

- い場合 (10 mm, 15 mm) よりもいくらか小さい。2板の冷却面が対向している場合と比べると、間隔の狭い時は本報の方が着霜量が多い。
- (2) 霜層厚さについては、一般に、冷却面上部が速く成長し、中央部や下部は成長が遅い。二面間隔の影響については、狭い場合 (15 mm) の方が、広い場合 (45 mm) よりも霜層厚さは速く増加する。
- (3) 二枚の冷却平面が対向している場合に比べると、本報の場合は、間隔の狭いときは霜層厚さは速く成長する。
- (4) 霜層の熱伝導率は、間隔 15 mm の場合は 45 mm の場合よりも大きい値である。二枚の冷却平面が対向している場合と比べると、間隔 15 mm の場合は大きい値となっているが、間隔 45 mm の場合はあまり変わらない。
- (5) 総通過熱量については、間隔の広い場合の方が大きい値であり、熱伝達率についても同様のことがいえる。
- (6) 温度差基準ヌッセルト数は、物質伝達を伴わ

ない場合の値に比べて3倍程度の大きさになっている。

最後に、ご指導とご助言を戴いた名古屋工業大学名誉教授山田治夫先生に謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 田島収, 山田治夫ほか: 冷凍, 46, 522 (昭和46.4) 333
- 2) 田島収, 内藤悦郎ほか: 冷凍, 47, 534 (昭和47.4) 350
- 3) 田島収, 内藤悦郎ほか: 冷凍, 48, 547 (昭和48.5) 395
- 4) 田島収, 内藤悦郎ほか: 冷凍, 49, 556 (昭和49.2) 95
- 5) 甲藤好郎: 伝熱概論 (昭和39) 養賢堂, 88
- 6) 宮武修, 藤井哲: 化学工学, 36, 4 (1972) 405
- 7) ミハイエフ著, 内田秀雄, 鎌田重夫訳: 基礎伝熱工学 (昭和36) 東京図書, 144

研究論文

冷凍装置内の冷媒量

Holding Amount of Refrigerant in Refrigeration System

小 滝 夸*
Takashi Otaki
吉 井 武*
Takeshi Yoshii

Summary

In this paper the procedure for the prediction of charge amount of refrigerant in refrigerating system is presented.

The hold up in two phase region of evaporator and condenser is determined by adopting Hughmark's correlation, which, compared with Lockhart-Martinelli's correlation or other correlations, appears to agree better with experimental result.

The availability of this technique is shown, as examples, in the following cases.

- (1) Design technique for reducing the charge amount of refrigerant, which enhances the reliability of the refrigeration system.
- (2) Elimination of the refrigerant charge unbalance on heating and cooling of heat pump air-conditioner.
- (3) Volume of accumulator and receiver can be determined, by estimating the distribution of refrigerant in the refrigeration system.

1. ま え が き

冷凍装置の重大な故障を調べるとすぐ判る様に、冷媒の流れと移動によるコンプレッサの破損に起因するものが多い。その一つの形態は、液バック・スラッシングなどでコンプレッサが機械的破損をしたり密閉モータまわりの絶縁不良を起すなど液冷媒によるものである。これは、その装置に対して冷媒チャージ量が適正であっても、絶対量が多いほど事故の可能性が大きくなる傾向がある。もう一つの形態は、圧縮比・過熱度が過大となり、コンプレッサのオーバーヒートのため軸受の焼付、密閉モータの焼損、弁まわりへのスラッジの析出など過少冷媒量や絞り過ぎによって起るものである。

この様な事故を防ぐためには、冷媒流量のコントロールの質を上げることは当然として、密閉コンプレッサの許容冷媒量以下のチャージ量にするなど、可能な限り冷媒量を少なくすること、装置内の冷媒量の分布を把握し、負荷変動やデフロストなど非定常運転時の分布変化に対応できる処置をとる、例えば適正なアクムレータ・レシーバの容積の選定をすることが必要

である。また一方、大容量の冷凍装置では、所要冷媒量を少なくすることが経済的に必要であるばかりでなく、もれたときの安全性からも重要である。

以上の要求に対しては、次の様な技術を確認しなければならない。

- (1) 冷凍装置に対する適正な冷媒量の計算手法と冷媒量分布の把握。
- (2) 必要冷媒量を定めるファクタを理論的に把握し、それに基づいて冷媒量の絶対値を少なくする装置の設計技術。

しかし、従来冷媒量を理論的に求めることは、熱交換器内の二相流部分の計算が複雑なことから、一般化されたものとなっておらず、積極的に冷媒量を少なくする装置の設計技術は確立されていなかった。

本報は、上記の二つの要求に応えようとするものであり、二相流のホールドアップを Hughmark 法で求め、利用し易い平均密度という形でコンデンサ・エバポレータを含めて適用しうる統一的方法を提案す

*三菱重工業株式会社 名古屋機器製作所
原稿受付 昭和50年5月16日

る。また、全冷媒チャージ量の計算値と実験値の比較を行なった。冷媒量分布については、実験との比較までに至っていないが、多数の冷凍装置についての実績から十分実用し得ると考えている。現在、この方法から十分実用し得ると考えている。現在、この方法から冷媒量の決定、装置の問題点例えば空冷コンデンサのヘッダ機能などのチェック、全冷媒量の少ない装置の開発に利用し効果を挙げている。

ここで対象とするのは、フラデッド形熱交換器以外の管内を冷媒が流れる熱交換器をもった冷凍装置である。

なお本報の一部は XIII IIR Congress 他で発表したものである⁽¹⁾⁽²⁾。

2. 装置内の冷媒の形態

正常運転中の装置内に存在する冷媒の形態は、図1に示す様に液およびガス単相部、気液二相流部、油中に溶解した部分などであり、これを更に細分化すると次のようになる。

a. ガス単相部

1. 吐出ガス管 (コンプレッサ内を含む)
2. コンデンサ過熱ガス域
3. 吸入ガス管
4. エバポレータ過熱ガス域
5. コンプレッサ低圧部

b. 液単相部

6. 液管
7. コンデンサ過冷却部

c. 二相流部

8. コンデンサ二相流域
9. エバポレータ二相流域
10. 膨張弁後の二相流域

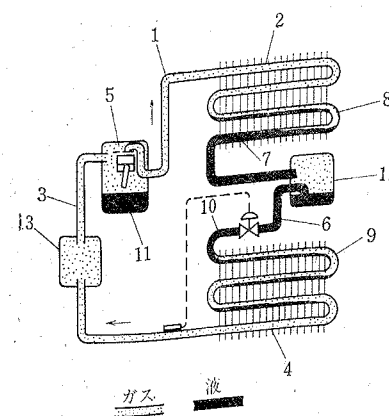


図1 冷凍装置内の冷媒の状態

d. 油

11. コンプレッサ油中

e. その他

12. レシーバ内の液およびガス
13. アキュムレータ内の液およびガス
(各項目の番号は、図1に対応する。)

ここにあげた各部の冷媒量の総和が全冷媒量となる。このうち、ガスおよび液の単相流部分は、容積と冷媒密度から単純に冷媒量が求まる。また油中の冷媒量は、温度・圧力から溶解度を求めて計算できる。熱交換器内の過熱・過冷却部分の冷媒量は、後述のように冷媒側と熱源側の熱伝達率・熱交換器材料の熱抵抗から所要伝熱面積すなわち単相流部分の熱交換器容積を計算して求める。

コンデンサ・エバポレータでは、前述の単相流容積以外の熱交換器内で冷媒の蒸気と液の二相流で流れており、熱交換のため冷媒のクオリティが管路長さとともに変化している。二相流では、液とガスの流量割合・粘度・密度・表面張力・質量流量などによって、垂直管では、気泡流・スラグ流・フロス流・環状流・ミスト流とそれらの中間形態を、水平管では、気泡流・スラグ流・分離流・フロス流・環状流とそれらの中間形態というように種々のフローパターンをとる⁽³⁾。一般的には、液体と気体の平均速度には差があるため(スリップと呼ばれている)気体と液体の流量のみではそれぞれの存在量が決まらず、液体の滞留(ホールドアップ)が生ずる。従って二相流部分の冷媒量を求めるためには、定量的にホールドアップ(管路の各断面積に占める液体の割合((1-ホールドアップ)=ボイド)を求めなければならない。この問題は気液二相流の研究領域で得られている成果を利用することによって解くことができる。

3. 二相流のホールドアップ⁽³⁾⁽⁴⁾

ホールドアップに関する研究には、流動モデルを仮定したものと、流動モデルを考えずに実験値の整理式を示したものがある。

流動モデルでホールドアップを取扱ったものは、世古口⁽³⁾の分類によれば

$$\phi = G_{LM} / (G_{LM} + G_{LS})$$

G_{LM} : 混合体としての液体流量

G_{LS} : 単相としての液体流量

としたとき、 $\phi=1$ である単相流モデルによるもの、 $0 < \phi < 1$ である混相-単相並流モデルによるもの、 $\phi = 0$ であるスリップモデルによるものがある。一方流

動モデルを考えずに次元解析的にパラメタを定めて実験値を整理したもの⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾がある。また1964年当時までの研究成果の精度をチェックした論文には、Dukler et. al⁽⁸⁾のものがある。彼はHoogendroon⁽⁹⁾、Hughmark⁽¹⁰⁾、Lockhart-Martinelli⁽¹¹⁾の三つの方法を選んで多くの研究者の報告している700以上のデータと比較している。結論としては、どれも貧弱な結果ではあるが、このなかではHughmark法が最もよい結果を示したとしている。

これらの方法のうちから、どれを採用するかは精度の如何によるが、本報ではDurler et. alの検討結果と、水平流・垂直流の両方に、またほとんどの管内流のフローパターンに適用し得るということからHughmark法を使うこととした。

もう一つの問題は、これらのデータがほとんど整理した等温流について求められていることである。本報で取扱うエバポレータやコンデンサでは、管路に沿ってクオリティが変化しており、二相流が安定し難い特性をもっていることからみて、とても整理しているとは考えられず、これらの方法がそのまま適用できるかどうか大きな問題となる⁽³⁾⁽⁴⁾。また気泡の凝縮過程を伴う領域、エバポレータでのサブクール沸騰領域・コンデンサでの過冷却開始領域では熱的に平衡していないので、熱平衡からのクオリティと実際のクオリティとは異ってくる。冷凍機の場合一般的にはサブクール沸騰は考えなくてもよいので、コンデンサの過冷却開始領域が問題となる。

現状では、この問題に対する研究成果が十分得られていないので、整理流についての方法をそのまま用い、熱的不平衡の影響を無視することにする。

4. エバポレータ・コンデンサ内の冷媒量

Hughmark法は単相流モデルによる解析の一つであるBankoff⁽¹²⁾の考え方から導かれたものである。

Bankoffは円管内を定常状態で流れる気泡の浮んだ流れにおいて、速度とボイド率は次の様な相似の指数分布をしていると仮定した。

$$\frac{u}{u_m} = \left(\frac{y}{R}\right)^{\frac{1}{m}}, \quad \frac{\dot{R}_G}{\dot{R}_{Gm}} = \left(\frac{y}{R}\right)^{\frac{1}{n}}$$

