

地域冷暖房システムにおける効率的な熱融通制御に関する研究：冷水および温水の融通制御テーブルの提案

山口, 奈津子

九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻：修士課程

住吉, 大輔

九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門：准教授

赤司, 泰義

東京大学大学院工学系研究科建築学専攻

木虎, 久隆

関西電力

<https://doi.org/10.15017/1854981>

出版情報：都市・建築学研究. 32, pp.25-35, 2017-01-15. 九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門

バージョン：

権利関係：

地域冷暖房システムにおける効率的な熱融通制御に関する研究 —冷水および温水の融通制御テーブルの提案—

Efficient Control of Heat Interchange in District Heating and Cooling Systems —Study of Control Tables for Interchange of Cold Water and Hot Water—

山口奈津子*¹, 住吉大輔*², 赤司泰義*³, 木虎久隆*⁴

Natsuko YAMAGUCHI, Daisuke SUMIYOSHI, Yasunori AKASHI, Hisataka KITORA

The heat interchange is one of the effective methods for saving energy of the air conditioning systems, but there are few examples. Therefore, it is important to introduce this method by revealing how effective it is. The purpose of this study is to clarify the efficient control method of heat interchange between two district heating and cooling systems. In this paper, control tables for interchange of cold water and hot water based on case studies are proposed. If the tables are applied, the system COP will be improved 4.73% through a year. However, there is a problem that these tables cannot improve the efficiency in summer.

Keywords: District Heating and Cooling System, Heat Interchange, Surface Utilization, Simulation, Saving Energy
地域冷暖房システム, 熱融通, 面的利用, シミュレーション, 省エネルギー

1. はじめに

地球温暖化対策をはじめとする地球環境の保全が重要視される昨今、建物のライフサイクルの中でCO₂排出量の大部分を占める空気調和設備システムにおける省エネルギーは、建築分野における大きな課題である。その有効な手段の一つとして、建物間熱融通が挙げられる。近接する建物を配管で接続し、冷暖房用の冷温水を互いに融通することで、建物単体では成し得ない更なるCO₂削減や省エネルギーを期待できる。熱融通は、エネルギーの面的利用を実現する可能性の高い手法であるものの導入事例は少ないため、その有効性を周知して理解を求めためにも極めて重要な研究分野であると言える。

横浜市では、約10年前から建物間熱融通のポテンシャルに関する研究が行われてきた。表1は、その既往研究にて示された、従来の地域冷暖房と既存建物間熱融通の利点を比較整理したものである。建物間熱融通は、負荷平準化、高度な設備やエネルギー管理によるスケールメリット、そして未利用エネルギーの活用による省エネルギーといった、従来の地域冷暖房の利点をほぼ備える。加えて、設備の導入時期の異なる建物が隣接する場合に

も、更新した最新設備の能力を共有することが可能である。従来の地域冷暖房の課題は熱源設備や地域配管の先行投資が大きいことであつたが、建物間熱融通は、設備や建物の更新に合わせて少しずつ配管を拡大することで、これを解決する。さらに、古い熱源設備から順に更新しつつ、その中の最新設備を優先的に活用する運用を行うことで、時代変化への柔軟性をも備えた地域エネルギーシステムとなる。

また近年、未利用エネルギーの活用も関心を集めている。大気と比べて年間を通じて温度変化が小さい河川水を熱源とするのがその一例で、大気熱源のシステムよりも高い効率が見込まれる。

本研究のプロジェクトは、河川に挟まれた敷地にある二棟の建物を対象とし、河川水や高効率の熱源機器を利用して全体のシステムを高効率化するとともに、建物間で冷温水の熱融通を行う。横浜市を対象とした既往研究は既存建物への熱融通の導入に着目したもののだが、本研究は新築建物間における熱融通を計画するものである。既存建物への導入であれば、設備更新等による新旧のシステム効率の差が省エネルギーに大きく貢献するため、新システム側から旧システム側へという単一方向の熱融通のみでも高い導入効果を期待できる。一方、新築建物間ではその限りでなく、双方の建物に最新システムが採用されることが多いので、両システムの効率に大きな差

*1 空間システム専攻修士課程

*2 都市・建築学部門

*3 東京大学大学院工学系研究科建築学専攻

*4 関西電力

がない。したがって単純な融通制御では、既存建物への導入例ほどの大きな効果を得られないのが現状である。新築建物間における熱融通は実例が少なく、負荷のピーク差や蓄熱率、機器の負荷率や台数制御等の細かな検討が不可欠となる。

対象施設は、二棟のうち一棟が2012年に竣工され、当時の研究²⁾にてシミュレーションモデルの開発や制御法の検討が行われた。残りの一棟は2017年春に竣工を迎え、熱融通の運用が開始される。これに際して必要となるのが、実運用に向けた熱融通の制御テーブルである。そこで本研究は、この新棟の挙動をシミュレートする計算モデルを新たに構築し、先に竣工した棟の挙動を計算する既存モデルと統合した。これを用いて、両地区間での熱融通によってシステムの効率をどの程度向上できるかを明らかにし、融通制御テーブルの提案を行う。

2. 対象システムの概要

2.1 対象施設

本研究の対象施設は、東地区熱供給施設（以下、東地区）、西地区熱供給施設（以下、西地区）の二棟であり、幅員約18mの道路を挟んで位置している。建物規模や用途は、表2の施設概要に示すとおりである。

2.2 熱源システム

対象の熱源システムは、冷水・温水の温度成層型蓄熱槽を備え、河川水を冷却水・熱源水として利用する。熱源システムフローを図1に、両地区の機器仕様を表3に示す。本研究では、熱源機器のうち蓄熱槽への蓄熱を行うものを蓄熱系熱源機器（東地区のR-01～R-04、西地区のR-A01～R-A04）、2次側負荷を直接処理するものを直送系熱源機器（東地区のR-05、R-06、西地区のR-A05）と称する。

蓄熱槽は両地区とも3槽構成であり、季節によってどの槽を冷水槽あるいは温水槽として用いるかが決定している。蓄熱槽に貯まった冷温熱は、熱交換器を介して2次側へ供給される。

蓄熱時間帯は22時から翌朝8時までである。翌日に使い切れる分の熱量を蓄熱するものとし、負荷の大小によって熱源機器や熱交換器の運転台数を制御する。

河川水の取水・排水は全て東地区にて行われ、西地区へ送水される。施設の北側に位置する堂島川から取水し、南側に位置する土佐堀川へ排水することで、取水と排水のショートサーキットを防ぐ。

また図1に示すように、両地区の間にはプラント連係配管が設置され、これにより地区間での熱融通が実現す

表1 従来の地域冷暖房と既存建物間熱融通の利点等の整理

	従来の地域冷暖房の利点等	既存建物間熱融通の利点
省エネルギー性 省CO ₂ 性	●負荷平準化による稼働率向上	
	●高度な設備導入による効率向上	
	●高度なエネルギー管理による効率向上	
	●未利用エネルギー活用	
地域環境保全性		●高効率な機器の能力融通による効率向上
	●大気汚染防止	
	●ヒートアイランド軽減	
都市環境向上 (防災性)	●火災発生低減	
	●高度な管理による供給信頼性向上	●相互バックアップによる信頼性向上
	●景観向上	
経済性	●負荷平準化による設備容量低減	
	●管理要員削減	
		●余剰能力を集めて有効活用 ●機器の保守点検時の能力の相互融通
経済性・柔軟性	×先行投資大(最初から計画的に導入)	●先行投資小(都市の更新に合わせた導入・普及) ●最新技術を取り込む時代変化への柔軟性

