

芝浦工業大学
博士学位論文

既成市街地における河川水の再生可能エネルギー熱を
面的に利用する熱源水ネットワークに関する研究

令和2年9月

山川 智

目次

第 1 章 序論

1.1 本研究の背景	1
1.1.1 パリ協定発効により民生部門に求められる再生可能エネルギー熱の面的利用	1
1.1.2 再生可能エネルギー熱の普及に向けた政策の現状	1
1.1.3 空調用途へのヒートポンプの活用による高効率化	3
1.1.4 ヒートポンプの採熱源への河川水利用による高効率化	4
1.1.5 既成市街地におけるエネルギーの面的対策	7
1.1.6 熱源水ネットワークによる面的熱利用	8
1.2 本研究の目的	10
1.2.1 ヒートポンプによる河川水の再生可能エネルギー熱利用に関する検討	10
1.2.2 熱源水ネットワークによる面的熱利用の検討	10
1.3 関連の既往研究	12
1.3.1 ヒートポンプによる河川水の再生可能エネルギー熱利用に関する研究	12
1.3.2 熱源水ネットワークによる面的熱利用に関する研究	13
1.4 本論文の構成	15

第 2 章 第 2 章ヒートポンプが供給する再生可能エネルギー熱の定量評価手法の検討と大気熱利 用量の概算

2.1 研究概要	23
2.2 ヒートポンプによる再生可能エネルギー量の算定方法	24
2.2.1 EU における算定方法	24
2.2.2 本研究における概算方法	28
2.3 大気熱による再生可能エネルギー量の部門別概算	29
2.3.1 民生部門（非住宅建築）における概算	29
2.3.2 民生部門（住宅）における概算	39
2.3.3 産業部門における概算方法	45
2.3.4 農業部門における概算方法	47
2.3.5 再生可能エネルギー量の概算結果	47
2.4 再生可能エネルギー量の概算結果	49
2.5 結論	50

第 3 章 河川水の再生可能エネルギー熱利用による効率向上効果の分析

3.1 研究概要	55
3.2 大気の再生可能エネルギー熱を利用した既存 DHC の概要	56
3.2.1 地区概要	56

3.2.2 システム概要	56
3.3 対象地区の稼働実績の分析	58
3.3.1 熱負荷	58
3.3.2 熱源機の単体効率	58
3.3.3 熱供給システム効率	59
3.4 河川水利用による熱源温度の特性	60
3.4.1 熱源温度の設定	60
3.4.2 河川水利用と大気利用の熱源水温度の比較	60
3.5 河川水の再生可能エネルギー熱利用による効率向上効果のシミュレーションによる 分析	64
3.5.1 河川水の再生可能エネルギー熱利用システムへの更新と大気の再生可能エネルギー 熱利用システムの更新とのシミュレーション比較の概要	64
3.5.2 大気の再生可能エネルギー熱利用した既存 DHC のシミュレーションモデルの設定	65
3.5.3 大気の再生可能エネルギー熱を利用した既存 DHC の更新を想定したシミュレー ションモデルの設定	84
3.5.4 河川の再生可能エネルギー熱利用システムへの既存 DHC の更新を想定したシミュ レーションモデルの設定	89
3.6 結論	97

第 4 章 既存 DHC における河川水の再生可能エネルギー熱利用技術の実証

4.1 研究概要	99
4.2 河川の再生可能エネルギー熱を利用した既存 DHC（箱崎地区）の概要	100
4.2.1 地区概要	100
4.2.2 システム概要	101
4.2.3 熱供給システム効率	106
4.3 河川水利用システムの実証	106
4.3.1 河川水の混入物除去と熱源機チューブ洗浄方式の検討	106
4.3.2 河川水流量制御の見直しによるバイパス量の低減	111
4.4 結論	114

第 5 章 第 5 章中央熱源空調へのデータセンター排熱および河川水の熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果の分析

5.1 研究概要	115
5.2 データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークを形成する既存 DHC の概要	117
5.2.1 地区概要	117
5.2.2 システム概要	117
5.2.3 熱源水ネットワークの概要	118
5.3 対象地区の稼働実績の分析	120

5.3.1	データセンター排熱利用による熱源温度	120
5.3.2	建物別の運転状況	123
5.3.3	対象地区の熱供給システム効率	125
5.4	中央熱源空調へのデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果のシミュレーションによる分析	126
5.4.1	データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークによる中央熱源空調と建物個別空調の中央熱源空調のシミュレーション比較の概要	126
5.4.2	データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークによる中央熱源空調を形成する既存 DHC のシミュレーションモデルの設定	127
5.4.3	建物個別空調の中央熱源空調のシミュレーションモデルの設定	135
5.4.4	シミュレーション結果	137
5.5	結論	144

第 6 章 第 6 章個別分散空調へのデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果の分析

6.1	研究概要	145
6.2	個別分散空調へのデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果の分析	146
6.2.1	データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークによる個別分散空調と建物個別空調の空気熱源および水熱源の個別分散空調のシミュレーション比較の概要	146
6.2.2	建物個別空調の空気熱源個別分散空調のシミュレーションモデルの設定	147
6.2.3	データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークによる個別分散空調のシミュレーション	154
6.2.4	シミュレーション結果	162
6.3	結論	165

第 7 章 既成市街地における河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークのモデルスタディ

7.1	研究概要	167
7.2	既成市街地における河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果のシミュレーションによる分析	168
7.2.1	河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークと建物個別空調のシミュレーション比較の概要	168
7.2.2	モデル地区の概要	168
7.2.3	河川水の再生可能エネルギー熱を利用する熱源水ネットワークの概要	169
7.2.4	モデル地区における DHC のシミュレーションモデルの設定 (A-1,2)	170
7.2.5	モデル地区における中央熱源空調のシミュレーションモデルの設定	171

7.2.6	モデル地区における個別分散空調のシミュレーションモデルの設定	174
7.2.7	モデル地区における中央熱源給湯のシミュレーションモデルの設定	176
7.2.8	シミュレーション結果	179
7.3	結論	184

第 8 章 総括

8.1	総括結論	185
8.1.1	ヒートポンプが供給する再生可能エネルギー熱の定量評価手法の検討と大気熱利 用量の概算（第 2 章）	185
8.1.2	河川水の再生可能エネルギー熱利用による効率向上効果の分析（第 3 章）	185
8.1.3	既存 DHC（箱崎地区）における河川水の再生可能エネルギー熱利用技術の実証 （第 4 章）	186
8.1.4	ネットワーク導入による効率向上効果の分析（第 5 章）	186
8.1.5	個別分散空調へのデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による 効率向上効果の分析（第 6 章）	187
8.1.6	既成市街地における河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワー クのモデルスタディ（第 7 章）	187
8.2	今後の展望	189

履歴書・研究業績

第 1 章 序章

1.1 本研究の背景

1.1.1 パリ協定発効により民生部門に求められる再生可能エネルギー熱の面的利用

地球温暖化防止の国際的な取組として、2016年11月4日にパリ協定が発効した。パリ協定は、世界全体の平均気温の上昇を工業化以前よりも2℃高い水準を十分に下回るものに抑えるとともに、1.5℃高い水準までに制限するための努力を継続すること、このために、今世紀後半に温室効果ガスの人為的な発生源による排出量と吸収源による除去量との間の均衡(世界全体でのカーボンニュートラル)を達成することを目指すこと等を定めている。

日本は、温室効果ガスを2050年度までに80%削減するという長期目標に向け、2030年度までには2013年度比26%削減することを定めた。この26%削減の達成のためには、特に事務所ビルやホテル、病院、住宅等の用途を含む民生部門において約40%の削減が求められている。そのため築年数、規模、用途を問わず、全ての建物での削減が必要となると考えられる

日本政府が2019年6月に閣議決定した「パリ協定に基づく成長戦略としての長期戦略」¹⁻¹⁾では、民生部門の対策について「カーボンニュートラルな地域づくり」として、「太陽熱、地中熱、雪氷熱、温泉熱、海水熱、河川熱、下水熱などの再生可能エネルギー熱等は、多面的な効果と合わせて推進することにより、コスト低減及び普及に向けた取組を進める。」、「都市のエネルギーシステムに関し、複数の施設・建物において、電気、熱などのエネルギーの融通等により効率的なエネルギーの利用を実現することは、大きなCO₂排出削減効果を期待できる。そのため、都市開発等の機会を捉え、地区レベルでのエネルギーの面的利用を推進する。都市のコンパクト化により熱源や熱需要が適切に集約される場合には、未利用の再生可能エネルギー熱の利用可能性が高まる。経済性や地域の特性に応じこれらも最大限導入を促進する。」としている。パリ協定達成に向け、「民生部門」における「未利用の再生可能エネルギー熱」の「面的利用」の推進が求められている。

1.1.2 再生可能エネルギー熱の普及に向けた政策の現状

建物による温室効果ガス排出量を削減するには、省エネルギーの推進とともに、使用するエネルギーを化石燃料から再生可能エネルギーへ代替することも有効と考えられる。またエネルギー資源の90.5%(2017年度)を輸入に頼る¹⁻²⁾日本は、エネルギーセキュリティの面からも純国産エネルギーである再生可能エネルギーの利用拡大が求められている。

再生可能エネルギーの内、再生可能エネルギー電気については「長期エネルギー需給見通し」¹⁻³⁾(経済産業省)により、2030年度の導入目標が22~24%と定められた(図1.1.1参照)。また「再生可能エネルギー固定価格買取制度(電気事業者による再生可能エネルギー電気の調達に関する特別措置法)」(2012年)の施行により、再生可能エネルギー電気の普及が進み、制度開始前に約2,060万kWだった太陽光発電等の再生可能エネルギー電気は6年間で約6,208万kWと約3倍となり飛躍的に普及が進んだ¹⁻⁴⁾。

熱分野のエネルギーについては、図1.1.2の通り、エネルギー需要に占める割合が、2013年度に75%、2030年度に72%となっており、電力の約3倍となっている。しかし熱分野への再生可能エネルギーの導入については、「エネルギー基本計画」¹⁻⁵⁾(経済産業省)において「太陽熱、地中熱、雪氷熱、温泉熱、海水熱、河川熱、下水熱等の再生可能エネルギー熱について、熱供給設備の導入支援を図るとともに、複数の需要家群で熱を面的に融通する取組への支援を行うことで、再生可能エ

エネルギー熱の導入拡大を目指す。」と定められたが、具体的な数値目標は示されなかった。

大気や河川水等の熱については、「エネルギー供給高度化法」(2009年)により、再生可能エネルギーと定義された。しかし、定量的な評価方法は定義されず、導入実績の把握も行われていない。なおEUでは、2013年に、大気や河川水を採熱源としてヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量の定量的評価方法が定義された¹⁻⁶⁾。これに基づき加盟国は数値目標を設定し、導入実績を把握し¹⁻⁷⁾、政策の立案に利用している。

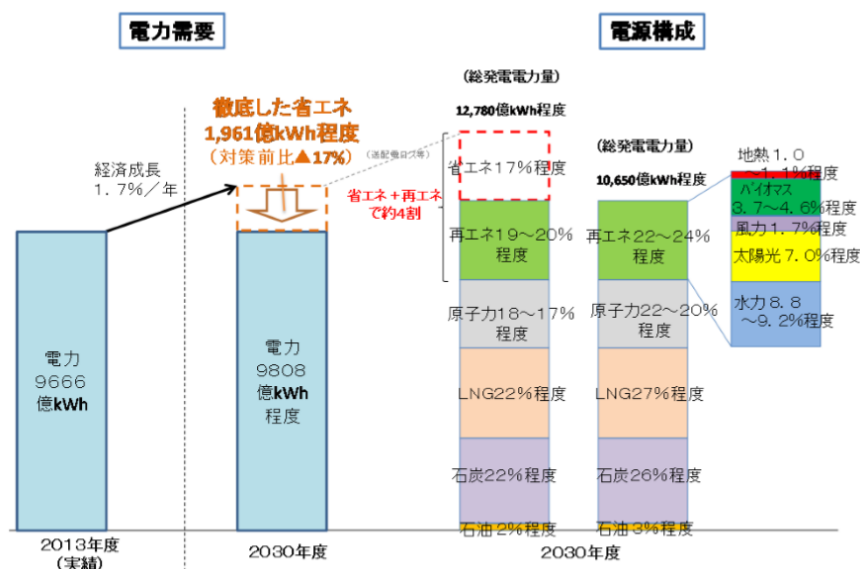


図 1.1.1 2030 年度の電力の需給構造

出典 経済産業省：長期エネルギー需給見通し

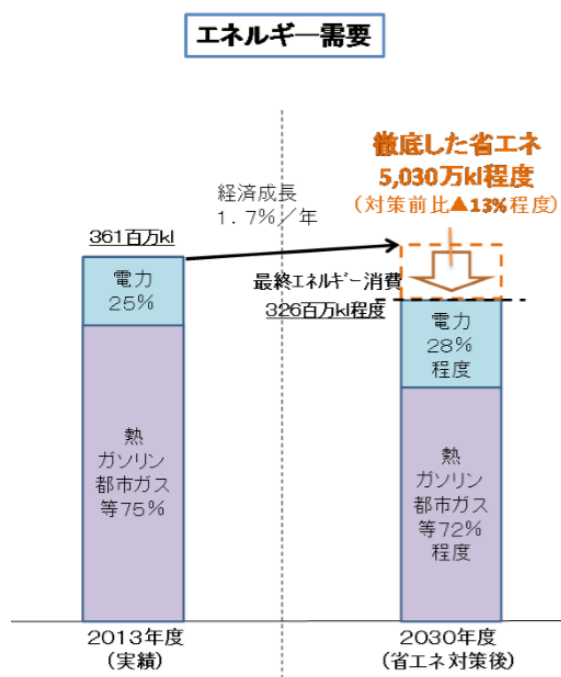


図 1.1.2 2030 年度のエネルギー需要

出典 経済産業省：長期エネルギー需給見通し

1.1.3 空調用途へのヒートポンプの活用による高効率化

図 1.1.3 の通り、オフィスビル等、民生部門の非住宅用途（業務他部門）では、年間一次エネルギー消費量の約 3 割を冷房や暖房を行う空調設備により消費されている。したがって建築物の省エネルギー化や省 CO2 化を進めるには空調設備の効率向上が非常に重要となる。

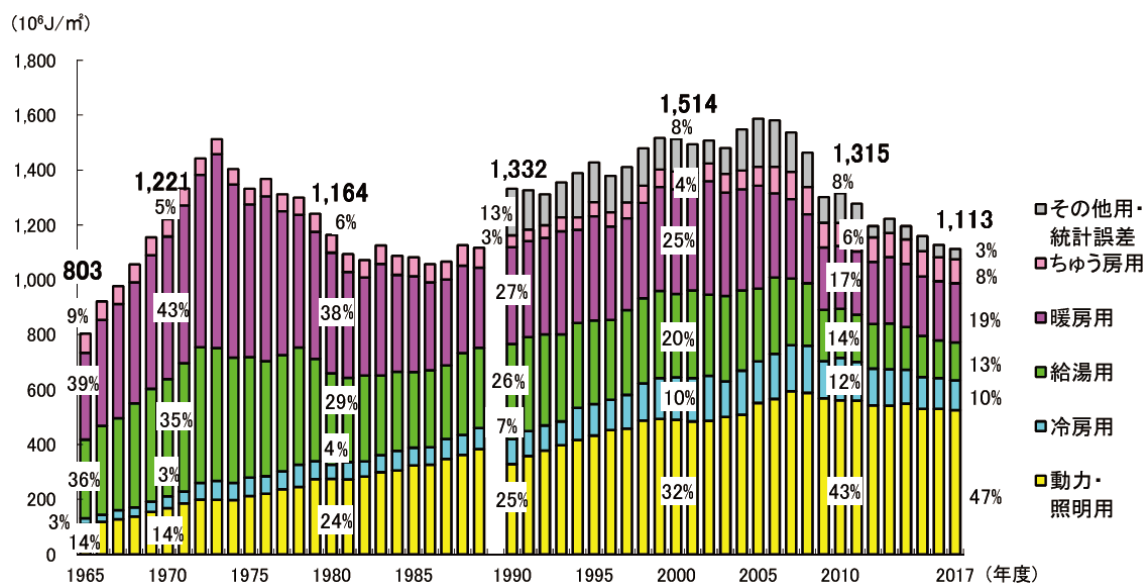


図 1.1.3 業務他部門用途別エネルギー消費原単位の推移

出典 経済産業省資源エネルギー庁：平成 30 年度エネルギーに関する年次報告
(エネルギー白書 2019)

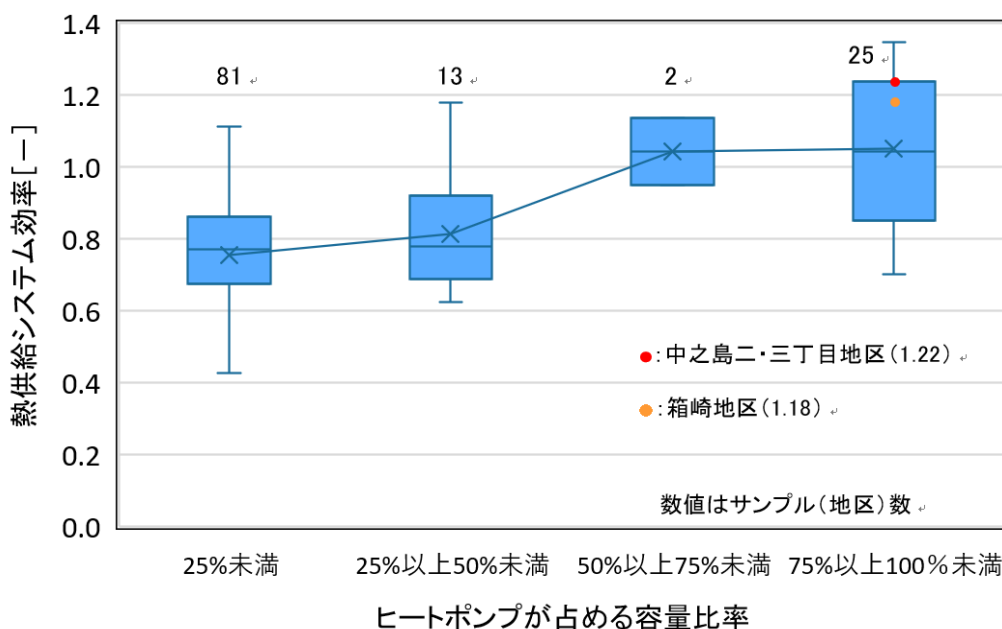


図 1.1.4 全国の DHC の熱供給システム効率

(中之島二・三丁目、箱崎: 代表的な河川水利用地区)

出典 日本熱事業協会：2018 年度熱供給事業便覧

空調設備のエネルギー消費量削減の検討にあたり高効率な空調設備の一つにヒートポンプがある。

図 1.1.4 に、全国の地域冷暖房地区 (District Heating and Cooling、以下 DHC) を対象に、当該地区の熱源設備の全容量におけるヒートポンプの容量が占める比率別の、一次エネルギー換算の熱供給システム効率⁽¹⁻¹⁾ (以下、熱供給システム効率) の分布を箱ひげ図で示す。ヒートポンプの占める比率、熱供給システム効率ともに「熱供給事業便覧 2018 年度版」¹⁻⁸⁾ (日本熱供給事業協会) より算定した。対象は、同便覧より熱供給システム効率を算定するデータが記載されている 121 地区とした。グラフ中の数値はサンプル数 (地区数) を示す。地区数は、ヒートポンプの占める容量比率 25%未満が 81 地区と最も多く、熱供給システム効率の単純平均は 0.76 だった。同 50%以上 75%未満は 2 地区とサンプル数が不十分だった。同 75%以上は 25 地区あり、熱供給システム効率の単純平均は 1.05 だった。熱供給システム効率は様々な要因が影響するが、ヒートポンプの占める比率が高い程、高効率となる傾向が読み取れる。

民生部門の非住宅用途における高効率化を図るには、空調熱源設備を対象にヒートポンプの利用を検討することが有効な手法であると考えられる。

1.1.4 ヒートポンプの採熱源への河川水利用による高効率化

ヒートポンプの効率面での特徴の一つに、ヒートポンプは採熱源の温度により効率が変化する点がある。例えば暖房用の温熱を製造するには、採熱源は暖房用の利用温度に近い、すなわち温度が高い程、効率が向上する。一例として、水熱源ヒートポンプのある機種種の採熱源温度である冷却水温度、熱源水温度と機器単体 COP 効率の関係の一例を図 1.1.5~6 に示す。この機種の場合、冷却、加熱ともに採熱源温度+1℃あたりの機器単体 COP の変化量は、冷却が約-3.3%、加熱が+3.4%だった。これはグラフ上の採熱源温度の最大値と最小値間の機器単体 COP の差分を採熱源温度の差分で除算し、変化率を計算した結果である。

現在、ヒートポンプは個別分散空調や家庭用のルームエアコンに普及してきており、それらの大部分は大気熱を採熱源としている。一方で、例えば未利用の再生可能エネルギー熱である河川水は、大気に比べ冬期に温度が高いことが多いため、暖房用の温熱を製造する際には、大気を採熱源とするよりも効率が高くなることが多い。

一般的に、ヒートポンプの採熱源に利用される再生可能エネルギー熱に、大気他には、河川水、海水、地下水等がある。また未利用エネルギーには (再生可能エネルギー熱と重複を除くと)、下水、下水処理水、下水再生水、中水、ごみ焼却排熱、ビルの冷却排熱等がある。その内、再生可能エネルギー熱である河川水、海水、地下水をヒートポンプの採熱源として利用した場合の特徴を「ZEB のデザインメソッド」(空気調和・衛生工学会編) より、表 1.1.1 に示す。また同文献に「例えば大規模建築の場合、地下水の熱は取水制限があると必要な熱量の一部しか賄うことができない。一方、河川水は規制があるものの全量を賄えることが多い。」とあり、大規模な熱需要への対応を要する既存市街地での面的熱利用には、地下水よりも河川水の利用が適していると考えられる。

これらの再生可能エネルギー熱利用の内、河川水利用システムの概念図を図 1.1.7~8 に示す。河川の護岸に取水口を設け、取水ポンプを用い、河川水を取水する。ストレーナーにより河川水に含まれる混入物を除去する。ヒートポンプのチューブに通水し、冷媒と熱交換することで、ヒートポンプが冷水や温水を製造する。熱交換後の河川水を放水口より河川へ放水する。なお熱交換の方式

は、取水した河川水を直接、ヒートポンプに通水する方法（直接利用、図 1.1.7 参照）の他、手前に熱交換器を設けて、水と熱交換し、その水をヒートポンプに通水して利用する方法（間接利用、図 1.1.8 参照）が用いられている。間接方式は、アプローチ温度が拡大し、熱交換器の圧力損失分の搬送動力が増大する一方、熱交換器二次側の温度差拡大により配管径が縮小し、搬送動力が低減する特徴がある。また河川水が通水する熱交換器の清掃が頻繁に必要となるが、直接方式では熱源機チューブが、間接方式では熱交換器が清掃対象となる。河川水を取水・排水する配管の清掃も定期的に必要となり、間接方式は河川水配管の短縮により清掃コストが低減される。

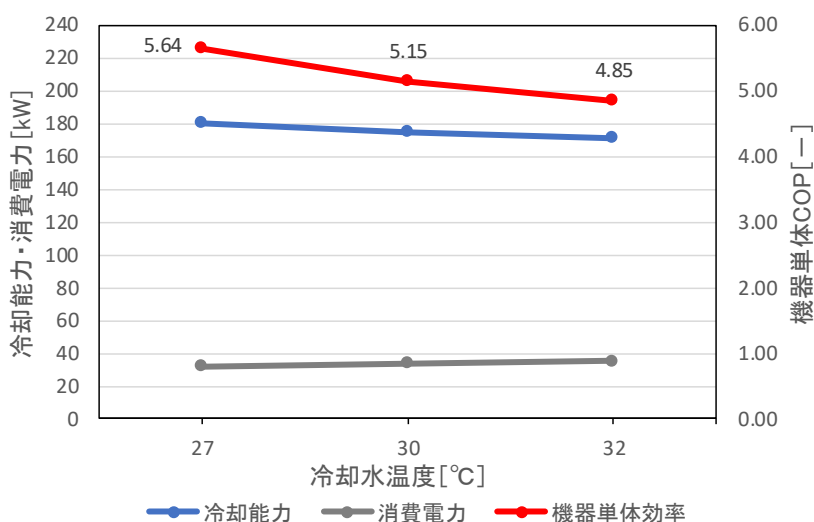


図 1.1.5 水熱源ヒートポンプの冷却水温度と機器単体効率の一例

出典 三菱電機：チリングユニット ブラインクーラ総合カタログ，2018.5

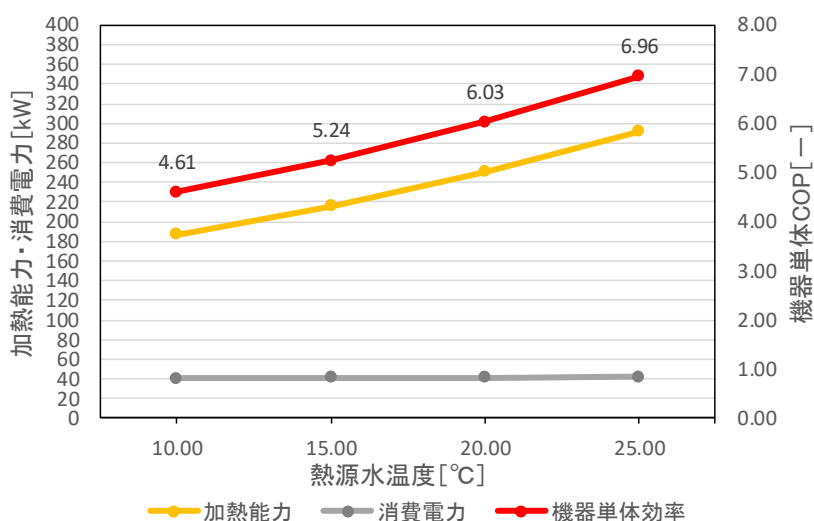


図 1.1.6 水熱源ヒートポンプの熱源水温度と機器単体効率の一例

出典 三菱電機：チリングユニット ブラインクーラ総合カタログ，2018.5

表1.1.1 再生可能エネルギー熱の特徴と設計上の留意点

熱媒	特徴
河川水	<ul style="list-style-type: none"> ・季節間の水温差が比較的大きい ・堤防に取水口を設け、上流側から取水し下流側へ放水して利用する ・河川法により温度差と流量が制限される ・河口に近い場合、防食対策と干満による水位変動への考慮が必要
海水	<ul style="list-style-type: none"> ・季節間の水温差が比較的大きい ・堤防に取水口を設けて利用する ・取水口・放水口の設置位置は、ショートサーキットに留意を要する ・干満による水位変動に考慮が必要 ・十分な防食対策が必要 ・漁業組合との協議を要する場合がある
地下水	<ul style="list-style-type: none"> ・年間を通じて比較的、水温が安定 ・地下水を汲み上げ、利用後に地下の戻す方法と河川等へ放水する方法がある ・条例で取水を制限している自治体が多い ・立地により水質が異なるため、水質に応じた浄水対策が必要

出典 空気調和・衛生工学会編：ZEB のデザインメソッド，技報堂，2019，9

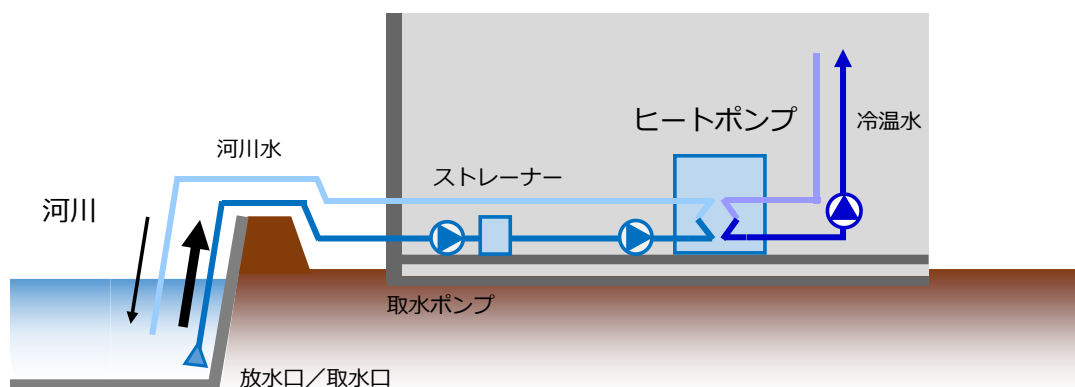


図 1.1.7 河川水の再生可能エネルギー熱利用システムの概念図(直接利用)

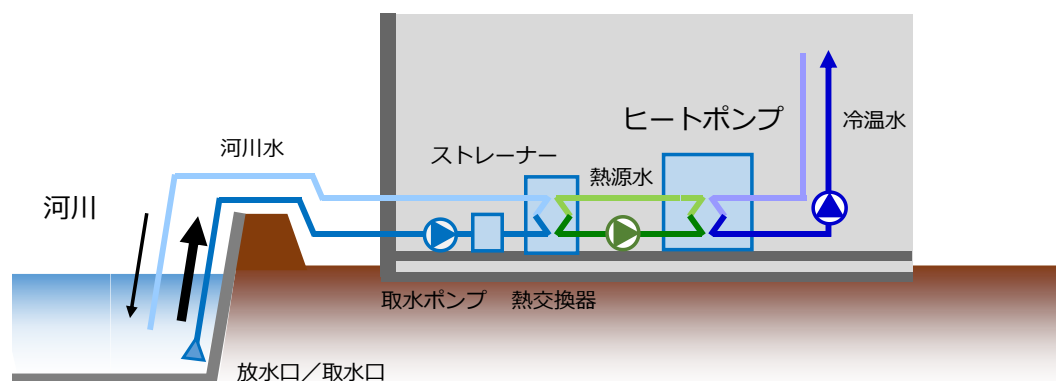


図 1.1.8 河川水の再生可能エネルギー熱利用システムの概念図(間接利用)

表 1.1.2 DHC への導入事例

熱媒	地域冷暖房地区
河川水	箱崎、富山駅北、中之島二・三丁目、天満橋一丁目
海水	中部国際空港島、大阪南港コスモスクエア、サンポート高松、シーサイドもち
地下水	高崎市中央・城址、高松市番町、田町駅東口北

出典 空気調和・衛生工学会編：ZEB のデザインメソッド，技報堂，2019，9

河川水の再生可能エネルギー熱利用は、1989年に箱崎地区において、DHCで初めて実用化され、現在、表 1.1.2 の通り、全国4地区のDHCで利用されている。この内、代表的な事例である箱崎地区と中之島二・三丁目地区の熱供給システム効率を図 1.1.4 に示す。河川水の水温は気候の影響を受けるため地域により異なるが、東京および大阪、(省エネ法における6地区)、富山(同4地区)ではその有効性が確認されている。

ヒートポンプの高効率利用技術として、河川水の再生可能エネルギー熱利用の普及が望まれる。

1.1.5 既成市街地におけるエネルギーの面的対策

1.1.1にて述べた通り、2030年までに温室効果ガス26%削減を達成するために、特に事務所ビルやホテル、病院、住宅等の民生部門においては約40%の削減が求められている。現在、民生部門の建物の温室効果ガス削減への代表的な取組としてZEB化が進められ、新築建物の一部に採用され始めている。しかし民生部門の40%削減には、既成市街地の大部分の建物への対策が必須となる。そのため、新築建物のZEB化とともに、既成市街地への面的な取組が重要になると考えられる。

既成市街地の民生部門の非住宅建物では、主に次の3種類の空調熱源方式が用いられている。

- ①DHC(地域冷暖房)
- ②中央熱源空調(セントラル空調)
- ③個別分散空調(ビル用マルチエアコン)

これらの内、面的に熱利用する方式はDHCのみで、中央熱源空調、個別分散空調は建物個別に熱利用する方式となっている。既成市街地の多くの建物が中央熱源空調、個別分散空調を採用しており、これらの空調熱源方式においても面的熱利用が可能な面的システムの導入が望まれる。

図 1.1.9 に 1972 年～2014 年の DHC の地区数の推移を示す。DHC は 1970 年代から整備され現在では 131 地区¹⁻⁹⁾ が稼動している(2018 年 12 月末)。現在の地区数の約 45% は、大規模一体開発が多くの地区で行われた 1990 年代、いわゆるバブル期に整備された。しかし、2000 年代以降は、地区数・事業者数が減少し続けている。

一般的な DHC は、各建物で必要となる熱源設備を DHC プラントに集約して設置し、そこから熱を供給している。DHC プラントの新築時は、供給エリアの需要を予め想定して、プラントの規模や熱源設備の機器容量を計画、建設している。そのため熱供給エリア内の開発計画が定められた一体開発に適している。しかし建物の新築、撤去、建替えや熱源設備更新が個々に行われる既成市街地においては、需要の増減量や時期の想定が困難なため、先行投資によるリスクが大きく普及の妨げとなっている。2000 年代以降、大規模一体開発の減少が続く中、需要増減に柔軟に対応できる面的熱利用システムが求められる。

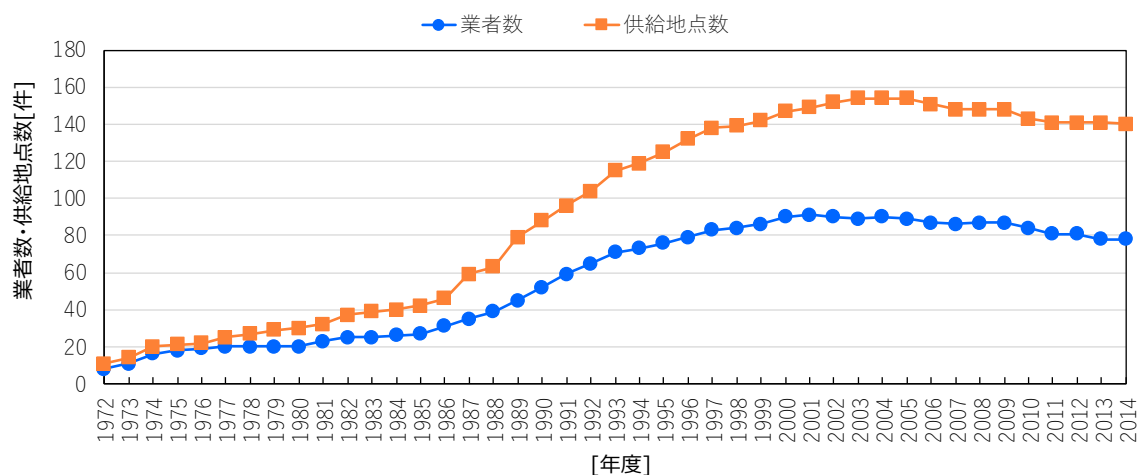


図 1.1.9 地域熱供給システムの地区数の推移

出典 経済産業省

(http://www.meti.go.jp/shingikai/enecho/kihon_seisaku/gas_system/pdf/014_06_00.pdf)

1.1.6 熱源水ネットワークによる面的熱利用

面的熱利用システムの一つに熱源水ネットワークがある。既存のエネルギーインフラには電気供給、ガス供給、冷水・温水等の熱供給があるが、ある意味、熱源水ネットワークは新たな都市のエネルギーインフラといえる。熱源水ネットワークで供給する熱源水は、河川水の再生可能エネルギー熱の他に、下水処理水熱等の未利用エネルギー、データセンターの冷房排熱等にも適応でき、幅広く低炭素なまちづくりに貢献できるエネルギーインフラである。

一般的な DHC のシステム概念図を図 1.1.10 に、熱源水ネットワークのシステム概念図を図 1.1.11 に示す。

熱源水ネットワークでは、ヒートポンプ等の熱製造設備や熱供給ポンプ等の熱供給設備は個々の建物に設置する。採熱源となる河川水等との熱交換器や熱源水供給ポンプ等の熱源水供給設備は、供給エリアに 1 カ所設ける。以下、これを「熱源水プラント」と呼ぶ。

個々の建物の建設、建替え、熱源設備更新の時期に応じて、各建物に熱源設備を設置するため、需要増減に柔軟に対応でき、事前の負荷想定による先行投資のリスクが軽減される。

熱源水プラントから各建物を地域導管で繋ぎ、熱源水を供給する。以下、この地域導管を「熱源水導管」と呼ぶ。個々の建物のヒートポンプで熱源水を利用し、熱源水導管を通じて、熱源水プラントに返送する。熱源水導管は冷暖兼用の 1 系統 2 管式と冷房用と暖房用を別系統とする 2 系統 4 管式とが考えられる。

一般的な DHC の場合、DHC エリア内で冷暖同時発生することを考慮し、冷水供給用と温水供給用の 2 系統 4 管式の熱供給導管を用いる。一方、熱源水ネットワークの場合は、各建物のヒートポンプがその建物で必要となる温度帯の冷水、温水を製造するため、冷暖同時発生しても必ずしも 2 系統 4 管式を必要としない。

1 系統 2 管式を採用する場合、熱源水導管敷設コストを低減し、先行投資を縮小することが可能となり、面的熱利用システムの普及に寄与すると考えられる。

大規模一体開発が減少し、建物の新築、撤去、建替えや熱源設備更新が個々に行われる既成市街

地において、再生可能エネルギー熱を面的に利用する手法として、熱源水ネットワークの有用性が期待される。

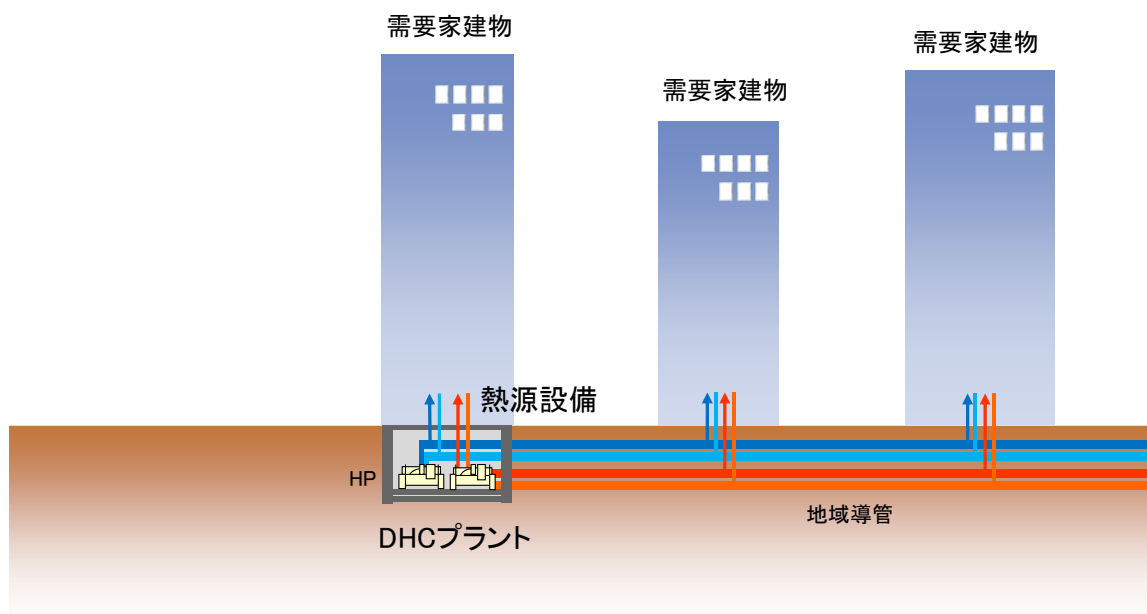


図 1.1.10 一般的な DHC のシステム概念図

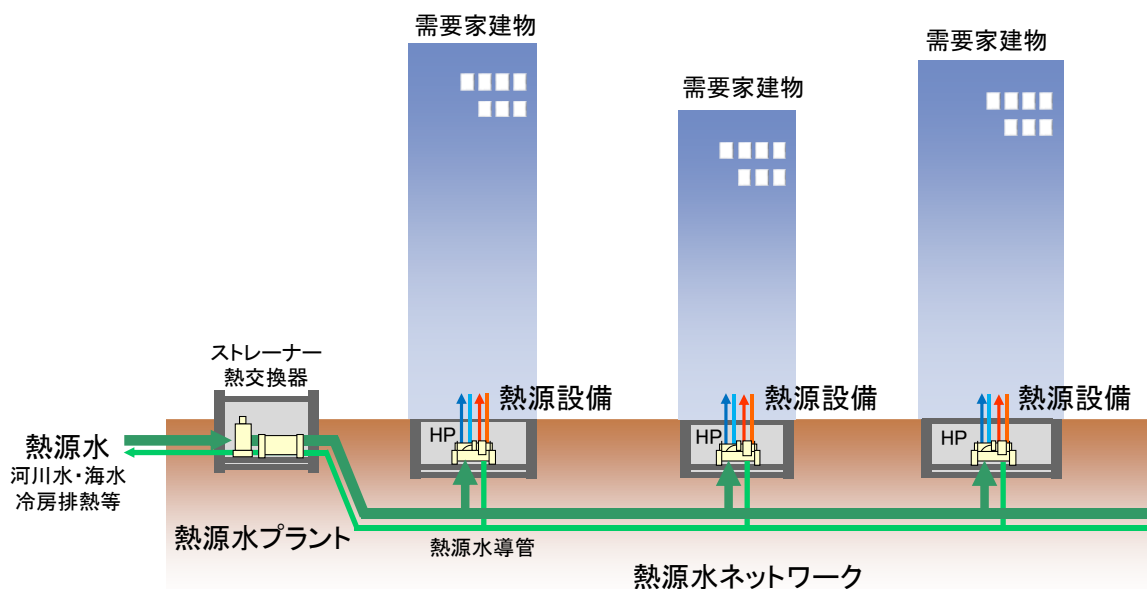


図 1.1.11 熱源水ネットワークのシステム概念図

1.2 本研究の目的

1.2.1 ヒートポンプによる河川水の再生可能エネルギー熱利用に関する検討

民生部門の非住宅建物のエネルギー消費量の約3割を占める空調熱源設備の高効率化と再生可能エネルギー熱利用の普及拡大を図るため、再生可能エネルギー熱を利用したヒートポンプについて検討する。ヒートポンプの採熱源については、普及が進む大気による再生可能エネルギー量の導入実績を概算し、さらに高効率化を図るため、河川水の再生可能エネルギー熱に着眼し、熱供給システム効率の検証と河川水利用技術の実証を行うこととを目的とする。

ヒートポンプの普及政策の一環として、EUでは、各加盟国がヒートポンプの供給する再生可能エネルギー量の目標値を定め、導入実績を把握している。本研究では、国内で普及が進む大気利用によりヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量について、EUの定量的評価方法に基づき、概算手法を検討し、概算を行う。

ヒートポンプをより高効率に運転するためには、河川水や海水、地下水の熱等の再生可能エネルギー熱、下水や冷却排熱等の未利用エネルギーを採熱源として利用する方法がある。本研究では、再生可能エネルギー熱利用の普及拡大を目指し、また既成市街地の大規模な熱需要にも対応可能な河川水の再生可能エネルギー熱利用に着眼した。河川水の利用技術は、海水利用と類似点が多いため、河川水利用に関する研究成果は、海水利用に応用できるものが多いと考えられる。東京や大阪等の大都市は、河川や海に面している市街地が多く、また地方都市においても河川や海岸を中心に発展した市街地は少なく無く、河川水利用に関する知見を活用できる地域は多いと考えられる。河川水の再生可能エネルギー熱は既にDHCで利用されているため、そのDHCの実際の河川水の温度データを用い、河川水の再生可能エネルギー熱利用の効果を確認する。

またそのDHCの河川水利用設備の実証を行うことで、河川水の再生可能エネルギー熱利用に有用な技術を明らかにする。河川水の再生可能エネルギー熱を利用する既設DHCのシステム概念図を図1.2.1（左側）に示す。

1.2.2 熱源水ネットワークによる面的熱利用の検討

既成市街地において、需要の増減に柔軟に対応でき、中央熱源空調と個別分散空調にも面的熱利用を可能とするシステムとして、熱源水ネットワークに着眼し、特に河川水の再生可能エネルギー熱を熱源としたシステムの検討を目的とした。

河川水の再生可能エネルギー熱の空調用途への利用は、DHCでは4地区に導入されている。しかし大規模一体開発が減少した現在、DHCは減少傾向にあり、建物の新築、撤去、建替えや熱源設備更新が個々に行われる既成市街地の需要増減に柔軟に対応できるシステムとして、熱源水ネットワークによる河川水の再生可能エネルギー熱利用の検討を行う。

また河川水の再生可能エネルギー熱利用は、既成市街地に広く用いられている中央熱源空調や個別分散空調には未だ普及していない。既成市街地において河川水の再生可能エネルギー熱利用を普及促進するためには、中央熱源空調や個別分散空調でも利用可能な手法であることが求められる。そのため、熱源水ネットワークによる中央熱源空調や個別分散空調での河川水の再生可能エネルギー熱利用を検討する。そして、3種類の空調熱源方式が混在する既成市街地において、熱源水ネットワークにより河川水の再生可能エネルギー熱を供給するシステムの導入による熱供給システム効

率の向上効果を検証する（図 1.2.2 参照）。

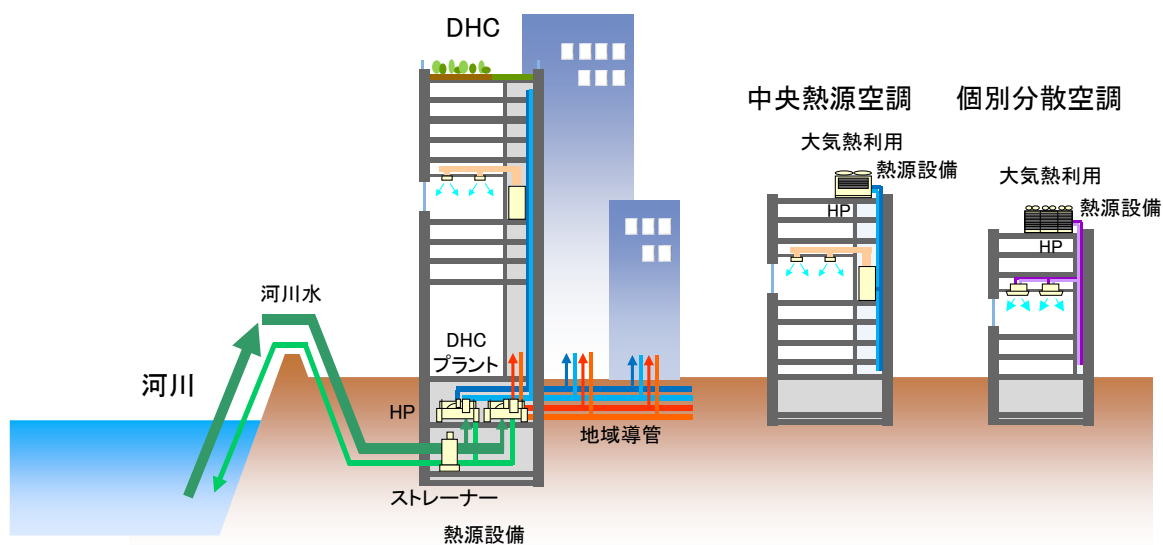


図 1.2.1 主な空調熱源方式のシステム概念図

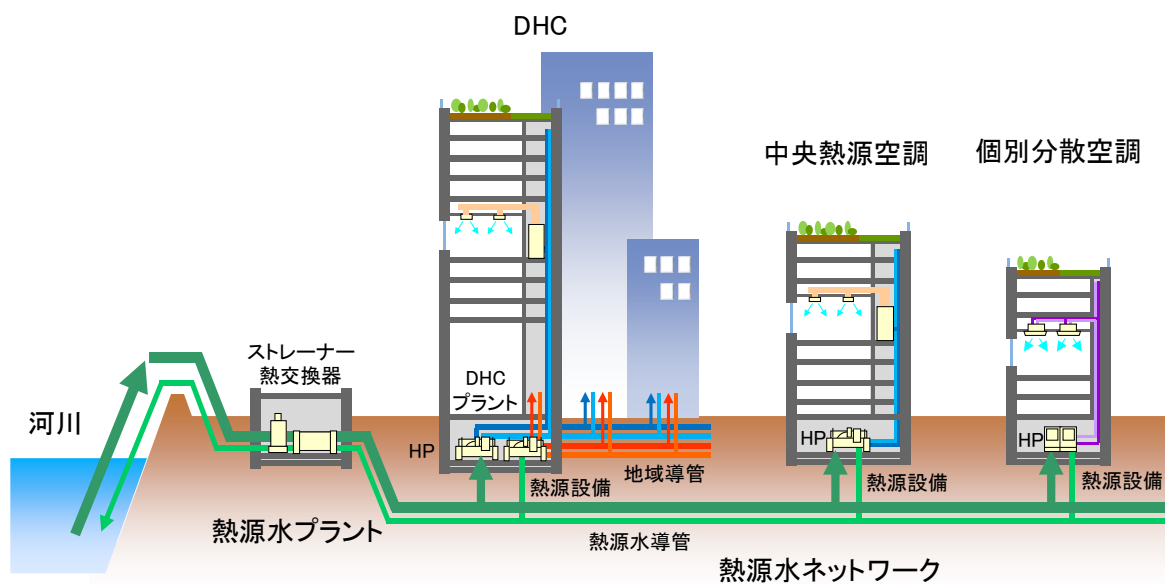


図 1.2.2 河川水の再生可能エネルギー熱を利用する熱源水ネットワークのシステム概念図

1.3 関連の既往研究

1.3.1 ヒートポンプによる河川水の再生可能エネルギー熱利用に関する研究

(1) ヒートポンプによる再生可能エネルギー熱の定量的評価に関する研究

既往の研究では、小野ら¹⁻¹⁰⁾が「2009年6月にEUで施行された再生可能エネルギー推進指令の中で風力、太陽光、地熱、水力等と同じく、ヒートポンプが利用する空気熱、地中熱等を再生可能エネルギーと定義した。」と述べ、太陽熱と空気熱を採熱源とするヒートポンプ給湯機システムの開発を行っている。

大岡ら¹⁻¹¹⁾は、「再生可能エネルギーは、その多くは太陽放射と地球放射を根源とし、大気圏内で形を変えて日射、赤外線、大気熱、雨、地中熱などの形で建物周辺にあまねく存在している」と論じ、再生可能エネルギーである太陽熱と地中熱を熱源とする水循環ヒートポンプの開発、検証を行っている。

いずれも大気熱等が再生可能エネルギーであることを論じているが、ヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量の算定については検討されていない。

(2) 河川水の再生可能エネルギー熱利用に関する研究

奥宮ら¹⁻¹²⁾は地下水と河川水をヒートポンプの熱源として利用した場合の省エネルギー効果について、全国地下水資料台帳データとGISデータを用いて岐阜県大垣市全域を対象に広域な概算を行っている。また田中ら¹⁻¹³⁾と共に池水を熱源としたヒートポンプの効率向上についてシミュレーションによる検討を行っている。いずれも具体的な面的な供給システムについては検討されていない。

河川水をヒートポンプの採熱源として利用するDHCの性能評価については複数の報告があり、丹羽、下田ら¹⁻¹⁴⁾は、長期に亘り中之島三丁目の性能評価結果の報告を行い、河川水利用設備の熱交換器の定期的な清掃による効果を実証しているが(図1.3.1参照)、この清掃は少なくとも月単位で行うものを対象としており、日々、数回行う清掃を対象に複数の清掃方式の比較検討は行っていない。また、熱源水ネットワークの検討も行われていない。

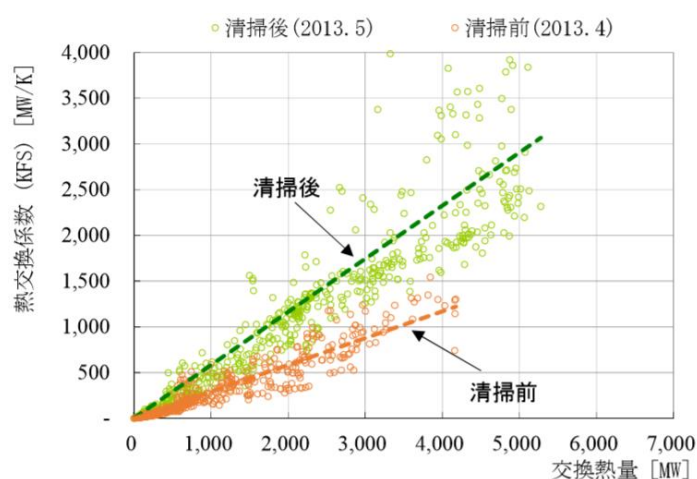


図 1.3.1 清掃前後の熱交換係数の変化

1.3.2 熱源水ネットワークによる面的熱利用に関する研究

下田、水野、亀谷ら¹⁻¹⁵⁾は大阪市域を対象に、河川水、海水、下水処理水を未利用熱源水供給ネットワークで結び、各地の地域冷暖房等で利用した場合の省エネルギーポテンシャルを検討している。その結果、27,669TJ/年の熱を供給し、大阪市域の熱需要の約40%をカバーすることが可能と報告している。省エネルギー量については349GWh/年となり、その内、河川水は熱需要の高い地区の賦存量が多いことより、約52%(183GWh/年)を占める省エネルギーポテンシャルがあるとしている。この未利用熱源水ネットワークは、本研究の熱源水ネットワークとほぼ同様であるが、需要家側がDHCに限定されている点が異なる。また対象が広域で、シミュレーションはマクロ的な理論モデルで行われている。

小早川、原、増田、村上ら^{1-16,17)}は、温度差エネルギー活用の面的促進を図ることを目的に熱源水ネットワークを提案し、「地区内の建物の熱源装置が利用する熱源水を供給するネットワークシステム」を「熱源水ネットワーク」と定義した。また図1.3.2のように、従来の熱供給ネットワークに対する熱源水ネットワークの定義と類型化を行っている。

「再開発などのように一度に複数のビルが竣工する場合は熱源装置の集約化はしやすいが、既成市街地ではビルの熱源装置の更新時期が異なるため集約化は難しい。そこで求められるのは、建物個々に熱源装置を設置でき、かつ熱源装置のエネルギー効率を向上させることができる新たな都市エネルギーインフラであると考えられる。これが可能になれば、建物個々に温度差エネルギーが活用することができ、熱源装置のエネルギー効率が向上する。さらには、大気に放散されていた冷房時の顕熱も低減されるため都市部のヒートアイランド現象の緩和にも貢献する。」と既成市街地への熱源水ネットワーク導入の有効性を論じている。

そして、下水処理水の高度処理水を熱源水ネットワークにより供給するモデルを想定し、導入効果を検証している。検証はオフィスビル2棟(30,000 m²、15,000 m²)、ホテル1棟(20,000 m²)の街区を想定し、エネルギーシステムの解析シミュレーションソフト(ENEPRO21)(株式会社E.I.E)を用いてシミュレーションを行っている。その結果、熱源水ネットワーク導入による省エネルギー効果は約13%と報告している。

河川水・海水利用型については、熱源水は循環水量の安定性を保つために往還2管方式の閉回路とすること等を論じ、図1.3.3~5の概念図を示しているが、導入効果の検証は行っていない。また下水処理水の温度は東京都の再生センターでの実測値を用いているが、供給対象は実際の既成市街地や建物をモデルとはせず、熱源水ネットワークのシステムもシミュレーション用にモデル設計しており、熱源水ネットワークを形成する既存DHCの実績値は用いていない。

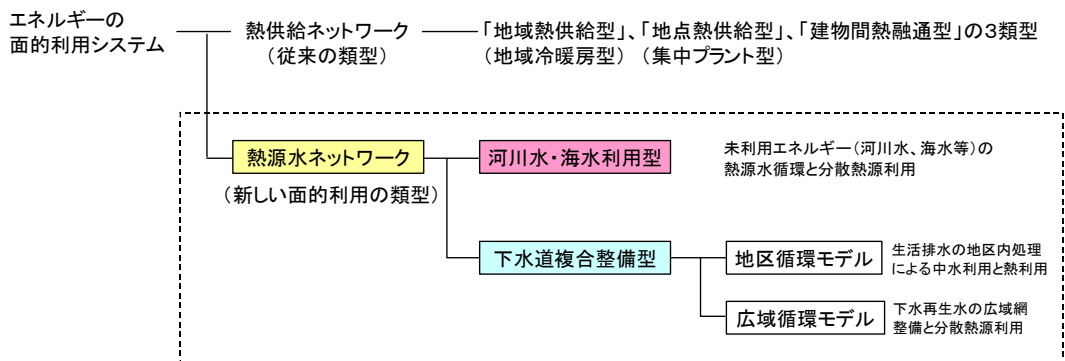


図 1.3.2 エネルギーの面的利用システムにおける「熱源水ネットワーク」の定義および類型化

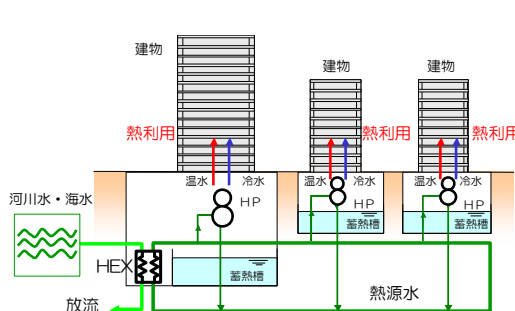


図 1.3.3 「河川水・海水利用型」の概念図

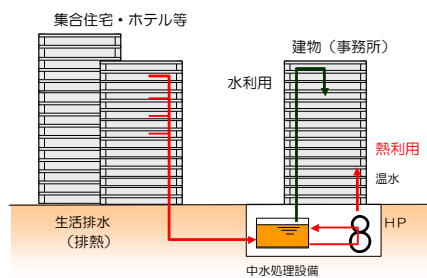


図 1.3.4 「下水道複合整備型(地区循環モデル)の概念図

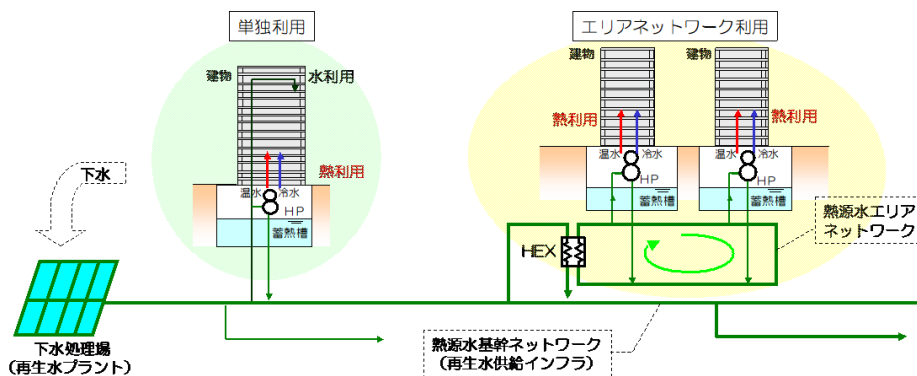


図 1.3.5 「下水道複合整備型(広域循環モデル)の概念図

長井ら^{1-18, 19)}は熱源水ネットワークの計算モデルを作成し、河川水、海水、地下水、下水処理水、地鉄排熱の利用による効果を簡易検討している。冷却の熱源には地下水利用が最も効果的であるが自治体による制限や取水熱量の制約が大きいとの課題を示し、加熱の熱源には下水処理水が効果的であると論じている。河川水利用のシミュレーションは、河川等の熱源水温度は日変動を考慮せず、需要家側の熱負荷はモデル的にも平日・休日の区別の無い簡易な検討に留まり、詳細にシステムを想定した試算も行われていない。DHC と熱源水ネットワークの組合せの検討を行っているが、中心部の DHC は工場排熱、周辺部の中央熱源空調の建物へは海水を利用しており、DHC と中央熱源空調の建物共に河川水を利用するモデルの検討は行われていない。また個別分散空調で熱源水ネットワークを利用するモデルの検討も行われていない。

1.4 本研究の構成

図1.4.1に本論文の研究フローを、図1.4.2～3に各章で検討対象としたシステム概念図を示す。

本研究では、既成市街地の建物の空調用途に、ヒートポンプにより再生可能エネルギー熱を利用し高効率化を図るための着眼点として、大気と比べ更なる高効率が期待できる「河川水の再生可能エネルギー熱の利用による効率向上の検討」および既成市街地に普及促進を目指した「熱源水ネットワークによる面的熱利用の効率向上効果の分析」の2点を考えた。前者を第2～4章および第8章にて、また後者を第5～8章にて検討を行った。

第2章では、EUにおけるヒートポンプが供給する再生可能エネルギー熱の定量的な評価方法を調査し、国内で普及が進む大気熱を採熱源にヒートポンプが供給する再生可能エネルギー熱について、現状の導入実績の概算手法を提示した。

第3章では、普及が進む大気熱利用が冬期に効率が低下する傾向を明らかにし、冬期に大気よりも温度が高く、未利用の再生可能エネルギー熱である河川水に着目した。大気の再生可能エネルギー熱を利用した高効率な既存DHCにおいて、現状分析およびシミュレーションモデルの作成を行った。そして河川水の再生可能エネルギー熱利用を導入した場合のエネルギー効率向上効果をシミュレーションにより検証した。

第4章では、河川水の再生可能エネルギー熱の利用を日本で初めてDHCに実用化した箱崎地区において、より高効率に河川水を利用するために技術検討および実証を行った。具体的には、ヒートポンプの熱交換効率向上を図るための河川水の混入物の除去と熱源機チューブ洗浄方式についての検討、河川水の利用温度差と利用水量を維持しながら高効率化を図る河川水流量制御の変更によるバイパス量の低減についての検討を行った。

第5～7章では、河川水の再生可能エネルギー熱を面的に利用するため、これまでの熱源集中設置型のDHCと比べ、既成市街地に適応しやすい熱源水ネットワークについて検討した。実際にデータセンター排熱を利用する熱源水ネットワークが形成される既存DHCについて現状分析を行い、シミュレーションモデルを作成した。そしてこの地区の実データに基づき、第5～6章では、データセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果を検証した。また第7章では、河川水を利用した場合の効率向上効果を検証した。

第5章では、中央熱源空調について検討した。中央熱源空調のシミュレーションモデルの作成し、中央熱源空調へのデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果の分析をおこなった。

第6章では、これまで特に面的対応が困難だった個別分散空調について検討した。個別分散空調のシミュレーションモデルを作成し、個別分散空調へのデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果の分析を行った。

第5～6章での検討に用いたデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワークを形成する既設DHCにおいて、年間を通じて河川水を採熱源に利用するシステムを想定し、熱供給システム効率を検証した。

第7章では、5～6章採熱源に河川水を利用した場合のシミュレーションを作成し、中央熱源空調への河川水を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果の分析をおこなった。

そして第8章では、既成市街地における河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワ

ークのモデルスタディを行った。多様な空調熱源（DHC、中央熱源空調、個別分散空調）、建物用途（事務所、ホテル、病院等）、建物規模が混在する東京都臨海部の地区のシミュレーションモデルを作成し、既成市街地における河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果の分析を行った。

第9章では、本論文から得られた結果をとりまとめた。

なお熱源水ネットワークの検討の信頼性は熱源水の温度が大きく影響する。しかし河川水温に関する公共の計測データは月一度のサンプリングデータ程度である。本研究では、河川水を利用する既設 DHC の年間 8,760 時間の計測データを用いてシミュレーション分析を行っている。

建物の熱負荷については、学会のマニュアル等が整備されているが、負荷カーブはピーク月のみが示され他の月は比率を乗じて算出するものが一般的である。しかし熱負荷は月毎に負荷カーブの形状が異なり、また事務所用途が中心の場合、休日は平日の半分以下であることが多い。本研究では既設 DHC の BEMS データに基づき、月毎に平日および休日の代表日を選定し、熱負荷を設定している。

また熱源機の機器単体 COP は、設置状況や経年劣化等によりメーカーのカタログ値と異なることが多い。本研究では既設 DHC より、大気の再生可能エネルギー熱を利用する地区、河川水の再生可能エネルギー熱を利用する地区、データセンター排熱を利用する熱源水ネットワークを形成する地区を選定し、システム構成をモデル化した。そして BEMS データに基づき機器単体 COP 等を設定し、シミュレーションの精度を実データとの比較により検証した上で、エネルギーシミュレーションを行った。既設 DHC のシステム構成や BEMS データに基づくことで、実際に近い検討が行えたことも本研究の特徴である。

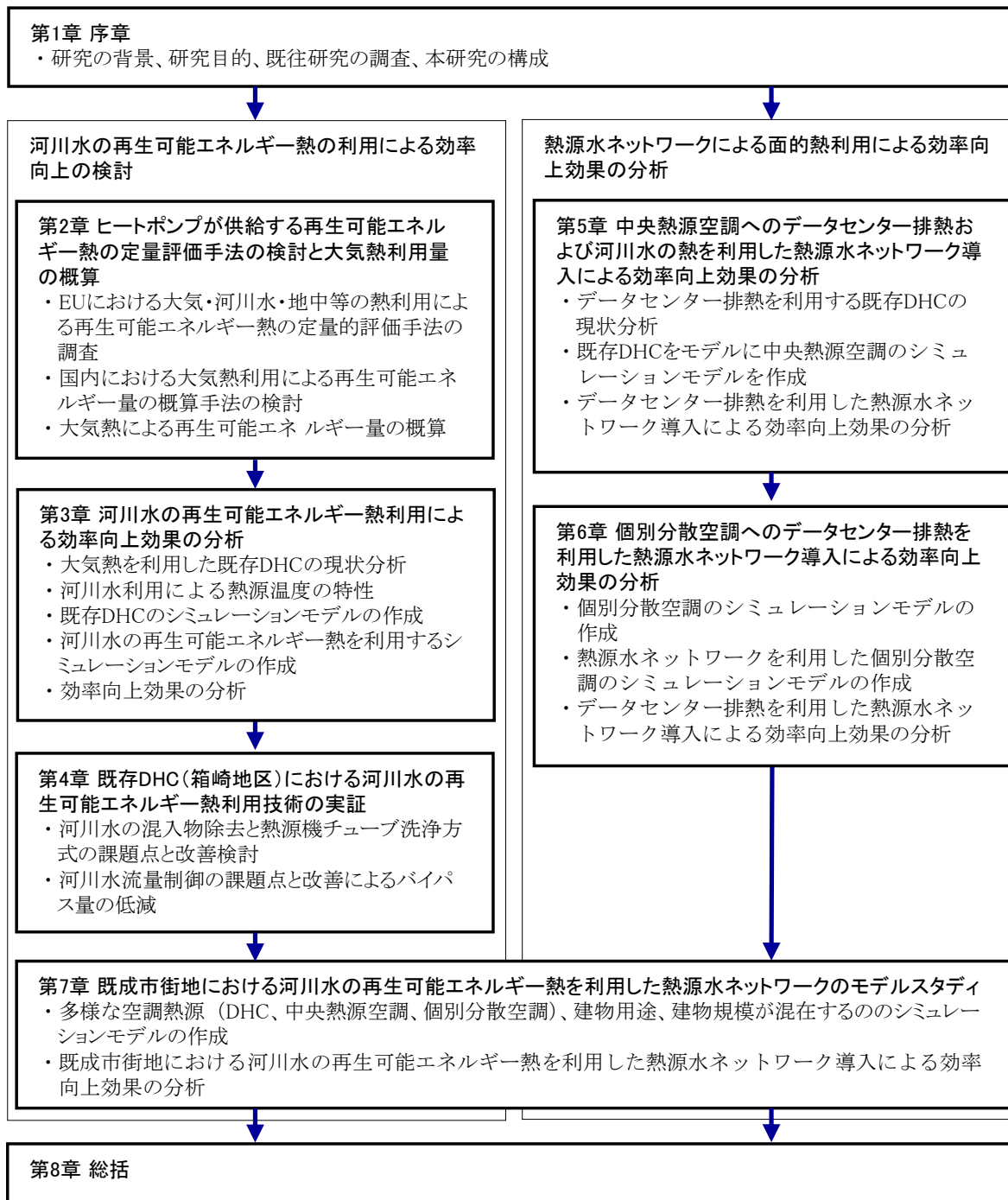
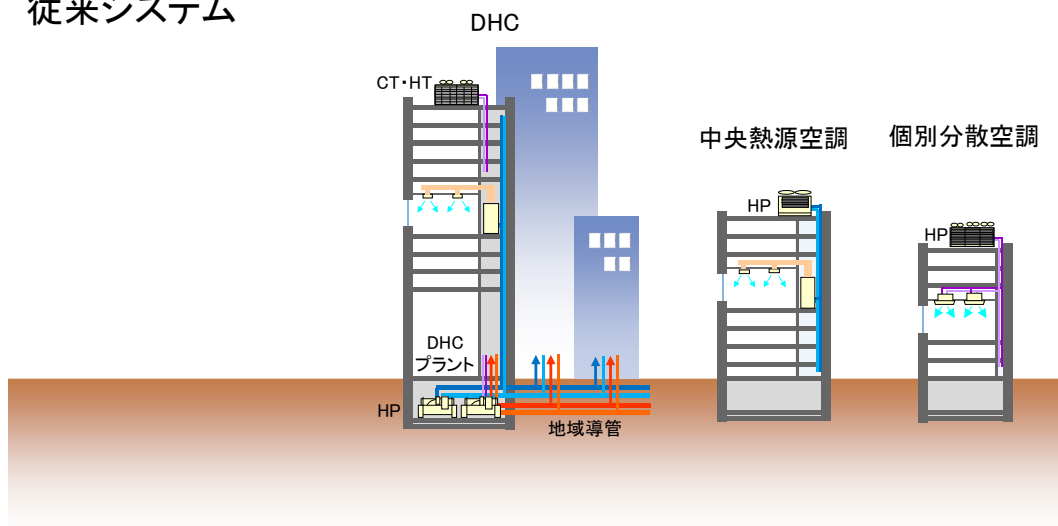
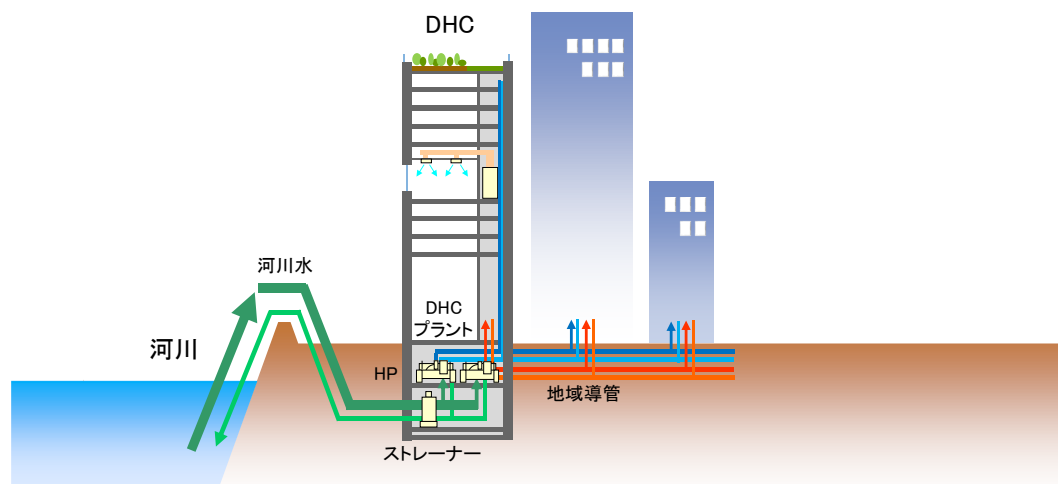


図 1.4.1 研究フロー

従来システム



第3章 河川水の再生可能エネルギー熱利用による効率向上効果の分析



第4章 既存DHC(箱崎地区)における河川水の再生可能エネルギー熱利用技術の実証

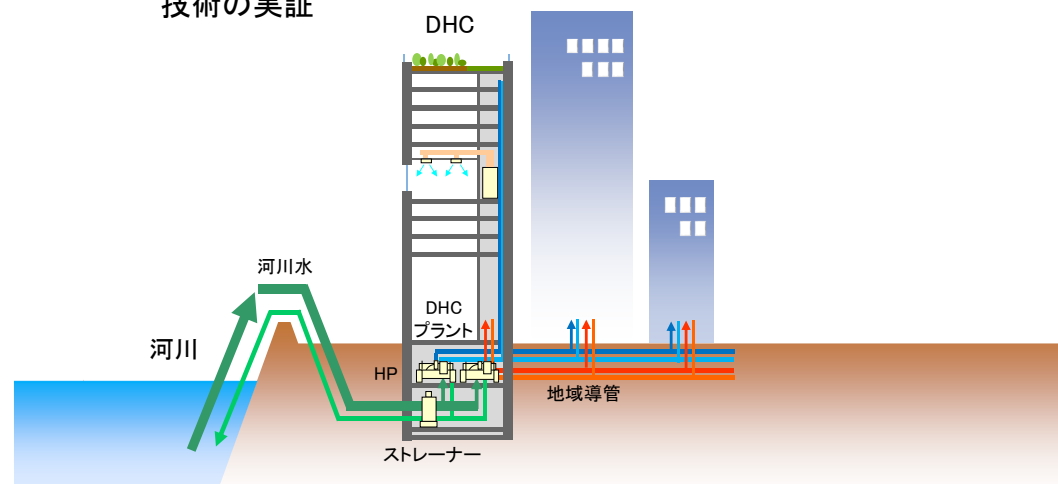
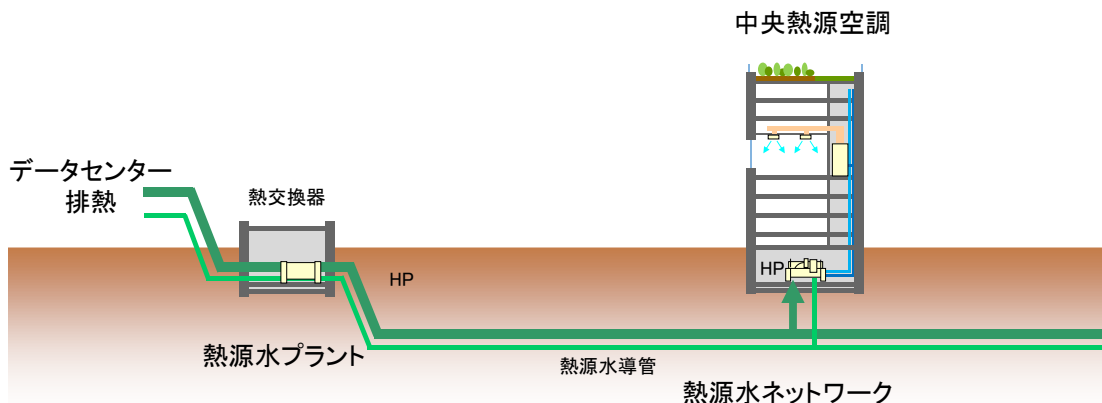
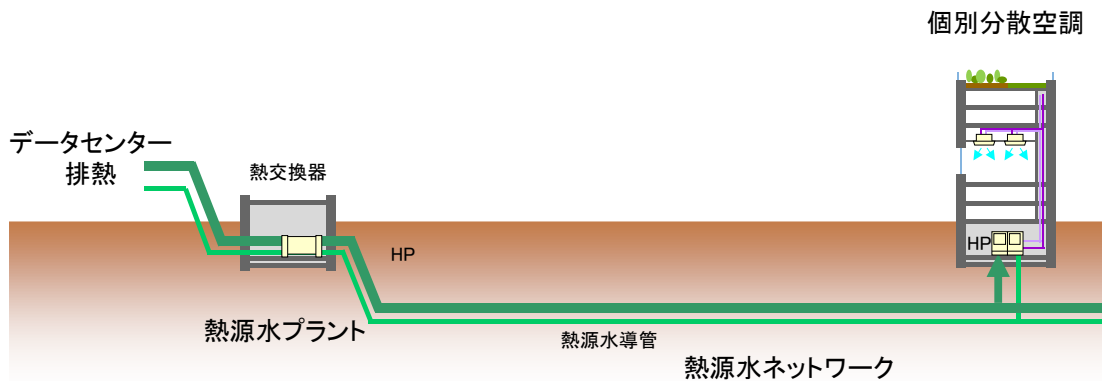


