



## 저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#) 

碩士學位論文

소뿁-공기 열교환기 굴뚝 설계를 위한  
자연대류 열전달에 관한 연구

濟州大學校 大學院

에너지 工學科

任 哲 奎

2013年 2月

# 소듐-공기 열교환기 굴뚝 설계를 위한 자연대류 열전달에 관한 연구

指導教授 鄭 鈺 津

任 哲 奎

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2012年 12月

任哲奎의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 \_\_\_\_\_ 金 信 \_\_\_\_\_ (印)

委 員 \_\_\_\_\_ 朴 在 雨 \_\_\_\_\_ (印)

委 員 \_\_\_\_\_ 鄭 鈺 津 \_\_\_\_\_ (印)

濟州大學校 大學院

2012年 12月

A Study on the Natural Convection Heat Transfer  
of the Chimney for Sodium–Air Heat Exchanger  
Design

Chul–Kyu Lim  
(Supervised by professor Bum–Jin Chung)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement  
for the degree of Master of Engineering

December 2012

This thesis has been examined and approved.

.....  
Thesis director, Bum–Jin Chung, Prof. of Nuclear and Energy Engineering  
.....  
.....

.....  
Date

Department of Nuclear & Energy Engineering  
GRADUATE SCHOOL  
JEJU NATIONAL UNIVERSITY

# 목 차

LIST OF FIGURES .....	v
LIST OF TABLES .....	x
NOMENCLATURE .....	xi
NONDIMENSIONAL NUMBERS .....	xii
SUMMARY .....	x iii
I. 서 론 .....	1
II. 이론적 배경 .....	3
1. 굴뚝효과(Chimney effect) 현상 .....	3
2. 기존 연구들의 한계 .....	5
3. 현상론(문헌조사) .....	7
1) 굴뚝길이 또는 확장비(Extension ratio)의 영향 .....	7
(1) 가열벽면의 온도분포(Wall temperature profile) .....	8
(2) 질량유량률(Mass flow rate) .....	9
(3) 속도 분포(Velocity profile) .....	10
(4) 온도 분포(Temperature profile) .....	11
(5) 압력 분포(Pressure profile) .....	12
2) 굴뚝 폭 또는 팽창비(Expansion ratio)의 영향 .....	13
(1) 굴뚝효과를 약화시키는 Inflow(Down-flow) .....	13
(2) 가열벽면의 온도분포(Wall temperature profile) .....	15
(3) 질량유량률(Mass flow rate) .....	16

(4) 속도 분포(Velocity profile) .....	17
(5) 온도 분포(Temperature profile) .....	18
3) 단열 입구길이(Unheated entrance)의 영향 .....	20
(1) 가열벽면의 온도분포(Wall temperature profile) .....	20
(2) 질량유량률(Mass flow rate) .....	21
(3) 속도 분포(Velocity profile) .....	22
(4) 온도 분포(Temperature profile) .....	23
(5) 압력 분포(Pressure profile) .....	23
4. 열전달과 물질전달의 유사성 .....	25
1) 유사성 .....	25
2) 열전달과 물질전달의 유사성 .....	25
5. 전기도금계 .....	27
1) 물질전달 구조 .....	27
2) 한계전류 기법 .....	30
3) 무차원수 및 물성치 .....	33
<b>Ⅲ. 굴뚝내 유동속도(<math>v</math>) 및 Nusselt 수 평가 .....</b>	<b>35</b>
1. 굴뚝내 유동순환 .....	35
2. 운동량과 유체-에너지 보존 .....	36
1) 운동량보존(Momentum conservation) .....	36
2) 유체-에너지 보존(Fluid-Energy conservation) .....	37
3. 순서도(Flow-chart) .....	38
4. 출구길이(Exit length)에 따른 유속계산 과정 .....	39
1) 초기속도 계산 .....	39
2) 연전달계수 도출 및 유체-에너지 수지(Fluid-Energy balance) .....	39
3) 기본 물리량 및 데이터 .....	41
4) 출구길이에 따른 유속계산 .....	41

5) 도관내 유동효과(Self-chimney effect) .....	42
5. 평균 Nusselt 수 .....	42
6. 유효길이(Effective length)의 결정 .....	44
<b>IV. 예비실험</b> .....	<b>46</b>
1. 실험장치 및 실험범위 .....	46
2. 실험결과 및 고찰 .....	47
<b>V. 수치해석 : 상사성 실험방법론에 대한 타당성 및 적용가능성 확인     및 굴뚝내 열전달 현상 연구</b> .....	<b>52</b>
1. 수치해석 범위 및 기하구조 .....	53
2. 물질전달 실험과 FLUENT 시뮬레이션 결과 비교 .....	55
1) 평균 Nusselt 수 비교 .....	55
2) 양극봉(Cold-rod) 유무에 대한 수치해석 결과 비교 .....	56
3. 실제 굴뚝내 열전달 현상 .....	61
1) 속도벡터(Velocity vector) .....	61
2) 속도분포(Velocity profile) .....	63
(1) 가열부내(In the heated cylinder) .....	63
(2) 굴뚝내(In the chimney) .....	66
3) 온도분포(Temperature profile) .....	68
(1) 가열부내(In the heated cylinder) .....	68
(2) 굴뚝내(In the chimney) .....	70
4) 전단응력(Wall shear stress) .....	71
5) 국부 Nusselt 수 .....	72
6) 압력분포(Pressure profile) .....	73

VI. 본 실험 .....	75
1. 실험장치 구성 .....	75
2. 실험방법 및 절차 .....	79
1) 실험방법 .....	79
2) 실험절차 .....	79
3. 실험범위 .....	80
4. 실험결과 및 고찰 .....	82
1) 확장비 및 팽창비에 따른 영향 .....	82
2) 가열부 온도에 따른 영향 .....	83
3) 굴뚝 단면적에 따른 영향 .....	84
VI. 결 론 .....	86
참 고 문 헌 .....	89

감사의 글



## LIST OF FIGURES

Fig. 1. Geometry of the problem .....	5
Fig. 2. Wall temperatures as different $L_{ext}/L$ ratios .....	8
Fig. 3. Maximum wall temperatures as $L_{ext}/L$ .....	8
Fig. 4. Air mass flow rate in the chimney as a function of chimney height .....	9
Fig. 5. Velocity profiles for $L_t/L_h =$ (a) 0 and (b) 1.5 and (c) 3.0: channel-chimney system with $B/b=2.0$ at $Ra=10^2$ .....	10
Fig. 6. Temperature profiles for $L_t/L_h =$ (a) 0 and (b) 1.5 and (c) 3.0: channel-chimney system with $B/b=2.0$ at $Ra=10^2$ .....	11
Fig. 7. Centerline pressure profiles at $Ra^*=10^3$ and $L/b=10$ for several $L_{ext}/L$ ratios .....	13
Fig. 8. The sketch of the inflow caused by a vortex cell .....	14
Fig. 9. Stream function field - (a) the reattachment and (b) no reattachment to the adiabatic walls inside the chimney .....	15
Fig. 10. Maximum wall temperature as function of the expansion ratio $B/b$ and several extension ratios with $L_h/b=10$ for three ohmic heat flux values .....	16
Fig. 11. Nusselt number ratio $Nu/Nu_0$ , and flow rate $\Psi_w$ , for $h_t=10$ , $Ra_b=12.5$ , as a function of radius ratio $r_2/r_1$ .....	17
Fig. 12. Velocity profiles for (a) no chimney and $B/b =$ (b) 2.0 and (c) 3.0: channel-chimney system with $L/L_h=1.5$ at $Ra=10^2$ .....	18
Fig. 13. Temperature profiles for $L_t/L_h=1.5$ and $L_h/b=2.5$ : (a) channel, and (b) chimney for $B/b=1.0$ , (c) channel, and (d) chimney for	

$B/b=3.0$ .....	19
Fig. 14. Maximum wall temperatures as a function of $L_{ext}/L$ at $Ra^*=10^3$ and $L/b=10$ with the entrance length .....	20
Fig. 15. Maximum wall temperatures as a function of $Ra^*$ at $L/b=10$ for several $L_t/L_h$ .....	20
Fig. 16. Induced mass flow rate versus $L_{ext}/L$ for case 1 and case 2 at $Ra^*=10^3$ and $L/b=10$ .....	21
Fig. 17. Velocity profile of (a) the base channel(without extension) and (b) 4.0 extension ratio .....	22
Fig. 18. Temperature profile of (a) the base channel(without extension) and (b) 4.0 extension ratio .....	23
Fig. 19. Centerline pressure profiles at $Ra^*=10^3$ and $L/b=10$ for several $L_{ext}/L$ ratios for case of the entrance length .....	24
Fig. 20. Schematic diagram of mass transfer in electric field .....	28
Fig. 21. Typical limiting current density curve .....	33
Fig. 22. Simplified Representation of Duct Interior Natural Convection Circuit .....	35
Fig. 23. Fluid-Energy balance .....	40
Fig. 24. Calculated $Nu_D$ number using the simplified balance equation approach and the Sieder and Tate in laminar .....	43
Fig. 25. The growth ratio, $\frac{Friction_i}{Friction_{i-1}}$ and $\frac{Buoyant\ head_i}{Buoyant\ head_{i-1}}$ , as the heights of chimney .....	45
Fig. 26. The experimental apparatus .....	47
Fig. 27. Comparison between present experimental $Nu_L/Nu_0$ number at each exit length .....	48
Fig. 28. The effects of exit length in laminar .....	49

Fig. 29. Comparison between present experimental $Nu_L/Nu_0$ number at each entrance length .....	50
Fig. 30. The effects of entrance length in laminar .....	50
Fig. 31. The $Nu_L$ number variation subject to diameter of ducts .....	51
Fig. 32. The solution grid of the 2D symmetric model for with cold-rod .....	53
Fig. 33. The solution grid of the 2D symmetric model for without cold-rod .....	53
Fig. 34. Comparison among experimental and numerical average Nusselt numbers in the heated cylinder for each exit length .....	55
Fig. 35. Temperature profile profiles for with cold-rod for 0.8m exit length in the heated cylinder .....	57
Fig. 36. Temperature profile profiles for without cold-rod for 0.8m exit length in the heated cylinder .....	57
Fig. 37. Temperature profiles for 0.8m exit length near the heated cylinder .....	58
Fig. 38. Velocity profiles for with cold-rod for 0.8m exit length in the heated cylinder .....	59
Fig. 39. Velocity profiles for without cold-rod for 0.8m exit length in the heated cylinder .....	59
Fig. 40. Velocity profiles for 0.8m exit length near the heated cylinder .....	60
Fig. 41. Velocity vector - without the chimney .....	62
Fig. 42. Velocity vector for the 0.20m chimney height .....	62
Fig. 43. Velocity vector for the 0.80m chimney height .....	63
Fig. 44. Velocity profiles in the cylinder without the chimney .....	64

Fig. 45. Velocity profiles for 0.2m exit length in the cylinder .....	65
Fig. 46. Velocity profiles for 0.8m exit length in the cylinder .....	65
Fig. 47. Velocity profiles for 0.2m exit length in the chimney .....	67
Fig. 48. Velocity profiles for 0.8m exit length in the chimney .....	67
Fig. 49. Temperature profile profiles in the cylinder without the chimney .....	69
Fig. 50. Temperature profile profiles for 0.2m exit length in the cylinder .....	69
Fig. 51. Temperature profile profiles for 0.8m exit length in the cylinder .....	69
Fig. 52. Temperature profile profiles for 0.2m exit length in the cylinder .....	70
Fig. 53. Temperature profile profiles for 0.8m exit length in the cylinder .....	70
Fig. 54. Wall shear stress in the chimney-system for 0, 20 and 80 cm exit length .....	71
Fig. 55. Local $Nu_D$ for each exit length .....	72
Fig. 56. Pressure in the chimney system for without the chimney, 20 and 80 cm exit length .....	73
Fig. 57. Basics of experimental apparatus .....	75
Fig. 58. Anode copper rod inserted in the hole .....	76
Fig. 59. Extension of the chimney(duct) .....	77
Fig. 60. Expansion of the chimney(duct) .....	77
Fig. 61. Control to aspect ratio(heat input) of cathode(heated cylinder) .....	78
Fig. 62. Control to aspect ratio(heat input) of cathode(heated cylinder)	

.....	78
Fig. 63. Experimental $Nu_L$ number for variable hydraulic diameter of chimney at each exit length(extension ratio) .....	83
Fig. 64. Comparison between the experimental $Nu_L/Nu_0$ ratio for variable aspect ratio of heated cylinder at each exit length ...	84
Fig. 65. Comparison results between the circular, square and equilateral triangle duct using a 0.20 m height cylinder at each exit length .....	85

## LIST OF TABLES

Table 1. Literatures on chimney (Numerical study) .....	6
Table 2. Literatures on chimney (Experimental study) .....	7
Table 3. Governing equations with incompressible fluid. ....	26
Table 4. Dimensionless group transformation. ....	26
Table 5. Basic data .....	41
Table 6. Magnitude of individual terms in momentum equation at 100cm exit length .....	44
Table 7. Test matrix .....	47
Table 8. Test matrix - the chimney-system .....	54
Table 9. Properties of FLUENT for chimney-system .....	54
Table 10. Test matrix for extension and expansion ratio .....	81
Table 11. Test matrix for heat input .....	81
Table 12. Test matrix of the effect of cross-sectional shape on a duct .....	82

## Nomenclature

$C$	concentration [ $kmole/m^3$ ]
$D$	diffusivity [ $m^2/s$ ]
$D_h$	hydraulic diameter of heated cylinder [ $m$ ]
$D_t$	hydraulic diameter of chimney [ $m$ ]
$F$	Faraday constant, 96,587,000 [ $Coulomb/kmole$ ]
$g$	gravitational acceleration [ $m/s^2$ ]
$h_h$	heat transfer coefficient [ $m/s$ ]
$h_m$	mass transfer coefficient [ $m/s$ ]
$I$	electric current [ $A$ ]
$k$	reaction rate constant
$L_{entry}$	length of entrance [ $m$ ]
$L_{exit}$	length of exit [ $m$ ]
$L_h$	length of heated cylinder [ $m$ ]
$L_t$	length of chimney [ $m$ ]
$N_c$	mass flux caused by convection [ $kg/m^2s$ ]
$N_d$	mass flux caused by diffusion [ $kg/m^2s$ ]
$N_m$	mass flux caused by electric migration [ $kg/m^2s$ ]
$N_t$	total mass flux [ $kg/m^2s$ ]
$n$	number of electrons in charge transfer reaction
$t_n$	transference number

### Greeks symbols

$a$	thermal diffusivity [ $m^2/s$ ]
$\beta$	volumetric expansion coefficient [ $m^3/K$ ]
$\mu$	viscosity [ $kg/ms$ ]
$\nu$	kinematic viscosity [ $m^2/s$ ]
$\rho$	density [ $kg/m^3$ ]

## Nondimensional numbers

$Gr_D$	$\frac{g\beta(T_w - T_\infty)D^3}{\nu^2}$	Grashof number
$Gr_L$	$\frac{g\beta(T_w - T_\infty)L^3}{\nu^2}$	Grashof number
$Nu_D$	$\frac{hD}{k}$	Nusselt number
$Nu_L$	$\frac{hL}{k}$	Nusselt number
$Pr$	$\frac{\nu}{\alpha}$	Prantdl number
$Ra_b$	$\frac{g\beta(T_w - T_\infty)b^3}{\alpha\nu}$	Rayleigh number
$Ra_L$	$\frac{g\beta(T_w - T_\infty)L^3}{\alpha\nu}$	Rayleigh number
$Ra_b^*$	$Ra_b \times (b/L_h)$	Channel Rayleigh number
$Re$	$\frac{u_m D}{\nu}$	Reynolds number
$Sc$	$\frac{\nu}{D}$	Schmidt number
$Sh$	$\frac{hH}{D}$	Sherwood number

### Subscripts

$b$	Heated channel spacing [ $m$ ]
$D$	Diameter [ $m$ ]
$L$	Length [ $m$ ]



## SUMMARY

The SFR(Sodium-cooled Fast Reactor) has attracted increasing attention recently as it provides means for efficient utilization of uranium resources and reduction of radioactive wastes.

In order to meet one of the Gen IV SFR technology goals of dramatic improvement of safety, a PDRC(Passive Decay Heat Removal Circuit) was adopted. Sodium-Air Heat Exchanger(AHX) is a part of the PDRC, which is one of the essential characteristic design concepts of the Gen IV SFR. The AHX is composed of helical tube banks in the chimney. The natural convective air flow driven by the heat transfer from the helical tube interacts with the chimney and leads to a complex phenomenological behavior.

There were only a few experimental investigations on the natural convection heat transfer for chimney effect, and most of previous studies have been performed numerically. In this study, using analogy concept for heat transfer and mass transfer, the natural convective heat transfer phenomena in a chimney-system were simulated by mass transfer experiments. And the applicability of the experimental methodology was identified by numerical analysis using FLUENT.

The present works are divided into four steps. Firstly, the velocity of flow in the chimney and Nusselt number were calculated theoretically using simplified balance equation approach. Secondly, to know whole phenomena, preliminary experiments were carried out. Through those two steps, it was found that the increase of the exit length caused by the chimney enhanced the heat transfer up to a certain chimney height(effective length). This effective length was determined by the balance of acceleration driven by buoyancy and the deceleration due to the friction between fluid and wall of

the chimney.

Thirdly, through the comparison between the mass transfer experiment and the numerical analysis, the validity and applicability for analogy experimental method was confirmed. The temperature and velocity profiles of the numerical simulations near the heated wall with and without the anodes in the middle of the chimney, was quite similar. Thus it was concluded that the mass transfer experiment with the anode in the middle of the chimney can predict the real phenomena.

Finally, what happened to the effective length and the heat transfer in the chimney-system was demonstrated depending on extension and expansion ratios, heat input, and cross-sectional shape of the chimney. The heat transfer was enhanced with the increase in extension ratio up to a certain length (effective length). As the expansion ratio increases, the heat transfer rates decreases and the effective length increases. The effective length increases with the heat input. The effective length was same regardless of the cross-sectional shape of the chimney.

This study has significance in a few senses. Firstly it is one of the rare studies using experimental means. Secondly, it provides theoretical background of extending the applicability of the analogy experimental method using the electroplating system. Thirdly, the experiments were performed for high Grashof numbers.

## I. 서 론

국제적으로 화석연료의 고갈과 급격하게 진행되고 있는 지구 온난화로 원자력 기술의 중요성이 강조되고 있다. 특히, 부존자원이 없는 우리나라에서는 원자력발전이 국가성장에 기여한 바가 크다.

우라늄 자원은 그 양이 한정되어 있으며, 원자력 발전 후 발생하는 사용후핵연료의 처리에 있어서도 비용과 처분장 부지 선정 및 관리 등의 만만치 않은 문제가 있다. 그 해법으로 사용한 연료를 재활용함으로써 우라늄 이용률을 100배 이상 올릴 수 있고, 최종 폐기되는 고준위방사성폐기물 처분량을 100분의 1로 크게 축소시킬 수 있는 제 4세대 소듐냉각 고속로(Gen IV SFR: Generation IV Sodium-cooled Fast Reactor)가 있다. 제4세대(Gen IV : Generation IV) 원자력 시스템은 현재의 원전보다 지속가능성, 안전성, 경제성, 그리고 핵비확산성이 획기적으로 향상된 차세대 원자력 시스템으로 우리나라 등 주요 원자력 선진국들이 오는 2030년 이후 상용화를 목표로 개발 중에 있다.

소듐냉각 고속로(SFR : Sodium-cooled Fast Reactor)는 3세대 원자로인 경수로나 중수로와 달리 높은 에너지의 고속 중성자를 이용하여 핵분열 반응을 일으키는 차세대 원전 개념이다. 냉각재로는 물 대신 액체소듐이 사용되고 감속재는 필요 없다. 연료 역시 저농축 산화연료 대신 고농축의 산화금속연료를 사용하기 때문에 경수로에 비해 3배에 가까운 출력이 가능하다.

소듐냉각 고속로는 “안전성의 획기적 향상과 입증”을 기술목표로 하고 있으며, 이를 위하여 피동잔열제거계통(PDRC : Passive Decay Heat Removal Circuit)을 채택하고 있다. 소듐-공기 열교환기(AHX : Air Heat eXchanger)는 개발중인 소듐냉각 고속로의 고유개념(Inherent Safety Concept) 가운데 하나인 피동잔열제거계통의 일부이다. 피동잔열제거계통은 혁신적인 설계이기 때문에 제 4세대 원자로 ‘표준설계인증’을 받기 위해서는 실험적으로 열제거 능력을 검증하여야 한다.

소듐-공기 열교환기는 헬리컬 튜브(Helical tube) 내부를 따라 흐르는 뜨거운

소뚝을 외부 공기의 자연대류에 의하여 냉각하는 개념이다. 이 시스템은 헬리컬 튜브가 굴뚝(Chimney) 내부에 존재하므로 자연대류에 의하여 유동이 구동되지만 굴뚝과의 상호작용에 의하여 매우 복잡한 현상학적 거동이 야기된다.

실험적으로 굴뚝효과(Chimney effect)에 대하여 수행된 자연대류 열전달 연구는 매우 적으며, 수행된 연구의 대부분은 수치적으로 수행되었다. 소뚝-공기 열교환기에 사용되는 굴뚝에 대하여 실규모로 실험을 수행할 경우, 많은 재원이 소요될 뿐만 아니라 내부 열원으로부터 전도에 의한 구조물 표면으로의 열의 누설이 불가피하고 복사로 인한 열전달의 영향으로 순수한 대류 열전달만을 평가하는데 많은 어려움이 따른다. 그러나 유사성(Analogy)의 개념을 이용하면 이러한 열전달 문제에서의 제약을 보다 간단하고 취급이 용이한 물질전달(Mass transfer) 실험으로 전환하여 해결할 수 있다[B. J. Ko, 2008].

본 연구에서는 기초실험을 통하여 소뚝냉각 고속로 소뚝-공기 열교환기(AHX)의 열제거 능력을 1차적으로 확인하고, 문헌조사, 현상연구, 그리고 FLUENT 6.2, CFD 프로그램을 이용한 수치해석을 수행하였다. 유사성의 원리를 이용하는 실험방법론을 도입하여 소뚝-공기 열교환기의 굴뚝(Chimney 또는 air-duct) 내에서 발생하는 자연대류 열전달 현상을 물질전달 실험으로 모사하였다. 이러한 방법론을 통하여 작은 장치로 높은  $Ra_L$  수와 큰 확장비(Extension ratio)를 얻을 수 있었다.

물질전달 실험으로 열전달계의 가열벽면(Heated wall) 역할을 하는 음극과 차가운 벽면(Cold wall) 역할을 하는 양극이 존재하는 전기도금계를 이용하였는데, 양극에서 하향유동(Down-flow)이 발생하므로 열전달계와는 현상학적으로 다른 거동을 보일 것으로 판단된다. 그러므로 열전달 현상을 유사성의 원리를 이용하여 물질전달 실험으로 모사할 경우, 양극의 영향에 대해 알아볼 필요가 있기 때문에 수치해석을 통해 유사성 실험방법론에 대한 타당성 및 적용가능성에 대한 연구를 수행하였다.

따라서 연구의 규모는 크지 않으나 심도 있는 현상학적 탐구가 이루어지며 본 연구의 결과가 후속연구에 미치는 영향이 크다는 점에서 매우 중요하고 필요한 연구이다.

## II. 이론적 배경

### 1. 굴뚝효과(Chimney effect) 현상

굴뚝효과란 가열부에 의해 뜨거워진 유체가 굴뚝 내부에서 부력을 받아 위로 상승할수록 속도가 증가하여 질량유량률이 증가되는 것을 말한다. 굴뚝효과는 Haaland and Sparrow[S. E. Haaland and E. M. Sparrow., 1983]에 의해 최초로 연구되었다. 그들은 수직의 굴뚝 입구에 열원(Heat source)을 위치시킨 조건에서 공기 자연대류 열전달을 수치적으로 연구하였다. 연구 결과, 열원은 열펌프(Thermal pump)의 역할을 하고, 굴뚝이 열전달을 향상시키는 것을 확인하였다.

굴뚝 하단에 위치한 가열부는 플룸(Plume)을 발생시킨다. 플룸의 크기는 가열부의 온도 그리고 종횡비(Aspect ratio)에 따라 달라진다. 플룸은 부력을 받아서 굴뚝 상단으로 올라갈수록 가속된다. 굴뚝의 폭이 넓은 경우 플룸은 자유플룸(Free plume)과 유사하게 형성되어 올라가지만, 폭이 좁은 경우 굴뚝 모양의 플룸이 형성되어 올라간다[S. E. Haaland and E. M. Sparrow., 1983]. 이는 플룸이 옆으로 확산되지 않고 위로 가속될 수 있도록 굴뚝이 보호판(Shroud) 역할을 하기 때문이다[A. Auletta et al., 2001]. 굴뚝 내부에서 부력에 의해 유동이 가속되면, 질량유량률이 증가하게 되고 이는 열전달은 증가시킨다.

굴뚝에 의한 도관내 유동이기 때문에 부력과 관계없이 굴뚝내의 어떤 위치에서도 공기의 질량유량률은 같다. 초기의 굴뚝 상단으로 흐르는 유동의 속도 분포는 가운데가 높고 양쪽 벽면 근처에서는 낮으므로 가운데 부분이 가속될 때, 역류가 발생할 수도 있다[A. Andreozzi et al., 2009]. 또한, 하단의 굴뚝 입구에서 유체는 온도가 낮아 부력이 충분하지 않지만, 상단의 상승하는 유동에 의해 빨려 올라가는 형태가 된다. 그리고 굴뚝 상단 출구에서의 유동은 높은 부력에도 불구하고 쉽게 빠져나가지 못하는 효과가 발생한다. 따라서 가속을 받은 굴뚝 상단의 유체는 굴뚝 하단에서 상승하는 유체를 빨아들이는 효과를 가져와 가열부의 유

동은 곧 강제대류와 유사한 거동을 보인다[S. E. Haaland and E. M. Sparrow., 1983]. 이렇듯 열전달 향상은 자연대류 유동에서 강제대류 유동 패턴의 변경에 의해 성취된다[A. Campo et al., 1999].

굴뚝의 상단과 하단 밖의 압력은 대기 압력과 같다. 굴뚝내 유동이 위로 흐르기 때문에 굴뚝 내부에서는 압력강하(Pressure drop)가 일어난다[A. Andreozzi et al., 2001]. 가열부의 높이가 증가할수록 그리고 굴뚝의 높이가 증가할수록 굴뚝내 압력은 더욱더 낮아진다. 굴뚝내 압력변화는 가열부 하단에서부터 압력강하가 시작되고 가열부 상단에서 최저가 된다. 가열부 상단 끝 이후부터는 다시 압력이 서서히 회복되기 시작한다. 압력은 점점 회복하다가 굴뚝 상단 끝에서 대기 압력과 같아진다. 이러한 굴뚝내 압력강하는 유동을 위로 원활하게 흐르게 해주어 열전달을 향상시킨다.

Fig. 1에 나타낸 것처럼, 굴뚝내 열원으로부터의 열전달은 무차원 기하학적 인자(Dimensionless geometrical parameters)인 확장비(시스템 전체 길이와 가열부 길이의 비,  $L_t/L_h$ ), 팽창비(단열부와 가열부 직경의 비,  $D_t/D_h$ ), 가열부의 종횡비(Aspect ratio,  $L_h/D_h$ ), 그리고 굴뚝내 가열부의 위치(굴뚝 상단 또는 하단)에 따라서 달라진다. 그리고 다음 식(1)의 매개변수에 의존한다는 것으로 알려져 있다[Vilim. R. B and Feld man. E. E., 2007].

$$h, f = \Psi(\rho, \mu, D_h, u, C_p, k, L, g, \beta, \Delta T) \quad (1)$$

여기서,  $f$ 는 마찰계수(Friction factor),  $D_h$ 는 수력학적 지름(Hydraulic diameter)이고,  $L$ 은 입구에서의 길이, 그리고  $\Delta T$ 는 벽면과 벌크유체(Bulk fluid) 간 온도차이다. 식 (1)에 Pi 이론(Theorem)을 적용하면 다음과 같다.

$$Nu = \Psi_{Nu}(Re, Gr, Pr, L/D_h) \quad (2)$$

$$f = \Psi_f(Re, Gr, Pr, L/D_h) \quad (3)$$

여기서,

$$Nu = \frac{hD_h}{k}, Re = \frac{\rho u D_h}{\mu}, Gr = \frac{g\beta(\Delta T)L^3\rho^2}{\mu^2}, \text{ and } Pr = \frac{C_p\mu}{k} \quad (4)$$

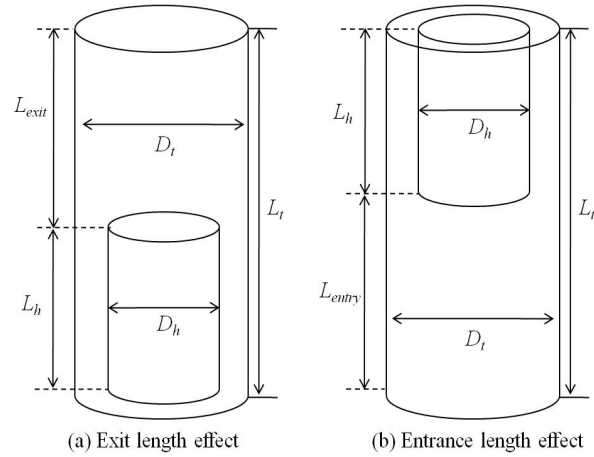


Fig. 1 Geometry of the problem.

## 2. 기존 연구들의 한계

최근의 굴뚝 시스템(Chimney-system)에 대한 열전달 연구는 열전달을 향상시키기 위하여 최적의 배열(Optimal configuration)을 찾거나 기하구조 매개인자(Geometric parameters)를 분석하여 표준 배열(Standard configuration)을 찾는 것을 목적으로 한다[A. Andreozzi et al., 2009]. 이러한 연구는 여러 학자들에 의해 수치적(1~13)으로 그리고 실험적(14~21)으로 수행되어 왔다[Table 1, 2].

그러나 굴뚝 내에 위치하는 가열부의 최적 위치(Optimal location)에 대한 정교한 실험적 연구는 찾기 어렵다. 그리고 굴뚝효과에 대한 자연대류 열전달 실험을 수행하기 위해서는 실험장치가 매우 커야하고, 정상상태에 도달하는데 많은 시간이 필요하기 때문에 대부분의 이전 연구는 수치적으로 수행한 연구가 많았다. 또한, 대부분의 굴뚝효과에 대한 실험적 연구는 확장비( $L_t/L_h$ )가 1.0~9.0으로

작았다. Table 1과 2는 기존의 수치적 그리고 실험적 연구들의 범위를 나타낸다.

