 사용하여 모사되었다. Shell Conduction 수치방법에 의해 방열판의 두께에 대한 3차원 모델링 및 격자 생성을 하지 않고, 방열판을 통한 전도 열전달 계산이 가능하다. 따라서, 본 연구에서 이 방법은 고려한 얇은 방열판 형상(1 mm)에서의 전도현상을 모사할 수 있는 효율적인 방법이다.

계산 결과의 격자 의존성 테스트를 위하여 Fig. 2(a)에 보여준 방열기 내부 채널 형상에 대하여 채널 내부로 흐르는

Table 1 Key design parameters of the heat transfer surface and operating conditions

Case	Air side (Natural convection)			Oil side (Forced convection)			
	s_{aq} (m)	$A_{m,air}$ (m ²)	$T_{in,air}$ (K)	D_h (m)	$A_{m,oil}$ (m ²)	Re	$T_{in,oil}$ (K)
1	0.02024	1.126	293.15	0.01025	1.0195	10	348.15
2	0.02024	1.1260	293.15	0.01025	1.0195	10	348.15
3	0.02015	1.0827	293.15	0.01115	0.9761	10	348.15
4	0.02004	1.0467	293.15	0.01216	0.9331	10	348.15
5	0.01994	1.0391	293.15	0.01270	0.9325	10	348.15
6	0.01982	1.0458	293.15	0.01289	0.9358	10	348.15
7	0.01954	1.0705	293.15	0.01363	1.0060	10	348.15
8	0.01943	0.9811	293.15	0.01621	0.8745	10	348.15

Table 2 Results of the grid dependency test

No. of grids	Air side				Oil side			
	$T_{out,air}$ (K)	%	Q	%	$T_{out,oil}$ (K)	%	C_D	%
782,292	311.1179	0.00%	336.34	0.00%	344.5747	0.00%	0.038103	0.00%
1,015,452	311.1551	0.02%	332.81	-1.05%	344.5227	-0.02%	0.038690	1.54%
2,151,303	309.4677	-0.53%	283.21	-15.80%	345.0704	0.14%	0.036645	-3.83%
2,585,664	309.4433	-0.54%	281.55	-16.29%	344.4402	-0.04%	0.036485	-4.25%
2,911,887	309.4018	-0.55%	280.50	-16.60%	344.4244	-0.04%	0.036500	-4.21%
4,756,014	309.3763	-0.56%	280.00	-16.75%	344.4241	-0.04%	0.036428	-4.40%
5,873,848	309.3791	-0.56%	280.09	-16.72%	344.4176	-0.05%	0.036409	-4.45%

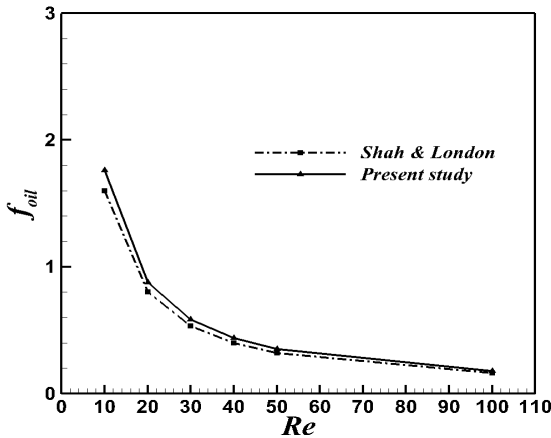


Fig. 3 Validation result of Fanning friction factor as a function of Reynolds number for the square duct flow

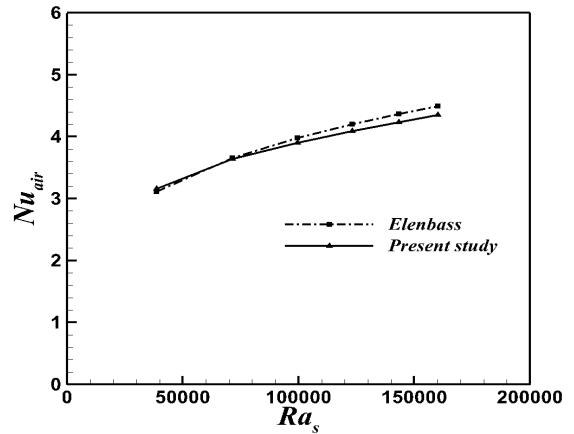


Fig. 4 Validation result of Nusselt number as a function of the Rayleigh number for the vertical heated channel flow

오일의 유량 조건이 레이놀즈 수가 10일 때, 격자수의 변화에 따른 오일이 흐르는 채널 입·출구간의 압력강하를 계산하였다. 격자 의존성 테스트에 사용한 격자수는 78만, 101만, 215만, 258만, 291만개, 475만 및 587만 개이다. Table 2에 보여준 것처럼 계산에 사용한 격자의 수가 78만개에서 258만개로 증가할 경우 약 15.8% 가량의 공기측의 열량 변화가 발생하는 것을 알 수 있으며, 오일측의 항력계수(C_D) 변화는 약 4.25 % 변화하는 것을 알 수 있다. 하지만, 258만개 이상의 격자수를 사용할 경우 계산 격자수의 증가에 따른 열량 및 항력계수 (C_D) 변화는 거의 없다. 그러므로, 본 연구에서는 총 258만개 수준의 격자계를 사용하여 계산을 수행하였다. 본 연구에서 고려된 방열기 해석모델들의 격자 분포는 방열판 채널 벽면 근처에서의 속도 및 온도구배를 정확하게 예측하기 위하여 방열기 채널 벽면 근처에서의 격자를 조밀하게 분포시켰다.

