

沸騰二相流의 흐름 및 傳熱

熱傳達率 및 對流領域의 傳熱特性

金 京 根

Flow and Heat Transfer in Boiling Two-Phase Flow

Part 1: Heat Transfer Coefficient and Heat Transfer
Characteristics in Convection Region

Kyung-kun KIM

目 次	
記號說明	5. 傳熱實驗結果
1. 序 論	5.1 沸騰二相流의 傳熱데이터의 處理
2. 研究의 目的	5.2 傳熱面 溫度의 測定結果
3. 二相流의 流動 및 傳熱	5.3 熱傳達率의 測定結果
4. 實驗裝置 및 實驗方法	5.4 對流領域에 關한 考察
4.1 實驗裝置	6. 結 論
4.2 實驗方法	參考文獻
4.3 液單相流의 傳熱實驗	

Abstract

Heat transfer by boiling two-phase flow is applied to nuclear reactors, once-through boiler and many engineering plants. To predict the critical heat flux(CHF)—so called dryout heat flux—is required for their design, efficiency, safe operation and effective cooling. It has been generally known that the critical heat flux is affected by the size and type of the tube, flow condition and inlet quality. Among the flow regimes of two-phase flow, knowledge on the annular flow is most important to calculate the critical heat flux.

Experimental equations for local boiling heat transfer coefficient from nuclear boiling region to convection region before dryout are presented here. In annular flow region, quantitative characteristics of heat transfer mechanism, which may be considered to be

related with the breakdown of liquid film near the dryout point, is studied. The test fluid, R-113 is convected upward in stainless steel SUS 27 tube of 10mm inside diameters, which may be assumed to be heated uniformly.

Nomenclature

General

C_p	: specific heat	Kcal/kg°C
D	: inside tube diameter	m, mm
G_w	: mass velocity	kg/m ² s, kg/m ² h
G_T	: total flowrate	kg/h
g_c	: accelation of gravity	9.8m/s ²
H	: heat transfer coefficient	Kcal/m ² h°C
h_{fg}	: latent heat	Kcal/kg
k	: thermal conductivity	Kcal/mh°C
Nu_B	: Nusselt number of boiling, dimensionless	
P	: pressure	kg/cm ² a
Pr	: Prandtl number, dimensionless	
q	: heat flux	Kcal/m ² h
Re_f	: film Reynolds number, dimensionless	
T	: temperature	°C
U	: superficial velocity	m/s, m/h
u	: friction velocity	m/s
X_{tt}	: Lockhart-Martinelli parameter, dimensionless	
x	: equilibrium quality	
y	: distance from the wall	m
Γ_f	: liquid film flowrate per unit periphery	kg/ms, kg/mh
δ	: viscous sublayer thickness of liquid film	m
ν	: kinematic viscosity	m ² /s, m ² /h
ρ	: density	kg/m ³
τ	: shear stress	kg/ms ² , kg/mh ²
Φ_{tt}	: Lockhart-Martinelli friction factor multiplier, dimensionless	

Subscripts

f	: liquid film
g	: vapor phase
i	: liquid vapor interface
in	: tube inlet
l	: liquid phase
sat	: saturation

- v'' : two-phase flow
- w : wall surface
- z : distance from inlet of heated section
- ϵ_M : eddy diffusivity of momentum
- ϵ_H : eddy diffusivity of heat
- ' : saturated liquid
- " : saturated vapor

1. 序 論

沸騰二相流에 의한 傳熱은 貫流보일러 또는 沸騰型 原子爐等 많은 工業分野에 應用되고 있다. 高熱프럭스의 蒸發管의 設計에 있어서 하나의 重要한 境界條件은 限界熱프럭스이며, 이에 關한 많은 研究가 最近 行하여지고 있다. 一般의 傳熱面 溫度의 急上昇을 일으키는 限界熱프럭스는 蒸發管의 形狀 및 크기, 質量速度와 入口乾度等에 關係됨이 알려져 있다.

本論文은 沸騰二相流의 限界熱프럭스를 豫測 可能하게 하기위한 基礎的 研究로써 沸騰流의 局所 熱傳達率에 關한 實驗式을 提案하고, 對流領域에서의 傳熱特性 즉 核沸騰이 어느 程度 抑制되는가 에 關하여 定量的 考察을 行하였다.

2. 研究의 目的

蒸發管에서 熱프럭스를 增加시키거던 傳熱面上的 液膜이 存在하지않는 Dryout 現象이 發生하여 傳熱狀態가 惡化됨으로써 傳熱面的 溫度가 急上昇한다. 이때의 熱프럭스를 限界熱프럭스라 한다. 實際의 보일러管과 같이 Subcooled 狀態로 流入한 流体가 管出口 近傍에서 Dryout Point에 도달시키는 限界熱프럭스를 豫測하기 爲해서는 複雜한 沸騰流의 流動狀態, 熱傳達率의 變化, 液滴의 發生 機構, 蒸氣와 液膜間에서 液滴의 物質交換係數, 液膜流量 및 液滴流量의 距離에 따른 變化等에 關한 많은 研究가 必要하다.

本論文에서는 蒸發管의 限界熱프럭스를 豫測 可能하게 하기위한 基礎的 研究로써 均一히 加熱되는 垂直上昇 蒸發管을 대상으로 하여, 局所熱傳達率 및 Dryout 前의 對流領域의 傳熱特性 그리고 Dryout 前後의 狀態에서 熱프럭스의 變化에 따른 傳熱面的 溫度變化等에 關하여 研究하였다. 또한 本實驗에서는 蒸發管 入口의 Subcooled 度가 沸騰流의 流動 및 傳熱, 特히 Dryout 狀態에 미치는 影響을 알기 위하여 蒸發管 入口乾度 $x_{in} = -0.178, -0.247$ 및 -0.332 의 세가지 條件에서 行하였다.

3. 二相流의 流動 및 傳熱

管内흐름의 氣液二相流는 各種 化學프렌트, 石油의 長距離輸送管, 보일러管, 原子爐의 爐心冷却部 및 凝縮器等の 工學分野에 널리 應用되고 있다. 또한 蒸發 또는 凝縮의 相變化를 同伴한 熱傳達은 潛熱을 利用하기 때문에 單相流를 利用한 熱傳達보다 훨씬 좋은 傳熱性能을 갖는다. 非加熱의 氣液二相流의 흐름도 매우 複雜한 流動形態를 取하며 이에 關한 많은 研究가 行하여져서, 管内의 壓力損失¹⁾, 管中心部를 흐르는 氣相中의 液滴의 濃度分布^{2), 3)} 및 管壁을 따라서 흐르는 液膜의 擧動⁴⁾等에 關한 많은 研究結果가 蓄積되었다. 非加熱의 氣液二相流라도 氣相 및 液相의 質量速度에

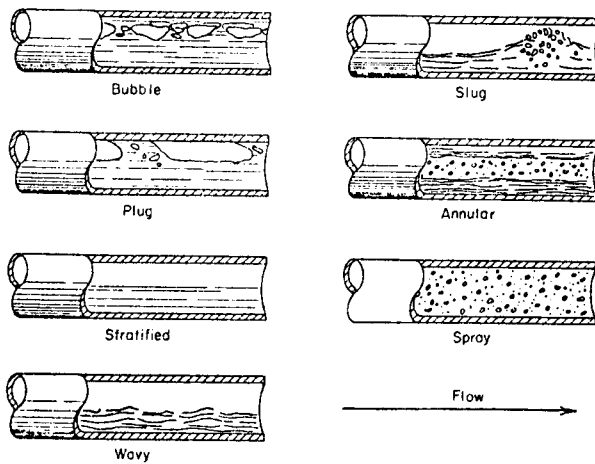


Fig 2.1 Flow regimes in horizontal tubes(6)

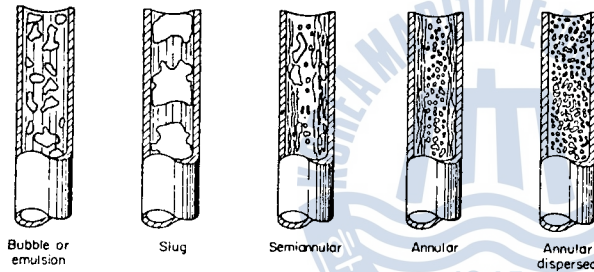


Fig 2.2 Flow regimes for vertical upward flow (6)

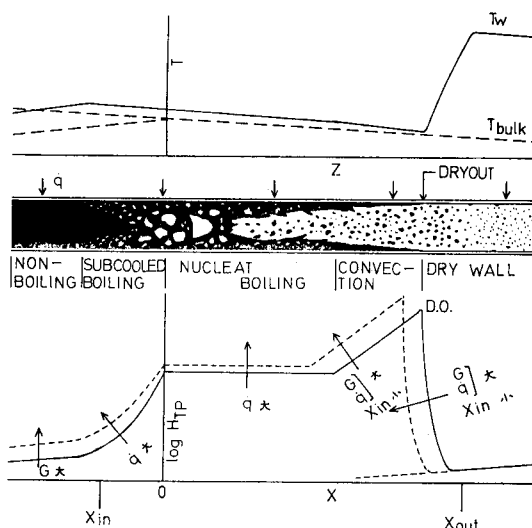


Fig 2.3 Flow and heat transfer in boiling two-phase flow

따라 複雜한 流動形態를 取하며 그 分類方法도 多樣하다.^{5), 6), 7)}

水平管의 경우는 그림 2.1과 같이, 氣相流量의 增加와 더불어 氣泡流(Bubbly Flow), 프럭流(Plug Flow), 成層流(Stratified Flow), 波狀流(Wavy Flow), 스텝流(Slug Flow), 環狀流(Annular Flow) 및 噴霧流(Spray Flow)의 順으로 흐름이 發達한다. 垂直上昇管의 경우는 그림 2.2와 같이 氣泡流, 스텝流, 環狀流 및 環狀噴霧流(Annular Dispersed Flow, Annular Mist Flow)의 順으로 發達한다.

實際의 蒸發管內의 같이 加熱에 依한 相變化를 同伴할 경우는 더욱 複雜한 流動形態가 된다. 그림 2.3에 沸騰二相流의 流動 및 傳熱의 基本圖를 나타낸다. 蒸發管에 Subcooled 狀態로 流入한 流体는 傳熱壁 近傍의 過熱液層의 存在로 因하여 Subcooled 狀態에서 沸騰을 하는 Subcooled 沸騰領域을 지나, 熱平衡으로부터 計算한 熱平衡乾度(Equilibrium Quality)가 零인 곳에 도달한다. 核沸騰領域에서는 傳熱壁의 充分한 過熱度로 因하여 活潑한 核沸騰이 일어나며, 熱은 主로 核沸騰으로 發生한 氣泡에 依하여 流体에 移動된다. 흐름은 氣相의 比容積이 液相의 比容積에 比하여 훨씬 크기때문에 氣泡流 또는 스텝流로부터 곧 環狀流로 發達한다. 氣液平均流速의 增大로 因하여 核沸騰領域에서 對流이 支配的인 對流領域으로 發達한다. 이 領域에서는 熱은 液膜內를 對流에 依하여 移動하며, 氣液境界面에서 液膜의 一部를 蒸發시킴으로써 熱이 移動된다. 環狀流狀態에서는 氣液境界面波에 依하여, 또한 傳熱面에서 核沸騰에 依하여 發生한 氣泡가 流體力學的 힘에 依하여 氣液境界面に 도달하여 破裂하는 過程中 液滴(Liquid Drop)이 發生(Entrainment) 하여, 氣相과 함께 管中心部를 흐른다. 또한 主流인 氣相中에 포함된 液滴의 一部는 擴散, 液滴 自體의 慣性力 및 氣相의 亂流速度成分에 依한 힘 등으로 液膜(Liq-

uid Film)에 還元(Deposition) 되는⁸⁾ 所謂 液膜과 主流間에 液滴의 物質交換이 行해진다. 따라서 熱프럭스를 增大시키거나 液滴의 物質交換 및 加熱에 依한 液膜自體의 蒸發로 因하여 液膜流量이 거의 零이되는 Dryout Point에 倒達한다. 이 以下의 下流에서는 主流인 氣相中에 液滴이 多量 포함되어 흐르는 噴霧流狀態가 된다.

傳熱面의 表面溫度는 Dryout Point 이전의 上流에서는 飽和溫度 近傍으로 維持되나, 下流에서는 傳熱狀態가 惡化되어 急上昇하게 된다. 일단 急上昇하게 되면 高溫의 傳熱面을 液膜이 다시 적시게 되기도 힘들며, 또한 噴霧流狀態에서는 蒸氣中의 液滴이 高溫面에 衝突하여도 傳熱面으로부터 거의 熱을 빼앗아 가지못하기 때문에 高溫狀態가 그대로 維持된다는 研究結果가 있다.⁹⁾ 만약 이때의 傳熱面의 溫度가 材料의 融點을 넘으면 Burnout이 發生하거나, 傳熱面의 強度의 弱화 또는 심한 熱應力이 發生된다. Pool 沸騰時의 Burnout을 Fast Burnout(1st Burnout)이라 하며, Dryout에 依한 Burnout을 Slow Burnout(2nd Burnout)이라고도 일컫어진다. 實際의 蒸發管의 出口近傍에서 Dryout이 發生할 때의 熱프럭스가 限界熱프럭스(CHF, Critical Heat Flux) 이다.

4. 實驗裝置 및 實驗方法

實驗管은 內徑 10mm, 外徑 12mm, 全長 3,250mm, 加熱部의 길이 2,450mm 및 入口區間 420mm 의 SUS 27 管이다. 實驗流体로서는 蒸發潛熱이 적어 쉽게 環狀流狀態를 實現시킬 수 있고, 또한 氣相과 液相의 密度比가 高壓水蒸氣와 비슷한 Freon-113를 使用했으며, 實驗管內를 垂直上昇하여 흐른다. 本實驗의 範圍는 다음과 같다.

inlet pressure ; 3.243kg/cm² a
 mass velocity ; (1.75~4.16)×10⁶ kg/m²h
 =486~1,155 kg/m² s
 heat flux ; (2~10)×10⁴ Kcal/m² h
 inlet quality ; -0.178, -0.247, -0.332

4.1 實驗裝置

그림 4.1에 實驗裝置의 配管을 表示한다. 먼저 實驗流体인 Freon-113은 貯藏탱크에서 펌프 및 드라이어를 通하여 메인펌프에 流入된다. 메인펌프를 流出한 實驗流体는 바이패스밸브로 流量이 調節되어 浮子式 流量計에 流入되어 流量이 測定된 다음 豫熱器에서 豫熱된 다음에 콘트롤 히터로써 實驗管 入口에서의 所定의 溫度로 精密히 調節되어 實驗管에 流入된다.

