

ビル用冷凍サイクルシミュレーションに関する研究

大 高 敏 男*

Study on a vapor compression heat pump cycle simulation for buildings

Toshio Otaka*

Abstract: This paper describes a study about a vapor compression heat pump cycle simulation for buildings. Efficiency improvement of an air conditioner is important from the viewpoint of energy saving. One of the important global environmental problems is global warming.

To suppress global warming requires a decrease in load in the power plants. Thus, increasing the energy efficiency of electrical equipment is an important policy. Especially, the energy efficiency of air-conditioning systems for buildings should be improved immediately, because they are less efficient than household air conditioners. Efficiency of an air conditioner for buildings is low in comparison with an air conditioner for households. The main reason is because the experimental load is so big. Therefore, simulation is essential to development of the medium-sized above-mentioned air conditioner. In this paper, the newly refrigerating cycle simulation for buildings is mentioned, and it is shown that good precision was provided.

Key words: Simulations, Heat pumps, Air-conditioner, Vapor compression type, Newton's method

1. 緒 言

近年、エネルギー枯渇問題や地球温暖化に代表される地球的規模の環境問題が顕在化している。これらの問題に対処していくためには、現在使用している産業機械や家庭用機械など機械のエネルギー効率を向上させ、発電所の負荷を減らしていくことが求められている。ところで、ヒートポンプはエネルギー効率が高く、省エネルギーの観点から重要な技術である。例えば、我国の一般的な家庭用空調機である蒸気圧縮式ヒートポンプは、JIS標準条件において投入したエネルギーに対して5倍以上の暖房能力を得ることができる。高効率を実現するために、圧縮機の駆動にインバータを用い、圧縮機をはじめ熱交換器やファンなどあらゆる部品が高度に最適化されている。一方で家庭用空調機よりも能力が大きい業務用空調機やビル用空調機では、家庭用空調機に比べて高効率を得られていないという問題点がある。この主な理由は、空調機の筐体が大きいために、家庭用空調機のように実験と試作を繰り返して最適化を進める手法が物理的にも経済的にも困難であることや、家庭用空調機に比べて生産台数が少ないことに起因して、製造コスト削減の

ために能力クラスが違う機種でも部品の共通化が図られるためである。こうした問題を解決して、より高効率の中型、大型の空調機を実現させるには、実験に置き換えてシミュレーションを活用していく必要がある。蒸気圧縮式ヒートポンプの動作シミュレーションを冷凍サイクルシミュレーションという。冷凍サイクルシミュレーションコードは、各種条件によるおおよその動作傾向を把握する目的でいくつか製品化されているものがある¹⁾が、いずれも設計ツールとして活用するには十分ではない。また、中型、大型の空調機は、室外機が1台に対して室内機が複数台あるマルチエアコンや室外機と室内機が離れた場所にあり、かつ落差が大きい場合など、その構成と設置場所が複雑である。さらに、運転制御については、例えば2室のマルチエアコンで1室のみ運転する場所があるなど、複雑になる。よって、これらに対応させた設計ツールとして活用可能な高精度の冷凍サイクルシミュレーションコードの報告例はこれまでほとんど報告されていない。中型・大型、あるいはビル用の冷凍サイクルシミュレーションコードによれば、各種空調機的设计・開発の省力化、より高い効率の実現の他にも、ヒートポンプを活用するコ・ジェネレーションシステムのシステム検討などにも応用可能である。

このような背景から、著者は、ビル用の空調機を対象とした蒸気圧縮式冷凍サイクルのシミュレーションコード開発を行っている。本報では、主として2室マルチエ

*国士舘大学理工学部理工学科機械工学系
Mechanical Engineering Course, Department of Science & Engineering, Kokushikan University

アコンを対象とする冷凍サイクルシミュレーションコードを構築し、その動作特性を把握したので報告する。

2. ビル用空調機の概要

2.1 蒸気圧縮式冷凍サイクルの概要

蒸気圧縮式冷凍サイクルは、ランキンサイクルを逆回転させた逆ランキンサイクルを基本とするサイクルで、一般的にヒートポンプとして広く用いられている。主な構成要素は、圧縮機、凝縮器、膨張弁もしくはキャピラリチューブと呼ばれる細管、蒸発器、これらを結ぶ配管、暖房と冷房の切り替えに用いられる四方弁、各要素機器を循環する動作流体である冷媒である。冷媒は低温・低圧の過熱蒸気として圧縮機に吸気され、理想的には圧縮機により断熱圧縮されて高温・高圧のガスとなる。その後、凝縮器にて放熱するとともに冷媒は液化する。冷媒は、液状態から膨張弁またはキャピラリチューブを通り低温・低圧の湿り蒸気となる。その後、蒸発器にて吸熱して、さらに過熱蒸気となって再び圧縮機に吸気される。Fig. 1に、主な構成要素と理想的な p - h 線図を示す。

蒸発器における吸熱作用を利用する冷房時の理論成績係数 COP_R (Coefficient of Performance) は、配管の熱損失や圧力損失がないと考えるとエンタルピ比として示され、次のようになる。

$$COP_R = \frac{q_e}{w} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

q_e : 蒸発器で吸熱する熱量

w : 圧縮仕事

h : エンタルピ

添え字の数字はFig. 1における各地点を示す

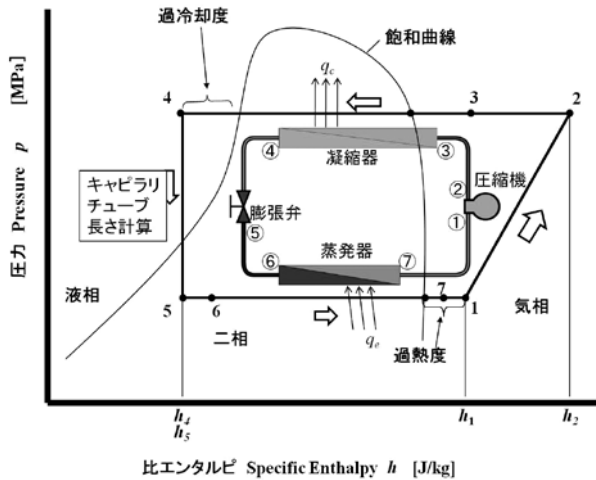


Fig. 1 蒸気圧縮式冷凍サイクルの構成要素と p - h 線図

また、同様に凝縮器における放熱作用を利用する暖房時の成績係数 COP_H は、次のようになる。

$$COP_H = \frac{q_c}{w} = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{(h_1 - h_4) + (h_2 - h_1)}{h_2 - h_1} = COP_R + 1 \quad (2)$$

