

# 자연대류를 이용한 변압기용 방열기의 채널 구조가 방열성능에 미치는 영향

김 다 은, 강 상 모, 서 용 권\*

동아대학교 기계공학과

## EFFECT OF THE CHANNEL STRUCTURE ON THE COOLING PERFORMANCE OF RADIATOR FOR TRANSFORMER OF NATURAL CONVECTION TYPE

D.E. Kim, S. Kang and Y.K. Suh\*

Department of Mechanical Engineering, Dong-A University

*Increased demand of power-transformer's capacity inevitably results in an excessive temperature rise of transformer components, which in turn requires improved radiator design. In this paper, numerical simulation of the cooling performance of an ONAN-type (Oil Natural Air Natural) radiator surrounded by air was performed by using CFX. The natural convection of the air was treated with the full-model. The present parametric study considers variation of important variables that are expected to affect the cooling performance. We changed the pattern and cross-sectional area of flow passages, the fin interval, the flow rate of oil and shape of flow passages. Results show that the area of flow passage, the fin interval, the flow rate of oil and shape of flow passages considerably affect the cooling performance whereas the pattern of flow passages is not so much influential. We also found that for the case of the fin interval smaller than the basic design, the temperature drop decreases while a larger interval gives almost unchanged temperature drop, indicating that the basic design is optimal. Further, as the flow rate of oil increases, the temperature drop slowly decreases as expected. On the other hand, when the shape of flow passages are changed, temperature drop is increased, indicating that the cooling performance is enhanced thereupon.*

**Key Words** : 변압기(Transformer), 자연대류(Natural Convection), 냉각 성능(Cooling Performance), 방열기(Radiator), 유입 자냉식(Oil Natural Air Natural, ONAN), 채널 구조(Channel Structure)

### 1. 서 론

변압기는 전기산업에서 널리 사용되는 전력기기 중 하나로 최근에 전력 수요의 증가로 변압기의 용량이 증가하고 있다. 변압기 용량의 증가는 변압기 내부의 과열을 초래하고 이는 더 효율적인 냉각 시스템의 설계를 필요로 한다[1].

변압기의 종류로는 유입식 변압기, 건식 변압기 등이 있으며 변압기를 운전하면 무부하손이나 부하손에 의하여 철심 및 권선이 열을 발생시킨다. 이 때 발생하는 열은 유입식 변

압기의 경우에 절연유를, 건식인 몰드 변압기의 경우에 대기 중의 공기를 매개체로 하여 방사, 대류 등에 의해 외기 중에 방열하게 되며 발열량이 방열량 보다 큰 동안에는 내부 온도가 상승하게 된다. 변압기 운전 시 발생하는 손실은 모두 열 에너지로서 권선 및 철심의 표면에서 방산하여 변압기 온도를 높이고 절연물을 열화 시켜 일반적으로 변압기 정규 기대 수명을 단축시킨다. 따라서 적절한 냉각 방식을 취하여 절연물의 온도상승을 그 절연물에서 규정한 일정한 허용 값 이하로 억제, 관리 하여야 한다[2].

변압기 냉각 방식은 냉각 매체 및 이의 순환 방식의 조합에 따라 여러 가지가 있으며 변압기 용량 및 특성에 따라 적절한 방식을 채택, 사용한다. 유입식 변압기에서는 냉각방식으로 유입 자냉식(Oil Natural Air Natural, ONAN)과 유입 풍냉식(Oil Natural Air Forced, ONAF)이 일반적으로 널리 사용

Received: December 15, 2014, Revised: December 26, 2014,

Accepted: December 26, 2014.

\* Corresponding author, E-mail: yksuh@dau.ac.kr

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/kscfe.2014.19.4.086>

© KSCFE 2014

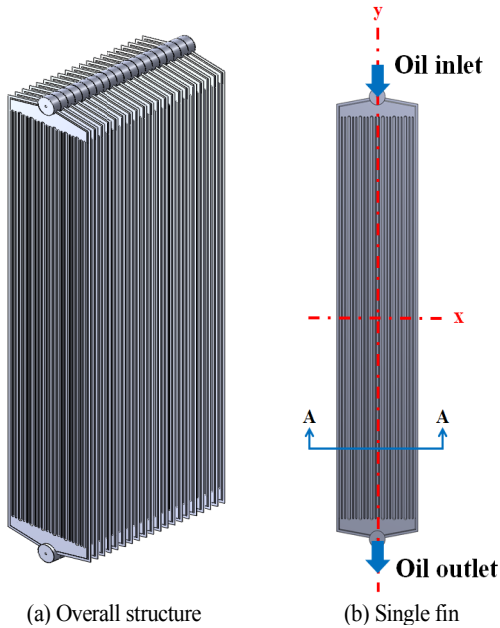


Fig. 1 Model of transformer radiator

된다. 유입 자냉식은 절연유를 가득 채운 외함에 변압기 본체를 넣고 절연유의 대류작용에 의해 철심 및 권선에서 발생하는 열을 외함으로 전달하고 외함에서 방사와 대류에 의해 열을 외기 중으로 방산시켜 자연대류에 의해 냉각되는 방식이다. 유입 풍냉식은 변압기의 방열기에 팬을 설치하여 냉각 효과를 더욱 증가시키는 방식이다[1].

