

異径接合キャピラリチューブの流量解析と 空調機の冷媒量低減

Flow Analysis of Capillary Tube Systems and Reduction
of Holding Amount of Refrigerant in Air Conditioners

技術本部 平尾豊隆^{*1} 大関茂樹^{*1}
渡部真^{*2} 今飯田毅^{*3}
エアコン製作所 服部久司^{*4}

長配管のセパレート型ヒートポンプエアコンが多く設置されるようになり、充てん冷媒量が配管長に対応して増加している。本研究では、充てん冷媒である指定フロン（HCFC-22）の使用量低減を目的として配管内を気液二相流れて搬送するシステムの実用化を図った。このため臨界流れとなった場合の配管圧損を考慮したキャピラリチューブ流量解析を行い、配管内二相流搬送による配管圧損特性、冷媒流量特性を実験とともに検討した。これにより配管長、配管径がこれらの特性に及ぼす影響が把握され、流量低下させない最小配管径の選定が可能となった。この結果、配管長 50 m において液搬送システムに対し 30% 以上の冷媒量低減が実現できた。

This paper describes the technology for flow analysis of capillary tube systems within a two-phase pipeline. Flow analysis of capillary tube has been improved by the introduction of pressure loss prediction for two-phase pipelines. The influence of pipe length and diameter for the characteristics of pressure drop and flow rate for a capillary tube system are investigated. For reducing amount of HCFC-22, it is possible to simulate the optimum design of the capillary tube system with a two-phase pipeline. With this the reduction in the amount of HCFC-22 is 3 % for a pipe of length 50 m.

1. ま え が き

近年のビル空調システムは、室内ユニットと室外ユニットの設置位置が大きく離れた長配管のセパレート型空気熱源ヒートポンプ式エアコンが多く使用されつつある。このような空調システムは、配管長に対応した冷媒量が必要なため充てん冷媒量が増大する。一方このシステムに使用される冷媒 HCFC-22 は、1992 年のオゾン層保護に関する国際会議で規制の対象となる指定フロンに指定され、充てん冷媒量の低減が重要な技術課題となっている。

本研究はこのような背景の下、配管内を液で流していた従来の冷媒搬送法を気液二相状態で流すことにより配管部に占める冷媒量を低減することを検討した。この二相搬送システムは配管の圧力損失が液搬送に対して増大するため、絞り膨張機構であるキャピラリチューブの流量が低下し、これにより空調機的能力低下が懸念される。

このため二相搬送時の配管圧損を考慮したキャピラリチューブの流量解析を行い、この予測モデルにより配管長、配管径が配管圧損特性、冷媒流量特性に及ぼす影響を予測できるようにした。この手法により充てん冷媒量を最大限低減し、配管長が 5 から 50 m の範囲で従来の液搬送システムに対して能力が同等となるシステムを検討し、実験によりこれを実証した。

2. 低冷媒量システムの特徴と課題

ルームエアコンやパッケージエアコンに代表される空気熱源ヒートポンプは、蒸気圧縮式冷凍サイクルを用いている。蒸気圧縮式冷凍サイクルは主に、圧縮機、凝縮機、絞り膨張機構及び蒸発器から構成される。各コンポーネントは配管で接続され、冷媒が閉ループを循環して作動する。室内ユニット、室外ユニットそれ

ぞれに熱交換器が配置されており、冷房運転では室内ユニットが蒸発器に、暖房運転では凝縮器になるように配管システムを切換えて運転する⁽¹⁾。

このような空調システムでは一般に圧損による能力低下を防ぐため配管内を液で搬送する。このため配管長に対応して必要冷媒量が増加し、機種によっては 50 m 配管で配管に占める冷媒量が 60% 以上となるものもある。よってこの部分の冷媒量低減に着目し、配管内の冷媒を気液二相として搬送するシステムを検討した。この二相搬送システムでは配管圧損が増大するためキャピラリチューブ流量が減少し空調機的能力低下が懸念される。そこで二相搬送時の配管圧損を考慮したキャピラリ流量の解析を行い、これを基に能力低下を最小限に抑えたシステムを検討した。

