

전동차용 견인전동기의 열유동 특성에 관한 전산해석 Numerical Analysis on Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics of Traction Motor for Electric Car

남성원(1), 김영남(2), 채준희(2)

Nam Seong-won, Kim Young-nam, Chae Jun-hee

ABSTRACT

Numerical simulation is conducted to clarify the heat transfer and fluid flow characteristics of traction motor for electric car. SIMPLE algorithm based on finite volume method is used to make linear algebra equation. The governing equations are solved by TDMA(TriDiagonal Matrix Algorithm) with line-by-line method and block correction. From the results of simulation, the characteristics of cooling pattern is strongly affected by the size of hole in stator core. In the case of high rotational speed of rotor, temperature difference along the axial direction is more decreased than that of low rotational speed.

1. 서론

1960년 이후 경부 고속도로의 건설과 함께 도로 위주의 교통 정책으로 말미암아 철도는 투자 순위에서 소외되어 왔다. 도로 위주의 편중된 투자는 자동차의 수요 급증으로 도로 정체, 배기 가스로 인한 환경 오염 등의 문제를 야기시켰다. 이러한 여러가지 요인으로 인하여 철도에 대한 투자 인식의 폭이 넓어지고 있으며, 고속전철의 도입 뿐만아니라 각 대도시에서의 지하철 건설과 기존선의 고속화로 철도차량의 전철화가 급속하게 진행되고 있다.

전철의 동력원은 가선에 흐르는 전력을 집전장치로 받아 동력제어장치를 경유하여 견인전동기에서 기계적 회전력으로 변환하며, 동력전달장치를 통하여 차륜을 구동한다. 전철을 구동시키는 동력은 견인전동기에 의하여 이루어지며, 전철의 고속화는 많은 요소중에서도 견인전동기의 성능에 크게 좌우된다고 할 수 있다. 따라서 고효율의 전동기에 대한 요구가 더 높아지고 있다. 전기 에너지를 기계적 에너지로 변환시키는 주전동기에 요구되는 성능 및 구비조건은 다음과 같다[1].

- (1) 기동시나 급구배 구간에서 큰 회전력을 내며 속도제어가 용이할 것.
- (2) 넓은 속도 범위에서 고효율로 사용 가능할 것
- (3) 전압의 급격한 변화에 견딜 수 있을 것
- (4) 경량일 것
- (5) 방수, 방전이 완전할 것
- (6) 내구성이 뛰어나고 정비보수가 용이할 것 등이다

이러한 조건을 갖춘 전동기로서는 직류직권형, 교류정류자형, 교류유도형 등이 있다.

(1) 한국철도기술연구원, 선임연구원

(2) ATES, 선임연구원, 주임연구원

이 중, 철도차량 분야에서는 직류직권 전동기가 가장 보급되어 있었으나, 최근의 신형차에서는 경량화, 회전수, 정비보수면에서 우수한 VVVF제어에 의한 교류 유도 전동기가 주종을 이루고 있다. 한편, 견인전동기의 운전시 발생하는 손실은 대부분이 열로 변환되어 전동기의 온도를 상승시킨다. 내부 온도의 상승은 전동기의 절연물등을 손상시켜 전체적으로는 부품 내구 수명을 단축시키고 전동기의 성능 저하를 유발하게 된다. 일반적으로 전동기 내부 온도가 10℃ 상승하면 전동기의 수명은 반감되는 것으로 알려져 있다. 따라서 초기 설계 단계에서부터 적절한 냉각구조 및 냉각류의 유로선정을 통하여 전동기의 고효율화, 소형 경량화를 이룰 수 있도록 하여야 한다[2].

한편, 전동기의 온도 분포에 대한 해석 방법으로는 3차원 실 모델을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션이 최근 각광 받고 있으며, 해석 방법에 따라 유한요소법과 차분법으로 크게 대별된다. 유한요소법은 복잡한 형상에 대한 3차원 모델링에 용이한 장점이 있으나, 격자수가 많아지면, 행렬 해법에 방대한 시간이 소요되며, 난류 유동과 연계된 전열 현상의 해석에는 차분법에 비하여 정도가 떨어지는 것으로 알려져 있다. 따라서 본 연구에서는 차분법의 한 분류인 유한체적법에 기초하여 해석하였다. 또한, 전동기 내부의 팬에 의하여 발생하는 부하측과 반부하측간의 온도의 비균일 분포성에 대한 특성과 회전 효과를 고려하여 전동기 각 부의 정량적 및 정성적인 온도 분포를 구하였다. 본 연구의 대상 모델은 전동차용 견인전동기로서 4극 3상 유도 전동기이며, 출력은 200kW이다.