Seong et al.[1]은 Honeycomb형상과 단순화한 형상을 가지는 방열기의 방열성능을 비교하고 방열기의 길이와 방열기 핀의 수량이 방열 성능에 미치는 영향에 대해 연구하였다. Shim et al.[3]은 유로 형상의 단순화를 통해 유로의 형상이 방열 성능에 미치는 영향에 대해 연구하였다. Kim et al.[4]은 Honeycomb형상을 가지는 핀과 단순 모델을 가지는 방열기 조(set)에 대해 해석을 수행하여 방열기 해석 시 단순 모델에의 적용 가능성에 대해 연구하였다. Kim et al.[5,6]은 방열기에 대해 이론적 계산, 수치 해석, 실험을 실시하여 정확도를 비교하였으며, 오일의 유량이 방열 성능에 미치는 영향에 대해 연구하였다.

본 연구에서는 유입 자냉식에 의해 냉각되는 유입식 변압기용 방열기의 냉각 성능에 영향을 미치는 변수를 알아보기 위해 설계 변수를 선정하여 기준 모델 대비 수정 모델을 구성하고 이를 이용해 수치해석을 수행하였다. 방열 성능을 비교하기 위해 기준 모델에 대한 해석 결과와 수정된 모델들의 해석 결과를 비교하였으며 본 연구 결과는 변압기용 방열기의 설계를 위해 유용하게 사용되어질 것이다.

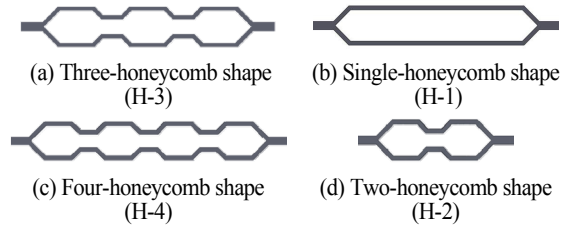


Fig. 2 The cross section of the flow passage of the basic model and modified models

## 2. 수치 해석

### 2.1 모델링

본 논문에서 사용된 변압기용 방열기는 일반적으로 널리 사용되는 벌집 모양의 유로를 가지는 핀으로 구성되어 있다 [1,3,4]. Fig. 1(a)는 여러 개의 핀으로 구성된 변압기용 방열기의 전체 구조를 나타내고 Fig. 1(b)는 하나의 핀의 구조를 나타낸다. 오일의 입구에서 출구까지의 길이는 3300 mm이고 이웃하는 핀과의 간격은 45 mm이다[5,6]. 원래는 이러한 핀이 20여개 이상 모여 하나의 조(set)를 구성하고 이러한 조들이 수개가 모여 하나의 방열기를 구성하지만 본 연구에서는 컴퓨터 용량의 한계로 핀 하나에 대해서만 수치 해석을 수행하였다.

방열기의 냉각 성능에 영향을 미치는 변수를 알아보기 위해 설계 변수로 유로의 패턴, 유로의 면적, 핀 간격, 오일의 유량, 유로의 형상을 선정하였다.

유로의 면적, 유로의 패턴에 대한 영향을 알아보기 위해 기준 모델을 기준으로 유로의 단면 형상을 변경하였다. Fig. 2는 Fig. 1(b)에서 A-A단면으로 잘랐을 때 하나의 유로에 대한 단면 형상을 나타낸다. 실제로는 이러한 형상이 6-11개가 모여 하나의 핀을 구성한다. Fig. 2(a)는 기준 모델의 단면 형상이고 Fig. 2(b),(c),(d)는 수정된 모델의 단면 형상을 보여준다. 기준 모델은 Fig. 2(a)처럼 3개의 벌집 모양(Three-honeycomb shape)을 가지고 7개의 유로가 하나의 핀을 이룬다[1]. 유로의 면적에 대한 영향을 알아보기 위해 Fig. 2(b)처럼 기준 모델에서 요철 모양을 없애 1개의 긴 벌집 모양(Single-honeycomb shape)을 가지도록 하였고 역시 7개의 유로가 하나의 핀을 구성한다. Fig. 2(b)는 요철 모양을 없애므로써 기준 모델보다 유로의 단면적을 넓히고자 한 것이다. Fig. 2(c)처럼 4개의 벌집 모양(Four-honeycomb shape)과 Fig. 2(d)처럼 2개의 벌집 모양(Two-honeycomb shape)을 가지는 모델에 대해서도 수치해석을 수행하였다. 4개의 벌집 모양(Fig. 2(c))은 6개의 유로가 하나의 핀을 이루고 2개의 벌집 모양(Fig. 2(d))은 11개의 유로가 하나의 핀을 이룬다.

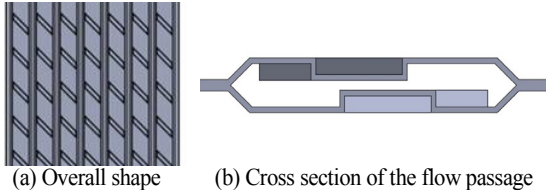


Fig. 3 Model having the X shape flow passage(X model)

로 격자가 형성 될 수 있도록 하였다. 격자수를 줄이기 위해 사면체 격자를 생성시킨 부분을 제외하고는 Sweep mesh기능을 이용하여 정렬 격자형을 만들었다. Sweep mesh는 모델의 위, 아래 형상이 같다면 효율적으로 육면체 격자를 생성시킬 수 있기 때문에 높은 품질의 격자를 균일하고 빠르게 생성시킬 수 있다[7].

