

'98 직업병 예방 용역 연구 보고서

전산 유체 역학을 응용한
산업환기 공학 연구
(최종 보고서)

1998. 12

한국산업안전공단
산업보건연구원

제 출 문

한국 산업안전공단 산업보건연구원장 귀하

본 용역 연구보고서를 1998년도 산업보건 연구원의 직업병 예방을 위한 연구 용역 지원사업으로 수행된 “전산유체역학을 응용한 산업환기 공학 연구”에 대한 최종 보고서로 제출합니다.

1998년 12월 20일

연구 책임자 : 김 태형

공동 연구자 : 하 현철

김 환태

최 찬기

김 종철

박 동희

목 차

목 차	i
표 목차	iv
그림 목차	iv
부록 그림 목차	vii
부록 표 목차	xi
기호 및 약어 설명	xii
I. 서론	1
1. 연구 배경 및 목적	1
2. 기존의 연구	4
II. 지배 방정식 및 수치해석 방법	9
1. 일반 지배 방정식	9
1) 연속 방정식	9
2) 운동량 방정식	9
3) 난류 모델	10
4) 벽 함수	12
2. 수치해석 방법	15
1) 이산화 방법	15
2) 수치해석 알고리즘	15
3. 경계 조건	22
1) Free Surface	22
2) Exhaust Opening	23
3) Wall Boundary	23

Ⅲ. 수치해석 결과 검증	24
1. 원통형 후드	24
1) 원통형 후드 모델	24
2) 경계 조건	25
3) 수렴 조건	29
4) 계산 결과 검증 방법	29
5) 결과 검증	31
2. 정방형 후드	35
1) 정방형 후드 모델	35
2) 경계 조건	36
3) 수렴 조건	41
4) 결과 검증	41
3. Push-Pull Hood	44
1) 수치해석 모델	45
2) 경계 조건	46
3) 결과 비교	47
4. 플레넘형 슬롯후드.....	52
1) 실험	53
2) 수치해석	57
3) 결과비교	58

VI. 슬롯후드 설계 파라미터 의 탐색	66
1. 플레넘이 부착된 슬롯 후드	66
1) 수치해석 모델	67
2) 수치해석 결과	69
2. 플레넘이 부착되지 않은 슬롯 후드 유동예측.....	71
1) 수치해석 모델	71
2) 수치해석 조건	73
3) 수치해석 결과	78
V. 결론	84
1. 수치해석 결과 검증	84
1) 원통형 후드(Circular opening)	84
2) 정방형 후드(Square opening)	85
3) Push-pull hood	85
4) 플레넘형 슬롯 후드 (Plenum type slot hood)	85
2. 슬롯 후드 입구 균일류형성에 영향을 미치는 인자	86
VI. 향후 연구과제	87

표 목 차

Table 1. Values of the constants in the $k-\varepsilon$ mode	12
Table 2. Number of grid points	27
Table 3. Validation method of numerical solutions	30
Table 4. Validation method of numerical solutions for flanged circular opening	31
Table 5. Number of grid points	38
Table 6. Configurations of push-pull ventilation system for numerical simulation	45
Table 7. Dimension of experimental set-up	53
Table 8. Test cases for the plenum type slot hood .V.....	55
Table 9. Comparion of the predicted and the measured velocities with plenum depth=7.5 cm	58
Table 10. Comparion of the predicted and the measured velocities with plenum depth=10 cm	62
Table 11. Test cases for plenum type slot hood	68
Table 12. Test cases for plenum type slot hood	72
Table 13. Number of grid points	76
Table 14. Predicted C.V. for slot hood	78
Table 15. 3-way ANOVA	82
Table 16. X_2 vs X_3 2-way ANOVA	82

그 립 목 차

Fig. 1 Configuration of push-pull hood for a melting furnace	4
Fig. 2 Numerical prediction for the push-pull hood	5
Fig. 3 Predicted air flow field in the paint spray booth	6

Fig. 4 Predicted contaminant concentration in the paint spray booth	7
Fig. 5 The velocity distribution low near the wall	13
Fig. 6 Staggered locations for u and v	16
Fig. 7 Control volume for u	16
Fig. 8 Control volume for v	17
Fig. 9 Solution flowchart for SIMPLE-C algorithm	21
Fig. 10 Unflanged circular opening	24
Fig. 11 Flanged circular opening	25
Fig. 12 Computational domain and coordinate system for unflanged circular opening	26
Fig. 13 Computational domain and coordinate system for flanged circular opening	26
Fig. 14 Computational domain and grid for unflanged circular opening	28
Fig. 15 Computational domain and grid for flanged circular opening	28
Fig. 16 Predicted and empirical center-line velocities for unflanged circular opening	32
Fig. 17 Predicted center-line velocities for unflanged circular opening	33
Fig. 18 Center-line velocities for flanged circular opening	34
Fig. 19 Unflanged square opening	35
Fig. 20 Flanged square opening	35
Fig. 21 Computational domain and coordinate system for square opening (front view)	36
Fig. 22 Computational domain and coordinate system for square opening (side view)	37
Fig. 23 Computational domain and coordinate system for flanged square opening (side view)	37
Fig. 24 Computational domain and grid for plain square opening (front view)	39

Fig. 25 Computational domain and grid for plain square opening (side view)	39
Fig. 26 Computational domain and grid for flanged square opening (side view)	40
Fig. 27 Predicted and empirical center-line velocities for unflanged rectangular opening	42
Fig. 28 Predicted and empirical center-line velocities for flanged rectangular opening	43
Fig. 29 Computational domain for push-pull ventilation system.....	46
Fig. 30 Computational domain and grid for push-pull ventilation system	47
Fig. 31~Fig. 33 Streamline for Case 1, Case 2 and Case 3. respectively	49
Fig. 34~Fig. 36 Velocity contour in Case 1 , Case 2 and Case 3, respectively	50
Fig. 37~Fig. 39 Axial velocity contour in Case 1 , Case 2 and Case 3, respectively	51
Fig. 40 Experimental facility	54
Fig. 41 Plenum type slot hood	54
Fig. 42 Orifice differential pressure .vs. Air flow rate	56
Fig. 43 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=5cm and slot velocity=5m/s	59
Fig. 44 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=5 cm and slot velocity=10 m/s	59
Fig. 45 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=10 cm and slot velocity=5 m/s	60
Fig. 46 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=10 cm and slot velocity=10 m/s	61
Fig. 47 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=5 cm and slot velocity=5 m/s	63

Fig. 48 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=5 cm and slot velocity=10 m/s	63
Fig. 49 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=10 cm and slot, velocity=5 m/s	64
Fig. 50 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=10 cm and slot velocity=10 m/s	65
Fig. 51 Design parameter for plenum type slot hood (ACGIH IV manual)	66
Fig. 52 Configuration plenum type slot hood used for CFD simulation	67
Fig. 53 Calculation domain and grid for plenum type slot hood	69
Fig. 54 C.V. for the various configuration	70
Fig. 55 Configuration of slot hood used for CFD simulation	72
Fig. 56 Slot hood($W/L < 0.2$)	72
Fig. 57 Computation domain and coordinate system for slot hood(front view)...	73
Fig. 58 Computation domain and coordinate system for slot hood(side view)....	74
Fig. 59 Computation domain and coordinate system for slot hood(top view).....	74
Fig. 60 Computation domain and grid for slot hood	75
Fig. 61 Computation domain and grid for slot hood(Y-Z).....	77
Fig. 62 Computation domain and grid for slot hood(X-Z).....	77
Fig. 63 Prediction of C.V. for slot hood	79
Fig. 64 C.V. for the various configuration with face take off angle(60°).....	80
Fig. 65 C.V. for the various configuration with face velocity(2.5m/s).....	81
Fig. 66 C.V. for the various configuration	83

부 록 그 림 목 차

Fig. 1 Velocity field for unflanged circular opening	92
Fig. 2 Velocity field for unflanged circular opening	92
Fig. 3 Velocity contour for unflanged circular opening	93
Fig. 4 Velocity contour for unflanged circular opening	93

Fig. 5 Velocity field combined with velocity contour for unflanged circular opening	94
Fig. 6 Velocity field combined with velocity contour for unflanged circular opening	94
Fig. 7 Streamline for unflanged circular opening	95
Fig. 8 Velocity contour combined with streamline for unflanged circular opening	95
Fig. 9 Axial(X) velocity contour for unflanged circular opening	96
Fig. 10 Velocity field for flanged circular opening	97
Fig. 11 Velocity field for flanged circular opening	97
Fig. 12 Velocity contour for flanged circular opening	98
Fig. 13 Velocity contour for flanged circular opening	98
Fig. 14 Velocity field combined with velocity contour for flanged circular opening	99
Fig. 15 Streamline combined with velocity contour for flanged circular opening	99
Fig. 16 Velocity field combined with streamline for flanged circular opening	100
Fig. 17 Axial(X) velocity contour for unflanged circular opening	100
Fig. 18 Velocity contour for unflanged square opening	101
Fig. 19 Velocity contour for unflanged square opening	101
Fig. 20 Velocity field for unflanged square opening	102
Fig. 21 Velocity contour combined with velocity field for unflanged square opening	102
Fig. 22 Streamline combined with velocity field for unflanged square opening	103
Fig. 23 Velocity field at y-z plane for unflanged square opening	103
Fig. 24 Velocity field combined with streamline at y-z plane for unflanged square opening	104

Fig. 25 Velocity contour at y-z plane for unflanged square opening	104
Fig. 26 Velocity contours at y-z plane for unflanged square opening	105
Fig. 27 Velocity contours for flanged square opening	106
Fig. 28 Velocity contours for flanged square opening	106
Fig. 29 Velocity field for flanged square opening	107
Fig. 30 Velocity field combined with velocity contours for flanged square opening	107
Fig. 31 Velocity field at y-z plain for flanged square opening	108
Fig. 32 Velocity field combined with velocity contours at y-z plain for flanged square opening	108
Fig. 33 Velocity contours at y-z plain for flanged square opening	109
Fig. 34 Velocity contours at y-z plain for flanged square opening	109
Fig. 35~Fig. 37 Velocity contours in Case 1, Case 2 and Case 3, respectively	110
Fig. 38~Fig. 40 Velocity field for Case 1, Case 2 and Case 3, respectively	111
Fig. 41 Velocity field for plenum type slot hood.....	112
Fig. 42 Velocity contour for plenum type slot hood	113
Fig. 43 Velocity contour for plenum type slot hood	114
Fig. 44 Velocity contour combined with velocity field for plenum type slot hood	115
Fig. 45 Velocity contour combined at x-z plane with velocity field for plenum type slot hood	116

Fig. 46 Velocity contour combined with streamline at x-z plane for plenum type slot hood	117
Fig. 47 Velocity contour at z-y plane for plenum slot hood	118
Fig. 48 Velocity contour combined with velocity field at z-y plane for plenum slot hood	119
Fig. 49 Velocity field and contour combined with streamline at z-y plane for plenum type slot hood	120
Fig. 50 Velocity field for slot hood	121
Fig. 51 Velocity contour combined with velocity field for slot hood	122
Fig. 52 Velocity contour for slot hood	123
Fig. 53 Velocity contour combined with velocity field at z-y plane for slot hood	124
Fig. 54 Velocity contour and field combined with streamline at z-y plane for slot hood	125
Fig. 55 Velocity contour and field combined with streamline at z-x plane for slot hood	126
Fig. 56 Velocity contour z-x plane for slot hood	127
Fig. 57 Velocity contour at z-y plane for slot hood.....	128
Fig. 58 Prediction of face velocity with W/L (= 0.05)	129
Fig. 59 Prediction of face velocity with W/L (= 0.1)	130
Fig. 60 Prediction of face velocity with W/L (= 0.15)	131
Fig. 61 Prediction of face velocity with W/L (= 0.2)	132
Fig. 62 Prediction of C.V. with face velocity (= 2.5 m/s)	133

Fig. 63 Prediction of C.V. with face velocity (= 7.5 m/s)	133
Fig. 64 Prediction of C.V. with face velocity (= 12.5 m/s)	134
Fig. 65 Prediction of velocity for slot hood	135
Fig. 66 Prediction of C.V.	135

부 록 표 목 차

Table. 1 Comparison of the predicted and the measured velocities with plenum (depth=7.5 cm).....	136
Table. 2 Comparison of the predicted and the measured velocities with plenum (depth=10 cm).....	137

기호 및 약어 설명

- A : 후드 입구 단면적 [m^2], 제어 체적 면적
 D : 후드 입구 직경 [m]
 i, j, k : 단위 벡터
 k : 단위 질량당 난류 운동 생성 에너지 [J/kg]
 ϵ : 난류 운동 에너지 소산율 [$J/kg \cdot s$]
 p : 압력 [N/m^2]
 ρ : 유체 밀도 [kg/m^3]
 u : x 방향 속도 성분 [m/s]
 v : y 방향 속도 성분 [m/s]
 w : z 방향 속도 성분 [m/s]
 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)
 x, y, z : coordinate [m]
 Re : 레이놀즈 수 (Reynolds number)
 ν : 동점성 계수 (kinetic viscosity) [m^2/s]
 X : 후드 입구에서부터 중심선상의 거리 [m]
 V_0 : 후드 입구 유속 [m/s]
 V : 후드 입구에서 거리 X 만큼 떨어진 곳에서의 속도 [m/s]
 L : 장방형 후드 세로 길이 [m]
 W : 장방형 후드 가로 길이 [m]
 u', v', w' : 속도 수정 (velocity correction)
 u^*, v^*, w^* : 추측된 압력 p^* 에 기준을 둔 속도 보정
 p^* : 추측된 압력

p' : 압력 수정 (pressure correction)

b : 이산화 방정식의 상수항

a : 이산화 방정식 계수

아래첨자

E : 양(+)의 x 방향 이웃 : 동쪽

e : P 와 E 사이의 제어 체적면

N : 양(+)의 y 방향 이웃 : 북쪽

n : P 와 N 사이 제어 체적

T : 양(+)의 x 방향 이웃 : 위쪽

t : P 와 T 사이의 제어체적

nb : 일반 인접 격자점

윗첨자

$*$: 추측된 압력에 기초를 둔 속도, 전번 반복시의 변수값

0 : 변수의 시간 t 인 때의 그 앞 계산 시의 값

I. 서 론

1. 연구 배경 및 목적

작업장의 유해 환경으로부터 작업자를 보호하기 위한 일반적이고, 공학적인 대책은 환기 시설을 설치하여 오염물질을 제어하는 것이다. 일반적으로 국소 배기 시설은 오염물질 발생원에서 오염물질을 흡입하는 후드와 흡입된 오염물질을 이송시키는 덕트, 그리고 오염물질의 흡입과 이송에 필요한 에너지를 제공하는 송풍기 등으로 이루어져 있다. 국소 배기 시설의 오염물질 제어 성능은 국소배기 시설의 모든 구성요소가 오염물질 제어에 필요한 기준을 만족시킬 경우에만 충분한 효과를 발휘할 수 있다. 그러나 현재 설치되어 있는 국소배기 시설의 대부분은 설계에 대한 고찰 부족과 시공의 정밀도 등이 결여되어 있어 충분한 제어 효과를 발휘하지 못하고 있는 실정이다.

특히, 국소배기 시설의 성공 여부는 배기 후드를 얼마나 효율적으로 설계하느냐에 좌우된다. 국소배기 설계를 하기 위한 가장 간단한 방법은 이전에 적용하여 성공적으로 가동되고 있는 시설의 설계 기준을 그대로 인용하거나, 설계시 참조하는 것이다. 미국 산업 위생 전문가 협의회(American Conference of Governmental Industrial Hygienists : ACGIH)의 산업환기 매뉴얼(Industrial ventilation manual)⁽¹⁾과 기타 실험 결과 등을 바탕으로 설계 기준이 제시되어 있는 자료^(2,3) 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 주지는 못하고 있다.⁽⁴⁾ 미국 산업환기 매뉴얼에는 후드 형태에 대한 설계 기준이 명확히 제시되어 있지 않기 때문에 배기 유량을 매뉴얼에서 제시한 기준에 맞게 설계하였다 하더라도, 후드 설계 시 오염물질 발생 형태에 따른 공기 역학적 측면을 고려하지 않아 기대했던 만큼의 효과를 거두지 못하는 경우가 많다. 또 필요 이상의 배기 유량이 산정되어 초기 설치비뿐만 아니라 보충 공기량의 증가에 따른 과대한 냉·난방비의 소요 및 전력 요구량이 증가하게 되는 결과를 초래하게 된다.⁽⁵⁾

이전의 연구⁽⁶⁾에 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.

설계시 이러한 오류를 최소화하기 위해서는 현장의 특성을 최대한 반영한 실험모

형을 만들어 다양한 평가를 한 후에 현장에 적용하는 방법이 있다.

국내에서도, 이전의 몇몇 실험실적인 연구^(7~9)에서 슬롯후드와 복합 슬롯 후드에 대한 모델 등으로 실험을 통한 배기 후드의 효율 향상에 관한 연구를 실시했다. 하지만 이러한 실험은 특정 후드에 대해서만 적용 할 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.

금속 제조 공정이나 전자제품 제조 공정 등에 설치되어 있는 산세척, 금속 도금 및 기타 표면 처리 시설에 가장 많이 사용되고 있는 형태중의 하나가 측방형 슬롯 후드(Lateral slot hood) 이다. 측방형 슬롯 후드는 포위형 후드에 비해 작업에 방해를 덜 주고, 일반적인 장방형 후드 보다 같은 후드 배기 유량으로 후드 개구면에서 비교적 멀리 떨어진 부분에까지 필요한 제어풍속을 유지시킬 수 있는 장점이 있다. 이러한 측방형 슬롯 후드는 작업에 사용되는 물질의 독성과 오염물질의 방출률을 고려하여 배기 유량을 결정하게 된다.

미국 산업환기 매뉴얼에 제시된 측방형 슬롯후드의 설계 지침을 살펴보면, 단일 흡인 방식(Single take-off)의 경우 슬롯 후드의 폭이 2m를 초과해서는 안되고, 플랜지와 후드를 점감식으로 접속하지 않아 유량 분배가 균일하지 않을 경우에는 슬롯 속도를 10m/s 이상으로 설계하도록 하고 있다. 또 플레넘이 달린 슬롯 후드의 경우에도 플레넘 내의 유속이 후드 입구 유속의 1/2이하가 되도록 해야 한다는 기준 외에 설계시 특별히 고려해 주어야할 기준이 제시되어 있지 않다.⁽¹⁾ 이 때문에 이러한 설계 자료만으로는 실제 설계를 하는데 부족한 점이 많아 경험에 의존한 설계를 하기 쉽다.

설계 자료의 부족으로 인한 설계시의 오류 등으로 인해 현장에 설치되어 있는 많은 슬롯후드에서 후드 입구 유속이 균일류(uniform flow)를 형성시키지 못하고 심한 기류의 편차를 보이고 있는 경우가 많다. 또 설계 기준에 제시된 바와 같이 균일류를 형성시키기 위해서 후드 입구의 유속을 10m/s 이상으로 유지해야 한다면, 후드 입구에서의 유입손실이 과다하게 발생되어 전체적인 국소배기 시스템에 있어 에너지 손실을 가져오게 된다.

본 연구의 목적은 금속 제조 공업 등에서 표면처리에 가장 일반적으로 사용되고 있지만, 정확한 설계 자료의 부족 등으로 인해 설계시 많은 오류를 범하고 있는 슬

롯 후드에 대한 설계 인자를 전산 유체 역학을 통해 찾는데 있다.

전산 유체 역학은 실험에 비해 훨씬 쉽게 결과를 얻을 수 있다. 그러나, 전산 유체 역학을 통한 결과는 수치해석 과정에서 발생할 수 있는 여러 가지 인자에 의해 영향을 받으므로 검증을 통해 결과의 정확성을 평가해야 한다.

후드 입구 유동 예측에 대한 전산유체의 적용 가능성을 알아보기 위해 이미 실험 자료가 나와 있는 일반적인 후드에 대해 수치해석을 실시하여 예측 결과와 실험결과를 비교한다. 검증을 통해 산업환기 시스템의 설계에 있어 수치해석의 적용 가능성이 있다면, 슬롯후드에 대한 설계 기준을 찾기 위한 수치해석을 실시한다.

검증을 위한 모델로는 원통형 후드, 정방형 후드 그리고 푸쉬-풀 후드를 설정하였다. 비교 방법으로, 원통형과 정방형 후드는 플랜지 유무에 따라 각각 수치해석을 한 다음 후드 입구로부터 중심선거리에 따른 속도 분포를 계산하여, 측정 결과와 해석해 그리고 다른 수치해석의 결과와 비교한다. 이때 정확한 비교가 될 수 있도록 Dalla Valle의 실험 결과와 같은 규격으로 후드 크기를 설정하여 수치해석을 실시하였다. 푸쉬-풀 후드에 대해서는 Heinsohn이 푸쉬 노즐의 급·배기 유속을 변화시키면서 3가지 경우에 대해서 실시한 수치해석 결과와 비교했다. Heinsohn의 수치해석 결과에 정확한 속도가 주어져 있지 않았기 때문에 결과는 정성적인 비교만 실시하였다.

위의 세 가지 모델에 대한 수치해석 결과 검증을 통해 수치해석의 정확도를 평가한 다음, 슬롯 후드 입구유속 균일도(Uniformity)에 영향을 미치는 인자를 수치해석 통해 찾아서 슬로후드를 설계하는데 필요한 파라미터를 얻는데 본 연구의 목적이 있다.

2. 기존의 연구

전산유체역학의 기초는 항공기계공학분야에서 그 유래를 찾을 수 있다. 풍동실험과 전산유체역학을 병행함으로써 이 분야에 대한 엄청난 발전을 가져왔다. 그후로 응용분야는 생산관련분야로 전파되어 이제는 전산유체역학이 생산과정에서 필수요소로 자리잡게 되었다. 예를 들어 자동차를 설계할 때 공기저항을 최소화시키고 기류에 의한 소음을 감소시키는 등 아주 다양한 분야에 응용되고 있다.

외국의 산업환기 전문가들은 이에 대한 중요성을 빨리 인식하여 생산관련분야에서만 응용되어 오던 신기술을 도입하여 수많은 연구결과를 내놓고 있다. 3년마다 한번씩 개최되는 국제 산업환기 심포지움의 초록집⁽¹⁰⁻¹³⁾을 살펴보면 30%이상이 전산유체역학을 응용한 연구가 쏟아져 나오고 있으며 현장에의 적용범위를 넓혀가고 있다.

'97년 추계 산업위생학회의 강사로 초청된 일본의 Dr. Tsuji가 그의 연구결과를 소개한 바 있다.⁽¹⁴⁾ 토요타 자동차의 주조공장 용해로에서 출탕할 때 발생하는 고열 분진을 제어하기 위한 효율적인 푸쉬-풀 후드를 설계하기 위하여 전산유체역학을 이용하여 설계조건에 따른 공기흐름과 오염물질 농도를 Fig 1과 같이 예측하였다.

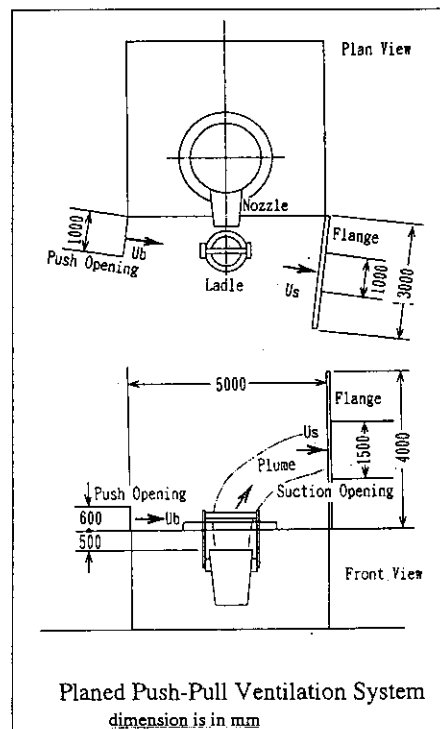


Fig. 1 Configuration of push-pull hood for a melting furnace

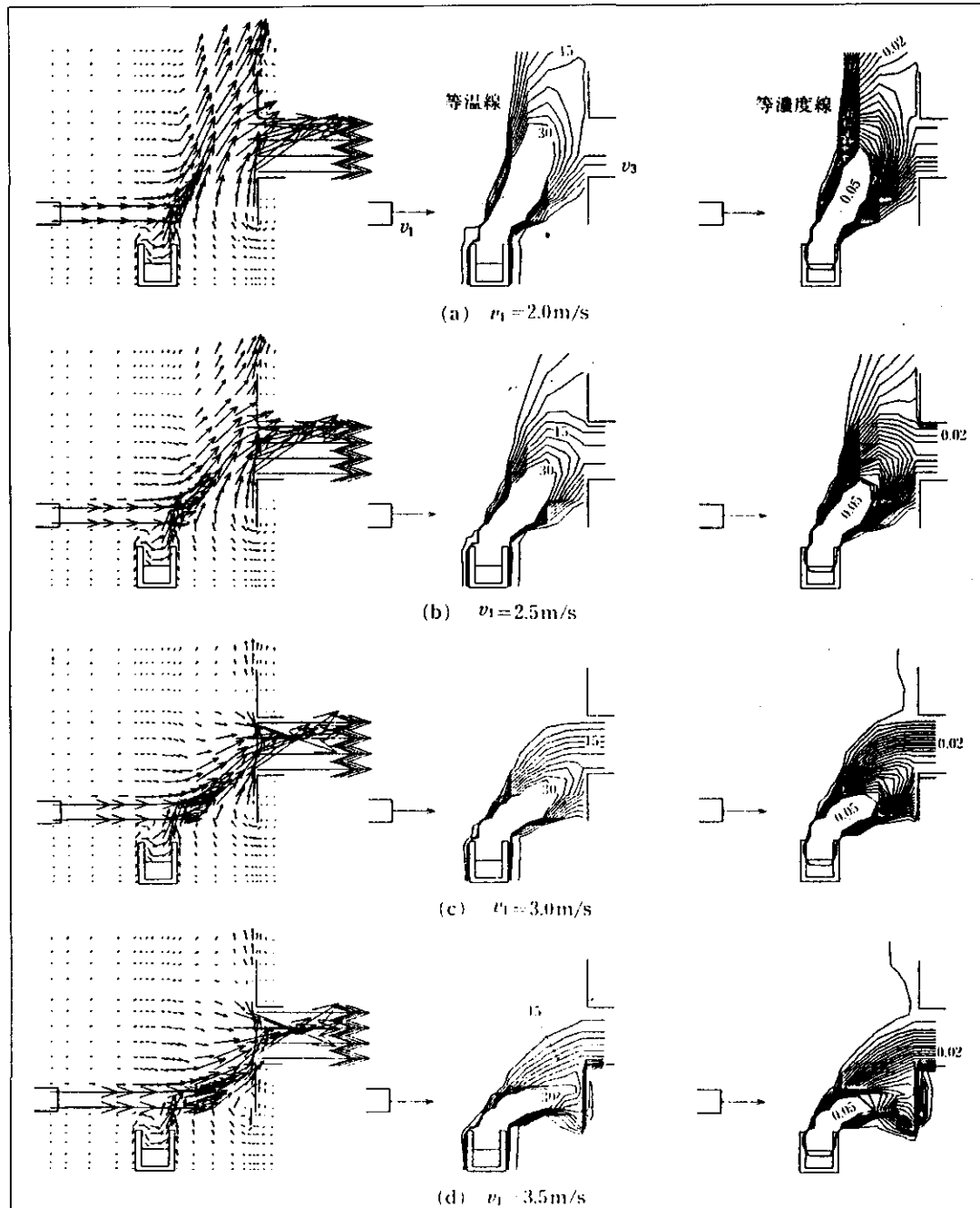


Fig. 2 Numerical prediction for the push-pull hood

또한 프랑스의 Dr. Fontaine 등⁽¹⁵⁾은 자동차나 대형트럭용 페인트 부스의 급기 방식을 전산유체역학을 이용하여 개선시켜 보고자 했다. 일반적으로 많이 사용하는 플레넘 방식을 제트기류 방식으로 교체했을 때 급기량을 줄일 수 있고, 부스내의 오염농도도 감소시킬 수 있다는 결론에 도달했다.

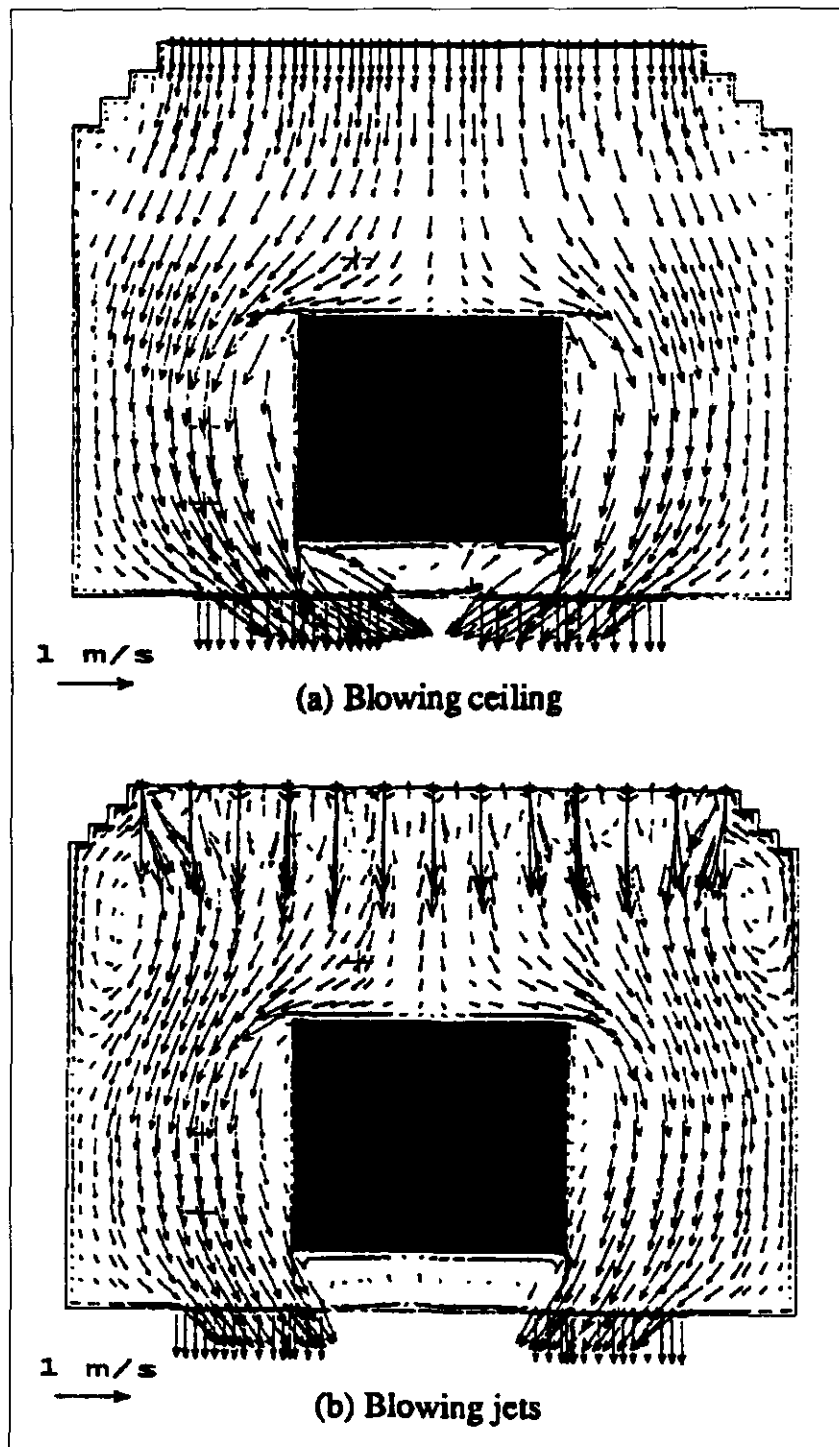


Fig. 3 Predicted air flow field in the paint spray booth

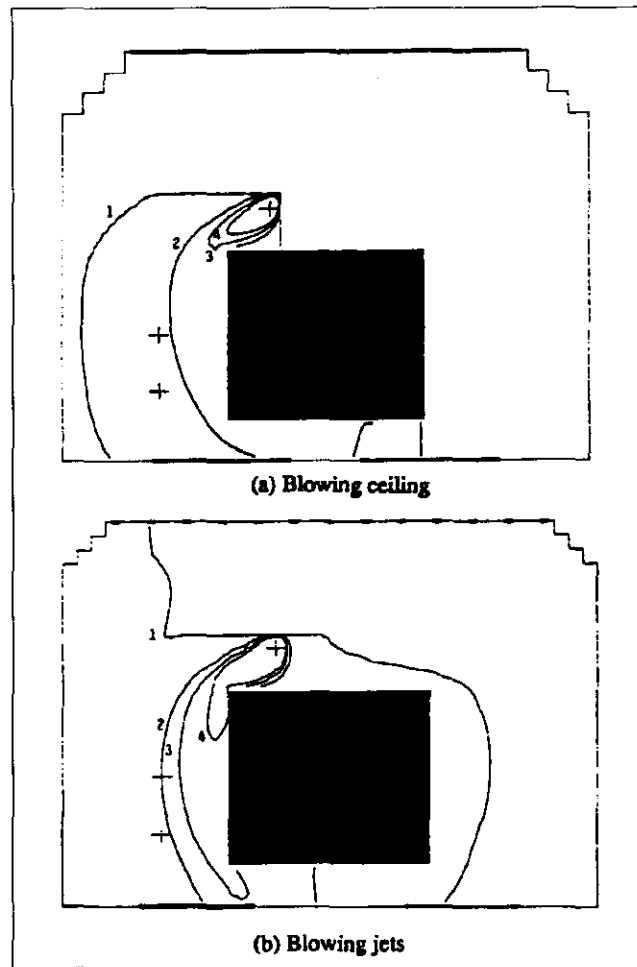


Fig. 4 Predicted contaminant concentration in the paint spray booth

국내에서 전산 유체 역학을 산업환기에 적용한 예는 매우 드물다. 2차원 축대칭 모델을 사용하여 원통형 후드 입구 유동을 예측한 김⁽¹⁶⁾, 2 차원 푸쉬-풀 후드에서 푸쉬 노즐의 유속에 따른 기류를 예측한 조⁽¹⁷⁾의 연구 등이 있었고, 최근에는 김⁽¹⁸⁾이 방해 물체 주위에서의 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⁽¹⁹⁾은 FEM(Finite Element Method)을 이용하여 후드 개구면의 위치와 개구면 모양을 다르게 하여 후드 입구 유동장을 해석하였다. Flynn은 Potential flow solution(1985)⁽¹⁵⁾, MAXIM(1988)코드⁽²⁰⁾, BIEM(Boundary Integral Equation

Method)⁽²¹⁾을 이용하여 후드 입구 유동장을 해석하였다. 또 후드 입구에서 방해기류(Cross-draft)의 영향을 수치해석으로 예측하였다.⁽²²⁾ Jansson(1988)⁽²³⁾은 원통형과 장방형 후드에 대해 수치해석을 실시하여 Dalla Valle의 실험결과 및 기타 수치해석결과와 비교하여 만족한 결과를 얻었다. 또 Ilpo Kulmala는 상용 전산 유체 프로그램인 FLUENT를 이용하여 후드 입구 유동장을 해석하였다.^(24,25)

표면 처리조에 대해서는, R. Braconnier(1991)가 측방형 슬롯의 유체 유동과 오염물질의 농도를 수치해석을 통해 예측한 다음 실험을 통해 결과를 검증하였다.⁽²⁶⁾

M. Robinson과 D. B. Ingham(1995)⁽²⁷⁾은 푸쉬-풀 후드의 수치해석에 있어 계산시간을 줄일 수 있는 방법에 대해 연구를 하였고, Heinsohn⁽²⁸⁾은 급·배기 유속을 변화시키면서 3 가지 모델을 설정하여 푸쉬-풀 후드에 대한 수치해석을 하였다.

원통형 후드와 장방형 후드 그리고 푸쉬-풀 후드의 입구 기류에 대한 연구는 활발하게 진행되고 있지만 측방형 슬롯 후드에 대한 연구는 많이 부족한 실정이다. 특히 측방형 슬롯 후드에 관한 수치 해석적인 연구의 예는 거의 없는 실정이다.

II. 지배 방정식 및 수치 해석 방법

후드 입구의 유동장을 해석하기 위해 상용 전산유체 소프트웨어인 CFD-ACE (Version 4.0, 5.0)를 이용하였다. 상용 전산유체 소프트웨어는 사용자가 유체 유동에 대한 물리적인 특성을 파악하고 있다면, 쉽게 수치해석을 할 수 있고, 직접 언어를 코딩하는 것 보다 시간적으로 매우 유리한 장점이 있다.

1. 일반 지배 방정식(Basic Governing Equations)

유체 유동은 유체 물리량의 수송을 지배하는 편미분 방정식을 수치적으로 풀이함으로써 해석 가능하게 된다. 이러한 편미분 방정식에는 해석하고자 하는 유체의 물질량, 운동량, 에너지, 난류 등의 물리적인 특성을 포함하게 된다. 비 압축성 유동과 정상상태라는 가정 하에서 일반적인 지배 방정식은 다음과 같다.⁽²⁹⁾ 식의 단순화를 위해 텐서 표시(Tensor notation)를 사용한다.

1) 연속 방정식

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

2) 운동량 방정식

운동량 보존의 법칙으로부터 식(2)가 유도된다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

Newtonian Fluid에서 전단 응력 τ_{ij} 는 식(3)과 같이 쓸 수 있다.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

식(3)을 식(2)에 대입하면 식(4)와 같은 Navier-Stokes Equation이 된다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right\} \quad (4)$$

3) 난류 모델

난류 유동은 매우 불규칙하고, 비정상 3차원 거동을 하므로 난류 유동과 관련된 유동 현상을 수치적으로 정확하게 예측하거나 설명하기는 어려운 일이다. 난류 운동량 방정식을 산출하기 위해 층류 운동량 방정식을 시간 평균하면 레이놀즈 응력(Reynolds stress)항이 나타나게 된다. 점성에 의한 응력이 속도의 변형률에 비례한다는 사실을 이용하여 레이놀즈 응력이 평균속도의 변형률 량에 비례한다고 가정하여 난류 점성계수(Turbulent eddy viscosity)와 레이놀즈 응력에 대한 비례식을 만들 수 있게 된다. 난류 점성 계수는 현재까지는 난류에 관한 많은 계통적인 실험이나 고찰로부터 난류운동의 특성 길이(Characteristic length)와 특성 속도(Characteristic velocity)에 의해 결정되는 값이라고 알려져 있다.

난류 모델은 난류 점성 계수(μ_t)를 취급하는 방법에 따라 여러 가지로 나눌 수 있다. 후드 입구 유동장을 해석하기 위해 본 연구에서는 1974년 Launder과 Spalding에 의해 제시된 표준 $k-\varepsilon$ 모델을 사용하였다.

난류 운동 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i u_j} \right\} - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (5)$$

식(5)에서 레이놀즈 응력은 식(6)과 같이 표현된다.

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

식(6)을 식(5)에 대입하면,

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right\} - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (7)$$

여기서

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

난류 점성 계수

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

난류 점성 계수를 구하기 위해서는 난류 에너지(k)와 소산률(ε)을 알아야 한다.

난류 운동 에너지(k) 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G - \rho \varepsilon \quad (9)$$

난류 방정식 소산률(ε) 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) - C_{\varepsilon_1} \frac{\varepsilon}{k} G - C_{\varepsilon_2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (10)$$

여기서

G 는 난류 생성항으로 식(11)과 같이 표시된다.

$$G = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (11)$$

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

Table 1. Values of the constants in the $k-\varepsilon$ model.

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

4) 벽 함수 (Wall Function)

난류 상태에 있는 벽면 부근의 유동은 속도 구배가 크기 때문에 많은 수의 격자를 집중시켜야 한다. 하지만 컴퓨터로 계산해 낼 수 있는 격자 수는 매우 제한적이고, 격자수의 증가는 곧 계산시간의 증가로 이어지기 때문에 가능한 격자점의 수를 줄여야 한다.

표준 $k-\varepsilon$ 모델은 유동 Re 가 매우 크다는 가정하에서 이루어졌다. 유동 Re가 매우 큰 경우에는 와점성 계수(Eddy viscosity)가 Molecular viscosity(ν) 보다 매우 크므로 점성저층에서의 운동량 전달은 난류에 의한 운동량 전달에 비하여 작다. 벽면에 매우 가까운 부근의 유동은 매우 작은 영역이나 벽면에서의 속도가 0인 경계 조건으로 인하여 벽면 부근에서 속도 구배가 급격해져서 벽면 전단 응력이 매우 커진다. 수치해석을 수행하기 위해서는 운동량 보존의 법칙을 준수하여야 하므로 난류 유동식에서 무시된 벽면근처에서의 운동량 전달량은 반드시 고려하여야 한다.

Fig. 5는 실험으로 얻은 벽면 근처에서의 속도 분포를 개략적인 형태로 나타낸 것이다.

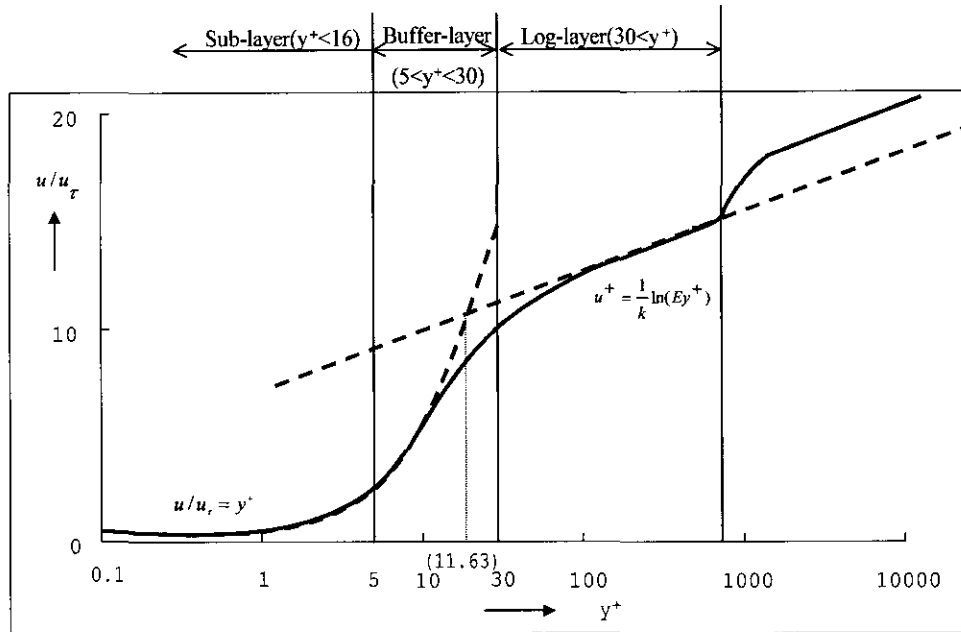


Fig. 5. The velocity distribution low near the wall

Fig. 5에서 살펴보면, 무차원화된 점성의 영향이 큰 지역이 점성아층(sub-layer)이고, 레이놀즈 응력이 더 크게 작용하는 지역이 관성아층(log-layer)이다. 또 두 응력중 어느 하나도 무시할 수 없는 영역을 완충층(buffer-layer)이다. 공학적인 계산 영역에서는 완충층 문제를 해결하기 위해 점성아층의 선형 속도분포와 관성아층의 대수 속도분포를 연결한다. 이와 같은 방법으로 순수한 점성 응력에서 순수 난류 응력으로 급격한 변환이 일어나는 지점이 생기게 된다. 근사적으로 y^+ 가 11.63인 지점에서 그와 같은 변화가 일어난다. ⁽³⁰⁾

즉, 벽 표면층에서 속도 분포는 $y^+ \leq 11.63$ 인 경우에는 $u^+ = y^+$ 를 만족하며 $y^+ > 11.63$ 인 경우에는 대수 법칙을 만족한다. u^+ 의 정의는 식(12)와 같다.

$$u^+ = U/u_\tau \quad (12)$$

U : 벽면에서의 속도 성분

u_τ : 벽면에서의 pseudo-friction velocity

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2}$$

Fig. 1의 결과를 식으로 나타내면 식(13) 및 식(14)와 같다.

$$u^+ = y^+ \quad : y^+ \leq 11.63 \quad (13)$$

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(Ey^+) \quad : y^+ > 11.63 \quad (14)$$

여기서 무차원 수는 다음과 같다.

$$y^+ = \frac{\rho y u_\tau}{\mu}$$

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

만일 첫 번째 격자점이 logarithmic boundary layer내에 위치하고 있다면, 벽면에 대한 난류 운동에너지(k)와 난류 소산률(ε)은 식(15)과 식(16)으로 구할 수 있다.

$$k = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}} \quad (15)$$

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{ky} \quad (16)$$

2. 수치해석 방법

1) 이산화 방법 (Discretization Method)

유체 유동을 지배하는 방정식의 형태인 편미분방정식을 해석적으로 푸는 것이 불가능하기 때문에, 풀어야 할 영역에 배치된 유한개의 격자점상에서의 미지수에 관한 대수방정식이나 관계식을 만들어야 한다. 본 연구에 사용된 상용 프로그램인 CFD-ACE(Ver 4.0)에서는 이산화 방법으로 유한 체적법(Finite Volume Method)을 사용하고 있다. 유한 체적법은 운동량 및 질량 보존법칙을 만족시키기에 용이하도록 적분으로 기초방정식을 이산화하는 방법이다. 구체적으로는 고려하고 있는 격자점을 중심으로 한 미소영역 내에서 방정식을 적분하고, 그 경계의 값을 인근 격자점을 이용하여 요구되는 정확도로 주어 적분식을 이산화하는 것이다. 미소영역에서 보존법칙을 만족시켜야 하는 것은 Navier-Stokes 방정식 등의 기초방정식을 구할 때 이미 적용되어졌다. 그러나 최종적으로 얻어진 미분방정식을 단순히 차분한 경우에는 이산식이 보존법칙을 만족시키지 못할 경우도 발생한다. 이에 반해 유한 체적법은 적분 후에 이산화하기 때문에 항상 그 미소 영역내의 운동량 등의 출입을 고려하게 되어 보존 법칙을 확실하게 만족시키는 이산식을 얻을 수 있는 장점이 있다. ^(29,31)

2) 수치해석 알고리즘

운동량 방정식으로부터 속도를 구했고, 연속방정식에서 압력을 구해야 한다. 그러나 연속방정식에는 압력이 포함되어 있지 않기 때문에 운동량 방정식과 조합시켜 해를 구해야 한다. 연속 방정식과 운동량 방정식을 조합시키는 방법으로 CFD-ACE(ver4.0)에서는 SIMPLE-C(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent) 알고리즘을 사용한다. ⁽²⁹⁾

이 알고리즘은 Patankar^(32,33)에 의해 제안된 SIMPLE 알고리즘에 압력 보정식(Pressure-Correction Equation)을 일부 수정한 알고리즘이다.

