

エネルギーシステム
汎用解析シミュレータの構築と
ヒートポンプの大域的数値解析

**Construction of General Purpose
Energy System Simulator and
Global Simulation of Heat Pump**

平成 26 年 2 月

早稲田大学大学院 基幹理工学研究科
機械科学専攻 機械システム制御工学研究

大野 慶祐

目 次

第 1 章 序 論	1
1.1. 研究の背景	1
1.2. 研究の目的	2
1.3. 従来の研究	2
1.4. 本論文の概要	3
第 1 部 ヒートポンプの大域的数値解析	5
第 2 章 圧縮式ヒートポンプ	7
2.1. 概要	7
2.2. 基本原理	7
2.3. 構成要素	9
第 3 章 数理モデル	15
3.1. 概要	15
3.2. 各要素の数理モデルについて	15
3.3. 圧縮機	15
3.4. 熱交換器	16
3.5. 接続配管	20
3.6. 電子膨張弁	22
3.7. アキュムレータ	23
3.8. 四方弁	25
3.9. ファン	27
第 4 章 解析手法	29
4.1. 概要	29
4.2. モジュラー解析手法	29
4.3. 離散化	29
4.4. 求解の手順	30
第 5 章 定常解析	32
5.1. 概要	32
5.2. 対象とするシステム	32
5.3. システム数理モデル	33
5.4. 実験	34

5.5. 結果と考察	38
第 6 章 非定常解析	41
6.1. 概要	41
6.2. 対象とするシステム	41
6.3. システム数理モデル	42
6.4. 実験	44
6.5. パラメータ同定	47
6.6. 結果と考察	48
第 2 部 エネルギーシステム汎用解析シミュレータの構築	53
第 7 章 ヒートポンプシミュレータ	55
7.1. 概要	55
7.2. シミュレータの概要	55
7.3. シミュレータ全体の構成	56
7.4. シミュレーションフロー	57
7.5. クラス構造	58
7.6. オブジェクト図	60
第 8 章 計算層	61
8.1. 概要	61
8.2. 計算層の役割	61
8.3. 接続モジュールの構成	61
8.4. 制御モジュールの構成	62
8.5. 熱物性値	62
第 9 章 制御層	72
9.1. 概要	72
9.2. 制御層の役割	72
9.3. 制御層全体のフロー	72
9.4. 初期化部分の構成	73
9.5. セットアップ部分の構成	76
9.6. 解析部分の構成	76
9.7. 計算結果出力部分の構成	78
9.8. 時間ステップ更新部分の構成	78
9.9. ニュートンラフソン法について	79
第 10 章 入出力層	85
10.1. 概要	85

10.2.	GUI について	85
10.3.	入出力層としての GUI の役割	85
10.4.	GUI の構成	87
10.5.	INI ファイルについて	89
第 11 章	結論	95
11.1.	結論	95
11.2.	展望	95
謝 辞		96
文 献		97

記号表

A	: 面積 [m^2]
Bo	: ボイリング数 [-]
C	: 係数 [-]
C_F	: ファン流量係数 [m^3]
C_V	: 流量係数 [-]
COP	: COP [-]
d	: 直径 [m]
D_{ec}	: フィン空気流路の等価直径 [m]
e	: エネルギーバランス [-]
E	: エネルギー [W]
Er	: 差異 [W]
f	: 摩擦損失係数 [-]
G	: 質量流量 [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
Ga	: ガリレオ数 [-]
h	: 比エンタルピ [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]
H	: 相変化数 [-]
j	: 物質移動流束 [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$]
KA	: 熱コンダクタンス [$\text{W}\cdot\text{K}^{-1}$]
L	: 長さ [m]
m	: 質量 [kg]
n	: 回転数 [rps]
Nu	: ヌセルト数 [-]
P	: 圧力 [Pa]
Pr	: プラントル数 [-]
q	: 熱流束 [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$]
Q	: 熱流 [W]
S	: 流路面積 [m^2]
s	: 比エントロピ [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
t	: 時間 [s]
t_{SD}	: 圧縮機が停止した時刻 [s]
t_{SU1}, t_{SU2}	: 圧縮機が起動した時刻 [s]
t_x	: 圧縮機起動からの時間 [s]
Δt	: 時間刻み [s]
T	: 温度 [$^{\circ}\text{C}$]
Tw	: 湿球温度 [$^{\circ}\text{C}$]
u	: 比内部エネルギー [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]
U	: 濡れぶち長さ [m]
v	: 流速 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
W	: 仕事 [W]
x	: 乾き度 [-]

X	: 濃度 [-]
X_{tt}	: Lockhart-Martinelli パラメータ [-]
z	: 冷媒流れ方向長さ [m]
α	: 熱伝達率 [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
λ	: 熱伝導率 [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
μ	: 粘性 [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]
ρ	: 密度 [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
Φ	: Lockhart-Martinelli パラメータ [-]
ω	: 角速度 [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]

Subscripts

A	: 湿り空気
ACC	: アキュムレータ
ad	: 断熱変化
AVE	: 平均
b	: 沸騰
COM	: 圧縮機
CON	: 凝縮器
EEV	: 電子膨張弁
EVA	: 蒸発器
EXP	: 実験
f	: フィン, 強制対流
FOV	: 四方弁
h	: 比エンタルピ
HP	: 高压側
I	: 入口
In	: 管内
IFAN	: 室内ファン
IDU	: 室内ユニット
INV	: インバータ
L	: 液
LP	: 低压側
O	: 出口
Out	: 管外
OFAN	: 室外ファン
ODU	: 室外ユニット
R	: 冷媒
Sat	: 飽和
SIM	: シミュレーション
SP	: 単相流
SYS	: システム
T	: 伝熱管
TP	: 二相流
TUB	: 接続配管
V	: 体積, 蒸気

第 1 章 序 論

1.1. 研究の背景

本研究はエネルギーシステム汎用解析シミュレータの構築とヒートポンプの大域的数値解析に関するものであり、まずその背景について述べる。

世界的なエネルギー需要の高まりや、安全保、我が国の競争力といった観点から、エネルギーシステムの高効率化は非常に重要となってきた¹⁾。従来エネルギーシステムの高効率化には、構成要素の高性能化、システムの大規模化などによって行われてきた。構成要素の高性能化としては、たとえば圧縮機²⁻⁶⁾や熱交換器⁷⁻¹²⁾などはこれまでの研究などにより非常に高い性能となってきた。システムについては様々なフローパターンやサイクル¹³⁻¹⁶⁾の検討や排熱回収や地中熱をはじめとした未利用熱¹⁷⁻²⁴⁾を取り入れることによって大規模化した高性能エネルギーシステムが現れている。

しかしながら、構成要素の高性能化がシステム全体としての高性能化に必ずしも結びつかないこともある。また、線形化された数理モデルでのシステム大規模化の検討では、定格設計点以外で高性能化が達成できているかは不明である。このように、大規模システム全体をとらえつつ、システムを構成する要素の物理現象を精度よく再現したうえでの検討が非常に重要となる。ましてや大規模システムとなると実験的に検討を進めることは非常に困難であることから、シミュレーションでこれらの検討を行うことが要求される。

従来、これらの検討は数値流体力学、制御解析、システム解析などで個別には行われてきた。しかしながら、数値流体力学は全コントロールボリュームに対して同一の方程式を用いるため、様々な要素の含まれたエネルギーシステムには適していないと言える。また、従来のシステム制御ではエネルギーシステム内部の速度分布や圧力分布などを分析することは困難である。制御解析においては、システムの平衡点近傍について線形化したモデルを用いることが一般的であり、要素の非線形的な振る舞いを数値流体力学ほどは分析できない。

以上のように、様々な要素、システムを統一的に取り扱うことのできるエネルギーシステムシミュレーションによって、今後のエネルギーシステムのさらなる効率向上が期待できるといえる。

次に、本研究で取り扱うエネルギーシステムである圧縮式ヒートポンプは、投入したエネルギーの3~4倍程度の温熱あるいは冷熱を得ることができ、COP（成績係数）が高く、幅広く普及している²⁵⁾。例えば給湯機、空調機、冷凍倉庫などであり、枚挙に遑がない。我が国の圧縮式ヒートポンプ技術は非常に高く、例えば家庭用空調機の省エネルギー性ではAPF（年間エネルギー消費効率）が6を超えるものもある²⁶⁾。

これまでの圧縮式ヒートポンプの省エネルギー化には、主として要素技術の向上が挙げられる。たとえば、ヒートポンプ内部の熱交換器では、平滑管ではなく、管表面に溝加工を施し、伝熱促進を狙った高性能伝熱管²⁷⁻³²⁾が採用されるようになってきている。圧縮機も従来は定速機であったものが、インバータ技術により可変速圧縮機^{33),34)}となり、幅広い運転域で連続運転が可能となった。

これらの高性能化によって定格設計点近傍での効率は大きく向上してきた²⁶⁾。しかしながら、年間を通じた運転に着目すれば、夏期の冷房や冬季の暖房、また、中間期の低負荷での運転や寒冷期での着霜など様々な状況での運転が想定される

35-38). そのため、これらの状況で実際に高効率化が達成できているかは不明である。また、一日の運転に着目しても、ヒートポンプへの熱負荷は当然一定ではなく、当然負荷の変動は存在するため、一日の運転においても高負荷から低負荷までの運転状況を考慮しなければならない。特に低負荷運転では、多くの場合は、システムが発停を繰り返す断続運転なども発生するため、実際にどの程度の性能で運転されているかはやはり不明である。

このため、様々な条件を想定した圧縮式ヒートポンプの検討が必要となるが、これらの検討を実験ベースで行うことは時間やコストの観点から非常に困難であり、圧縮式ヒートポンプの運転状態を大域的に精度よく再現できる数理モデルとそれを取り扱う高度なシミュレーション技術が求められている。

圧縮式ヒートポンプの大域的な運転状態を精度よく再現するためには、圧縮式ヒートポンプ内部の二相流伝熱現象や、圧力損失といった非常に複雑な現象を考慮する必要があるが、課題は多い。

また、圧縮式ヒートポンプに用いられている冷媒は、次々と新しい冷媒が開発され、短期間に実機に採用された場合の性能を評価することが求められるようになってきている³⁹⁻⁴²⁾。ヒートポンプのサイクルについても、単なる単段サイクルから、二段圧縮サイクル、エジェクタ⁴³⁻⁵¹⁾、インジェクタ⁵²⁻⁵⁶⁾、膨張機⁵⁷⁾、ポンプ併用型⁵⁸⁾など、様々なサイクルの検討が行われている。

このような場合、簡易なサイクル計算では本質的な性能が評価できない。また、合理的な数値解析が実現できなければ、サイクルや冷媒、熱交換器、圧縮機の構造等が異なるたびにシミュレーションコードから構築し直す必要があるが、多くの時間と労力を要することになってしまう。実験ベースで圧縮式ヒートポンプの特性を検討することも可能であるが、大容量かつ高精度な実験設備⁵⁹⁻⁶⁵⁾を長時間稼働させる必要があるため、様々な運転条件下でのシステムの年間性能を評価することは事実上不可能である。このように単なる定格性能ではなく、年間性能の向上が期待される今後は高精度でありながら、合理的で汎用性のあるシミュレーション技術の確立が求められる。

以上のように、圧縮式ヒートポンプの大域的数理モデルとそのシミュレータが必要となっている。

1.2. 研究の目的

本研究ではエネルギーシステムとして圧縮式ヒートポンプに着目し、その内部の伝熱現象や圧力損失を詳細に考慮した広範囲に適用可能な数理モデルの構築する。これら構築した数理モデルは実機による実験によってその妥当性を検証する。実験としては定常状態、非定常状態の両者を対象とする。特に非定常状態では、システムが発停を繰り返す断続運転についても、その妥当性を検証する。

そこで、本研究では、高精度な数理モデルを構築し、実験により詳細にその妥当性を検証する。さらに、齋藤ら^{66),67)}が提案するモジュラー解析理論に基づき、詳細なモデルを用いながらもエネルギーシステムを統一的に解析可能とするシミュレータ“Energy Flow +M”を構築した。これについて説明する。

1.3. 従来の研究

これまでに、圧縮式ヒートポンプのシミュレーションに関しては、初期の頃は熱伝達率等を一定として、熱量のバランスから集中的に動作点を求める手法が多く見られた^{34),68),69)}。やがて計算機の発達とともに内部を分布的にとらえた研究

や、熱伝達率などについても相関式を用いた研究が多く見られるようになってきた⁷⁰⁻⁷⁶⁾。構成要素の高性能化についても四宮ら⁷⁷⁾が高性能伝熱管の伝熱や圧力損失を詳細に考慮した検討を行っており、実験の結果を精度よく再現することに成功している。しかし、これらの多くはサイクル内の冷媒充填量が常に最適化されている状態のみに着目したシミュレーションや、ヒートポンプ内の一部の要素、特に膨張用を簡略化しシミュレーションを行っており、圧縮式ヒートポンプの運転状態を大域的に再現できているとは言えないまた、Yamaguchiら⁷⁸⁾もCO₂圧縮式ヒートポンプについて詳細な解析を行っているが、遷臨界サイクルが対象となっている。

非定常解析に関する研究では、初期の頃はChiら⁷⁹⁾が基礎的なモデルの構築と起動特性の解析を報告している。MacArthurら⁸⁰⁾は基礎的なモデルの構築に加えて起動特性と停止特性を報告している。Liuら⁸¹⁾は、Chiら、MacArthurらのモデルを用いて、室外熱交換器について特に詳しく着目し、除霜時のモデルを提案し、その挙動を報告している。特に起動時の時間短縮は重要であることから、起動特性に関する研究は多い^{69),73),74),80)}。

しかし、断続運転のような機器の停止、起動のような大規模な変動が繰り返される現象の数値解析や実験は容易ではないため、断続運転性能がどの程度であるかについてはほとんど明らかにされていない。これでは断続運転時の性能改善の方策等を検討することはできない状況である。

解析の手法に関しては、多くの研究で、対象としたサイクルについて計算手順を定め、数値解析を実施している^{73),74),77),82-85)}。このため、システムの構成要素がわずかでも違う場合には、計算手順の再検討が余儀なくされることとなる。また、ビル用マルチ空調機や、太陽熱、インジェクションなどを組み合わせた複合システムの解析について、合理的な計算手順を決定することは非常に困難である。

シミュレータに関しては、Modelica⁸⁶⁾、LCEM⁸⁷⁾、TRNSYS⁸⁸⁾等が開発されている。これらは、特殊な言語を用いることで、解析を可能としていることや、年間計算を想定した簡易計算にとどまることなど、ヒートポンプの詳細な解析を可能とするものはない。同時に未だ使い勝手の良いものは開発されていないのが現状である。

1.4. 本論文の概要

本論文における各章の概要は以下の通りである。

第1章では、本研究の背景と目的について述べた。そして従来のいくつかの重要な研究について紹介し、本研究の位置づけを明確にした。

第2章では、圧縮式ヒートポンプの動作原理と基本的な構成要素について述べ、本研究で対象とするヒートポンプの仕組みを明確にする。

第3章では、圧縮式ヒートポンプの数理モデルとして、仮定事項、支配方程式、境界条件等を述べる。

第4章では、3章で述べた数理モデルの解析する手法として、モジュラー解析手法について述べる。

第5章では、定常状態に着目して実験機を用いた実験を行い、第3章で構築した数理モデルの妥当性を検証する。

第6章では、非定常状態、特に断続運転に着目して実験機を用いた実験を行い、第3章で構築した数理モデルの妥当性を検証する。

第 7 章では，エネルギーシステム汎用解析シミュレータの全体的な構成を述べる．

第 8 章では，本シミュレータの第 1 層である計算層について述べ，計算層の役割を明確にする．

第 9 章では，本シミュレータの第 2 層である制御層について述べる．

第 10 章では，本シミュレータの第 3 層である入出力層について述べる．本研究では入出力層としてエクセルを用いており，この GUI について述べる．

第 11 章では，本研究を通じて得られた成果についてまとめる．さらに本研究における今後の展望について述べる．

第 1 部 ヒートポンプの大域的数値解析

第 2 章 圧縮式ヒートポンプ

2.1. 概要

本章では，研究対象である圧縮式ヒートポンプの基本的な原理と，圧縮式ヒートポンプを実現させるために必要な要素について述べる．

2.2. 基本原理

ヒートポンプとは，その名の通り熱を汲み上げるポンプのようなものである．水を汲み上げるポンプが，低いところから高いところへ汲み上げるように，ヒートポンプでは温度が低いところから，温度が高いところへ熱を汲み上げる．冷蔵庫や夏場の空調機では冷却対象の熱を外界へ放出することにより低温を保ち，給湯器や冬場の空調機では外界の熱を汲み上げることによって温熱を生成している．

ヒートポンプには様々な種類が存在するが，本研究で対象としている圧縮式ヒートポンプは，理想的には逆カルノーサイクルで表され，等温過程と断熱過程から成る．PV 線図の概略を Fig. 2.1 に示す．この時 Ts 線図は Fig. 2.2 のように真四角となる．

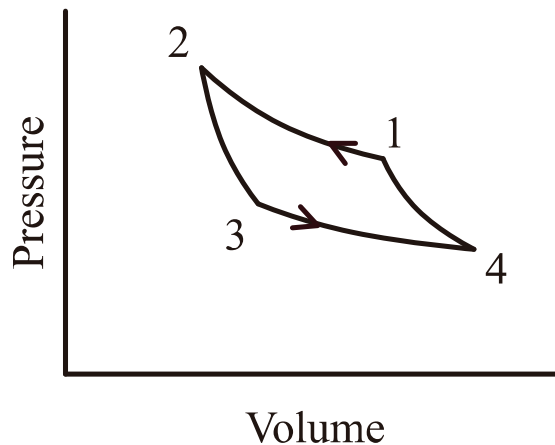


Fig. 2.1 PV diagram of reverse Carnot cycle

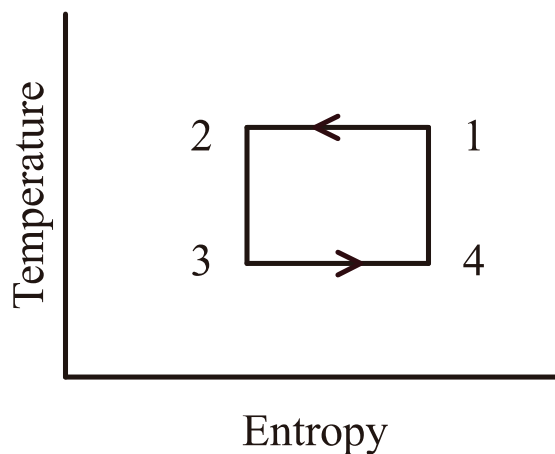


Fig. 2.2 Ts diagram of reverse Carnot cycle

圧縮式ヒートポンプサイクルを実際に形成するためには、圧縮過程、凝縮過程、膨張過程、蒸発過程を経る必要があり、一般的には Fig. 2.3 のようなフローによって実現される。圧縮式ヒートポンプの主な動作原理は以下の通りである。

- 1) 低圧の蒸気を圧縮機で圧縮することにより、高温高压の過熱蒸気を発生させる。
- 2) 1)の蒸気を冷却することで高压の圧縮液とする。この過程で温熱が生成される。
- 3) 2)の圧縮液を断熱膨張させることで、低温低圧の湿り蒸気とする
- 4) 3)の湿り蒸気を加熱することで、低圧の過熱蒸気とする。この過程で冷熱が生成される。
- 5) 4)の過熱蒸気を圧縮し、高温高压の過熱蒸気とし、1)に戻る。

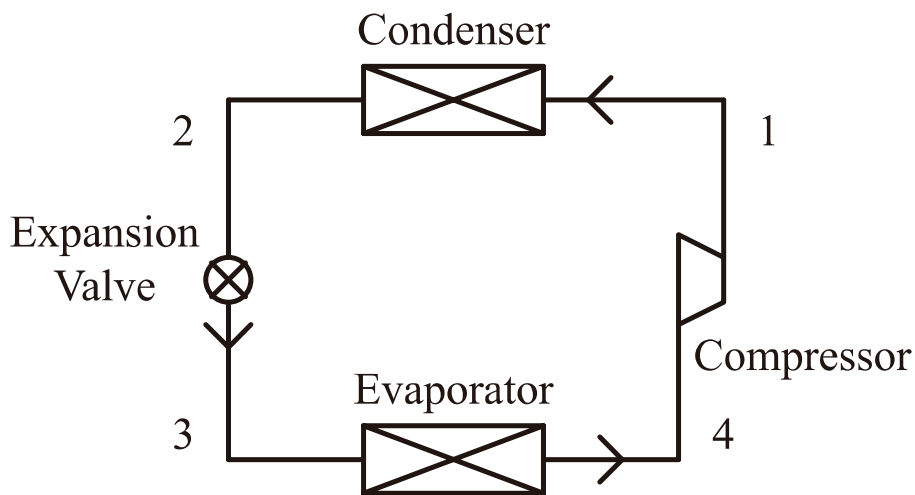


Fig. 2.3 Compression type heat-pump cycle

理想的には逆カルノーサイクルではあるが、凝縮過程と蒸発過程での圧力損失や、圧縮過程と膨張過程での不可逆性などから、実際には Fig. 2.4 と Fig. 2.5 に示すような Ph 線図と Ts 線図を形成することとなる。

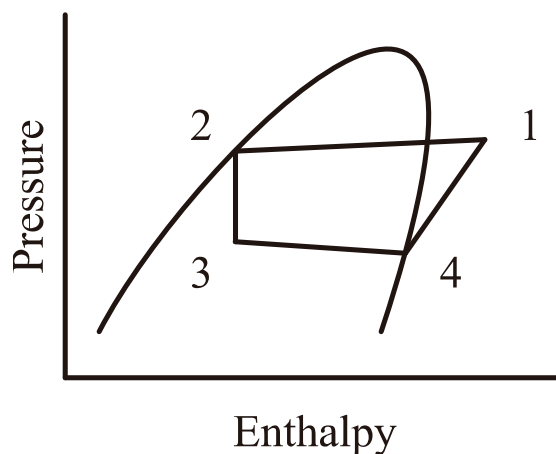


Fig. 2.4 Compression heat pump cycle on Ph diagram

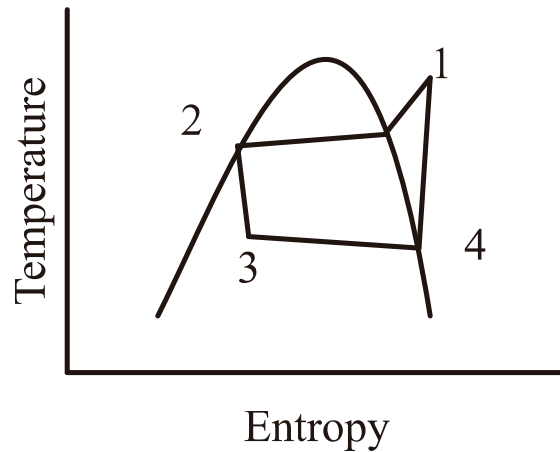


Fig. 2.5 Compression heat pump cycle on Ts diagram

2.3. 構成要素

圧縮式ヒートポンプの基礎的なシステムフローは Fig. 2.3 に示した通りであるが、実際に圧縮式ヒートポンプサイクルを実現するためには機器の保護の観点や、冷熱利用と温熱利用の切り替えといった利便性の観点から Fig. 2.6 に示すような構成となることが多い。構成要素は以下の通りとなる。

- ・ 圧縮機
- ・ アキュムレータ
- ・ 熱交換器
- ・ 電子膨張弁
- ・ 四方弁
- ・ 接続配管
- ・ ファン

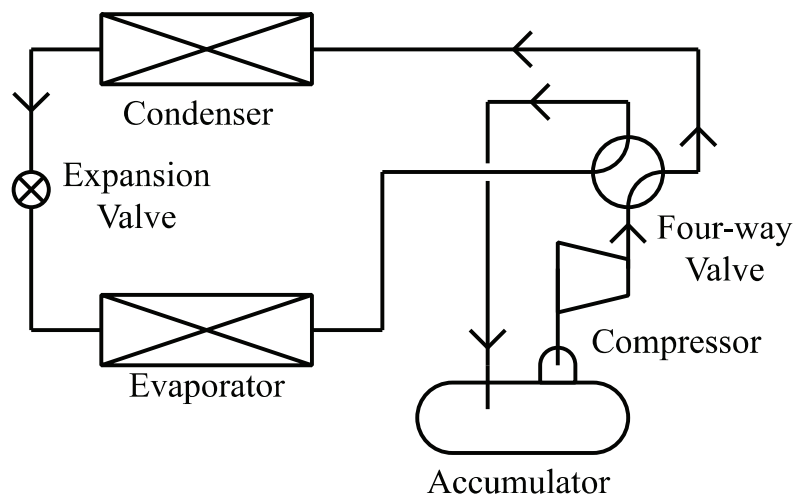


Fig. 2.6 Schematic flow of compression type heat-pump

以下にそれぞれの要素の説明を述べる。

圧縮機は、低圧の蒸気冷媒を高圧高温の蒸気へ圧縮するものである。スクリーナー圧縮機や遠心圧縮機など様々な形式の圧縮機が存在するが、本研究で対象とする圧縮機はスクロールタイプのものである。圧縮機内には二つのスクロールがあ

り，一方が固定されもう一方が偏芯回転することで，両スクロールの間に挟まれた蒸気冷媒が圧縮されることとなる．圧縮機の外観を Fig. 2.7 に示す．



Fig. 2.7 Accumulator (left) and compressor (right)

アキュムレータは気液を分離する要素であり，通常は圧縮機の上流側に設置される．液冷媒は圧力の変化に対して密度の変化が非常に小さいため，圧縮機に液状態の冷媒が流れ込むと，圧縮機が破損する恐れがある．そのため，アキュムレータを設置することで，圧縮機に液が流入することを防いでいる．アキュムレータの外観は圧縮機と同様に Fig. 2.7 に示す．

熱交換器では冷媒と空気の熱交換を行う．さまざまなタイプの熱交換器が存在するが，本研究で扱うものは銅管とアルミフィンで構成されている．銅管の内側を冷媒が流れ，外側を空気が流れている．外観を Fig. 2.8 に示す．

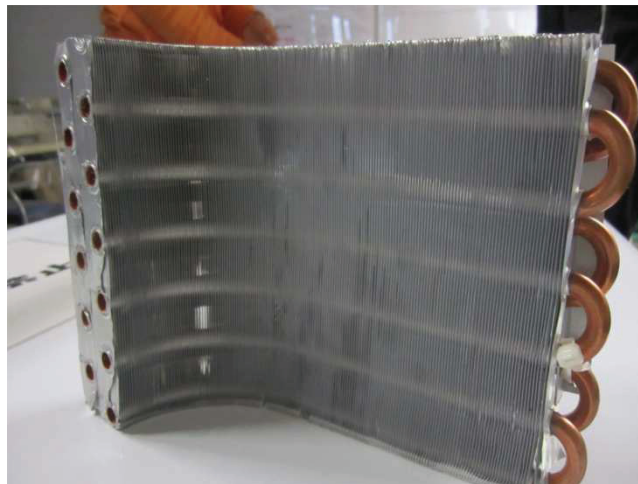


Fig. 2.8 Heat exchanger

銅管内の図を Fig. 2.9 と Fig. 2.10 に示す．管内には螺旋溝加工が施されており，管内冷媒の伝熱を促進している．管外にはコルゲート状のアルミフィンを圧着しており，伝熱面積の拡大により伝熱の促進がなされている．フィンを図 Fig. 2.11 に示す．



Fig. 2.9 Heat exchange tube

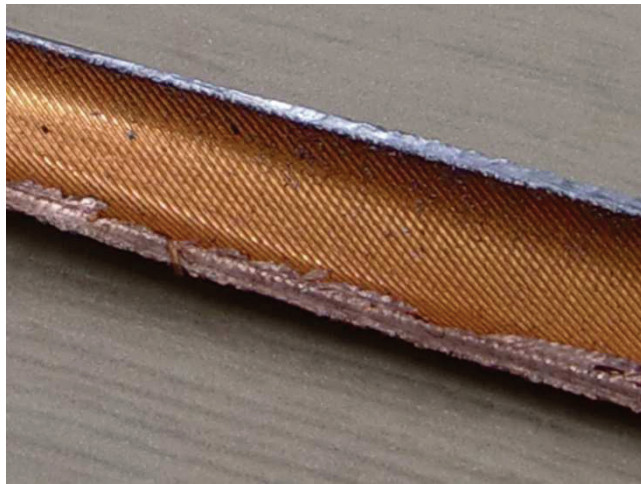


Fig. 2.10 Inside micro-fin

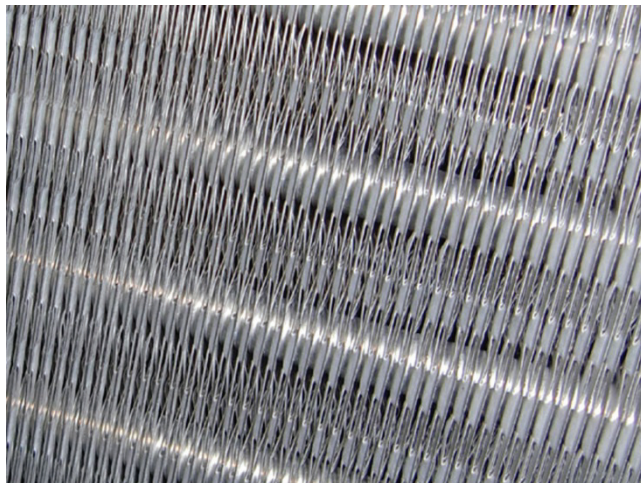


Fig. 2.11 Fin

電子膨張弁について以下に述べる．電子膨張弁は微小流路にニードルを挿入することで流路面積を調節している．これによって冷媒流量と圧力を制御する．ニードルはステッピングモータによって制御されている．Fig. 2.12に外観を示す．Fig. 2.13にはステッピングモータのドライバを取り外した外観をしめす．

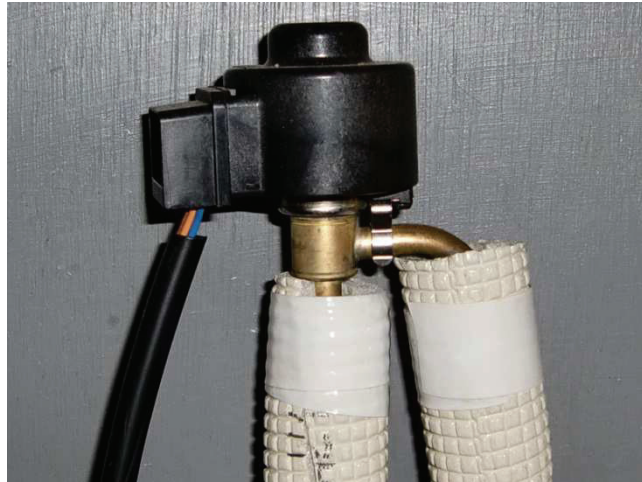


Fig. 2.12 Electric expansion valve and stepping motor



Fig. 2.13 Electric expansion valve

四方弁を Fig. 2.14 に示す．四方弁は Fig. 2.6 のようにヒートポンプ内に設置されて冷房運転と暖房運転を切り替える役割を担う．冷房運転の場合の冷媒の流れを Fig. 2.15 に，暖房運転の場合の冷媒の流れを Fig. 2.16 に示す．