實驗管에는 傳熱面의 溫度를 測定하기 爲하여 48개의 C-A 熱電對가 50mm 間隔으로 管外側에 附着되었다. 實驗中이 熱起電力은 약 0.8초 간격으로 디지털記錄計에 依하여 記錄된다. 實驗管은 大電流裝置로부터 低電壓交流를 供給받아 直接 通電에 依하여 發熱되며, 實驗管 兩端의 프렌지는 페르톤과싱을 利用하여 充分히 絶緣되어 있다. 또한 實驗管은 그림 4.2에서 보는 바와 같이 石綿布, 그라스울 및 그라스울 네이프 順으로 充分히 斷熱되어 外徑이 約 132mm 이다. 實驗管 加熱用 電極은 兩端의 프렌지에 連結되어 있다. 또한 兩端의 프렌지에는 入口 및 出口에 있어서 壓力 및 溫度를 測定할 수 있도록 設計되어 있다. 實驗管을 流出한 實驗流体의 流動狀態를 觀察할 수있도록 觀察窓이 出口프렌지에 設置되었다.

實驗管을 流出한 二相流中의 液膜은 面적 液膜分離器에서 分離되어 流量計를 通하여 貯藏탱크에 되돌아 간다. 蒸氣中에 포함된 液滴은 蒸氣와 함께 사이클론分離器에 流入하여 液滴은 分離되어 流

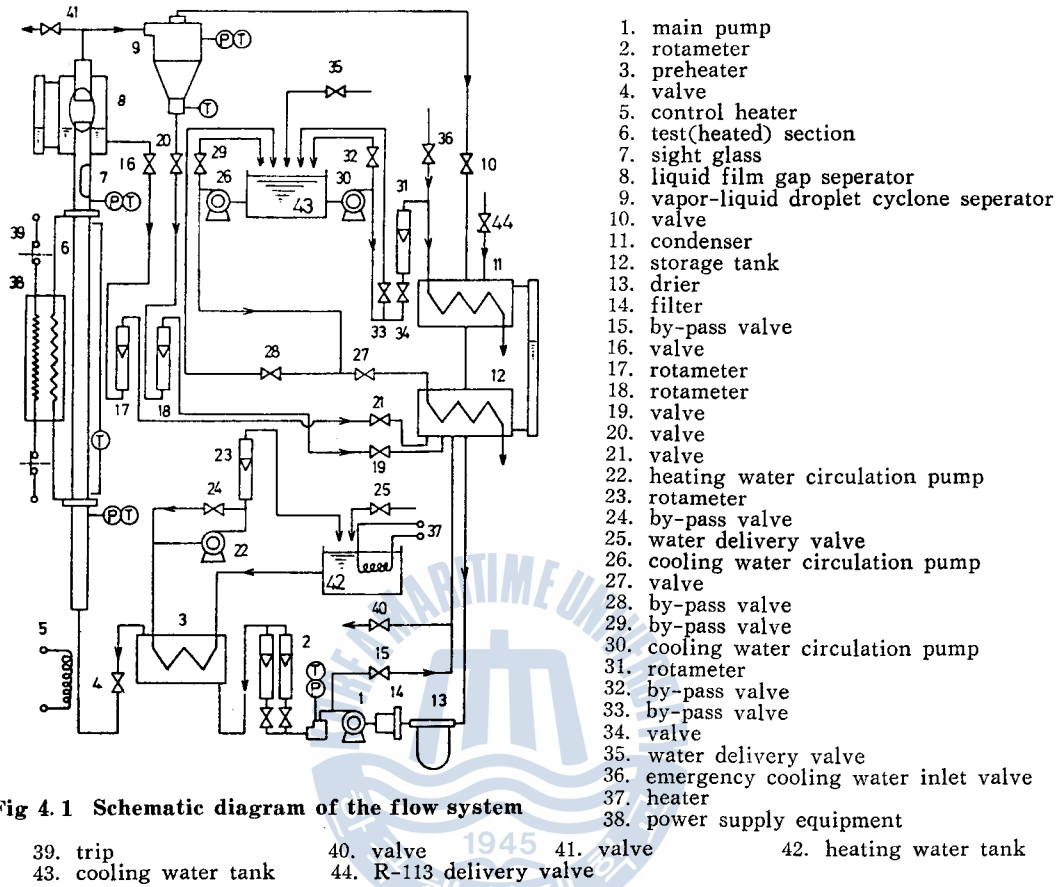


Fig 4.1 Schematic diagram of the flow system

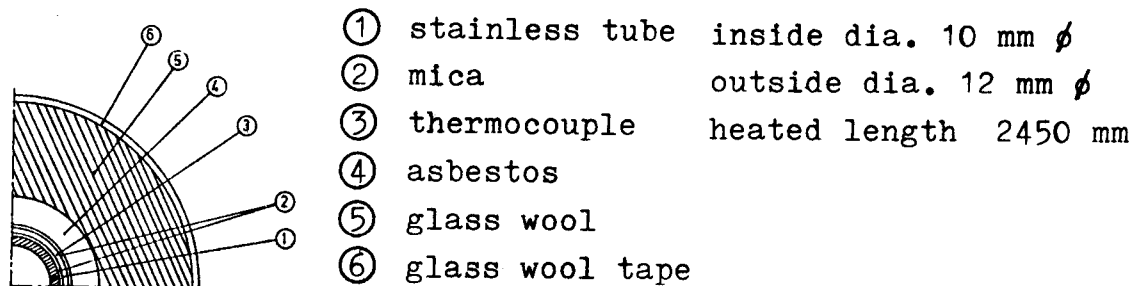
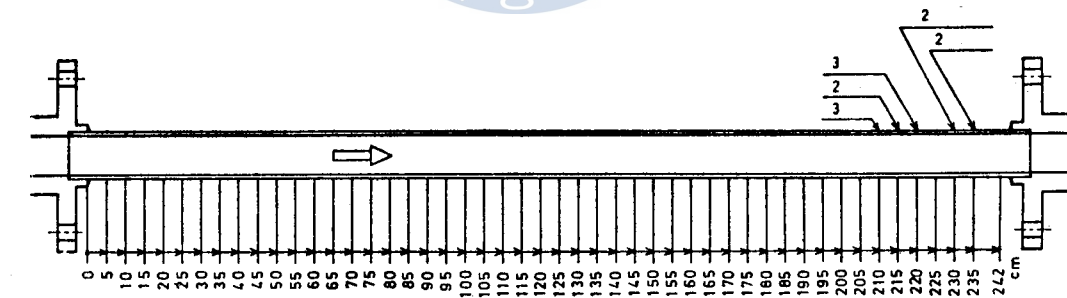


Fig 4.2 Diagram of the 48 thermocouples positions along the heated section

量計를 통하여 貯藏탱크에 되돌아가며, 蒸氣는 콘넨서에 流入하여 凝縮된 후 貯藏탱크에 되돌아간다. 液膜分離器는 그림 4.3에 나타내며, 小泉¹⁰⁾이 사용한 것과 같은 寸法으로 15mm의 間隔을 둔 上下파이프에서 液膜이 擴散에 의하여 分離된다. 사이크론本體는 그림4.4와 같으며, Freon-113 가스의 流入速度가 8~16m/s일 경우 直徑 2.20~1.55 μm의 液滴까지 分離 可能도록 設計되었다. 사이크

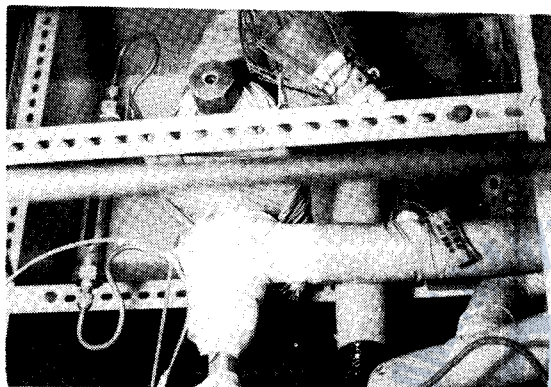


Fig 4.3 Liquid film gap-separator

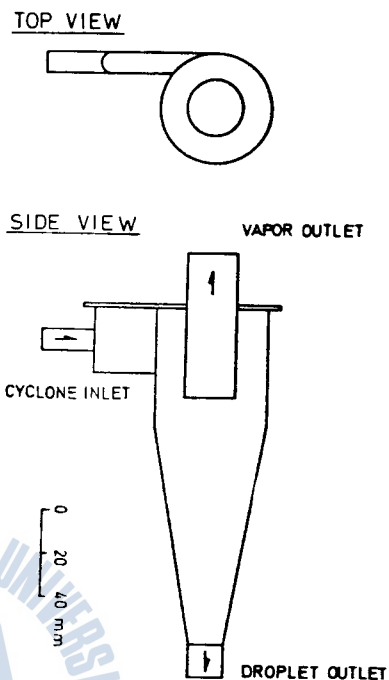


Fig 4.4 Schematic diagram of the vapor-liquid cyclone separator

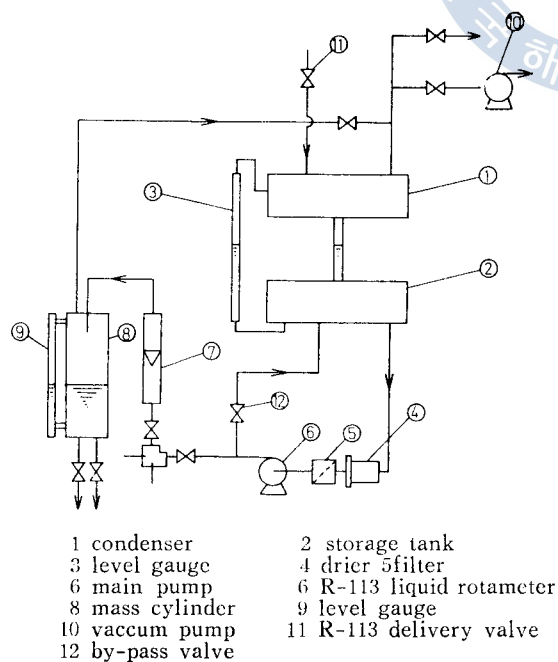


Fig 4.5 Schematic diagram of the closed loop for calibration of R-113 liquid rotameter

론을 流出한 프레온 가스는 사이크론 주위를 保温하며 흐르도록 되었으며 사이크론 下部에는 分離된 液滴이 모여 流量을 測定할 수있는 게이지管이 設置되었다. 豫熱器는 溫水에 의하여 加熱되며, 加熱水탱크를 電氣加熱토록 되어있다. 또한 貯藏탱크 및 콘넨서도 별도의 冷却라인에 의하여 水道水로 冷却된다.

實驗管의 加熱用 電源部는 電壓調整器 및 大電流變壓器로 構成되었으며, 二次側 電壓이 0~30V, 最大出力 30KVA이다. 또한 Dryout하여 壁溫이 急上昇함으로써 物理的 Burnout이 發生하지 않도록 所定の 實驗管 出口近傍의 溫度에서 電源部의 一次側이 트립되도록 配線되어있다.

本實驗에 使用된 Freon-113 液体用 浮子式 流量計는 그림 4.5와 같은 密閉루프를 利用하여 모두 檢定하였으며 溫度에 對한 密度變化의 影響을 고려할 수있도록 했다. 또한 全 熱電對도 0~250°C 범위에서 檢定을 행하였다. 實驗裝置의 必要한 各部는 그림4.6 및 그림4.7과 같이 充分히 斷熱시켰으며, 本實驗中 熱電對의 熱起電力을 記錄하는 디

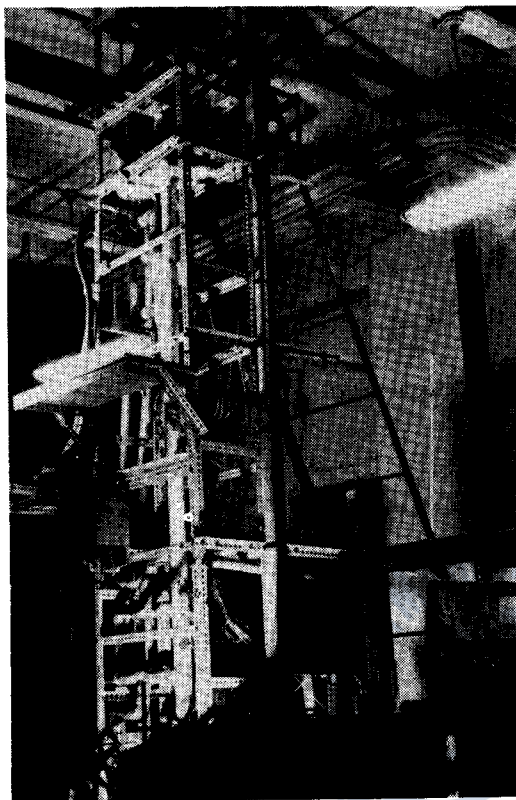


Fig 4.6 Insulated section

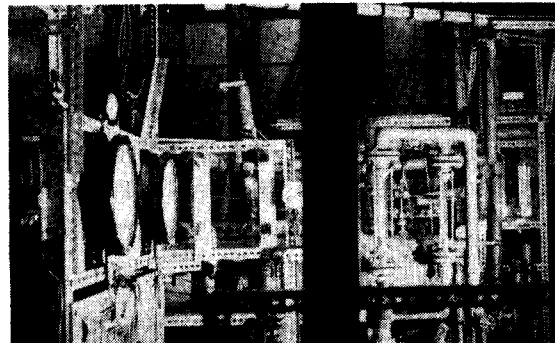


Fig 4.7 Pressure gauges, rotameters and condenser

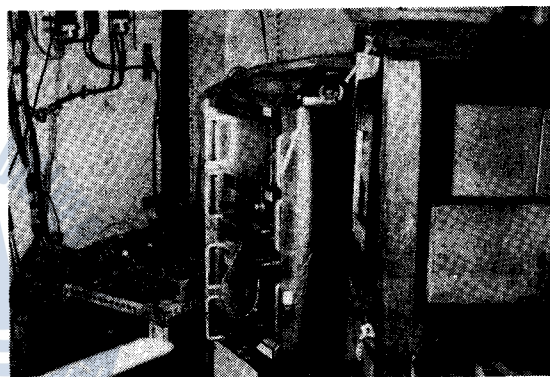


Fig 4.8 Data collecting equipment

지탈기록계를 그림4·8에 보인다. 그림4·7中の 實驗管 入口 및 出口, 사이크 론과 液膜分離器에서의 壓力를 測定하는 精密壓力計의 最小 눈금은 0.02kg/cm^2 이다.

4·2 實驗方法

實驗前에는 그림4·7中の 41. Valve를 통하여 眞空펌프에 連結, 實驗室內의 溫度에 해당하는 實驗流體의 飽和壓力까지 펌핑을 하여 空氣 등의 不凝縮가스를 除去한다. 實驗裝置를 充分히 豫熱한 후 定常狀態에서 實驗을 行한다. 定常狀態라 함은 實驗管 入口 및 出口에서의 壓力, 流量, 流體의 溫度 및 加熱量이 一定히 維持된 狀態를 意味하며, 이와 같은 定常狀態가 5分以上 持續된 후 各部分의 測定을 行한다. 實驗管 入口에서의 所定壓力에의 調整은 實驗管 出口와 콘덴서 사이의 氣相 流路의 밸브의 開度 및 콘덴서의 冷却水量的 調節로써 行해진다.

