冷媒物性を考慮した空調設備のエネルギーシミュレーション用 個別分散空調システムモデルの開発

DEVELOPMENT OF MULTI-SPLIT TYPE AIR-CONDITIONING SYSTEM MODEL FOR HVAC SYSTEM ENERGY SIMULATION BASED ON REFRIGERANTS THERMODYNAMIC PROPERTIES

安宅 智 洋*, 富樫 英 介**, 田 辺 新 一***

Tomohiro ATAKU, Eisuke TOGASHI and Shin-ichi TANABE

This study proposes methods of the multi-split type air-conditioning system model based on refrigerants thermodynamic properties that improve the computational speed reserving accuracy and extrapolability, and reduce physical parameters setting work. The purpose is to improve the quantitative performance assessment of the multi-split type air-conditioning system. The approximation method of refrigerative physical properties value using the neural network improves the computational speed. When the heat load of indoor equipment is input to the multi-split type air-conditioning system model, the amount of consumption energy is the output. It is found the proposed model can calculate approximate outputs in cases of not only JIS but other conditions.

Keywords : *Multi-split Type Air-Conditioning System, Physical Simulation, R410A*
個別分散空調方式, 物理シミュレーション, R410A

1. 研究背景

近年、個別分散空調方式の大規模ビルへの採用事例が増加しており、そのエネルギー消費量が占める割合は、増加傾向にある¹⁾。一方で、実験室実験と現場における運転状況の違いにより、公表されている COP 等の性能が、現場での性能を表現していないのではないかと指摘も多い。このような疑問に対して定量的な解答を与える方法として、シミュレーションによる個別分散空調システムの挙動の検討が挙げられる。個別分散空調システムに関しては、これまでもいくつかのモデルが提案されている^{2)~7)}。これらのモデルは、個別分散空調システムの構成要素の一部または全部を機器特性式で表現する『特性モデル』と、その全てを物理式に基づいて表現する『物理モデル』に大別することができる。

特性モデルの例としては宇田川ら、下田ら、赤司らのモデルが挙げられる。宇田川らは冷房運転時のエネルギー消費量予測を目的とし、冷却コイルおよび凝縮機についての熱平衡と圧縮機運転特性を基礎として、空調機仕様および吹出し空気の入出口状態、外気条件が与えられた場合の、コイル処理能力、吹出し空気出口条件、圧縮機所要動力などを計算するためのモデルを開発している²⁾。また、下田らは、小規模建物におけるエネルギー消費特性を評価するために、HASP/ACSS/8501での算法を参考にして簡易モデルを作成している³⁾⁴⁾。赤司らは、部分負荷率を求め、入力比、入力比補正から、システムのエネルギー消費量を算出するモデルを提案している⁵⁾。また、我が国の代表的なエネルギーシミュレーションプログラムで

ある HASP/ACSS、近年開発が進められている LCEM ツールなどもこれらの例と同様、特性モデルを採用している。このような特性モデルは、設定すべき物理パラメータは少なく済むため、ユーザーがモデルを構築するために必要となる作業量は少なくなるという利点がある。また、通常、特性式は陽的に解くことが可能で、収束計算が不要であるため計算速度も速い。反面、特性式の外挿範囲にモデルを適用することは難しい。また、数多く存在する機種それぞれに対して機器特性を用意する必要があり、機器開発者側の負担が大きいという問題がある。

物理モデルの例としては、畝崎ら、河合らのモデルが挙げられる。畝崎は、冷媒の非共沸性による循環組成、存在組成の局所的な変化を考慮した、冷凍サイクルの動特性把握を可能とするダイナミックシミュレーションの計算方法について報告している⁶⁾。河合らは、個々の要素のモデルを構築し、それらを接続することによりサイクルループ全体のモデルを構築する手法を提案している⁷⁾。このような物理モデルは、計算対象の機器仕様に忠実な物理パラメータの設定が可能であるため、適切にパラメータが設定された場合には特性モデルよりも高い精度が期待できるという利点がある。反面、そのような適切なパラメータを入手して設定するためにユーザー側に求められる作業量は非常に大きい。また、通常は、冷媒物性計算も含めた収束計算が必要となるため、特性モデルに比較して計算速度は遅くなり、年間の空調設備のエネルギーシミュレーションという用途に適用することは難しい。

* 久米設計 工修
(元 早稲田大学大学院)

** 早稲田大学創造理工学部建築学科 助手・工博

*** 早稲田大学創造理工学部建築学科 教授・工博

KUME SEKKEI Co., Ltd., M. Eng.

Research Assoc., Department of Architecture, Waseda University, Dr. Eng.
Prof., Department of Architecture, Waseda University, Dr. Eng.