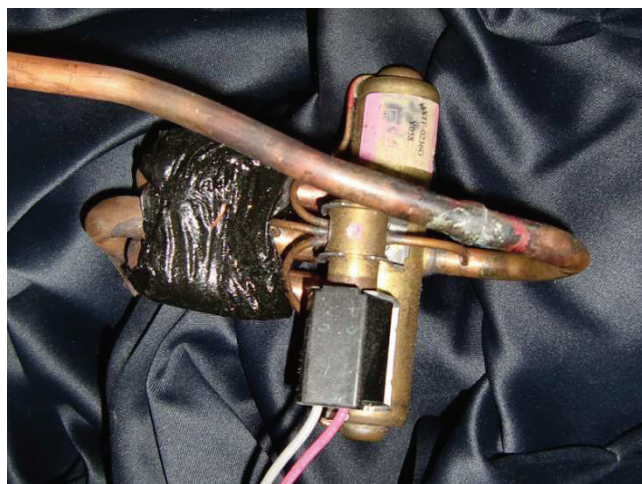


Fig. 2.14 Four way valve

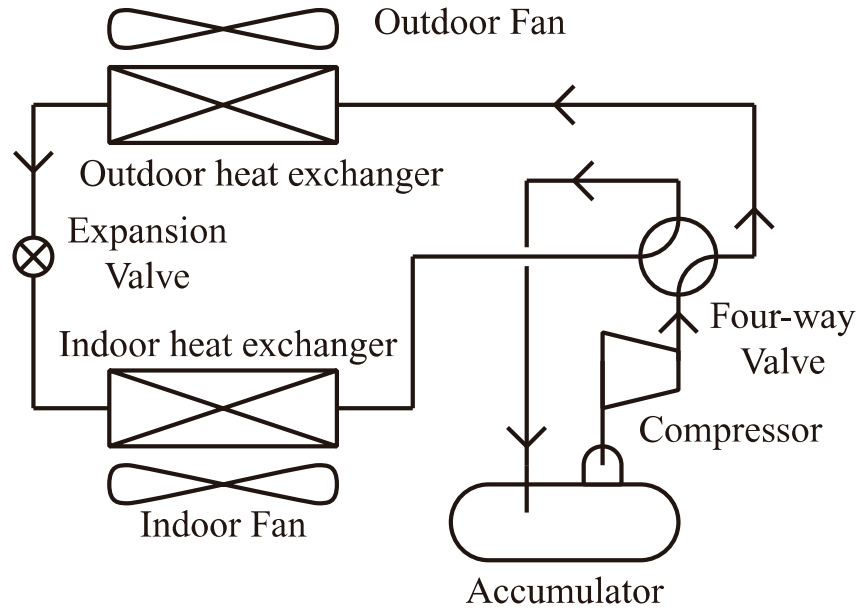


Fig. 2.15 Refrigerant flow of cooling operation

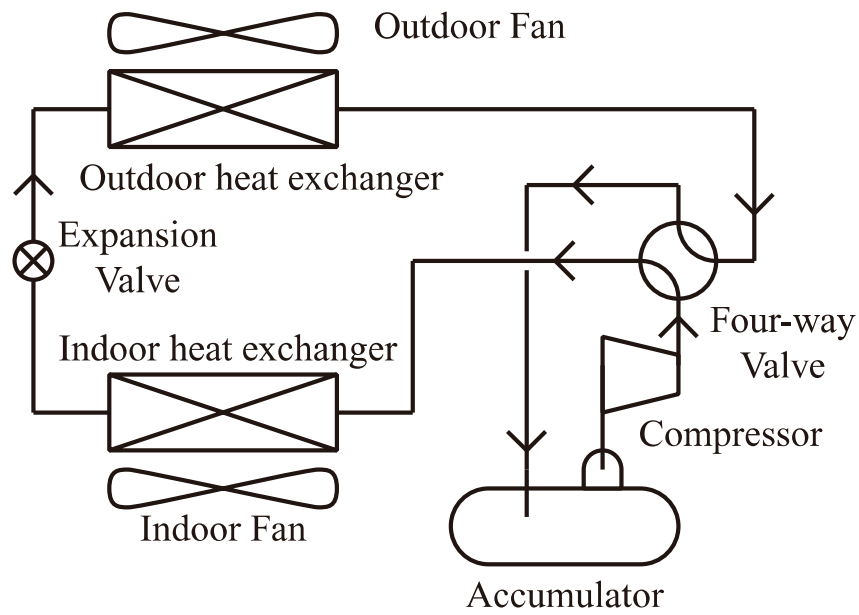


Fig. 2.16 Refrigerant flow of heating operation

接続配管を Fig. 2.17 に示す. 接続配管は各要素間の接続に使われる. 一般的に平滑管が用いられており, 管外はむき出しあるいは断熱材でおおわれているため, 積極的な熱交換を狙ったものではない.

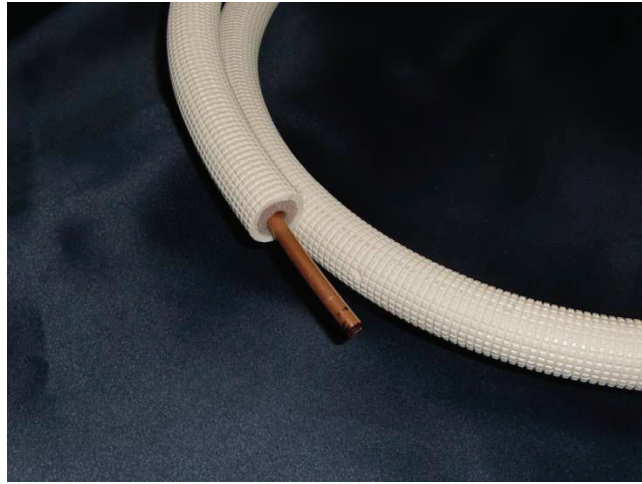


Fig. 2.17 Connecting tube

空気ファンを Fig. 2.18 に示す. ヒートポンプの形に合わせて, プロペラファン, シロッコファン, 遠心ファンなどが使い分けられている.



Fig. 2.18 Fan

第 3 章 数理モデル

3.1. 概要

本章ではシミュレーションに用いる数理モデルについて述べる．圧縮式ヒートポンプの構成要素の数理モデルを構築する．

3.2. 各要素の数理モデルについて

本研究では，対象とする圧縮式ヒートポンプを，圧縮機，熱交換器，接続配管，電子膨張弁，アキュムレータ，四方弁，ファンに分割してモデル化を行う．冷媒の熱物性値は REFPROP⁸⁹⁾を用いる．湿り空気の熱物性値は文献^{90),91)}より算出する．

3.3. 圧縮機

圧縮機モデルを Fig. 3.1 に示す．以下に仮定事項を示す．

- 1) 圧縮機は他の要素に比べて応答が十分に早いため，定常モデルとする．
- 2) 圧縮機の効率は断熱効率，体積効率，インバータ効率により表されるものとする．
- 3) 圧縮機内の冷媒はガスであることから，その保有量はシステム全体に対して十分に小さいため，考慮しない．

連続の式とエネルギー方程式を以下に示す．

$$\rho_{R,O}v_{R,O}S_{R,O} - \rho_{R,I}v_{R,I}S_{R,I} = 0 \quad (3.1)$$

$$\rho_{R,O}v_{R,O}h_{R,O}S_{R,O} - \rho_{R,I}v_{R,I}h_{R,I}S_{R,I} = W \quad (3.2)$$

断熱効率は以下の式で表される．理想圧縮出口比エントロピ $s_{R,O,ad}$ は入口に等しい．

$$\eta_{ad} = \frac{h_{R,O,ad} - h_{R,I}}{h_{R,O} - h_{R,I}} \quad (3.3)$$

$$s_{R,O,ad} = s_{R,I} \quad (3.4)$$

回転数と流量の関係を以下に示す．

$$\rho_{R,I}v_{R,I}S_{R,I} = \frac{n}{2\pi} \rho_{R,I} \eta_V V \quad (3.5)$$

圧縮機の動力は，圧縮機消費電力とインバータ効率の積とする．

$$W = \eta_{INV} E \quad (3.6)$$

冷媒の密度と比エントロピは圧力と比エンタルピから求める．

$$\rho_{R,I} = f_p(P_{R,I}, h_{R,I}) \quad (3.7)$$

$$s_{R,I} = f_s(P_{R,I}, h_{R,I}) \quad (3.8)$$

$$s_{R,O,ad} = f_s(P_{R,O}, h_{R,O,ad}) \quad (3.9)$$

冷媒の保有量は十分に小さいため，考慮しない．

$$m_R = 0 \quad (3.10)$$

圧縮機で入口の境界の状態は次のようになる．

$$G_{R,COM,I} = \rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I} \quad (3.11)$$

$$P_{R,COM,I} = P_{R,I} \quad (3.12)$$

$$h_{R,COM,I} = h_{R,I} \quad (3.13)$$

$$G_{R,COM,O} = \rho_{R,O} v_{R,O} S_{R,O} \quad (3.14)$$

$$P_{R,COM,O} = P_{R,O} \quad (3.15)$$

$$h_{R,COM,O} = h_{R,O} \quad (3.16)$$

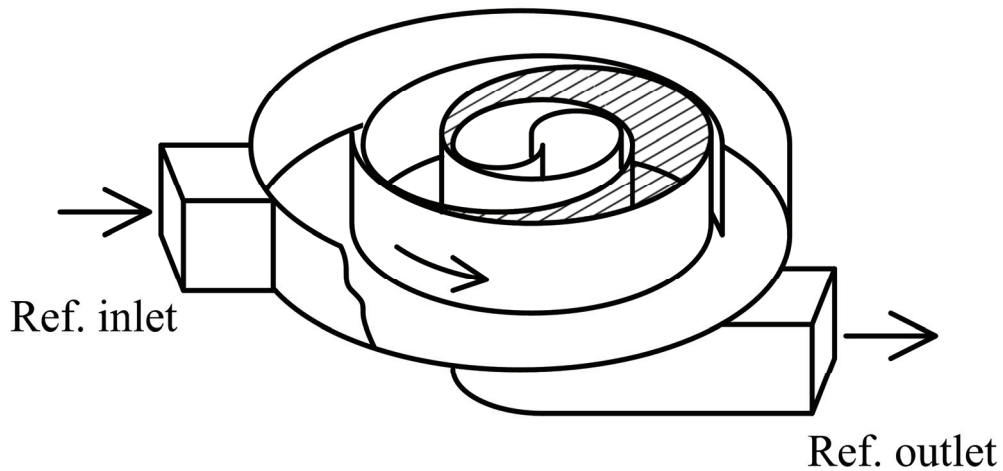


Fig. 3.1 Compressor

3.4. 熱交換器

熱交換器のモデルを Fig. 3.2 に示す．熱交換器は実機で採用されているフィンチューブ型熱交換器を想定している．なお，圧縮式ヒートポンプの中の蒸発器と凝縮器は本モデルとして扱う．仮定事項を以下に示す．

- 1) 冷媒側は流れ方向に一次元の分布定数系とする．
- 2) 伝熱管は比熱と密度を一定として，冷媒流れ方向に一次元の分布定数系とする．

- 3) 空気流れは冷媒流れに対して直交し，空気流れ方向には集中定数系とする．
 4) 熱交換器では複数段からなる伝熱管群を1段として集中的に取り扱う．
 冷媒側の連続の式，圧力損失の式，エネルギー方程式を以下に示す．

$$\frac{\partial \rho_R}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_R v_R)}{\partial z} = 0 \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial P_R}{\partial z} = -f_R \frac{2\rho_R v_R^2}{d_{in}} \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial(\rho_R u_R)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_R v_R h_R)}{\partial z} = -\frac{U_{in}}{S_{in}} q_{in} \quad (3.19)$$

伝熱管のエネルギー方程式を以下に示す．

$$\rho_T C_T \frac{\partial T_T}{\partial t} = \frac{U_{in}}{S_T} q_{in} - \frac{U_{out}}{S_T} (q_{out} + j_{out} h_v) \quad (3.20)$$

空気側の連続の式，水蒸気バランス，圧力損失，エネルギー方程式を以下に示す．

$$\rho_{A,O} v_{A,O} L_A - \rho_{A,I} v_{A,I} L_A = U_{out} j_{out} \quad (3.21)$$

$$\rho_{A,O} v_{A,O} X_{A,O} L_A - \rho_{A,I} v_{A,I} X_{A,I} L_A = U_{out} j_{out} \quad (3.22)$$

$$P_{A,O} - P_{A,I} = 0 \quad (3.23)$$

$$\rho_{A,O} v_{A,O} h_{A,O} L_A - \rho_{A,I} v_{A,I} h_{A,I} L_A = U_{out} (q_{out} + j_{out} h_v) \quad (3.24)$$

空気出口温度が露点に達した場合は，空気出口温度と露点が等しくなるよう除湿がなされるものとして水分質量流束 j が算出される．空気出口温度が露点より高い場合は，除湿はされないとする．

$$j_{out} = \begin{cases} 0 & T_{DP,A,O} < T_{A,O} \\ f(P_{A,O}, h_{A,O}, T_{DP,A,O}) & T_{DP,A,O} = T_{A,O} \end{cases} \quad (3.25)$$

冷媒と伝熱管，伝熱管と空気の間熱伝達は以下の式で表される．

$$q_{in} = \alpha_{in} (T_R - T_T) \quad (3.26)$$

$$q_{\text{Out}} = \alpha_{\text{Out}} \frac{(T_{\text{T}} - T_{\text{A,I}}) - (T_{\text{T}} - T_{\text{A,O}})}{\ln \frac{(T_{\text{T}} - T_{\text{A,I}})}{(T_{\text{T}} - T_{\text{A,O}})}} \quad (3.27)$$

管内冷媒の熱伝達率は，単層流の場合は Dittus-Boelter の式⁹²⁾を用いる．

$$\alpha_{\text{in}} = \text{Nu}_{\text{R}} \frac{\lambda_{\text{R}}}{D_{\text{in}}} \quad (3.28)$$

$$\text{Nu}_{\text{R,SP}} = 0.023 \text{Re}_{\text{R}}^{0.8} \text{Pr}_{\text{R}}^n \quad (3.29)$$

管内冷媒が，二相蒸発の場合には吉田ら⁹³⁾の式を用いる．

$$\frac{\alpha_{\text{in,TP}}}{\alpha_{\text{in,SP,L}}} = 3.7 \left\{ \text{Bo} \times 10^4 + 0.23 (\text{Bo} \times 10^4)^{0.69} \left(\frac{1}{X_{\text{tt}}} \right)^2 \right\}^{0.44} \quad (3.30)$$

管内冷媒が，二相凝縮の場合は野津ら⁹⁴⁾の式を用いる．野津らの提唱する式は，下記の強制対流凝縮ヌセルト数と体積力凝縮ヌセルト数の大きいほうを採用する．

$$(Nu_{\text{F}})_{\text{sup}} = 0.018 \left(\text{Re}_{\text{L}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{L}}}{\rho_{\text{V}}}} \right)^{0.9} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.1x+0.8} \left(\text{Pr}_{\text{L}} + \frac{8 \times 10^3}{\text{Re}_{\text{L}}^{1.5}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(1 + \frac{C_1 H}{\text{Pr}_{\text{L}}} - 0.2 \frac{H_{\text{v}}}{\text{Pr}_{\text{V}}} \right) \quad (3.31)$$

$$(Nu_{\text{B}})_{\text{sup}} = a_{\text{B}} (Nu_{\text{B}})_{\text{s}} \quad (3.32)$$

管内冷媒の摩擦係数は Blasius の式⁹⁵⁾を用いる．

$$f_{\text{R,SP}} = 0.079 \text{Re}_{\text{R}}^{-0.25} \quad (3.33)$$

管内冷媒が二相流の場合の摩擦係数は Chisholm⁹⁶⁾の式を用いる．

$$f_{\text{R,TP}} = 0.079 \text{Re}_{\text{R,L}}^{-0.25} \phi_{\text{L}}^2 \quad (3.34)$$

$$\phi_{\text{L}}^2 = 1 + \frac{20}{X_{\text{tt}}} + \frac{1}{X_{\text{tt}}^2} \quad (3.35)$$

空気側の熱伝達率は瀬下-藤井⁹⁷⁻¹⁰⁰⁾の式を用いる．

$$\alpha_{\text{Out}} = \text{Nu}_{\text{A}} \frac{\lambda_{\text{A}}}{D_{\text{ec}}} \quad (3.36)$$

$$\text{Nu}_{\text{A}} = 2.1 \left(\frac{\text{Re}_{\text{A}} \text{Pr}_{\text{A}} D_{\text{ec}}}{L_{\text{xA}}} \right)^{0.38} \quad (3.37)$$

冷媒の比内部エネルギー，密度，温度は圧力と比エンタルピから求める．

$$u_R = f_u(P_R, h_R) \quad (3.38)$$

$$\rho_R = f_\rho(P_R, h_R) \quad (3.39)$$

$$T_R = f_T(P_R, h_R) \quad (3.40)$$

湿り空気の密度と温度は圧力，比エンタルピ，絶対湿度から求める．

$$\rho_A = f_\rho(P_A, h_A, X_A) \quad (3.41)$$

$$T_A = f_T(P_A, h_A, X_A) \quad (3.42)$$

熱交換器で冷媒保有量は以下の式で表す．

$$m_R = S_{in} \int_0^L \rho_R dz \quad (3.43)$$

管内流路面積と，伝熱管断面積は以下の式で表される．

$$S_{in} = \frac{\pi D_{in}^2}{4} \quad (3.44)$$

$$S_T = \frac{\pi D_{out}^2}{4} - \frac{\pi D_{in}^2}{4} \quad (3.45)$$

ここで，蒸発器であれば，出入口境界の状態は次のようになる．
 $z=0$ のとき，

$$G_{R,EVA,I} = \rho_R v_R S_R \quad (3.46)$$

$$P_{R,EVA,I} = P_R \quad (3.47)$$

$$h_{R,EVA,I} = h_R \quad (3.48)$$

$z=L$ のとき

$$G_{R,EVA,O} = \rho_R v_R S_R \quad (3.49)$$

$$P_{R,EVA,O} = P_R \quad (3.50)$$

$$h_{R,EVA,O} = h_R \quad (3.51)$$

空気側の出入口の境界の状態は次のように関連付けられる．

$$G_{A,EVA,I} = \rho_{A,I} v_{A,I} L_A L \quad (3.52)$$

$$P_{A,EVA,I} = P_{A,I} \quad (3.53)$$

$$h_{A,EVA,I} = h_{A,I} \quad (3.54)$$

$$X_{A,EVA,I} = X_{A,I} \quad (3.55)$$

空気出口側では分布が生じるため、境界の状態は断熱的に混合されるとし、次のようになる。

$$G_{A,EVA,O} = L_A \int_0^L \rho_{A,O} v_{A,O} dz \quad (3.56)$$

$$P_{A,EVA,O} = P_{A,O} \quad (3.57)$$

$$h_{A,EVA,O} = \frac{L_A \int_0^L \rho_{A,O} v_{A,O} h_{A,O} dz}{L_A \int_0^L \rho_{A,O} v_{A,O} dz} \quad (3.58)$$

$$X_{A,EVA,O} = \frac{L_A \int_0^L \rho_{A,O} v_{A,O} X_{A,O} dz}{L_A \int_0^L \rho_{A,O} X_{A,O} dz} \quad (3.59)$$

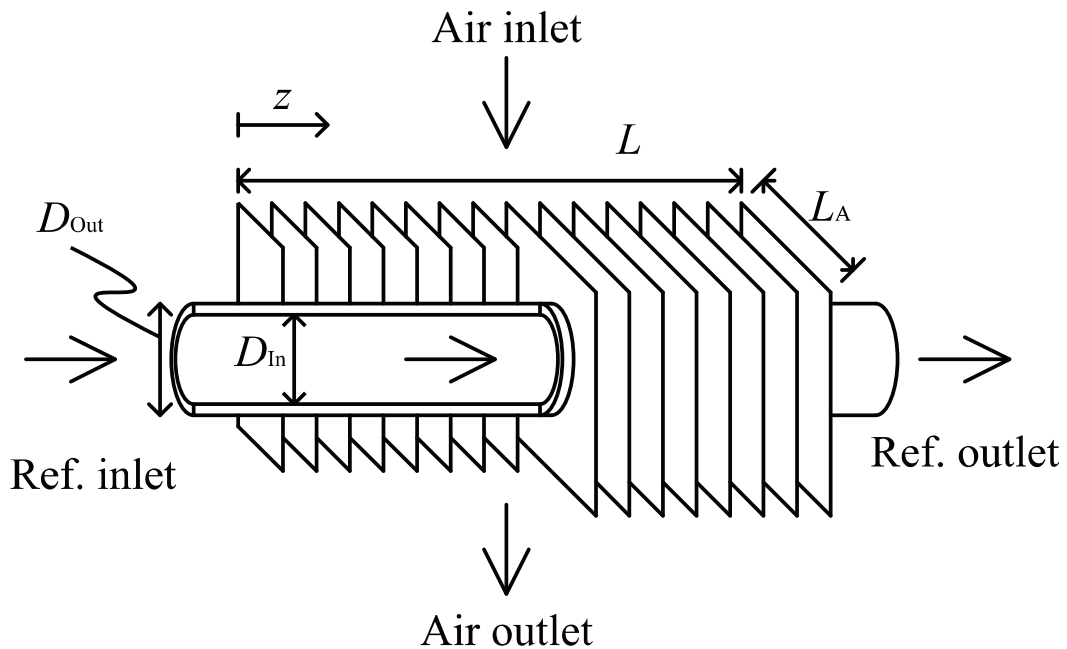


Fig. 3.2 Heat exchanger

3.5. 接続配管

以下に接続配管のモデルを示す。接続配管では内側を冷媒が通過するため、冷媒側の基礎式は熱交換器モデルと同様である。

- 1) 接続配管では管外との熱のやりとりは十分に小さいため考慮しない。
- 2) 管内冷媒側は流れ方向に一次元の分布定数系とする。
- 3) 伝熱管は比熱と密度を一定として冷媒流れ方向に一次元の分布定数系とする。
冷媒側の連続の式，圧力損失の式，エネルギー方程式を以下に示す。

$$\frac{\partial \rho_R}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_R v_R)}{\partial z} = 0 \quad (3.60)$$

$$\frac{\partial P_R}{\partial z} = -f_R \frac{2\rho_R v_R^2}{d_{in}} \quad (3.61)$$

$$\frac{\partial(\rho_R u_R)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_R v_R h_R)}{\partial z} = -\frac{Lc_{in}}{S_{in}} q_{in} \quad (3.62)$$

接続配管のエネルギー方程式を以下に示す。

$$\rho_T C_T \frac{\partial T_T}{\partial t} = \frac{Lc_{in}}{S_T} q_{in} \quad (3.63)$$

接続配管と冷媒との熱伝達を以下に示す。

$$q_{in} = \alpha_{in} (T_R - T_T) \quad (3.64)$$

管内冷媒の摩擦係数は **Blasius** の式⁹⁵⁾を用いる。

$$f_{R,SP} = 0.079 \text{Re}_R^{0.25} \quad (3.65)$$

管内冷媒が二相流の場合にも **Blasius** の式⁹⁵⁾を用いるが，その際の二相レイノルズ数算出に用いる粘性係数は **McAdams** の式¹⁰¹⁾を用いる。

$$\frac{1}{\mu_{TP}} = \frac{1-x}{\mu_L} + \frac{x}{\mu_V} \quad (3.66)$$

冷媒の比内部エネルギー，密度，温度は圧力と比エンタルピから求める。

$$u_R = f_u(P_R, h_R) \quad (3.67)$$

$$\rho_R = f_\rho(P_R, h_R) \quad (3.68)$$

$$T_R = f_T(P_R, h_R) \quad (3.69)$$

配管での冷媒保有量は以下の式で表す。

$$m_R = S_{in} \int_0^L \rho_R dz \quad (3.70)$$

出入口境界の状態は以下のようなになる
 $z=0$ のとき,

$$G_{R,TUB,I} = \rho_R v_R S_R \quad (3.71)$$

$$P_{R,TUB,I} = P_R \quad (3.72)$$

$$h_{R,TUB,I} = h_R \quad (3.73)$$

$z=L$ のとき

$$G_{R,TUB,O} = \rho_R v_R S_R \quad (3.74)$$

$$P_{R,TUB,O} = P_R \quad (3.75)$$

$$h_{R,TUB,O} = h_R \quad (3.76)$$

3.6. 電子膨張弁

電子膨張弁を Fig. 3.3 に示す. 仮定事項を以下に示す.

- 1) 電子膨張弁は他の要素に比べて十分に応答が早いいため定常数理モデルとする.
- 2) 電子膨張弁は他の要素に比べて十分に小さいため冷媒の保有量は考慮しない.
 連続の式, エネルギー方程式を以下に示す.

$$\rho_{R,O} v_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I} = 0 \quad (3.77)$$

$$\rho_{R,O} v_{R,O} h_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I} v_{R,I} h_{R,I} S_{R,I} = 0 \quad (3.78)$$

電子膨張弁前後の差圧と流量はノズルの式によって求める.

$$\rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I} = \begin{cases} C_V S \sqrt{2\rho_{R,I} (P_{R,I} - P_{R,O})} & (v_{R,I} > 0) \\ C_V S \sqrt{2\rho_{R,O} (P_{R,O} - P_{R,I})} & (v_{R,I} \leq 0) \end{cases} \quad (3.79)$$

冷媒の密度は圧力と比エンタルピから求める.

$$\rho_{R,I} = f_p(P_{R,I}, h_{R,I}) \quad (3.80)$$

$$\rho_{R,O} = f_p(P_{R,O}, h_{R,O}) \quad (3.81)$$

冷媒の保有量は十分に小さいため無視する.

$$m_R = 0 \quad (3.82)$$

電子膨張弁の出入口境界での冷媒の状態は次のようになる。

$$G_{R,EEV,I} = \rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I} \quad (3.83)$$

$$P_{R,EEV,I} = P_{R,I} \quad (3.84)$$

$$h_{R,EEV,I} = h_{R,I} \quad (3.85)$$

$$G_{R,EEV,O} = \rho_{R,O} v_{R,O} S_{R,O} \quad (3.86)$$

$$P_{R,EEV,O} = P_{R,O} \quad (3.87)$$

$$h_{R,EEV,O} = h_{R,O} \quad (3.88)$$

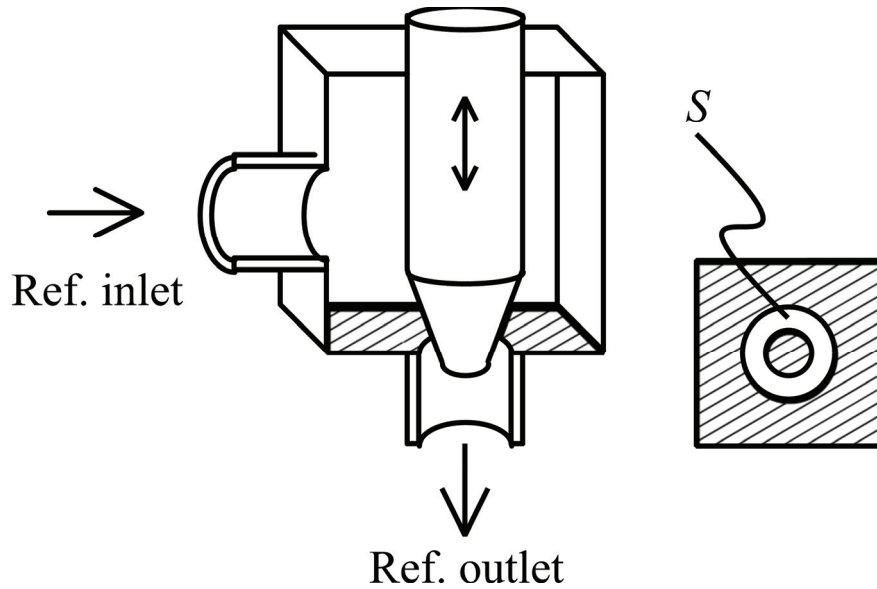


Fig. 3.3 Electric expansion valve

3.7. アキュムレータ

アキュムレータを Fig. 3.4 に示す。仮定事項を以下に示す。

- 1) アキュムレータは集中定数系とする。
- 2) アキュムレータ内の圧力損失は無視する。
- 3) アキュムレータ内に液冷媒が存在する場合には、飽和蒸気が流出するものとする。

連続の式，圧力損失の式，エネルギー方程式を以下に示す。

$$V \frac{d\rho_R}{dt} + \rho_{R,O} v_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I} = 0 \quad (3.89)$$

$$P_{R,O} = P_R \quad (3.90)$$

$$P_{R,I} = P_R \quad (3.91)$$

$$V \frac{d(\rho_R u_R)}{dt} + \rho_{R,O} v_{R,O} h_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I} v_{R,I} h_{R,I} S_{R,I} = 0 \quad (3.92)$$

