



수직-수평 팬 배치에 따른 라디에이터 냉각 효과 분석

윤장혁^{a†}, 이재철^{b†}, 강태원^a, 이민재^a, 전종수^c, 양현익^{a*}

Analysis of Radiator Cooling Effects According to the Vertical-Horizontal Fan Arrangement

Jang-Hyeok Yun^{a†}, Jae-Chul Lee^{b†}, Tae-Won Kang^a, Min-Jae Lee^a, Jong-Su Jeon^c, Hyun-Ik Yang^{a*}^a Department of Mechanical Design Engineering, Hanyang University^b Material & Component Convergence R&D Department, Korea Institute of Industrial Technology (KITECH)^c Department of Civil and Environmental Engineering, Hanyang University

ARTICLE INFO

Article history:

Received	11	August	2021
Revised	26	October	2021
Accepted	1	November	2021

Keywords:

CFD
Radiator cooling
Fan arrangement
Heat dissipation
Factor of merit

ABSTRACT

In this study, the effect of radiator cooling according to the vertical-horizontal fan arrangement and fan performance was analyzed. Computational results and experimental data were compared to prove the validity of the computational fluid dynamics analysis method used in the study. The heat dissipation was affected by the collision effect of the fluid flows from the cooling fans. The newly created flows from the collision of the fluid flows occurred most in the S2B1 layout, and thus, the largest heat dissipation occurred in the S2B1 layout. The cooling efficiency was reviewed using the FOM formula. When the fan model was included in the S2B1 layout, the heat dissipation reduced by 5.38% compared to the conventional layout, but the cooling efficiency increased by 32.18%. As a result, the newly proposed S2B1 layout exhibited an improved cooling performance and efficiency.

1. 서론

전력 변압기는 에너지 전송 및 배전 시스템의 핵심 요소이다^[1]. 전력 변압기는 생산 및 설치, 구매 비용이 높아 장기간을 목표로 사용되며, 최대 성능을 만족시키기 위해 과부하 된 상태에서도 운용된다^[2]. 따라서 이와 같은 이유로 변압 과정 중 발생하는 열에 의한 성능 저하 및 수명 단축과 오작동 문제 등이 발생 할 수 있다. 이를 방지하기 위해 라디에이터와 같은 외부 냉각 시스템을 활용하여 온도를 낮추는 것이 중요하다. 최근 변압기의 고효율화, 소형화 추세에 따라 다양한 형태의 변압기 연구들이 진행되고 있다^[3]. 하지만 고효율의 소형화된 변압기 권선은 단위 부피당 발열량이 증가하므로 문제가 되고 있다^[4,5]. 따라서 발열 문제에 대응하기 위

한 외부 냉각 시스템의 적용에 있어서 최대 냉각 성능을 유지할 수 있는 연구가 필요하다. Paramaned et al.^[6]은 냉각 팬 위치에 따른 라디에이터의 냉각 성능을 파악하였다. 여기서는 라디에이터의 바닥 면에 냉각 팬을 설치하면 측면 일 때 보다 냉각 효율이 높다는 결과를 얻었다. Fdila et al.^[7]은 냉각 팬의 개수와 크기에 따른 라디에이터 냉각 성능을 수치적으로 분석하였는데, 냉각 팬의 크기와 개수가 증가함에 따라 라디에이터의 냉각 성능이 향상되는 결과를 얻었다. Garelli et al.^[8]은 자연 대류와 수직팬을 이용한 강제 대류 냉각 시스템에서 라디에이터 열 방출량을 비교하였다. 팬을 라디에이터 하부에 설치하여 수직형 기류를 형성하며 라디에이터를 냉각시켰다. 강제 대류시 자연 대류일 때보다 높은 열 방출량이 나타났다. Talu et al.^[9]은 라디에이터의 형상에 따른 냉

† These authors contributed equally to this work.

* Corresponding author. Tel.: +82-31-436-5285

E-mail address: skynet@hanyang.ac.kr (Hyun-Ik Yang).

각 성능에 대하여 연구하였는데, 라디에이터의 오일 입출구와 변압기가 이루는 경사각이 20도 각도를 유지할 때 성능이 향상되는 결과를 얻을 수 있었다. Kim et al.^[10]은 팬 배치와 절연유의 유량을 변경하면서 라디에이터 냉각 성능을 평가하였으며, 절연유의 유량이 높을수록 냉각 성능에 영향을 미친다는 결과를 얻었다. 선행된 연구들에서 라디에이터의 냉각을 위한 팬 배치는 주로 측면이나 바닥의 단일면에 설치되어 있으며, 수직-수평 팬 배치에 따른 냉각 효과에 대한 연구는 미비한 실정이다. 그리고 냉각 시스템의 소형화에 따른 냉각 팬의 설치를 고려한다면 공간적 제약이 발생하게 되면서 팬 개수의 감소와 수평 및 수직면에 팬을 설치해야 하는 상황이 발생할 수 있다. 이는 팬을 통한 효과적인 냉각이 어려워지기 때문에 공간의 제약 상황에서의 냉각 시스템 효율을 최적화하기 위한 연구가 필요하다.

본 연구에서는 ANSYS사의 상용 소프트웨어인 Fluent를 사용하였다. 전산유체역학을 이용하여 다양한 수평-수직 교차 형식의 냉각 시스템에 대한 냉각 효과를 분석하였다. 또한 팬 성능에 따른 냉각 효율성을 검토하기 위해 출력이 다른 팬을 모델링하여 냉각에 투입되는 파워와 방출되는 열량의 비율(FOM, factor of merit)을 측정하였다.