●利点、×欠点

表2 施設概要

	西地区施設	東地区施設
所在地	大阪市北区中之島3丁目	大阪市北区中之島2丁目
敷地面積	8,377m ²	8,150m ²
延床面積	150,432m ²	146,209m ²
階数	地上41階、地下4階	地上39階、地下3階
構造	S造、SRC造、RC造	
主な用途	事務所、商業施設、文化施設、宿泊施設等	事務所、商業施設、劇場等
竣工	2017年4月	2012年11月

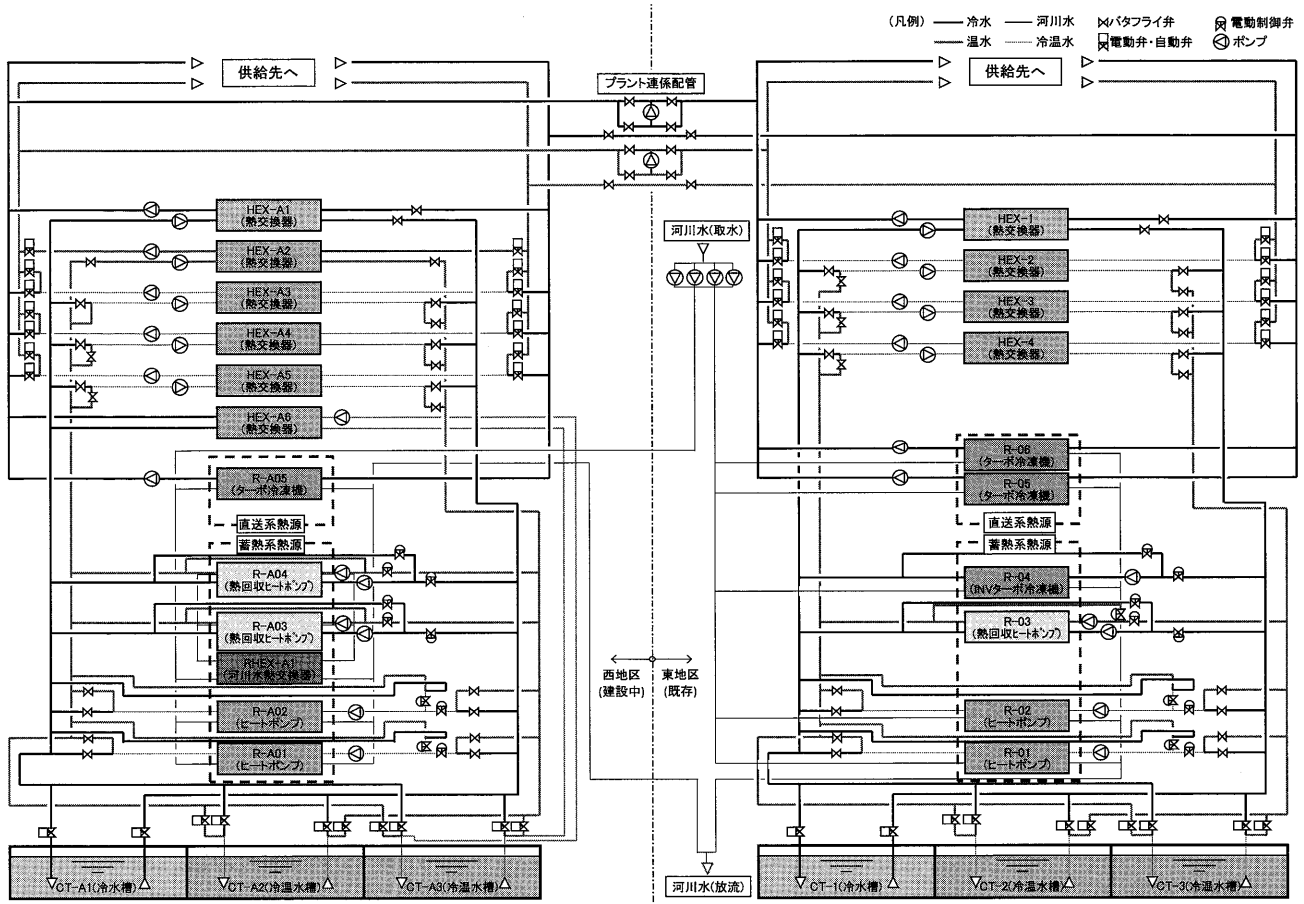


図1 熱源システムフロー

表3 対象システムの機器一覧

西地区システム				東地区システム					
No	機器名	仕様	定格COP[-]	No	機器名	仕様	定格COP[-]		
R-A01,R-A02	ヒートポンプ	冷凍能力	2,750kW	5.00	R-01,R-02	ヒートポンプ	冷凍能力	1,760kW	4.18
		加熱能力	2,800kW				4.75		
R-A03,R-A04	熱回収ヒートポンプ	冷凍能力	850kW	3.27	R-03	熱回収ヒートポンプ	冷凍能力	340kW	3.30
		加熱能力	1,100kW				4.23	7.67	
R-A05	ターボ冷凍機	冷凍能力	3,200kW	5.82	R-04	インバーターターボ冷凍機	冷凍能力	1,410kW	5.22
RHEX-A1	河川水熱交換器	交換熱量	1,256kW	-	R-05,R-06	ターボ冷凍機	冷凍能力	3,200kW	5.71
HEX-A1	熱交換器(冷水のみ)	交換熱量	1,600kW	-	HEX-1	熱交換器(冷水のみ)	交換熱量	1,600kW	-
HEX-A2	熱交換器(温水のみ)	交換熱量	1,600kW	-	HEX-2	熱交換器(冷水・温水)	交換熱量(冷房時)	1,600kW	-
HEX-A3,HEX-A4,HEX-A5	熱交換器(冷水・温水)	交換熱量(冷房時)	3,200kW	-	HEX-3,HEX-4	熱交換器(冷水・温水)	交換熱量(暖房時)	1,600kW	-
		交換熱量(暖房時)	3,200kW	-			交換熱量(冷房時)	3,200kW	-
HEX-A6	採熱用熱交換器	交換熱量	1,700kW	-	HEX-3,HEX-4	熱交換器(冷水・温水)	交換熱量(暖房時)	3,200kW	-
CT-A1	冷水槽	容量	1,050m ³	-	CT-1	冷水槽	容量	684m ³	-
		蓄熱量	10,378kWh	-			蓄熱量	6,363kWh	-
CT-A2	冷温水槽	容量	650m ³	-	CT-2	冷温水槽	容量	1020m ³	-
		蓄熱量	6,424kWh	-			蓄熱量	9,488kWh	-
CT-A3	冷温水槽	容量	2,000m ³	-	CT-3	冷温水槽	容量	696m ³	-
		蓄熱量	19,767kWh	-			蓄熱量	6,474kWh	-

る。なお両地区のプラントは、熱融通制御を行うにあたり、負荷状況に応じて接続または分離を選択できる。

3. シミュレーション概要

3.1 モデル概要

東地区のシミュレーションモデルは既往研究²⁾にて構築された。本研究は、これをもとに西地区のモデルを構築し、両地区を同時に計算できる統合モデルを開発した。表4にプログラムの構成を、図2にシミュレーションフローを示す。プログラムはFortranを用いて作成し、1分