冷媒の密度，乾き度，比内部エネルギーは圧力と比エンタルピから求める．

$$\rho_R = f_\rho(P_R, h_R) \quad (3.93)$$

$$x_R = f_x(P_R, h_R) \quad (3.94)$$

$$u_R = f_u(P_R, h_R) \quad (3.95)$$

アキュムレータ内の冷媒充填量は，その密度と体積から算出する．

$$m_R = \rho_R V \quad (3.96)$$

ここで，アキュムレータ内に液冷媒がない場合は内部が過熱蒸気で満たされているとして，過熱蒸気が流出する．液冷媒がある場合はアキュムレータ全体として飽和状態であるとして，飽和蒸気が流出するものとする．飽和蒸気の比エンタルピは圧力から求める．

$$h_{R,O} = \begin{cases} h_R & (x_R = 1.0) \\ h_{R,sat,VAP} & (x_R < 1.0) \end{cases} \quad (3.97)$$

$$h_{R,sat,VAP} = f_{sat,h}(P_R) \quad (3.98)$$

アキュムレータの出入口協会の状態は次のようになる．

$$G_{R,ACC,I} = \rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I} \quad (3.99)$$

$$P_{R,ACC,I} = P_{R,I} \quad (3.100)$$

$$h_{R,ACC,I} = h_{R,I} \quad (3.101)$$

$$G_{R,ACC,O} = \rho_{R,O} v_{R,O} S_{R,O} \quad (3.102)$$

$$P_{R,ACC,O} = P_{R,O} \quad (3.103)$$

$$h_{R,ACC,O} = h_{R,O} \quad (3.104)$$

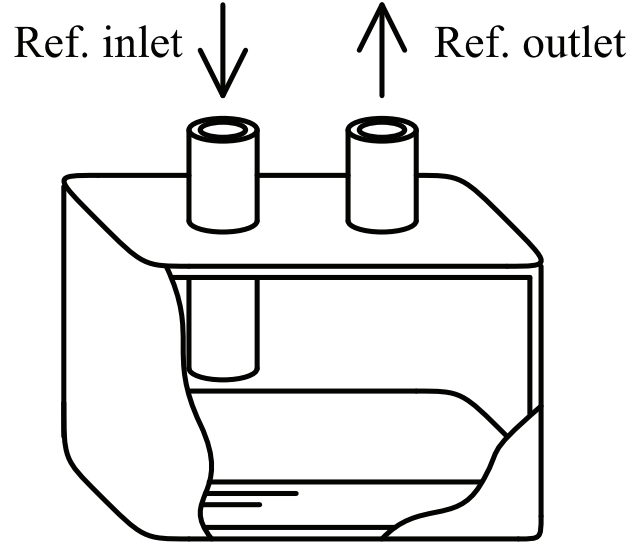


Fig. 3.4 Accumulator

3.8. 四方弁

四方弁を Fig. 3.5 に示す．四方弁は高圧側と低圧側に分かれている．仮定事項を以下に示す．

- 1) 四方弁は集中定数系とする
- 2) 四方弁での圧力損失は無視する

高圧側の連続の式，圧力損失の式，エネルギー方程式を以下に示す．

$$V_{HP} \frac{d\rho_{R,HP}}{dt} + \rho_{R,HP,O} v_{R,HP,O} S_{R,HP,O} - \rho_{R,HP,I} v_{R,HP,I} S_{R,HP,I} = 0 \quad (3.105)$$

$$P_{R,HP,I} = P_{R,HP} \quad (3.106)$$

$$P_{R,HP,O} = P_{R,HP} \quad (3.107)$$

$$V_{HP} \frac{d(\rho_{R,HP} u_{R,HP})}{dt} + \rho_{R,HP,O} v_{R,HP,O} h_{R,HP,O} S_{R,HP,O} - \rho_{R,HP,I} v_{R,HP,I} h_{R,HP,I} S_{R,HP,I} = Q \quad (3.108)$$

冷媒の密度，比内部エネルギー，温度は圧力と比エンタルピから求める．

$$\rho_{R,HP} = f_{\rho}(P_{R,HP}, h_{R,HP}) \quad (3.109)$$

$$u_{R,HP} = f_u(P_{R,HP}, h_{R,HP}) \quad (3.110)$$

$$T_{R,HP} = f_T(P_{R,HP}, h_{R,HP}) \quad (3.111)$$

低圧側の連続の式，圧力損失の式，エネルギー方程式を以下に示す．

$$V_{LP} \frac{d\rho_{R,LP}}{dt} + \rho_{R,LP,O} v_{R,LP,O} S_{R,LP,O} - \rho_{R,LP,I} v_{R,LP,I} S_{R,LP,I} = 0 \quad (3.112)$$

$$P_{R,LP,I} = P_{R,LP} \quad (3.113)$$

$$P_{R,LP,O} = P_{R,LP} \quad (3.114)$$

$$V_{LP} \frac{d(\rho_{R,LP} u_{R,LP})}{dt} + \rho_{R,LP,O} v_{R,LP,O} h_{R,LP,O} S_{R,LP,O} - \rho_{R,LP,I} v_{R,LP,I} h_{R,LP,I} S_{R,LP,I} = -Q \quad (3.115)$$

冷媒の密度，比内部エネルギー，温度は圧力と比エンタルピから求める．

$$\rho_{R,LP} = f_{\rho}(P_{R,LP}, h_{R,LP}) \quad (3.116)$$

$$u_{R,LP} = f_u(P_{R,LP}, h_{R,LP}) \quad (3.117)$$

$$T_{R,LP} = f_T(P_{R,LP}, h_{R,LP}) \quad (3.118)$$

低圧側と高圧側の交換熱量は以下の式で表される．

$$Q = KA(T_{R,LP} - T_{R,HP}) \quad (3.119)$$

四方弁での冷媒保有量は高圧側と低圧側の和となる．

$$m_R = \rho_{R,HP} V_{HP} + \rho_{R,LP} V_{LP} \quad (3.120)$$

四方弁での出入口境界の状態を以下に示す．

$$G_{R,REV,HP,I} = \rho_{R,HP,I} v_{R,HP,I} S_{R,HP,I} \quad (3.121)$$

$$P_{R,REV,HP,I} = P_{R,HP,I} \quad (3.122)$$

$$h_{R,REV,HP,I} = h_{R,HP,I} \quad (3.123)$$

$$G_{R,HP,O} = \rho_{R,HP,O} v_{R,HP,O} S_{R,HP,O} \quad (3.124)$$

$$P_{R,REV,HP,O} = P_{R,HP,O} \quad (3.125)$$

$$h_{R,REV,HP,O} = h_{R,HP,O} \quad (3.126)$$

$$G_{R,REV,LP,I} = \rho_{R,LP,I} v_{R,LP,I} S_{R,LP,I} \quad (3.127)$$

$$P_{R,REV,LP,I} = P_{R,LP,I} \quad (3.128)$$

$$h_{R,REV,LP,I} = h_{R,LP,I} \quad (3.129)$$

$$G_{R,LP,O} = \rho_{R,LP,O} v_{R,LP,O} S_{R,LP,O} \quad (3.130)$$

$$P_{R,REV,LP,O} = P_{R,LP,O} \quad (3.131)$$

$$h_{R,REV,LP,O} = h_{R,LP,O} \quad (3.132)$$

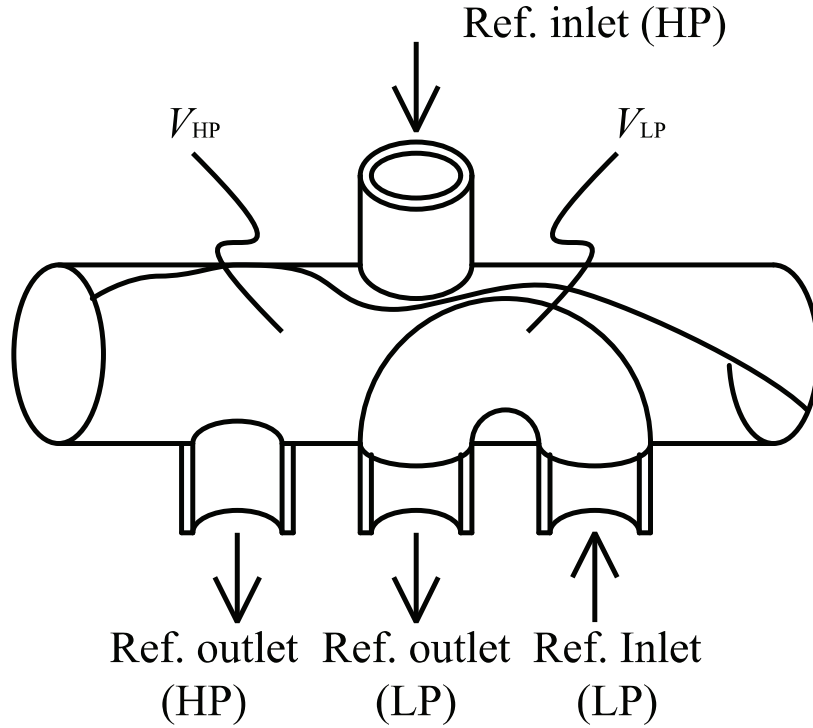


Fig. 3.5 Reversing valve

3.9. ファン

ファンのモデルを Fig. 3.6 に示す。以下に仮定事項を述べる

- 1) ファンの体積流量は回転数に比例するものとする。
- 2) ファンの消費電力は回転数の関数で表す。

ファンの連続の式，水蒸気バランス，圧力損失，エネルギー方程式を示す。

$$\rho_{A,O} v_{A,O} S_{A,O} - \rho_{A,I} v_{A,I} S_{A,I} = 0 \quad (3.133)$$

$$\rho_{A,O} v_{A,O} X_{A,O} S_{A,O} - \rho_{A,I} v_{A,I} X_{A,I} S_{A,I} = 0 \quad (3.134)$$

$$P_{A,O} - P_{A,I} = 0 \quad (3.135)$$

$$\rho_{A,O} v_{A,O} h_{A,O} S_{A,O} - \rho_{A,I} v_{A,I} h_{A,I} S_{A,I} = E \quad (3.136)$$

ファンの体積流量は回転数に比例するものとする。

$$v_{A,I} S_{A,I} = C_n \frac{n}{2\pi} \quad (3.137)$$

ファンの消費電力は回転数の関数の形で表す。

$$E = f_E(n) \quad (3.138)$$

ファンの出入口境界では次のようになる。

$$G_{R,FAN,I} = \rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I} \quad (3.139)$$

$$P_{R,FAN,I} = P_{R,I} \quad (3.140)$$

$$h_{R,FAN,I} = h_{R,FAN,I} \quad (3.141)$$

$$G_{R,FAN,O} = \rho_{R,O} v_{R,O} S_{R,O} \quad (3.142)$$

$$P_{R,FAN,O} = P_{R,O} \quad (3.143)$$

$$h_{R,FAN,O} = h_{R,FAN,O} \quad (3.144)$$

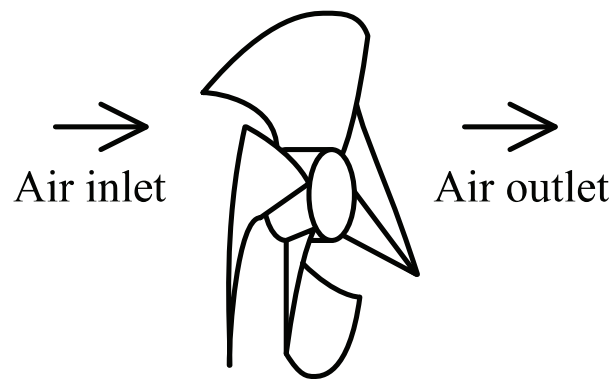


Fig. 3.6 Fan

第 4 章 解析手法

4.1. 概要

本章では，3章でとりあげた数理モデルを解析するための解析手法について述べる．

4.2. モジュラー解析手法

本理論では，システム全体として数値解析を実施するのではなく，システムを構成する要素ごとの数理モデルを構築し，これらを接続することによりシステム全体の数理モデルを構築するとともに数値解析を実施する．

これにより，要素をベースとした数値計算が可能となるため，要素の構造やフローが変わった場合にも容易にシステムの全体の数値解析を実施することが可能となる．

4.3. 離散化

空間方向にはスタガード格子を用い，移流項には，一次の風上差分法を採用する．時間方向には一次の陰解法を用いる．ここで Fig. 4.1 と式(4.1～4.8)に離散化の例を示す．空間方向の添え字は右下，時間方向の添え字は右上に示す．

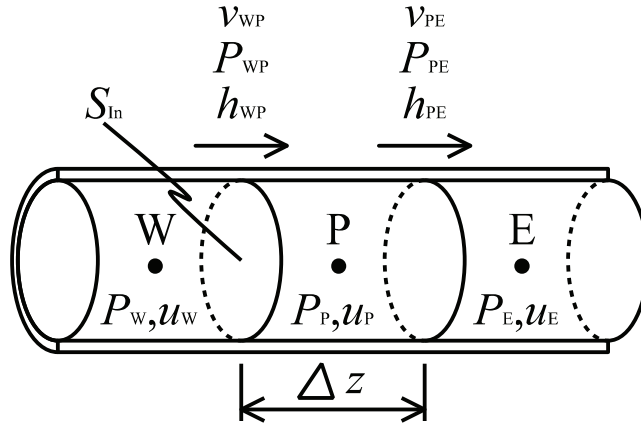


Fig. 4.1 Discretization

$$\frac{\rho_P^t - \rho_P^{t-\Delta t}}{\Delta t} + \frac{\rho_{PE}^t v_{PE}^t - \rho_{WP}^{t-\Delta t} v_{WP}^{t-\Delta t}}{\Delta z} = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{P_P^t - P_W^t}{\Delta z} = -f_P^t \frac{2\rho_P^t v_{WP}^t{}^2}{D_{in}} \quad (v_{WP}^t > 0) \quad (4.2)$$

$$\frac{P_W^t - P_P^t}{\Delta z} = -f_W^t \frac{2\rho_W^t v_{WP}^t{}^2}{D_{in}} \quad (v_{WP}^t \leq 0) \quad (4.3)$$

$$\frac{\rho_P^t u_P^t - \rho_P^{t-\Delta t} u_P^{t-\Delta t}}{\Delta t} + \frac{\rho_{PE}^t v_{PE}^t h_{PE}^t - \rho_{WP}^t v_{WP}^t h_{WP}^t}{\Delta z} = -\frac{Lc_{in}}{S_{in}} q_{in}^t \quad (4.4)$$

$$h_{WP}^i = \begin{cases} h_W^i & (v_{WP} > 0) \\ h_P^i & (v_{WP} \leq 0) \end{cases} \quad (4.5)$$

$$P_{WP}^i = \begin{cases} P_W^i & (v_{WP} > 0) \\ P_P^i & (v_{WP} \leq 0) \end{cases} \quad (4.6)$$

$$h_{PE}^i = \begin{cases} h_P^i & (v_{PE} > 0) \\ h_E^i & (v_{PE} \leq 0) \end{cases} \quad (4.7)$$

$$P_{PE}^i = \begin{cases} P_P^i & (v_{PE} > 0) \\ P_E^i & (v_{PE} \leq 0) \end{cases} \quad (4.8)$$

4.4. 求解の手順

ここでは、例えば Fig. 4.2 に示すように 3 つのモジュールが接続された計算の手順を例示しておく。計算では、Fig. 4.3 に示すようにまず、構造定数等の入力値を与える。なお、非定常計算の前に定常計算を行い、非定常計算に適切な初期値を探索しておく。また、熱交換器のように分布定数系で計算する場合には、Fig. 4.2 のモジュールをコントロールボリュームと見なせばよい。

そして、すべてのモジュール内の状態を決定するための変数としての比内部エネルギー、圧力をベースとしたモジュール内部の状態を不足なく表せる変数と、モジュール間の境界の流量、圧力、比エンタルピを仮定する。これにより、各構成要素の支配方程式に生ずる誤差を所定値以下となるようにニュートンラフソン法により収束計算を実施する。

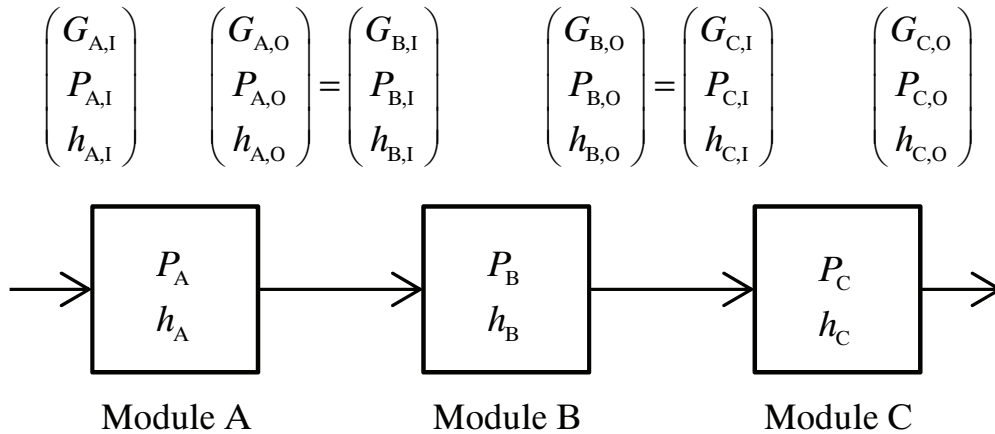


Fig. 4.2 Module connecting condition

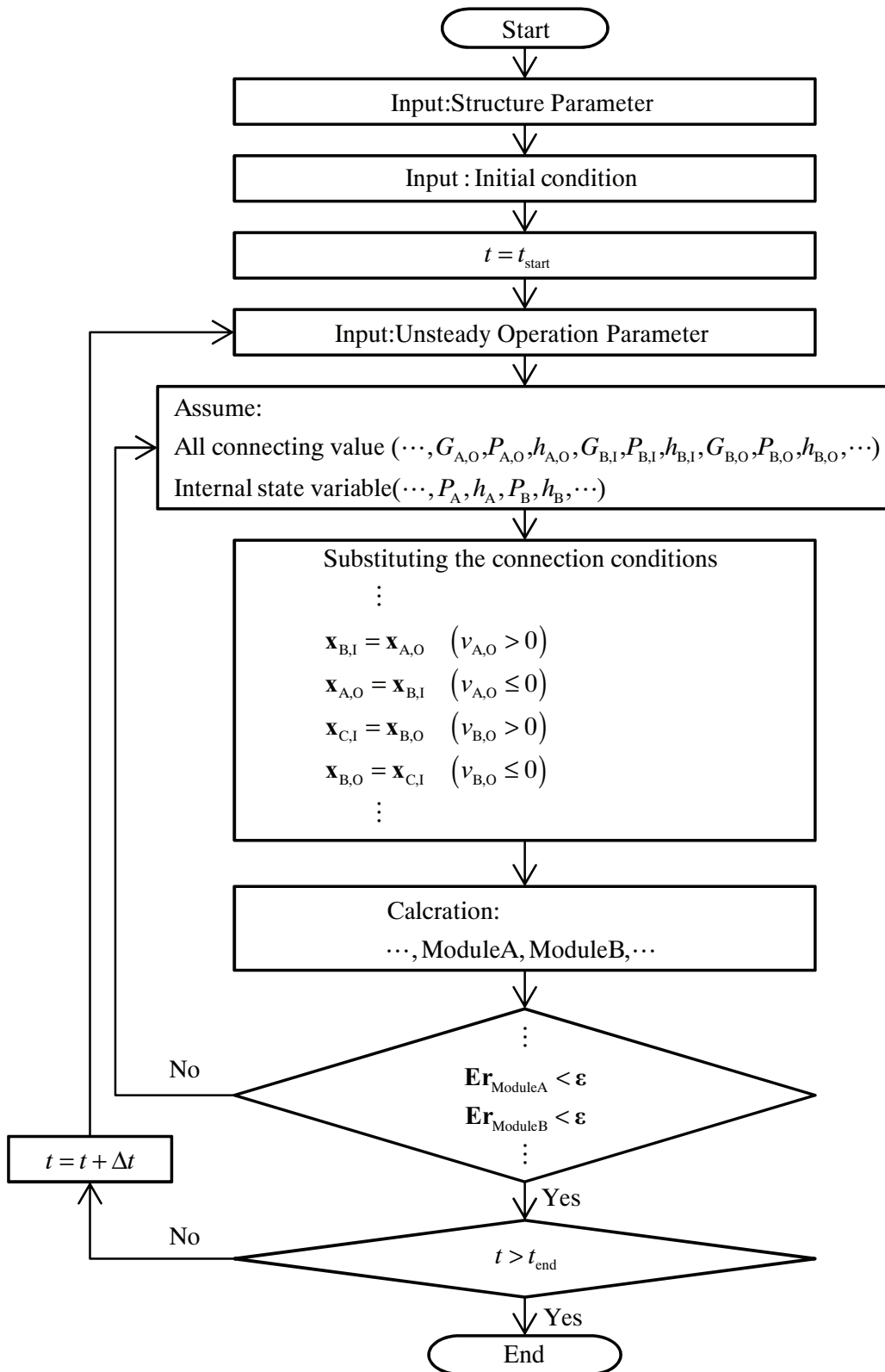


Fig. 4.3 Calculation flow chart

第 5 章 定常解析

5.1. 概要

本章では数理モデルの妥当性を確認するために，定常状態での検証を行う．そのため，実機による実験結果と定常解析結果の比較検討を行う．

5.2. 対象とするシステム

本研究では Fig. 5.1 に示す一般的な蒸気圧縮式のヒートポンプを対象とする．システムの主な構成要素は圧縮機，熱交換器，膨張弁，四方弁，アキュムレータであり，それぞれの構成要素間は接続配管で接続されている．

よって，本研究で対象とするシステムは，Fig. 5.1 の破線で示す境界内とする．本システムを駆動する制御系としては，室内機への吸い込み温度を一定とするように圧縮機の回転数を操作する制御系と蒸発器出口の過熱度を一定とするように膨張弁の開度を操作する制御系を基本として様々な機器の保護制御が搭載されている．

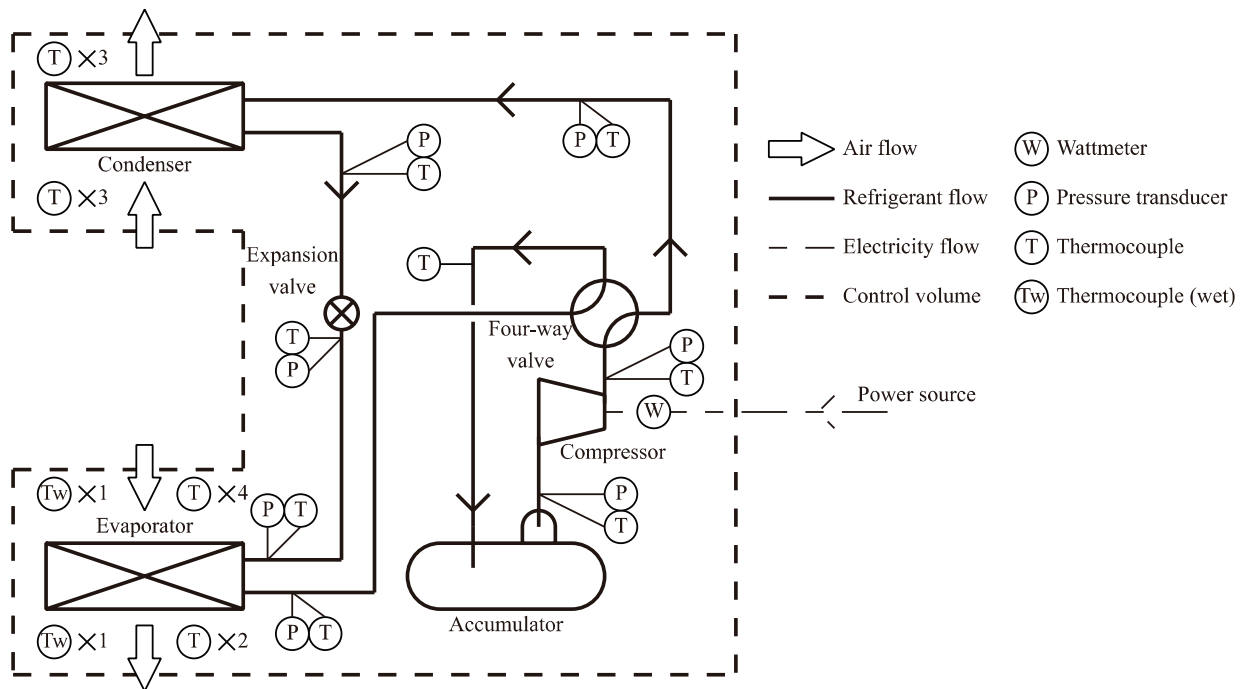


Fig. 5.1 Compression type heat pump

評価指標としてはサイクル COP を用いる．COP は以下の式のように，圧縮機動力と蒸発器熱交換量の比で定義する．

$$COP_{\text{CYC}} = \frac{Q_{\text{EVA}}}{W_{\text{COM}}} \quad (5.1)$$

5.3. システム数理モデル

3章で述べた数理モデルに接続条件を与えることで圧縮式ヒートポンプ全体のシステム数理モデルを構成する. Fig. 5.2 に各要素の接続を示す. 冷媒側のシステムを構成する接続条件は, 例えば冷媒の圧縮機前後では, 次のようになる.

$$\mathbf{x}_{R,COM,O} = \mathbf{x}_{R,TUB1,I} \quad (5.2)$$

$$\mathbf{x}_{R,ACC,O} = \mathbf{x}_{R,COM,I} \quad (5.3)$$

ここで \mathbf{x} は冷媒の場合は質量流量, 圧力, 比エンタルピであり, 空気の場合にはこれら3つに水分濃度を加えたものになる.

$$\mathbf{x}_R = (G_R, P_R, h_R)^T \quad (5.4)$$

$$\mathbf{x}_A = (G_A, P_A, h_A, X_A)^T \quad (5.5)$$

その他の要素間の接続については Fig. 5.2 を参照されたい.

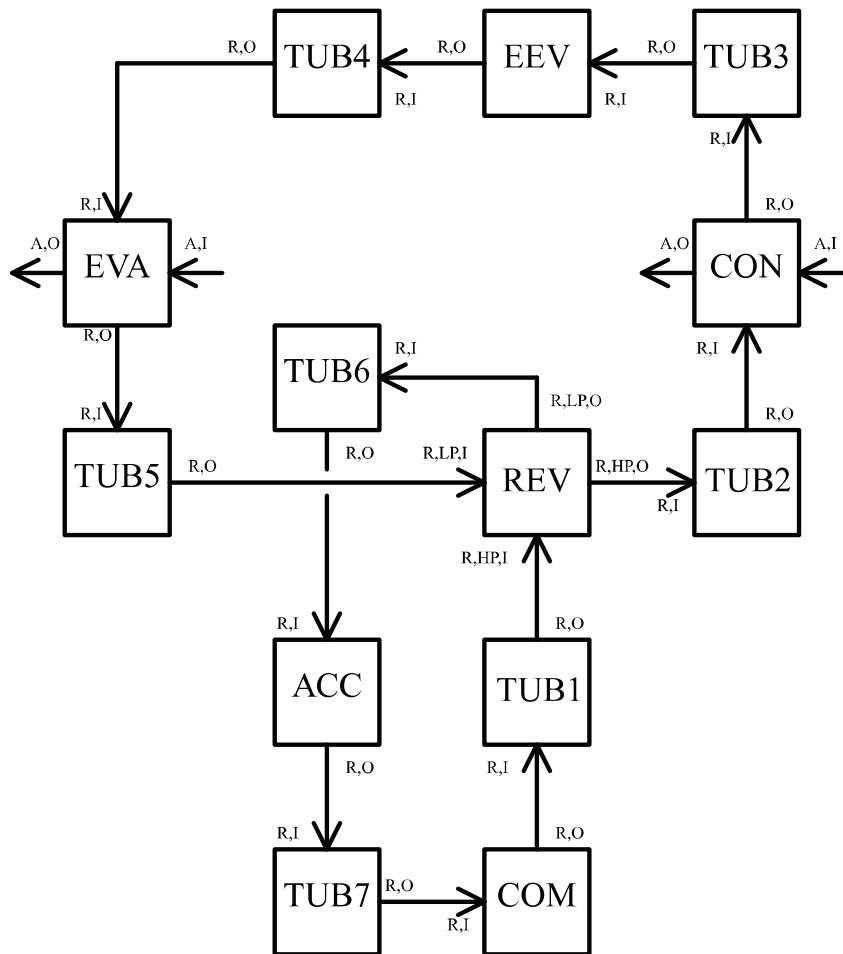


Fig. 5.2 Connecting condition

本システムと外界との間に設定される境界条件は以下の通りである．境界条件としては室内機，室外機についてそれぞれ，空気吸込の質量流量，圧力，比エンタルピ，絶対湿度を与えることとなる．

$$G_{A,IND,I} = G_{A,EVA,I} \quad (5.6)$$

$$P_{A,IND,I} = P_{A,EVA,I} \quad (5.7)$$

$$h_{A,IND,I} = h_{A,EVA,I} \quad (5.8)$$

$$X_{A,IND,I} = X_{A,EVA,I} \quad (5.9)$$

$$G_{A,CON,I} = G_{A,OUT,I} \quad (5.10)$$

$$P_{A,CON,I} = P_{A,OUT,I} \quad (5.11)$$

$$h_{A,CON,I} = h_{A,OUT,I} \quad (5.12)$$

$$X_{A,CON,I} = X_{A,OUT,I} \quad (5.13)$$

5.4. 実験

本章で用いる実機は Fig. 5.3 と Fig. 5.4 に示す家庭用空調機である．定格冷房能力は 4.0kW，システム全体の消費電力は 0.9kW である．

本システムの主構成要素は，フィンチューブ型の蒸発器と凝縮器，電子膨張弁，スクロール圧縮機である．システムフローは Fig. 5.1 に示すものと同様である．本装置の仕様は Table 5.1 のようになる．

Table 5.1 Specification

名称	諸元	製造会社
室内機	型式：RAS-S40X2 ファン：貫流ファン 電源：200V 1φ 50/60Hz	日立 アプライアンス
室外機	型式：RAS-AP80HVM ファン：プロペラファン 電源：200V 3φ 50/60Hz	日立 アプライアンス
圧縮式空調機 (上記室内外機の組合せ)	定格冷房能力：4.0 kW 定格冷房消費電力：0.9 kW 定格標準暖房能力：5.0 kW 定格標準暖房消費電力：0.965 kW	日立 アプライアンス



Fig. 5.3 View of indoor unit



Fig. 5.4 View of outdoor unit

計測装置としては，Fig. 5.1 に示すように熱電対，圧力伝送器を設置する．空気側は室内吸込みを 2 点，吹出しを 2 点，室外吸込みを 3 点，吹出しを 2 点それぞれ計測し，値を平均して用いた．ファン，圧縮機の消費電力を測定するために電力計を設置する．

熱電対は JIS C1602 の class1 を用いており，水晶温度計を用いた校正を行った．管内冷媒温度の測定には，これを管外に貼りつけ，断熱材で覆っている．圧力伝送器は精度 0.25%F.S. であり，スパンは 5000kPa のものを用いる．電力計の計測精度は $\pm 0.1\%$ F.S. である．スパンは 6.0kW に設定する．

圧縮機回転数，室内外ファンの回転数は機器の操作量を記録した．定常実験での潜熱負荷計測はドレン水を貯めておき，室内吹出温度と大気圧から求めた凝縮潜熱とドレン水の量から算出する．