2.3 수치해석 기법의 검증

본 계산의 타당성을 검토하기 위하여 4:1의 가로와 세로의 비율을 가지는 직사각형 덕트 내의 유동에 관하여 유동 해석을 수행하여 레이놀즈 수의 변화($Re = 10 \sim 100$)에 따른 Fanning friction factor를 계산하였다. Fig. 3에 나타난 것처럼 수치해석을 통해 계산된 Fanning friction factor 값은 식 (5)와 비교하여 최대 5% 이내로 잘 일치함을 알 수 있다.

$$f = \frac{16}{Re} \tag{5}$$

본 연구에서 고려된 방열기 외부의 공기측에 대한 수치해석 방법을 검증하기 위하여 대칭적으로 가열되어 있는 등온

평판으로 이루어진 수직채널에서의 Nusselt 분포를 계산하였다. 이를 위하여, 공기의 온도가 293.15K이고, 대칭적으로 가열되어 있는 등온평판의 온도가 300K ~ 350K의 경우에 대하여 본 수치해석방법을 사용하여 계산된 평균 Nusselt 수와 대칭적으로 가열되어 있는 등온 평판에 대한 Elenbass의 반경험적인 상관식인 식 (6)과 비교하였다[15].

$$\overline{Nu}_s = \frac{1}{24} Ra_s \left(\frac{S}{L} \right) \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{35}{Ra_s (S/L)} \right] \right\} \tag{6}$$

여기서, S 와 L 은 채널의 높이와 길이를 의미한다. 본 연구에서 채널의 높이 S 는 방열판과 방열판 사이의 거리를 나타내며, 본 연구에서는 $S = 0.03$ m를 고려하였으며, 채널의 길이 L 은 1 m를 고려하였다. 그리고, 식 (6)에 나타난 Rayleigh수 Ra_s 는 다음과 같이 정의된다[16].

$$Ra_s = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)s^3}{\alpha\nu} \tag{7}$$

Fig. 4에서 보여준 것처럼 본 계산에 의하여 구한 \overline{Nu}_s 값은 식 (6)에 의하여 계산된 \overline{Nu}_s 과 최대 3.4% 내의 에러 범위 내에서 전체적으로 잘 일치하고 있다.

3. 결 과

Fig. 5는 본 연구에서 고려한 방열판들의 공기측 표면에 분포된 국소 온도 분포를 보여준다. 본 연구에서는 방열기의

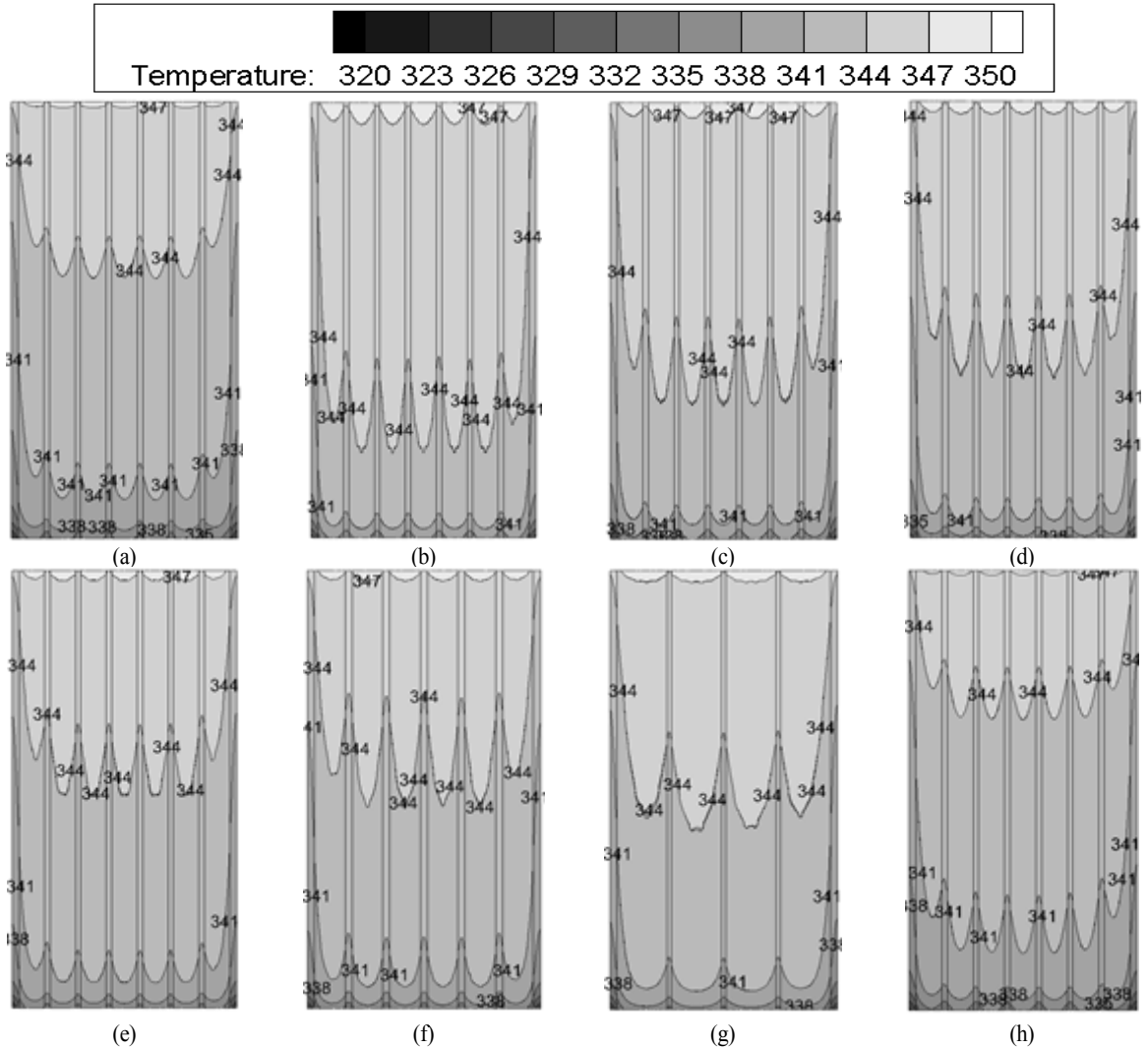


Fig. 5 Local wall temperature distribution on the heat transfer surface in air side; (a) case 1, (b) case 2, (c) case 3, (d) case 4, (e) case 5, (f) case 6, (g) case 7 and (h) case 8

방열판에 대하여 주기적 대표 형상을 해석 모델로 선정하였기 때문에 Fig. 1(a),(b)에서 보여지는 것처럼 해석모델의 x 방향으로 좌우 끝 부분의 외부 공기 유입공간이 방열판 내부 영역에서의 외부공기 유입공간보다 더 크다. 따라서 해석모델의 좌우 끝 부분으로 차가운 외부공기의 유입량이 많아지고, 따라서 해석모델의 중심에서 좌, 우 방향(x) 경계면으로 갈수록 벽면 온도가 감소하는 특징을 보여준다.