Table 1. Literatures on chimney (Numerical study)

No. ref.	Authors	Heating condition	$Ra_b$ ( $Ra_L$ )	Test fluid	Channel aspect ratio ( $L_i/b$ )	Extension ratio ( $L/L_h$ )	Expansion ratio ( $B/b$ )	Measurement	Arrangement
(1)	S. E. Haaland and E. M. Sparrow(1983)	CWT	-	-	-	-	-	Mass flow rate, velocity and temperature profiles	Unheated exit
(2)	A. Andreozzi et al.(2009)	CHF	$10^2-10^5$	Air	5, 10, 20	1.5-4	1-4	Mass flow rate, maximum wall temperatures, average Nu number	Unheated exit
(3)	A. Andreozzi et al.(2008)	CHF	$10^3-10^6$	Air	0.7, 10	4	-	Velocity, temperature and pressure profiles, average Nu number	Unheated exit
(4)	A. Andreozzi et al.(2005)	CHF	$10^2-10^4$	Air	10	1.5-3	1-4	Mass flow rate, maximum wall temperatures, pressure profiles	Unheated exit
(5)	A. Andreozzi and O. Manca(2001)	CHF	$10^3-10^6$	Air	$x(\text{Vertical height})/L_{total} = 0-1.0$			Velocity, temperature and pressure profiles, temperature fields	Unheated exit
(6)	A. Campo et al.(2005)	CHF	$10^3-10^5$	Air	5-15	1-5	-	Wall temperature, Induced mass flow rates, velocity and temperature profiles	Unheated entry
(7)	A. Campo et al.(1999)	CHF	$10^2-10^5$	Air	10	0-19	-	Wall temperature profiles, maximum wall temperatures, velocity and temperature fields, mass flow rates, pressure profiles	Unheated exit and entry
(8)	K. T. Lee(1994)	CWT / CHF	$10^2-10^4$	Air	-	-	-	Mass flow rate, temperature profiles, average Nu number	Unheated exit and entry
(9)	Y. Asako et al.(1990)	CWT	12.5	Air	5-40	5-20	1-10.7	Mass flow rate, maximum heat transfer rate, average Nu number	Unheated exit
(10)	A. Auletta et al.(2003)	CHF	$10^2-10^6$	Air	5-20	1.5-4	1-4	Maximum wall temperatures	Unheated exit
(11)	A. Andreozzi et al.(2005)	CHF	$10^2-10^4$	Air	10	2	1-4	Wall temperature, mass flow rate, air velocity profiles	Unheated exit
(12)	A. Andreozzi et al.(2010)	CHF	$10^2-10^5$	Air	5-20	1-4	1.5-4	In-flow condition by stream function and temperature fields	Unheated exit
(13)	A. Andreozzi et al.(2006)	CHF	$10^2-10^5$	Air	5-20	1.5-4	1-4	Dimensionless mass flow rate, maximum wall temperature	Unheated exit

※ CWT: Constant Wall Temperature, CHF: Constant Heat Flux



Table 2. Literatures on chimney (Experimental study)

No. ref.	Authors	Heating condition	$Ra_b$ ( $Ra_L$ )	Test fluid	Channel aspect ratio ( $L_i/b$ )	Extension ratio ( $L/L_b$ )	Expansion ratio ( $B/b$ )	Measurement	Arrangement
(14)	Fisher and Torrance(1999)	CHF	-	Air	-	-	-	Velocity profiles, frequency of cold-inflow	Unheated exit
(15)	Kazansky et al.(2003)	CHF	$\leq 10^9$	Air	1.25	1-9	-	Mass flow rate, velocity and temperature profiles, flow visualization	Unheated exit
(16)	Auletta et al.(2001)	CHF	$10^2-10^6$	Air	2.5-10	1-4	1-8	Wall temperature profiles, maximum wall temperatures, average Nu number	Unheated exit
(17)	Auletta and Manca(2002)	CHF	$10^2-10^6$	Air	2.5-5	1.5-4	1-4	Temperature profiles, local Nu number	Unheated exit
(18)	Wirtz and Haag(1986)	CWT	( $\leq 10^4$ )	Air	x(Vertical height)/ $L_{total}$ = 0-1.0			Mass flow rate, velocity and temperature profiles	Unheated entry
(19)	O. Manca and M. Musto(2002)	CHF	$\leq 10^4$	Air	5	1-4	1-4	Flow visualization, In-flow study by profiles of air temperature fluctuations	Unheated exit
(20)	O. Manca et al.(2003)	CHF	$10-10^5$	Air	5-20	1-4	1-4	Local and maximum wall temperatures	Unheated exit
(21)	A. G. Straatman et al.(1993)	CWT	$1 \leq Ra_b(b/L_b) \leq 500$	Air	10-24	1-4	1-5	Local Nu number, mass flow rate	Unheated exit

\* CWT: Constant Wall Temperature, CHF: Constant Heat Flux

### 3. 현상론(문헌조사)

#### 1) 굴뚝길이 또는 확장비(Extension ratio)의 영향

굴뚝의 확장비(Extension ratio,  $L_t/L_h$ )는 굴뚝내 플룸(Plume)이 가속되는 양을 결정할 것이다.

(1) 가열벽면의 온도분포 (Wall temperature profile)

수직의 가열벽면 온도는 가열부 하단에서 상단으로 갈수록 증가한다. 가열부 하단에서 열을 전달 받아 이미 뜨거워진 유체는 부력에 의해 위로 올라가면서 다시 가열벽면으로부터 열을 전달받는다. 굴뚝의 확장비(Extension ratio)가 커질수록 가열벽면의 온도는 감소한다. 이는 굴뚝의 높이가 커질수록 굴뚝 내에서 플룸이 가속되는 구간이 길어져서 질량유량률이 증가하기 때문에, 벽면의 열을 빨리 앗아가 벽온도가 감소하는 것이다.

Figs. 2와 3은 Campo 등[A. Campo et al., 1999]의 연구결과를 나타낸다. Fig. 2는 출구길이를 가지는 경우, 확장비( $L_t/L_h$ )에 따른 가열벽면의 온도를 나타낸다. 가로축은 유동이 흐르는 방향의 길이를 나타내고, 세로축은 벽온도(wall temperature)를 나타낸다. 확장비( $L_t/L_h$ )가 커질수록 벽온도의 상승곡선(Wall temperature rise curves)의 기울기가 완만해졌다. 그리고 확장비( $L_t/L_h$ )가 4.0 이후부터 벽온도(Wall temperature) 값은 거의 일정한 값을 보였다. 그들은 굴뚝의 확장비( $L_t/L_h$ )가 무한히 커진다고 가열벽면의 온도가 무조건 감소되는 것이 아니라 최적의 확장비가 있음을 확인했다.

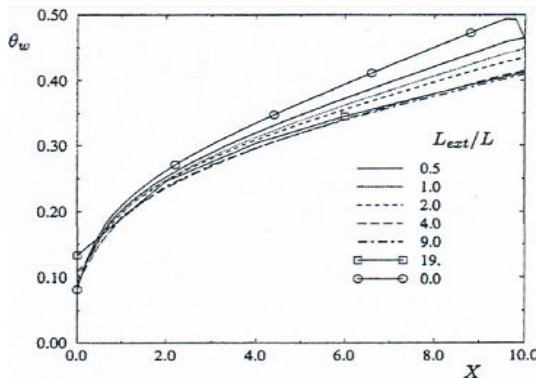


Fig. 2 Wall temperatures as different  $L_{ext}/L$  ratios

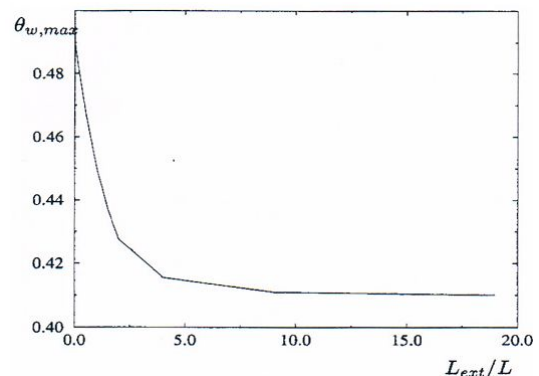


Fig. 3 Maximum wall temperatures as  $L_{ext}/L$

Fig. 3는 확장비( $L_v/L_h$ )에 대한 최대 벽온도(Maximum wall temperature)를 나타낸다. 확장비( $L_v/L_h$ )가 커질수록 최대 벽온도(Maximum wall temperature)는 감소하다가 확장비가 4.0 이후부터는 그 값이 약 0.410으로 일정해졌다. 즉, 최대 벽온도는 확장비의 증가에 따라 급격하게 떨어지다가 확장비가 4.0 이상부터는 굴뚝은 더 이상 가열 벽면의 최대온도를 줄이는데 아무런 영향을 주지 않았다. 이는 가열벽면의 온도를 더 이상 낮추지 못하는 확장비가 존재함을 보여준다. 그들은 이에 대한 원인을 열포화(Thermal saturation)가 달성되었기 때문이라고 하였다.

## (2) 질량유량율 (Mass flow rate)

굴뚝은 질량유량율을 향상시킨다[A. Andreozzi et al., 2008]. 굴뚝의 하단에 위치한 가열부는 플룸(Plume)을 발생시키고 유체는 굴뚝 내에서 가속된다. 유체가 가속되는 길이는 가열부의 길이와 출구길이를 합친 만큼이 된다.

Fig. 4는 Kazansky 등[S. Kazansky et al., 2003]이 수행한 연구결과 중 굴뚝의 높이에 따른 질량유량율을 보여준다. 질량유량율은 대체로 굴뚝의 높이가 증가할수록 증가함을 보고하였다. 그리고 굴뚝이 없는 경우보다 있는 경우가 최대 10배까지 열전달이 증가됨을 보였다.

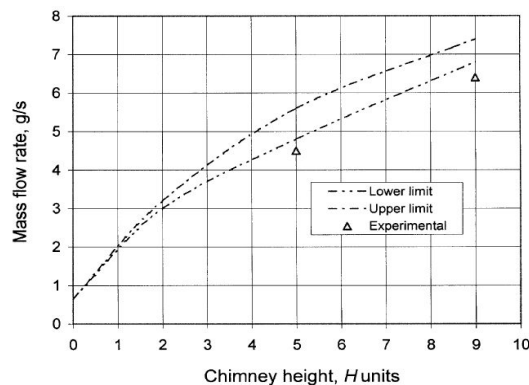


Fig. 4 Air mass flow rate in the chimney as a function of chimney height.

(3) 속도분포 (Velocity profile)

굴뚝내 속도장(Velocity profile)은 열적 발달 때문에 가열부의 높이 내에서 변화한다. 속도장은 가열부 하단에서 상단으로 갈수록 최대가 된다. 그리고 가열부를 지나면 속도장은 감소하게 된다. 초기에는 불안정한 상태(Unsteady state)의 유동이 흐르지만, 언젠가는 하나의 속도가 되어 안정상태(Steady state)의 유동이 흐르게 된다. 안정상태가 되면 유동은 곧 강제대류와 유사한 거동은 보인다.

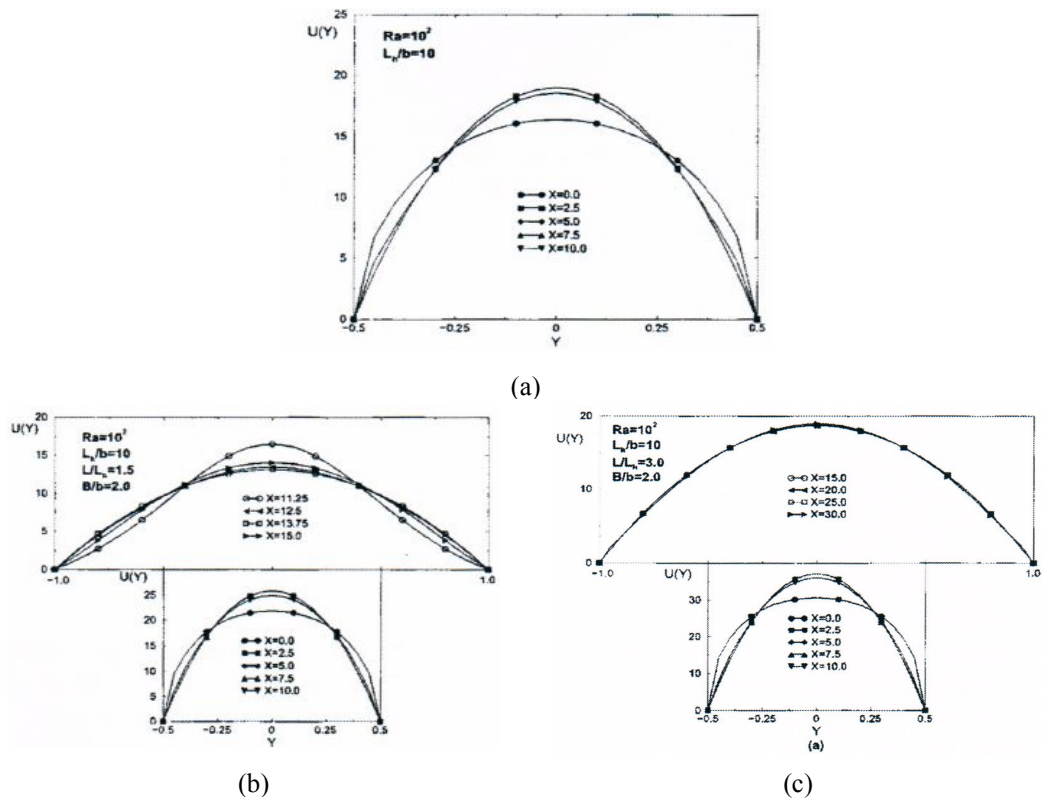


Fig. 5 Velocity profiles for  $L_t/L_h =$  (a) 0 and (b) 1.5 and (c) 3.0: channel-chimney system with  $B/b = 2.0$  at  $Ra = 10^2$

Fig. 5는 Andreozzi 등[A. Andreozzi et al., 2005]의 연구 결과 중 속도분포 (Velocity profile)를 나타낸다. Fig. 5(a)는 굴뚝이 없을 때로, 가열부의 하단 ( $X=0$ )에서부터 가열부의 상단( $X=10$ )까지의 위치에 대한 속도분포를 나타낸 것이다. 최대 속도는 약 20이고, 가열부 상단으로 갈수록 속도가 증가하며, 분포는 중

양이 가장 높고 양쪽 벽면근처에서 가장 낮았다. 이는 벽면 근처에서 유체와 벽면사이의 마찰력과 점성력이 작용하기 때문이다. Fig. 5(b)와 (c)는 굴뚝의 팽창비가 2.0일 때, 확장비가 각각 1.5와 3.0에서의 속도분포이다. 상단과 하단의 그림은 각각 굴뚝과 가열부내에서의 속도분포를 나타낸다. 확장비가 1.5와 3.0에서 가열부내 최대속도는 굴뚝이 없을 때와 비교했을 때, 각각 16.5%와 40%의 증가를 보였다. 따라서 굴뚝의 확장비를 증가시킴으로써 가열부내 속도분포의 최대 값이 커짐을 확인할 수 있다.

(4) 온도분포 (Temperature profile)

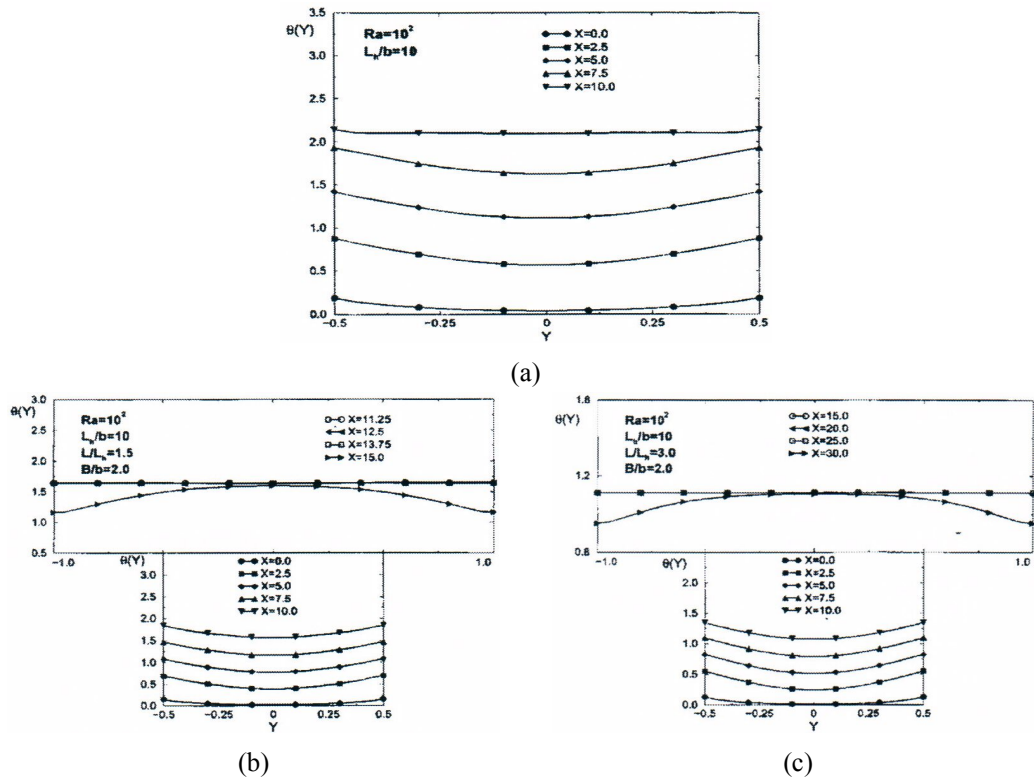


Fig. 6 Temperature profiles for  $L_t/L_h =$  (a) 0 and (b) 1.5 and (c) 3.0: channel-chimney system with  $B/b = 2.0$  at  $Ra = 10^2$

Fig. 6은 Andreozzi 등[A. Andreozzi et al., 2005]의 연구 결과 중 온도분포 (Temperature profile)를 나타낸다. Fig. 6(a)는 굴뚝이 없을 때로, 가열부의 하단

( $X=0$ )에서부터 가열부의 상단( $X=10$ )까지의 각 위치에 대한 온도분포를 나타낸 것이다. 가열부 하단에서는 양쪽 가열벽 근처에서가 중심부 보다 높은 온도분포를 보였고, 가열부 상단으로 갈수록 더욱 이러한 경향이 두드러지다가 가열부 상단 끝에서는 수평방향으로 평평한 온도분포를 보였다. 이는 가열채널 상단 끝에서 바로 위 주변 유체로 열이 확산(Diffusion)되었기 때문이다. Fig. 6(b)와 (c)는 팽창비가 2.0일 때 확장비가 각각 1.5와 3.0에서의 온도분포이다. 상단과 하단의 그림은 각각 굴뚝과 가열부내에서의 온도분포를 나타낸다. 확장비가 1.5에서 가열부내 온도는 굴뚝이 없을 때와 비교했을 때보다 낮아졌고, 확장비 3.0에서 1.5보다 더 낮아졌다. 이는 굴뚝의 확장비의 증가로 질량유량률(Mass flow rate)가 증가하여 열을 보다 빨리 앗아갔기 때문이다. 굴뚝내에서의 온도분포는 굴뚝내의 어떤 위치에서도 수평으로 평평한 분포를 보이다가 굴뚝 출구 끝의 양쪽 벽면 근처에서 약간의 감소를 보였다. 이는 가열채널 상단 끝에서 바로 위 주변 유체로 열이 확산(Diffusion)되면서 열을 빼앗겨 온도가 내려갔기 때문이다.

#### (5) 압력분포 (Pressure profile)

굴뚝은 내부 압력을 낮춘다. 이는 굴뚝 내에서 유체가 부력을 받아 위로 가속되어 올라가기 때문이다. 굴뚝의 상단과 하단 바깥의 압력은 대기 압력과 같다. 굴뚝내 압력변화는 가열부 하단에서부터 압력강하가 일어나고 가열부 상단 부근에서 최저 압력이 나타난다. 가열부의 길이(높이)가 증가할수록 더 큰 압력강하가 일어난다. 그리고 가열부 상단에 위치한 굴뚝의 높이가 높아질수록 굴뚝 내의 압력은 더욱더 낮아진다. 그러나 가열부 상단 끝 이후부터는 다시 압력이 서서히 회복되다가 굴뚝 상단 끝에서는 대기 압력과 같아진다. 이러한 굴뚝내 압력강하는 유동을 위로 원활하게 흐르게 해주어 열전달을 향상시키는 역할을 한다[A. Campo et al., 1999].

Fig. 7은 Campo 등[A. Campo et al., 1999]의 연구 결과 중 압력분포에 대한 결과로 Centerline non-dimensional pressure와 X coordinate(수직 방향) 함수를 나타낸다. 굴뚝의 높이가 길어질수록 최소압력이 떨어지는 것을 보여준다. 이 현상은 굴뚝으로 야기된 압력강하의 증가를 상쇄시키기 위해 굴뚝 내부에서 유도

된 질량유량률(mass flow rate)이 증가됨을 의미한다. 확장비( $L_t/L_h$ )가 커질수록 압력강하는 더 일어난다. 압력강하는 윗 방향으로 유동을 밀어주는(Push) 효과를 야기한다. 즉, Thermal pumping power가 단열확장부에 의해 야기되는 압력강하를 무시할 만큼의 유체를 구동시킨다.

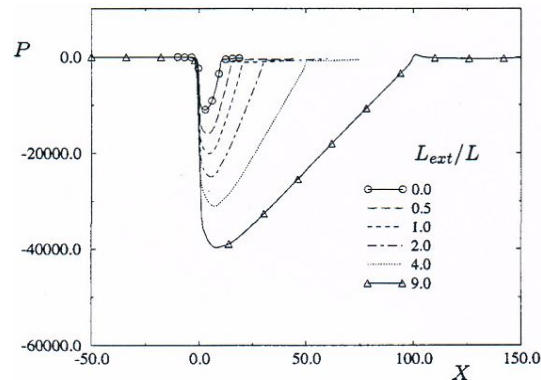


Fig. 7 Centerline pressure profiles at  $Ra^*=10^3$  and  $L/b=10$  for several  $L_{ext}/L$  ratios.

## 2) 굴뚝 폭 또는 팽창비(Expansion ratio)의 영향

### (1) 굴뚝효과를 약화시키는 In-flow (Down-flow)

Inflow(Down-flow)란 굴뚝 상단 외부로부터 들어오는 유체의 흐름을 말한다. 이 Inflow는 굴뚝내 열 풀름을 냉각시켜 굴뚝효과의 약화를 야기한다[R. A. Wirtz and T. Haag, 1985; Y. Asako et al., 1990; K. T. Lee, 1994; A. Campo et al., 1999; A. Andreozzi and O. Manca, 2001; A. Auletta et al., 2001; A. Andreozzi et al., 2008; Andreozzi et al., 2009]. Inflow는 크게 두 가지 종류로 나뉜다. 굴뚝 상단 벽면에서 유체가 박리(Separation)될 때 발생하는 Small cold inflow와 가열 채널로부터 올라온 풀름이 굴뚝 벽면에 재부착(Reattachment) 되는 지점과 관련된 Complete inflow이다.

기존의 Inflow 관련 연구들을 살펴보면, 그 현상을 완벽히 설명할 수 없고[A. Andreozzi et al., 2009], 완전히 확립된 이론이 없다[W. W. Thrasher et al.,

2000]고 한다. 왜냐하면, Inflow 발생 주기가 일정하지 않고, 그 깊이 또한 일정하지 않는 확률론적 거동을 보이기 때문이다[V. Modi and K. E. Torrance, 1987, W. W. Thrasher et al., 2000]. 그리고 대부분의 연구가 Steady-state의 경우에서만 수행이 되었는데, 이는 유동의 불안정한 특성(Unsteady nature) 때문이다[W. W. Thrasher et al., 2000].

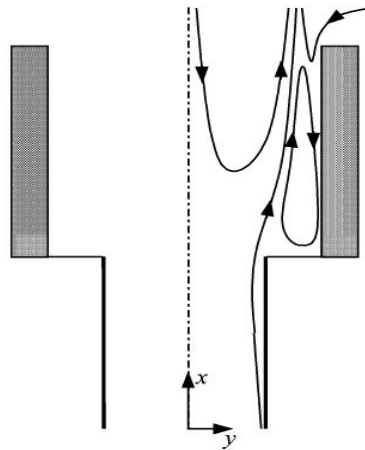


Fig. 8 The sketch of the inflow caused by a vortex cell.

Fig. 8은 Auletta and Manca[A. Auletta and O. Manca, 2002]가 제시한 굴뚝 상단에서 Inflow가 발생하는 패턴을 보여준다. 굴뚝의 확장비(Extension ratio)가 작을 때, 굴뚝의 팽창비(Expansion ratio)가 커질수록 In-flow를 야기할 수 있다. 이 In-flow는 굴뚝내 Hot plume jet의 확장을 원활하게 하지 않기 때문에 굴뚝내 유동의 속도를 감소시켜 굴뚝효과의 감소를 야기할 수 있다. 그로인해 질량유량률이 감소하게 되어 열전달을 감소시킨다.

Figs. 9는 Andreozzi 등[A. Andreozzi et al., 2010]의 연구결과 중 Inflow의 2가지 패턴의 발생조건에 대하여 나타낸다. Inflow는 일반적으로 확장비(Extension ratio,  $L_v/L_h$ )가 매우 작고, 팽창비(Expansion ratio,  $B/b$ )가 1보다 매우 큰 기하구조에서, 가열 채널로부터 올라오는 플룸이 굴뚝 내벽에 재부착(Reattachment)되는 지점이 굴뚝의 높이보다 커서 재부착 되지 않고 그대로 외부로 방출하면, 그 사이로 차가운 Complete inflow가 들어오는 것이다. 그리고



굴뚝 내부에서 압력강하가 일어나기 때문에 굴뚝 상단 밖의 대기 압력이 상대적으로 높아서 굴뚝 상단으로부터 들어오는 Inflow를 야기하여 열전달을 감소시킬 수 있다.

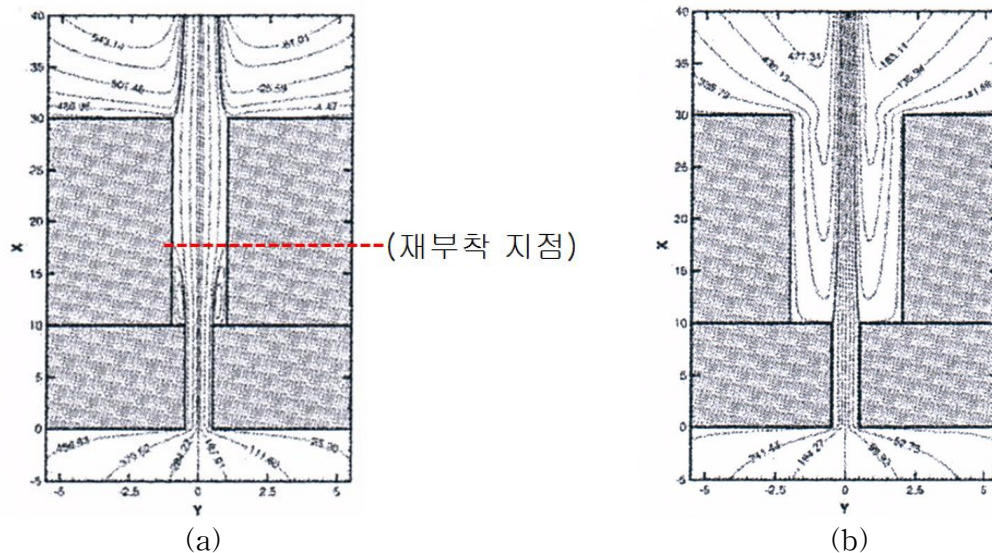


Fig. 9 Stream function field - (a) the reattachment and (b) no reattachment to the adiabatic walls inside the chimney.

(2) 가열벽면의 온도분포 (Wall temperature profile)

굴뚝의 팽창비(Expansion ratio)에 따른 가열벽면의 온도는 그 때의 조건에 따라서 달라진다. 팽창비가 매우 작을 경우, 열을 전달받아 굴뚝 밖으로 나가는 유체의 양이 작고, 벽면과의 마찰력이 상대적으로 크기 때문에 가열벽면의 온도는 증가한다. 팽창비가 매우 클 경우에도 굴뚝이 위로 상승하는 플룸(Plume)의 보호판(Shroud)로 작용하지 않아서 외부로부터 Inflow(Down-flow)가 유입되기 때문에 열 플룸을 냉각시켜 굴뚝효과의 약화를 야기하여 벽면의 온도를 증가시킨다. 즉, 벽온도를 최대로 감소시키는 최적의 팽창비가 있다.

Fig. 10은 Auletta 등[A. Auletta et al., 2001]의 연구결과 중 각각의 굴뚝 높이에서 굴뚝의 직경을 증가 시킬 때, 가열 채널 벽의 최대온도 변화를 나타낸다.

그들은 벽면 온도 분포를 측정함으로써 최적배열을 확인했다. 점선(---)은 굴뚝이 없을 때의 최대 벽온도를 나타낸다. 팽창비( $B/b$ )가 커질수록 최대 벽온도는 감소하다가 약 2.0~3.0일 때 가장 낮았고 다시 점점 온도가 증가하여 굴뚝이 없을 때와 비슷해졌다.

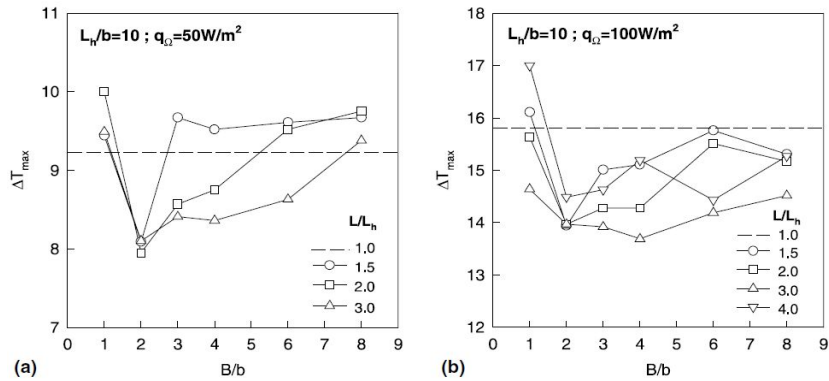


Fig. 10 Maximum wall temperature as function of the expansion ratio  $B/b$  and several extension ratios with  $L_h/b=10$  for three ohmic heat flux values.

### (3) 질량유량을 (Mass flow rate)

Fig. 11은 Asako 등[Y. Asako et al., 1990]의 연구결과 중 Nusselt 수에 대한 굴뚝의 직경비(Radius ratio of chimney)의 영향을 보여준다.  $H_1 (= h_1/r_1, \text{ means aspect ratio})$ 은 10으로 고정하였다.  $H_2 = h_2/r_1$  [Height of non-dimensional chimney]을 의미한다.  $h_1$ 은 가열 튜브(Tube)의 높이를,  $h_2$ 는 굴뚝(Chimney)의 높이를 그리고  $r_1$ 과  $r_2$ 는 가열 튜브와 굴뚝의 반경을 각각 나타낸다.  $Nu/Nu_0$ 는 최고값(Peak value)에 도달할 때까지  $r_2/r_1$ 가 증가할수록 증가한다. 그러나 그 Peak value 이후부터는  $r_2/r_1$ 가 증가할수록  $Nu/Nu_0$ 는 감소하다가 굴뚝이 없을 때(Open channel)의 값과 근접하게 된다.

$\psi_w$ 는 가열 튜브(Heated tube)에서의 유량률(Flow rate)을 의미하고,  $r_2/r_1$ 의 함수이다. Dashed line은 굴뚝이 없을 때(Open channel)의 값을 나타낸다. 유량률은  $H_2 = 20$ 에서 최대값을 가진다. 무한히 긴 가열 튜브의 경우 유량률은 다음과

같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\Psi_w = (1/16)Ra \quad (5)$$

최적의 반경비(Optimal expansion ratio),  $(r_2/r_1)_{opt}$ ,는 가열 튜브의 높이  $H_1$ 이 증가할수록 감소한다. 그리고 굴뚝의 높이  $H_2$ 가 증가할수록 증가한다. 연구결과, 그들은 1.4~2.7의 최적의 팽창비는 확장비에 의존하고, 최적의 팽창비를 가진 굴뚝 내에서의 열전달률은 굴뚝이 없을 때 보다 2.5배 높음을 보고하였다. 그들의 연구결과에서 알 수 있듯이, 굴뚝 높이에 비해서 직경이 매우 큰 경우, 굴뚝 효과는 감소하였다.

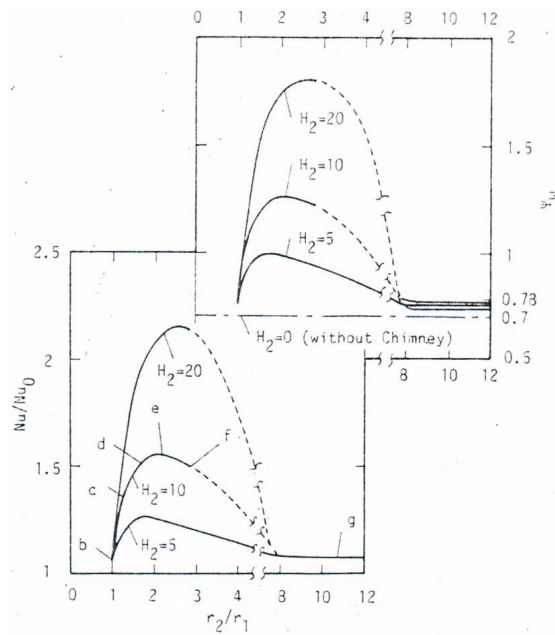


Fig. 11 Nusselt number ratio  $Nu/Nu_0$ , and flow rate  $\Psi_w$ , for  $h_1=10$ ,  $Ra_b=12.5$ , as a function of radius ratio  $r_2/r_1$ .