2. 이론

2.1 지배 방정식

팬으로 인한 라디에이터 주변의 강제 대류 문제는 질량 보존식과 운동량 보존식, 에너지 방정식 및 푸리에 열전달 방정식이 활용되어 다음과 같이 수치적으로 계산된다(식 (1)-(4)).

$$\frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

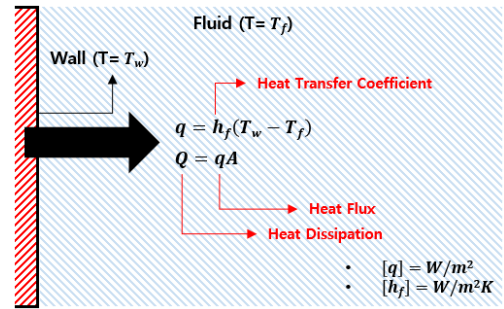
$$\frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial (u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

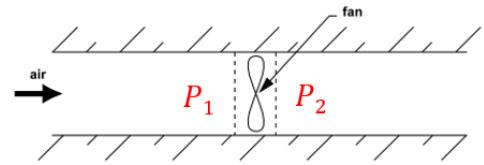
$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(K_s \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (4)$$

2.2 벽면 온도 구배 조건

라디에이터 주변의 열유동 과정을 분석하기 위해 라디에이터 벽면에 온도 구배 조건을 부여하였다. 이때 사용한 경계 조건의 모식도(Fig. 1(a))와 열 유속과 대류 열 전달 계수는 다음과 같이 정의된다^[11].

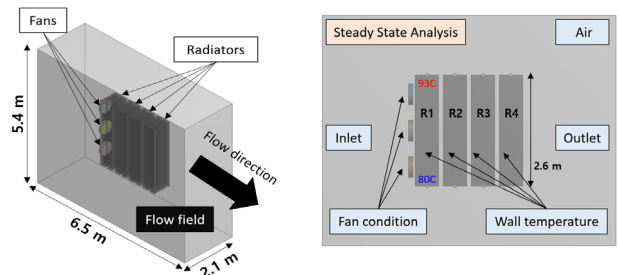


(a) Thermal boundary conditions



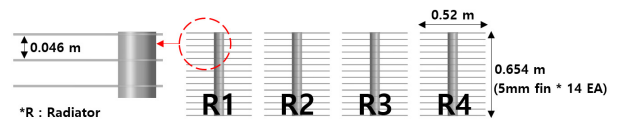
(b) Pressure jump fan boundary condition

Fig. 1 Boundary conditions of numerical analysis^[11]



(a) Schematic of radiator cooling system

(b) Boundary conditions



(c) Topview of radiator fins

Fig. 2 CFD modeling

$$q = h_f(T_w - T_f) \quad (5)$$

$$Q = qA \quad (6)$$

여기서 q 는 벽면 온도 구배 경계 조건으로 인해 발생된 열유속, Q 는 열 방출량, h_f 는 열전달 계수, T_w 는 벽면 온도, T_f 는 주변 유체의 온도, A 는 벽면의 면적이다.

2.3 압력 상승 팬 모델과 출력 파워

팬에 의한 강제 대류 현상을 모사하기 위해 압력 상승(pressure jump)모델을 사용하였다(Fig. 1(b)). 압력 상승 팬 모델은 팬의 입구와 출구에 대한 압력차를 설정하여 강제 대류 현상을 모사할 수 있다^[11]. 압력 상승 팬 모델이 적용된 유체의 유속과 유량은 식

Table 1 Boundary conditions^[6]

Boundary		Condition	
Air	Inlet	Pressure inlet	0 Pa
	Outlet	Pressure outlet	0 Pa
		Temperature	50°C
		Turbulence	SST k-ε
Radiator	Fin	Wall temperature	Linear 93-80°C
Fan	Casing	Wall condition	Adiabatic / No slip
	Fan	Pressure jump	50 Pa

(7)-(9)에 의해 계산된다. 팬의 출력 파워는 팬의 체적 유량과 압력 차이에 의해 결정된다(식 (10)).

$$\Delta P = \sum_{n=1}^N f_n v^{n-1} \tag{7}$$

$$\Delta P = P_2 - P_1 \tag{8}$$

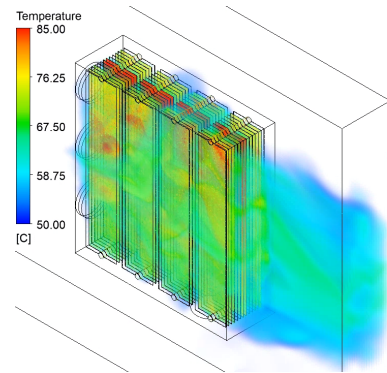
$$Q = vA \tag{9}$$

$$\text{Fan output Power } P = Q \cdot \Delta P \tag{10}$$

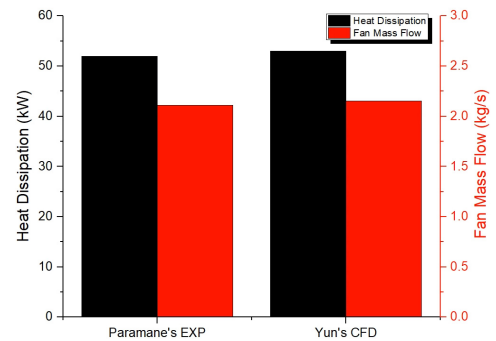
여기서 ΔP 는 팬의 압력 상승량, f_n 은 압력 상승 계수, v 는 팬에서 나오는 유체의 속도, n 은 식의 차수이다. P_1, P_2 는 팬 모델의 입구 압력과 출구 압력, Q 는 유량, A 는 팬 입출구의 단면적, P 는 팬 출력 파워이다.

