

산업환기공학에 대한 전산유체역학의 응용가능성

창원대학교 환경공학과, 산업안전공단 산업보건연구원*

하현철 · 김태형 · 심광진*

— Abstract —

Applicability of Computational Fluid Dynamics on Industrial Ventilation Engineering

Hyun-Chul Ha, Tae-Hyeung Kim, Kwang-Jin Shim*

*Department of Environmental Engineering, Changwon National University,
Industrial Health Research Institute, Korea Industrial Safety Co.*

Computational Fluid Dynamics(CFD) was applied to predict air flow around the hoods : circular hoods, square hoods, and push-pull hoods. A commercially available CFD software, CFD-ACE(Ver. 4.0), was tested, which is based on the finite volume method using the κ - ϵ turbulence model. Numerical results were compared with the experimental, analytical and numerical results from other studies. CFD solutions showed an excellent agreement with the previous experimental and numerical results. It is promising that CFD techniques could be applied on the variety of complex problems in the industrial ventilation engineering.

Key Words : Computational fluid dynamics, Ventilation, Numerical simulation, Hood,
 κ - ϵ turbulence model

Nomenclature

- A : 후드 입구 단면적[m²], 제어 체적 면적
 D : 후드 입구 직경[m]
 G : 난류 생성항
 L : 장방향 후드 세로 길이[m]
 p : 압력[N/m²]
 Re : 레이놀즈 수(Reynolds number)
 U : 벽면에서의 속도 성분
 V : 후드 입구에서 거리 X 만큼 떨어진 곳에서의 속도[m/s]
 V₀ : 후드 입구 유속[m/s]
 W : 장방향 후드 가로 길이[m]
 X : 후드 입구에서부터 중심선상의 거리[m]
 i, j, k : 단위 벡터
 u : x 방향 속도 성분[m/s]
 u_r : 벽면에서의 유사 점성 속도(pseudo-friction velocity)
 v : y 방향 속도 성분[m/s]
 w : z 방향 속도 성분[m/s]
 x, y, z : 공간 좌표[m]
 y : 벽면에서 가장 가까운 격자점까지의 거리

Greek symbols

- k : 단위 질량당 난류 운동 생성 에너지[J/kg]
 ε : 난류 운동 에너지 소산율[J/kg · s]
 ρ : 유체 밀도[kg/m³]
 τ_{ij} : 전단 응력
 μ : 유체 점성 계수 (dynamic viscosity)
 μ_t : 유체 난류 점성 계수 (turbulent viscosity)
 μ_{eff} : 유효 점성 계수(effective viscosity)
 ν : 동점성 계수 (kinetic viscosity)[m²/s]

I. 서 론

1. 연구 배경 및 목적

작업장의 유해 환경으로부터 작업자를 보호하기 위한 일반적이고, 공학적인 대책은 환기 시설을 설치하여 오염물질을 제어하는 것이다. 국소배기 시설의 성공 여부는 배기 후드를 얼마나 효율적으로 설계하느냐에 좌우된다. 국소배기 시설을 설계하기 위한 가장 간단한 방법은 예전에 적용하여 성공적으로 가동되고 있는 시설의 설계 기준을 그대로 인용 또

는 참조하는 것이다. 미국 산업 위생 전문가 협의회(American Conference of Governmental Industrial Hygienists : ACGIH)의 산업환기 매뉴얼(Industrial ventilation manual)(ACGIH, 1995)과 기타 실험 결과 등을 바탕으로 설계 기준이 제시되어 있는 자료(Burton, 1994; Burgess, 1989)등에서 후드의 설계 기준을 찾을 수 있다. 하지만 이러한 자료들에 제시된 설계 방법은 비슷한 공정에 대한 일반적인 사항일 뿐 특정 공정과 특정 설비에 대한 정확한 설계 기준을 제시해 주지 못하는 경우도 있다(Goodfellow, 1985).

이전의 연구에 의하면 중소 제조업종에 설치되어 있는 국소배기 시설 중 45.8%가 설계 기준치를 만족시키지 못하고 있고, 불량률의 이유로는 84.1%가 설계 불량인 것으로 나타났다(한국산업안전공단, 1993).

설계시 이러한 오류를 최소화하기 위해서는 현장의 특성을 최대한 반영한 실험모형을 만들어 다양한 평가를 한 후에 현장에 적용하는 방법이 있다. 국내에서도, 이전의 몇몇 실험실적인 연구에서 슬롯후드와 복합 슬롯 후드에 대한 모델 등으로 실험을 통한 배기 후드 효율 향상에 관한 연구를 실시했다.(윤명조 등, 1991; 김현석, 1993; 심광진 등, 1996) 하지만 이러한 실험은 특정 후드에 대해서만 적용할 수 있을 뿐, 현장에 적용되는 모든 종류의 후드에 대해 실험을 한다는 것은 거의 불가능하다. 이러한 실험실적인 모형 실험은 시간과 경비가 매우 많이 들고, 또 어떤 경우에는 현장의 특성을 반영한 실험이 불가능한 경우도 있다.

이에 대한 대안으로 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics : CFD)을 이용한 시뮬레이션 기법이 선진국에서 많이 이용되고 있다. 하지만 국내에서는 국소배기 시스템을 설계할 때 전산유체역학을 이용한 예는 거의 없는 실정이다. 전산유체역학을 실험에 비해 훨씬 쉽게 결과를 얻을 수 있다. 그러나, 전산 유체 역학을 통한 결과는 수치 해석 과정에서 발생할 수 있는 여러 가지 인자에 의해 영향을 받으므로 검증은 통해 결과의 정확성을 평가해야 한다.

본 연구에서는 후드 입구 유동 예측에 대한 전산유체역학의 적용 가능성을 알아보기 위해 이미 실험 자료가 나와 있는 일반적인 후드(General exhaust

hoods)와 푸쉬-풀 후드에 대해 수치해석을 실시하여 예측 결과와 실험결과를 비교·검증했다. 일반적인 후드 모델은 원통형 후드, 정방형 후드이다. 비교 방법으로, 원통형과 정방형 후드는 플랜지 유무에 따라 각각 수치해석을 한 다음 후드 입구로부터 중심선거리에서 따른 속도 분포를 계산하여, 측정 결과와 해석해 그리고 다른 수치해석의 결과와 비교했다. 푸쉬-풀 후드에 대해서는 Heinsohn이 푸쉬 노즐의 급·배기 유속을 변화시키면서 3가지 경우에 대해서 실시한 수치해석 결과와 비교했다. Heinsohn(1991)의 수치해석 결과에 정확한 속도가 주어지지 않았기 때문에 결과는 정성적으로만 비교하였다.

2. 기존의 연구

국내에서 전산 유체 역학을 산업환경에 적용한 예는 매우 드물다. 2차원 축대칭 모델을 사용하여 원통형 후드 입구 유동을 예측한 김(1996), 2차원 푸쉬-풀 후드에서 푸쉬 노즐의 유속에 따른 기류를 예측한 조(1995)의 연구 등이 있고, 최근에는 김 등(1997)이 방해 물체 주위의 기류와 오염물질의 거동을 예측한 연구 등이 있을 뿐, 현장에 적용한 예는 거의 없는 실정이다.

하지만 외국에서는 후드 입구기류를 예측하는 기초적인 연구뿐만 아니라 현장의 문제들을 전산유체 역학을 통해 해결하는 연구도 활발하게 진행되고 있다. 가장 기초적인 원통형 및 정방형 후드에 대한 수치해석 연구들은 다음과 같다.

Garrison(1988)은 FEM(Finite Element Method)을 이용하여 후드 개구면의 위치와 개구면 모양을 다르게 하여 후드 입구 유동장을 해석하였다. Flynn은 Potential flow solution(1985), MAXIM(1988)코드, BIEM(Boundary Integral Equation Method)(1989)을 이용하여 후드 입구 유동장을 해석하였다. 또 후드 입구에서 방해기류(Cross-draft)의 영향을 수치해석으로 예측하였다. (1988) Jansson(1988)은 원통형과 장방형 후드에 대해 수치해석을 실시하여 Dalla Valle의 실험 결과 및 기타 수치해석 결과와 비교하여 만족한 결과를 얻었다. 또 Kulmala는 상용 전산 유체 프로그램인 FLUENT를 이용하여 후드 입구 유동장을 해석하였다. (Kulmala, 1993, 1995, 1995)

표면 처리조에 대해서는, Braconnier(1991)가 측방형 슬롯의 유체 유동과 오염물질의 농도를 수치해석을 통해 예측한 다음 실험을 통해 결과를 검증하였다.