냉각을 위해 핀 내부를 흐르는 광유(Mineral oil)의 물성치는 다음과 같이 온도의 함수로 나타낼 수 있다[5].

$$k = 0.15217 - 7.16 \times 10^{-5} T \quad [\text{W/m K}]$$

$$\rho = 1067.75 - 0.6376 T \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$\mu = 0.00213 + 38657 \exp(-T/19.96) \quad [\text{kg/ms}]$$

$$c_p = 821.19 + 3.563 T \quad [\text{J/kgK}]$$

여기서  $k$ 는 열 전도율,  $\rho$ 는 밀도,  $\mu$ 는 점성계수,  $c_p$ 는 비열,  $T$ 는 오일의 온도를 나타낸다.  $T$ 에 오일의 유입 온도인 348 K를 대입하면 오일의 물성치를 얻을 수 있다[5].

오일 유동장의 입구 조건으로 질량 유량을, 출구 조건으로 Out-flow조건을 적용하였고, 오일 유동장의 해석 조건은 Table 1에 나타내었다[5,6].

방열기 핀의 외기인 공기의 초기 온도는 20℃ 이고, 난류 모델로 SST(Shear stress transport)모델을 사용하였다. 방열기 핀은 공기의 자연대류에 의해 냉각되므로 공기 유동장에 부력조건을 설정해야 한다. ANSYS CFX-Pre에서는 두 개의 부력 조건을 선택할 수 있다. 일정한 밀도를 갖는 유동장에서는 Boussinesq 근사법이 주로 사용되고 밀도의 변화가 증대하게 작용한다면 Full Buoyancy모델이 사용된다[8,9].

본 연구에서는 Full Buoyancy모델을 사용하였고 방열기 핀

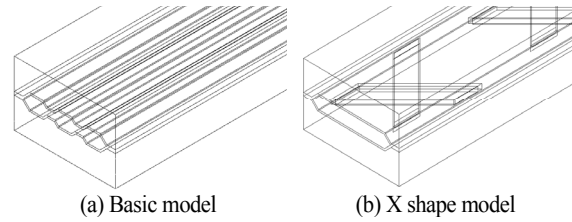


Fig. 4 Unit models for the study on the effect of X-shape corrugation

핀 간격에 따른 영향을 알아보기 위해 핀 간격을 45 mm (기준 모델)에서 25 mm(I-25), 65 mm(I-65)로 변경하였고 입구와 출구 부분의 관 두께와 공기 유동장의 두께를 변경하여 모델을 구성하였다.

유량에 따른 영향을 알아보기 위해 기준 모델에 대해 유량을 조금씩 늘려가며 해석을 수행하였다[5,6].

유로의 형상에 대한 영향을 알아보기 위해 벌집 모양의 일자 관을 가지는 유로가 아닌 X자 형상이 반복되는 관을 가지도록 유로 내부의 형상을 변경하였다. Fig. 3(a)처럼 양쪽 면에 백 슬래시(Back slash, \) 모양으로 홈이 파여져 관 내부는 X자의 유로를 형성하게 된다. Fig. 3(b)는 유로의 단면을 나타내고 핀 하나는 7개의 유로를 가진다.

형상을 변경한 경우에 내부 유로가 복잡한 형상을 형성하기 때문에 핀 하나에 대해 해석을 수행하는 데 어려움이 따랐다. 따라서 앞의 모델들과 달리 하나의 유로(단위 모델)에 대해 해석을 수행하였다. 그리고 기준 모델의 결과 값과 비교하기 위해 기준 모델에 대해서도 단위 모델에 대해 해석을 수행하였다. Fig. 4(a)는 기준 모델의 단위 모델을 나타내고 Fig. 4(b)는 형상을 변경한 모델의 단위 모델을 나타낸다.

2.2 수치 해석 방법

본 논문에서는 상용 소프트웨어인 CFX를 이용하여 열, 유동 해석을 수행하였다. 방열기 핀은 Fig. 1(b)의 x, y축을 기준으로 상하좌우 완전 대칭을 이루기 때문에 1/4모델에 대해 격자를 생성하였고 약 1400만개의 격자가 사용되었다. 오일의 유입 부분과 유출 부분(Fig. 1(b)에 표시)은 내부가 복잡한 형상을 가지기 때문에 사면체 격자를 이용해 복잡한 형상 내부

Table 1 Analysis condition for oil domain

Fluid Material	Mineral Oil
Heat Transfer	Thermal Energy
Turbulence Option	Laminar
Reference Pressure	1atm
Inlet condition	0.02~0.08 kg/s, 75 °C
Outlet condition	0 Pa

Table 2 Analysis condition for air domain

Fluid Material	Air Ideal Gas
Heat Transfer	Thermal Energy
Turbulence Option	SST
Buoyancy Model	Full Buoyancy
Reference Pressure	1atm
Buoy. Ref. Density	1.205 kg/m <sup>3</sup>