3. 실험 검증 및 경계 조건

본 연구에서는 수치해석 모델을 검증하기 위해 Paramane et al.^[6]의 라디에이터-팬 냉각 실험에서 계측된 라디에이터의 총 열 방출량과 팬의 질량유량 결과를 비교하였다. 검증 모델은 Fig. 2와 같이 높이, 폭, 너비가 5.4 m, 2.1 m, 6.5 m인 유동장 영역에 3개의 팬과 4개의 라디에이터로 구성되며 각 라디에이터의 높이는 2.6 m이다. 팬은 라디에이터의 측면에 수직하게 정렬되었으며, 수치 해석 모델의 경계 조건은 Table 1과 같다^[6]. 유체는 실험 환경 조건인 50°C 공기로 설정하였으며 비압축성이라 가정하였다. 오직 팬에 의한 냉각 효과만을 검토하기 위해 Inlet과 Outlet은 0 Pa로 설정하였다. Nabati^[12]의 연구에 따르면 라디에이터의 표면 온도 변화는 상단에서 하단까지 선형적으로 근사화 할 수 있다. 이에 따라 라디에이터의 표면에는 상단부터 하단까지 93°C에서 80°C까지 선형적으로 온도가 정의된다. 팬 모델은 압력 상승 모델을 사용하여 해석 시간을 단축하고, 수렴성을 확보하여 정확도가 높은 해를 도출하였다. Fig. 2(c)에 라디에이터 핀의 두께 및 개수를



(a) Temperature contour during cooling



(b) Comparison of results between measured and numerical results

Fig. 3 Results of validation model

나타내었다. 각 라디에이터는 두께 4 mm, 폭 520 mm인 핀 14개로 구성되어있다. Fig. 3(a)는 라디에이터의 열 방출로 가열된 공기가 팬에 의해 배출되는 유동 결과를 나타낸다. 가열된 공기는 팬에서 나온 유동에 의해 라디에이터 밖으로 배출 된다. Fig. 3(b)는 실험과 해석에서 도출된 라디에이터의 열 방출량과 팬에 나오는 질량 유량을 비교하였다. 해석의 질량 유량과 열 방출량은 2.15 kg/s와 53 kW로, 실험 결과와 2.3%와 1.9%의 오차를 보였다. 이에 따라 본 연구에 사용된 수치해석 모델에 대한 신뢰성을 확보하였으며, 라디에이터의 열 방출량을 예측하는 모델이 검증되었다고 판단할 수 있다.

4. 수직-수평 팬 배치 모델 해석 및 결과

4.1 팬 배치 모델

수직-수평 방향의 팬 배치에 따른 냉각 효과를 분석하기 위해 Kim et al.^[10]이 제안한 하이브리드 쿨링 시스템의 팬 배치법을 차용하였으며, Fig. 4와 Table 2에 9가지 배치 안을 나타내었다. 팬 배치는 수직 방향과 수평 방향에 각각 3개의 위치 중 한 곳을 선택하여 수직-수평 배치 효과를 분석할 수 있게 제안되었다. 이에 따라 총 9가지 배치안에 대한 해석을 수행하였다. 또한 팬 성능에

Table 2 Fan layout

Layout No.	Side fan location	Bottom fan location
1	S1	B1
2		B2
3		B3
4	S2	B1
5		B2
6		B3
7	S3	B1
8		B2
9		B3

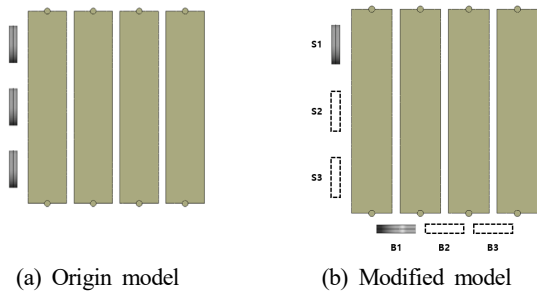


Fig. 4 Analysis fan layout

다른 냉각 효과를 분석하기 위해 팬의 압력 차이가 25 Pa과 75 Pa인 팬 조건에 대해 추가적인 해석을 수행하였다.

4.2 수치해석 결과

Fig. 5는 팬의 압력차가 50 Pa일 때, 4 m/s의 유속 등면 (Iso-surface)에 대한 온도 분포를 나타낸다. 수직과 수평 팬에서 뻗어 나온 유동은 교차점에서 서로 충돌하여 대각선 방향으로 유동의 형태가 변경된 것을 확인할 수 있다. 수평 팬의 위치가 B1에서 B3로 이동할수록 수직 팬에서 나오는 유동이 잘 발달하였다. 수직 팬의 위치가 S1에서 S3로 이동할 때는, 이와 반대되는 현상이 관찰되었다. 유동이 직교하면서 충돌할 때 유동의 역류 현상이 발생하였다. 역류 현상은 라디에이터 유동장 내부에 유동이 정체되어 있는 부분까지 공기 흐름을 발생시켜 냉각 효과를 더욱 증진시키는 역할을 한다. Fig. 5(d)-(f)와 같이 수직 팬의 위치가 S2일 때 역류 현상이 두드러지게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 또한 충돌 후 유동 방향이 변경되어 라디에이터를 통과하는 유동 영역이 S1과 S3일 때보다 많은 것을 확인할 수 있다. 이를 통해 S2에서의 열 방출량이 S1과 S3에서의 열 방출량보다 높게 나타날 것을 유추할 수 있다.