q_c : 凝縮器で放熱する熱量

式 (1) と式 (2) から、暖房時のヒートポンプとして用いる方が、冷房時よりも COP が高くなることが明らかである。暖房動作では、投入した仕事量の何倍もの熱量を得ることが可能であるため、空調機の省エネルギーの観点から広く用いられるようになってきている。

空調機に投入されるエネルギーは、そのほとんどが圧縮機の仕事に消費される。圧縮機による仕事は、理想的には断熱圧縮過程であるが、実際には等エントロピ変化とはならない。これは、実際のビル用蒸気圧縮式冷凍サイクルでは、冷媒にR410AやR407Cと呼ばれるフロン系混合冷媒やR22などが用いられており、これらの冷媒が圧縮機の機構部を潤滑するために封入されている潤滑油を溶解するため見かけ上冷媒の比熱比が変わるためである。また、圧縮機容積空間からの冷媒の漏れやケースからの放熱といった不可逆損失も原因のひとつになっている。これは、ビル用空調機に限らず、R134aや炭酸ガス、炭化水素系冷媒などを用いるシステムでも基本的に同様である。したがって、実際の冷凍機の所用動力 P は、圧縮機の効率に圧縮効率 η_{ad} 、機械効率 η_m 、モータ効率 η_{mo} が加味されるので次のようになる。

$$P = \frac{Gw}{\eta_{ad}\eta_m\eta_{mo}} = \frac{G(h_2 - h_1)}{\eta_{ad}\eta_m\eta_{mo}} \quad (3)$$

G : 冷媒の質量流量 (冷媒循環量) [kg/s]

またこのときの冷房能力 Q_e 、暖房能力 Q_c は、

$$Q_e = Gq_e = G(h_1 - h_5) \quad (4)$$

$$Q_c = Gq_c = G(h_2 - h_4) \quad (5)$$

となる。式 (4) (5) で示される冷房能力と暖房能力は、空調機側の冷媒の熱授受から求めたものである。実際に空調機を運転したときに得られるのは、次に示す空気側冷房能力 Q_{eA} と暖房能力 Q_{cA} である。

$$Q_{eA} = K_e A_e \Delta T_e \quad (6)$$

$$Q_{cA} = K_c A_c \Delta T_c \quad (7)$$

K : 熱通過率, A : 伝熱面積,

ΔT : 冷媒と空気の温度差

添え字: e : 蒸発器側, c : 凝縮器側

ここで、熱通過率は空調機の熱交換器のフィン形状やファンの形状、風量、運転環境、冷凍サイクルの状態量によって決まる値である。

2.2 ビル用空調機の概要

家庭用空調機は、冷房能力が1.9~3.2kW程度で、室外機が1台に対して、室内機も1台となっているものが一般的に広く普及している。ビル用空調機は、これに対して容量が大きいものが用いられている。また、室外機が1台に対して室内機が複数存在するビル用マルチエアコンや、後から室外機や室内機のユニットを増設することができるモジュールマルチエアコンなども用いられている。マルチエアコンは、Fig. 2に示すように、室内に流れ込む冷媒を途中で分岐させることにより、各部屋にある室内機で冷暖房能力を得ることができる。これまでは、運転と停止以外の運転動作制御を部屋毎に実行することができないものが多かったが、最近のマルチエアコンは、それぞれの室内機が個別に運転モードを選ぶことができるVRF (Variable Refrigerant Flow) システムが主流になっている。VRFシステムは各部屋で家庭用エアコンのように自由に冷房運転や暖房運転などの設定ができる。

マルチエアコンは、室外機の置き場所に制約が多い場所でも設置可能であり、また室外機の数が少なくなるので建物の美観を損ねないなどの特長がある。ビルにおける設置面積制限にも対応可能で、大規模な建築物の空調システムに向いている。近年では、敷地面積の小さい戸建住宅の増加、屋上緑化やガーデニングなど土地の有効活用が進みマルチエアコンの需要が増加している。

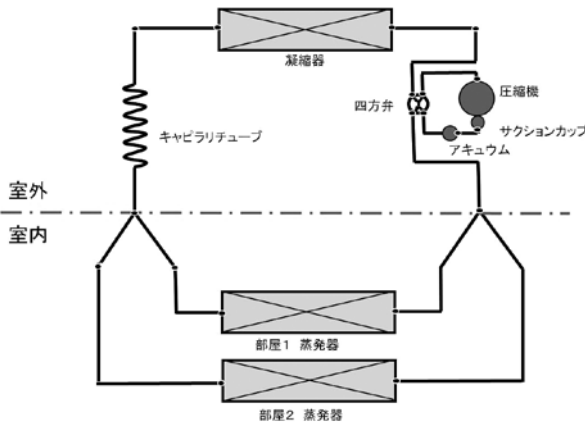


Fig. 2 マルチエアコンのサイクル線図の例

3. 冷凍サイクルシミュレーション

3.1 シミュレーションの概要

シミュレーションは、圧縮機、凝縮器、蒸発器、膨張弁の4つの構成要素の物理量の計算とその出入口および冷凍サイクル各部の状態量の計算を行う。空調機の仕様の入力を行うと冷媒物性値・係数の算出、そして圧縮機等