以上の背景を受け、本研究では、物理モデルの精度および外挿可能性を留保しつつ、その計算速度を向上させるとともに、定格性能値に基づく物理パラメータの推定方法を提案することで、シミュレーションによる個別分散空調システムの定量的性能評価を可能とすることを目的とする。

2. 研究方法

前節で述べたとおり、空調設備のエネルギーシミュレーションにおいて、物理式に基づく個別分散空調システムモデルを利用するためには、次の二つの大きな問題を解決する必要がある。

一点目の問題は、計算速度の改善である。個別分散空調システムのモデル化のためには、冷凍サイクルを表現する必要があり、循環する冷媒の圧力、密度、温度等の物性に関する計算は避けられない。仮に冷媒物性を理論的に計算するとすれば、冷凍サイクルを構成する各機器の入出力を一致させるための収束計算だけではなく、各機器モデルの内部で利用する冷媒物性値を求めるための収束計算が必要となる。建築熱負荷計算と連成して年間にわたり繰り返し計算する必要があるため、その計算時間は極めて大きくなり、問題がある。

本研究では、収束計算が不要な冷媒物性値近似法を開発することでこの問題を解決することとした。具体的には、冷媒圧力およびエンタルピーを入力とし、温度および密度を出力するニューラルネットワークを構成することで、収束計算を行わずに高速で冷媒物性値を近似することを可能とした。

二点目の問題は、煩雑なパラメータ設定作業の軽減である。特性モデルの場合、現実の機器と一対一に対応したモデルとはならない可能性はあるものの、定格の能力や消費エネルギー量など、いくつかの項目についてパラメータを設定するのみで一応の動作が可能なモデルを得ることができる。一方、物理モデルは全てのパラメータを適正に設定した場合の再現性は高いものの、そのために必要な作業量は大きい。

本研究では、一般に入手可能な情報をもとに、モデルに設定すべきパラメータを推定する方法を提案した。具体的には、まず、メーカーから開示されている技術資料に記された定格運転点での各種情報に基づき、計算対象である個別分散空調システムの冷凍サイクルの基準点を求めた。次に、求められた基準点における冷媒物性値を入力および出力とし、冷凍サイクルを構成する要素である各機器のパラメータを推定する方法を示した。また、このようなパラメータ設定によって適正なモデルが得られたことの検証として、定格以外の運転点におけるモデルの出力を評価し、外挿範囲において本モデルが一定の精度を確保していることを示した。

本研究で解決を図った、以上の二つの問題と、本研究で開発するモデルの位置づけを図1に示す。物理モデルの長所である精度と外挿可能性は維持する一方、短所である計算速度の遅さおよび煩雑なモデル構築作業については、それぞれ、冷媒物性値高速近似法およびパラメータ推定法の開発によって解決を図った。

3節では冷媒物性値の高速近似法の開発について、4節では物理モデルの構造について、5節ではパラメータ推定法について、6節では構築されたモデルの外挿範囲における精度検証結果について記した。

	統計モデル	従来の物理モデル	本研究のモデル
基礎式	特性式	物理式	物理式
精度	不利	有利	有利
外挿可能性	不可	可	可
計算速度	有利	不利	可
モデル化作業量	小	大	中

- ・冷媒物性値高速近似法の開発
- ・パラメータ推定法の提案

図1 本研究で開発するモデルの位置づけ

3. 冷媒物性値の高速近似手法の開発

個別分散空調システムの挙動を把握するためには、内部を流れる冷媒の物理的特性を知る必要がある。従って、密度、温度、エンタルピー、圧力等、冷媒物性値の計算は、冷凍サイクルを構成する個別機器のモデル化にあたっては必須のものである。

冷媒物性値計算プログラムとしては米国 NIST によって開発された REFPROP⁸⁾ が世界標準となっているが、これは状態方程式を反復計算によって解き、厳密解を求めるものである。従って、計算速度は遅く、また、反復計算が正常に終了しない範囲が存在することにも指摘されている⁹⁾。Cleland, Charters らはそれぞれ R134a や R22 などの純粋な冷媒の近似法を提案している¹⁰⁾¹¹⁾。Corberan らは R22, R134A, R407C, R410A のモリエ線図をメッシュ状に分割し線形補間を行うことで、多くの冷媒状態について誤差率 1% 以下の近似を行ったと報告している¹²⁾。Guoliang らは陰的形式で冷媒近似多項式を表現し、これらを解析的な操作で解くことで双方向の変換が可能な冷媒近似法を提案しており、R410A に関しては平均誤差率 0.04% であったと報告している⁹⁾。しかし、これらのいずれの報告においても二相域の冷媒密度の近似に関しては触れられてはいない。飽和液線周辺では冷媒密度が上昇するため非線形性が非常に強く、通常の多項式では近似が困難であることが原因であると推測できる。冷凍サイクル計算モデルにおいては、圧縮機での質量流量計算や配管圧損計算のために冷媒の密度情報が必要となるため、二相域での冷媒密度を近似する方法を確立する必要がある。

3.1 ニューラルネットワークによる冷媒物性近似法

ニューラルネットワークは、特定の入出力構造を持つ素子を相互に接続したモデルである。各素子は入力信号と結合荷重の積和を伝達関数で変換した値を出力値にとる。素子を 3 列、層状に並べたネットワークである 3 層パーセプトロンは、任意の入出力関係を有限の素子数で近似できることが証明されているため¹³⁾、本研究ではこれを用いて R410A の冷媒物性値の近似を行うこととした。図2に、1 出力の場合の 3 層パーセプトロンの構造を示す。式1に出力計算式を示す。本研究では式2で表現されるシグモイド関数を伝達関数として利用することとした。

飽和液線および飽和蒸気線上における近似の対象は、圧力に対する温度、密度、エンタルピーの値とした。飽和線上以外の領域における近似の対象は、圧力およびエンタルピーに対する温度および密度の値とした。ただし、冷媒の温度や密度は、飽和液線および飽和蒸気線を境に変曲するため、本研究では領域ごとに別個のニューラルネットワークを構成して近似を行った。また、二相域の密度は飽和液線近くで急激に上昇するため、入力値としてはエンタルピーの絶対値よりも、同一圧力下における飽和液、飽和蒸気線上のエンタ