(1) SIMPLE 알고리즘

Fig. 6은 u 와 v 를 제어 체적면에 위치시킨 2차원 엇갈린 격자망 형태를 나타낸

것이다.

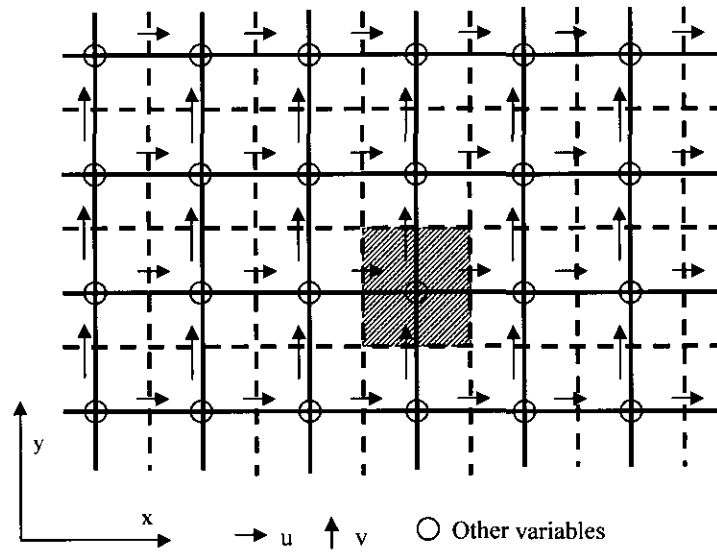


Fig. 6 Staggered locations for u and v .

Fig. 6의 2차원 엇갈린 격자망에서 x 와 y 축 방향 속도인 u 와 v 에 대한 각각의 엇갈린 격자계로 나타내면 Fig. 7과 Fig. 8와 같게 된다.

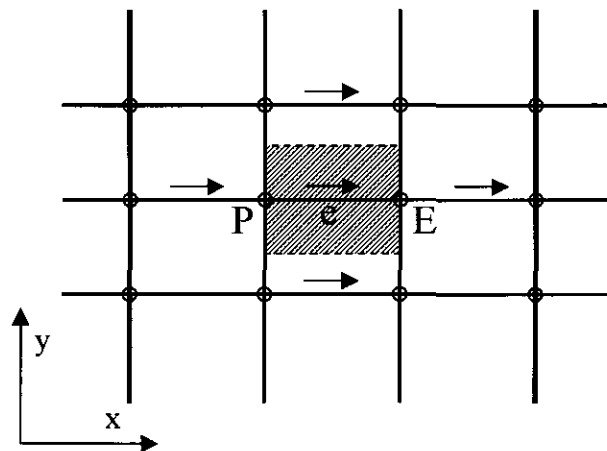


Fig. 7 Control volume for u

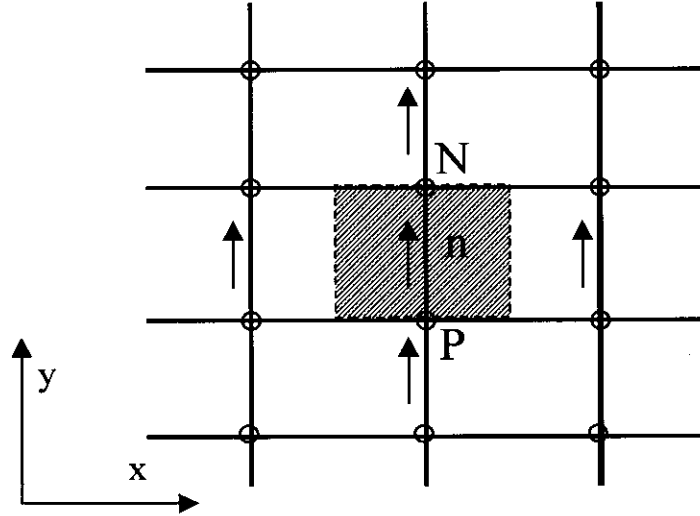


Fig. 8 Control volume for v

Fig. 7과 Fig. 8에서 e 는 P와 E 사이의 x 방향 격자선상에 있고, n 은 P와 N 사이의 y 방향 격자선상에 있다는 것을 알 수 있다. 이와 같은 방법으로 z 방향 격자선상에 위치하는 점을 t 라고 할 때 엇갈림 격자계에서 속도에 관한 이산화 방정식은 식(17)~(19)와 같이 나타낼 수 있다.

$$a_e v_e = \sum a_{nb} v_{nb} + b + (p_P - p_E) A_e \quad (17)$$

$$a_n v_n = \sum a_{nb} v_{nb} + b + (p_P - p_N) A_n \quad (18)$$

$$a_t v_t = \sum a_{nb} v_{nb} + b + (p_P - p_T) A_t \quad (19)$$

여기서

$(p_P - p_E) A_e$, $(p_P - p_N) A_n$, $(p_P - p_T) A_t$ 은 제어 체적에 대해 작용한 압력이다.

운동량 방정식은 압력장이 주어지거나, 기타의 방법으로 주어져야만 풀 수 있다. 정확한 압력장이 사용되지 않으면, 그 결과로 얻은 속도장은 연속 방정식을 만족시킬 수가 없다.

예측된 압력장 p^* 에 의해 계산된 불완전한 속도장을 u^* , v^* , w^* 라고 표시할 때 이산화 방정식은 식(20)~식(22)와 같이 나타낼 수 있다.

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + b + (p_P^* - p_E^*) A_e \quad (20)$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + b + (p_P^* - p_N^*) A_n \quad (21)$$

$$a_t w_t^* = \sum a_{nb} w_{nb}^* + b + (p_P^* - p_T^*) A_t \quad (22)$$

예측된 압력장 p^* 로부터 얻은 결과를 보정하여 정확한 압력장을 구해야 한다. 정확한 압력장을 p 라고 할 때 압력 보정식은 식(23)과 같다.

$$p = p^* + p' \quad (23)$$

여기서 p' 를 압력 보정항이라 하고, 압력 보정에 상응하도록 식(24)~식(26)과 같이 속도 보정을 해 주어야 한다.

$$u = u^* + u' \quad (24)$$

$$v = v^* + v' \quad (25)$$

$$w = w^* + w' \quad (26)$$

식(17)에서 식(20)을 빼면 식(27)을 얻을 수 있다.

$$a_e u_e' = \sum a_{nb} u_{nb}' + (p_P' - p_E') A_e \quad (27)$$

이 식에서 $\sum a_{nb} u_{nb}'$ 항은 값이 작으므로 무시하면 속도 보정식은 식(28)과 같이 된다.

$$a_e u_e' = (p_P' - p_E') A_e \quad (28)$$

또는 식(29)와 같이 쓰여진다.

$$u_e' = d_e (p_P' - p_E') \quad (29)$$

$$\text{여기서 } d_e \equiv \frac{A_e}{a_e}$$

식(29)는 속도 보정식(velocity-correction formula)이라 하고, 식(30)~식(31)과 같이 쓸 수 있다.

$$u_e = u_e^* + d_e(p_P' - p_E') \quad (30)$$

$$v_n = v_n^* + d_n(p_P' - p_N') \quad (31)$$

$$w_t = w_t^* + d_t(p_P' - p_T') \quad (32)$$

연속 방정식을 압력수정을 위하여 필요한 식으로 변환시키기 위해 위의 압력 보정식에 대입하여 적분하면 식(34)와 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{(\rho_P - \rho_P^0) \Delta x \Delta y \Delta z}{\Delta t} + [(\rho u)_e - (\rho u)_w] \Delta y \Delta z + \\ & [(\rho v)_n - (\rho v)_s] \Delta z \Delta x + [(\rho w)_t - (\rho w)_b] \Delta x \Delta y = 0 \end{aligned} \quad (34)$$

식(34)에 속도 보정식을 넣어 정리하면, p^* 에 대해서 식(35)와 같은 이산화 방정식을 얻게 된다.

$$a_P p_P' = a_E p_E' + a_W p_W' + a_N p_N' + a_S p_S' + a_T p_T' + a_B p_B' + b \quad (35)$$

여기서 각 계수는 다음과 같다.

$$a_E = \rho_e d_e \Delta y \Delta z$$

$$a_W = \rho_w d_w \Delta y \Delta z$$

$$a_N = \rho_n d_n \Delta z \Delta x$$

$$a_S = \rho_s d_s \Delta z \Delta x$$

$$a_T = \rho_t d_t \Delta x \Delta y$$

$$a_B = \rho_b d_b \Delta x \Delta y$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_T + a_B$$

$$\begin{aligned} b = & \frac{(\rho_P^0 - \rho_P) \Delta x \Delta y \Delta z}{\Delta t} + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y \Delta z + \\ & [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta z \Delta x + [(\rho w^*)_b - (\rho w^*)_t] \Delta x \Delta y \end{aligned}$$

여기서

b 항은 질량생성(mass source)을 나타내며, $b=0$ 이 되면 가정된 속도 성분들은 연속방정식을 만족하게 되어 더 이상의 압력 수정을 하지 않아도 된다.

SIMPLE 알고리즘

- ① 압력장 p^* 를 가정한다.
- ② 식(20)~(22)와 같은 운동량 방정식을 풀어 u^*, v^*, w^* 를 구한다.
- ③ p' 방정식을 푼다.
- ④ p^* 에 p' 를 더하여 식(23)에서 p 를 계산한다.
- ⑤ 속도 수정식 식(30)~식(32)를 이용하여 관련된 *표 속도로부터 u, v, w 를 구한다.
- ⑥ 수정된 압력 p 를 다시 새로운 예측값 p^* 로 보고, (순서 ②)로 돌아가서 수렴해를 얻을 수 있을 때까지 전체 과정을 반복한다.

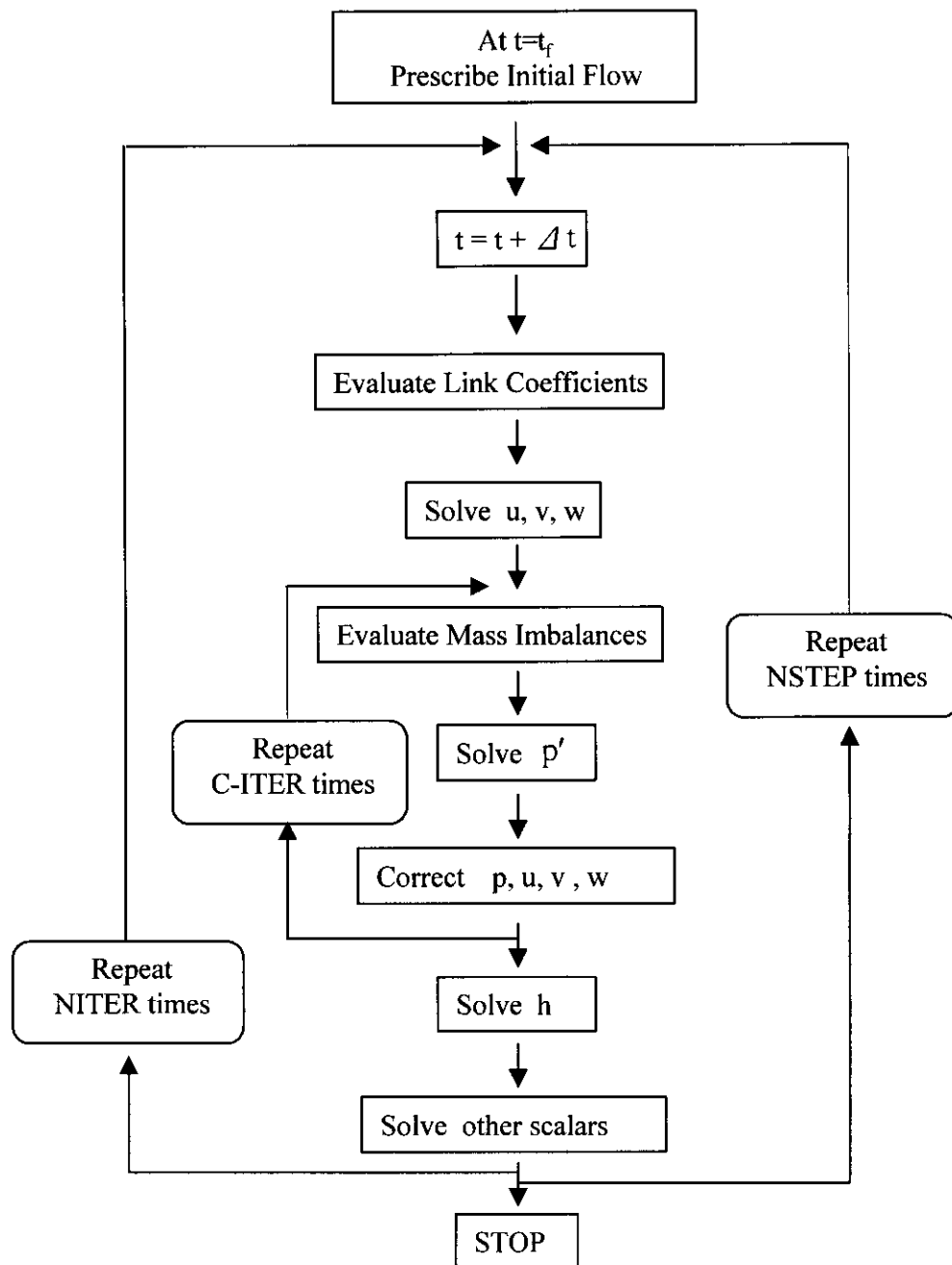
(2) SIMPLE-C 알고리즘

SIMPLE 알고리즘에서는 식(17)에서 인근 격자점의 속도 보정량의 영향이 작다고 가정하여 식 우변 1항을 생략한다. 만일 수렴해를 얻을 수 있다면, 보정량은 전부 0이 되기 때문에 합리적인 가정이라 하겠다. 반면, SIMPLE-C 알고리즘은 식(17)의 양변에 모두 $\sum a_{nb} u'_e$ 를 빼주어 오차를 줄이고자 하는 방법으로 식(36)과 같이 정리된다.

$$(a_e - \sum a_{nb}) u'_e = \sum a_{nb} (u'_{nb} - u'_e) + (P'_p - P_p) A_e \quad (36)$$

이 방법도 SIMPLE 알고리즘과 마찬가지로 우변 첫 째 항을 빼고 계산하게 되는데 빼준 $\sum a_{nb} u'_e$ 만큼의 오차가 작아지게 되지만 좌변의 계수가 작아짐으로 인해 수치 계산의 반복횟수(iteration)가 증가하게 된다.

CFD-ACE에서 SIMPLE-C 알고리즘을 사용한 수치해석 계산 순서는 Fig. 9와 같다.



NITER : Number of ITERations
 C_ITER : Continuity ITERations
 NSTEP : Number of Time STEPs

Fig. 9 Solution flowchart for SIMPLE-C algorithm

3. 경계 조건 (Boundary Conditions)

수치해석의 정확도는 경계조건 적용 방법에 따라 많은 영향을 받게 되므로 경계 조건 설정 방법에 따라 수치해석 결과의 신뢰성이 결정된다. 배기구 입구에서 일어나는 유체 유동을 해석하기 위해 일반적으로 고려되는 주요한 경계조건은 Free surface, Hood wall 그리고 유체 유동의 변화가 가장 심한 Exhaust opening 등이 있다.

1) Free Surface

후드 입구 유체 흐름을 계산하기 위한 계산 영역은 속도와 난류성분과 같은 미지의 종속변수를 가지는 자유 흐름 경계 영역을 설정하여 크기를 제한한다. 하지만 자유 표면에 있어 미지의 종속변수들을 정확하게 결정하기는 매우 어려운 일이다. 이러한 종속 변수들을 정확하게 계산해야하는 필요성을 없애기 위해 자유 표면에는 Fixed pressure boundary condition을 적용하였다. 자유 표면에 대해 Fixed pressure조건을 적용하기 위해서는 자유 표면이 유입구나 배기구와 같은 유체 유동이 심한 영역으로부터 충분한 거리를 두고 설정되어야 한다는 가정을 만족시켜야 한다.⁽³⁴⁾

Fixed boundary condition은 사용자가 경계조건에서 유체의 속도를 정하는 대신에 전압(total pressure)을 대입하도록 하고 있다. CFD-ACE(ver 4.0)는 베르누이 방정식(Bernoulli's equation)을 적용하기 때문에 경계에서 속도성분이나 정압을 계산할 수 있다. 만일 이러한 Fixed pressure 경계조건을 적용한 경계가 배기구나 급기구에 너무 가까이 붙어 있다면, 속도를 계산하는데 있어 오차를 생성시킬 수 있다. 그러나, 경계가 개구면에서 충분히 멀리 떨어져 있다면, 경계에서의 속도가 매우 느리기 때문에 배기구 근처에서 정확한 속도를 계산할 수 있다.⁽³⁵⁾

Fixed pressure 조건을 적용했을 경우 자유 흐름 경계 위치가 모델링 결과에 미치는 영향을 조사하기 위해 개구면에서의 자유흐름경계의 위치를 변경하면서 모델링을 한 Ilpo Kulmala의 연구결과에 의해 배기구와 자유흐름경계 사이의 적당한 거리는 약 $4A^{1/2}$ 로 조사되어졌다. 여기서 A는 후드 개구면의 면적을 나타낸다.⁽³⁴⁾ 이러한 결과에 바탕을 두고 계산을 해보면 경계에서의 속도는 후드 입구에서의 평균 속도의 약 1%이하라는 것을 알 수 있다.

2) Exhaust Opening

후드의 입구는 속도 경계조건을 사용하여 모델링을 하였다. 이 속도 경계 조건은 배기구에서 덕트 단면에 대한 속도 구배가 균일하다고 가정했기 때문에 배기 유량을 간단하게 결정할 수 있다. 배기구에서 속도분포는 균일 흐름을 가지고 배기 덕트 벽과는 평행하다고 가정된다. 이러한 방법으로, 정확한 배기구 공기유동을 간단하게 획득할 수 있다.

3) Wall Boundary

벽 표면 근처에 높은 격자 밀도를 피하기 위해, 벽 함수가 적용된다. 수치해석에 있어 벽의 두께는 폭이 아주 좁은 플랜지로서 작용하게 된다. Fletcher(1978)⁽²⁴⁾는 얇은 벽을 가진 덕트와 벽의 두께가 두꺼운 덕트의 비교를 통해 후드 벽면 두께 증가에 따른 중심선 속도 변화를 관찰하였다.

후드 입구 속도를 같게 유지했을 때, 중심선상의 임의의 거리 X 에서의 속도를 얇은 벽을 가진 후드에서는 V_0 , 두꺼운 후드 벽면을 가진 후드에서는 V 라고 두었다. 연구 결과 후드 직경(D)에 대한 중심선상의 거리비 X/D 가 0.4~1.4에서 속도비 V/V_0 가 1~4% 정도까지 증가하는 것으로 나타났다.⁽²⁴⁾

하지만 본 연구에서는 후드와 덕트 벽면 두께에 의한 영향을 무시하기 위해, 아주 두께가 얇은 Thin-wall boundary condition을 적용하였다.

III. 수치해석 결과 검증

본 연구에 사용된 상용 전산 유체 프로그램인 CFD-ACE(ver 4.0)의 예측 능력을 검증하기 위해 수치해석 결과를 측정에 의한 결과, 해석해, 그리고 다른 전산유체를 이용한 수치해석결과 등과 비교 평가했다. 비교 대상 모델은 원통형후드(Unflanged circular opening)와 플랜지 달린 원통형 후드(Flanged circular opening), 정방형 후드(Unflanged square opening)와 플랜지 달린 정방형 후드(Flanged square opening) 그리고 푸쉬-풀 후드(Push-pull hood)로 설정하였다. 원통형 후드는 원통을 중심으로 2차원 축 대칭 모델 (Axisymmetry model)을 적용하였다. 정방형 후드는 후드 개구부를 중심으로 종횡으로 각각 2등분하여 4등분을 한 다음 y-z축과 z-x축을 중심으로 한 대칭 모델(Symmetry model)을 적용하였다. 또 푸쉬-풀 후드에 대해서는 2차원 모델을 적용하였고 푸쉬 노즐 크기와 급·배기 유량과 유속의 변화에 따른 기류 흐름을 평가하였다.

1. 원통형 후드 (Circular opening)

1) 원통형 후드 모델

원통형 후드의 개구면 공기 흐름을 예측하기 위한 모델은 Fig. 10 및 Fig. 11과 같다.

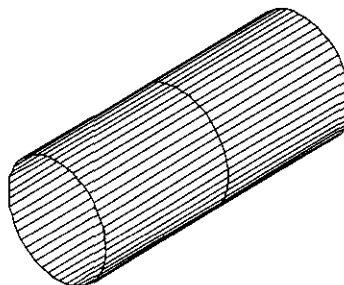


Fig. 10 Unflanged circular opening

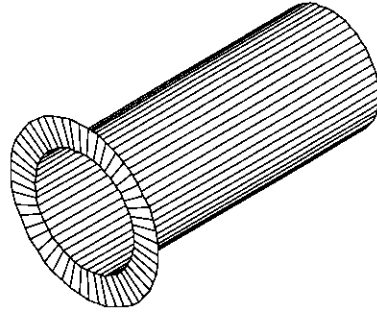


Fig. 11 Flanged circular opening

Fig. 10과 Fig. 11에서 알 수 있듯이 모델은 플랜지 유무에 따라서 두 가지로 설정하였다. 후드의 직경은 Dalla Valle의 Hood 흡인 실험에 사용된 것과 같은 규격으로 후드의 직경은 15cm이고 흡인 유속은 20m/s이다. 원통형 후드와 플랜지 달린 원통형 후드에 대한 모델 설정에 있어 차이점은 플랜지의 설치에 따른 것 외에 모든 조건을 같게 하여 수치해석을 실시하였다.

2) 경계 조건

원통형 후드는 2차원 축대칭 원통형 좌표계를 사용하였다. Fig. 12와 Fig. 13은 원통형 후드와 플랜지 달리 원통형 후드에 대한 경계조건을 나타낸 것이다. 그림에서 D는 후드 개구면의 직경을 나타낸 것이다. 자유 표면의 경계는 후드 입구의 흡인기류에 의해 영향을 많이 받지 않도록 하기 위해 후드 입구로부터 충분히 먼 거리를 유지하여 설정하였다. 또 후드의 입구는 계산 영역의 중앙에 위치하도록 하였고, x 축에 대한 축대칭 모델을 적용하였다.

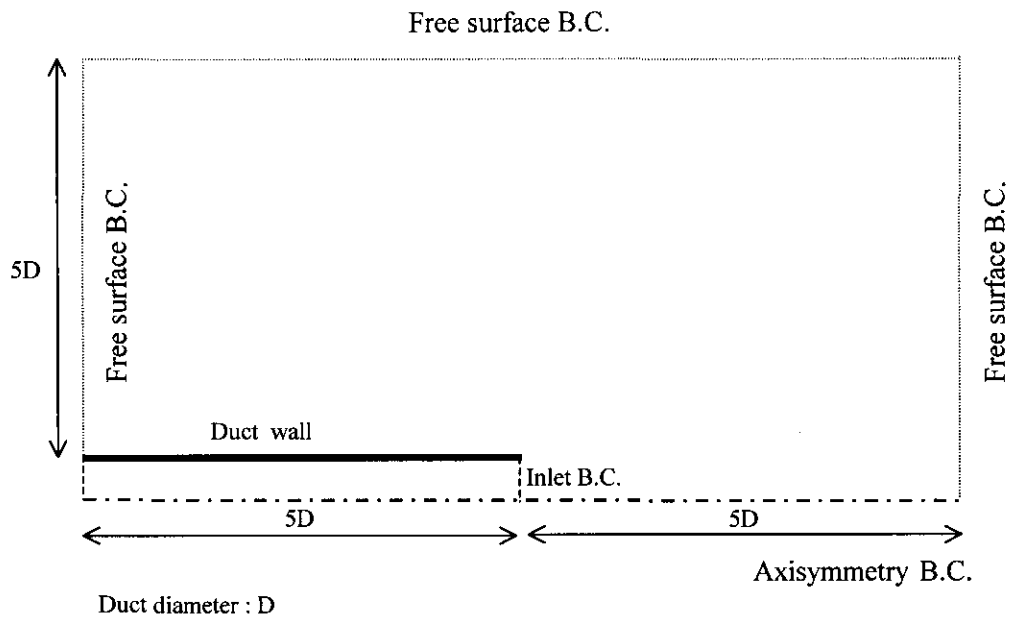


Fig. 12 Computational domain and coordinate system for unflanged circular opening

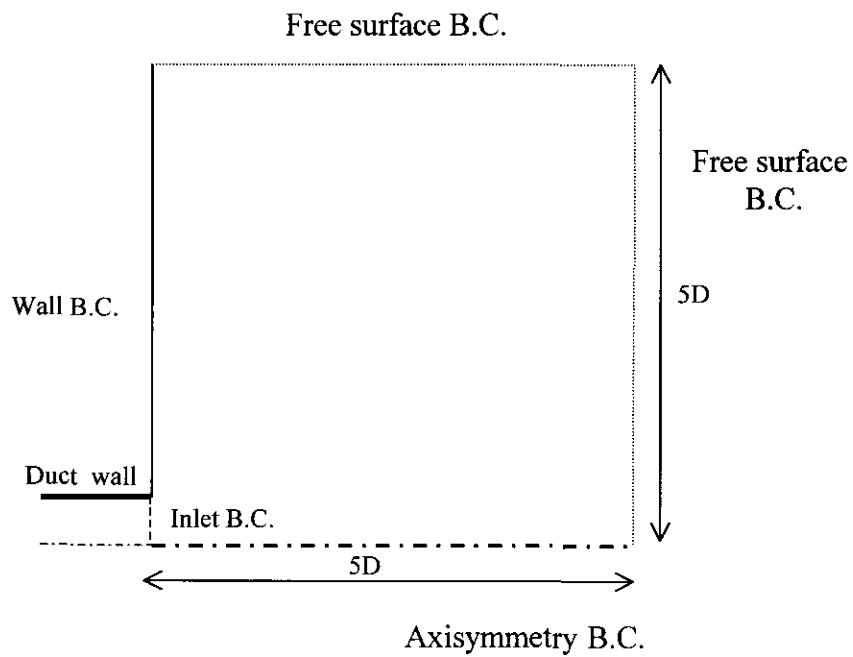


Fig. 13 Computational domain and coordinate system for flanged circular opening

Fig. 12와 Fig. 13의 경계 조건 그림에서 알 수 있듯이 후드 입구면을 Inlet boundary condition으로 설정하여 Fixed velocity 조건을 적용하였다. 또한 Free surface는 Outlet boundary condition으로 설정하여, Fixed pressure 조건을 적용하였다. Fig.10 에서 알 수 있듯이 플랜지는 Wall B.C.를 적용하였다. Wall에서는 유체 유동이 발생하지 않으므로 Wall B.C. 뒷면, 즉 후드 입구 뒷면은 계산 영역에서 제외하였다.

원통형 후드 모델은 후드 입구에서 약 9.9×10^4 의 높은 레이놀즈 수를 갖는 완전 난류 유동이므로 높은 레이놀즈수를 가진 난류 유동을 해석하는 능력이 뛰어난 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델을 적용하였다. 각 모델에 있어 격자수는 Table 2.와 같다.

Table 2. Number of grid points

구분 모델	가로	세로	총 격자수	후드 입구
원통형 후드	80	55	4,400	15
플랜지 달린 원통형 후드	40	55	2,200	15

Table 2에서 알 수 있듯이 원통형 후드의 총 격자수는 4,400개이고, 이중 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.

Fig. 14와 Fig. 15는 Table 2.에 제시한 방법으로 격자를 생성시킨 모습이다. 유체 유동 변화가 심한 후드 입구에는 많은 수의 격자를 생성시키고, 후드 입구에서 멀리 떨어져 있어 후드입구에 의해 유체 유동에 직접 영향을 받지 않는 곳에는 격자의 수를 줄인 불균일 격자를 형성시켰다. 후드 입구에서 x, y 방향으로 각각 2D만큼의 거리를 설정하여 2D 이내의 지역에 많은 수의 격자를 형성시켰다.

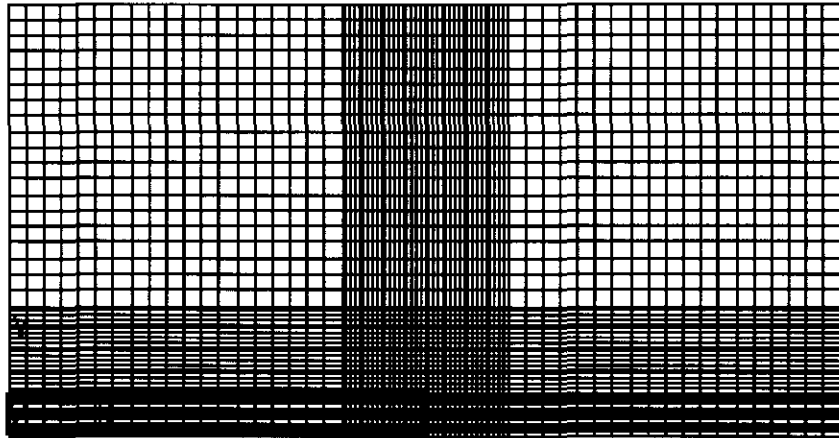


Fig. 14 Computational domain and grid for unflanged circular opening

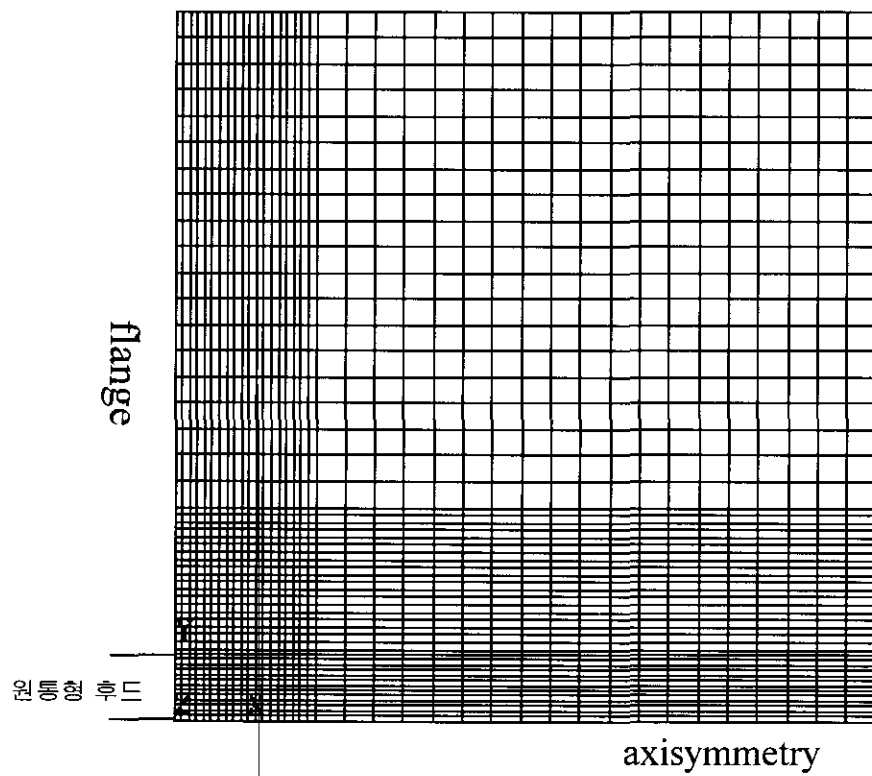


Fig. 15 Computational domain and grid for flanged circular opening

Fig. 15에서 플랜지가 달린 원통형 후드는 플랜지가 설치된 지역을 Wall로 지정하였고, 후드 직경의 5D 만큼의 거리를 계산체적으로 설정하였다. 격자 생성법이나 경계조건은 원통형 후드와 같게 하였다.

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.

4) 계산 결과 검증 방법

(1) 원통형 후드(Unflanged circular opening)

2차원 축대칭 모델을 적용하여 계산한 수치해석 결과의 정확도를 검증하기 위해 Dalla Valle(1952)⁽⁵⁾과 Garrison(1977)⁽²⁰⁾의 실험식을 이용하였다.

Dalla Valle의 중심선 속도 공식은 식(37)과 같다.

$$\frac{V}{V_0} = \frac{1}{1 + 12.73 (X/D)^2} \quad (37)$$

Garrison이 제시한 중심선상 속도 계산식은 식(38) 및 식(39)와 같다.

$$\frac{V}{V_0} = 1.1 \times (0.06)^{X/D} \quad \text{for } X/D < 0.5 \quad (38)$$

$$\frac{V}{V_0} = 8(X/D)^{-1.7} \quad \text{for } 0.5 \leq X/D \leq 1.5 \quad (39)$$

또 다른 실험결과로는 Ilpo(1995)가 Laser Doppler Anemometer(LDA)를 이용하여 측정한 결과와 비교하고, 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델을 이용한 수치해석 결과와도 비교해 보기로 한다. ⁽²⁵⁾ CFD-ACE를 이용한 계산 결과의 정확도를 검증하기 위한 검증 방법은 Table 3과 같이 요약할 수 있다.

Table 3. Validation method of numerical solutions

검증 모델		방 법
측정 결과	Dalla Valle	후드 입구 유동장 측정 결과를 이용한 공식
	Ilpo	LDA를 이용한 측정 결과
	Garrison	측정 결과를 이용한 중심선 속도 예측식
수치해석	Ilpo	$k-\epsilon$ 난류 모델을 이용한 수치해석 결과

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

플랜지 달린 원통형 후드에 대한 수치해석 결과는 Dalla Valle⁽⁵⁾의 측정 결과 및 Flynn의 Potential flow solution⁽¹⁵⁾을 이용한 수치해석의 결과와 비교하였다. 또 Drkal(1970)⁽³⁴⁾에 의해 제시된 무한한 길이의 플랜지를 가진 원통 입구에 대한 유체의 유속을 계산할 수 있게 제시된 해석해를 이용하여 검증하였다. 식(40)은 Drkal에 의해 제시된 무한길이의 플랜지를 가진 원통형 후드입구 중심선에서의 유속을 구하는 식이다.

$$\frac{V}{V_0} = 1 - \frac{X/D}{\sqrt{0.25 + (X/D)^2}} \quad (40)$$

Table 4는 플랜지가 달린 원통형 후드의 수치해석 결과를 검증하기 위해 사용된 방법들이다.

Table 4. Validation method of numerical solutions for flanged circular opening

검증 모델	방 법
Dalla Valle의 측정 결과	후드 입구의 유속측정 결과
Flynn의 수치해석	Potential flow solution을 이용한 수치해석
Drakal의 해석해	무한히 긴 플랜지를 가진 원통형 후드 입구 유속 계산

5) 결과 검증

(1) 원통형 후드(Unflanged circular opening)

부록 Fig. 1~ Fig. 9는 원통형 후드에 대한 수치해석 결과를 나타낸 그림이다.

실험 결과와 비교

Fig. 16은 Dalla Valle⁽⁵⁾ 및 Garrison⁽²⁰⁾의 유속 측정 결과와 Ilpo⁽²⁵⁾가 LDA방법에 의해 측정한 후드 입구 중심선에 대한 속도 측정 결과를 CFD-ACE를 이용하여 실시한 수치해석 결과와 비교한 것이다.

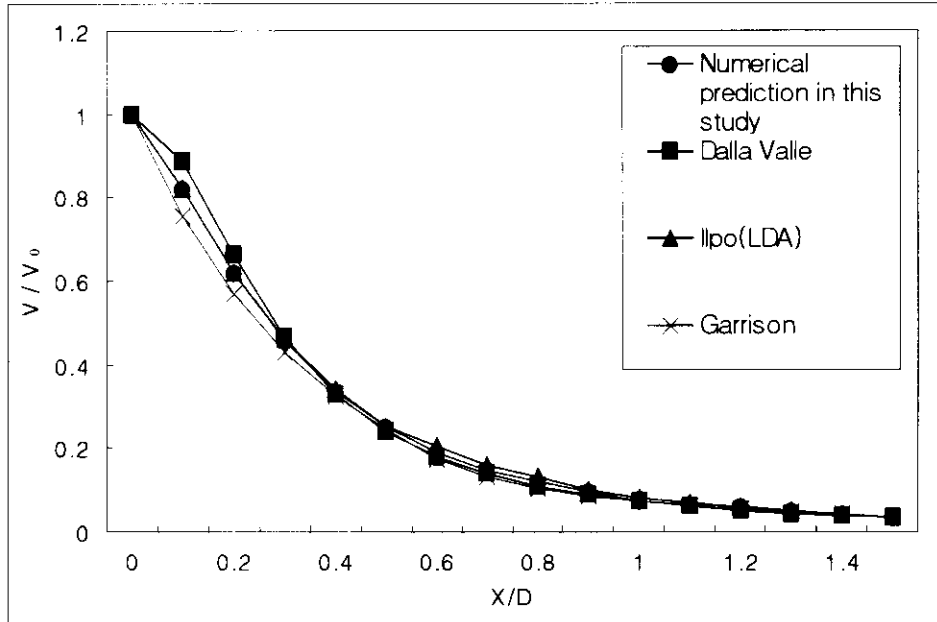


Fig. 16 Predicted and empirical center-line velocities
for unflanged circular opening

Fig. 16에서 알 수 있듯이 X/D 가 0.3이하에서는 수치해석 결과와 Dalla Valle의 측정 결과보다는 낮고 Garrison의 값보다는 약간 높은 값을 예측하였다. 하지만 LDA 측정 결과와는 매우 일치한 값으로 나타났다. 측정값과 수치해석 결과를 비교해 볼 때, X/D 가 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.

$$\text{차이}(\%) = \frac{\text{수치해} - \text{측정결과}}{\text{측정결과}} \times 100 \quad (41)$$

위의 식에 적용해 보았을 때, Dalla Valle의 측정 결과와 수치해석 결과를 비교해 보면, 평균 5% 정도 수치해석 값이 높게 나타났다. 그리고 최대 차가 발생한 지점은 X/D 가 1.2인 지점에서 약 17% 정도의 오차가 발생했다. Garrison의 결과와는 6.6% 정도의 차이가 난다. 하지만, LDA 측정 결과와 비교해보면, 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. 17은 Ilpo의 수치해석 결과와 CFD-ACE를 이용한 수치해석 결과를 비교한 것이다.

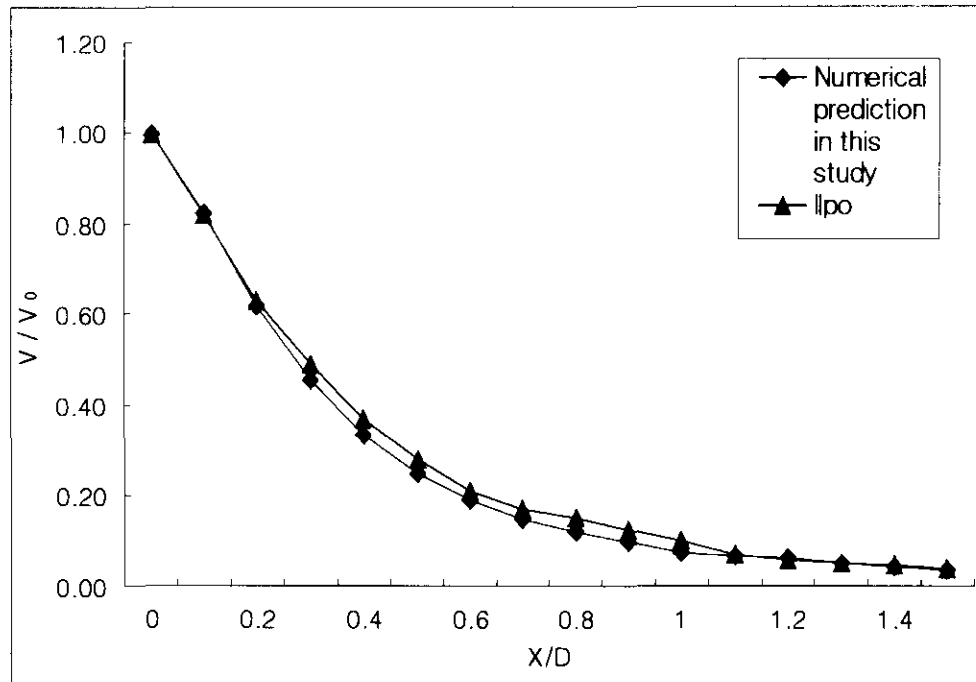


Fig. 17 Predicted center-line velocities for unflanged circular opening

Fig. 17에서 다른 수치모델과 비교한 결과를 살펴보면, Ilpo의 예측 값보다는 약간 낮게 예측된 것으로 나타났다. 두 값을 비교해 보면, Ilpo의 결과와는 약 9.3% 정도의 차이가 난다. X/D가 1 이상이 되면 두 가지 수치 모델이 매우 일치하였다.

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

부록 Fig. 10~Fig. 17에 수치해석에 의한 플랜지 달린 원통형 후드의 입구 유체 유동에 대한 예측 결과를 정리해 두었다.

Fig. 18은 플랜지가 달린 원통형 후드에 대한 수치해석 결과를 비교한 그래프이다.

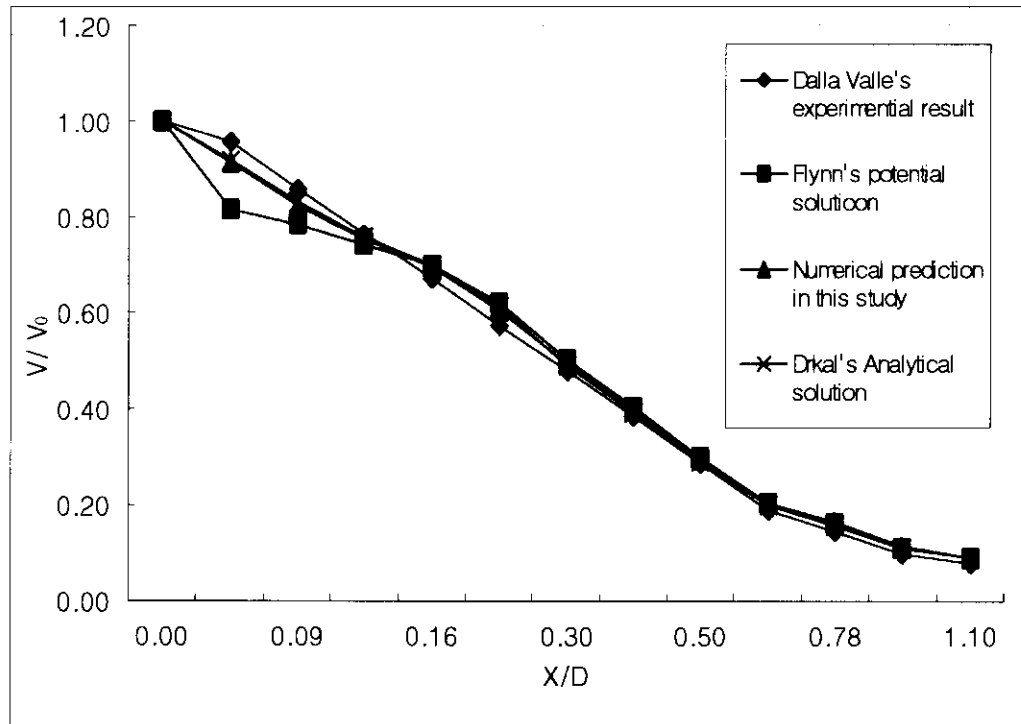


Fig. 18 Center-line velocities for flanged circular opening

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. 또 난류 유동을 고려하지 못한 Potential flow solution의 결과는 후드 입구에서 발생하는 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.

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

2. 정방형 후드(Square opening)

1) 정방형 후드 모델

정방형 후드에 대한 공기 흐름을 수치해석으로 예측하기 위한 모델은 Fig. 19 및 Fig. 20과 같다.

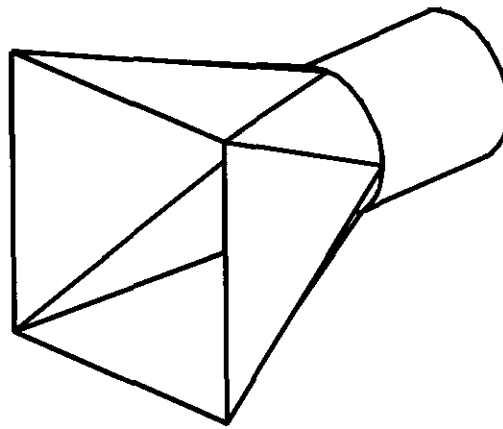


Fig. 19 Unflanged square opening

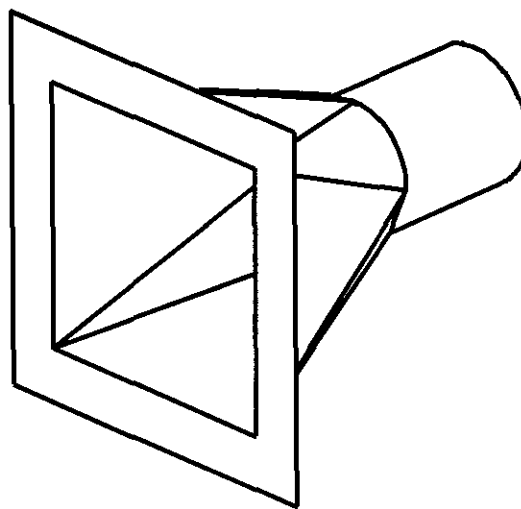


Fig. 20 Flanged square opening

Dalla Valle이 후드 입구 유속을 측정한 결과와 비교하기 위해 풍속 측정 실험에 사용된 모형과 같은 크기의 개구면을 가진 모델을 본 수치해석에도 적용하였다. 후드 개구면의 크기는 가로, 세로 20cm인 정사각형으로 정하였다. 후드에서 배기 되는 유량은 $18\text{m}^3/\text{min}$ 이고, 개구면 유속은 약 7.5m/s 가 된다. 플랜지가 달린 후드에 대한 수치 해석시에는 플랜지의 길이를 계산 영역에서는 무한한 것으로 간주하여 계산하였다.