그림4·9에 本實驗의 各實驗條件을 나타낸다. 各各의 流量, 入口乾度 및 入口壓力下에서 實驗管 出口에서 環狀流가 되는 加熱量에서 始作하여 단계적으로 增加시켜 實驗管 出口에서 Dryout 할 때 또는 그 以上の 熱프럭스까지 實驗을 하는 方法이다.

4·3 液單相流의 傳熱實驗

液單相流의 傳熱實驗은 本實驗裝置가 垂直上昇 沸騰二相流의 實驗에의 適合性を 確認하고, 또한 後述하는 沸騰二相流의 局所熱傳達率을 整理할 때 基準이 되는 強制對流 亂流熱傳達率에 關한 Dittus-Boelter 式의 타당성을 確認하기 위하여 行하여졌다. 그리고 여기에서 加熱部 주위의 斷熱材

沸騰二相流의 흐름 및 傳熱

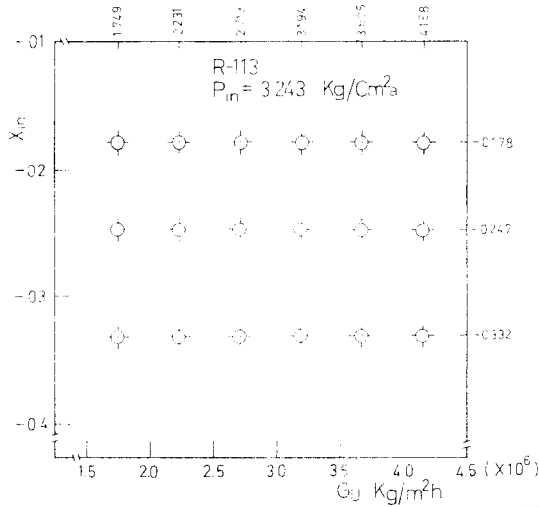


Fig 4.9 Experimental conditions of boiling heat transfer

λ : 그라스울의 熱傳導率(=0.046 Kcal/m hr°C)

L : 實驗管의 加熱部길이

ΔT : 實驗管의 外壁과 實驗室 溫도의 差

r_1, r_2' : 實驗管 및 斷熱材의 外徑

表1에 實驗室의 溫度가 20°C인 경우 實驗管의 外壁溫度에 對한 損失熱量 및 熱프럭스에 對한 比率을 나타낸다. 液單相流 傳熱實驗의 경우 傳熱面의 外壁溫度가 35°C 전후로 加熱量에 對한 損失熱量은 6~12% 정도로 推定되나 이를 無視하였다. 沸騰二相流의 경우는 傳熱面의 溫度가 70~90°C 정도로 損失熱量 自体는 크지만 表1에서 보는 바와 같이 加熱量에 對한 比率은 2% 정도로 無視할 수 있다.

를 통하여 實驗室內로 放出되는 損失熱量을 評價하였다.

液單相流의 傳熱實驗은 그림 4.9에 表示한 沸騰流의 質量速度 範圍에서 行하여졌다. 또한 A.E. Bergles¹¹⁾의 研究結果와 같이 傳熱面에서 核沸騰이 發生하지 않도록 적은 熱프럭스에서 實驗을 行하였다.

液單相流 및 沸騰二相流의 全實驗範圍에 對하여 必要한 Freon-113의 物性値는 本實驗데이터 處理用 計算機프로그램에 近似方程式으로 되어 모두 入力되어있다.

實驗管은 充分히 斷熱되었으나 斷熱材를 통한 熱損失은 어느 程度 存在하며, 熱傳導에 依하여 放熱되는 熱量은 다음 式과 같이 表現된다.

$$Q_{loss} = \frac{2\pi\lambda L}{\ln(r_2'/r_1)} \Delta T \text{ Kcal/h} \dots\dots(4-1)$$

Table 1. Calculated heat loss through the heated section by heat conduction [$Q_{loss}/q \times 100(\%)$]

T_{wo} °C	30	40	60	70	80	90	200
Heat Loss Kcal/hr	4.185	8.308	16.616	20.770	24.924	29.078	74.772

Ratio of heat loss to heat flux in heated section

T_{wo} °C	30	40	60	70	80	90	200
q Kcal/m ² hr							
0.092×10^4	5.9	11.7					

沸騰二相流의 흐름 및 傳熱

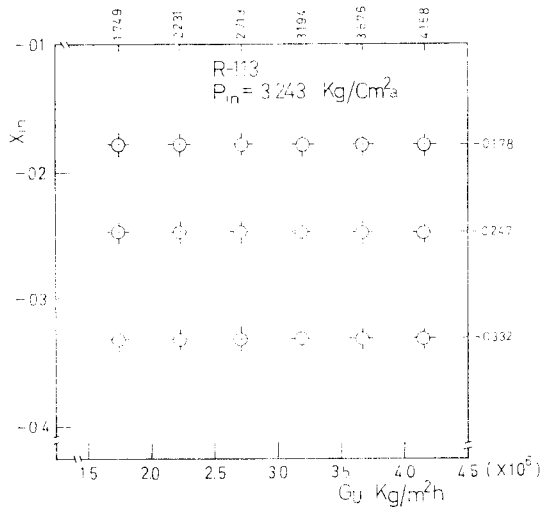


Fig 4.9 Experimental conditions of boiling heat transfer

λ : 그라스울의 熱傳導率(=0.046 Kcal/m hr°C)

L : 實驗管의 加熱部길이

ΔT : 實驗管의 外壁과 實驗室 溫도의 差

r_1, r_2' : 實驗管 및 斷熱材의 外徑

表1에 實驗室의 溫度가 20°C인 경우 實驗管의 外壁溫度에 對한 損失熱量 및 熱프릭스에 對한 比率을 나타낸다. 液單相流 傳熱實驗의 경우 傳熱面의 外壁溫度가 35°C 전후로 加熱量에 對한 損失熱量은 6~12%정도로 推定되나 이를 無視하였다. 沸騰二相流의 경우는 傳熱面의 溫度가 70~90°C 정도로 損失熱量 自体는 크지만 表1에서 보는 바와 같이 加熱量에 對한 比率은 2%정도로 無視할 수 있다.

Table 1. Calculated heat loss through the heated section by heat conduction($Q_{loss}/q \times 100(\%)$)

T_{wo} °C	30	40	60	70	80	90	200
Heat Loss Kcal/hr	4.185	8.308	16.616	20.770	24.924	29.078	74.772

Ratio of heat loss to heat flux in heated section

T_{wo} °C	30	40	60	70	80	90	200
q Kcal/m ² hr							
0.092×10^4	5.9	11.7					
$1.276 \times "$	0.42	0.85	1.69	2.11	2.54	2.96	7.61
$1.984 \times "$	0.27	0.54	1.09	1.36	1.63	1.90	4.90
$2.832 \times "$	0.19	0.38	0.76	0.95	1.14	1.33	3.43
$3.904 \times "$	0.14	0.28	0.55	0.69	0.82	0.97	2.49
$5.063 \times "$	0.11	0.21	0.43	0.53	0.64	0.75	1.92
$5.666 \times "$	0.11	0.19	0.38	0.48	0.57	0.67	1.71

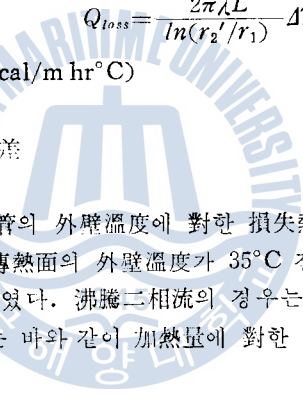
를 통하여 實驗室內로 放出되는 損失熱量을 評價하였다.

液單相流의 傳熱實驗은 그림 4.9에 表示한 沸騰流의 質量速度 範圍에서 行하여졌다. 또한 A. E. Bergles¹¹⁾의 研究結果와 같이 傳熱面에서 核沸騰이 發生하지 않도록 적은 熱프릭스에서 實驗을 行하였다.

液單相流 및 沸騰二相流의 全實驗範圍에 對하여 必要한 Freon-113의 物性値는 本實驗데이터 處理用 計算機프로그램에 近似方程式으로 되어 모두 入力되어있다.

實驗管은 充分히 斷熱되었으나 斷熱材를 통한 熱損失은 어느 程度 存在하며, 熱傳導에 依하여 放熱되는 熱量은 다음 式과 같이 表現된다.

$$Q_{loss} = \frac{2\pi\lambda L}{\ln(r_2'/r_1)} \Delta T \text{ Kcal/h} \dots\dots\dots(4-1)$$



6.371×#	0.08	0.17	0.34	0.42	0.51	0.59	1.52
7.108×#	0.08	0.15	0.30	0.38	0.46	0.53	1.37
7.830×#	0.07	0.14	0.28	0.34	0.41	0.48	1.24

實驗管 外壁에 附着시킨 48개의 C-A熱電對의 熱起電力과 熱電對의 檢定曲線에 의해 外壁의 溫度가 計算되며, 이로부터 內側表面의 溫度는 다음式에 依하여 計算된다.

$$\frac{\lambda_{SUS}}{r} \frac{d}{dr} \left(r \cdot \frac{dT}{dr} \right) + q' = 0 \dots\dots\dots(4-2)$$

$$\text{B.C. at } r=r_2 \begin{cases} T=T_{wo} \\ \frac{dT}{dr}=0 \end{cases}$$

式(4-2)에서 q' 는 傳熱面의 單位體積當의 發熱量으로

$$q' = \frac{Q}{\pi(r_2^2 - r_1^2)L} \dots\dots\dots(4-3)$$

이다. 式(4-2)를 境界條件下에서 풀으면 傳熱面 內側表面 溫度, T_w 는

$$T_w = T_{wo} + \frac{q'}{4\lambda_{SUS}} [(r_2^2 - r_1^2) + 2r_2^2 \ln(r_1/r_2)] \dots\dots\dots(4-4)$$

이다. 式(4-4)에 있어서 實驗管인 SUS 27管의 溫度에 對해 補償한 熱傳導率, λ_{SUS} 는

$$\lambda_{SUS} = 13.97 + 0.0112(T_w - T_{sat}), \text{ Kcal/m h } ^\circ\text{C} \dots\dots\dots(4-5)$$

이다.

實驗管의 入口에서 實驗流体가 갖고 있는 入口엔탈피, i_{in} 은 入口壓力에 相當하는 飽和液의 엔탈피 i_{in}' 와 熱電對에 依하여 測定한 入口溫度 T_{in} 으로부터

$$i_{in} = i_{in}' + C_{p1}(T_{in} - T_{sat}) \dots\dots\dots(4-6)$$

과 같이 計算된다. 入口乾度, x_{in} 은 그 定義로부터

$$x_{in} = (i_{in} - i_{in}') / h_{fg \text{ in}} \dots\dots\dots(4-7)$$

이다. 또한 實驗管의 入口로부터 距離, Z 에서 實驗流体가 갖고 있는 엔탈피, i_z 는 熱平衡으로부터 다음式과 같이 計算된다.

$$i_z = i_{in} + (\pi DZ)q / G_T \dots\dots\dots(4-8)$$

그러므로 任意의 位置 z 에서의 混合平均溫度는

$$T_{bulk \ z} = T_{sat} + (i_z - i_{in}') / C_{p1 \ z} \dots\dots\dots(4-9)$$

이다. 또한 局所熱傳導率, α_z 는 그 定義로부터

$$\alpha_z = q / (T_w - T_{bulk \ z}) \dots\dots\dots(4-10)$$

이다.

強制對 流亂流熱傳導率에 關한 Dittus-Boelter式,

$$\alpha_z' = 0.023 \left(\frac{k_l}{D} \right) \left(\frac{G_a \cdot D}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{p1} \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{0.4} \dots\dots\dots(4-11)$$

에 依한 計算値와 式(4-10)에 依한 局所熱傳導率의 實測値의 平均値를 比較한 것이 그림 4·10이다.

그림 4·10의 結果로부터 本實驗裝置가 垂直上昇 沸騰二相流의 實驗裝置로서 適合하며, 斷熱材로 斷熱된 實驗管으로부터의 傳導에 依한 損失熱量은

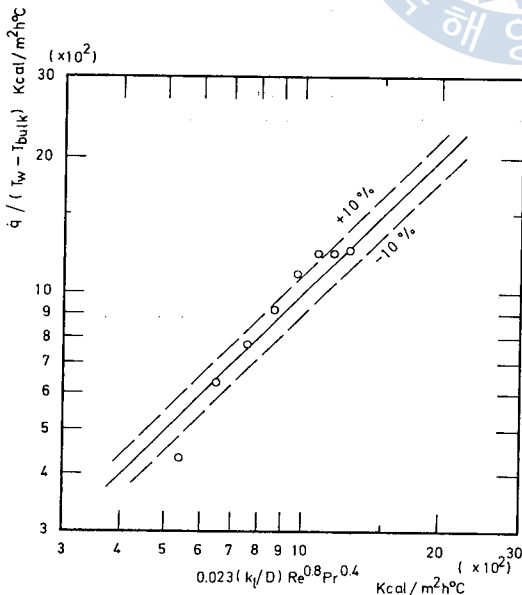


Fig 4.10 Comparison of nonboiling heat transfer data with the correlation of Dittus-Boelter

加熱量에 比하여 無視할 수 있다고 생각된다.

5. 傳熱實驗結果

實驗範圍 및 實驗流體는 前述한 그림 4·9와 이 入口壓力은 3.243 kg/cm²a이다. 또한 入口乾度는 -0.178, -0.247 및 -0.332의 세 가지 條件下이다. 이는 그림 2·3에서와 같이 環狀流領域에서 液相의 大部分은 液滴狀態로서 蒸發管內를 흐르기 때문에 蒸發管의 上流側의 流動狀態에 따라 液滴의 發生量에 영향을 미쳐 이로 인한 沸騰流의 局所熱傳達率 및 Dryout Point의 發生位置에 어떤 영향을 갖고 있나를 알기 위함이다. 實驗管 入口에서의 實驗流體의 溫度는 飽和溫度 以下이나 本實驗에서의 沸騰二相流의 熱傳達率은 平衡乾度 $x=0$ 以上에서 Dryout Point까지가 主研究對象이다. 이러한 範圍에 關하여 實驗式을 提案하고 從來의 研究結果와 比較하였다. 또한 氣相의 平均流速이 增大되어 對流가 支配的인 對流領域에 對하여 核沸騰의 發生과 關聯하여 定性的, 定量的 考察을 行하였다.

5.1 沸騰二相流의 傳熱데이터의 處理

一般的으로 蒸發管內와 같이 沸騰에 依한 相變化로 인한 加速狀態下的 壓力勾配, dp/dz 는

$$\frac{dp}{dz} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{TPF} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{ACC} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{HEAD} \dots\dots\dots(5-1)$$

와같이 表示된다. 上式의 右邊 第1項은 氣液二相流의 摩擦損失을 나타내며, Lockhart-Martinelli에 依한 非加熱의 空氣-水에 對한 研究結果로부터 計算할 수 있으며, 一般的인 非加熱의 二相流뿐만 아니라 加熱에 依한 沸騰을 同伴한 흐름의 摩擦損失을 計算할 때도 좋은 結果를 나타낸다.¹²⁾ 第2項은 加熱에 依해 液相에서 氣相으로 相變化함으로써 加速되어 運動量의 增加에 依한 소위 加速損失이며, 熱平衡으로부터 流速을 計算함으로써 推定할 수 있다. 또한 第3項은 重力에 의한 項이다. 그러므로 式(5-1)을 順次的으로 積分함으로써 實驗管內의 壓力分布 및 實驗管의 入口와 出口間의 差壓을 計算할 수 있다. 本實驗裝置의 實驗管은 比較的 짧고 入口와 出口의 壓力差도 적으므로, 入口와 出口의 測定壓力으로부터 直線近似를 시켜도 任意의 位置, z 에서의 實驗流體의 飽和溫度의 計算에 誤差가 극히 적으며, 따라서 式(5-1)에 依하여 計算되는 局所熱傳達率에도 거의 誤差를 發生시키지 않는다.