ルピーとの相対的な関係性の方が有効であると推測できる。従って、同領域の密度近似のための入力として、式3で定義する相対エンタルピー値を与えた。各状態値の近似を行うための入力を表1に示す。例えば10行目は、過冷却域の冷媒温度 T_{sc} を近似するための入出力を表しており、圧力 P とエンタルピー H が入力となる。

近似の対象とする学習データは、REFPROP Version 7.0を用いて作成した。近似範囲は一般的な冷凍サイクルを包含できるように圧力に関して200～3800kPa、エンタルピーに関して160～540kJ/kgとした。近似範囲内で、圧力を50kPa、エンタルピーを20kJ/kg ごとにREFPROPで冷媒状態を求め、学習データとした。ただし、二相域の密度に関しては飽和液線付近で急速に値が上昇するため、均等メッシュ分割とはせず、式3で定義した相対エンタルピー値が表2の値をとる点で密度を計算し、学習データとした。

3.2 提案した手法の性能評価

近似範囲内でREFPROPおよび近似モデルによる冷媒状態計算を実行して比較した。例として、密度出力値および誤差率を図3に示す。各近似値の最大誤差率と平均誤差率を表3に示す。誤差率は正解値であるREFPROPの出力絶対値に対する比率である。飽和液線付近の急激な密度上昇が再現できていることがわかる。温度、密度のいずれの領域についても平均誤差率は0.2%以下となった。表4にREFPROPおよび近似モデルの計算速度^{注1)}を示す。飽和線上の

図2 3層パーセプトロン

$$y(x) = f_s \left\{ \sum_{j=1}^{\sigma} w_{j,o} f_s \left(\sum_{i=1}^{\tau} w_{i,j} x_i + \theta_j \right) + \theta_o \right\} \quad (1)$$

$$f_s(x) = \frac{2}{1 + e^{-x}} - 1 \quad (2)$$

表1 ニューラルネットワークの入出力関係

	x_1	x_2	x_3	x_4	y
1	P	-	-	-	T_{sl}
2	P	-	-	-	H_{sl}
3	P	-	-	-	ρ_{sl}
4	P	-	-	-	T_{sv}
5	P	-	-	-	H_{sv}
6	P	-	-	-	ρ_{sv}
7	P	H	-	-	T_{sc}
8	P	H_r	ρ_{sl}	ρ_{sv}	T_{tp}
9	P	H	-	-	T_{sh}
10	P	H	-	-	ρ_{sc}
11	P	H	-	-	ρ_{tp}
12	P	H	-	-	ρ_{sh}

$$H_r = \frac{H - H_{sl}}{H_{sv} - H_{sl}} \quad (3)$$

表2 相対エンタルピー値

4.7E-04	2.1E-03	7.6E-03	2.8E-02	1.0E-01	3.9E-01
9.1E-04	3.2E-03	1.2E-02	4.4E-02	1.6E-01	6.0E-01
1.3E-03	4.9E-03	1.8E-02	6.8E-02	2.5E-01	9.3E-01

表3 近似精度

近似対象	最大誤差率 [%]	平均誤差率 [%]
飽和線圧力	0.2140	0.0204
飽和線エンタルピー	0.0014	0.0003
飽和線温度	0.7643	0.1082
領域温度	0.1036	0.0167
領域密度	1.9820	0.1461

表4 計算速度

近似対象	REFPROP [msec]	近似モデル [msec]	速度比 [-]
飽和線近似	1796.86	15.63	115.0
領域近似	649343.75	1484.38	437.5

$$W = \eta_v \text{Vol} \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_{in} \left\{ \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{(\kappa - 1)/\kappa} - 1 \right\} \quad (4)$$

$$W = G \Delta H_{Cmp} \quad (5)$$

$$G = \eta_v \cdot \text{Vol} \cdot \rho_{in} \quad (6)$$

図3 REFPROP および近似モデルによる冷媒密度出力値と誤差率

冷媒状態に関しては100倍以上、その他の領域に関しては400倍以上の速度で計算が完了していることがわかる。

以上の結果により、十分な精度と速度での計算が可能と確認されたため、本報の5節および6節の検討の際には、提案した冷媒物性値近似手法を用いて計算を行った。

4. 冷媒物性を考慮した個別分散空調システムのモデル化

冷凍サイクルを構成する主要な機器としては、圧縮機、凝縮機、蒸発器が挙げられる。これらの機器の連結のあり方は様々な可能性があり、一概には言えない。例えば多段圧縮型の場合は複数台の圧縮機から構成され、個別分散空調機の場合は複数台の蒸発器および膨張弁が並列に接続される。従って、予め特定の連結状態に特化してコード化することはプログラムの再利用性を低下させることになる。そこで本研究では、オブジェクト指向プログラムにおけるクラスとして個別の機器モデルを開発した後、冷凍サイクルを表現する上位のクラスでこれらの機器クラスを連結させるという方法をとった。室外機と室内機が1対1対応のパッケージ型空調機のモデル化に関しては河合ら⁷⁾による報告があり、本研究においても個別の機器は同様の基礎式に基づいてモデル化を行った。