ここで u : 管壁から y の距離の二相混合流の速度

u_m : 管中心での u の値

\dot{R}_G : 管壁から y の距離の二相混合流のボイド率

\dot{R}_{Gm} : 管中心での \dot{R}_G の値

m, n : 無次元の指数で正の常数
液とガスの質量流量式とクオリティの式から断面での平均ボイド率 R_G を求めて整理すると

$$\frac{1}{x} = 1 - \frac{\rho_L}{\rho_G} \left(1 - \frac{K}{R_G}\right) \dots \dots \dots (1)$$

x : クオリティ

ρ_L : 液体密度

ρ_G : 気体密度

K : flow parameter (2) 式

$$K = \frac{2(m+n+mn)(m+n+2mn)}{(n+1)(2n+1)(m+1)(2m+1)} \dots \dots (2)$$

蒸気・水系の K の値の圧力依存度は(3)式で示されるとしている。

$$K = 0.7 + 0.0001 P \dots \dots \dots (3)$$

Hughmarkはこの K 値は大気圧付近の空気-液体についての多くのデータとは合わず、 $K=0.71$ ではなく $K=0.15 \sim 0.98$ の範囲にあることから、速度とボイド率の指数分布に影響するのは、浮力・慣性力・粘性力・表面張力であると考えられるので、 Re (レイノルズ数)・ F_r (フルード数)・ W_e (ウエーバ数)・相間にスリップがないとしたときの質量流量に基づいた液体積割合 y_L によって flow parameter K が決まるとした。ここで

$$Re = \frac{DG}{(1-R_G)\mu_L + R_G\mu_G} \dots \dots \dots (4)$$

$$F_r = \frac{U^2}{gD} = \frac{G^2}{gD} \left(\frac{(1-x)}{\rho_L} + \frac{x}{\rho_G} \right) \dots \dots \dots (5)$$

$$W_e = \frac{D\rho_G U^2}{\sigma g_c} \dots \dots \dots (6)$$

$$y_L = \frac{w_L/\rho_L}{w_L/\rho_L + w_G/\rho_G} = \frac{(1-x)/\rho_L}{(1-x)/\rho_L + x/\rho_G} \dots \dots \dots (7)$$

D : 管径 m

G : 質量速度 kg/m^2h

μ_L : 液の粘度 kgm/mh

μ_G : 蒸気の粘度 kgm/mh

U : 二相間にスリップがない場合の二相の移動速度 m/h

g : 重力の加速度 m/h^2

g_c : 力と質量の換算係数 $= 1.27 \times 10^8$ $kgm/kgf \cdot m/h^2$

σ : 表面張力 kgf/m

w_L : 液体の質量流量 kg/h

w_G : 蒸気の質量流量 kg/h

W_e の影響は小さいので無視され、 $Re \cdot F_r \cdot y_L$ が一つの Correlating factor Z にまとめられる。

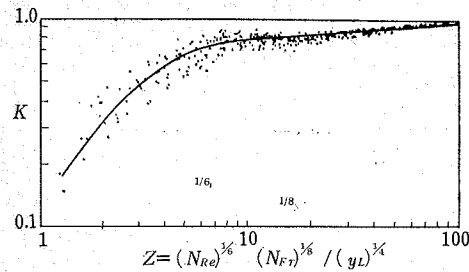


図2 Flow parameter K と Correlation factor Z の関係

表1 パラメータ K 値

Z	K	Z	K
0	0	8.0	0.767
1.3	0.185	10	0.78
1.5	0.225	15	0.808
2.0	0.325	20	0.83
3.0	0.49	40	0.88
4.0	0.605	70	0.93
5.0	0.675	130	0.98
6.0	0.72	∞	1.0

$$Z = R_e^{1/6} \frac{F_r^{1/8}}{y_L^{1/4}} \dots (8)$$

Z と K の関係は 図2, 表1 のように与えられている。この K はいろいろな圧力の実験データから導かれているので、臨界点付近まで使おうと考えられる。臨界点についてしらべてみると $\rho_L = \rho_G$, $\mu_L = \mu_G$ であるので

$$R_{G \text{ crit}} = Kx \dots (9)$$

となり $x=0$ では $R_G=0$, $x=1$ では $Z \rightarrow \infty$ 従って $K=1$, $R_G=1$ となる。中間の x では Martinelli-Nelson⁽¹³⁾ の考えたように $R_G=x$ とはならないが実際に差がでてくるのは Z の小さいとき、すなわち質量速度が小さく、液体積割合の大きい場合であるので、 $R_G=x$ とならなくてもよいかもしれない。この差による誤差は、われわれの目的に対しては問題にならないものと推定される。

以上からクオリティが決まるとポイド従ってホールドアップが求まる。

エバポレータ・コンデンサでは、クオリティは長さに沿って変わ

っているので全長にわたってのホールドアップの局所値の平均値を求める必要がある。ここでは熱流束は一定すなわちクオリティは長さ按比例して変化すると仮定する。

$$V_L = \int_0^V R_L dV = A \int_0^L R_L dl \dots (10)$$

$$\frac{V_L}{V} = \frac{1}{V} \int_0^V R_L dV = \frac{1}{L} \int_0^L R_L dl = \frac{1}{x_e} \int_0^{x_e} R_L dx \dots (11)$$

- V_L : 液体の占める体積 m^3
- V : 二相流部分の全体積 m^3
- R_L : ホールドアップ $—$
- A : 管断面積 m^2
- L : 管長さ m
- x_e : 出口クオリティ・コンデンサのときは入口クオリティ $—$

ある圧力飽和温度について考えると、物性値は一定であるので R_G は x のみの函数となる。従って各圧力飽和温度に対して x_e こと V_L/V が得られる。液

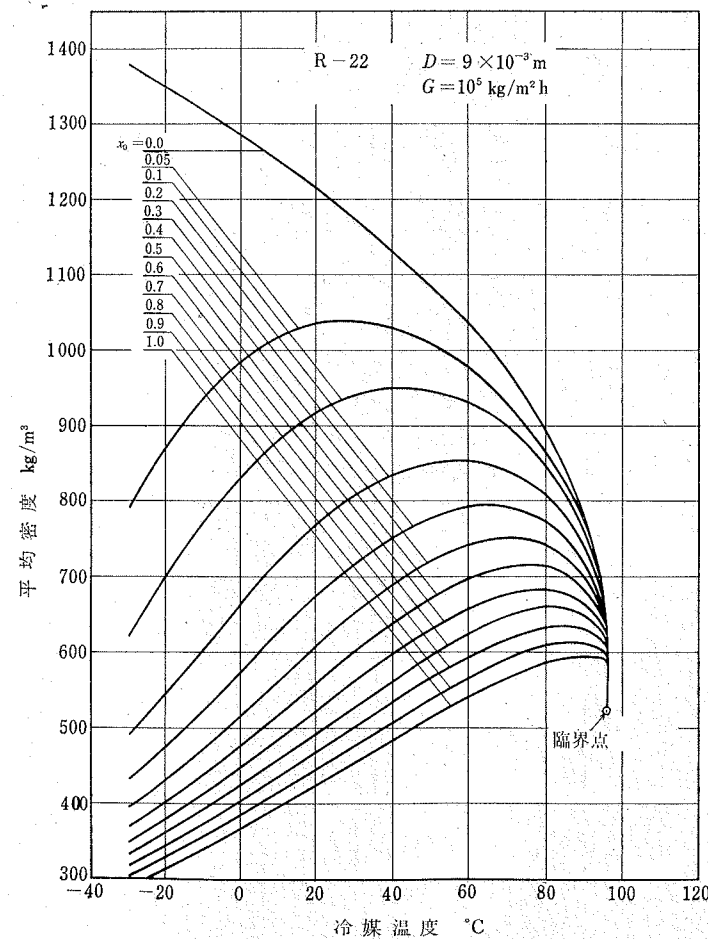


図3 平均密度の温度による変化, R 22

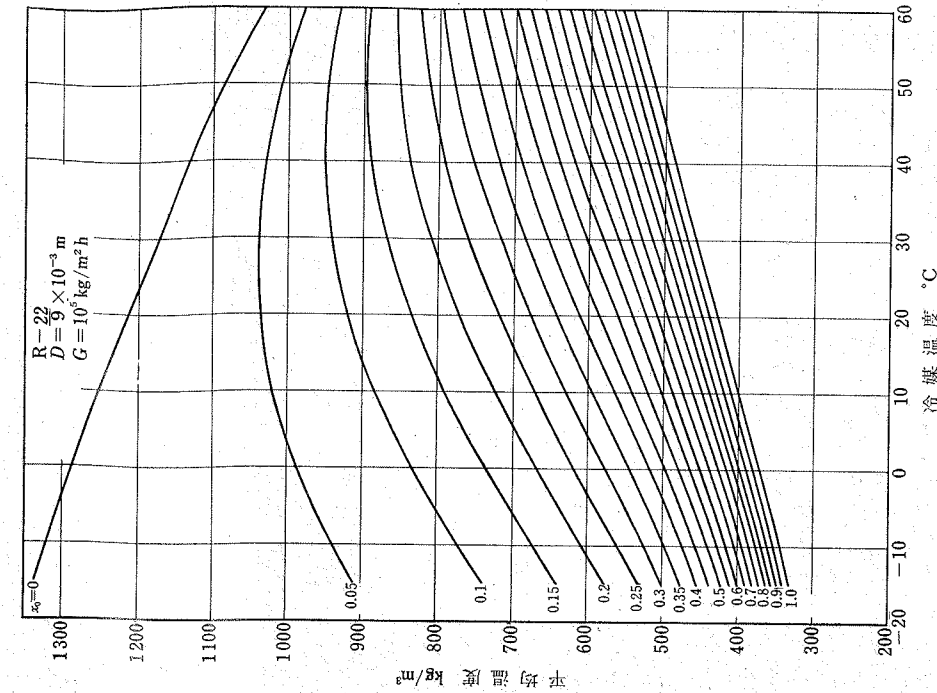


図5 R 22 の平均密度, 蒸発 (1)

