

전기 변압기 형상 내부의 밀폐공간 내에서 층류 자연대류 열전달 현상의 수치해석

Numerical Analysis on Natural Convection Heat Transfer in an Enclosure of the Transformer Model

오 건 제*
Oh Keon Je

Key Words : Transformer Model(변압기 모델), Natural Convection(자연대류), Numerical Analysis(수치해석), Nusselt Number(Nusselt 수), Rayleigh Number(Rayleigh 수)

ABSTRACT

Numerical analysis of the laminar natural convection in an enclosure of the 20KVA oil-immersed transformer is presented. The core in the transformer is modelled as a rectangular cylinder and calculation is carried out for $Ra = 10^3 - 10^6$. The correlating equation between the inner cylinder mean Nusselt numbers and Rayleigh numbers can be obtained. The conduction and convection regimes for the variation of Rayleigh numbers are well represented in the temperature distributions along the side wall of the inner cylinder. For high Rayleigh numbers, it is found that the recirculating flow in the enclosure above the inner cylinder is divided into two recirculation regions.

기 호 설 명

a_p, a_n, a_s, \dots	: 이산화방정식에 사용되는 계수, 식(15)	L	: 기준길이
b_i^j	: 변환 행렬	Nu	: Nusselt 수
B_i^j	: 식(13) ($= b_k^i b_k^j$)	P	: 압력
Gr	: Grashof 수	Pr	: Prandtl 수
G^i	: 식(14) ($= b_j^i u_j$)	Ra	: Rayleigh 수
g	: 중력가속도	S_o	: 지배방정식의 생성항
J	: Jacobian	S_o	: 이산화방정식의 생성항
		T	: 온도
		T_i	: 내부실린더의 온도
		T_o	: 외부실린더의 온도

* 正會員, 경남대학교 기계공학과

- T_m : 기준온도 $\left(= \frac{T_i + T_o}{2} \right)$
- (u, v, w) : (x, r, θ) 에 대한 속도
- (x, r, θ) : 원통좌표계
- Z : 외부실린더 밑면으로 부터 내부 실린더 중심까지의 거리(Fig.3)
- α : 열확산계수
- β : 체적팽창계수
- ρ : 밀도
- v : 동점성계수
- ϕ : 유동변수
- (ξ, η, ζ) : boundary-fitted 좌표계

1. 서 론

변압기(transformer)라는 것은 전자세력을 매개로 하여, 전자유도작용에 의하여 한편의 권선에 공급한 교류전기 세력을 다른편의 권선에 주파수의 교류전기세력으로 변환하는 일종의 정지유도장치(static induction instrument)를 말한다.⁽¹⁾ 구조를 살펴보면, 자기회로를 만드는 철심과 전기회로를 만드는 1, 2차 권선이 내부에 존재하며 그 주위를 전기적 절연과 냉각작용을 목적으로 하는 변압기유(transformer oil)가 있고 외부에는 외함으로 둘러싸여 있다. 이러한 변압기를 운전할 때에 권선의 전기저항 때문에 전류를 흘려주면 주울 열(Jule's heat)에 의한 열이 발생하고 또한 철심에도 교번자속이 통하기 때문에 철손에 의한 열이 발생한다. 이와같은 열발생에 의한 변압기 내부의 온도상승은 변압기의 안전운전을 위해서 일정한 한도로 억제하여야 하며, 이를 위해서 변압기의 냉각작용은 매우 중요하다.

변압기의 냉각작용은 주로 변압기유의 자연대류에 의한 열전달로 이루어지며, 만약 냉각작용이 불충분하여, 변압기의 온도가 상승할 경우에는 변압기의 절연물이 열에 의해서 점차로 열화하고, 이상전압 또는 외부단락 등에 의한 전기적, 기계적 스트레스를 받아서 파괴되고 수명을 다하게 되며, 변압기유의 냉각작용은 변압기의 성능에 매우 중요한 역할을 한다. 지금까지 이러한 냉각작용의 해석은 주로 실험에

만 의존해 왔으며, 변압기 설계에 필요한 변압기유의 양, 변압기 내부온도의 예측이 주로 경험적으로 이루어져왔다. 이것은 자연대류에 의한 열전달 현상이 일부 특수한 경우를 제외하고는 완전히 해석되어 있지 않고, 지금까지 응용분야 보다는 기초적인 연구에 중점이 두어졌기 때문에 생각한다.

따라서, 본 연구에서는 변압기 내부의 냉각작용을 예측하기 위한 해석적인 기초연구로서, 변압기유의 자연대류에 의한 열전달 현상을 수치적으로 해석하고자 한다. 수치해석 모델로 현재 소용량으로 널리 쓰이고 있는 20KVA 단상 외철형 유입자냉식 변압기를 택하였으며, 변압기 내의 코일(coil)과 코어(core)부분을 정사각형 단면을 가진 사각 실린더로 가정하여 변압기 내부 공간을 모델화하였다. 이러한 변압기 내부 공간에 대하여 사각실린더와 외함의 온도가 일정하게 유지된다고 가정하고 변압기유의 종류 자연대류를 수치해석하였으며, 열전달 현상을 연구하였다. 또한 본 수치해석 방법을 검증하기 위해서, 기존의 실험자료가 있는 경우(내부 실린더가 원통형인 경우)에 대하여 계산하여 실험결과와 비교하였다. 이러한 연구는 지금까지 실험적으로 행해져 왔던 변압기 온도의 예측, 변압기유와 변압기 용량의 관계, 내부 열전달 현상 등을 해석하는 기본적이고 중요한 연구이며, 변압기의 설계와 수명예측 등에 큰 도움이 되리라 생각한다.

