

공기조화설비(HVAC) 설계시 혼합손실의 정량적 평가방안의 제안

이 정 재*

동아대학교 건축공학과

The Proposal of a Quantitative Evaluation Method on Mixing Loss in the HVAC System Design

Jurung-Jae Yee

Department of Architectural Engineering, Dong-A University, Pusan 604-714, Korea

(Received February 15, 2000; revision received August 24, 2000)

ABSTRACT: It is a serious subject for energy conservation to prevent the energy loss caused by mixing of heated and cooled air jets in a building which two types of air-conditioning systems are adopted in perimeter and interior zone. The purpose of this paper is to clarify the quantitative and qualitative mechanisms of the mixing loss and to propose preventive methods for it.

In this paper, by using the dynamic heat load calculation method, heat extraction loads of a typical office building in Pusan are calculated. According to the results, numerical simulation based on the computational fluid dynamics were performed in order to measure the mixing loss in physical size HVAC system. Then, the distributions of air temperature and velocity are analyzed in order to grasp the relations by setting temperature differences influence on the mixing loss.

Key words: Energy conservation(에너지 절약), Mixing loss(혼합손실), Setpoint temperature differences(설정온도차), HVAC system(공기조화설비), CFD(전산유체역학)

기 호 설 명

ML, MRL : 전혼합손실량, 혼합손실률
ML_p : 페리미터존의 혼합손실량
ML_I : 인테리어존의 혼합손실량
G_h, G_c : 평균공기 비용적 [kgf/h]
H_p : 페리미터존 열부하 [kcal/m²h]
H_I : 인테리어존 열부하 [kcal/m²h]
Q_p : 페리미터존 공급열량 [kcal/m²h]

Q_I : 인테리어존 제거열량 [kcal/m²h]
t_{sp} : 페리미터존에서의 급기온도 [°C]
t_{rp} : 페리미터존에서의 배기온도 [°C]
t_{si} : 인테리어존에서의 급기온도 [°C]
t_{ri} : 인테리어존에서의 배기온도 [°C]

1. 서 론

혼합손실(mixing loss)이란 동일공간에서 냉난방을 동시에 실시하는 경우에 발생하는 현상으로, 소규모 건축물 또는 내부발열이 없는 건물에서는 거의 발생하지 않는다.

* Corresponding author

Tel.: +82-51-200-7609; fax: +82-51-200-6701

E-mail address: jijyee@mail.donga.ac.kr

그러나, 최근의 건축물은 인텔리전트화의 경향에 따라 내부발열이 급속하게 증가되고 있으며, 이에 따라 겨울철에 페리미터존은 난방을 하게 되나, 인테리어존은 냉방을 하는 공간이 증가되고 있다. 따라서 사무소건물의 공조설계시 이러한 문제점을 해결하기 위해, 난방시의 동일공간 내에서의 실내혼합손실에 대한 적절한 평가 및 평가방안의 정립이 필요하다.

상기의 배경에서 나고야 대학의 中原교수⁽¹⁾ 등은 HVAC 시스템 설계시 실내혼합손실의 방지대책을 수립하기 위하여 실험계획법에 의거한 실험실 실험을 통해 요인효과분석을 실시함으로써 각 영향인자가 혼합손실에 미치는 정도를 파악하였다. 그러나, 실험실 실험에 의한 혼합손실의 요인효과분석을 위해서는 정밀한 환경제어가 가능한 실험실 및 실험장치가 필요하며, 혼합손실의 메커니즘을 규명하기 위해서는 실내기류분포의 검토가 필수적이나 실험을 통한 상세기류구조의 파악에는 한계가 있다.

본 논문에서는, 상기의 배경에서 CFD(Computational Fluid Dynamics)에 의한 실내공기분포의 simulation을 실시하여 혼합손실을 정량적으로 평가하는 새로운 방안을 제시하고, 제안된 평가법의 적용가능성을 검토하기 위하여 페리미터존과 인테리어존의 설정온도차에 따른 혼합손실을 정량적으로 평가하였다.

2. 혼합손실 평가법

공조설비에서는 일반적으로 실의 엔탈피를 기준으로 높은 쪽은 온열, 낮은 쪽을 냉열로서 정의하여 공조시 유효열량으로서 나타난다.