図 1.4.2 検討対象システムの概念図(1)

第5章 中央熱源空調へのデータセンター排熱および河川水を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果の分析



第6章 個別分散空調へのデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果の分析



第7章 既成市街地における河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークのモデルスタディ

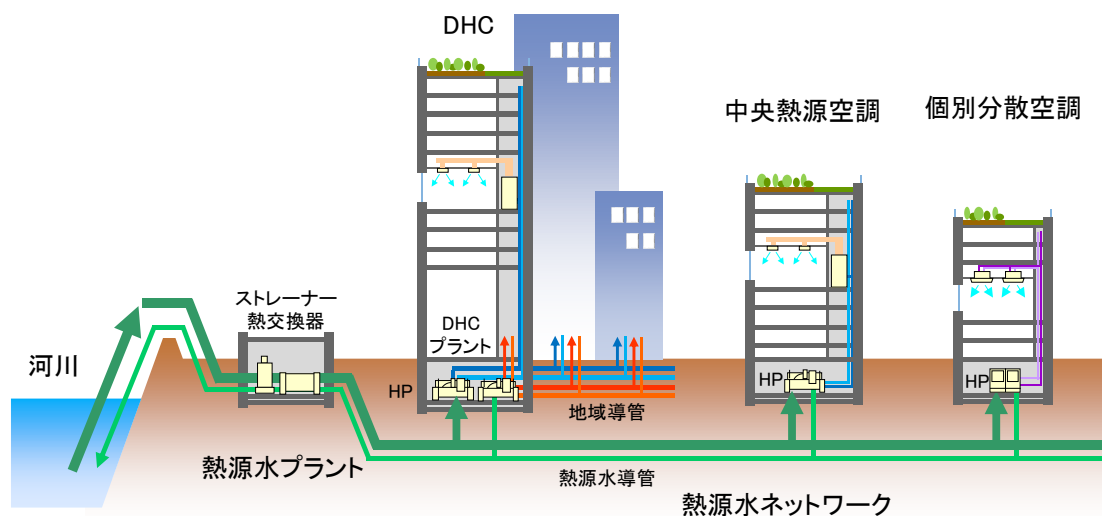


図 1.4.3 検討対象システムの概念図(2)

【補注】

(1-1) 熱供給システム効率の算出式を式(1-1)に示す。熱供給システム効率は、供給熱量の合計値から原・燃料使用量を基に算出した一次エネルギー消費量を除すことで算出している。原・燃料消費量は一次エネルギー換算係数を原・燃料使用量に乗じて算出する(式(1)の換算係数)。この換算係数は「エネルギーの使用の合理化等に関する法律」にて定められた値を用いている。

なお本研究では、ヒートポンプの熱源に再生可能エネルギー熱を用いるシステムを検討対象とするため、熱供給システムは電動ヒートポンプ主体の電化システムとしている。そのため、使用する原・燃料使用量は E(熱源システム電力消費量)のみとなり、G(熱源システム都市ガス消費量)、PG(熱源システム LPG 消費量)、C(熱源システム石炭消費量)、H(熱源システム A 重油消費量)、K(熱源システム灯油消費量)、O(熱源システムその他燃料消費量)は使用していない。またエネルギー効率の向上を図るため、供給する熱媒は、冷水、温水、給湯のみとし、蒸気は供給しないシステムとしている。

$$NE=(CL+HL+DS+S+HW)/(E+G+PG+C+H+K+O) \dots\dots\dots (1-1)$$

NE : 熱供給システム効率[-]

CL : 冷水供給熱量[MJ]

HL : 温水供給熱量[MJ]

DS : 直接蒸気供給熱量[MJ]

S : 蒸気供給熱量[MJ]

HW : 給湯用温熱供給熱量[MJ]

E : 熱源システム電力消費量[MJ] (換算係数* : 9.76[MJ/kWh])

G : 熱源システム都市ガス消費量[MJ] (換算係数* : 45[MJ/m³])

PG : 熱源システム LPG 消費量[MJ] (換算係数* : 50.8[MJ/kg])

C : 熱源システム石炭消費量[MJ] (換算係数* : 29[MJ/kg])

H : 熱源システム A 重油消費量[MJ] (換算係数* : 39.1[MJ/l])

K : 熱源システム灯油消費量[MJ] (換算係数* : 36.7[MJ/l])

O : 熱源システムその他燃料消費量[MJ]

*エネルギーの使用の合理化等に関する法律

(1-2) 機器単体 COP の算出式を式(1-2)に示す。機器単体 COP は、ヒートポンプ(熱源機)の機器の製造熱量から電力消費量(二次エネルギー換算)を除すことで算出している。なお本研究では、ヒートポンプの熱源に再生可能エネルギー熱を用いるシステムを検討対象とするため、熱源機は電動ヒートポンプ主体の電化システムとしている。そのため、使用する原・燃料使用量は E(熱源システム電力消費量)のみとなり、二次エネルギー換算で示している。

$$NE=(CL+HL+HW)/E \dots\dots\dots (1-2)$$

COP : 機器単体 COP[-]

CL : 冷水供給熱量[MJ]

HL : 温水供給熱量[MJ]

HW : 給湯用温熱供給熱量[MJ]

E : 電力消費量[MJ] (換算係数* : 9.76[MJ/kWh])

【参考文献】

- 1-1) 環境省：パリ協定に基づく成長戦略としての長期戦略、pp.36-37, 2019.6
<http://www.env.go.jp/press/111781.pdf>
- 1-2) 経済産業省資源エネルギー庁：平成 30 年度エネルギーに関する年次報告（エネルギー白書 2019），第 2 節 1(3), 2019
<https://www.enecho.meti.go.jp/about/whitepaper/2019html/2-1-2.html>
- 1-3) 経済産業省：長期エネルギー需給見通し，2015.7
https://www.enecho.meti.go.jp/committee/council/basic_policy_subcommittee/mitoshi/pdf/report_01.pdf
- 1-4) 経済産業省資源エネルギー庁：国内外の再生可能エネルギーの現状と今年度の調達価格等算定委員会の論点案，2018.10，p19, https://www.meti.go.jp/shingikai/santeii/pdf/038_01_00.pdf
- 1-5) 経済産業省：エネルギー基本計画，2018.7
- 1-6) European Union 「COMMISSION DECISION of 1 March 2013 (2013/114/EU)」，2013
- 1-7) European Commission 「Renewable energy progress report (SWD(2015) 117 final)」 Government report, 2015.6
- 1-8) 日本熱供給事業協会：熱供給事業便覧 2018 年度版，2018
- 1-9) 一般社団法人 日本熱供給事業協会 HP (<http://www.jdhc.or.jp/>)，2018.12.29 閲覧
- 1-10) 小野永吉・塩谷正樹・藤井義久・三原邦彰・三浦克弘・荒井良延：太陽熱と空気熱を併用したヒートポンプ給湯システムの開発，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 {2012.9.5~7 (札幌)}，pp.601-604, 2012.9
- 1-11) 大岡龍三・三浦克弘・吉田吏志・浅井香里・日野俊之・小野勝男・李栄玲：太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発（その 1），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 {2012.9.5~7 (札幌)}，pp.633-636, 2012.9
- 1-12) 佐藤一郎・深野純一・奥宮正哉：GIS データを用いた地下水・河川水エネルギー利用計画に関する研究 岐阜県大垣市を事例として，日本建築学会東海支部研究報告集第 50 号，pp.377-380, 2012.2
- 1-13) 服部純平・奥宮正哉・田中英紀・鶴飼真貴子：池水を熱源としたヒートポンプの効率向上に関する研究，日本建築学会大会学術講演梗概集（東北），pp.367-368, 2018.9
- 1-14) 河野匡志・丹羽英治・高橋直樹・小池万里・一谷匡陸・古賀修・三島憲明：未利用エネルギー（河川水）を活用した地域熱供給システムの性能検証・評価に関する研究（第 12 報）竣工後 9 年におけるプラント性能の経年推移と河川水システムの評価，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 {2014.9.3~5 (秋田)}，pp.105-108, 2014.9
- 1-15) 下田吉之・百瀬敏成・水野稔・金地孝行・亀谷茂樹：都市未利用エネルギーの活用可能性評価手法に関する研究 第 2 報 - 未利用熱源水供給ネットワークの省エネルギーポテンシャル -，空気調和・衛生工学会論文集 No.67, pp.1-11, 1997.10
- 1-16) 小早川智明・大村岳一郎・田辺真太・原英嗣・増田幸宏・村上公哉・茂呂隆：新たな都市エネルギーインフラである熱源水ネットワークに関する研究（第 1 報）熱源水ネットワークの類型とケーススタディモデルの提示，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 {2009.9.15~17

(熊本)}, pp.851-854, 2009.9

- 1-17) 田辺真太・小早川智明・大村岳一郎・原英嗣・増田幸宏・村上公哉・茂呂隆：新たな都市エネルギーインフラである熱源水ネットワークに関する研究（第2報）下水道複合整備型モデルの効果の検証，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 {2009.9.15~17（熊本）}，pp.855-858, 2009.9
- 1-18) 新井研人・長井達夫・荒井良延・三原邦彰・小野永吉：再生可能エネルギーを利用した熱源水ネットワークに関する研究（第3報）簡易手法を用いた負荷特性と再生可能エネルギーのマッチング評価，気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 {2014.9.3~5（秋田）}，pp.313-316, 2014.9
- 1-19) 高橋康熙・長井達夫・荒井良延・三原邦彰・小野永吉：再生可能エネルギーを利用した熱源水ネットワークに関する研究（第7報）排熱を利用する場合の地域冷暖房との併用の効果，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 {2015.9.16~18（大阪）}，pp.281-284, 2015.9

第2章 ヒートポンプが供給する再生可能 エネルギー熱の定量評価手法の 検討と大気熱利用量の概算

2.1 研究概要

大気や河川水等の自然界に存する熱が再生可能エネルギーと定義されたが、ヒートポンプにより供給される再生可能エネルギー量の定量的評価方法は定義されず、実績把握がなされていない。そこで本章では、EU の定量的評価方法に基づき、国内において大気を採熱源にヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量について概算手法を提案し、2013 年度（パリ協定の日本の中期目標基準年）水準の総量の概算を行った。

EU では、大気や河川の熱等を再生可能エネルギーの導入目標の対象とし、ヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量の定量的評価方法を定義している。そして定量的評価に必要となるヒートポンプの SPF 等のデフォルト値を定めている。しかし日本ではそれらが定められていないため、本章では、政府や学協会等の統計データ等を用いたマクロ的な概算手法を検討した。そして民生部門（事務所、ホテル、商業、病院）は、中央熱源空調用の空気熱源ヒートポンプと個別分散空調用の電動ヒートポンプ、ヒートポンプ給湯機を対象に、民生部門（住宅）は、ルームエアコンとヒートポンプ給湯機を対象に、産業部門は工場暖房用途の空気熱源ヒートポンプを対象に、農業部門は野菜 10 品種、果樹 16 品種、花き 5 品種をガラス室・ハウスで栽培する際に用いる加温用途の空気熱源ヒートポンプを対象として、総量の概算を行った。

2.2 ヒートポンプによる再生可能エネルギー量の算定方法

2.2.1 EUにおける算定方法

(1) 算定対象の再生可能エネルギー源

EUの「再生可能エネルギー推進指令」²⁻¹⁾では、再生可能エネルギーが電気、熱、運輸に分類された。その内、再生可能エネルギーの「熱」の対象は、「バイオマス、バイオガス、地熱、ヒートポンプによるエアロサーマル・ハイドロサーマル・ジオサーマル、太陽熱」と規定された。すなわちヒートポンプの採熱源としては、大気熱、地中熱、河川や海等の水の熱が再生可能エネルギーの対象となった。

(2) 再生可能エネルギー量の算定方法

2009年の「再生可能エネルギー推進指令」²⁻¹⁾の発効により、ヒートポンプによる再生可能エネルギー量は、EUの再生可能エネルギーの数値目標の対象となった。その後2013年に、加盟国共通の算定方法となる「ヒートポンプからの再生可能エネルギーの計算に関するガイドライン」²⁻²⁾が欧州委員会によって採択された。

このガイドラインにおいて、ヒートポンプにより供給される再生可能エネルギー量 (E_{RES}) は、式(1)の通り定義された。 E_{RES} はヒートポンプにより供給される推定合計熱量 (Q_{usable}) から、 Q_{usable} / SPF を差し引いて表される。そして、 Q_{usable} は全負荷相当運転時間 (H_{HP}) にヒートポンプの暖房定格能力 (P_{rated}) を乗じて求めると定められた。

ここで、式(2)の SPF 、 H_{HP} はEU共通のデフォルト値が定められている (表 2.2.1 参照)。これにより加盟国は自国に導入されたヒートポンプの暖房定格能力 (P_{rated}) の総量を把握すれば、式(1)、(2)より再生可能エネルギー量を算出することができる。

なお加盟国が独自の算定方法により精度向上を図ることも許容されている。また対象となるヒートポンプの性能を $SPF > 1.15 \times 1/\eta$ と定めている (η : 低位発熱量基準の電力受電端効率、45.5%)。

$$E_{RES} = Q_{usable} \times (1 - 1 / SPF) \quad \dots (1)$$

$$Q_{usable} = H_{HP} \times P_{rated} \quad \dots (2)$$

E_{RES} : ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量 [kWh]

Q_{usable} : ヒートポンプによって供給される推定合計熱量 [kWh]

SPF : 推定平均季節性能係数 [—]

H_{HP} : 全負荷相当運転時間 [h]

P_{rated} : ヒートポンプの暖房定格能力 [kW]

(すべて温熱製造時)

これらの算定式、デフォルト値を用いると簡便に再生可能エネルギー量を算定することができる。例えば、EUの平均的気候の地域にて28 [kW]の冷暖兼用の空気熱源ヒートポンプにより温水製造した場合、再生可能エネルギー量は式(3)、(4)のように11.372 [kWh]と求められる (参照)。

$$Q_{usable} = H_{HP} \times P_{rated} = 660 [h] \times 28 [kW] = 18,480 [kWh] \quad \dots (3)$$

$$E_{RES} = Q_{usable} \times (1 - 1 / SPF) = 18,480 [kWh] \times (1 - 1 / 2.6) = 11,372 [kWh] \quad \dots (4)$$

この算定方法により、すべての EU 加盟国は、エアロサーマル・ジオサーマル・ハイドロサーマルといった採熱源毎にヒートポンプにより供給される再生可能エネルギー量の数値目標を設定し、毎年、導入実績の把握を行っている。

表 2.2.1 EU の HHP、SPF のデフォルト値一覧²⁻²⁾

熱源	採熱源－熱媒体	気候条件					
		温暖気候		平均的気候		寒冷気候	
		H _{HP} [h]	SPF [－]	H _{HP} [h]	SPF [－]	H _{HP} [h]	SPF [－]
エアロサーマル	空気－空気	1,200	2.7	1,770	2.6	1,970	2.5
	空気－水	1,170	2.7	1,640	2.6	1,710	2.5
	空気－空気(冷暖兼用)	480	2.7	710	2.6	1,970	2.5
	空気－水(冷暖兼用)	470	2.7	660	2.6	1,710	2.5
	排気－空気	760	2.7	660	2.6	600	2.5
	排気－水	760	2.7	660	2.6	600	2.5
ジオサーマル	地中－空気	1,340	3.2	2,070	3.2	2,470	3.2
	地中－水	1,340	3.5	2,070	3.5	2,470	3.5
ハイドロサーマル	水－空気	1,340	3.2	2,070	3.2	2,470	3.2
	水－水	1,340	3.5	2,070	3.5	2,470	3.5

なお、表 2.2.1 中の採熱源の「排気」は、原文では exhaust air と表記されている。欧州では排気ダクト内に直膨の熱交換器（蒸発器）を設置し、排熱を回収するシステムが複数のメーカーより商品化されている。「再生可能エネルギー推進指令」²⁻¹⁾ではエアロサーマルを対象にしており、排熱は対象としていないため、ガイドラインでは排気内の排熱を除いたエアロサーマルのみを対象として算出するよう H_{HP} の係数を調整（低減）している。

(3) 算定方法の考え方

式(1)を式(5)に変形すると、 Q_{usable} / SPF は、温熱製造時のヒートポンプの投入エネルギー（電気等）を示している。これを W_{in} とすると、式(6)と表すことが出来る。そのため、具体的な建物においてより精度高く算出するには、ヒートポンプによって供給される熱量である温熱製造熱量と投入エネルギー（電気等）の実測値を用い、これらの差分により算定することが可能であると考えられる。

さらに式(7)に変形する。また温熱製造時のヒートポンプの基本的なエネルギーフローを式(8)に示す。式(7)、(8)の $Q_{usable} = Q_H$ 、 $E_{RES} = Q_L$ と捉えると、式(1)はヒートポンプの基本的なエネルギーフローを意味していると解釈できる。その解釈をヒートポンプのエネルギーフローの概念図に示したものを図 2.2.1 に示す。図中の Aerothermal、Hydrothermal、Geothermal が $Q_L = E_{RES}$ となることを表している。

このガイドラインは 2013 年 3 月に発効している。「再生可能エネルギー指令」が発効した 2009 年 4 月より約 4 年経過しており、ガイドラインの検討に相当の時間を要したと考えられる。

$$E_{RES} = Q_{usable} \times (1 - 1 / SPF) \quad \dots (5)$$

$$= Q_{usable} - Q_{usable} / SPF \quad \dots (5)$$

$$= Q_{usable} - W_{in} \quad \dots (6)$$

$$Q_{usable} = E_{RES} + W_{in} \quad \dots (7)$$

$$Q_H = Q_L + W_{in} \quad \dots (8)$$

W_{in} : ヒートポンプの温熱製造時の投入エネルギー [kWh]

Q_H : ヒートポンプにより供給される熱量 [kWh]

Q_L : ヒートポンプの温熱製造時の採熱量 [kWh]

(すべて温熱製造時)

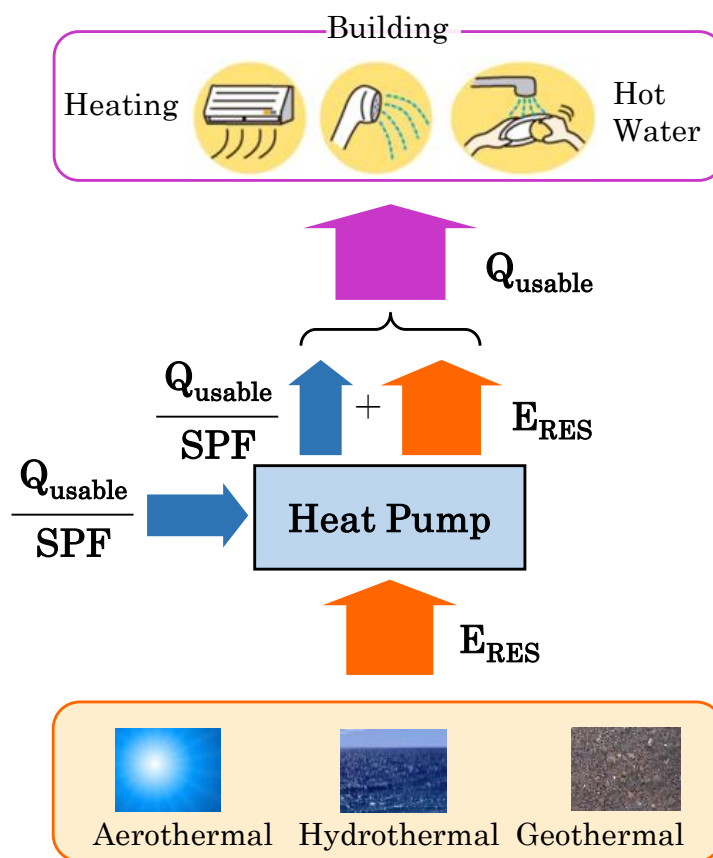


図 2.2.1 ヒートポンプのエネルギーフローの概念図(温熱製造時)

(4) EUにおける導入実績

EUにおける再生可能エネルギーの2014年の実績値²⁻³⁾は、177Mtoeとなり、最終エネルギー総量に占める割合は15.3%となっている。その内訳は、電気41%、熱50%となり、EUに導入されている再エネ量の約半分を熱が占めている(図2.2.2参照)。なおEUの最終エネルギー総量の算出には、電気は二次エネルギー換算値、燃料は低位発熱量基準による熱量を合算し、さらにヒートポンプによる再エネルギー量を加えて、最終エネルギー総量としている(日本の「総合エネルギー統計(資源エネルギー庁)」の最終エネルギー消費量は燃料には高位発熱量基準を用い、ヒートポンプによる再エネルギー量は合算していない)。

2014年の方式別の再エネ導入実績について、全再エネルギー導入量に占める方式別の比率を図2.2.3示す。ヒートポンプは4%を占め、太陽光発電(3%)を上回る導入量となっている。

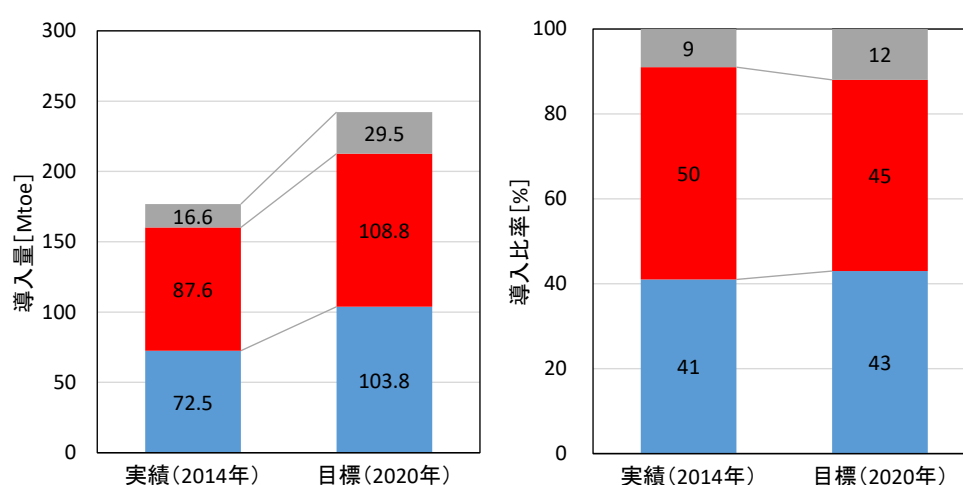


図 2.2.2 EUの再エネ導入量の実績と目標(分野別)

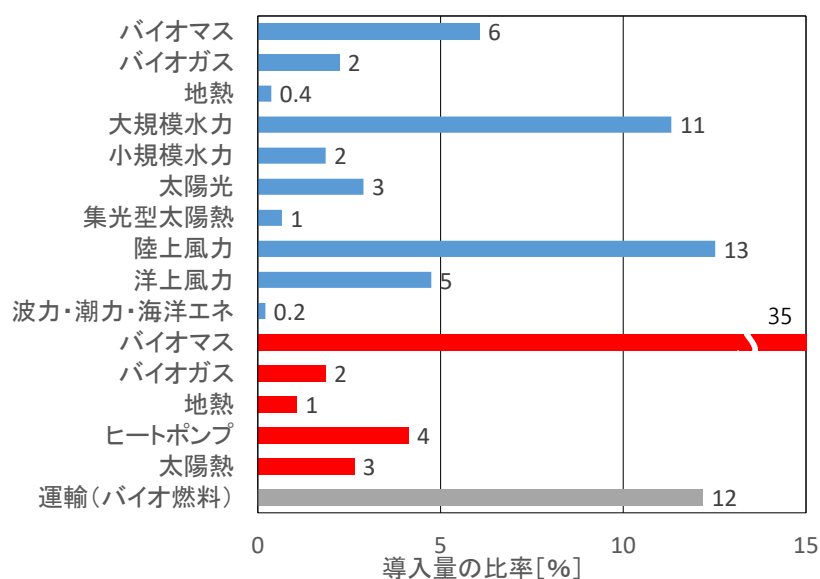


図 2.2.3 EUの再エネ導入量の実績(2014年、方式別)

2.2.2 本研究における概算方法

(1) 概算対象の再生可能エネルギー源

日本では「エネルギー供給構造高度化法」において、再生可能エネルギー源は「非化石エネルギー源のうち、エネルギー源として永続的に利用することのできるもの」と定義され、その対象は政令により「太陽光、風力、水力、地熱、太陽熱、大気中の熱その他自然界に存する熱」と定められた。本研究では上記の内、近年、普及の進む大気熱の温熱製造時の採熱量を対象に2013年度（パリ協定の日本の中期目標基準年）水準の概算を行った。

なおEUの「再生可能エネルギー推進指令」²⁻¹⁾では、温熱製造時、すなわちエアロサーマル等をヒートポンプのヒートソースとして利用する場合のみを対象とし、ヒートシンクとして利用する冷房利用時は対象外としている。日本の「エネルギー供給構造高度化法」では「非化石エネルギー源」「永続的に利用」と定義され、ヒートシンク利用を対象と解釈する可能性がある。しかし、本研究ではEUの定義を参考に、暖房時のヒートシンク利用のみを対象として算出した。

(2) 再生可能エネルギー量の概算

式(1)は、温熱製造時のヒートポンプの基本的なエネルギーフローを表しており、これはEUと日本で不変な原理と考えられるため、本研究では式(1)に基づき概算を行う。概算には Q_{usable} とSPFが必要となる。その検討の考え方を以下に説明する。

(3) SPFの考え方

式(1)のSPFについては、EUでは表2.2.1の通り、デフォルト値が用意されている。しかし国内では、暖房や給湯のSPFの算定基準が規定されていない熱源機種がある。例えば民生部門の非住宅建築、産業部門の暖房用途、農業部門の加温用途に用いられる空気熱源ヒートポンプ（中央空調用熱源）はIPLV_c（冷却期間成績係数）が用いられている。このIPLV_cは冷房の期間成績係数のみが示され、暖房の期間成績係数は示されていない。そのため、これらの部門の暖房と加温については、加熱の定格COPを用いて概算を行った。また民生部門の非住宅建築の業務用ヒートポンプ給湯機も期間エネルギー効率の基準が規定されていないため定格COPを用いた。民生部門の住宅の暖房用途のルームエアコンは暖房の期間エネルギー効率（HSPF）が、給湯用途の家庭用ヒートポンプ給湯機は給湯のAPFが規定されていることより、住宅についてはこれらを用いて算定した。

またSPFの下限値をEUでは $1.15 \times 1/\eta$ と定めているが、式中の1.15は低位発熱基準を高位発熱基準に換算する係数と解釈し、日本では η は高位発熱量基準であるため、 $COP > 1/\eta$ とした。そして「省エネルギー法」の電気の一次エネルギー換算係数（9,760kJ/kWh）より、 $\eta = 0.369$ （3,600kJ/9,760kJ）を用いた。

(4) Q_{usable} の考え方

EUでは、式(2)の H_{HP} は表2.2.1の通りデフォルト値を用意しており、 P_{rated} は統計値を用いている。国内には同様のデフォルト値や統計値が無いため、部門毎に、政府や学協会等の統計データや熱負荷原単位等を用いて Q_{usable} を算定した（詳細は各部門の概算方法にて説明する）。

2.3 大気熱による再生可能エネルギー量の部門別概算

2.3.1 民生部門（非住宅建築）における概算

(1) 暖房用途における概算

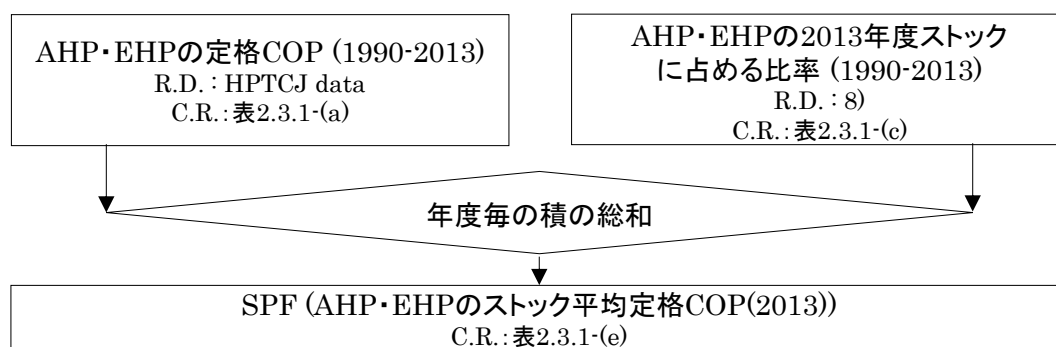
a) 概算の対象

民生部門の非住宅建築の暖房用途は、地域別、建物用途別、熱源機種別にそれぞれ次の通り対象を定めた。地域は、寒冷地域、温暖地域の2地域に分けた。建物用途は、事務所、ホテル、商業、病院、学校を対象とした。熱源機種は、空気熱源ヒートポンプ（中央空調用熱源、以下 AHP と記す）、電動ヒートポンプ（個別分散空調用熱源、以下 EHP）を対象とした。また期間は 2013 年度の1年間に供給された再生可能エネルギー量を対象とした。

b) SPF の概算方法

SPF は、概算の基準とした 2013 年度に稼働している AHP と EHP の性能を表す指標として、1990～2013 年度に出荷された AHP と EHP の内、2013 年度に残存し稼働している AHP および EHP のストックの平均定格 COP (2013) を代用した。ストック平均定格 COP の概算フローを図 2.3.1 に示す。なお、図中の各項目を求めるために参照したデータ (Reference Data) を、例えば文献 1) の場合は、R.D.: 1) と図中に表す。同様に算出結果 (Calculation Results) を、例えば表 1.1.1 の a) 列の場合は C.R.: 表 1.1.1-(a) と表す。以下のフロー図も同様に表す。

ストック平均値を求めるため、1990～2013 年度に出荷され 2013 年度に残存する機器が、2013 年度のストックに占める比率（以下、2013 年度ストックに占める比率）を年度毎に算出した。そして各年度の AHP および EHP 定格 COP (1990-2013) に、2013 年度ストックに占める比率を年度毎に乗じた和より、ストック平均定格 COP を概算した。概算方法を以下に詳述し、概算結果を表 2.3.1 に示す。



R.D.: 参照データ(Reference Data), C.R.: 算出結果(Calculation Results)

図 2.3.1 SPF の概算フロー(民生部門(非住宅建築)の暖房用途)

i) 定格 COP の想定

定格 COP (表 2.3.1-(a)) は、(一財) ヒートポンプ・蓄熱センター調べのデータ (HPTCJdata) による当該年度の定格 COP を用いた。

ii) 2013年度ストックに占める比率の想定

2013年度ストックに占める比率（表 2.3.1-(c)）は、まず各年度の残存率（表 2.3.1-(b)）を求め、その当該年度の残存率を1990～2013年度の各年度の残存率の合計値で除して算出した値である。残存率は1990～2013年度に出荷された機器の内、2013年度に残存する当該年度の機器の比率を表している。各年度の残存率はワイブル曲線を用いて想定した。ワイブル曲線の形状パラメータは「我が国のマクロ経済・長期エネルギー需給に関するモデル分析」²⁻⁴⁾（日本エネルギー経済研究所）より3.5とし、平均耐用年数は法定耐用年数の15年を用いた。なお1990年度の機器が2013年度ストックに占める比率が0.3%となるため（表 2.3.1-(c)参照）、1990年度より前年度の定格COPがストックの平均COPに与える影響は十分小さいと考え、算定対象を1990年度以降とした。

iii) ストック平均定格COPの概算

各年度の定格COP（表 2.3.1-(a)）に、2013年度ストックに占める比率（表 2.3.1-(c)）を乗じた和より、2013年度時点のストック平均定格COP（表 2.3.1-(e)）を算出した。

表 2.3.1 AHP と EHP の SPF

年度	(a)		(b)	(c=b/Σb)	(d=a×c)	
	定格COP		残存率	AHP・EHPの 2013年度ストック に占める比率	a×c	
	AHP [-]	EHP [-]			AHP [-]	EHP [-]
1990	2.87	2.91	5	0.3	0.01	0.01
1991	2.94	2.91	7	0.5	0.01	0.01
1992	3.00	2.92	11	0.7	0.02	0.02
1993	3.07	2.92	15	1.0	0.03	0.03
1994	3.13	2.93	20	1.3	0.04	0.04
1995	3.20	2.93	27	1.7	0.06	0.05
1996	3.50	2.95	34	2.2	0.08	0.07
1997	3.80	2.97	42	2.7	0.10	0.08
1998	3.80	2.98	50	3.2	0.12	0.10
1999	3.80	3.00	58	3.8	0.14	0.11
2000	3.80	3.02	66	4.3	0.16	0.13
2001	3.80	3.07	73	4.7	0.18	0.14
2002	3.80	3.11	79	5.1	0.19	0.16
2003	3.80	3.16	85	5.5	0.21	0.17
2004	3.80	3.20	89	5.8	0.22	0.18
2005	3.80	3.61	93	6.0	0.23	0.22
2006	3.80	4.01	95	6.2	0.23	0.25
2007	3.80	4.01	97	6.3	0.24	0.25
2008	3.80	4.01	99	6.4	0.24	0.26
2009	3.80	4.01	99	6.4	0.24	0.26
2010	3.80	4.01	100	6.5	0.25	0.26
2011	3.80	4.01	100	6.5	0.25	0.26
2012	3.80	4.01	100	6.5	0.25	0.26
2013	3.80	4.01	100	6.5	0.25	0.26
Total	—	—	1,543	100	—	—
(e=Σd)	SPF (AHP・EHPのストック平均定格COP(2013))				3.75	3.58

c) Q_{usable} の概算方法

Q_{usable} は 2013 年度の建築物ストックの年間熱負荷（暖房）の内、AHP と EHP が処理した年間熱負荷を用いた。概算フローを図 2.3.2 に示す。まず 2013 年度の地域別、建物用途別の建築物ストックの年間熱負荷を算出し、次に 2013 年度の建築物ストックにおける建物用途別の AHP および EHP の導入率を算出。そして建物用途別に前者に後者を乗じ概算した。以下に前者、後者の算出方法を詳述する。

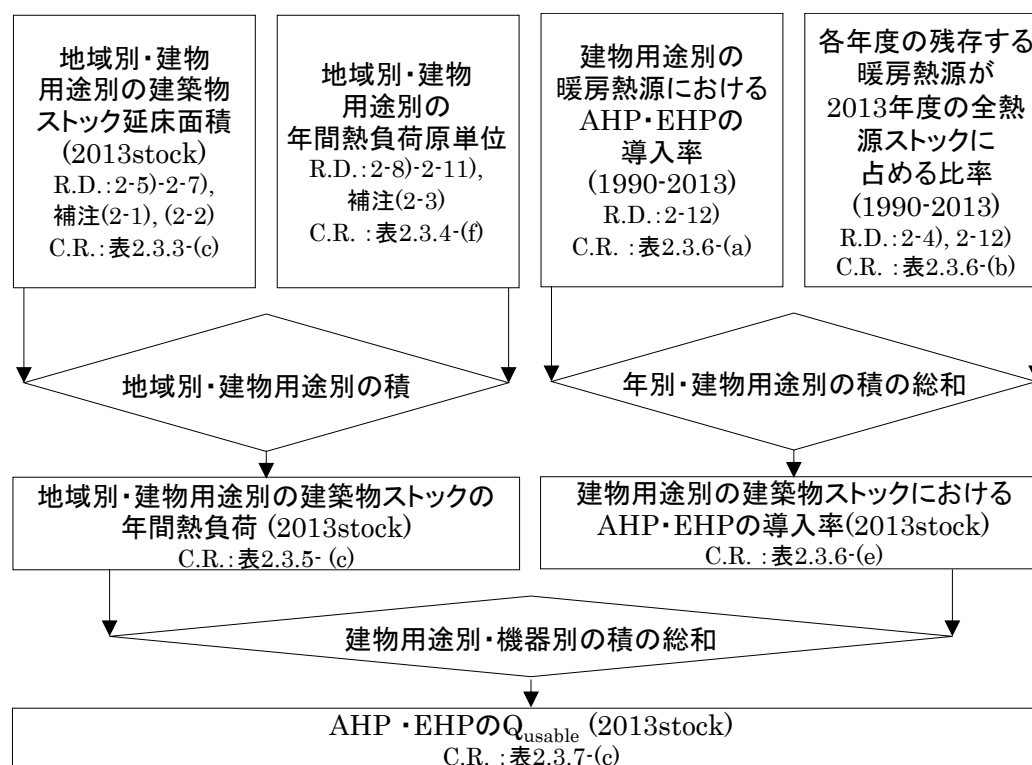


図 2.3.2 Q_{usable} の概算フロー(民生部門(非住宅建築)の暖房用途)

i) 建築物ストックの年間熱負荷の想定

建築物ストックの年間熱負荷は図 2.3.2 の通り 2013 年度の地域別、建物用途別の建築物ストック延床面積に、地域別、建物用途別の年間熱負荷原単位を地域別、建物用途別に乘じて想定した。それぞれは以下の方法で想定した。

① 建築物のストック延床面積の想定

建築物のストック延床面積(表 2.3.3-(c))の想定には、「建築物ストック統計」²⁻⁵⁾(国土交通省)の 2013 年のデータを用い、このデータに地域比率と建物用途比率を乘じて地域別、建物用途別の建築物のストック延床面積を求めた。2013 年データには都道府県別データが無いので、同統計の 2007 年データ²⁻⁶⁾の都道府県別のストック延床面積を用い、寒冷地域と温暖地域の比率⁽²⁻¹⁾を求めた(表 2.3.2-(a))。建物用途比率は、「エネルギー経済統計要覧」²⁻⁷⁾(日本エネルギー経済研究所)を用い、同統計の 9 用途を 5 用途に集約⁽²⁻²⁾した上で、各用途のストック延床面積の比率(表 2.3.3-(b))より算出した。

表 2.3.2 地域別のストック延床面積(2013年)

地域	(a)		(b)	
	2007年		2013年	
	ストック延床面積 [10 ³ m ²]	比率 [%]	統計値 [10 ³ m ²]	想定値 [10 ³ m ²]
寒冷地域	327,790	18.9	—	345,062
温暖地域	1,411,023	81.1	—	1,485,373
合計	1,738,813	100.0	1,830,435	1,830,435

表 2.3.3 地域別・建物用途別のストック延床面積(2013年)

地域	建物用途	(a)	(b)	(c=a×b)
		地域別 ストック延床面積 (2013) [10 ³ m ²]	建物用途別 比率 (2013stock) [%]	地域別・建物用途別 ストック延床面積 (2013) [10 ³ m ²]
寒冷地域	事務所	345,062	38.1	131,436
	ホテル		5.0	17,145
	店舗		31.1	107,262
	病院		6.1	20,977
	学校		19.8	68,242
温暖地域	事務所	1,485,373	38.1	565,787
	ホテル		5.0	73,802
	店舗		31.1	461,724
	病院		6.1	90,301
	学校		19.8	293,759
合計		1,830,435	—	1,830,435

② 年間熱負荷原単位の想定

地域別、建物用途別の年間熱負荷原単位（表 2.3.4-(f)）は、地域別、建物用途別の暖房用熱源の年間エネルギー消費原単位（表 2.3.4-(d)）を求め、建物別空調システムの COP（表 2.3.4-(e)）を乗じて想定した。暖房用熱源の年間エネルギー消費原単位は、「非住宅建築物の環境関連データベース（DECC）」²⁻⁸⁾（一般社団法人 日本サステナブル建築協会）の地域別、建物用途別のエネルギー消費量原単位に空調用熱源のエネルギー消費比率と冷暖房負荷における暖房負荷比率を乗じて想定した。空調用熱源のエネルギー消費比率は「CASBEE 評価マニュアル」²⁻⁹⁾（一般財団法人建築環境・省エネルギー機構）より⁽²⁻³⁾、冷暖房負荷における暖房負荷比率は「都市ガスコージェネレーションの計画・設計と運用」²⁻¹⁰⁾（空気調和・衛生工学会）より引用した。建物別空調のシステム COP は、「未利用エネルギー面的活用熱供給の実態と次世代に向けた方向性」²⁻¹¹⁾（経済産業資源エネルギー庁）より、DHC を利用しない建物別空調システムの COP を引用した。

③ 建築物ストックの年間熱負荷の想定

表 2.3.5 に示す通り、前述の①の建築物のストック延床面積と、②の年間熱負荷原単位を地域別、建物用途別にそれぞれ乗じ、地域別、建物用途別の建築物ストックの年間熱負荷を想定した（表 2.3.5-(c)）。

表 2.3.4 地域別・建物用途別の年間熱負荷原単位

地域	建物用途	(a)	(b)	(c)	(d=a×b×c)	(e)	(f=d×e)
		建物の年間エネルギー消費量原単位 [MJ/m ² ・y]	熱源のエネルギー消費量比率 [%]	暖房の熱負荷原単位比率 [%]	熱源の年間暖房エネルギー消費量原単位 [MJ/m ² ・y]	建物別空調のシステムCOP [-]	暖房の年間熱負荷原単位 [MJ/m ² ・y]
寒冷地域	事務所	1,649	31.1	16.0	82	0.706	58
	ホテル	2,581	28.6	35.3	261		184
	商業	4,625	31.0	23.1	331		233
	病院	2,315	32.0	30.9	229		161
	学校	1,166	31.1	16.0	58		41
温暖地域	事務所	1,633	31.1	16.0	81		57
	ホテル	2,643	28.6	35.3	267		189
	商業	3,944	31.0	23.1	282		199
	病院	2,410	32.0	30.9	238		168
	学校	1,053	31.1	16.0	52		37

表 2.3.5 地域別・建物用途別の建築物ストックの年間熱負荷(2013年ストック)

地域	建物用途	(a)	(b)	(c=a×b)
		ストック延床面積(2013) [10 ³ m ²]	暖房年間熱負荷原単位 [MJ/m ² ・y]	暖房年間熱負荷(2013stock) [TJ]
寒冷地域	事務所	131,436	58	7,593
	ホテル	17,145	184	3,157
	商業	107,262	233	25,043
	病院	20,977	161	3,385
	学校	68,242	41	2,787
温暖地域	事務所	565,787	57	32,365
	ホテル	73,802	189	13,916
	商業	461,724	199	91,938
	病院	90,301	168	15,170
	学校	293,759	37	10,834
合計		1,830,435	—	206,188

ii) AHP と EHP の導入率の想定

2013 年度時点の建物ストックにおける建物用途別の AHP と EHP の導入率（以下、2013 年度ストック導入率）は、**図 2.3.2** の通り、1990～2013 年度の建物用途別の暖房熱源⁽²⁻⁴⁾における AHP と EHP の導入率（以下、年度毎の導入率）に、各年度の残存する暖房熱源が 2013 年度の全熱源のストックに占める比率を乗じた和より想定した。

年度毎の導入率（**表 2.3.6-(a)**）は、「A&S データ」²⁻¹²⁾（空気調和・衛生工学会）の 1990～2013 年度のデータより、年度毎に建物用途別、熱源機種別の容量を集計し想定した。そして、各年度の暖房用熱源の導入率と残存率²⁻⁴⁾の積を、積の和（1990～2013 年度）で除し、暖房熱源が全熱源のストックに占める比率を算出した（**表 2.3.6-(b)**）。そして前者と後者を年度別に乘じ、建物用途別に合計して 2013 年度ストック導入率を求めた（**表 2.3.6-(e)**）。

表 2.3.6 建物用途別の建築物ストックにおける AHP・EHP の導入率(2013stock)

年度	(a)												(b)												(c=a×b)											
	暖房熱源におけるAHP・EHPの導入率												残存する暖房熱源が2013年度の全熱源ストックに占める比率												a×b											
	事務所		ホテル		商業		病院		学校		事務所		ホテル		商業		病院		学校		事務所		ホテル		商業		病院		学校							
AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP							
1990	6.2	34.1	10.7	7.3	0.0	14.8	3.1	25.2	3.3	5.8	0.2	0.3	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.1	0.0	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0							
1991	12.1	27.9	0.0	9.0	14.1	2.6	6.2	12.8	8.7	15.6	0.5	0.6	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0							
1992	3.6	24.4	0.0	6.0	4.4	7.8	0.0	7.6	4.6	20.6	0.7	0.7	0.3	0.6	0.4	0.0	0.0	0.0	0.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1							
1993	9.3	27.0	0.0	9.9	5.7	17.2	6.2	8.0	7.2	14.6	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	0.1	0.3	0.0	0.1	0.1	0.2	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1							
1994	8.3	18.5	0.0	24.4	1.3	9.3	3.8	13.1	7.3	36.0	1.6	1.7	1.2	1.3	1.5	1.2	1.3	1.5	0.1	0.3	0.0	0.4	0.0	0.1	0.0	0.2	0.1	0.5	0.5							
1995	5.7	14.6	0.0	10.3	0.0	4.4	6.2	15.4	5.1	37.4	2.1	2.3	2.3	1.9	2.3	1.9	2.3	1.7	0.1	0.3	0.0	0.2	0.0	0.1	0.1	0.3	0.1	0.6	0.6							
1996	2.8	26.4	4.3	13.5	4.8	6.7	5.8	18.6	5.6	29.6	2.4	2.6	2.6	2.6	2.6	2.6	2.6	2.3	0.1	0.6	0.1	0.4	0.1	0.2	0.2	0.5	0.1	0.7	0.7							
1997	10.4	31.4	0.0	21.9	4.2	4.8	9.8	19.7	3.7	19.8	3.4	3.6	3.1	2.9	2.6	3.1	2.9	2.6	0.4	1.1	0.0	0.8	0.1	0.2	0.3	0.6	0.1	0.5	0.5							
1998	10.0	26.9	0.0	17.9	8.9	16.4	1.0	18.5	10.9	24.8	4.0	4.2	4.2	3.7	3.7	3.7	3.7	3.1	0.4	1.1	0.0	0.8	0.3	0.6	0.0	0.7	0.3	0.8	0.8							
1999	11.7	21.6	2.1	11.8	0.6	4.5	1.5	15.4	8.6	31.6	3.7	4.3	4.3	3.7	3.6	3.7	3.6	4.3	0.4	0.8	0.1	0.5	0.0	0.2	0.1	0.6	0.4	1.4	1.4							
2000	7.4	21.0	2.8	7.0	1.6	52.1	3.6	19.5	7.8	26.4	5.0	3.9	2.6	4.4	4.6	4.4	4.4	4.6	0.4	1.0	0.1	0.3	0.0	1.3	0.2	0.9	0.4	1.2	1.2							
2001	8.3	38.2	2.3	43.9	0.0	50.0	1.8	30.1	29.8	37.7	6.4	5.8	1.8	4.1	3.5	0.5	2.4	4.1	3.5	0.5	2.4	0.1	2.6	0.0	0.9	0.1	1.2	1.0	1.3							
2002	12.5	30.6	0.3	37.3	0.0	31.9	8.3	30.7	15.3	12.2	5.8	5.1	4.5	4.3	5.0	0.7	1.8	4.3	5.0	0.7	1.8	0.0	1.9	0.0	1.4	0.4	1.3	0.8	0.6							
2003	4.7	31.4	11.7	14.9	0.0	23.1	7.5	25.2	6.3	31.1	5.5	6.7	3.7	5.9	5.1	0.3	1.7	5.9	5.1	0.3	1.7	0.8	1.0	0.0	0.8	0.4	1.5	0.3	1.6							
2004	8.6	27.5	0.0	11.9	0.0	73.7	5.2	24.7	9.4	40.5	6.5	2.2	7.4	7.0	5.5	0.6	1.8	7.0	5.5	0.6	1.8	0.0	0.3	0.0	5.4	0.4	1.7	0.5	2.2							
2005	16.2	20.0	0.0	28.1	0.0	67.0	19.9	30.9	7.4	56.6	7.3	7.1	7.7	6.6	5.9	1.2	1.5	6.6	5.9	1.2	1.5	0.0	2.0	0.0	5.1	1.3	2.0	0.4	3.3							
2006	9.7	51.8	0.0	20.2	0.0	26.3	3.0	51.2	21.0	27.0	5.1	8.1	8.1	7.9	5.9	0.5	2.6	5.9	5.7	0.5	2.6	0.0	1.6	0.0	2.1	0.2	3.0	1.2	1.5							
2007	14.5	71.1	0.0	67.4	5.4	64.3	6.8	45.2	18.3	31.8	4.5	3.9	8.0	5.6	7.4	0.7	3.2	5.6	7.4	0.7	3.2	0.0	2.6	0.4	5.2	0.4	2.5	1.4	2.4							
2008	7.3	43.0	26.1	29.0	0.0	52.5	9.0	45.6	18.8	35.2	6.0	4.6	7.0	8.1	7.0	0.4	2.6	8.1	7.0	0.4	2.6	1.2	1.3	0.0	3.7	0.7	3.7	1.3	2.5							
2009	10.0	40.9	38.1	61.9	0.0	94.2	6.4	37.2	3.6	44.6	6.8	3.7	8.2	5.0	5.6	0.7	2.8	5.0	5.6	0.7	2.8	1.4	2.3	0.0	7.7	0.3	1.9	0.2	2.5							
2010	6.2	73.3	10.7	30.9	6.7	17.0	36.7	28.1	13.7	45.6	5.2	8.2	5.5	7.0	7.6	0.3	3.8	7.0	7.6	0.3	3.8	0.9	2.5	0.4	0.9	2.6	2.0	1.0	3.5							
2011	15.2	57.8	0.0	100.0	28.3	71.7	0.8	65.3	5.7	20.2	4.4	3.8	4.9	5.3	5.9	0.7	2.6	4.9	5.3	0.7	2.6	0.0	3.8	1.4	3.5	0.0	3.5	0.3	1.2							
2012	7.0	64.6	13.0	7.5	0.0	83.5	6.2	79.7	38.8	58.0	5.1	9.2	8.3	6.0	6.1	0.4	3.3	6.0	6.1	0.4	3.3	1.2	0.7	0.0	6.9	0.4	4.8	2.4	3.6							
2013	25.3	72.4	0.0	89.8	7.7	78.8	17.5	26.1	35.6	31.0	6.8	6.4	4.5	6.1	7.8	1.7	4.9	6.1	7.8	1.7	4.9	0.0	5.8	0.3	3.6	1.1	1.6	2.8	2.4							
(e) 建物用途別の建築物ストックにおけるAHP・EHPの導入率(2013)	10.7		40.9		6.0		31.9		3.3		50.2		9.2		34.7		15.3		34.5		3.3		50.2		9.2		34.7		15.3		34.5					

iii) Q_{usable} の概算

i)による建築物ストックの年間熱負荷（表 2.3.7-(a):表 2.3.5-(c)再掲）に、ii)で求めた AHP と EHP の導入率（表 2.3.7-(b):表 2.3.6-(e)再掲）を乗じ、ヒートポンプによって供給される熱量（ Q_{usable} ）を概算した（表 2.3.7-(c)）。

(4) E_{RES} の概算結果

(2)、(3)にて算定した SPF（表 2.3.7-(d):表 2.3.1-(e)再掲）、 Q_{usable} （表 2.3.7-(c)）を式(1)に代入して、 E_{RES} （ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量）を概算した（表 2.3.7-(f)）。その結果、 E_{RES} は AHP が 9.5PJ、EHP が 66.0PJ、合計の E_{RES} は 75.5PJ となった。

表 2.3.7 民生部門(非住宅建築)の暖房用途の E_{RES}
(ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量)

地域	建物用途	(a)	(b)		(c=a×b)		(d)		(e=c/d)		(f)	
		暖房年間 (2013 stock) 熱負荷 [TJ]	AHP・EHPの 導入率 (2013stock)		Q_{usable}		SPF (ストック平均 COP(2013))		Q_{usable} / SPF		E_{RES}	
			AHP [%]	EHP [%]	AHP [TJ]	EHP [TJ]	AHP [-]	EHP [-]	AHP [TJ]	EHP [TJ]	AHP [PJ]	EHP [PJ]
寒冷 地域	事務所	7,593	10.7	40.9	809	3,103	3.75	3.58	216	867	0.6	2.2
	ホテル	3,157	6.0	31.9	188	1,006			50	281	0.1	0.7
	商業	25,043	3.3	50.2	828	12,573			220	3,515	0.6	9.1
	病院	3,385	9.2	34.7	311	1,174			83	328	0.2	0.8
	学校	2,787	15.3	34.5	426	962			114	269	0.3	0.7
温暖 地域	事務所	32,365	10.7	40.9	3,450	13,225	—	—	919	3,698	2.5	9.5
	ホテル	13,916	6.0	31.9	830	4,435			221	1,240	0.6	3.2
	商業	91,938	3.3	50.2	3,038	46,158			809	12,906	2.2	33.3
	病院	15,170	9.2	34.7	1,393	5,260			371	1,471	1.0	3.8
	学校	10,834	15.3	34.5	1,657	3,740			441	1,046	1.2	2.7
小計		—	—	—	12,931	91,636	—	—	3,444	25,622	9.5	66.0
合計		206,188	—		104,567		—		29,065		75.5	

(2) 給湯用途における概算

a) 概算の対象

民生部門の非住宅建築の給湯用途は、2006年度より普及が本格化した業務用ヒートポンプ給湯機（機器能力 22kW、4.5kW）を対象とした。

b) SPF の概算方法

SPF は定格 COP を代用し、(一財)ヒートポンプ・蓄熱センター調べによる 2006～2013 年度の定格 COP を用いた（表 2.3.8-(a)参照）。

c) Q_{usable} の概算方法

業務用ヒートポンプ給湯機（HWHP）の Q_{usable} の概算フローを図 2.3.3 に、算出一覧表を表 2.3.8 に示す。 Q_{usable} は、出荷台数（2006-2013）に機器能力、残存率²⁻⁴⁾（2006-2013）、全負荷相当運転時間を乗じて算出した（表 2.3.8-(f)参照）。

出荷台数は「国内出荷実績」²⁻¹³⁾(日本冷凍空調工業会)のデータを用いた。全負荷相当運転時間は「都市ガスコージェネレーションの計画・設計と運用」²⁻¹⁰⁾(空気調和・衛生工学会)を参考に、4,600時間と想定した⁽²⁻⁵⁾。

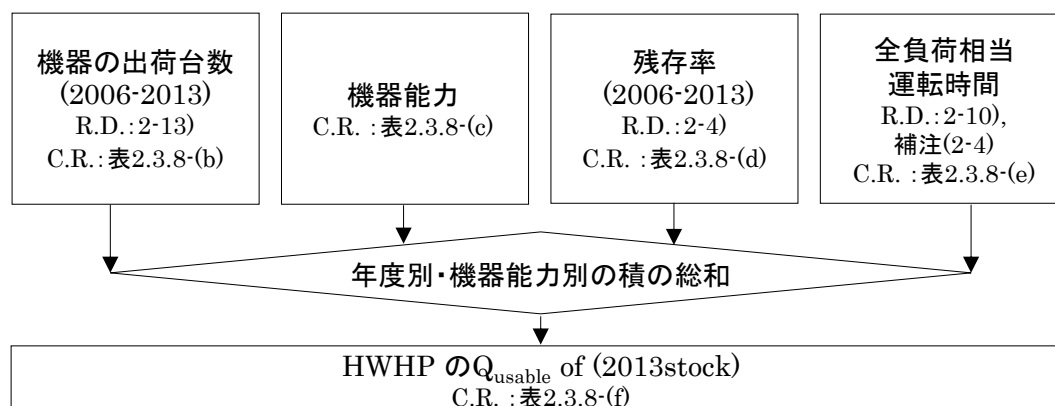


図 2.3.3 Q_{usable} の概算フロー(民生部門(非住宅建築)の給湯用途)

d) E_{RES} の概算結果

b)、c)にて算定した SPF、Q_{usable} を年度毎に式(1)に代入して、E_{RES} (ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量)を概算した(表 2.3.8-(h)参照)。その結果、E_{RES}はそれぞれ業務用ヒートポンプ給湯機の 22kW が 0.0025PJ、4.5kW が 0.0011PJ となり、合計 0.0036PJ となった。

表 2.3.8 民生部門(非住宅建築)の給湯用途の E_{RES}
(ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量)

年度	(a)		(b)		(c)		(d)	(e)	(f=b×c×d×e)		(g=f/a)		(h)		
	SPF (定格COP)		出荷台数		機器能力				全負荷相当 運転時間	Q _{usable}		Q _{usable} / SPF		E _{RES}	
	22kW [—]	4.5kW [—]	22kW [10 ³ 台]	4.5kW [10 ³ 台]	22kW [kW]	4.5kW [kW]				22kW [TJ]	4.5kW [TJ]	22kW [TJ]	4.5kW [TJ]	22kW [PJ]	4.5kW [PJ]
2006	3.40	4.00	0.75	0.87	22	4.5	95	4,600	0.26	0.06	0.08	0.02	0.0002	0.0000	
2007	3.61	4.00	0.88	1.32			97		0.31	0.10	0.09	0.02	0.0002	0.0001	
2008	3.83	4.00	1.02	2.49			99		0.37	0.18	0.10	0.05	0.0003	0.0001	
2009	4.04	4.00	1.06	2.50			99		0.38	0.19	0.10	0.05	0.0003	0.0001	
2010	4.25	4.00	1.33	3.22			100		0.48	0.24	0.11	0.06	0.0004	0.0002	
2011	4.31	4.05	1.69	3.38			100		0.61	0.25	0.14	0.06	0.0005	0.0002	
2012	4.36	4.11	1.37	3.18			100		0.50	0.24	0.11	0.06	0.0004	0.0002	
2013	4.42	4.16	1.12	2.56			100		0.41	0.19	0.09	0.05	0.0003	0.0001	
小計	—	—	9.21	19.51			—		—	—	—	3.33	1.44	0.82	0.36
合計	—	—	28.72		—	—	—	—	4.77		1.17		0.0036		

2.3.2 民生部門（住宅建築）における概算

(1) 暖房用途における概算

a) 概算の対象

民生部門の住宅建築の暖房用途は 1990～2013 年度に出荷されたルームエアコン（以下、RAC）を対象とした。

b) SPF の概算方法

RAC の SPF はストックの平均 HSPF を用いた。ストックの平均 HSPF の概算フローを図 2.3.4 に示す。まず 1990～2013 年度の HSPF を算出し、次に各年度に出荷され 2013 年度に残存する RAC が、RAC の 2013 年度ストックに占める比率を算出した。そして前者と後者を年度毎に乘じ、合計して概算した。以下に前者と後者の算出方法について詳述する。

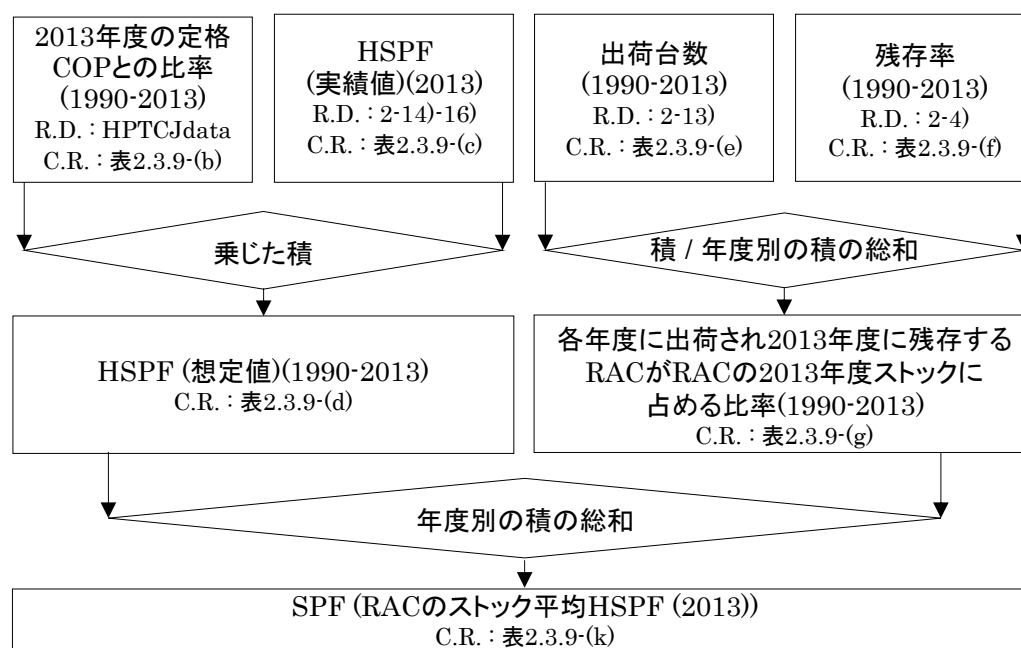


図 2.3.4 SPF の概算フロー(民生部門(住宅建築)の暖房用途)

i) 1990～2013 年度の HSPF の想定

RAC の HSPF の JIS は 2005 年に制定されたため、各年度の定格 COP と 2013 年度の定格 COP（(一財) ヒートポンプ・蓄熱センター調べ）との比率を 2013 年度の HSPF に乗じて、1990～2012 年度の HSPF を想定した（表 2.3.9-(d)参照）。

2013 年度の HSPF の算出には、「JIS C 9612 : 2013 附属書 B ルームエアコンディショナの期間エネルギー消費効率算定のための試験及び算出方法」²⁻¹⁴⁾（日本工業規格）の暖房期間エネルギー消費効率（HSPF）の算定方法を定めた式（9）を用いた。2013 年度の HSPF を次の方法により求めた。「家庭の省エネ徹底ガイド」²⁻¹⁵⁾（経済産業省資源エネルギー庁）より冷暖房兼用・壁掛け形・冷房能力 2.8kW 代表機種 of 2013 年の APF が 5.9 とあり、2013 年度に APF が 5.9 の機種を「省エネ性能カ

タログ 2013 年夏」²⁻¹⁶⁾ (経済産業省資源エネルギー庁) より抽出した。当該機種 of 暖房期間消費電力量を JIS C 9612²⁻¹⁴⁾ に基づき算出した。そしてその平均値 (710 kWh) を暖房期間消費電力量 (C_{HSE}) とした。暖房期間総合空調負荷 (L_{HST}) も JIS C 9612²⁻¹⁴⁾ に基づき計算した (3,512 kWh)。これらを式(9)に代入し、暖房期間エネルギー消費効率 (HSPF) は 4.94 と算出した。

$$F_{HSP} = \frac{L_{HST}}{C_{HSE}} \quad (9)$$

L_{HST} : 暖房期間総合空調負荷 [Wh]

C_{HSE} : 暖房期間消費電力量 [Wh]

F_{HSP} : 暖房期間エネルギー消費効率 (HSPF) [-]

ii) 残存する RAC がストックに占める比率の想定

1990～2013 年度の RAC の出荷台数に、残存率²⁻⁴⁾ を乗じて、年度毎のストック台数を求めた。そして各年度のストック台数を、1990～2013 年度の全ストック台数で除し、各年度に出荷され 2013 年度に残存する RAC がストックに占める比率を想定した (表 2.3.9-(g)参照)。出荷台数は「国内出荷実績」¹⁷⁾ のデータを用いた。

iii) ストックの平均 HSPF の概算

1) の 1990～2013 年度の HSPF に、2) の残存する RAC がストックに占める比率を乗じた和より、ストックの平均 HSPF を算出した。算出結果を表 2.3.9-(k) に示す。

表 2.3.9 RAC の SPF

	(a)	(b)	(c)	(d=b×c ₂₀₁₃)	(e)	(f)	(g=e×f/∑(e×f))	(h=d×g)
年度 year	定格COP [—]	定格COPの 2013年度比 [—]	HSPF (実績値) [—]	HSPF (想定値) [—]	出荷台数 [10 ³ 台]	残存率 [%]	残存するRACが RACのストックに 占める比率 [%]	d×g [—]
(i) 1990	3.50	0.55	—	2.70	6,590	5	0.3	0.01
1991	3.50	0.55	—	2.70	7,364	7	0.4	0.01
1992	3.50	0.55	—	2.70	5,681	11	0.5	0.01
1993	3.50	0.55	—	2.70	5,082	15	0.7	0.02
1994	3.50	0.55	—	2.70	7,316	20	1.3	0.03
1995	3.50	0.55	—	2.70	7,988	27	1.9	0.05
1996	4.02	0.63	—	3.09	8,248	34	2.4	0.08
1997	4.35	0.68	—	3.35	6,272	42	2.3	0.08
1998	4.51	0.70	—	3.47	6,725	50	2.9	0.10
1999	4.90	0.76	—	3.77	6,438	58	3.2	0.12
2000	5.14	0.80	—	3.96	7,192	66	4.1	0.16
2001	5.28	0.82	—	4.06	7,521	73	4.7	0.19
2002	5.52	0.86	—	4.25	6,866	79	4.7	0.20
2003	5.43	0.85	—	4.18	6,466	85	4.7	0.20
2004	5.53	0.86	—	4.26	7,037	89	5.4	0.23
2005	5.69	0.89	—	4.38	7,573	93	6.1	0.26
2006	5.77	0.90	—	4.44	7,417	95	6.1	0.27
2007	5.86	0.91	—	4.51	7,382	97	6.2	0.28
2008	5.96	0.93	—	4.58	7,579	99	6.4	0.30
2009	6.05	0.94	—	4.65	6,906	99	5.9	0.28
2010	6.14	0.96	—	4.73	8,338	100	7.2	0.34
2011	6.23	0.97	—	4.80	8,303	100	7.2	0.34
2012	6.33	0.99	—	4.87	8,521	100	7.4	0.36
2013	6.42	1.00	4.94	—	9,423	100	8.1	0.40
(j) 合計	—	—	—	—	174,229	—	100	4.55
(k) SPF (RACのストック平均 HSPF (2013))								4.55

c) Q_{usable} の概算方法

Q_{usable} は図 2.3.5 に示す通り、2013 年度の住宅のストック戸数に、一戸当たりの暖房用電力消費量原単位を乗じ、さらに(2)3)で求めた 2013 年度のストックの平均 HSPF を乗じて概算した。概算結果を表 2.3.10 に示す。

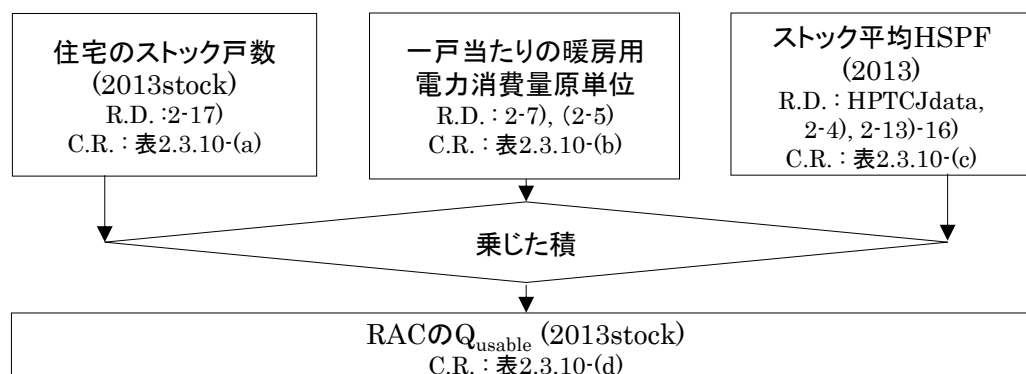


図 2.3.5 Q_{usable} の概算フロー(民生部門(住宅建築)の暖房用途)

i) ストック戸数の想定

住宅のストック戸数は、「住宅・土地統計調査」²⁻¹⁷⁾ (総務省統計局) の 2013 年のデータを引用し、ストック戸数より空家を除いた戸数を算定に用いた。

ii) 一戸当たりの暖房用電力消費量原単位の想定

一戸当たりの暖房用電力消費量原単位⁽²⁻⁶⁾は「エネルギー・経済統計要覧」²⁻⁷⁾ (日本エネルギー経済研究所) より引用した。

iii) Q_{usable} の概算

1)のストック戸数に 2)の一戸当たりの暖房用電力消費量原単位と(2)³⁾のストック平均 HSPF を乗じ、 Q_{usable} (表 2.3.10-(d))を算出した。

d) E_{RES} の概算結果

(2)、(3)にて算定した SPF、 Q_{usable} を式(1)に代入して、 E_{RES} (ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量) を概算した (表 2.3.10-(f)参照)。その結果、 E_{RES} は 294.2PJ となった。

表 2.3.10 民生部門(住宅建築)の暖房用途の E_{RES}
(ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量)

(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
世帯数 (2013stock) [10^3 戸]	1戸当たりの暖房の 電力消費量 [Mcal/戸]	SPF(ストック平均 HSPF(2013)) [—]	Q_{usable} [TJ]	Q_{usable}/SPF [TJ]	E_{RES} [PJ]
52,430	377	4.55	376,920	82,757	294.2

(2) 給湯用途における概算

a) 概算の対象

民生部門の住宅の給湯用途は家庭用のヒートポンプ給湯機（エコキュート）を対象とした。ヒートポンプ給湯機は2001年度に商品化されたため、2001～2013年度に出荷された機器を対象とした。

b) SPFの概算方法

ヒートポンプ給湯機のSPFは、ストックの平均APFを用い、暖房用のSPFの概算方法（図2.3.4）と同様の考え方で概算した。

まず2001～2013年度の出荷台数²⁻¹³⁾に、残存率²⁻⁴⁾を乗じて求めた年度毎のストック台数を、ストック台数の和で除して、2013年度に残存するヒートポンプ給湯機がストックに占める比率を求めた（表2.3.11-(g)）。そしてこの比率に各年のAPFを乗じた和より、ストックの平均APFを算出した（表2.3.11-(k)）。APFのJISは2011年制定のため、それより前のAPFは、2011年度の定格COPに対する当該年度の定格COPの比率を2011年度のAPFに乗じて想定した（APF、COPは、(一財)ヒートポンプ・蓄熱センター調べ）。

c) Q_{usable} の概算方法

ヒートポンプ給湯機のストック台数に1台あたりの供給熱量の原単位、11.9GJ/台・年を乗じ、 Q_{usable} を算出した（表2.3.12-(c)参照）。

1台あたり供給熱量原単位は、次の通り求めた。1戸あたりの年間給湯負荷を「都市ガスによるコージェネレーションシステム 計画・設計と評価」²⁻¹⁸⁾による住宅の年間熱負荷126MJ/m²・年に「住宅・土地統計調査」²⁻¹⁷⁾（総務省）による住宅ストックの一住宅あたりの平均延床面積94.42m²を乗じ、11.9GJ/年と想定した。そして1戸あたりのヒートポンプ給湯機が1台であると想定し、1台あたり供給熱量原単位を11.9GJ/台・年と想定した。

d) E_{RES} の概算結果

(2)、(3)にて算定したSPF、 Q_{usable} を式(1)に代入して、 E_{RES} （ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量）を概算した（表2.3.12-(f)参照）。その結果、 E_{RES} は33.9PJとなった。

表 2.3.11 家庭用ヒートポンプ給湯機の SPF

	(a)	(b)	(c)	(d=c × d ₂₀₁₁)	(e)	(f)	(g=e × f / ∑(e × f))	(h=d × g)	
年度	定格COP	COPの 2011年度比	APF (実績値)	APF (想定値)	出荷台数	残存率	残存するHWHPが HWHPのストックに 占める比率	d × g	
	[—]	[—]	[—]	[—]	[10 ³ 台]	[%]	[%]	[—]	
(i)	2001	3.46	0.68	—	2.24	3	73	0.1	0.00
	2002	3.88	0.76	—	2.51	37	79	0.7	0.02
	2003	4.21	0.83	—	2.72	81	85	1.7	0.05
	2004	4.21	0.83	—	2.72	131	89	2.8	0.08
	2005	4.50	0.88	—	2.91	226	93	5.1	0.15
	2006	4.90	0.96	—	3.17	350	95	8.1	0.26
	2007	5.10	1.00	—	3.30	413	97	9.7	0.32
	2008	5.10	1.00	—	3.30	500	99	11.9	0.39
	2009	5.10	1.00	—	3.30	508	99	12.2	0.40
	2010	5.10	1.00	—	3.30	566	100	13.7	0.45
	2011	5.10	1.00	3.30	—	497	100	12.0	0.40
	2012	—	—	3.50	—	447	100	10.8	0.38
	2013	—	—	3.50	—	459	100	11.1	0.39
(j) Total	—	—	—	—	4,219	—	100.0	3.28	
(k) SPF (HWHPのストック平均APF (2013))								3.28	

表 2.3.12 民生部門(住宅建築)の給湯用途の E_{RES}
(ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量)

(a)	(b)	(c=a × b)	(d)	(e)	(f)
ストック台数	1台あたりの供給熱量	Q _{usable}	SPF(ストック 平均APF(2013))	Q _{usable} /SPF	E _{RES}
[10 ³ 台]	[GJ/台・年]	[TJ]	[—]	[TJ]	[PJ]
4,126	11.9	48,687	3.28	14,836	33.9

2.3.3 産業部門における概算方法

a) 概算の対象

産業部門における温熱利用用途は、工場暖房、加湿、乾燥、加温等があるが、加湿、乾燥、加温にはプロセスからの熱回収が多く用いられていると想定し、工場暖房のみを対象に概算した。熱源機種は AHP を想定した。

b) SPF の概算方法

SPF は 2.3.1(1)b) で求めた AHP のストック平均定格 COP を代用した。

c) Q_{usable} の概算方法

Q_{usable} の概算方法を図 2.3.6 に示す。 Q_{usable} は工場暖房用途のボイラの熱負荷に、ボイラに対する AHP の顕在化率と上限に対する割合を乗じて概算した。

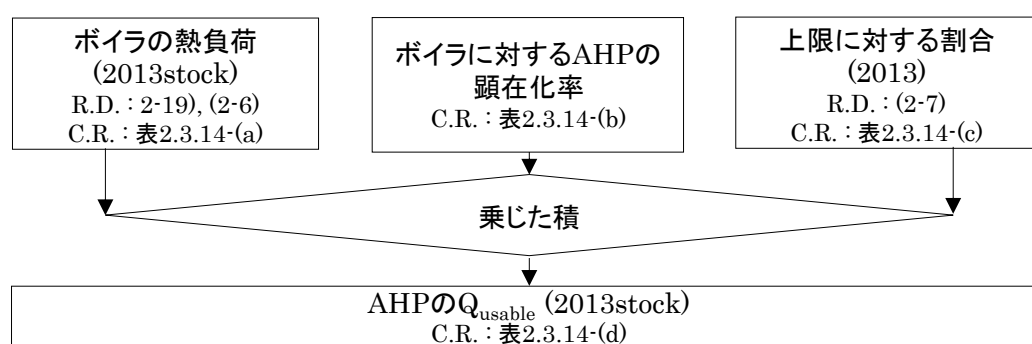


図 2.3.6 Q_{usable} の概算フロー(産業部門の工場暖房用途)

工場暖房用途のボイラの熱負荷は表 2.3.13 に示す通り概算した。まず産業部門のボイラ用燃料消費量から、製造業種別の工場暖房用途のボイラ用燃料消費量を想定した。その値にボイラ効率を乗じ、ボイラの熱負荷を想定した。産業部門の製造業種別のボイラ用燃料消費量は「エネルギー消費統計調査」²⁻¹⁹⁾(経済産業省資源エネルギー庁)に基づき、またボイラ用燃料消費量の内、工場暖房用途の比率を表 2.3.13 の通り想定し⁽²⁻⁷⁾、ボイラ効率は 0.9 と想定した。次にボイラに対する AHP の顕在化率(表 2.3.14-(b))を想定し、上限に対する割合(表 2.3.14-(c))を乗じて、 Q_{usable} を算出した(表 2.3.14-(d)参照)。顕在化率は 70%と想定し、上限に対する割合は、2025 年までの約 20 年間で、設定した上限(顕在化率)まで普及する普及曲線を想定した。2013 年度は上限に対する割合が 34%となった⁽²⁻⁸⁾。

d) E_{RES} の概算結果

(2)、(3)にて算定した SPF、 Q_{usable} を式(1)に代入して、 E_{RES} (ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量)を概算した(表 2.3.14-(g)参照)。その結果、 E_{RES} は 35.7PJ となった。