2. 지배방정식 및 경계조건

2.1 변압기의 모델화(수치해석 모델)

본 연구에서 해석 모델로 택한 20KVA 단상 외철형 유입자냉식 변압기의 형상과 주요 치수를 Fig. 1에 나타내었다.⁽²⁾ 외함은 원통형이며 내부에 권선(coil)과 철심으로 이루어진 코어(core)부가 있다. 본 해석에서는 복잡한 형상의 코어부를 정사각형 단면을 가진 사각 실린더로 가정하였는데, 정사각형 단면부의 변의 길이는 단면부의 수력반경(hydraulic radius)이 실제 변압기 단면부의 수력반경과 같은 값을 가지도록 정하였으며, 높이는 사각실린더의 체적이

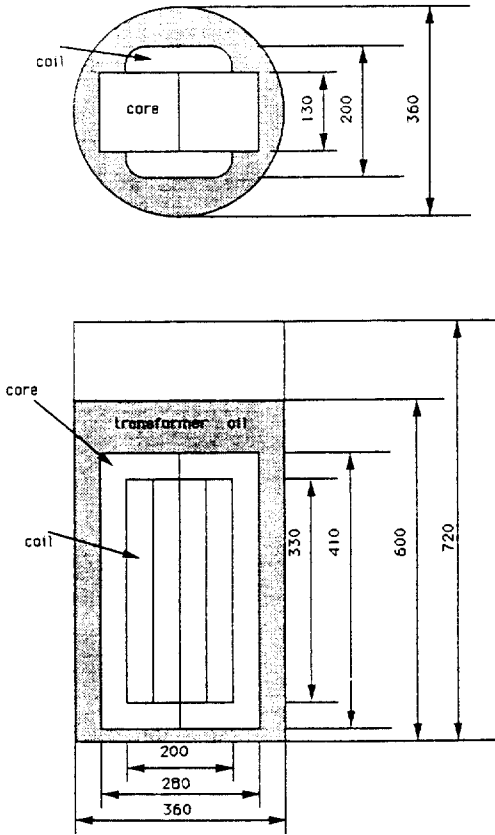


Fig. 1 Geometrical details of the 20KVA oil immersed distribution transformer.

실제 변압기 코어부의 체적과 같은 값을 갖도록 정하였다. 이렇게 가정된 변압기의 수치해석 모델을 Fig. 2에 나타내었다.

Fig. 2에 나타낸 바와 같이 내부의 사각실린더와 외부의 원통형 실린더 사이에 생기는 단면부의 최대 간격을 기준길이(reference length)로 하였다. 또한 실제 변압기에서는 코어부 및 외함의 온도가 일정하게 유지되지 않지만, 외함 및 코어에서의 온도변화가 크지 않으므로 내부의 사각실린더와 외부의 원통형 실린더의 온도가 일정한 온도로 유지된다고 가정하였다.

2.2 지배방정식

변압기유를 비압축성 뉴우톤 유체로 가정하면 지배방정식은 연속방정식, Navier-Stokes 방정식, 에너지 방정식으로 나타난다. 또 유체의 밀

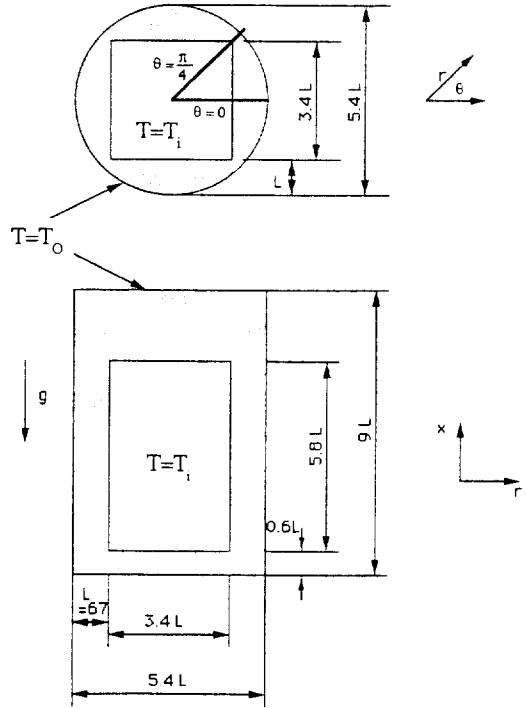


Fig. 2 Computational model of the transformer.

