

차내 환기구 형상변화에 대한 연구 A Study on the Type-Change of Automotive Register

김 중 원* 윤 중 갑*, 배 한**, 원 성 필***
Jongwon Kim, Jonggap Youn, Han Bae, Sungpil Won

ABSTRACT

Nowadays since the automobile is regarded as the third living space, comfortable conditions are required in the passenger compartment. The customers' concern on air-conditioning/heating, ventilation and demisting/defrosting performances has been much increased.

Both ventilation and demisting/defrosting performances are directly influenced by register location, shape of register guide vane, ventilation flow rate, air distribution, and air circulation pattern. Diffuse plume of air from the register is desirable not only to maintain comfort when the comfortable condition has been satisfied but to improve demisting/defrosting performance.

In this study, experimental and numerical investigation about the flow fields of six different register vane types were carried out, respectively. The numerical analysis, based upon the $k-\epsilon$ turbulence model, was applied to the air flow field.

The results show that the shape of register guide vane should be considered as an important design parameter.

주요기술용어 : Automotive register (차량용 환기구), Demisting & defrosting (제습, 제상),
Comfort(쾌적도), Experiment (실험), Numerical analysis (수치해석),
 $k-\epsilon$ turbulence model ($k-\epsilon$ 난류모델)

Nomenclature

c_μ, c_d, c_1, c_2 : turbulence model constants
 E : wall roughness parameter
 K : Von Karman's constant
 k : turbulent kinetic energy

l : characteristic length scale
 M_S : net mass rate, mass source
 p : pressure
 P : time-averaged pressure
 Q : volume flow rate
 u_i : velocity vector
 U, V : time-averaged velocities
 U_τ : friction velocity

* 울산대학교 대학원

** 현대 자동차

*** 정회원, 울산대학교 기계공학과

- U^+ : nondimensional velocity
- x, y : Cartesian coordinates
- y^+ : nondimensional length
- ε : turbulent energy dissipation rate
- μ : laminar viscosity
- μ_t : turbulent viscosity
- μ_e : effective viscosity
- ρ : density
- $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$: turbulent Prandtl number
- τ_w : wall shear stress
- ϕ : general variable
- Φ : dissipation function

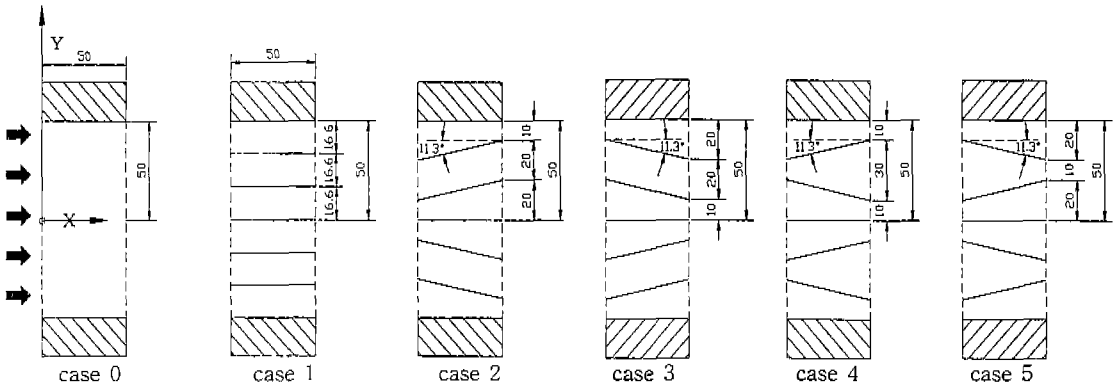
Sub & Super-scripts

- i, j, E, W, S, N, P : node point
- $-$: time-averaged values
- $'$: turbulent fluctuation, correction values

1. 서론

우리나라의 자동차산업은 비약적인 발전을 이루어 생산량이 세계 제 6위에 해당되고 국내 자동차 보유대수도 1000만대를 넘어섰으며 자동차의 개념도 단순한 운송수단이 아니라 제 3의 생활공간으로서 보다 쾌적한 환경이 요구되고 있는 실정

이다. 따라서, 냉·난방(air-cond. & heating)성능, 환기(ventilation)성능, 제습·제상(demisting & defrosting)성능들에 대한 고객들의 관심도가 점차 높아져 가고 있다. 특히 환기성능과 제습·제상성능은 환기구(register)의 위치 및 안내깃(guide vane)의 형태, 환기량, 공기 분포(air distribution), 공기 순환형태(air circulation pattern)등에 직접적인 영향을 받는다¹⁾. Rohles등²⁾은 쾌적상태에 도달되는 시간에 영향을 주는 인자로 환기량, 배출공기 온도, 좌석위치, 환기구의 크기등에 대해 조사하였으며 환기구의 크기는 쾌적상태에 도달하거나 쾌적상태를 유지하는데 거의 영향을 끼치지 않는다고 보고하였다. Hagino등³⁾은 공기유동 형태가 spot, wide, neutral, indirect인 네가지 형상에 대한 시험을 수행하였으며 wide 형상이 가장 우수한 것으로 나타났다. Lin등⁴⁾은 쾌적도에 영향을 주는 인자로 환기량, 환기구의 위치, 출구의 위치, 유리의 종류에 대해 조사하였다. 환기구의 위치가 높고 출구의 위치가 뒷좌석 선반(back shelf)측에 있을때 냉방성능이 우수하였으며 유리의 종류는 쾌적도에 거의 영향을 주지 않았다. AbdulNour등⁵⁾은 환기구의 성능에 영향을 주는 인자로 안내깃의 형상, 길이, 수등의 변화에 대해 조사하였으며 안내깃의 수가 많고 길이가 길수록 확산된 속도분포를 나타내었다. 현재 대부분의 승용차는 1979년 Ford에서 제안한 8개(전방 공조용 4개, 제습·제상용 앞유리쪽 2개, 측



(flow direction : left to right)

Fig. 1 Register types (unit : mm)

면 유리창쪽 2개)의 환기구를 사용하고 있기 때문에 환기구의 위치는 고정되어있다.