Table 5.2 Experimental equipment

圧力センサ	型式：FP101A-F 代表レンジ：0～500kPa 精度：±0.25%	横河電機
熱電対	T型熱電対 Class 1 リボンタイプ 12 対	藤本科学
電力計	型式：3331 POWER HITESTER 最大入力：電圧 600V（実効），1100V（ピーク） ：電流 60A（実効），90A（ピーク） 使用周囲環境：0～40℃，湿度 85%RH 以下 <確度> 1 ～ 5Hz : ±12%f.s. 3 ～ 30Hz : ±1.5%f.s. 30～500Hz : ±0.1%rdg., ±0.2%f.s.	日置電機
スキャナ	型式：R7210 最大チャンネル数：50 使用周囲環境：0～40℃，湿度 85%RH 以下	アドバンテ スト
スイッチ カード	型式：72101B チャンネル数:10 スイッチ種類：低熱起電力，メカニカルリレー 熱起電力：±1.0μV 以下 スイッチング時間：2.6ms 以下 絶縁抵抗：10 ¹⁰ Ω 以下 信号回路抵抗：500mΩ 以下 静電容量：5/20pF 以下（スイッチ ON/OFF）	アドバンテ スト
ケーブル 接続端子	型式：72109A 端子数：44 絶縁抵抗：10Ω 以下 静電容量：4pF 以下	アドバンテ スト
デジタル マルチメータ	型式：R6871E 測定方式：積分方式 使用周囲環境：0～40℃，湿度 85%RH 以下 直流電圧(レンジ 200mV) 分解能：0.1μV 入力インピーダンス：10 ¹⁰ Ω 以下 測定確度：0.0025% of rdg+35digit 直流電圧(レンジ 20V) 分解能：0.1μV 入力インピーダンス：10 ¹⁰ Ω 以下 測定確度：0.0012% of rdg+4digit	アドバンテ スト

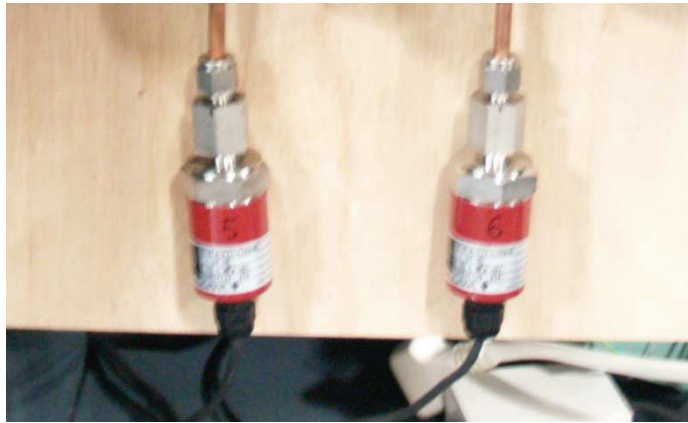


Fig. 5.5 Pressure transducer



Fig. 5.6 Thermocouple



Fig. 5.7 Watt meter

5.5. 結果と考察

圧縮機，室内・室外ファン，室内温度を固定した状態で室外温度を変化させた．この時膨張弁は機器の制御に任せた．実験条件を Table 5.3 にまとめる．実験条件は定格運転と中間運転を想定した上で，外気温度をパラメータとしている．実験機では蒸発器出口過熱度が制御されているため，これを再現するために解析では蒸発器での出口比エンタルピが実験結果と一致する膨張弁開度を設定した．

本研究では非定常解析モデルを構築しシミュレーションを行う．シミュレーションでは十分に間が経過し，圧縮機吸込み圧力の変化が $0.1\text{kPa}/10\text{min}$ 以下となった時に定常と判断する．

解析と実験結果の一例として，外気温度 35°C の時の P-h 線図を Fig. 5.8 に示す．また，凝縮機，蒸発機の熱交換量および圧力を Fig. 5.9 に示す．結果，幅広い運転負荷状態において，室外・室内熱交換器共に，熱交換能力で誤差約 10% 程度の精度が確認できた．

Table 5.3 Simulation and experimental conditions

	Case1	Case2
Compressor	2980rpm	1065rpm
Expansion valve	Super heat control	
Indoor fan	1250 rpm	
Outdoor fan	820 rpm	540 rpm
Indoor temperature	$27^\circ\text{C}(\text{dry})/19^\circ\text{C}(\text{wet})$	
Outdoor temperature	$27\text{-}35^\circ\text{C}$	

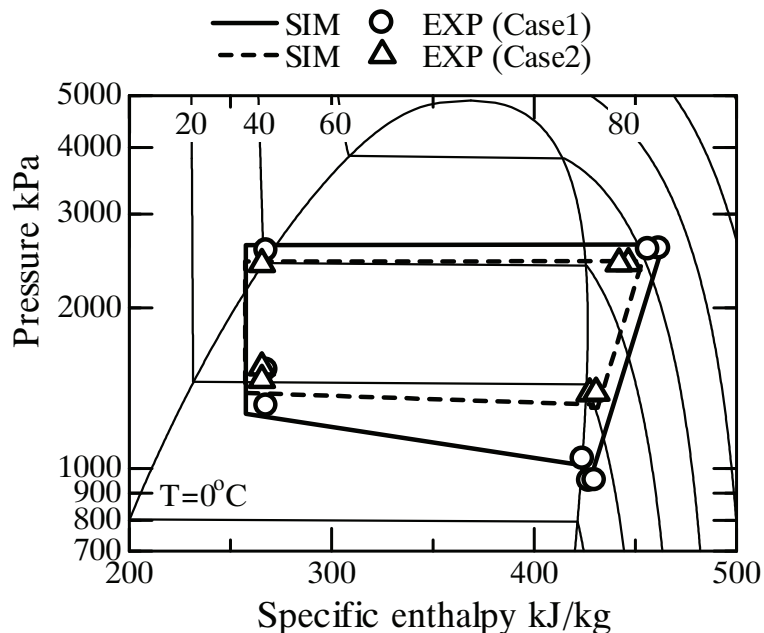


Fig. 5.8 P-h diagram($T=35^\circ\text{C}$)

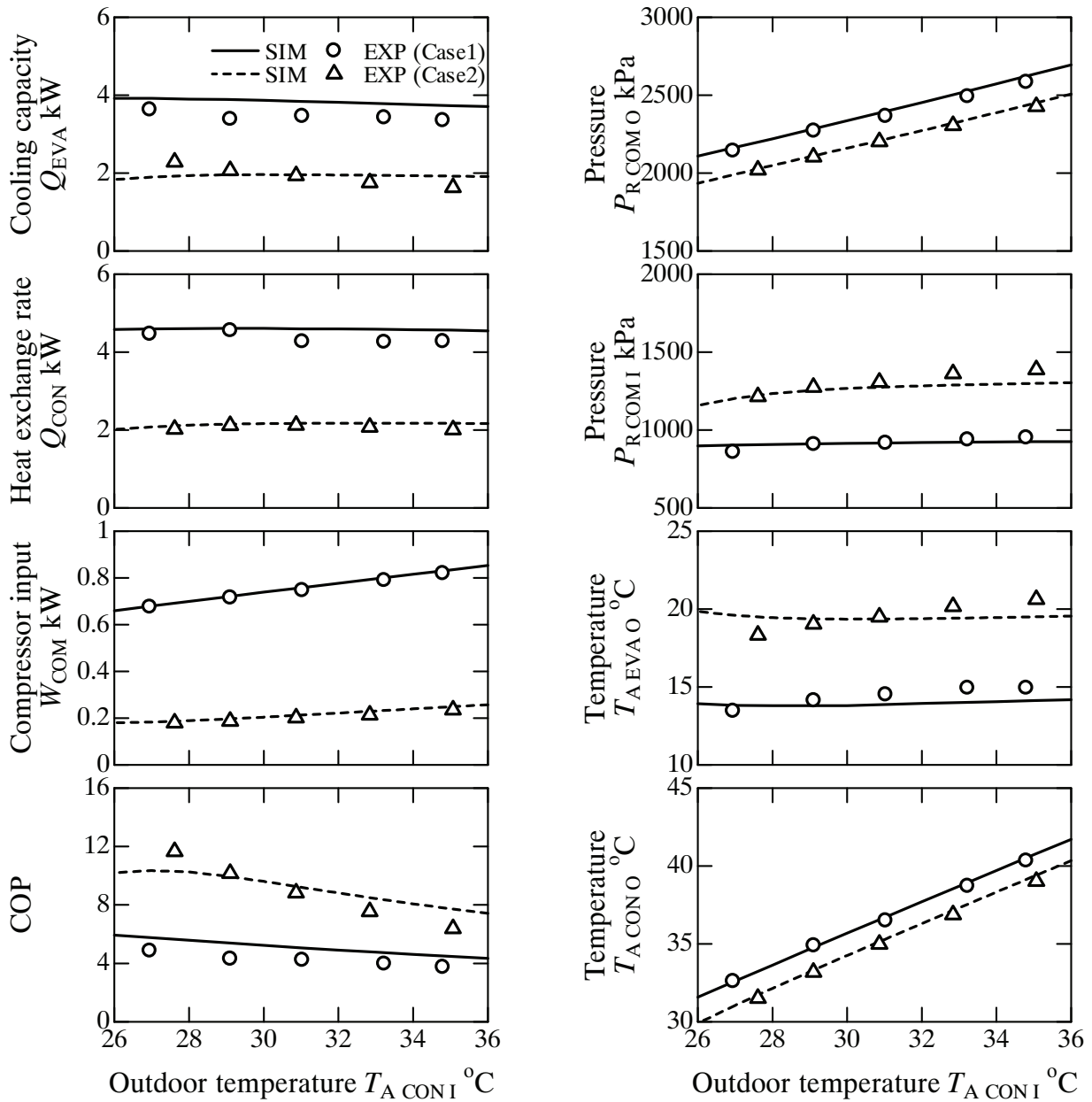


Fig. 5.9 Simulation and experimental results

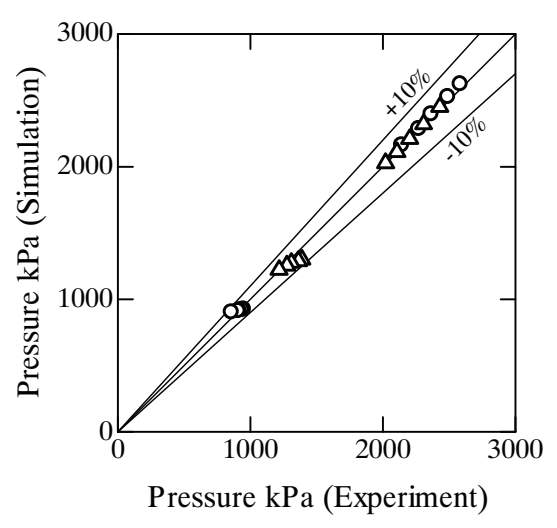
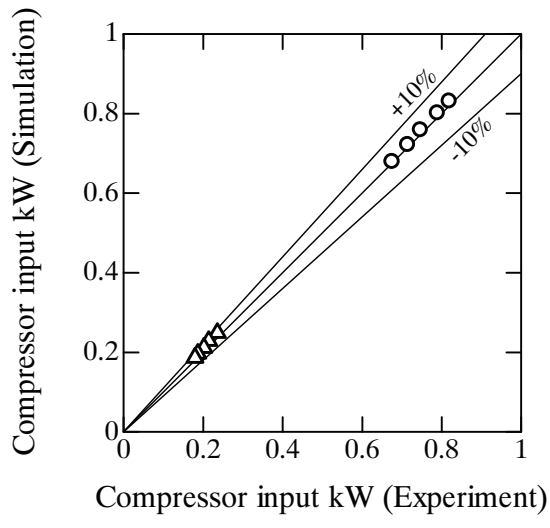
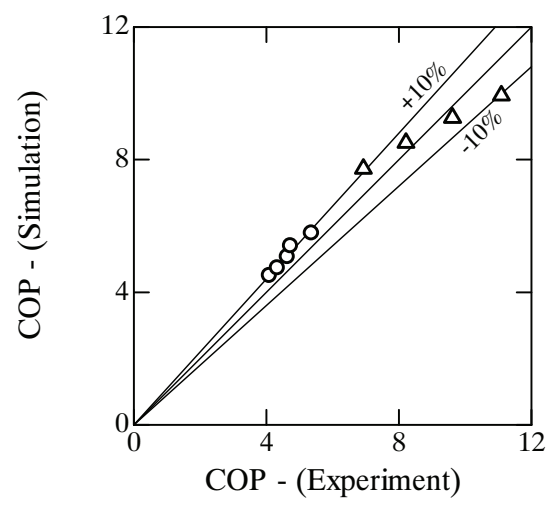
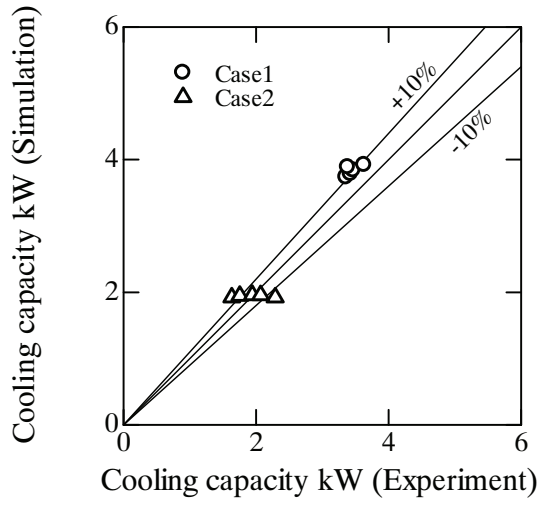


Fig. 5.10 Simulation and experimental results

第 6 章 非定常解析

6.1. 概要

本章では数理モデルの妥当性を確認するために、非定常状態での検証を行う。そのため、実機による実験結果と非定常解析結果の比較検討を行う。

6.2. 対象とするシステム

本章で対象とするシステムのフローを Fig. 6.1 に示す。このシステムは最も基本的な単段の圧縮式サイクルを採用している。このため、構成要素は、サイクルを構成するのに最低限必要な圧縮機、膨張弁、蒸発器、凝縮器、冷暖房を切り替えるための四方弁の他、冷媒の過渡的な液戻りを防止するためのアキュムレータからなり、それぞれの要素は配管により接続されている。よって、本研究で対象とするシステムは、Fig. 6.1 の破線で示す境界内とする。

本システムを駆動する制御系としては、室内機への吸い込み温度を一定とするように圧縮機の回転数を操作する制御系と蒸発器出口の過熱度を一定とするように膨張弁の開度を操作する制御系を基本として様々な機器の保護制御が搭載されている。

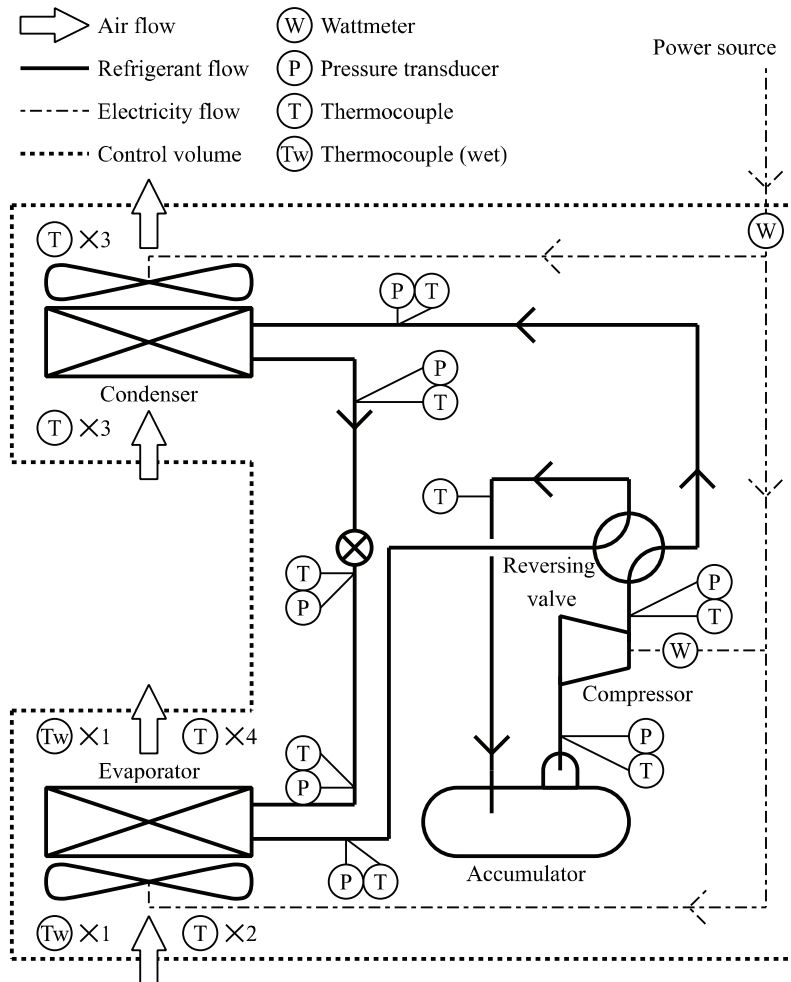


Fig. 6.1 Compression type heat pump

システム全体の評価指標である COP を示す。COP は以下のように室内ユニットでの熱交換量とシステムの全消費電力の比で表される。

$$COP_{\text{SYS}} = \frac{Q_{\text{IND}}}{E_{\text{SYS}}} \quad (6.1)$$

COP 算出に当たり、システム全体の消費電力と室内機冷房能力の算出方法を以下に示す。システム全体の消費電力はファンと圧縮機の消費電力から算出する。冷房能力は蒸発器冷房能力から室内ファンの消費電力を差し引いたものとする。

$$E_{\text{SYS}} = E_{\text{COM}} + E_{\text{IFAN}} + E_{\text{OFAN}} \quad (6.2)$$

$$Q_{\text{IND}} = Q_{\text{EVA}} - E_{\text{IFAN}} \quad (6.3)$$

6.3. システム数理モデル

3章で述べた数理モデルに接続条件を与えることで圧縮式ヒートポンプ全体のシステム数理モデルを構成する。Fig. 6.2 に各要素の接続を示す。凝縮器ファンは凝縮器の下流側に設置する。蒸発器ファンは蒸発器の上流側に設置する。冷媒側のシステムを構成する接続条件は、例えば冷媒の圧縮機前後では、次のようになる。

$$\mathbf{x}_{\text{R,COM,O}} = \mathbf{x}_{\text{R,TUBI,I}} \quad (6.4)$$

$$\mathbf{x}_{\text{R,ACC,O}} = \mathbf{x}_{\text{R,COM,I}} \quad (6.5)$$

また、空気側の接続例として、蒸発器と室内ファンの間の条件は以下の通りである。

$$\mathbf{x}_{\text{A,IFAN,O}} = \mathbf{x}_{\text{A,EVA,I}} \quad (6.6)$$

ここで

$$\mathbf{x}_{\text{R}} = (G_{\text{R}}, P_{\text{R}}, h_{\text{R}})^{\text{T}} \quad (6.7)$$

$$\mathbf{x}_{\text{A}} = (G_{\text{A}}, P_{\text{A}}, h_{\text{A}}, X_{\text{A}})^{\text{T}} \quad (6.8)$$

である。その他の要素間の接続については Fig. 6.2 を参照されたい。

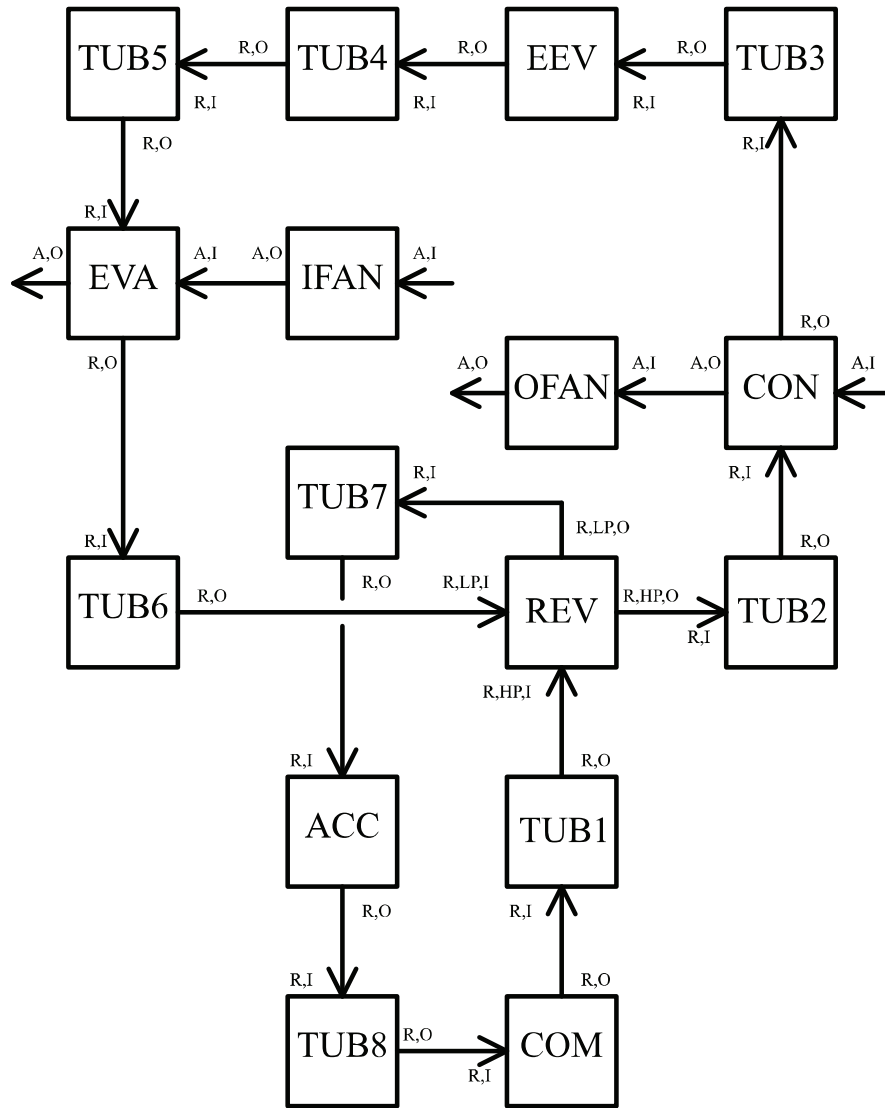


Fig. 6.2 Connecting condition

本システムと外界との間に設定される境界条件は以下の通りである．境界条件としては室内機，室外機についてそれぞれ，空気吸込の圧力，比エンタルピ，絶対湿度と空気吹出の圧力を与えることとなる．

$$P_{A,IND,I} = P_{A,IFAN,I} \quad (6.9)$$

$$h_{A,IND,I} = h_{A,IFAN,I} \quad (6.10)$$

$$X_{A,IND,I} = X_{A,IFAN,I} \quad (6.11)$$

$$P_{A,EVA,O} = P_{A,IND,O} \quad (6.12)$$

$$P_{A,CON,I} = P_{A,OUT,I} \quad (6.13)$$

$$h_{A,CON,I} = h_{A,OUT,I} \quad (6.14)$$

$$X_{A,CON,I} = X_{A,OUT,I} \quad (6.15)$$

$$P_{A,OFAN,O} = P_{A,OUT,O} \quad (6.16)$$

6.4. 実験

本研究に用いる実験機として業務用パッケージエアコンディショナを示す．室外ユニットを Fig. 6.3 に，室内ユニットを Fig. 6.4 に示す．室内機は天井埋込み・カセットタイプであり，定格冷房能力は 7.1kW，消費電力は 1.81kW である．本システムの主構成要素は，フィンチューブ型の蒸発器と凝縮器，電子膨張弁，スクロール圧縮機である．室内機は天井埋め込みタイプとなっている．フローは Fig. 6.1 に示すものと同様である．本装置の仕様は Table 6.1 のようになる．

Table 6.1 Specification

名称	諸元	製造会社
室内機	型式：FHCP80BA 送風方式：ラウンドフロータイプ 電源：200V 1φ 50/60Hz	ダイキン工業
室外機	型式：RZZP80BAT 送風方式：直接吹出型 電源：200V 3φ 50/60Hz	ダイキン工業
圧縮式空調機 (上記室内外機の組合せ)	定格冷房能力：7.1 kW 定格冷房消費電力：1.81 kW 定格標準暖房能力：8.0 kW 定格標準暖房消費電力：1.67 kW	ダイキン工業



Fig. 6.3 View of outdoor unit



Fig. 6.4 View of indoor unit

計測装置としては、Fig. 6.1 に示すように熱電対、圧力伝送器を設置する。空気側は室内吸込みを 2 点、吹出しを 4 点、室外吸込みを 3 点、吹出しを 3 点それぞれ計測し、値を平均して用いる。ファン、圧縮機の消費電力を測定するために電力計を設置する。

熱電対は JIS C1602 の class1 を用いており、水晶温度計を用いた校正により精度 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ を確認している。管内冷媒温度の測定には、これを管外に貼りつけ、断熱材で覆っている。圧力伝送器は精度 0.25%F.S. であり、スパンは 5000kPa である。電力計の計測精度は $\pm 0.1\%$ F.S. である。スパンは 6.0kW に設定する。これらの実験データは約 13 秒毎にデータロガーにより取得する。

圧縮機回転数、膨張弁開度、室内外ファンの回転数は機器の操作量を記録する。

定常実験での潜熱負荷計測はドレン水を貯めておき、室内吹出温度と大気圧から求めた凝縮潜熱とドレン水の量から算出する。除湿を確認した場合、ドレン水は最低でも 20 分間貯めることとする。なお、非定常実験で除湿は確認されなかった。

Table 6.2 Experimental equipment

圧力センサ	型式：FP101A-F 代表レンジ：0～500kPa 精度：±0.25%	横河電機
熱電対	T型熱電対 Class 1 リボンタイプ 12 対	藤本科学
電力計	型式：3331 POWER HITESTER 最大入力：電圧 600V（実効），1100V（ピーク） ：電流 60A（実効），90A（ピーク） 使用周囲環境：0～40℃，湿度 85%RH 以下 <確度> 1～5Hz : ±12%f.s. 3～30Hz : ±1.5%f.s. 30～500Hz : ±0.1%rdg., ±0.2%f.s.	日置電機
スキャナ	型式：R7210 最大チャンネル数：50 使用周囲環境：0～40℃，湿度 85%RH 以下	アドバンテ スト
スイッチ カード	型式：72101B チャンネル数：10 スイッチ種類：低熱起電力，メカニカルリレー 熱起電力：±1.0μV 以下 スイッチング時間：2.6ms 以下 絶縁抵抗：10 ¹⁰ Ω 以下 信号回路抵抗：500mΩ 以下 静電容量：5/20pF 以下（スイッチ ON/OFF）	アドバンテ スト
ケーブル 接続端子	型式：72109A 端子数：44 絶縁抵抗：10Ω 以下 静電容量：4pF 以下	アドバンテ スト
デジタル マルチメータ	型式：R6871E 測定方式：積分方式 使用周囲環境：0～40℃，湿度 85%RH 以下 直流電圧(レンジ 200mV) 分解能：0.1μV 入力インピーダンス：10 ¹⁰ Ω 以下 測定確度：0.0025% of rdg+35digit 直流電圧(レンジ 20V) 分解能：0.1μV 入力インピーダンス：10 ¹⁰ Ω 以下 測定確度：0.0012% of rdg+4digit	アドバンテ スト

6.5. パラメータ同定

本実験では、市販されている実機を用いているため、必ずしも機器の詳細な構造定数、機器効率等のすべての情報を前もって得られるわけではない。このため、数値計算を実施するにあたり、実機の実験結果をもとに決定する必要があるいくつかの因子がある。これらを決定するために定常実験及び解析を行う。

導出することが必要な因子は、圧縮機断熱効率、圧縮機体積効率、インバータ効率、膨張弁流量係数、四方弁熱コンダクタンス、ファン流量特性、ファン消費電力特性である。

定常実験では実験機を定常運転させデータを取得する。この時、冷媒流量は凝縮器出口と蒸発器出口の比エンタルピ差と空気側から求めた蒸発器交換熱量を用いて算出する。蒸発器の入口は二相域であるため、凝縮器の出口比エンタルピを用いる。

圧縮機断熱効率、圧縮機体積効率、インバータ効率は実験によって得られた圧縮機消費電力、システム消費電力、圧縮機前後の冷媒状態から算出する。膨張弁の流量係数と流路断面積は定格時の流量、弁開度、圧力差、密度から導出する。なお、定格時以外は、膨張弁パルスと流路断面積が比例関係にあるものとする。四方弁の熱コンダクタンスは、四方弁前後の温度と冷媒流量から算出する。ファン消費電力特性はファンの特性実験を別途行い、ファン消費電力を回転数の関数とする近似曲線から求める。

その他、熱交換器や配管、圧縮機などの仕様については実験機を参考にして Table 6.3, Table 6.4 の通りに設定した。たとえば蒸発器の直径は、実機では列によって異径の伝熱管が採用されているが、解析中ではすべて一定としている。

Table 6.3 Simulation parameter

	Length, L , m	Diameter, D_{out} , mm
CON	80.33	8.5
EVA	114.8	5.5
Tube1	1.00	12.7
Tube2	1.55	15.9
Tube3	1.60	9.52
Tube4	0.30	9.52
Tube5	5.00	9.52
Tube6	4.55	15.9
Tube7	0.20	12.7
Tube8	0.10	12.7

Table 6.4 Simulation parameter

	Volume, V, L	Displacement, V, cc
Compressor	-	25.9
Accumulator	3.0	-

$$e_{\text{SIM}} = \frac{Q_{\text{ODU}}}{Q_{\text{IDU}} + (W_{\text{COM}} + E_{\text{IFAN}} + E_{\text{OFAN}})} \times 100 \quad (6.17)$$

$$e_{\text{EXP}} = \frac{Q_{\text{ODU}}}{Q_{\text{IDU}} + E_{\text{SYS}}} \times 100 \quad (6.18)$$

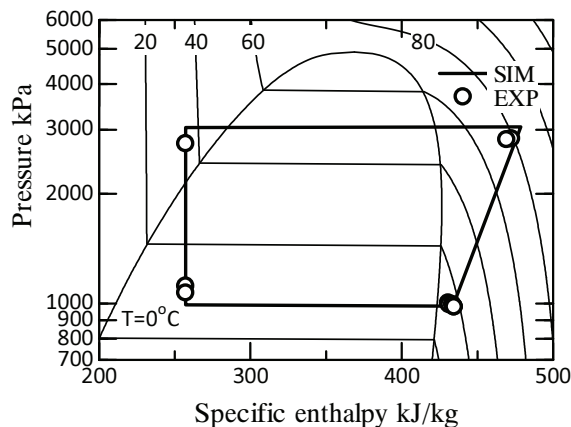


Fig. 6.5 Simulation and experimental results on Ph diagram
(Rated cooling condition)

Table 6.5 Comparison of simulation and experimental results

	Experiment	Simulation	
Q_{IDU}	6.80	6.71	kW
Q_{ODU}	9.15	8.49	kW
W_{COM}	1.66	1.69	kW
E_{IFAN}	-	0.0339	kW
E_{OFAN}	-	0.0610	kW
E_{SYS}	1.86	1.88	kW
COP_{SYS}	3.65	3.57	-
e	105.7	100.0	-

6.6. 結果と考察

非定常断続運転での結果について述べる．まず実験では実験機を 25℃ 設定で運転させる．この時，ヒーターを用いて室内に一定の熱負荷を与え，室外側は外気を直接導入する．室内側の熱負荷は定格冷房能力に比べて低い値とすることにより，断続運転を発生させる．室内機ファンと室外機ファンについては常に一定回転数となるよう外部から指令を与える．