도를 Boussinesq 근사를 도입하여 가정하고, Fig. 2에 표시된 원통좌표계 (x, r, theta)에 대한 속도(u, v, w), 온도 T, 압력 P를 기준길이 L, 유체의 밀도 rho, 유체의 동점성계수 nu를 이용하여 다음과 같이 무차원화 하면,

$$x^* = \frac{x}{L}, r^* = \frac{r}{L}, u^* = \frac{uL}{\nu}, v^* = \frac{vL}{\nu}, w^* = \frac{wL}{\nu},$$

$$P^* = \frac{L^2 \cdot P}{\rho \cdot \nu^2}, T^* = \frac{T - T_m}{T_i - T_o} \left(T_m = \frac{T_i + T_o}{2} \right) \dots (1)$$

변압기유의 자연대류에 관한 지배방정식은 다음과 같이 된다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} = 0 \dots \dots \dots (2)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{w \partial u}{r \partial \theta} = - \frac{\partial P^*}{\partial x} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + Gr \cdot T \dots \dots \dots (3)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{w^2}{2} = - \frac{\partial P'}{\partial r} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} - \frac{v}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial w}{\partial \theta} \dots \dots \dots (4)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} + \frac{vw}{r} = - \frac{1}{r} \frac{\partial P'}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial w}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} - \frac{w}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} \dots \dots \dots (5)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{1}{Pr} \left\{ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \right\} \dots \dots \dots (6)$$

여기서

$$P' = P + \rho g x \dots \dots \dots (7)$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_i - T_o)L^3}{\nu^2} \dots \dots \dots (8)$$

이고, 편의상 무차원수를 나타내는 상첨자*를 생략하였으며 β 는 유체의 체적팽창계수, Pr 은 Prandtl수를 나타낸다. 또한 Gr 은 Grashof 수를 나타내고 자연대류에서 중요한 변수의 하나로 취급되는 Rayleigh 수는 다음과 같이 표시된다.

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta(T_i - T_o)L^3}{\nu \alpha} \dots \dots \dots (9)$$

2.3 Boundary-fitted 좌표계 및 좌표변환

Fig. 2에 표시된 변압기 내부의 실제영역(physical domain)은 임의의 형상이므로 위에서 사용한 (x, r, θ) 좌표계로는 정확히 표시할 수 없다. 따라서 실제영역의 경계면을 하나의 좌표면으로 하는 boundary-fitted 좌표계를 도입하였으며 이에 따른 지배방정식의 변환이 필요하다. 좌표계의 변환은 실제 영역을 (x, r, θ) , 계산영역을 boundary-fitted 좌표계 (ξ, η, ζ) 로 표시하고, 두 좌표계 사이의 사상관계식을 이용하였으며 다음과 같이 표시된다.⁽³⁾

$$\frac{\partial}{\partial \xi} (G^1 \phi) + \frac{\partial}{\partial \eta} (G^2 \phi) + \frac{\partial}{\partial \zeta} (G^3 \phi) = \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{\Gamma_o}{J} B_1^1 \frac{\partial \phi}{\partial \xi} \right) + \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\Gamma_o}{J} B_2^2 \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\frac{\Gamma_o}{J} B_3^3 \frac{\partial \phi}{\partial \zeta} \right) + S_o \dots \dots \dots (10)$$

여기서 Γ_o 는 각 유동변수에 따른 확산계수, S_o 는 생성항을 나타내며, 변환에 사용되는 변환행렬(transformation matrix) b_i^j , Jacobian J 등은 다음과 같이 표시된다.

$$b_j^i = \begin{bmatrix} b_1^1 & b_2^1 & b_3^1 \\ b_1^2 & b_2^2 & b_3^2 \\ b_1^3 & b_2^3 & b_3^3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r(r_\eta \theta_\zeta - r_\zeta \theta_\eta), r(x_\zeta \theta_\eta - x_\eta \theta_\zeta), (x_\eta r_\zeta - x_\zeta r_\eta) \\ r(r_r \theta_\zeta - r_\zeta \theta_r), r(x_\zeta \theta_r - x_r \theta_\zeta), (x_r r_\zeta - x_\zeta r_r) \\ r(r_\zeta \theta_\eta - r_\eta \theta_\zeta), r(x_\eta \theta_r - x_r \theta_\eta), (x_\zeta r_\eta - x_\eta r_\zeta) \end{bmatrix} \dots \dots \dots (11)$$

$$J = \begin{bmatrix} x_\zeta & x_\eta & x_r \\ r_\zeta & r_\eta & r_r \\ r\theta_\zeta & r\theta_\eta & r\theta_r \end{bmatrix} \dots \dots \dots (12)$$

$$B_j^i = b_k^i b_k^j \dots \dots \dots (13)$$

$$G^i = b_j^i u_j \dots \dots \dots (14)$$

변환된 식에서 볼 수 있듯이 좌표계의 변환만 고려하였으며, 유동변수 들은 실제영역 상의 (x, r, θ) 좌표계에서 정의된 양 들이다. 따라서 계산은 계산영역 상에서 이루어지지만 계산결과 는 실제영역 상에서 정의된 양들로 나타난다. 한편 Fig. 2에 표시된 실제영역을 표시하기 위한 boundary-fitted 좌표계를 $x = x(\xi), r = r(\eta, \zeta), \theta = \theta(\zeta)$ 로 두면 편리하므로 본계산에서는 $J = rx_\xi r_\eta \theta_\zeta, b_2^1 = b_3^1 = b_3^2 = b_3^3 = 0$ 이 된다.

2.4 경계조건

외부 실린더 및 내부의 사각 실린더의 온도를 각각 T_o, T_i 로 일정하게 두었으며, 속도는 벽에서 점착조건(non-slip condition, $u = v = w = 0$)을 사용하였다.