(4) 속도분포 (Velocity profile)

Fig. 12은 Andreozzi 등[A. Andreozzi et al., 2005]의 연구 결과 중 속도분포 (Velocity profile)를 나타낸다. Fig. 12(a)는 굴뚝이 없을 때, 가열부의 하단

(X=0)에서부터 가열부의 상단(X=10)까지의 위치에 대한 속도분포를 나타낸 것이다.

Fig. 12(b)와 (c)는 굴뚝의 확장비는 1.5이고 팽창비는 각각 2.0과 4.0일 때의 속도분포이다. Fig. 12(b)와 (c)에서 상단과 하단의 그림은 각각 굴뚝과 채널 내부에서의 속도분포를 나타낸다. 굴뚝이 존재함으로써 채널내 속도분포의 최대값이 커짐을 확인할 수 있다. 그리고 팽창비가 커질수록 속도분포는 수평방향으로 퍼짐을 확인할 수 있고, 특히 팽창비가 4.0인 Fig. 12(c)에서는 양쪽 벽면근처에서 음(-)의 속도를 갖는 영역이 존재함을 알 수 있다. 이는 In-flow가 들어오는 영역을 나타내고 부력과 관계없이 굴뚝내의 어떤 위치에서도 공기의 질량유량률이 같기 때문에 발생한다.

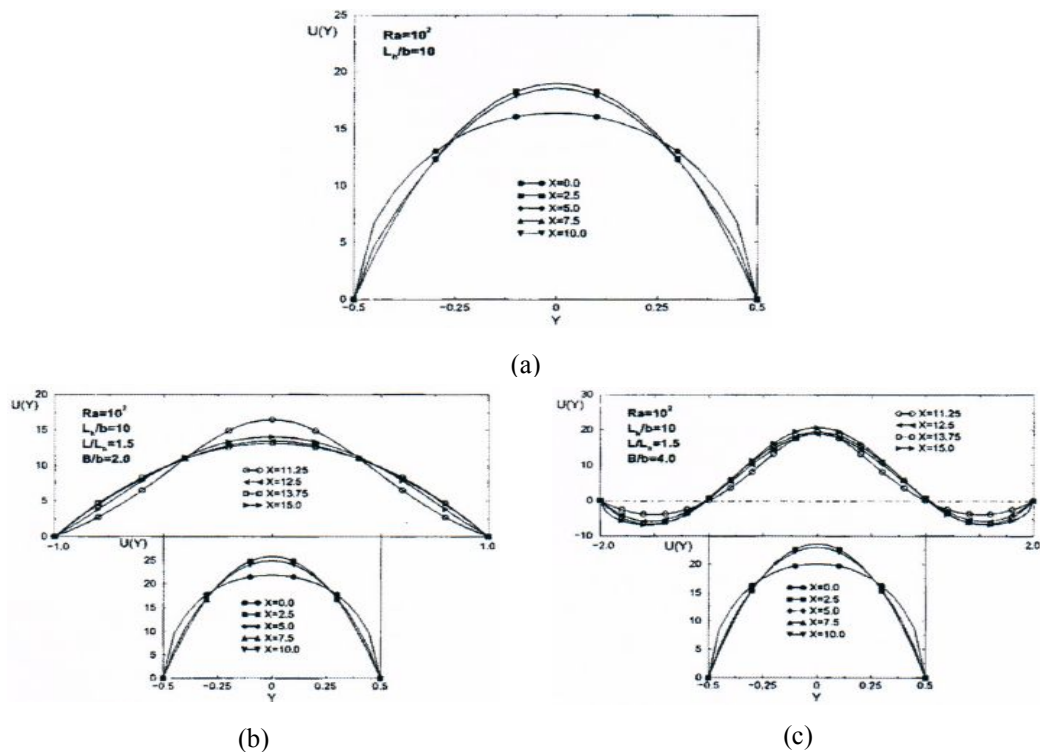


Fig. 12 Velocity profiles for (a) no chimney and  $B/b =$  (b) 2.0 and (c) 3.0: channel-chimney system with  $L_t/L_h = 1.5$  at  $Ra = 10^2$

(5) 온도분포 (Temperature profile)

Fig. 13은 Auletta and Manca[A. Auletta and O. Manca, 2002]의 실험결과 중 가열채널과 굴뚝내 온도 분포를 나타낸다.  $x/L_h$ 는 가열채널의 수직방향 거리를 나타내고 0일 때는 가열채널의 하단의 위치이다.  $y/(b/2)$ 는 채널과 채널 사이의 거리를 나타내며, 0일 때는 채널과 채널 사이의 중간지점이고 1은 가열벽이 있는 위치이다.

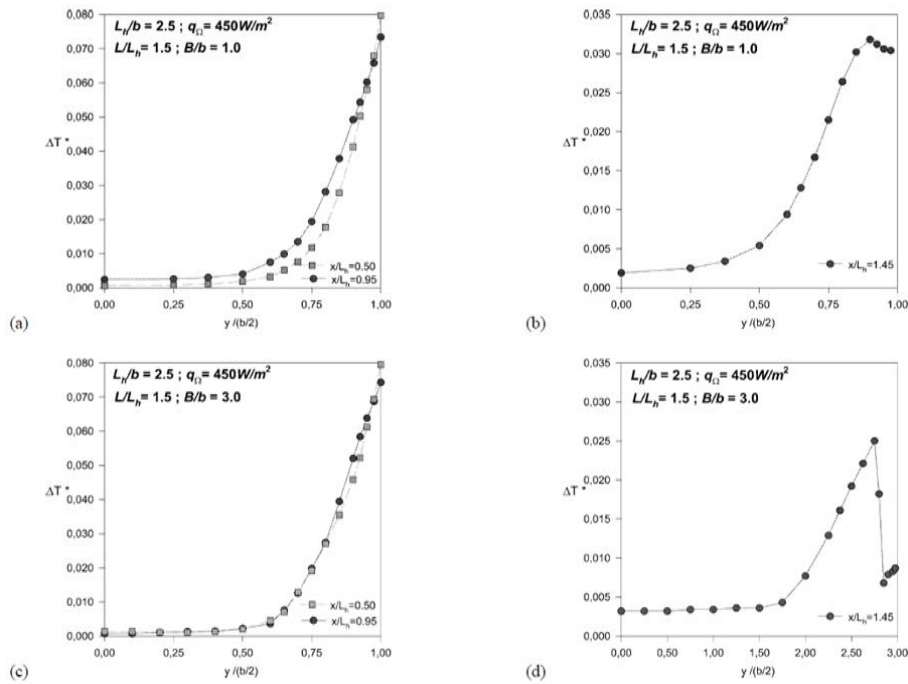


Fig. 13 Temperature profiles for  $L_t/L_h = 1.5$  and  $L_h/b = 2.5$ : (a) channel, and (b) chimney for  $B/b = 1.0$ , (c) channel, and (d) chimney for  $B/b = 3.0$ .

Fig. 13(a)와 Fig. 13(c)는 가열채널에서의 온도분포를 나타낸다. 이 때 팽창비 ( $B/b$ )가 다름에도 불구하고 패턴은 유사하다. Fig. 13(b)와 Fig. 13(d)는 굴뚝내 온도분포를 나타낸다. 팽창비( $B/b$ )가 1.0인 Fig. 13(b)에서는 굴뚝 상단 끝부분에 플룸이 굴뚝 벽면을 따라 올라가다가 박리(Separation)되면서 야기되는 Small inflow 때문에 굴뚝 벽면에서의 온도가 약간 감소됨을 알 수 있다. Fig. 13(d)에서는 팽창비( $B/b$ )가 3.0으로 굴뚝의 폭이 넓기 때문에 가열채널로부터 올라오는 플룸이 가열벽면에 재부착되지 못해 Complete inflow를 야기해 굴뚝 벽면 근처에서 급격한 온도 감소가 발생함을 확인할 수 있다.

### 3) 단열 입구길이(Unheated entrance length)의 영향

가열부는 부력을 발생시킨다. 그러나 가열부가 굴뚝의 상단(위쪽)에 위치하기 때문에 가열부로부터 부력에 의해 유체를 가속시키는 구간은 단지 가열부 길이(Heated section length) 만큼만 된다. 따라서 단열 출구길이를 가지는 조건보다 짧은 가속구간을 갖는다.

#### (1) 가열벽면의 온도분포 (Wall temperature profile)

가열 벽면의 최고온도는 출구(하류)에 굴뚝을 놓은 구조보다 입구(상류)에 단열 확장부(Insulated extension)를 놓았을 때 더 증가한다. Fig. 14는 Campo 등 [A. Campo et al., 1999]의 연구결과로 굴뚝의 확장비에 따른 가열벽의 최대온도를 입구길이를 가질 때에 대해 보여준다. 입구길이를 가질 때, 확장비( $L_t/L_h$ )가 커질수록 최대 벽온도는 계속 증가하는 것을 확인할 수 있다.

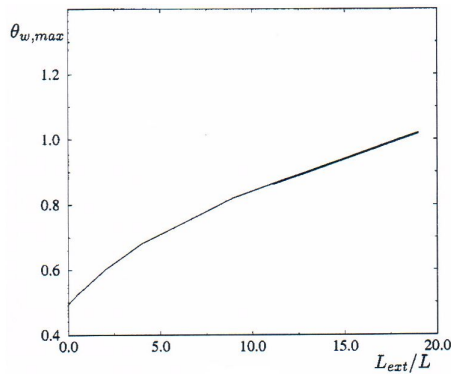


Fig. 14 Maximum wall temperatures as a function of  $L_{ext}/L$  at  $Ra^* = 10^3$  and  $L/b=10$  with the entrance length.

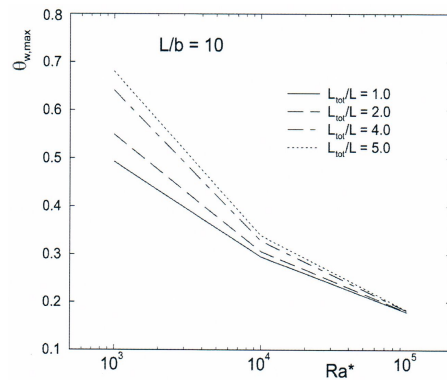


Fig. 15 Maximum wall temperatures as a function of  $Ra^*$  at  $L/b=10$  for several  $L_{tot}/L$ .

Fig. 15는 Campo 등[A. Campo et al., 2005]의 연구결과이다. Fig. 15는 가열부 하단(상류)에 부착된 단열 확장부가 길어질수록 벽면의 최대온도가 증가하는

것과  $Ra^*$  수(굴뚝의 폭)이 커질수록 벽면의 최대온도가 감소하는 것을 잘 보여준다. 따라서 열설계에 있어서 가열-채널(열원) 하단(상류)에 굴뚝을 위치시키는 것은 최대 벽온도를 증가시켜 열전달을 감소시킨다는 것을 알 수 있고 굴뚝의 폭(팽창비)이 증가할수록 최대 벽온도를 감소시켜 열전달을 향상시키는 것을 알 수 있다. 이는 팽창비가 점점 커질수록, 유체와 벽면과의 마찰력이 서서히 감소하게 되고 질량유량률이 다시 증가하게 되기 때문이다. 하지만,  $Ra^*$  수(굴뚝의 폭)가 약  $10^5$ 에서 모든 확장비에 대한 최대 벽온도 값들이 같음을 확인할 수 있다. 이는 팽창비가 너무 커서 마치 굴뚝이 없는 것과 같았기 때문이다.

## (2) 질량유량률 (Mass flow rate)

유체의 구동력은 가열부의 높이에 따라 발생하나 단열 확장부의 존재로 인해 굴뚝-시스템(Chimney-system) 내부에 존재하는 유체의 양이 증가 하므로 질량유량률(Mass flow rate)이 감소한다. 그리고 확장비가 무한대로 길어지는 경우, 가열부가 경계효과(Boundary effect)로써 작용하기 때문에 가열부 아래의 유동을 더 빨아들이지 못한다. 그리고 운동량(Momentum)과 에너지(Energy)의 확산(Diffusion)이 대류현상보다 더 클 때, 굴뚝내 유체를 미리 가열하는 확산효과가 상류(하단)에 단열확장부를 가지면서 더 효과적이기 때문에 열전달이 감소하게 된다[A. Campo et al., 2005].

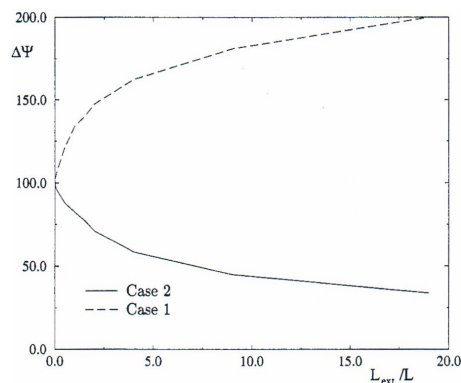


Fig. 16 Induced mass flow rate versus  $L_{ext}/L$  for case 1 and case 2 at  $Ra^*=10^3$  and  $L/b=10$ .

Fig. 16은 Campo 등[A. Campo et al., 1999]의 수치적 연구 결과이다. 확장비 ( $L_d/L_h$ )에 대한 질량유량률(mass flow rate) 변화를 나타낸다. 출구길이를 가지는 경우(Case 1)와 입구길이를 가지는 경우(Case 2)의 질량유량률은 서로 대조적인 패턴을 보인다. Induced mass flow rate는 출구길이를 가지는 경우에 증가한다. 그러나 입구길이를 가지는 경우에는 감소한다.

### (3) 속도분포 (Velocity profile)

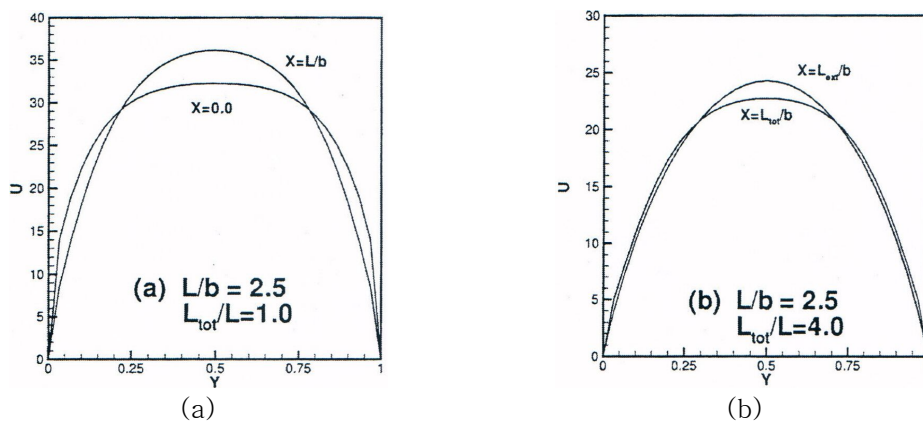


Fig. 17 Velocity profile of (a) the base channel(without extension) and (b) 4.0 extension ratio.

Fig. 17은 Campo 등[A. Campo et al., 2005]의 수치적 연구 결과이다. 확장비 ( $L_d/L_h$ )가 없을 때와 있을 때에 대한 속도분포(Velocity profile) 변화를 나타낸다. 하단에 단열확장부가 없는 경우(a)  $X=0.0$ 인 지점에서 거의 평평한 Profile을 보인다. 반면, 4.0의 단열확장부가 있는 경우(b),  $X=L/b$ 에서의 속도장은 더 포물선 모양이 되었다. 이는 굴뚝의 존재로 유동이 단열확장부 하단에서부터 발달(Develop)하여 올라왔기 때문이다.

속도(U) 절대 값을 비교해보면, 단열확장부가 있는 경우가 작았다. 이는 운동량 및 에너지 확산효과로 이미 데워진 유체가 올라오므로 부력이 감소하였기 때문이다.



(4) 온도분포 (Temperature profile)

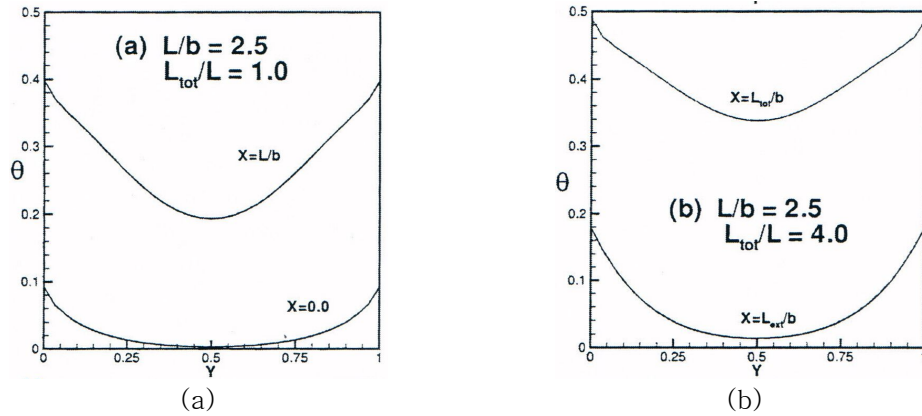


Fig. 18 Temperature profile of (a) the base channel(without extension) and (b) 4.0 extension ratio.

Fig. 18은 Campo 등[A. Campo et al., 2005]의 수치적 연구 결과 중 확장비 ( $L_d/L_h$ )가 없을 때(a)와 있을 때(b)에 대한 온도분포(Temperature profile)를 나타낸다. 유체를 예열시키는 확산효과가 단열확장부를 가지면서 더 효과적이기 때문에, 채널의 가열부에서 측정된 온도는 항상 단일확장부가 없는 경우와 비교했을 때보다 높다. 그리고 (b)의  $X=L_w/b$ 에서의 온도분포가 (a)의  $X=L/b$ 에서의 온도분포보다 더 평평해짐을 확인할 수 있다. 이는 이미 뜨거워진 유체가 올라왔기 때문에 주변 유체와 온도차가 작기 때문이다.

(5) 압력분포 (Pressure profile)

입구길이를 가지는 경우에도 상류(가열부의 하단)의 단열 확장부는 내부의 압력강하를 야기한다. 이는 출구길이를 가지는 경우보다 구동력이 작다 하더라도 가열부로부터 발생하는 부력에 의해 유동이 위로 흐르기 때문이다.

가열부 아래 굴뚝내부의 압력이 낮기 때문에 부력을 받고 밖으로 빠져 올라가려는 유동의 흐름을 방해한다. 가열부 하단에 위치한 단열 확장부의 길이가 길어

질수록 단열 확장부내 압력은 더욱더 낮아진다. 이렇게 단열 확장부 내의 압력이 낮아지기 때문에 단열 확장부 최하단 밑의 대기 압력이 상대적으로 높아 Inflow 또는 Upward-flow를 야기할 수 있다. 이 Upward-flow는 전반적으로 감소되어 가는 열전달을 다시 증가시킨다. 즉, 단열 확장부는 높이(길이)가 증가할수록 열전달을 더 감소시키는 효과를 주기도 하지만 일정 높이 이상부터는 굴뚝 하부에서 들어오는 Upward-flow가 내부의 유체를 밀어주기 때문에 열전달을 다시 증가시키는 효과를 줄 수도 있다.

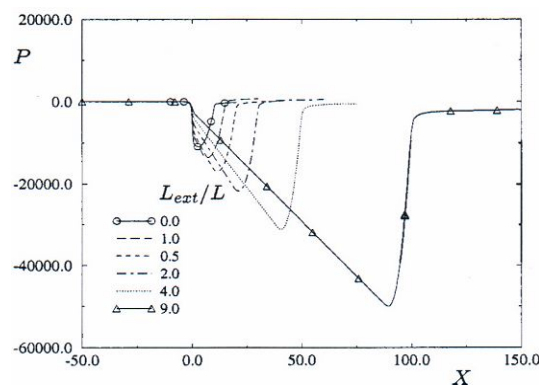


Fig. 19 Centerline pressure profiles at  $Ra^*=10^3$  and  $L/b=10$  for several  $L_{ext}/L$  ratios for case of the entrance length.

Fig. 19는 Campo 등[A. Campo et al., 1999]의 연구 결과 중 압력분포에 대한 결과이다. Centerline non-dimensional pressure와 X coordinate(수직 방향) 함수를 나타낸다. 수직 단열부의 길이가 길어질수록 최소압력이 떨어짐을 알 수 있다. 급격하게는 아니지만, Section의 갑작스런 변화 때문에 굴뚝의 입구에서 조금씩 압력강하가 나타난다. 이때, 압력강하는 선형적으로(Linear shape) 나타나는데, 이는 가열 채널(Heated-hannel)의 아랫부분이 단열 확장부이기 때문이다. 압력회복은 굴뚝의 출구(가열부 상단)쪽에서 발생한다. 그리고 확장비( $L_t/L_h$ )가 커질수록 압력강하는 더 일어남을 볼 수 있다.

이 압력강하는 아랫방향으로 유동을 당기는(Pull) 효과를 야기한다. 즉, 입구길이 가질 때, 압력강하는 단열 확장부의 높이가 증가할수록 계속 증가하고 굴뚝의 상단(하류)에 위치한 Thermal pumping power가 압력강하를 극복할 만큼 강

하지 않아서, 굴뚝 내부의 유체를 구동할 수 있는 만큼의 충분한 힘이 없게 된다. 이 때문에 입구길이를 가질 때는 Induced mass flow rate가 감소한다.

#### 4. 열전달과 물질전달의 유사성

##### 1) 유사성(Analogy)

자연계에 존재하는 물리적 현상이나 역학에서 나타난 문제들은 이를 지배하는 방정식을 해석적·수치적으로 규명함으로써 수학적으로 해결될 수 있다. 그러나 Navier-Stokes 방정식과 같이 해석적인 해를 구할 수 없는 경우에는 실험을 통하여 그 현상에 관한 문제를 해결할 수 있다. 특히 “유사성(Analogy)”을 이용한 실험기법은 물질의 거동에 관한 정보도 제공하기 때문에 여러 가지 물리적 현상 파악에 유용하게 쓰일 수 있다[G. Murphy, 1950].

유사성이란, 서로 다른 두 시스템에서 시스템의 기능이나 거동이 서로 유사하게 나타나는 시스템간의 특성이다. 이러한 유사성이 성립하는 이유는 각각의 시스템을 구성하는 요소들 간에 일정한 상관관계가 나타나기 때문이다. 즉, 시스템을 모델링하는 지배방정식이 똑같은 형태를 취하고 동일한 형태의 무차원수에 의해서 지배되기 때문에 유도되는 결과나 현상이 유사하게 나타난다[A. Bejan, 1984]. 따라서 이러한 유사성의 개념을 이용하여 두 시스템의 경계조건과 초기조건을 동일하게 취해주면, 하나의 간단한 시스템을 파악함으로써 이와 유사한 다른 복잡한 시스템의 물리적 현상을 논리적으로 밝혀낼 수 있다[E. Wilfred, 1973][W. E. Baker et al., 1997].

##### 2) 열전달과 물질전달의 유사성

Table 3은 열전달계와 물질전달계의 지배방정식을 나타낸다. 연속방정식과 운동량방정식이 일치하고 열전달계의 에너지방정식은 물질전달계의 농도방정식과

수학적으로 동일한 형태를 취한다. 따라서 이 두 시스템간의 경계조건과 초기조건을 동일하게 취해 주면 열전달과 물질전달의 현상이나 거동은 서로 유사한 형태를 보인다. 이것은 물질전달 실험을 통하여 열전달 실험에서 나타나는 결과를 얻을 수 있으며 반대로 열전달 실험으로 물질전달 실험을 대체할 수 있다는 것을 의미한다. 즉, 시스템의 상호 전환이 가능하다.

Table 3. Governing equations with incompressible fluid.

Heat Transfer	Mass Transfer
$\nabla \cdot \vec{v} = 0$ (Continuity equation)	
$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{v} + \vec{F}$ (Momentum equation)	
$\frac{DT}{Dt} = \alpha \nabla^2 T$ (Energy equation)	$\frac{DC}{Dt} = D \nabla^2 C$ (Concentration equation)

따라서 열전달계에서의 에너지 방정식의 온도( $T$ )를 물질전달계의 농도방정식의 농도( $C$ )로 변환하고 열확산계수( $\alpha$ )를 물질확산계수( $D$ )로 변환함으로써 복잡한 열전달 실험을 보다 간단한 물질전달 실험으로 대체할 수 있다.

Table 4. Dimensionless group transformation.

Heat Transfer		Mass Transfer	
Prandtl number	$\frac{\nu}{\alpha}$	$\Leftrightarrow$	Schmidt number $\frac{\nu}{D}$
Nusselt number	$\frac{hH}{k}$	$\Leftrightarrow$	Sherwood number $\frac{h_m H}{D}$
Rayleigh number	$\frac{g\beta\Delta TH^3}{\alpha\nu}$	$\Leftrightarrow$	$\frac{gH^3}{D\nu} \frac{\Delta\rho}{\rho}$

이와 같이 열전달과 물질전달에서의 유사한 변수끼리 서로 변환을 하면 열전

달에서의 관련 무차원 수들을 물질전달과 관련되는 무차원 수들로 각각 대응시켜 나타낼 수 있다.

즉, Table 4에 나타낸 바와 같이 열전달과 관련된 무차원 수, Prandtl 수와 Nusselt 수 및 Rayleigh 수는 물질전달계의 Schmidt 수와 Sherwood 수 및 Rayleigh 수로 각각 변환된다. 그리고 대응되는 무차원 수끼리는 구성(Structure)과 조직형태가 동일하기 때문에 서로 물리적인 의미가 유사하다. 그러므로 두 시스템간의 초기 및 경계조건을 동일하게 하고 Table 4에 나타낸 무차원 수들을 각각 변환하면 잘 알고 있는 열전달 상관식을 물질전달 상관식으로 표현할 수 있다.

## 5. 전기도금계

상사성의 원리를 이용한 물질전달 실험에서 황산-황산구리( $H_2SO_4-CuSO_4$ ) 수용액의 전기도금계를 물질전달계로 채택하였다. 구리도금계는 화학적 안정성이 높고 물성치가 잘 알려져 있으며 비교적 높은 용해도를 갖는다. 전기장 내에서 전극반응에 의해 양극에서 생성된 구리이온( $Cu^{2+}$ )이 음극으로 이동하여 음극표면에 도금이 되는 구리 전극반응 물질 전달계를 기본계로 설정하였다.

### 1) 물질전달 구조

전해질 용액(Electrolyte)이 채워져 있는 두 전극 사이에 전압을 걸어주면 전위차가 발생하여 양이온은 음극으로 음이온은 양극으로 이동하는 물질전달이 일어난다. 양극에서는 다음과 같은 산화반응을 거쳐 구리이온이 용액 중으로 녹아 나온면, 음극에서는 양극의 역반응인 다음과 같은 환원반응이 일어나 구리 이온이 음극표면에 도금된다.





Fig. 20은 황산-황산구리 수용액의 물질전달에서 나타나는 이동 메커니즘을 보여준다. 물질전달은 전위차에 의한 전기영동(Electric migration), 농도차에 의한 확산(Diffusion) 그리고 유체의 유동에 의한 대류(Convection)의 이동 메커니즘으로 이루어진다. 따라서 도금면에서의 전체 물질전달량은 다음의 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다[C. R. Wike and C. W. Tobias, 1953].

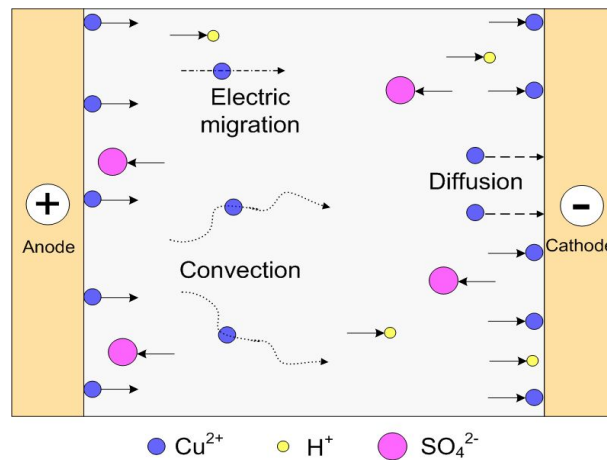


Fig. 20 Schematic diagram of mass transfer in electric field.

$$N_t = N_m + N_d + N_c \quad (8)$$

여기서  $N_t$ ,  $N_m$ ,  $N_d$ ,  $N_c$ 는 각각 전체 물질전달 플럭스(Flux)와 전기영동, 확산 및 대류에 의한 물질전달 플럭스를 나타낸다. 전극과 아주 인접한 영역에서는 계면의 마찰력 때문에 대류가 발생되지 않으므로 확산이 지배적이나, 전극으로부터의 거리가 멀어질수록 확산에 비해 대류의 영향이 점점 커진다. 반면에 전위차에 의해 생겨나는 전기영동에 의한 물질전달은 확산 경계층 내부와 외부에서 모두 일어나며 전달되는 양은 전위차와 용액의 조성 등에 의하여 좌우되게 된다. 전체 물질전달량,  $N_t$ 는 Faraday 법칙에 의하여 다음과 같이 전류밀도(Current density)에 비례하는 관계식으로 나타낼 수 있다[J. S. Newman, 1973].

$$N_t = \frac{I}{nF} \quad (9)$$

여기서  $I$ 는 전류밀도,  $n$ 은 전극반응에서 교환되는 전자수 즉, 이온의 원자가 (Valence charge)를 나타내며  $F$ 는 패러데이 상수(Faraday constant)이다.

한편,  $N_m$ 으로 표시되는 전기영동에 의한 물질전달은 열전달에서는 볼 수 없는 현상으로 물질전달 현상을 열전달계로 전환하기 위해서는 이에 대한 정확한 이해가 필요하다. 따라서 전극반응계 물질전달 실험에서의 큰 장애 요인 중의 하나는 전위차에 의한 전기영동의 발생이다. 정상상태에서 전기영동에 의한 이온의 물질전달량 역시 Faraday 법칙에 의해 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$N_m = \frac{t_n I}{nF} \quad (10)$$

여기서  $t_n$ 은 전달수(Transference number)로서, 전기영동에 의해 전달되는 이온의 농도 중에 전극반응에 참여하는 이온의 농도 분율을 나타내며 보통 모액의 이온 농도 분율에 비례한다고 알려져 있다[Thomas, B. Drew, et al., 1978].

Newman[J. S. Newman, 1973]에 의하면 0.1 M의 황산구리 용액에서  $t_n$ 의 값은 약 0.363으로서 전극반응에서 식 (10)과 같은 구조로 전달되는 전체 구리이온의 이동수를 10이라 보았을 때, 전기영동에 의해 이동되는 구리이온의 수는 약 4개 정도임을 의미한다. 결국, 물질전달 구조 중에서 전기영동을 억제해야만 열전달과의 상사 관계가 성립된다. 따라서 황산과 대류만의 영향을 고려하기 위해서는 전기영동에 의한 물질전달의 효과를 최소화 시켜야만 한다. 전기영동에 의한 물질전달의 효과를 최소화하는 방법으로는 황산, 염산 또는 수산화나트륨과 같은 고정 전해액(Supporting electrolyte) 및 비활성 전해액(Inert electrolyte)을 과량 첨가함으로써 전극반응에 참여하는 이온의 농도 분율( $t_n$ )을 줄이면 된다[C. R. Wike and C. W. Tobias, 1953]. 즉, 고정 전해액을 다량 첨가하여 전해질 용액의 전도도를 증가시킴으로써 구리이온이 받는 전기장의 세기를 상대적으로 감소시키는 것을 의미한다. 본 실험에서는 이전의 여러 연구에서, 황산구리 수용액에

서 사용되어 온 황산을 고정전해액으로 사용하였다. 따라서 전기영동에 의한 물질전달의 효과를 이 고정전해액을 사용함으로써 무시할 수 있고, 열전달에서와 같이 확산과 대류만으로 전체 물질전달을 나타낼 수 있다. 즉,

$$N_t - N_m = N_d + N_c = \frac{(1-t_n)I}{nF} \quad (11)$$

또한, 통상적인 물질전달계수(Mass transfer coefficient),  $h_m$ 을 사용하면 아래와 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$N_t - N_m = h_m (C_b - C_s) \quad (12)$$

여기서  $C_b$ 는 이온의 모액 농도이고,  $C_s$ 는 전극 표면에서의 이온의 농도를 각각 나타낸다. 위와 같은 두 식으로부터 물질전달계수  $h_m$ 을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_m = \frac{(1-t_n)I}{nF(C_b - C_s)} \quad (13)$$

위에서 구해진 물질전달계수  $h_m$ 은 전기도금에 의한 물질전달과 열전달에서 동시에 일어나는 확산 및 대류에 의한 물질전달계수이므로 열전달계에서의 열전달계수와 같은 의미를 갖는다. 따라서 물질전달 실험을 열전달계로 전환할 수 있다.