表 2.3.13 工場暖房の熱負荷

製造業種	ボイラ用 燃料消費量 [TJ]	工場暖房			
		ボイラ用 燃料消費量 比率 [%]	ボイラ用 燃料消費量 [TJ]	ボイラ 効率 [-]	ボイラの 熱負荷 (2013stock) [TJ]
食料品製造業	60,563	15	9,084	0.9	8,176
飲料・たばこ・飼料製造業	28,590	30	8,577		7,719
繊維業	65,936	20	13,187		11,868
木材・木製品製造業(家具を除く)	13,733	22	3,061		2,755
家具・装備品製造業	581	22	129		116
パルプ・紙・紙加工品製造業	440,408	10	44,041		39,637
印刷・同関連業	2,676	22	596		537
化学工業	375,369	20	75,074		67,566
石油製品・石炭製品製造業	170,742	10	17,074		15,367
プラスチック製品製造業(別掲を除く)	17,605	30	5,282		4,753
ゴム製品製造業	5,585	20	1,117		1,005
なめし革・同製品・毛皮製造業	119	22	27		24
窯業・土石製品製造業	140,351	10	14,035		12,632
鉄鋼業	291,319	7	20,392		18,353
非鉄金属製造業	4,884	10	488		440
金属製品製造業	5,752	22	1,282		1,154
はん用機械器具製造業	2,496	40	998		898
生産用機械器具製造業	13,160	40	5,264		4,738
業務用機械器具製造業	1,633	60	980		882
電子部品・デバイス・電子回路製造業	7,852	22	1,750		1,575
電気機械器具製造業	2,884	22	643	579	
情報通信機械器具製造業	649	22	145	130	
輸送用機械器具製造業	15,765	30	4,730	4,257	
その他の製造業	954	22	213	191	
合計	1,669,607	-	228,168	-	205,352

表 2.3.14 産業部門の工場暖房の E_{RES}

(ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量)

(a)	(b)	(c)	(d=a×b×c)	(e)	(f)	(g)
ボイラの熱負荷 (2013stock) [GJ]	AHPのボイラ に対する 顕在化率 [%]	上限に対する 割合(2013) [%]	Q_{usable} [GJ]	SPF (ストック平均 定格COP(2013)) [-]	Q_{usable} / SPF [GJ]	E_{RES} [PJ]
205,352	70	34	48,479	3.75	12,758	35.7

2.3.4 農業部門における概算方法

a) 概算の対象

農業部門は、利用用途については、野菜等をガラス室・ハウスで栽培する際に用いる加温用途を対象とし、熱源機種は AHP を対象とした。ここでは「園芸用ガラス室・ハウス等の設置状況」²⁻²⁰（日本施設園芸協会）の統計データを用い、野菜はししとう、ピーマン等の 10 品種を、果樹はみかん、ぶどう等の 16 品種を、花きはバラ、シクラメン等の 5 品種を栽培するための加温設備を対象とした。

b) SPF の概算方法

SPF は 2.3.1(1)b) で求めた AHP のストック平均定格 COP を代用した。

c) Q_{usable} の概算方法

Q_{usable} の概算方法を図 2.3.7 に示す。 Q_{usable} はガラス室・ハウスの加温用途のボイラの熱負荷に、ボイラに対する AHP の顕在化率と上限に対する割合を乗じて概算した。

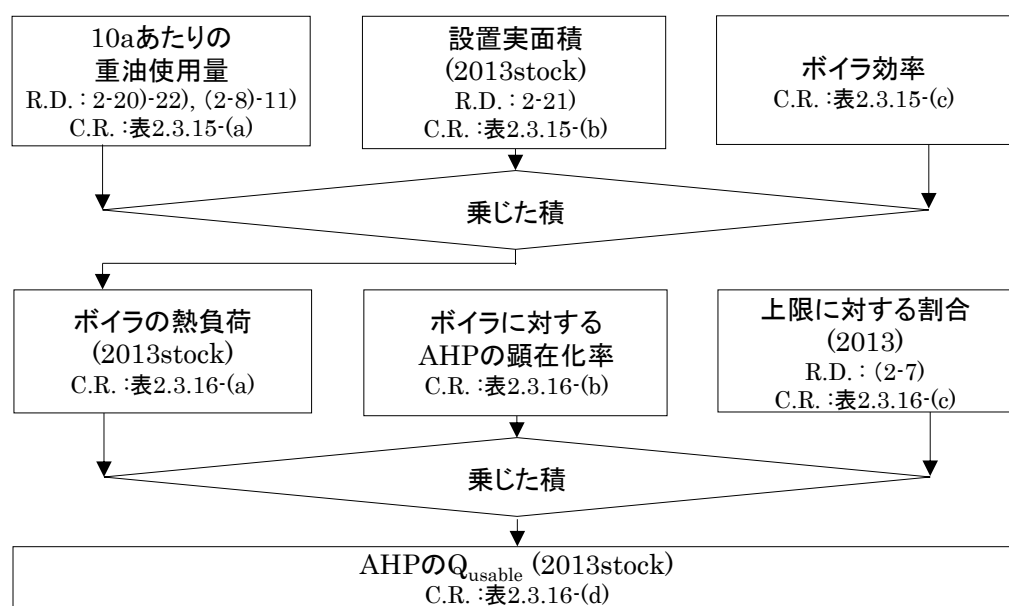


図 2.3.7 Q_{usable} の概算フロー（農業部門の加温用途）

ガラス室・ハウスの加温用途のボイラの熱負荷は、農作物の 10a あたりの重油使用量と 2013 年度の設置実面積、ボイラ効率を乗じて概算した。野菜の 10a あたりの重油使用量は、野菜の作物毎の 10a あたりの光熱動力費と重油単価から算出した⁽²⁻⁹⁾。果樹、花きについても同様に算出した^(2-10, 11)。ここで作物毎の光熱動力費は「農業経営統計調査」²⁻²¹（農林水産省）より引用した。この調査は 2007 年度に終了したため、2007 年度のデータを用いた。重油の利用割合は、「園芸用ガラス室・ハウス等の設置状況」²⁻²⁰の設置実面積より想定した⁽²⁻¹²⁾。重油の単価は、「農業物価統計価格」²⁻²²（農林水産省）より引用し、「農業経営統計調査」²⁻²¹と合せて 2007 年度のデータを用いた。延べ面積は「園芸用ガラス室・ハウス等の設置状況」²⁻²⁰より引用した。この値に設置実面積を乗じて重油使用量を算出した。そしてボイラ効率を乗じボイラによる熱負荷を算出した（表 2.3.15-(d)参照）。

ここでボイラ効率は0.9と想定した。

ボイラによる熱負荷に、ボイラに対するAHPの顕在化率と、上限に対する割合を乗じ Q_{usable} を算出した(表2.3.16-(d)参照)。顕在化率は50%と想定し、上限に対する割合は、2030年までの約20年間で、設定した上限(顕在化率)まで普及する普及曲線を想定した。2013年度は上限に対する割合が6%となった⁽²⁻⁸⁾。

d) E_{RES} の概算結果

(2)、(3)にて算定したSPF、 Q_{usable} を式(1)に代入して、 E_{RES} (ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量)を概算した(表2.3.16-(g)参照)。その結果、農業分野のガラス室・ハウスに用いる加温用途の E_{RES} は0.09PJとなった。

表 2.3.15 ガラス室・ハウス加温の熱負荷

	(a)	(b)	(c)	(d)
農作物	10aあたりの 重油使用量 [L/10a]	設置実面積 (2013stock) [10 ³ m ²]	ボイラ効率 [—]	ボイラの熱負荷 (2013stock) [GJ]
野菜	2,908	7,551	0.9	773
果樹	215	509		4
花き	7,884	10,454		2,900
合計	—	18,514		3,677

表 2.3.16 農業部門のガラス室・ハウス加温の E_{RES}
(ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量)

(a)	(b)	(c)	(d=a×b×c)	(e)	(f)	(g)
ボイラの熱負荷 (2013stock) [GJ]	AHPのボイラ に対する 顕在化率 [%]	上限に対する 割合(2013) [%]	Q_{usable} [GJ]	SPF (ストック平均 定格COP(2014)) [—]	Q_{usable} / SPF [GJ]	E_{RES} [PJ]
3,677	50	6	116	3.75	31	0.09

2.3.5 再生可能エネルギー量の概算結果

大気熱より採熱してヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量について、統計データ等を用いて概算した結果を表 2.3.17-(c)に示す。民生部門の非住宅建築の暖房用途では 75.5 PJ/年、給湯用途では 0.004PJ/年、住宅の暖房用途では 294.2PJ/年、給湯用途では 33.9PJ/年、産業部門の工場空調用途では 35.7PJ/年、農業部門のガラス室・ハウスの加熱用途では 0.09PJ/年となった。これらの合計量は 439.4PJ/年となり、住宅部門が 74.7%を占めた。

「エネルギー消費統計調査」²⁻¹⁹⁾ (経済産業省資源エネルギー庁) により実績把握されている国内の水力発電や太陽光発電等の再生可能エネルギー量 (2013 年度) は 1,216PJ となっている。ヒートポンプにより供給される再生可能エネルギー量は、この統計値の約 36.1%に相当する。

表 2.3.17 大気を採熱源としてヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量

部門	用途		Q _{usable} [TJ]	SPF [-]	(c)								
					E _{RES}								
					[PJ]		[%]						
民生部門 (非住宅建築)	暖房用途	事務所	AHP	4,259	3.75	3.1	75.5	75.5	17.2				
			EHP	16,328	3.58	11.8							
		ホテル	AHP	1,018	3.75	0.7							
			EHP	5,441	3.58	3.9							
		商業	AHP	3,866	3.75	2.8							
			EHP	58,731	3.58	42.3							
		病院	AHP	1,704	3.75	1.3							
			EHP	6,434	3.58	4.6							
		学校	AHP	2,084	3.75	1.5							
			EHP	4,702	3.58	3.4							
		給湯用途	HWHP (22kW)		3.33	4.07				0.003	0.004		
			HWHP (4.5kW)		1.44	4.05				0.001			
民生部門 (住宅建築)	暖房用途	RAC		376,920	4.55	294.2		328.1	74.1				
	給湯用途	HWHP		48,687	3.28	33.9							
産業部門 (工場)	暖房用途	AHP (工場)		48,479	3.75	35.7		8.1					
農業部門 (ガラス室・ハウス)	加温用途	AHP		116	3.75	0.09		0.02					
合計						439.4		100.0					

2.4 結論

大気を採熱源としてヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量について、EU の定量的評価方法に基づき概算手法を検討し、2013 年度（パリ協定の日本の基準年）水準の概算を行った結果、以下の知見を得た。

- 1) EU では定量的評価のための統計資料やデフォルト値が整備されているが、国内では未整備のため、政府や学協会等の統計データ等を用いたマクロ的な概算手法を提示した。具体には、フロー図（図 2.3.1～7）に示す概算手順に従って部門別、建物用途別、熱利用用途別の SPF と Q_{usable} の値を算出し、表 2.3.17-(a)、(b) に示すようにそれぞれの値を整理する。そしてこれらの SPF と Q_{usable} を用い、ヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量を概算するものである。
- 2) 大気を採熱源とするヒートポンプにより供給される年間の再生可能エネルギー量は、表 2.3.17-(c) に示した通り、民生部門の非住宅建築では 75.5PJ、住宅建築では 328.1PJ、産業部門は 35.7PJ、農業部門は 0.09PJ となり、合計は 439.4PJ となった。

上記の再生可能エネルギー量は、既の実績把握されている水力発電や太陽光発電等の再生可能エネルギー量（2013 年度：1,216PJ）の約 36.1%に相当する。

本報では、政府や学協会等の統計データ等を用いたマクロ的な概算手法を提示したが、今後は、算出精度を高める手法の更なる検討を進めるとともに、算出に必要なデフォルト値等の整備、定量的な評価手法の確立などが必要と考える。

なお本報では、日本国内におけるヒートポンプによる再生可能エネルギー量の概算方法を検討したが、実在する個別の建物などにおける算出は、製造温熱量（ Q_{usable} ）とヒートポンプの消費エネルギー（ W_{in} ）が計測により明らかな場合は、これらの差分（式(7)）より算出することが可能と考える。

【補注】

- (2-1) 寒冷地域は、北海道、青森県、岩手県、宮城県、秋田県、山形県、福島県、栃木県、長野県、新潟県とした。温暖地域は、茨城県、群馬県、埼玉県、千葉県、東京都、神奈川県、山梨県、富山県、石川県、福井県、岐阜県、静岡県、愛知県、三重県、滋賀県、京都府、大阪府、兵庫県、奈良県、和歌山県、鳥取県、島根県、岡山県、広島県、山口県、徳島県、香川県、愛媛県、高知県、福岡県、佐賀県、長崎県、熊本県、大分県、宮崎県、鹿児島県、沖縄県とした。
- (2-2) 参考文献 11 の事務所・ビル、その他の延床面積を事務所に集約した。同様にデパート・スーパー、卸小売、飲食店、娯楽場の延床面積を商業に集約した。
- (2-3) 熱源、熱搬送、給湯、照明、コンセント、動力、その他の用途別エネルギー消費量比率の内、熱源の比率を引用した。
- (2-4) AHP、EHP、冷温水発生機、ボイラ温水機、GHP、DHC
- (2-5) 業務用ヒートポンプは病院、ホテルでのベース運転利用を想定し、全負荷相当運転時間を想定した。想定には参考文献 14 の熱負荷原単位を用いた。病院の 9～18 時に年間を通じて運転することを想定し、負荷が最小となる 7 月 10 時の熱負荷と同能力のヒートポンプ給湯機を利用した場合の全負荷相当運転時間を算出した (4,827h)、ホテルは給湯負荷が集中する 20～23 時において最小負荷が生じる 7 月 20 時の負荷を用いて同様に算出し (4,371h)、両者の平均値 (4,600h) を用いた。
- (2-6) 暖房用、冷房用、給湯用、厨房用、動力他の用途および電力、都市ガス、LPG、灯油、石炭等、太陽熱のエネルギー源の内、暖房用途の電力を引用した。
- (2-7) ボイラ用燃料消費量の用途別 (工場暖房、加湿、100℃未満の乾燥、高温) の比率を想定し、工場暖房の比率を計算に用いた。
- (2-8) 工場暖房、ガラス室等加温の上限に対する割合を下記の通り想定した。

経過年数 [年]	上限に対する割合 [%]	想定年度	
		(産業)工場暖房	(農業)ガラス室等加温
1	2	2006	2011
2	4	2007	2012
3	6	2008	2013
4	9	2009	2014
5	13	2010	2015
6	18	2011	2016
7	25	2012	2017
8	34	2013	2018
9	46	2014	2019
10	58	2015	2020
11	70	2016	2021
12	79	2017	2022
13	86	2018	2023
14	91	2019	2024
15	94	2020	2025
16	97	2021	2026
17	98	2022	2027
18	99	2023	2028
19	99	2024	2029
20	100	2025	2030

(2-9) 施設野菜の重油使用量を下記の通り想定した。

	青ねぎ	きゅうり	なす	大型トマト	ミニトマト	ピーマン	ししとう	いちご	メロン	すいか	合計	加重平均
10aあたりの光熱動力費 [千円/10a]	36	248	367	278	360	498	691	281	147	37	—	—
重油利用割合 [%]	94										—	—
重油単価 [円/L]	73										—	—
10aあたりの重油使用量(a) [L/10a]	462	3,180	4,706	3,565	4,616	6,386	8,861	3,603	1,885	474	—	—
一戸あたりの作付け延面積(b) [m ² /戸]	3,803	2,185	2,870	3,501	2,717	3,599	918	2,465	5,773	7,056	34,887	—
a×b [L/10a]	1,755,620	6,948,721	13,506,714	12,480,692	12,542,782	22,983,329	8,134,343	8,882,291	10,882,299	3,347,820	101,464,611	2,908

(2-10) 施設果樹の重油使用量を下記の通り想定した。

	みかん	夏みかん	はっさく	いよかん	ネーブルオレンジ	りんご	日本なし	かき	びわ	もも	すもも	おうとう	うめ	ぶどう	くり	パインアップル	合計	加重平均
10aあたりの光熱動力費 [千円/10a]	58	14	15	8	9	14	18	18	42	18	15	19	12	44	3	4	—	—
重油利用割合 [%]	97																—	—
重油単価 [円/L]	73																—	—
10aあたりの重油使用量(a) [L/10a]	765	185	198	106	119	185	237	237	554	237	198	251	158	580	40	53	—	—
一戸あたりの作付け延面積(b) [m ² /戸]	82	41	23	77	24	102	80	111	46	43	34	37	64	46	156	227	1,193	—
a×b [L/10a]	62,737	7,572	4,551	8,126	2,849	18,837	18,995	26,356	25,485	10,210	6,727	9,273	10,131	26,699	6,173	11,978	256,700	215

(2-11) 施設花きの重油使用量を下記の通り想定した。

	きく	ばら	ゆり	カーネーション	鉢物(シクラメン)	合計	加重平均
10aあたりの光熱動力費 [千円/10a]	348	1,329	319	690	768	—	—
重油利用割合 [%]	98					—	—
重油単価 [円/L]	73					—	—
10aあたりの重油使用量(a) [L/10a]	4,636	17,703	4,249	9,191	10,230	—	—
一戸あたりの作付け延面積(b) [m ² /戸]	6,397	2,621	3,554	2,602	1,946	17,120	—
a×b [L/10a]	29,654,188	46,400,477	15,102,142	23,915,906	19,908,315	134,981,028	7,884

(2-12) ガラス室・ハウスの設置実面積を下記の通り想定した。

設置実面積 [千m ²]	野菜	石油利用			その他	石油利用率 [%]
		温風	温湯	蒸気		
		5193	2355	3	476	94
	果樹	451	58	0	17	97
	花き	7,799	2,632	23	244	98

【参考文献】

- 2-1) European Union : DIRECTIVE 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 2 April (2009 2009/28/EC)、 2009.4
- 2-2) European Union : COMMISSION DECISION of 1 March 2013(2013/114/EU)、 2013.3
- 2-3) European Commission : Renewable energy progress report (SWD(2015) 117 final) 、 2015.6
- 2-4) 日本エネルギー経済研究所：我が国のマクロ経済・長期エネルギー需給に関するモデル分析
- 2-5) 国土交通省：建築物ストック統計、2014
- 2-6) 国土交通省：建築物ストック統計、2008
- 2-7) 日本エネルギー経済研究所：エネルギー・経済統計要覧 2015、2015
- 2-8) 一般社団法人 日本サステナブル建築協会：非住宅建築物の環境関連データベース (DECC)、2014
- 2-9) 一般財団法人建築環境・省エネルギー機構：CASBEEー建築（新築）2014 年版評価マニュアル、2014
- 2-10) 空気調和・衛生工学会：都市ガスコージェネレーションの計画・設計と運用、2015
- 2-11) 経済産業省エネルギー庁：未利用エネルギー面的活用熱供給の実態と次世代に向けた方向性、2008
- 2-12) 空気調和・衛生工学会：A&S データ、 2014
- 2-13) 日本冷凍空調工業会：国内出荷実績、2014
- 2-14) 日本工業規格：JIS C 9612 2013 附属書 B ルームエアコンディショナの期間エネルギー消費効率算定のための試験及び算出方法、2013
- 2-15) 経済産業省資源エネルギー庁：家庭の省エネ徹底ガイド、2017
- 2-16) 経済産業省資源エネルギー庁：省エネ性能カタログ 2013 年夏、2013
- 2-17) 総務省統計局：住宅・土地統計調査、2014
- 2-18) 空気調和・衛生工学会：都市ガスによるコージェネレーションシステム計画・設計と評価、1994
- 2-19) 経済産業省資源エネルギー庁：平成 25 年度エネルギー消費統計調査、2014
- 2-20) 農林水産省：園芸用ガラス室・ハウス等の設置状況、2009
- 2-21) 農林水産省：農業経営統計調査、2008
- 2-22) 農林水産省：農作物価統計価格、2008

第3章 河川水の再生可能エネルギー熱利用 による効率向上効果の分析

3.1 研究概要

前章では、大気を採熱源にヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量について、定量的評価方法を検討し、概算を行った。

本章では、より高効率にヒートポンプを利用するための熱源として、冬期に大気よりも温度が高く、未利用の再生可能エネルギー熱である河川水に着目した。そして大気の再生可能エネルギー熱を利用した既設 DHC において、河川水を利用したシステムに更新した場合をシミュレーションし、熱供給システム効率の向上効果を検証した。

大気の再生可能エネルギー熱を利用した既存 DHC 地区において、現状分析を行い、対象地区を模擬したシミュレーションモデルの作成を行った。そして対象地区の熱源更新を想定し、現状の大気の再生可能エネルギー熱を利用したケースと河川水の再生可能エネルギー熱を利用したケースのシミュレーションを行った。河川水の水温は、日本で初めて河川の再生可能エネルギー熱を DHC で利用した箱崎地区で取水している水温データを用いた。

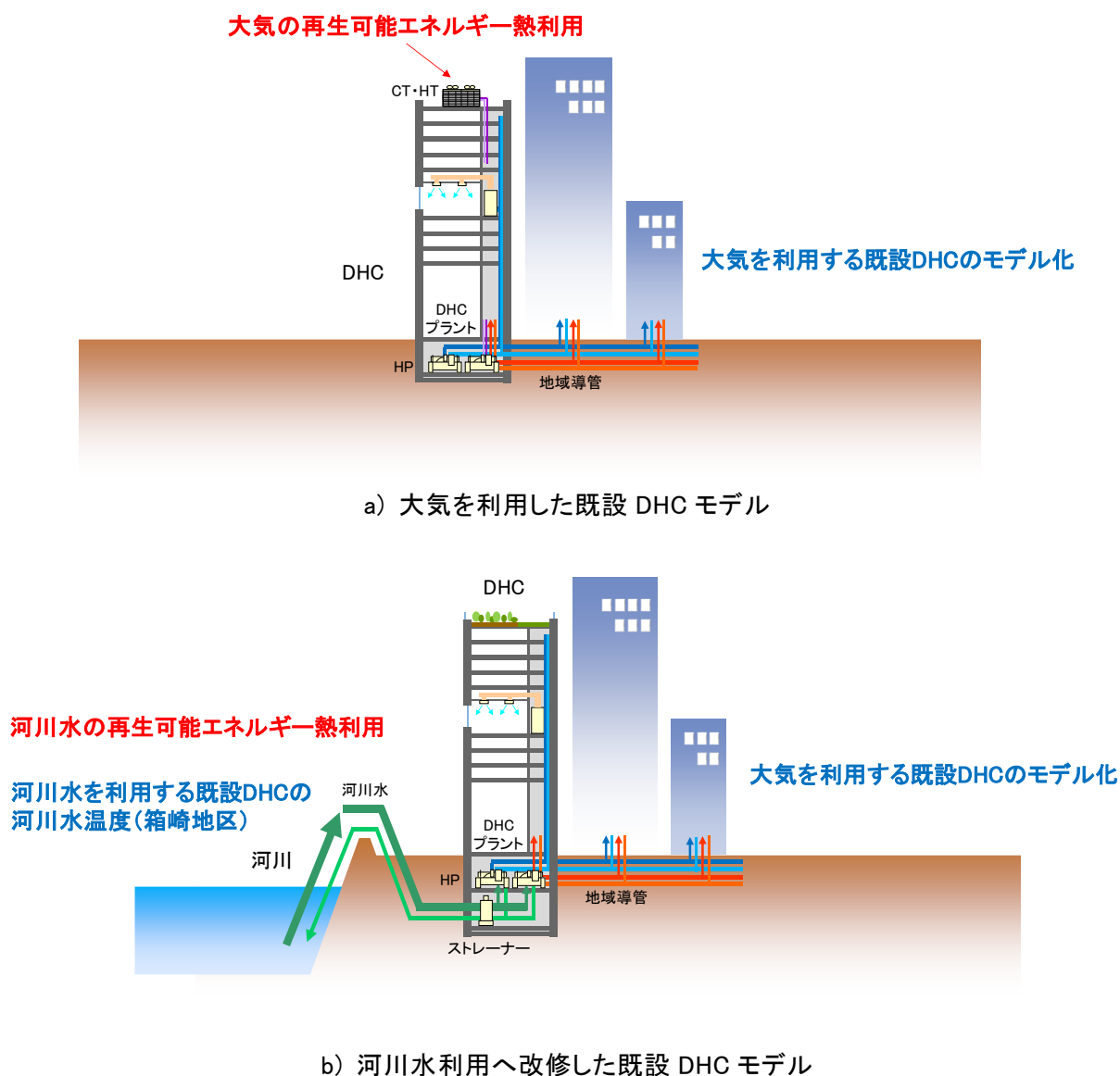


図 3.1.1 シミュレーションモデルの概念図

3.2 大気の再生可能エネルギー熱を利用した既存 DHC の地区概要

3.2.1 地区概要

対象地区は複数棟の大規模事務所ビルおよびホールや商業施設等、複合した用途の建物で構成され、一体開発により同時期に建設された地区である。延床面積は約 50 万㎡、空調対象面積は約 30 万㎡である。対象地区の近隣が河川に面しており、河川水の利用がし易い立地であると考えられる。

3.2.2 システム概要

図 3.2.1 に対象地区のシステム概念図を示す。ターボ冷凍機（以下、TR）、ヒーティングタワーヒートポンプ（以下、HTHP）、ダブルバンドルヒートポンプ（以下、DBHP）それぞれ 2 台によって冷温水供給を行っている。また大規模な温度成層型蓄熱槽を有しており、全ての熱源機が冷温水共に蓄熱運転を行うシステムとなっている。TR は開放型の冷却塔を利用しているが、HTHP と DBHP は、開放型の冷却加熱塔を利用しており、夏期は冷却水を放熱源利用、冬期は不凍液のブラインを採熱源利用している。特に HTHP は、冬期に大気の再生可能エネルギー熱を熱源に低温度のブラインを用いて温水製造を行っている。

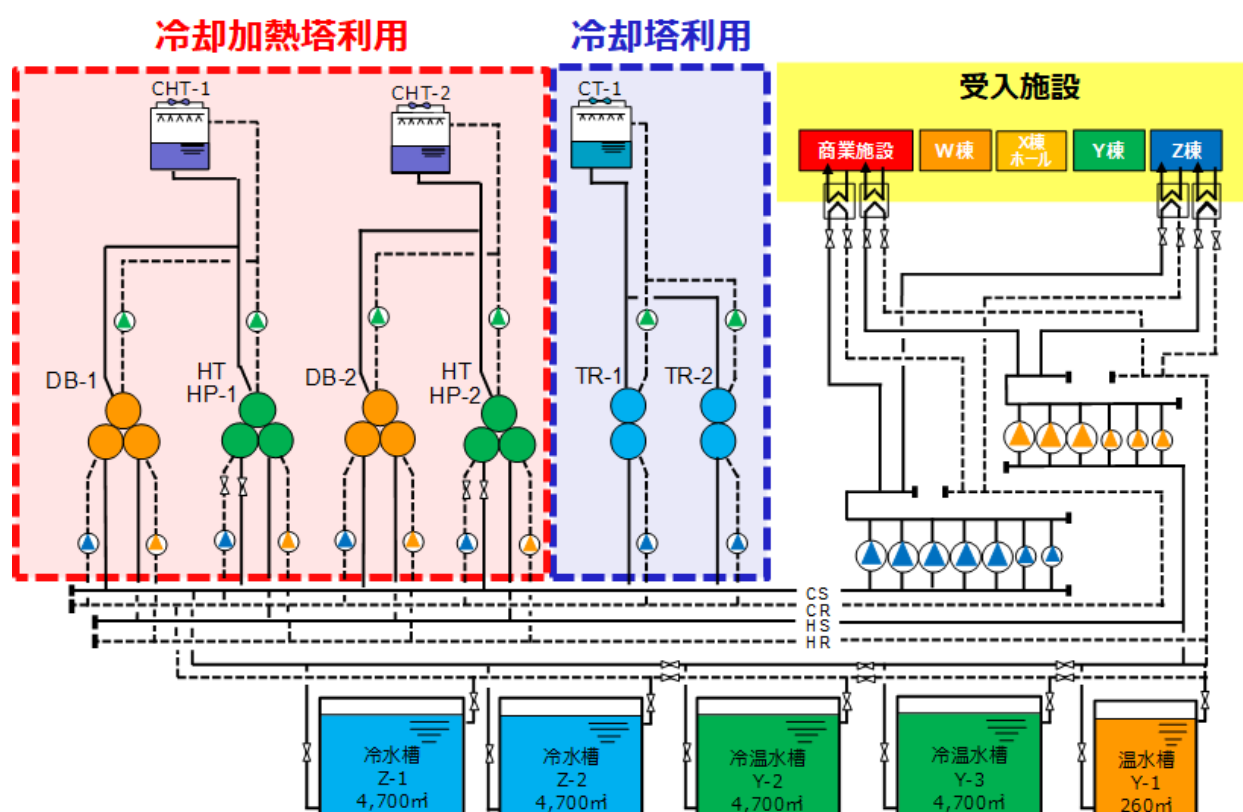
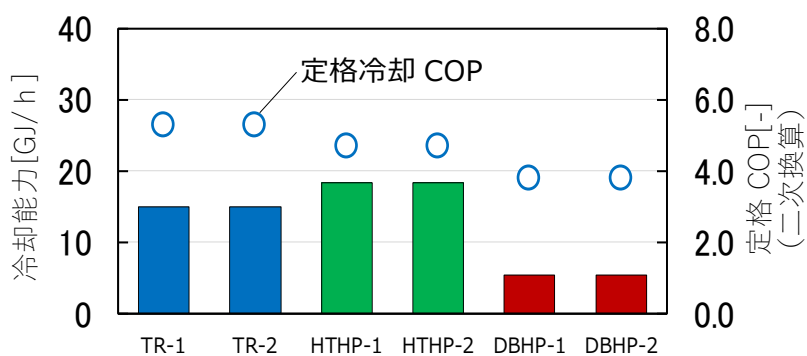
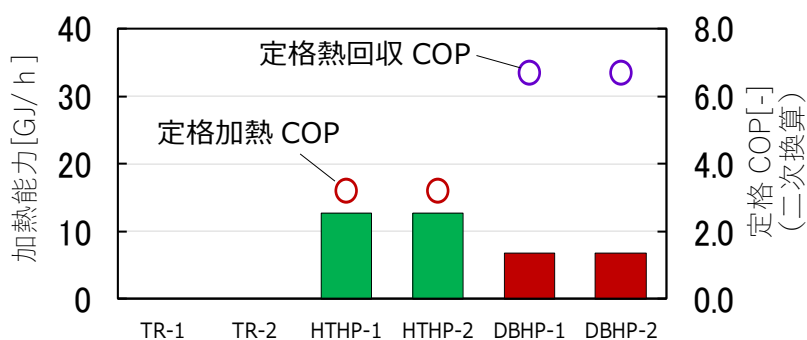


図 3.2.1 対象地区のシステム概念図

図 3.2.2 に各熱源機器の機器仕様を示す。各熱源機の二次エネルギー換算定格効率（定格 COP、以下、定格効率）は、冷水運転時は、TR が 5.3、HTHP が 4.7、DBHP が 3.8 となる。温水運転時では、DBHP が熱回収運転を行うため最も高効率で定格 COP6.7 となるが、HTHP は温度の低い大気を熱源に用いるため 3.2 となっている。



a) 冷却水入温度 31°C時冷水運転



b) ブライン入温度-7°C時温水運転、熱回収運転]

図 3.2.2 各熱源機器の機器仕様

3.3 対象地区の稼働実績の分析

対象地区の2015年度、2016年度の稼働実績について、BEMSの運転実績データを用いて分析を行った。なお、2016年7月のデータの一部に欠損があり、欠損箇所は除いて分析した。

3.3.1 熱負荷

図3.3.1に2015・2016年度の月別・年間の冷温水供給熱量の推移を示す。対象地区は複合施設に熱供給を行っているが、その大部分が事務用途であるため、熱負荷は、事務用途に似た熱負荷を示している。冷水負荷は年間を通して生じているが、温水負荷は5月から10月の間にはほとんど生じていない。年間の冷温水供給熱量の割合は、およそ冷水：温水=7：3であった。

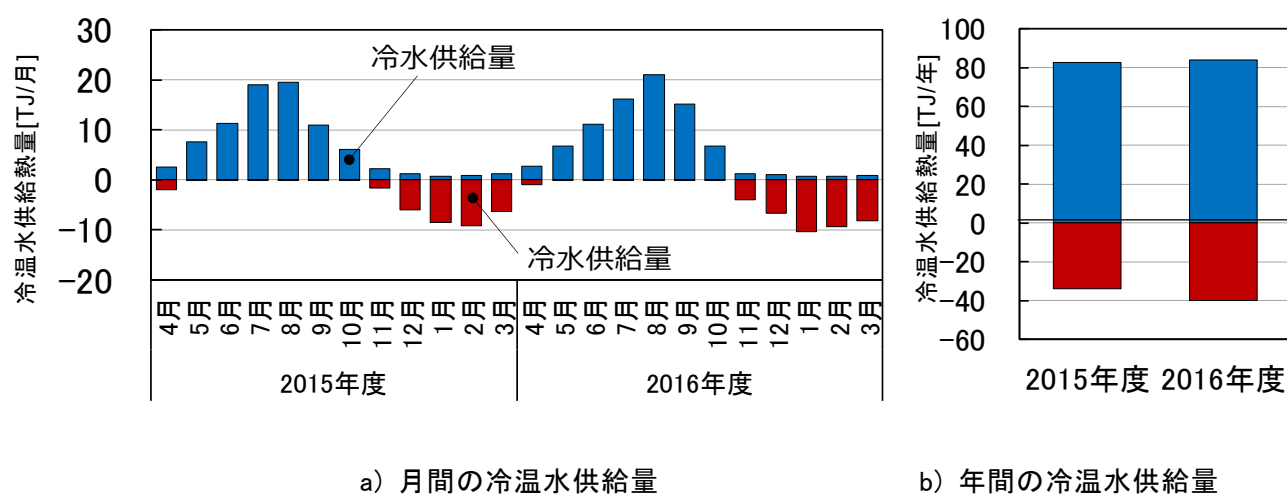


図 3.3.1 2015・2016 年度の月別・年間の冷温水供給熱量

3.3.2 熱源機の単体効率

図 3.3.2 に対象地区における各熱源機の製造熱量及び機器単体平均効率の推移を示す。夏期は、高効率で稼働する TR (夏期の機器単体平均効率 5.5) が冷水製造の約 64%を占めている。ピーク期間には、TR より効率の低い HTHP の冷水専用運転 (夏期の機器単体平均効率 4.8) や DBHP の冷水専用運転 (夏期の機器単体平均効率 3.7) の稼働率が上昇する。一方、冬期は、冷水負荷に応じて DBHP の熱回収運転による効率の高い運転をしている (冬期の機器単体平均効率 6.4)。ただし冬期は温水負荷に比べ冷水負荷が小さいため、温水製造の大部分 (約 78%) は HTHP による温水専用運転が占めており、他の熱源機器と比べ顕著に低い効率となっている (冬期の機器単体平均効率 3.3)。これは温度の低い大気を熱源に平均-1.6℃のブラインを用いているためである。

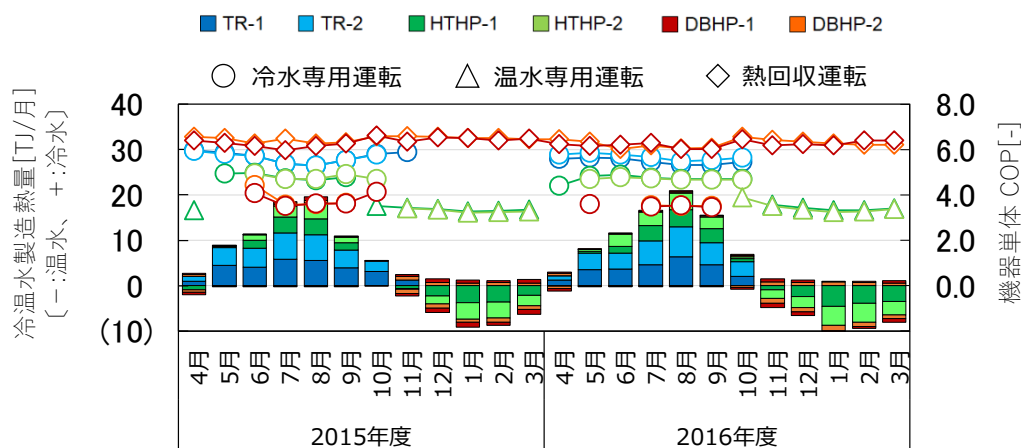
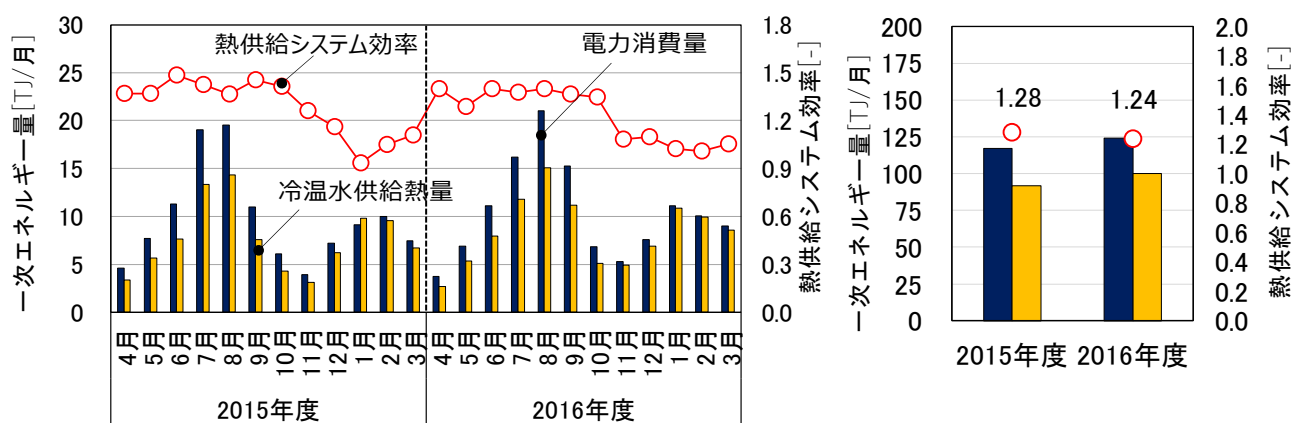


図 3.3.2 2015・2016 年度の各熱源機の製造熱量と機器単体平均効率

3.3.3 熱供給システム効率

図 3.3.3 に対象地区の熱供給システム効率の推移を示す。夏期は、高効率で稼働する TR（夏期機器単体平均効率 5.5）が冷水製造の約 64%を占めており、夏期の熱供給プラント効率の平均（二次エネルギー換算）は 1.41 と高効率となる。一方、冬期は、低温度の大気より採熱したブライン（平均-1.6℃）を利用した HTHP（冬期機器単体平均効率 3.3）が温水製造の約 78%を占めているため、冬期の熱供給プラント効率の平均は 1.07 となる。年間では 2015 年度が 1.28、2016 年度が 1.24 となった。年間の熱供給システム効率は比較的高いが、季節別には夏期に比べ冬期の効率が約 24%低下することが確認された。



a) 月間の熱供給システム効率

b) 年間の熱供給システム効率

図 3.3.3 2015・2016 年度の熱供給システム効率

3.4 河川水利用による熱源温度の特性

3.4.1 熱源温度の設定

(1) 河川水利用による熱源水温度の設定

河川水の再生可能エネルギー熱利用のシミュレーションの信頼性は熱源水の温度が大きく影響する。しかし河川水温に関する公共の計測データは月一度のサンプリングデータ程度である。本章では、河川水を利用する既設 DHC である箱崎地区熱供給センター（以下、箱崎地区）の年間 8,760 時間の計測データに基づきシミュレーションを行った。

箱崎地区は、墨田川の河川水を採熱源とし、取水した河川水を直接、ヒートポンプに通水する、直接利用（図 1.1.5 参照）により熱供給を行う DHC である。箱崎地区の概要は第 4 章にて述べる。箱崎地区では取水する河川水の温度を常時計測し、BEMS に 1 時間値を記録しており、本研究ではこの水温データを箱崎地区の河川水温度と記す。

本章では、河川水の再生可能エネルギー熱を利用する方法に、ヒートポンプの手前に熱交換器を設けて取水した河川水と水とを熱交換し、その水をヒートポンプに通水して利用する、間接利用（図 1.1.6 参照）を想定した。河川水を通水する配管は定期的に清掃等のメンテナンスが必要となる。箱崎地区は河川の取水口からプラントまでの距離が直線距離で約 100m だが、第 5 章以降に検討する熱源水ネットワークは熱源水導管を通じて熱源水を数百 m 搬送することを想定している。そのため、メンテナンスコストを考慮し、取水口の近傍に熱交換器を設置し、熱源水導管は水を通水する方式を想定した。熱交換器はメンテナンス性を考慮して、シェルアンドチューブ方式を想定した。

河川水利用による熱源水の温度は、シェルアンドチューブ方式の熱交換器でのアプローチ温度等を考慮し、冷熱製造時は箱崎地区の河川水温度に $+3^{\circ}\text{C}$ 、温熱製造時は同温度に -3°C した値とした。

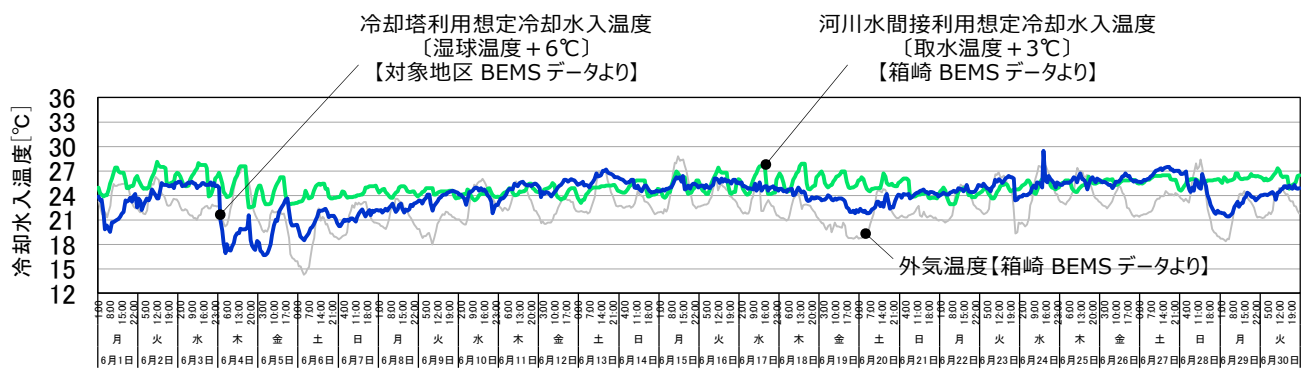
(2) 冷却加熱塔利用による熱源温度の設定

対象地区では、冷熱製造時は冷却加熱塔を冷却塔利用し、温熱製造時は加熱塔利用している。本章では、冷熱製造時の冷却水温度を対象地区の外気湿球温度 $+6^{\circ}\text{C}$ と想定した。また温熱製造時は熱源水（ブライン）温度を対象地区の外気湿球温度 -4°C と想定した。

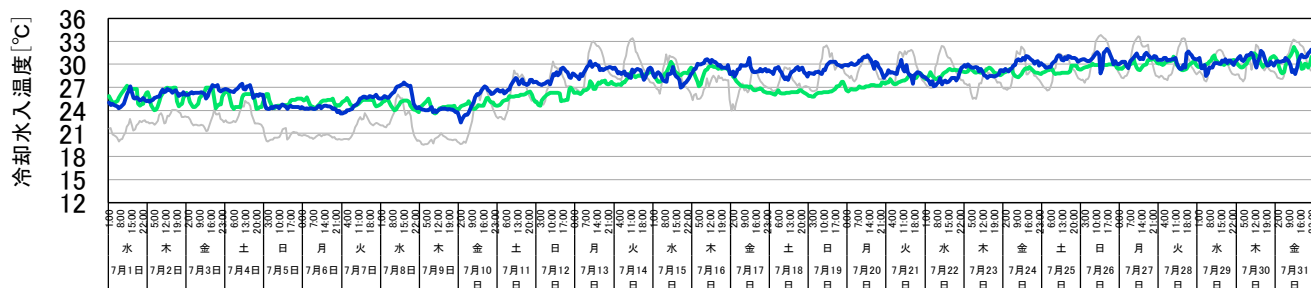
3.4.2 河川水利用と大気利用の熱源水温度の比較

(1) 夏期の熱源水温度

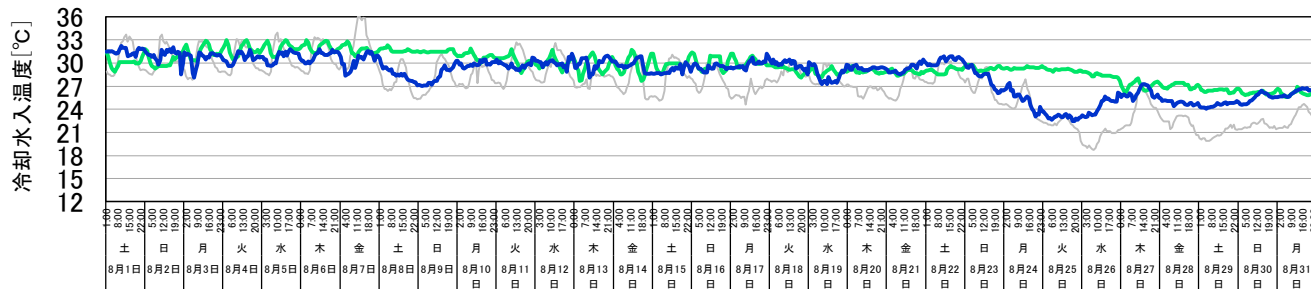
図 3.4.1 に夏期（2015 年 6～9 月）の河川水利用による熱源水温度と、冷却塔利用による冷却水温度の時刻別推移を示す。河川水利用による熱源水温度は、冷却塔利用による冷却水温度と比べ、6 月と 9 月はやや低い日がある。外気温度がピークを迎える 7 月下旬～8 月中旬はほぼ同等の温度となっている。7 月中旬から冷却水温度が上昇するのに比べ河川水利用による熱源水温度はやや遅れて上昇している。9 月中旬以降は冷却水温度が低下するのに比べ河川水利用による熱源水温度はやや遅れて低下している。



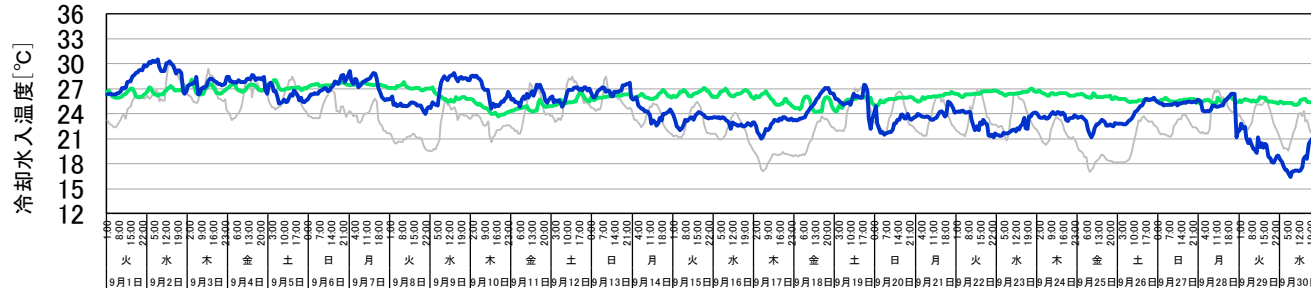
a) 2015年6月



b) 2015年7月



c) 2015年8月



d) 2015年9月

図 3.4.1 河川水と冷却塔による冷却水入温度(夏期の想定温度)

(2) 冬期の熱源水温度

図 3.4.2 に冬期（2015 年 12～2016 年 3 月）の河川水利用による熱源水温度と、加熱塔利用による熱源水（ブライン）温度の時刻別推移を示す。河川水利用による熱源水温度は全期間を通じて比較的変動が少なく安定している。加熱塔利用による熱源水温度は日々変動している。河川水利用による熱源水温度は、加熱塔利用による熱源水温度と比べ、全期間を通じておよそ 10～15℃程度高く推移している。極端に気温が上昇した 12 月 11 日、2 月 13～14 日のみ河川水利用による熱源水の方が低い温度となっている。

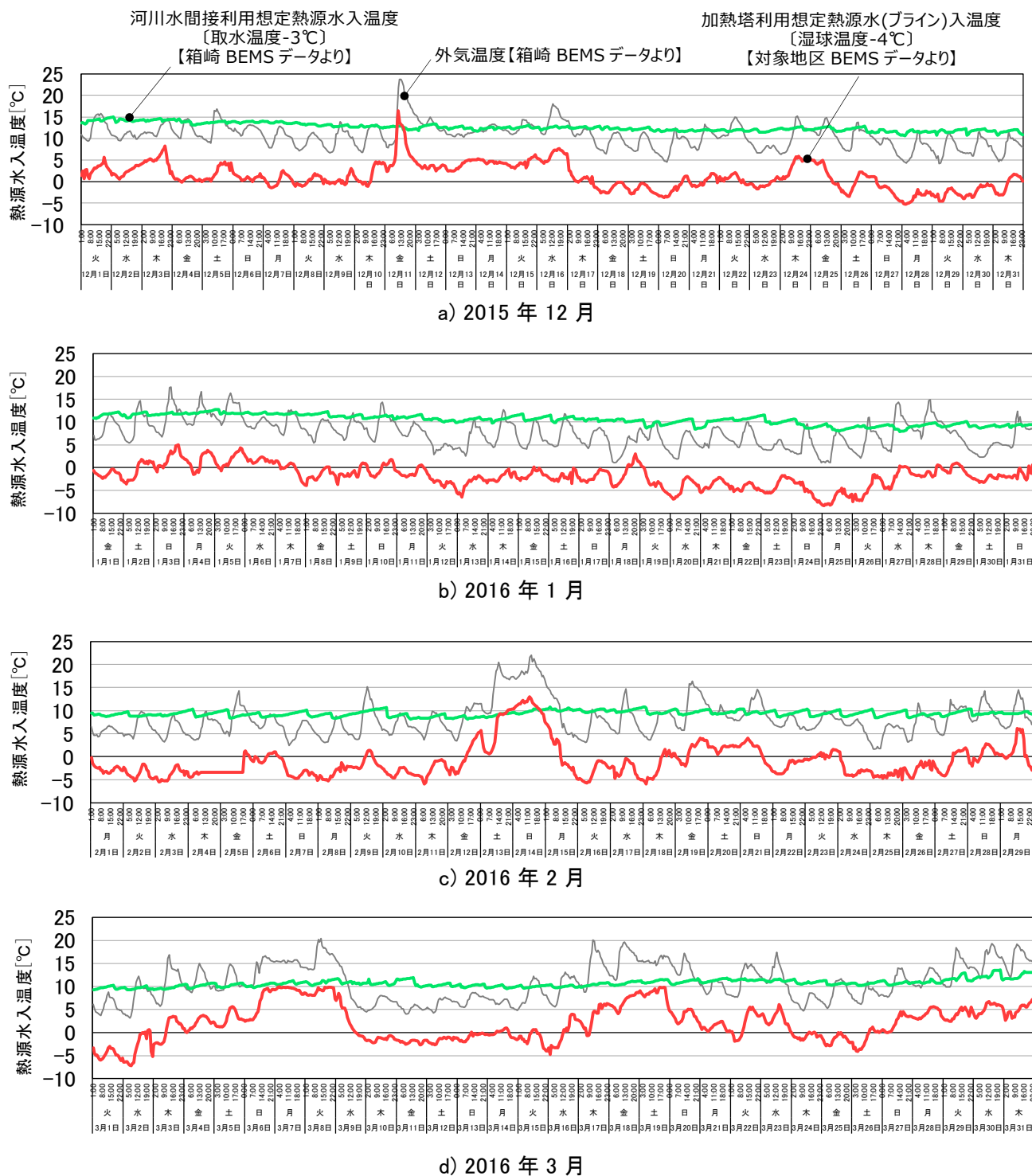


図 3.4.2 河川水と加熱塔による熱源水入温度(冬期の想定温度)

(3) 冬期の熱媒入温度と機器単体 COP

冬期において河川水利用による熱源水温度と加熱塔利用による熱源水温度の間に顕著な差がみられたことより、両地区の機器単体 COP の比較を行った。図 3.4.3 に 2015・2016 年の 12～3 月における対象地区の HTHP の機器単体 COP および箱崎地区の DBHP の機器単体 COP を上図に示す。両地区で機器仕様が異なるが、いずれも機器単体 COP はブライン入温度・熱源水入温度に比例している。対象地区に比べ箱崎地区は熱源水入温度が全体的に高く、機器単体 COP も高いことが確認できる。また下図に実際に熱源機が稼働した出現頻度を示す。箱崎地区は年間を通じて冷水負荷があり、冬期は熱回収運転を主にしているため、出現頻度が少なくなっている。なお箱崎地区は河川水を直接利用しているが、本章では間接利用するため熱源水入温度はその分、低下することが想定される。

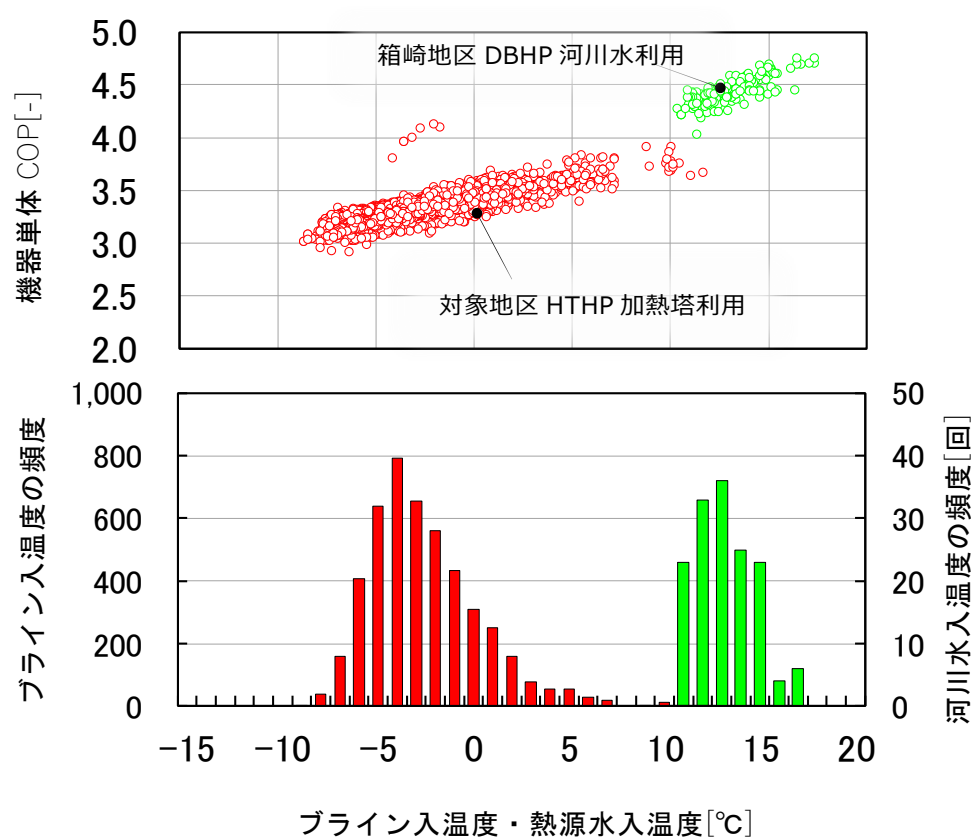


図 3.4.3 12～3 月における河川水と加熱塔による熱源水入温度と機器単体 COP

[上:熱源水入温度と機器単体 COP の散布図 下:熱源水入温度の頻度]

3.5 河川水の再生可能エネルギー熱利用による効率向上効果のシミュレーションによる分析

3.5.1 河川水の再生可能エネルギー熱利用システムへの更新と大気の再生可能エネルギー熱利用システムの更新とのシミュレーション比較の概要

図 3.5.1 にシミュレーションモデルの一覧を示す。現状システムでの河川水と大気によるシミュレーションモデルに加え、今後の機器更新を想定し、大気利用のまま更新するモデル、河川水利用システムへ更新するモデルを設定し比較を行った。

まず「現状の再現」は、2015 年度の対象地区の BEMS データに基づいて現状のシステムを再現するシミュレーションモデルを設定した。次に、再現シミュレーションモデルを基に「河川水利用」のモデル、大気熱利用のまま「機器更新」するモデル、「河川水」利用システムに「機器更新」するモデルを設定した。対象地区は 2001 年に供給開始しており、熱源機は約 20 年前の機種を使用している。「機器更新」のシミュレーションモデルは、対象地区の熱源機器の容量は変えず、定格効率や効率特性（効率曲線）は最新機種への機器更新を想定し、他の DHC に最近採用した熱源機器の運転実績値に基づいて設定した。

	現状の再現	現状河川利用	機器更新	河川水+機器更新
システムイメージ図				
熱源負荷	対象地区のBEMSデータ	対象地区のBEMSデータ	対象地区のBEMSデータ	対象地区のBEMSデータ
熱源機器	現状の機器構成	現状の機器構成 + 取水ポンプ	現状の機器構成(機器更新)	現状の機器構成(機器更新) + 取水ポンプ
運転計画	対象地区の稼働状況	対象地区の稼働状況	対象地区の稼働状況	対象地区の稼働状況
河川水・外気条件	外気条件 〔対象地区のBEMSデータ〕	外気条件 〔対象地区のBEMSデータ〕 河川水条件 〔箱崎BEMSデータ〕	外気条件 〔対象地区のBEMSデータ〕	外気条件 〔対象地区のBEMSデータ〕 河川水条件 〔箱崎BEMSデータ〕

図 3.5.1 シミュレーション概要の一覧

3.5.2 大気の再生可能エネルギー熱利用した既存 DHC のシミュレーションモデルの設定

(1) 設定方法の概要

対象地区の実際のシステムや 2015 年度の BEMS データに基づき、対象地区の運転を模擬するシミュレーションモデルの設定を行った。

本研究のシミュレーションは、ENEPRO21 を用いて行った。ENEPRO21 は、株式会社 E.I.エンジニアリングが開発したエネルギーシミュレーションプログラムで、建物個別空調および DHC 等の熱源システムをモデル化し、エネルギーシミュレーションを行うことが出来るプログラムである。このプログラムは、モデル化の際、熱負荷や機器の性能特性、運転計画等を詳細に設定できることが特徴である。2013 年に空気調和・衛生工学会振興賞技術振興賞を受賞している。

本章では ENEPRO21 を使い、対象地区の熱供給システムを模擬したシミュレーションモデルを設定し、対象地区の実データを参考に熱負荷を設定、運転計画も対象地区の実際の運転を模擬するよう設定した。シミュレーションの時間間隔は 1 時間とし、月別に平日、休日の代表日を設定して年間の計算を行った。

図 3.5.2 にシミュレーションモデルの作成フローを示す。夏期の冷却水温度や冬期の熱源水温度に係る外気湿球温度は、対象地区の計測データを用いた。負荷設定は、対象地区の BEMS データを参考に月毎に平日・休日の代表日の熱負荷を設定した。熱源システムは対象地区のシステムを模擬している。熱源システムの運転計画は、対象地区の BEMS データを参考に設定した。

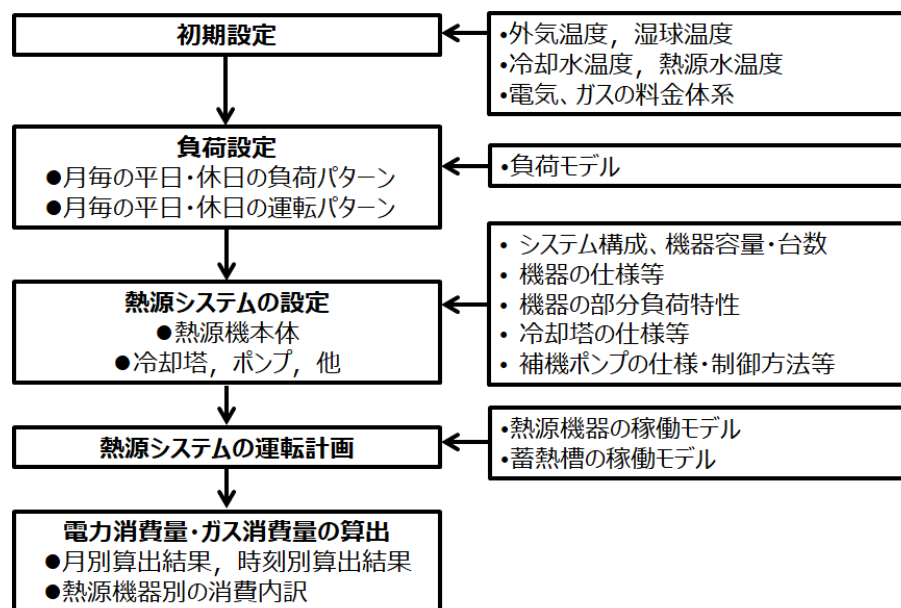


図 3.5.2 シミュレーションモデルの設定フロー

(2) 負荷の設定

a) 設定方法の概要

図 3.5.3 に負荷モデルと機器稼働モデルの作成フローを示す。熱負荷の代表日は「熱源負荷パターン」と「熱源機器稼働パターン」によって選定した。ここでは、(i)月毎の負荷分析→(ii)月毎の代表日候補の選出→(iii)月毎の機器稼働分析→(iv)月毎の代表日候補日の機器稼働チェックという流れで代表日を選定した。

対象地区は、熱負荷推移が事務用途であることから、平日と休日で負荷パターン、熱源機器稼働パターンが大きく異なるため、平日と休日に分けて代表日を選定した。各月平日 2 パターン、休日 1 パターンとし、中間期で冷暖切替のある 4 月・11 月に関しては、平日・休日 2 パターンを選定し、年間で計 38 パターンを選定して代表日の熱負荷とした。ここでは、熱源機器稼働状況と熱源負荷推移より、夏期を 5~10 月、冬期を 12~3 月、中間期を 4・11 月とした。

以下に代表日の選定方法について、8 月を例に述べる。

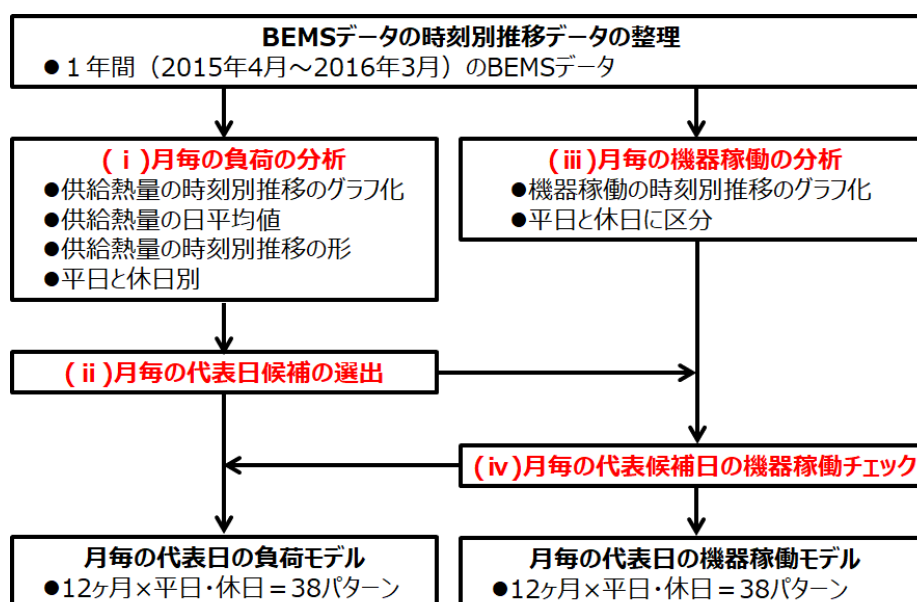


図 3.5.3 負荷モデルと機器稼働モデルの作成フロー

b) 負荷の発生状況

図 3.5.4 に、2015 年 8 月の実際の熱源機器稼働状況と熱源負荷推移を示す。対象地区は事務用途であるため、熱負荷の推移は平日と休日で熱源負荷パターンと機器稼働パターンが異なっていることが確認できる。また温水負荷はほとんど生じていないため、代表日は冷水負荷に基づき選定した。

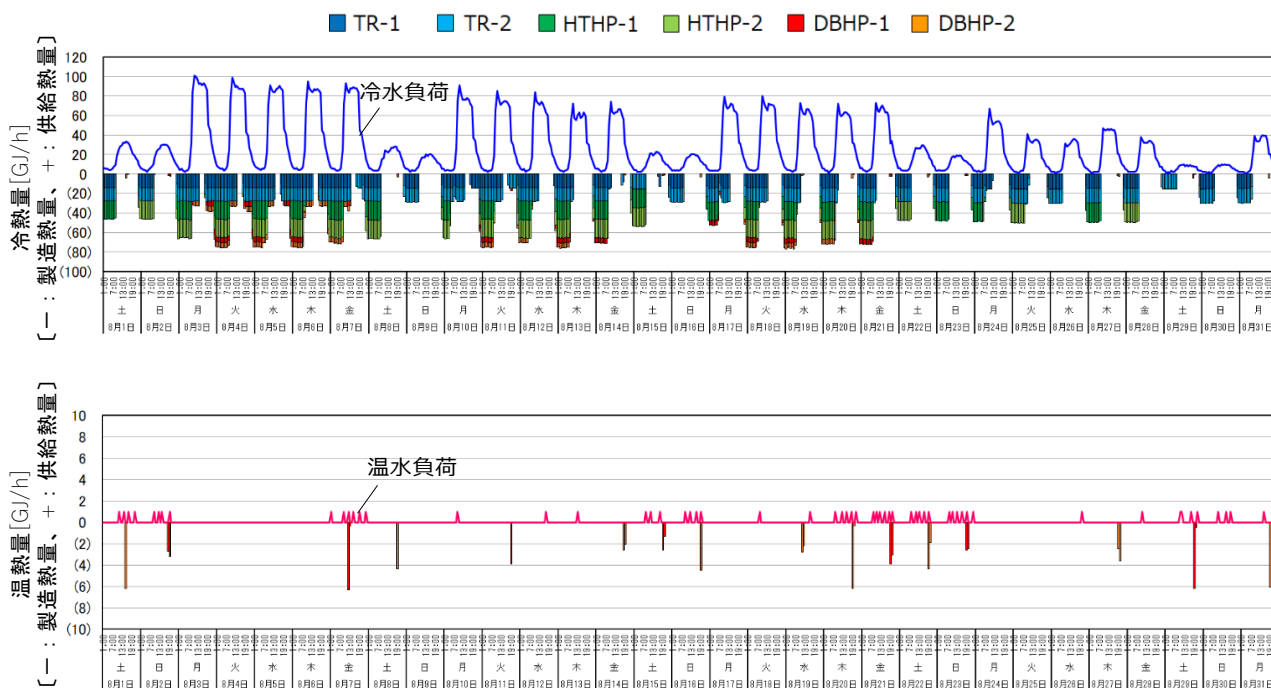


図 3.5.4 現状の熱源機器稼働状況と熱源負荷推移(2015 年 8 月)
 [上:冷水系熱源機器、右:温水系熱源機器]

c) 代表日の選定

冷水日負荷から、平日と休日に分類した。また平日では代表日を2パターン選定するため、平日の中で大小2グループに分類した。

図 3.5.5 に8月の日冷水負荷のグループ分けの結果を示す。まず休日の選定は、事務用途であるため、主に土日祝日を休日とし、例えば年末等、冷水負荷と熱源機の稼働状況により、一部の暦上の平日も休日として分類した。8月のお盆の時期は平日の冷水負荷と熱源機の稼働状況と同様だったため、平日として分類した。

また、平日を2パターンに分類する際には、平日の日冷水負荷平均値を用いて、平均値以上を平日グループ1〔高負荷〕、平均値以下を平日グループ2〔低負荷〕として分類した。

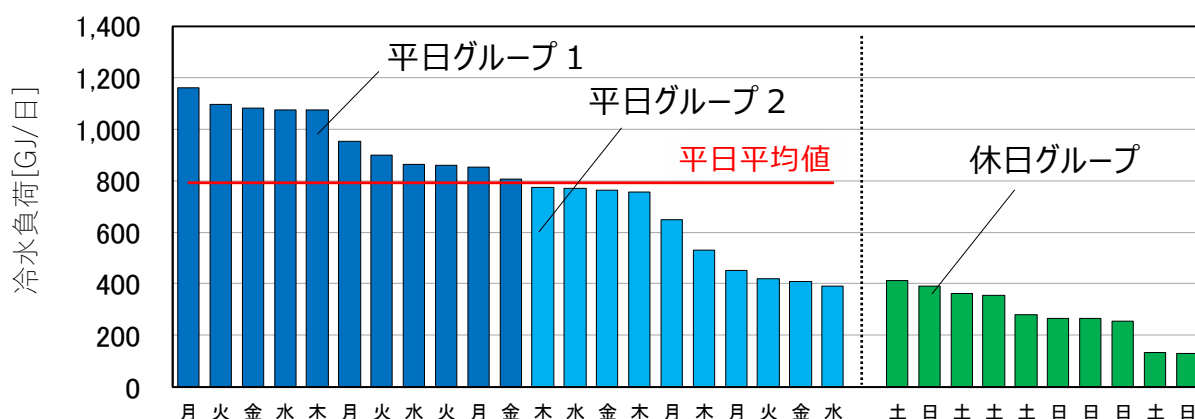


図 3.5.5 冷水日負荷によるグループ分けの結果(8月)[左:平日、右:休日]

図 3.5.6 に8月のグループ毎の代表日候補を示す。代表日候補はグループ毎の平均値に最も近い日を選定した。そして同一グループの他の日と比べ特異な運転をしていないかを確認し、代表日を選定した。なお代表日の日負荷は同一グループの平均値と同じ値になるよう、平均値に対する代表日の値の比を代表日の値に乗じて負荷を設定した。

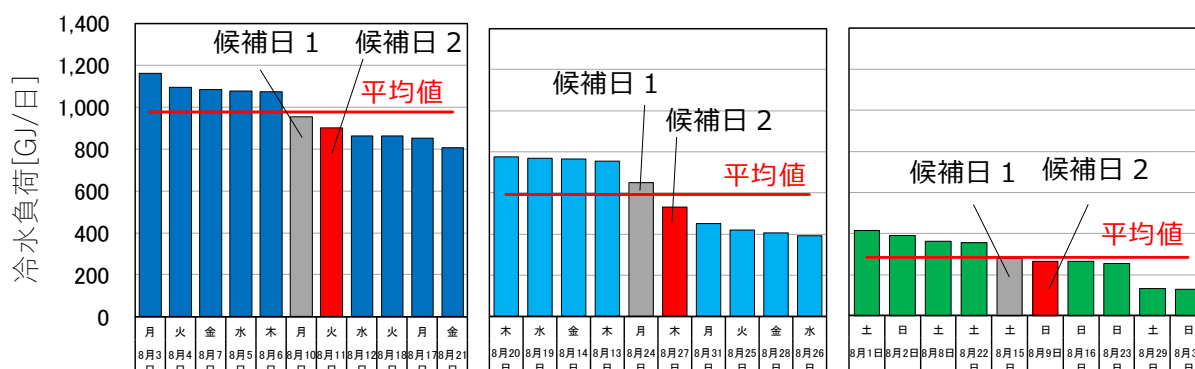


図 3.5.6 グループ毎の代表日候補選定結果(8月)
[左から平日グループ1、平日グループ2、休日グループ]

図 3.5.7 に 8 月の代表日の熱源機の稼働状況を示す。TR の夜間蓄熱運転を優先し、熱負荷に応じて HTHP の DBHP 順に、夜間蓄熱運転を優先して運転している。

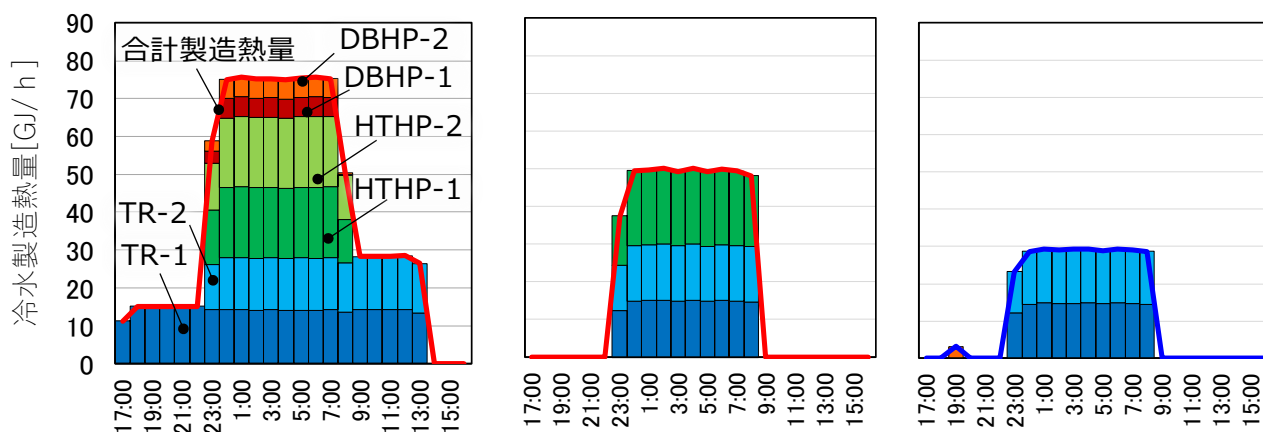


図 3.5.7 グループ毎の代表日の熱源機器稼働状況(8月)
〔左から平日グループ1、平日グループ2、休日グループ〕

選定した代表日一覧を表 3.5.1 に示す。代表日は夏期 18 日、冬期 12 日、中間期 8 日の全 38 日を選定した。

表 3.5.1 代表日一覧

2015年度	平日		休日	
4月	14日(火)	23日(木)	12日(日)	25日(土)
5月	26日(火)	7日(木)	17日(日)	
6月	16日(火)	12日(金)	20日(土)	
7月	24日(金)	3日(金)	9日(日)	
8月	11日(火)	27日(木)	9日(日)	
9月	11日(金)	16日(水)	21日(月)	
10月	28日(水)	21日(水)	24日(土)	
11月	18日(水)	25日(水)	1日(日)	28日(土)
12月	18日(金)	1日(火)	26日(土)	
1月	26日(金)	28日(木)	11日(月)	
2月	2日(火)	17日(水)	28日(日)	
3月	15日(火)	17日(木)	5日(土)	

d) 代表日の負荷

負荷は、対象地区の BEMS データより、代表日の冷水供給熱量を冷熱負荷として、温水供給熱量を温熱負荷として、全 38 パターン設定した。図 3.5.8 に代表日の冷温熱負荷の時刻別推移を示す。