3. 수치해석방법

3.1 격자계 생성

본 연구에서는 Fig. 2에 있는 계산영역이 단순하고, 2.3 절에서 언급 했듯이 실질적으로 반경방향(r-direction)으로의 격자생성만 필요하므로 간단한 대수적인 방법으로 격자를 생성하였다. 즉 축방향(x-direction)과 원주방향(θ-direction)으로는 각각 $x=x(\xi)$, $\theta=\theta(\zeta)$ 로 놓았으며, $x=const.$ 단면에서 r 방향의 격자, $r=r(\eta, \zeta)$ 를 단면 내에서 고르게 분포되도록 정하였다.

3.2 지배방정식의 수치해석

지배방정식을 수치해석하기 위해서 검사체적(control volume)에 기초한 유한체적법(Finite Volume Method)을 사용하였다.⁽⁴⁾ 이 방법은 계산영역을 구하려는 유동변수를 둘러 싸는 일정한 검사체적으로 나눈 후에 지배방정식을 이체적에 대하여 적분함으로써 차분화 시키는 방법이다. 격자배치는 staggered형 격자계를 사용하였고 대류항의 처리는 power-law수치기법[4]을 이용하였다. 이산화방정식(discretized equation)은 변수의 격자점을 포함하는 각 검사체적에 대하여 지배방정식을 적분해서 유도되며, 다음과 같이 표시된다.^{(3) (4)}

$$a_p \phi_p = a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_D \phi_D + a_U \phi_U + S_o$$

$$a_p = a_N + a_S + a_E + a_W + a_D + a_U$$

$$S_o = \int_{\xi} \int_{\eta} \int_{\zeta} S_o J d\xi d\eta d\zeta \dots\dots\dots (15)$$

여기서 하첨자 U, D, N, S, E, W 등은 각각 ξ, η, ζ 방향의 검사체적면 주위의 인근 격자점을 나타낸다. 한편 압력은 운동량방정식과 연속방정식을 만족하도록 간접적으로 구해야 하는데 본 연구에서는 Patankar-Spalding의 SIMPLE (Semi-Implicit Pressure Linked Equation) 방법을 사용하였다.⁽⁴⁾ SIMPLE 방법은 압력을 가정하여 운동량방정식을 해석한 후에 연속방정식을 만족하도록 압력과 속도를 보정해주는 방

법이다. 압력보정량에 대한 방정식은 연속방정식으로 부터 유도되는데 앞에서 구한 이산화방정식과 비슷한 형태의 방정식으로 표시된다. 이산화방정식의 해는 TDMA(Tri-Diagonal Matrix Algorithm) 이용한 line by line 방법을 사용하였다. 또, 방정식의 비선형을 고려하여 under-relaxation을 시켰으며 relaxation 계수는 0.3~0.4의 값을 사용하였다. 수렴조건은 각 이산화방정식의 잔사량(residual)의 값으로 정하였으며 기준량의 0.1% 내에서 수렴을 판정하였다.

4. 계산결과 및 검토

4.1 수치해석방법의 검증

수치해석방법을 검증하기 위해서, 변압기의 수치해석 모델과 비슷한 형상을 가지고 있고, 기존의 실험결과가 존재하는 경우에 대하여 계산을 하였다. 여기에서 택한 계산모델은 Sparrow와 Charmchi⁽⁵⁾에 의해서 실험된 것으로 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 외부 원형실린더 내부에 작은 원형실린더가 있는 경우이다. 실험은 외부 및 내부 실린더의 온도를 일정하게 유지한 상태에서 내부실린더의 높이를 변화시키면서, 고온의 내부실린더로 부터 전달되는 열전달량을 측정하였다. 실험결과로 부터 다음과 같이 정의된 Rayleigh수와 내부실린더의 평균 Nusselt 수에 대하여,

$$Ra_i = [g\beta(T_i - T_o)D_i^3 / \nu^2] Pr, \overline{Nu}_i = \frac{\bar{h}_i D_i}{k}$$

$$\bar{h}_i = \frac{Q}{A_i(T_i - T_o)} \dots\dots\dots (16)$$

다음의 실험식을 제시하였다.

$$\overline{Nu}_i = 0.820 Ra_i^{0.204}, Ra_i \geq 10^3 \dots\dots\dots (17)$$

수치해석의 타당성을 검증하기 위해서 이와 같은 원형 실린더 내부공간 내에서 $Z_c/H_o=0.25$, $Z_c/H_o=0.75$ 에 대해 Rayleigh 수 10^3-10^5 범위에서 계산하였다. Fig. 4에 계산결과로 부터 예측된 내부 실린더의 평균 Nusselt 수와 실험결과로 부터 얻어진 실험식과 비교하였다. 계산

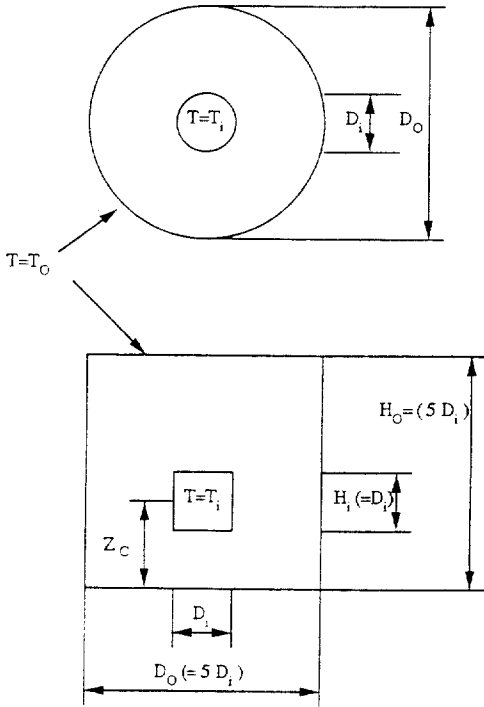


Fig. 3 Computational model of the cylindrical enclosure for a test calculation.