따라서, 환기구 안내깃의 형상, 길이, 수, 높이 변화에 따른 속도분포 분석이 필요하다. 계승·계상을 할 때 뿐만 아니라 냉·난방시 쾌적상태에 도달된후 쾌적도를 그대로 유지하기 위해서는 보다 확산된 속도분포를 갖는 공기를 환기구에서 방출하는 것이 바람직하다.

본 연구에서는 Fig. 1에서와 같이 안내깃 형상이 서로 다른 6종류의 환기구에 대해 일정한 위치에서 측정된 속도분포의 분석을 통해 환기구 각각의 확산정도를 평가하였다. 환기구 형상을 최적화하기 위해서는 안내깃의 길이, 수, 높이 변화에 따른 속도분포등의 분석이 필요하며 이러한 모든 경우에 대해 실험한다는 것은 많은 어려움이 따르므로 수치적 해석이 필요하다. 따라서, 본 연구에서는 환기구 내부와 공기 유동장에 대해 난류모델인 $k-\epsilon$ 모델(Laundner & Spalding, 1972)⁶⁾을 적용한 수치적 계산을 수행하여 확산정도를 평가하였고 실험결과와 비교하였다.

2. 이론적 해석

유동장의 이론적인 해석은 다음과 같은 가정에 따라 행한다.

- ① 유체는 비압축성이다.
- ② 안내깃의 두께는 무시한다.
- ③ 환기구의 입구속도는 일정하다.
- ④ 2차원 난류유동으로 $k-\epsilon$ 모델을 적용하고 직각 좌표계에 대한 격자구조를 사용한다.

2.1 지배방정식

난류유동을 모든 시간과 위치에서 서술할 수 없으므로 평균속도와 같은 어떤 평균값을 지배하는 방정식을 만들어 사용하게 된다. 속도 u_i 와 압력 p 를 시간에 대해 평균된 값(U_i, P)과 난류변동 값(u'_i, p')으로 구분하여 나타내면

$$u_i = U_i + u'_i, \quad p = P + p' \quad (1)$$

이 되고, 난류유동에 대한 비압축성 유체의 연속 방정식과 Reynolds 운동량방정식은 각각

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u'_j u'_i}) \quad (3)$$

이 된다. 식 (3)은 층류유동에 관한 운동량방정식과 유사한 형태이나 $-\overline{\rho u'_j u'_i}$ 가 추가되어 있다.

$-\overline{\rho u'_j u'_i}$ 는 Reynolds 응력으로 난류점성계수(turbulent or eddy viscosity) 개념⁶⁾을 이용하면

$$-\overline{\rho u'_j u'_i} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

가 되고, 여기서, μ_t 는 난류점성계수로써 Prandtl-Kolmogorov 가설⁶⁾에 따라 모델링하면

$$\mu_t \propto \rho k^{1/2} l \quad (5)$$

가 된다. 여기서, k 는 난류운동에너지로 $\frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$ 이 되며 l 은 난류혼합길이다. 식 (5)

에 난류에너지 소산율 $\epsilon (= k^{3/2} / l)$ 을 적용하면

$$\mu_t = c_\mu \rho k^2 / \epsilon \quad (6)$$

이 되며, c_μ 는 결정해야 할 무차원 비례상수이다. 그러므로, 난류유동을 해석하기 위해서는 k 와 ϵ 에 대한 부수적인 지배방정식이 필요하다.

연속방정식, 운동량방정식과 $k-\epsilon$ 모델에 대한 두 개의 방정식을 하나의 일반형 지배 미분방정식⁷⁾으로 나타내면 다음과 같다.

$$\rho \frac{\partial(U\phi)}{\partial x} + \rho \frac{\partial(V\phi)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} (c_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (c_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y}) + S_\phi \quad (7)$$

여기서, ϕ 는 일반화된 종속변수를 나타내며 각 방정식의 ϕ 와 이에 따른 c_ϕ 및 S_ϕ 의 값은 Table 1과 같다.

Table 1 Values ϕ , c_ϕ and S_ϕ

Equations Type	Symbols		
	ϕ	c_ϕ	S_ϕ
Continuity eq.	1	0	0
x momentum	U	μ_e	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_e \frac{\partial U}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_e \frac{\partial V}{\partial x})$
y momentum	V	μ_e	$-\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_e \frac{\partial U}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_e \frac{\partial V}{\partial y})$
Turbulent kinetic energy	k	$\frac{\mu_e}{\sigma_k}$	$\mu_t \Phi - c_D \rho \epsilon$ $\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2$
Turbulent energy dissipation rate	ϵ	$\frac{\mu_e}{\sigma_\epsilon}$	$c_1 \mu_t \frac{\epsilon}{k} \Phi - c_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}$

Table 1의 유효점성계수 μ_e 는 층류점성계수 (μ)와 난류점성계수(μ_t)의 합을 의미하며 상수 c 와 난류 Prandtl 수 σ 의 값은 실험적인 함수(empirical function)로 난류유동의 넓은 범위에 대해 Table 2에서와 같은 상수값을 사용하였다.

Table 2 Standard values c and σ

Constant c				Empirical function	
c_μ	c_D	c_1	c_2	σ_k	σ_ϵ
0.09	1.0	1.44	1.92	1.0	1.3

2.2 유한체적방정식

유한체적방정식은 지배방정식을 미소 검사체적(control volume)에 대해 적분함으로써 얻을 수 있다. 속도분포의 경향이 진동하거나 실제의 경우에 어긋나는 것을 방지하고 미소 검사체적내의 보존법칙을 보다 정확하게 나타내기 위해서 일반화된 종속변수 ϕ 에 따라 미소 검사체적을 다르게 취하는 엇갈린 격자망(staggered grid)을 사용한

다. 따라서, Fig. 2에서 보는 바와 같이 ϕ 가 연속 방정식, P , k , ϵ 인 경우는 A형태, U 인 경우는 B형태, V 인 경우는 C형태의 미소 검사체적을 적용하여 임의의 내부 격자점 (i, j)에 대한 유한체적방정식⁸⁾을 구하면

$$(a_P - S_P)\phi_{i,j} = a_E \phi_{i+1,j} + a_W \phi_{i-1,j} + a_N \phi_{i,j+1} + a_S \phi_{i,j-1} + S_C \quad (8)$$

이고, 여기서, 계수 a , S 는 상수로 지배방정식에 따라 달라진다.