2. 지배방정식

열유동과 관련된 지배방정식으로 화학적 반응이 없는 경우는 연속방정식, Navier-Stokes 방정식, 에너지방정식으로 구성되며 각각 아래와 같이 나타낼 수 있다[3].

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

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i + F_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \right] + S \quad (3)$$

전동기의 냉각은 유동문제 뿐만아니라 회전자 및 고정자부분의 발열문제도 함께 고려하여야 하므로 고체벽면의 열전달과 합성하여서 해석하여야 한다. 열생성이 있는 경우, 고체벽면의 전도 열전달 방정식은 아래식으로 주어진다[4].

$$\rho_w c_w \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_w \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \dot{Q} \quad (4)$$

한편, 견인전동기의 냉각류와 같이 유로 형상이 복잡한 구조에서는 유동형태가 일반적으로 난류이므로 레이놀즈 응력에 대한 적절한 모델링이 필요하다.

난류모델로 많이 이용되고 있는 k-ε 난류 모델은 레이놀즈 응력이 평균속도 구배에 비례한다는 Boussinesq 가설과 이 응력이 모든방향에 대하여 등방향 길이를 갖는다는 가정에 기초한 모델로 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \rho u_j k = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \rho (P - \epsilon) \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \rho u_j \epsilon = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + \rho \frac{\epsilon}{k} (c_1 P - c_2 \epsilon) \quad (6)$$

$$P = \mu_t \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (7)$$

3. 수치해법

복잡한 형상의 유동장을 데카르트 좌표계로 해석하는데에는 그 응용 범위에 한계가 있으며, 따

라서, 경계면에 따라 좌표축을 적합시키는 일반 곡선 좌표계가 필요하게 된다. 일반 좌표계에 대한 지배방정식을 해석하기 위하여는 데카르트 좌표계로 되어 있는 물리 공간을 계산 좌표계로 등각 사상시켜야 한다.

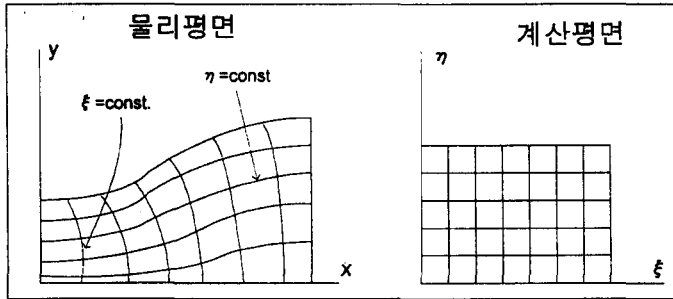


Fig. 1 물리평면과 계산평면

즉, 물리공간(x,y,z)을 계산공간(ξ, η, ζ)로 좌표 변환하기 위하여 체인룰(chain rule)의 변환 법칙에 따라 ξ방향의 미분은

$$\frac{\partial}{\partial \xi} = \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \xi} + \frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \xi} + \frac{\partial}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial \xi} \quad (8)$$

로 주어지며, η 및 ζ방향에 대한 미분형도 같은 형태로 된다.

3차원 운동량 방정식에 대하여도 같은방법으로 물리적 공간(x,y,z)을 계산공간(ξ, η, ζ)으로 좌표변환 하면 아래와 같이 일반변수에 대한 방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \xi} (\rho U \phi) + \frac{\partial}{\partial \eta} (\rho V \phi) + \frac{\partial}{\partial \zeta} (\rho W \phi) - \frac{\partial}{\partial \xi} [\Gamma \kappa (a_{11} \phi_\xi + a_{12} \phi_\eta + a_{13} \phi_\zeta)] \\ & - \frac{\partial}{\partial \eta} [\Gamma \kappa (a_{21} \phi_\xi + a_{22} \phi_\eta + a_{23} \phi_\zeta)] - \frac{\partial}{\partial \zeta} [\Gamma \kappa (a_{31} \phi_\xi + a_{32} \phi_\eta + a_{33} \phi_\zeta)] \\ & = JS(\xi, \eta, \zeta) \end{aligned} \quad (9)$$