Fig. 6은 팬 배치와 팬 압력차에 따른 라디에이터의 총 열 방출량 결과이다. 전체적으로 팬 모델의 압력 차이가 증가할수록 열 방출량이 높게 분석되었다. 그리고 3가지 팬 모델 모두 S2B1 배치일 때 가장 높은 열 방출량, S3B3 배치일 때 가장 낮은 열 방출량이 나타났다. 팬의 압력차가 커질수록 S2B1 배치와 S3B3 배치

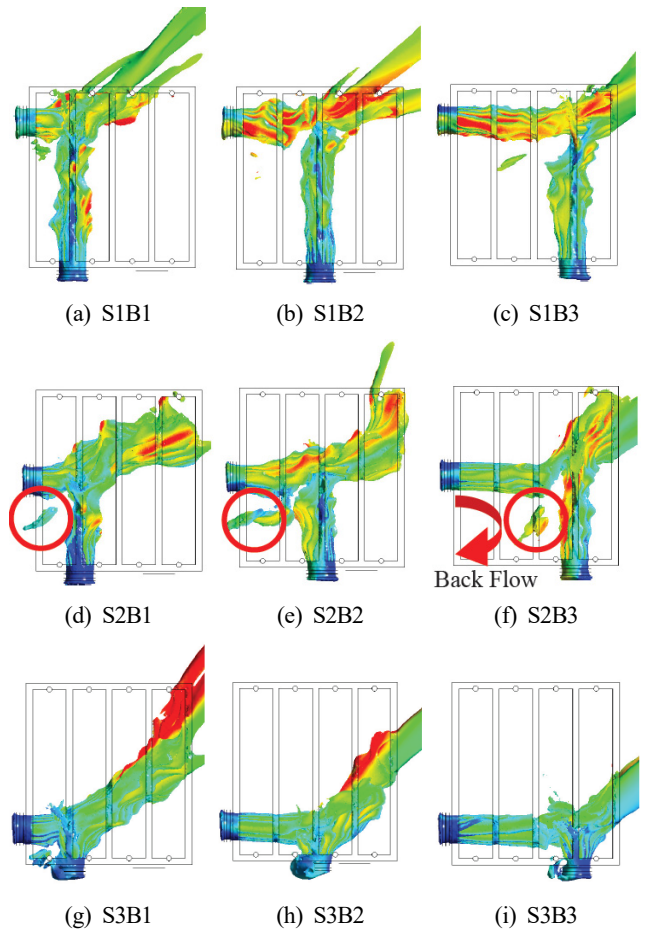


Fig. 5 ISO-surface velocity 4 m/s and temperature

에 대한 열 방출량 차이가 증가하는 것을 확인할 수 있다(Table 3). 라디에이터 냉각 시 성능이 좋은 팬을 사용할수록 팬 배치 선정이 중요한 것으로 판단할 수 있다. 또한 수직 팬의 위치가 S1일 때 수평 팬의 위치가 B1에서 B3으로 이동할수록 열 방출량이 증가하는 경향을 보였지만, 수직 팬의 위치가 S2나 S3일 때는 수평 팬의 위치가 B1에서 B3로 갈수록 열 방출량이 감소하는 추세를 보였다. 이는 수직 팬이 S1에 위치할 때, 수직 팬에서 나와 라디에이터를 통과하는 유동이 B1에서 B3로 갈수록 발달하기 때문이다(Fig. 5 (a)-(c)). 하지만 수직 팬이 S2나 S3에 위치할 때는 수평 팬의 위치가 B1에서 B3로 갈수록 유동 충돌 이후 발생하는 대각선 유동이 발달하지 못하여 열 방출량이 감소되었다(Fig. 5(d)-(i)).

Fig. 7은 팬 압력차가 50 Pa일 때 최대 열 방출량과 최소 열 방출량이 나타났던 S2B1 배치와 S3B3 배치에 대한 해석 결과이다. Fig. 7(a)와 (b)는 각 배치에서 가열된 공기가 팬에 의해 라디에이터 밖으로 퍼져나가는 것을 확인할 수 있다. Fig. 7(a)의 S2B1 배치에서는 팬에서 나온 유동이 충돌 후 생성된 2차 유동 흐름에 의해 라디에이터 A와 B방향으로 가열된 공기가 배출되는 것을 확인할 수 있다. 하지만 Fig. 7(b)의 S3B3 배치에서는 C방향으로

Table 3 Results of max and min heat dissipation

	Fan layout and heat dissipation		
	S2B1	S3B3	Mean difference
25 Pa	40.2 kW	29.1 kW	32%
50 Pa	49.2 kW	31.7 kW	43%
75 Pa	54.2 kW	30.1 kW	57%

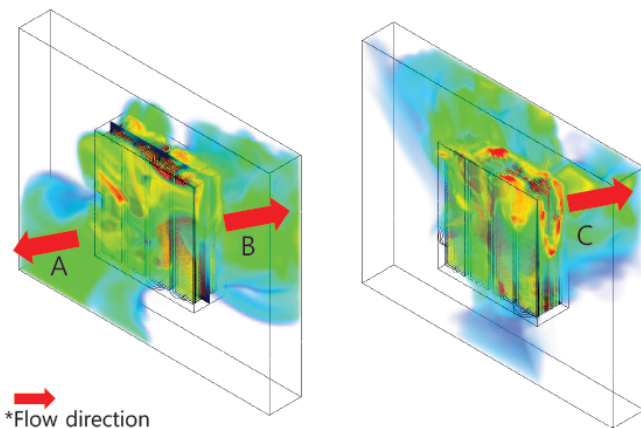
Table 4 Percentage of temperature distribution