沸騰流의 局所熱傳達, H_{TP} 는 다음 式과 같이 定義된다.

$$H_{TP} = \frac{q}{\Delta T} \dots\dots\dots(5-2)$$

上式에서 ΔT 는 流體의 代表溫도와 傳熱面 表面溫度와의 差이다. 그림 2·3에서와 같이 熱平衡乾도가 零以下에서는 流體의 代表溫度로서 式(4-9)에 依해 計算한 混合平均溫度를, 零以上에서는 飽和溫度를 採用하였다. 또한 傳熱面 表面溫度는 式(4-4)로부터 計算한다. 實驗流體의 必要한 物性值는 計算機프로그램에 入力되어 있으며, 飽和狀態의 값을 取하였다.

5.2 傳熱面 溫度의 測定結果

그림 5·1에 全流量 $G_T=288.7$ kg/h, 入口壓力 $P_{in}=3.243$ kg/cm²a, 入口乾度 $x_{in}=-0.178$ 의 實驗條件下에서 熱프럭스를 增大시켜가며 Dryout시켰을 때 實驗管 出口近傍의 溫度分布를 나타낸다.

이 그림으로부터 熱프럭스가 增大할수록 Dryout Point는 上流側으로 移動함을 알 수 있다. 또한 熱프럭스, $q=7.487 \times 10^4$ Kcal/m² h 以上에서 Dryout Point後 出口로 갈수록 傳熱面의 溫度上昇率

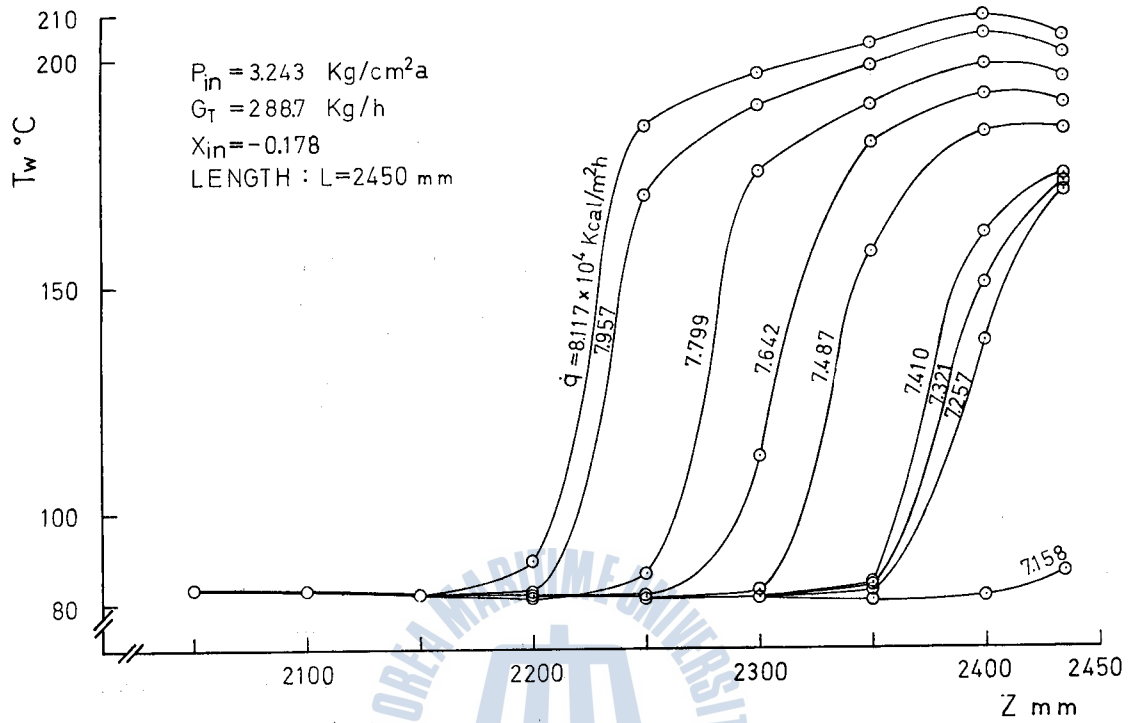


Fig 5.1 Distribution of wall temperature near the outlet of heated section with increasing of heat flux

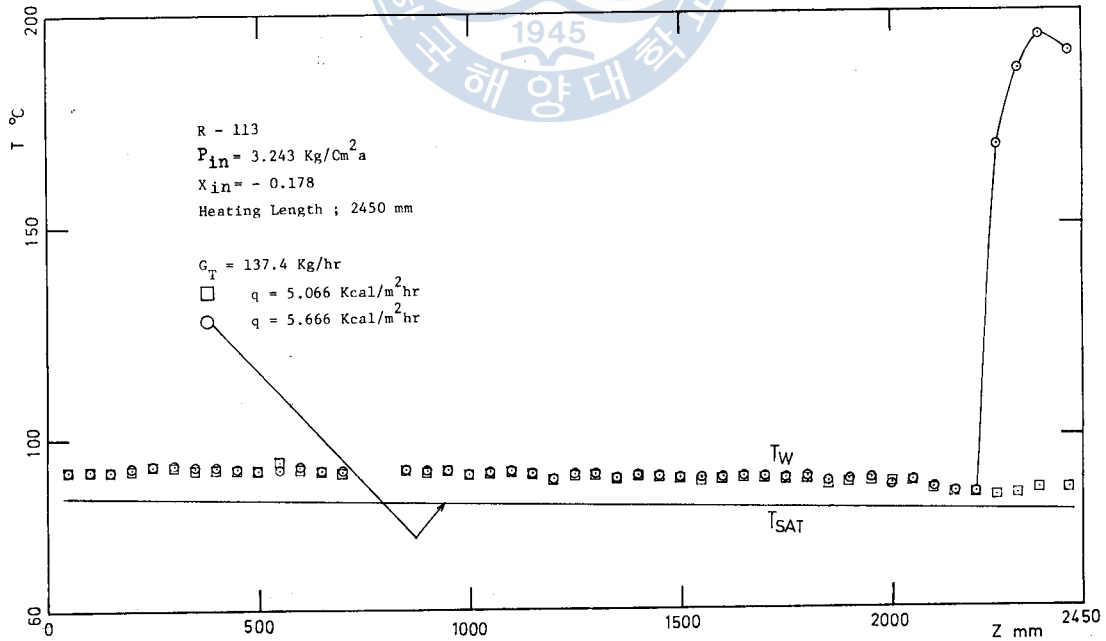


Fig 5.2 Distribution of wall and saturation temperature in heated section

이 減少하는 것은 End Effect 때문이라 생각된다.

그림 5.2에는 Dryout 發生時의 壁溫의 變化를 나타내는 一例로서 Dryout이 發生하지 않은 때와 發生했을 때의 壁溫分布를 比較한다. 이 그림에서와 같이 Dryout前에는 傳熱面 溫도와 飽和溫도의 差가 적으나 Dryout後에는 急上昇하며, 일단 Dryout이 發生하면 增치던 高溫의 傳熱面은 液膜으로 再次 積사되지 않는다.

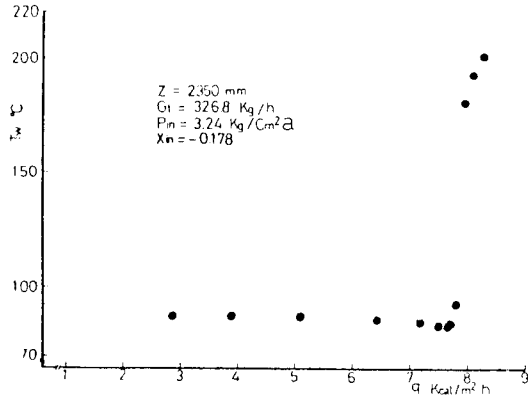


Fig 5.3 Variation of wall temperature with increasing of heat flux at z=2350mm

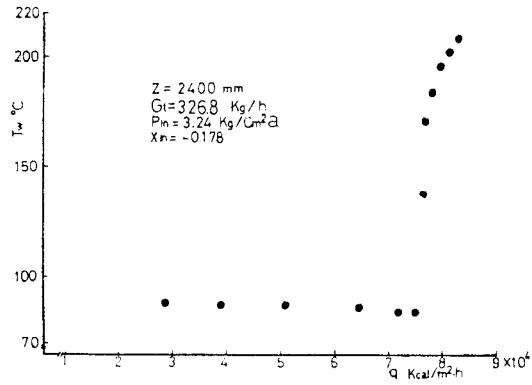


Fig 5.4 Variation of wall temperature with increasing of heat flux at z=2400mm

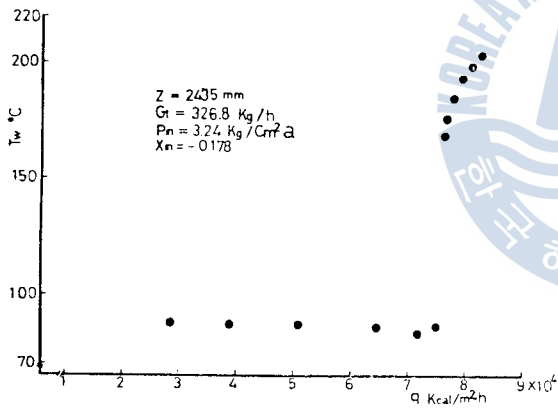


Fig 5.5 Variation of wall temperature with increasing of heat flux at x=2435mm

그림 5.3, 그림 5.4 및 그림 5.5에서는 $G_T=326.8$ kg/h, $x_{m}=-0.178$ 의 경우 加熱開始點으로부터의 距離 $z=2,350, 2,400, 2,435$ mm에서의 熱弗력스 의 增加에 따른 傳熱面 溫도의 變化를 나타낸다.

以上の 傳熱面 溫도의 測定結果로부터 Dryout 이 發生하기 前에는 傳熱面 溫도가 飽和溫度 近傍으로 維持되나, Dryout後에는 急上昇하여 本實驗의 경우는 200°C 정도로 된다. 實際의 蒸發管에서 이와같이 傳熱面 溫도가 急上昇하면 工學的으로 매우 위험한 狀態가 되며, 주어진 條件下에 限界熱弗력스를 豫測할 수있음은 貫流보일러나 沸騰型原子爐(BWR) 뿐만 아니라 液體金屬高速增殖爐(LMFBR, Liquid Metal Fast Breeder Re-

actor)의 設計 및 安全運轉에 매우 重要하다.

一般的으로 傳熱面의 溫도가 急上昇하는 現象은 다음 두가지에 起因한다. 첫째는 傳熱面의 熱負荷를 增大시키면 核沸騰(Nucleate Boiling)에서 膜沸騰(Film Boiling)으로 遷移하여 傳熱面이 部分的 또는 全體的으로 蒸氣膜에 뒤덮혀 液相과 傳熱面이 接觸하지 못함으로써 傳熱狀態가 惡化되는 所謂 Fast Burnout(or Burnout)이다. 둘째는 本實驗에서와 같이 液膜과 蒸氣코어間의 液滴의 物質交換 및 加熱에 依한 液膜自體의 蒸發過程中 液膜流量이 零이 되거나, 얇은 液膜狀態에서 核沸騰에 依한 氣泡가 發生하여 液膜이 部分的으로 破斷되어 傳熱面이 直接 蒸氣코어와 接觸함으로써 傳熱狀態가 惡化되는 所謂 Slow Burnout(or Dryout)이다. 實際의 蒸發管에서는 管出口近傍에서 Dryout에 依하여 限界熱弗력스에 도달함이 Hewitt¹⁴⁾, Langner¹⁵⁾ 및 Ueda¹⁶⁾ 등에 依하여 發表되었다.

Dryout Point는 蒸發管 出口近傍에서 傳熱面 溫도가 急上昇하는 點이나, 本實驗에서는 傳熱面 溫度 測定用 熱電對 間隔이 50mm 이므로 熱電對에 依해 傳熱面 溫도의 上昇이 測定된 位置와 그

前의 熱電對의 中間位置를 轉의상 Dryout Point 라 定義하였다.

5.3 熱傳達率의 測定結果

그림 5.6는 沸騰二相流의 測定데이터를 處理한 一例로서 流體의 代表溫度, 傳熱面의 內側表面溫度 및 局所熱傳達率의 變化를 나타낸다. 또한 局所熱傳達率에 關해 本實驗結果式에 依한 計算值로부터의 曲線도 表示되어 있으나 이에 對하여는 後述한다. 그림 5.7은 $x_{in} = -0.178$ 의 경우 各 質量速

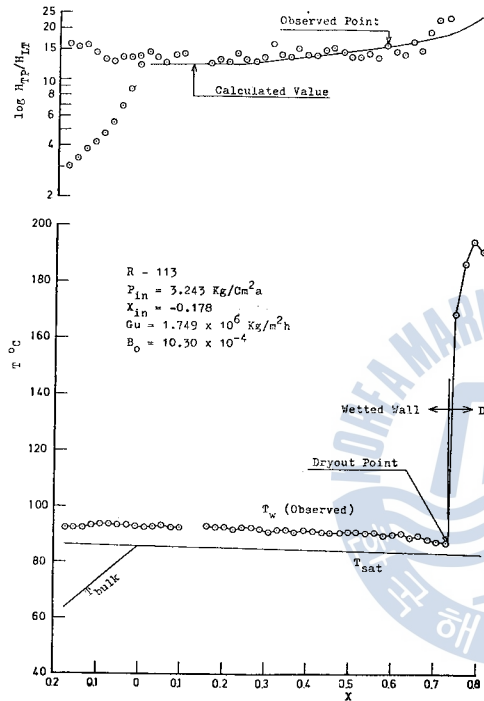


Fig 5.6 Calculating method of local heat transfer coefficient

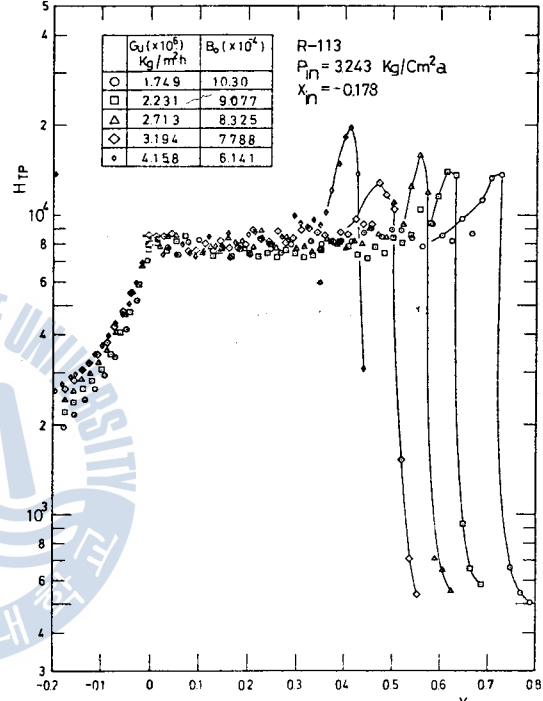


Fig 5.7 Local heat transfer coefficient profiles at several dryout conditions

度에 對하여 Dryout했을 때의 局所熱傳達率의 測定值이다. 沸騰流의 局所熱傳達率을 정리할 때는 加熱開始點으로부터의 距離 代身에 그림 5.7과 같이 式(5-3)으로 定義되는 乾度를 使用함이 沸騰流의 流動 및 傳熱狀態를 파악하기 便利하다.

$$x_z = (i_z - i_z') / h_{fgz} \dots \dots \dots (5-3)$$

그림 5.7에서 Dryout Point보다 下流에서는 熱傳達率이 急降下함을 알 수 있다.