4.1 圧縮機モデル

式4～6に圧縮機の基礎式を示す。圧縮機による圧縮仕事は式4で示される様に出入口圧力の関数である。冷凍サイクル内を循環する冷媒の質量流量は圧縮機のピストン押しのけ量により定まり、式6で表現される。ここで冷媒密度 ρ_m は圧縮機入口冷媒圧力およびエンタルピーから冷媒状態方程式を解くことで求められる。これに関しては、前述の冷媒物性値近似法を利用して計算を行った。

4.2 凝縮器・蒸発器モデル

式7～8に凝縮器および蒸発器の基礎式を示す。流体間での熱移動の方向は異なるが、いずれも空気対冷媒の熱交換器として同様の方法で解くことができる。本研究では対数平均温度差法を利用して解くこととした。式8に対数平均温度差の定義を示す。ただし、冷媒に関しては熱交換の過程において状態変化が生ずる可能性があるため、単純に式7を適用することはできない。そこで、熱交換器内での冷媒の状態に応じて領域を液相、二相、気相にわけ、各々について式7および式8を解くことで交換熱量を計算した。この問題は、入口の冷媒および空気のエンタルピーが既知の場合、出口の冷媒エンタルピーを未知変数とすることで反復計算により解くことができる。ただし、簡略化のため、熱交換器内では圧力変化が無いと仮定して計算する。例として、冷媒入口状態が気体で凝縮機による冷却を行う場合を想定して計算法を以下に記す。

計算フローを図4に示す。下線部は前節の冷媒物性近似手法を適用した箇所である。このフローは二相域で熱交換が終了する場合であるが、冷媒が過冷却となる場合についても同様の方法で計算が可能である。熱交換器の伝熱面積を A とし、その面積の内、過熱状態にある冷媒が占める面積割合を R_{sh} とする。同様に二相の割合、過冷却の割合をそれぞれ R_p 、 R_c とする。熱交換器内で圧力損失が生じないとすれば、式7を利用して飽和蒸気線上のエンタルピーと入口冷媒エンタルピーとの差分から、全冷媒蒸気が二相状態に変化するために必要な伝熱面積 $A \times R_{sh}$ を計算することができる。仮に伝熱面積割合 R_{sh} が1.0以上の値であったとすると、全冷媒が二相へ

$$Q = \begin{cases} ARK\Delta\theta \\ G_{ref}\Delta H_{ref} \\ G_{air}\Delta H_{air} \end{cases} \quad (7)$$

$$\Delta\theta = \frac{(T_{1in} - T_{2in}) - (T_{1out} - T_{2out})}{\ln((T_{1in} - T_{2in}) / (T_{1out} - T_{2out}))} \quad (8)$$

表5 モデルのパラメーター一覧

パラメーター		
熱交換器面積 [m ²]	熱通過率 [W/(m ² K)]	過熱度 [°C]
圧縮機ピストン押しのけ量 [m ³ /h]	過冷却度 [°C]	
熱交換器最大風量 [CMH]	高圧上下限值 [kPa]	
蒸発温度上下限值[°C]	回転数上下限值 [rps]	

表6 モデルの入出力変数一覧

入力変数	出力変数
外気条件 (乾球温度, 絶対湿度)	圧縮仕事量 [W]
室内空気条件 (乾球温度, 絶対湿度)	熱交換器冷媒流量 [kg/s]
各室内機の熱負荷 [W]	除去熱量 [W]
	未処理負荷 [W]
	蒸発温度 [°C], 低圧圧力 [kPa]
	凝縮温度[°C], 高圧圧力 [kPa]
	圧縮機回転数 [rps]

図4 凝縮器の計算フロー

状態変化できなかったということになり、過熱域で式7を収束計算で解く。逆に伝熱面積割合 R_{sh} が1.0未満の場合は全冷媒が二相化する。この場合には式7と飽和液線および飽和蒸気線上のエンタルピーの差分を利用して全冷媒が液化するために必要な伝熱面積 $A \times R_p$ を求める。以下、同様の手順を繰り返し、冷媒出口エンタルピーを計算する。なお、蒸発器を計算する場合は、湿り空気は一定の相对湿度線に沿って絶対湿度が降下すると仮定した。

4.3 個別分散空調システムモデル

1) 入出力変数およびパラメータ

表5にモデルのパラメーター一覧を示す。高圧上下限值、蒸発温度上下限值、回転数上下限値の範囲内で制御を行い、出力を計算する仕様とした。表6にモデルの入出力変数一覧を示す。エネルギー消費量の計算を目的としているため、熱負荷と外気および室内空気条件を入力とし、圧縮仕事量を出力とするモデルとした。また、入力条件に応じて圧縮機回転数や高圧・低圧をモデル内部で調整し、これらについても出力することとした。このような入出力とする場合、入力条件によっては熱負荷の除去が不可能な場合がある。そこで、計算の安定化のために、過負荷となり指定された熱負荷が処理できない場合には熱量の不足分を未処理負荷として出力する仕様とした。

2) 仮定事項

計算にあたり、以下の仮定を置いた。

- ・蒸発温度は室内機で未処理負荷が発生しない範囲で、できる限り高く調節される
- ・圧縮機の出口圧力は凝縮器で未処理負荷が発生しない範囲で、できる限り低く調節される
- ・インバータ回転数は蒸発器で未処理負荷が発生しないだけの冷媒流量を確保するように調節される
- ・計算簡略化のため、体積効率^{注2)}は0.95で一定とする
- ・各室内機への冷媒流量は、各室内機熱負荷の比率とする。例えば、1W, 2W, 3Wの熱負荷がある場合には、各室内機への冷媒流量は1:2:3となる

