

R-11의 凝縮熱傳達에 미치는 不凝縮가스 및 過熱의 影響

趙 權 玉·琴 鍾 洙·吳 厚 圭

釜山水產大學 冷凍工學科
(1984년 10월 20일 수리)

Condensation Heat Transfer for the R-11 Superheated Vapor with and without Noncondensable Gas

Kwon-Ok CHO, Jong-Soo KUM and Hoo-Kyu OH

Department of Refrigeration Engineering, National Fisheries University of Pusan,
Nam-gu, Pusan, 608 Korea
(Received October 20, 1984)

An experimental investigation on condensing heat transfer for the Refrigerant-11 superheated vapor during condensation on the 40 mm O.D by 75 mm long horizontal tube is carried out under the various conditions of air contents as noncondensable gas, condensing pressure, and coolant temperature.

The data span a refrigerant flow range from 23 to 65 kg/h and weight fractions of noncondensable gas range from 0 to 15%.

The comparisons are made using data obtained by the authors and further data obtained from other sources. The characteristics of the condensing heat transfer of refrigerant superheated vapor with and without noncondensable gas flowing horizontally are revealed experimentally, and on the basis of the data obtained, correlations for predicting heat transfer coefficient during condensation on the tube are proposed.

緒 論

冷凍사이클에서와 같이 大氣壓보다 낮은 壓力에서 作動하는 裝置에는 外部로부터의 空氣侵入에 의한 性能저하가 일어난다. 冷凍裝置에서는 주로 低壓에서 侵入한 空氣가 凝縮器內에 混入되어 不凝縮가스로서 存在하게 되어 凝縮熱傳達에 현저한 影響을 미치게 되므로 이것이 傳熱性能低下의 原因이 된다.

不凝縮가스를 포함한 蒸氣의 凝縮에 관한 研究는 많이 이루어지고 있으나¹⁻⁷⁾ 이러한 大部分의 研究는 水蒸氣에 관한 것이 많다. 垂直管內 凝縮에 對해 作動流體로 R-113을 使用한 Mori 등⁷⁾의 보고, R-11을 使用한 泉 등,^{9,10)} 五島 등¹¹⁾의 보고가 있으나 Freon系 冷媒에 관한 것은 의외로 적은 것 같다. 또한 冷凍裝置에 使用되는 凝縮器의 設計는 一般적으로 飽和 蒸氣의 凝縮이라고 假定하고 있지만 實際의 운전에서는 凝縮器入口는 冷媒가 過熱狀態이므로 凝縮器內에서는 一部 過熱蒸氣의 凝縮을 포함하게 된다. 따

라서 過熱度의 影響을 明確히 할 必要가 있다. 그러나 Freon系 冷媒에 관한 研究報告는 적어 凝縮에 미치는 이러한 影響들에 대해서 充分히 확립되어 있다고 볼 수 없다. 이것은 實驗上의 難點이 그 原因의 하나라고 생각되나 보다 精確하고 많은 실험 데이터가 必要하다. 따라서, 本 研究에서는 冷媒凝縮熱傳達에 대한 不凝縮가스 및 過熱의 影響을 보다 精確히 解明하고 熱交換器의 設計에 有用한 資料 및 實驗式을 얻기 위해 單一水平圓管外面上에서 R-11이 凝縮할 때 不凝縮가스 및 過熱이 冷媒의 凝縮熱傳達에 미치는 影響에 관한 實驗을 하였다.

記 號

- A : 面積, m^2
- c_p : 比熱, $J/kg K$
- d : 傳熱管徑, m
- g : 重力加速度, m/s^2

- h : 熱傳達率, $W/m^2 K$
- k : 熱傳導率, $W/m K$
- L : 潛熱, J/kg
- M : 分子量
- n : mole 數
- N_u : Nusselt 數
- P : 壓力(kPa)
- Pr : Prandtl 數
- Q : 傳熱量(W)
- q_m : 熱流速, W/m^2
- Re : Reynolds 數
- T : 絕對溫度, K
- t : 溫度, $^{\circ}C$
- Δt : 溫度差, $\Delta t = t_{sat} - t_w$, $^{\circ}C$
- u : 冷却水流速, m/s
- W_a : 空氣含有率, %
- W : 流量, kg/h
- ρ : 密度, kg/m^3
- μ : 粘性係數, kg/ms
- ϕ : 傳熱管頂部에서의 角度, $^{\circ}$
- ℓ : 傳熱部길이

- f : 冷媒
- i : 內側, 入口側
- o : 外側, 出口側
- L : 凝縮液
- m : 平均
- s : 過熱
- sat : 飽和
- w : 壁
- z : 局所

裝置 및 方法

本 實驗에 使用한 實驗裝置의 概略은 Fig.1과 같다. 즉, 보일러, 過熱器, 試驗區間, 冷却水系, 그리고 計測과 制御部로 構成되어 있다. 보일러는 內徑 250 mm, 길이 700 mm, 두께 9.3 mm 인 탄소강관으로 製作하였으며 5 kW 의 浸漬式 加熱器가 設置되어 있다. 보일러 內의 R-11 은 加熱器에 의해 蒸氣로 되어 過熱器로 들어간다. 過熱器에서 所定의 溫度로 過熱된 過熱蒸氣는 二重管式 橫形熱交換器인 試驗區間에서 凝縮된다. 보일러內의 壓力 및 蒸氣過熱度의 調整은 各各 壓力調整器(voltage transformer)로 하였다.