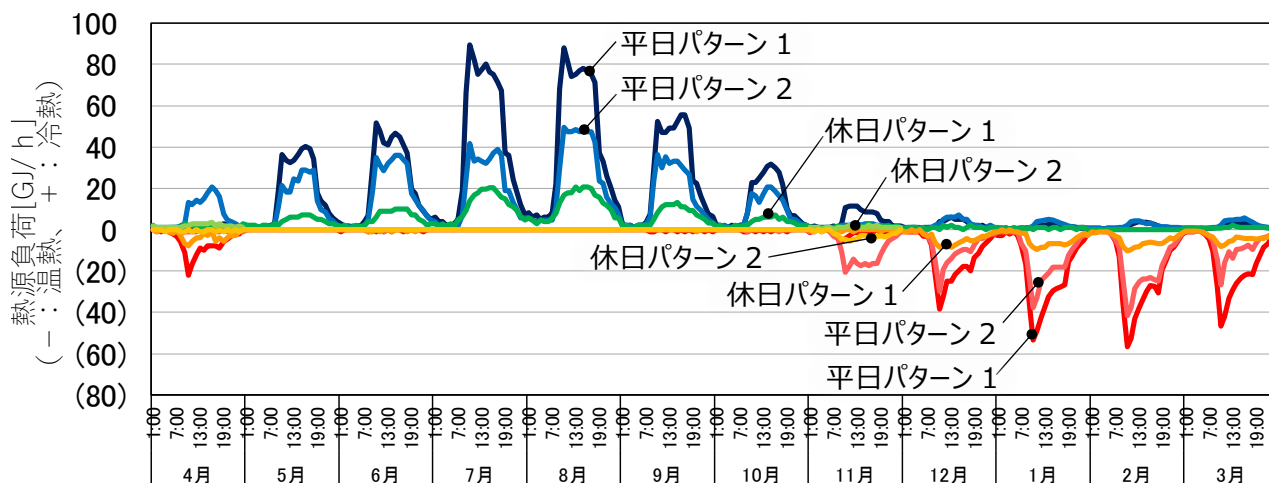


図 3.5.8 代表日毎の冷温熱源負荷時刻別推移

e) 冷温水往還温度の設定

冷温水往還温度設定は、代表日のものを設定したため、38 パターン設定した。図 3.5.9 に設定した代表日毎の冷温水往還温度時刻別推移を示す。供給条件の冷水 6°C/16°C、温水 47°C/37°Cをおおよそ満たしていることが確認できる。

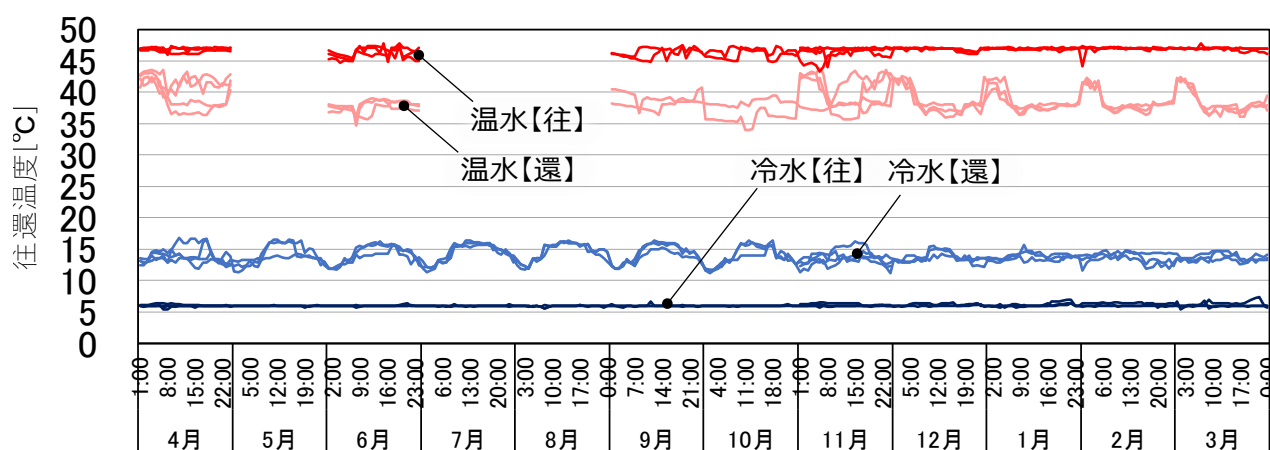


図 3.5.9 代表日毎の冷温水往還温度時刻別推移

(3) 熱源システムの設定

a) 熱源機構成の設定

表 3.5.2 にシミュレーションで設定した熱源機器一覧を示す。熱源機器の構成は対象地区を模擬して設定した。対象地区での熱回収運転は、冷水負荷に応じて冷温熱同時製造している。しかし「ENEPRO21」によるシミュレーションでは、熱回収運転時に冷水製造量が不足すると、自動で熱回収運転から冷水専用運転に切り替わってしまう。そのため DBHP の能力は、代表日の熱負荷の大きさに応じて設定を行った。また各熱源機器が利用する冷却加熱塔は、TR-1,2 がグループ冷却塔 1、HTHP-1、DBHP-1 がグループ冷却加熱塔 2、HTHP-2、DBHP-2 がグループ冷却加熱塔 3 を共用利用する設定とした。

表 3.5.2 シミュレーションで設定した熱源機器一覧

主機			補機		冷却・加熱塔	
機器表名称	ENEPRO21表記	運転モード	機器表名称	ENEPRO21表記	機器表名称	ENEPRO21表記
ターボ冷凍機 (TR-1)	ターボ冷凍機1	冷水専用運転	冷水一次ポンプ(CP1-T1)	冷水ポンプ	冷却塔 (CT-1)	グループ冷却塔1
			冷却水ポンプ(CDP-T1)	冷蓄熱ポンプ		
ターボ冷凍機 (TR-2)	ターボ冷凍機2	冷水専用運転	冷水一次ポンプ(CP1-T2)	冷水ポンプ		
			冷却水ポンプ(CDP-T2)	冷蓄熱ポンプ		
ヒーティングタワー ヒートポンプ (HTHP-1)	電動ヒートポンプ1	冷水専用運転	冷水一次ポンプ(CP1-H1-1,2)	冷水ポンプ	冷却加熱塔 (CHT-1)	グループ冷却塔2
			冷却水ポンプ(BMP-1-1,2)	冷蓄熱ポンプ		
		温水専用運転	温水一次ポンプ(HP1-H1)	温水ポンプ		
			ブラインポンプ(BMP-1-1,2)	熱源水ポンプ		
ヒーティングタワー ヒートポンプ (HTHP-2)	電動ヒートポンプ2	冷水専用運転	冷水一次ポンプ(CP1-H2-1,2)	冷水ポンプ	冷却加熱塔 (CHT-2)	グループ冷却塔3
			冷却水ポンプ(BMP-2-1,2)	冷蓄熱ポンプ		
		温水専用運転	温水一次ポンプ(HP1-H2)	温水ポンプ		
			ブラインポンプ(BMP-2-1,2)	熱源水ポンプ		
ダブルバンドル ヒートポンプ (DBHP-1)	電動ヒートポンプ4	冷水専用運転	冷水一次ポンプ(CP1-D1)	冷水ポンプ	冷却加熱塔 (CHT-1)	グループ冷却塔2
			冷却水ポンプ(CDP-D1)	冷蓄熱ポンプ		
	電動ヒートポンプ6、7	熱回収運転	冷水一次ポンプ(CP1-D1)	冷水ポンプ		
			温水一次ポンプ(HP1-D1)	熱蓄熱ポンプ		
ダブルバンドル ヒートポンプ (DBHP-2)	電動ヒートポンプ5	冷水専用運転	冷水一次ポンプ(CP1-D2)	冷水ポンプ	冷却加熱塔 (CHT-2)	グループ冷却塔3
			冷却水ポンプ(CDP-D2)	冷蓄熱ポンプ		
	電動ヒートポンプ8,9	熱回収運転	冷水一次ポンプ(CP1-D2)	冷水ポンプ		
			温水一次ポンプ(HP1-D2)	熱蓄熱ポンプ		

本研究では、シミュレーションの精度を上げるため、BEMS データより熱源機器性能分析を行い、それに基づいてシミュレーションの設定を行った。以下に設定方法を示す。

b) 負荷率による効率特性の設定

負荷率別の熱源機の効率特性は、対象地区の実際の稼働状況を模擬するため、BEMS データを参考に以下の方法で設定した。

対象地区は 2001 年に供給開始しているため、熱源機の経年劣化が進んでいることが考えられる。そのため代表的な熱媒入温度の時の機器単体 COP について、負荷率毎の平均値を BEMS データより算出した。その値を機器仕様上 (カタログ値) の機器単体 COP と比較して効率低下率を求めた。そしてメーカーによる効率曲線に効率低下率を乗じて、効率曲線を補正した。代表的な熱媒入温度は、運転実績において出現頻度の高い温度帯とした。その際の温度を $t^{\circ}\text{C}$ とすると、 $t-0.5 \leq t < t+0.5$ とした。また機器単体 COP は負荷率 10% 毎に平均値を求めた。具体的には、負荷率 $a\%$ の平均値は、 $a-5.0 \leq a < a+5.0$ の負荷率の範囲での機器単体 COP の平均値とした。

図 3.5.10 に TR-1,2 の冷却水入温度 28℃時における負荷率と機器単体 COP の散布図を示す。

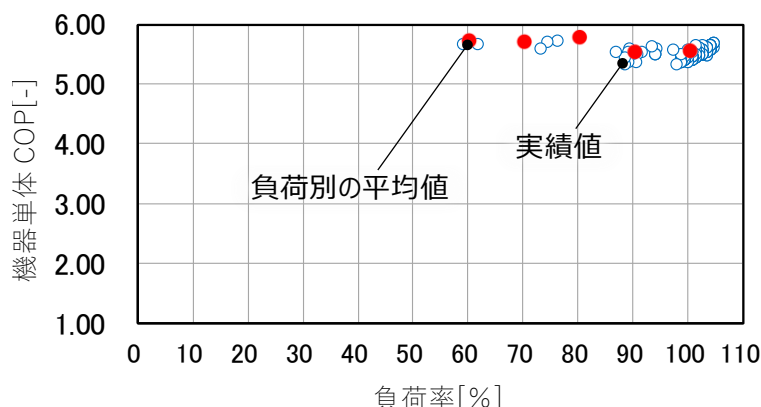


図 3.5.10 TR-1,2 の負荷率と機器単体 COP [冷却水入温度 28℃時]

図 3.5.11 に TR-1,2 の負荷率別の機器単体 COP について、機器仕様と実績値平均値の比較を示す。TR-1,2 に関しては、図 3.5.10 の通り、負荷率が 60~80%の実績値が少ないため、負荷率が 90%と 100%の時を対象に機器単体 COP を比較した。そしてそれぞれの効率低下率を算出し、その平均値を求めた(効率低下率約 5%)。その値をメーカーによる効率曲線に乘じ、シミュレーションで用いる効率曲線を作成した。この効率曲線とメーカーによる効率曲線の比較を図 3.5.12 に示す。

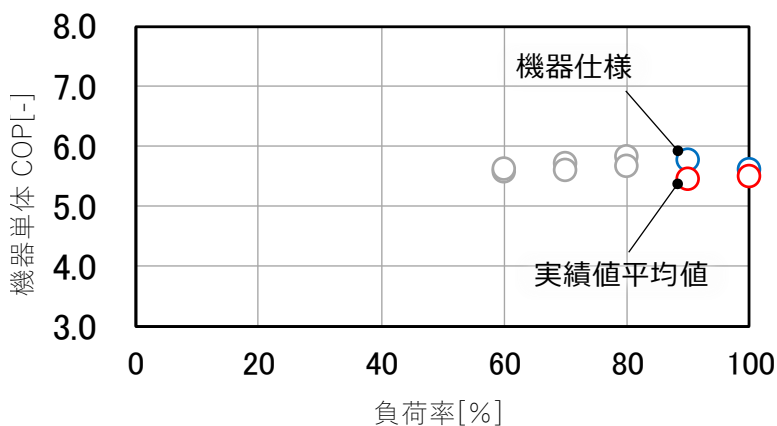


図 3.5.11 TR-1,2 の負荷率別の機器単体 COP [冷却水入温度 28℃時]

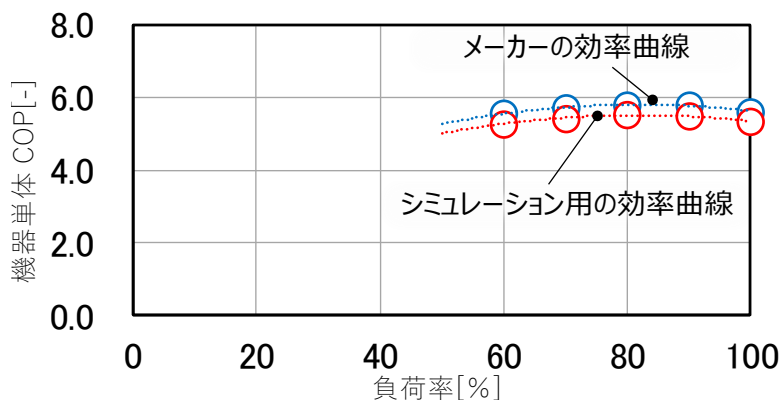


図 3.5.12 TR-1,2 の負荷率別の効率曲線 [冷却水入温度 28℃時]

メーカーの効率曲線が把握できない場合は、BEMS データを基に効率曲線を作成した。

図 3.5.10 と同様の方法で、代表的な熱媒入温度の時の機器単体 COP について、負荷率毎の平均値を BEMS データより算出し、効率曲線とした。図 3.5.13 に HTHP-1,2 の冷却水入温度 29℃時における負荷率別の機器単体 COP を示す。

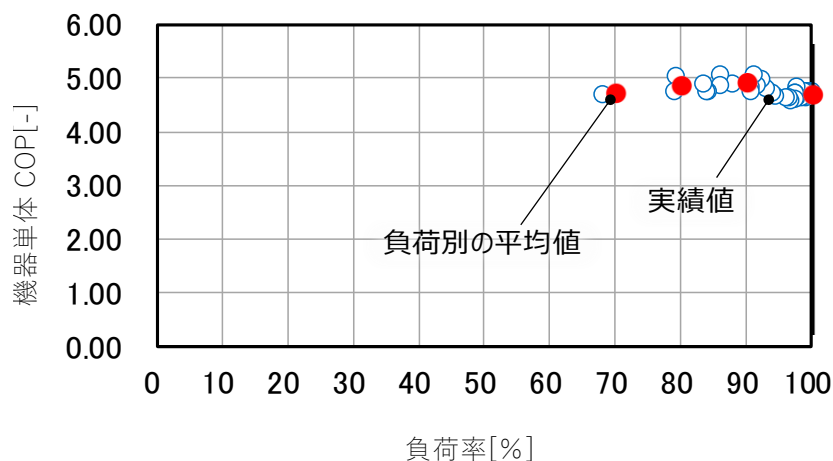


図 3.5.13 HTHP-1,2 の負荷率と機器単体 COP [冷却水入温度 29℃時]

c) 熱媒入温度による効率特性の設定

熱媒入温度別の効率特性は、BEMS データを用い、負荷率 100% 時の機器単体 COP 比を算出した。機器単体 COP の平均値は、熱媒入温度が 1℃ の範囲、例えば t ℃ の時は $t-0.5 \leq t < t+0.5$ の範囲で算出している。機器単体 COP 比は、算出した機器単体 COP の内、熱媒入り温度が機器仕様の定格温度時の値を 100% としたときの比で表している。

例として、図 3.5.14 に HTHP-1,2 の冷却水入温度による効率比の曲線を示す。

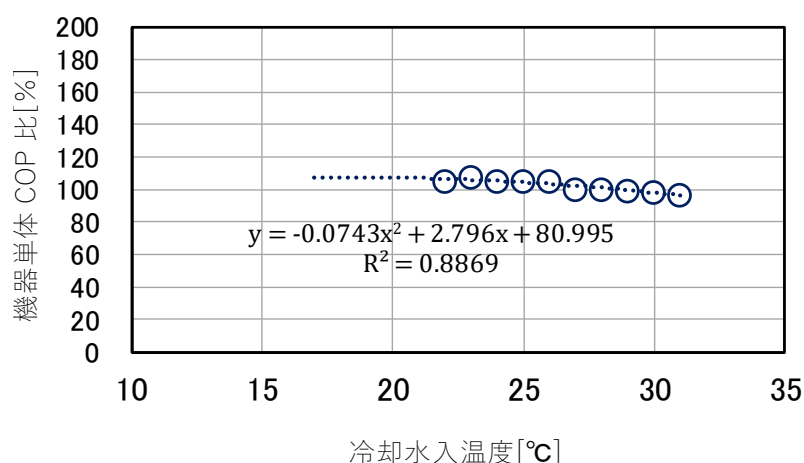


図 3.5.14 HTHP-1,2 の冷却水入温度別の機器単体 COP 比

d) 各機器の設定値

以下に、シミュレーションにおける各機器の設定値を示す。

(i) ターボ冷凍機 1・2

表 3.5.3 TR-1,2 の機器仕様表

機器名称	仕様	電源	電源機定格
TR-1,2 ターボ冷凍機	型式 : ターボ冷凍機 (HCFC123)	3φ6,600V 補機 3φ200V	799kW 所要入力 781kW
	冷房能力 : 4,150kW (14.94GJ/h, 1,180USRT)		
	冷水量 : 7,434L/min (446m ³ /h) 13/5°C 圧損 : 29kPa (3mAq)		
	冷却水量 : 10,047L/min (602.8m ³ /h) 31/38°C 圧損 : 42.9kPa (4.4mAq)		
	COP : 冷水運転時 : 5.3 (入力基準)		
	最高使用圧力 : 冷水 0.98MPa 冷却水 1.96MPa		
	特記事項 : 冷水4°C運転可能とする		

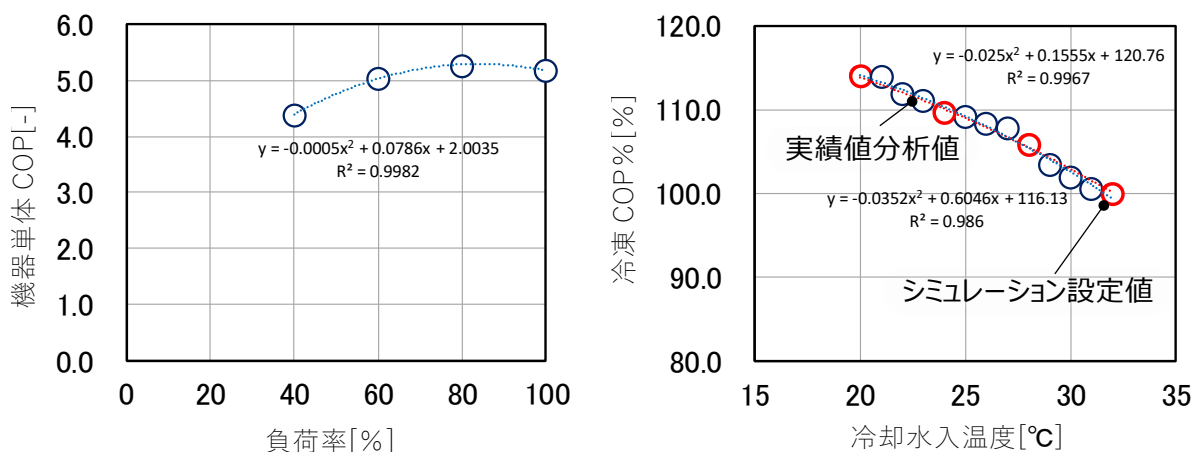


図 3.5.15 TR の性能曲線のシミュレーションの設定
[左: 冷却水入温度 32°C 時の負荷曲線、右: 冷却水入温度による機器効率変化曲線]

表 3.5.4 冷水ポンプ、冷却水ポンプの機器仕様表

機器名称	仕様	電源	電源機定格
CP1-T1,2 冷水一次ポンプ	型式 : 片吸込渦巻きポンプ	3φ400V	37kW
	流量 : 446m ³ /h		
	揚程 : 20.5mAq		
	耐圧 : 1.37MPa		
	流量制御方式 : 定流量制御		
CDP1-T1,2 冷却水ポンプ	型式 : 片吸込渦巻きポンプ	3φ400V	75kW
	流量 : 602.8m ³ /h		
	揚程 : 27mAq		
	耐圧 : 2.35MPa		
	流量制御方式 : 定流量制御		

表 3.5.5 冷却塔の機器仕様表

機器名称	仕様	電源	電源機定格
CT-1 冷却塔	型式 : 開放式角型クロスフロー、低騒音型、白煙防止型	3φ400V	7.5kW×8
	冷却能力 : 9,858kW(8,476Mcal/h)		
	冷却水量 : 20,182L/min(1,210.9m ³ /h) 38/31°C 外気 : 27°CWB		
	特記事項 : 塩害防止仕様、耐震2.0G、凍結防止ヒータ付き		

(ii) 電動ヒートポンプ1・2 (HTHP-1, 2)

表 3.5.6 HTHP-1,2 の機器仕様表

機器名称	仕様	電源	電源機定格	
HTHP-1,2 ヒーティングタワー ヒートポンプ	型式	:ターボヒートポンプ(HCFC123) 冷温水同時取出型	3φ6,600V	主圧縮機 470kw×2 ブースター圧縮機 510kw×1
	冷房能力	:5,082kW (18.30GJ/h、1,445USRT)		
	冷水量	:9,104L/min(546.2m ³ /h) 13/5°C 圧損:69kPa(7mAq)	所要入力 冷房時 1,098kw 熱回収時 1,343kw	
	冷却水量	:17,960L/min(1,077.6m ³ /h) 31/36°C 圧損:108kPa(11mAq)		
	暖房能力	:3,517kw(12.66GJ/h、3,024Mcal/h)		
	温水量	:6,300L/min(378m ³ /h) 40/48°C 圧損:108kPa(11mAq)		
	プライン量	:9,840L/min(590.4m ³ /h) -7/-11°C 圧損:114kPa(11mAq)		
	COP	冷水運転時:4.7(入力基準) 温水運転時:3.2(入力基準) 冷温水同時取出時:6.4(入力基準)		
	特記事項	:冷水4°C運転可能とする		

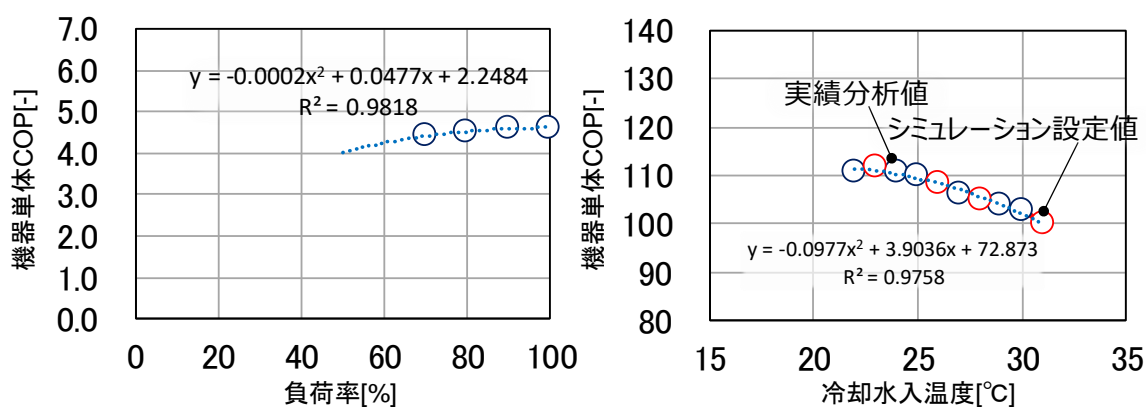


図 3.5.16 HTHP[冷水専用運転]の性能曲線のシミュレーションの設定
[左: 冷却水入温度 31°C時の負荷曲線、右: 冷却水入温度による機器効率変化曲線]

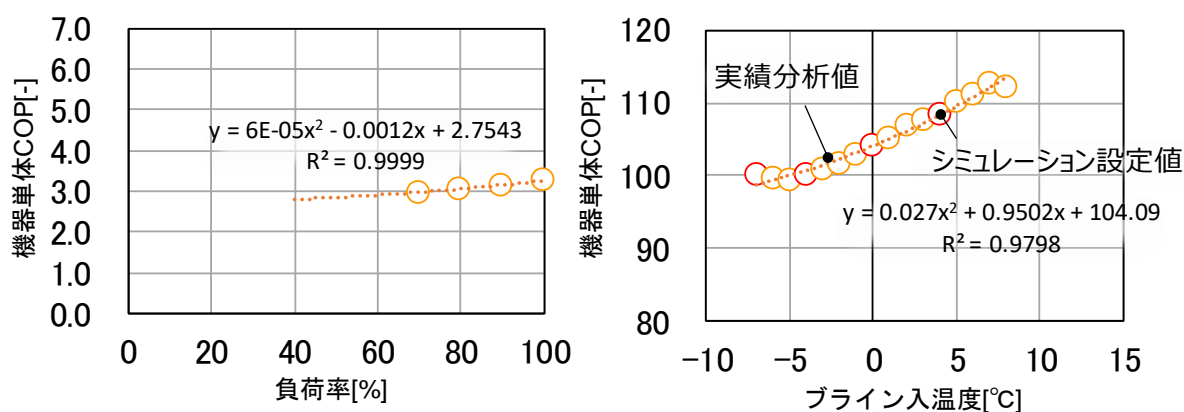


図 3.5.17 HTHP[温水専用運転]の性能曲線のシミュレーションの設定
[左: プライン入温度 -7°C時の負荷曲線、右: プライン入温度による機器効率変化曲線]

表 3.5.7 冷温水ポンプ、冷却水・熱源水(ブライン)ポンプの機器仕様表

機器名称	仕様		電源	電源機定格
CP-H1-1,2 CP-H2-1,2 冷水一次ポンプ	型式	: 片吸込渦巻きポンプ	3φ400V	30kW
	流量	: 273.1m ³ /h		
	揚程	: 26mAq		
	耐圧	: 1.37MPa		
	流量制御方式	: 定流量制御		
HP1-H1,2 温水一次ポンプ	型式	: 片吸込渦巻きポンプ	3φ400V	37kW
	流量	: 378m ³ /h		
	揚程	: 26mAq		
	耐圧	: 1.37MPa		
	流量制御方式	: 定流量制御		
BMP-1-1,2 BMP-2-1,2 ブライン/冷却水ポンプ	型式	: 片吸込渦巻きポンプ	3φ400V	90kW
	流量	: 538.8m ³ /h 冷却水利用		
		: 590.4m ³ /h ブライン利用		
	揚程	: 39mAq 冷却水利用		
		: 30.1mAq ブライン利用		
	耐圧	: 2.45MPa		
流量制御方式	: 定流量制御			

表 3.5.8 冷却加熱塔の機器仕様表

機器名称	仕様		電源	電源機定格
CHT-1,2 冷却加熱塔	型式	: 開放式角型クロスフロー、低騒音型	3φ400V	7.5kW×8
	冷却能力	: 8,185kW(7,038Mcal/h)		
	冷却水量	: 23,460L/min(1407.6m ³ /h) 36/31°C 外気: 27°CWB		
	加熱能力	: 2,434kW(2,093Mcal/h)		
	ブライン量	: 9,840L/min(590.4m ³ /h) -11/-7°C 外気: -1.5°CWB		
特記事項	: 塩害防止仕様、耐震2.0G			

(iii) 電動ヒートポンプ 4, 5 (DBHP-1, 2【冷水専用運転用】)

表 3.5.9 DBHP-1,2 の機器仕様表

機器名称	仕様		電源	電源機定格
DBHP-1,2 熱回収ターボ 冷凍機	型式	: ダブルバンドルターボヒートポンプ (HCFC123)	3φ6,600V 補機 3φ200V	430kw 所要入力 冷房時 395kw 熱回収時 486kw
	冷房能力	冷水運転時: 1,512kW (5.44GJ/h、430USRT)		
		熱回収時: 1,407kw (5.06GJ/h、400USRT)		
	暖房能力	: 1,892kw(6.81GJ/h、400USRT)		
	冷水量	: 2,709L/min (162.5m³/h) 13/5°C 圧損: 65kPa (6.6mAq)		
	温水量	: 3,390L/min (203.4m³/h) 40/48°C 圧損: 71kPa (7.2mAq)		
	冷却水量	: 5,500L/min (330m³/h) 31/36°C 圧損: 58kPa (5.9mAq)		
	COP	冷水運転時: 3.8 (入力基準)		
熱回収時: 6.7 (入力基準)				
特記事項	: 冷水4°C運転可能とする			

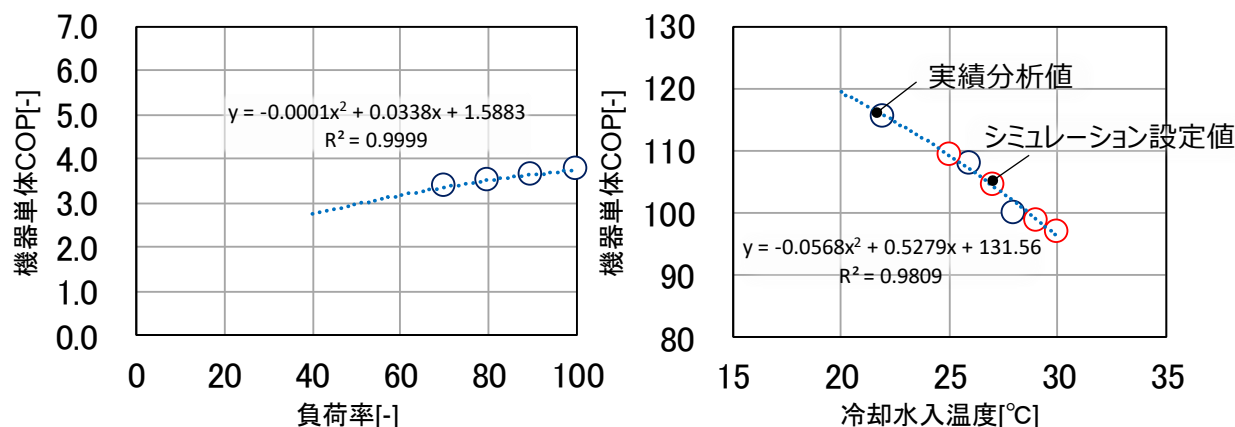


図 3.5.18 DBHP[冷水専用運転]の性能曲線のシミュレーションの設定
[左: 冷却水入温度 31°C時の負荷曲線、右: 冷却水入温度による機器効率変化曲線]

表 3.5.10 冷水一次ポンプ・冷却水ポンプの機器仕様表

機器名称	仕様		電源	電源機定格
CP1-D1,2 冷水一次ポンプ	型式	: 片吸込渦巻きポンプ	3φ400V	11kW
	流量	: 162.5m³/h		
	揚程	: 17mAq		
	耐圧	: 1.37MPa		
	流量制御方式	: 定流量制御		
CDP1-D1,2 冷却水ポンプ	型式	: 片吸込渦巻きポンプ	3φ400V	45kW
	流量	: 602.8m³/h		
	揚程	: 27mAq		
	耐圧	: 2.35MPa		
	流量制御方式	: 定流量制御		

(iv) 電動ヒートポンプ 6, 7, 8, 9 (DBHP-1, 2【熱回収運転用】)

表 3.5.11 DBHP-1,2 の機器仕様表

機器名称	仕様	電源	電源機定格	
DBHP-1,2 熱回収ターボ 冷凍機	型式	: ダブルバンドルターボヒートポンプ (HCFC123)	3φ6,600V	
	冷房能力	冷水運転時 : 1,512kW (5.44GJ/h、430USRT)	補機 3φ200V	430kw 所要入力 冷房時 395kw 熱回収時 486kw
		熱回収時 : 1,407kw (5.06GJ/h、400USRT)		
	暖房能力	: 1,892kw(6.81GJ/h、400USRT)		
	冷水量	: 2,709L/min (162.5m ³ /h) 13/5°C 圧損 : 65kPa (6.6mAq)		
	温水量	: 3,390L/min (203.4m ³ /h) 40/48°C 圧損 : 71kPa (7.2mAq)		
	冷却水量	: 5,500L/min (330m ³ /h) 31/36°C 圧損 : 58kPa (5.9mAq)		
	COP	冷水運転時 : 3.8 (入力基準)		
熱回収時 : 6.7 (入力基準)				
特記事項	: 冷水4°C運転可能とする			

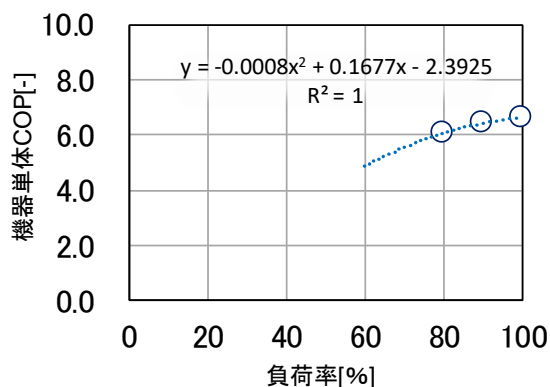


図 3.5.19 DBHP[熱回収運転]の性能曲線のシミュレーションの設定
〔基準温度時熱回収の負荷曲線〕

表 3.5.12 シミュレーションで設定した冷温水二次ポンプの機器仕様一覧

冷温水二次ポンプ			
機器表名称	ENEPRO21表記	仕様	流量制御
冷水二次ポンプ (CP2-1~5)	冷水2次ポンプ1	型式 : 片吸込渦巻きポンプ 流量 : 672m ³ /h 揚程 : 64.5mAq	定流量制御
冷水二次ポンプ〔少量用〕 (CP2-6,7)	冷水2次ポンプ2	型式 : 片吸込渦巻きポンプ 流量 : 336m ³ /h 揚程 : 64.5mAq	吐出圧一定インバータ制御
温水二次ポンプ (HP2-1~3)	温水2次ポンプ1	型式 : 片吸込渦巻きポンプ 流量 : 504m ³ /h 揚程 : 64.5mAq	定流量制御
温水二次ポンプ〔少量用〕 (HP2-4,5)	温水2次ポンプ2	型式 : 片吸込渦巻きポンプ 流量 : 252m ³ /h 揚程 : 64.5mAq	吐出圧一定インバータ制御
温水二次ポンプ〔夏期用〕 (HP2-6)	温水2次ポンプ1	型式 : 片吸込渦巻きポンプ 流量 : 60m ³ /h 揚程 : 49.5mAq	定流量制御

e) 蓄熱槽の設定

表 3.5.13 にシミュレーションで設定した冷温水蓄熱槽の仕様一覧を示す。

蓄熱効率については、5～10月の冷水の蓄熱効率および10～4月の温水の蓄熱効率はBEMSデータより、各月供給熱量を各月熱源機製造熱量で除した値を用いた。月初めと月末の影響で蓄熱効率100%を超える場合は100%として設定した。また熱負荷の比較的小さいその他の月は95%を用いた。

表 3.5.13 シミュレーションで設定した冷温水蓄熱槽の仕様一覧

蓄熱槽	
機器表名称	仕様
冷水槽 (Z-1,2)	型式 : 温度成層型
	容量 : 4,700m ³
冷温水槽 (Y-2,3)	型式 : 温度成層型
	容量 : 4,700m ³
温水槽 (Y-1)	型式 : 温度成層型
	容量 : 260m ³

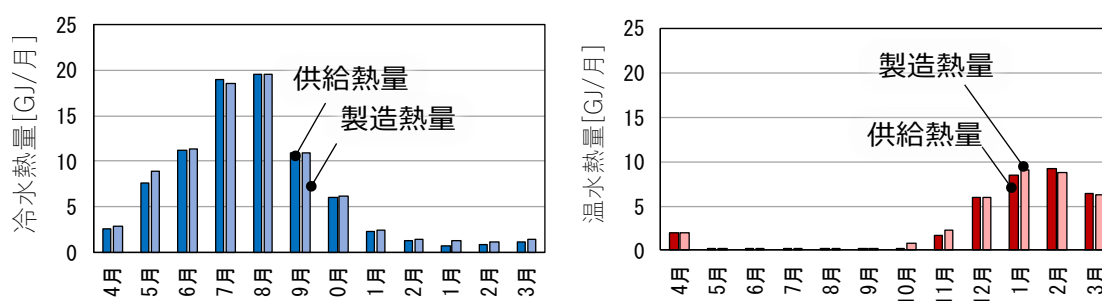


図 3.5.20 機器製造熱量と供給熱量の比較 [左:冷水、右:温水]

(4) 熱源システムの運転計画の設定

熱源システムの運転計画は、BEMS データより、各月の代表日の運転実績を模擬するよう設定した。代表日の稼働状況と運転計画の設定、シミュレーションにより再現した稼働状況について、蓄熱中心の運となる6月と、蓄熱運転と追掛け運転を併用する8月を例に述べる。

a) 蓄熱中心の運転の場合

(i) 代表日の稼働状況

熱負荷が比較的小さく大部分の熱負荷を夜間蓄熱により対応している日の例として、図 3.5.21 に6月の平日グループ1の代表日の熱源機の運転実績を示す。22～8時は蓄熱調整単価（夜間割引）が適用されるため、この時間帯を中心に運転を行っている。冷水専用運転するTR-1,2とHTHP-1は、22～8時を中心に稼働している。TR-2が21時台から稼働しているが、これはTR-1,2とHTHP-1の夜間運転だけでは足りない分を考慮して運転していると考えられる。またDBHP-1が7～8時台に熱回収運転を行っている。これは温水の熱負荷の需要に合わせて7時台に運転開始し、必要な温熱量の蓄熱が完了した8時台に停止したと考えられる。対象地区の熱源機の稼働状況は基本的に規則性があるが、熱源機は運転員の手動操作により発停しているため、日によって多少、運転時間の前後がみられる。

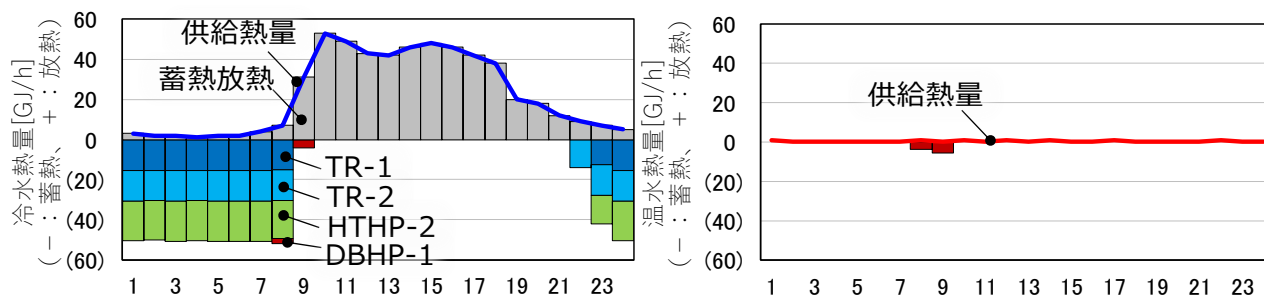


図 3.5.21 6月の平日パターン1の運転実績〔左:冷水、右:温水〕

(ii) 運転計画の設定

6月の平日パターン1では、冷水製造はTR-1,2、HTHP-2の3台を22~8時に優先的に蓄熱運転し、放熱運転により熱負荷を処理するよう計画した。温熱製造は温熱の日量負荷に応じてDBHPの熱回収による蓄熱運転を行うよう計画した。シミュレーションプログラム上、蓄熱時間帯に1~2時間だけ熱回収運転を行う設定が出来ないため、温熱の日量負荷を22~8時の10時間、全負荷運転して処理するようDBHPの機器容量を調整して設定した。運転時間は長くなるが運転時の機器単体COPは変わらないため、シミュレーション結果に影響は及ぼさないと考える。

(iii) シミュレーションにより再現した運転想定

図 3.5.22 に6月の平日パターン1のシミュレーションにより再現した運転想定を示す。TR-2が実際には21時台に運転しているがシミュレーションでは8時台にTR-1,2、HTHP-2を運転している。またDBHPの稼働に関しては、前述の通り実際には2時間の稼働を22~8時の10時間の稼働で再現している。これらの相違はあるものの、概ね実績の実際の稼働状況を再現できていると考えられる。

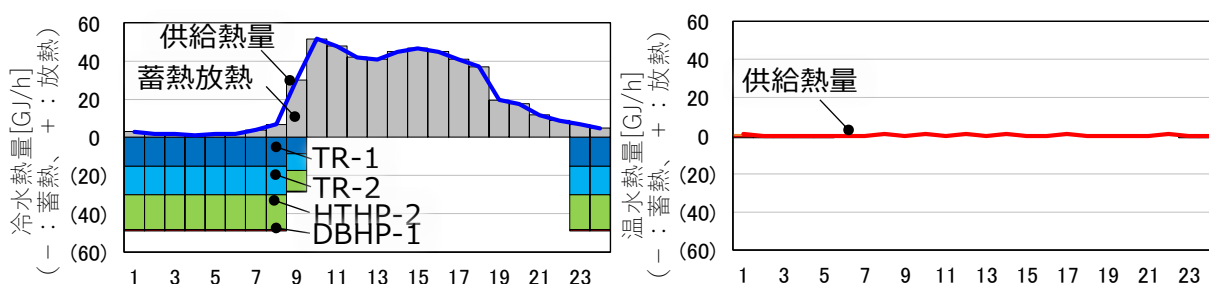


図 3.5.22 6月の平日パターン1の運転想定〔左:冷水、右:温水〕

b) 蓄熱運転に追掛け運転を併用する場合

(i) 代表日の熱源機の運転実績の把握

熱負荷が大きく夜間蓄熱と昼間の追掛け運転を併用して熱負荷に対応している日の例として、図 3.5.23 に8月の平日グループ1の代表日の熱源機の運転実績を示す。22~8時にTR-1,2とHTHP-1,2とDBHP-1,2と、全台数の熱源機が冷水製造の蓄熱運転している。8~22時は13~16時を除いてTR-1,2が追掛け運転している。13~16時はピーク調整時間帯でピークカットした電力に応じて割引が適用されるため、熱源機を停止している。温水の熱負荷は無いため、DBHPは冷水専用運転をしている。

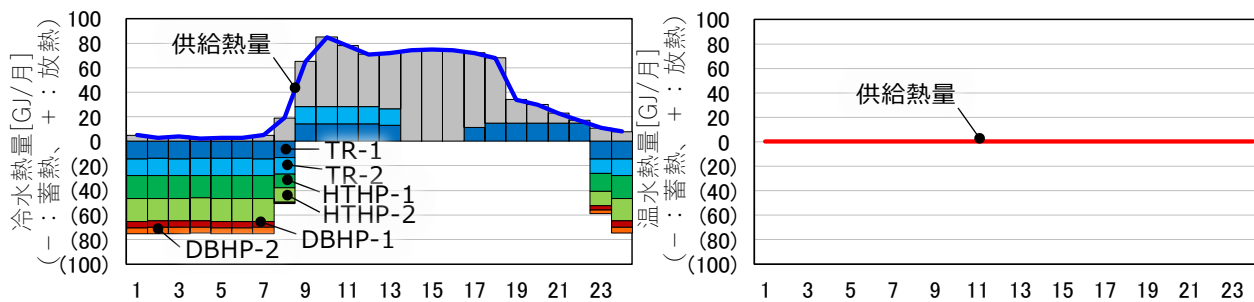


図 3.5.23 8月の平日パターン1の運転実績 [左:冷水、右:温水]

(ii) 運転計画の設定

8月の平日グループ1では、終日、冷水製造のみとし、TR-1,2とHTHP-1,2とDBHP-1,2の6台を22～8時に全台数に蓄熱運転するよう計画した。8～22時は負荷に応じてTR-1,2が追掛け運転するようにした。なお13～16時のピーク調整時間帯は全台数停止する計画とした。熱負荷には、22～8時と13～16時は放熱運転のみで対応し、8～13時と16～22時は放熱運転と追掛け運転を組み合わせ対応する計画とした。

(iii) 蓄熱運転の設定

蓄熱運転は1パターンしか設定することができないため、稼働状況の把握よりその代表日の主となる蓄熱運転のパターンを設定した。8月平日パターン1では、TR-1,2、HTHP-1,2、DBHP-1,2の6台運転が主となっているため、6台で設定した。

また、取り出し機の設定は、今回はシミュレーション結果に電力消費量を含めていないため、代表日の稼働状況を再現できるような適当な値を設定した。8月平日パターン1では、8～13時と16～22時においては追掛け運転の機器が稼働するよう設定し、それ以外の時間帯においては負荷をすべて蓄熱放熱で賄えるように設定した。

(iv) シミュレーションにより再現した運転想定

図 3.5.24 に8月の平日パターン1の実際の稼働状況とシミュレーションにより再現した稼働状況を示す。23～7時の稼働状況はほぼ再現している。実際の運転では22時過ぎに蓄熱運転を開始し、8時前に蓄熱運転を終了しており、これは運転員による手動運転によるためと考えられる。そのためシミュレーションとは、22～23時と7～8時に差異が生じている。その分、シミュレーションではTR-1,2の追掛け運転が2時間少なくなっている。これらの相違はあるものの、概ね実際の稼働状況を再現できていると考えられる。

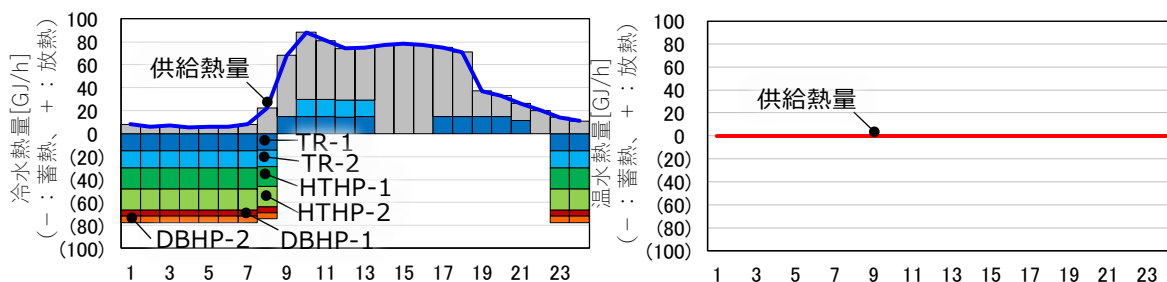


図 3.5.24 8月の平日パターン1の運転想定 [左:冷水、右:温水]

(5) 実績値とシミュレーション値の比較

a) 冷温水供給熱量

図 3.5.25 に各月と年間の冷温水供給熱量の実績値とシミュレーション値の比較を示す。本章では、各月の代表日を選定し、38 パターンの日負荷を基に年間負荷を想定したが、年間での誤差率は冷水供給熱量が約 0.36%、温水供給熱量が約 0.51%となった。冬期における冷水供給熱量の誤差率は、他の月と比較すると大きくなった。これは代表日を選定する際、温水負荷の平均値をとり、冷水負荷に関しては代表日における負荷をそのまま用いており、冬期における冷水負荷はグループ毎の平均値を用いていないため、誤差が大きくなったと考えられる。最大の誤差率が1月の約 32.6%となるが、年間で占める割合は僅かとなるため、再現精度に大きな影響は及ぼさないと判断した。

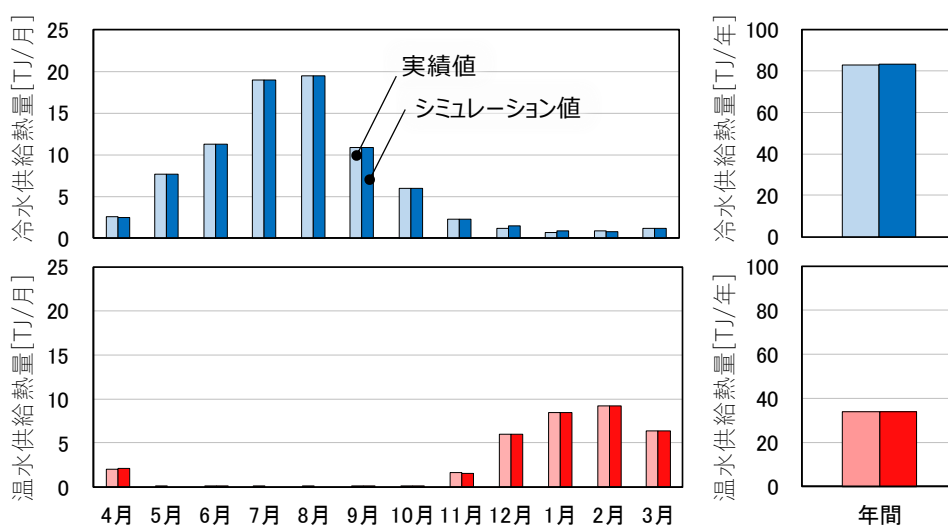


図 3.5.25 実績値とシミュレーション値（冷温水供給熱量）

b) 電力消費量

図 3.5.26 に各月と年間における電力消費量の実績値とシミュレーション値を示す。すべての機器の合計の電力消費量では、各月の誤差率は 5%以内となり、年間の誤差率は約 0.17%となった。また各熱源機器の年間の誤差率は、TR が約 1.74%、HTHP が約 4.18%、DBHP が約 10.22%となった。DBHP に関しては、熱回収運転によって誤差率がやや大きくなったと考えられる。

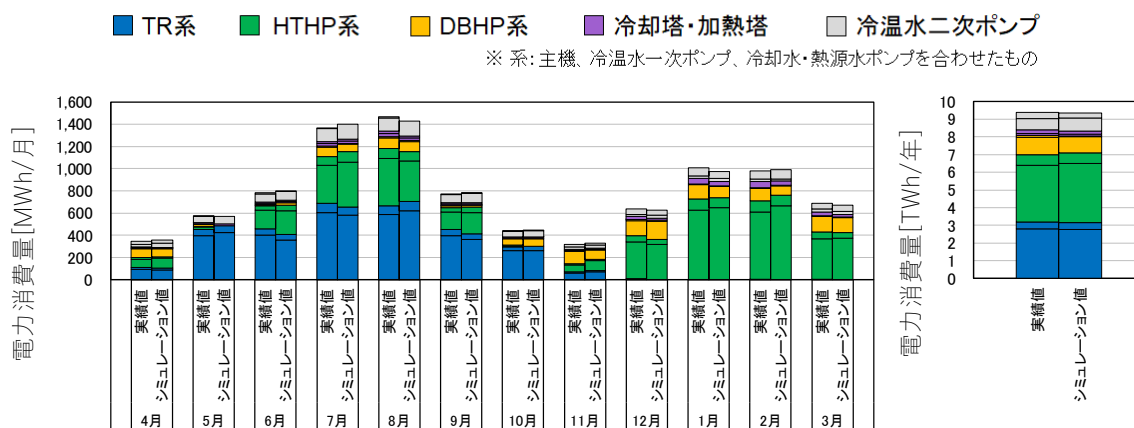


図 3.5.26 実績値とシミュレーション値（電力消費量）

c) 製造熱量

図 3.5.27 に各月と年間における熱源機器別製造熱量の実績値とシミュレーション値の比較を示す。各月の誤差率が 6%以内となり、年間での誤差率は約 0.08%であった。ただし、各月の各熱源機の冷温水製造熱量には相違がみられる。手動による発停操作をシミュレーションで模擬しているために生じていると考えられる。年間の冷温水製造熱量の熱源機器毎の誤差率は、TR が約 1.4%、HTHP が約 7.7%、DBHP が約 14.0%であった。

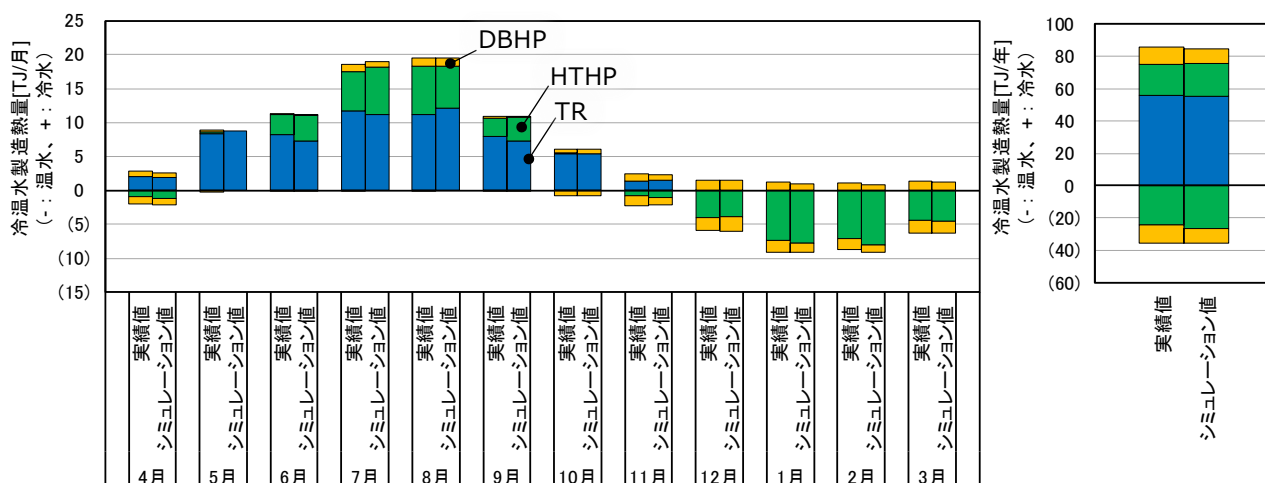


図 3.5.27 実績値とシミュレーション値（製造熱量）

d) 熱供給システム効率

図 3.5.28 に各月と年間のプラント効率の実績値とシミュレーション値の比較を示す。各月の誤差率は 8%以内となり、年間での誤差率は夏期約 0.6%、冬期約 3.0%、中間期%2.1、年間約 0.03%であった。冬期の誤差は、機器単体 COP が異なる HTHP と DBHP の温水製造熱量の負担割合の誤差により生じていると考えられる。これらの誤差はあるものの、概ね実際の稼働状況を再現できていると考えられる。

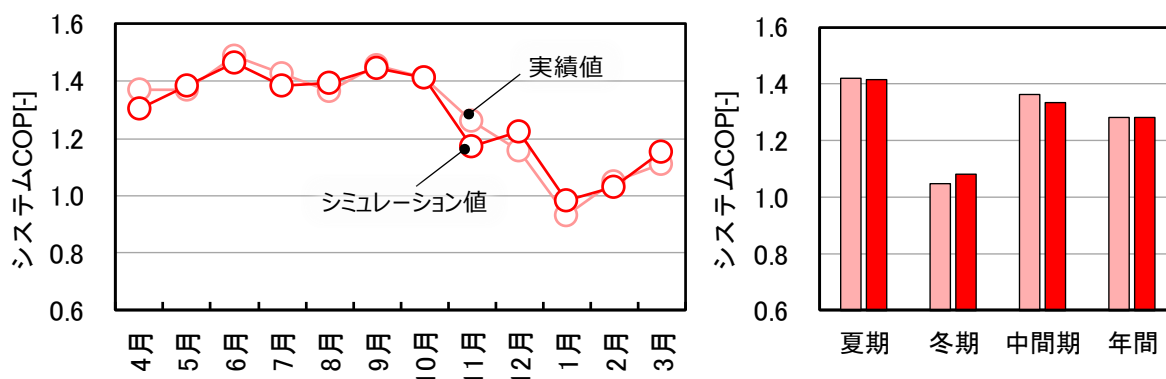


図 3.5.28 実績値とシミュレーション値（システム COP）

3.5.3 大気の再生可能エネルギー熱を利用した既存 DHC の更新を想定したシミュレーションモデルの設定

(1) シミュレーション概要

対象地区は供給開始より 15 年以上経過していることより、機器更新することを想定したシミュレーションモデルを設定した。3.5.2 では 15 年以上前の機種で経年劣化も生じていたため、本節では他の DHC 地区に最近、導入した現行機種の熱源機の BEMS データを用いて、機器更新を想定したシミュレーションモデルを作成した。

シミュレーションモデルの設定方法は 3.5.2 と同様とした。図 3.5.29 にシミュレーションモデルの設定フローを示す。3.5.2 で作成したシミュレーションモデルを基に、熱源システムの設定における熱源機器仕様、部分負荷特性を変更してシミュレーションモデルを設定した。

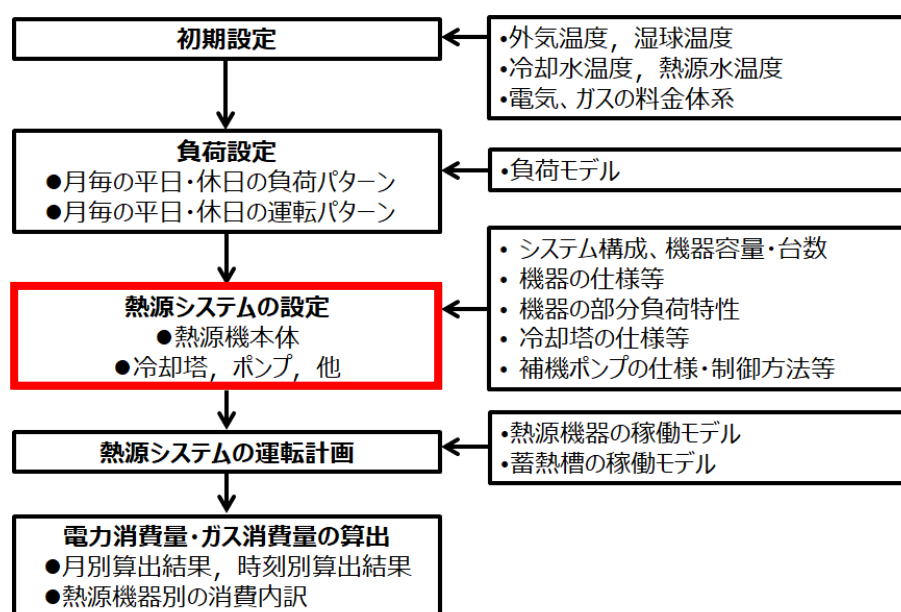


図 3.5.29 シミュレーションモデル設定フロー

(2) 熱源機の設定

a) 熱源機構成の設定

表 3.5.14 に機器更新前後の熱源機器仕様一覧を示す。各熱源機器とも容量は変更せず、定格 COP 等の効率に関する項目は、他の地区に実際に導入した熱源機の仕様に基づき設定した。稼働実績がある熱源機器の実績値分析を基に設定した。分析対象は、TR は神田駿河台地区（第 1 プラント）の 2017 年度の稼働実績、HTHP は新川地区（第 3 プラント）の冷温切替式 WHP の 2015 年度の稼働実績、DBHP は新川地区（第 3 プラント）の熱回収式の WHP の 2015 年度の稼働実績を基に設定した。

以下に各熱源機器の効率曲線の機器更新前後の比較を示す。

表 3.5.14 機器更新前後の熱源機器仕様一覧

熱源機器	項目	更新前	更新後	
TR1,2	熱源機器	TR		
	定格容量	14.9[GJ/h]		
	定格COP	5.18 (冷却水入温度32℃時)	5.82 (冷却水入温度32℃時)	
	参考データ	晴海TR	神田第一プラントTR	
HTHP1,2	熱源機器	HTHP	WHP [切替]	
	定格容量	冷専	18.3[GJ/h]	
		温専	12.7[GJ/h]	
	定格COP	冷専	4.65 (冷却水入温度30℃時)	4.81 (冷却水入温度32℃時)
		温専	3.15 (ブライン入温度-7℃時)	6.56 (熱源水入温度23℃時)
	参考データ	晴海HTHP	新川第3プラントWHP [切替]	
DBHP1、2	熱源機器	DBHP	WHP [熱回収]	
	定格容量	冷専	5.4[GJ/h]	
		熱回収	冷5.4[GJ/h]+温6.8[GJ/h]	
	定格COP	冷専	3.68 (冷却水入温度28℃時)	4.65 (冷却水入温度28℃時)
		熱回収	6.28	8.64
参考データ	晴海DBHP	新川第3プラントWHP [熱回収]		

b) 各機器の設定値

(i) TR-1,2

図 3.5.30 に TR の機器更新前後の性能曲線の比較を示す。負荷曲線の比較では冷却水入温度 32℃時に、各負荷率においても効率が向上していることが確認できる。また更新後の負荷曲線の形状を見ると、60~40%の負荷率においても効率が低下していないことから、部分負荷効率の運転においても高効率で運転できることが考えられる。しかしながら、対象地区においては、大規模蓄熱槽への蓄熱運転が主となり、部分負荷運転による効率低下は現状ではほとんどないことが考えられるため、負荷曲線の変化による効率向上の影響はほとんどないと予想される。負荷率 100%における機器効率の比較をすると、機器更新をすることで効率が約 5.9%向上していた。

次に冷却水入温度による冷凍 COP 比は、機器更新することで冷却水入温度が低下したときの効率の向上度合が大きくなることが確認できる。したがって、中間期等において、冷却水入温度が低下したときの機器効率の向上が大きくなることが考えられる。また現状分析により作成した曲線と機器表による曲線を比較すると、若干性能が落ちていることが確認できる。

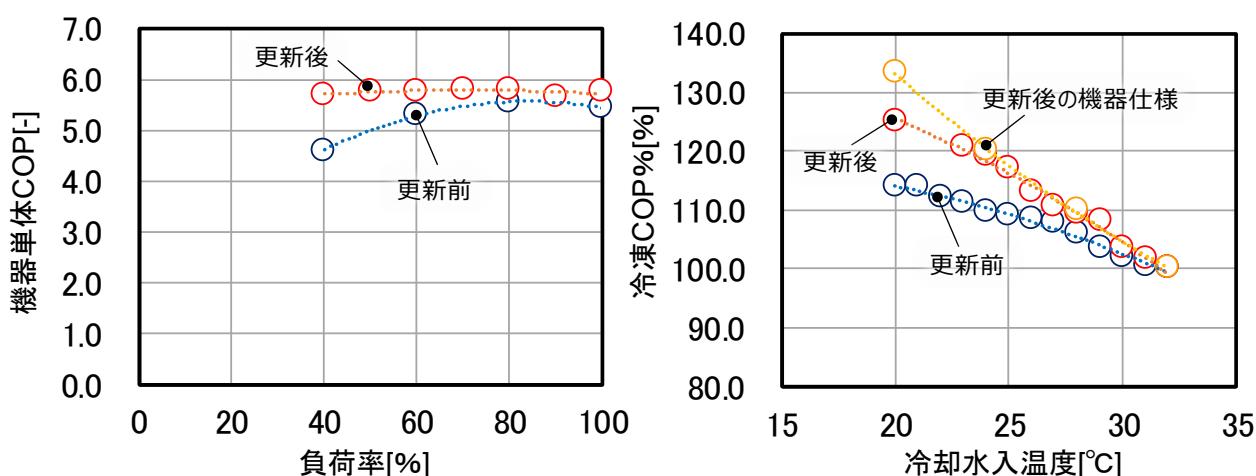


図 3.5.30 TR の機器更新前後の性能曲線
 [左:冷却水入温度 32℃時の負荷曲線、右:冷却水入温度による機器効率変化曲線]

(ii) HTHP-1,2

図 3.5.31 に HTHP の冷水専用運転の機器更新前後の性能曲線を示す。冷却水入温度 30℃時の各負荷率の機器単体 COP は全体的に向上しており、平均で約 2.8%向上していた。

機器更新後の機器単体 COP は、冷却水入温度が低下したときの効率向上が大きいことが確認できる。そのため冷却水温度の違いによる効率の差がより顕著にあらわれると考えられる。

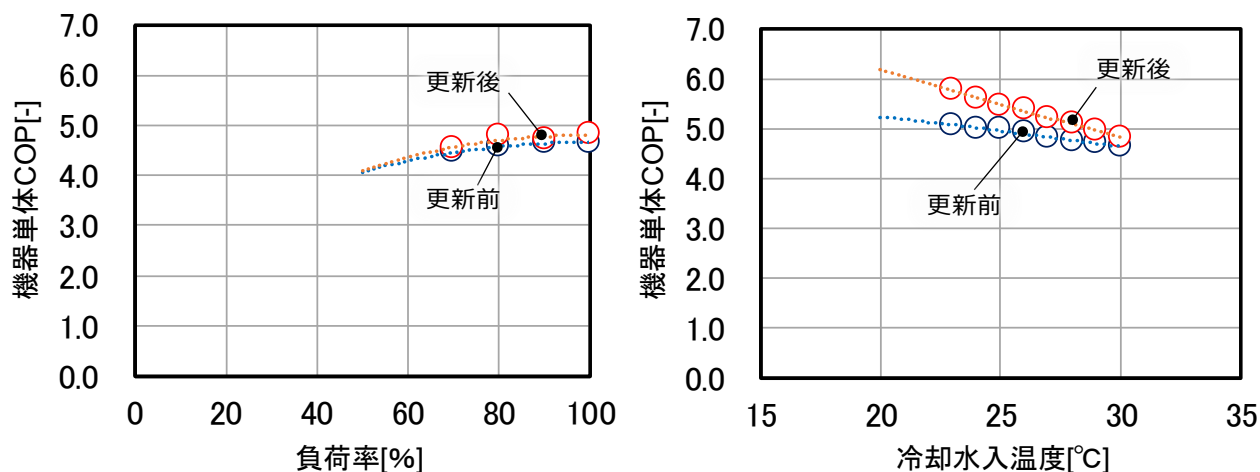


図 3.5.31 HTHP の冷水専用運転の性能曲線
 [左:冷却水入温度 30℃時の負荷曲線、右:冷却水入温度による機器効率変化曲線]

図 3.5.32 に HTHP の温水専用運転の機器更新前後の性能曲線の比較を示す。熱源水を用いた運転とブラインを用いた運転とで温度帯が大きく異なるため、8℃以下に運転した際の機器更新後の機器単体 COP は、機器更新前の機器単体 COP を 2.8%向上した値を用いた。2.8%は冷水専用運転時の効率向上分の平均値を用いた。

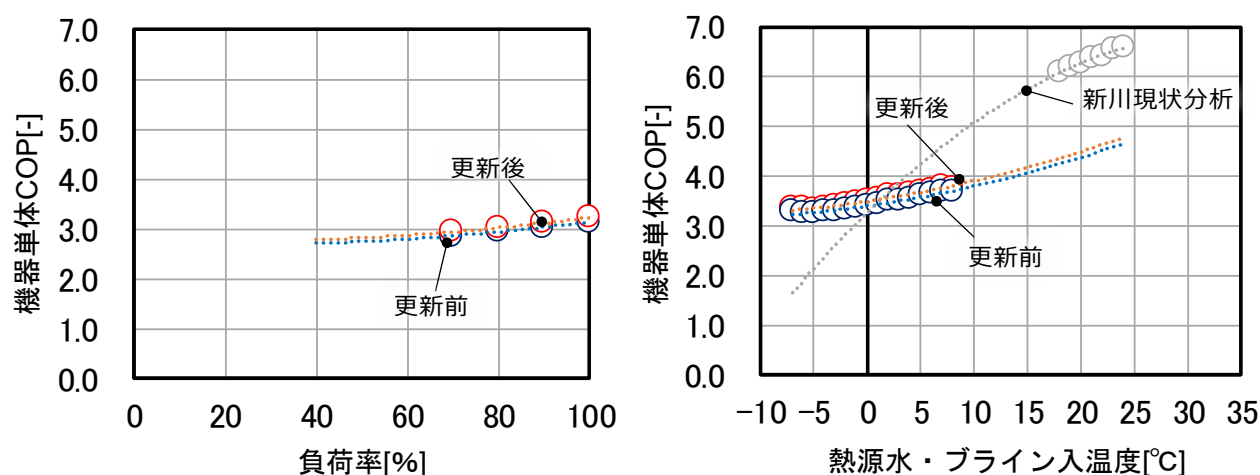


図 3.5.32 HTHP の温水専用運転の性能曲線
 [左:ブライン入温度-7℃時の負荷曲線、右:熱源水・ブライン入温度による機器効率変化曲線]

(iii) DBHP-1,2

図 3.5.33 に DBHP の冷水専用運転の機器更新前後の性能曲線を示す。機器更新後の負荷率 100% における機器単体 COP は、更新前に比べ約 26.4% 向上していた。冷凍 COP 比の機器更新前後の差は、TR に比べると小幅となった。

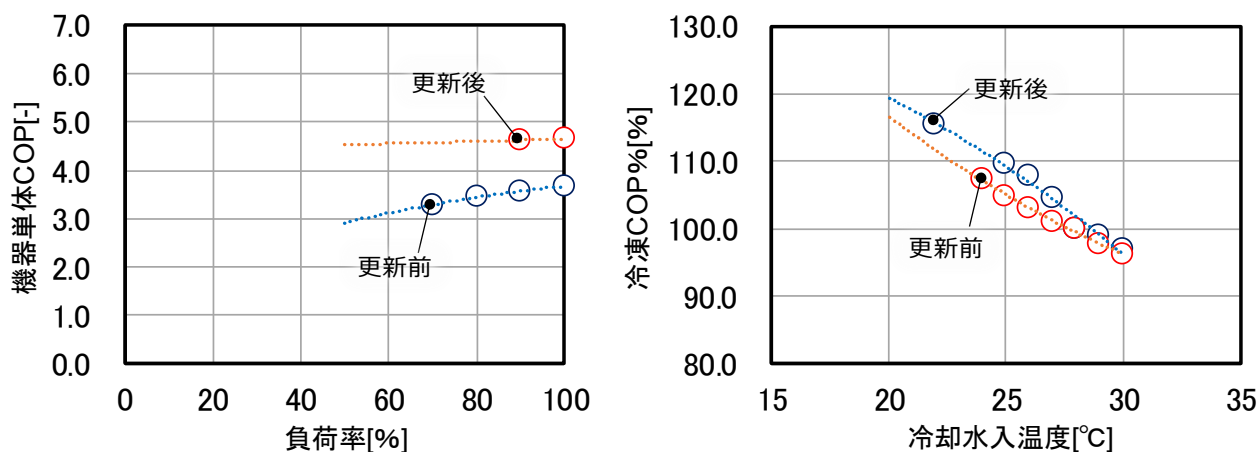


図 3.5.33 DBHP[冷水専用運転]の機器更新前後の性能曲線
[左: 冷却水入温度 28°C 時の負荷曲線、右: 冷却水入温度による機器効率変化曲線]

図 3.5.34 に DBHP の熱回収運転の機器更新前後の性能曲線の比較を示す。熱回収運転では、熱媒水出入口温度は冷水出入口温度となり、変動が小さいため、負荷率と機器単体 COP の関係のみ分析した。機器更新後、機器単体 COP は平均は約 33.5% 向上した。

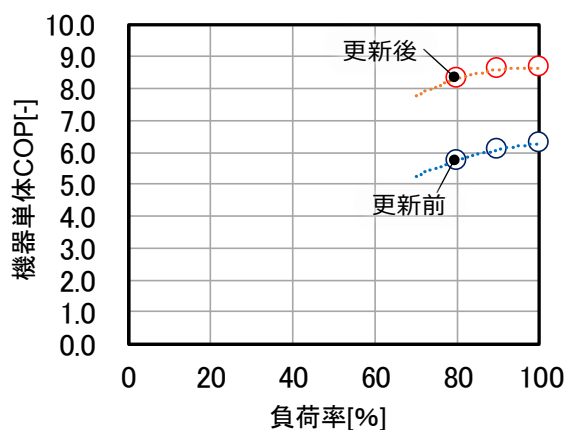


図 3.5.34 DBHP[基準温度時熱回収の負荷曲線]の機器更新前後の性能曲線の比較

(3) 機器更新前後の比較

a) 電力消費量

図 3.5.35 に機器更新後と機器更新前（現状再現）と機器更新後の電力消費量の比較を示す。機器更新後の各熱源機器の主機の年間の電力消費量の削減率は、TR が約 15.9%、HTHP が約 2.1%、DBHP が約 25.0% となった。機器更新後に定格 COP が最も向上した（26% 前後）DBHP が最も電力消費量削減率が高い結果となった。また定格 COP の向上が 6% となる TR においても、冷却水入温度が低下する中間期に削減率が約 18.5% と大きくなり、年間の削減率も拡大したと考えられる。HTHP に

においては、定格 COP の向上が 2.8% 前後であり、機器更新前後で熱媒入温度による効率変化曲線もほとんど変わらなかったため、年間の削減率は比較的小さかった。地区全体の電力消費量で比較すると、機器更新をすることにより年間で約 7.9% の電力消費量削減となることを確認した。

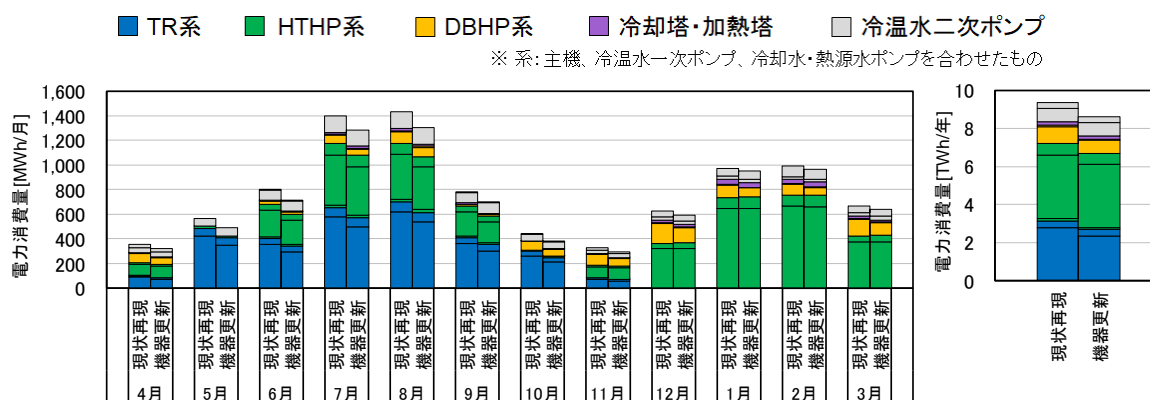


図 3.5.35 機器更新シミュレーション値と再現シミュレーション値の比較(電力消費量)

b) 熱供給システム効率

図 3.5.36 に機器更新シミュレーション値と現状の再現シミュレーション値の熱供給システム効率の比較を示す。機器更新後は各月共に熱供給システム効率が向上していることが確認できる。中間期における向上率が最大となり、約 12.2% となった。冬期においては、機器更新による効率向上が小さい HTHP によってほとんどの温水を賄うため、向上率が約 3.9% と最小となった。

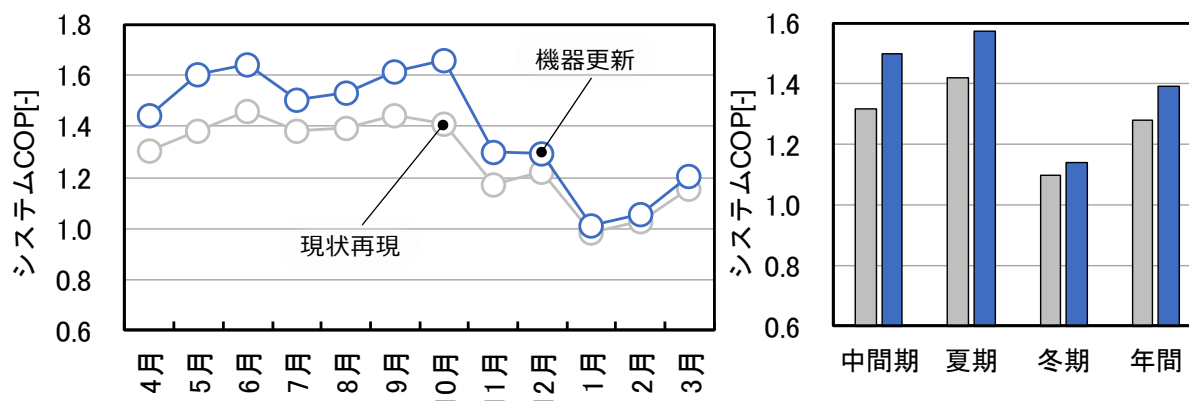


図.3.5.36 機器更新シミュレーション値と再現シミュレーション値の比較(システム COP)

3.5.4 河川の再生可能エネルギー熱利用システムへの既存 DHC の更新を想定したシミュレーションモデルの設定

(1) シミュレーション概要

3.5.3 にて機器更新を想定したシミュレーションモデルを設定したが、本節では、河川水の再生可能エネルギー熱を利用するシステムへ機器更新することを想定したシミュレーションモデルを設定する。

