



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 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

수직 원형관내 혼합대류
유동영역지도 개발연구



濟州大學校 大學院

에너지 工學科

康敬旭

2011年 2月

수직 원형관내 혼합대류 유동영역지도 개발연구

指導教授 鄭 鈺 津

康 敬 旭

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2010年 12月

康敬旭의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 金 信 (印)

委 員 李 憲 周 (印)

委 員 鄭 鈺 津 (印)

濟州大學校 大學院

2010年 12月

A Study on the Development of Mixed Convection
Flow Regime Map in a Vertical Pipe

Gyeong-Uk Kang
(Supervised by professor Bum-Jin Chung)

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

December 2010

This thesis has been examined and approved.

.....
Thesis director, Bum-Jin Chung, Prof. of Nuclear & Energy Engineering
.....
.....

.....
Date

Department of Nuclear & Energy Engineering
GRADUATE SCHOOL
JEJU NATIONAL UNIVERSITY

목 차

LIST OF FIGURES	iv
LIST OF TABLES	vii
NOMENCLATURE	viii
NONDIMENSIONAL NUMBERS	ix
SUMMARY	x
I. 서 론	1
II. 이론적 배경	3
1. 혼합대류(Mixed convection)	3
2. 유동영역지도(Flow regime map)	3
2.1) 문헌조사	5
2.2) 문헌별 연구내용 요약 및 데이터 추출	15
2.3) 기존 유동영역지도의 검토	17
3. 층류혼합대류	19
3.1) 기존연구	20
4. 난류혼합대류	21
4.1) 부력효과에 따른 진단응력과 속도분포	21
4.2) 기존연구	23
5. 열전달과 물질전달의 유사성	26
5.1) 유사성	26
5.2) 열전달과 물질전달의 유사성	26

6. 전기도금계	27
6.1) 물질전달구조	28
6.2) 한계전류기법	31
6.3) 무차원수와 물성치	34
III. 실험장치 구성	36
IV. 예비실험	40
1. 강제대류실험	40
2. 실험결과	41
V. 혼합대류실험	44
1. 유동영역지도 도출실험	44
2. 실험범위	45
3. 실험절차	46
VI. 실험결과	48
1. 강제대류와 혼합대류의 경계	48
2. 혼합대류와 자연대류의 경계	50
3. B_o 수에 따른 비교	52
3.1) 기존 데이터와 비교	54
3.2) 직경이 다르고 높이가 같은 경우	55
3.3) 직경이 같고 높이가 다른 경우	57
4. Re vs. Gr 수의 유동영역	59
5. 유동영역지도 도출	61

5.1) 기존 유동영역지도의 유효성 검토	61
5.2) 유동영역지도 도출	62
6. 불확실도 분석(Uncertainty analysis)	64
VII. 결 론	65
참 고 문 헌	67
감사의 글	



LIST OF FIGURES

Fig. 1. Flow regime map inside a vertical pipe	2
Fig. 2. Experimental data in buoyancy-aided flow	4
Fig. 3. Comparison of the velocity distribution observed by Watzinger & Johnson and the ideal parabolic distribution	5
Fig. 4. Dimensionless correlation of local mixed, free and forced convection heat transfer coefficients for buoyancy-aided flow	8
Fig. 5. Velocity profiles inside a vertical pipe for constant heat flux	10
Fig. 6. Correlation of data for transition in buoyancy-aided flow.	11
Fig. 7. Nu vs. Ra/Gz for constant Graetz number (Oil)	12
Fig. 8. Nu vs. Ra/Gz for constant Graetz number (Water)	12
Fig. 9. Redrawn flow regime map	16
Fig. 10. Effect of buoyancy on the fully developed Nu for laminar flow in a vertical circular tubes	17
Fig. 11. Turbulent mixed convection for B_o in a vertical flow system	19
Fig. 12. Qualitative description of velocity and shear stress distribution in a turbulent mixed convection flow in a heated vertical tube	20
Fig. 13. Effect of aiding natural convection in a vertical tube	21
Fig. 14. Nu/Nu_f vs. B_o in buoyancy-aided flow for L/D_i ratio	22
Fig. 15. Nu/Nu_f vs. B_o in buoyancy-opposed flow for L/D_i ratio	22
Fig. 16. Schematic diagram of mass transfer in electric field	27
Fig. 17. Typical limiting current density curve	32
Fig. 18. The experimental equipments and system circuit	34
Fig. 19. The shapes of copper pipe (0.02m, 0.032m)	35
Fig. 20. The pictures of two test sections	36
Fig. 21. Anode copper rod inserted in the hole	37

Fig. 22. The test result for forced convection ($D_i : 0.02\text{m}$)	40
Fig. 23. The test result for forced convection ($D_i : 0.032\text{m}$)	40
Fig. 24. Test regime to be carried out	44
Fig. 25. Test procedure for mixed convection	45
Fig. 26. Test results for mixed convection ($D_i=0.02\text{m}$)	47
Fig. 27. Test results for mixed convection ($D_i=0.032\text{m}$)	48
Fig. 28. The limit of mixed and natural convection in buoyancy-aided flow ($D_i:0.02\text{m}, Pr:2,014$)	49
Fig. 29. The limit of mixed and natural convection in buoyancy-opposed flow ($D_i:0.02\text{m}, Pr:2,014$)	50
Fig. 30. The test results ($D_i:0.02\text{m}, Pr:2,014$)	51
Fig. 31. The test results ($D_i:0.02\text{m}, Pr:2,129$)	51
Fig. 32. The test results ($D_i:0.032\text{m}, Pr:2,014$)	52
Fig. 33. The test results ($D_i:0.032\text{m}, Pr:2,129$)	52
Fig. 34. The comparison of the existing data and current experiments	53
Fig. 35. Comparison of different D_i and same $H(Pr:2,014)$	54
Fig. 36. Comparison of different D_i and same $H(Pr:2,129)$	54
Fig. 37. The comparison of same D_i and different H	56
Fig. 38. The comparison of same D_i and different H	56
Fig. 39. Re vs. Gr for buoyancy-aided flow	57
Fig. 40. Re vs. Gr for buoyancy-opposed flow	58
Fig. 41. Classical flow regime map vs. restructure of flow regime map	60
Fig. 42. Flow regime map for buoyancy-aided flow	61
Fig. 43. Flow regime map for buoyancy-opposed flow	61

LIST OF TABLES

Table 1. Definition of the ideal systems on the approximation	6
Table 2. Information in literatures	13
Table 3. Information in literatures	14
Table 4. Information in literatures	14
Table 5. Correlations in flow regime map	15
Table 6. Governing equations	25
Table 7. Dimensionless group transformation	25
Table 8. Dimension of two test section	35
Table 9. Test matrix on forced convection inside a vertical pipe	39
Table 10. Test matrix for mixed convection inside a vertical pipe	43

Nomenclature

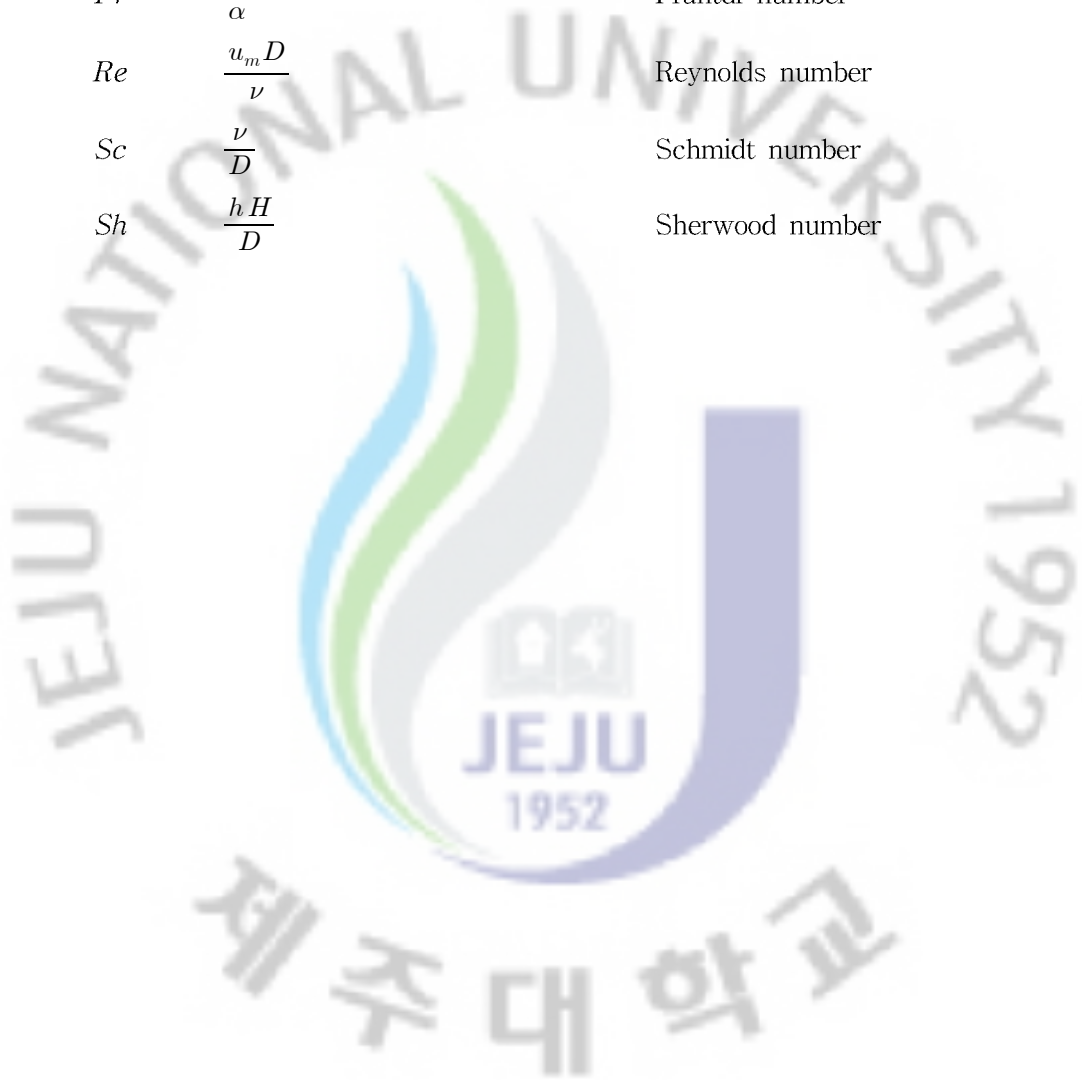
C	concentration [$kmole/m^3$]
D	diffusivity [m^2/s]
F	Faraday constant, 96,587,000 [$Coulomb/kmole$]
g	gravitational acceleration [m/s^2]
h_m	mass transfer coefficient [m/s]
I	electric current [A]
k	reaction rate constant
L	electrode height [m]
N_t	total mass flux [kg/m^2s]
N_m	mass flux caused by electric migration [kg/m^2s]
N_d	mass flux caused by diffusion [kg/m^2s]
N_c	mass flux caused by convection [kg/m^2s]
n	number of electrons in charge transfer reaction
t_n	transference number

Greeks symbols

α	thermal diffusivity [m^2/s]
β	volumetric expansion coefficient [m^3/K]
γ	dispersion coefficient
μ	viscosity [kg/ms]
ν	kinematic viscosity [m^2/s]
ρ	density [kg/m^3]

Nondimensional numbers

B_o	$8 \times 10^4 \frac{Gr}{Re^{3.425} Pr^{0.8}}$	Buoyancy number
Gr	$\frac{g\beta(T_w - T_\infty)L^3}{\nu^2}$	Grashof number
Pr	$\frac{\nu}{\alpha}$	Prandtl number
Re	$\frac{u_m D}{\nu}$	Reynolds number
Sc	$\frac{\nu}{D}$	Schmidt number
Sh	$\frac{hH}{D}$	Sherwood number



SUMMARY

Hydrogen has drawn public attentions as the clean, secondary energy source. One of the promising production methods of hydrogen is to use the heat from the VHTGR (Very High Temperature Gas-cooled Reactor), a next generation nuclear reactor. Due to the high temperature requirement, the coolant for the VHTGR should be gas phase in order to prevent phase change during operation.

One of the technical issues raised by the development of the VHTGR is the mixed convection, which occur when the driving forces of both forced and natural convection are of comparable magnitudes. It is classified into laminar and turbulent flows depending on the exchange mechanism and also into buoyancy-aided and buoyancy-opposed flows depending on the direction of forced flow with respect to the buoyancy forces.

In laminar mixed convection, buoyancy-aided flow shows enhanced heat transfer compared to the pure forced convection and buoyancy-opposed flow shows impaired heat transfer due to the flow velocity affected by the buoyancy forces. However, in turbulent mixed convection, the situation is reversed. The buoyancy-opposed flows shows enhanced heat transfer due to increased turbulence production and buoyancy-aided flow shows impaired heat transfer at low buoyancy forces and as the buoyancy increases, the heat transfer restores and at further increases of the buoyancy forces, the heat transfer is enhanced.

It is of prime interests for engineers to classify the convective flow regimes : forced, natural, and mixed convection. Metais and Eckert suggested a classical flow regime map. The map is based upon several experimental studies and the ranges of Reynolds number and Grashof number are far below the VHTGR ranges.

The present work is to examine review the classical flow regime map and to develop the flow regime map applicable to the VHTGR ranges. Firstly, the literatures related to the classical flow regime map were reviewed. Based upon the reviews, the flow regime map was redrawn and compared with the classical flow regime map. Secondly, a series of mixed convection experiment was carried out for the wider ranges than the classical flow regime map.

The achievement of large Grashof numbers with gas coolant requires very tall test facility as the Grashof number is strong function of facility height. In order to avoid tall and expensive test facility, this study adopted the analogy experiment method. Using the concept, the heat transfer system can be transformed into mass transfer system using the electroplating system. This system allows the large Grashof number to be achieved easily with short test facilities and accurate measurements of mass fluxes by electric means.

The ranges of Grashof number are from 5.27×10^6 to 6.93×10^{10} and those of Reynolds number are from 4,000 to 14,000, which cover turbulent flows sufficiently higher than the classical flow regime map. The Prandtl numbers are varied from 2,014 to 2,129. Two kinds of the pipe with different diameters are used.

The reviews of the existing flow pattern map revealed the limitations : limitation of cited studies, selective use of experimental results, lack of detailed description for the curved lines appeared in the flow pattern map etc.

The experiments reproduced the typicals of the mixed convection heat transfer phenomena in a turbulent flow condition and agreed well with the existing studies performed by Y. Parlattan(1996) and Ko et al.(2008). The limits between the forced convection and the mixed convection and those of between the mixed convection and the natural convection were defined. A new flow regime map is suggested. Discussions are made regarding the effect of height, aspect ratio, problems of using characteristic lengths.

It may be concluded that the flow regime map should be drawn into buoyancy-opposed flow and buoyancy-aided flow, respectively. The existing flow pattern map based upon the dimensionless numbers using the diameter as the characteristic length is not generalized enough to be widely used.

I. 서 론

최근 원자력을 이용하여 수소를 생산하는 방법이 주목을 받고 있다. 특히, 초고온가스로(Very High Temperature Gas-cooled Reactor)는 높은 열을 발생할 수 있으므로 이 열을 직접적으로 이용한 수소생산이 가장 효율적이고 경제적인 것으로 평가됨에 따라 열분해 방식의 수소생산기술이 활발히 연구되고 있다[J. H. Jang et al., 2003]. 현재 우리나라를 비롯한 미국, 일본, 프랑스, 영국 등 10개국이 협력하여 보다 높은 열을 생산할 수 있는 초고온가스로를 제4세대 원자력 시스템으로 개발하고 있다.

초고온가스로는 헬륨(He)과 같은 불활성 기체를 냉각재로, 흑연을 감속재로 사용하는 원자로이다. 경수로가 300°C 정도의 냉각재온도를 갖는데 비해 초고온가스로의 냉각재 온도는 700°C 이상, 최고 950°C 정도로 높은 열원을 생산하므로 전력 생산뿐만 아니라 수소생산을 위한 에너지공급 등 원자력의 응용범위를 넓힐 수 있는 것이 장점이다. 반면, 원자로에서 경수가 아닌 기체가 냉각재로 쓰일 경우, 경수에 비하여 열용량이 작아서 상대적으로 복사 및 전도열전달의 비율이 증가하고 온도에 따른 부피팽창이 크기 때문에 부력영향으로 인하여 열수력 문제의 해석상 상당한 차이가 발생한다. 따라서 초고온가스로의 열전달현상은 순수 강제대류가 아니라 자연대류가 동시에 나타나는 혼합대류(Mixed convection)의 형태이다.

다시 말해서, 혼합대류는 강제대류와 자연대류의 구동력(Driving force)이 유사할 때 발생하는 대류의 형태이다. 이것은 다시 운동량교환 메커니즘에 따라 층류와 난류로 나뉘고, 수직 원형관내 흐르는 유동이 대상인 경우, 강제대류와 부력의 방향이 동일한 경우와 반대인 경우를 각각 순부력 유동(Buoyancy-aided flow) 및 역부력 유동(Buoyancy-opposed flow)이라고 한다.

층류혼합대류의 경우, 순부력 유동은 강제대류의 방향이 부력과 같기 때문에 유속을 증가시켜 동일한 Reynolds 수를 가지는 강제대류에 비해 열전달이 향상되며 역부력 유동에서는 오히려 유속이 감소되어 열전달이 감소한다. 그러나 난류혼

합대류의 경우, 층류와는 반대로 역부력 유동에서 열전달이 강제대류보다 향상되고 순부력 유동에서는 낮은 부력에서 강제대류보다 열전달이 적다가 부력이 증가하면 다시 열전달이 회복된다. 이것은 난류생산(Turbulence production)과 관련되었기 때문이다.

수직 원형관내의 기하구조에서 강제대류와 자연대류 그리고 혼합대류는 1964년에 Metais와 Eckert가 유동영역지도(Classical flow regime map)를 제시하여 대류의 종류를 구분하였다. 이것은 혼합대류에 관하여 가장 정통적인 연구로 알려져 있고 자주 인용되며 현재까지도 유동영역을 구분하는 방법으로 널리 이용되고 있다. 그러나 이 연구는 Grashof 수 10^9 까지와 Reynolds 수 10^4 이하에서만 수행되었고 Grashof 수 10^9 이상의 영역에 대해서는 아직까지 유동영역지도가 알려지지 않았다.

한편, 그들의 논문을 조사한 바에 따르면, 어떠한 방법에 의해 지도가 만들어졌는지에 대한 구체적인 설명은 나와 있지 않고 다만, 지도의 축에 대한 설명, 무차원수의 길이척도가 관의 직경인 것 등의 개략적인 설명이 전부이다.

본 연구는 크게 두 가지로 나누었다. 첫째, 유동영역지도가 어떻게 만들어졌는지에 대하여 이론적인 문헌조사를 수행하였다. 지도를 구성하고 있는 원 문헌들을 수집하여 정리를 하였다. 이러한 과정을 통해 조사된 정보를 이용해서 독립적으로 지도를 재구성하고 기존의 유동영역지도를 검토하였다. 둘째, 유사성(Analogy)의 원리를 이용하는 실험방법론을 도입하여 기존의 유동영역지도보다 넓은 범위에 대하여 혼합대류 실험을 수행하였다. 이 과정에서 열전달에서 관측되는 혼합대류 현상을 물질전달 실험으로 재현하고 원형관의 직경이 같고 높이가 다른 경우와 직경이 다르고 높이가 같은 경우, 부력계수(Buoyancy coefficient)에 따라 혼합대류의 현상이 어떻게 달라지는지에 대해서도 분석을 하였다. 최종적으로 기존의 유동영역지도가 미흡한 Grashof 수 10^9 이상 영역의 유동영역지도를 도출하였다.

II. 이론적 배경

1. 혼합대류 (Mixed convection)

대류 열전달은 크게 강제대류와 자연대류로 구분한다. 일반적으로 대류 열전달은 이러한 양 극단 사이의 일정 지점에 위치하며 열전달 현상은 어느 모드가 주로 지배하는지에 따라서 어느 한 가지 모드로 기술된다. 열전달 환경에서 온도차는 밀도차이를 유발하며 크던 작던 간에 항상 자연대류를 수반한다. 따라서 대류 열전달은 순수 강제대류 또는 순수 자연대류라기보다는 두 가지 모드가 혼합된 형태로 존재하게 된다. 부력은 항상 중력과 반대방향으로 작용하지만 강제대류의 방향은 임의적이다. 따라서 강제대류의 방향이 부력의 방향과 같은 상방향의 유동을 순부력 유동(Buoyancy-aided flow)이라 하며, 반대로 강제대류의 방향이 부력과 방향이 다른 하방향의 유동을 역부력 유동(Buoyancy-opposed flow)이라 한다.

혼합대류를 특징짓는 무차원수는 층류의 경우에는 Gr/Re^n 의 형태의 부력계수 (B_o)로 나타난다. 이것은 자연대류와 강제대류 구동력의 상대적인 크기정도를 나타낸다. Gr/Re^n 이 0에 가까워지면 강제대류가 지배하며, Gr/Re^n 이 커지면 자연대류 효과가 강제대류에 비해 커진다. 여기서 n 은 기하학구조, 유동의 종류, 열경계층, 유체종류 등에 의존하며 학자들마다 다른 부력계수의 정의를 사용하고 있다.

