

공학석사 학위논문

수직 上向기류 및 下向기류에 의한
평형 액막류의 熱傳達에 관한
실험적 연구

An Experimental Study on Heat Transfer
Characteristics of the Vertical Liquid Film Flow
driven by Hot Wind of Downward & Upward

지도교수 김 명 환

2004년 2월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

김 인 섭

本 論 文 을 金 仁 燮 의 工 學 碩 士 學 位 論 文 으 로 認 准 함

主 審 工 學 博 士 吳 喆 印

副 審 工 學 博 士 金 由 澤 印

副 審 工 學 博 士 金 明 煥 印

2004年 12月 20日

韓 國 海 洋 大 學 校 大 學 院

목 차

목 차	i
Abstract	iii
사용기호	v
제 1 장 서 론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 연구의 목적	11
제 2 장 실험장치 및 실험방법	14
2.1 실험장치	14
2.2 실험방법 및 실험범위	21
제 3 장 실험결과 및 고찰	24
3.1 대향기류에 의한 수직 하향 액막류의 열전달 특성	24
3.1.1 액막류의 열전달 거동	24
3.1.2 액막 유량의 영향	26
3.1.3 풍온의 영향	31
3.1.4 풍속의 영향	36
3.1.5 소결론	41

3.2	평행기류에 의한 수직 하향 액막류의 열전달 특성	42
3.2.1	액막류의 열전달 거동	42
3.2.2	액막 유량의 영향	44
3.2.3	풍온의 영향	49
3.2.4	풍속의 영향	54
3.2.5	소결론	59
3.3	수직 상향 및 하향기류에 의한 평형 액막류의 열전달 특성 비교	60
제 4 장	결론	65
참 고 문 헌	66
맺 음 말	68

Abstract

Saturated steam, in general, for the industrial heat exchangers, homes, and local heating systems has a superior heat transfer feature that leads to latent heat characters without any temperature change when it is compared to superheated steam. The areas currently demanding for the saturated steam and the superheated steam are LNG carrier propulsion system, power station and oil refinery plant. On the processing procedure to convert superheated steam to saturated steam is called the de-superheating and the device for the de-superheating is the de-superheater.

The de-superheater is normally classified with two types. One is the outer-fitted type that shouldn't be directly allowed to contact two fluids such as water and superheated steam, and the other is the inter-fitted type which makes the two components directly contact each other. Among the inter-fitted types named the venturi type, the spray type and the steam atomizing type are now in use of practical service. On the other hand, there are two kinds for the outer-fitted type, which are shell & tube type and trombone type. These are hardly used for the land, but some are used for the marine section with the restricted purposes.

The de-superheating system has an industrial demands largely and it is good for lifting the energy efficiency that governments try to get currently. In order to research the performance of the de-superheater, it is necessary to figure out the fluid characteristics and heat transfer mechanism between refrigerant and superheated steam. However, achievements for this research aren't enough to meet the questions. Thus, prior to this research, an experimental study on fluids characteristics of atomized droplets in pipes was carried out and it found out fluid mechanism of de-superheater.

According to the results of study, liquid film flow generated from atomized droplets when it has collided with surface of pipe disturbs the heat transfer because of the reduction of heat transfer area. However, the liquid film naturally has been taken place on account of the de-superheater's fluids characters.

In this reason, the research on heat transfer of droplets is necessary to design the de-superheater and produce it. So experimental study with parameters such as air temperature, air velocity, liquid film flux was carried out in order to get a fundamental data regarding the heat transfer characteristics for design and production of de-superheater. Then, the liquid film flow based on the experimental conditions was heated by vertical upward steam and vertical downward steam. The heat transfer coefficient of fluids has increased when air velocity is elevated and liquid film flow is raised, but it has reduced when air temperature goes up slightly. Especially the effect of wind velocity is tremendous. The heat transfer coefficient of counter film flow has indicated a significant value when it is compared to value of parallel film flow. This comes from the difference of relative velocity more than other causes between counter film flow and parallel film flow.

사 용 기 호

Alphabet

A	: 구간별 면적	[m ²]
C_p	: 급수 비열	[J/kg · °C]
h	: 국소 열전달 계수	[W/m ² · °C]
P_r	: Prandtl 수	[-]
Q	: 급수 체적유량	[m ³ /s]
Q_w	: 액막 유량의 체적유량	[ℓ /min · m]
Re	: Reynolds수	[-]
T_a	: 급기의 온도	[°C]
V_a	: 급기의 풍속	[m/sec]

Greeks symbol

ρ	: 급수밀도	[kg/m ³]
--------	--------	----------------------

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경

일반적으로 터빈(turbine) 구동을 통한 전력 생산 및 선박 추진(推進) 등의 용도로 사용되는 과열증기는 지역난방, 산업용 열교환기, 공정(工程) 가열 등의 용도로 활용되는 포화증기에 비해 열전달(Heat transfer) 효과가 극히 나쁜 것으로 알려져 있다. 이러한 차이는 과열증기와 포화증기의 열교환 미케니즘이 다른데 기인(起因)하는 것으로, 과열증기가 열교환 과정에 현열변화를 우선적으로 수반하고, 이후 잠열변화의 과정을 추가적으로 거치는데 비해, 포화증기는 끊임없는 잠열변화를 통해 열교환이 이루어짐으로서, 일정한 온도에서 상(phase)변화 없이 열교환이 지속되는 특징을 나타내기 때문이다.

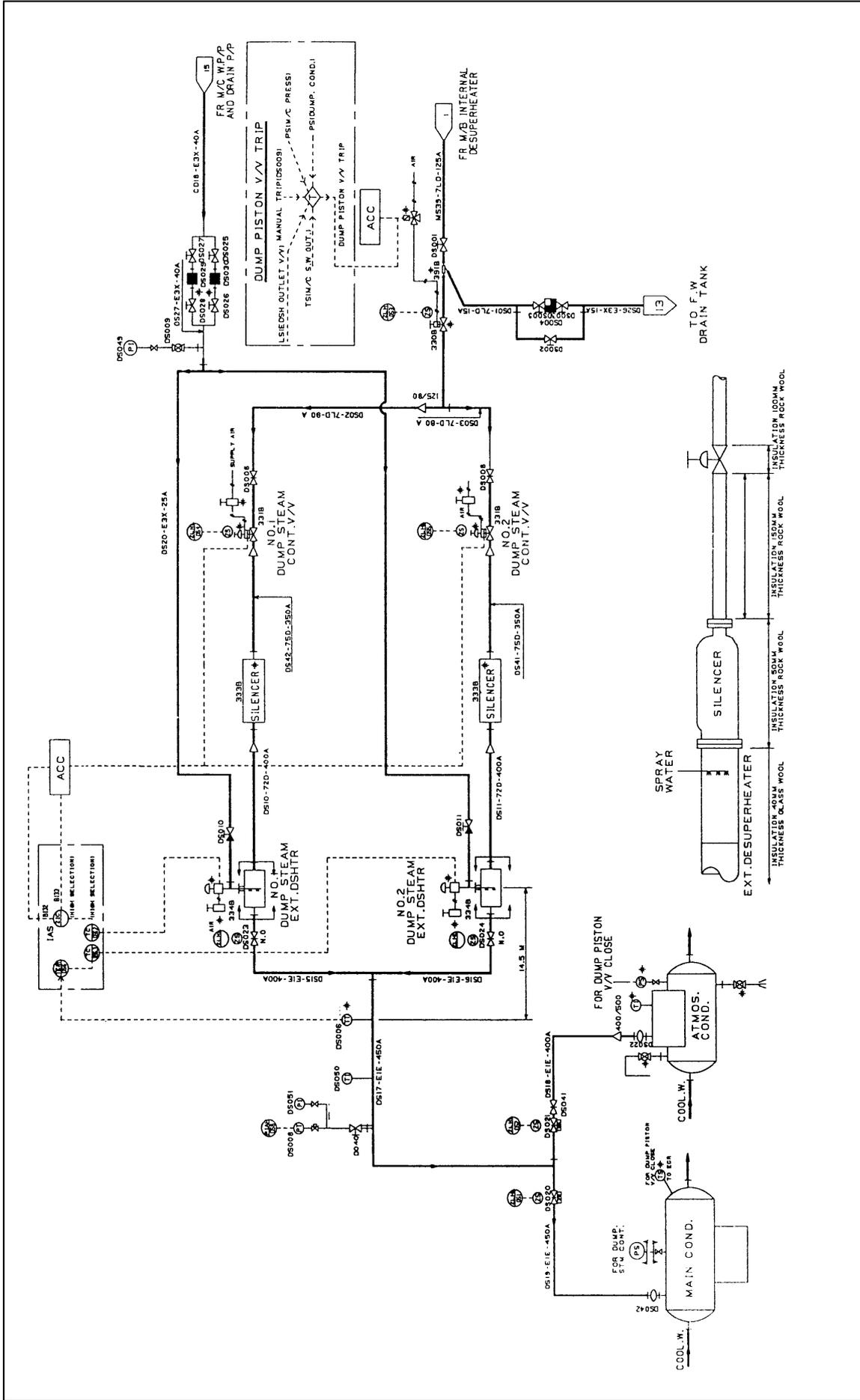
발전용이나 선박 추진 등과 같은 동력 발생 용도로 과열증기를 필요로 하는 시스템은 과열증기 생성을 위한 고압 보일러(boiler) 설비가 필수적으로 요구되며, 이는 곧 본래의 목적 외에 잉여로 생성되는 여분의 과열증기를 포화증기로 만들기 위한 디-슈퍼히터(de-superheater)의 설치 필요성을 증대시켜 준다. 디-슈퍼히터는 감온기 혹은 감열기라는 명칭으로 사용되며, 소기의 목적을 위해 완전가스(idle gas) 상태의 과열증기를 감온, 감압시켜 필요한 압력의 포화증기로 바꾸어주는 장치를 말하며, 디-슈퍼히터를 통해 고온, 고압의 과열증기를 저온, 고압 또는 저온, 저압의 포화증기로 바꾸어주는 과정을 디-슈퍼히팅(de-superheating) 이라고 한다.

과열증기를 포화증기로 만드는 근본적인 이유는, 공정 가열용으로 포화증기를 사용하는 것이 경제적이며, 효율적이기 때문이다. 만약, 과열증기를 공정 가열용으로 사용할 경우에는 열전달 효율이 극히 불량해 동일한 열량을 공급하는데 있어, 약10~20% 이상의 전열면적을 더 필요로 하게 되며, 큰 온도편차에 의한 설비의 수명 문제를 발생시키게 된다. 온도 제어(制御)측면에서의

차이점을 살펴보면, 포화증기는 잠열 변화, 즉 일정한 온도에서 열교환이 이루어지는 반면, 과열증기는 현열 변화의 과정을 따라 1차적으로 온도변화에 따른 현열 교환이 이루어져 포화 증기 상태에 도달하게 되고, 이후 잠열 변화의 과정을 다시 반복함으로써, 열전달 측면에서 안정되지 못한 특징을 나타내게 된다.

현재 과열증기(superheated steam)와 포화증기(saturated steam)를 동시에 필요로 하는 시스템으로는 LNG선 주 추진(main propulsion) 시스템, 열병합 발전소(power station)의 증기 공급시스템 등이 있다.

LNG의 수송은 대형 탱커선(tanker vessel)을 통한 방법이 주로 이용되는데, 조선 기술상 LNG의 완전한 누설 방지 및 단열, 저온 수축치를 고려한 탱크설비를 만들기 어려워, 수송 과정에서 필연적으로 LNG의 기화(氣化)를 발생시키게 되며, 기화된 가스는 보일러 연료로서 공급되어 증기를 발생시키고, 여기에서 생성된 증기는 증기터빈(steam turbine)을 구동시켜 선박을 추진한다. 이때 증기 고압 터빈(high pressure turbine) 구동을 위한 목적으로 사용되지 못한 여분의 과열증기는 선박내의 각종 사용처 수요를 충족시키기 위하여 포화증기로 감온, 감압된 이후 각각의 사용처로 이송된다. Fig. 1.1은 LNG선박에 설치된 디-슈퍼히팅 시스템의 실례를 보여주고 있다. 일반적으로 선박 추진에 이용되는 과열증기는 보일러에서 발생하는 총 증기량의 30%를 초과하지 않는 양으로, 구동용으로 사용되지 못한 70%의 증기는 통상 버려지는 손실이다. 이러한 여분의 증기는 보일러에 내장된 Shell & Tube Type의 내장형 감온기를 통하여 1차로 감온, 감압되어 소기의 수요처로 공급되는 동시에 각각의 스팀 계통에 설치된 감압밸브를 통하여 2차 증기로 변화된 이후 선내(船內) 각종 사용처로 이송된다. 각 계통의 압력별 사용 용도를 살펴보면, 60bar의 과열증기는 터빈 및 보일러 Feed Water Pump 구동에 사용되며, 16bar의 포화증기는 Soot blower, 8 bar의 포화증기는 Low & High Sea Chest, H.F.O Bunkering & Settling Tank, Main L.O Tank, Bilge Holding Tank, Calorifier, L.O Purifier Heater, Main boiler F.O Heater, Deck Service 등의



광범위한 용도로 사용된다. 또한 포화증기는 소량의 용도로서 11bar의 Boiler Atomizing, 4bar의 Domestic Service, 2bar의 Cargo Heating System, F.W. Generator 등에 사용되며, 이러한 일반적인 용도 이외에도 선실 난방, 각종 열교환기(熱交換機), 주방, Bath Room 등 그 활용범위가 매우 넓다.

열병합 발전소(power station)의 전력생산 및 증기생성 과정도 이와 유사한 방식으로 LNG선 주 추진 계통과의 차이점을 살펴본다면, 연료로 LNG가 아닌 무연탄, 유연탄, 경유(輕油), 중유(中油), 가스, 폐기물 등이 사용되며, 추진 용도가 아닌 전력 및 증기를 생산하기 위한 목적으로 시스템이 구성되어 있다는 정도이다. 이러한 약간의 차이를 제외하면 열병합 발전소 역시 증기 터빈을 구동시키기 위한 목적의 고압보일러 설비는 필수적으로, 발생된 과열증기는 고압터빈을 회전시켜 전기를 생산한 이후 각각의 사용처로 이송된다. 이때, 고압 및 저압터빈을 구동시킨 대부분의 증기는 응축(凝縮)되어 보일러로 회수되며, 기타 여분의 증기는 고압터빈의 특정 단(stage)에서 감압된 압력으로 추출되어 소기의 압력으로 사용처에 보내진다. 한편, 전력 생산용으로 사용되지 못한 여분의 증기는 외장형(外裝形) 감온기를 통하여 포화증기로 감온, 감압된 이후 각 공장의 열교환기, 아파트 단지, 병원, 호텔 등과 같은 지역난방의 원천(heating source)으로서 이송되어 난방(暖房), 세탁(laundry), 주방, 소독, 열교환기 등에 사용된다. 열병합 발전은 기존의 전통적 화력발전(火力發電) 방식으로 전력을 생산할 경우 얻어지는 약 35% 정도의 열효율을 최대 70%이상까지 향상시킬 수 있는 장점으로 인하여 더욱 각광을 받을 것으로 예상되며, 이는 디-슈퍼히팅 시스템(de-superheating system)이 더욱 보급될 수 있는 가능성을 확대시켜 주는 원천이 되고 있다. Fig. 1.2은 실제 열 병합 발전소에 적용되어 있는 디-슈퍼히팅 시스템을 보여주고 있다.

감온기는 적용 방식(application)에 따라 크게 직접 접촉식과 간접 접촉식으로 분류할 수 있다. 직접 접촉식은 과열증기의 온도를 낮추기 위한 방법으로 냉매(refrigerant)를 직접 증기에 분사하는 방식으로, 냉매로는 증기와 같은 성분을 지닌 물이 주로 사용되고 있으며, 스프레이(spray) 방식, 벤추리(venturi) 방식, 증기 분사(steam atomizing) 방식이 실용화되어 있다. 간접 접촉식은 증

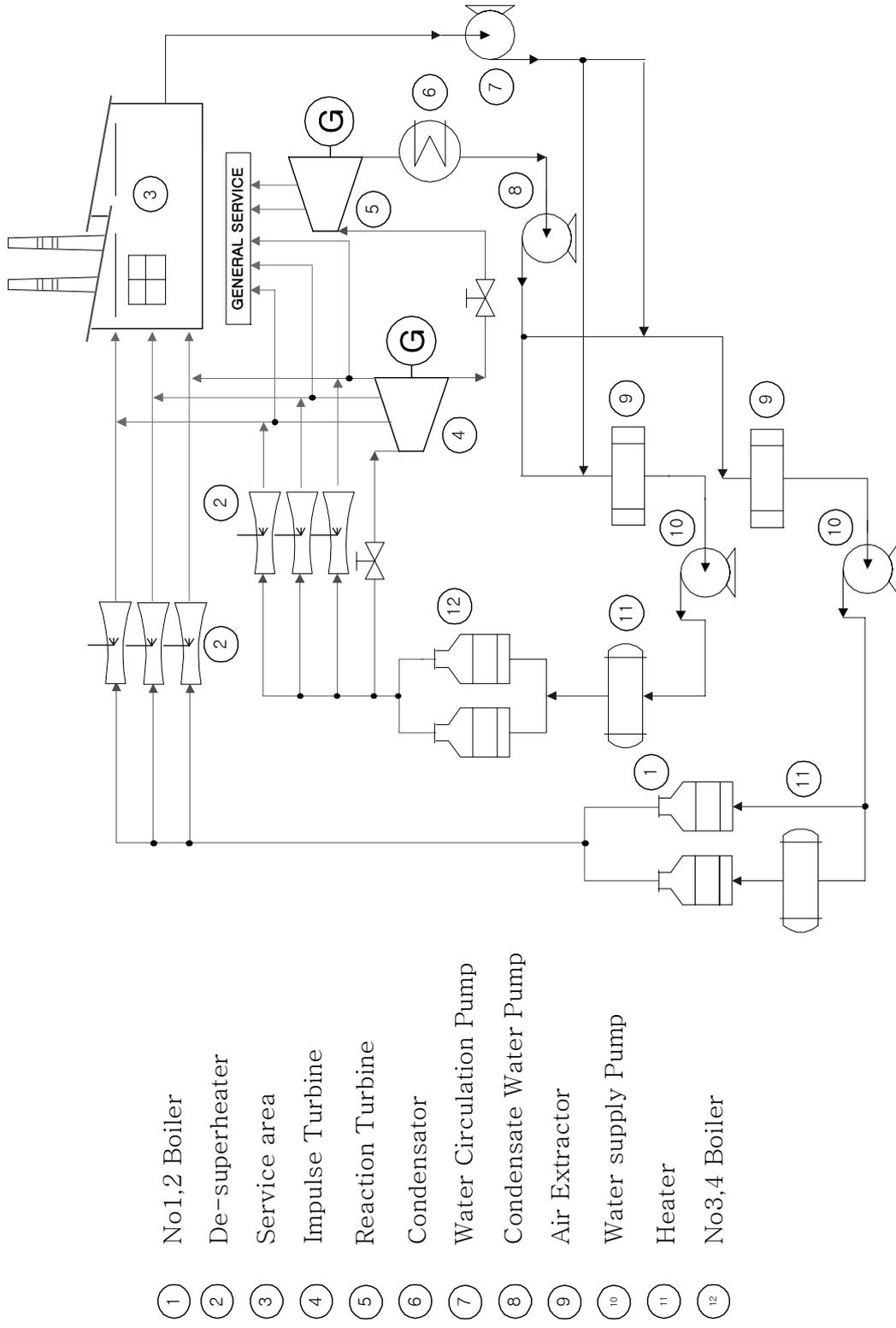


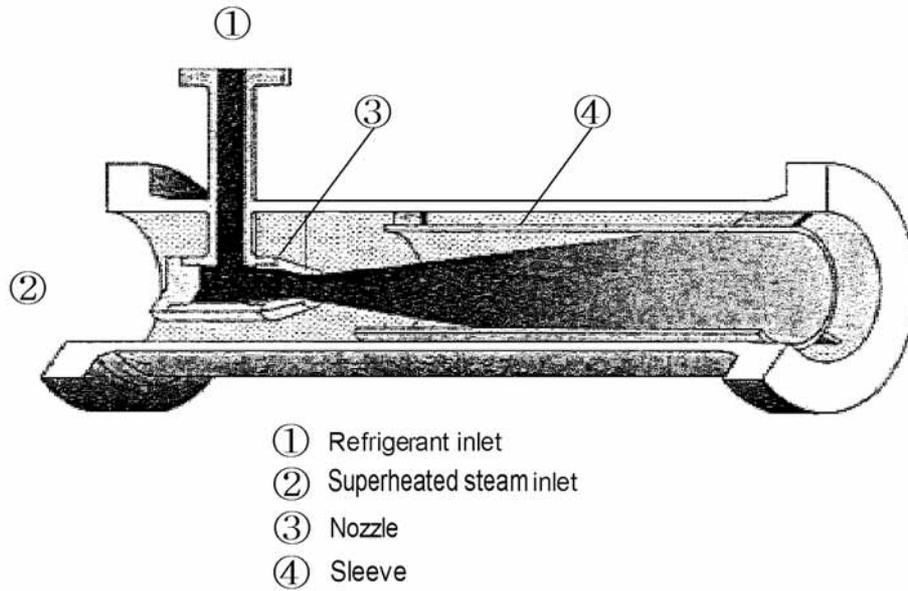
Fig. 1.2 De-superheating system of the power station

기 냉각을 위해 사용되는 냉매가 증기와 직접 접촉하지 않는 방식으로, 주로 저온의 액체, 가스, 증기 또는 주변의 공기를 냉매로 사용하는 방식이다. 간접 접촉식에는 shell & tube type heat exchanger와 trombone type cooler 두 종류가 실용화 되어 있지만, 육상의 증기 시스템에는 거의 사용되지 않고 있으며, LNG선 등의 매우 한정된 용도로만 활용되고 있다.

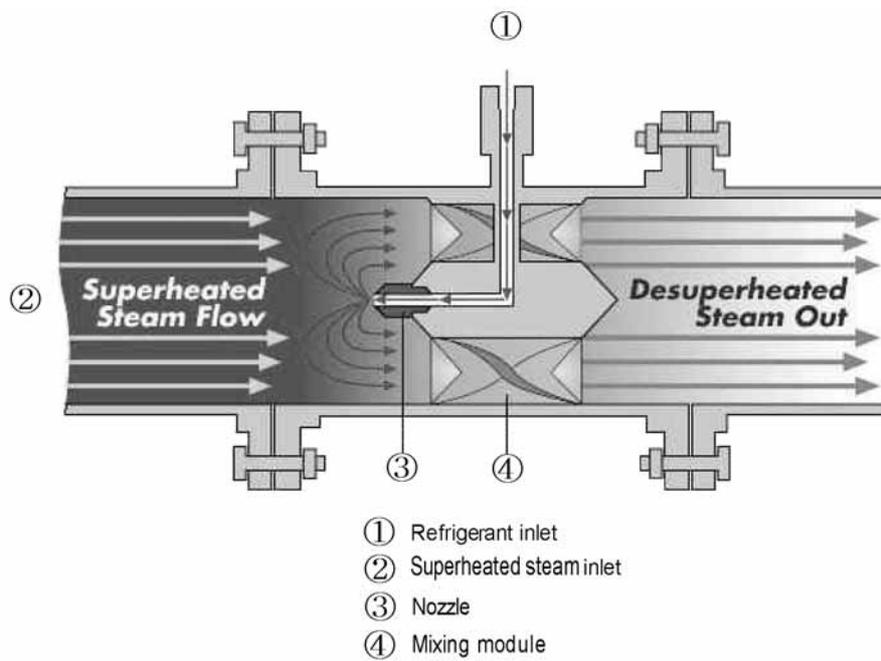
스프레이 방식은 Fig. 1.3에서 보는 바와 같이 분무노즐(nozzle)을 통해 냉매가 증기의 흐름에 직접 분사되는 방식으로, 운전방법이 간단하고, 가격이 저렴하며, 압력강하(ΔP)가 적다는 장점이 있지만, 부하(負荷) 조정비가 작고, 최적의 온도 조절이 곤란한 동시에 스팀분무 방식보다 설치길이가 길다는 단점 역시 존재한다. 주요 사용 환경으로는 부하변동이 적은 공정이나, 증기 또는 냉각수(cooling water)의 온도가 일정한 공정에 많이 사용된다.