Robinson과 Ingham(1995)은 푸쉬-풀 후드의 수치해석에 있어 계산시간을 줄일 수 있는 방법에 대해 연구를 하였고, Heinsohn(1991)은 급·배기 유속을 변화시키면서 3가지 모델을 설정하여 푸쉬-풀 후드에 대한 수치해석을 하였다.

II. 지배 방정식 및 수치 해석 방법

1. 일반 지배 방정식(Basic Governing Equations)

비압축성 유동과 정상상태라는 가정 하에서 난류 유동에 대한 일반적인 지배 방정식은 다음과 같다. (CFD-ACE, 1998)

1) 연속 방정식

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

2) 난류 운동량 방정식

난류 모델은 난류 점성 계수(μ_t)를 취급하는 방법에 따라 여러 가지로 나눌 수 있는데 CFD-ACE (Ver. 4.0)에서는 1974년 Launder과 Spalding에 의해 제시된 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용한다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right\} - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

여기서

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t = \mu + C_\mu \frac{\rho k^2}{\epsilon}$$

난류 점성 계수를 구하기 위해서 필요한 난류 에너지(k)와 소산률(ϵ)은 다음과 같이 구한다.

난류 에너지(k) 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G - \rho \epsilon \quad (3)$$

소산률(ϵ) 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) - C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} G - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

여기서

G는 난류 생성항으로 다음 식과 같이 표시된다.

$$G = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

난류 운동에너지를 풀기 위해 사용되는 실험 상수는 Table 1과 같다.

Table 1. Value of the constants in the k - ϵ model

C_μ	C_{ϵ_1}	C_{ϵ_2}	σ_k	σ_ϵ
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

3) 벽 함수 (Wall Function)

표준 k - ϵ 모델은 유동 Re가 매우 크다는 가정하에서 이루어졌다. 하지만 벽면 근처에서의 속도 구배는 매우 크고, 벽면에서는 층류가 흐르기 때문에 표준 k - ϵ 을 적용하기 위해서는 벽 함수를 도입해야 한다. 벽면 근처에서의 대수 벽함수는 다음 식과 같이 표현된다.

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(Ey^+) \quad ; y^+ > 11.63 \quad (5)$$

$$\text{여기서, } u^+ = U/u_\tau, \quad u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2}, \quad y^+ = \frac{\rho y u_\tau}{\mu}$$

k 는 Karman상수이고, E 는 조도계수이다. 실험에 의해 상수는 각각 $E=9.0$ (동역학적으로 매끄러운 관에 대해), $k=0.4$ 로 결정되어 있다.

벽면에 대한 난류 운동에너지(k)와 난류 소산률(ϵ)은 식 (6)과 식 (7)로 구할 수 있다.

$$k = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}} \quad (6)$$

$$\epsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{ky}$$

2. 수치해석 방법

CFD-ACE(Ver. 4.0)에서는 이산화 방법으로 유한 체적법(Finite Volume Method)을 사용하고 있고, 연속 방정식과 운동량 방정식을 조합시키는 방법으로 SIMPLE-C(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent) 알고리즘을 사용하였다. 이 알고리즘은 Patankar에 의해 제안된 SIMPLE 알고리즘에 압력 보정식(Pressure-Correction Equation)을 일부 수정한 알고리즘이다(Patankar, 1980; 이재현, 1997).

III. 수치해석 결과 검증

1. 원통 및 정방형 후드

원통형 후드는 원통을 중심으로 2차원 축 대칭 모델(Axisymmetry model)을 적용하였다. 정방형 후드는 후드 개구부를 중심으로 종횡으로 각각 2등분하여 4등분을 한 다음 y - z 축과 z - x 축을 중심으로 한 대칭 모델(Symmetry model)을 적용하였다.

1) 수치해석 모델

원통형 후드의 직경은 Dalla Valle(1952)의 Hood 흡인 실험에 사용된 것과 같은 규격으로 후드의 직경은 15cm이고 흡인 유속은 20m/s이다. 정방형 후드 개구면의 크기는 가로, 세로 20cm인 정사각형으로 정하였다. 정방형 후드 배기 유량은 18m³/min이고, 개구면 유속은 7.5m/s이다. Fig. 1은 원통형 후드와 정방형 후드 모델을 나타낸 것이다.

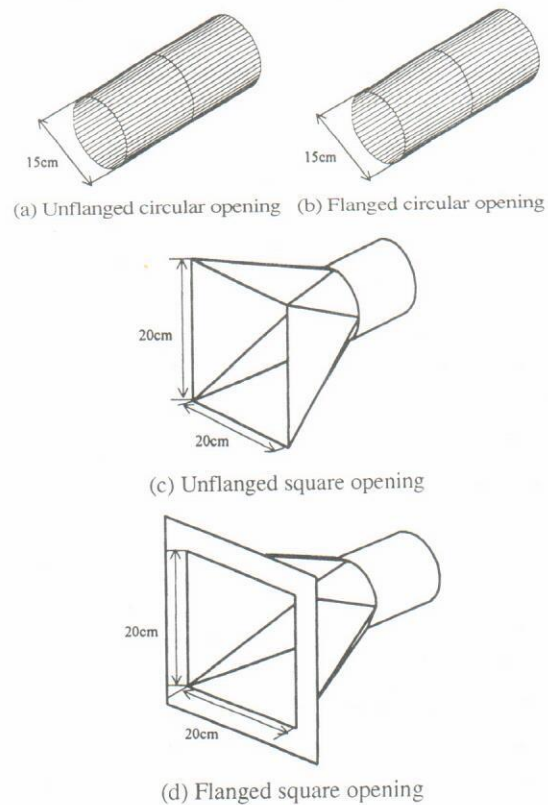


Fig. 1. Circular and square hoods for numerical simulation.