対象は図 1 の示すようなキャピラリチューブの後に配管がある

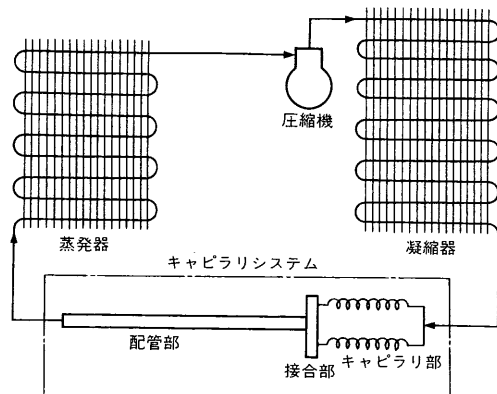


図1 対象とする空調システム キャピラリチューブの後流に配管がある二相搬送システムを研究の対象とした。
Air conditioning model

^{*1} 名古屋研究所冷熱システム研究室 ^{*3} 名古屋研究所冷熱システム研究室長
^{*2} 名古屋研究所冷熱システム研究室主務 ^{*4} 技術部冷熱応用設計課長

二相搬送システムで、空調システムとしては室内ユニットと室外ユニットの設置場所が離れている長配管のパッケージエアコン(3馬力)とした。

3. キャピラリシステムの流量解析

3.1 基礎式

キャピラリチューブ内の冷媒の流動は液単相流と気液二相流に分けて考える⁽²⁾。

3.1.1 入口圧力損失

断面積変化による圧損と考える。

$$\Delta P_{in} = \xi \frac{v}{2g} \left(\frac{G}{F} \right)^2 \quad (1)$$

3.1.2 液単相流れ

通常の平滑管の摩擦式を用い、断面積一定の条件で解析する。

$$\Delta P = f_1 \cdot \frac{L_1}{D} \cdot \frac{v}{2g} \cdot \left(\frac{G}{F} \right)^2 \quad (2)$$

3.1.3 二相流れ

均質二相流れと仮定し解析する。この部分の冷媒の状態変化はFanno線に沿っている。すなわち式(3)～(6)により決定される状態変化である。

① 連続の式

$$G = \frac{1}{v} w F = \text{const.} \quad (3)$$

② エネルギー式

$$\frac{w dw}{gJ} + dh = dq \quad (4)$$

外部から熱が与えられないため

$$dq = 0$$

③ 熱力学第2法則により

$$dS \geq 0 \quad (6)$$

④ 圧縮性流体の式をキャピラリチューブ長さについて適用し

$$v dP + \frac{w dw}{g} + \frac{f_m}{D} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot dL_m = 0 \quad (7)$$

以上の式を整理して、キャピラリチューブ長さの式を求める。
液単相流れ

$$L_1 = \frac{2gD}{f_1 \cdot v} \cdot \left(\frac{F}{G} \right)^2 \cdot (\Delta P - \Delta P_{in}) \quad (8)$$

二相流れ

$$L_m = \frac{-2gD}{f_m} \cdot \left(\frac{F}{G} \right)^2 \cdot \left[\int_1^0 \frac{dP}{v} + \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{G}{F} \right)^2 \cdot \ln \frac{v_0}{v_1} \right] \quad (9)$$

全長 L は

$$L = L_1 + L_m \quad (10)$$

ここで

- w : 流速
- v : 比容積
- G : 冷媒流量
- F : 断面積
- g : 重力加速度
- q : 熱量
- D : 内径
- P : 圧力
- L : 長さ

f : 摩擦係数

S : エントロピー

h : エンタルピー

J : 熱の仕事当量

ξ : 入口圧力損失係数

添字

l: 液

m: 二相

i: 二相入口

o: 二相出口

3.2 解析手法

キャピラリシステムの接合部はキャピラリチューブ後において十分に拡大されていると仮定し、接合部入口、出口は急縮小、急拡大するためキャピラリチューブ1本ごとに独立して基礎式が成立するとした⁽³⁾。

配管部においてもキャピラリチューブ二相流れの式を用いて解析した。

与えられたキャピラリチューブ入口条件、配管出口条件に対してキャピラリチューブと配管の接合部の中間圧力をパラメータとして、上流側のキャピラリチューブ流量と下流側の配管流量をそれぞれ独立に解き、キャピラリチューブ流量と配管流量がバランスする点を求める。図2に流量計算のフローチャートを示す。