Fig. 6(a)는 유동방향(z)을 따라 공기측 유체의 단면 평균 온도 변화를 보여주고, Fig. 6(b)는 유동방향(z)을 따라 오일측 유체의 단면 평균 온도 변화를 보여준다. 그리고 Fig. 6(c)는 유동방향을 따라 핀 표면에 분포된 온도의 변화를 보여준다.

본 연구에서는 핀의 재질로써 높은 열전도율을 가지는 알루미늄을 사용하였고, 그 두께 또한 1 mm로써 매우 얇다. 따라서 공기측에 분포된 핀 표면 온도와 오일측에 분포된 핀 표면 온도가 거의 동일하여 Fig. 6(c)에 도시된 핀 표면 온도는 공기측 및 오일측 온도의 산술 평균 온도로서 나타내었다. Fig. 6(a)에서 보는 것처럼 공기측 유체의 온도는 뜨거운 오일측과의 열전달을 통해 유동방향(z)으로 점차 온도가 상승하는 것을 알 수 있다. 반대로 Fig. 6(b)에서 보여지는 것처럼 오일측의 유체 온도변화는 차가운 공기측과의 열전달을 통해 입구측에서부터 점차 온도가 하강하는 것을 알 수 있다. 본 연구에서는 방열기의 열전달 성능을 최대화하기 위해 고온의

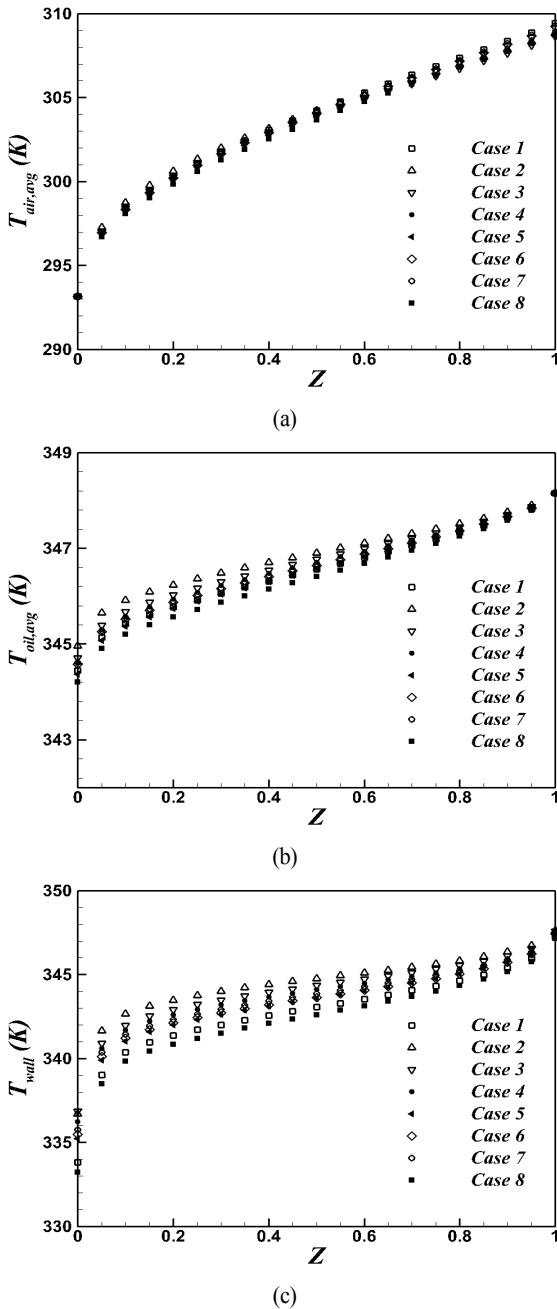


Fig. 6 Spanwise (x) averaged temperature distribution along the z direction; (a) air temperature T_{air} , (b) oil temperature T_{oil} , (c) wall temperature T_{wall}

유체와 저온의 유체가 서로 반대방향으로 흐르는 대향유동배치를 선택하였다. 따라서 Fig. 6(c)에서 보여지는 것처럼 핀 표면에 분포된 온도는 유동방향(z)을 따라 서서히 감소하는

형태를 가진다. 본 연구에서 고려한 모든 핀 모양변화에 대하여 공기측 및 오일측 출구 온도변화는 $\pm 0.3\%$ 이하로써 거의 비슷하다.

Fig. 7은 공기측 및 오일측 그리고 핀을 통한 열전달을 간략한 1차원 등가 열 회로해석 기법을 통해 분석한 결과이다. Fig. 7(a)는 각 모델별 공기측 열저항을 나타내고, Fig. 7(b)는 각 모델별 전열판에서의 열저항을 나타낸다. 그리고 Fig. 7(c)는 각 모델별 오일측 열저항을 나타내고, Fig. 7(d)는 총 열저항을 나타낸다. 식 (8)-(11)은 본 연구에서 고려된 방열기의 열전달 메커니즘을 간략한 등가 열회로 모델로 수식화 한 것이다. 식 (8)에서 Q 는 뜨거운 오일로부터 차가운 주위 공기로의 총열전달량을 나타내고, U 와 A 는 총괄 열전달계수 및 열전달 표면적을 나타낸다. 그리고 ΔT_{lm} 은 뜨거운 유체와 차가운 유체의 로그평균 온도차를 나타낸다. 본 연구에서 고려한 대향유동배열에 대하여 로그평균 온도차의 ΔT_1 과 ΔT_2 는 식 (9)와 같이 정의된다. 식 (10)은 방열기의 열전달 메커니즘을 간략한 열저항들로 표현한 것으로써 R_{tot} 는 총열저항, $R_{oil,conv}$ 은 오일측 열저항, $R_{solid,cond}$ 은 전열판의 열저항, $R_{air,conv}$ 은 공기측 열저항을 각각 나타낸다. 그리고 식 (11)은 각각의 열저항들의 정의식들을 나타내며, h_{oil} 과 h_{air} 은 오일측 및 공기측 대류 열전달 계수를 나타내며, t 는 전열판의 두께 그리고 k_s 는 전열판의 열전도 계수로서 본 연구에서는 알루미늄의 물성치를 사용하였다.