試驗區間은 Fig.2에서 처럼 二重管式 熱交換器로

添 字

- a : 空氣
- c : 冷却水

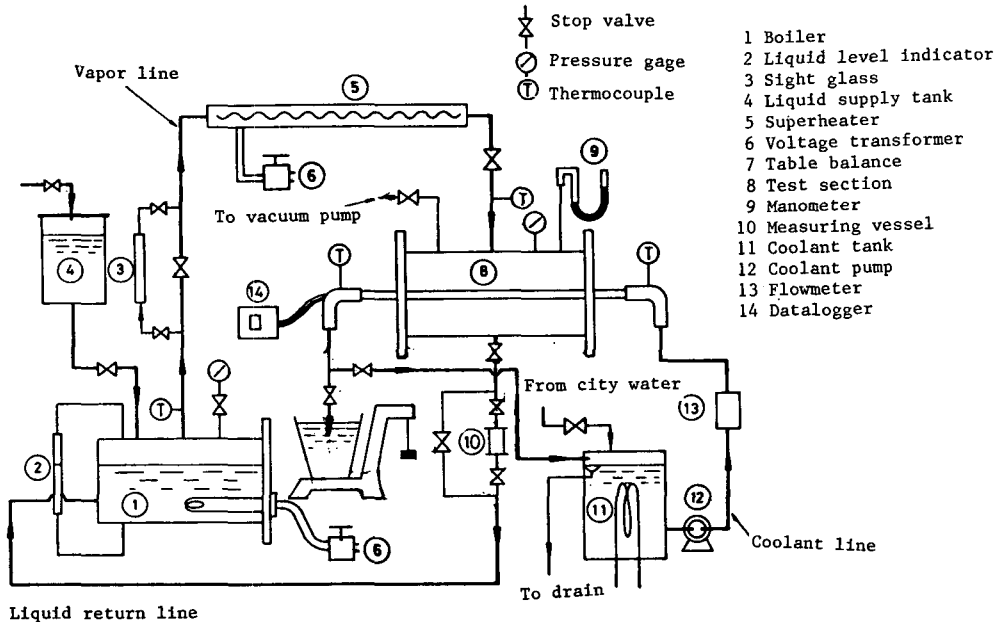


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

R-11의 凝縮熱傳達에 미치는 不凝縮가스 및 過熱의 影響

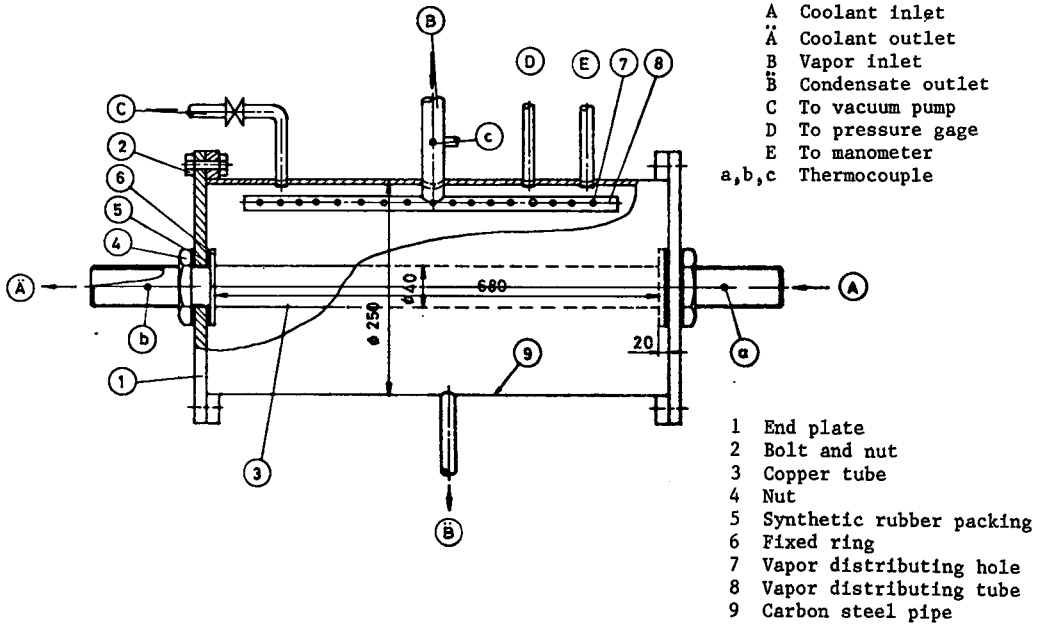


Fig. 2. Test section.