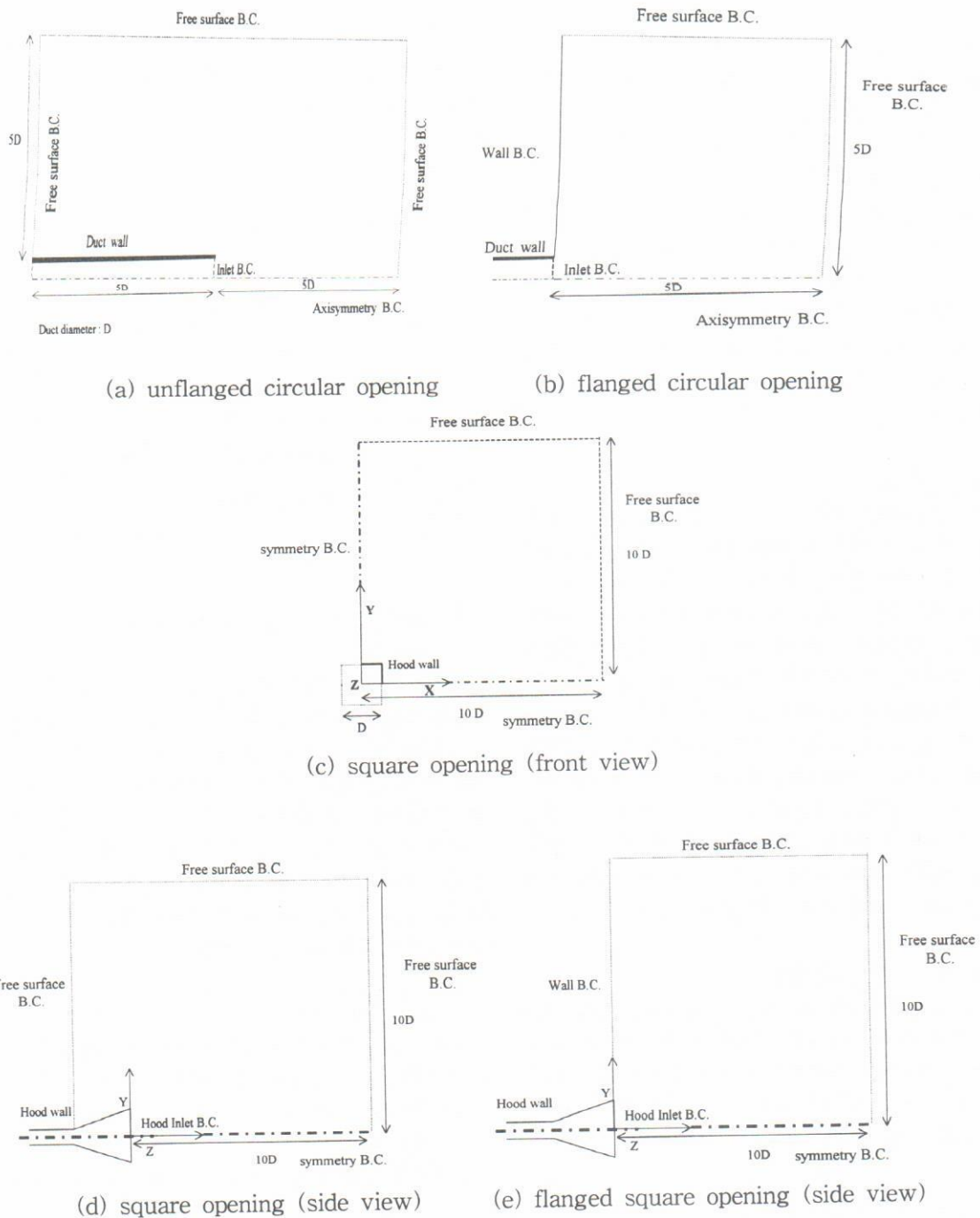


Fig. 2. Computation domain and coordinate system for general exhaust hoods.

2) 경계 조건

후드 입구면을 Inlet boundary condition으로 설정하여 Fixed velocity 조건을 적용하였다. 또한 Free surface는 Outlet boundary condition으로

설정하여, Fixed pressure 조건을 적용하였다. 플랜지는 Wall B.C.을 적용하였다. Wall에서는 유체 유동이 발생하지 않으므로 Wall B.C. 뒷면, 즉 후드 입구 뒷면은 계산 영역에서 제외하였다. 원통형 후드의

총 격자수는 4,400개이고, 후드 입구에는 15개의 격자를 형성시켰다. 또 플랜지 달린 원통형 후드는 플랜지 뒷면에 격자를 형성시키지 않았기 때문에 원통형 후드에 비해 격자수가 1/2이 작은 2,200개를 형성시켰다. 정방형 후드의 총 격자수는 39,304개이고 후드 입구에서의 격자수는 x, y, z 방향 모두 9개씩으로 총 729개를 생성시켰다. 플랜지 달린 정방형 후드의 경우 총 격자수는 28,900개로 정방형 후드보다는 적지만 후드 입구에서의 격자수는 정방형 후드와 같은 729개를 생성시켰다. 플랜지의 길이는 무한한 것으로 간주하여 계산하였다. 각 모델에 대한 경계 조건은 Fig. 2와 같다.

3) 수렴조건

충분히 수렴된 해를 구하기 위해 물리량의 최대 변화량이 10^{-12} 이하가 될 때를 수렴된 것으로 간주하였다. 약 300회 정도 반복 계산을 실시한 결과 물리량의 변화가 10^{-12} 이하로 유지되어 수렴되었고, 완전한 수렴을 확인하기 위해 약 50회 정도 더 반복 계산을 실시하였다. 본 연구에 사용된 컴퓨터(펜티엄 II, CPU-266Hz)를 이용하여 총 350회 정도의 반복계산을 실시했을 때, 원통형 후드에서는 약 10분 정도의 계산 시간이 소요되었고, 플랜지가 달린 원통형 후드는 약 5분 정도의 계산 시간이 소요되었다. 또, 정방형 후드에 대해서는 500회 정도의 반복계산에 소요되는 컴퓨터 계산 시간은 정방형 후드가 약 25분, 플랜지 달린 정방형 후드가 20분 정도였다.

4) 계산 결과 검증 방법

(1) 원통형 후드(Unflanged circular opening)

2차원 축대칭 모델을 적용하여 계산한 수치해석 결과의 정확도를 검증하기 위해 Dalla Valle(1952)와 Garrison(1977)의 실험식을 이용하였다. Dalla Valle의 중심선 속도 공식은 다음 식과 같다.

$$\frac{V}{V_0} = \frac{1}{1 + 12.73(X/D)^2} \quad (8)$$

Garrison이 제시한 중심선상 속도 계산식은 다음과 같다.

$$\frac{V}{V_0} = 1.1 \times (0.06)^{X/D} \quad \text{for } X/D < 0.5 \quad (9)$$

$$\frac{V}{V_0} = 8(X/D)^{-1.7} \quad \text{for } 0.5 \leq X/D \leq 1.5 \quad (10)$$

또 다른 실험결과로는 Kulmala(1995)가 Laser Doppler Anemometer(LDA)를 이용하여 측정한 결과와 비교하고, 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델을 이용한 수치 해석 결과와도 비교해 보기로 한다. 원통형 후드에 대한 계산 결과 정확도 검증 방법은 Table 2와 같이 요약할 수 있다.

Table 2. Validation method of numerical solutions for plain circular opening

	Reference	Method
Measurement	Dalla Valle(1952)	Measurement
	Kulmala(1995)	LDA measurement
	Garrison(1988)	Measurement
Numerical analysis	Kulmala(1995)	$k-\epsilon$ turbulence model

(2) 플랜지 달린 원통형 후드(Flanged circular opening)

플랜지 달린 원통형 후드에 대한 수치해석 결과는 Dalla Valle(1952)의 측정 결과 및 Flynn(1985)의 Potential flow solution을 이용한 수치해석의 결과와 비교하였다. 또 Drakal(1970)에 의해 제시된 무한한 길이의 플랜지를 가진 원통 입구에 대한 유체의 유속을 계산할 수 있게 제시된 해석해를 이용하여 검증하였다. 식(11)은 Drakal에 의해 제시된 무한길이의 플랜지를 가진 원통형 후드입구 중심선에서의 유속을 구하는 식이다.

$$\frac{V}{V_0} = 1 - \frac{X/D}{\sqrt{0.25 + (X/D)^2}} \quad (11)$$

Table 3은 플랜지가 달린 원통형 후드의 수치해석 결과를 검증하기 위해 사용된 방법들이다.

(3) 플랜지가 없는 정방형 후드(Unflanged square opening)

플랜지가 없는 정방형 후드의 입구 유동 수치해석

Table 3. Validation method of numerical solutions for flanged circular opening

Reference	Method
Dalla Valle(1952)	Measurement
Flynn(1985)	Potential flow solution
Drakal(1970)	Analytical solution

결과를 검증하기 위해 중심선 속도에 대한 실험식을 완성시킨 Fletcher(1977)의 공식과 Dalla Valle의 측정 결과를 비교하였다.

Fletcher의 공식은 식(12)와 같다.

$$\frac{V}{V_0} = \frac{1}{0.93 + 8.58\alpha^2} \quad (12)$$

여기서

$$\alpha = \left(\frac{X}{\sqrt{A}}\right) \left(\frac{L}{W}\right)^\beta, \quad \beta = 0.2 \left(\frac{X}{\sqrt{A}}\right)^{+1}$$

(4) 플랜지 달린 정방형 후드(Flanged square opening)

플랜지 달린 정방형 후드에 대한 수치해석 결과 검증은 Tyaglo와 Shepelev(1970)가 제시한 해석 해와 Dalla Valle의 측정 결과를 이용하였다.