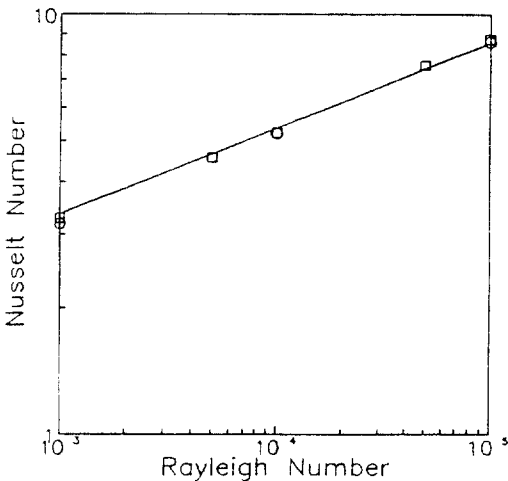


Fig. 4 Comparison of average inner cylinder Nusselt numbers in the cylindrical enclosure from calculation and experimental correlation (\square : $Z_c/H_o=0.25$, \circ : $Z_c/H_o=0.75$, - : correlation)

결과는 실험식과 거의 일치하고 있으며, 본 수치해석방법이 타당성 있게 이루어지고 있음을 알 수 있다.

4.2 계산결과 및 검토

변압기유의 Prandtl수는 약 100정도 이며⁽⁶⁾, 20KVA 변압기의 경우 실제작동 Rayleigh수는 약 10^6 전후가 된다. 이러한 Rayleigh 수는 온도차를 가진 두개의 수직 평행평판(slot)사이의 난류로의 천이 Rayleigh 수가 약 10^6 정도 임을 고려할 때⁽⁷⁾ 난류가 일어나기 바로전의 층류영역에서 작동된다고 생각할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 변압기 및 이와 비슷한 기하학적 형상에 대한 자연대류 열전달 특성을 알아보기 위해서 $Ra=10^3-10^6$ 범위의 층류에 대하여 계산하였다. 계산영역을 보면 Fig. 2에 나타나 있듯이 4개의 대칭면이 존재하므로 원주방향으로는 $0 \leq \theta \leq \pi/4$ 의 영역만 해석하였다. 격자계의 구성은 앞에서 설명하였듯이 $x=x(\xi)$, $\theta=\theta(\zeta)$, $r=r(\eta, \zeta)$ 로 놓았으며 계산영역 내에서 격자간격이 연속적으로 변화도록 대수적으로 구성하였다. 격자수는 모두 $(\xi, \eta, \zeta)=(90, 34, 7)$ 의 격자를 사용하였으며 x 단면에서 격자계의 모습을 Fig. 5에 나타내었다.

4.2.1 열전달 특성

자연대류의 열전달 특성은 Rayleigh수와 평균 Nusselt수의 관계로 표시된다. 즉 이 두개의 무차원수 사이에는 일정한 함수 관계가 존재하며, 열전달 특성에 따라서 함수의 관계식이 달라진

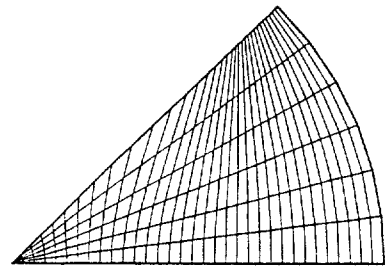


Fig. 5 Grid construction in r- θ plane

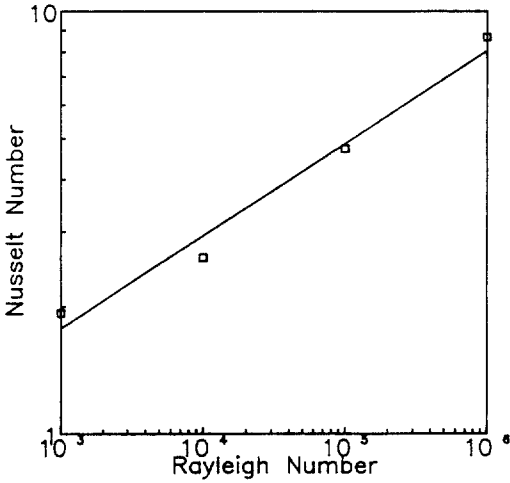
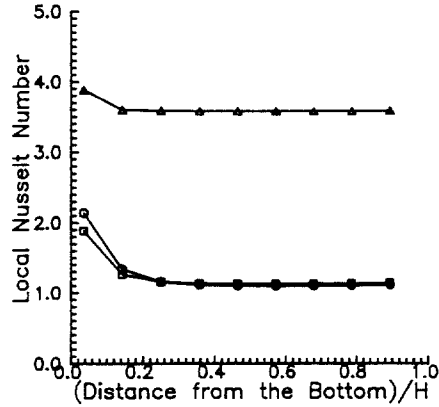