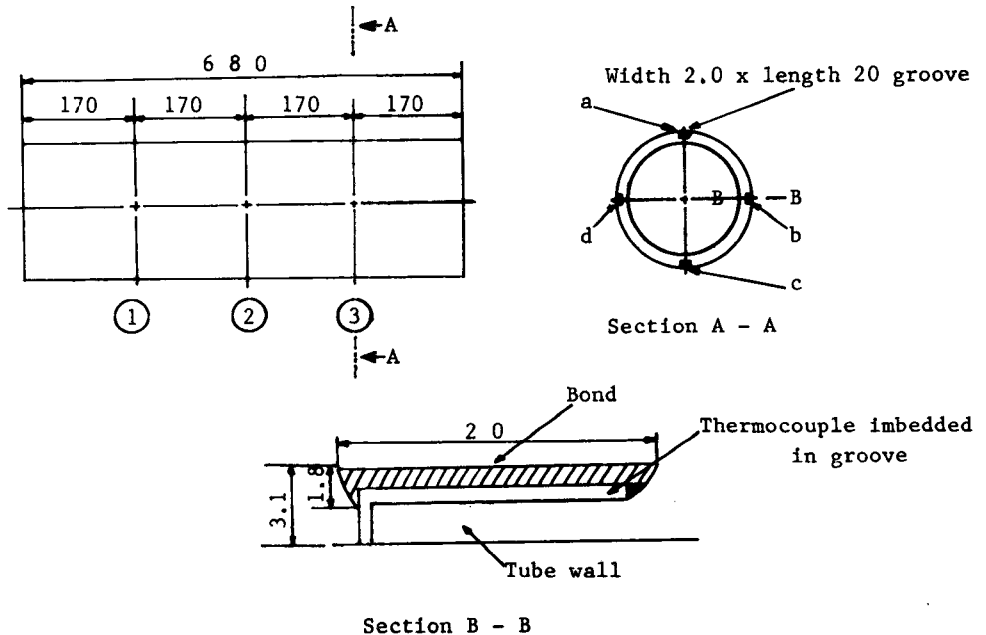


Fig. 3. Sectional view of inner tube.

外管은 內徑 250 mm, 길이 750 mm 인 炭素鋼鋼管으로 製作하였으며, 內管은 外徑 40 mm, 內徑 33.8 mm 傳熱部 길이 680 mm 인 銅管을 使用하였다. 冷媒蒸氣流는 試驗區間의 凝縮面上部에 設置된 蒸氣分配管에 의해 試驗區間 全 길이에 걸쳐 蒸氣의 分布가 均

等하게 하였다. 試驗傳熱管은 Fig.3에 나타낸 것처럼 傳熱管의 길이 방향, 즉 ①, ②, ③의 위치에서, 그리고 傳熱管의 中央部에서는 上部에서 管둘레 方向으로 90° 간격의 4 個所에, 그리고 ①, ③의 위치에서는 管둘레의 上部에서 90° 위치에, 合計 6 個所에

길이 1.8 mm, 길이 20 mm, 폭 2 mm 인 홈을 낸 後 $\phi 0.32$ mm 인 C-C 熱電對를 設置하였고, 熱電對의 導線은 傳熱面의 影響을 고려하여 冷却水側을 通하게 하여 計測器에 연결하였다. 傳熱管外表面에서 凝縮한 凝縮液은 液量計測器를 거쳐 보일러로 回收된다. 冷媒蒸氣의 凝縮熱傳達量은 冷却水의 溫度上昇으로부터 算出하였으며 Fig.1에서 처럼 冷却水는 冷却裝置에 의해 一定溫度로 調整되는 恒溫水槽를 使用하여 一定한 入口水溫을 유지하게 하였다. 冷却水量은 所定期間 동안의 流量을 測定하는 重量法으로 測定하여 裝置中의 流量計와 比較 檢討하였으며 試驗區間의 入口와 出口 사이의 冷却水溫度差는 傳熱管內에 入口와 出口에 平行하게 設置된 熱電對로 測定하였다. 이러한 冷却水入口, 出口의 溫度差와 冷却水量으로부터 冷媒蒸氣의 傳熱量을 計算하였다. 試驗區間內의 壓力은 水銀 manometer로 測定하였으며 그 壓力에 相當하는 溫度를 飽和蒸氣溫度(t_{sat})로 하였다. 實驗 前에 裝置內의 不凝縮가스인 공기를 제거하기 위해서 진공펌프로 裝置內를 30分 程度 吸引, 排出한 다음 冷媒蒸氣를 器內에 充滿시켜 재차 진공펌프로 冷媒蒸氣와 함께 殘留空氣를 吸引 排出하였다. 파라메타의 調節은 보일러內에 設置된 浸漬式 加熱器의 電壓調節과 冷却水量의 調節에 의하였으며, 實驗은 冷媒蒸氣의 凝縮量과 壓力이 平衡하여 定常狀態에 達한 후에 測定하였다. 그리고 運轉時의 壓力範圍는 118 kPa~196 kPa로 하였다. 實驗條件을 變更하였을 때 이러한 定常狀態에 도달하는 데는 30分 程度가 걸렸으나 測定은 2時間 以上の 平衡狀態가 유지될 때를 定常狀態에 達한 것으로 하였다.

結果 및 考察

1. 熱收支(heat balance)

裝置의 熱收支를 확인하기 위해 冷却水側의 傳熱量을 使用하여, 一般적으로 使用되는 單狀亂流熱傳達式과 比較檢討하였다. 즉, 圓管內의 흐름이 發達한 亂流이고 流體와 壁溫의 溫度差가 적으며 壁溫이 一定한 경우의 熱傳達率은 一般적으로 다음의 Dittus-Boelter式으로 計算한다.⁸⁾

$$Nu_c = 0.23 Re_c^{0.8} Pr_c^{0.4} \quad (1)$$

$$(10,000 < Re_c < 120,000, 0.7 < Pr_c < 120, l/d_i > 60)$$

여기서 $Nu_c = h_c d_i / k_c$, $Pr_c = c_{pc} \rho_c \nu_c / k_c$, $Re_c = u d_i / \nu_c$ 이다.