## 2) 한계전류기법

한계전류는 물리적으로 특정 전극반응에서 나타날 수 있는 최대 전류값을 의미한다. 이러한 한계전류를 이용한 전기화학기법은 물질전달 측정을 이용해 열전



달을 모델링하기 위해 잘 알려진 방법이다. 이것은 Levich[V. G. Levich, 1962]에 의해 처음 도입되었으며 Wragg, Fenech[A. A. WARAGG, 1968]와 Tobias, Newman[E. J. Fenech and C. W. Tobias, 1960]에 의해 잘 정리되어 현재에도 물질전달 실험에서 널리 이용된다[M. M. Zaki et al., 1997].

황산-황산구리 수용액을 사용하여 전기도금반응을 진행시키면, 양극에서는 구리이온이 생성되는 산화반응, 음극에서는 구리로 석출되는 환원반응이 일어나 음극 표면에 구리 도금이 일어난다. 즉, 구리 이온 자체가 전극반응을 통하여 다시 구리 전극으로 작용한다. 이러한 전극표면반응을 다음의 2 가지의 반응경로로 나타낼 수 있다.

- ① 모액에서 전극표면으로의  $Cu^{2+}$ 이온의 물질 전달 ( $N_1$ )
- ②  $Cu^{2+}$ 이온의 전극표면 도금 반응 ( $N_2$ )

과정 ①에서 일어나는 물질전달 플럭스는 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$N_1 = h_m (C_b - C_s) \quad (14)$$

그리고 전극표면반응을 1차 반응이라 가정하면 ②과정은 아래의 반응속도 식으로 나타낼 수 있다.

$$N_2 = k C_s \quad (15)$$

여기서  $k$ 는 반응속도상수(Reaction rate constant)이며 정상상태에서는  $N_1=N_2$  이므로 다음과 같은 관계가 성립된다.

$$h_m (C_b - C_s) = k C_s \quad (16)$$

따라서 전극 표면에서의 구리 이온 농도,  $C_s$ 는 다음과 같다.

$$C_s = \frac{h_m C_b}{h_m + k} \quad (17)$$

이제 두 전극 사이에 주어지는 전위차를 점점 증가시키면 반응속도상수  $k$ 는 전위차가 증가함에 따라 급격하게 증가하면 반면, 물질전달계수  $h_m$ 은 전위차에 무관한 일정한 값을 갖는다[W. J. Moore, 1972]. 따라서  $k \gg h_m$ 인 영역에서의 표면 농도  $C_s$ 는 거의 0이 된다. 이때, 전위차가 증가함에도 불구하고 더 이상의 전류의 상승이 없이 평평해지는 구간에서의 전류를 한계전류(Limiting current)라고 한다. 즉, 전위차가 증가하게 되면 전극 근처에서 물질전달이 가속되게 되며 모액과 전극표면 사이의 농도차이는 더욱 커지게 된다. 모액의 농도는 일정하기 때문에 결과적으로 전극표면의 구리이온의 농도가 0에 가깝게 되어 물질전달이 최대로 이루어지게 되어 더 이상의 전류 상승이 나타나지 않게 된다. 이 영역 이상으로 전위차를 증가 시키면 음극에서 전기분해에 의해 수소가 발생하는 새로운 반응이 일어나며 전류가 다시 급격하게 증가한다. 이와 같이 한계전류영역에서는 전극 표면의 구리 이온 농도를 0으로 간주할 수 있기 때문에 식 (12)에서 표면 농도를 구해야하는 어려움을 극복할 수 있다. 그러므로 한계전류 기법을 사용함으로써 물질전달계수,  $h_m$ 은 다음의 식과 같이 모액 농도  $C_b$ 와 한계전류 밀도(Limiting current density)  $I_{lim}(mA/cm^2)$ 만으로 결정될 수 있다.

$$h_m = \frac{(1-t_n)I_{lim}}{nFC_b} \quad (18)$$

이러한 한계전류기법을 적용하면 이전까지 명확하게 표현될 수 없었던 표면 농도값을 해결할 수 있고, 수식을 간결하게 표현할 수 있는 장점 때문에 물질전달을 기반으로 하는 연구에 널리 이용되고 있다. Fig. 21은 실험에서 전형적으로 측정되는 한계전류의 곡선을 나타낸다.

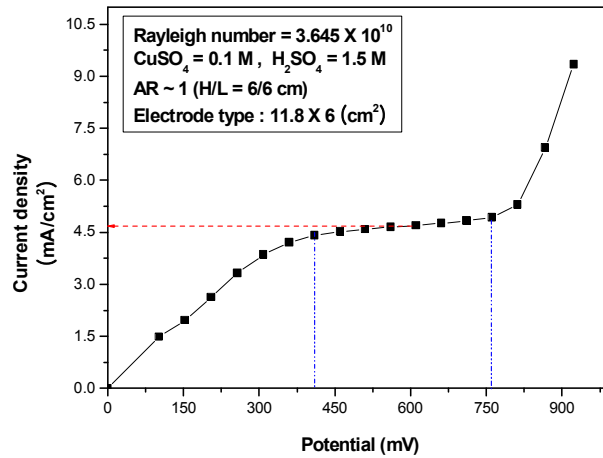


Fig. 21 Typical limiting current density curve.

전위차를 증가시키면 초기에는 구리이온이 전극 표면에 도금되는 만큼 전류가 선형적으로 급격히 증가한다. 그러나 전극 표면의 농도가 0에 가까워지면서 전류증가율이 감소하여 더 이상 전류가 증가하지 않고 평평해지는 한계전류영역에 도달하게 된다. 전위차를 더욱 증가시켜 이 영역을 벗어나면 전류가 급격하게 증가하는 영역이 나타나는데 이 영역에서는 전기분해가 일어나는 영역으로서 수소와 산소를 발생시키기 때문에 전류가 급격히 증가하게 되는 것이다. 본 연구에서는 수소가 발생되지 않고, 표면농도가 0에 가까운 한계전류 영역에서 실험을 수행하였다.

### 3) 무차원수와 물성치

상사성 실험기법을 적용하여 전기도금계를 활용한 물질전달 실험으로 열전달 현상을 모사하기 위해서 물질전달 실험의 결과를 이미 알려진 열전달 상관식으로부터 변환된 물질전달 상관식과 비교하였다.

본 연구에서는 자연대류 물질전달의 영향을 살펴보기 위해 유체는 비압축성 Newton 유체이나, Boussinesq 근사를 적용하여 중력장에서 농도에 따른 밀도의 변화를 고려하였다. 이러한 계를 해석하는 과정에서는 다음과 같은 무차원군이 중요한 역할을 하게 된다.

$$Sc = \frac{\nu}{D}, \quad Ra = \frac{gH^3}{D\nu} \frac{\rho_b - \rho_s}{\rho_b}, \quad Sh = \frac{h_m H}{D} \quad (19)$$

여기서  $Sc$ ,  $Ra$ ,  $Sh$ 는 주요 무차원수인 Schmidt 수, Rayleigh 수 및 Sherwood 수를 나타낸다. 위의 무차원 수들을 구하기 위해서는 많은 물성치들이 필요하다. 본 연구에서 사용한 황산구리-황산 수용액에서의 물성치들은 Fenech and Tobias [E. J. Fenech and C. W. Tobias, 1960]에 의하여 잘 알려진 먹급수 형태로 제시된 다음과 같은 관계식들을 사용하였다.

$$\begin{aligned} \rho \text{ (g/cm}^3\text{)} &= 0.9978 + 0.06406 C_{H_2SO_4} - 0.00167 C_{H_2SO_4}^2 \\ &+ 0.12755 C_{CuSO_4} + 0.01820 C_{CuSO_4}^2 \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \mu \text{ (cp)} &= 0.974 + 0.1235 C_{H_2SO_4} + 0.0556 C_{H_2SO_4}^2 \\ &+ 0.5344 C_{CuSO_4} + 0.5356 C_{CuSO_4}^2 \end{aligned} \quad (21)$$

$$\mu D_{CuSO_4} \text{ (cm}^2\text{/s)} = (0.7363 + 0.00511 C_{H_2SO_4} + 0.02044 C_{CuSO_4}) \times 10^{-5} \quad (22)$$

$$\mu D_{H_2SO_4} \text{ (cm}^2\text{/s)} = (1.6691 + 0.24519 C_{H_2SO_4} + 0.96637 C_{CuSO_4}) \times 10^{-5} \quad (23)$$

$$t_{Cu^+} = (0.2633 - 0.1020 C_{H_2SO_4}) C_{Cu^{2+}} \quad (24)$$

$$t_{H^+} = 0.8156 - 0.2599 C_{Cu^{2+}} - 0.1089 C_{Cu^{2+}}^2 \quad (25)$$

위의 식들은 22 °C에서  $\pm 0.5$  % 이내의 오차로 잘 맞는다고 알려져 있다. 온도가 다른 경우에는 Chiang과 Goldstein[H. D. Chiang and R. J. Goldstein, 1991]에 의해 정리된 온도에 따른 영향을 고려해 주면 된다.

### Ⅲ. 굴뚝내 유동속도( $v$ ) 및 Nusselt 수 평가

굴뚝 내에서 중요한 현상중 하나는 종합적인 열제거 능력(Integrated heat removal capability)이다. 열제거 능력은 굴뚝 성능에 관한 주요 인자(Factor)로써, 굴뚝에 대한 1차원 운동량 수지 방정식(Momentum balance equation)과 가열부(Heated section)에 대한 유체-에너지 수지 방정식(Fluid-energy balance equation)의 동시해(Simultaneous solution)로 주어진다[Vilim. R. B and Feldman. E. E., 2007]. 본 장에서는 Simplified balance equation approach를 이용하여 굴뚝(Chimney) 또는 공기도관(Air duct)을 가진 구조에서의 이론적 내부유속( $v$ )를 구하고,  $Nu_D$  수를 계산하여 보았다.

#### 1. 굴뚝내 유동순환

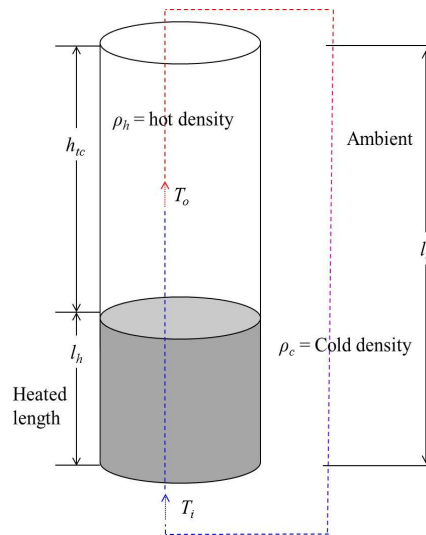


Fig.22 Simplified Representation of Duct Interior Natural Convection Circuit.

Fig. 22는 굴뚝을 갖는 기하구조에 대한 자연 순환 루프(Loop)를 개략적으로

보여준다. 열은 총 길이  $l_c$ 의 덕트(Duct)내 가열부 길이  $l_h$ 를 통해 바닥으로부터 들어온다. 가열부 위의 냉각재는 밀도  $\rho_h$ 를 가지는 것으로 가정되고, 덕트 밖의 냉각재 밀도는  $\rho_c$ 로 가정된다. 덕트내 가열벽면에서 내부적으로 냉각재 부력이 발달하고 유체를 구동시키는 1-차원(Dimension) 압력 차이를 제공하는 총 중력 수두(Gravity head)를 가진다.

## 2. 운동량과 유체-에너지 보존(Momentum and Fluid-Energy Conservation)

### 1) 운동량 보존(Momentum conservation)

$$\frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{G^2}{\rho} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} - \frac{fG/G/}{2D_h\rho} - \rho g \cos\theta \quad (26)$$

$$f = \frac{16}{Re} [Re_D < 2,000] \quad (27)$$

식 (26)은 정상상태에서의 1차원 운동량 수지 방정식(Momentum balance equation)이다[Vilim. R. B and Feld man. E. E., 2007]. 여기서,  $G$ 는 mass flux,  $\rho$ 는 밀도,  $P$ 는 압력,  $D_h$ 는 수력학적 지름(Hydraulic diameter),  $\theta$ 는 경사각을 나타내고,  $f$ 는 Darcy friction factor로 Hagen-Poiseuille flow일 때, 식 (27)과 같이 정의된다.  $z$ 방향에 대해  $n$ 번째 Node까지 적분을 수행하고, 덕트의 입구와 출구 그리고 오리피스(Orifice)에서의 손실을 포함시킨다. 그리고 각 항들 모두를 압력 손실항( $\Delta P$ )들로 다시 나타내서 풀면, 식 (28)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\rho_c \beta g h_{tc} \Delta T = \left( 2 \frac{f}{D_h} \frac{l_c}{\rho} + \frac{1}{\rho_c} \left( \frac{\beta \Delta T}{1 - \beta \Delta T} \right) + \frac{1}{2} \left( \frac{K_i}{\rho_c} + \frac{K_o}{\rho_h} + \frac{K_{orf}}{\rho} \right) \right) G^2 \quad (28)$$

1차원 운동량 수지 방정식에 대한 위의 표현은 중요한 현상만을 남김으로써 단순화되었다. 식 (28)은 중력수두항에서 굴뚝의 높이에 의한 부력의 크기가 마찰, 유체의 가속, 일반적인 손실의 합과 균형(Balance)를 이룬다는 것을 나타내며, 위의 식 (28)을 이용하면 이론적 유속을 도출할 수 있다.

## 2) 유체-에너지 보존(Fluid-Energy conservation)

관내의 유동은 완전히 둘러싸여 있으므로, 에너지 평형을 적용하여 평균온도 ( $T_m$ )가 관의 길이방향 위치에 따라 어떻게 변화하며, 총 대류 열전달률( $q_{conv}$ )이 관 입구와 출구에서의 온도차가 어떻게 관련되는지 결정할 수 있다. 식 (29)는 정상상태(State-steady)에서의 1차원 유체-에너지 수지 방정식(Fluid-energy balance equation)이다[Vilim. R. B and Feld man. E. E., 2007]. 여기서  $u$ 는 유체의 속도,  $h$ 는 열전달계수,  $D_h$ 는 수력학적 지름(Hydraulic diameter), 그리고  $T_s$ 는 덕트의 온도,  $T_\infty$ 는 주변 유체의 온도를 나타낸다.

$$\rho C_p u \frac{dT}{dz} = \frac{4h}{D_h} (T_s - T_\infty) \quad (29)$$

$$Q = \rho_c A_h u_r C_p \Delta T_r \quad (30)$$

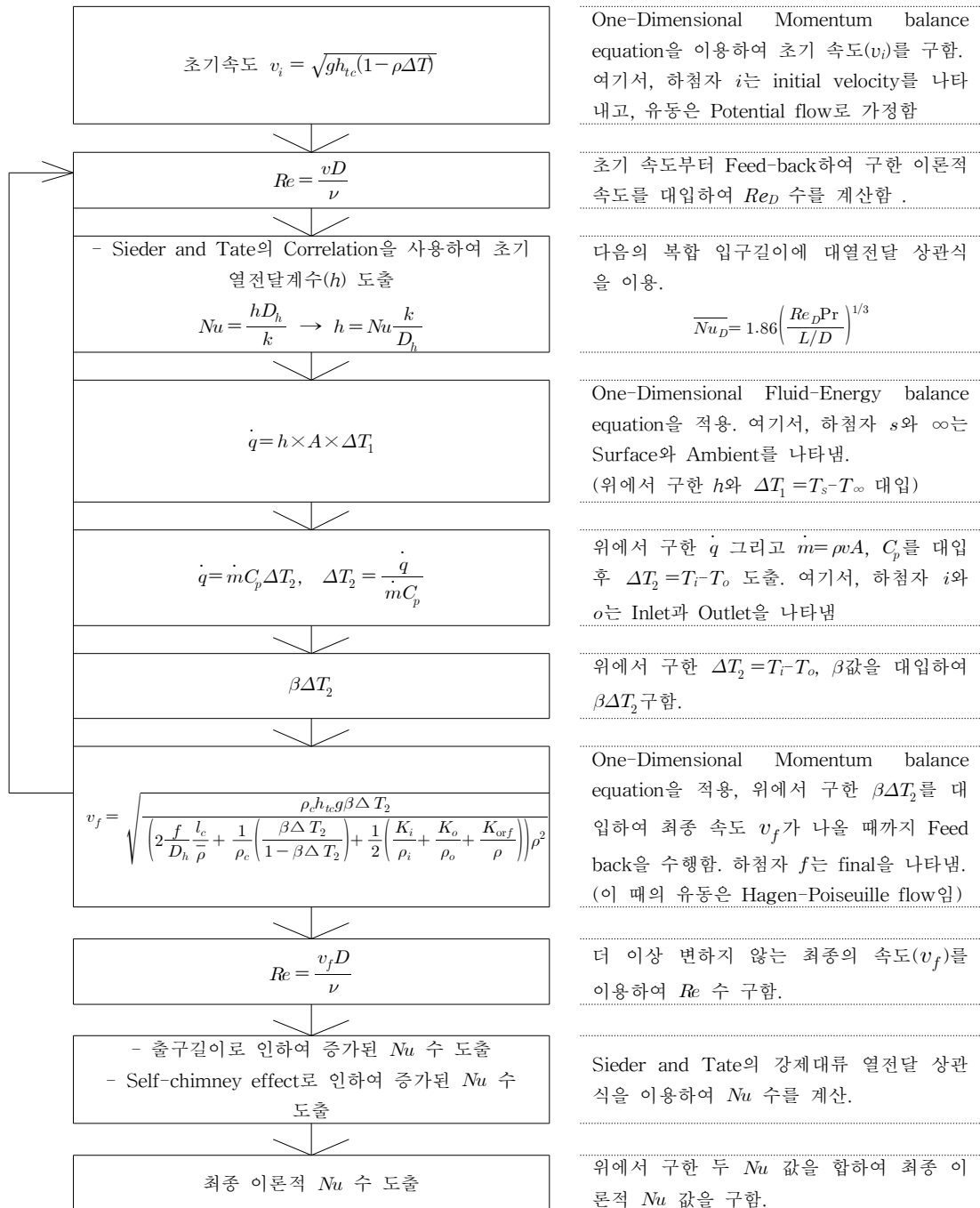
가열부의 열출력(Power),  $Q$ 는 식 (30)과 같이 정의 되므로 식 (29)의 양변에 가열부의 단면적(cross-sectional area),  $A_h$ 를 곱해주고 간단히 하면 다음 식 (31)처럼 나타낼 수 있다.

$$\dot{m} C_p (T_i - T_o) = h A_h (T_s - T_\infty) \quad (31)$$

식 (31)은 유체가 열을 받아서 에너지가 증가한 양이 벽면으로부터 유체로 전달된 열량과 균형을 이루는 것을 나타낸다. 여기서, 하첨자  $i$ 와  $o$ 는 덕트의 입구

(Inlet)와 출구(Outlet)를 나타낸다.

### 3. 순서도(Flow-chart)





#### 4. 출구길이(Exit length)에 따른 유속계산 과정

##### 1) 초기속도( $v_i$ ) 계산

식 (28)의 1차원 운동량 수지 방정식(Momentum balance equation)에서, 유체의 흐름을 포텐셜 흐름(Potential flow)으로 가정하여 마찰항과 손실항이 없는 조건에 대한 방정식으로 나타내면 식 (32)가 된다.

$$\begin{aligned} \rho_c g \beta h_{tc} \Delta T &= \left( 2 \frac{f}{D_h} \frac{l_c}{\rho} + \frac{1}{\rho_c} \left( \frac{\beta \Delta T}{1 - \beta \Delta T} \right) + \frac{1}{2} \left( \frac{K_i}{\rho_c} + \frac{K_o}{\rho_h} + \frac{K_{orf}}{\rho} \right) \right) \rho^2 v^2 \\ \Rightarrow \rho_c g \beta h_{tc} \Delta T &= \frac{1}{\rho_c} \left( \frac{\beta \Delta T}{1 - \beta \Delta T} \right) \rho^2 v^2 \end{aligned} \quad (32)$$

위 식 (32)에서  $v$ 만 남겨 놓고 이항하면, 다음의 식 (33)과 같이 이론적 초기속도( $v_i$ )를 구하는 간략한 식이 된다.

$$\therefore v_i = \sqrt{g h_{tc} (1 - \beta \Delta T)} \quad \text{여기서, } h_{tc} = \text{Exit length} \quad (33)$$

이렇게 구한 초기속도( $v_i$ )를 이용하여  $Re_D$  수를 도출하면, 반복(Iteration)을 수행하기 위한 기본 틀을 형성한 것이다.

##### 2) 열전달계수( $h$ ) 도출 및 유체-에너지 수지(Fluid-Energy balance) [ $\Delta T_1 \rightarrow \Delta T_2$ ]

본 연구에서 수행될 상사성 실험에서의  $\Delta T_1$ 와 이론적으로 구할  $\Delta T_2$ 가 다르기 때문에 이를 맞춰 주어야 한다. 상사성 실험은 가열벽면으로부터 주변유체로 전달된 열량이 얼마인지를 알기 위하여 가열벽면과 주변 유체 사이의 온도차( $\Delta$

$T_1$ )를 측정하는 것이다 [Fig. 23(a)]. 반면, 굴뚝 내부에서 유체를 구동시키는 부력을 만들어 내는 가열부 입구와 출구 사이의 온도차( $\Delta T_2$ )는 주변유체가 열을 전달받아서 에너지가 증가한 양을 나타낸다[Fig. 23(b)].

따라서 굴뚝 시스템에서 유체를 구동시키는 부력의 크기를 결정하기 위해서는 1차원 유체-에너지 수지 방정식(Fluid-Energy balance equation)을 이용하여  $\Delta T_1$ 을  $\Delta T_2$ 로 변환하고,  $\Delta T_2$ 를 이용한  $\beta\Delta T_2$ 를 이론적 속도를 구하는 반복(Iteration) 과정에 추가하여야 한다. 즉, 반복은 운동량 수지 방정식과 유체-에너지 수지 방정식의 동시해를 이용하여야 한다.

이를 위해, Sieder and Tate[Sieder. E. N. and Tate. G. E., 1936]의 등온표면에 대한 발달하는(Developing) 층류 강제대류 열전달 상관식을 이용하여 초기 열전달계수( $h$ )를 도출 하고, 이후의 열전달계수( $h$ )를 도출하여 에너지(열량) 계산이 선행되어야 한다.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \rightarrow h = Nu \frac{k}{D_h} \quad (34)$$

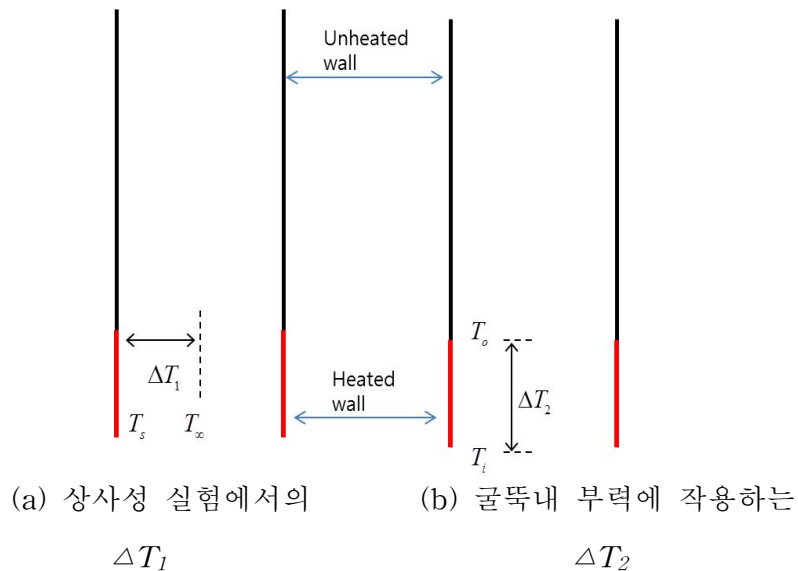


Fig. 23 Fluid-Energy balance

위에서 구한 열전달계수( $h$ )를 이용  $q$ 를 구하고,  $\Delta T_1$ 에서  $\Delta T_2$ 로 변환하는 과정은 다음과 같다.

① 실험으로부터 $\Delta T_1$ 을 구한다.	-
② $\dot{q} = (hA\Delta T_1)$ 에 대입하여 $\dot{q}$ 도출한다.	$\dot{q} = h \times A \times \Delta T_1$ (여기서, $h$ 와 $\Delta T_1$ 는 실험으로부터 구한다.)
③ ②에서 도출한 $\dot{q}$ 를 $\dot{q} = \dot{m}c_p\Delta T_2$ 에 대입한다.	$\dot{q} = \dot{m}c_p\Delta T_2$ (여기서, $\dot{m} = \rho vA$ 이고, $\rho$ 는 밀도, $v$ 는 유속, $A$ 는 가열부의 면적을 나타낸다.)
④ $\Delta T_2 = \frac{q}{mc_p}$ 를 계산, 가열부 입구(Inlet)와 출구(Outlet) 사이의 온도차( $\Delta T_2$ )를 도출한다.	$\Delta T_2 = \frac{q}{mC_p}$

### 3) 기본 물리량 및 데이터

Table 5에 반복법(Iteration)을 위한 기본 값들을 나타내었다. 최초 초기속도 ( $v_i$ )를 구할 때에는 실험의 밀도  $\rho_c$ 와  $\rho_h$ 를 이용하여 구한다. 1회 이상의 피드백(Feed-back)을 수행하여  $\Delta T_2$ 를 구할 때 마다 그때의 값을 이용하여  $\rho_c$ 와  $\rho_h$ 를 다시 구한다. 면적  $A$ 는 가열부의 면적으로  $\pi \times D_h \times l_h$ (높이)이다.

Table 5. Basic data.

$g$ [cm/s <sup>2</sup> ]	$l_c$ [cm]	$l_h$ [cm]	$h_{tc}$ [cm]	$\rho_c$ [g/cm <sup>3</sup> ]		$\rho_h$ [g/cm <sup>3</sup> ]		$C_p$ [J/g*°C]	$D_h$ [cm]
980	17~107	7	13.5~103.5	실험 이론	1.103067	실험 이론	1.09082 (변함)	1	3.5
$A$ [cm <sup>2</sup> ]	$\nu$ [cm <sup>2</sup> /s]	$k$ [W/cm-°C]	$\beta$	$\Delta T_1$ [°C]		$\Delta T_2$ [°C]		$f$ (층류유동)	
76.93	0.01163	0.000006127	$10^{-3}$	11.101558		(변함)		$\frac{16}{Re}$	

### 4) 출구길이(Exit length)에 따른 유속계산

다시 식 (28)의 1차원 운동량 수지 방정식(Momentum balance equation)에서,

유체의 흐름을 Hagen-Poiseuille flow로 가정하여 속도( $v$ )만 남겨놓고 이항하면 식 (35)가 된다.

$$v_f = \sqrt{\frac{\rho_c g \beta h_{tc} \Delta T_2}{\left(2 \frac{f}{D_h} \frac{l_c}{\rho} + \frac{1}{\rho_c} \left(\frac{\beta \Delta T_2}{1 - \beta \Delta T_2}\right) + \frac{1}{2} \left(\frac{K_i}{\rho_i} + \frac{K_o}{\rho_o} + \frac{K_{orf}}{\rho}\right)\right) \rho^2}} \quad (35)$$

위 식 (35)를 이용, 속도가 더 이상 변하지 않는 최종 속도( $v_f$ )가 나올 때까지 순서도(Flow chart)를 따라서 피드백(Feed-back)을 한다.

#### 5) 도관내 유동효과(Self-chimney effect)

수직관 외부 자연대류 열전달에서는 플룸(Plume)이 주변으로 퍼지므로 굴뚝 효과는 없을 것이다. 그러나 수직관 내부 자연대류 열전달에서는 플룸이 옆으로 퍼지지 않도록 하는 기하구조이다.

따라서 굴뚝이 없어도 수직관의 높이가 충분하다면 관 내부에서 굴뚝효과(Chimney effect)에 의한 속도 증가가 존재할 것이다. 이를 ‘Self-chimney effect’라고 정의하였다. 그러므로 굴뚝이 없는 구조에서의 관내 부력에 의한 속도를 앞의 출구길이(Exit length)에 따른 이론적 속도 및  $Re_D$  수를 구하는 순서도(Flow-chart)를 따르는 방법으로 계산할 수 있다.

단, 식 (35)에서  $l_c$ (시스템 전체높이) =  $l_h$ (가열부 높이)로 적용해야만 도관내 유동효과(Self-chimney effect)에 의한 내부 속도를 구할 수 있다.

### 5. 평균 Nu 수

본 연구에서 유동은 층류유동이고, Developing Hagen-Poiseuille flow이다. 그리고 비가열 시작길이(Unheated starting length)가 없기 때문에 온도분포와 속

도분포가 동시에 발달하는 복합된 입구길이를 가진다. 그러므로 Sieder and Tate[Sieder. E. N. and Tate. G. E., 1936]의 등온표면에 대한 Developing 층류 강제대류 열전달 상관식을 이용하여  $Nu_D$  수를 구하였다.

$$Nu_D = 1.86 \left( \frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{\frac{1}{3}} \quad [\text{Isothermal surfaces}] \quad (36)$$

이 때, 출구길이(Exit length)에 의해 증가된 속도 및  $Re_D$  수와 Self-chimney effect에 의한 속도 및  $Re_D$  수를 위 상관식에 대입하여 각각의  $Nu_D$  값을 구하여 더하였다.

한편 Sieder and Tate의 강제대류 상관식에는 도관(Chimney or Duct)내에서 가열벽면에 의하여 느려진 유체의 속도를 보상하기 위한 중심부 유체속도가 증가하는 현상이 고려되지 않았다. 그리고 실제 유동은 혼합대류(Mixed convection) 유동이므로 부력계수( $Bo$ )에 따른 보정계수(Correction factor)를 곱해 주어야 한다. 순부력유동의 경우  $f(Bo)$ 는 약 0.5까지 감소하다가 약 1.4까지 증가한다. 본 계산에서는 열전달계수( $h$ )에 보정계수 1.2를 곱해주었다.

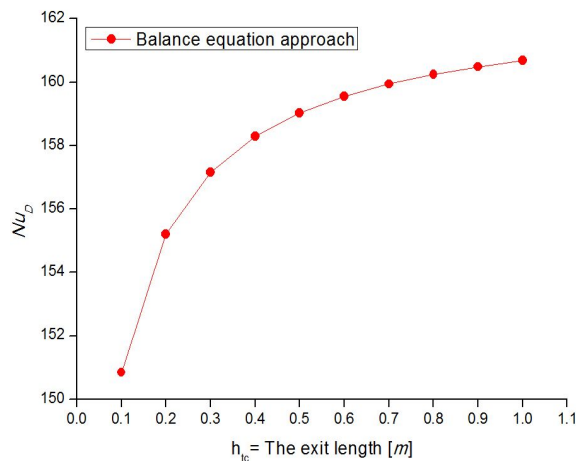


Fig. 24 Calculated  $Nu_D$  number using the simplified balance equation approach and the Sieder and Tate in laminar

Fig. 24는 굴뚝 및 음극관 직경이 3.5cm 일 때, 각 출구길이에 따른 Sieder

and Tate의 등은 조건에 대한 상관식으로 구한 이론적  $Nu_D$  수를 나타낸 것이다. 출구길이(Exit length)는 열전달을 향상시켰다. 그리고 출구길이가 길어질수록  $Nu_D$  값은 더욱 증가하는 경향을 보였다. 한편, 특정 출구길이를 넘어서면, 출구길이가 더 길어져도 열전달이 거의 일정해지는 유효길이(Effective length)지점이 나타났다.

## 6. 유효길이(Effective length)의 결정

Table 6. Magnitude of individual terms in momentum equation at 100cm exit length.