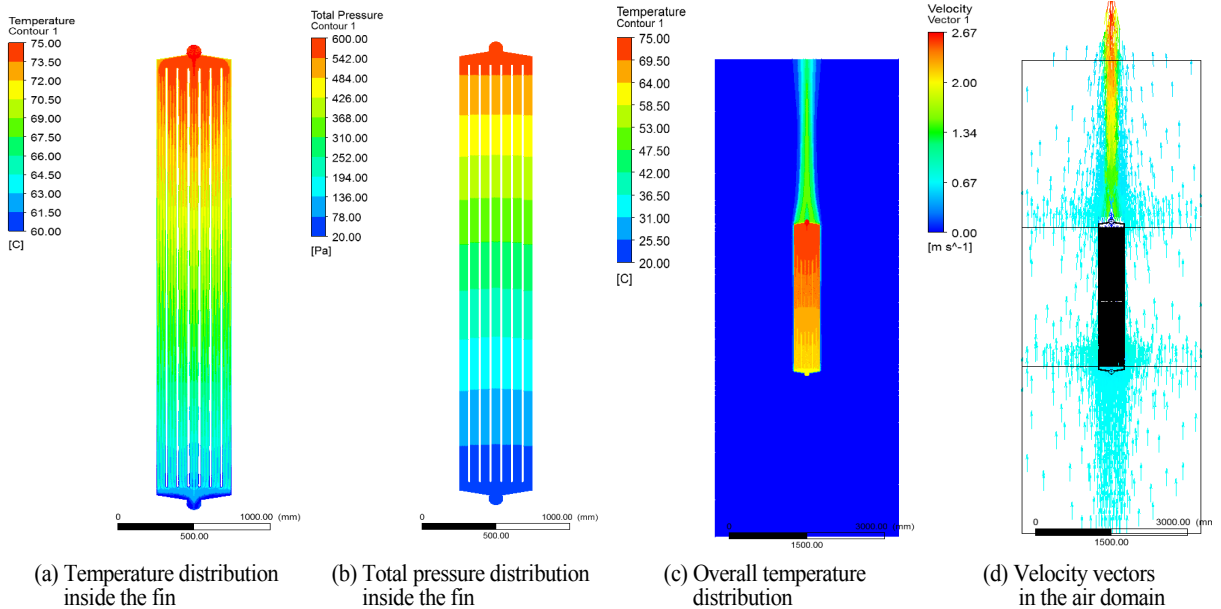


Fig. 5 Numerical results of the basic model

과 맞닿는 공기의 작동유체로 Air Ideal Gas를 사용하였다. 따라서 기준 밀도 값을 설정해야 하고 이 값 보다 가벼운 유체에 부력을 적용하므로 20°C의 공기 밀도 값인  $1.205 \text{ kg/m}^3$ 을 적용하였다. 공기 유동장의 해석 조건은 Table 2에 나타내었다.

공기 유동장의 경계 조건으로 유동장의 위쪽과 아래쪽 벽은 오픈 조건을 주었고 공기 유동장의 양쪽 벽은 자유 미끄럼 벽 조건을 적용하였다. 이웃하는 핀과 마주하는 면의 벽에는 대칭조건을 적용하였다.

### 3. 결과 및 토의

#### 3.1 기준 모델의 해석결과

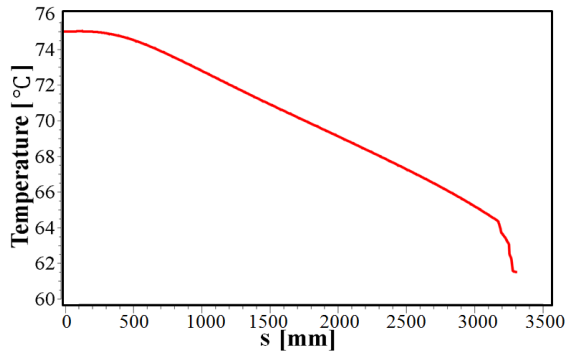
수정된 모델의 냉각 성능의 향상 정도를 비교하기 위해 먼저 기준 모델에 대해 수치해석을 수행하였다. 오일의 온도 분포 결과인 Fig. 5(a)를 보면 입구 온도는 75°C 이고 출구 온도는 61.35°C를 얻어 온도 강하는 13.65°C이다. 입구에서 출구로 갈수록 공기의 자연대류 냉각에 의해 오일의 온도가 서서히 감소하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 5(b)는 전압력 분포 결과이며 입구에서 출구로 갈수록 서서히 감소하는 것을 확인할 수 있고 602.1 Pa만큼의 전압력 강하가 발생하였다. Fig. 5(c)는 전체 유동장의 온도 분포 결과이고 Fig. 5(d)는 공기 및 오일 유동장의 속도 벡터를 나타낸다. 핀 내부로 75°C의 뜨거운 오일이 유입되므로 Fig. 5(c)처럼 핀에 인접한 공기는 가열되고 Fig. 5(d)처럼 부력에 의해 위로 상승하게 된다.

Fig. 5의 결과 값을 좀 더 자세히 분석하기 위해 핀 내부와 핀 외부의 하나의 수직 라인 상의 변화를 각각 Fig. 6와 Fig. 7에 그래프로 나타내었고 Fig. 5(a)에 각각의 그래프의 시작점을 표시하였다. Fig. 6는 기준 모델의 핀의 입구( $s = 0$ )에서부터 아래 방향의 거리  $s$ (Fig. 5(a) 참조)에 따른 오일의 온도(Fig. 6(a)) 및 전압력(Fig. 6(b))의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 6(a)를 보면 입구 온도 75°C에서 시작하여 출구 쪽으로 갈수록 온도 값이 서서히 감소하다가 약 3200 mm 지점에서 온도 값이 급격히 감소하는 것을 확인할 수 있는데, 이는 핀의 아래쪽에서 올라오는 차가운 공기에 의해 알루미늄이 냉각되기 때문이다. 반면 Fig. 6(b)의 전압력 변화를 보면 입구에서 출구로 갈수록 단조롭게 감소하는 것을 확인할 수 있다.