2. 유동영역지도 (Classical flow regime map)

대류열전달의 양상은 유동을 구동하는 외력(External force)과 내력(Internal force)의 상대적인 비에 의해 결정된다. 대류의 종류는 유동의 영역지도(Flow regime map)를 통하여 단순한 형태로 나타낼 수 있다. 그림 1은 수직 원형관내에서의 유동에 대해 1964년 Metais와 Eckert가 나타낸 유동영역지도로 Grashof 수와 Reynolds 수에 따른 유동의 양상을 나타낸 것이다. 이는 혼합대류에 관하여

가장 정통적인 연구로 알려져 있으며 자주 인용되며 여러 연구자들의 실험적, 이론적 연구결과들이 Metais와 Eckert에 의해 정리된 것으로써 현재까지 유동영역을 구분하는 방법으로 널리 이용되고 있다.

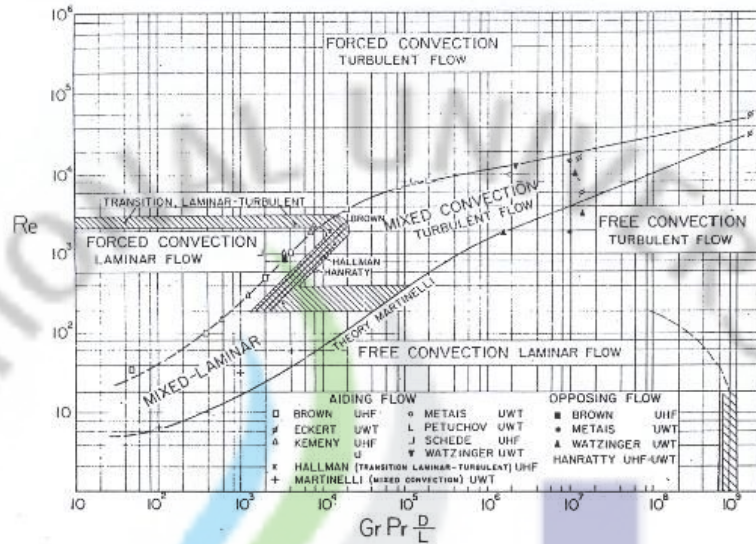


Fig. 1. Flow regime map inside a vertical pipe.

그림 1을 살펴보면, 가로축은 자연대류의 무차원수인 Grashof 수에 Prandtl 수와 관의 지름과 길이의 비(D_i/L)가 곱해진 형태의 무차원수이며 세로축은 강제대류의 무차원수인 Reynolds 수이다. 두 개의 곡선으로 둘러싸인 부분이 강제대류와 자연대류의 구동력이 비슷한 혼합대류영역이며 왼쪽 하단은 층류혼합대류, 오른쪽 상단은 난류혼합대류 영역이다. 이 영역에서 Reynolds 수가 증가하거나 Grashof 수가 감소하면 강제대류가 되며, 반대로 Reynolds 수가 감소하거나 Grashof 수가 증가하면 자연대류가 된다. 한편, 자연대류의 방향이 강제대류의 방향과 같은 경우는 순부력 유동(Buoyancy-aided flow)이 되며 그 반대의 경우는 역부력 유동(Buoyancy-opposed flow)이 된다. 위의 유동영역지도안에는 총 9명의 연구자들의 연구결과가 포함되어 있다.

본 절에서는 그림 1의 유동영역지도를 검토하였다. 우선, 지도를 구성하고 있는 원 문헌들을 수집하였으며 문헌들을 연도별로 순서대로 분석하여 정리하였다.

이러한 과정을 통하여 조사된 상관식들과 데이터를 사용하여 독립적으로 지도를 그려보고 그림 1의 유동영역지도와 유사한 형태의 그림이 그려지는지를 확인해보았다.

2.1 문헌조사

가. Watzinger와 Johnson의 연구

난류혼합대류의 연구는 1939년 Watzinger와 Johnson에 의해 처음으로 시도되었다. 그들은 관의 길이와 지름의 비(H/D_i)가 20인 원형관을 사용하여 관의 벽면이 차갑게 유지될 때, 따뜻한 물을 관의 위, 아래로 흘려주는 방식으로 순부력과 역부력 유동에 대하여 실험적 연구를 수행하였다. 열전달계수를 측정하는데 필요한 물성치들을 구하기 위하여 벽면과 물 온도 사이의 평균인 막온도(Film temperature)를 사용하였다. 그렇기 때문에 막온도에 따라 Prandtl 수는 같은 물에 대해서도 2~5의 범위에서 값이 바뀌었다. 연구범위는 Grashof 수가 $6 \times 10^6 \sim 10^8$ 이었고 Reynolds 수는 1,450~15,000으로 그림 1에 의하면 충분히 난류혼합대류 영역에 해당한다. 무차원수의 길이척도로 관의 지름이 사용되었다. 그림 2는 실험결과이며 여러 가지의 Reynolds 수에 대하여 Grashof 수에 대한 Nusselt 수를 보여준다. 이것은 Eckert 등이 재구성하여 나타낸 것으로 그들의 문헌에서 발췌한 것이다. Watzinger와 Johnson의 문헌에서는 온도와 속도 그리고 벽면의 길이에 따른 속도 등을 보여주는 그래프만이 제시되어 유동영역에 대한 정보를 제공하지 않기 때문이다. 한편, Eckert 등은 그들의 실험결과와 비교하고 유동영역에 대한 정보를 제공하고자 Watzinger와 Johnson의 실험값을 이용하여 그림 2와 같이 재구성하여 나타내었다. 사각형, 원형 및 삼각형의 점들은 Reynolds 수가 일정한 실험결과이며 곡선들은 이들을 Fitting한 것이다.

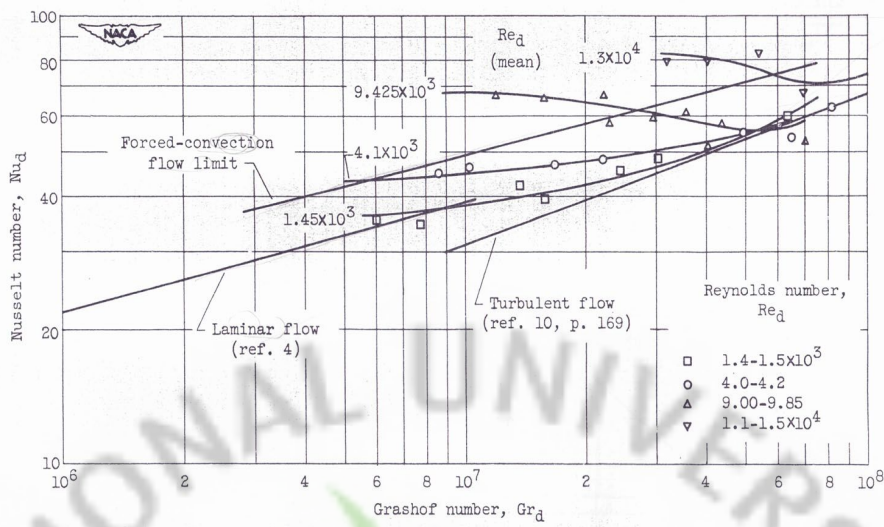


Fig. 2. Experimental data in buoyancy-aided flow.

Forced convection flow limit으로 표기된 위의 실선은 강제대류와 혼합대류 영역의 경계지점을 나타낸다. 아래의 실선은 각각 층류와 난류의 자연대류 상관식이다. 오른쪽 상단의 두 개의 곡선은 Grashof 수가 감소하여 실선을 벗어날 때 Nusselt 수의 값이 거의 일정하다. 그 이유는 이 영역이 강제대류의 영역에 속하므로 Nusselt 수는 자연대류의 영향에 무관해지기 때문이다. 그러나 Grashof 수가 증가하면 우측 하단으로 휘어지다가 난류자연대류의 상관식에 수렴하는 모습을 보인다. 따라서 두 개의 실선 사이의 영역 즉, Forced convection limit와 자연대류 상관식의 사이를 혼합대류 영역으로 생각해 볼 수 있다.

한편, 역부력 유동에 대해서는 몇 가지 정도의 실험만이 수행되었고 실험 결과는 순부력 유동에서의 열전달계수와 비교되었다. 비교결과 역부력 유동의 열전달 계수가 순부력 유동의 그것보다 약 6~20 퍼센트 정도의 높게 측정됨을 보인 반면에 측정된 현상에 대해서는 언급하지 않았다.

나. Martinelli와 Boelter의 연구

Martinelli와 Boelter는 1942년에 층류혼합대류의 순부력 유동에 대하여 열전달 계수를 계산할 수 있는 이론적인 상관식을 Leveque의 수치해를 이용하여 제시하

였다. 그들은 서로 다른 조건을 만족시키는 열전달 상관식을 유도하는데 있어서 세 가지의 근사법을 사용하였다. 내용을 요약하면 다음과 같다.

우선, Leveque는 혼합대류의 문제를 접근하는데 있어서 무한대의 길이로 마주 보는 두 개의 가열된 수직평판에 대하여 열전달문제를 이론적으로 해석하였다. 첫 번째 근사법에서 그는 자연대류의 영향을 고려하지 않고 온도에 따른 밀도의 변화를 일정하다고 가정하였다. 따라서 가열벽면과 인접한 유체의 속도분포는 거의 선형적인 분포에 가까웠으며 수직평판 사이를 흐르는 유체의 속도분포는 포물선의 형태를 띠었다. 따라서 열전달은 가열벽면과 인접한 유체에 대해서만 이루어지며 중심부에 대해서는 고려되지 않았다. 그러나 Watzinger와 Johnson은 실험적 연구를 통하여 관내의 속도분포는 그림 3에서 보는 바와 같이 자연대류의 영향으로 포물선의 형태가 아닌 벽면근처에서는 선형적인 모습을 보이다가 중심부로 갈수록 감소하는 모습이 나타남을 발견하였다.

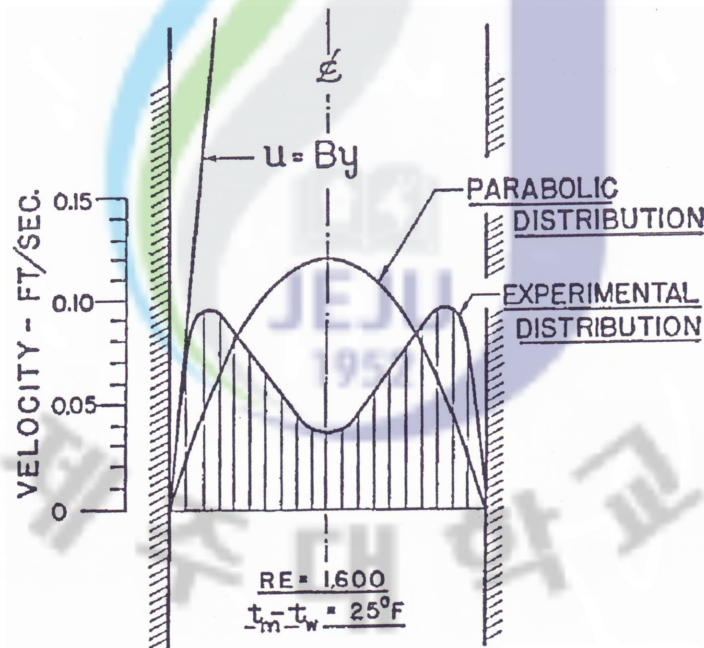


Fig. 3. Comparison of the velocity distribution observed by Watzinger & Johnson and the ideal parabolic distribution.

한편, Martinelli와 Boelter는 유체내의 속도분포가 포물선의 형태라고 다시 가

정하여 첫 번째 근사법에 사용된 것과 같은 기하구조를 이용하여 두 번째 근사법을 제시하였다. 여기서는 온도에 따른 밀도의 변화가 추가되어 자연대류의 영향이 고려되었다. 또한, 그들은 같은 조건에서 관의 길이와 지름의 비(L/D_i)가 큰 원형 관에 대하여 세 번째 근사법을 제시하였다. 위의 세 가지 근사법은 유체가 가열벽면으로 바로 들어오는 것이 아니라 가열되지 않는 곳을 지나서 들어오기 때문에 유체의 속도는 이미 가열벽면 입구서부터 유체역학적으로 완전 발달된 상태가 이루어졌다고 가정된다. 표 1은 세 가지의 접근법을 요약한 것이다.

Table 3. Definition of the ideal systems on the approximation.

Characteristics	Approximation 1	Approximation 2	Approximation 3
Geometry	Two vertical flat plates infinite, a distance D apart	Two vertical flat plates infinite, a distance D apart	Vertical cylinder of diameter D
Velocity distribution in fluid stream	Linear near wall $u=By$ B constant with x, depends only on forced condition	Linear near wall $u=By$ B variable with x, a function of buoyant as well as forced flow	Linear near wall $u=By$ B variable with x, a function of buoyant as well as forced flow
Fluid properties	All properties are constant	Density a linear function of temperature; all other properties constant	Density a linear function of temperature; all other properties constant
Variation of mixed mean temperature	No variation (short length of heating section)	No variation (short length of heating section)	Determined by heat balance; varies exponentially
Buoyant force	No buoyant force	Buoyant force proportional to $(t-t_0)$ where t_0 is the temperature of the fluid entering heating section	Buoyant force proportional to $(t-t_{mx})$ where t_{mx} is the mixed mean temperature at any x

세 가지의 근사법에 따른 열전달 상관식들이 제시되어 있지만, 자연대류의 영향이 고려된 두 번째와 세 번째 근사법의 열전달 상관식만을 나타내었다. 두 번째

근사법인 두 개의 수직평판에서의 혼합대류 열전달 상관식은 식 (1)과 같다. 식 (1)을 원형관의 길이와 지름의 비가 작은 원형관에 적용하면 식 (2)처럼 상수만 바뀌어 표현된다. 이러한 차이는 수직평판의 유동과 원형관내 유동에 대한 평균속도와 최대속도 간의 차이로부터 생겨난다. 여기서, Gz_D 는 Graetz 수로 $RePr(D_i/L)$ 이다.

$$Nu_D = 1.59 \sqrt[3]{Gz_D + 0.096(Gr_D Pr \frac{D}{L})^{0.75}} \quad (1)$$

$$Nu_D = 1.75 \sqrt[3]{Gz_D + 0.0722(Gr_D Pr \frac{D}{L})^{0.75}} \quad (2)$$

식 (3)은 세 번째 근사법인 길이와 지름의 비가 큰 원통형의 수직관 유동에 대한 혼합대류 열전달 상관식이다.

$$Nu_D = 1.75F_1 \sqrt[3]{Gz_D + 0.0722F_2(Gr_D Pr \frac{D}{L})^{0.75}} \quad (3)$$

식 (2)와 (3)은 같은 형태를 취하지만 원형관의 길이와 지름의 비가 크거나 작을지에 따라서 다르게 적용된다. 그러나 Martinelli와 Boelter의 연구에서는 어떤 기준에 의해 식 (2)와 (3)이 구분되어 사용되는지에 대해서는 조건이 언급되지 않았다.

다. Eckert 등의 연구

Eckert 등은 1953년에 난류혼합대류의 순부력과 역부력 유동에서 국부 열전달계수의 측정에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 이 과정에서 유동영역을 결정하는 방법을 제시하였고 Watzinger와 Johnson 그리고 Martinelli와 Boelter의 연구결과를 재정리하여 그들의 연구결과를 포함시켜 잠정적인 유동영역지도를 나타내었다. 실험은 공기를 사용하여 관의 길이에 대한 지름의 비(H/D_i)가 5인 원형관

에 대하여 Grashof 수 $10^9 \sim 10^{13}$ 과 Reynolds 수 $36 \times 10^3 \sim 37.7 \times 10^4$ 의 범위에서 수행되었고 가열벽면의 입구에서부터 측정하고자 하는 부분까지의 거리 x 를 길이척도로 사용하였다. 그림 4는 조사된 연구범위에서 측정된 순부력 유동의 국부 Nusselt 수를 보여준다. Watzinger와 Johnson의 결과인 그림 2와 유사한 형태의 모습을 보였다. 일정한 Reynolds 수에 대하여 $Gr_x Pr$ 수에 따른 국부 Nusselt 수를 나타낸 것이다. 국부 Nusselt 수는 동일한 Reynolds 수에 대한 곡선을 따라가면서 관찰하면 Forced convection limit 왼쪽에서는 $Gr_x Pr$ 수의 영향을 받지 않고 일정함을 알 수 있다. 즉, 이 영역은 강제대류에 해당한다. 반면 $Gr_x Pr$ 수가 증가하면서 약간 감소하다가 다시 증가하며 Mean data line을 따라가는 것을 볼 수 있다. 즉, Forced convection limit line과 Mean data line의 사이가 혼합대류에 해당한다고 다소 직관적으로 말할 수 있다.

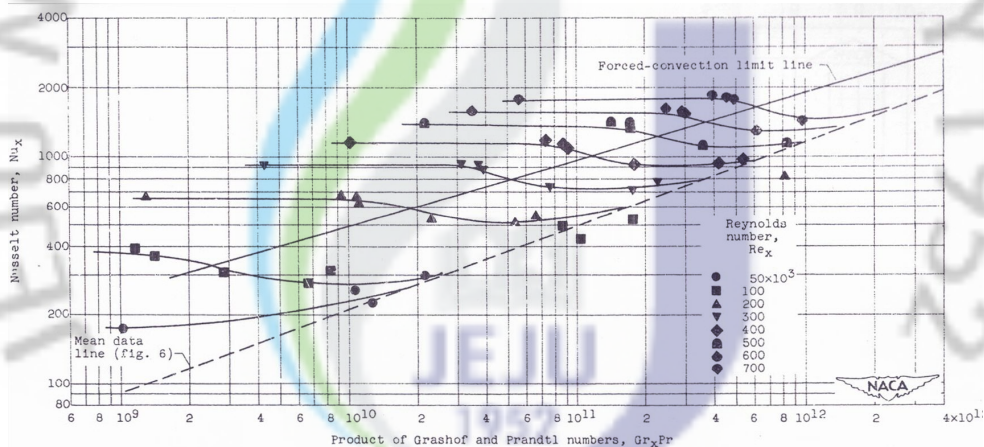


Fig. 4. Dimensionless correlation of local mixed, free and forced convection heat transfer coefficients for buoyancy-aided flow.

이러한 유동영역간의 경계를 정의하는데 있어서는 다소 임의적인 방법이 사용된다. 일반적으로 강제대류의 영역을 결정할 경우에는 자연대류의 영향이 열전달 계수를 10% 이내로 변화시키는 지점으로 정의되며 이것은 자연대류의 영역을 결정할 경우에도 동일하게 적용된다. Eckert 등은 그림 4의 유동영역을 구분하는 방법을 다음의 식으로 표현하였다. 여기서, 식 (4)는 강제대류와 혼합대류의 영역을

구분하며 식 (5)는 자연대류와 혼합대류의 영역을 구분한다.

$$\text{Between Forced and Mixed flow} \quad Re_x = 15.0(Gr_x Pr)^{0.40} \quad (4)$$

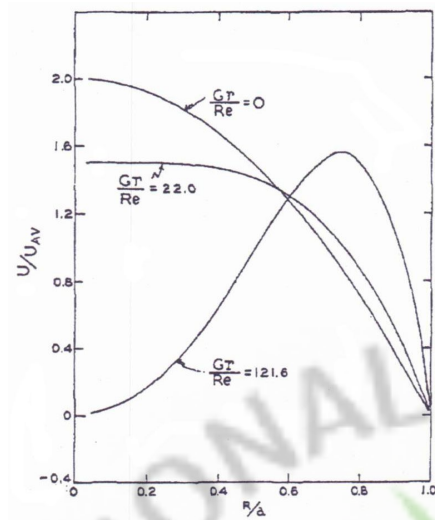
$$\text{Between Natural and Mixed flow} \quad Re_x = 8.25(Gr_x Pr)^{0.40} \quad (5)$$

역부력 유동의 경우에 대해서는 자연대류와 혼합대류의 영역을 구분하는 식 (6)만을 제시하였다.

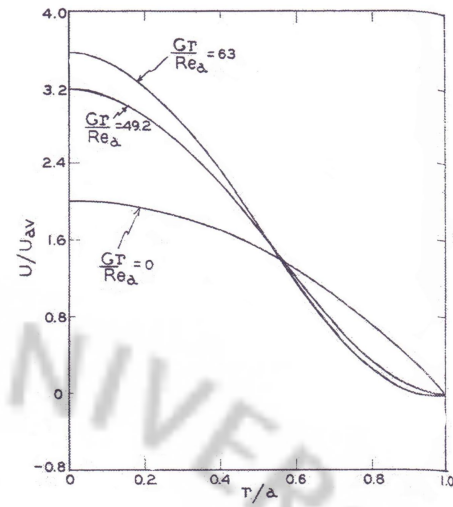
$$\text{Between Naturel and Mixed flow} \quad Re_x = 18.15(Gr_x Pr)^{0.33} \quad (6)$$

라. Hanratty 등의 연구

Hanratty 등은 1958년에 낮은 Reynolds 수에서 Grashof 수가 증가하면서 유동의 속도분포가 변해가는 모양을 관찰하였다. 그 이후, 1960년에는 자연대류가 난류 혼합대류로의 천이에 미치는 영향을 조사하여 유동이 불안정해지기 시작하는 지점을 찾아내었다. 실험은 유동이 완전히 발달하는데 충분한 길이와 지름의 비가 114.3인 원형관을 사용하여 Grashof 수는 $3 \times 10^3 \sim 10^4$ 그리고 Reynolds 수는 40~350의 층류 범위에서 수행되었다. 그림 5의 (a)와 (b)는 순부력과 역부력 유동에서 자연대류의 증가가 속도분포에 미치는 영향을 보여준다. 그림 5의 (a)에서 Gr/Re 수가 0일 때 중심부에서의 속도는 최대가 되며 벽면근처에서는 최소가 된다. Gr/Re 수가 22로 증가하면서 즉, 자연대류에 의하여 속도는 중심부에서 어느 정도 떨어진 곳까지 일정해지다가 벽면근처로 갈수록 단조 증가하게 된다. 자연대류가 매우 커져서 Gr/Re 수가 121.6이 되면 벽면의 속도가 중심부의 속도를 크게 앞지르는 것을 볼 수 있다. 이는 Gr/Re 수가 증가하면 벽면 근처의 유체가 데워지고 부력을 받기 때문에 벽면근처에서의 속도가 달라지기 때문이다. 역부력 유동인 그림 5의 (b)의 경우 자연대류가 커지면 속도는 중심부에서 높아지며 가열벽면에서는 감소하는 경향을 보인다.