圧縮機回転数，膨張弁開度，室内温度は機器の制御と室内負荷によって決定されるため，成り行きとなる．上記の条件で周期的に断続運転を発生させ，実験結果を取得する．Fig. 6.6 には，得られた結果の中で，圧縮機回転数を例示する．図に示すように約 750 秒周期で断続運転が発生した．

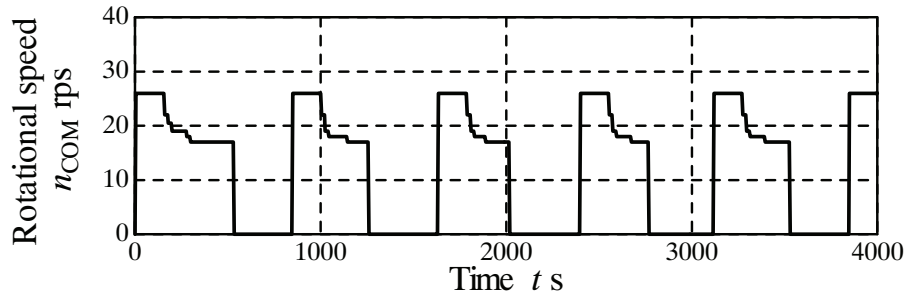


Fig. 6.6 Experimental data of compressor rotational speed

解析結果の妥当性を検証するために，解析は実験と同条件で解析を行う．解析に入力として必要な項目は圧縮機回転数，膨張弁開度，室内ファン回転数，室外ファン回転数，室内機吸込空気温度，室内機吸込空気湿球温度，室外機吸込空気温度である．これらの値は実験によって取得されるため離散的な値をとる．このため，解析の入力として扱うにあたって，線形補間を行い，連続的なデータとして扱う．

構築した数理モデルは様々な冷媒に対応が可能であるが，本研究で対象としている実験機には冷媒として R410A が採用されている．そこで本研究でも R410A の物性を採用して数値解析を実施する．なお，解析に必要な R410A の熱物性値は REFPROP から導出する．湿り空気は文献^{90),91)}から導出する．

これまでに述べたように，実験では Fig. 6.6 に示すような断続運転が発生した．そこで，構築した数理モデルにより，このような断続運転が模擬できるかどうかを検討する．なお，以降はこの断続運転一周期分について議論する．一周期分についての解析結果を Fig. 6.7 に示す．図中には，モデルの妥当性を検証するために実験結果も示している．

実験結果では圧縮機が断続的に起動と停止を繰り返し，各所の圧力や温度が大きく変化しているにもかかわらず，解析結果と実験結果は比較的良く一致している．システム消費電力は停止中にやや差異がみられるが運転中のほぼすべての領域で 10% 程度の誤差での再現が可能である．冷房能力は起動直後，停止直前に比較的大きな差異がみられるものの，運転が安定すると実験結果と解析結果はほぼ一致する．

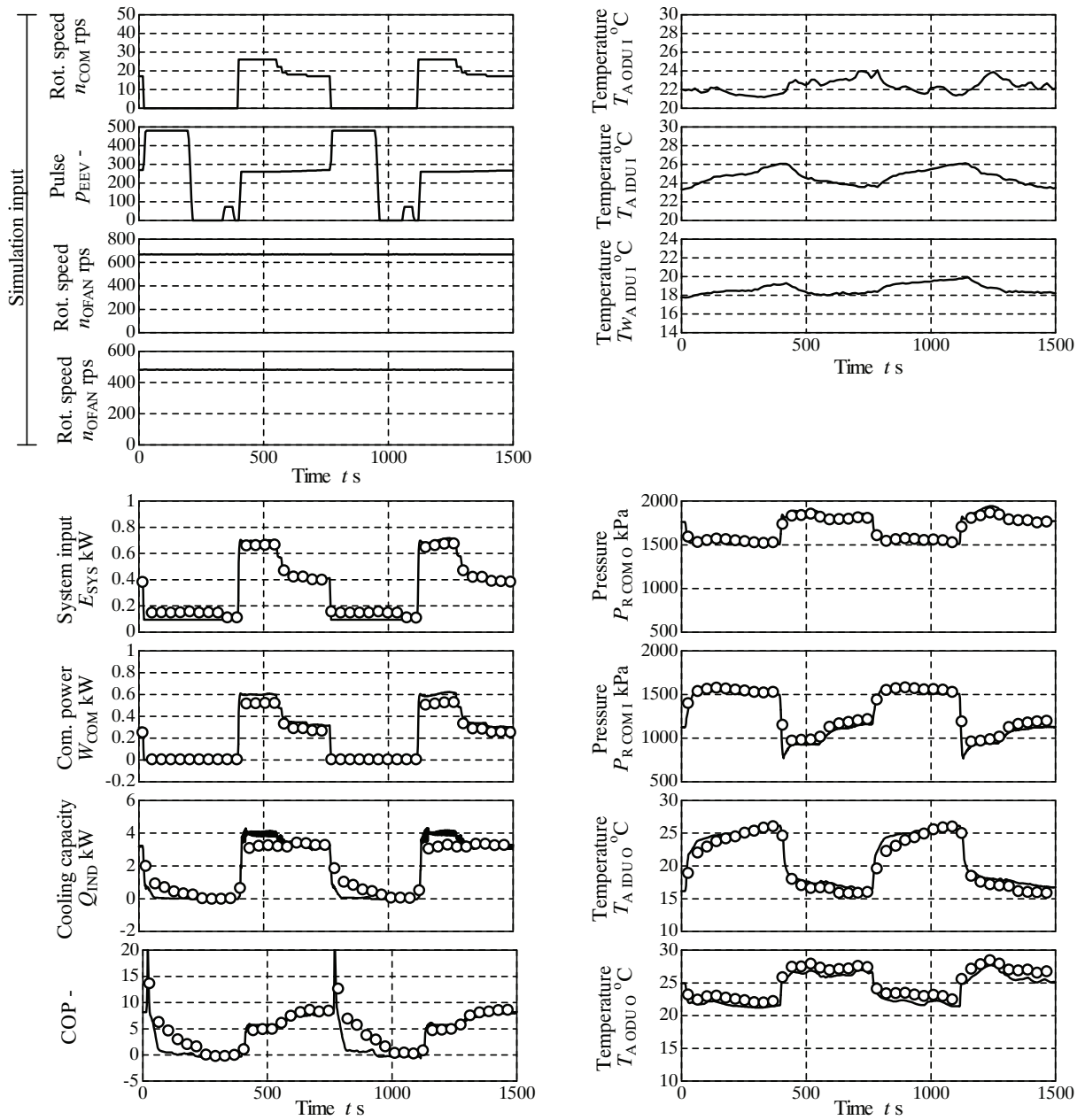


Fig. 6.7 Comparison of experimental and simulation results

非定常的な妥当性を確認するために、圧縮機が起動する時刻を t_{SU1} 、圧縮機が停止する時刻を t_{SD} 、再び圧縮機が起動する時刻を t_{SU2} として式(6.19)と(6.20)の指標を用いて、圧縮機運転中と停止中の冷房能力の積分値により差異を確認する。この時の1サイクルは Fig. 6.7 の 407～1126 秒とした。結果を Fig. 6.8 と Fig. 6.9 に示す。

$$e_{Q1} = \frac{\int_{t_{SU1}}^{t_{SU1}+t_x} Q_{IDU,SIM} dt - \int_{t_{SU1}}^{t_{SU1}+t_x} Q_{IDU,EXP} dt}{\int_{t_{SU1}}^{t_{SU1}+t_x} Q_{IDU,EXP} dt} \times 100 \quad (6.19)$$

$$e_{Q2} = \frac{\int_{t_{SD}}^{t_{SU2}+t_x} Q_{IDU,SIM} dt - \int_{t_{SD}}^{t_{SU2}+t_x} Q_{IDU,EXP} dt}{\int_{t_{SD}}^{t_{SU2}+t_x} Q_{IDU,EXP} dt} \times 100 \quad (6.20)$$

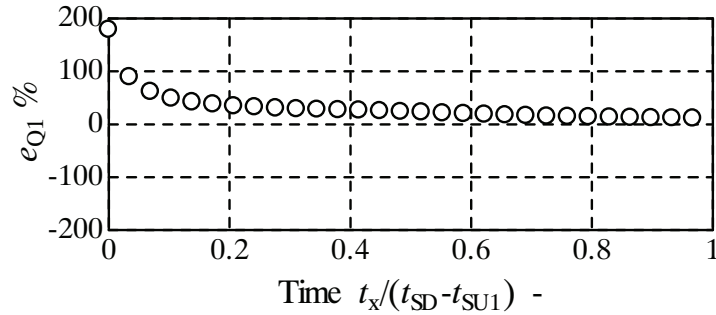


Fig. 6.8 Relative error between Start-up and Shut-down

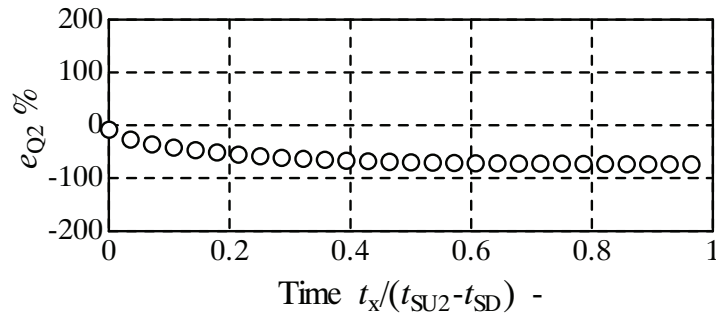


Fig. 6.9 Relative error between Shut down and Start-up

Fig. 6.7 における 1 サイクルである 407 秒から 1126 秒間の平均冷房能力，平均消費電力，平均 COP は Table 6.6 のようになる．圧力は圧縮機が起動した直後に低圧側の差異がやや大きくなるが，圧縮機前後ともに実験結果と解析結果が非常によく一致している．その他のパラメータも比較的良い精度で再現が可能である．

Table 6.6 Simulation results (average 407-1126sec)

	EXP	SIM	$\frac{SIM-EXP}{EXP} \times 100$
$Q_{IND\ AVE}$ kW	1.82	1.79	- 1.65
$E_{SYS\ AVE}$ kW	0.337	0.323	- 4.15
$COP_{SYS\ AVE}$ -	5.39	5.55	+ 2.97

全体としては，比較的实验結果を再現できている．差異の要因としては，停止時の冷媒の分布等まだ考慮できていない現象も多く存在する．起動直後と停止直後に冷房能力に比較的大きな差異がみられるが，この要因としては以下のことが考えられる．熱交換器では伝熱管部分の熱容量は考慮しているが，フィン部分の熱容量は考慮していない．さらに，実験機筐体の熱容量も考慮していないため，実験結果に比べて解析結果の応答が早いと考えられる．

これらについては，詳細な数理モデルの構築とともに内部の冷媒の流動の可視

化等を含めた詳細な実験を通じて解明していく予定である。

第 2 部 エネルギーシステム汎用解析シミュレータの 構築

第7章 ヒートポンプシミュレータ

7.1. 概要

本章では、4章に述べたモジュラー解析手法を基本ロジックとし、3章に述べた妥当性の確認された数理モデルを搭載したヒートポンプシミュレータについて述べる。

7.2. シミュレータの概要

Energy Flow+Mは、筆者らが確立してきたモジュラー解析手法を基本計算ロジックとして、ユーザーが解析手法を意識することなく容易かつ詳細にエネルギーシステムの解析を実現するために開発された汎用エネルギーシステムシミュレータである。Energy Flow+Mの基本ロジックとして採用しているモジュラー解析手法については4章を参照されたい。

本手法を採用することにより、Energy Flow+Mでは、Fig. 7.1に示すようにGUI上で図的に表現されたそれぞれの構成要素の入出力ポートを接続線で結ぶことによりエネルギーシステム全体の解析が可能となる。

本シミュレータの大きな特徴は、構成要素をひとつずつ単体で表現しているため、もしエネルギーシステムのフロー、構成要素が変更になった場合でも、接続線を変更するだけで容易にシステム解析が可能であり、大規模エネルギーシステムの解析や、ハイブリッドシステム等の解析が容易に実現できる点である。

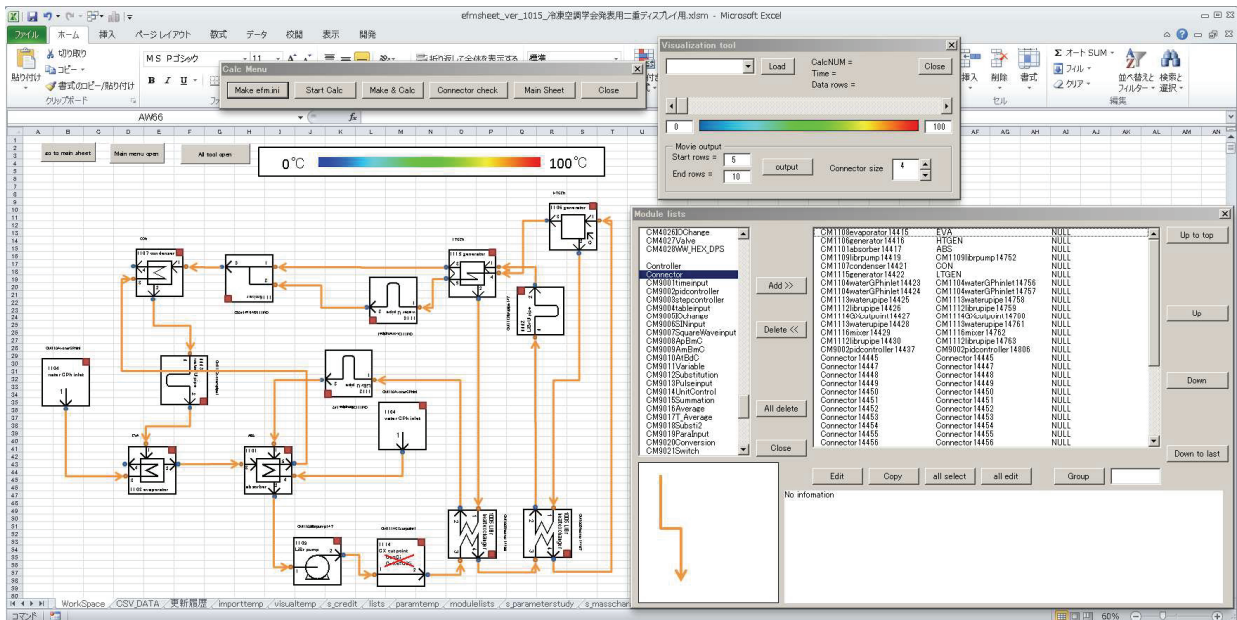


Fig. 7.1 View of Energy Flow+M

7.3. シミュレータ全体の構成

Energy Flow+M の構成を Fig. 7.2 に示す。Energy Flow+M は内部で 3 つの層によって構成されている。ユーザーとの入出力を行う入出力層、システム全体の計算を制御する制御層、個々のモジュールの計算を行う計算層である。本シミュレータの入出力層にはマイクロソフトエクセルを用いている。制御層と計算層は C++ によって記述されている。以下にそれぞれの層の役割を示す。

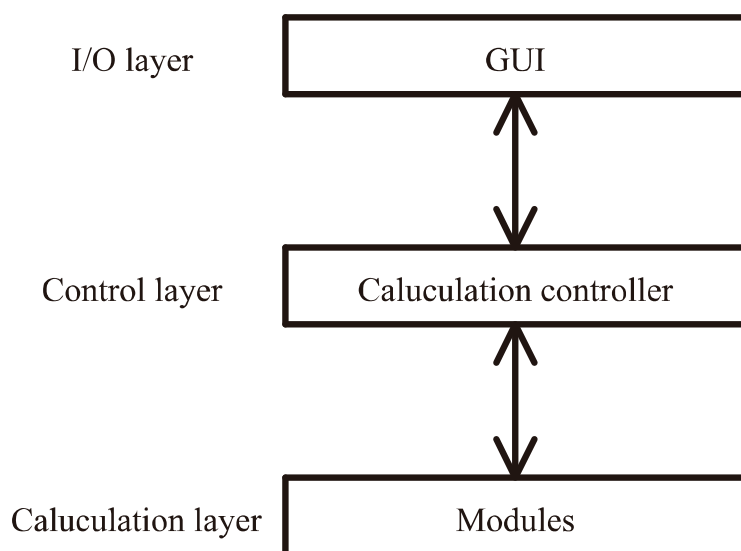


Fig. 7.2 Layer of simulator

・ 計算層

計算層は Energy Flow+M における第 1 層であり、システム解析に必要な要素モジュール群からなる。3 章で述べた数理モデルはすべて計算層に含まれる。計算層では、制御層から転送されたモジュールパラメータを変数に格納し、実際に計算を行う。計算結果は制御層に転送される。また、モジュールの初期化ルーチンや時間ステップの更新ルーチンも記述されており、同様に制御層からの要求によって実行される。

・ 制御層

制御層は Energy Flow+M における第 2 層である。この層では、入出力層から転送されてきたモジュールの接続情報やモジュールのパラメータ情報を元に、計算層へパラメータの転送及び計算の要求を行う。制御層では計算層からの計算結果の転送を受けて、モジュラー解析理論に基づき解析が行われる。計算条件に合致するように収束計算が行われるため、制御層で 1 回の計算を行う度に計算層へは何度もパラメータの転送と計算の要求が行われる。また、計算層への初期化や時間ステップの更新なども要求する。

・ 入出力層

入出力層は Energy Flow+M における第 3 層である。この層では、ユーザーからのモジュールの接続情報、モジュールパラメータ、計算条件の入力を受け付ける。これによってモジュールの接続情報を構築し、この情報を制御層へ転送する。また、制御層から転送された解析結果の表示やグラフ化を行う。

Energy Flow+Mの特徴は，以上のようなそれぞれの役割を担う部分が層として分離されていることにある．これにより，GUIなどの入出力層を個別ユーザーの使い勝手にあわせて対応させたり，計算層に新たなモジュールを追加したりすることが極めて容易となった．

7.4. シミュレーションフロー

本シミュレータの実行時のフローを Fig. 7.3 と以下に述べる．

- 1) シミュレーションの計算条件を GUI に入力する．計算条件とは，モジュールの接続，パラメータなどである．GUI が計算の条件を計算制御プログラムへ転送する．
- 2) 計算制御プログラムは，計算条件を解析し，計算に必要なモジュールの呼び出し，モジュールへのパラメータの格納，モジュールへ計算の実行指令を出す．
- 3) 計算プログラムから呼び出されたモジュールは，与えられたパラメータで計算を行い，計算結果を計算制御プログラムへ転送する．結果を受けた計算制御プログラムは，計算の収束条件などを判断し，計算の条件に合致するまで，2) と 3) を繰り返す．
- 4) 計算が終了すると計算制御プログラムは計算結果を出力し，GUI が結果を表示する．

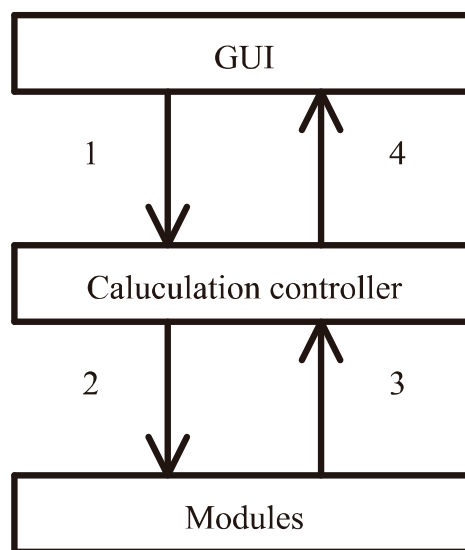


Fig. 7.3 Simulation flow

7.5. クラス構造

Energy Flow+Mのうち、第1層であるモジュール計算部分と第2層である計算制御部分はC++によって記述されている。このクラス図をFig. 7.4に示す。CCellModuleクラスがモジュールの計算を行う部分であり、本シミュレータの第1層にあたる。CCycleSystemModuleクラスがシステム全体の計算を制御する計算制御部分であり、本シミュレータの第2層にあたる。それぞれのクラスの説明を表Table 7.1にまとめる。

Table 7.1 Class of Energy Flow+M

CCycleSystemModule	サイクル計算クラス。ファイルの読み取り、サイクル計算、ファイル出力全てを統括する。
CCellModule	モジュール計算クラス。このクラスに各モジュールの計算コードが格納されている。
CSuperModule	CCycleSystemModuleとCCellModuleの両方で使うクラスやパラメータがまとめて格納されている。
CiniReader, CiniElement, CiniValue	入出力層から出力されたiniファイルを読み取るクラス群。
CMaster222, CCSVFile	CSVファイル読み取りクラス。CMaster222はファイル内の時系列データを比例補間する。
CConnectorParameter	モジュール間の接続関係が格納されるクラス
CbasicParameter	基本定数クラス。円周率や重力加速度などを格納する。
CStructureParameter	長さや面積といった構造値を格納するクラス。
CfluidParameter	温度や圧力といった流体のパラメータを格納するクラス。
CPressureDropAndHeatTransfer, CPDHT00XX	圧損・伝熱計算クラス。CPDHTに様々な相関式を格納している。
DXProperty, DXFluid	refpropの物性データを読み込むクラス。DXFluidに物性データが格納される。
PropertyWater, PropertyAir, PropertyLithiumBromide, PropertyNaClaq	水、空気、臭化リチウム、塩化ナトリウム水溶液の物性値計算クラス。
CNewtonRaphsonMethod	Newton-Raphson法により収束計算を実行するクラス。
CBisectionMethod, CBisectionMethod2	2分法による求解アルゴリズムクラス。
CGeneticAlgorithm, CGAIndividual, CGAVariable	遺伝的アルゴリズムにより最適化を実行するクラス。

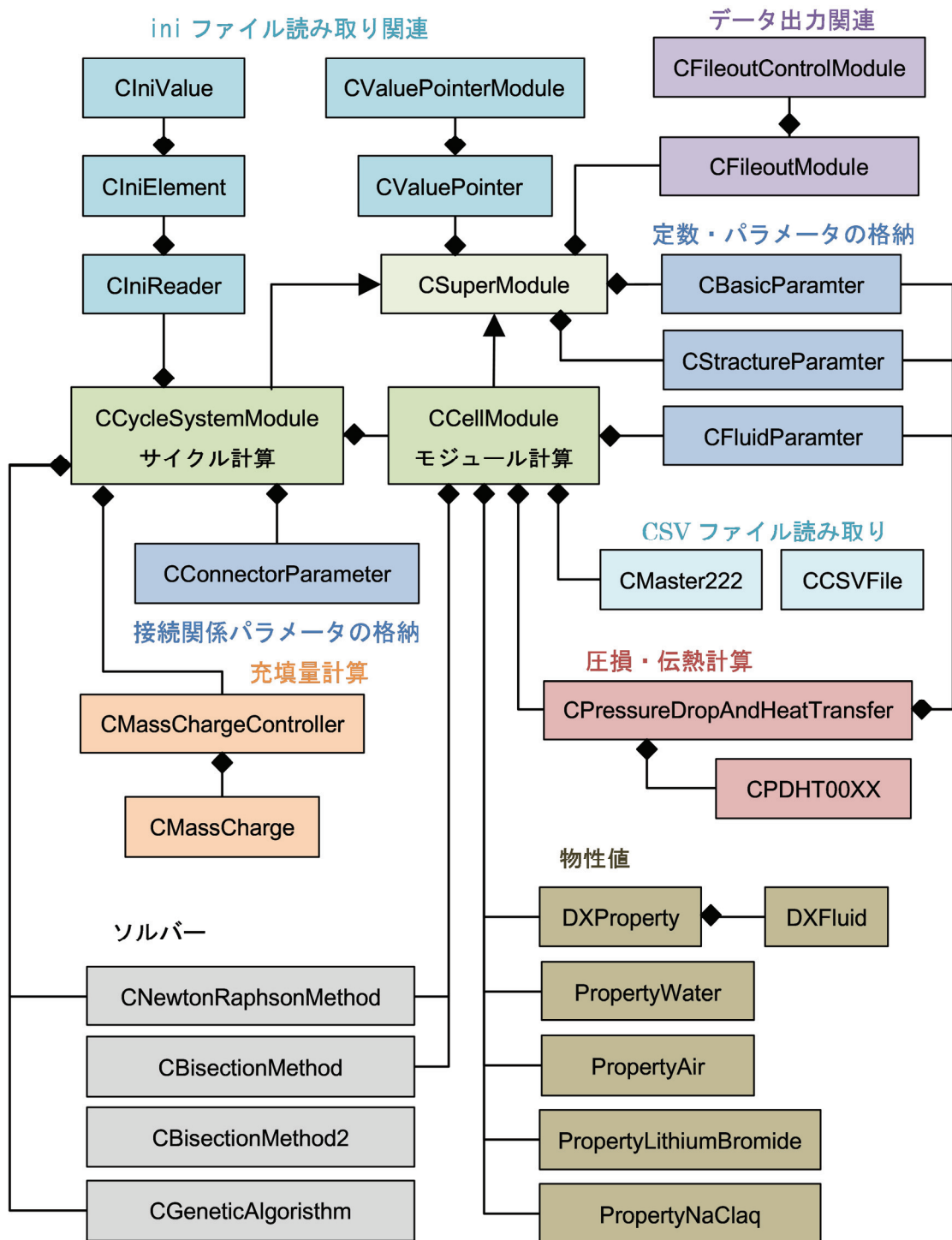


Fig. 7.4 Class diagram

第 8 章 計算層

8.1. 概要

本章では Energy Flow+M の第 1 層である計算層について述べる。

8.2. 計算層の役割

計算層では主にモジュールの計算が行われる。そのためモジュールの数理モデルの計算が主であるが、それ以外にも初期化や時間ステップ更新時の処理などが記述されている。

また、計算層のモジュールには接続モジュールと制御モジュールの 2 種類が存在する。接続モジュールはポートと言われる入出力端子を介して、他のモジュールと接続することができる。

8.3. 接続モジュールの構成

各モジュールには、init 関数、setup 関数、calc 関数、renew 関数、outletcheck 関数がある。それぞれの関数は、制御層から呼び出される。以下にそれぞれの関数の役割を示す。

・ init 関数

この関数では、モジュールの初期化が行われる。初期化に必要な処理は、ポート属性の設定と変数の設定である。その他、モジュールによってはニュートン法の初期化や初期値設定のための簡単な計算を行うことがある。

ポート属性の設定では、ポートの出入口設定とポートタイプの設定を行う。ポートタイプは現在 5 種類から選択が可能である。種類の異なるポートを接続することはできない。また、モジュールの入口同士や出口同士を接続することはできない。モジュールは必ず同じ種類のポート、かつ、出口と入口が接続される。ポートの種類を Table 8.1 に示す。

Table 8.1 Connection type

GPh タイプ	流量 G 、圧力 P 、エンタルピ h によって接続される熱流体移流タイプ。冷媒や水などの接続に用いられる。
GPhX タイプ	流量 G 、圧力 P 、エンタルピ h によって接続される熱流体移流タイプ。湿り空気や臭化リチウム水溶液などの 2 成分流体の接続に用いられる。
QT タイプ	熱流 Q と温度 T によって接続される熱拡散タイプ。個体を伝わる熱伝導などに用いられる。
$\omega\tau$ タイプ	角速度 ω とトルク τ によって接続される回転系タイプ。エンジンの回転軸の接続などに用いられる。
QTXJ タイプ	熱流 Q 、温度 T 、濃度 X 、物質移動量 J によって接続される熱物質拡散タイプ

- **setup** 関数

この関数は、**calc** 関数の前に呼び出される。そのため計算の前処理などを記述することができる。計算の前処理が必要ないモジュールであればこの関数内には何も書かなくてよい。**int** 型の引数があり、**0** の場合は定常解析、**1** の場合は非定常解析として記述する。

- **calc** 関数

この関数は、数理モデルの計算を行うものである。そのため数理モデルが記述されている。**int** 型の引数があり、**0** の場合は定常解析、**1** の場合は非定常解析として記述する。

- **renew** 関数

この関数は、非定常計算を行う際に、時間ステップを進める。現在の値を過去の値へ代入する。

- **outletcheck** 関数

この関数は、**GPhX** 接続モジュールのポートで逆流が生じた場合に、常に風上差分として取り扱えるよう、変数の代入を行う。

8.4. 制御モジュールの構成

各制御モジュールには、**init** 関数、**setup** 関数、**calc** 関数、**renew** 関数、**outletcheck** 関数がある。それぞれの関数は、制御層から呼び出される。制御モジュールでの各関数の役割は接続モジュールと同様であるため、違いのみを述べる。

- **init** 関数

この関数では、モジュールの初期化が行われる。制御モジュールではポートがないため、ポートの初期化は不要である。初期化のための計算のみを記述する。

- **setup** 関数

制御モジュールでは **setup** 関数を使用しない。しかしクラスのメンバ関数として **setup(int)** が存在してしまうため、この関数の中には何も記述しない。

- **calc** 関数

接続モジュールの **calc** 関数と同様である。

- **renew** 関数

接続モジュールと **renew** 関数と同様である。

- **outletcheck** 関数

制御モジュールでは **outletcheck** 関数を使用しない。しかしクラスのメンバ関数として **outletcheck** が存在してしまうため、この関数の中には何も記述しない。

8.5. 熱物性値

本節では、計算層の中で用いられている熱物性値関数について述べる。

- 冷媒

冷媒の物性値計算には **REFPROP** を用いる。一般的に、圧力とエンタルピの二つの状態量が定まれば、温度や密度といった値は全て一意に定まることから、この形で関数を作成する。

$$\begin{pmatrix} T \\ \rho \\ u \\ x \\ s \end{pmatrix} = f(P, h) \quad (8.1)$$

このようにすることで、プログラムソースを記述する際に利便性を向上することができる。しかしながら **REFPROP** は内部に収束計算を含み計算速度が遅いという欠点がある。そのため、**REFPROP** を用いた計算結果を予めデータベース化し、必要に応じて抽出・補完することで高速化を実現した。

手順としては、まず、**Fig.1** に示すように **Ph** 線図上で計算に必要と考えられる範囲の計算を実施する。圧力方向に 300 点、エンタルピ方向に 300 点の格子上を計算し、合計で 90000 点の計算を予め実施しデータベースを作成する。**Fig. 8.1** における交点が計算すべき点である。