Fig. 6 Variation of average inner cylinder Nusselt numbers for different Rayleigh numbers in the transformer model (□ ; calculation, — ; correlating equation)

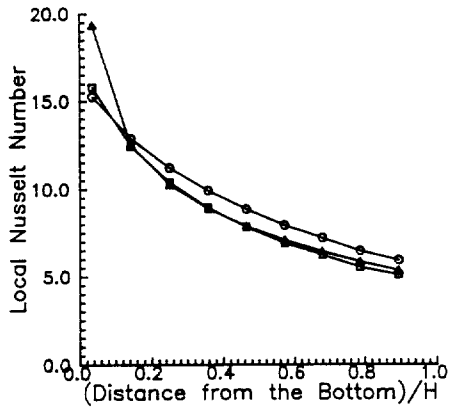
다.⁽⁷⁾ 변압기 내의 코어 부분의 열전달 특성을 보기 위해서, Fig. 6에 계산결과로부터 예측된 내부 실린더의 평균 Nusselt수와 Rayleigh수의 관계를 나타내었다. 대수관계식(logarithmic relation)으로 보면 거의 선형적인 관계를 보여주고 있으며 다음의 상관 관계식을 얻을 수 있었다.

$$(\overline{Nu_L})_i = 0.39 Ra^{0.2193} (Pr = 100, 10^3 \leq Ra \leq 10^6) \dots\dots\dots (18)$$

Rayleigh 수가 낮은 $Ra=10^3-10^4$ 부근에서 평균 Nusselt 수의 분포를 보면 대수관계식의 기울기가 약간 증가하는 것을 볼 수 있으며, 이는 전도영역(conduction regime)과 대류영역(convection regime)으로 특징지워지는 서로 다른 열전달 특성에 기인한다고 볼 수 있다. 다음으로 내부실린더 주위의 열전달 특성을 보기 위해서 외측 벽면을 따른 국소 Nusselt 수의 분포를 Fig. 7에 나타내었다. $Ra=10^3$ 에서 보면 외부와 내부 실린더 벽면사이의 간격이 작은 $\theta=\pi/4$ 에서 Nusselt수가 매우 크다는 것을 볼 수 있는데 이는 열전달이 주로 전도에 의해서 이루어 지고 있



(a)



(b)

Fig. 7 Variation of the local Nusselt numbers along the side wall of the inner cylinder ((a) $Ra=10^3$ (b) $Ra=10^6$, ○ ; $\theta=0$,

□ ; $\theta = \frac{\pi}{8}$, △ ; $\theta = \frac{\pi}{4}$, H ; cylinder height)

음을 나타내 주고 있다. 그러나 $Ra=10^6$ 에서는 원주방향을 따른 Nusselt수의 차이는 거의 없음을 볼 수 있다. 높이 방향을 따른 분포를 보면, 전체적으로 실린더 아랫 벽면부근에서 급히 변하면서 위로 올라갈수록 감소하는 경향을 보여 주고 있다.

4.2.2 온도분포 특성

Fig. 8, Fig. 9에 $Ra=10^3, 10^6$ 대하여 $\theta=const$ 단면 내에서의 온도 분포를 나타내었다. $Ra=10^3$

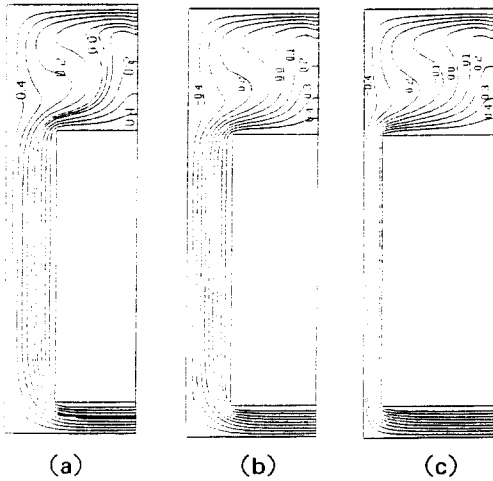


Fig. 8 Temperature distributions in x-r planes
 ($Ra=10^3$, (a) $\theta=0$, (b) $\theta=\frac{\pi}{8}$,
 (c) $\theta=\frac{\pi}{4}$)

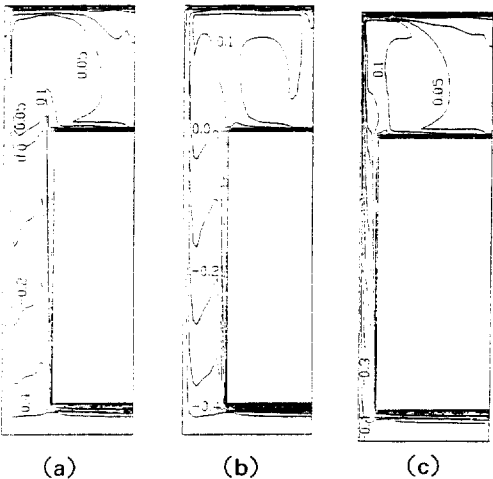


Fig. 9 Temperature distributions in x-r planes
 ($Ra=10^6$, (a) $\theta=0$, (b) $\theta=\frac{\pi}{8}$,
 (c) $\theta=\frac{\pi}{4}$)