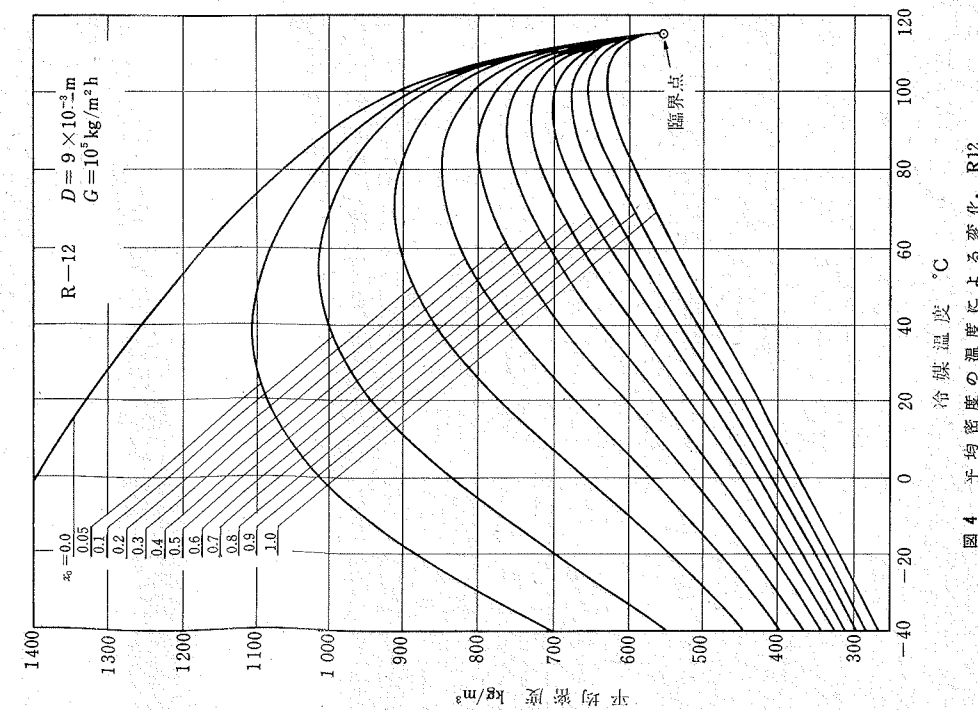


図4 平均密度の温度による変化, R12

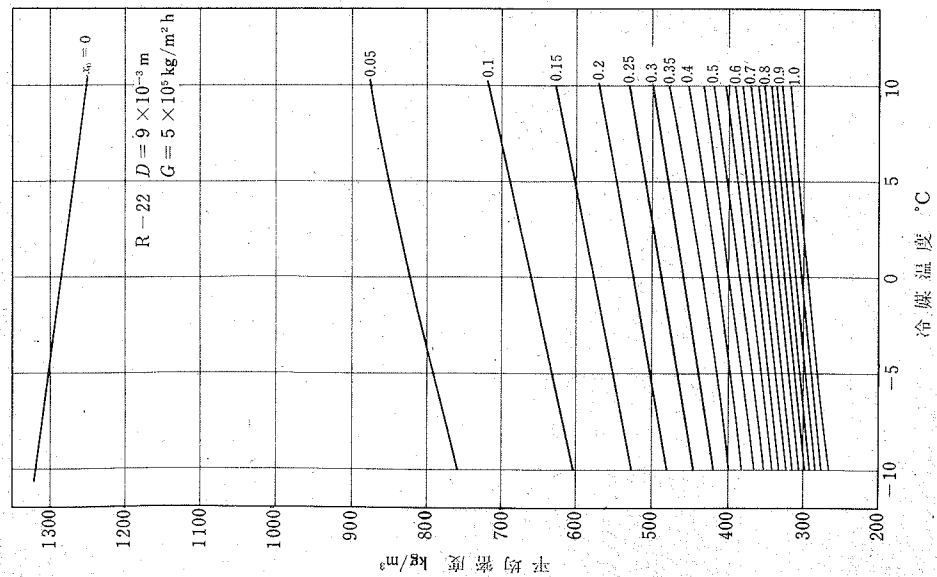


図6 R-22の平均密度, 蒸発(2)

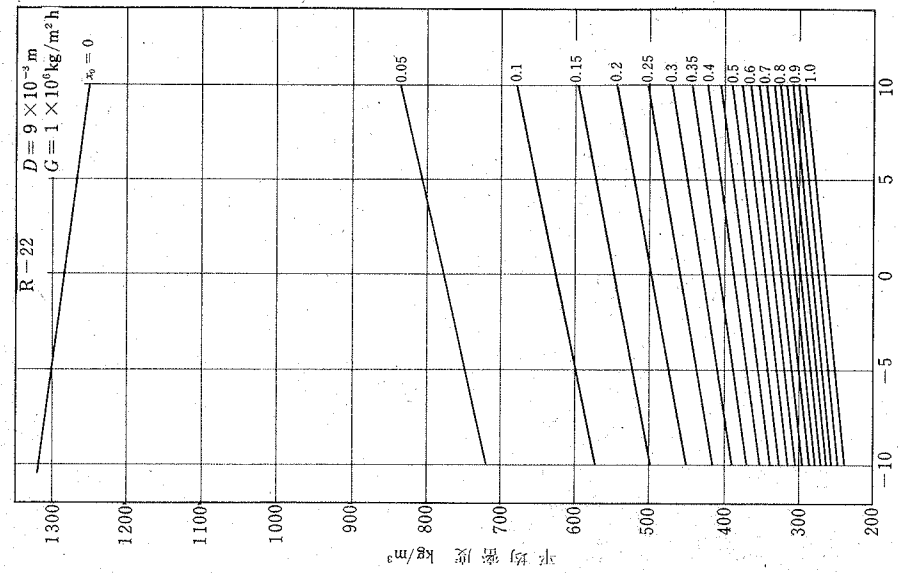


図7 R-22の平均密度, 蒸発(3)

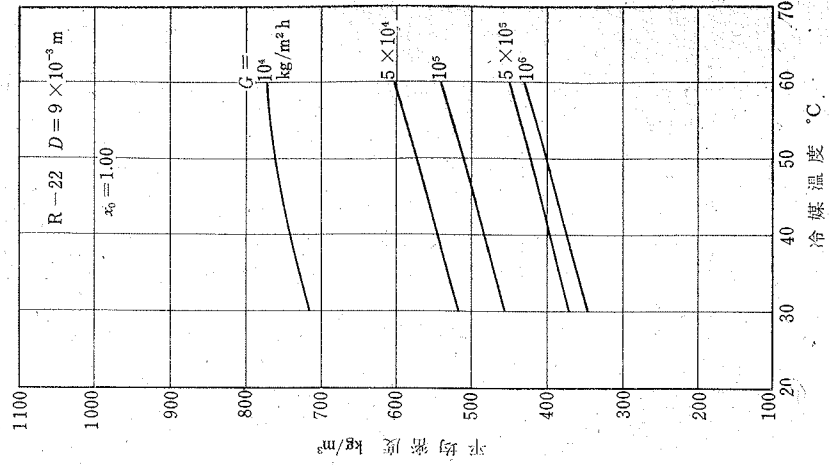


図8 R-22の平均密度, 凝縮

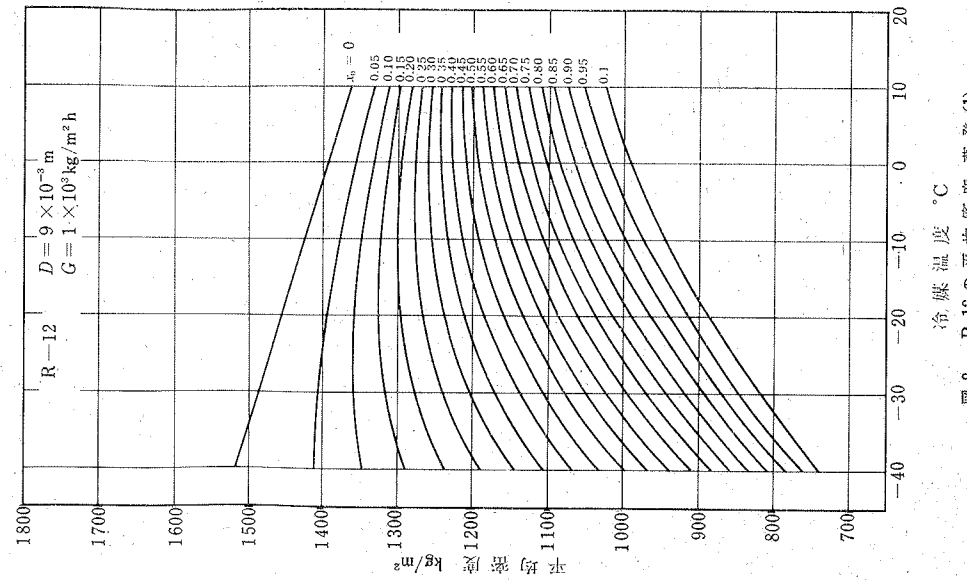


図9 R-12の平均密度, 蒸発(1)

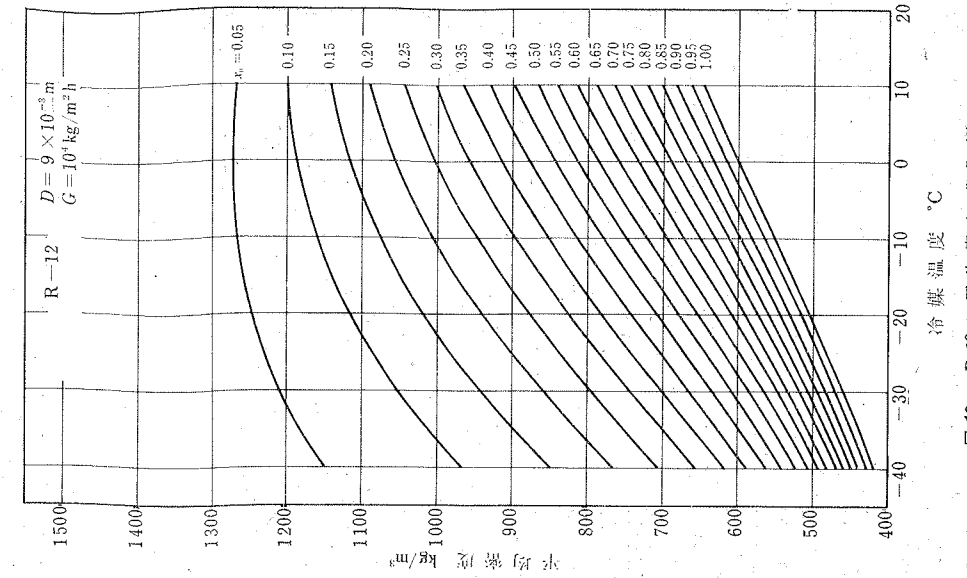


図10 R-12の平均密度, 蒸発(2)

冷媒量 H_L (kg) は, 入口 (あるいは出口) のクオリティが0の場合は

$$H_L = V \frac{V_L}{V} \rho_L = V \rho_L \frac{1}{x_e} \int_0^{x_e} R_L dx \dots \dots (12)$$

同じく蒸気量 H_G (kg) は $R_G = 1 - R_L$ であるので

$$H_G = V \rho_G \left(1 - \frac{1}{x_e} \int_0^{x_e} R_L dx \right) \dots \dots (13)$$

全冷媒量 H_T (kg) は

$$H_T = H_L + H_G = V \left[\rho_L \frac{1}{x_e} \int_0^{x_e} R_L dx + \rho_G \left(1 - \frac{1}{x_e} \int_0^{x_e} R_L dx \right) \right]$$

$$\equiv V Y \dots \dots (14)$$

Y : 二相流部分の冷媒の平均密度 kg/m^3

R22, R12 について求めた Y の値の一例を 図3~13に示す。図3は R22 の Y の冷媒温度による変化, 図4は R12 のもので出口 (あるいは入口) のクオリティ x_e がパラメタになっている。図14, 15は質量速度の影響を示す。Z におよぼす管径の影響は 1/24 乗で小さく, 質量速度の影響は 5/12 乗であるが, これが直接ホールドアップには効かない。質量速度の影響のあるのがこの方法の特長で Lockhart-Martinelli,