表4 プログラムの構成

Mainプログラム	Subプログラム	Inputデータ	Outputデータ
・Subプログラムの呼び出し ・出力時刻の設定	・機器仕様・PID・パラメータ読込 ・河川水温度・負荷データ読込 ・制御モデル ・流量計算モデル ・直送系温度計算モデル ・蓄熱系温度計算モデル ・負荷系温度計算モデル ・河川水系温度計算モデル ・データ出力モデル ・融通ロス計算 <機器モデル> ・ターボ冷凍機、熱回収HP ・温度成層型蓄熱槽 ・熱交換器 ・ポンプ特性 ・PID制御モデル	・河川水温度 ・二次側負荷 ・機器仕様 ・PIDパラメータ ・熱源運転順序制御	・システムCOP ・機器単体COP ・水搬送効率 ・各ポイント温度 ・電力消費量 ・処理熱量 ・河川水出口温度 ・その他

ステップの計算を行う。また、5～10月を夏期、3、4、11月を中間期、1、2、12月を冬期として扱うものとする。

3.2 入力データ

本プログラムは、河川水温度と熱負荷を入力データとして用いる。図3に示す河川水温度、および図4に示す東地区の熱負荷は、ともに2015年度の実測値を使用する。西地区の入力負荷については、計算時は竣工前のため実測値を得られなかったため、より運用状態に近い負荷推移となるよう、設計想定負荷と東地区実測負荷をもとに、式1または式2に従って新たに作成した。これを図5に示す。なお、本紀要に記載する熱負荷や熱損失は顕熱のみを考慮したものである。

$$Q_W = Q_{Em} \times \frac{Q_{Wa}}{Q_{Ea}} \quad (式1)$$

ただし、

$$\frac{Q_{Wa}}{Q_{Ea}} > 1.5$$

となる場合は、

$$Q_W = Q_{Em} + (Q_{Wa} - Q_{Ea}) \quad (式2)$$

Q_W : 西地区_推定負荷

Q_{Em} : 東地区_実測負荷

Q_{Wa} : 西地区_設計想定負荷

Q_{Ea} : 東地区_設計想定負荷

(※m:measured、a:assumed)

3.3 連係配管の熱損失

本モデルは、熱融通時における連係配管からの熱損失を組み込んでいる。既往文献³⁾を参考として、式3および式4より管内の流体から外部への熱損失量 Q を算出した。図6に連係配管の断面図、表5に計算式中の変数の定義および各設定値を示す。

$$Q = \frac{t_i - t_o}{R} \quad (式3)$$

$$R = \frac{1}{2\pi} \left\{ \frac{1}{r_0 \alpha_1} + \frac{1}{\lambda_0} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{r_2 \alpha_2} \right\} \quad (式4)$$

なお、 α_1 は各設定値をもとに式5～式7から求めた。

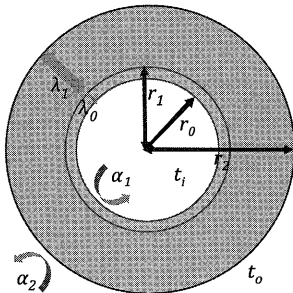
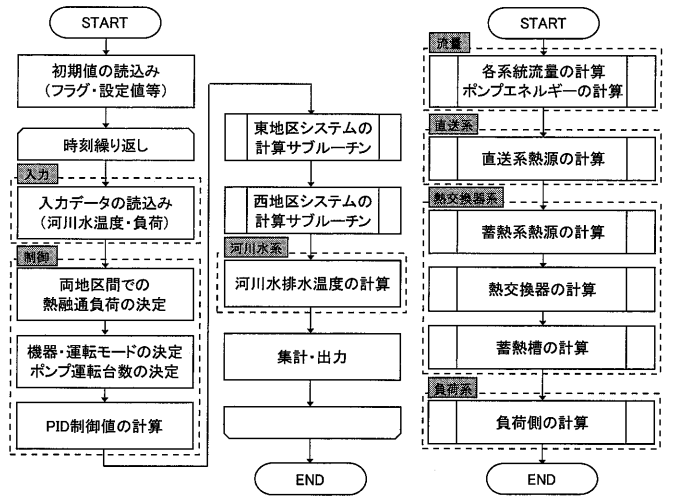


図6 連係配管断面図



a) 全体シミュレーションフロー b) 両地区計算サブルーチン
図2 シミュレーションフロー

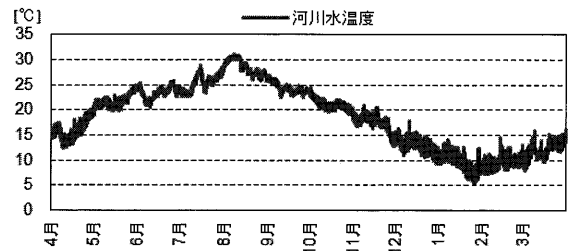


図3 河川水温度入力値

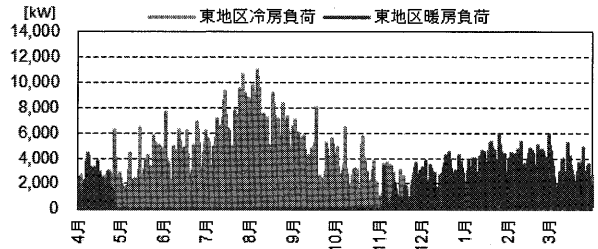


図4 東地区冷暖房負荷入力値

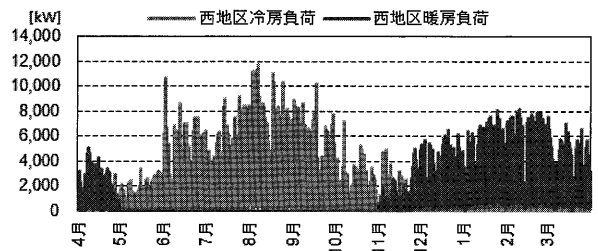


図5 西地区冷暖房負荷入力値

表5 変数の定義および各設定値

変数	定義	冷水融通管	温水融通管
r_0	円管の内半径[m]	0.25	0.2
r_1	円管の外半径[m]	0.258	0.208
r_2	保温材の外半径[m]	0.358	0.288
λ_0	円管の熱伝導率[W/mK]	16	16
λ_1	保温材の熱伝導率[W/mK]	0.035	0.035
α_1	配管内側の表面熱伝達率[W/m ² K]	計算	
α_2	配管外側の表面熱伝達率[W/m ² K]	9	9
t_i	配管内温度[°C]	6	44
t_o	周囲温度[°C]	24	24
R	配管の貫流熱抵抗[mK/W]	計算	
Q	単位長さ当たりの配管からの熱負荷[W/m]	計算	
	※融通管長さ[m]	100	100

$$\alpha_1 = \frac{Nu \times k}{d} \left(= \frac{Nu \times k}{2r_0} \right) \quad (式 5)$$

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad (式 6)$$

$n = 0.4$ 流体が加熱される場合

$n = 0.3$ 流体が冷却される場合

$$Re = \frac{V \times d}{\nu} \quad (式 7)$$

Nu : ヌッセルト数 [-]、 k : 熱伝導率 [W/mK]、
 d : 直径 [m] ($= 2 \times r_0$)、 Re : レイノルズ数 [-]、
 Pr : プラントル数 [-]、 ν : 動粘性係数 [m^2/s]、
 V : 流速 [m/s] ($=$ 流量 [m^3/s] / 断面積 [m^2])、
 d : 水力直径 [m] (円管の場合は、 $=$ 管内直径 $2 \times r_0$)