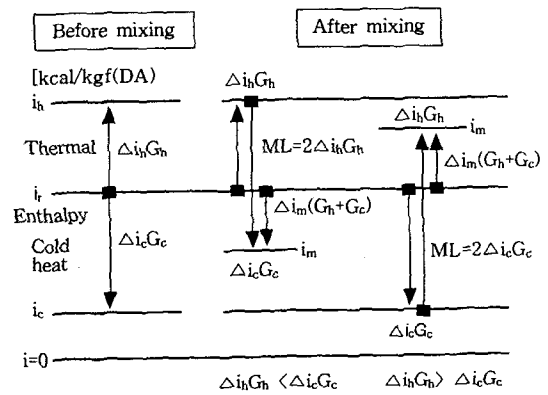
기준엔탈피를 i_r 로 하고, 엔탈피, 풍량이 각각 i_h, G_h 인 온열과 i_c, G_c 인 냉열이 존재하는 경우, 유효열량은 $\Delta i_h G_h + \Delta i_c G_c$ 가 되고, 양자가 혼합되는 경우 온열에서는 $2\Delta i_h G_h$, 냉열에서는 $2\Delta i_c G_c$ 의 열량이 손실된다.

Fig. 1은 이러한 혼합손실의 열량적 관계를 도식화하여 나타낸 것으로서, 결국 혼합 후의 유효열량은 $\Delta i_m(G_h + G_c)$ 가 된다. 그리고, 혼합 전후의 유효열량의 차는 공조에 발생된 혼합손실량으로 정의된다. 혼합손실은 이중덕트 및 3관식 팬코일 내부에서도 발생될 수 있으나, 본 연구에서는 실 내부의 혼합손실만을 대상으로 하여 Fig.

2와 같이 모델화한다. 즉, 페리미터존은 난방을, 인테리어존은 냉방이 실시되는 경우를 상정하여, 어떠한 손실도 발생하지 않는다면 (a)와 같이 공급열량과 부하는 같게 된다.

그러나, (b)와 같이 공급열량이 실부하량에 대응하기 전에 혼합되어 유효열량을 손실하게 되면 부하량 이상의 열량이 공급되며, 이것을 실내혼합손실이라고 한다.

역으로 (c)와 같이 냉난방부하가 혼합하는 경우, 당연히 공급해야하는 열량이 감소되며, 이것을 실내혼합이득이라고 한다.



Enthalpy after mixing : $i_m = (i_h G_h + i_c G_c) / (G_h + G_c)$
 Effective Enthalpy before mixing : $\Delta i_m = [\Delta i_h G_h - \Delta i_c G_c - \Delta i_c G_c] / (G_h + G_c)$
 Effective thermal load before mixing : $q_t = \Delta i_h G_h + i_c G_c$
 Effective thermal load after mixing : $q_e = \Delta i_m (G_h + G_c) = [\Delta i_h G_h - \Delta i_c G_c]$
 Amount of mixing loss : $ML = q_t - q_e = 2\Delta i_h G_h : \Delta i_h G_h < \Delta i_c G_c$
 $2\Delta i_c G_c : \Delta i_h G_h > \Delta i_c G_c$

Fig. 1 Mixing loss of effective thermal load.

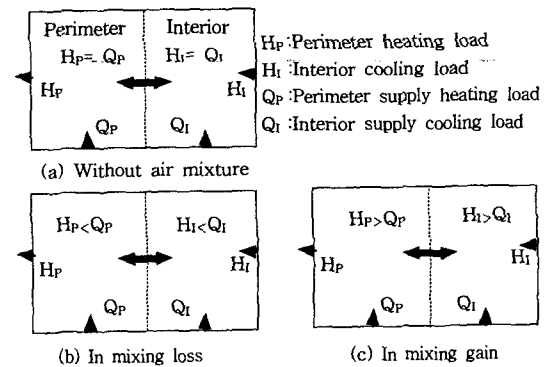


Fig. 2 State of occurrence for interior mixing.

이때, 혼합손실량이란 실에서 발생하는 부하 이상으로 공급되는 열량분으로, 혼합이득량은 실에서 발생하는 부하보다 작은 공급열량분으로 정의하는 것이 가능해지며, 이득량을 (-)의 손실량으로 정의하면, 총 혼합손실량은 다음의 식으로 얻어진다.

$$\begin{aligned} ML &= (Q_P + Q_I) - (H_P + H_I) \\ &= (Q_P - H_P) + (Q_I - H_I) \\ &= ML_P + ML_I \end{aligned} \quad (1)$$

상식에서 이론적으로 $ML_P = ML_I$ 이 되며, 혼합손실에 대한 범용적인 평가를 위해 원칙적으로 처리해야 할 부하량에 대한 손실량의 비를 나타내는 혼합손실률 MLR(Mixing Loss Rate)을 식(2)와 같이 정의한다.

$$MLR = ML / (H_P + H_I) \times 100[\%] \quad (2)$$

3. CFD에 의한 혼합손실의 정량적 평가

3.1 해석대상공간

제안된 혼합손실 평가법의 적용가능성을 검토하기 위하여, 냉·난방이 동시에 실시되는 부산 지역의 일반적인 사무소 공간을 상정하여 CFD simulation을 실시하였다.