벤츄리 방식은 증기와 냉매의 혼합을 쉽게 하기 위하여, 빠른 유속과 난류(turbulence)를 임의로 발생시켜 감온기의 효율(效率)을 극대화 한 방식으로, Fig. 1.4는 벤츄리 방식 감온기를 보여주고 있다. 열교환 미케니즘은 내부에 설치된 노즐(nozzle)에 의해 속도가 증가된 증기에 물이 분사되는 1차적 과정과, 분사된 유체가 메인 디퓨저(main diffuser)에서 증기와 혼합되어 디-슈퍼히팅이 이루어지는 2차적 과정으로 이루어진다. 벤츄리 방식의 장점으로는 냉각수 부하 조정비가 크고, 운전법이 간단하다는 점이 있으며, 단점으로는 스프레이 방식보다 비싸며, 압력강하가 발생하고, 증기 분무(steam atomizing) 방식보다 설치 길이가 길다는 점이다. 벤츄리 방식은 설치비용이 상대적으로 많이 드는 반면, 성능과 운전, 비용 측면에서 가장 효율적이기 때문에 현재 가장 선호되는 방식으로, 최적의 온도 설정치(setting point)는 포화온도 +5℃ 정도이다.

마지막으로, 증기 분무 방식은 디퓨저(diffuser)로 유입되는 물이 원활하게 분사될 수 있도록, 고압의 보조증기를 냉매와 함께 혼합하여 공급하는 방식으로 디-슈퍼히팅은 먼저 디퓨저에서 분사된 빠른 속도의 보조 증기에 의해 냉각수가 분사되고, 이후 디퓨저를 통과한 냉각수가 배관에서 증기와 혼합되면서 본격적인 감온 과정이 이루어진다. 이때 냉각수는 감온기의 중앙에서 증기



(a) Parallel-direction atomizing



(b) Counter-direction atomizing

Fig. 1.3 Spray type de-superheater

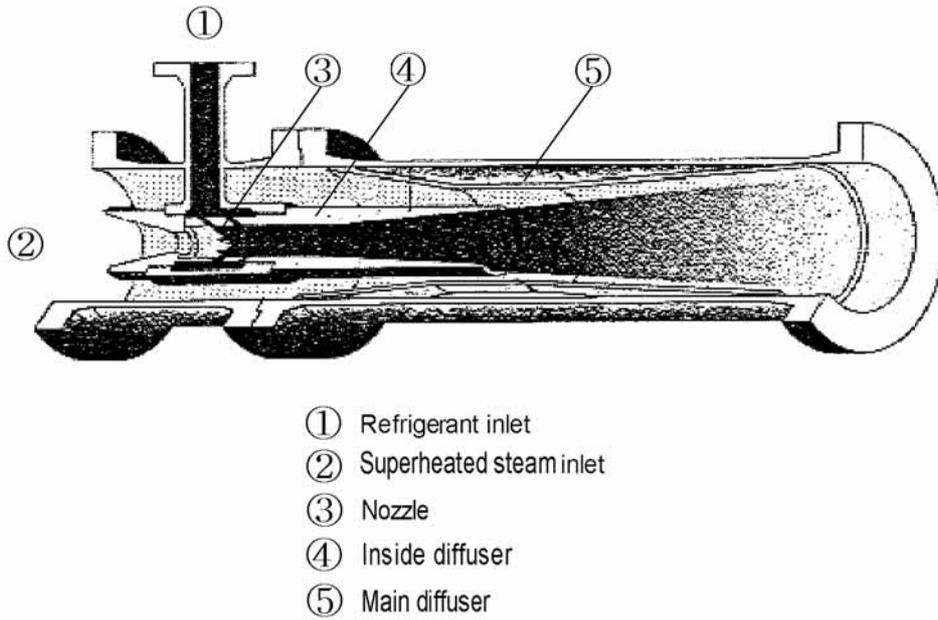


Fig. 1.4 Venturi type de-superheater

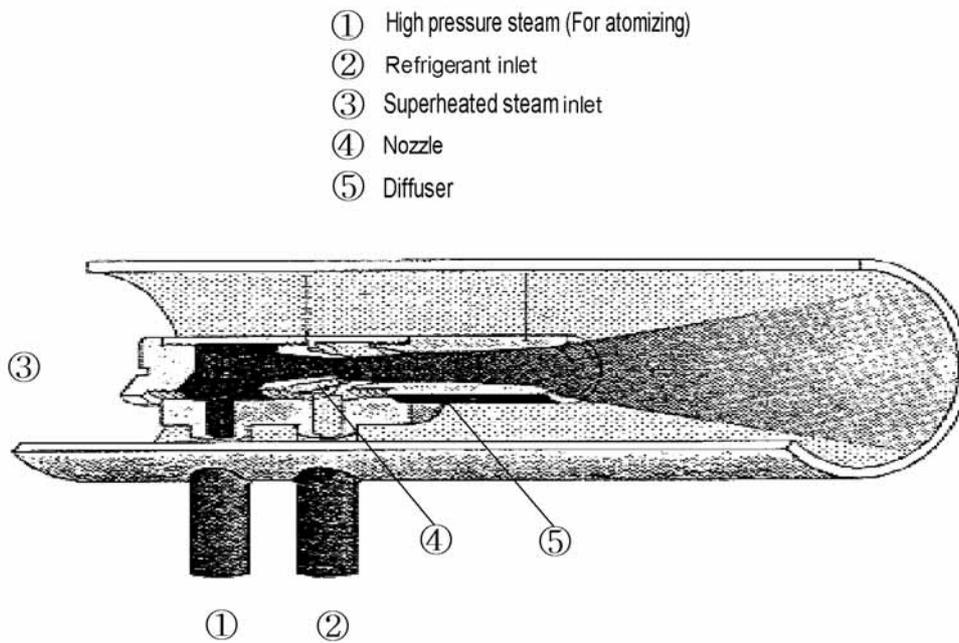


Fig. 1.5 Steam atomizing type de-superheater

의 흐름방향과 동일한 방향으로 분사되어야 하며, 보조 증기의 압력은 반드시 감온기 입구의 압력보다 최소 1.5배 이상 커야한다. 통상 공급(供給)되는 보조 증기의 양은 주 증기량의 2~5% 정도가 적당하다. 증기 분무 방식은 위에 설명된 3가지 방식의 감온기 중에서 가장 효율이 좋으며, 부하 조정비가 크고 (20:1이 최적, 최대50:1까지 사용가능), 설치 길이가 가장 짧으며, 압력손실을 무시할 수 있는 장점이 있지만, 증기의 유속이 낮을 경우 부하 조정비 20:1 이상에서 냉각수가 바닥에 고일 우려가 있고, 고압의 보조 증기가 필요한 단점이 있다. 주요 적용 환경으로는 부하 조정비가 크고, 고압의 보조 증기를 이용할 수 있는 장소에 적합하다.

Fig. 1.5는 증기 분무(steam atomizing)방식 감온기를 보여주고 있으며, Fig. 1.6은 실용화된 스프레이 방식 감온기를 보여주고 있다. 또한 Fig. 1.7은 내장형(內臟型) 감온기가 주 보일러(main boiler) 드럼(drum) 내에 설치되어 있는 모습을 보여주고 있다.

이처럼 LNG선 추진 계통, 열병합 발전소 및 석유화학 플랜트 등에는 포화 증기와 과열증기의 수요(demands)가 공존함으로서, 감온기의 필요성이 더욱 증대되고 있다. 통상 정유 및 화학 플랜트에 사용되는 과열증기의 비율은 보일러에서 발생된 증기의 약 20%정도이며, 한 공정별로 약 20~50여기의 감온기를 필요로 한다. 이렇듯 각종 산업 현장 수요가 빈번하고, 그 수요가 더욱 증대될 것으로 예상되며, 에너지 효율 측면에서 우수한 감온기를 효과적으로 설계, 제작하기 위해서는 감온기 내의 유동특성과 열, 물질 전달 미케니즘을 최우선적으로 고려하여야 하지만 이와 관련한 국내의 연구실적은 매우 미흡하였다.

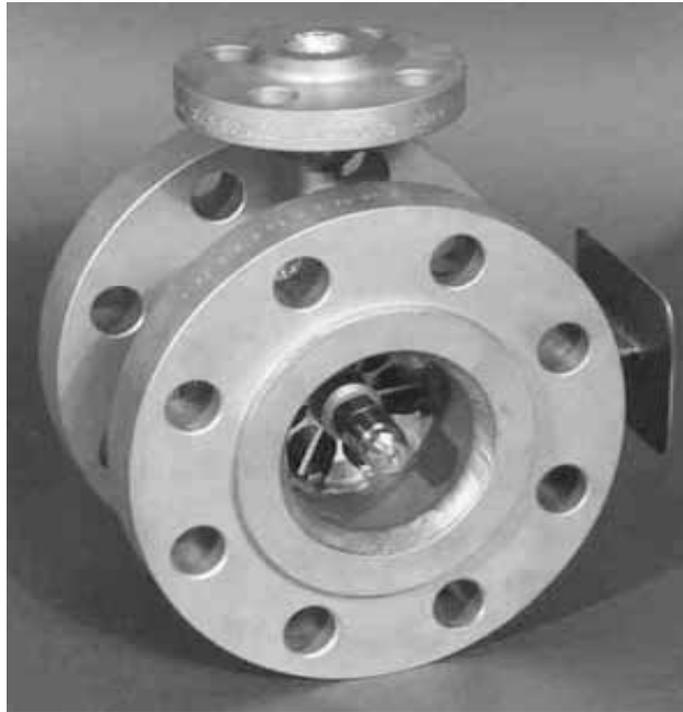


Fig. 1.6 Practical spray type de-superheater



Fig. 1.7 Inter-fitted de-superheater in the water drum of Main boiler

1.2 연구의 목적

본 연구는 첫째, OPEC로 대표되는 산유국들의 정세 불안정으로 인한 원유의 공급 불안정과 중국, 멕시코 등의 개발도상국들에 의한 각종 석유화학 플랜트 건설증대로 인한 원유 수요의 증가로 고유가(高油價) 현상이 지속되고 있는 국제적 환경 둘째, LNG선 주 추진 계통, 열병합 발전소, 석유화학 플랜트 등에 주로 활용되고 있는 감온기의 대부분을 수입품에 의존하고 있는 국내 여건을 고려하여 실시되었다. 액막류의 열, 물질전달 미케니즘에 관한 기초 연구를 통하여 감온기의 설계를 위해 필요한 실용적인 데이터(data)를 확보함으로써 궁극적으로는 에너지 효율을 증대시키고, 수입 대체 효과에 기여하고자 한다.

본 연구에 앞서 관내 분무액적의 유동 특성에 관한 실험적(實驗的) 연구가 수행되어 아래의 Fig. 1.8와 같은 액적(droplets) 유동 미케니즘을 규명하였다. Fig. 1.8는 선행 연구를 통하여 확인된 유동 특성을 기초로 하여, 감온기내의 액적 유동과 과열증기 사이에서 발생하는 열전달 현상을 간략하게 나타낸 것

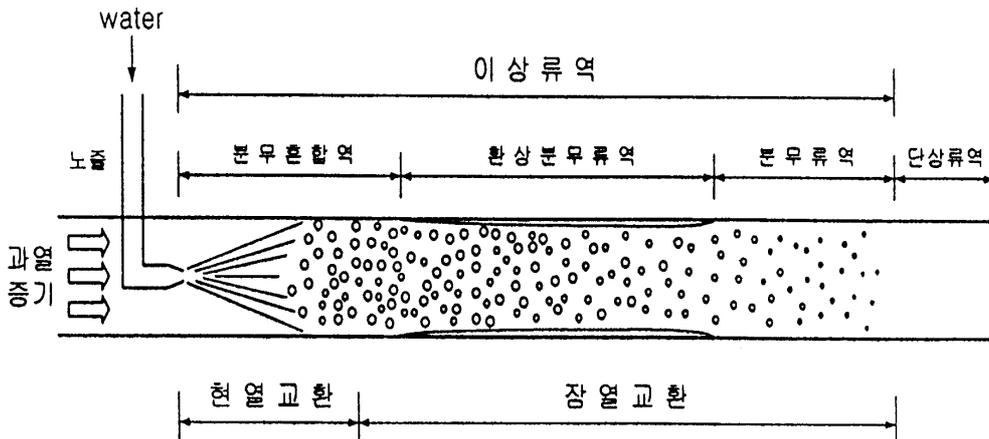


Fig. 1.8 Fluids characteristic schematics of the de-superheater

이다. 그림에서 보는 바와 같이 유동 영역은 크게 이상류(two phase flow) 구간 및 단상류(single phase flow) 구간으로 구분된다. 세부적으로 살펴보면, 노즐 전단부의 과열 증기 단상류 구간, 노즐을 통해 분무된 액적과 과열증기가 혼합되어 흐르는 분무 혼합류(混合流) 구간, 분무된 액적의 일부가 벽면에 부착되어 액적군(液滴群)과 함께 유동하는 환상(環狀) 분무류 구간, 벽면의 액막류가 소멸된 후 액적군 유동만이 존재하는 분무류 구간, 액적의 증발이 완료된 후의 흐름인 포화증기 구간 및 낮은 과열도(過熱度)의 단상류 구간으로 나누어진다. 이때의 열전달 영역은 크게 노즐에서 분무된 액적을 포화온도까지 가열하는 현열교환(顯熱交換) 영역과, 액적이 증발하는 잠열교환(潛熱交換) 영역으로 나눌 수 있다. 현열교환은 직경이 작은 분무 액적(50~200 μ m)의 표면만을 포화온도로 가열하는데 작용하지만, 대부분의 급수(給水)는 분무되기 전 포화온도와 근접한 온도로 가열되는 경우가 많으므로, 현열교환 영역은 노즐 후단의 매우 짧은 구역에 한정될 것으로 사료되며, 노즐에서 분무된 미세한 직경의 분무액적들은 과열 증기와 혼합되어 흐르며 과열증기를 포화증기로 감온시킨다.

이와 같은 액적유동과 열전달 양식으로부터 감온기 성능에 영향을 미치는 중요한 요소로 “액적의 증발(蒸發)현상” 및 “액적의 벽면 부착으로 생성된 액막류의 제반 거동”을 고려할 수 있다. 보통의 경우 분무된 액적의 벽면부착에 의한 재결합의 결과인 액막류는 액적 전열면적의 급격한 감소를 초래하는 손실측면이 강하지만, 감온기의 유동 특성상 액막류의 흐름은 필연적으로 발생하게 되어, 액막류의 열전달 역시 액적으로의 열전달에 더불어 감온기의 성능에 영향을 주는 중요한 하나의 요소가 된다.

이렇듯 복잡한 유동 거동을 갖는 감온기를 효과적으로 설계, 제작하기 위해서는 감온기내 열 이동의 중요한 구성 요소인 액막류 열전달 특성에 관한 기초 자료가 요구되지만, 이를 지원하는 국내의 자료는 매우 미흡한 실정이다. 따라서 본 연구는 감온기의 개발과 설계기술의 확립 및 성능예측에 있어서 요구되는 감온기내의 액막류 열전달 특성에 관한 기초 데이터를 확보하기 위하여, 수직 상향 기류에 의해 유도되는 수평 액막류(counter film flow)의 대류

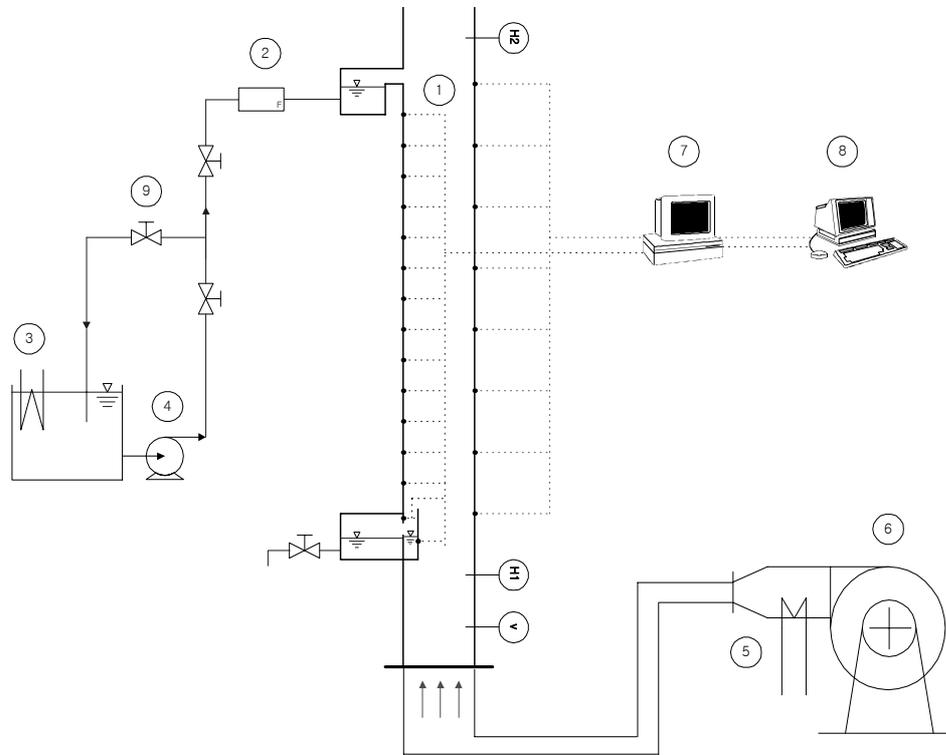
(convection) 열전달 특성과 수직 하향 기류에 의해 유도되는 수평 액막류 (parallel film flow)의 대류 열전달 특성에 미치는 영향을 액막 유량, 급기 온도, 급기 풍속의 변수(experimental parameters) 내에서 실험적으로 검토하고자 한다.

제 2 장 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험장치

Fig. 2.1은 대향 기류에 의한 수직 하향 액막류의 열전달 특성을 측정하기 위한 실험 장치도(裝置圖)를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 실험장치는 크게 덕트(duct)의 벽면에 액막류를 형성하고, 급기와 액막류간의 열전달 특성을 측정, 관찰할 수 있는 시험부(test section), 급기의 유속과 온도를 조절하기 위한 가열 송풍기부(heating & blower section), 급수를 일정한 온도와 유량으로 유지시키기 위한 항온조(恒溫槽) 및 유량계(flow meter), 열전대에 의해 측정된 온도를 기록, 분석하는 기록기(data logger)와 컴퓨터로 구성되어 있다. 시험부는 15mm의 두께를 가진 투명 아크릴로 제작된 정사각형 모양의 덕트(0.07m×0.07m×1.2m)를 사용하여 액막류의 유동현상을 쉽고 정확하게 관찰할 수 있도록 하였으며, 물이 흐르는 덕트의 표면에는 액막류의 온도를 측정하기 위한 C-A형 열전대(thermocouple)를 5~10cm 간격으로 부착하였다. 또한 덕트내의 유동공기의 온도 변화를 측정하기 위한 C-A형 열전대를 10cm 간격으로 설치하였다. 항온조에서 일정한 온도로 설정된 급수는 일정 유량으로 조절되어 유량계를 거쳐 덕트 벽면의 입구를 통하여 공급되며, 중력의 영향에 의해 액막류를 형성하며 하부로 흘러내린다. 물이 흐르는 덕트의 표면에는 전 구간에서 걸쳐 균일한 액막류를 형성하기 위해 친수성(親水性)이 강한 물질을 도포하였으며, 급수의 원활한 흐름 및 회수를 위하여 약2°의 경사를 주어 시험부를 설치하였다. 또한 본 실험에서는 가능한 실험범위(experimental ranges)내에서 물질 전달의 영향을 최소화하기 위하여 항온조를 이용하여, 덕트 입구의 급수 온도를 급기 노점온도와 같도록 조절하였다.

Fig. 2.2는 평행 기류에 의한 수직 하향 액막류의 열전달 특성을 측정하기 위한 실험 장치도를 보여주고 있다. 평행류 실험장치는 Fig. 2.1의 대향 기류에 의한 수직 하향 액막류 열전달 특성을 측정하기 위한 실험장치와 동일하게 시험부, 가열 송풍기부, 항온조 및 유량계, 기록기와 컴퓨터로 구성되어 있다.