에 대한 온도 분포를 보면, 외부 실린더와 내부 실린더 사이의 좁은 수직공간을 따라서 수직방향으로 일정한 온도분포를 보여주고 있다. 이러한 온도분포는 전도영역(conduction regime)에서 나타나는 온도분포로, 이부분의 열전달이 주로 전도에 의해 일어나고 있음을 보여주고 있다. 한편, $Ra=10^6$ 에서 $\theta=0$ 단면의 온도분포를 보면 벽면을 따라서 열경계층이 형성되는 것을

볼 수 있으며 수직방향으로 온도차가 존재하고 있음을 알 수 있다. 이것은 Rayleigh 수가 높아지면서 전도에 의한 열전달보다 대류에 의한 열전달이 주가 되는 대류영역(convection regime)으로 천이 되고 있음을 보여주고 있다. 그러나 벽면 사이의 거리가 좁은 $\theta=\pi/4$ 면에서는 $\theta=0$ 단면에 비하여 상대적으로 대류항(convection term)의 영향이 작으므로 열경계층의 발달이 미약하며 전도영역에 가까운 온도분포를 보여주고 있다. 한편 사각실린더 윗쪽 공간의 온도 분포를 보면 $Ra=10^3$ 에서는 전도의 영향으로 공간내부에서 등온선이 고르게 분포되는 특성을 보여주고 있으나 Rayleigh 수가 높아지면서 대류작용에 의해서 등온선이 벽면을 따라 붙으면서 벽면 가까운 부근을 제외한 대부분의 지역에서 거의 평균온도에 가까운 온도분포 특성을 보여주고 있다.

4.2.3 속도분포 특성

Fig. 10, Fig. 11에 $Ra=10^3, 10^6$ 에서 $\theta=const$ 단면에서의 속도벡터를 나타내었다. 먼저 실린더 측면에서는 Rayleigh 수 및 단면의 위치에 상관없이 고온의 내부 실린더 벽면을 따라서 위로 올라가고 저온의 외부 실린더 벽면을 따라서 내려오는 속도분포 특성을 볼 수 있다. 그러나 내부 실린더 위의 공간 내에서는 Rayleigh 수의 변화에 따라서 큰 차이를 보여주고 있다. $Ra=10^3$ 에서는 내부 실린더의 벽면을 따라서 올라온 유체가 내부실린더의 윗쪽 벽면과 중심축을 따라 위로 올라가서 다시 외부실린더의 벽면을 따라서 내려오면서 공간 내부에 1개의 재순환유동(recirculation flow)이 형성되고 변압기 내부에는 한개의 큰 순환유동만 존재하게 된다. 그러나 Rayleigh 수가 높아져서 $Ra=10^6$ 이 되면 내부실린더의 벽면을 따라 올라온 유체가 윗쪽 공간 내부에 가지 이르지 못하고 외부실린더의 벽면 부근에서 재순환유동을 형성하고 그 오른쪽에 다른 한개의 국부적인 재순환유동이 존재함을 볼 수 있다. 이러한 국부적인 재순환유동의 형성은 실린더 외측 벽면을 따라 이루어지는 주 순환유동이 윗쪽 공간 내부에 이르지 못하도록 방해하는 효과를 주기 때문에

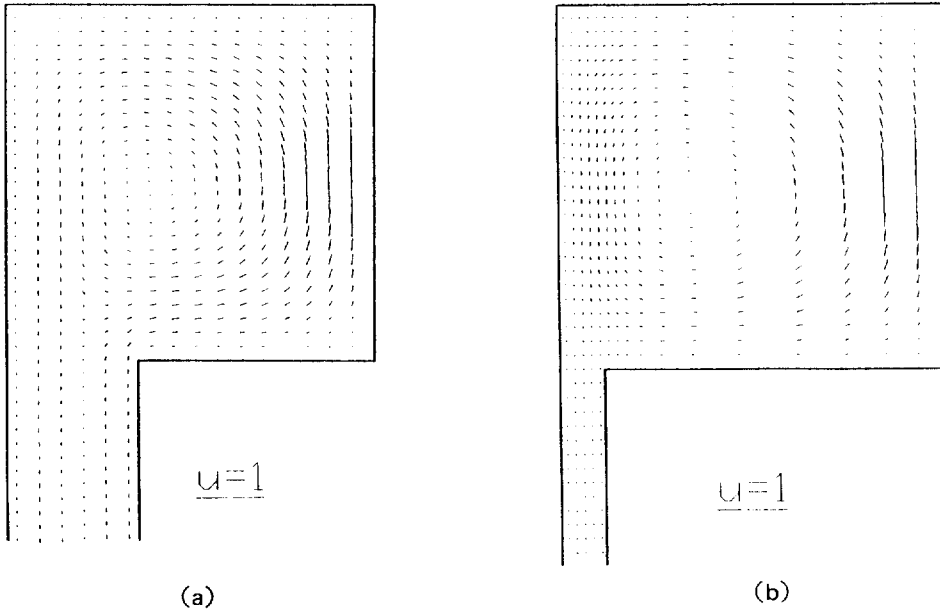


Fig. 10 Projection of velocity vectors in x-r planes ($Ra=10^3$, (a) $\theta=0$, (b) $\theta=\frac{\pi}{4}$)