以上の式を用いて、冷水配管および温水配管における流量毎の熱損失量を算出した。図7は、流量の大小による熱損失率（搬送熱量に対する熱損失量の割合）の変動を示したものである。流量1~6 m^3/min のレンジを拡大したものを図8に示す。これらにより、通常の熱融通流量2~6 m^3/min における熱損失率は0.05~0.20%程度であり、連係配管からの熱損失の影響は小さいことが明らかになった。

3.4 東地区モデルの精度検証

本モデルの再現性を確認するため、東地区モデルを用いて出力した計算値と実測値を比較した。図9は、各熱源機器における電力消費量の月積算値について、計算値

と実測値を比較したものである。機器を稼働させる優先順位の変更等により実測値と計算値それぞれの内訳が異なるものの、年間電力消費量の合計は実測値が2773MWh、計算値が2886MWhであり、その差が4%に止まったことから、全体的な挙動は捉えられていると判断した。なお、9月以降の実測値におけるR-04の電力消費量が小さくなったのは、機器の不具合により性能が低下し運転を停止していたためである。

4. 非融通時のシミュレーション結果

本節では、熱融通のケーススタディにおいて基準となる、融通制御を行わない場合のシミュレーション結果を季節毎に整理する。システムの効率を評価する指標として、式8から算出されるシステムCOP（以下、SCOP）を用いる。なお、図11中の各機器COPが2次エネルギー評価であるのに対し、ここに示すSCOPは1次エネルギーによる評価値である。