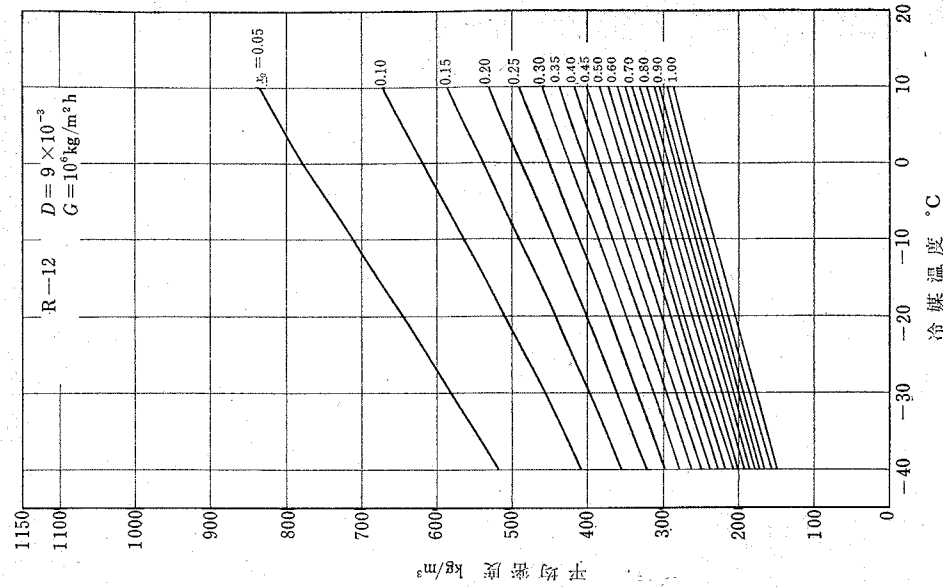


図12 R-12の平均密度, 蒸発 (4)

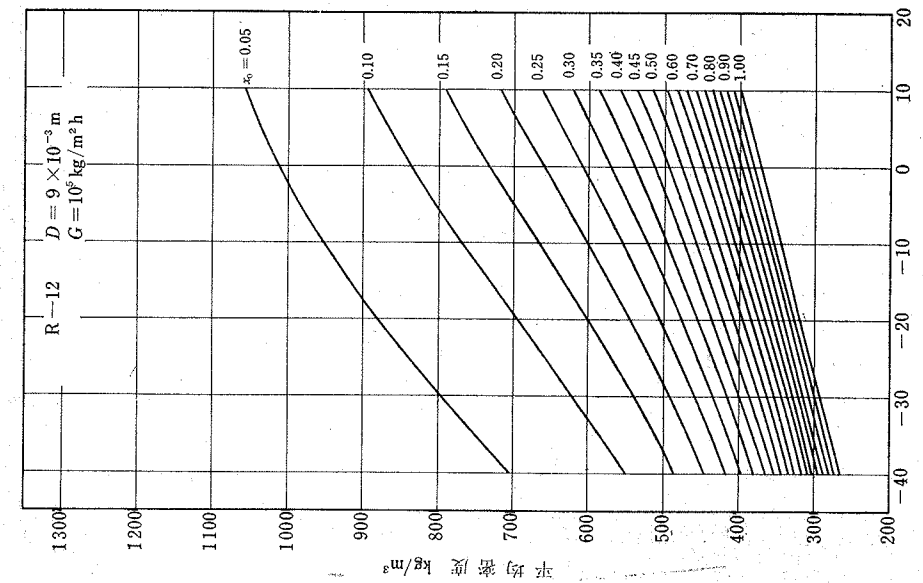


図11 R-12の平均密度, 蒸発 (3)

Martinelli-Nelson 法ではフローメカニズムによるホールドアップの差があるのみである。L-M+M-N法の概算値との比較の一例を図16に示す。この様に相当異った値となるのは図17に示すように低クオリティ域でのホールドアップの差によるものと思われる。また質量速度が増すと両者の差は小さくなる傾向がある。L-M+M-N法は以下に示すように計算した。L-M はつぎのパラメタ X に対して実験データに基づくホールドアップ R_L を与えている。

$$X^2 = \frac{R_{eGP}^m}{R_{eLP}^n} \cdot \frac{C_L}{C_G} \cdot \left(\frac{W_L}{W_G}\right)^2 \cdot \frac{\rho_G}{\rho_L}$$

X の物理的意味は

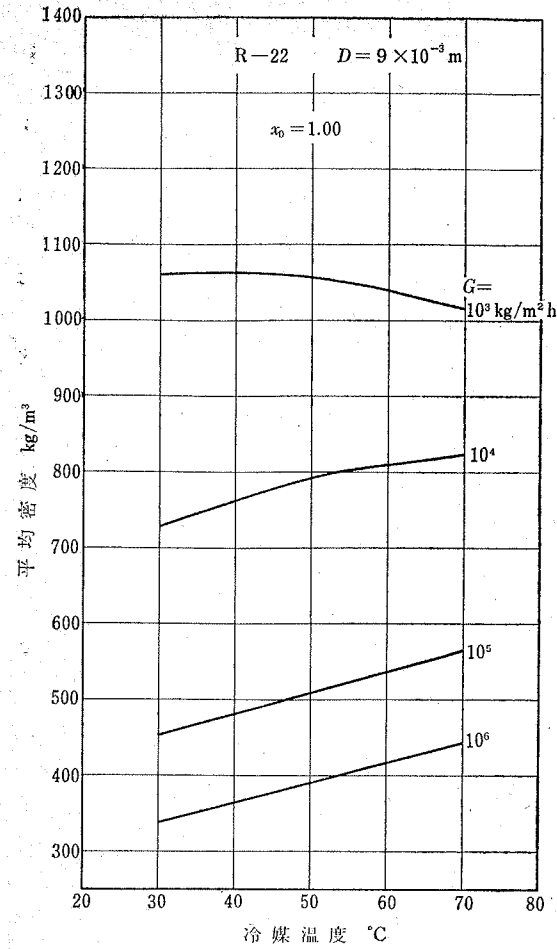
$$X^2 = (\Delta P / \Delta L)_L / (\Delta P / \Delta L)_G$$

である。ここでまざつ係数としては、滑かな円管に対する値を使う。

$$f = 0.046 R_{eG}^{-0.2} \quad R_{eG} \geq 2000 \text{ (乱流)}$$

$$f = 16 R_{eG}^{-1} \quad R_{eG} \leq 1000 \text{ (層流)}$$

このとき気相・液相のおのおのが乱流 (t) か層流 (v) かによって4つの場合が生ずる。



$$tt \quad X_{tt}^2 = \left(\frac{W_L}{W_G}\right)^{1.8} \cdot \frac{\rho_G}{\rho_L} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{0.2}$$

$$vt \quad X_{vt}^2 = \frac{16}{0.046} \cdot R_{eGP}^{-0.8} \cdot \frac{W_L}{W_G} \cdot \frac{\rho_G}{\rho_L} \cdot \frac{\mu_L}{\mu_G}$$

$$tv \quad X_{tv}^2 = \frac{0.046}{16} \cdot R_{eLP}^{0.8} \cdot \frac{W_L}{W_G} \cdot \frac{\rho_G}{\rho_L} \cdot \frac{\mu_L}{\mu_G}$$

$$vv \quad X_{vv}^2 = \frac{W_L}{W_G} \cdot \frac{\rho_G}{\rho_L} \cdot \frac{\mu_L}{\mu_G}$$

X : パラメタ

R_e : 各相のみが流れたとしたときの管径についてのレイノルズ数

c : Fanning のまざつ係数式の常数

w : 質量流量

ρ : 密度

μ : 粘度

f : Fanning のまざつ係数

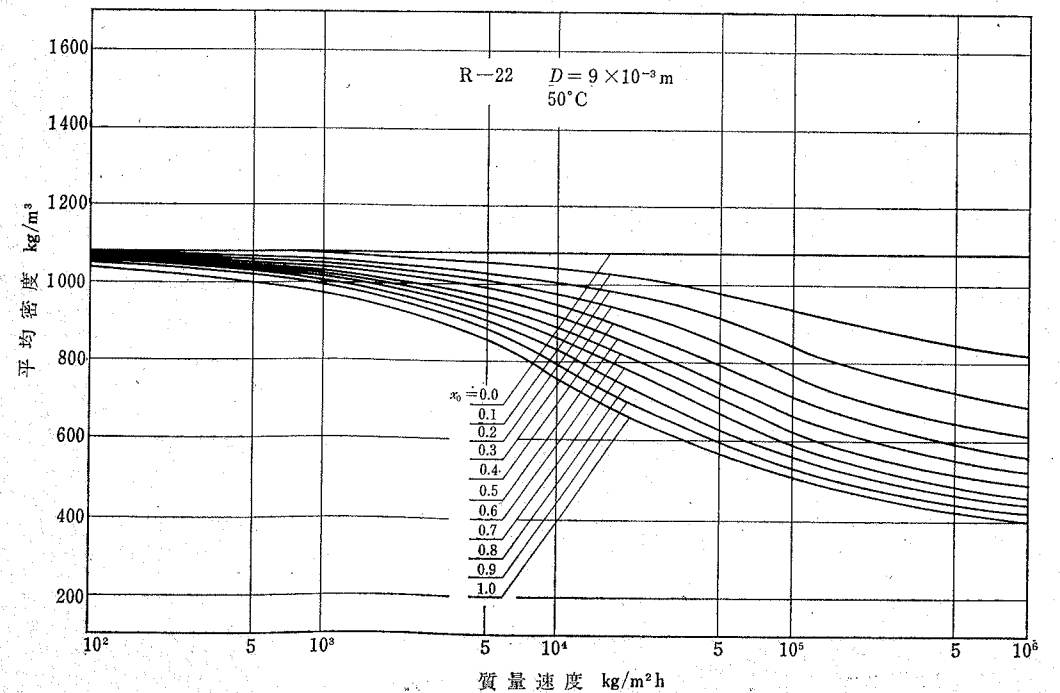
添字 L : 液体, G : 気体, P : パイプ

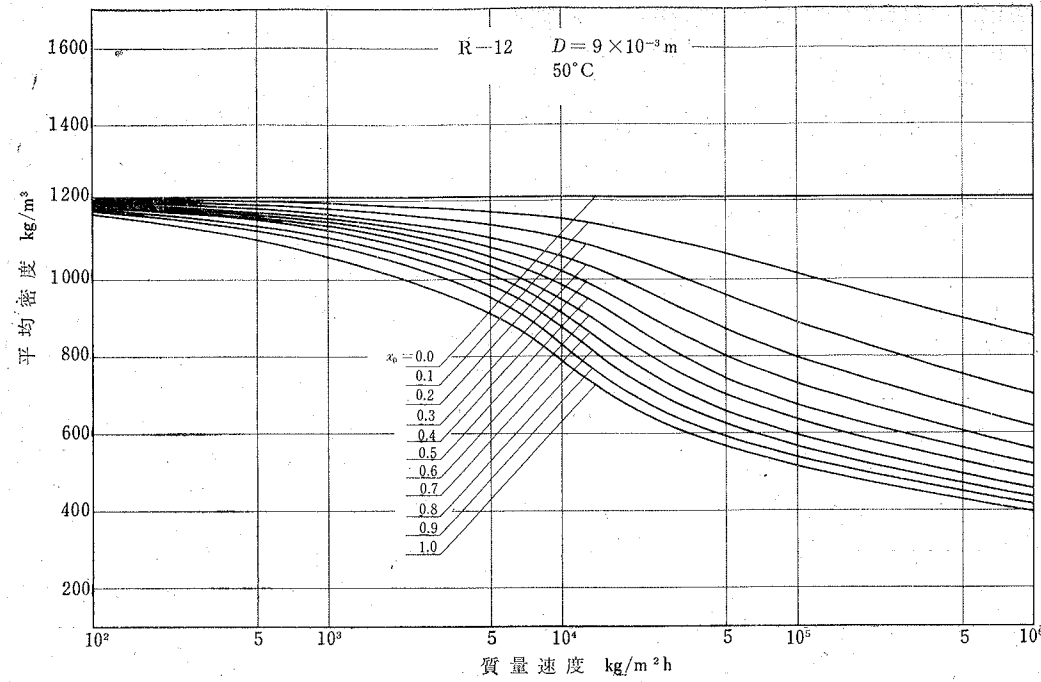
ここでは計算の便宜上 $R_e \geq 1500$ を乱流とした。X と R_L の関係はこの L-M の与えているものを使った。圧力の影響についてのみ、次のように M-N のデータを利用した。