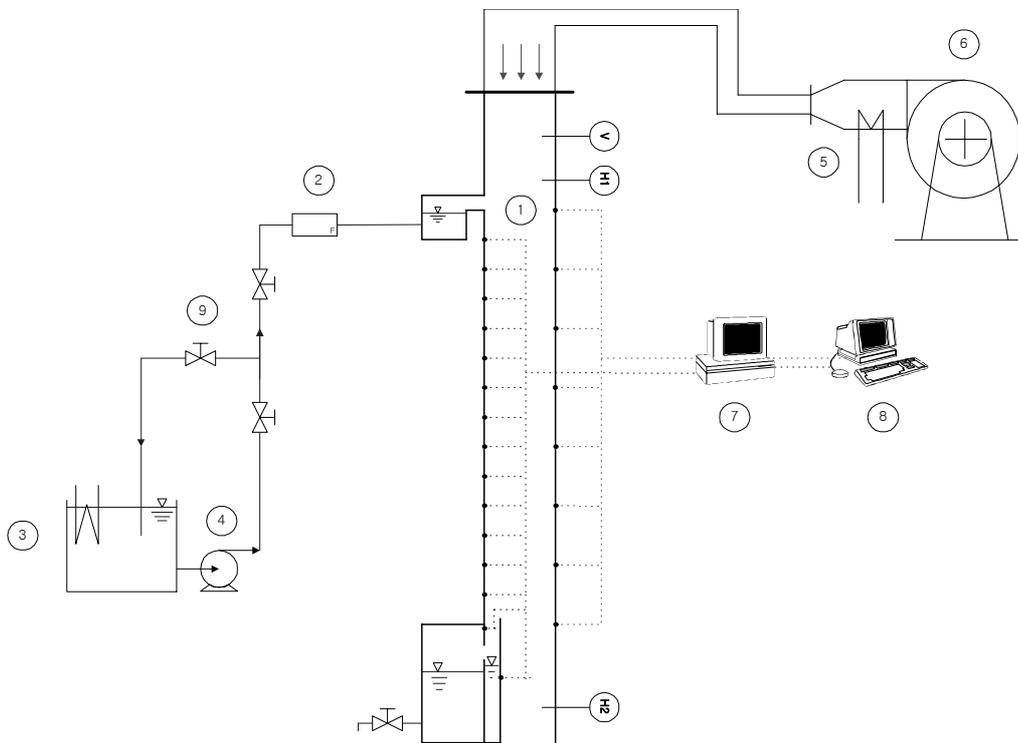


- | | | | |
|-----|--------------|-----|--------------------|
| (1) | Test section | (7) | Data Logger |
| (2) | Flow meter | (8) | Computer |
| (3) | Water bath | (9) | By-pass valve |
| (4) | C.W.Pump | (H) | Dew point analyzer |
| (5) | Heating coil | (V) | Speedometer |
| (6) | Blower | | |

Fig. 2.1 Schematic diagram of the experimental apparatus
for counter film flow

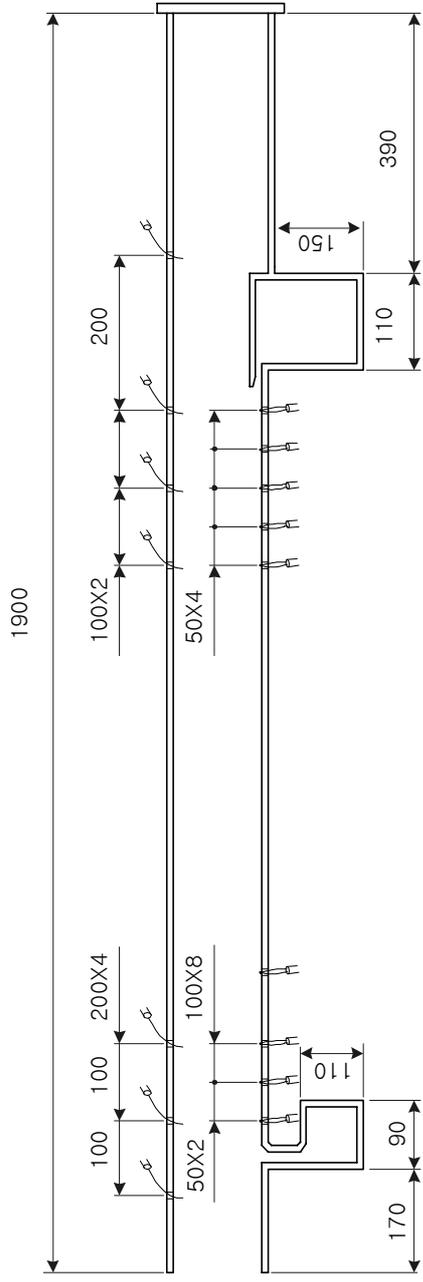
며, 각 부위의 기능 및 설치 방법 또한 Fig. 2.1의 경우와 동일하다. 본 실험 장치가 Fig. 2.1의 실험 장치와 구분되는 점은 액막류와의 열교환을 위한 급기가 덕트 상부로부터 유입되어 급기의 흐름이 액막류에 대하여 평행류를 이룬다는 것이다.

Fig. 2.3은 대향 기류에 의한 수직 하향 액막류(counter film flow)의 열전달 특성을 측정하기 위한 실험장치와 평행 기류에 의한 수직 하향 액막류(parallel film flow)의 열전달 특성을 측정하기 위한 실험장치 시험부의 상세도를 보여주고 있으며, Fig. 2.4 및 Fig. 2.5는 실험 장치의 전경을 보여주고 있다.

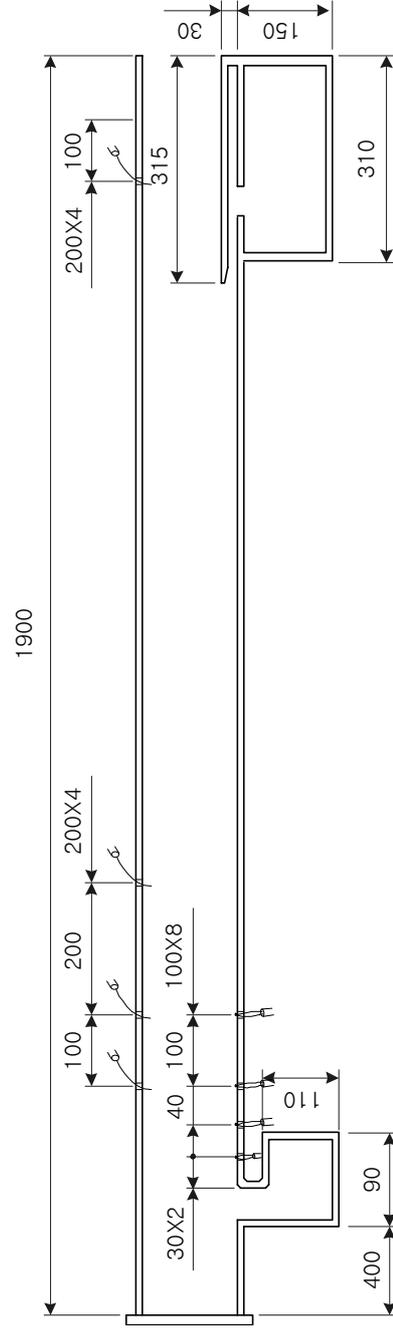


- | | | | |
|---|--------------|---|--------------------|
| ① | Test section | ⑦ | Data Logger |
| ② | Flow meter | ⑧ | Computer |
| ③ | Water bath | ⑨ | By-pass valve |
| ④ | C.W.Pump | H | Dew point analyzer |
| ⑤ | Heating coil | v | Speedometer |
| ⑥ | Blower | | |

Fig. 2.2 Schematic diagram of the experimental apparatus
for parallel film flow



(a) Test section for the counter film flow



(b) Test section for the parallel film flow

Fig. 2.3 Detail drawings of the Test section

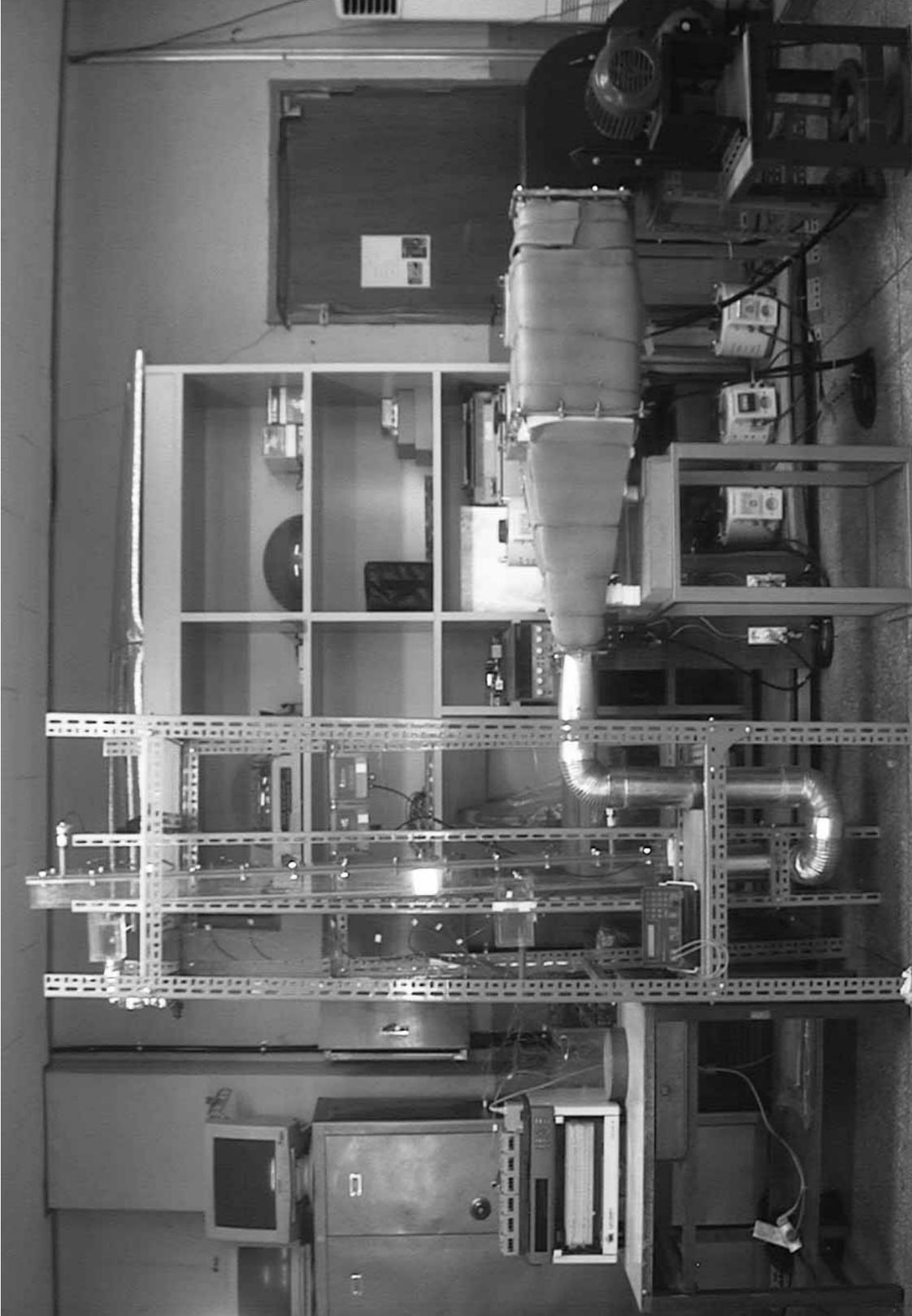


Fig. 2.4 Experimental apparatus for counter film flow

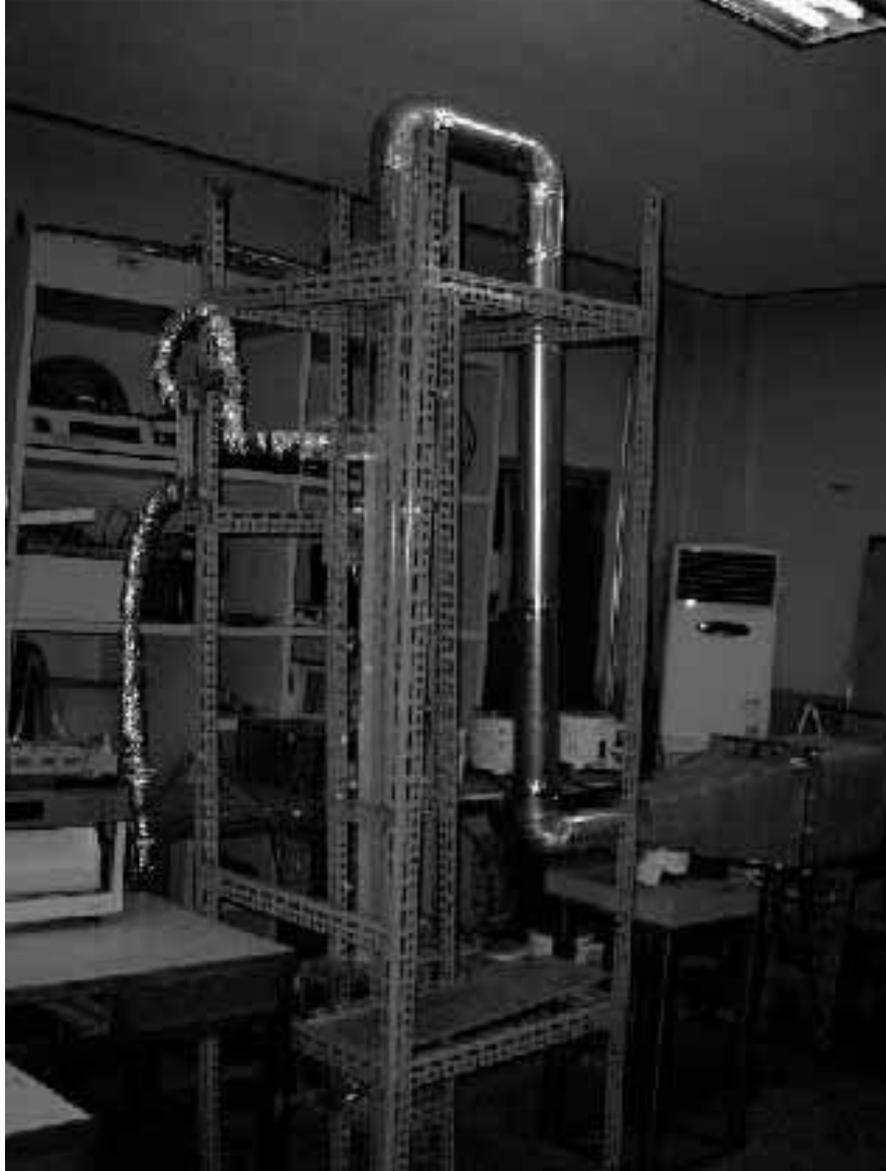


Fig. 2.5 Experimental apparatus for parallel film flow

2.2 실험방법 및 실험범위

본 실험은 물, 공기의 이상 유동시 급기의 온도, 액막 유량, 급기의 풍속이 액막류의 열전달계수 및 유동 현상에 미치는 정도를 확인하기 위하여, 1차적으로 송풍기(blower)와 히팅 코일(heating coil)을 작동시켜 급기의 풍속과 온도를 일정하게 조절한다. 이후 소정의 온도와 유량으로 조절된 급수를 시험부 내로 송수하고, 일정 시간동안 관찰을 통하여 유동의 안정화를 확인한 이후 자료를 수집하였다. 이때, 본 실험에서는 덕트 벽면의 전면을 일정 두께로 완전히 도포하는 정상 액막류만을 실험 대상으로 검토 하였으며, 간헐적이고 부분적인 액막류 흐름은 실험 범위에서 제외하였다. 또한, 본 실험에서는 시험부에서의 정상적인 액막류 형성이 완료된 이후 수차례에 걸쳐 급수와 급기의 입, 출구조건을 측정하여 가장 안정화된 결과를 본 실험의 데이터로 채택하였다.

표2.1 및 2.2는 본 연구의 실험적 범위를 나타내며, 급수율은 덕트의 단위 폭당의 급수량을 의미한다. 한편 본 실험의 액막류 국소 열전달 계수는 식2.1을 통하여 산출하였다.

$$h = \frac{Q \times \rho \times C_p \times \Delta T_1}{A \times \Delta T_2} \dots\dots\dots \text{식(2.1)}$$

A : 구간별 면적(m^2)

C_p : 급수 비열($J/kg \cdot ^\circ C$)

h : 국소 열전달 계수 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

Q : 급수 체적유량 (m^3/s)

ρ : 급수 밀도 (kg/m^3)

ΔT_1 : 일정 구간에서 액막류의 온도차($^\circ C$)

ΔT_2 : 일정 구간에서 급기와 액막류의 평균온도차 ($^\circ C$)

여기에서 ΔT_1 은 액막류 온도를 측정하기 위한 열전대 설치 구간에서의 액막류의 구간별 온도변화를 의미한다. 또한 ΔT_2 (일정 구간에서 급기와 액막류의 평균 온도차)는 덕트 표면 임의의 구간에서 측정된 액막류와 급기 온도의 차를 나타낸다. 이때, 계산에 사용된 액막류 및 급기의 온도로는 시험부에서 측정된 온도로부터 도출된 온도분포에 가장 근접하는 추세선의 온도값을 이용하였다. 이것은 고온 공기에 의하여 유인되는 액막류가 파상적인 형태를 취함으로써 발생하는 난동(turbulence)으로 인하여 국부적으로 발생하는 액막류 온도의 급격한 변동을 보상하기 위한 것이다.

Table. 2.1 Experimental conditions for counter film flow

Conditions	Ranges			
Velocity of air (m/sec)	6	9	12	15
Flow rate (ℓ/min)	0.3	0.6	0.9	-
Temperature of air (°C)	40	60	80	-

Table. 2.2 Experimental conditions for parallel film flow

Conditions	Ranges		
Velocity of air (m/sec)	10	15	20
Flow rate (ℓ/min)	0.3	0.6	0.9
Temperature of air (°C)	40	60	80

제 3 장 실험결과 및 고찰

3.1 대향 기류에 의한 수직 하향 액막류의 열전달 특성

3.1.1 액막류의 열전달 거동

Fig. 3.1은 풍속 15m/sec, 액막 유량 $12.86 \ell/\text{min} \cdot \text{m}$, 풍온 80°C 의 대향 기류에 의한 수직 하향 액막류의 열전달 특성을 나타낸 그래프이다. 그림에서 가로축은 시험부 입구로부터의 거리를 의미하며, 세로축은 급기 및 액막류의 온도와 액막류 열전달계수를 각각 나타낸다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 실험 전 구간을 통하여 풍온의 변화는 거의 없는 반면 액막류의 온도는 입구 영역에서 크게 증가하다가 곧 완만히 상승하는 경향을 나타내고 있다. 따라서 액막류의 열전달계수(heat transfer coefficient)는 초기구간에서 매우 큰 값을 나타낸 이후 급격히 감소하며 안정화되는 특징을 나타내게 된다. 이처럼 액막류의 열전달계수가 초기 구간에서 매우 크게 나타나는 것은 경계층이 발달하는 초기구간에서 액막류의 유동이 난류로 천이하는 동시에 급기와 상대속도(relative velocity) 또한 하류 구간에 비해 크게 나타나기 때문으로 판단된다. 또한 그래프의 초기 일부구간에 일시적으로 열전달계수가 증가하는 현상을 확인할 수 있는데, 이렇듯 초기 구간에 일시적으로 열전달계수가 증가하는 현상은 중력의 영향에 의해 시험부 하부로 흘러내리는 액막류와 액막류의 흐름과 반대 방향으로 공급되는 급기 사이의 상대속도 차이 및 액막류의 유동으로 액막류의 흐름이 층류(laminar)에서 난류(turbulence)로 급격히 천이하기 때문으로 보인다. 일반적으로 대향 흐름의 열전달 거동은 평행 흐름의 열전달 거동에 비해 초기 구간에서의 유동 양식 변화가 매우 급격하여, 본 실험장치에 설치된 50mm 간격의 C-A형 열전대로는 국부적인 액막류 및 급기의 온도를 측정하기 곤란하였으며, 본 실험의 목적이 국부적인 액막류의 열전달 특성보다는 전체적인 열전달 거동을 확인할 목적으로 실시되었으므로 이러한 국부적인 열전달 특성은 검토하지 않았다.

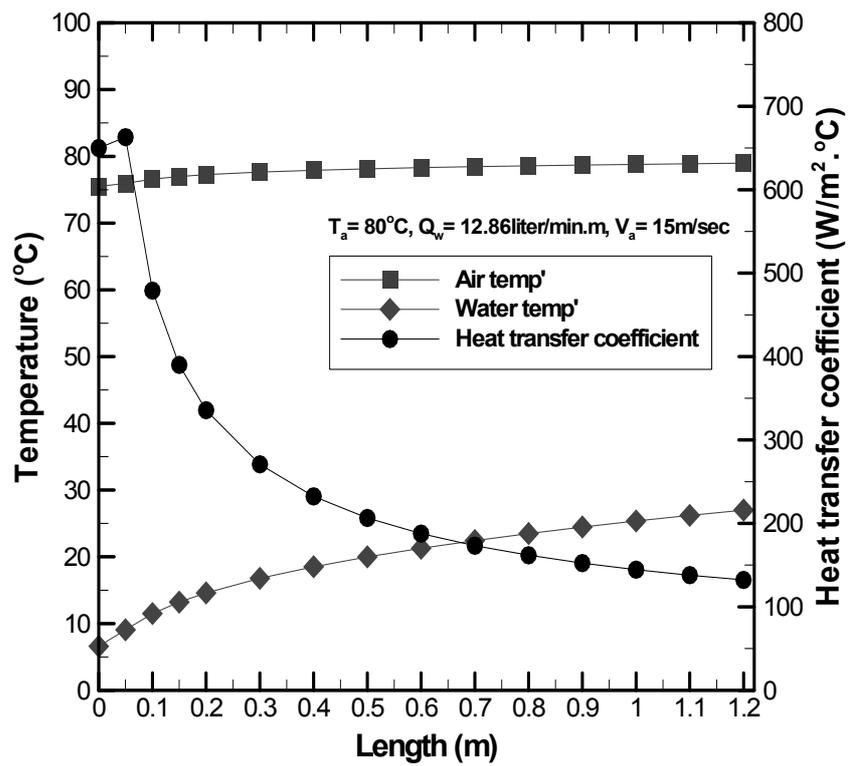


Fig. 3.1 Heat Transfer Characteristics of counter film flow

3.1.2 액막 유량의 영향

Fig. 3.2~Fig. 3.9의 그래프들은 급기의 풍속과 풍온을 일정하게 유지한 상태에서, 액막 유량을 변수로 하였을 경우 관측되는 열전달계수의 일반적인 변동 경향을 보여주고 있다.

액막 유량을 변수로 한 액막류 열전달계수의 측정 결과를 살펴보면, 액막 유량의 증가에 따라 열전달계수가 다소 증가하는 경향을 나타내었지만, 그 영향은 후술된 풍속의 영향에 비해 미미하였다. 이러한 실험 결과가 나타나게 된 이유는 액막류의 유량이 증가함에 따라 조장되는 흐름의 난류화가 증가되었기 때문인 것으로 사료된다.