(a) Buoyancy-aided flow



(b) Buoyancy-opposed flow

Fig. 5. Velocity profiles inside a vertical pipe for constant heat flux.

마. Hallman의 연구

Hallman은 1961년에 난류 혼합대류로의 천이가 발생하는 지점과 유동이 완전히 발달하는데 필요한 입구길이를 조사하기 위하여 실험적 연구를 수행하였다. 실험은 물에 대해 관의 지름과 길이의 비가 115인 원형관을 사용하여 Grashof 수 $10^4 \sim 4.5 \times 10^6$ 그리고 Reynolds 수 140~4,300의 범위에서 수행되었다. 순부력 유동에서 난류로의 천이가 확인되었으며 그림 6은 Rayleigh 수와 $RePr/(2x/D_i)$ 수가 어느 특정한 값을 나타낼 경우에 난류로 천이되는 지점을 보여준다.

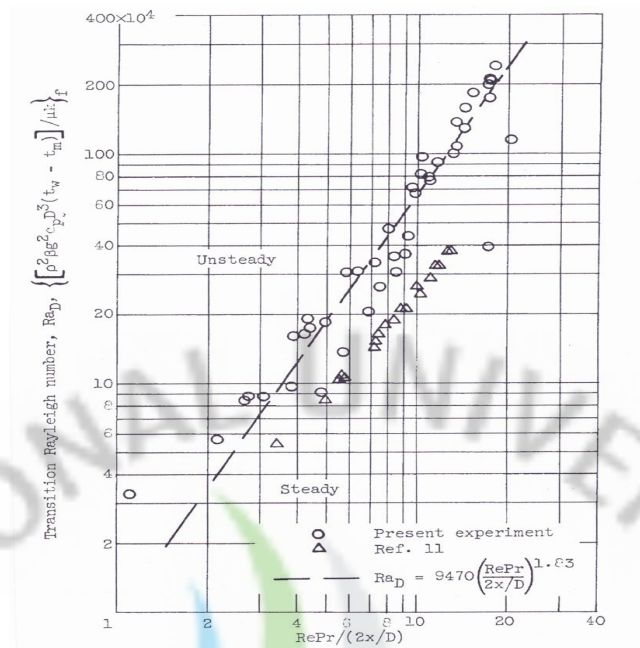


Fig. 6. Correlation of data for transition in buoyancy-aided flow.

천이를 나타내는 점선은 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$Ra_D = 9470 \left(\frac{RePr}{2x/D} \right)^{1.83} \quad (7)$$

여기서, 가열벽면의 입구서부터 천이가 발생하기 시작하는 지점의 x/D_i 는 정확히 측정되지 않았다. 왜냐하면 가열벽면에 부착된 열전대(Thermocouple)가 0.05m간격으로 설치되어 정확한 위치 파악이 어려웠기 때문이다. 한편, 역부력 유동의 경우에는 유동이 쉽게 불안정해지는 현상으로 인하여 난류로의 천이지점에 대한 결과는 제시하지 않았다.

마. Kemeny와 Somers의 연구

Kemeny와 Somers는 1962년에 Gr/Re 수의 비가 증가할 경우 열전달 계수가 어떻게 달라지는지에 대한 실험적인 조사를 수행하였다. 실험은 관의 길이는 일정

하지만 지름이 다른 네 가지의 관을 사용하여 원형관의 길이에 대한 지름의 비를 9.7~320로 변화시켜주었고 Grashof 수가 $10^2 \sim 10^5$ 범위에서 Prandtl 수 3~6의 물과 80~170의 기름이 사용되었다. Reynolds 수는 물의 경우 61~6,800이었고 기름의 경우에는 3.4~630이었다. 그림 7과 8은 물과 기름에 대한 실험결과이며 Graetz의 수에 대하여 Nusselt 수와 Ra/Gz 수로 나타낸 것이다. 두 개의 그림에서 오른쪽으로 갈수록 즉, Ra/Gz 수의 비가 증가하여 자연대류의 영향이 커지면서 열전달이 단조 증가하는 것을 볼 수 있다.

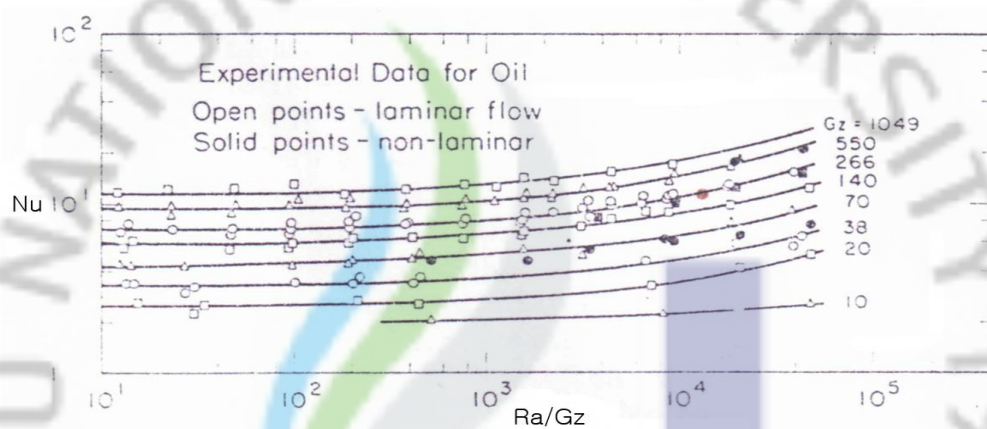


Fig. 7. Nu vs. Ra/Gz for constant Graetz number (Oil).

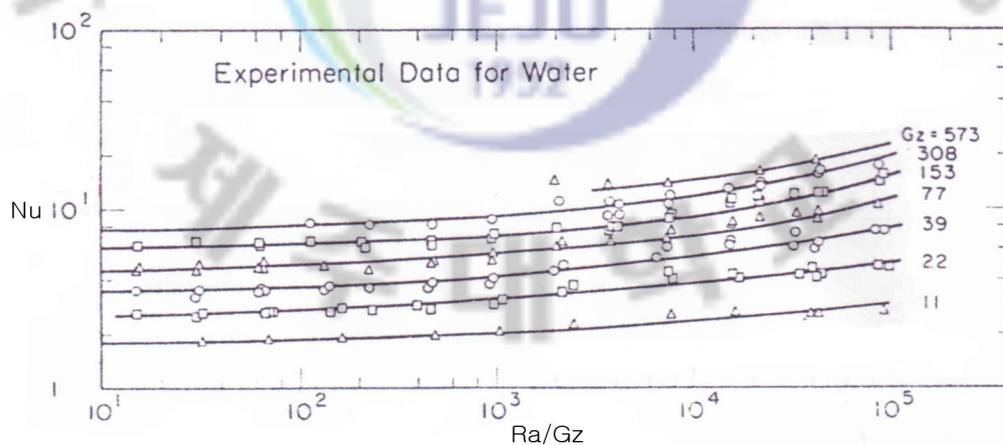


Fig. 8. Nusselt number vs. Ra/Gz for constant Graetz number (Water).

2.2 문헌별 연구내용 요약 및 데이터 추출

지금까지는 유동영역지도와 관련되어 있는 연구가별 문헌들의 전체적인 내용에 대하여 다루어왔다. 여기서는 2.1절에서 다루지 못하였던 내용들뿐만 아니라 이미 다루어온 내용들도 간략히 요약하고 유동영역지도를 재구성하기 위하여 조사된 상관식을 모으고 그래프들로부터 데이터를 추출하였다. 표 2~4는 연구가별 문헌의 내용을 요약하여 정리한 것이다.

Table 2. Information in literatures.

	Brown	Eckert et al.	Kemeny & Somers
Boundary condition	-	UWT	UHF
Flow	-	Turbulent	Laminar
Direction	-	Buoyancy-aided, Buoyancy-opposed,	Buoyancy-aided
Prandtl	-	Air : 0.7	Water : 3~6 Oil : 80~170
Ranges	-	$36 \times 10^3 \leq Re_D \leq 37.7 \times 10^4$ $50 \times 10^3 \leq Re_x \leq 70 \times 10^4$ $10^9 \leq Gr_x \leq 10^{13}$	Water : $61 \leq Re_D \leq 6800$ Oil : $3.4 \leq Re_D \leq 630$ $10^2 \leq Gr_D \leq 10^5$
Length scale	-	Distance from heated wall (x)	Pipe diameter (D)
L(m)	-	3.05	2.44
D(m)	-	0.61	0.00635, 0.0127, 0.0254, 0.0381
L/D	-	5	9.7~320

Table 3. Information in literatures.

	Metais	Petuchov	Watzinger & Johnson
Boundary condition	-	-	UWT
Flow	-	-	Laminar to turbulent
Direction	-	-	Buoyancy-aided, Buoyancy-opposed,
Prandtl	-	-	Water : 2~5
Ranges	-	-	$6 \times 10^6 \leq Gr_D \leq 10^8$ $1450 \leq Re_D \leq 15000$
Length scale	-	-	Pipe diameter (D)
L(m)	-	-	1
D(m)	-	-	0.05
L/D	-	-	20

Table 4. Information in literatures.

	Hanratty et al.	Hallman	Martinelli & Boelter
Boundary condition	UHF, UWT	UHF	UWT
Flow	Transition, Laminar to turbulent	Transition, Laminar to turbulent	Laminar
Direction	Buoyancy-aided, Buoyancy-opposed,	Buoyancy-aided, Buoyancy-opposed,	Buoyancy-aided
Prandtl	Water : 5.52	Water	-
Ranges	$3 \times 10^3 \leq Gr_D \leq 10^4$ $40 \leq Re_D \leq 350$	$10^4 \leq Gr_D \leq 4.5 \times 10^6$ $140 \leq Re_D \leq 4300$	-
Length scale	Pipe diameter (D)	Pipe diameter (D)	Pipe diameter (D)
L	2.52	0.92	-
D_i	0.022	0.008	-
L/D_i	114.3	115	-

표 5는 그림 1의 유동영역지도를 구성하는 상관식을 보여준다. 지도의 큰 틀을 구성하는 두 개의 실선은 Martinelli와 Boelter의 이론이 근원이지만 Eckert 등에

의해 유도되었고 천이영역에 해당하는 세 개의 실선은 Brown, Hallman 그리고 Hanratty의 상관식이다. Hallman의 문헌에서만 천이영역의 상관식이 제시되어 있는 반면에 나머지 문헌에서는 상관식이 제시되어 있지 않았다. 대신에 Brown과 Hanratty의 그래프에서 필요한 데이터를 추출하였다.

Table 5. Correlations in flow regime map.

Authors	Correlations
Martinelli & Boelter Eckert et al.	$Re_D = 19.64(Gr_D)^{0.35}$ (Between Forced and Mixed) $Re_D = 7.39(Gr_D)^{0.35}$ (Between Natural and Mixed)
Hallman	$Ra_D = 9470\left(\frac{RePr}{2x/D}\right)^{1.83}$ (Transition laminar-turbulent)

이미 잘 알려진 바와 같이 유동영역지도의 가로축은 $GrPr/(D_i/L)$ 수, 그리고 세로축이 Reynolds 수로 되어있다. 유동영역지도를 새로 그려보기 위해서는 가급적이면 이러한 값들을 알아내는 것이 중요하다. 그러나 조사된 대부분의 문헌들은 Grashof 수와 Reynolds 수의 범위가 모호하게 기록되어 있고 연구결과의 그래프들도 축이 Reynolds 수가 아닌 Nusselt 수로 되어있어서 필요한 데이터를 찾기가 쉽지 않다. 따라서 조금은 다르지만 그래프의 눈금을 읽고 찾아내는 수밖에 없었고 그렇지 못할 경우에는 기존의 유동영역지도의 값을 추출해서 사용하였다. Brown, Petuchov, Metais 그리고 Eckert가 이에 해당된다.

2.3 기존 유동영역지도의 검토

그림 9는 조사된 상관식과 추출한 데이터를 이용하여 독립적으로 재구성한 유동영역지도를 보여준다. 겉으로 봤을 때 기존의 유동영역지도와 유사한 형태를 취하는 것처럼 보이지만 이것을 기존의 유동영역지도와 직접 비교해보면 상당히 많은 면에서 다른 점들을 찾을 수 있고 기존의 유동영역지도에 나타나 있는 문제점들에 대해서도 생각해 볼 수 있다.

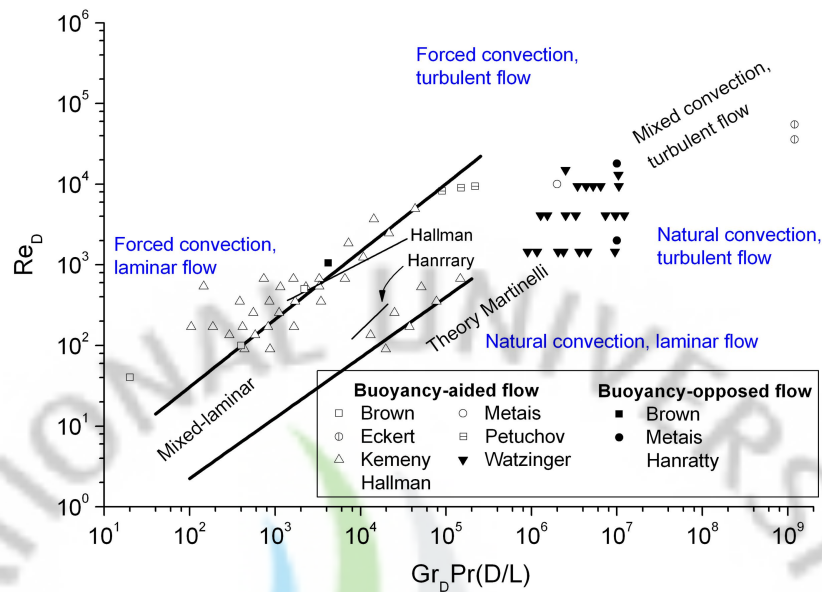


Fig. 9. Redrawn flow regime map.

그림에서 혼합대류영역을 나타내는 두 개의 실선이 오른쪽 상단으로 가면서 휘어지다가 평평해지는 패턴에 대해서는 이미지를 연상시킬 경우에는 생각해 볼 수 있지만 재구성한 그림에서는 직선으로 나타났다. 또한, 천이영역에서 가로방향의 굵은 선에 대해서는 어떠한 정보도 문헌에서 찾아 볼 수 없다. 데이터 포인트의 수가 많은 그림 9와 달리 기존의 유동영역지도에는 몇 안 되는 데이터만 들어 있다. 한 예로, Kemeny의 결과인 그림 2와 Watzinger의 결과인 그림 7과 8을 살펴보면 상당히 많은 수의 데이터가 들어있지만 재구성한 그림에는 그렇지 않다. 실제로 Metais와 Eckert의 1964년 유동영역지도의 문헌을 살펴보면 어떠한 방법에 의해 이러한 지도가 만들어졌는지에 대한 구체적인 설명은 언급되어 있지 않다. 다만, 지도의 가로축과 세로축에 대한 설명, Grashof 수의 길이 척도로 관의 지름이 사용되었다는 것 등의 개략적인 설명뿐이다. 그리고 지도를 구성하고 있는 문헌들은 1964년보다 이전에 수행되었던 연구결과들이며, 이러한 것들로부터 순부력과 역부력 유동으로 구분되어 유동영역지도가 그려졌다는 것이 내용의 전부이다.

자연대류의 부력은 가열벽면의 높이에 3승에 비례한다는 것이 일반적으로 알

려진 사실이다. 그러나 지도를 구성하고 있는 문헌들의 대부분이 Grashof 수의 길이척도로 관의 지름이 사용되었으며 유동영역지도의 가로축도 마찬가지다. 또한, Metais와 Eckert의 유동영역지도에 대한 연구는 Grashof 수 10^9 까지와 Reynolds 수 10^4 이하에서만 수행되었음을 보여주며 Grashof 수 10^9 이상의 영역에 대해서는 아직까지 유동영역지도가 알려지지 않았다.

3. 층류혼합대류

일반적으로 수직 원형관내에서 발생하는 층류혼합대류는 Grashof 수 $10^2 \sim 10^5$ 과 Reynolds 수 2,300이하의 범위에서 발생하는 것으로 그림 1을 통해 알 수 있다. 지금껏 비교적 많은 연구가 수행되어 왔으며 다양한 연구결과들도 쉽게 찾아 볼 수 있다. 순부력 유동의 경우, 부력의 효과로 인하여 유속이 증가하므로 동일한 Reynolds 수를 가지는 강제대류에 비하여 열전달이 증가하고 역부력 유동이 되면 열전달이 감소하는 것으로 알려져 있다. 그림 10은 1987년 Hallman이 제시한 층류 혼합대류의 연구 결과를 보여준다.

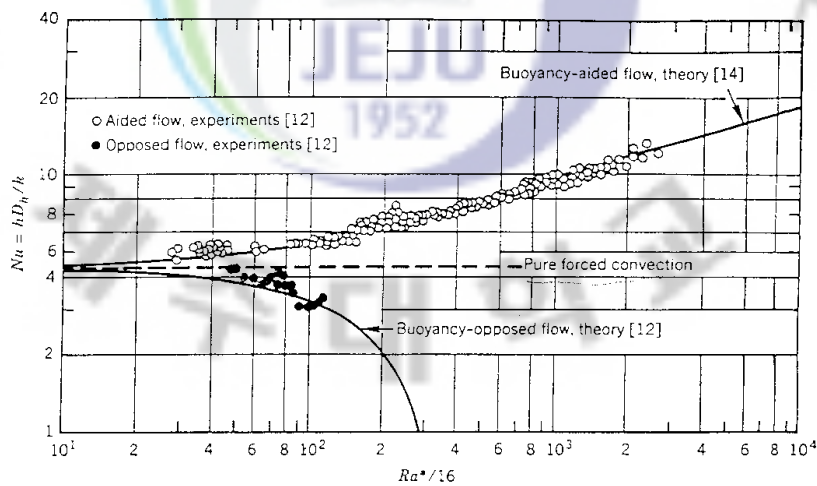


Fig. 10. Effect of buoyancy on the fully developed Nu for laminar flow in vertical circular tubes.

순수 강제대류의 Nusselt 수가 4.3을 기준으로 하여 순부력 유동의 경우 부력이 커질수록 혼합대류의 Nusselt 수는 증가함을 알 수 있으며, 반대로 역부력 유동의 경우에는 부력이 커질수록 Nusselt 수가 감소한다.

한편, 순부력 유동과 달리 역부력 유동 실험에서는 층류 상태의 실험유체가 작은 섭동에도 쉽게 난류로 천이되는 현상이 발생하며 난류생산으로 인하여 열전달이 상승하게 된다. 그렇기 때문에 기존의 연구들 가운데는 역부력 유동보다 순부력 유동에 대한 실험결과가 많다.

3.1 기존연구

기존의 유동영역지도에 들어있는 층류혼합대류에 관한 문헌들은 1964년 이전의 것이다. 이 밖에 층류혼합대류에 관한 문헌들을 정리하였다. Jackson 등은 1967년에 공기를 사용하여 가열벽면이 균일한 온도로 유지되는 조건에서 수직 원형관 내부의 혼합대류에 관하여 실험적인 연구를 수행하였다. 그들은 Martinelli와 Boelter의 1942년 논문에서 제시된 상관식이 그들의 실험데이터와 불일치함을 발견하였고, 순부력 유동의 국부 Nusselt 수에 대한 상관식을 제시하였다. Marner와 McMillan은 1970년에 등온으로 가열된 원형관 내부에서 발달중인 순부력 유동을 $Gr/Re=120$ 인 경우에 대하여 수치적으로 문제를 해결하였다. Lawrence와 Chato는 1966년에 균일열속(UHF)의 조건에서 물을 사용하여 수직 원형관 내부의 발달중인 상태의 조건에서 혼합대류 연구를 수행하였다. 실험에 사용된 원형관의 높이에 대한 직경의 비(H/D_i)는 203으로 매우 컸지만 속도와 온도분포(Profile)는 완전히 발달되지 않았다. Zeldin과 Schmidt는 1972년에 수직 원형관 내에서 완전히 발달된 유체의 거동에 대해 수치해석을 통하여 입구영역과 완전발달 영역에서의 속도분포를 구하였다. 이를 통하여 강제대류가 우세한 영역과 혼합대류가 우세한 영역을 Gr/Re 수의 비로 나타내었다. Collins는 1978년에 등온과 균일열속의 조건에서 물을 사용하여 순부력 유동과 역부력 유동에 대해 실험적으로 연구를 수행하였다. 실험데이터들은 1960년에 Scheele 등의 결과 및 1962년 Scheele과 Hanratty의 실험데이터와 비교하여 일치함을 보였다.