M-N は、強制循環水ボイラについて基本的に同じ考え方のパラメタ X を使って臨界点での R_L の検討をしたが、L-M の R_L のデータが主に大気圧の水-空気について求められており、不合理な結果を与

←図13 R-22の平均密度, 凝縮

↓図14 平均密度の質量速度による変化, R-22





↑ 図 15 平均密度の質量速度による変化, R12

えるので、臨界点についてはクオリティの変化による加速損失から $R_{Lcrit} = (1-x)$, $R_G = x$ として X_{LL} と R_L の関係を計算し、 $L-M$ の R_L の値を大気圧のものとし、中間圧力については Davidson の水-蒸気のデータを使って試行錯誤法で求めた。

冷媒についてはデータがないので、 $M-N$ の水-蒸気 の各圧力に対する R_L の変化状況をしらべ、つぎのようにすればほぼ中間圧力の R_L が求まることわかった。

R_L の圧力依存は独断的に表面張力に關係するとした。

$$\frac{R_{Lcrit} - R_L}{R_{Lcrit} - R_{LL-M}} = \left(\frac{\sigma}{\sigma_1 \text{ atm}} \right)^{0.25}$$

$$= \frac{K'^{0.25} (\rho_L - \rho_G)}{\sigma_1 \text{ atm}^{0.25}}$$

$$R_L = (1-x) - \frac{(1-x - R_{LL-M}) K'^{0.25} (\rho_L - \rho_G)}{\sigma_1 \text{ atm}^{0.25}}$$

これは R_L を求めるための全くの便宜的な方法であり、物理的意味の有無は考えていないことを断っておく。

← 図 16 HUGHMARK 法と LOCKHALT-MALTINELLI, MALTINELLI-NELSON 法による平均密度の比較

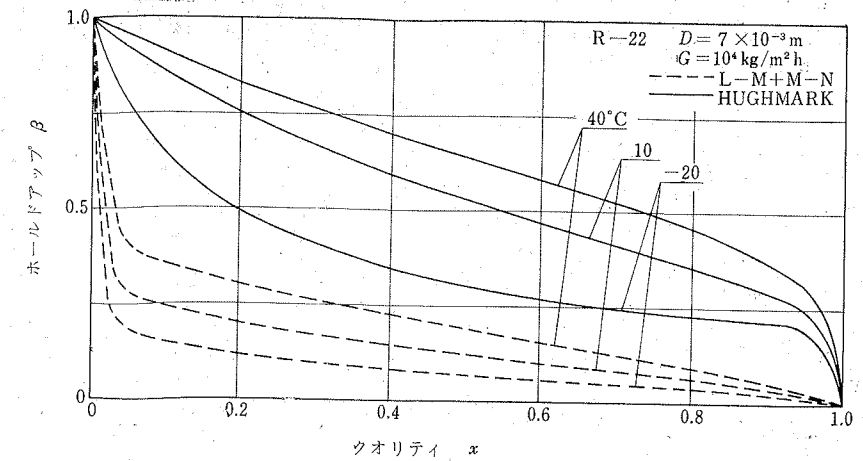
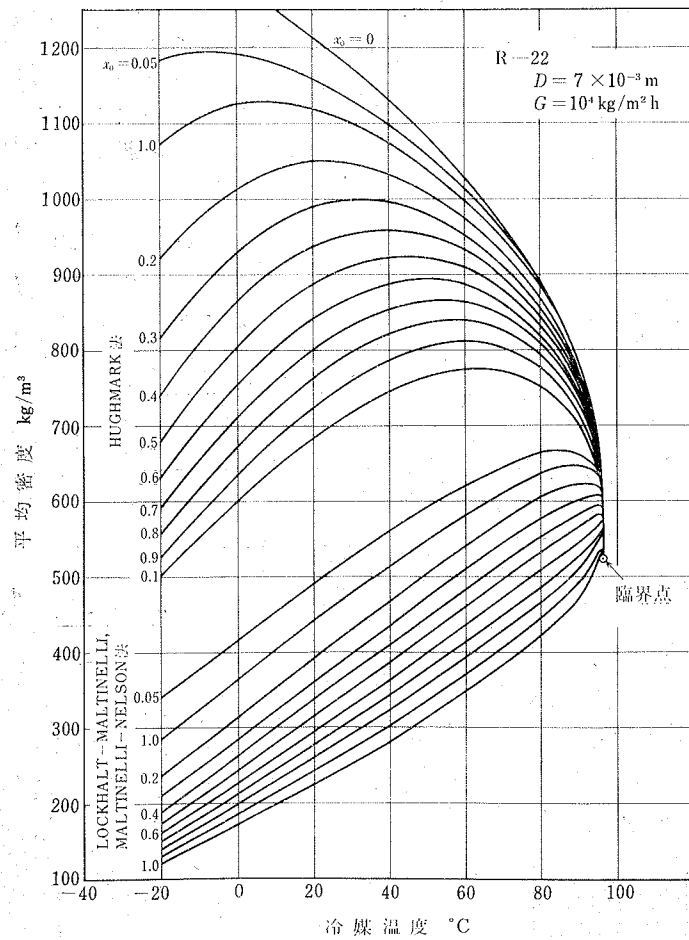


図 17 (a) HUGHMARK 法と L-M+M-N 法の局所ホールドアップの比較 $G=10^4 \text{ kg/m}^2\text{h}$

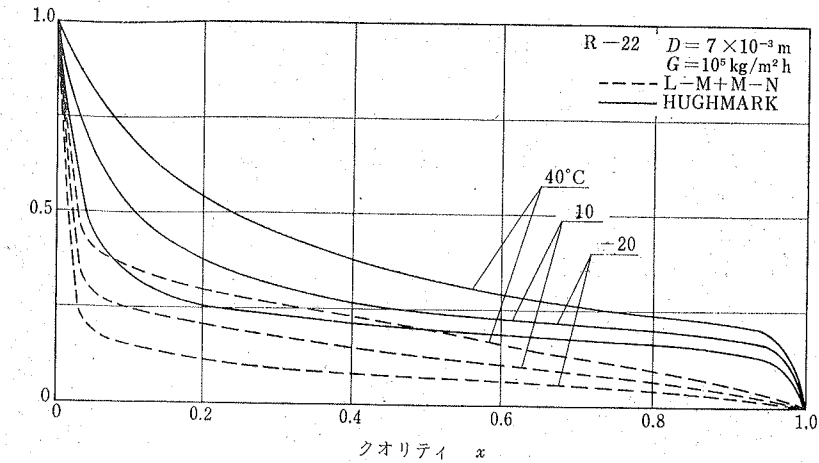


図 17 (b) HUGHMARK 法と L-M+M-N 法の局所ホールドアップの比較 $G=10^5 \text{ kg/m}^2\text{h}$

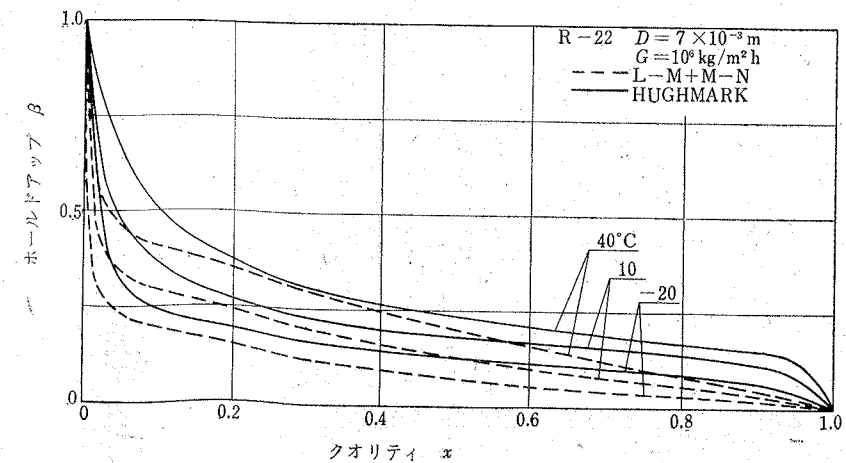


図 17 (c) HUGHMARK 法と L-M+M-N 法の局所ホールドアップの比較 $G=10^6 \text{ kg/m}^2\text{h}$

しかし結果は、この R_L を使った加速損失係数 $r_2^{(13)}$ で比較してみると、R12・R22 について Altman⁽¹⁴⁾, Chaddock⁽¹⁵⁾ が求めた値とよく一致する。(彼等の中間圧力の R_L の求め方はよくわからない。) さらに、二相流のまさつ圧力損失についても $M-N$ の値から

$$\frac{\phi_L - \phi_{Lcrit}}{\phi_{LLM} - \phi_L} \propto \left(\frac{\sigma}{\sigma_1 \text{ atm}}\right)^{0.4}$$

$$\phi_L = \sqrt{(\Delta P/\Delta L)_{TPFF} / (\Delta P/\Delta L)_L}$$

とすれば、同様に Altman, Chaddock の冷媒についての結果とよく合うことがわかっている。

一般液体の表面張力は、 $(\rho_L - \rho_G)$ で変化するので実質的には浮力で修正したことになるとも考えられる。蒸発や凝縮では、気泡の発生・消滅を伴うが、浮力のために気泡の挙動が流動の機構に影響しているのかもしれない。この領域についての今後の研究の発展が望まれる。

5. 実験値と計算値の比較

5.1 冷凍装置内の冷媒量の計算

実際の冷凍装置内の全冷媒量は、前述のように各部分の冷媒量の総和として計算しうる。各部分についての計算方法を次に示す。

(1) ガス単相部 (熱交換器以外)