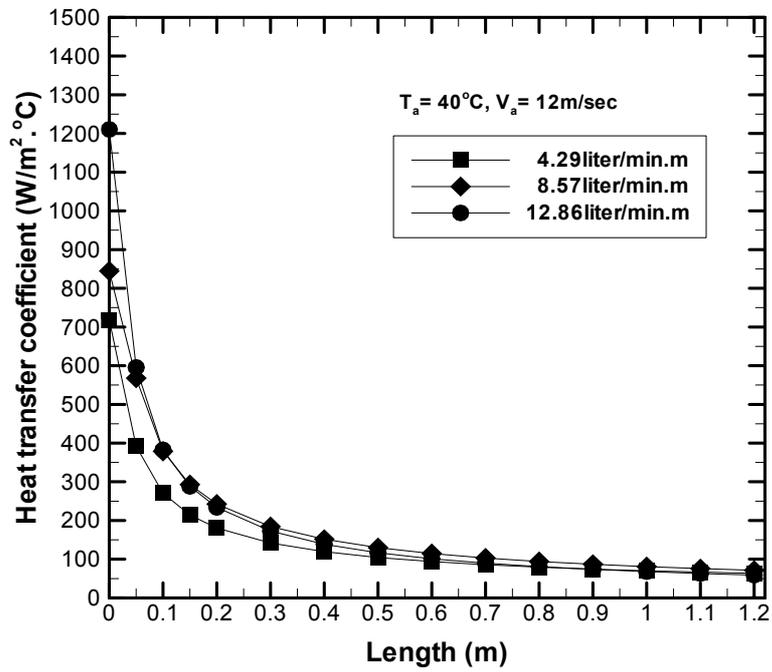


Fig. 3.2 Effect of flow rate; $T_a = 40^\circ\text{C}$, $V_a = 12\text{m/sec}$

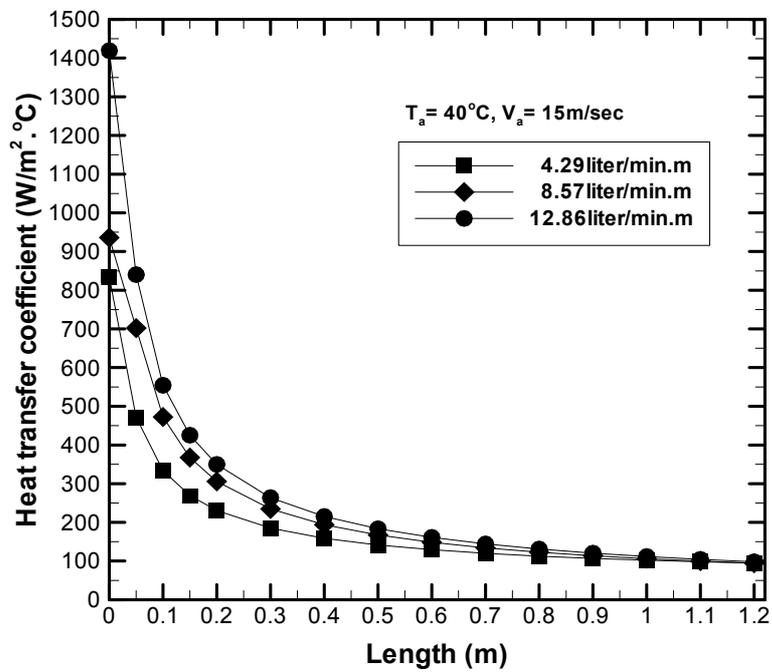


Fig. 3.3 Effect of flow rate; $T_a = 40^\circ\text{C}$, $V_a = 15\text{m/sec}$

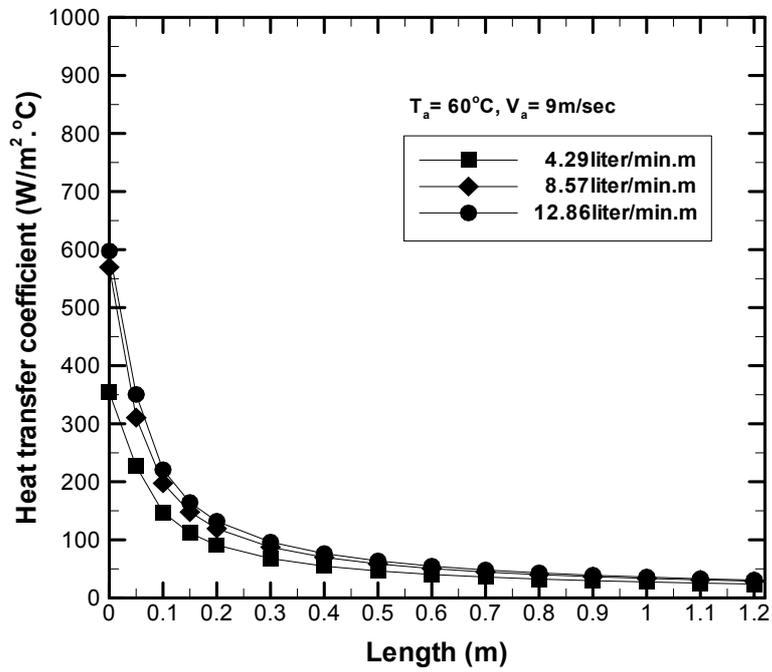


Fig. 3.4 Effect of flow rate; $T_a = 60^\circ\text{C}$, $V_a = 9\text{ m/sec}$

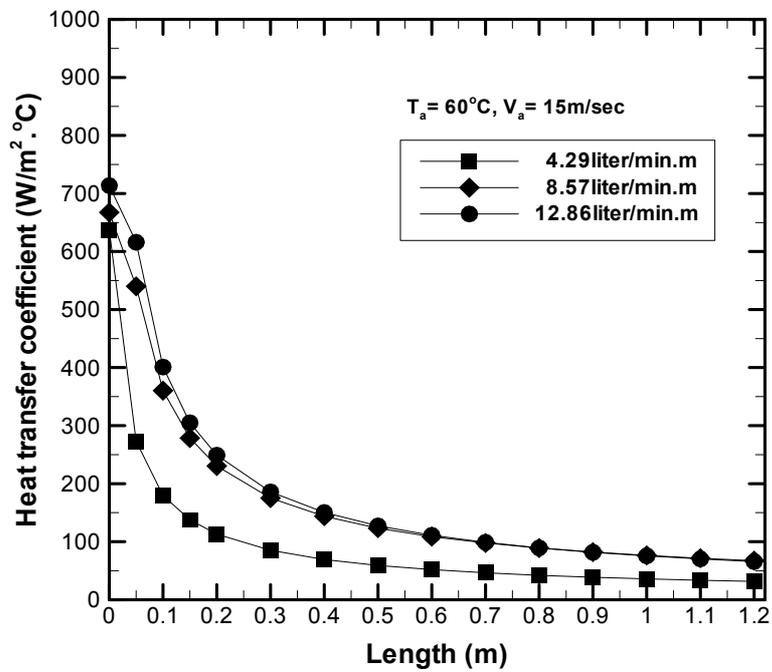


Fig. 3.5 Effect of flow rate; $T_a = 60^\circ\text{C}$, $V_a = 15\text{ m/sec}$

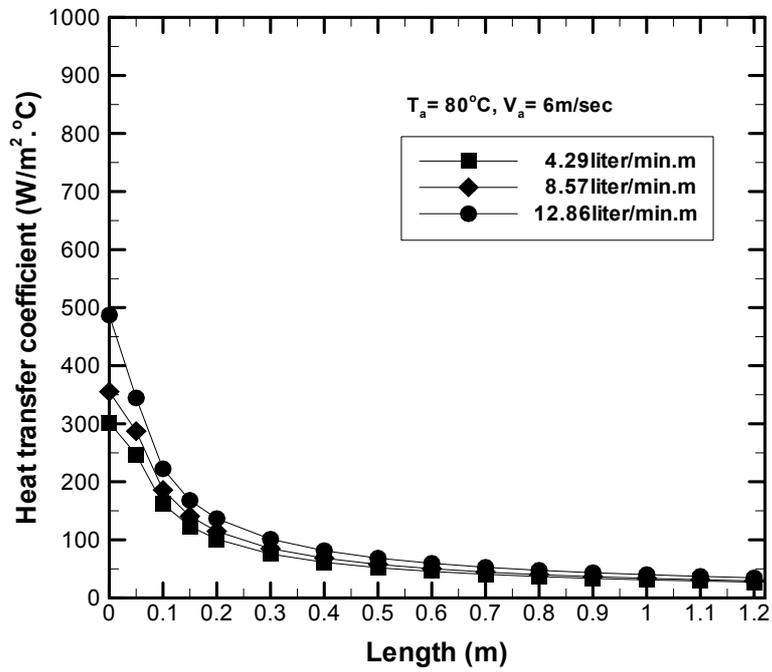


Fig. 3.6 Effect of flow rate; $T_a = 80^\circ\text{C}$, $V_a = 6\text{ m/sec}$

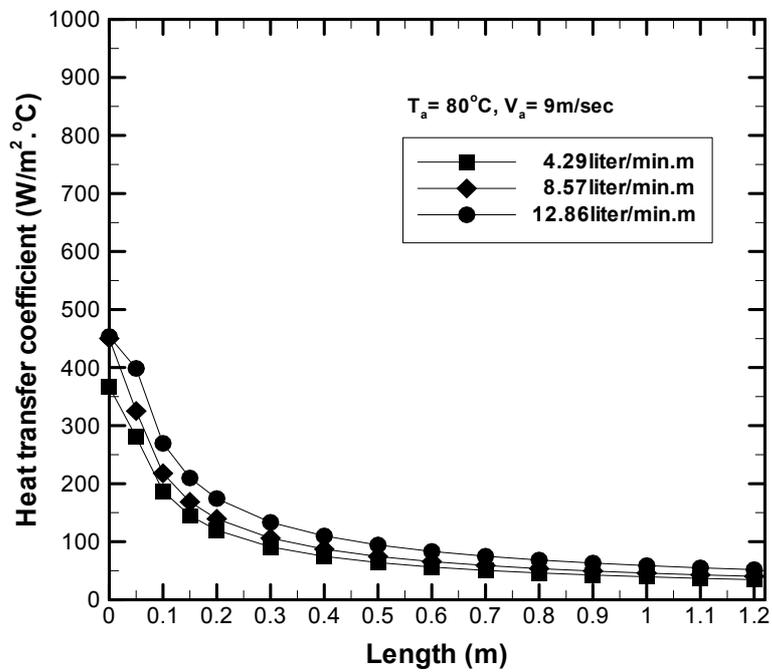


Fig. 3.7 Effect of flow rate; $T_a = 80^\circ\text{C}$, $V_a = 9\text{ m/sec}$

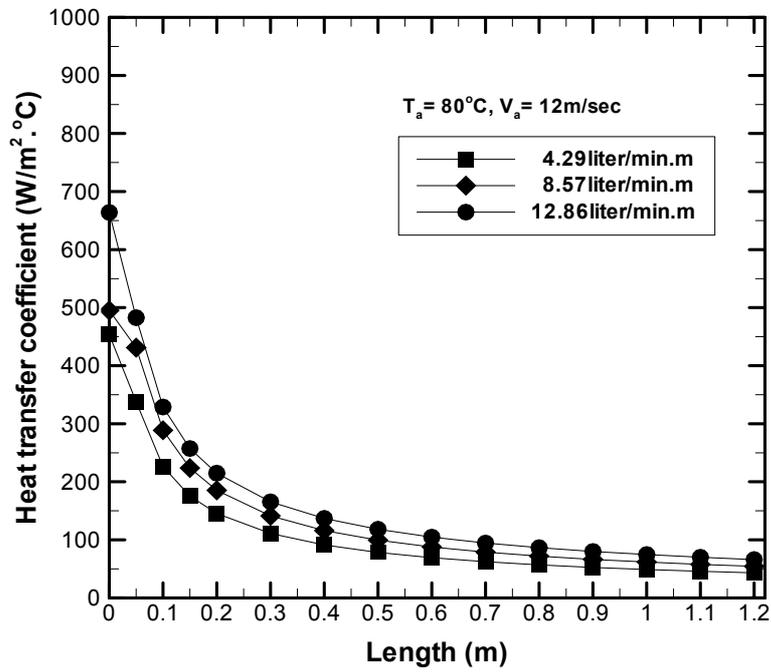


Fig. 3.8 Effect of flow rate; $T_a = 80^\circ\text{C}$, $V_a = 12\text{m/sec}$

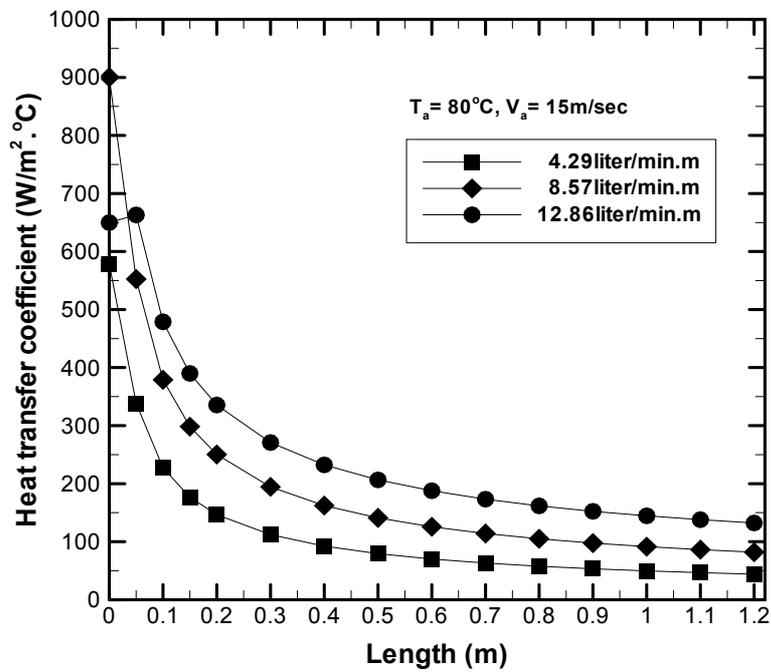


Fig. 3.9 Effect of flow rate; $T_a = 80^\circ\text{C}$, $V_a = 15\text{m/sec}$

3.1.3 풍온의 영향

Fig. 3.10~Fig. 3.17의 그래프들은 액막류의 유량과 급기의 풍속을 일정하게 유지한 상태에서, 급기의 풍온을 변수로 하였을 경우 관측되는 열전달계수의 일반적인 변동 경향을 보여주고 있다.

급기의 온도를 변수로 한 열전달계수의 측정 결과를 살펴보면, 급기 온도의 변화가 열전달계수에 미치는 영향은 극히 미미하지만, 그 값은 40℃에서 가장 크게 나타났으며 60℃에서 가장 적은 값을 보였다. 이러한 실험결과가 나타나게 된 이유는 급기 온도의 변화에 따른 물성치(property) 변화의 영향 때문으로 사료된다.

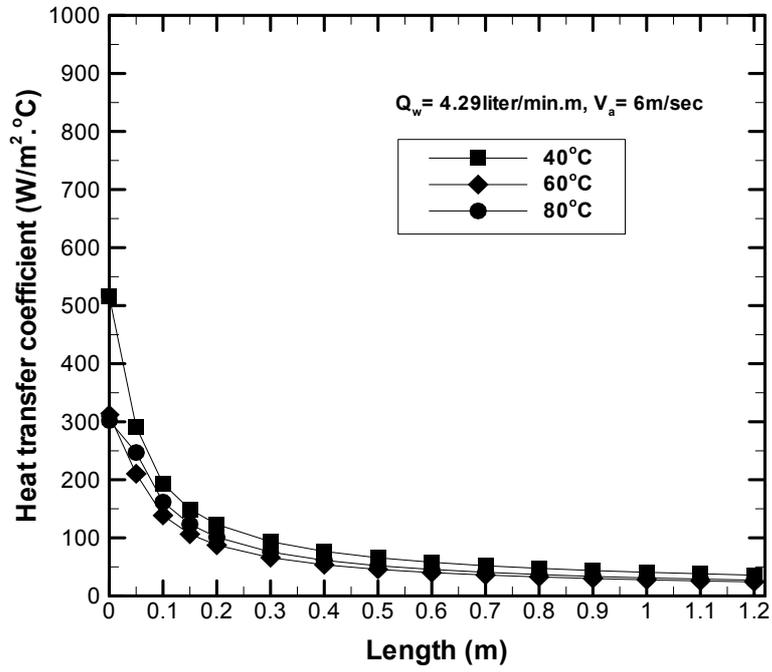


Fig. 3.10 Effect of air temperature; $Q_w = 4.29 \text{ l/min.m}$, $V_a = 6 \text{ m/sec}$

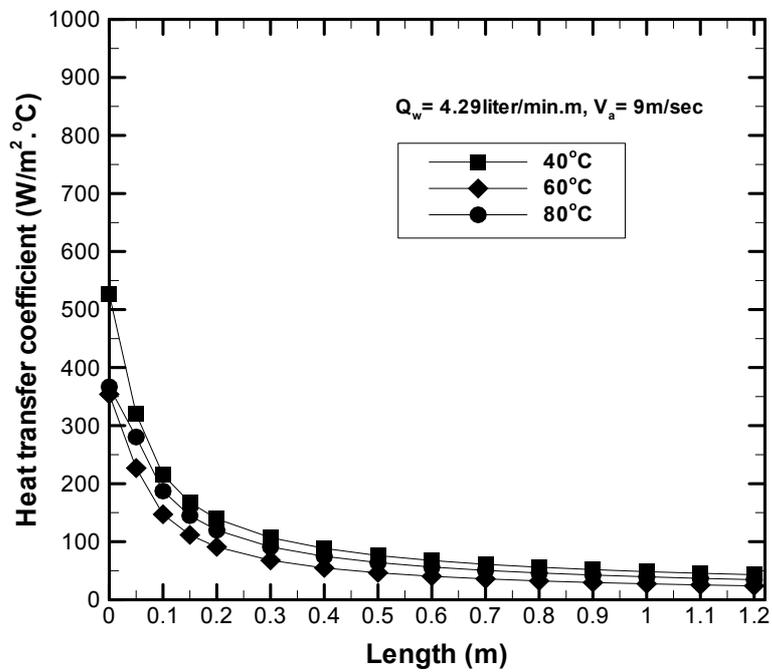


Fig. 3.11 Effect of air temperature; $Q_w = 4.29 \text{ l/min.m}$, $V_a = 9 \text{ m/sec}$

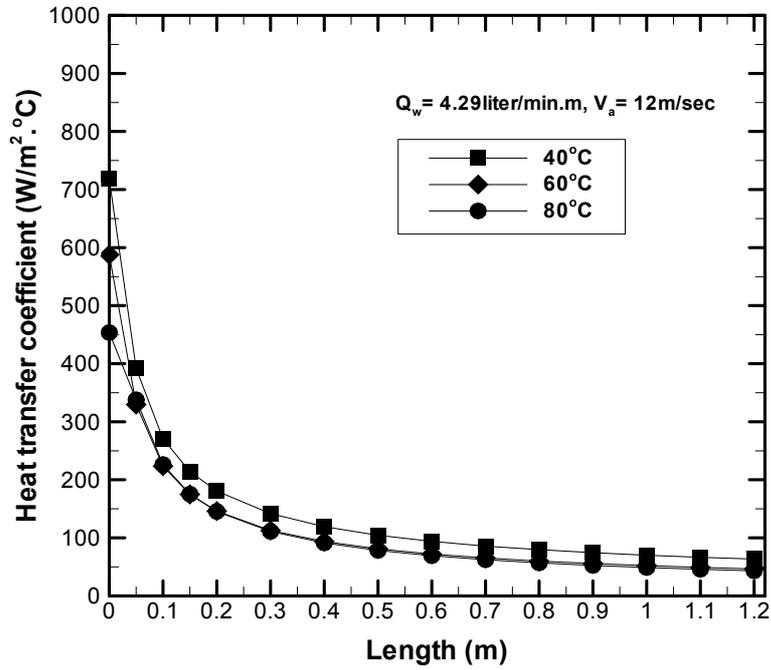


Fig. 3.12 Effect of air temperature; $Q_w = 4.29 \ell / \text{min.m}$, $V_a = 12 \text{m/sec}$

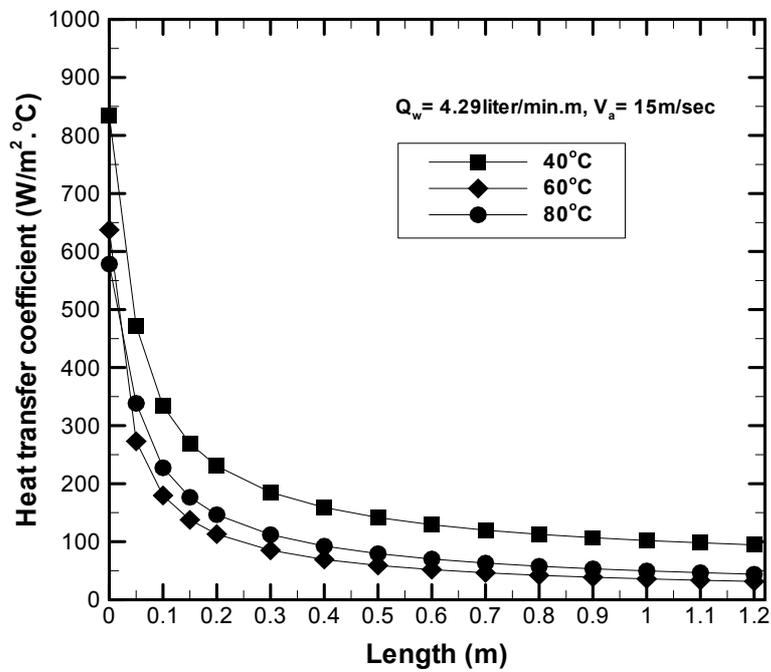


Fig. 3.13 Effect of air temperature; $Q_w = 4.29 \ell / \text{min.m}$, $V_a = 15 \text{m/sec}$

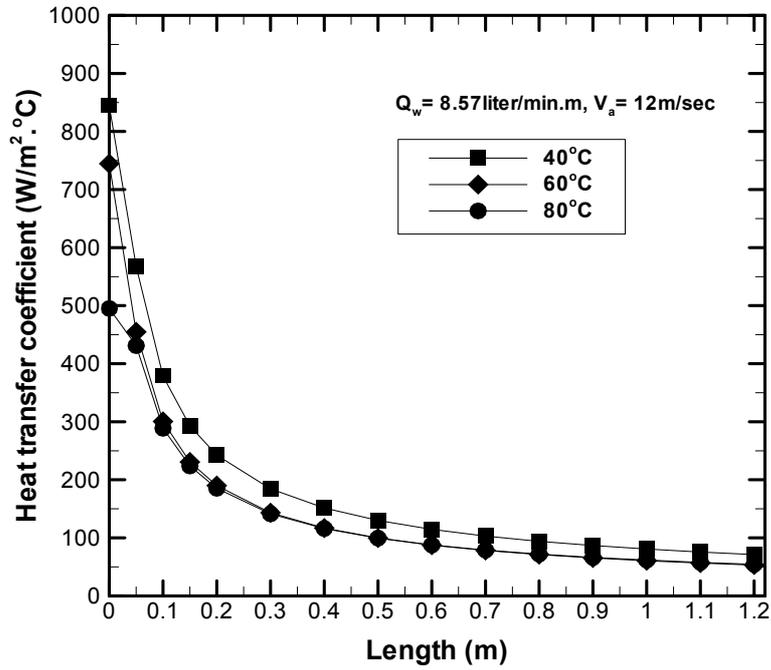


Fig. 3.14 Effect of air temperature; $Q_w = 8.57 \ell / \text{min.m}$, $V_a = 12\text{m/sec}$

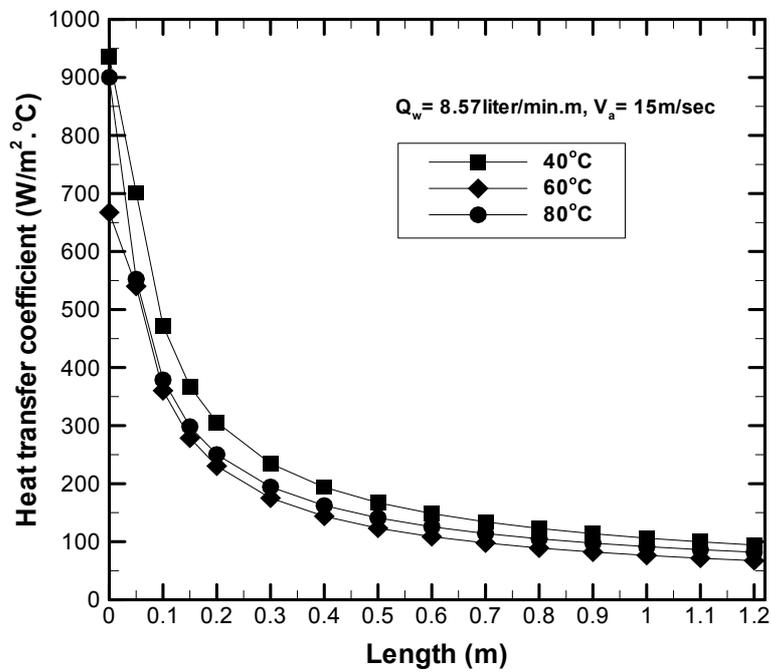


Fig. 3.15 Effect of air temperature; $Q_w = 8.57 \ell / \text{min.m}$, $V_a = 15\text{m/sec}$