일반좌표계에 대하여 구한 비선형 미분 방정식들을 수치 해법으로 해석하기 위하여는 이들 식들을 계산 영역내의 격자점들로 대표되는 선형 대수방정식으로 변환할 필요가 있다. 이 방정식은 일반 대표변수 φ를 지배하고 있는 미분방정식으로부터 유도되지만, 본 해석에서 채택하는 Control Volume에 기초한 해석법은 계산 영역을 다수의 부분 영역으로 분할하여 φ가 계산 격자로 나눈 미소영역내에서 일정한 대표값으로 정의하며, 주위의 φ로 표현하는 방법이다. 즉 이산화 방정식은 비선형 미분 방정식을 선형 대수방정식으로 변환하여 구한 방정식이다. 일반좌표계에 대하여 주어진 식(9)의 우변 첫항에 대한 이산화를 표시하면 다음과 같으며, 나머지 항에 대하여도 같은 방법을 적용하여 정리하면 식(10)과 같은 대수방정식을 구할 수 있다. 이들 대수방정식의 해는 TDMA(TriDiagonal Matrix Algorithm) 및 블록수정법으로 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \int_w^e \int_s^n \int_b^t \frac{\partial}{\partial \xi} (\rho U \phi) d\xi d\eta d\zeta \dots \\ & = \rho \Delta \eta \Delta \zeta (U_e \phi_e - U_w \phi_w) \\ & = \rho \Delta \eta \Delta \zeta U_e \left(\frac{\phi_E + \phi_P}{2} \right) - \rho \Delta \eta \Delta \zeta U_w \left(\frac{\phi_W + \phi_P}{2} \right) \\ & = A_p \phi_P + A_e \phi_E + A_w \phi_W \\ \therefore & A_p \phi_P = A_e \phi_E + A_w \phi_W + A_n \phi_N + A_s \phi_S + A_t \phi_T + A_b \phi_B + b \end{aligned} \quad (10)$$

4. 결과 및 고찰

본 연구에서 사용한 전인전동기 모델의 r-z평면도와 회전자 부분의 r-θ 단면을 각각 Fig.2 및

Fig.3에 나타내었다. 냉각 공기는 부하측의 커버에 있는 공기 유입 그릴로부터 유입되어 고정자 및 회전자의 통풍구 및 고정자와 회전자 사이의 간극(Air gap)을 통하여 반부하측으로 흡입되어 나오며, 여기서 팬에 의하여 배출되는 냉각구조를 가지고 있다. 회전자 통풍구는 $\phi 28\text{mm}$ 의 12개 홀이 등간격으로 배치되어 있으며, 고정자 통풍구수는 48개로 각각 $\phi 11\text{mm}$ 와 $\phi 22\text{mm}$ 에 대하여 회전자의 회전속도를 2000, 4000 및 6000rpm에 대하여 해석하였다. 냉각방식은 회전자 축에 부착되어 있는 팬에 의하여 외부 공기를 취입하는 강제 통풍 냉각 방식으로 하였다. 그 외의 제원은 아래표에 나타내었다.

Table 1 견인전동기 제원

출력	200kW	공극	1.5mm
극수	4극	고정자 내경	$\phi 315\text{mm}$
전압	1100V	고정자 통풍구 PCD	$\phi 475\text{mm}$
주파수	66.6	고정자 외경	$\phi 510\text{mm}$
결선 방식	Y	회전자 내경	$\phi 90\text{mm}$
고정자 슬롯수	60	회전자 통풍구 PCD	$\phi 175\text{mm}$
회전자 슬롯수	52	회전자 외경	$\phi 312\text{mm}$
회전자 통풍구수	12개	취부 방식	대차 장가형
고정자 통풍구수	48개		

경계조건 및 계산조건은 온도 300K의 외부공기가 총유량 $0.3\text{m}^3/\text{s}$ 로 균등하게 유입되는 것으로 하였으며, 전동기 내부의 발열량은 고정자 코일부가 7544W, 고정자 teeth부가 1822W, 회전자 코일부가 1054W 및 회전자 엔드링부가 2108W 로 발열되며, 고정자 코일을 감싸는 절연층의 복합적 층부위는 Thin-wall로 처리하였다.