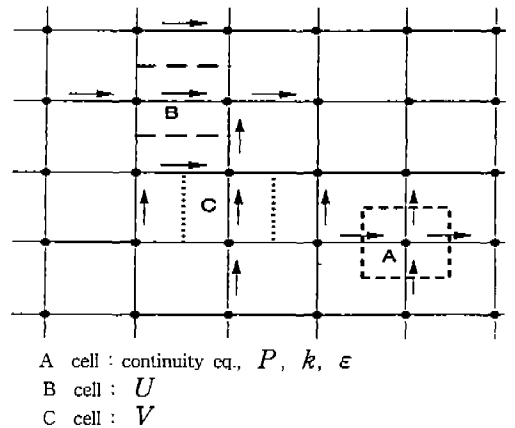


Fig. 2 Node point arrangement

2.3 계산방법 및 수렴조건

유한체적방정식을 계산하는데 있어서의 어려움은 정확한 압력분포를 결정하는 것이다. 이것은 압력분포를 계산하기 위한 조건식이 없기 때문에 볼 수 있다. 따라서, 수렴율을 증가시키고 정확한 결과를 얻기 위하여 Patankar가 제안한 SIMPLE 알고리즘⁵⁾을 적용하면 압력수정방정식 (pressure correction equation)이라는 압력수정값에 대한 관계식이 얻어진다. 따라서, 압력수정방정식을 풀면 모든 격자점에 대한 압력수정값을 구할 수 있다. 수렴조건은 모든 미소 검사체적에서의 순질량을 M_S 의 합이 유동장 총질량유량의 0.5%미만으로 한다.

$$\sum_i \sum_j |M_S| < 0.005 \int \rho U dy \quad (9)$$

이상과 같은 알고리즘을 적용하여 각각의 유한체적방정식을 선순법(line by line method)으로 계산한다.

2.4 격자구조 및 경계조건

본 연구에서는 Fig. 3과 같은 격자구조를 적용해 6가지의 환기구 유동장을 해석할 수 있는 프로그램 개발하였다. 환기구는 기하학적 대칭성을 가지므로 실제 유동장의 반만을 해석하였다. 안내깃이 있는 환기구 내부와 그 주위는 격자 간격을

작고 균일하게 하였고, 하류로 갈수록 크고 비균일하게 하였으며 최대 격자크기는 15mm로 제한하였다.

기울어진 안내깃의 격자구조는 계단방식 (stepwise manner)⁸⁾으로 안내깃 표면에 근사화시켰으며, 벽면 가까에서는 와류가 벽면에 의해 구속되어 난류강도는 감소하고, 점성효과가 증대되기 때문에 Launder & Spalding이 제시한 다음과 같은 벽면함수(wall function method)⁶⁾를 사용하였다.

$$U^+ = \frac{1}{K} \ln(Ey^+) \quad : y^+ \geq 11.63$$

$$U^+ = y^+ \quad : y^+ < 11.63 \quad (10)$$

여기서,

$$U^+ = U/U_\tau, U_\tau = \sqrt{\tau_w/\rho}, y^+ = \rho U_\tau y/\mu$$

이고 K 는 Von Karman 상수이며 E 는 벽면의 조도와 전단응력에 따라 변하나 벽면을 매끈한 면으로 생각하여 $K=0.4$, $E=9.0$ 를 사용하였다. 유동장 입구에서의 경계조건은 다음과 같다.

$$U(0, y) = U_{in} \text{ (uniform value)}, V(0, y) = 0$$

$$k(0, y) = k_{in} = C_k U_{in}^2,$$

$$\varepsilon(0, y) = \varepsilon_{in} = k_{in}^{1.5}/(C_\varepsilon R) \quad (11)$$

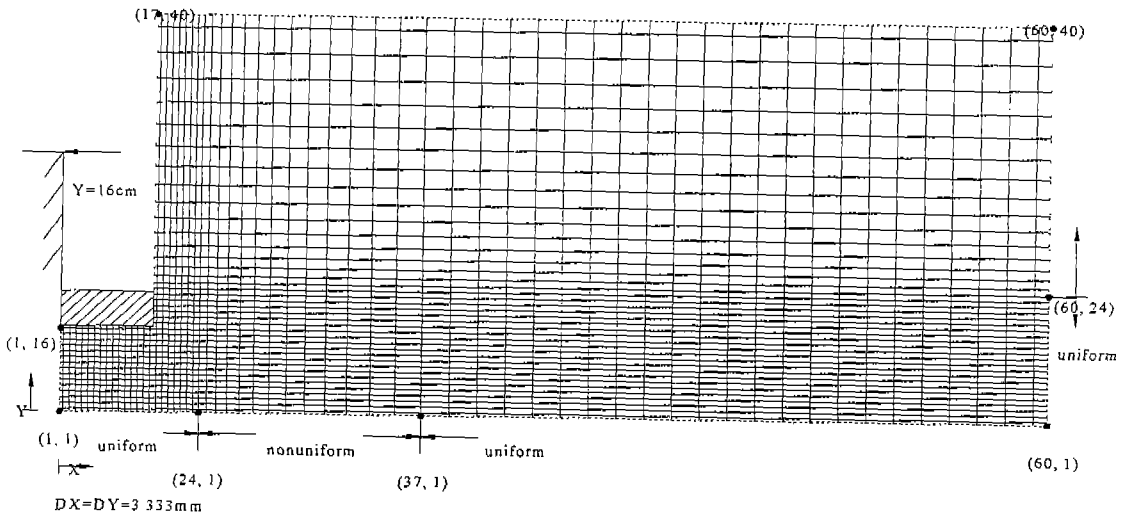


Fig. 3 Grid structure

여기서, R 는 환기구폭의 반이며 C_k 와 C_ϵ 의 값은 0.05, 0.01을 사용하였다. 유동장의 출구면을 환기구 출구에서 멀리 떨어진 곳으로 선택하면 유동장 출구에서의 경계조건은 $\partial U/\partial x = 0$ 과 같이 된다. 그러나, 이러한 조건을 만족하기 위해서는 많은 계산영역이 필요하게 되므로 계산영역을 줄이면서 물리적 조건을 근사적으로 만족시킬 수 있는 선형외삽법(linear extrapolation)을 사용하였다. 따라서, 유동장 출구에서의 경계조건은 다음과 같다.