の計算が行われ、圧縮機から膨張弁にかけて蒸発器を経由する経路と、凝縮器を経由する経路の2方向から計算を行う。凝縮器の空気側と冷媒側熱量、蒸発器の空気側と冷媒側熱量、冷媒封入量と計算による冷媒量の見積り値、膨張弁の開度の計算値と実際の値の4点について評価し、所定の精度に収束するまで計算を繰り返す。膨張弁の代わりにキャピラリチューブを用いている場合は、キャピラリチューブの実際の長さや計算により求められる長さを比較する。今回の計算ではキャピラリチューブを用いているので、以後膨張弁の代わりにキャピラリチューブとして述べる。圧縮機入口、出口の圧力、圧縮機入口エンタルピー、キャピラリチューブ手前エンタルピーの4カ所の状態量を微係数とし、ニュートン法を用いて求解している。また、ニュートン法で収束できない場合の対策としてはさみうち法も組み込んでいる。マルチエアコンは、室内機が複数接続されているので、室内機のモジュール、室外機のモジュールなど、いろいろなモジュールを組み合わせ構成している空調システムと考え、動作シミュレーションを行う上でも、コンピュータ上でモジュールを作成し、それらを組み合わせて解析できるようにしている。Fig. 3に計算の流れを示す。最初に詳細な仕様を入力し、冷媒物性値・係数算出、そして圧縮機等の計算を行ったあと、計算のサイクルを圧縮機からキャピラリチューブにかけてFig. 4のように圧縮機の吐出側から凝縮器を経由して冷媒の流れと同じ方向に計算していく方向と吸込側から蒸発器を経由して冷媒の流れと逆方向に計算していく方向の二手に分けて計算を行う。そのときに室内機側、冷房の場合は蒸発器の計算を、暖房の時は凝縮器の計算を複数台の室内機について分流計算を行う。また、それぞれの室内機は配管の長さを設定できるようにしてある。これにより現実のモデルと同じ条件でシミュレーションを実行することができる。すべての室内機の計算が終了したら、キャピラリチューブの長さ、各部に存在する冷媒量の計算を行う。収束条件を満たすまで圧縮機の計算に戻り、これを繰り返し計算していく。尚、本シミュレーションは、C++言語により構築した。

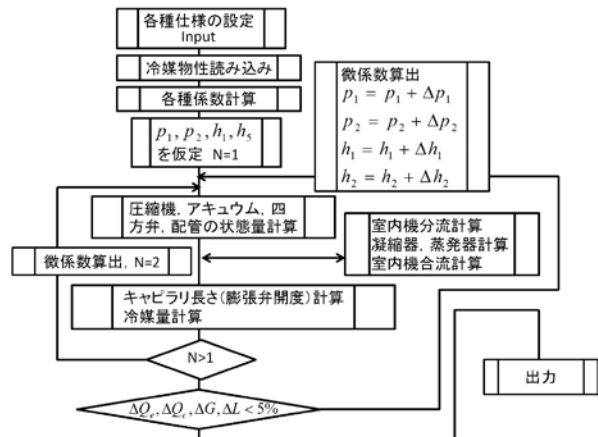


Fig. 3 フローチャート

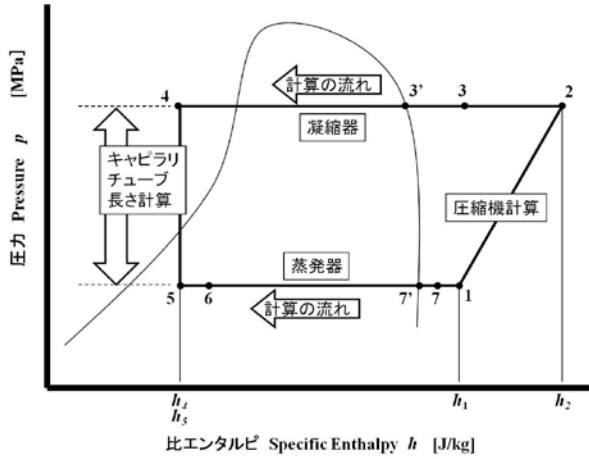


Fig. 4 計算の流れ

Figure 4における各点の状態量の計算は、冷媒の流れの向きに計算を進めると、それぞれ以下ようになる。

(1) 圧縮機

$$h_2 = f(P_1, P_2, h_1) \quad (8)$$

$$G = f(P_1, P_2, h_1) \quad (9)$$

(2) 配管

$$P_3 = f(G, P_2, h_2) \quad (10)$$

$$T_3 = f(P_2, h_2) \quad (11)$$

$$h_3 = f(T_3, T_2) \quad (12)$$

(3) 凝縮器

$$P_4 = f(G, P_3, h_3) \quad (13)$$

$$h_4 = f(G, P_3) \quad (14)$$

(4) キャピラリチューブ

$$P_5 = f(G, P_4) \quad (15)$$

$$h_5 = f(h_4, L_{spc}) \quad (16)$$

(5) 配管

$$P_6 = f(G, P_5, h_5) \quad (17)$$

$$h_6 = f(G, P_5, h_5) \quad (18)$$

(6) 蒸発器

$$P_7 = f(G, P_6, h_6) \quad (19)$$

$$h_7 = f(G, P_6, h_6) \quad (20)$$

(7) 配管

$$P_1 = f(G, P_7, h_7) \quad (21)$$

$$h_1 = f(G, P_7, h_7) \quad (22)$$

(8) 冷媒封入量

$$G = f(P_1, P_2, h_2) \quad (23)$$

P : 圧力, T : 温度, L_{spc} : キャピラリ長さ仕様値

これらの式は、順次計算していくことにより求解可能で、最終的には、未知数3つ、式3つとなって解が得られ、各点の状態量を求めることが可能となる。しかるに、点1と点2の状態量を仮定し、サイクルに沿って順次状態量の計算を行い、その結果得られる点1の状態と仮定した点1の状態が合致すればよい。ところが、実際には各種機器の特性式に誤差が生じているため、容易に両者は一致しない。この解決方法として、前述のようにサイクルを二つに分けて計算を進めている。すなわち、 h_4 を未知数として仮定し、 P_1, P_2, h_1, h_4 の4つを未知数とすることによって、収束を容易にさせる。収束判定には、次の4つの評価を行う。