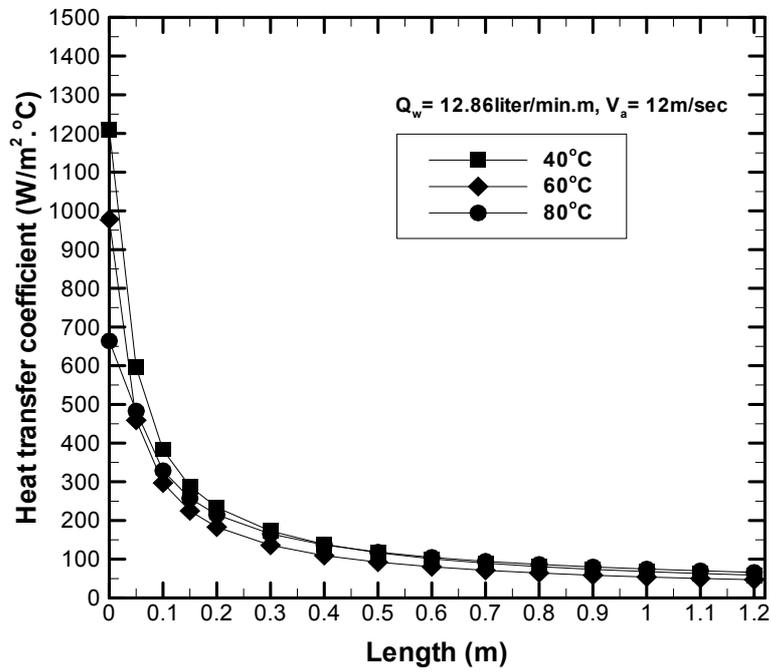


Fig. 3.16 Effect of air temperature; Q_w = 12.86 ℓ /min.m, V_a = 12m/sec

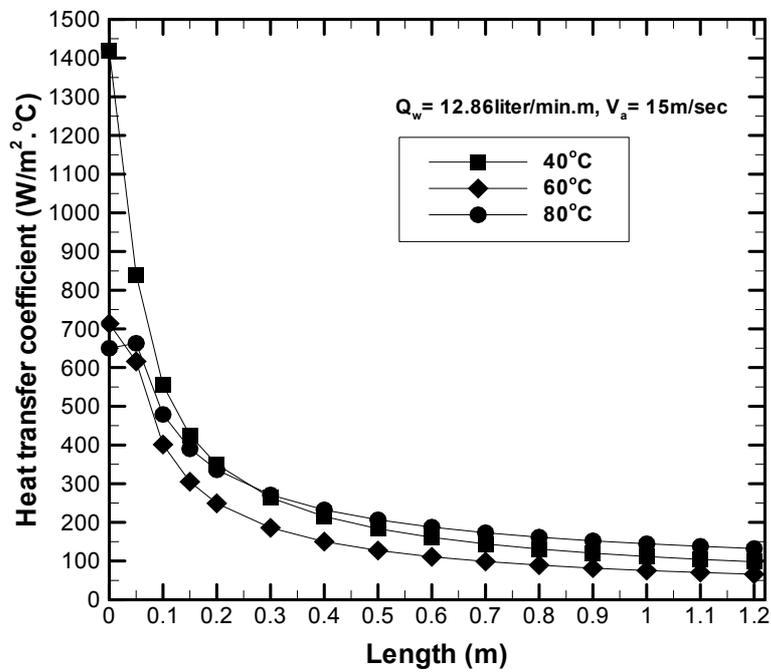


Fig. 3.17 Effect of air temperature; Q_w = 12.86 ℓ /min.m, V_a = 15m/sec

3.1.4 풍속의 영향

Fig. 3.18~Fig. 3.25의 그래프들은 액막류의 유량과 급기의 풍온을 일정하게 유지한 상태에서, 급기의 풍속을 변수로 하였을 경우 측정되는 액막류 열전달 계수의 일반적인 변동 경향을 보여주고 있다.

풍속을 변수로 한 열전달계수의 변동 경향을 살펴보면, 열전달계수의 변화는 액막 유량 및 급기의 온도를 변수로 한 열전달계수의 변화에 비해 매우 뚜렷하게 나타나는 동시에, 풍속의 증가에 따라 열전달계수는 크게 증가한다는 것을 알 수 있다. 이렇듯 풍속의 변화에 따라 열전달계수가 매우 급격히 증가하는 이유는 급기 유속의 증가에 의해 액막류와의 사이에서 발생하는 상대적인 속도차가 증가함으로써 열전달을 촉진시키기 때문으로 사료된다.

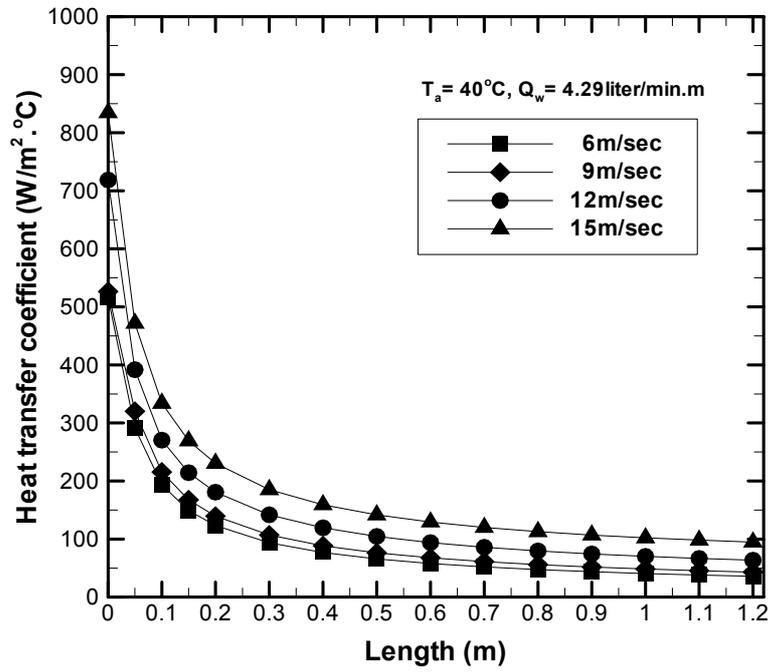


Fig. 3.18 Effect of air velocity; $T_a = 40^\circ C$, $Q_w = 4.29 \ell / \text{min.m}$

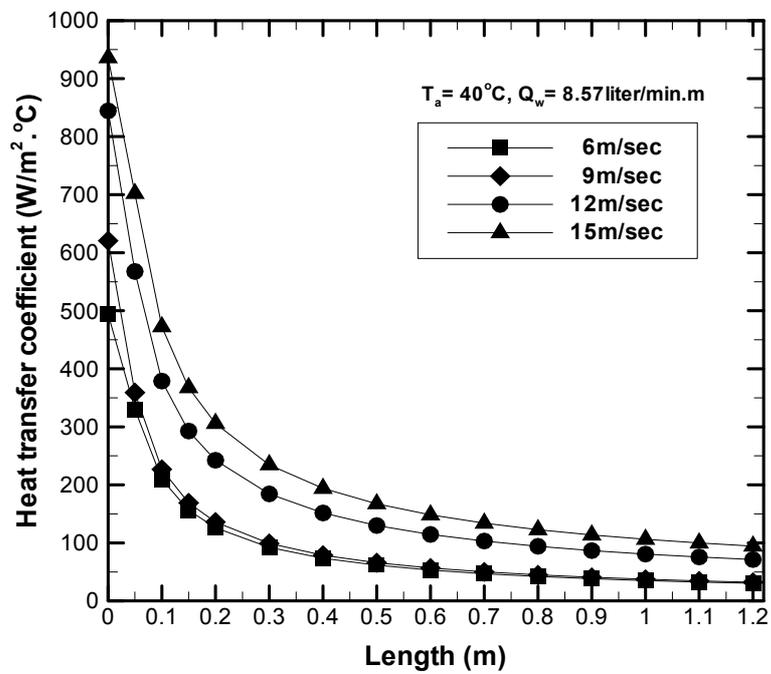


Fig. 3.19 Effect of air velocity; $T_a = 40^\circ C$, $Q_w = 8.57 \ell / \text{min.m}$

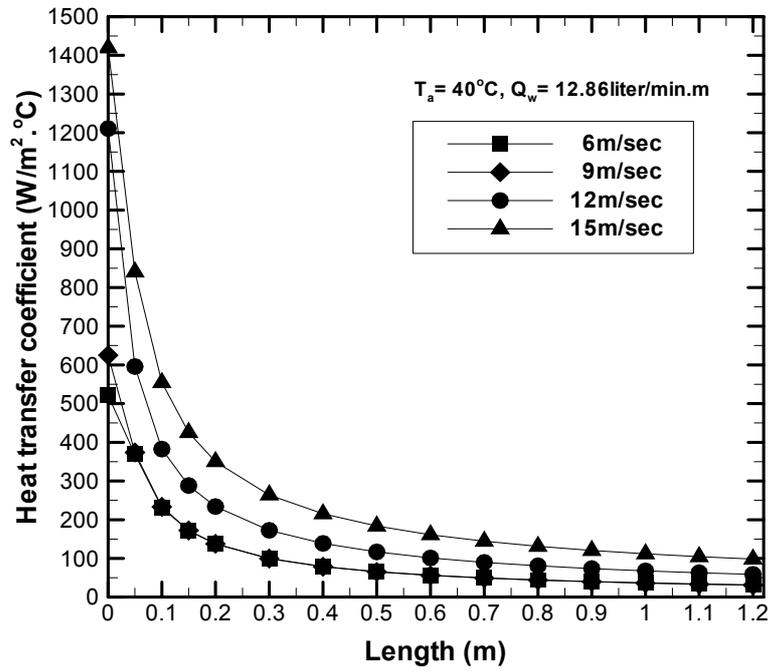


Fig. 3.20 Effect of air velocity; $T_a = 40^\circ C$, $Q_w = 12.86 \ell / \text{min.m}$

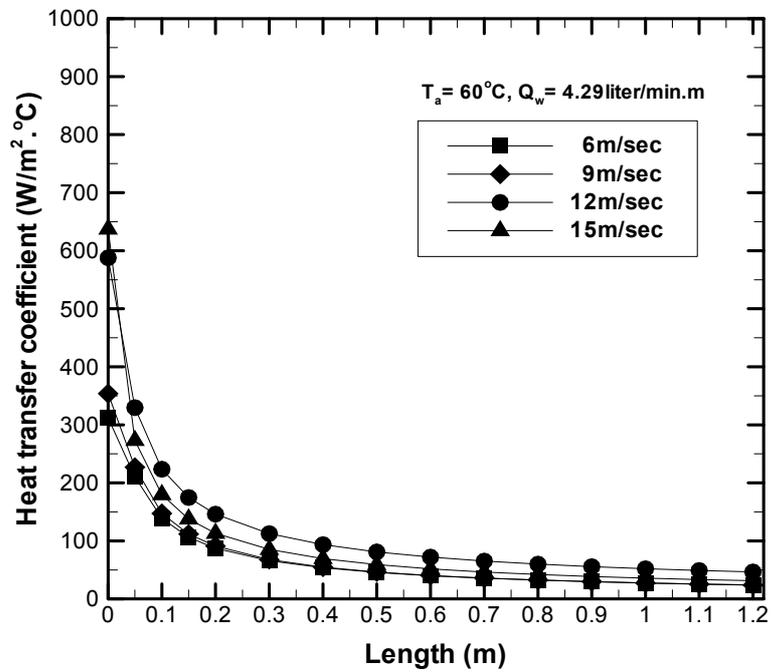


Fig. 3.21 Effect of air velocity; $T_a = 60^\circ C$, $Q_w = 4.29 \ell / \text{min.m}$

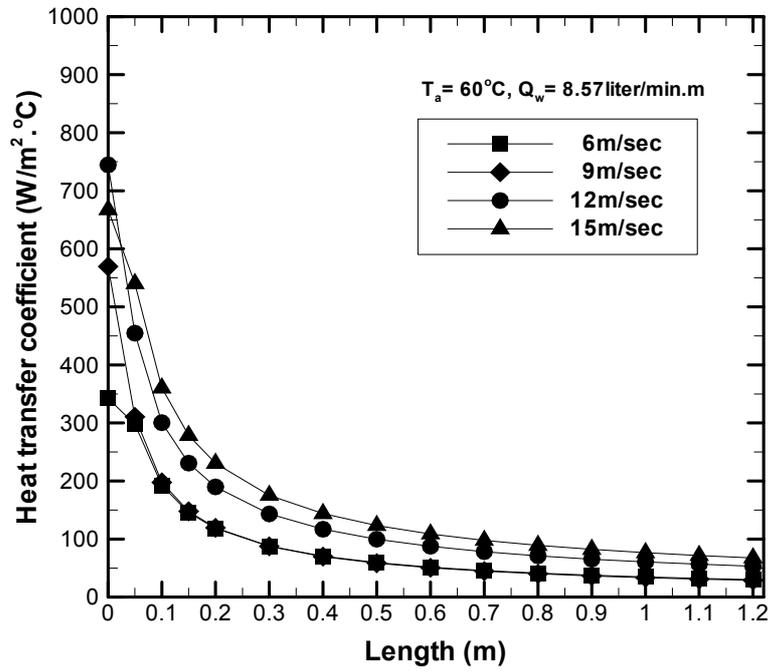


Fig. 3.22 Effect of air velocity; $T_a = 60^\circ C$, $Q_w = 8.57 \ell / \text{min.m}$

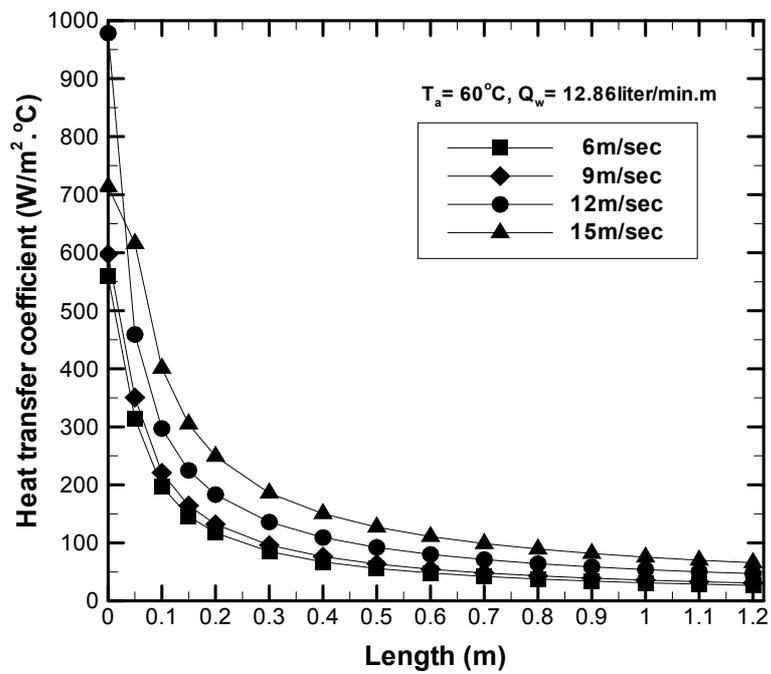


Fig. 3.23 Effect of air velocity; $T_a = 60^\circ C$, $Q_w = 12.86 \ell / \text{min.m}$

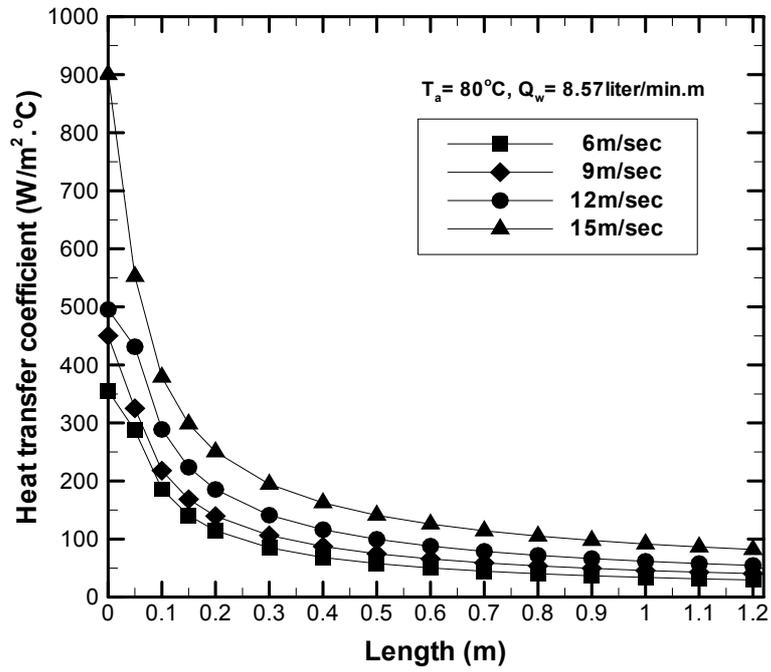


Fig. 3.24 Effect of air velocity; $T_a = 80^\circ C$, $Q_w = 8.57 \ell / \text{min.m}$

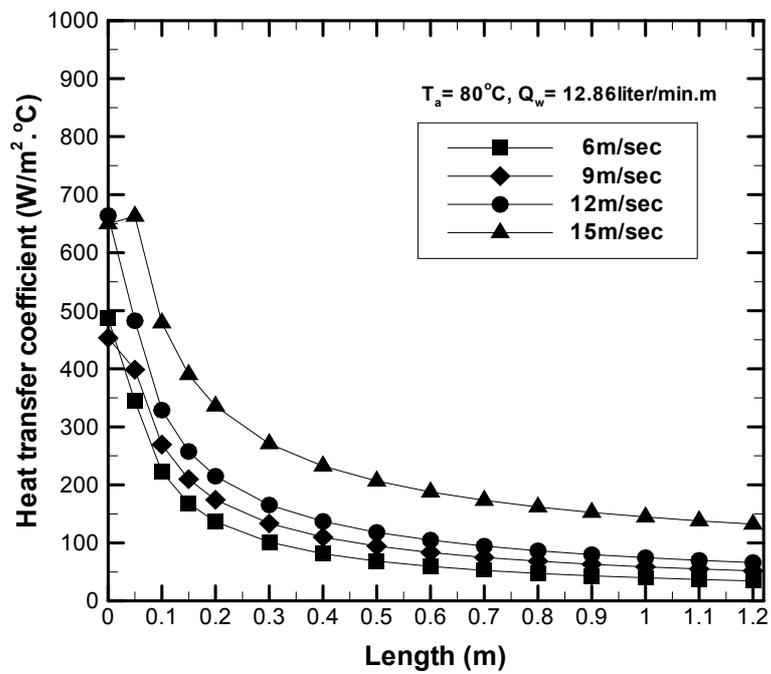


Fig. 3.25 Effect of air velocity; $T_a = 80^\circ C$, $Q_w = 12.86 \ell / \text{min.m}$

3.1.5 소결론

감온기(de-superheater)의 작동에 필수적으로 수반되는 액막류의 열전달 특성을 규명하기 위하여 대향 기류에 의해 가열되는 수직 하향 액막류의 열전달에 관한 실험적 연구를 통하여 액막류의 열전달 특성을 규명하고, 급기 온도, 급기 풍속, 액막 유량이 열전달계수에 미치는 영향을 검토한 결과 본 연구의 실험범위 내에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 급기와 액막류의 상대속도가 큰 초기 구간에서 액막류의 온도는 급격히 상승하지만 곧 증가폭이 완만히 감소하는 경향을 나타내며, 이에 따라 열전달계수는 초기 구간의 매우 큰 값으로부터 급격히 감소한 이후 그 감소폭이 완만히 줄어드는 특성을 나타내게 된다.
- (2) 액막 유량의 증가에 따라 액막류와 유동공기 사이의 열전달계수는 증가하지만 그 영향은 크지 않았다.
- (3) 액막류 열전달계수에 미치는 급기 온도의 영향은 미미하지만, 급기 유속의 영향은 매우 지대하게 나타난다. 이는 급기 유속의 증가에 따라 액막류와 급기 사이에 매우 큰 상대속도가 발생함으로써 열전달이 촉진되기 때문이다.

3.2 평행 기류에 의한 수직 하향 액막류의 열전달 특성

3.2.1 액막류의 열전달 거동

Fig. 3.26은 급기의 풍속 15m/sec, 액막 유량 12.86 l/min.m, 급기온도 40°C의 평행 기류에 의한 수직 하향 액막류의 열전달 특성을 나타낸 그래프이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 액막류의 열전달 거동은 3.1장에 설명된 대향 기류에 의한 액막류의 열전달 거동과 매우 흡사한 경향을 나타내었지만, 액막류의 열전달계수는 대향 기류에 의해 가열되는 액막류에 비해 매우 적게 나타났다. 한편 액막류의 초기구간에서 일시적으로 열전달계수가 증가하는 경향은 대향 기류의 경우와 동일하게 나타났으며, 이는 경계층이 발달하는 초기구간에서 난류 유동으로의 천이 및 급기와의 상대속도가 하류 구간에 비해 크게 나타나는 이유 때문으로 사료된다. 또한 본 실험에서도 대향 기류에 의해 유도되는 수직 하향 액막류의 실험결과와 동일하게 초기 구간에서 국부적으로 열전달계수가 증가하는 현상은 별도로 고려하지 않았으며 실험의 목적에 부합하는 실험범위 내의 전체적인 열전달 거동을 확인하는데 초점을 맞추었다.

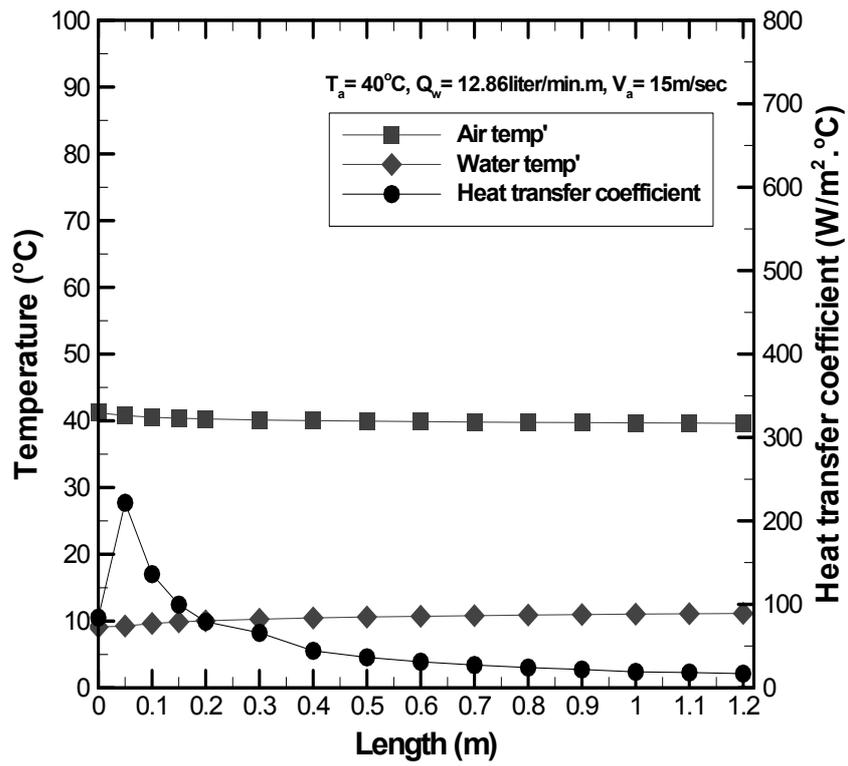


Fig. 3.26 Heat Transfer Characteristics of parallel film flow

3.2.2 액막 유량의 영향

Fig. 3.27~Fig. 3.34의 그래프들은 급기의 풍속과 온도를 일정하게 유지한 상태에서, 액막 유량을 변수로 하였을 경우 관측되는 열전달계수의 일반적인 변동 경향을 보여주고 있다.