圧力と温度によって決まる冷媒蒸気の密度と容積の積によって求まる。

(2) 液単相部

液温度によって決まる液冷媒の密度と容積の積によって求まる。

(3) コンプレッサ油中

油中への冷媒の溶解度は、油の種類・圧力・温度によって決まり、混合物に対する冷媒の濃度 (重量割合) として与えられている ASHRAE Guide and Data Book⁽¹⁶⁾ のデータが利用できる。

$$W = R / (R + O) \dots \dots \dots (15)$$

$$R = O / (W / (1 - W)) \dots \dots \dots (16)$$

W : 溶解度
R : 冷媒量
O : 油量

(4) 熱交換器内

熱交換器では二相流部分と過熱・過冷却部分よりなるが、二相流部分については4の方法で求まる。なお二相流部分の容積は全容積から過熱・過冷却部分の単相流で占められる容積を差引いた残りの部分として計算する必要がある。

(4.1) 過熱・過冷却部分

熱交換器の入口 (出口) の冷媒の状態と冷媒循環量

からデスーパーヒート (スーパーヒート) ・サブクール熱量が決まる。一方熱交換器の熱貫流率は冷媒側の熱伝達率 (単相流のほとんどの場合

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \dots \dots \dots (17)$$

で求めることができる) と熱源側の熱伝達率から求める。この両者から熱源側流体のキャパシテイレイトを熱交換器正面面積と関連づけて仮定し

$$Q = C_{min} \cdot \epsilon \cdot \Delta t_{in} \dots \dots \dots (18)^{(17)}$$

が冷媒側のデスーパーヒート (スーパーヒート) ・サブクール熱量と等しくなるまで試行錯誤法で熱交換面積すなわち単相流部分の容積を決定する。

なお、コンデンサ出口の過冷却部分は、サイトグラスで観察すればわかるように、また混合平均凝縮液温の計算⁽¹⁸⁾ からわかるように、一般的に約 3 deg 程度まではガスが入っているので単相部分とする必要はない。

(4.2) エバポレータ入口クオリティの影響

4. で求められているのは $x=0$ からの平均密度であるため、エバポレータのように入口が飽和状態でない場合には次のように計算する。

エバポレータの二相流部分の容積を V_E とすると、入口のクオリティが x_i のときは、出口クオリティを 1.0 として (図18)

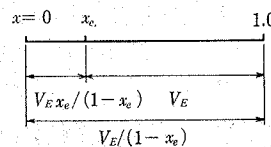


図18 蒸発器の二相流の仮想容積

$x=0 \sim 1.0$ の仮想容積 $V_E / (1 - x_i)$

$x=0 \sim x_i$ の仮想容積 $V_E x_i / (1 - x_i)$

平均密度も $x=0 \sim 1.0$ に対して Y_{0-1} , $x=0 \sim x_i$ に対して Y_{0-x_i} を求める。 $x=0 \sim 1.0$ の冷媒量は

$$H_{0-1} = V_E Y_{0-1} / (1 - x_e) \dots \dots \dots (19)$$

$x=0 \sim x_i$ の冷媒量は

$$H_{0-x_i} = V_E Y_{0-x_i} / (1 - x_e) \dots \dots \dots (20)$$

エバポレータ内の全冷媒量は、

$$H_T = H_{0-1} - H_{0-x_i} \dots \dots \dots (21)$$

となる。

5.2 計算機のプログラム

以上の計算のプログラムのフローチャートを図19に示す。またアウトプットの一例を図20に示す。

5.3 実験値との比較

冷凍装置の実際の運転点について、この方法で必要

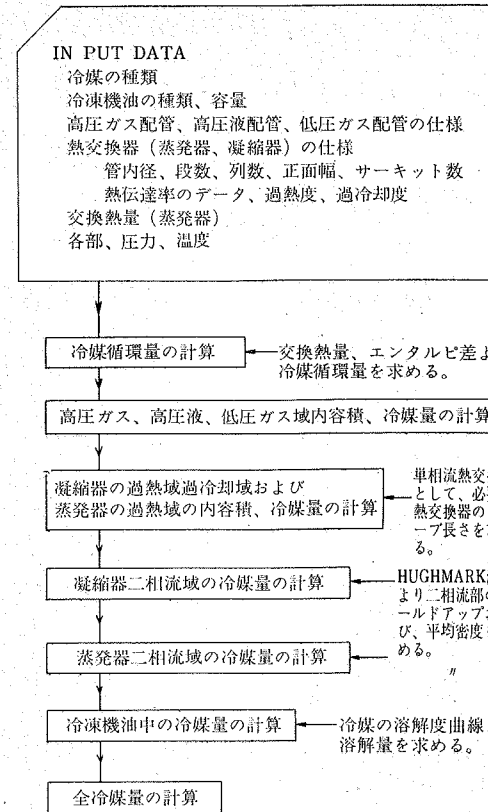


図19 計算プログラムのフローチャート

冷媒量を計算し、そのときの冷媒チャージ量と比較した。

*** HOLDING REFRIGERANT IN REFRIGERATION UNIT ***							
INPUT DATA							
-- UNIT	R	REFRIGERANT	R-22				
-- COMPRESSOR	JCL512H17	OIL	SUNISO-3G				
-- DATA	N-2373						
-- INLET AIR CONDITION	TA=	27.10	XA=	0.0110	FV=	2.340	
-- EVAPORATOR	D1=	0.00900	3	RETSU	18	DAN	
-- CONDENSER	D1=	0.00900	1	RETSU	38	DAN	
				18	CIRCUIT	12	CIRCUIT
OUTPUT DATA							
AREA	HOLDING REFRIGERANT (KG)	VOLUME (CU *)	DENSITY (KG PER CU M.)	TEMPERATURE (DEGREE C.)	MASS VELOCITY (KG PER SQ M. HOUR)		
HIGH PRESSURE GAS	0.168	0.00243	69.23	105.00			
SUPER HEAT	0.150	0.00189		79.01	79.60		
TWO-PHASE FLOW	2.812	0.00669		420.09	53.40		
SUBCOOLING	0.0	0.0		1007.75	93.38		
CONDENSER	2.962	0.00859		93.80	0.798E 06		
HIGH PRESSURE LIQUID	1.564	0.00144	1087.18	49.50			
SUPER HEAT	0.009	0.00044		20.67	3.79		
TWO-PHASE FLOW	1.055	0.00669		224.62	2.20		
EVAPORATOR	1.064	0.00514		2.20	0.325E 06		
LOW PRESSURE GAS	0.153	0.00163	19.34	11.90			
COMPRESSOR OIL	0.095	3.32000	855.39	70.00			
TOTAL	6.007						

図20 アウトプットの例

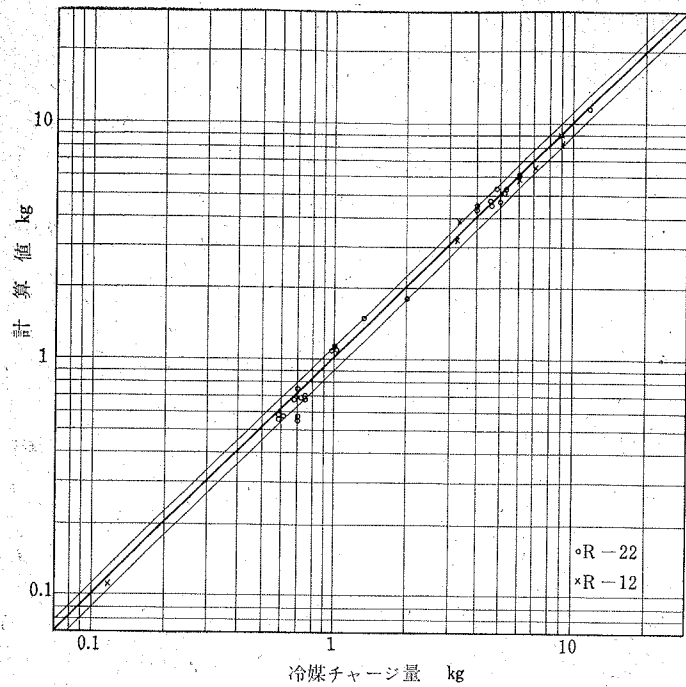


図21 実際の冷媒チャージ量と計算値の比較

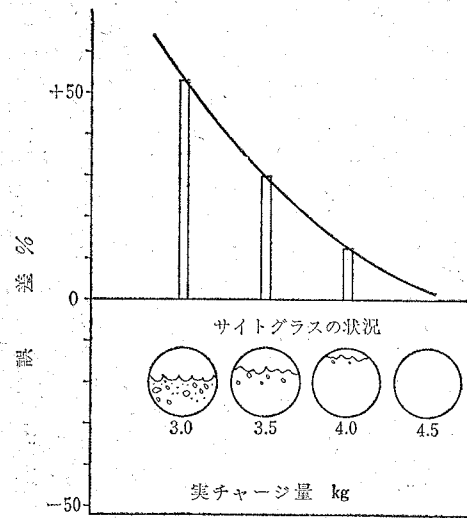


図22 チャージ量試験における実チャージ量と計算値の誤差の例

込むことがあり計算の仮定からはずれる。(コンデンサの液ヘッドで発生し易い現象である。)
 (2)(3) 項の一例としてエアコンディショナのチャージ量試験時のデータを図22に示す。膨張弁前サイトグラスの状況から、液管中のガス分が減少すると計算値の誤差が減少してくることがわかる。

6. 他の研究結果との比較

冷凍装置内の冷媒量に関する、他の研究者の結果と比較するため、阿部⁽¹⁹⁾⁽²¹⁾、Lorentzen⁽²⁰⁾の論文を検討した。

6.1 阿部の結果との比較

阿部は電気冷蔵庫を対象として研究しており、質量速度に対して“液化率”を与えている。液化率は、その容積内の全冷媒が液化したときの体積割合であるが、ガス重量分はほとんど無視しうるので、ホールドアップと同じであると考えてよからう。エバポレータの場合、阿部は入口クオリティの影響を無視しているが計算は入口クオリティの各場合について行なった。われわれは、計算機の out put として次の平均ホールドアップを求めている。

$$\frac{1}{x_e} \int_0^{x_e} R_L dx \dots \dots \dots (22)$$

R_L : 局所ホールドアップ

平均液化率は図23に示す値であるので

$$\text{平均液化率} = \left[\int_0^{x_e} R_L dx - \int_0^{x_e} R_L dx \right] / (1 - x_e) \dots \dots \dots (23)$$

である。エバポレータの場合の比較を図24に示す。この図からわかるように、質量速度が $10^5 \text{ kg/m}^2\text{h}$ 付近では相当よく一致しているが、 $10^4 \text{ kg/m}^2\text{h}$ 付近の変化状況は全く異なっている。 $10^3 \text{ kg/m}^2\text{h}$ 以下では再び一致していく傾向を示している。阿部によれば質量速度が $10^4 \text{ kg/m}^2\text{h}$ 以下の結果は、アキュムレータについて求められたものである。電気冷蔵庫用のアキュムレータの場合、その機能から当然のこととして、入口・出口パイプの位置関係によっては、液が分離されて

