

低温外気利用による年間冷房型空調システム  
の高効率化に関する研究  
High efficiency annual cooling  
air conditioning systems using outdoor air

2014 年 7 月

宇田川 陽介  
Yosuke UDAGAWA

低温外気利用による年間冷房型空調システム  
の高効率化に関する研究  
High efficiency annual cooling  
air conditioning systems using outdoor air

2014年7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

宇田川 陽介

Yosuke UDAGAWA

## 目 次

1.緒言.....	1
1.1 研究背景と目的.....	2
1.2 既往研究.....	5
1.3 研究概要.....	7
1.4 本論文の構成.....	9
2.外気冷房型空調システムの比較.....	10
2.1 概要.....	11
2.2 評価方法.....	13
2.3 比較評価の共通条件.....	13
2.3.1 建物条件.....	13
2.3.2 気象条件.....	13
2.4 比較対象とする空調システム.....	15
2.4.1 水冷中央熱源方式（基準方式）.....	15
2.4.2 水冷中央熱源方式（直接外気冷房の併用型）.....	16
2.4.3 水冷中央熱源方式(間接外気冷房(水方式)の併用型).....	26
2.4.4 間接外気冷房（低圧力比）方式を採用したパッケージ型空調機.....	32
2.5 各外気冷房方式の年間消費電力量比較.....	34
2.5.1 解析条件.....	34
2.5.2 外気冷房運用時間.....	34
2.5.3 年間消費電力量比較.....	36
2.6 本章のまとめ.....	40
3.フリークーリング併用型ハイブリッド空調システム.....	41
3.1 概要.....	42
3.2 数理モデル.....	44
3.2.1 各構成要素のモデル.....	44
3.2.1.(1) 圧縮機.....	44
3.2.1.(2) 蒸発器，凝縮器.....	45
3.2.1.(3) アキュームレータ.....	48
3.2.1.(4) レシーバ.....	49
3.2.1.(5) 電子膨張弁.....	50
3.2.1.(6) ポンプ.....	50
3.2.1.(7) 接続配管.....	51
3.2.1.(8) 混合管.....	52
3.2.1.(9) 分岐管.....	52
3.2.2 境界条件，接続条件.....	53
3.2.3 数値計算方法概要.....	54

3.3	実験概要	56
3.3.1	対象とするシステム	56
3.3.2	データセンタ模擬実験概要	57
3.4	評価方法	59
3.5	システム構成の基礎検討	60
3.6	数理モデルの妥当性	63
3.6.1	静特性解析	63
3.6.2	動特性解析	70
3.7	本章のまとめ	74
4.	フリークーリングサイクルの静特性解析	75
4.1	概要	76
4.2	冷媒循環量変化	76
4.3	室外送風機風量変化	80
4.4	室内送風機風量変化	83
4.5	外気温度変化	86
4.6	室内温度変化	89
4.7	本章のまとめ	92
5.	フリークーリングサイクルの動特性解析	93
5.1	概要	94
5.2	室外送風機風量に対するシステム特性	94
5.2.1	室外送風機風量増加	94
5.2.2	室外送風機風量減少	104
5.3	冷媒循環量に対するシステム特性	112
5.3.1	冷媒循環量増加	112
5.3.2	冷媒循環量減少	120
5.4	本章のまとめ	127
6.	フィールド評価と消費電力削減効果試算	128
6.1	概要	129
6.2	フィールド評価	129
6.2.1	本空調機の切り替え制御	129
6.2.2	設置環境	130
6.2.3	空調機の運転状態	131
6.2.4	運転効率評価	134
6.2.5	消費電力削減量	135
6.3	消費電力削減効果	136
6.4	CO <sub>2</sub> 排出量低減効果	138
6.5	本章のまとめ	139
7.	結言	140



7.1 本論文のまとめ.....	141
7.2 今後の展望.....	144
参考文献.....	145
謝辞.....	151
研究業績.....	152

記号表

$COP$	COP	—
$C_V$	流量計数	—
$E$	エネルギー	W
$G$	質量流量	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
$h$	比エンタルピ	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$
$s$	比エントロピ	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
$u$	比内部エネルギー	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$
$n$	回転数	rps
$P$	圧力	kPa
$Q$	熱流	W
$S$	流路面積	$\text{m}^2$
$T$	温度	$^{\circ}\text{C}$
$v$	流速	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
$V$	体積	$\text{m}^3$
$W$	仕事	W
$\rho$	密度	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
$v_{AC}$	平均自由通過速度	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
$j$	物質移動流束	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$
$L$	長さ	m
$L_C$	周長さ	m
$q$	熱流束	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$
$T_{DP}$	露点温度	$^{\circ}\text{C}$
$X$	水分濃度	—
$\eta$	効率	—
$f$	摩擦損失係数	—
$\varphi_L$	ロックハートマルチネリパラメータ	—
$Ga$	ガリレオ数	—
$Bo$	ボイリング数	—
$Re$	レイノルズ数	—
$Pr$	プラントル数	—
$Nu$	ヌセルト数	—
$X_{tt}$	ロックハートマルチネリパラメータ	—
$D$	直径	m
$D_{ec}$	代表長さ	m
$A$	表面積	$\text{m}^2$
$\alpha$	熱伝達率	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$

### 記号表

$\lambda$	熱伝導率	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
$x$	乾き度	—
$H$	相変化数	—
$g$	重力加速度	$m \cdot s^{-2}$
$H_L$	高さ	m
$L_A$	フィン幅	m
$L_{A2}$	フィン高さ	m

### 添字表

ad	断熱
I	入口
O	出口
R	冷媒
A	湿り空気
Sat	飽和
TP	二相流
SP	单相流
VAP	蒸気
L	液
SYS	システム
COM	圧縮機
EVA	蒸発器
CON	凝縮器
PUM	ポンプ
FC	フィンカラー
FIN	フィン
IFAN	室内ファン
OFAN	室外ファン
INV	インバータ
V	体積
In	管内
Out	管外
M	伝熱管
f	強制対流凝縮領域
b	共存および体積力対流凝縮領域

# 1.緒言

## 1.1 研究背景と目的

近年、データの管理・制御を行うサーバ、ネットワーク回線に接続する情報通信装置、データを蓄積するストレージなどの ICT (Information and Communication Technology) 装置は、社会に広く普及し、社会や経済活動の支えとなっている。一般的に、ICT 装置は、19 インチラックとよばれる専用のラックに収容され、情報通信用建物やデータセンタ (図 1.1) において、集中的に管理されている。また、データセンタには、ICT 装置の他に、運用に必要な電源・空調システムが設置されている。近年、データセンタは、電子商取引やコンテンツ配信などのネットワーク活用サービス事業者などに広く活用され、社会インフラとして極めて重要な位置を占めるようになってきている。重要性が高まるにつれて、データセンタの消費電力量もますます増加することが予想<sup>1)</sup>されており、地球温暖化対策の観点からも消費電力量の削減が求められている。

データセンタで消費される電力は、「ICT 装置に必要な電力」の他、「ICT 装置の冷却に必要な電力」、「その他給電ロス等で消費される電力」に大別される。データセンタ全体の消費電力削減に向けては、ICT 装置自体の高効率化により、「ICT 装置に必要な電力」を削減することは、非常に重要であるが、それと同時に「ICT 装置の冷却に必要な電力」および「その他給電ロス等に消費される電力」を削減することは、データセンタ運用におけるエネルギーの有効利用の観点からも非常に重要である。

「その他給電ロス等に消費される電力」の削減においては、機器自体の高効率化の他に、受電から ICT 装置までの電源供給において、AC/DC 変換または DC/AC 変換の回数を減らすことで、変換ロスを削減する直流給電方式の研究が行われている<sup>2),3)</sup>。

一方、「ICT 装置の冷却に必要な電力」は、データセンタで消費される電力のうち 30～50%を占めており、その消費電力の削減がデータセンタ全体の消費電力に与える影響は大きく、これまでも消費電力削減に向けて種々の研究や取組みが行われている。しかし、データセンタ空調の冷却対象である ICT 装置が収納される 19 インチラックあたりの発熱量に着目すると、今後も増加傾向にあり (図 1.2<sup>4),5)</sup>)、より一層の消費電力の削減が求められる。

「ICT 装置の冷却に必要な電力」とは、具体的には、ICT 装置を冷却するための空調システムの消費電力である。以下に、データセンタにおける空調システムの概要を述べる。ICT 装置は、運用時に常時大量の発熱を伴うため、専用の冷却設備が必要となり、空調機を用いて、空気によって冷却 (空調) を行っているのが一般的である。また、データセンタ内に設置される ICT 装置は、運用時に周囲温度・相対湿度が規定されており、空調システムにより室内環境の制御が必要となる。ここで、一般事務室用空調と比較したデータセンタ空調の特徴を下記にまとめる。

- ① 冷却対象が ICT 装置等の機械 (顕熱負荷が主) であり、年間を通じて冷却 (冷房) が必要。
- ② 年間を通じて高効率な運用が必要。
- ③ 発熱密度が高く、冷却に必要な風量が多い。

- ④ 室内は、一定の温度・湿度の維持が要求される。
- ⑤ 故障時の影響が大きく、大きな事業損失に至る可能性があり、高い信頼性<sup>6)</sup>・可用性が求められる。
- ⑥ 室内空気質の悪化による ICT 装置への影響を考慮する必要がある。

以上のように、データセンタ空調においては、省エネルギー性能と信頼性の両立が求められる。

空調機から ICT 装置までの気流方式としては、壁際に空調機を配置し、二重床下を吹き出しチャンバとして利用する二重床吹き出し空調方式（アンビエント空調方式）が主流である（図 1.3）。空調機からの冷気は、二重床下から開口パネルを経て ICT 装置前面に供給され、ICT 装置を冷却後、排気される。排気され高温となった空気は空調機に戻り、冷却される。この空調方式は、床からの冷気吹き出し口となる開口パネルの配置変更で、ICT 装置の配置換えや逐次増設に容易に対応できるという特徴があり採用されることが多い。

データセンタにおける空調システムの消費電力削減を実現する主な手段としては、室内気流制御と空調システム自体の効率向上が挙げられる。

データセンタにおける空調は、前述した通り、一般事務所用空調と比較し、空調機からの冷気の送風量が約 20 倍と大きい。そのため、空調機からの ICT 装置までの気流を制御し、効率的に冷却を行い、送風動力を削減することは、空調システムの消費電力削減の観点から非常に有効である。室内気流制御に関する研究としては、例えば、羽山ら<sup>7),8)</sup>が ICT 装置の冷却特性が空調効率に与える影響を明らかにしている。中尾ら<sup>9)</sup>、諏訪ら<sup>10)</sup>、土屋ら<sup>11),12)</sup>は、最適な気流方式を選定するための指針となる比較検証を行っている。また、高橋ら<sup>13)</sup>、粕谷ら<sup>14)</sup>、Khattar ら<sup>15),16)</sup>、Wilson<sup>17)</sup>は、送風動力の適正化を図るため、空調機からの冷気と ICT 装置からの高温排気のみキシングロスをなくすため、物理的に冷気と排気を分離する手法の効果を検証している。また、室内気流を改善する指針を得るため、木村ら<sup>18)</sup>、海老原ら<sup>19)</sup>が、CFD などのシミュレーションを用いた手法について研究を行っている。

本研究では、データセンタにおける空調システムの消費電力削減を実現するもう一方の手段である空調システム自体の効率向上に着目する。空調システムの効率を向上させる手法として、排熱利用が挙げられる。しかし、一般的にデータセンタでは、ICT 装置からの排熱は、空気により集熱されており、冷房を行えるほどの温度の排熱量を確保し、空調システムの効率を大幅に向上させることは難しい。データセンタの空調システム自体の効率向上に向けては、年間冷房を行うという特徴から、中間期から冬期の低温外気の有効利用が効果的であり、近年、注目されている<sup>20)-22)</sup>。しかし、最も消費電力が小さくなる低温外気利用手法が明確になっていないという課題や、低温外気利用に伴う設置コスト高、設備設置スペースが大きく必要といった課題がある。

そこで本研究は、低温外気を利用する空調システムの最適運転方法を解析し、更なる空調システムの消費電力低減の実現に向けた指針を得ると共に、低コスト化・省スペース化を両立させる空調システムの実現に向けた指針を得ることを目的とする。

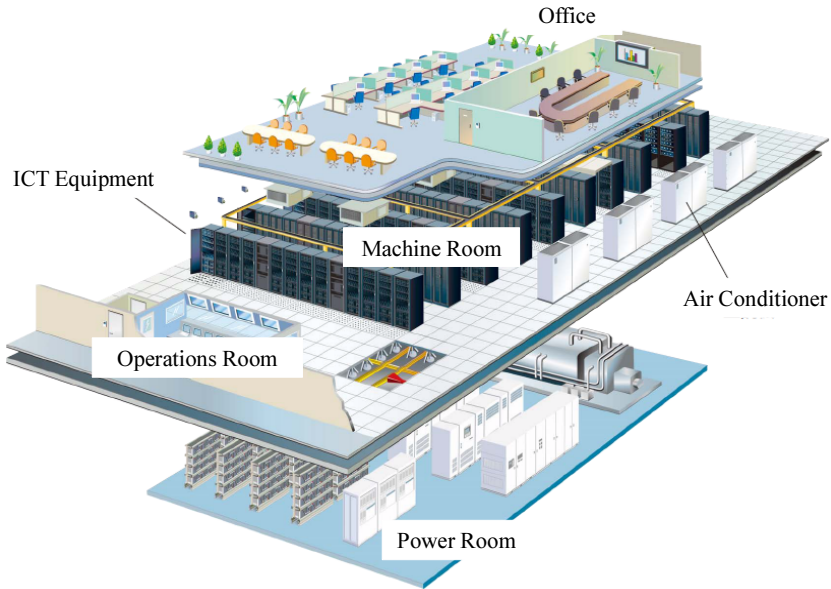


Fig. 1.1 Example of a data center

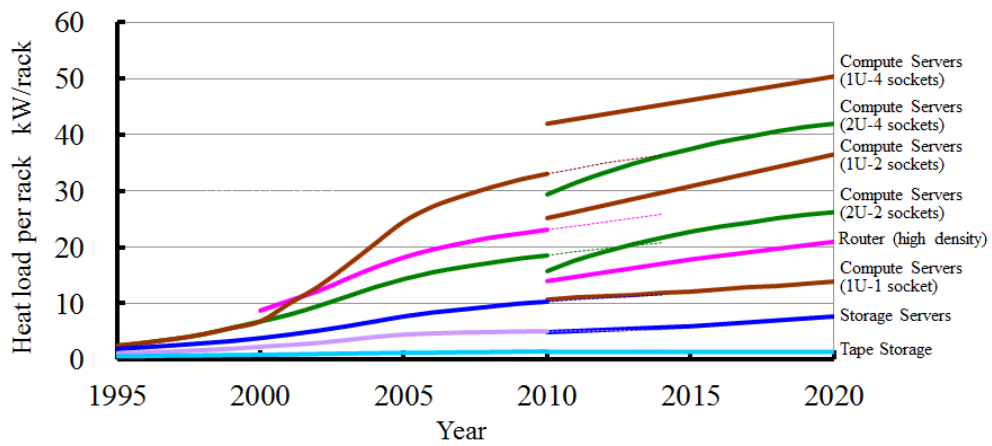


Fig. 1.2 Changes in the amount of heat generated per rack

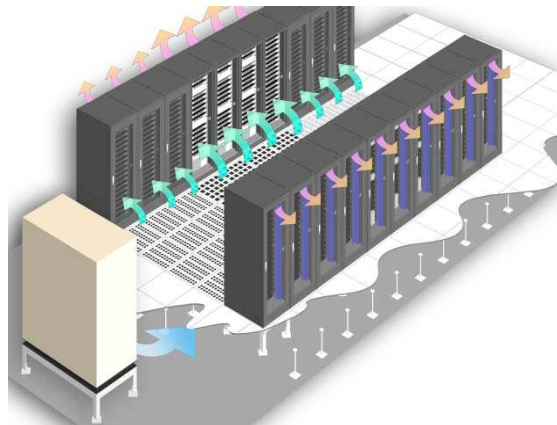


Fig. 1.3 Airflow from the air conditioner

## 1.2 既往研究

空調システム自体の効率向上に向けては、機器の各構成要素、空調機、さらには、空調システム全体を対象に種々の研究が行われている。

空調機については、圧縮機の高効率化<sup>23)-27)</sup>を始め、送風機の高効率化<sup>28), 29)</sup>、熱交換器の高性能化<sup>30)-32)</sup>などが図られ、空調機機器単体での高効率化<sup>33)</sup>は実現されている。

また、高効率化・高性能化への指針を得るうえで、数理モデルを構築し、解析により要素や機器の特性を把握することは、非常に有効な手段の一つである。以前は、集中定数系など、簡易なモデル<sup>34), 35)</sup>で解析は行われていたが、パソコンの普及に伴い、複雑な数理モデルの解析が可能となっている。特に圧縮式冷凍サイクルについては、システムの静的な挙動<sup>36), 37)</sup>や動的な挙動<sup>38), 39)</sup>を始め、冷媒の違いによるシステム特性の把握<sup>40), 41)</sup>など様々な研究が行われており、冷凍サイクルの高効率の実現に寄与している。

空調機としての高効率化に向けた取り組みは、以上のように行われているが、更なる消費電力削減に向けては、機器単体での効率化のみでは、限界があり、データセンタ空調の年間冷房という特徴を活かした効率化技術の確立が求められる。近年、年間を通じて冷房を行う観点から、低温外気の有効利用（外気冷房）に注目が集まっており、種々の研究が行われている。低温外気利用による消費電力低減の手法としては、外気を直接室内に取り入れる「直接外気冷房」と熱交換器等を通じて間接的に低温外気を利用する「間接外気冷房」が挙げられる。

直接外気冷房については、例えば、小金井ら<sup>42), 43)</sup>、藤本ら<sup>44)</sup>、ASHRAE TC9.9<sup>45)</sup>など複数の研究者<sup>46)-53)</sup>が消費電力低減効果や導入外気条件についての研究が行われている。しかし、大量の外気の導入による室内空気質の悪化が、安定駆動を強く求められる情報通信装置に与える影響について十分に明らかにされていないため、その導入が進んでいないのが現状である。

一方で、間接外気冷房は、直接大量の外気を室内に導入しないため、上記の問題を回避することが可能となる。間接外気冷房については、外気冷熱を冷水に取り込む方式として、冷却塔を用いたフリークーリングがあり、たとえば菊池<sup>54)</sup>や岡<sup>55)</sup>、ASHRAE TC9.9<sup>56)</sup>が制御方法や外気導入条件に関して研究を行っている。しかし、室外の冷却塔から室内の空調機まで冷水を搬送するための多大なポンプ動力が必要になる。また、外気が低温になった場合に配管が凍結するリスクもありヒータ等の対策が必要になり、必ずしも大きな消費電力低減効果が期待できない。

また、外気冷熱を冷水ではなく、空気に取り込む空気-空気の熱交換器方式については、Dunnivant<sup>57)</sup>が導入効果について研究を行っている。しかし、空気-空気の熱交換器は、必要な設置スペースも大きくなり、さらに、冷気を室内まで搬送するダクトスペースも必要になり、スペースに限界がある国内のデータセンタへの導入は、スペース効率上問題が多い。

その他の方式として、外気冷熱を冷媒に取り込む方式があり、低外気温度時に動力を必要としない冷媒自然循環<sup>58)-61)</sup>が挙げられ、制御方法等について研究が行われている。しか



し、冷媒の相変化に伴う比重差を駆動力とするため、凝縮器と蒸発器の配置や配管長の制約などが課題となる。

冷媒自然循環の課題を解決する手段として、冷媒ポンプにより冷媒を循環させるフリークーリングサイクルが挙げられ、植草ら<sup>62)</sup>、内田ら<sup>63)</sup>が、制御方法等について検討を行っている。また、柳ら<sup>64)</sup>がポンプ形式に関する検討を行っている。フリークーリングサイクルは、冷媒ポンプにより冷媒を搬送させるため、低外気温度時には消費電力の低減が期待できるが、高外気温度時には運用できないため、外気温度が高い時期には、圧縮機を用いた従来の圧縮サイクルが別になる必要となる場合、システムの 2 重化によるコストアップが避けられない。

また、圧縮機を用いた冷凍サイクルにおいて、低外気温度時の効率向上に向けた研究も行われている<sup>65)-69)</sup>。具体的には、圧縮機が運転可能な圧力比の下限値を緩和し、外気温度に応じて凝縮圧力を低下させることで、圧縮機の動力を低減する低圧力比制御である。低外気温度時に圧縮機の動力を低減するということから、本方式も広義の間接外気冷房と位置付けることができる。

### 1.3 研究概要

前述したが、データセンタにおける年間冷房型空調システムの高効率化に向けた低温外気の有効活用の方式には様々あり、方式毎に導入効果に関する研究は進められているが、各方式の年間消費電力量の比較は、十分に行われていない。そこで、本研究では、まず、異なる低温外気の有効活用方式を採用した空調システムの消費電力削減効果の比較を行う。具体的には、データセンタを対象にした外気冷房型空調システムの運用条件を精査したうえで、各システムの消費電力量の比較をシミュレーションにより検証する。比較対象とする空調システムは、水冷中央熱源方式を基準のシステムとし、中央熱源方式と直接外気冷房の併用型、中央熱源方式と間接外気冷房の併用型とする。また、国内のデータセンタや情報通信用建物では、ICT装置の逐次増設に対して、中央熱源方式より対応が容易なパッケージ型空調機が多く採用されている。そこで、パッケージ空調機の中でもトップクラスの性能をもつ、外気温度に応じた圧縮機の圧力比制御を搭載したパッケージ型空調機を対象とする。以上の合計4システムの比較を行い、低温外気を活用する年間冷房型空調システムの年間消費電力量の比較を行うことで、年間冷房型空調システムの低温外気利用に向けた指針を得る。

また、更なる年間での消費電力量の低減に向けて、圧縮機よりも大幅に小さい動力で冷媒を搬送できるフリークーリングサイクルに着目する。フリークーリングサイクルは、冷媒ポンプにより冷媒を搬送させるため、低外気温時には消費電力の低減が期待できるが、高外気温度では運用できない。そのため、高外気温度時には、圧縮機を用いた従来の圧縮サイクルが別に必要となり、システムの2重化によるコストアップが避けられない。

そこで、本研究では、1つのシステムにおいて、従来の圧縮サイクルにフリークーリングサイクルを併用したハイブリッド型空調システムを提案する。

本システムの特徴は、両サイクルに共通する熱交換器等を併用することにより、大幅なコストダウンおよび省スペース化が図れることである。また、一台のシステムで外気温度が高い夏期から中間期は従来と同様に圧縮機を使用した圧縮サイクルを採用して運用し、外気温度が低い冬期から中間期は、圧縮機を停止し、冷媒ポンプによるフリークーリングサイクルでの運用が可能となり、年間を通じた空調システムの消費電力の大幅な低減を実現できる。

このように本システムは、次世代のデータセンタ用空調機として大きな可能性を有するが、設置環境や運用環境に応じてフリークーリングサイクルにおける冷媒ポンプのキャビテーションを回避するシステム設計や圧縮サイクルとフリークーリングサイクルを適切に切り替える制御設計が実現できなければ、その性能を十分に発揮することは不可能である。このためには、システム全体の詳細な特性解析が必須となる。

そこで、本研究では、まずはフリークーリング併用型ハイブリッド空調システムの実現に向けたシステム設計の検討や詳細な性能評価、制御設計のベースとなる特性解析に必要な、高精度静特性数理モデルの構築を行う。数理モデルの構築を行うとともに実験的にも所要の性能が得られることを検証するため、実際に機器を製作し、詳細な実験も行

う。解析結果と実験結果を比較することで、数理モデルの妥当性を検証する。さらに妥当性が確認された数理モデルを用いた解析により、本システムの静特性および動特性を明らかにする。

また、実際に制作した本空調機を運用されているデータセンタ内に設置し、年間を通じた運転データを分析することで、サイクルの切り替え動作と省エネルギー性を評価する。また、本システムは、パッケージ空調機としての実用化後、日本全国各地に導入を予定している。そこで、全国に導入した場合の消費電力削減効果について、全国の気象データを使用して試算する。

## 1.4 本論文の構成

本論文は、緒言と結言を含め、7章で構成した。

第1章「緒言」では、本研究に至る背景として、ICT装置を取り巻く技術動向およびICT装置の冷却に関する消費電力量の低減手法を示したうえで、年間冷房型空調システムの高効率化に向けた課題と共に既往の研究成果について述べ、本研究の目的を明らかにする。

第2章、「外気冷房型空調システムの比較」では、個々に研究が進められているデータセンタを対象にした外気冷房型空調システムとして、水冷中央熱源方式（基準方式）、中央熱源方式と直接外気冷房の併用型、間接外気冷房（水方式）の併用型、間接外気冷房（低圧力比方式）のパッケージ型空調機の4つのシステムを対象に、その運用条件を精査したうえで、各方式の消費電力量の低減効果を解析により検証する。

第3章から第6章は、更なる年間での消費電力量の低減に向けて、圧縮機よりも大幅に小さい動力で冷媒を搬送できるフリークーリングサイクルに着目し、1台の機器で、従来の圧縮サイクルにフリークーリングサイクルを併用したハイブリッド型空調システムの実用化に向けた研究成果を述べる。

第3章「フリークーリング併用型ハイブリッド空調システム」では、ハイブリッド型空調システムの実現に向けたシステム設計の検討や詳細な性能評価、および、制御設計のベースとなる特性解析に必要な、高精度数理モデルを構築する。さらに構築した数理モデルの妥当性を検証すると共に実験的にも所要の性能が得られることを検証するため、実際に機器を製作し、実際の運用環境を模擬した試験室に機器を設置し、詳細な実験を行った結果について述べる。

第4章「フリークーリングサイクルの静特性解析」では、妥当性が確認された数理モデルを用いて、各操作量および外乱に対するパラメータスタディを行い、システムの静特性を解析し、システム・制御設計の指針を示す。

第5章「フリークーリングサイクルの動特性解析」では、妥当性が確認された数理モデルを用いて、操作量である室外送風機風量と冷媒循環量を変化させた場合のフリークーリングサイクルの挙動を解析し、過渡的な観点からシステム・制御設計の指針を示す。

第6章「フィールド評価と消費電力削減効果試算」では、実際に運用中のデータセンタにハイブリッド型空調システムを設置し、年間を通じた運転データを分析することで、サイクルの切り替え動作と省エネルギー性の評価結果を示す。また、国内5都市の気象データを用いて、従来の一般電算機用空調機に対する本空調機の消費電力量の低減率を試算し、本システムの有用性を示す。

第7章「結言」では、本研究で得られた成果とそれらの意義をまとめ、研究の総括を行う。

## 2.外気冷房型空調システムの比較

## 2.1 概要

年間冷房を行うデータセンタにおける空調システムの更なる消費電力削減の手段の一つとして、中間期から冬期の低温外気の有効利用が挙げられる。低温外気利用による消費電力低減の手法としては、「直接外気冷房」と「間接外気冷房」に大別できる。各方式の特徴を表 2.1 にまとめる。

「直接外気冷房」は、ICT 装置の冷却に必要な大量の外気を直接室内に取り入れ、冷房を行う方式である。外気を大量に室内に取り入れる課題として、設備面では、外壁面への大開口や対象室までの搬送ダクトが必要となる。運用面では、外気取入用送風機の動力増、外気に含まれる不純物の除去や湿度調整のための運用コスト増となる。本方式の採用には、冷却システムの動力削減とこれらコスト増との経済的なトレードオフ評価が必要となる。またコスト面での評価の他に、室内空気質の悪化によるデータセンタ運用のリスク評価も必要である。

一方で、「間接外気冷房」は、熱交換器等を通じて間接的に低温外気を利用する方式で、ICT 装置を間接的に外気冷熱で冷却するシステムである。室内の空気清浄や湿度調整に関わる運用コストは直接外気冷房方式より少なくなる。また室内空気質の悪化によるデータセンタ運用リスクの評価も不要となる。間接外気冷房は、熱交換の方式により、空気方式と水方式、冷媒方式がある。

### (1) 空気方式

空調機の熱交換器まで直接外気を取込む方式である。建築的に外気取り入れのための外壁面への大開口、熱交換器までの搬送ダクトなど設置スペースが必要となる。また、空気搬送用の送風機の動力も必要となる。

### (2) 水方式

冷却塔（外気－水の熱交換器）を通じて外気冷熱を取込み、冷水を空調機の熱交換器まで搬送する方式である。冷却塔を利用することから年間を通じて、外気が低温低湿の地域で効果が大きい。ただし、水搬送のため漏水リスクがある。また、所定の冷水温度にするため、冷却塔の容量を大きく設計する必要がある。

### (3) 冷媒方式

冷媒の相変化を利用して、外気の冷熱を取り込む方式である。以下の 3 つの方式に大別できる。

- ① 圧縮機を用いるが、外気温度により冷媒の圧縮を最適化する低圧力比方式
- ② 外気冷熱で冷媒を凝縮させ、凝縮した冷媒を圧縮機を用いず、冷媒ポンプで室内まで搬送する冷媒ポンプ方式
- ③ 冷媒搬送動力を使用せず、室内と室外の温度差により、冷媒を重力を用いて循環させる自然循環方式

以上のように低温外気利用による消費電力低減の手法は、様々あるが、各方式の年間消費電力量の比較は、十分に行われていない。そこで、本研究では、まず、異なる低温外気の有効活用方式を採用した空調システムの消費電力削減効果の比較を行う。具体的

には、データセンタを対象にした外気冷房型空調システムの運用条件を精査したうえで、各システムの消費電力量の比較をシミュレーションにより検証する。比較対象とする空調システムは、水冷中央熱源方式を基準のシステムとし、中央熱源方式と直接外気冷房の併用型、中央熱源方式と間接外気冷房の併用型とする。また、国内のデータセンタや情報通信用建物では、ICT装置の逐次増設に対して、中央熱源方式より対応が容易なパッケージ型空調機が多く採用されている。そこで、外気温度に応じた圧縮機の圧力比制御を搭載したパッケージ型空調機を対象とする。以上の合計4システムの比較を行い、低温外気を活用する年間冷房型空調システムの年間消費電力量の比較を行うことで、年間冷房型空調システムの低温外気利用に向けた指針を得る。

Table 2.1 Outdoor air cooling

	直接外気冷房	間接外気冷房				
		空気方式	水方式	冷媒方式 (低圧力比)	冷媒方式 (冷媒ポンプ)	冷媒方式 (自然循環)
手法	低温外気を直接取入れ	低温外気から熱交換器を通じて冷熱を取込む	冷却塔で放熱した冷水を冷却コイルに流して冷房	室外機等の凝縮器で冷媒を凝縮、室内機まで搬送し蒸発器で蒸発させることで冷却		
イメージ						
利点	<ul style="list-style-type: none"> <li>冷熱製造に必要な動力低減の効果が大きい</li> <li>熱交換損失が少ない</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>漏水リスクが小さい</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>寒冷低湿地域で有利</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>設置自由度高い</li> <li>既設建物への導入容易</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>設置自由度高い</li> <li>既設建物への導入容易</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>シンプルな構成で部品点数が少なく、故障率が低い</li> </ul>
課題	<ul style="list-style-type: none"> <li>&lt;物理的&gt;</li> <li>外壁の大開口</li> <li>搬送ダクトスペースが大</li> <li>&lt;エネルギー的&gt;</li> <li>湿負荷が大</li> <li>ファン動力増加</li> <li>&lt;その他&gt;</li> <li>塵埃等の空気質管理コスト増大</li> <li>高温外気時に別の空調システムが必要</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>&lt;物理的&gt;</li> <li>外壁面の大開口</li> <li>搬送ダクトスペースが大</li> <li>設備スペース大</li> <li>&lt;エネルギー的&gt;</li> <li>ファン動力増加</li> <li>高温外気時に別の空調システムが必要</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>&lt;物理的&gt;</li> <li>漏水対策が必要</li> <li>設備スペース大</li> <li>&lt;その他&gt;</li> <li>寒冷地域では凍結対策</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>&lt;エネルギー的&gt;</li> <li>冷熱製造に必要な動力が、他方式と比較し大きい。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>&lt;物理的&gt;</li> <li>冷媒ポンプの運転・寿命に関わる信頼性を向上させる技術開発が必要</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>&lt;物理的&gt;</li> <li>冷媒配管長や配置に制限大</li> <li>冷却能力の制御が難しい</li> <li>高温外気時に別の空調システムが必要</li> </ul>

## 2.2 評価方法

評価方法としては、解析により年間の消費電力量を算出し、外気冷房導入効果の比較を行った。また、年間の消費電力量に対する冷房負荷の割合を年間総合 COP とし、式(2.1)により算出した。

年間総合 COP

$$= \text{年間冷房負荷} / \Sigma (\text{各機器の年間消費電力量}) \quad (2.1)$$

本章において、中央熱源方式の解析は、国土交通省大臣官房官庁営繕部監修の LCEM ツールを用いた。本ツールの妥当性および有効性については、時田ら<sup>70)-74)</sup>および渡邊ら<sup>75)</sup>が研究を行っている。なお、本ツールは、企画段階から設計、施工、運用段階まで一貫した指標に基づいたマネジメントを行うことを目的に作成されており、データセンタにおける空調システムについても、設計時の外気冷房導入効果の検証のみならず、導入後の運用改善にも応用することができる。また、高度な解析技術を必要とせず、気象条件や室内状況に応じた定量的な評価が可能という特徴もある。

本章では、LCEM ツールのオブジェクトを基に、設計条件により特性関数を算出し、組合せることでシステムとしてのシミュレーションモデルを構築した。

## 2.3 比較評価の共通条件

### 2.3.1 建物条件

シミュレーションの共通条件を表 2.2 および図 2.1 に示す。ラックあたりの発熱は、4kW/Rack とした。1フロアあたり 1ゾーンとし、1ゾーンあたり 210 ラック、総内部負荷 840kW、500 m<sup>2</sup>規模のデータセンタを想定した。空調機は架列を挟んだ対向設置とし、1ゾーンあたり 16 台設置とした。表-1 の標準室内条件は、室内の平面方向および高さ方向も含めた全体の平均温度、平均湿度である。データセンタでは一般的に、ICT 装置周りの気流再循環に起因する室内の温度分布がある。空調機には、室内の空気が混合されて戻るため、本研究では、空調機の吸込み温度を標準室内条件と等しいとした。また、ICT 装置の吸込み温度も場所により異なるが、本研究では、代表的な温度を標準室内条件とし、ICT 装置の吸込み温度と等しいとした。また、空調負荷における建物負荷および外気負荷は、ラックの発熱量に対して小さいため、無視できるとした。なお、本研究においては、空調負荷は発熱量、風量とも一定としたため、空調機の風量も一定とした。

### 2.3.2 気象条件

年間の消費電力低減効果を検証する際に使用する気象データは、拡張アメダス 2000 年版の標準年のデータ<sup>76)</sup>を用いた。また、対象とした地点は、札幌、長野、東京、鹿児島の 4 地点とした。



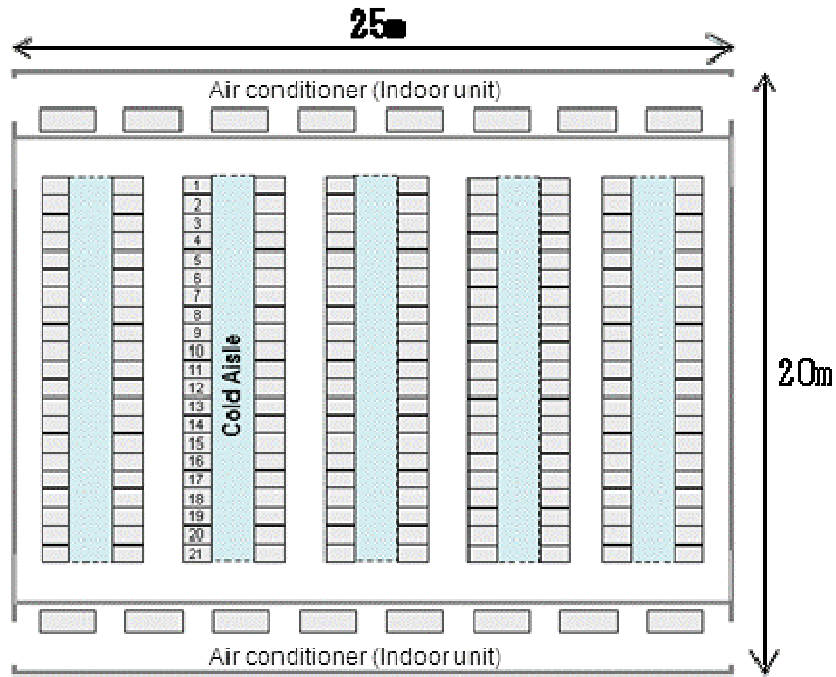


Fig. 2.1 Floor plan

Table 2.2 Simulation conditions

Item	Condition
Heating density	4kW/Rack (1,680W/m <sup>2</sup> )
Racks	210 racks (rack width = 700mm)
Size of equipment room	1 zone 500m <sup>2</sup>
Floor height, raised floor height	Floor height: 5,000mm Effective height under raised floor: 550mm
Room condition	27°C(DB), 40%RH (※)
Supply air temperature	19°C
Cold water temperature	12°C

※ On the occasion of Air-side economizer, it is more than 20%

## 2.4 比較対象とする空調システム

### 2.4.1 水冷中央熱源方式（基準方式）

基準となる空調方式は、水冷中央熱源方式とした。

#### (1) モデル化

システムの主要構成機器としては、図 2.2 に示す通り、ターボ冷凍機、冷水ポンプ、空気調和機、冷却塔、冷却水ポンプとなる。各構成機器の仕様を表 2.3 に示す。なお、ターボ冷凍機は、市場に出回っている中でもトップクラスの効率の機種を選定した。

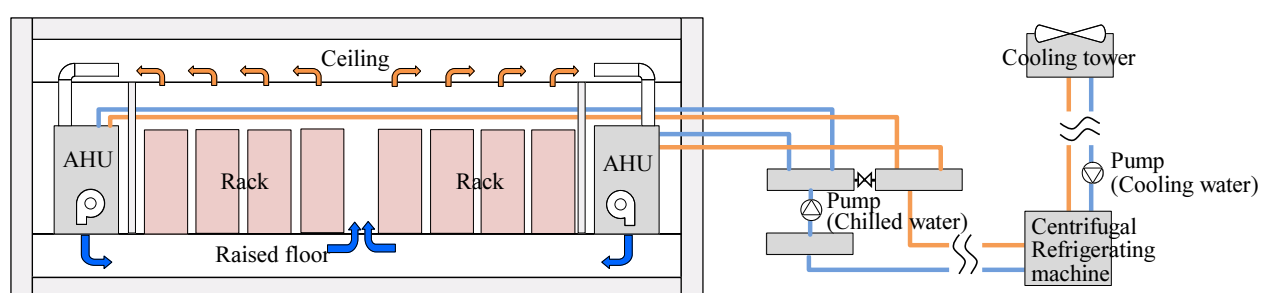


Fig. 2.2 Water-cooled central chiller (standard)

Table 2.3 Specification

機器名	台数	仕様
インバーターターボ冷凍機	1	冷凍能力1125kW、電動機出力162kW、冷水定格流量3217L/min、冷水圧力損失100kPa、冷却水定格流量3800L/min、冷却水圧力損失99kPa
密閉式低騒音型冷却塔	1	定格流量3900L/min、冷却水圧力損失84kPa、送風機動力5.5kW×3台、散水ポンプ動力1.5kW×3台
冷水用渦巻きポンプ	1	定格流量3700L/min、揚程29m、モータ出力30kW、4極
冷却水用渦巻きポンプ	1	定格流量3800L/min、揚程30m、モータ出力30kW、4極
ユニット型空気調和機	16	冷房能力52.5kW、定格風量19530m <sup>3</sup> /h、定格静圧582Pa、定格送風機動力5.5kW

## 2.4.2 水冷中央熱源方式（直接外気冷房の併用型）

直接外気冷房方式は、外気温度が要求室内温度よりも低いときに、直接外気を室内に導入して ICT 装置を冷却する空調方式である。

外気が低温の場合は、直接外気を利用できる利点はあるが、外気を直接利用できない夏期などには、別の空調システムが必要になる。本研究では、これを水冷中央熱源方式とした。なお、外気を大量に室内に取り入れる課題として、建築設備面では、外壁面への大開口や対象室までの搬送ダクトが必要となることが挙げられる。さらに、大量に外気を直接室内導入することに伴う室内空気質の悪化によるデータセンタ運用のリスクが高まり、外気に含まれる不純物の除去や室内空気質のモニタリングも必要になる<sup>77)</sup>。

### (1) モデル化

直接外気冷房方式では、水冷中央熱源方式（基準方式）の構成機器の他に直接外気取入用および排気用の送風機が必要となる。シミュレーションモデルとしては、図 2.3 に示す通り、外気取入のための送風機を設置するのではなく、外気取入のための送風機と室内に冷風を供給する送風機を兼用すると想定した。外気取入量および空調機への戻り空気風量は、ダンパ等で制御すると想定し、外気取入量に応じて、空調機への戻り空気風量を変動させている。そのため、直接外気取入時における送風機風量は一定である。しかし、外気取入に必要な静圧を確保する必要があるため、外気取入に必要な静圧を備えた送風機を設置するとした。

一方、排気送風機については、外気取入量と同風量を排気する。その際の送風機の動力は、送風機の  $P$ - $Q$  特性を二次式で近似し、風量は定格の回転数  $N$  に比例するとして、式(2.2)より、圧力  $P$  または回転数  $n$  を求める。動力  $P_w$  は式(2.3)で算出した。

$$\text{静圧 } P = a \cdot Q^2 + b \cdot Q \cdot (n/N) + c \cdot (n/N)^2 \quad (2.2)$$

$$\text{動力 } P_w = \rho \cdot g \cdot Q \cdot P / 60000 / \eta \quad (2.3)$$

ここで、 $Q$ ：風量、 $n$ ：回転数、 $N$ ：定格回転数、 $\rho$ ：流体密度、 $g$ ：重力加速度、 $\eta$ ：ファン効率、 $a, b, c$ ：係数

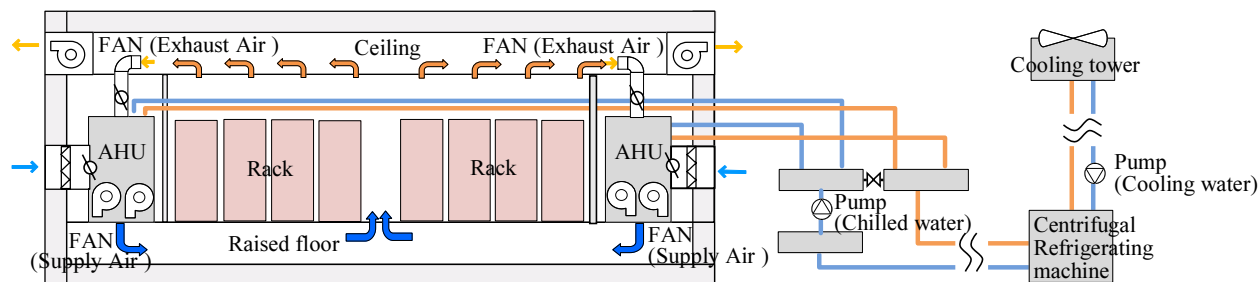


Fig. 2.3 Direct free cooling system (air-side economizer)

表-2.4 に送風機の仕様を示す。直接外気冷房は、外気導入による熱源機の部分負荷運転も想定されるが、その場合熱源機の動力に加え、外気取入のための送風動力が必要となる。熱源機との併用の検討結果については、後述するが、本研究では、熱源機を停止できる全負荷を外気で利用する場合のみを想定した。外気冷房を運転しない場合は、基準方式と同様の運転を行う。外気冷房の運用条件としては、送風機からの発熱を考慮し、空調調和機の吹出し温度から1℃余裕をみて、外気乾球温度を18℃以下とした。

外気の取り入れ量は、式 (2.4) より算出し、外気取入れと同風量を排気する。外気温度に対する送風機1台あたりの外気取入風量を図 2.4 に示す。外気温度が低下すると室内設定温度との差が広がることで、外気風量は少なくなる。

$$\text{外気風量 } V_o = V_c \times (T_r - (T_{ac} - 1)) \div (T_r - T_o) \quad (2.4)$$

( $T_o$ :外気温度, $T_r$ :室内設定温度, $T_{ac}$ :空調機吹出し温度, $V_c$ :空調機吹出し風量)

Table 2.4 Specifications of fan for air-side economizer

機器名	台数	仕様
給気送風機	16	設計風量19530m <sup>3</sup> /h、設計静圧677Pa、定格消費電力6.8kW
排気送風機	16	設計風量19530m <sup>3</sup> /h、設計静圧440Pa、定格消費電力5.2kW

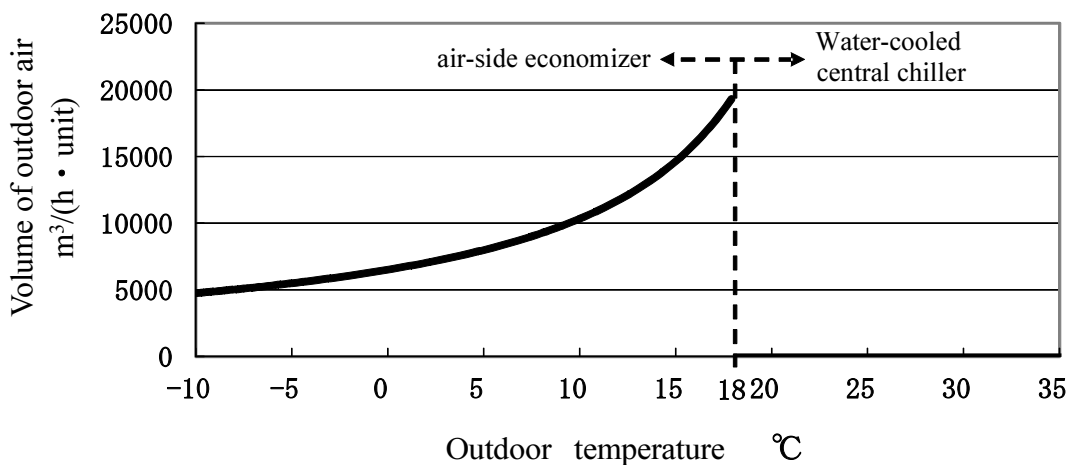


Fig. 2.4 Volume of outdoor air

## (2) 運転条件について

直接外気冷房は、外気を直接室内に取込むため、外気の絶対湿度が室内条件に比べ低い場合、加湿が必要になる。本研究では、最初に室内湿度条件と外気条件が加湿動力に与える影響について検証する。次に外気取入条件について検証を行い、直接外気冷房の運用条件を決定する。また、加湿に関しては外気取入れ量に応じた加湿量を算出し、電力量として式(2.5)より別途計算し、評価に用いた。加湿器は、電極式蒸気加湿器を想定し、加湿量あたりの消費電力値は、メーカーのカタログ<sup>78)</sup>より算出した。なお、蒸気方式は、他の加湿方式（水噴霧方式、気化方式）と比較し、空気が低温でも加湿が容易なため、データセンタにおいて一般的に利用されている。

$$\text{加湿用動力[kW}\cdot\text{h]} = \text{加湿量[kg/h]} \times 0.75[\text{kW/kg}] \quad (2.5)$$

### (a) 室内湿度条件と外気条件の加湿動力への影響

室内湿度条件については、ASHRAEにおいて許容値として規定されている<sup>79)</sup>、露点温度17℃以下、相対湿度20%以上80%以下とした。直接外気冷房の運用は、加湿しながら外気取入を行う場合と加湿が必要な場合は、外気取入を行わない場合とが考えられる。まず、加湿を行う場合について、検証を行う。図2.5に室内温度を27℃、室内相対湿度を本検証の共通条件である40%および室内相対湿度の下限値を20%とした場合の、外気条件に対する加湿動力の推移を示す。外気の相対湿度が低い、または、室内の要求湿度が高い場合は、室内要求条件を満足するために加湿が必要になり、加湿動力が大きくなることが確認できる。本研究では、加湿を行う場合は、直接外気冷房の導入効果を大きくするために室内湿度を20%まで緩和とする

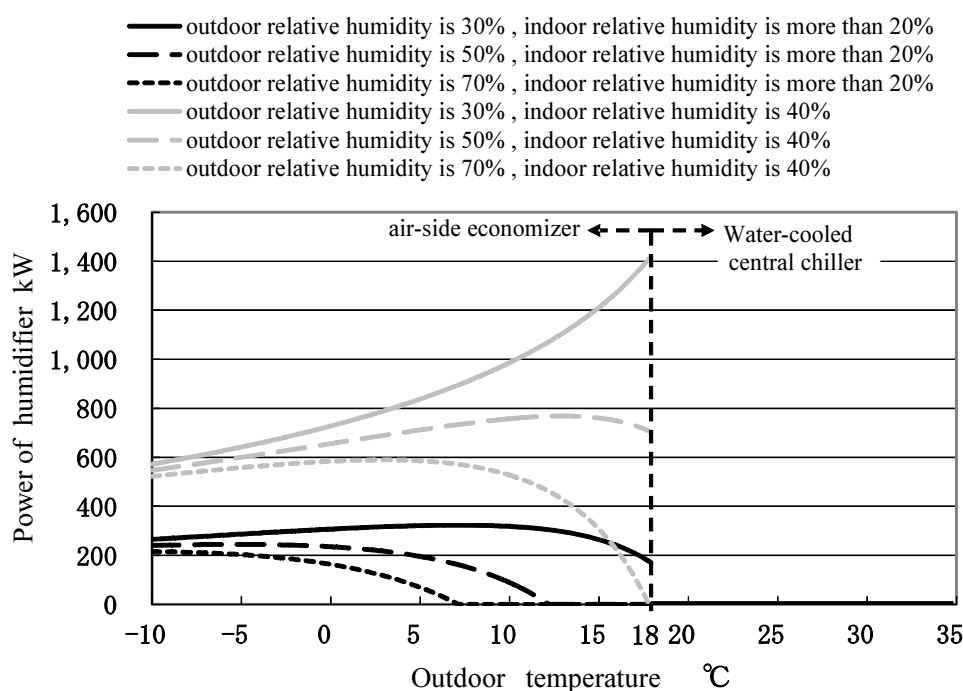


Fig. 2.5 Power of humidifier

(b) 運用条件が年間消費電力量に与える影響

運用条件について、加湿を行いながら直接外気冷房を運転する場合と、加湿を行わない範囲で直接外気冷房を運用する場合の比較を行う。比較を行う運用条件を表 2.5 に示す。シミュレーションの結果を表 2.6 および図 2.6 に示す。表 2.6 は、直接外気冷房の年間運用時間であり、加湿無しの場合は、室内相対湿度の下限値を 20%とした場合と比べ、各地点とも年間運転時間が半分程度になる。図 2.6 は、各地点での年間消費電力量である。加湿無しの場合は、年間運転時間は短くなるが、加湿動力の影響を受けないため、年間消費電力量は、加湿する場合と比較し、小さくなった。以降の他の外気冷房方式との比較は、加湿なしの条件で検証を行う。

Table 2.5 Operating range of air-side economizer

	Dry-bulb temperature		Dew-point temperature	
	Upper limit	Lower limit	Upper limit	Lower limit
Indoor relative humidity is more than 20%	18°C	—	17°C	—
No humidification	18°C	—	17°C	2.1*°C

※ In the case of 27°CDB, 20%RH

Table 2.6 Operating hours of air-side economizer

	Sapporo	Nagano	Tokyo	Kagoshima
Indoor relative humidity is more than 20%	6835h (78%)	5796h (66%)	4681h (53%)	3951h (45%)
No humidification	2743h (31%)	2596h (30%)	1939h (22%)	2480h (28%)