各刻み幅 (**step**) は、上限 (**max**)、下限値 (**min**) より、次のように定める。

$$T_{step} = \frac{T_{max} - T_{min}}{300} \quad (8.2)$$

$$P_{step} = \left(\frac{P_{max}}{P_{min}} \right)^{\frac{1}{300-1}} \quad (8.3)$$

$$h_{step} = \frac{h_{max} - h_{min}}{300} \quad (8.4)$$

これにより、**i** (ただし $0 \leq i < 300$) 番目の格子点は上限値と下限値から、次のように示される。

$$T_i = T_{i-1} + T_{step} = T_{min} + \frac{T_{max} - T_{min}}{300} \cdot i \quad (8.5)$$

$$P_i = P_{i-1} \cdot P_{step} = P_{min} \cdot \left(\frac{P_{max}}{P_{min}} \right)^{\frac{i}{299}} \quad (8.6)$$

$$h_i = h_{i-1} + h_{step} = h_{min} + \frac{h_{max} - h_{min}}{300} \cdot i \quad (8.7)$$

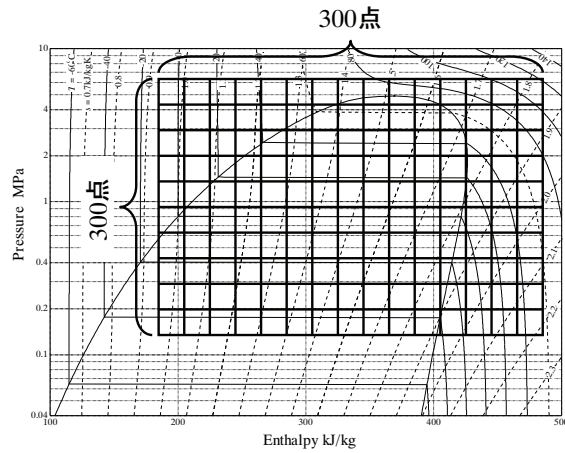


Fig. 8.1 Image of P-h data table (REFPROP)

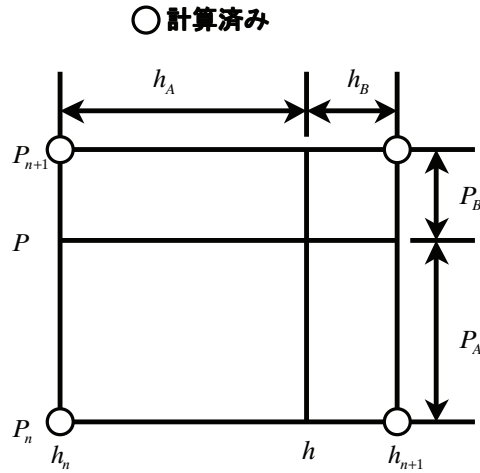


Fig. 8.2 Image of linear interpolation

この計算結果を REFPROP のように使用する場合は計算結果を補完することで、温度や密度を求める。予め格子状のデータベースを作成したため、任意の圧力とエンタルピに対して周囲に 4 点の計算結果が存在する。温度を例にとると、それぞれの格子点上の温度は以下のとおりである。

$$T_{11} = f_T(P_n, h_n) \tag{8.8}$$

$$T_{12} = f_T(P_n, h_{n+1}) \tag{8.9}$$

$$T_{21} = f_T(P_{n+1}, h_n) \tag{8.10}$$

$$T_{22} = f_T(P_{n+1}, h_{n+1}) \tag{8.11}$$

次に，各点の重み付けを行う．本研究では比例的に重み付けをするために以下のようになる．

$$a_{11} = \frac{P_{n-1} - P}{P_{n-1} - P_n} \cdot \frac{h_{n-1} - h}{h_{n-1} - h_n} \quad (8.12)$$

$$a_{12} = \frac{P_{n-1} - P}{P_{n-1} - P_n} \cdot \frac{h - h_n}{h_{n-1} - h_n} \quad (8.13)$$

$$a_{21} = \frac{P - P_n}{P_{n-1} - P_n} \cdot \frac{h_{n-1} - h}{h_{n-1} - h_n} \quad (8.14)$$

$$a_{22} = \frac{P - P_n}{P_{n-1} - P_n} \cdot \frac{h - h_n}{h_{n-1} - h_n} \quad (8.15)$$

すなわち任意の圧力とエンタルピにおける温度は以下のように表すことができる．

$$T = a_{11} \cdot T_{11} + a_{12} \cdot T_{12} + a_{21} \cdot T_{21} + a_{22} \cdot T_{22} \quad (8.16)$$

この手法では複雑な収束計算を実施する必要がないため，計算時間の大幅な短縮が可能である．この時，密度 ρ は飽和液から乾き度 0.1 あたりにかけての変化が大きく，この方法での補完では十分な精度が得られない．そのため密度を補完によって求める際には比体積を用いることとする． a_{11} ， a_{12} ， a_{21} ， a_{22} の求め方は先ほどと同様であり，密度を求める式は以下のようになる．

$$\rho = \frac{1}{\frac{1}{a_{11} \cdot \rho_{11}} + \frac{1}{a_{12} \cdot \rho_{12}} + \frac{1}{a_{21} \cdot \rho_{21}} + \frac{1}{a_{22} \cdot \rho_{22}}} \quad (8.17)$$

・ 水

水の物性関数は日本機械学会蒸気表(1980)の一部を抜粋したものであり，0.01～350℃の範囲の物性計算が可能である．比エントロピ，比エクセルギ，比エンタルピ，比容積，密度，低圧比熱，粘性係数，熱伝導率，動粘性係数，プラントル数，温度についてそれぞれ圧縮液，飽和液，飽和蒸気，過熱蒸気の状態での関数を定義する．なお，それぞれの状態の関数は，基本的に圧縮液には `sc_1`，飽和液には `sat_1`，飽和蒸気には `sat_v`，過熱蒸気には `sh_v` の添字をつけて表す．水の物性関数一覧を下図に示す．

Table 8.2 Water property function

物性	単位	圧縮液	飽和液	飽和蒸気	過熱蒸気
比エントロピ	kJ/kgK	sc_sl	sat_sv	sat_sv	sh_sl
比エクセルギ	kJ/kg	sc_el	sat_ev	sat_ev	sh_el
比エンタルピ	kJ/kgK	sc_hl	sat_hv	sat_hv	sh_hl
比容積	m ³ /kg	sc_ll	sat_vv	sat_vv	sh_vl

密度		sc_roul	sat_rouv	sat_rouv	sh_roul
定圧比熱	Pa・s	sc_cpl	sat_cpv	sat_cpv	sh_cpl
粘性係数	W/mK	sc_myul	sat_myuv	sat_myuv	sh_myul
熱伝導率	m ² /s	sc_laml	sat_vamv	sat_lamv	sh_laml
プラントル数	-	sc_Prl	sat_Pr v	sat_Pr v	sh_Prl
温度	°C	sc_tl	p_t	p_t	sh_tl
圧力	kPa		t_p	t_p	

温度については、圧縮液に用いる sc_tv, 過熱蒸気に用いる sc_tl, 飽和状態に用いる p_t それぞれを T_Ph により一括管理している。

・臭化リチウム

濃度と温度が定めれば、他の状態量も定まるため、濃度と温度の関数として整理している。

Table 8.3 Lithium bromide property function

物性	単位	名前	入力パラメータ	適用範囲
比エンタルピ	kJ/kgK	sc_h_XT	濃度 [%], 温度 [°C]	40-70%, 15-165°C
温度		sc_T_Xh	濃度 [%], エンタルピ [kJ/kgK]	
		sc_T_XTsat	濃度 [%], 飽和温度 [°C]	
飽和温度	°C	sc_Tsat_XT	濃度 [%], 温度 [°C]	40-70%, 15-175°C
濃度	%	sc_X_Trho	温度 [°C], 密度 [kg/m ³]	
		sc_X_TTsat	温度 [°C], 飽和温度 [°C]	
密度	kg/m ³	sc_rho_XT	濃度 [%], 温度 [°C]	
粘性係数	Pa・s	sc_visc_XT	濃度 [%], 温度 [°C]	
熱伝導率	W/mK	sc_visc_XT2	濃度 [%], 温度 [°C]	
		sc_thc_XT	濃度 [%], 温度 [°C]	
定圧比熱	kJ/kgK	sc_thc_XT2	濃度 [%], 温度 [°C]	
		sc_cp_XT	濃度 [%], 温度 [°C]	
物質拡散係数	m ² /s	sc_cp_XT2	濃度 [%], 温度 [°C]	
		sc_d_X	濃度 [%]	
		sc_d_XT	濃度 [%], 温度 [°C]	

・湿り空気

湿り空気の物性は一般に圧力，絶対湿度，温度または比エンタルピの3つから定まることから，式(8.18)のように関数を作成する。なお，熱物性値は文献^{90),91)}のものを用いる。

$$\begin{cases} \rho \\ h \\ \lambda \\ \mu \\ P_{SAT} \end{cases} = f(P, X, T) \quad (8.18)$$

$$\begin{cases} \rho \\ T \\ \lambda \\ \mu \\ P_{SAT} \end{cases} = g(P, X, h) \quad (8.19)$$

しかし、この EF+M では処理を早くするために参照の式を用いて物性の計算をいちいち行なうのではなく、あらかじめ計算結果をデータベース化し、必要に応じて抽出・補間を行なうことで計算を高速化している。

データベース化にあたり、次の仮定をおく。

- ・空気の圧力は 101.325kPa で一定である。
 - ・データの分割は絶対湿度 kg/kg(D.A)と温度℃で刻むものと、絶対湿度 kg/kg(D.A)と比エンタルピ kJ/kg(D.A)で刻むものの2種類でデータテーブルを作成する。
 - ・データは上限値，下限値間を 300 分割し，合計 90000 点の格子点を作成する。
 - ・温度と比エンタルピは等間隔，絶対湿度は対数的に刻む。
- これらの仮定より，関数は次のようになる。

$$\begin{cases} \rho \\ h \\ \lambda \\ \mu \end{cases} = f'(X, T) \quad (8.20)$$

$$\begin{cases} \rho \\ T \\ \lambda \\ \mu \end{cases} = g'(X, h) \quad (8.21)$$

空気線図上で計算に必要なと思われる範囲の計算を実施する。

絶対湿度方向に 300 点，温度方向に 300 点，比エンタルピ方向に 300 点を刻む。各刻み幅(step)は，上限(max)，下限値(min)より，次のように定める。

$$T_{step} = \frac{T_{max} - T_{min}}{300} \quad (8.22)$$

$$X_{step} = \left(\frac{X_{max}}{X_{min}} \right)^{\frac{1}{300-1}} \quad (8.23)$$

$$h_{step} = \frac{h_{max} - h_{min}}{300} \quad (8.24)$$

これにより， i (ただし $0 \leq i < 300$)番目の格子点は上限値と下限値から，次のように示される．

$$T_i = T_{i-1} + T_{step} = T_{min} + \frac{T_{max} - T_{min}}{300} \cdot i \quad (8.25)$$

$$X_i = X_{i-1} \cdot X_{step} = X_{min} \cdot \left(\frac{X_{max}}{X_{min}} \right)^{\frac{i}{299}} \quad (8.26)$$

$$h_i = h_{i-1} + h_{step} = h_{min} + \frac{h_{max} - h_{min}}{300} \cdot i \quad (8.27)$$

次に，データテーブルの格子点の上下限として3つの条件を与える．

例えば，

- ・データベースの温度の上限は 140°C ，下限は -20°C とする．
- ・データベースの絶対湿度の上限は 0.025kg/kg(D.A) ，下限は 0.001kg/kg(D.A) とする．
- ・データベースの比エンタルピの上限は 90kJ/kg(D.A) ，下限は -10kJ/kg(D.A) とする．

という上の3つの条件より，

- ・絶対湿度の上限は 0.02492kg/kg(D.A) ，下限は 0.001kg/kg(D.A) の300個の格子．
- ・温度の上限は 139.467°C ，下限は -20°C の300個の格子．

による合計90000個の格子を持つ，関数 $f(X,T)$ で用いるデータテーブル (Fig. 3.14.4.1) と，

- ・絶対湿度の上限は 0.02492kg/kg(D.A) ，下限は 0.001kg/kg(D.A) の300個の格子．
 - ・比エンタルピの上限は 89.667kJ/kg(D.A) ，下限は -10kJ/kg(D.A) の300個の格子．
- による合計90000点の格子点を持つ関数 $g(X,h)$ で用いるデータテーブル (Fig. 3.14.4.2) が出来る．

この二つデータテーブル上の各格子点の計算をあらかじめ実施しデータベースを作成する．

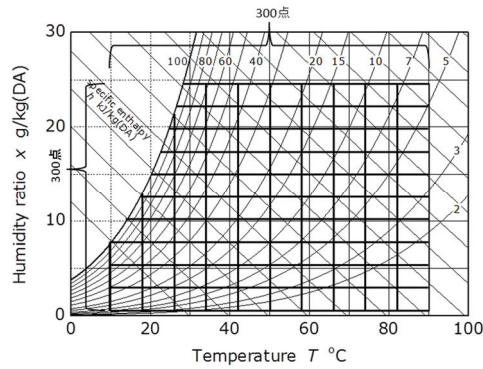


Fig. 8.3 Image of X-T data table (Moist air)

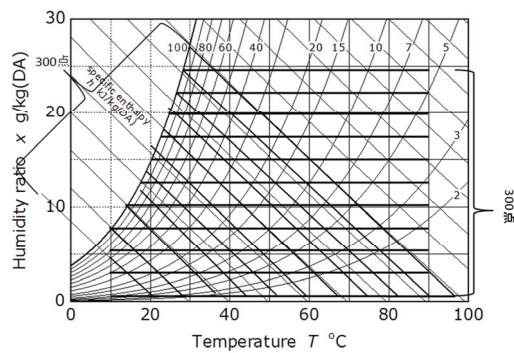


Fig. 8.4 Image of h-T data table (Moist air)

この作成したデータベース上の格子点を利用して湿り空気の物性を計算する。そのためには各格子点での計算結果を補間することで、任意の絶対湿度と温度(または比エンタルピ)より、密度、比エンタルピ(または温度)、熱伝導率、粘性係数を求める。

補間の例として関数 $f(X,T)$ を用いて、絶対湿度と温度より比エンタルピを求める。任意の湿り空気の状態絶対湿度 X が格子点 X_n と X_{n+1} の間に、温度 T が T_m と T_{m+1} 間にあったとする。それぞれの格子点上の比エンタルピは次の通りである。

$$h_{11} = f_h(X_n, T_m) \quad (8.28)$$

$$h_{12} = f_h(X_n, T_{m+1}) \quad (8.29)$$

$$h_{21} = f_h(X_{n+1}, T_m) \quad (8.30)$$

$$h_{22} = f_h(X_{n+1}, T_{m+1}) \quad (8.31)$$

○計算済み

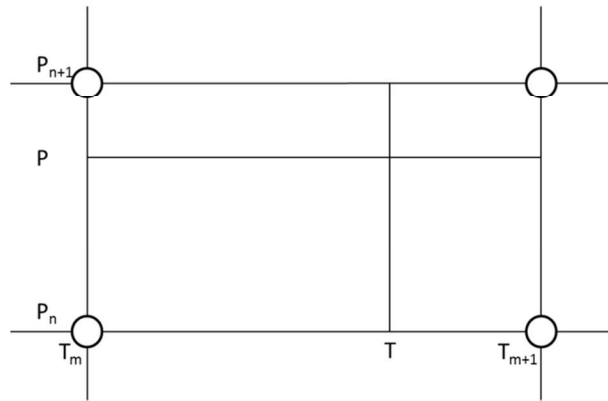


Fig. 8.5 Image of linear interpolation

次に、各点の重み付けを行なう。Energy Flow+M では比例的な重み付けをする為、以下のようなになる。

$$a_{11} = \frac{X_{n-1} - X}{X_{n-1} - X_n} \cdot \frac{T_{m-1} - T}{T_{m-1} - T_m} \quad (8.32)$$

$$a_{12} = \frac{X_{n-1} - X}{X_{n-1} - X_n} \cdot \frac{T - T_m}{T_{m-1} - T_m} \quad (8.33)$$

$$a_{21} = \frac{X - X_n}{X_{n-1} - X_n} \cdot \frac{T_{m-1} - T}{T_{m-1} - T_m} \quad (8.34)$$

$$a_{22} = \frac{X - X_n}{X_{n-1} - X_n} \cdot \frac{T - T_m}{T_{m-1} - T_m} \quad (8.35)$$

すなわち、任意の絶対湿度と温度における比エンタルピは次のように示すことが出来る。

$$h = a_{11}h_{11} + a_{12}h_{12} + a_{21}h_{21} + a_{22}h_{22} \quad (8.36)$$

この手法では複雑な収束計算を行なう必要がないため計算時間の大幅な短縮が可能である。

・塩化ナトリウム水溶液

塩化ナトリウム水溶液の熱物性値は、飽和水蒸気圧については ICT¹⁰²⁾ の値を用い、比エンタルピについては Pitzer ら¹⁰³⁾ の値を用いた。水の熱物性値は 1980SI 日本機械学会蒸気表⁹¹⁾ 引用より算出した。

上記の文献データをもとに飽和圧力と温度と濃度の関係とエンタルピと温度と濃度の関係から密度、温度、エンタルピ、飽和蒸気圧の関数を作成した。文献に載っている値は 10°C 刻みなので比例補完で補正し計算を行う。適用できる温度及び濃度範囲を Table 8.4 に示す。

Table 8.4 Sodium chloride aqueous property function

物性	単位	名前	入力パラメータ	適用範囲
飽和蒸気圧	kPa	sc_satP_XT	濃度, 温度	0-35%, 0-120°C
温度	°C	sc_T_XsatP	濃度, 飽和蒸気 圧	0-25%, 0-110°C
		sc_T_Xh	濃度, 比エンタ ルピ	0-35%, 0-120°C
比エンタルピ	kJ/kg	sc_h_XT	濃度, 温度	0-35%, 0-120°C

第 9 章 制御層

9.1. 概要

本章では Energy Flow+M の第 2 層である制御層について述べる。

9.2. 制御層の役割

制御層では主にモジュールの収束計算が行われる，そのため，計算層へ収束計算のための計算条件の転送と計算の実施指令が何度も送信される。

9.3. 制御層全体のフロー

制御層では，入出力層からの計算条件の転送を受けて起動する。

制御層である計算制御部分の構成は次の図のようになっている。これより基本的な流れの説明を行う。

まず ini ファイルを開き，init 関数で ini ファイルの読み込みと計算層の初期化を行う。次に Setup で制御モジュール計算およびモジュールのセットアップを行い，計算に入る。

計算では，非定常の場合でもまず定常の計算を行う。次に遺伝的アルゴリズムループ，パラメータスタディループに入る。これらはそれぞれを ON としたときだけループ計算を行い，遺伝的アルゴリズムは最適値の計算，パラメータスタディは指定の範囲計算の終了でループを出る。非定常計算部では，やはりまず定常計算を行い，そのあと指定の時間非定常計算・出力を行う。非定常ループが終了すると計算結果を出力し，計算を終える。

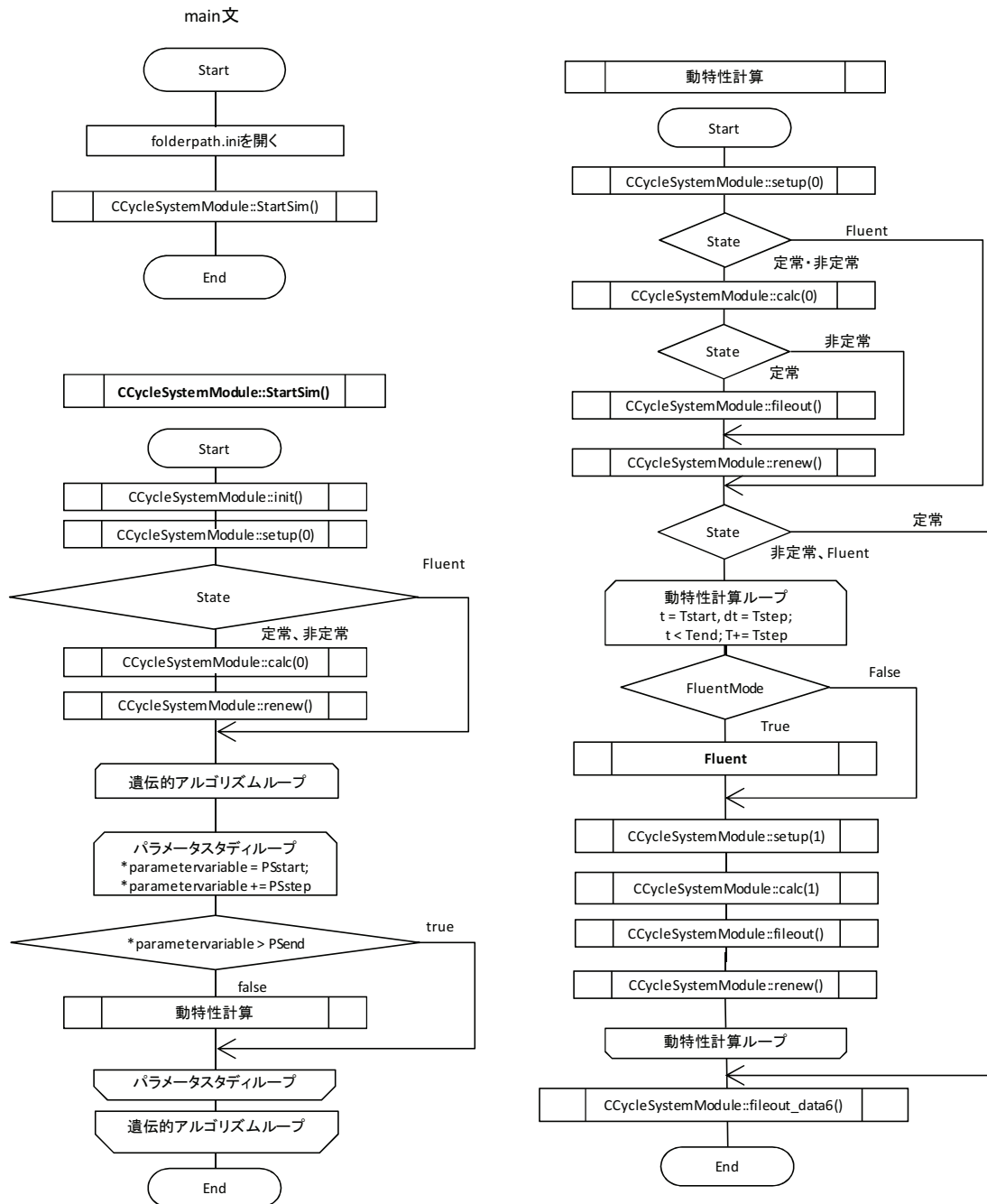


Fig. 9.1 Flow chart of calculation control part

9.4. 初期化部分の構成

初期化部分は全体の構成のうち、init関数に該当する。init関数の中では、さらにすべてのモジュールのinit関数を呼び出している。初期化では主に以下のことを行っている。

- ・ 計算結果出力ファイルの作成
- ・ iniファイルを読み込む
- ・ iniファイルの情報から接続モジュール配列と制御モジュール配列の配列数を確保する

- ini ファイルを解析し，接続モジュールと制御モジュールの変数に値をセットする
- ini ファイルを解析し，モジュールの接続関係を接続モジュールにセットする（制御モジュールには接続関係をセットする必要はない）
- ini ファイルを解析し，解析条件，パラメータスタディ，ニュートン法パラメータ，デバッグモード情報などをセットする
- 各物性値関数を初期化する
- 接続モジュールを初期化する
- 制御モジュールを初期化する
- ニュートンラフソン法を初期化する
- 接続モジュールの接続状況を検索して，異常がないか確認する

初期化部分のフローチャートを以下に示す．

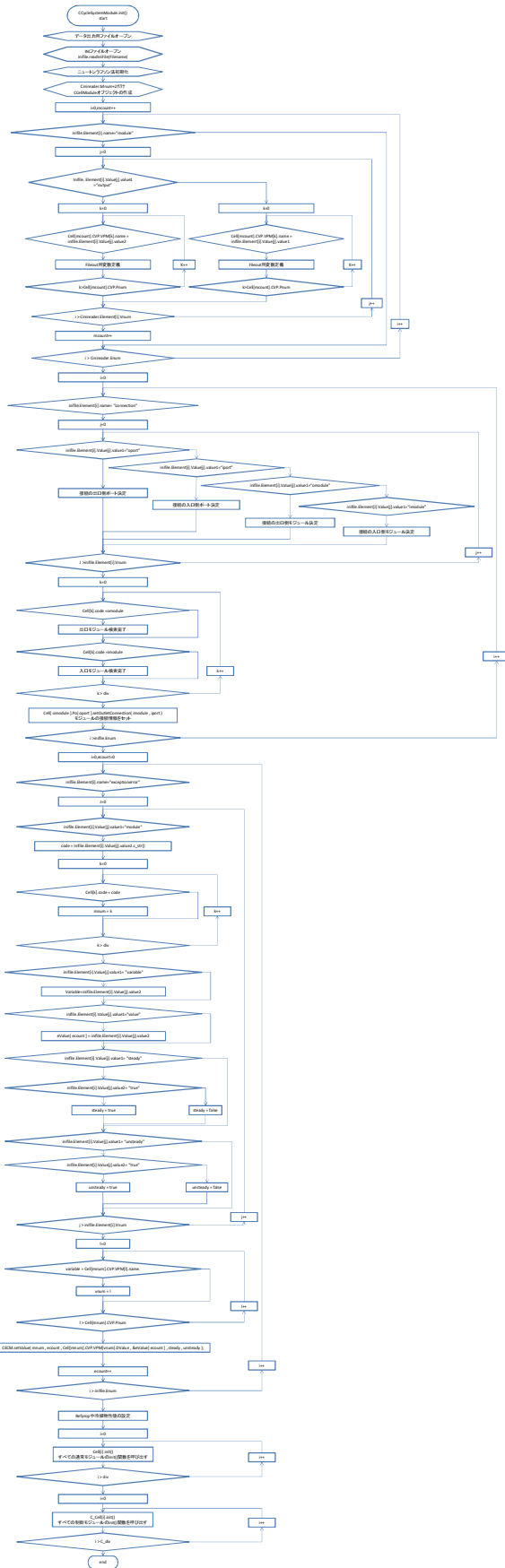


Fig. 9.2 Flow chart of init function

9.5. セットアップ部分の構成

セットアップ部分は全体の構成のうち、`setup` 関数に該当する。`setup` 関数には `int` 型の引数があり、`int` 型の引数に `0` を入れた場合は定常解析用 `setup` 関数となり、`1` を入れた場合は非定常解析用 `setup` 関数となる。

`setup` 関数では、すべての接続モジュールと制御モジュールの `setup` 関数が呼び出され、さらにすべての制御モジュールの `calc` 関数も呼び出される。

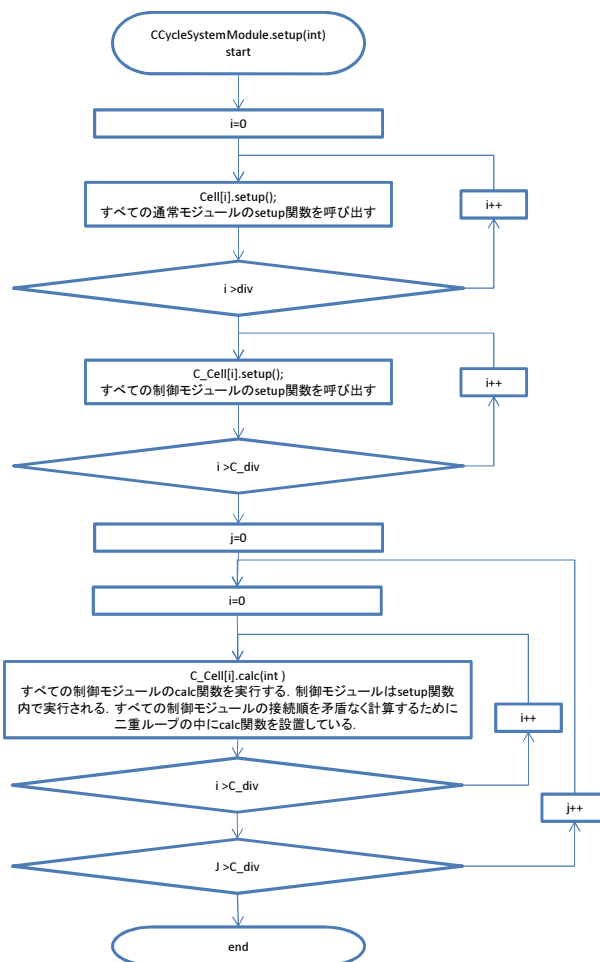


Fig. 9.3 Flow chart of setup function

9.6. 解析部分の構成

解析部分は全体の構成のうち、`calc` 関数に該当する。解析部分では接続モジュールの収束計算が行われる。`calc` 関数には `int` 型の引数があり、`int` 型の引数に `0` を入れた場合は定常解析用 `calc` 関数となり、`1` を入れた場合は非定常解析用 `calc` 関数となる。

解析部分では、`ini` ファイルから読み取った接続モジュールの接続情報を基に、接続モジュールに仮定値を与え、ニュートンラフソン法によって近似解を得るものである。フローチャートを以下に示す。

9.7. 計算結果出力部分の構成

計算結果出力部は次図のような構成になっている。Energy Flow+M の計算結果出力には 6 種類あり, data0 は全てのニュートン法ループの計算結果を出力, data1 は全ての定常・非定常計算結果を出力, data2 はコネクタのエンタルピ, 圧力, 温度, 濃度, 質量流量を出力し, これを Energy Flow+M に読み込ませることで, コネクタの色によりパラメータの変化を見ることができる。data3 は Pursuit mode に使用する。data4 は全ての定常・非定常計算結果を縦に出力する。data6 は非定常計算の最後の時間の計算結果のみ出力する。また, init 内で Connector data を保存する csv ファイルを作成しており, エンタルピ, 圧力, 温度, 濃度, 質量流量のデータが出力される。

