

◆ 連載講座 ◆

第 3 回(終)

冷凍裝置內 冷媒流動에 對한 實驗的 提考**

Practical Hints on Refrigerant Flow in Refrigeration System

Nils Gustafsson*

冷却코일의 最適活用을 爲한 冷媒流量的 決定法

冷媒가 흐르는 冷却코일은 最適活用을 하고자 할 때 그 設計가 좀 까다롭다. 코일은 普通으로 並列로 連結된 몇개의 루우프로 構成된다.

各 루우프의 全 길이는, 冷媒와 管壁사이의 熱傳達係數가 그 길이에 따라 增加하나 한편 코일內의 壓力降下도 길이에 따라 增加하여 熱傳達을 增加시키는 影響을 減少시키게 되는 까닭에 重要한 한 要因이 된다. 어느 定해진 冷媒, 熱流束 및 管徑에 對해서 各 루우프에는 分명한 最適루우프 길이가 存在한다. 固定된 1루우프 코일에서 管의 直徑이 最適化된다.

이 問題를 다루기 爲해서는 蒸發管을 따르는 溫度分佈를 보아야 한다. 마찰로 인한 管入口서 管出口까지의 冷媒의 壓力降下를 冷媒壓力에 對應하는 溫度의 差로 볼 수 있다.

여기에서, 熱流束이 管外의 條件에서 오는 唯一한 變數이기 때문에 周圍의 條件은 別로 重要하지 않다는 것을 注意하지 않으며 안된다. 別途의 研究로 코일管의 外部條件에 關聯되는 設計因子들이 說明된다.

모든 冷凍裝置에서 主要한 因子는 普通 吸入溫度라 부르는 코일管出口의 吸入壓力이다. 코일管外部의 定하여진 條件下에서 코일의 最適活用은 管內壁과 冷媒사이의 溫度差가 最小가 될 때 나타나고 이것은 또 最適의 全體熱傳達係數를 주게 된다.

그림 4. 에서 曲線의 모양과 曲線들 사이의 關係를 調

* 正會員, 農漁村開發公社 食品研究所 (UNDP/FAO(AFDC), UN-EXPERT)

** 正會員, 閔滿基譯

査하여 보면 興味있는 일이다. 높은 熱流束은 매우 分명한 最大值를 갖고 있는데 그 最適點 근방에서 急激한 變化를 한다. 그러나 낮은 熱流束은 相當히 平坦한 最適值를 갖고 있다. 適合한 管徑이를 選定하는 것은 낮은 熱流束보다는 높은 熱流束에서 더 重要하다. 最適길이 보다 짧은 管徑이에서 熱傳達係數는 負荷 即 熱流束의 增加와 더불어 增加한다. 그러나 긴 管徑이에서는 그 反對가 된다.

그러나 全體熱傳達係數(管 밖에서의 因子도 考慮한)는 外部의 因子에 依해서 影響을 받아 더 減衰된다.

管內 冷媒流動의 壓力降下는 다음과 같이 計算된다. (Pierre¹ 에 依함)

$$\frac{\Delta P}{L} = \left[f_m + \left(\frac{x_2 - x_1}{x_m} + \frac{n}{2} \zeta \right) \frac{d_e}{L} \right] \left(\frac{M'}{A} \right)^2 \frac{v_m}{d_e}$$

$$\Delta P = \text{壓力降下}, \frac{N}{m^2}$$

f_m = 摩擦係數

x = 乾燥度 x_1 : 入口, x_2 : 出口, x_m : 平均

n = 管벤드의 數

ζ = 管벤드의 抵抗係數

L = 管 길이, m

d_e = 管內徑, m

M' = 冷媒質量流量, kg/s

A = 管內의 斷面積, m²

v_m = 蒸氣·液體混合物의 平均比體積, m³/kg

이것은 近似計算으로서 그래프로 나타내어진다.

冷却코일의 適合한 直徑의 計算을 單純化하기 爲하여 熱傳達과 壓力降下에 對한 두개의 式을 結合하여 最適化를 爲하여 使用한다.

코일內冷媒의 完全한 蒸發을 爲하여 이것을 그래프로 다음과 같이 表示할 수 있다.