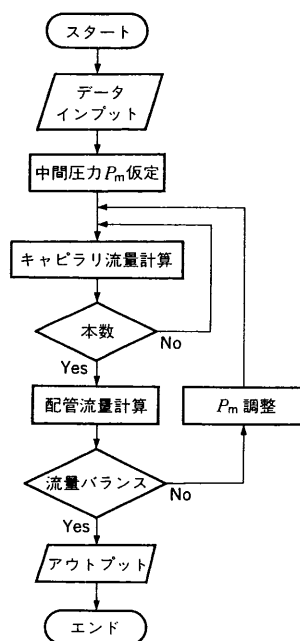


図2 流量計算フローチャート 接合部の中間圧力をパラメータとしてキャピラリ流量と配管流量がバランスする点を求める。
Flow chart of computer program for flow rate

4. 流量解析実験

4.1 実験装置

実験装置を図3に示す。供試機には水冷チラーを用いた。これは4.2節の実験条件が設定しやすいためである。キャピラリチューブ入口圧力、配管出口圧力は凝縮器水量、蒸発器水量を調節し、キャピラリチューブ入口過冷却度は圧縮機回転数を調節して実験条件に合わせた。流量は質量流量計にてキャピラリチューブ入口で計測した。

4.2 実験条件

キャピラリ入口圧力飽和温度 50℃

キャピラリ入口過冷却度 5℃

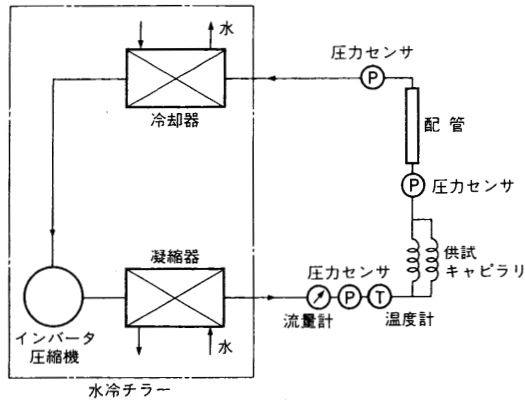


図3 実験装置 キャピラリチューブ入口、配管出口条件を設定して冷媒流量、配管圧損を測定した。
Experimental apparatus for capillary flow rate

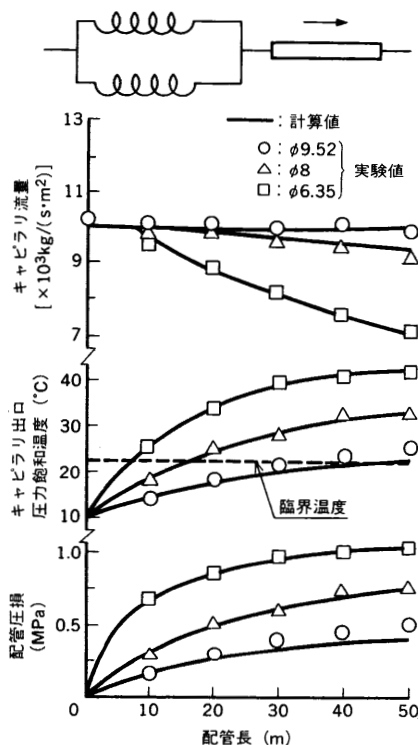


図4 二相搬送時の流量特性 キャピラリチューブ出口が臨界状態になると流量特性が大きく変わる。
Characteristic of flow rate for two-phase pipeline system

配管出口圧力飽和温度 10℃

キャピラリチューブ (内径×長さ)

φ1.8×775 mm×2本

配管外径 (厚さ 0.8 mm)

φ9.52, 8, 6.35 mm

5 流量解析結果

5.1 二相搬送時の流量解析

図4に二相搬送時の冷媒流量特性の解析結果と実験結果を示す。横軸に配管長を、縦軸にキャピラリ流量、キャピラリ出口圧力飽和温度、配管圧損を示している。解析条件でキャピラリ入口条件、配管出口条件が決まっているため、配管長が長くなると配管圧損が増大する分キャピラリ出口圧力は上昇する。このためキャピラリチューブの出入口圧力差が少なくなるため、キャピラリ流量が