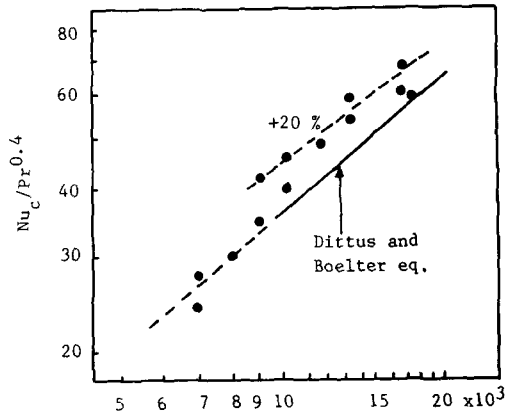


Fig. 4. Mean heat transfer coefficient of coolant compared with Dittus-Boelter equation.

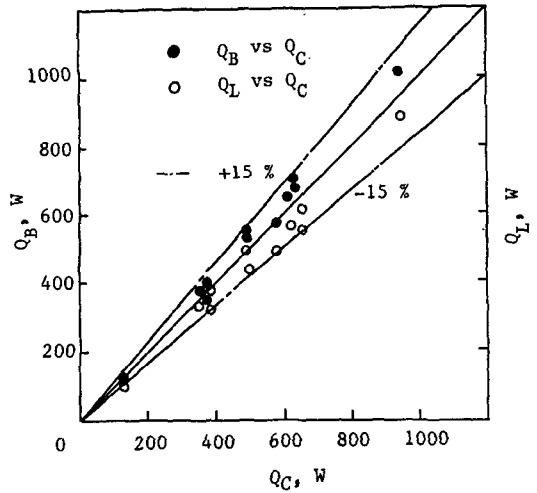


Fig. 5. Heat balance.

Fig.4는 本 實驗에 의해 求한 冷却水側의 熱傳達率을 無次元整理한 結果를 나타낸 것이다. Fig.4 中의 實線은 式(1)을 나타내며 實驗值는 $Re > 10,000$ 에서 式(1)보다 平均 15%程度 큰 값을 나타내었다. 이것은 本 實驗裝置에서 傳熱部의 l/d 가 20程度이므로 거의 溫度助走區間의 影響內에 있다고 보아진다. 이 溫度助走區間의 影響에 對해서는 McAdams⁸⁾는 式(1) 右邊에 $[1 + (d_i/l)^{0.7}]$ 을 곱하여 보정하도록 권장하였다. 이것을 本 實驗結果에 적용하면 式(1)보다 約 13% 程度 높아지나 管內에 있는 傳熱面溫度

의 測定을 위한 熱電對의 導線이 管内의 冷却水側에 있으므로 亂流促進效果에 의하여 熱傳達率이 보다 增加되었으리라 豫想된다. 이러한 點들을 고려한다면 實驗에 의한 冷却水側 熱傳達率은 타당한 값을 나타내고 있다고 생각된다.

Fig. 5는 裝置의 熱收支를 計算하기 위해 試驗區間의 傳熱量을 冷却水の 溫度上昇으로 부터 計算한 熱量(Q_c), 冷媒凝縮量으로 부터 計算한 熱量(Q_L) 및 Boiler의 電氣入力(Q_B)으로부터 計算한 熱量을 서로 비교한 것이다. Fig. 5中의 一點鎖線은 $\pm 15\%$ 의 範圍를 나타내나 傳熱量의 種類에 關係없이 $\pm 15\%$ 以內에 잘 一致하고 있다. 또 Q_B 는 Q_C 보다 약간 큰 값을, Q_L 은 Q_C 보다 약간 낮은 값을, 즉 Q_C 는 Q_B 와 Q_L 의 中間을 나타내므로 冷媒에 대한 傳熱量의 計算으로서 冷却水の 溫度上昇에 의해 구한 값인 Q_C 를 傳熱量으로 計算하였다.

2. 傳熱面溫度

Fig. 6은 試驗區間中央部の 傳熱面溫度를 上部에서 90° 각역으로 4個所에서 測定한 값을 나타낸 것인데 熱流束에 關係없이 傳熱面の 溫度는 上部($\phi=0^\circ$)로부터 下部($\phi=180^\circ$)로 갈수록 逐漸히 낮아지고 있다. 그러나 그 低下가 本 實驗範圍에서는 最大로 2°C 程度이므로 本 實驗에서는 傳熱面溫度가 一

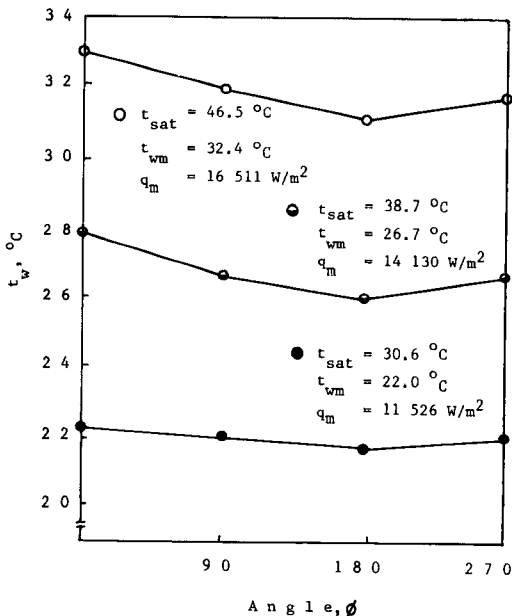


Fig. 6. Surface wall temperature distribution.