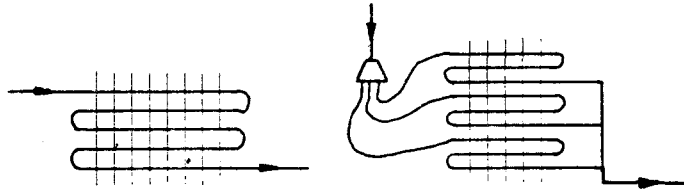


그림 1. (a) 1루우프코일 (b) 3루우프코일

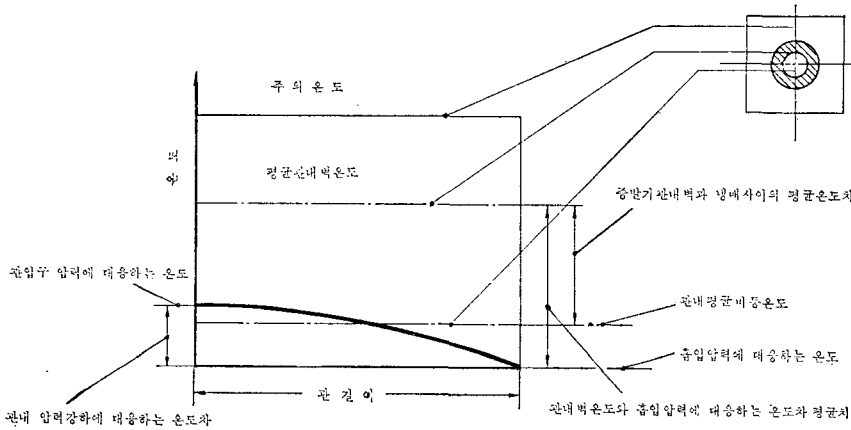


그림 2. 冷却 管길이에 따르는 温度變化

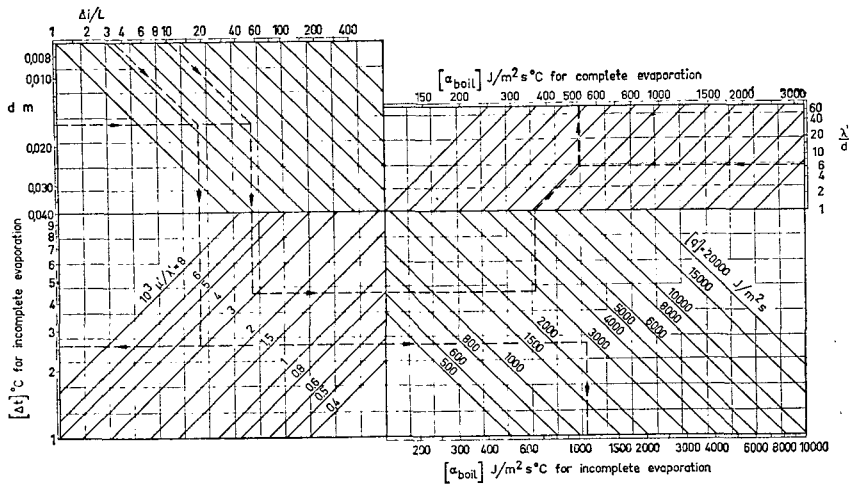


그림 3. 水平管内 冷媒의 沸騰膜係數

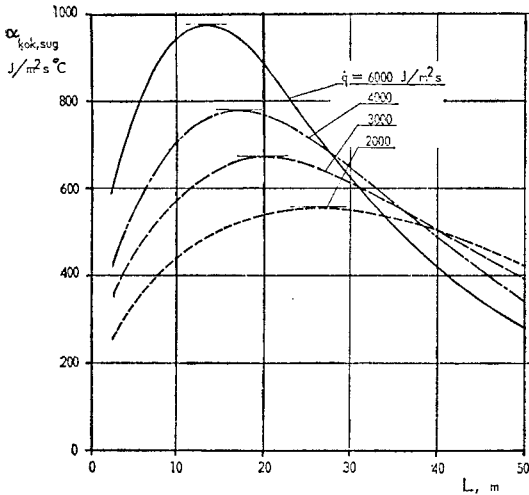


그림 4. 管길이의 영향을 보여주기 위하여 다음의 예를 들었다.