$$SCOP = \frac{Q_{WE}}{E_{WE}} \quad (式 8)$$

Q_{WE} : 両地区冷暖房負荷合計

E_{WE} : 両地区システム電力消費量合計（1次）

（※熱源機器動力およびポンプ動力）

図10は各地区および両地区全体でのSCOPについて、図11は各地区の機器別COPについて、季節の代表月における計算結果をそれぞれ示す。

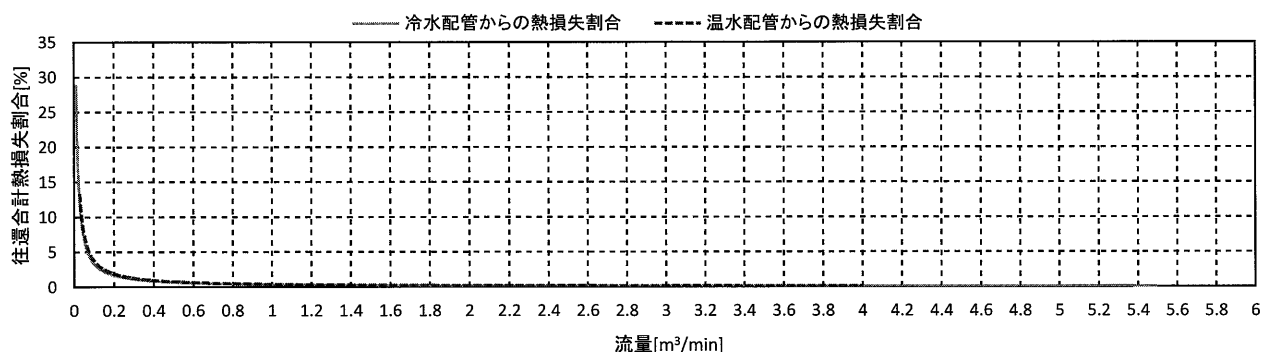


図7 往還合計熱損失割合

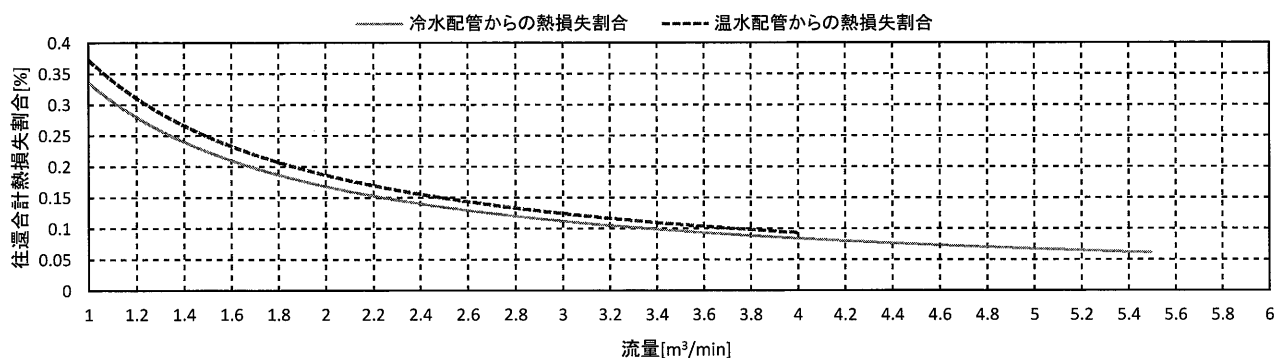


図8 往還合計熱損失割合（流量1~6 m^3/min レンジ拡大）

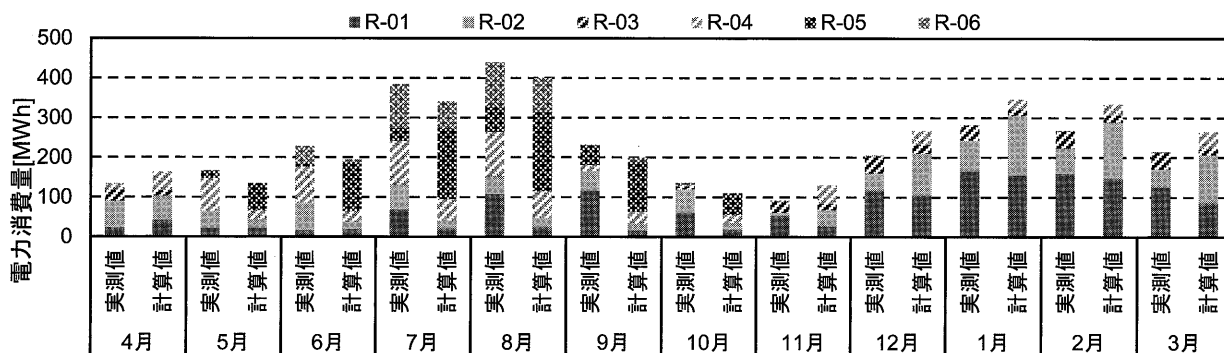


図9 各熱源機器の電力消費量月積算値における実測値と計算値の比較

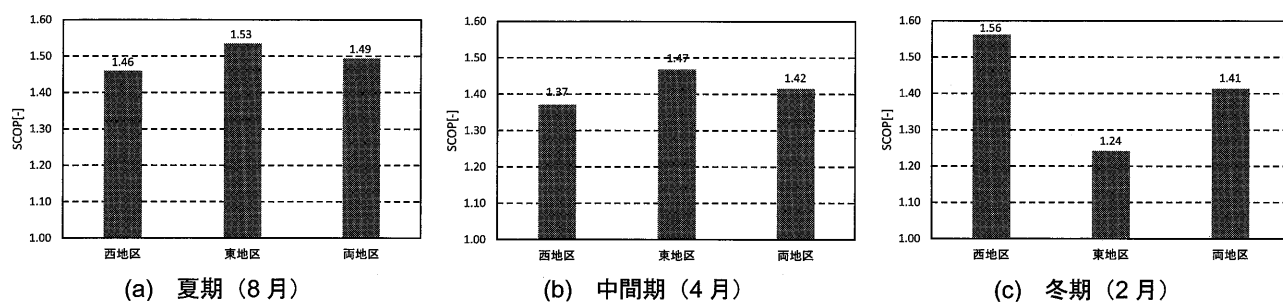


図10 各地区におけるSCOP

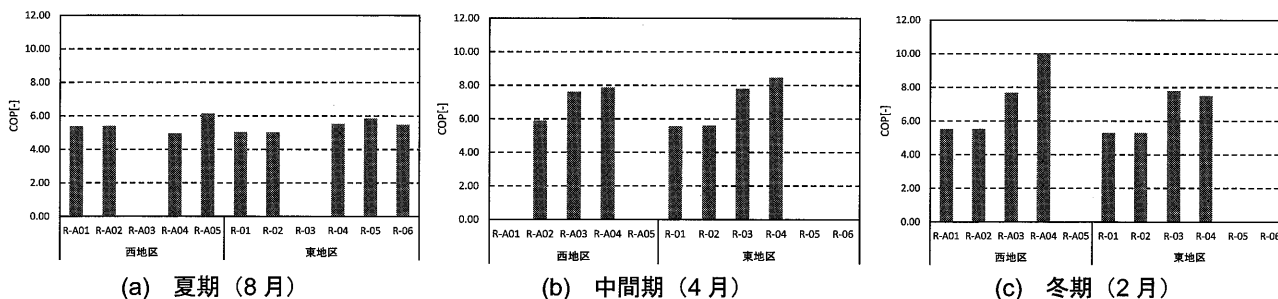


図11 機器別月平均COP

4.1 夏期

図12に、代表週(8月1日~8月7日)の各地区における冷水蓄熱率を示す。図10(a)によると、夏期のSCOPは西地区で1.46、東地区で1.53、両地区全体で1.49である。機器別に見ると、東地区は、放熱時間帯にR-05の稼働が目立ち、追いかけ運転時はR-04を中心に蓄熱した。対して西地区は、高効率なR-A05の稼働が多い一方、R-A01やR-A02、R-A04等の蓄熱系熱源機器の追いかけ運転による処理熱量も多かった。これらにより、西地区のSCOPは東地区と比べて低くなったと考えられる。

また、図11(a)において西地区のR-A03の値が0となったのは、ホテルの再熱負荷対応としてR-A03を熱回収モードで運転させることが一因である。現段階では再熱負荷を計算に組み込んでいないため、R-A03が稼働しない計算結果となった。対して東地区のR-03の値が0である理由は、入力負荷と機器容量を比較するとR-01、R-02、R-04の3台で十分に対応できることから、冷凍能力の低いR-03を運転させる必要がないためである。

4.2 中間期

図13に、代表週(4月15日~4月21日)の各地区冷水蓄熱率および温水蓄熱率を示す。図10(b)によると、中間期のSCOPは西地区で1.37、東地区で1.47、両地区全体で1.42である。中間期は、R-01、R-04が冷水負荷、R-02、R-03が温水負荷に対応する。機器別に見ると、東地区は、蓄熱時間帯は効率の高いR-04を中心に冷水蓄熱を行う反面、温水蓄熱は効率の低いR-02の稼働が多いことが分かった。この原因として、より効率の高いR-03を優先して稼働させる設定においても、温水製造時は一定以上の冷水蓄熱率になるとR-03が稼働できないことが挙げられる。一方で放熱時間帯は、図13(a)に表れるように、冷水蓄熱率が時間とともに低下するためR-03が優先して稼働した。対して西地区では、蓄熱時間帯は主にR-A02、R-A03が稼働し、放熱時間帯はR-A02の稼働が目立った。

また、図11(b)において西地区のR-A01が0となったのは、中間期はR-A01を冷水対応として設定するものの、4月に冷水負荷が生じないことが原因である(図5参照)。

4.3 冬期

図 14 に、代表週（2月1日～2月7日）の各地区冷水蓄熱率および温水蓄熱率を示す。図 10(c)によると、冬期の SCOP は西地区で 1.56、東地区で 1.24、両地区全体で 1.41 である。機器別に見ると、東地区では、蓄熱時間帯は主に R-01、R-02 による温水製造が見られ、R-03 の稼働は少ない傾向にある。追いかけ運転では、R-01、R-02、R-03 で温水を、R-03 の熱回収運転で冷水を製造し、R-04 の稼働は少なかった。西地区では、蓄熱時間帯は主に R-A02、R-A03 が稼働し、追いかけ運転では R-A01、R-A02 による温水製造が中心となった。

5. ケーススタディおよび融通テーブルの検討

システム運用の上で管理者の融通制御の利便性を高めるために、簡明な融通テーブルを提案する必要がある。本研究は、実運用時に週 1 回程度の融通変更を行うことを想定し、各季節において蓄熱時間帯と放熱時間帯それぞれに推奨される融通設定を整理した。本節では、冷水負荷および温水負荷の週積算値に着目してケーススタディを実施し、各負荷帯に最適なケースを検討の上、冷水融通テーブルおよび温水融通テーブルを提案する。

5.1 冷水融通テーブル

表 6 に検討ケース一覧を示す。本検討は、効率の高い機器を可能な限り稼働させることを目指す。すなわち、夏期のターボ冷凍機、中間期と冬期のインバータターボ

冷凍機および熱回収ヒートポンプの稼働割合を拡大することで、両地区システム全体の効率向上を図る。シミュレーション結果をもとに、両地区における冷水負荷の週積算値を照合して制御を選定できる融通テーブルを提案する。

既往研究⁴⁾において、東地区よりも西地区の機器性能が高く、原則として西地区で多くの冷熱負荷を処理することが効果的であるという結果を得た。これを受けて、本節では東地区の負荷を西地区へ移行するケースを中心に検討を行う。

表 7～表 9 に、各季節における蓄熱時間帯および放熱時間帯の冷水融通テーブルを示す。最適ケースに応じて各テーブル内を色分けした。判断基準となる週積算値の組み合わせ方は総当たりによるもの（全 25 パターン）とし、各パターンを満たす入力負荷を作成してシミュレー

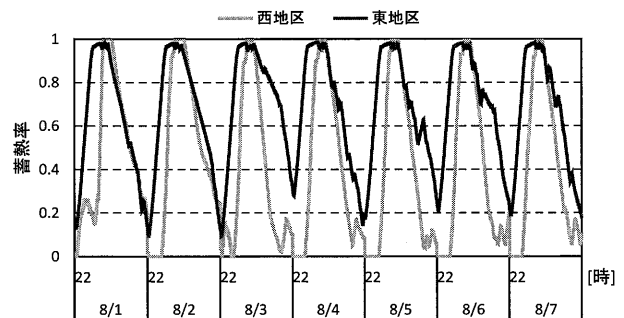
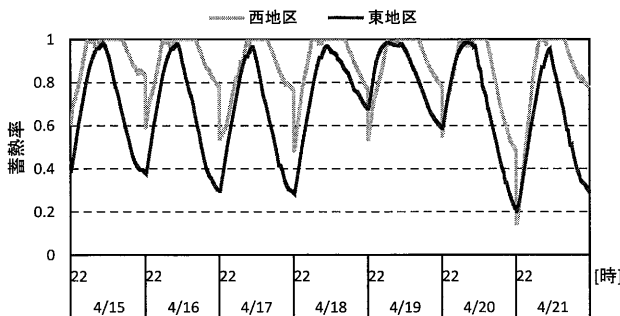
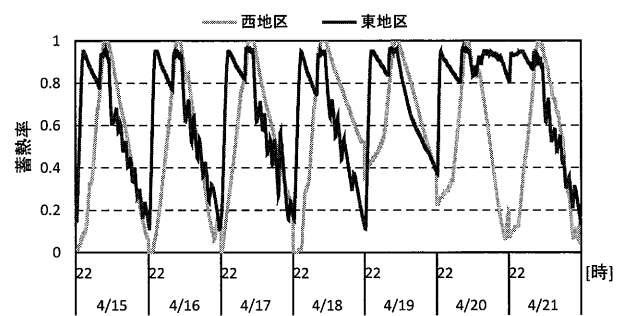