	Fan layout		
	S2B1	S3B3	Origin
Lower than 70°C (%)	94.09	69.62	99.18
Higher than 70°C (%)	5.91	30.38	0.82
Mean temperature (°C)	58.06	63.44	55.80

Table 5 Heat dissipation of each radiator in S2B1 layout

Number of radiator	Fan model and heat dissipation (W)			
	25 Pa	50 Pa	75 Pa	Origin
1	11.23	14.05	13.23	13.75
2	11.12	13.95	15.87	13.83
3	8.55	11.30	14.90	13.17
4	9.28	9.95	12.10	12.46

가열 공기가 배출되며, 배출되는 유량이 S2B1보다 적은 것으로 관찰되었다. Fig. 7(c)는 라디에이터 중심면을 기준으로 가열된 공기의 온도 분포를 히스토그램으로 작성하여 기존 팬 배치 모델의 결과와 비교한 것을 보여준다. S2B1 배치에서는 Fig. 7(a)의 A와 B 방향으로 가열 공기가 많이 배출되면서 70°C 이상의 공기는 라디에이터 영역에 약 6% 정도 남아있다. 이와 반대로 S3B3 배치에



(a) Temperature flow of S2B1

(b) Temperature flow of S3B3

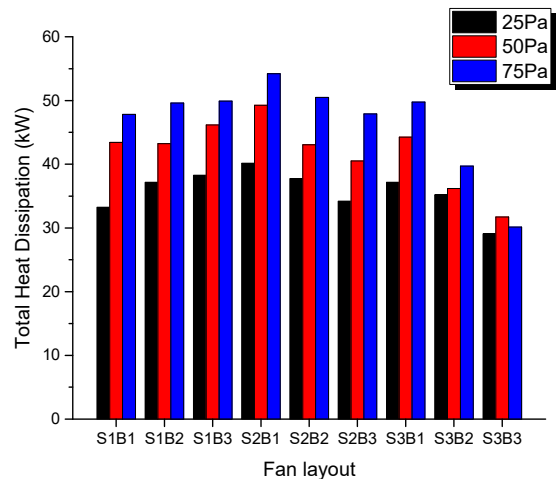
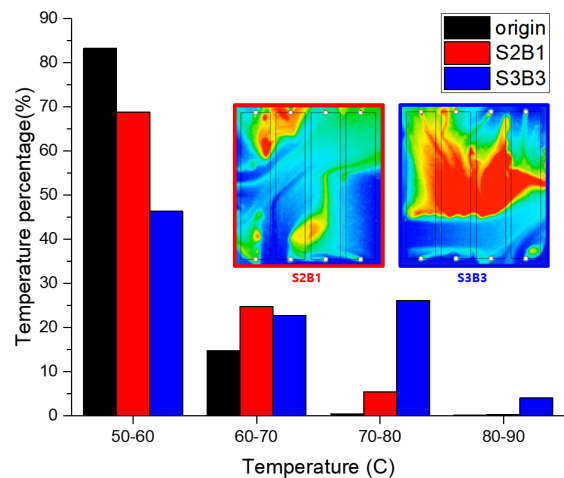


Fig. 6 Total heat dissipation

서는 라디에이터 중단의 가열 공기가 많이 배출되지 못하여 70°C 이상 공기가 약 30% 남아있다. 기존 배치 모델에서의 평균 온도는 56°C이고, S2B1 배치와 S3B3 배치의 평균 온도는 각각 58°C와 63°C이다. S2B1 배치는 기존 배치와 평균 온도가 2°C 차이가 나지만, S3B3 배치는 8°C가 차이가 나며, 상대적으로 높은 온도 분포를 보였다. 이에 대한 내용은 Table 4에 정리하였다. 따라서 S2B1과 S3B3 배치에서의 최대 및 최소 열 방출량 도출 원인은 공기 배출 현상과 유동장의 온도 분포에 기인하고 있음을 시사한다.

Fig. 8은 최대 열 방출량이 나온 S2B1 배치에 대해 3가지 팬 모델 결과이다. Fig. 8(a)-(c)는 각각의 팬 모델에서 4 m/s의 유속 등면에 대한 공기 온도 분포를 나타낸다. 팬 모델의 압력 차가 커질수록 유동 충돌 후 발생하는 역류와 대각선 유동이 크게 발달되며, 이로 인해 라디에이터의 열 방출량도 증가하였다. Fig. 8(d)는 개