( ) is annual Outdoor air cooling use rate

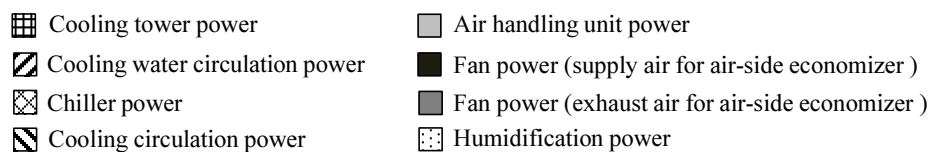
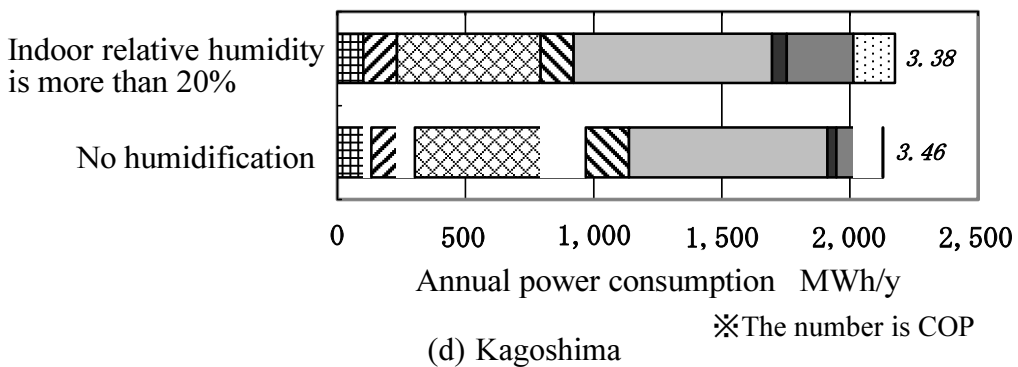
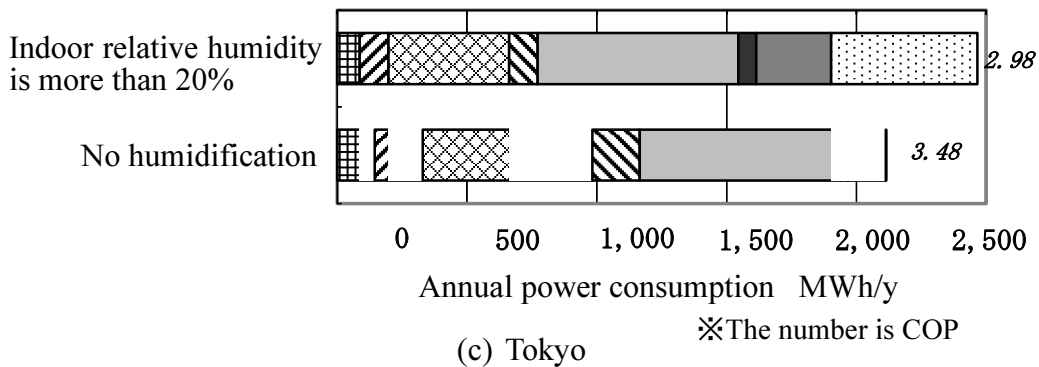
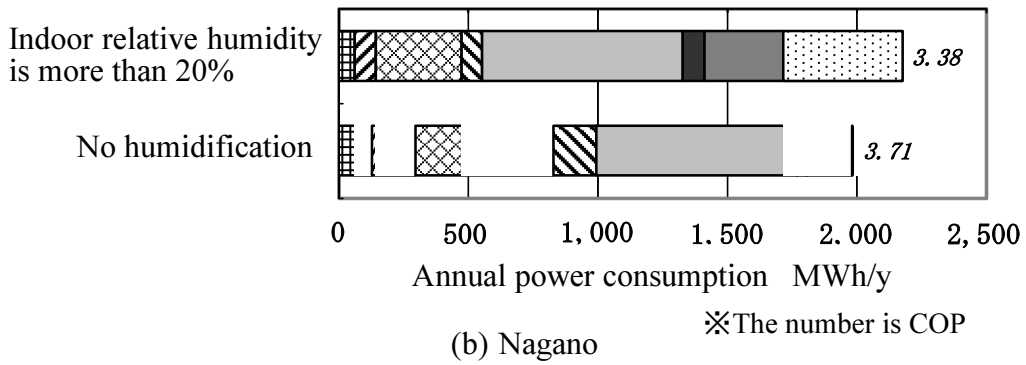
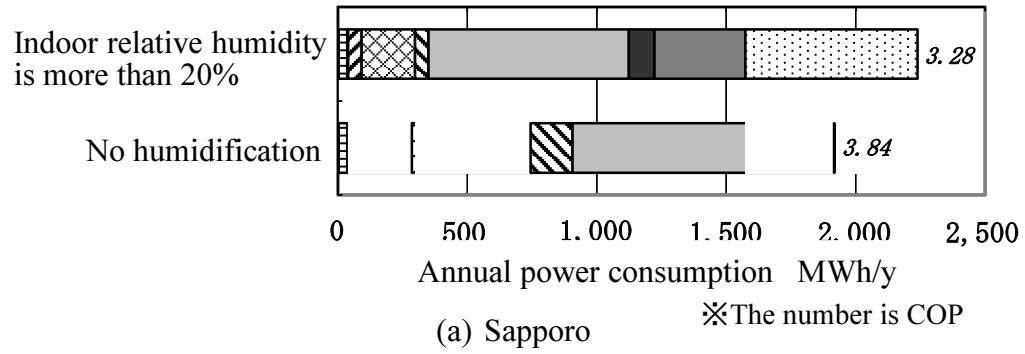
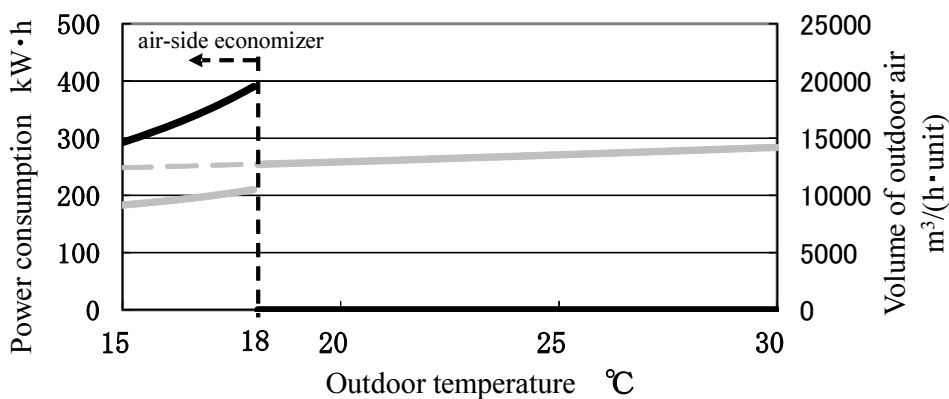


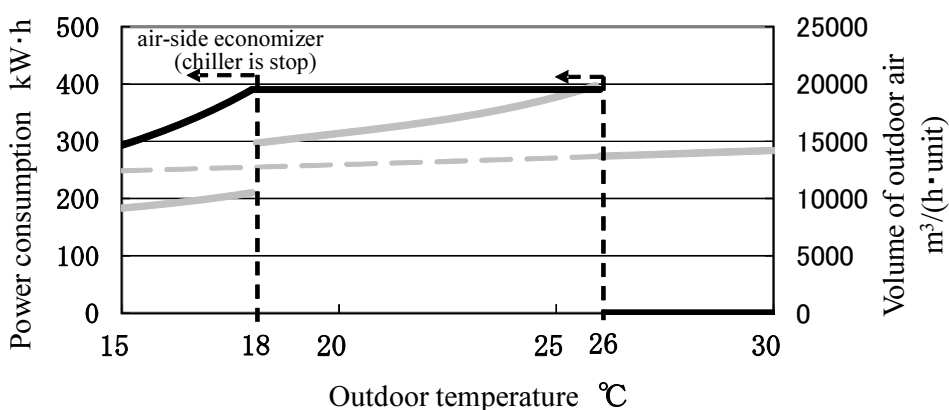
Fig. 2.6 Annual power consumption (air-side economizer)

(c) 熱源機との併用について

外気の取り入れ条件を、熱源機と併用する範囲まで拡大した場合の検討を行う。取り入れ条件としては、外気乾球温度が 26℃以下の場合に外気を導入する。これは、室内平均温度である 27℃から送風機からの発熱を 1℃考慮し、決定した。外気の取入れ量は、外気条件が熱源機を停止できる範囲では、式 (2.4) より算出する。熱源機との併用が必要な範囲では、空調機の送風量と同一とする。なお、外気の相対湿度は 50%とし、検討を行った。図 2.7 に、外気取入れ量およびシステム全体の消費電力量を示す。図 2.7(a)は、熱源機を停止できる場合のみ直接外気冷房を行う場合、図 2.7(b)は、直接外気冷房時に熱源機との併用も行う場合である。図 2.7(a)より、外気冷房を行うことで、消費電力量は低減していることが分かる。一方で図 2.7(b)より、熱源機を停止せずに外気冷房と併用する場合、消費電力量は、外気冷房を行わない場合と比較し、増加している。そのため、本研究では、外気の取り入れ条件は、熱源機を停止できる場合のみとする。



(a) When performing outdoor air cooling directly only if it can stop the chiller



(b) Combination of chiller and air-side economizer

- Power consumption (left axis)
- - - Power consumption of the case without out air-side economizer (left axis)
- Volume of outdoor air (right axis)

Fig 2.7 Relationship of power consumption and volume of outdoor air



### (3) 室内空気質について

直接低温の外気を室内に導入する直接外気冷房は、消費電力低減の観点からは、有効な手法と考えられる。しかし、消費電力低減の他、外気を大量に導入することに伴う室内空気質の悪化が、ICT装置に与える影響が懸念される。そこで室内空気質の悪化がICT装置に与える影響に着目し、関連する文献の調査およびICT装置メーカーを対象とした調査を行った。なお、調査は、平成23年3月に実施した。

#### (a) データセンター内空気質悪化による影響について

空気質の悪化がICT装置に与える影響は、機械的影響・化学的影響・電気的影響に分類できる<sup>77)</sup>。例として、機械的影響は、冷却空気の妨害、可動部品との干渉、表面の磨耗、相互接続干渉または変形等が挙げられる。化学的影響は、基板上に積もった埃による表面の腐食および基板のショート等、電気的影響は、インピーダンスの変化および電子回路導体短絡等が挙げられる。以下にICT装置への影響の具体的な事例を挙げる。

##### (i) 冷却空気の阻害

図2.8に冷却空気の流れの阻害事例を示す<sup>77)</sup>。これは、加速試験により確認できた事象で、装置の放熱フィンに粒子状物質が蓄積し、空気の流れを阻害している。粒子状物質により通路が詰まると、冷却効率は低下し、温度上昇を招く要因となる。蓄積は、空気流速の急減または方向の変化を受ける部位等に起こりやすい。

##### (ii) 腐食性ガスによる影響

腐食性ガスは、装置の腐食の原因<sup>80)-82)</sup>となる。一般に腐食性ガスの許容濃度は、人に比べてICT装置は1/10~1/1000と小さく<sup>83)</sup>、信頼性に大きく影響を与える。硫黄含有ガスにより、引き起こされた部品故障の例を図2.9に示す<sup>77)</sup>。下段の図は、誘電絶縁体の下からはみ出る硫化銀が形成されたことを確認できる。

##### (iii) 海塩粒子による基板腐食

海に囲まれた地理的特徴のある日本においては、従来より海塩粒子付着に伴う装置の腐食は課題となっており、金属表面に付着すると腐食反応を促進する<sup>84)-86)</sup>。

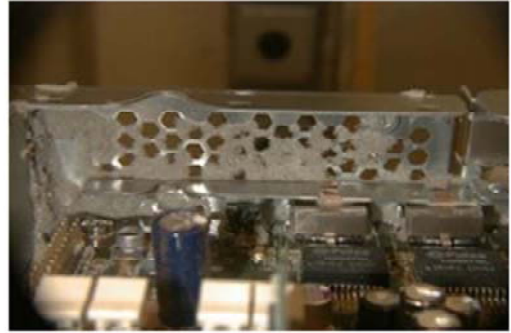
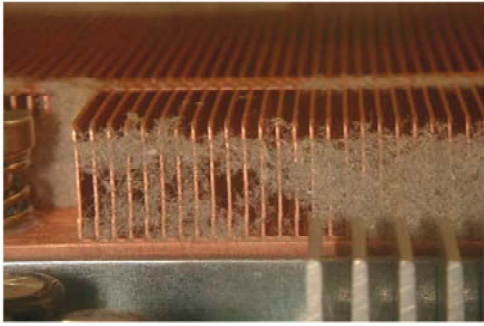


Fig. 2.8 Flow inhibition example of the cooling air<sup>77)</sup>

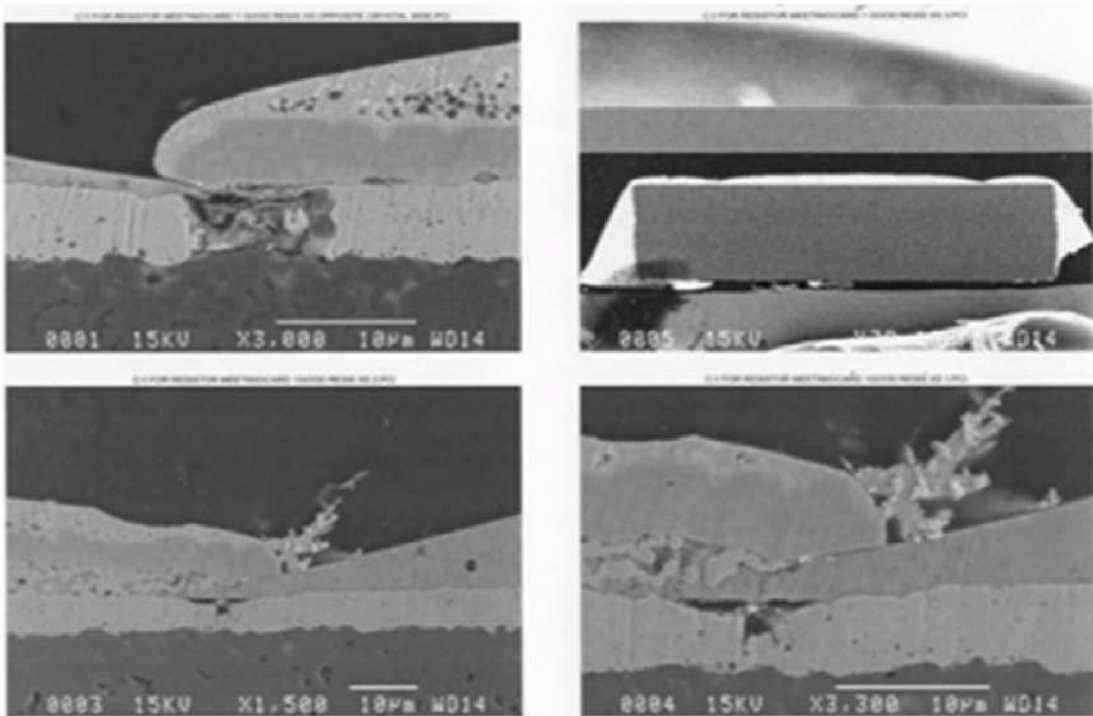


Fig. 2.9 Examples of the corrosion with the corrosive gas<sup>77)</sup>

(b) ガス状汚染物質の規定例

ICT装置の腐食要因となるガス状汚染物質について、公表されている規格を表2.7に示す<sup>77)</sup>。規定値を定める際の課題として、腐食速度の予測やガス間の相互作用が腐食に与える影響などが挙げられる。国内では、JEITA IT-1004に数値が示されている。腐食性ガスのみでなく、温度、湿度、汚損度を含めて、ICT装置の信頼性に影響を与える腐食が起きない環境であるClassA、湿度が高いなど条件によっては腐食を起す環境であるClassB、設置環境の改善が必要なClassS1~3とクラス分けを行っている<sup>86)</sup>。ClassAの目安となる数値を表2.8に示す。また、参考にASHRAEが推奨している条件<sup>77)</sup>も併記した。

Table 2.7 Quota of the gaseous contaminants

Gas (unit:ppb)	IEC60721-3-3 (IEC2002)	GR-63-CORE (Telecordia 2006)	ISA S71.04-1985 (ISA 1985)
Hydrogen sulfide(H <sub>2</sub> S)	7	40	3
Sulfur dioxide( SO <sub>2</sub> )	38	50	10
Hydrogen chloride (HCl)	67	5	-
Chlorine (Cl <sub>2</sub> )	34	5	1
Nitrogen oxides(NO <sub>x</sub> )	-	700	50
Ozone (O <sub>3</sub> )	5	125	2
Ammonia (NH <sub>3</sub> )	430	500	500
Volatile organics(C <sub>x</sub> H <sub>x</sub> )	-	1200	-

Table 2.8 Comparison between ASHRAE and JEITA

Items		ASHRAE	JEITA
Applicable class		No concept	Class A equivalency
Maximum number of particles in air		3,520,000(>0.5 μm) 832,000(>1.0 μm) 29,300(>5.0 μm) (ISO14644-1 class8)	
Gas (unit:ppb)	Hydrogen sulfide(H <sub>2</sub> S)	3	3
	Sulfur dioxide( SO <sub>2</sub> )	10	40
	Chlorine (Cl <sub>2</sub> )	1	2
	Nitrogen oxides(NO <sub>x</sub> )	50	20
	Ozone (O <sub>3</sub> )	2	N/A
	Ammonia (NH <sub>3</sub> )	500	100

### (c) ICT 装置について

直接外気冷房および大量外気導入による空気質の悪化について、主要 ICT 装置メーカーを対象とした調査を行い、結果を下記にまとめた。

#### (1) 環境要求基準について

- ・温度、湿度については、各メーカー基準有。
- ・塵埃、ガスは基準なしが多い。

#### (2) 直接外気冷房について

- ・メリット：省エネルギー。
- ・デメリット：高温の危険性、自動制御に頼れない室内環境条件逸脱のリスク、低温外気の大量導入に起因する結露、塵埃による故障等。

#### (3) 空気質悪化への対応およびトラブル想定

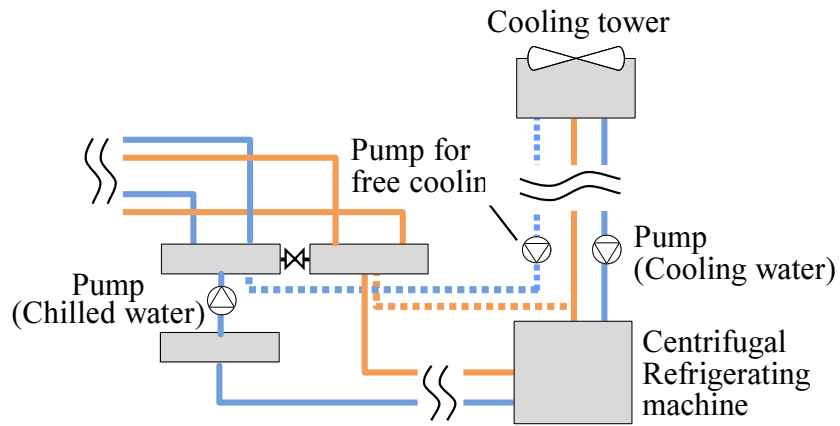
- ・直接外気冷房に伴う空気質悪化に対する基板のコーティング等は、現状では行われていない。一般に行われている仕様で実施されている。
- ・装置設置環境は使用者の管理となり、劣悪な空気環境下での運用が故障を誘発した場合は、メーカーの保障範囲外となる可能性もある。
- ・空気質悪化による故障の影響範囲としては、ユニット単位に留まり、ユニットの交換で対応可能な範囲と想定される。対応日数としては、1日以内と想定。

### (d) 空気質への対応策

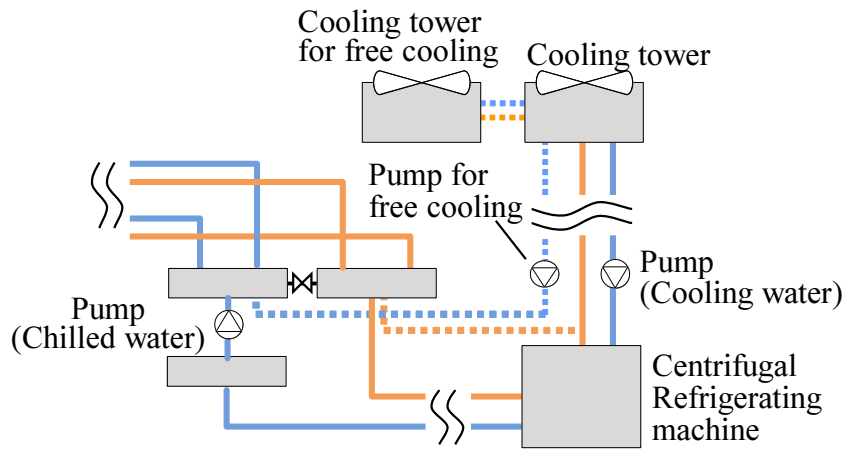
前述した ICT 装置への影響を、低減・予防するための方法として、建物立地周囲環境の精査や、フィルタの設置、湿度調整などファシリティ管理、塵埃やガス要素のモニタリング等が挙げられる。フィルタの基準については、ASHRAE は ISO1446-1 の class8 を満足するように定義している<sup>77)</sup>。フィルタは運用時においても、目詰まりを防止するため、定期的なメンテナンスが必要になる。また、モニタリングについては、常時実施し、外気取入制御にも組み込むことで、空気質悪化のリスクが低減可能となる。さらに ICT 装置故障時に故障原因が室内環境に起因するかどうかの調査にも使用可能であり、外気冷房を採用する際には重要な計測項目であると考えられる。



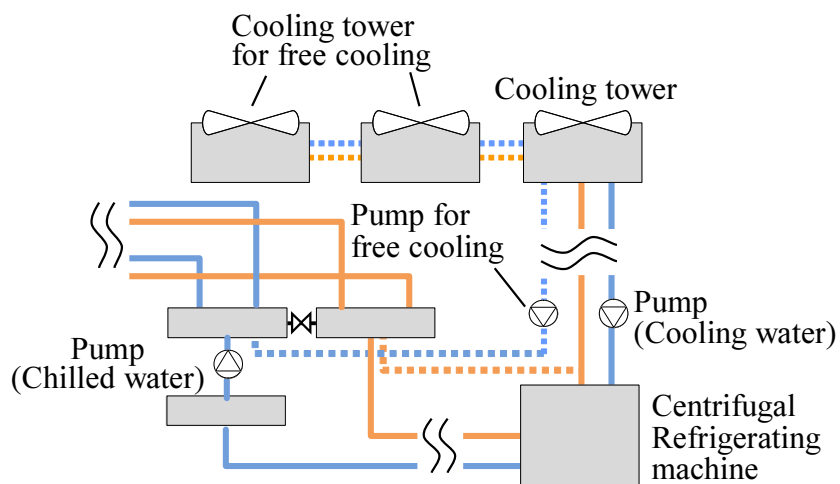
送動力の増加分が、運用時間の増加による冷凍機動力等の低減を上回るためと考えられる。以上より、本研究では、間接外気冷房（水方式）においては、冷却塔容量を200%として、他の外気冷房システムとの比較を行う。



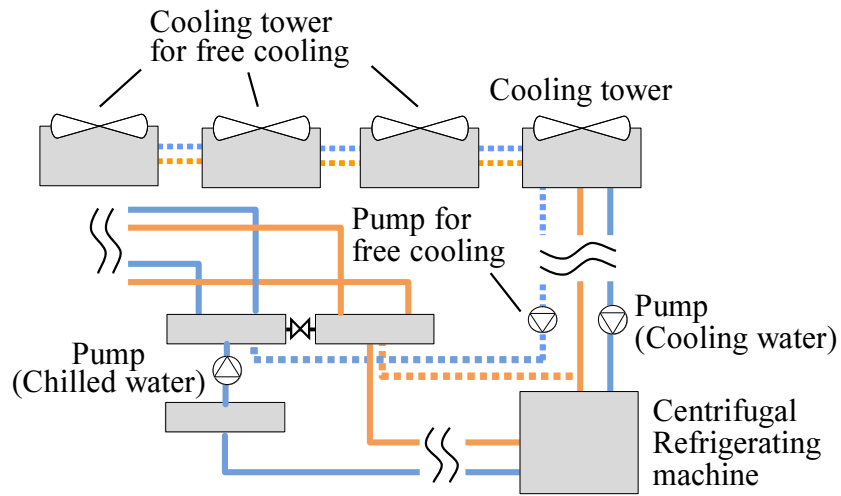
(a) Cooling tower's capacity is 100%



(b) Cooling tower's capacity is 200%



(c) Cooling tower's capacity is 300%



(d) Cooling tower's capacity is 400%

Fig. 2.11 Cooling tower's capacity

Table 2.9 Specifications of pump for free cooling

機器	台数	仕様	備考
間接外気冷房用渦巻きポンプ	1	定格流量3800L/min、揚程21m、 モータ出力22kW、4極	冷却塔100%容量
間接外気冷房用渦巻きポンプ	1	定格流量3800L/min、揚程31m、 モータ出力30kW、4極	冷却塔200%容量
間接外気冷房用渦巻きポンプ	1	定格流量3800L/min、揚程41m、 モータ出力45kW、4極	冷却塔300%容量
間接外気冷房用渦巻きポンプ	1	定格流量3800L/min、揚程51m、 モータ出力55kW、4極	冷却塔400%容量

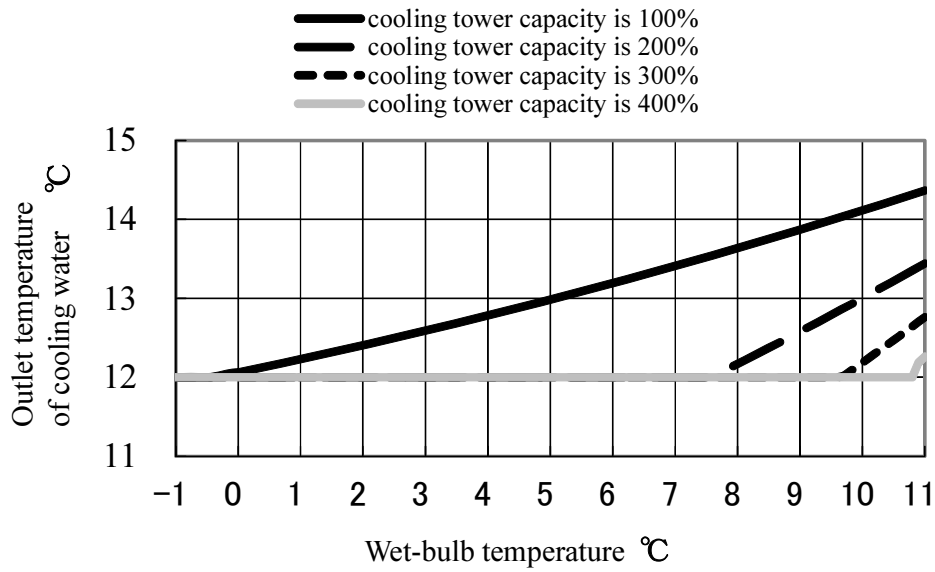


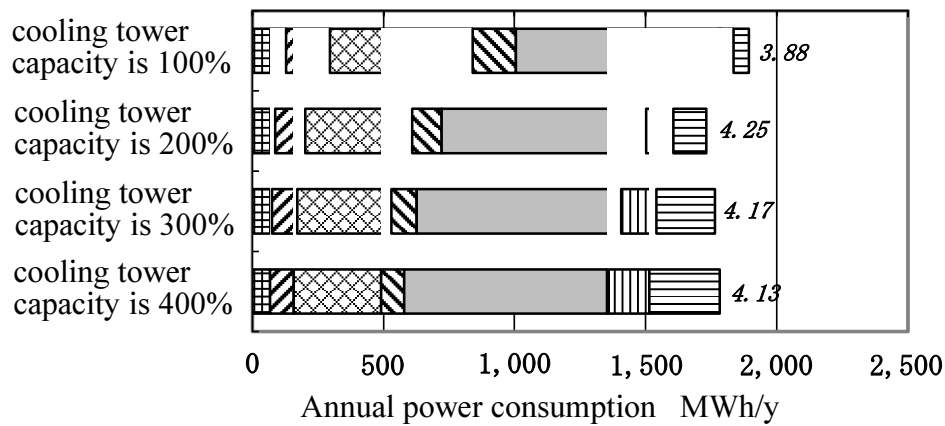
Fig. 2.12 Relationship of Wet-bulb temperature and outlet temperature of cooling water

Table 2.10 Operating time

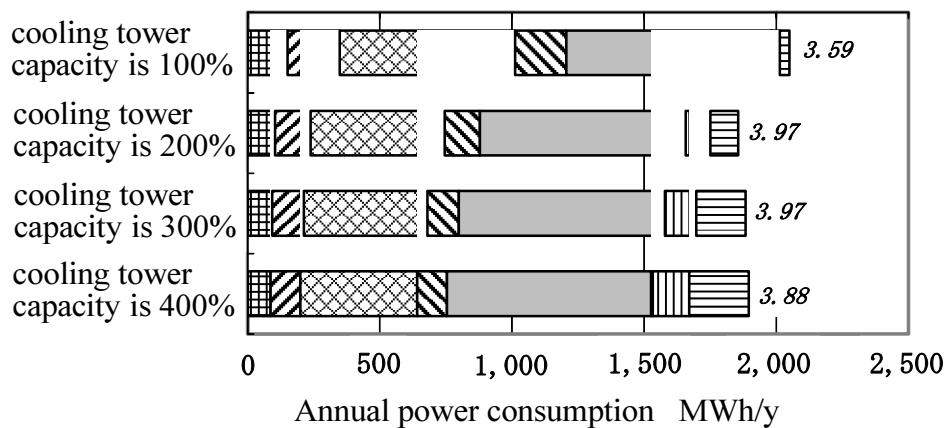
	Cooling tower capacity			
	100%	200%	300%	400%
Sapporo	2648h (30%)	4578h (52%)	45181h (59%)	5481h (63%)
Nagano	1594h (18%)	3823h (44%)	4334h (49%)	4622h (53%)
Tokyo	306h (3%)	2946h (34%)	3466h (40%)	3719h (42%)
Kagoshima	11h (0.1%)	1860h (21%)	2523h (29%)	2821h (32%)

( ) is annual Outdoor air cooling use rate

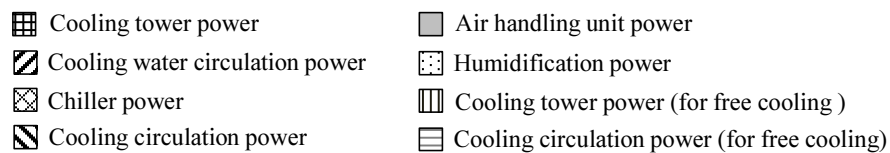




(a) Sapporo

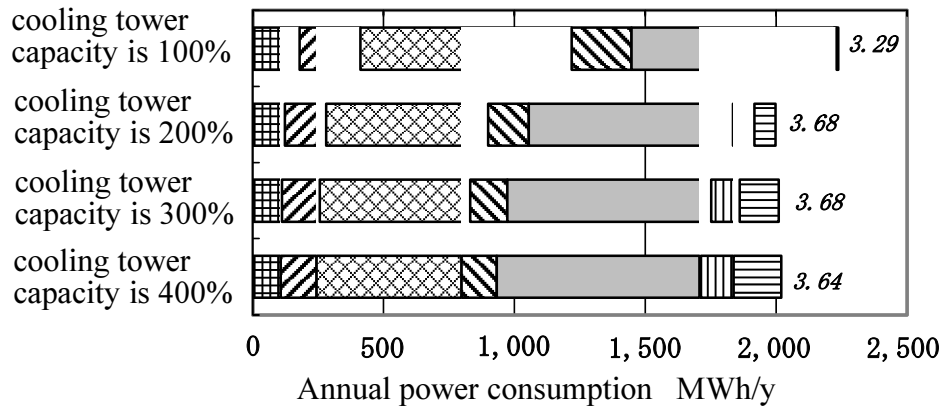


(b) Nagano

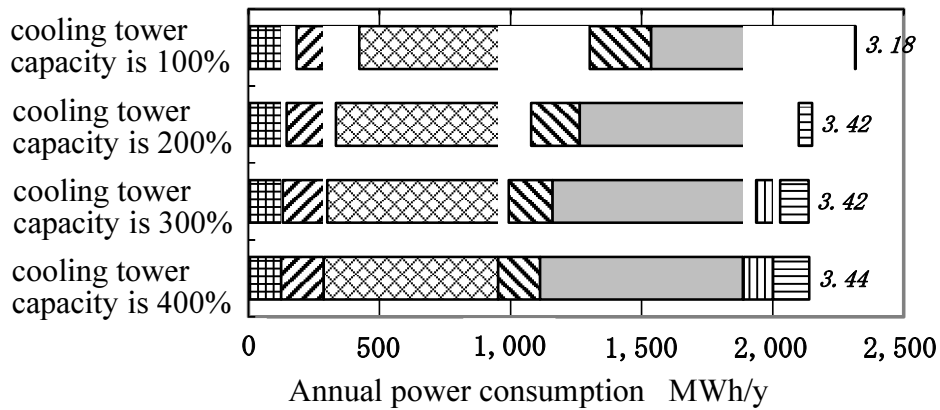


※The number is COP

Fig. 2.13 (a) Annual power consumption (water-side economizer)



(c) Tokyo



(d) Kagoshima

- |                                 |  |
|---------------------------------|--|
| Cooling tower power             | Air handling unit power                      |
| Cooling water circulation power | Humidification power                         |
| Chiller power                   | Cooling tower power (for free cooling)       |
| Cooling circulation power       | Cooling circulation power (for free cooling) |

※The number is COP

Fig. 2.13 (b) Annual power consumption (water-side economizer)

#### 2.4.4 間接外気冷房（低圧力比）方式を採用したパッケージ型空調機

中央熱源方式で採用したターボ冷凍機は、市場に出回っている中でもトップクラスの効率の機器を採用したが、空調システムの比較を行うにあたり、パッケージ型空調機においても、市場に出回っているトップクラスの効率の機器を採用する。本方式は、低温の外気に合わせて圧縮機での冷媒の圧縮を最適化する方式であり、外気を間接的に利用する方式であることから、間接外気冷房の一種と定義できる。一般のパッケージ型空調機では、圧縮機の運転可能な圧力比の下限値（許容最低圧力比）が高く、外気温度が低くても凝縮圧力を高く維持する必要があるため、圧縮機動力を過剰に消費してしまう。一方で、本方式は、許容最低圧力比を低く制御することで、凝縮圧力の低減による圧縮機動力の低減が可能となる。さらに、凝縮圧力を抑制すると、冷媒の比エンタルピー差も大きく利用することが可能となり、空調機の高効率化に寄与できる（図 2.14）。図 2.15 に、本方式を取り入れたパッケージ型空調機のフィールドデータ<sup>87)</sup>を示す。また、参考に一般のパッケージ型空調機の特長<sup>88)</sup>も併記する。東京の気象条件で年間消費電力量を比較すると、間接外気冷房（低圧力比）パッケージ型空調機は、パッケージ型空調機より、40%程度消費電力量が少ない。図より外気温度の低下に伴い、空調機の運転効率が飛躍的に向上する傾向が確認できる。

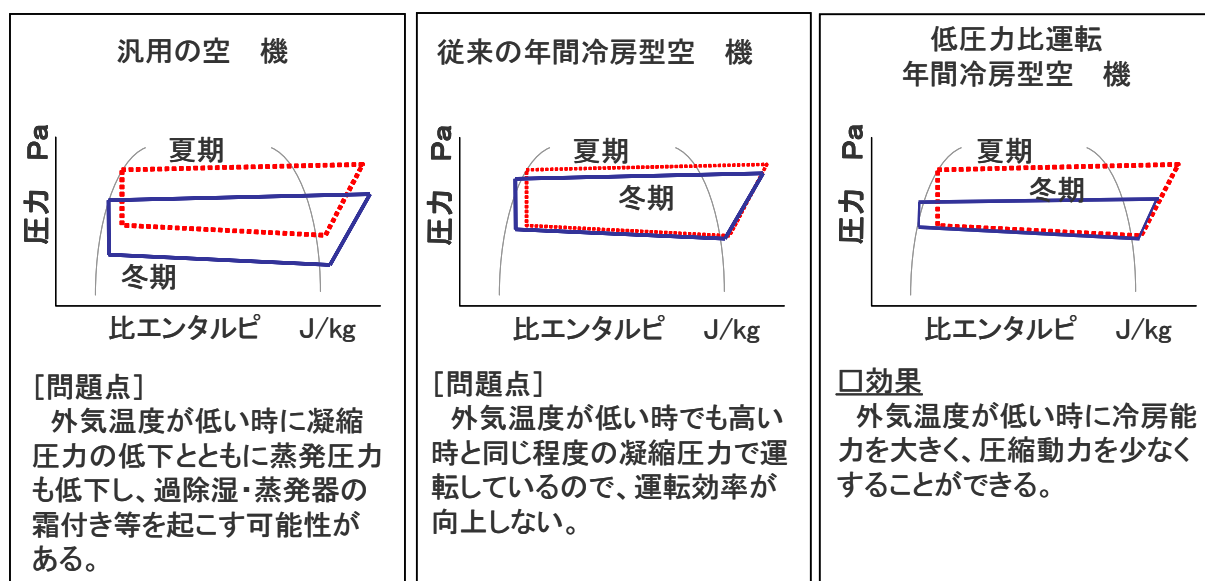


Fig. 2.14 Refrigeration cycle control in the year continuous operation

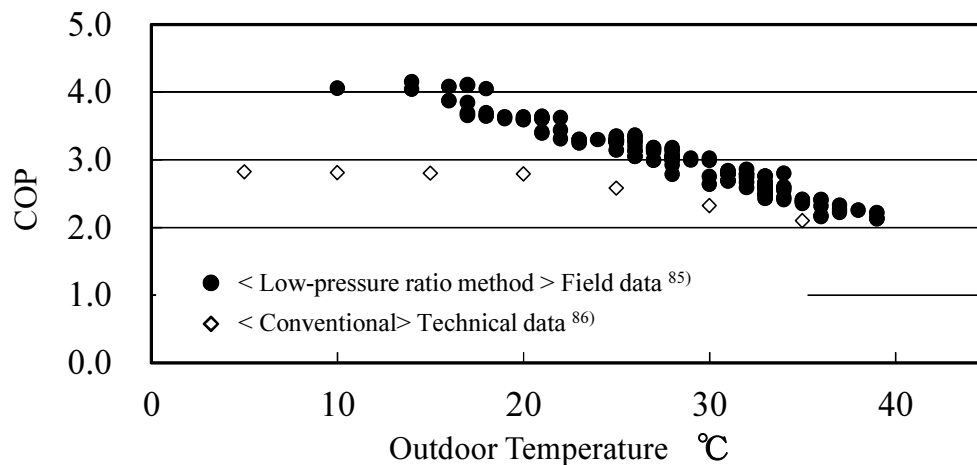


Fig. 2.15 Relationship of outdoor temperature and COP

(1) モデル化

本方式は、室外機と室内機から構成される（図 2.16）．また、仕様を表 2.11 に示す．本空調機においては、LCEM に機器データベースが存在しないため、図 2.15 のフィールド運用データを基に外気温度に対する運転効率（COP）を分析し、説明変数を外気温度とした運転効率（COP）の特性関数を設定した．なお、10℃以下の運転効率（COP）については、取得したフィールドデータを基に推定した．また、空調機吸込み温度や配管長などに対する運転効率（COP）の特性は、メーカーの公表値<sup>89)</sup>を用いて補間した．

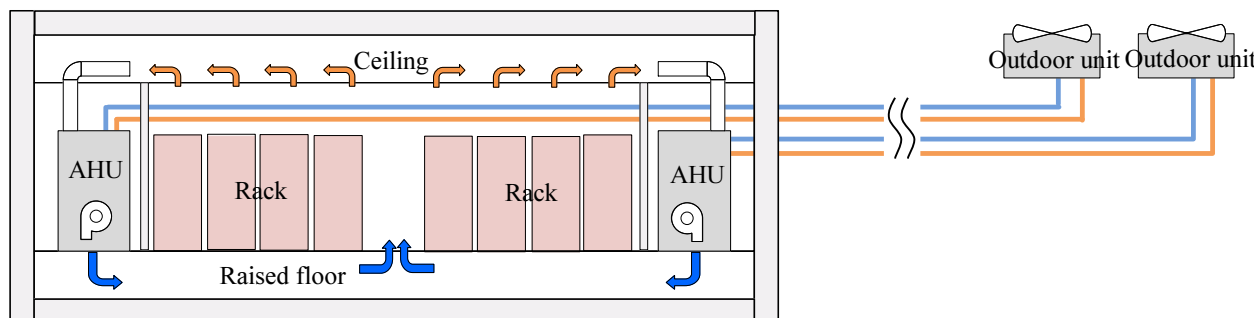


Fig. 2.16 The package air conditioner with high-pressure suppression cycle control

Table 2.11 Specifications of the package air conditioner

機器	台数	仕様
パッケージ型空調機	16	定格冷房能力56kW、定格風量21000m <sup>3</sup> /h、 定格消費電力20.2kW

## 2.5 各外気冷房方式の年間消費電力量比較

外気条件の異なる4地域で、各外気冷房方式の年間消費電力量の比較を行った。

### 2.5.1 解析条件

各システムのモデルおよび共通条件は2.3および2.4節による。外気条件としては、札幌、長野、東京、鹿児島を4地域を対象とし、各システムの比較を行う。

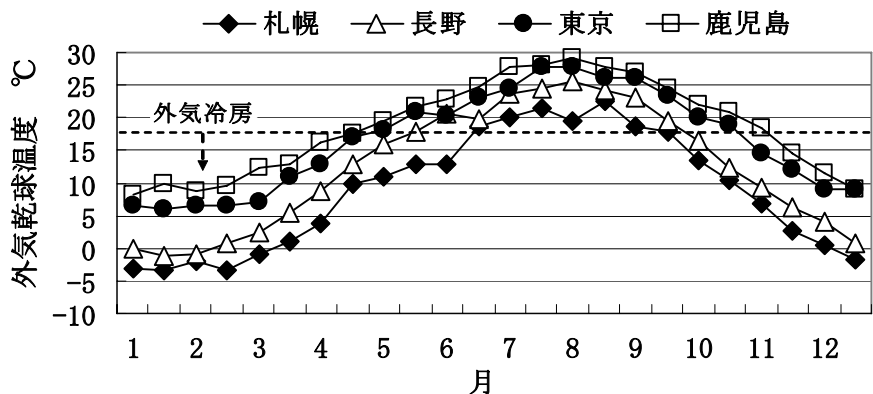
### 2.5.2 外気冷房運用時間

解析結果を以下に示す。表2.12は、直接外気冷房および間接外気冷房（水方式）の年間の導入時間および運転時間割合を示す。また、図2.17に各地域の年間の乾球温度、露点温度、湿球温度を示す。ここで直接外気冷房の運用条件は、乾球温度18℃以下、露点温度2.1℃以上17℃以下であるため、図に運用範囲を記載する。また、間接外気冷房（水方式）の運用条件は、湿球温度7.5℃以下であるため、同様に図に記載する。図2.17より年間を通じて乾球温度は、札幌、長野、東京、鹿児島の順に低い。露点温度についても、乾球温度と同傾向であるが、長野と東京は同程度である。湿球温度についても同様に、札幌、長野、東京、鹿児島の順に低い。直接外気冷房の運用時間について、札幌と長野を比較すると、札幌の乾球温度は低いが、露点温度も低いため、同程度となった。一方で、東京と鹿児島では、乾球温度は鹿児島の方が高いが、露点温度も比較的高いため、東京よりも運用時間が長くなった。間接外気冷房の運用時間については、湿球温度の傾向と同じであった。

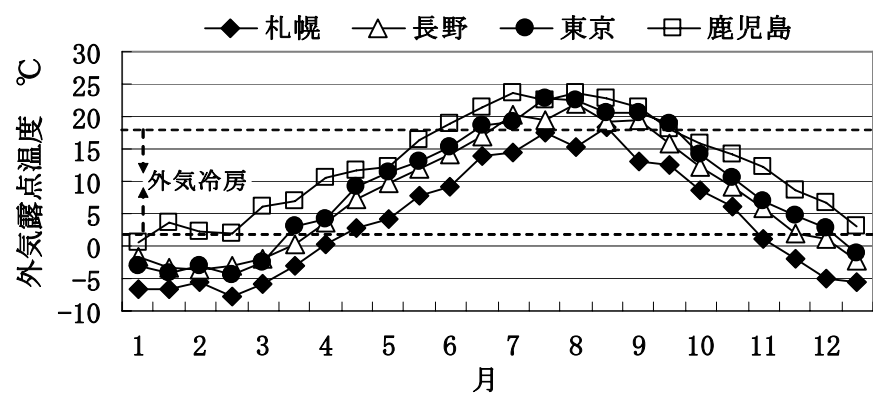
Table 2.12 Outdoor air cooling operation time of the year

	Sapporo	Nagano	Tokyo	Kagoshima
Air-side economizer	2743h (31%)	2596h (30%)	1939h (22%)	2480h (28%)
Water-side economizer	4578h (52%)	3823h (44%)	2946h (34%)	1860h (21%)

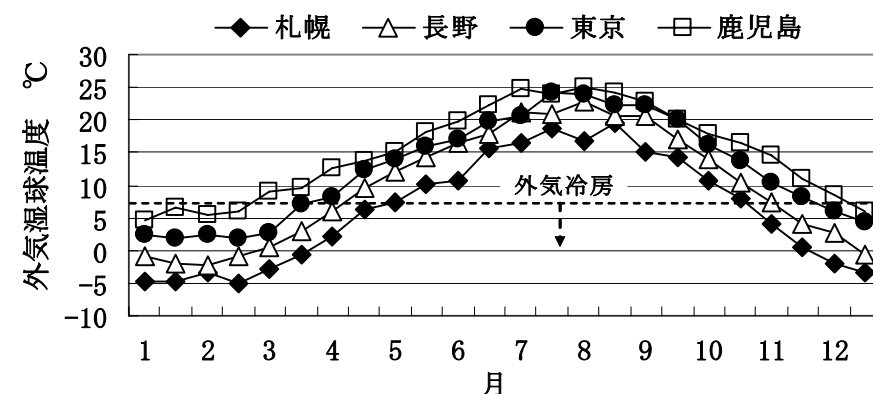
( ) is annual Outdoor air cooling use rate



(a) Dry-bulb temperature



(b) Dew-point temperature



(c) Wet-bulb temperature

Fig. 2.17 Weather data of each region

### 2.5.3 年間消費電力量比較

表 2.13 は、各地域毎に水冷中央熱源方式（基準型）の年間消費電力量を 100 とした場合の各空調システムの消費電力量割合である。図 2.18(a)に札幌，長野，図 2.18(b)に東京，鹿児島 of 各地域の空調システム構成機器別の年間消費電力量を示す。

Table 2.13 Power consumption ratio of water-cooled central chiller (standard)

	Sapporo	Nagano	Tokyo	Kagoshima
Water-cooled central chiller (standard)	100 (2132)	100 (2193)	100 (2259)	100 (2315)
Air-side economizer	89.9 (1918)	90.4 (1982)	93.6 (2114)	91.9 (2128)
Water-side economizer	81.2 (1732)	84.6 (1856)	88.4 (1997)	92.9 (2150)
Packaged air conditioner	77.7 (1658)	80.0 (1754)	84.0 (1897)	85.0 (1967)

※ Annual power consumption of water-cooled central chiller (standard) is 100.

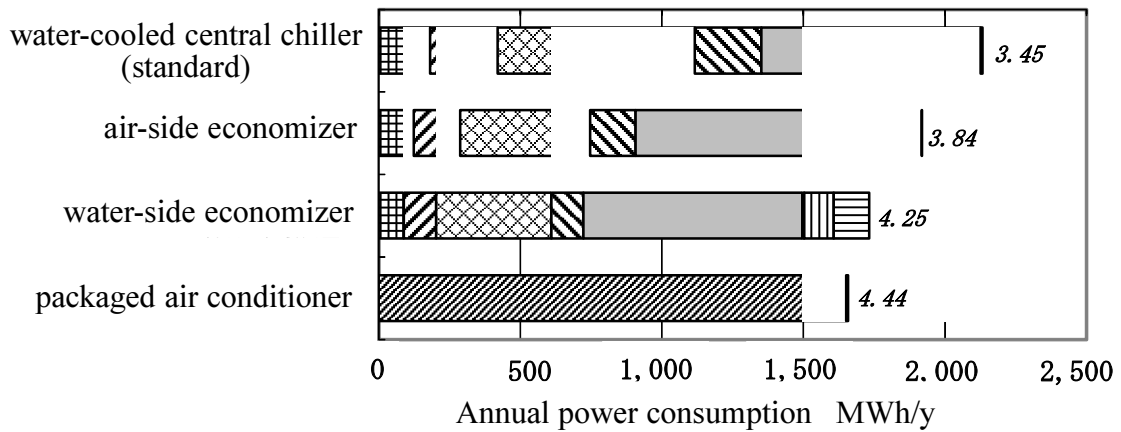
※ ( ) is annual power consumption [MWh/year]

#### (1) 札幌での消費電力量比較

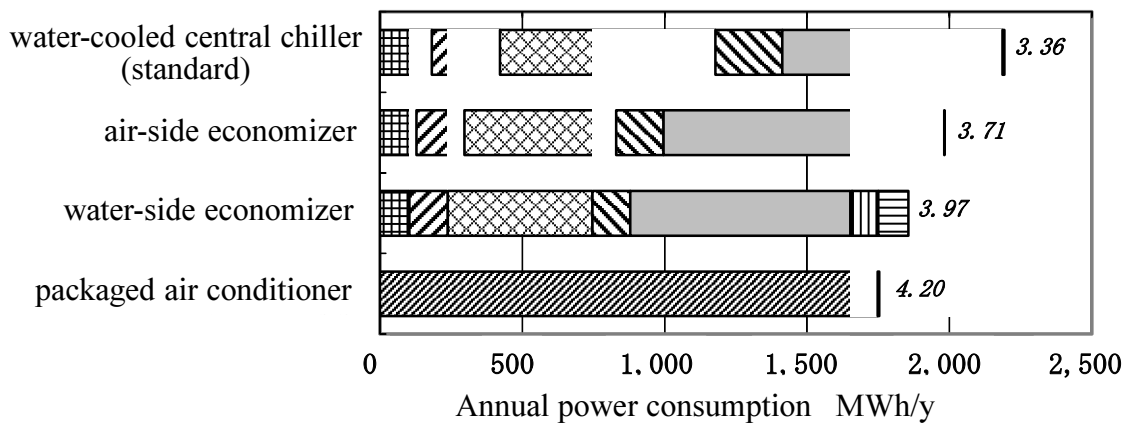
本外気冷房運用条件下での札幌における直接外気冷房の運用時間は、表 2.12 より年間で 31%，間接外気冷房（水方式）の運用時間は 52% となり、間接外気冷房（水方式）を行った方が、年間での外気冷房時間は長く利用できる。消費電力量の低減効果については、表 2.13 より直接外気冷房で基準としている中央熱源方式に比べ約 10% の低減となった。間接外気冷房（水方式）については、中央熱源方式に比べ 19% の低減となった。最も消費電力量の低減効果が高かったのは、間接外気冷房（低圧力比）方式を採用したパッケージ型空調機であり、22% の低減となった。間接外気冷房（水方式）は、冷却塔により冷水を供給するため、外気の湿球温度に性能は依存する。また、パッケージ型空調機は、外気の乾球温度に性能が依存する。そのため、札幌の低温低湿の気象条件では、直接外気冷房よりも、消費電力量の低減効果が大きくなる。

#### (2) 長野での消費電力量比較

本外気冷房運用条件下での長野における直接外気冷房の運用時間は、表 2.12 より年間で 30%，間接外気冷房（水方式）の運用時間は 44% となった。札幌と比較すると外気冷房の利用時間は短くなる。消費電力量の低減効果については、直接外気冷房併用型、間接外気冷房（水方式）併用型それぞれ、中央熱源方式に比べ 9%，15% の低減となった。最も消費電力量の低減効果が大きかったのは、札幌と同様に間接外気冷房（低圧力比）方式を採用したパッケージ型空調機であり、20% の低減となった。



(a) Sapporo



(b) Nagano

- |  |   |
|--|---|
| ▣ Cooling tower power                            | ■ Fan power (exhaust air for air-side economizer) |
| ▨ Cooling water circulation power                | ▨ Packaged air conditioner                        |
| ▩ Chiller power                                  | ▩ Humidification power                            |
| ▧ Cooling circulation power                      | ▧ Cooling circulation power (for free cooling)    |
| ▦ Air handling unit power                        | ▦ Cooling tower power (for free cooling)          |
| ■ Fan power (supply air for air-side economizer) |   |

※The number is COP

Fig. 2.18 (a) Comparison of annual power consumption

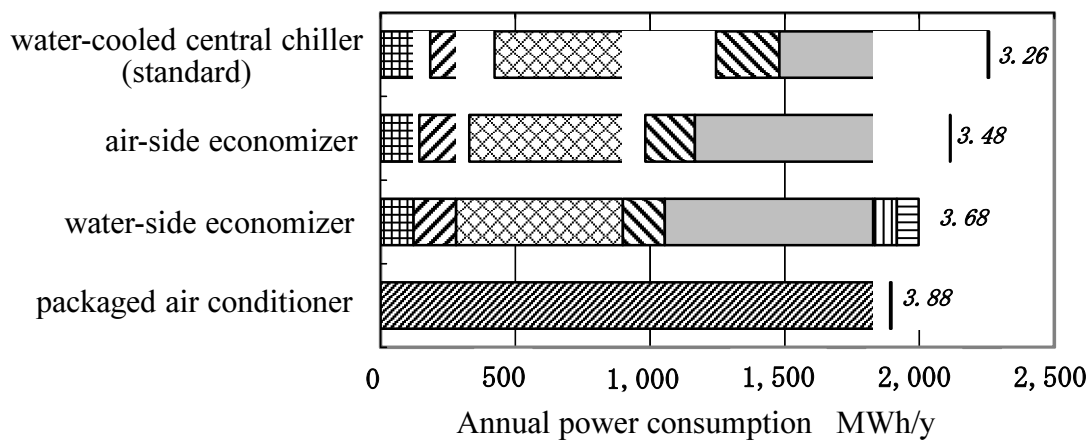


### (3) 東京での消費電力量比較

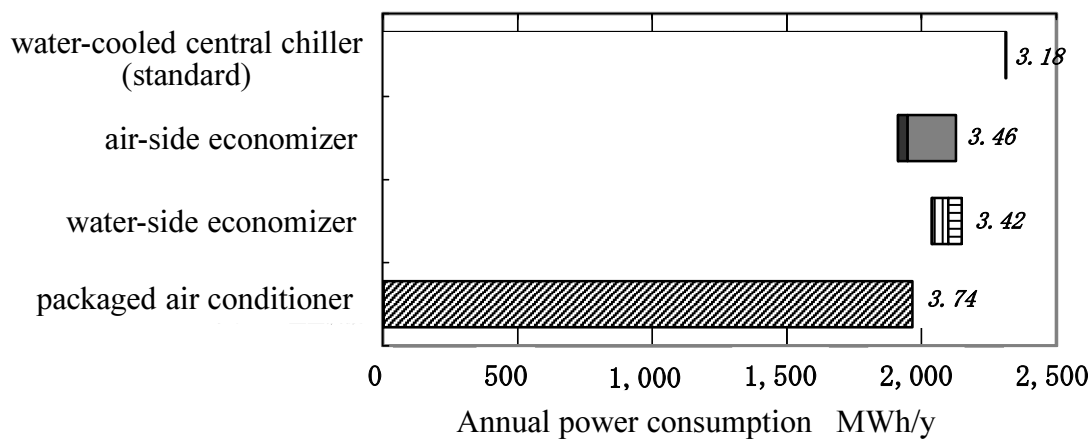
本外気冷房運用条件下での東京における直接外気冷房の運用時間は、表 2.12 より年間で 22%、間接外気冷房（水方式）の運用時間は 34% となり、札幌、長野と比較すると利用時間は大幅に短くなる。消費電力量の低減効果については、直接外気冷房併用型、間接外気冷房（水方式）併用型それぞれ、中央熱源方式に比べ 6%、11% の低減となった。最も消費電力量の低減効果が大きかったのは、札幌、長野と同様に間接外気冷房（低圧力比）方式を採用したパッケージ型空調機であり、16% の低減となった。