從來로부터 沸騰二相流의 局所熱傳達率, H_{TP} 를 整理할 때 液單相流의 強制對流 亂流熱傳達率과의 比로서 H_{TP}/H_{LT} 또는 H_{TP}/H_{LZ} 으로 表示하여 整理해왔다. 여기서 H_{LT} 및 H_{LZ} 는 다음과 같다.

$$H_{LT} = 0.023 \left(\frac{k_l}{D} \right) \left(\frac{G_w \cdot D}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pl} \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{0.4} \dots \dots \dots (5-4)$$

$$H_{LZ} = 0.023 \left(\frac{k_l}{D} \right) \left[\frac{G_w \cdot (1-x_z) \cdot D}{\mu_l} \right]^{0.8} \left(\frac{C_{pl} \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{0.4} \dots \dots \dots (5-5)$$

즉 式(5-4)의 H_{LT} 는 全流量이 液相으로 存在할 때, 式(5-5)의 H_{LZ} 는 位置 z에 있어서 熱平衡乾度로부터 計算한 液相만이 蒸發管을 充滿하여 흐를 경우 強制對流 亂流熱傳達率을 表示하는 Dittus-

Boelter式이다. 單相流의 強制對流 亂流熱傳達에 關한 式은 Dittus-Boelter의 式 外에도 몇가지의 實驗式이 있으나, 熱프러스가 큰 경우는 Dittus-Boelter式이 잘 一致함이 알려져있다. 그림5·7에서 B_0 는 보일링數로서 다음 式과 같은 無次元數이다.

$$B_0 = \frac{q}{h_{fg} \cdot G_w} \dots \dots \dots (5-6)$$

Schrock¹²⁾는 Stermann¹⁷⁾의 一次元 沸騰二相流의 強制對流에 關한 次元解析의 研究結果로부터 管内 흐름의 경우 Nusselt數,

$$Nu_B = \frac{H_{TP} \cdot D}{k_l} \dots \dots \dots (5-7)$$

는

$$Nu_B = f(Re, Pr, X_{tt}, B_0) \dots \dots \dots (5-8)$$

로 됨을 發表했다. 式(5-8)中の X_{tt} 는

Lockhart-Martinelli¹⁾ 파라미터로

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \left(\frac{v_l}{v_g} \right)^{0.5} \dots \dots \dots (5-9)$$

이며, 非加熱 또는 加熱의 氣液二相流의 摩擦損失을 整理하는데 有效한 파라미터이다. 式(5-9)에서 X_{tt} 는 乾度 x 에 密接히 關聯된 變數임을 알 수있다. 또한 X_{tt} 의 添字 tt 는 氣相도 液相도 亂流 狀態임을 意味한다.

그림5·8, 그림5·9 및 그림5·10은 實驗管의 入口乾度 $x_{in} = -0.178, -0.247$ 및 -0.332 의 各各의 條件下에서의 局所熱傳達率의 測定結果이다. 各 그림中の 曲線은 本 實驗結果로부터의 實驗值이며 以下에서 論한다. 上記 그림에서 알 수있는 바와같이 局所熱傳達率은 $1/X_{tt}$ 가 적을 경우는 거의 一定

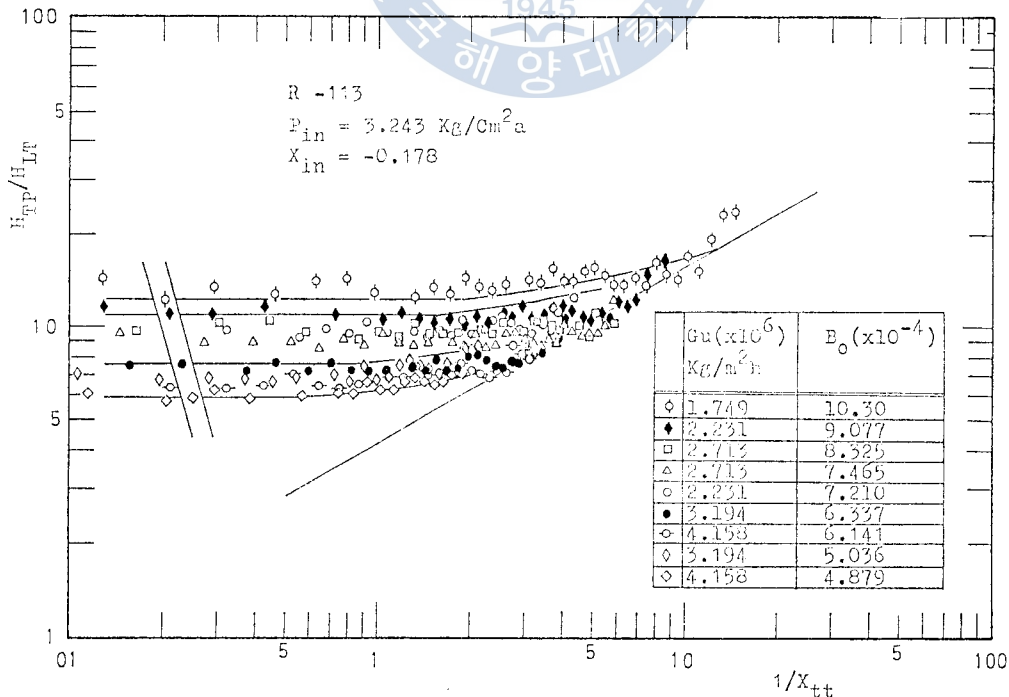


Fig 5.8 Graphical presentation of boiling heat transfer coefficient correlation ($X_{in} = -0.178$)

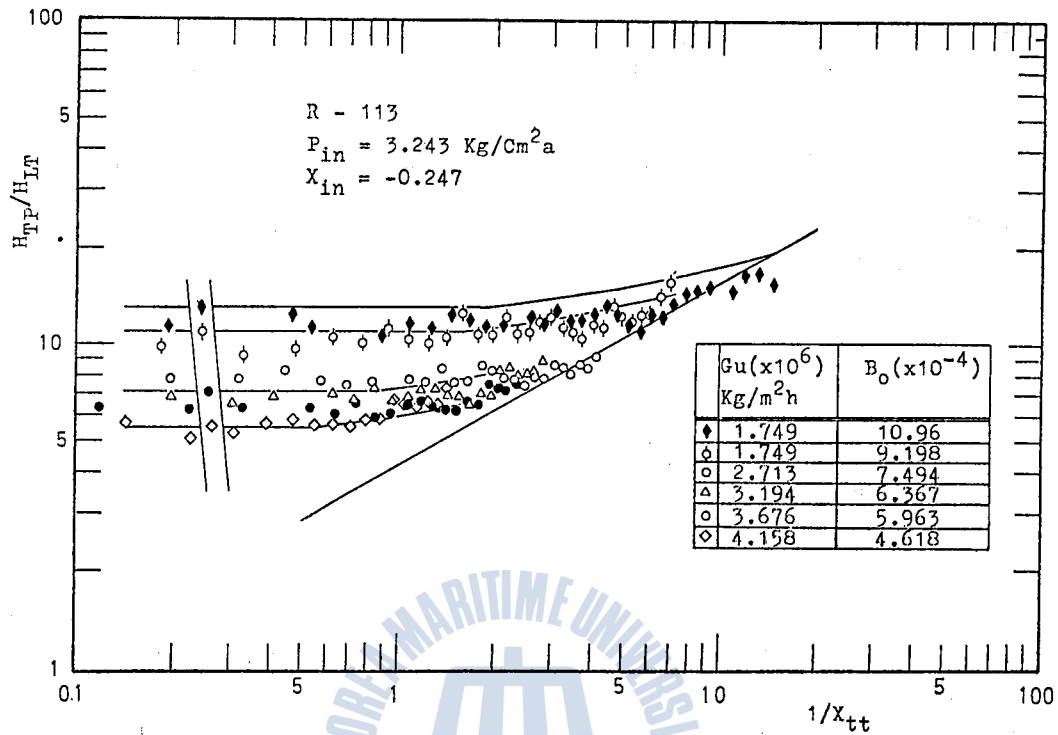


Fig 5.9 Graphical presentation of boiling heat transfer coefficient correlation($X_{in} = -0.247$)

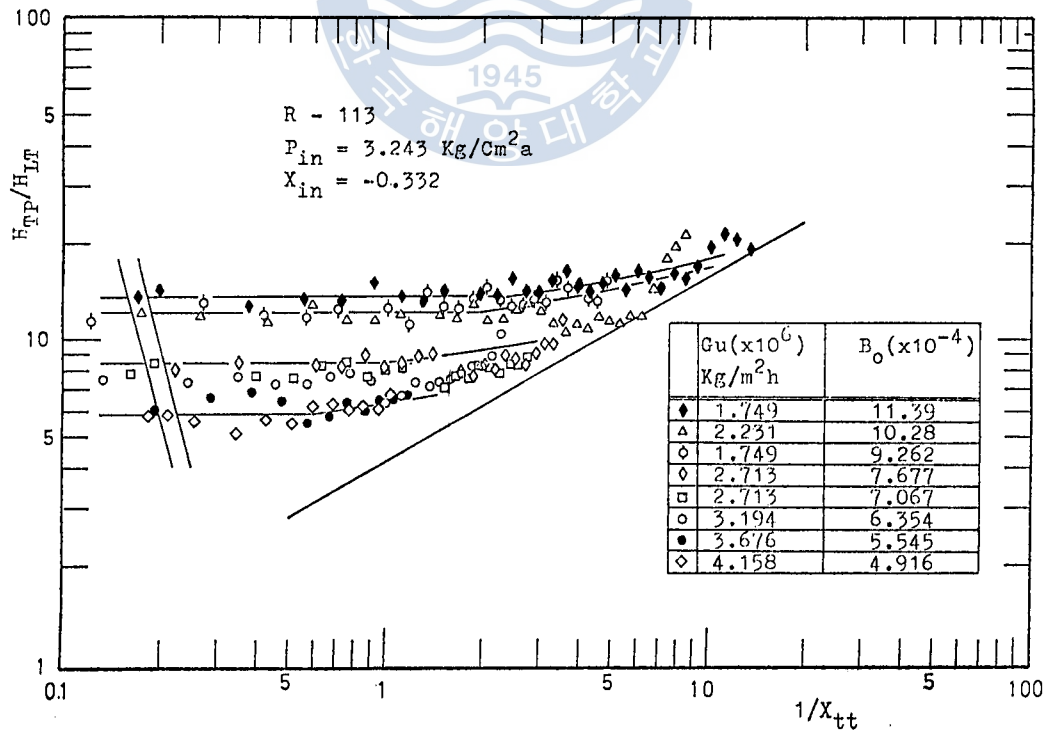


Fig 5.10 Graphical presentation of boiling heat transfer coefficient correlation($X_{in} = -0.332$)

值를 維持하나, 점점 上昇하여 하나의 直線上에 整理됨을 알 수 있다. X_{in} 에 關係없이 局所熱傳達率이 一定한 傳熱領域이 (1)核沸騰領域이다. 다음의 曲線部는 氣相流量이 增加하여 氣液平均流速이 增加함으로써 核沸騰뿐만 아니라 對流의 영향도 받는 (2)遷移領域이다.

다음은 流量 및 보일링數에 關係없이 一直線上에 傳熱데이터가 整理되는 領域은, 氣液平均流速이 더욱 增加되어 核沸騰이 거의 抑制되고 對流에 依한 傳熱이 支配的인 (3)對流領域이다.

以上の (1)核沸騰領域, (2)遷移領域 및 (3)對流領域에 關하여 다음과 같이 實驗式을 整理하였다
核沸騰領域에 關해서는

$$\frac{H_{TP}}{H_{LT}} = 1.20(B_0 \times 10^4) \dots \dots \dots (5-10)$$

이었다. 그림 5-11에 入口乾度 $x_{in} = -0.178, -0.247$ 및 -0.332 의 全 實驗데이터를 나타낸다. 核沸騰領域에서는 流速에 關係없이 傳熱面 近傍의 過熱液層內 溫度分布로 因하여 核沸騰이 活潑히 發生하여 傳熱이 됨을 意味한다. 從來의 研究結果로는 核沸騰領域 및 遷移領域을 포함하여

$$\frac{H_{TP}}{H_{LT}} = K_1[B_0 \times 10^4 + K_2(1/X_{in})^n] \dots \dots \dots (5-11)$$

의 形態로 整理하여 왔으나, 本 實驗結果로부터 無次元數인 보일링數만으로 充分함을 알 수 있다. 核沸騰領域에서 對流領域으로의 遷移領域에 對하여는 從來의 研究結果와 같은 形態로 整理하였다.

$$\frac{H_{TP}}{H_{LT}} = 0.98[B_0 \times 10^4 + 1.5(1/X_{in})^{2/3}] \dots \dots \dots (5-12)$$

그림 5-12, 그림 5-13 및 그림 5-14에 入口乾度 $x_{in} = -0.178, -0.247$ 및 -0.332 일 때의 式 (5-12)에 依한 計算值를 比較하여 Schrock⁽¹²⁾의 實驗式과도 比較하였다. 또한 對流領域에 對하여는

$$\frac{H_{TP}}{H_{LT}} = 4.20 \left(\frac{1}{X_{in}} \right)^{0.57} \dots \dots \dots (5-13)$$

이었다.