Gravity, Pa	$gh_i\rho_c\beta\Delta T$	= 0.72211	sum = 0.72221
Acceleration, Pa	$\left(\frac{1}{\rho_c}\left(\frac{\beta\Delta T}{1-\beta\Delta T}\right)\right)G^2$	= 0.00000274029	
Friction, Pa	$\left(2\frac{f}{D_h}\frac{l_c}{\rho}\right)G^2$	= 0.691447	
Entrance and Exit Loss, Pa	$\left(\frac{1}{2}\left(\frac{K_i}{\rho_c}+\frac{K_o}{\rho_h}+\frac{K_{orf}}{\rho}\right)\right)G^2$	= 0.030763	

Table 6에 출구길이(Exit length) 100 cm에 대한 운동량 수지 방정식의 각 항의 값을 나타내었다. 이 중에서 부력(Gravity)항의 값과 마찰(Friction)항의 값의 크기가 거의 같음을 알 수 있다. 이는 굴뚝의 존재로 인해 증가된 부력이 마찰력을 이겨내는데 대부분이 사용되었다는 것을 의미한다.

Fig. 25는 출구길이(Exit length)에 따른 부력수두와 마찰력의 증가비를 나타낸다. 하첨자  $i$ 는 특정 굴뚝높이에서 측정된 값을 말하고,  $i-1$ 은 직전에 측정된 값을 말한다. 부력수두 및 마찰력 모두 굴뚝의 높이가 커짐에 따라 그 증가비가 감소하는 경향을 보인다. 그리고 특정 굴뚝 높이 이후부터는 두 값의 증가비가 같아졌다. 따라서 유효길이는 부력과 마찰력이 평형을 이루어 나타나는 현상으로 판단된다.

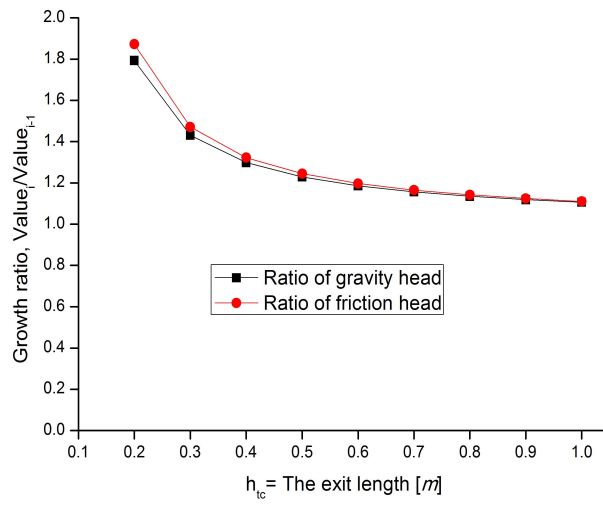


Fig. 25 The growth ratio,  $\frac{Friction_i}{Friction_{i-1}}$  and  $\frac{Buoyant\ head_i}{Buoyant\ head_{i-1}}$ , as the heights of chimney.

## IV. 예비실험

굴뚝과의 상호작용으로 인하여 매우 복잡한 현상학적 거동이 야기될 것으로 판단되는 굴뚝내 열전달 현상에 대한 연구를 수행하기에 앞서 전반적인 현상을 알아보기 위해 다음의 예비실험이 선행되었다.

실험은 굴뚝내 수직 원형관의 자연대류에서 굴뚝의 출구길이, 입구길이, 그리고 굴뚝의 직경에 따른 열전달 변화를 실험적으로 연구하였다. 상사성의 방법을 이용하여 물질전달계인 전기도금계를 이용하여 수행되었다.

### 1. 출구길이, 입구길이, 그리고 굴뚝직경에 따른 열전달

#### 1) 실험장치 및 실험범위

Fig. 26에 나타낸 바와 같이 실험 장치는 아크릴로 제작된 수조에 아크릴 굴뚝이 수직으로 세워져있고, 그 내부 상단 또는 하단 중앙에 음극 구리관이 위치한다. 수조는  $0.18 \times 0.18 \times 1.4 \text{ m}^3$ 의 상부가 개방된 직육면체이다. 음극 구리관은 지름이  $0.054 \text{ m}$ 이고 높이는  $0.03$ ,  $0.07$ , 및  $0.10 \text{ m}$ 인 3가지 관을 사용하였다. 양극은 지름  $0.002 \text{ m}$ , 높이  $0.15 \text{ m}$ 의 구리봉으로 구리 이온이 고루 분포할 수 있도록 굴뚝 내벽에 4개를 부착시켰다. 굴뚝은 높이를  $0.30 \sim 1.10 \text{ m}$ 까지, 지름을  $0.06 \sim 0.14 \text{ m}$ 까지 변화시켰다.

전원공급 장치는 VüPOWER사의 DC Power Supply-IPS-18B10이며, 전압과 전류측정 장치는 Fluke-45사의 Dual Display Multimeter이다. 황산( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ) 1.5M을 황산구리( $\text{CuSO}_4$ ) 0.1M에 용해시켜 전기영동을 억제하였다.



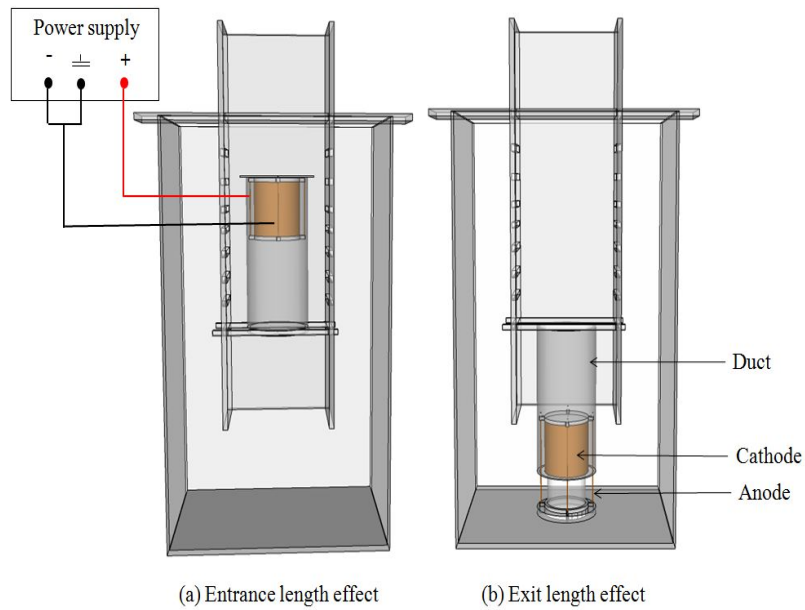


Fig. 26 The experimental apparatus.

Table 7에 실험범위를 나타내었다.  $Pr$  수를 2,094로 고정하였고, 3가지 음극 구리관은  $Ra_L$  수  $4.55 \times 10^9$ 에서  $1.69 \times 10^{11}$ 범위에 해당한다. 음극 실린더가 굴뚝 하단에 위치했을 때의 출구길이 영향과 굴뚝 상단에 위치했을 때의 입구길이 영향 그리고 굴뚝 직경의 영향에 대해 실험적으로 연구하였다.

Table 7. Test matrix.

$Pr$	$D$ (m)	$H$ (m) ( $Ra_L$ )	Geometry	Height of duct (m) [Diameter of duct=0.06]	Diameter of duct (m) [Height of duct=0.50]
2,094	0.054	0.03 ( $4.55 \times 10^9$ ),	Bare cathode	0	0
		0.07 ( $5.79 \times 10^{10}$ ), 0.10 ( $1.69 \times 10^{11}$ )	Ducted cathode	0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90, 1.00, 1.10	0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14

## 2) 실험결과 및 고찰

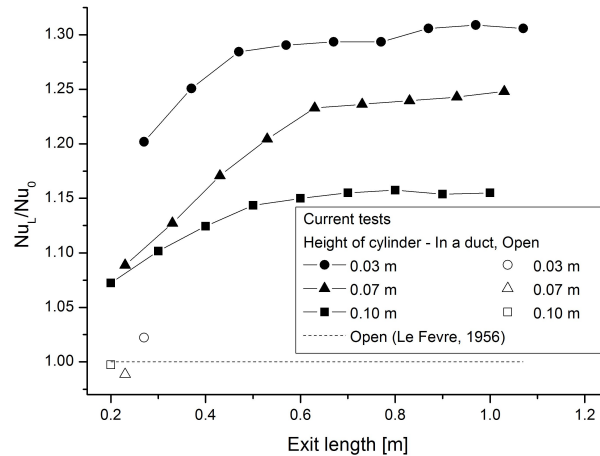


Fig. 27 Comparison between present experimental  $Nu_L/Nu_0$  number at each exit length.

Fig. 27은 층류영역에서 출구길이 변화에 대한  $Nu_L/Nu_0$  값의 변화를 나타낸다. 폐도형은 굴뚝이 있을 때의 실험결과를, 개도형은 굴뚝이 없을 때의 실험결과를 나타낸다. 원형은 음극 원형관의 높이 0.03 m, 삼각형은 0.07 m, 사각형은 0.10 m로 각각 나타내었다. 입구길이는 0 m이다.

굴뚝이 없는 경우,  $Nu_L/Nu_0$  값은 Le Fevre[Le Fevre, E.J., 1956] 층류 자연대류 수직평판 상관식과 일치하였다. 굴뚝이 있는 경우, 출구길이는 열전달을 향상시켰다. 그리고 출구길이가 길어질수록  $Nu_L/Nu_0$  값은 더욱 증가하는 경향을 보였다. 이는 출구길이가 길어질수록 데워진 유체의 가속 구간이 길어지고, 굴뚝의 존재로 열을 전달받은 유체가 퍼지지 않고 올라가기 때문이다. 한편 특정 출구길이를 넘어서면 출구길이가 더 길어져도 열전달이 거의 일정해진다. 이는 부력에 의하여 유체가 가속 받은 만큼 벽면과의 마찰력이 증가함으로써 마찰력에 의해 속도를 잃어버리기 때문인 것으로 판단된다.

굴뚝의 존재는 굴뚝 내부의 압력을 낮춘다[A. Andreozzi et al., 2009]. 출구길이가 길어질수록 압력강하는 더욱 증가한다[A. Andreozzi et al., 2007]. 그래서 일정 높이 이상의 굴뚝에서는 굴뚝 상단 밖의 주변 압력이 상대적으로 높기 때문에 하향유동(Down-flow)이 생긴다[A. Campo et al., 1999]. 하향유동은 플룸의 온도를 감소시키므로 부력에 의한 가속이 더 이상 발생하지 않게 되므로 실제 유체가 가속되는 구간을 줄어뜨리게 하는 효과를 발생시킨다. 따라서 열전달을 증

가시키는 가속구간과 열전달을 감소시키는 마찰력 그리고 하향유동이 힘의 평형을 이룬 것으로 판단된다. 높이 0.03, 0.07, 및 0.10 m를 비교하면 낮은 음극관을 채택한 경우가 보다 급격하게 플래토우로 상승함을 볼 수 있다. 이는 낮은 음극관의 경우 열 플룸의 온도가 상대적으로 낮기 때문에 부력과 마찰력의 균형이 빨리 이루어진 것으로 판단된다.

Fig. 28은 음극관 높이 0.03, 0.07, 그리고 0.10 m에 상응하는  $Ra_L$  수에 대한  $Nu_L$  수 변화를 종합적으로 보여준다. 굴뚝이 없는 경우  $Nu_L$  수는 수직평판 상 관식과 잘 맞았다. 출구길이가 길어질수록  $Nu_L$  수 증가하는 경향이 확인된다.

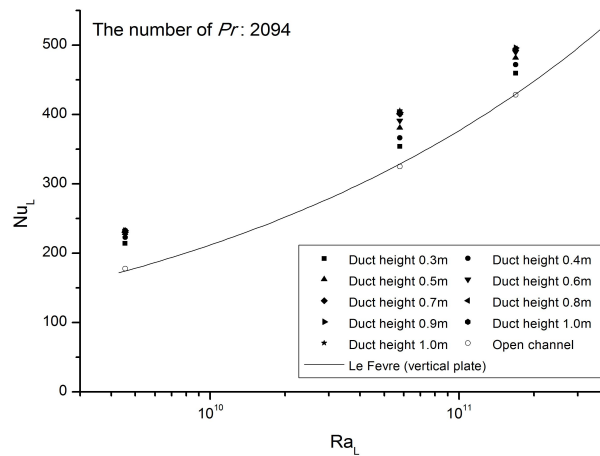


Fig. 28 The effects of exit length in laminar.

Fig. 29는 층류영역에서 입구길이 변화에 대한  $Nu_L/Nu_0$  값의 변화를 나타낸다. 출구길이는 0 m이다. 입구길이 변화에 대한 실험결과는 출구길이 변화의 실험결과와는 반대로 열전달을 감소시켰다. 이는 유체의 구동력은 가열부의 높이에 따라 발생하나 단열 확장부의 존재로 인해 굴뚝 내부에 존재하는 유체의 양이 증가 하므로 질량유량률이 감소하기 때문이다. 출구길이 실험결과와 마찬가지로 입구길이가 특정길이를 초과하면 더 길어져도 열전달이 거의 일정해지는 구간이 나타났다. 이는 상단에 위치한 음극 원형관에서 발생하는 구동력이 단열 확장부 내부에 존재하는 모든 유체를 끌어올리기엔 그 힘이 부족하기 때문이다. 또한 단열 확장부 하단에서 유입되는 상향유동(Up-flow)도 고려된다. 단열 확장부 내부의 압력이 단열 확장부 입구 밖의 압력보다 낮아지기 때문에 하단에서 유체가

빨려 들어와 내부 유체를 밀어주는 효과가 발생되기 때문에 질량유동률을 감소시키는 힘과 증가시키는 힘이 평형을 이룬 것으로 판단된다.

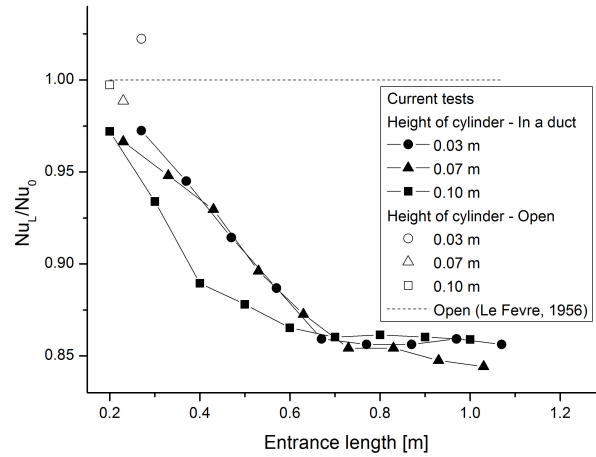


Fig. 29 Comparison between present experimental  $Nu_L/Nu_0$  number at each entrance length.

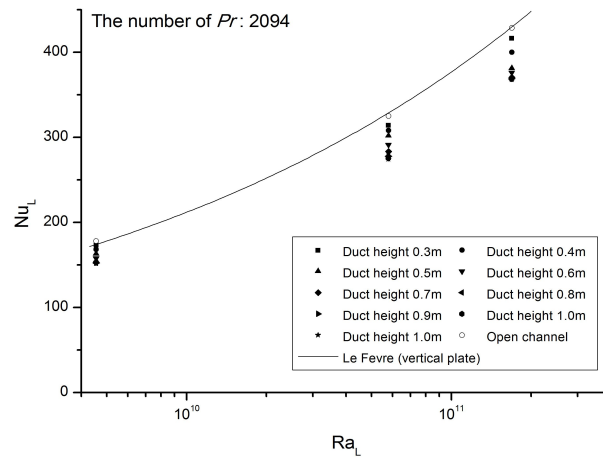


Fig. 30 The effects of entrance length in laminar.

Fig. 30은 음극관 높이 0.03, 0.07, 그리고 0.10 m에 상응하는  $Ra_L$  수에 대한  $Nu_L$  수 변화를 종합적으로 보여준다. 굴뚝이 없는 경우,  $Nu_L$  수는 수직평판 상관식과 잘 맞았다. 입구길이가 길어질수록  $Nu_L$  수가 감소하는 경향이 확인된다.

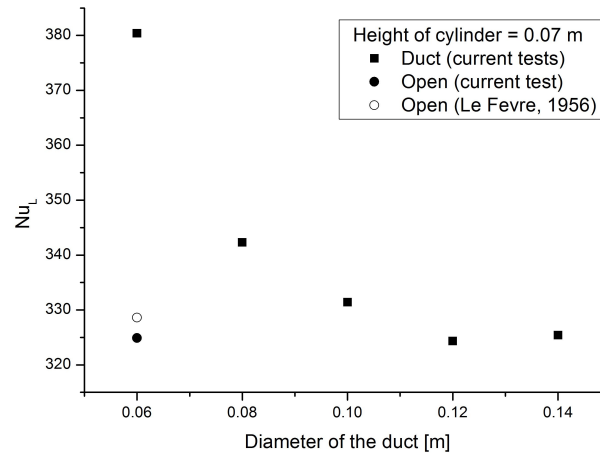


Fig. 31 The Nusselt number variation subject to diameter of ducts.

Fig. 31은 굴뚝 직경에 대한  $Nu_L$  변화를 나타낸다. 음극은 굴뚝 하단에 위치시켰다. 굴뚝의 높이는 0.50 m로 고정하였고, 직경을 0.06 m에서 0.14 m까지 변화시키면서 실험하였다. 굴뚝의 직경이 작을 때 열전달이 가장 높았다. 이는 직경이 좁은 경우가 넓은 경우보다 부력에 의한 구동력의 영향을 받은 유체의 양이 줄어들고, 열 플룸(Plume)이 옆으로 확산되지 않고 가속될 수 있도록 굴뚝이 보호판(Shroud) 역할을 했기 때문이다. 굴뚝 직경이 커질수록,  $Nu_L$ 는 감소하다가 어느 일정 지름보다 커진 굴뚝에서부터는 굴뚝이 없는 것과 같았다. 이는 Auletta and Manca[A. Auletta and O. manca, 2002]의 연구 결과에서 낮은 확장비에서 채널의 직경보다 굴뚝의 직경이 큰 경우, 하향유동 때문에 열전달이 감소됨을 확인된다는 것으로 설명된다. 그리고 Asako 등[Y. Asako et al., 1990]의 결과와 일치하였다.

## V. 수치해석 : 상사성 실험방법론에 대한 타당성 및 적용 가능성 확인 및 굴뚝내 열전달 현상 연구

황산-황산구리 수용액의 전기도금계를 이용한 굴뚝내 물질전달 실험은 열전달계의 가열벽면(Heated wall) 역할을 하는 음극과 차가운 벽면(Cold wall) 역할을 하는 양극이 존재한다. 실제 소뿔-공기 열교환기(AHX)에는 물질전달 실험처럼 굴뚝 내부에 차가운 봉(Cold rod) 역할을 하는 양극봉이 없다. 굴뚝을 가진 기하구조에 대한 실험을 하려면 양극을 굴뚝 밖에 위치시켜야 하는데, 그렇게 하면 전류측정이 어려운 문제점이 있고, 굴뚝 내부에 위치시키면 양극에서 하향유동(Down-flow)이 발생하여 속도 및 온도장에 영향을 미친다. 따라서 굴뚝과 같이 좁고 긴 유로의 기하구조에 대한 물질전달계에서의 현상학적 거동은 열전달계와는 다를 것으로 예상된다. 그러므로 상사실험방법론에 대한 타당성 및 적용가능성을 입증하기 위해 양극의 영향에 대한 연구가 필요하다.

본 수치해석은 다음의 2 가지를 목표로 한다. 첫째, 굴뚝내 열전달 현상을 물질전달로 실험으로 모사가 가능한지 확인한다. 이를 위해 물질전달 실험과 같이 굴뚝내 차가운 벽의 역할을 하는 양극봉이 있는 기하구조에 대하여, FLUENT 6.2, CFD 프로그램을 사용하여 동일한 물성치를 대입하고 시뮬레이션(Simulation)을 수행하였다. 그 후 양극봉이 없는 기하구조에 대한 수치해석을 수행하여 이를 비교하였다. 둘째, 양극봉이 없는 실제 굴뚝내에서 어떤 현상과 유동패턴이 나타나는지 세부적으로 확인한다. 이를 위해 수치해석 결과를 굴뚝-시스템 내 전반적인 속도벡터(Velocity vector), 굴뚝 및 가열부에서의 속도분포(Velocity profile), 온도분포(Temperature profile), 압력분포(Pressure profile), 마찰변화(Wall shear stress) 그리고 가열벽면에서의 국부  $Nu$  수 변화로 나타내었다.

여기서 비교 실험은 Table 8과 9에 나타난 것처럼, 굴뚝과 가열부의 직경이 0.035 m로 같고, 0.07 m의 가열부에 대한 굴뚝의 확장비에 따른 굴뚝내 수직 원형관에서의 물질전달 실험을 이용하였다.

## 1. 수치해석 범위 및 기하구조

GAMBIT을 이용하여 2D 모델로 격자를 생성하였다. Figs. 32와 33은 양극봉(Cold-rod)이 있는 경우와 없는 경우에 대한 Grid 생성 형태를 나타낸다. 양극봉이 존재하는 경우를 나타내는 Fig. 32는 격자생성이 2개의 Heated wall, 1개의 Pressure-inlet, Pressure-outlet, Axis, Cold-rod로 구성되었고, 격자(Cell)의 수는 약 5,000개로 가열벽면(Heated wall) 근처에는 조밀하게 하고, 바깥에는 성글게 생성하였음을 보여준다. 가열벽면(Heated wall)에 경계층(Boundary layer)을 만들었다. Fig. 33은 Cold-rod가 없는 경우를 나타내는데, Cold-rod가 없는 것을 제외하고는 Fig. 32와 같다.

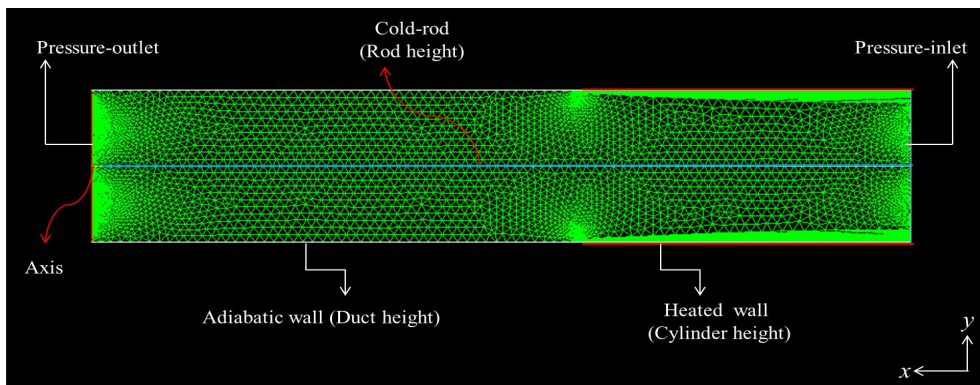


Fig. 32 The solution grid of the 2D symmetric model for with cold-rod.

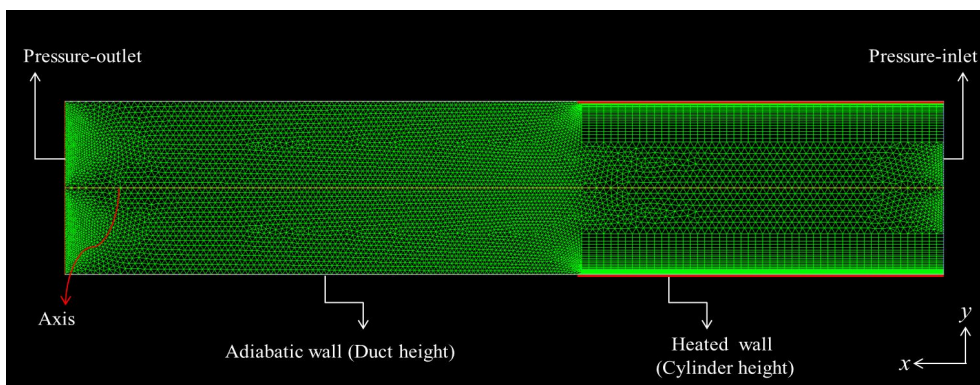


Fig. 33 The solution grid of the 2D symmetric model for without cold-rod.

FLUENT에서 층류모델(Laminar model)을 사용하고, Pressure, Momentum 그리고 Energy 항의 Scheme은 각각 Second Order와 Second Order Upwind를 사용하였다. Pressure-velocity coupling은 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) 알고리즘(Algorithm)을 사용하였다. Relaxation factor는 Pressure 0.01, Momentum 0.01, Energy 0.01로 설정하여 보다 정확한 값으로 수렴이 될 수 있도록 하였다. 가열부 온도는 400K이고, 유체의 온도는 300K의 등온의 경계조건을 적용하였으며 압력은 대기압으로, Pressure-inlet과 outlet의 Input은 0 Pascal로 설정하였다. 시뮬레이션(Simulation)은 부씨네스크 근사(Boussinesq approximation)를 사용하고 중력 값은 X축인 유동이 흐르는 방향으로  $-9.8 \text{ m/s}^2$ 이다.

Table 8. Test matrix - the chimney-system.

Anode (Cold rod)	D(m)	L(m)	$Ra_L$ ( $Ra_D$ )	Geometry	Height of duct (m) [Hydraulic diameter of the duct=0.035]
O	0.035	0.07	$5.79 \times 10^{10}$ ( $7.23 \times 10^9$ )	No chimney	0
X				A circular duct	0.10, 0.20, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90, 1.00

Table 9. Properties of FLUENT for chimney-system.

Density ( $\rho$ )	1,103.7 kg/m <sup>3</sup>
Thermal conductivity (k)	0.0006127 W/mK
Viscosity ( $\mu$ )	0.001283 kg/ms
Thermal expansion coefficient (b)	0.000111 K <sup>-1</sup>
Specific heat ( $C_p$ )	1000 J/kgK

Table 8은 FLUENT 프로그램을 수행하기 위한 Test matrix이다. 굴뚝이 있을 때와 없을 때, 그리고 양극봉(Cold-rod)이 있을 때와 없을 때의 가열부(Heated cylinder)내의 열전달을 비교하였다. 팽창비(Expansion ratio)는 1로 가열부와 굴뚝의 직경이 0.035 m로 같다. 가열부의 높이는 0.07 m이다. FLUENT 계산은



$Ra_L(Ra_D)$  수  $5.79 \times 10^{10} (7.23 \times 10^8)$  일 때의 층류영역에서 계산되었다.

Table 9는 입력된 물성치를 나타낸다.  $Pr$  수 2,094이고, 이때의 물성치는 물질 전달 실험과 동일하며, 황산 농도가 1.5M이고 황산구리 농도는 0.1M이다.

## 2. 물질전달 실험과 FLUENT 시뮬레이션 결과 비교

### 1) 평균(Average) $Nu_D$ 수 비교

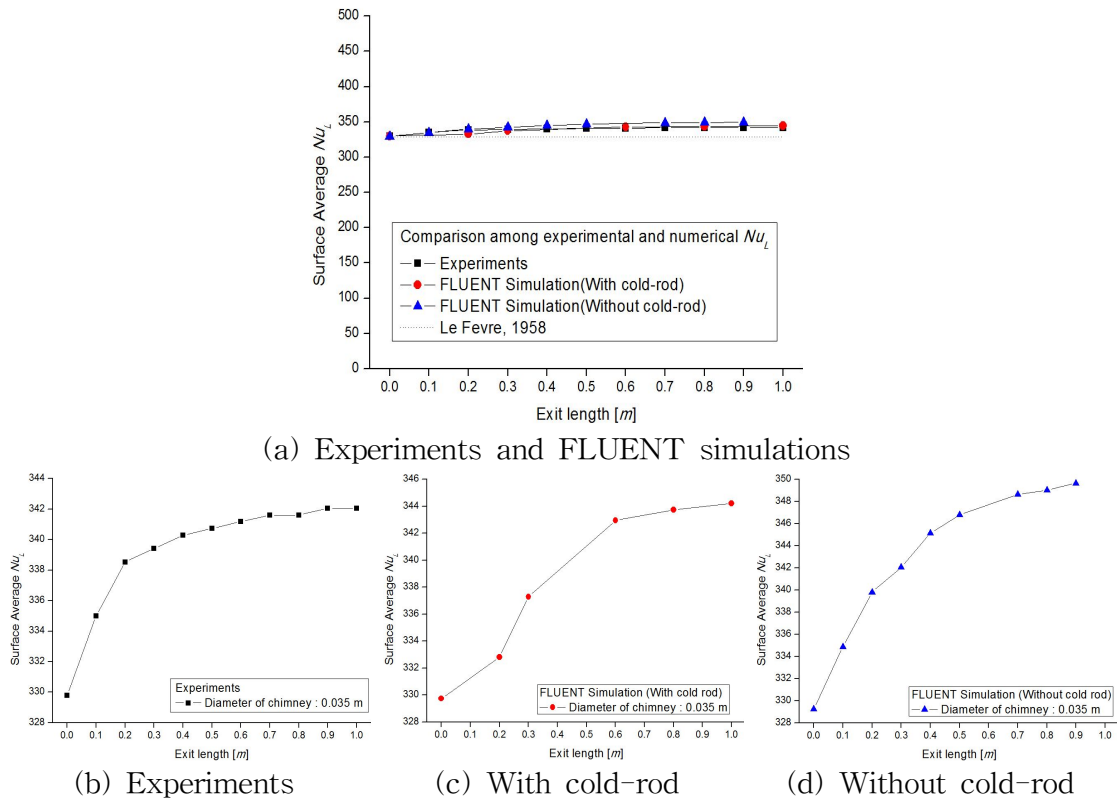


Fig. 34 Comparison among experimental and numerical average Nusselt numbers in the heated cylinder for each exit length

Fig. 34는 양극봉(Cold-rod)이 존재하는 본 실험의 확장비(출구길이)에 따른

가열벽면(Heated cylinder wall)에서의 평균  $Nu_D$ 와 FLUENT를 이용하여 수치적으로 구한 평균  $Nu_D$  수들을 비교한 것이다.

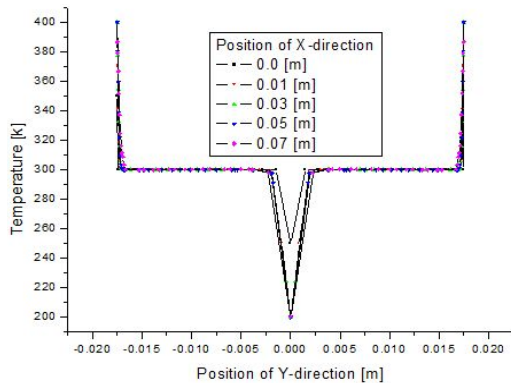
Fig. 34(a)는 모든 값을 비교한 것이고, Fig. 34(b)는 물질전달 실험 Fig. 34(c)는 양극봉이 있는 경우 FLUENT Simulation, Fig. 34(d)는 양극봉이 없는 경우의 FLUENT Simulation에서 수치적으로 구한  $Nu_D$  값을 각각 나타낸다. Fig. 34(a)를 보면 모든  $Nu_D$  값이 거의 일치함을 확인할 수 있다. 그리고 Fig. 34(b), (c), (d)를 보면, 출구길이가 길어질수록 열전달이 향상되다가, 특정 출구길이 이상부터는 열전달이 크게 향상되지 않음이 확인된다. 이는 굴뚝의 높이가 높아지는 만큼 열전달이 무한히 향상되는 것이 아니라는 것을 의미한다. 이들 값의 상대오차는 1.35~5.44%로 거의 일치하며, 이는 실험과 수치해석의 차이로 인하여 발생한 것으로 생각된다.

## 2) 양극봉(Cold-rod) 유무에 대한 수치해석 결과 비교

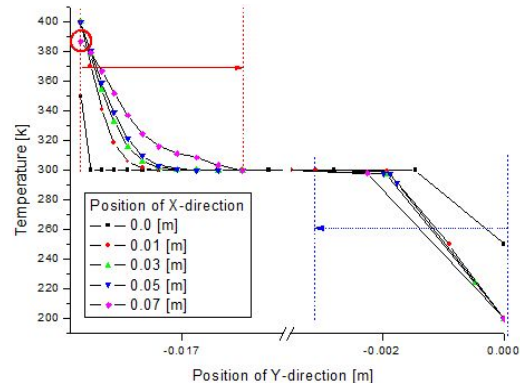
### (1) 가열부(Heated cylinder)내 온도분포(Temperature profile)

Fig. 35와 36은 출구길이(Exit length)가 0.80 m를 가질 때, 양극봉이 있는 경우(With cold-rod)와 없는 경우(Without cold-rod)에 대한 가열부내 온도분포(Temperature profile)을 나타낸다. X-방향(direction)은 유동이 흐르는 방향을 나타내고, Y-방향은 유동을 가로지르는 방향을 나타낸다. 각각의 (a)는 Y-방향 모두에서의 온도분포를 나타내고, (b)는 중심선(Centerline)을 기준으로 왼쪽(left side)을 나타낸다.