### (4) 鹿児島での消費電力量比較

本外気冷房運用条件下での鹿児島における直接外気冷房の運用時間は、表 2.12 より年間で 28%、間接外気冷房（水方式）の運用時間は 21% となった。鹿児島の気象条件は、他の地点よりも比較的高温高湿となるため、間接外気冷房（水方式）の運用時間は短くなる。一方で、直接外気冷房については、外気湿度が、外気冷房運用条件の湿度下限値を上回る期間が長くなるため、利用時間が比較的長くなる。消費電力低減効果については、直接外気冷房併用型、間接外気冷房（水方式）併用型それぞれ、中央熱源方式に比べ 8%、7% の低減となり、他の地域と異なり、直接外気冷房併用型の方が消費電力量は小さくなった。このことから、水冷中央熱源式に外気冷房を導入する場合、外気冷房方式の消費電力量低減効果の優位性は、気象条件により異なることが分かる。最も消費電力量の低減効果が大きかったのは、他の地域と同様に間接外気冷房（低圧力比）方式を採用したパッケージ型空調機であり、15% の低減となった。



(c) Tokyo



(d) Kagoshima

- |  |   |
|--|---|
| Cooling tower power                            | Fan power (exhaust air for air-side economizer) |
| Cooling water circulation power                | Packaged air conditioner                        |
| Chiller power                                  | Humidification power                            |
| Cooling circulation power                      | Cooling circulation power (for free cooling)    |
| Air handling unit power                        | Cooling tower power (for free cooling)          |
| Fan power (supply air for air-side economizer) |   |

※The number is COP

Fig. 2.18 (b) Comparison of annual power consumption

## 2.6 本章のまとめ

本研究では、データセンタを対象にした外気冷房型空調システムの運用条件を精査したうえで、各方式の消費電力量の低減効果をシミュレーションにより検証した。比較対象とした空調システムは、水冷中央熱源方式を基準の方式とし、中央熱源方式と直接外気冷房の併用型、間接外気冷房（水方式）の併用型、間接外気冷房（低圧力比方式）のパッケージ型空調機とした。本研究により得られた結論を以下に示す。

- ・汎用性の高い LCEM ツールにより、シミュレーションモデルを構築し、各外気冷房方式の消費電力量の低減効果を検証した。本モデルにより、設計時の外気冷房導入効果の検証のみならず、導入後の運用改善にも応用することができる。
- ・中央熱源方式に直接外気冷房を併用する場合は、加湿を行わない範囲で、外気を取り入れることで、消費電力量の低減効果は大きくなる。
- ・中央熱源方式に間接外気冷房（水方式）を併用する場合は、冷却塔を 200%（冷凍機の必要冷却塔容量の 2 倍）とすることで、消費電力量の低減効果は大きくなる。
- ・気象条件の異なる 4 地域で年間消費電力量を比較した結果、各地点とも間接外気冷房（低圧力比方式）のパッケージ型空調機が最も少ない。
- ・水冷中央熱源方式に外気冷房を併用する場合、外気条件により、外気冷房方式の優位性は異なる。

### 3.フリークーリング併用型ハイブリッド 空調システム

### 3.1 概要

第 2 章では、低温外気利用による年間冷房型空調システムの運用条件を精査し、方式毎に国内 4 地点の気象データを基に年間消費電力量の低減効果を試算し、比較した。

本章では、更なる年間での消費電力量の低減に向けて、圧縮機よりも大幅に小さい動力で冷媒を搬送できるフリークーリングサイクルに着目する。フリークーリングサイクルは、冷媒ポンプにより冷媒を搬送させるため、低外気温度時には消費電力の低減が期待できるが、高外気温度では運用できない。そのため、高外気温度時には、圧縮機を用いた従来の圧縮サイクルが別に必要となり、システムの 2 重化によるコストアップが避けられない。

そこで、本研究では、1つのシステムにおいて、従来の圧縮サイクルにフリークーリングサイクルを併用したハイブリッド型空調システムを提案する。

本システムの特徴は、両サイクルに共通する熱交換器等を併用することにより、大幅なコストダウンおよび省スペース化が図れることである。また、一台のシステムで外気温度が高い夏期から中間期は従来と同様に圧縮機を使用した圧縮サイクルを採用して運用し、外気温度が低い冬期から中間期は、圧縮機を停止し、冷媒ポンプによるフリークーリングサイクルでの運用が可能となり、年間を通じた空調システムの消費電力の大幅な低減を実現できる。

本研究で対象とするハイブリッド空調システムのコンセプトを図 3.1 に示す。本システムでは、図 3.1(a)に示すように外気温度が高い夏期から中間期は従来と同様の圧縮サイクルにより冷房を行う。一方で外気温度が低下した冬期から中間期は、図 3.1(b)に示すフリークーリングサイクルにより、冷媒ポンプによる冷媒の循環のみで室内の発熱を室外まで熱輸送し放熱する。運転中の Ph 線図の概略を図 3.2 に示す。冷媒ポンプの消費電力は、圧縮機に比べ小さいため、消費電力の大幅な低減が見込める。

しかし、両サイクルを採用したシステムを別々に設置すると大幅なコストアップとなるため、図 3.3 に示すようにこれらのサイクルに共通する蒸発器、凝縮器、膨張弁を共有した新たなハイブリッドサイクルを採用したシステムを提案することとする。

このシステムは、圧縮機、蒸発器、凝縮器、アキュムレータ、レシーバ、膨張弁、ポンプを主構成要素として実現される。また、これらに冷媒ポンプのキャビテーション防止の観点から、サブクールを十分にとるためのサブ凝縮器を加えている。

このフローを採用することにより、システムの低コスト化が実現できると共に、圧縮サイクルとフリークーリングサイクルの運転を圧縮機と冷媒ポンプの発停とそれらの周りのバルブの開閉のみで切り替えることができ、上記コンセプトの空調方式が一つのサイクルで実現できることになる。本システムでは、図 3.2 において、フリークーリングサイクルでは、Valve1,2,4 を開、Valve3 を閉とする。圧縮サイクルでは、Valve1,2,4 を閉、Valve3 を開とする。

上記の通り、本システムは、次世代のデータセンタ用空調機として大きな可能性を有するが、設置環境や運用環境に応じてフリークーリングサイクルにおける冷媒ポンプの

キャビテーションを回避するシステム設計や圧縮サイクルとフリークーリングサイクルを適切に切り替える制御設計が実現できなければ、その性能を十分に発揮することは不可能である。このためには、システム全体の詳細な特性解析が必須となる。

そこで、本章では、まずはフリークーリング併用型ハイブリッド空調システムの実現に向けたシステム設計の検討や詳細な性能評価、制御設計のベースとなる特性解析に必要な、高精度数理モデルの構築を行う。

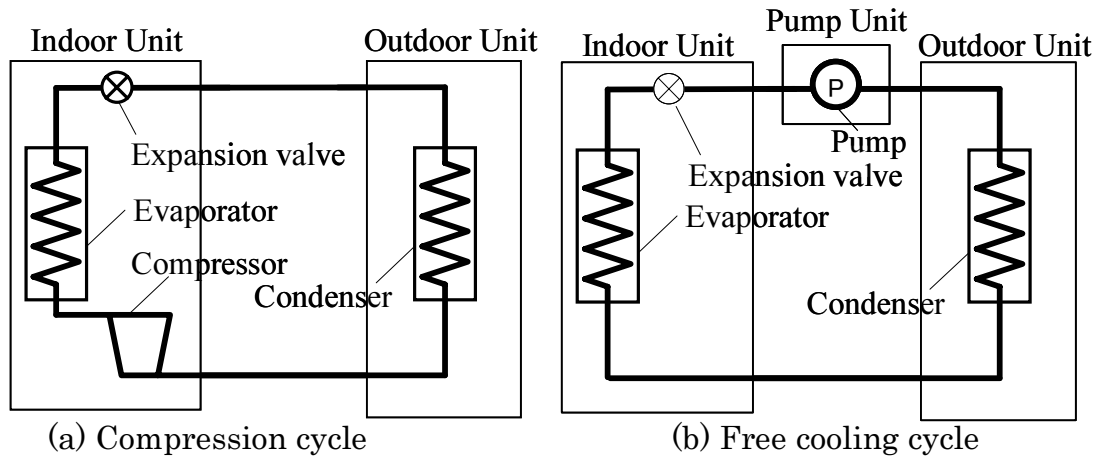
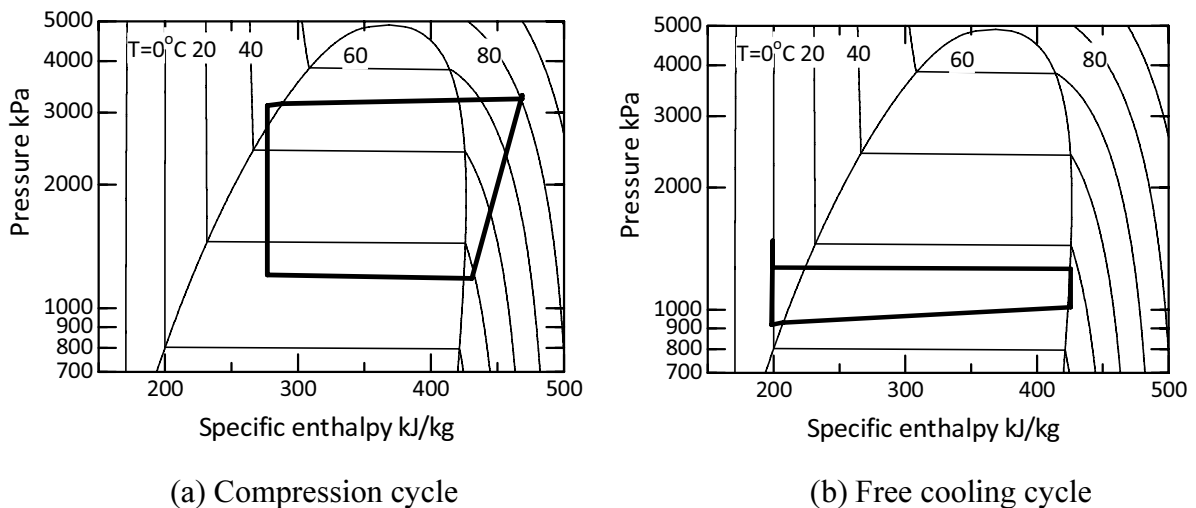


Fig. 3.1 System configuration



(a) Compression cycle

(b) Free cooling cycle

Fig. 3.2 Ph diagram

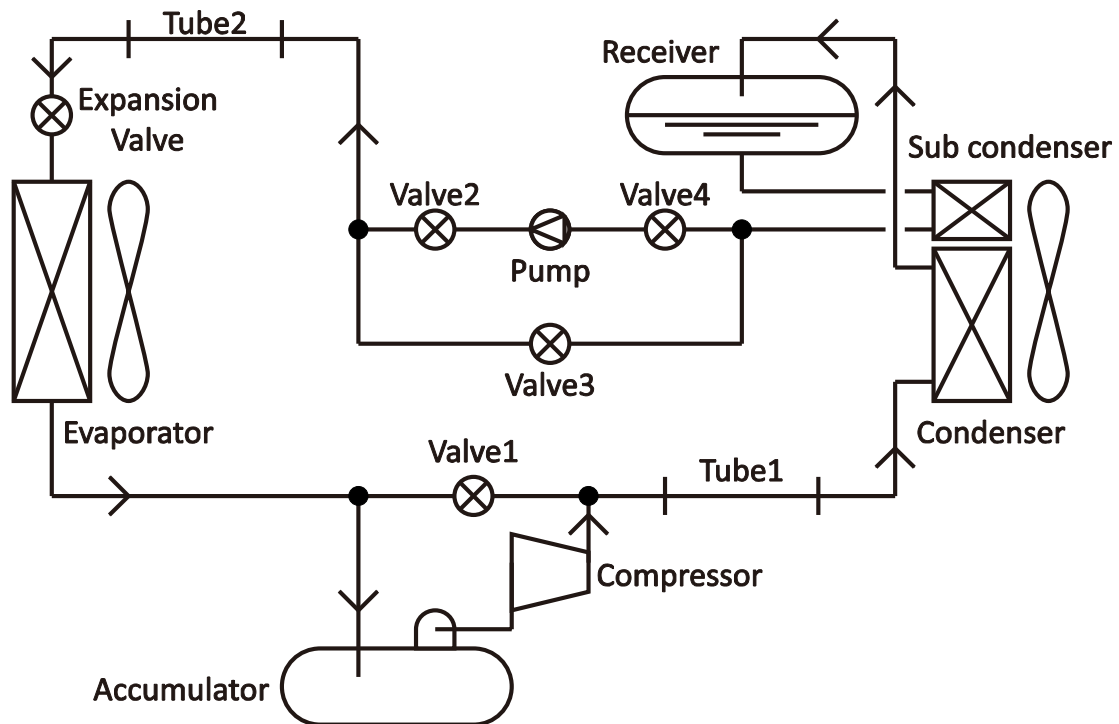


Fig. 3.3 Hybrid air conditioner

## 3.2 数理モデル

ここでは、図 3.3 に示したフリークーリング併用型ハイブリッド空調システムの解析に必要な構成要素の数理モデルと境界条件、接続条件を示す。なお、数理モデルの構築は、動特性モデルで構築する。静特性解析においては、動特性解析を行い、十分時間がたった定常状態の数値により解析する。

### 3.2.1 各構成要素のモデル

本システムを構成する各要素毎にモデル化を行う。以下に圧縮機、蒸発器、凝縮器、アキュムレータ、レシーバ、電子膨張弁、ポンプ、接続配管、混合管、分岐管の数理モデルについて述べる。

#### 3.2.1.(1) 圧縮機

圧縮機解析モデルに用いた仮定は以下のとおりである。

- ・ 圧縮過程は瞬時に行われるものとする
- ・ 圧縮機の非可逆性は断熱効率によって表される

なお、断熱効率  $\eta_{ad}$  は、メーカーでの圧縮機試験結果を基に決定し、0.7（一定）とした。以下に、本モデルで用いた基礎式を示す。また、温度や密度は圧力とエンタルピの

関数として導出できるものとして以下の式では省略する。

連続方程式は以下の通りである。

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

エネルギー方程式は以下の通りである。

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

圧縮機の性能は断熱効率  $\eta_{ad}$  から算出する。

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

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

体積流量は回転数  $n$  に比例するものとする。

$$\rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I} = \rho_{R,I} \eta_v V n \quad (3.5)$$

$$\eta_v = const \quad (3.6)$$

軸動力  $W$  は消費電力  $E$  とインバータ効率  $\eta_{INV}$  で算出する。

$$W = \eta_{INV} E \quad (3.7)$$

圧縮機入口境界の状態は、入口質量流量  $\rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I}$ 、入口圧力  $P_{R,I}$ 、入口比エンタルピー  $h_{R,I}$  に対してそれぞれ、 $G_{R,COM,I}$ 、 $P_{R,COM,I}$ 、 $h_{R,COM,I}$  が等しいという条件を与える。出口境界の状態は、出口質量流量  $\rho_{R,O} v_{R,O} S_{R,O}$ 、出口圧力  $P_{R,O}$ 、出口比エンタルピー  $h_{R,O}$  に対してそれぞれ、 $G_{R,COM,O}$ 、 $P_{R,COM,O}$ 、 $h_{R,COM,O}$  が等しいという条件を与える。

### 3.2.1.(2) 蒸発器，凝縮器

蒸発器と凝縮器のモデルを図 3.4 に示す。蒸発器と凝縮器は同一の数理モデルとして取り扱う、仮定は以下の通りである。

- ・冷媒の流れは均質流とする
- ・伝熱管の半径方向に温度分布はないものとする
- ・直交流とする
- ・空気の通過時間は十分短いため、空気は静特性として扱う

冷媒側連続方程式を以下に示す。

$$\frac{\partial \rho_R}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_R v_R)}{\partial z} = 0 \quad (3.8)$$



冷媒側圧力損失の式を以下に示す.

$$\frac{\partial P_R}{\partial z} = -f_R \frac{2\rho_R v_R^2}{D_{in}} \quad (3.9)$$

冷媒側エネルギー方程式を以下に示す

$$\frac{\partial(\rho_R u_R)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_R v_R h_R)}{\partial x} = -\frac{Lc_{in}}{S_{in}} q_{in} \quad (3.10)$$

伝熱管のエネルギー方程式は以下のとおりである.

$$\frac{\partial(\rho_M u_M)}{\partial t} = \frac{Lc_{in}}{S_M} q_{in} - (q_{out} + j_{out} h_{vap}) \frac{(A_{FC} + \eta_{FIN} A_{FIN})}{S_M L} \quad (3.11)$$

空気側の連続の式, 圧力損失の式, エネルギー方程式は以下のとおりである.

$$\rho_{A,O} v_{A,O} L_A - \rho_{A,I} v_{A,I} L_A = j_{out} (A_{FC} + \eta_{FIN} A_{FIN}) / L \quad (3.12)$$

$$P_{A,O} - P_{A,I} = -f_A 2L_{A2} \rho_A v_{AC}^2 / D_{AC} \quad (3.13)$$

$$\rho_{A,O} v_{A,O} X_{A,O} L_A - \rho_{A,I} v_{A,I} X_{A,I} L_A = j_{out} (A_{FC} + \eta_{FIN} A_{FIN}) / L \quad (3.14)$$

$$\rho_{A,O} v_{A,O} h_{A,O} L_A - \rho_{A,I} v_{A,I} h_{A,I} L_A = (q_{out} + j_{out} h_{vap}) (A_{FC} + \eta_{FIN} A_{FIN}) / L \quad (3.15)$$

空気出口温度  $T_{A,O}$  が露点  $T_{DP}$  に達した場合は, 空気出口温度  $T_{A,O}$  と露点  $T_{DP}$  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  $j_{out}$  が算出される.

$$j_{out} = \begin{cases} 0 & T_{DP,A,O} < T_{A,O} \\ f(P_{A,O}, h_{A,O}, T_{DP,A,O}) & T_{DP,A,O} = T_{A,O} \end{cases} \quad (3.16)$$

冷媒, 伝熱管, 空気間の熱伝達は以下の式で表される.

$$q_{in} = \alpha_{in} (T_R - T_M) \quad (3.17)$$

$$q_{out} = \alpha_{out} \frac{(T_M - T_{A,I}) - (T_M - T_{A,O})}{\ln((T_M - T_{A,I}) / (T_M - T_{A,O}))} \quad (3.18)$$

以下に熱伝達率と圧力損失の相関式を示す. これらは平滑管あるいはプレートフィンに関する相関式であるため, 管内溝, 管の曲げ, フィンスリットの影響を考慮するため補正係数をかけて用いる. 管内熱伝達率  $\alpha_{in}$  は, 単相流の場合は, Dittus-Boelter の式<sup>90)</sup>を用いる.

$$\alpha_{in} = Nu_{R,SP} \lambda_R / D_{in} \quad (3.19)$$

管内が加熱の場合

$$Nu_{R,SP} = 0.023 Re_R^{0.8} Pr_R^{0.4} \quad (3.20)$$

管内が冷却の場合

$$Nu_{R,SP} = 0.023 Re_R^{0.8} Pr_R^{0.3} \quad (3.21)$$

二相凝縮の場合は、野津らの式<sup>91)</sup>を用いる。なお、式(3.22)、(3.23)の $C_1 \sim C_4$ については、野津らの式<sup>91)</sup>による。

$$\text{Nu}_{R,f,TP} = 0.018 \left( \text{Re}_{R,L} \sqrt{\frac{\rho_{R,L}}{\rho_{R,v}}} \right)^{0.9} \left( \frac{x_R}{1-x_R} \right)^{0.1x_R+0.8} \times \left( \text{Pr}_{R,L} + \frac{8 \times 10^3}{\text{Re}_{R,L}^{1.5}} \right)^{1/3} \times \left( 1 + \frac{C_1 H}{\text{Pr}_{R,L}} - 0.2 \frac{H_v}{\text{Pr}_{R,v}} \right) \quad (3.22)$$

$$\text{Nu}_{R,b,TP} = 0.725 (Ga \text{Pr}_{R,L} / H)^{0.25} \times \left\{ 1 + 0.003 \sqrt{\text{Pr}_{R,L}} C_3^{(3.1-0.5/\text{Pr}_{R,L})} \right\}^{0.3} / (1 + C_2 C_4)^{0.25} \quad (3.23)$$

二相蒸発の場合は吉田らの式<sup>92)</sup>を用いる。

$$\alpha_{\text{In},TP} / \alpha_{\text{In},SP,L} = 3.7 \left\{ Bo \times 10^4 + 0.23 (Bo \times 10^4)^{0.69} (1/X_{\text{II}})^2 \right\}^{0.44} \quad (3.24)$$

圧力損失係数 $f_R$ は、単相流では Blasius の式を用いる。

$$f_{R,SP} = 0.079 \text{Re}_R^{-0.25} \quad (3.25)$$

二相流の場合は Chisholm<sup>93)</sup>の式を用いる。

$$f_{R,TP} = 0.079 \text{Re}_{R,L}^{-0.25} \phi_L^2 \quad (3.26)$$

$$\phi_L^2 = 1 + 20/X_{\text{II}} + X_{\text{II}}^2 \quad (3.27)$$

管外熱伝達率 $\alpha_{\text{Out}}$ と圧力損失係数 $f_A$ は瀬下らの式<sup>94-96)</sup>を用いる。

$$\alpha_{\text{Out}} D_{ec} / \lambda_A = 2.1 (\text{Re}_A \text{Pr}_A D_{ec} / L_{A2})^{0.38} \quad (3.28)$$

$$f_A L_{A2} / D_{ec} = \left\{ 0.43 + 35.1 (\text{Re}_A D_{ec} / L_{A2})^{-1.07} \right\} \quad (3.29)$$

ここで、蒸発器であれば、冷媒の蒸発器入口境界の状態は、 $z=0$ のとき、入口質量流量 $\rho_{R,v} S_R$ 、入口圧力 $P_R$ 、入口比エンタルピ $h_R$ に対してそれぞれ、 $G_{R,EVA,I}$ 、 $P_{R,EVA,I}$ 、 $h_{R,EVA,I}$ が等しいという条件を与える。出口境界の状態は、 $z=L$ のとき、質量流量 $\rho_{R,v} S_R$ 、圧力 $P_R$ 、比エンタルピ $h_R$ に対してそれぞれ、 $G_{R,EVA,O}$ 、 $P_{R,EVA,O}$ 、 $h_{R,EVA,O}$ が等しいという条件を与える。

空気側の入口境界の状態は、質量流量 $\rho_{A,i} v_{A,i} L_A L$ 、圧力 $P_{A,i}$ 、比エンタルピ $h_{A,i}$ 、水分濃度 $X_{A,i}$ に対してそれぞれ、 $G_{A,EVA,I}$ 、 $P_{A,EVA,I}$ 、 $h_{A,EVA,I}$ 、 $X_{A,EVA,I}$ が等しいという条件を与える。

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。

$$G_{A,EVA,O} = L_A \int_0^L \rho_{A,o} v_{A,o} dz \quad (3.30)$$

$$P_{A,EVA,O} = P_{A,O} \quad (3.31)$$

$$h_{A,EVA,O} = \left( L_A \int_0^L \rho_{A,O} v_{A,O} h_{A,O} dz \right) / G_{A,EVA,O} \quad (3.32)$$

$$X_{A,EVA,O} = \left( L_A \int_0^L \rho_{A,O} v_{A,O} X_{A,O} dz \right) / G_{A,EVA,O} \quad (3.33)$$

また、ファンの消費電力  $E_{FAN}$  はあらかじめファンの特性実験を行い、空気側の差圧の関数の形で用いる。

$$E_{FAN} = f(\Delta P) \quad (3.34)$$

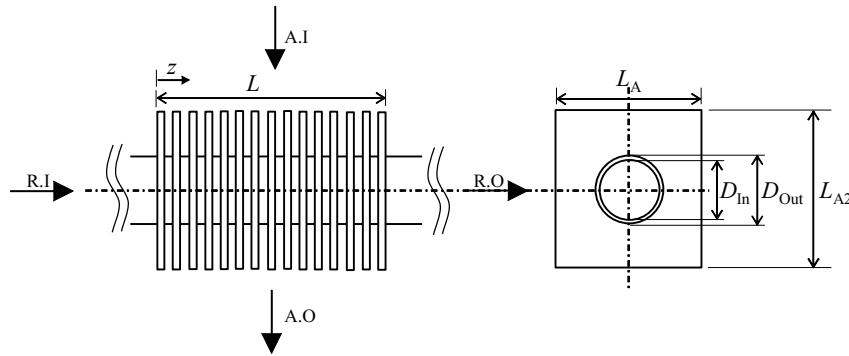


Fig. 3.4 Heat exchanger

### 3.2.1.(3) アキュムレータ

アキュムレータのモデルを図 3.5 に示す。アキュムレータ数理モデルで用いた仮定は以下の通りである。

- ・アキュムレータ内が飽和状態である場合、出口状態は飽和蒸気とする
- ・圧力損失は無視する

連続方程式は以下の通りである。

$$V \frac{d\rho}{dt} = \rho_{R,O} v_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I} \quad (3.35)$$

エネルギー方程式は以下の通りである。

$$V \frac{d\rho u}{dt} = \rho_{R,O} v_{R,O} h_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I} v_{R,I} h_{R,I} S_{R,I} \quad (3.36)$$

ここで、内部に冷媒液がない場合は内部が過熱蒸気で満たされているとし、冷媒液がある場合は、アキュムレータ全体としては飽和状態であるとし、飽和蒸気が流出するものとする。

$$h_{R,O} = \begin{cases} h_R & (x_R = 1.0) \\ h_{R,sat,V} & (x_R < 1.0) \end{cases} \quad (3.37)$$

$$P_{R,O} = P_{R,I} \quad (3.38)$$

なお，出入口状態は圧縮機の場合と同様に設定する。

### 3.2.1.(4) レシーバ

レシーバのモデルを図 3.6 に示す。レシーバのモデルで用いた仮定は以下の通りである。

- 受液器内が飽和状態である場合，出口状態は飽和液となる

連続方程式は以下の通りである。

$$V \frac{d\rho}{dt} = \rho_{R,O} v_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I} \quad (3.39)$$

エネルギー方程式は以下の通りである。

$$V \frac{d\rho u}{dt} = \rho_{R,O} v_{R,O} h_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I} v_{R,I} h_{R,I} S_{R,I} \quad (3.40)$$

流出する冷媒は必ず飽和液であるとする。また，高さ  $H_L$  による圧力上昇を考慮する。

$$h_{R,O} = f_{SAT,L}(P_{R,O}) \quad (3.41)$$

$$P_{R,O} = P_{R,I} + \rho_R g H_L \quad (3.42)$$

なお，出入口状態は圧縮機の場合と同様に設定する。

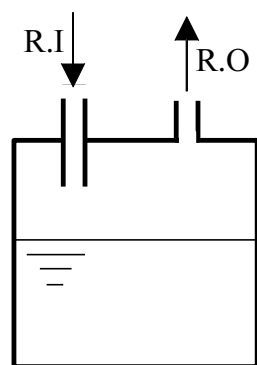


Fig. 3.5 Accumulator

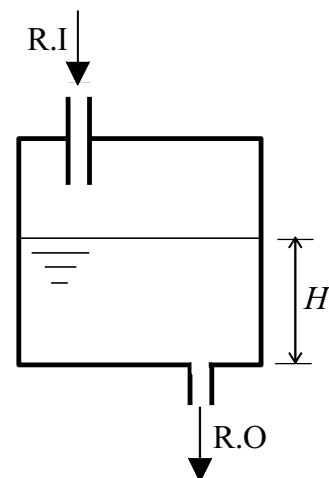


Fig. 3.6 Receiver

### 3.2.1.(5) 電子膨張弁

電子膨張弁のモデルを図 3.7 に示す。膨張弁解析モデルに用いた仮定は以下のとおりである。

- ・膨張弁を通過する際は外部とエネルギーの授受はないものとする
- ・膨張過程は瞬時に行われるものとする

連続方程式は以下の通りである。

$$\rho_{R,O} v_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I} = 0 \quad (3.43)$$

エネルギー方程式は以下の通りである。

$$\rho_{R,O} v_{R,O} h_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I} v_{R,I} h_{R,I} S_{R,I} = 0 \quad (3.44)$$

流量はノズルの式に従うものとする。

$$\rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I} = \begin{cases} C_v S \sqrt{2 \rho_{R,I} (P_{R,I} - P_{R,O})} & (v_{R,I} > 0) \\ C_v S \sqrt{2 \rho_{R,O} (P_{R,O} - P_{R,I})} & (v_{R,I} \leq 0) \end{cases} \quad (3.45)$$

なお、出入口状態は圧縮機の場合と同様に設定する。

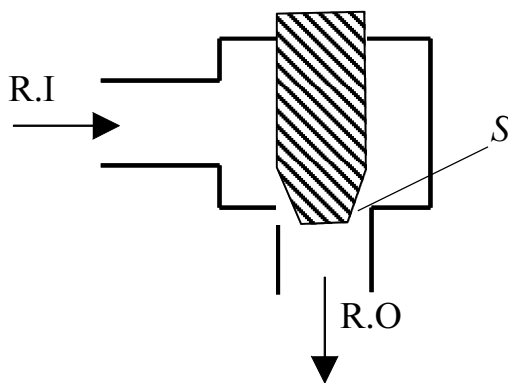


Fig. 3.7 Expansion Valve

### 3.2.1.(6) ポンプ

ポンプ解析モデルに用いた仮定は以下のとおりである。

- ・ポンプの加圧過程は瞬時に行われるものとする
- ・ポンプの消費電力はポンプ効率を与えることによって求める

連続方程式は以下の通りである。

$$\rho_{R,O} v_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I} = 0 \quad (3.46)$$

エネルギー方程式は以下の通りである。

$$\rho_{R,O} v_{R,O} h_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I} v_{R,I} h_{R,I} S_{R,I} = W \quad (3.47)$$

$$\eta_{ad} = (h_{R,O,ad} - h_{R,I}) / (h_{R,O} - h_{R,I}) \quad (3.48)$$

$$S_{R,O,ad} = S_{R,I} \quad (3.49)$$

ポンプの揚程は、流量の関数とする

$$P_{PUM} = f_P(V_R) \quad (3.50)$$

ポンプの性能はポンプ効率  $\eta_{PUM}$  から算出する。

$$W = \eta_{PUM} E \quad (3.51)$$

なお、出入口状態は圧縮機の場合と同様に設定する。

### 3.2.1.(7) 接続配管

接続配管のモデルを図 3.8 に示す。接続配管モデルは熱交換器モデルと基本的には同様である。以下に違いを述べる。

- ・外部への放熱はないものとするため管外での熱伝達はないものとする
- ・高低差による圧力変動を考慮する

管外との熱交換はないため、下記のようになる。

$$q_{out} = 0 \quad (3.52)$$

圧力損失の式を以下に示す。

$$\frac{\partial P_R}{\partial x} = -4 f_R \frac{\rho_R v_R}{2 D_{M\_In}} - \rho_R g \sin \theta \quad (3.53)$$

### 3.2.1.(8) 混合管

混合管のモデルを図 3.9 に示す。モデルにおいて用いた仮定は以下の通りである

- 混合は断熱的に行われるものとする

連続方程式は以下の通りである。

$$V \frac{d\rho}{dt} = (\rho_{R,O} v_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I,1} v_{R,I,1} S_{R,I,1} - \rho_{R,I,2} v_{R,I,2} S_{R,I,2}) \quad (3.54)$$

エネルギー方程式は以下の通りである。

$$V \frac{d\rho u}{dt} = (\rho_{R,O} v_{R,O} h_{R,O} S_{R,O} - \rho_{R,I,1} v_{R,I,1} h_{R,I,1} S_{R,I,1} - \rho_{R,I,2} v_{R,I,2} h_{R,I,2} S_{R,I,2}) \quad (3.55)$$

圧力損失の式は以下の通りである。

$$P_{R,I,1} = P \quad (3.56)$$

$$P_{R,I,2} = P \quad (3.57)$$

$$P_{R,O} = P \quad (3.58)$$

なお、出入口状態は圧縮機の場合と同様に設定する。

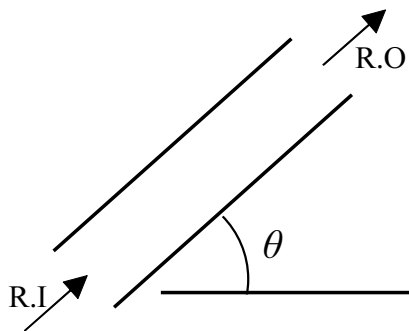


Fig. 3.8 Tube

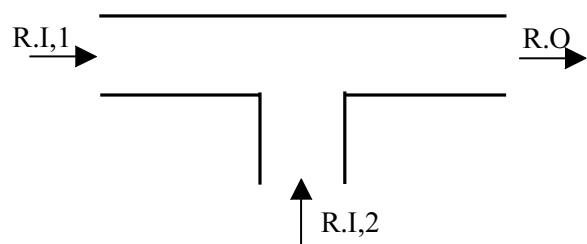


Fig. 3.9 Mixer

### 3.2.1.(9) 分岐管

分岐管のモデルを図 3.10 に示す。モデルにおいて用いた仮定は以下の通りである

- 混合は断熱的に行われるものとする

連続方程式は以下の通りである。

$$V \frac{d\rho}{dt} = (\rho_{R,O,1} v_{R,O,1} S_{R,O,1} + \rho_{R,O,2} v_{R,O,2} S_{R,O,2} - \rho_{R,I} v_{R,I} S_{R,I}) \quad (3.59)$$

エネルギー方程式は以下の通りである。

$$V \frac{d\rho u}{dt} = (\rho_{R,O,1} v_{R,O,1} h_{R,O,1} S_{R,O,1} + \rho_{R,O,2} v_{R,O,2} h_{R,O,2} S_{R,O,2} - \rho_{R,I} v_{R,I} h_{R,I} S_{R,I}) \quad (3.60)$$

圧力損失の式は以下の通りである。

$$P_{R,O,1} = P_{R,I} \quad (3.61)$$

$$P_{R,O,2} = P_{R,I} \quad (3.62)$$

なお、出入口状態は圧縮機の場合と同様に設定する。

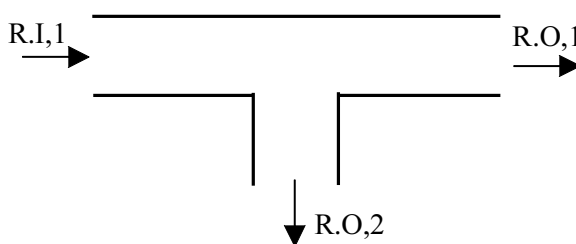


Fig. 3.10 Separator

### 3.2.2 境界条件, 接続条件

これまでに述べた数理モデルに接続条件を与えることでフリークーリング併用型ハイブリッド空調システムのシステム数理モデルを構成する。冷媒側のシステムを構成する接続条件は、例えば冷媒のアキュムレータと圧縮機間では、次のように、アキュムレータ出口状態は圧縮機入口状態に等しい。

$$\mathbf{x}_{R,ACC,O} = \mathbf{x}_{R,COM,I} \quad (3.63)$$

ここで、 $\mathbf{x}_R$  を以下の通りに定義する。

$$\mathbf{x}_R \equiv (G_R, P_R, h_R)^T \quad (3.64)$$

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、室内機側は熱交換器の吸込み空気の流量  $G_{A,IFAN,I}$ , 圧力  $P_{A,IFAN,I}$ , 比エンタルピ  $h_{A,IFAN,I}$ , 水分濃度  $X_{A,IFAN,I}$  を与える。室外機側は凝縮器の吸込空気の流量  $G_{A,CON,I}$ , 空気吸込の圧力  $P_{A,CON,I}$ , 比エンタルピ  $h_{A,CON,I}$ , 水分濃度  $X_{A,CON,I}$  を与える。



### 3.2.3 数値計算方法概要

以上のようにシステム全体の数理モデルは非常に複雑なものとなる。そこで、このような複雑な数理モデルとなるエネルギーシステムの数値解析を合理的に実現するモジュラー解析論<sup>97)</sup>に従い数値解析を実現していく。

具体的には、まず、上記で構築した数理モデルを空間方向に離散化する<sup>98)</sup>。そして、構成要素に流出入する流体の流量、圧力、エンタルピを基準とし、各構成要素の数理モデルをモジュールとして整理する。そして、これらモジュールの接続系としてシステム全体の数理モデルを構築する。図 3.11 にモジュールの接続例を示す。また、解析全体のフロー図を図 3.12 に示す。解析は、構造定数等の入力値を与えた上で、モジュールをベースとして、各モジュール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し、システム全体としての計算を行う。

本解析の特徴は、システム全体としての数理モデルをベースに数値計算を実施しているのではなく、要素モジュールの数値解析をベースとしてシステム全体の数値計算が実現される点にある。

このため、本システムのように圧縮式サイクルにいくつかの要素が加わったシステムの数値解析は、圧縮式サイクルの数値解析をほぼそのまま踏襲し、若干の要素モジュールを加えるだけで、実現できる。

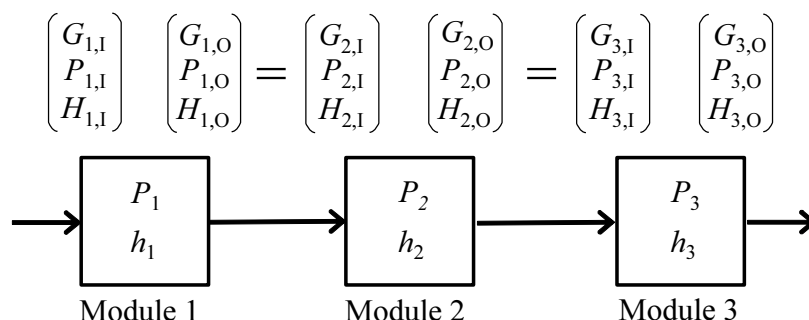


Fig. 3.11 Module connecting condition

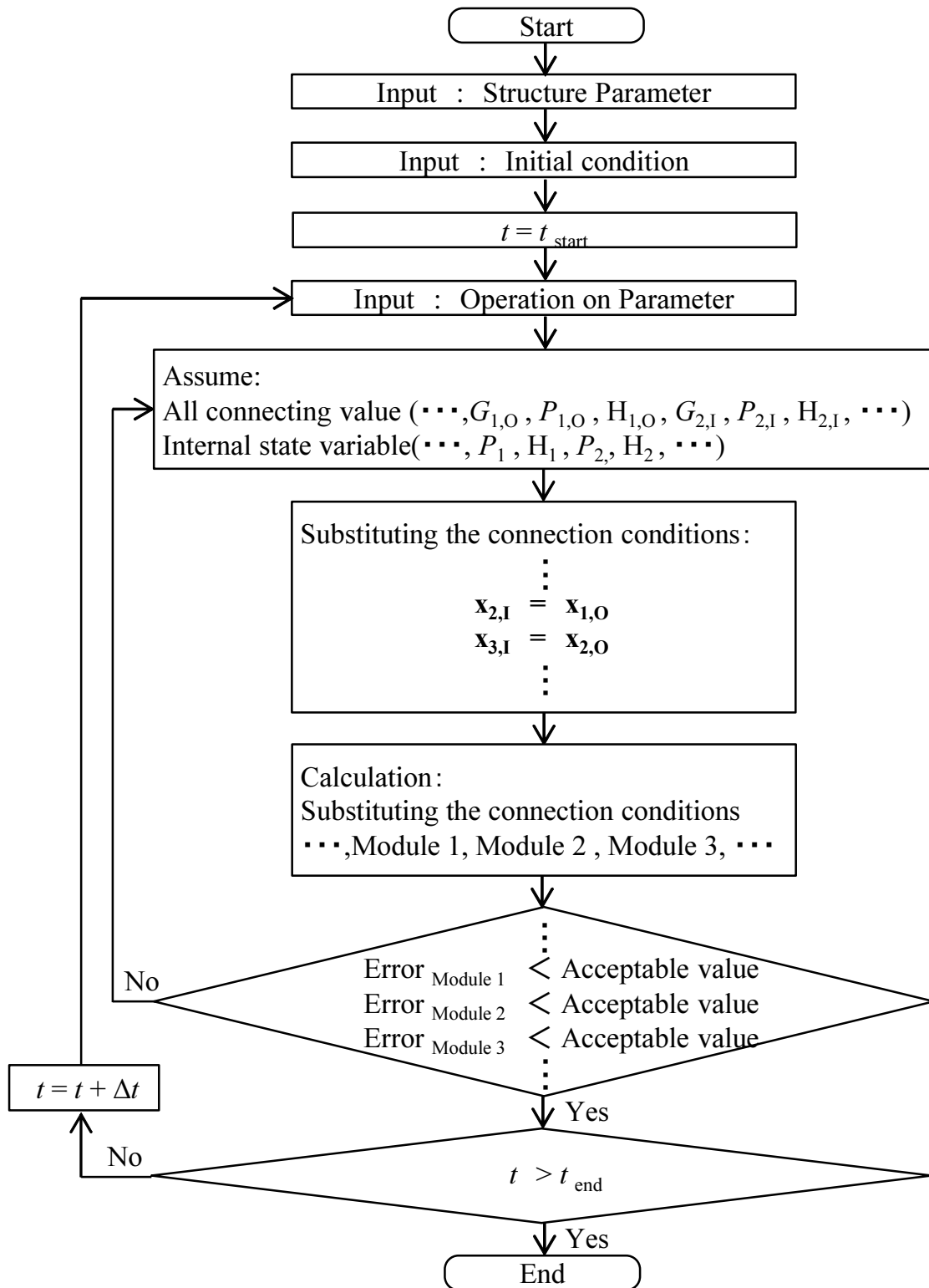


Fig. 3.12 Calculation flow chart

### 3.3 実験概要

ここでは、構築した数理モデルの妥当性を検証すると共に実験的にも所要の性能が得られることを検証するため、実際に機器を製作し、詳細な実験を行う。その概要を示す。

#### 3.3.1 対象とするシステム

図 3.3 に示したフローを採用したハイブリッド空調システムは、図 3.13 から図 3.15 に示すようなパッケージシステムとして実現した。本システムは、室内ユニット、室外ユニットおよびポンプユニットの 3 つのユニットで構成される。室内ユニットには、圧縮機、蒸発器、膨張弁、送風機が含まれる。室外ユニットには、凝縮器、送風機が含まれる。ポンプユニットには、冷媒ポンプが含まれている。表 1 にその仕様を示す。



Fig. 3.13 Indoor unit



Fig. 3.14 Outdoor unit



Fig. 3.15 Pump unit

Table 3.1 Specifications of system

Rated cooling capacity (Sensible heat capacity)		45.0 kW <sup>※1※2</sup>
Rated power consumption		16.2 kW <sup>※1</sup> / 5.0kW <sup>※2</sup>
Air volume of indoor unit		240 m <sup>3</sup> /min
Size	Indoor unit	W1295 × D900 × H1950 mm
	Outdoor unit	W1350 × D900 × H1980 mm
	Pump unit	W1100 × D580 × H550 mm

※1 Values of the following conditions at compression cycle : Indoor unit intake air temperature is 27°CDB / 19°CWB, outdoor unit intake air temperature is 35°CDB, and refrigerant pipe length is 7.5m

※2 Values of the following conditions at pump cycle : Indoor unit intake air temperature is 27°CDB / 19°CWB, outdoor unit intake air temperature is -5°CDB, and refrigerant pipe length is 7.5m

### 3.3.2 データセンタ模擬実験概要

ハイブリッド空調システムの開発と共に、実際のデータセンタでも本空調システムがトラブルなく所要の性能で運転可能かどうかを確認するため、室内ユニットと室外ユニット、ポンプユニットの試作機をそれぞれ実際のデータセンタを模擬したデータセンタ試験室と人工気候室内に設置（図 3.16～3.18, 表 3.2）し、実験を行う。

データセンタ試験室には、表 3.2 に示すように情報通信装置を模擬した発熱体がラック内に搭載されており、この発熱を冷房負荷とみなし、発熱体の発熱量を適宜変化させることにより、多様に変化する情報通信機器の発熱形態を再現することを可能としている。

人工気候室は、年間を通じて任意の屋外環境を模擬することができる。乾球温度は-10～50℃,相対湿度は5～95%までの設定が可能である。

ハイブリッド空調システムの主な計測点および計測方法の概略を表 3.3 に示す。また、本システムのフロー図を図 3.19 に示す。なお、ここでは、室内ユニットの吸い込み空気温度を室内温度、室外ユニットの吸い込み空気温度を外気温度としている。

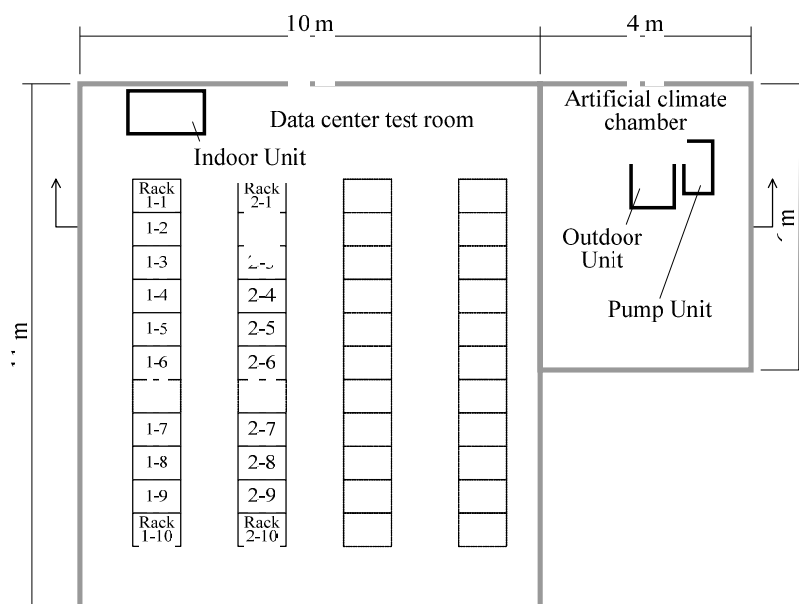


Fig. 3.16 Testing room (Floor plan)

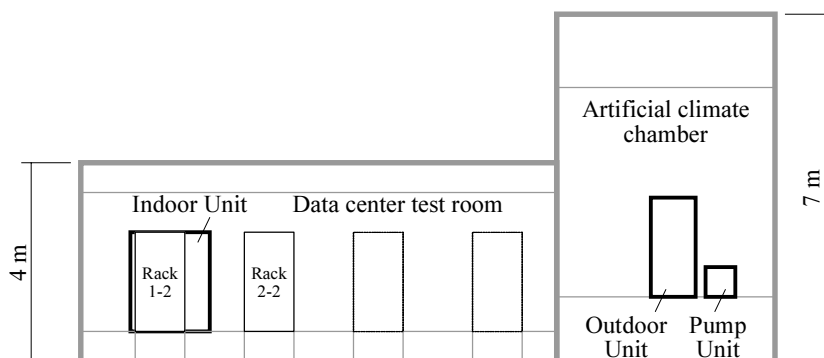


Fig. 3.17 Testing room (Sectional plan)



(a) Data center test room



(b) Artificial climate chamber

Fig. 3.18 Testing room

Table 3.2 Testing room condition.

Mock heat devices		0~3kW (variable) ×20 units
Number of racks		20 units
Refrigerant pipe	Gas	φ22.22mm ×2, length: 15m
	Liquid	φ15.88mm , length: 15m

Table 3.3 Measurement items.