4. 난류혼합대류

수직 원형관 내부에서의 난류혼합대류는 Grashof 수 $10^5 \sim 10^9$ 과 Reynolds 수 3,000이상의 범위에서 발생하는 것으로 그림 1을 통해서 알 수 있다. 난류혼합대류는 층류와는 반대로 역부력 유동의 경우 열전달이 강제대류에 비해 향상되며 순부력 유동의 경우에는 낮은 부력계수일 때 강제대류보다 열전달이 적다가 부력계수가 증가하면 다시 열전달이 회복된다. 이것은 난류생산(Turbulence production)과 밀접한 관련이 있는 것으로 알려져 있다. 즉, 순부력 유동은 가열벽면에서 유체가 가열되어 밀도가 낮아짐으로 인해 발생한 부력이 강제대류와 같은 방향이기 때문에 두 유동간의 마찰로 인한 난류생성을 방해하고 유동을 층류화(Laminarization) 시키며, 반대로 역부력 유동은 부력과 반대 방향인 강제대류와의 유동이 서로 비벼지고 마찰을 일으켜 난류생성을 촉진시킨다. 그림 11은 1996년 Inagaki가 제시한 것으로 같은 Reynolds 수에서 측정된 혼합대류 Nusselt 수와 강제대류의 Nusselt 수의 비(Nu/Nu_f)에 대하여 부력계수(B_o)에 따라 나타낸 것이다. 왼쪽 그림이 순부력 유동이고 오른쪽이 역부력 유동에 대한 결과이다.

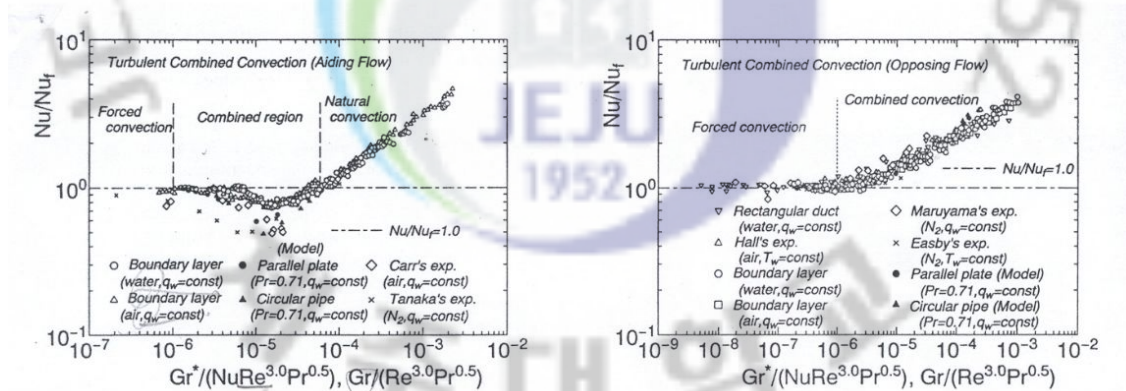


Fig. 11. Turbulent mixed convection for B_o in a vertical flow system.

4.1 부력효과에 따른 전단응력과 속도분포

수직 원형관 내부의 전단응력(Shear stress)은 유동이 관을 통해 흐르면서 감소한다. 그림 12는 원형관내 거리에 따른 전단응력과 속도의 분포를 보여준다.

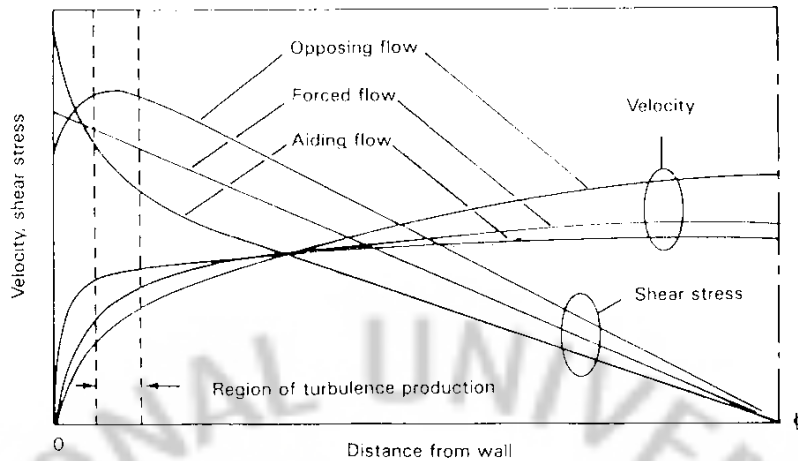


Fig. 12. Qualitative description of velocity and shear stress distribution in a turbulent mixed convection flow in a heated vertical tube.

순부력 유동의 경우, 전단응력은 벽면에서 멀어지면서 단조감소 한다. 왜냐하면 벽면근처에서 부력과 강제대류가 같은 방향으로 작용하기 때문이다. 이로 인해 전단응력이 줄어들고 줄어든 전단응력은 난류생산을 감소시키는 역효과를 낸다. 그러나 역부력 유동의 경우에는 벽면에서 멀어지면서 일정한 거리동안 전단응력이 증가하였다가 감소하는 경향을 보인다. 난류생성은 전단응력의 크기와 속도 기울기에 비례하며 벽면으로부터 조금 떨어진 Viscous layer의 가장자리에서 발생하므로 역부력 유동은 난류생성을 촉진시켜 열전달을 향상시킨다. 순부력 유동에서는 반대의 거동을 보인다[A. Steiner, 1971].

그림 13은 순부력 유동에서 부력이 증가하면서 속도분포가 변해가는 모양을 보여준다. 그림에서 벽면으로부터 조금 떨어져서 빗금이 쳐진 부분이 난류생산이 일어나는 곳인 Viscous layer이다. u_e 는 Viscous layer 가장자리에서의 속도이고 u_m 은 관내 중심부에서의 속도이다. 난류생산은 이 두 가지의 속도 차이에 밀접한 관계가 있으며, 이 속도의 차이가 커지면 난류생산을 많이 일으켜 열전달이 향상된다. 그림에서 (a)는 등온에서의 속도분포를 나타내고 (b)와 (c)는 부력이 증가할 때의 속도분포를 나타낸다. (b)에서 Viscous layer 가장자리에서의 속도가 중심부의 속도보다 조금 증가하였고 부력이 좀 더 커지는 (c)에서는 중심부의 속도를 크게 앞질러 속도차이가 매우 커지는 것을 볼 수 있다. 따라서 (b)에서는 자연대

류의 영향이 증가할 때 속도차이가 적기 때문에 난류유동이 층류화되어 열전달이 감소되고 (c)에서는 속도차이가 매우 크므로 난류생산을 많이 일으켜 열전달이 향상된다.

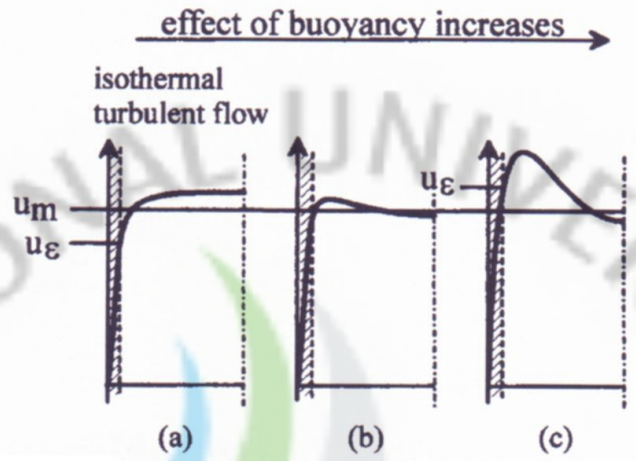


Fig. 13. Effect of aiding natural convection in a vertical tube.

4.2 기존연구

기존의 유동영역지도에 관한 문헌조사에서는 1964년 이전의 것이다. 여기서는 이 밖에 난류혼합대류에 관한 기존의 연구결과를 정리하였다. Aicher와 Martin은 1997년에 원형관의 높이에 대한 직경의 비(L/D_i)가 열전달에 미치는 영향에 대하여 실험적인 연구를 수행하였다. 실험에 사용된 범위는 Reynolds 수 4,500~15,500이고 Grashof 수 $10^6 \sim 10^9$ 이었다. 이때 L/D_i 의 비는 25, 54, 74이었다. 그림 14와 15는 순부력 유동과 역부력 유동에서의 실험결과를 보여준다. 순부력 유동인 경우, L/D_i 의 비가 74를 나타내는 검은 사각형이 25와 54의 결과인 흰 사각형보다 아래에 위치해있다. 그들은 L/D_i 의 비의 증가는 자연대류의 영향을 촉진시키기 때문에 열전달을 감소시킨다고 하였다. 그러나 역부력 유동인 경우에는 L/D_i 의 비가 크든 작든 열전달에 영향이 없음을 보였다.

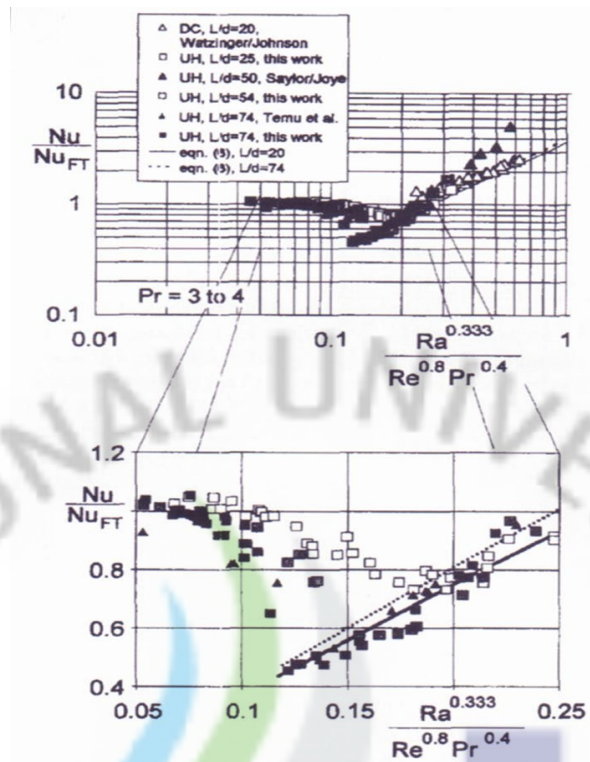


Fig. 14. Nu/Nu_{FT} vs. B_o in buoyancy-aided flow with respect to L/D_i ratio.

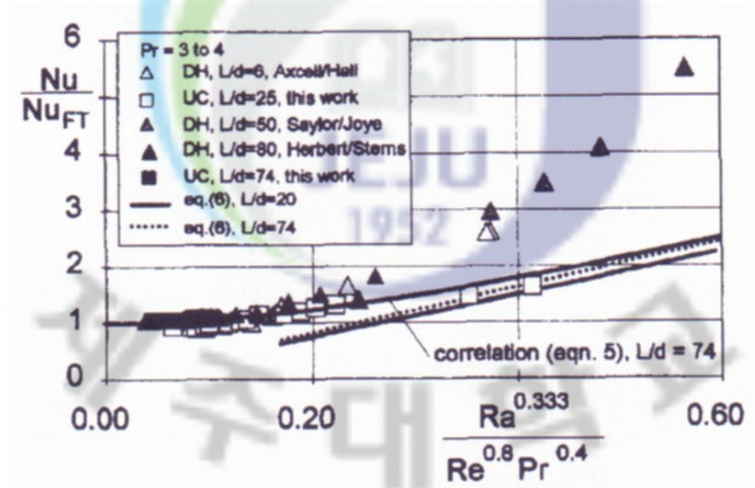


Fig. 15. Nu/Nu_{FT} vs. B_o in buoyancy-opposed flow with respect to L/D_i ratio.

Herbert와 Sterns는 1972년에 물을 사용하여 Reynolds 수 5,800에서 71,000까지 순부력 유동과 역부력 유동에 대한 실험을 수행하였다. 그들은 Reynolds 수가

18,000이상이 되면 열전달이 순수 강제대류와 같아지거나 낮아지는 것을 발견하였다. 또한, 역부력 유동에서는 Reynolds 수가 12,000이하일 때는 강제대류보다 최고 36% 이상으로 열전달이 향상되고, 순부력 유동인 경우에는 Reynolds 수가 15,000일 때 강제대류의 절반 정도의 열전달을 보임을 발견하였다. Carr 등은 1973년에 수은을 사용하여 수직 원형관 내부의 혼합대류 순부력 유동에 관한 연구를 수치적 및 실험적으로 수행하였다. 원형관의 높이에 대한 직경의 비(H/D_i)는 100이었고, Reynolds 수의 범위는 5,000에서 14,000까지였다. 그들은 연구를 통하여 부력의 영향은 속도의 차이를 변화시키고 낮은 전단응력으로 인하여 열전달이 감소함을 밝혀내었다. Buhr 등은 수은을 이용해서 순부력 유동에 관한 실험을 수행하였다. 순부력 유동에서 Ra/Re 수의 비가 0.1보다 작을 때, 부력효과가 무시될 수 있음을 증명하였으며 가열벽면의 열속이 증가하면 열전달은 감소하다가 다시 증가함을 밝혔다. Axcell과 Hall은 1978년에 균일열속(UHF)의 조건에서 실험적 연구를 수행하여 난류혼합대류의 영역에서 전단응력은 가열벽면으로부터 멀어지면 감소하고 속도는 증가함을 발견하였다. 그리고 가열벽면 근처에서 부력은 순부력 유동일 때 열전달을 감소시키지만 역부력 유동일 때는 오히려 열전달을 증가시키는 것을 밝혀내었다. Parlatan은 1996년에 순부력 및 역부력 유동에서 마찰계수와 열전달계수의 특성을 실험적으로 연구하였다. 부력에 의한 마찰계수의 증가는 순부력 유동에서만 일어남을 보였다. 이때 마찰계수는 25% 증가를 보였고 역부력 유동에서는 25% 감소를 보였다. 그리고 역부력 유동에서는 열전달이 최대 40% 증가함을 보였고 순부력 유동에서는 열전달이 50%까지 감소하다가 다시 회복되는 경향을 발견해내었다. Ko 등은 2010년에 전기도금계를 이용한 유사성 실험방법론을 도입하여 수직 원형관내에서의 혼합대류 열전달 현상을 물질전달 실험으로 대체시켜 유사성 실험방법론에 대한 타당성 및 적용가능성을 모색하였다. 그들은 물질전달량 측정실험을 통해 얻은 실험데이터를 Parlatan의 열전달 실험데이터와 비교하였는데, 그 결과는 매우 일치하였다.

5. 열전달과 물질전달의 유사성

5.1 유사성

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].

5.2 열전달과 물질전달의 유사성

표 6은 열전달계와 물질전달계의 지배방정식을 나타낸다. 연속방정식과 운동량 방정식은 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. 따라서 열전달계에서의 에너지 방정식의 온도(T)를 물질전달계의 농도방정식의 농도(C)로 변환하고 열확산계수(α)를 물질확산계수(D)로 변환함으로써 복잡한 열전달 실험을 보다 간단한 물질전달 실험으로 대체할 수 있다. 이와 같이 열전달과 물질전달에서의 유사한 변수끼리 서로 변환을 하면 열전달에서의 관련 무차원 수들을 물질전달과 관련되는 무차원 수들로 각각 대응시켜 나타낼 수 있다. 즉, 표 7에 나타낸 바와 같이 열전달과 관련된 무차원 수인 Prandtl 수와 Nusselt 수 및 Rayleigh 수는 물질전달계의 Schmidt 수와 Sherwood 수 및 Rayleigh 수로 변환된다. 그리고 대응되는 무차원 수끼리는

구성과 조직형태가 서로 동일하기 때문에 물리적인 의미가 유사하다. 그러므로 두 시스템간의 초기 및 경계조건을 동일하게 하고 표 7에 나타난 무차원 수들을 각각 변환하면 기존에 잘 알려진 열전달 상관식을 물질전달 상관식으로 대체할 수 있다.

Table 6. Governing equations.

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)

Table 7. 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 $\frac{g\beta\Delta T H^3}{\alpha\nu}$	\Leftrightarrow $\frac{gH^3}{D\nu} \frac{\Delta\rho}{\rho}$

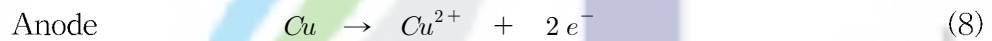
6. 전기도금계

유사성의 원리를 이용한 물질전달 실험에서 황산-황산구리($H_2SO_4-CuSO_4$) 수용액의 전기도금계를 물질전달계로 채택하였다. 구리 도금 반응계는 도금이 진행됨에 따라 표면 거칠기 효과(Surface roughness effect)로 전극면적을 정확히 결정

할 수 없다는 단점이 있지만 구리이온이 전극표면에 도금됨으로 인하여 가용성 물질(부산물)을 만들지 않고 일반적인 농도 범위에서 구리의 도금이 진행될 때 벌크(Bulk)상과 전극표면 사이의 밀도차가 커서 자연대류를 발생시키는 추진력이 크다는 장점으로 인해 여러 관련 연구들에서 구리이온의 산화·환원 반응계를 기본계로 채택하고 있다.

6.1 물질전달구조

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 나온다.



음극에서는 환원반응이 일어나 구리이온이 음극표면에 도금된다.



그림 16은 황산-황산구리 수용액의 물질전달에서는 전위차에 의한 전기영동(Electric migration), 농도차에 의한 확산(Diffusion) 그리고 유체의 유동에 의한 대류(Convection) 이 세 가지 구리이온의 이동 메커니즘으로 이루어진다.

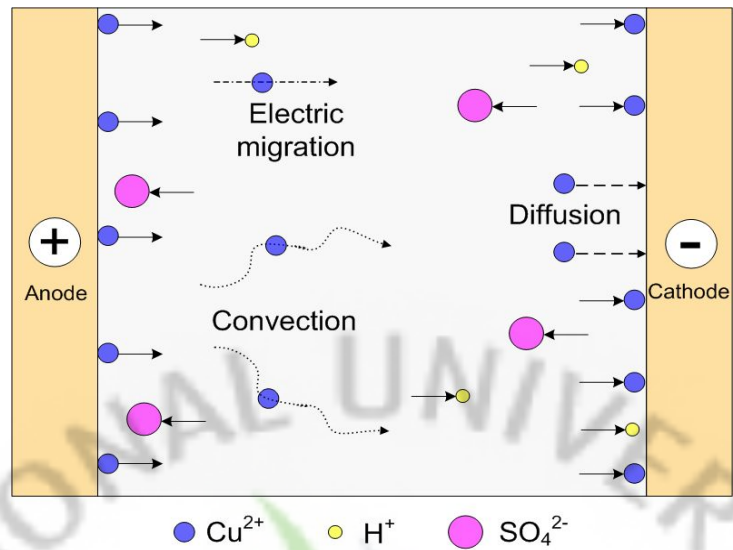


Fig. 16. Schematic diagram of mass transfer in electric field.

따라서 도금면에서의 전체 물질전달량은 다음의 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다 [C. R. Wike and C. W. Tobias, 1953].

$$\text{Cathode} \quad N_t = N_m + N_d + N_c \quad (10)$$

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 지배적이거나, 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].

$$N_t = \frac{I}{nF} \quad (11)$$

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.

$$N_m = \frac{t_n I}{nF} \quad (12)$$

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

$$N_t - N_m = N_d + N_c = \frac{(1-t_n)I}{nF} \quad (13)$$

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

$$N_t - N_m = h_m (C_b - C_s) \quad (14)$$

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.

$$h_m = \frac{(1-t_n)I}{nF(C_b - C_s)} \quad (15)$$

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

6.2 한계전류기법

한계전류는 물리적으로 특정 전극반응에서 나타날 수 있는 최대 전류값을 의미한다. 이러한 한계전류를 이용한 전기화학기법은 물질전달 측정을 이용해 열전달을 모델링하기 위해 잘 알려진 방법이다. 이것은 Levich에 의해 처음 도입되었으며 Wragg, Fenech와 Tobias, Newman에 의해 잘 정리되어 현재에도 물질전달 실험에서 널리 이용된다.

황산-황산구리 수용액을 사용하여 전기도금반응을 진행시키면, 양극에서는 구리

이온이 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 (1)에서 일어나는 물질전달 플럭스는 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$N_1 = h_m (C_b - C_s) \quad (16)$$

그리고 전극표면반응을 1차 반응이라 가정하면 (2)과정은 아래의 반응 속도식으로 나타낼 수 있다.

$$N_2 = k C_s \quad (17)$$

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

$$h_m (C_b - C_s) = k C_s \quad (18)$$

따라서 전극 표면에서의 구리 이온 농도, C_s 는 다음과 같다.

$$C_s = \frac{h_m C_b}{h_m + k} \quad (19)$$

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 전극 표면 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 증가시키면 음극에서 전기분해에 의해 수소가 발생되는 새로운 반응이 일어나며 전류가 다시 급격하게 증가한다. 이와 같이 한계전류영역에서는 전극 표면의 구리 이온 농도를 0으로 간주할 수 있기 때문에 식 (15)에서 표면농도를 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.

$$h_m = \frac{(1-t_n)I_{lim}}{nF C_b} \quad (20)$$

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. 그림 17은 실험에서 전형적으로 측정되는 한계전류의 곡선을 나타낸다.