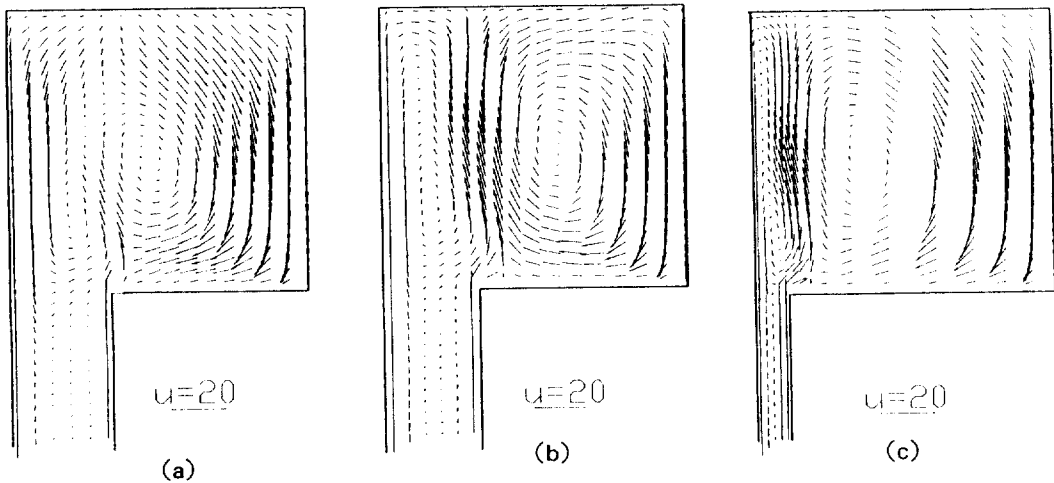


Fig. 11 Projection of velocity vectors in x-r planes ($Ra=10^6$, (a) $\theta=0$, (b) $\theta=\frac{\pi}{8}$, (c) $\theta=\frac{\pi}{4}$)

내부실린더 윗쪽 벽면의 열전달에 어느 정도 영향을 줄 것으로 예측된다. 그러나 변압기 내부의 열전달은 주로 외측 벽면을 따라서 이루어지므로 이것이 전체 열전달에 미치는 영향은 크지 않을 것으로 생각한다.

5. 결 론

본 연구에서는 20KVA 유입 자냉식 변압기 내부의 공간에서 일어나는 층류 자연대류에 의한 열전달 현상을 연구하였다. 변압기 내부의

코어 부분을 정사각형 단면을 가진 사각 실린더로 가정하여 변압기의 수치해석 모델을 설정하였다. 이러한 변압기 수치해석 모델에 대하여 $Ra=10^3-10^6$ 의 층류 영역에 대해 계산하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 수치해석방법의 검증을 위해서 내부실린더가 원형인 경우에 대하여 계산하였다. 계산 결과로부터 얻어진 내부실린더의 평균 Nusselt 수와 Rayleigh 수의 관계는 기존의 실험식과 잘 일치하였으며 수치해석의 타당성을 확인할 수 있었다.

2) 계산결과로부터 변압기 모델 내부실린더의 평균 Nusselt 수와 Rayleigh 수에 대한 상관관계식을 얻을 수 있었으며 변압기 내부의 코어 부분에 대한 열전달 특성을 알 수 있었다.

3) $Ra=10^3$ 에서는 등온선이 고르게 분포하는 전도영역(conduction regime)의 온도분포 특성을 볼 수 있었으며, Rayleigh수가 높아질수록 대류의 영향이 커지면서 벽면에서 열경계층이 형성되는 것을 알 수 있었다.

4) 속도분포 특성을 보면, 외부및 내부 실린더의 측면을 따라서는 Rayleigh 수에 상관없이 일정한 형태의 속도분포 특성을 나타냈지만 내부실린더 윗쪽 공간 내에서는 Rayleigh수의 변화에 따라서 서로 다른 속도분포의 특성을 보여주었다. $Ra=10^3$ 에서는 고온의 내부실린더 벽면을 따라 올라온 유체가 내부실린더 위쪽 공간 내에서 1개의 재순환유동(recirculating flow)을 형성하지만, $Ra=10^6$ 에서는 벽면을 따라 올라온 유체에 의해 형성되는 재순환유동 외에 또 다른 국부적인 재순환유동이 존재함을 볼 수 있다.

후 기

본 논문은 한국학술진흥재단 연구비의 지원으로 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. 박민호, 1990, 유도기기, 동명사, pp.201-214.
2. 오무송, 정수복, 1985, 전기기기설계, 형설출판사, pp.44-53.
3. 오건제, 1989, "선미주위의 점성유동해석에 관한 수치해석적연구," 서울대학교 박사학위논문, 서울대학교, pp.20-43.
4. Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," Mc-Graw-Hill Book Company, New York, pp.79-138.
5. Sparrow, E. M. and Charmchi, M., 1983, "Natural Convection Experiments in an Enclosure between Eccentric or Concentric Vertical Cylinders of Different Height and Diameter," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 1, pp.133-143.
6. 전열공학자료(제 3 판), 1975, 일본기계학회, p.299.
7. Ostrach, S., 1972, "Natural Convection in Enclosures," Advances in Heat Transfer, Vol. 8, pp.161-226.