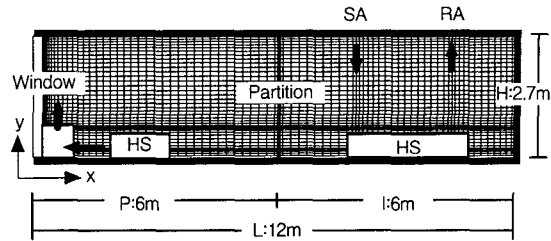


Fig. 3 Schematic diagram of the solution domain.

해석대상공간은 Fig. 3에서 나타난 것처럼 사무소 건물의 중간층을 대상으로 상정하였으므로, 창에 면한 부분만이 외기로부터 영향을 받으며, 나머지 세 벽체(천정, 바닥 및 인테리어 내벽)는 전열이 발생되지 않는 완전 단열조건으로 가정하였다.

3.2 실내공기분포 수치 시뮬레이션 개요

해석대상 모델은 사무소 건물의 복서측에 면한 공간으로서, 부산지역의 표준기상데이터로부터 1, 2월의 대표적인(평균적인) 외기조건을 작성하고, 이에 대응하여 발생하는 열부하를 HASP/ACLD/9801을 사용하여 페리미터존과 인테리어존에서의 냉·난방부하를 계산하였다.

계산결과, 페리미터존에서 난방부하는 1224.2

Table 1 The fundamental equations for Viollet form of Standard k-ε model

Governing equations	Fundamental equations
Continuity equations	$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0$
Navier-Stokes equations	$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial U_i U_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{2}{3} k \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (v + \nu_t) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right\} - g_i \beta \theta$
Energy equations	$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial U_j \theta}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(v + \frac{\nu_t}{\sigma_\theta} \right) \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \right\}$
K equations	$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial U_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(v + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} + P_k + G_k - \epsilon$
ε equations	$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial U_j \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(v + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right\} + \frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon} P_k - C_{3\epsilon} G_k) - C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k}$

where, $\nu_t = C_D \frac{k^2}{\epsilon}$, $P_k = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j}$, $G_k = g_i \beta \frac{\nu_t}{\sigma_\theta} \frac{\partial \theta}{\partial x_i}$

$C_D = 0.09$, $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.92$, $C_{3\epsilon} = 1.44 (G_k \geq 0)$, $0 (G_k < 0)$

$\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$, $\sigma_\theta = 0.7$, $\sigma_C = 0.7$

kcal/h, 인테리어존에서 냉방부하는 1935.3 kcal/h가 발생하였다. 동적열부하 계산결과를 토대로, 급기구의 온도 및 풍량을 결정한 다음, CFD에 의한 기류 및 온도 분포의 수치 simulation을 실시하여 mixing loss를 정량적으로 산출하였다.

기류계산에 사용된 공간 mesh 분할은 검토대상 공간의 전영역으로 하였으며, 90×50=4500 mesh의 격자계를 이용하였다. 수치 simulation은 Table 2에 나타난 것과 같이 설정온도차에 따른 A(페리미터 : 22℃, 인테리어 : 20℃), B(페리미터 : 20℃, 인테리어 : 20℃), C(페리미터 : 20℃, 인테리어 : 22℃)의 3 case를 상정하여 실시하였다.

한편, 기류계산에 사용된 case별 급기 및 벽면 경계조건 등의 계산조건은 Table 2(2, 3, 4, 5)와 같이 설정하였다. 계산은 PHOENICS 3.1 Code에 의하여 실시되었으며, 수치계산에 사용된 난류모델은 Table 1에 나타난 Viollet형 표준 k-ε 모델을 사용하였다.