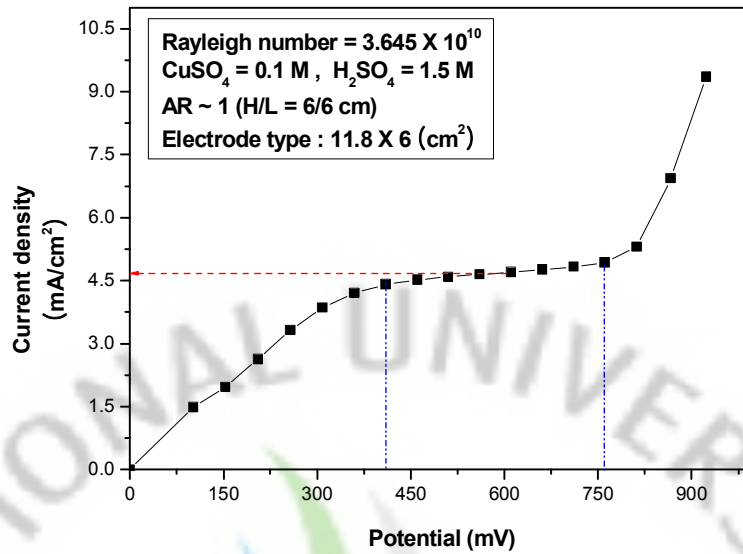


Fig. 17. Typical limiting current density curve.

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.

6.3 무차원수와 물성치

유사성 실험방법론을 적용하여 전기도금계를 이용하는 물질전달 실험으로 열전달 현상을 모사하기 위해서 기존에 잘 알려진 열전달 상관식을 물질전달 상관식으로 변환한 다음, 물질전달 실험결과와 비교하였다. 따라서 표 7의 물질전달계에 대한 주요 무차원수를 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 맥급수 형태로 제시된 다음과 같은 관계식들을 사용하였다.

$$\rho \text{ (g/cm}^3\text{)} = 0.9978 + 0.06406 C_{H_2SO_4} - 0.00167 C_{H_2SO_4}^2 + 0.12755 C_{CuSO_4} + 0.01820 C_{CuSO_4}^2 \quad (21)$$

$$\mu \text{ (cp)} = 0.974 + 0.1235 C_{H_2SO_4} + 0.0556 C_{H_2SO_4}^2 + 0.5344 C_{CuSO_4} + 0.5356 C_{CuSO_4}^2 \quad (22)$$

$$\mu D_{CuSO_4} \text{ (cm}^2\text{/s)} = (0.7363 + 0.00511 C_{H_2SO_4} + 0.02044 C_{CuSO_4}) \times 10^{-5} \quad (23)$$

$$\mu D_{H_2SO_4} \text{ (cm}^2\text{/s)} = (1.6691 + 0.24519 C_{H_2SO_4} + 0.96637 C_{CuSO_4}) \times 10^{-5} \quad (24)$$

$$t_{Cu^+} = (0.2633 - 0.1020 C_{H_2SO_4}) C_{Cu^{2+}} \quad (25)$$

$$t_{H^+} = 0.8156 - 0.2599 C_{Cu^{2+}} - 0.1089 C_{Cu^{2+}}^2 \quad (26)$$

위의 식들은 22 °C에서 ±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. 실험장치 구성

수직 원형관 내부의 혼합대류 열전달에서의 유동은 Grashof 수, Reynolds 수 그리고 기하학적 구조에 의존한다. 이러한 주요 인자들을 쉽게 조절할 수 있도록 실험장치의 설계 및 시스템을 구성하였다. 그림 18은 강제대류 및 혼합대류 실험장치의 시스템 구성을 보여준다.

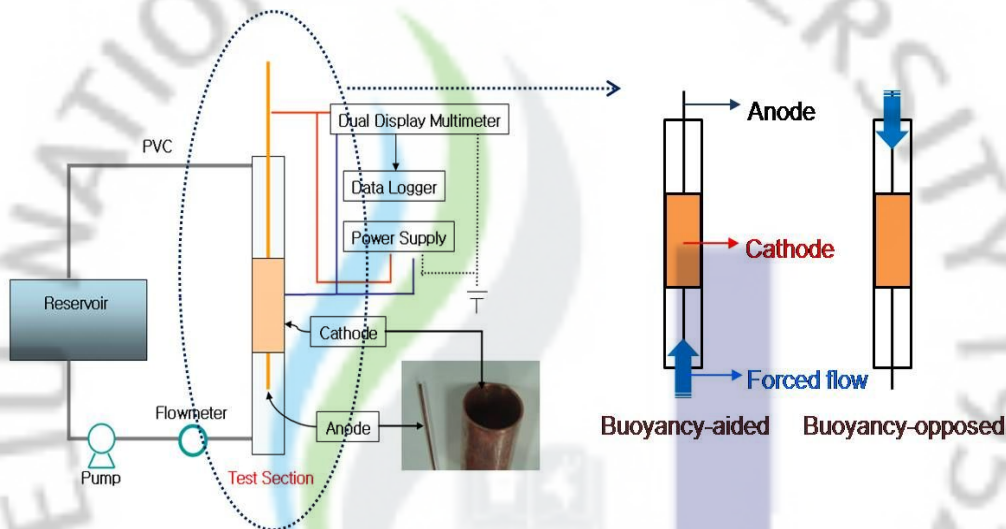


Fig. 18. The experimental equipments and system circuit.

그림에서 중앙에 길게 보이는 Test section은 기본적으로 아크릴수지로 제작된 원형관이며 3개의 구간으로 나뉜다. 특히, 가운데 부분의 안쪽에 구리 안대기(Lining)가 설치되어 있는 구조인데 이는 전기도금계의 음극 즉, 열전달계의 가열 벽면(Heated wall) 역할을 하며 필요한 높이의 음극을 다양하게 조절할 수 있도록 제작하였다. 즉, 그림 19에서와 같이 구리관의 한쪽은 내경을 반대쪽은 외경을 깎아서 필요한 길이의 구리관을 쌓아 올릴 수 있도록 하였다.



Fig. 19. The shapes of copper pipe (0.02m, 0.032m).

그리고 구리 안대기가 없는 아크릴 원형관의 상부와 하부에는 플랜지로 연결되어 있다. 이것은 가열되지 않은 벽면(Unheated wall)으로 입구길이(Entrance length)에 해당한다. 이 부분에는 가열벽면 입구에서부터 유체역학적으로 완전히 발달된 유동(Fully developed flow)을 만들기 위해 얇은 대롱 모양의 Straightener를 끼웠다. Test section의 총 길이는 1.4m이다. 이와 같이 구성된 Test section은 구리관의 직경이 서로 다른 두 개를 제작하였다. 그림 20은 제작한 Test section의 사진을 보여주고 표 8은 이들의 제원을 나타낸다.

Table 8. Dimension of two test section.

Test section	Acryl pipe		Copper pipe	
	Inner diameter	Thickness	Inner diameter	Thickness
A	0.023m	0.008m	0.02m	0.0015m
B	0.035m	0.01m	0.032m	0.0015m

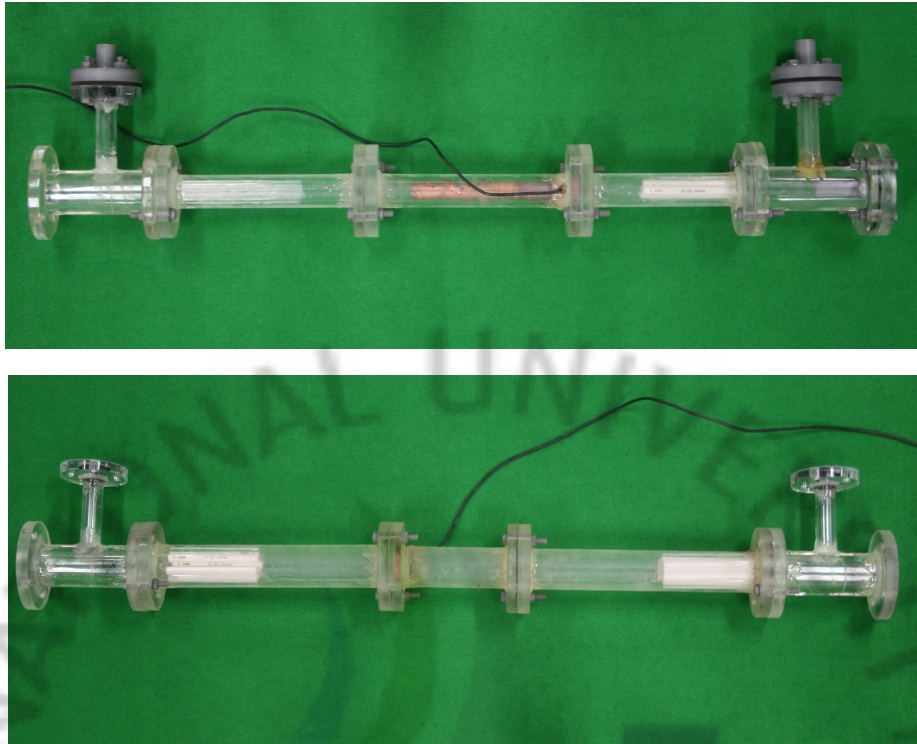


Fig. 20. The pictures of two test sections.

Test section의 상단과 하단에는 가로방향으로 PVC관 그리고 고무호스를 유체가 담겨져 있는 수조에 연결을 시켜 순환루프(Circulation loop)를 형성하였다. 유체를 순환시키기 위한 펌프와 유량을 측정하기 위한 전자유량계는 수조와 Test section 사이에 설치하였다. 그리고 펌프에 의해 유체가 흘러 들어가는 순환루프 입구에는 밸브를 설치하여 필요한 만큼의 유량을 조절할 수 있도록 하였다. 양극으로는 직경 0.002m의 구리봉을 사용하였다. 이 구리봉은 그림 21에서와 같이 Test section의 상단에 유체가 새어나가지 않도록 뚜껑역할을 하도록 덮인 플랜지의 중앙에 뚫은 0.002m의 구멍으로 삽입된다.

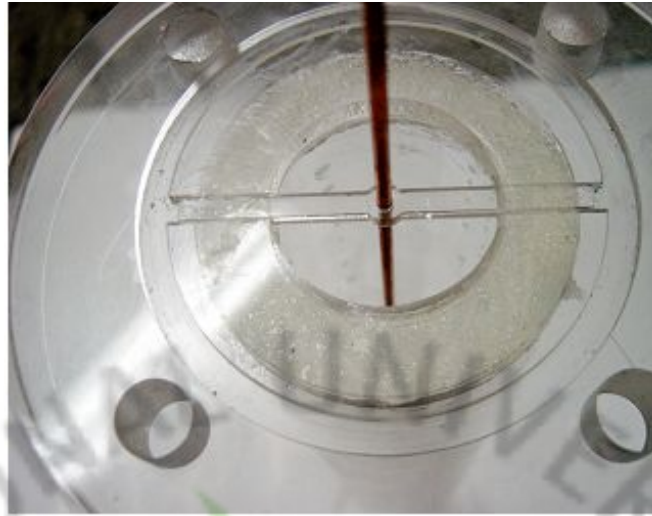


Fig. 21. Anode copper rod inserted in the hole.

강제대류의 상방향 유동에 대한 실험을 수행할 경우에는 전자유량계를 그림에서 보는 바와 같이 아래에 설치하였고, 그 반대인 경우에 대해서는 위에 설치를 하였다. 펌프는 LG전자사의 PM-100PM모델이 사용되었고 유량은 20L/min이다. VüPOWER사의 전원공급장치(DC Power supply - IPS-18B10)를 이용하였고, Fluke-45모델인 Dual Display Multimeter로 전류와 전압을 동시에 측정하였다.

IV. 예비실험

1. 강제대류실험

강제대류는 팬이나 펌프와 같은 외력에 의해 구동되는 유동이다. 수직 원형관 내부에서 발생하는 혼합대류 실험결과를 나타낼 때 Nu/Nu_f 수와 부력계수(B_o)를 사용하는 것이 일반적이다. 여기서, Nu/Nu_f 수는 동일한 Reynolds 수에 대해 혼합대류와 강제대류에서 측정된 Nusselt 수의 비를 의미한다. 강제대류는 항상 작은 크기나마 자연대류의 영향을 수반한다. 그러나 이 자연대류의 구동력 즉, 부력의 영향이 무시될 만큼 작을 경우 강제대류 효과만이 나타나며, 이때 상방향 유동(Aiding flow)과 하방향 유동(Opposing flow)에서 측정된 Nusselt 수는 같은 값이어야 한다. 따라서 혼합대류 실험 이전에 상방향 및 하방향 강제대류 실험을 통하여 실험결과가 위의 현상과 같을 경우, 혼합대류 실험을 수행할 장치 및 시스템의 회로가 올바르게 구성되었는지를 확인할 수 있으며 장치마다 고유한 강제대류 열전달 특성도 파악할 수 있게 된다.

물질전달실험에서 자연대류의 구동력의 크기는 가열벽면을 모사하는 음극 높이의 3승에 비례한다. 그렇기 때문에 음극의 높이를 최대한 낮춰서 부력의 영향을 최소화해야 한다. 이러한 조건하에서 상방향과 하방향 유동의 경우에 대하여 강제대류 실험을 수행하였다.

1.1 실험범위

강제대류는 Reynolds 수와 Prandtl 수 그리고 기하구조에 영향을 받는다. 강제대류를 측정하기 위하여 높이 0.02m의 음극을 사용하여 부력의 영향을 최소화시켰다. 이 높이의 음극에 대해 직경이 0.02m, 0.032m로 크기가 다른 두 개의 구리관을 사용하였다. Reynolds 수는 4,000~14,000 그리고 Prandtl 수는 황산구리의 농도를 0.05M와 0.12M로 변화시켜 2,014와 2,128의 범위에서 측정을 수행하였다.

상방향 유동과 하방향 유동의 강제대류의 실험범위는 표 9에서 보이는 바와 같다.

Table 9. Test matrix on forced convection inside a vertical pipe.

D_i (m)	H (m)	CuSO ₄ (M)	Pr	Re
0.02, 0.032	0.02	0.05	2014	4000
				5000
				6000
				7000
				8000
				9000
		0.12	2128	10000
				11000
				12000
				13000
				14000

전기도금에 의한 물질전달 현상으로 열전달계를 해석할 때는 전기영동(Electric migration)에 의한 물질전달 효과를 최소화시키기 위하여 과량의 황산 전해액을 고정액으로 사용한다. 이렇게 함으로써 수용액 내의 전해질 농도를 높여 전기장이 형성되지 않도록 하는 것이다. 황산농도는 기존 연구를 통하여 적합한 것으로 판명된 1.5M로 고정시켜놓고 실험을 수행하였다.

2. 실험결과

음극의 직경이 다른 두 개의 Test section에서 수행한 각각의 강제대류 측정 실험결과를 그림 22와 23에 나타내었다. 이들은 상방향과 하방향 유동에 대하여 각각의 Reynolds 수에 따른 Nusselt 수를 나타낸다. 그림에서 뾰족한 부분이 강제대류의 방향을 표시한다. 실험결과를 기존의 잘 알려진 Dittus-Boelter의 강제대류 상관식과 비교를 하였다.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (27)$$

이 상관식의 적용범위는 Prandtl 수는 0.7~160이며 Reynolds 수는 10,000이상 그리고 기하구조인 H/D_i 는 60이상이다. 이러한 실험적 조건의 차이에도 불구하고 실험에서 측정된 Nusselt 수는 Dittus-Boelter 상관식과 대체로 일치하는 모습을 보였다. 또한 그림에서 알 수 있듯이 상방향과 하방향 유동에서 측정된 Nusselt 수도 서로 일치함을 확인할 수 있다. 이는 매우 짧은 높이의 전극을 사용함으로써 부력의 영향을 강제대류에 의해 무시할 만큼 작게 하였기 때문이다.

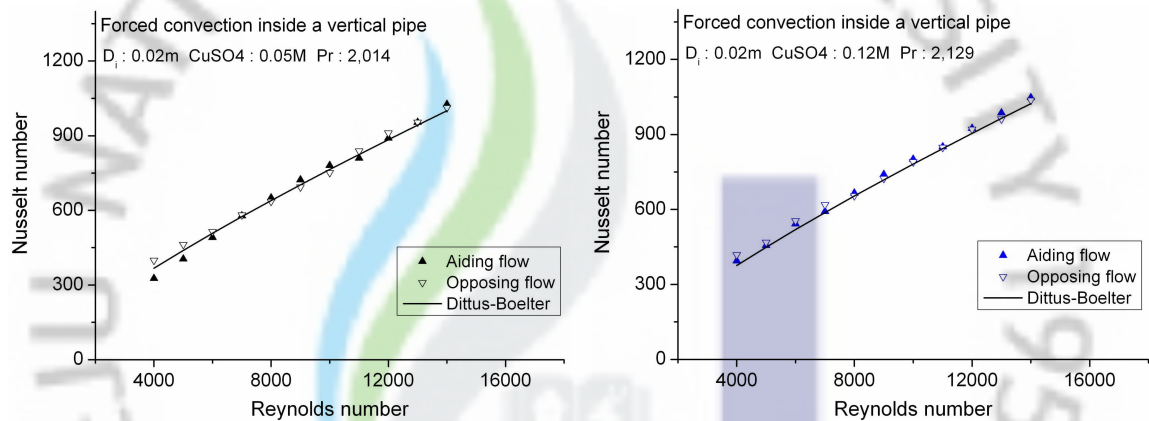


Fig. 22. The test result for forced convection ($D_i : 0.02\text{m}$).

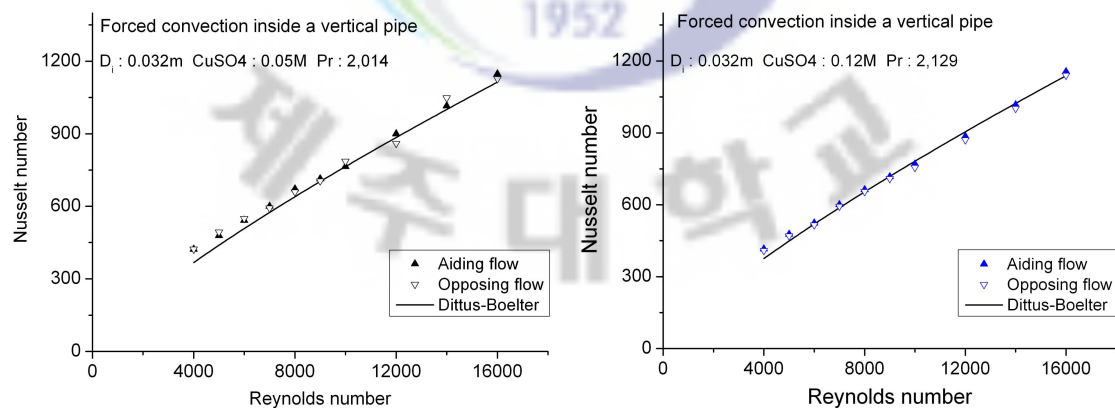


Fig. 23. The test result for forced convection ($D_i : 0.032\text{m}$).

한편, 직경이 다른 두 개의 Test section에서 측정된 강제대류 결과는 약간의 차이를 보인다. 이러한 차이가 나타난 원인은 실험을 수행할 때 발생한 실험적 오차에 의한 것으로 여겨지며 그 차이는 크지 않고 대체로 일치함을 알 수 있다. 결과적으로 본 예비실험을 통하여 혼합대류 실험결과를 나타내는데 사용할 강제대류 Nusselt 수를 다양한 Reynolds 수에 대하여 측정할 수 있었다.



V. 혼합대류실험

1. 혼합대류 유동영역지도 도출실험

전기도금계를 이용한 수직 원형관내 혼합대류 유동영역지도의 개발을 위한 실험에서의 변수는 Reynolds, Grashof, Prandtl 수이다. 이 세 가지 무차원수의 조합으로 유동영역지도를 구분한다. 그림 1의 기존의 유동영역지도를 조사한 바에 의하면 층류혼합대류는 Grashof 수 $10^2 \sim 10^5$ 그리고 Reynolds 수는 $10 \sim 2,300$ 의 영역에서 나타나고 난류혼합대류는 Grashof 수 $10^5 \sim 10^9$ 그리고 Reynolds 수는 4,000이상의 영역에서 나타남을 알 수 있다. 혼합대류 실험결과는 유동이 완전히 발달된 상태의 것이어야 한다. 유동을 완전히 발달시키는데 필요한 입구길이 L 은 유체의 고유한 특성 및 관 내벽의 표면 거칠기 정도 등에 따라 달라질 수 있다. 일반적으로 층류의 경우는 $0.05ReD$ 의 관계식을 이용하면 입구길이를 계산할 수 있다[A. Yunus]. 예를 들어, Reynolds 수가 2,300일 경우, 입구길이는 $115D$ 로 매우 길다. 그러나 난류의 입구길이는 $1.359Re^{1/4}$ 의 관계식으로 계산할 수 있고 Reynolds 수가 10,000일 때 $10D$ 로 층류에 비해 매우 짧다[J.H. Holman]. 본 실험에서 사용될 Test section의 입구길이가 0.4m인 점을 감안하면 난류실험은 유동을 가열벽면 입구까지 완전히 발달시키기에 충분한 길이인 반면, 층류실험은 입구길이가 짧아서 유동을 완전히 발달시키는 것이 어렵다.

본 연구는 물질전달 실험을 수행하여 유동영역지도를 도출하는 것이다. 난류혼합대류 실험은 유동을 완전히 발달시킬 수 있는 조건을 충족시키므로 기존의 유동영역지도가 미흡한 높은 Grashof 수와 Reynolds 수의 영역에서 실험을 중점적으로 수행하였다.