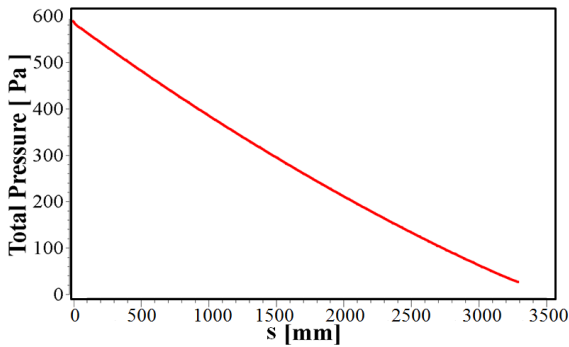
Fig. 7은 핀의 끝부분( $z = 0$ )에서부터 위 방향의 거리  $z$ (Fig. 5(a) 참조)에 따른 공기의 온도(Fig. 7(a)) 및 속도(Fig. 7(b))의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 7(a)를 보면 핀의 끝부분( $z = 0$ )에서 멀어질수록 공기의 온도가 서서히 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 핀에서 멀어질수록 차가운 공기가 측면으로부터 계속 유입되기 때문이다. Fig. 7(b)는 속도의 변화를 나타내는데, 핀의 끝부분( $z = 0$ )에서 약 500 mm 지점까지는 후류에서의 entrainment 효과 때문에 속도가 급격히 증가하고 그 이후로는 서서히 증가하는 것을 확인할 수 있다.

#### 3.2 수정된 모델의 해석결과

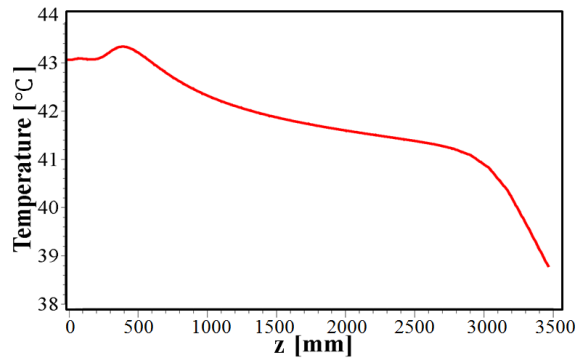
기준 모델을 기준으로 하여 수정된 모델들의 해석 결과와 비교하기 위해 수정된 모델들에 대해서도 열, 유동해석을 수



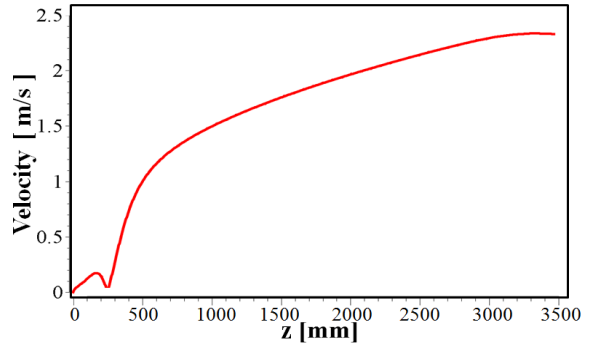
(a) Oil temperature



(b) Oil total pressure



(a) Air temperature



(b) Air velocity

Fig. 6 Distribution of the oil temperature and total pressure along the centerline of the fin as a function of the downward distance  $s$  (refer to Fig. 5(a)) measured from the oil inlet

Fig. 7 Distribution of the air temperature and air velocity along the centerline of the fin as a function of the upward distance  $z$  (refer to Fig. 5(a)) measured from the end of the fin

행하였다. 해석 조건은 기준 모델과 모두 동일하게 주었고 입구 온도 역시 75°C로 동일하다. Table 3는 기준 모델과 유로의 단면적을 변화시킨 모델(H-1), 유로의 패턴을 3개의 벌집 모양에서 각각 4개(H-4), 2개(H-2)의 벌집모양으로 바꾼 모델, 핀 간격을 45 mm에서 25 mm(I-25), 65 mm(I-65)로 바꾼 모델들에 대한 해석 결과를 나타낸다.