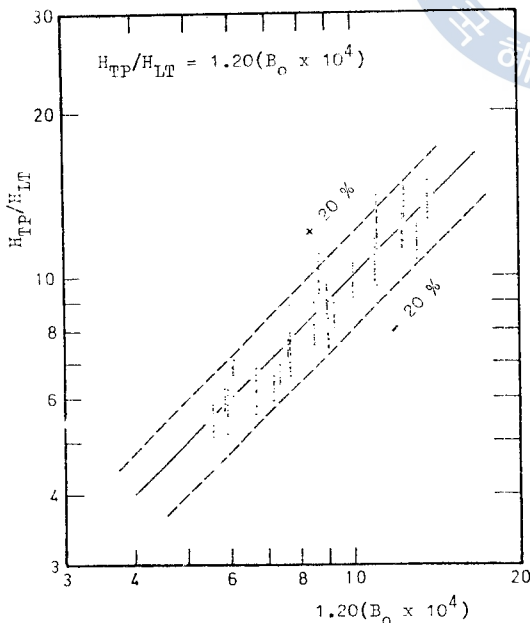


Fig 5.11 Local heat transfer coefficient in nucleate boiling region ($X_{in} = -0.178, -0.247$ and -0.332)

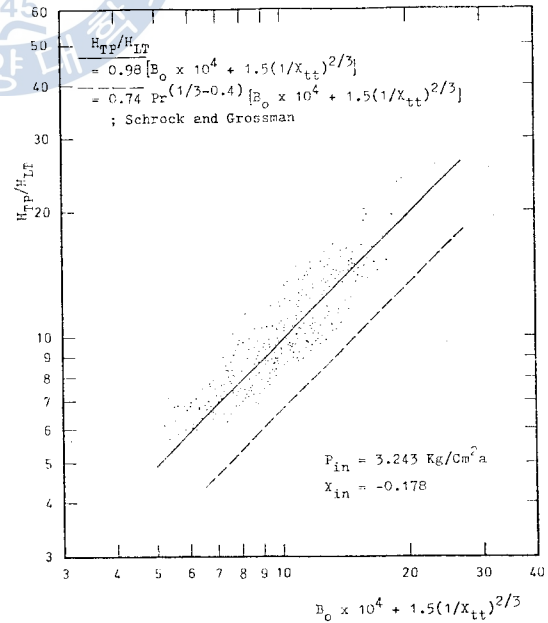


Fig 5.12 Comparison of the present local heat transfer coefficient in transition region with the correlation of Schrock and Grossman ($X_{in} = -0.178$)



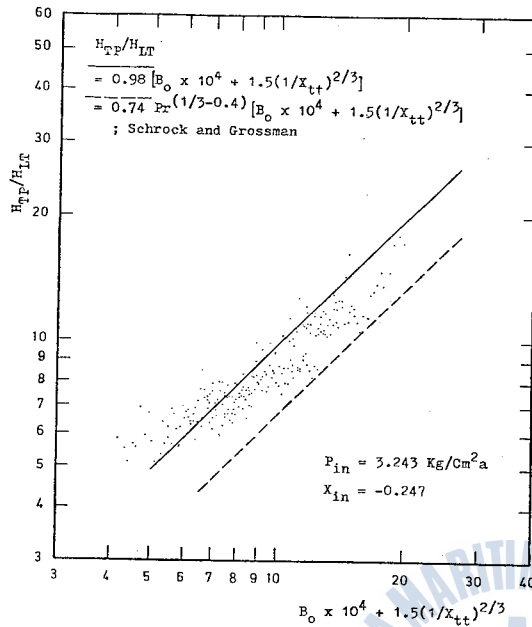


Fig 5.13 Comparison of the present local heat transfer coefficient in transition region with the correlation of Schrock and Grossman($X_{in} = -0.247$)

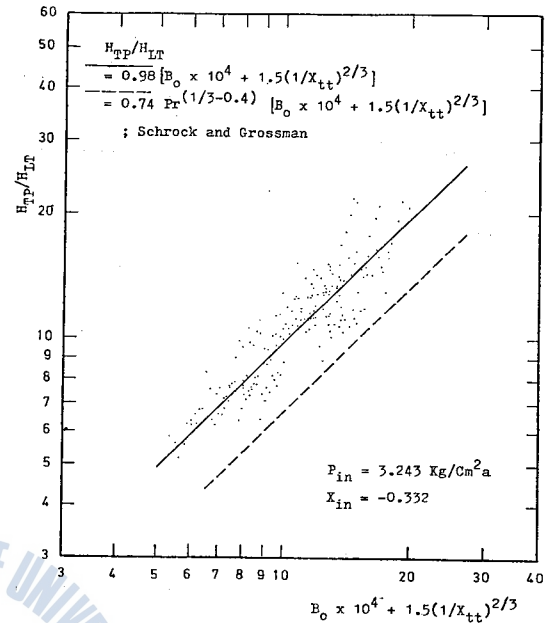


Fig 5.14 Comparison of the present local heat transfer coefficient in transition region with the correlation of Schrock and Grossman($X_{in} = -0.332$)

Table 2. Forced convective boiling heat transfer coefficient correlations

Author	Recommended Correlation	Fluid	Direction of Flow
V. E. Schrock and L. M. Grossman	$H_{TP}/H_{LT}' = 0.74 [B_0 \times 10^4 + 1.5(1/X_{tt})^{2/3}]$ $H_{TP}/H_{LZ} = 2.5(1/X_{tt})^{0.75}$	Water	Upflow
J. B. Chaddock and Brunemann	$H_{TP}/H_{LT} = 1.91 [B_0 \times 10^4 + 1.5(1/X_{tt})^{2/3}]^{0.6}$	R-12 R-22	Horizontal 3-Phase
L. Pujol and A. H. Stenning	$H_{TP}/H_{LT} = 0.90 [B_0 \times 10^4 + 4.45(1/X_{tt})^{0.37}]$ $H_{TP}/H_{LT} = 4.0(1/X_{tt})^{0.37}$	R-113	Upflow
	$H_{TP}/H_{LT} = 0.53 [B_0 \times 10^4 + 7.75(1/X_{tt})^{0.37}]$ $H_{TP}/H_{LT} = 4.0(1/X_{tt})^{0.37}$	R-113	Downflow
R. M. Wright	$H_{TP}/H_{LZ} = 2.72(1/X_{tt})^{0.58}$ $H_{TP}/H_{LT}' = 0.67 [B_0 \times 10^4 + 1.5(1/X_{tt})^{2/3}]$	Water	Downflow
R. L. Sani	$H_{TP}/H_{LZ}' = 1.48 [B_0 \times 10^4 + 1.5(1/X_{tt})^{2/3}]$	Water	Downflow
G. F. Somerville	$H_{TP}/H_{LZ}' = 2.45 [B_0 \times 10^4 + 1.5(1/X_{tt})^{2/3}]$	n-Butanol	Downflow

沸騰二相流의 흐름 및 傳熱

C. E. Dengler and J. N. Addoms	$H_{TP}/H_{LT}=3.5(1/X_{tt})^{0.5}$	Water	Upflow
J. A. R. Bennett etc.	$H_{TP}/H_{LZ}=q^{0.11} \times 0.64(1/X_{tt})^{0.74}$	Water + Steam	Upflow Up
S. A. Guerrieri and R. D. Talty	$H_{TP}/H_{LZ}=3.4(1/X_{tt})^{0.45}$	Methanol, Cyclohex- and Benzene	Upflow, Natu- ral-Circulation
J. G. Collier, P. M. C. Lacy and D. J. Pulling	$H_{TP}/H_{LZ}=2.167(1/X_{tt})^{0.67}$	Water + Steam	Upflow

以上的 式(5-10), 式(5-12) 및 式(5-13)의 實驗式에 依하여 熱平衡乾度가 零에서 Dryout Point前까지의 沸騰二相流의 局所熱傳達率 및 傳熱面의 溫度分布를 豫測할 수 있다.

沸騰二相流의 熱傳達率에 關하여는 過去 BWR의 開發과 더불어 表2와 같은 많은 研究結果가 있다. 表2中 H_{LT}' 는 單相流의 強制對流 熱傳達率에 關한 Colburn의 式으로

$$H_{LT}'=0.023 \left(\frac{k_l}{D} \right) \left(\frac{G_w \cdot D}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{pl} \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{1/3} \dots \dots \dots (5-14)$$

이며, H_{LZ}' 는

$$H_{LZ}'=0.023 \left(\frac{k_l}{D} \right) \left[\frac{G_w \cdot (1-x_2) \cdot D}{\mu_l} \right]^{0.8} \left(\frac{C_{pl} \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{1/3} \dots \dots \dots (5-15)$$

이다. 表2中에서 沸騰二相流의 局所熱傳達率, H_{TP} 를 H_{TP}/H_{LT} 또는 H_{TP}/H_{LZ}' 로 表現한 研究結果에 對하여 本實驗과 實驗條件을 詳細히 比較한 것이 表3이다. 또한 그림5-15에는 이들 實驗式에 依한 計算値와 本實驗데이터 一例($x_{in}=-0.178$, $B_0=10.30 \times 10^{-4}$)와 比較한 것이다. 그림 5-15에서 本實驗式과는 Pujol¹⁰⁾의 研究結果와 比較的 잘 一致함을 알 수 있다. Pujol의 研究結果와 本研

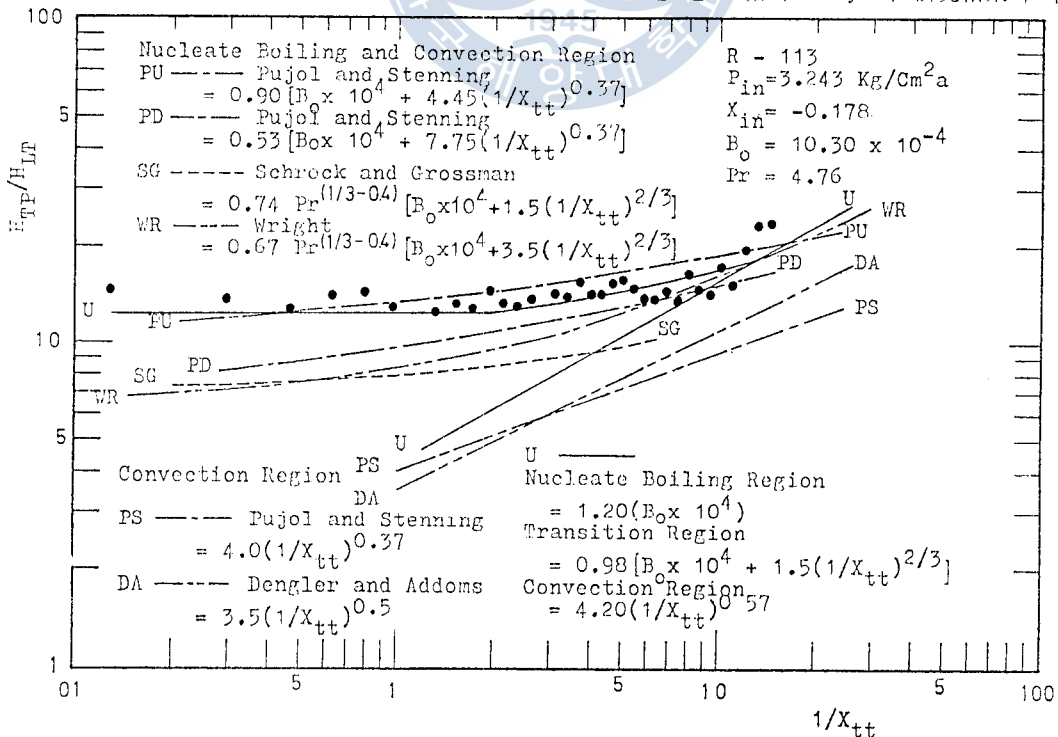


Fig 5.15 Comparison of the present results with the correlations of H_{TP}/H_{LT}

Table 3. Forced convective boiling heat transfer coefficient correlations

Author	V. E. Schrock and L. M. Grossman	J. B. Chaddock and H. Brunemann	L. Pujol and A. H. Stenning	C. E. Dangler and J. N. Addoms	K. K. Kim
Fluid, Direction of Flow	Water Upflow	R-12, R-22 Horizontal	R-113 Up- and Downflow	Water Upflow	R-113 Upflow
Inside Diameter, D (mm) Length, L (m)	$D=2.95\sim 10.97$ $L=0.381\sim 1.016$	$D=11.68$ $L=1.930$	$D=15.80$ $L=5.794$	$D=25.4$ $L=6.096$	$D=10.0$ $L=2.45$
Pressure, P kg/cm ² a Mass Flux, G_w kg/m ² hr Heat Flux, q Kcal/m ² hr Quality Range, x	$P=3.983\sim 8.693$ $G_w=0.86\sim 16.02(\times 10^5)$ $q=0.163\sim 3.934(\times 10^5)$ $x=0.05\sim 0.57$	$G_w=0.43\sim 2.11(\times 10^5)$ $q=0.015\sim 0.30(\times 10^5)$ $x\sim 0.97$	$P=2.223\sim 5.543$ $G_w=0.72\sim 6.82(\times 10^5)$ $q=0.05\sim 0.481(\times 10^5)$ $x=0\sim 0.703$	$G_w=0.21\sim 4.93(\times 10^5)$ $x=0\sim 0.7$	$P_{in}=3.243$ $G_w=1.75\sim 4.16(\times 10^5)$ $q=2\sim 10(\times 10^4)$ $x\sim 0.854$
Recommended Correlation (H_{TP}/H_{LT}) =	$H_{TP}/H_{LT}' = 0.74(B_0 \times 10^4 + 1.5 (1/X_{tt})^{2/3})^{0.6}$ $= 2.5(1/X_{tt})^{0.75}$	$H_{TP}/H_{LT} = 1.91(B_0 \times 10^4 + 1.5 (1/X_{tt})^{2/3})^{0.6}$	$H_{TP}/H_{LT} = 0.90(B_0 \times 10^4 + 4.45 (1/X_{tt})^{0.37})$: Upflow $= 0.53(B_0 \times 10^4 + 7.75 (1/X_{tt})^{0.37})$: Downflow $= 4.0(1/X_{tt})^{0.37}$	$H_{TP}/H_{LT} = 3.5(1/X_{tt})^{0.5}$	$H_{TP}/H_{LT} = 1.20(B_0 \times 10^4)$: Nucleate Boiling Region $= 0.98(B_0 \times 10^4 + 1.5(1/X_{tt})^{2/3})$: Transition Region $= 4.20(1/X_{tt})^{0.57}$: Convection Region
$H_{LT} = 0.023(k_t/D) Re^{0.4} Pr^{0.4}$, $H_{LT}' = 0.023(k_t/D) Re^{0.8} Pr^{1/3}$, $H_{TP} = q/(T_w - T_{sat})$					
Properties at	T_{sat}	T_{sat}	T_{sat}	T_{sat}	T_{sat}
Deviation	$\pm 35\%$	$\pm 15\%$	$\pm 15\%$	$\pm 20\%$	$\pm 20\%$
Remark	$Nu = f(Re, Pr, X_{tt}, B_0)$	Difference between Up- and Downflow		Steam Heating, Radioactive Tracer Technique	$X_{in} = -0.178, -0.247, -0.332$

究結果와 比較한 것이 그림 5.16 그림 5.17 및 그림 5.18이다. 그리고 그림 5.19은 그림 5.15의 實驗 데이터를 H_{TP}/H_{LZ} 으로 整理하여 이에 關한 表2中的 實驗式과 比較한 것이다.