冷媒 F-12 : 油分離器 있음
 蒸發溫度 : 0°C
 管內徑 : 14.1mm(5/8" O.D.)
 벤드 사이 휜이 있는 길이 : 1m
 熱流束變 : 6000, 4000, 3000, 2000 J/m²s*

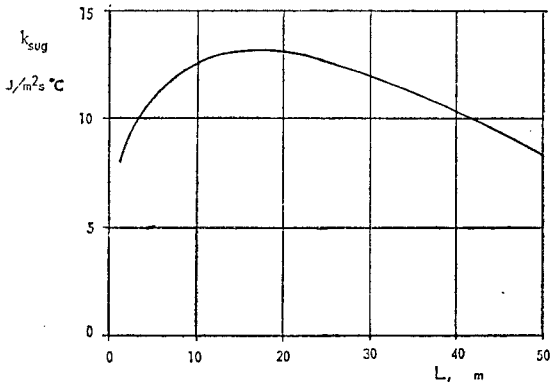


그림 5. 管길이에 對한 全體熱傳達係數

例로서
 冷媒 F-12 : 油分離器 있음.
 蒸發溫度 : 0°C
 管徑 15.9/14.1mm
 휜크기 : 50×50mm
 휜두께 : 1/2mm AL.
 휜간격 : 5mm
 空氣-휜의
 熱傳達係數 : 35 J/m²s°C(濕負荷에 對하여 25%
 追加)
 熱流束 : 4000 J/m²s

이 그래프에서 마찰係數에는 마찰損失, 加速損失, 그리고 튜브벤드 內의 損失들이 包含되어 있고 普通으

로 0.02(두어개의 튜브벤드)에서 0.06(루우프當 數個의 튜브벤드)이며 벤드가 없는 直線管에서는 0.015이다. 마찰係數에 對한 指數는 적은 數值 0.37이므로 最適管길이에 對한 影響은 中間 程度이다. 大略的인 計算으로 充分하다는것이 大部分의 境遇이다.

그러나 管內壁으로의 熱流束은 매우 重要하며 이 그래프의 使用을 容易하게 하기 爲해서 몇 개의 普遍的인 境遇를 다음에 든다.

1. 冷藏室 天井에 設置된 重力流動의 裸管. 室內 溫度와 吸入冷媒의 溫度差-10°C. 冷媒-NH₃. 蒸發溫度-30°C. 熱流束 q-約 80J/m²s. 마찰 係數-約 0.015. 管徑-32mm. 最適길이-840m.
2. 強制循環式 裸管 쿠올러.
 空氣流束-約 3.5m/s. 溫度差-10°C. 濕負荷-約 20%. 冷媒-NH₃. 蒸發溫度 -30°C. 마찰係數-約 0.020. 熱流束 q-約 400J/m²s. 管徑-25mm. 最適길이-84m.
3. 重力流動式 天井 冷却코일
 螺線式 管에어 로우휜-19mm 內徑. 휜間隔-19mm. 휜外徑-50mm. 蒸發溫度-10°C. 濕負荷-20%. 溫度差-約 10°C. 마찰係數-約 0.02. 熱流速-約 750J/m²s. 最適길이-152m(NH₃ 때), 128m(F-22때) 및 89m(F-12때).
4. 에어블라스트 쿠올러. 같은 螺線式 管에어 로우휜.
 空氣流速-3.5m/s. 蒸發溫度-10°C. 마찰係數-約 0.03. 熱流速 q-約 3000J/m²s. 最適길이-42m(NH₃때) 32m(F-22때), 및 22m(F-12때).
5. 4番의 例와 같음. 다만 蒸發溫度 -40°C. 最適길이-20m(NH₃ 때), 17m(F-22때), 및 12m(F-12때).
6. 휜달린 銅管. 外徑-1/2". 휜크기-50×4mm. 휜間隔-4mm. 空氣流速-3.5m/s. 溫度差-10°C. 蒸發溫度-10°C. 마찰係數-約 0.04. 熱流速-約 4000 J/m²s. 最適의 直列管 길이-12.7m(F-22 때) 및 8.6m(F-12때).
7. 6番의 例와 같음. 다만 蒸發溫度-+5°C. 熱流速 5000 J/m²s(空氣와 蒸發器코일). 最適의 直列管 길이-13.5m(F-22 때) 및 9.4m(F-12 때)
8. 휜달린 銅管. 外徑-1/2". 휜크기-38×41mm². 휜間隔-3mm. 蒸發溫度-+5°C. 空氣流速-3.5m/s. 溫度差-約 10°C. 熱流速-約 6000J/m²s. 마찰係數-約 0.04. 最適의 直列管 길이-12.1m(F-22 때) 및 8.5m(F-12 때).