Table 2 Boundary conditions for Calculation

		Perimeter zone	Interior zone
Air conditioning system		FCU	CAV
Setpoint temperature	case A	22℃	20℃
	case B	20℃	20℃
	case C	20℃	22℃
Air outlet temperature	case A	23.5℃	18.4℃
	case B	21.5℃	18.4℃
	case C	21.5℃	20.4℃
Air outlet velocity		1.1 m/s	1.2 m/s
Heat Source		100 w/m ³	400 w/m ³
External wall (Surface temperature of glass window)		4.7℃	
Interior wall		free slip	free slip

3.3 혼합손실 계산의 개요

혼합손실을 평가하기 위하여, 1차적으로 페리미터존과 인테리어존의 경계면에 단열벽을 설치하고, CFD에 의해 정상상태의 기류 및 온도분포를 계산한 후 다음의 식에 의해 혼합전의 공급열량을 산정하였다.

$$Q_p = 0.29 \times V \times (t_{sp} - t_{rp}) \quad (3)$$

$$Q_t = 0.29 \times V \times (t_{st} - t_{rt}) \quad (4)$$

한편, 혼합후의 공급열량은 경계단열벽을 제거하고 동일한 공조조건하에서 수치 Simulation을 실시하여 정상상태에 도달한 후 동일 방법에 의해 제거열량을 계산하여, 식(1)에 의해 혼합손실량을 산정하였다.

4. 분석 및 고찰

4.1 실내기류 및 온도분포

Fig. 4~Fig. 9는 페리미터존, 인테리어존의 설정온도차에 따라 계산한 실내기류 및 온도분포를 나타낸다.

기류분포의 계산결과에 주목하면, 경계단열벽이 없는 경우, 페리미터존의 팬코일에서 취출된 고온의 공기가 상승하여 천장면에 도달하여 인테리어존의 급기구에서 취출된 저온의 공기와 충돌한 후 다시 창면의 팬코일 배기구로 순환되는 기류구조를 형성하고 있다.

반면에 경계 단열벽을 설치한 경우는 페리미터존의 고온공기와 인테리어존의 저온공기가 혼합되지 않기 때문에 전체적으로는 유사한 분포를 보이고 있으나, 경계벽이 없는 경우보다 작은 순환역을 형성하고 있음을 알 수 있다.

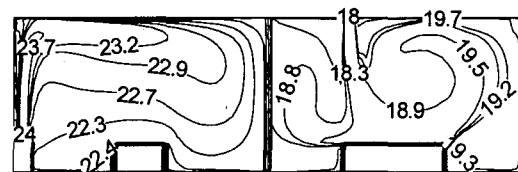
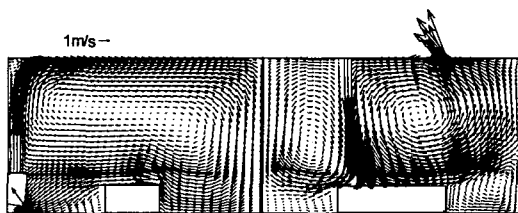


Fig. 4 Computed velocity (m/s) and temperature (℃) distributions for case A (With internal partition).

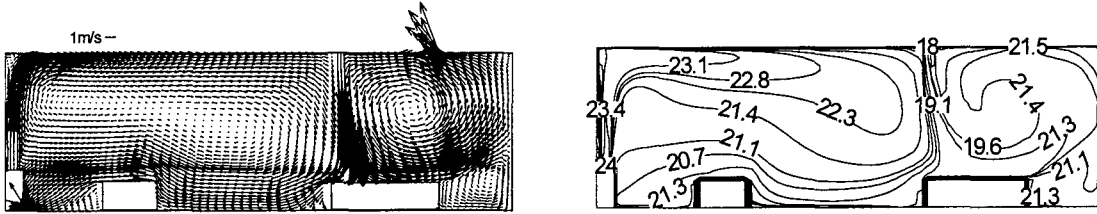


Fig. 5 Computed velocity (m/s) and temperature (°C) distributions for case A (Without internal partition).

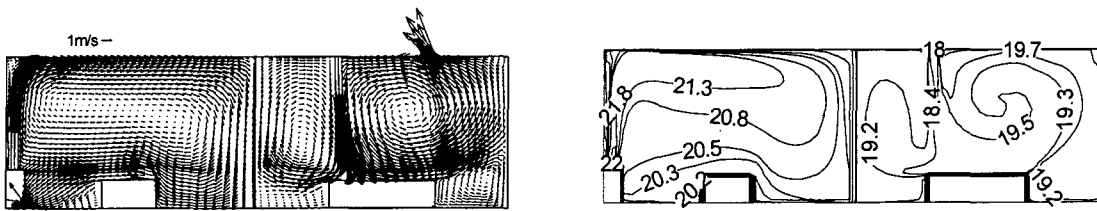


Fig. 6 Computed velocity (m/s) and temperature (°C) distributions for case B (With internal partition).