$$U(x_{\max}, y) = \text{선형외삽값}$$

$$V = k = \epsilon = 0 \quad (12)$$

3. 실험

본 실험에서는 팬성능 실험장치, 소형풍동, 피토판, 16채널 열전대 모니터, 디지털 압력계, 컴퓨터, 이송장치등이 사용되었으며 환기구로부터 배출되는 공기의 유량과 속도를 엄밀히 측정하기 위해서 장치를 직접 제작하여 실험을 수행하였다.

3.1 실험장치 및 방법

Fig. 4는 팬성능 실험장치와 소형풍동의 개략도를 나타낸 것이다. 팬성능 실험장치에 소형풍동을 제작해 결합시키고 6가지의 실험용 환기구를 소형풍동에 결합시킬 수 있도록 제작하였다. 팬성능 실험장치는 공기유량을 측정하기 위한 것으로 공기유량은 피토판과 입구 노즐을 통해서 측정된다. 소형풍동은 아크릴로 제작하였으며 벌집모양(honeycomb)과 격자 창살(mesh grid)을 설치하여 균일한 유동을 얻을 수 있도록 했다. 환기구는 환기구 입구 주위의 재순환 영역의 영향을 줄이기 위해서 격자 창살로부터 30cm 후방에 설치하였다. 환기구의 형상과 유량변화에 따른 환기구 후방 10cm($X=15$ cm), 30cm($X=35$ cm) 지점의 공기 속도분포를 상하(Y축 방향) 20cm씩 피토판을 이용하여 측정하였다. 피토판의 압력차는 디지털 압력계로 전달되고 여기서 발생한 전압($\pm 5V$)은 열전

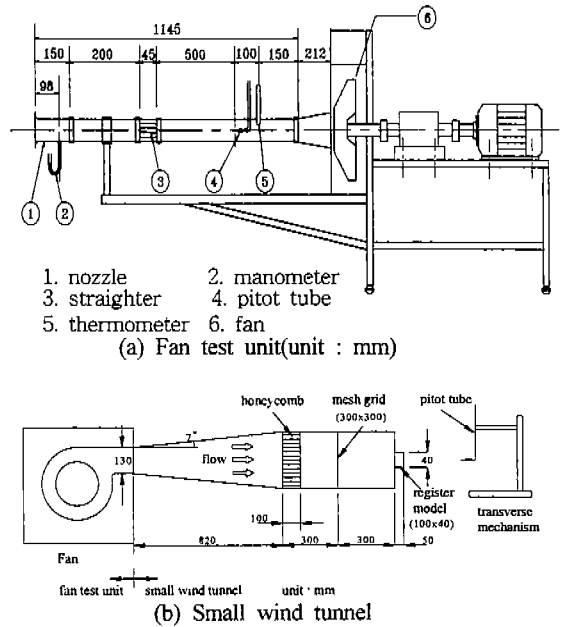


Fig. 4 Schematic diagram of the experimental apparatus

대 모니터로 보내지며 연결된 컴퓨터에서 1분동안에 30개의 data를 읽어 평균한 값을 출력한다.

3.2 공기유량 보정실험

수치적 해석결과와 실험결과와의 비교를 위해서는 보다 정확한 유량측정이 필요하다. 따라서 팬성능 실험장치의 입구 노즐과 피토판을 이용하여 공기유량을 이중으로 측정하였으며 Fig. 5는 case 0인 경우에 대해서 모터의 회전수에 따른 공기유량의 변화를 나타내고 있다. 입구 노즐과 피토판에서 측정된 공기유량이 잘 일치하므로, 공기유량을 구할 때는 많은 측정을 필요로 하는 피토판보다 입구 노즐의 압력차를 사용하였다. Fig. 6은 노즐 압력차에 따른 공기유량을 나타내며 다음과 같은 상관관계식을 사용한다.

$$Q = 60 \alpha_0 A \left(\frac{2g\Delta P}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (13)$$

여기서, Q 는 유량, ΔP 는 입구 노즐의 정압공에서의 압력과 대기압의 압력차, A 는 단면적,

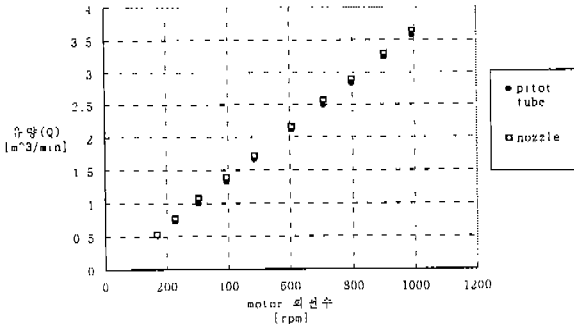


Fig. 5 Volume flow rates according to motor speed (rpm)

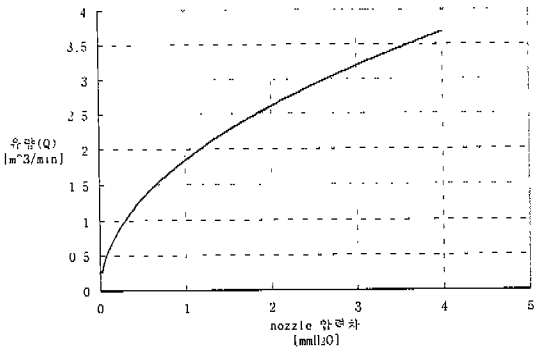


Fig. 6 Volume flow rates according to the pressure difference of nozzle

α_o 는 유량계수로서 0.99의 값을 가지며 ρ_o 는 공기의 밀도이다.