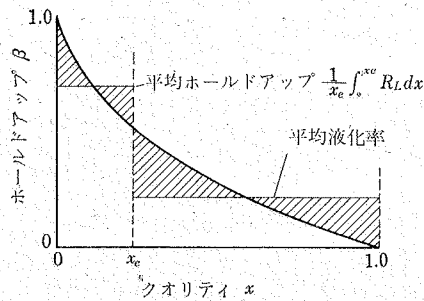
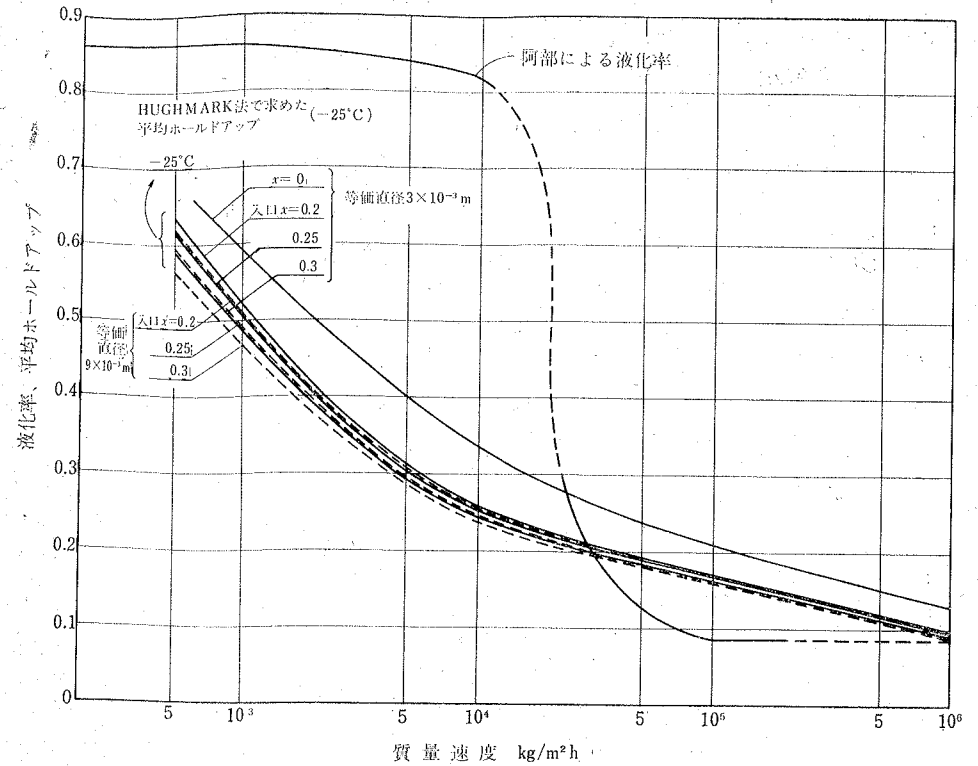
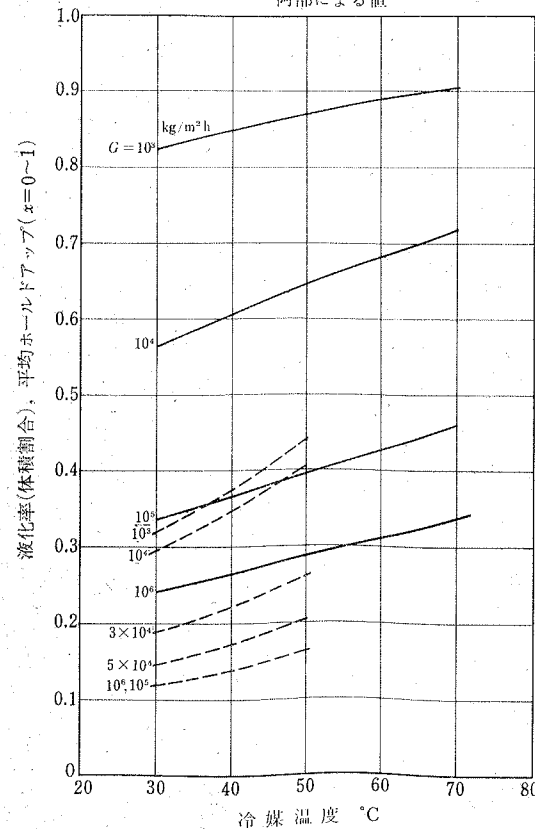


図23 平均液化率



↑図24 R12 蒸発器の実験例との比較



←図25 R12 凝縮器について、阿部の計算値との比較

しまい、冷媒が“流れる”とは考えられないので、われわれの取扱っているような管内を冷媒が流れるという仮定と大幅に異なった状況になったために、差異が大きくなったものと考えられる。また入口クオリティの平均ホールドアップに対する影響はそれほど大きくなかった。

コンデンサの場合は図25に示すように、本報の方法で $x=0 \sim 1.0$ として求めた結果の約 $\frac{1}{2}$ の値となっており、エバポレータの場合と同様に質量速度が $10^4 \text{ kg/m}^2\text{h}$ 付近での変化が大きい。この質量速度に対する修正は、阿部の液・ガス流モデルが単純化され過ぎている結果ではないかと思われる。ホールドアップ値がわれわれの計算値の約 $\frac{1}{2}$ となった理由はよくわからないが、過熱ガス域の決定方法が温度測定という間接手段であることも一因かもしれない。また、ドライヤ部分をコンデンサの一部と考えているのは妥当であろうが、乾燥剤中の流れは層流で、浸透性のある流れ⁽²²⁾として考えるべきではないかと考える。この領域は本研究では取扱わなかったため比較はできなかった。

6.2 Lorentzen の結果との比較

Lorentzen は、大形冷蔵庫の液再循環式エバポレータについて研究した結果を示している。彼は

$$n = \frac{\dot{G}}{\dot{G}_{n=1}} = \frac{\dot{G}r(t_0)}{qF D_i \pi L_e} \dots (24)$$

n : 再循環率。エバポレータで完全に蒸発する場合の循環量に対する実際の循環量の比

- \dot{G} : 冷媒循環量 kg/h
- qF : 熱流束 w/m²
- D_i : 管内径 m
- L_e : エバポレータ管長 m
- r : 潜熱。r(t₀).....

一定温度での潜熱 kcal/kg

$$n_{red} = \frac{u}{1-LR} \dots (25)$$

n_{red} : 二相流部分のみを考えた再循環率

LR : エバポレータ全長に対する比長さ

LR₁₀ : 液単相部の比長さ

$$x_{out} = \frac{1}{n_{red}} \dots (26)$$

$$R_{Lm, red} = \int_{LR=0}^{LR=1} \left[(1-Rg) + \frac{Rg}{\Gamma} \right] dLR \dots (27)$$

R_{Lm, red} : 全容積に液が入っているとすると実際の液質量の比。二相流部分のみ。

$$\Gamma = \rho L / \rho g$$

Rg : ボイド率

として図26のような結果を得ている。この図には、本研究の方法による計算値も示してある。計算値は次のように求めたものである。

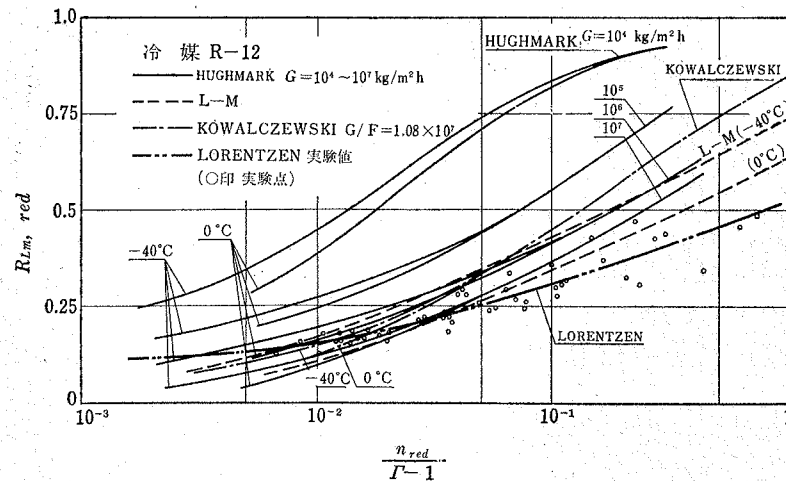


図26 LORENTZEN の実験結果との比較

n_{red} によって x_{out} が決まるが、これは (14) 式の x_e に相当する。また R_{Lm, red} は図3の平均密度の x_e = 0 の値と、n_{red} によって決まる x_e のときの値との比である。Γ は冷媒とその温度によって一定の値となるので、各冷媒温度・n_{red}・質量速度によって n_{red} / (1-Γ) と R_{Lm, red} の関係がプロットできる。

図25で、彼の実験点は冷媒温度・質量速度が明示されていないことと、n_{red} / (1-Γ) の増加とともに質量速度も大きくなっていると考えられることから、直接的な比較は困難である。しかし、n_{red} / (1-Γ) の増加とともに、Hughmark 法の質量速度の大きい方向へ実験点が移動しており、傾向的に一致していると考えられる。Kowalczewski の式は質量速度の影響が含まれているが、Hughmark 法より n_{red} の大きい領域でより貧弱な結果を示している。Lockhart Martinelli 法との比較では、さきに図17に示したように質量速度の増加とともに Hughmark 法の値に近づく。これらのいずれの方法も、n_{red} の大きいところでは量的には大きく実験点とはなれる。

Lorentzen の実験は、サブクール 沸騰領域を含んでおり、熱バランスから二相流部の長さを決めて、R_{Lm, red} を求めていることからみると、二相流部を短かめに算定している可能性があり、R_{Lm, red} が小さくなることは妥当とも考えられる。n_{red} が大きくなるほど差がひろくとも、この可能性があることを示しているように思われる。

7. この方法の応用

7.1 冷凍装置内の冷媒量分布の推定

上述の方法により、冷凍装置の各部分の冷媒量を計算した結果の例を図27に示す。これからわかるように

(1) 冷房の場合

a. 冷媒は、一体形小形エアコンでは60~70%がコンデンサにホールドされている。

b. 分離形エアコンでは、コンデンサ・液ラインを含めた高圧側に全体の80%前後がホールドされている。

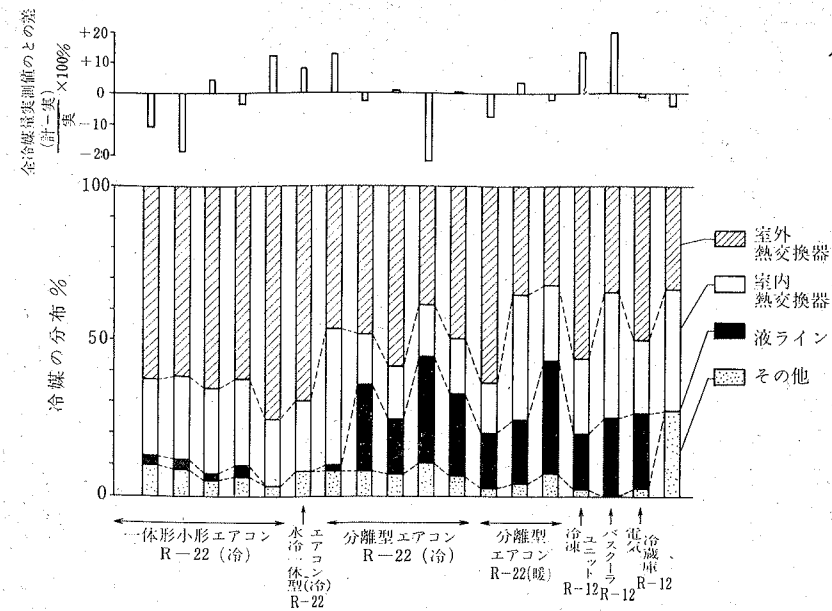


図27 冷媒量分布の計算結果

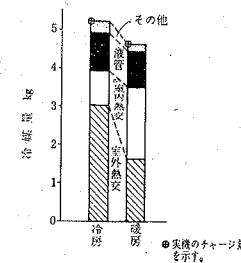


図28 空気熱源ヒートポンプの冷暖房時の冷媒量分布(計算値)の例

c. エバポレータには、平均して20~30%がホールドされている。

(2) 冷凍ユニットでは、エバポレータの方がコンデンサよりホールド量が多い。これは、一般的に圧力損失を小さくするため、エバポレータに太いチューブを使うからである。