3) 計算フロー

図5に冷凍サイクルの計算フローを示す^{注2)}。下線部は冷媒物性近似手法の適用箇所である。蒸発温度の収束計算と凝縮圧力の収束計算とに大きく分けることができ、凝縮圧力の収束計算は蒸発温度の収束計算に内包される入子状の構造となっている。

まず、蒸発温度 $T_{Exp,in}$ を最低に設定する。ここで、過熱度制御の設定値は入力条件であるため、圧縮機の入口冷媒状態が確定する。仮に最低蒸発温度で熱負荷が処理可能であるならば、より高い蒸発温度の冷凍サイクルが成立する。逆に最低蒸発温度で熱負荷が処理できない場合には過負荷であるため、未処理負荷を計上する。

圧縮機入口冷媒状態が確定すると、凝縮器側の計算が可能となる。まず、凝縮圧力 $P_{Cnd,in}$ を最大に設定する。過冷却度は入力条件とし

図5 モデル計算フロー

て与えられているため、仮定した圧力値と合わせて凝縮器出口エンタルピーを計算することができる。凝縮器出口エンタルピー＝蒸発器入口エンタルピーとすれば、蒸発器出入口エンタルピーが明らかとなるため、各室内機で必要な冷媒質量流量 G_{ref} を計算することができる。この冷媒流量合算値を実現するように圧縮機の回転数 N を調整する。なお、圧縮機の入口冷媒状態は既に確定している。最小回転数を下回る場合には最低負荷率で発停状態になったとみなし、最小回転数で計算を行った後に稼動時間割合を乗ずることとする。逆に最大回転数を上回る場合には最大回転数を設定する。この場合には冷媒質量流量の不足により蒸発器側で未処理負荷が生ずることになる。以上により、圧縮機の回転数、出入口圧力差、冷媒質量流量が明らかとなったため、式4と式5から圧縮仕事量と出入口エンタルピー差が計算でき、圧縮機出口冷媒状態が計算できる。圧縮機出口冷媒状態＝凝縮器入口冷媒状態とし、凝縮器が出口エンタルピーを実現できるかを確認する。実現できない場合には過負荷状態となっている。最大圧力で過負荷となる場合には未処理負荷を計上する。逆に負荷が処理可能な場合には凝縮圧力を下げていく。これは凝縮圧力を未知変数とした、範囲指定のある一次元関数誤差最小化問題であり、Brent法、黄金探索法などのロバストな解法が存在する。本研究ではBrent法を用いて解を求めることとした。

以上の操作により凝縮器側の凝縮圧力を確定した後、蒸発器側の計算に戻る。凝縮器側の計算によって蒸発器入口エンタルピーが確定しているため、この条件のもと、蒸発器が出口エンタルピーを実現できるか計算する。最低蒸発温度でも出口エンタルピーを実現できない場合には蒸発器が過負荷状態となっている。蒸発温度を下げる余地があれば、温度を下げて蒸発器の処理熱量を増加させ、再計算を行う。この計算も凝縮圧力と同様、蒸発温度を未知変数とした範囲指定のある一次元関数誤差最小化問題であり、本研究ではBrent法によって解を求めることとした。

5. メーカー技術資料によるパラメータ推定法

本節では、メーカーから公開されている技術資料^[注3)]に記載されている条件と幾つかの仮定に基づき、モデルのパラメータを推定する手法を提案する。

5.1 モデル化対象システム

図6にモデル化対象システムを示す。40.0kW級の室外機1台に対して4.5kW級室内機と7.1kW級室内機がそれぞれ3台と5.6kW級室内機が1台接続されたシステムとした。室内機の合算能力は約40kWであり、室外機能力との対応がとれている。

表7および表8に、モデルパラメータ推定にあたって利用した室外機および室内機の情報を示す。いずれも一般に公開されたメーカーの技術資料^[注3)]から入手可能な項目である。なお、風量に関しては強弱2つのモードの情報が開示されていたが、ここでは強モードでの値を利用することとした。

5.2 パラメータ推定法

1) 冷凍サイクルの基準点の推定

まず、蒸発温度および過熱度を仮定することで定格運転時の圧縮機入口状態を決定した(図7)。冷媒をR410Aと仮定し、定格運転時の蒸発温度を2℃、過熱度を5℃とした。蒸発温度2℃に対応する冷媒圧力は850kPaである。この圧力と温度に基づいてその他の

図6 モデル化対象の個別分散空調システム

表7 技術資料記載の室外機情報

要素	情報内容	定格性能値
室外機	能力	40 kW
	消費電力	13.9 kW
圧縮機	動力	2.0 / 4.5 / 4.5 kW
	ピストン押しのけ量	13.72 / 10.47 / 10.47 m³/h
	回転数	6480 / 2900 / 2900 rpm
凝縮器	ファン風量	210 m³/min
	ファン動力	0.75 kW