4. 결과 및 고찰

6가지 안내깃 형상에 대한 실험결과가 Fig. 7~12에 나타나 있다.

Fig. 7은 안내깃이 없는 case 0의 Y축방향에 대해 유량변화에 따른 속도분포를 나타낸다. case 0은 제작한 소형풍동 실험장치가 균일한 유동을 이루는가에 대한 기준이 되는 것으로 X=15cm 지점에서의 속도분포가 좌우대칭이고 환기구 폭의 80%정도가 균일한 속도를 나타내고 있으므로 다른 형상의 환기구의 실험결과에 대해 타당성을 부여한다.

Fig. 8의 case 1은 case 0와 비슷한 속도분포를 나타낸다. 안내깃의 영향으로 인해 X=15cm

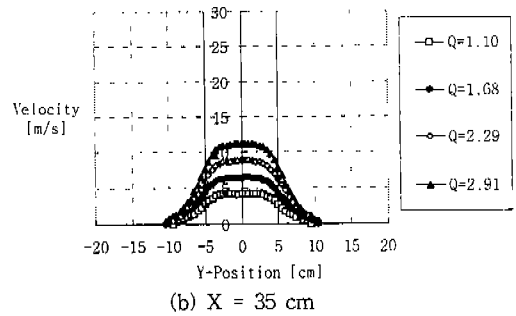
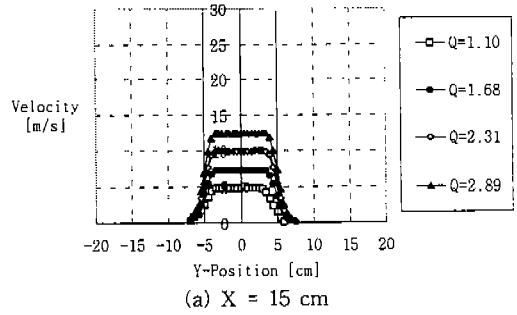


Fig. 7 Experimental velocity profiles for Y-traverses of case 0

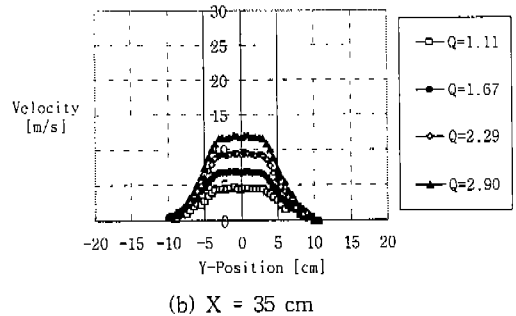
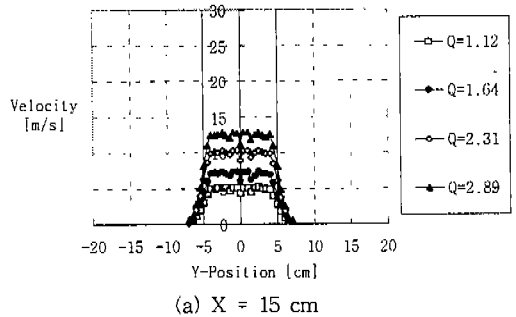
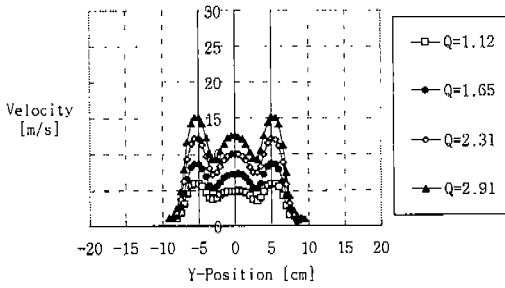
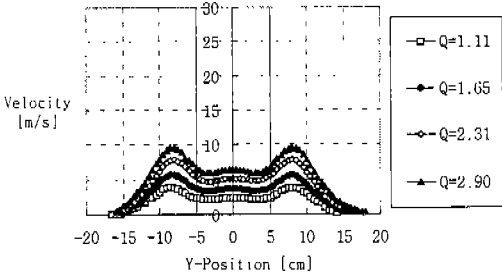