(c) Temperature distribution and histogram

Fig. 7 Difference between S2B1 and S3B3

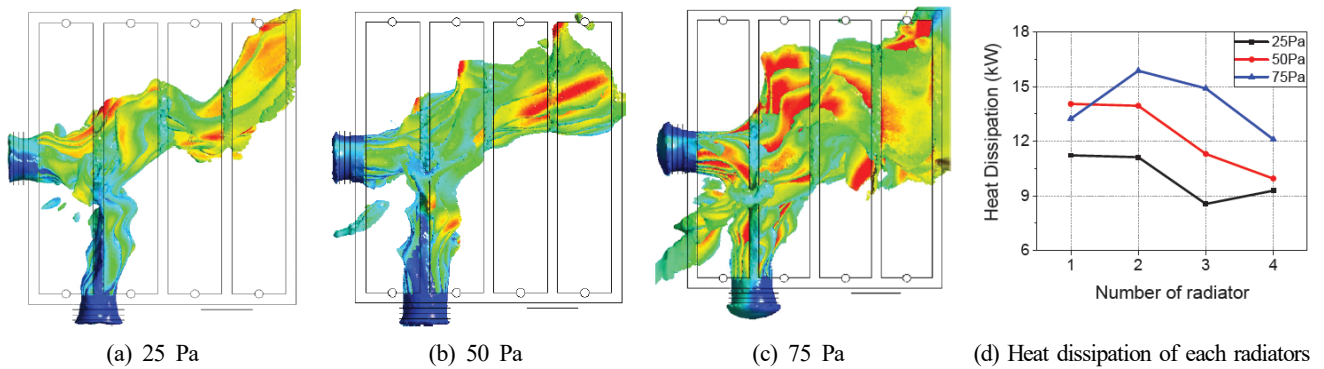


Fig. 8 Analysis result at S2B1 fan layout

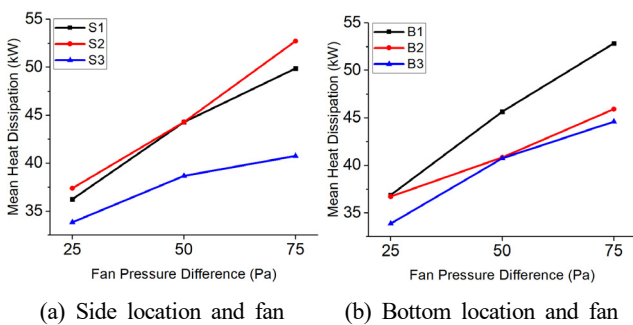


Fig. 9 Mean heat dissipation according to fan model

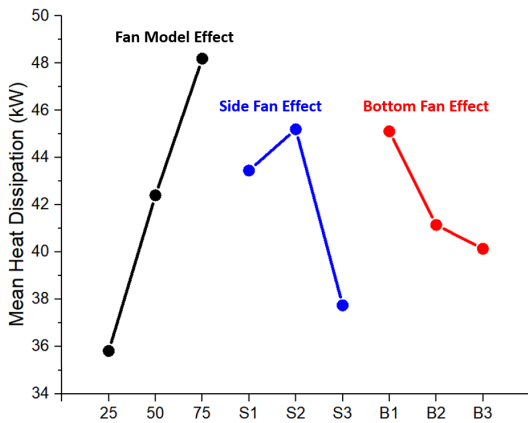


Fig. 10 Mean value analysis to find main effect

별 라디에이터에 대한 열 방출량을 보여주며, 이에 대한 수치는 Table 5에 나타냈다. 가로축은 라디에이터의 번호를 의미하며, 세로축은 각 라디에이터에서 방출되는 열량을 의미한다. 팬의 압력차가 25 Pa과 50 Pa 일 때는 라디에이터 1번과 2번에서 가장 높은 열 방출량이 분석되었다. 75 Pa 모델에서는 라디에이터 2번과 3번에서 가장 높은 열 방출량이 분석되었다. 이는 25 Pa과 50 Pa 팬 모델에서는 유동 충돌 후 생성되는 2차 유동이 크게 발달되지 않아 S1 팬과 B1 팬에서 나오는 직선형 유동에 영향을 크게 받지만, 75 Pa 팬 모델에서는 2차 유동이 발달하여 라디에이터 2번과 3번

의 열 방출량이 크게 증가하였다.

Fig. 9는 수직 팬이나 수평 팬의 위치가 동일할 때 평균 열 방출량을 계산하여 팬 모델과 위치와의 관계를 나타낸다. Fig. 9(a)는 수직 팬의 위치가 S1에서 S3로 변할 때 팬의 압력차이에 대한 평균 열 방출량 결과이다. 팬의 위치가 S2일 때 모든 팬 모델에서 높은 열 방출량을 나타내고 있는데, 팬 압력차이가 50 Pa일 때 S1과 S2 위치의 평균 열 방출량은 거의 일치하였다. S3 위치에서는 모든 팬 모델에서 낮은 열 방출량을 나타냈다. Fig. 9(b)는 수평 팬의 위치와 팬 모델과의 관계를 나타낸다. 모든 팬 모델에서 B1 위치일 때 열 방출량과 기울기가 가장 크게 나타났다. 이는 수평 팬의 위치가 B1일 때는 팬의 압력 차이에 큰 영향을 받는 것으로 해석 할 수 있다.

Fig. 10은 각 인자들의 상대적인 중요성을 확인하기 위해 평균 값을 나타낸 그래프이다. 해당 인자에 대해 해석 결과들의 평균을 산출하고 그래프의 기울기와 평균 값 등을 이용하여 영향 인자를 평가할 수 있다. 팬 모델 그래프의 기울기가 가장 크기 때문에 팬 모델의 압력 차이를 주영향 인자로 볼 수 있다. 팬 배치의 관점에서 볼 때 수직 팬과 수평 팬의 위치가 각각 S2, B1일 때 가장 좋은 냉각 성능을 나타내고 있다. 수직 팬의 위치를 S3으로 변경하거나, 수평 팬의 위치를 B2나 B3로 변경할 때 냉각 성능이 현저히 감소하는 것을 예측할 수 있다. 열 방출량은 팬의 압력 차이에 대해 선형적인 경향을 나타내고 있지만, 팬의 배치에 대해서는 선형적 경향이 나타나지 않는다. 따라서 열 방출량에 대한 결과를 정확히 해석하기 위해서 팬 위치에 따른 유동 충돌 현상에 대한 이해가 요구된다.