Tyaglo와 Shepelev가 제시한 중심선에서의 속도 계산 공식은 식(13)과 같다.

$$\frac{V}{V_0} = \frac{2}{\pi} \arctan \frac{LW}{2X\sqrt{4X^2 + L^2 + W^2}} \quad (13)$$

5) 결과 검증

(1) 원통형 후드(Unflanged circular opening)

실험 결과와 비교

Fig. 3은 Dalla Valle(1952) 및 Garrison (1988)의 유속 측정 결과와 Kulmala(1995)가 LDA방법에 의해 측정 한 후드 입구 중심선에 대한 속도 측정 결과를 CFD-ACE를 이용하여 실시한 수치해석 결과와 비교한 것이다. X/D가 0.3이하에서는 수치해석 결과 및 Dalla Valle의 측정 결과보다는 낮고 Garrison의 값보다는 약간 높은 값을 예측하였다. 하지만 LDA측정 결과와는 매우 일치한 값으로 나타났다. 측정값과 수치해석 결과를 비교해 볼 때, X/D가 0~0.4에서 약간 차이가 발생한 것을 제외하고는 측정 결과와 수치해석 결과가 거의 일치하는 것을 알 수 있다.

수치해석의 정확도를 평가하기 위해 수치해석과 측정치의 차이를 백분율(%)로 계산해 보았다.

$$\text{차이}(\%) = \frac{\text{수치해-측정 결과}}{\text{측정 결과}} \times 100 \quad (14)$$

위의 식에 적용해 보았을 때, Dalla Valle의 측정 결과와 수치해석 결과를 비교해보면, 평균 5% 정도 수치해석 값이 높게 나타났다. 그리고 최대 차가 발생한 지점은 X/D가 1.2인 지점에서 약 17%정도의 오차가 발생했다. Garrison의 결과와는 6.6% 정도의 차이가 난다. 하지만, LDA측정 결과와 비교해보면,

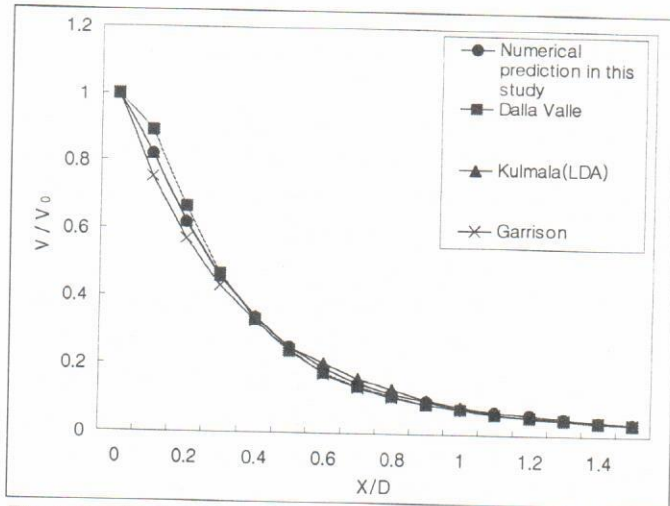


Fig. 3. Predicted and empirical centerline velocities for unflanged circular opening.

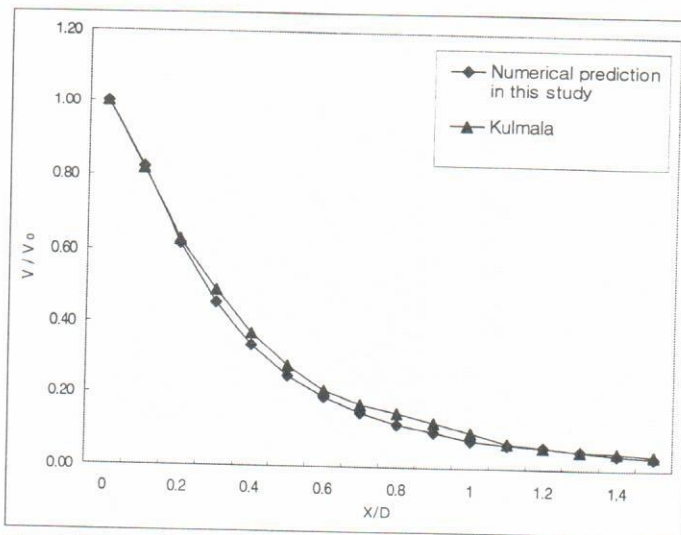
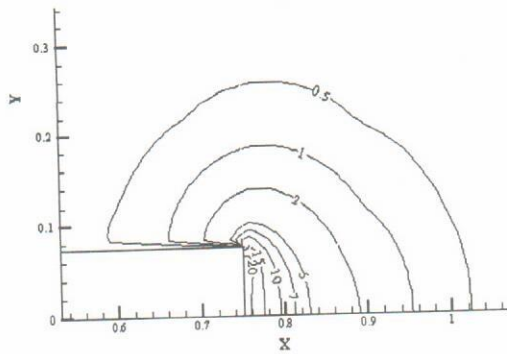
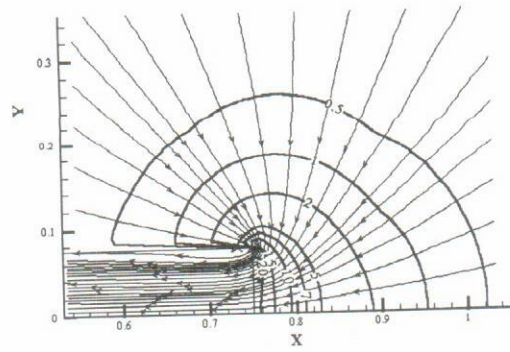


Fig. 4. Predicted centerline velocities for unflanged circular opening.



(a) Velocity contour



(b) Velocity contour combined with streamline

Fig. 5. Velocity contour and Velocity contour combined with streamline for unflanged circular opening.

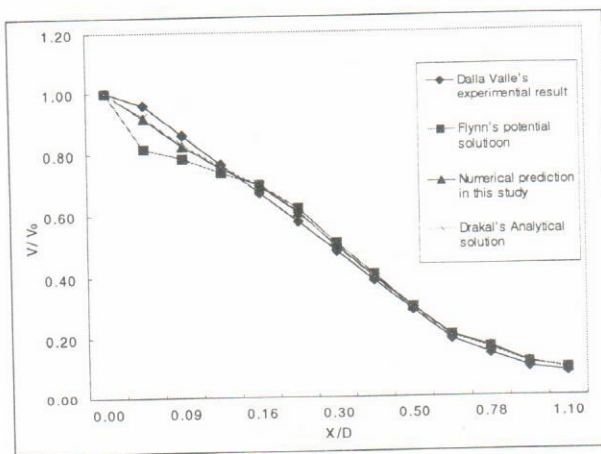


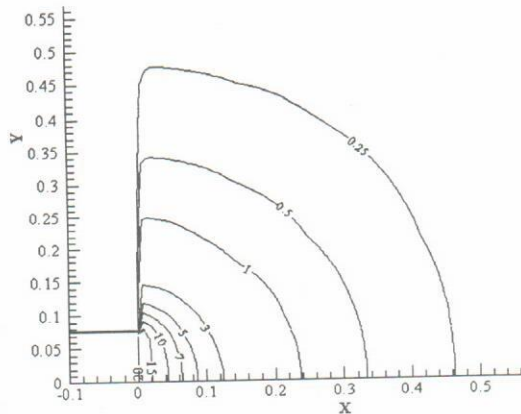
Fig. 6. Centerline velocities for flanged circular opening.

평균 1.6% 정도 측정 결과 값이 높게 나타났고, 최대 오차도 8% 정도에 불과해 수치해석으로 원통형 후드 입구 유동장을 정확히 해석해 낼 수 있는 것으로 나타났다.

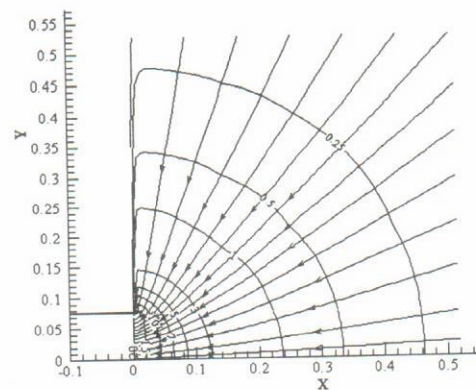
다른 수치해석 결과와 비교

Fig. 4는 Ilpo의 수치해석 결과와 CFD-ACE를 이용한 수치해석 결과를 비교한 것이다. Kulmala의 예측 값보다는 약간 낮게 예측된 것으로 나타났다. 두 값을 비교해 보면, Kulmala의 결과와는 약 9.3% 정도의 차이가 난다. X/D 가 1 이상이 되면 두 가지 수치 모델이 매우 일치하였다.