2) 경계 조건

정방형 후드 입구에 대한 각각의 경계조건은 Fig. 21~Fig. 22와 같다.

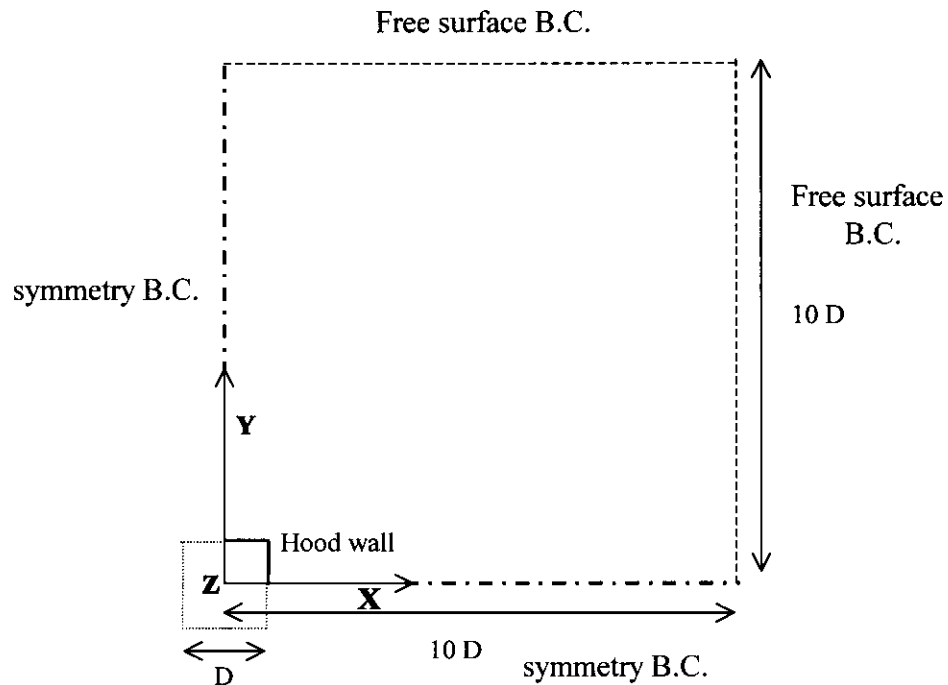


Fig. 21 Computational domain and coordinate system for square opening (front view)

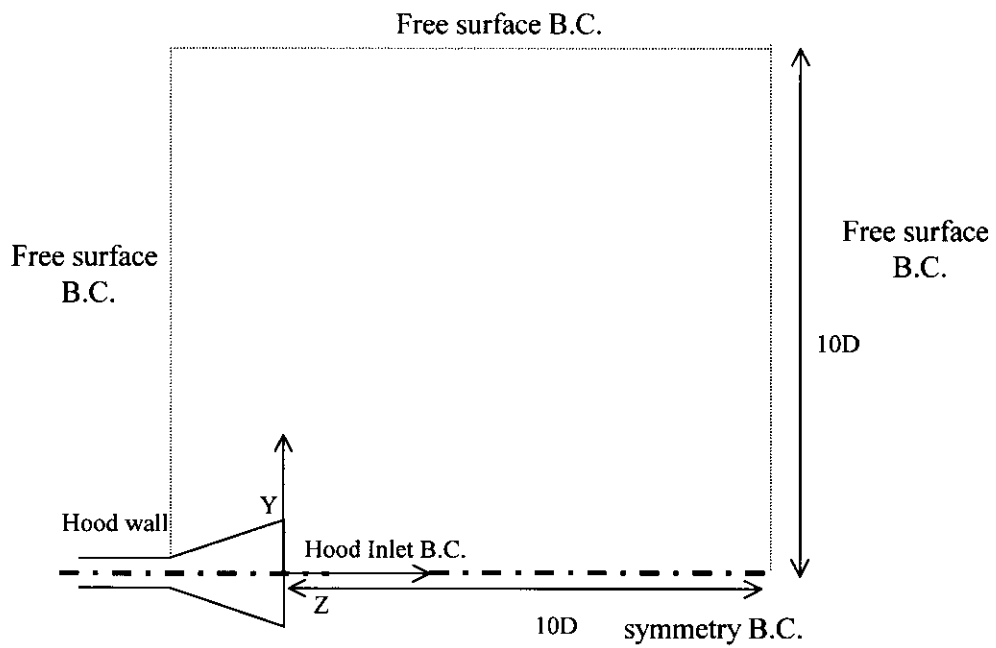


Fig. 22 Computational domain and coordinate system for square opening (side view)

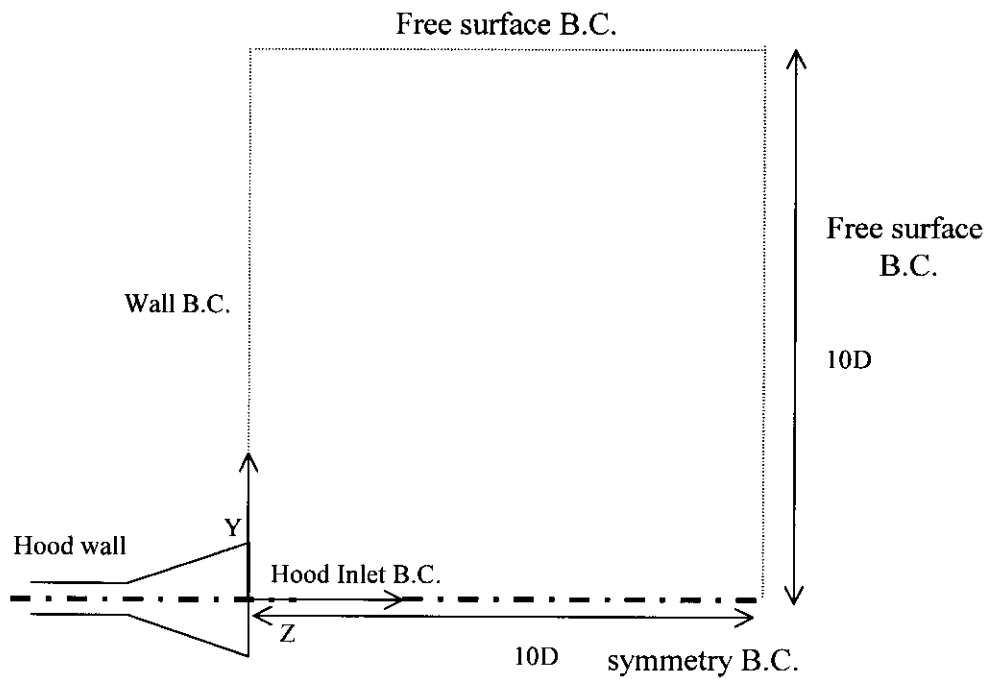


Fig. 23 Computational domain and coordinate system for flanged square opening (side view)

Fig. 21은 플랜지가 없는 정방형 후드를 전면에서 본 모습이다. 계산 시간의 단축과 컴퓨터 용량의 제한으로 인해 후드 전면을 4등분하여 z-x축과 y-z축을 대칭으로 설정하였다. 계산 영역은 후드 직경의 10배씩으로 하여 x축과 y축 방향으로 설정하였다. Free surface는 Outlet으로 설정하여 Fixed pressure조건을 적용하였다. 후드 벽면은 벽면의 두께를 무시하기 위해 Thin wall 조건을 적용하였다.

Fig. 22는 플랜지가 없는 정방형 후드 측면 모습이다. 후드 뒤편으로는 테이퍼 된 곳까지를 계산 영역으로 설정하였고, z축과 y축 각각 10D까지를 계산 영역으로 설정하였다. 경계조건은 Fig. 21과 같은 조건을 적용했다.

Fig. 23은 플랜지 달린 정방형 후드의 측면의 모습이다. 계산 영역은 y축과 z축 각각 10D이고, 플랜지는 Wall B.C.를 적용하였다. 전면의 조건은 Fig. 21과 같다.

각 모델에 있어 격자수는 Table 5에 정리한 것과 같다.

Table 5. Number of grid points

구분 모델	x	y	z	총 격자수	후드
정방형 후드	34	34	34	39,304	$9 \times 9 \times 9$
플랜지 달린 정방형 후드	34	34	25	28,900	$9 \times 9 \times 9$

Table 5에서 알 수 있듯이 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.

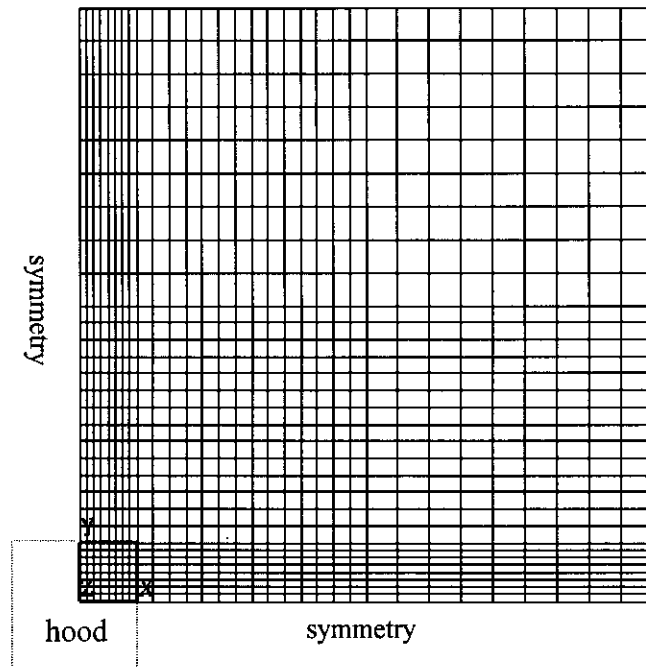


Fig. 24 Computational domain and grid for plain square opening (front view)

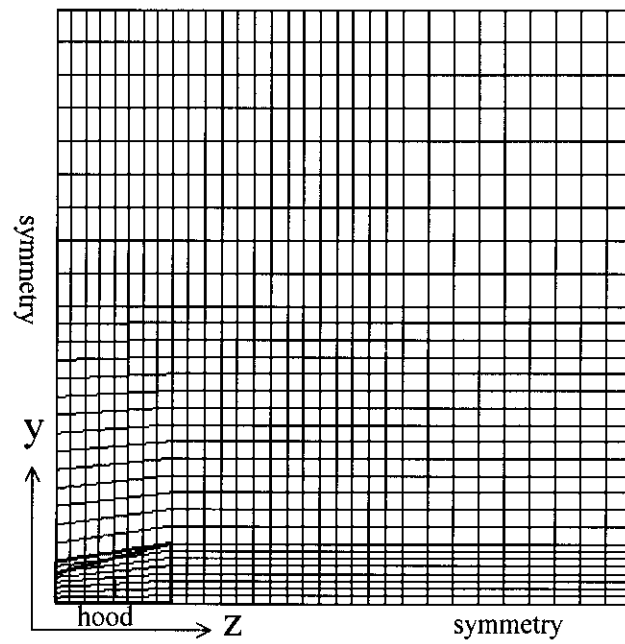


Fig. 25 Computational domain and grid for plain square opening (side view)

Fig. 24와 Fig. 25는 플랜지가 없는 정방형 후드에 대한 격자 형성 모습이다. 후드 입구에는 유속의 변화가 심하기 때문에 격자를 좀 더 조밀하게 생성 시켜, 전체적으로는 불균일 격자를 형성시켰다.

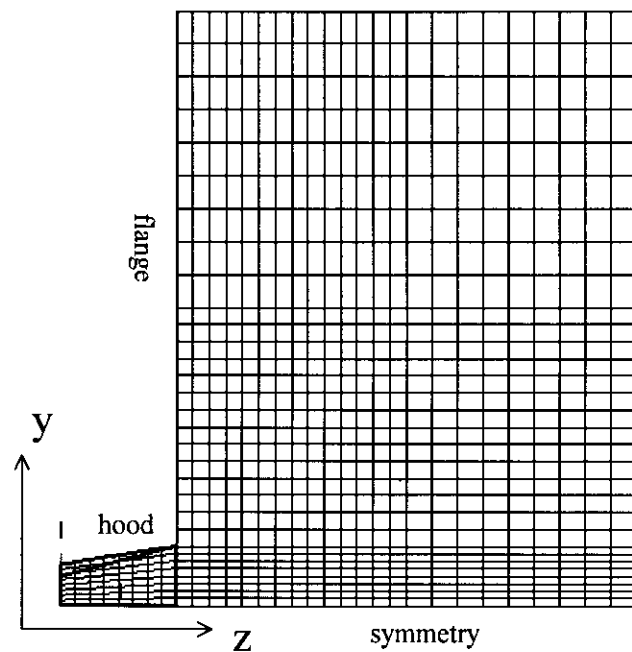


Fig. 26 Computational domain and grid for flanged square opening (side view)

Fig. 26은 측면에서 본 플랜지가 달린 정방형 후드의 격자 형성 모습이다. 전면에서 본 격자 형성 모습은 Fig. 24와 같다. 하지만 측면에서 본 모습은 Fig. 26에서 보는 바와 같이 플랜지의 영향으로 플랜지 뒤에는 유동 변화가 없으므로 격자를 형성시키지 않았다.

3) 수렴 조건

물리량의 최대 변화량이 10^{-12} 이하일 때 수렴으로 간주하였다. 약 450여회의 반복 계산에서 물리량의 변화가 10^{-12} 이하로 내려가서 수렴이 되었고, 충분한 수렴을 확인하기 위해 약 50회 정도 더 반복계산을 실시하였다. 500회 정도의 반복계산에 소요되는 컴퓨터 계산 시간은 정방형 후드가 약 25분, 플랜지 달린 정방형 후드가 20분 정도였다.

4) 결과 검증

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

플랜지가 없는 정방형 후드의 입구 유동 수치해석 결과를 검증하기 위해 중심선 속도에 대한 실험식을 완성시킨 Fletcher⁽³⁴⁾의 공식과 Dalla Valle⁽⁵⁾의 측정 결과를 비교하였다.

Fletcher의 공식은 식(42)와 같다.

$$\frac{V}{V_0} = \frac{1}{0.93 + 8.58 \alpha^2} \quad (42)$$

여기서

$$\alpha = \left(\frac{X}{\sqrt{A}}\right) \left(\frac{L}{W}\right)^\beta$$

$$\beta = 0.2 \left(\frac{X}{\sqrt{A}}\right)^{-\frac{1}{3}}$$

본 연구에서는 정방형 후드이므로 L/W 는 1이다.

부록 Fig. 18~Fig. 26에 플랜지가 없는 정방형 후드에 대한 수치해석 결과 그래프를 정리했다.

Fig. 27은 Fletcher의 공식 및 Dalla Valle의 측정 결과와 수치해석 결과의 중심선 속도를 그래프로 나타내어 비교한 것이다.

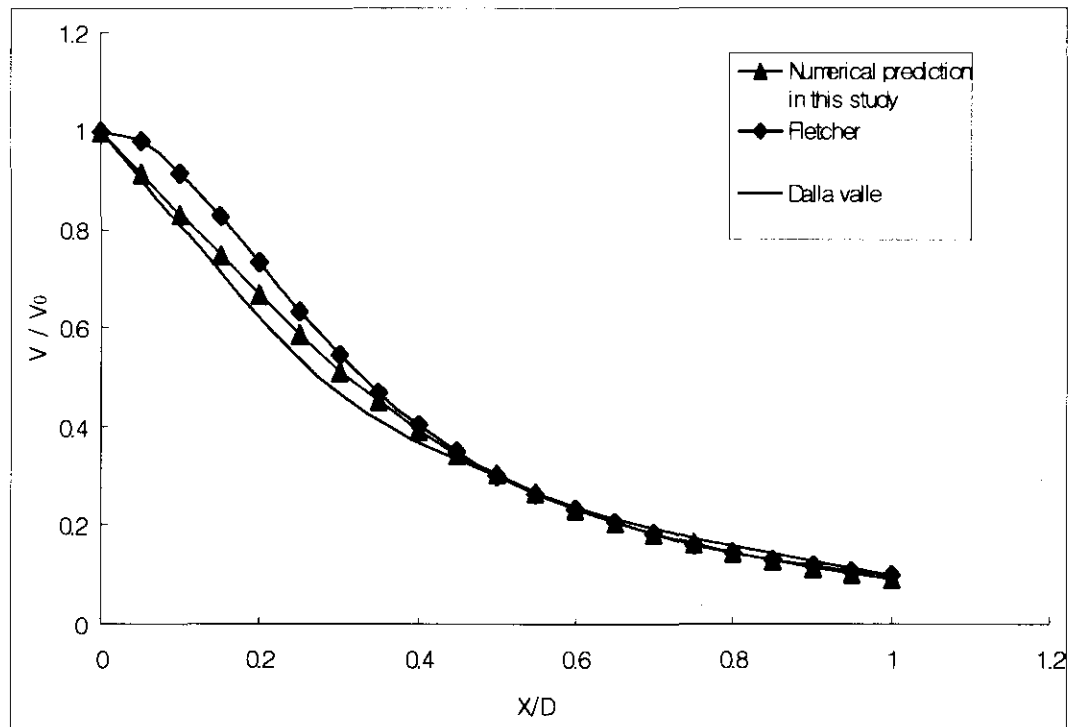


Fig. 27 Predicted and empirical center-line velocities
for unflanged rectangular opening

결과 비교에서 Dalla Valle의 측정 결과는 측정 결과를 공식화한 자료가 없어 그래프에 제시된 자료를 읽었기 때문에 정확한 값으로 인정하기는 어렵지만 후드 입구 유동장에 대한 현상파악은 할 수 있을 것으로 판단된다. Fig. 27에서 알 수 있듯이 Dalla Valle의 실험 결과와 수치해석 결과 그래프를 비교해보면, 중간부분에 약간의 차이가 있을 뿐 매우 잘 일치하고 있다.

Fletcher의 실험 결과와 수치해석 결과를 비교해 보면, 전체적인 차이는 평균 3% 정도였고 가장 많은 차이는 9%정도였다. 결과에서 알 수 있듯이 후드 입구에서는 약간의 오차가 있지만, X/D가 약 0.5 이상이 되면 세 결과가 거의 일치하는 것을 볼 수 있다.

(2) 플랜지 달린 장방형 후드(Flanged square opening)

플랜지 달린 장방형 후드에 대한 수치해석 결과 검증은 Tyaglo와 Shepelev(1970)⁽³⁴⁾가 제시한 해석해와 Dalla Valle⁽⁵⁾의 측정 결과를 이용하였다. Tyaglo와 Shepelev(1970)가 제시한 중심선에서의 속도 계산 공식은 식(43)과 같다.

$$\frac{V}{V_0} = \frac{2}{\pi} \arctan \frac{LW}{2X\sqrt{4X^2 + L^2 + W^2}} \quad (43)$$

식 (43)을 적용하여 구한 해석해, Dalla Valle의 측정 결과, 수치해석 결과를 정리하여 그래프로 나타내면 Fig. 28과 같다.

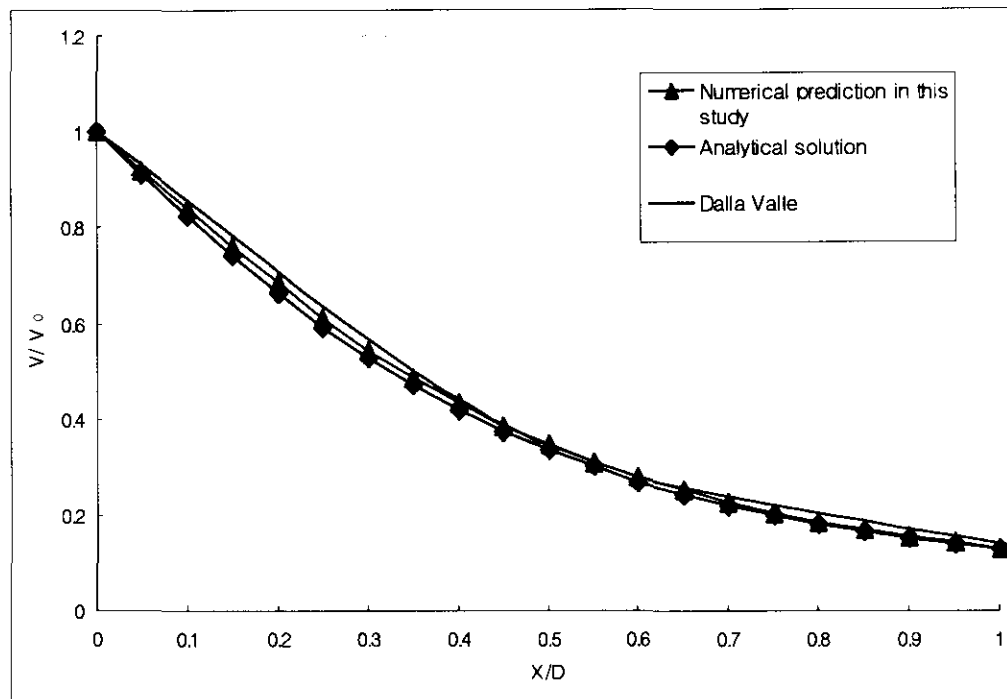


Fig. 28 Predicted and empirical center-line velocities for flanged rectangular opening

수치해석과 해석해를 비교해 보면, 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.

원통형 후드와 정방형 후드에 대한 수치해석의 결과 4가지 모델에 대한 수치해석

의 결과가 실험결과나 해석해 그리고 다른 수치해석의 결과와도 매우 잘 일치하는 것으로 나타났다. 원통형 후드에 대해서는 2차원이고, 정방형 후드에 대해서는 3차원 모델의 결과이므로 CFD-ACE(Ver 4.0)를 이용하여 슬롯 후드에 대한 3차원 분석을 뒷부분에서 실시하였다. 부록 Fig. 27~Fig. 34에 플랜지 달린 정방형 후드에 대한 수치해석 결과 그림을 정리했다.

3. Push-Pull Hood

도금조는 일반적으로 측방형 후드를 많이 사용한다. 하지만 이러한 방법으로 배기를 시킬 경우에 후드로부터 멀어질수록 포착 속도가 급격히 떨어지는 문제점을 갖게 된다. 이 때문에 배기구로부터 멀리 떨어져 있는 곳의 오염물질을 배기시키기 위해서는 매우 많은 배기유량을 필요로 하게된다.

미국 산업위생가 협의회(ACGIH)에서는 조 크기가 약 0.6m 이상일 경우에는 측방형 후드의 배기 유량이 많아져서 설치비용이 비싸지기 때문에 설치를 권장하지 않고 있다.⁽²⁷⁾ 이러한 약점을 보완하기 위해 푸쉬-풀 후드가 제안되었다. 실험을 통해 측방형 후드 대신 푸쉬-풀 후드를 적용하여 개방조를 환기시킬 때 배기 유량이 약 50%정도 줄어든다는 것을 확인하였다. (Hama 1957)

미국 산업환기 매뉴얼의 설계 기준을 만족하도록 설계한 푸쉬-풀 후드의 오염물질 제어 능력은 매우 뛰어난 것으로 평가받고 있다. 하지만, 미국 산업환기 매뉴얼 20판에 제시된 푸쉬-풀 후드를 현장에 직접 설치하여 성능을 평가한 실험 연구⁽³⁶⁾를 통해 밝혀진 설계상의 문제점 중 하나는 푸쉬 노즐을 통해 과다하게 급기를 시키게 되면, 설치비용이 비싸질 뿐만 아니라 푸쉬-풀 후드의 포착효율이 오히려 떨어진다는 것이다. 또한 급기 노즐의 유속도 적당하지 못하면 조내에서 오염물질이 오히려 작업장 내로 비산되는 현상이 발생하게 되어 오염물질의 포착효율이 저하되는 것으로 나타났다.

푸쉬-풀 후드에 있어 푸쉬 노즐의 유속과 유량의 변화에 따른 환기 효율을 알아보기 위해 Heinsohn은 푸쉬 노즐 급기 유량 및 유속을 변화시키면서 시뮬레이션을 실시하여, 특정 크기의 표면처리조에 대해 가장 적당한 양의 급기 유량과 급기 유속을 예측하였다.

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

1) 수치해석 모델

Heinsohn⁽²⁴⁾이 푸쉬-풀 후드에 대해 실시한 모델의 조건은 Table 6과 같다.

Table 6. Configurations of push-pull ventilation system
for numerical simulation

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
슬롯 길이 당 배기 유량 (QE/L) : 0.495m ³ /s/m				
액 표면적 당 배기 유량 (QE/A) : 0.283m ³ /s/m				
용기 너비 (W) : 1.8m				
Pull hood 높이 (SE) : 0.195m				

Table 6에서 알 수 있듯이 Heinsohn이 실시한 수치해석에서는 배기 유량을 슬롯 길이 당 0.495m³/s/m로 고정하였고, 푸쉬 노즐 급기 유량(QB)과 급기 유속(UB)은 변화시켰다. 각 모델에 대한 급기 유량과 유속의 변화에 따른 비교는 다음과 같다.

Case 1과 Case 3을 비교해 보면, 급기 유량은 슬롯 길이 당 0.0571m³/min으로 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

Fig. 29는 푸쉬-풀 후드 모델의 경계 조건을 나타낸 것이다.

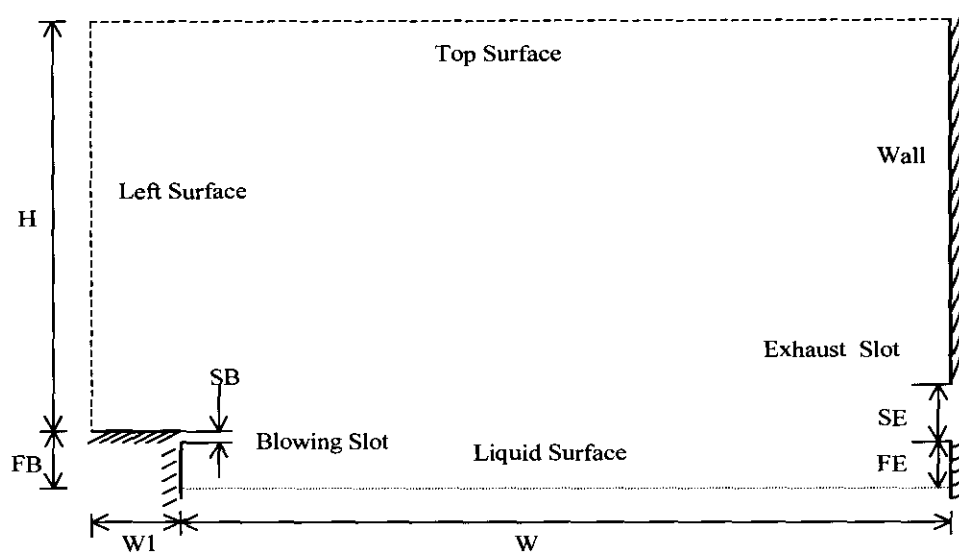


Fig. 29 Computational domain for push-pull ventilation system

Free surface인 Top과 Left surface는 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. Fig. 30은 푸쉬-풀 후드에 격자를 생성시킨 모습이다. 격자의 수는 가로×세로(45×45)이고, 푸쉬 노즐에는 3개, 배기 슬롯에는 15개를 생성시켰다.

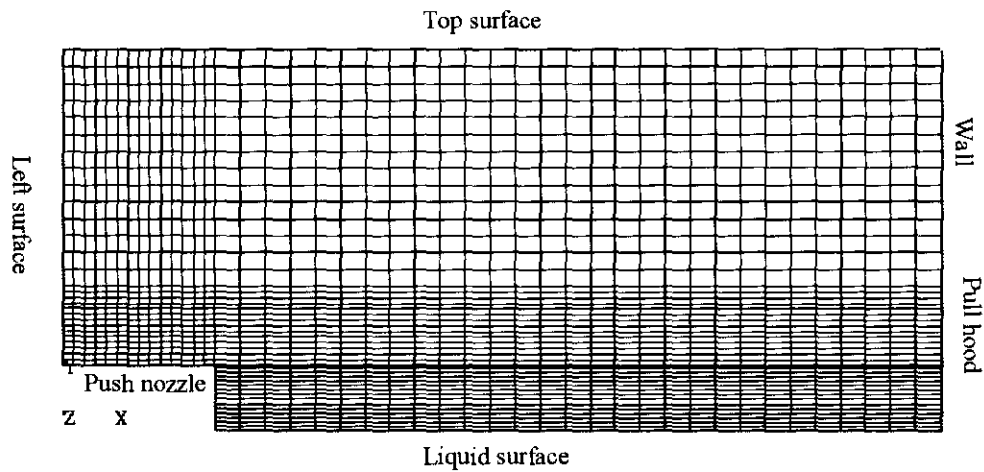


Fig. 30 Computational domain and grid for push-pull ventilation system

3) 결과 비교

Heinsohn이 실시한 각 모델에 대한 결과를 요약하면 다음과 같다.⁽²⁸⁾

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 속도의 공기를 분사시키게 되면, 공기의 유동과 점성에 의해 Case 3보다 푸쉬 노즐 주위에서 많은 양의 공기가 풀 후드 쪽으로 이동하게 된다. 하지만 배기 시키는 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 충분하게 기류를 밀어주지 못해 배기 효율이 저하되는 것으로 나타났다.

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

CFD-ACE(Ver 4.0)를 이용한 Case1 ~ Case3에 대한 수치해석 결과는 다음과 같다.

부록 Fig. 35~Fig. 40에 수치해석에 의한 푸쉬-풀 환기시설에서의 유체 유동을 예측한 결과 그림을 정리해 두었다.

Fig. 31~Fig. 33은 푸쉬-풀 후드의 Streamline을 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 푸쉬 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. 34~Fig. 36은 3가지 모델에 대한 수치해석 결과를 등속선으로 나타낸 것이다.

Case 1과 Case 3의 비교에서, Streamline의 비교에서와 마찬가지로 Case 1보다 Case 3에서 $0.25\text{m}/\text{s}$ 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 표면 위에서 약 $1\text{m}/\text{s}$ 정도의 속도를 유지하고 있지만, 급기 유량이 부족한 Case 2에서는 푸쉬 노즐에서 분사된 뒤 급기 유속이 급격하게 줄어들어 $0.5\text{m}/\text{s}$ 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.

Fig. 37~Fig 39는 x축 방향의 등속도면을 나타낸 것이다. Fig. 37에서 살펴보면, 푸쉬 노즐분사 속도가 너무 빨라 x축 방향으로 약 0.75지점에 재순환 영역이 나타나는 것을 볼 수 있다. 이러한 재 순환 영역이 발생하게 되면, 기류의 흐름이 균일하게 유지되지 않기 때문에 조에서 발생하는 오염물질의 제어 효율은 저하된다.

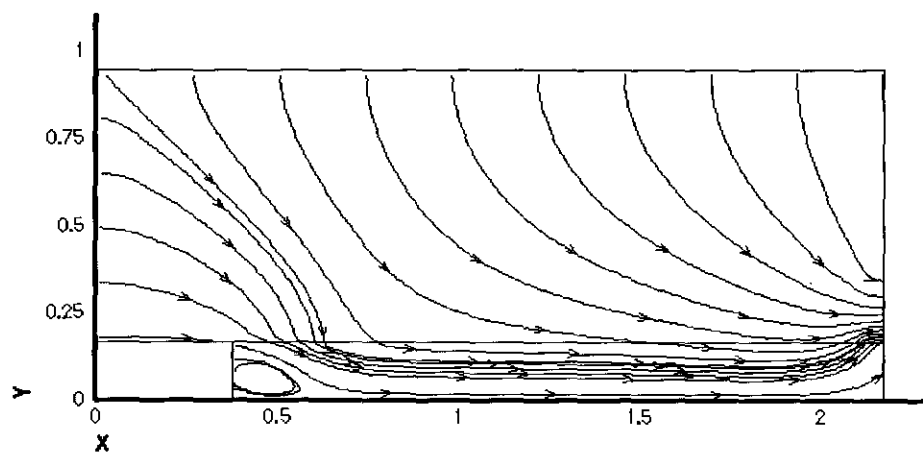
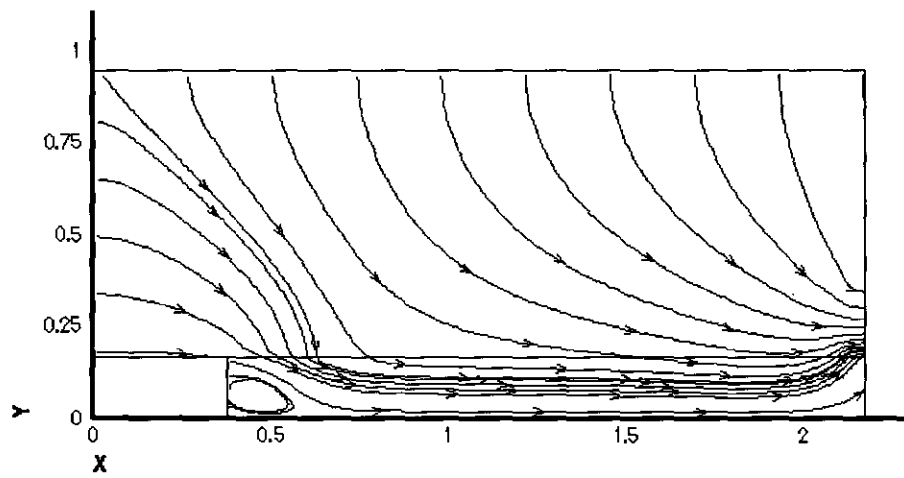
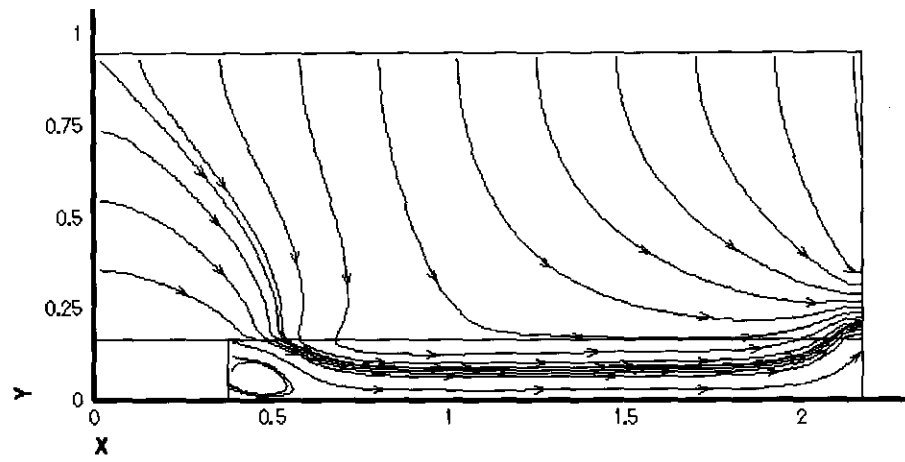


Fig. 31 ~ Fig. 33 Streamline for Case 1, Case 2 and Case 3. respectively

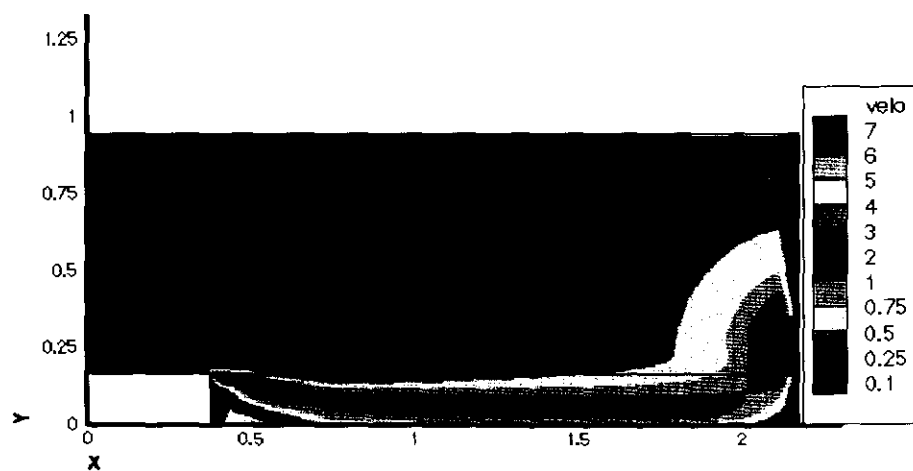
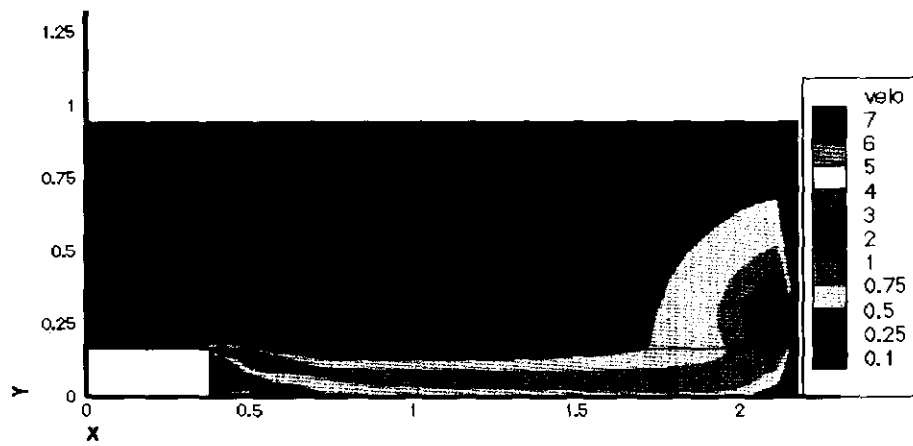
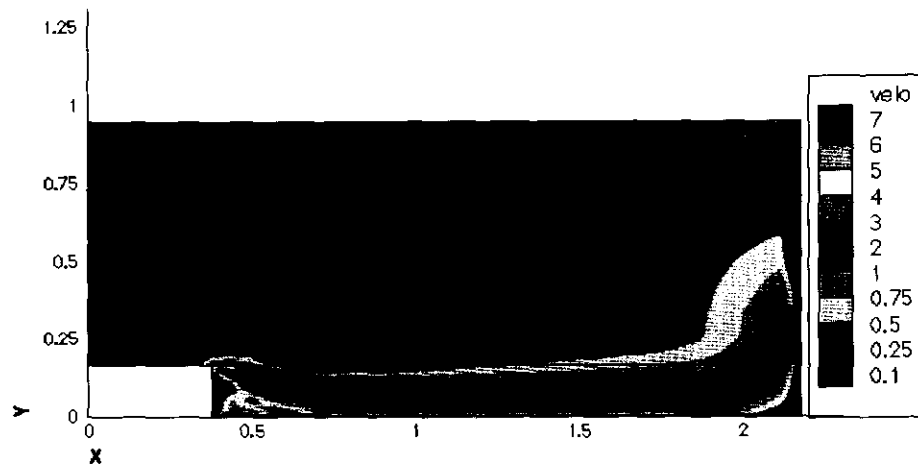


Fig. 34~Fig. 36 Velocity contour in Case 1 , Case 2 and Case 3, respectively

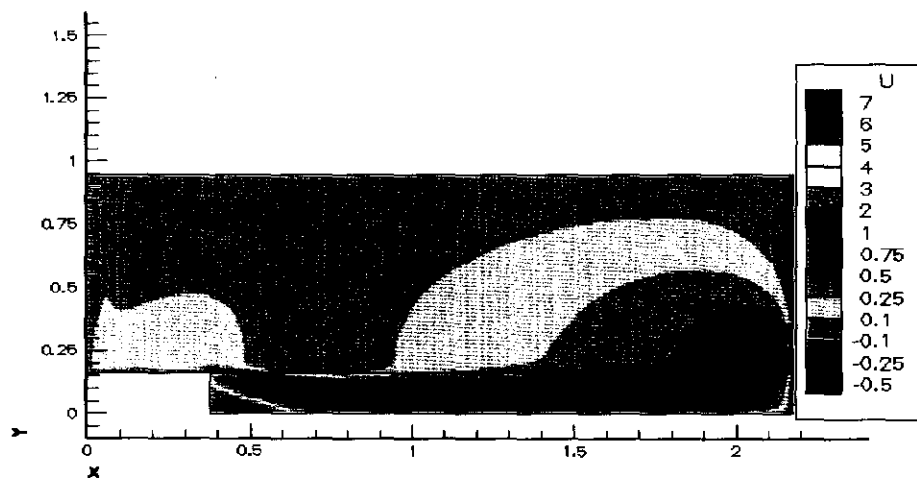
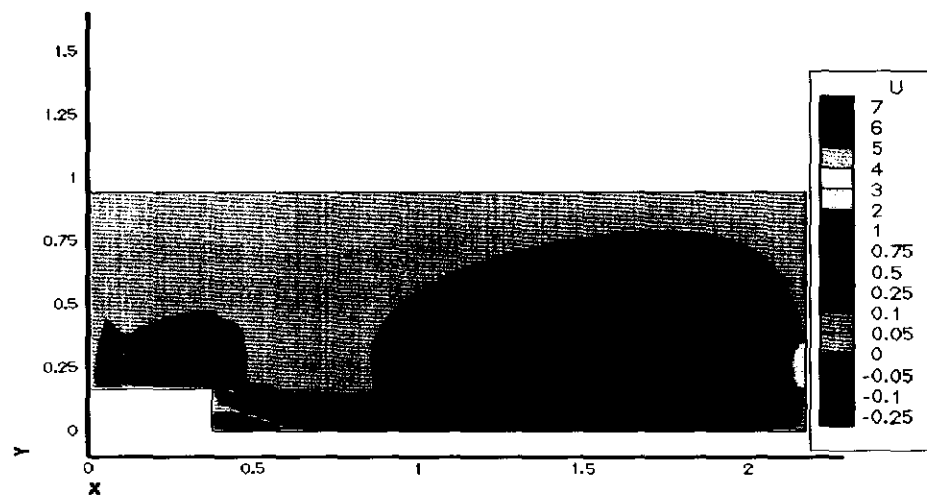
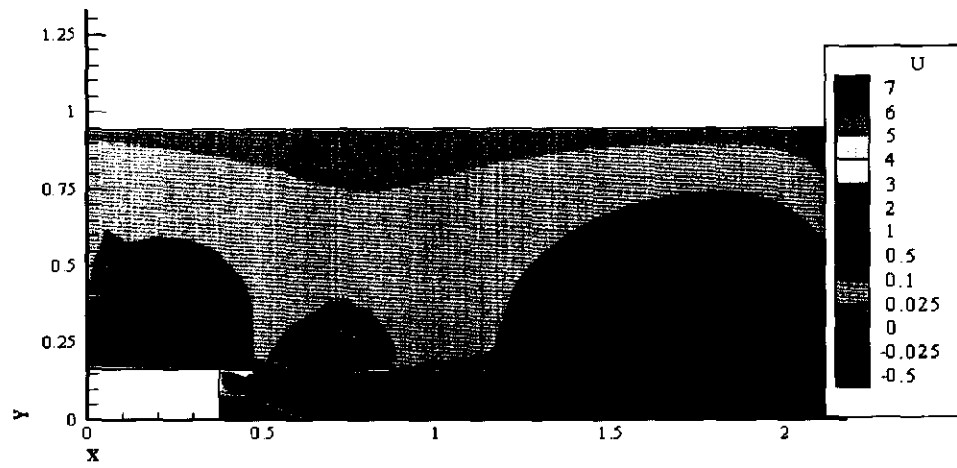


Fig. 37~Fig. 39 Axial velocity contour in Case 1 , Case 2 and Case 3,
respectively

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 일치하였고, Case 3이 오염물질 배기 효과가 가장 우수하다는 것으로 예측되었다. Case 1 및 Case 3과 거의 비슷한 경계조건으로 실시한 조⁽¹⁷⁾의 수치해석 결과에서도 Case 3의 효과가 Case 1보다 우수하였다.

Push-pull hood에 대한 수치해석 결과는 비교 모델로 사용된 Heinsohn의 수치해석 결과와 매우 일치한 결과를 얻을 수 있었다. 이 결과로 미루어 전산 유체가 푸쉬 노즐에 의해 분사되는 분류(Jet)의 기류를 충분히 예측할 수 있는 것으로 나타났다.

4. 플레넘형 슬롯 후드(Plenum type Slot Hood)

플레넘형 슬롯 후드는 도금, 탈지 및 세척공정에서 발생하는 각종 유기 용제류나 유해물질로부터 작업자를 보호하기 위해 작업현장에 많이 설치되는 국소배기 시스템이다. 플레넘형 슬롯 후드가 효율적으로 유해 물질을 배기 시키기 위해서는 후드 개구면 (Face Opening)에서 균일한 유속 분포(Uniform Flow)와 충분한 포착속도를 유지해야 한다. 하지만 기존의 문헌에서 제시된 플레넘형 슬롯후드에 대한 설계기준은 매우 빈약한 편이다. 본 연구의 목적은 플레넘형 슬롯 입구에서 균일류를 형성시키는데 가장 큰 영향을 미치는 인자를 찾는 데 있다. 설계 인자를 찾는 데 앞서 본 장에서는 플레넘형 후드 모형을 만들어 유속을 변화시키면서 후드 개구면 유속을 측정한 결과와 실험과 같은 조건하에서 실시한 수치해석 결과를 비교하여 슬롯 후드에 대한 수치해석의 예측 능력 및 정확도를 검증해 보았다.

1). 실험

(1) 실험 장치 및 모델

Fig. 40은 플레넘형 슬롯후드 입구 유속을 측정하기 위한 실험장치의 개략도이다. 송풍기는 풍량 $Q=100\text{CMM}$, 정압 $FSP=150\text{mmAq}$ 인 원심력팬(Turbo Fan)을 설치하여 배기 시켰다. 유량 조절은 송풍기 회전수를 조절 할 수 있는 인버터(최대 100Hz)와 덕트내에 설치되어 있는 오리피스, 그리고 오리피스 차압을 측정할 수 있는 미압계를 이용하였다.

Table. 7은 실험장치에 설치되어 있는 주요 구성품의 규격을 정리한 것이다.