図 12 代表週の各地区冷水蓄熱率（夏期）

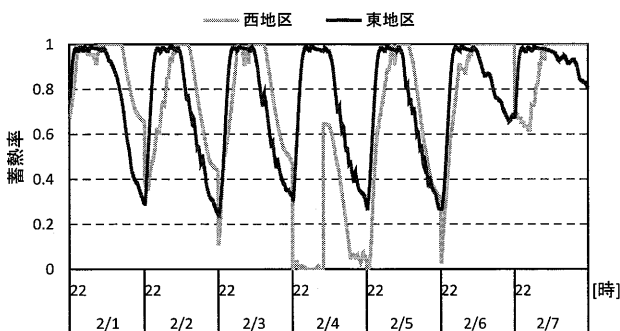


(a) 冷水

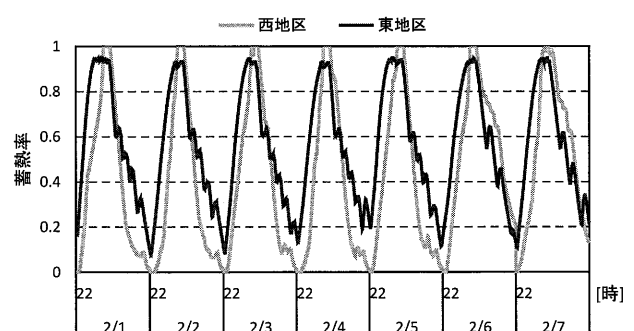


(b) 温水

図 13 代表週の各地区蓄熱率（中間期）



(a) 冷水



(b) 温水

図 14 代表週の各地区蓄熱率（冬期）

シオンを行った。各パターンについて、表6に示す全13ケースの計算結果から最適ケースを抽出し、テーブルを作成した。最適ケースの選定における計算対象は各季節の代表月(夏期は8月、中間期は4月、冬期は2月)とし、評価指標としてSCOPを用いた。

蓄熱時間帯のテーブルは、全ての季節における多くのパターンで case4 が最適となり、東地区の負荷を可能な限り移行して西地区で処理するのがよい。ただし夏期は、両地区の負荷に大きな差がある場合、西地区の負荷を最大限東地区へ移行する case1 が最適となる傾向がある。一方で放熱時間帯は、西地区の負荷が小さい場合、case3 によって東地区から西地区へ一定量の負荷を移行する制御が有効である。その根拠として、夏期は、低負荷時に稼働しにくいターボ冷凍機の稼働割合を拡大できること、中間期と冬期は、西地区の冷水負荷を増やすことで熱回収ヒートポンプの稼働率とその効率が高まることが挙げられる。但し夏期については、西地区の負荷が大きい場

合、融通を行うことでかえって非効率となる可能性があることが判明した。これは、R-A05 の稼働割合が増えた反面、西地区の負荷増加に伴って追いかけ運転が必要となり、機器 COP が低い R-A04 による処理熱量も増大したことが一因である。

5.2 融通テーブルの適用効果

図15は、前節の融通テーブルを用いて計算した場合のSCOPを、非融通時(case0)のSCOPと季節別に比較したものである。年間SCOPはcase0が1.465であるのに対し、融通テーブル使用時は1.475となり、非融通時と比べて0.65%向上した。また、季節別に分析すると、SCOPが最も向上した冬期は、西地区へ負荷を移行したことで熱回収ヒートポンプ(R-A03、R-A04)の稼働割合が拡大し、R-A01とR-A02による処理熱量が5.31%減少した。これにより、西地区のSCOPは15.25%の向上を達成した。

表6 ケース一覧(冷熱)

ケース名	ケース条件
case0	融通しない
case1	蓄熱時間帯のみ西地区の負荷のうち最大融通可能量を常に東地区へ移行
case2_A	東地区の負荷がA[kW]未満ならば西地区へ移行 (A = 500, 1000, 1500, 2000, 2500)
case3_B	東地区の負荷のうちB[kW]を常に西地区へ移行 (B = 500, 1000, 1500, 2000, 2500) ※B[kW]未満の場合は、全ての負荷を西地区へ移行
case4	東地区の負荷のうち最大融通可能量を常に西地区へ移行

表7 夏期における冷水融通テーブル

(a) 蓄熱時間帯

		西地区の冷水負荷週積算値(MWh)				
		~20	20~30	30~40	40~50	50~
東地区の冷水負荷週積算値(MWh)	~20	case4	case4	case1	case1	case1
	20~30	case4	case3_500	case4	case4	case4
	30~40	case1	case4	case4	case4	case4
	40~50	case1	case4	case4	case3_1500	case4
	50~	case1	case4	case3_500	case4	case3_2500

(b) 放熱時間帯

		西地区の冷水負荷週積算値(MWh)				
		~100	100~200	200~300	300~400	400~
東地区の冷水負荷週積算値(MWh)	~100	case3_1000	case3_500	case0	case0	case0
	100~200	case3_1000	case2_1500	case0	case0	case0
	200~300	case3_1500	case3_1000	case3_500	case0	case2_500
	300~400	case3_1500	case3_1500	case3_500	case3_500	case3_500
	400~	case3_1500	case3_1500	case3_1000	case3_500	case3_500

表8 中間期における冷水融通テーブル

(a) 蓄熱時間帯

		西地区の冷水負荷週積算値(MWh)				
		~10	10~20	20~30	30~40	40~
東地区の冷水負荷週積算値(MWh)	~10	case4	case4	case4	case4	case4
	10~20	case4	case4	case4	case4	case4
	20~30	case4	case4	case4	case4	case4
	30~40	case4	case4	case4	case4	case4
	40~	case4	case4	case4	case4	case4

(b) 放熱時間帯

		西地区の冷水負荷週積算値(MWh)				
		~50	50~100	100~150	150~200	200~
東地区の冷水負荷週積算値(MWh)	~50	case3_500	case2_500	case2_500	case0	case0
	50~100	case3_500	case2_500	case2_500	case0	case0
	100~150	case3_500	case3_500	case2_500	case2_500	case0
	150~200	case3_500	case3_1000	case2_500	case3_1500	case2_1000
	200~	case3_1500	case3_1500	case3_500	case2_1500	case2_1000

表9 冬期における冷水融通テーブル

(a) 蓄熱時間帯

		西地区の冷水負荷週積算値(MWh)				
		~10	10~20	20~30	30~40	40~
東地区の冷水負荷週積算値(MWh)	~10	case4	case4	case4	case4	case4
	10~20	case4	case4	case4	case4	case4
	20~30	case4	case4	case4	case4	case4
	30~40	case4	case4	case4	case4	case4
	40~	case4	case4	case4	case4	case4