$$\Delta L = L - L_{spc} \quad (24)$$

$$\Delta Q_c = Q_{cA} - Q_c \quad (25)$$

$$\Delta Q_e = Q_{eA} - Q_e \quad (26)$$

$$\Delta G = G_r - G_{rspc} \quad (27)$$

L : キャピラリ長さ計算値

G_r : 冷媒封入量計算値, G_{rspc} : 冷媒封入量仕様値

L, Q_c, Q_e, G が0となれば計算は終了であり、そうなるように P_1, P_2, h_1, h_4 を修正していく。計算では、 $L/L_{spc}, Q_c/Q_c, Q_e/Q_e, G/G_{rspc}$ がすべて5%以下で収束と見なすこととする。

本冷凍サイクルシミュレーションでは、変数量が4個存在するので、ニュートン法を拡張して用いることとする。すなわち4次元で同時に傾きを求め、 L, Q_c, Q_e, G が全体的にみて最も小さくなるように修正を行う。修正量 P_1, P_2, h_1, h_4 は次に示す4つの式を連立して求める。

$$\frac{\partial Q_e}{\partial P_1} \Delta P_1 + \frac{\partial Q_e}{\partial P_2} \Delta P_2 + \frac{\partial Q_e}{\partial h_1} \Delta h_1 + \frac{\partial Q_e}{\partial h_4} \Delta h_4 = \Delta Q_e \quad (28)$$

$$\frac{\partial Q_c}{\partial P_1} \Delta P_1 + \frac{\partial Q_c}{\partial P_2} \Delta P_2 + \frac{\partial Q_c}{\partial h_1} \Delta h_1 + \frac{\partial Q_c}{\partial h_4} \Delta h_4 = \Delta Q_c \quad (29)$$

$$\frac{\partial L}{\partial P_1} \Delta P_1 + \frac{\partial L}{\partial P_2} \Delta P_2 + \frac{\partial L}{\partial h_1} \Delta h_1 + \frac{\partial L}{\partial h_4} \Delta h_4 = \Delta L \quad (30)$$

$$\frac{\partial G}{\partial P_1} \Delta P_1 + \frac{\partial G}{\partial P_2} \Delta P_2 + \frac{\partial G}{\partial h_1} \Delta h_1 + \frac{\partial G}{\partial h_4} \Delta h_4 = \Delta G \quad (31)$$

3.2 各要素の理論式

(1) 圧縮機

圧縮行程中に熱の放出があり、さらに機械的な摩擦損失・圧力損失がある。また、シリンダの圧縮行程にも体積効率が低下する要因がある。したがって、圧縮機の仕事量は理論値よりも大きくなる。ここでは、各圧縮機のデータを用いた特性式を計算し用いている。冷媒循環量は次式で求まる。

$$G = \frac{\eta_v \cdot V_0 \cdot N}{v_1} \quad (32)$$

G : 冷媒循環量 [kg/s], v_1 : 体積効率

N : 圧縮機周波数 [Hz], $V_0 \cdot N$: 理論吸込容積 [m^3/s],

v_1 : 吸入ガス比体積 [m^3/kg]

ここで、体積効率は以下の式 (33) を拡張して求めている。

$$\eta_v = 1 - a \left(\frac{P_d}{P_s} + \frac{P_d - P_s}{P_s} \right) \quad (33)$$

a : 実験定数, P_d : 吐出圧力, P_s : 吸入圧力

この式において、 a を実験的に求める必要があるが、実際には a は圧縮機の種類や運転条件によって異なる。そこで本シミュレーションでは体積効率を3つに分けて考え、求めている。すなわち、

(1) トップクリアランスボリュームによる体積効率 η_{v1}

(2) 吸込ガスの状態による体積効率 η_{v2}

(3) 漏れ・圧力損失などによる体積効率 η_{v3}

である。各体積効率は以下の実験式で求めることができる。

$$\eta_{v1} = 1 - C_C \left\{ \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{1.16}} - 1 \right\} \quad (34)$$

ただし、

C_C : クリアランス比, $C_C = V_{TOP}/V$

V : 圧縮機吸込容積 [m^3]

V_{TOP} : トップクリアランスボリューム [m^3]

$$\eta_{v2} = \frac{0.99}{100} \left(0.025 \Delta T_S^3 - 1.1 \Delta T_S^2 + 14.08 \Delta T_S + 95.5 \right) \quad (35)$$

T_S : 圧縮機吸込冷媒の過熱度 [K]

$$\eta_{v3} = F \left(1 - C_f \right) \sqrt{\frac{P_d - P_s}{P_d}} \quad (36)$$

F : 作動空間からの冷媒の漏れに関する係数

C_f : 流量係数

全体の体積効率 η_v は次式で求める

$$\eta_v = \eta_{v1} \cdot \eta_{v2} \cdot \eta_{v3} \quad (37)$$

圧縮機はこの他に、機械効率、モータトルク、モータ効率についても算出する。また、圧縮機の吐出温度・ケース温度は圧縮機ケースの放熱を求めることにより、求めている。圧縮機の放熱計算では、圧縮機を上下2つに分けて熱通過率を仮定し算出している。

(2) 圧力計算

気体または液体しか流れていない单相流の場合の圧力損失の計算は次式で求めることができる。

$$\Delta P = C \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{W^2}{\rho} \quad (38)$$

C : 抵抗係数 (滑らかな管)

W : 重量速度 [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$] = G/A

A : 断面積, L : 管長さ [m], D : 管内径 [m]

ρ : 流体密度 [kg/m^3]