シミュレーションモデルの設定方法は 3.5.2 と同様とし、更新する機器の仕様は 3.5.3 と同様とした。

図 3.5.37 にシミュレーションモデルの設定フロー図を示す。3.5.3 で作成したシミュレーションモデルを基に、初期設定の外気湿球温度に加え河川水利用の熱源水温度の設定を行い、熱源システムの設定では HTHP、TR を河川水利用の想定とし、河川水の取水ポンプを加えシミュレーションモデルを設定した。

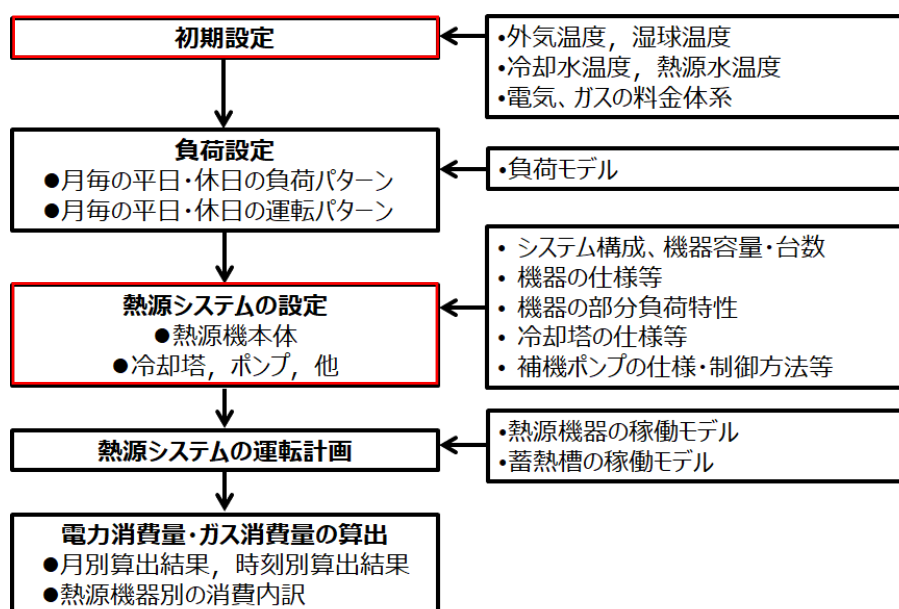


図 3.5.37 シミュレーションモデル設定フロー

(2) 熱源機器の設定

図 3.5.38 に河川水利用を想定した対象地区のシステム概念図を示す。HTHP と DBHP が河川水を 100%利用する機器と想定した。河川水の取水・放水時の温度差は、夏期では 5℃、冬期では 4℃として設定を行った。熱源機器に関しては、4.6 で設定した機器更新をした機器を用いるが、HTHP の温水専用運転における定格 COP と熱媒入温度と機器効率変化曲線が異なるため、以下にまとめる。

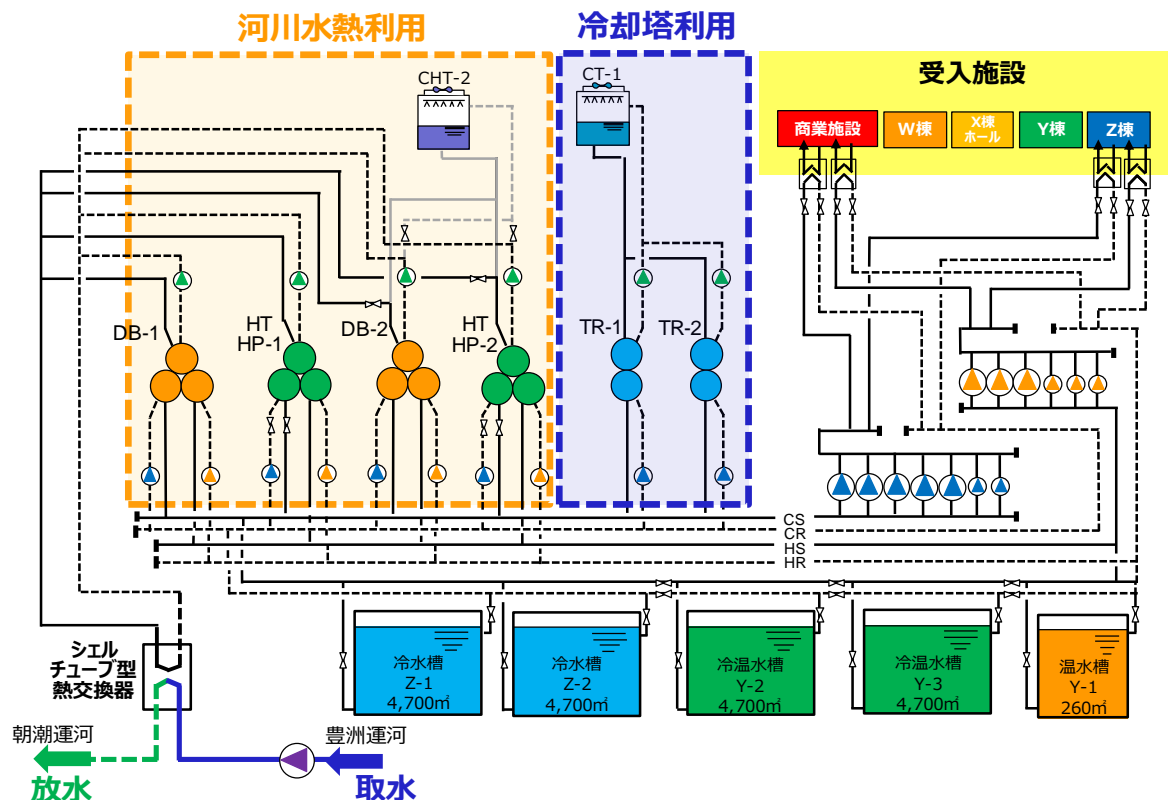


図 3.5.38 対象地区のシステム概念図(河川水利用時)

a) HTHP【温水専用運転】

図 3.5.39 に HTHP の機器更新前後の性能曲線の比較を示す。右図の熱源水・ブライン入温度による機器効率変化曲線に示すように、河川水による熱源水利用とブライン利用で用いる温度帯が大きく異なるため、定格 COP は約 50%向上していることが確認できる。熱媒入温度による機器効率変化曲線を見ると、熱源水が 2°C前後までは熱源水利用仕様の方が効率が大きく、効率の向上の度も大きいことが確認できる。河川水熱を利用することで、熱源水入温度は 10°C前後となるため、機器単体 COP も大きく向上することが予想される。

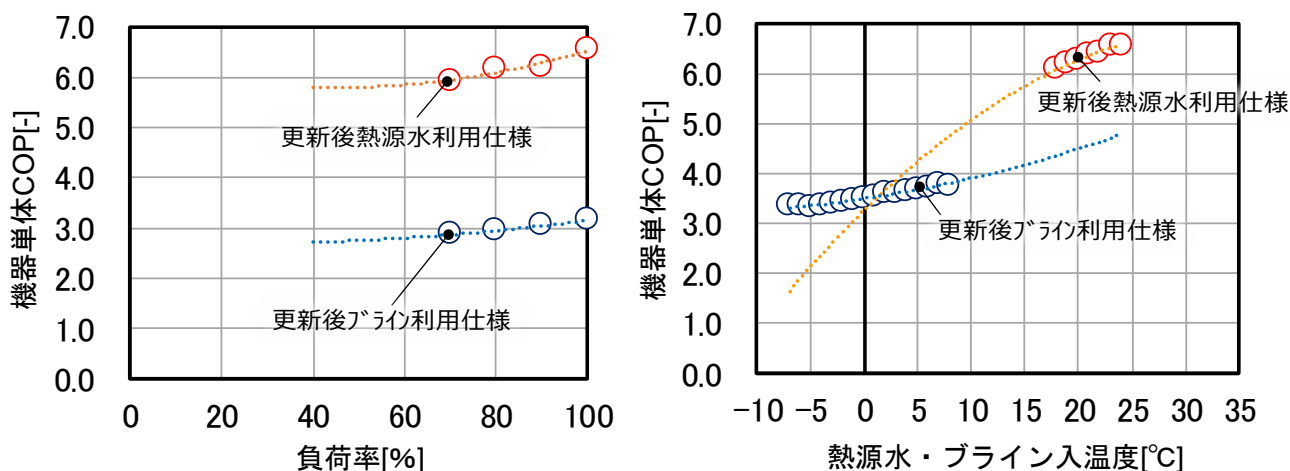


図 3.5.39 HTHP のブライン利用と熱源水利用の性能曲線の比較
 [左:ブライン入温度-7°C時、熱源水入温度 23°C時の負荷曲線、
 右:熱源水・ブライン入温度による機器効率変化曲線]

b) 取水ポンプの設定

対象地区で河川水利用する際の取水設備は、箱崎地区の取水設備と同様と想定した。図 3.5.40 に箱崎プラントにおける河川水取水量と取水ポンプ電力消費量の関係を示す。河川水取水量に対する電力消費量は $0.09[\text{kWh}/\text{m}^3]$ と算出され、これをシミュレーションに用いた。

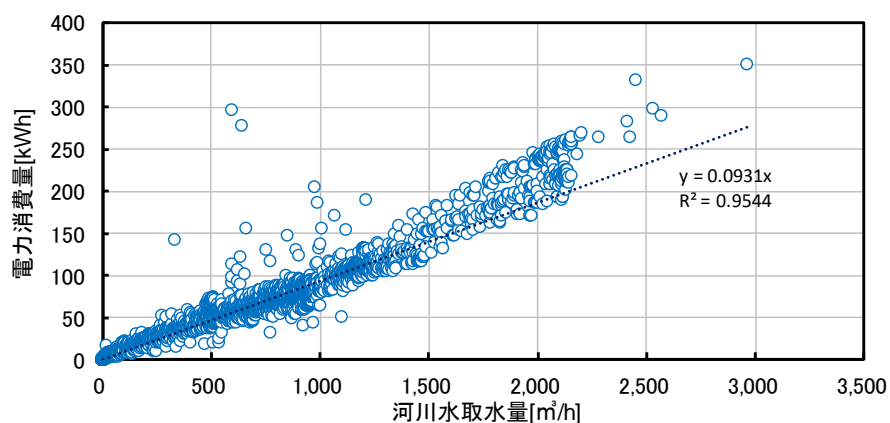


図 3.5.40 箱崎プラントにおける河川水取水量と取水ポンプ電力消費量の関係

(3) 河川水利用時の熱源水温度の設定

河川水利用時の熱源水温度は、箱崎地区の河川水温度を基に設定した。河川水利用時にシェルチューブ型の熱交換器により熱交換することを想定し、冷水製造時は箱崎地区の河川水温度に $+3^{\circ}\text{C}$ 、温水製造時は同温度に -3°C した値を熱源水温度とした。また箱崎地区の河川水温度は、熱負荷の代表日として選定した日の実績値を用いた。

図 3.5.41 に各代表日の河川水利用時の熱源水温度と冷却加熱塔の冷却水・ブライン温度を示す。冷水製造時は冷却塔利用による冷却水入温度と河川水利用による熱源水入温度にほとんど差がみられなかった。温水製造時は加熱塔利用によるブライン入温度と河川水利用による熱源水入温度に 10°C 前後の差がみられた。

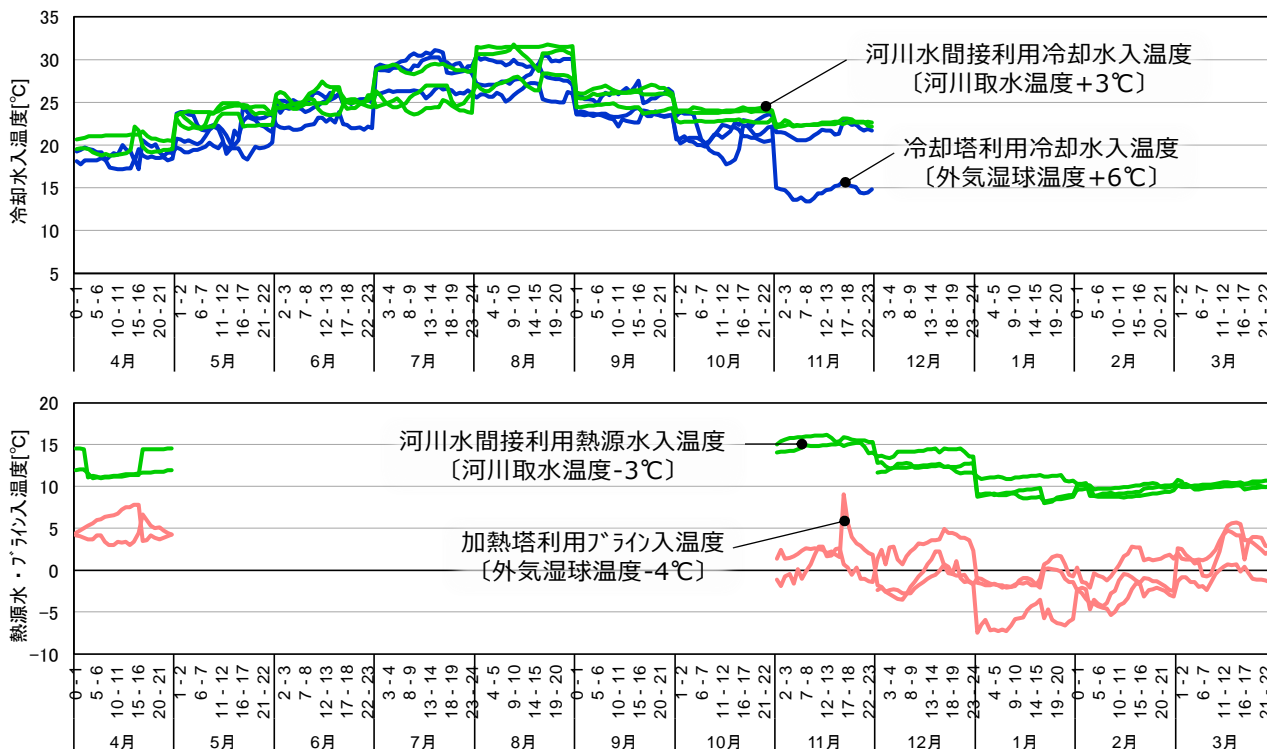


図 3.5.41 代表日パターン毎の現状の熱媒入温度と河川水取水温度
〔上:冷却水入温度、下:熱源水・ブライン入温度〕

a) 夏期の河川水温度の状況

図 3.5.42 に夏期の実績値より HTHP が稼働した時刻の冷却塔を利用した場合の冷却水入温度と、その時刻に河川水を間接利用した場合の冷却水入温度の関係を示す。グラフの黄色の着色部分が、河川水利用の方が冷却水温度が低く、HTHP の効率向上が見込まれる温度域（河川水利用有効温度域）である。6、7、8、9月における河川水利用有効温度域に該当する運転時間は、それぞれ約 56%、約 81%、約 35%、約 60%であり、過半数を大きく上回った月は7月のみであった。

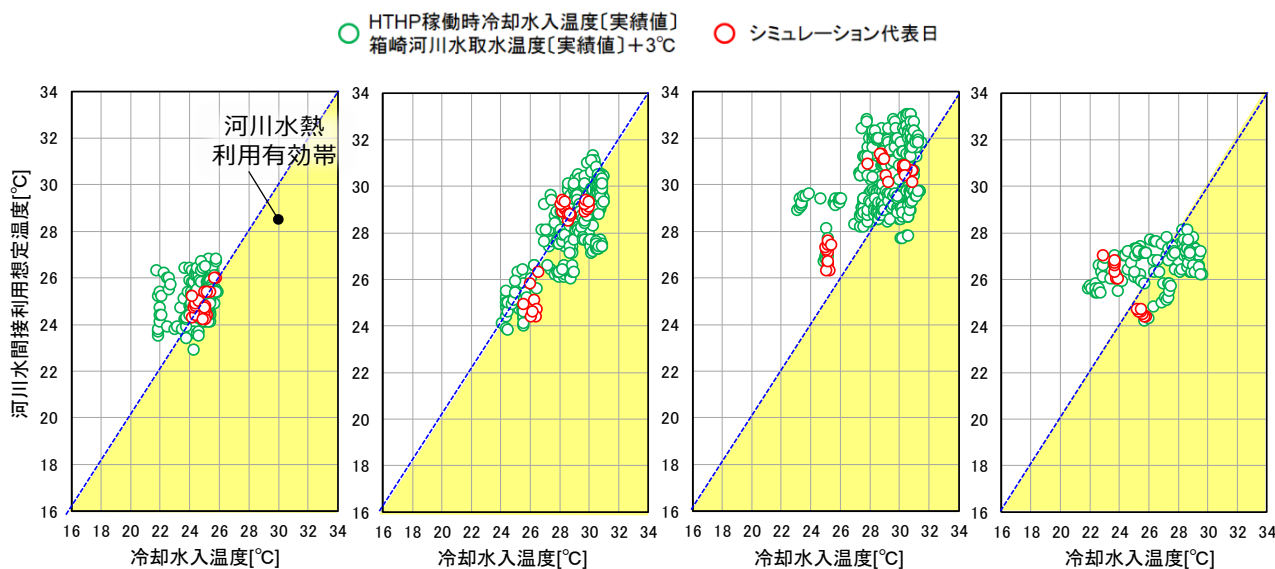


図 3.5.42 夏期における冷却塔利用と河川水熱利用の冷却水入温度の比較〔HTHP〕
〔左から6月、7月、8月、9月〕

b) 冬期の河川水温度の状況

図 3.5.43 に冬期の代表日におけるの HTHP の機器単体 COP を示す。パターン 1 は平日高負荷のグループ、パターン 2 は平日低負荷のグループ、パターン 3 は休日の代表日を示している。河川水を利用することで、12 月は各パターンで 50%前後向上し、月平均で約 52%向上した。1 月、2 月、3 月では、各パターン 44%前後向上し、月平均でそれぞれ約 44%、約 45%、約 43%向上した結果となった。

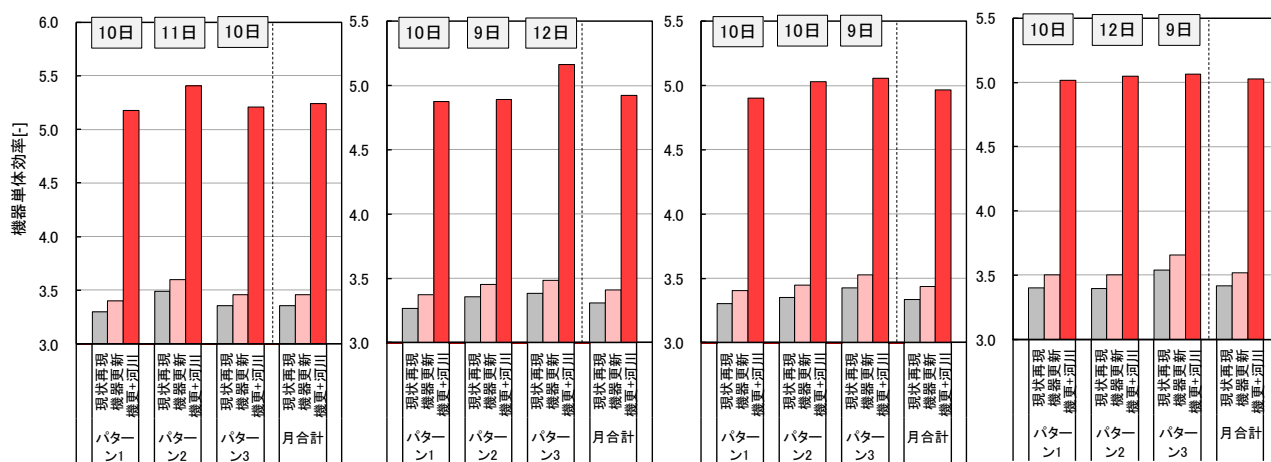


図 3.5.43 冬期における代表日パターン毎の機器単体効率の比較[HTHP]
[左から 12 月、1 月、2 月、3 月]

図 3.5.44 に冬期の実績値より HTHP が稼働した時刻の加熱塔を利用した場合のブライン入温度と、その時刻に河川水を間接利用した場合の熱源水入温度の関係を示す。グラフの白色部分が、河川水利用の方が熱源水温度が高く、HTHP の効率向上が見込まれる温度域（河川水利用有効温度域）である。冬期は河川水利用有効温度域に運転する時間が概ね 100%となった。

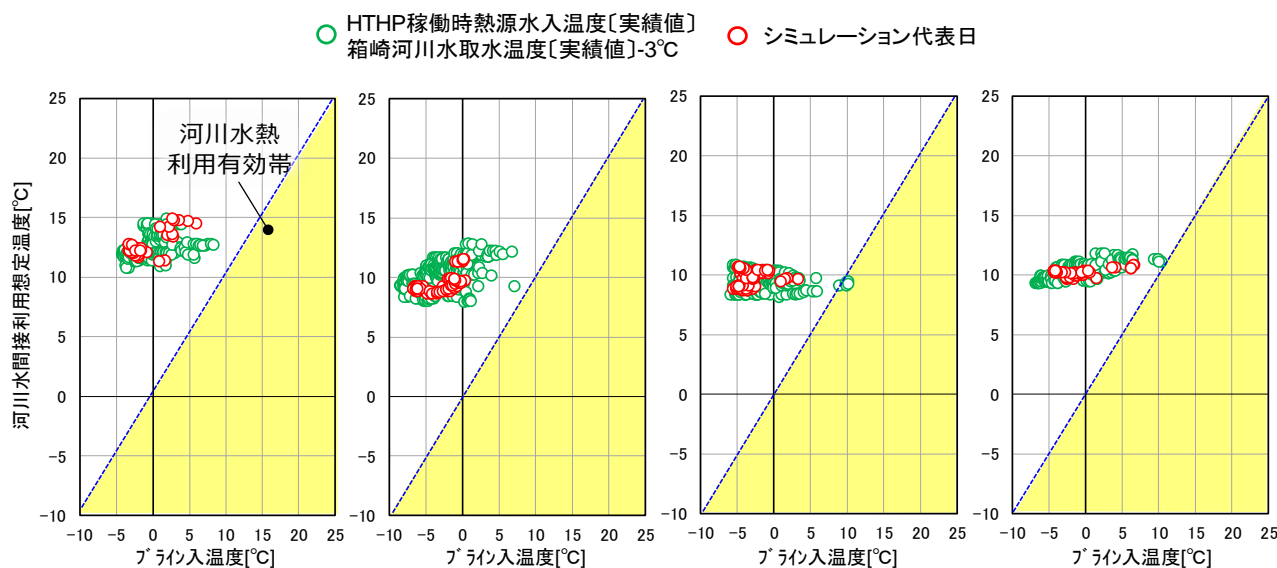


図 3.5.44 冬期における加熱塔利用と河川水熱利用の熱源水入温度の比較[HTHP]
[左から 12 月、1 月、2 月、3 月]

c) 年間の河川水温度の状況

図 3.5.45 に河川水の再生可能エネルギー熱利用による熱源（冷却）水温が、大気利用に比べ、HTHP の効率向上が見込まれる運転時間の割合（河川水熱利用有効割合）と、HTHP の省エネルギー率を示す。夏期〔6~9 月〕においては河川水熱利用有効割合にばらつきがあり、省エネルギー率も 3% 前後となった。7、8 月の同割合は約 71.6%、約 25.1% となり、8 月の省エネルギー率は-1.7% となった。6 月においても河川水熱利用の有効割合が 50% を下回るが、これは 6 月における HTHP の現状実績の冷却水入温度が 22~26℃ と低い温度帯の冷却水を用いているため、有効割合が小さくなったと考えられる。

冬期〔11~4 月〕においては、河川水熱利用の有効割合が概ね 100% を示しており、熱源機の省エネルギー率も 30% 前後と夏期と比較しても効果が大きいことが確認できる。11 月における省エネルギー率が約 35.8% と最大となる。5・10 月においては、現状で HTHP の稼働がほとんどなかったため、河川水熱利用の有効性を検証できなかった。

以上より、河川水熱利用は夏期においては有効性にばらつきのあるものの、冬期においては有効性が期待できる。

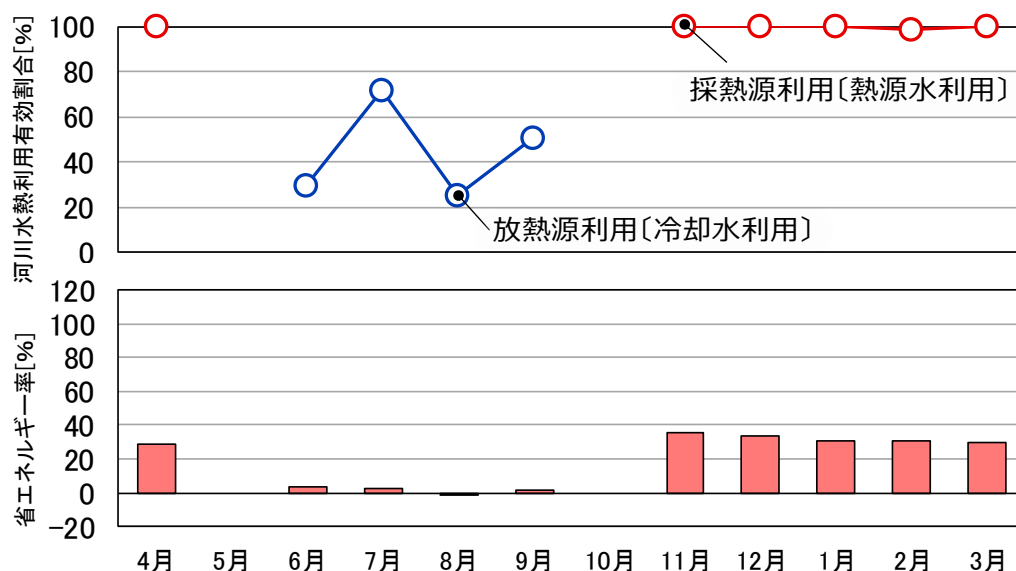


図 3.5.45 年間における河川水熱利用の有効割合と熱源機器の省エネ率〔HTHP〕

(4) シミュレーション結果

a) 電力消費量

図 3.5.46 に電力消費量のシミュレーション結果を示す。

冬期においては、河川水の再生可能エネルギー熱利用への機器更新は、大気利用のまま機器更新に比べ、HTHP の電力消費量が大きく減少し、約 17.7%の省エネルギーとなった。現状の熱源機器での河川水利用は約 6.8%の省エネルギーとなった。

中間期においては、河川水利用への機器更新は約 2.8%の省エネルギーとなった。これは中間期には、河川水を利用しない設定の TR による冷水製造と、DBHP の熱回収運転による冷温水製造が主となるためと考えられる。

夏期においては、河川水利用への機器更新では電力消費量が約 2%増加する結果となった。これは熱源機の主機の電力消費量はほぼ同等だったが、取水ポンプを含めると電力消費量が増加することを確認した。

年間では、河川水利用への機器更新は約 6.0%の省エネルギーに、現状の熱源機器での河川水利用は約 1.8%の省エネルギーとなった。

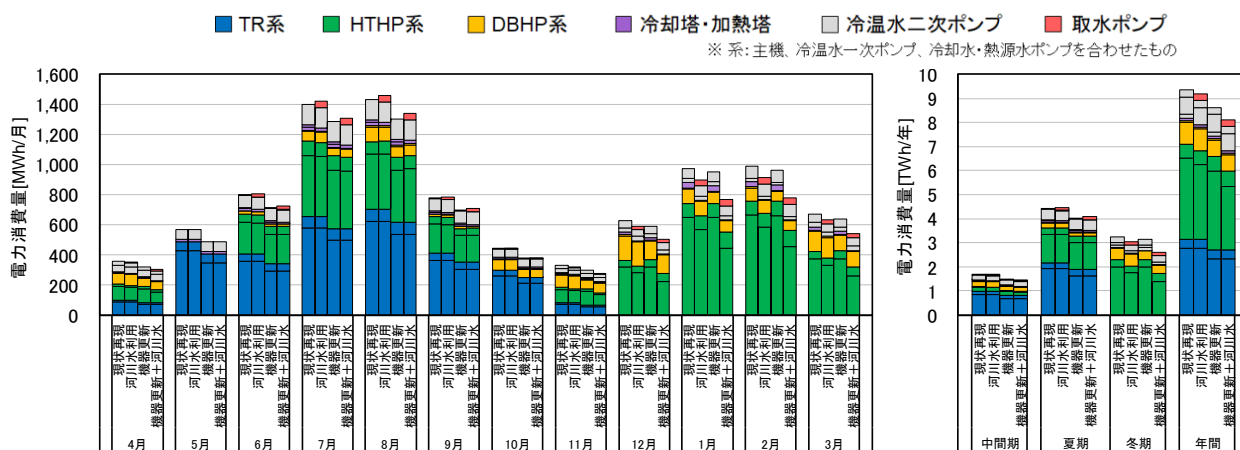


図 3.5.46 電力消費量のシミュレーション結果

b) 熱供給システム効率

図 3.5.47 に熱供給システム効率のシミュレーション結果を示す。河川水の再生可能エネルギー熱利用へ機器更新した場合の熱供給システム効率は、大気利用のままの機器更新に比べ、夏期は約 1.9%低下したものの、冬期は約 17%向上し、中間期においても約 3%向上した。年間では 1.39 から 1.48 となり、約 6%の効率向上を確認した。

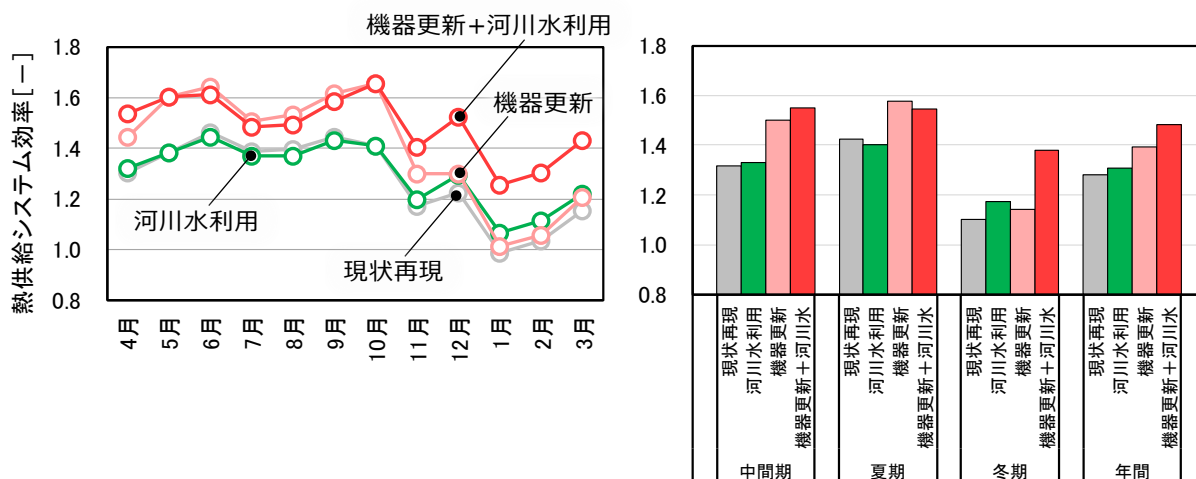


図 3.5.47 熱供給システム効率のシミュレーション結果

3.6 結論

本章では、大気の再生可能エネルギー熱を利用した高効率な既存 DHC 地区において、現状分析を行い、対象地区を模擬したシミュレーションモデルの作成を行った。そして対象地区の熱源更新を想定し、現状の大気の再生可能エネルギー熱を利用したケースと河川水の再生可能エネルギー熱を利用したケースのシミュレーション分析を行い、以下の知見を得た。

- 1) 大気熱を利用した既設 DHC の熱供給システム効率、年間では 1.28 と比較的高い値となったが、季節別には夏期の 1.41 に比べ、冬期は 1.07 と大幅な低下がみられた。
- 2) 箱崎地区の河川水温度の実績データより、ヒートポンプの熱源温度は、河川水利用は大気利用と比べ、夏期はほぼ差が無く、冬期は約 10℃上昇することが分かった。なお大気熱利用の冬期のブライン温度は平均 -1.6℃だった。
- 3) 河川水温度の実績データより、夏期における河川水利用の有効割合は、6～7月と9月には 56～90% となるが、8月には 35% (HTHP)、44% (TR) と半数以下となり、冬期の同割合は各月とも概ね 100% となり、河川水利用による熱源温度の優位性は、夏期には小さく、冬期には大きいことを確認した。
- 4) 大気の再生可能エネルギー熱を利用する既設 DHC を模擬するシミュレーションモデルを設定し、シミュレーションと実績との誤差率を検証したところ、各月では 8%以内となり、夏期が約 0.6%、冬期が約 3.0%、中間期が約 2.1%、年間で約 0.03%であることを確認した。
- 5) 対象地区において機器更新を想定してシミュレーションした結果、河川水の再生可能エネルギー熱利用による熱供給システム効率は、大気利用に比べ、年間で 1.39 から 1.48 に約 6%向上した。夏期には熱源機の機器単体 COP は約 1%向上するものの、取水ポンプ等を含んだ熱供給システム効率は約 1.9%低下した。冬期には機器単体 COP が約 30%、熱供給システム効率が約 17% 向上した。

以上より、河川水の再生可能エネルギー熱の利用による熱供給システム効率は、特に冬期に効率向上効果があることを確認した。

第4章 既存DHCにおける河川水の再生可能 エネルギー熱利用技術の実証

4.1 研究概要

前章にて、河川水の再生可能エネルギー熱を利用することにより、大気の利用に比べ、冬期の温熱製造時を中心に熱供給システム効率が向上することを確認した。

河川水の再生可能エネルギー熱利用は、1989年、箱崎地区において日本で初めてDHCのシステムとして実用化された。本章では、2012～14年に実施した箱崎地区での更なる高効率化を目指した熱源設備改修において、河川の再生可能エネルギー熱利用技術の実証を行い、河川水利用に有用な技術を確認した。

対象地区ではヒートポンプのチューブに直接河川水を通水して熱交換しているため、混入物によるチューブの閉塞や汚れは熱交換効率の低下を招く。そこで、チューブの洗浄方式について実機で比較試験し検討を行った。

周辺環境への影響を抑制するため、対象地区では水利用規定を定め、例えば夏期は流量を $1\text{m}^3/\text{s}$ 、温度差を 5°C 以内と制限している。そのためヒートポンプの出入口温度差が拡大するとバイパス量を増やして温度差を規定値内に維持するが、取水量の最大値が決まっていることから、ヒートポンプへの流量が減少しさらに出入口温度差が拡大する悪循環となっていた。そこで、河川水の流量、温度差の最適な制御方法を検討した。

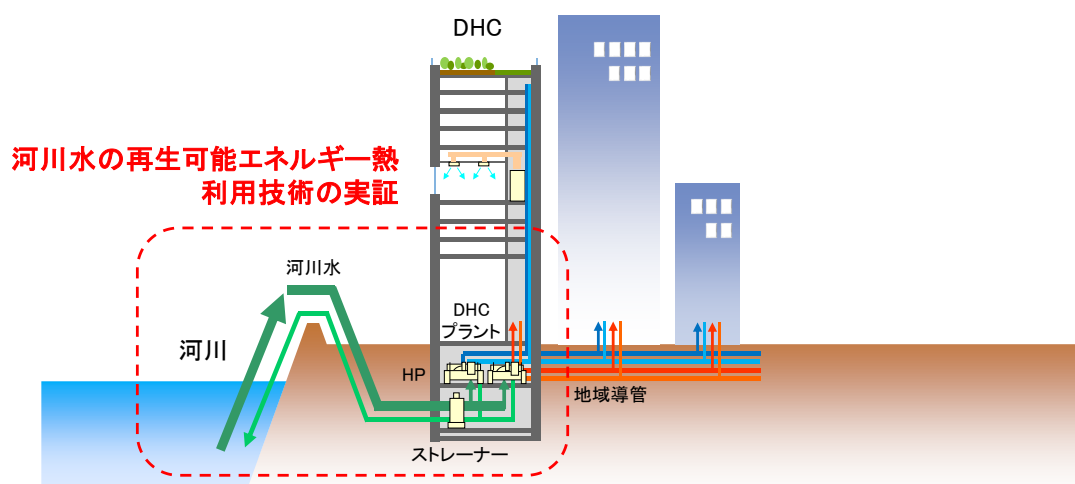


図 4.1.1 実証範囲の概念図

4.2 河川の再生可能エネルギー熱を利用した既存 DHC（箱崎地区）概要

4.2.1 地区概要

箱崎地区熱供給センター第一プラント（以下、箱崎地区）は、東京都中央区箱崎にあり、都心を流れる一級河川である隅田川に面して立地している。現在の熱供給エリアの全景を図 4.2.1 に、熱供給エリアの概略図を図 4.2.2 に示す。箱崎地区は、日本初の河川水の再生可能エネルギー熱を利用した DHC として建設され、1989 年に供給を開始した。そして竣工後 20 余年を経るなかで河川水利用ならではの課題や機器の劣化が顕在化したため、2012～14 年に熱源システムの改修を行った。



図 4.2.1 箱崎地区熱供給センター 熱供給エリアの全景写真



図 4.2.2 箱崎地区熱供給センター 熱供給エリアの概略図

箱崎地区熱供給センターにおける熱供給対象や供給条件の概要を表 4.2.1 に示す。

表 4.2.1 箱崎地区熱供給センター 熱供給対象の概要と供給条件

供給区域	東京都中央区日本橋箱崎町1番ほか
供給対象	オフィス・高層住宅、計11軒
供給区域面積	25.4ha
供給延床面積	約28.4万m ²
供給開始	1989年
設備更新	2014年
設備概要(主要機器)	第一プラント 河川水利用ヒートポンプ 河川水利用ターボ冷凍機 水蓄熱槽
	第二プラント ヒートポンプ・ターボ冷凍機 水蓄熱槽

4.2.2 システム概要

(1) 河川水利用の概要

箱崎地区の河川水の取水設備の概要図を図 4.2.3 に示す。隅田川の水を堤防下に設置した3台の水中ポンプで取水し、堤防に沿って設置した取水配管で送水して、建物地下2階の熱供給センターの機械室に引き込んでいる。そしてオートストレーナーで混入物を除去し、熱源機で利用して、再び隅田川へ放水する仕組みとなっている。また箱崎地区は隅田川の河口に近く、満潮時には海水が遡上する汽水域のため、図 4.2.1 に示すように潮の干満の状況に応じて、取水口に対して放水系統を上流側と下流側で切り替えて、放水された河川水を取水してしまうショートサーキットの防止を図っている。

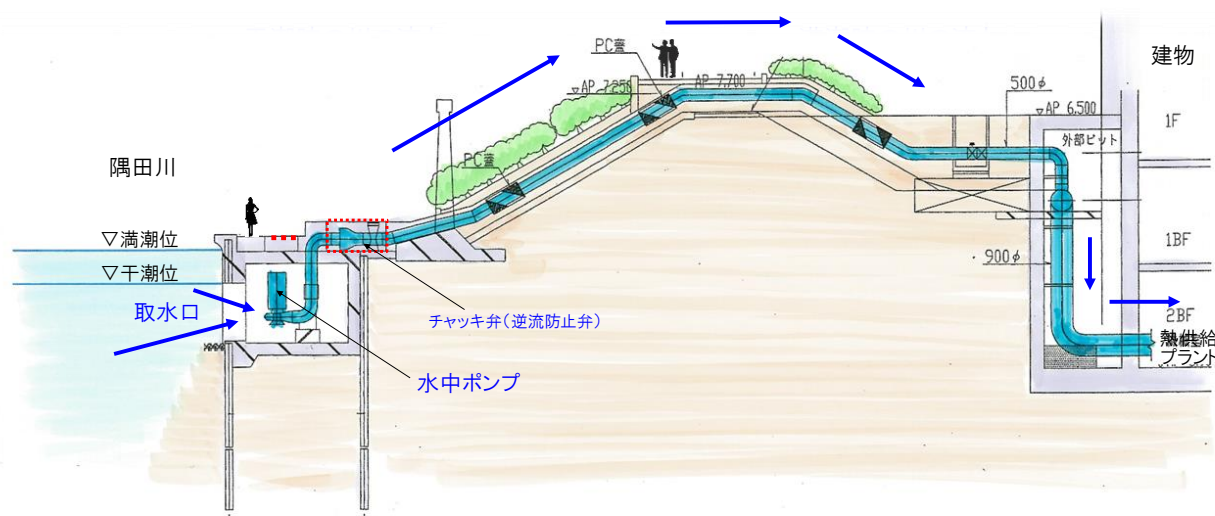


図 4.2.3 河川水の取水設備の概念図(断面)

(図 4.2.3~4.2.4 の赤点線部は同一箇所を示す)

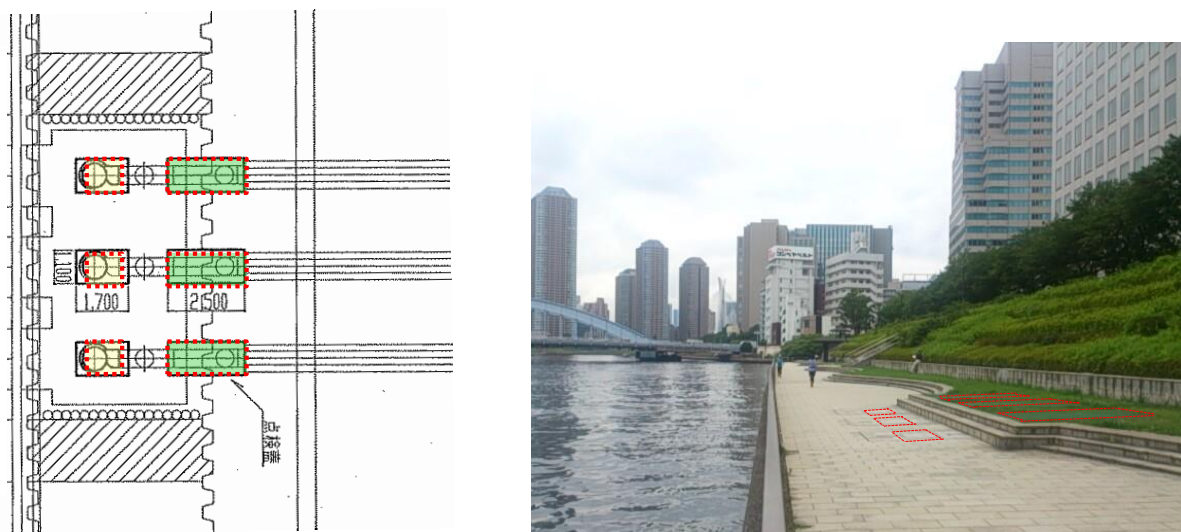


図 4.2.4 河川水の取水設備の概念図(平面)と外観写真
(図 4.2.3～4.2.4 の赤点線部は同一箇所を示す)



図 4.2.5 河川水の取水設備設置工事中の写真

(2) 熱源システムの概要

箱崎地区の改修前の熱源システム系統図を図 4.2.6 に、同改修後を図 4.2.7 に、改修前後の設備仕様の一覧を表 4.2.2 に示す。系統図右側より隅田川の水を取水し、オートストレーナーで混入物を除去した後、ヒートポンプ熱源機（RHP1、RHP2）及びターボ冷凍機（RTR1）へ送水し、各熱源機のチューブで直接、熱交換をして、冷温熱を製造している。河川水には海水が混ざり塩分濃度が高く、チューブの腐食を防止するため、チューブの材質にはチタンを使用している。また各機、圧縮機を 2 台搭載し、100%運転と 50%運転が可能となっている。熱を利用した後の河川水は墨田川へ放水している。4 槽の蓄熱槽を有し、夜 22 時から翌朝 8 時の夜間を優先に熱源機を運転している。なおバックアップ用に冷却塔を 2 台有している。

設備改修の概要を表 4.2.3 に示す。大きくは 4 つの観点から改修を実施し、河川水の最適利用では熱源機チューブの洗浄方式や河川水流量制御方式などの見直しを、熱源システム廻りでは運用データに基づく熱源設備と搬送設備の機器容量の縮小、蓄熱システムの熱交換器の接続系統の見直し、供給圧力の設定の見直しなどを行った。熱源機器の構成は改修前後で同じであり、ヒートポンプ熱源機（熱回収型）2 台とターボ冷凍機 1 台である。ターボ冷凍機（RTR-1）は今後更新予定であり、本設備改修では、ヒートポンプ熱源機 2 台（RHP-1→RDBHP-1、RHP-2→RDBHP-2）を更新した。蓄熱槽の改修は、部分補修や槽内清掃を行った程度である。

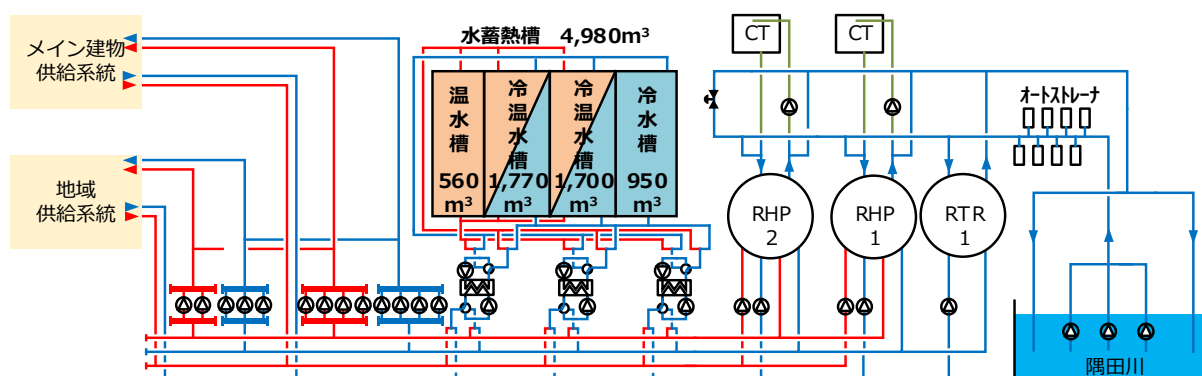


図 4.2.6 設備改修前の熱源システム系統図

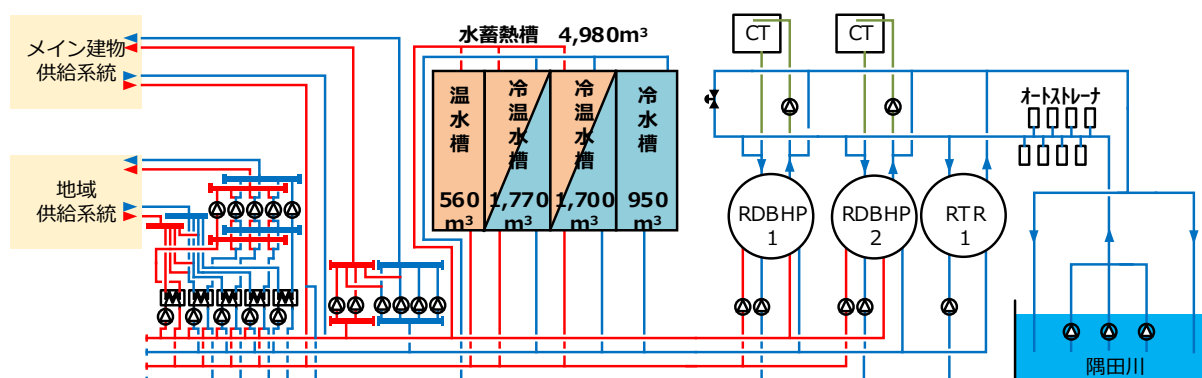


図 4.2.7 設備改修後の熱源システム系統図

表 4.2.2 改修前後の設備仕様の一覧

機器名称	主な仕様			
	改修前	台数	改修後	台数
ヒートポンプ 熱源機 [熱回収型]	【RHP-1、RHP-2】 (圧縮機 2 台構成) 冷却 :能力 20.2[GJ/h]、COP 4.47 加熱 :能力 14.2[GJ/h]、COP 3.65 熱回収 :冷却能力 20.2[GJ/h] 加熱能力 14.2[GJ/h] COP 5.88	2	【RDBHP-1、RDBHP-2】 (圧縮機 2 台構成) 冷却 :能力 14.0[GJ/h]、COP 5.45 加熱 :能力 8.9[GJ/h]、COP 4.60 熱回収 :冷却能力 14.0[GJ/h] 加熱能力 9.5[GJ/h] COP 7.08	2
ターボ冷凍機	【RTR-1】 (圧縮機 2 台構成) 冷却 :能力 20.2[GJ/h]、COP 4.95	1	【RTR-1】 …未更新 14.0[GJ/h]の能力にて更新予定	1
蓄熱槽	冷水槽 950m ³ 温水槽 560m ³ 冷温水槽 1、700m ³ 、1、770m ³	—	部分補修、槽内清掃、断熱防水	—

表 4.2.3 熱供給システムの設備改修の概要

計画意図	熱供給開始時の採用技術	顕在化した課題	採用判断基準※1					改修時の採用技術・改善策
			①	②	③	④	⑤	
河川水の最適利用	バースクリーン	特になし		●		●		既設流用
	水中ポンプ [定速ポンプ]	流量制御への対応	●	●	●			インバータによる低負荷への対応
	干満に応じた放水口の切り替え	特になし		●		●		既設流用
	オートストレーナー [エレメント回転型]	混入物の除去性能(残渣量・動力低減)		●	●	●		経年数の長い半数のオートストレーナーを更新 [内面ブラッシング型]
	熱源機チューブのブラシ洗浄	洗浄性能		●	●			ボール洗浄方式の採用
	熱源水入口温度による制御	熱源水の流量配分の偏りによる効率低下	●	●				制御用センサの追加[圧力・流量] 熱源水流量制御の見直し
	河川水の直接利用	特になし	●	●		●		供給当初の考えを踏襲
熱源高効率化	熱回収型ヒートポンプ [河川水直接利用] バックアップ用に冷却塔を併設	経年劣化による熱製造効率の低下	●		●		●	機器単機容量の縮小 機器スペースの縮減
	チタン製チューブによる河川水直接利用	特になし	●	●				更新機器にもチタン製を採用
	熱源機チューブの管内面加工	熱交換効率の向上	●	●	●			管内溝加工による熱交換性能向上
	ターボ冷凍機[河川水直接利用]	容量適正化	●		●		●	経年数が短く未更新【容量を縮小して更新予定】
負荷平準化	縦型水蓄熱槽 [熱交換器を介して縁切り]	温度ドロップの解消 弁切替えの省力化	●			●		縦型蓄熱槽の補修 蓄熱槽出入口の熱交換器を撤去
搬送動力低減	冷水及び温水ポンプを設置し供給系統をバイパス管で連携 [定速ポンプの台数制御]	供給負荷の減少に伴う低流量域の動力削減、容量適正化	●		●		●	供給系統ごとに圧力設定最適化 搬送設備容量の縮小 インバータによる低負荷への対応
その他	機械室給排気ファン常時稼働	スケジュール運転	●					運転時間の見直し

※1 採用判断指標：①～⑤はそれぞれ①運転データの蓄積，②河川水利用実績，③技術の進歩，④既設流用，⑤建築上の制約をさす

4.2.3 熱供給システム効率

対象地区の熱供給システム効率は、改修前で東日本大震災の影響を受けていない2010年度に0.96であった。改修後となる2015年度は1.24となった。

また販売熱量あたりのCO₂排出量原単位は、改修前が0.054[kg-CO₂/MJ]、改修後0.042[kg-CO₂/MJ]となった。

4.3 河川水利用システムの実証

対象地区は日本初の河川水の再生可能エネルギー熱を利用するシステムとして、効率的な取水方法や採熱方法についての検討や試験を経て、設備を設計、設置している。しかし運用を開始してから初めて明らかとなった課題もあり、今回の設備改修において、それらの課題について解決手法を検討し、実証を行った。具体的には河川水熱利用設備の洗浄方式と流量制御方式の検討、実証を行った。以下に改修前の課題と解決するために実施した検討内容、実証結果を述べる。

4.3.1 河川水の混入物除去と熱源機チューブ洗浄方式の検討

(1) 改修前のシステム

河川水の利用にあたり、対象地区は隅田川下流に位置しており、河川水に土や砂の他、スーパーのレジ袋などのゴミ類や貝類などの海洋生成物が混入するため、これらの除去が必要となる。また、対象地区では、河川水を熱源機に引き込み、熱源機内のチューブで熱交換しているため、チューブ内面の汚れの付着は熱交換効率を低下させる要因となる。そのため、河川水の熱源水利用に際して新築当初から、次の3つの設備を設け、混入物除去と熱源機チューブの洗浄を行っていた。一つ目は、取水口に設置する40mmピッチのバースクリーンである。これにより河川水の粗い混入物を除去する。二つ目は、2mmメッシュのオートストレーナーである。これにより細かい混入物を除去する。三つ目は、熱源機のチューブ洗浄である。改修前は自動ブラシ洗浄方式（以下、ブラシ式）を採用していた。

ブラシ式は、熱源機の起動時に水流により熱源機チューブ内の上流側から下流側にブラシを移動させて洗浄し、熱源機停止時に熱源水配管の四方弁を切り替え、チューブ内の水流を逆流させて、起動時に下流側に移動していたブラシを上流側に戻す仕組みである。つまり、熱源機の起動時と停止時にそれぞれ1回洗浄する。この方式の特徴を表4.3.1に示す。ブラシ式では、ブラシを回収する際に熱源機を停止させ四方弁を切替える必要がある。また、熱源機のオプション仕様であり、対応する冷凍機メーカーが1社のみと限られる。

表 4.3.1 設備改修において比較した熱源機チューブの洗浄方式の特徴

洗浄方式	写真	特徴
自動ブラシ 洗浄方式 (改修前)		<ul style="list-style-type: none"> ・ 実測結果からボール洗浄方式よりも洗浄効果が小さい ・ ブラシの回収の際に弁・切替え作業等が発生し、四方弁の設置が必要 ・ ブラシのホルダーコストが高い ・ オプション対応する冷凍機メーカーが1社のみ ・ ブラシ部は全長 20mm、直径 15.5mm
自動ボール 洗浄方式 (改修後)		<ul style="list-style-type: none"> ・ 1台の制御ユニットで冷凍機複数台まで対応可能 ・ スポンジボールの径や回収率の管理が必要（ボールの直径・固さを変更して、回収率の变化を継続検証中） ・ 配管システム簡素化（既設ポンプが利用可能） ・ 販売メーカーは複数社あり

(2) 改修前のシステムの課題

改修前は、オートストレーナーと熱源機のチューブ洗浄で課題が発生していた。

オートストレーナーでは、内径約 16mm の熱源機チューブに対し、2mm メッシュのエレメントを採用していたが、運用時に熱源機チューブの一部が閉塞する事象が発生していた。また、オートストレーナーはメッシュの目詰まりを防ぐため、カゴ状のメッシュのエレメントの内側にブラシを設け、エレメントを回転させて、メッシュに付着した混入物を掻き落とす構造となっていた。しかし、エレメントの摺動部隙間からビニールなどの薄い混入物や細かい混入物の一部が流出していた。

チューブ洗浄については、ブラシ式の洗浄方式は、洗浄回数や実施のタイミングが熱源機の起動時と停止時にそれぞれ 1 回ずつに限定されていた。また熱源機チューブの 1 本 1 本の上流側と下流側の端部にブラシが留まるホルダーを設ける必要があるため、熱源機製造コストの増大を招いていた。

(3) システムの検討とその効果

改修後の混入物除去と熱源機のチューブ洗浄までの概要を図 4.3.1 に、改修内容を表 4.3.2 に示す。熱源機チューブが閉塞する事象が発生したチューブ内を調査した結果、貝類の死骸が原因であることが分かった。これらは、オートストレーナーの 2mm メッシュを卵や幼生の状態で通過し、熱源水配管内面に付着して十数 mm 程度に成長したものが、やがて死に絶えて熱源機に漂着したものと推定された。そのため、熱源機の手前に 6mm メッシュの Y 型ストレーナーを追加し、貝類による熱源機チューブ閉塞の防止を図った。さらにオートストレーナーの摺動部隙間から流出が生じないようエレメントが回転せずに、内面のブラシが回転する方式のオートストレーナーを採用した。その結果、ビニール等の混入物の流入は生じなくなった。

熱源機チューブの洗浄方式は、熱源機の熱交換効率への影響や製造コストへの影響が大きいため、もう一つの主要なチューブ洗浄方式である自動ボール洗浄方式（以下、ボール式）について改修前に仮設で設置し、既設のブラシ式との性能比較を行った。その特徴を表 4.3.1 に示す。

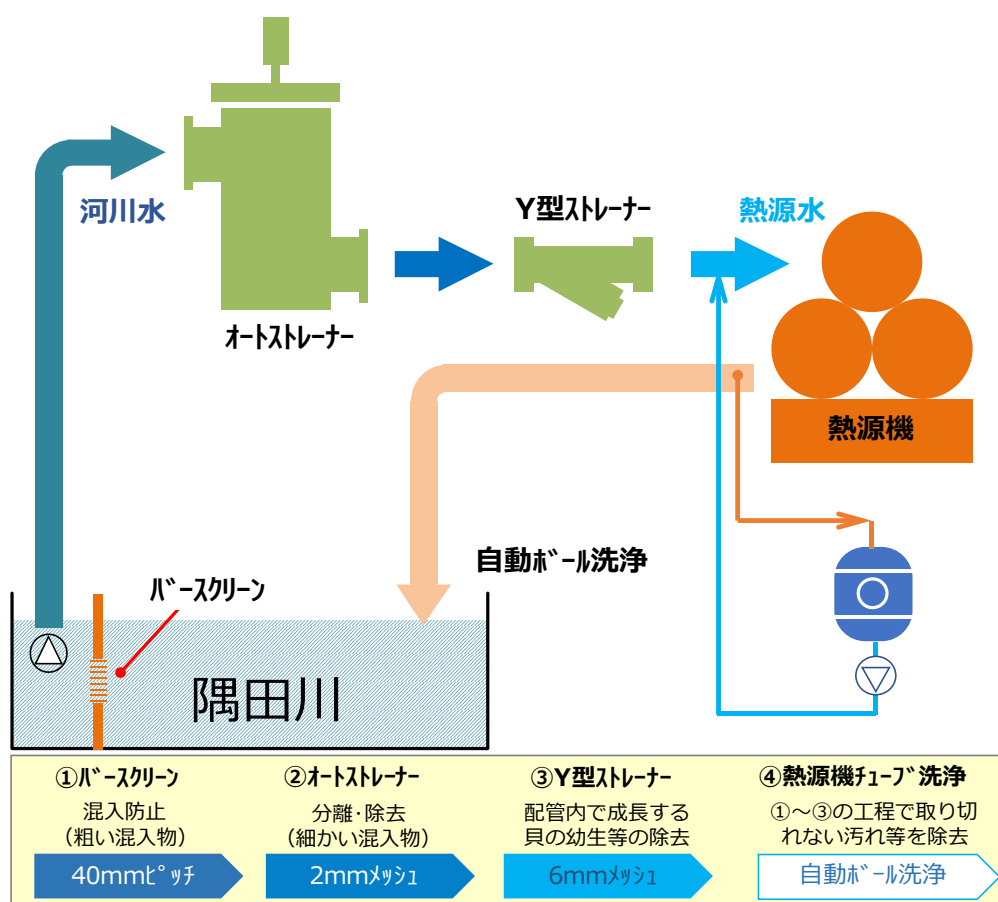


図 4.3.1 改修後の混入物除去と熱源機のチューブ洗浄の概要



図 4.3.2 オートストレーナー(左)と自動ボール洗浄装置(右)の外観写真

表 4.3.2 混入物除去と熱源機のチューブ洗浄に関わる改修内容

対象設備	主な改修内容
①バースクリーン	従来のまま
②オートストレーナー	エレメント回転型から内面ブラッシング型へ変更し、摺動部隙間からの混入を防止
③Y型ストレーナー	熱源機手前に回転スクレーパー付 Y型ストレーナーを新たに設置
④熱源機チューブ洗浄	自動ボール洗浄方式へ変更
⑤熱源機チューブ材質	熱交換効率を向上するため、新たにチタン製チューブの管内面に溝加工を施す対策を講じて熱源機を更新

比較方法は、プラントに設置されていた同型同容量の RHP2 台において、RHP-1 のみ 2009 年にボール式を仮設で接続し、RHP-2 は既設のブラシ式をそのまま用いて比較を行った。評価期間は、最も汚れの影響が大きい夏期であり、2008 年は 8 月 1 日～10 月 31 に、2009 年は 6 月 1 日～9 月 30 日に実施した。ブラシ式は、熱源機の起動時、運転時、停止時にそれぞれ 1 回洗浄し、一日計 3 回洗浄を実施した。ボール式では、ボールの投入時間 2 分+回収時間 4 分を一日計 3 回、運転中に実施した。そして、効果の比較には熱源機器の単体 COP と、チューブの熱交換性能の判断指標である LTD 値 (Leaving Temperature Difference、式 4-1 参照) を用いた。

$$\text{LTD} = (\text{冷媒凝縮温度}) - (\text{冷却水出口温度}) \quad \dots\dots (4-1)$$

評価期間における熱源機の単体 COP の比較を表 4.3.3 に示す。ボール式を使用した熱源機 RHP-1 については、ブラシ式を用いていた 2008 年と比べ、ボール式を用いた 2009 年では、圧縮機 1 台運転時の場合で単体 COP が 4.61 から 4.88 となり約 5.9%の上昇傾向が見られた。圧縮機 2 台運転時の場合で単体 COP が 4.42 から 4.46 となり約 0.9%の上昇傾向が見られた。一方、ブラシ式のみを用いた熱源機 RHP-2 については、圧縮機 1 台運転時の場合で約 0.4%、圧縮機 2 台運転時で 0.7%の低下傾向が見られた。

次に、洗浄方式の違いによる LTD 値の推移を図 4.3.3、図 4.3.4 に示す。評価期間は、2010 年 6 月 1 日～9 月 30 日である。ブラシ式では、圧縮機 1 台運転時と 2 台運転ともに LTD 値はやや上昇する傾向が見られたが、ボール式では、LTD 値の上昇傾向は見られなかった。

以上の 2 つの指標の比較から、本改修ではボール式を採用した。この方式を採用することによって、LTD 値を確認しながら適切なタイミングでチューブ洗浄を行うことが可能となり、またバックアップ用の冷却塔に切替える際に支障となっていたブラシの撤去作業を省力化することも可能となった。そして各チューブにブラシホルダーが必要なブラシ式に比べ、ボール式は熱源水配管に集約してボールホルダーを設置する機構のため、機器製造コストを抑制することができた。

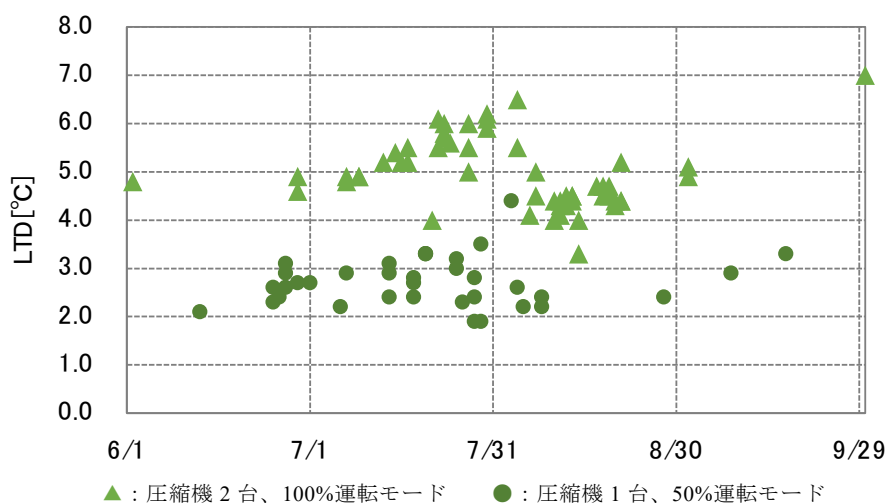


図 4.3.3 LTD 値の推移(自動ブラシ洗浄方式)

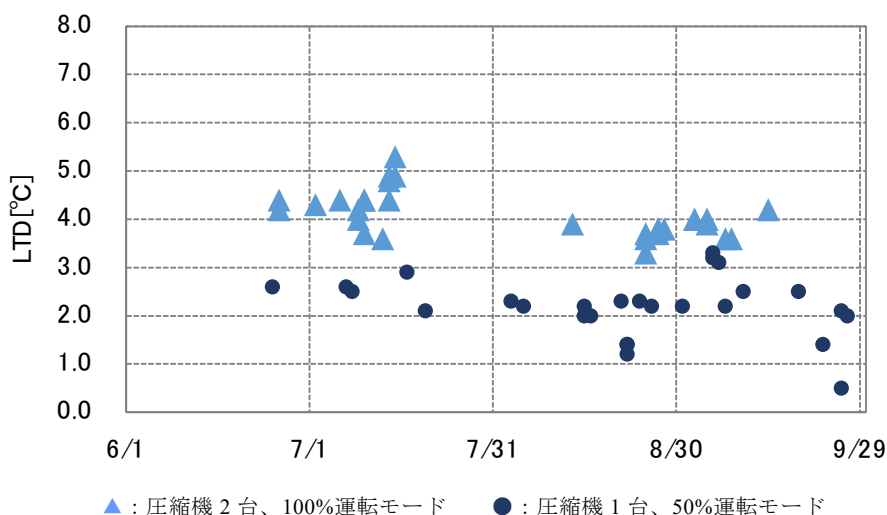


図 4.3.4 LTD 値の推移(自動ボール洗浄方式)

表 4.3.3 熱源機チューブ洗浄方式別の熱源機の単体 COP

運転モード		圧縮機 1 台 50%運転		圧縮機 2 台 100%運転	
実施時期		2008 年	2009 年	2008 年	2009 年
RHP-1	洗浄方式	ブラシ	ボール	ブラシ	ボール
	単体 COP	4.61	4.88	4.42	4.46
		+5.9%		+0.9%	
RHP-2	洗浄方式	ブラシ		ブラシ	
	単体 COP	4.70	4.68	4.19	4.16
		-0.43%		-0.72%	

4.3.2 河川水流量制御の見直しによるバイパス量の低減

(1) 改修前の制御方法

河川水を熱源水として利用するのにあたり、周辺環境へ影響を与えないように、河川法に基づき「水利使用規則」に従って運用している。表 4.3.4 に示すように、この規則では箱崎地区で利用する河川水の取水・排水の流量と温度差を定めており、流量は時間最大量 (m³/s) と日最大量 (m³/日)、温度差は冷水製造の場合と温水製造の場合をそれぞれ定めている。このうち、取水・排水の時間最大量は、ピーク時に3台すべての熱源機を定格運転するために要する水量に基づいて定めた値となっている。

この規定を順守するために、図 4.3.5 に示すように、各熱源機における河川水の出入口温度差が水利使用規則に定めた値 (冷水製造時: 5°C、温水製造時: 3°C) 以下となるように入側電動弁を制御していた。そして、河川への排水時に取水と排水の温度差が規定温度差を超える場合は、河川水主管の末端に設けた往還バイパス弁を開放する制御を行っていた。

表 4.3.4 水利用規則(改修後)

最大量	時間最大量 [m ³ /sec]		日最大量 [m ³ /日]	
	取水	排水	取水	排水
期間				
4/1~10/31	1.00		56,826	
11/1~3/31	0.60		22,293	
3.3.取水と排水の温度差	冷水製造の場合: 5[°C]以下 温水製造の場合: 3[°C]以下			

(2) 改修前の制御方法の課題

各熱源機の出入口温度差による入側電動弁で河川水流量を制御したところ、熱源機毎に河川水の流量配分に偏りが生じた。水利使用規則により取水の時間最大量は3台の熱源機の定格流量の合計値に基づいて定められていたため、一方の熱源機に河川水が偏ると他方の熱源機で河川水が不足し、図 4.3.5 に示すように、熱源機の河川水出入口温度差が拡大した。これに伴って冷媒凝縮温度も上昇し、熱源機の効率低下や温度異常による機器の保護停止が生じていた。そして、水利使用規則の冷水製造時温度差 5°Cを超過する場合は、排水温度を下げるために、河川主管のバイパス弁を開放する制御がかなりの頻度で働いていた。

(3) 制御方法の見直しとその効果

本改修では、図 4.3.6 に示すように熱源機毎に河川水配管に流量計を新設し、流量要素による入側電動弁制御を追加した。また取水ポンプの流量制御には圧力計を新設し、推定末端差圧制御から実末端差圧制御へ変更した。これにより、各熱源機への河川水の流量配分が適正化された。そして、河川水のバイパス量が低減し、箱崎地区の河川水取水量に対する熱源機の河川水流量は、改修前の62%から、改修後には97%に増大した (図 4.3.9 参照)。各熱源機の河川水の出入口温度差は、図 4.3.7、図 4.3.8 に示すように水利使用規則の5°C以内に制御することが可能となった。この結果、冷媒凝縮温度の上昇を抑制し、効率低下や機器の保護停止を抑止している。

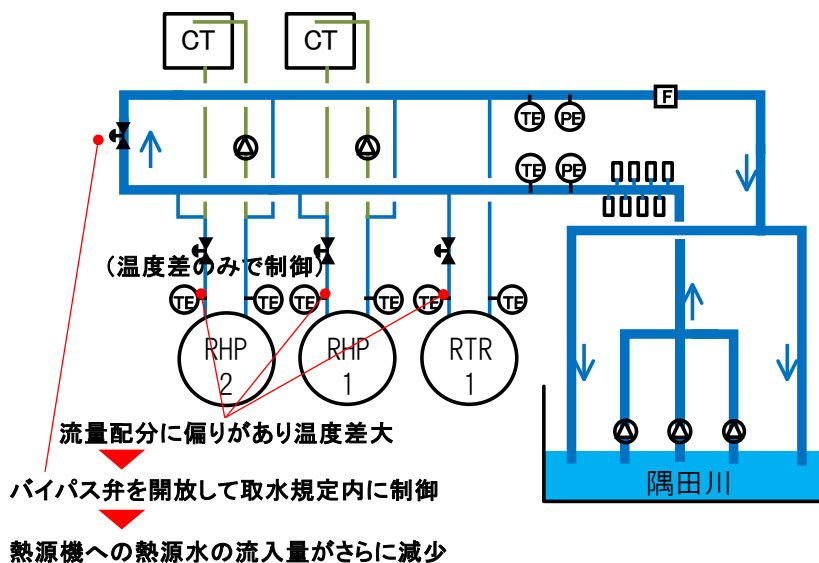


図 4.3.5 改修前の河川水利用制御の概要

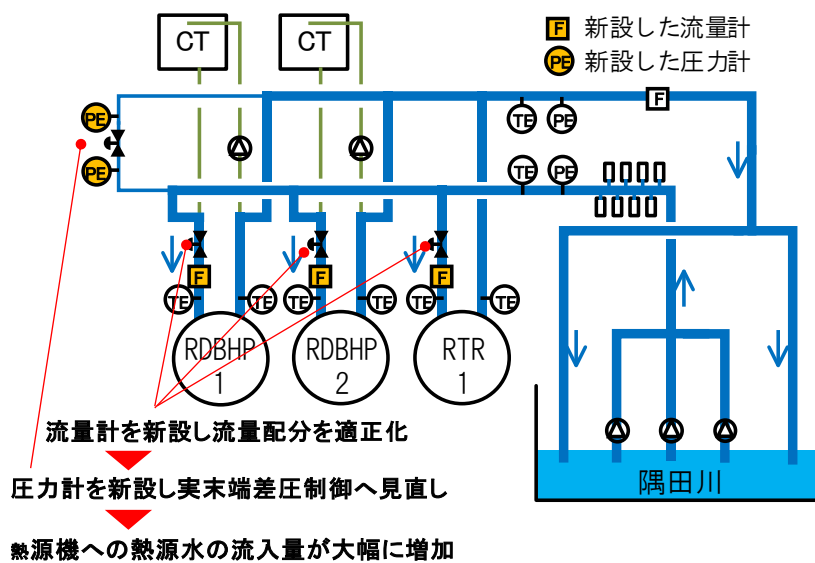


図 4.3.6 改修後の河川水利用制御の概要

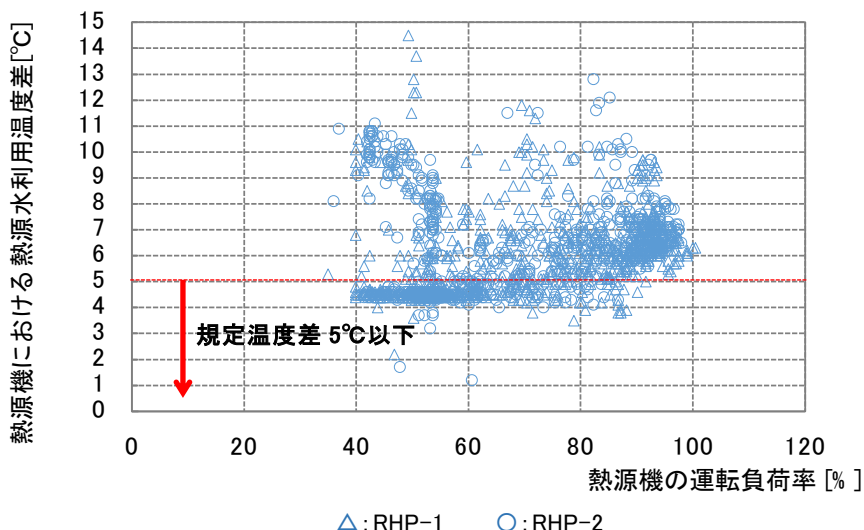


図 4.3.7 冷水製造時の熱源負荷率と熱源機出入口温度差(改修前)

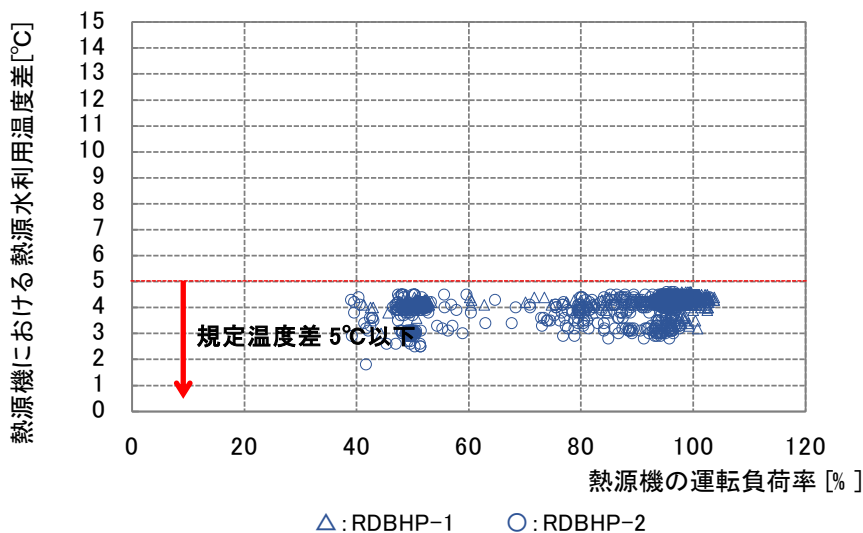


図 4.3.8 冷水製造時の熱源負荷率と熱源機出入口温度差(改修後)