Fig. 5는 원통형 후드에 대한 수치해석 결과 그림으로 a)는 등속도선을 나타낸 것이고, b)



(a) Velocity contour



(b) Velocity contour combined with streamline

Fig. 7. Velocity contour and Velocity contour combined with streamline for flanged circular opening.

는 등속도선과 유선을 나타낸 것이다. 등속도선을 살펴보면, 후드 입구에서는 타원형이지만 입구에서 멀어질수록 원형으로 변하는 것을 알 수 있다.

(2) 플랜지 달린 원통형 후드(flanged circular opening)

Fig. 6은 플랜지가 달린 원통형 후드에 대한 수치 해석 결과를 비교한 그래프이다. 먼저, Dalla Valle의 측정결과와 비교했을 때 후드 입구에서 약간의 차이가 발생했을 뿐 전반적으로 결과가 매우 일치하고 있다는 것을 알 수 있다. 특히 해석해와는 후드 입구뿐만 아니라 전체적으로 중심선에서의 속도 분포 결과가 일치하는 것으로 나타났다. 난류 유

동을 고려하지 못한 Potential flow solution의 결과는 후드 입구에서 발생되는 난류의 영향으로 후드 입구에서 약간의 차이를 보이고 있지만, 후드 입구에서 멀어질수록 측정결과와 매우 일치한 값을 나타내고 있다. Dalla Valle의 실험결과와 수치 해석해와의 차이는 약 4.8% 정도에 불과해 수치 해석프로그램의 후드 입구 유동장 해석 능력이 우수한 것으로 나타났다.

Fig. 7은 플랜지 달린 원통형 후드에 대한 등속도선과 유선을 나타낸 것이다.

원통형 후드에 대한 수치해석 결과를 실험결과와 해석해 그리고, 다른 수치해석 결과와 비교했을 때 본 연구에서 실시된 수치해석의 결과가 매우 정확하고 후드 입구 유동 예측 능력이 충분하다고 판단된다.

(3) 플랜지가 없는 정방형 후드(Unflanged square opening)

Fig. 8은 Fletcher의 공식 및 Dalla Valle의 측정 결과와 수치해석 결과의 중심선 속도를 그래프로 나타내어 비교한 것이다. 결과 비교에서 Dalla Valle의 측정 결과는 측정 결과를 공식화한 자료가 없어 그래프에 제시된 자료를 읽었기 때문에 정확한 값으로 인정하기는 어렵지만 후드 입구 유동장에 대한 현상 파악은 할 수 있을 것으로 판단된다. 그림 8에서 알 수 있듯이 Dalla Valle의 실험 결과

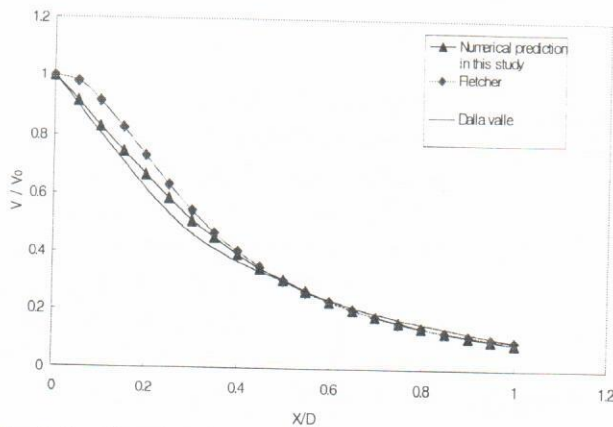
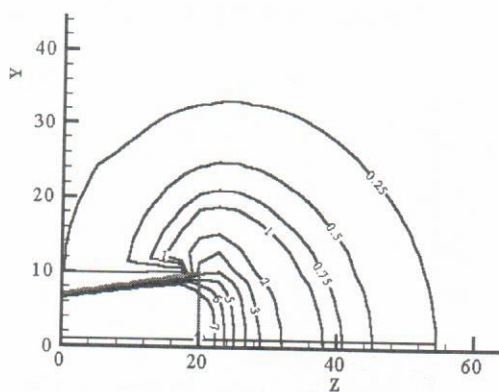
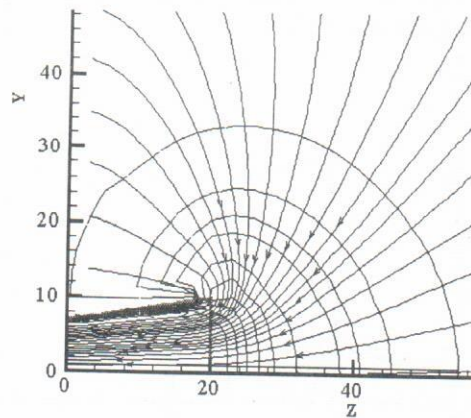


Fig. 8. Predicted and empirical centerline velocities for unflanged rectangular opening.



(a) Velocity contour



(b) Velocity contour combined with streamline

Fig. 9. Velocity contour and Velocity contour combined with streamline at y-z plane for unflanged square opening.

와 수치해석 결과 그래프를 비교해보면, 중간부분에 약간의 차이가 있을 뿐 매우 잘 일치하고 있다.

Fletcher의 실험 결과와 수치해석 결과를 비교해보면, 전체적인 차이는 평균 3%정도였고 가장 많은 차이는 9%정도였다. 결과에서 알 수 있듯이 후드 입구에서는 약간의 오차가 있지만, X/D 가 약 0.5 이상이 되면 세 결과가 거의 일치하였다.

Fig. 9는 정방형 후드에 대한 수치해석 결과를 그림으로 나타낸 것으로, y - z 면의 등속도선과 유선을 나타낸 것이다.

(4) 플랜지 달린 정방형 후드(Flanged square opening)

Fig. 10은 해석해, Dalla Valle의 측정 결과와

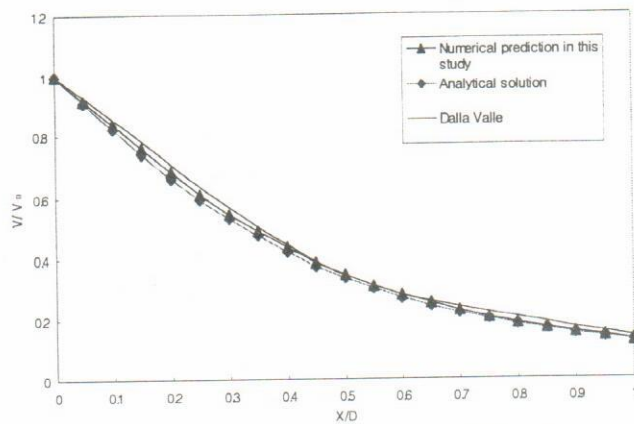
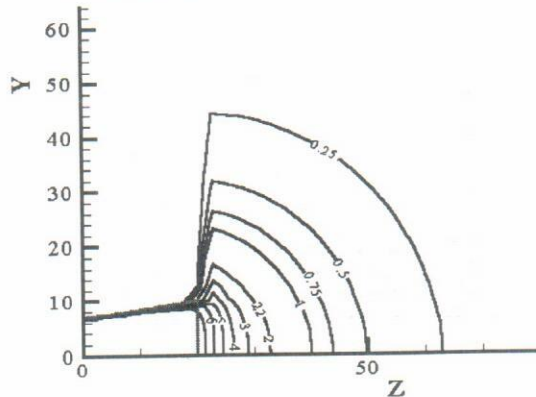
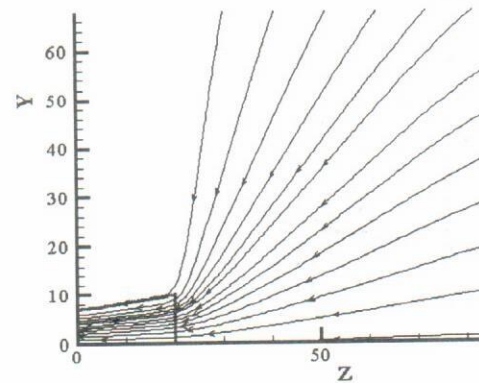


Fig. 10. Predicted and empirical centerline velocities for flanged rectangular opening.