식 (8)-(14)에서 보는 것처럼 본 연구에서 고려된 방열기의 열전달 메커니즘은 다음과 같다. 뜨거운 오일로부터 강제대류에 의해 오일측 전열면으로 열전달이 일어나고, 전열판 내부를 통해 전도에 의해 열전달이 일어난다. 최종적으로 공기측 전열판 표면에서 주위의 차가운 공기로부터 자연대류에 의해 열이 수송되어 방열기 내부를 흐르는 뜨거운 오일은 차가운 주위 공기에 의해 냉각된다.

$$Q = UA \Delta T_{lm} \tag{8}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \tag{9}$$

$$\Delta T_1 = T_{oil,i} - T_{air,o}, \quad \Delta T_2 = T_{oil,o} - T_{air,i} \tag{10}$$

$$R_{tot} = R_{oil,conv} + R_{solid,cond} + R_{air,conv} \tag{11}$$

$$R_{oil,conv} = \frac{1}{h_{oil}A} \tag{12}$$

$$R_{solid,cond} = \frac{1}{k_s A} \tag{13}$$

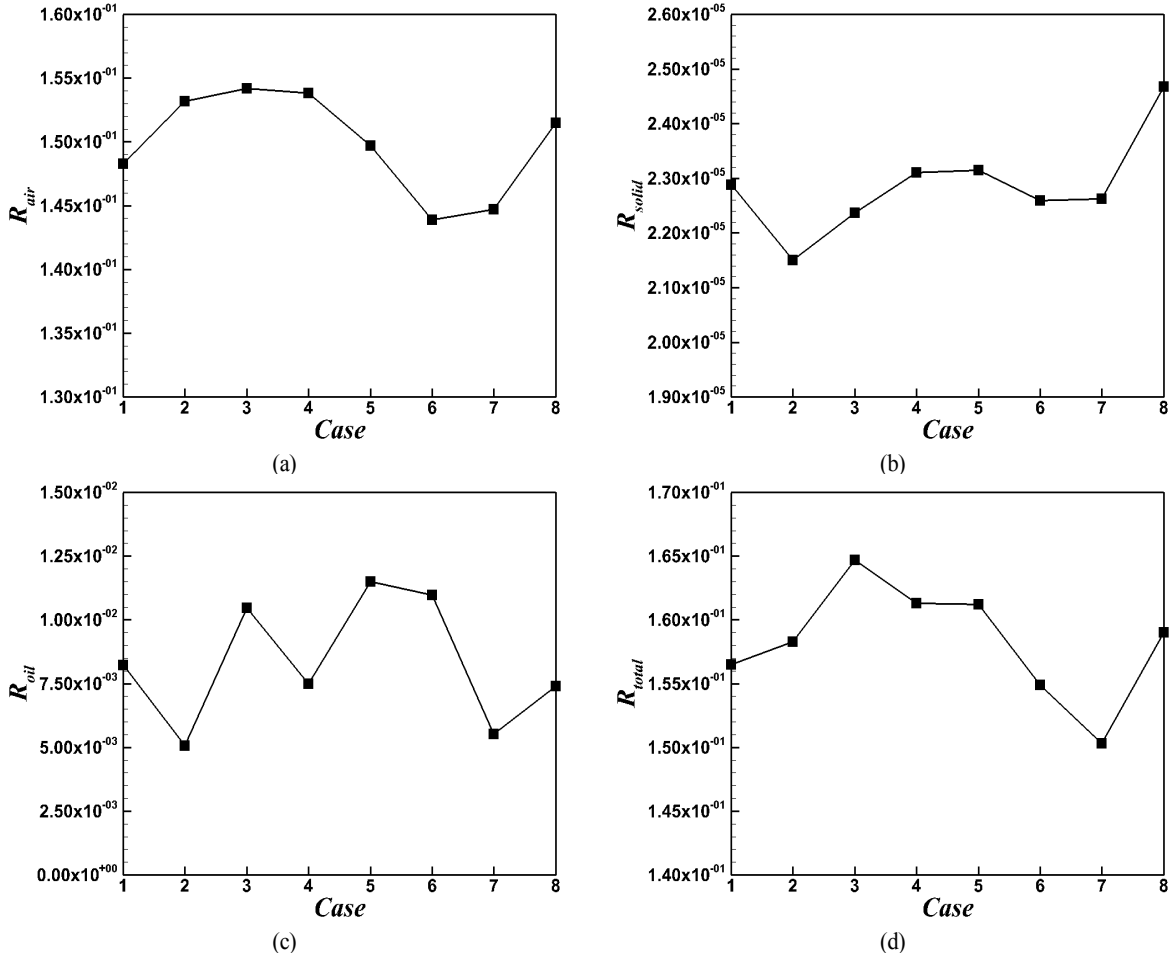


Fig. 7 Variation in thermal resistances according to the variation in the shape of the heat transfer surface; (a) air side resistance $R_{conv,air}$, (b) metal plate resistance $R_{cond,solids}$, (c) oil side resistance $R_{conv,oil}$, (d) total resistance R_{total}

$$R_{air,conv} = \frac{1}{h_{air}A} \quad (14)$$

Fig. 7(a)-(d)에서 보여지는 것처럼 본 연구에서 고려한 모든 모델들에서 공기측의 열저항($R_{air,conv}$)은 총열저항의 92% ~ 96%를 차지하는 반면, 오일측 열저항($R_{oil,conv}$)은 약 5 ~ 7%, 전열판 열저항($R_{cond,solids}$)은 0.02% 정도로 매우 작다. 이는 본 연구에서 고려한 방열기의 송유자냉식(ODAN, Oil Directed Air Natural) 방열방식에 기인한다. 방열기 내부를 순환하는 오일은 외부펌프에 의한 강제대류에 의해 공기측으로 열수송이 이루어지는 반면, 공기측에서는 자연대류에 의해 열전달이 일어나기 때문에 오일측에 비해 상대적으로 대류열전달계수가 작다. 그리고 본 연구에서 고려한 방열기 전열판은 알루미늄