Measurement point	Measurement method
Frequency	Checker (Recording interval 2 sec., Hitachi Appliances)
Power consumption	Power meter (Clamp on power hitester 3168, HIOKI )
Refrigerant temperature (Inlet and outlet of each unit)	Thermocouple of type T (class 1)
Refrigerant pressure (Inlet and outlet of each unit)	Pressure transmitter (KH14-S43, NAGNO KEIKI)
Air temperature (Indoor and outdoor unit intake air)	Thermocouple of type T (class 1)

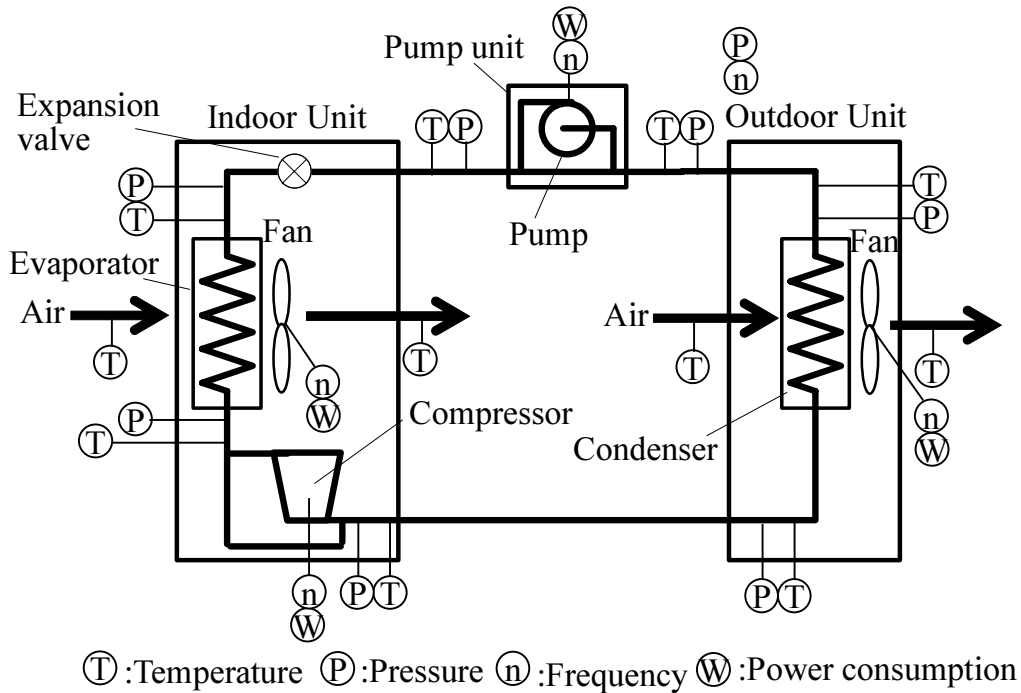


Fig. 3.19 Testing air conditioner

### 3.4 評価方法

本システムの性能を評価する際のシステム消費電力は、圧縮機、ポンプ、室内送風機、室外送風機の消費電力の和とする。

$$E_{\text{SYS}} = E_{\text{COM}} + E_{\text{PUM}} + E_{\text{IFAN}} + E_{\text{OFAN}} \quad (3.65)$$

COP は蒸発器の交換熱量とシステム消費電力の比とする。

$$COP_{\text{SYS}} = Q_{\text{EVA}} / E_{\text{SYS}} \quad (3.66)$$

### 3.5 システム構成の基礎検討

本システムでは、室内ユニットと室外ユニット間のガス側の冷媒配管を従来の圧縮サイクルのみのシステムの 2 倍の断面積にしている。フリークーリングサイクルにおいては、基礎検討の段階で、冷房能力の増大には、運転状態にあった冷媒循環量の確保が必要となることが分かっている<sup>99)</sup>。冷媒循環量を確保する方法としては、サイクル系統内での圧力損失を低減することが挙げられる。そこで、サイクル系統内の圧力損失への影響が大きいのは、ガス状態の冷媒であるため、ガス側の配管の断面積を増大させた。

ガス側配管の断面積を増大させた効果を実験により検証した。表 3.4 に実験条件を示す。ガス側の冷媒配管は、 $\phi 22.22 \times 1$  本と  $\phi 22.22 \times 2$  本の場合で、実験を行った。

実験結果を図 3.20 に示す。なお総合 COP は、冷房能力  $Q_{EVA}$  をシステム全体の消費電力  $E_{SYS}$  で除した値である。図より、配管の断面積を増大させた場合は、増大させない場合と比べ、各ポンプ周波数で冷房能力が増加していることが確認できた。これは、ガス配管を 2 本とし、サイクル系統内の圧力損失が低減されたことで、冷媒循環量が増加した効果である。図 3.21 に断面積増大前と断面積増大後の p-h 線図を示す。図 3.22 に計測ポイント①～⑥を示す。図 3.21 より、室内ユニットと室外ユニット間のガス側冷媒配管の圧力損失（図中の②～③）が、変更前を比べ変更後は、低減されていることが確認できる。なお、冷房能力の増加割合としては、定格周波数の 48Hz において、約 4.1%の増加となった。また、システム全体の消費電力は変更の前後でほとんど変化がなく、総合 COP は冷房能力の変化と同様の傾向となった。また、設置条件によっては、冷媒配管長が長くなることも想定され、圧力損失の増加が懸念される。ガス側配管の断面積を増大させることの効果は、冷媒配管長が長くなった場合にはさらに大きくなると考えられる。

以上のことから、本システムでは、ガス側の冷媒配管は、 $\phi 22.22 \times 2$  本とし、以降の検証を行うこととする。

Table 3.4 Experiment Conditions

Outdoor temperature	-5 °C
Indoor temperature	27 °CDB
Air volume of outdoor unit	188 m <sup>3</sup> /min
Air volume of indoor unit	240 m <sup>3</sup> /min
Pump frequency	30Hz, 40Hz, 48Hz
Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	15 m
Refrigerant pipe length (Between Pump Unit and Outdoor Unit)	1 m

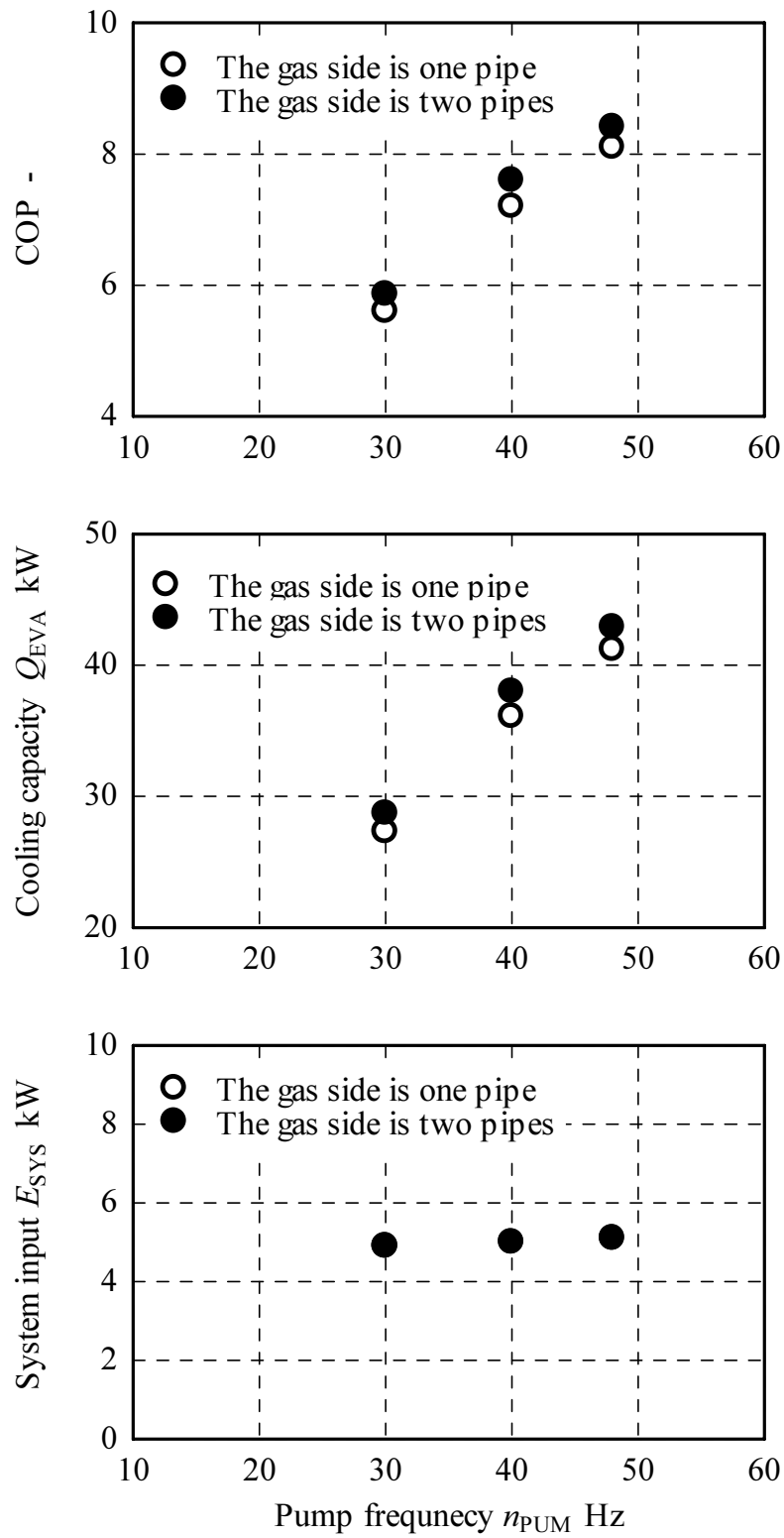


Fig. 3.20 Impact of the pipe cross-sectional area



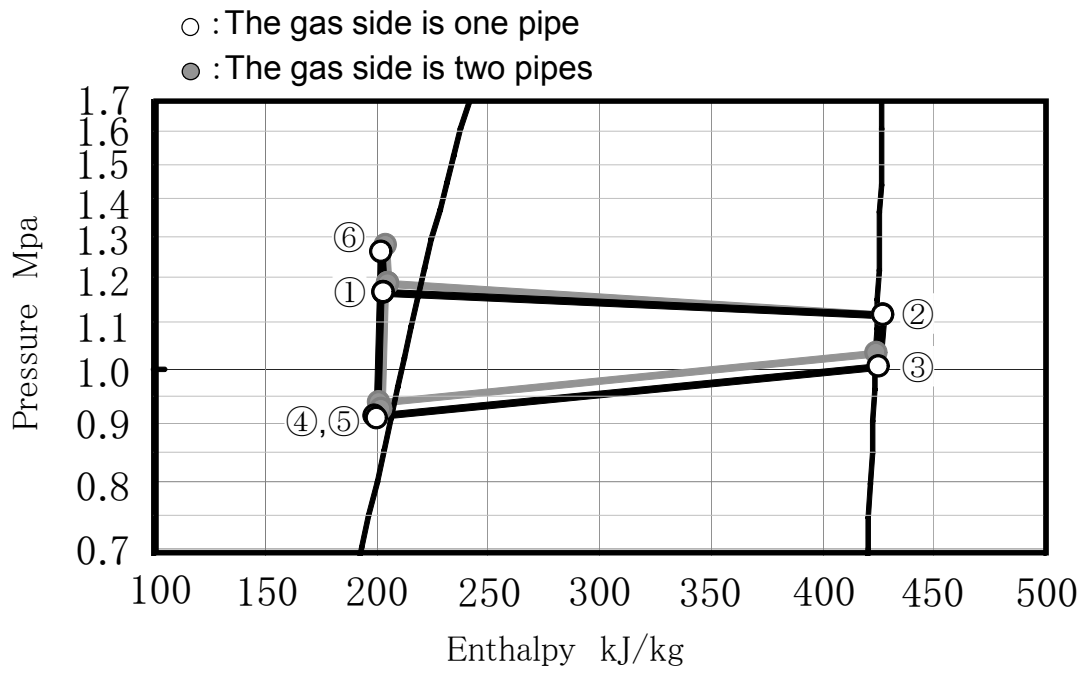


Fig. 3.21 p-h diagram

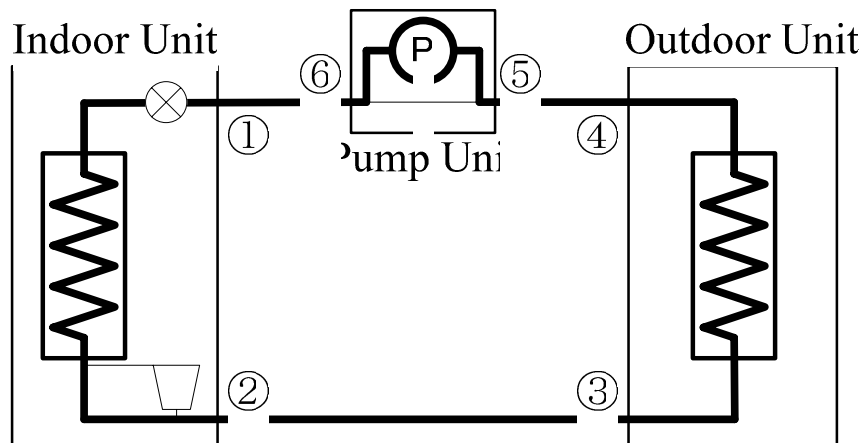


Fig. 3.22 Measurement point

### 3.6 数理モデルの妥当性

構築した数理モデルの妥当性を解析結果と実験結果との比較により検証する。妥当性の検討においては、実験と同様の条件を与えて解析を行う。なお、温度、密度、比エントロピは、圧力と比エンタルピから算出する。また、冷媒は、実機と同様に R410A とし、熱物性値には REFPROP を用いる。また、実機では、非常に複雑な制御系を搭載しているため、解析の際には、操作量を直接解析条件として与えている。

#### 3.6.1 静特性解析

本システムの静特性における数理モデルの妥当性を検証する。外気温度の変化および室内温度の変化に対する本システムの特性を解析および実験により把握し、解析結果と実験結果を比較する。なお COP は、冷房能力  $Q_{EVA}$  をシステム全体の消費電力  $E_{SYS}$  で除した値である。

間接外気冷房では、低温外気を利用するため、外気温度がシステムに与える影響は大きいことからまずは外気温度変化に対する特性を把握する。

室内温度は、データセンタ毎に運用ポリシーに応じて設定されるが、近年、省エネルギーの観点から室内温度の緩和が検討<sup>100),101)</sup>されている。間接外気冷房においては、室内と室外の温度差もシステムに大きく影響を与えることから、室内温度変化に対する特性も把握する。

##### (1) 外気温度変化に対するシステム特性

解析および実験条件を表 3.5 に示す。外気温度をパラメータとし、 $-10^{\circ}\text{C}\sim 40^{\circ}\text{C}$ の範囲で変化させる。圧縮サイクルとして運転する場合は、圧縮機の周波数を一定とし、フリークーリングサイクルとして運転する場合は、ポンプの周波数を一定とする。

Table 3.5 Conditions

Outdoor temperature	$-10,-5,0,5,15,25,35^{\circ}\text{C}$ ( $-10\sim 40^{\circ}\text{C}$ ) <sup>*</sup>
Indoor temperature	$27^{\circ}\text{C}$
Air volume of outdoor unit	$188\text{ m}^3/\text{min}$
Air volume of indoor unit	$240\text{ m}^3/\text{min}$

<sup>\*</sup> Simulation Condition

図 3.23(a),(b)に外気温度変化に対する解析および実験結果を併記する。 $-10^{\circ}\text{C}\sim 5^{\circ}\text{C}$ の範囲では、フリークーリングサイクル、 $5^{\circ}\text{C}\sim 40^{\circ}\text{C}$ の範囲では、圧縮サイクルでの運転結果である。図 3.24 にフリークーリングサイクルでの過冷却度を示す。

図 3.23(a),(b)より、解析値と実験値を比較すると、同様の傾向を示しており、解析により実機の運転挙動を再現できている。本システムのような構成要素の多いシステムを対

象とする場合、予測精度としては、10%程度であれば数理モデルは、妥当であると考えられる。解析値と実験値を比較した結果、過冷却度については、1°C程度の誤差はあるものの、その他の圧力などの誤差は概ね 10%程度であった。このことから、本数理モデルは、妥当であると言える。

システムの特長としては、外気温度が-10°C~5°Cの範囲でのフリークーリングサイクルについては、実験値および解析値とも外気温度の低下に伴い、冷房能力は増加している。これは、外気温度が低下することで、凝縮圧力および蒸発圧力が低下したことによる。消費電力は、外気温度によらずほぼ一定となる。これは、ポンプの消費電力は、外気温度に応じて変化しているが、ポンプ消費電力自体が全体の消費電力に比べると小さいためである。COP は、消費電力がほぼ一定となることから、冷房能力と同様の傾向となり、外気温度の低下に伴い増加する。

また、図 3.24 より、ポンプ吸込み側の冷媒の過冷却度は、外気温度によらず確保されていることから、定常的にはキャビテーションは発生していないと考える。外気温度が5°C~40°Cの範囲での圧縮サイクルについては、実験値および解析値とも外気温度の低下に伴い、凝縮圧力が低下することで、消費電力が低減され、COP は向上する。

ここで、図 3.23(a)より本条件下では、例えば外気温度 5°C付近の COP は、フリークーリングサイクルの方が高い。しかし、フリークーリングサイクルの冷房能力は、外気温度に強く依存するため、空調空間の冷房負荷が空調機が発揮できる冷房能力よりも大きい場合は、フリークーリングサイクルでの冷房ができなくなる。

そのため、実運用においては、圧縮サイクルからフリークーリングサイクルへの切り替え時に冷房負荷が空調機が発揮できる冷房能力よりも小さいか否かを判定することが必要となる。この判定をしたうえで、サイクルの切り替えを行うことで、フリークーリングサイクルに切り替えた後も安定した運転が可能となる。

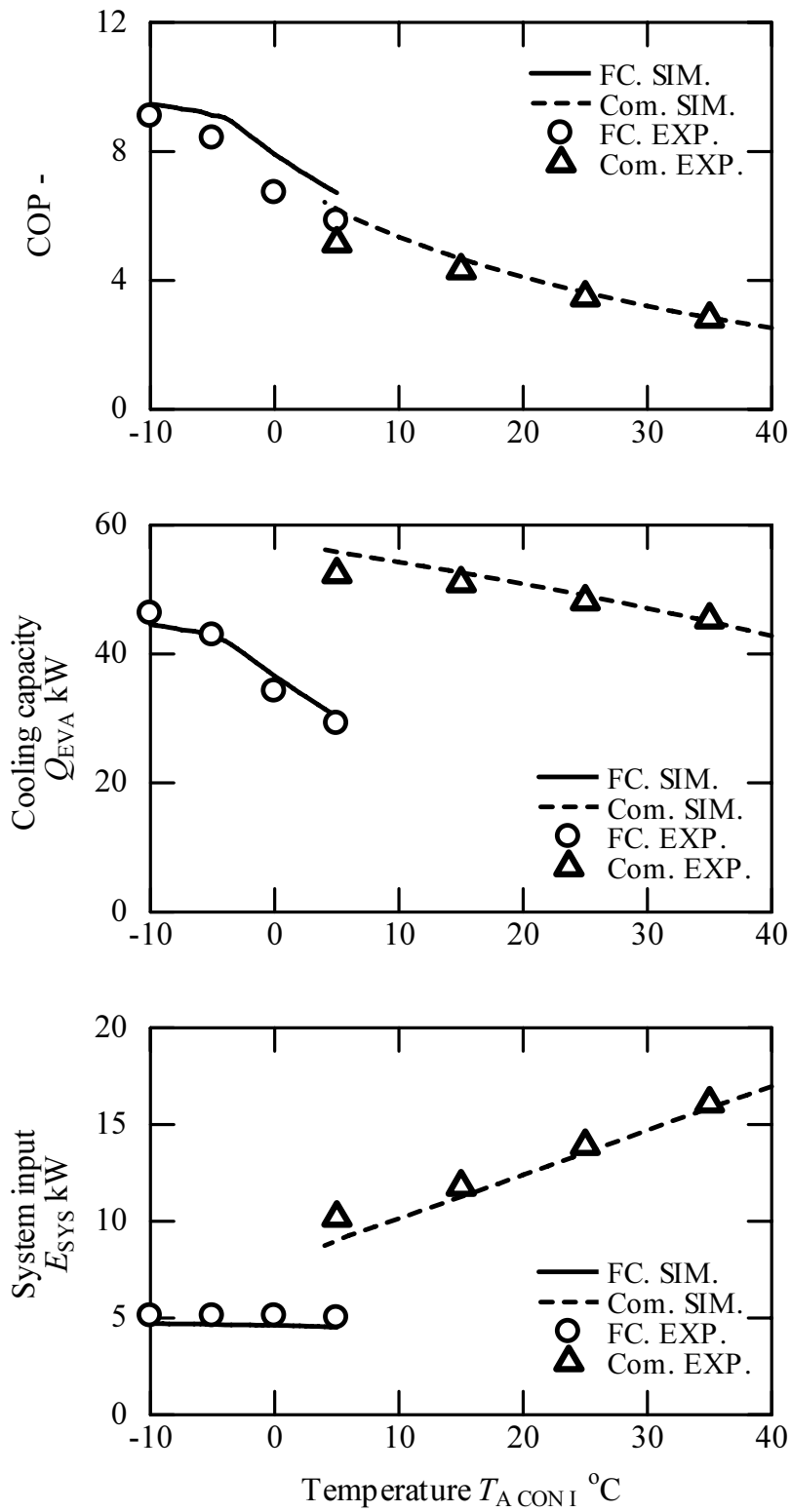


Fig. 3.23.(a) Simulation and experimental results (Outdoor temperature)

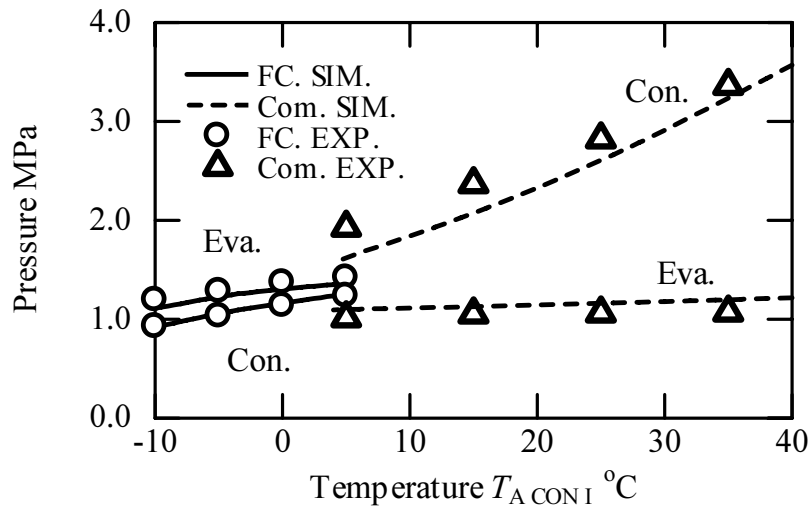


Fig. 3.23.(b) Simulation and experimental results (Outdoor temperature)

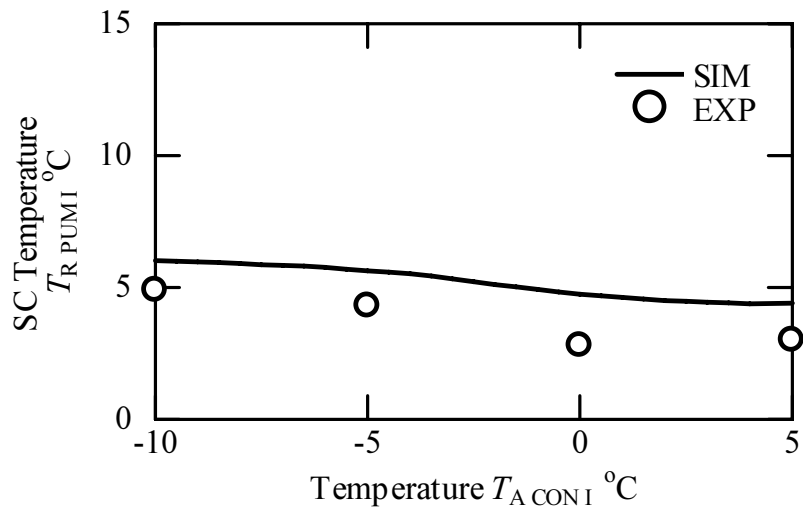


Fig. 3.24 Simulation and experimental results (Outdoor temperature - Free Cooling cycle)

## (2) 室内温度変化に対するシステム特性

解析および実験条件を表 3.6 に示す。室内温度をパラメータとし、実運用を考慮して、20℃～35℃の範囲で変化させる。なお、外気温度は-5℃とし、ポンプの周波数は一定とする。

Table 3.6 Conditions

outdoor temperature	-5 °C
Indoor temperature	24,27,30,35 °C (20~35 °C)*
Air volume of outdoor unit	188 m <sup>3</sup> /min
Air volume of indoor unit	240 m <sup>3</sup> /min

※ Simulation Condition

図 3.25.(a),(b)に室内温度変化に対する解析および実験結果を併記する。ここでは、外気温度が-5℃におけるフリークーリングサイクルでの運転結果を例示している。図より室内温度が上昇すると、蒸発器の圧力（温度）が上昇し、それに伴い凝縮器の圧力（温度）も上昇する。凝縮器の冷媒温度が上昇すると外気温度との温度差が大きくなり、外気冷熱との交換熱量が増加し、冷房能力は増加する。

また、室内温度が上昇した場合の冷房能力の変動に着目すると、室内温度 27℃の場合と比べ、35℃の場合では、フリークーリングサイクルは、システム全体の消費電力はほぼ一定であるにも関わらず、+15%増加する。このことから、室内温度の緩和は、フリークーリングサイクルの導入効果を大きくすると考えられる。また、ポンプ吸込み側の冷媒の過冷却度は、室内温度によらず確保されていることから、定常的にはキャビテーションは発生していないと考える。

数理モデルの妥当性については、図 3.25.(a),(b)より、解析値と実験値を比較すると、同様の傾向を示しており、解析により実機の運転挙動を再現できており、本結果からも、理モデルが妥当であると言える。

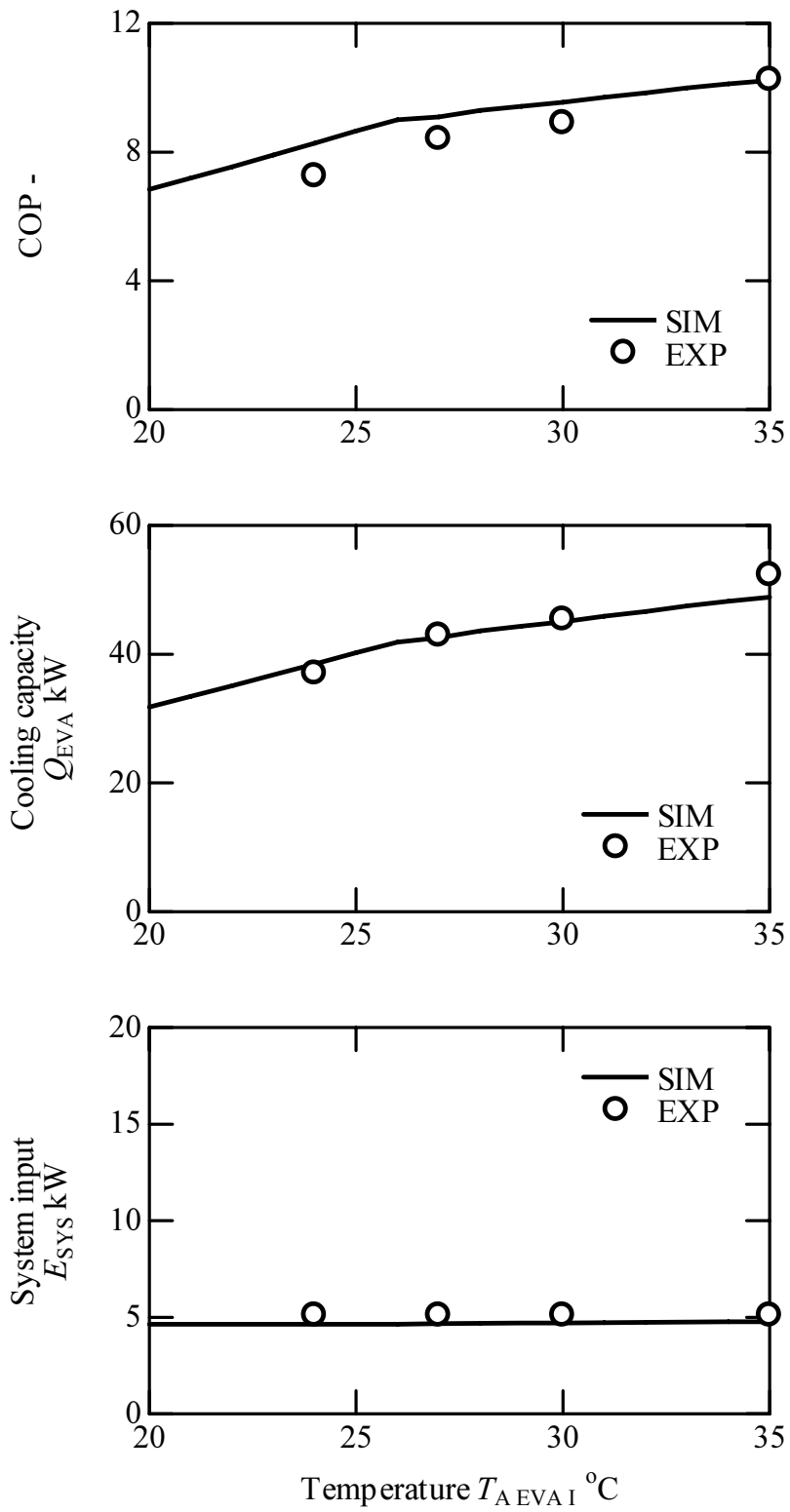


Fig. 3.25.(a) Simulation and experimental results (Indoor temperature)

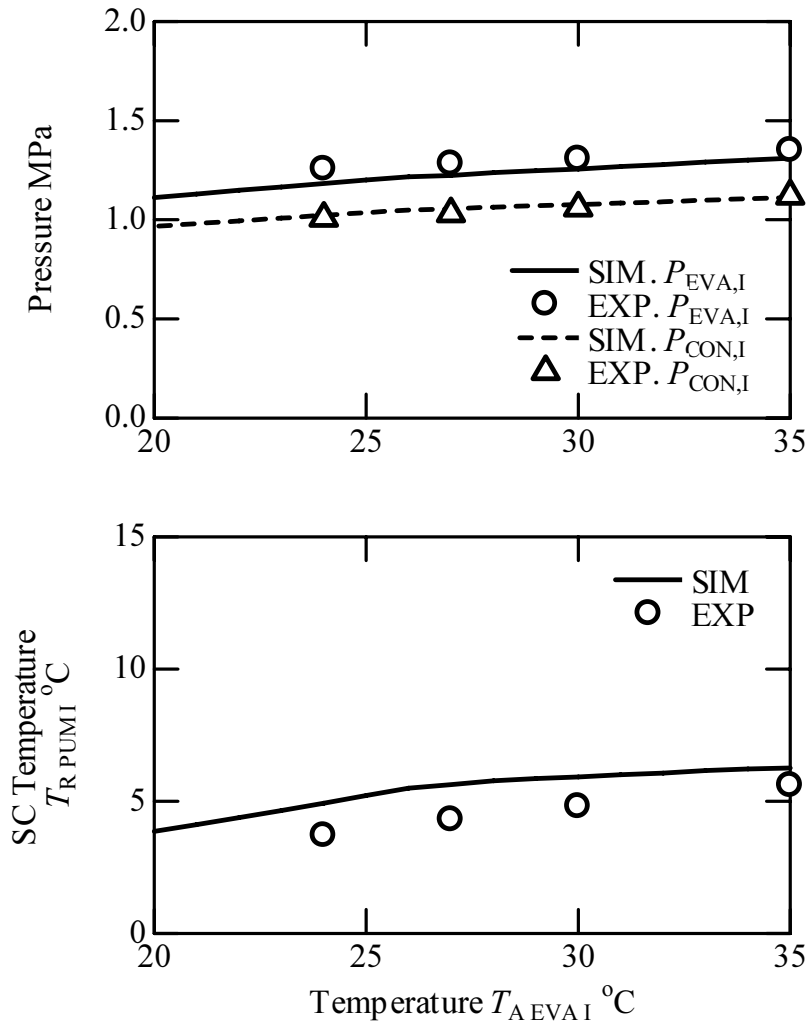


Fig. 3.25.(b) Simulation and experimental results  
(Indoor temperature)



### 3.6.2 動特性解析

本システムの静特性における数理モデルの妥当性は、前項で確認できた。ここでは、動特性について検証を行うが、圧縮サイクルにおいては、すでに基本的な動特性については、解明されているため、フリークーリングサイクルを対象に、検証を行う。フリークーリングサイクルにおいて、本システム操作量である冷媒循環量および室外送風機風量を変化させ、本システムの特性を解析および実験により把握し、解析結果と実験結果を比較する。

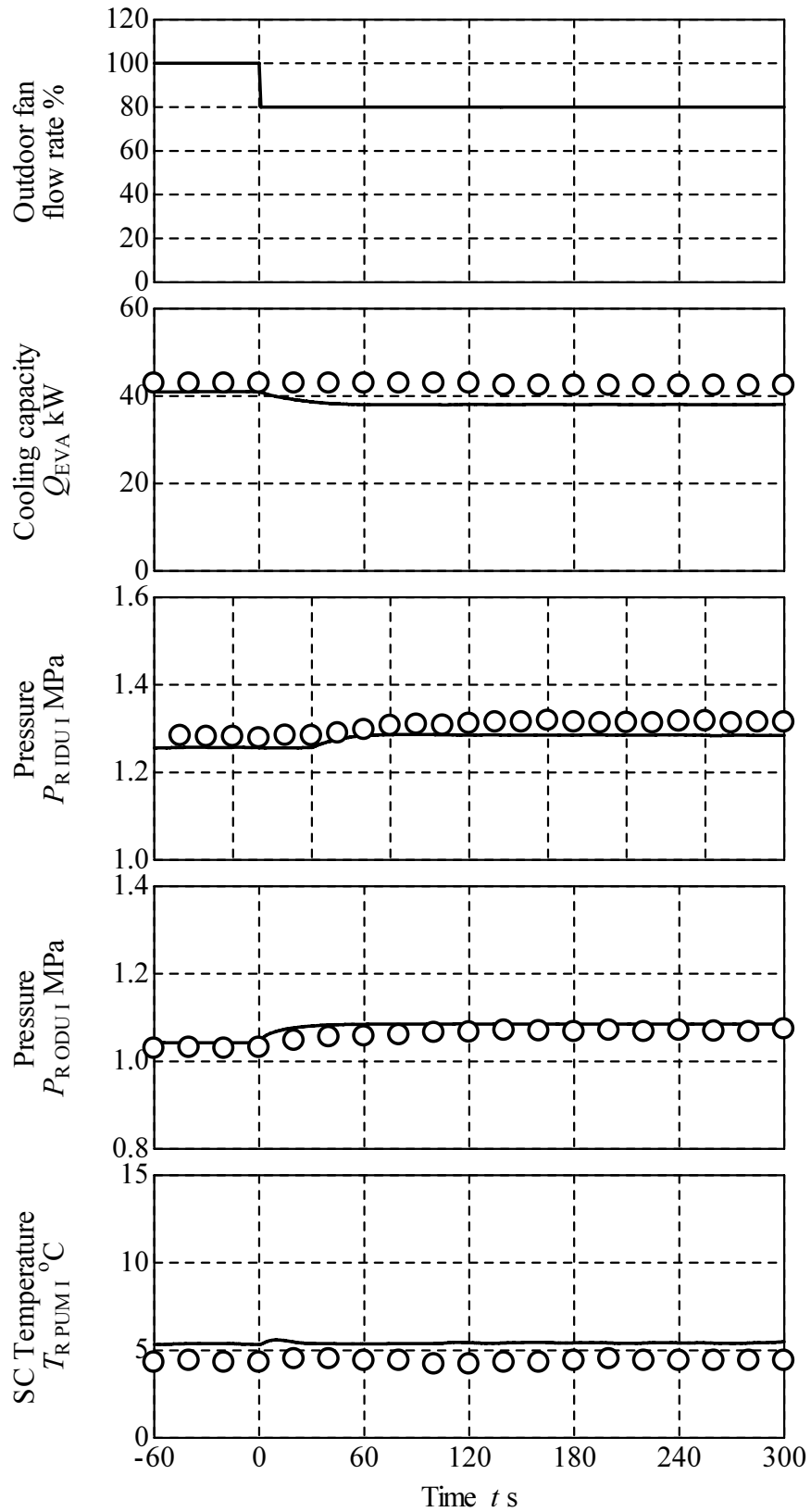
#### (1) 室外送風機風量変化に対するシステム特性

解析および実験結果を表 3.7 に示す。室外送風機風量を定格風量 (100%) から 80% に変動させた場合の結果を図 3.26 に示す。図において、室外送風機風量の変化に対する挙動について、解析値と実験値は同様の傾向を示していることが確認できる。このことから、構築した数理モデルは、実機の動的な運転挙動を推定できていると考えられる。

システムの挙動としては、室外送風機風量の変化幅小さいため、システムの挙動には大きく影響は与えないが、室外送風機風量が低下することで、凝縮器での外気冷熱の取り込み量が減少し、凝縮圧力は上昇する。凝縮圧力の上昇に伴い、蒸発圧力も上昇する。蒸発圧力が上昇することで、空気との温度差が縮まり、冷房能力は低下する。また、ポンプにおけるキャビテーションの発生を抑制するためには、過冷却度の確保が重要となるが、図より過冷却度は確保されていることが確認できる。

Table 3.7 Conditions

Outdoor temperature	-5 °C
Indoor temperature	27 °CDB
Air volume of outdoor unit	188m <sup>3</sup> /mn → 150m <sup>3</sup> /min
Air volume of indoor unit	240 m <sup>3</sup> /min
Flow rate of refrigerant	10 l/min
Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	15 m
Refrigerant pipe length (Between Pump Unit and Outdoor Unit)	1 m



• Fig. 3.26 Dynamic characteristic over change of Air volume of outdoor unit

## (2) 冷媒循環量変化に対するシステム特性

解析および実験結果を表 3.8 に示す。ポンプ周波数を 48Hz から 40Hz に変化させ場合の結果を図 3.27 に示す。図より、解析結果と実験結果は、同様の傾向を示しており、構築した数理モデルは、実機の動的な運転挙動を推定できていると考えられる。

システムの挙動としては、ポンプ周波数を変化させることで、冷媒循環量が減少する。冷媒循環量が減少することで、凝縮器では、外気温度の影響が支配的になり、凝縮圧力が低下する。また、ポンプ周波数が低下することで、ポンプにおける圧力上昇幅が低くなり、蒸発圧力も低下する。なお、過冷却度については、冷媒循環量の過渡的な挙動に応じて、一時的に上昇している。本挙動は、解析においても同様の傾向となっている。

Table 3.8 Conditions

Outdoor temperature	-5 °C
Indoor temperature	27 °CDB
Air volume of outdoor unit	188m <sup>3</sup> /mn
Air volume of indoor unit	240 m <sup>3</sup> /min
Flow rate of refrigerant	9.8 l/min → 7.5 l/min
Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	15 m
Refrigerant pipe length (Between Pump Unit and Outdoor Unit)	1 m

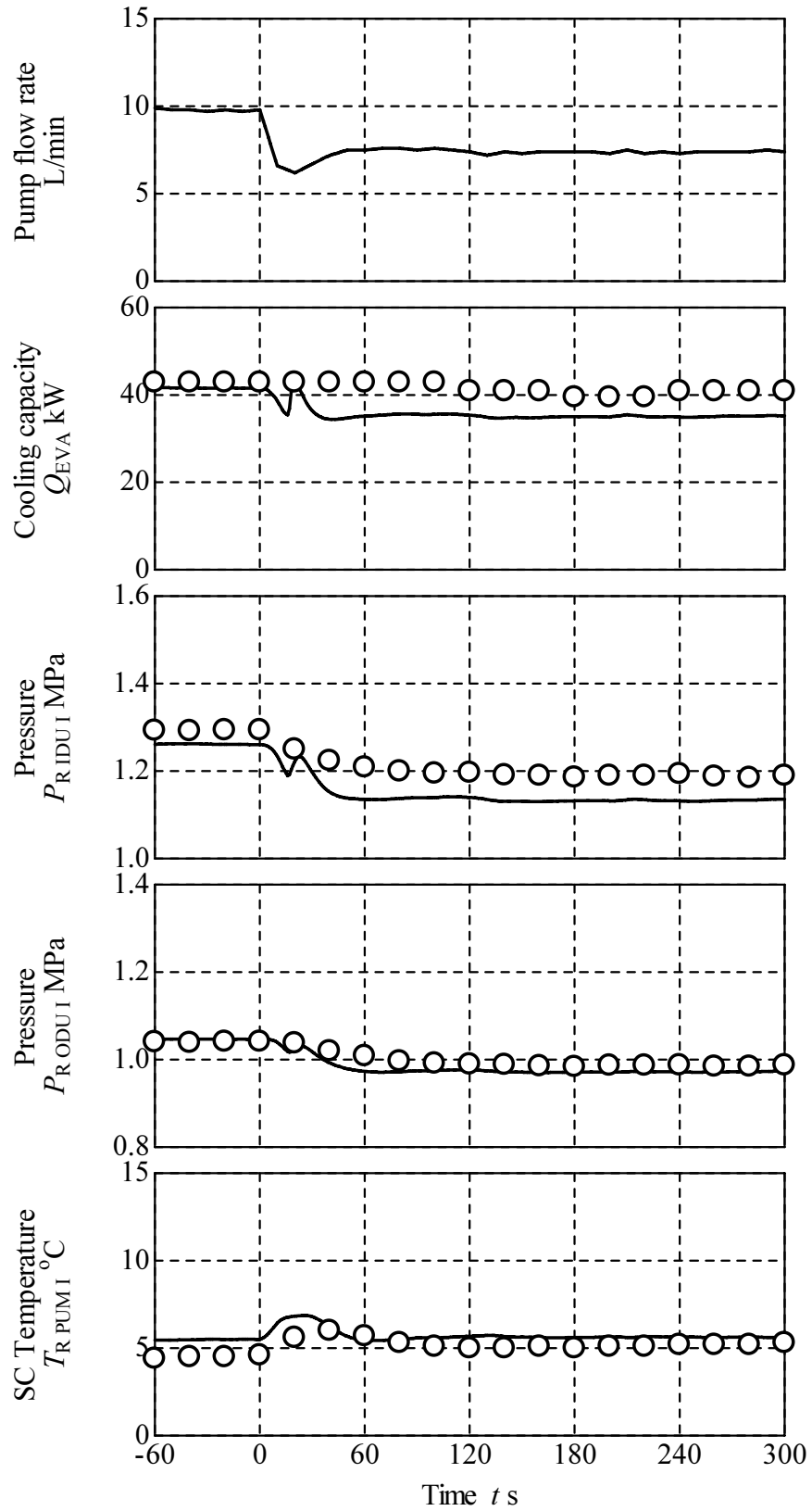


Fig. 3.27 Dynamic characteristic over change of flow rate of refrigerant

### 3.7 本章のまとめ

本研究では、一台の機器で圧縮サイクルとフリークーリングサイクルの運転が、併用可能なハイブリッド空調システムを提案した。本章では、まずは、フリークーリング併用型ハイブリッド空調システムの実現に向けたシステム設計の検討や詳細な性能評価、および、制御設計のベースとなる特性解析に必要な、高精度数理モデルを構築した。さらに構築した数理モデルの妥当性を検証すると共に実験的にも所要の性能が得られることを検証するため、実際に機器を製作し、詳細な実験を行った。

- ハイブリッド空調システムの構成要素機器の詳細な数理モデルを構築した。そして、これらに接続条件と境界条件を与えることにより、システム全体の数理モデルを構築した。
- 構築した数理モデルをもとにモジュラー解析論により、ハイブリッド空調システム全体のシミュレーションを実施した。
- ハイブリッド空調システムの試作機の仕様を示すとともに、試作機を設置するデータセンタ試験室と人工気候室の仕様を示した。
- 本ハイブリッド空調システムの試験環境を構築するにあたり、実機により、配管システムの圧力損失が空調機の冷房能力に与える影響についての基礎検討を行った。その結果、により実機検証設備における、室内ユニットと室外ユニット間の配管径を選定した。
- 定常状態および過渡状態におけるシミュレーション結果と実験結果を比較した結果、シミュレーションにより実機の運転挙動を推定できており、本数理モデルが妥当であることを確認した。

## 4.フリークーリングサイクルの静特性解析

#### 4.1 概要

本システムは、圧縮サイクルとフリークーリングサイクルを切り替えながら運転を行うシステムである。本システムを効率的に運用するためには、各サイクルを対象に各パラメータに対する特性を明らかにする必要がある。圧縮サイクルにおいては、第1章で述べた通り、種々の研究が進められており、システムの基本特性は明らかされているが、フリークーリングサイクルにおいては、その特性は十分に明らかされていない。そこで、本章では、フリークーリングサイクルの静特性解析を行い、設置環境や運用環境に応じたキャビテーションを回避するシステム・制御設計指針、および圧縮サイクルとフリークーリングサイクルを適切に切り替える制御設計指針を得る。

解析は、実験結果との比較により妥当性が確認された数理モデルにより、各操作量および外乱に対するパラメータスタディを行う。パラメータは、操作量である冷媒循環量、室外送風機風量および室内送風機風量とし、外乱として、外気温度、室内温度とする。

#### 4.2 冷媒循環量変化

解析条件を表4.1に示す。冷媒循環量を0 l/min~12 l/minの間で変化させる。また、間接外気冷房では、低温外気を利用するため、外気温度がシステムに与える影響は大きいことから外気温度に対する特性も把握するため、外気温度は、-5, 5, 15°Cとした。

Table 4.1 Conditions

Outdoor temperature	-5,5,15 °C
Indoor temperature	27 °CDB, 19°CWB
Air volume of outdoor unit	188 m <sup>3</sup> /min
Air volume of indoor unit	240 m <sup>3</sup> /min
Flow rate of refrigerant	Variable
Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	7.5 m
Vertical interval of Indoor Unit and Outdoor Unit	±0 m

図4.1.(a),(b)に結果を示す。各外気温度とも冷媒循環量の増加に伴い、冷房能力は、増加傾向にあるが、最大となる点が存在する。冷媒循環量が少ないと、蒸発器内において冷媒が過熱状態になってしまい、蒸発器での熱交換性能が低下する。一方で、冷媒循環量が多い場合は、蒸発器出口でも冷媒が湿り状態となり、冷媒の蒸発潜熱を最大限活用できない。また、外気温度が低いほど、凝縮圧力が低くなり、それに応じて蒸発圧力も低くなる。蒸発圧力が低くなることで、蒸発器での空気と冷媒の温度差を大きくとることができ、冷房能力は大きくなる。ただし、蒸発器での交換熱量が大きくなるため、冷

媒循環量が少ないと過熱状態になるため、外気温度が低いほど、冷房能力が最大となる冷媒循環量は多くなる。

消費電力については、冷媒循環量の増加に伴い、ポンプの消費電力も増加する。しかし、ポンプの消費電力は、システム全体の消費電力に比べ小さいため、ほぼ一定となる。

システムCOPは、消費電力がほぼ一定のため、冷房能力と同様の傾向となり、冷媒循環量に対し、最大となる点が存在する。

ポンプのキャビテーション抑制のためには、過冷却度の確保が有効である。過冷却度について考察する。冷媒循環量が少なくなると、凝縮圧力が低下し、外気との温度差が小さくなることで、過冷却度も小さくなる。一方で、冷媒循環量が多いと、冷媒を過冷却するための冷熱を十分に取り込むことができず、過冷却度は小さくなる。

以上のことから、システムCOPの最大化とキャビテーション抑制のためには、冷媒循環量は一定とせず、外気温度毎に蒸発器出口で冷媒の過熱度を適切に確保できる冷媒循環量制御を行う必要がある。以降のパラメータスタディは、実際の制御を考慮して、蒸発器出口過熱度が5℃となるよう冷媒循環量を制御して行う。



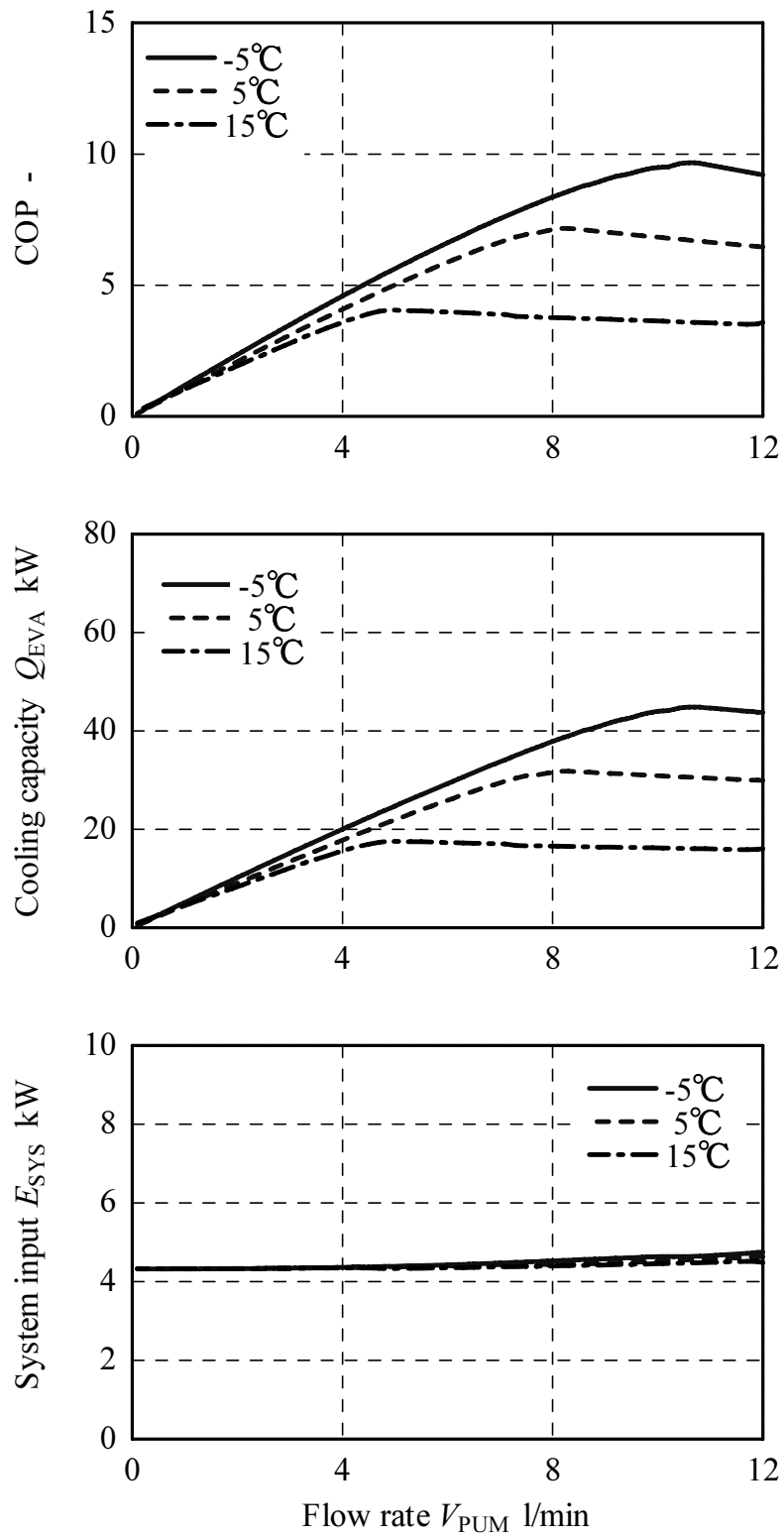


Fig. 4.1.(a) System characteristics over change of flow rate of refrigerant (COP, Cooling capacity, system input)

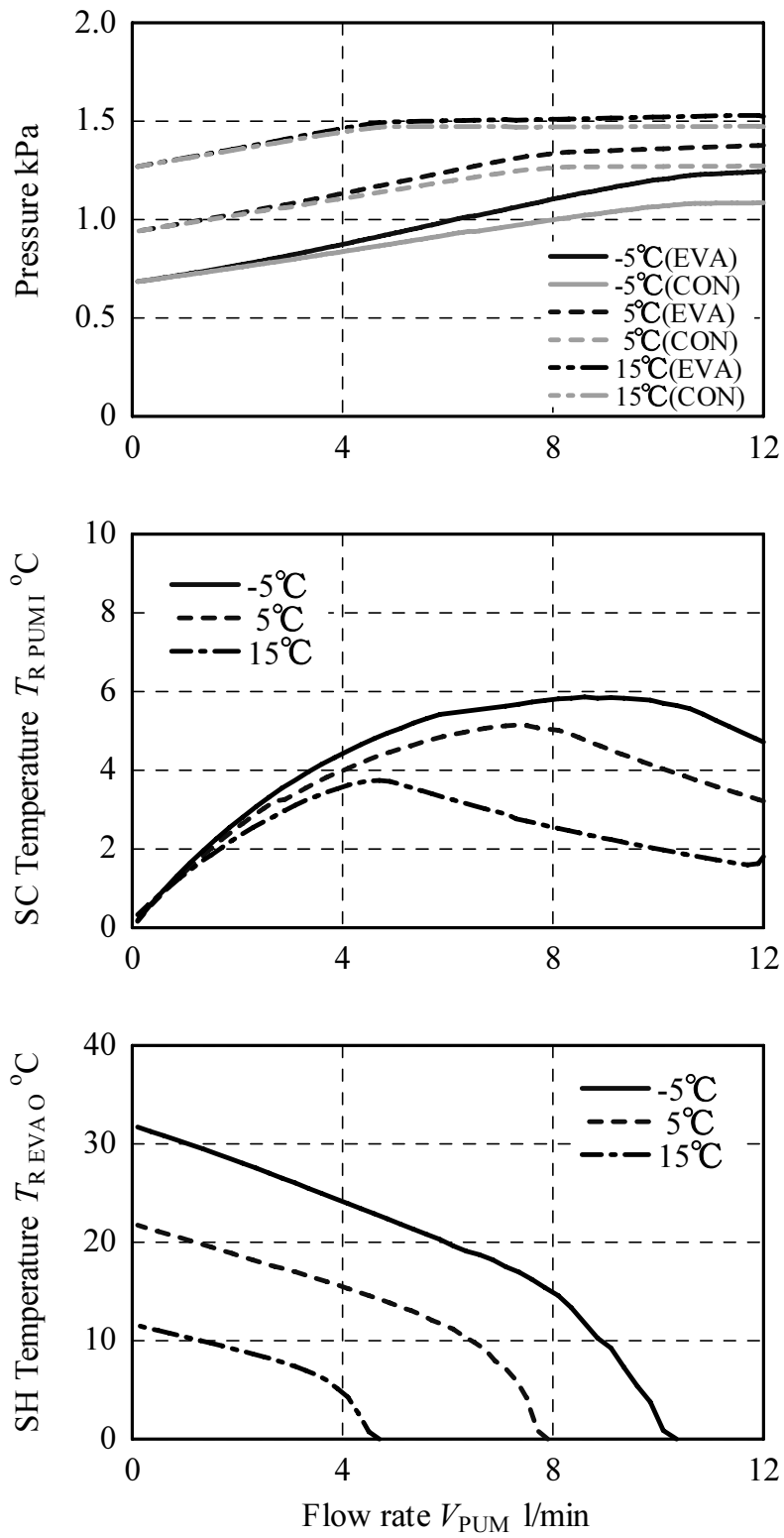


Fig. 4.1.(b) System characteristics over change of flow rate of refrigerant (Pressure, SC Temp., SH TEMP.)

### 4.3 室外送風機風量変化

解析条件を表 4.2 に示す. 室外送風機風量を 10m<sup>3</sup>/min~200l/min の間で変化させる. 冷媒循環量は, 蒸発器出口の過熱度が 5℃ とるように制御する. また, 間接外気冷房では, 低温外気を利用するため, 外気温度がシステムに与える影響は大きいことから外気温度に対する特性も把握するため, 外気温度は, -5, 5, 15℃ とした.

Table 4.2 Conditions

Outdoor temperature	-5,5,15 °C
Indoor temperature	27 °CDB, 19°CWB
Air volume of outdoor unit	Variable
Air volume of indoor unit	240 m <sup>3</sup> /min
Flow rate of refrigerant	based on degree-of-superheat control
Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	7.5 m
Vertical interval of Indoor Unit and Outdoor Unit	±0 m

図 4.2.(a),(b)に結果を示す. 各外気温度とも室外送風機風量の増加に伴い, 凝縮器での熱交換量が増加し, 凝縮圧力は低下する. 凝縮圧力の低下に伴い, 蒸発圧力も低下し, 冷房能力は増大する. 実運用下では, 空調機は設定温度に基づき容量制御を行う必要がある. 本結果から, 室外送風機を変化させることで, 幅広い冷房能力を発揮できるが確認でき, 室外送風機風量を変化させることで容量制御が可能なが確認できる. また, 外気温度が低いほど, 凝縮圧力が低くなり, それに応じて蒸発圧力も低くなるため, 冷房能力は大きくなる.

消費電力については, 室外送風機風量の減少に伴い, 小さくなる. しかし, 室外送風機の消費電力は, システム全体の消費電力に比べ小さいため, システム全体の消費電力への影響は小さい.

システム COP は, 冷房能力の影響を大きく受けるが, 消費電力の減少との関係から, 室外送風機風量が定格に比べ 70%程度までは, 冷房能力が低下するにも関わらずほぼ一定となる.

過冷却度については, 室外送風機風量が増加すると低下する. これは, 室外送風機風量の増加に伴い, 凝縮圧力が低下し, 飽和温度が下がるためである.

冷媒循環量は, 室外送風機風量が増加すると増大する. これは, 室外送風機風量の増加に伴い, 蒸発圧力が低下し, 空気との熱交換量が増加することで, 所定の過熱度を確保するために必要な冷媒循環量が増えるためである.