2,014 값을 가지는  $Pr$  수의 영향으로, 열경계층이 매우 얇기 때문에 가열벽면에 가까운 곳에서만 온도분포가 나타나므로 Fig. 35(b), Fig. 36(b)의 가로축 [Position of Y-direction]에서 온도가 변하지 않는 부분은 생략(Show break)하였다.

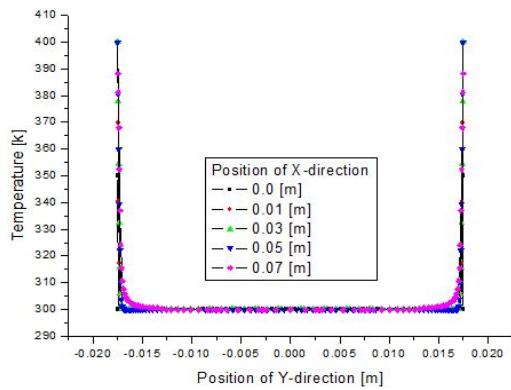


(a) Y-direction - all

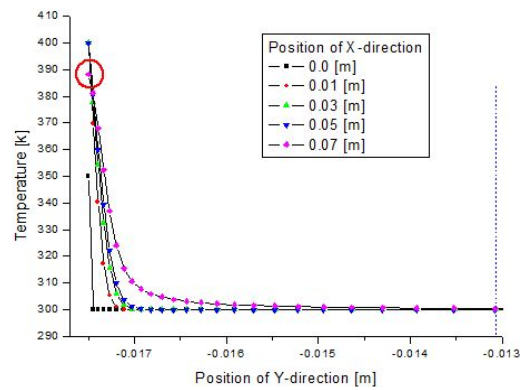


(b) Y-direction - left side

Fig. 35 Temperature profile profiles for with cold-rod for 0.8 *m* exit length in the heated cylinder



(a) Y-direction - all



(b) Y-direction - left side

Fig. 36 Temperature profile profiles for without cold-rod for 0.8 *m* exit length in the heated cylinder

온도분포가 중심을 기준으로 좌우 대칭이다. 양극봉이 있는 시뮬레이션 결과를 나타내는 Fig. 35를 보면, 가열벽면 근처에서는 온도가 증가하고, 양극봉 근처에서는 온도가 감소하였다. 모든 온도분포에서, 온도는 가열벽면 근처에서 최대 값을 갖고 양극봉 근처에서 최소값을 가진다. 그리고 가열부와 양극봉에서의 온도경계층(Thermal boundary)이 각각 상단 또는 하단으로 갈수록 두꺼워짐을 확인할 수 있다.

양극봉이 없는 시뮬레이션 결과를 나타내는 Fig. 36을 보면, 가열벽면 근처에서의 온도분포는 가열부 하단에서 상단으로 갈수록 그리고 가열벽쪽에서 중심쪽으로 갈수록 최대가 된다. 이는 온도경계층이 상단으로 갈수록 발달됨을 의미한다.

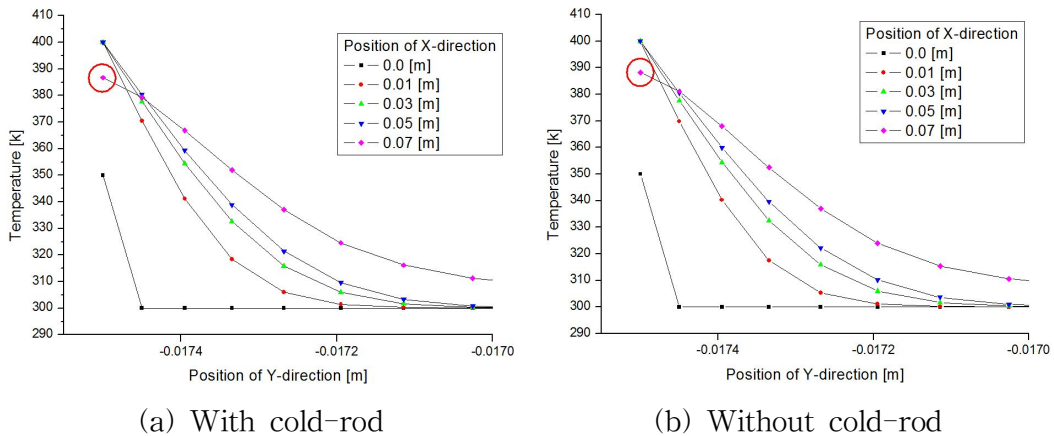


Fig. 37 Temperature profiles for 0.8 m exit length near the heated cylinder

양극봉이 있는 경우와 없는 경우의 굴뚝내 전반적인 온도분포는 약간 달랐다. 그러나 가열벽면 근처에서의 온도분포가 결국은 열전달계수( $h$ )를 의미하므로 보다 세밀하게 벽면근처에서의 온도분포를 비교해볼 필요가 있다.

Fig. 37은 가열벽면 근처에서의 온도분포를 나타낸다. X-방향, Y-방향의 모든 위치(Elevation)에서 거의 같은 값을 보인다. 양극봉이 있든, 없든 벽면에서의 온도분포는 같다는 것을 의미한다. 한편, Fig. 37(a)와 (b) 모두에서, 가열부 상단 지점인 0.07 m 지점(◆)의 가열벽면과 가까운 부근에서의 온도가 갑작스럽게 작아짐이 확인된다. 이는 가열부 상단 끝에서 바로 위 주변 유체로 열이 확산(Diffusion)되거나 굴뚝으로 전도(Conduction)되면서 열을 빼앗겨 온도가 내려갔기 때문이다.

(2) 가열부(Heated cylinder)내 속도분포(Velocity profile)

Fig. 38과 39는 출구길이(Exit length) 0.8m를 가질 때, 양극봉이 있는 경우와 없는 경우에 대한 가열부내 속도분포(Velocity profile)를 나타낸다. 속도분포는 중심을 기준으로 좌우 대칭이다.

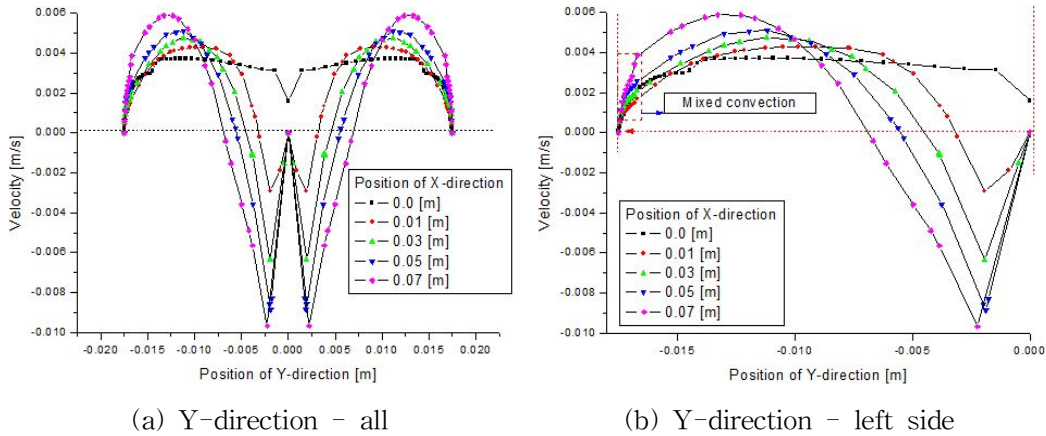


Fig. 38 Velocity profiles for with cold-rod for 0.8 m exit length in the heated cylinder

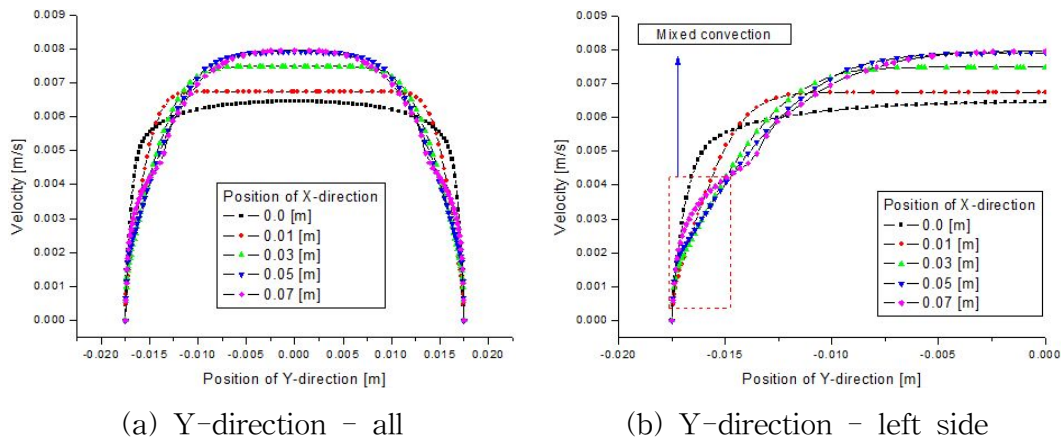


Fig. 39 Velocity profiles for without cold-rod for 0.8 m exit length in the heated cylinder

양극봉이 있는 시뮬레이션 결과를 나타내는 Fig. 38을 보면, 가열부 하단에서 상단으로 갈수록 순차적으로 양(+), 음(-)의 속도 절대 값이 커지고 중심부의 양

극봉 표면에서는 No-slip condition이므로 속도가 0이 되어 전체적으로 W형의 속도분포가 나타난다. 이는 양쪽 가열벽(Heated cylinder)을 따라서 상향유동이 발생하고, 양극봉을 따라서 하향유동이 발생하기 때문이다.

그리고 가열벽면 근처에서 유동이 혼합대류(Mixed convection)화되는 패턴이 보인다. 초기에 굴뚝으로 인하여 작용한 강제대류(Forced convection)에 부력이 추가되어 혼합대류화 되었기 때문이다.

양극봉이 없는 시뮬레이션 결과를 나타내는 Fig. 39를 보면, 양극봉이 있을 때의 Fig. 38에서의 가열부내 속도분포(Velocity profile)와는 다르게 중심부근에서 최고속도(Velocity peak)가 나타나며, 가열부 하단에서 상단으로 갈수록 최대가 되는 포물선 형태의 속도분포가 나타난다. 이는 가열부 하단에서 상단까지 속도분포가 계속해서 발달(Developing)하기 때문이다.

그리고 가열부 하단에서 상단으로 갈수록 가열벽면 근처에서 혼합대류화 되어 가열부 최상단에서 속도피크(Velocity peak)가 두 곳에서 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 벽면에는 자연대류 영향이 강하게 나타나고 중심부에는 강제대류의 영향이 강하게 나타나므로 인접부분에서는 이 두 가지 효과가 상호작용을 일으켜서 속도분포에 변곡점이 발생하는 것으로 판단된다.

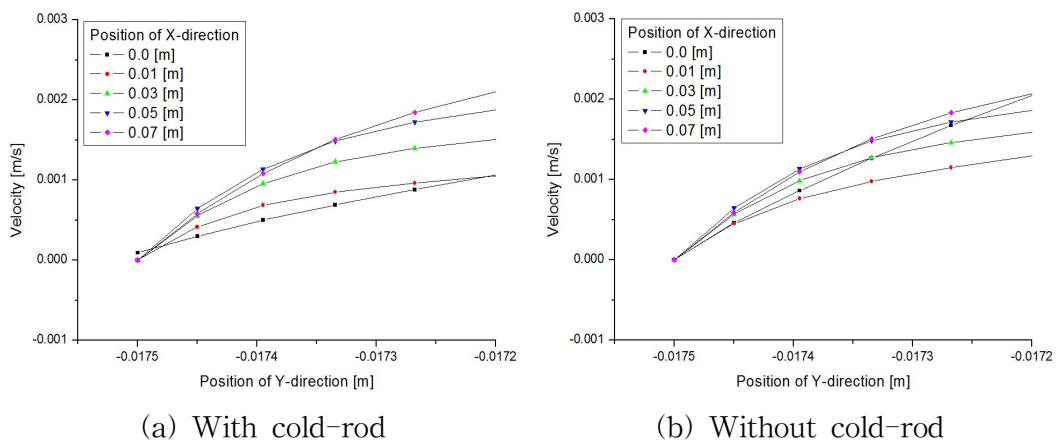


Fig. 40 Velocity profiles for 0.8 m exit length near the heated cylinder

양극봉이 있는 경우와 없는 경우의 굴뚝내 전반적인 속도분포(Velocity

profile) 역시 약간 달랐다. 그러나 벽면근처에서의 속도분포는 거의 같았다.

Fig. 40은 가열벽면 근처에서의 속도분포를 나타낸다. Fig. 40(a)와 (b)의 X-방향, Y-방향의 모든 위치(Elevation)에서 거의 같은 값을 보인다. 즉, 양극봉이 있든지 없든지 벽면에서의 속도분포는 같았다. 속도분포는 곧 벽면과의 마찰을 결정하므로 벽면에서의 마찰력 역시 같다는 것을 의미한다.

물질전달 실험과 같이 굴뚝내 차가운 벽의 역할을 하는 양극봉이 있는 기하구조에 대하여 FLUENT 6.2, CFD 프로그램을 사용하여 시뮬레이션(Simulation)을 수행한 것과 양극봉이 없는 기하구조에 대한 수치해석을 수행하여 이를 비교하였다. 차가운 벽의 역할을 하는 양극봉이 굴뚝내부에 위치하는 경우와 없는 경우의 굴뚝내 전반적인 현상학적 거동은 약간 달랐다. 하지만 열전달량을 결정하는 벽면근처에서의 온도분포와 속도분포를 확인해 본 결과 두 경우의 값은 같았다. 따라서 굴뚝내 열전달 현상을 물질전달로 모사가 가능하다는 것을 확인하였다.

### 3. 실제 굴뚝내 열전달 현상

실제 굴뚝내 열전달 현상분석은 굴뚝이 없는 경우(Without chimney)와 유효길이(Effective length)보다 작은 굴뚝 높이와 큰 굴뚝 높이를 가지는 굴뚝-시스템(Chimney-system)에서의 열전달 현상이 어떻게 달라지는가를 확인하였다.

#### 1) 속도벡터(Velocity vector)

Fig. 41은 굴뚝이 없을 때(Without the chimney), 가열부내 속도벡터(Velocity vector)를 나타낸다. Fig. 42는 굴뚝-시스템(Chimney-system)의 총 길이가 0.27 m, 굴뚝 높이가 0.20 m, 그리고 가열부의 높이가 0.07 m일 때의 속도벡터를 나타낸다. Fig. 43은 굴뚝-시스템의 총 길이가 0.87 m, 굴뚝 높이가 0.80 m, 그리고 가열부의 높이가 0.07 m일 때의 속도벡터를 나타낸다.

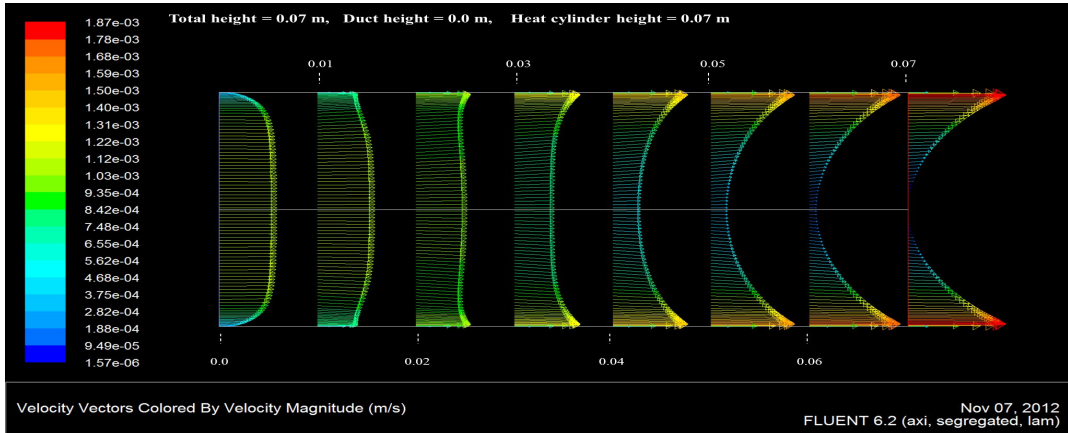


Fig. 41 Velocity vector - without the chimney

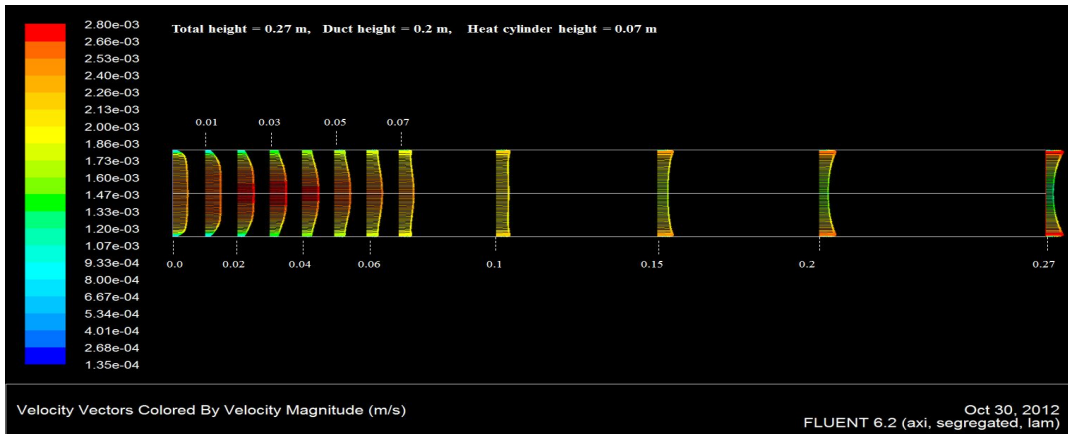


Fig. 42 Velocity vector for the 0.20 m chimney height.

Fig. 41, Fig. 42 그리고 Fig. 43의 가열부 입구에서의 속도벡터(Velocity vector)를 보면, 양쪽 가열벽면 근처에서는 속도가 작고 중심부 쪽에서는 보다 속도가 큰 평평한 속도분포를 가진다. Fig. 41에서는 도관내 유동(Duct flow)이므로 약한 힘이지만 가열부 하단의 내부 유체를 빨아들이는 강제대류 효과가 발생한 것이고, Fig. 42와 Fig. 43에서는 굴뚝의 존재로 인한 강제대류 효과가 발생한 것이다.



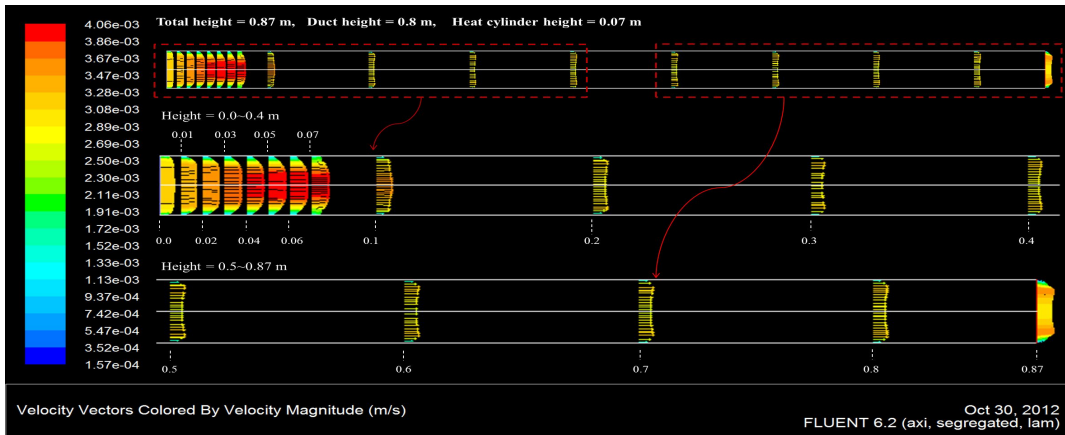


Fig. 43 Velocity vector for the 0.80 m chimney height.

Fig. 41에서 가열부 상단으로 갈수록 양쪽 가열벽면 근처에서 속도피크 (Velocity peak)가 두드러진다. 그러나 Fig. 42와 Fig. 43에서는 이후 가열부 상단으로 갈수록 중심부근에서 속도피크가 생겨난다. 굴뚝이 없는 기하구조인 Fig. 41에서는 도관내 유동(Duct flow)으로 인해 발생한 강제대류 보다 가열부에서 발생된 열로 인한 부력의 영향으로 양쪽 가열벽면 쪽에서 피크(Peak)가 발생한 것이고, Fig. 42와 Fig. 43에서는 굴뚝효과의 영향으로 내부유체가 가속 받는 길이만큼 빨아들이는 힘이 작용했기 때문이다.

Fig. 42에서의 굴뚝내부의 속도벡터를 보면, 가열부 상단 근처에서 중심부의 속도피크(Velocity peak)가 이후 굴뚝 상단으로 갈수록 점점 평평해지고 최종적으로는 양쪽 벽면에서 속도피크가 발생한다. 이는  $Pr(=2,094)$  수의 영향으로 열 경계층이 매우 얇아서 벽면에서 부력이 지속적으로 작용하는 것으로 판단되며, 이로 인해 벽면 근처의 속도피크를 유지하는 것으로 보인다. 그러나 Fig. 43에서의 굴뚝내 속도벡터를 보면, Fig. 42와는 달리 유동이 거의 완전발달(Fully developed) 되어있음이 확인된다. 이는 내부 유체가 가속 받는 굴뚝의 높이가 충분하기 때문이다. 자세한 분석은 이후에 제시되는 속도분포에 나타내었다.

## 2) 속도분포(Velocity profile)

### (1) 가열부내(In the heated cylinder)

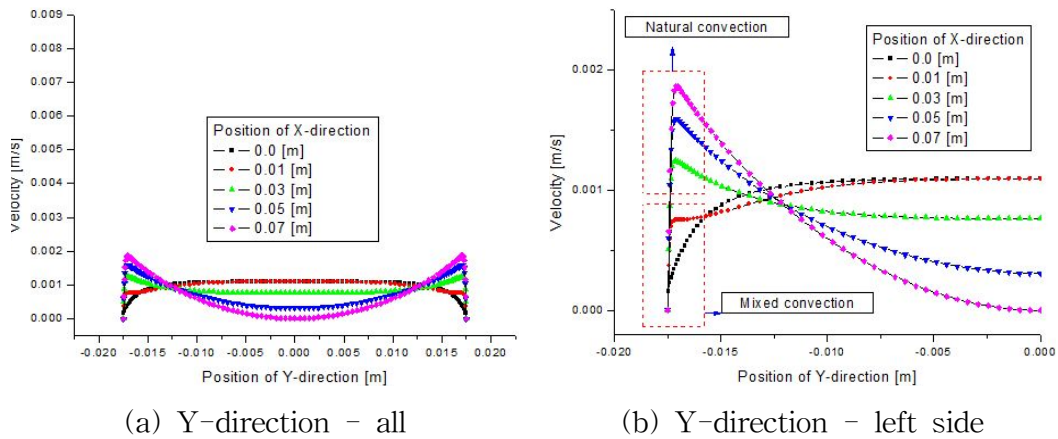


Fig. 44 Velocity profiles in the cylinder without the chimney.

Fig. 44와 Fig. 45 그리고 Fig. 46은 각각 굴뚝이 없을 때(Without the chimney)와 출구길이 0.2 m와 0.8 m를 가질 때, 가열부 하단( $X=0m$ )에서부터 가열부의 상단( $X=0.07m$ )까지의 모든 위치( $X$ -direction)에 대한 속도분포를 나타낸 것이다. 각각의 Figure (a)를 보면, 속도(Velocity) 절대 값은 굴뚝이 없는 Fig. 44에서 가장 작았고, 0.8 m의 출구길이를 가지는 Fig. 46에서 가장 컸다. 따라서 굴뚝이 유동의 속도를 향상시킴을 확인할 수 있다.

Fig. 44(a)를 보면, 가열부 하단( $X=0m$ )에서는 속도분포가 중심부근이 평평하면서 절대 값이 가장 크고 양쪽 벽면근처에서 가장 작았다. 이는 첫째, 하단 벽면 근처에서는 부력 보다는 유체와 벽면사이의 마찰력과 점성력이 크게 작용하기 때문이고 둘째, 도관내 유동(Duct flow)이므로 가열부 하단에서는 상단의 유동이 끌어주는 힘을 받아 강제대류가 작용했기 때문이다.

가열부 상단( $X=0.07m$ )으로 갈수록 속도분포는 양쪽 벽면근처에서 가장 높고 중앙이 가장 낮아졌다. 이는 굴뚝이 없는 기하구조도 도관내 유동이고, 이로 인해 발생된 강제대류 보다 가열부로 인해 발생된 부력의 영향이 크기 때문에 양쪽 가열벽면 쪽에서 피크(Peak)가 발생한 것이다. 그리고 Fig. 44(b)를 보면, 가열벽면에서 혼합대류화 되는 패턴이 보인다. 초기에 작용한 강제대류에 부력이 추가되어 혼합대류화 되었다가, 가열벽면에서 점차 부력이 강해져서 자연대류 형

태를 보이기 때문이다.

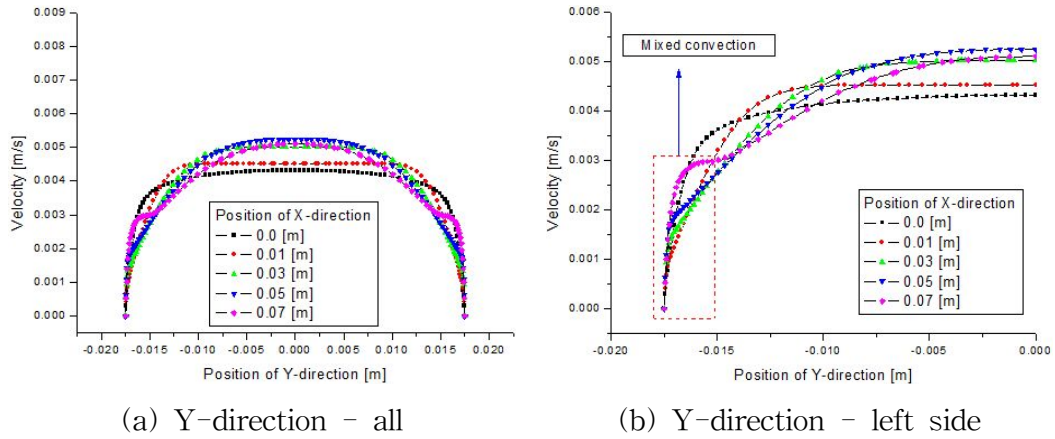


Fig. 45 Velocity profiles for 0.2 m exit length in the cylinder

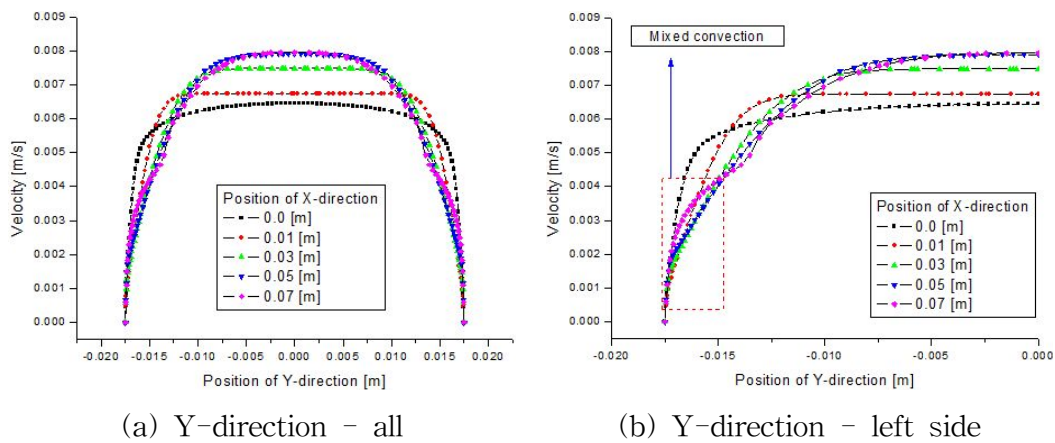


Fig. 46 Velocity profiles for 0.8 m exit length in the cylinder

Fig. 45(a)와 Fig. 46(a)를 보면, 굴뚝이 없을 때의 Fig. 44(a)에서의 가열부내 속도분포와는 다르게 중심부근에서 속도피크(Velocity peak)가 나타나며, 가열부 하단에서 상단으로 갈수록 최대가 된다. 이는 굴뚝이 길어지면 유속이 증가하므로 강제대류가 자연대류에 비해 상대적으로 강해져서 내부유동을 강제로 끌어올려 나타나는 현상으로 판단된다.

유효길이(Effective length) 이전의 굴뚝높이(0.2 m)에 대한 Fig. 45(b)를 보면,

중심부에서의 X-방향에 따른 속도피크(Velocity peak)의 변화가 크다. 즉, 가열부 하단에서 상단으로 갈수록 순차적으로 속도피크 값이 커졌다. 이는 가열부 하단에서 상단까지 속도분포가 계속해서 발달(Developing)하기 때문이다. 그리고 가열부 하단에서 상단으로 갈수록 가열벽면 근처에서 혼합대류화 되어 가열부 최상단에서 속도피크가 두 곳에서 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 벽면에는 자연대류 영향이 강하게 나타나고 중심부에는 강제대류의 영향이 강하게 나타나므로 인접부분에서는 이 두 가지 효과가 상호작용을 일으켜서 속도분포에 변곡점이 발생하는 것으로 판단된다.

유효길이 이후의 굴뚝높이(0.8 m)에 대한 Fig. 46(b)를 보면, X-방향 0.04 m 지점부터 비슷한 속도피크 값을 보인다. 이것으로 유효길이 이후에서는, 가열부 상단까지 도달하기 이전에 유동이 완전발달되어 속도분포가 일정해지는 것으로 판단된다. Fig. 46(b)에서도 가열벽면 근처에서 가열부 하단에서 상단으로 갈수록 혼합대류화 됨을 알 수 있으나, 출구길이가 충분히 길기 때문에 강제대류의 영향이 커서 혼합대류의 크기가 Fig. 45(b)보다 작았다.

## (2) 굴뚝내(In the chimney)

Fig. 47과 Fig. 48은 각각 출구길이가 0.2 m와 0.8 m를 가질 때, 굴뚝내 속도분포를 나타낸다. 각각의 (a)는 Y-방향 모두에서의 속도분포를 나타내고, (b)는 중심을 기준으로 왼쪽부분을 나타낸다.

Fig. 47(a)를 보면, 속도피크(Velocity peak)는 가열부를 지나자마자 양쪽 굴뚝벽면 근처에서 가장 높고, 중심부근이 다시 작아진다. 이는  $Pr(=2,094)$  수의 영향으로 열경계층이 매우 얇아서 벽면에서 부력이 지속적으로 작용하는 것으로 판단되며, 이로 인해 벽면 근처의 속도피크를 유지하는 것으로 보인다. Fig. 48(a)를 보면, Fig. 47(a)와 유사하지만, 유동이 하류로 진행하면서 벽면 근처에서의 속도피크가 완만해짐을 확인할 수 있다. 이는 굴뚝벽면에서는 더 이상 가열이 되지 않으므로 속도분포가 평평해지는 것이다. 그리고 출구길이가 길어질수록 속도피크가 양쪽벽면에서 중심쪽으로 이동하며 유동이 완전발달되고 있다고 판단된다.