늄 재질로써 두께가 1 mm로 매우 얇기 때문에 열전도 저항 또한 매우 작다. 따라서 본 연구에서 고려한 방열기 열전달 특성은 대부분 공기측 열전달 성능에 의해 결정되는 열전달 메커니즘을 가진다. Fig. 7(a)는 각 모델별 공기측 열저항을 나타낸 도표이다. 도표에서 보는 것처럼 모델 1에 비해 모델 3의 경우 열저항값이 약 +4.0% 증가하여 공기측 열전달 성능이 감소하였음을 알 수 있으며, 모델 6과 모델 7의 경우 -2.9%, -2.4% 각각 감소하여 공기측 열전달 성능이 향상된 것을 알 수 있다. Fig. 7(b),(c)는 각 모델별 전열판의 열저항과 오일측 열저항을 각각 보여준다. Fig. 7(b)에서 각 모델별 열저항의 변화는 본 연구에서 고려한 핀 형상들의 전열면적의 변화에 의해 기인하고, Fig. 7(c)에서 오일측 열저항의 변화는 오일측의 입구유량변화에 의해 방열기 내부 유로로 흐르는 오일의 평균유속의 증감에 기인한다. Fig. 7(d)에 도시된 각

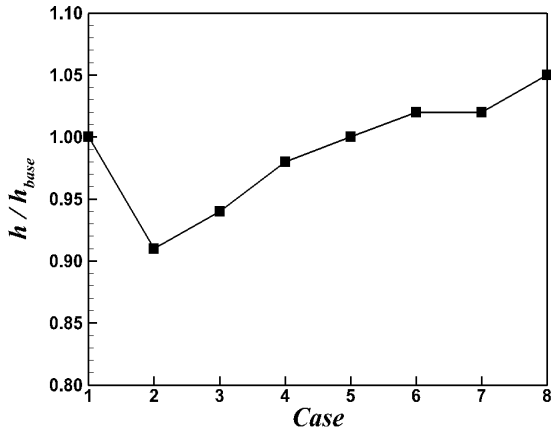


Fig. 8 Variation in surface-averaged convective heat transfer coefficients according to the variation in the shape of the heat transfer surface

모델별 총열저항의 변화는 각 모델의 열전달 표면적이 서로 다르기 때문에 공기측 열저항의 변화와 정확히 일치하지는 않지만 전반적으로 비슷한 경향을 보여준다. 모델 3의 총열저항은 모델 1에 비해 +5.2% 증가하여 가장 큰 총열저항값을 보여주고, 모델7의 총열저항은 모델 1에 비해 -4.0% 감소하여 가장 작은 총열저항값을 보여준다.

Fig. 8은 각 모델별 공기측 대류열전달 계수를 나타낸다. 여기서 대류 열전달 계수는 CFD 해석을 통해 얻어진 공기측 전열판의 표면에 분포된 국소 대류열전달 계수로부터 표면평균에 의해 계산된 값이다. 본 연구에서 고려한 모든 모델들에 대하여 표면 평균 대류 열전달 계수의 변화는 +6% / -9% 정도의 변화폭을 가진다. 모델 1에 비해 모델 3의 대류 열전달 계수는 -5.8% 감소하였고, 모델 6의 대류 열전달 계수는 +1.8% 증가하였다. 각 모델별 대류열전달 계수의 분포 경향과 각 모델별 공기측 열저항의 분포 경향에서 약간의 차이를 보이는 것은 각 모델별로 전열판의 면적이 서로 다르기 때문이다.

Fig. 9(a),(b)는 각 모델별 공기측 입구 평균 속도(z) 및 공기측 전열판 면적의 변화를 각각 나타낸다. 각 모델별 공기측 입구 속도와 전열판 면적은 상호간의 비교를 위해 모델 1의 데이터에 의해 무차원화되었다. 본 연구에서 고려한 방열기의 공기측 냉각방식은 자연대류 냉각 방식으로써 뜨거운 내부 순환오일에 의해 전열판 주위의 차가운 공기가 가열되고, 부력에 의해 차가운 공기가 방열기 상부로 흐르게 됨과 동시에 차가운 방열기 외부의 공기가 공기측 입구로 유입되어 방열기를 냉각시키는 메커니즘이다. 따라서 공기측 입구로 유입되는 유체의 속도는 자연 대류 열전달 성능에 직접적으로 영향을 미치게 된다. 이는 공기측 전열판과 주위 유체와의 온도차

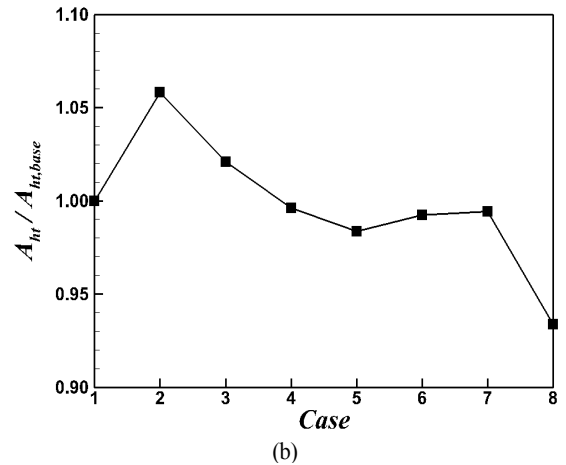
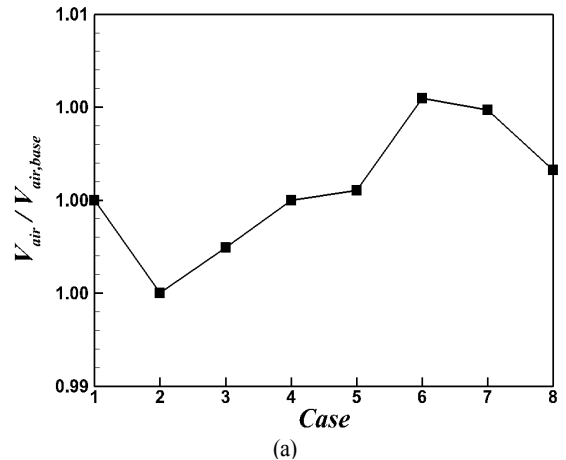