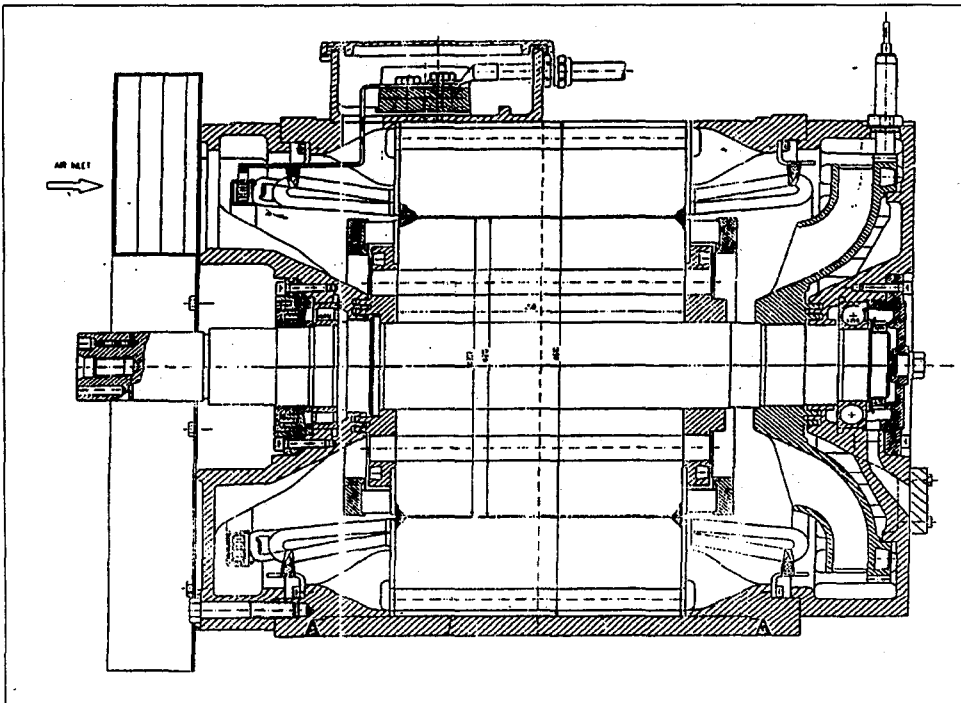


Fig. 2 견인전동기 모델 (r-z평면)

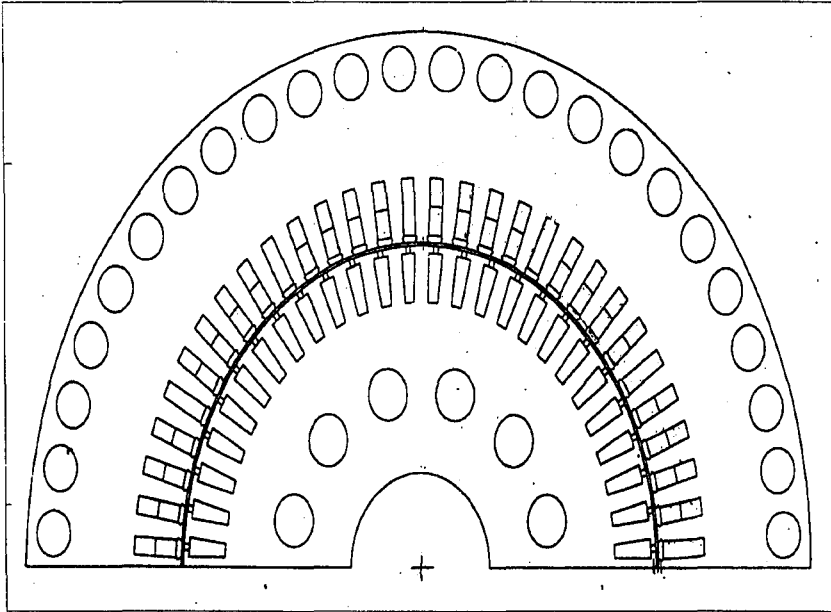


Fig. 3 회전자 및 고정자 모델 ($r-\theta$ 평면)

Fig. 4 및 Fig. 5는 고정자 통풍구의 직경 11mm와 22mm에 대하여 회전자의 회전 속도 2000rpm에서의 온도분포를 나타낸 것으로, 견인전동기의 $r-\theta$ 평면의 온도분포를 축방향의 거리에 따라 부하축 기준 $z=10\text{mm}$, $z=110\text{mm}$ 및 $z=210\text{mm}$ 에 대한 것이며, Fig. 6은 전동기 각 부분의 축방향 온도변화를 나타낸 것이다.