(a) Velocity contour



(b) Streamline

Fig. 11. Velocity contour and Streamline at y - z plain for flanged square opening.

수치해석 결과를 나타낸 그림이다. 수치해석결과와 해석해를 비교해보면, 평균 약 2.4%정도의 오차를 나타내고 있어 두 예측 결과가 매우 잘 일치하고 있다는 것을 알 수 있다. Dalla Valle의 실험결과와도 거의 일치하는 값을 나타내고 있다.

Fig. 11은 플랜지 달린 정방형 후드에 대한 등속도선과 유선을 y - z 면에 대해 나타낸 것이다.

2. 푸쉬-풀 후드

CFD-ACE의 분류(Jet)에 대한 예측능력을 평가해보기 위해, Heinsohn(1991)이 급기 유량 및 유속을 변화시키면서 실시한 3가지 수치실험과 같은 조건으로 푸쉬-풀 후드에 대한 수치해석을 하여 Heinsohn의 결과와 비교했다.

1) 수치해석 모델

Heinsohn이 푸쉬-풀 후드에 대해 실시한 모델의 조건은 Table 4와 같다.

Table 4에서 알 수 있듯이 Heinsohn이 실시한 수치해석에서는 배기 유량을 슬롯 길이 당 $0.495\text{m}^3/\text{s}/\text{m}$ 로 고정하였고, 푸쉬노즐 급기 유량(QB)과 급기 유속(UB)을 변화시켰다. 각 모델에 대한 급기 유량과 유속의 변화에 따른 비교는 다음과 같다.

Case 1과 Case 3을 비교해 보면, 급기 유량은 슬롯 길이 당 $0.0571\text{m}^3/\text{min}$ 으로 동일하지만 급기 유속은 Case 1이 Case 3보다 2배 빠르게 설정되어 있다. 즉 푸쉬-

풀 후드에 있어 급·배기 유량이 같을 때 푸쉬 노즐의 유속에 의한 환기 장치의 효율을 평가했다.

Case 2와 Case 3의 비교에서는 푸쉬 노즐의 유속이 3.93m/s와 3.81m/s로 거의 동일할 때, 급기 유량의 차이에 따른 푸쉬-풀 후드의 기류 변화를 예측하여 효율을 평가했다.

2) 경계 조건 및 수렴조건

Fig. 12는 푸쉬-풀 후드 모델의 경계 조건을 나타낸 것이다. Free surface인 Top과 Left surface

Table 4. Configurations of push-pull ventilation system for numerical simulations

Case	QB m ³ /s per m of slot	SB (m)	UB (m/s)	QE/QB
1	0.0571	0.00725	7.88	8.67
2	0.0285	0.00725	3.93	17.34
3	0.0571	0.01500	3.81	8.67

Exhaust volumetric flow rate per m of slot (QE/L) : 0.495m³/s/m
 Exhaust volumetric flow rate per m² of liquid surface (QE/A) : 0.283m³/s/m
 Vessel width (W) : 1.8m
 Exhaust slot height (SE) : 0.195m

QB : Flow rate of push nozzle

QE : Flow rate of exhaust slot

SB : Push nozzle height

UB : Push air velocity

(a) Unflanged circular opening (b) Flanged circular opening

(c) Unflanged square opening (d) Flanged square opening

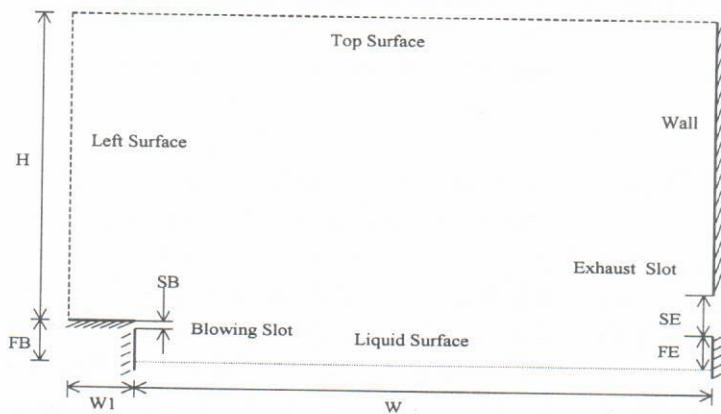


Fig. 12. Computational domain for push-pull ventilation system.

는 Fixed pressure 조건을 주었다. 푸쉬 노즐은 급기 유량을 쉽게 맞추기 위해 Fixed velocity 조건을 주었다. 풀 후드는 Inlet 조건을 주어 배기 유량을 풀 후드 단면적으로 나눈 값을 속도로 결정하여 풀 후드 단면적에서 동일한 유속으로 배기된다고 가정하여 Fixed velocity 조건을 주었다. 격자의 수는 2,025개(가로×세로: 45×45)이고, 푸쉬 노즐에는 3개, 배기 슬롯에는 15개를 생성시켰다. 물리량의 최대 변화량이 10^{-12} 이하가 될 때를 수렴된 것으로 간주했고, 300회 정도 반복 계산을 실시한 결과 물리량의 변화가 10^{-12} 이하로 유지되어 수렴되었다. 이 때 계산시간은 약 5분이 소요되었다.

3) 결과 비교

Heinsohn이 실시한 각 모델에 대한 수치해석 결과를 요약하면 다음과 같다.

동일한 급·배기 유량으로 급기 유속을 변화시켰을 때 푸쉬-풀 후드의 성능을 비교·평가한 Case 1과 Case 3의 예측 결과에서, 급기 유속이 낮은 Case 3의 경우에 푸쉬 노즐 근처에서 제트기류의 움직임이 완만하고 액 표면을 가로질러 부드럽게 공기를 끌고 지나가기 때문에 작업장으로 유출되는 오염물질의 농도가 Case 1보다 낮은 것으로 예측되었다. 이러한 현상은 Case 1의 푸쉬 노즐에서 빠른 속도로 공기를 분사시키게 되면, 공기의 점성에 의해 Case 3보다 푸쉬 노즐 주위에서 많은 양의 공기가 풀 후드 쪽으로 이동하게 된다. 하지만 배기시키는 유량은 일정하기 때문에 푸쉬 노즐의 빠른 기류를 따라 이동한 많은 양의 공기를 충분히 배기시키지 못하게 되어, 후드의 배기 효율을 저하시키는 결과를 가져오게 된다.

푸쉬 노즐 분사속도는 거의 동일하게 유지하고, 급기 유량 차이를 두 배로 설정한 Case 2와 Case 3의 예측 결과 비교에서는, 급기 유량이 많은 Case 3에서 오염물질 배출이 적은 것으로 나타났다. 동일한 유속으로 급기를 하더라도 급기 유량이 적으면, 푸쉬 노즐에서 분사된 기류가 분사된 후 급격히 속도가 저하되었기 때문에 풀 후드까지 충분

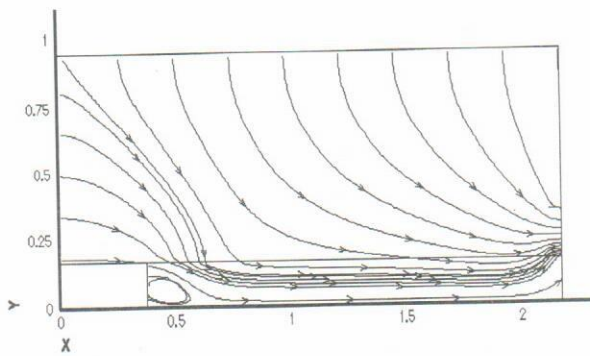
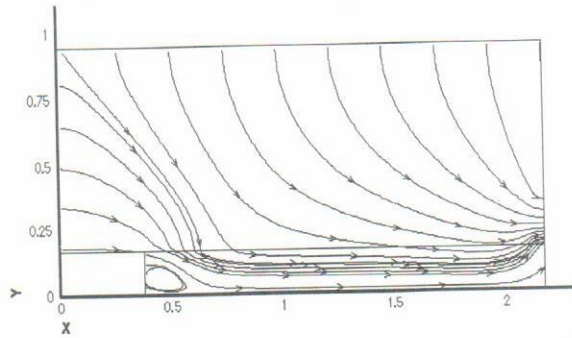
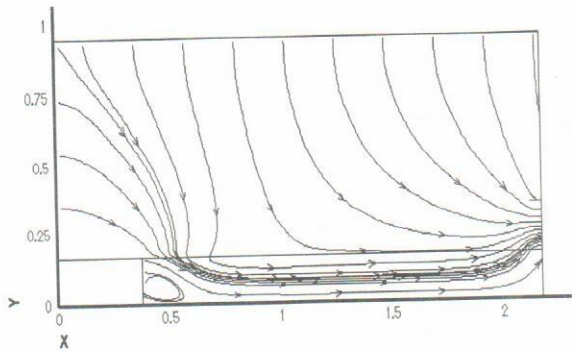


Fig. 13. Streamline for Case 1, Case 2 and Case 3, respectively.