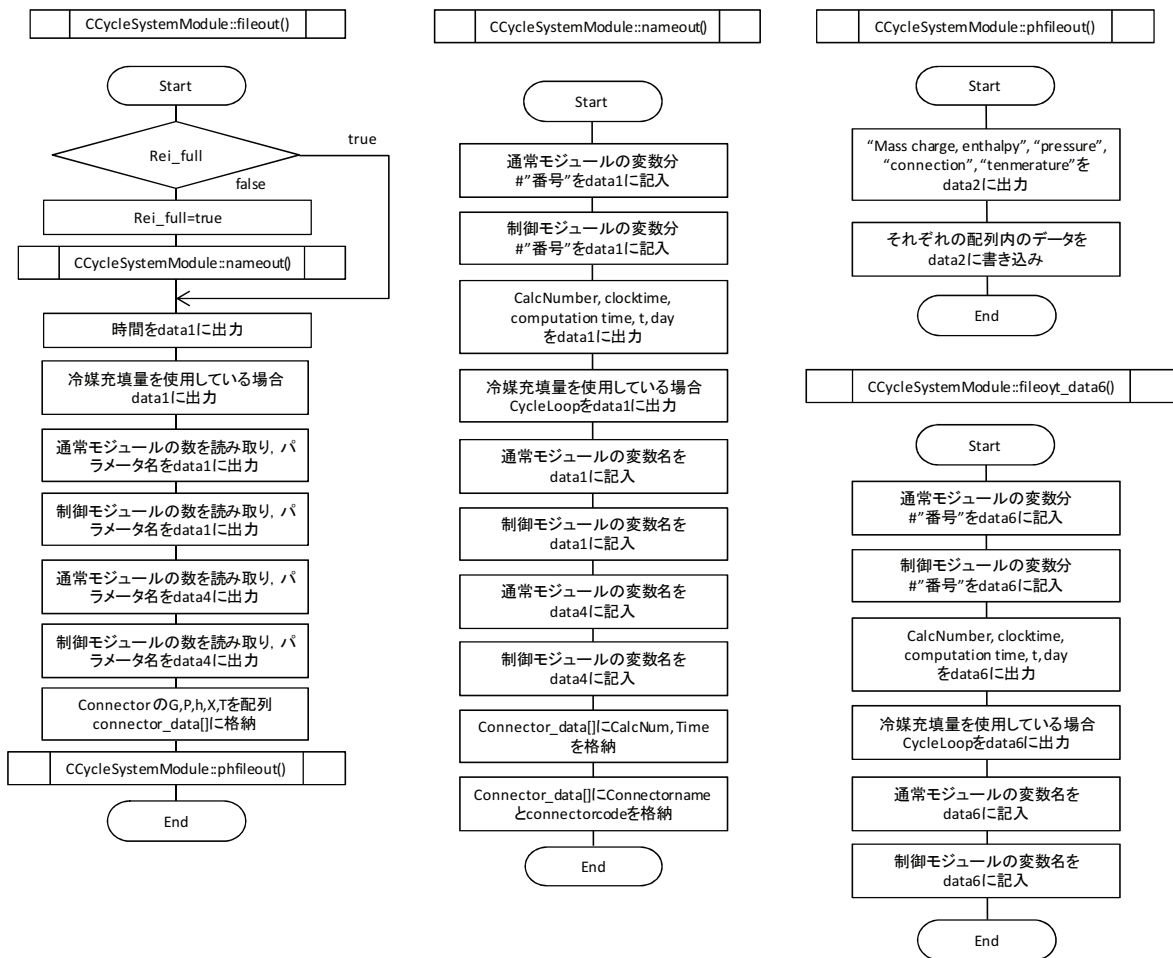


Fig. 9.5 Flow chart of results output

9.8. 時間ステップ更新部分の構成

時間ステップを進める部分は全体の構成のうち, renew 関数に該当する。

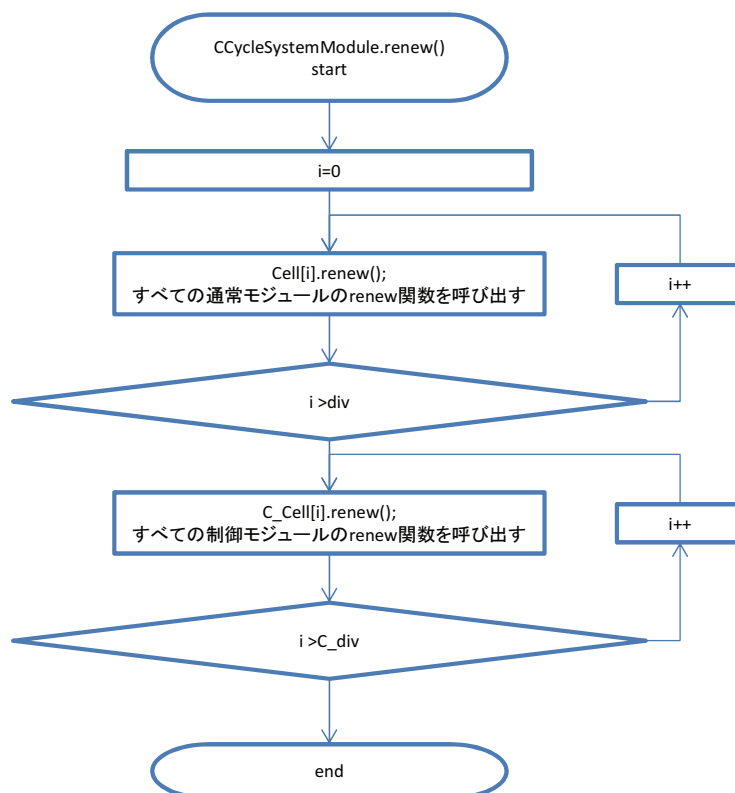


Fig. 9.6 Flow chart of time step update

9.9. ニュートンラフソン法について

Newton-Raphson 法は非線形方程式の数値解法として広く用いられる手法である。関数空間 \mathbf{R}^m と関数 $F: \mathbf{R}^m \rightarrow \mathbf{R}^m$ ，要素 $\mathbf{x} \in \mathbf{R}^m$ を定義すると，非線形方程式は一般に，

$$F(\mathbf{x}) = \mathbf{0} \quad (9.1)$$

と記述される。これを満たす要素 \mathbf{x} を求めることを考える。

まず，適当な要素 \mathbf{x}_0 を与える。 \mathbf{x}_0 で $F(\mathbf{x})$ が微分可能なとき， $F(\mathbf{x})$ を \mathbf{x}_0 のまわりで Taylor 展開し，3 項目以降を切り捨てて近似すると，

$$F(\mathbf{x}) \approx F(\mathbf{x}_0) + J_F(\mathbf{x}_0)(\mathbf{x} - \mathbf{x}_0) \quad (9.2)$$

という線形な関数を得られる。但し $J_F(\mathbf{x})$ は関数 $F(\mathbf{x})$ のヤコビ行列である。この近似した関数について，

$$F(\mathbf{x}_0) + J_F(\mathbf{x}_0)(\mathbf{x}_1 - \mathbf{x}_0) = \mathbf{0} \quad (9.3)$$

を満たす要素 \mathbf{x}_1 を求める。 $J_F(\mathbf{x}_0)$ が逆関数 $J_F(\mathbf{x}_0)^{-1}$ を持つとすると，式(9.3)の両辺に左から $J_F(\mathbf{x}_0)^{-1}$ を掛けて整理すると，

$$\mathbf{x}_1 = \mathbf{x}_0 - J_F(\mathbf{x}_0)^{-1} F(\mathbf{x}_0) \quad (9.4)$$

となり， \mathbf{x}_1 を求めることができる．この \mathbf{x}_1 は最初に与えた \mathbf{x}_0 よりも真の解 \mathbf{x} に近いことが期待される．そこで，今度は \mathbf{x}_1 のまわりで同じように Taylor 展開し，次の \mathbf{x}_2 を，

$$\mathbf{x}_2 = \mathbf{x}_1 - J_F(\mathbf{x}_1)^{-1} F(\mathbf{x}_1) \quad (9.5)$$

で求める．

Newton-Raphson 法とは，このように適当な初期値 \mathbf{x}_0 から出発し， $k=1,2,\dots$ について次々に近似解，

$$\mathbf{x}_k = \mathbf{x}_{k-1} - J_F(\mathbf{x}_{k-1})^{-1} F(\mathbf{x}_{k-1}) \quad (9.6)$$

を計算することで，真の \mathbf{x} を求めるという手法である．Newton-Raphson 法は，非線形関数 F はごく狭い範囲では 1 次式で近似できるという考えの下に成り立っているため，以下の点に注意しなければならない．

- ・ 一次近似をするため，近傍でしか成り立たない．
- ・ 解が極値近傍，また，関数が軸に対して平行に近い場合は収束が不安定になる．

数値計算上での処理コンピュータ上で計算を行う場合，逆行列を計算することが困難であるため，

$$J_F(\mathbf{x}_{k-1})\mathbf{x}'_k = f(\mathbf{x}_{k-1}) \quad (9.7)$$

という連立一次方程式を Gauss の消去法などによって解き \mathbf{x}'_k を求め， $\mathbf{x}_k = \mathbf{x}_{k-1} - \mathbf{x}'_k$ によって， \mathbf{x}_k を求める形となる．また，ヤコビ行列では偏微分を計算する必要があるが，数値計算上は差分方程式による近似値を用いる．式(9.8)は前進差分による差分近似の例である．

$$\frac{\partial f(x)}{\partial x} \approx \frac{f(x+\Delta x) - f(x)}{\Delta x} \quad (9.8)$$

- ・ 緩和係数について（エクセルシート上では加速係数と表記）

上述の通り，Newton-Raphson 法の一次近似はごく狭い範囲でしか成り立たない．そのため，仮定値が真の値から遠い場合，真の値とかけ離れた点に移動する可能性がある．そのため，数値計算では緩和係数 α_k を用いて移動量を抑制することができる．緩和係数が 1 を超える場合には移動量が増幅される．具体的には，

$$\mathbf{x}_k = \mathbf{x}_{k-1} - \alpha_k \mathbf{x}'_k \quad (9.9)$$

として移動を調節する． α_k は $0 < \alpha_k < 2$ の範囲とする必要がある．

緩和係数は，0 に近いほど計算が発散しにくくなる傾向にあるが，同時に収束までにかかる時間が増大する．そのため，Newton-Raphson 法 1 ステップにつき緩

和係数を調節している．具体的には1ステップごとに緩和係数に一定値をかけている．緩和係数の初期値 α_0 ，緩和係数の倍数 α' ，緩和係数の上限値 α_{MAX} を設定すると，

$$\alpha_k = \alpha_0 \alpha'^{k-1} \quad (\alpha_0 \alpha'^{k-1} < \alpha_{\text{MAX}}) \quad (9.10)$$

$$\alpha_k = \alpha_{\text{MAX}} \quad (\alpha_0 \alpha'^{k-1} \geq \alpha_{\text{MAX}}) \quad (9.11)$$

となる，ここで， $1 < \alpha'$ ， $\alpha_{\text{MAX}} < 2$ とする必要がある．

- ・収束判定および最大反復回数について

Newton-Raphson 法では一般に現在の解 \mathbf{x}_k がどれだけ真の値に近いかは分からない(真の値が分からないため)．そのため，数値計算では収束判定条件を設けて，十分に真の値に近いとみなすことができる点で計算を打ち切る．収束判定法には主にイプシロン法とデルタ法がある．それぞれの収束条件を式で表すと，式(9.12)～(9.14)のようになる．また，Fig. 9.7 のように表せる．

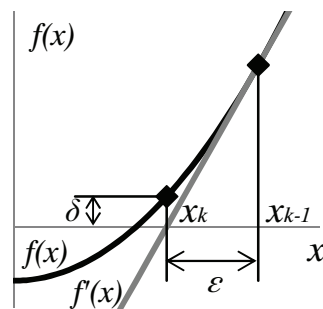


Fig. 9.7 Newton-Raphson method

$$\text{error} = |x_k - x_{k-1}| < \varepsilon \quad (\text{絶対誤差}) \quad (9.12)$$

$$\text{error} = \left| \frac{x_k - x_{k-1}}{x_k} \right| < \varepsilon \quad (\text{相対誤差}) \quad (9.13)$$

$$\text{error} = |f(x_k)| < \delta \quad (9.14)$$

また，Newton-Raphson 法は初期値によっては収束しない場合がある．この場合，計算が無限ループに陥るので，最大反復計算回数を設けてループを抜け出す処理を行う．

- ・連立一次方程式の解法について

連立一次方程式の数値解法は直接法と反復法の2つに大別される．直接法は有限回の式変形により連立一次方程式の解を導くもので，代表的なものには，Gauss の消去法，LU 分解法などがある．反復法は繰り返し計算により反復的に解を更

新することで近似解を得るもので、Jacobi法、Gauss-Seidel法などがある。Energy Flow+Mでは主としてGaussの消去法を用いて連立一次方程式を解く。

・ Gauss の消去法について

Gauss の消去法は、連立一次方程式の解法として広く利用されている手法である。以下にそのアルゴリズムを説明する。

次のような n 元連立一次方程式を解くことを考える。

$$\mathbf{Ax} = \mathbf{b} \tag{9.15}$$

ここで \mathbf{A} は $n \times n$ の正則行列である。これを行列の成分を用いて表すと、

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \vdots \\ b_n \end{pmatrix} \tag{9.16}$$

となる。ここで、 $a_{11} \neq 0$ であるとする。ここで、 $i \geq 2, j \geq 1$ の成分について、

$$\begin{aligned} k_i^{(1)} &= a_{i1}/a_{11} \\ a_{ij}^{(1)} &= a_{ij} - k_i^{(1)} a_{1j} \\ b_i^{(1)} &= b_i - k_i^{(1)} b_1 \end{aligned} \tag{9.17}$$

の操作を加えて基本変形をしていくと、行列は式(9.16)と同値な

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ 0 & a_{22}^{(1)} & \cdots & a_{2n}^{(1)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & a_{n2}^{(1)} & \cdots & a_{nn}^{(1)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2^{(1)} \\ \vdots \\ b_n^{(1)} \end{pmatrix} \tag{9.18}$$

の形になる。

この変形を一般的な形で書くと、第 k 行を枢軸とする消去は、 $a_{kk}^{(k-1)} \neq 0$ であるとき、 $i \geq k+1, j \geq k$ の成分について、

$$\begin{aligned} k_i^{(k)} &= a_{ik}^{(k-1)} / a_{kk}^{(k-1)} \\ a_{ij}^{(k)} &= a_{ij}^{(k-1)} - k_i^{(k)} a_{kj}^{(k-1)} \\ b_i^{(k)} &= b_i^{(k-1)} - k_i^{(k)} b_k^{(k-1)} \end{aligned} \tag{9.19}$$

の操作を加える。これを繰り返すと最終的に、

$$\begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ & a_{22}^{(1)} & \cdots & a_{2n}^{(1)} \\ & & \ddots & \vdots \\ 0 & & & a_{nn}^{(n-1)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2^{(1)} \\ \vdots \\ b_n^{(n-1)} \end{pmatrix} \quad (9.20)$$

という式が得られる。この方程式は式(9.1)と同値である。これを前進消去と呼ぶ。また、基本変形の際に用いる $a_{kk}^{(k-1)}$ をピボットと呼ぶ。

この形まで整理できればあとは簡単である。 $a_{mm} \neq 0$ であれば、ただちに $x_n = b_n / a_{nn}$ が求まり、 $k = n-1, \dots, 1$ に対して、

$$x_k = \left(b_k - \sum_{j=k+1}^n a_{kj} x_j \right) / a_{kk} \quad (9.21)$$

で解が求まる。この過程を後退代入と呼ぶ。以上が Gauss の消去法のアルゴリズムである。

・ピボット選択について

上述のアルゴリズムでは、ピボット $a_{kk} \neq 0$ を仮定していたが、実際の計算では 0 となる場合もあり得る。また、ピボットの絶対値が小さい場合も、浮動小数点演算でオーバーフローが起き、次の段階へ進めないこともあり得る。したがって、計算の際には何らかの方法で 0 でない数値的に最良なピボットを選択する必要がある。J.H. Wilkinson は次の 2 つのピボット選択法を提案している。

1 つ目は、 a_{kk} による消去を行う前に、 k 列の k 行目から n 行目までを調べ、その中で絶対値が最大になるような、

$$\max_{k \leq i \leq n} |a_{ik}| \quad (9.22)$$

がピボットとなるように行を入れ替えてから消去を行う方法である。これを部分ピボット選択という。

もう一つは、残っている成分すべてを調べ、その中で絶対値が最大になるような、

$$\max_{k \leq i, j \leq n} |a_{ij}| \quad (9.23)$$

をピボットとして選択する方法である。これを完全ピボット選択という。この場合行の入れ替えだけでなく、列の入れ替えも必要となってくる。

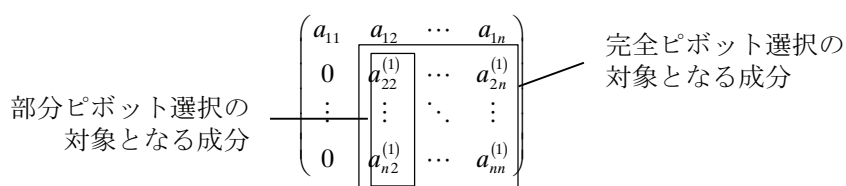


Fig. 9.8 Pivoting

計算時間の面、またどちらの選択法で計算しても解に対する影響がほとんどないことなどから EF+M のメインループでは部分ピボット選択を採用している。

・ スケーリングについて

ピボット選択によって、丸め誤差の増大が抑えられるが、これには「各行列成分の絶対値の大きさが大体同程度であれば」という前提条件が付いている。一般に要素の大きさが極端に異なることは好ましくない。

そこで各要素の絶対値が大体同程度になるように行列のスケーリングを行うことが好ましい。一般に良く使われる方法は、部分ピボット選択の場合以下のものである。 $i=1,2,\dots,n$ に対し、各行の最大値

$$\alpha_i = \max_{1 \leq j \leq n} |a_{ij}| \quad (9.24)$$

を用いて、

$$a_{ij}^* = a_{ij} / \alpha_i \quad j=1,2,\dots,n \quad (9.25)$$

$$b_i^* = b_i / \alpha_i \quad (9.26)$$

と操作する。これにより、各行の最大の絶対値が 1 である行列になる。完全ピボット選択の場合、これに加え列のスケーリングも必要になる。

第 10 章 入出力層

10.1. 概要

本章では、Energy Flow+M の第 3 層である入出力層について述べる。本シミュレータでは入出力層はマイクロソフトエクセルでの GUI となっている。

10.2. GUI について

GUI は Graphical User Interface の略であり、「グイ」と読むこともある。アイコン（絵文字）やプルダウンメニューなどを多用することによって、コンピュータの操作を容易にしたインタフェースである。GUI ではマウスなどのポインティングデバイスだけで、ほとんどの操作ができる。これに対し、文字によるコマンド入力方式のインタフェースは CUI (Character User Interface) と呼ばれる。

GUI は、製品ごとに基本的なアイコンの意味や操作手順などを標準化しており、異なる開発会社のアプリケーションパッケージでも、GUI が同じなら共通の手順で操作できる。このため、初めて触れるソフトで操作上の戸惑いが少ないといった利点がある。現在のコンピュータのユーザーインタフェースは、ほぼすべて GUI の形を採っている。

Energy Flow+M では、上記のほかに意味合いとして下記の内容を追加している。

Energy Flow+M では、モジュール計算を行うときに必要な計算パラメータなどを計算プログラムに渡す INI ファイルイというパラメータ外部設定ファイルを利用している。この INI ファイルさえあればシミュレーション自体は可能であるため、必ずしも GUI は必要ではない、しかし、一つのモジュールに対して数十のパラメータとその接続情報をこの INI ファイルに入力することは簡単ではないため、設定ツールとして Excel の基本機能と VBA を使った追加機能を利用することで設定ツール機能を実現している。この設定ツールは画面上での直観的な操作が可能であるため、上記 CUI と GUI の説明と同様に、直観的でグラフィカルで設定する内容が簡単に反映できるパラメータ設定ツールを実現している。

10.3. 入出力層としての GUI の役割

前節で述べたとおり、GUI は制御層へ計算条件を受け渡すための INI ファイルの設定ツールの役割を持つ。Fig. 10.1 に INI ファイルのサンプルを示す。このように INI ファイルはテキストエディタ等で書き込むことが可能である。しかし、このサンプルを見れば分かるように、パラメータの内容を熟知しなければ値を変更することは容易ではない。この問題を解決するために、GUI を用いてパラメータの変更を可能にすることが必要である。

```

;efm sheet ver 0.4
;2011 waseda univ. saito lab.
[property]
refprop=FALSE
air=False
[simulationcondition]
state=steady
[unsteadyparameter]
start=0
end=100
step=1
[newtonraphson]
SteadyAccStart=0.01
SteadyAccEnd=0.8
SteadyAccAcc=1.3
SteadyDelta=1.0001
SteadyError=0.0001
SteadyMaxLoop=1000
UnsteadyAccStart=1
UnsteadyAccEnd=1
UnsteadyAccAcc=1.5
UnsteadyDelta=1.00001
UnsteadyError=0.0001
UnsteadyMaxLoop=150

[module]
ModuleType=4014
name2=CM4014centrifugalchiller15118
code=CM4014centrifugalchiller15118
Po[1]. G=100
Po[1]. P=101.3
Po[1]. h=47
Po[2]. G=100
Po[2]. P=101.3
Po[2]. h=154.24
Po[3]. G=100
Po[3]. P=101.3
Po[3]. h=47
Po[4]. G=100
Po[4]. P=101.3
Po[4]. h=29.526
P2. Q=1059
P. W2=189
P2. cop=5.58
P2. e_INV=0.8

```

Fig. 10.1 Sample of INI file

10.4. GUI の構成

GUI は主にメインシートとワークスペースから構成されている。メインシートは非定常計算と定常計算の切り替えや、冷媒の選択、結果保存フォルダの指定等が設定される。ワークスペースでは、モジュールの接続、モジュールのパラメータ等が設定される。以下に詳細を述べる。

・メインシートについて

メインシートを Fig. 10.2 に示す。メインシートでは冷媒の選択等、シミュレーション全体にかかわるパラメータや条件の設定が行われる。メインシートの動作説明を Table 10.1 にまとめる。

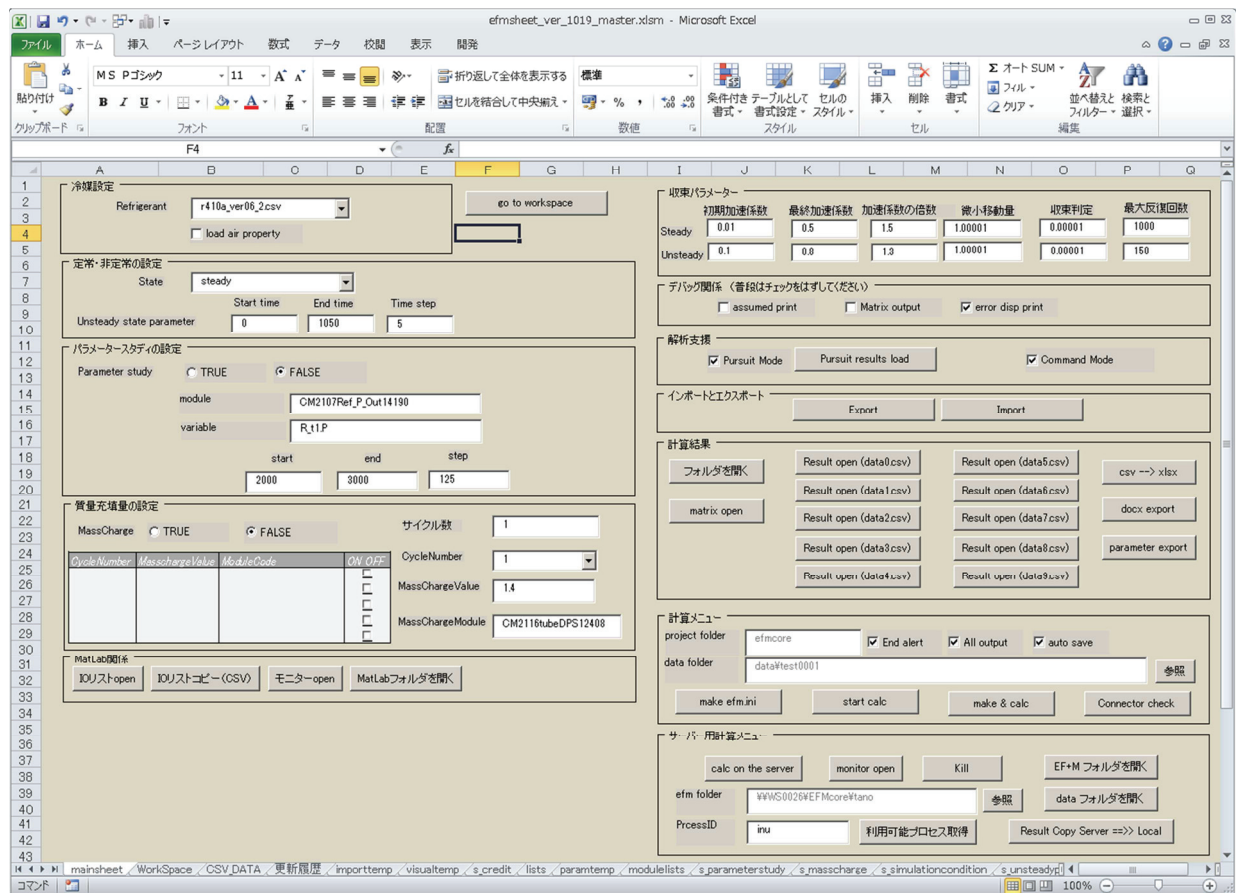


Fig. 10.2 View of mainsheet

Table 10.1 function of mainsheet

冷媒の設定	冷媒の選択
定常・非定常の設定	定常解析と非定常解析の切り替えを行う。非定常解析の場合には開始時刻，終了時刻，時間刻みを設定する。
パラメータスタディの設定	パラメータスタディ条件を設定する。具体的には，パラメータを1つ指定し，このパラメータに対して上限，下限，ステップ幅を設定する。
冷媒充填量の設定	閉ループの中に封入される冷媒量を規定する

収束パラメータ	制御層で行われる収束計算の加速係数や収束判定を設定する。定常解析と非定常解析で異なる収束パラメータを入力することができる。
デバッグ関係	解析途中のヤコビ行列やニュートンラフソン法 1 ステップあたりの仮定値を出力する。
解析支援	解析結果を取り込み、次回計算の初期値に設定する
インポートとエクスポート	ワークスペース上のモジュール情報をエクスポートすることができる。エクスポートしたファイルをインポートすることで、モジュール情報を再現することができる。
計算結果	計算結果フォルダの表示や計算結果ファイルを開くことができる。
計算メニュー	計算のスタートや計算結果保存ファイルの指定を行う。
サーバー計算メニュー	ローカルネットワーク上の他のコンピュータへ計算の実行を指示することができる。

・ワークスペース

ワークスペースを Fig. 10.3 に示す。ワークスペース上ではモジュールの接続やパラメータの設定が可能である。また、計算結果を取り込むことで簡易的な可視化も可能である。ワークスペースにはモジュールリストウィンドウ、可視化ウィンドウ、計算メニューウィンドウがあり、それぞれのウィンドウの説明は Table 10.2 にまとめる。

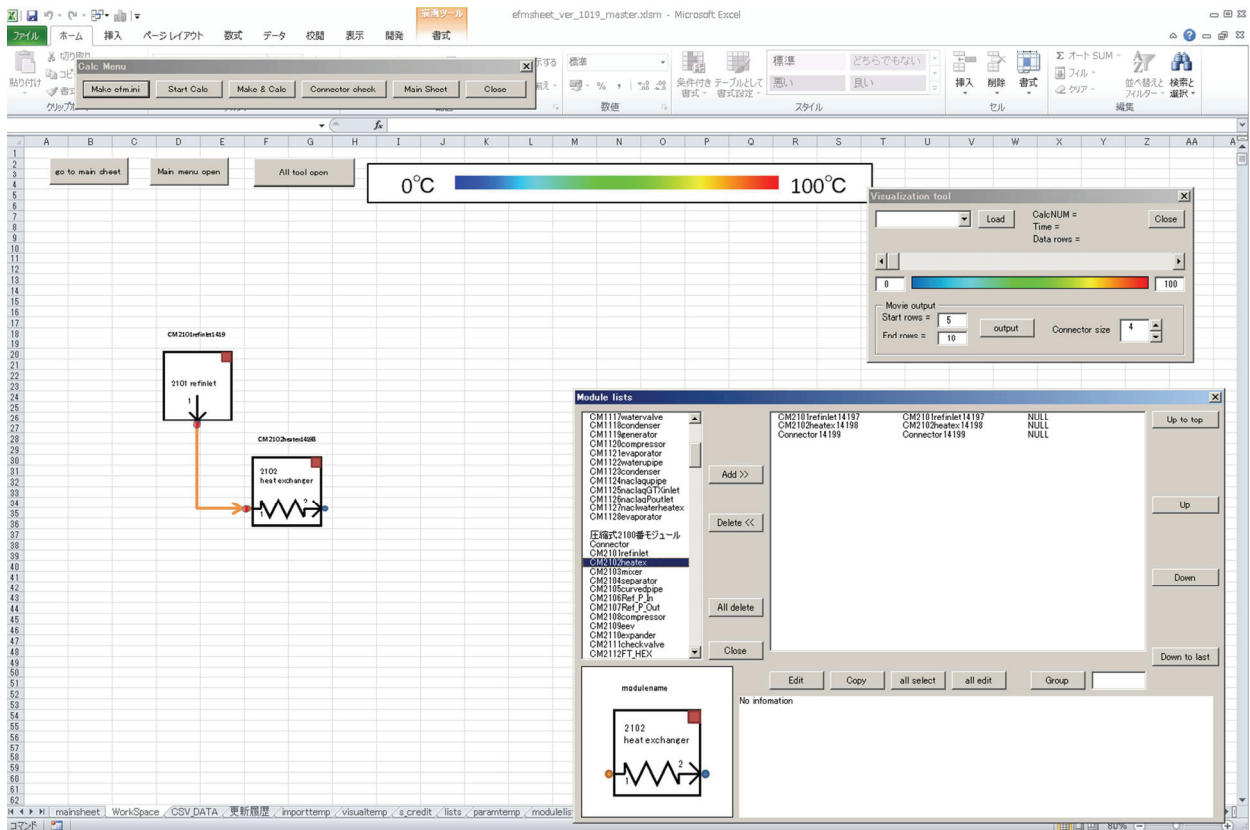


Fig. 10.3 View of workspace

Table 10.2 Window of workspace

モジュールリストウィンドウ (Module lists)	本ウィンドウでは、モジュールライブラリとワークスペース上に配置されているモジュール一覧が表示される。また、モジュールパラメータエディタを起動するボタンを備えている。
可視化ウィンドウ (Visualization tool)	本ウィンドウでは、解析結果を受け取り、圧力や温度などの値に対応する色をコネクタにつけることができる。
計算メニューウィンドウ (Calc menu)	本ウィンドウで、メインシートへの移動や計算の実行を指令することができる。

10.5. INI ファイルについて

Energy Flow+M では Fig. 10.4 のように、エクセル GUI から解析条件ファイルが出力され、C++解析コードが解析条件ファイルを読み取ることで解析が行われる。本節では解析条件ファイルについて解説する。