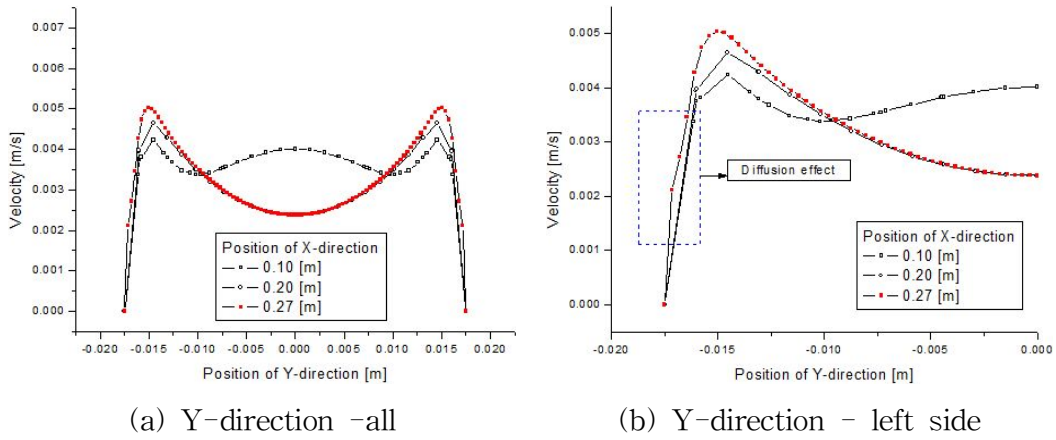


Fig. 47 Velocity profiles for 0.2 m exit length in the chimney

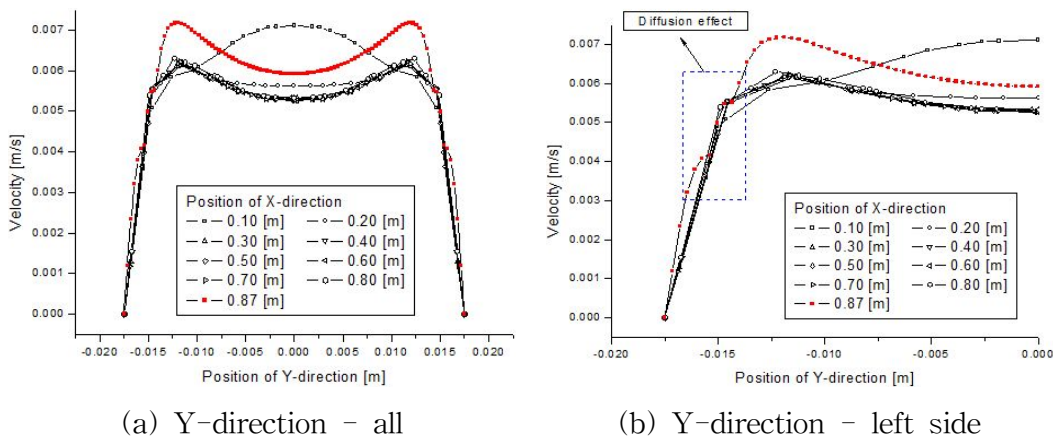


Fig. 48 Velocity profiles for 0.8 m exit length in the chimney

Fig. 47(b)를 보면, X-방향의 각 위치에 대한 속도피크(Velocity peak) 값이 상승하였다. 이는 굴뚝 내에서도 여전히 유동이 발달(Developing)하고 있음을 보여준다. 반면, Fig. 48(b)를 보면, X-방향 0.10, 0.20, 그리고 굴뚝 최상단인 0.87 m 지점을 제외한 모든 위치의 속도피크가 같음이 확인된다. 이는 0.30 m 지점부터 굴뚝 최상단 직전까지 일정한 속도분포를 갖는다는 것을 의미한다. 그리고 각각의 굴뚝 최상단 벽면근처에서 또 다른 작은 속도피크가 보이는데, 이는 굴뚝-시스템내를 통해 올라온 유체가 확산효과(Diffusion effect) 때문에 주변

(Ambient)으로 열을 잃어버리고, 굴뚝 최상단에서 벽면을 타고 올라온 유체가 박리(Separation)되면서 그 틈으로 약간의 차가운 유체가 유입되었기 때문에 물결치듯 속도분포가 형성된 것으로 생각된다.

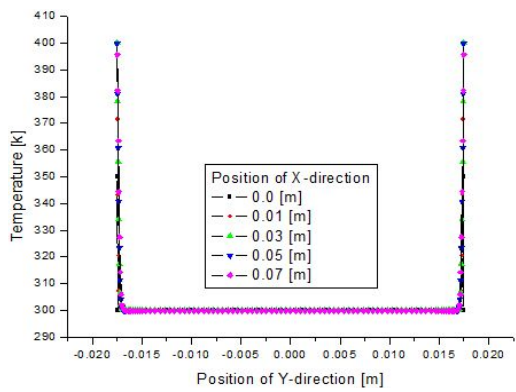
### 3) 온도분포(Temperature profile)

#### (1) 가열부내(In the heated cylinder)

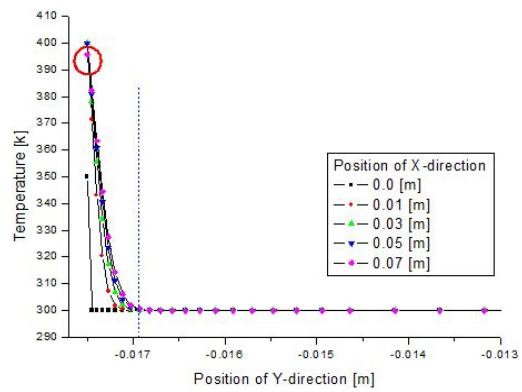
Fig. 49와 Fig. 50 그리고 Fig. 51은 각각 굴뚝이 없을 때와 출구길이가 0.2 m와 0.8 m를 가질 때, 가열부 하단( $X=0m$ )에서부터 가열부의 상단( $X=0.07m$ )까지의 모든 위치에 대한 온도분포(Temperature profile)를 나타낸 것이다.

Fig. 49(b)와 Fig. 50(b) 그리고 Fig. 51(b)에서 가로축의 온도가 변하지 않는 부분은 생략(Show break)하였다. 이는 2,014 값을 가지는  $Pr$  수의 영향으로, 열경계층이 매우 얇기 때문에 가열벽면에 가까운 곳에서만 온도분포가 나타나기 때문이다.

모든 그림에서의 (b)를 보면, 가열벽면 근처에서의 온도분포는 하단에서 상단으로 갈수록 그리고 가열벽면쪽에서 중심쪽으로 갈수록 온도(Temperature)는 최대가 된다. 모든 위치에서의 온도가 같아지는 지점(파란색 점선 “---”)이 굴뚝이 없는 기하구조보다 굴뚝을 갖는 기하구조에서, 그리고 출구길이가 커질수록 중심부쪽으로 이동하는 것을 확인할 수 있다. 이는 열경계층이 상단으로 갈수록 발달됨을 의미한다. 최고온도는 가열부 최상단인  $X=0.07 m$  지점(◆)이 아닌 그 아래  $X=0.05 m$ 인 지점에서 최고를 나타내었다. 가열부 상단 지점인  $0.07 m$  지점(◆)의 가열벽면과 가까운 부근에서의 온도가 갑작스럽게 작아짐이 확인된다. 이는 가열부 상단 끝에서 바로 위 주변 유체로 열이 확산(Diffusion)되거나 굴뚝으로 전도(Conduction)되면서 열을 빼앗겨 온도가 내려갔기 때문이다. 그리고 가열부 최하단인  $X=0.0 m$  지점에서 최저 온도를 나타낸다. 이는 가열부 아래에서 차가운 주변 유체가 바로 들어오기 때문이다.

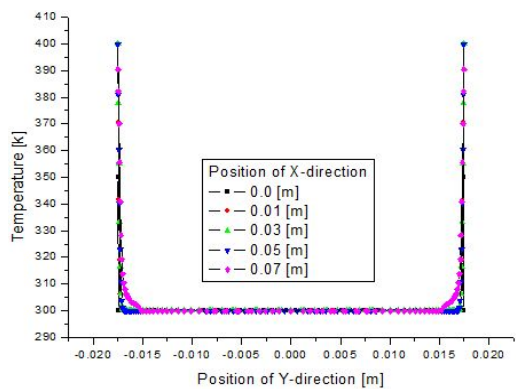


(a) Y-direction - all

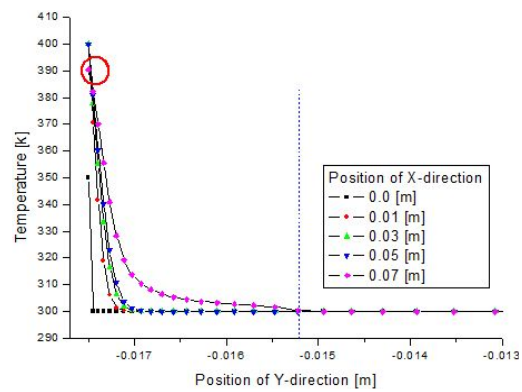


(b) Y-direction - left side

Fig. 49 Temperature profile profiles in the cylinder without the chimney.

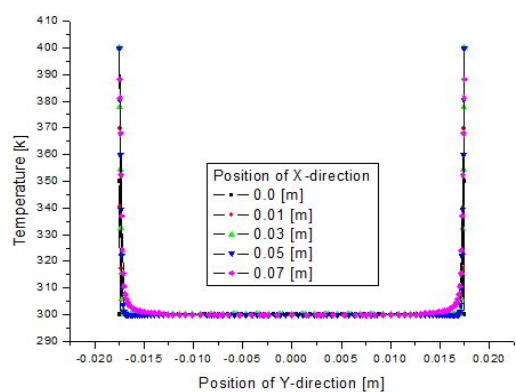


(a) Y-direction - all

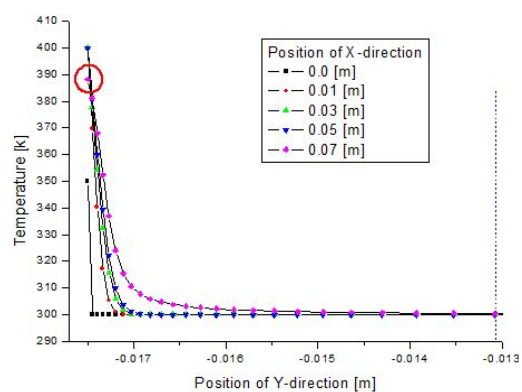


(b) Y-direction - left side

Fig. 50 Temperature profile profiles for 0.2 m exit length in the cylinder



(a) Y-direction - all



(b) Y-direction - left side

Fig. 51 Temperature profile profiles for 0.8 m exit length in the cylinder

(2) 굴뚝내(In the chimney)

Fig. 52와 Fig. 53은 각각 출구길이가 0.2 m와 0.8 m를 가질 때, 굴뚝내 온도 분포를 나타낸다. 각각의 (a)는 Y-방향 모두에서의 온도분포를 나타내고, (b)는 중심을 기준으로 왼쪽부분을 나타낸다.

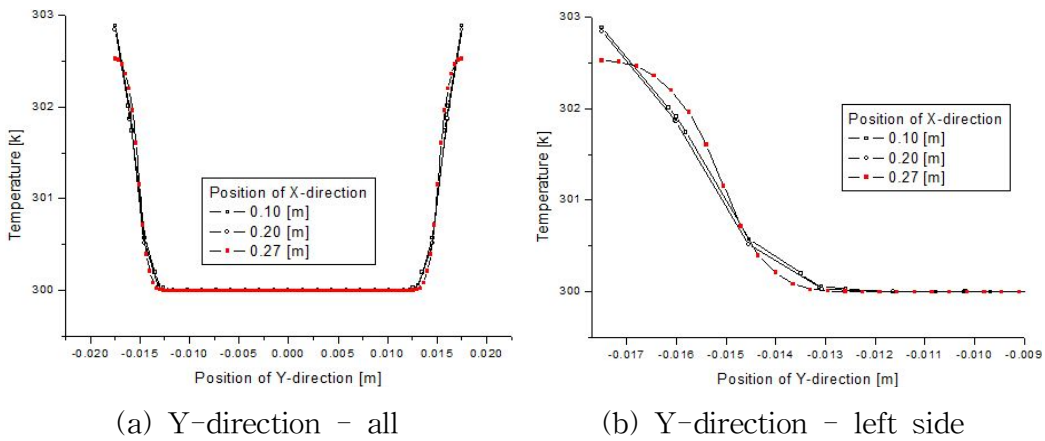


Fig. 52 Temperature profile profiles for 0.2 m exit length in the cylinder

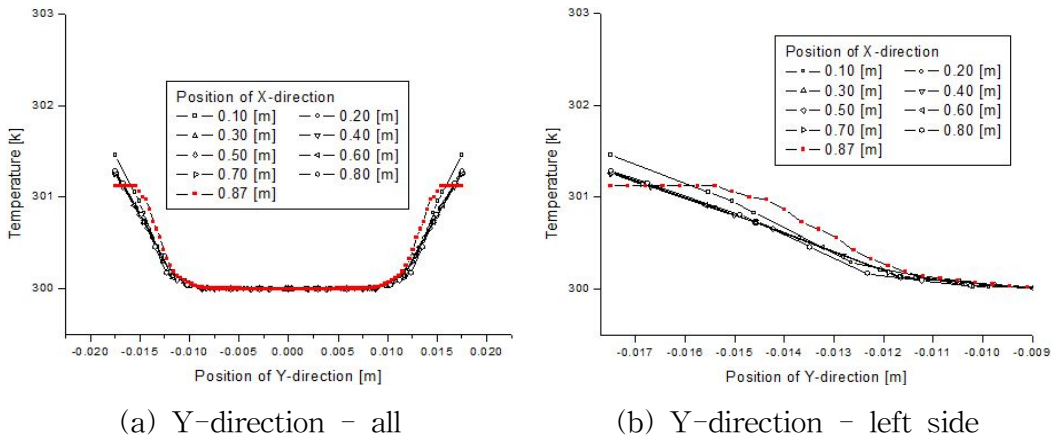


Fig. 53 Temperature profile profiles for 0.8 m exit length in the cylinder

Fig. 52(a)와 Fig. 53(a)를 비교해 보면, 출구길이가 작은 경우 온도 절대 값이 크다. 이는 열전달이 덜 되었고, 온도가 수평방향으로 평평해 질 만큼의 출구길



이를 갖지 못했음을 의미한다. Fig. 52(b)와 Fig. 53(b)를 보면, 굴뚝 최상단을 제외한 나머지 위치에서의 온도분포는 굴뚝 하단(가열부 바로 위)에서 상단으로 갈수록 최소가 된다. 즉, 굴뚝 내부의 온도분포는 굴뚝 상단으로 갈수록 수평방향으로 열을 잃어 점점 온도분포가 평평하게 되는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 53(b)를 보면, 굴뚝의 높이가 충분함에도 불구하고 굴뚝의 상단까지 벽면 근처에서 온도피크(Temperature peak)가 나타나는 것은 열확산이 충분치 않아서 벽면근처의 유체가 여전히 부력을 받기 때문인 것으로 판단된다. 그리고 X-방향 0.10, 0.20, 그리고 굴뚝 최상단인 0.87 m 지점을 제외한 나머지 위치에 대한 온도분포의 절대 값이 거의 일정함을 알 수 있다. 이는 앞서 설명한 속도분포의 특정 위치에서 속도가 일정해지는 이유를 설명해 준다.

#### 4) 전단응력(Wall shear stress)

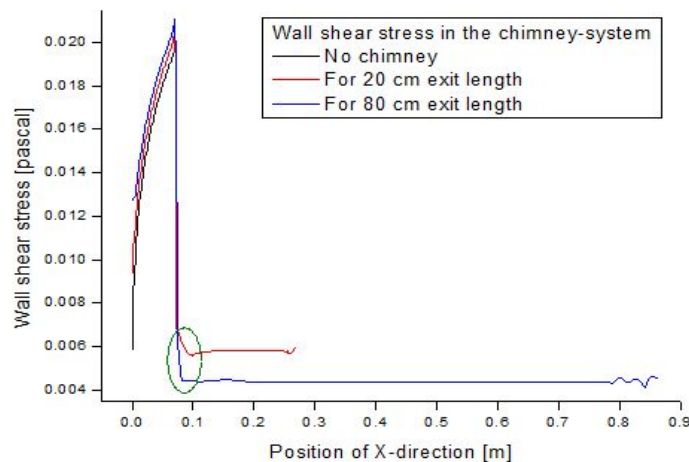


Fig. 54 Wall shear stress in the chimney-system for 0, 20 and 80 cm exit length

Fig. 54는 굴뚝이 없을 때와 출구길이 0.2 m와 0.8 m를 가질 때, 전체의 굴뚝-시스템 내에서의 각각의 마찰력(Wall shear stress)을 나타낸다.

모든 경우에서, 가열벽면에서는 마찰력이 증가하였다. 이는 가열벽면을 따라 부력으로 인한 내부 유체의 가속으로 마찰력이 증가하였기 때문이다. 굴뚝이 존

재하는 경우, 굴뚝벽면이 시작되는 지점에서 급격히 마찰력이 감소하였다. 이는 굴뚝벽면에서는 부력으로 인한 속도증가가 더 이상 없으므로 급격한 마찰력의 감소를 보인다.

20 cm의 출구길이를 가지는 경우, 굴뚝이 시작되면서 특정 구간까지 마찰력이 조금씩 감소하는 것이 관찰된다(초록색 동그라미). 반면, 80 cm의 출구길이를 가지는 경우, 굴뚝 하단부터 상단까지 거의 일정한 마찰력을 보인다. 이는 출구 길이가 작을 때는 부력과 마찰력의 평형(Balance)이 굴뚝 내부 특정 지점부터 이루어지고, 출구 길이가 클 때는 굴뚝 하단부에서부터 이미 평형을 이룬 것이라 생각된다. 이후 굴뚝 최상단(출구) 부근에서 다시 요동치는 것이 보인다. 이는 굴뚝 내부를 통해 올라온 유체의 열이 확산효과로 인해 주변으로 열을 잃어버리거나, 벽면을 타고 올라온 유체가 박리되면서 그 틈으로 약간의 차가운 유체가 유입되려 하기 때문에 발생한 것으로 판단된다.

#### 5) 국부 Nu 수(Local Nusselt number)

Fig. 55는 출구길이에 따른 가열벽면에서의 국부  $Nu_D$  수를 나타낸다. (a)는 0.07 m의 가열부 전체 높이에 대한 국부  $Nu_D$  수를 같이 나타낸 것이다. (b)는 Fig. 55(a)에서 빨간박스(Red box) 표시한 부분을 확대해서 나타낸 것이다.

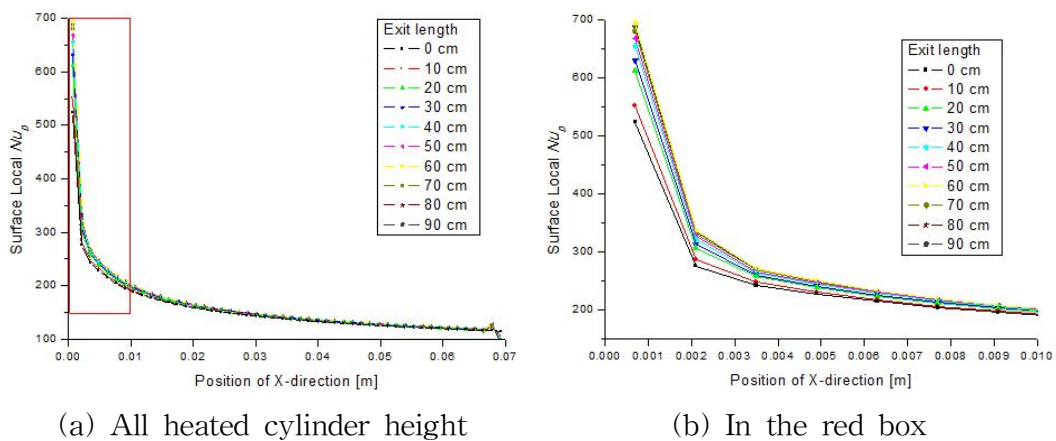


Fig. 55 Local  $Nu_D$  for each exit length

Fig. 55(a)을 보면, 모든 출구길이에서 가열부 하단은 열전달이 잘되고, 상단으로 갈수록 열전달이 안됨을 확인할 수 있다. 이는 가열부 하단에서부터 시작된 경계층이 상단으로 갈수록 두꺼워져서, 가열벽과 내부 유체와의 열전달이 줄어들었기 때문이다.

Fig. 55(b)를 보면, 굴뚝높이(또는 출구길이)가 커질수록 국부  $Nu_D$  값이 더 커짐을 알 수 있다. 이는 굴뚝효과로 인하여, 내부 질량유량의 증가로 인해  $Nu_D$  값이 증가한 것이다. 그리고 출구길이 40cm 이상부터는 그 값의 차이가 적음을 확인할 수 있다. 이는 특정 출구길이 이상부터는 열전달이 크게 향상되지 않음을 의미한다.

#### 6) 압력분포(Pressure profile)

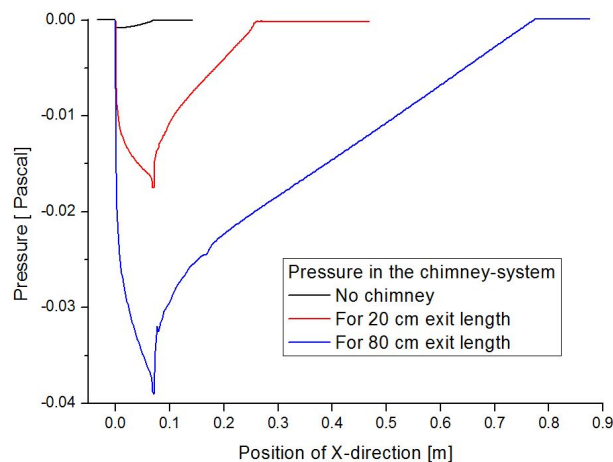


Fig. 56 Pressure in the chimney system for No chimney, 20 and 80 cm exit length

Fig. 56은 굴뚝이 없을 때와 출구길이 0.2 m와 0.8 m를 가질 때, 전체의 굴뚝-시스템 내에서 벽면에서 각각의 압력강하를 나타낸다. 굴뚝 상단과 하단 바깥의 압력은 대기 압력과 같다. 굴뚝의 존재여부, 굴뚝의 높이(출구길이)에 따라 최저 압력이 다르다. 이는 굴뚝이 높이가 증가할수록, 하류쪽으로 이동하는 유체가 부

력을 많이 받아 위로 가속되어 올라가므로, 굴뚝내 압력을 더욱 낮추게 하기 때문이다. 가열부 내에서는, 상단으로 갈수록 압력강하는 더욱 증가한다. 이는 부력으로 인하여 속도가 증가하였기 때문이다. 가열부를 지난 후 굴뚝내에서는, 압력이 회복하기 시작한다.

## VI. 본 실험

수치해석을 통해서 물질전달 실험으로 열전달 현상을 모사 가능하다는 것을 확인하였고, 예비 실험을 통해서 출구길이를 가지는 조건에서는 특정 출구길이 이상부터 출구길이가 더 길어지더라도 열전달이 거의 증가하지 않는 유효길이 (Effective length)가 나타남을 확인하였다.

본 실험에서는 유효길이가 굴뚝과 가열부의 확장비(Extension ratio), 팽창비(Expansion ratio), 가열부 온도(Heat input), 그리고 굴뚝의 단면적(Cross-sectional shape)에 따라서 언제 발생하고 어떤 차이가 있는지 확인하였다.

### 1. 실험장치 구성

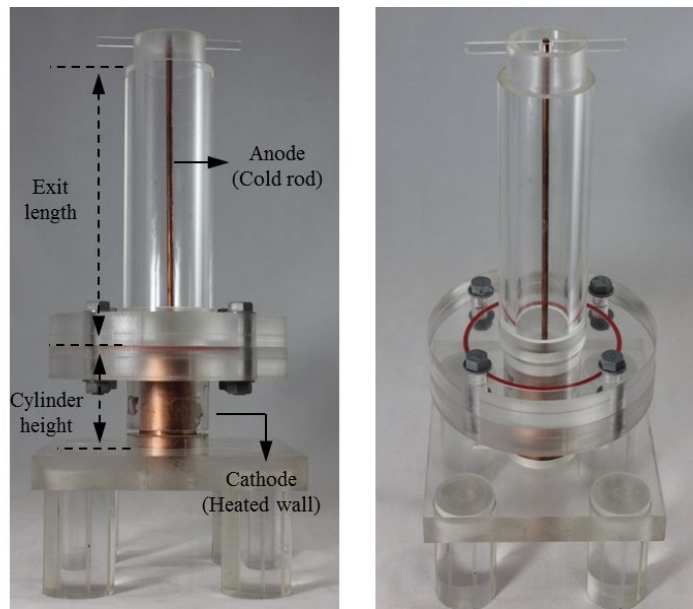


Fig. 57 Basics of experimental apparatus

굴뚝내 수직 원형관에 대한 열전달에 영향을 미치는 주요 인자들을 쉽게 조절할 수 있도록 실험장치의 설계 및 시스템을 구성하였다. Figs. 57~62는 실험 장치를 보여준다. 실험 장치는  $0.18 \times 0.18 \times 1.4 \text{ m}^3$ 의 상부가 개방된 직육면체인 아크릴로 제작된 수조내에 굴뚝-시스템(Chimney-system)장치가 들어가 있는 형태로 위치한다. Fig. 57은 기본적인 실험 장치를 나타낸다.

유동의 순환을 순조롭게 하고 장치가 흔들리는 것을 방지하기위해 바닥에 지지대를 놓고, 그 위에 음극관이 위치시켰다. 음극관은 아크릴수지로 제작된 원형관 안쪽에 구리 안대기(Lining)가 설치되어 있게 하였고 열전달계의 가열벽면(Heated wall) 역할을 한다. 그리고 음극관 위로 아크릴 덕트가 플랜지로 연결되어 있다. 이것은 가열되지 않는 벽면(Unheated wall)으로 출구길이에 해당한다. 양극은 방향성을 무시할 수 있게 Fig. 58과 같이 수직으로 덕트 중심을 가로지르도록 홀더를 사용하여 고정하였다.

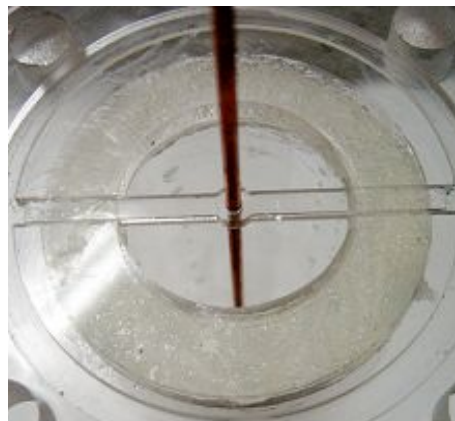


Fig. 58 Anode copper rod inserted in the hole

확장비(Extension ratio)에 대한 실험은 Fig. 59에 나타낸 것처럼, 기본 실험 장치에 굴뚝의 직경을 같게 하고 높이만을 달리하면서 수행하였다. 압력과 수높으로 내부 또는 외부로 깎은 아크릴 덕트끼리 조립하여 높이를 조절하였다. 팽창비(Expansion ratio)에 대한 실험은 Fig. 60처럼 굴뚝의 직경을 달리 하면서 수행하였다.

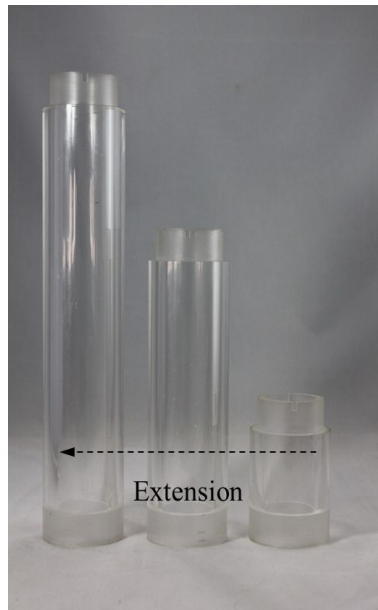


Fig. 59 Extension of the chimney(duct)

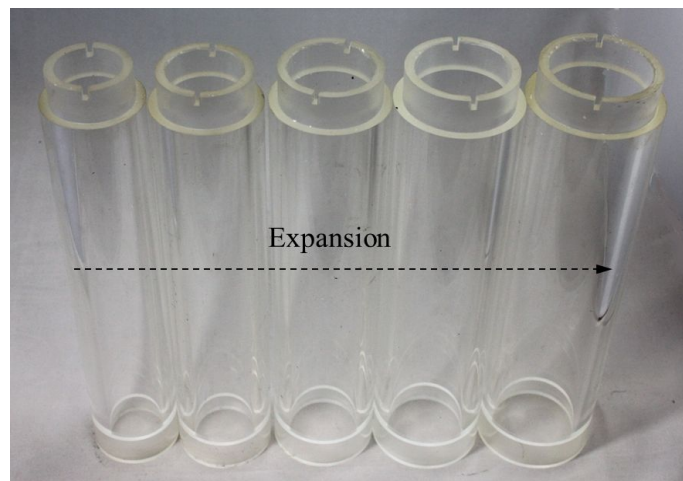


Fig. 60 Expansion of the chimney(duct)

가열부 온도(Heat input)의 영향에 대한 실험은 가열부의 높이를 변화시켜가며 실험을 수행하였다. 필요한 높이의 음극을 다양하게 조절할 수 있도록 제작하였다. 즉 이를 Fig. 61에서와 같이 구리관 한쪽은 내경을 다른 한쪽은 외경을 깎아서 필요한 높이만큼의 구리관을 쌓아 올릴 수 있도록 하였다.

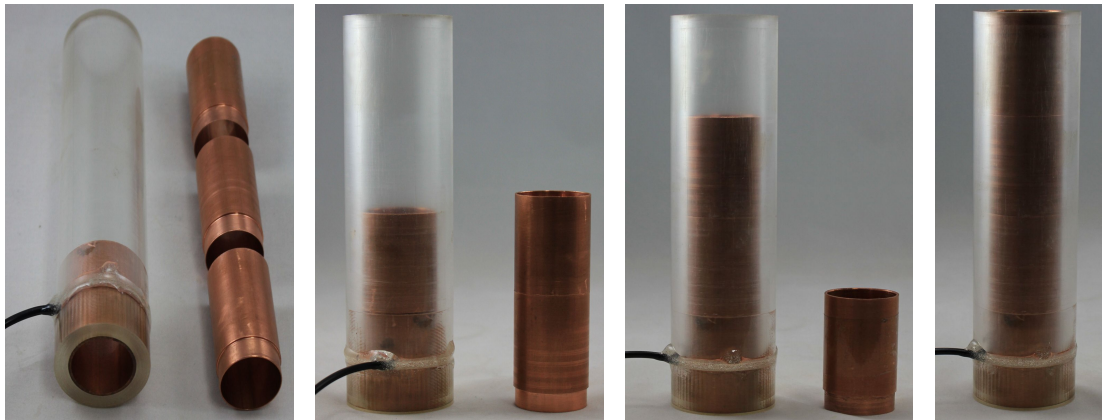
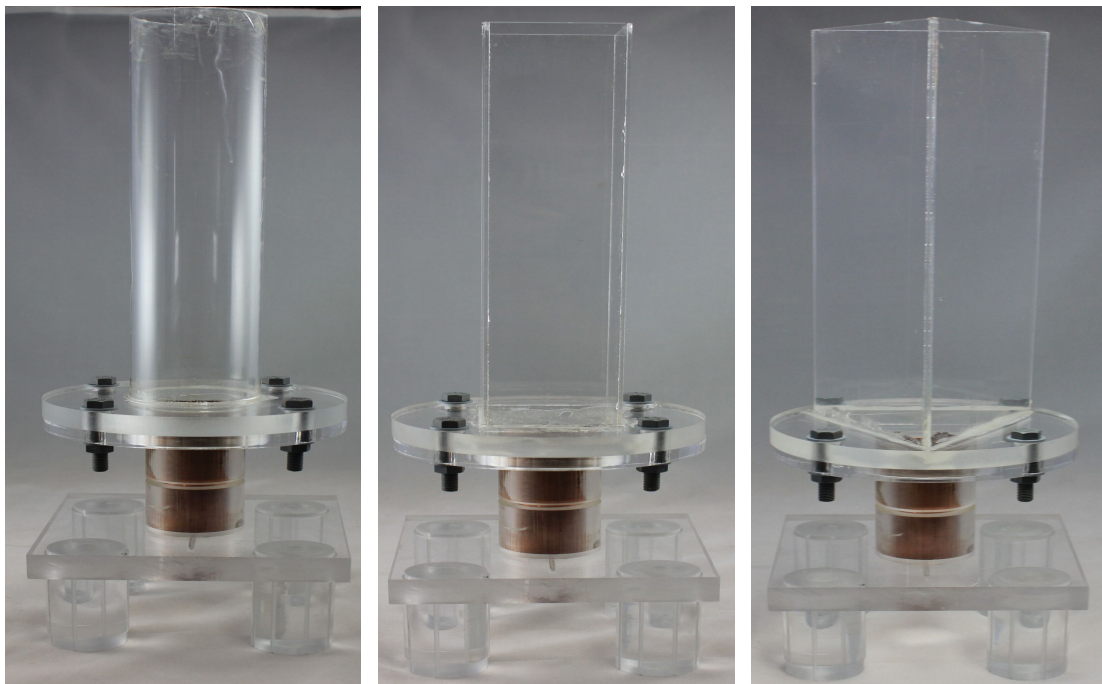


Fig. 61 Control to aspect ratio(heat input) of cathode(heated cylinder)



(a) Circular duct

(b) Square duct

(c) Equilateral triangle duct

Fig. 62 Control to aspect ratio(heat input) of cathode(heated cylinder)

Fig. 62는 굴뚝의 단면적(Cross-sectional shape)에 따른 열전달 실험 장치를 나타낸다. 기본 실험 장치에서 상단의 아크릴 덕트를 원형, 사각형, 그리고 삼각형의 단면적을 갖는 덕트로 바꾼 형태이다. 이 때, 모든 덕트는 수력학적 지름



(Hydraulic diameter)이 같게 설계하였다.