表8 技術資料記載の室内機情報

機種	情報内容	定格性能値
4.5 kW 級 室内機	ファン風量	11.5 m³/min
	ファン動力	127 W
	能力	4.5 kW
5.6 kW 級 室内機	ファン風量	15.0 m³/min
	ファン動力	127 W
	能力	5.6 kW
7.1 kW 級 室内機	ファン風量	21.0 m³/min
	ファン動力	206 W
	能力	7.1 kW

図7 定格運転時における圧縮機入口冷媒状態の推定

図8 冷凍サイクル基準点の推定

$$E_{Cmp} = W / \eta_e \tag{9}$$

$$E_{Aux} = \frac{E_{Cmp}}{E_{Cmp,rate}} E_{Aux,rate} \tag{10}$$

冷媒状態を計算すると、圧縮機入口冷媒状態は、エンタルピーが427.4kJ/kg、密度が31.5kg/m³、比熱比(κ=Cp/Cv)が1.313となる。

図8に定格条件下における冷凍サイクル基準点の推定法を示す。

まず、計算を単純化するため、3台の圧縮機を同等の能力を持つ1台の圧縮機に置き換えた。即ち、単位回転数あたりのピストン押しのけ量は、 $(13.72 + 10.47 + 10.47 \text{ m}^3/\text{h}) / 6480 \text{ rpm} / 60 = 8.9146 \text{ E}^{-5} \text{ m}^3/\text{round}$ となる。上記の通り、圧縮機入口の冷媒密度は既知であるため、ピストン押しのけ量および定格回転数と合わせ、冷媒質量流量を計算することができる(式6)。本例の場合、 $31.5 \text{ kg/m}^3 \times 8.9146 \text{ E}^{-5} \text{ m}^3/\text{round} \times 6480 / 60 \text{ rps} \times 0.95 = 0.26 \text{ kg/s}$ となる。

次に、室外機の定格能力(本例の場合40kW)、質量流量、蒸発器出口エンタルピー(=圧縮機入口エンタルピー)に基づいて、蒸発器入口エンタルピーを逆算する。本例の場合、 $427.4 \text{ kJ/kg} - 40 \text{ kW} / 0.26 \text{ kg/s} = 274.4 \text{ kJ/kg}$ となる。R410A冷媒の凝縮圧力は3000kPa程度であり、凝縮圧力と蒸発器入口エンタルピーから凝縮器出口冷媒状態を計算することができる。

一方、圧縮機出入口圧力差と圧縮仕事の理論式(式4)から圧縮仕事を計算することができ、本例の場合では10.3kWとなる。技術資料に記載された圧縮機動力(11kW)とほぼ一致していることがわかる。残差は機械効率($10.3/11.0 = 0.93$)によるものとする(式9)。また、室外機全体としての消費電力(13.9kW)と圧縮機動力(11kW)との差は補機類による消費電力と推測され、これらに関しては圧縮機の動力に比例すると仮定し、式10で計算することとする。

既に求めた圧縮仕事量と冷媒質量流量との関係から圧縮機出口冷媒エンタルピーを求めることができる(式5)。本例の場合、圧縮機入口冷媒エンタルピーが 427.4 kJ/kg であるから、圧縮機出口冷媒エンタルピーは $427.4 \text{ kJ/kg} + 10.3 \text{ kW} / 0.26 \text{ kg/s} = 469.4 \text{ kJ/kg}$ となる。

以上により、定格条件下における冷凍サイクル基準点4点が推定できる。

2) 熱交換器パラメータの推定

室内機および室外機の入口空気条件はJIS B8616¹⁴⁾により定められており、室外機に関しては35℃DB、室内機に関しては27℃DB、19℃WBである。冷房運転時の室外機は凝縮器として働き、湿度は問題とならないため、プログラム上は適当な値を設定しておく。

一方、冷媒の出入口条件は上記の通り既知である。冷媒質量流量は、凝縮器に関しては圧縮機通過流量と同じとし、本例の場合は、0.26kg/sとなる。蒸発器の冷媒質量流量は、表8に示した定格能力と出入口エンタルピー差から逆算する。例えば7.1kW級室内機の場合、 $7.1 \text{ kW} / (427.4 - 274.4 \text{ kJ/kg}) = 0.04642 \text{ kg/s}$ となる。また、風量および定格能力については、表8に示したとおり、技術資料から入手可能である。以上により、熱交換器の出入口冷媒状態および空気状態、風量および冷媒流量が与えられるため、熱交換器の理論式(式7、式8)を数値解として逆算することで、熱交換器面積×熱通過率KAを推定することができる。相ごとに異なる熱通過率Kを設定してもAを逆算できるが、本例では $K_{\text{in}} = K_p = K_{\text{ex}}$ とした。

6. モデルの精度検証

5節で行ったパラメータ推定により、定格条件においてメーカー技術資料の記述と一致する状態点を再現できる物理モデルを得ることができた。本節では、定格条件以外の条件下(外挿範囲)におけるモデルの精度について検証した結果を示す。

表9 40kW級室外機の消費電力(kW)特性

外気温度	室内吸込空気温度 °CWB					
	16	18	19	20	22	24
25℃CDB	7.34	9.08	10.0	11.0	11.6	11.7
27℃CDB	7.84	9.70	10.7	11.8	12.1	12.2
29℃CDB	8.36	10.4	11.4	12.5	12.6	12.7
31℃CDB	8.91	11.1	12.2	13.0	13.1	13.2
33℃CDB	9.49	11.8	13.0	13.5	13.6	13.7
35℃CDB	10.1	12.6	13.9	14.0	14.1	14.2
37℃CDB	10.7	13.4	14.4	14.5	14.6	14.7
39℃CDB	11.4	14.3	14.9	14.9	15.1	15.2