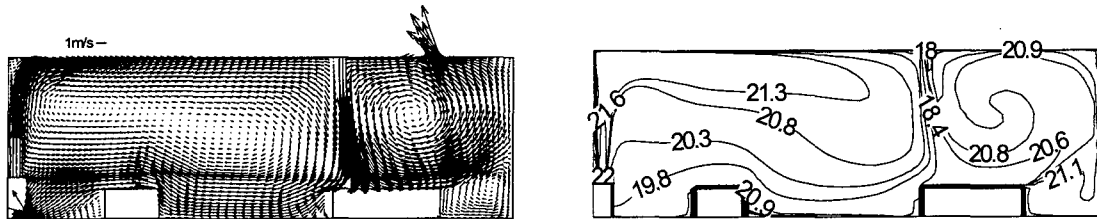


Fig. 7 Computed velocity (m/s) and temperature (°C) distributions for case B (Without internal partition).

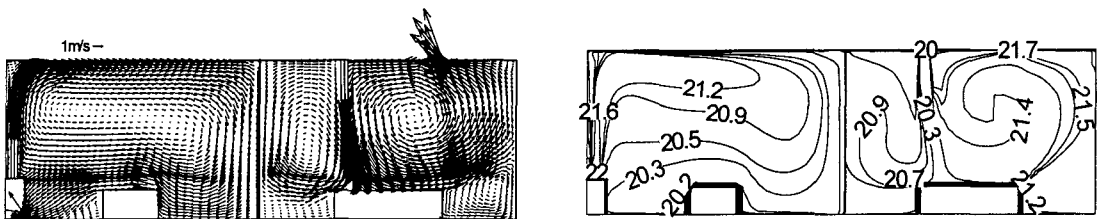


Fig. 8 Computed velocity (m/s) and temperature (°C) distributions for case C (With internal partition).

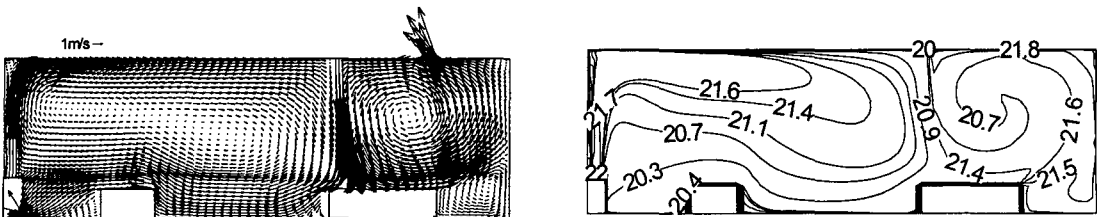


Fig. 9 Computed velocity (m/s) and temperature (°C) distributions for case C (Without internal partition).

설정온도차에 따른 기류계산결과를 비교하면, 페리미터존에서 취출된 공기가 인테리어존의 취출공기와 충돌하는 부분에서 약간의 차이를 보이고 있으나, 대체로 유사한 기류구조를 형성하고 있다.

한편, 온도분포 계산결과에 주목하면, 페리미터존과 인테리어존의 경계부를 단열벽으로 구분했을 경우와 구분하지 않았을 경우, 온도분포가 현저하게 차이가 나고 있음을 알 수 있다. 즉, 페리미터존에서 취출된 고온의 공기와 인테리어존에서 취출된 저온의 공기가 충돌하는 영역에서 혼합손실이 발생하여 나타나는 것으로, 동일 공간에서 냉·난방이 동시에 이루어지는 경우 상당한 혼합손실이 발생하고 있다는 것을 확연하게 보여주고 있다.

혼합손실은 설정온도차에 따라 상당한 차이를 보이고 있음을 알 수 있으며, 혼합손실량은 페리미터, 인테리어존의 설정온도차에 크게 의존하여 페리미터존의 설정온도가 높을수록 혼합손실은 현저하게 나타나고 있다. 그러나, case C와 같이 페리미터존보다 인테리어존의 온도를 높게 설정한 경우 혼합손실의 발생이 현저하게 감소하고 있음을 알 수 있다.

4.2 혼합손실 계산결과

실내온도분포의 계산결과로부터 식(1)~식(4)를 이용하여 산정한 혼합전·후의 열량, ML 및 MLR은 Table 3~5와 같다.

ML 및 MLR의 계산결과에 주목하면, 페리미터존의 온도를 인테리어존의 온도보다 높게 설정할수록 혼합손실이 증가한다는 것을 알 수 있다.