Fig. 8 Experimental velocity profiles for Y-traverses of case 1

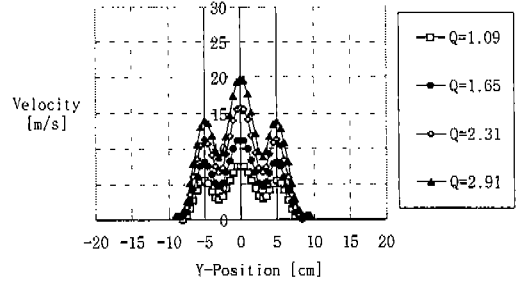


(a) X = 15 cm

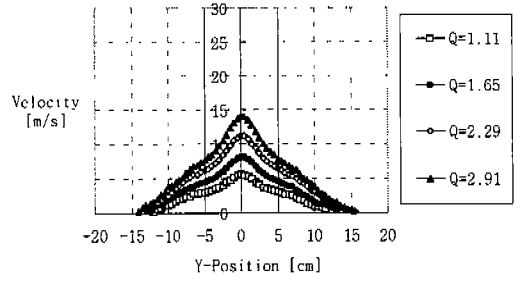


(b) X = 35 cm

Fig. 9 Experimental velocity profiles for Y-traverses of case 2

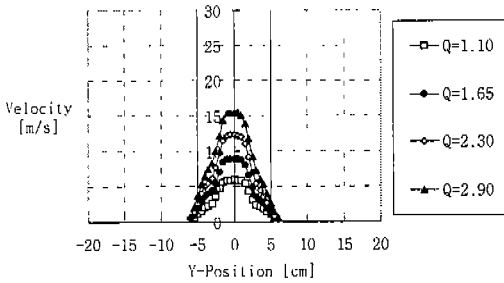


(a) X = 15 cm

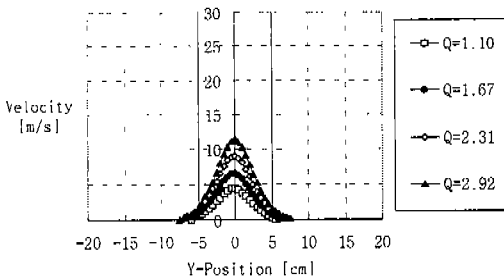


(b) X = 35 cm

Fig. 11 Experimental velocity profiles for Y-traverses of case 4

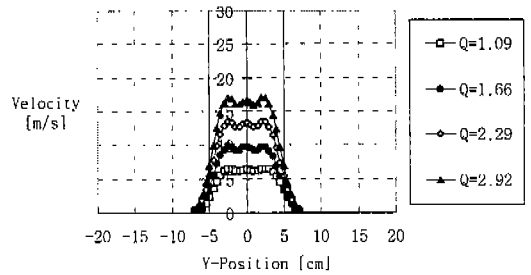


(a) X = 15 cm

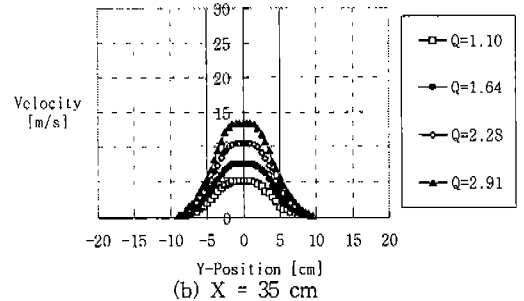


(b) X = 35 cm

Fig. 10 Experimental velocity profiles for Y-traverses of case 3



(a) X = 15 cm



(b) X = 35 cm

Fig. 12 Experimental velocity profiles for Y-traverses of case 5

지점에서는 작은 요철모양의 속도분포가 나타나며 X=35cm 지점에서는 난류혼합에 의해 요철모양이 다소 완화되었다.

Fig. 9의 case 2는 환기구 상하의 노즐효과에 때문에 X=15cm 지점에서는 case 1보다 확산된 속도분포를 나타내며 최대 공기속도도 더 크다. X=35cm 지점에서 case 1보다 50% 정도 더 확산된 속도분포를 나타내나 최대 공기속도는 다소 작아진다.

Fig. 10의 case 3은 환기구 가운데에서의 노즐 효과에 의해 최대 공기속도는 다소 커지나 확산정도는 많이 축소되었다.

Fig. 11의 case 4는 환기구 가운데와 상하의 노즐 효과로 X=15cm 지점에서는 case 2와 비슷한 속도분포를 나타내고 확산정도도 비슷하다. X=35cm 지점에서는 속도분포가 가운데를 정점으로 좌우로 감소되는 경향을 보여주고 있으며 환기구의 가운데 공기속도는 case 1보다 크고 확산정도는 case 2와 비슷하다.

Fig. 12의 case 5는 환기구 상하의 노즐 효과가 가운데와 가장자리의 확산효과와 서로 상쇄되어 case 1과 비슷한 속도분포를 나타낸다. 환기구의 가운데 공기속도는 case 1에 비해 크나 확산정도는 다소 작다.

이상의 실험결과를 보면 case 2와 case 4가 가장 크게 확산된 속도분포를 나타낸다. 환기구 출구에서 운전자까지의 거리를 약 30~40cm로 생각한다면 너무 낮은 공기속도는 운전자에게 쾌적함을 주지 못한다. 따라서, 현재 자동차에 적용중인 case 1의 최대 공기속도보다 크면서 더 확산된 속도분포를 나타내는 case 4가 급속 냉방시 승객의 느끼는 쾌적감을 상승시켜주므로 실험에 사용된 환기구 중에서는 확산정도로 볼때 가장 바람직하다고 볼 수 있다.

Fig. 13~18은 환기구의 입구속도가 일정하다는 가정하에서 수치적으로 얻은 속도분포를 나타낸다.

Fig. 13, 14의 case 0과 1은 정량적, 정성적으로 실험결과와 잘 일치하고 있다. 환기구 가운데에서 확산효과를 나타내는 case 2와 case 5 경우

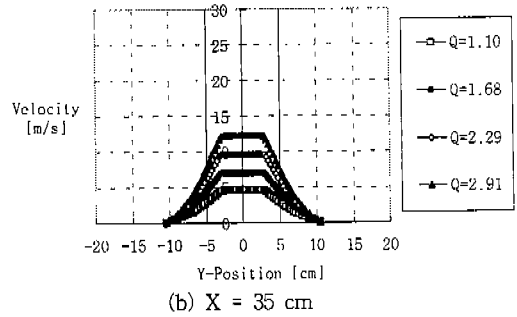
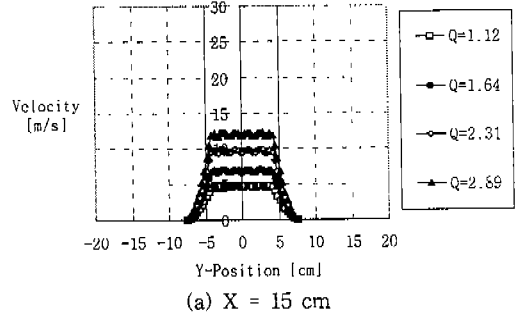