下線は定格条件

表10 40kW級室外機の能力(kW)特性

外気温度	室内吸込空気温度 °CWB					
	16	18	19	20	22	24
25℃CDB	32.2	37.4	40	42.6	44.7	45.7
27℃CDB	32.2	37.4	40	42.6	44.1	45
29℃CDB	32.2	37.4	40	42.4	43.4	44.4
31℃CDB	32.2	37.4	40	41.8	42.8	43.7
33℃CDB	32.2	37.4	40	41.1	42.1	43.1
35℃CDB	32.2	37.4	40	40.5	41.5	42.4
37℃CDB	32.2	37.4	39.3	39.8	40.8	41.8
39℃CDB	32.2	37.4	38.7	39.2	40.2	41.1

表11 モデルによる消費電力(kW)計算結果

外気温度	室内吸込空気温度 °CWB					
	16	18	19	20	22	24
25℃CDB	7.07	8.84	9.67	10.7	11.5	11.5
27℃CDB	7.65	9.47	10.5	11.5	12.0	12.0
29℃CDB	8.29	10.3	11.3	12.2	12.4	12.4
31℃CDB	8.86	11.0	12.1	12.8	13.1	13.1
33℃CDB	9.47	11.7	12.9	13.5	13.6	13.6
35℃CDB	10.1	12.4	13.9	14.1	14.1	14.1
37℃CDB	10.9	13.4	14.4	14.6	14.6	14.6
39℃CDB	11.6	14.4	15.0	15.0	15.0	15.0

表12 未処理負荷

外気温度	室内吸込空気温度 °CWB					
	16	18	19	20	22	24
25℃CDB	-	-	-	-	0.14	1.15
27℃CDB	-	-	-	-	0.36	1.26
29℃CDB	-	-	-	-	0.31	1.31
31℃CDB	-	-	-	-	0.81	1.71
33℃CDB	-	-	-	-	0.90	1.90
35℃CDB	-	-	-	0.07	1.07	1.97
37℃CDB	-	-	-	0.22	1.22	2.22
39℃CDB	-	-	-	0.38	1.38	2.28

室内機吸込空気温度条件および外気温度に対する機器特性に関しては、メーカーの技術資料で公開されているため、この特性と比較することでモデルの精度検証を行った。表9および表10にモデル化対象である40kW級室外機の実特性を示す。

表10に示す負荷をモデルの入力として与え、消費電力の計算を行った。回転数は10~100%の範囲で可変とし、蒸発温度は一定とした。表11および図9にモデルによる消費電力計算結果を示す。パラメータ推定に用いた定格条件以外の条件下においても精度を保った計算ができていることがわかる。誤差率は、外気25℃DB、室内16℃WBの条件で最大となり、約3.7%となった。ただし、表11の

網がけの条件では回転数が最大となり、表12に示すように、最大で5.5%程度の未処理負荷が発生した。この原因としては以下の理由が考えられる。

式7からわかるように、室内負荷が大きくなった場合の機器の対応としては対数平均温度差 $\Delta\theta$ を向上させるという方法、あるいは冷媒質量流量 G_{ref} を向上させるという方法が挙げられる。前者の方法をとるためには低圧を下げて蒸発温度を低下させる必要がある。一方、後者の方法をとるためには低圧を上げて圧縮機入口での冷媒密度を向上させ、冷媒循環量を向上させる必要がある。負荷が小さく、かつ吸込空気温度が低い場合には冷媒循環量よりも温度差の影響が交換熱量に対して支配的になるため、蒸発温度を下げるのが有利だと考えられる。一方、負荷が大きく、かつ吸込空気温度が高い場合には冷媒循環量の影響が支配的となるため、蒸発温度をあげることが有利だと考えられる。本モデルでは前者の状態に対応できるように、図5に示される様に蒸発温度が低い側が最も能力がでることを仮定した収束計算をおこなっている。従って、表11網がけの様に、高負荷・高吸込温度の場合には未処理負荷が生じる結果となる。この問題に対応するためには、蒸発温度を上げるか下げるか、いずれが有利かを判定する処理を追加する必要がある。

7. まとめ

本研究では、個別分散空調システムの定量的性能評価を可能とすることを目的に、特性式よりも外挿可能性において優れている物理式に基づいたモデルを開発した。特に、従来の物理モデルが抱えていた問題点である計算速度の遅さと、煩雑なパラメータ設定作業を解決するための方法を提案した。

- 1) 計算速度の向上のため、ニューラルネットワークを用いた冷媒物性値近似法を提案した。R410A冷媒に手法を適用したところ、REFPROPと比較して飽和線上の冷媒状態に関しては100倍以上、その他の領域に関しては400倍以上の速度向上が確認できた。また、平均誤差率は、温度、密度ともに0.2%未満となった。
- 2) 室内機の負荷を入力、消費エネルギー量を出力とする空調設備のエネルギーシミュレーション用の冷凍サイクル計算モデルを提案した。また、メーカーから開示されている定格運転時の機器性能をもとに、提案した冷凍サイクル計算モデルのパラメータ設定を行うための方法を示した。
- 3) 構築したモデルに、定格以外の条件を入力として与え、出力精度を評価した。室内吸込空気温度条件および外気温度条件を揺らした場合の消費エネルギー量を計算し、技術資料に開示されている機器特性と比較したところ、最大の誤差率は3.7%となった。