Fig. 9 (a) surface averaged of the z-velocity magnitude on the inlet region of the air side and (b) heat transfer surface area of the air side

에 의해 결정되는 부력의 크기와 전열판 형상에 의해 야기되는 유동저항 즉 마찰손실에 의해 영향을 받는다. 본 연구에서는 Fig. 6(a),(c)에서 보여지는 것처럼 각 모델별로 공기측 출구 온도 및 공기측 전열판 표면온도의 변화는 약 +/-3%이하로써 거의 비슷하다. 따라서 본 연구에서 공기측 입구 유입공기의 속도에 영향을 주는 주된 요소는 전열판 표면의 면적 변화에 의해 야기되는 마찰손실이 주된 유동저항으로 작용한다. Fig. 9(b)에서처럼 전열판 면적이 증가할수록 마찰손실이 증가하여 Fig. 9(a)에서처럼 공기측 입구유속이 감소하고, 전열판 면적이 감소할수록 마찰손실이 감소하여 공기측 입구유속이 증가한다. 따라서 Fig. 9(b)와 Fig. 8에서 보는 것처럼 전열판의 면적이 증가하는 구간에서 대류열전달계수가 감소하고, 전열판의 면적이 감소하는 구간에서 대류열전달계수가 증가하는 경향을 알 수 있다.

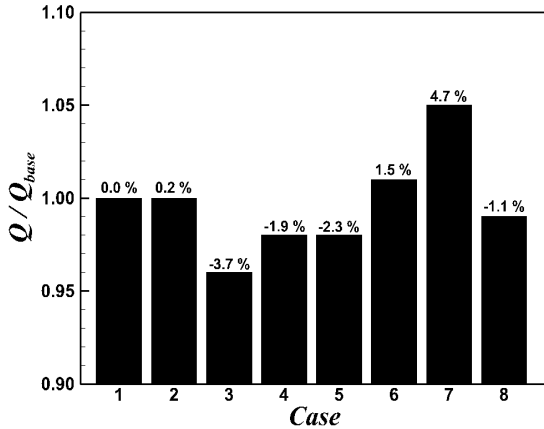
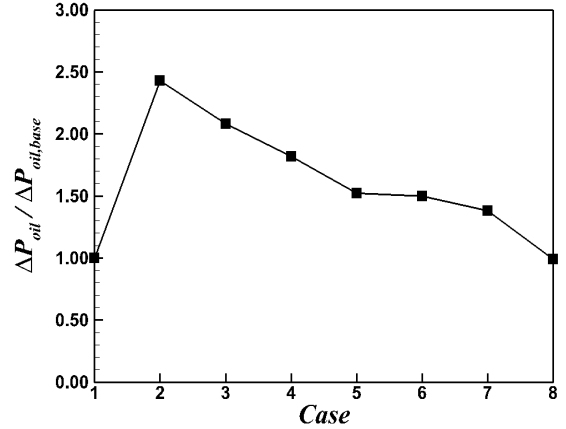


Fig. 10 Variation in total heat transfer rate according to the variation in the shape of the heat transfer surface

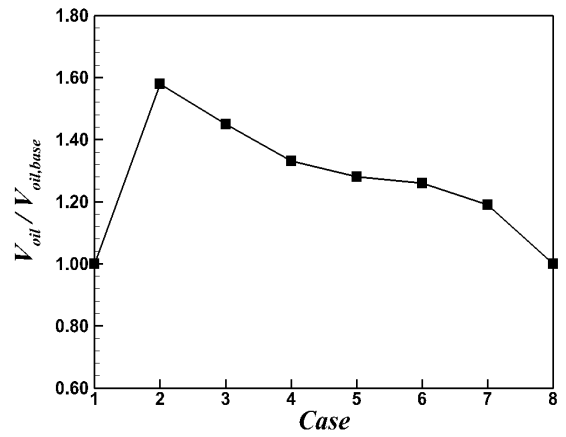
Fig. 10은 CFD 해석을 통해 얻어진 방열기의 총 열전달량을 나타낸다. 여기서 도시된 각 모델별 총열전달량은 모델 1의 데이터에 의해 무차원화된 값을 나타내었다. Fig. 10에서 모델 7의 총열전달량은 모델 1에 비해 +4.7% 증가하여 본 연구에서 고려한 모델들 중에서 최대 총열전달량을 보여준다. 그리고 모델 3의 총열전달량은 모델 1에 비해 -3.7% 감소하여 본 연구에서 고려한 모델들 중에서 최소 열전달량을 보여준다. 이는 Fig. 7에서 설명된 1차원 열회로 해석에서 나타난 것처럼 모델 7이 가장 작은 총열저항값을 보여주고, 모델 3가 가장 큰 열저항값을 보여주는 결과와 일치한다.