Fig. 11은 팬 배치와 모델에 따른 FOM 값을 나타내었다. FOM은 팬 출력과 열 방출량을 이용하여 팬의 냉각 효율을 평가할 수 있는 지표이며, 높은 값을 나타낼수록 냉각 효율이 좋다. FOM은 식 (11)으로 정의된다.

$$FOM = (Q_{AF} - Q_{AN}) / P_{AF} \quad (11)$$

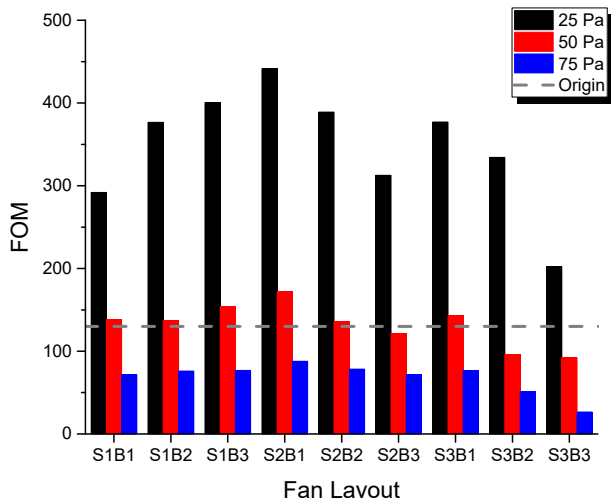


Fig. 11 Effect of fan model and factor of merit from radiators for fan layout

여기서 Q_{AF} 는 냉각 팬이 구성된 냉각 시스템의 총 열 방출량, Q_{AN} 는 냉각 팬이 구성되지 않아 라디에이터의 자연 대류 현상만으로 냉각하는 냉각 시스템의 총 열 방출량, P_{AF} 는 냉각 팬의 총 출력 파워를 의미한다.

본 연구에 사용된 Q_{AN} 값은 19.7 kW이고^[6], 25 Pa, 50 Pa, 75 Pa 팬 모델의 P_{AF} 값은 각각 46.37 W, 172.06 W, 393.06 W이다. 제시된 수치들을 이용하여 제안된 팬 배치와 모델에 따른 FOM 값은 막대 그래프, 기존 모델의 FOM 값은 회색 점선으로 표현하였다(Fig. 11). Fig. 11를 보면, 팬 모델에 따라 FOM 값에 큰 차이가 나는 것을 확인할 수 있다. 25 Pa 팬 모델에서 가장 큰 FOM이 분석되었으며, 팬의 압력 차가 커질수록 FOM의 값이 감소하는 것으로 나타났다. 이는 팬 모델에 따른 팬 출력 파워의 증가 비율이 라디에이터의 열 방출량 증가 비율보다 크기 때문이다. 팬 모델이 25 Pa일 때는 모든 팬 배치에서 기존 모델의 FOM인 129.9보다 큰 값이 도출되었다. 이와는 반대로 75 Pa 팬 모델에서는 모든 팬 배치에 대해서 기존 모델보다 낮은 FOM 값이 도출되었다. 따라서 25 Pa 팬 모델은 낮은 열 방출량을 나타내지만 냉각 효율성이 높다고 판단할 수 있으며, 75 Pa 팬 모델은 높은 열 방출량을 나타내지만 냉각 효율성은 상대적으로 낮다고 판단할 수 있다. 50 Pa 팬 모델은 S2B3, S3B2, S3B3 배치에서 기존 모델보다 낮은 FOM이 나타났고, S1B1 배치에서 FOM은 171.7으로 가장 높게 분석되었다. 따라서 50 Pa 팬 모델의 S1B1 배치는 기존 모델보다 낮은 열 방출량 성능을 보였지만, 기존 모델보다 높은 냉각 효율을 보여줬다. 이는 기존 모델에 사용된 팬의 개수는 3개지만, S1B1 배치에서는 2개의 팬만 사용하여 냉각 시스템의 팬 출력 파워를 낮추면서도 비슷한 열 방출량을 나타낼 수 있기 때문이다.

5. 결론

본 연구에서는 수직-수평 형태의 팬 배치와 팬 성능에 따른 라디에이터 냉각 효과를 분석하였다. 전산유체역학의 해석적 연구 방법의 타당성을 입증하고, 향후 확장된 모델 해석을 진행하기 위해 수치해석 방법을 검증하였다. 수치해석 결과와 실험 결과는 열 방출량에서 2.3%, 질량 유량에서 1.9%의 오차를 나타내어 타당성을 입증하였다.

라디에이터의 냉각 성능은 수직 팬과 수평 팬의 위치에 많은 영향을 받았다. 수직 팬의 경우 S2 팬 위치는 S1과 S3 위치일 때보다 더 많은 열을 방출할 수 있었다. 반면 수평 팬의 경우에는 B1 팬 위치에서 가장 많은 열을 방출 할 수 있었다.

수직-수평 팬에서의 각 유동은 교차점에서 충돌함에 따라 새로운 유동 흐름이 생성되었다. 생성된 유동은 냉각 순환이 이루어지지 않은 부분까지 유동 흐름을 발생시켜 냉각 효과를 증진 시키는 역할을 한다. 생성된 유동은 S2B1 배치일 때 가장 크게 발달하였으며, 이에 따라 팬의 성능에 관계없이 S2B1 배치에서 가장 큰 열 방출량이 나타났다. 이와 반대로 유동 충돌 효과가 크지 않았던 S3B3 배치에서 가장 낮은 열 방출량이 나타났다.



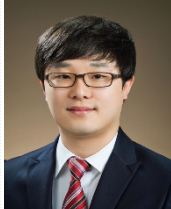
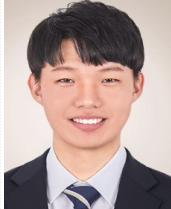


팬의 성능과 냉각 효율은 비례하지 않았다. 팬의 성능이 좋을수록 더 많은 양의 열을 방출하지만, FOM 값은 더욱 감소하였다. 팬의 압력 차이가 25 Pa이고 S2B1 배치일 때 가장 높은 FOM이 도출되었으며, 팬의 압력 차이가 75 Pa이고 S3B3 배치일 때 가장 낮은 FOM이 도출되었다. 압력 차이가 50 Pa인 팬이 S2B1 배치일 때는 기존 배치일 때보다 약 5.38% 열 방출량이 감소하였지만, 32.18% 냉각 효율은 증가하였다.