Table. 7 Dimensions of experimental set-up

No.	Component	Size(mm)
①	슬롯후드	입구(800X100)플레넘(75, 100)
②	가지덕트	직경 200, 길이 2400
③	확대관	직경(소 200, 대 400)
④	곡관	직경 400, 길이 1,200, 60° 곡관
⑤	주덕트	직경 400 길이 1,400X4
⑥	송풍기	$Q=100\text{CMM}$, $FSP=150\text{mmAq}$

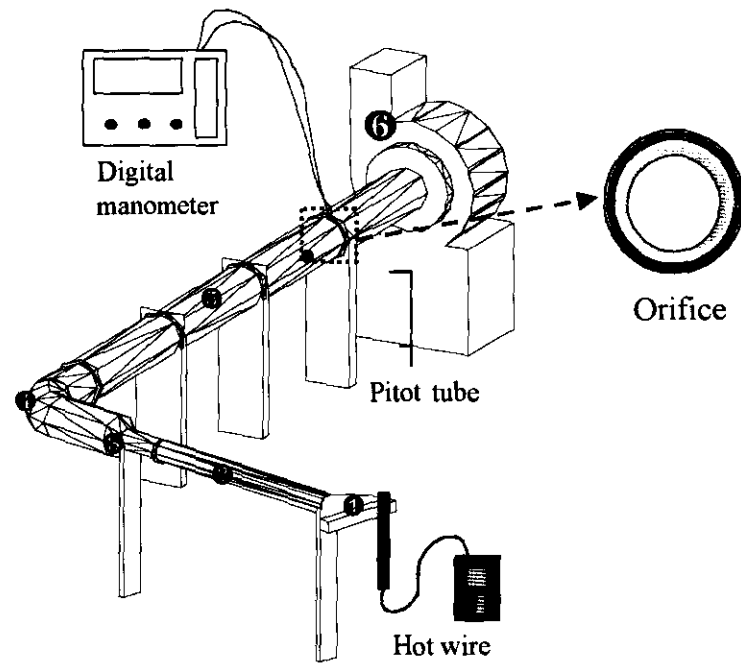


Fig. 40 Experimental facility

① 실험 모델

Fig. 41은 본 실험에 사용된 플레넘형 슬롯후드의 모형이다.

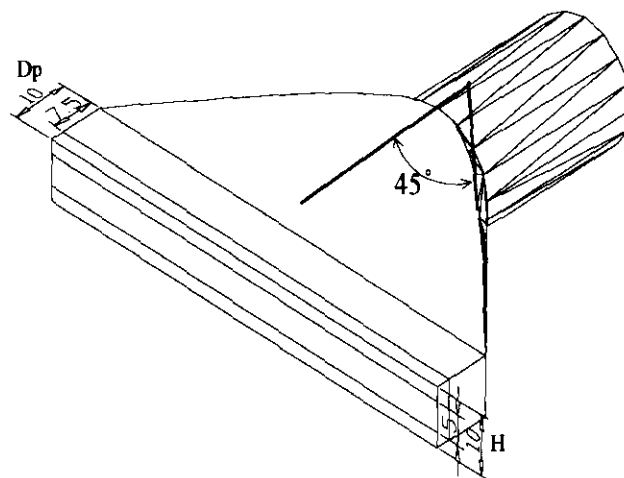


Fig. 41 Plenum type slot hood

Table. 8은 각 플레넘형 슬롯후드에 대한 실험 조건을 정리한 것이다. 플레넘 깊이는 7.5cm와 10cm로 고정하였다. 또 플레넘 깊이가 다른 각각의 모델에 대해서 슬롯 후드 입구유속은 5m/s와 10m/s, 그리고 슬롯 개구면의 높이는 5cm와 10cm로 변경하여 실험하였다.

Table. 8 Test cases for the plenum type slot hood

플레넘 깊이 : Dp (cm)	개구면 슬롯 높이 : H (cm)	슬롯 입구 유속 (m/s)
7.5	5	각각의 경우에 대해서 5m/s와 10m/s로 유지해서 실험 실시
	10	
10	5	
	10	

② 슬롯 입구 유속

슬롯 입구 유속을 5m/s와 10m/s로 고정하여 실험을 실시하였다. 슬롯 입구에서 측정된 유속은 오차가 많이 발생하기 때문에 정확한 배기 유량을 측정하기 위해서 피토투브를 이용하여 덕트내 유속을 측정하였다. 측정된 덕트내 유속에 덕트 면적을 곱하면 유량을 구할 수 있다. 이렇게 해서 구해진 유량을 후드 개구면적으로 나누면 슬롯 유입구 유속이 결정된다. 하지만 매 측정시간마다 유속을 측정할 수 없으므로 덕트내에 설치되어 있는 오리피스(choripis)의 차압(differential pressure)과 유속과의 상관관계를 세워서 실험에 이용하였다.

인버터를 이용하여 송풍기의 회전수를 조절하였고, 오리피스 압력은 미압계, 덕트내 풍속은 마노미터를 이용하여 각각 측정하였다.

오리피스 압력 측정을 위해 덕트 둘레에 등간격으로 총 6지점에 측정구를 뚫었다. 각 지점에서 측정되는 정압의 차이를 알아보기 위해 6지점 각각의 측정 압력과 6지점에 튜브를 연결하여 한 라인에 연결하여 측정한 평균 압력과 차이를 비교해 보았다. 측정 결과 6지점 각각 측정하여 평균한 값과 6지점 동시에 연결하여 측정한 값 사이에 차이가 거의 없었다. 따라서 본 연구에서는 오리피스 압력은 6지점을 동시에 측정하는 방법을 사용하였다. 또, 오리피에서 발생하는 압력 측정은 수두압(mmAq)으로 소수점 둘째 자리까지 판독 가능한 미압계를 사용하였다.

덕트내 속도는 피토투브와 경사 마노미터를 이용하였고, 측정점은 미국 산업환기 매뉴얼의 방법에 준하여 덕트를 10개의 등면적으로 나누어서 가로, 세로 각각

10지점, 총 20지점의 유속을 측정하여 평균한 값을 사용하였다.

풍속 측정은 인버터를 이용해서 송풍기 회전수를 조절하여 오리피스에 일정한 압력차가 생기도록 한 다음 피토투브를 덕트내에 삽입하여 측정하였다. 3회에 걸쳐서 오리피스에서 발생하는 압력차가 같도록 조절하여 각각의 경우에 대해 풍속을 측정하였고, 결과는 산술평균 하였다. 덕트내 풍속이 결정되면, 덕트 면적을 곱하여 총 배기 유량을 계산하였다.

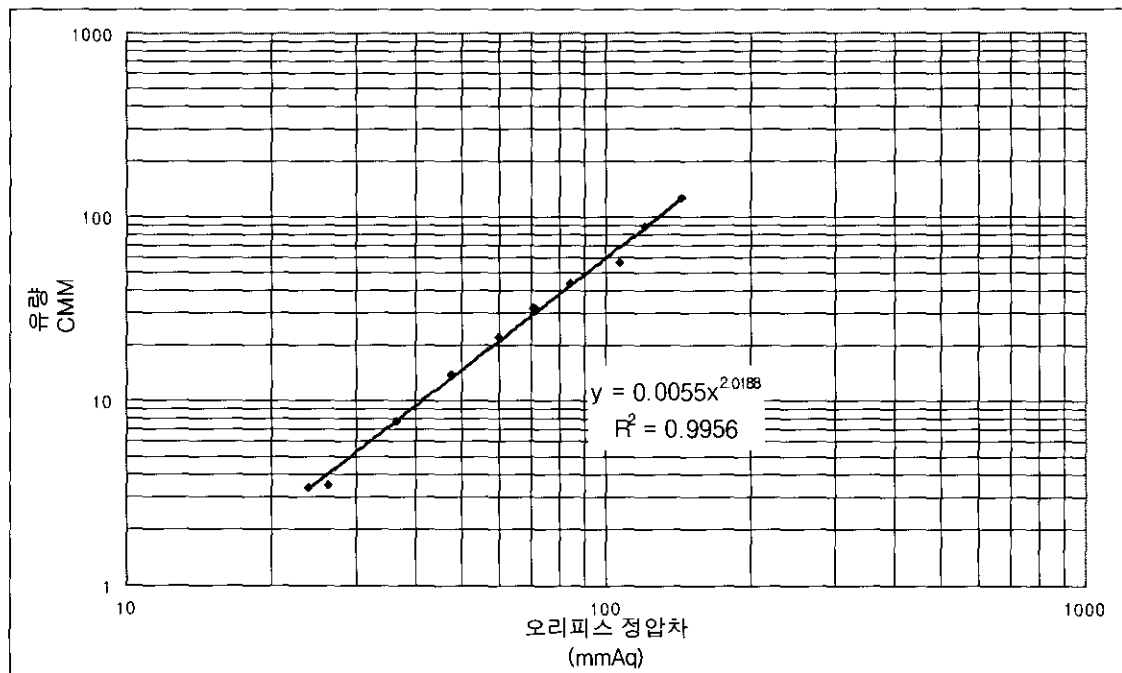


Fig. 42 Orifice differential pressure .vs. Air flow rate

Fig. 42는 오리피스 차압과 유량과의 관계를 나타낸 것이다. 회귀계수(r^2)가 0.9956이 나왔기 때문에 오리피스 차압만 측정해도 위의 그래프를 이용하여 덕트내에서 배기되는 유량을 결정할 수 있는 것으로 나타났다. 슬롯 입구유속을 측정하기 위해 사용된 열선 풍속계는 측정 전에 피토투브 측정치와 비교하여 속도 보정(Calibration)을 실시하였다.

③ 슬롯 입구 유속 측정

보정된 열선 풍속계(모델 solomat-129MSX)를 사용하여 슬롯 입구 유속을 측정하였고, 측정 결과는 3회 평균하였다. 측정점은 슬롯 양측면에서 2.5cm 간격을 두고 각 측정점간 간격을 5cm로 하였다. 총 측정점 수는 17지점이었다. 또 나일론실로

슬롯 개구면 중심선인 측정점을 표시하여 측정이 정확한 위치에서 이루어질 수 있게 했다.

④ 측정 결과

플레넘 입구 유속은 3회 측정하였고, 측정값은 평균하여 부록 Table. 1, Table. 2에 정리해 두었다. 본 연구에서는 일차원 열선 풍속계를 사용하였는데, 일차원 열선 풍속계는 한 방향의 속도밖에 측정할 수 없는 단점이 있다. 하지만 후드 양 측면에서는 x, y, z 방향에서 골고루 유체가 유입되기 때문에 일차원 열선 풍속계로 측정한 결과는 실제 유속과는 많은 오차를 기록하게 된다. 따라서 본 연구에서는 실제 유속과 많은 차이가 있을 것으로 예상되는 양 끝 쪽의 측정값은 제외하고 나머지 값들을 수치해석 결과와 비교하였다.

2) 수치해석

(1) 수치해석 방법

플랜지형 슬롯 후드에 대한 수치해석은 장방형 후드에서 실시한 수치해석 방법과 동일하게 하였다. 계산 시간을 줄이기 위해 X축과 Y축에 대해 축 대칭모델을 사용하였고, Inlet과 Outlet Boundary Condition은 각각 Fixed Velocity와 Fixed Pressure Condition을 적용하였다. 물리량의 최대 변화량이 10^{-12} 가 될 때를 수렴으로 간주하였고, 계산 시간은 20여분이 소요되었다.

(2) 계산 결과

수치해석 모델은 실험 모델과 같은 규격을 사용하였고, 실험에서 한 방향에 대한 유속을 측정할 수 있는 열선풍속계를 이용하였으므로 수치해석 결과도 측정치와 같은 값으로 비교하기 위해 W 한 방향의 유속만 정리하였다.

3) 결과 비교

① 플레넘 깊이(D_p) : 7.5 cm

플레넘 깊이가 7.5cm인 경우에 대한 실험 및 수치해석 결과는 부록 Table. 1에 정리해 두었다. Table. 9는 중심선에 대한 측정 및 수치해석 평균값을 정리한 것이다.

Table. 9 Comparison of the predicted and the measured velocities with plenum depth=7.5 cm

측정위치			플레넘 깊이 7.5 cm	
			평균(m/s)	표준편차
입구유속 5m/s	슬롯높이 5cm	측정결과	4.5	0.15
		수치해석	4.9	0.08
	슬롯높이 10cm	측정결과	5.4	0.19
		수치해석	5.7	0.70
입구유속 10m/s	슬롯높이 5cm	측정결과	9.9	0.17
		수치해석	8.9	0.32
	슬롯높이 10cm	측정결과	10.4	0.35
		수치해석	11.4	1.41

Table. 9에서 살펴보면, 입구유속이 5 m/s일 경우에는 측정 결과와 수치해석 평균값이 0.3~0.4 m/s로 차이가 많이 나지 않지만, 입구유속이 10 m/s인 경우에는 1m/s 정도로 약간의 차이가 나는 것으로 나타났다.

㉑ 슬롯 높이(H) : 5 cm

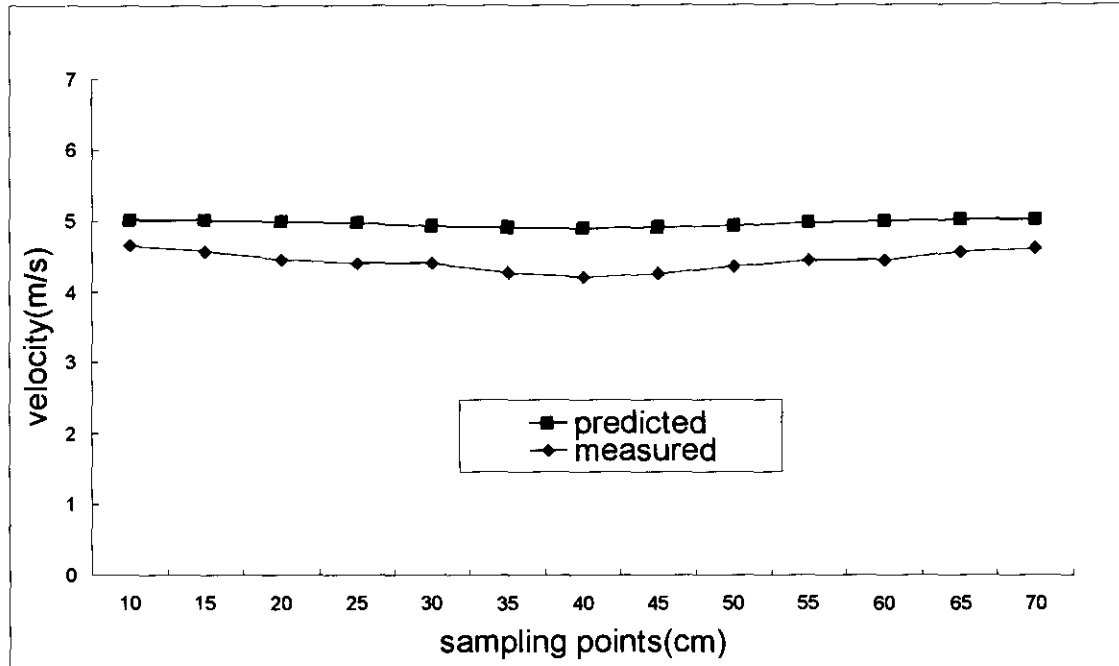


Fig. 43 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=5cm and slot velocity=5 m/s

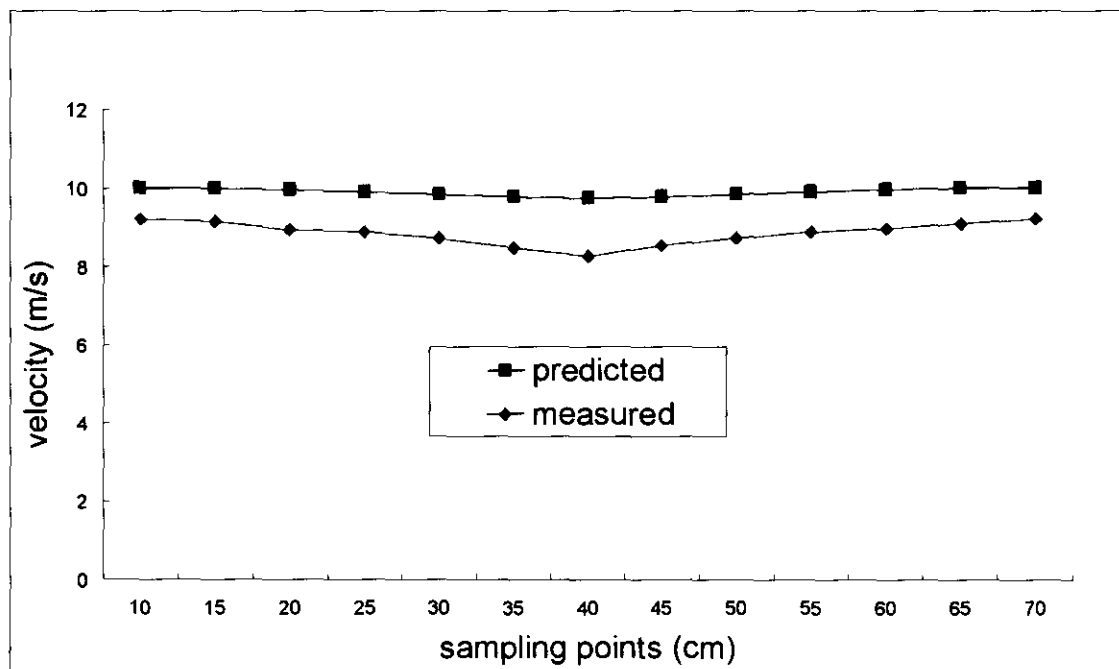


Fig. 44 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=5 cm and slot velocity=10 m/s

플레넘 깊이가 7.5 cm이고 슬롯 높이가 5 cm인 후드에 대한 수치해석 결과는 Fig. 43과 Fig. 44와 같다. 측정결과와 수치해석 결과가 유속에서 약간의 차이가 있으나, 경향은 매우 비슷하게 나타내고 있다. 두 그래프에서 살펴보면, 후드 중심부에서 속도가 낮고, 후드 양 끝 부분의 속도가 높게 나타났다.

㉞ 슬롯 높이(H) : 10 cm

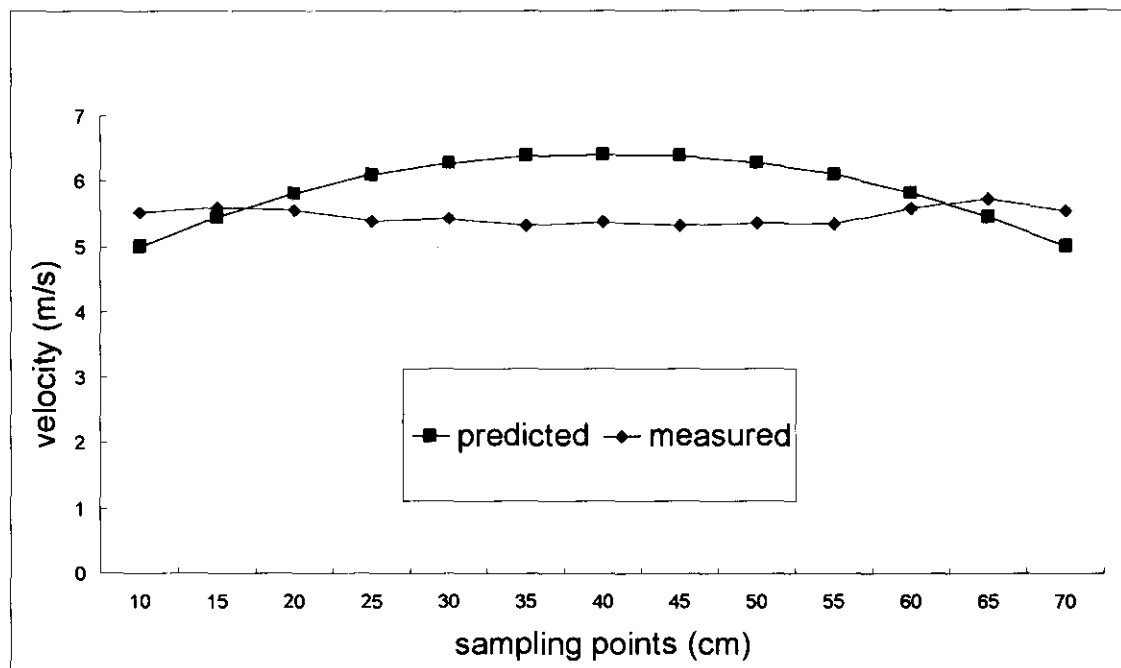


Fig. 45 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=10 cm and slot velocity=5 m/s

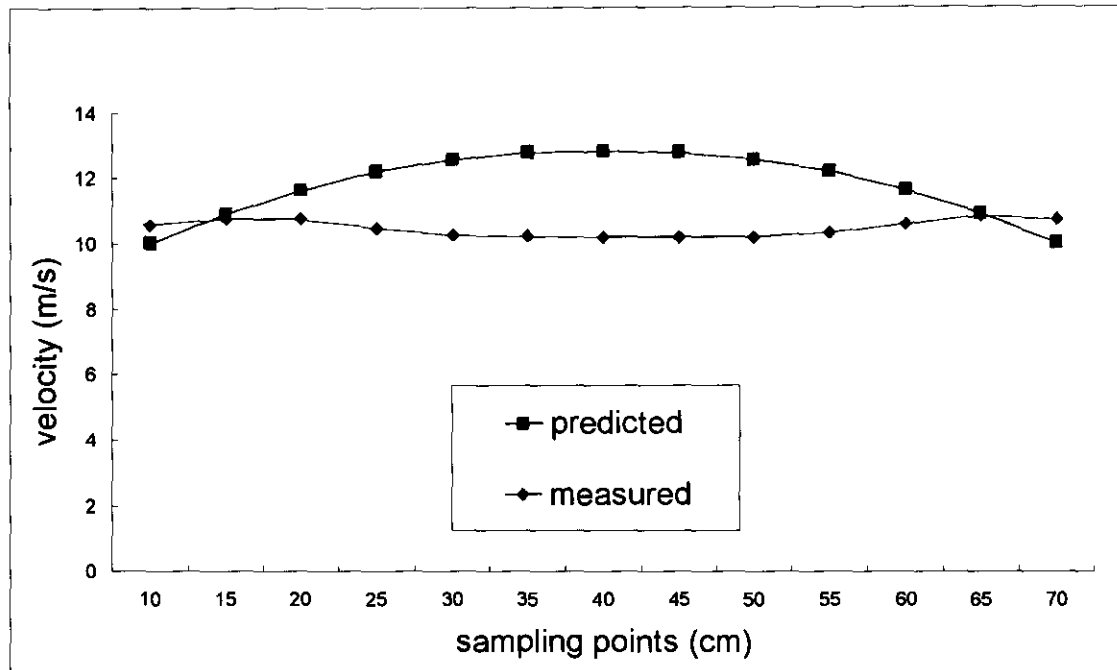


Fig. 46 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=10 cm and slot velocity=10 m/s

Fig. 45과 Fig. 46은 플레넘 깊이가 7.5 cm이고 슬롯 높이가 10 cm인 후드에 대한 수치해석의 결과를 나타낸 것이다. 측정결과는 슬롯 높이가 5 cm인 경우와 비슷하게 후드 중심부에서는 속도가 낮게 측정되었고, 후드 양 끝 부분에서 높은 속도가 측정되었다. 하지만 수치해석 결과는 타원형으로 중심부에서 높은 값이 예측되었다. 특히 10 m/s의 유속에서 오차값이 많이 발생하였다.

② 플레넘 깊이(D_p) : 10 cm

플레넘 깊이가 10 cm인 경우에 대한 실험 및 수치해석 결과는 부록 Table. 2에 정리해 두었고, Table. 10은 중심선에 대한 측정 및 수치해석 결과의 평균값을 정리한 것이다.

Table. 10 Comparison of the predicted and the measured velocities with plenum
depth=10 cm

측정위치			플레넘 깊이 10 cm	
			평균(m/s)	표준편차
입구유속 5m/s	슬롯높이 5cm	측정결과	5.5	0.17
		수치해석	4.7	0.11
	슬롯높이 10cm	측정결과	5.7	0.55
		수치해석	5.7	0.60
입구유속 10m/s	슬롯높이 5cm	측정결과	9.3	0.27
		수치해석	9.5	0.21
	슬롯높이 10cm	측정결과	11.4	1.1
		수치해석	11.3	1.20

Table. 10에서 살펴보면, 대체적으로 입구 유속에 대한 측정결과와 수치해석 결과의 평균값이 비슷하게 나타났다. 슬롯 높이 5 cm이고, 입구 유속이 5 m/s인 경우를 제외하면 측정값과 수치해석 결과가 매우 일치하였다.

㉠ 슬롯 높이(H) : 5 cm

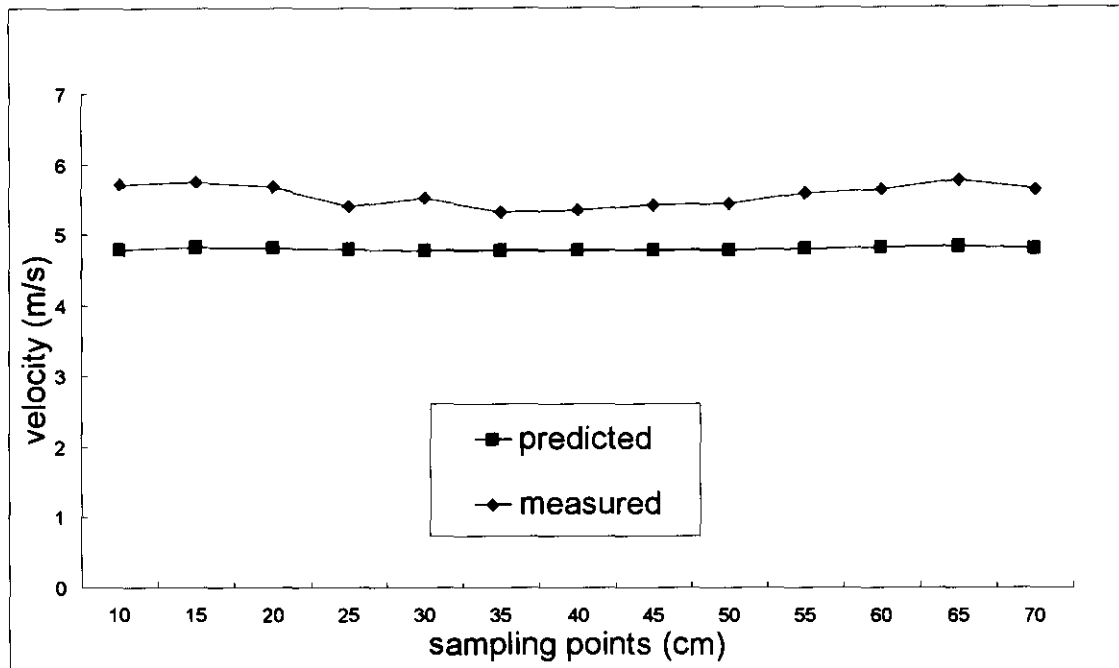


Fig. 47 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=5 cm and slot velocity=5 m/s

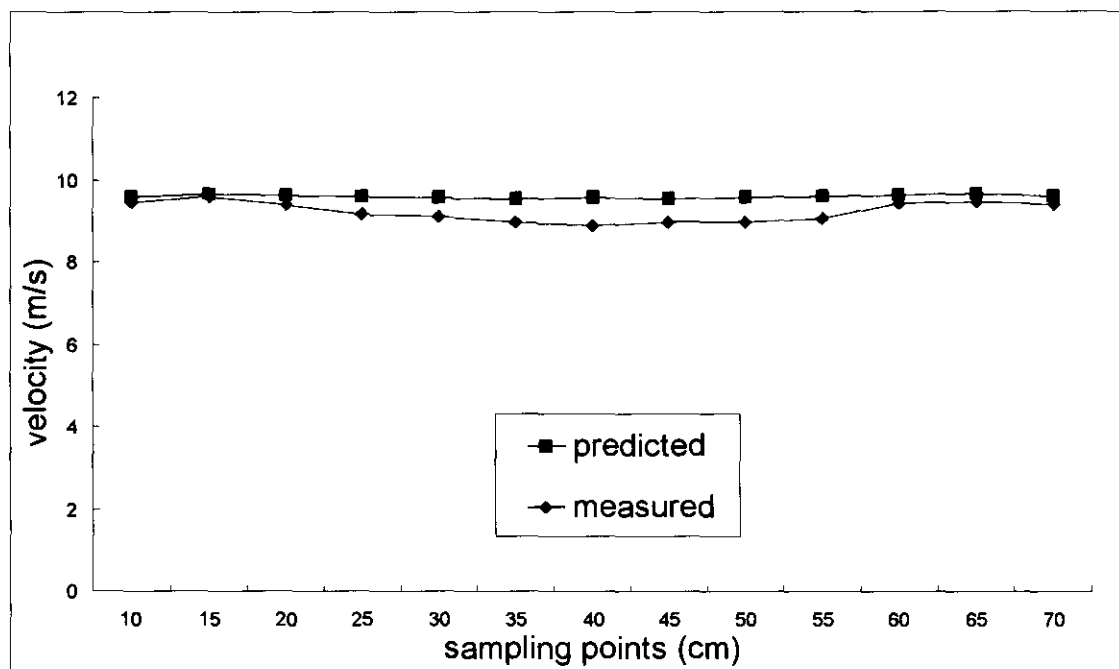


Fig. 48 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=5 cm and slot velocity=10 m/s

Fig. 47과 Fig. 48은 플레넘 깊이 10 cm이고 슬롯 높이 5 cm인 모델에 대한 측정치와 수치해석 결과를 그래프로 나타낸 것이다. Fig. 47과 Fig. 48에서 보면, 측정 결과는 중심부의 속도가 낮고, 양 끝부분의 속도가 높은 경향을 보인다. 그러나, 수치해석의 결과는 균일류를 형성하고 있다. 하지만 표준 편차를 살펴보면 거의 편차가 발생하지 않는 것으로 나타났다.

㉠ 슬롯 높이(H) : 10 cm

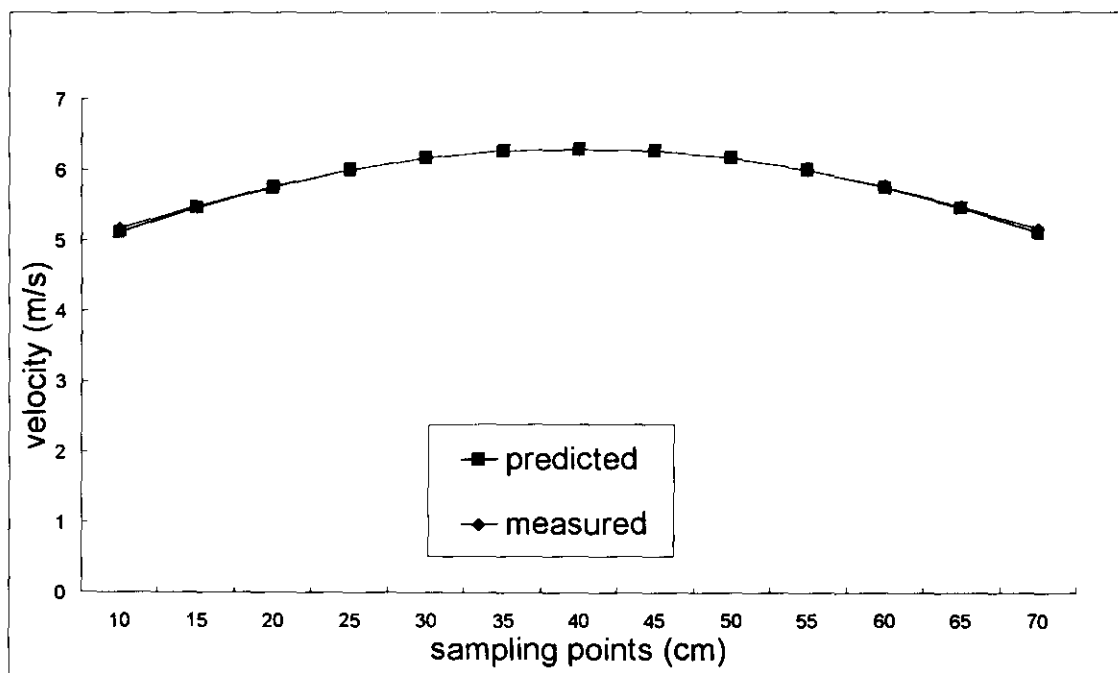


Fig. 49 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=10 cm and slot velocity=5 m/s

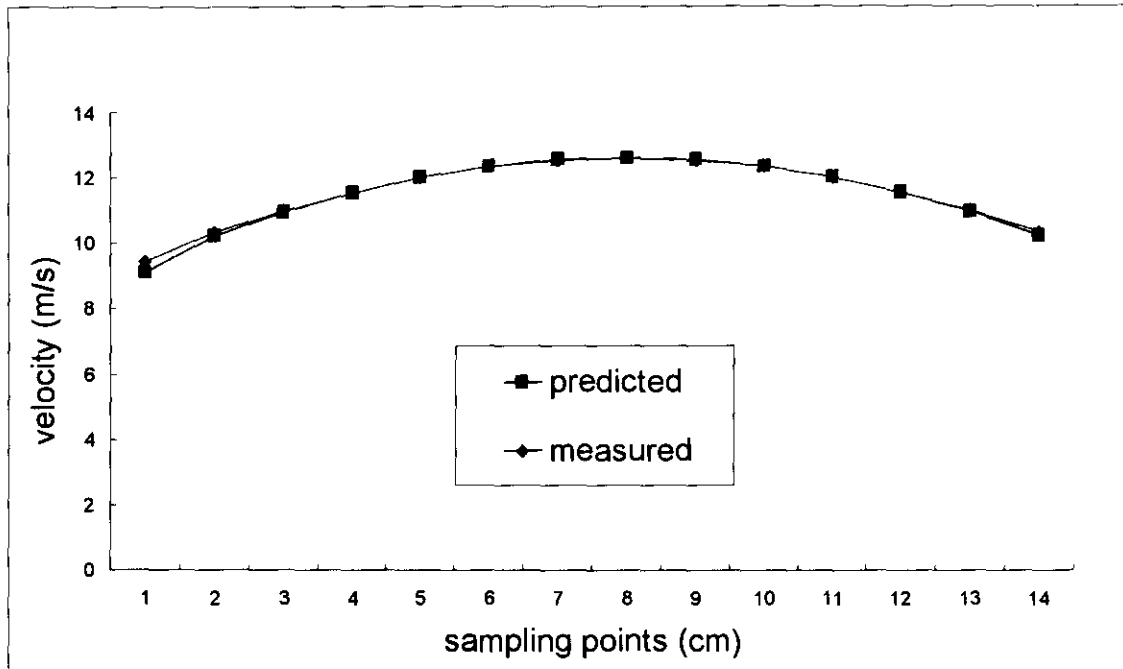


Fig. 50 Comparison of the predicted and the measured velocities with slot height=10 cm and slot velocity=10 m/s

Fig. 49와 Fig. 50은 플레넘 깊이가 10 cm이고, 슬롯 후드 높이가 10cm에 대한 측정 및 수치해석 결과를 정리한 것이다. Fig. 49와 Fig. 50에서 알 수 있듯이 측정 결과와 수치해석 결과가 매우 일치하는 것을 알 수 있다.

4가지 모델에 대한 측정 및 수치해석 결과를 비교해 보면, 플레넘 깊이가 7.5 cm이고 슬롯 높이가 10 cm인 경우에 대해서만 약간의 차이가 발생하였을 뿐 나머지 경우에 대해서는 거의 일치한 값을 나타내었다.

또, 플레넘 깊이에 상관없이 슬롯 높이가 10cm인 경우보다는 슬롯 높이가 5 cm인 경우에서 균일류가 더 잘 형성되는 것으로 나타났다.

본 실험 결과에서 슬롯후드에 대한 수치해석의 예측 능력이 검증되었고, 슬롯 입구면을 약간만 막아주어서 슬롯 높이를 줄이면 균일류가 형성될 수 있다는 가능성을 발견하였다.

IV. 슬롯후드 설계 파라미터의 탐색

1. 플레넘이 부착된 슬롯 후드

플레넘(Plenum)이 부착된 측방형 후드의 설계는 대부분 미국 ACGIH의 Industrial Ventilation manual⁽⁸⁾의 설계사양을 따르고 있다. Industrial Ventilation manual에서 제시한 설계 지침을 살펴보면 Fig. 51에 나타낸 것과 같이 개구면 유속은 10m/s이상이고, 플레넘 내부 유속이 슬롯 개구면 유속의 1/2이 되도록 설계 지침이 제시되어 있다.

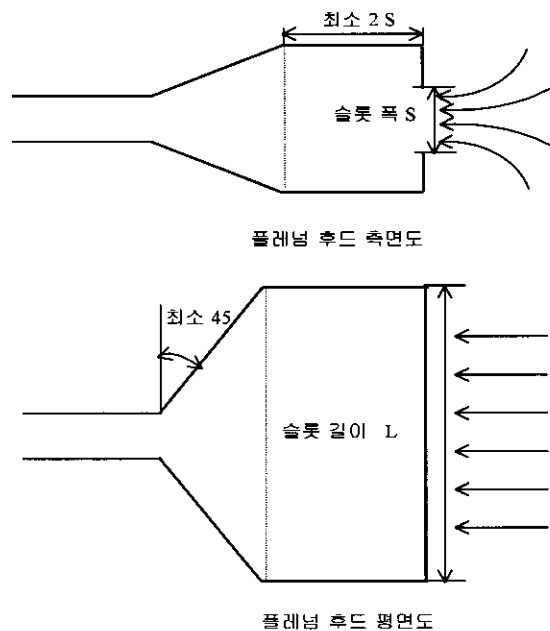


Fig. 51 Design parameters for Plenum type slot hood (ACGIH IV manual)

그러나, 현장에서는 슬롯 입구의 유속을 10m/s 이상으로 유지시킬 수 없거나 유지시켜서도 안되는 경우가 더러 발생하게 된다. 또한 플레넘 내부 유속이 슬롯 입구 유속의 1/2이 되어도 입구에서 균일류가 형성되지 않는 경우를 현장 진단에서 많이 경험했다. 슬롯후드 설계자료가 아직 정립되지 않았고, 그러한 이유 때문에 아직도 슬롯 후드에 대한 설계 사양을 찾기 위해 많은 실험이 진행되고 있다. 우리나라에서도 2편의 실험 논문이 나와 있긴 하지만 너무나 다양한 모양의 슬롯 후드가 있을 수 있기 때문에 몇 가지 실험으로 슬롯후드에 대한 설계 사양을 찾을 수 없다. 실험으로 설계 사양을 찾는다면 너무나도 많은 종류의 슬롯 후드가 필요하여

비용이 많이 들뿐만 아니라 제작 시간, 그리고 많은 측정시간이 소요된다. 이러한 경우에 전산유체 역학을 이용하면 아주 빠른 시간 내에 실험에 들어가는 비용 낭비 없이 설계 사양을 찾을 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 먼저 Fig. 51와 같은 플레넘형의 슬롯후드에 대한 일차적인 설계자료를 전산유체역학을 응용하여 만들어 보고, 그 결과를 바탕으로 슬롯 후드에 대한 설계자료를 제시할 수 있도록 연구했다.

슬롯후드 입구유속과 플레넘 깊이를 변화시키면서 수치해석을 실시하여 슬롯 입구에서 균일류를 형성시키는 조건을 예측하였고, 그 다음 단계로 슬롯후드 설계에 있어 가장 중요한 파라미터를 찾아보았고, 그 인자에 의한 영향이 어느 정도인지 계산해 보았다.

1) 수치해석 모델

Fig. 52는 슬롯후드 입구에서 균일류를 형성할 수 있는 인자를 찾기 위해 실시된 수치해석에 이용된 모델이다. 슬롯 높이 0.15m, 길이 1m인 플레넘형 슬롯후드이다.

D_p 는 플레넘 깊이를 나타내는 것으로 수치해석은 슬롯 높이 2배, 3배, 4배로 각각 설정하여 실시하였다.

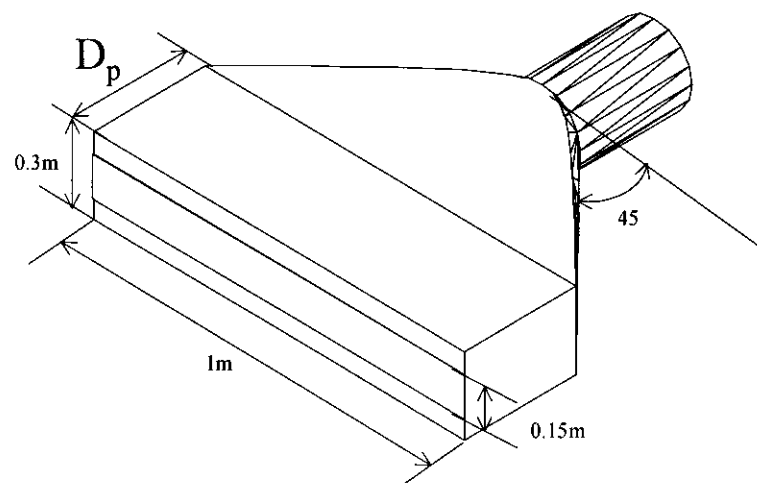


Fig. 52 Configuration of plenum type slot hood used for CFD simulation

컴퓨터 모델링 조건은 Table. 13과 같이 플레넘 깊이를 3가지로 조절하고 각각의 플레넘 깊이에 대해 개구면의 평균유속을 3가지로 설정하여 총 9가지 형태의 조건으로 수치해석을 실시하였다.

Table. 11 Test cases for plenum type slot hood

플레넘 깊이(m)	개구면 평균유속(m/s)
0.3	6
	8
	10
0.45	6
	8
	10
0.6	6
	8
	10

모델은 Fig. 53에서와 같이 컴퓨터용량 및 계산시간의 단축을 위하여 후드전면을 4등분하고 Symmetry B.C.을 설정하여 수치해석 하였다. 계산영역(Control volume)은 후드 개구면 유속의 0.5%를 가질 수 있는 크기의 Free surface를 주고 Outlet B.C.을 설정하였다. Outlet B.C.에는 다른 조건없이 압력에 의해서 유동이 일어나게 되는 Fixed pressure 조건을 주고 대기압과 같은 압력상태로 수치해석을 하였다.

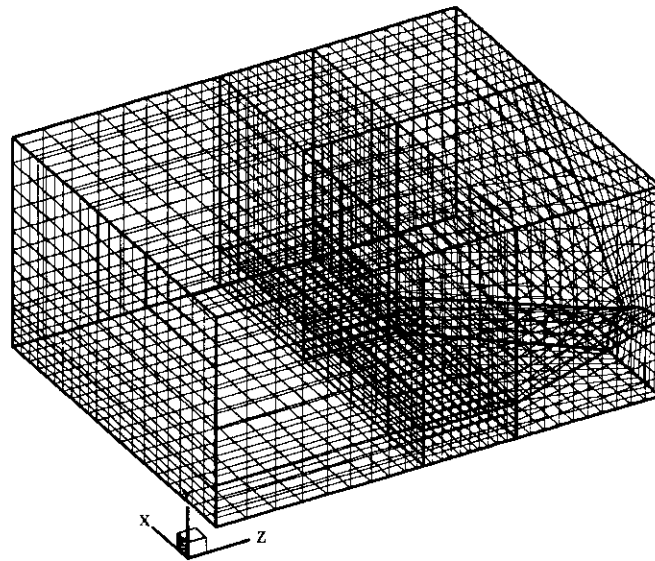


Fig. 53 Calculation domain and grid for plenum type slot hood

격자형성은 후드 유입구로 갈수록 조밀한 불균일 격자를 사용하였으며 격자수는 $i \times j \times k \Rightarrow 21 \times 17 \times 31$ 로 총격자수는 11,067개로 하였다.

2) 수치해석 결과

수치해석은 물성치의 변화량이 10^{-12} 이하일 때 수렴으로 간주하였다. 약 200회 이상 반복 계산시 물리량의 변화량이 10^{-12} 이하로 내려가는 것을 확인할 수 있었으며, 그 소요시간은 대부분 20분 안팎으로 진행되었다.(NEWTEC P-Ⅱ 266, RAM 384mbyte)

플레넘의 깊이에 따라서 슬롯 입구에서 균일류(Uniform flow)가 형성되는 조건을 알아보기 위해 변동율(CV : Coefficient of variation)를 이용하였다. 변동율은 후드 입구에서 균일류가 생성되는지 여부를 알아보기 위한 지표로 사용되었고, 본 연구에서는 변동율이 20%이내이면 균일류를 형성한다고 규정하였다. 변동율이 어느 값 이하일 경우에 균일하다 또는 균일하지 않다라는 규정은 없다. 여러 가지 문헌에서 5%인 경우도 있고 그 이상인 경우도 있다. 하지만 본 연구자의 현장 경험으로 볼 때 변동율이 20%정도 수준만 유지되어도 슬롯후드로서의 제 기능을 충분히 발휘할 수 있을 것으로 판단하여 본 연구에서는 변동율 20%를 후드입구 유속의 균일류 여

부를 판단하는 지표로 사용하였다.

Fig. 54는 여러 가지 모델에 대한 수치해석 결과를 변동율로 계산하여 정리한 것이다.