하게 기류를 밀어주지 못해 배기 효율이 저하되는 것으로 나타났다.

Heinsohn의 예측 결과에 의하면, 폭 1.8m인 개방조에서는 푸쉬 노즐 유량은 액 표면적당 $0.283\text{m}^3/\text{s/m}$, 푸쉬 노즐 급기 유속은 3.81m/s 일 때 푸쉬-풀 후드의 배기 효율이 가장 우수하였다.

CFD-ACE(Ver 4.0)를 이용한 Case 1~3에 대한 수치해석 결과는 다음과 같다.

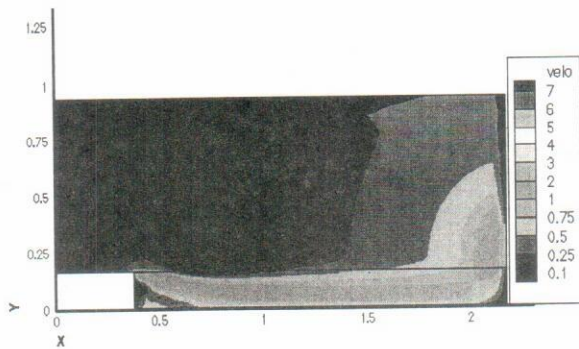
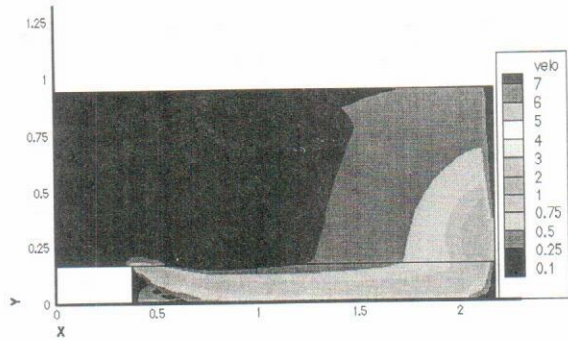
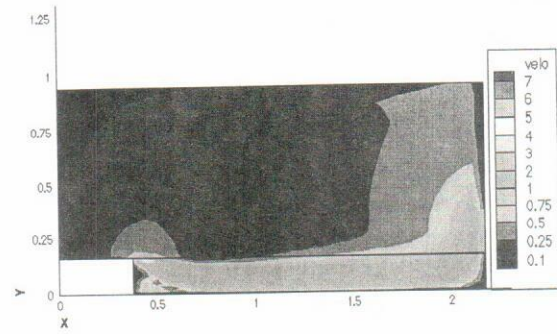


Fig. 14. Velocity contour in Case 1, Case 2 and Case 3, respectively.

Fig. 13은 푸쉬-풀 후드의 유선을 나타낸 것이다. Case 1에서는 빠른 급기 기류에 의해 푸쉬 노즐 주위의 기류가 풀 후드 쪽으로 밀려가지 않고, 오히려 푸쉬 노즐 쪽으로 빨려 들어오고 있는 것을 알 수 있다. 하지만, Case 2와 Case 3에서는 푸쉬 노즐 주위의 기류가 노즐 쪽으로 빨려 들어오지 않고, 푸쉬 기류에 의해 풀 후드 쪽으로 밀려가고 있다. Heinsohn의 수치해석 결과와 마찬가지로 빠른 푸

쉬 노즐의 기류에 의해 푸쉬 노즐 주위의 공기가 노즐 쪽으로 이동을 하게 되고, 많은 양의 공기가 빠른 속도로 풀 후드 쪽으로 이동을 하기 때문에 풀 후드가 충분히 배기시키지 못하는 현상이 발생하게 된다.

Fig. 14는 3가지 모델에 대한 수치해석 결과를 등속도선으로 나타낸 것이다. Case 1과 Case 3의 비교에서, 유선 비교에서와 마찬가지로 Case 1보다 Case 3에서 0.25m/s 등속도선이 더 넓은 면적을 가지고 분포되어 있기 때문에 오염물질의 제어효율이 더 우수하다는 것을 알 수 있다.

또, Case 2와 Case 3을 비교해 보면, Case 3은 적당한 양의 급기 유량으로 푸쉬 노즐에서 분사된 기류가 액 표면위에서 약 1m/s 정도의 속도를 유지하고 있지만, 급기 유량이 부족한 Case 2에서는 푸쉬 노즐에서 분사된 뒤 급기 유속이 급격하게 줄어들어 0.5m/s 이하의 낮은 유속으로 액 표면 위를 흐르는 것을 알 수 있다. 즉 Heinsohn의 수치해석 결과와 같이 푸쉬 노즐에서 분사 속도는 같았지만 급기 유량이 적기 때문에 Case 2의 푸쉬 노즐이 액 표면 위의 기류를 풀 후드 쪽으로 충분히 "밀어" 주지 못하는 것으로 나타났다.

이상 세 가지 모델에 대한 수치해석의 결과를 요약하면 다음과 같다.

수치해석 결과 같은 유량을 급·배기 시키더라도 급기구의 유속이 너무 강하면 푸쉬 노즐의 기류에 의해 노즐 주위의 공기가 풀 후드 쪽으로 많이 이동하지만, 풀 후드에서 충분히 배기 시켜주지 못하기 때문에 전반적인 환기 시스템 효과는 저하된다 (Case 1, Case 3의 비교).

또 푸쉬 노즐의 분사 속도가 같더라도, 급기 유량이 너무 적으면 푸쉬 노즐에서 분사된 기류가 오염물질의 풀 후드까지 충분히 밀어주지 못하기 때문에 오염물질 제어효과가 저하된다 (Case 2, Case 3의 비교).

푸쉬-풀 후드에 대한 CFD-ACE의 수치해석 결과 Heinsohn이 실시한 수치해석의 결과와 매우 잘 일치하였고, Case 3이 오염물질 배기 효과가 가장 우수하다는 것으로 예측되었다. Case 1 및 Case 3과 거의 비슷한 경계조건으로 실시한 조(1995)의 수치해석 결과에서도 Case 3의 효과가 Case 1보다 우수하였다.

푸쉬-풀 후드에 대한 수치해석 결과는 비교 모델로 사용된 Heinsohn의 수치해석 결과와 매우 일치

한 결과를 얻을 수 있었다. 이 결과로 미루어 전산 유체가 푸쉬 노즐에 의해 분사되는 분류(Jet)의 기류를 충분히 예측할 수 있는 것으로 나타났다.

IV. 결론 및 향후 과제

본 연구는 상용 전산유체 프로그램인 CFD-ACE를 이용한 수치해석법으로 후드 입구 유체 유동을 예측한 다음, 결과의 검증을 통해 산업환기 분야에 적용 가능성을 알아보기 위한 것이다. 수치해석을 통해 국소배기 시설의 설계 인자를 찾아 낼 수 있다면, 많은 특수한 형태의 후드의 설계시 적용 가능하기 때문에 시간과 비용면에서 매우 효과적인 방법이라 하겠다.