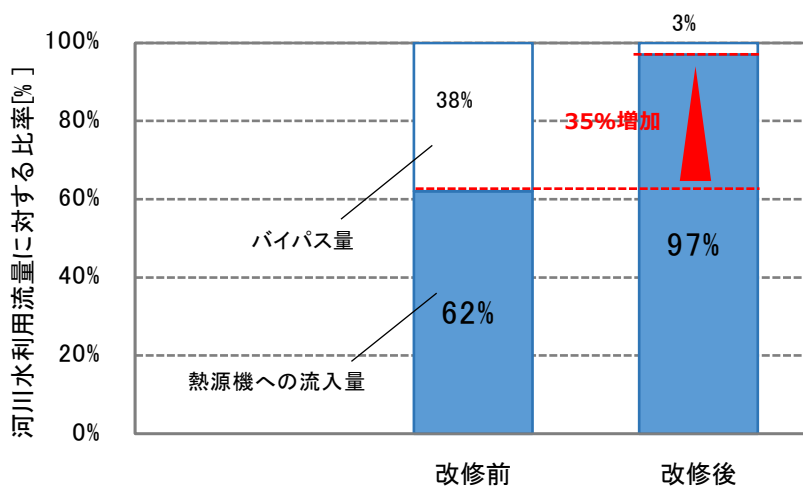


図 4.3.9 改修前後の熱源機への河川水流量の比較^{※2}

※2 改修前の2010年度は、熱源機への熱源水流入量は計測されていなかったため、熱源機凝縮温度の計測データから冷却水循環量を逆算して、熱源機への流入量を推計(2015年度は実測値)し、各々の年度の河川取水量を100%として比率を算出した。

4.4 結論

本章では、1989年に日本で初めて河川水の再生可能エネルギー熱利用を実用化した既存 DHC の箱崎地区において、更なる高効率化を目指し 2012～14年に実施した熱源設備改修に併せ、河川の再生可能エネルギー熱利用技術の実証を行った結果、以下の知見を得た。

- 1) 対象地区の熱供給システム効率は、改修前（2010年度）は0.96、改修後（2015年度）は1.24であることを確認した。
- 2) 2mm メッシュのオートストレーナーにより混入物除去を行っていたが、メッシュを通過した微細な貝類の卵類が配管内で成長し熱源機チューブを閉塞させ、熱交換効率の低下が生じるため、熱源機手前に Y 型ストレーナーを追加することが有効であることを確認し、実装した。
- 3) オートストレーナーのエレメントは、摺動部隙間から混入物の一部が流出することがあるため、エレメントが回転せずに、内面のブラシが回転する方式が有効であることを確認し、実装した。
- 4) 河川水との熱交換効率を左右する熱源機チューブの洗浄方式について、ボール式を仮設置して試験運用し、既設のブラシ式と比較した結果、LTD 値と熱源機単体 COP とともにボール式が有効であることを確認したため、ボール洗浄方式に変更した。
- 5) 水利用規定の流量と温度差を遵守するために、流量の偏った際に生じていた冷媒凝縮温度の上昇による効率低下や機器の保護停止を抑止するために、流量要素による河川水の流量制御を熱源機毎に追加することが有効であることを確認したため、制御を追加した。

以上より、ヒートポンプの熱交換効率低減を抑制するためのチューブ洗浄はボール洗浄方式が、河川水の取水量と温度差の維持にはヒートポンプ毎の流量計測に基づく流量制御が有用であることを確認した。

第5章 中央熱源空調へのデータセンター排熱および
河川水の熱を利用した熱源水ネットワーク
導入による効率向上効果の分析

第5章 中央熱源空調へのデータセンター排熱および河川水の熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果の分析

5.1 研究概要

前章までで、河川水の再生可能エネルギー熱利用の導入による熱供給システム効率の向上効果を検証し、既設DHCにおいて河川水利用の有用な技術の実証を行った。

本章では、河川水の再生可能エネルギー熱の面的利用を図る手法として、これまでの熱源集中設置型のDHCと比べ、既成市街地の負荷の増減に柔軟に対応可能な熱源水ネットワークについてデータセンター排熱を利用する熱源水ネットワークを形成する既設DHCをモデルに検討を行った。そして採熱源に河川水の再生可能エネルギー熱を利用したときの効果を分析した。

熱源水ネットワークは、個々の建物に熱源設備を設置し、熱源水プラントから熱源水導管を通じて熱源水を供給するシステムである。個々の建物の建設、建替え、熱源設備更新の時期に応じて、各建物に熱源設備を設置するため、熱負荷の増減への柔軟な対応が可能となる。

現在、河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークが存在しないため、冬期の暖房時にデータセンター排熱を利用する熱源水ネットワークが形成される既存DHCについて現状分析を行い、データセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果を検証した。対象地区は、各建物にターボ冷凍機等の熱源機を有し、冷却塔は1建物に集約している。各建物は1系統2管式の熱源水導管で結ばれている。冷房期の熱源水導管は、各建物の熱源機器は熱源水導管を通じて集合冷却塔を利用する冷却水ネットワークを形成する。暖房期の熱源水導管は、データセンターのターボ冷凍機の冷却水（20～25℃程度）を他の建物が暖房熱源と冷却水に利用する熱源水ネットワークを形成する。この地区の現状分析を行い、ミュレーションモデルを作成した。そして対象地区において、需要家建物が中央熱源空調だったことを想定したシミュレーションを行い、中央熱源空調の建物へ熱源水ネットワークを導入することによる効率向上効果を分析した。

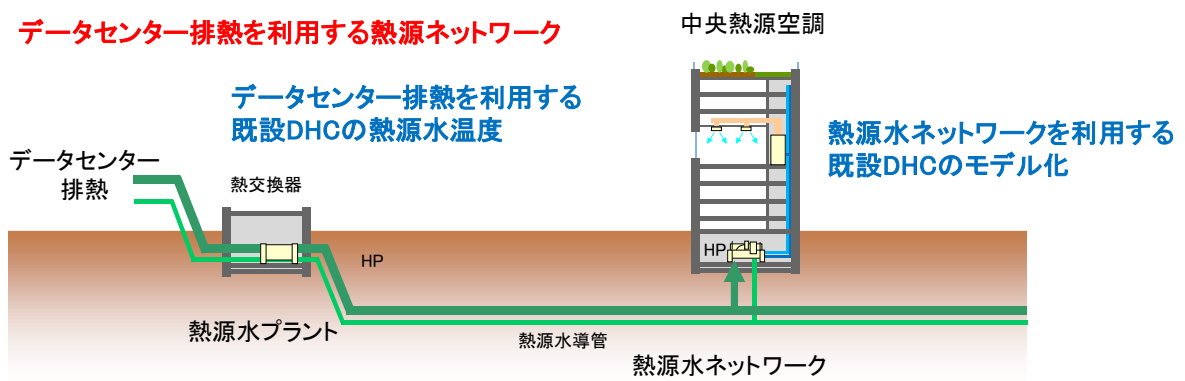
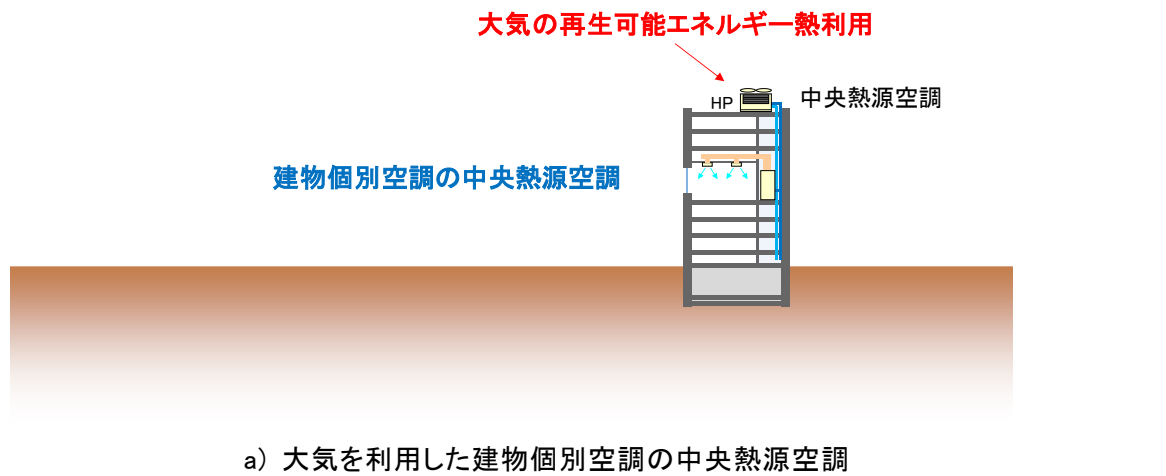


図 5.1.1 シミュレーションモデルの概念図

5.2 データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークを形成する既存 DHC の概要

5.2.1 地区概要

対象地区は、供給対象の合計床面積がおよそ 30 万 m² の 4 棟の建物へ熱供給を行っており、建物の主要な用途は事務所とデータセンターとなっている。DHC プラントには主に冷却塔と熱交換器が設置され、DHC プラントのある建物以外の 3 棟すべてにそれぞれの建物専用のヒートポンプが設置されているのが特徴である。これら需要家建物に設置されたヒートポンプもすべて DHC 事業者が所有、運転する設備となっている。各建物間は 2 管式の熱源水導管で接続され、夏期は冷却水を、冬期は熱源水を通水して各建物の熱源設備は放熱、採熱を行っている。

図 5.2.1～2 に対象地区の夏期の冷却水、冬期の熱源水の動きを示す。建物 A に DHC プラントがあり、冷却塔と熱交換器が設置されている。また建物 A～D には自建物専用のヒートポンプ（冷却塔を除く）が設置されている。夏期は全ての建物が熱源水導管を通じて、建物 A の冷却塔を利用する。建物 D にデータセンターがあり、冬期も DHC プラントの冷却塔を利用し、建物 B、C はデータセンターの冷却排熱を熱源水導管より採熱して暖房を行っている。

5.2.2 システム概要

建物 A の熱源機器は、水熱源ヒートポンプ×3 で、事務所への供給を行っているが、供給熱量が他の建物と比べ 1 割以下のため、熱源機器も小規模となっている。建物 B、C は、ターボ冷凍機×1、水熱源ヒートポンプ×2 で、熱源水利用をしている。建物 D は、ターボ冷凍機×4、ダブルバンドルヒートポンプ×2、空冷ヒートポンプ×2 である。

5.2.3 熱源水ネットワークの概要

(1) 夏期における冷却水ネットワークの形成

図 5.2.1 に冷房時のシステム概念図を示す。夏期の冷房時は、各建物に設置されたヒートポンプが、熱源水導管を通じて DHC プラントの冷却塔を利用する冷却水ネットワークを形成している。

各建物には専用のヒートポンプが設置され、それぞれの建物へ熱供給を行っている。建物 A のヒートポンプは変電所と事務所へ、建物 B は事務所へ、建物 C は事務所へ冷水供給を行い、建物 D はデータセンターへの冷水供給と住宅への給湯供給を行っている。グループ冷却塔が建物 A の DHC プラントに設置されている。各建物と DHC プラントの間は熱源水導管で接続され、グループ冷却塔に冷却水を送水して冷却するシステムとなっている。また全ての建物に蓄熱槽があり、蓄熱を活用して熱供給を行っている。なお建物 A の熱負荷は、建物 B、C の 1 割以下と小規模なため、図 5.2.4 では表記を省略している。

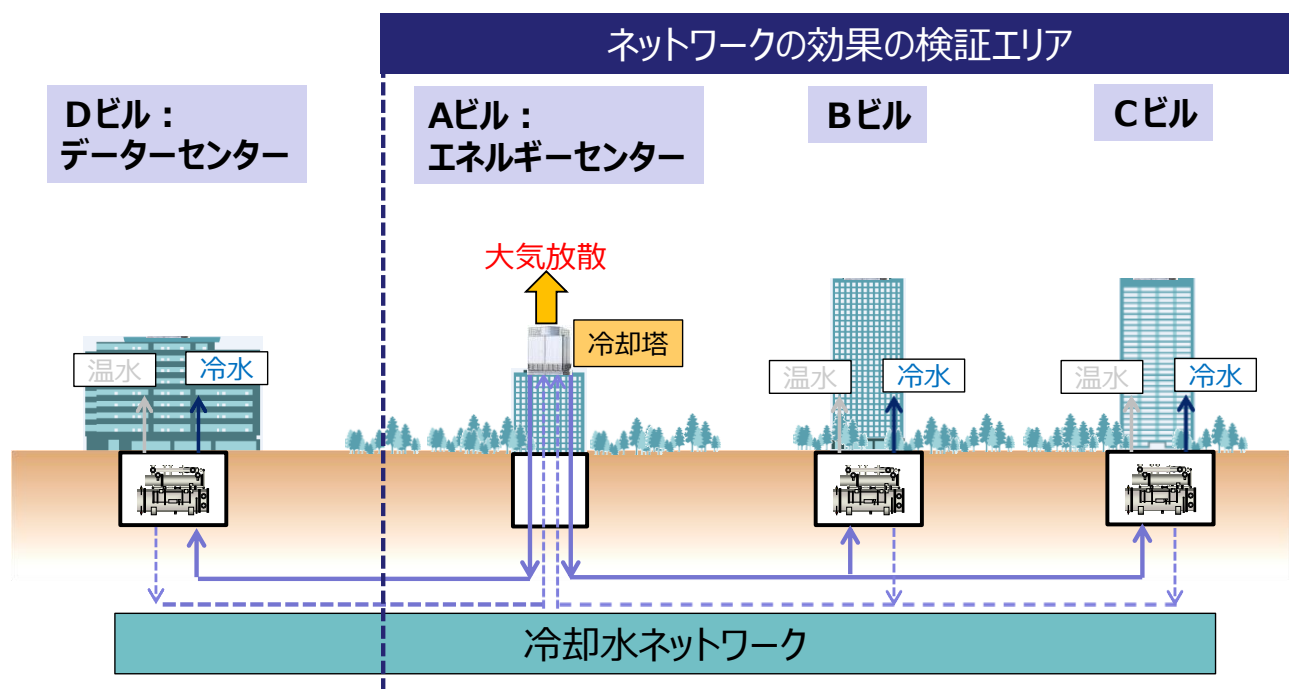


図 5.2.1 熱源水ネットワークのシステム概念図(冷房時)

(2) 冬期における熱源水ネットワークの形成

図 5.2.2 に暖房時のシステム概念図を示す。冬期の暖房時は、建物 B、C に設置されたヒートポンプが、熱源水導管を通じて建物 D のデータセンターの冷却排熱を利用する熱源水ネットワークを形成している。

建物 A のヒートポンプは変電所への冷水供給と事務所への温水供給を行っている。建物 B、C は事務所へ温水供給を行い、建物 D はデータセンターへの冷水供給と住宅への給湯供給を行っている。グループ冷却塔と熱交換器が建物 A の DHC プラントに設置されている。建物 D は熱源水導管を通じてグループ冷却塔に冷却水を送水して冷却するシステムとなっている。そして建物 D の冷却水の一部を DHC プラントの熱交換器に送水し、採熱した熱源水を建物 B、C に送水し、両建物のヒートポンプで採熱源として利用している。なお建物 A の熱負荷は、建物 B、C の 1 割以下と小規模のため、図 5.2.2 では表記を省略している。

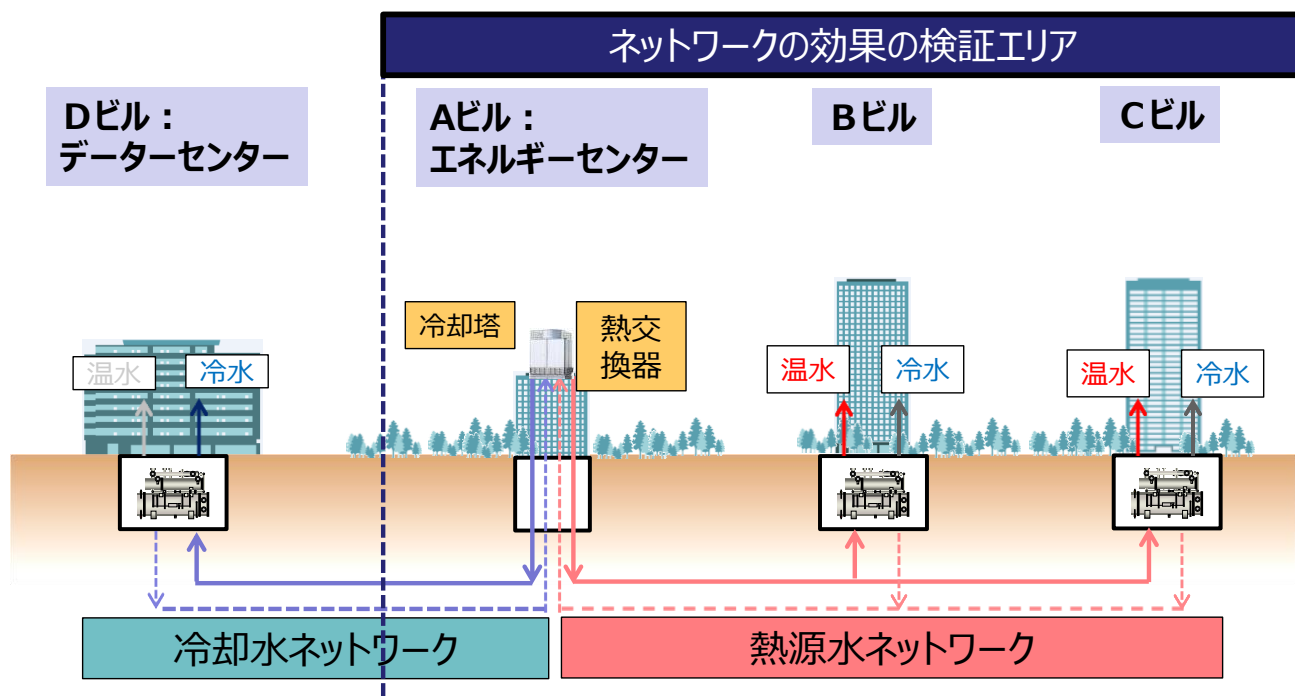


図 5.2.2 熱源水ネットワークのイメージ(暖房時)

5.3 対象地区の稼働実績の分析

対象地区の1年間（2014年12月～2015年11月）の稼働実績について、BEMSの運転実績データを用いて分析を行った。

5.3.1 データセンター排熱利用による熱源温度

データセンター排熱利用による熱源水ネットワークのシミュレーションの信頼性は熱源水の温度が大きく影響する。本章では、データセンター排熱利用による熱源水ネットワークを形成する対象地区の年間8,760時間の計測データに基づきシミュレーションを行った。

対象地区の熱源水ネットワークまたは冷却水ネットワークを利用した熱源水温度および冷却水温度を季節別に示す。2015年2月における建物B、C、Dの熱源水温度を図5.3.1～3に示す。

(1) 冬期の熱源水温度

建物 B、C、D の 2015 年 2 月の熱源水温度および冷却水温度を示す。建物 D は DHC プラントのグループ冷却塔を利用して放熱し、一部、プレート熱交換器を利用して放熱している。熱交換器を介して放熱された熱は、熱源水導管により建物 B、C へ送水され、暖房の熱源水として利用している。なお冬期は 2014 年 12 月~2015 年 3 月とした。

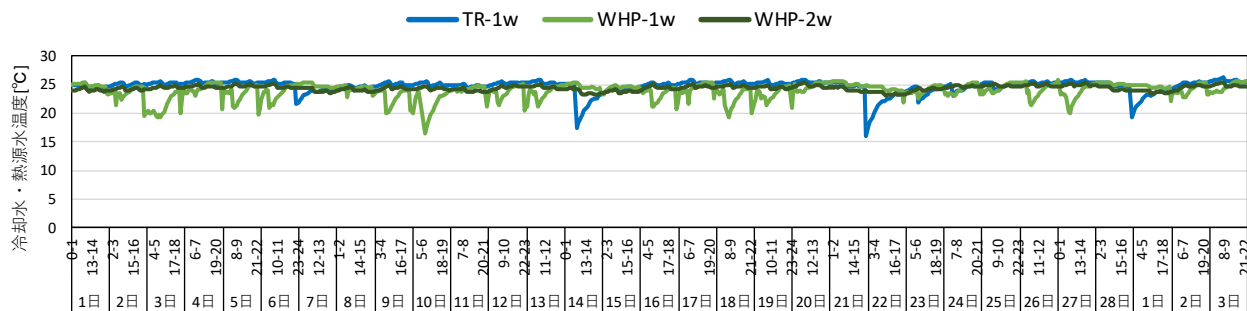


図 5.3.1 建物 B における 2 月の熱源水温度

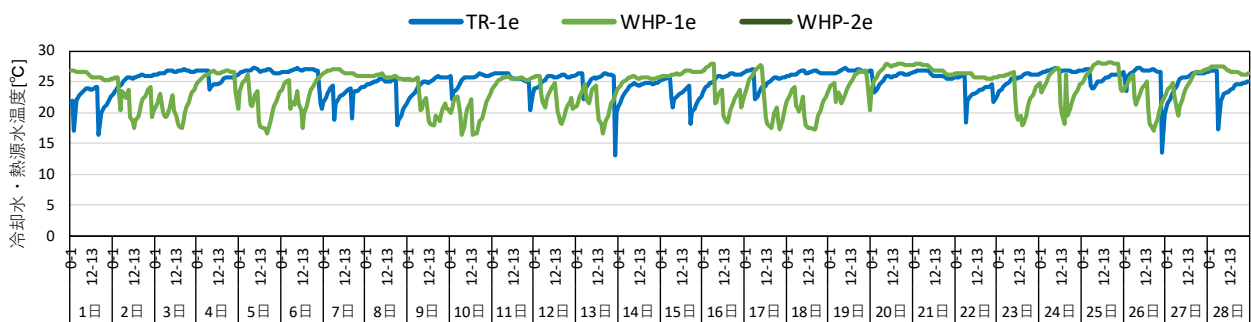


図 5.3.2 建物 C における 2 月の熱源水温度

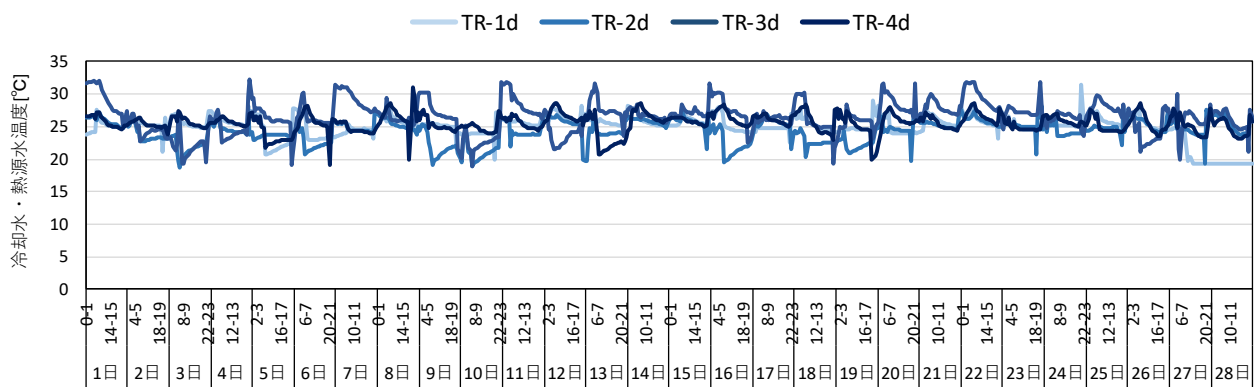


図 5.3.3 建物 D における 2 月の熱源水温度

(2) 夏期の熱源水温度

建物B～Dの熱源機は、熱源水導管を通じてDHCプラントのグループ冷却塔を利用している。なお夏期は2015年6～9月とした。2015年8月における建物B、C、Dの熱源水温度を図5.3.4～6に示す。

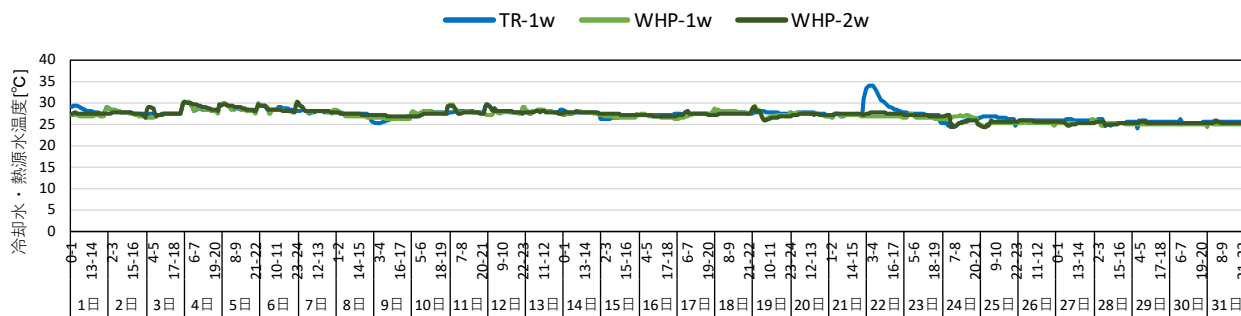


図 5.3.4 建物 B における 8 月の冷却水温度

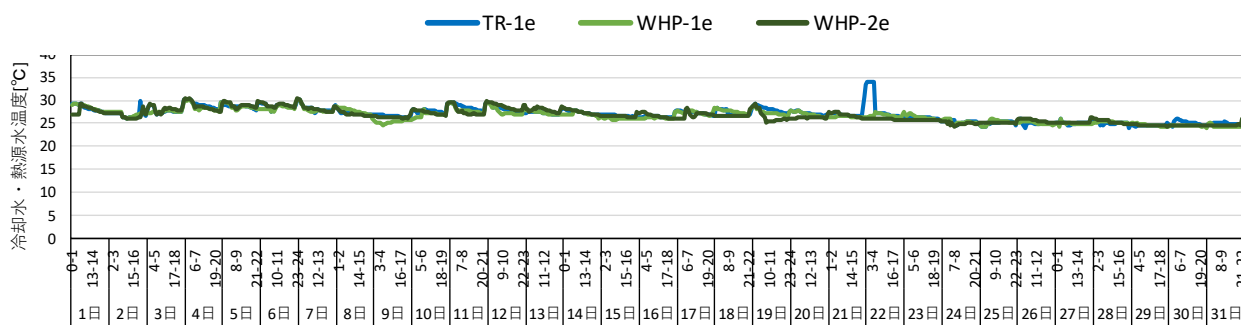


図 5.3.5 建物 C における 8 月の冷却水温度

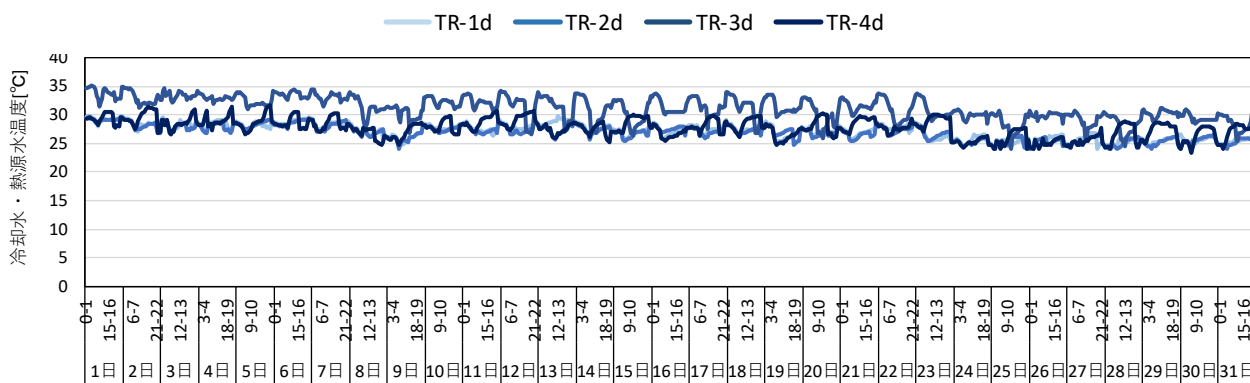


図 5.3.6 建物 D における 8 月の冷却水温度

5.3.2 建物別の運転状況

(1) 建物別の熱負荷

各建物の月別の冷温熱負荷の概略は以下の通り。

建物 A は他の建物と比べて小規模なため、他の建物の 1 割以下となっている。年間を通じて冷熱負荷が発生し、1～2 月は温熱負荷の 3 割程度の冷熱負荷が発生している。温熱負荷は 1～4 月、11～12 月に発生している。

建物 B は 4～11 月に冷熱負荷が、1～4 月、11～12 月に温熱負荷が発生しており、冬期には冷熱負荷が発生していない。

建物 C は年間を通じて冷熱負荷が発生し、1～2 月は温熱負荷の 3 割程度の冷熱負荷が発生している。温熱負荷は 1～4 月、11～12 月に発生している。

データセンターのある建物 D は冷熱負荷が年間を通じて安定して発生しており、2 月の冷熱負荷は 8 月の 8 割程度発生している。温熱負荷は 1～4 月、11～12 月に発生しているのに加え、5～10 月も僅かに発生している。1～2 月は温熱負荷の 5 倍程度の冷熱負荷が発生している。また建物 D の 2 月の冷熱負荷は同月の建物 B と建物 C の温熱負荷の合計熱量の 5 倍近くとなっている。

(2) 建物別の電力消費量

各建物のプラントの熱源設備はすべて電動機器のため、各建物のエネルギー消費量の傾向について、月別の電力消費量の概略を述べる。

建物 A は建物規模が小さく、また DHC プラントのグループ冷却塔を有することより、建物 A のプラントの消費電力の半分以上をグループ冷却塔が占めている。

建物 B は、中間期に比べ夏期と冬期に増加する傾向がみられる。建物 D の電力消費量は年間を通じて大きく、全体の半分以上を占めている。また、建物 B,C は、中間期に比べ夏期と冬期に増加する傾向がみられる。建物 A は夏期にグループ冷却塔の消費電力が半分以上を占めている。

(3) 建物別の熱供給システム効率

図 5.3.7 に建物別の熱供給システム効率を示す。事務用途の建物 B、C は夏期に比べ冬期も熱供給システム効率が低下することなく、建物 C は冬期の方が上昇している。第 3 章の大気熱を利用した既設 DHC では冬期に熱供給システム効率が顕著に低下したが（図 3.3.3 参照）、ここではそういった傾向がみられない。これは冬期に熱源水ネットワークにより熱源水を利用していることによると考えられる。また冬期において建物 C の熱供給システム効率が建物 B に比べ上昇しているのは、建物 C は冬期も冷水負荷があり、建物内で熱回収運転をしているためである。また建物 B の 11 月の効率が極端に低いのは、熱負荷が非常に小さかったからと考えられる。建物 D は年間を通じて冷水供給が大部分を占めるため熱供給システム効率も年間を通じて安定している。建物 A の熱供給システム効率が特に夏期に低下しているのはグループ冷却塔の電力消費量を負担しているためである。

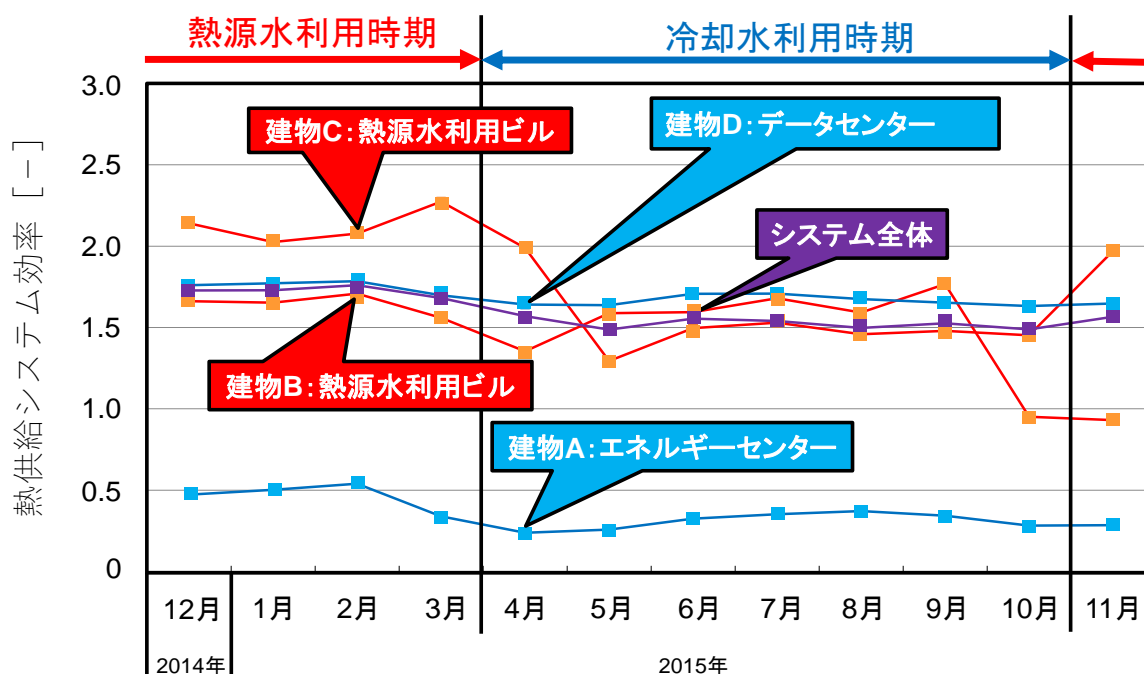


図 5.3.7 建物別の熱供給システム効率

5.3.3 対象地区の熱供給システム効率

図 5.3.8 に対象地区の熱供給システム効率を示す。冬期が約 1.7、夏期が約 1.5、年間では 1.67 となった。熱源水ネットワークを形成する冬期（11～3 月）の熱供給システム効率が顕著に高い値となった。これは熱源水ネットワークの利用により、第 3 章の 대기熱を利用した既設 DHC にみられた冬期の効率低下を抑制しているためと考えられる。データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークを形成する冬期において、熱供給システム効率が極めて高い値となることを、既設 DHC の運転実績より確認した。

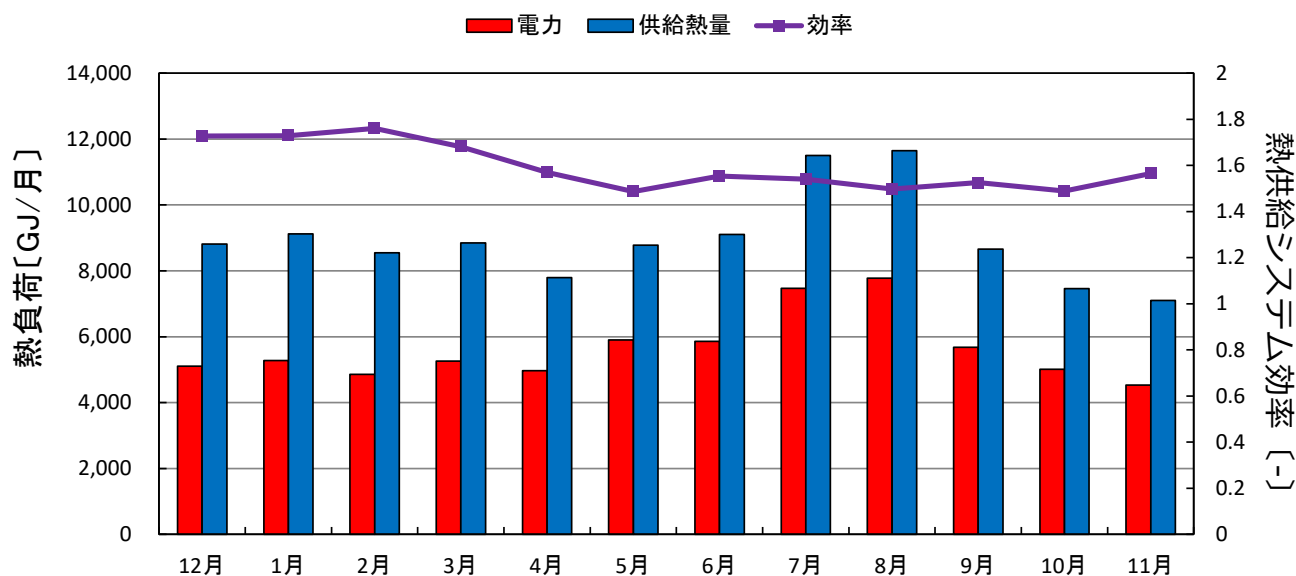


図 5.3.8 対象全体の熱供給システム効率

5.4 中央熱源空調へのデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果のシミュレーションによる分析

5.4.1 データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークによる中央熱源空調と建物個別空調の中央熱源空調のシミュレーション比較の概要

熱源水ネットワーク導入による効率向上効果を分析するため、データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークによる中央熱源空調と、建物個別空調の中央熱源空調について、それぞれシミュレーションモデルを設定し、エネルギーシミュレーションを行い、効率を比較する。

データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークによる中央熱源空調は、対象地区の熱源システムを模擬し、夏期に冷却水ネットワークを形成し、冬期に熱源水ネットワークを形成するシステムとする。熱源機はターボ冷凍機と水熱源ヒートポンプ、熱回収型水熱源ヒートポンプを併用している。

建物個別空調の中央熱源空調は、対象地区の各建物が熱源水ネットワークを利用せずに、建物個別に空調する中央熱源空調を想定した。このモデルでは、冷水製造時は冷却塔を利用するターボ冷凍機と空気熱源ヒートポンプを併用し、温水製造時は、空気熱源ヒートポンプを用いた。

二次側空調システムは、両モデル共に同一とした。

なお建物 A については、夏期は自建物に設置されたグループ冷却塔を用いて冷房し、冬期は自建物の変電所排熱を熱回収して暖房しており、熱源水導管を通じた冷却水ネットワークや熱源水ネットワークを利用していない、また熱負荷も他の 3 棟の建物と比べて小さく、全体に与える影響も小さいと考えられる。そのためシミュレーションにおいては、建物 A の熱負荷の処理は除いてモデル化し計算を行った。

なお本章においても第 3 章と同様に、シミュレーションは ENEPRO21 を用い、シミュレーションモデルの設定も第 3 章と同様に行った。

5.4.2 データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークによる中央熱源空調を形成する既存 DHC のシミュレーションモデルの設定

(1) 設定方法の概要

対象地区の実際のシステムや BEMS データ（2014 年 12 月～2015 年 11 月）に基づき、対象地区の運転を模擬するシミュレーションモデルの設定を行った。

(2) 負荷の設定

負荷は第3章と同様に、対象地区の BEMS データより、月毎に代表日を選定して設定した。本章では各月の代表日を平日、休日の各1日選定し、年間で24パターン、建物B～Dで合計72パターンの負荷を設定した

代表日の選定方法について12月の平日を例に説明する。図5.4.1に12月の平日の建物B～Dの合計の日別供給熱量を示す。この内、平均値に最も近い供給熱量の日を代表日の候補とする。そしてその日に特異な運転を行っていないか、運転実績を確認して代表日を決定する。ここでは平均値325.4に一番近い12月9日を、運転実績を確認した上で、代表日に選定した。

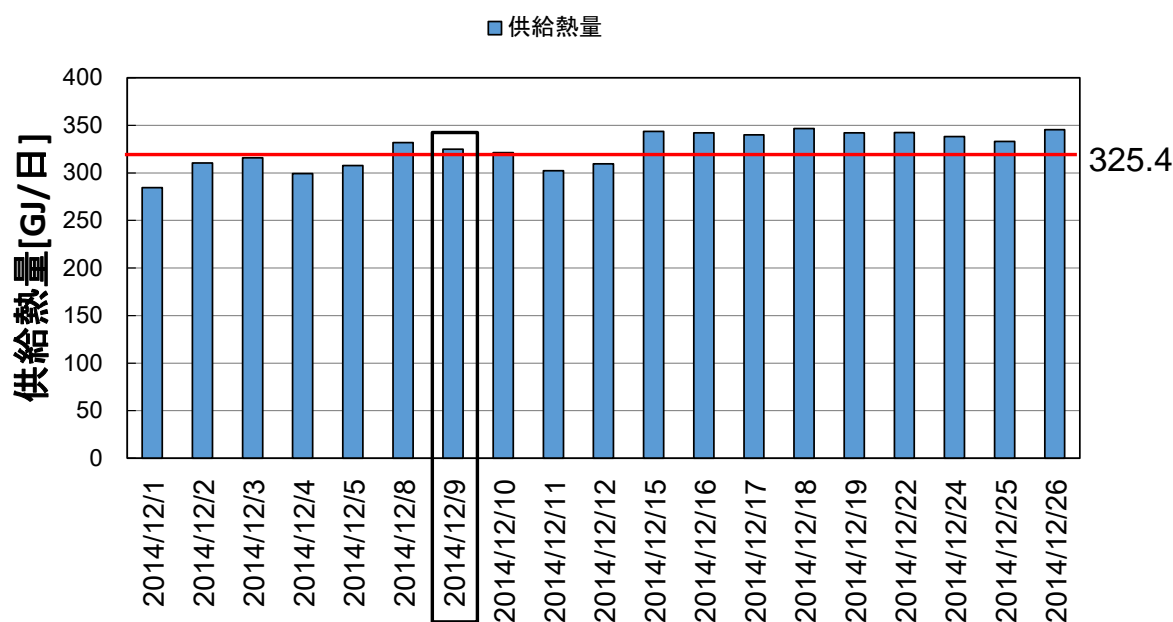


図 5.4.1 12 月平日の日別供給熱量

a) 熱源システムの設定

熱源システムの構成としては、建物毎に当該建物専用の熱源機が設置されており、冷却塔は建物Aのセンタープラントのみに設置され、各建物の熱源機は熱源水導管を通じて共用している。また建物Aには、建物B、Cの熱源水と建物Dの冷却水との熱交換を行うための熱交換器が設置されている。建物B、Cは、ターボ冷凍機×1、水熱源ヒートポンプ×2および蓄熱槽という構成となっている。建物Dは、ターボ冷凍機×4、ダブルバンドルヒートポンプ×2、空冷ヒートポンプ×2および蓄熱槽という構成である。

上記のシステムを基にシミュレーションモデルを作成した。

夏期の冷房時および冬期の暖房時のシステム概念図を図5.4.2、図5.4.3に示す。

b) 運転計画

各建物は蓄熱槽を有しており、基本的に夜間は蓄熱運転し、昼間は蓄熱槽からの放熱運転に加え、熱負荷に応じて不足分を熱源機の追い掛け運転により熱供給を行っている。

冬期の暖房時、建物C、Dは冷房負荷も発生しているため、ダブルバンドルヒートポンプを優先して運転している。その際、冷房負荷と暖房負荷の発生時間のズレは蓄熱槽で吸収している。建物Cにおけるダブルバンドルヒートポンプで処理しきれない暖房負荷と建物Bの暖房負荷は、建物Aのセンタープラントの熱交換器を介して、建物Dの冷却水と熱交換した熱源水を用いて、温水製造し供給している。建物Dはダブルバンドルヒートポンプでは処理しきれない冷房負荷を建物Aの熱交換器を介して建物B、Cの熱源水と熱交換し、余剰分を冷却塔により放熱している。

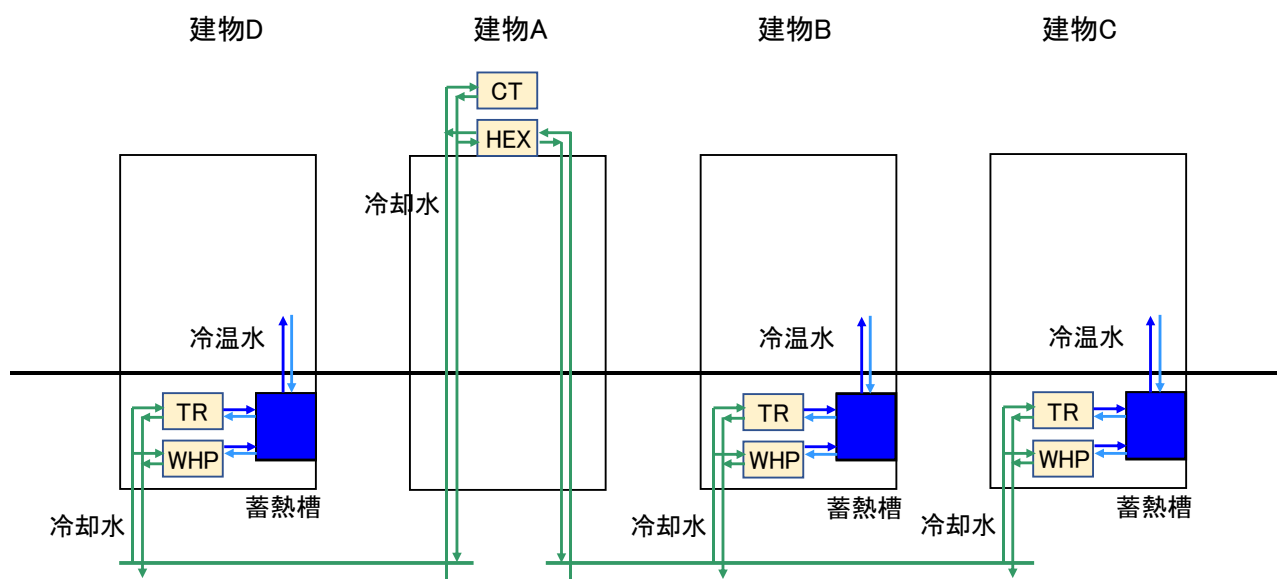


図 5.4.2 対象地区の熱源水ネットワーク利用時のシステム概念図(冷房時)

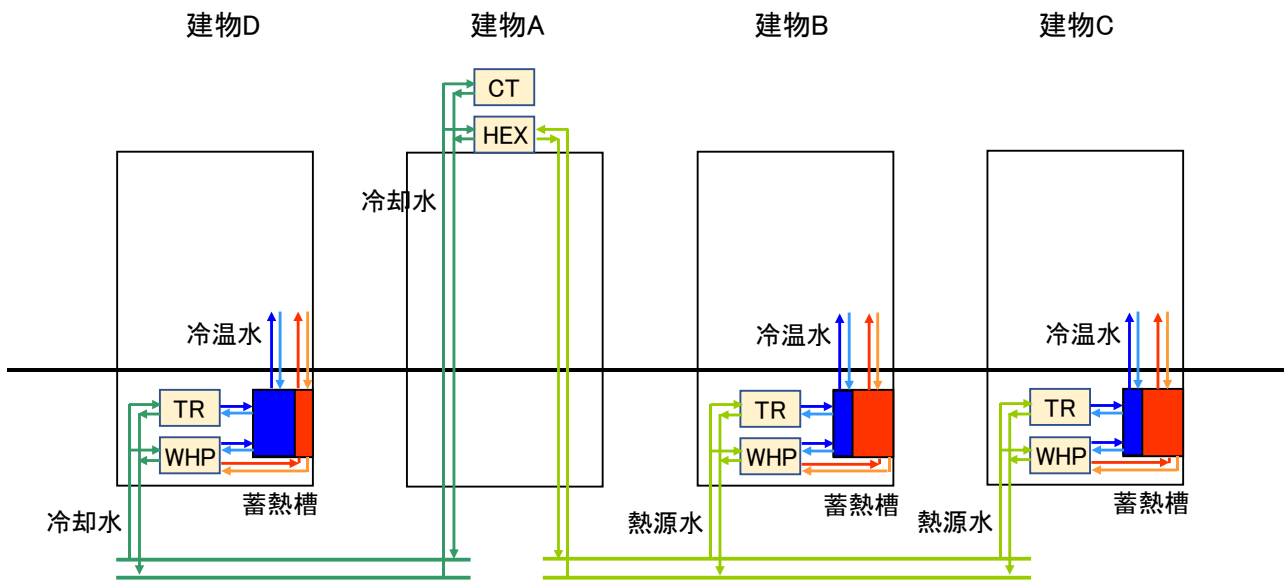


図 5.4.3 対象地区の熱源水ネットワーク利用時のシステム概念図(暖房時)

(3) 実績値とシミュレーション値の比較

a) 建物別の比較

図5.4.4に建物Bの実績値とシミュレーション値比較と表5.4.1に建物Bの実績値とシミュレーション値の誤差率を示す。建物Bの年間効率の誤差は8%であった。10月と11月は、蓄熱槽が切り替え式のため、その際に出る消費電力量が大きいため、誤差率が大きく出る結果となった。また、テナントが十分入っていない、需要先の建物で省エネが進んでいる等の理由で、効率が安定しなかったため、誤差率が建物の中で、一番大きかった。

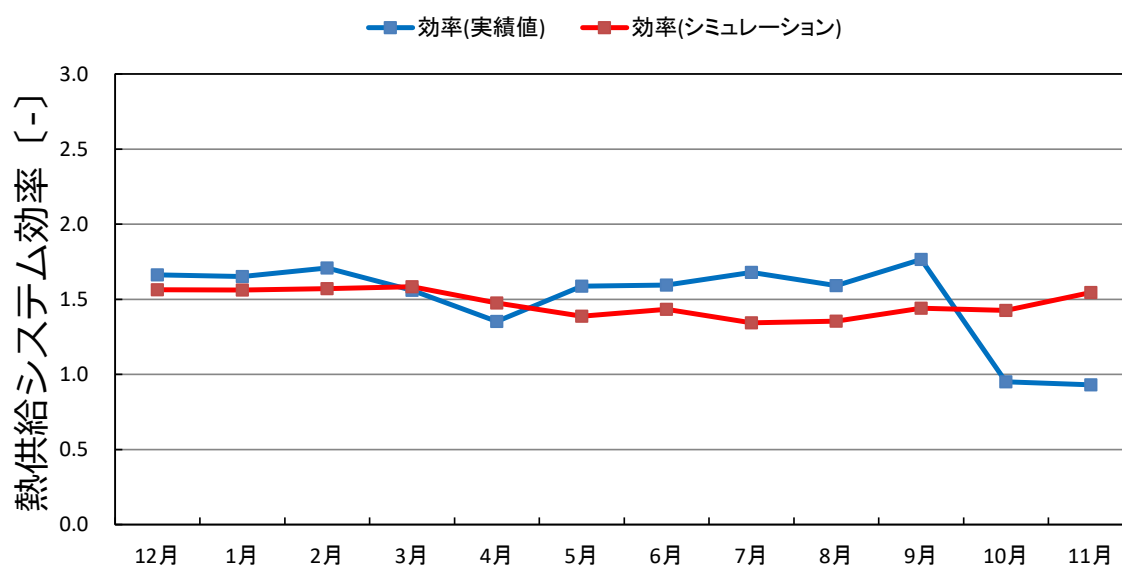


図 5.4.4 建物 B の実績値とシミュレーション値比較

表 5.4.1 建物 B の実績値とシミュレーション値の誤差率

		12月	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	年間
効率 (実績値)	[-]	1.66	1.65	1.71	1.56	1.35	1.59	1.59	1.68	1.59	1.77	0.95	0.93	1.58
効率 (シミュレーション)	[-]	1.56	1.56	1.57	1.58	1.48	1.39	1.43	1.34	1.35	1.44	1.43	1.55	1.45
誤差率	[%]	6%	5%	8%	-1%	-10%	13%	10%	20%	15%	19%	-51%	-67%	8%

図5.4.5に建物Cの実績値とシミュレーション値比較と表5.4.2に建物Cの実績値とシミュレーション値の誤差率を示す。建物Cの年間誤差率は2%であった。建物Cは、熱源水利用の効果が分かる効率の動きをしていたため、効率を近づけることができた。中間期にあたる4月は、冷却水と熱源水の切り替えが、効率に顕著に出たため、誤差が大きくなった。

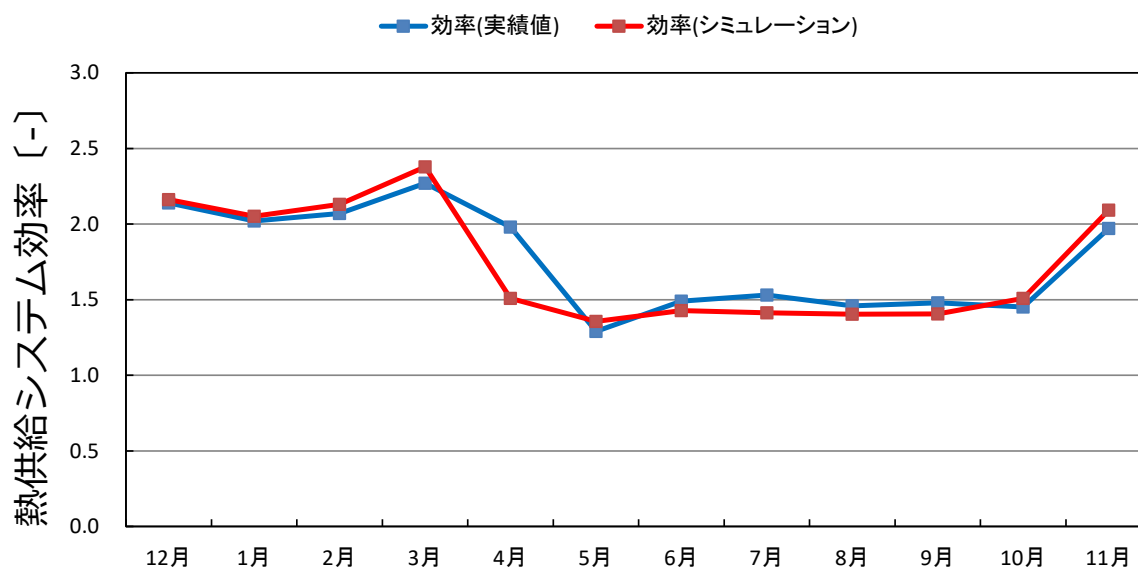


図 5.4.5 建物 C の実績値とシミュレーション値比較

表 5.4.2 建物 C の実績値とシミュレーション値の誤差率

		12月	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	年間
効率(実績値)	[-]	2.14	2.02	2.07	2.27	1.98	1.29	1.49	1.53	1.46	1.48	1.45	1.97	1.70
効率(シミュレーション)	[-]	2.16	2.05	2.13	2.38	1.51	1.36	1.43	1.41	1.40	1.41	1.51	2.09	1.67
誤差率	[%]	-1%	-1%	-3%	-5%	24%	-5%	4%	8%	4%	5%	-4%	-6%	2%

図5.4.6に建物Dの実績値とシミュレーション値比較と表5.4.3に建物Dの実績値とシミュレーション値の誤差率を示す。年間誤差率は、2%であった。建物Dは、月別効率の誤差率を10%以内に抑えることが出来た。また、効率の変動は、少ない傾向であった。

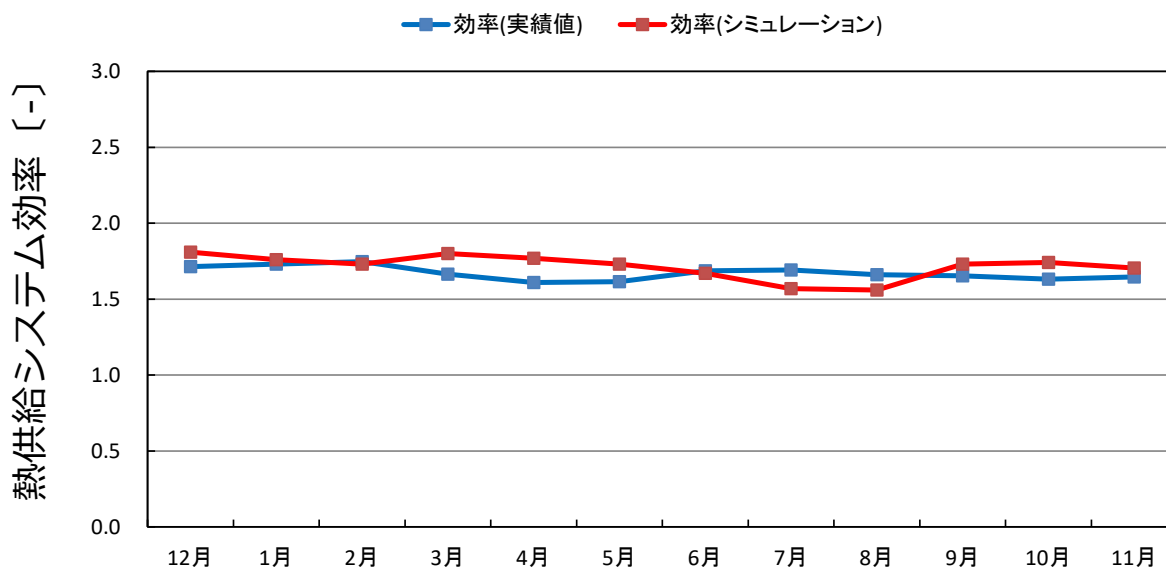


図 5.4.6 建物 D の実績値とシミュレーション値比較

表 5.4.3 建物 D の実績値とシミュレーション値の誤差率

		12月	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	年間
効率 (実績値)	[-]	1.71	1.73	1.75	1.67	1.61	1.61	1.69	1.69	1.66	1.65	1.63	1.65	1.67
効率 (シミュレーション)	[-]	1.81	1.76	1.73	1.80	1.77	1.73	1.67	1.57	1.56	1.73	1.74	1.71	1.70
誤差率	[%]	-6%	-2%	1%	-8%	-10%	-7%	1%	7%	6%	-5%	-7%	-4%	-2%

b) 対象地区での比較

図5.4.7に対象地区のシステム全体の実績値とシミュレーション値比較と表5.4.4にシステム全体の実績値とシミュレーション値の誤差率を示す。システム全体の年間誤差率は、0%であった。月別効率で見ると、誤差率はあるが、10%以内に抑えられた。

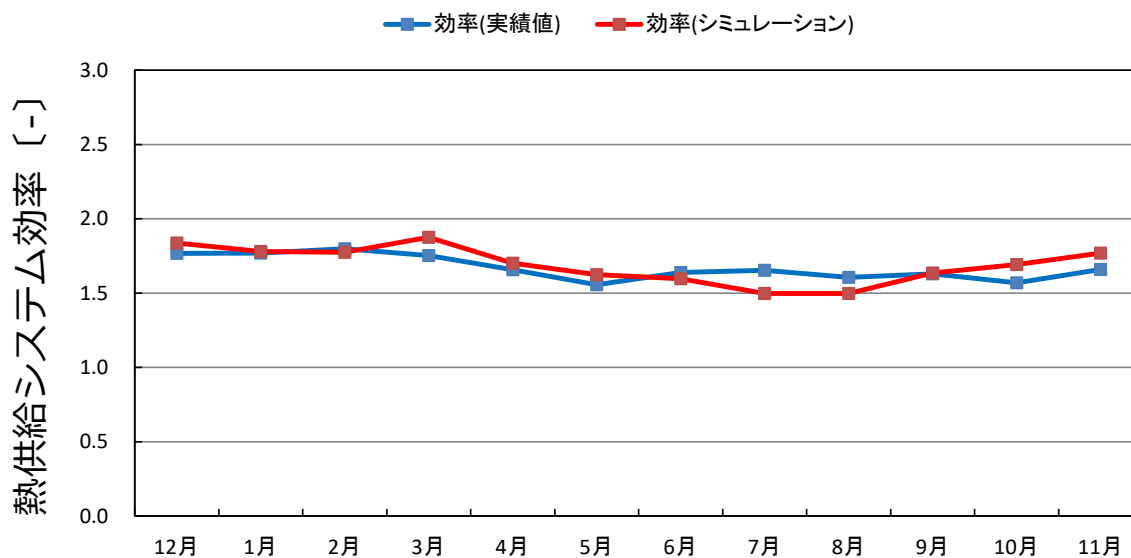


図 5.4.7 システム全体の実績値とシミュレーション値比較

表 5.4.4 システム全体の実績値とシミュレーション値の誤差率

		12月	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	年間
効率(実績値)	[-]	1.77	1.77	1.80	1.75	1.66	1.56	1.64	1.65	1.61	1.63	1.57	1.66	1.67
効率(シミュレーション)	[-]	1.84	1.78	1.77	1.88	1.70	1.62	1.60	1.50	1.50	1.64	1.69	1.77	1.67
誤差率	[%]	-4%	-1%	2%	-7%	-2%	-4%	2%	9%	7%	-1%	-8%	-7%	0%

図 5.4.8 にシステム全体の実績値とシミュレーション値の熱電負荷比較と表 5.4.5 にシステム全体の実績値とシミュレーション値の熱電負荷数値を示す。電力量の実績値とシミュレーション値の誤差率は、1%であった。供給熱量の実績値とシミュレーション値の誤差率も、1%であった。そのため、効率での誤差率を 0%にすることができた。供給熱量に誤差が出ているのは、代表日選定方式で、シミュレーションを行っている為、実績値と誤差が少し出してしまう。

このSTEP1で、構成した次世代型DHCを、以降のシステム比較で用いる。また、システム構成を変えてのシミュレーションでは、この次世代型DHCのシステムを基にして、構成を変え、検証する。

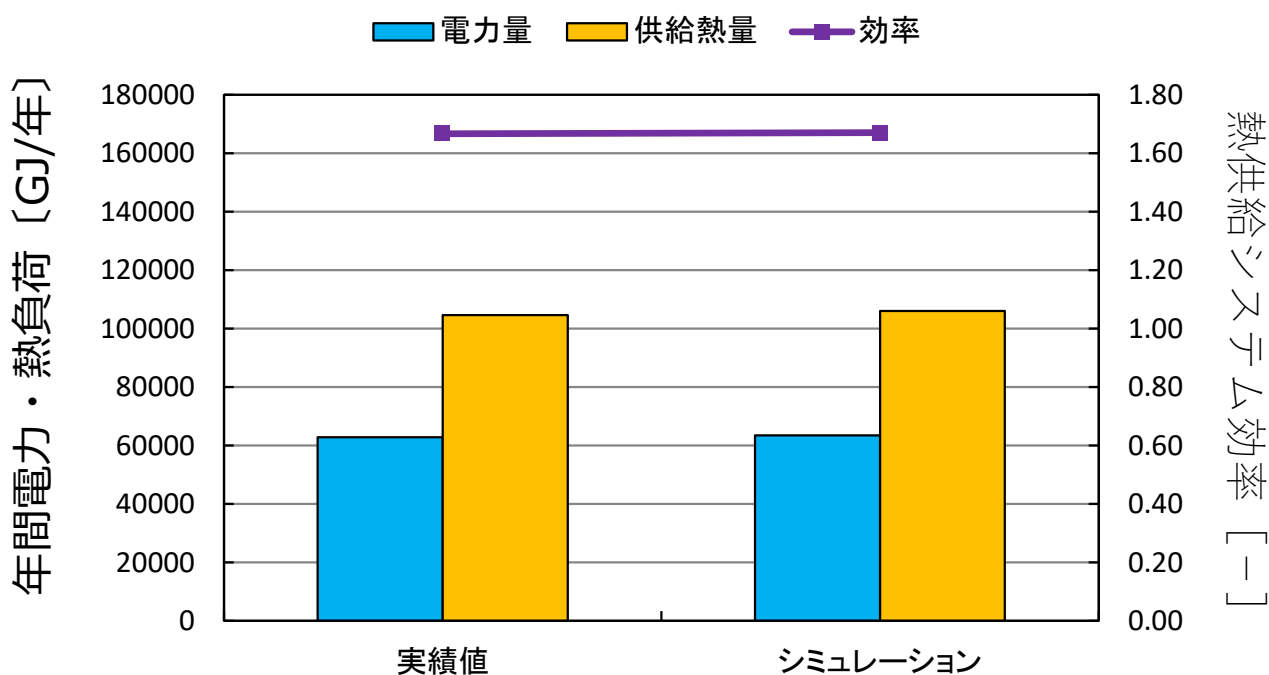


図 5.4.8 システム全体の実績値とシミュレーション値の熱電負荷比較

表 5.4.5 システム全体の実績値とシミュレーション値の熱電負荷数値

		実績値	シミュレーション	誤差率
電力量	[GJ]	62,790	63,523	-1%
供給熱量	[GJ]	104,680	106,095	-1%
効率	[-]	1.67	1.67	0%

5.4.3 建物個別空調の中央熱源空調のシミュレーションモデルの設定

(1) シミュレーション概要

建物個別空調として、熱源水ネットワークを使わずに運転を行うシステムを想定した。冬期に、対象地区の建物 B～D のシステムでは水熱源ヒートポンプを用いて温水製造していたが、熱源水が必要となるため、ここでは同容量の空気熱源ヒートポンプに置き換えて温水製造する設定とした。夏期の冷水製造は、各建物に設置した冷却塔の冷却水を用いるターボ冷凍機と、空気熱源ヒートポンプを併用する設定とした。空気熱源ヒートポンプはモジュール型の高効率タイプを選定した。

a) 熱源システムの設定

建物 B、C は、ターボ冷凍機×1、水熱源ヒートポンプ×2 の熱源機器であったところを、水熱源ヒートポンプを同容量相当の空冷ヒートポンプに置き換えて設定している。また、ターボ冷凍機の放熱先をグループ冷却塔から自建物に設置された冷却塔に変更し、冷却水ポンプの揚程も変更した。建物 D は、熱源水利用をしていないため熱源機構成は変更していない。利用する冷却塔がグループ冷却塔から自建物に設置された冷却塔に変更し、冷却水ポンプの揚程等を変更している。

上記のシステムを基にシミュレーションモデルを作成した。

夏期の冷房時および冬期の暖房時のシステム概念図を図 5.4.9、図 5.4.10 に示す。

b) 運転計画

各建物の熱源機の運転は、基本的に前述の熱源水ネットワークを用いるモデルと同様とした。ただし冬期の暖房時、建物 C は冷房負荷にあわせてダブルバンドルヒートポンプの排熱回収運転を優先して運転していたが、このモデルでは空冷ヒートポンプを切替運転している。

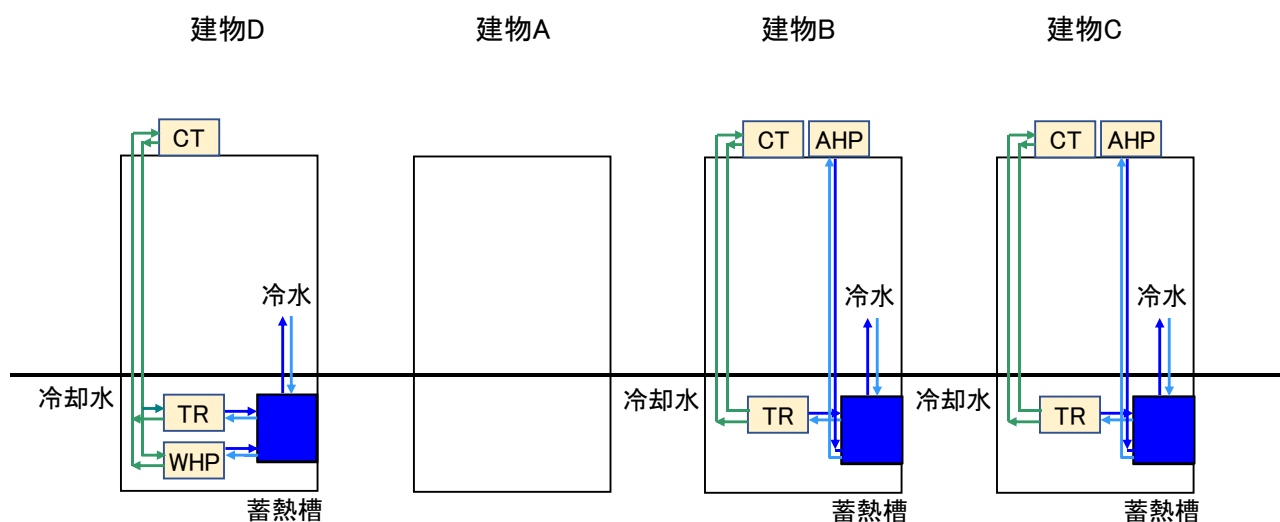


図 5.4.9 対象地区の建物個別空調利用時のシステム概念図(冷房時)

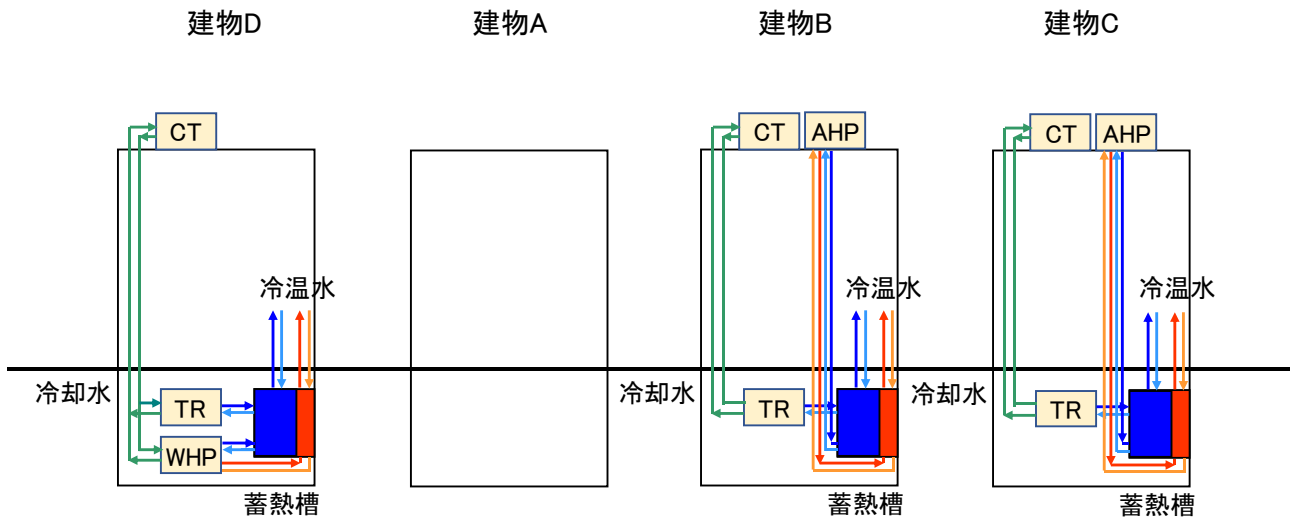


図 5.4.10 対象地区の建物個別空調利用時のシステム概念図(暖房時)

5.4.4 シミュレーション結果

(1) 建物別の熱供給システム効率

図5.4.11、表5.4.6に、建物Bのシミュレーション結果を示す。年間の熱供給システム効率は、熱源水ネットワークが1.45、建物個別空調が1.32となり、効率の差は0.13となった。夏期は両システム共に冷却塔の冷却水を利用するためほぼ同等となり、冬期はデータセンター排熱を利用する熱源水ネットワークが建物個別空調に比べ1.5倍程度、高い効率となった。

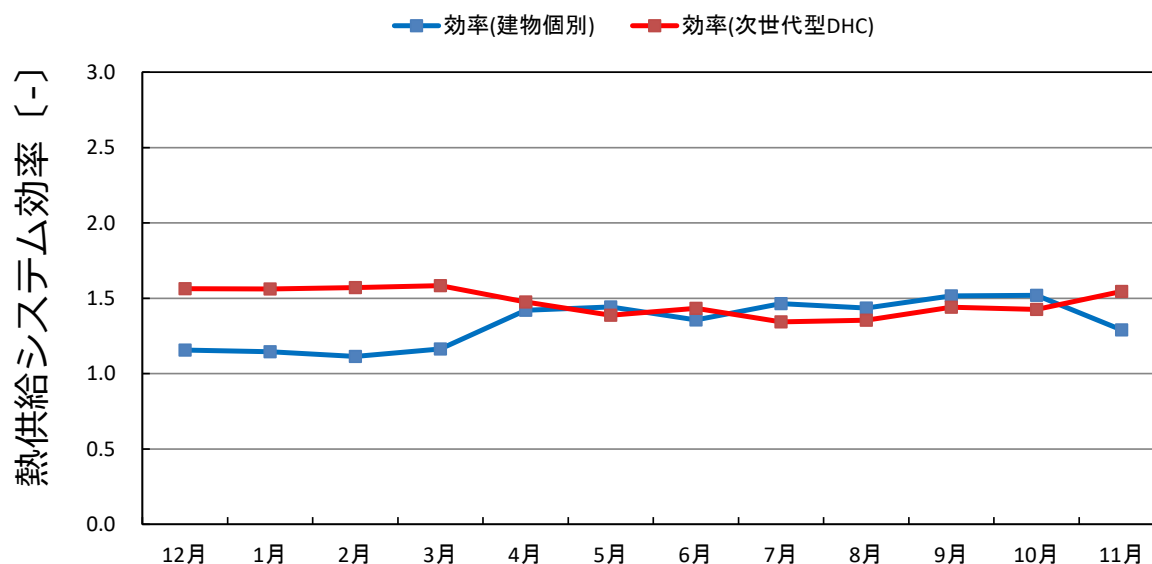


図 5.4.11 建物 B の建物個別システムと次世代型 DHC の効率比較

表 5.4.6 建物 B の建物個別システムと次世代型 DHC の効率差

		12月	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	年間
効率(建物個別空調)	[-]	1.16	1.15	1.11	1.16	1.42	1.44	1.36	1.46	1.44	1.52	1.52	1.29	1.32
効率(熱源水ネットワーク利用)	[-]	1.56	1.56	1.57	1.58	1.48	1.39	1.43	1.34	1.35	1.44	1.43	1.55	1.45
効率差	[-]	0.40	0.41	0.46	0.42	0.06	-0.05	0.07	-0.12	-0.09	-0.08	-0.09	0.26	0.13

図5.4.12、表5.4.7に、建物Cのシミュレーション結果を示す。年間の熱供給システム効率は、熱源水ネットワークが1.67、建物個別空調が1.34となり、効率の差は0.33となった。建物Bと同様に、夏期はほぼ同等となり、冬期に2倍程度、高い効率となった。

建物Bに比べて効率差が大きいのは、建物内で熱回収を行っている効果も含まれているからと考えられる。

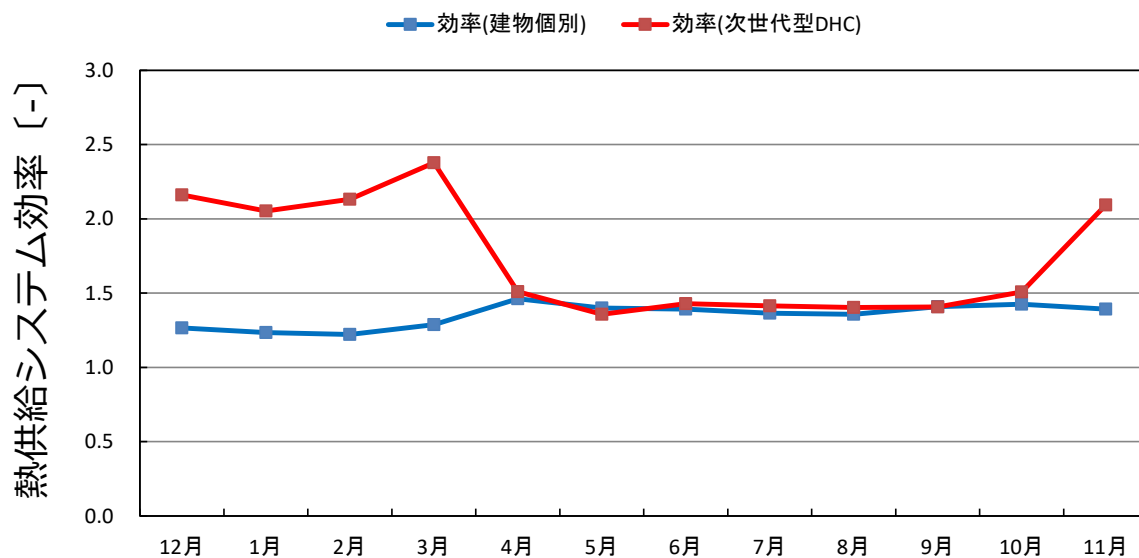


図 5.4.12 建物 C の建物個別システムと次世代型 DHC の効率比較

表 5.4.7 建物 C の建物個別システムと次世代型 DHC の効率差

		12月	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	年間
効率 (建物個別空調)	[-]	1.27	1.24	1.22	1.29	1.46	1.40	1.39	1.37	1.36	1.41	1.43	1.39	1.34
効率 (熱源水ネットワーク利用)	[-]	2.16	2.05	2.13	2.38	1.51	1.36	1.43	1.41	1.40	1.41	1.51	2.09	1.67
効率差	[-]	0.89	0.81	0.91	1.09	0.05	-0.04	0.04	0.04	0.04	0.00	0.08	0.70	0.33