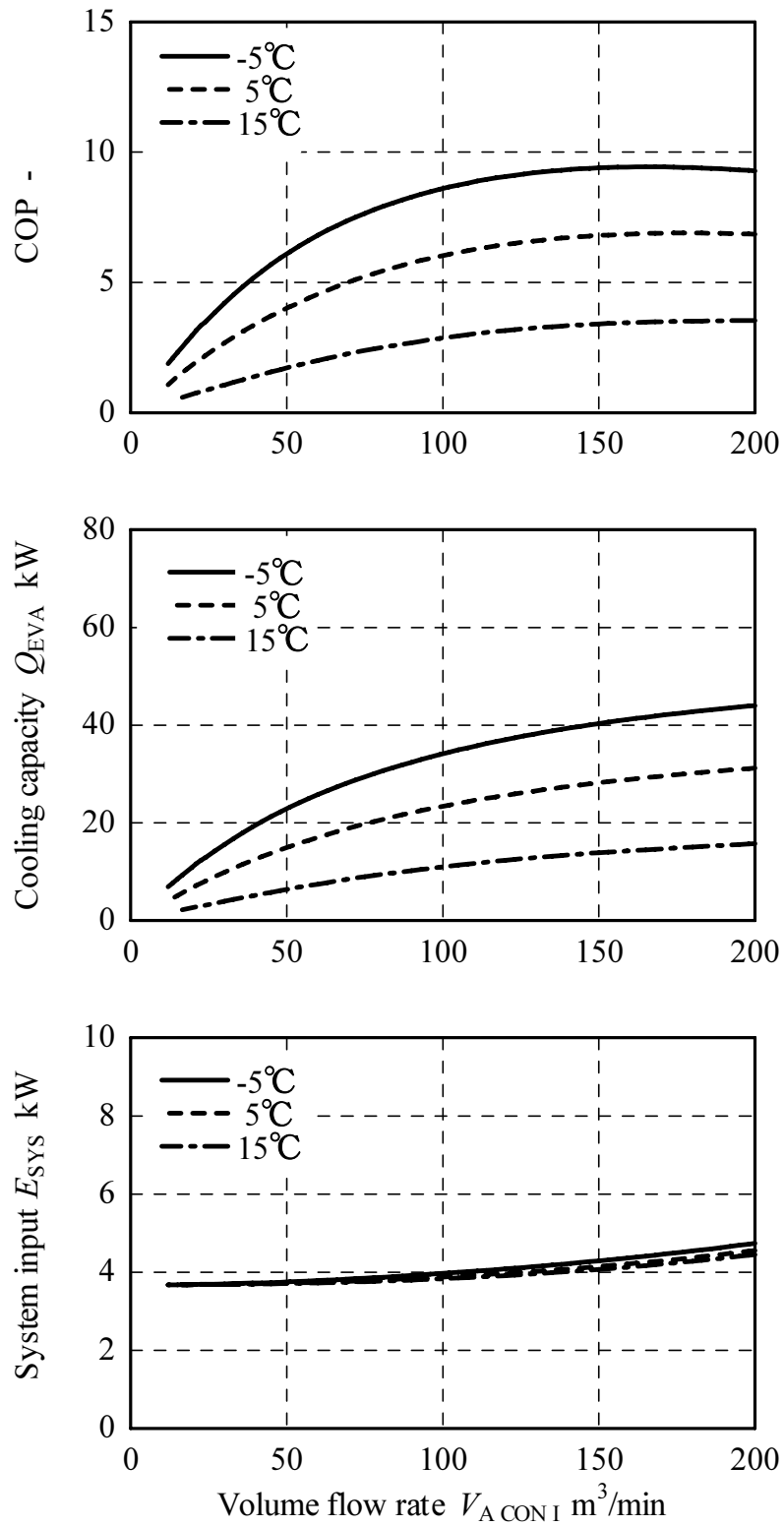


Fig. 4.2.(a) System characteristics over change of Air volume of outdoor unit (COP, Cooling capacity, system input)

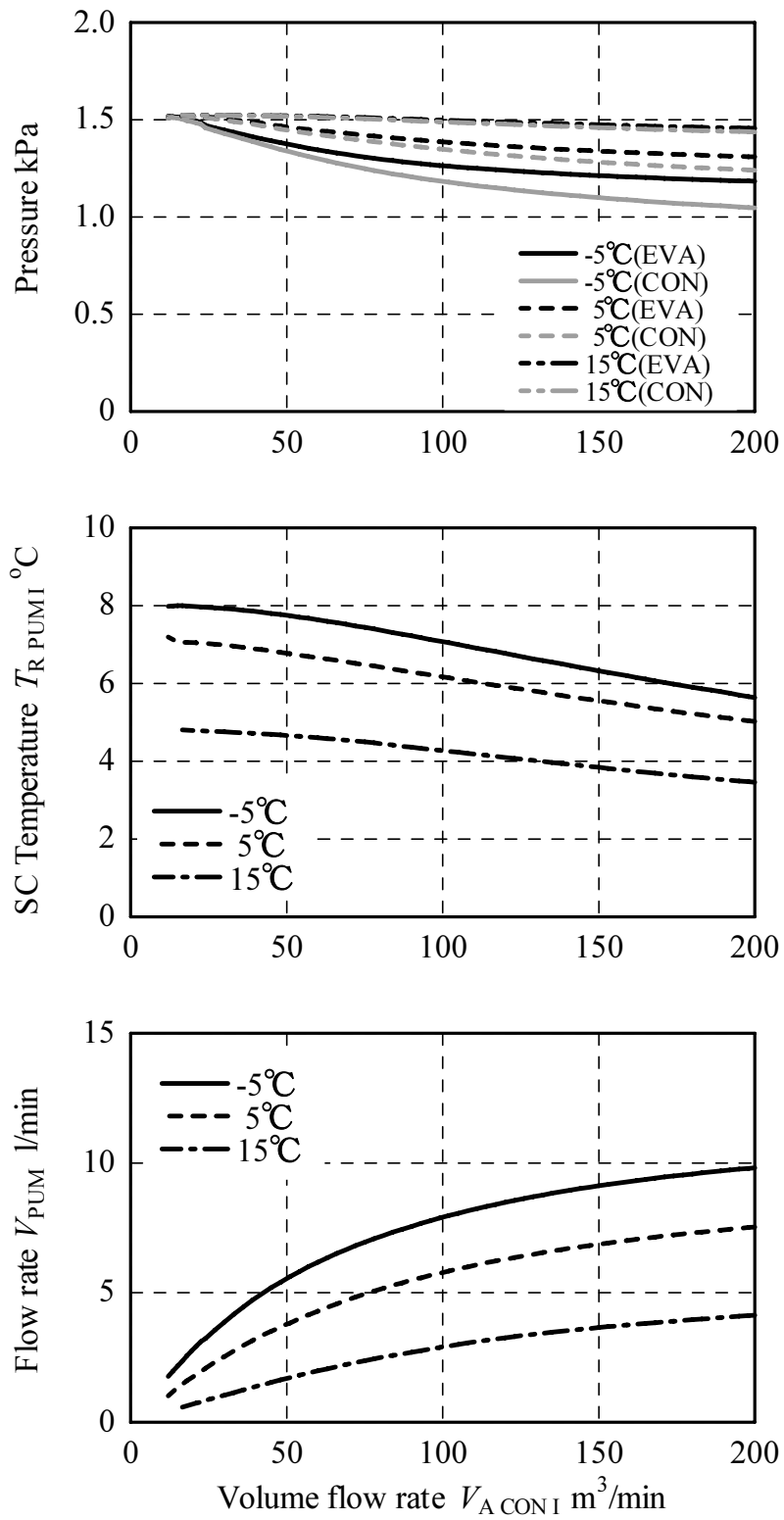


Fig. 4.2.(b) System characteristics over change of Air volume of outdoor unit (Pressure, SC Temp., SH TEMP.)

#### 4.4 室内送風機風量変化

解析条件を表 4.3 に示す. 室内送風機風量を 120m<sup>3</sup>/min~240l/min の間で変化させる. 冷媒循環量は, 蒸発器出口の過熱度 (5℃) に基づき制御する. また, 間接外気冷房では, 低温外気を利用するため, 外気温度がシステムに与える影響は大きいことから外気温度に対する特性も把握するため, 外気温度は, -5, 5, 15℃とした.

Table 4.3 Conditions

Outdoor temperature	-5,5,15 °C
Indoor temperature	27 °CDB, 19°CWB
Air volume of outdoor unit	188 m <sup>3</sup> /min Variable
Air volume of indoor unit	Variable
Flow rate of refrigerant	based on degree-of-superheat control
Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	7.5 m
Vertical interval of Indoor Unit and Outdoor Unit	±0 m

図 4.3.(a),(b)に結果を示す. 各外気温度とも室内送風機風量の低下に伴い, 冷房能力は低下する. これは, 蒸発器での空気の風量が減ったことで, 蒸発圧力が低下し, 冷媒の出口温度が下がり, 蒸発器出口過熱度確保に必要な冷媒循環量が減ることにより, 外気からの冷熱の取り込み量が減少するためである. また, 外気温度が低いほど, 凝縮圧力が低くなり, それに応じて蒸発圧力も低くなるため, 冷房能力は大きくなる.

消費電力については, 室内送風機風量の低下に伴い, 大幅に小さくなる. データセンタ向けの空調機では, I C T装置の冷却に必要な風量が大きいため, 室内送風動力のシステム全体の消費電力に占める割合は, 大きいためである.

システムCOPは, 室内送風機風量の低下に伴い, 増大する. これは, 消費電力が大幅に低減されることによる. 室内送風機風量は, 負荷側とのバランスにより決定されるが, 省エネルギー化の実現には, 適正な風量での運用が有効である.

過冷却度については, 室内送風機風量が低下すると低下する. これは, 蒸発圧力が低下することに伴い, 凝縮圧力も低下するためである. 過冷却度確保の観点からは, 室内送付機風量が小さい場合は, 留意する必要がある.

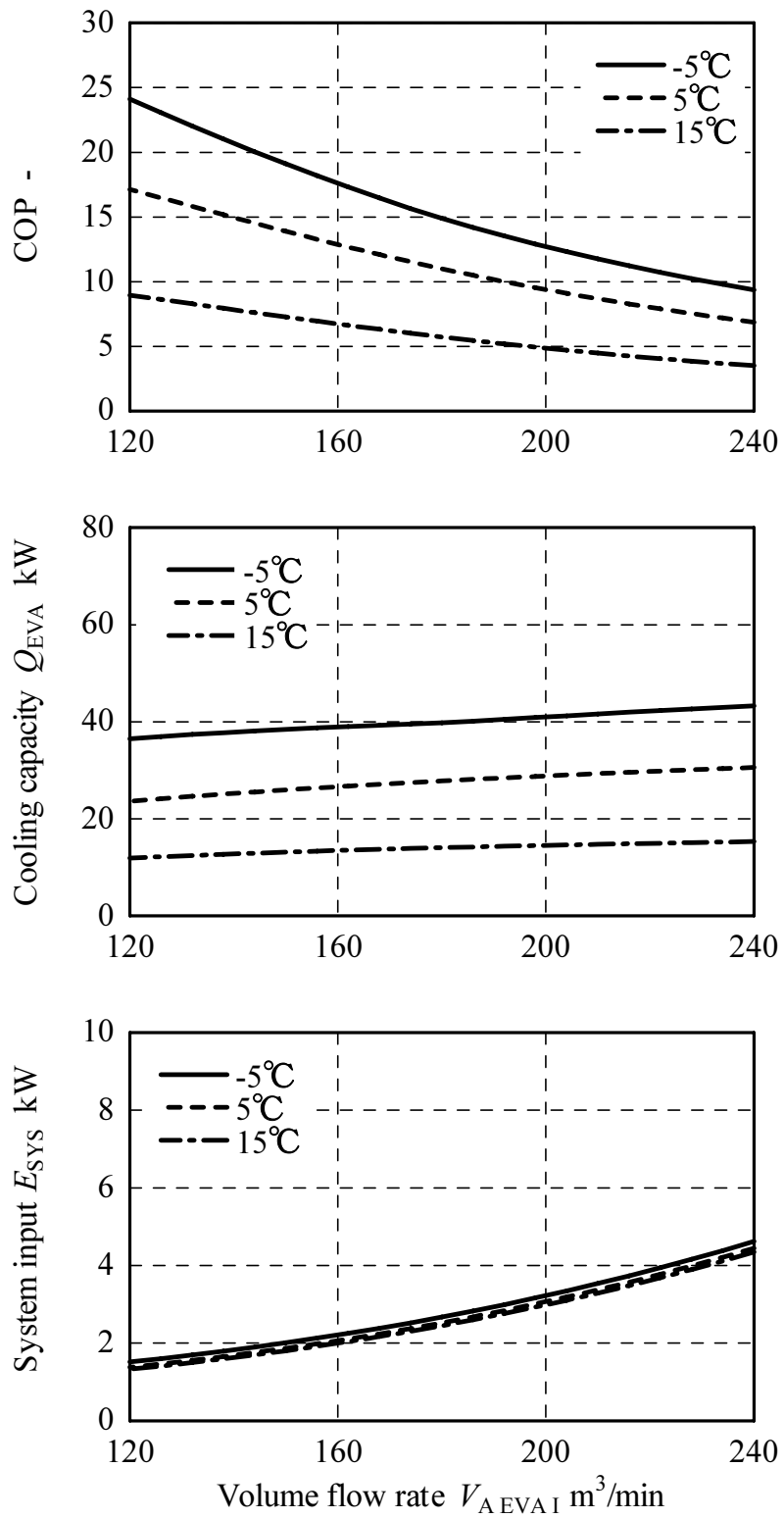


Fig. 4.3.(a) System characteristics over change of Air volume of indoor unit (COP, Cooling capacity, system input)

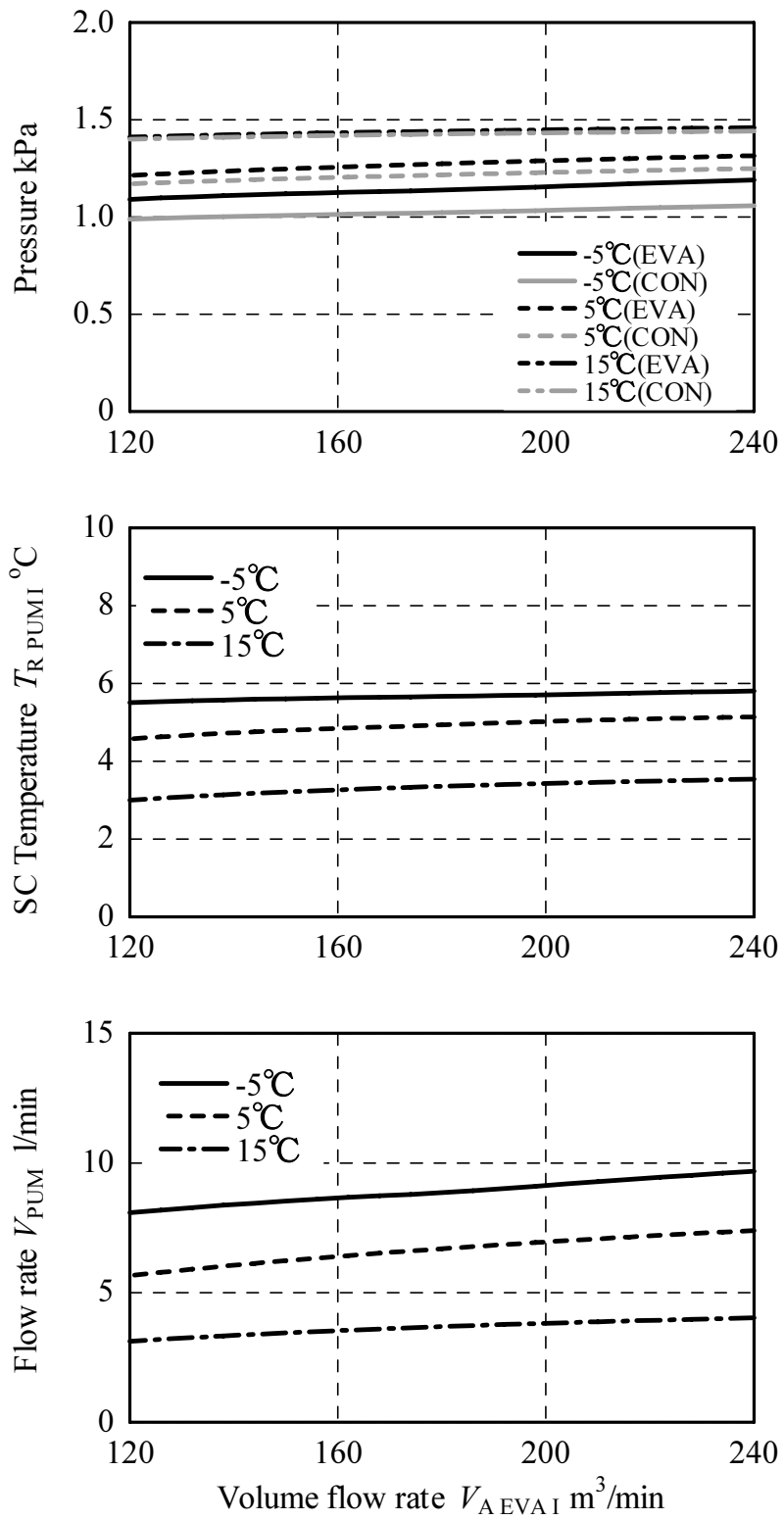


Fig. 4.3.(b) System characteristics over change of Air volume of indoor unit (Pressure, SC Temp., SH TEMP.)



#### 4.5 外気温度変化

解析条件を表 4.4 に示す。外気温度を  $-15^{\circ}\text{C}$ ～ $15^{\circ}\text{C}$ の間で変化させる。冷媒循環量は、蒸発器出口の過熱度 ( $5^{\circ}\text{C}$ ) に基づき制御する。また、間接外気冷房では、低温外気を利用するため、室内温度と外気温度の温度差の影響が大きい。そのため室内温度に対する特性も併せて把握するため、室内温度は、 $20$ 、 $27$ 、 $35^{\circ}\text{C}$ とした。

Table 4.4 Conditions

Outdoor temperature	Variable
Indoor temperature	$27^{\circ}\text{CDB}$ , $19^{\circ}\text{CWB}$
Air volume of outdoor unit	$188\text{ m}^3/\text{min}$ Variable
Air volume of indoor unit	$240\text{ m}^3/\text{min}$ Variable
Flow rate of refrigerant	based on degree-of-superheat control
Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	$7.5\text{ m}$
Vertical interval of Indoor Unit and Outdoor Unit	$\pm 0\text{ m}$

図 4.4.(a),(b)に結果を示す。各室内温度とも外気温度の低下に伴い、冷房能力は増加する。これは、外気温度が下がることで、凝縮圧力が低下し、蒸発圧力も低下し、空気との温度が大きくなるためである。また、室内温度が高いほど、蒸発器での冷媒と空気の温度が大きくなるため、冷房能力は大きくなる。

消費電力については、ほぼ一定となる。室外送風機および室内送風機は変化させていないことからポンプの消費電力のみ変動するが、ポンプの消費電力は、システム全体の消費電力に比べ小さく、システム全体の消費電力としては、ほぼ一定となる。

システムCOPは、外気温度の低下に伴い、大きく向上する。これは、消費電力がほぼ一定のため、冷房能力の増加の影響による。また、室内温度が高いほど、消費電力はほぼ同程度にも関わらず、冷房能力が大きいため、システムCOPも高くなる。このことから、室内温度を高く設定し、運用を行うことで、さらに効率的な運用を実現できる

過冷却度については、外気温度が上昇すると、小さくなる。これは、外気温度の上昇に伴い、凝縮器における冷媒と外気との温度差が縮まるためである。過冷却度確保の観点からは、外気温度が高くなるほど、留意が必要である。

冷媒循環量は、外気が低下するほど大きくなる。これは、外気温度の低下に伴い、蒸発圧力が低下し、空気との熱交換量が増加することで、所定の過熱度を確保するために必要な冷媒循環量が増えるためである。

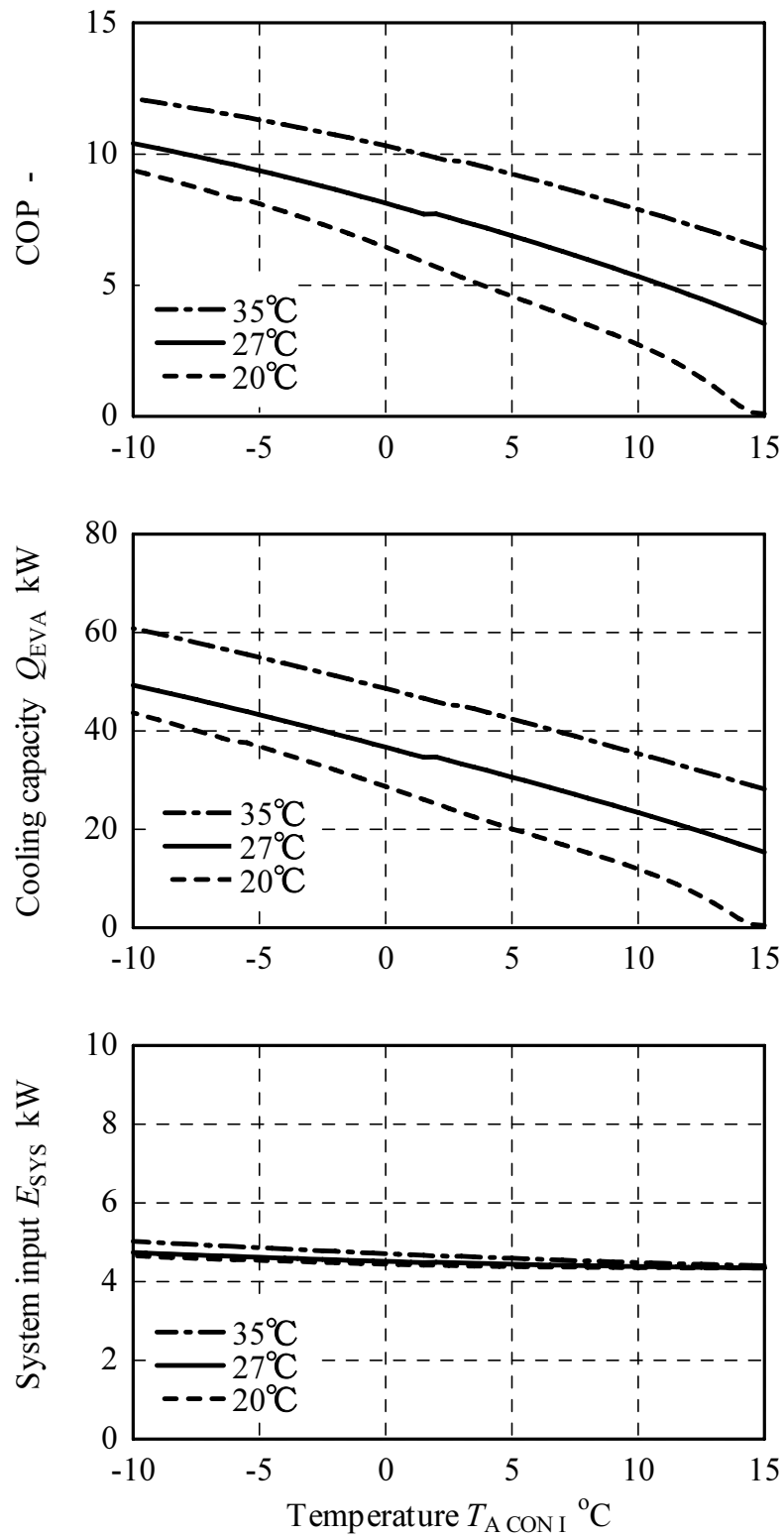


Fig. 4.4.(a) System characteristics over change of Outdoor temperature (COP, Cooling capacity, system input)

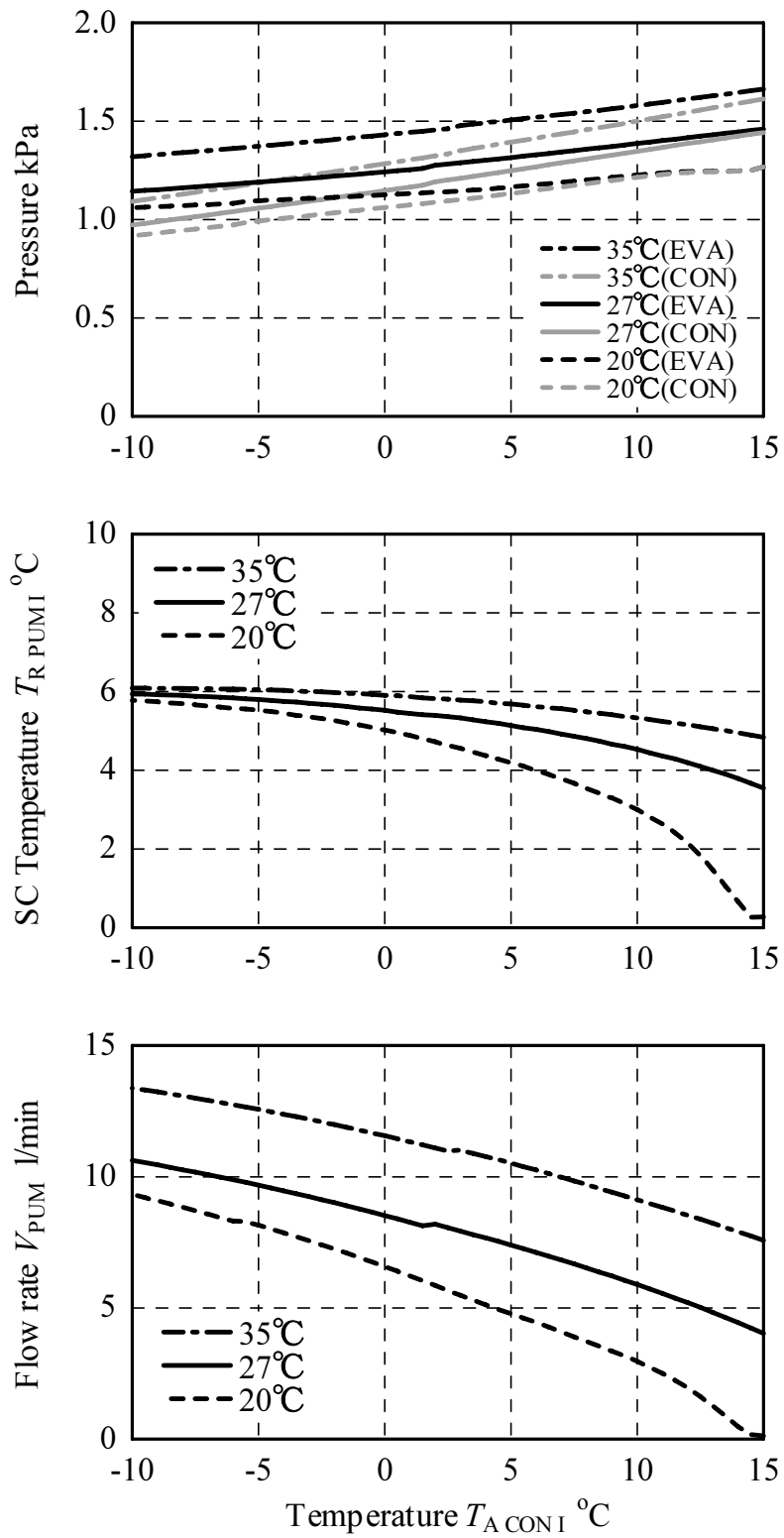


Fig. 4.4.(b) System characteristics over change of Outdoor temperature (Pressure, SC Temp., SH TEMP.)

#### 4.6 室内温度変化

解析条件を表 4.5 に示す。室内温度を 20℃～40℃の間で変化させる。なお、絶対湿度は、室内の JIS 条件である 27℃DB/19℃CWB となる 10.5g/kg(DA)で一定とし、温度のみを変化させた。冷媒循環量は、蒸発器出口の過熱度 (5℃) に基づき制御する。また、外気温度の影響も併せて把握するため、外気温度は、-5, 5, 15℃とした。

Table 4.5 Conditions

Outdoor temperature	-5,5,15 °C
Indoor temperature	Variable
Air volume of outdoor unit	188 m <sup>3</sup> /min Variable
Air volume of indoor unit	240 m <sup>3</sup> /min Variable
Flow rate of refrigerant	based on degree-of-superheat control
Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	7.5 m
Vertical interval of Indoor Unit and Outdoor Unit	±0 m

図 4.5.(a),(b)に結果を示す。室内温度の上昇に伴い、冷房能力は増加する。これは、室内温度が上がることで、蒸発圧力が上がり、それに伴い凝縮圧力も上がることで、凝縮器での冷媒と空気との温度差が大きくなり、より多くの外気冷熱を取り込めるためである。また、外気温度が高いほど、外気冷熱の取り込み量が減り、冷房能力は小さくなるが、特に外気温度が 15℃の場合に室内温度が 20℃まで低下した場合、外気からほとんど冷熱を取り込めず、冷房能力はほとんど 0 に近くなる。このことからフリークーリングサイクルを運転させるためには、室内温度と外気温度の温度差を適切に確保する必要があることが分かる。

消費電力については、ほぼ一定となる。室外送風機および室内送風機は変化させていないことからポンプの消費電力のみ変動するが、ポンプの消費電力は、システム全体の消費電力に比べ小さく、システム全体の消費電力としては、ほぼ一定となる。

システム COP は、室内温度の上昇に伴い、大きく向上する。これは、消費電力がほぼ一定のため、冷房能力の増加の影響による。

過冷却度については、室内温度が低下すると、小さくなる。これは、室内温度の低下に伴い、蒸発圧力、凝縮圧力が低下し、凝縮器における冷媒と外気との温度差が縮まるためである。過冷却度確保の観点からは、室内温度が低くなるほど、留意が必要である。

冷媒循環量は、室内温度が上昇するほど大きくなる。これは、室内温度の上昇に伴い、蒸発器における冷媒と空気の温度差が大きくなり、空気との熱交換量が増加することで、所定の過熱度を確保するために必要な冷媒循環量が増えるためである。

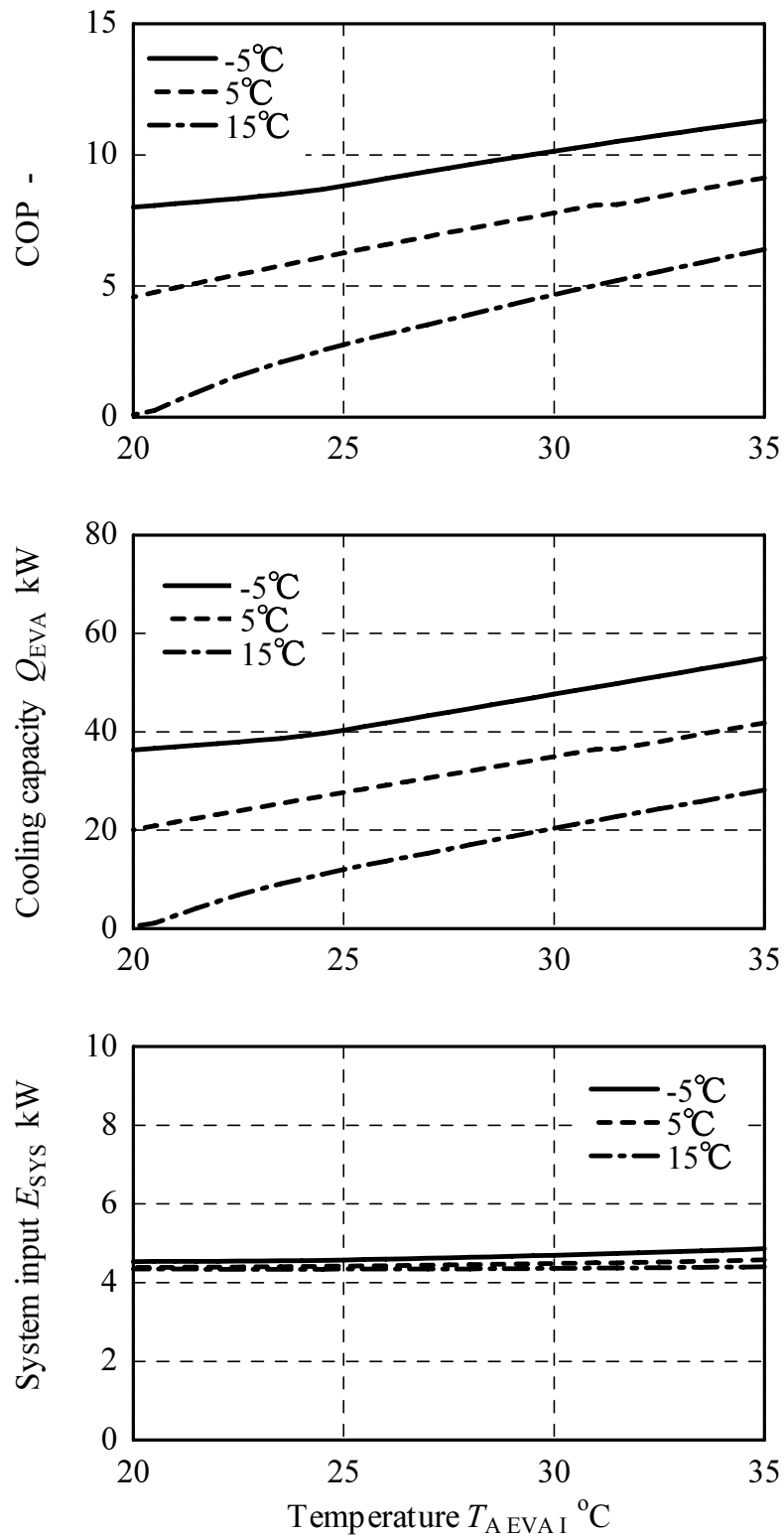


Fig. 4.5.(a) System characteristics over change of Indoor temperature (COP, Cooling capacity, system input)

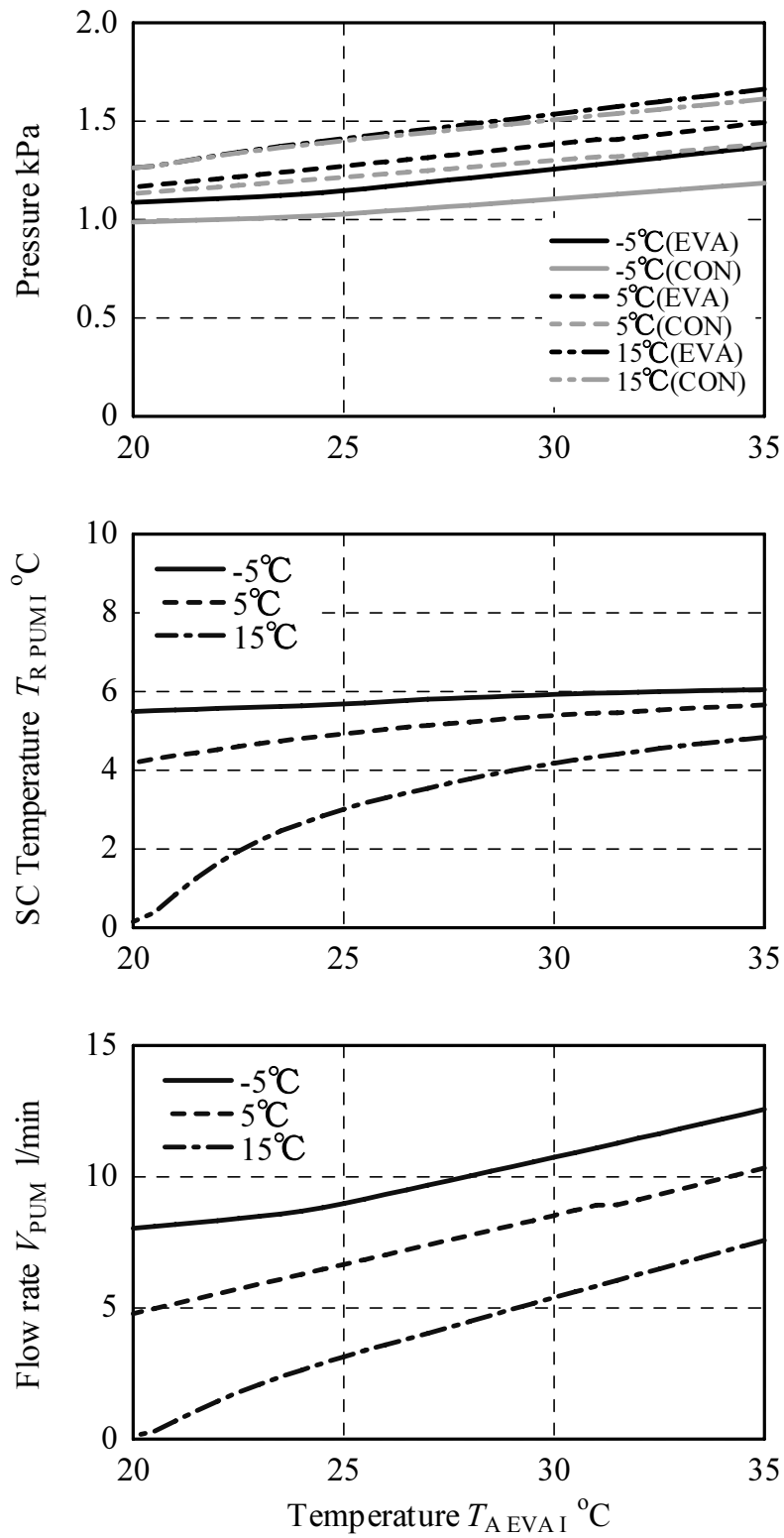


Fig. 4.5.(b) System characteristics over change of Indoor temperature (Pressure, SC Temp., SH TEMP.)

#### 4.7 本章のまとめ

本章では、解析結果と実験結果の比較により妥当性が確認された数理モデルを用いて、各操作量および外乱に対するパラメータスタディを行い、定常状態でのシステムの特性を解析した。また、ポンプ内部でのキャビテーションの発生防止に向けたシステム・制御設計指針、およびサイクル切り替え制御指針について、以下の知見を得た。

- 冷媒循環量には、最適流量が存在する。過熱度を冷媒循環量により制御することで、フリークーリングサイクルは効率的に、安定して運転できる。
- 冷媒循環量制御のもと、室外送風機風量を操作することで、システムの冷房能力の制御が可能である。ポンプ入口の過冷却度への影響は、室外送風機風量が大きいくほど、過冷却度は小さくなる。
- 室内送風機動力は、システム全体の消費電力に占める割合が大きく、COP に大きく影響を与える。効率的なシステム運用においては、室内送風量を適正にする必要がある。ポンプ入口の過冷却度への影響は、室外送風機風量よりも小さいが、傾向としては、室内送風機風量が小さいほど、過冷却度は小さくなる。
- 外気温度の変化は、フリークーリングサイクルの冷房能力や、ポンプ入口の過冷却度に大きく影響を与える。ポンプ入口の過冷却度は、外気温度が高いほど小さくなる。また、冷房能力やポンプ入口の過冷却度を確保するためには、外気温度と室内温度との温度差の確保が必要となる。
- 室内温度が高いほど、冷房能力は大きくなる。ポンプ入口の過冷却度は、室内温度が低いほど小さくなる。室内温度を緩和することで、フリークーリングサイクルの導入効果を大きくすることができる。

## 5.フリークーリングサイクルの動特性解析



## 5.1 概要

システムの動特性についても、圧縮サイクルにおいては、システムの基本特性および制御指針が把握されている<sup>102)</sup>が、フリークーリングサイクルにおいては、その特性は十分に明らかされていない。そこで、本章では、フリークーリングサイクルの動特性解析を行い、過渡状態におけるキャビテーションの発生を回避し、安定した冷房運転を実現するシステム・制御設計指針を得る。解析は、実験結果との比較により妥当性が確認された数理モデルにより、各操作量がシステムに与える特性を把握する。操作量としては、室外送風機風量と冷媒循環量とする。

## 5.2 室外送風機風量に対するシステム特性

室外送風機風量の変化に対する本システムの特性を解析により把握する。特に冷媒ポンプでのキャビテーションの発生を抑制し、安定して運転を行うためには、過冷却度の確保が重要となることから、過渡状態における過冷却度の推移に着目する。室外送風機風量の変化は、風量を増加させる場合と減少させる場合について行う。静特性解析結果より、室外送風機風量が増加するほど過冷却度は小さくなることが分かっている。このことから、室外送風機風量が増加する場合に、特に注意が必要と考えられる。また、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長、および室内ユニットと室外ユニット間の配管長や、室外送風機風量が増加する時間がシステムの応答にどのように影響するかも検証した。なお、冷媒循環量は、過熱度制御を行っている想定し、室外送風機風量の変化前に蒸発器出口過熱度が $5^{\circ}\text{C}$ となる流量とした。

### 5.2.1 室外送風機風量増加

室外送風機風量の増加に対するシステムの挙動について解析を行う。解析条件を表 5.1 に示す。室外送風機風量は、定格の 25%の風量となる  $47\text{m}^3/\text{min}$  から定格風量  $188\text{m}^3/\text{min}$  まで変化させる。各ユニット間の距離について、図 5.1 に示す。ポンプユニットと室外ユニット間の配管長については、 $1\text{m}$  と  $4\text{m}$ 。室内ユニットと室外ユニット間の配管長については、 $7.5\text{m}$  と  $40\text{m}$  とし、検証した。また、風量の変化条件は、図 5.2 に示すとおり、ステップ入力とランプ入力とした。ランプ入力においては、変化時間を  $120\text{sec}$  とした。また、外気温度については、外気温度が高いほど過冷却度は小さくなることから、静特性解析結果よりわかっている。そのため、本検証では、外気温度を  $15^{\circ}\text{C}$  とした。なお、冷媒循環量は一定とした。

Table 5.1 Conditions

Outdoor temperature	15 °C
Indoor temperature	27 °CDB, 19°CWB
Air volume of outdoor unit	47m <sup>3</sup> /mn → 188m <sup>3</sup> /min
Air volume of indoor unit	240 m <sup>3</sup> /min
Flow rate of refrigerant	1.59 l/min <sup>*1</sup> , 1.57 l/min <sup>*2</sup>
Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	7.5 m , 40m
Refrigerant pipe length (Between Pump Unit and Outdoor Unit)	1 m , 4m
Vertical interval of Indoor Unit and Outdoor Unit	±0 m

※1 Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit) : 7.5m

※2 Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit) : 40m

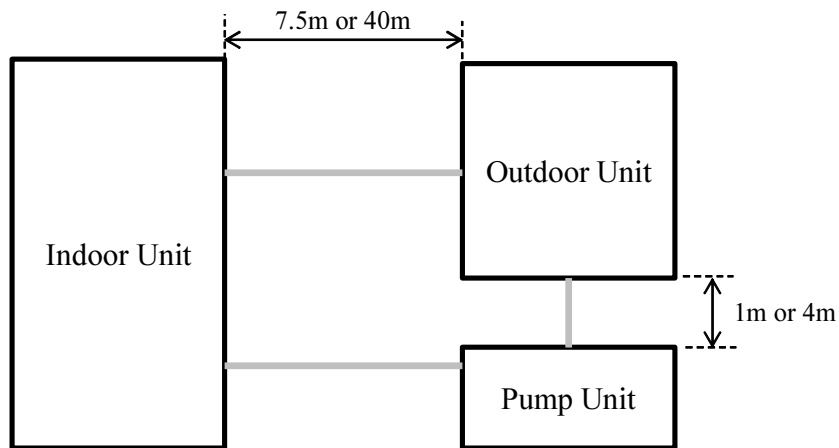
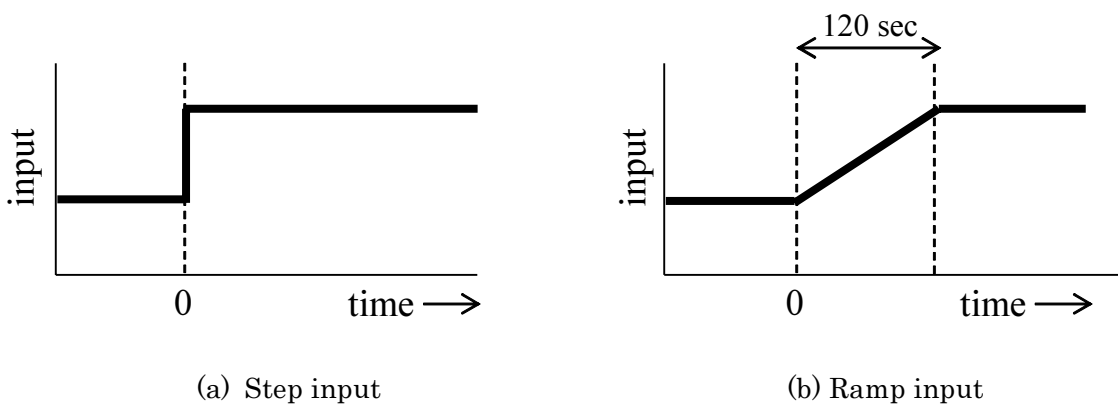


Fig. 5.1 Refrigerant pipe length between each unit



(a) Step input

(b) Ramp input

Fig. 5.2 Input type

### (1) ポンプユニットと室外ユニット間の配管長の影響

ポンプユニットと室外ユニット間の配管長の影響を検証する。室内ユニットと室外ユニット間の配管長を7.5mとし、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長を1m, 4mとした場合のシステムの挙動を図5.3に示す。なお、室外送風機風量は、ステップ入力とした。

いずれの長さにおいても、室外送風機風量が増加すると、凝縮器において空気側の影響が支配的になり、凝縮器での飽和温度（凝縮圧力）は、下がる傾向にある。飽和温度（凝縮圧力）が低下することにより、ポンプ吸い込み口の飽和温度（圧力）も低下する。なお、飽和温度（圧力）へのポンプユニットと室外ユニット間の配管長の影響はほとんどみられない。一方で、ポンプ吸い込み口の冷媒温度に着目すると、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長により、低下する傾向が異なる。このことから、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長が、凝縮器出口での冷媒温度の変化に対するポンプ吸い込み口の温度の遅れに影響していることがわかる。また、温度の伝播は、圧力の伝播よりも遅いため、飽和温度（圧力）の変化よりも冷媒温度の変化は遅くなるが、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長が4mの場合は、特に顕著に変化の遅れを確認できる。過冷却度については、飽和温度と冷媒温度の差になるが、圧力と温度の伝播速度の違いにより、一時的に低下する。特にポンプユニットと室外ユニット間の配管長が4mの場合は、配管長による冷媒温度の大幅な遅れにより、過冷却度は一時的に大きく低下する。

蒸発器への影響としては、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長が1mと4mの違いによる応答の差はないことが確認できる。いずれの長さにおいても、凝縮器での飽和温度（凝縮圧力）に低下により、蒸発器の飽和温度（蒸発圧力）も低下する。飽和温度が低下することで、空気との温度差が大きくなり、冷房能力は一時的に上昇する。しかし、冷媒循環量は一定であるため、蒸発器出口の過熱度が大きくなってしまい、冷房能力は、室外送風機風量の増加前と比べ、大きく変わらない。

### (2) 室内ユニットと室外ユニット間の配管長の影響

室内ユニットと室外ユニット間の配管長の影響を検証する。ポンプユニットと室外ユニット間の配管長を4mとし、室内ユニットと室外ユニット間の配管長を7.5m, 40mとした場合のシステムの挙動を図5.4に示す。なお、室外送風機風量は、ステップ入力とした。

凝縮器においては、室内ユニットと室外ユニット間の配管長が40mの場合は、7.5mの場合と比べ、配管長が長くなったことに伴う配管圧力損失の増大により、飽和温度（凝縮圧力）が低くなり、飽和温度と冷媒温度の差が、小さくなることで過冷却度は、一時的であるが大きく低下する。

蒸発器においては、飽和温度（蒸発圧力）については、凝縮器と同様に、室内ユニットと室外ユニット間の配管長が40mの場合は、7.5mの場合と比べ、配管長が長くなったことに伴う配管圧力損失の増大により低下する。冷房能力については、冷媒循環量が一定であるため、蒸発器出口の過熱度が大きくなってしまい、冷房能力は、室外送風機風

量の増加前と比べ、大きく変わらない。

### (3) 室外送風機風量変化条件の影響

室外送風機風量の変化をステップ状に変化させた場合とランプ状に変化させた場合のシステム応答の違いについて検証した。ポンプユニットと室外ユニット間の配管長を4mとし、室内ユニットと室外ユニット間の配管長を7.5m、40mとした場合のシステムの挙動をそれぞれ図5.5、図5.6に示す。

図5.5および5.6より、室外送風機風量の変化をランプ状にすることに伴い、システムの挙動遅れは、ステップ状の変化に比べ大きくなっていることが確認できる。特に過冷却度の変化については、室内ユニットと室外ユニット間の配管長が7.5mの場合では、一時的に低下することなく、緩やかに小さくなっている。一方で、室内ユニットと室外ユニット間の配管長が40mの場合では、一時的な低下幅は小さくなっているものの、その後の定常状態となる過冷却度よりも小さくなることが確認できる。このことから、変化幅を緩やかにすることで、過冷却度の変化は抑制できるものの、一時的な低下は発生し得ることが確認できる。ただし、本検証条件は、室外送風機風量によるシステムへの影響を把握するため、冷媒循環量を一定で行っており、増加した室外送風機風量に対し、少ない冷媒循環量となってしまうことは、変化幅を緩やかにしても過冷却度が一時的に低下することの要因の一つと考えられる。

### (4) 過冷却度の確保について

過冷却度が一時的に低下することを抑制する手段について述べる。過冷却度が変化後の定常状態の値よりも低下する要因は、圧力の変化に比べ、温度変化が遅いことに起因する。そこで、圧力の変化を抑制するため、室外送風機風量の変化幅について、検証する。ポンプユニットと室外ユニット間の配管長は4m、室内ユニットと室外ユニット間の配管長をは40mとする。ここで、内田らの研究<sup>63)</sup>により、ポンプ吸込み口の過冷却度がおよそ2°C以下になった場合、キャビテーションが発生することが分かっている。そこで、キャビテーションの発生は、ポンプ吸込み口の過冷却度が2°C以下で発生するものとし、室外送風機風量の変化幅によって、キャビテーションが発生するか否かの解析結果を表5.2および図5.7にまとめる。47m<sup>3</sup>/minから188m<sup>3</sup>/minの変化量を100%とする。表より、変化幅を小さくすることで、キャビテーションの発生を抑制できることが確認できる。なお、室外送風機風量の変化はステップ状の入力であるため、ランプ状の入力とすれば、さらに条件は緩和できると言える。

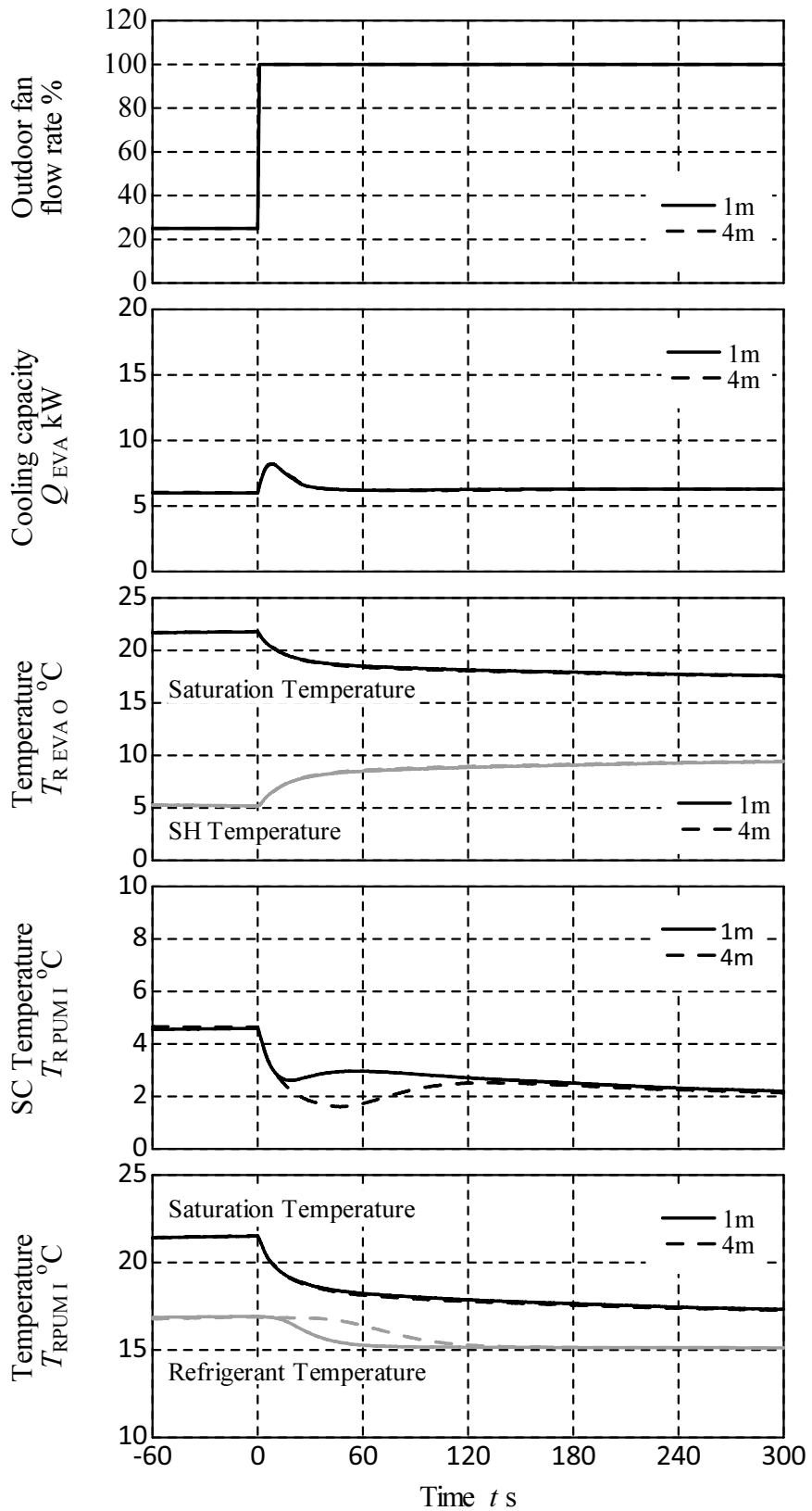


Fig. 5.3 Dynamic characteristic over change of outdoor fan flow rate  
(Influence of pipe length between Pump Unit and Outdoor Unit)