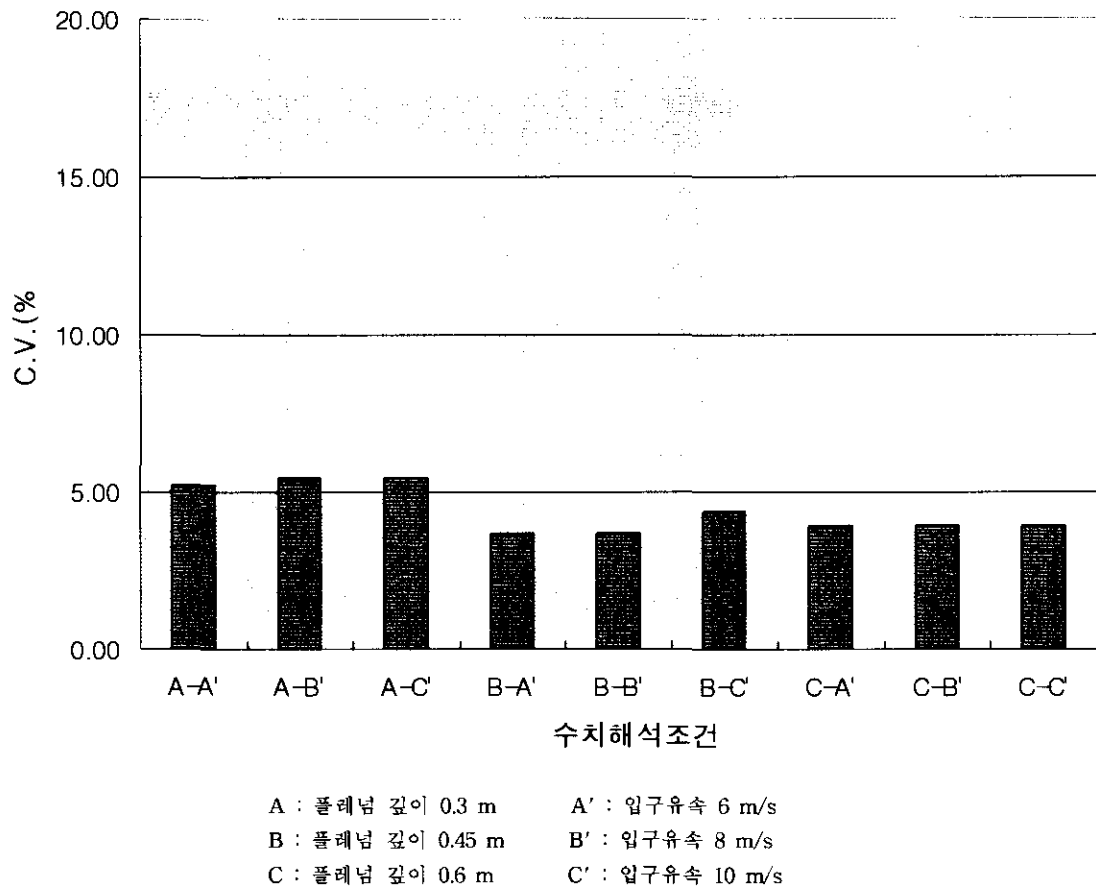


Fig. 54 C.V. for the various configuration

Fig. 54에서 보이는 바와 같이 Table. 11에 제시된 모델에 대한 수치해석 결과 모든 조건에 대해서 변동율이 20% 이하 인 것을 확인할 수 있다. Table. 11의 모델은 플레넘 깊이와 입구 유속만 변동시켰을 뿐, 슬롯 유입각은 45° , 플레넘 내부의 속도는 슬롯 입구의 1/2가 되도록 미국 산업환기 매뉴얼의 기준에 따라 모델을 설정했다. 따라서 Fig. 54의 결과를 놓고 판단해 본다면, 슬롯 유입각과 플레넘 내부의 유속이 미국산업환기 매뉴얼의 기준을 따른다면 슬롯입구에서 어느정도 균일류가 형성될 수 있다는 결론이 나왔다.

본 연구자가 현장 진단시 플레넘형 슬롯 후드에서 균일류가 발생하는 경우가 거의 볼 수 없었고, 그 경험을 바탕으로 후드 입구 균일류를 형성시킬 수 있는 설계

사양을 찾고자 연구를 계획한 것이다.

하지만, 미국산업환기 매뉴얼에서 제시한 기준을 적용시켜 수치해석 한 결과 후드입구에서 균일류가 형성된다는 결과는 놓고 볼 때, 우리나라 대부분의 사업장에서 균일류가 형성되지 않는 것은 미국산업환기 매뉴얼에서 제시한 최소한을 기준조차도 지키지 않고 국소배기시설을 설치하고 있다는 증거이다.

그럼, 슬롯후드 입구에서 균일류를 발생시키는데 있어 과연 어떤 인자가 가장 큰 영향을 미치는지 수치해석으로 찾아보아야 한다. 플레넘이 달리지않은 슬롯후드에 대해서 후드입구 균일류 형성에 중요한 영향을 미치는 인자를 찾아낸다면 플레넘 달린 후드에서도 같은 영향을 미칠 것으로 예상되므로, 플레넘이 달리지 않은 슬롯후드에 대해 수치해석을 실시했다.

지금까지 확인한 결과로 볼 때, 플레넘이 부착되지 않은 슬롯후드의 균일류 형성에 영향을 미칠 수 있는 조건은 후드 폭/길이 비, 입구유속 및 Take off 각도 등이었다. 따라서 이러한 조건이 균일류 형성에 어떠한 영향을 미치는지 수치해석을 통하여 예측해 보았다.

2. 플레넘이 부착되지 않은 슬롯 후드 유동 예측

앞의 연구에서 플레넘 달린 슬롯 후드의 경우 Take off 각도가 45° 이고 플레넘 단면적이 후드 입구 면적보다 2배 이상 크다면 후드 입구에서 균일류가 형성되는 것으로 예측되었다. 플레넘 달린 슬롯후드의 경우 입구 균일류를 형성시키기가 플레넘이 달리지 않는 슬롯후드보다 용이하기 때문에 플레넘이 부착되지 않는 슬롯후드에 대한 입구 균일류 형성 인자를 찾는다면 플레넘이 달린 슬롯후드에 대한 인자도 쉽게 찾을 수 있을 것이다.

우선 폭/길이 비를 0.05(0.1m/2m)에서 0.2(0.4m/2m)의 조건까지 4가지로 구분하였다. 또, 그 조건에 Take off 각도를 30° , 45° 그리고 60° 의 3가지 경우로 나누었다. 마지막으로 지금까지 제시된 두 가지 조건에 입구유속을 2.5m/s, 7.5m/s 그리고 12.5m/s로 구분하여 총 36가지 경우에 대한 수치해석을 실시하여 후드 입구 유동을 예측한 다음 변동율을 이용하여 균일류 형성 여부를 판단하여 균일류 형성에 가장 큰 영향을 미치는 인자를 찾아보았다.

1) 수치해석 모델

슬롯 후드에 대한 설계 파라미터를 찾는데 사용된 수치모델은 Fig 55와 같이 폭/

길이 비(W/L)가 0.2이하인 후드이다. 수치해석 조건은 Table. 12에 제시된 바와 같이 총 36가지 경우이다.

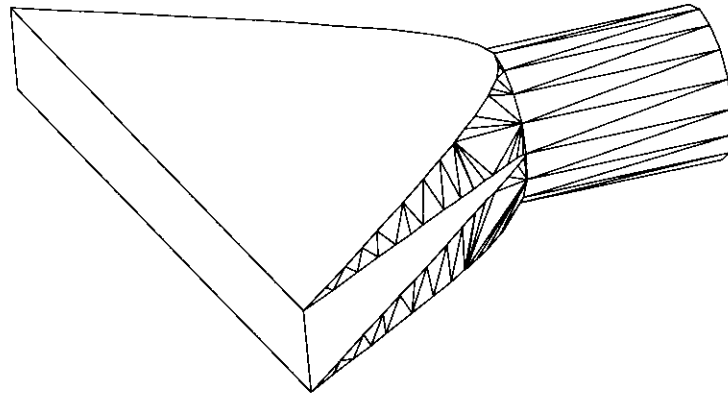


Fig. 55 Configuration of slot hood used for CFD simulation

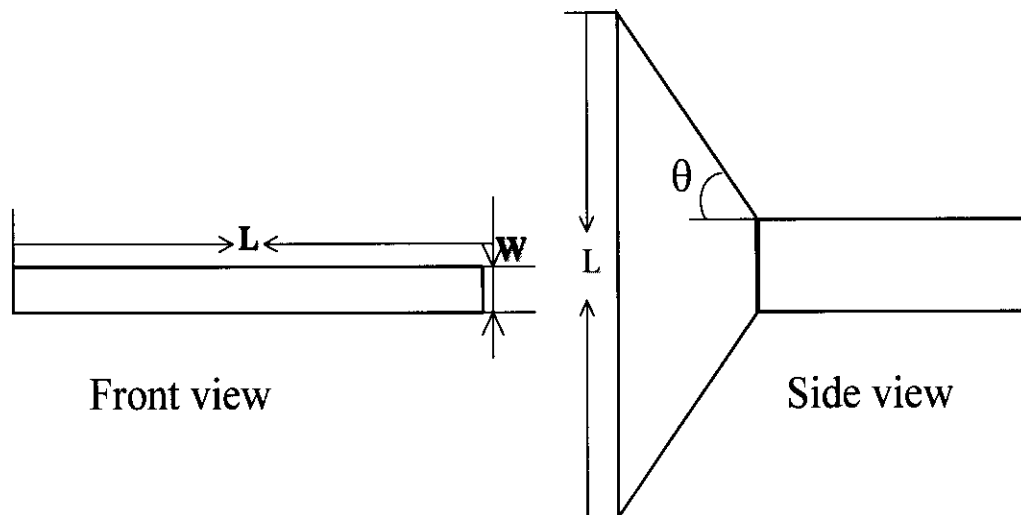


Fig. 56 Slot hood($W/L < 0.2$)

Table 12. Test cases for plenum type slot hood

Case	$W/L(2m)$	개구면유속 (m/s)	Take off 각도 (θ°)
	0.005, 0.1, 0.15, 0.2	2.5, 7.5, 12.5	30, 45, 60
	덕트내 유속 10m/s		

미국 산업환기 매뉴얼에 따르면 덕트 반송속도는 최소 5m/s에서 무겁고 습한 분진을 흡입할 때에는 22.5m/s이상까지 설정한다. 슬롯후드는 대부분 증기, 가스 및 연기 같은 유해물질 제어에 많이 사용되므로 덕트 내의 유속은 10m/s로 고정하여 수치해석 하였다.

2) 수치해석 조건

슬롯후드에 대한 경계조건은 Fig. 57 ~ Fig. 59과 같다.

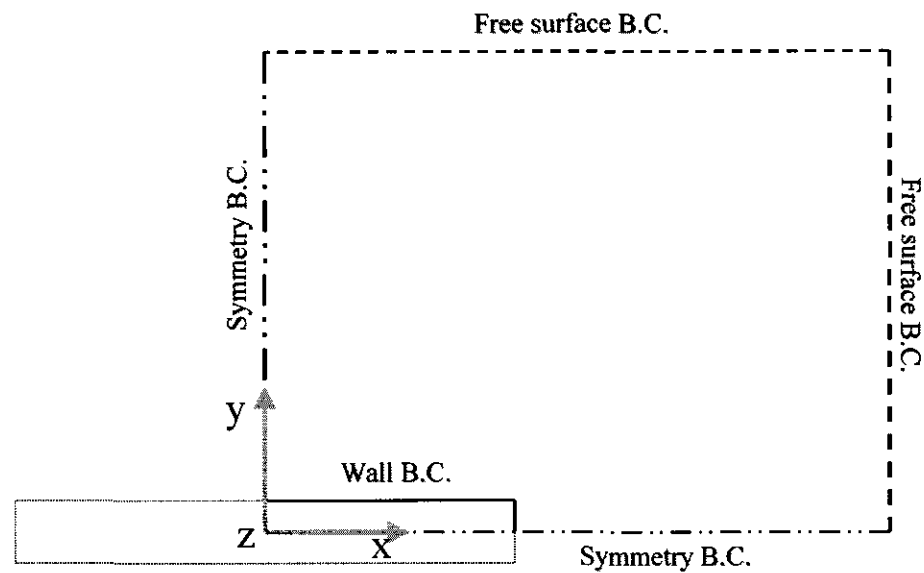


Fig 57. Computational domain and coordinate system for slot hood (front view)

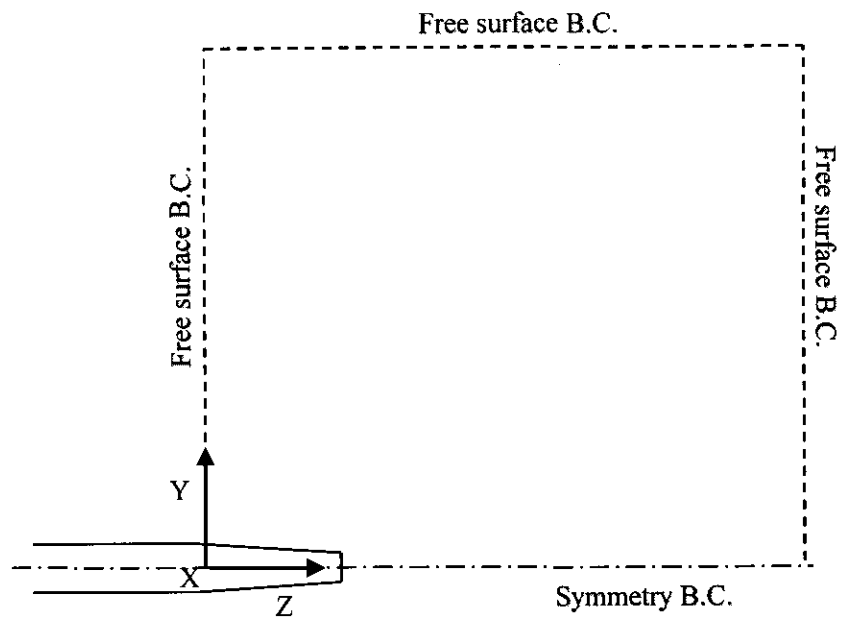


Fig 58. Computational domain and coordinate system for slot hood (side view)

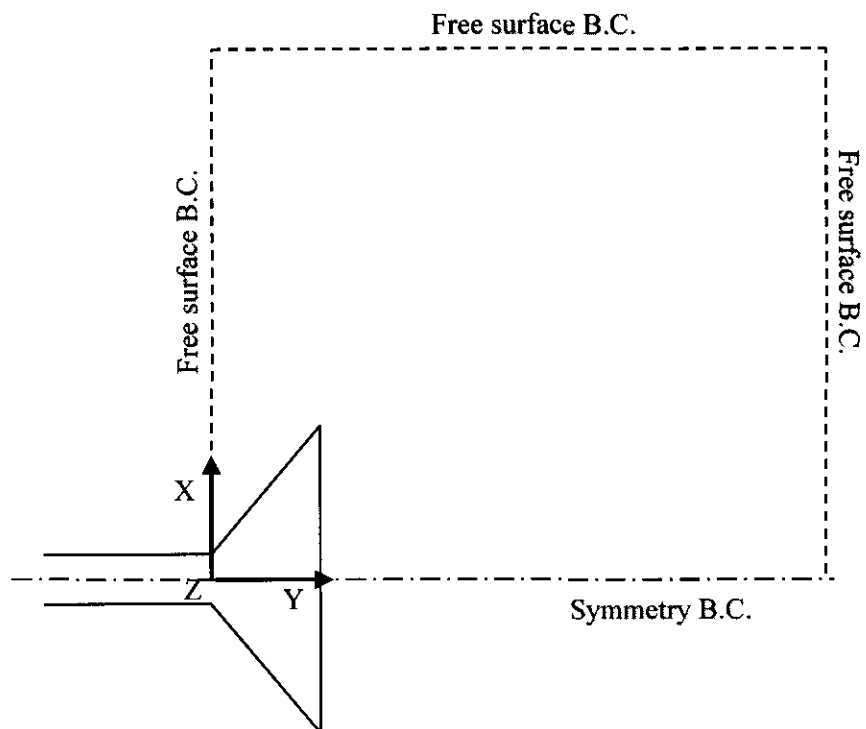


Fig 59. Computational domain and coordinate system for slot hood (top view)

Fig. 60은 슬롯후드 격자모양으로 수치해석에 소요되는 시간을 절약하고 컴퓨터 용량의 한계로 격자수를 줄이기 위해 Symmetry B.C.을 이용하였다. 계산영역은 Free surface를 Outlet B.C.으로 설정하여 Fixed pressure 조건을 적용하였다. 덕트에는 Inlet B.C. 설정을 주어 Fixed velocity 조건으로 10m/s의 유속을 가지게 하였다. 슬롯후드의 벽은 Wall B.C.을 설정하였다.

각 모델에 대한 격자수는 Table. 13에 정리해 두었다. Fig. 60 ~ Fig. 62와 같이 불균일 격자를 생성시켜 후드 유입구 주변에서 발생하는 심한 난류로 인해 계산상의 오류가 발생되지 않도록 하였다.

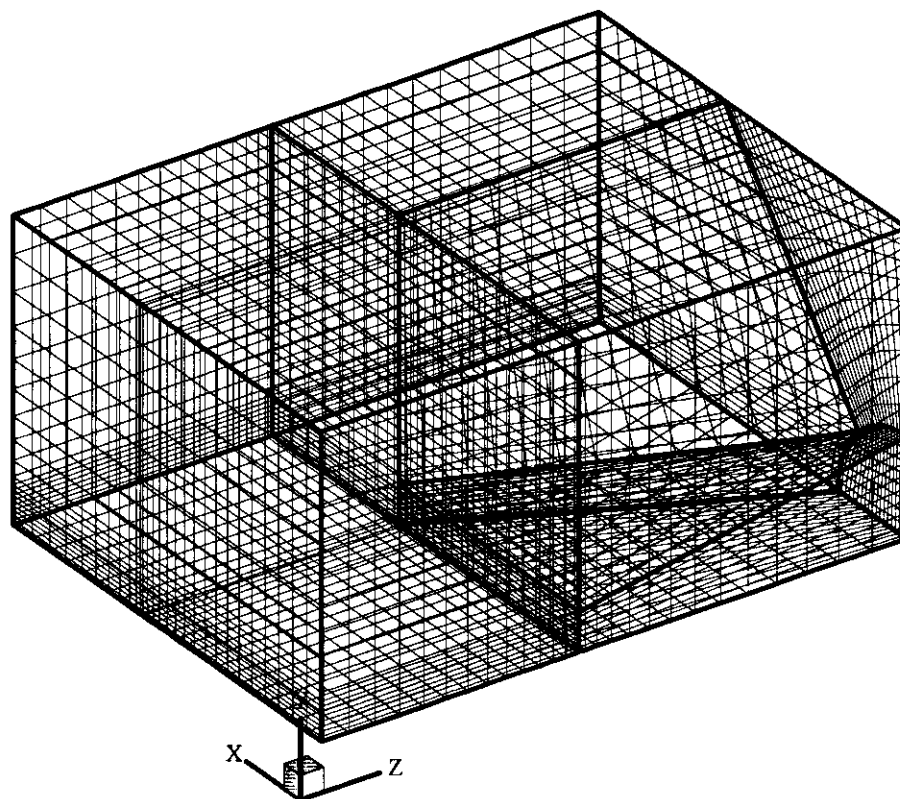


Fig 60. Computational domain and grid for slot hood

Table 13. Number of grid points

폭/길이비 (W/L)	Take off(°)	입구유속(m/s)	X	Y	Z	TOTAL
0.05	30	2.5	31	17	32	16,864
		7.5	31	17	30	15,810
		12.5	31	17	28	14,756
	45	2.5	31	17	18	9,486
		7.5	31	17	16	8,432
		12.5	31	17	16	8,432
	60	2.5	31	17	12	6,324
		7.5	31	17	10	5,270
		12.5	31	17	10	5,270
0.1	30	2.5	31	21	32	20,832
		7.5	31	21	28	18,228
		12.5	31	21	25	16,275
	45	2.5	31	21	18	11,718
		7.5	31	21	16	10,416
		12.5	31	21	15	9,756
	60	2.5	31	21	10	6,510
		7.5	31	21	10	6,510
		12.5	31	21	10	6,510
0.15	30	2.5	31	23	30	21,390
		7.5	31	23	25	17,825
		12.5	31	23	23	16,399
	45	2.5	31	23	17	12,121
		7.5	31	23	15	10,695
		12.5	31	23	13	9,269
	60	2.5	31	23	10	7,130
		7.5	31	23	10	7,130
		12.5	31	23	10	7,130
0.2	30	2.5	31	25	29	22,475
		7.5	31	25	23	17,825
		12.5	31	25	20	15,500
	45	2.5	31	25	17	13,175
		7.5	31	25	14	10,850
		12.5	31	25	12	9,300
	60	2.5	31	25	10	7,750
		7.5	31	25	10	7,750
		12.5	31	25	10	7,750

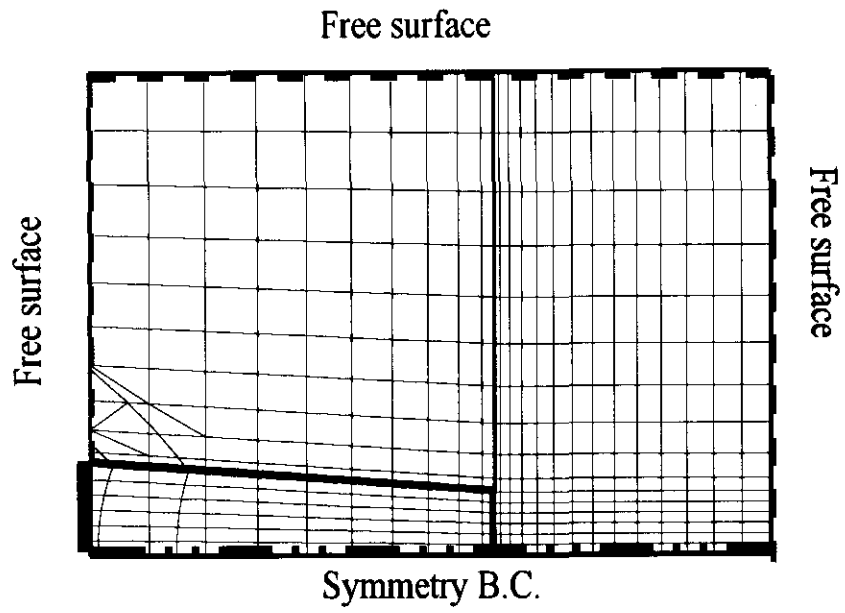


Fig 61. Computational domain and grid for slot hood(Y-Z)

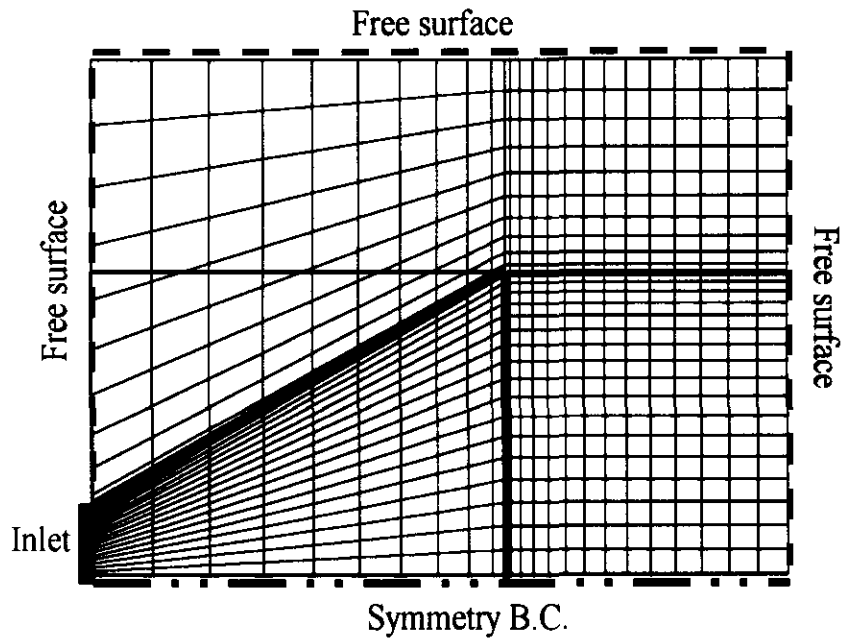


Fig 62. Computational domain and grid for slot hood(X-Z)

3) 수치해석 결과

수치해석의 수렴조건은 물성치의 변화량이 10^{-12} 이하일 때로 간주하였다. 약 200~500회 반복계산 시 물리량의 변화량이 10^{-12} 이하로 내려가는 것을 확인할 수 있었으며, 그 소요시간은 대부분 20분~40분으로 진행되었다.(NEWTEC P-Ⅱ 266, RAM 384mbyte)

Table. 14에서 보는 바와 같이 수치해석 조건에 따라 변동율(C.V.)가 다양하게 나타났다. 그 내용을 보면 슬롯후드의 폭/길이 비보다는 Take off 각도와 입구유속에 따라 변동율의 차이가 많다는 것을 알 수 있다.

Table. 14 Predicted C.V. for slot hood

W/L	Take off 각(°)	입구 평균유속 (m/s)	C.V.(%)	W/L	Take off 각(°)	입구 평균유속 (m/s)	C.V.(%)
0.05	30	2.5	10.47	0.15	30	2.5	6.14
		7.5	6.85			7.5	2.57
		12.5	4.22			12.5	2.97
	45	2.5	19.87		45	2.5	22.44
		7.5	12.37			7.5	16.24
		12.5	8.58			12.5	10.59
	60	2.5	33.80		60	2.5	33.17
		7.5	22.90			7.5	22.26
		12.5	13.71			12.5	18.09
0.1	30	2.5	7.84	0.2	30	2.5	7.31
		7.5	3.99			7.5	2.55
		12.5	3.40			12.5	1.70
	45	2.5	20.23		45	2.5	22.53
		7.5	13.07			7.5	15.55
		12.5	9.54			12.5	11.75
	60	2.5	35.14		60	2.5	34.63
		7.5	22.93			7.5	23.61
		12.5	16.77			12.5	27.05

Table 13에 제시되어 있는 모델에 대해 수치해석을 실시한 다음 x, y, z 세 방향의 속도를 벡터 합산하여 계산한 결과를 바탕으로 변동율을 구하여 Fig. 64에 나타냈다..

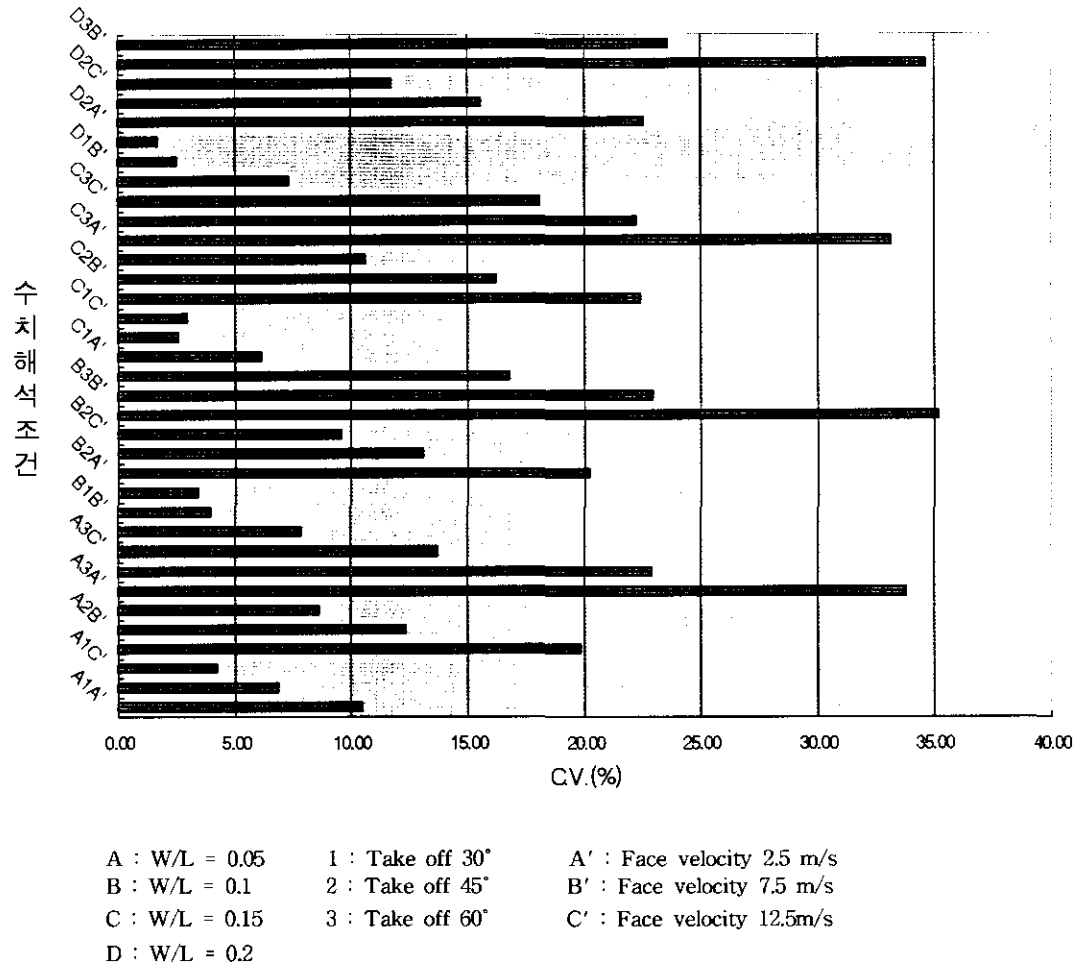


Fig. 63 Predicted C.V. for slot hood

변동율(C.V.%)이 20%이내일 때 균일류가 형성된다고 가정하면 Fig. 63에서 그 범위를 벗어나는 항목은 주로 Take off 각도가 60° 이상이거나 입구유속이 2.5 m/s 이하인 경우임을 확인할 수 있다. 반면 폭/길이 비는 변동율에 큰 영향을 미치지 못하고 있다. 이상의 결과에서 살펴보면, Take off 각도가 클수록 또한 입구 평균유속이 낮을수록 균일류가 형성되지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 64는 Take off 각도가 60° 일 때 각 조건에 따른 변동율을 나타낸 것이다. Take off 각도가 60° 일 때에는 입구유속이 12.5 m/s를 제외한 나머지의 경우에는 모두 변동율이 20%이상으로 균일류 형성이 되지 않고 있다. 따라서 ACGIH의 설계기준인 슬롯 입구유속이 10 m/s 정도를 유지하여 균일류를 형성하기 위해서는 Take off 각도가 60° 이하가 되어야 한다는 것을 알 수 있다.

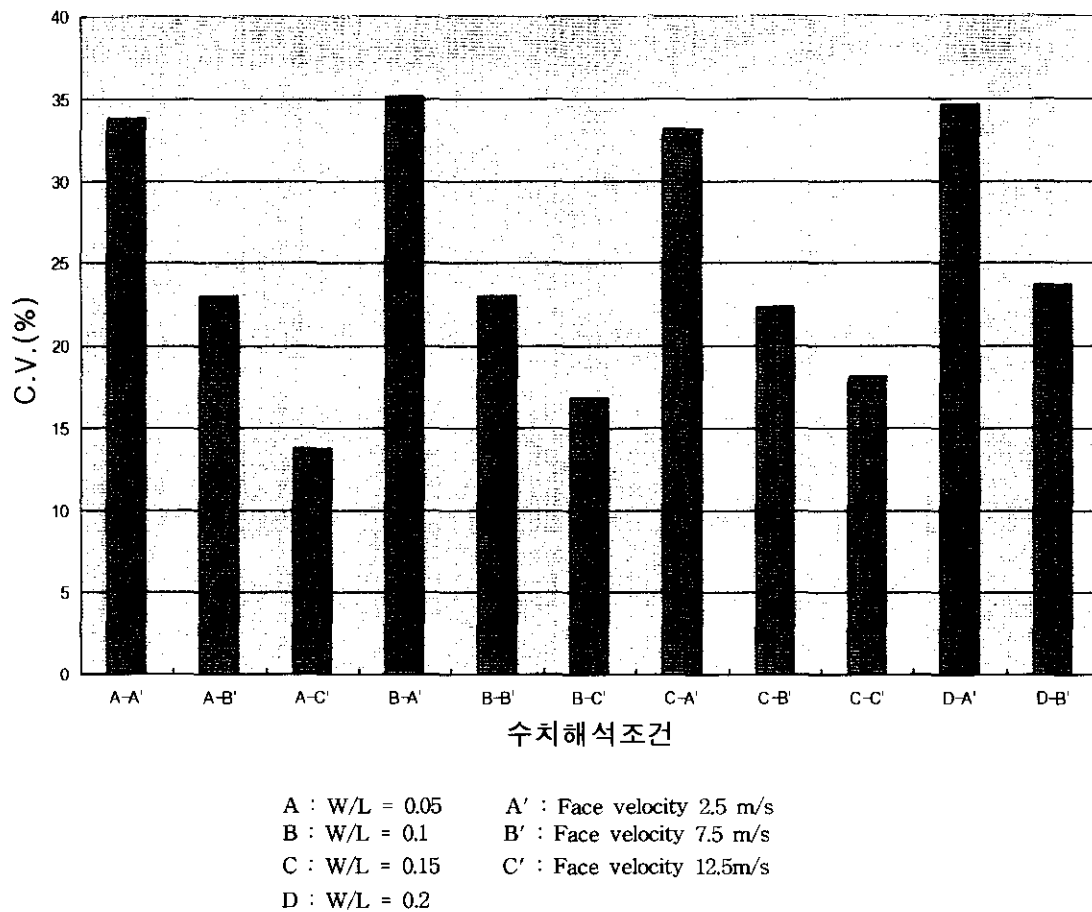


Fig. 64 C.V. for the various configuration with take off angle(60°)

Fig. 65은 입구유속이 2.5 m/s 일 때 Take off 각도에 따른 변동율의 변화를 나타낸 것이다. 일반적으로 슬롯후드 설계에 권장되는 Take off 각도가 45° 이하에서 변동율이 20%에 근접하는 값을 나타내는 것을 알 수 있다.

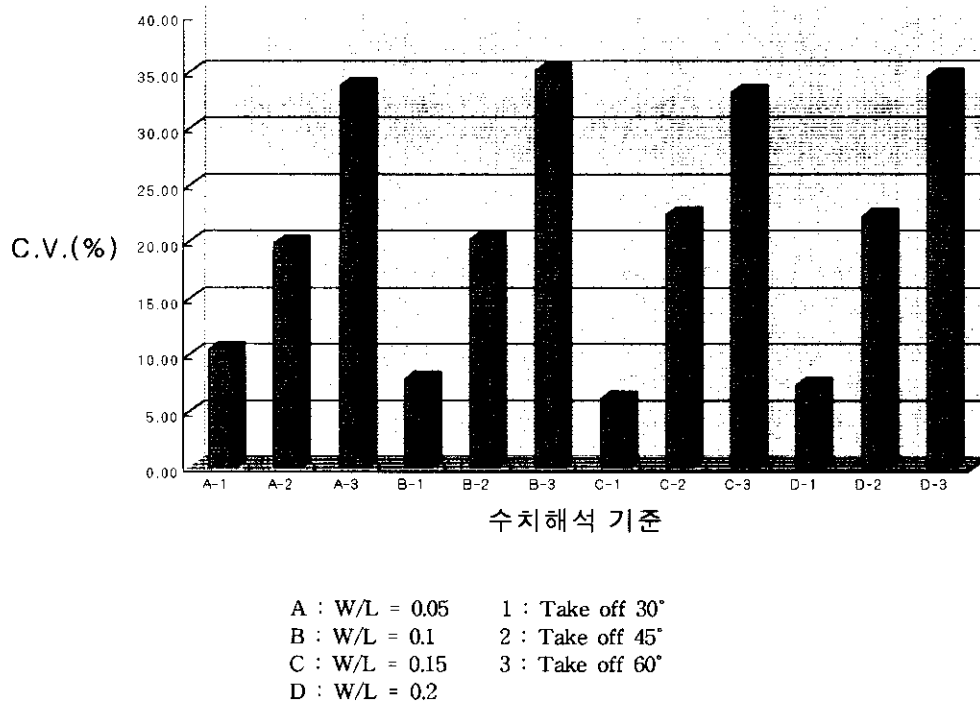


Fig. 65 C.V. for the various configuration with face velocity(2.5 m/s)

위의 수치해석의 결과를 바탕으로 후드 입구 균일류 형성에 어떤 인자가 어느정도 영향을 미치는지 알아 보기 위해 통계학적 분석기법을 이용하였다.

폭/길이 비(W/L), Take off 각도, 입구유속에 대해 3가지 요인에 대해서 변동율(C.V.)를 종속 변수로 두고 분산분석을 실시하였다. 각 요인에서 필요한 결과치는 종속변수인 y로 두었고, 폭/길이 비는 X_1 , take off 각도는 X_2 , 입구유속은 X_3 로 두고 통계 패키지 SPSS로 분석하였다

3가지 요인에 대해 3원 분산 분석은 SPSS의 통계분석 방법 중 일반선형모형의 단순요인 분산 분석을 실행하였다. 또한 3원 분산분석 방법 중의 계층접근법을 실행하였다.

Table. 15 3-way ANOVA

Y 주효과	제충분석법				
	제곱합	자유도	평균제곱	F	유의확률
(결합)	3187.558	7	455.365	129.983	0.000
X ₁ (폭/길이 비)	14.931	3	4.977	1.421	0.285
X ₂ (take off 각도)	2481.713	2	1240.856	354.200	0.000
X ₃ (입구 유속)	690.914	2	345.457	98.610	0.000

분석 결과 X₁ 은 유의확률이 0.285로 종속변수에 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. X₂ 와 X₃ 의 분석결과는 0.000으로 영향을 미치는 것으로 나타났다. 이것으로 보아 Take off 각도, 입구유속이 변동율에 많은 영향을 미치는 것으로 확인됐다. 따라서, Take off 각도와 입구유속 중 어느 것이 변동율에 더 많은 영향을 미치는지 2원 분산분석을 실시하여 아래 Table. 16과 같은 결과를 얻었다.

Table. 16 For X₂ .vs. X₃ 2way ANOVA

변동의 요인	제곱합	자유도	제곱 평균	F 비	P-값	F 기각치
X2(take off 각도)	620.4614	2	310.2307	41.95108	0.002071	17.99981
X3(입구 유속)	172.7232	2	86.36161	11.67829	0.021379	17.99981
잔차	29.58023	4	7.395058			
계	822.7649	8				

Table. 16의 분석결과를 보면 X₂ 와 X₃ 모두 변동율에 영향을 미치는 것으로 나타났지만, X₂ 의 Take off 각도가 X₃ 의 입구유속보다 강한 영향을 미치는 것으로 나타났다. 따라서 Take off 각도가 슬롯후드 균일류 형성에 가장 영향을 많이 주는 인자임을 알 수 있었다.

이상의 결과를 바탕으로 Take off 각도에 따라 후드 입구에서 균일류를 형성시킬 수 있는 허용 입구 유속을 수치해석으로 예측해 보았다. Fig. 65와 Fig. 66에서 균일류를 얻을 수 있는 적절한 조건은 Take off 각도 60° 이하, 입구유속 2.5 m/s 이상이라는 것을 알 수 있다.

우선 Take off 각을 균일류가 형성되는 60° 보다 작은 각인 55° 와 50° 의 조건에서 입구유속을 2.5 m/s에서 6 m/s까지 변화시켜 총 12가지 경우의 모델에 대해 수

치해석을 실시하였다. 수치해석 경계조건 및 수렴조건은 앞의 연구와 동일하게 실시하였다. 그 결과는 Fig. 66과 같다.

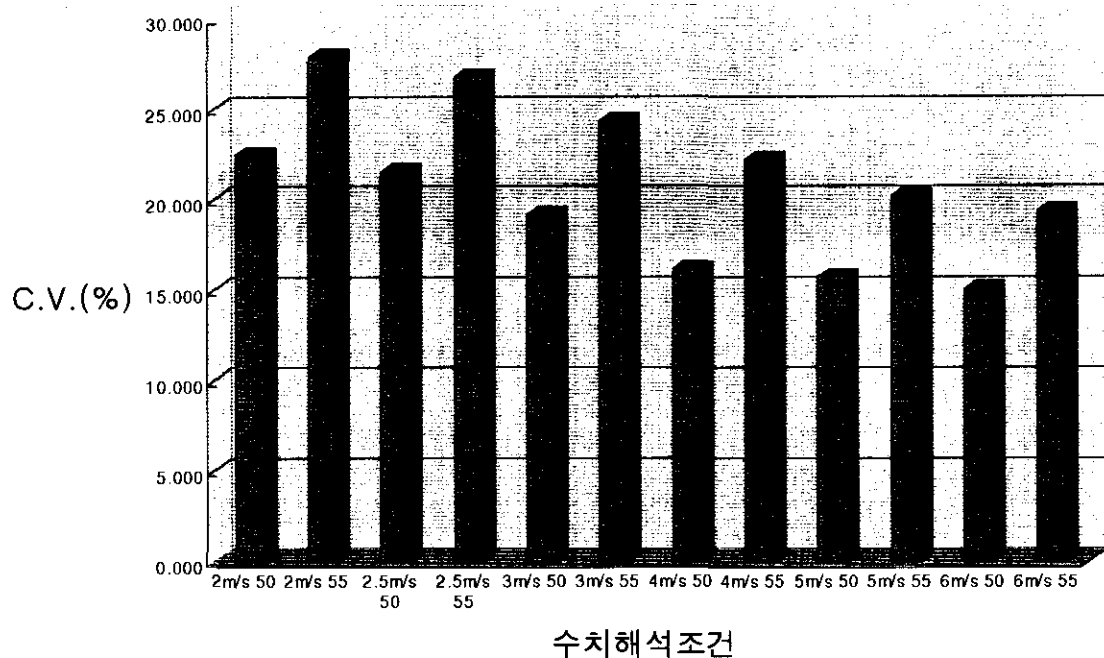


Fig. 66 C.V. for the various configuration

Fig. 66의 그래프를 보면 같은 입구유속인데도 Take off 각도에 따라 변동율의 차가 많이 나타나는 것을 볼 수 있다. Take off 각도가 55° 라면 입구유속이 5 m/s 이상이 되어야만 후드입구에서 균일류가 형성된다는 것을 알 수 있다. 또, 입구유속이 3 m/s 일 때는 Take off 각도를 최소한 50° 이상으로 유지해야 한다는 것을 알 수 있다.

이상의 결과로 볼 때, 슬롯후드 설계시 Take off 각도는 최대 55° 이하로 하여야 하며, 입구유속은 3.5 m/s 이상으로 유지해야만 슬롯 후드 입구에서 균일류를 형성시킬 수 있는 것으로 예측되었다.

V. 결 론

전산유체 상용 프로그램인 CFD-ACE를 이용한 수치해석법으로 후드 입구 유체 유동을 예측하여, 다른 결과들과 비교하여 만족한 결과를 얻었다. 수치해석의 정확도 평가를 통해 수치해석의 신뢰도를 확보하였고, 그 신뢰도를 바탕으로 슬롯 후드의 균일류 형성에 영향을 미치는 인자를 수치해석으로 찾아냈다.

1. 수치해석 결과 검증

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·평가하였다. 또, 플레넘형 슬롯후드의 모델을 제작하여 실험과 수치해석 결과 값을 비교했고, 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 모델보다는 약간 많은 차이를 나타냈지만, 만족할 만한 결과를 나타냈다.

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

③ 플랜지가 달린 정방형 후드에서는 실험결과보다 수치해석에 의한 결과가 약간

낮은 값을 나타냈지만, 큰 차이는 발견할 수 없었다. 특히 해석해와의 비교했을 때 평균 2.4% 정도의 차이밖에 보이지 않아 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 나타났고, Heinsohn과 조의 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)

4) 플레넘형 슬롯후드(Plenum type slot hood)

① 4가지 모델에 대한 측정 및 수치해석 결과를 비교해보면, 플레넘 깊이가 7.5cm이고 슬롯 높이가 10cm인 경우에 대해서만 약간의 차이가 발생하였을 뿐 나머지 경우에 대해서는 거의 일치한 값을 나타내었다.

② 플레넘 깊이에 상관없이 슬롯 높이가 10cm인 경우보다는 슬롯 높이가 5cm인 경우에서 균일류가 더 잘 형성되는 것으로 조사되었다. (미국 산업환기매뉴얼에 제시된 플레넘 내부의 유속은 후드 입구 유속의 1/2유지하라는 설계지침의 타당성 확인)

③ 본 실험 결과에서 슬롯후드에 대한 수치해석의 예측 능력이 검증되었고, 슬롯 입구면을 약간 막아주어서 슬롯 높이를 줄이면 균일류가 형성될 수 있다는 가능성

을 발견하였다.

2. 슬롯후드 입구 균일류를 형성에 영향을 미치는 인자

플레넘 깊이, 후드 개구면 폭/길이 비, 입구 평균유속, Take off 각도 등의 조건을 변화시키며 슬롯후드에 대한 수치해석을 실시하여 예측된 값을 바탕으로 찾아낸 후드 입구 균일류 형성에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 다음과 같다.

- ① 플레넘 깊이에 따른 변동을 변화는 크지 않았다.
- ② 개구면의 폭/길이 비는 균일류를 형성하는데 큰 영향이 없었다.
- ③ Take off 각도가 슬롯 후드 균일류 형성에 가장 큰 영향을 주는 인자인 것으로 예측되었다. 또, 그 다음으로 영향을 많이 주는 인자는 입구유속이었다.
- ③ Take off 각도가 55° 이상, 입구 유속이 3 m/s 이하가 되면 불균일류를 형성하였다.
- ④ 균일류를 형성할 수 있는 한계조건은 Take off 각도 55° 일 때 입구유속은 5 m/s 이상, 입구유속이 3 m/s 일 때는 Take off 각도가 50° 이하로 조절되어야 한다.

V. 향후 연구 과제

검증 결과 CFD를 이용하여 측방형 슬롯후드 입구 유동을 충분히 예측해 낼 수 있는 것으로 나타났다.

측방형 슬롯후드의 오염물질 제어 효과를 높이기 위해서는 슬롯 후드 입구에서 균일류(Uniform flow)를 형성시키는 것이 무엇보다도 중요하다. 하지만, 현재 슬롯 후드 입구에서 균일류를 형성시킬 수 있도록 마련된 설계기준이 없다. 본 연구에서는 CFD를 이용하여 측방형 슬롯후드 기류에 영향을 줄 수 있는 여러 가지 인자를 변화시키면서 수치해석을 실시하여 균일류를 형성시킬 수 있는 설계인자를 찾을 수 있었다. 하지만 일반적으로 개방조에 설치되어 있는 측방형 슬롯후드와 같은 곡관이 많은 형태의 복잡한 슬롯후드에 대한 연구가 이루어져야만 슬롯후드에 대한 총괄적인 설계 파라미터를 얻을 수 있을 것이다. 향후에는 곡관의 수와 곡관의 꺾임 정도에 따른 모델과 덕트의 크기가 제약조건이 될 수 있는 모델에 대한 수치해석이 필요하다. 또한 여러 환기 시스템에 따라 작업자의 유해오염물질 노출 정도를 예측하는 수치해석을 실시해야 한다.

참고 문헌

1. American Conference of Governmental Industrial Hygienists(ACGIH)"Industrial Ventilation-A Manual of Recommended Practice. 22nd ed", Cincinnati, OH: ACGIH(1992)
2. Burton, D. J., "Industrial Ventilation Work Book", DJBA, Inc., Salt Lake City (1989)
3. Burgess, W. M., Ellenbecker, M. J. and Treitman, R.D. "Ventilation for Control of The Work Environment" New York: John Wiley & Sons.(1989)
4. H. D. Goodfellow. "Advance Design Of Ventilation System For Contaminant Control", Elsevier (1985)
5. Dalla Valle, J. M. "Exhaust Hood. 2nd ed" New York: Industrial Press.(1952)
6. 산업안전공단 "산업환기 기술 세미나. 기술 자료 위생 93-3-4", 한국 산업안전 관리 공단.(1993)
7. 윤명조, 김정현, 이상호, 강준원, "후드의 층만 효과 활용 기법에 관한 연구", 산업 위생학회지 1(1). pp 1-7(1991)
8. 김현석, "외부식 다단형 슬로트 후드의 효율 향상에 관한 연구", 서울대학교 석사 학위 논문(1993)
9. 심광진, 정동인, 오세민, "국소배기장치 효율 향상에 관한 실험실적 연구", 한국 산업안전 관리 공단(1996)
10. Goodfellow, H. D., "Proceedings of the 1st International Symposium on Ventilation for Contaminant Control - Ventilation '85," Elsevier, 1985.
11. Vincent, J. H., "Proceedings of the 2nd International Symposium on Ventilation for Contaminant Control - Ventilation '88," Pergamon Press, 1988.