最適의 管길이를 求할 때 그 最適길이의 管內 壓力降下를 알고 그에 相應하는 溫度差가 아래의 그래프처럼

* SI 單位, p.25 參照

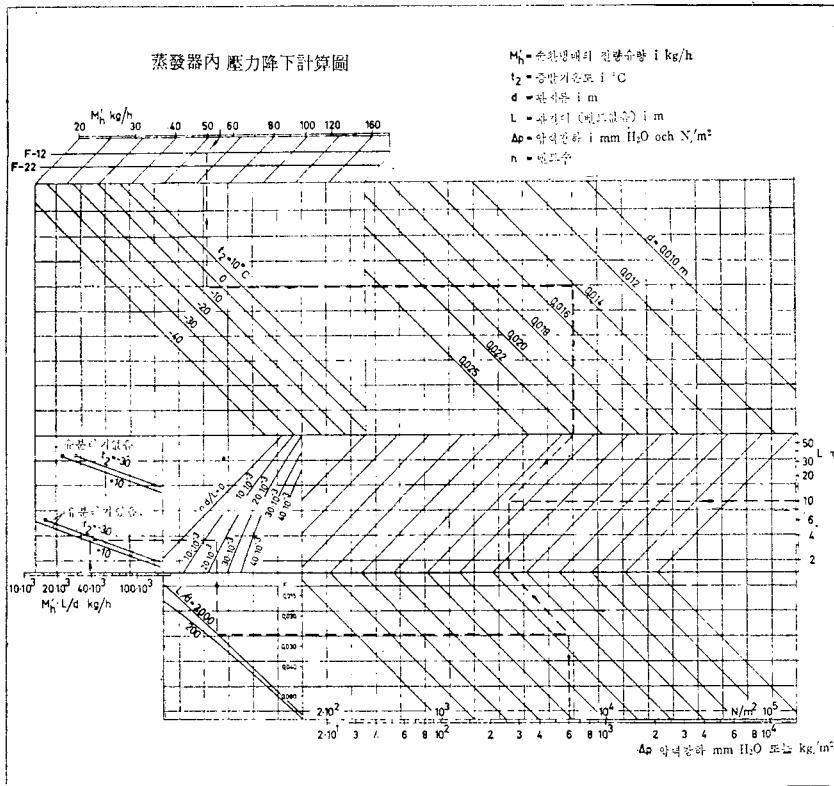


그림 6. 蒸發器內 壓力降下計算圖

Example; Freon12 at 0°C
 Tube 5/8" OD (14.1 mm)
 Heat flux = 3000 J/m²s
 Friction factor = 0.025
 Read $L_{opt} = 19m$