그림에서 알 수 있듯이 온도 분포는 외기가 도입되는 부하축 부분에서는 저온 영역이 넓게 분포되어 있으나, 축방향으로 유입됨에 따라 고온부의 코어 및 절연물과의 접촉으로 유입된 공기의 온도가 상승한다. $\Delta T/\Delta z$ 의 경향은 회전자의 회전속도 증가에 따라 둔화되는 형태를 나타내는데 이는 회전 속도의 증가로 인하여 유동의 난동 성분이 증가하며, 그 결과 냉각 공기로의 열전달이 더 활발하게 이루어졌다고 사료된다. 회전자 통풍구를 지나는 공기의 온도 또한 회전속도 증가와 함께 증가되는데, 고온의 고정자 부위로부터 회전자로 전달된 열량이 냉각공기에 전열되었음을 알 수 있다. 즉, 고정자 및 회전자간의 열의 수수는 동일한 제원의 경우, 회전자의 회전속도에 크게 의존하며, 이것은 팬의 회전속도가 회전자의 회전속도와 동일한 전동기 모델 즉 팬이 회전자측에 부착되어 있기 때문이다. 최근에는 이러한 구조로 인한 냉각 풍량 부족을 해소하기 위하여 전동기 내부의 팬을 제거하고 외부에 별도로 팬을 설치함으로써 기존의 양방향 팬의 불리한 점을 없앤 경우가 고속차량에서 볼 수 있다. 고정자 통풍구를 통한 전열량이 상대적으로 작은 11mm의 경우, 고정자 슬롯과 코어부위와의 온도분포가 급구배를 이루고 있으며, 슬롯 및 teeth부 사이에도 큰 온도 차이를 나타내나, 같은 조건에서 22mm의 경우, 고정자 통풍구를 통한 전열효과로 인하여 앞에서와 같이 국소적으로 분포하던 고온 영역부는 감소됨을 알 수 있다. 고정자의 통풍구를 통한 방열은 견인전동기의 코일부에서 발생한 고온의 열을 적절하게 냉각시키는 효과 뿐만아니라 열에 민감한 타 부위의 전열을 막아주는 효과가 있다.

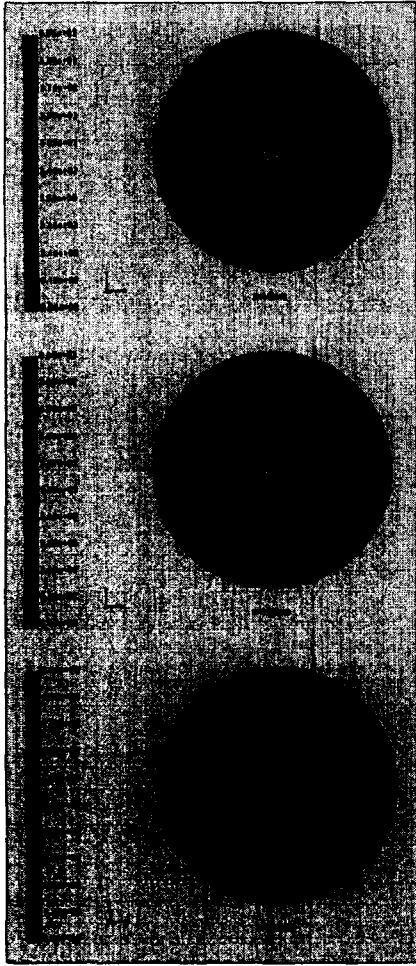


Fig.4 r- θ 평면 온도분포
(Φ :11mm, 2000rpm)