2. 실험범위

혼합대류의 실험범위를 표 10에 나타내었다. 가열벽면(Heated wall)을 모사하

는 음극은 직경이 0.02m와 0.032m인 두 개의 구리관을 사용하였고 높이를 0.5m ~0.9m까지 높여가며 실험을 수행하였다. 황산(H₂SO₄)의 농도는 1.5M로 고정하고 황산구리(CuSO₄)의 농도를 0.05M, 0.12M로 조절해서 두 가지 Prandtl 수인 2,014와 2,129를 만들었다. 가열벽면을 모사하는 음극높이의 3승에 비례하고 이 높이가 커질수록 높아지는 Grashof 수는 5.27×10⁹~6.93×10¹⁰의 범위이다. Reynolds 수는 유체가 펌프에 의해 Test section으로 유입될 때 순환루프 입구에 설치한 밸브로 유량을 조절하여 4,000부터 14,000의 범위까지 변화시켰다. 이 두 가지 무차원수의 범위는 그림 24에서와 같이 기존의 유동영역지도 보다 높은 영역에 해당하며 이와 같은 조건에서 순부력과 역부력 유동에 대해 혼합대류실험을 수행하였다.

Table 10. Test matrix for mixed convection inside a vertical pipe.

D_i (m)	CuSO ₄ (M)	Pr	H (m)	Gr	Re
0.02, 0.032	0.05	2014	0.50	5.27×10 ⁹	4000
					5000
			0.60	9.11×10 ⁹	6000
					7000
					8000
			0.70	1.45×10 ¹⁰	9000
					10000
	0.80	2.16×10 ¹⁰	11000		
			12000		
	0.12	2129	0.60	2.05×10 ¹⁰	13000
					14000
			0.70	3.26×10 ¹⁰	4000
					5000
					6000
0.80			4.87×10 ¹⁰	7000	
				8000	
0.90	6.93×10 ¹⁰	9000			
		10000			
		11000			
					12000
					13000
					14000

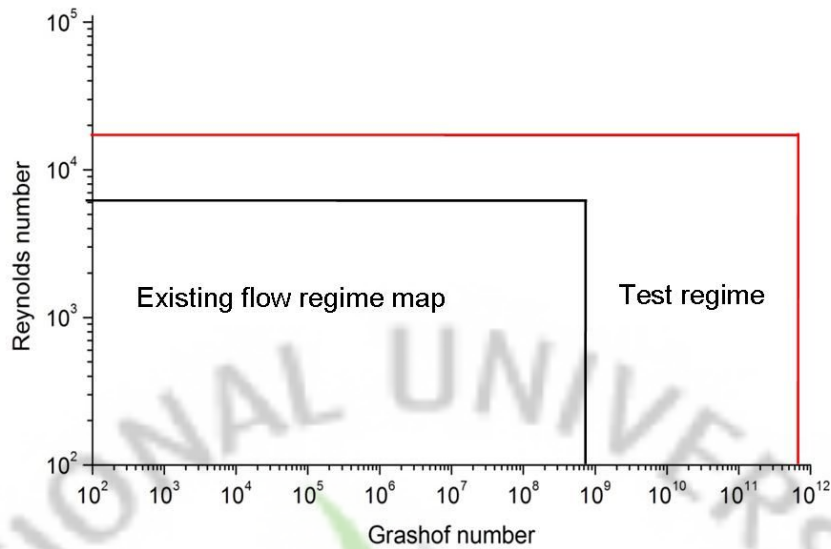


Fig. 24. Test regime to be carried out.

3. 실험절차

혼합대류 실험의 측정절차는 실험시간을 줄이고 효율성을 높이기 위하여 다음과 같은 순서로 진행된다.

A : 매우 낮은 Grashof 수에 강한 Reynolds 수를 붙여넣어 순수 강제대류 Nusselt 수를 측정한다. 이때, 상방향과 하방향 유동에서 측정된 Nusselt 수가 같으면 순수 강제대류가 측정된 것으로 이것은 예비실험에서 선행된다. 강제대류 Nusselt 수는 혼합대류 결과를 나타낼 때 Nu/Nu_f 수로 쓰이므로 매우 정확하게 측정을 해야 한다.(IV 장 실험)

B : 혼합대류의 Nusselt 수를 측정한다. 그림 25는 혼합대류 측정절차를 보여주는 것으로 일정한 높이의 음극 구리관에 대하여 즉, Grashof 수를 고정한 상태에서 Reynolds 수의 크기를 큰 것에서 줄여가는 방식으로 부력계수 B_o 를 조절하면서 화살표 방향으로 물질전달량 측정을 수행한다. 실험의 효율성을 위하여 이와 같은 실험절차를 수립하였다. Reynolds 수를 강한테서 낮은 쪽으로 불

어주는 이유는 강제대류가 자연대류의 영향을 받기 시작하면서 혼합대류가 발생하기 시작하는 위치를 찾기 위해서이다.

C : 다양한 Grashof 수에 대해서도 A와 B의 방법과 동일하게 실험을 수행한다.

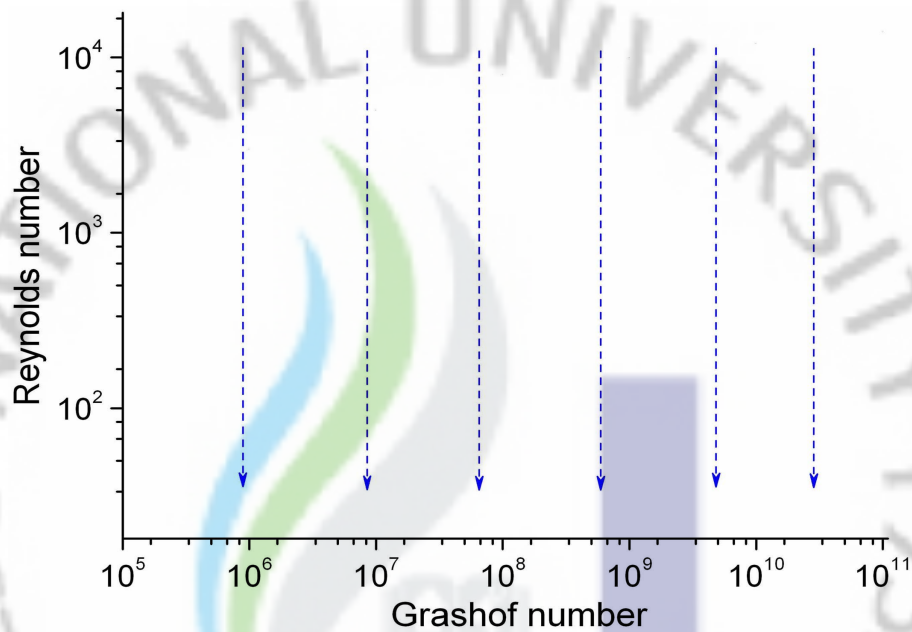


Fig. 25. Test procedure for mixed convection.

VI. 실험결과

본 절에서는 주어진 실험범위 및 실험절차에 따라 수행한 순부력과 역부력 유동에 대하여 실험한 결과를 다음과 같은 순서로 나타내었다. 첫째, Grashof 수를 고정한 상태에서 Reynolds 수의 크기를 큰 것에서 줄여가는 방식으로 부력계수를 조절하여 강제대류의 지배영역을 벗어나 혼합대류가 발생하기 시작하는 영역의 경계지점을 찾고, 동시에 Reynolds 수를 더 낮춰가며 자연대류의 지배영역을 찾았다. 둘째, 실험에서 측정된 순부력과 역부력 유동의 결과를 부력계수에 대해 Nu/Nu_f 수로 나타내어 기존의 혼합대류 현상과 비교해 보았다. 이미 잘 알려진 바와 같이 순부력 유동의 경우 낮은 부력계수에서는 열전달이 순수 강제대류보다 적다가 Grashof 수가 증가하여 부력계수가 어느 임계점을 넘어서면 다시 열전달이 회복되며 반대로 역부력 유동에서는 순부력 유동과 다르게 임계 부력계수를 지나면 열전달이 순수 강제대류 보다 항상 큰 값을 보인다. 셋째, 관의 직경이 다르고 높이가 같은 경우와 관의 직경이 같고 높이가 다른 경우에 대해 비교를 하여 이것이 혼합대류 현상에 어떤 영향을 미치는지를 살펴보았다. 넷째, 기존의 유동영역지도가 미흡한 부분인 Grashof 수 10^9 이상의 영역이상에서 실험한 데이터를 추가하여 유동영역지도를 도출해내었다.

1. 강제대류와 혼합대류의 경계

그림 26과 27은 두 개의 음극에 대하여 Grashof 수를 고정한 상태에서 Reynolds 수를 줄여가며 강제대류의 지배영역을 벗어나 혼합대류가 발생하기 시작하는 경계지점을 나타낸다. 강제대류의 방향은 삼각형의 뾰족한 부분으로 표시해서 순부력 유동과 역부력 유동으로 실험결과를 구분하였다. 순부력 유동의 경우, 높은 Reynolds 수에서는 자연대류의 영향이 강제대류에 비해 약하기 때문에 강제대류의 효과만 나타났다. 그러나 Reynolds 수를 감소시키면 자연대류의 영향

이 증가하여 혼합대류의 거동에 영향을 미치기 시작하였고 측정된 Nusselt 수는 강제대류의 그것보다 낮아지기 시작하였다. 역부력 유동의 경우도 마찬가지로 큰 Reynolds 수에서는 순부력 유동처럼 강제대류의 효과만 나타났다. 그러나 Reynolds 수가 줄어들면 Nusselt 수는 강제대류의 그것보다 항상 컸다. 이러한 경향은 Grashof 수가 달라져도 모양은 비슷했으며 특히, Grashof 수가 높아지면 혼합대류 거동이 시작되는 영역에 해당하는 Reynolds 수는 높아졌다. Reynolds 수를 결정하기 위한 방법으로는 실험에서 측정된 Nusselt 수가 강제대류의 Nusselt 수를 10% 이내로 변화시키는 지점을 선택하였다. 본 실험을 통하여 강제대류와 혼합대류 영역의 경계지점을 여러 가지 크기의 Grashof 수에 대하여 이에 해당하는 임계 Reynolds 수를 찾을 수 있었다.

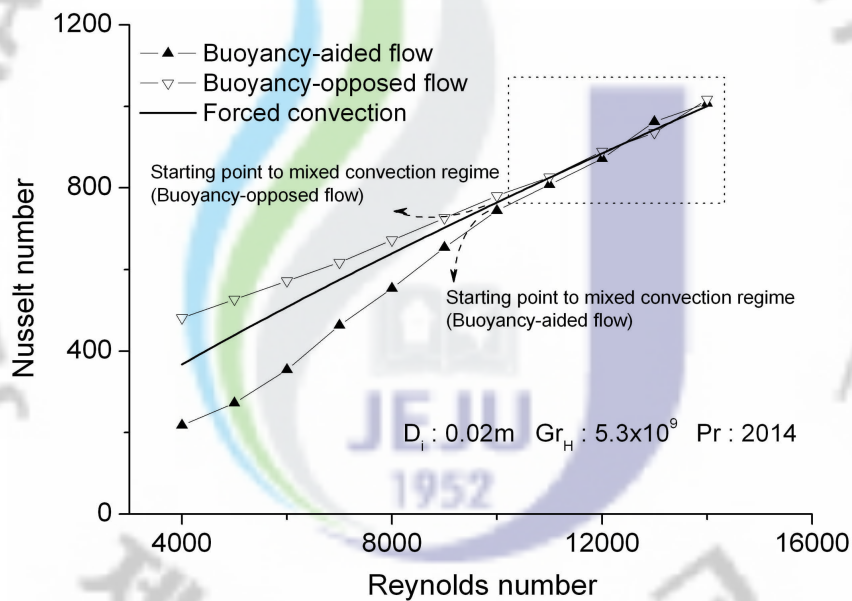


Fig. 26. Test results for mixed convection ($D_i=0.02m$).

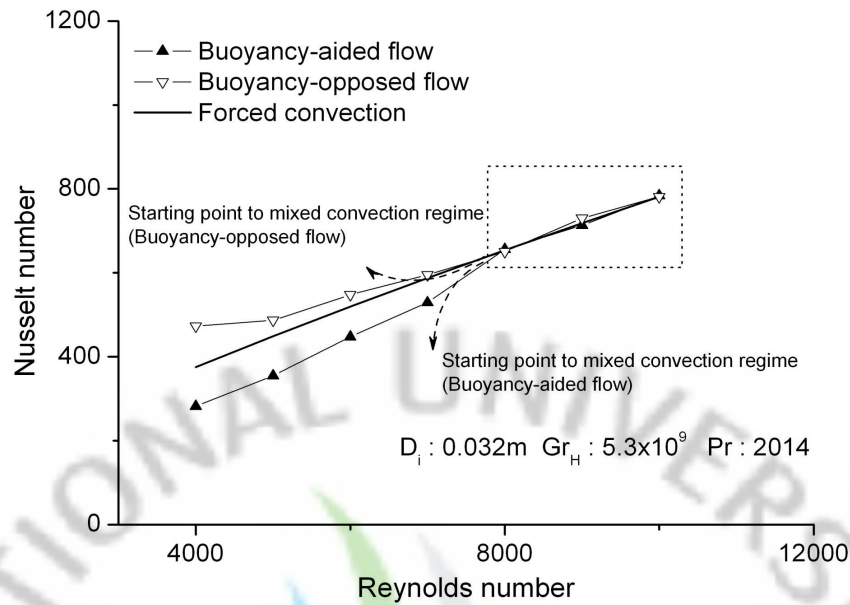


Fig. 27. Test results for mixed convection ($D_i=0.032\text{m}$).

2. 혼합대류와 자연대류의 경계

강제대류와 자연대류의 구동력의 크기가 비슷할 때 발생하는 혼합대류의 영역에서 Reynolds 수를 더 줄여가며 혼합대류의 영역을 벗어나 자연대류가 열전달을 지배하는 경계지점을 찾아내었다. 그림 28과 29는 음극의 직경이 0.02m이고 Prandtl 수가 2,014일 때 순부력과 역부력 유동에 대해 실험한 결과이다. 비교 상관식으로 수직평판에 대하여 개발된 Fouad의 난류자연대류의 상관식 (28)과 비교하였다.

$$Nu = 0.31(GrPr)^{0.28} \quad (28)$$

그림에서 모양이 같은 도형들은 일정한 Reynolds 수를 나타낸다. 실험결과, 그림 28의 순부력 유동의 경우, 같은 Reynolds 수에 대해 Grashof 수를 증가시켜 주면 측정된 Nusselt 수는 오른쪽 하단으로 휘어져서 난류자연대류의 상관식을

나타내는 실선에 수렴하는 것을 관찰할 수 있다. 이때부터 자연대류의 구동력이 강제대류의 구동력보다 커지는 영역으로 판단되며 실험한 결과를 이용해서 그림 28과 같이 도시함으로써 혼합대류와 자연대류의 경계지점을 만족시키는 Reynolds 수와 Grashof 수를 찾을 수 있었다.

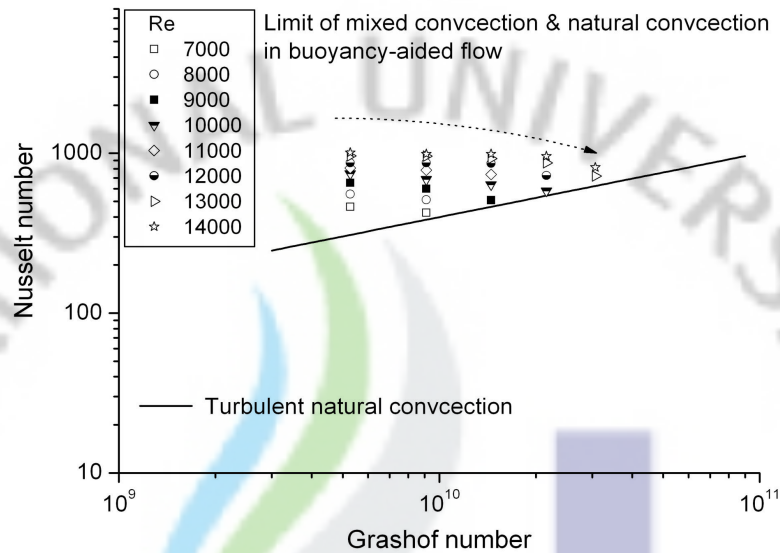


Fig. 28. The limit of mixed and natural convection in buoyancy-aided flow.

한편, 그림 29의 역부력 유동의 경우에는 순부력 유동과 달리 측정된 Nusselt 수는 난류자연대류의 상관식보다 항상 높았고 동시에 Grashof 수가 커질수록 조금씩 높아졌다. 즉, 화살표 방향으로 Grashof 수가 매우 높아야지만 자연대류의 영역에 도달할 것으로 보인다.

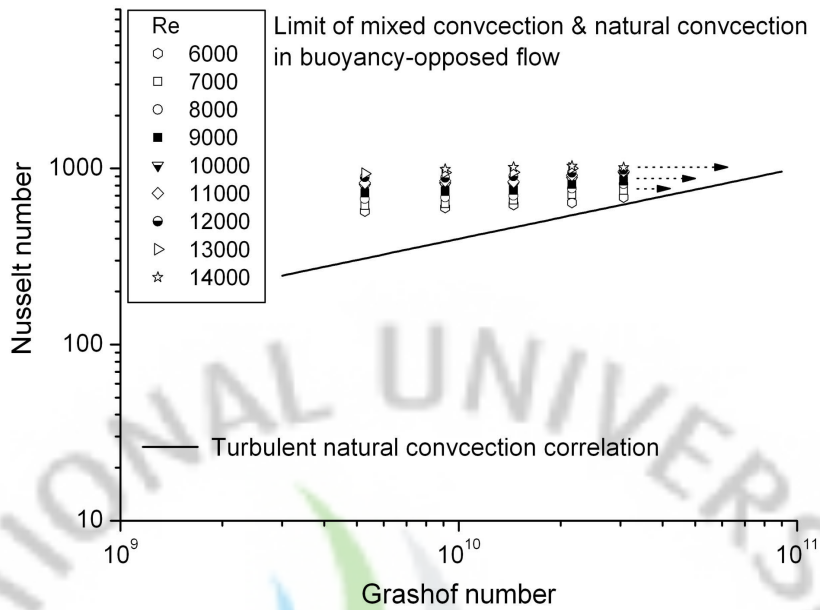


Fig. 29. The limit of mixed and natural convection in buoyancy-opposed flow.

3. B_o 수에 따른 현상

일반적으로 혼합대류의 실험결과를 표시할 때 부력계수(B_o)에 대하여 Nu/Nu_f 수로 나타낸다. 본 연구에서는 J.D Jackson이 수직 원형관 내부의 혼합대류 거동을 기술할 때 정의한 부력계수를 사용하였다.

$$B_o = 8 \times 10^4 \frac{Gr}{Re^{3.425} Pr^{0.8}} \quad (29)$$

그림 30~33은 직경이 0.02m와 0.032m의 음극과 Prandtl 수 2,014와 2,129에 대하여 실험한 결과를 모두 나타낸다. 실험결과는 모두 기존의 잘 알려진 혼합대류의 현상이 관찰되었다. 순부력 유동의 경우, 낮은 부력계수에서는 Nu/Nu_f 수가 순수 강제대류보다 적다가 Grashof 수가 증가하여 부력계수가 커지면서 다시 열전달이 회복되었고 반대로 역부력 유동의 경우, Nu/Nu_f 수가 순수 강제대류 보다 항상 큰 값을 보였다. 부력계수가 0.03부터 혼합대류가 발생하는 것을 알 수 있다.

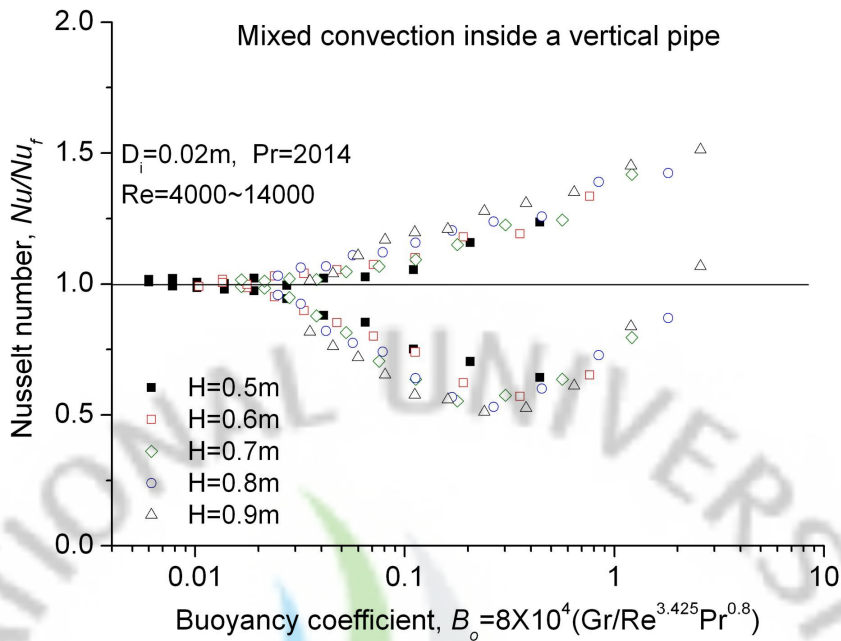


Fig. 30. The test results ($D_i:0.02\text{m}$, $Pr:2,014$).