수치해석의 후드 입구 유동장 해석 능력을 비교·평가하기 위해 원통형 후드, 정방형 후드 그리고 푸쉬-풀 후드를 모델로 설정하였다. 실험결과, 해석해, 그리고 다른 수치해석 결과를 이용하여 수치해석 결과와 비교·평가한 결과는 아래와 같다.

1) 원통형 후드 (Circular opening)

① 플랜지 유·무에 관계없이 2차원 축대칭 모델에 의한 원통형 후드에 대한 수치해석의 예측 능력은 뛰어났다.

② 플랜지가 없는 원통형 후드의 경우 LDA측정 결과와는 차이가 1.6% 정도에 불과한 매우 뛰어난 예측 능력을 가진 것으로 나타났다. 또 해석해와의 비교에서도 거의 일치한 값을 얻었다.

2) 정방형 후드 (Square opening)

① 3차원 모델을 이용한 정방형 후드에 대한 유동 예측 능력은 실험 결과와 비교했을 때 원통형 모델 보다는 약간 많은 차이를 나타냈지만, 만족할 만한 결과를 나타냈다.

② 플랜지가 없는 정방형 후드의 경우 실험결과와 비교했을 때 후드 입구 영역에서 실험결과보다 약간 높게 예측됐지만, 거리가 멀어질수록 매우 잘 일치된 값을 보였다.

③ 플랜지가 달린 정방형 후드에서는 실험결과보다 수치해석에 의한 결과가 약간 낮은 값을 나타냈지만, 큰 차이는 발견할 수 없었다. 특히 해석해와 비교했을 때 평균 2.4% 정도의 차이밖에 보이지 않

아 3차원 정방형 후드에 대한 유체 유동의 예측 능력도 충분한 것으로 나타났다.

3) Push-Pull Hood

분류(jet)에 대한 예측 능력을 평가하기 위해 2차원 푸쉬-풀 후드에 대한 수치해석을 실시하였다. 예측 결과 급·배기 유량 및 유속의 변화는 푸쉬-풀 환기 장치의 효과에 많은 영향을 미치는 것으로 나타났다. Heinsohn(1991)과 조(1995)의 연구 결과와도 매우 비슷한 결과를 예측해 냈다.

① 수치해석 결과 같은 유량을 급·배기 시키더라도 급기구의 유속이 너무 강하면 푸쉬 노즐의 기류에 의해 노즐 주위의 공기가 풀 후드 쪽으로 많이 이동하지만, 풀 후드에서 충분히 배기 시켜주지 못하기 때문에 전반적인 환기 시스템 효과는 저하된다(Case 1, Case 3의 비교).

② 푸쉬 노즐의 분사 속도가 같더라도, 급기 유량이 너무 적으면 푸쉬 노즐에서 분사된 기류가 오염물질의 풀 후드까지 충분히 밀어주지 못하기 때문에 오염물질 제어효과가 저하된다(Case 2, Case 3의 비교).

이상의 결과 비교를 종합해 보면, 전산유체를 이용한 수치해석의 결과 매우 만족할 만한 결과를 얻을 수 있었다. 그러나, 본 연구에서는 등온장으로 가정하였고, 기류의 흐름에 따른 오염물질 농도 예측을 하지 못했다. 향후 연구에서는 온도 분포에 따른 기류 변화와 기류 변화에 따른 오염물질 농도 분포 예측에 관한 연구가 필요하다.

감사의 글

본 연구는 1998년도 산업안전공단 산업보건연구원 직업병예방 연구용역의 일환으로 수행되었으며 이에 감사를 표합니다. 또한 전산유체역학 소프트웨어 운용에 많은 도움을 아끼지 않으신 창원대학교 기계설계학과 유근중 교수님께 감사드립니다.

REFERENCES

김복순 : 열유체 수치해석에 의한 환경/에너지 시스템 고도 설계 연구 : 폐유 소각로, 열저장조, 원통형 후드, 충남대학교 석사논문, 1996
김태형, 하현철 : Lagrangian Numerical Prediction of

Contaminant Concentration around Obstacles, 한국대기보전학회, 1997:13(E)

김현석 : 외부식 다단형 슬로트 후드의 효율 향상에 관한 연구, 서울대학교 석사학위 논문, 1993

한국산업안전공단, 산업환기 기술 세미나. 기술 자료 위생 93-3-4, 한국산업안전공단, 1993

심광진, 정동인, 오세민 : 국소배기장치 효율 향상에 관한 실험실적 연구, 한국산업안전공단, 1996

윤명조, 김정현, 이상호, 강준원 : 후드의 층만 효과 활용 기법에 관한 연구, 한국산업위생학회지, 1991: 1(1):1-7

이재현 : 열전달 및 유체 유동 수치해석, 대한 교과서, 1997

조석호 : 푸시풀 환기장치에서의 난류 유동과 오염농도의 평가, 지산전문대학 논문집, 1995:13:271-283

American Conference of Governmental Industrial Hygienists(ACGIH) Industrial Ventilation-A Manual of Recommended Practice, 22nd ed. Cincinnati, OH : ACGIH, 1995

Jansson, A : Modelling Air Flow-Fields Outside Local Exhaust Openings, Vent 88, 1988:25-32

Anastas, M.Y : Computation of the Initial Unknown Boundaries of Flow Fields Generated by Local Exhaust Hoods, Am. Ind. Hyg. Assoc. J., 1991:52:379-534

Burton, D. J : Industrial Ventilation Work Book, DJBA, Inc., Salt Lake City, 1994

Burgess, W. M., Ellenbecker, M. J., and Treitman, R. D : Ventilation for Control of the Work Environment, New York: John Wiley & Sons, 1989

CFD-ACE : Theory Manual, CFD Research corporation, 1998

Dalla Valle, J. M : Exhaust Hood, 2nd ed, New York: Industrial Press, 1952

Goodfellow, H. D : Advanced Design Of Ventilation System for Contaminant Control, Elsevier, 1985

Kulmala, I : Numerical Calculation of Air Flow Fields Generated by Exhaust Opening. Am. Ind. Hyg. Assoc. J., 1993: 37(5):451-467

Kulmala, I : Numerical Calculation of an Air Flow Field Near an Unflanged Circular Exhaust Opening, Staub-Reinhaltung der Luft, Finland, 1995: 55:131-135

Kulmala, I : Numerical Simulation of Unflanged Rectangular Exhaust Openings. Am. Ind. Hyg. Assoc. J., 1995:56:1099-1106

Kulmala, I : Advanced Design of Local Ventilation Systems, Finland, VTT Publications, 1997

Flynn, M. R., Miller, C. T : Comparison of Models for Flow Through Flanged and Plain Circular Hoods, Ann, Occup. Hyg., 1988: 32(3):373-384

Flynn, M. R., Miller, C. T : The Boundary Integral Equation Method (BIEM) for Modeling Local Exhaust Hood Flow Fields, Am. Ind. Hyg. Assoc. J., 1989: 50(5): 281-288

Flynn, M. R., Miller, C. T., Fitzgerald, M. L., George, D. K., Smith, K. N., Tum Sudem. K. D : The Simulation of Local Exhaust Ventilation Problems, Vent'88, 1988: 33-40

Flynn, M. R : The Potential Flow Solution For Air Flow Into A Flanged Circular Hood Am. Ind. Hyg. Assoc. J., 1985:46(6):318-322

Robinson, M., Ingham, D. B : Numerical Modelling Of The Flow Pattern Induced By A Push-Pull Ventilation System Ann. Occup. Hyg., 1996:40(3):293-310

Garrison, R. D., Park, C. H., Wang, Y : Finite

Element Modeling for Velocity Characteristics of Local Exhaust Inlets Vent'88, 1988:15-24

Braconnier, R., Regnier, R., Bonthoux, F : An Experimental and Numerical Study of the Capture of Pollutants over a Surface-Treating Tank Equipped with a Suction Slot, Vent'91, 1991:95-105

Heinsohn, R. J : Industrial Ventilation: Engineering Principles, New York: John Wiley & Sons, 1991

Patankar, S. V : Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corp, 1980

Sciola, V : The Practical Application of Reduced Flow Push-Pull Plating Tank Exhaust Systems Vent' 91, 1991:139-148