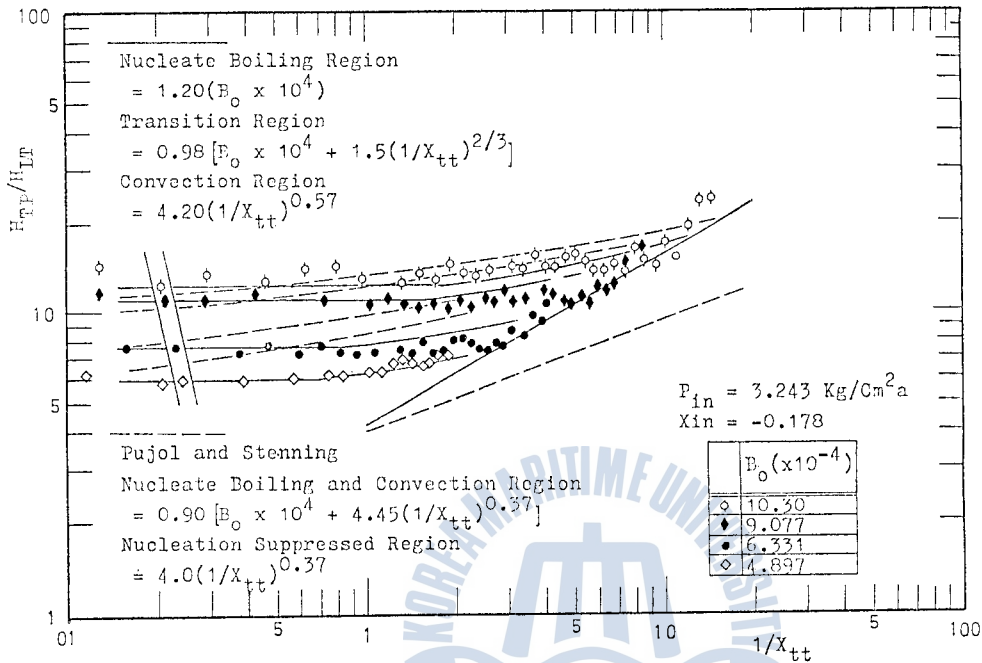


Fig 5.16 Comparison of the present results with the correlation of Pujol and Stenning ($X_{in} = -0.178$)

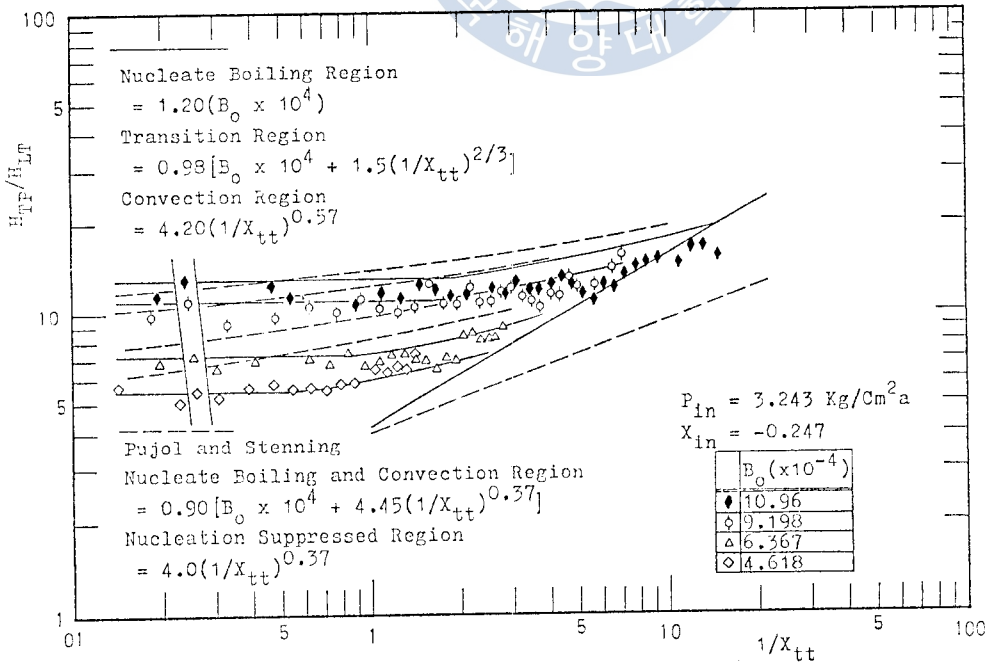


Fig 5.17 Comparison of the present results with the correlation of Pujol and Stenning ($X_{in} = -0.247$)

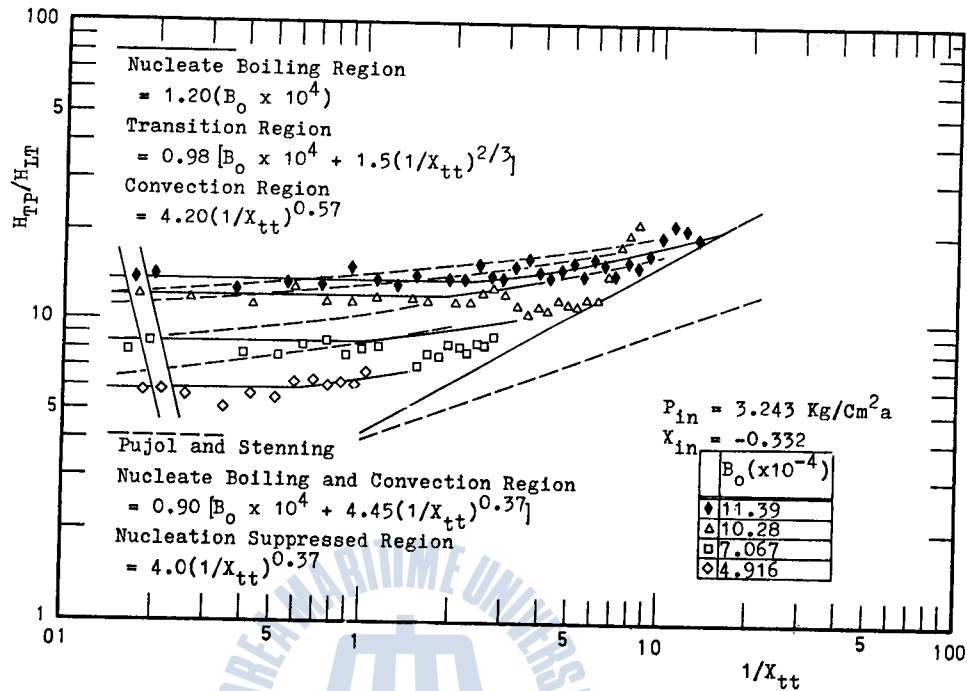


Fig 5.18 Comparison of the present results with the correlation of Pujol and Stenning ($X_{in} = -0.332$)

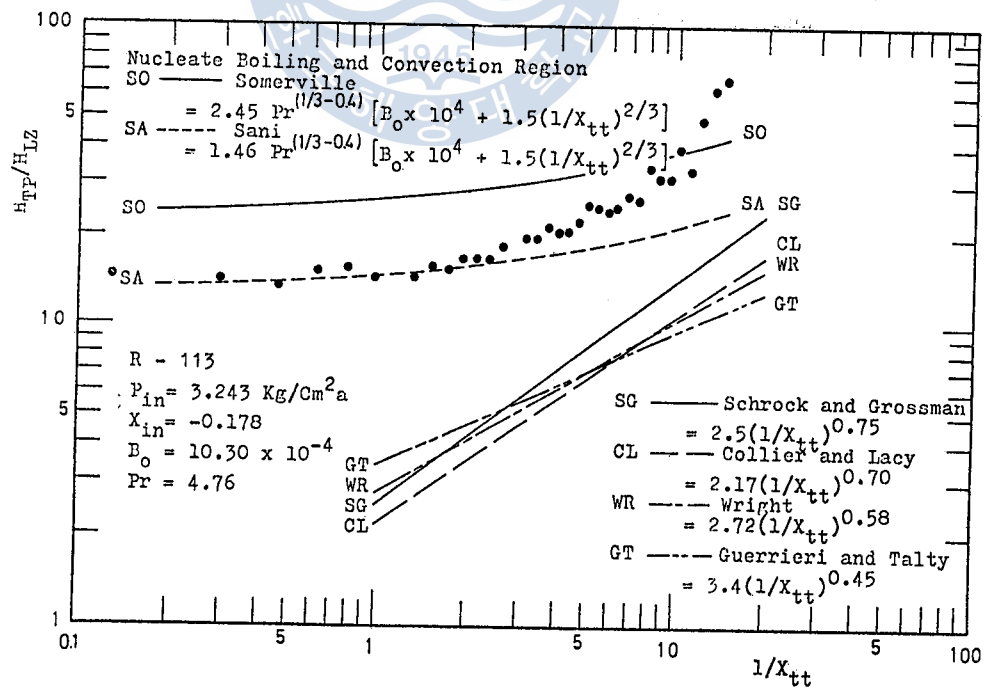


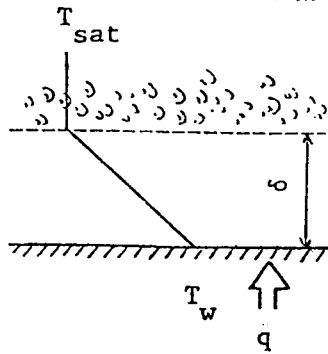
Fig 5.19 Comparison of the present data with the correlations of H_{TP}/H_{LZ}

그림 5.15 및 그림 5.19로부터 알 수 있는 바와같이 沸騰流의 熱傳達率은 核沸騰 및 對流가

複合的으로 關係되므로 實際의 蒸發管을 設計할 경우는 蒸發管의 形態 및 寸法, 壓力, 流體의 種類, 加熱量 및 質量速度等의 諸條件을 고려하여 가장 適合한 實驗條件下의 研究結果를 應用함이 더욱 많은 도움이 될 것이다.

5.4 對流領域에 關한 考察

環狀流 또는 環狀噴霧流領域에서는 液相의 大部分이 蒸氣中을 液滴으로써 흐르며, 나머지 液相은 液膜으로써 傳熱面을 따라서 흐른다. 加熱함에 따라 蒸氣는 加速되며 高速으로 흐르고, 氣液境界面에서는 相當한 界面波가 發生하여 液膜內는 이로 因하여 심한 亂流渦가 存在한다. 前述한 바와 같이 大部分의 環狀流領域에서는 對流에 依한 傳熱機構가 支配的으로, 液膜이 매우 얇을 경우 熱은 液膜內를 熱傳導에 依하여 移動되어 氣液境界面에서 蒸發로 主流에 移動된다고 알려져 왔다. 對流



領域에서는 특히 液膜이 매우 얇으므로 그림 5.20과 같은 液膜內 溫度分布를 假定한다. 즉 熱은 傳熱面 近傍의 層流底層內를 熱傳導에 依하여 移動하며, 亂流層內을 熱抵抗을 無視하면 熱傳導方程式으로 부터

$$\delta = k_l \frac{(T_w - T_{sat})}{q} = \frac{k_l}{H_{TP}} \quad \dots\dots(5-16)$$

이다. 對流領域의 傳熱特性을 調查하기 爲하여 다음 式과 같은 無次元粘性底層두께,

$$\delta^+ = \frac{\delta}{\nu_l} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_l}} \quad \dots\dots(5-17)$$

Fig 5.20 Approximated temperature profile in a thin liquid film

를 求해보았다. 傳熱面을 따라 흐르는 液膜流를 單相流로 생각하면 剪斷力, τ 및 傳熱量 q 는 各各

$$\tau = \rho(\nu + \epsilon_M) \frac{du}{dy} \quad \dots\dots(5-18)$$

$$q = -\rho g c \left(\frac{\nu}{Pr} + \epsilon_H \right) \frac{dT}{dy} \quad \dots\dots(5-19)$$

로 表現될 수있으며, 式(5-18)中의 u 는 液膜內의 速度分布를, ϵ_M 은 運動量의 渦擴散係數, 式(5-19)中의 ϵ_H 는 熱의 渦擴散係數이다. 여기에서 $\epsilon_M = \epsilon_H$ 라 假定하면 液膜內의 無次元溫度差,

$$T^+ = \frac{\rho g c (T_w - T)}{q} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad \dots\dots(5-20)$$

는 P 數의 影響을 받으며 二層모델을 생각할 경우 以下와 같이 Kármán의 一般速度分布,

$$0 \leq y^+ < 5 ; u^+ = y^+ \quad \dots\dots(5-21)$$

$$5 \leq y^+ < 30 ; u^+ = 5.0 + 5.0 \ln(y^+/5) \quad \dots\dots(5-22)$$

$$30 \leq y^+ ; u^+ = 5.5 + 2.5 \ln y^+ \quad \dots\dots(5-23)$$

로 부터 求할 수있다. 여기에서

$$u^+ = \frac{u}{u^*} , \quad y^+ = \frac{y \cdot u^*}{\nu_l} \quad \dots\dots(5-24)$$

이다. 式(5-24)中의 u 는 液膜內의 速度分布를, y 는 傳熱面으로부터의 距離를 表示하며, u^* 는 壁面 摩擦速度로서,

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad \dots\dots(5-25)$$

이다. 여기에서 다음 事項,

- (1) 같은 場所에서 $\varepsilon_M = \varepsilon_H$ 이다.
- (2) 壁面近傍에서는 $\tau = \tau_w$ 이다.
- (3) 亂流層에서는 $\varepsilon_M \gg \nu$, $\varepsilon_H \gg \frac{\nu}{Pr}$ 이다.

라고 假定하면 無次元溫度差分布는 各各

$$T_L^+ = Pr y^+ \dots\dots\dots(5-26)$$

$$T_B^+ = 5Pr + 5 \ln[1 + Pr(y^+/5) - Pr] \dots\dots\dots(5-27)$$

$$T_r^+ = 5Pr + 5 \ln(1 + 5Pr) + 2.5 \ln(y^+/30) \dots\dots\dots(5-28)$$

가 된다. 二層모델을 생각하면 式(5-26)과 式(5-28)을 同時に 滿足하는

$$Pr y^+ = 5Pr + 5 \ln(1 + 5Pr) + 2.5 \ln(y^+/30) \dots\dots\dots(5-29)$$

y^+ 를 求할 수 있으며 그림 5.21과 같다.

Pr 數가 1에서 $y^+ = 11.6$, 本實驗의 경우인 Pr 數가 4.76에서 $y^+ = 7.70$ 이며, Pr 數의 增加와 더불어 減少하여 $Pr = \infty$ 에서 $y^+ = 5$ 이다.

二相流中 液相만이 管内를 充滿하여 흐른다고 假定했을 때의 摩擦損失은

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_{LAF} = 2f \frac{\rho_l}{D} U_i^2 \dots\dots\dots(5-30)$$

과 같이 表現되며 여기에서 摩擦係數로서

Colburn式,

$$f = 0.046 Re_l^{-0.20} \dots\dots\dots(5-31)$$

을 取하고, 充滿流速 U_i 은

$$U_i = G_w(1-x)/\rho_l \dots\dots\dots(5-32)$$

로, 液相만이 흐른다 가정했을 경우의 겉보기속도 (Superficial Velocity)이다.