액막 유량을 변수로 한 열전달계수의 변화 거동을 살펴보면, 액막 유량의 증가에 따라 열전달계수는 다소 증가하지만 그 영향은 크지 않았다. 또한 이러한 경향은 풍속이 큰 경우에 더욱 뚜렷하게 나타났다. 이러한 실험 결과가 나타나게 된 이유는 액막류의 유량이 증가함에 따라 조장되는 흐름의 난류화가 증가하기 때문인 것으로 보인다.

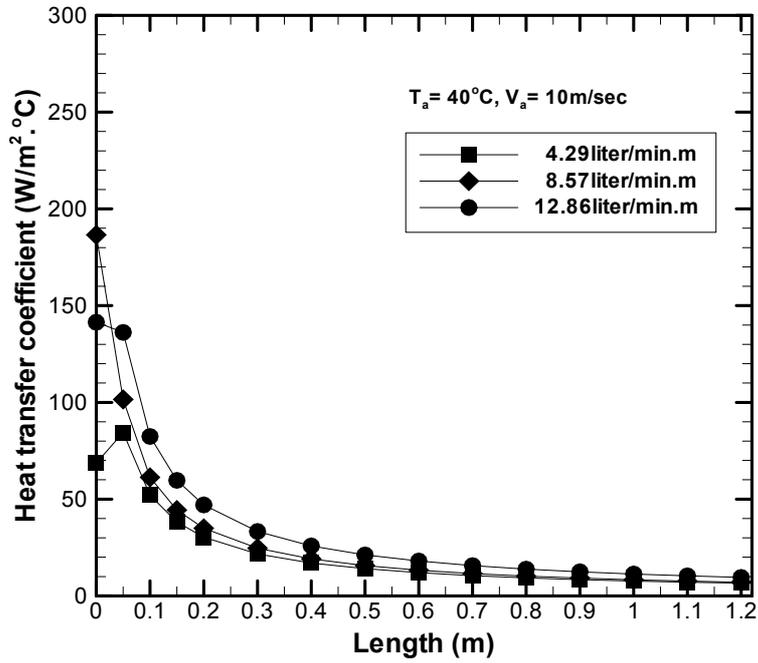


Fig. 3.27 Effect of flow rate; $T_a = 40^\circ C$, $V_a = 10 m/sec$

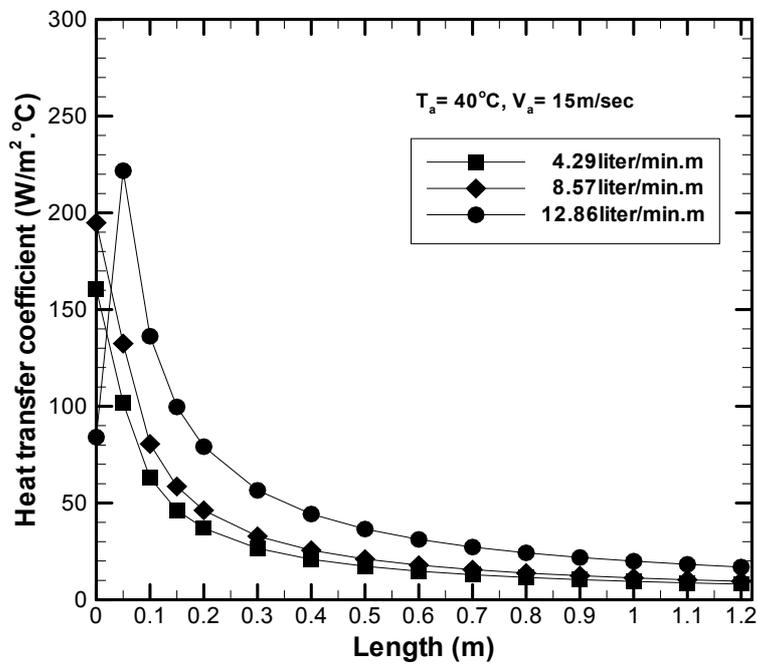


Fig. 3.28 Effect of flow rate; $T_a = 40^\circ C$, $V_a = 15 m/sec$

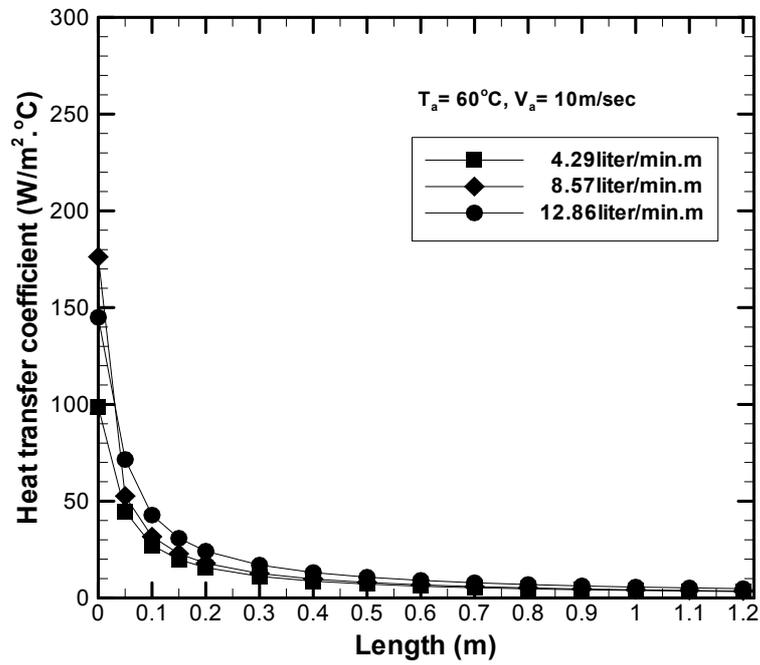


Fig. 3.29 Effect of flow rate; $T_a = 60^\circ C$, $V_a = 10 m/sec$

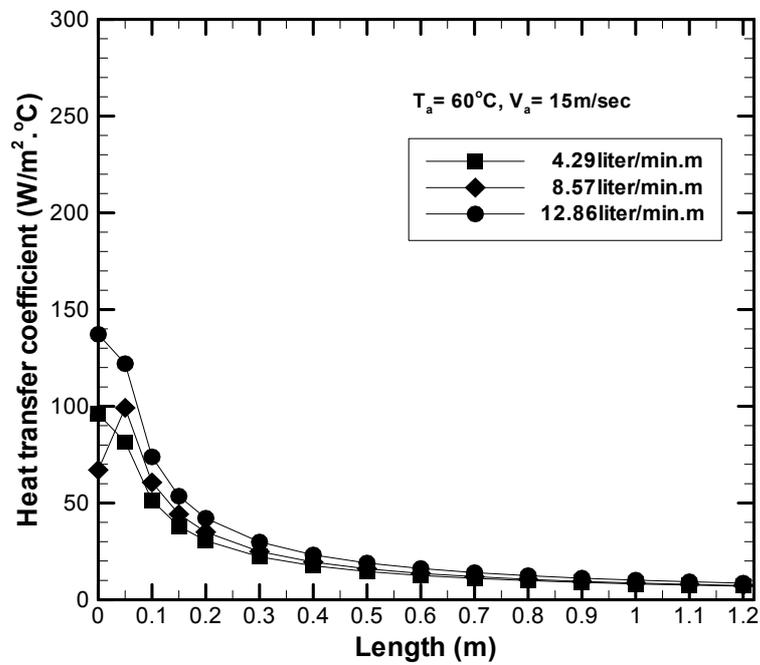


Fig. 3.30 Effect of flow rate; $T_a = 60^\circ C$, $V_a = 15 m/sec$

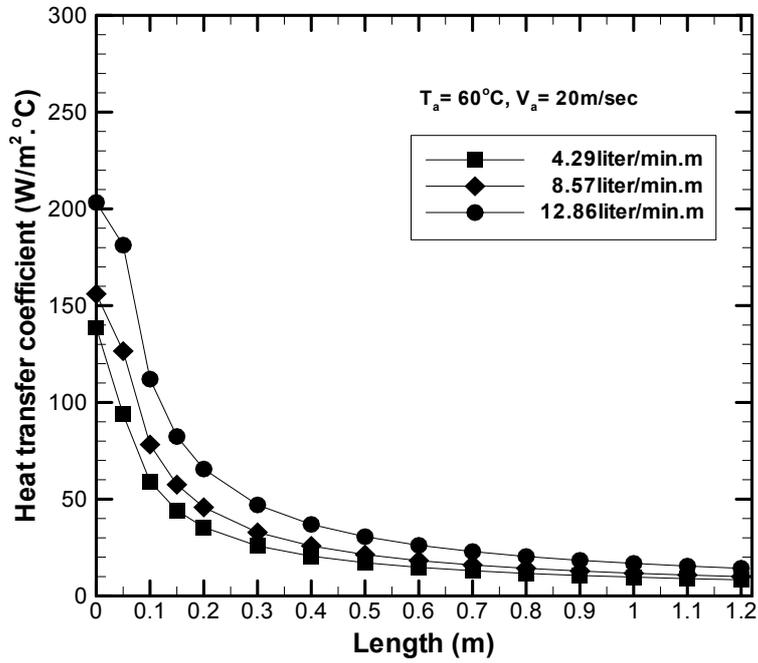


Fig. 3.31 Effect of flow rate; $T_a = 60^\circ\text{C}$, $V_a = 20\text{m/sec}$

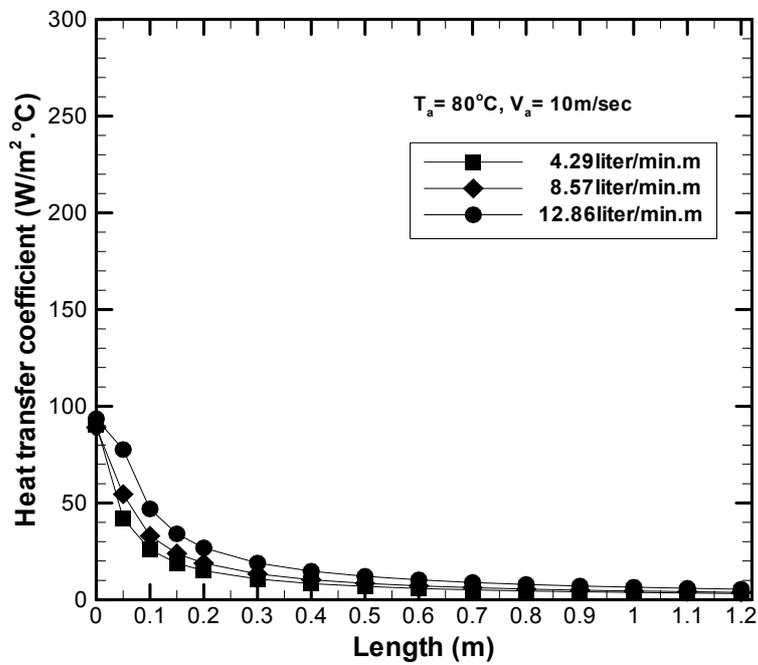


Fig. 3.32 Effect of flow rate; $T_a = 80^\circ\text{C}$, $V_a = 10\text{m/sec}$

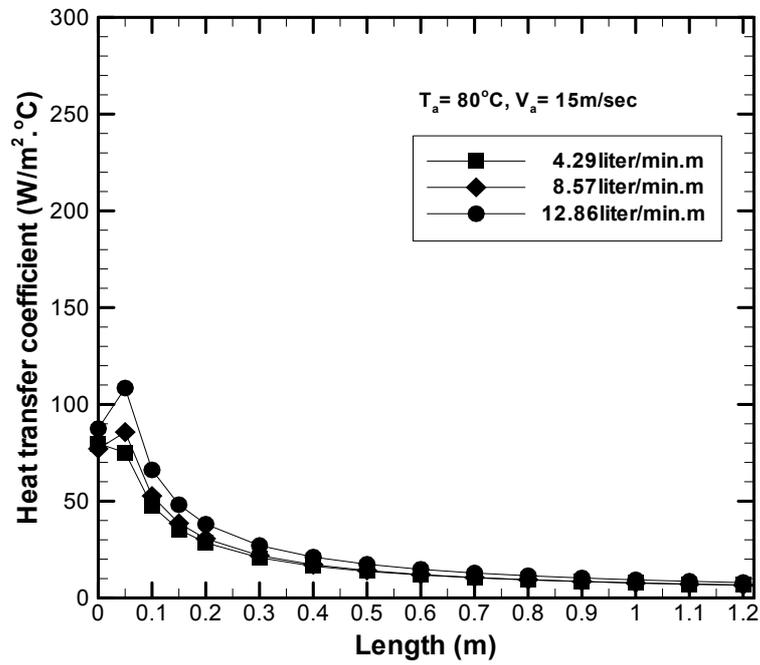


Fig. 3.33 Effect of flow rate; $T_a = 80^\circ\text{C}, V_a = 15\text{m/sec}$

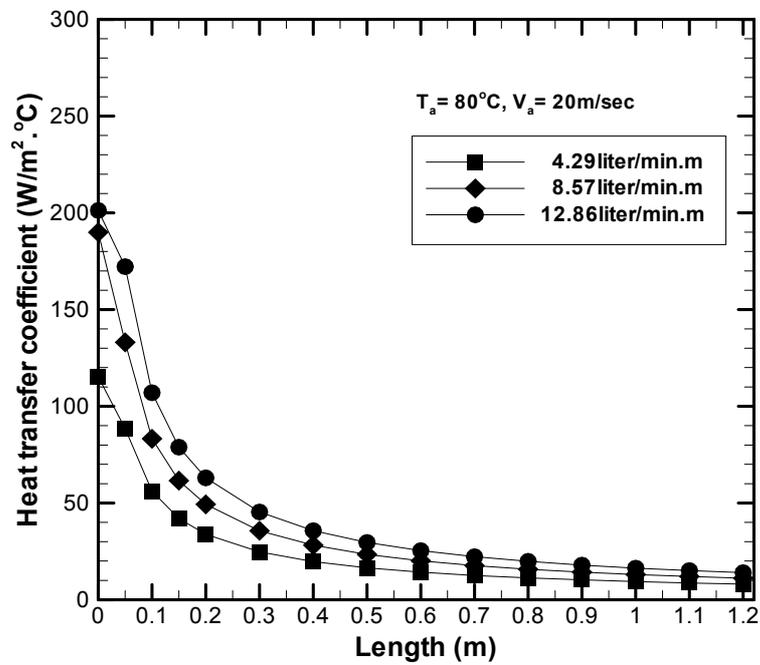


Fig. 3.34 Effect of flow rate; $T_a = 80^\circ\text{C}, V_a = 20\text{m/sec}$

3.2.3 풍온의 영향

Fig. 3.35~Fig. 3.42의 그래프들은 액막류의 유량과 급기의 풍속을 일정하게 유지한 상태에서 급기의 풍온을 변수로 하였을 경우 관측되는 열전달계수의 일반적인 변동 경향을 보여주고 있다.

급기온도를 변수로 한 열전달계수의 측정 결과를 살펴보면, 급기 온도의 변화가 액막류 열전달계수의 변화에 미치는 영향은 매우 미미하지만, 그 값이 급기 온도의 증가에 따라 다소 감소하는 결과를 나타내고 있다. 이렇듯 급기 온도가 상승함에 따라 액막류 열전달계수가 감소하는 현상은 급기 온도의 상승에 따른 물성치 변화의 영향 때문인 것으로 판단된다.

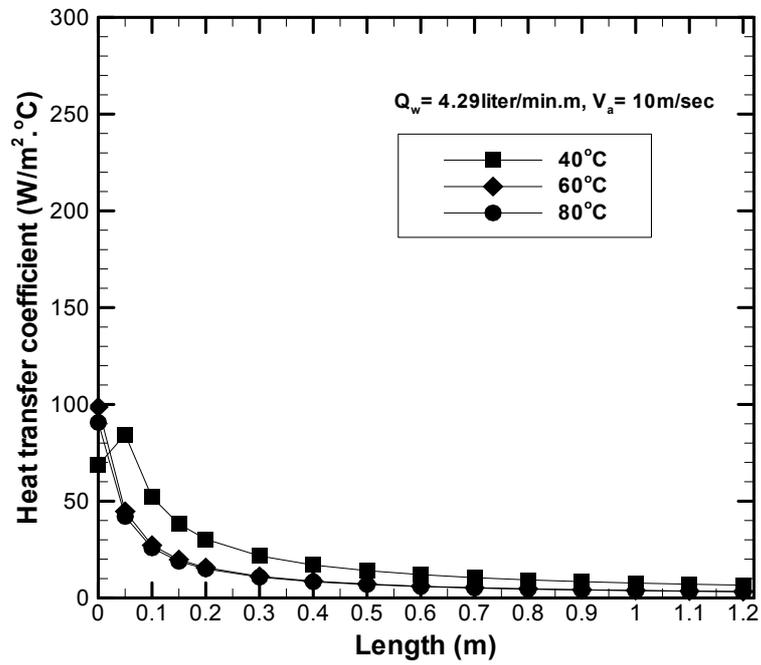


Fig. 3.35 Effect of air temperature; $Q_w = 4.29 \ell / \text{min.m}$, $V_a = 10 \text{ m/sec}$

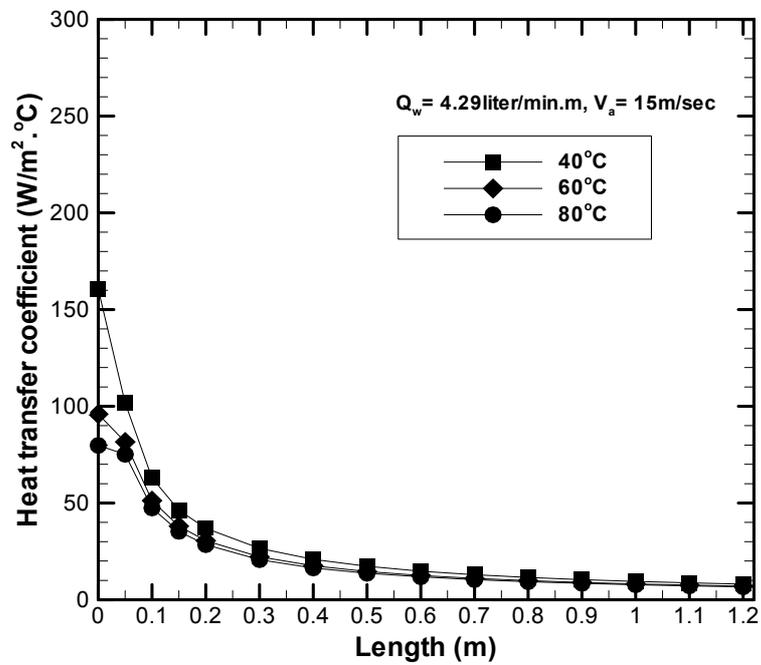


Fig. 3.36 Effect of air temperature; $Q_w = 4.29 \ell / \text{min.m}$, $V_a = 15 \text{ m/sec}$

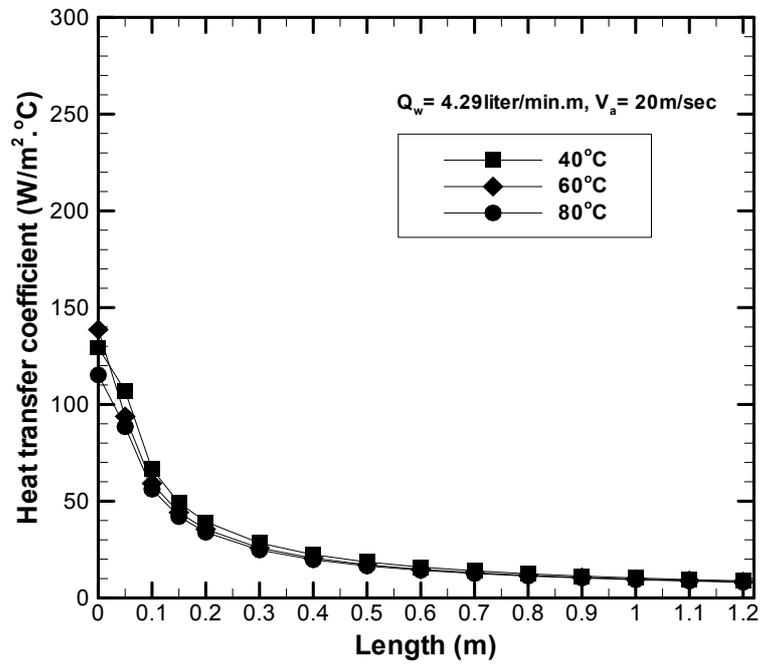


Fig. 3.37 Effect of air temperature; $Q_w = 4.29 \ell / \text{min.m}$, $V_a = 20 \text{m/sec}$

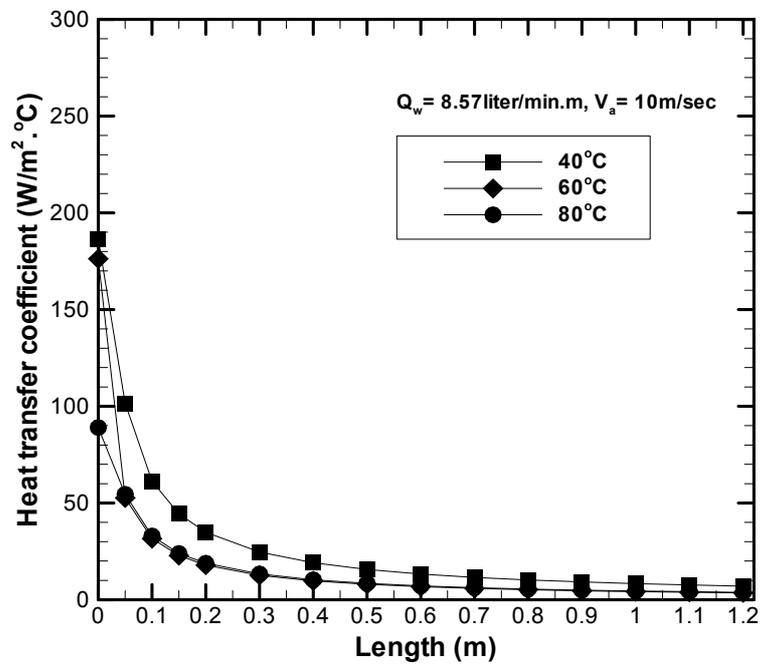


Fig. 3.38 Effect of air temperature; $Q_w = 8.57 \ell / \text{min.m}$, $V_a = 10 \text{m/sec}$