Fig. 11(a),(b)는 각 모델별 오일측 압력강하량과 오일측 입구 유속을 각각 나타낸 그래프이다. Fig. 11(a),(b)에 도시된 압력강하량과 오일측 입구 유속은 모델 1의 데이터에 의해 무차원화된 값으로 나타내었다. 본 연구에서 고려한 방열기의 내부 순환 냉각 방식은 외부 펌프에 의해 가압된 뜨거운 오일이 방열기 내부 유로를 따라 흐르면서 방열기 외부의 차가운 공기와의 열전달을 통해 방열기를 냉각시키는 방식이다. 이러한 냉각오일은 외부 펌프에 의해 순환되기 때문에 방열기 내부유로에 의해 야기되는 압력손실은 방열기의 전체 효율에 직접적인 영향을 미친다. 그리고 이러한 압력손실은 내부유로를 따라 흐르는 유체(오일)의 속도 크기에 의해 결정된다. Fig. 11(a),(b)에서 보는 것처럼 오일측 입구유속이 증가한 모델들에 대하여 압력강하량이 증가한 것을 볼 수 있고, 오일측 입구유속이 감소한 모델들에 대하여 압력강하량은 감소한 것을 알 수 있다.

본 연구에서 도출된 방열기의 열전달 특성 및 압력강하 특성은 Fig. 10과 Fig. 11(a)에 도시된 것처럼 각 모델별로 트레이드 오프(Trade-off) 특성을 보여준다. 따라서 본 연구에서 고려



(a)



(b)

Fig. 11 (a) surface averaged of the z-velocity magnitude on the inlet region of the air side and (b) heat transfer surface area of the air side

한 방열기의 열공력 성능을 정량적으로 평가하기 위해 식 (15)에서처럼 다중 목적함수를 도입하였다. 식 (15)에서 F_{obj} 은 방열기의 총열전달량과 오일측 압력강하량을 동시에 고려하기 위한 다중목적함수를 나타내며, 이 함수는 각 물리량의 선형적 조합으로 정의되었다. w_Q , w_P 는 각 물리량들의 크기를 스케일링하기 위해 도입된 각각의 보정계수이며, 본 연구에서는 최소 총열전달량 및 최소 압력강하량에 의해 크기 스케일링을 수행하였다. 각 물리량들이 방열기의 열공력학적 설계에 미치는 중요도를 고려하기 위해 가중치(ϵ)을 본 수식에 적용하였다. 따라서 본 연구에서 고려한 가중치(ϵ)의 범위는 $0 \leq \epsilon \leq 1$ 이다. $\epsilon = 0.5$ 의 경우는 열전달 성능과 압력강하 성능 모두 방열기 설계에 있어 같은 중요도를 가진다는 의미를 나타낸다.

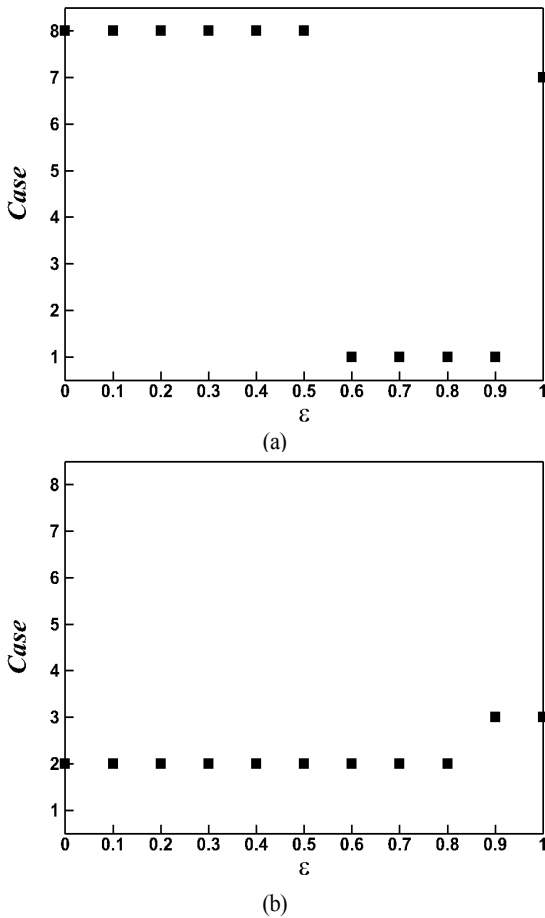


Fig. 12 Effect of the weighting factor on the aero-thermal performance in terms of the multi objective function; (a) variation trend in the case showing the best aero-thermal performance and (a) variation trend in the case showing the worst aero-thermal performance

$$F_{obj} = \epsilon \left(\frac{Q}{w_Q} \right) + (1 - \epsilon) \left(\frac{(\Delta P)^{-1}}{w_p} \right), \quad 0 \leq \epsilon \leq 1 \quad (15)$$

Fig. 12(a),(b)는 가중치(ε)의 변화에 따라서 최대 또는 최소 다중 목적 함수값을 가지는 모델들의 변화를 보여준다. Fig. 11(a)는 가중치(ε)의 변화에 따른 최대 열공력성능을 가지는 모델이 달라지는 것을 볼 수 있다. 0 ≤ ε ≤ 0.5의 경우에는 모델 8이 최대 목적함수 값을 가지는 것을 알 수 있고, 0.6 ≤ ε ≤ 0.9의 경우에는 모델 1이 최대 목적함수 값을 가지는 것을 알 수 있다. ε=1의 경우에는 모델 7이 최대 목적 함수 값을 가지는 것으로 나타났다. Fig. 11(b)는 가중치(ε) 변화에 따른 최소 열공력성능을 가지는 모델이 달라지는 것을

볼 수 있다. 0 ≤ ε ≤ 0.8의 경우에는 모델 2이 최소 목적함수 값을 가지는 것으로 나타났고, 0.9 ≤ ε ≤ 1의 경우에는 모델 3가 최소 목적함수 값을 가지는 것으로 나타났다.

4. 결론 및 고찰

본 연구에서는 변압기의 여러가지 냉각방식중의 하나로서 방열기 내부의 절연유는 외부 펌프에 의해 내부 냉각유로를 순환하고, 외부의 냉각용 공기는 자연대류에 의해 공급되는 송유자냉식(ODAN, Oil Directed Air Natural) 방열기의 냉각성능 및 압력강하 성능에 대한 연구를 수행하였다. 본 연구는 3차원 수치해석을 통해 공기측의 자연대류현상 및 오일측의 강제대류 현상을 모사하였으며, 오일측에서 방열기 전열판 그리고 공기측으로 전달되는 총 방열량을 평가하였다. 또한 본 연구에서 고려한 방열기의 열전달 메커니즘에 대하여 1차원 열회로 해석을 통해 각각의 열저항들이 총열전달률에 미치는 영향에 대해 정량적인 분석을 수행하였다.