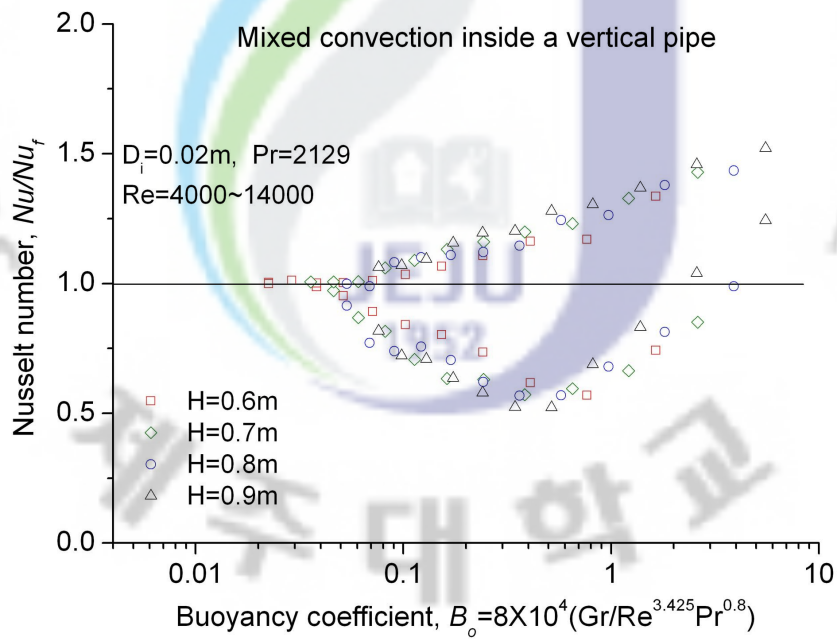


Fig. 31. The test results ($D_i:0.02\text{m}$, $Pr:2,129$).

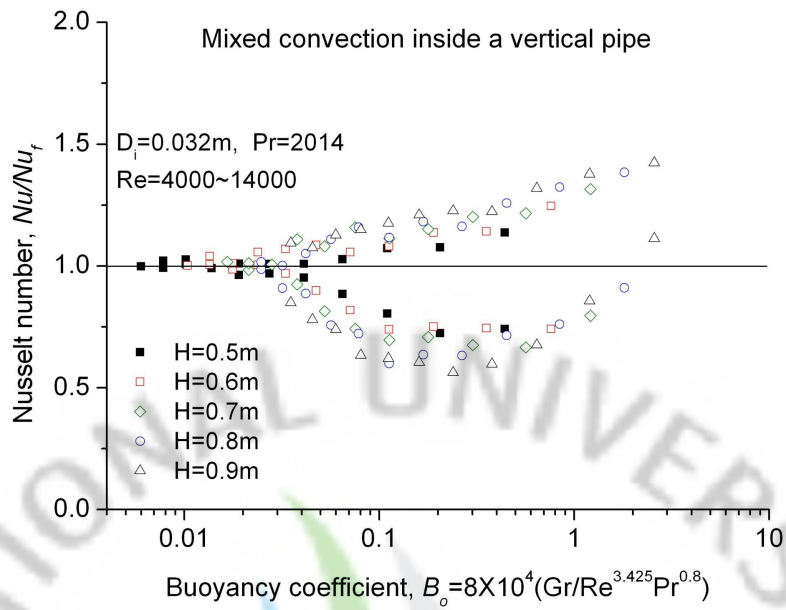


Fig. 32. The test results ($D_i:0.032\text{m}$, $Pr:2,014$).

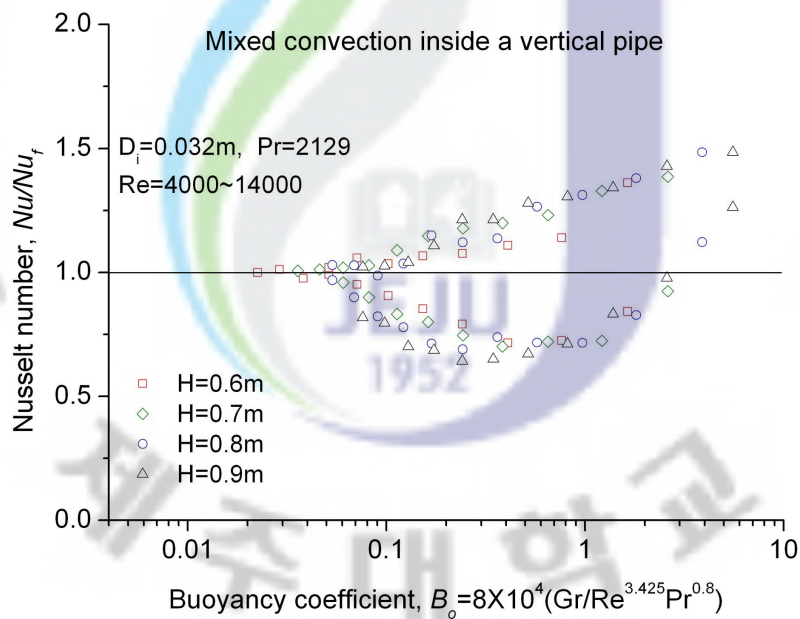


Fig. 33. The test results ($D_i:0.032\text{m}$, $Pr:2,129$).

3.1 기존 데이터와 비교

부력계수에 따른 Nu/Nu_f 수의 거동을 기존 데이터와 비교하여 그림 34에 나타

내었다. 사각형은 본 실험의 결과이며, 삼각형은 Y. Parlatan의 결과이며, 원은 Ko 등의 결과이다.

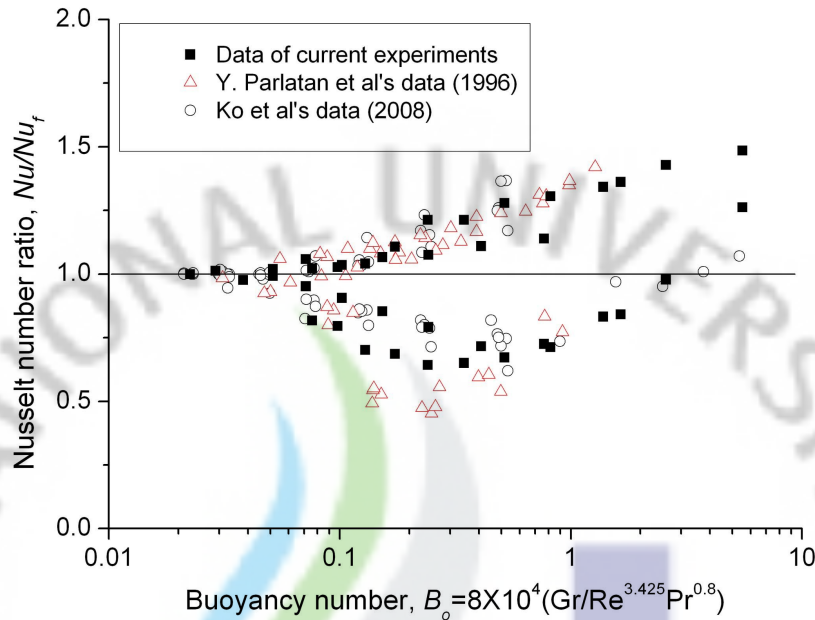


Fig. 34. The comparison of the existing data and current experiments.

비교결과, 역부력 유동은 기존의 데이터와 매우 일치하였고 순부력 유동은 Nu/Nu_f 수가 감소하다가 상승하는 구간이 Ko 등의 결과와 일치하였다. 그러나 Y. Parlatan과는 Nu/Nu_f 수의 꺾인 깊이와 상승하는 구간에 조금 차이가 발생하였다. 본 실험의 결과는 기존의 혼합대류 현상과 일치함을 확인하였다.

3.2 직경이 다르고 높이가 같은 경우

원형관의 직경이 다르고 높이가 같은 경우, 즉 H/D_i 의 비가 순부력과 역부력 유동의 열전달 현상에 미치는 영향을 살펴보고자 실험한 결과를 이용하여 서로 비교를 하였다. 위 4개의 그림에서도 H/D_i 의 비에 따라 달라지는 열전달 현상을 관찰할 수 있지만 데이터들이 너무 많고 조밀하여 구분이 쉽지 않다. 따라서 대표적으로 두 가지의 음극 높이에서 얻은 실험데이터를 이용하였다. 그림 35와 36은

Prandtl 수 2,014와 2,129의 실험결과 가운데 직경이 0.02m와 0.032m이고 높이가 0.8m인 경우를 부력계수에 따라 비교한 결과를 나타낸다. 사각형은 직경이 0.02m이며 마름모는 0.032m이다.

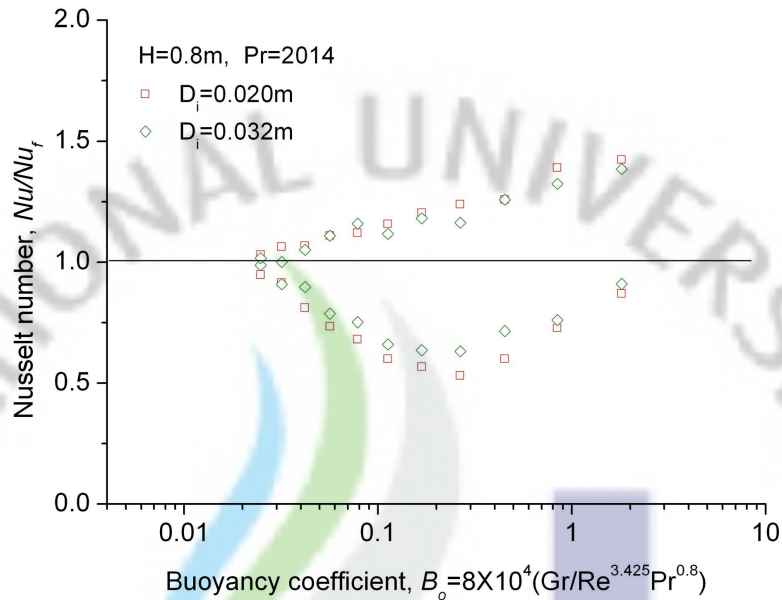


Fig. 35. Comparison of different D_i and same $H(Pr:2,014)$.

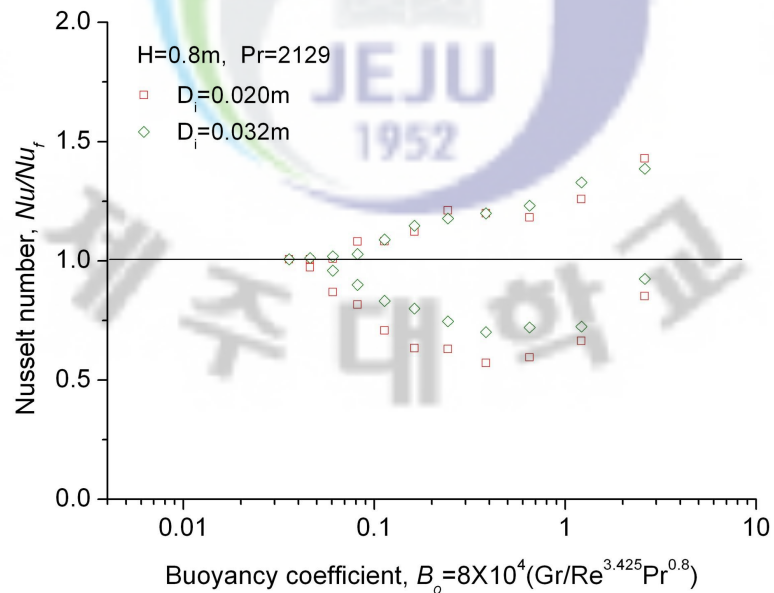


Fig. 36. Comparison of different D_i and same $H(Pr:2,129)$.

순부력 유동의 경우, 관의 직경이 작은 것이 큰 것보다 Nu/Nu_f 수가 더 낮았다. 이러한 현상을 열전달 측면에서 살펴봤을 때, 같은 크기의 Grashof 수에서 관의 직경이 좁아지면, 가열벽면에서 발생한 열이 유체를 빨리 데우므로 벽면근처의 유체는 밀도가 낮아져서 부력이 상대적으로 강해진다. 이때, 방향이 같은 강제대류를 만나면 이 둘의 속도차이가 줄어들어 유동을 층류화(Laminarization)시키는 현상이 나타난다. 이로 인해 난류생산(Turbulence production)이 줄고 결국엔 열전달이 감소하게 된다. 역부력 유동의 경우에는 H/D_i 의 비에 따른 영향이 관찰되지 않았다. 이 경우는 자연대류와의 방향이 반대이므로 난류생산이 왕성하기 때문에 부력의 차이에도 불구하고 유동이 난류상태를 유지하기 때문이다.

3.3 직경이 같고 높이가 다른 경우

원형관의 직경이 같고 높이가 다른 경우에 대하여 비교를 하였다. 그림 37은 직경이 0.02m이고 높이가 0.6m와 0.9m일 때 순부력 유동과 역부력 유동의 비교 결과를 나타내고 그림 38은 직경이 0.032m이고 위와 같은 높이일 때를 비교한 것이다. 두 개의 그림에서 높이가 큰 것을 나타내는 검은 삼각형이 높이가 작은 것을 나타내는 사각형을 포함하는 것을 볼 수 있다.

순부력 유동의 경우, 낮은 부력계수에서는 원형관의 높이가 클 때가 작은 것보다 열전달이 감소하였다. 이 현상의 원인은 원형관의 높이가 커지면 그만큼 부력의 세기도 커져서 벽면 근처에서의 자연대류의 속도가 빨라졌기 때문이다. 이것은 벽면 근처에서의 속도와 관내 중심부에서의 속도차이를 줄게 하는 요인이며 동시에 난류유동을 층류화 시킨다. 이로 인해 난류생산이 줄어들어 열전달이 감소했기 때문이다. 그러나 부력계수가 커지면서 열전달이 향상되는 지점부터는 관 높이의 영향은 나타나지 않았다. 역부력 유동의 경우에는 관 높이가 큰 것이 작은 것보다 높은 열전달을 보였다. 왜냐하면 난류생산과 밀접한 관련이 있는 Viscous layer 가장자리에서의 속도와 관내 중심부에서의 속도차이는 부력이 증가함에 따라 동시에 증가하므로 난류생산을 많이 일으켜서 열전달을 향상시키기 때문이다.

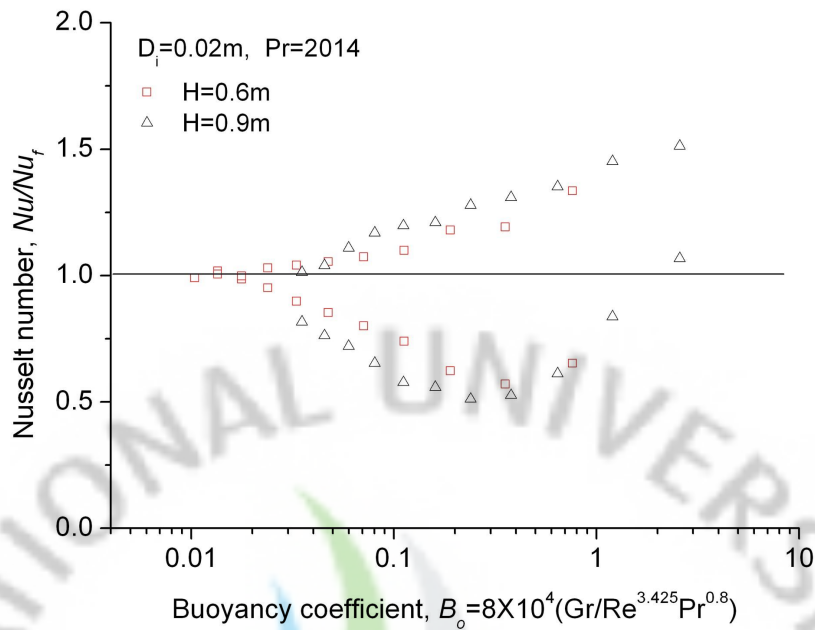


Fig. 37. The comparison of same D_i and different H .

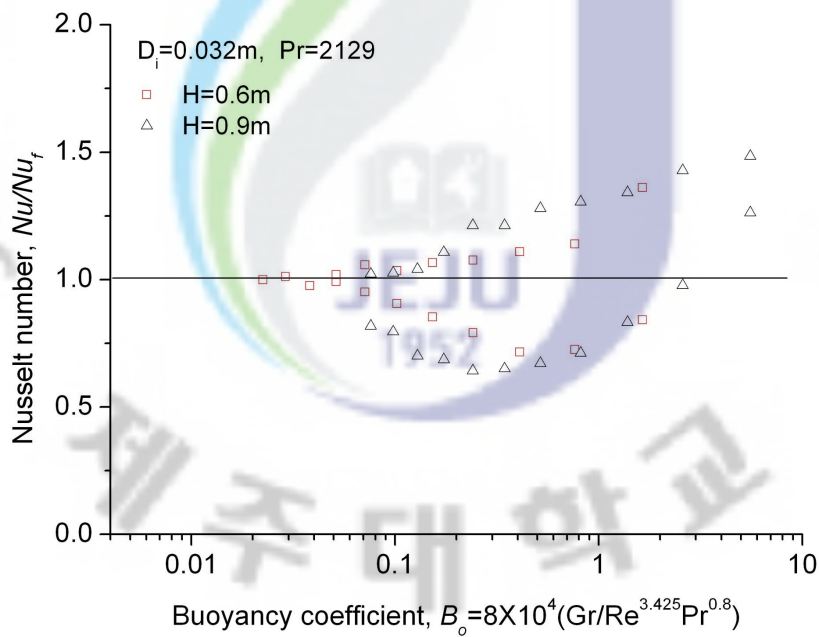


Fig. 38. The comparison of same D_i and different H .

4. Re vs Gr 의 유동영역

강제대류와 혼합대류의 경계지점과 혼합대류와 자연대류의 경계지점을 만족하는 Grashof 수와 Reynolds 수를 사용해 혼합대류의 영역을 순부력 유동과 역부력 유동으로 구분하여 그림 39와 40에 각각 나타내었다. 상단의 강제대류와 혼합대류 경계의 실선과 하단의 혼합대류와 자연대류의 경계인 점선 사이의 영역이 강제대류와 자연대류 구동력의 크기가 비슷할 때 발생하는 혼합대류의 영역이다.

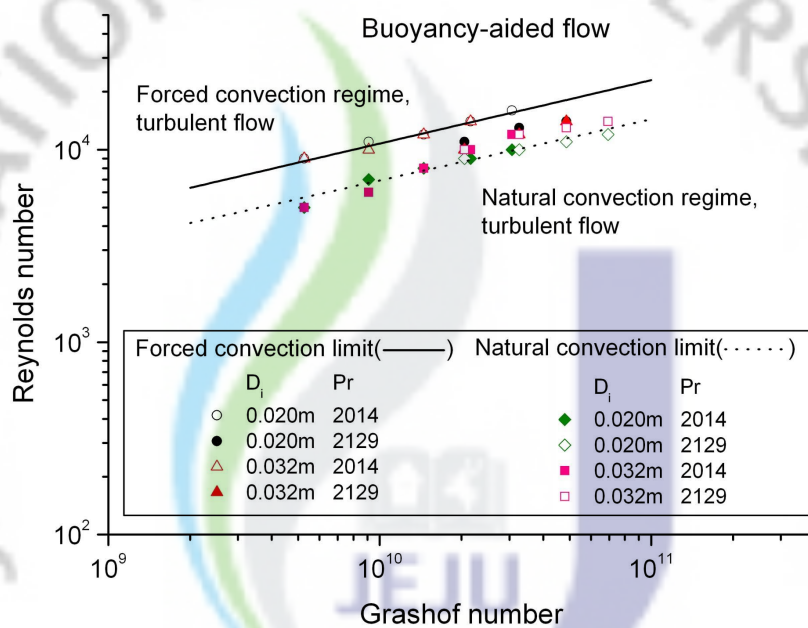


Fig. 39. Re vs. Gr for buoyancy-aided flow.

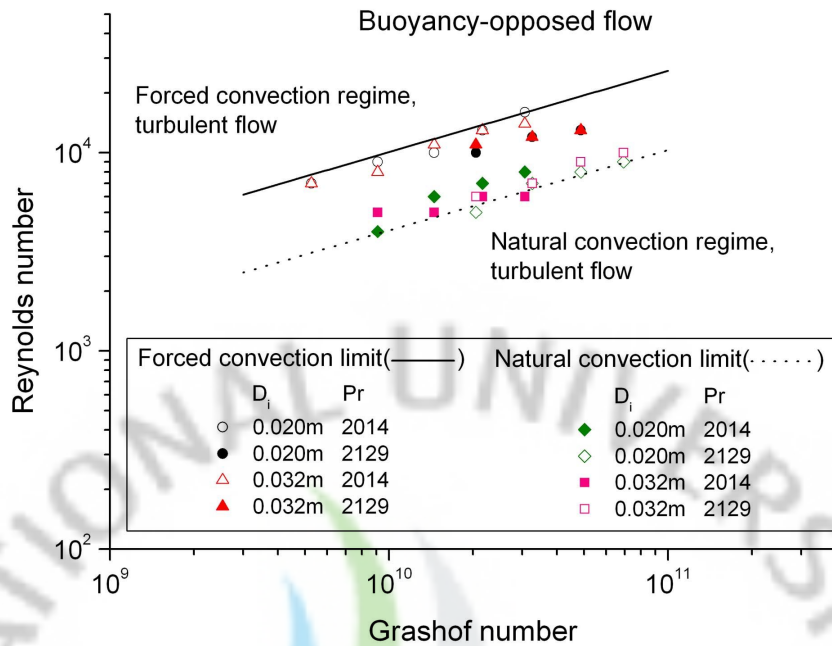


Fig. 40. Re vs. Gr for buoyancy-opposed flow.