気体と液体の両方が流体として存在する二相流の時の圧力損失の計算方法は種々方法が存在するが、今回は均一流の方法を用いる。

今、二相流の摩擦係数を、液がすべて流れたとした場合として扱うと、静圧バランスの式は次式になる。ここで、乾き度やボイド率などの諸量は微小長さに対して一定であるとする。

$$\left(\frac{dP}{dz} \right) = \frac{C_{\ell 0} W^2}{2D\rho_{\ell}} \phi_{\ell 0}^2 + W^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{B\rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-B)\rho_{\ell}} \right] + H [B\rho_g + (1-B)\rho_{\ell}] \quad (39)$$

z : 長さ [m], $C_{\ell 0}$: 全液流れの場合の流量係数

x : 乾き度, B : ボイド率, H : 高さ [m]

$\phi_{\ell 0}$: 2相流定数添え字, l, g : 液, ガス

重量項は無視すれば、以下ようになる。

$$\phi_{\ell 0}^2 = \left[1 + x \frac{v_{\ell g}}{v_{\ell}} \right]$$

$v_{\ell g} = v_g - v_{\ell}$

v_g, v_{ℓ} : ガスと液の比容積

流体の乾き度が x_1 から x_2 まで変化したとすると、摩擦損失 P_f , 加速度損失 Pa は次式となる。

$$\begin{aligned}\Delta P_f &= \frac{C_{\ell 0} W^2 L}{2D \cdot \rho_\ell} \int_0^L \phi_{\ell 0}^2 dz = \frac{C_{\ell 0} W^2 \cdot 1}{2D \rho_\ell} \int_{x_1}^{x_2} \left(1 + x \frac{v_{\ell g}}{v_\ell}\right) dx \\ &= \frac{C_{\ell 0} W^2 L}{2D \cdot \rho_\ell} \left[x + \frac{x^2}{2} \frac{v_{\ell g}}{v_\ell} \right]_{x_1}^{x_2} \\ \Delta P_a &= W^2 \left[\frac{x^2}{B^2 \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-B)^2 \rho_e} \right]_{x_1}^{x_2}\end{aligned}$$

(3) ベンド・弁の等価長さ

ベンドの流量抵抗を等価長さ $L_{\ell g}$ で表すと、 $L_{\ell g}$ は (ベンド半径/管内径) の関数として、求めることができる。

エアコンの熱交換器の場合はリタンベンドの抵抗を考慮して

$$L_{\ell g} \approx 60D$$

を用いている。弁部の等価長さは弁部の形状が複雑で理論的に求めることができない。そこで実験式を逆算して、

$$L_{\ell g} = 10 \quad (40)$$

(熱交換圧力損失とほぼ同等)

シミュレーションでは式 (40) を変化させて実験値に合わせこむ。

(4) 配管・熱交換器等の圧力損失

配管・熱交換器等の圧力損失は、これまでの単相・二相流の式を用いて各部の圧力損失を計算する。計算の主な要領は以下の通りである。

- ① 圧縮機吐出側配管はガス (単相流)、凝縮器はガス、または二相流、液側配管は二相流 (乾き度は一定)、蒸発器は二相流、ガス側配管はガスとする。
- ② ガス、二相、液の長さは冷媒のエンタルピより算出する。
- ③ 温度が変化する場合に繰り返し計算を1回行い、その平均値を使用する。
- ④ 凝縮器の圧力損失は約 20 kPa で蒸発器の圧力損失は 25 ~ 30 kPa とする。蒸発器の方が大きい理由は、凝縮器では加速度項がマイナスに働き、蒸発器ではプラスに働くからである。

(5) 凝縮器

凝縮器の管内熱伝達率は式 (41) で求めることができる。

$$\alpha_{Rc} = 13.8 \frac{\lambda_\ell}{D} \left(\frac{c_p \mu_\ell}{\lambda_\ell} \right)^{1/3} \left(\frac{\gamma}{c_p \Delta t} \right) \left[\frac{DG}{\mu_\ell} \left(\frac{\rho_\ell}{\rho_g} \right)^{1/2} \right]^{1/5} \quad (41)$$

物性値を一定としている場合は式 (42) により算出することもできる。

$$\alpha_{Rc} = 1.3 \times 10^4 G^{0.2} D^{-1.2} \quad (42)$$

また、管内単相熱伝達率は次式で求めることができる。

① 気体の場合

$$\alpha_{Rg} = 0.023 \frac{\lambda}{D} \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (43)$$

② 液体の場合

$$\alpha_{Rl} = 950 \sim 1140 G^{0.8} D^{-1.8} \quad (44)$$

空気側の熱伝達率は次式で求めることができる。

$$\alpha_a = AU_O^{0.57} \quad (45)$$

熱交換率は次式で求めることができる。

① 二相域

$$K_{c1} = \frac{S_{ci}}{\left(\frac{S_{cA}}{\alpha_{Rc}} + \frac{S_{ci}}{\alpha_a} \right)} \quad (46)$$

② 単相域

$$K_{c2} = \frac{S_{ci}}{\left(\frac{S_{cA}}{\alpha_{Rl}} + \frac{S_{ci}}{\alpha_a} \right)} \quad (47)$$

各相の伝熱面積の割合は冷媒側のエンタルピより次式で求める。

① ガス域

$$S_{cA1} = \frac{G(h_3 - h_{GD})}{K_{c1} \left(\frac{t_3 + t_c}{2} - t_{out} \right)} \quad (48)$$

② 二相域

$$S_{cA2} = \frac{G(h_{GD} - h_F)}{K_{c1} (t_c - t_{out})} \quad (49)$$

③ 液域

$$S_{cA3} = \frac{G(h_3 - h_{GD})}{K_{c2} \left(\frac{t_F + t_c}{2} - t_{out} \right)} \quad (50)$$

ただし、

添え字 GD : 凝縮器ガス側飽和点

F : 凝縮器液側飽和点

$$S_{cA} = S_{cA1} + S_{cA2} + S_{cA3} \quad (51)$$

ガス域は二相域の熱伝達率と等しいとしている.