기준 모델을 기준으로 온도 강하 값을 비교해 보면 유로의 면적을 기준 모델 대비 약 21% 넓힌 경우에 12.01°C만큼의 온도 강하가 발생하였고 기준 모델 보다 약 1.65°C만큼 감소

하였다. 4개의 벌집모양과 2개의 벌집모양으로 유로의 패턴을 변경한 경우에는 각각 13.51°C, 13.60°C만큼의 온도 강하가 발생하여 기준 모델 대비 변화가 거의 없었다. 핀 간격을 25 mm로 변경한 경우에는 11.09°C의 온도 강하를 얻어 기준 모델 보다 약 2.5°C만큼 감소하였다. 이는 핀 간격이 좁을수록 공기 유동장 영역의 크기가 작아지므로 대류가 일어날 수 있는 영역이 줄어들고 충분한 냉각이 어려워지기 때문이다. 반면에 65 mm로 변경한 경우에는 13.64°C의 온도 강하를 얻어 기준 모델 대비 변화가 없었는데, 이를 통해 일정 크기 이상에서는 핀 간격이 오일의 냉각에 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 그리고 기준 모델의 전압력 강하 값을 수정된 모델들과 비교해 보면 핀 간격을 25 mm로 줄인 경우에 기준 모델보다 전압력 강하 값이 커졌다. 하지만 이를 제외한 모델들은 모두 전압력 강하 값의 변화가 거의 없었다. 수정된 모델들의 해석 결과를 Fig. 6, Fig. 7처럼 그래프로 나타내면 기준 모델과 비슷한 경향을 보인다.

본 해석 결과는 핀에서의 열전달 효과는 패턴의 변경에 따른 유로의 단면적보다는 그에 따른 공기와의 접촉 면적에 더 큰 영향을 받는다는 사실을 암시한다. 유로의 단면적과 공기

Table 3 Analysis result of basic model and modified models

Model	Temperature drop	Total pressure drop
Basic model(Fig. 2(a))	13.65°C	602.1 Pa
H-1(Fig. 2(b))	12.01°C	600.3 Pa
H-4(Fig. 2(c))	13.51°C	604.3 Pa
H-2(Fig. 2(d))	13.60°C	607.4 Pa
I-25	11.09°C	647.2 Pa
I-65	13.64°C	602.1 Pa

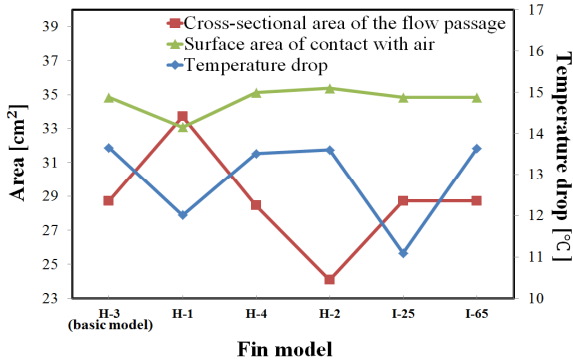


Fig. 8 Effect of cross-sectional area of the flow passage and surface area of contact with air (1/1000 scale)

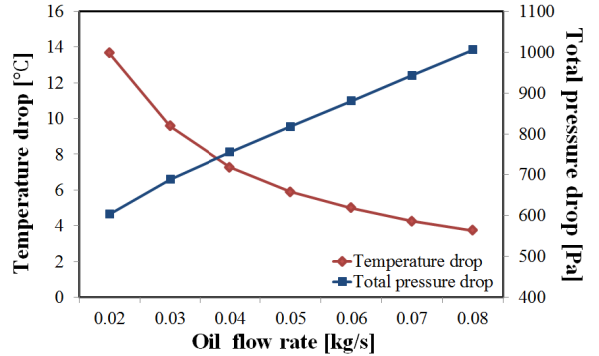


Fig. 9 Temperature drop and total pressure drop as a function of the oil flow rate

와 닿는 핀의 접촉 면적에 따른 온도 강하 값의 영향을 알아보기 위해 Fig. 8에 그래프로 나타내었다.

유로의 단면적을 넓힌 경우에 비록 핀 유로의 전체 단면적이 기준 모델보다 증가하여 오일의 속도가 감소되었지만, 공기와 닿는 핀의 접촉 면적이 기준 모델보다 감소했기 때문에 온도 강하가 감소하였다. 유로의 패턴을 변경한 경우에 두 가지 모델 모두 공기와 닿는 핀의 접촉 면적이 기준 모델에 비해 거의 변화가 없기 때문에 온도 강하 값도 거의 변화가 없다. 따라서 열전달 성능은 공기와 닿는 핀의 접촉 면적에 영향을 받는다는 것을 확인할 수 있다.

오일의 유량에 대한 영향을 알아보기 위해 앞에서와 같이 열, 유동해석을 수행하였다. 기준 모델과 동일한 해석 조건을 사용하였고 유량 값만 변화시켜 해석을 수행하였다. 기준 모델의 경우 0.02 kg/s의 속도로 오일이 유입되고 이를 0.01 kg/s 간격으로 0.08 kg/s까지 변화시켰다. Table 4는 각각의 해석결과를 표로 나타낸 것이다. Fig. 9은 Table 4의 해석 결과를 그래프로 나타낸 것이다.

오일의 유량이 증가할수록 온도 강하는 완만히 감소하고 유량이 증가할수록 온도 강하 값의 변화 폭이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 반면에 전압력 강하는 유량이 증가할수록 선

형적으로 증가하는 것을 확인할 수 있다.