$$L_{opt} = C \frac{d}{q^{0.652} \cdot f^{0.34}}$$

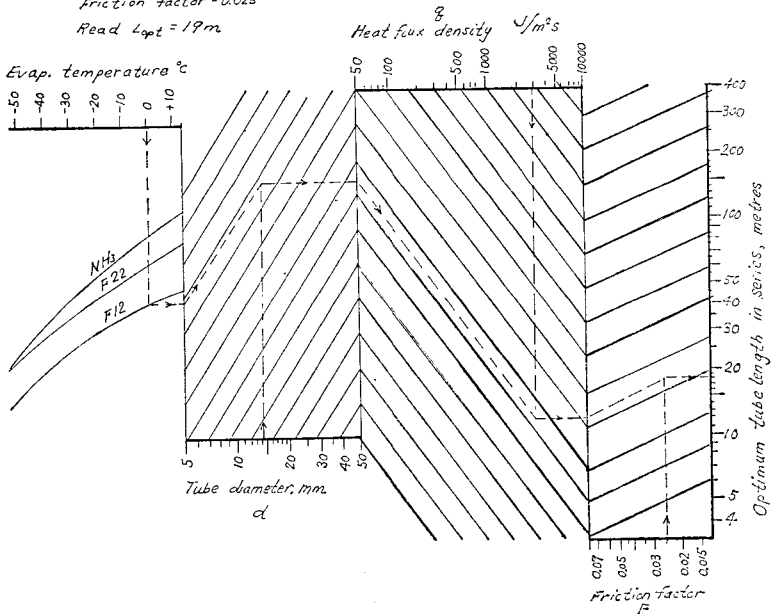


그림 7. 蒸發器 管의 最適길이

冷凍裝置內 冷媒流動에 對한 實驗的 提考

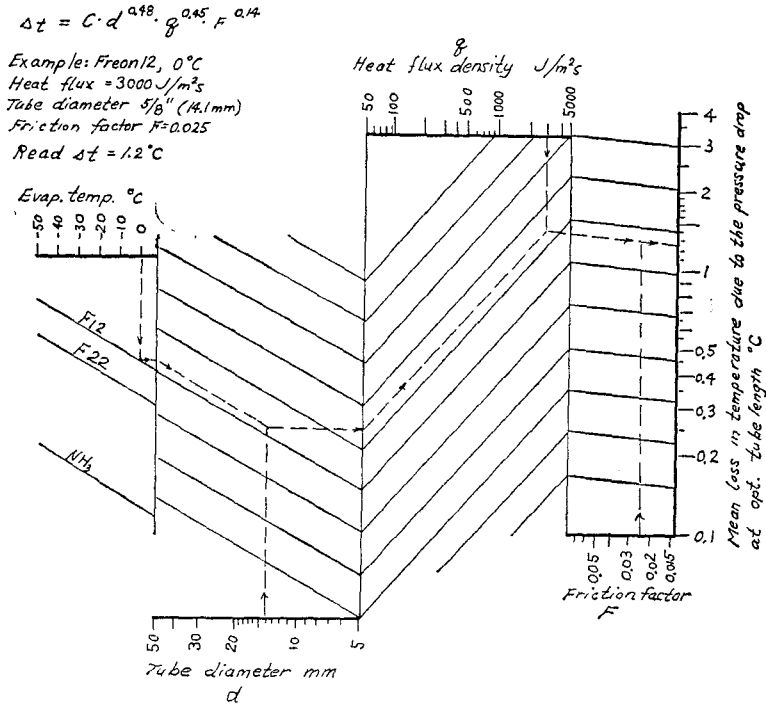


그림 8. 最適길이의 蒸發器內 壓力降下에 對應하는 溫度差

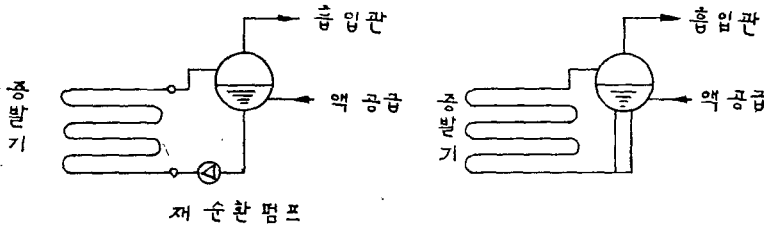


그림 9. 再循環펌프를 둔 蒸發器와 안둔 蒸發器

$\Delta t = C \cdot d^{0.48} \cdot q^{0.45} \cdot F^{0.14} \text{ } ^\circ\text{C}$

로 表示된은 興味있는 일이다.

不完全한 蒸發을 하는 蒸發器는 強制循環을 시킨다. 이러한 蒸發器를 위에 그림에 보여준다.