Fig. 13 Numerical velocity profiles for Y-traverses of case 0

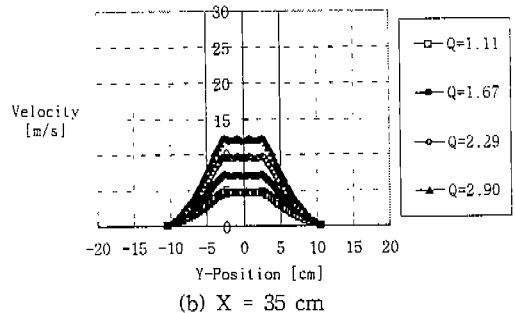
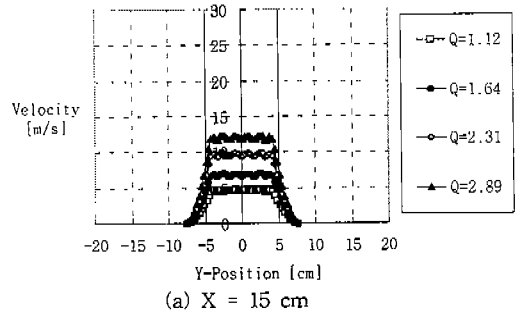
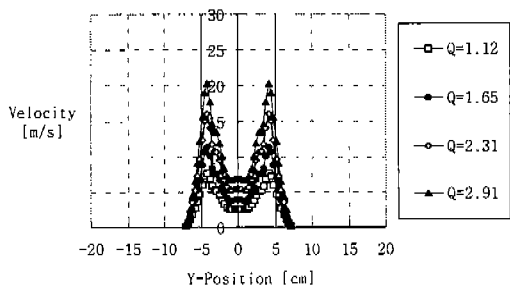
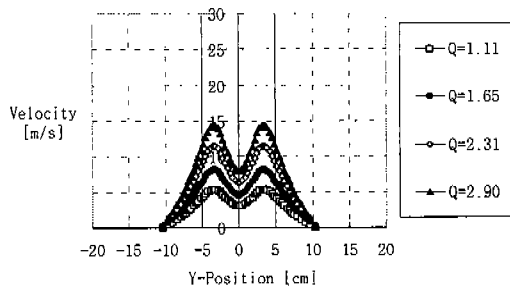