(b) 放熱時間帯

		西地区の冷水負荷週積算値(MWh)				
		~50	50~100	100~150	150~200	200~
東地区の冷水負荷週積算値(MWh)	~50	case3_500	case0	case0	case0	case0
	50~100	case3_1000	case3_1000	case0	case3_1000	case0
	100~150	case3_500	case2_1000	case3_1000	case0	case0
	150~200	case3_500	case2_500	case3_1000	case3_1500	case3_1000
	200~	case2_500	case2_500	case3_1000	case3_1000	case3_1000

凡例(表7~表9)

色	ケース名	色	ケース名
斜線	case4	斜線	case2_2500
斜線	case3_2500	斜線	case2_2000
斜線	case3_2000	斜線	case2_1500
斜線	case3_1500	斜線	case2_1000
斜線	case3_1000	斜線	case2_500
斜線	case3_500	斜線	case1
斜線		斜線	case0

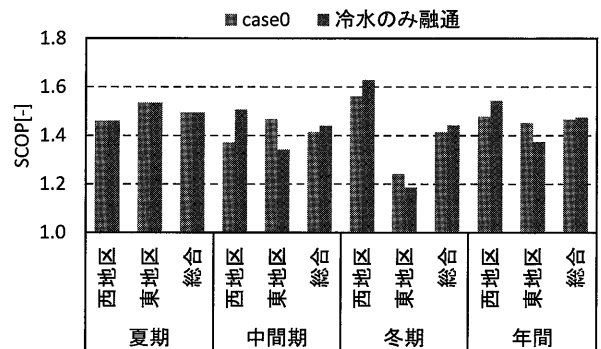


図15 冷水融通テーブルの適用前後におけるSCOP

5.3 夏期冷水融通テーブルの再考

5.1 節において、西地区で多くの冷熱負荷を処理することを前提とした検討では、結果として SCOP の向上に至らなかった。そこで本節では、両地区が有するターボ冷凍機の台数がそれぞれ西地区は 1 台、東地区は 2 台である点に着目し、5.1 節とは異なる観点から、西地区の負荷を東地区へ移行するケースを中心として表 10 に示す検討を行う。この結果をもとに作成した夏期融通テーブルを表 11 に示す。

蓄熱時間帯は、東地区の負荷を西地区へ移行する case1 が最適となった。放熱時間帯は、週積算負荷が両地区とも 300MWh 未満の場合および西地区で 300MWh 以上の場合、その多くにおいて case2 が適し、西地区の R-A05 で負荷を処理しつつ、蓄熱系熱源機器による追いかけ運転を最小限に留めるのがよい。対して、週積算負荷が東地区で大きく西地区で小さい場合は、融通を行わず各地区で負荷を処理するのが望ましい。

5.4 温水融通テーブル

表 12 に、温水融通における検討ケースの一覧を示す。中間期および冬期は、ヒートポンプで冷温水負荷の多くを処理する。よって、本検討では両地区の機器性能に着目し、より高い機器 COP を有する西地区のヒートポンプ (R-A01、R-A02) を最大限に活用することで SCOP の向上を目指す。シミュレーション結果をもとに、両地区における温水負荷の週積算値から最適ケースを選定できる融通テーブルを提案する。

蓄熱時間帯および放熱時間帯の温水融通テーブルについて、中間期を表 13 に、冬期を表 14 に示す。なおテーブルの作成は、5.1 節の冷水融通テーブル作成時と同様の手順で行った。

中間期の蓄熱時間帯は、両地区の週積算負荷が小さい場合は case4 の東地区の負荷を最大限西地区へ移行する制御が最適となる。対して両地区の週積算負荷が大きい場合は case2_2500 が最適ケースとなり、東地区の負荷が 2500kW を超える場合は融通を行わない方が望ましい。また、西地区の週積算負荷が 20~30MWh の範囲は case3 が最適ケースとなり、常に一定の負荷を西地区へ移行する制御が適することが分かった。一方で放熱時間帯は、両地区の週積算負荷が小さい場合には case2_500 が、大きい場合には case4 が最適ケースとなる傾向が見られた。

冬期の蓄熱時間帯は、両地区とも最大の負荷帯は case3_500 が最適ケースとなり、常に 500kW の負荷を西地区へ移行するのがよい。その他の負荷帯は case4 が最適ケースであり、常に東地区の負荷を最大限移行し西地区で処理する制御が有効である。一方で放熱時間帯は、東地区の週積算負荷が 200MWh 以内の場合には、西地区の週積算負荷の大小にほぼ関係なく case3_1000 が最適ケ

表 10 ケース一覧 (夏期、冷熱)

ケース名	ケース条件
case0	融通しない
case1	蓄熱時間帯のみ東地区の負荷のうち最大融通可能量を常に西地区へ移行
case2_A	西地区の負荷がA[kW]未満ならば東地区へ移行 (A = 500, 1000, 1500, 2000, 2500)
case3_B	西地区の負荷のうちB[kW]を常に東地区へ移行 (B = 500, 1000, 1500, 2000, 2500) ※B[kW]未満の場合は、全ての負荷を東地区へ移行
case4	西地区の負荷のうち最大融通可能量を常に東地区へ移行
case5	西地区の負荷のうちR-A05の処理熱量超過分を東地区へ移行 ※R-A05起動時のみ融通

表 11 夏期における冷水融通テーブル

(a) 蓄熱時間帯

		西地区の温水負荷週積算値(MWh)				
		~20	20~30	30~40	40~50	50~
東地区の 温水負荷 週積算値 (MWh)	~20	case1	case1	case1	case1	case1
	20~30	case1	case1	case1	case1	case1
	30~40	case1	case3_1000	case1	case1	case1
	40~50	case1	case1	case1	case1	case1
	50~	case1	case1	case1	case1	case1

(b) 放熱時間帯

		西地区の温水負荷週積算値(MWh)				
		~100	100~200	200~300	300~400	400~
東地区の 温水負荷 週積算値 (MWh)	~100	case2_1000	case2_1000	case3_500	case3_500	case3_500
	100~200	case2_500	case2_500	case3_500	case2_1000	case2_1000
	200~300	case2_500	case0	case2_1000	case2_1000	case2_1000
	300~400	case0	case0	case0	case2_1000	case2_1000
	400~	case0	case0	case0	case2_1000	case2_1000

凡例 (表 11)

色	ケース名	色	ケース名
	case5		case2_2500
	case4		case2_2000
	case3_2500		case2_1500
	case3_2000		case2_1000
	case3_1500		case2_500
	case3_1000		case1
	case3_500		case0

表 12 ケース一覧 (中間期・冬期、温熱)

ケース名	ケース条件
case0	融通しない
case1	蓄熱時間帯のみ西地区の負荷のうち最大融通可能量を常に東地区へ移行
case2_A	東地区の負荷がA[kW]未満ならば西地区へ移行 (A = 500, 1000, 1500, 2000, 2500)
case3_B	東地区の負荷のうちB[kW]を常に西地区へ移行 (B = 500, 1000, 1500, 2000, 2500) ※B[kW]未満の場合は、全ての負荷を西地区へ移行
case4	東地区の負荷のうち最大融通可能量を常に西地区へ移行

表 13 中間期における温水融通テーブル

(a) 蓄熱時間帯

		西地区の温水負荷週積算値(MWh)				
		~10	10~20	20~30	30~40	40~
東地区の 温水負荷 週積算値 (MWh)	~10	case4	case4	case4	case4	case4
	10~20	case4	case4	case4	case4	case4
	20~30	case4	case4	case4	case4	case4
	30~40	case4	case4	case3_1500	case4	case4
	40~	case4	case4	case4	case4	case4