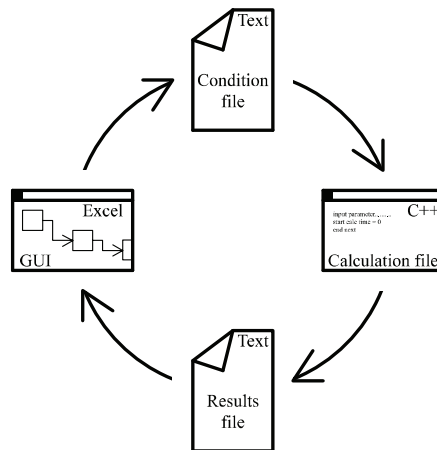


Fig. 10.4 INI file

解析条件ファイルは `efm.ini` という名称となる．内部の書式は基本的には `ini` ファイルと同様である．

基本的な書式を以下に示す．

- ・ “[” と “]” で囲まれた部分をセクションとする
- ・ ファイルは `[end]` セクションで終了する
- ・ 半角スペースは使ってはならない
- ・ セミコロン ; 以降は行末までがコメントとなる

以下にセクションの説明をする．

[property]

- ・ 物性値のセクション． `refprop` のロード，空気物性のロードなどを記述する．

[simulationcondition]

- ・ シミュレーションで非定常計算を行うか定常計算を行うかの記述をする．

[unsteadyparameter]

- ・ 非定常計算を行う場合に，計算の開始時刻，終了時刻，1ステップあたりの時間を記述する．

[masscharge]

- ・ 閉ループで充填量を考量して計算を行う場合に，各閉ループに対しての充填量を記述する

[newtonraphson]

- ・ ニュートンラフソン法の加速係数，収束判定，微小移動量，加速係数の変化割合，加速係数の最大値を定常計算と非定常計算についてそれぞれ記述する．

[module]

- ・ このセクションは，モジュール毎に記述する．モジュールの長さ，半径といったパラメータや，結果出力の変数指定などを行う．

[connection]

- ・ このセクションはモジュール同士を接続するコネクタ毎に記述する．コネクタが接続されているモジュールを示す．

[connectoroutput]

- ・ コネクタの値を出力する場合に，このセクションにコネクタコードネームを記述する．

[debugmode]

- ・ デバッグモード `onoff` の指定を行う．

[end]

- ・ このセクションで解析条件ファイルの内容は終了する．

以上の書式で記述した INI ファイルの例について述べる．以下では Fig. 10.5 のように熱交換器のみの解析例を示す．またこの構成例で出力される解析条件ファイルを下に示す．

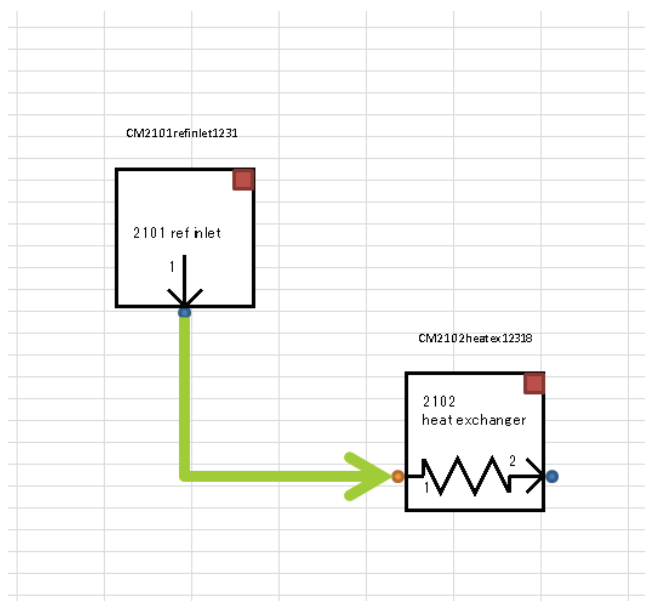


Fig. 10.5 Sample system (Heat exchanger)


```

:efm sheet ver 0.946
:2007-2012 waseda univ. saito lab.

[property]
refprop=r410a_ver06_2.csv;冷媒物性は r410a を使う
air=False;空気物性は使わない

[simulationcondition]
state=unsteady;非定常の計算を行う。

[unsteadyparameter]
start=0;この条件では、時刻 0 秒から時刻 1000 秒まで、5 秒刻みで計算を行う。
end=1000
step=5

[newtonraphson];このセクションではニュートン法の設定を行う。
SteadyAccStart=0.01;定常計算の加速係数初期値を 0.01 に設定する。
SteadyAccEnd=1
SteadyAccAcc=2
SteadyDelta=1.00001
SteadyError=0.0001
SteadyMaxLoop=1000
UnsteadyAccStart=0.9
UnsteadyAccEnd=0.9
UnsteadyAccAcc=1.3
UnsteadyDelta=1.01
UnsteadyError=0.01
UnsteadyMaxLoop=150

[module]
ModuleType=2101;冷媒入口境界条件モジュールはの 2101 番
name2=CM2101refinlet12317
code=CM2101refinlet12317
R_t1.G=0.03
R_t1.P=2500
R_t1.h=440
R_t1.CycleNUM=1
Po[1].G=0.05
Po[1].P=1000
Po[1].h=240
output=R_t1.G;output=変数名と指定すると、変数の結果が出力される。
output=R_t1.P
output=R_t1.h
output=R_t1.CycleNUM
output=Po[1].G
output=Po[1].P
output=Po[1].h
efmsheetXaxis=114
efmsheetYaxis=192
efmsheetRotation=0

[module]

```

```

ModuleType=2102;熱交換器モジュールの 2102 番
name2=CM2102heatex12318
code=CM2102heatex12318
Po[1].G=0.05
Po[1].P=1000
Po[1].h=300
Po[2].G=0.05
Po[2].P=1000
Po[2].h=300
P.L1=1
P.D1=0.0073
P.K1=2 熱交換器の P.K1 という変数に 2 という値を設定する
P.outT=30
P.n1=1
P.pd_keisu=1
R_t1.CycleNUM=1
output=Po[1].G
output=Po[1].P
output=Po[1].h
output=Po[2].G
output=Po[2].P
output=Po[2].h
output=P.L1
output=P.D1
output=P.K1
output=P.outT
output=P.n1
output=P.pd_keisu
output=R_t1.P
output=R_t1.h
output=R_t1.T
output=R_t1.Q
output=R_t1.M
output=R_t1.CycleNUM
output=R_t1.Ti
output=R_t1.SHi
output=R_t1.SGi
output=R_t1.To
output=R_t1.SHo
output=R_t1.SCo
efmsheetXaxis=286.5
efmsheetYaxis=318.75
efmsheetRotation=0

```

```

[connection]
name2=uygkuygkuygkuyku
code=Connector12319
type=9999
omodule=CM2101refinlet12317
oport=1
;このコネクタの入口（モジュールから見ると出口）は CM2101refinlet12317
の 1 番ポートにつながれている。

```

```
i module=CM2102heatex12318
```

```
i port=1
```

;このコネクタの出口（モジュールから見ると入口）は CM2102heatex12318 の 1 番ポートにつながれている。

```
[connectoroutput]
```

```
[debugmode]
```

```
AssumedPrint=false
```

```
MatrixPrint=false
```

```
ErrorDispPrint=true
```

```
PursuitMode=true
```

```
CommandMode=true
```

```
EndAlert=false
```

[end];ここで解析条件ファイルは終了する。

第 11 章 結論

11.1. 結論

本研究では圧縮式ヒートポンプの大域的解析を可能とする数理モデルの構築と、エネルギーシステム汎用解析シミュレータへの適応を目的とした。

大域的数理モデルの構築について得られた成果をまとめると以下のようになる。

- ・ 圧縮式ヒートポンプの定常状態から非定常断続運転解析を可能とする大域的数理モデルを構築した
- ・ 構築した数理モデルは、本研究で実施された条件においては比較的よく実験結果を再現可能なことがわかった。実験結果と解析結果との差異はおよそ 10%程度である。

エネルギーシステム汎用解析シミュレータに関する成果をまとめると以下のようになる。

- ・ エネルギーシステム汎用解析手法であるモジュラー解析手法と本研究で構築した圧縮式ヒートポンプの大域的数理モデルを適応したシミュレータ”Energy Flow+M”の設計を実施した。
- ・ 本シミュレータで圧縮式ヒートポンプの数値解析を簡便かつ合理的に実施できることを確認した。

11.2. 展望

今後の展望としては、圧縮式ヒートポンプの内部可視化実験等により初期の冷媒の分布等を解明よりことによる解析の差異を究明していく事、各種パラメータスタディ等を通じてシステムの最適化の検討を進める事などが挙げられる。

また、エネルギー汎用解析シミュレータである Energy Flow+M は、大規模圧縮式ヒートポンプシステムの設計検討や、各種エネルギーシステムの性能評価などに貢献できるものと考えられる。

謝 辞

私に本論文のテーマである圧縮式ヒートポンプの研究の機会を与えていただき、また長年にわたりご指導いただきましたことを齋藤潔教授に深く感謝申し上げます。また、本論文の審査を通じて、適切なお助言いただきました勝田正文教授、武藤寛准教授、天野嘉春教授にも心より感謝いたします。私が機械工学の道へ進むきっかけを与えてくださった河合名誉教授に感謝いたします。中村客員教授、鄭客員准教授、山口助教、木村助手には、日ごろから研究に対して様々な議論をさせていただきましたこと感謝いたします。

さらに、実験やシミュレーションを行うに当たり、努力していただいた齋藤研究室の皆様へ感謝いたします。また、実験を進めるに当たり様々なご協力いただきましたサーマルフルード実験室の職員の皆様へ感謝いたします。

最後に、特に生活面で支えていただいた両親をはじめ家族に感謝します。

文 献

- 1) “Cool Earth－エネルギー革新技術計画.” 経済産業省.
- 2) 松島正年，野邑奉弘，西村伸也，伊與田浩志，稲葉恒一：日本冷凍空調学会論文集，**18** (1), 39 (2001).
- 3) 澤井清，作田淳，飯田登，鴉田晃，森本敬，石井徳章：日本冷凍空調学会論文集，**24** (3), 265 (2007).
- 4) 澤井清，鴉田晃，作田淳，飯田登，森本敬，石井徳章：日本冷凍空調学会論文集，**26** (4), 387 (2009).
- 5) 東條 健司：冷凍，**84** (981), 577 (2009).
- 6) 近野雅嗣，柳瀬裕一，土屋豪：冷凍，**88** (1027), 354 (2013).
- 7) 椿耕太郎，宮良明男，永井雄磨，佐々木直栄，水田貴彦：日本冷凍空調学会論文集，**24** (4), 423 (2007).
- 8) 党超鋌，大宮司啓文，飛原英治，徳永正秀：日本冷凍空調学会論文集，**18** (2), 9 (2001).
- 9) 加賀 邦彦，山田 賢一，古藤 悟，大串 哲朗：日本機械学会論文集．B編，**66** (647), 1826 (2000).
- 10) 加賀 邦彦，山田 賢一，古藤 悟，大串 哲朗：日本機械学会論文集．B編，**67** (654), 493 (2001).
- 11) 加賀 邦彦，古藤 悟，大串 哲朗，吉田 英生：日本機械学会論文集．B編，**75** (749), 117 (2009).
- 12) 加賀 邦彦，古藤 悟，大串 哲朗：日本機械学会論文集．B編，**73** (727), 796 (2007).
- 13) 齋藤 潔：学位論文，.
- 14) 井上修行：学位論文，.
- 15) 中村啓夫，台坂恒，横山英範，野中正之，齋藤潔：日本冷凍空調学会論文集，**27** (3), 221 (2010).
- 16) 鄭宗秀，齋藤潔，玄成建，河合素直，西山教之，吉川朝郁：日本機械学会論文集．B編，**69** (685), 2114 (2003).

- 17) 井上修行：日本エネルギー学会誌，**88** (11), 979 (2009).
- 18) 藤巻誠一郎：Techno marine : bulletin of the Society of Naval Architects of Japan : 日本造船学会誌，(871), 3 (2003).
- 19) H. WAKAYAMA, T. KATSURA, K. NAGANO, N. SATO: 空気調和・衛生工学会論文集，(189), 21 (2012).
- 20) J. Jeong, K. Saito, S. Kawai: International Journal of Refrigeration, **34** (3), 674 (2011).
- 21) S. Yamaguchi, J. Jeong, K. Saito, H. Miyauchi, M. Harada: Applied Thermal Engineering, **31** (17-18), 3741 (2011).
- 22) 中曾康壽 et al.: 空気調和・衛生工学会論文集，(190), 11 (2013).
- 23) 谷口博：日本機械学会論文集．B編，**55** (509), 1 (1989).
- 24) 伊藤定祐，三浦直勝，高橋久：日本機械学会論文集．B編，**54** (502), 1503 (1988).
- 25) 日本冷凍空調工業会：冷凍空調機器の中期需要予測報告書．(2012).
- 26) 社団法人日本冷凍空調工業会：ヒートポンプの実用性能と可能性．(2010).
- 27) 久保田 淳，内田 麻理，鹿園 直毅：日本冷凍空調学会論文集，**18** (4), 29 (2001).
- 28) 藤井哲，小山繁，井上順広，桑原憲，平國悟：日本機械学会論文集．B編，**59** (562), 2035 (1993).
- 29) 五島 正雄 et al.: 日本冷凍空調学会論文集，**22** (4), 437 (2005).
- 30) R. Yonemoto, S. Koyama: Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers, **24** (2), 139 (2007).
- 31) T. C. CARNAVOS: Heat Transfer Engineering, **1** (4), 32 (1980).
- 32) 東井上 真哉，桃木 悟，茂地 徹：長崎大学工学部研究報告，**35** (64), 19 (2005).
- 33) 馬場和彦，松岡篤，篠本洋介：日本冷凍空調学会論文集，**24** (1), 1 (2007).
- 34) 新井亨，千秋隆雄：日本冷凍空調学会論文集，**1** (1), 3 (1984).
- 35) 日本規格協会：ルームエアコンディショナ JIS C 9612:2005. (2005).

- 36) 日本規格協会：パッケージエアコンディショナ JIS B 8616:2006. (2006).
- 37) 日本規格協会：家庭用ヒートポンプ給湯器 JIS C 9220:2011. (2011).
- 38) 日本規格協会：ガスヒートポンプ冷暖房機-第一部：一般要求事項 JIS B 8627-1:2006. (2006).
- 39) 佐藤郁：冷凍, **88** (1025), 252 (2013).
- 40) 佐藤郁：冷凍, **88** (1027), 392 (2013).
- 41) 佐藤郁：冷凍, **88** (1033), 792 (2013).
- 42) 香川澄：冷凍, **88** (1033), 731 (2013).
- 43) 吉川 朝郁, 鄭 宗秀, 服部 一裕, 齋藤 潔, 河合 素直：日本冷凍空調学会論文集, **21** (1), 1 (2004).
- 44) 吉川 朝郁, 鄭 宗秀, 服部 一裕, 齋藤 潔, 河合 素直：日本冷凍空調学会論文集, **21** (1), 23 (2004).
- 45) 吉川 朝郁, 鄭 宗秀, 服部 一裕, 齋藤 潔, 河合 素直：日本冷凍空調学会論文集, **21** (1), 13 (2004).
- 46) C. Lucas, J. Koehler: International Journal of Refrigeration, **35** (6), 1595 (2012).
- 47) K. Chunnanond, S. Aphornratana: Renewable and Sustainable Energy Reviews, **8** (2), 129 (2004).
- 48) S. Elbel: International Journal of Refrigeration, **34** (7), 1545 (2011).
- 49) K. Sumeru, H. Nasution, F. N. Ani: Renewable and Sustainable Energy Reviews, **16** (7), 4927 (2012).
- 50) J. Sarkar: Renewable and Sustainable Energy Reviews, **16** (9), 6647 (2012).
- 51) X. Chen, S. Omer, M. Worall, S. Riffat: Renewable and Sustainable Energy Reviews, **19** (null), 629 (2013).
- 52) C. W. Roh, M. S. Kim: International Journal of Refrigeration, **34** (8), 1911 (2011).
- 53) C. W. Roh, M. S. Kim: International Journal of Refrigeration, **35** (2), 434 (2012).

- 54) J. Heo, R. Yun, Y. Kim: *International Journal of Refrigeration*, **36** (3), 730 (2013).
- 55) J. Heo, M. W. Jeong, C. Baek, Y. Kim: *International Journal of Refrigeration*, **34** (2), 444 (2011).
- 56) 尾崎浩一, 遠藤尚樹, 矢部彰, 小林敏雄: *日本機械学会論文集. B編*, **57** (533), 202 (1991).
- 57) H. NAGATA, M. KAKUDA, S. SEKIYA, M. SHIMOJI, T. KODA: *International Compressor Engineering Conference*, (1157), 1 (2010).
- 58) 関口圭輔, 植草常雄, 宇田川陽介, 内藤靖浩, 齋藤潔: *日本機械学会誌*, **116** (1134), 298 (2013).
- 59) 堀江 勇人, 伊藤 麻美, 飛原 英治: *日本冷凍空調学会論文集*, **28** (4), 393 (2011).
- 60) 堀江 勇人, 飛原 英治: *日本冷凍空調学会論文集*, **29** (1), 13 (2012).
- 61) H. Nakamura, H. Murata, Y. Jinno, K. Konishi, K. Saito, K. Ohno: *2010年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集*, 443 (2010).
- 62) H. Nakamura, H. Murata, Y. Jinno, K. Konishi, K. Saito, K. Ohno: *2010年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集*, 445 (2010).
- 63) 平良繁治, 矢嶋龍三郎, 樽谷勇, 小山繁: *日本冷凍空調学会論文集*, **18** (1), 73 (2001).
- 64) 平良 繁治, 矢嶋 龍三郎, 小山 繁: *日本冷凍空調学会論文集*, **18** (3), 145 (2001).
- 65) K. Ohno et al.: *日本冷凍空調学会論文集*, **30** (4), 389 (2013).
- 66) 齋藤潔, 山崎正和, 平野聡, 河合素直: *平成11年度日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集*, 61 (1999).
- 67) K. Saito, J. Jeong: *Energy Procedia*, **14**, 1595 (2012).
- 68) I. SAKAI: *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, **33** (246), 249 (1967).
- 69) 福島 敏彦, 誠吾宮本: *日本冷凍協会論文集*, **2** (2), 41 (1985).
- 70) 大内田 聡, 長谷川 達也, 中村 正則: *日本機械学会論文集. B編*, **74** (742), 1419 (2008).

- 71) 中尾正喜, 植草常雄, 河合素直: 空気調和・衛生工学会論文集, (59), 83 (1995).
- 72) 畝崎史武, 飛原英治, 松岡文雄, 齋藤孝基: 日本機械学会論文集. B編, 58 (556), 3760 (1992).
- 73) 畝崎史武, 松岡文雄: 日本冷凍空調学会論文集, 18 (3), 321 (2001).
- 74) 畝崎史武, 松岡文雄: 日本冷凍空調学会論文集, 18 (3), 331 (2001).
- 75) 横山良平, 清水猛, 竹村和久, 伊東弘一: 日本機械学会論文集. B編, 71 (707), 1885 (2005).
- 76) 横山良平, 清水猛, 竹村和久, 伊東弘一: 日本機械学会論文集. B編, 71 (712), 2979 (2005).
- 77) 四宮 徳章, 西村 伸也, 伊與田 浩志: 日本冷凍空調学会論文集, 27 (1), 11 (2010).
- 78) S. Yamaguchi, D. Kato, K. Saito, S. Kawai: International Journal of Heat and Mass Transfer, 54 (9-10), 1896 (2011).
- 79) J. Chi, D. Didion: International Journal of Refrigeration, 5 (3), 176 (1982).
- 80) J. W. MacArthur: International Journal of Refrigeration, 7 (2), 123 (1984).
- 81) Z. Liu, G. Tang, F. Zhao: Applied Thermal Engineering, 23 (6), 675 (2003).
- 82) 小山 繁, XUE Jun, 桑原 憲: 日本冷凍空調学会論文集, 26 (3), 325 (2009).
- 83) 安田弘: 学位論文, (1995).
- 84) 安田弘, 柳沢徹邇, 出石峰敏: 日本冷凍協会論文集, 11 (3), 263 (1994).
- 85) 四宮 徳章, 西村 伸也, 伊與田 浩志, 野邑 奉弘: 日本冷凍空調学会論文集, 24 (4), 447 (2007).
- 86) “Modelica and the Modelica Association.” [Online]. Available: <https://www.modelica.org/>.
- 87) “官庁営繕: ライフサイクルエネルギーマネジメント (LCEM).” [Online]. Available: http://www.mlit.go.jp/gobuild/sesaku_lcem_lcem.html.
- 88) “TRNSYS.” [Online]. Available: <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/>.
- 89) “NIST Standard Reference Database 23.” [Online]. Available: <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>.

- 90) M. C. Engineering: THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF HUMID AIR. (2007).
- 91) 日本機械学会：日本機械学会蒸気表 1980SI. (1980).
- 92) 日本機械学会：伝熱工学．丸善，(2005).
- 93) 吉田駿，西川兼康，松永崇，中田春男：冷凍，**58** (666), 331 (1983).
- 94) 野津 滋，本田 博司，藤井 哲：冷凍，**58** (669), 659 (1983).
- 95) 松尾 一泰：流体の力学．理工学社，(2007).
- 96) D. Chisholm: International Journal of Heat and Mass Transfer, **10** (12), 1767 (1967).
- 97) 瀬下 裕，藤井 雅雄：日本機械学会論文集．B編，**53** (486), 581 (1987).
- 98) 瀬下 裕，藤井 雅雄：日本機械学会論文集．B編，**53** (486), 587 (1987).
- 99) 藤井 雅雄，瀬下 裕：日本機械学会論文集．B編，**53** (490), 1767 (1987).
- 100) Y. Seshimo, M. Fujii: ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings, **4**, 449 (1991).
- 101) 日本機械学会：気液二相流ハンドブック．コロナ社，(2006).
- 102) International Critical Tables of Numerical Data. (2003).
- 103) K. S. Pitzer, J. C. Peiper, R. H. Busey: Journal of Physical and Chemical Reference Data, **13** (1), 1 (1984).

早稲田大学 博士（工学） 学位申請 研究業績書

氏名 大野 慶祐

(2014年 1月1現在)

種 類 別	題名、 発表・発行掲載誌名、 発表・発行年月、 連名者（申請者含む）
論文	大野慶祐, 齋藤潔, 山口誠一, 岸本哲郎, 松本邦康, 圧縮式ヒートポンプの断続運転解析—第1報: 単段蒸気圧縮式ヒートポンプの数理モデルの構築と数値解析—, 日本冷凍空調学会論文集, 2013年, 107-122.
論文	大野慶祐, 木村健, 山口誠一, 齋藤潔, 糸永俊介, 松田憲兒, 岸本哲郎, HC600aをドロップイン冷媒としたR410A用ルームエアコンの性能評価, 日本冷凍空調学会論文集, 日本冷凍空調学会論文集, 2013年, 389-399.
国際発表	K.Ohno, K.Saito, H.Nakamura, Wide range unsteady-state simulation of compression type refrigerator with modular analysis, Energy Efficiency Best Practice Conference 2008, Melbourne, Australia, IIR, 2008.
国際発表	K.Ohno, K.Saito, GLOBAL UNSTEADY STATE SIMULATION OF COMPRESSION TYPE HEAT PUMP, The Fifth Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, Tokyo, Japan, 2010, No90.
国際発表	K.Ohno, K.Saito, GLOBAL UNSTEADY STATE SIMULATION OF COMPRESSION TYPE HEAT PUMP WITH MODULAR ANALYSIS, Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology, Stockholm, Sweden, 2010.
国際発表	, I.Hujimoto, K.Saito, K.Ohno, H.Murata, H.Nakamura, Performance Evaluation of VRF Systems -1st report Experimental Evaluation of Steady State Driving-, 10 th International Energy Agency HEAT PUMP CONFERENCE 2011, Tokyo, Japan, IEA, 2011, 153.
国際発表	H.Nakamura, H.Murata, K.Saito, K.Ohno, I.Hujimoto, K.Matsumoto, Performance Evaluation of VRF Systems -2nd report: Experimental Evaluation of Transient Driving-, 10 th International Energy Agency HEAT PUMP CONFERENCE 2011, Tokyo, Japan, IEA, 2011, 154.
国際発表	M.Kikuchi, K.Ohno, K.Saito, Performance Evaluation of VRF Systems using Compressor Curve Method, 10 th International Energy Agency HEAT PUMP CONFERENCE 2011, Tokyo, Japan, IEA, 2011, 155.
国際発表	K.Ohno, K.Saito, H.Nakamura, H.Murata, Y.Jinno, K.Konishi, Y.Nakaso, Unsteady State Simulation of VRF Systems, 10 th International Energy Agency HEAT PUMP CONFERENCE 2011, Tokyo, Japan, IEA, 2011, 156.
国際発表	K.Ohno, K.Saito, H.Nakamura, H.Murata, I.Hujimoto, K.Konishi, Y.Nakaso, CD Value of Cooling Seasonal Performance Factor, 10 th International Energy Agency HEAT PUMP CONFERENCE 2011, Tokyo, Japan, IEA, 2011, 157.
国際発表	K.Ohno, S.Nakagawara, K.Saito, H.Nakamura, R.Takafuji, Simulation of fin tube heat exchanger based on tube structure, 8 th International Conference on Multiphase Flow ICMF 2013, Jeju, Korea, 2013, 538.
表彰	日本冷凍空調学会 平成21年度 優秀講演賞 ヒートポンプの大域的非定常解析 -圧縮式ヒートポンプの断続運転解析-, 日本冷凍空調学会, 2010年5月.

早稲田大学 博士（工学） 学位申請 研究業績書

種 類 別	題名、 発表・発行掲載誌名、 発表・発行年月、 連名者（申請者含む）
表彰	第 46 回空気調和・冷凍連合講演会 平成 24 年度 優秀講演賞 エネルギーシステム汎用解析シミュレータ“ENERGY FLOW+M”の開発～エクセルによる圧縮式ヒートポンプシミュレータの非定常解析コードの開発～, 空気調和衛生工学会・日本冷凍空調学会・日本機械学会, 2012 年 10 月.
講演	大野慶祐, 齋藤潔, エネルギーシステム汎用解析シミュレータ“ENERGY FLOW+M”の開発～吸収式ヒートポンプの特性解析～, 2013 年度日本冷凍空調学会年次大会, 東京, 2013 年 9 月, 日本冷凍空調学会, 2013 年, 523-526.
講演	大野慶祐, 齋藤潔, 圧縮式ヒートポンプの非定常特性解析～制御系設計に必要なパラメータスタディ～, 2013 年度日本冷凍空調学会年次大会, 東京, 2013 年 9 月, 日本冷凍空調学会, 2013 年, 519-522.
講演	大野慶祐, 齋藤潔, エネルギーシステム汎用解析シミュレータ“ENERGY FLOW+M”の開発～二重効用吸収式ヒートポンプの特性解析～, 2013 年度日本冷凍空調学会年次大会, 東京, 2013 年 9 月, 日本冷凍空調学会, 2013 年, 457-460.
講演	大野慶祐, 中村啓夫, 齋藤潔, 高藤亮一, フィンチューブ型熱交換器のモデリングと特性解析, 第 47 回空気調和・冷凍連合講演会, 東京, 2013 年 4 月, 空気調和衛生工学会・日本冷凍空調学会・日本機械学会, 2013 年, 135-138.
講演	大野慶祐, 齋藤潔, 糸永俊介, 松田憲兒, 炭化水素冷媒をドロップインしたルームエアコンの性能評価, 第 47 回空気調和・冷凍連合講演会, 東京, 2013 年 4 月, 空気調和衛生工学会・日本冷凍空調学会・日本機械学会, 2013 年, 107-110.
講演	大野慶祐, 齋藤潔, 宇田川陽介, 関口圭輔, 柳正秀, データセンタ向け冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機に関する研究～(第 2 報)パラメータスタディ～, 2012 年度日本冷凍空調学会年次大会, 北海道, 2012 年 9 月, 日本冷凍空調学会, 2012 年, 563-566
講演	大野慶祐, 西山教之, 齋藤潔, 吸収式冷凍機における理論 COP の考察, 2012 年度日本冷凍空調学会年次大会, 北海道, 2012 年 9 月, 日本冷凍空調学会, 2012 年, 215-218.
講演	大野慶祐, 中村啓夫, 齋藤潔, 高藤亮一, チューブ形状・配列を考慮したプレートフィンチューブ熱交換器の詳細特性解析, 2012 年度日本冷凍空調学会年次大会, 北海道, 2012 年 9 月, 日本冷凍空調学会, 2012 年, 7-10.
講演	大野慶祐, 齋藤潔, エネルギーシステム汎用解析シミュレータ“ENERGY FLOW+M”の開発～エクセルによる圧縮式ヒートポンプシミュレータの非定常解析コードの開発～, 第 46 回空気調和・冷凍連合講演会, 東京, 2012 年 4 月, 空気調和衛生工学会・日本冷凍空調学会・日本機械学会, 2012 年, 119-122.

早稲田大学 博士（工学） 学位申請 研究業績書

種 類 別	題名、 発表・発行掲載誌名、 発表・発行年月、 連名者（申請者含む）
講演	大野慶祐，齋藤潔，中村北斗，村田博道，上野清隆，藤本勲，中曾康壽，圧縮式ヒートポンプの断続運転解析，2011年度日本冷凍空調学会年次大会，東京，2011年9月，日本冷凍空調学会，2011年，711-714.
講演	大野慶祐，西山教之，齋藤潔，二重効用吸収式冷凍機の断続運転解析，2011年度日本冷凍空調学会年次大会，東京，2011年9月，日本冷凍空調学会，2011年，571-574.
講演	大野慶祐，齋藤潔，中村北斗，村田博道，神野幸弘，小西克浩，中曾康壽，冷房期間エネルギー消費効率におけるCD値の検証，2010年度日本冷凍空調学会年次大会，金沢，2010年9月，日本冷凍空調学会，2010年，619-622.
講演	大野慶祐，齋藤潔，モジュラー解析手法を用いたヒートポンプの大域的非定常解析 -圧縮式ヒートポンプの断続運転解析-，2009年度日本冷凍空調学会年次大会，東京，2009年10月，日本冷凍空調学会，2009年，B321.
講演	大野慶祐，齋藤潔，エネルギーシステム汎用解析ソフト（ENERGY FLOW+M）インターネット公開版の開発 -吸収式ヒートポンプシステムの静特性解析-，2009年度日本冷凍空調学会年次大会，東京，2009年10月，日本冷凍空調学会，2009年，C114.
講演	大野慶祐，齋藤潔，西山教之，単効用吸収冷凍機における断続運転特性解析，第19回環境工学総合シンポジウム2009，沖縄，2009年7月，417.
講演	大野慶祐，齋藤潔，中村英明，エネルギーシステム汎用解析ソフト“ENERGY FLOW+M”の開発 （第1報）2008年度日本冷凍空調学会年次大会，大阪，2008年10月，日本冷凍空調学会，2008年，319-322.
講演	大野慶祐，齋藤潔，中村啓夫，汎用熱システム解析手法の確立への試み （第5報），2008年度日本冷凍空調学会年次大会，大阪，2008年10月，日本冷凍空調学会，2008年，315-318.