Fig. 14 Numerical velocity profiles for Y-traverses of case 1

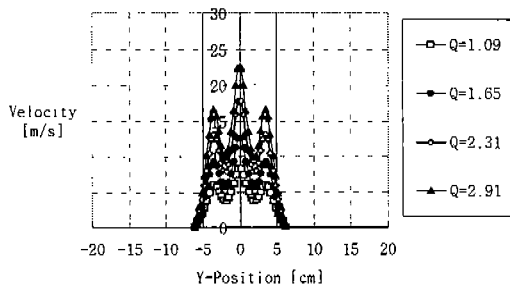


(a) X = 15 cm

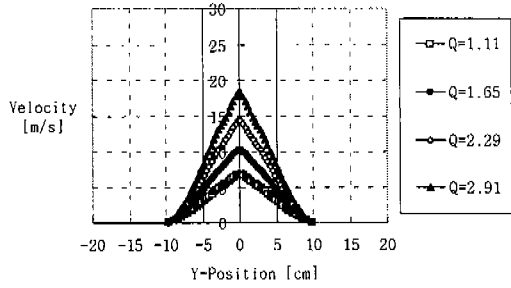


(b) X = 35 cm

Fig. 15 Numerical velocity profiles for Y-traverses of case 2

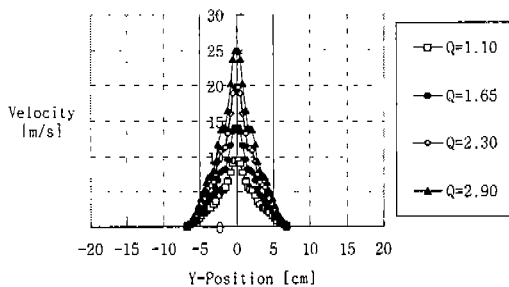


(a) X = 15 cm

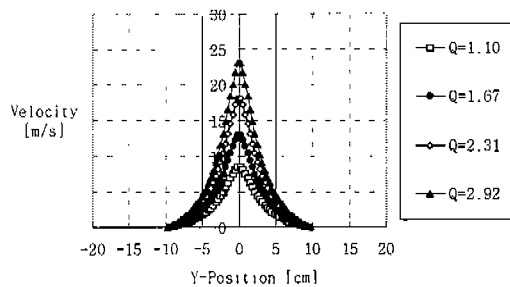


(b) X = 35 cm

Fig. 17 Numerical velocity profiles for Y-traverses of case 4

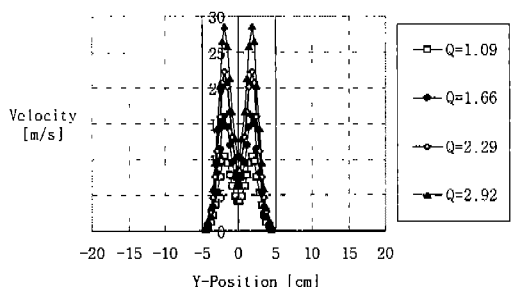


(a) X = 15 cm

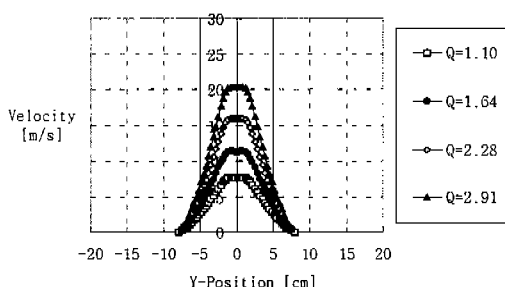


(b) X = 35 cm

Fig. 16 Numerical velocity profiles for Y-traverses of case 3



(a) X = 15 cm



(b) X = 35 cm

Fig. 18 Numerical velocity profiles for Y-traverses of case 5

계산된 속도분포는 정량적, 정성적으로 실험결과와 일치되지 않으며, 이를 제외한 나머지는 정성적면에서는 일치성이 보이나 정량적면에서는 실험결과와 다소 다르다. 이와같이 실험결과와 차이를 보이는 것은 2차원 유동으로 가정한 것이나 기울어진 경계면을 격자구조로 한 것 또는 균일한 입구속도 가정 등에 의해 수치해석이 이루어졌기 때문이다. 전반적으로 확산정도가 실험결과에 비해 작는데 이것도 위에서 언급한 이유에 기인하며 단면축소 또는 확대에 의한 효과가 계산시에 더욱 뚜렷하게 나타나기 때문이다. 수치결과에서도 case 2와 case 4가 확산정도도 크고 최고 공기속도도 크므로 이 경우들이 보다 나은 공기혼합에 의해 차내 공기상태를 쾌적조건으로 보다 빨리 접근시킬 수 있을 것이다. 결국 수치적 결과가 실험결과와 다소 차이를 보이나 각 경우의 수치해석시 그 형상과 속도분포 결과를 검토해 보면 각기 타당성을 보이고 있다. 환기구의 확산정도나 성능을 속도분포 형태만을 가지고 평가한다는 것은 어려운 일이다. 따라서, 지표로 사용될 수 있는 새로운 양(quantity)이 필요하다. 속도분포가 차지하는 면적은

$$A = \int_L Udy \quad (14)$$

와 같이 표현되며, 여기서, L 은 U 가 "0"보다 큰 값을 가지는 Y축 방향의 길이이다. U 는 한 점에서의 크기만을 가지므로 속도면적을 구하기 위해서 Riemann 적분방법을 사용한다.

새로운 양인 속도면적비(Velocity Area Rate)는

$$VAR = \frac{A}{A_1} \quad (15)$$

이고, 여기서, A_1 은 case 1이 차지하는 속도면적이다.

Table 3은 실험 및 수치결과에 대한 속도면적비를 나타내며 기준은 각각 $X=15\text{cm}$, $X=35\text{cm}$ 지점의 case 1의 속도면적이다. 먼저, 실험결과로 case 2와 case 4는 속도면적이 30~40%정도 증가되었으며 case 3은 거리가 멀어질수록 속도면적이 크게 감소되었다. case 5경우 $X=15\text{cm}$ 지점에서는 속도면적이 20%정도 증가하나 $X=35\text{cm}$ 지점에서는 오히려 10%정도 감소되었다. 수치적 결과로도 case 2와 case 4는 속도면적이 10~15%정도 증가를 나타내나 실험결과와 약간의 차이가 있으며 특히 case 5는 실험결과와 반대로 나타나는데 이것은 환기구의 양측 중앙단면이 3배로 축소됨에 따라 출구속도가 입구속도의 3배가 되는 제트(Jet)효과로 인해 주변 공기의 많은 양이 유입되었기 때문으로 생각된다.

Table 3 Velocity area rate for register types

Register types	Q [m ³ /min]	Experimental		Numerical	
		X=15cm	X=35cm	X=15cm	X=35cm
case 2	1.11	1.33	1.27	1.08	1.12
	1.65	1.38	1.30	1.09	1.16
	2.31	1.35	1.37	1.08	1.19
	2.91	1.36	1.37	1.09	1.18
case 3	1.10	0.72	0.46	0.96	0.94
	1.66	0.77	0.48	0.99	0.96
	2.31	0.76	0.51	0.97	0.98
	2.91	0.78	0.50	0.98	0.98
case 4	1.10	1.26	1.22	1.12	1.13
	1.65	1.35	1.25	1.14	1.12
	2.30	1.35	1.33	1.10	1.14
	2.91	1.36	1.31	1.11	1.14
case 5	1.10	1.19	0.85	0.96	1.12
	1.65	1.23	0.88	1.00	1.11
	2.29	1.19	0.91	0.98	1.14
	2.91	1.19	0.92	1.00	1.15

5. 결론

본 연구에서는 안내깃의 형상이 서로 다른 6종류의 환기구에 대해 일정한 위치에서 측정된 속도 분포를 분석하여 환기구 각각의 확산정도를 평가하였다. 또한, $k-\epsilon$ 모델을 적용하여 수치적 계산을 수행하는 프로그램을 개발하고 6종류의 환기구에 대해 확산정도를 평가하고 비교하였다.

본 연구로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

첫째, case 0과 case 1은 정량적, 정성적으로 실험결과와 잘 일치하므로 환기구의 유동장에 대해 $k-\epsilon$ 모델을 적용한 수치해석이 가능하다.

둘째, 현재 자동차에 적용중인 환기구 형태인 case 1보다 case 2나 case 4가 더 확산된 속도 분포를 나타내며 실험적으로 속도면적이 30~40%, 수치적으로 10~15% 증가되었다.

셋째, 환기구 출구에서 운전자까지의 거리를 30~40cm로 생각하면 case 1의 최대 공기속도보다 크면서 더 확산된 속도분포를 나타내는 case 4가 연구에 사용된 환기구 중에서는 확산정도로 볼 때 가장 바람직하다고 할 수 있다.

참고 문헌

1. F. Stancato, H. Onusik, "Thermal Source in Cabs of Automotive Vehicles : the State of Art", SAE Paper No.952190, 1995
2. F.H. Rohles, Jr., S.B. Wallis, "Comfort Criteria for Air Conditioned Automotive Vehicles", SAE Paper No.790122, 1979
3. M. Hagino, J. Hara, "Development of a Method for Predicting Comfortable Airflow in the Passenger Compartment", SAE Paper No.922131, 1992
4. C.H. Lin, T. Han, C.A. Koromilas, "Effects of HVAC Design Parameters on Passenger Thermal Comfort", SAE Paper No.920264, 1992
5. B.S. AbdulNour, C.J. Martin, Q. He, "Experimental and Computational Investigation of the Flow Field Due to Automotive Air Register", SAE Paper No. 960686, 1996.
6. B.E. Launder, D.B. Spalding, "Mathematical Models of Turbulence", Academic Press, 1st ed., 1972.
7. S.V. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw-Hill, 1st ed., 1980.
8. H.K. Versteeg, W. Malalasekera, "An Introduction to Computational Fluid Dynamics", Longman, 1sted., 1995.