図5.4.13、表5.4.8に、建物Dのシミュレーション結果を示す。年間の熱供給システム効率は、熱源水ネットワークが1.70、建物個別空調が1.65となり、効率の差は0.05となった。建物Dでは、両システム共に冷却塔の冷却水を利用するためほぼ同等となり、熱源水ネットワークは冷却塔の電力消費量を建物Aが負担しているため、その分、建物Dの効率が向上していると考えられる。

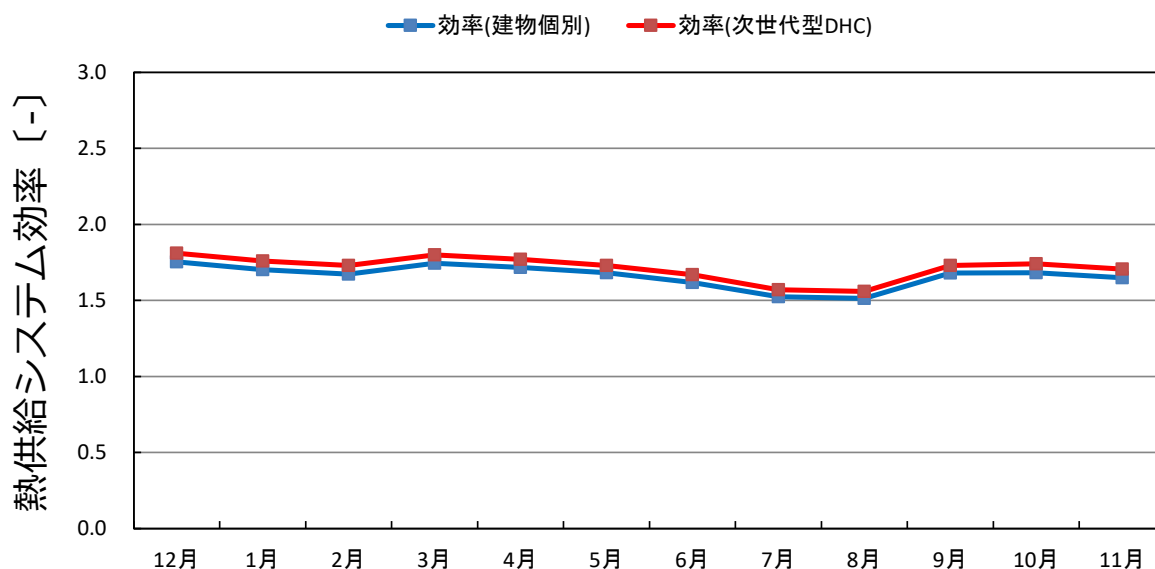


図5.4.13 建物Dの建物個別システムと次世代型DHCの効率比較

表 5.4.8 建物 D の建物個別システムと次世代型 DHC の効率差

	12月	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	年間	
効率 (建物個別空調)	[-]	1.75	1.70	1.67	1.74	1.72	1.68	1.62	1.52	1.51	1.68	1.68	1.65	1.65
効率 (熱源水ネットワーク利用)	[-]	1.81	1.76	1.73	1.80	1.77	1.73	1.67	1.57	1.56	1.73	1.74	1.71	1.70
効率差	[-]	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.06	0.06	0.05

(2) 対象地区の熱供給システム効率

a) データセンターを含む熱供給システム効率

図5.4.14、表5.4.9に、データセンターを含む対象地区の月別のシミュレーション結果を示す。冬期に効率差がみられるが、電力消費量の半分以上を占める建物Dを含んでいるため、効率差は小さくなっている。

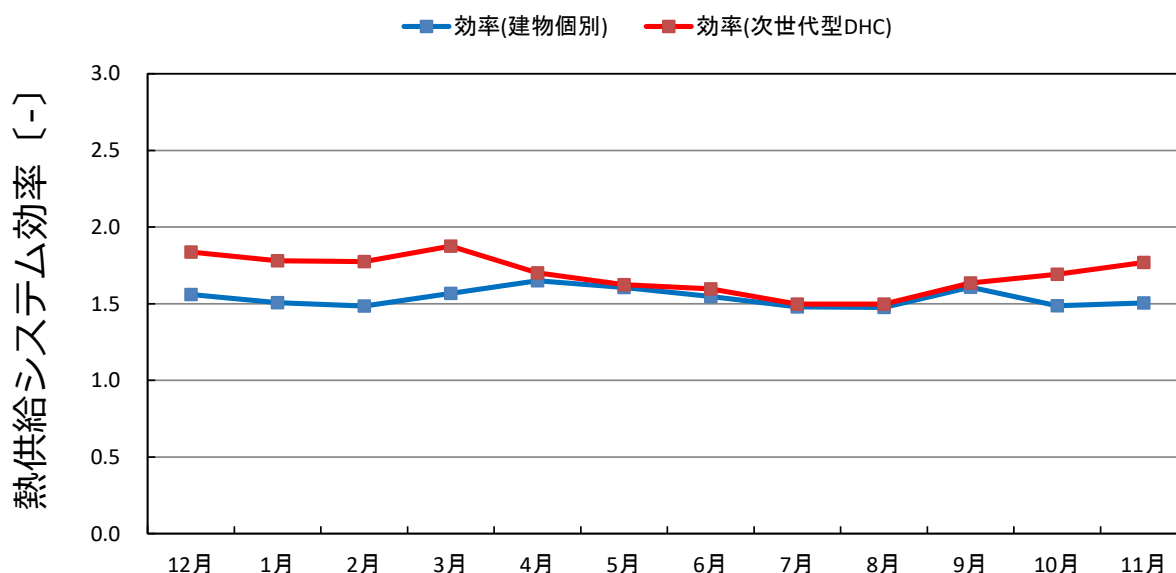


図 5.4.14 対象地区全体の建物個別システムと熱源水ネットワの熱供給システム効率

表 5.4.9 対象地区全体の建物個別空調と熱源水ネットワの熱供給システム効率

	12月	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	年間
効率(建物個別空調)	[-] 1.56	1.51	1.49	1.57	1.65	1.61	1.55	1.48	4.48	1.61	1.49	1.50	1.53
効率(熱源水ネットワーク利用)	[-] 1.84	1.78	1.77	1.88	1.70	1.62	1.60	1.50	1.50	1.64	1.69	1.77	1.67
効率差	[-] 0.28	0.27	0.28	0.31	0.05	0.01	0.05	0.02	-2.98	0.03	0.20	0.27	0.14

図 5.4.15、表 5.4.10 に、データセンターを含む対象地区の年間のシミュレーション結果を示す。年間の熱供給システム効率は、熱源水ネットワークが 1.61、建物個別空調が 1.53 となり、効率の差は 0.14 となった。供給熱量は変わらないが、消費電力量は約 5598GJ 建物個別空調の方が、多く消費する結果となった。

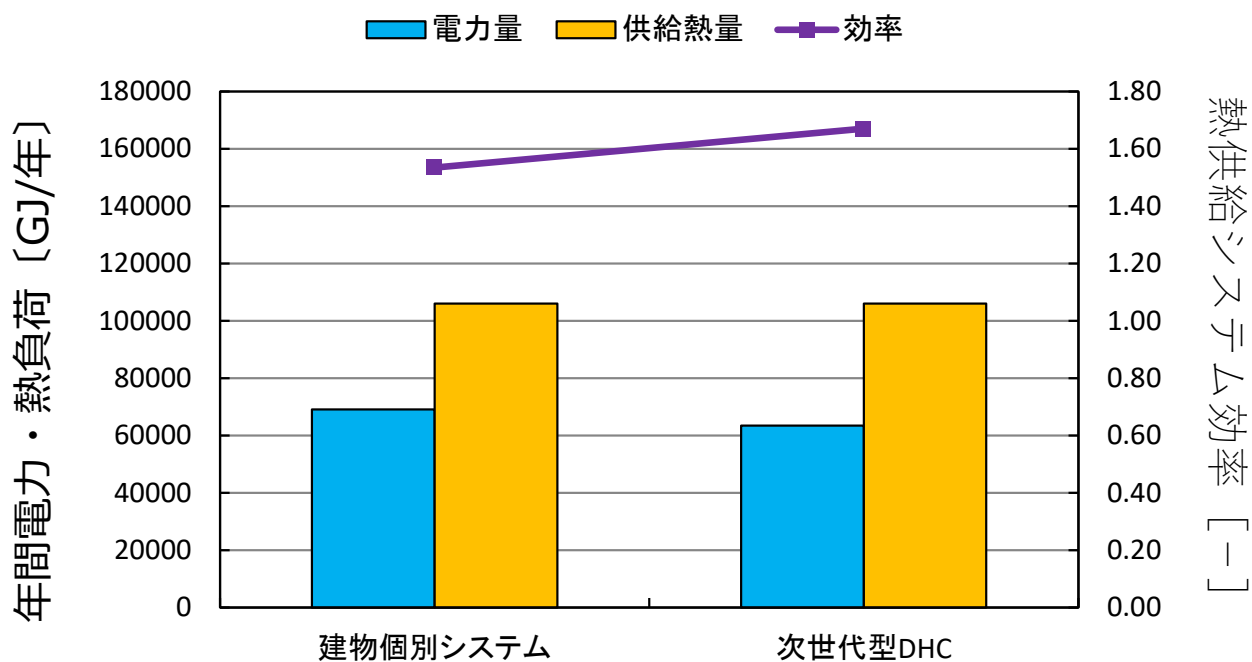


図 5.4.15 システム全体の建物個別システムと次世代型 DHC の熱電負荷比較

表 5.4.10 システム全体の建物個別システムと次世代型 DHC の熱電負荷数値

		建物個別空調	熱源水ネットワーク利用	差
電力量	[GJ]	69,120	63,523	-5,597
供給熱量	[GJ]	106,095	106,095	0
効率	[-]	1.53	1.67	0.14

b) データセンター排熱を利用する建物群の熱供給システム効率

図5.4.16、表5.4.11に、データセンターを含まない対象地区の月別のシミュレーション結果を示す。冬期にデータセンター排熱を利用する建物B、Cのみの効率のため、冬期に効率差が大きく表れている。

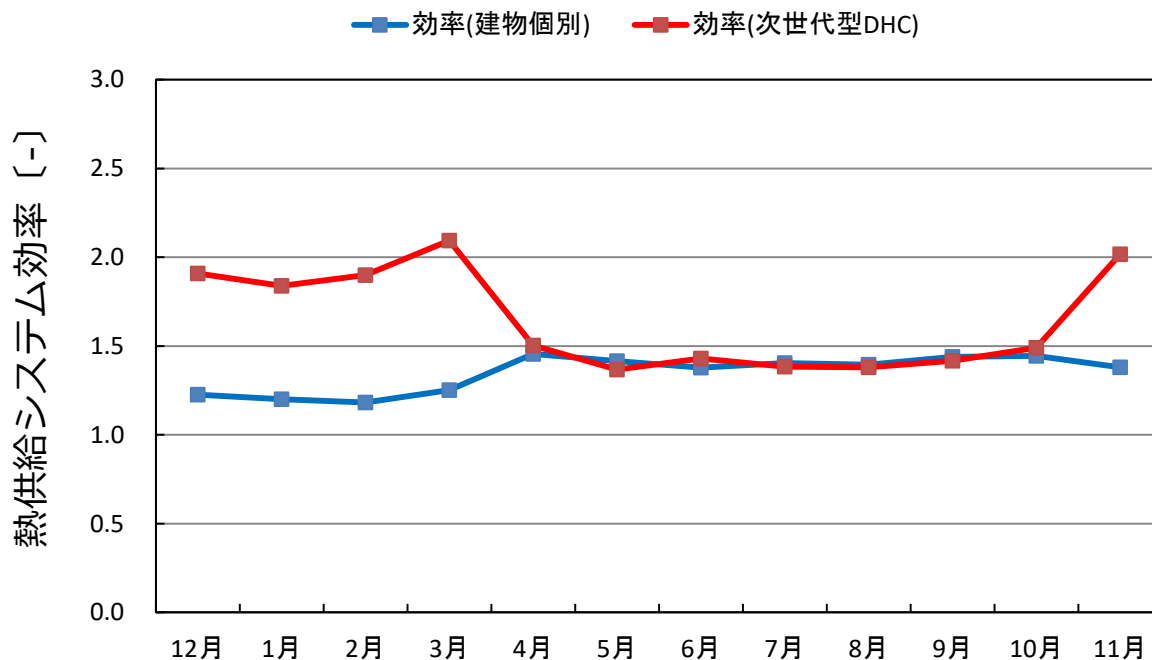


図5.4.16 熱源水利用する建物だけの次世代DHCと建物個別システムの効率比較

表 5.4.11 熱源水利用する建物だけの次世代 DHC と建物個別システムの効率差

		12月	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	年間
効率 (建物個別空調)	[-]	1.23	1.20	1.18	1.25	1.46	1.41	1.38	1.40	1.39	1.44	1.44	1.38	1.33
効率 (熱源水ネットワーク利用)	[-]	1.91	1.84	1.90	2.09	1.50	1.37	1.43	1.38	1.38	1.42	1.49	2.02	1.59
効率差	[-]	0.68	0.64	0.72	0.84	0.04	-0.04	0.05	-0.02	-0.01	-0.02	0.05	0.64	0.26

図 5.4.17、表 5.4.12 に、データセンターを含まない対象地区の年間のシミュレーション結果を示す。年間の熱供給システム効率は、熱源水ネットワークが 1.59、建物個別空調が 1.33 となり、効率の差は 0.26 となった。供給熱量は変わらないが、消費電力量は約 3,541GJ 建物個別空調の方が、多く消費する結果となった。

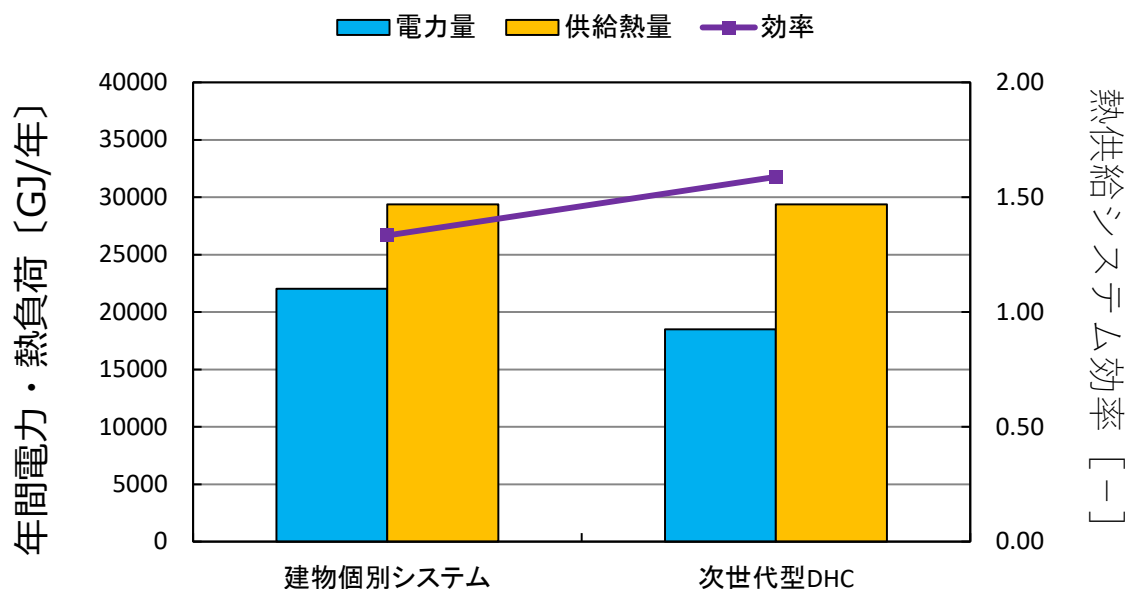


図 5.4.17 熱源水利用する建物だけの次世代 DHC と建物個別システムの熱電負荷比較

表 5.4.12 熱源水利用する建物だけの次世代 DHC と建物個別システムの比較熱電負荷数値

		建物個別空調	熱源水ネットワーク利用	差
電力量	[GJ]	22,029	18,488	-3,541
供給熱量	[GJ]	29,370	29,370	0
効率	[-]	1.33	1.59	0.26

5.5 結論

本章では、河川水の再生可能エネルギー熱の面的利用を図る手法として、これまでの熱源集中設置型のDHCと比べ、既成市街地の負荷の増減に柔軟に対応可能な熱源水ネットワークについて検討した。現在、河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークが存在しないため、冬期の暖房時にデータセンター排熱を利用する熱源水ネットワークが形成される既存DHCについて現状分析を行い、シミュレーションモデルを作成した。そして中央熱源空調の建物へのデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果を分析した結果、以下の知見を得た。

- 1) 熱源水ネットワークを形成する既設 DHC の熱供給システム効率の実績は、年間では 1.67 となった。冬期が 1.70 となり夏期の 1.50 を上回ることを確認した。特に冬期にデータセンター排熱を利用する建物 B、C の冬期の効率向上を確認した。
- 2) 熱源水ネットワークを形成する既設 DHC を模擬するシミュレーションモデルを設定し、シミュレーションと実績との誤差率を検証したところ、各月では 9%以内となり、年間では 0%であることを確認した。
- 3) 対象地区の建物がすべて建物個別空調の中央熱源空調となったと想定した熱供給システム効率は 1.53 となり、対象地区の 1.67 はこれと比べ 9.2%向上したことを確認した。
- 4) 冬期に熱源水ネットワークを通じてデータセンター排熱を利用する建物 B、C のみの熱供給システム効率は 1.59 となり、建物個別空調と比べ 19.5%向上した。季節別には夏期はほぼ同様に、冬期の効率向上効果が大きいことを確認した。

以上より、河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークの導入により、中央熱源空調は特に冬期の熱供給システム効率が大幅に向上することを確認した。

第6章 個別分散空調へのデータセンター排熱を
利用した熱源水ネットワーク導入
による効率向上効果の分析

6.1 研究概要

本章では、これまで面的熱利用が困難だった個別分散空調に着眼し、水熱源の個別分散空調を用いて、熱源水ネットワークより熱源水を供給するシステムを考案し、熱供給システム効率の向上効果を検証した。

中小規模建物に広く普及する個別分散空調は、室外機と室内機間の熱搬送に冷媒を用い、冷温水を使用しないため、従来のDHCでは接続できず、これまで面的エネルギー対策が困難であった。そこで空気熱源（空冷パッケージ空調方式）の代わりに、水熱源（水冷パッケージ空調方式）の個別分散空調を選定し、熱源水の利用を可能とすることにより、熱源水ネットワークと接続するシステムを考案した。そして、前章と同じデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワークを形成する既存DHCをモデルに、個別分散空調を採用する建物を想定し、熱源水ネットワークを利用しない空気熱源の個別分散空調と熱源水ネットワークを利用する水熱源の個別分散空調をシミュレーション分析し、熱供給システム効率を比較した。

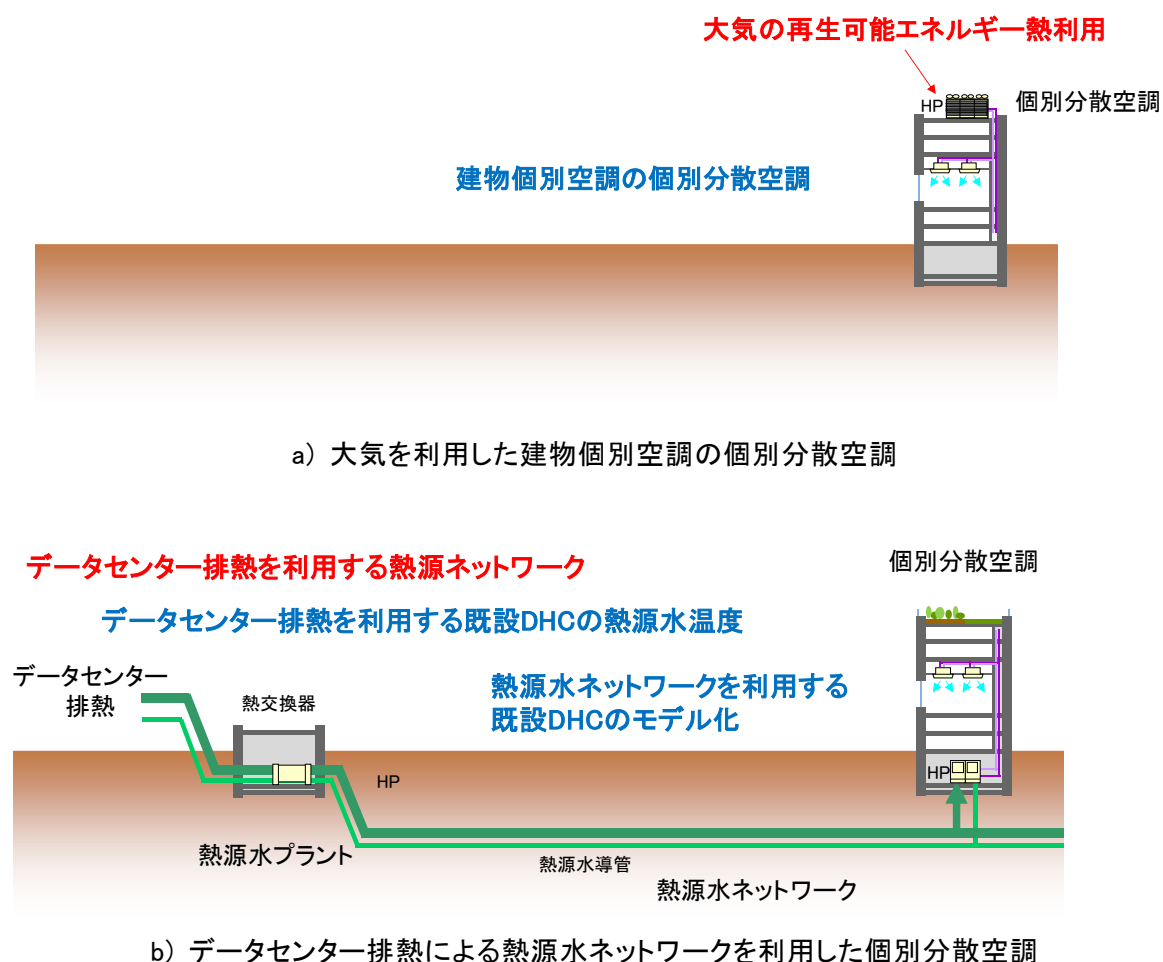


図 6.1.1 シミュレーションモデルの概念図

6.2 個別分散空調へのデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果の分析

6.2.1 データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークによる個別分散空調と建物個別空調の空気熱源および水熱源の個別分散空調のシミュレーション比較の概要

熱源水ネットワーク導入による効率向上効果を分析するため、データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークによる個別分散空調（水冷式パッケージ空調方式〔接続式〕）と、建物個別空調の個別分散空調（空冷パッケージ空調方式）について、それぞれシミュレーションモデルを設定し、エネルギーシミュレーションを行い、効率を比較する。

個別分散空調の分析には、対象地区の建物 A～D とは別に、中規模建物として 16,000 m² のモデル建物を想定した。

建物個別空調の個別分散空調は、その建物プランにあわせてモデル設計して熱源システムを設定した。

データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークによる個別分散空調は、前述の空気熱源の個別分散空調を水熱源の個別分散空調に置き換えたモデル設計をして熱源システムを設定した。熱源水の温度は、夏期は対象地区の冷却水温度を、冬期は熱源水温度に基づき設定した。参考に熱源水ネットワークを利用しない水熱源の個別分散空調（水冷式パッケージ空調方式〔個別式〕）のシミュレーションも併せて行った。この水熱源の個別分散空調は、冷房時は冷却塔を利用し、暖房時はボイラーを利用する想定とした。なお二次側の室内機の構成は、すべてのモデル共に同一とした。

比較する 2 種類のシステムと参考に算出するシステムの計 3 種類のパッケージ空調方式のシステムイメージを図 6.2.1 に示す。

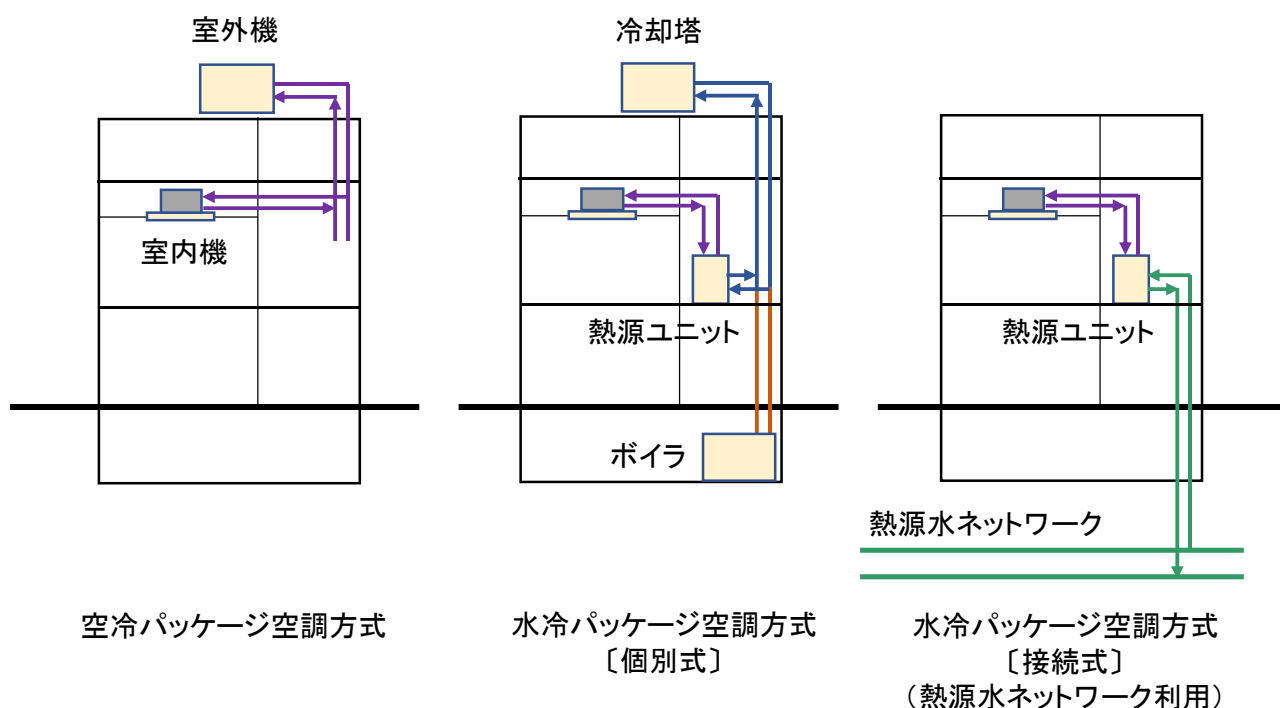


図 6.2.1 3 種類のパッケージ空調方式のシステムイメージ

6.2.2 建物個別空調の空気熱源個別分散空調のシミュレーションモデルの設定

(1) 設定方法の概要

シミュレーションモデルの設定は、第3章と同様に行った。またシミュレーションモデルは第5章で設定したデータセンター排熱を利用する熱源水ネットワークを形成する既設DHCの地区に、建物A～Dとは別に、中規模建物として約16,000 m²のモデル建物を想定した。そしてその建物に個別分散空調をモデル設計し、熱源水ネットワークを利用する個別分散空調（水冷パッケージ空調方式〔接続式〕）、建物個別空調の個別分散空調（空冷パッケージ空調方式）、参考に建物個別空調の水熱源の個別分散空調（水冷パッケージ空調方式〔個別式〕）のモデル設定を行った。

熱源水ネットワークを利用した場合の熱源水の温度は、熱源水ネットワークを形成する既設DHCのBEMSデータに基づいて設定した。

(2) モデル建物の概要

モデル建物の概要を表6.2.1に示す。モデル建物は実在する建物を参考に建物規模や建物プランを想定した。建物規模は地上7階建、延床面積は16,167 m²とした。図6.2.2にモデル建物の基準階の平面プランを示す。ここでは1～7階全てが同じ平面プランを想定した。

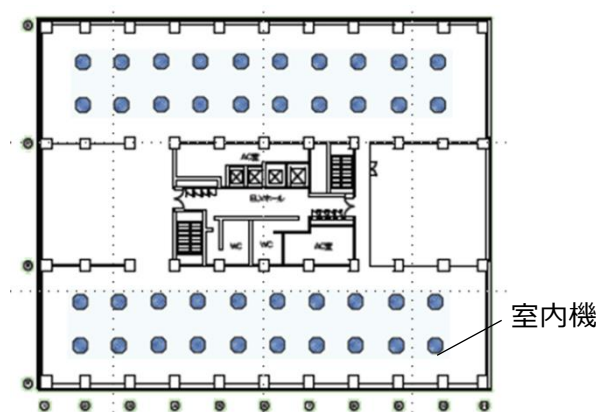


図 6.2.2 モデル建物 平面概略図

表 6.2.1 モデル建物の建物概要

構造	SRC造
敷地面積	4,113m ²
延床面積	16,167m ² (7階建て)
居室有効面積	12,719m ²

(3) 熱負荷の設定

熱負荷は、芝浦工業大学村上公哉研究室の既往調査による熱負荷原単位を用いた。事務所の熱負荷原単位を表6.2.2に示す。この熱負荷原単位では冬期にも冷房負荷が発生しているため、年間を通じて冷房運転を行う“通年冷房”と、6～10月は冷房運転、それ以外の月は暖房運転を行う“季節空調”を設定してシミュレーションを行った。

図6.2.3に実際に設定した熱負荷の月別の推移を示す。

表 6.2.2 事務所の熱負荷原単位(研究室の既調査結果より)

[%]	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	計
季節区分	中間期			夏期			中間期		冬期				
冷熱負荷	0.051	0.082	0.112	0.186	0.187	0.141	0.089	0.04	0.032	0.025	0.025	0.03	100
温熱負荷	0.069	0.013	-	-	-	-	-	0.074	0.164	0.253	0.229	0.2	100
電力負荷	8.04	8.26	8.24	9.22	9.27	8.45	8.6	7.97	8.08	8.03	7.61	8.23	100

[-]	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	計
季節区分	中間期			夏期			中間期		冬期				
冷熱負荷	0.85	0.84	0.84	0.84	0.83	0.82	0.84	0.76	0.78	0.77	0.79	0.8	
温熱負荷	0.84	0.82	-	-	-	-	-	0.82	0.76	0.8	0.84	0.83	-
休日 割合	0.15	0.16	0.16	0.16	0.17	0.18	0.16	0.24	0.22	0.23	0.21	0.2	-

[日]	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	計
季節区分	中間期			夏期			中間期		冬期				
平日数	21	21	21	22	21	20	22	19	20	19	19	21	-
休日数	9	10	9	9	10	10	9	11	11	12	9	10	-
月別日数	30	31	30	31	31	30	31	31	31	31	28	31	-

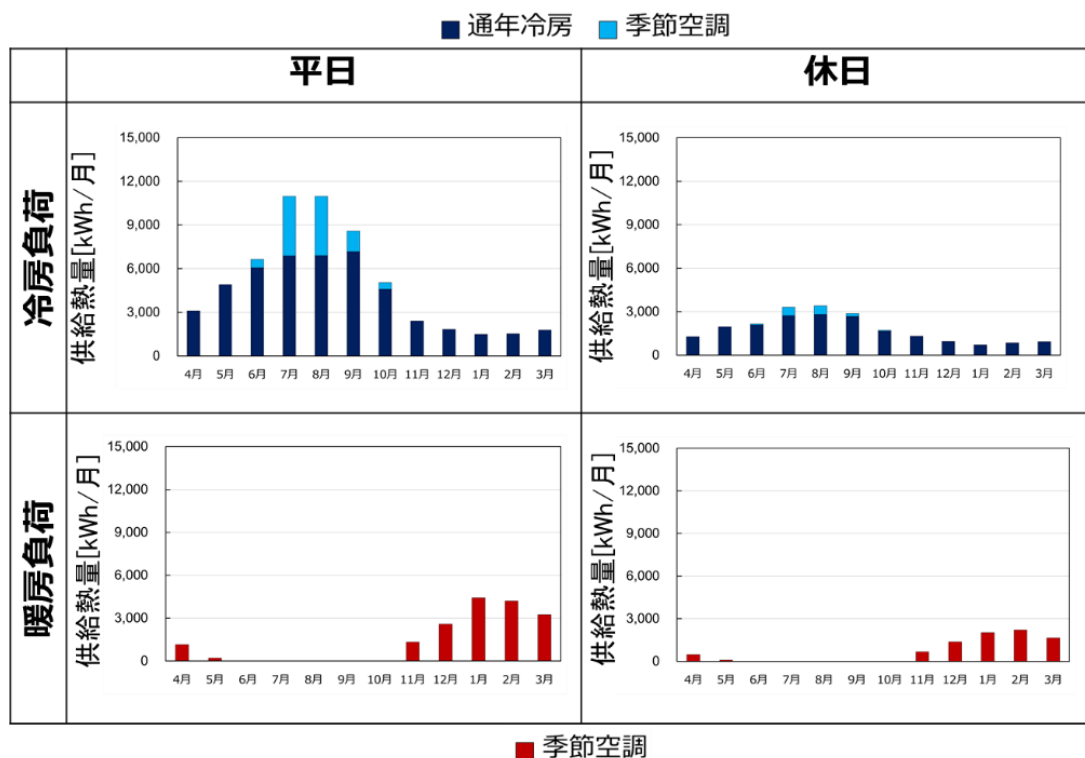


図 6.2.3 研究室の調査による事務所用途の原単位

(4) 外気乾球・湿球温度設定

図 6.2.4 および図 6.2.5 に、シミュレーションで設定した外気乾球温度、外気湿球温度を示す。各月とも対象地区において平日代表日（各月供給熱量平均値から熱源機器の稼働状況が一般的であると考えられる日）の BEMS データの値を用いた。

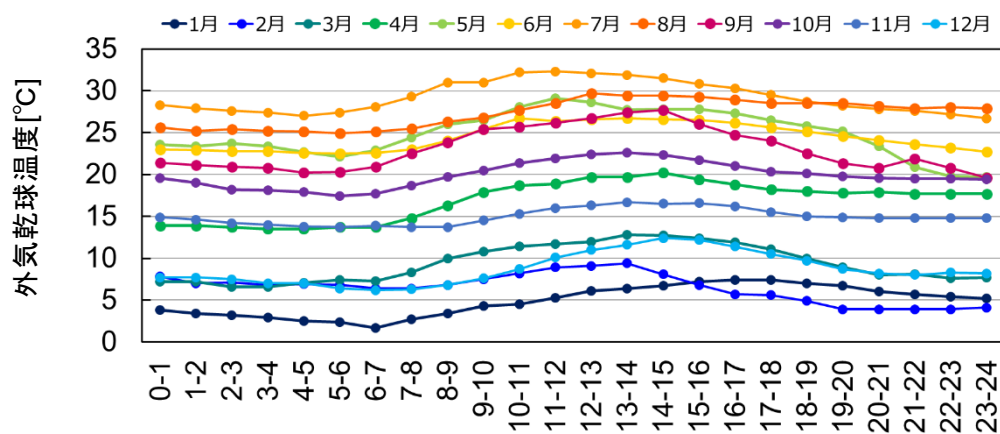


図 6.2.4 シミュレーションで設定した外気乾球温度

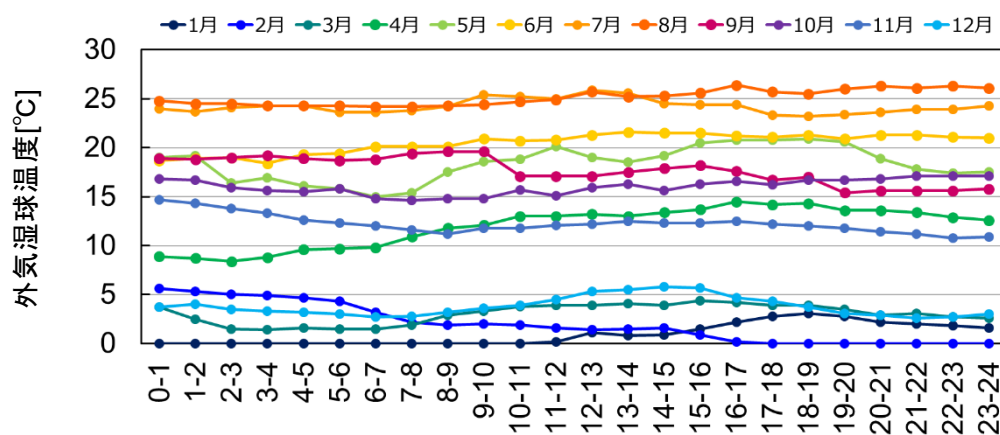


図 6.2.5 シミュレーションで設定した湿球温度

(5) 熱源システムの設定

室内機の台数は、建物プランに基づきモデル設計を行い、1フロア40台と設定した。

そして、通年冷房と季節空調の室内機台数の割合を60%、40%と設定し、1フロアあたり、それぞれ24台、16台と設定した。

冷房、暖房に必要となる室内機の能力が3.35[kW/台]、3.73[kW/台]のため、冷房能力3.6[kW]、暖房能力4.0[kW]の天井埋込カセットの4方向吹出の室内機を選定した。

室外機の台数は、1フロアあたり通年冷房用が3台、季節空調用が3台と設定した。図6.2.6に1フロアあたりの機器台数を模式的に示す。

前述の容量設定より、市販されている空気熱源の個別分散空調の機器を選定した。選定した機器一覧を表6.2.3に、機器単体COP等を図6.2.7に示す。空冷〔冷房専用〕に関しては、実際の機器は暖房能力を有するが、本研究では冷房専用運転を想定しているため、暖房能力は—と表記した。

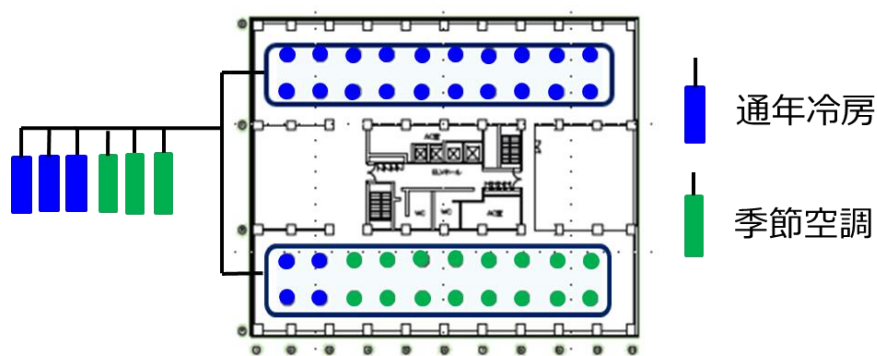


図 6.2.6 パッケージ空調機システム 概略図

表 6.2.3 機器性能一覧〔空冷パッケージ空調機〕

	空冷〔冷房専用〕	空冷〔切替〕	室内機
馬力〔HP〕	12	10	1.25
本体型番	PQRY-EP335DMG4	PQRY-EP280DMG4	PLFY-P36EMG4
冷房能力〔kW〕	33.5	28.0	3.6
暖房能力〔kW〕	— (37.5)	31.5	4.0

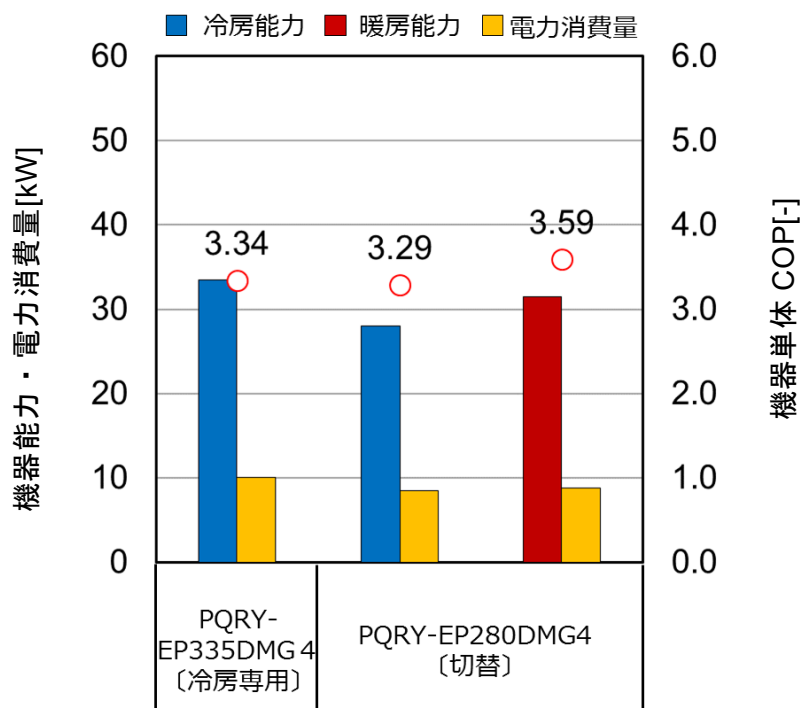


図 6.2.7 機器定格能力[空冷パッケージ空調機]
(冷房運転:外気乾球温度 35℃、暖房運転:外気湿球温度 6℃時)

(6) 運転計画の設定

平日の運転は、室外機（熱源機）、室内機共に全台稼働し、負荷の増減への追従は、台数制御ではなく、容量制御により行う設定とした。休日の運転は、休日に使用されているエリアのみに空調することを想定し、台数制御も併せて負荷に追従する設定とした。

(7) シミュレーション結果

a) 供給熱量

図 6.2.8 に空冷パッケージ空調を用いた際の中小規模建物の月別供給熱量を示す。冷房負荷は 7 月で最大となっており 1,027[GJ/月]、温水負荷は 1 月で最大となり 395[GJ/月]を示していることを確認した。

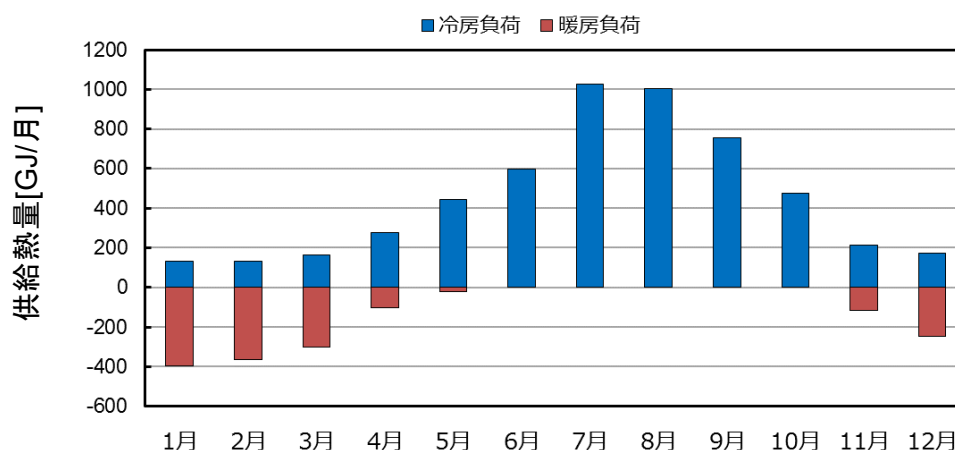


図 6.2.8 月別の供給熱量

b) 電力消費量

図 6.2.9 に空冷パッケージ空調を用いた際の中小規模建物の月別電力消費量を示す。室内機の電力消費量は、各月ともほぼ一定の電力消費量となっており、平均 6,434[kWh/月]電力を消費している。室外機に関しては、7・8月が最も電力を消費していることを確認した。

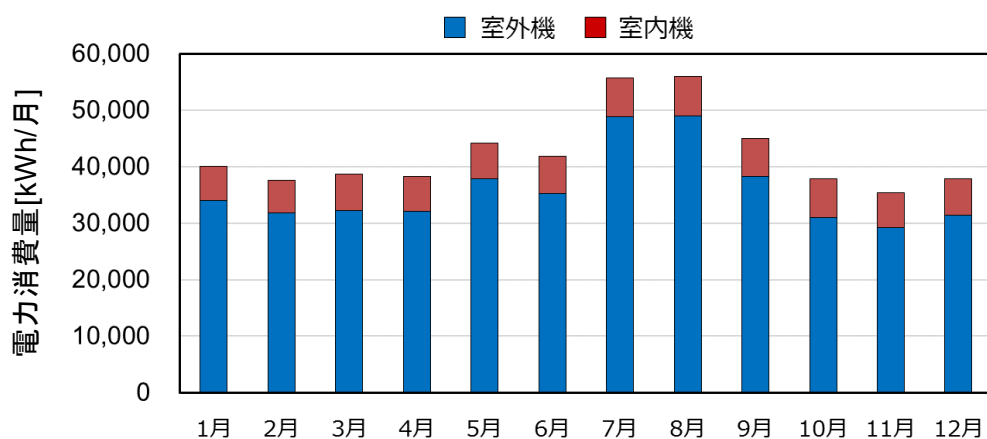


図 6.2.9 月別の電力消費量

c) 熱供給システム効率

月別電力消費量、供給熱量から図 6.2.10 に示す月別システム COP を算出した。夏期(6~9月)における平均システム COP は 1.23、冬期(12~3月)における平均システム COP は 0.77 であることを確認した。空冷パッケージ空調方式を適用すると、冬期においてシステム COP が低下することを確認した。

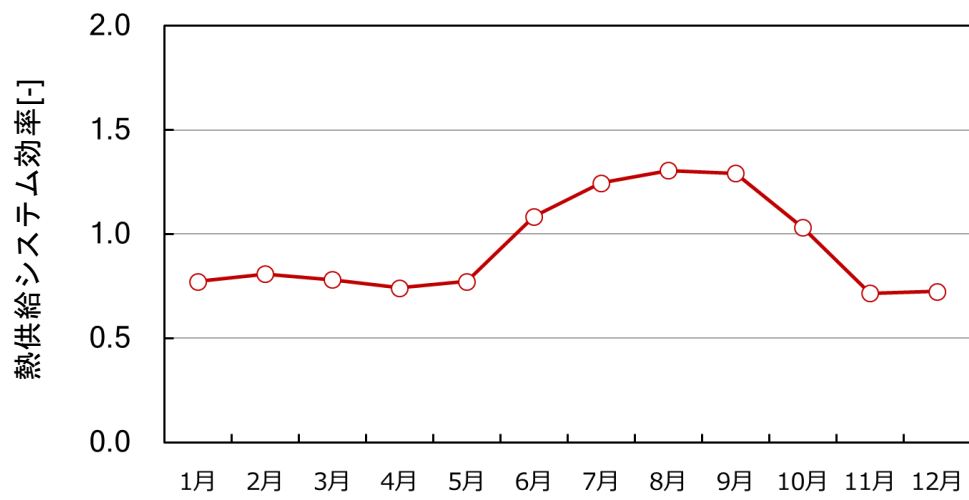


図 6.2.10 熱供給システム効率の年間推移

6.2.3 データセンター排熱を利用した熱源水ネットワークによる個別分散空調のシミュレーションモデルの設定

(1) 設定方法の概要

6.2.2 において設定した空気熱源の個別分散空調（空冷式パッケージ空調方式）について、水熱源の個別分散空調に置き換え、対象地区のデータセンター排熱を利用した場合（水冷式パッケージ空調方式〔接続式〕）のシミュレーションモデルを設定する。熱源水の条件は第5章と同様に、データセンター排熱を利用する熱源水ネットワークを形成する既設 DHC の熱源水温に基づき設定した。夏期は対象地区の DHC プラントのグループ冷却塔を用い、冬期はデータセンター排熱を利用するシステムとして設定した。なお建物や熱負荷の条件、室内機と室外機の台数、容量は 6.2.2 と同様とした。

(2) 熱源システムの設定

a) 熱源システムの概要

図 6.2.11 に夏期のシステム図を示す。夏期は対象地区の熱源水ネットワークに接続し、DHC プラントのグループ冷却塔を利用する。プレート熱交換器を用い、アプローチ温度を 1°C として冷却水を利用することを想定した。対象地区の 5~9 月の冷却水温度が約 $25\sim 30^{\circ}\text{C}$ のため、パッケージ空調機の冷却水入温度は約 $26\sim 31^{\circ}\text{C}$ となる。流量は熱源ユニットの仕様より $240[\text{m}^3/\text{h}]$ と想定した。

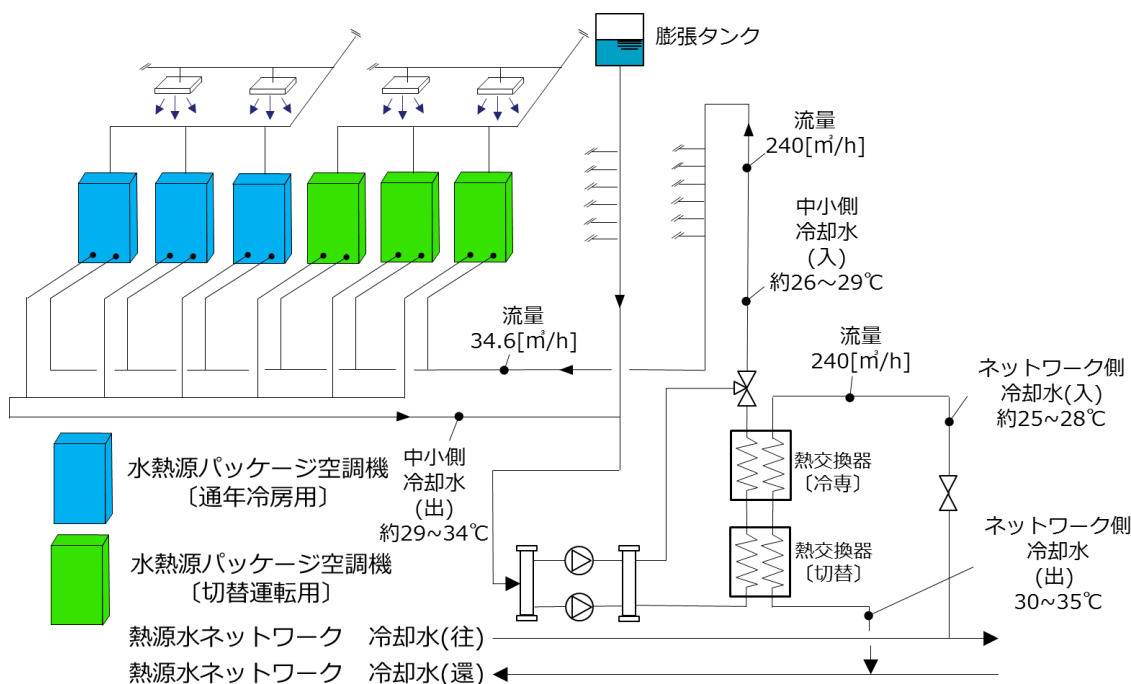


図 6.2.11 水冷パッケージ空調方式〔接続式〕 夏期システム概念図

図 6.2.12 に冬期のシステム図を示す。冬期は熱源水ネットワークに接続することで、データセンターの冷却排熱による熱源水を利用する。冷却水同様にプレート式熱交換器のアプローチ温度は 1°C と設定した。対象地区の熱源水入温度は約 $22\sim 24^{\circ}\text{C}$ のため、パッケージ空調機の熱源水入温度は約 $21\sim 23^{\circ}\text{C}$ となる。また冬期も冷房負荷があるため、切替用のパッケージ空調機は、 $21\sim 23^{\circ}\text{C}$ の熱源水を冷却水として用いる。それによって、熱源水出入口温度差は小さくなり、 Δt はおよそ $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ となる。

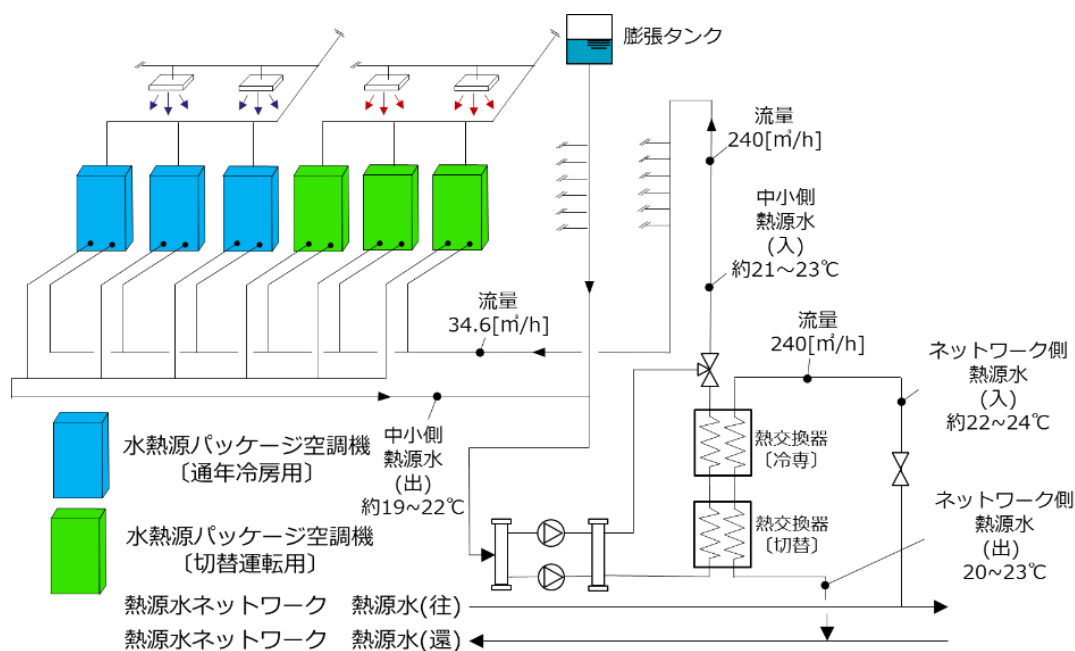


図 6.2.12 水冷パッケージ空調方式〔接続式〕 冬期システム概念図

b) 水冷パッケージ空調の熱源ユニットの設定

パッケージ空調機の熱源ユニットの台数、容量は、空冷パッケージ空調方式の室外機と同条件と想定した。機種はメーカー市販品より選定した。実際に選定した空調機器一覧を表 6.2.4 定格能力を図 6.2.13 に示す。空冷〔冷房専用〕に関しては、実際は暖房能力を有するが、本研究では冷房専用運転を想定しているため、暖房能力はーと表記した。

表 6.2.4 機器仕様〔水冷パッケージ空調機〕

	水冷〔冷房専用〕	水冷〔切替〕	室内機
馬力〔HP〕	12	10	1.25
本体型番	PQRY-P335DMG 4	PQRY-P280DMG4	PLFY-P36EMG4
冷房能力〔kW〕	33.5	28.0	3.6
暖房能力〔kW〕	— (37.5)	31.5	4.0
熱源水流量〔m ³ /h〕	5.76 (Δt=5.0℃)	5.76 (Δt=4.7℃)	—

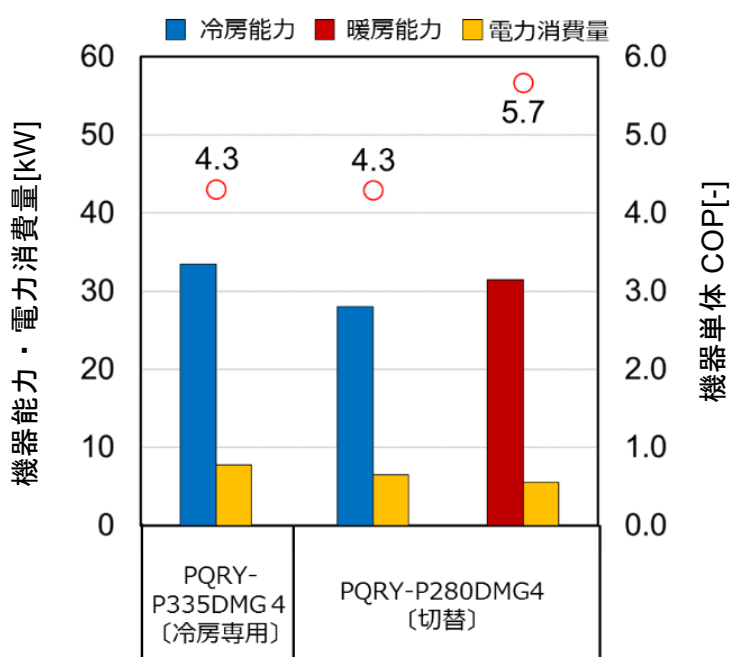


図 6.2.13 機器定格能力〔水冷パッケージ空調機〕
(冷却水温度 30℃、熱源水温度 20℃時)

c) 冷却塔の設定

本研究では、冷却塔の電力消費量を対象地区の BEMS データを基に、DHC プラントの冷却塔の各月の電力消費量の原単位[kWh/GJ・月]を作成することで概算した。図 6.2.14 に対象地区における DHC プラントの冷却塔の月別電力消費量原単位を示す。原単位算出の際に、冬期(11～3月)に関しては、データセンターの冷房排熱から熱源水利用分を差し引いた熱量を冷却塔で処理する想定とした。夏期(5～9月)に関しては、対象地区全体の冷房排熱量を冷却塔で処理、中間期(4・10月)に関しては、対象地区全体冷房排熱量から熱源水利用熱量分を差し引いた熱量を冷却塔で処理する想定とした。この原単位に、水冷パッケージ空調機の熱源ユニット電力消費量に冷房負荷を加算した値を乗じることで、冷却塔電力消費量を算出した。また、グループ冷却塔の冷房排熱処理に余裕があると仮定して、計算を行った。

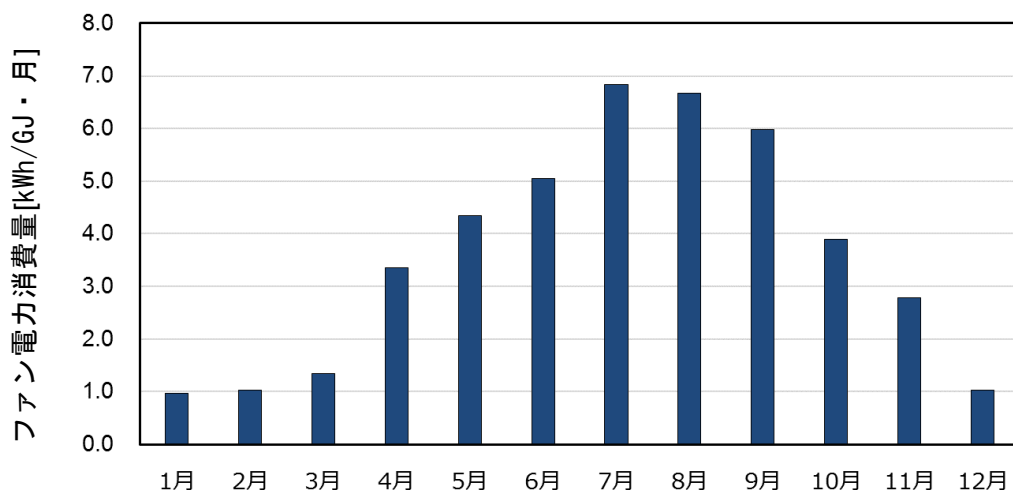


図 6.2.14 対象地区における冷却塔の月別電力消費量原単位

また、図 6.2.15 に 7 月代表日におけるグループ冷却塔の稼働状況と各熱源機器の冷却水入温度との関係を示す。各時間帯において、冷房排熱量に対する冷却塔のファン動力を余剰に稼働させることで、通常の冷却水温度(32℃)よりも低温度の冷却水を製造している。代表日において、外気湿球温度は約 23~26[°CWB]のため、冷却水温度は約 26℃前後を推移している。7~12 時に注目すると、冷房排熱量に対する冷却塔のファン動力が増大しているのにも関わらず、冷却水温度が下限値に達していると考えられるため、冷却水温度の低下は確認できない。これは、冷却塔の運転制御が困難なため、時間帯によっては余剰に冷却塔のファンを稼働させている現状である。これによって、原単位によって求める冷却塔電力消費量は、理想的な運転と比較すると、増大していると考えられる。

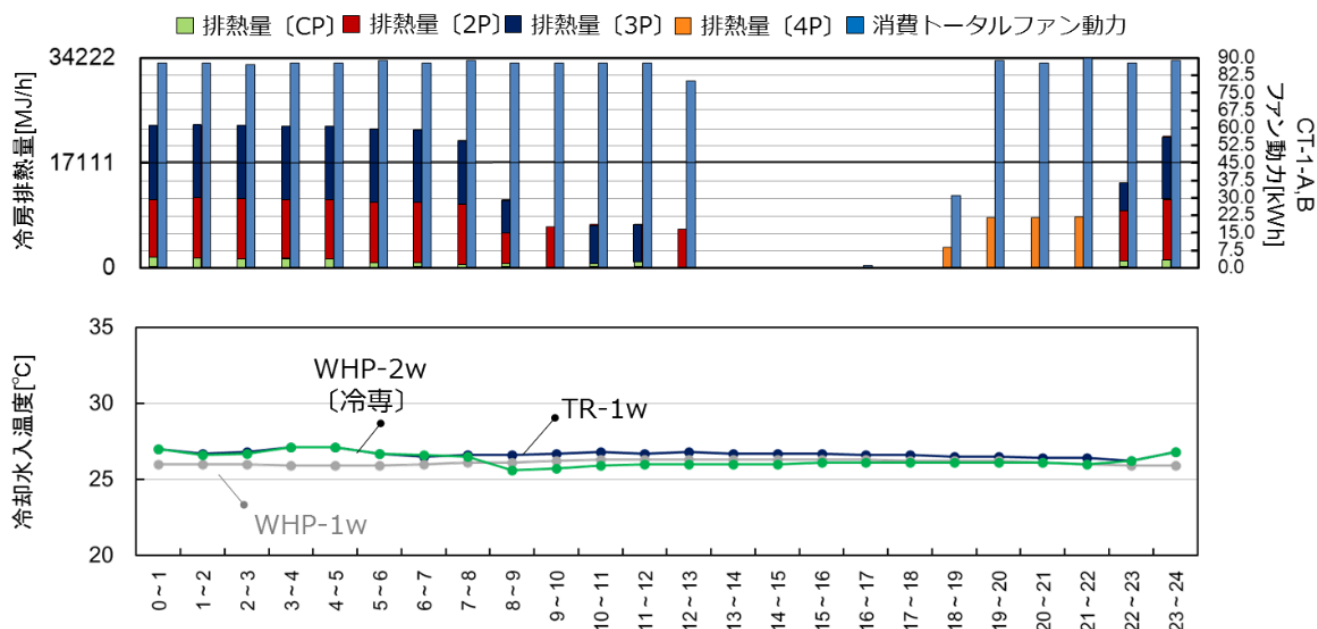


図 6.2.15 グループ冷却塔稼働状況と各熱源機器冷却水入温度との関係 (7月代表日)

d) 循環ポンプの設定

循環ポンプの機器仕様を表 6.2.5 に示す。パッケージ空調機の一台中あたりの必要流量が 5.76[m³/h]で、42 台あるため、全体で流量 240[m³/h]となる。循環ポンプは 120[m³/h]の 2 台構成とした。

循環ポンプの電力消費量は、以下の式(1)を用いて概算で算出した。冷却水ポンプを回転数制御した場合、消費電力量は冷房負荷の大きさに概ね比例すると仮定し、冷却水ポンプ消費電力量を求めた。式(1)を用い、流量 240[m³/h]、全揚程 20[m]、電動機効率 80%としてピーク時の電力消費量を求め、ピークに対する冷房負荷の比率を乗じ、時刻別の電力消費量を算出した。熱源水ポンプの電力消費量も同様の方法で概算した。

表 6.2.5 機器仕様〔循環ポンプ〕

	循環ポンプ
ポンプ 1 台当たり流量[ℓ/min・台]	2016⇒主管200A
全揚程[m]	20(配管抵抗5m)

・循環ポンプ電力消費量[W]

$$= \frac{\text{流量}[\text{m}^3/\text{h}] \times \text{水の密度}[\text{kg}/\text{m}^3] \times \text{重力加速度}[\text{m}/\text{s}^2] \times \text{揚程}[\text{m}]}{3,600[\text{s}] \times \text{電動機効率}} \quad \dots \text{式(1)}$$

e) 冷却水・熱源水入温度の設定

図 6.2.16 に設定した冷却水・熱源水入温度の時刻別推移を示す。水冷パッケージ空調方式〔個別式〕と同様に、各月各時刻で一定として設定を行った。各月の温度とも、SK 地区の BEMS データを参考にした。算出の方法として、第 2 プラントにおける各熱源機器の熱源機器稼働時における熱源水・冷却水入時刻別温度の平均値を各月で算出した。また、設定する温度は熱源ユニットに用いる温度のため、熱交換器による熱ロス(2016 年第 4 回エネルギーシステム研究会参考)を 5~9 月において 1℃上昇、11~4 月において 1℃低下として設定した。

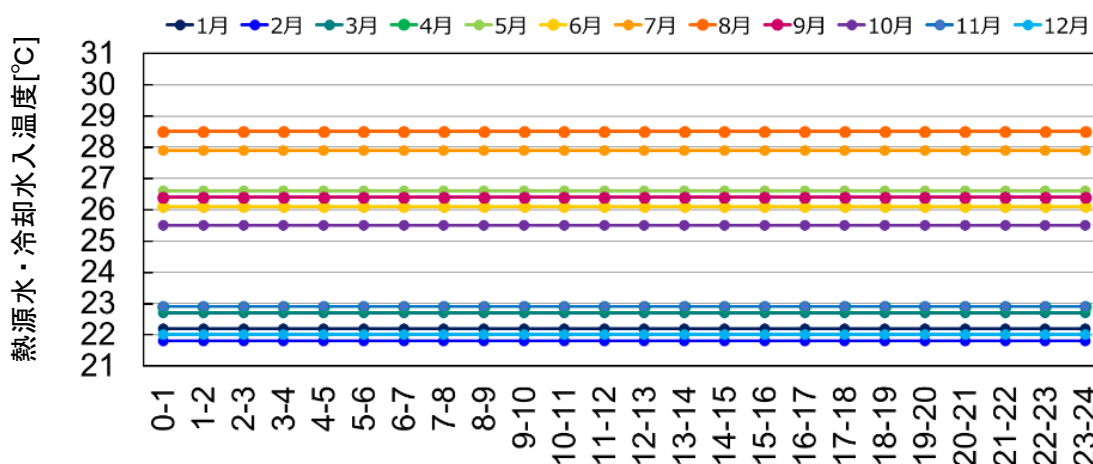


図 6.2.16 設定した冷却水・熱源水入温度の時刻別推移

(3) シミュレーション結果

a) 電力消費量

図 6.2.17 に月別電力消費量を示す。冬期は熱源水ネットワークの熱源水を利用するため、ボイラー等のエネルギー消費量は不要となっている。夏期は対象地区の DHC プラントのグループ冷却塔を利用するが、本建物の熱処理をするために追加を要する冷却塔のファン動力を想定して追加している。グループ冷却塔の運転が余剰にファンを運転している時間があるため、理想的な冷却塔の運転が可能となれば、冷却塔の電力消費量は削減できることが考えられる。

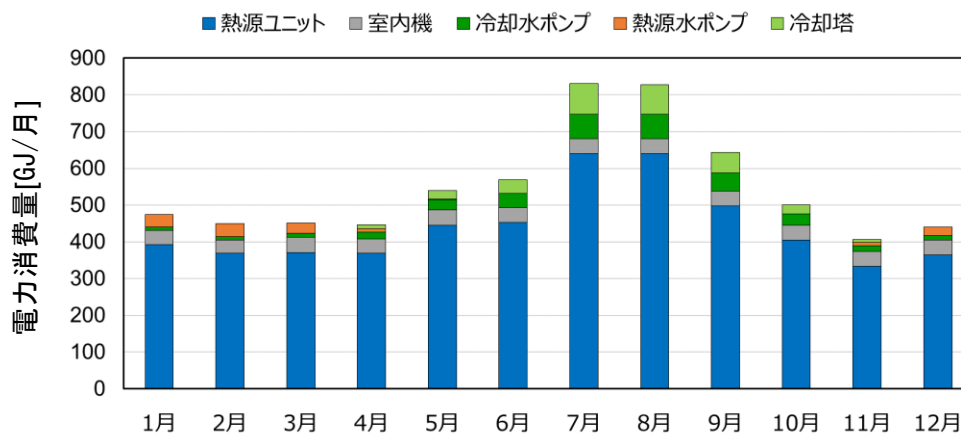


図 6.2.17 月別電力消費量

b) 熱供給システム効率

図 6.2.18 に月別の熱供給システム効率を示す。夏期(6~9月)における熱供給システム効率は 1.17、冬期(12~3月)は 1.05 となった。冬期は熱源水ネットワークに接続しデータセンター排熱を利用することで、熱供給システム効率が向上することを確認した。

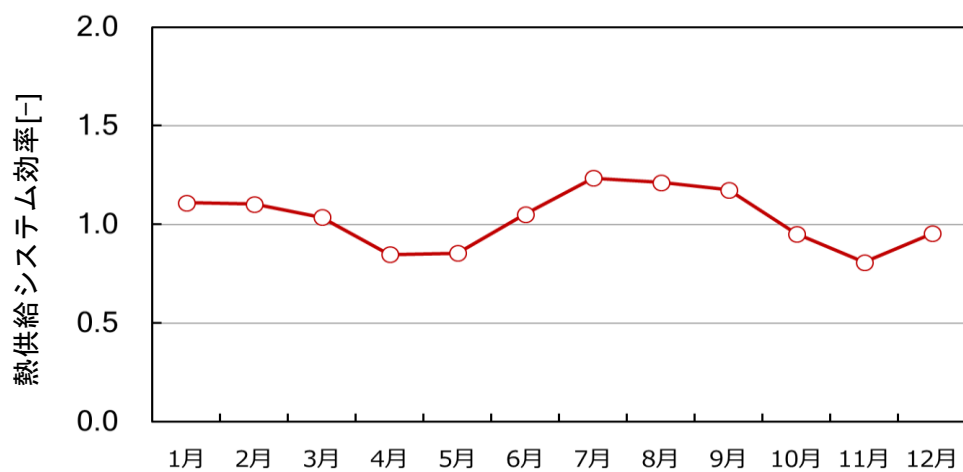


図 6.2.18 月別システム COP

(4) 接続によって考えられるプラント側への影響

a) 冷房排熱量

図 6.2.19 に対象地区全体に対するモデル建物の冷房排熱量を示す。モデル建物の冷房排熱は7月に最大となることを確認した。共通のグループ冷却塔を利用する建物 A～C に対する割合をみると、7月で約 24.2%となることを確認した（建物 D は別の冷却塔を利用）。モデル建物の冷房排熱により、熱源水ネットワークの冷却水還温度が上昇することが考えられるが、新たに冷却塔を稼働させるため、プラント側には影響が出ないと考えられる。

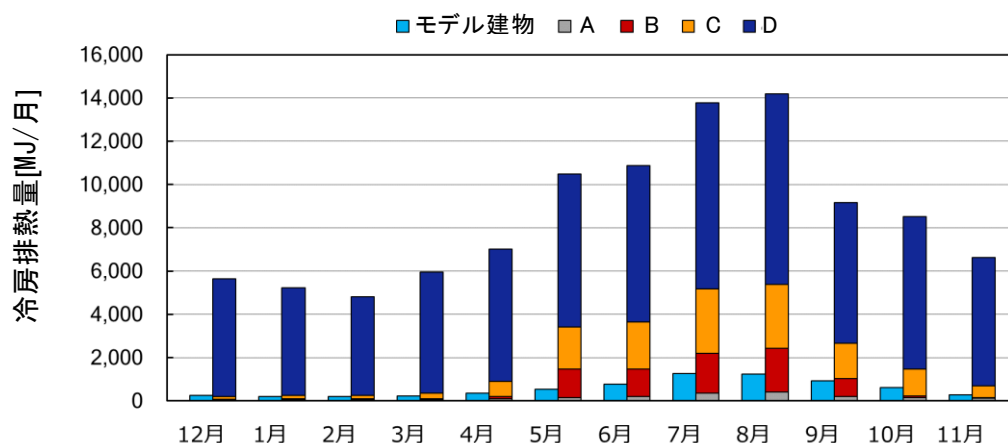


図 6.2.19 月別冷房排熱量 対象地区全体

b) 熱源水利用熱量

図 6.2.20 に各月の 4P の冷房排熱に対する各プラントの熱源水利用量とモデル建物の熱源水利用量の割合を示す。現状で 4P の冷房排熱は各月とも余剰にあり、モデル建物が接続することで新たに熱源機器が稼働する必要は無いと考えられる。また建物 D は蓄熱槽を有しているため昼間は熱源機が停止する時間帯もあるが、DHC プラントに熱源水槽があるため熱源水は常時利用することが可能となっている。

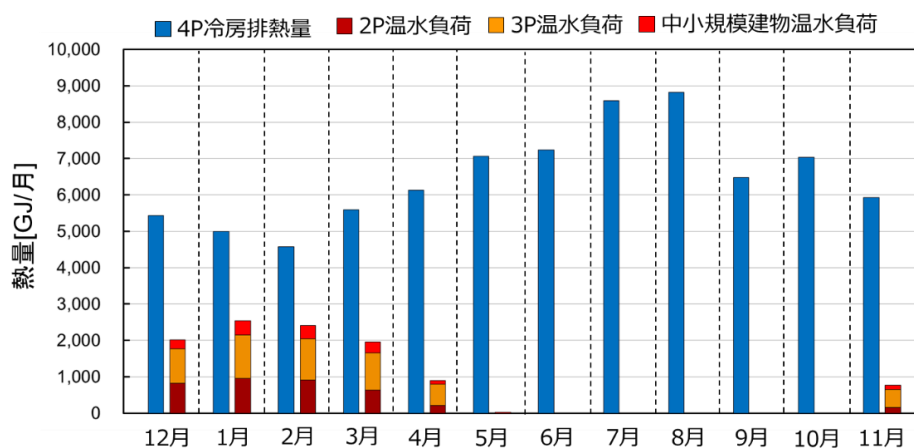


図 6.2.20 月別 4P 冷房排熱量と接続建物の熱源水利用状況

6.2.4 ミュレーション結果

(1) エネルギー消費量

図 6.2.21 に各方式における各月エネルギー消費量の比較を示す。

冬期には、水冷パッケージ空調方式は 23℃前後の熱源水を利用するため、空冷パッケージ空調方式と比べ、熱源ユニットの電力消費量が大幅に削減された。特に 1、2 月は、水冷式パッケージ空調方式〔接続式〕は空冷パッケージ空調方式と比べ約 33%省エネルギーとなることを確認した。なお水冷式パッケージ空調方式〔個別式〕は、ガス焼きヒーターを稼働するため、約 7%増加した。

夏期には、水冷式パッケージ空調方式は冷却塔の 25～30℃の冷却水を用いるため、空冷式パッケージ空調方式と比べ、熱源ユニットの電力消費量が平均 10.8%削減した。しかし冷却塔と冷却水ポンプの電力消費量が加算されるため、熱源システム全体では電力消費量が増加した。対象地区のグループ冷却塔の運転が余剰にファンを運転している時間があつたため、理想的な冷却塔の運転が可能となれば、水冷パッケージ空調方式〔接続式〕の冷却塔の電力消費量は低減すると考えられる。