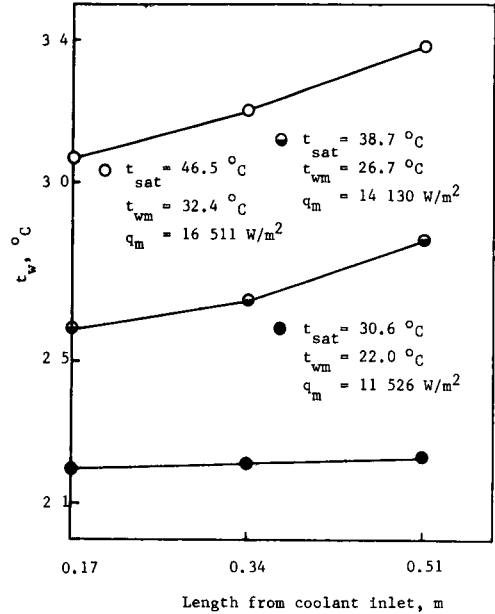


Fig. 7. Surface wall temperature distribution of horizontal direction.

정한 것으로 생각하였다.

Fig. 7은 試驗區間的 冷却水入口에서부터 各各 170 mm, 340 mm, 510 mm에서 測定한 傳熱面溫度의 分布例를 나타냈는데 冷却水入口側 傳熱面溫度와 出口側 傳熱面溫度의 平均이 傳熱管中央部の 傳熱面溫度와 거의 一致하므로 中央部 4個所에서 測定하여 算術平均한 값을 傳熱面平均溫度라 假定하였다.

3. 不凝縮가스(空氣)의 影響

1) 純粹飽和蒸氣의 凝縮

純粹 R-11 蒸氣의 實測值에 의한 平均熱傳達率(h_{mo})은 다음 式에 의해 計算하였다.

$$h_{mo} = q_m / (t_{sat} - t_{wm}) \quad (2)$$

$$q_m = W_o c_{pc} (t_{co} - t_{ci}) / A \quad (3)$$

· 水平圓管外表面에 대한 凝縮熱傳達의 計算에 一般的으로 適用되는 Nusselt의 解는 다음식과 같다.

$$h_{Nu} = 0.725 (k_L^3 \rho_L^2 g_L / d_o \mu_L \Delta t)^{1/4} \quad (4)$$

여기서

h_{Nu} ; Nusselt式에 의한 平均熱傳達率($W/m^2 K$)

冷媒液의 物性値는 다음式에 의한 代表溫度(t^*)에서의 값을 使用하였다.⁶⁾

$$t^* = t_{wm} + 0.31(t_{sat} - t_{wm}) \quad (5)$$

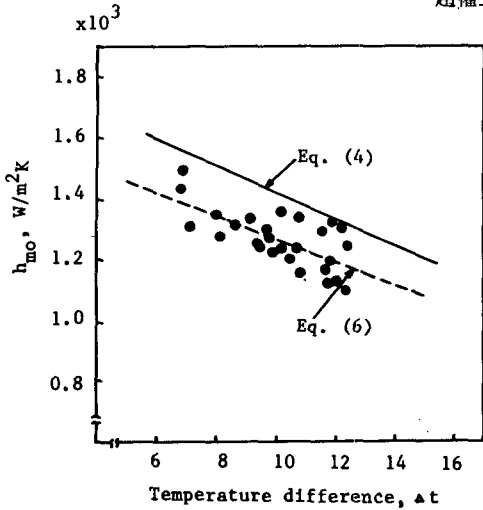


Fig. 8. Comparison between experimental and Nusselt heat transfer coefficient of the pure vapor.

Fig. 8 에는 實驗結果를 Δt 에 對해 나타낸 것으로, 比較를 위하여 式 (4)의 Nusselt式을 實線으로 나타내었고, 點線은 本 實驗結果를 最小자승법에 의해 求한 다음의 實驗式을 나타낸다.

$$h_{mo} = 1654 - 38.1 \Delta t \quad (6)$$

그림에서 平均熱傳達率은 Δt 가 增加함에 따라 減少하며 Nusselt의 式보다 約 10% 程度 낮게 나타나고 있으나 (4)式과 거의 平行하다. 이는 正島等¹¹⁾이 R-11을 作動流體로한 水平圓管上에서의 凝縮에 關한 實驗結果와 같 一致한다.

2) 空. 氣存在時의 飽和蒸氣凝縮

冷媒蒸氣에 對한 空氣의 含有率 W_a 는 冷媒蒸氣 및 空氣를 理想氣體로 假定하여 冷媒蒸氣가 유입되기 직전에 試驗區間內의 壓力 P_1 및 溫度 T_1 , 그리고 冷媒가 試驗區間內에 들어서서 平衡狀態에 도달하였을 때의 壓力 P_2 및 溫度 T_2 를 各各 測定하여 다음 式으로 計算하였다.⁹⁾

$$W_a = M_a n_a / M_f n_f = 0.2108 P_1 T_2 / (P_2 T_1 - P_1 T_2) \quad (7)$$

Fig. 9는 試驗區間 中央部에서의 원주방향에 대한 空氣含有率과 局所熱傳達率의 關係를 나타내었다. Fig. 中의 實線 및 波線들은 本 實驗結果로부터 求한 空氣含有率에 대한 局所熱傳達率의 實驗式으로 各各 다음과 같다.