이는 페리미터존에서 창면으로부터의 냉복사 및 쿨드 드래프트를 방지하기 위해 인테리어존보다 실내온도를 높게 설정하는 경우, 페리미터존과 인테리어존의 압력차에 의해 경계면에서 인테리어존으로의 순환류가 발생하게 되어, 온풍이 인테리어존으로, 냉풍이 페리미터존으로 침입되어 혼합손실이 증가하기 때문이다. 따라서, 혼합손실 방지를 위해서는 페리미터와 인테리어존의 설정온도차를 작게, 또는 인테리어존의 온도를 페리미터존보다 약간 높게 설정하는 것이 유리한 것으로 판단된다.

상기결과는 中原교수의 실험결과⁽¹⁾와 매우

Table 3 Calculation results of the Mixing loss for case A

		Thermal load	ML	MLR
Before mixing	H _P	987.5 kcal/h	2858.8 kcal/h	97.8%
	H _I	1935.3 kcal/h		
After mixing	Q _P	2273.8 kcal/h		
	Q _I	3507.8 kcal/h		

Table 4 Calculation results of the Mixing loss for case B

		Thermal load	ML	MLR
Before mixing	H _P	1223.3 kcal/h	1263.8 kcal/h	40%
	H _I	1935.3 kcal/h		
After mixing	Q _P	1515.9 kcal/h		
	Q _I	2906.5 kcal/h		

Table 5 Calculation results of the Mixing loss for case C

		Thermal load	ML	MLR
Before mixing	H _P	1223.3 kcal/h	-6.5 kcal/h	-0.2%
	H _I	1758.6 kcal/h		
After mixing	Q _P	1171.4 kcal/h		
	Q _I	1804 kcal/h		

일치된 결과를 보이고 있어 본 연구에서 새롭게 제안된 평가법의 적용 타당성을 입증하고 있다.

5. 결 론

본 논문에서는, 실험에 의한 혼합손실 평가법의 문제점을 보완하기 위하여 CFD에 근거한 실내공기분포의 simulation을 실시하여 혼합손실을 정량적으로 평가할 수 있는 새로운 방안을 제안하고, 제안된 평가법의 적용가능성을 검토하기 위하여 페리미터존과 인테리어존의 설정온도차에 따른 혼합손실을 정량적으로 평가하였다.

새로운 평가법을 적용한 혼합손실의 평가결과는 中原교수의 실험결과와 매우 일치된 결과를 보이고 있어, 본 연구에서 제안된 평가법의 적용 타당성을 입증하였으며, 향후 혼합손실에 영향을 주는 다양한 요인들에 대한 정량적 평가를 통해 혼합손실의 효율적 방지대책을 수립할

수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 논문은 1999년도 산업자원부 에너지절약과제(건물에너지) 연구비 지원에 의한 연구의 일부로서, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Nakahara, N. et al., 1987, Studies on Prevention of Mixing Loss In Air-Conditioned Room (Part 1-4), Proceedings of SHACSE of Japan.
2. Murakami, S. et al., 1990, Numerical Study on Convective Heat Transfer at Wall Boundary (Part 1. Analysis on Wall Functions for Heat Flux at Wall), Summaries of Technical Papers of Annual Meeting Architectural Institute of Japan, pp. 479-480.
3. Takemasa, Y. et al., 1993, Airflow Patterns near the Windows with an Air Exhaust System, Proceedings of SHACSE of Japan, pp. 421-424.
4. Murakami, S. and Mochida, A., 1988, 3-D Numerical Simulation of Airflow around a Cubic Model by means of the $k-\epsilon$ Model, J. Wind Eng. Ind. Aerodyn, 31, pp. 283-303.
5. Yee, J. J., 1998, Numerical Prediction by LES and $k-\epsilon$ Model and Model Experiment on Indoor Airflow Pattern, Journal of the Architectural Institute of Korea, Vol. 116, pp. 175-181.
6. Chow, W. K. et al., 1996, Application of Computational Fluid Dynamics in Building Services Engineering, Building and Environment, Vol. 31, No. 5, pp. 425-436.
7. Patankar, S. V., 1983, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Co.
8. Beir, R. A. and Gorton, R. L., 1978, Thermal Stratification in Factories Cooling Loads and Temperature Profiles, ASHRAE Transactions, Vol. 84, Part 1, 1978.
9. Edison, T. M., 1985, Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flow with Free Surface, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 158, pp. 245-268.