(b) 放熱時間帯

		西地区の温水負荷週積算値(MWh)				
		~50	50~100	100~150	150~200	200~
東地区の 温水負荷 週積算値 (MWh)	~50	case2_500	case2_500	case2_500	case2_500	case0
	50~100	case2_500	case2_500	case2_500	case2_1500	case3_500
	100~150	case2_500	case2_500	case2_500	case4	case0
	150~200	case2_500	case4	case4	case4	case4
	200~	case2_500	case4	case4	case4	case4
	200~	case2_500	case4	case4	case4	case4

ースとなった。これに対して 200MWh を超える負荷帯では、西地区の週積算負荷に従って制御を切り替える必要がある。

5.5 改良後の融通テーブルの適用効果

以上の検討を踏まえて表 15 に示す 3 ケースのシミュレーションを行い、前節までに提案した融通テーブルの効果を検証した。図 16 に、非融通時の caseX、5.1 節の融通テーブル (表 7~表 9) を用いた caseY、そして 5.3 節と 5.4 節の融通テーブル (表 11、表 13、表 14) を用いた caseZ の SCOP を比較したものを示す。本報で提案したテーブル適用後の SCOP は 1.537 となり、非融通時の SCOP1.465 と比較して 4.93% 向上した。季節別に見ると、夏期は 5.2 節での検討よりも西地区の SCOP を僅かに向上できたものの、今回も両地区での効率化には至らなかった。中間期および冬期は、西地区のヒートポンプ (R-A01、R-A02) の稼働割合を拡大できたことが確認された。加えて、東地区の高効率なインバータターボ冷凍機 (R-04) の稼働が増加し、ヒートポンプ (R-01、R-02) の稼働が抑えられたことが、図 16 における中間期および冬期の東地区 SCOP を大幅に向上させ、ひいては両地区全体での効率向上に導いた。以上の結果から、対象システムでは温水の融通による効果が高いことは明らかである。

6. おわりに

本研究は、対象システムの実運用に向けた融通制御テーブルを提案することを目指したものである。本報は、冷水および温水の融通についてそれぞれケーススタディを行い、その結果をもとに負荷の週積算値に応じて制御方法を決定する融通テーブルを提示した。さらに、テーブル適用前後の SCOP を比較し、各季節および年間での効果を明らかにした結果、中間期および冬期は冷水融通よりも温水融通の効果が高く、年間で 4.93% の SCOP 向上が見られた。一方夏期は、今回作成した週毎の融通制御では SCOP の向上が困難であることも判明し、今後はより短い期間で制御変更を行う等の詳細な検討が必要となる。

冷水と温水を効率的に生成するには、原則として東地区の負荷を西地区へ移行するのがよい。但し、負荷の大きさにより、最大限移行すべきか、東地区に一定量残すべきかを考慮しなければならない。これは、負荷率や蓄熱率によって本来の効率を発揮できない熱源機器の存在がシステム効率に影響するためである。したがって、各機器の特性を正確に把握した上での融通制御が不可欠である。既成市街地における設備更新等では、古い設備の稼働を抑えて最新設備の能力を最大限活用する運用に大きな可能性を期待できる反面、新築建物同士の建物間熱融通を導入する場合は、負荷パターンや機器の特性を見

表 14 冬期における温水融通テーブル

(a) 蓄熱時間帯

		西地区の温水負荷週積算値(MWh)				
		~10	10~20	20~30	30~40	40~
東地区の 温水負荷 週積算値 (MWh)	~10	case4	case4	case4	case4	case4
	10~20	case4	case4	case4	case4	case4
	20~30	case4	case4	case4	case4	case4
	30~40	case4	case4	case4	case4	case4
	40~	case4	case4	case4	case4	case3,500

(b) 放熱時間帯

		西地区の温水負荷週積算値(MWh)				
		~50	50~100	100~150	150~200	200~
東地区の 温水負荷 週積算値 (MWh)	~50	case3,1000	case3,1000	case3,1000	case3,1000	case3,1000
	50~100	case3,1000	case3,1000	case3,1000	case3,1000	case3,1000
	100~150	case3,1000	case2,500	case3,1000	case3,1000	case3,1000
	150~200	case3,1000	case3,1000	case3,1000	case3,1000	case3,1000
	200~	case3,1000	case3,1000	case3,500	case2,1500	case3,500

凡例 (表 13、表 14)

色	ケース名	色	ケース名
斜線	case4	斜線	case2,2500
斜線	case3,2500	斜線	case2,2000
斜線	case3,2000	斜線	case2,1500
斜線	case3,1500	斜線	case2,1000
斜線	case3,1000	斜線	case2,500
斜線	case3,500	斜線	case1
斜線		斜線	case0

表 15 融通テーブルの適用効果に関する検討ケース

ケース名	ケース条件
caseX	融通しない
caseY	冷水のみ融通
caseZ	夏期は冷水を西地区→東地区へと融通 中間期、冬期は温水のみ融通

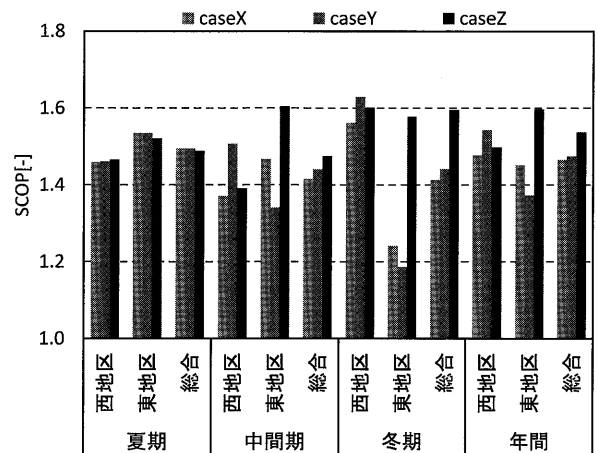


図 16 融通テーブルの適用による SCOP の比較

極める必要がある。また、優先的に稼働させる機器の選定も運転の効率を左右するため、機器の台数制御等も熱源システムの省エネルギーにとって重要である。

引き続き今後も、本研究で開発したシミュレーションモデルを用いて、今回の対象建物以外の用途や規模、システムを有する建物での検討を重ね、熱融通効果の一般化を図る。熱融通の可能性が一瞥して分かるよう検討結果を整理し、建物間熱融通の周知と導入の推奨を目指す。

参考文献

- 1) 佐土原聡：既存建物間熱融通による地域冷暖房の新しい展開，日本建築学会大会学術講演梗概集，pp.877-878，2007年8月
- 2) 山下周一,赤司泰義,住吉大輔,趙飛:シミュレーションを用いた熱源システムのイニシャルコミッショニング手法に関する研究，都市・建築学研究(九州大学大学院人間環境学研究院紀要),第20号,pp.89-99,2011年7月
- 3) 空気調和・衛生工学会編:「空気調和設備 計画設計の実務の知識(改訂3版)」,p.113,2010年
- 4) 山口奈津子,小野信秀,住吉大輔,赤司泰義,木虎久隆:地域冷暖房システムにおける効率的な熱融通制御に関する研究 その3 融通制御による省エネルギー効果の検討,空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集,pp.41-44,2016年9月

(受理：平成29年6月7日)