본 연구에서 고려한 8가지 방열기 핀 형상들에 대하여 방열기의 공기측 및 오일측 출구 온도는 +/-3% 정도로 거의 비슷한 값을 가지고, 따라서 총열전달량 또한 각 모델들에서 비슷한 방열 성능을 보였다. 1차원 열회로 해석의 결과로써 본 연구에서 고려한 모든 모델들에서 공기측의 열저항은 총열저항의 92% ~ 96%를 차지하는 반면, 오일측 열저항은 약 5 ~ 7%, 전열판 열저항은 0.02% 정도로 매우 작다. 이는 본 연구에서 고려한 방열기의 송유자냉식(ODAN, Oil Directed Air Natural) 방열방식에 기인한다. 따라서 방열기의 방열성능을 향상시키기 위하여 본 연구에서 고려한 자연대류 냉각방식뿐만 아니라 외부 팬에 의한 강제대류 냉각방식 또한 열성능 향상 관점에서 좋은 대안이 될 수 있을 것이다.

본 연구에서 고려한 방열기의 내부 순환 냉각 방식은 외부 펌프에 의해 가압된 뜨거운 오일이 방열기 내부 유로를 따라 흐르면서 방열기 외부의 차가운 공기와의 열전달을 통해 방열기를 냉각시키는 방식이다. 이러한 냉각오일은 외부 펌프에 의해 순환되기 때문에 방열기 내부유로에 의해 야기되는 압력손실은 방열기의 전체 효율에 직접적인 영향을 미친다. 따라서 본 연구에서는 열전달 성능뿐만 아니라 오일측 압력강하성능을 동시에 고려할 수 있는 다중목적함수를 정의하여 방열기 열공력학적 성능을 정량적으로 평가하였다. 각 물리량들(열전달 및 압력강하량)이 방열기의 열공력학적 설계에 미치는 중요도를 고려하기 위해 가중치(ε)을 다중목적함수에 적용하였다. 가중치의 변화에 대하여 최대 다중목적함수값을 가지는 모델들이 다르게 선정되었으며, 이는 각각의 물리량이 방열기 열공력성능에 미치는 영향을 보다 명확히 이해할 수 있게 해주는 좋은 지표가 될 수 있다.

후 기

이 논문은 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 해외우수연구기관유치사업 연구임(No.2009-00495). 이 논문은 2013년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No.2013R1A2A2A01067251).

References

- [1] 2005, Susa, D., Palola, J., Lehtonen, M. and Hyvarinen, M., "Temperature rises in an OFAF transformer at OFAN cooling mode in service," *Power Delivery*, IEEE Transactions on, Vol.20, No.4, pp.2517-2525.
- [2] 1994, Pierce, L.W., "Predicting liquid filled transformer loading capability," *Industry Applications*, IEEE Transactions on, Vol.30, No.1, pp.170-178.
- [3] 2002, Sippola, M. and Sepponen, R.E., "Accurate prediction of high-frequency power-transformer losses and temperature rise," *Power Electronics*, IEEE Transactions on, Vol.17, No.5, pp.835-847.
- [4] 2008, Kim, N.H. and Cho, J.P., "Air-side performance of louver-finned flat aluminum heat exchangers at a low velocity region," *Heat and Mass Transfer*, Vol.44, No.9, pp.1127-1139.
- [5] 2002, Kim, M.H. and Bullard, C.W., "Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers," *International Journal of Refrigeration*, Vol.25, No.3, pp.390-400.
- [6] 2005, Witry, A., Al-Hajeri, M.H. and Bondok, A.A., "Thermal performance of automotive aluminium plate radiator," *Applied thermal engineering*, Vol.25, No.8, pp.1207-1218.
- [7] 2005, Bintoro, J.S., Akbarzadeh, A. and Mochizuki, M., "A closed-loop electronics cooling by implementing single phase impinging jet and mini channels heat exchanger," *Applied thermal engineering*, Vol.25, No.17, pp.2740-2753.
- [8] 2007, Wei, X., Joshi, Y. and Patterson, M.K., "Experimental and numerical study of a stacked microchannel heat sink for liquid cooling of microelectronic devices," *Journal of Heat Transfer*, Vol.29, No.10, pp.1432-1444.
- [9] 2009, Nabati, H., Mahmoudi, J. and Ehteram, A., "Heat Transfer and Fluid Flow Analysis of Power Transformer's Cooling System Using CFD Approach," *Chemical Product and Process Modeling*, Vol.4, No.1.
- [10] 2009, Cha, C.H., Kim, J.K. and Kweon, K.Y., "Investigation of the thermal head effect in a power transformer," *In Transmission & Distribution Conference & Exposition: Asia and Pacific*, pp.1-4.
- [11] 2013, Kim, M.G., Cho, S.M. and Kim, J.K., "Prediction and evaluation of the cooling performance of radiators used in oil-filled power transformer applications with non-direct and direct-oil-forced flow," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.44, pp.392-397.
- [12] 2003, Oh, Y.H., Song, K.D., Sun, J.H., Park, K.Y. and Lee, B.H., "The thermal analysis of natural convection cooling type transformer," *In Electrical Machines and Systems*, Vol.1, pp.358-360.
- [13] Țălu, Ș.D. and Țălu, M.D., "Dimensional optimization of frontal radiators of cooling system for power transformer 630 kVA 20/0.4 kV in terms of maximum heat transfer".
- [14] Țălu, M.D. and Țălu, S.D., "Modelling of thermal processes of a hydraulic cooling system for a power transformer".
- [15] 1978, Shah, R.K. and London, A.L., "Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data," Vol.1, *Academic press*.
- [16] 2011, Incropera, F.P., "Fundamentals of heat and mass transfer," *John Wiley & Sons*.