謝辞

本研究を遂行するにあたり、鹿島建設株式会社 平岡雅哉様、ダイキン工業株式会社 加井隆重様に多くのご協力を頂きました。また、モデルの作成に関しては、早稲田大学基幹理工学部 河合素直教授に助言を頂きました。パラメータ推定方法等については横浜国立大学 中邨 隆先生に多くのご意見を頂きました。本研究の一部は科学研究費（基盤研究(A) 19206063：ソフトコンピューティング

図9 モデルによる消費電力(kW)計算結果

を核とした建築・人間・設備システムの最適化の研究)により実施しました。ここに記して謝意を示します。

記号一覧

A : 伝熱面積[m²], C_p : 定圧熱容量[J/(kg K)], C_v : 定積熱容量[J/(kg K)]
 E : 消費電力[kW], G : 冷媒質量流量[kg/sec], H : 冷媒エンタルピー[kJ/kg]
 K : 熱通過率[kW/K-m²], N : 圧縮機回転数[rps]
 P : 冷媒圧力[kPa], Q : 流量とエンタルピーから計算した交換熱量[kW]
 Q' : 対数平均温度差から計算した交換熱量[kW], R : 伝熱面積割合[-]
 T : 冷媒温度[K], vol : ピストン吐出し量[m³/sec]
 W : 圧縮機圧縮仕事[kW], w : 素子の結合加重
 x : 素子への入力, y : 素子からの出力
 ε : 収束計算の絶対許容誤差[-], η_v : 体積効率[-], η_e : 機械効率[-], θ : 閾値
 κ : 比熱比[-], ρ : 密度[kg/m³], σ : 中間層素子数, τ : 入力層素子数

添字

air : 空気, Aux : 補機, Cmp : 圧縮機, Cnd : 凝縮器
 Evp : 蒸発器, evp : 蒸発温度, in : 入口, max : 最大, min : 最小
 out : 出口, $rate$: 定格運転時, ref : 冷媒, sc : 過冷却域, sh : 過熱域
 sl : 飽和液線上, sv : 飽和蒸気線上, tp : 二相域

参考文献

- 1) ヒートポンプ・蓄熱白書, (財)ヒートポンプ・蓄熱センター, 第Ⅲ部統計編, 2007
- 2) 宇田川光弘: 個別式空調機のシミュレーションモデル, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.593-596, 1987.10
- 3) 江草恒則, 下田吉之, 山崎政人, 水野 稔: 小規模建物における個別熱源システムのエネルギー消費特性に関する研究(第1報) モデルの概要と建物条件によるシステム性能への影響, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.105-108, 2001
- 4) 山崎政人, 江草恒則, 下田吉之, 水野 稔: 小規模建物における個別熱源システムのエネルギー消費特性に関する研究(第2報) 実験計画法によるシステム性能の要因効果の検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.109-112, 2001
- 5) 山下周一, 赤司泰義, 渡辺俊行, 尾崎明仁, 井崎智伸: 個別分散空調システムのエネルギーシミュレーション, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-II, pp.1025-1026, 2003

- 6) 畝崎史武：冷凍サイクルのダイナミックシミュレーション (R407C), 冷凍 第78巻 第909号, pp.35-40, 2003.07
- 7) 宮本洋平, 藁谷至誠, 植草常雄, 河合素直：年間冷房型空冷パッケージ空調機に関する検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.165-172, 1996.09
- 8) Eric W. Lemmon, Mark O. McLinden, Marcia L. Huber：NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP Users' Guide
- 9) Guo Liang Ding, Zhigang Wu, Kaijian Wang and Masaharu Fukaya：Extension of the applicable range of the implicit curve-fitting method for refrigerant thermodynamic properties to critical pressure, International Journal of Refrigeration, pp.1-15, 2006
- 10) A. C. Cleland：Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties：extension to include R134a, Int. J. Refrigeration 17(4), pp.245-249, 1994
- 11) W. W. S. Charters and H. A. Sadafi：Saturation property equations for R22, Int. J. Refrigeration 10(2), pp.103-104, 1987
- 12) Corberan J. M., Gonzalez J., Fuentes D：Calculation of refrigerant properties by linear interpolation of bidimensional meshes, <http://www.imst-art.com/ficherosdesc/interpolation.pdf> (accessed 2009-01-20)
- 13) Cybenko G.：Approximation by superposition of a sigmoidal function, Math. Control Signals Systems, 2, pp.303-314, 1989
- 14) JIS B8616：2006パッケージエアコンディショナ, 日本規格協会, 2006.03.25
- 注
- 注1) 評価に用いた計算機の性能は, CPU：2.93GHz, メモリ：512MB, OS：Windows XP である。
- 注2) 図には主要な計算フローのみを記しており, 実際のプログラムには, さらに細かい分岐等が存在する。本研究で開発したプログラムのソースコードは全て, General Public License のもと, Web(<http://gf.hvacsimulator.net>) で公開しているので, 必要に応じて参照されたい。
- 注3) <http://www.daikin.co.jp/> 等からダウンロード可能な技術資料
- (2009年6月10日原稿受理, 2009年11月30日採用決定)