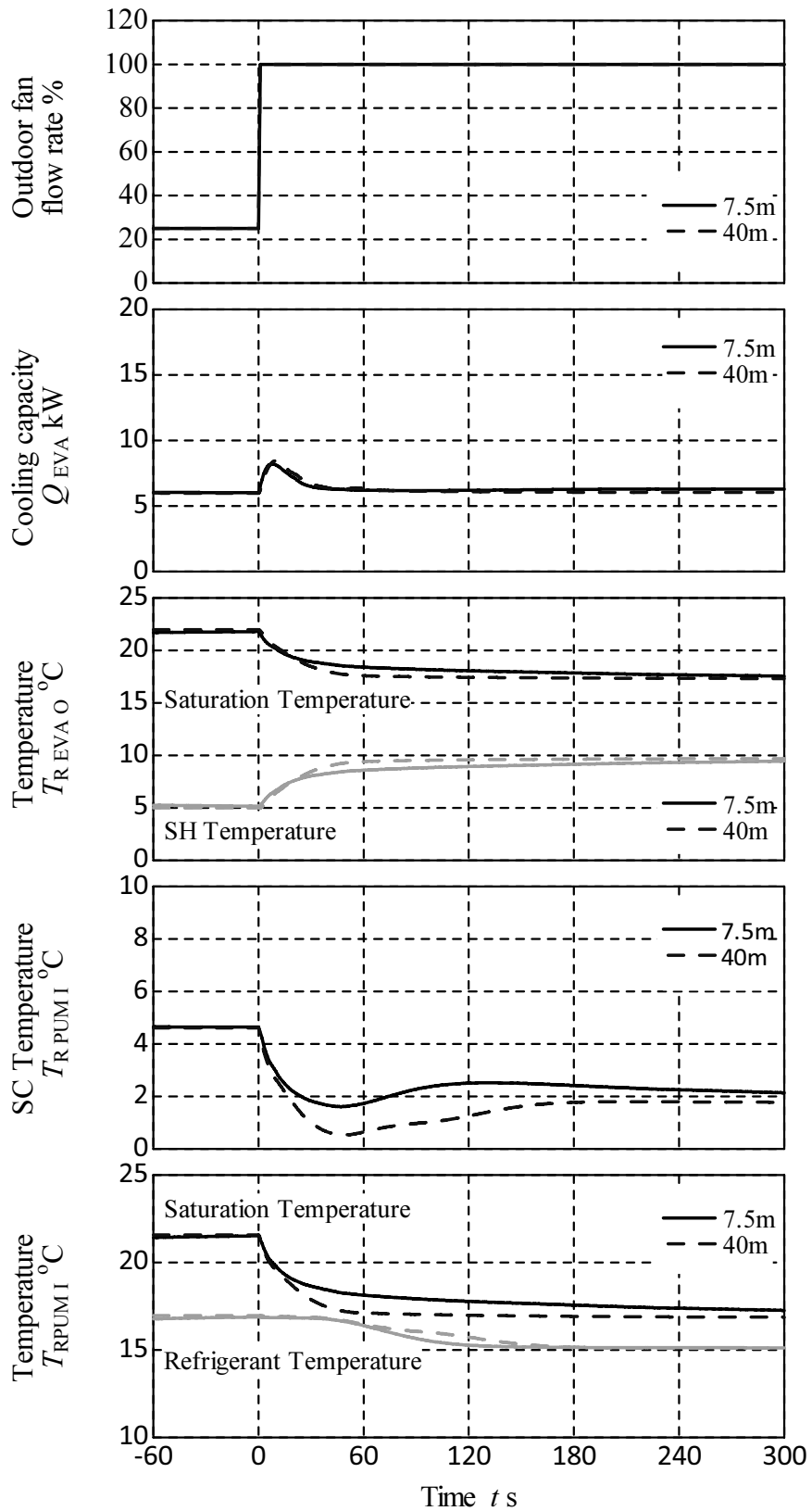


Fig. 5.4 Dynamic characteristic over change of outdoor fan flow rate  
(Influence of pipe length between Indoor Unit and Outdoor Unit)

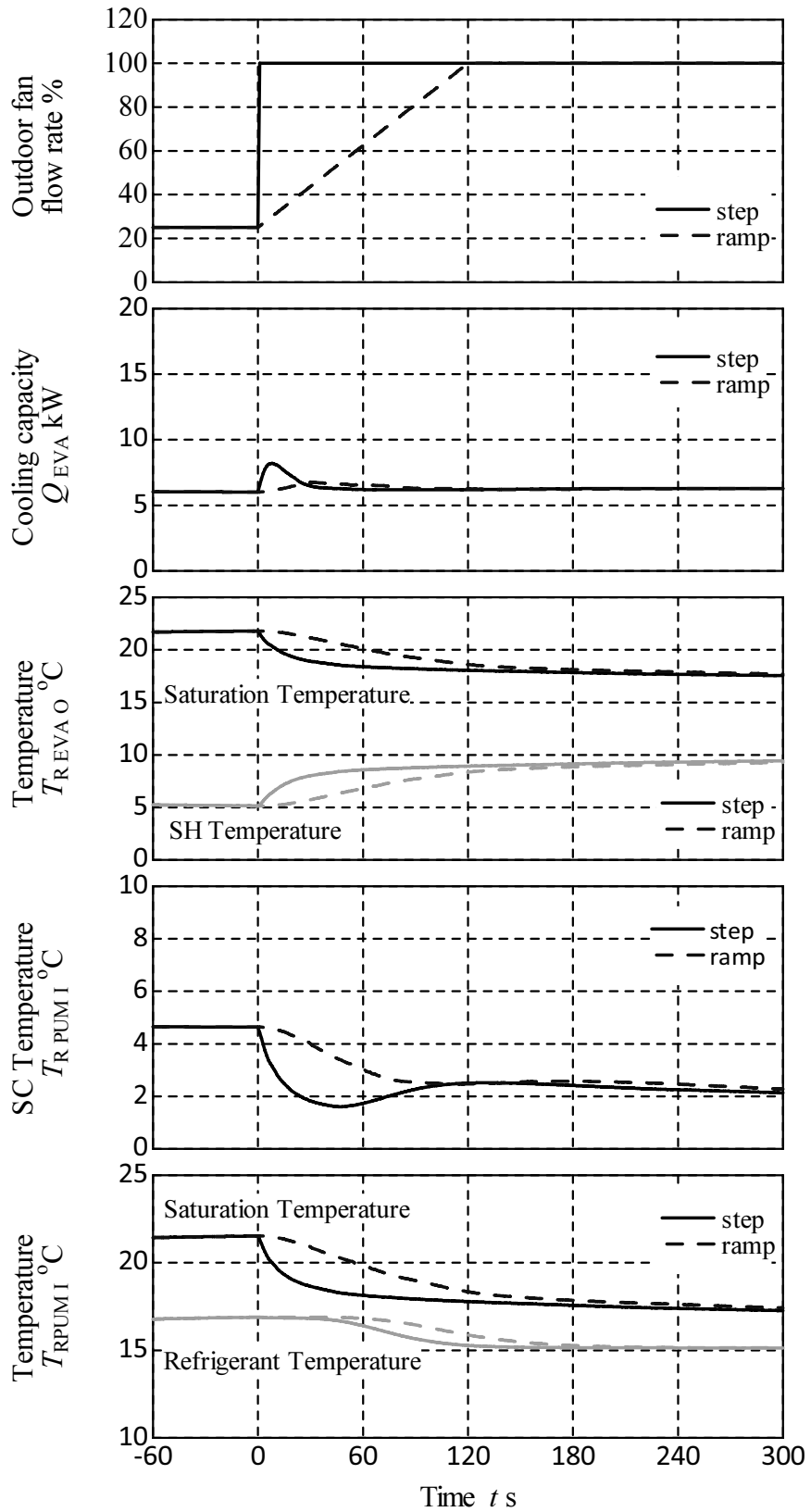


Fig. 5.5 Dynamic characteristic over change of outdoor fan flow rate  
(Influence of input type, pipe length between Indoor Unit and Outdoor Unit is 7.5m)

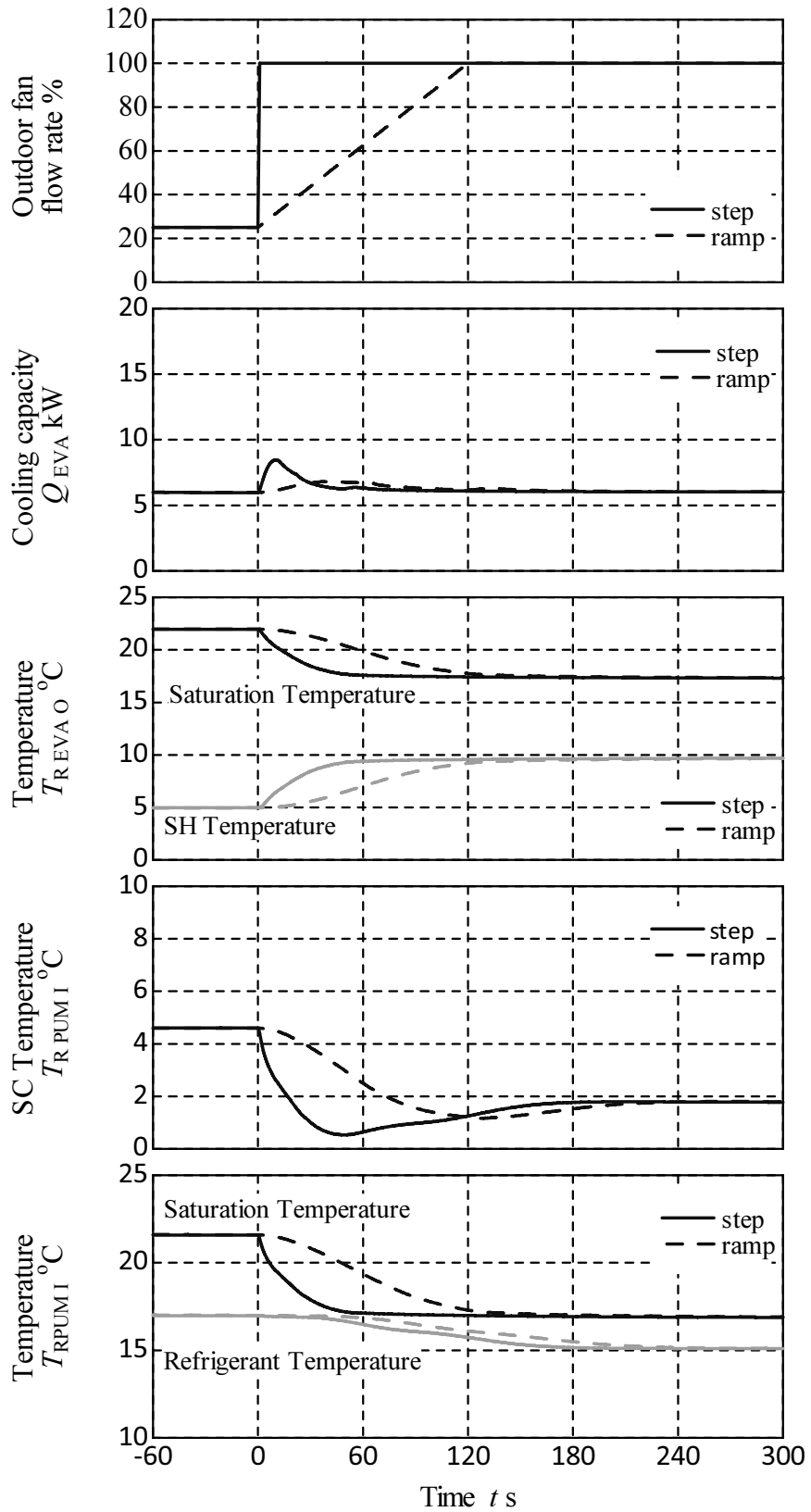


Fig. 5.6 Dynamic characteristic over change of outdoor fan flow rate  
(Influence of input type, pipe length between Indoor Unit and Outdoor Unit is 40m)



Table 5.2 Results

Air volume of outdoor unit	Minimum SC temperature
47 m <sup>3</sup> /min → 94 m <sup>3</sup> /min (33%)	2°C or more
47 m <sup>3</sup> /min → 118 m <sup>3</sup> /min (50%)	2°C or more
47 m <sup>3</sup> /min → 141 m <sup>3</sup> /min (67%)	2°C or less
47 m <sup>3</sup> /min → 165 m <sup>3</sup> /min (83%)	2°C or less
47 m <sup>3</sup> /min → 188 m <sup>3</sup> /min (100%)	2°C or less

( ) is 100% of the amount of change in the case of (47 m<sup>3</sup>/min → 188 m<sup>3</sup>/min)

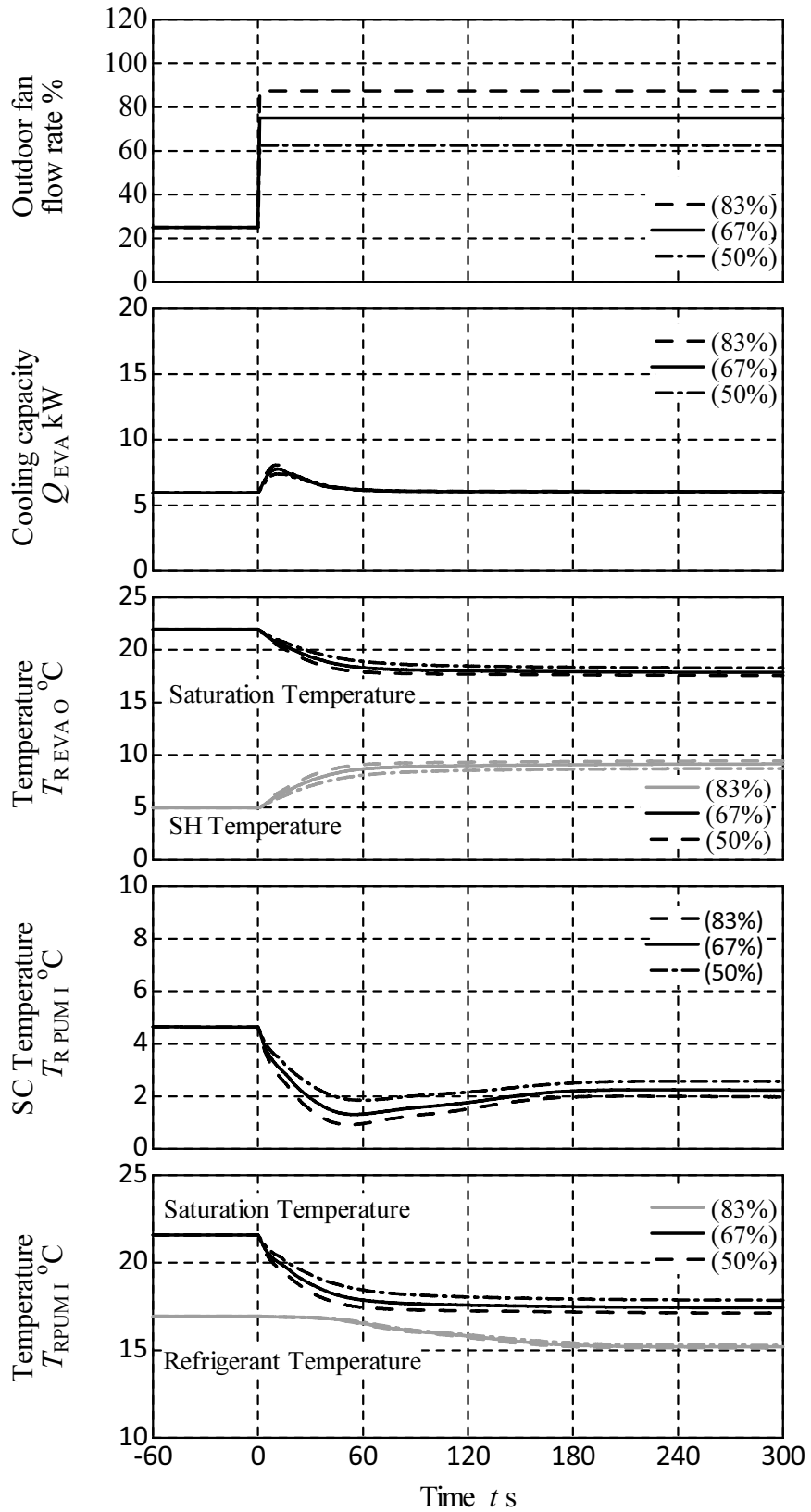


Fig. 5.7 Dynamic characteristic over change of outdoor fan flow rate  
(Influence of input change width)

### 5.2.2 室外送風機風量減少

室外送風機風量の減少に対するシステムの挙動について解析を行う。解析条件を表 5.3 に示す。室外送風機風量は、定格 100 の風量となる 188m<sup>3</sup>/min から定格の 25%の風量である 47m<sup>3</sup>/min まで変化させる。各ユニット間の距離について、5.2.1 風量増加の場合とで示した図 5.3 と同様である。ポンプユニットと室外ユニット間の配管長については、1m と 4m。室内ユニットと室外ユニット間の配管長については、7.5m と 40m とし、検証した。また、風量の変化条件は、図 5.8 に示すとおり、ステップ入力とランプ入力とした。ランプ入力においては、変化時間を 120sec とした。入力は、ステップ入力とランプ入力 (120sec) とした。なお、外気温度は、15℃とした。

Table 5.3 Conditions

Outdoor temperature	15 °C
Indoor temperature	27 °CDB, 19°CWB
Air volume of outdoor unit	188m <sup>3</sup> /mn → 47m <sup>3</sup> /min
Air volume of indoor unit	240 m <sup>3</sup> /min
Flow rate of refrigerant	4.02 l/min <sup>※1</sup> , 3.77 l/min <sup>※2</sup>
Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	7.5 m, 40m
Refrigerant pipe length (Between Pump Unit and Outdoor Unit)	1 m, 4m
Vertical interval of Indoor Unit and Outdoor Unit	±0 m

※1 Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit) : 7.5m

※2 Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit) : 40m

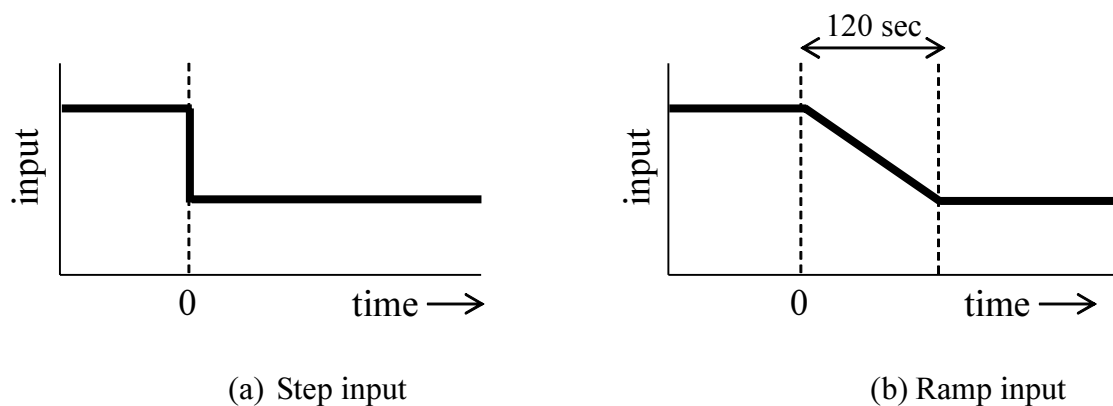


Fig. 5.8 Input type

## (1) ポンプユニットと室外ユニット間の配管長の影響

ポンプユニットと室外ユニット間の配管長の影響を検証する。室内ユニットと室外ユニット間の配管長を7.5mとし、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長を1m, 4mとした場合のシステムの挙動を図5.9に示す。なお、室外送風機風量は、ステップ入力とした。

いずれの長さにおいても、室外送風機風量が減少すると、凝縮器での交換熱量が減り、凝縮器での飽和温度（凝縮圧力）は、上昇する傾向にある。飽和温度（凝縮圧力）が上昇することにより、ポンプ吸い込み口の飽和温度（圧力）も上昇する。なお、飽和温度（圧力）へのポンプユニットと室外ユニット間の配管長の影響はほとんどみられない。一方で、ポンプ吸い込み口の冷媒温度に着目すると、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長により、室外送風機風量を増加させた場合と同様に上昇する傾向が異なる。このことから、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長が、凝縮器出口での冷媒温度の変化に対するポンプ吸い込み口の温度の遅れに影響していることがわかる。温度の伝播が圧力の伝播よりも遅いため、飽和温度（圧力）の変化よりも冷媒温度の変化は遅くなるため、室外送風機風量を増加させた場合とは逆に過冷却度は一時的に大きくなる。配管長による冷媒温度の遅れの影響が大きいポンプユニットと室外ユニット間の配管長が4mの方が、過冷却度の変化幅は大きくなる。

蒸発器への影響としては、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長が1mと4mの違いによる応答の差はないことが確認できる。いずれの長さにおいても、凝縮器での飽和温度（凝縮圧力）が上昇することにより、蒸発器の飽和温度（蒸発圧力）も上昇する。飽和温度が上昇し、空気との温度差が小さくなるとともに、冷媒循環量が室外送風機風量に比べ過剰であるため、蒸発器の面積を有効に活用できなくなり、冷房能力は低下する。蒸発器での交換熱量が低下することで、蒸発器出口の過熱度も確保できなくなる。

また、過冷却度は、室外送風機風量が増加する場合は、定常後の値よりも低くなる傾向があったが、風量が減少する場合は、反対に定常後の値よりも大きくなることがわかる。

## (2) 室内ユニットと室外ユニット間の配管長の影響

室内ユニットと室外ユニット間の配管長の影響を検証する。ポンプユニットと室外ユニット間の配管長を4mとし、室内ユニットと室外ユニット間の配管長を7.5m, 40mとした場合のシステムの挙動を図5.10に示す。なお、室外送風機風量は、ステップ入力とした。

凝縮器においては、室内ユニットと室外ユニット間の配管長が40mの場合は、7.5mの場合と比べ、配管長が長くなったことに伴う配管圧力損失の増大により、蒸発圧力と凝縮圧力の差が大きくなり、飽和温度（凝縮圧力）は低くなる。そのため、外気と冷媒との温度差が縮まり、凝縮器の交換熱量は減少する。そのため、ポンプ入口の冷媒は、過冷却度を確保できなくなる。

蒸発器においては、飽和温度（蒸発圧力）は、凝縮圧力が上昇することに伴い、上昇

する。飽和温度（蒸発圧力）が上昇することで、室内空気との温度差が縮まり、冷房能力は低下する。蒸発器での交換熱量が低下することで、蒸発器出口の過熱度も確保できなくなる。

また、本解析条件では、冷媒循環量は、室外送風機風量の変化前後で変わらず一定としていることから、変化後の風量に対し、冷媒循環量が過剰となっている。冷媒循環量を室外送風機風量に併せて減少させることで、ポンプ入口の冷媒過熱度は確保できると考えられる。図 5.11 は、本条件下で、冷媒循環量制御を行った場合と冷媒循環量を一定とした場合の静解析結果を示している。図から室外送風機風量が減少すると、冷媒循環量が一定では、蒸発器出口過熱度もポンプ入口過冷却度も確保できなくなることが確認できる。

### (3) 室外送風機風量変化条件の影響

室外送風機風量の変化をステップ状に変化させた場合とランプ状に変化させた場合のシステム応答の違いについて検証した。ポンプユニットと室外ユニット間の配管長を 4m とし、室内ユニットと室外ユニット間の配管長を 7.5m, 40m とした場合のシステムの挙動をそれぞれ図 5.12, 図 5.13 に示す。

図 5.12, 図 5.13 より、室外送風機風量の変化をランプ状にすることに伴い、システムの挙動遅れは、ステップ状の変化に比べ大きくなっていることが確認できる。蒸発器出口の過熱度が確保できなくなるまでの時間は、2 倍程長くなることから、冷媒循環量を変化させるための時間を許容時間を長めにとることができる。

室内ユニットと室外ユニット間の配管長が 7.5m と 40m の比較のため、図 5.12, 図 5.13 を比較すると、飽和温度の定常までの時間は、さほど変わらない。これは、ランプ状の入力変化に対して、圧力の伝播が早く追従できたためである。伝播速度が圧力に比べ遅い、温度については、入力の違いによる影響が大きくでている。

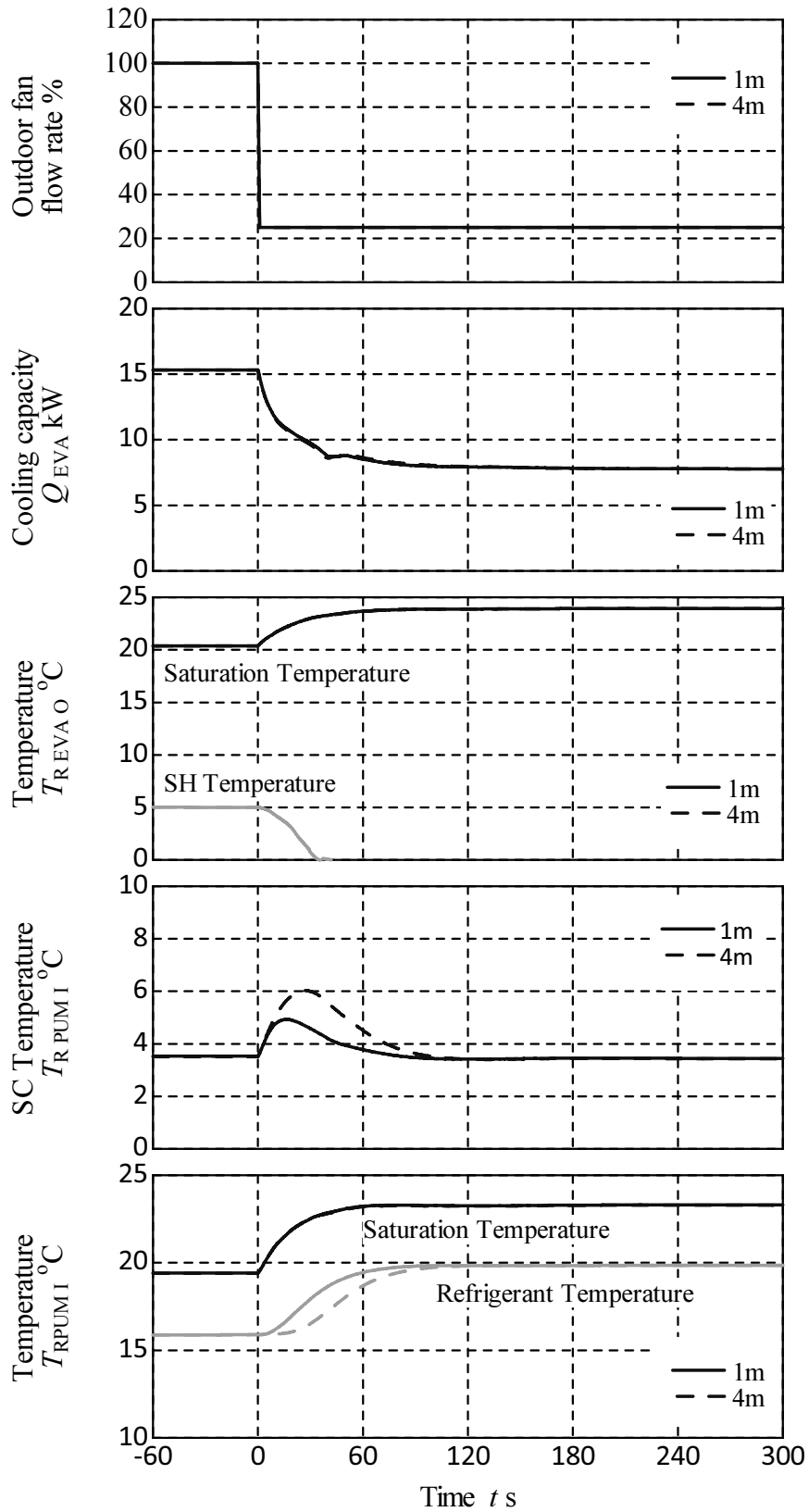


Fig. 5.9 Dynamic characteristic over change of outdoor fan flow rate  
(Influence of pipe length between Pump Unit and Outdoor Unit)

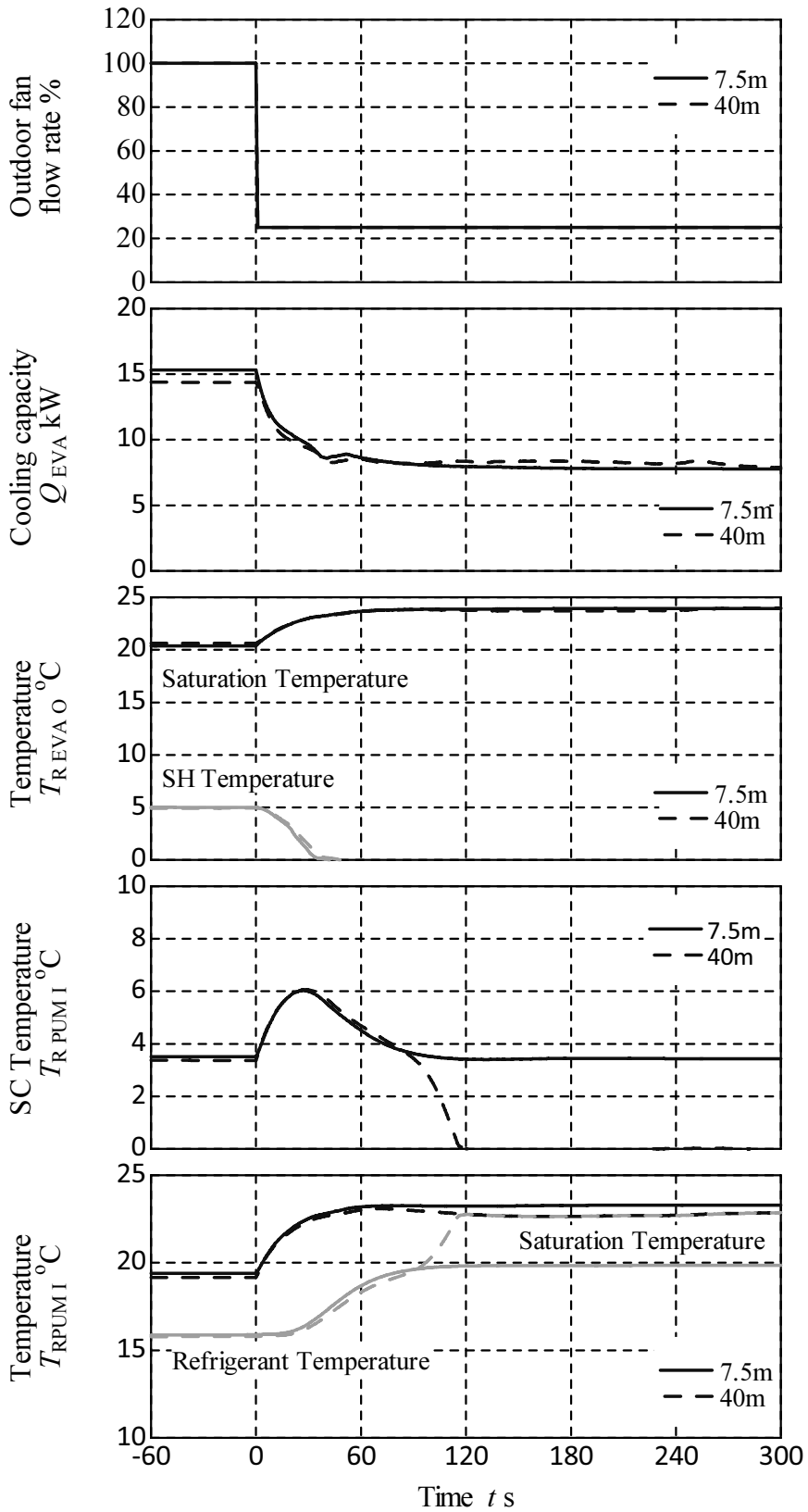


Fig. 5.10 Dynamic characteristic over change of outdoor fan flow rate  
(Influence of pipe length between Indoor Unit and Outdoor Unit)

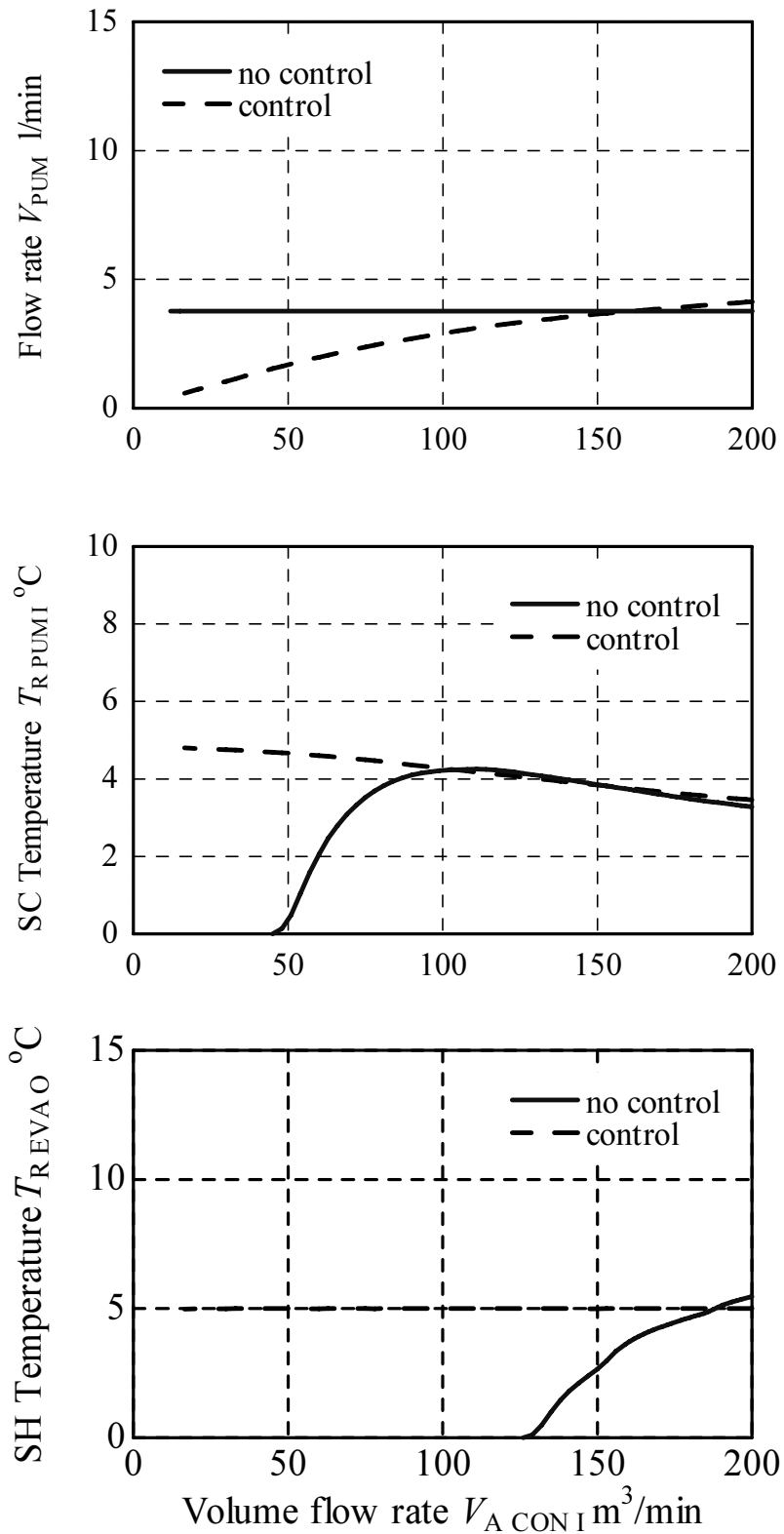


Fig. 5.11 System characteristics over change of Air volume of outdoor unit (Flow rate, SC Temp., SH Temp.)



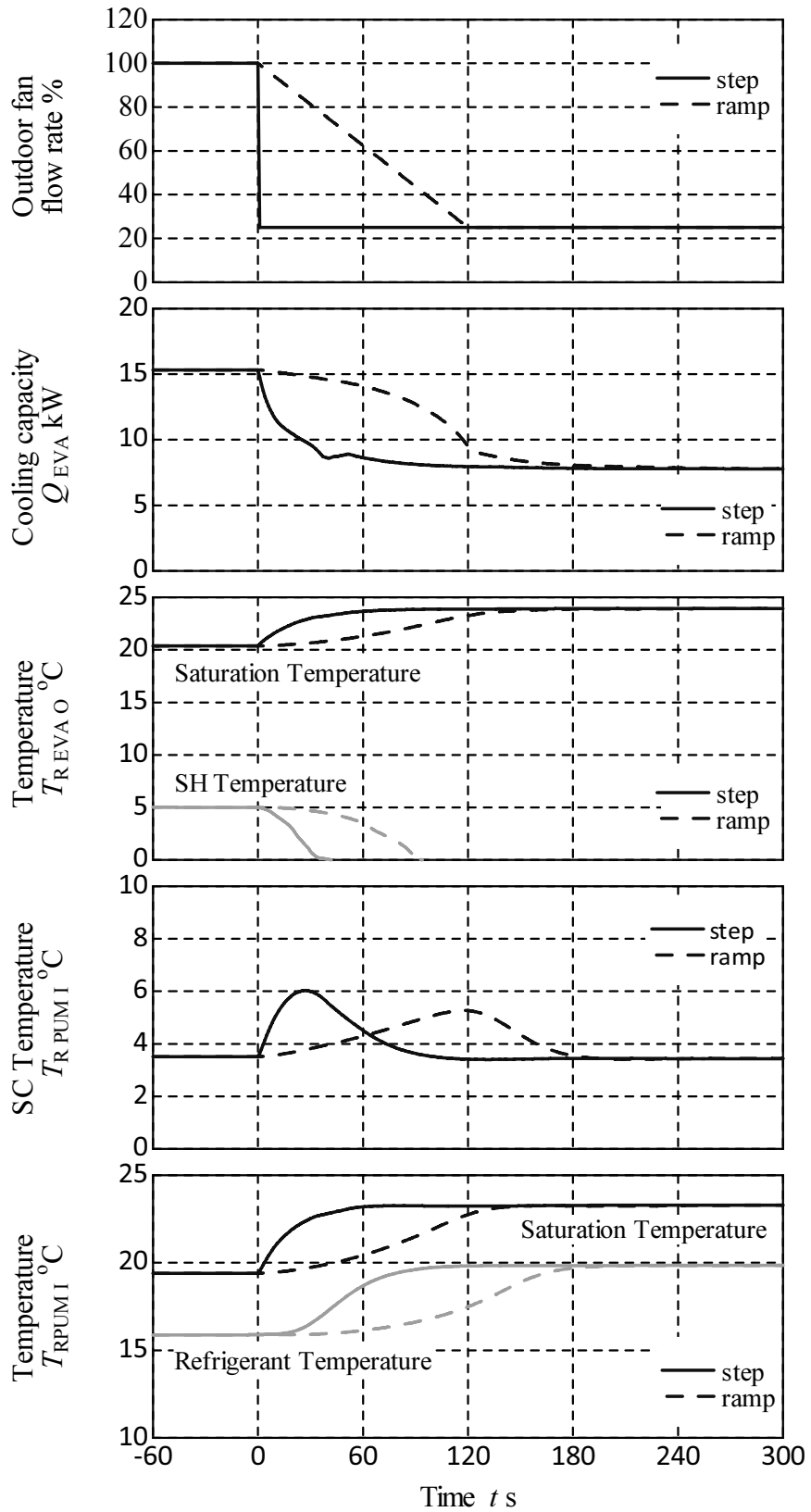


Fig. 5.12 Dynamic characteristic over change of outdoor fan flow rate  
(Influence of input type, pipe length between Indoor Unit and Outdoor Unit is 7.5m)

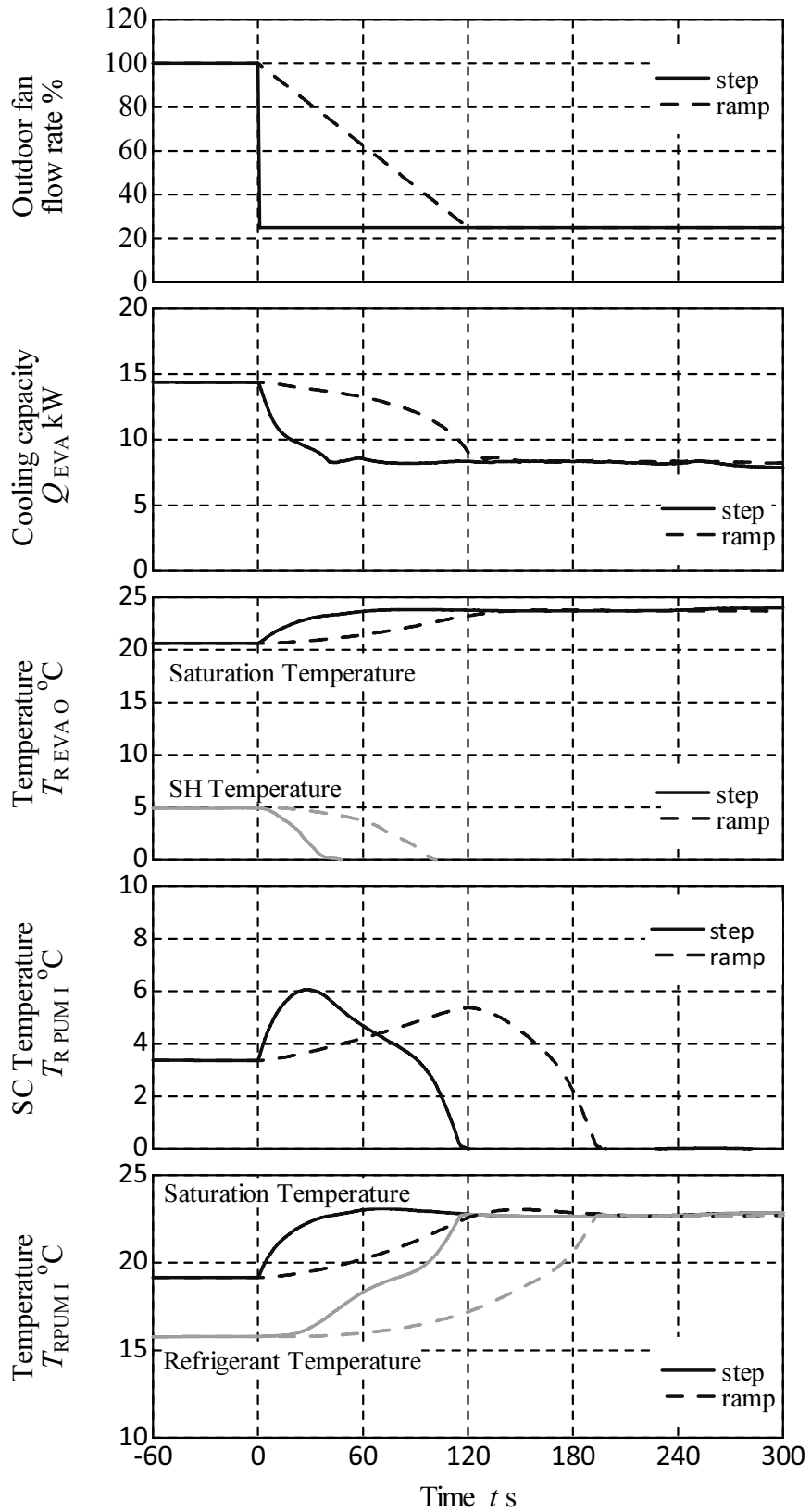


Fig. 5.13 Dynamic characteristic over change of outdoor fan flow rate  
(Influence of input type, pipe length between Indoor Unit and Outdoor Unit is 40m)

### 5.3 冷媒循環量に対するシステム特性

冷媒循環量の変化に対する本システムの特性を解析により把握する。室外送風機風量の場合と同様に過渡状態における過冷却度の推移に着目する。冷媒循環量の変化は、循環量を増加させる場合と減少させる場合について行う。また、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長、および室内ユニットと室外ユニット間の配管長や、冷媒循環量が増加する時間がシステムの応答にどのように影響するかも検証した。なお、冷媒循環量を増加させる場合は、初期状態として、室外送風機風量が増加し、過熱度が大きくなった後に、過熱度制御を行う想定とした。一方で、室外送風機風量を減少させる場合は、過熱度制御がされている状態を初期状態とした。

#### 5.3.1 冷媒循環量増加

冷媒循環量の増加に対するシステムの挙動について解析を行う。解析条件を表 5.4 に示す。冷媒循環量を増加させる初期条件としては、室外送風機風量が 47m<sup>3</sup>/min の際に過熱度が 5℃となる流量とし、室外送風機風量が 188m<sup>3</sup>/min の際に過熱度が 5℃となる流量まで変化させる。

また、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長、および室内ユニットと室外ユニット間の配管長がシステムの応答にどのように影響するかも併せて検証した。各ユニット間の距離について、図 5.14 に示す。ポンプユニットと室外ユニット間の配管長については、1m と 4m。室内ユニットと室外ユニット間の配管長については、7.5m と 40m とし、検証した。また、冷媒循環量の変化条件は、図 5.15 に示すとおり、ステップ入力とランプ入力とした。ランプ入力においては、変化時間を 120sec とした。

なお、フリークーリングサイクルの要である冷媒ポンプを安定して運転させるためには、キャビテーションの抑制が重要となる。そのための手法としては、過冷却度の確保が挙げられる。過冷却度は、室外送風機風量が大きいほど、過冷却度は小さくなることが、静特性解析結果 (4.4 節) よりわかっている。そのため、本検証では、室外送風機風量は定格風量で一定とした。また、外気温度は高いほど、小さくなることが静特性解析結果 (4.6 節) よりわかっている。そのため、本検証では、外気温度を 15℃として、解析を行う。

Table 5.4 Conditions

Outdoor temperature	15 °C
Indoor temperature	27 °CDB, 19°CWB
Air volume of outdoor unit	188 m <sup>3</sup> /min
Air volume of indoor unit	240 m <sup>3</sup> /min
Flow rate of refrigerant	1.59 l/min → 4.02 l/min * <sup>1</sup> 1.57 l/min → 3.77 l/min * <sup>2</sup>
Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	7.5 m , 40m
Refrigerant pipe length (Between Pump Unit and Outdoor Unit)	1 m , 4m
Vertical interval of Indoor Unit and Outdoor Unit	±0 m

\*<sup>1</sup> Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit) : 7.5m  
 \*<sup>2</sup> Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit) : 40m

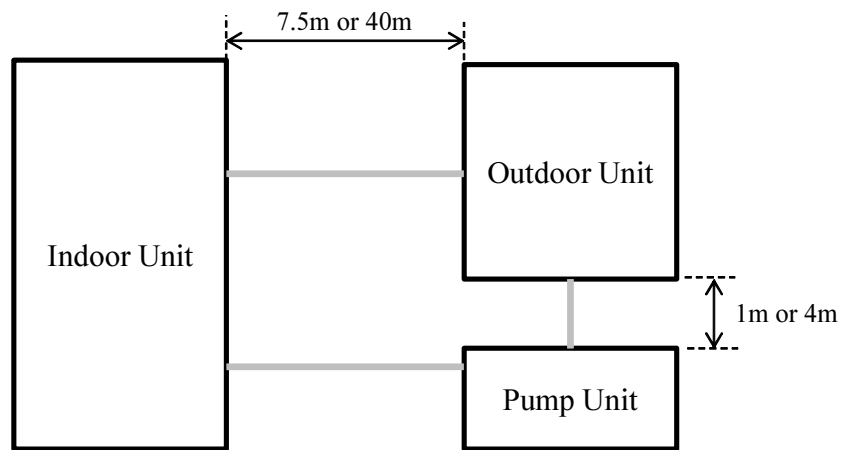


Fig. 5.14 Refrigerant pipe length between each unit

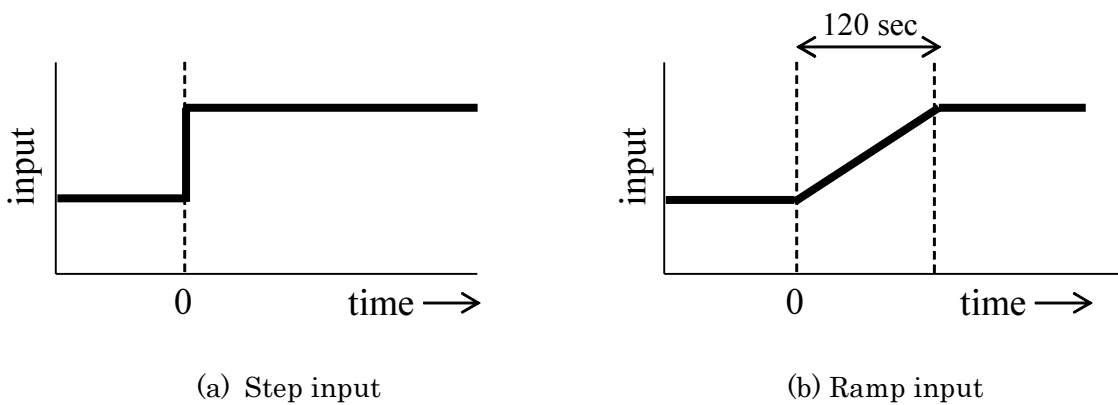


Fig. 5.15 Input type

### (1) ポンプユニットと室外ユニット間の配管長の影響

ポンプユニットと室外ユニット間の配管長の影響を検証する。室内ユニットと室外ユニット間の配管長を7.5mとし、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長を1m、4mとした場合のシステムの挙動を図5.16に示す。なお、冷媒循環量の変化は、ステップ入力とした。

いずれの長さにおいても、冷媒循環量が増加すると、凝縮器においては、低温の空気側よりも冷凍サイクル側の影響が支配的になり、凝縮器での飽和温度（凝縮圧力）は、上がる傾向にある。飽和温度（凝縮圧力）が上昇することにより、ポンプ吸い込み口の飽和温度（圧力）も上昇する。なお、飽和温度（圧力）へのポンプユニットと室外ユニット間の配管長の影響はほとんどみられない。また、ポンプ吸い込み口の冷媒温度に着目すると、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長により、若干上昇する傾向が異なる。このことから、室外送風機風量の変化時と同様にポンプユニットと室外ユニット間の配管長が、凝縮器出口での冷媒温度の変化に対するポンプ吸い込み口の温度の遅れに影響していることがわかる。しかし、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長の遅れの影響は、室外送風機風量の変化に対する遅れに比べると非常に小さい。これは、冷媒循環量の増加に伴い、冷媒の流速も増加したためと考えられる。

蒸発器への影響としては、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長が1mと4mの違いによる応答の差はないことが確認できる。いずれの長さにおいても、凝縮器での飽和温度（凝縮圧力）が上昇することにより、蒸発器の飽和温度（蒸発圧力）も上昇する。飽和温度が上昇し、空気との温度差は小さくなるが、冷媒循環量が増加したことで、蒸発器の面積を有効に活用できるようになり、蒸発器での熱交換量は増加する。蒸発器面積の有効活用は、蒸発器出口の過熱度が小さくなっていることから、確認できる。

また、蒸発器出口の過熱度が小さくなることで、凝縮器に流入する冷媒も液化しやすくなり、凝縮器出口の過冷却度の確保につながる。つまり、ポンプ入口の過冷却度は大きくなる。

### (2) 室内ユニットと室外ユニット間の配管長の影響

室内ユニットと室外ユニット間の配管長の影響を検証する。ポンプユニットと室外ユニット間の配管長を4mとし、室内ユニットと室外ユニット間の配管長を7.5m、40mとした場合のシステムの挙動を図5.17に示す。なお、室内ユニットと室外ユニット間の配管長が7.5mと40mの場合では、蒸発器の出口過熱度を5℃とする冷媒循環量が異なることから、冷媒循環量の変化幅も異なる。変化の入力は、ステップ入力とした。

凝縮器、蒸発器とも、配管圧力損失を考慮した過熱度確保による冷媒循環量としているため、配管長の違いによる過渡的な挙動の違いは顕著ではなく、配管長によるシステムの遅れは確認できない。

また、室内ユニットと室外ユニット間の配管長が40mの場合は7.5mの場合と比べ、冷媒循環量が少なくなるため、冷房能力の変化幅は、小さくなる。

### (3) 冷媒循環量変化条件の影響

冷媒循環量の変化をステップ状に変化させた場合とランプ状に変化させた場合のシステム応答の違いについて検証した。ポンプユニットと室外ユニット間の配管長を4mとし、室内ユニットと室外ユニット間の配管長を7.5m、40mとした場合のシステムの挙動をそれぞれ図5.18、図5.19に示す。

図5.18および5.19より、冷媒循環量の変化をランプ状にすることに伴い、システムの挙動の遅れは、ステップ状の変化に比べ緩やかになっていることが確認できる。

ただし、ステップ状の変化においても、過渡的に過冷却度が確保できなくなることはなく、その他システムへの影響もランプ状に変化させるメリットは見当たらない。そのため、必要な冷房能力を早期に発揮するという観点では、室外送風機風量が増変した後に、冷媒循環量を増加させる場合は、速やかに循環量を増加させることが重要となる。