以上より凝縮器の空気側の放熱量は

$$Q_{cA} = S_{cA1} \cdot K_{c1} \cdot \left(\frac{t_3 + t_c}{2} - t_{out} \right) + S_{cA2} \cdot K_{c1} \cdot (t_c - t_{out}) \\ + S_{cA3} \cdot K_{c2} \cdot \left(\frac{t_F + t_c}{2} - t_{out} \right) \quad (52)$$

一方, 冷媒側の放熱量は

$$Q_c = G(h_3 - h_F) \quad (53)$$

熱バランスより Q_{cA} と Q_c は等しくならなければならない. これを式 (54) に示すように 5 [%] の精度で等しいとみなす.

$$\frac{Q_{cA} - Q_c}{Q_c} \leq 5\% \quad (54)$$

μ : 粘性係数, J : 仕事の熱当量 [kJ/kgm]

γ : 蒸発潜熱 [kJ/kg], t : 冷媒と周囲温度の差 [°C]

D : 管の径 [m], λ : 熱伝導率 [kW/m²K]

ρ : 密度 [kg/m³], Re : レイノルズ数

Pr : プラント数

U_o : 熱交換器の空気速度 (室外) [m/s]

A : 27 [°C], 湿度 50 [%] の時の実験定数

S_{cA} : 熱交換器前面面積 [m²]

S_{cAO} : 熱交換器外表面積 [m²]

K : 熱交換率 (凝縮器)

S_{c1} : 熱交換器のパイプ内表面積 [m²]

h : 冷媒の各点のエンタルピ [kcal/kg]

t : 温度 [°C], t_{out} : 室外機周囲温度 [°C]

添字 C : 凝縮器

(6) 蒸発器

計算方法は凝縮器と同じであるが, 空気側が湿り熱伝達となる. ただし, 熱交換温度が, 入口空気の露点以上の場合には乾き熱伝達となる.

管内二相熱伝達率は次式で求めることができる.

$$\alpha_{Re} = 0.095 \left\{ \left(\frac{G \cdot D}{\mu_\ell} \right)^2 \left(\frac{J \Delta X \gamma}{L} \right) \right\}^{0.4} \quad (55)$$

物性値を一定としている場合は式 (56) により算出することもできる.

$$\alpha_{Re} = 12310 G^{0.8} D^{-1.8} L^{0.4} \quad (56)$$

管内单相熱伝達率は次式で求めることができる.

①気体の場合

$$\alpha_{R2} = 0.023 \frac{\lambda}{D} Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (57)$$

②液体の場合

$$\alpha_{R2} = 50 \sim 100 G^{0.8} D^{-1.8} \quad (58)$$

空気側熱伝達率は以下のようになる.

$$\alpha_a^* = A^* U_i^{0.57} \quad (59)$$

熱交換率は以下のようになる.

①冷媒側 - 蒸発 (二相), 空気側 - 湿り

$$K_{e1} = \frac{S_{eA}}{\left(\frac{S_{eA}}{\alpha_{Re}} + \frac{S_{ei}}{\alpha_a^*} \right)} \quad (60)$$

②冷媒側 - ガス, 空気側 - 湿り

$$K_{e2} = \frac{S_{eA}}{\left(\frac{S_{eA}}{\alpha_{R2}} + \frac{S_{ei}}{\alpha_a^*} \right)} \quad (61)$$

③冷媒側 - ガス, 空気側 - 乾き (露点温度以上)

$$K_{e3} = \frac{S_{eA}}{\left(\frac{S_{eA}}{\alpha_{R2}} + \frac{S_{ei}}{\alpha_a^*} \right)} \quad (62)$$

各相の伝熱面積の割合は, 冷媒側のエンタルピによって求める.

①二相域 (湿り空気)

$$S_{eA1} = \frac{G(h_G - h_6)}{K_{e1}(h_{Ae} - h_{Ai})} \quad (63)$$

添え字 G : 蒸発器ガス側飽和点

②ガス域 (湿り空気)

$$S_{eA2} = \frac{G(h_{RO} - h_G)}{K_{e2} \left(\frac{h_{Ae} + h_{AO}}{2} - h_{Ai} \right)} \quad (64)$$

③ガス域 (乾き空気)

$$S_{eA3} = \frac{G(h_{RO} - h_G)}{K_{e3} \left(\frac{t_O + t_7}{2} - t_{in} \right)} \quad (65)$$

以上より, 蒸発器の空気側吸熱量は次式で求めることができる.

$$\begin{aligned} Q_{eA} = & S_{eA1} \cdot K_{e1} \cdot (h_{Ae} - h_{Ai}) \\ & + S_{eA2} \cdot K_{e2} \cdot \left\{ \frac{h_{Ae} + h_{AO}}{2} - h_{Ai} \right\} \\ & + S_{eA3} \cdot K_{e3} \cdot \left\{ \frac{t_O + t_7}{2} - t_{in} \right\} \end{aligned} \quad (66)$$

一方, 冷媒側の吸熱量は

$$Q_e = G(h_7 - h_6) \quad (67)$$

熱バランスにより

$$\frac{Q_{eA} - Q_e}{Q_e} \leq 5\% \quad (68)$$

J : 仕事の熱当量 [kJ/kgm], X : 熱流束 [kW/m²]

U_i : 熱交換機の空気通過速度 (室内) [m/s]

S_{ei} : 熱交換機のパイプ内表面積 [m²]

h_{a*} : 空気のエンタルピ [kJ/kg]

t_{in} : 室内機の周囲温度 [°C]

添え字: O : 出口側, RO : 冷媒側熱交換器出口

(7) キャピラリチューブ

キャピラリチューブの長さ L は圧力降下量から以下の式で求められる.