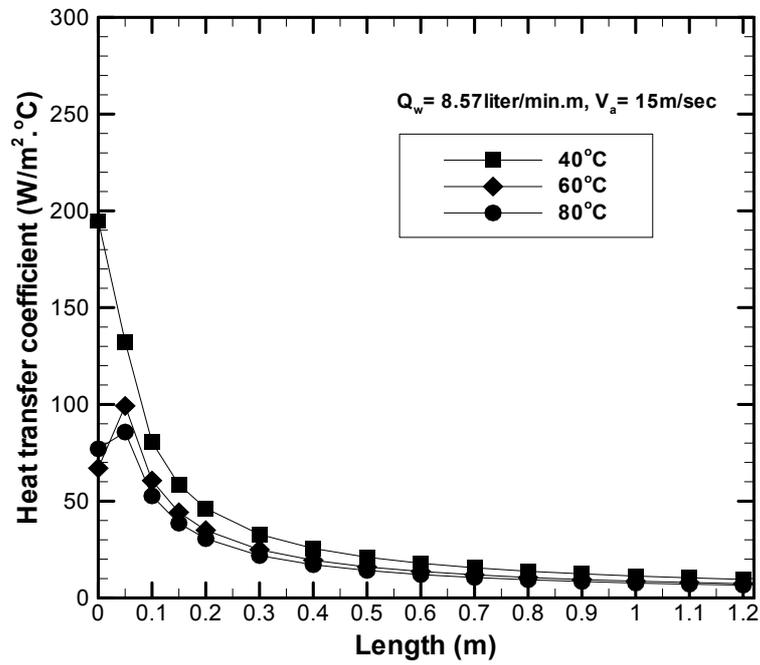


Fig. 3.39 Effect of air temperature; $Q_w = 8.57 \ell / \text{min.m}$, $V_a = 15 \text{ m/sec}$

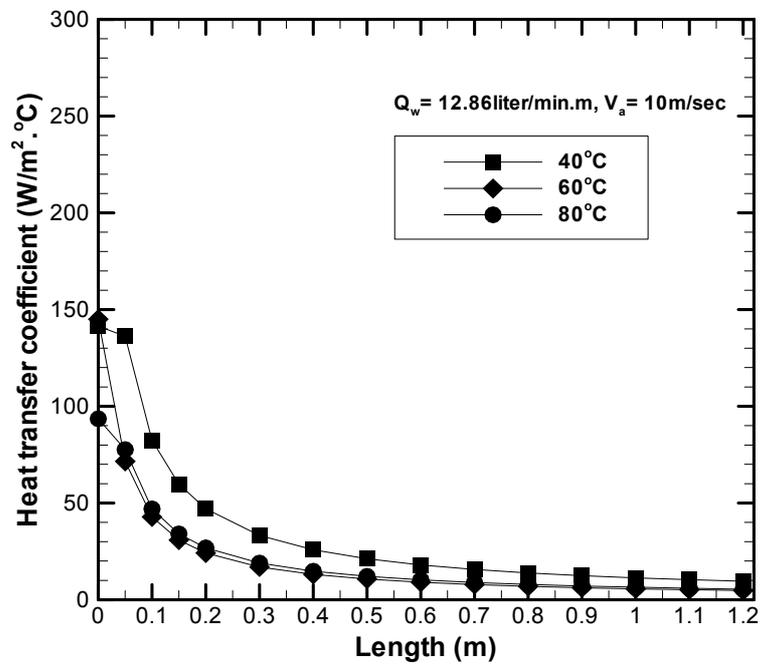


Fig. 3.40 Effect of air temperature; $Q_w = 12.86 \ell / \text{min.m}$, $V_a = 10 \text{ m/sec}$

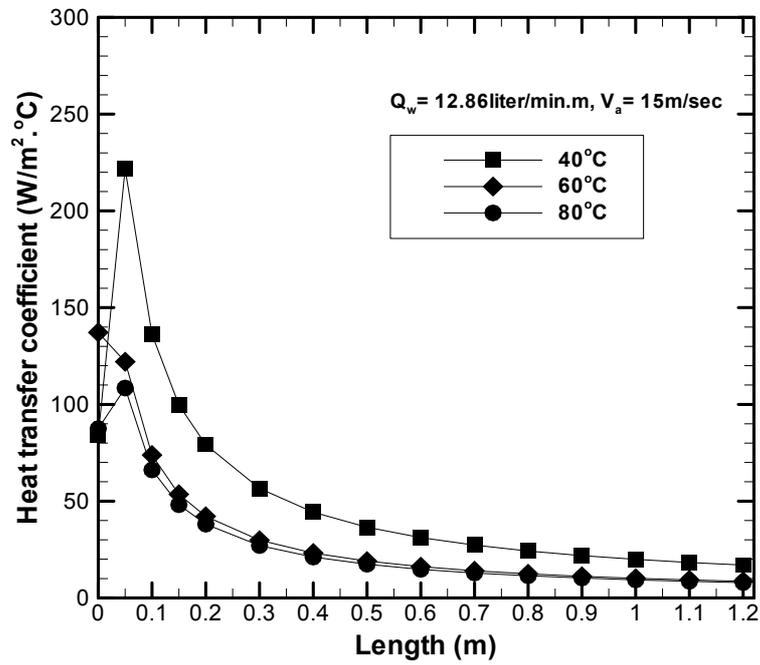


Fig. 3.41 Effect of air temperature; $Q_w = 12.86 \text{ l/min.m}$, $V_a = 15 \text{ m/sec}$

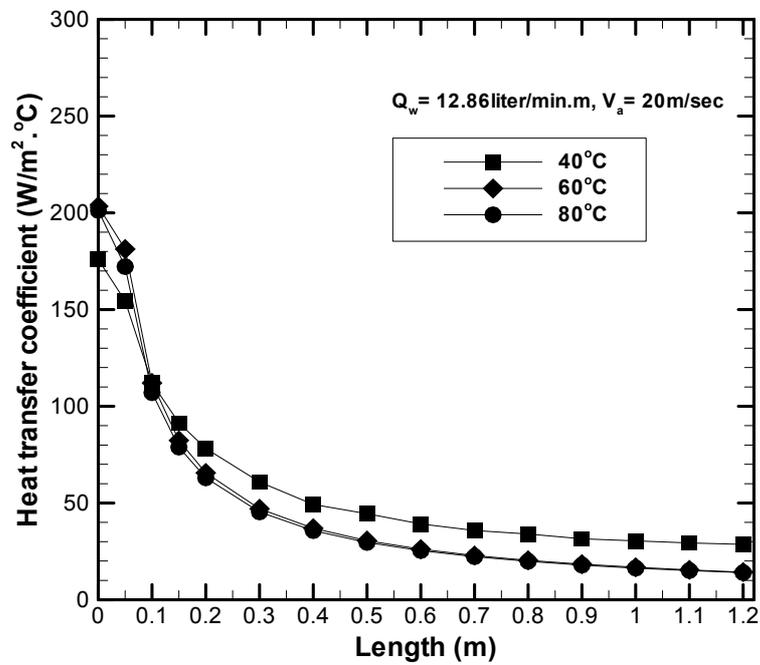


Fig. 3.42 Effect of air temperature; $Q_w = 12.86 \text{ l/min.m}$, $V_a = 20 \text{ m/sec}$

3.2.4 풍속의 영향

Fig. 3.43~Fig. 3.50의 그래프들은 액막류의 유량과 급기의 온도를 일정하게 유지한 상태에서, 급기의 풍속을 변수로 하였을 경우 측정되는 액막류 열전달 계수의 일반적인 변동 경향을 보여주고 있다.

풍속을 변수로 한 액막류 열전달계수의 변동 경향을 살펴보면, 풍속의 변화에 따른 열전달계수는 액막 유량 및 급기의 풍온을 변수로 한 열전달계수의 변화에 비해 매우 큰 값을 나타내는 동시에 풍속의 증가에 따라 액막류 열전달계수는 급격히 증가한다는 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 급기 온도가 높을수록, 액막 유량이 증가할수록 더욱 뚜렷하게 나타난다. 이와 같이 풍속이 증가함에 따라 액막류의 열전달계수가 증가하는 것은 급기 유속의 증가에 따라 액막류와의 사이에서 유발되는 상대적인 속도차가 증가하여 열전달을 촉진시키기 때문으로 생각된다.

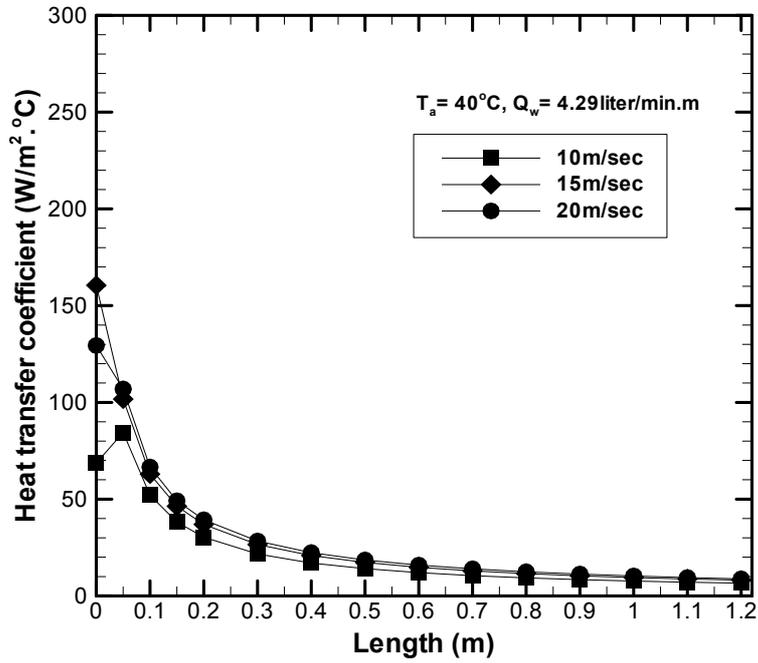


Fig. 3.43 Effect of air velocity; $T_a = 40^\circ\text{C}$, $Q_w = 4.29 \ell / \text{min.m}$

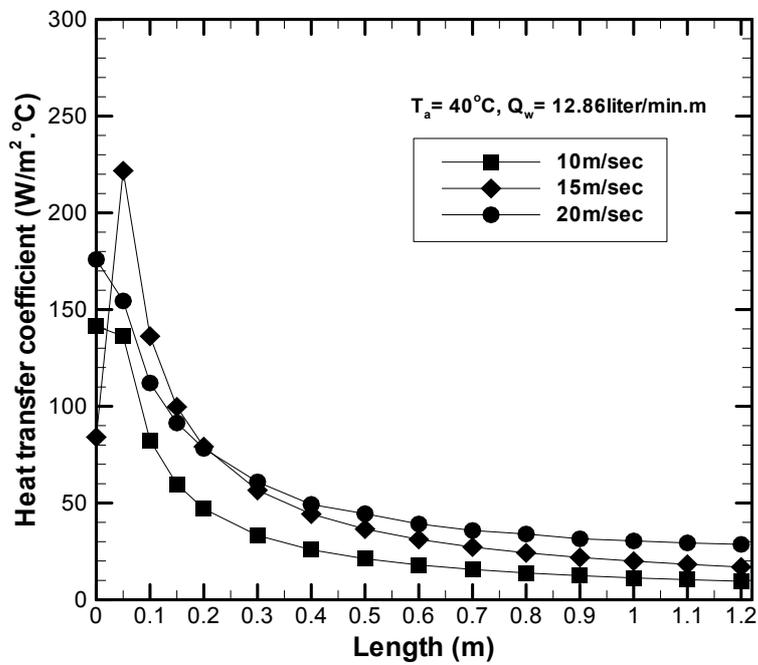


Fig. 3.44 Effect of air velocity; $T_a = 40^\circ\text{C}$, $Q_w = 12.86 \ell / \text{min.m}$

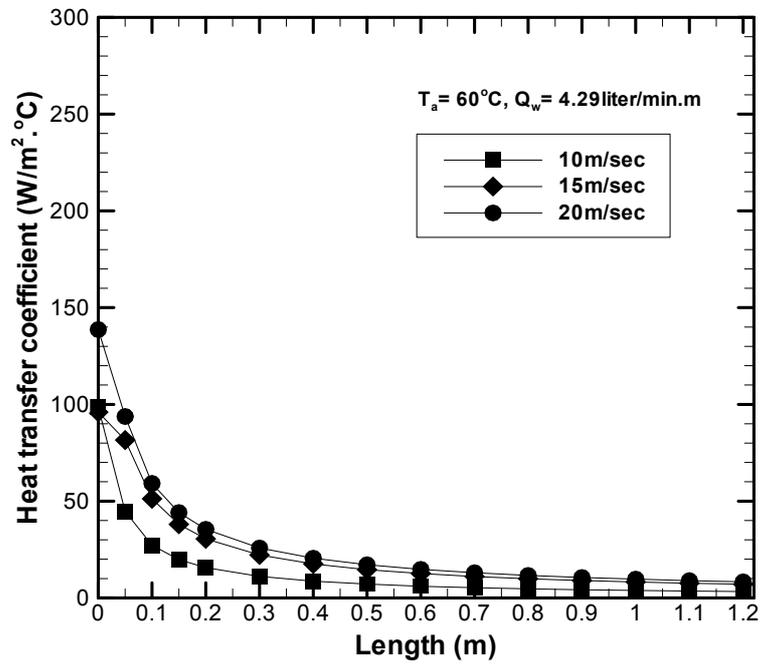


Fig. 3.45 Effect of air velocity; $T_a = 60^\circ C$, $Q_w = 4.29 \ell / \text{min.m}$

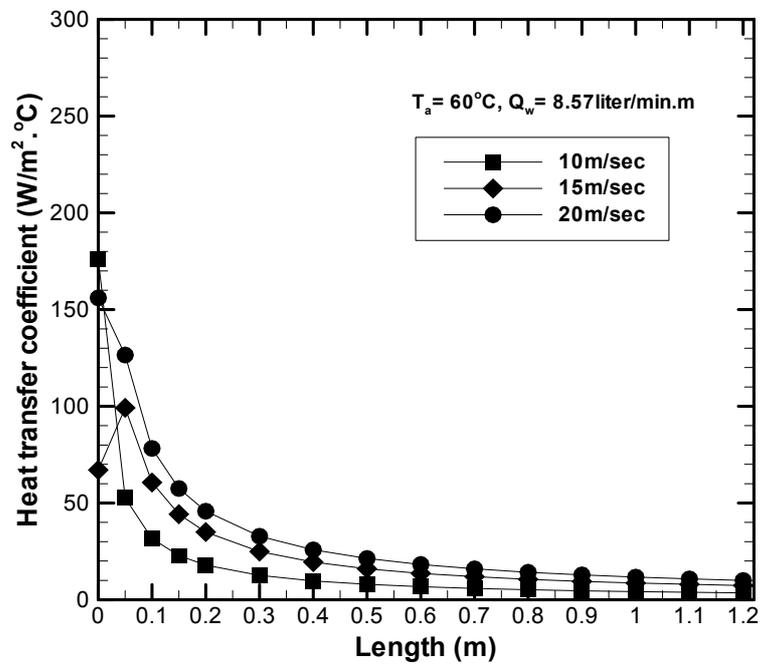


Fig. 3.46 Effect of air velocity; $T_a = 60^\circ C$, $Q_w = 8.57 \ell / \text{min.m}$

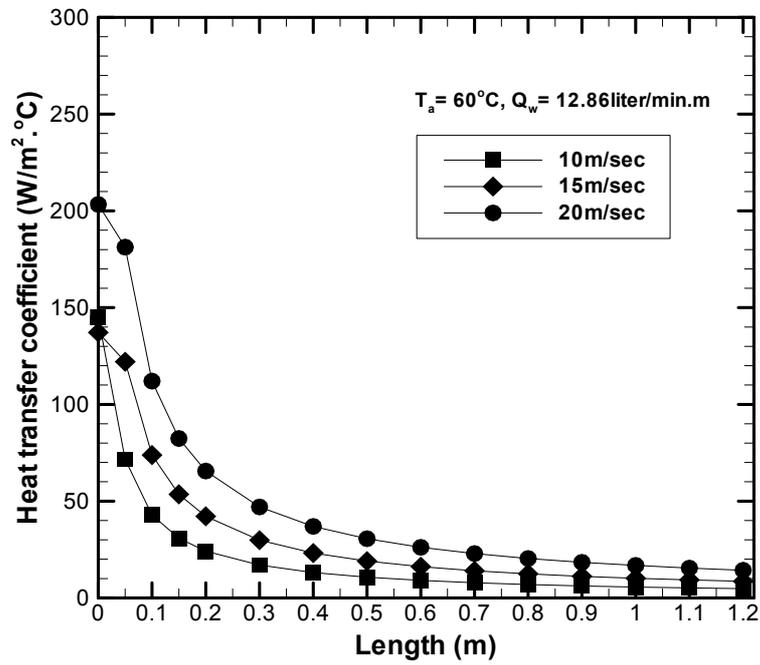


Fig. 3.47 Effect of air velocity; $T_a = 60^\circ C$, $Q_w = 12.86 \ell / \text{min.m}$

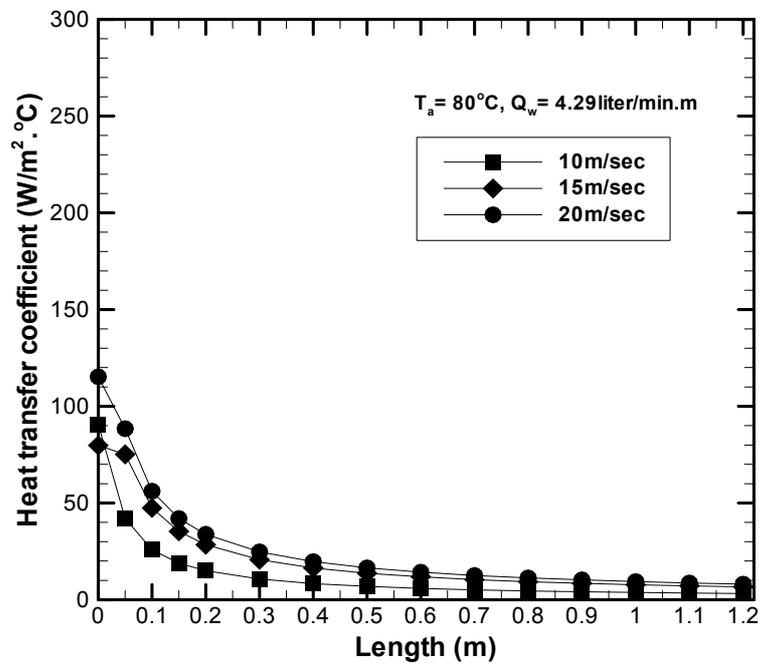


Fig. 3.48 Effect of air velocity; $T_a = 80^\circ C$, $Q_w = 4.29 \ell / \text{min.m}$

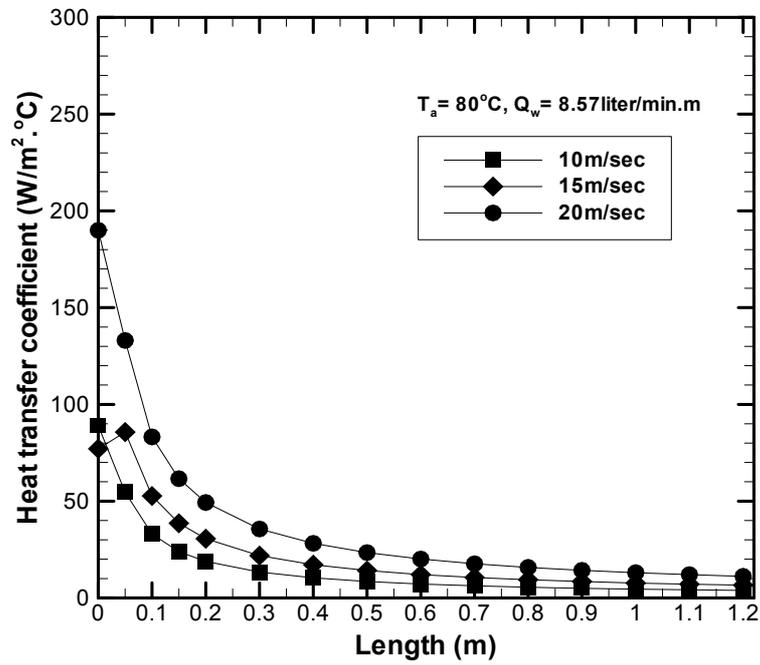


Fig. 3.49 Effect of air velocity; $T_a = 80^\circ C$, $Q_w = 8.57 \ell / \text{min.m}$

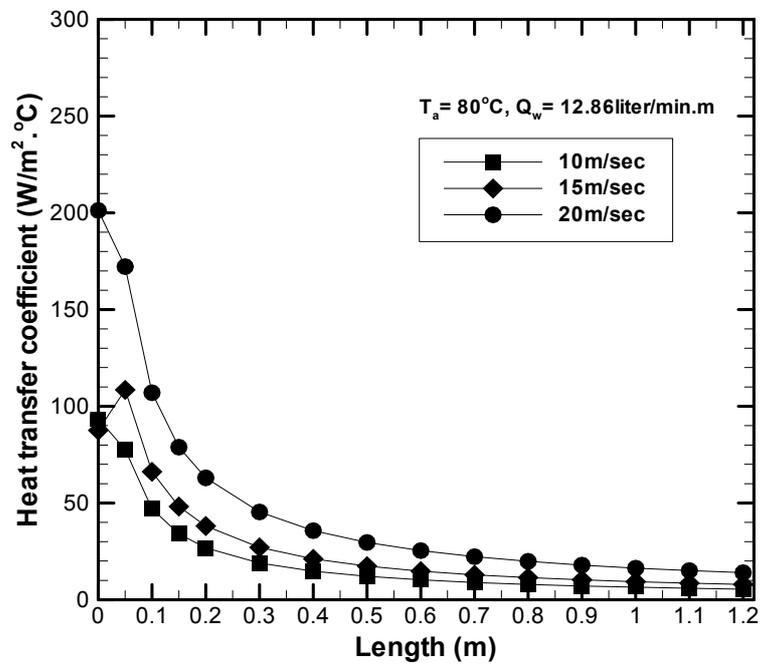


Fig. 3.50 Effect of air velocity; $T_a = 80^\circ C$, $Q_w = 12.86 \ell / \text{min.m}$

3.2.5 소결론

감온기의 작동에 필수적으로 수반되는 액막류의 열전달 특성을 규명하기 위하여 평행 기류에 의해 가열되는 수직 하향 액막류의 열전달 특성에 관한 실험적 연구를 통하여 급기 온도, 풍속, 액막 유량이 액막류의 열전달계수에 미치는 영향을 검토한 결과 소정의 실험 범위 내에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 급기와 액막류의 상대속도가 큰 초기 구간에서 액막류의 온도는 급격히 증가하다 곧 증가폭이 감소하며, 이에 따라 열전달계수는 초기 구간의 큰 값으로부터 점차 감소하는 경향을 나타낸다.
- (2) 액막 유량의 증가에 따라 액막류와 유동 공기 사이의 열전달계수는 증가하지만 그 영향은 크지 않았다.
- (3) 액막류의 열전달계수에 미치는 급기 온도의 영향은 미미하지만 급기 유속의 영향은 매우 지대하게 나타난다. 이는 급기 유속의 증가에 따라 액막류와 급기 사이에 매우 큰 상대속도가 발생함으로써 급기와 액막류 사이의 열전달이 촉진되기 때문이다.