12. Hughes, R. T., Goodfellow, H. D., and Rajhans, G. S., "Proceedings of the 3rd International Symposium on Ventilation for Contaminant Control - Ventilation '91," Pergamon Press, 1991.
13. Jansson, A. and Olander, L., "Proceedings of the 4th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control - Ventilation '94," 1994.
14. Tsuji, K., "흡의 발산원대책으로서의 압인(Push-Pull)환기", 한국산업위생학회 1997년도 추계 학술대회 초록집, 1997.10. 김복순, "열유체 수치해석에 의한 환경/에너지 시스템 고도 설계 연구 : 폐유 소각로, 열저장조, 원통형 후드", 충남대학교 석사논문(1996)
15. Flynn, "The Potential Flow Solution For Air Flow Into A Flanged Circular Hood" Am. Ind. Hyg. Assoc. J. 46(6) pp 318-322(1985)
16. 김복순, "열유체 수치해석에 의한 환경/에너지 시스템 고도 설계 연구 : 폐유 소각로, 열저장조, 원통형 후드", 충남대학교 석사논문(1996)
17. 조석호, "푸시풀 환기장치에서의 난류 유동과 오염농도의 평가", 지산전문대학 논문집 제 13집, pp 271-283(1995)
18. 김태형, 하현철, "Lagrangian Numerical Prediction of Contaminant Concentration around Obstacles", 대한 대기 보건학회 제 13권, 제 E호(1997)
19. R. D. Garrison, C. H. Park, Y. Wang, "Finite Element Modeling for Velocity Characteristics of Local Exhaust Inlets" Vent 88, pp 15-24(1988)
20. M. R. Flynn, C. T. Miller, "Comparison of Models for Flow Through Flanged and Plain Circular Hoods", Ann, occup. Hyg., Vol. 32, No. 3, pp. 373-384(1988)
21. M. R. Flynn, C. T. Miller, "The Boundary Integral Equation Method (BIEM) for Modeling Local Exhaust Hood Flow Fields", Am. Ind. Hyg. Assoc. J. 50(5) pp. 281-288(1989)

22. M. R. Flynn, C. T. Miller, M. L. Fitzgerald, D. K. George, K. N. Smith, K. D. Tum Sudem, "The Simulation of Local Exhaust Ventilation Problems", Vent 88, pp. 33-40(1988)
23. A. Jansson, "Modelling Air Flow-Fields Outside Local Exhaust Openings", Vent 88, pp. 25-32(1988)
24. Ilpo Kulmala, "Numerical calculation of air flow fields generated by exhaust opening". Am. Ind. Hug. Ass. Vol .37, No. 5 pp.451-467(1993)
25. Ilpo Kulmala, "Numerical Caluculation Of An Air Flow Field Near An Unflanged Circular Exhaust Opening", Staub-Reinhaltung der Luft. Vol. 55, pp.131-135(1995)
26. R. Braconnier, R. Regnier, F. Bonthoux, "An Experimental and Numerical Study of the Capture of Pollutants over a Surface-Treating Tank Equipped with a Suction Slot", vent 91, pp. 95-105(1991)
27. M. Robinson, D. B. Ingham. "Numerical Modelling Of The Flow Pattern Induced By A Push-Pull Ventilation System" Ann. occup. Hyg., Vol. 40, No. 3, pp. 293-310(1996)
28. R. J. Heinsohn, "Industrial Ventilation: Engineering Principles", New York: John Wiley & Sons.(1991)
29. CFD-ACE, "Theory Manual".CFD Research corporation.(1998)
30. 김신, 정범진, "난류 입문", 대영사(1997)
31. 명현국, "수치유체공학" 한미 출판사(1997)
32. Suhas V. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing Corp.(1980)

33. 이재현, “열전달 및 유체 유동 수치해석”, 대한 교과서(1997)
34. Ilpo Kulmala "Advanced Design of Local Ventilation Systems", Finland, VTT Publications(1997)
35. Anastas, M.Y," Computation of the initial unknown boundaries of flow fields generated by local exhaust hoods", Am. Ind. Hug. Ass. j.52, pp.379-534(1991)
36. Vincent Sciola,"The Practical Application of Reduced Flow Push-Pull Plating Tank Exhaust Systems" Vent'91, pp139-148.(1991)

부 록

1. Circular Opening

1) Unflanged Circular Opening

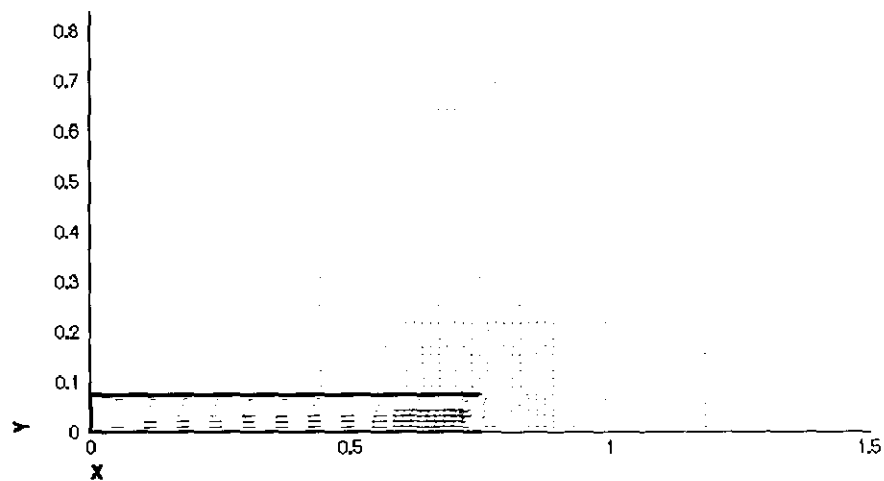


Fig. 1 Velocity field for unflanged circular opening

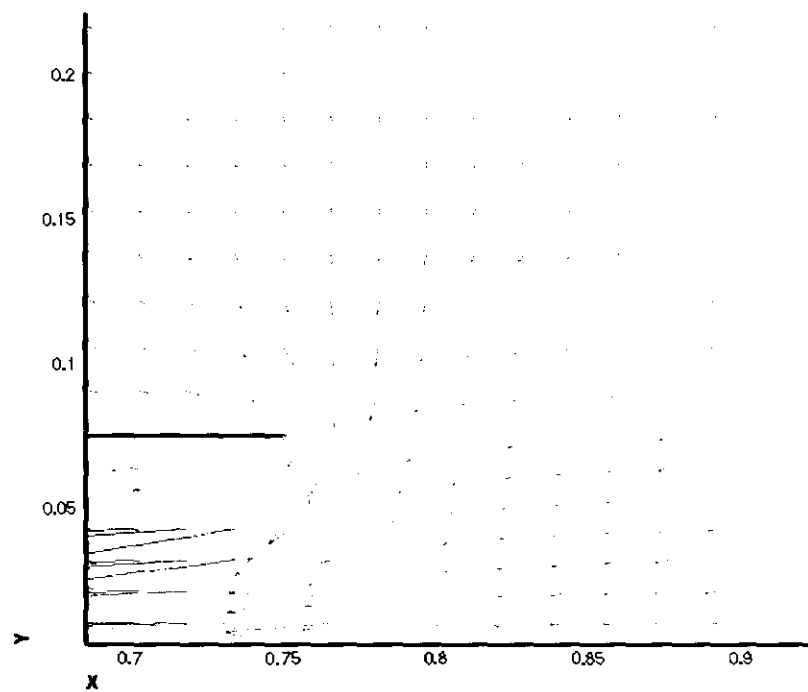


Fig. 2 Velocity field for unflanged circular opening

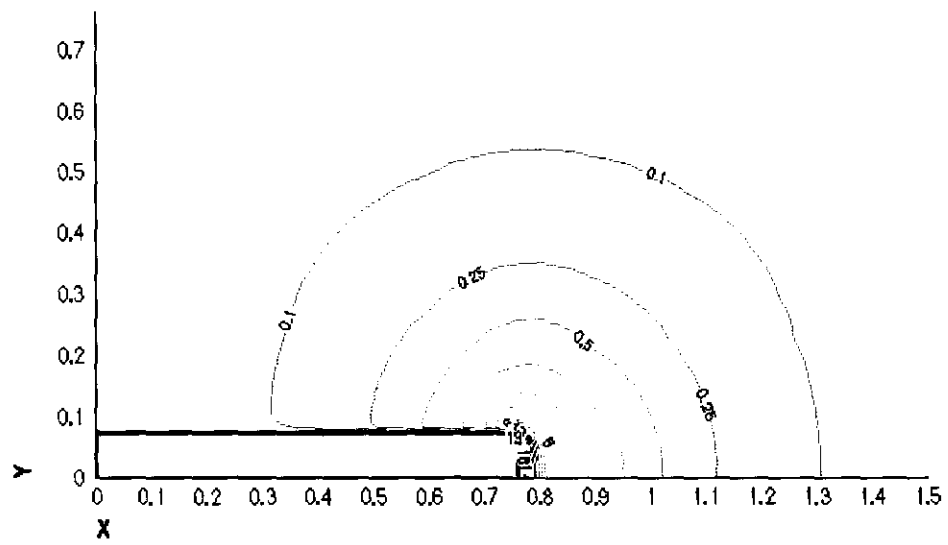


Fig. 3 Velocity contour for unflanged circular opening

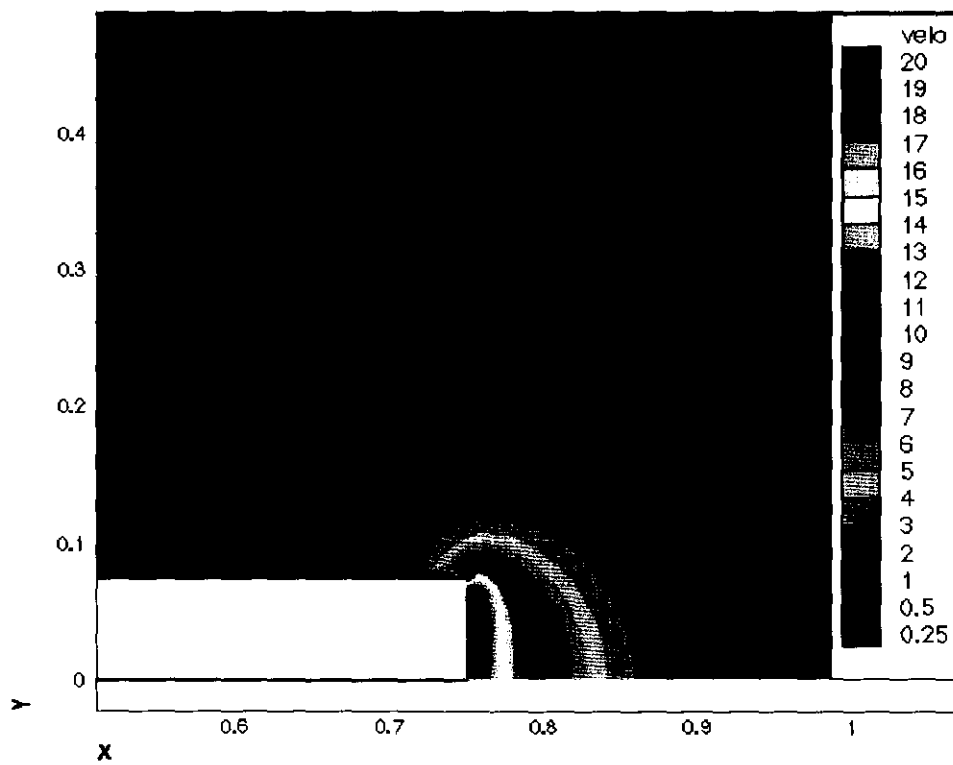


Fig. 4 Velocity contour for unflanged circular opening

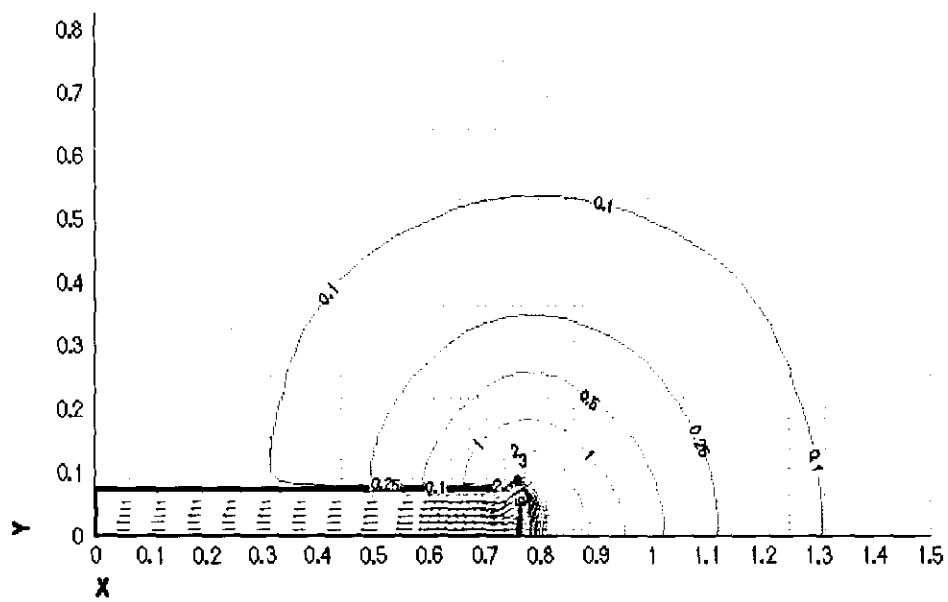


Fig. 5 Velocity field combined with velocity contour
for unflanged circular opening

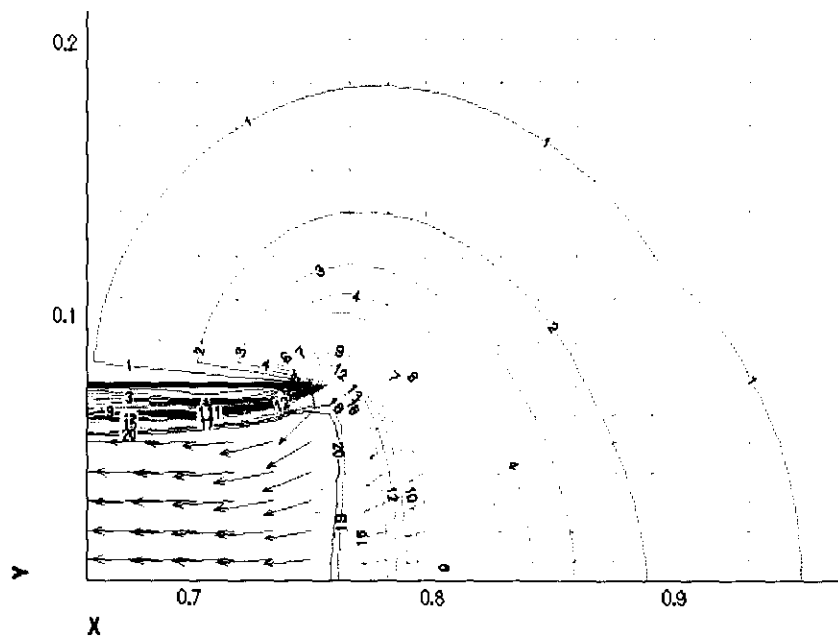


Fig. 6 Velocity field combined with velocity contour
for unflanged circular opening

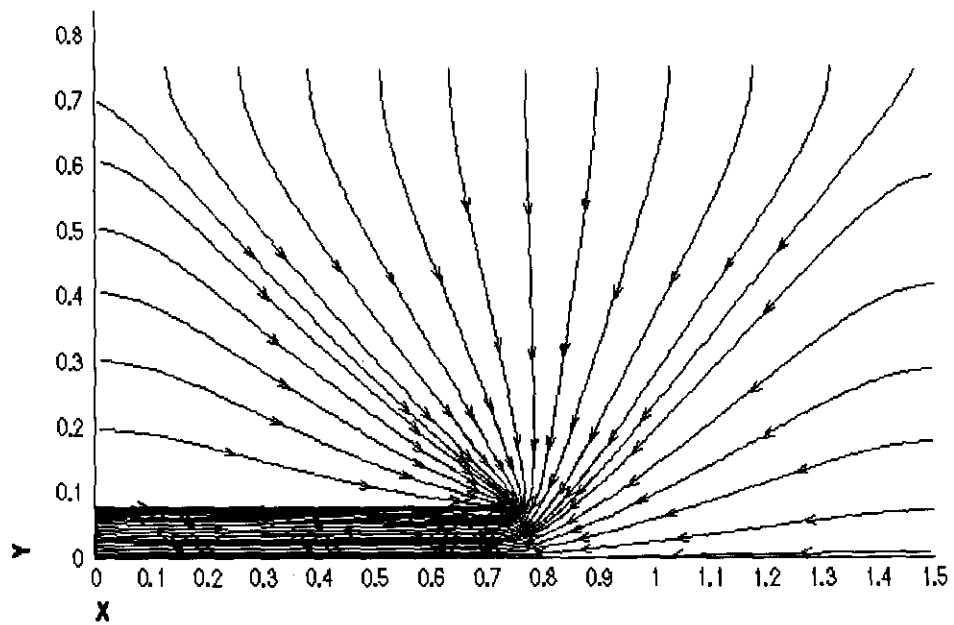


Fig. 7 Streamline for unflanged circular opening

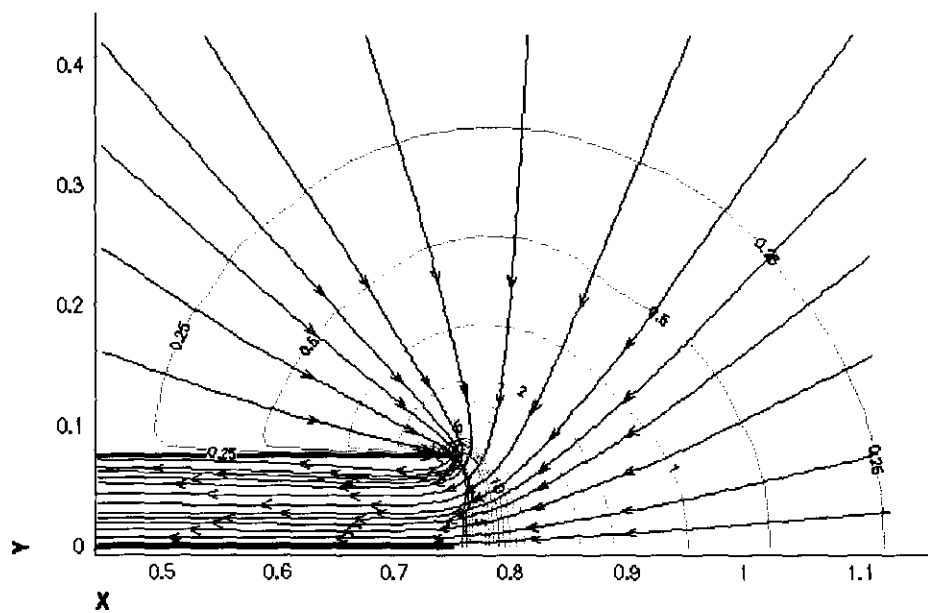


Fig. 8 Velocity contour combined with streamline
for unflanged circular opening

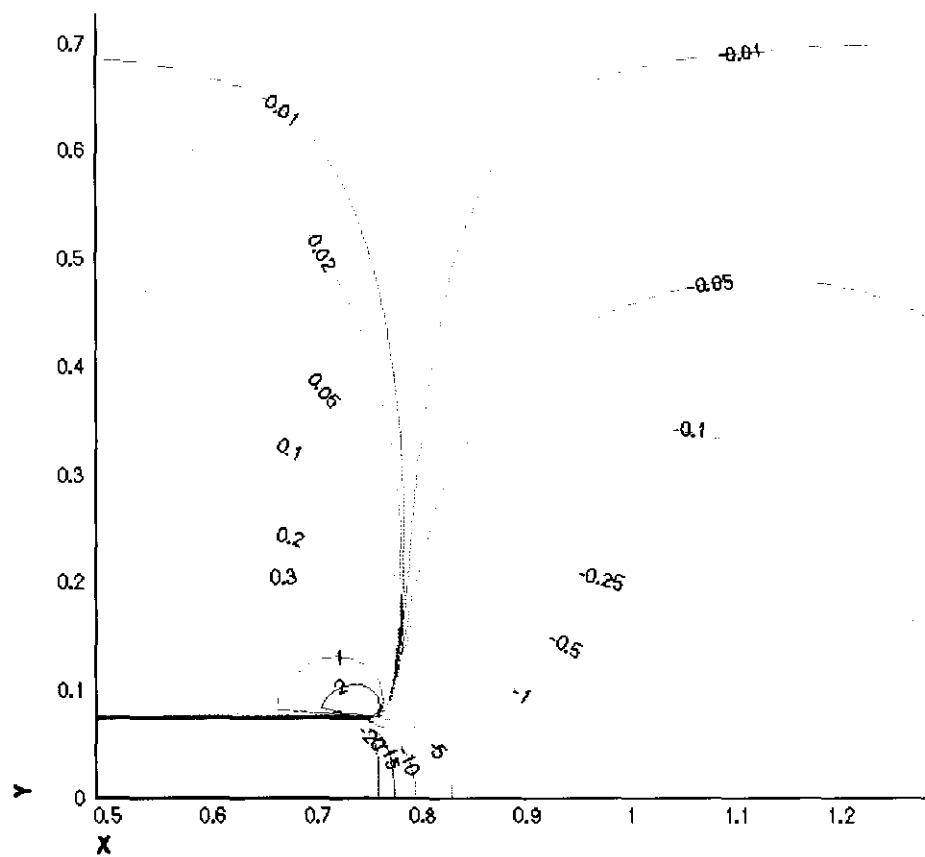


Fig. 9 Axial(X) velocity contour for unflanged circular opening

2) Flanged Circular Opening

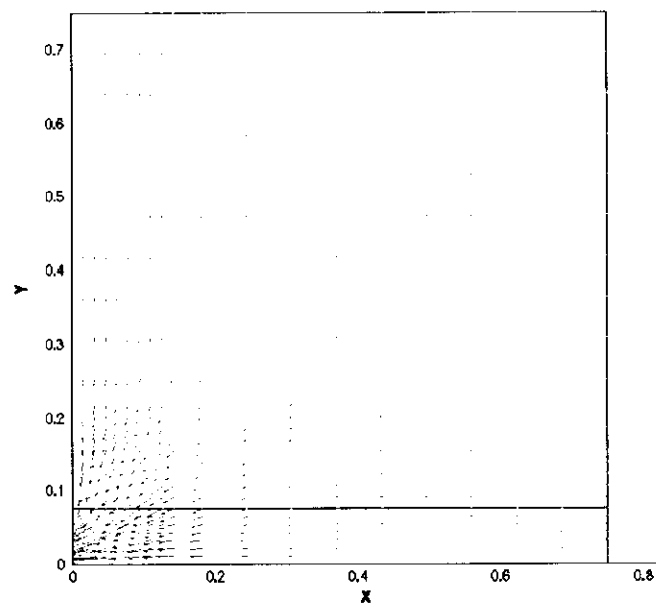


Fig. 10 Velocity field for flanged circular opening

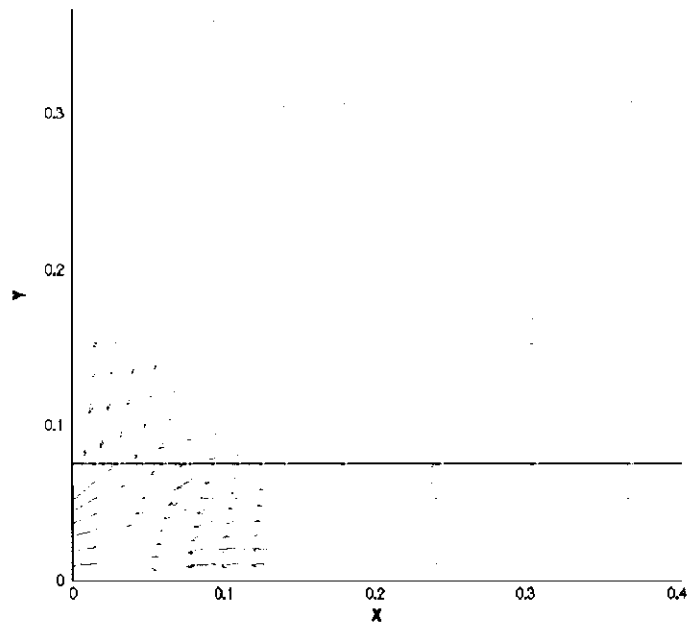


Fig. 11 Velocity field for flanged circular opening

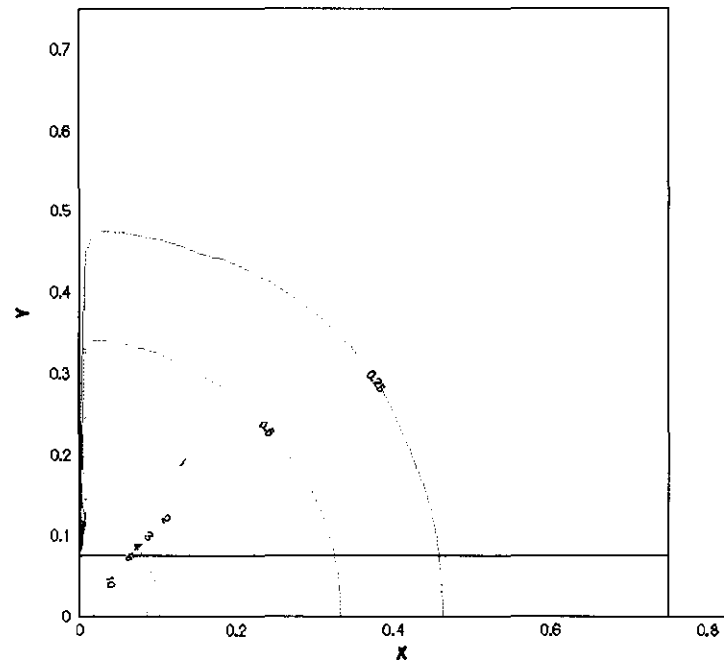


Fig. 12 Velocity contour for flanged circular opening

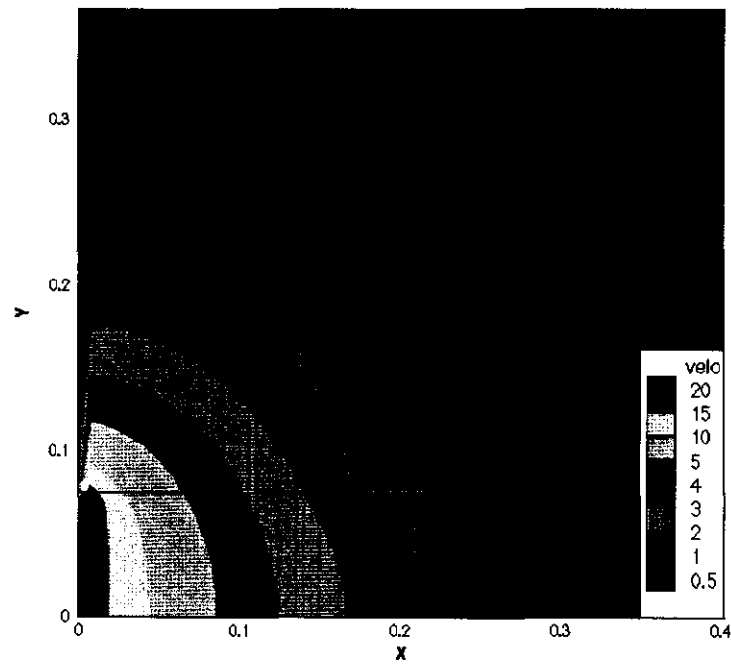


Fig. 13 Velocity contour for flanged circular opening

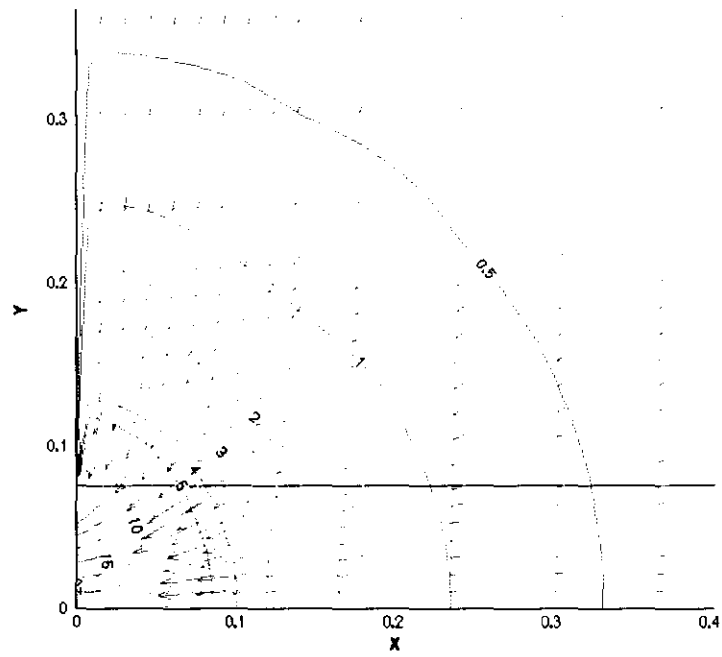


Fig. 14 Velocity field combined with velocity contour
for flanged circular opening

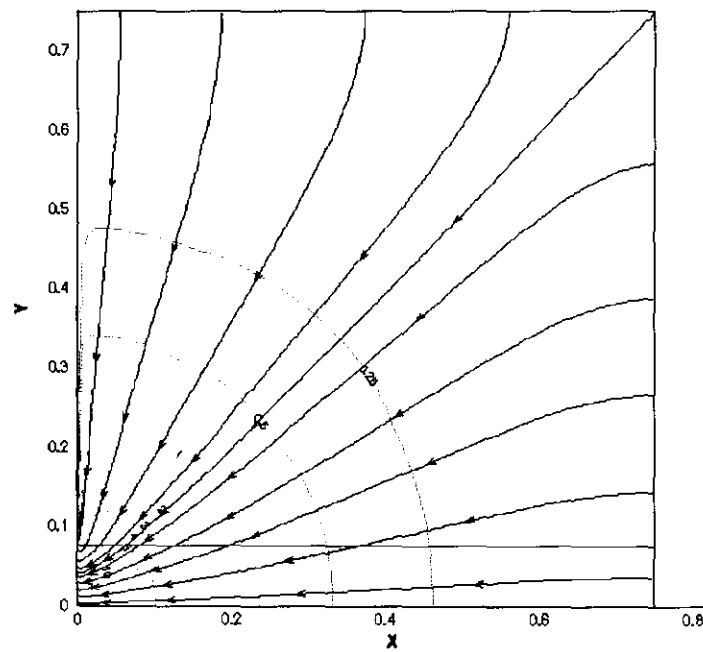


Fig. 15 Streamline combined with velocity contour
for flanged circular opening

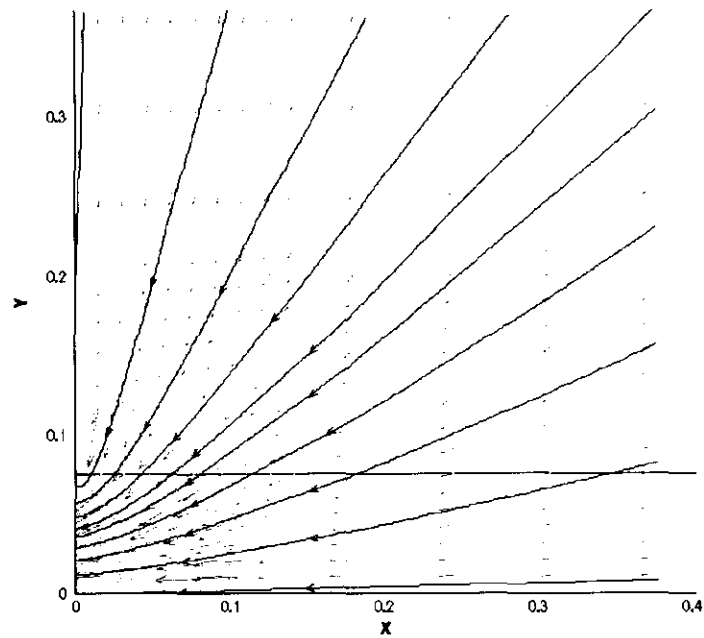


Fig. 16 Velocity field combined with streamline
for flanged circular opening

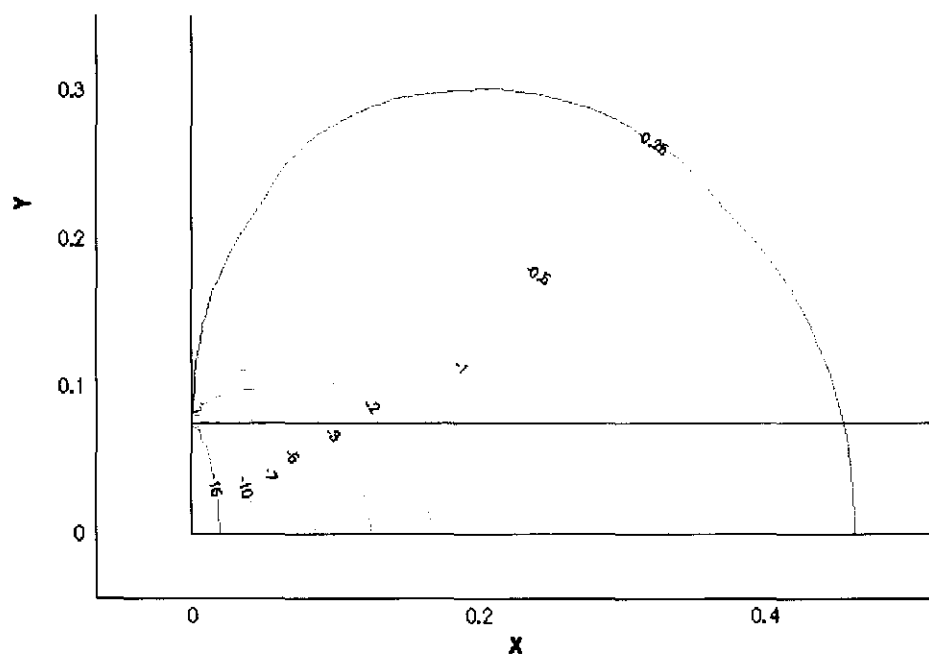


Fig. 17 Axial(X) velocity contour for unflanged circular opening

2. square opening

1) Unflanged square opening

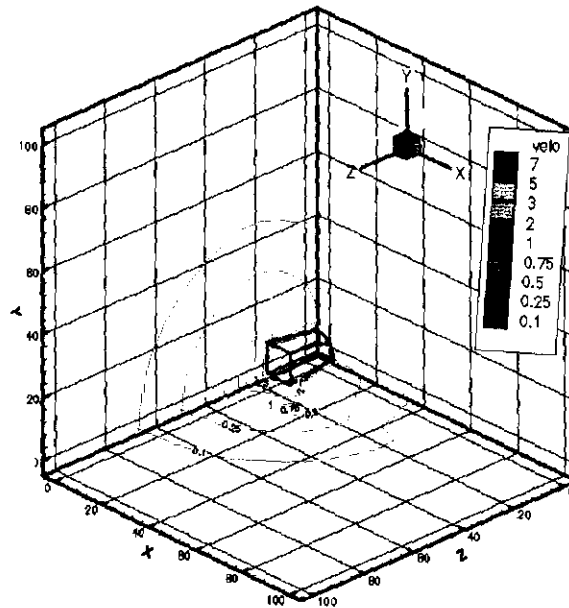


Fig. 18 Velocity contour for unflanged square opening

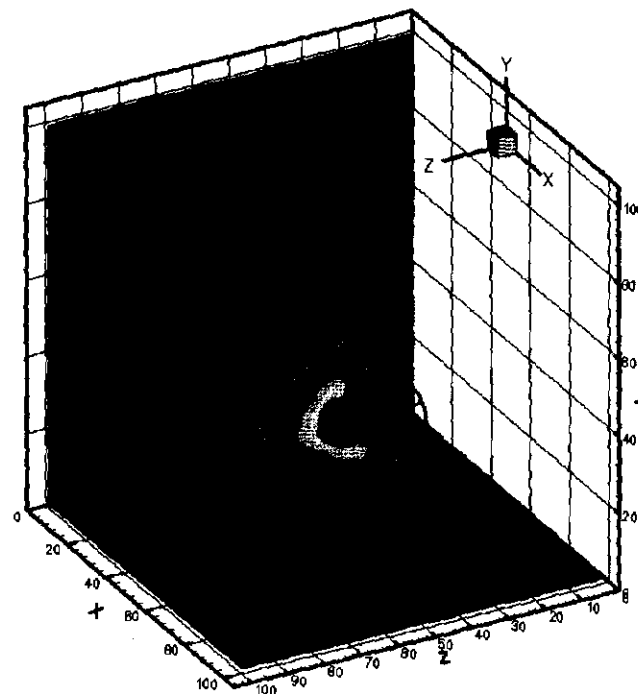


Fig. 19 Velocity contour for unflanged square opening

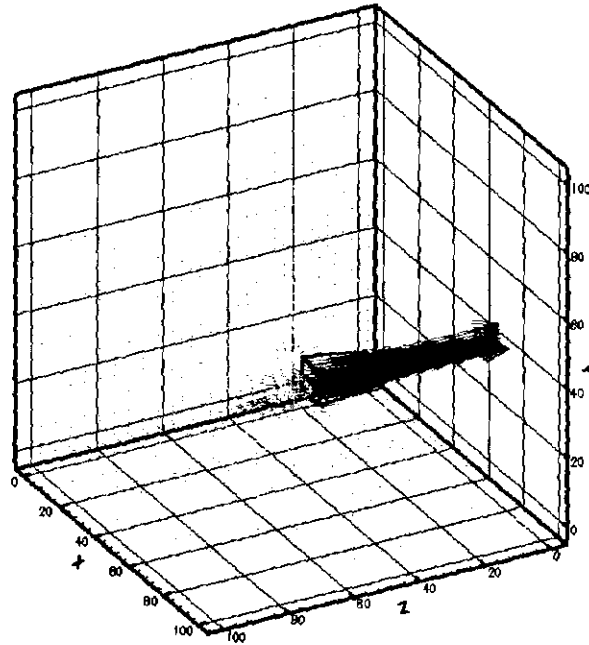


Fig. 20 Velocity field for unflanged square opening

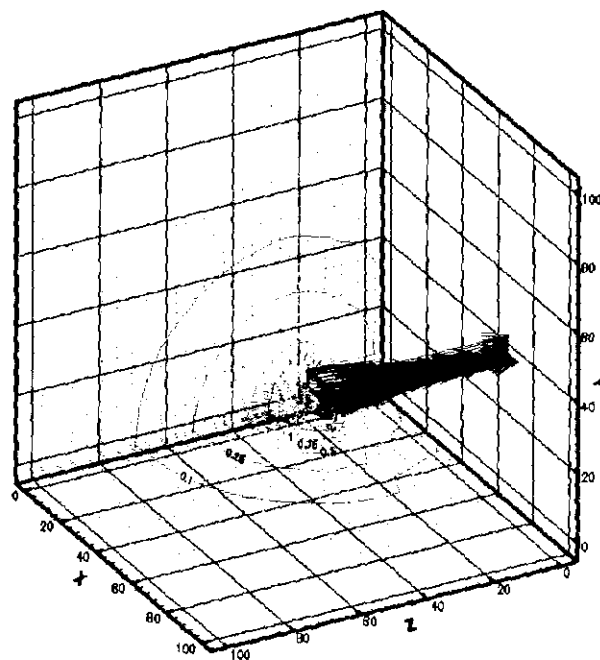


Fig. 21 Velocity contour combined with velocity field for unflanged square opening

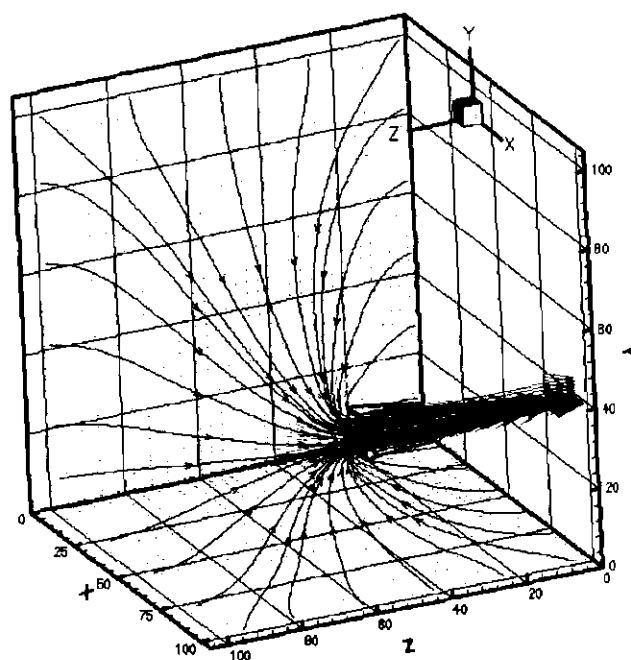


Fig. 22 Streamline combined with velocity field
for unflanged square opening

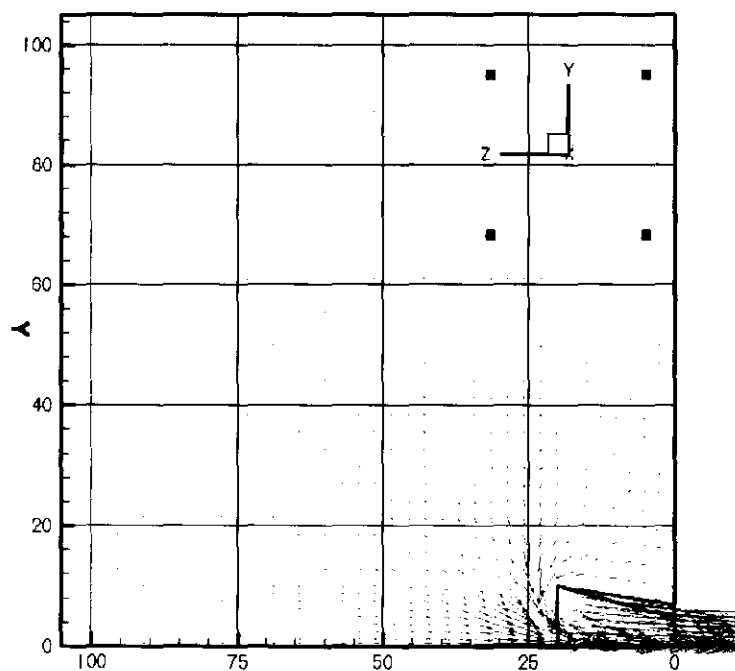


Fig. 23 Velocity field at y-z plane for unflanged square opening

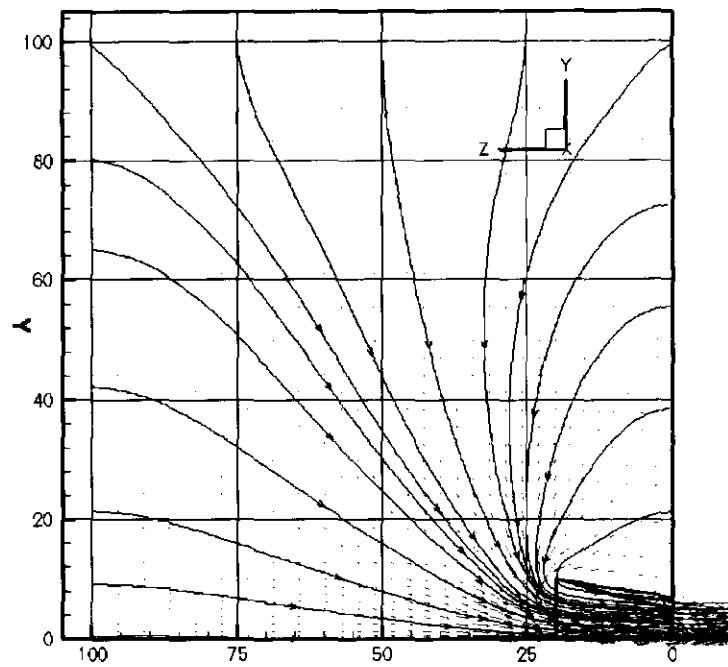


Fig. 24 Velocity field combined with streamline at y-z plane
for unflanged square opening