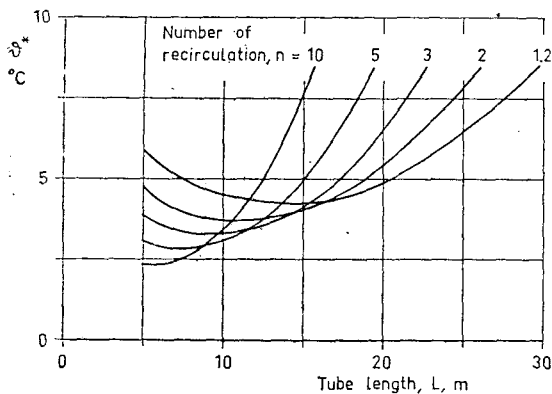
冷媒를 循環시키는 蒸發器는 熱傳達의 觀點에 數個의 長點을 지니고 있다. 이 型의 蒸發器는 安모니어 裝置에서 널리 쓰이고 있고 프레온을 使用하는 大型 冷凍裝置에서도 普及되어 가고 있다.

循環回數는 完全蒸發에서는 1이고 10回 以上の 冷媒를 通過시킬 때는 10이다. 管壁과 冷媒사이의 沸騰熱傳達係數는 循環回數의 제곱근에 比例하여 增加한다. 冷却코일을 通하는 冷媒流量을 完全蒸發의 流量의 4배로 選定하면 沸騰熱傳達係數는 2배가 된다. 反面에 壓力降下는 大略循環回數의 제곱에 比例하여 增加한다. 蒸發

器內의 높은 壓力降下는 吸入壓力의 低下로 인하여 冷凍壓縮機의 動力消費와 再循環펌프의 에너지入力에 나쁜 영향을 준다.

定하여진 蒸發器에서 最適再循環回數의 選定은 蒸發器 管出口 內의 壓力에 對應하는 蒸發溫度에 基礎한 可能한 最大의 全體熱傳達係數를 가져오는 回數이다. 類似한 理論을 蒸發器의 管길이(各 루우프의 全長) 選定에 對해서도 展開할 수 있는데 이는 通常으로 蒸發器코일을 絞길 루우프數를 가르킨다. 코일當 루우프數의 또는 直列時 管길이 變更은 蒸發器 單位表面當 費用을 약간 變更시킬 뿐이다. 蒸發器의 技術的인 最適化란 沸騰熱傳達係數와 壓力降下로부터 計算한 全體熱傳達係의 最適化를 말한다.

平均 管內壁溫度와 相應하는 吸入溫度의 差는 全體熱



冷 媒 : R-22
 蒸發溫度 : -40°C
 熱 流 束 : $q=300\text{J}/\text{m}^2\text{s}^{\circ}\text{C}$
 全 摩 擦 係 數 : $F=0.015$
 그림 10. 管 길이 L 의 函數로서의 溫度差 $v^{\circ}\text{C}$

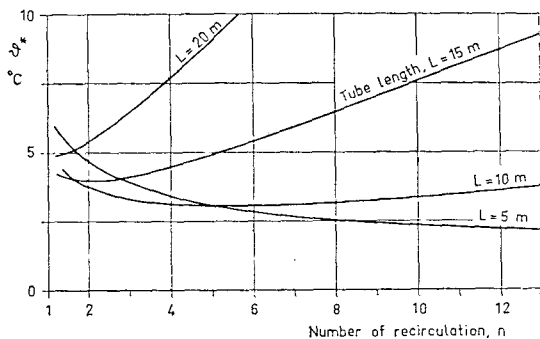


그림 11. 再循環數 n 의 函數로서의 溫度差 $v^{\circ}\text{C}$ (그림 10과 같은 예)

傳達係數가 最適值일 때에 最少가 된다.
 特定한 蒸發器에 對하여 이것을 그래프에 例示한다
 또는 管 길이를 助變數로 取할 때 그래프에 나타낸다.
 이것을 그래프에 나타내면 다음과 같다.