①単相流

$$\Delta P = C \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{W^2}{\rho_l} \quad (69)$$

②2相流

重力項を無視すると運動方程式は以下の通りになる.

$$\frac{dp}{dL} + \Delta P_a + \Delta P_f = 0 \quad (70)$$

P_a : 加速度損失項 P_f : 摩擦損失項

$$\Delta P_a = W^2 \frac{d\rho_m}{dL} \quad (71)$$

$$\Delta P_f = \frac{C}{D} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{W^2}{\rho_m} \quad (72)$$

ここで,

$$\rho_m = \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_e} \quad (73)$$

よって,

$$dL = -\frac{1}{W^2} \left\{ \frac{2D}{C} \rho_m \cdot dP + \rho_m \cdot d\rho_m \right\} \quad (74)$$

上式を積分すると,

$$L = N' \left\{ \frac{e^{-3/4b}}{G^{7/4}} \int_{P_2}^{P_1} e^{-3/4ap} dp - G^{1/4} \int_{\rho_2}^{\rho_1} \left(\frac{1}{\rho_m} \right)^{-3/4} d\rho_m \right\} \quad (75)$$

$$N' = \frac{D^{5/4}}{0.079 \left(\frac{\mu}{\rho} \right)^{1/4} \cdot 2} \quad (76)$$

ここで,

P_1 : 入口圧力, P_2 : 出口圧力, μ : 粘性係数

本シミュレーションでは, 二相域を20等分し, 各さきみについて粘度係数 μ を求める. そして, 計算で求めたキャピラリ長さ L と仕様の入力値 L_{spc} を評価する.

$$\frac{L - L_{spc}}{L_{spc}} \leq 5\% \quad (77)$$

流れが臨界流となる場合は臨界流量より, 臨界出口圧力を求め, それを出口圧力に置き換えて計算を行っている.

(8) 冷媒量

封入されている冷媒量は, 冷凍サイクルの動作中は各構成要素に分散して存在しているはずである. すなわち各要素において存在する冷媒量を算出しその総和を求めると, その量は仕様において封入されている冷媒量と等しくならなくてはならない. 計算による冷媒量の見積もりで誤差が大きいところは, 二相域の計算と圧縮機の潤滑油に冷媒が融解するところである.

二相流の液とガスに速度差がある場合のボイド率 B は次式で表される.

$$B = \frac{v_g x}{v_g \cdot x + (1-x) \cdot v_e \cdot s} \quad (78)$$

s : スリップ (ガスと液の速度差)

v_g, v_e : ガスと液の比容積

スリップ S は次のLevyの式を用いる.

$$S = \sqrt{\frac{2\beta \cdot v_g}{v_e}} \quad (79)$$

式 (78) と式 (79) からボイド率 B を算出することが

でき、ガス体積率 β を求めることができる。

①凝縮器内の冷媒量

凝縮器をガス、二相、液相域に分け二相域では上記で求めたガス体積率 β を用いた。

$$G_{rc} = \frac{V_c}{S_{cA}} \left\{ \frac{2S_{cA1}}{v_{GD} + v_3} + \frac{\beta S_{cA2}}{v_{GD}} + \frac{(1-\beta)S_{cA2}}{v_e} + \frac{S_{cA3}}{v_e} \right\} \quad (80)$$

V_c : 凝縮器のパイプ内体積、

$$S_{cA} = S_{cA1} + S_{cA2} + S_{cA3}$$

S_{cA1} : ガス域の伝熱体積割合

S_{cA2} : 二相域の伝熱体積割合

S_{cA3} : 液域の伝熱体積割合

②蒸発器内の冷媒量

$$G_{re} = \frac{V_e}{S_{eA}} \left\{ \frac{\beta S_{eA1}}{v_g} + \frac{(1-\beta)S_{eA}}{v_e} + \frac{2S_{eA2}}{v_g + v_7} \right\} \quad (81)$$

V_e : 蒸発器のパイプ内体積

$$S_{eA} = S_{eA1} + S_{eA2}$$

S_{eA1} : 二相域の伝熱体積割合

S_{eA2} : ガス域の伝熱体積割合

③圧縮機オイル内溶解冷媒量

圧縮機に用いられるオイルに溶け込む冷媒量は温度と圧力の関数である。オイルへの冷媒のとけ込み量は冷凍機油メーカーからの資料により近似式を求め利用する。

冷媒溶解率を W_i とすると、

$$W_i = 0.02287 \exp(-0.00339T_w + 0.522 \exp(-0.01684T_w \cdot P_d))$$

$$G_{oil} = V_{oil} \cdot 0.918 \cdot \frac{W_i}{1 - W_i} \times 1000 \quad (82)$$

T_w : 圧縮機ケースの平均温度 [°C]

V_{oil} : 冷凍機油体積

G_{oil} : 冷凍機油に溶け込む冷媒量 [kg]

④その他の冷媒量について

配管、サクシオンカップなどの部分に蓄積される冷媒量は、同様にガス、液、二相などのそれぞれに対応する式を用いて求める。

3.3 インタフェース

シミュレーションコードは、MS-Windowsで動作するように製作している。Fig. 5, 6にその例を示す。Fig. 5はシミュレーションを起動すると最初に立ち上がる画面で、空調機の各構成機器の仕様を入力して登録できるボタンと、シミュレーションを実行するボタンがある。