## 2. 실험방법 및 절차

### 1) 실험 방법

구리 전기도금계를 이용한 굴뚝내 수직 원형관에서의 자연대류 물질전달 실험은 다음과 같은 경우에 대하여 수행되었다.

#### ① 확장비(Extension ratio)의 영향

1 개의 음극관에 대하여 음극관(Cathode)과 직경이 같은 덕트의 높이를 변화시키는 경우

#### ② 팽창비(Extension ratio)의 영향

1 개의 음극관에 대하여, 덕트의 직경을 음극관과 같은 직경에서부터 조금씩 크게 달리하는 경우

#### ③ 가열부 온도(Heat input)의 영향

음극관과 같은 직경을 가진 덕트의 높이를 변화시키면서, 음극관의 높이를 달리하는 경우

#### ④ 굴뚝 단면적(Cross-sectional shape)의 영향

수력학적 지름(Hydraulic diameter)이 같은 원형, 정사각형, 그리고 삼각형의 덕트를 사용하고 높이를 변화시키는 경우  
이 때, 1개의 음극관을 사용

### 2) 실험 절차

실험에 적합한 실험장비들이 갖춰지고 전류를 측정하기 위한 회로가 구성되면 다음과 같은 측정절차로 한계전류를 측정한다.

- ① 1 개의 양극 구리봉과 음극관을 No. 1500 사포를 사용하여 표면에 광택이 나도록 닦고 아세톤으로 유기물을 제거한 뒤 증류수로 전극을 세척한다.
- ② 아크릴로 제작된 수조 내부를 깨끗이 세척한다.
- ③ 이와 같이 준비된 수조의 중앙에 굴뚝 실험 장치를 위치시킨다.
- ④ 음극관의 외부에서 기포가 생성되지 않도록 주의하며 황산구리-황산 수용액을 조심스럽게 부어 넣는다.
- ⑤ 유동이 안정화될 때까지 잠시 기다린 후, 초기 전위차를 100 mV로 하여 약 100 초 간격으로 자동으로 50 mV씩 전위차를 증가시키도록 설정한 Power supply를 가동시킨다.
- ⑥ Power supply의 가동과 동시에 Dual Display multimeter를 작동시켜 2 초당 전위차와 전류값이 자동으로 기록되도록 한다.
- ⑦ 컴퓨터 모니터 또는 멀티미터(Multimeter)의 화면상에 표시되는 전위차와 전류의 변화를 관찰한다.
- ⑧ 전위차가 계속 증가하여 음극표면에서 수소기체가 발생하기 시작하면 실험을 중단하고 멀티미터에 의해 자동으로 기록된 데이터(data)를 저장한다.

### 3. 실험범위

Table 10~12는 실험범위를 나타낸다. 모든 실험에서 황산구리( $\text{CuSO}_4$ ) 농도는 전체적으로 0.1 M이고, 황산( $\text{H}_2\text{SO}_4$ )은 고정 전해액으로서 1.5 M로 동일하게 적용하였다.  $Pr$  수는 2,094이다.

굴뚝의 확장비(Extension ratio)와 팽창비(Expansion ratio)의 영향에 대한 실험은 동시에 수행되었고, Table 10에 실험범위를 나타내었다. 가열부를 모사하는 음극관은 직경이 0.035 m이고, 높이는 0.07 m로  $Gr_H$  수,  $2.76 \times 10^7$ 에 해한다. 굴뚝이 있는 경우와 없는 경우 모두 수행하였으며, 굴뚝은 원형 덕트(Duct)를 사용하였다.

확장비의 영향을 알아보기 위해 굴뚝의 높이를 0.10~1.00 m까지, 팽창비의 영향을 알아보기 위해서는 지름을 0.035~0.055 m까지 변화시켰다.

Table 10. Test matrix for extension and expansion ratios.

D(m)	H(m)	$Gr_H$	Geometry	Hydraulic diameter of duct (m)	Height of duct (m)
0.035	0.07	$2.76 \times 10^7$	Bare cathode	0	0
			A circular duct	0.035	0.10, 0.20, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90, 1.00
				0.040	
				0.045	
				0.050	
				0.055	

가열부의 높이는 부력 또는 플룸의 크기를 결정할 것이다. 즉, Thermal pumping power를 결정하므로, 유효길이 지점을 결정할 것이다. 따라서 가열부의 종횡비(Aspect ratio)를 달리하고, 굴뚝의 높이를 바꿔가면서 유효길이가 나타나는 지점을 확인하였다. Table 11에 실험범위를 나타내었다. 음극관의 직경은 0.035 m로 고정하였고, 높이를 0.07~0.20 m까지 변화시켰다. 굴뚝은 지름을 0.06 m인 원형 덕트(Duct)를 사용하였고, 높이를 0.30~1.10 m까지 변화시켰다.

Table 11. Test matrix for heat input effect.

D(m)	H(m)	$Gr_H$	Geometry	Height of duct (m) [Hydraulic diameter of duct = 0.06]
0.054	0.03	$2.18 \times 10^6$	Bare cathode	0
	0.07	$2.76 \times 10^7$		
	0.10	$8.06 \times 10^7$	A circular duct	0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90, 1.00, 1.10
	0.15	$2.72 \times 10^8$		
	0.20	$6.45 \times 10^8$		

일반적으로 도관내 열, 유체역학적 거동을 결정하는 주요 인자는 도관의 마찰저항과 총 길이이다. 유로형상이 복잡하고, 유로 저항이 큰 형상을 가진 경우, 마찰저항이 증가되어 유동특성에 미치는 영향이 클 것이다. 따라서 비원형 단면(Cross-section)을 갖는 도관에서 유효길이가 나타나는 지점을 확인하였다.

Table 12에 나타낸 것처럼, 실험은 수력학적 지름(Hydraulic diameter)이 0.06 m로 같은 원형, 정사각형, 그리고 정삼각형의 단면을 가진 덕트를 사용하였고, 높이를 0.30~0.90 m까지 변화시켰다. 음극관은 직경이 0.035 m이고, 높이는 0.20 m로  $Gr_H$  수,  $6.45 \times 10^8$ 에 해당한다.

Table 12. Test matrix of the effect of cross-sectional shape on a duct.

D(m)	H(m)	$Gr_H$	Geometry	Height of duct (m) [Hydraulic diameter of duct = 0.06]
0.035	0.20	$6.45 \times 10^8$	Bare cathode	0
			A circular duct	0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90
			A square duct	
			A equilateral triangle duct	

#### 4. 실험결과 및 고찰

##### 1) 확장비(Extension ratio) 및 팽창비(Expansion ratio)에 따른 영향

확장비를 증가시키는 것은 출구길이를 증가시키는 것이고, 팽창비가 증가하는 것은 굴뚝의 직경을 크게 하는 것과 같다. Fig. 63은 층류영역에서 출구길이 변화에 대한  $Nu_L$  값의 변화를 나타낸다. 원형은 굴뚝직경 0.035 m, 삼각형은 0.040 m, 마름모는 0.045 m, 사각형은 0.050 m, 그리고 오각형은 0.050 m을 나타낸다.

$$\text{Le Fevre} \quad Nu_H = 0.67 Ra_L^{0.25} \quad \text{at } Gr < 10^9 \quad \text{Laminar} \quad (37)$$

굴뚝이 없는 경우,  $Nu_L$  값은 식 (37)의 Le Fevre[Le Fevre, E.J., 1956] 층류 자연대류 수직평판 상관식과 일치하였다. 모든 실험에서 굴뚝이 있는 경우, 출구길이가 길어질수록  $Nu_L$  값은 더욱 증가하는 경향을 보였다. 이는 출구길이가 길어질수록 데워진 유체의 가속 구간이 길어지고, 굴뚝의 존재로 열을 전달받은 유체가 퍼지지 않고 올라가기 때문이다. 한편 특정 출구길이를 넘어서면 출구길이

가 더 길어져도 열전달이 거의 일정해지는 유효길이 지점이 나타난다. 이는 부력에 의하여 유체가 가속 받은 만큼 벽면과의 마찰력이 증가함으로써 마찰력에 의해 속도를 잃어버리기 때문인 것으로 판단된다.

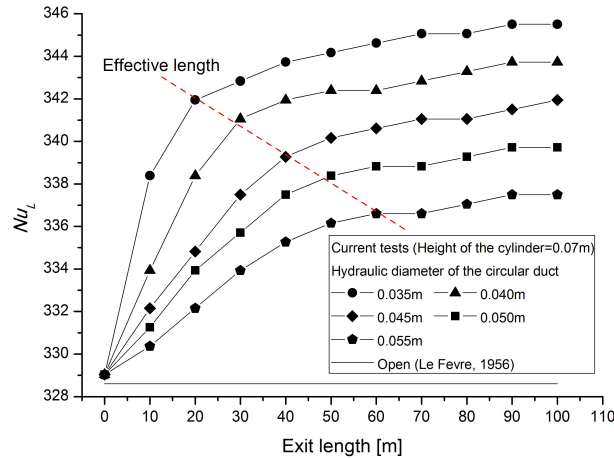


Fig. 63 Experimental  $Nu_L$  number for variable hydraulic diameter of chimney at each exit length(extension ratio).

굴뚝의 직경이 커질수록 열전달은 감소하였다. 그리고 유효길이가 나타나는 지점이 길어졌다. 열전달이 감소하는 이유는 유체를 구동시키는 열원의 크기는 같은데 굴뚝직경의 증가로 내부 유체의 양이 증가하여 유량이 감소했기 때문으로 판단된다. 그리고 직경이 넓어질수록 열 플룸(Plume)이 옆으로 확산되지 않고 가속될 수 있도록 굴뚝이 보호판(Shroud) 역할을 하지 못했고, 굴뚝 상단에서 들어오는 역류(In-flow)가 증가하여 올라오는 플룸(Plume)의 온도를 식혀 굴뚝효과(Chimney effect)를 줄이는 역할을 했기 때문으로 생각된다. 유효길이가 나타나는 지점이 길어지는 것은 가속 받는 유동에 비해 벽면에서 발생하는 마찰력이 상대적으로 감소했기 때문으로 생각된다.

## 2) 가열부 온도(Heat input)에 따른 영향

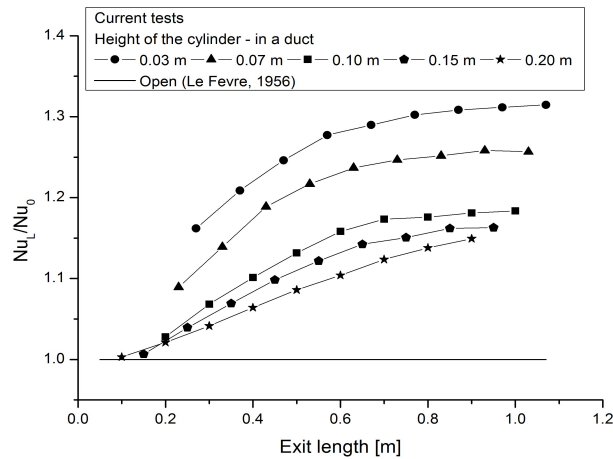


Fig. 64 Comparison between the experimental  $Nu_L/Nu_0$  ratio for variable aspect ratio of heated cylinder at each exit length.

Fig. 64에 종횡비가 다른 각각의 가열부를 사용하여 출구길이에 대한 각각의  $Nu_L/Nu_0$  값의 변화를 나타내었다.  $Nu_L$ 은 굴뚝이 있을 때의  $Nu$  값을 나타내고,  $Nu_0$ 는 굴뚝이 없을 때의  $Nu$  값을 나타낸다. 원형, 삼각형, 사각형, 오각형, 별 모양(Symbol)은 가열부의 높이가 각각 0.03, 0.07, 0.10, 0.15, 0.20 m의 음극관을 나타낸다. 굴뚝이 있을 때, 모든 값이 Open channel에서의 Le Fevre 상관식보다 컸다. 별 모양으로 나타낸 0.20 m의 음극관을 제외한 모든 음극관에서 출구길이가 길어질수록  $Nu_L/Nu_0$  값이 증가하다가 일정 출구길이 이상부터는 일정해지는 경향이 확인된다. 0.20 m의 음극관에서만  $Nu_L/Nu_0$  값이 일정해지는 유효길이는 나타나지 않았다. 이는 가열부의 길이가 길어짐에 따라 Heat input이 증가하여 부력이 증가하였고, 상부에 위치한 굴뚝의 길이가 상승한 부력만큼의 마찰력을 제공하지 못하였기 때문이다. 따라서 Heat input(Thermal pumping power)이 작을 때는 열전달이 일정해지는 유효길이가 존재하고, 반면 Heat input이 매우 클 때는 설계된 굴뚝의 높이만큼 열전달이 증가할 것으로 판단된다.

### 3) 굴뚝 단면적(Cross-sectional shape)에 따른 영향

Fig. 65는 높이 0.20 m의 음극관에 대하여 원형, 사각 그리고 삼각 굴뚝의 출구길이에 따른  $Nu_L$  값을 비교한 것을 나타낸 것이다. 세 종류의 굴뚝 모두 수력

학적 지름( $D_h$ )이 같다. 각각의 Symbol 모양은 덕트의 단면모양과 일치한다. 실선은 Open channel에서의  $Nu_L$  값을, 점선은 Le Fevre 상관식을 나타낸다.

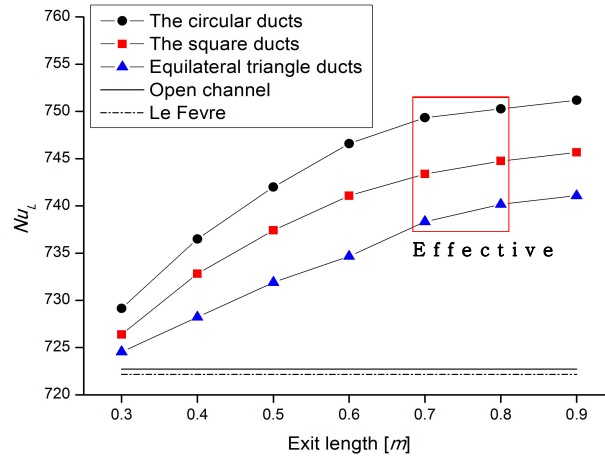


Fig. 65 Comparison results between the circular, square and equilateral triangle duct using a 0.20 m height cylinder at each exit length.

열전달은 원형, 사각, 삼각골뚝 순으로 잘되었다. 이는 수력학적 지름( $D_h$ )이 같지만, 실제 유체가 드나드는 면적이 점점 커지기 때문에 골뚝내 유체의 증가로 열전달이 감소된 것으로 판단된다. 즉, 구동력은 같으나 유체의 유량이 달라지기 때문에 사각덕트를 사용했을 때, 평균유속이 감소하여 열전달이 감소된 것이다. 출구길이가 작을 때는 골뚝효과가 감소하기 때문에 단면모양에 따른  $Nu_L$  값의 차이가 작았다. 반면, 출구길이가 클 때는 골뚝효과가 증가하기 때문에 단면모양에 따른  $Nu_L$  값의 차이가 컸다. 골뚝의 단면모양과는 상관없이 유효길이는 0.70~0.80 m로 거의 같았다. 이는 수력학적 지름( $D_h$ )이 같아서 골뚝으로 인한 부력과 마찰력의 균형이 이루어지는 지점이 비슷한 것으로 판단된다.

## VII. 결론

물질전달과 열전달에 대한 상사성 개념을 이용하여, 소듐-공기 열교환기(AHX)의 굴뚝 내에서 발생하는 자연대류 열전달 현상을 물질전달 실험으로 모사하였고, 양극봉이 위치하는 상사성 실험방법으로 굴뚝현상을 예측 가능함을 확인하였다.

본 연구는 크게 네 가지로 나뉜다. 첫째, Simplified balance equation approach를 이용하여 굴뚝내 유속( $v$ ) 및 Nusselt 수를 이론적으로 계산하였다. 굴뚝으로 인한 출구길이(Exit length)가 열전달을 향상시키고, 특정 출구길이를 넘어서면, 출구길이 길어져도 열전달이 일정해지는 유효길이(Effective length) 지점이 나타남을 확인하였다. 그리고 이 유효길이는 부력에 의한 유체의 가속과 마찰에 의한 감속이 평형을 이루어 나타나는 현상으로 확인되었다.

둘째, 전반적인 현상을 알아보기 위하여 예비실험을 수행하였다. 출구길이를 증가시키며 실험한 결과, 굴뚝의 높이가 증가한 만큼 굴뚝 내부에서 가속되는 구간이 길어지기 때문에 열전달이 증가하다가 특정 출구길이 이후부터 굴뚝과의 마찰력의 증가로 인해 열전달이 일정해졌다. 즉, 이론적으로 계산한 결과와 일치하였다. 반면, 입구길이를 증가시킬 때는, 가열부가 굴뚝 출구에 위치하므로 구동력이 가열부 높이로 한정되고, 굴뚝 내부의 유체 양이 증가되어 질량유량이 감소하기 때문에 열전달이 감소하다가 특정 입구길이 이후부터 굴뚝 입구에서 들어오는 상향유동이 굴뚝 내부의 유체를 붙여주는 효과를 가져와 일정해졌다. 굴뚝의 직경을 증가시키며 실험한 경우, 굴뚝의 존재는 굴뚝이 없는 경우보다 열전달을 향상시켰고, 직경을 증가할수록 열전달이 감소하다가 굴뚝이 없을 때와 같아졌다. 이는 기존 이론과 일치하였다.

셋째, 수치해석을 통하여, 상사성 실험방법론에 대한 타당성 및 적용가능성을 확인하였고, 실제 굴뚝내에서 어떤 현상과 유동패턴이 나타나는지 세부



적으로 확인하였다. 물질전달 실험과 동일하게 굴뚝내 차가운 벽의 역할을 하는 양극봉(Cold-rod)이 존재하는 기하구조에 대하여 수치해석을 수행한 결과 Nusselt 값이 실험과 일치함을 확인하였고, 그 후 양극봉이 없는 기하구조에 대한 수치해석을 수행하여 양극봉이 있는 경우와 비교하였다. 비교결과, 열전달량을 결정하는 벽면근처에서의 온도분포와 속도분포가 같았다. 따라서 굴뚝내 연전달 현상을 물질전달 실험으로 모사가 가능하다는 것을 확인하였다. 그리고 양극봉이 없는 실제 굴뚝내에서 현상을 알아보기 위하여, 굴뚝-시스템내 전반적인 속도벡터(Velocity vector), 굴뚝 및 가열부에서의 속도분포(Velocity profile), 온도분포(Temperature profile), 압력분포(Pressure profile), 마찰변화(Wall shear stress), 그리고 가열벽에서의 국부 Nusselt 수 변화를 확인하였다.

마지막으로, 본 실험에서는 유효길이(Effective length) 및 열전달이 굴뚝과 가열부의 확장비(Extension ratio), 팽창비(Expansion ratio), 가열부의 온도(Heat input), 그리고 굴뚝의 단면적(Cross-sectional shape)에 따라서 어떻게 달라지는지 확인하였다. 실험결과, 확장비가 커질수록 열전달은 증가하였고, 부력과 마찰력의 균형으로 인해 유효길이가 나타났다. 팽창비가 커질수록 내부 유체의 양이 증가하여 유량이 감소되고, 열플룸(Thermal plume)이 옆으로 확산되지 않고 가속될 수 있도록 굴뚝이 보호판(Shroud) 역할을 하지 못했기 때문에 열전달은 감소하였다. 그리고 가속받은 유동에 비해 벽면에서 발생하는 마찰력이 상대적으로 감소했기 때문에 유효길이가 나타나는 지점이 길어졌다. 가열부 온도(Heat input)가 작을 때는 열전달이 일정해지는 유효길이가 존재하였고, Heat input이 증가할수록 유효길이 지점이 길어지다가 유효길이가 나타나지 않았다. 굴뚝 단면적(Cross-sectional shape)에 따른 영향에 대한 실험결과, 열전달은 원형, 사각형, 삼각형의 굴뚝의 단면적의 순으로 잘되었고, 굴뚝의 단면모양과는 상관없이 수력학적 지름이 같으면 부력과 마찰력의 균형이 이루어지는 지점이 비슷해지기 때문에 유효길이는 모두 같았다.

굴뚝효과에 대한 연구를 수행한 후 다음과 같은 이해에 도달하였다. 첫째 구동력이 가열부에서의 자연대류가 아니라는 것이다. 근본적으로 가열부에서 전달

된 열에 의하여 뜨거운 플룸이 형성되는 것은 사실이지만 입구길이, 가열부의 형태, 그리고 굴뚝으로 이루어진 시스템에서 구동력은 뜨거운 플룸이 굴뚝의 유효 길이를 지나가는 동안 부력에 의하여 가속되는 것에 의하여 결정된다. 이 힘에 마찰 손실을 빼주고 남은 힘에 의하여 유동이 얼마나 가속될 것인가가 결정된다. 다음으로 이러한 유동이 형성될 경우 시스템 내부의 압력강하를 고려하여 역류(In-flow)가 얼마나 또 어느 깊이까지 들어올 것인가를 고려하면 상호작용에 의하여 유효길이가 다시 결정된다.

본 연구는 축소규모의 실험장치로 높은 Grashof 수에 대한 실험을 수행했고, 상사성 실험방법의 적용가능성에 대한 이론적 배경을 확장했다는 데 의의가 있다. 전기도금계를 활용하여 자연대류 현상을 모사할 경우, 특히 공기를 이용한 열전달 실험에서 요구되는 장치의 높이를 실험실 규모로 줄이고도 대등한 Grashof 수를 얻을 수 있을 것으로 판단된다. 그러므로 복잡한 기하학적 구조를 갖는 소듐-공기 열교환기(AHX)와 같은 시스템에서의 열전달 현상도 물질전달 실험으로 전환하여 모사할 수 있을 것이다. 그리고 축소 규모의 실험장치로도 충분한 부력 거동과 동시에 속도에 따른 영향을 모사할 수 있음에 따라 소듐-공기 열교환기(AHX)의 안전해석을 위한 연구에 있어서 제어측면이나 경제적인 측면에서 많은 비용절감의 효과를 얻을 수 있을 것으로 기대된다.

한편, 본 연구에서는 Rayleigh 수 및 Grashof 수를 맞췄기 때문에 열전달량만을 보았을 때는 큰 차이가 없을 것이지만, 물질전달 실험에서의 Prandtl 수와 실제 공기에 대한 Prandtl 수는 각각 2,094와 0.7로 많은 차이를 보이기 때문에 열 및 속도 경계층이 달라져서 전반적인 유체의 거동과 현상은 조금 다를 수 있다. 따라서 이후 Prandtl 수의 영향에 대한 연구가 수행되어야 할 것이다.

## 참 고 문 헌

A. Andreozzi, A. Campo, and O. Manca., 2008, "Compounded natural convection enhancement in a vertical parallel-plate channel," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 47, pp. 742~748.

A. A. Wragg, *Free Convection Mass Transfer at Horizontal Electrode*, *Electrochimica Acta*, Vol. 13, pp. 2159-2165, 1968.

A. Andreozzi, B. Buonomo, O. Manca., 2005, "Numerical study of natural convection in vertical channels with adiabatic extensions downstream," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 47, pp. 741~762.

A. Andreozzi, B. Buonomo, O. Manca., 2005, "Numerical simulation of transient natural convection in a channel-chimney system," *ASME*, Vol. 1, pp. 627~636.

A. Andreozzi, B. Buonomo, O. Manca., 2006, "Parametric analysis for thermal and fluid dynamic management of natural convection in a channel-chimney system," *ASME*, Vol. 4, pp. 371~382.

A. Andreozzi, B. Buonomo, O. Manca., 2009, "Thermal management of a symmetrically heated channel-chimney system," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, pp. 475~487.

A. Andreozzi, B. Buonomo, O. Manca., 2010, "Thermal and fluid dynamic behaviors in symmetrical heated channel-chimney systems," *Internal Journal*

of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, Vol. 20, pp. 811~833.

A. Auletta, O. Manca, B. Morrone, V. Naso., 2001, "Heat transfer enhancement by the chimney effect in a vertical isoflux channel," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 44, pp. 4345~4357.

A. Auletta and O. Manca., 2002, "Heat and fluid flow resulting from the chimney effect in a symmetrically heated vertical channel with adiabatic extensions," International Journal of Thermal Sciences, Vol. 41, pp. 1101~1111.

A. Auletta, O. Manca, M. Musto, S. Nardini., 2003 " Thermal design of symmetrically and asymmetrically heated channel-chimney systems in natural convection," Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 605~621.

A. Andreozzi, O. Manca, 2001, "Thermal and fluid dynamic behavior of symmetrically heated vertical channels with auxiliary plate," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 22, pp. 424~432.

A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, New York, John Wiley & Sons, INC., 1984.

A. Campo, O. Manca, and B. Morrone., 1999, "Numerical analysis of partially heated vertical parallel plates in natural convective cooling," Numerical Heat Transfer, Vol. 36, pp. 129~151.

A. Campo, O. Manca, and B. Morrone., 2005, "Natural convection in vertical, parallel-plate channels with appended unheated entrances," International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, Vol. 15, pp. 183~204.

- A. G. Straatman, J. D. Tarasuk, J. M. Floryan, 1993, "Heat transfer enhancement from a vertical, isothermal channel generated by the chimney effect," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 395~402.
- C. R. Wike and C. W. Tobias, et al., Free-Convection Mass Transfer at Vertical Plates, *Chemical Engineering Progress*, Vol. 49, pp. 663-674, 1953.
- E. J. Fenech and C. W. Tobias, Mass Transfer by Free Convection at Horizontal Electrodes, *Electrochimica Acta*, Vol. 2, pp. 311-325, 1960.
- E. J. LeFevre, "Laminar Free Convection from a Vertical Plane Surface", 9th International Congress on Applied Mechanics, Brussels 4, pp. 1~168, 1956.
- E. N. Sieder and G. E. Tate., *Ind. Eng. Chem.*, 28, 1429, 1936.
- G. Murphy, *Similitude in Engineering*, New York, Ronald Press, 1950.
- H. D. Chiang and R. J. Goldstein, Application of the Electrochemical Mass Transfer Technique to the Study of Buoyancy-Driven Flows, *Proc. 4th Int. Symp. Transport Phenomena in Heat Mass Transfer*, Sydney, Vol. 1, pp. 1-25, 1991.
- J. S. Newman, *Electrochemical Systems*, Prentice-Hall, Englewood, 1973.
- K. T. Lee., 1994, "Natural convection in vertical parallel plates with an unheated entry or unheated exit," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 25, pp. 477~493.

O. Manca and M. Musto, 2002, "Flow visualization and air temperature measurements in symmetrically heated vertical channels with adiabatic extensions," ASME, Vol. 1, pp. 123~134.

O. Manca, M. Musto, V. Naso, 2003, "Experimental analysis of asymmetrical isoflux channel-chimney systems," International Journal of Thermal Sciences, Vol. 42, pp. 837~846.

R. A. Wirtz and T. Haag, 1985, "Effect of an unheated entry on natural convection between vertical parallel plates," American Society of Mechanical Engineers, Vol. 17, pp. 1~8.

S. E. Haaland and E. M. Sparrow., 1983, "Solutions for the channel plume and the parallel-walled chimney," Numerical Heat Transfer, Vol. 6, pp. 155~172.

S. Kazansky, V. Dubovsky, G. Ziskind, R. Letan., 2003, "Chimney-enhanced natural convection from a vertical plate: experiments and numerical simulations," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 46, pp. 497~512.

T. S. Fisher and K. E. Torrance, 1999, "Experiments on chimney-enhanced free convection," Journal of Heat Transfer, Vol. 121, pp. 603~609.

V. G. Levich, *Physicochemical Hydrodynamics*, Prentice-Hall, Englewood, 1962.

V. Modi and K. E. Torrance, 1987, "Experimental and numerical studies of cold inflow at the exit of bouyant channel flows," Trans. ASME, Vol. 109, pp. 392~399.

Vilim. R. B. and Feld man. E. E., 2007, "Scalability of Natural Convection Shutdown Heat Removal Test Facility (NSTF) Data to VHTR/NGNP RCCS Designs," ANL-GenIV-049.

W. E. Baker, P. S. Westine and F. T. Dodge, *Similarity Methods in Engineering Dynamics : Theory and Practice of Scale Modeling*, Southwest Research Institute, 1997.

W. J. Moore, *Physical Chemistry*, Prentice-Hall, Englewood, 1972.

W. W. Thrasher, T. S. Fisher, K. E. Torrance, 2000, "Experiments on chimney enhanced free convection from pin-fin heat sinks," *Trans. ASME*, Vol. 122, pp. 350~355.

Y. Asako, H. Nakamura, and M. Faghri, 1990, "Natural convection in a vertical heated tube attached to a thermally insulated chimney of a different diameter," *Trans. ASME*, Vol. 112, pp. 790~793.

## 감사의 글

대학원 생활은 제 인생에서 무엇보다도 바꿀 수 없는 소중한 시간이었습니다. 학문적인 성과는 물론, 삶의 자세, 사람간의 관계 그리고 생각하는 방법 등 많은 것을 배우고 성찰할 수 있었습니다. 논문을 마치며, 오늘의 제 모습에 이르기까지 격려해주시고 많은 도움을 주신 분들께 감사의 인사를 드리고자 합니다.

먼저, 연구재단 과제근무로 인하여 바쁘신 와중에도 학문적인 길을 열어주셨을 뿐만 아니라 앞으로의 사회생활에 필요한 예의나 마음가짐 등에 대해 일깨워주셨던 지도교수님이신 정범진 선생님께 머리 숙여 감사드립니다. 베풀어주신 은혜 잊지 않고 기억하겠습니다. 그리고 저를 지도학생처럼 대해 주시며, 많은 조언과 용기를 북돋아 주시고 걱정해 주신 박재우 교수님과 늘 온화한 미소로 지도해 주신 김신 교수님께 진심어린 감사를 드립니다. 또한 이윤준 교수님, 이현주 교수님, 천원기 교수님, 김남진 교수님께도 학부시절부터 지금까지 많은 가르침과 조언에 감사드립니다.

원자력안전연구실의 김형석, 고상혁, 강두혁, 문덕원, 고봉진, 선배님들께 지면을 빌려 감사드리고 연구실 생활에 있어서 많은 조언과 도움을 준 연구실의 기둥 정환이와 경욱이, 언제나 함께 지내왔던 동기 같은 명선이, 늘 친구같이 버팀목이 되어준 제영이에게 고맙다는 말을 전하며, 새로이 실험실에 들어온 승신행과 다은이가 나날이 진보하기를 바랍니다. 에너지공학과 준호형과 보안이형을 비롯한 여러 선·후배님들과 조교 용현이와 경호, 그리고 서툰 영어로 도움을 청할 때마다 도움을 준 룡리, 유동에게 고맙다는 말을 전하고 싶습니다.

언제나 믿음으로 지켜봐주고 힘이 되어준 사랑하는 미애, 경호형, 명우, 지용, 민철, 호관, 동혁, 민규, 정산, 용환, 형진, 기영, 재남, 봉진, 진석, 형철, 진권에게 감사의 말을 전합니다. 또한 본 연구 활동의 제반 연구비를 지원해 주신 교육과학기술부와 과학재단에 감사를 드립니다.

마지막으로 항상 사랑으로 지켜봐주신 부모님, 은혜를 잊지 못할 할머니, 큰형, 작은형, 현주누나, 현미, 익산 가족들 그리고 여기에 나열하지 못했지만 제가 아는 모든 분들께 감사와 사랑의 마음을 전하며 건강과 성공을 기원합니다.