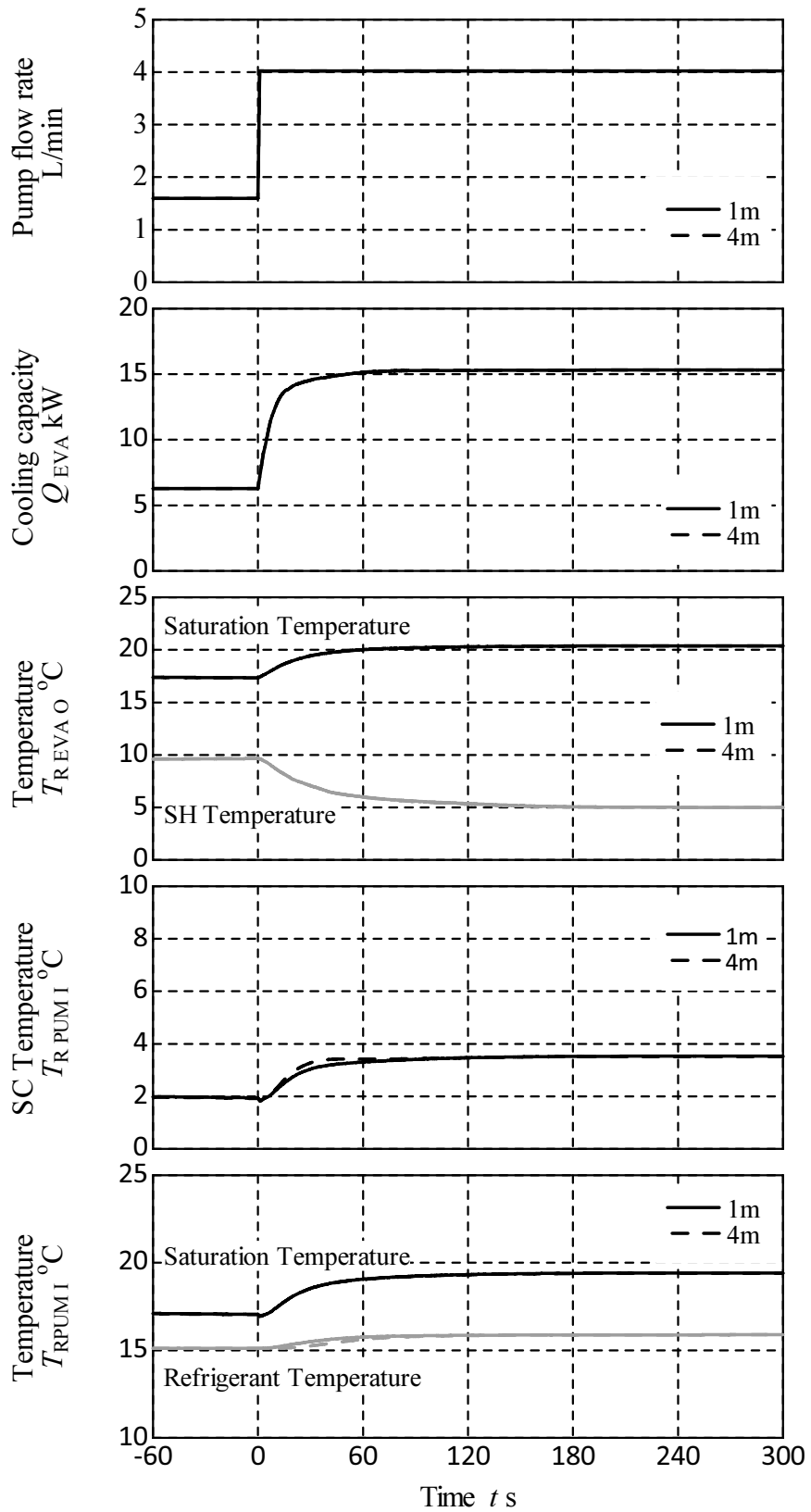


Fig. 5.16 Dynamic characteristic over change of pump flow rate  
(Influence of pipe length between Pump Unit and Outdoor Unit)

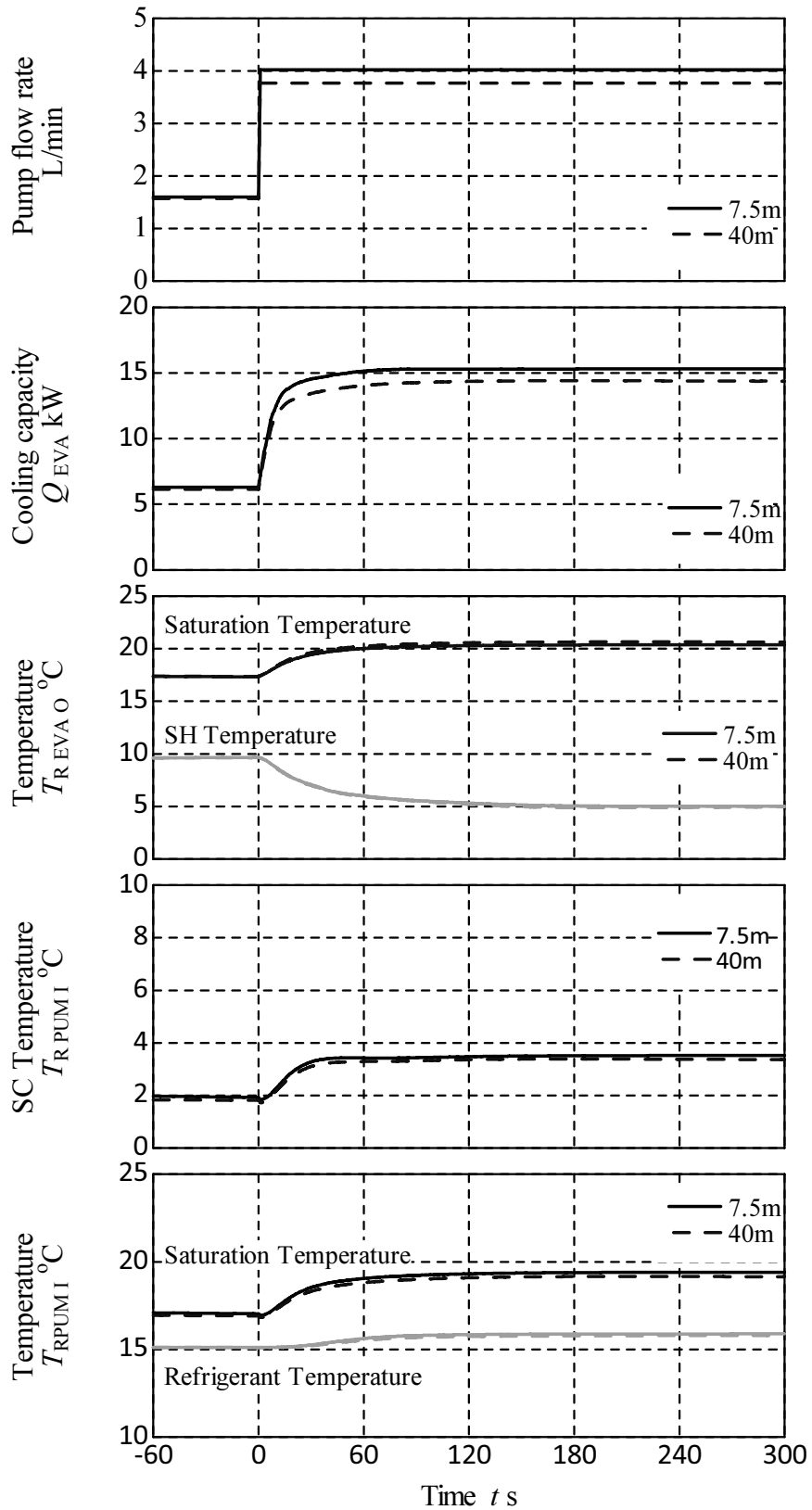


Fig. 5.17 Dynamic characteristic over change of pump flow rate (Influence of pipe length between Indoor Unit and Outdoor Unit)



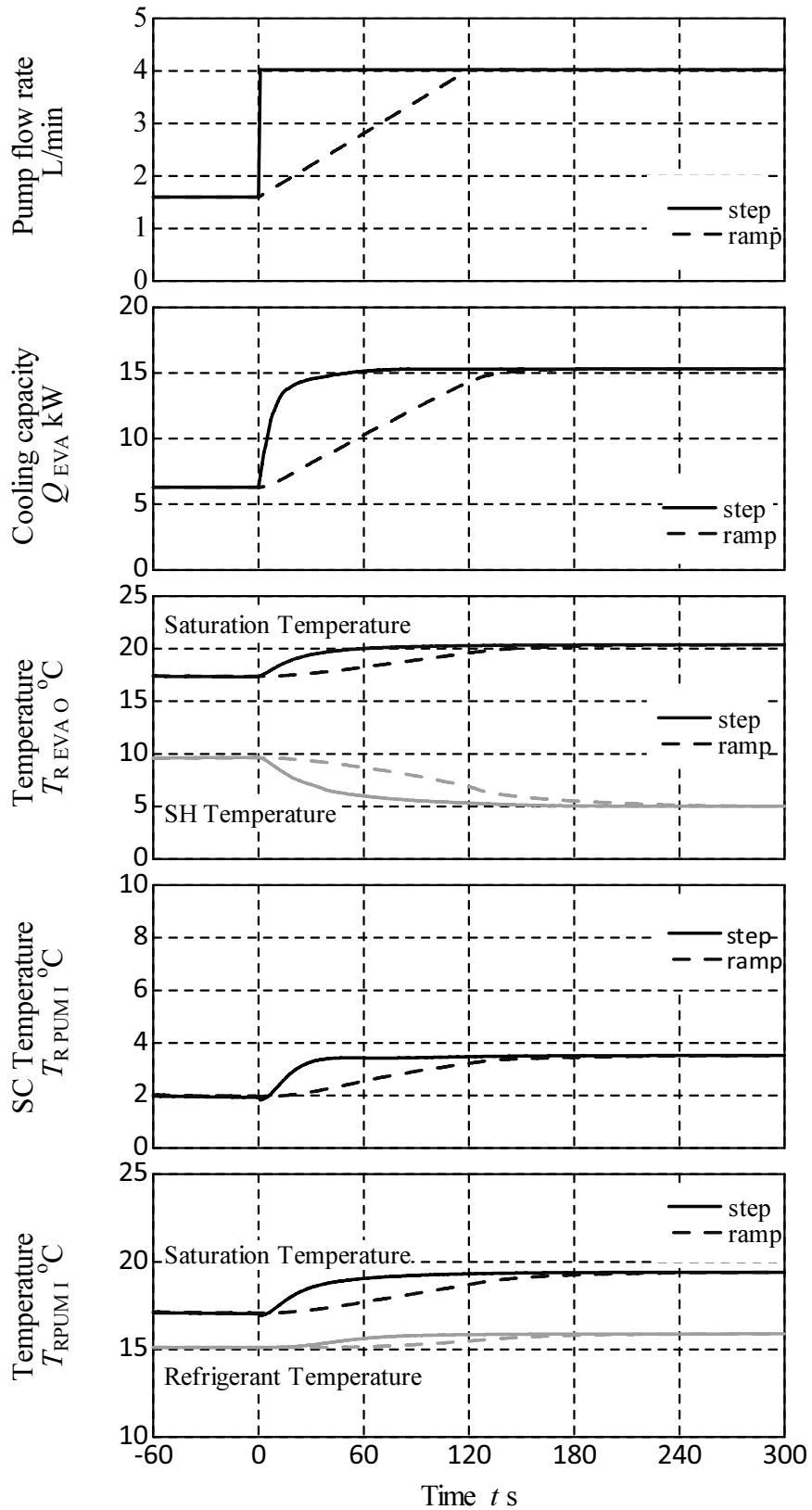


Fig. 5.18 Dynamic characteristic over change of pump flow rate  
(Influence of input type, pipe length between Indoor Unit and Outdoor Unit is 7.5m)

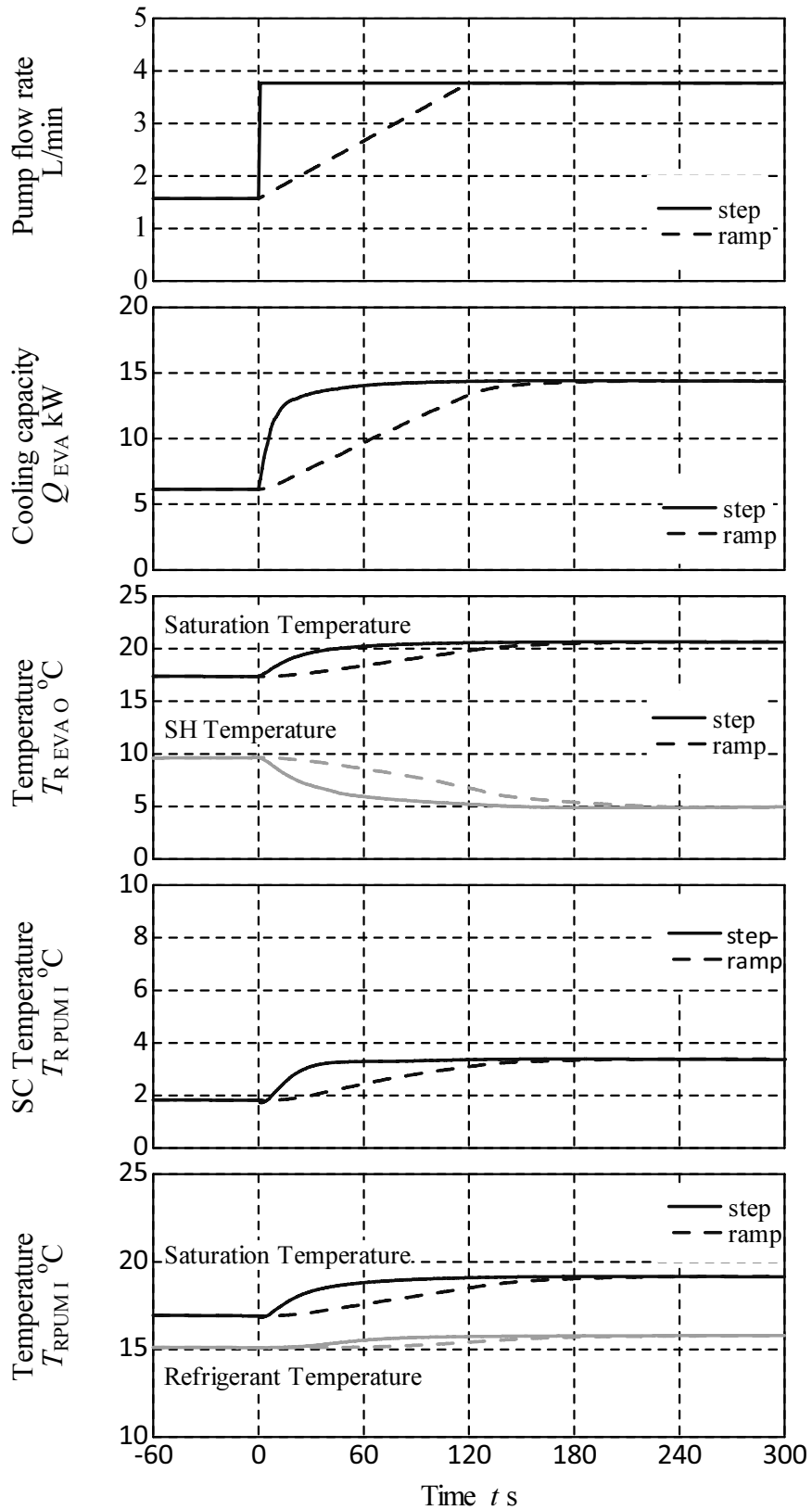


Fig. 5.19 Dynamic characteristic over change of pump flow rate  
(Influence of input type, pipe length between Indoor Unit and Outdoor Unit is 40m)

### 5.3.2 冷媒循環量減少

冷媒循環量の減少に対するシステムの挙動について解析を行う。解析条件を表 5.5 に示す。冷媒循環量を減少させる初期条件としては、室外送風機風量が 188m<sup>3</sup>/min の際に過熱度が 5℃となる流量とし、室外送風機風量が 47m<sup>3</sup>/min の際に過熱度が 5℃となる流量まで変化させる。

冷媒循環量の変化条件は、図 5.20 に示す通り、ステップ入力とランプ入力 (120sec) とした。また、その他のパラメータであるポンプユニットと室外ユニット間の配管長、および室内ユニットと室外ユニット間の配管長についても冷媒循環量を増加させた場合と同様に検証する。また、同様に室外送風機風量は定格風量で一定、外気温度は 15℃とした。

Table 5.5 Conditions

Outdoor temperature	15 °C
Indoor temperature	27 °CDB, 19°CWB
Air volume of outdoor unit	188 m <sup>3</sup> /min
Air volume of indoor unit	240 m <sup>3</sup> /min
Flow rate of refrigerant	4.02 l/min → 1.59 l/min ※ <sup>1</sup> 3.77 l/min → 1.57 l/min ※ <sup>2</sup>
Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	7.5 m , 40m
Refrigerant pipe length (Between Pump Unit and Outdoor Unit)	1 m , 4m
Vertical interval of Indoor Unit and Outdoor Unit	±0 m
※ <sup>1</sup> Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	: 7.5m
※ <sup>2</sup> Refrigerant pipe length (Between Indoor Unit and Outdoor Unit)	: 40m

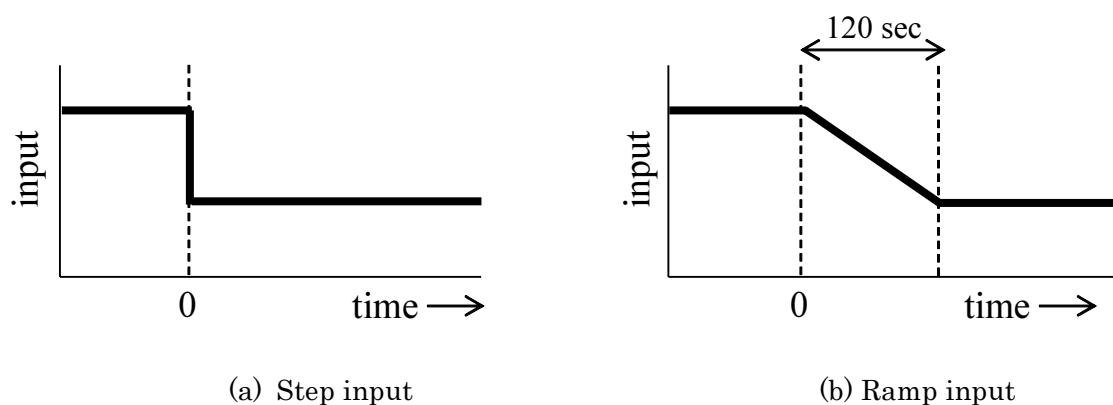


Fig. 5.20 Input type

### (1) ポンプユニットと室外ユニット間の配管長の影響

ポンプユニットと室外ユニット間の配管長の影響を検証する。室内ユニットと室外ユニット間の配管長を7.5mとし、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長を1m, 4mとした場合のシステムの挙動を図5.21に示す。なお、冷媒循環量の変化は、ステップ入力とした。

冷媒循環量が減少するという事は、相対的には、室外送風機風量が増加することになり、室外送風機風量を増加させた場合と似た傾向となる。いずれの長さにおいても、冷媒循環量が減少すると、凝縮器において空気側の影響が支配的になり、凝縮器での飽和温度（凝縮圧力）は、下がる傾向にある。飽和温度（凝縮圧力）が低下することにより、ポンプ吸い込み口の飽和温度（圧力）も低下する。なお、飽和温度（圧力）へのポンプユニットと室外ユニット間の配管長の影響はほとんどみられない。一方で、ポンプ吸い込み口の冷媒温度に着目すると、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長により、低下する傾向が異なる。このことから、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長が、凝縮器出口での冷媒温度の変化に対するポンプ吸い込み口の温度の遅れに影響していることがわかる。また、温度の伝播は、圧力の伝播よりも遅いため、飽和温度（圧力）の変化よりも冷媒温度の変化は遅くなるが、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長が4mの場合は、特に顕著に変化の遅れを確認できる。過冷却度については、飽和温度と冷媒温度の差になるが、圧力と温度の伝播速度の違いにより、一時的に低下する。一方で、1mの場合は、過冷却度が一時的に低下するほどの遅れは、発生していない。

蒸発器への影響としては、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長が1mと4mの違いによる応答の差はないことが確認できる。いずれの長さにおいても、凝縮器での飽和温度（凝縮圧力）に低下により、蒸発器の飽和温度（蒸発圧力）も低下する。飽和温度が低下し、空気との温度差が大きくなるが、冷媒循環量が減ったことで、過熱度が大きくなり、蒸発器面積を有効に活用できなくなり、蒸発器での交換熱量は低下する。

### (2) 室内ユニットと室外ユニット間の配管長の影響

室内ユニットと室外ユニット間の配管長の影響を検証する。ポンプユニットと室外ユニット間の配管長を4mとし、室内ユニットと室外ユニット間の配管長を7.5m, 40mとした場合のシステムの挙動を図5.22に示す。なお、冷媒循環量は、ステップ入力とした。

凝縮器においては、室内ユニットと室外ユニット間の配管長が40mの場合は、7.5mの場合と比べ、配管長が長くなったことに伴う配管圧力損失の増大により、飽和温度（凝縮圧力）は低くなる。なお、冷媒循環量を増加させた場合は、変化後の流量が蒸発器出口の過熱度を確保する流量であったことから、配管長が長くなったことによる配管圧力の増大の影響は見られなかったが、本検討では、冷媒循環量の変化後の流量は、ほぼ同等のため、配管長の影響がみられる。室内ユニットと室外ユニット間の配管長が40mの場合では、7.5mの場合と比べ、飽和温度の変化幅が大きくなったことに伴い、ポンプ入口の過冷却度の一時的な低下幅は大きくなる。

蒸発器においては、飽和温度（蒸発圧力）については、凝縮器と同様に、室内ユニッ

トと室外ユニット間の配管長が 40m の場合は、7.5m の場合と比べ、配管長が長くなったことに伴う配管圧力損失の増大により若干であるが、低下する。

冷房能力については、配管長が 40m、7.5m とともに冷媒循環量が減ったことで、過熱度が大きくなり、蒸発器面積を有効に活用できなくなり、蒸発器での交換熱量は低下する。

### (3) 室外送風機風量変化条件の影響

室外送風機風量の変化をステップ状に変化させた場合とランプ状に変化させた場合のシステム応答の違いについて検証した。ポンプユニットと室外ユニット間の配管長を 4m とし、室内ユニットと室外ユニット間の配管長を 7.5m、40m とした場合のシステムの挙動をそれぞれ図 5.23, 図 5.24 に示す。

図 5.23 および 5.24 より、室外送風機風量の変化をランプ状にすることに伴い、システムの挙動遅れは、ステップ状の変化に比べ大きくなっていることが確認できる。特に過冷却度の変化については、室内ユニットと室外ユニット間の配管長が 7.5m、40m 共に、一時的に低下することなく、緩やかに小さくなっている。このことから、冷媒循環量を減少させる場合は、ポンプ入口の過冷却度の一時的な低下を抑制するためには、冷媒循環量の変化を緩やかに行う必要がある。

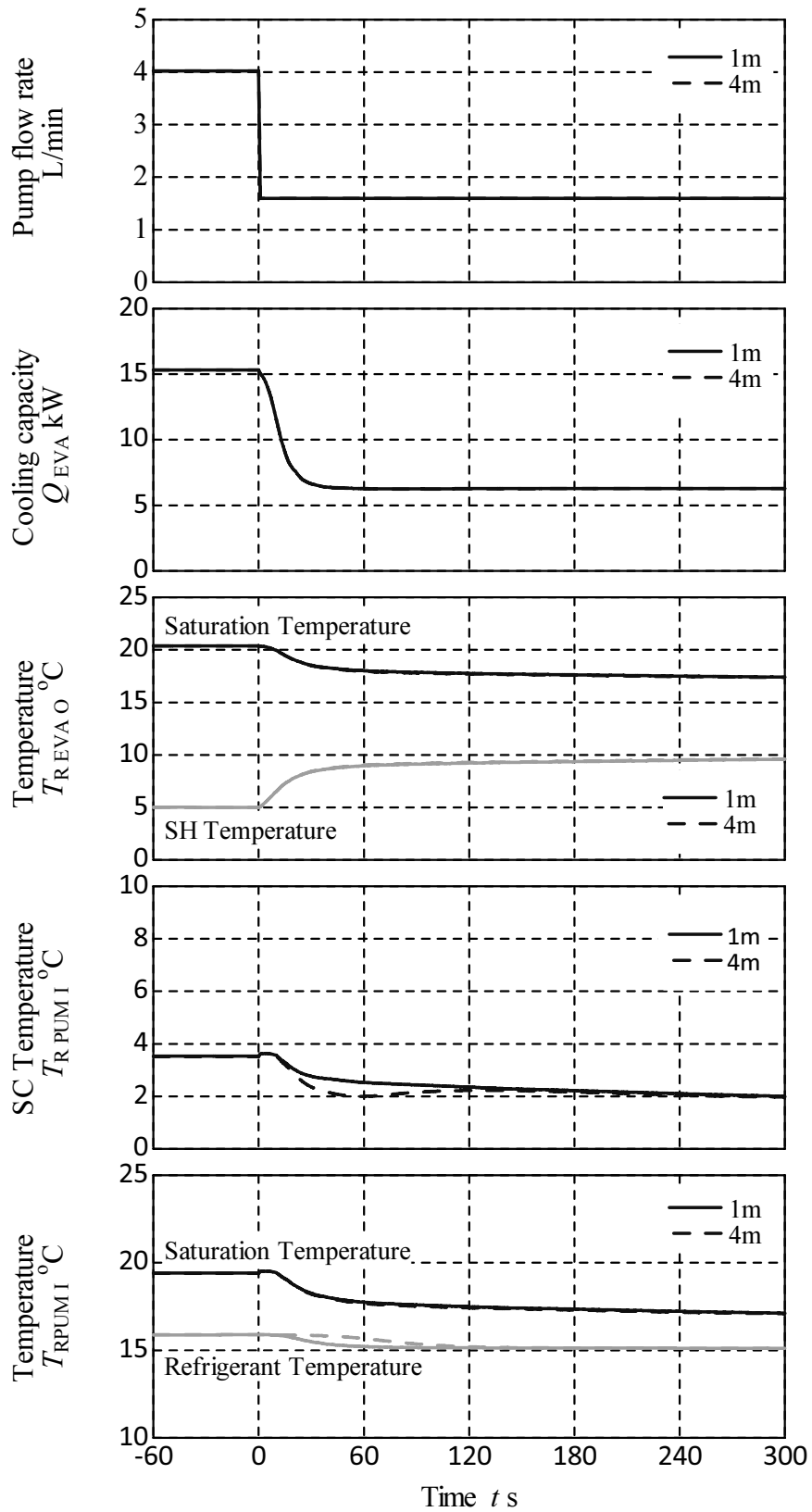


Fig. 5.21 Dynamic characteristic over change of pump flow rate (Influence of pipe length between Pump Unit and Outdoor Unit)

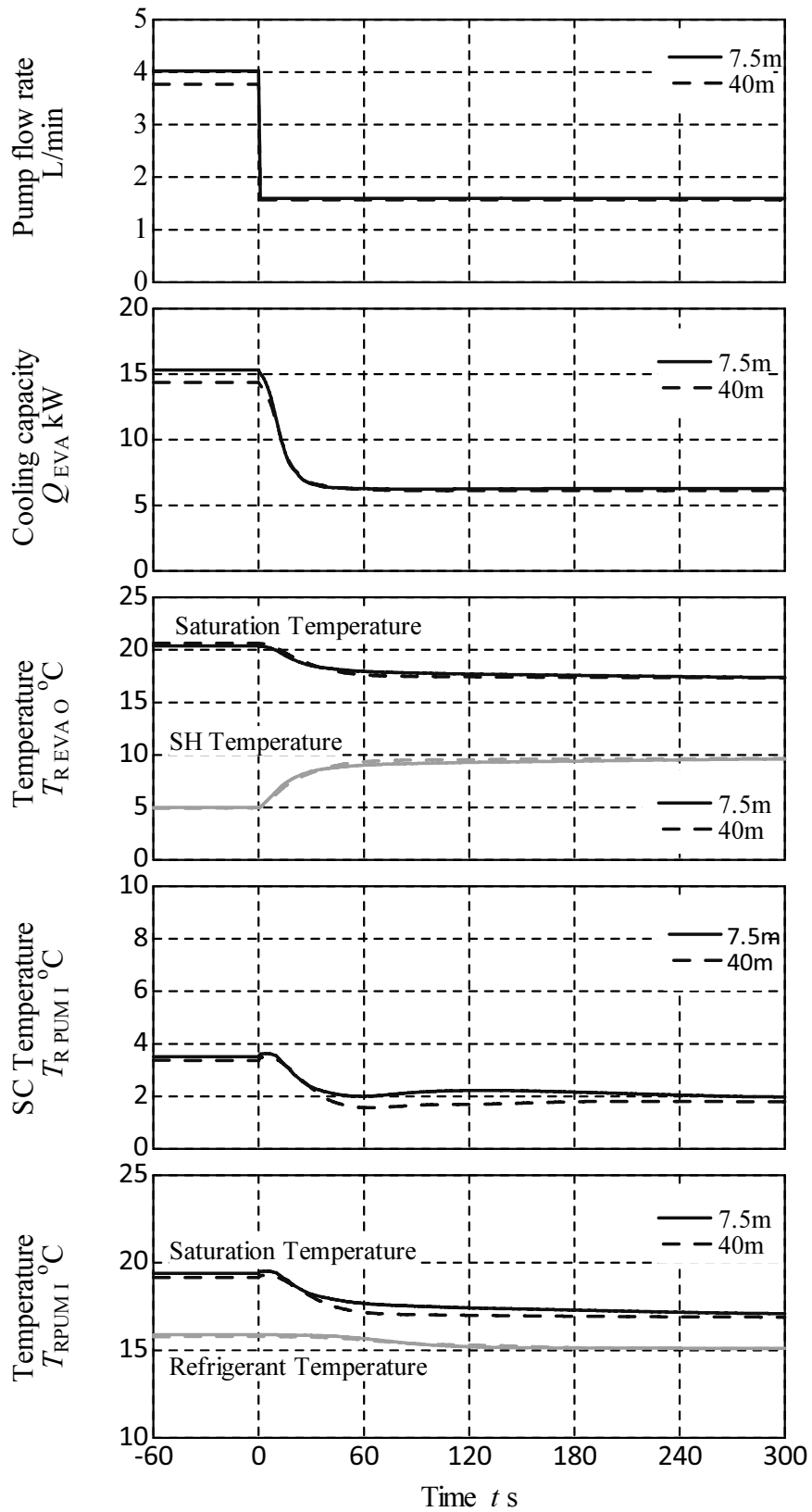


Fig. 5.22 Dynamic characteristic over change of pump flow rate (Influence of pipe length between Indoor Unit and Outdoor Unit)

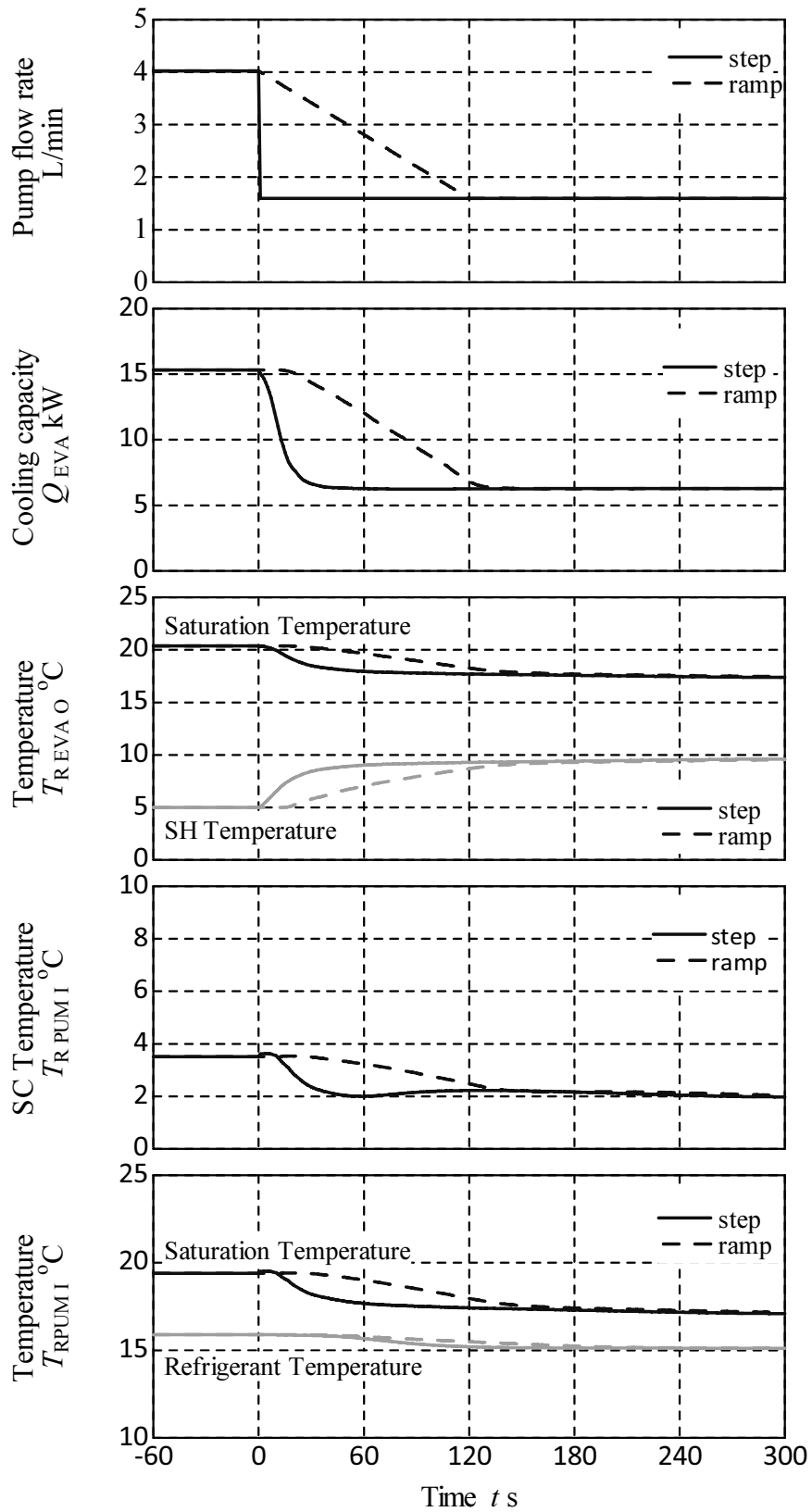


Fig. 5.23 Dynamic characteristic over change of pump flow rate  
(Influence of input type, pipe length between Indoor Unit and Outdoor Unit is 7.5m)



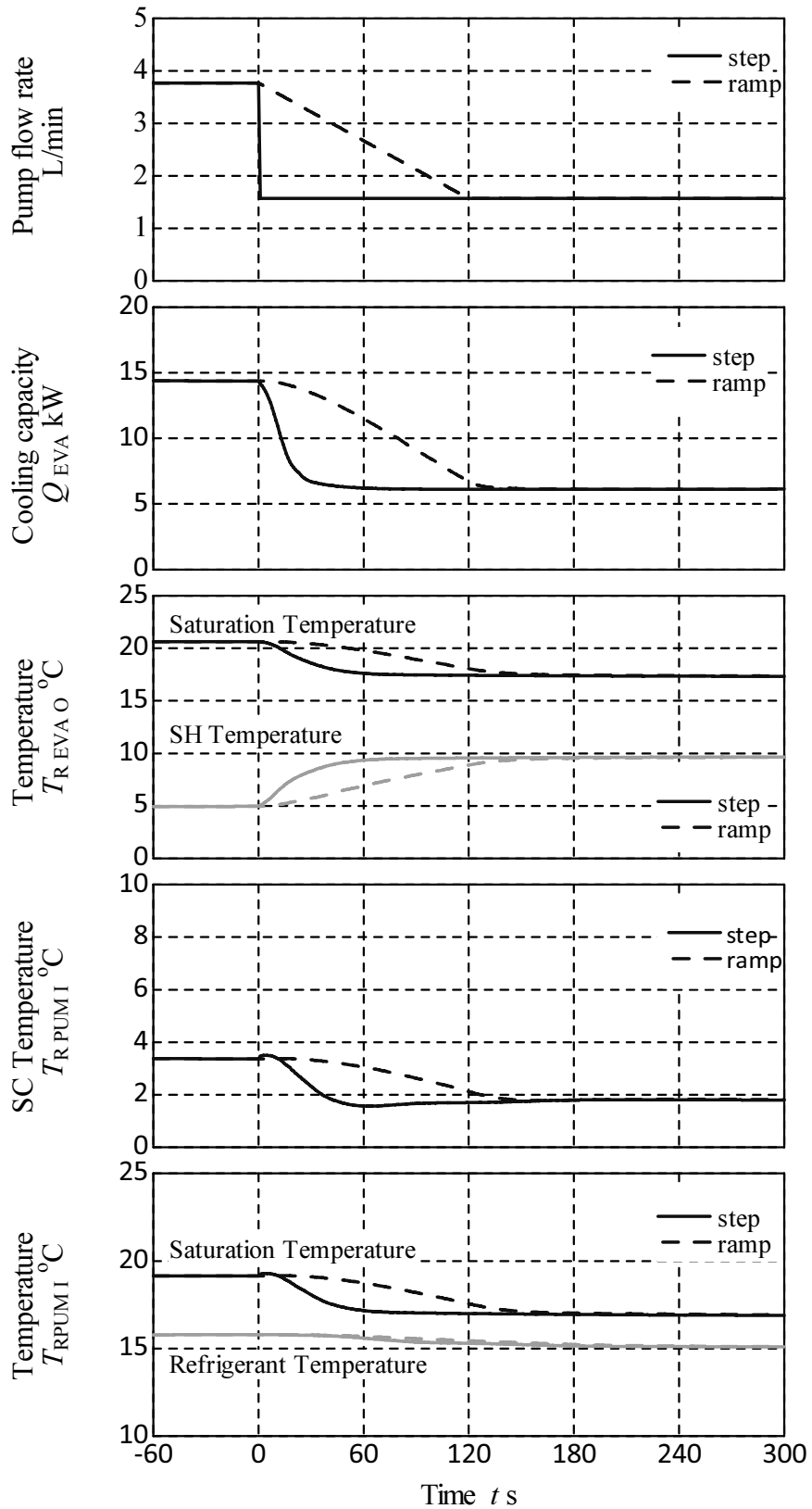


Fig. 5.24 Dynamic characteristic over change of pump flow rate  
(Influence of input type, pipe length between Indoor Unit and Outdoor Unit is 40m)

## 5.4 本章のまとめ

本章では、フリークーリングサイクルの動特性解析を行い、過渡状態におけるキャビテーションの発生を回避し、安定した冷房運転の実現に向けたシステム・制御設計指針を得た。以下に、本検証で得た知見を述べる。

- 室外送風機風量が増加する場合は、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長および室内ユニットと室外ユニット間の配管長が長くなるほど、ポンプ入口の過冷却度が一時的に大きく低下する。
- 室外送風機風量が増加する場合の変化幅を小さくし、変化時間を長くすることで、ポンプ入口の過冷却度の一時的な低下を抑制することができる。
- 冷房能力を増加させるために室外送風機風量が増加する場合は、併せて冷媒循環量も増加させる必要がある。
- 冷媒循環量が一定のまま、室外送風機風量が減少すると、ポンプ入口の過冷却度が確保できなくなる。変化時間を長くすることで、冷媒循環量が追従する時間を長くとることができる。
- 冷媒循環量の変化時間が、フリークーリングサイクルの過渡的な特性に与える影響を把握した。
- 室外送風機風量が増加し、過熱度が大きくなった後に、過熱度制御を行う想定とした場合、冷媒循環量をステップ状に増加させても、ポンプ入口の過冷却度は確保できる。
- 過熱度制御が所定の値に保たれている場合に冷媒循環量を減少させる場合は、ポンプ入口の過冷却度の一時的な低下を抑制するためには、冷媒循環量の変化を緩やかに行う必要がある。

## 6.フィールド評価と消費電力削減効果試算

## 6.1 概要

第4章および第5章で明らかにしたシステム制御指針を踏まえ、圧縮サイクルにフリークーリングサイクルを併用したハイブリッド型空調システムを実際に運用されているデータセンタに設置し、年間を通じたフィールドでの運転状態を評価する。フィールドでの評価は、特にサイクルの切り替えが年間を通じて適切に行われているか検証する。また、省エネルギー性能についても併せて評価する。

なお、本システムは、パッケージ空調機としての製品化後、日本全国各地に導入を予定している。そこで、導入効果を全国の気象データを使用して試算する。

## 6.2 フィールド評価

本空調機を北海道に立地する運用中のデータセンタに設置し、年間運転での運転サイクルの状態や、消費電力削減効果を検証する。

### 6.2.1 本空調機の切り替え制御

年間を通じた運用を行う上で、サイクルの切り替えが必要となる。本空調機のサイクル切り替え制御を表6.1に示す。圧縮サイクルからフリークーリングサイクルへは、外気温度が低下し室内との温度差が設定値以上となり、かつ冷房負荷をフリークーリングサイクルで処理出来ると判断した場合に切り替わる。フリークーリングサイクルから圧縮サイクルへは、外気温度の上昇により室内との温度差が設定値未満、空調機室内温度設定値以上または吹出温度設定値以上、冷媒ポンプ吸込側冷媒の過冷却度が一定値以下、ポンプ異常状態になった場合に切り替わる。

Table 6.1 Conditions of changing the cycles

(A and B and C)	A	The difference between the indoor temperature and the outdoor temperature degree is more than the definite value.
	B	The presumed cooling capacity at the pump cycle is more than the air-conditioning load.
	C	The pump unit is not a breakdown.
From the free cooling cycle to the compression cycle (D or E or F or G)	D	The difference between the indoor temperature and the outdoor temperature degree is less than definite value.
	E	The difference between a balloon temperature or an inhalation temperature and each set value is more than the definite value.
	F	The degree of sub cooling is less than definite value.
	G	The pump unit is a breakdown.

## 6.2.2 設置環境

本空調機が設置されたフロアの空調機は全部で4台設置されている。そのうち、2台が本空調機、残りの2台がフリークーリングサイクルを有しない圧縮サイクルのみの空調機である。

図 6.1～3 に空調機の設置状況を示す。室内ユニットはサーバ室に隣接する設備機械室に、室外ユニットおよびポンプユニットは直上フロアの屋外スペースに設置されている。また、表 6.2 に計測項目を示す。計測は2011年1月から12月までの1年間実施した。

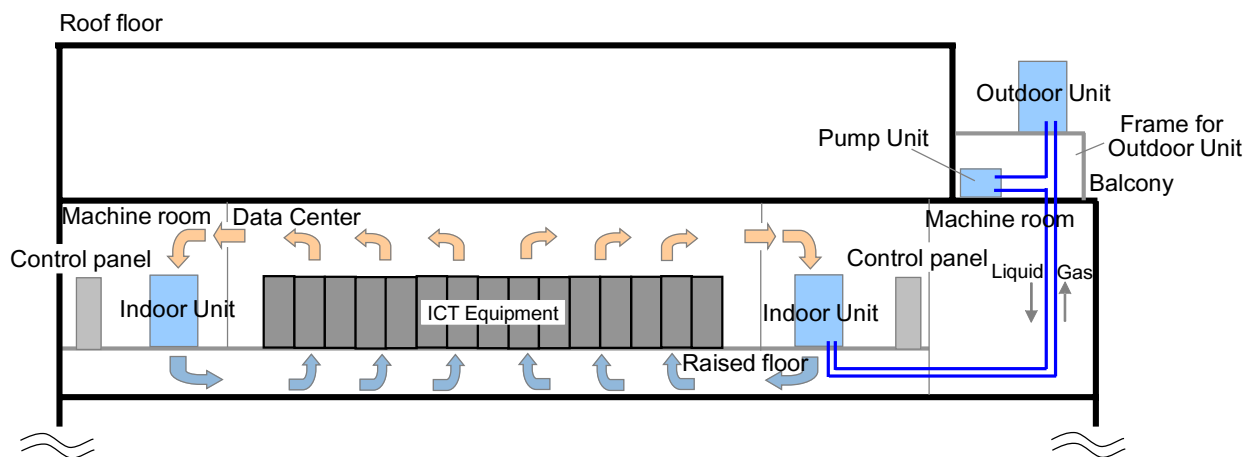


Fig. 6.1 The placement situation of the air conditioner



Fig. 6.2 Outdoor unit



Fig. 6.3 Pump unit

Table 6.2 Measurement items.

Measurement point	Unit
Power consumption	kW
Pump frequency	Hz
Compressor frequency	Hz
Indoor fan frequency	Hz
Power consumption	kW
Refrigerant temperature (Inlet and outlet of each unit)	°C
Refrigerant pressure (Inlet and outlet of each unit)	Pa
Air temperature (Intake air and supply air of each unit)	°C
Indoor air temperature	°C

### 6.2.3 空調機の運転状態

#### (1) 年間の運転状態

計測期間中の室内温度と外気温度を図 6.4 に示す。室内温度は平均 23°C で、年間を通して 20°C~25°C の範囲であり、ICT 装置の運用として適正な温度範囲で維持できていた。図 6.5 にサイクルの状態を示す。1 月と 12 月はフリークーリングサイクル、4~9 月は圧縮サイクル、2~3 月および 10~11 月は圧縮サイクルとフリークーリングサイクルが切り替わって運転していた。また、本計測では、1 年間のうち約 3 割がフリークーリングサイクルにて運転していた。これは、室内温度が約 23°C での運用における結果であり、サーバ室をこれよりも高い温度で運用すれば、ポンプサイクルで運転する時間の割合は更に多くなる。

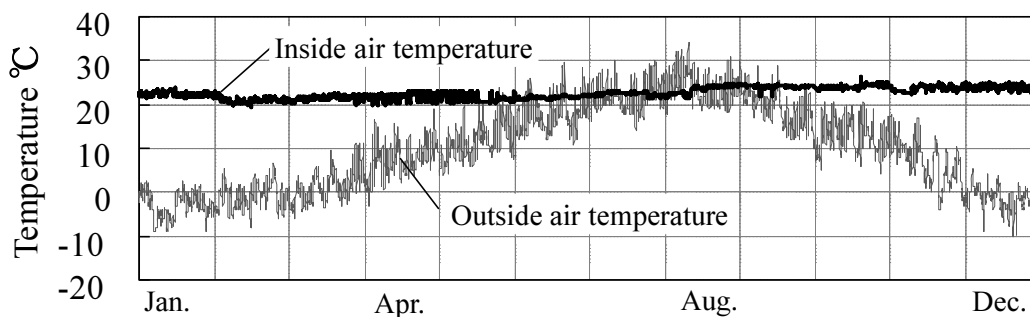


Fig. 6.4 Inside air temperature and Outside air temperature

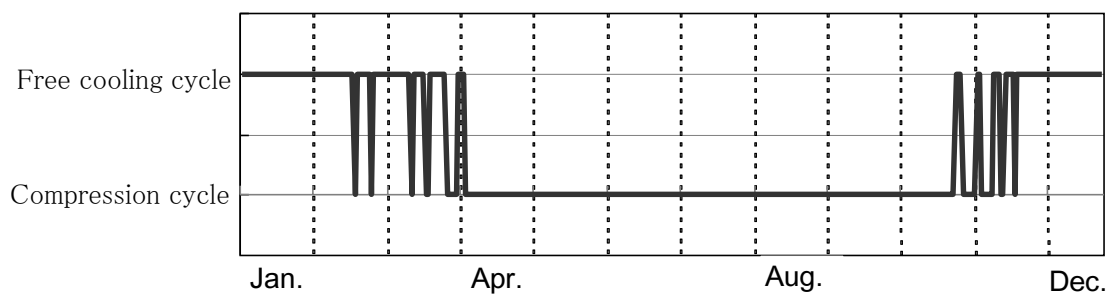
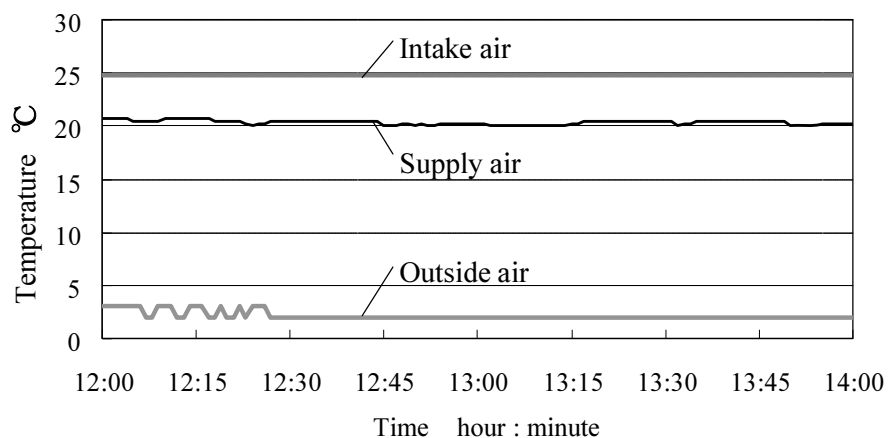


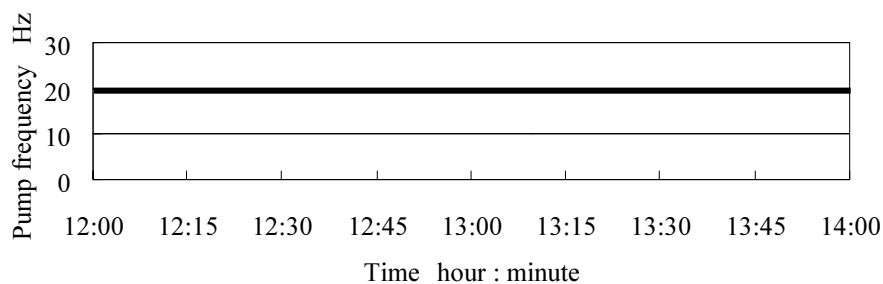
Fig. 6.5 Change of cycle

(2) ポンプサイクル時の運転状態

ポンプサイクル時における代表的な1日の空調機の運転状態を図 6.6 に示す。室内ユニットの吸込空気温度は約 25℃，ポンプ周波数は 20Hz で安定して運転していた。



(a) Temperature

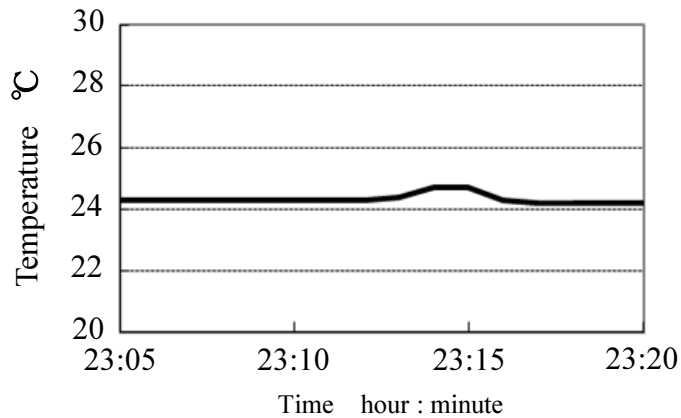


(b) Pump frequency

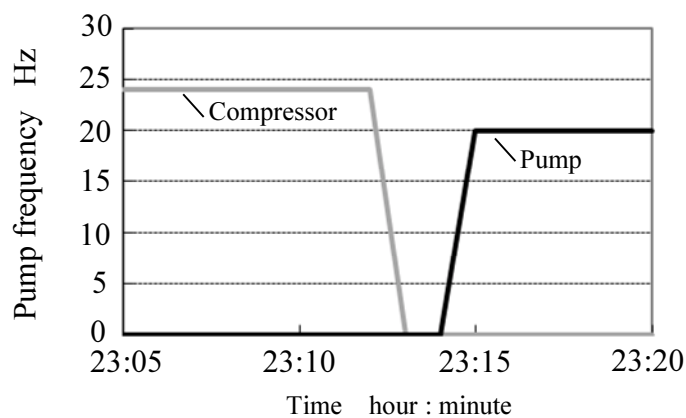
Fig. 6.6 Operating state of free cooling cycle (November 24)

### (3) サイクル切替時の運転状態

サイクル切替時の挙動として、圧縮サイクルからポンプサイクルに切り替わった10月31日の運転状態を図6.7に示す。圧縮機とポンプの両方が停止していた時間は約1.5分間であった。このサイクルの切替により、室内温度は約0.4℃上昇したが、これは年間の室内温度の変動範囲内であった。



(a) Temperature in data center



(b) Chang of cycle

Fig. 6.7 Temperature of the cycle when switching



#### 6.2.4 運転効率評価

図 6.8 に本空調機と一般電算機用空調機の総合 COP を示す。一般に、本空調機を含めた電算機用空調機は、オフィス用空調機と比べ、冷房能力あたりの室内送風機の風量が多いため、オフィス用空調機の総合 COP よりも小さくなる。図において、本空調機は外気温度が 8°C 以上では圧縮サイクルであり、このときの総合 COP はおおよそ 3~4 であった。また、外気温度が 8°C 未満ではフリークーリングサイクルであり、このときの総合 COP はおおよそ 4~5 であった。本空調機は、圧縮機のスクロールを非対象歯形し、過圧縮防止弁や DC モータを採用することで、圧縮効率の向上を図っている。このため、圧縮サイクルにおいても、本空調機の総合 COP は、一般電算機用空調機よりも高くなっている。また、本空調機の平均負荷率は 40% であった。

今後、負荷率が高くなることで、空調装置全体の消費電力に占める圧縮機やポンプなどの冷媒搬送系の割合が大きくなることで、冷媒搬送系の削減効果が大きくなり、総合 COP はさらに向上すると考えられる。