$$h_{za} = 1256 \exp(-0.099 W_a) \quad (8)$$

$$h_{zb} = 1172 \exp(-0.100 W_a) \quad (9)$$

$$h_{zc} = 1131 \exp(-0.097 W_a) \quad (10)$$

$$h_{zd} = 1158 \exp(-0.099 W_a) \quad (11)$$

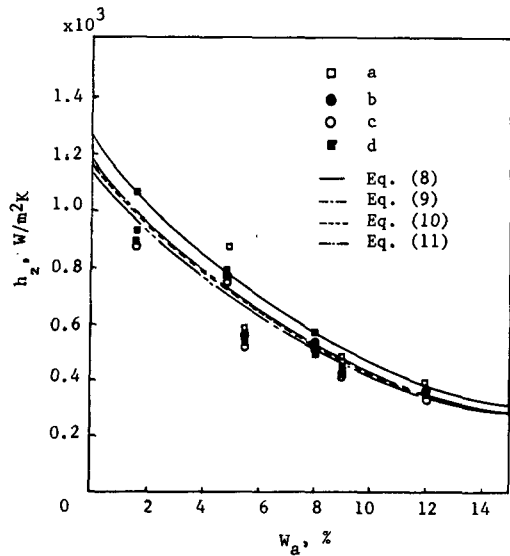


Fig. 9. Effects of air on local heat transfer coefficient.

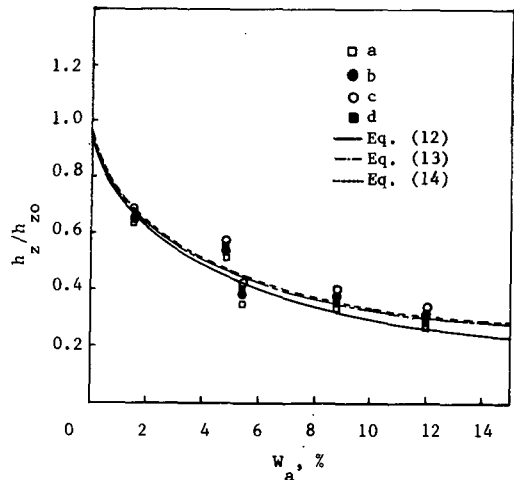


Fig. 10. Local heat transfer coefficient of pure vapor compared with noncondensable.

Fig. 9를 보면 傳熱管의 上端(a 위치)에서 局所熱傳達率(h_z)이 가장 크게 되고 下端(c 위치)으로 갈수록 낮게 나타나고 있는데 이것은 a에서 c로 갈수록 液膜이 두꺼워져 熱抵抗이 增大하기 때문이라 생각된다.

各 局所熱傳達率의 W_a 에 대한 影響을 보기 위해 Fig. 10에 純粹飽和蒸氣의 경우 各 局所熱傳達率 h_{zo} 와 不凝縮가스가 存在할 때의 局所熱傳達率 h_z 의

比인 h_z/h_{z_0} 와 W_a 의 關係를 나타냈다. 空氣가 局所熱傳達率에 미치는 影響을 傳熱面의 中央部, 즉 위치 a, b, c, d에 對해 $\pm 15\%$ 로 만족하는 다음의 實驗式을 얻었다.

$$h_{za}/h_{z_0} = \exp(-0.3357 W_a^{0.558}) \quad (12)$$

$$h_{zb}/h_{z_0} = \exp(-0.3081 W_a^{0.550}) \quad (13)$$

$$h_{zc}/h_{z_0} = \exp(-0.3101 W_a^{0.537}) \quad (14)$$

$$h_{zd}/h_{z_0} = \exp(-0.3199 W_a^{0.534}) \quad (15)$$

Fig. 10을 보면 a部分이 가장 減少比率이 커서 空氣의 影響을 많이 받고 있는 것으로 나타났는데 이것은 傳熱管上端側일수록 液膜두께가 얇어져서 그만큼 空氣의 影響을 強하게 받고 있다고 생각된다.

Fig. 11은 裝置의 設定壓力을 變化시켜 實驗한 경우의 管壁平均溫度로부터 計算한 平均熱傳達率 h_m 과 W_a 의 關係를 나타낸 것이다. Fig. 11에서와 같이 少量의 空氣가 存在하면 h_m 은 현저히 低下하는 것이 보여진다. 이것은 空氣와 같은 不凝縮가스가 存在하면 濃度勾配(空氣-蒸氣境界층의 擴散)가 있는 氣體內에서 서로 擴散하는 分子의 比率이 다르므로 溫度勾配가 생기게 된다. 즉 氣體內에는 物質의 熱擴散抵抗이 생겨 液膜과 蒸氣사이의 熱抵抗이 增大해진다. 또한 壓力 P 가 크게 됨에 따라 h_m 은 약간 減少하는 傾向이 나타나지만 이것은 壓力 P 가 增加함에 따라 熱流束 q_m 도 增大하나 그 以上으로 傳熱面溫度差가 크게 되기 때문이다.