Fig. 6は圧縮機の仕様を入力する画面の例である。



Fig. 5 シミュレーション起動画面

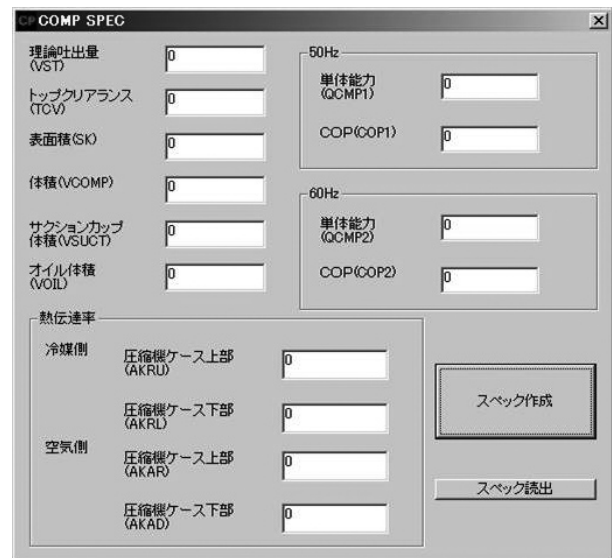


Fig. 6 シミュレーション圧縮機仕様入力画面

3.4 解析結果

シミュレーションの動作確認を富士通ゼネラル社製2室マルチエアコン (ACS12AMA-W/AOC16AGAM2) の基本データを活用して行った。この機種は一定速圧縮機で冷媒としてR22を用いている。計算条件は冷房モードとし、JIS B 8615-1 にしたがって行った。Fig. 7に室内温度が27°Cの時の計算結果を示す。室外温度が高くなると入力が増加しCOPが低下している。また、Fig. 8に室外温度が35°Cの時の計算結果を示す。室内温度が低いときは冷房負荷が低くなり、高くなると冷房負荷が増加している。いずれも、実機の動作傾向と合致している。Fig. 9に、空調機各部の圧力分布を示す。圧縮機出口が再考圧力になっており、その後徐々に圧力降下している。渡配管と蒸発器の間にキャピラリチューブがあり、この部分で膨張していることが示されている。また、Fig. 10に本シミュレーションコードの適応範囲を調べその範囲を示す。概ね、冷凍サイクルの動作範囲内では良好な性能予測が可能であることが明らかになった。

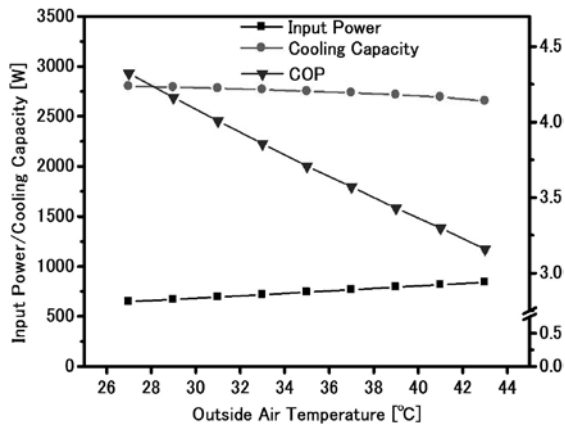


Fig. 7 室内温度27°Cの時の計算結果

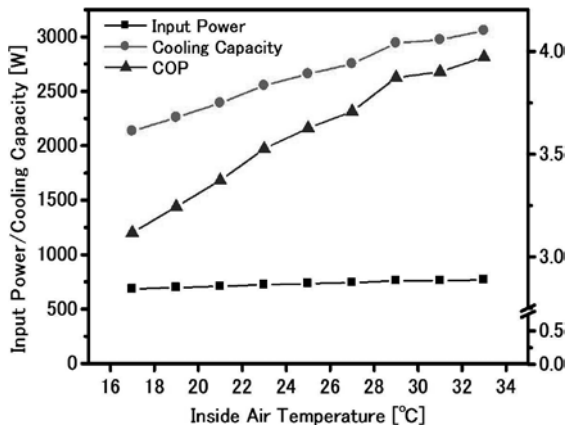
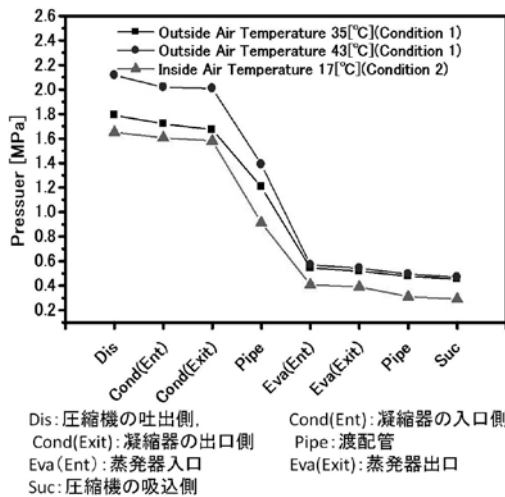


Fig. 8 室外温度35°Cの時の計算結果



Dis: 圧縮機の吐出側, Cond(Ent): 凝縮器の入口側, Cond(Exit): 凝縮器の出口側, Pipe: 渡配管, Eva(Ent): 蒸発器入口, Eva(Exit): 蒸発器出口, Suc: 圧縮機の吸込側

Fig. 9 圧力分布

4. ま と め

- (1) オブジェクト指向を取り入れたC++言語を利用することにより、変更・再構築しやすいビル用冷凍サイクルシミュレーションの基本コードを構築した。
- (2) 検証の結果、本冷凍サイクルシミュレーションの適応性を確認した。また、良好な挙動を示している。

本シミュレーションコードにより、16室マルチなど複数室内機の空調システムの動作評価が可能となった。また、空調機を含めたコ・ジェネレーションシステムへの拡張も可能であり、今後、省エネ空調システムの研究・開発に活用していく。

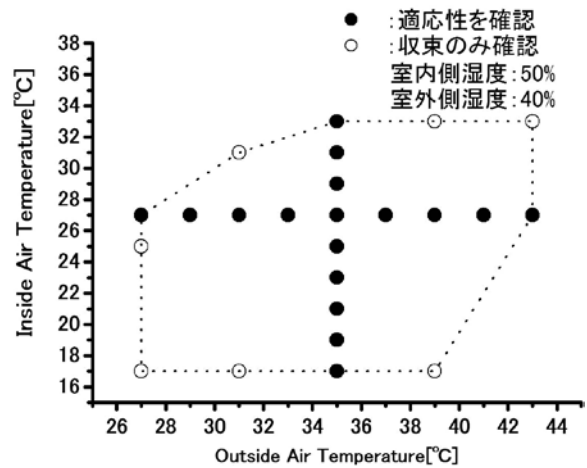


Fig. 10 冷凍サイクルシミュレーション適応範囲

参 考 文 献

- 1) 例えば、EES (Engineering Equation Solver #609), F-Chart Software, 1975