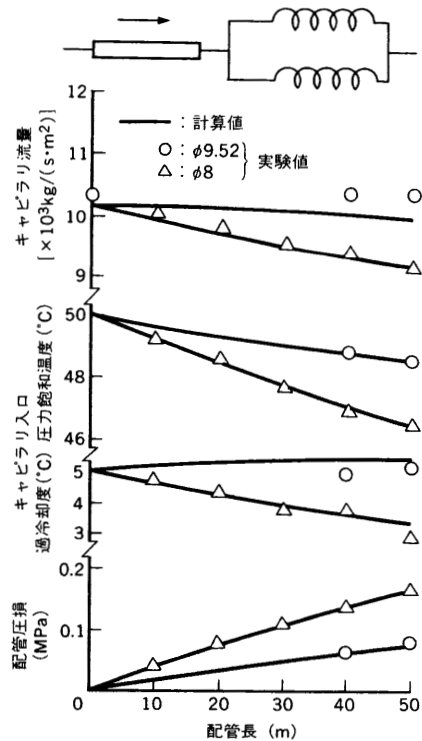


図5 液搬送時の流量特性 二相搬送と同様に計算値と実験値は良い一致を示し、解析の妥当性が確認できた。
Characteristic of flow rate for liquid pipeline system

減少する。同様に配管径が細くなるほどキャピラリ出口圧力が上昇するため、キャピラリ流量は低下する。

ここでキャピラリ出口圧力が臨界圧力（温度）以下の場合、キャピラリ流量は臨界状態時の流量でチョークし、それ以上キャピラリ出口圧力が低下しても（配管長が短くなっても）、キャピラリ流量は増加しない。

計算値と実験値を比較すると、配管圧損、キャピラリ流量とも良く一致しており、本解析の妥当性が確認できた。これにより二相搬送時の配管圧損を考慮したキャピラリ流量の解析が可能であることが分かった。

5.2 液搬送時の流量解析

図5に液配管の後にキャピラリチューブがある液搬送システムの流量特性を示す。液配管部の解析手法は文献(4)の手法を用い、二相搬送時と同様に流量バランスする点を求めている。ただし本解析には液配管での放熱による温度低下を考慮している。計算条件は二相搬送時と同じで、配管入口圧力飽和温度 50℃、入口過冷却度 5℃、キャピラリチューブ出口圧力飽和温度 10℃である。

配管長により液圧損が増え、キャピラリ入口圧力及び入口過冷却度は低下する。これによりキャピラリ流量は低下する。配管圧損、キャピラリ流量とも解析値と実験値は良い一致を示し、配管の放熱を考慮することで液搬送システムの流量解析も可能であることが分かった。

6. 二相搬送システムによる低冷媒量の検討

6.1 配管径の検討

配管径を最小にして配管長 5 m から 50 m の範囲で能力低下を最小限とするシステムにするには、キャピラリ流量が配管の圧損によって流量低下しない配管サイズを選定する必要がある。配管

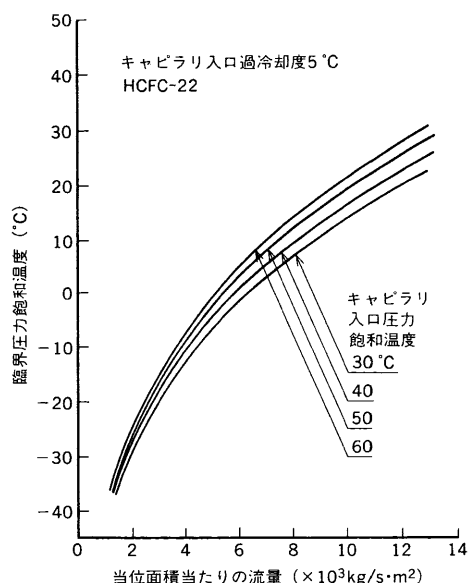


図6 キャピラリチューブの臨界状態計算値
単位面積当たりの流量の増加に従い、臨界状態となる圧力は上昇する。
Calculated value of critical flow conditions

表1 実験条件
Test conditions

空気条件 冷房 DB/WB (°C)	室内 室外	
	27/19.5	35/24
圧縮機運転周波数	60 Hz	

DB: 乾球温度
WB: 湿球温度

圧損が増加してキャピラリ出口圧力が上昇し、キャピラリの臨界温度を上回ると、図4に示すようにキャピラリ流量は低下するため臨界圧力(温度)が高くなるようにキャピラリを選定する必要がある。