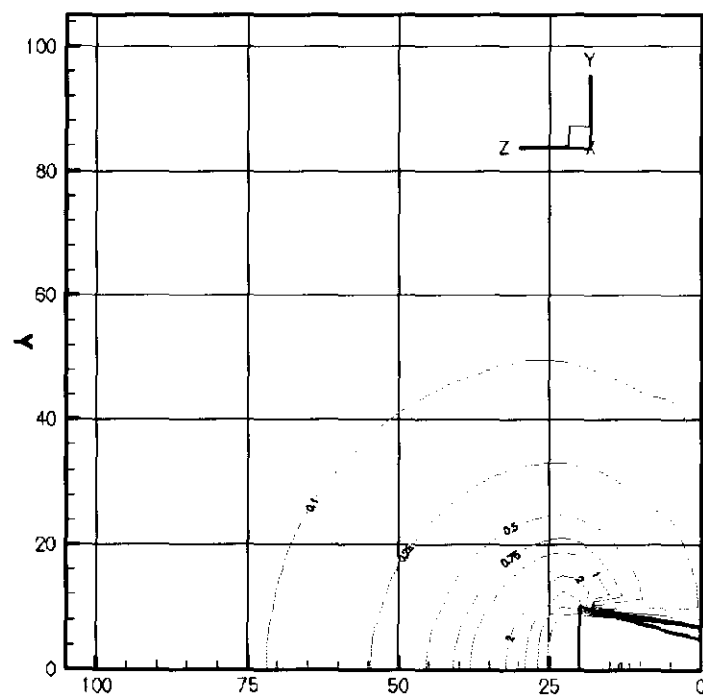


Fig. 25 Velocity contour at y-z plane
for unflanged square opening

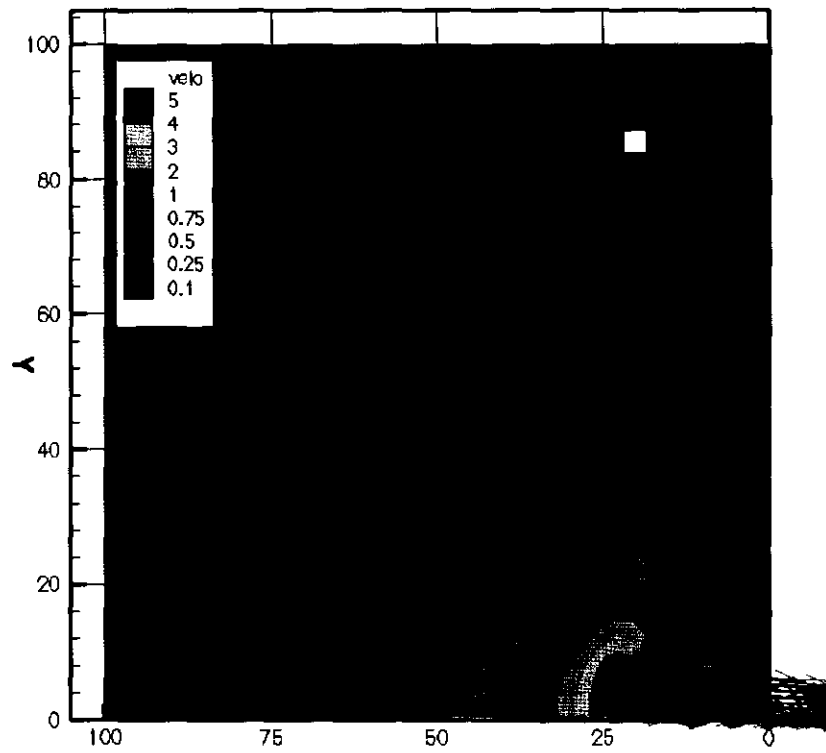


Fig. 26 Velocity contour at y-z plane
for unflanged square opening

2) flanged square opening

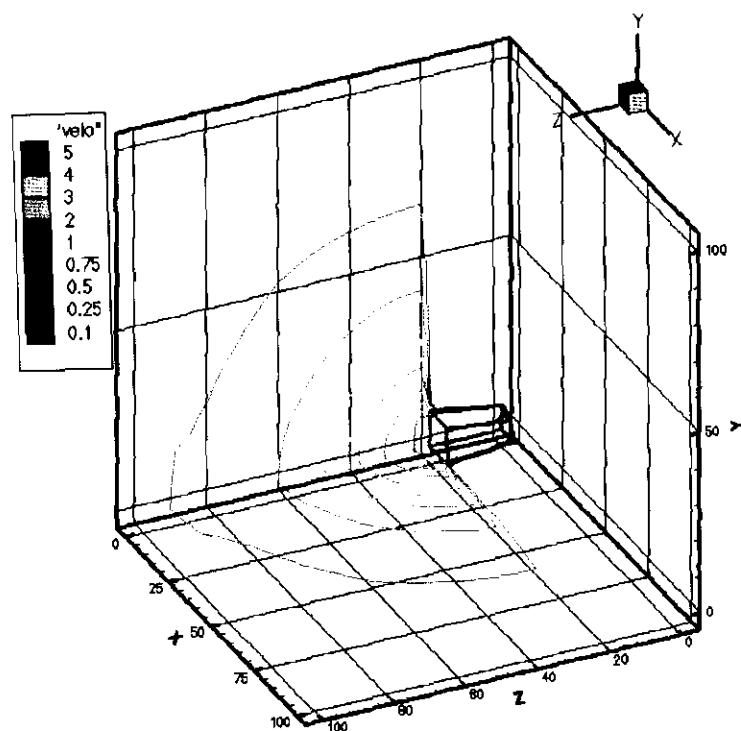


Fig. 27 Velocity contour for flanged square opening

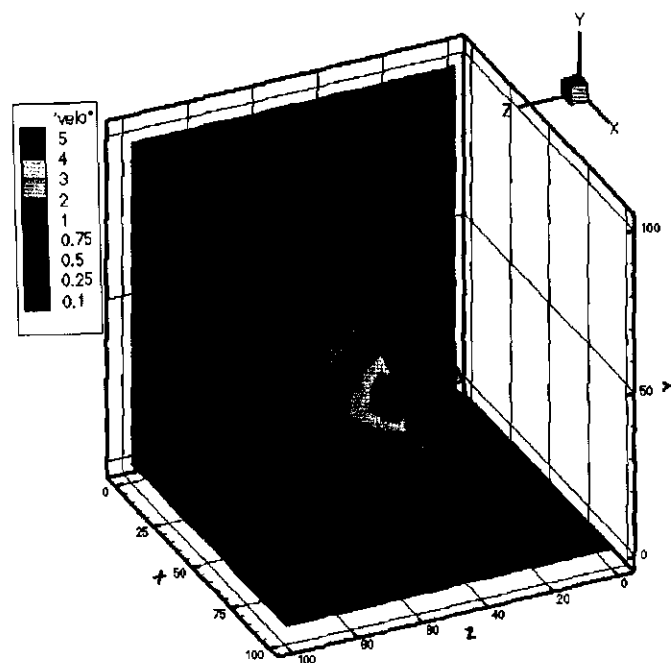


Fig. 28 Velocity contour for flanged square opening

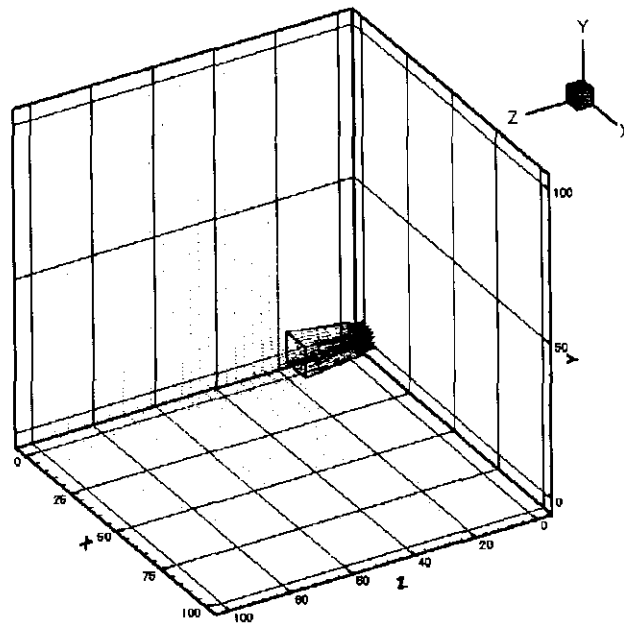


Fig. 29 Velocity field for flanged square opening

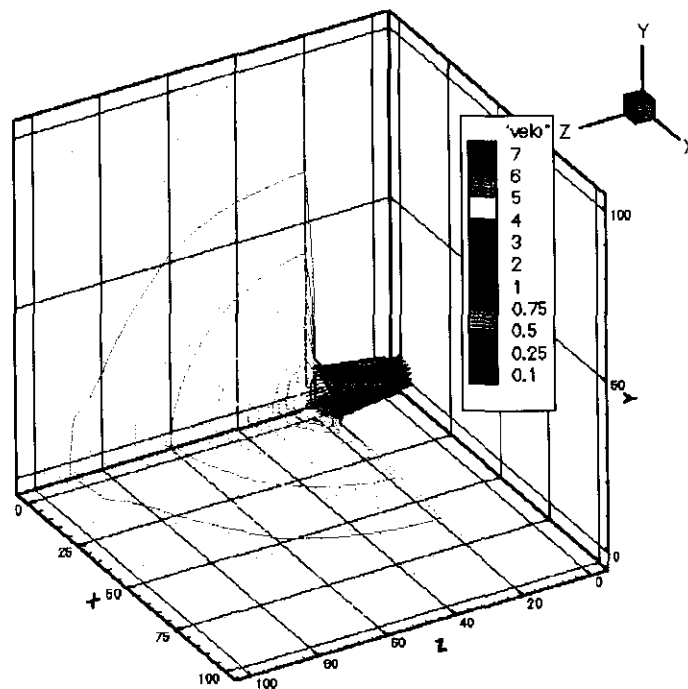


Fig. 30 Velocity field combined with velocity contour for flanged square opening

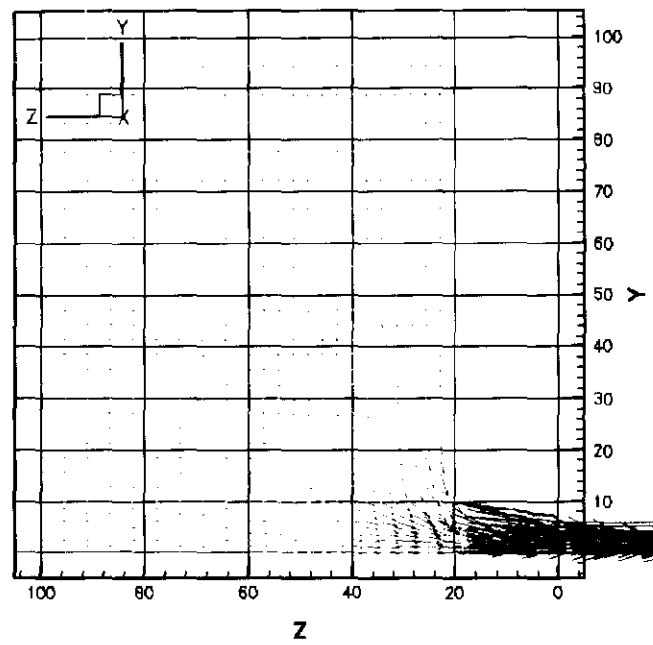


Fig. 31 Velocity field at y-z plain for flanged square opening

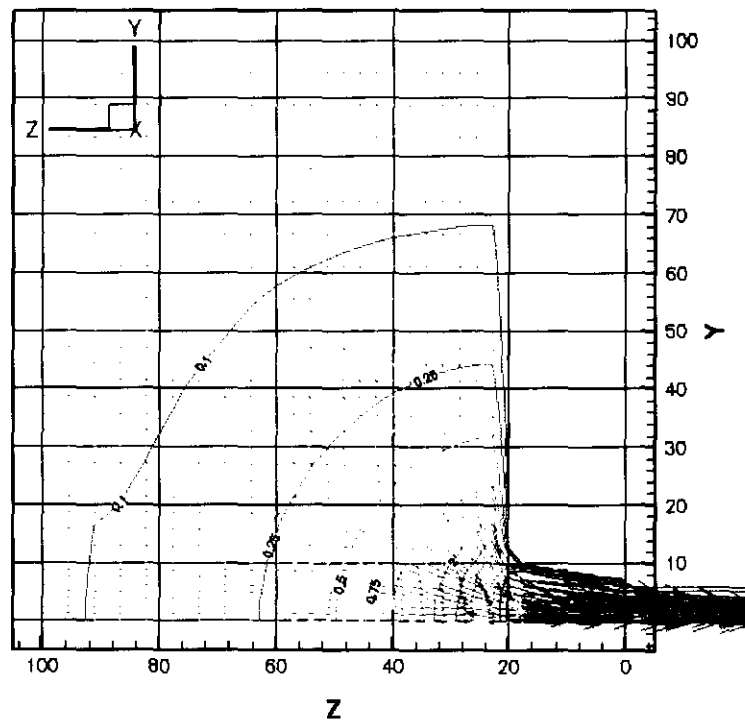


Fig. 32 Velocity field combined with velocity contour
at y-z plain for flanged square opening

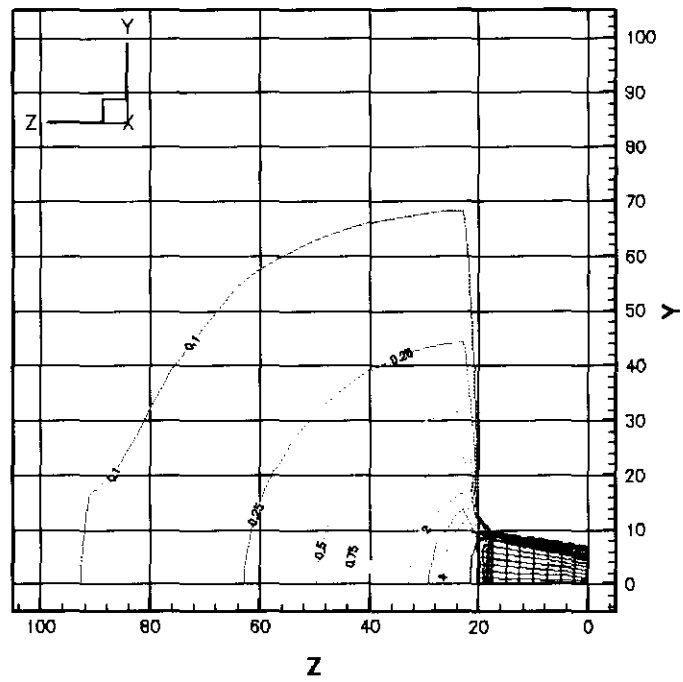


Fig. 33 Velocity contour at y-z plain for flanged square opening

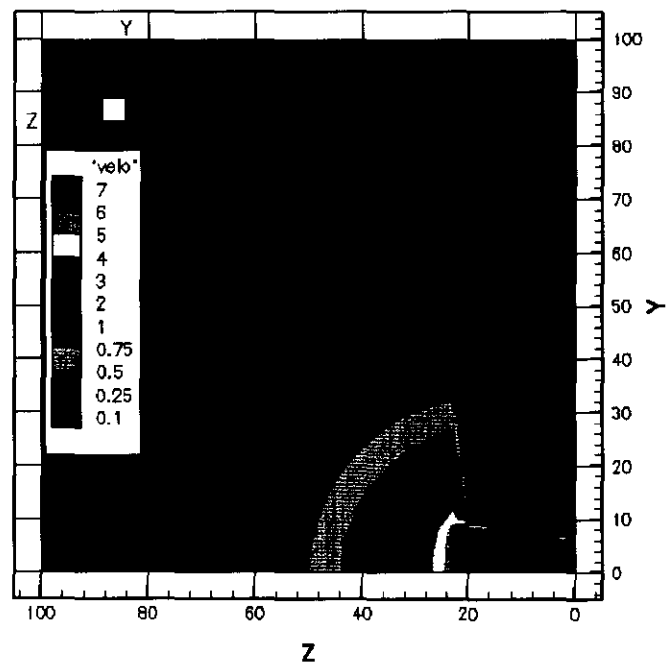


Fig. 34 Velocity contour at y-z plain for flanged square opening

3. Push-pull hood

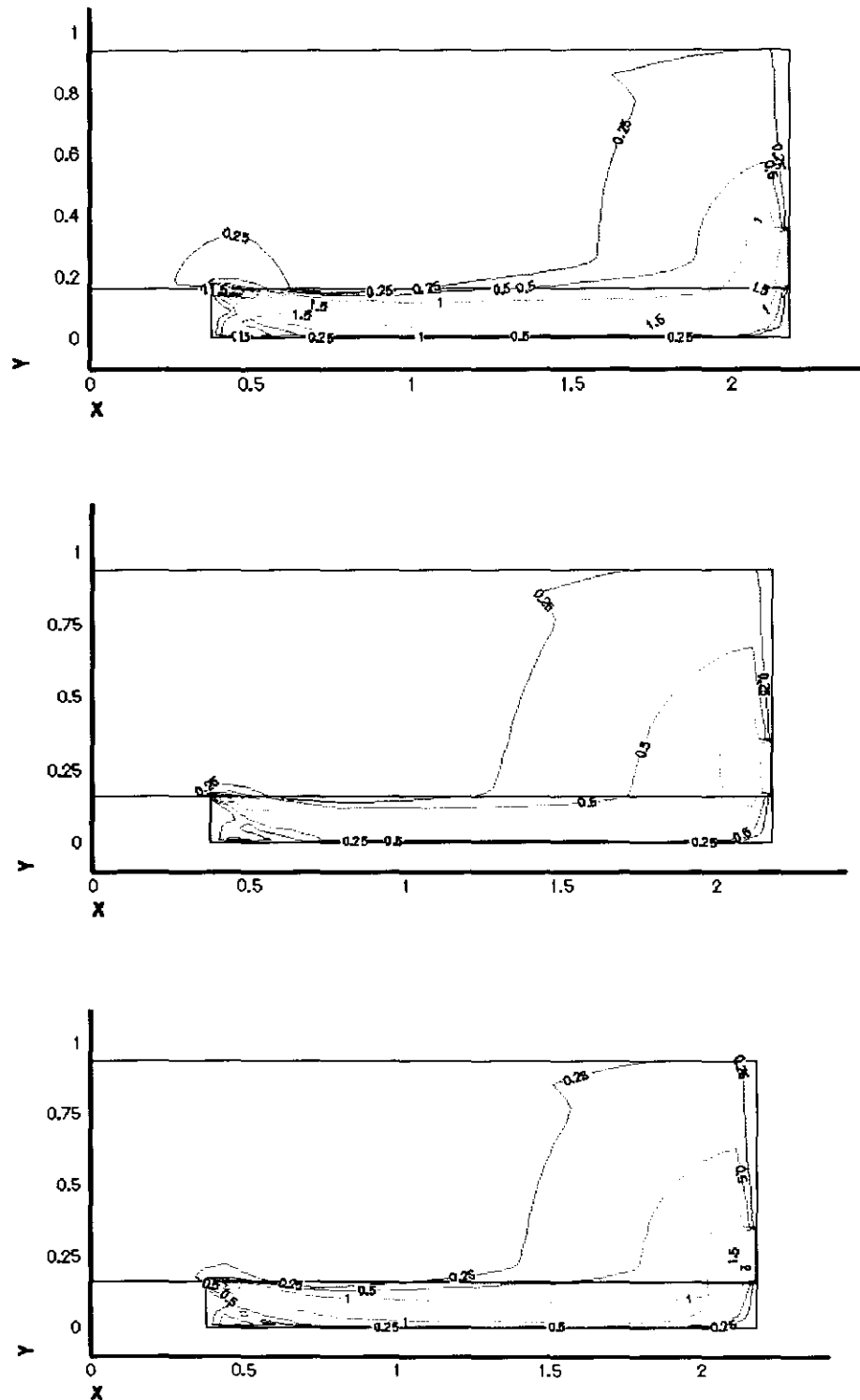


Fig. 35~Fig. 37 Velocity contour in Case 1, Case 2 and Case 3, respectively

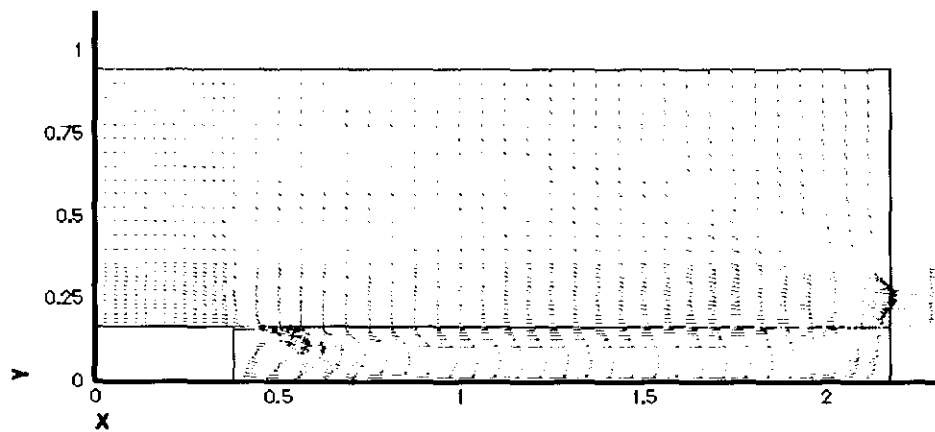
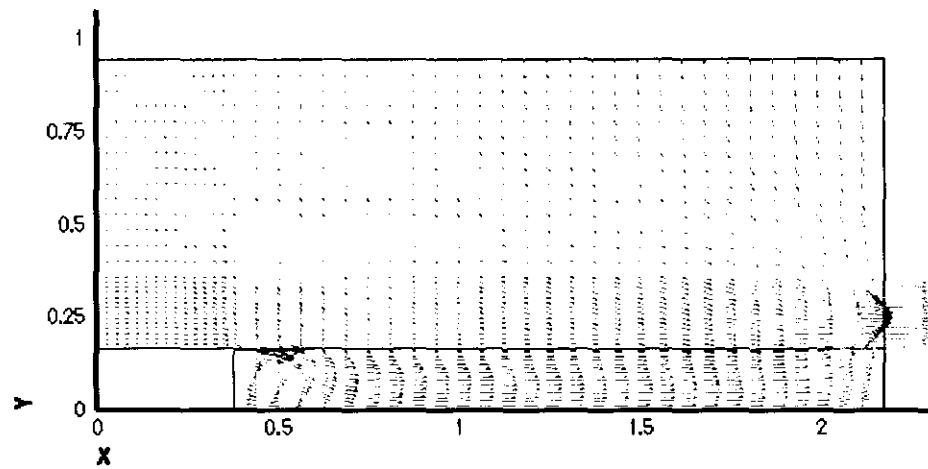
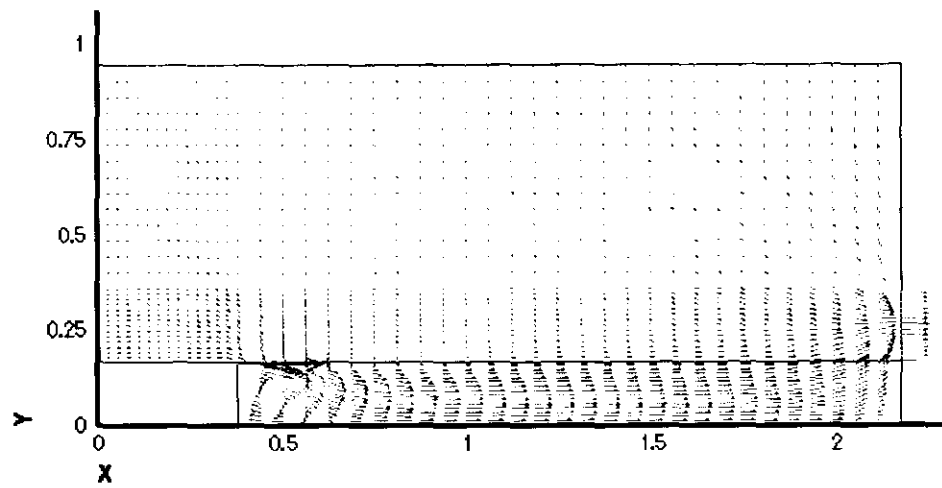


Fig. 38~ Fig. 40 Velocity field for Case 1, Case 2 and Case 3, respectively

4. Slot hood

1) Plenum type slot hood

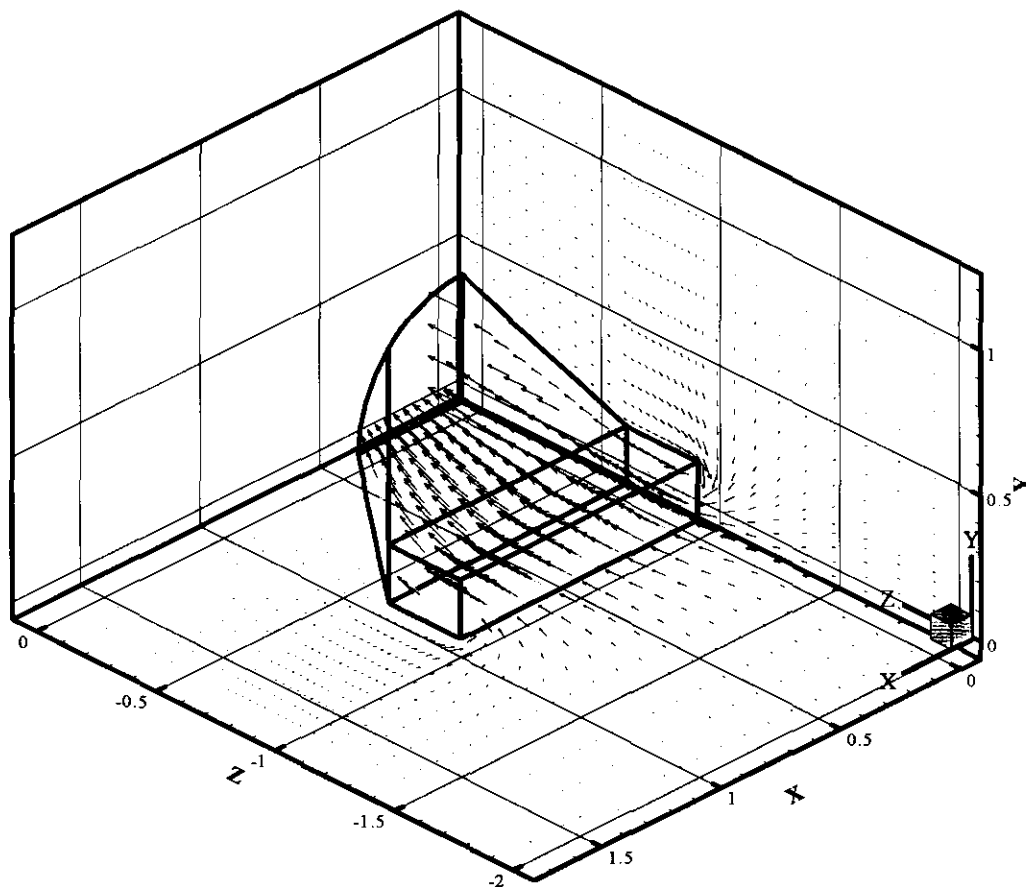


Fig. 41 Velocity field for plenum type slot hood

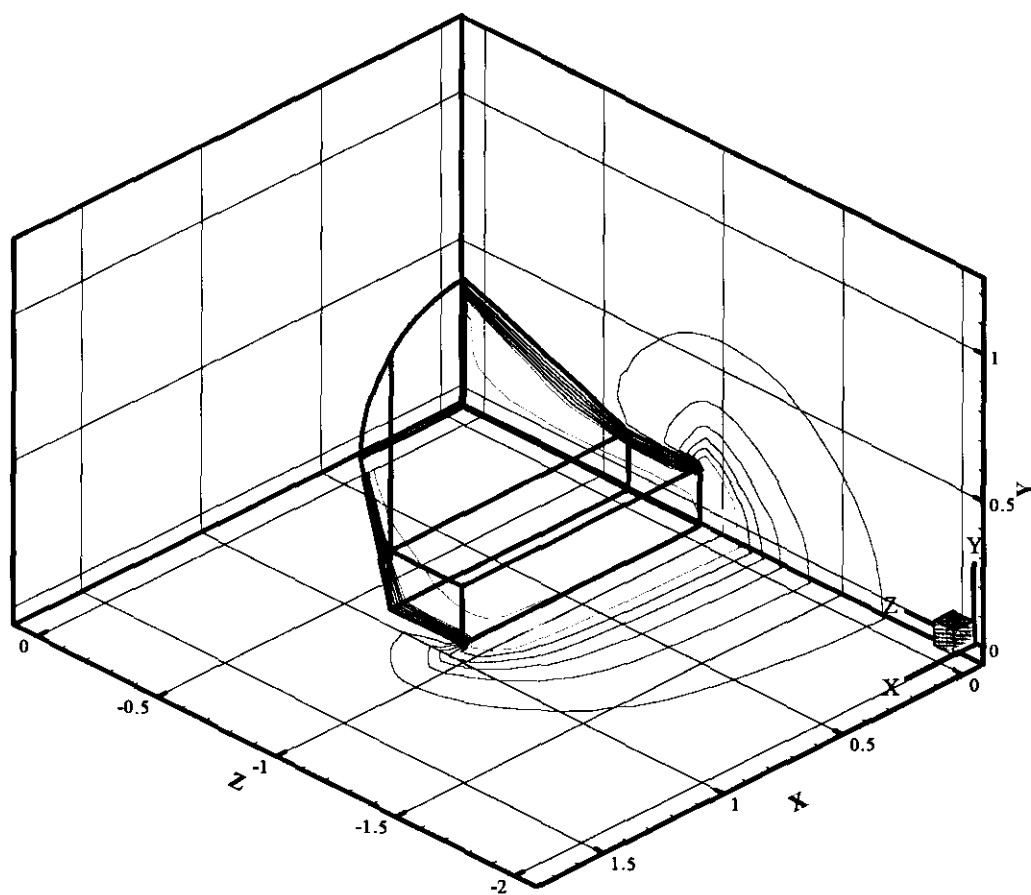


Fig. 42 Velocity contour for plenum type slot hood

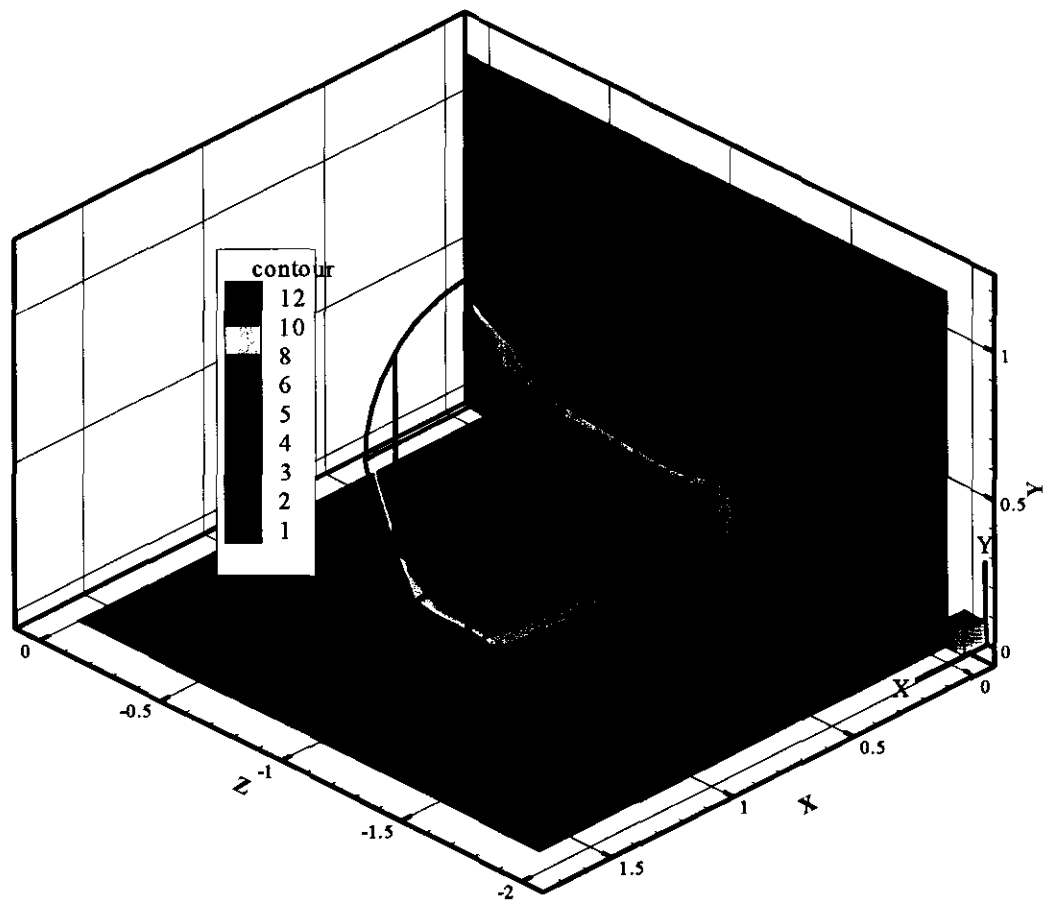


Fig. 43 Velocity contour for plenum type slot hood

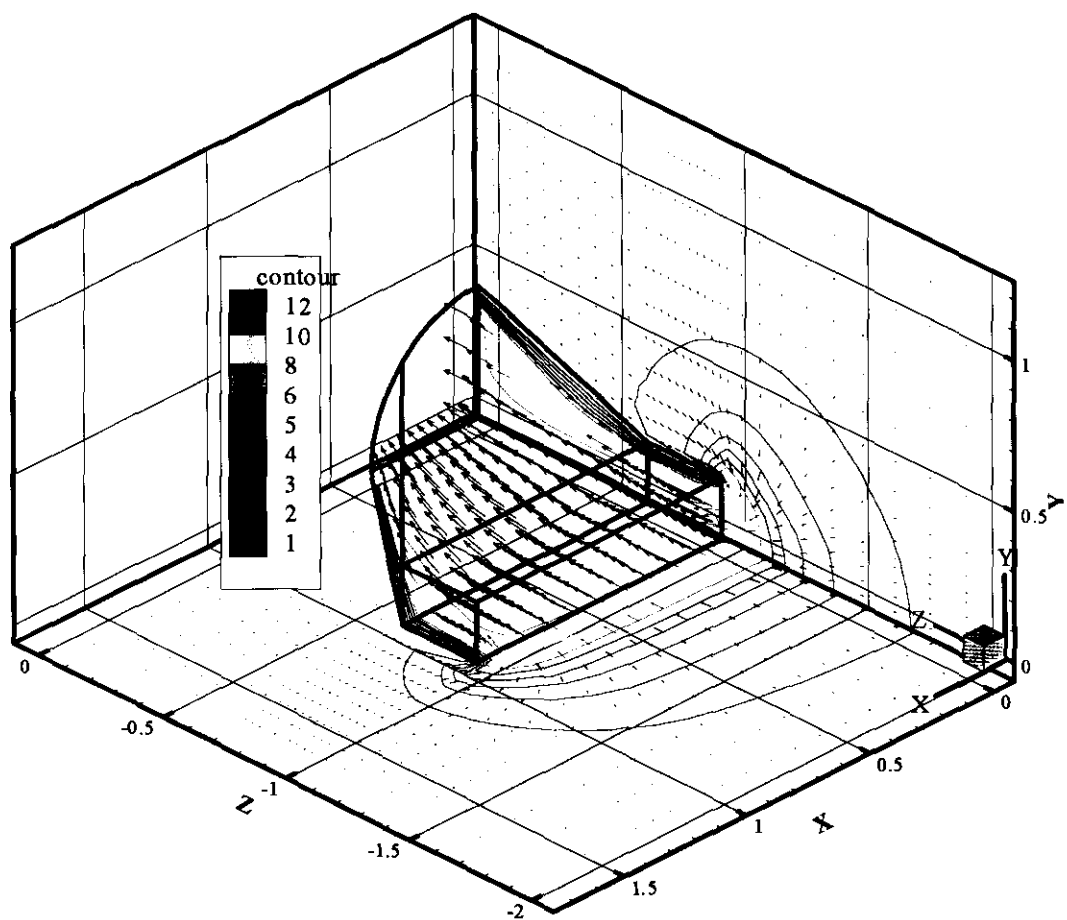


Fig. 44 Velocity contour combined with velocity field for plenum type slot hood

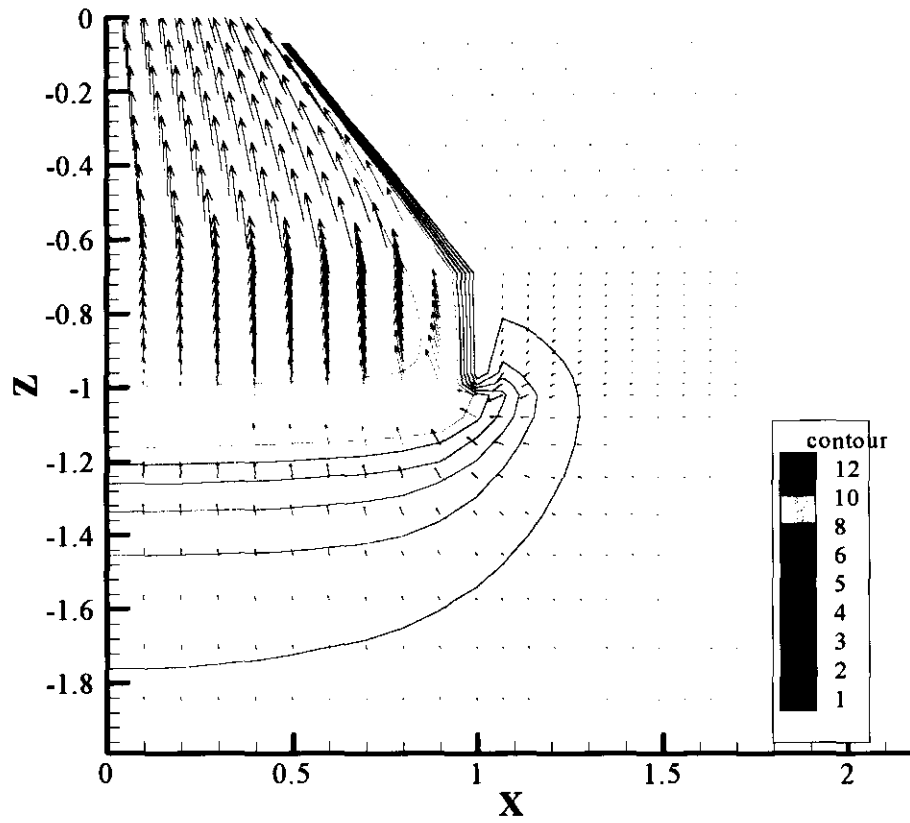


Fig. 45 Velocity contour combined at x - z plane with velocity field for plenum type slot hood

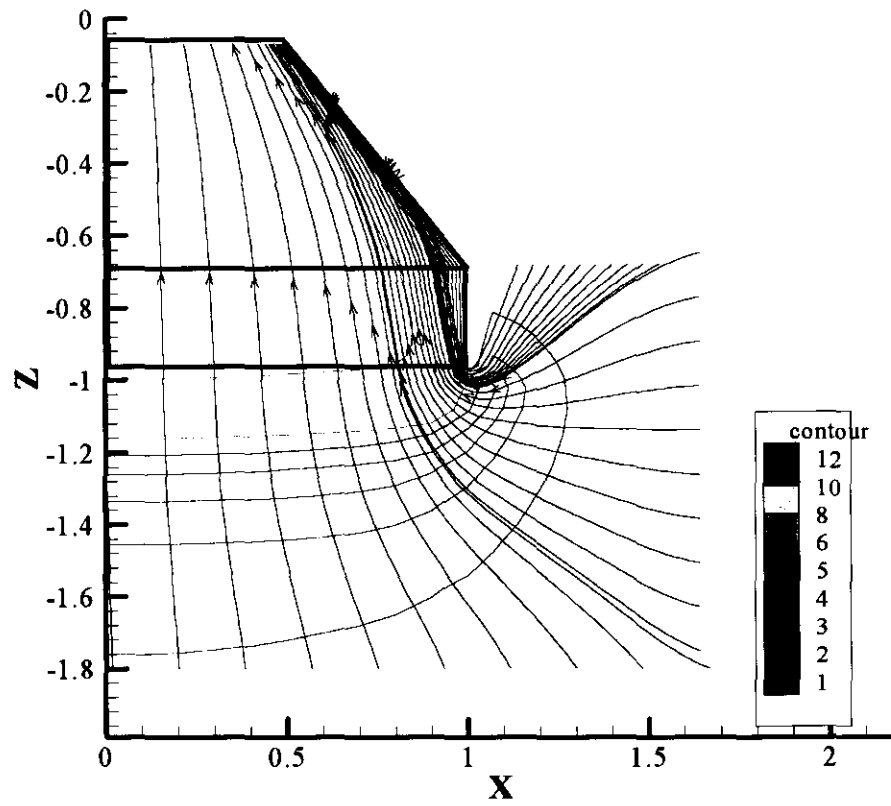


Fig. 46 Velocity contour combined with streamline at x - z plane for plenum type slot hood

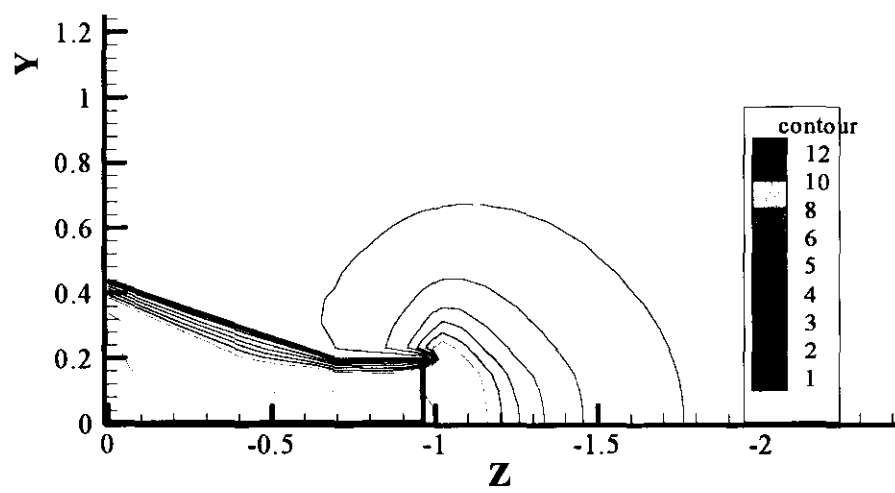


Fig. 47 Velocity contour at z-y plane for plenum slot hood

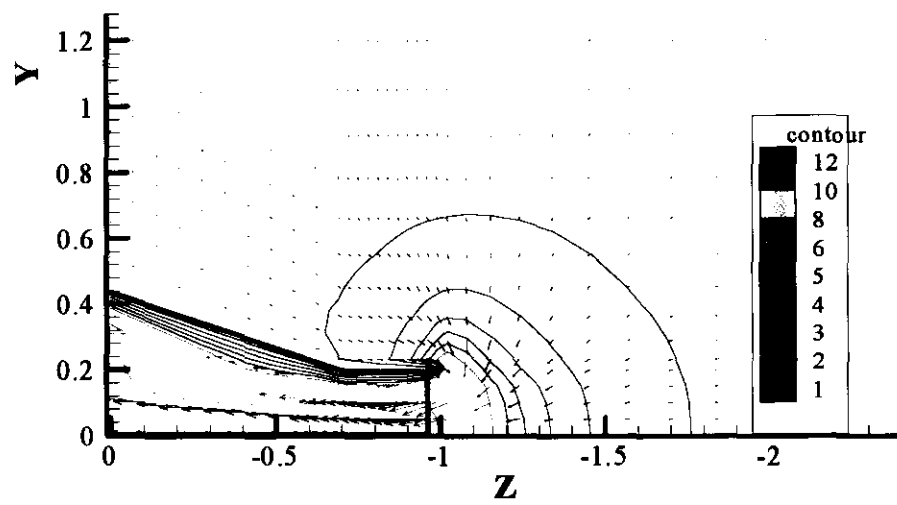


Fig. 48 Velocity contour combined with velocity field at z - y plane for plenum slot hood

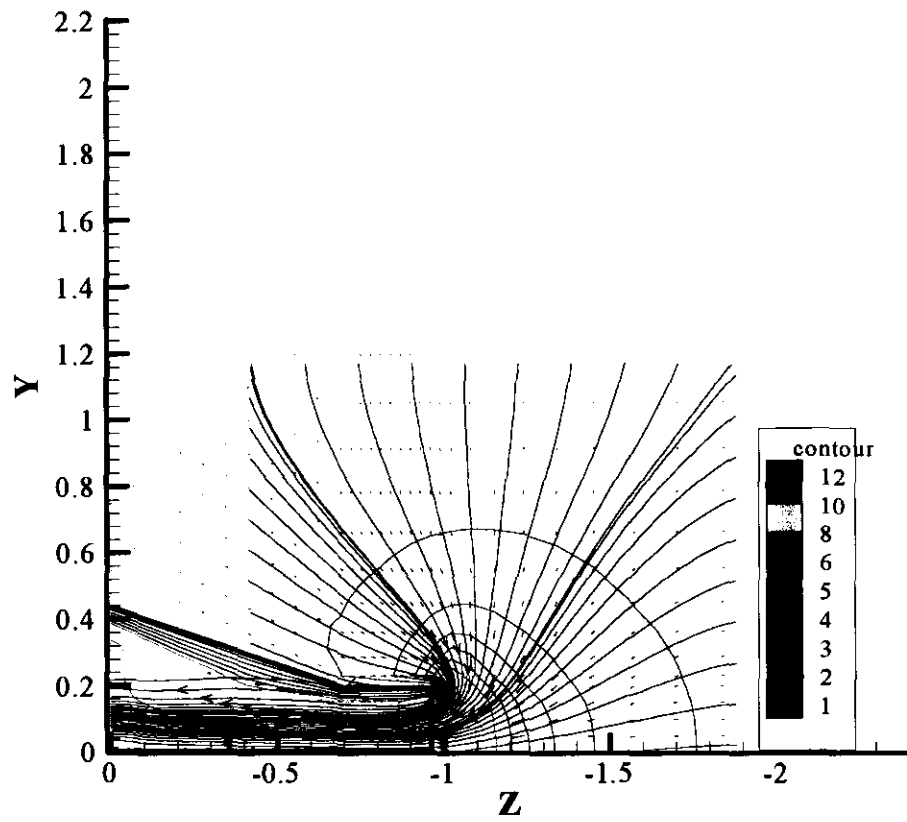


Fig. 49 Velocity field and contour combined with streamline at z - y plane
for plenum type slot hood