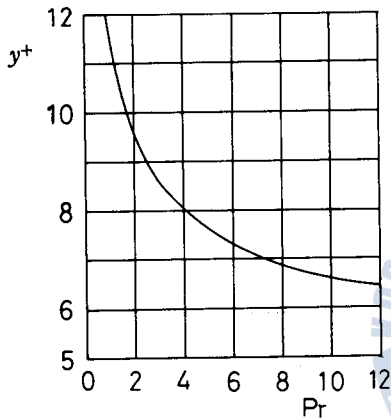


Fig 5.21 Laminar sublayer thickness

Lckhart¹⁾는 氣液二相流의 摩擦損失에 關한 研究에서 式(5-9)의 Lockhart-Martinelli 파라미터와 그림 5.22의 $\Phi_{ll} - X_{tt}$ 의 關係를 提案했으며 二相流의 摩擦損失 $(\Delta p/\Delta z)_{TPF}$ 는

$$\Phi_{ll} = \frac{(\Delta p/\Delta z)_{TPF}}{(\Delta p/\Delta z)_{LAF}} \dots\dots\dots(5-33)$$

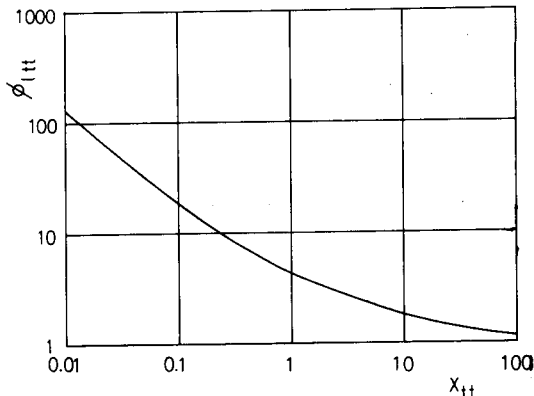


Fig 5.22 Lockhart-Martinelli friction factor multiplier for all gas-liquid two-phase flow (1)

의 關係로부터 計算할 수 있다. 上式으로부터 非加熱의 氣液二相流의 摩擦損失을 計算할 수있음이 널리 確認되었으며, Schrock¹²⁾는 加熱의 경우에도 잘 一致하며, 高壓水蒸氣에도 適用할 수 있음을 發表하였다. 그림 5.22의 $\Phi_{ll} - X_{tt}$ 의 關係는 本實驗데이터處理用 計算機프로그램에 入力되어 있다. 따라서 式(5-33)에서 求한 沸騰流의 壓力損失, $(\Delta p/\Delta z)_{TPF}$ 와 壁面剪斷力과의 힘의 平衡에서

$$\tau_w = \frac{D}{4} \left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_{TPF} \dots\dots\dots(5-34)$$

가 된다. 그러므로 式(5-17)에 上式을 代入하면 式(5-16)에서 假定한 層流底層의 無次元두께는

$$\delta^+ = \frac{\delta}{\nu_l} \sqrt{\frac{D(\Delta p/\Delta z)_{TPF}}{4\rho_l}} \dots\dots\dots(5-35)$$

이다.

한편 氣液境界面까지의 液膜두께, y_i 는 液膜内の 速度分布를 Kármán의 一般速度分布로 假定한 것으로서 쉽게 計算될 수있음¹³⁾이 確認되었으려, 이렇게 하면 膜레이놀즈數,

$$Re_f = \frac{4\Gamma_i}{\mu_i} = 4 \int_0^{y_i^+} u^+ dy^+ \dots\dots\dots(5-36)$$

가 되며 無次元液膜두께,

$$y_i^+ = \frac{y_i}{\nu_i} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_i}} \dots\dots\dots(5-37)$$

의 關係로부터 주어진 液膜流量에 對하여 y_i^+ 값을 求할 수있다. 式(5-36)에 있어서 Γ_i 은 傳熱面의 單位幅當의 流量이다. 그림 5.23에 Re_f 와 y_i^+ 의 關係를 나타낸다.

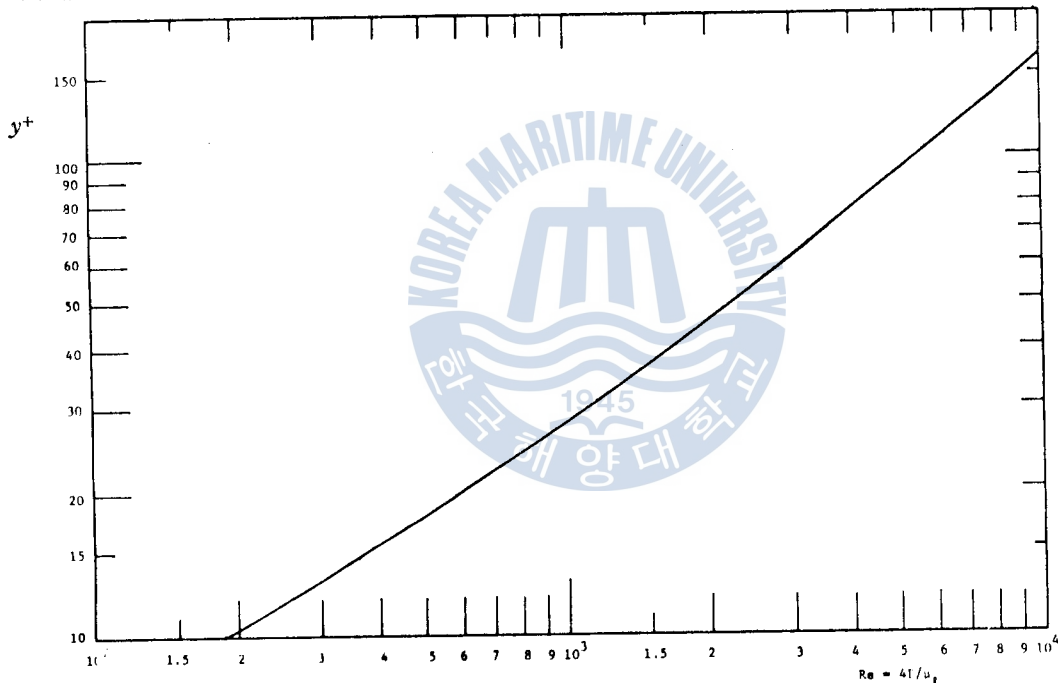


Fig 5. 23 Assumed Correlation between y^+ and Re_f

本實驗데이터인 그림 5.8, 그림 5.9 및 그림 5.10 中 對流領域의 傳熱데이터에 對하여 式(5-16)에 의한 層流底層두께 δ 의 無次元層流底層두께 δ^+ 를 式(5-35)에서 求하여, 液膜內 Kármán의 一般速度分布를 假定하여 求한 式(5-37) 液膜의 無次元두께 y_i^+ 의 關係를 그림 5.24, 그림 5.25 및 그림 5.26에 보인다. 이 그림에서 알 수있는 바와같이 y_i^+ 값이 클 때는 δ^+ 의 값이 式(5-29)에서 求한대로 本實驗의 Pr 數인 4.76에 對하여 $\delta^+=7.70$ 에 거의 가까우나, y_i^+ 의 값이 적어질수록 δ^+ 의 값이 7.70보다 훨씬 적게된다.

이는 對流領域에서 液膜이 두꺼울 때는 核沸騰이 거의 억제되지만, Dryout直前の 얇은 液膜狀態에서는 核沸騰이 再發됨을 쉽게 豫測할 수있다. 따라서 이러한 現象은 液膜流量이 낮아 되어 傳熱面 溫度가 急上昇할 뿐만 아니라, 熱flux가 클 경우 核沸騰에 의해 部分的으로 液膜이 破斷함으로써 적도 急上昇할 可能性을 나타낸다.

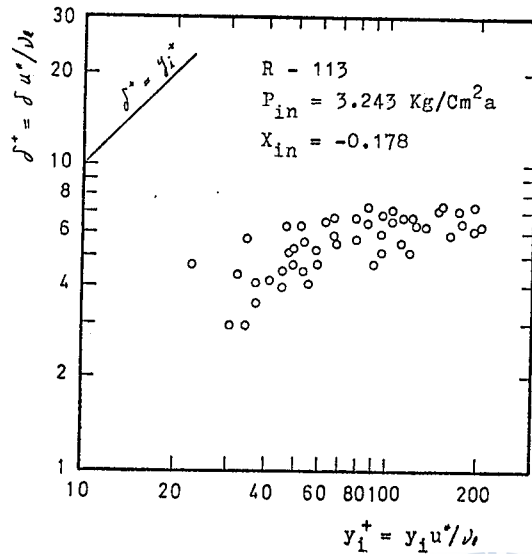


Fig 5.24 Non-dimensional thickness of laminar sublayer in convection region($X_{in} = -0.178$)

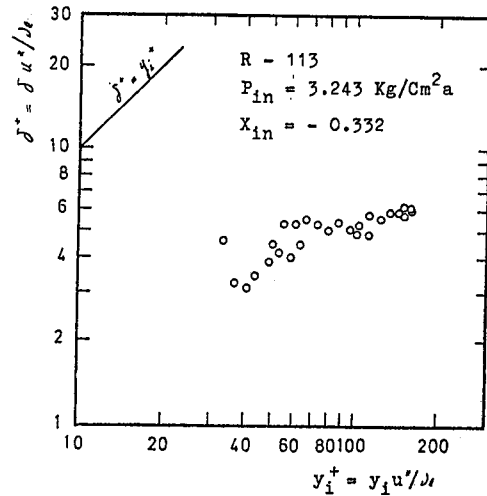


Fig 5.25 Non-dimensional thickness of laminar sublayer in convection region($X_{in} = -0.274$)

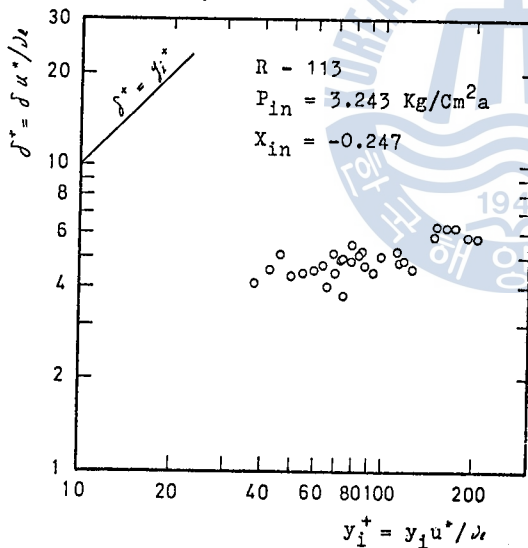


Fig 5.26 Non-dimensional thickness of laminar sublayer in convection region($X_{in} = -0.332$)

이에 대한 더욱 뚜렷한 증거로 蒸發管出口에서 液膜流量을 測定하는 것이 要望된다.

6. 結 論

에너지의 危機 및 그 效率의 利用과 關聯하여 高性能의 傳熱面의 開發이나, 原子爐의 安定性和 더불어 주어진 諸條件下에서 限界熱프럭스의 豫測 및 定常과 緊急冷却에 關한 많은 研究가 必要하다 생각된다.

本論文에서는 沸騰二相流中 高熱프럭스일 때의 局所熱傳達率에 關한 實驗式을 提案였으며, 入口 乾度에는 영향이 없음을 알았다. 또한 壁溫의 急上昇과 密接한 關係를 갖는 對流領域의 傳熱特性에 關하여 定量的, 定性的 考察을 行하였다.

끝으로 本研究는 産學協同財團의 財政支援 (1979, No.90)으로 進行되었음을 밝히며, 여기에 謝意를 表하는 바이다.

參 考 文 獻

- 1) R. W. Lockhart and R. C. Martinelli, proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component in pipes, Chem. Eng. Prog., Vol. 45, No. 1, 1949, pp 39-48
- 2) J. A. R. Bennett and J. D. Thornton, Data on the vertical flow of air-water mixtures in the

- annular and dispersed flow region, Part 1: Preliminary study, *Trans. Instn. Chem. Engrs.*, Vol. 39, 1961, pp 101-112
- 3) T. Ueda and H. Tanaka, Studies of liquid film flow in the two-phase annular and annular-mist flow regions, Part 1: Down flow in vertical flow, *Bulletin of the JSME*, Vol. 17, No. 107, May, 1974, pp 603-613
 - 4) D. R. Webb and G. F. Hewitt, Downwards co-current annular flow, *Int. J. Multiphase flow*, Vol. 2, pp 35-49
 - 5) 植田辰洋, 氣液二相流の 流れと 傳熱 (1), *機械の研究*, 第31卷, 第1號, 1979, pp 45~50
 - 6) O. Baker, Simultaneous flow of oil and gas, *Cil Gas J.*, Vol. 53, 1954, pp 185-190
 - 7) G. F. Hewitt and N. S. Hall-Taylor, *Annular two-phase flow*, 1970, Pergamon Press
 - 8) G. F. Hewitt, *Liquid mass transport in annular two phase flow*, 1979
 - 9) 植田辰洋, 鐘築誠, 高溫傳熱面上の 液滴の衝突, 第15回 日本傳熱 シンポジウム, pp 214-217, 1978
 - 10) 小泉安郎, 蒸發管内の噴霧流 領域の 傳熱特性について, 東京大學 工學部 機械工學科 博士學位論文, 1979
 - 11) A. E. Bergles, J. P. Roos and J. B. Bourne, Investigation of boiling flow regimes and critical heat flux, *Quarty Progress Report*, NYO-3304-10, Aug.-Mar., 1967
 - 12) V. E. Schrock and L. M. Grossman, Forced convection boiling in tubes, *Nuc. Sci. Eng.*, Vol. 12, 1962, pp 474-481
 - 13) T. Ueda and M. Inoue, Heat transfer during annular flow condensation of steam inside tubes, *Bulletin of the JSME*, Vol. 20, 147, 1977, pp 1174-1181
 - 14) G. F. Hewitt, H. A. Kearsey, P. M. C. Lacey and D. J. Pulling, Burnout and film flow in evaporation of water in tubes, *AERE-R 4864*
 - 15) H. Langner, H. J. Viencenz and Z. Zetzmann, Some special investigation of fluid behavior in two phase flow at steady state and blowdown conditions; Flow pattern, Entrainment of annular flow, *Two Phase Transport and Reactor Safety*, Vol. 1, Oct. 1976, Florida USA, Hemisphere Publishing Corporation
 - 16) T. Ueda, H. Tanaka and Y. Koizumi, Dryout of liquid film in high quality R-113 upflow in a heated tube, *Proc. 6th Int. Heat Trans. Conf.*, Toronto, Canada, 1978, pp 423-428
 - 17) L. S. Stermann, On the theory of heat exchange on boiling in pipes, *Zhur. Tech. Fiz.*, 24, No. 2, 1954, pp 250-257, *AERE Lib/Trans.* 579
 - 18) J. B. Chaddock and Brunemann, Forced convection boiling of refrigerants in horizontal tubes-Phase 3, Report HL-113, 1967
 - 19) L. Pujol and A. H. Stenning, Effect of flow direction on the boiling heat transfer coefficient in vertical tubes, *Symp. Ser. Canadian Soc. Chem. Eng.*, No. 1, 1969, 401, Plenum Press, pp 401-453
 - 20) C. E. Dengler and J. N. Addoms, Heat transfer mechanism for vaporization of water in a vertical tube, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, No. 18, Vol. 52, pp 95-103