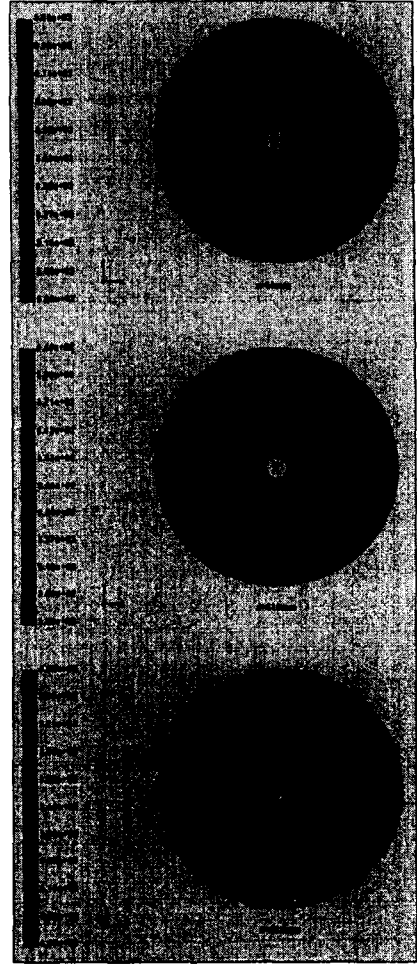


Fig.5 r- θ 평면 온도분포
(Φ :22mm, 2000rpm)

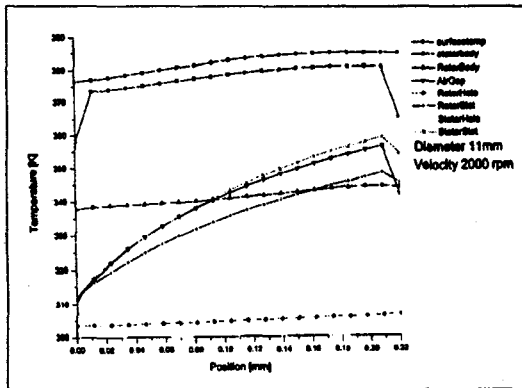


Fig. 6 축방향의 온도변화
(Φ : 11mm, 회전속도 : 2000rpm)

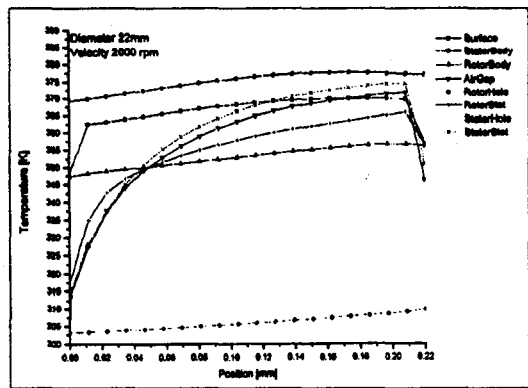


Fig. 7 축방향의 온도변화
(Φ : 22mm, 회전속도 : 2000rpm)

5. 결론

본 연구에서는 전동차용 견인전동기의 열유동 특성에 관한 전산해석을 하였다. 유한체적법의 해석에는 Control volume법에 기초한 SIMPLE알고리즘을 사용한 상용해석코드인FLUENT/UNS를 이용하였다. 전동차용 견인전동기의 3차원 모델에 대한 해석을 통하여 얻어진 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 복합 적층 절연물들의 밀도, 열전도계수, 비열과 같은 열유동 물성치들을 합성벽을 통과하는 열전도방정식에 기초하여 값을 구하였다.

(2) 고정자 표면의 전열 특성을 산정하는 데에 필수적인 표면 열전달 계수를 계산하였으며, 본 해석 모델에서는 그 크기가 약 $30.7 \text{ W/m}^2\text{C}$ 이다.

(3) 3차원 시뮬레이션을 통하여 고정자 통풍구의 크기 변화에 대한 $r-\theta$ 평면 및 $r-z$ 평면의 전열 특성을 구하였으며, 그 결과, 고정자 통풍구의 크기는 고정자축의 냉각효과 뿐만아니라 회전자축으로 전달되는 열유동에도 큰 영향을 준다.

(4) 회전속도의 증가는 동일한 발열량에 대하여 반경방향 및 축방향의 온도구배를 작게한다.

참고문헌

- [1] 久保田 博, 1997, 鐵道工學ハンドブック, グランプリ出版, pp.32-42
- [2] 유도전동기 설계기준, 1976, 공업진흥청
- [3] S.V.Patankar, 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow
- [4] J.P.Holman, 1982, Heat Transfer, Pergamon Press, pp.250-256