2) General type slot hood

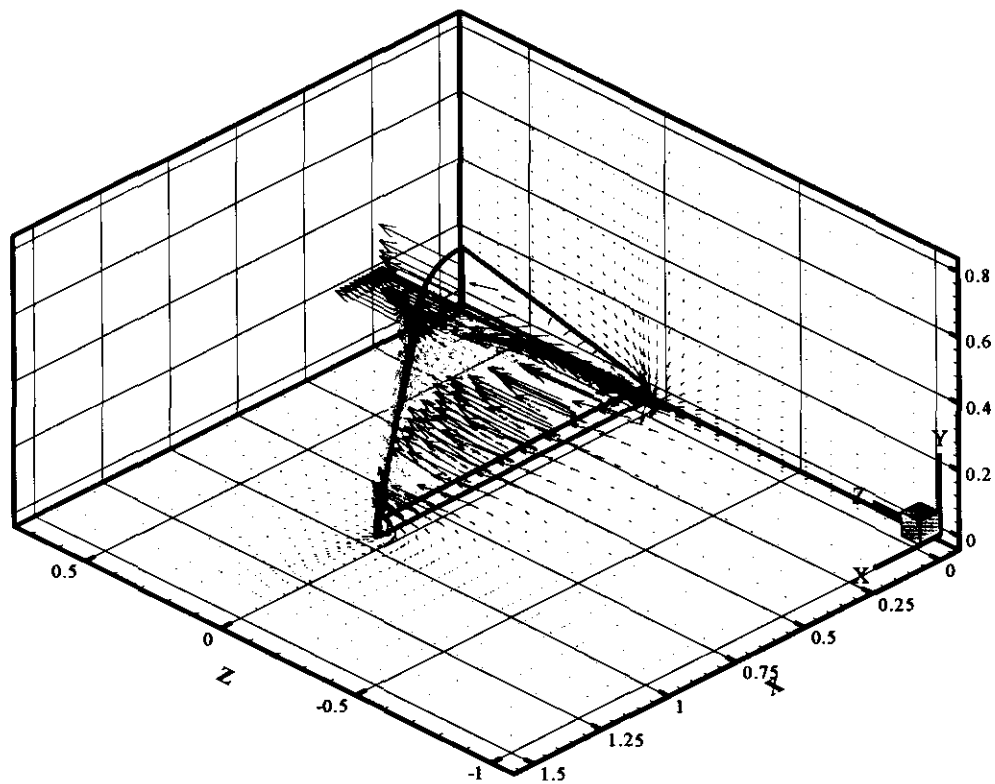


Fig. 50 Velocity field for slot hood

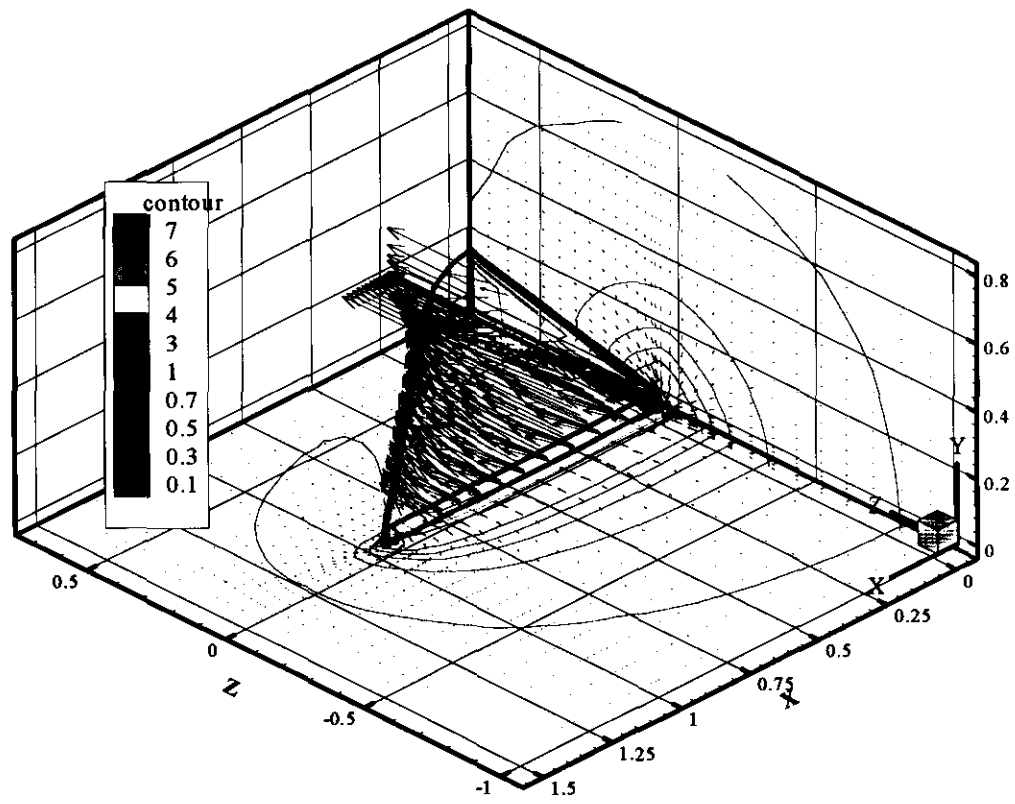


Fig. 51 Velocity contour combined with velocity field for slot hood

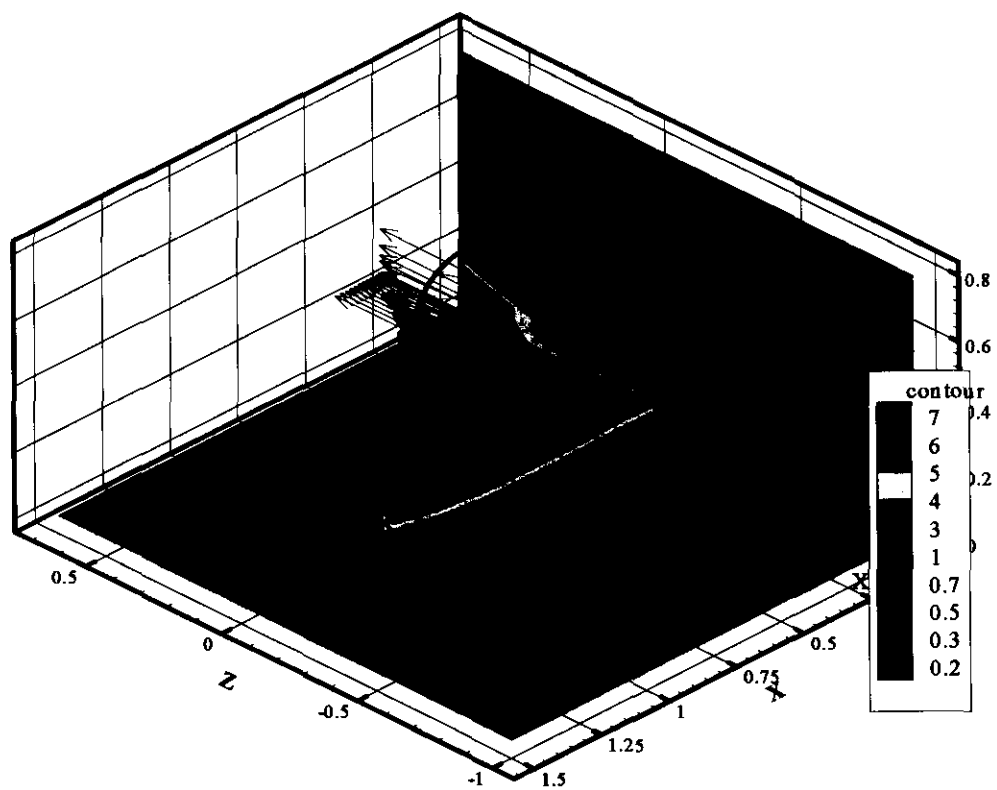


Fig. 52 Velocity contour for slot hood

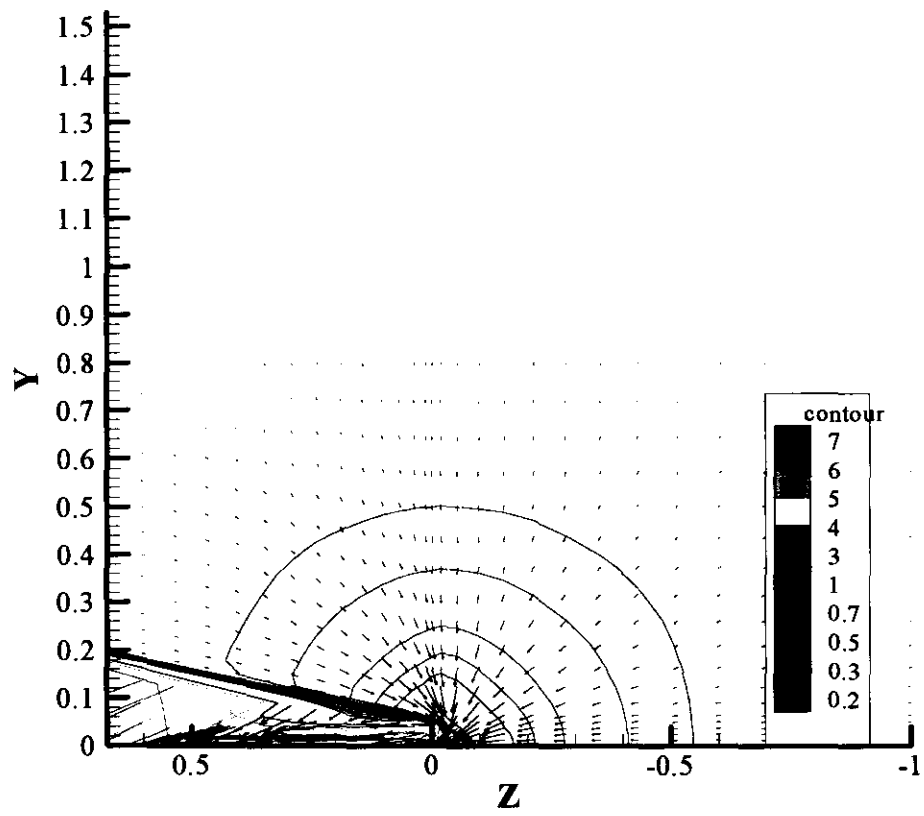


Fig. 53 Velocity contour combined with velocity field at z - y plane for slot hood

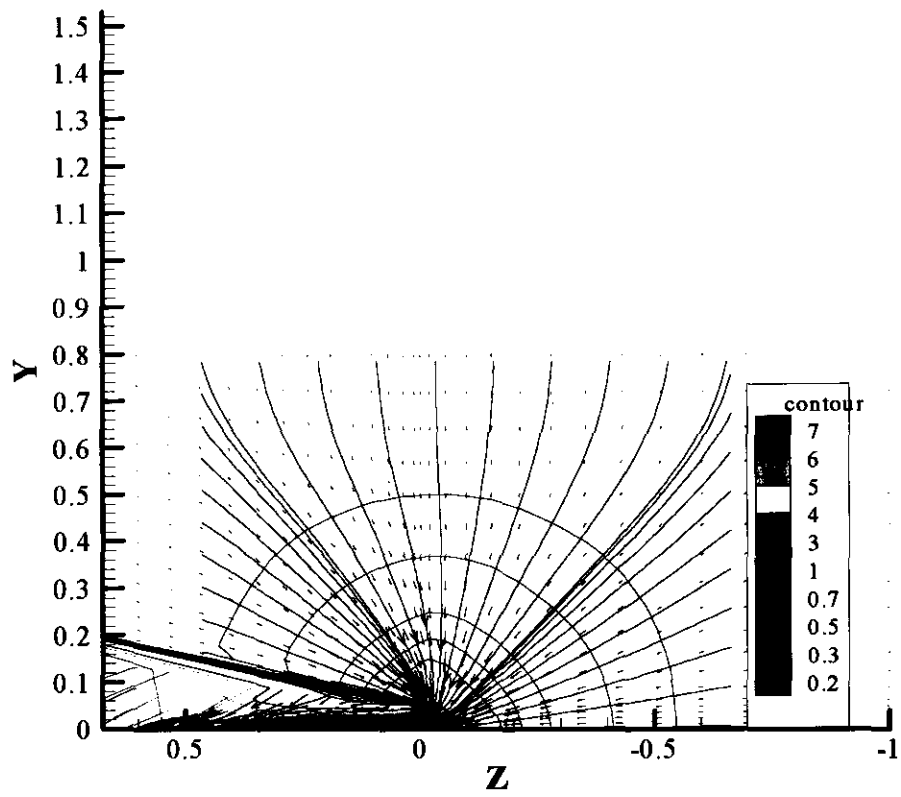


Fig. 54 Velocity contour and field combined with streamline at z - y plane for slot hood

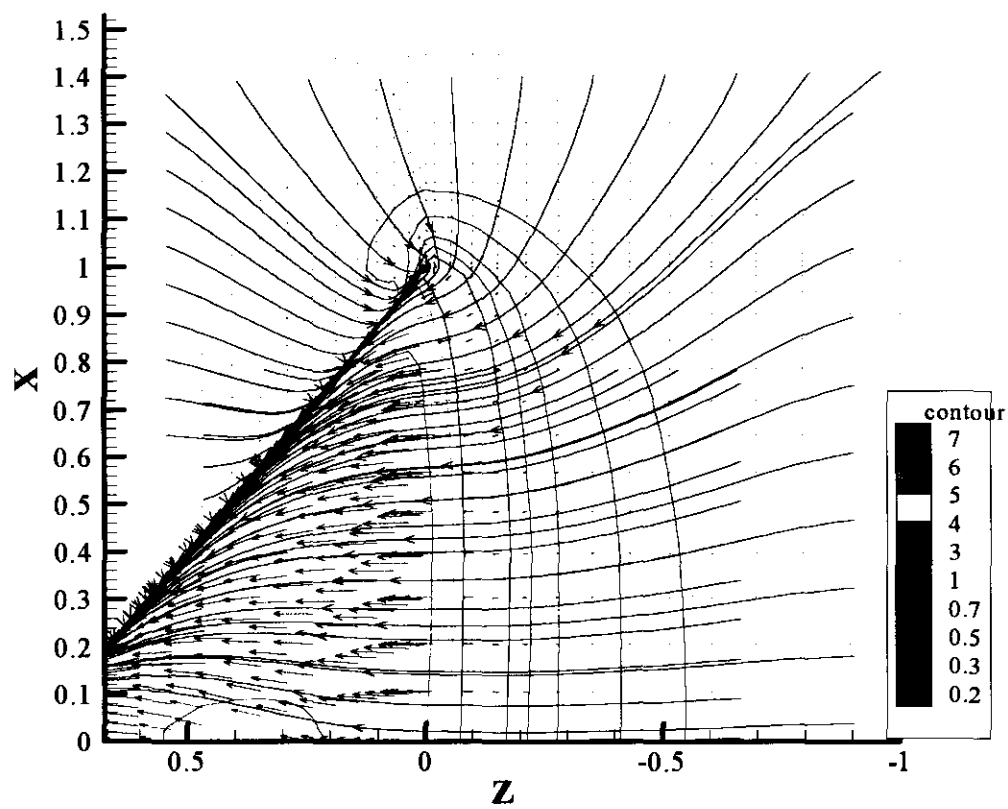


Fig. 55 Velocity contour and field combined with streamline at z - x plane for slot hood

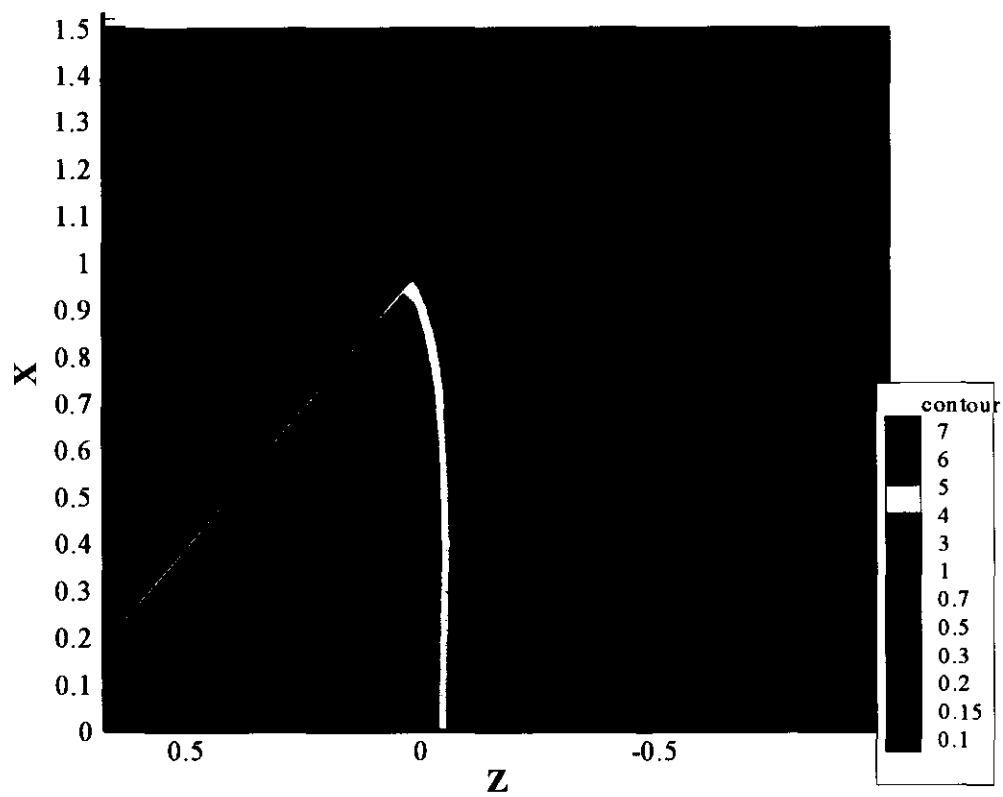


Fig. 56 Velocity contour z - x plane for slot hood

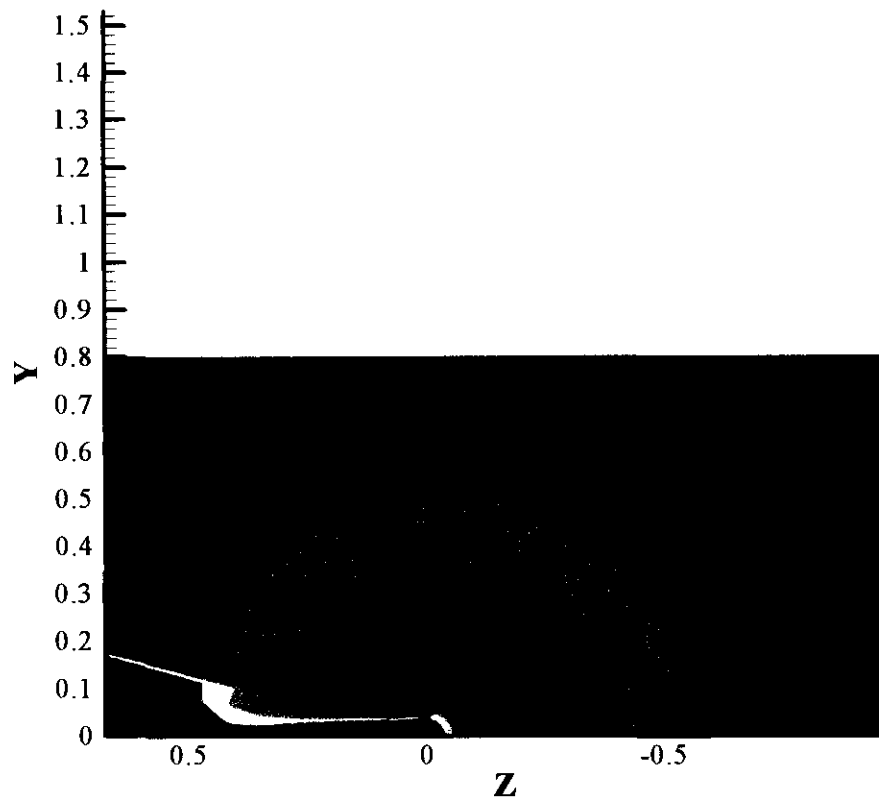
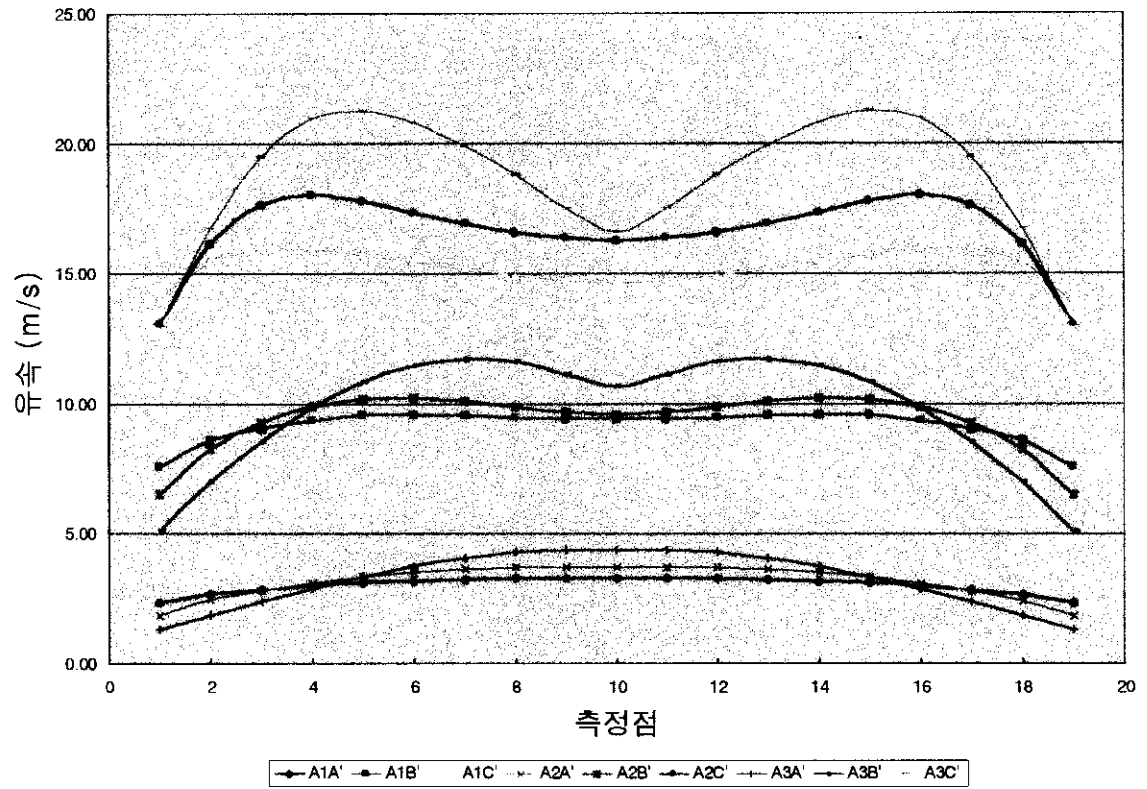


Fig. 57 Velocity contour at z - y plane for slot hood



A : W/L = 0.05	1 : Take off = 30 °	A' : 입구유속 = 2.5 m/s
B : W/L = 0.1	2 : Take off = 45 °	B' : 입구유속 = 7.5 m/s
C : W/L = 0.15	3 : Take off = 60 °	C' : 입구유속 = 12.5 m/s
D : W/L = 0.2		

Fig. 58 Prediction of face velocity with W/L(= 0.05)

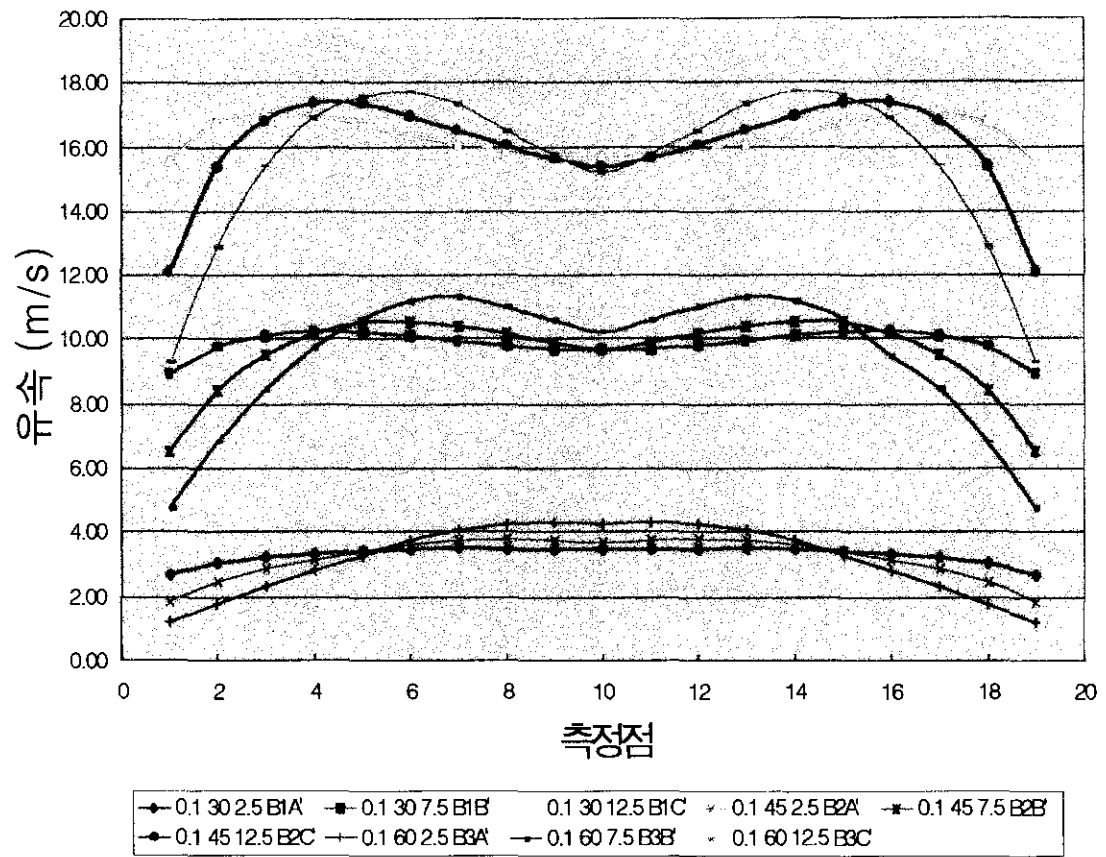


Fig. 59 Prediction of face velocity with W/L (= 0.1)

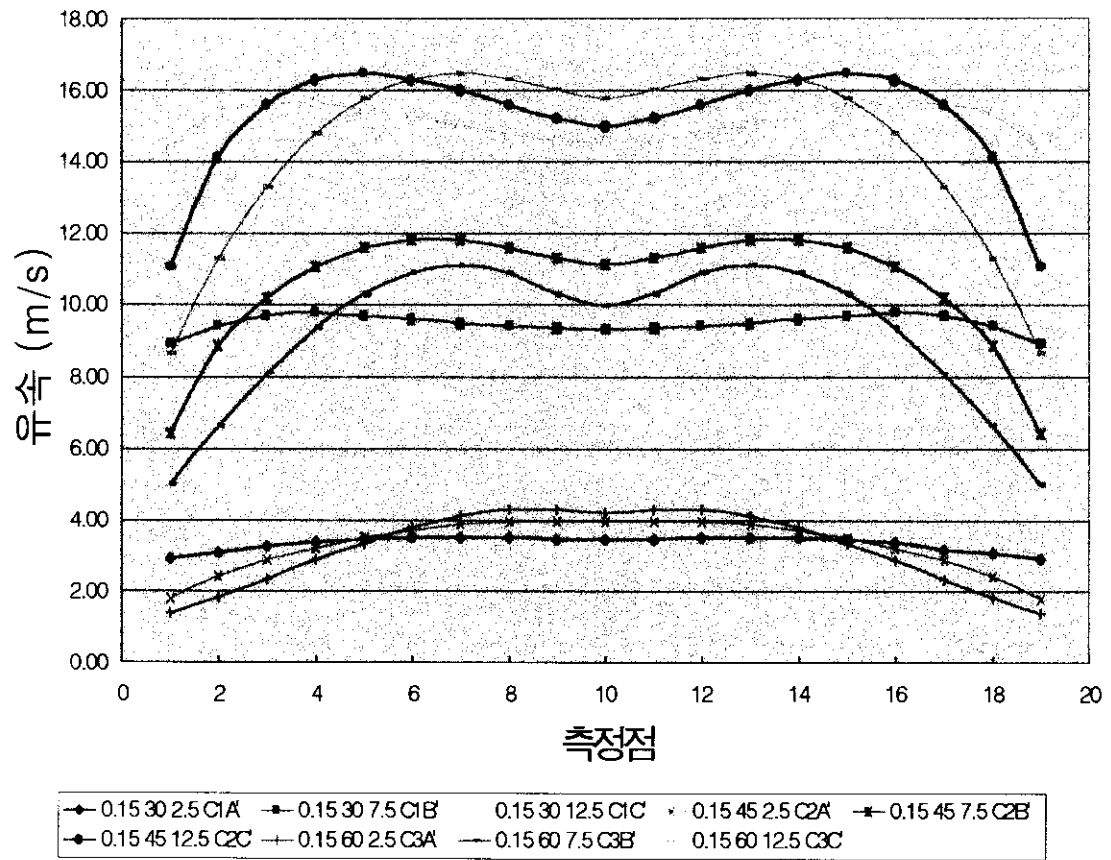


Fig. 60 Prediction of face velocity with W/L (= 0.15)

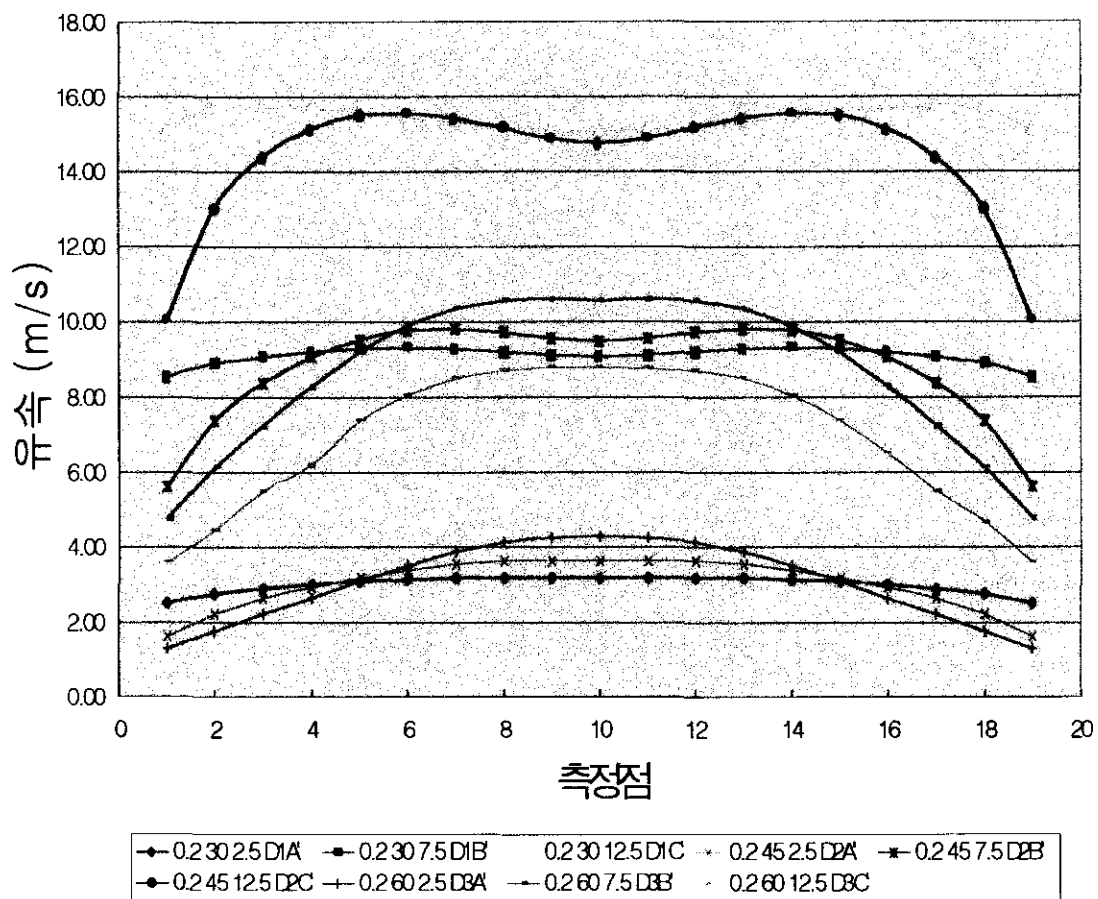


Fig. 61 Prediction of face velocity with W/L (= 0.2)

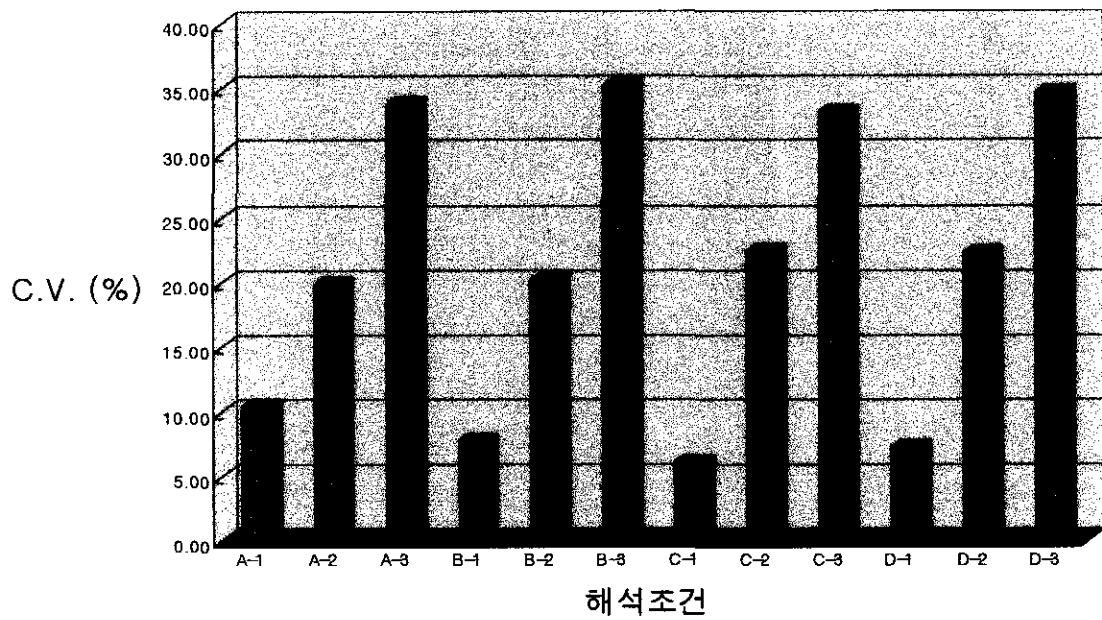


Fig. 62 Prediction of C.V. with face velocity (= 2.5 m/s)

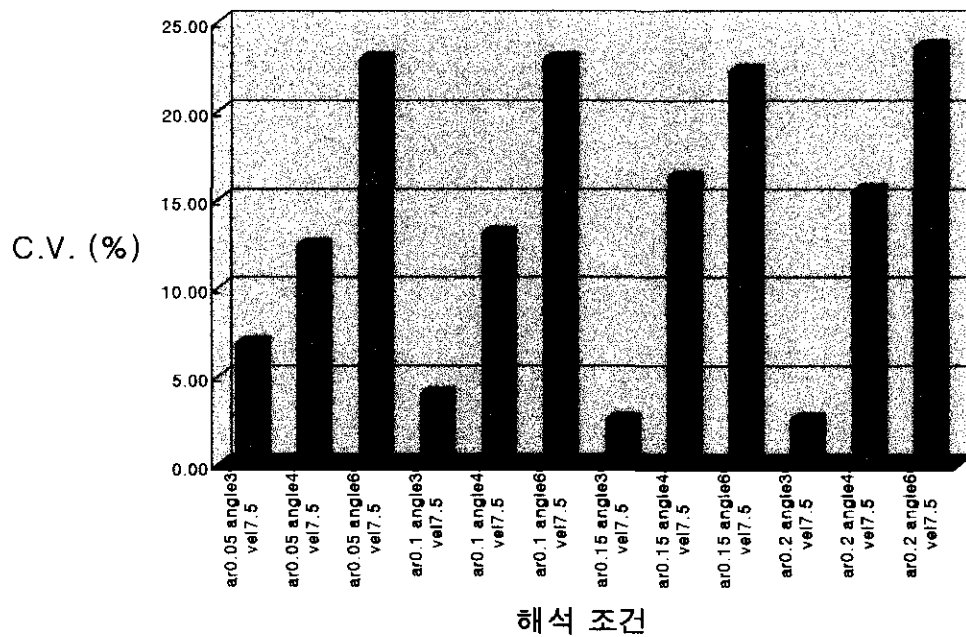


Fig. 63 Prediction of C.V. with face velocity (= 7.5 m/s)

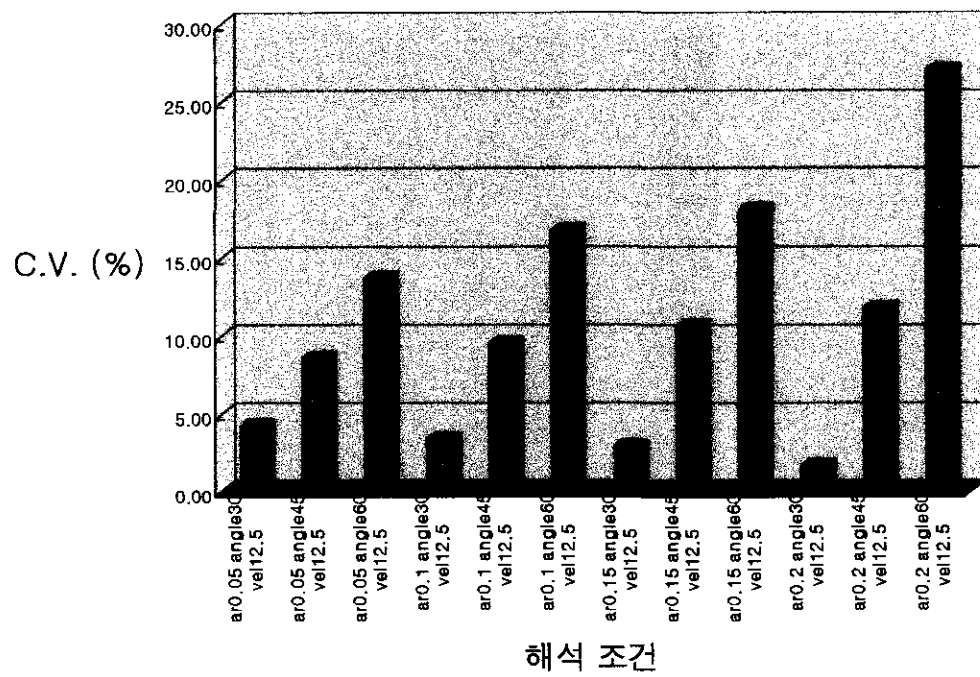


Fig. 64 Prediction of C.V. with face velocity (= 12.5 m/s)

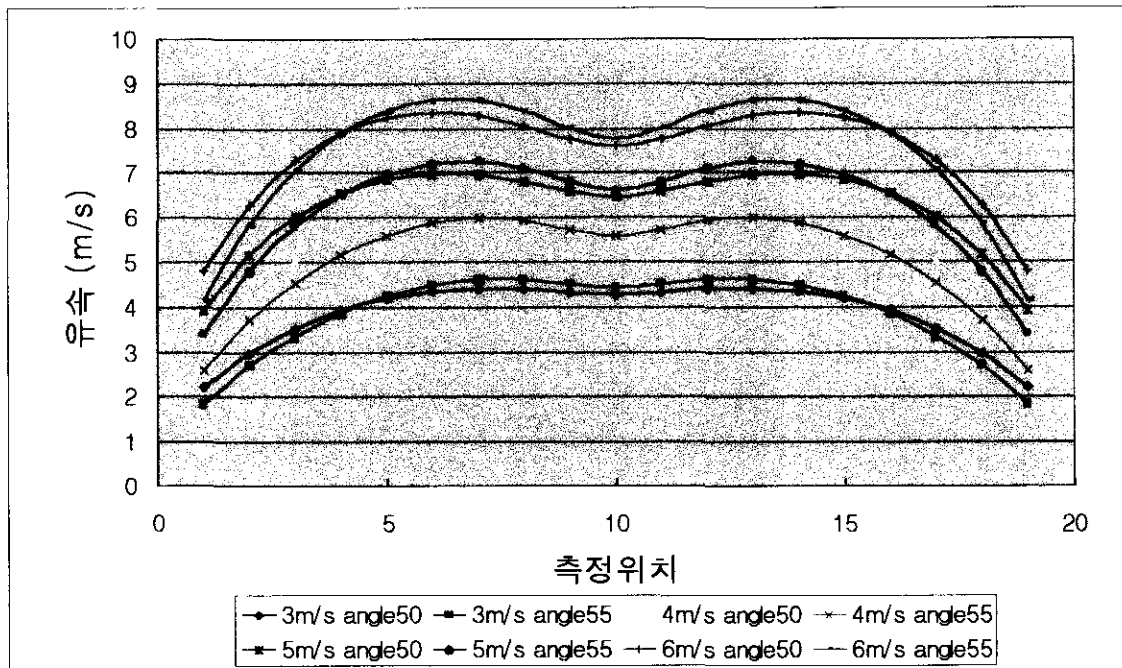


Fig. 65 Prediction of velocity for slot hood

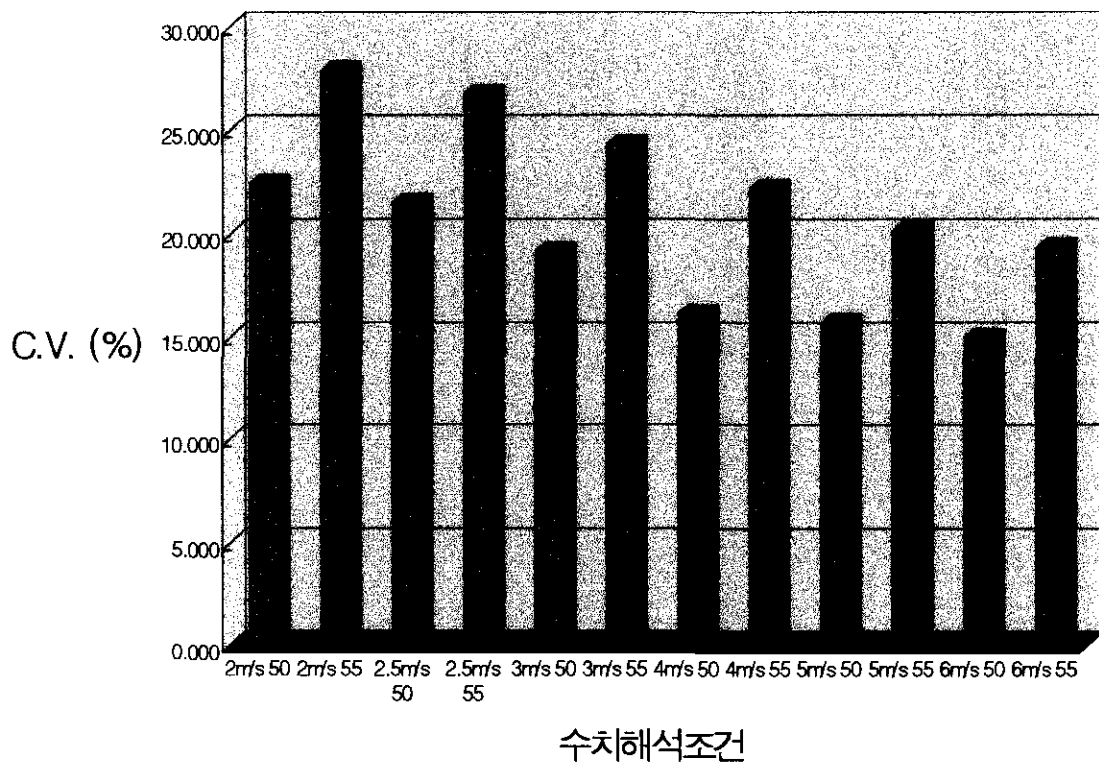


Fig. 66 Prediction of C.V.

Table. 1 Comparison of the predicted and the measured velocities with plenum (depth= 7.5 cm)

측정위치 (cm)			2.5	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	77.5
입구유속 5m/s	슬롯높이 5cm	측정결과	4.7	4.6	4.7	4.6	4.5	4.4	4.4	4.3	4.2	4.3	4.3	4.4	4.4	4.6	4.6	4.7	4.6
		수치해석	3.8	6.8	9.3	11.1	12.3	13.2	13.7	14.0	14.0	14.0	13.7	13.2	12.3	11.1	9.3	6.8	3.7
	슬롯높이 10cm	측정결과	5.0	5.0	5.5	5.6	5.6	5.4	5.4	5.3	5.4	5.3	5.4	5.3	5.6	05.78	5.5	5.1	4.9
		수치해석	2.6	4.4	5	5.5	5.8	6.1	6.3	6.4	6.4	6.4	6.3	6.1	5.8	5.5	5	4.4	2.6
입구유속 10m/s	슬롯높이 5cm	측정결과	9.2	9.4	9.2	9.2	9.0	8.9	8.7	8.5	8.3	8.6	8.7	8.9	9.0	9.1	9.2	9.3	9.4
		수치해석	5.6	9.5	10	10	10	10	9.8	9.8	9.8	9.8	9.8	10	10	10	10	9.5	5.6
	슬롯높이 10cm	측정결과	9.2	9.6	10.6	10.8	10.7	10.5	10.3	10.2	10.2	10.2	10.2	10.3	10.6	10.8	10.7	9.8	9.4
		수치해석	5.1	8.8	10	10.1	11.6	12.2	12.5	12.8	12.8	12.8	12.5	12.2	11.6	10.9	10	8.78	5.1

Table. 2 Comparison of the predicted and the measured velocities with plenum (depth=10 cm)

측정위치 (cm)			2.5	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	77.5
입구유속 5m/s	슬롯높이 5cm	측정결과	5.1	5.3	5.7	5.7	5.7	5.4	5.5	5.3	5.3	5.4	5.4	5.6	5.6	5.8	5.6	5.3	5.1
		수치해석	2.6	4.5	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.8	4.5	2.6
	슬롯높이 10cm	측정결과	3.0	4.7	5.2	5.5	5.8	6	6.2	6.3	6.3	6.3	6.2	6	5.8	5.5	5.2	4.7	3
		수치해석	2.6	4.6	5.1	5.5	5.8	6	6.2	6.3	6.3	6.3	6	6	5.8	5.5	5	4.6	2.6
입구유속 10m/s	슬롯높이 5cm	측정결과	9.0	9.5	9.4	9.6	9.4	9.2	9.1	9.0	8.9	9.0	9.0	9.1	9.4	9.4	9.4	9.8	9.4
		수치해석	5.3	9.0	9.6	9.6	9.6	9.6	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.6	9.6	9.6	9.6	9.0	5.3
	슬롯높이 10cm	측정결과	5.9	9.5	10.3	11	11.5	12	12.3	12.5	12.6	12.5	12.3	12	11.5	11	10.3	9.4	5.9
		수치해석	5.2	9.1	10.2	10.9	11.5	12	12.3	12.5	12.6	12.5	12.3	12.0	11.5	10.9	10.2	9.1	5.2