(3) レシーバや長い液管のある装置では、この部分にある冷媒は相当大きな割合を占める。

7.2 ヒートポンプエアコンの冷暖の冷媒量差

ヒートポンプでは、冷暖の切換によって室内外の熱交換器の作動が、エバポレータ→コンデンサとなるため、必要な冷媒量に差が生ずる。その差が大きいとその処理が問題となる。実際の具体例を図

28に示す。これからわかるように、室外側熱交換器の冷暖によるホールド量の変化の大きいことが冷暖の冷媒量差の主原因であり、室外側熱交換器の高効率化によって容積を小さくすること、質量速度を許されるだけ大きくとることが、冷暖の冷媒量のバランスを良くするために有効であり、また全チャージ量も少なくすることができる。このような考え方を含めて設計された7.5kwのヒートポンプエアコンの比較を表2に示す。効果は室外側熱交換器の設計変更のみによってもたらされている。新形は室内側熱交換器も大きくしたにも拘らず、全チャージ量は少いままで能力向上している。

7.3 レシーバ・アキュムレータの容積の決定

1. レシーバ

負荷によって変化する冷媒量を補償するために設け

表2 ヒートポンプエアコンの冷暖における冷媒量差の計算例

機種	全冷媒量 kg		熱交内容積 m ³ (冷媒量 冷/暖 kg)		液管容積 m ³ (冷媒量 冷/暖 kg)	質量速度 冷/暖 kg/m ² h	
	冷	暖	室外	室内		室外	室内
A	6.61	5.35	0.0114 (4.03/2.34)	0.00514 (1.10/1.65)	0.00096 (1.05/1.09)	7.12/5.11	5.54/3.98
B	6.01	5.32	0.00859 (2.96/1.89)	0.00514 (1.06/1.58)	0.00144 (1.56/1.58)	7.88/5.92	5.25/3.95
新A	6.24	5.74	0.00867 (2.98/1.90)	0.00566 (1.23/1.88)	0.00144 (1.55/1.59)	9.38/6.90	7.03/5.17

冷房: JIS 定格条件 (60 Hz), 暖房: NEMA 定格条件 (60 Hz), レシーバ内の冷媒量は計算に含まない。

表3 デフロスト終了直前の冷媒量分布の計算例

機種	全冷媒量	室外熱交換	室内熱交換	高圧ガス	高圧液	低圧ガス	圧縮機油
A	6.58	4.00	1.07	0.12	1.18	0.11	0.10

デフロスト終了直前の運転状態	
吐出圧力飽和温度	15.0°C
吸入圧力飽和温度	-4.0°C
室外熱入口過熱度	42.5 deg
室外熱出口過冷却度	11.6 deg
室内熱出口過熱度	1.8 deg

られる場合には、両極限の運転条件の冷媒量差を求めることによってレシーバの容積を決めうる。

また、ポンプダウンを行なう場合は、冷媒量の最大条件で全冷媒量を求めることによって、レシーバは過不足なく容積を決定することができる。

2. アクキュムレータ

空気熱源ヒートポンプにおいては、室外側熱交換器はデフロスト中コンデンサとなり、さらに運転は循環量の小さい点で行なわれるので、冷媒のホールド量が相当多い。ついでデフロストが終了すると、四方弁が切換えられ、室外側熱交換器は急に低圧側になる。このとき冷媒温度は暖房運転点よりも高くなっているの、自己沸騰して気泡によるポイドが大きくなり、ほとんどの液冷媒はコンプレッサの吸入ラインに流れ込む。この液冷媒が直接コンプレッサに流入するのを防止するのがアクキュムレータであるので、その容積はデフロスト中、室外側熱交換器にホールドされる液冷媒を収容しうるものでなければならない。このホールド量は、デフロスト終了時点の運転状態から求めることができる。計算結果の一例を表3に示す。ただしこれは正常なデフロスト終了条件であり、実機では据付条件から生ずる最悪の場合を考えてアクキュムレータ容積が決められている。

またホットガスバイパスデフロストを行なう装置では、アクキュムレータが低圧レシーバ的に使われることがある。このとき高圧サイドの冷媒をどの程度デフロストに寄与させる設計かによって、冷媒量の分布を決定すれば、所要アクキュムレータ容積を決めうる。

7.4 簡便な計算法

図3~15によれば、熱交換器の二相流部分の平均密度が求まるが、スーパーヒート部分の容積割合の計算が面倒である。そこで、この割合の見当をつけ、簡便に冷媒ホールド量を計算するため、多くの実験値と計算値との比較から得た大体の割合を示す。

○コンデンサ

空冷などでは 15~20%

二重管の水冷式では 0%

○エバポレータ

過熱度が大きく10 deg くらいのは、

過熱度によって 10~25%

過熱度が0 deg に近いものは 0%

なお、過冷却部分は影響が大きいので計算しておかないといけないが、過冷却度が5 deg 程度までは、前述の理由で特に計算する必要はなく、過冷却部容積を0としてもそれほど問題はない。

8. む す び

冷凍装置内の冷媒量を求める場合、従来容易に計算できなかったエバポレータ・コンデンサ内の二相流部分の冷媒量を、Hughmark法を利用して統一的に計算しうることを示した。ここでは、二相流の非安定と熱的不平衡の影響は無視したが、今後ホールドアップのよりよい求め方の開発も含めて研究が進めば更に精度を上げることができよう。この領域について、二相流の研究が更に発展することを期待したい。

また、熱流束は一定としたが、cosine 状の負荷の場合には Marchaterre⁽²³⁾の方法を用いればよいだろう。

質量速度の影響については、冷凍装置の特性上、幅ひろい対象が得がたかったので確めることはできなかった。今後この点についても研究が進展することが望まれる。

ここに提案した方法は、冷凍装置の冷媒量に関する問題のほとんどの領域、特に所要冷媒量をコントロールする設計技術への有効なアプローチになり得るものと考え。今後、この分野についての研究が、多く行なわれ、これによって信頼性の高い冷凍装置が開発されてくることを期待したい。

文 献

- (1) TAKASHI OTAKI; "Holding Refrigerant in Refrigeration Unit" Progress in Refrigeration Science and Technology, Vol. 2, pp. 535~544 X III IIR, Washington, DC 1971.
- (2) 小滝彦, 吉井武; "冷凍装置内の冷媒量" 昭和49年度日本冷凍協会学術講演会論文集, pp. 55~58.
- (3) 世古口言彦; "気液二相流〔I〕流動現象" 伝熱工学の進展, Vol. 1, 養賢堂, 1973.
- (4) 赤川浩爾; "気液二相流" コロナ社, 1974.
- (5) 矢木栄, 白井隆, 佐々木貞治; "堅形管式反応装置の研究" (第一報)一垂直管内における気液

混相流の流動状態の観察および Hold-up について一; 化学機械, 15巻7号 (1951) pp. 317~321.

- (6) G. A. HUGHMARK, B. S. PRESSBURG; "Holdup and Pressure Drop with Gas-Liquid Flow in a Vertical Pipe", A. I. Ch. E. Journal, Vol. 7, No. 4, Dec. 1961, pp. 677~682.
- (7) B. A. EATON, D. E. ANDREWS, C. R. KNOWLES, J. H. SILBERBERG, K. E. BROWN; "The Prediction of Flow Patterns, Liquid Holdup and Pressure Losses Occurring Continuous Two-Phase Flow in Horizontal Pipelines", J. of Petroleum Technology, June, 1967, pp. 815~828.
- (8) A. E. DUKLER, MAYE WICKS, III, and R. G. CLEVELAND; "Frictional Pressure Drop in Two-Phase Flow; A: A Comparison of Existing Correlations for Pressure Loss and Holdup", A. I. Ch. E. J., Jan. 1964, pp. 38~43.
- (9) HOOGENDOORN, C. J.; Chem. Eng. Sci. 9, 205, (1959)
- (10) G. A. HUGHMARK; "Holdup in Gas-Liquid Flow", Chem. Engg. Progress, Vol. 58, No. 4, Apr. 1962, pp. 62~65.
- (11) R. W. LOCKHART and R. C. MARTINELLI; "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes", Chem. Engg. Progress, Vol. 45, No. 1, Jan. 1949, pp. 39~48.
- (12) S. G. BANKOFF; "A Variable Density Single-Fluid Model for Two-Phase Flow with Particular Reference to Steam-Water Flow", Trans. of the ASME, Journal of Heat Transfer, Nov. 1960, pp. 265~272.
- (13) R. C. MARTINELLI and D. B. NELSON; "Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling Water", Trans. of the

- ASME, Vol. 70, Aug. 1948, pp. 695~702.
- (14) M. ALTMAN, F. W. STAUB and R. H. NORRIS; "Local Heat Transfer and Pressure Drop for Refrigerant-22 Condensing in Horizontal Tubes", Chem. Engg. Progress Symposium Series, Vol. 56, No. 30, 1960.
- (15) J. CHADDOCK; "Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerants Evaporating in Horizontal Tubes", ASHRAE Transactions, No. 1875.
- (16) ASHRAE Guide and Data Book, Chapter 50, "Lubricants in refrigerant systems".
- (17) W. M. KAYS, A. L. LONDON; "Compact Heat Exchangers", McGraw-Hill.
- (18) V. H. McADAMS, "Heat Transmission", Chapter 13, p. 338.
- (19) 阿部順常; "冷蔵庫用冷凍サイクルの冷媒封入量と冷却性能の関係", 日立評論, Vol. 47, No. 10, 昭和40年10月.
- (20) G. LORENTZEN and R. GRØNNERUD; "Investigation of Liquid Hold-up, Flow Resistance and Heat Transfer in an R12 Evaporator Coil with Recirculation", (Part 2. Liquid hold-up, theoretical calculation and test results), Heat exchange in refrigerating Systems, IIR. Commissions II & III, London 1970.
- (21) 佐藤彰也, 阿部順常; "冷蔵庫用冷凍サイクルの適正冷媒封入量", 日立評論, Vol. 46, No. 7, 昭和39年7月.
- (22) R. C. MARTINELLI, J. A. PUTTNUM and R. W. LOCKHART; "Two-Phase, Two-Component Flow in The Viscous Region", Trans. A. I. Ch. E. Vol. 42, No. 4, 1946.
- (23) LOTTES, PETRICK, MARCHATERRE; "Lecture Notes on Heat Extraction from Boiling Water Power Reactors", ANL-6063, Section II, "Two-Phase Pressure Drop".