図6に単位面積当たりのキャピラリ流量と臨界状態の関係を示す。単位面積当たりの流量が大きいほど臨界圧力飽和温度が高くなるので、後流に位置する配管径を細くすることができる。これを基にして3馬力の空調機を対象にしてキャピラリチューブと配管サイズ(長さ50m)を選定した。

6.2 必要冷媒量と性能実験結果

以上検討した二相搬送システムの必要冷媒量と性能の関係を、液搬送システムと比較して実験により検証した。

供試機は3馬力のパッケージエアコンを用い、表1に示す空気条件で実験した。必要冷媒量は蒸発器出口過熱度が5°Cとなる量とした。

図7に実験結果を示す。横軸に配管長を、縦軸に液搬送に対する二相搬送の冷房能力比、過冷度、必要冷媒量を示している。二相搬送システムと液搬送システムを比較すると、冷媒量が配管長50mで30%以上低減できており、冷房能力は全配管長にわたり同等の結果である。

このように空調能力が同等で充てん冷媒量の低減が可能な二相搬送システムが実現できた。

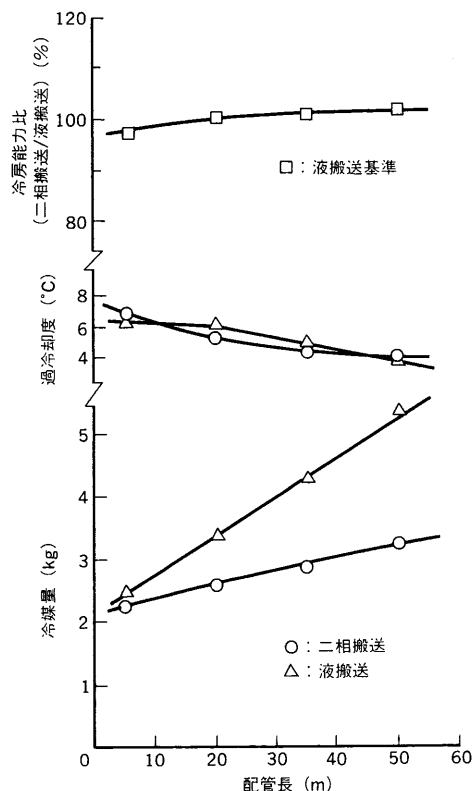


図7 実験による二相搬送と液搬送の比較
二相搬送システムは従来の液搬送と比較してほぼ同等の性能を持ち、50m配管で30%以上の冷媒量を低減できた。
Comparison between two-phase pipeline system and liquid pipeline system

7. む す び

臨界流れとなった場合の配管圧損を考慮したキャピラリチューブ流量解析を行い、二相搬送システムの特性を予測する手法についての概要を述べた。

本研究の結果、配管圧損、冷媒流量の解析値は実験値と良い一致を示すことが分かり、配管圧損を含めた二相搬送システムの流量解析が可能となった。これにより配管長、配管径が配管圧損、冷媒流量の特性に及ぼす影響を机上で検討できるようになり、冷媒流量を低下させない最小配管径の選定が可能となった。3馬力の空調機を用い実験検証した結果、液搬送システムと比べ空調能力の低下なく約30% (50m配管時) 冷媒量を低減でき、HCFC冷媒の使用量低減に寄与することが分かった。

今後とも高品質、高効率で快適性のすぐれた空調機の開発のために、従来の実験計測と同時にこのような予測技術の活用を推進し、予測技術の向上に努めていきたい。

参 考 文 献

- (1) 太田 優ほか、空気熱源ヒートポンプの性能予測、三菱重工技報 Vol. 25 No. 6 (1988) p.580
- (2) 小滝 孝ほか、キャピラリチューブ付冷凍装置の性能改善、三菱重工技報 Vol. 4 No. 1 (1967) p.24
- (3) 井上正志ほか、チャージレス冷凍システムの性能予測の研究、日本冷凍協会学術講演論文集 (1991-11) p.17
- (4) 平尾豊隆ほか、長配管高ヘッド空調システムの性能予測と制御系設計、三菱重工技報 Vol. 28 No. 2 (1991) p.129