各 壓力下에서 $W_a=0$, 즉 純粹冷媒蒸氣의 경우

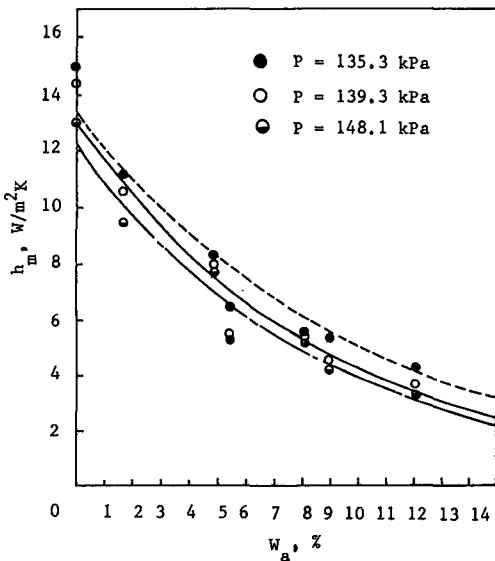


Fig. 11. Effect of air on mean heat transfer coefficient.

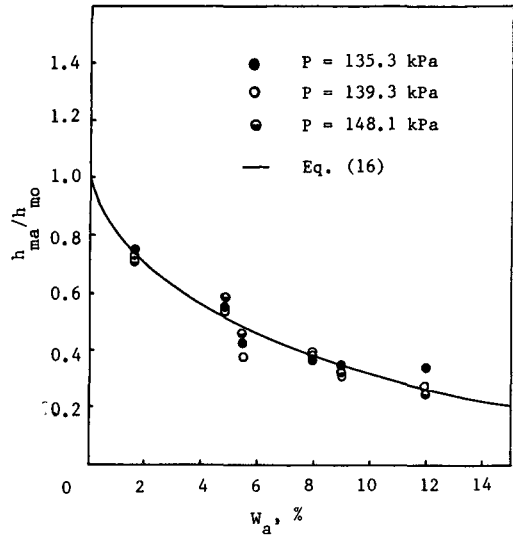


Fig. 12. Heat transfer coefficient of pure vapor compared with noncondensable.

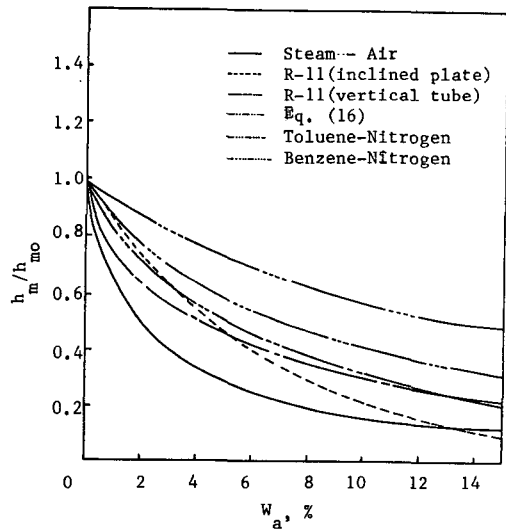


Fig. 13. Comparison between experimental results and previous research.

h_m 을 h_{m_0} 로 하며, 空氣가 存在하는 경우를 h_{m_a} 로 하여 平均熱傳達率比 h_{m_a}/h_{m_0} 와 W_a 의 實驗값을 나타내면 Fig. 12와 같다. 實驗結果로부터 $\pm 10\%$ 의 誤差로 相關할 수 있는 다음의 式을 얻었다.

$$h_{m_a}/h_{m_0} = \exp(-0.2064 W_a^{0.746}) \quad (16)$$

式(16)에 의하면 平均熱傳率은 壓力에 관계없이 $W_a=5\%$ 에서 半減되는 것을 알 수 있다. 式(16)을 과거의 研究들과 比較하기 위해 Fig. 13에 나타냈다. Henderson¹⁾의 toluene-nitrogen 實驗結果, 泉等²⁾의 R-11(垂直管内 凝縮)에 대한 實驗結果와 유사한 경향이나 같은 R-11에 대해 영향이 다른 것은 實驗裝置의 特性에 따라 그 영향이 달라질 수 있다는 것을 알 수 있다.

4. 空氣存在時 過熱蒸氣의 凝縮

過熱에 의한 熱傳達率 h_{ms} 는 試驗區間內的 壓力에 상당하는 冷媒의 飽和溫度 t_{sat} 와 傳熱面平均溫度 t_{wm} 과의 溫度差로 계산한 값, 즉

$$h_{ms} = q_m / (t_{sat} - t_{wm}) \quad (17)$$

로 계산하였다. Sparrow-Eckert³⁾에 의하면 純粹蒸氣의 過熱의 影響은 다음 式으로 구할 수 있다.

$$h_{ms}/h_m = [1 + c_{pv}(t_{\infty} - t_{sat})/L]^{1/4} \quad (18)$$

Fig. 14는 空氣含有率을 變化시키면서 飽和溫度 33°C의 冷媒蒸氣를 過熱度 20~45°C까지 過熱하여 實驗한 結果로, 純粹過熱蒸氣 및 空氣를 포함한 過熱蒸氣가 凝縮에 미치는 영향을 h_{ms} 와 Δt_s 의 關係로 나타낸 것이다. 또 이들 結果로부터 W_a 를 변수

로 하여 實驗結果로부터 최소자승법에 의해 10% 以內에 相關할 수 있는 다음의 實驗式을 各各 求했다.