순부력 유동에서 강제대류와 혼합대류의 경계 및 혼합대류와 자연대류의 경계는 식 (30)과 (31)에 나타내었다.

$$\text{Between Forced and Mixed convection} \quad Re = 5.52 Gr^{0.33} \quad (30)$$

$$\text{Between Mixed and Natural convection} \quad Re = 4.57 Gr^{0.32} \quad (31)$$

역부력 유동에서 강제대류와 혼합대류의 경계 및 혼합대류와 자연대류의 경계는 식 (32)과 (33)에 나타내었다.

$$\text{Between Forced and Mixed convection} \quad Re = 0.81 Gr^{0.41} \quad (32)$$

$$\text{Between Mixed and Natural convection} \quad Re = 0.35 Gr^{0.406} \quad (33)$$

그림의 하단에 Forced convection limit과 Natural convection limit로 나누어

직경이 0.02m와 0.032m, Prandtl 수 2,014와 2,129에서의 측정결과를 데이터의 색을 달리해서 여러 가지 도형으로 나타내었다. 순부력 유동과 역부력 유동의 경우에서 모두 Grashof 수가 증가하면서 강제대류 및 자연대류의 영역에 해당하는 Reynolds 수 역시 증가하였다. 이 그림을 자세히 살펴봤을 때, Forced convection limit 데이터들은 직경이 달라져도 대체적으로 일치하였고 Prandtl 수가 2,129가 되면 자연대류가 구동력이 커지므로 큰 차이는 없었지만 Reynolds 수가 상대적으로 낮아졌다. 그리고 Natural convection limit의 데이터들은 직경과 Prandtl 수에 상관없이 뒤섞여 있는 것으로 보아 큰 영향이 없는 것으로 판단된다.

역부력 유동의 경우, Forced convection limit과 Natural convection limit의 데이터는 순부력 유동과 매우 비슷한 형태를 보였다. 그리고 혼합대류와 자연대류의 경계를 구분하는 하단의 실선이 순부력 유동보다 약간 아래에 위치해 있는 것을 볼 수 있다. 즉, 역부력 유동일 때의 혼합대류의 영역이 순부력 유동일 때 보다 다소 넓어졌다.

5. 유동영역지도 도출

기존의 유동영역지도(Classical flow regime map)와 관련한 문헌조사 및 지도의 재구성(Restructure)에 대해서는 이미 II장에서 다루었다. 여기서는 기존의 유동영역지도, 재구성한 지도 그리고 실험한 데이터를 이용하여 도출한 지도, 이 세 가지를 서로 비교하였다.

5.1 기존 유동영역지도의 유효성 검토

그림 41의 결과는 Metais와 Eckert가 제시한 기존의 유동영역지도와 재구성한 것과의 비교이다. 이것은 II장에서 이미 구체적으로 다뤘던 내용들이므로 여기서는 비교적 간단히 요약 정리하였다. 검토결과, 많은 데이터 가운데 일부를 선택적으로 사용하였다. 혼합대류영역을 나타내는 곡선이 재구성한 지도는 직선의 형태였다. 천이영역을 나타내는 영역은 재현한 지도에는 나타나지 않았다.

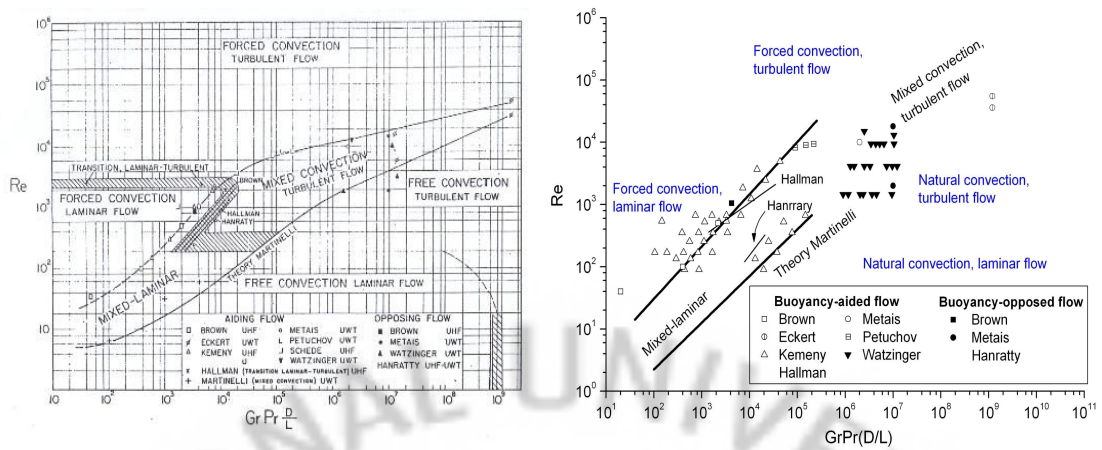


Fig. 41. Classical flow regime map vs. redrawn flow regime map.

5.2 유동영역지도 도출

본 연구에서는 물질전달량 측정실험을 통하여 Grashof 수 10^9 이상의 영역에 대한 유동영역지도를 도출하였다. 강제대류와 혼합대류의 경계 및 혼합대류와 자연대류의 경계를 정의한 식 (30)~(33)을 이용하여 기존의 유동영역지도와 함께 나타내었다. Metais와 Eckert는 순부력 유동과 역부력 유동의 결과를 하나의 지도로 나타낸 반면, 본 연구에서는 역부력 유동에서 혼합대류영역의 폭이 순부력 유동보다 넓으므로 유동별로 두 개의 그림으로 나타내었다. 이는 그림 42와 43에서 보는 바와 같다. 비교한 결과, 실험데이터는 기존의 유동영역지도와 일치하지는 않지만 대체적으로 비슷한 패턴을 보인다.

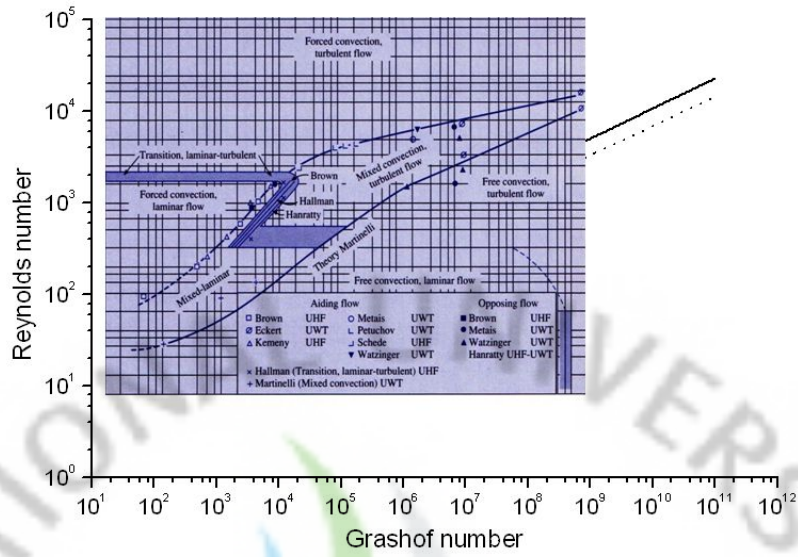


Fig. 42. Flow regime map for buoyancy-aided flow.

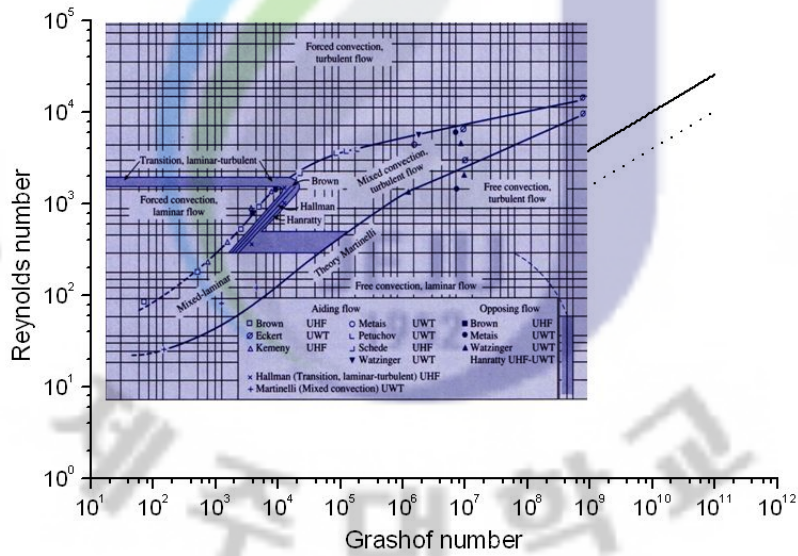


Fig. 43. Flow regime map for buoyancy-opposed flow.

6. 불확실도 분석(Uncertainty analysis)

본 연구에서 전기도금계를 이용한 측정에서의 불확실도는 전통적인 자료 정리 방정식(Data reduction equation)을 이용하여 분석되었다. Nusselt 수가 최종적인 변수이며 이는 물질전달 계수 (h_m), 관의 직경 (D_i), 그리고 확산계수 (D_m)로 구성된다. 그러므로 자료 정리 방정식과 불확실도 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$Nu = \frac{h_m H}{D_m} \Rightarrow Nu = f(h_m, H, D_m) \quad (34)$$
$$U_{Nu}^2 = \left(\frac{\partial Nu}{\partial h_m} U_{h_m} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial H} U_H \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial D_m} U_{D_m} \right)^2$$

각 변수 (U_{h_m} , U_H , U_{D_m})들의 불확실도는 눈금의 절반 값과 같은 기초적인 측정 오차와 더불어 자료 정리 방정식으로 다시 평가된다. 계산된 평균 Nusselt 수의 오차는 2.74이며 부분 불확실도(Fractional uncertainty)는 0.55%였다. 따라서 전기도금계에서의 수직 원형관내 혼합대류는 매우 정확한 측정으로 판단된다.

VII. 결 론

본 연구에서는 물질전달과 열전달과의 유사성의 원리에 따라서, 수직 원형관내 기하구조에 대해 혼합대류 열전달 현상을 물질전달 실험으로 전환하여 유동영역 지도개발을 위한 실험을 수행하였다. 본 연구는 크게 두 가지로 나뉜다.

첫째, 문헌조사를 통하여 Metais와 Eckert가 제시한 기존의 유동영역지도에 대해 검토를 하였다. 지도를 구성하는 원 문헌들을 수집하여 내용을 정리하였다. 이로부터 조사된 정보를 활용하여 독립적으로 지도를 재구성하여 기존의 지도와 비교하였다. 검토결과, 지도를 구성하는 문헌에는 상당히 많은 양의 원래 데이터가 있었는데 일부만이 선택적으로 사용되었다. 혼합대류영역을 나타내는 선이 곡선이 아니라 직선으로 나타났으며 문헌에는 곡선이 어떻게 만들어졌는지에 대해서는 언급되지 않았다. 또한, 천이영역을 나타내는 영역은 재구성한 지도에는 나타나지 않았다. 결과적으로 기존의 유동영역지도는 활용된 데이터의 선택적 사용, 지도구성에 대한 부족한 언급 등 근거가 확실하지 않았으며 특성길이를 관의 직경을 사용했기 때문에 일반적으로 사용되기가 어렵다. 또한, 순부력 유동과 역부력 유동을 구분하지 않고 하나의 그림으로 그려졌으며 Metais와 Eckert의 연구 이후, 상당한 연구가 수행되었으나 기존의 유동영역지도가 지금까지 활용되고 있었다.

둘째, 기존의 유동영역지도보다 넓은 범위에 대해 혼합대류 실험을 수행하였다. 실험을 수행하기에 앞서, 혼합대류 실험결과와 비교목적으로 같은 크기의 Reynolds 수에 대하여 강제대류 측정실험을 예비실험으로 수행하였다. 실험한 결과는 Dittus-Boelter의 강제대류의 상관식과 매우 일치함을 보였다.

혼합대류의 실험범위는 Grashof 수 $5.27 \times 10^9 \sim 6.93 \times 10^{10}$ 과 Reynolds 수 4,000~14,000 그리고 Prandtl 수 2,014와 2,129이다. 직경이 0.02m와 0.032m인 음극을 사용하여 높이를 0.5m~0.9m까지 변화시켜 실험하였다.

실험결과는 기존의 난류혼합대류 열전달에서 관측되는 현상이 관찰되었다. 기존의 연구인 Ko 등과 Y. Parlatan의 실험데이터와 일치하였다. 부력계수가 0.03부터 혼합대류가 발생하였다. 기존문헌이 관의 직경을 특성길이를 사용한 것과 관련

하여, 동일한 직경의 관에 대하여 가열부(Heated section)의 높이가 큰 경우가 부력영향이 커짐을 확인하였고, 관의 직경이 작을수록 가열면적이 상대적으로 높아 지므로 혼합대류 열전달에서 부력영향이 커짐을 확인하였다. 실험한 결과를 이용해서 자연대류와 혼합대류 및 혼합대류와 자연대류의 경계(Limit)를 정의하였으며 높은 Grashof 수에 대하여 혼합대류 유동영역지도를 확장하였다. 역부력 유동에서 혼합대류영역의 폭이 순부력 유동의 폭보다 다소 넓게 나타났다. 결과적으로 순부력 유동과 역부력 유동의 유동영역지도는 각각 작성되어야 할 것이며 관의 직경을 특성길이로 사용하는 방식은 일반화된 방식으로 사용되기 어렵다고 판단된다.



참 고 문 헌

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

A. Bejan, *Heat Transfer*, New York, John Wiley & Sons, INC., 1993.

A. F. J. Smith and A. A. Wragg, "An Electrochemical Study of Mass Transfer in Free Convective at Vertical Arrays of Horizontal Cylinders," *Journal of Applied Electrochemistry*, Vol. 4, pp. 219-228, 1974.

A. Steiner, On the reverse transition of a turbulent flow under the action of buoyancy forces, *J. Fluid Mech.* Vol. 47, part 3, pp. 503-512, 1971.

B. P. Axcell and W. B. Hall, Mixed convection to air in a vertical pipe. Proc. 6th Int. Heat Transfer Conference, Toronto, Canada, 1978.

B. Metais and E. R. G. Eckert, Forced, mixed, and free convection regimes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 86, pp. 295-296, 1964.

B. S. Petukhov and A. F. Polyakov, Heat transfer in turbulent mixed convection, B.E. Launder, ed. Hemisphere, New York, 1988.

B. Zeldin, F. W. Schmidt, Developing Flow with Combined Forced - Free Convection in an Isothermal Vertical Tube, *Journal of Heat Transfer*, 211-223, 1972.

C. R. Wike and C. W. Tobias, et al., "Free-Convection Mass Transfer at Vertical Plates," *Chemical Engineering Progress*, 49, No. 12, pp. 663-674, 1953.

D. D. Joye and M. J. Wojnovich, Aiding and opposing mixed-convection heat transfer in a vertical tube: loss of boundary condition at different Grashof numbers, *Int. J. Heat and Fluid Flow* Vol. 17, pp. 468-473, 1996

E. J. Fenech and C. W. Tobias, "Mass Transfer by Free Convection at Horizontal Electrodes," *Electrochimica Acta*, Vol. 2, pp. 311-325, 1960.

E. R. G. Eckert and W. O. Carlson, "Natural Convection in an Air Layer Enclosed by Two Vertical Plates with Different Temperature," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 2, pp. 106-120, 1961.

E. R. G. Eckert and A. J. Diaguila, Convective heat transfer for mixed free and forced flow through tubes, *Trans. ASME*, Vol. 76, pp.497-504, 1954.

G. A. Kemeny and E. V. Somers, Combined free and forced convection flow in vertical circular tubes-Experiments with water and oil, *Trans. ASME C, J. Heat Transfer*, Vol. 84, pp. 339-346, 1962.

G. F et al. Effect of natural convection on transition to turbulent flow in vertical pipes, *Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 38, pp. 67-73, 1960.

G. S. Shiralkar and C. L. Tien, "A Numerical Study of Laminar Natural Convection in Shallow Cavities," *J. Heat Transfer*, Vol. 103, pp. 226-231, 1981.

J. H. Jang, et al, "Basic Study on High Temperature Gas-cooled Reactor Technology for Hydrogen Production," RR-2435, Korea Atomic Energy Research Institute, 2003.

J.P. Hallman, *Heat transfer*, 8th edition, 1997.

J. P., Easby, *The Effect of Buoyancy on Flow and Heat Transfer for a Gas*

Passing Down a Vertical Pipe at Low Turbulent Reynolds Numbers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 791–801, 1978.

J. R. Selman and J. S. Newman, "Free-Convection Mass Transfer with a Supporting Electrolyte," *J. Electrochem. Soc.*, Vol. 118, pp. 1070–1078, 1971.

M. E. Newell and F. W. Schmidt, "Heat Transfer by Natural Convection within Rectangular Enclosures," *J. Heat Transfer*, Vol. 92, pp. 159–167, 1970.

N. M. Rouai, Influences of buoyancy and imposed flow transients on turbulent convective heat transfer in a tube. Ph.D. Thesis, University of Manchester, 1987.

R. C. Martinelli et al. Heat transfer and pressure drop for a fluid flowing in the viscous region through a vertical pipe, *Trans. Ch.E*, Vol. 38, pp. 493–530, 1942.

R. C. Martinelli and L. M. L., An analytical prediction of superimposed free and forced viscous convection in a vertical pipe, *Univ. Calif. Publ. in Eng.*, Vol. 5, no. 2, pp. 23–58, 1942.

S. H. Ko, D. W. Moon and B. J. Chung, "Applications of Electroplating Method for Heat Transfer Studies Using Analogy Concept," *Nuclear engineering and Technology*, Vol. 38, pp. 251–258, 2006.

S. W. Churchill and H. H. S. Chu, "Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 1323–1329, 1975.

T. Aicher and H. Martin, New correlations for mixed turbulent natural and forced convection heat transfer in vertical tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40 pp. 3617–3626, 1997.

T. B. Drew, et al., *Advances in Chemical Engineering*, Academic Press, New York and London, Vol. 10, 1978.

T. Inagaki, The criterion for turbulent combined forced and natural convection in a vertical flow system, *Journal of heat transfer*, Vol. 118, (1996), 213-215.

T. J. Hanratty et al. Effect of heat transfer on flow field at low Reynolds numbers in vertical tubes, *ASME C, J. Heat Transfer*, Vol. 50, pp. 815-820, 1958.

T. M. Hallman, Experimental study of combined forced and free convection in a vertical tube, NASA TN D-1104, 1961.

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

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

Y. Parlatan, N.E. Todreas, M.J. Driscoll, Buoyancy and property Variation Effects in Turbulent Mixed Convection of Water in Vertical Tubes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 381-387, 1996.

감사의 글

원자력공학이란 학문을 처음 접하면서 연구실 생활을 시작하던 때가 엇그제 같은데 벌써 졸업을 앞두고 있다는 것이 믿어지지 않습니다. 학부 2학년 때 첫발을 내딛고 석사 과정을 마치기까지 4년 반 동안의 시간은 때늦은 후회와 반성이 많은 시간이었지만 그 만큼 제 인생에서 가장 큰 발전과 발돋움할 수 있었던 무엇과도 바꿀 수 없는 소중한 시간이었습니다. 이렇게 변화할 수 있게 도와주신 많은 분들의 관심과 도움에 깊은 감사의 말씀을 드립니다.

우선, 부족한 제게 때로는 당근으로, 때로는 채찍으로 지도해 주시고, 항상 새롭게 다짐하고 도전할 수 있는 자극과 가르침을 주신 정범진 선생님께 고개 숙여 깊이 감사드립니다. 선생님께서 제게 해주신 말씀 잊지 않고 앞으로의 사회생활에 큰 밑거름이 되도록 깊이 새기겠습니다. 그리고 논문의 검토와 심사를 수고해주신 김 신 교수님과 이현주 교수님께 감사의 말씀을 드립니다.

멀리서나마 도움을 주신 원자력안전연구실의 선배인 형석이형, 상혁이형, 두혁이형, 덕원이형에게도 지면을 빌어 감사의 뜻을 전하며 특히, 지금은 취업해서 이 자리에는 없지만 작년까지만 해도 제 사수이자 웃고 힘든 시기를 함께 했던 봉진이형에게 감사의 뜻을 전합니다. 그리고 학부시절부터 같은 연구실에서 동고동락 해오고 존재만으로도 큰 힘이 되어준 정환이에게 고맙다는 말 전하며 앞으로 연구실을 이끌어 나갈 철규와 명선이, 실험실에 들어온 지 얼마 되지 않은 재영이가 나날이 진보하길 바랍니다. 에너지공학과 지훈이형, 보안이형, 민석이형, 재벌이, 원종이형, 성식이형, 영민이형, 승진이형, 세민이, 재경이, 그리고 행정 일을 꼼꼼히 챙겨주는 조교 형훈이형과 우용이에게 고맙다는 말을 전하고 싶습니다. 또한, 실험장치 부품 제작과 가공에 대해 여러 가지 조언을 해주셨던 장우정 필 김진홍 과장님께도 지면을 빌어 감사의 말을 전합니다.

끝으로 항상 지칠 때마다 옆에서 격려해주고 힘이 되어준 큰 매형, 큰 누나, 작은 매형, 큰 누나 그리고 늘 저를 믿어주시고 투자를 아낌없이 해주신 부모님께 마음 깊이 감사드리고 대학원 석사생활의 마지막 결실인 이 논문을 도움을 주신 모든 분들께 진심어린 감사의 마음과 함께 바치고 싶습니다.