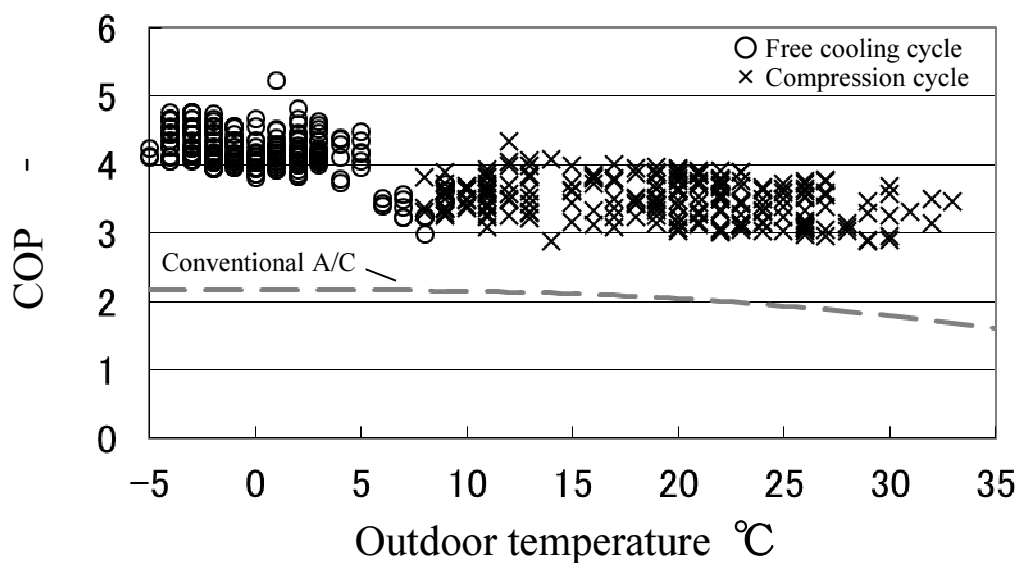


Fig. 6.8 Relationship of outdoor temperature and COP

### 6.2.5 消費電力削減量

図 6.9 に本空調機と一般電算機用空調機の 1 年間の消費電力量を示す。一般電算機用空調機の消費電力は、本空調機で計測した冷房能力を、図 6.8 の総合 COP で除した値として算出した。一般電算機用空調機の 1 年間の消費電力量を 1 とすると、本空調機は 0.54 となり、約 46% の消費電力量を削減すると推定できる。なお、前述したが、本空調機の平均負荷率は 40% であり、負荷率が高くなれば、冷媒搬送系の消費電力量の削減効果が大きくなることから、空調機としての消費電力削減効果は、さらに大きくなると考えられる。

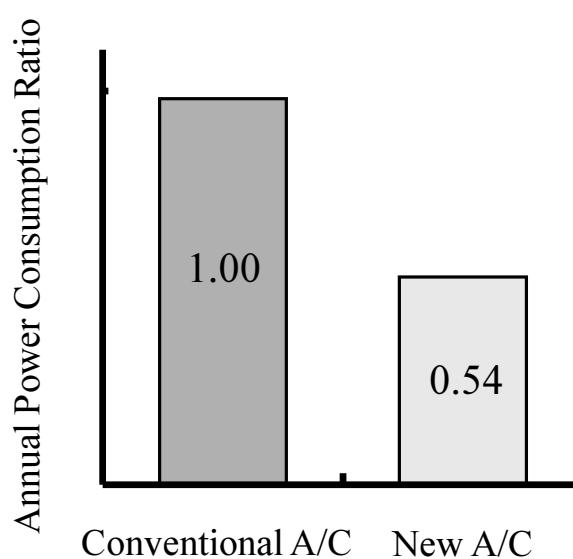


Fig. 6.9 Annual Power Consumption Ratio

### 6.3 消費電力削減効果

本空調機を実用化した後には、日本全国各地への情報通信用建物およびデータセンタへの導入を予定している。そこで全国の気象データを使用し、年間消費電力量により本空調機の導入効果を試算した。効果の評価方法としては、標準年気象データ<sup>76)</sup>を基に5℃刻みで作成した出現時間の外気温度の頻度分布と成績係数により、消費電力量を計算し、一般的な年間冷房型空調機と比較を行う。消費電力の算出条件を下記に示す。

- ・室内吸込空気温度：27°CDB/19°CWB
- ・室外吸込空気温度：各地域の標準気象データ
- ・冷媒配管長 7.5m
- ・負荷率 100%を想定

なお、空調機の外気温度に対するCOP（冷房能力／全消費電力）は、上記の条件に基づいて計測および算出されたメーカーの試験室でのデータ<sup>89)</sup>（図 6.10）を用いる。

本システムを導入した場合の全国主要都市における年間消費電力低減効果を図 6.11 に示す。低減効果は空調機 1 台当たりであり、付属の図は標準気象データの温度帯ごとの頻度分布である。一般的な空調機と比較し、東京における消費電力削減効果は 42%であり、札幌では 54%の低減であった。全国的に見れば、寒冷地では効果が大きく、南下するほど低減効果が小さくなるが、九州においても、低減効果は見込める。

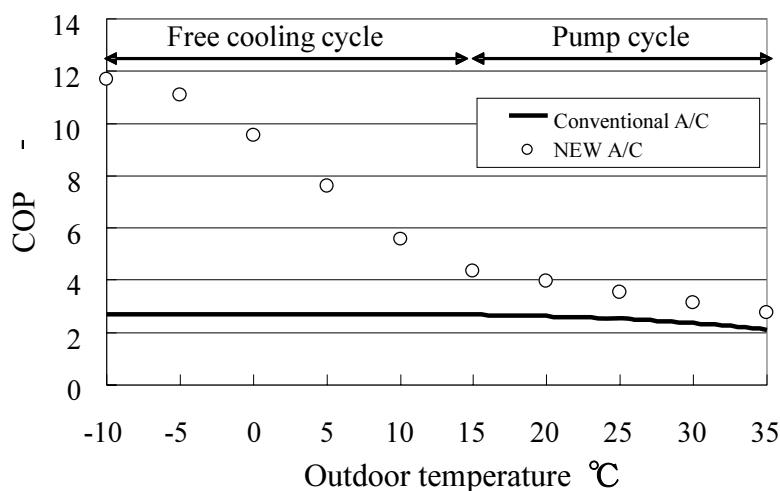


Fig. 6.10 COP

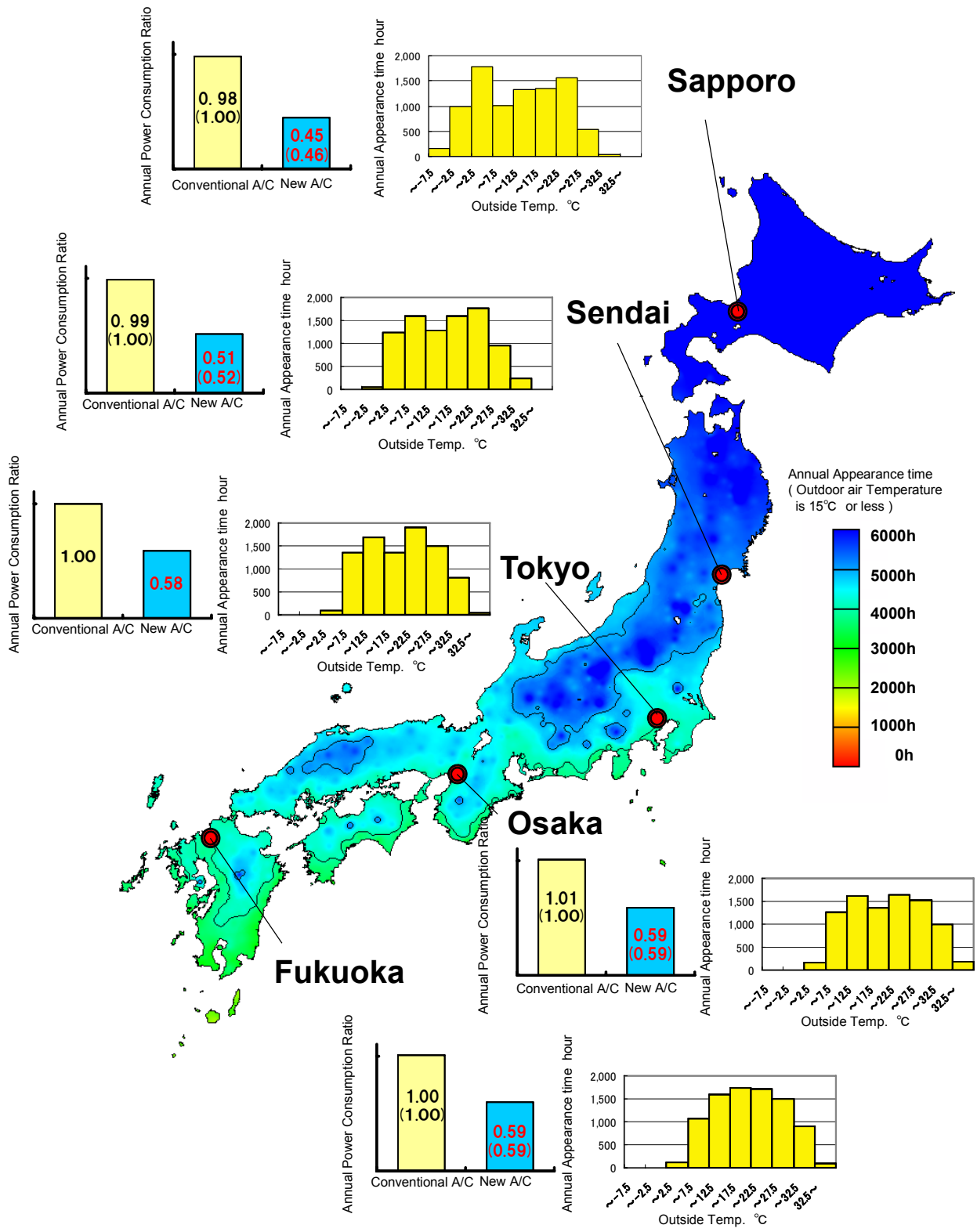


Fig. 6.11 Annual Power Consumption Ratio

## 6.4 CO<sub>2</sub>排出量低減効果

電力消費量低減に伴う、CO<sub>2</sub>排出量の原単位を 0.374[kg-CO<sub>2</sub>/kWh]と仮定して、東京における排出量を試算する。図 6.12 に示すように、45kW 相当の空調機 1 台当たり、一般的な空調機では、年間での CO<sub>2</sub> 排出量は 56.4[ton]であるのに対して、本空調機では 32.9[ton]であり、1 年間での CO<sub>2</sub> 排出量 23.5[ton]を低減できる。

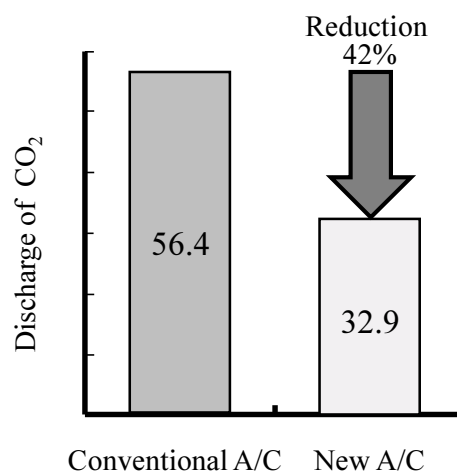


Fig.6.12 Discharge of CO<sub>2</sub>

## 6.5 本章のまとめ

本章では、実際に製作した従来の圧縮サイクルにフリークーリングサイクルを併用したハイブリッド型空調システム本空調機を運用中のデータセンタに設置し、年間を通じた運転データを分析することで、サイクルの切り替え動作と省エネルギー性を評価した。また、日本全国の気象データを基に導入効果を試算した。以下に、本章のまとめを述べる。

- 実際のデータセンタに設置した本空調機の運転データを分析した結果、本空調機によって、サーバ室内の温度を ICT 装置の運用として適正な範囲で維持できることを確認した。
- 圧縮サイクルとポンプサイクルのサイクル切替時における室温上昇は  $0.4^{\circ}\text{C}$  であり、ICT 装置の運用に影響ない程度であることを確認した。
- 計測した運転データより、本空調機の運転効率特性と、一般電算機用空調機に対する消費電力量の低減率を示した。
- 全国 5 都市において、一般電算機用空調機に対する本空調機の消費電力量の低減率を試算した。試算の結果、一般的な電算機用空調機に対し、東京における消費電力削減効果は 42% であり、札幌では 54% の低減であった。
- 空調機 1 台当たりの年間での  $\text{CO}_2$  排出量を一般的な電算機用空調機と比較した結果、23.5[ton]を低減できる。

## 7.結言

## 7.1 本論文のまとめ

本論文は、消費電力量の低減が強く求められているデータセンタにおける空調システムを対象に、低温外気利用による年間冷房型空調システムの高効率化への指針を得ることを目的とした研究結果を取りまとめたものである。まず、各章で得られた結論について述べる。

第1章「緒言」では、本研究に至る背景として、ICT装置を取り巻く技術動向およびICT装置の冷却に関する消費電力量の低減手法を示したうえで、年間冷房型空調システムの高効率化に向けた課題と共に既往の研究成果について述べ、本研究の目的を明らかにした。また、本論文の全体的な構成を示した。

第2章「外気冷房型空調システムの比較」では、個々に研究が進められてきたデータセンタを対象にした外気冷房型空調システムとして、水冷中央熱源方式（基準方式）、中央熱源方式と直接外気冷房の併用型、間接外気冷房（水方式）の併用型、間接外気冷房（低圧力比方式）のパッケージ型空調機の4つのシステムを対象に、その運用条件を精査したうえで、各方式の消費電力量の低減効果を解析により検証した。

運用条件の精査の中で、中央熱源方式に直接外気冷房を併用する場合は、加湿を行わない範囲で、外気を取り入れることで、消費電力量の低減効果は大きくなることを示した。また、中央熱源方式に間接外気冷房（水方式）を併用する場合は、冷却塔を200%（冷凍機の必要冷却塔容量の2倍）とすることで、消費電力量の低減効果は大きくなることを示した。上記4つのシステムについて、気象条件の異なる4地域で年間消費電力量を比較した結果、各地点とも間接外気冷房（低圧力比方式）のパッケージ型空調機が最も少なくなることを明らかにした。

第3章から第6章は、更なる年間での消費電力量の低減に向けて、一台の機器で、従来の圧縮サイクルに、圧縮機よりも大幅に小さい動力で冷媒を搬送できるフリークーリングサイクルを併用したハイブリッド型空調システムを対象とした。ハイブリッド空調システムの実用化に向けては、設置環境や運用環境に応じて、フリークーリングサイクルにおける冷媒ポンプのキャビテーションを回避するシステム設計や圧縮サイクルとフリークーリングサイクルを適切に切り替える制御設計の実現が必要になる。本研究では、本システムの実用化に向け、高精度な数理モデルを構築し、システムの詳細な特性を解析し、システム・制御設計指針を得た。

第3章「フリークーリング併用型ハイブリッド空調システム」では、ハイブリッド空調システムの実現に向けたシステム設計の検討、詳細な性能評価、および、制御設計のベースとなる特性解析に必要な高精度数理モデルを構築した。さらに構築した数理モデルの妥当性を検証すると共に実験的にも所要の性能が得られることを検証するため、実



際に機器を製作し、実際の運用環境を模擬した試験室に機器を設置し、詳細な実験を行った。定常状態および過渡状態におけるシミュレーション結果と実験結果を比較することで、シミュレーションにより実機の運転挙動を推定できていることを確認し、構築した数理モデルが妥当であることを示した。

第4章「フリークーリングサイクルの静特性解析」では、妥当性が確認された数理モデルを用いて、各操作量および外乱に対するパラメータスタディを行い、定常状態でのシステムの特性を解析した。冷媒循環量については、フリークーリングサイクルには、冷房能力、COP が最も大きくなる冷媒循環量が外気温度に応じて存在することを示すことで、本システムの効率的な運用の実現に向けては、冷媒循環量制御が必要であることを示した。また、冷媒循環量制御のもと、室外送風機風量を操作することで、システムの冷房能力の制御が可能であることを明らかにするとともに、ポンプ入口の過冷却度への影響は、室外送風機風量が大きいくほど、過冷却度は小さくなることを示した。室内送風機動力は、システム全体の消費電力に占める割合が大きく、COP に大きく影響を与えるため、効率的なシステム運用においては、室内送風量を適正にする必要があることを示した。外気温度の変化は、フリークーリングサイクルの冷房能力や、ポンプ入口の過冷却度に大きく影響を与え、ポンプ入口の過冷却度は、外気温度が高いほど小さくなる。また、冷房能力やポンプ入口の過冷却度を確保するためには、外気温度と室内温度との温度差の確保が必要となることを示した。室内温度については、室内温度が高いほど、冷房能力は大きくなり、ポンプ入口の過冷却度は、室内温度が低いほど小さくなることを明らかにした。なお、室内温度を緩和することで、フリークーリングサイクルの導入効果を大きくすることができることを明らかにした。

第5章「フリークーリングサイクルの動特性解析」では、妥当性が確認された数理モデルを用いて、操作量である室外送風機風量と冷媒循環量を変化させた場合のフリークーリングサイクルの応答を解析し、過渡的な制御に対する検討を行った。まず、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長および室内ユニットと室外ユニット間の配管長が、フリークーリングサイクルの過渡的な特性に与える影響を示した。次に、室外送風機風量の変化幅および変化時間が、フリークーリングサイクルの過渡的な特性に与える影響を示した。室外送風機風量が増加する場合は、ポンプユニットと室外ユニット間の配管長および室内ユニットと室外ユニット間の配管長が長くなるほど、ポンプ入口の過冷却度が一時的に大きく低下することを明らかにした。また、室外送風機風量が増加する場合の変化幅を小さくし、変化時間を長くすることで、ポンプ入口の過冷却度の一時的な低下を抑制することができることを示した。冷房能力を増加させるために室外送風機風量が増加する場合は、併せて冷媒循環量も増加させる必要があることを示すと同時に冷媒循環量が一定のまま、室外送風機風量が減少すると、ポンプ入口の過冷却度が確保できなくなるが、変化時間を長くすることで、冷媒循環量が追従する時間を長くすることができることを示した。

一方、冷媒循環量の変化については、冷媒循環量の変化時間が、フリークーリングサイクルの過渡的な特性に与える影響を示し、室外送風機風量が増加し、過熱度が大きくなった後に、過熱度制御を行う想定とした場合、冷媒循環量をステップ状に増加させても、ポンプ入口の過冷却度は確保できることを明らかにした。また、過熱度制御が所定の値に保たれている場合に冷媒循環量を減少させる場合は、ポンプ入口の過冷却度の一時的な低下を抑制するためには、冷媒循環量の変化を緩やかに行う必要があることも明らかにした。

第6章「フィールド評価と消費電力削減効果試算」では、実際に運用されているデータセンタにハイブリッド型空調システムを設置し、年間を通じた運転データを分析することで、サイクルの切り替え動作と省エネルギー性能を評価した。実際のデータセンタに設置した本空調機の運転データを分析した結果、本空調機によって、サーバ室内の温度を ICT 装置の運用として適正な範囲で維持できることを確認した。圧縮サイクルとポンプサイクルのサイクル切替時における室温上昇は  $0.4^{\circ}\text{C}$  であり、ICT 装置の運用に影響ない程度であることを確認した。計測した運転データより、本空調機の運転効率特性と、一般電算機用空調機に対する消費電力量の低減率を示した。また、気象データを基に、全国5都市において、一般電算機用空調機に対する本空調機の消費電力量の低減率を試算した。試算の結果、一般的な電算機用空調機に対し、東京における消費電力削減効果は42%であり、札幌では54%の低減であった。空調機1台当たりの年間でのCO<sub>2</sub>排出量を一般的な電算機用空調機と比較した結果、23.5 ton 削減できることを示した。

本論文では、情報通信建物やデータセンタなどで運用されている年間冷房型空調システムの高効率化の手段として、低温外気の利用に着目し、種々ある低温外気利用方式の運用条件を精査する共に、導入効果を試算し比較検討することで、低温外気利用する際の指針を得ることができた。また、更なる年間での消費電力量の低減に向けて、一台の機器で、従来の圧縮サイクルにフリークーリングサイクルを併用したハイブリッド型空調システムの詳細な特性を明らかにし、制御指針を示すと共に、導入効果の試算も行い、システムの有効性を示した。

情報通信分野における消費電力量は需要の高まりから今後も増加傾向にあると予想されるが、そのおおよそ半分を占める空調の消費電力を大幅に低減することは、情報通信分野全体のエネルギー消費量およびCO<sub>2</sub>排出量の低減に大きく貢献することができる。

また、本論文で検証したフリークーリングサイクルの熱搬送技術は、情報通信分野に限らず、年間を通して冷房、冷却する空調や冷凍分野において広く活用が見込まれ、有用性は高い。例えば、高発熱装置を設置するクリーンルームやIT機器の普及率が高いオフィスでは冬季も冷房運転であり、コンビニエンスストアやスーパー等で設置されている冷凍・冷蔵用空調機は当然冬季も使用する。これらの用途において、今回開発したフリークーリングサイクルの技術は適用でき、消費電力の低減が期待される。

## 7.2 今後の展望

本研究では、情報通信用建物やデータセンタの消費電力低減に向けて、低温外気利用による空調システムの高効率化に関して検証を行った。情報通信分野で消費される電力量は、今後も増加すると予想され、継続的な取り組みが必要になる。

今回の研究では、低温外気利用による空調システムの高効率化に着目したが、年間を通じた空調システムの消費電力低減には、高外気温度時の効率向上も重要となってくる。具体的な例としては、膨張弁でのエネルギーロス低減、圧縮機動力の低減も可能なエゼクタであったり、冷房に寄与しないガス冷媒を圧縮過程の途中で注入するインジェクション技術などがあり、年間冷房型の空調システムの特徴に合致した制御技術の確立が重要となる。

また、データセンタ全体の消費電力の大幅低減に向けては、空調システムの取り組みのみならず、ICT装置側との関係も不可欠である。例えば、ICT装置を安定して運用できる温度を高くすることで、より長い期間、外気を利用した空調が可能となり、ICT装置の冷却に必要な消費電力量を低減できる。究極的には、年間を通じて圧縮機を利用せず、外気のみでの冷却である。しかし、そのためには、ICT装置の高温耐力の向上などが必要であり、空調システムのみでの取り組みでは実現できず、ICT装置側との関係が必要になる。さらに、今後は、空調システムの高効率化に取り組むことに加え、情報通信用建物やデータセンタの施設レベルでの運用最適化にも取り組む必要があると考える。現状では、ICT装置と電力をICT装置や空調システムに供給する給電システム、ICT装置を冷却する空調システムは、個々に制御されており、施設レベルでの最適な運用にはなっていない。そこで、施設全体での最適な運用を行うため、ICT装置と給電システム、空調システムを統合的に制御する、連係制御技術の確立することで、大幅な消費電力量の削減が期待できる。

ICT装置の発熱量の増加という観点からは、高発熱なICT装置の冷却を空気で行う場合、大量の冷気を空調機からICT装置まで搬送する必要があり、送風動力が大きくなるという問題がある。解決手段の一つとしては、一般的に用いられている空気による冷却ではなく、液体を用いた冷却技術が考えられる。液体で冷却することで、空気の搬送動力を低減でき、効率的な冷却が可能となる。しかし、液体でICT装置を冷却するためには、ICT装置側の対応と共に、ICT装置と冷却システムのインターフェース技術の確立が課題となる。

今後は、空調分野に留まらず、他分野の技術動向を踏まえながら、上記の技術を組み合わせ、発展させていくことが、必要不可欠と考える。

## 参考文献

- 1) Ministry of Economy, Trade and Industry, Japan Green IT Conference 2008 (2008)
- 2) 田中憲光, 馬場崎忠利, データセンター内における直流給電, 電気学会誌, Vol.130, No.5 (2010), pp.289-292
- 3) 廣瀬圭一, 直流技術と応用の動向, 電気学会論文誌(B), Vol.131, No.4 (2011), pp.358-361
- 4) ASHRAE TC9.9, Datacom Equipment Power Trends and Cooling Applications (2005), pp15-27,
- 5) ASHRAE TC9.9, Datacom Equipment Power Trends and Cooling Applications (Second Edition) (2012), pp35-50
- 6) 羽山広文, 渡邊均, データセンター用空調システムの信頼性評価, 電子情報通信学会技術研究報告(R), Vol.112, No.160 (2012), pp.23-26
- 7) 羽山広文他, データセンターの機器冷却特性と空調効率に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, Vol.74, No.640 (2009), pp.721-728
- 8) 二渡直樹他, ICT 機器の冷却特性を考慮した空調システム効率の予測手法に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (2012), pp.1237-1238
- 9) 中尾正喜他, 高発熱機器室用空調気流方式の研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No.54 (1994), pp.77-88
- 10) 諏訪好英, データセンターにおける空調気流方式の高効率化に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, Vol.76, No.663 (2011), pp.501-508
- 11) 土屋貴史他, 天井吹出し天井吸込み方式データセンターのための実大模型実験と空調条件の影響の把握, 空気調和・衛生工学会論文集, No.190(2013), pp.1-10
- 12) 土屋貴史他, データセンターの最適空間のための実大模型実験 -異なる空調方式における気流分布の比較-, 空気調和・衛生工学会論文集, No.200 (2013), pp.19-26
- 13) M. Takahashi, et al., Aisle-capping Method for Airflow Design in Data Centers, INTELEC 2008 (2008), 10.3
- 14) 粕谷敦他, データセンターにおける床吹出空調の適正化に関する検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (2013), pp.1301-1302
- 15) Mukesh K. Khattar, Data Center Retrofit (Heat Containment and Airflow Management), ASHRAE Journal, Vol.52, No.12 (2010), pp.40-49
- 16) Mitch Martin, et al., High-Density Heat Containment, ASHRAE Journal, Vol. 49, No.10 (2007), pp.38-43
- 17) Davis Wilson, Cooling System Design for Data Centers Utilizing Containment Architecture, ASHRAE Transactions, vol.118, Part 1 (2013), pp.415-419
- 18) K. Kimura, et al., Method for Predict of thermal Environment in Data Centers, Refrigeration, Vol.87, No.1019 (2012), pp.646-651
- 19) 海老原克司, 気流制御によるサーバールームの省エネと安定運用の両立について, B E 建築設備, Vol.64, No.748 (2013), pp.41-48

- 20) 宗像誠之, 省エネデータセンター, 日経ビジネス, No.1683 (2013), pp.134-137
- 21) 岡本藍, 外気冷房でコスト削減狙う, 日経アーキテクチャ, No.942 (2010), pp.60-63
- 22) 山中敦, データセンターにおける外気冷房システムを用いた省電力空調システム, 空気調和・衛生工学会誌, Vol.84, No.5 (2010), pp.37-42
- 23) K. Tojo, Latest Technology Trend of A/C and Refrigerating Compressors, Refrigeration, Vol.87, No.1022 (2012), pp.831-839
- 24) K. Tojo, History of A/C and Refrigerating Compressors, Refrigeration, Vol.85, No.995 (2010), pp.717-723
- 25) 澤井清 他, 空調用 R410A スクロール圧縮機の高効率化に関する実験的研究 - 第 1 報: 圧縮室へのオイル供給量が性能に及ぼす影響の検討-, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.24, No.3 (2007), pp.265-272
- 26) 澤井清 他, 空調用 R410A スクロール圧縮機の高効率化に関する実験的研究 - 第 2 報: 圧縮室への給油方式の変更による高効率化-, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.26, No.4 (2009), pp.387-395
- 27) 松島正年 他, 全密閉形ロータリ圧縮機の高効率化の研究, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.18, No.1 (2001), pp.39-50
- 28) 篠原正明, 空調機用送風機の高効率化, 空気調和・衛生工学会誌, Vol.79, No.12 (2005), p. 1091
- 29) 馬場和彦 他, 空調機用モータ・インバータの高性能化技術, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.24, No.1 (2007), pp.1-12
- 30) 藤井哲 他, 水平内面螺旋溝付管内の純冷媒 HCFC22 の蒸発熱伝達の実験, 日本機械学会論文集(B 編), Vol.59, No.562 (1993), pp.2035-2042
- 31) 党超鋌 他, 細管を用いたチューブフィン熱交換器の研究, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.18, No.2 (2001), pp.143-151
- 32) 椿耕太郎 他, クロスフィンチューブ熱交換器におけるフィンカラー形状が伝熱性能に及ぼす影響, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.24, No.4 (2007), pp.423-430
- 33) S. Nakayama, High Efficiency Techniques for Packaged Air Conditioners, Refrigeration, Vol.80, No.933 (2005), pp.580-583
- 34) 酒井逸朗, 空調用冷凍機をつりあい点の解析, 日本機械学会論文集(第 2 部), Vol.33, No.246 (1967), pp.249-256
- 35) 福島敏彦, 宮本誠吾, 蒸気圧縮式冷凍サイクルの動的挙動解析, 日本冷凍協会論文集, Vol.2, No.2 (1985), pp.111-123
- 36) 畠崎史武 他, 圧縮式ヒートポンプのシミュレーションモデル, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.58, No.556 (1992), pp.3760-3765
- 37) 大内田聡 他, 空調用冷凍サイクルのモデル化とシミュレーション, 日本機械学会論文集(B 編), Vol.74, No.742 (2008), pp.1419-1426
- 38) 畠崎史武, 松岡文雄, 非共沸混合冷媒を用いた蒸気圧縮式冷凍サイクルの動的性計算モデル第 1 報 非共沸混合冷媒に対応した汎用計算モデル, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.18, No.3 (2001), pp.321-330

- 39) 畝崎史武, 松岡文雄, 非共沸混合冷媒を用いた蒸気圧縮式冷凍サイクルの動的性計算モデル 第2報 組成変化の動特性解析, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.18, No.3 (2001), pp.331-339
- 40) 平良繁治 他, HFC系混合冷媒を用いた蒸気圧縮式ヒートポンプシステムの性能評価, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.18, No.1 (2001), pp.73-83
- 41) 大野慶祐 他, 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, Vol.30, No.4 (2013), pp.389-399
- 42) 小金井真 他, IT複合情報処理施設における外気冷房システムの研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No.167 (2011), pp.11-19
- 43) 山口巖 他, 高密度サーバールームにおける外気冷房システムの研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集(2013), pp.997-998
- 44) 藤本貴行 他, データセンタ電力利用効率を向上する外気冷房技術の検証, 空気調和・衛生工学会論文集, No.201 (2013), pp.19-25
- 45) ASHRAE TC9.9, 2011 Gaseous and Particulate Contamination Guidelines For Data Centers (2011)
- 46) 豊原範之 他, 外気冷房を導入したデータセンターの運用実績調査に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (2013), pp.1297-1298
- 47) 二渡直樹 他, 外気冷房を導入したサーバ室のエネルギー消費特性の予測, 日本建築学会大会学術講演梗概集(2013), pp.1299-1300
- 48) 竹内仁哉 他, 自然換気併用型データセンターにおける省エネルギー効果に関する研究 (その1~3), 日本建築学会大会学術講演梗概集(2012), pp.769-774
- 49) 竹内仁哉 他, 自然換気併用型データセンターにおける省エネルギー効果に関する研究 (その4~5), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(2012), pp.273-280
- 50) 竹内綾 他, 自然換気併用型データセンターにおける省エネルギー効果に関する研究 (その6~8), 日本建築学会大会学術講演梗概集(2013), pp.723-728
- 51) 上村泰, データセンター施設における自然エネルギー利用外気冷房の効果, 空気調和・衛生工学会誌, Vol.87, No.10 (2013), pp.833-839
- 52) Vali Sorell, OA Economizers For Data Centers, ASHRAE Journal, Vol.49, No.12 (2007), pp.32-37
- 53) 津田邦和, データセンター空調への外気と雪氷の活用と湿度制御に関する研究, 電気学会論文誌(C), Vol.132, No.6 (2012), pp.1050-1059
- 54) 菊池宏成, フリークーリングの有効利用による年間省エネルギー, 空気調和・衛生工学会誌, Vol.83, No.2 (2009), pp.33-39
- 55) 岡建雄, フリークーリングによる年間省エネルギー効果, 空気調和・衛生工学会誌, Vol.87, No.8 (2013), pp.691-697
- 56) ASHRAE TC9.9, Best Practices for Datacom Facility Energy Efficiency (2008), pp.64-66
- 57) Keith Dunnivant, Data Center Heat Rejection, ASHRAE Journal, Vol.53, No.12 (2011), pp.44-54

- 58) 岡崎多佳志, 瀬下裕, 冷媒自然循環を利用する空調システム, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.25, No.3 (2008), pp.239-251
- 59) 大島一夫 他, 熱通過率可変の外壁(熱制御壁体)の性能シミュレーション方法と実験, 空気調和・衛生工学会論文集, No.74 (1999), pp.1-11
- 60) 稲富泰彦, 田中真, データセンタ向け冷媒自然循環システムの挙動解析, 第47回空気調和・冷凍連合講演会論文集(2013), pp59-62
- 61) T. Noguchi, H. Tashiro, Evaluation of Energy Conservation using Thermosiphon Air Conditioning System in a Data Communication Center, Refrigeration, Vol.77, No.892 (2002), pp.153-157
- 62) 植草常雄 他, 間接外気冷房機能を付加した年間冷房型パッケージ空調機の効率向上に関する研究, 日本機械学会論文集(B編), Vol.67, No.660 (2001), pp.2097-2104
- 63) 内田好徳 他, 間接外気冷房機能を付加した年間冷房型パッケージ空調機の効率向上に関する研究(その2), 環境工学総合シンポジウム講演論文集(2000), pp.370-373
- 64) 柳正秀 他, 冷媒ポンプによる年間冷房型パッケージ空調機の性能向上に関する研究, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集(1997), pp.733-736
- 65) 植草常雄 他, 年間冷房型空調機の制御方法, 空気調和・衛生工学論文集, No.49 (1992), pp.63-73
- 66) 中尾正喜 他, 年間冷房型空調機の高効率制御 第1報 最適化制御の定式化と空調機のシミュレーションモデル作成, 空気調和・衛生工学論文集, No.59 (1995), pp.83-93
- 67) 中尾正喜 他, 年間冷房型空調機の高効率制御 第2報 評価関数が単調性を有する場合の制約条件付き準最適化制御とその応用, 空気調和・衛生工学論文集, No.60 (1996), pp.29-37
- 68) 植草常雄 他, 年間冷房型パッケージ空調機の効率向上に関する研究, 日本機械学会論文集(B編), Vol.64, No.622 (1998), pp.1889-1896
- 69) K. Sekiguchi, et al., Development of a High-Efficiency Air Cooled Packaged Air-Conditioner for Data Centers, ASHRAE Transactions, Vol.116, Part 1 (2010), OR-10-036
- 70) 時田繁 他, ライフサイクルエネルギーマネジメントのための空調システムシミュレーション開発(第1報~第3報), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集(2005), pp.1957-1968
- 71) 杉原義文 他, ライフサイクルエネルギーマネジメントのための空調システムシミュレーション開発(第4報~第7報), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集(2006), pp.1881-1896
- 72) 田中英紀 他, ライフサイクルエネルギーマネジメントのための空調システムシミュレーション開発(第8報~第15報), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集(2007), pp.653-684
- 73) 田中英紀 他, ライフサイクルエネルギーマネジメントのための空調システムシミュレーション開発(第16報~第21報), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集(2008), pp.689-712

- 74) 何原一平 他, ライフサイクルエネルギーマネジメントのための空調システムシミュレーション開発 (第 22 報～第 26 報), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集(2009), pp.2275-2294
- 75) 渡邊剛 他, 空調システムシミュレーションツールの国際的評価に関する研究, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集(2009), pp.2295-2306
- 76) 日本建築学会, 拡張アメダス気象データ 1981-2000
- 77) ASHRAE TC9.9, Particulate and Gaseous Contamination in Datacom Environments (2009)
- 78) ウェットマスター株式会社, 電極式蒸気加湿器 (WM-SEB) カタログ
- 79) ASHRAE TC9.9, 2011 Thermal Guidelines for Data Processing Environments – Expanded Data Center Classes and Usage Guidance (2011)
- 80) T. Handa, Y. Miyata, Corrosion in The Electrical Components of Telecommunications Equipment, Zairyo-to-Kankyo, Vol.49, No.11 (2000), pp.649-654
- 81) M. Watanabe, et al., Formation of Basic Copper Sulfates and Chlorides during Atmospheric Copper Corrosion, zairyo-to-kankyo, Vol.58, No.9 (2009), pp.328-334
- 82) 渡辺正満 他, 通信機械室内及び屋外における銀の硫化腐食, 第 47 回材料と環境討論会 (2000), pp57-60
- 83) 腐食防食協会, 電子機器部品の腐食・防食 Q&A (2006), p.43
- 84) 渡辺正満, 通信設備の電子部品・デバイス関連の腐食, 日本材料学会腐食防食部門委員会資料, Vol.49, No.272(2010), pp.11-18
- 85) 半田隆夫 他, 電子部品に対する海塩粒子の付着特性, 第 47 回材料と環境討論会 (2000), pp.49-52
- 86) 電子情報技術産業協会, JEITA IT-1004, 2007
- 87) 西田龍一 他, データセンター用空調機の運用実態詳細解析に基づく検討, 環境工学総合シンポジウム講演論文集(2009), pp.440-443
- 88) ダイキン工業, 電算機用エアコン (DSVP560M) 技術資料
- 89) 日立アプライアンス, IT 装置用空調機および監視システム製品ガイドブック
- 90) 日本機械学会編, 伝熱工学資料 改訂第 5 版(2009)
- 91) S.Nozu et al, Condensation of Superheated Vapor inside a Horizontal Tubes, REFRIGERATION, Vol.58, No.669 (1983), pp.659-668
- 92) S.Yoshida et al, Heat Transfer to Refrigerant in Horizontal Tubes of Evaporator, : REFRIGERATION, Vol.58, No.666 (1983), pp.331-338
- 93) D.Chisholm et al, A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 10, No.12, pp.1767-1778
- 94) 瀬下裕, 藤井雅雄, 低レイノルズ数域のプレートフィンチューブ熱交換器の性能 第 1 報 単列の場合, 日本機械学会論文集(B 編), Vol.53, No.486 (1987), pp. 581-586
- 95) 瀬下裕, 藤井雅雄, 低レイノルズ数域のプレートフィンチューブ熱交換器の性能 第 2 報 複数列の場合, 日本機械学会論文集(B 編), Vol.53, No.486 (1987), pp.587-592
- 96) 藤井雅雄, 瀬下裕, 低レイノルズ数域のプレートフィンチューブ熱交換器の性能 第 3 報 -性能の統一的整理, 日本機械学会論文集(B 編), Vol.53, No.490 (1987), pp.1767-1772



- 97) 齊藤潔 他, : 熱流体システムのモジュラー解析手法の統一化への試みならびにサーマルフルイドネットワークグラフの作成 第1報 基本的な考え方, 平成11年日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集 (1999), pp.61-64
- 98) 大野慶祐 他, 圧縮式ヒートポンプの断続運転解析, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.30, No.2 (2013), pp.107-122
- 99) Y. Udagawa, et al., Development of an Outdoor Air Cooling-Type Air-Cooled Package Air Conditioner for Data Centers, ASHRAE Transactions, Vol.119, Part 1 (2013), pp.167-175
- 100) ASHRAE TC9.9, Thermal Guidelines for Data Processing Environments, Third Edition (2012), pp.9-20
- 101) Mark Hydeman, Implications of Current Thermal Guidelines, ASHRAE Journal, Vol.52, No.8 (2010), pp.30-41
- 102) 日本冷凍空調学会編, 冷凍サイクルの動特性と制御 (2009), pp.1-23

## 謝辞

早稲田大学在学中には卒業論文、修士論文へのご助言を頂き、さらに今回の本論文の主査としてご審査いただいた、早稲田大学基幹理工学部齋藤潔教授に心より感謝申し上げます。先生には、学術的なご指導のみならず、研究者としての姿勢なども教えて頂きました。

早稲田大学基幹理工学部武藤寛准教授、天野嘉春教授には、本論文の審査を通じて、貴重なご助言とご指導をいただきました。厚く御礼申し上げます。

本論文は、NTT ファシリティーズの業務の一環として完成をみたものであり、NTT ファシリティーズ研究開発本部を始めとする諸先輩方のご高配とご支援の賜物と考えております。特に、多忙な業務の中、本論文をまとめる過程で、ご指導ご支援をいただいた植草常雄研究開発本部長、環境・エネルギー部門の柳正秀部門長、福光超主任研究員、関口圭輔主任研究員をはじめ、同僚のみさなまに厚く御礼申し上げます。

本研究で構築した冷凍サイクルのシミュレーション技術は、河合研究室、齋藤研究室と受け継がれてきた伝統ある技術の基に成り立っており、関係した全ての方々に厚く感謝申し上げます。また、今回の冷凍サイクルのシミュレーションモデルの構築において、ご助言いただき、深夜まで議論させていただいた早稲田大学理工学術院 大野慶祐さんをはじめ齋藤研究室の方々に感謝申し上げます。

さらに実験環境の構築や空調機の試作機製作などにご協力いただいた日立アプライアンスの内藤靖浩様をはじめ、関係者のみなさまに感謝いたします。

最後に学位論文を取りまとめることに理解し、支えてくれた妻といつも笑顔で元気をくれた娘に感謝します。

2014年7月 宇田川 陽介

## 研究業績

研究業績 (本論文と関連する論文等)

種 類 別	著者名：題目、発表・発行掲載誌名、巻号頁、発表・発行年月等
論文	宇田川陽介、関口圭輔、柳正秀、齊藤潔、大野慶祐：情報通信装置向けフリークーリング併用型ハイブリッド空調システムに関する研究 第 1 報 高精度数理モデルの構築と静特性解析、日本冷凍空調学会論文集 (Vol. 31, NO. 2)、pp. 157-168、2014 年 6 月
論文	Y. Udagawa, K. Sekiguchi, M. Yanagi, T. Uekusa, Y. Naito : Development of an Outdoor Air Cooling-Type Air-Cooled Package Air Conditioner for Data Centers, ASHRAE Transactions (vol. 119, Part 1), pp. 167-175, January 2013
論文	宇田川陽介、関口圭輔、柳正秀、福光超、齊藤潔：データセンタにおける外気冷房型空調システムに関する研究、空気調和・衛生工学会論文集(第 189 号)、pp. 1-10、2012 年 12 月
総説	関口圭輔、植草常雄、宇田川陽介、内藤靖浩、齋藤潔：50%の省エネルギーを実施した革新的な情報通信用空調機器の開発、日本機械学会誌 第 116 巻(第 1134 号)、p. 14、2013 年 5 月
総説	宇田川陽介、柳正秀：データセンタ向け空調システムについて、冷凍 第 87 巻(第 1012 号)、pp. 94-99、2012 年 2 月
総説	宇田川陽介：都市型データセンタに適した IT 装置用省スペース型空調機/外気冷熱を利用した IT 装置用間接外気冷房型空調機、空気調和・衛生工学 第 85 巻(第 12 号)、pp. 976-980、2011 年 12 月
総説	柳正秀、宇田川陽介、藁谷至誠：データセンタにおける外気冷熱を利用した冷却技術、電気学会誌 第 131 巻(第 7 号)、pp. 424-428、2011 年 7 月
講演	K. Saito, Y. Udagawa, K. Ohno, Y. Naito: Development of Hybrid Compression-Type Air Conditioning System with Free Cooling Cycle for Data Center, The 3rd ICSERA, Korea, 2013-148, October 2013
講演	宇田川陽介、関口圭輔、柳正秀、齊藤潔、大野慶祐：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 3 報) 動特性に対するシミュレーションモデルの妥当性検討、日本冷凍空調学会年次大会講演論文集、東京、日本冷凍空調学会、pp. 531-534、2013 年 9 月
講演	宇田川陽介、関口圭輔、柳正秀：データセンタ用間接外気冷房型空冷パッケージ空調機の開発(その 1) ポンプサイクルの性能特性検討、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、長野、空気調和・衛生工学会、pp. 273-276、2013 年 9 月

種 類 別	著者名：題目、発表・発行掲載誌名、巻号頁、発表・発行年月等
講演	関口圭輔、宇田川陽介、柳正秀：データセンタ用間接外気冷房型空冷パッケージ空調機の開発（その2）フィールド評価と導入効果試算、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、長野、空気調和・衛生工学会、pp.277-280、2013年9月
講演	宇田川陽介、関口圭輔、柳正秀：データセンタ向け外気冷房型空冷パッケージ空調機の開発（冷媒循環量がポンプサイクルに与える影響）、第23回環境工学総合シンポジウム講演論文集、東京、日本機械学会、pp.384-385、2013年7月
講演	宇田川陽介、関口圭輔、柳正秀、齊藤潔、大野慶祐：データセンタ向け間接外気冷房型空冷パッケージ空調機の開発、第47回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集、東京、日本機械学会・空気調和・衛生工学会・日本冷凍空調学会、pp.71-74、2013年4月
講演	Y. Udagawa, K. Sekiguchi, M. Yanagi, T. Uekusa, K. Saito, K. Ohno, Y. Naito : Development of an Air-Cooled Package Air Conditioner with Refrigerant Pump for Data Centers, ICCR2013, Hangzhou China, IIR, B-3-08, April 2013
講演	宇田川陽介、大野慶祐、齊藤潔、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1報）空調機のモデル化および妥当性検討、日本冷凍空調学会年次大会講演論文集、札幌、日本冷凍空調学会、pp.559-562、2012年9月
講演	大野慶祐、齊藤潔、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、日本冷凍空調学会年次大会講演論文集、札幌、日本冷凍空調学会、pp.563-566、2012年9月
講演	宇田川陽介、関口圭輔、福光超、柳正秀：データセンタ空調の外気冷熱利用に関する研究（各空調方式の年間消費エネルギーおよびリスク評価比較）、第22回環境工学総合シンポジウム講演論文集、仙台、日本機械学会、pp.314-316、2012年7月
講演	関口圭輔、柳正秀、宇田川陽介、福光超：データセンタ空調の外気冷熱利用に関する研究（ポンプサイクルを併設する空冷パッケージ空調機の開発）、第22回環境工学総合シンポジウム講演論文集、仙台、日本機械学会、pp.311-313、2012年7月
講演	宇田川陽介、柳正秀、藁谷至誠、福光超：データセンターの室内環境条件に関する検討、日本建築学会大会学術講演梗概集、東京、日本建築学会、pp.1279-1280、2011年8月
講演	Y. Udagawa, S. Waragai, M. Yanagi, W. Fukumitsu : Study on Free Cooling Systems for Data Centers in Japan, INTELEC 2010, Orlando USA, IEEE, pp.454-458, June 2010

種 類 別	著者名：題目、発表・発行掲載誌名、巻号頁、発表・発行年月等
講演	宇田川陽介、柳正秀、藁谷至誠：外気冷熱を利用したデータセンター空調システムの検討、第20回環境工学総合シンポジウム講演論文集、横浜、日本機械学会、pp.223-225、2010年6月
講演	藁谷至誠、宇田川陽介、植草常雄、福光超：データセンターを対象としたフリークーリングシステムの検討(第1報)システムモデル検討と年間消費エネルギー検証、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、熊本、空気調和・衛生工学会、pp.1895-1898、2010年9月
講演	宇田川陽介、藁谷至誠、植草常雄、福光超：データセンターを対象としたフリークーリングシステムの検討(第2報)日本における年間エネルギー消費量比較、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、熊本、空気調和・衛生工学会、pp.1899-1902、2010年9月
その他 (記事)	Y. Udagawa : Energy-saving Technology of Air-conditioning Systems for Datacenters, NTT Technical Review Vol.12 (No.3), NTT, March 2014
その他 (記事)	宇田川陽介、関口圭輔、吉井存、木幡悠士、月元秀樹、中田達也：情報通信用空調ソリューションの省エネルギー技術、NTT技術ジャーナル 第26巻(第1号)、PP.19-23、2014年1月
その他 (記事)	宇田川陽介：外気冷熱を活用して省エネルギーを追求するIT装置用外気冷房型空調機の導入開始、NTT技術ジャーナル 第24巻(第5号)、PP.34-37、2012年5月

研究業績 (本論文に直接関係しない講演等)

種 類 別	著者名：題目、発表・発行掲載誌名、巻号頁、発表・発行年月等
講演	宇田川陽介、関口圭輔、柳正秀、町田勝美、三野洋介：データセンタにおける高発熱ラックの冷却に関する検討、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、札幌、空気調和・衛生工学会、pp.1839-1842、2012年9月
講演	宇田川陽介、吉井存、柳正秀、藁谷至誠、三野洋介：データセンタにおける空調停止時の室温上昇に関する検証、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、名古屋、空気調和・衛生工学会、pp.441-444、2011年9月
講演	宇田川陽介、吉井存、柳正秀、藁谷至誠：アイルキャッピング併用時におけるラック型空調機の風量制御に関する検証、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、山口、空気調和・衛生工学会、pp.2127-2130、2010年9月
講演	Y. Kohata, K. Sekiguchi, M. Yanagi, Y. Udagawa : Study on cooling of the high exothermic racks in data centers, INTELEC 2013, Hamburg Germany, IEEE, pp.553-557, October 2013
講演	吉井存、宇田川陽介、関口圭輔、柳正秀：圧力分布実測によるラック型空調機を用いたデータセンターの風量制御設計検討、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、長野、空気調和・衛生工学会、pp.189-192、2013年9月
講演	木幡悠士、関口圭輔、柳正秀、宇田川陽介：データセンタにおける高発熱ラックの冷却に関する検討、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、長野、空気調和・衛生工学会、pp.193-196、2013年9月
講演	月元秀樹、宇田川陽介、吉井存、関口圭輔：データセンター商用電源停電時における温度上昇抑制手法に関する検討、日本建築学会大会学術講演梗概集、北海道、日本建築学会、pp.1303-1304、2013年8月
講演	関口圭輔、宇田川陽介、吉井存：データセンター用空調機のCO <sub>2</sub> 排出量試算に関する研究、第23回環境工学総合シンポジウム講演論文集、東京、日本機械学会、pp.386-387、2013年7月
講演	鄭宗秀、山口翔平、宇田川陽介、齋藤潔：CO <sub>2</sub> を媒体とする熱輸送システムの過渡特性、第23回環境工学総合シンポジウム講演論文集、東京、日本機械学会、pp.328-331、2013年7月
講演	J. Jeong, K. Saito, Y. Udagawa, J. Oh, K. Choi : Transient characteristics of carbon dioxide heat transportation system, ICMF2013, 場所, 出版元, 278, May 2013

種 類 別	著者名：題目、発表・発行掲載誌名、巻号頁、発表・発行年月等
講演	吉井存、関口圭輔、宇田川陽介、柳正秀、内藤靖浩：データセンター用ラック型空調システム、第 47 回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集、東京、日本機械学会・空気調和・衛生工学会・日本冷凍空調学会、pp.21-22、2013 年 4 月
講演	町田勝美、宇田川陽介、柳正秀、福光超、関口圭輔、吉井存：ICT 装置用パッケージ空調機を対象とした LCA 手法による CO <sub>2</sub> 排出量調査、日本建築学会大会学術講演梗概集、東海、日本建築学会、pp.1113-1114、2012 年 9 月
講演	A. Yoshii, Y. Udagawa, M. Yanagi, K. Matsuo, M. Maruyama, T. Tominaga : Verification of Improved Air Conditioning Operation Measures in Server Rooms, INTELEC 2012, Arizona USA, IEEE, pp.364-368, September 2012
講演	吉井存、宇田川陽介、関口圭輔、柳正秀：データセンターにおけるラック型空調機のモジュール形態に関する検討、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、札幌、空気調和・衛生工学会、pp.1835-1838、2012 年 9 月
講演	山口翔平、鄭宗秀、宇田川陽介、齊藤潔：データセンター用 CO <sub>2</sub> 熱輸送システムにおける熱交換器の性能評価、第 22 回環境工学総合シンポジウム講演論文集、仙台、日本機械学会、pp.357-360、2012 年 7 月
講演	山口翔平、鄭宗秀、宇田川陽介、齊藤潔：次世代 CO <sub>2</sub> 熱輸送システムの循環方式の違いによる性能比較、第 22 回環境工学総合シンポジウム講演論文集、仙台、日本機械学会、pp.357-360、2012 年 7 月
講演	J. Jeong, K. Saito, Y. Udagawa : Next generation heat transportation system for data center using CO <sub>2</sub> as refrigerant -1st report: outline and forced circulation, 10th IIR Gustav Lorentzen Conference, Netherlands , IIR, GL-144, June 2012
講演	J. Jeong, K. Saito, Y. Udagawa : Next generation heat transportation system for data center using CO <sub>2</sub> as refrigerant -2nd report: Natural circulation, 10th IIR Gustav Lorentzen Conference, Netherlands , IIR, GL-145, June 2012
講演	吉井存、宇田川陽介、柳正秀、松尾啓吾、丸山雅人、富永哲欣：データセンターの空調運用改善施策の検証、第 46 回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集、東京、日本冷凍空調学会・日本機械学会・空気調和・衛生工学会、pp.127-130、2012 年 4 月
講演	山口翔平、鄭宗秀、宇田川陽介、齊藤潔：自然循環方式 CO <sub>2</sub> 熱輸送システムの数理モデルの構築と妥当性の検証、第 46 回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集、東京、日本冷凍空調学会・日本機械学会・空気調和・衛生工学会、pp.87-90、2012 年 4 月



種 類 別	著者名：題目、発表・発行掲載誌名、巻号頁、発表・発行年月等
講演	仲島孔明、鄭宗秀、齊藤潔、宇田川陽介：CO2 を作動媒体とした熱輸送システムの運転特性、熱工学コンファレンス 2011、静岡、日本機械学会、C221、2011 年 10 月
講演	吉井存、宇田川陽介、柳正秀、藁谷至誠、松尾啓吾、丸山雅人、富永哲欣：サーバールームにおける空調運用改善施策の検証、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、名古屋、空気調和・衛生工学会、pp.437-440、2011 年 9 月
講演	吉井存、宇田川陽介、柳正秀、藁谷至誠、松尾啓吾、丸山雅人、富永哲欣：サーバールーム運用における空調省電力化対策の検証、第 21 回環境工学総合シンポジウム講演論文集、東京、日本機械学会、pp.248-251、2011 年 6 月
講演	吉井存、宇田川陽介、柳正秀、藁谷至誠：データセンターの省エネルギーに寄与するラック型空調機の開発、第 44 回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集、東京、日本機械学会・空気調和・衛生工学会・日本冷凍空調学会、pp.119-122、2010 年 4 月
	以上