3.3 수직 상향 및 하향기류에 의한 평형 액막류의 열전달 특성 비교

Fig. 3.51~Fig. 3.58의 그래프들은 급기의 풍속을 15m/sec로 일정하게 유지한 상태에서, 급기의 온도 및 액막류의 유량을 변화시키면서 측정한 대향 기류 및 평행 기류에 의한 액막류 열전달계수를 동일한 실험범위 내에서 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 대향 기류에 의한 액막류 열전달계수는 전 실험 범위에 걸쳐 평행 기류에 의한 액막류의 열전달계수에 비해 매우 큰 값을 나타낸다. 이는 대향 기류가 평행 기류에 비해 전 구간에 걸쳐 액막류와 급기 사이에 발생하는 상대속도가 큰 값을 나타내는 동시에 대향류에 의해 액막 표면의 파동이 증가하기 때문으로 사료된다.

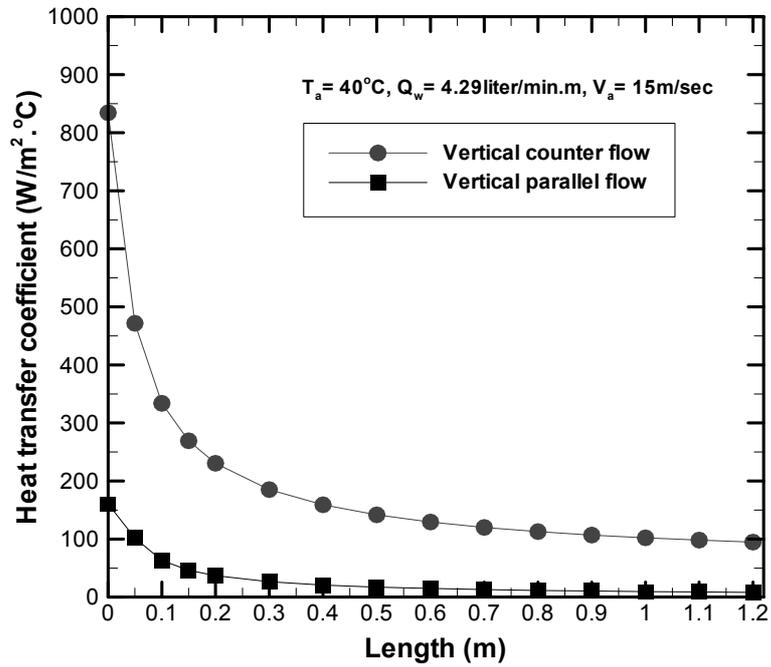


Fig. 3.51 Heat Transfer Characteristics; $T_a = 40^\circ C$, $Q_w = 4.29 \ell / \text{min.m}$

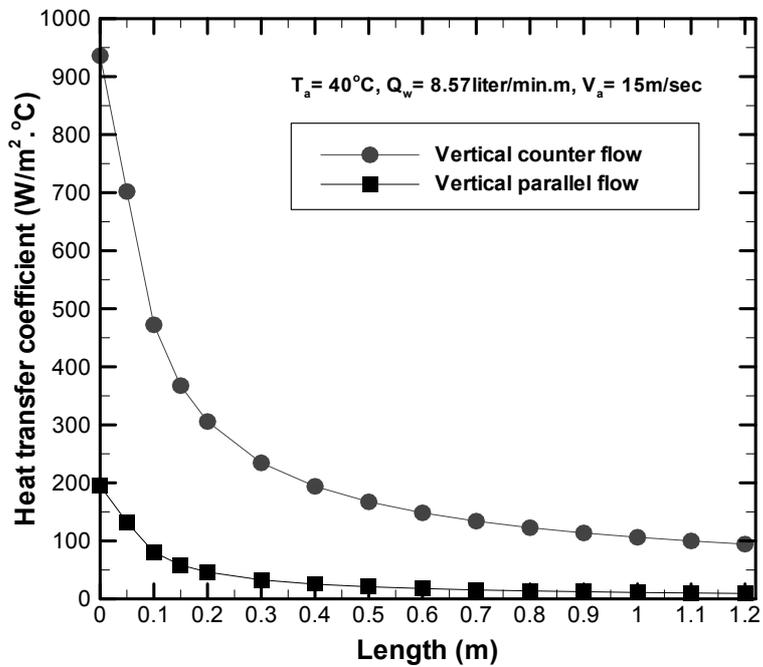


Fig. 3.52 Heat Transfer Characteristics; $T_a = 40^\circ C$, $Q_w = 8.57 \ell / \text{min.m}$

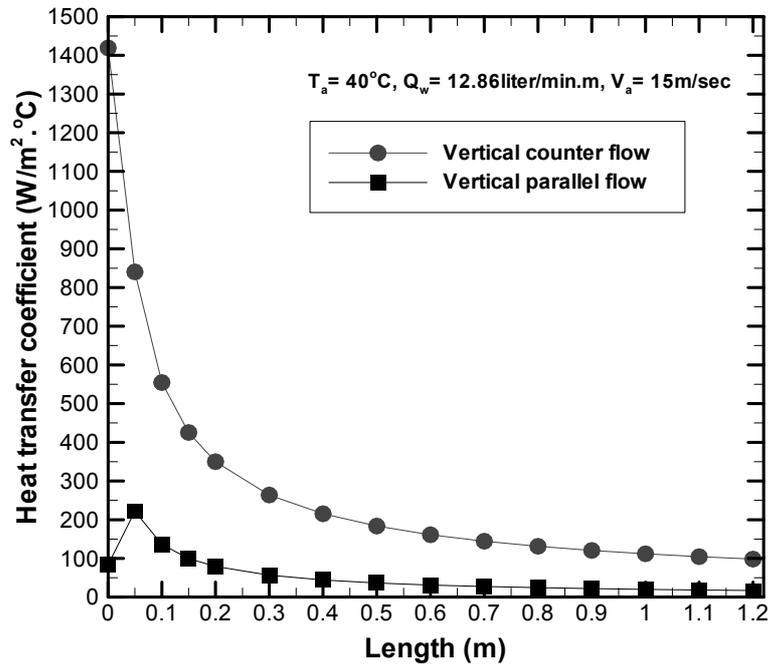


Fig. 3.53 Heat Transfer Characteristics; $T_a = 40^\circ\text{C}$, $Q_w = 12.86 \ell/\text{min.m}$

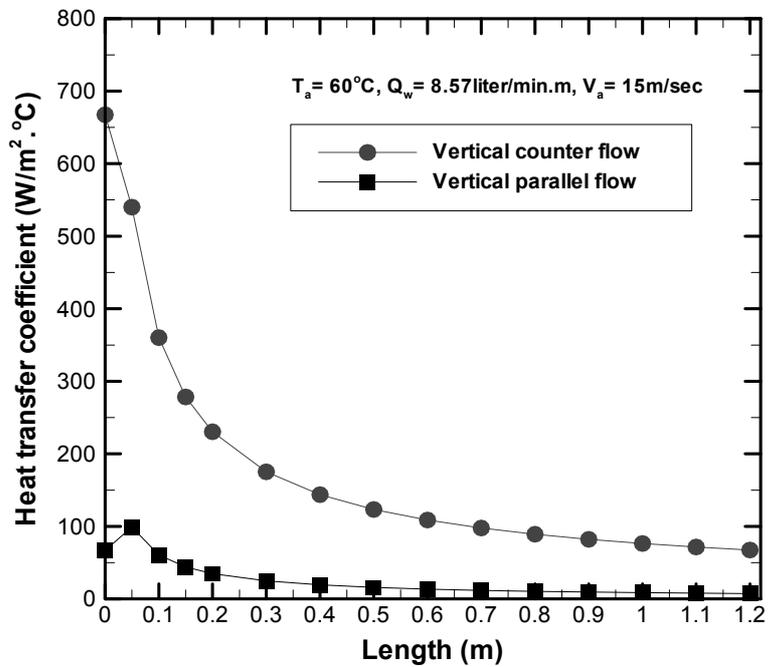


Fig. 3.54 Heat Transfer Characteristics; $T_a = 60^\circ\text{C}$, $Q_w = 8.57 \ell/\text{min.m}$

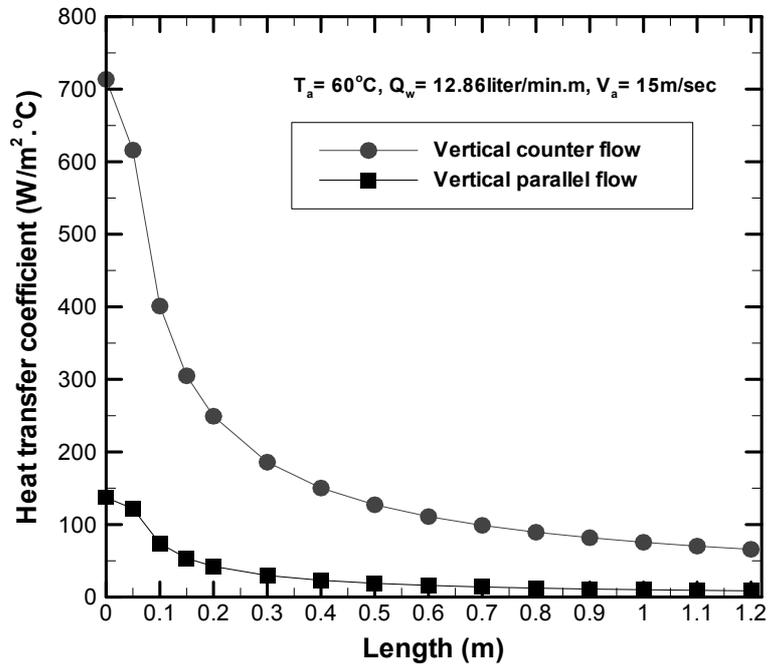


Fig. 3.55 Heat Transfer Characteristics; $T_a = 60^\circ\text{C}$, $Q_w = 12.86 \ell / \text{min.m}$

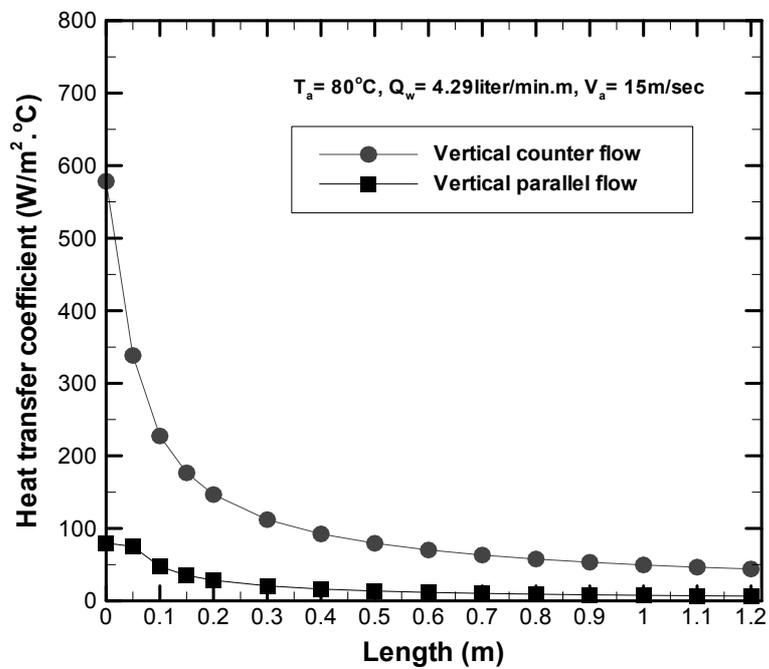


Fig. 3.56 Heat Transfer Characteristics; $T_a = 80^\circ\text{C}$, $Q_w = 4.29 \ell / \text{min.m}$

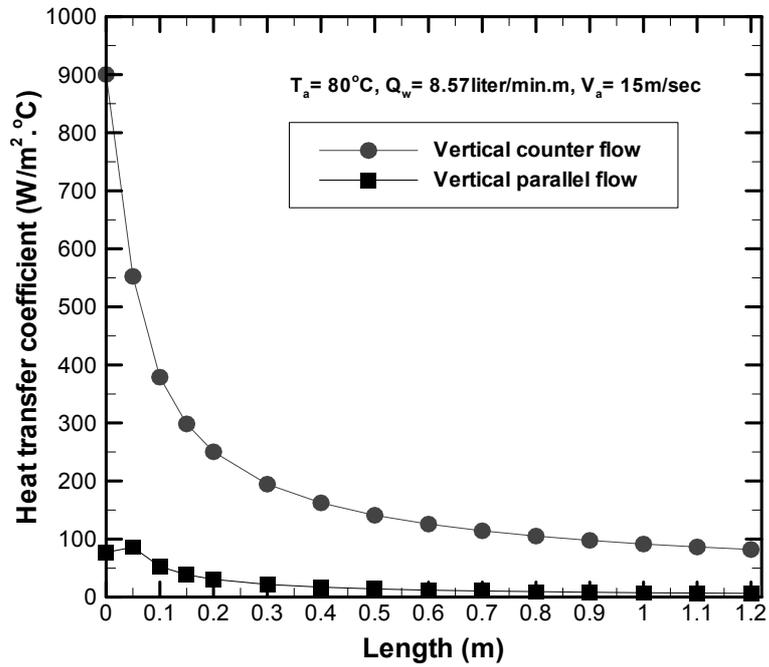


Fig. 3.57 Heat Transfer Characteristics; $T_a = 80^\circ\text{C}$, $Q_w = 8.57 \ell / \text{min.m}$

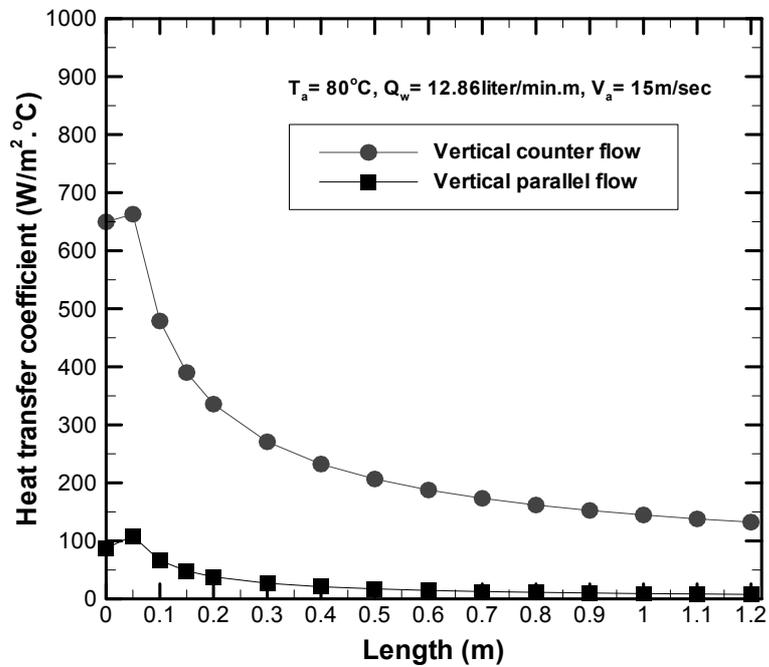


Fig. 3.58 Heat Transfer Characteristics; $T_a = 80^\circ\text{C}$, $Q_w = 12.86 \ell / \text{min.m}$

제 4 장 결 론

본 연구는 감온기의 개발과 설계 기술의 확립에 요구되는 감온기 내의 액막류 열전달 특성에 대한 기초 자료를 확보하기 위한 실험적 연구이며, 급기 풍속, 급기 온도, 액막 유량이 수직 하향 및 상향 기류에 의해 가열되는 수직 하향 액막류의 열전달 특성에 미치는 영향을 검토하였다. 그 결과 본 연구의 실험범위 내에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 급기와 액막류의 상대속도가 매우 크게 나타나는 실험부의 초기구간에서 액막류의 온도는 급격히 증가한 이후 증가폭이 감소된다. 이에 따라 액막류 열전달계수는 초기 구간에서 매우 큰 값을 나타낸 이후 급격히 감소한다.
- (2) 대향 기류 및 평행 기류에 의해 가열되는 수직 하향 액막류의 열전달계수는 액막 유량의 증가에 따라 일부 증가하지만 그 영향은 크지 않다.
- (3) 대향 기류 및 평행 기류에 의한 수직 하향 액막류의 열전달계수에 미치는 급기 풍온의 영향은 매우 적지만, 급기 풍속의 영향은 매우 크게 나타나며, 급기 풍속의 증가와 함께 액막류 열전달계수는 크게 증가한다.
- (4) 동일한 실험조건 내에서 액막류와 급기 사이에 발생하는 액막류 열전달계수는 평행 기류에 의해 유도되는 액막류의 값에 비해 대향 기류에서 더욱 크게 나타나며, 이는 급기와 액막류 사이의 상대속도 차에 의한 영향 때문이다.

참 고 문 헌

- (1) DSME, Piping and instrument diagram in E/R for 138,000 m³ LNG Carrier, pp 65, (2001)
- (2) 이상용, 2상 유동의 연구개요, 대한기계학회지, 제30권, 제4호 pp 310~321 (1990)
- (3) T.J.Crawford and C.B.Weinberger, "Two phase flow patterns and void fraction in downward flow", Int. J. Multiphase flow, Vol 6, pp 761~781 (1985)
- (4) T.Oshinowo and M.E.Charles, "Vertical two-phase. part II. hold-up and pressure drop", The canadian journal of chemical eng', Vol. 52, pp 438~448 (1974)
- (5) R.W.Paterson and R.C.Little, "The drag reduction of polyethyleneoxide-carboxylate soap mixture", J. of colloid and interfacial sci', Vol 53, No 1, pp 110~114 (1975)
- (6) L.H.J. Wachters, H.Bonne and H.J. Van Nouhuis, "The heat transfer from a hot horizontal plate to sessile water drops in the spheroidal state", Chemical engineering science, Vol 21, pp 923~936 (1966)
- (7) L.H.J. Wachters and N.A.J. Westerling, "The heat transfer from a hot wall to impinging water drops in the spheroidal state", Chemical eng' science, Vol 21, pp 1047~1056 (1966)
- (8) L.H.J. Wachters, L.Smulders, J.R.Vermeulen and H.C.Kleiweg, "The heat transfer from a hot wall to impinging mist droplets in the spheroidal state", Chemical engineering science, Vol 21, pp 1231~1238 (1966)
- (9) Tatsuhiro Ueda, Takashi Enomoto and Makoto Kanetsuki, "Heat transfer characteristics and dynamic behavior of saturated droplets impinging on a heated vertical surface", Bulletin of JSME, Vol 22, No 167 (1979)
- (10) W.P.Hendal and H.Groothuis, "Heat transfer in two phase flow", Chemical engineering science, Vol 11, pp 212~220 (1959)
- (11) A.A.Kudirka, R.J.Grosh and P.W.Mcfadden, "Heat transfer in two phase flow of gas-liquified mixtures", Ind' eng' chem' fund, Vol 4(3), pp

339~344 (1965)

(12) W.R.Dorresteyn, "Experimental study of heat transfer in upward and downward two-phase flow of air and oil through 70-mm tubes", Fourth I. Heat transfer conference, Paris-versailles, Vol V.B.5.9, pp 1~10 (1970)

(13) I.M.Fedotkin and L.P.Zarunder, "Correlation of experimental data on local heat transfer in heating air-liquid mixture in pipes", Heat transfer soviet research, Vol 2(1), pp175~181 (1970)

(14) V.M.Kapinos, A.F.Slitenko, N.B.Chirkin and L.V.Povolotskiy, "Heat transfer in the entrance section of a pipe with a two-phase flow", Heat transfer soviet research, Vol 7(2). pp120~128 (1975)

(15) 박대식, 최혁준, 박상균, 김명환, 오철, 윤석훈, "관내 분무액적의 유동 특성에 관한 실험적 연구", 한국박용기관학회, 춘계학술대회 논문집, pp 95~100, (2002)

(16) 박재현, 박상균, 윤석훈, 오철, 김명환, "유동 고온공기에 의해 유인되는 수평 평판 액막류의 열전달에 관한 실험적 연구", 한국박용기관학회, 춘계학술대회 논문집, pp 83~88 (2002)

(17) 김명환, 오철, 김인섭, 황인석, "수직하향 기류에 의한 평형 액막류의 열전달에 관한 실험적 연구", 한국박용기관학회 춘계학술대회 논문집, pp85~90 (2003)

(18) 이동원, "아이스 슬러리를 이용한 냉열수송", 대한설비 공학회, 설비저널 제30권 제12호, pp 8~14 (2001)

(19) 최인규, 조성환, 노승호 譯, "열전달", 보성문화사, pp 14~17, 215~442 (1996)

(20) 이동상, "高分子物質 添加에 의한 垂直下向 二相流動의 摩擦抗力 減少와 對流 熱傳達에 關한 研究", 명지대학교 공학박사 학위논문, (2000)

(21) 김인석, "二成分 二相流動의 對流 熱傳達과 보이드 분포", 명지대학교 공학석사 학위논문, (1990)

(22) 이상천, "2상 유동의 실험기법", 대한기계학회지 제30권 제4호, pp 331~340, (1990)

(23) 이광원, 김무환, 장순홍, "원자력 공학에서 2상유동의 연구현황", 대한기계학회지 제30권 제4호, pp 341~357

맺 음 말

캐학원에 입학한 후 어느덧 세 번째 겨울을 맞이하게 되었습니다. 짧은 열기만큼이나 이추고 실은 목표도 많이 있었고, 열심히 하고자 들인 노력 하였지만 지나고 보니 무언가 허전한, 아쉬움이 남는 시간들을 보낸 것 같습니다. 그렇지만, 포기하지 않고 한 걸음 한 걸음 나아가 중착역에 다다르고 보니 새삼 그동안의 고생들이 허울라 가슴이 벅차오릅니다. 비록 큰 학문적인 성과를 이룬 것은 아니지만, 하나의 과정에 목표를 세우고 결국 그 목표를 이루게 되었으니 20개의 마지막인 2003년은 저에게 있어 큰 추억이 될 것 같습니다. 오늘과 같은 기쁨이 있도록 오랜 시간 지켜보며 응원해 주시고, 도와주신 많은 분들께 같은 감사를 드립니다.

먼저 바쁘신 가운데에도 본 논문의 심사해 주신 시간을 할애해 주신 오철 교수님, 김유택 교수님께 같은 감사드립니다. 지도교수이시며 인생의 선배님이신 김병환 교수님께 그나큰 감사드립니다. 아울러 엔지니어로서의 삶과 인생에 대해 많은 조언을 해주신 조건희 교수님께 감사드립니다. 죄 많은 전우이자 연구실 실장인 박재석 선배, 최혁준 선배, 일본에서 유학중인 최재혁, 박상관 선배, 선보공업에 근무하는 송철현, 금호전기에 근무하는 박재현, 캐학원에 재학중인 친구 임관진, 후배 배성우, 삼성중공업에 근무하는 문인자께도 고마운 마음을 전합니다. (주)현대비료조선에 근무하시는 문기관 이사님, 박기갑 부장님, 박봉현 직장님, 김상춘, 장성홍, 문현만, 박희을 대리님, 진중환 선배와 (주)캐우조선해양에 근무하는 정태석 선배, (주)STX에 근무하시는 이기연 상무님, 서경우 부장님, 하성환 부장님, 이상수 차장님, 시인 정철호님께도 감사드립니다. 또한 노르웨이 선급 백광호 감사원님, 시사영어사의 이경우 선생님께 감사드립니다. 마지막으로 어머니, 아버지, 형님, 형수님, 동생들, 장인어른, 장모님과 이 기쁨을 함께 하고 싶으며, 이 모든 영광을 저의 사랑하는 예비아기 정미에게 바칩니다.

2003년 12월 27일