오일의 유량이 작은 경우에 방열기에서 오일이 천천히 흐르므로 냉각 효과가 커지고 입구와 출구 사이의 온도 강하 값이 커진다. 따라서 유량이 작은 경우가 유량이 큰 경우보다 온도 강하가 크다. 하지만 방열기에서 냉각된 오일이 다시 변압기 내부를 순환할 때, 변압기 내부에서도 방열기에서와 같이 천천히 순환하므로 오히려 뜨거운 열을 빨리 내보낼 수 없게 되어 냉각 효과가 감소된다. 따라서 오일의 유량이 작다고 해서 무조건적으로 냉각 성능이 우수하다고 볼 수 없으므로 냉각 용량을 계산해 볼 필요가 있다. 냉각 용량(Q)은 식 (1)과 같이 오일의 질량유량( $\dot{m}$ ), 오일의 비열( $c_p$ ), 입구와 출구의 온도 차( $\Delta T$ )의 곱으로 구할 수 있다. 이 값을 이론 동력 값과 비교해 보았고 이론 동력(P)은 식 (2)와 같이 오일의 질량유량( $\dot{m}$ )과 입구와 출구의 전압력 차( $\Delta p_t$ )의 곱에서 오일의 밀도( $\rho$ )를 나누면 구할 수 있다.

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \tag{1}$$

$$P = \frac{\dot{m} \Delta p_t}{\rho} \tag{2}$$

Table 4 Temperature drop and total pressure drop as change of the flow rate

Flow rate	Temperature drop	Total pressure drop
0.02 kg/s	13.65 °C	602.1 Pa
0.03 kg/s	9.58 °C	688.2 Pa
0.04 kg/s	7.27 °C	755.6 Pa
0.05 kg/s	5.89 °C	817.9 Pa
0.06 kg/s	4.99 °C	881.5 Pa
0.07 kg/s	4.25 °C	941.6 Pa
0.08 kg/s	3.74 °C	1006.2 Pa

냉각 용량과 이론 유체 동력을 계산한 결과를 Fig. 10에 그래프로 나타내었다. 이론 유체 동력은 유량이 증가할수록 선형적으로 증가하였다. 하지만 냉각 용량은 유량의 증가에 따라 온도 강하 값은 감소하였지만 방열량은 비선형적으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 유량의 크기가 방열 성능에 절대적인 영향을 미치지 않는다는 것을 확인할 수 있다.

유로의 형상에 대한 영향을 알아보기 위해 단위 모델에 대해 열, 유동해석을 수행하였다. 해석을 위해 유량 조건과 공기 유동장의 벽 조건을 제외하고는 핀 하나에 대한 해석 조건과 동일한 조건을 주었다. 7개의 유로 중 하나의 유로에 대



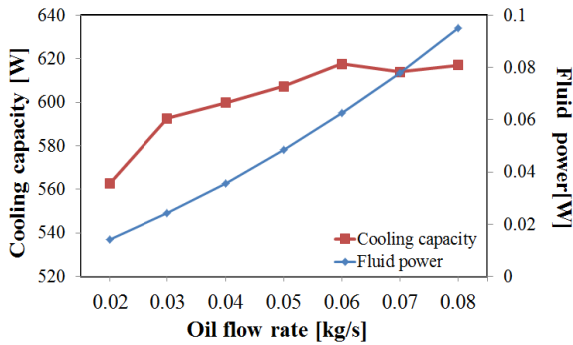


Fig. 10 Cooling capacity and fluid power as the oil flow rate

해 해석을 수행하므로 유량을 1/7로 줄인 0.002857 kg/s를 적용하였다. 그리고 공기 유동장의 양쪽 벽에 자유 미끄럼 벽 조건 대신에 대칭 조건을 주었다.

Fig. 11(a)는 기준 모델의 단위 모델의 오일 온도 분포 결과이고 Fig. 11(b)는 X형상을 가진 단위 모델의 오일 온도 분포 결과이다. 기준 모델의 단위 모델의 경우 출구 온도는 60.96℃를 얻었고 온도 강하는 14.04℃이다. 핀 하나에 대한 해석 결과와 비교했을 때 약 0.39℃ 차이가 났고 이는 핀 내부에서 각각의 유로로 오일이 유입될 때 오일이 불균등하게 유입되지만 단순히 유량을 1/7 만큼 줄였고, 단위 모델을 구성할 때 핀 내부에서 오일이 각 유로로 유입되는 부분을 입구로 했기 때문이다.

X형상을 가진 모델의 단위 모델의 경우 출구 온도는 58.90℃를 얻었고 온도 강하는 16.1℃로 기준 모델의 단위 모델의 해석 결과와 비교했을 때 약 2.06℃ 만큼 증가하였다. 따라서 X형상으로 관 내부 형상을 변경했을 때 열전달 성능이 향상됐음을 확인할 수 있다.

별집 모양의 유로는 관 내부의 유체의 흐름이 일정하기 때문에 열전달 효과가 적다. 하지만 관 내부에 X모양의 복잡한 형상을 반복적으로 준다면 유체를 지속적으로 혼합해줄 수 있고 이는 열전달 효과를 증대시킬 것이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 변압기용 방열기의 냉각 성능에 영향을 미치는 다양한 변수의 영향에 관한 연구를 수행하였다. 영향을 미치는 변수로 유로의 면적, 유로의 패턴, 핀 간격, 오일의 유량, 유로의 형상을 선정하였다. 먼저, 냉각 성능의 비교를 위해 기준 모델에 대해 해석을 수행하였고 다음으로 각각의 변수에 따라 새롭게 모델링한 모델에 대해 수치해석을 수행하였다. 이를 기준 모델과 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻

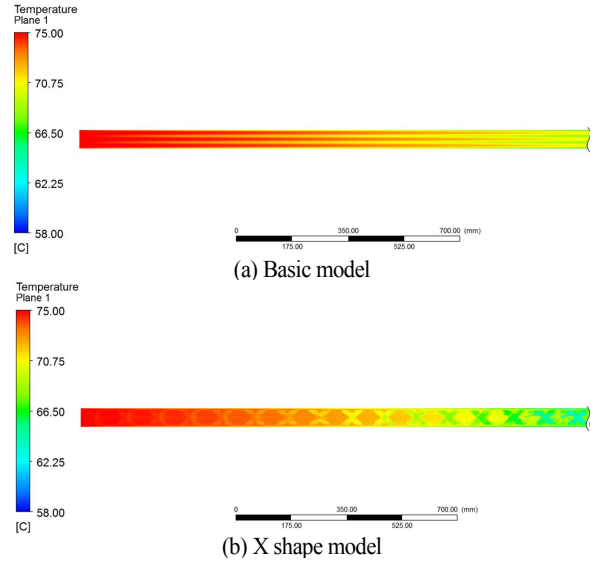


Fig. 11 Temperature distribution of unit models

을 수 있었다.

- (1) 유로의 면적이 약 21% 증가했을 때, 핀이 닿는 외기 접촉 면적의 감소 때문에 온도 강하도 약 1.65℃ 만큼 감소하였다. 유로의 단면적은 증가했지만, 공기와 닿는 핀의 면적이 감소했기 때문에 열전달 성능이 감소하였다.
- (2) 유로의 패턴을 변경하였을 때, 2개의 별집 모양을 가지는 모델과 4개의 별집 모양을 가지는 모델 모두 기준 모델과 비교했을 때 온도 강하 값의 변화가 없었다. 유로의 패턴은 방열기의 냉각 성능에 영향을 미치지 않는다는 것을 확인할 수 있었다. 대신 이것은 핀이 외기와 닿는 접촉 면적의 영향을 받는다.
- (3) 핀 간격을 변경하였을 때, 25 mm로 줄였을 때는 온도 강하가 2.50℃ 만큼 감소하였고 핀 간격을 65 mm로 늘렸을 때는 온도 강하의 변화가 없었다. 핀 간격이 줄었을 때는 열전달 성능이 감소되었고, 핀 간격이 늘었을 때는 열전달 성능에 영향을 미치지 않았음을 확인할 수 있었다. 따라서 핀 간격이 일정한 크기 이상일 때는 핀 간격이 열전달 성능에 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.
- (4) 오일의 유량을 0.02 kg/s부터 0.08 kg/s까지 0.01 kg/s 간격으로 증가시켰을 때, 온도 강하는 완만하게 감소하였고 유량이 증가할수록 온도 강하 값의 변화 폭이 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 하지만 냉각 용량을 계산해 본 결과, 유량이 작다고 해서 무조건적으로 냉각 성능이 우수한 것은 아님을 확인하였다. 따라서 유량의 크기가 냉각 성능에 절대적인 영향을 미치지 않는다는 것을 알 수

있다.

- (5) 유로의 형상을 X자 형상으로 변경했을 때, 격자 생성 시간과 해석 시간을 고려하여 단위 모델에 대해 해석을 수행하였고 기준 모델의 단위 모델의 해석 결과와 비교하였다. 그 결과 X자 형상으로 유로를 변경했을 때 유로 내부에 복잡한 유동이 생겨 열전달 성능이 향상되었고 기준 모델보다 온도 강하가 약 2.06℃ 만큼 증가하였다. 따라서 유로의 형상을 변경하였을 때, 냉각성능이 향상됐음을 확인할 수 있다.

본 논문에서 얻어진 결과들은 변압기 방열기의 냉각 시스템 최적 설계를 위해 유용하게 사용될 것이라고 기대되어진다.

## 후 기

본 연구는 2014년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제(No. 20134010200550)입니다.

## References

- [1] 2012, Seong, J.K., Choi, M.J., Woo, S.G., Baek, B.S. and Hur, J.S., "Evaluation of the cooling capacity for oil immersed transformer radiator using numerical analysis," *Proc. KSME Fall Conf.*, pp.61-65.
- [2] [www.hscsp.com/down\\_1.htm](http://www.hscsp.com/down_1.htm)
- [3] 2011, Shim, H.S., Lee, S.W., Kang, H.Y., Choi, J.U., Park, S.W. and Lee, J.H., "A study of temperature analysis considered characters of power transformer's radiator," *Proc. KIEE Fall Conf.*, pp.118-120.
- [4] 2007, Kim, H.J., Yang, S.W., Kim, W.S., Kweon, K.Y. and Lee, M.J., "Cooling characteristic analysis of transformer's radiator," *Proc. KSME Spring Conf.*, pp.1032-1037.
- [5] 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," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, Vol.44, pp.392-397.
- [6] 2011, Kim, H.S., Kim, M.G. and Kim, J.K., "Analysis of the cooling characteristic for the radiator in a large power transformer," *Proc. KSME Conf.*, pp.1678-1683.
- [7] 2010, ANSYS CFX, Meshing user's guide release 13, ANSYS Inc.
- [8] 2012, Suh, Y.K., Choi, Y.H., Seo, L.S., Kang, S., Lee, Y.W. and Park, J.W., *Computational fluid dynamics*, Mijeonscience.
- [9] 2010, ANSYS CFX, CFX-Solver modeling guide release 13, ANSYS Inc.