결론적으로 냉각 시스템의 소형화에 따라 팬 설치의 공간적 제약 발생 시 S2B1 배치를 적용하면, 팬의 개수를 감소시키면서 효율적인 냉각 효과를 기대할 수 있다.

References

- [1] da Rocha, M. V. G., Hell, M. B., Alves, K. S. T. R., Oliveira, F. L. C., de Aguiar, E. P., 2021, Power Transformers Thermal Modeling using an Enhanced Set-Membership Multivariable Gaussian Evolving Fuzzy System, *Electr. Power Syst. Res.*, 194 107088, <https://doi.org/10.1016/j.epsr.2021.107088>.
- [2] Homagk, C., Mossner, M., Leibfried, T., 2008, Investigation on Degradation of Power Transformer Solid Insulation Material, *Annu. Rep. - Conf. Electr. Insul. Dielectr. Phenom.*, 75-78, <https://doi.org/10.1109/CEIDP.2008.4772830>.
- [3] Sohn, S. H., Chung, S. J., Kim, C. H., Seo, I. Y., 2018, A Study

- on the Technology Trend and Development Prospect of Distribution Transformer, *J. Korean Inst. Illum. Electr. Install. Eng.*, 32:2 117-122, <http://doi.org/10.5207/JIEIE.2018.32.2.117>.
- [4] Kim, Y. J., Doo, J. H., Ha, M. Y., Son, S. W., Kim, J. K., Lee, S. H., 2015, Numerical Study on the Effect of the Shape of the Heat Transfer Plate on the Thermal Performance of the Radiator, *J. Comput. Fluids Eng.*, 20:1 65-76, <http://doi.org/10.6112/kscfe.2015.20.1.065>.
- [5] Lee, J. G., Kim, J. K., Joo, S. W., Hahn, S. C., 2006, Prediction of 2-Dimensional Temperature Distribution in Power Transformer Using FEM, *Proceedings of the KIEE Conference*, 751-752.
- [6] Paramane, S. B., Joshi, K., Van der Veken, W., Sharma, A., 2014, CFD Study on Thermal Performance of Radiators in a Power Transformer: Effect of Blowing Direction and Offset of Fans, *IEEE Trans. Power Deliv.*, 29:6 2596-2604, <http://doi.org/10.1109/TPWRD.2014.2347292>.
- [7] Fdhila, R. B., Kranenborg, J., Laneryd, T., Olsson, C. O., Samuelsson, B., Gustafsson, A., Lundin, L., 2011, Thermal Modeling of Power Transformer Radiators using a Porous Medium Based CFD Approach, *Second International Conference on Computational Methods for Thermal Problems*, 5-7.
- [8] Garelli, L., Rodriguez, G. R., Storti, M., Granata, D., Amadei, M., Rossetti, M., 2017, Reduced Model for the Thermo-Fluid Dynamic Analysis of a Power Transformer Radiator Working in ONAF Mode, *Appl. Therm. Eng.*, 124 855-864, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.06.098>.
- [9] Țălu, Ș. D. L., Țălu, M. D. L., 2010, Dimensional Optimization of Frontal Radiators of Cooling System for Power Transformer 630 kVA 20/0.4 kV in Terms of Maximum Heat Transfer, *UPB Sci. Bull. Series C*, 72:4 249-260.
- [10] Kim, Y. J., Jeong, M., Park, Y. G., Ha, M. Y., 2018, A Numerical Study of the Effect of a Hybrid Cooling System on the Cooling Performance of a Large Power Transformer, *Appl. Therm. Eng.*, 136 275-286, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.019>.
- [11] ANSYS, 2019, ANSYS Fluent User's Guide Releases 17.0., ANSYS, Inc, PA,
- [12] Nabati, H., 2008, Optimal Pin Fin Heat Exchanger Surface, Doctoral Dissertation, Malardalen University, Sweden.

	<p>Jang-Hyeok Yun Ph. D. in the Department of Mechanical Engineering at Hanyang University. His research interest is Computation Fluid Dynamics. E-mail: yunjange@hanyang.ac.kr</p>
	<p>Jae-Chul Lee Senior Researcher in the Material & Component Convergence R&D Department, Korea Institute of Industrial Technology (KITECH). His research interest is carbon material, composites, and FEM. E-mail: jc2@kitech.re.kr</p>
	<p>Tae-Won Kang Ph. D. in the Department of Mechanical Engineering at Hanyang University. His research interests is Dynamic response evaluation of an floating offshore wind turbine. E-mail: xodnjs0713@naver.com</p>
	<p>Min-Jae Lee M. Sc. in the Department of Mechanical Engineering at Hanyang University. His research interest is Heat Process Optimization. E-mail: minjaeho10@hanyang.ac.kr</p>
	<p>Jong-Su Jeon Assistant Professor in the Department of Civil and Environmental Engineering at Hanyang University. His research interests are Structural Performance under Extreme Loadings, Shape Memory Alloys Application, and Machine Learning. E-mail: jongsujeon@hanyang.ac.kr</p>
	<p>Hyun-Ik Yang Professor in the Department of Mechanical Engineering at Hanyang University. His research interests are Mechanical Design and Optimization, Offshore Structure Design, Welding Process Optimization and Hydrothermal Polymerization. E-mail: skynet@hanyang.ac.kr</p>