$$W_a=0 : h_{ms}=1369+0.22 \Delta t_s \quad (19)$$

$$W_a=1.68 : h_{ms}=1001+0.079 \Delta t_s \quad (20)$$

$$W_a=4.9 : h_{ms}=699+2.25 \Delta t_s \quad (21)$$

$$W_a=8.1 : h_{ms}=512+0.642 \Delta t_s \quad (22)$$

$$W_a=9 : h_{ms}=414+0.237 \Delta t_s \quad (23)$$

$$W_a=12.05 : h_{ms}=391+0.091 \Delta t_s \quad (24)$$

Fig. 14에서 보는바와같이 $W_s=0$, 즉, 純粹蒸氣에서는 最大過熱度 45°C에서 過熱蒸氣의 平均熱傳達率 增加는 1% 以內이어서 Sparrow-Eckert式에 의한 +5%와 거의 일치하지만 空氣가 存在하는 경우의 過熱度의 影響은 $W_a=5\%$ 정도가 될 때 가장 그 影響이 현저하여 熱傳達率의 增加가 15% 정도 되었다. 그러나 $W_a=5\%$ 이후로는 그 增加比率이 점점 낮아져 $W_a=12\%$ 정도에서는 영향이 대단히 완만하였다. 이러한 결과는 純粹蒸氣의 경우에는 過熱의 영향은 거의 무시할 수 있으나 不凝縮가스를 포함한 過熱蒸氣의 凝縮에서는 重要한 因子가 될 것으로 생각된다.

結 論

水平圓管上에서 R-11이 凝縮할때 空氣 및 過熱蒸氣의 影響에 관한 實驗을 한 結果 다음의 結論을 얻었다.

1. 空氣의 影響을 고려한 局所熱傳達率 및 純粹蒸氣에 대한 局所熱傳達率에 대해 實驗式 (8)~(11) 및 (12)~(15)를 얻었다.

2. 本 實驗範圍에서 空氣가 存在할 때의 平均熱傳達率은 壓力의 影響은 적었다.

3. 純粹蒸氣의 凝縮에 대한 過熱蒸氣의 影響은 最大過熱度 45°C에서 1% 以內이어서 Sparrow-Eckert의 解析結果와 比較的 一致하였지만 空氣가 存在할 때의 過熱의 影響은 $W_a=0\sim5\%$ 사이에서 그 影響이 점점 크게 되어서 $W_a=5\%$ 程度에서는 熱傳達率의 增加가 15%程度로 되었다. 그러나 $W_a=5\%$ 以後로는 그 增加比率이 점점 낮아져 $W_a=12\%$ 程度에서는 거의 影響이 나타나지 않았다.

文 獻

1. Henderson, C. L., J.M. Marchello. 1969. Film condensation in the presence of a nonconden-

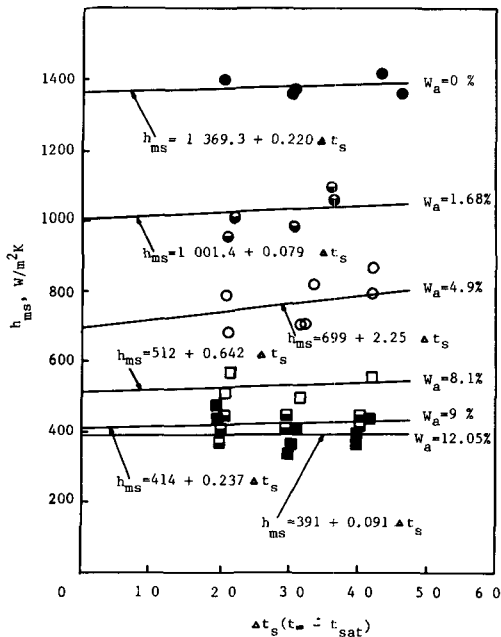


Fig. 14. Condensation heat transfer in the presence of air and superheated vapor.

- sable gas. Trans. ASME. C-91, 447—450.
2. Sparrow, E. M., J. L. Gregg. 1959. Laminar condensation heat transfer on a horizontal cylinder. Trans. ASME. C-81, 291—296.
 3. Sparrow, E. M., E. R. G. Eckert. 1961. Effects of superheated vapor and noncondensable gases on laminar film condensation. AIChE. Journal, 473—477.
 4. Sparrow, E. M., S. H. Lin. 1964. Condensation heat transfer in the presence of a noncondensable gas. Trans. ASME. C-86, 430—436.
 5. Minkowyz, W. J., E. M. Sparrow. 1966. Condensation heat transfer in the presence of noncondensables, interfacial resistance, superheating, variable properties, and diffusion. Int. J. Heat Mass Transfer. 9, 1125—1144.
 6. William H. McAdams. 1954. Heat transmission, 234, 3rd Ed, McGRAW-HILL, 234—338.
 7. Mori, Y., K. Hijikata, K. Utsunomiya. 1977. Effects of noncondensable gas on film condensation along a vertical plate in an enclosed chamber. Trans. ASME. C-99, 2572—62.
 8. 甲藤好郎 著. 1982. 傳熱概論. 140—145, 養賢堂板.
 9. 泉亮太郎・石丸典生・小椋健二・稻生幸嗣. 1978. 冷媒の凝縮熱傳達到に及ぼす空氣および油の影響. 冷凍. 53(603), 11—17.
 10. 泉亮太郎・加賀定・稻生幸嗣・野々昌之. 1979. 冷媒凝縮に及ぼす空氣および油の影響. 冷凍. 54(626), 23—31.
 11. 五島正雄・堀田秀夫・手塚俊一. 1979. フロン系冷媒の水平管外模狀凝縮熱傳達到. 冷凍. Vol.54(623), 13—20.