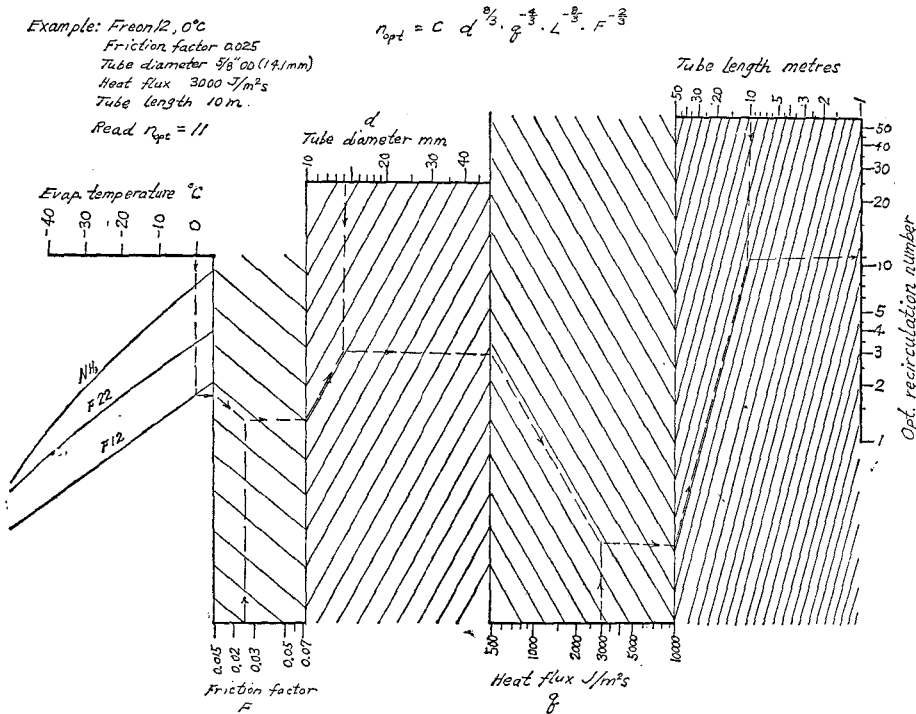


그림 12. 蒸發器의 最適再循環數

再循環數가 높고 길이가 가장 짧은 것이 最上의 結果를 가져온다는 것은 明白하나 實際的인 理由에 依해서 가장 適切한 再循環率을 選定해야 되는 어떤 管길이가 要求될 수 있다.

最適의 再循環回數를 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$n_{opt} \approx C \cdot F^{-\frac{2}{3}} \cdot d^{\frac{8}{3}} \cdot q^{-\frac{4}{3}} \cdot L^{-\frac{7}{3}}$$

이때

F = 一定하다고 假定한 全마찰係數(이것은 實際境遇가 아니지만 '이것은 最適의 再循環回數에 別 영향을 안준다). 係數는 管길이當 벤드數에 左右되고 오일이 없을 때 0.015~0.025이고 오일이 있을 때 0.04~0.05인 것이 普通이다.

d = 管内徑 mm

q = 熱流速 KJ/m^2s

L = 管길이 m

C = 係數로서

	12	R 22	NH ₃
0°C	5500	11000	22000
-20°C	2800	5500	10000
-40°C	1300	2500	3500

이 蒸發器의 最適化는 恒常 相當히 높은 再循環率을 주게 되는데 이 값은 蒸發器로부터 그리고 蒸發器에 連結된 配管의 費用을 내리기 爲해서 어떤 때는 낮추어야 된다. 蒸發器로 들어가는 液體冷媒供給線에 對한 修正

計算은 (完全蒸發에 對한) 管길이를 再循環回數로 곱하므로서 原公式을 使用할 수 있다. 한便 吸入線은 冷却 負荷에 再循環回數를 곱하므로서 計算될 수 있다.

높은 再循環率은 不必要하게 크고 값이 나가는 吸入 管을 만든다. 가장 普遍的으로 使用되는 再循環率은 7 과 8 사이이다.

參 考 文 獻

1. Pierre, B: Varmeovergangen vid kokande koldmedier Kylteknisk Tidskrift No. 3, 1957
2. Pierre, B: Strammings motstand vid kakande koldmedier Kylteknisk Tidskrift No. 6, 1957
3. Granryd E.: Seriekopplad rorlangd vid forangare Kylteknisk Tidskrift No. 8, 1966
4. Granryd E.: Suitable tube length and recirculating numbers in evaporators with forced refrigerant circulation. Transaction The Royal Institute of Technology, Stockholm.
5. Altman, Norris, Staub: Local and Average Heat Transfer and Pressure Drop for Refrigerants evaporating in horizontal tubes. Trans. ASME, p. 189, 1960
6. Wile D.D.: Evaporator performance with liquid refrigerant recirculations II R. smell, p 281, 1962