以上より、水冷パッケージ空調方式〔接続式〕は空冷パッケージ空調方式と比較して、夏期に 5.2%の電力消費量が増加し、冬期に 26.6%の削減を確認した。

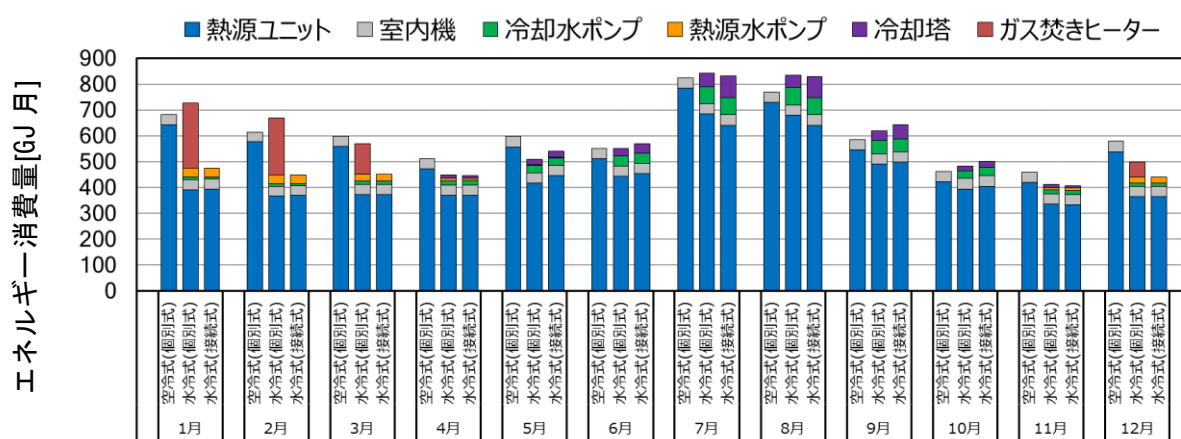


図 6.2.21 月別のエネルギー消費量

(2) 熱供給システム効率

図 6.2.22 に各方式の月別の熱供給システム効率を示す。冬期には、水冷パッケージ空調方式〔接続式〕が最も高効率であり、1、2月には熱供給システム効率は1.1となった。一方、空冷パッケージ空調方式〔個別式〕と水冷パッケージ空調方式〔個別式〕の1・2月の熱供給システム効率は0.76となり、水冷パッケージ空調方式〔接続式〕は約31%の効率向上効果があることを確認した。

図 6.2.23 に季節別の熱供給システム効率を示す。夏期には、空冷パッケージ空調方式が最も高効率となり、熱供給システム効率は1.23となった。水冷パッケージ空調方式〔接続式〕の熱供給システム効率は1.19となり、約3.3%の効率低下を確認した。水冷式にすることで、冷却塔、冷却水ポンプの電力消費量が加算されることが主な要因として考えられる。冬期には、水冷パッケージ空調方式〔接続式〕の適用により、約25%の効率向上効果があることを確認した。

データセンター排熱による熱源水ネットワークを利用した個別分散空調は、建物個別空調の個別分散空調と比べ、夏期の熱供給システム効率はやや低下するものの、冬期は大幅に向上することが明らかとなった。

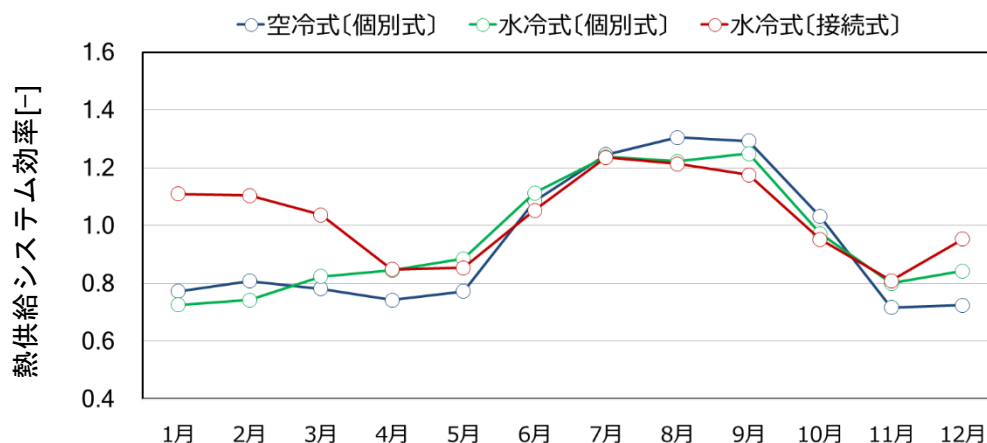


図 6.2.22 熱供給システム効率の年間推移

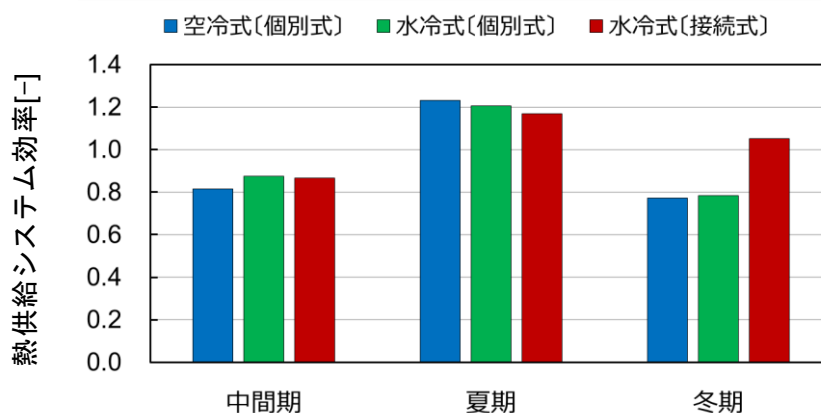


図 6.2.23 季節別の熱供給システム効率

図 6.2.24 に各方式の年間の熱供給システム効率を示す。水冷パッケージ空調方式〔接続式〕が最も高く 1.05 となった。空冷パッケージ空調方式〔個別式〕と水冷パッケージ空調方式〔個別式〕はほぼ同等な値となった。

データセンター排熱による熱源水ネットワークを利用した個別分散空調は、建物個別空調の個別分散空調(空冷パッケージ空調方式)と比べ、年間で約 9.4%の効率向上効果があることを確認した。

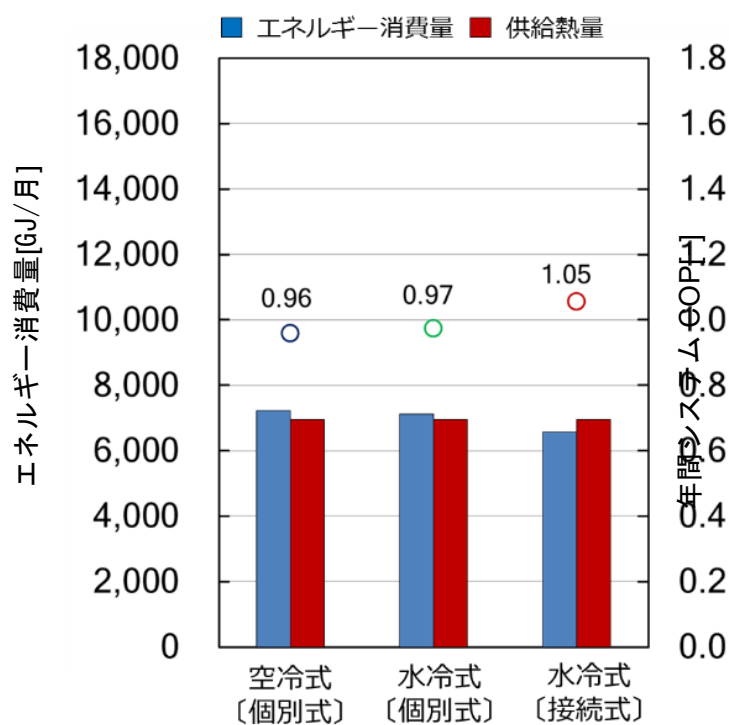


図 6.2.24 年間の熱供給システム効率

6.3 結論

本章では、これまで面的熱利用が困難だった個別分散空調について、水熱源の個別分散空調を用いて、熱源水ネットワークより熱源水を供給するシステムを考案し、熱供給システム効率の向上効果を検証した。そこで空気熱源（空冷パッケージ空調方式）の代わりに、水熱源（水冷パッケージ空調方式）の個別分散空調を選定し、熱源水の利用を可能とすることにより、熱源水ネットワークと接続するシステムを考案した。そして、前章既存 DHC をモデルに、データセンター排熱による熱源水ネットワークを利用する個別分散空調についてシミュレーション分析を行った結果、以下の知見を得た。

- 1) 熱源水ネットワークによりデータセンター排熱を利用する個別分散空調の熱供給システム効率は 1.05 となり、建物個別空調の個別分散空調の 0.96 に比べ、約 9.4%向上することを確認した。
- 2) 冬期の特に 1~2 月には、熱源水ネットワークを利用する個別分散空調はデータセンターの冷房排熱を用いることで、大気を利用する建物個別空調の個別分散空調に比べ、約 31%のエネルギー消費量削減を確認した。
- 3) 夏期には、熱源水ネットワーク利用は 25~30°Cの冷却水を用いるため、大気利用に比べ、熱源ユニットの電力消費量は約 10.8%削減したが、冷却水ポンプや冷却塔の稼働により電力消費量は約 5%増加した。なお本章で模擬した対象地区の冷却塔は、放熱量に対し余剰なファンの運転がみられたため、冷却塔の電力消費量は減少の余地があると考えられる。

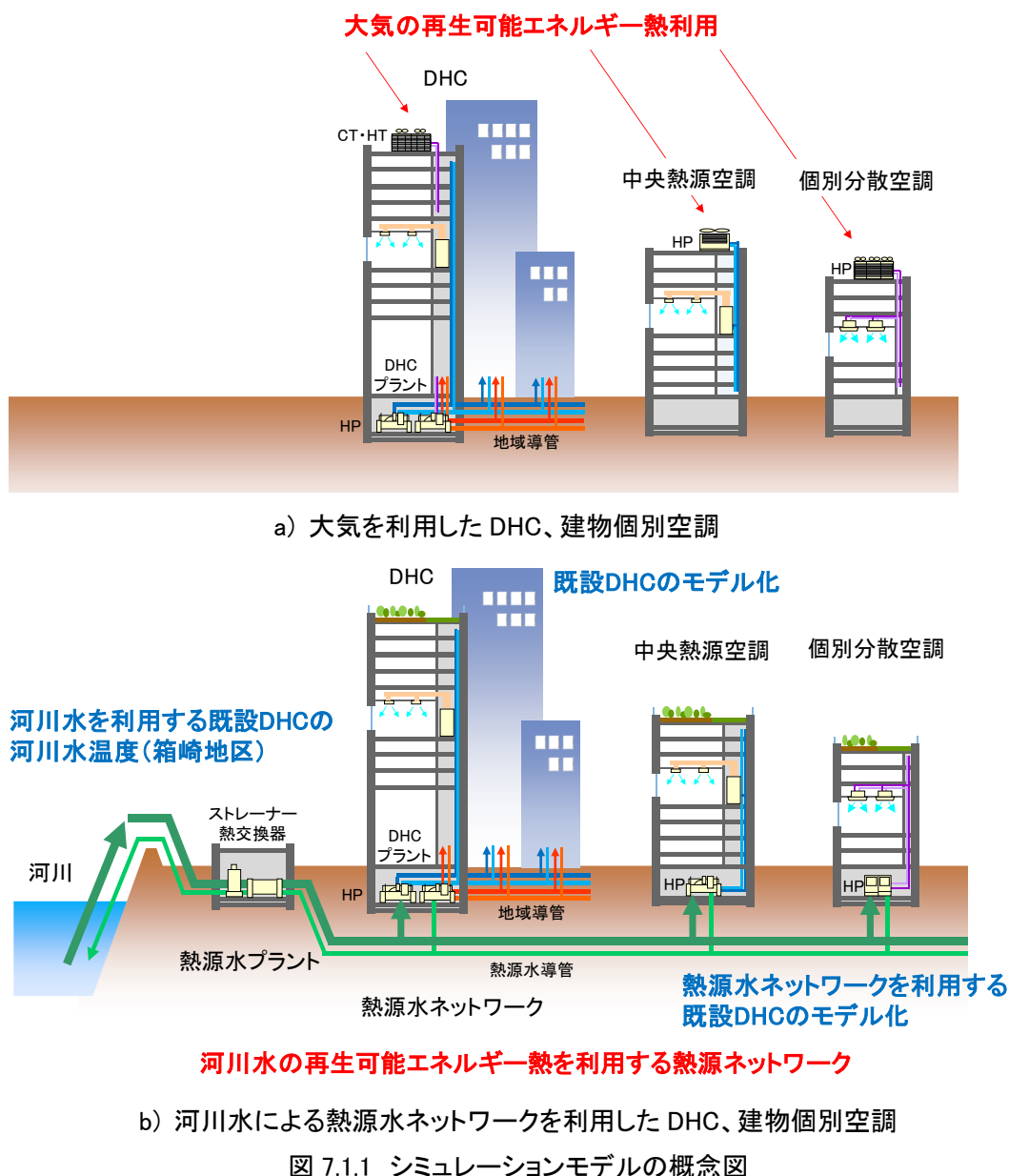
以上より、個別分散空調は、データセンター排熱による熱源水ネットワークを利用することにより、夏期はエネルギー消費量が増加するものの、冬期に大幅に削減され、年間では熱供給システム効率が向上することを確認した。

第7章 既成市街地における河川水の再生可能
エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークの
モデルスタディ

7.1 研究概要

実際の既成市街地は、様々な空調熱源方式、用途、規模が混在する。本章では、前章までの研究結果を踏まえ、これらが混在する既存の市街地をモデルに河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークのモデルスタディを行い、熱供給システム効率の向上効果を検証した。

モデル地区は、東京湾岸の河川に面した約 1.1k m²の地区に立地する 7 棟の建物、1 地区の DHC（延べ床面積合計 734,800 m²）を対象とした。これらの建物の空調熱源方式は DHC、中央熱源空調、個別分散空調が混在するとともに、建物用途も事務所、商業、ホテル、病院、複合などが混在し、建物規模も 9,700 ~ 46,000 m²の建物・地区が混在している。検証にあたり、河川水の再生可能エネルギー熱利用については 3~4 章の知見を活用し、また DHC は 4 章、中央熱源空調、個別分散空調は 5~7 章の知見を活用した。熱源水プラントで河川水を取水し、シェルアンドチューブ方式の熱交換器により熱交換し、1 系統 2 管式の熱源水ネットワークにより、各建物・地区へ熱源水を供給し、DHC と中央熱源空調、水熱源の個別分散空調の熱源として利用するシステムを想定した（図 7.1.1 参照）。



7.2 既成市街地における河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果のシミュレーションによる分析

7.2.1 河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークと建物個別空調のシミュレーション比較の概要

既成市街地における河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果を分析するため、既成市街地において河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークによる面的システムと、建物個別空調によるシステムについて、それぞれシミュレーションモデルを設定し、エネルギーシミュレーションを行い、効率を比較する。

モデル地区は、東京湾岸エリアの2つの河川に接する約1.1km²の地区を想定した。その地区の既設建物および今後の開発を予想した建物を想定し、空調熱源方式、建物用途、建物規模が混在した建物群を供給対象とした。

河川水の再生可能エネルギー熱を利用については第3～4章、熱源水ネットワークについては第3、5、6章、中央熱源空調については第5章、個別分散空調については第6章での設定を参考に、シミュレーションモデルの設定を行った。

なお本章においても第3章と同様に、シミュレーションはENEPRO21を用い、シミュレーションモデルの設定も第3章と同様に行った。

7.2.2 モデル地区の概要

本章のモデル地区は、東京都心部に実在する約1.1km²の地区をモデルに想定した。モデル地区は湾岸エリアにあり、2つの河川にはさまれて立地している。供給対象は、既存建物をモデルに想定した建物と、今後の開発を想定した建物の全1地区+7棟（延床面積合計734,800m²）とした。

空調熱源方式は、DHCが1地区、中央熱源空調の建物が3棟（一部、給湯用熱源設備を含む）、個別分散空調が3棟となっている。

建物用途は、業務が4棟、商業1棟、ホテル1棟、病院1棟、事務所と商業等の複合施設が1地区となっており、建物規模（地区の規模）は約1万～46万m²である。

モデル地区の供給対象建物概要を表7.2.1に示す。

表 7.2.1 供給対象建物概要

想定システム	名称	用途	新築/既存	延床面積[m ²]
地域冷暖房方式	A-1	複合	既存	460,000
	A-2	業務	新築	80,000
中央熱源空調方式	B-1	商業	新築	20,000
中央熱源空調方式+給湯	B-2	ホテル	新築	40,000
	B-3	病院	新築	50,000
パッケージ空調方式	C-1	業務	既存	9,700
	C-2	業務	既存	27,400
	C-3	業務	既存	47,700
合計				734,800

7.2.3 河川水の再生可能エネルギー熱を利用する熱源水ネットワークの概要

河川水の再生可能エネルギー熱を利用する熱源水ネットワークの熱源水導管等の配置概念図を図 7.2.1 に、システム概念図を図 7.2.2 に示す。

河川水はモデル地区の南側に接する河川より取水し、1 管式の熱源水導管を通じて、北側の河川に放水する。取水口近傍に取水設備として、取水ポンプ、ストレーナー、熱源水ポンプを設置する。そして既設 DHC が立地する A-1 地区に設置したシェルアンドチューブ方式の熱交換器へ送水し、熱交換をした熱源水を各建物、DHC へ供給する。建物へ供給する熱源水導管は 2 管式とする。各建物の中央熱源空調、個別分散空調、DHC および一部の建物の給湯設備は、この熱源水を利用して空調、給湯を行う。

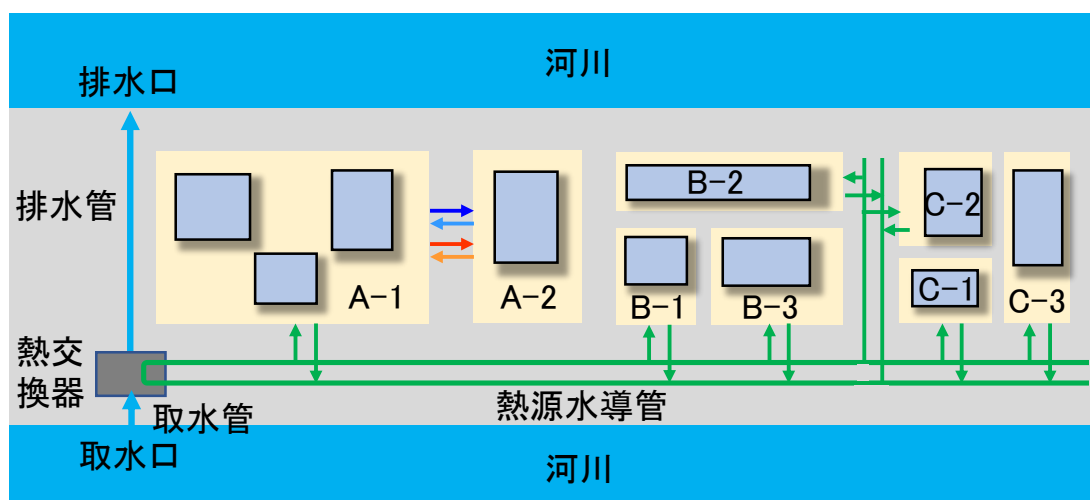


図 7.2.1 熱源水ネットワークの熱源水導管等の配置概念図

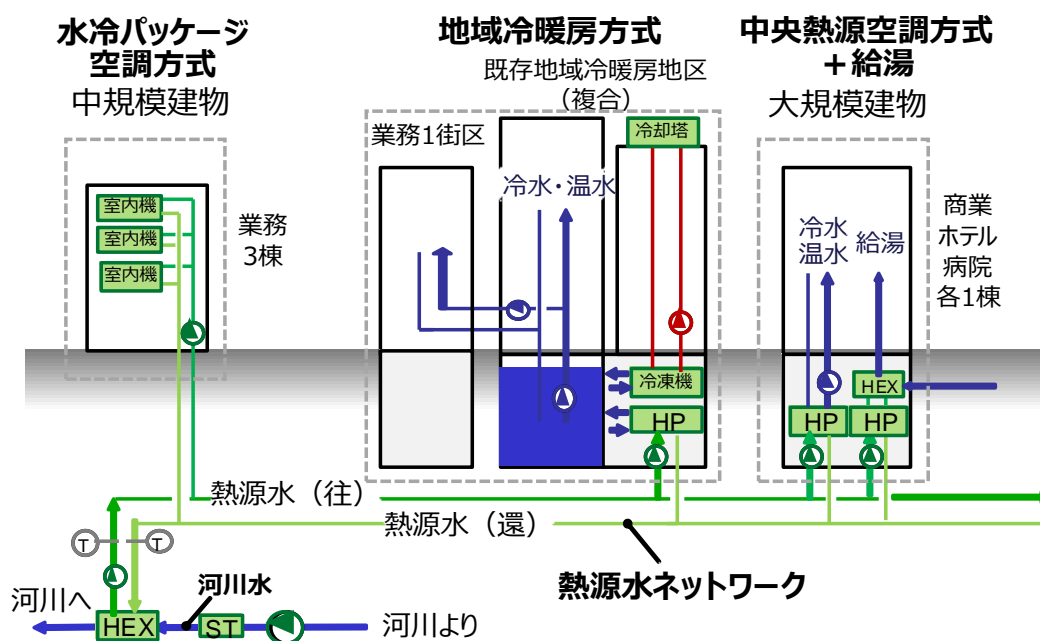


図 7.2.2 システム概念図

7.2.4 モデル地区における DHC のシミュレーションモデルの設定 (A-1,2)

(1) 設定方法の概要

モデル地区における DHC のシミュレーションモデルは、第3章で設定した大気再生可能エネルギー熱を利用する既設 DHC 地区を基にしたモデルを用いる (A-1 地区)。このモデルは、河川水と熱交換した熱源水が熱源水ネットワークを通じて DHC へ供給され、その熱源水を採熱源にヒートポンプを駆動し、冷温水を製造し、各建物へ冷温熱を供給するシステムを想定している (図 7.2.3 参照)。

本章ではさらに、対象地区の隣接街区に事務所を中心とした複合開発 (A-2 地区) が行われることを想定し、当該 DHC より冷温水を供給するシステムを想定した。これは、東京都が 2016 年より DHC の供給エリアの周囲 500m 以内に新設する大規模建物を対象に DHC の供給受入れ検討を義務づける条例が施行されたことより、今後、DHC の隣接街区への供給拡大を行う DHC が増加することを想定して設定したものである。この建物の熱負荷原単位は A-1 地区と同様と想定した。

熱源の温度条件は、前章までと同様に河川水は箱崎地区の河川水温度を、大気は第3章のモデル地区の外気温度を用いた (共に 2015 年度)。シミュレーションプログラムも同様に ENEPRO21 を使用した。

(2) 建物概要

DHC の供給対象は、第3章で設定した大気再生可能エネルギー熱を利用する既設 DHC を基にした A-1 地区と隣接街区に開発されることを想定した A-2 地区と設定した。A-2 地区は、隣接する街区の内、建替えの進んでいない街区を統合して一街区として開発されることを想定し対象街区を設定し、法定容積率等より延べ床面積を 80,000 m² と設定した。

(3) 負荷の設定

負荷は第3章で設定した A-1 地区の熱負荷を原単位化し、A-2 に建設される建物の延床面積に乗じて設定した。

(4) 熱源システム概要

A-2 地区を供給対象に追加して供給検討を行ったところ、既設 DHC の熱源システムに余力があり、設備の増設なしに供給可能であることを確認した。そのため新規に熱源設備は持たずに A-1 地区の地域冷暖房から冷水と温水を受け入れることを想定した。熱源システムは、第3章で設定した既設 DHC と熱源機は同容量のまま、河川水の再生可能エネルギー熱利用に機器更新するモデルと、大気利用、熱源機種別、容量をそのままに機器更新をしたモデルを用いた。

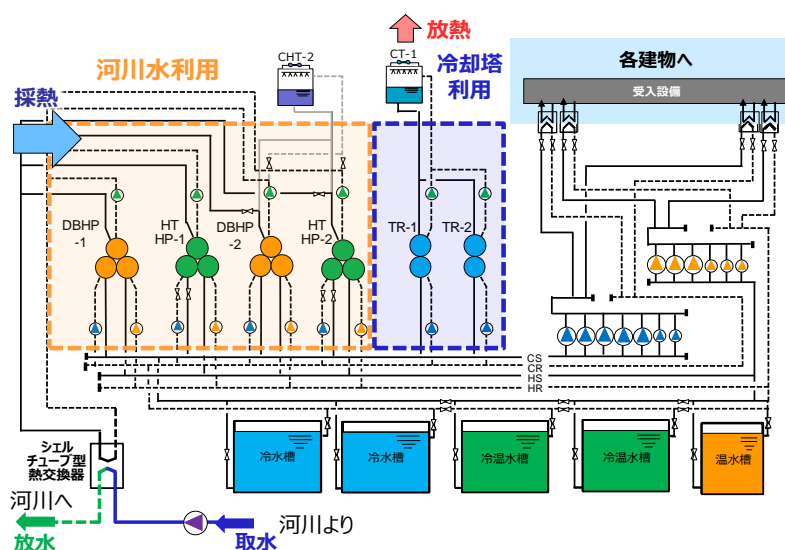


図 7.2.3 DHC のシステム概念図

7.2.5 モデル地区における中央熱源空調のシミュレーションモデルの設定

(1) 設定方法の概要

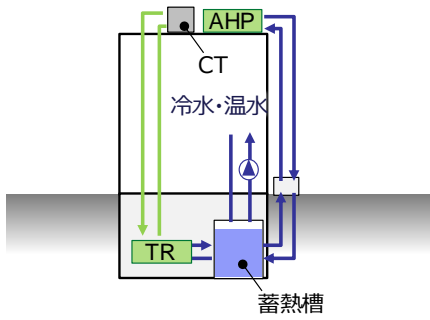
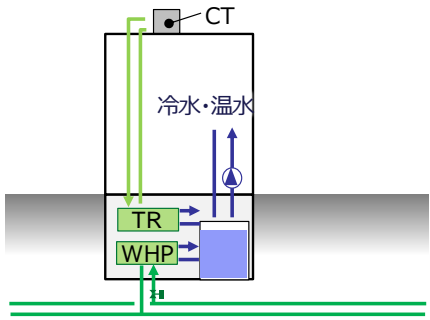
モデル地区における中央熱源空調のシミュレーションモデルは、モデル地区内に今後、商業ビル、ホテル、病院が新築されることを想定して設定した。熱源システムは、第5章で設定した中央熱源空調と同様の方式を想定した。この方式は、河川水と熱交換した熱源水が熱源水ネットワークを通じて各建物へ供給され、その熱源水を採熱源にヒートポンプを駆動し、冷温水を製造し、各建物の空調機等へ冷温熱を供給するシステムを想定している（表 7.2.2 参照）。

負荷原単位は芝浦工業大学村上研究室の既往研究による負荷原単位を用いて設定した。また前章までと同様に、熱源の温度条件については、河川水は箱崎地区の河川水温度を、大気は大気熱を利用する既設 DHC 地区の外気温を用い（共に 2015 年度データ）、シミュレーションプログラムは ENEPRO21 を使用した。

(2) 建物概要

モデル地区内において、未利用地や老朽建物等により低密度な利用となっている街区に今後、商業ビル、ホテル、病院が新築されることを想定して設定した。対象街区の敷地面積と法定容積率等より、延べ床面積を想定した。

表 7.2.2 シミュレーションモデルの概要

	一般セントラル熱源システム	熱源水ネットワーク接続
システムイメージ図		
熱源負荷	商業、ホテル、病院原単位(既往研究)	商業、ホテル、病院原単位(既往研究)
熱源機器	TR、AHP(切替型)、AHP(熱回収型)	TR、WHP(切替型)、WHP(熱回収型) 〔新川第3プラント参考〕
運転計画	新川参考	新川参考
河川水・外気条件	外気条件〔対象地区のBEMSデータ〕	外気条件〔対象地区のBEMSデータ〕 河川水条件〔箱崎BEMSデータ〕

(3) 負荷の設定

各建物の熱負荷は、研究室の既往研究の用途別の熱負荷原単位を用いた。BRTターミナルは商業用途の原単位、ホテルと病院は当該用途の原単位を用いた。図 7.2.4～5 に概略を示す。

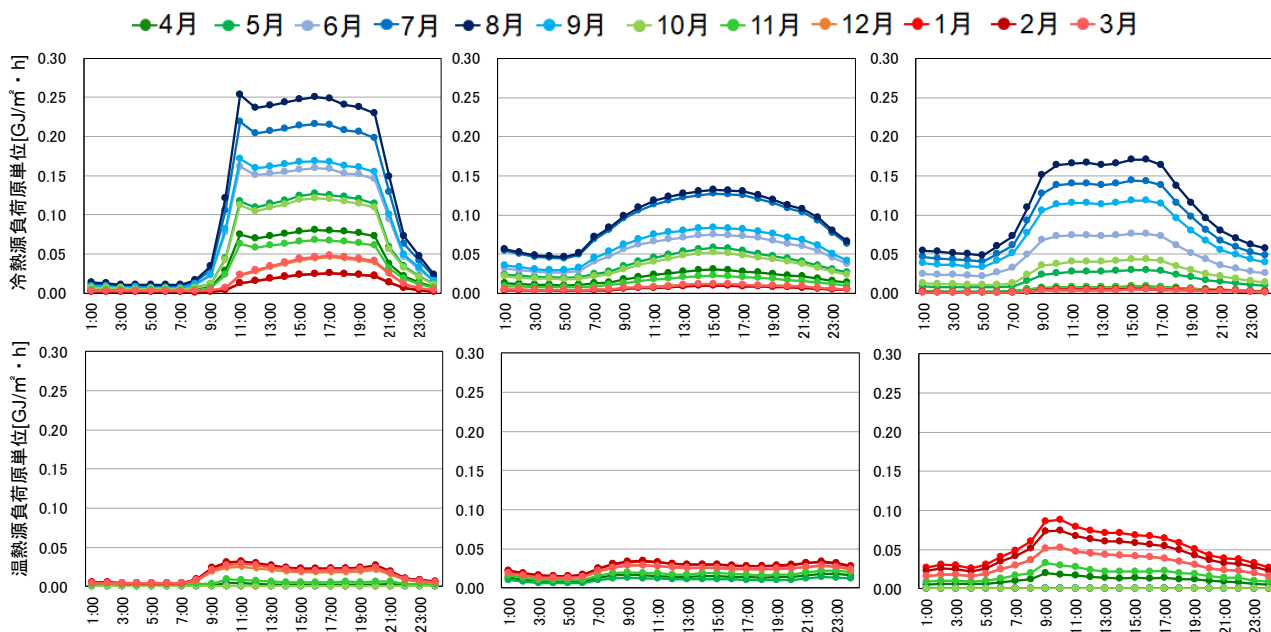


図 7.2.4 建物用途別の平日時刻別冷温熱負荷原単位の推移
〔左：商業ビル、中央：ホテル、右：病院〕

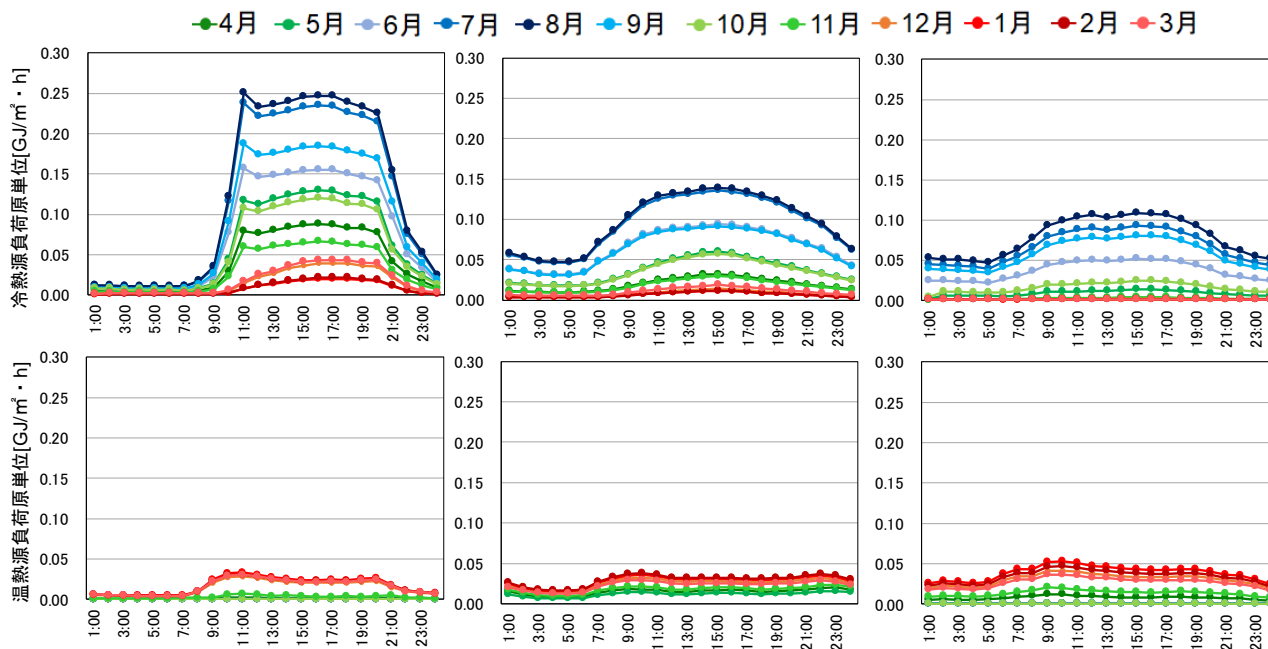


図 7.2.5 建物用途別の休日時刻別冷温熱負荷原単位の推移
〔左：商業ビル、中央：ホテル、右：病院〕

(4) 熱源システム概要

熱源システムは、第5章で設定した中央熱源空調と同様の方式を想定した。河川水の再生可能エネルギー熱を利用するモデルは、ターボ冷凍機と熱源水を熱源に水熱源ヒートポンプを組み合わせ、温熱は水熱源ヒートポンプにより製造するシステムである。一方、大気を利用するモデルは、ターボ冷凍機と蒸熱源ヒートポンプを組み合わせ、温熱は空気熱源ヒートポンプにより製造するシステムである。共に蓄熱槽を有している。表 7.2.3、図 7.2.6 に各熱源機器の設定条件等を示す。

表 7.2.3 各熱源機器の設定条件

機器	項目	一般想定熱源システム	河川水利用システム	
TR	熱源機器	TR		
	定格COP	6.0 (冷却水入温度32°C時)		
	参考データ	定格COP: NSRI資料、性能曲線: 新川第3プラント		
HP [切替]	熱源機器	AHP [切替]	WHP [切替]	
	定格COP	冷専	3.3 (外気乾球温度32°C時)	4.81 (冷却水入温度30°C時)
		温専	3.59 (外気乾球温度7°C時)	6.56 (熱源水入温度23°C時)
	参考データ	定格COP: NSRI資料、性能曲線: ENEPRO活用データ集		
参考データ	定格COP: NSRI資料、性能曲線: 新川第3プラントWHP [切替]			
HP [熱回収]	熱源機器	AHP [熱回収]	WHP [熱回収]	
	定格COP	冷専	3.3 (外気乾球温度32°C時)	4.81 (冷却水入温度30°C時)
		熱回収	5.84	8.06
	参考データ	熱回収COP: WHP冷専との比率		
参考データ	熱回収COP: 新川第3プラントWHP [熱回収]			

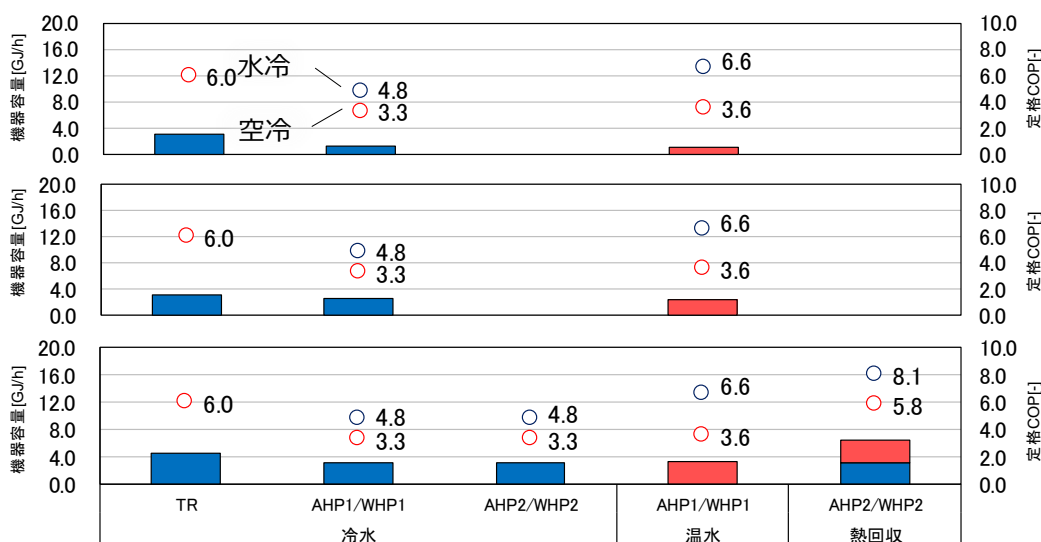


図 7.2.6 各熱源機器の機器仕様

7.2.6 モデル地区における個別分散空調のシミュレーションモデルの設定

(1) 設定方法の概要

モデル地区における個別分散空調のシミュレーションモデルは、モデル地区内の既存の中小ビルをモデルに想定して設定した。熱源システムは、第6章で設定した個別分散空調と同様の方式を想定した。この方式は、河川水と熱交換した熱源水が熱源水ネットワークを通じて各建物へ供給され、その熱源水を採熱源に水冷パッケージ空調機を駆動し、冷温水を製造し、各建物の空調機等へ冷温熱を供給するシステムを想定している。

負荷原単位は芝浦工業大学村上研究室の既往研究による負荷原単位を用いて設定した。また前章までと同様に、熱源の温度条件については、河川水は箱崎地区の河川水温度を、大気は第3章のモデル地区の外気温を用い（共に2015年度データ）、シミュレーションプログラムはENEPRO21を使用した。

(2) 建物概要

モデル地区内の既存の中小ビルの内、業務用途の建物3棟を対象にモデル設定を行った。3棟の概要を以下に示す（表7.2.4参照）。

表 7.2.4 モデル建物概要

	C-1 ビル	C-2 ビル	C-3 ビル
建物用途	事務所	事務所	事務所
延床面積 [m ²]	9,700	27,400	47,700
高さ [m]	55	50	82.1
階数 [階]	11	10	17
竣工年 [年]	2013	2006	2012

(3) 負荷の設定

各建物の熱負荷は、研究室の既往研究の用途別の業務用途の熱負荷原単位を用いた。図 7.2.7 に概略を示す。

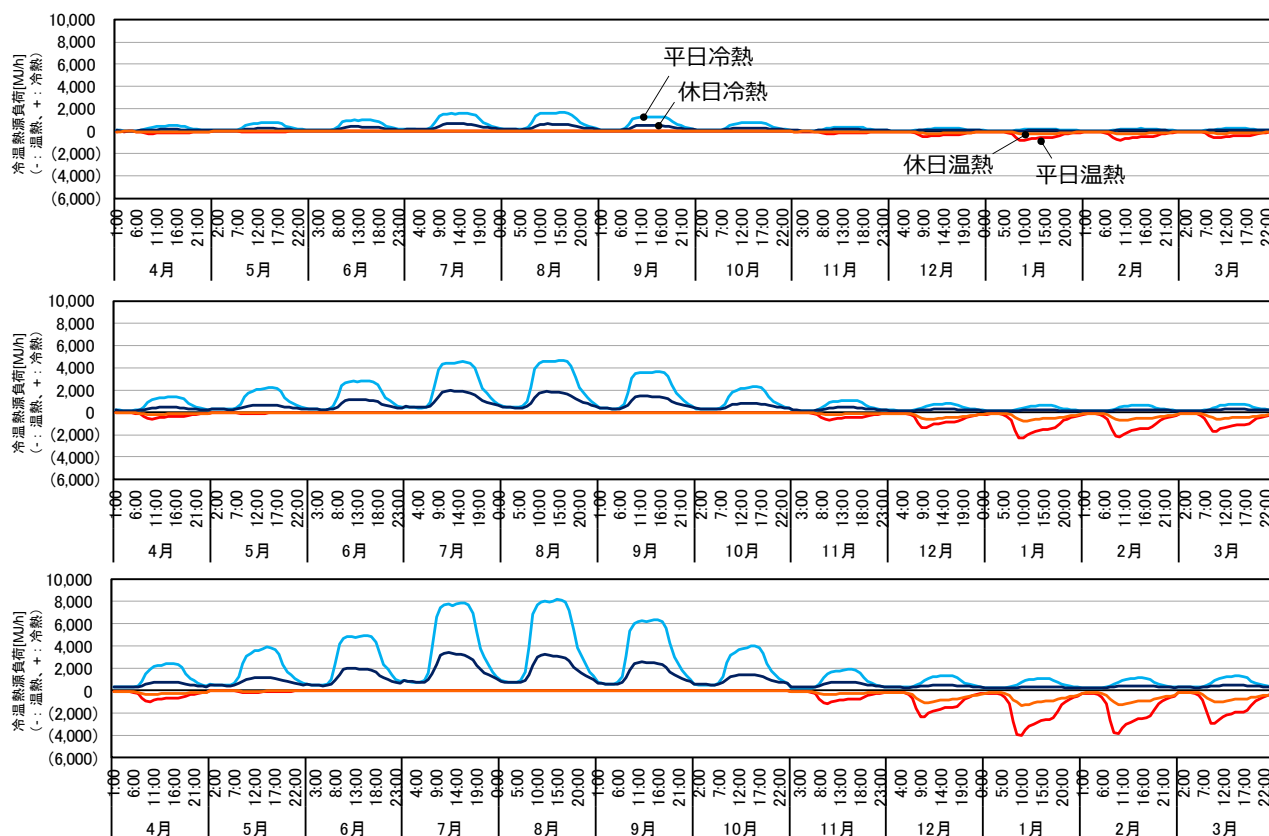


図 7.2.7 シミュレーションで設定した時刻別冷温熱負荷推移
[上:C-1ビル、中央:C-2ビル、下:C-3ビル]

(4) 熱源システム概要

熱源システムは、第6章で設定した個別分散空調と同様の方式を想定した。河川水の再生可能エネルギー熱を利用するモデルは、熱源水を用いる水冷式パッケージ空調方式によるシステムである。一方、大気を利用するモデルは、空冷パッケージ空調方式によるシステムである。図 7.2.8 に各熱源機器設定条件等を示す。

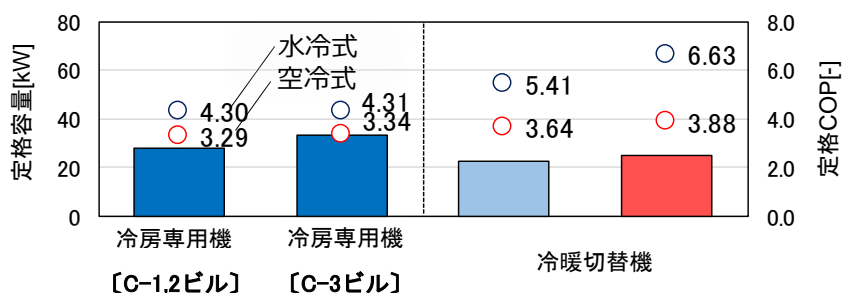


図 7.2.8 各熱源ユニットの機器仕様

7.2.7 モデル地区における中央熱源給湯のシミュレーションモデルの設定

(1) 設定方法の概要

7.2.5にて設定した中央熱源空調の建物の内、ホテルと病院は中央熱源給湯の導入を想定した。そして、河川水の再生可能エネルギー熱を利用する中央熱源給湯のモデルとボイラを利用する中央熱源給湯のモデルを設定した。河川水を利用するモデルは空調熱源と同様に河川水と熱交換した熱源水が熱源水ネットワークを通じて各建物へ供給され、その熱源水を採熱源にヒートポンプ給湯機を駆動し、各建物へ給湯するシステムを想定している（表 7.2.5 参照）。

給湯負荷はホテル、病院共に建物固有の使用方法等の影響により負荷量、需要カーブの差異が大きいと考え、1時間単位ではなく、1月単位の負荷を芝浦工業大学村上研究室の既往研究と「天然ガスコージェネレーション計画・設計マニュアル 2008」⁷⁻¹⁾（日本エネルギー学会）を用いて設定した。また前章までと同様に、熱源の温度条件については、河川水は箱崎地区の河川水温度を用い（共に 2015 年度データ）、シミュレーションプログラムは ENEPRO21 を使用した。

(2) 建物概要

7.2.5にて設定した中央熱源空調の建物の内、ホテルと病院を供給対象とした。

表 7.2.5 シミュレーションモデル概要

	一般セントラル熱源システム	熱源水ネットワーク接続
システムイメージ図		
給湯負荷	天然ガスCGS計画・設計マニュアル2008参考	天然ガスCGS計画・設計マニュアル2008参考
熱源機器	蒸気ボイラ〔定格COP 0.85〕	水熱源HP〔定格COP 3.19〕
河川水・外気条件	—	河川水条件〔箱崎BEMSデータ〕

(3) 負荷の設定

各建物の熱負荷は、研究室の既往研究の用途別の熱負荷原単位、「天然ガスコージェネレーション計画・設計マニュアル 2008」⁷⁻¹⁾を用いて設定した。以下に概略を示す。

a) ホテル

ホテルの給湯負荷の算出は、既往研究による原単位より算出した給湯負荷が含まれる温熱負荷を基に算出した。「天然ガスコージェネレーション計画・設計マニュアル 2008」⁷⁻¹⁾のホテルの月別温熱負荷比率（表 7.2.6）を参考にし、6~10月に関しては $0[\text{MJ}/\text{m}^2 \cdot \text{h}]$ として設定し、その他の月については $2/3$ を給湯負荷、 $1/3$ を温熱負荷として設定した。設定した給湯負荷と冷温熱源負荷の月別の推移を図 7.2.9 に示す。

表 7.2.6 ホテルの月別負荷比率

[%]	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	計
季節区分	中間期		夏期				中間期		冬期				
暖房負荷	12.48	3.07	0	0	0	0	0	12.77	18.86	20.54	17.87	14.41	100

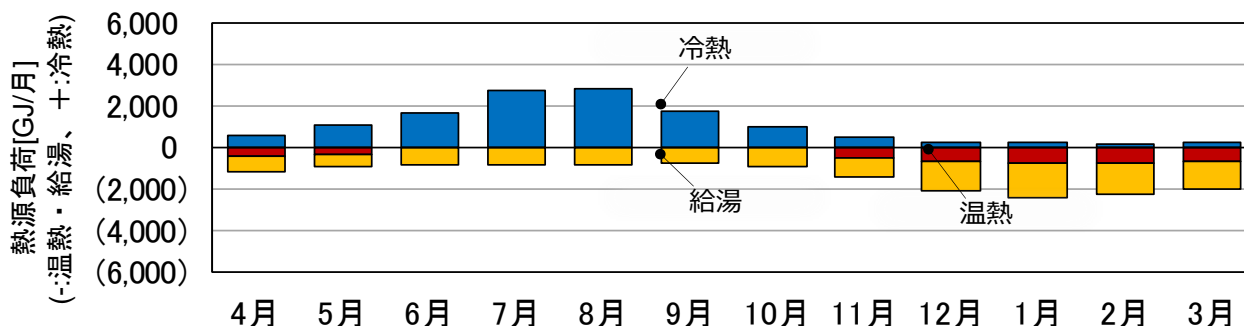


図 7.2.9 設定した給湯負荷と冷温熱源負荷の月別の推移〔ホテル〕

b) 病院

病院の給湯負荷の算出は、「天然ガスコージェネレーション計画・設計マニュアル 2008」⁷⁻¹⁾を基に算出した。設定した給湯負荷と冷温熱源負荷の月別の推移を図 7.2.10 に示す。

表 7.2.7 病院の年間給湯負荷原単位・ピーク負荷原単位

	年間熱負荷原単位	ピーク熱負荷原単位
給湯負荷	334.8 [MJ/m ² y]	167.4 [kJ/m ²]

表 7.2.8 病院の月別負荷比率

[%]	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	計
季節区分	中間期		夏期				中間期		冬期				
給湯負荷	9.85	8.06	7.88	7.13	5.54	5.76	7.87	8.19	10.15	9.51	9.98	10.05	100

7.2.10

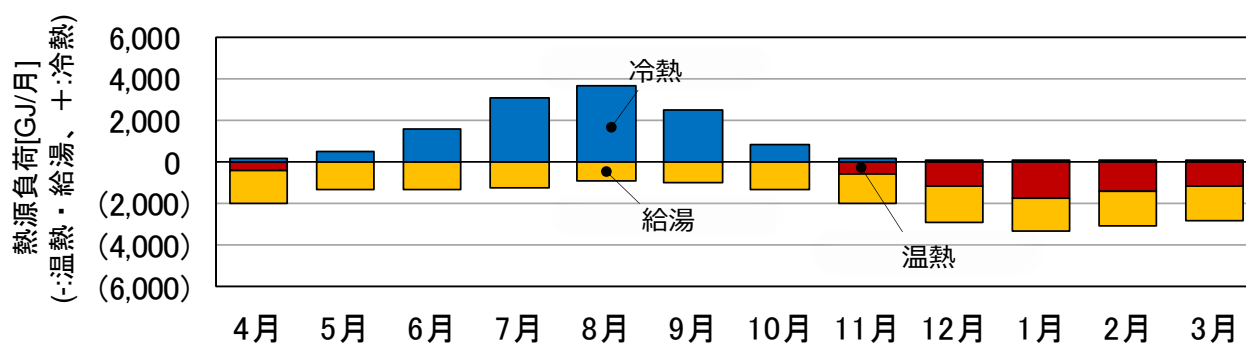


図 7.2.10 設定した給湯負荷と冷温熱源負荷の月別の推移〔病院〕

(4) 熱源システム概要

a) 給湯用熱源機の設定

一般セントラル熱源システムの蒸気ボイラに関しては、定格 COP0.85 の一定で試算を行った。

熱源水ネットワークシステム接続方式の水熱源 HP に関しては、メーカーより市販されている水熱源ヒートポンプを想定し、技術資料を参考に試算条件設定を行った。表 7.2.9 に水熱源ヒートポンプの機器仕様表を示す。これを基に図 7.2.11 示す冷水(熱源水)入口温度と加熱効率〔一次換算〕の関係の曲線を作成した。給湯温度は 70℃を想定した。

表 7.2.9 水熱源 HP の機器仕様表
(高温ヒートポンプチラー HEM II-HR: 神戸製鋼所)

冷水 〔熱源水〕 出口温度 [°C]	冷水 〔熱源水〕 入口温度 [°C]	加熱能力 [kW]	電気入力 [kW]	加熱効率 〔2次換算〕	加熱効率 〔1次換算〕
30	40	661.4	127.2	5.20	1.92
25	35	578.5	127.7	4.53	1.67
20	30	508.3	128	3.97	1.46
15	25	449.9	128.9	3.49	1.29
12	22	418.7	128.8	3.25	1.20
7	17	374	129.4	2.89	1.07

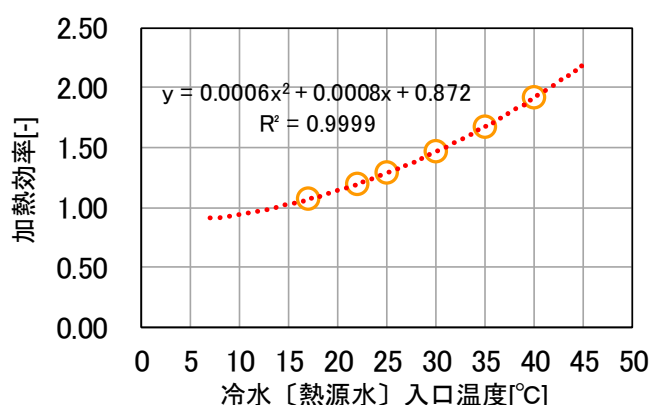


図 7.2.11 冷水(熱源水)入口温度と加熱効率〔一次換算〕の関係

b) 河川水取水温度の設定

河川水取水温度の設定は、2015年度の箱崎 BEMS データを用いた。給湯での試算は、月別ベースでの省エネ効果の検証のため、各月で河川水取水温度の平均値を算出し、間接利用方式を想定して 5~10月 は取水温度+3℃、4~11月 は取水温度-3℃として設定した。設定した各月の河川水熱利用による熱源水温度を図 7.2.12 に示す。

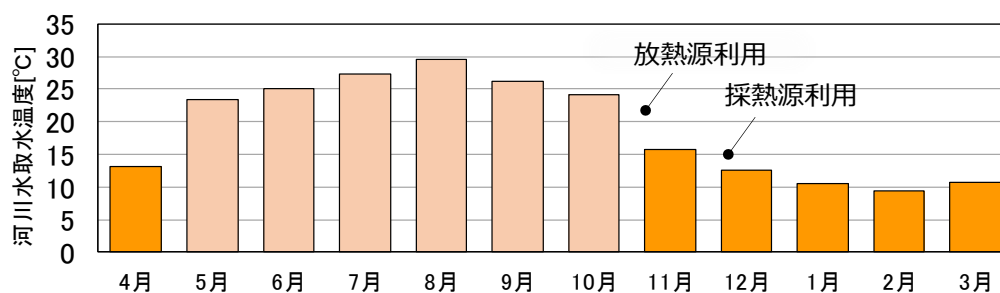


図 7.2.12 設定した河川水熱利用における熱源水温度

7.2.8 シミュレーション結果

(1) DHC のシミュレーション結果

月別と年間の電力消費量のシミュレーション結果を図 7.2.13 示す。河川水の再生可能エネルギー熱を利用することにより、暖房期は HTHP の機器効率が大きく向上するため、熱源水の取水ポンプを含めても約 18% 電力消費量が削減される。しかし冷房期は、HTHP の機器単体効率が若干の向上、もしくは低下するため、約 1.9% 電力消費量が増加する。なお年間の電力消費量に占める取水ポンプの電力消費量は 3.2% となった。

図 7.2.14 に月別と年間の熱供給システム効率を示す。河川水を利用することにより、暖房期における省エネルギー率は約 21.5% となり、年間の省エネルギー率は約 6.2% となった。

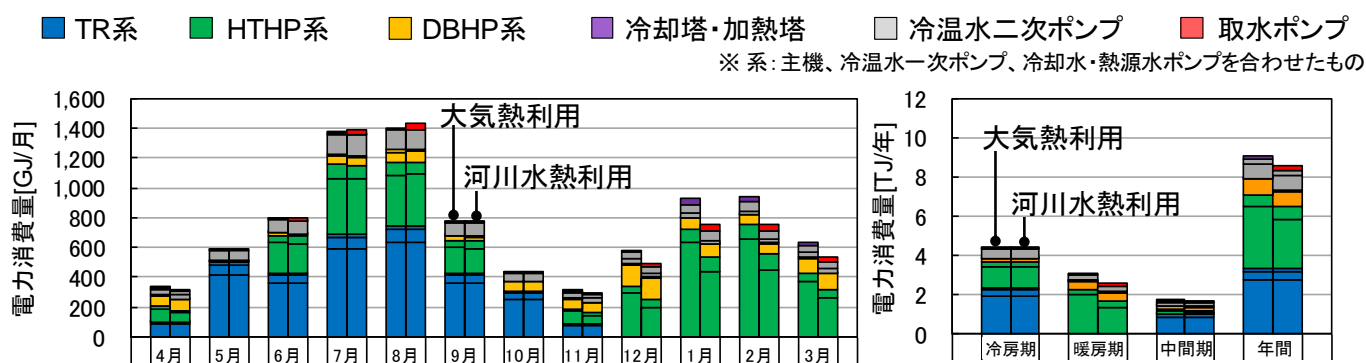


図 7.2.13 月別と年間の電力消費量の比較

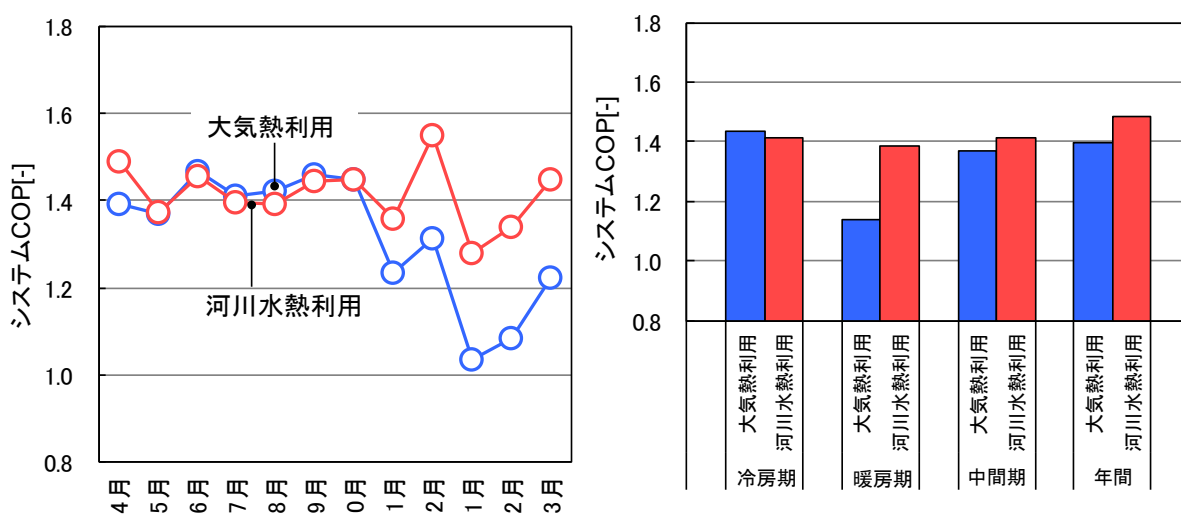


図 7.2.14 月別と季節別の熱供給システム効率の比較

(2) 中央熱源空調のシミュレーション結果

図 7.2.15 と図 7.2.16 に一次エネルギー消費量と熱供給システム効率のシミュレーション結果を示す。冬期を中心に省エネルギー効果があり、年間では、商業ビル(BRT ターミナル)で2.8%、ホテルで5.2%、病院で10.7%の省エネルギー効果を確認した。温熱負荷の占める割合が大きい病院での省エネルギー効果が最大となった。

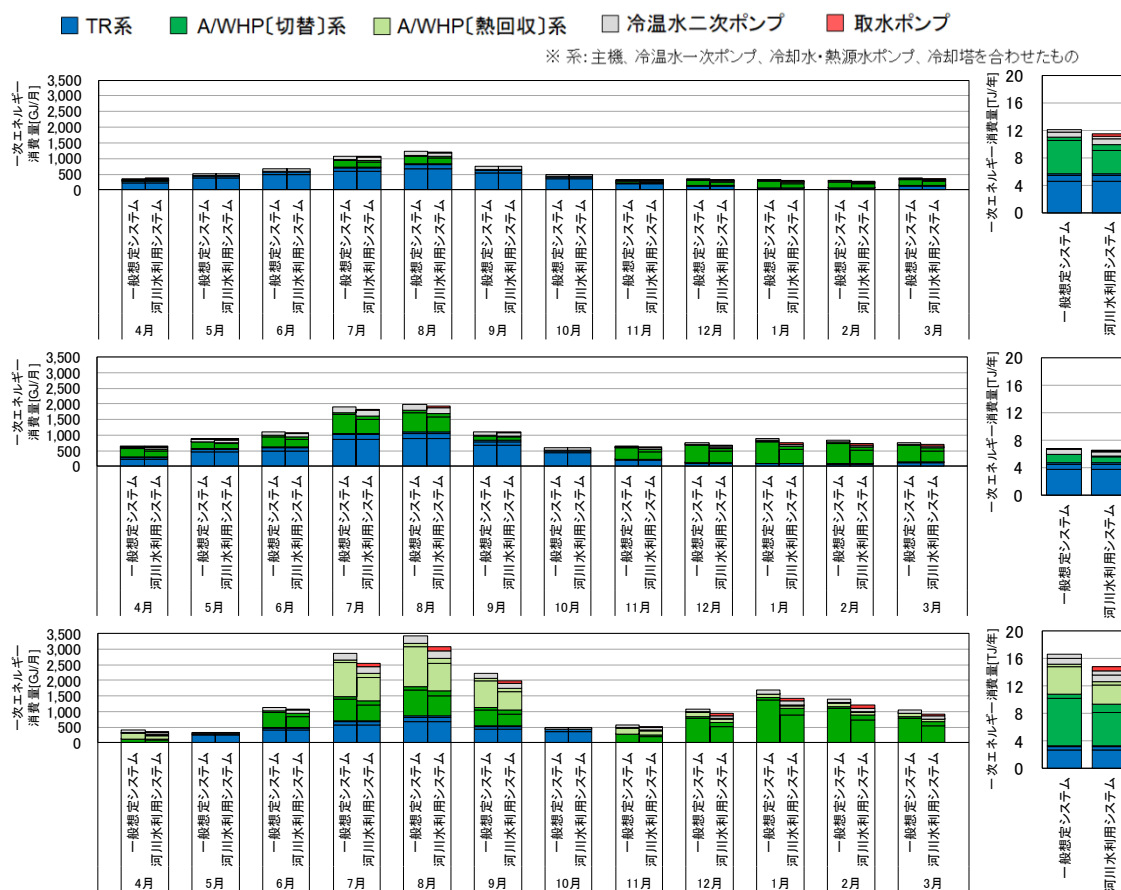


図 7.2.15 一般想定システムと河川水利用システムの年間一次エネルギー消費量の比較
〔上:商業ビル、中央:ホテル、下:病院〕

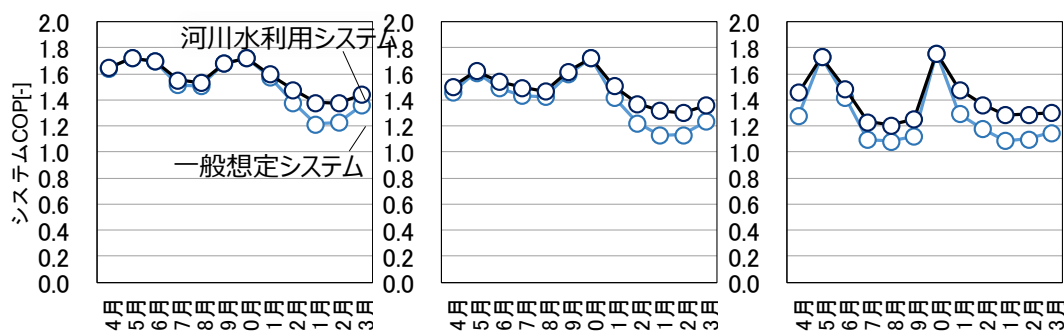


図 7.2.16 一般想定システムと河川水利用システムのシステム COP の比較
〔左:商業ビル、中央:ホテル、右:病院〕

(3) 個別分散空調のシミュレーション結果

図 7.2.17 と図 7.2.18 に一次エネルギー消費量と熱供給システム効率のシミュレーション結果を示す。個別分散空調も冬期を中心に省エネルギー効果があり、年間では、C-1 で約 5.4%、C-2 で約 5.4%、C-3 で約 4.8%の省エネルギー効果を確認した。本章ではシェルチューブ型の熱交換器による間接利用方式を想定しているため、夏期に河川水温度が外気乾球温度よりも高くなり、省エネルギー効果が見込めない結果となった。一方、冬期は河川水温度が外気湿球温度よりも高いため、10%前後の省エネルギー効果を確認した。

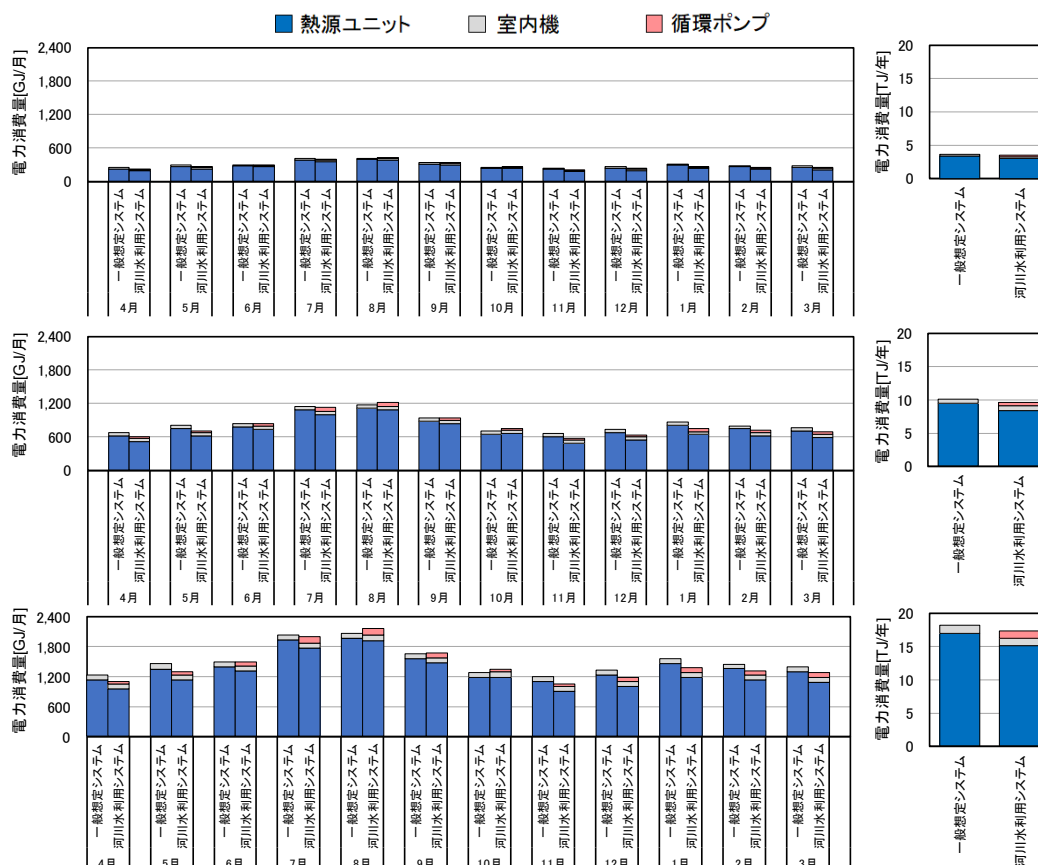


図 7.2.17 一般想定システムと河川水熱利用システムの電力消費量の比較
〔上:C-1ビル、中央:C-2ビル、下:C-3ビル〕

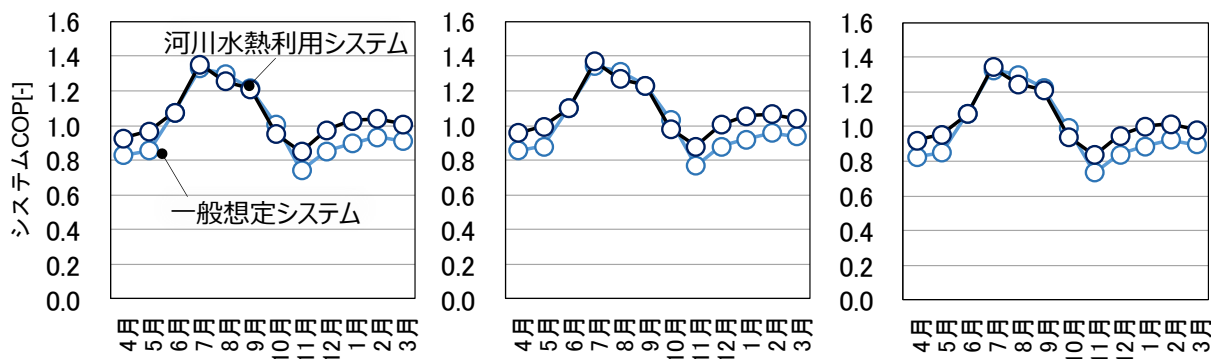


図 7.2.18 一般想定システムと河川水熱利用システムのシステム COP 比較
〔左:C-1ビル、中央:C-2ビル、右:C-3ビル〕

(4) 中央熱源給湯のシミュレーション結果

図 7.2.19 に一次エネルギー消費量のシミュレーション結果を示す。中央熱源給湯については年間を通じて省エネルギー効果があり、特に夏期の省エネルギー効果が大きいことを確認した。これは夏期に河川水温度が 30℃近くまで上がるためで、省エネルギー効果は平均で約 31.6%となった。

年間の省エネルギー効果は、ホテルで約 16.4%、病院で約 17.8%となった。

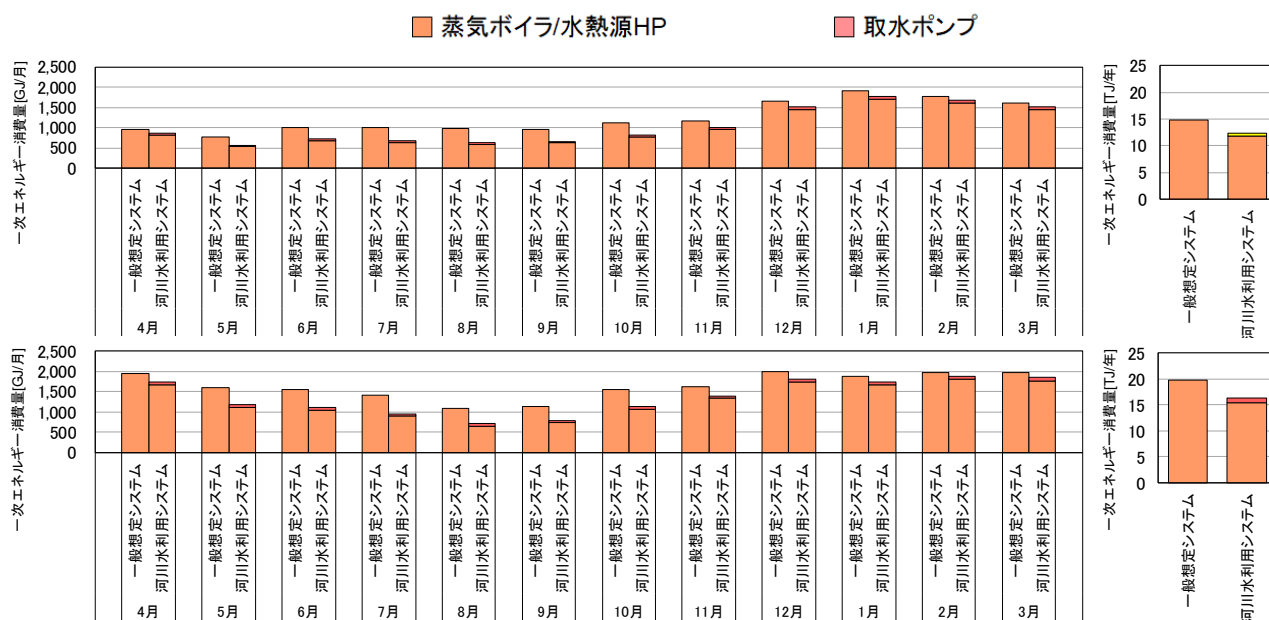


図 7.2.19 一般想定システムと河川水利用システムの年間一次エネルギー消費量の比較
〔上:ホテル、下:病院〕

(5) モデル地区全体のシミュレーション結果

モデル地区の建物別の一次エネルギー消費量を図 7.2.20 に示す。すべての空調熱源方式においても概ね 5%以上の省エネルギー効果を確認した。特に暖房負荷の占める割合が大きい病院において省エネルギー率が約 10.9%と大きくなった。また中央熱源給湯においては、ホテルと病院共に約 15%以上の省エネルギー効果となった。

モデル地区全体における省エネルギー効果を図 7.2.21 に示す。年間一次エネルギー消費量は、河川水の再生可能エネルギー熱を熱源水ネットワークにより利用するモデルは 189.4[TJ/年]であった。一方、大気を主に利用する建物個別空調のモデルは 205.9[TJ/年]となった。モデル地区全体における省エネルギー効果は約 8.0%であることを確認した。

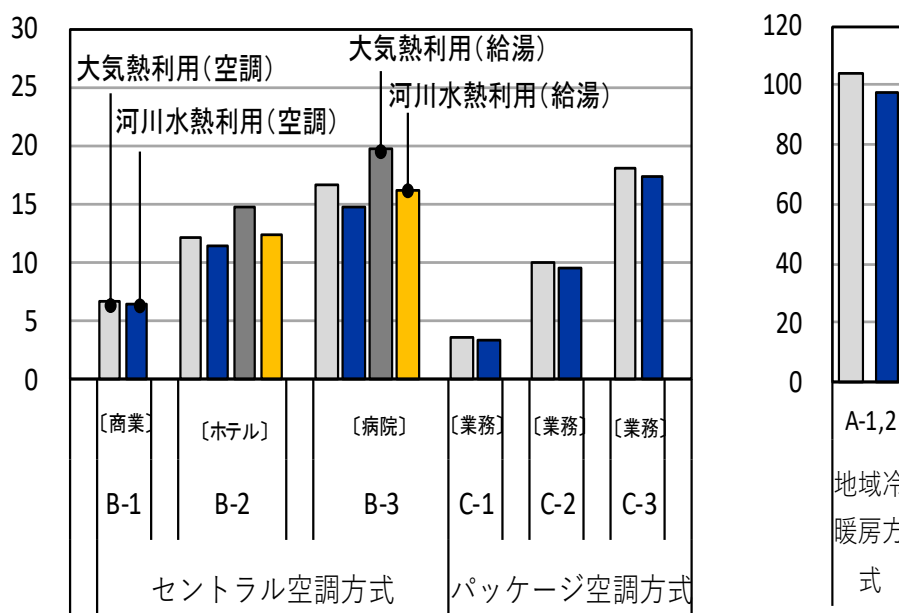


図 7.2.20 主要 3 種類の空調熱源方式における省エネルギー効果

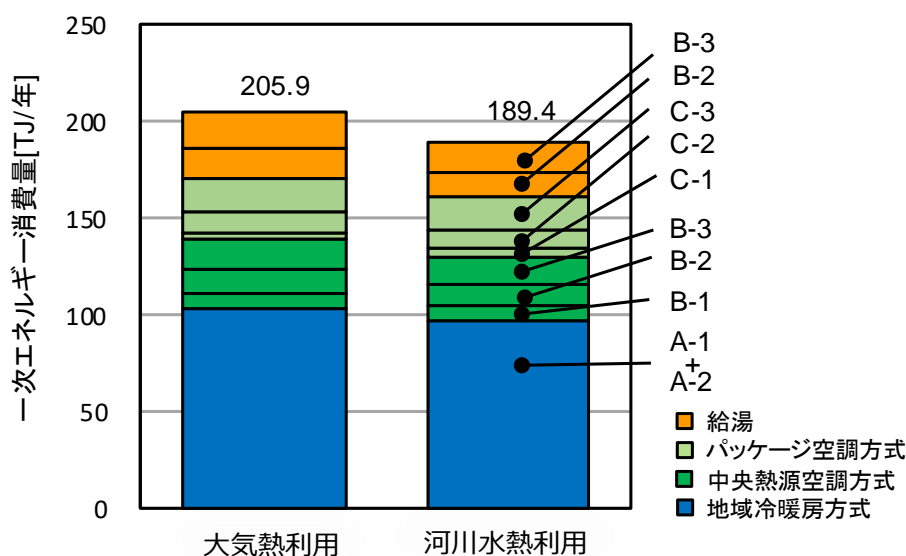


図 7.2.21 モデルスタディ地区における省エネルギー効果

7.3 結論

主要な3種類の空調熱源方式、様々な用途、規模が混在する既存の市街地をモデルに河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークのモデルスタディを行い、熱供給システム効率の向上効果を検証した。

モデル地区は、東京湾岸の河川に面した約1.1k m²の既存市街地をモデルとした。空調熱源方式はDHC、中央熱源空調、個別分散空調、また中央熱源給湯もモデル化し、シミュレーション分析を行った。用途は一体開発による複合施設、事務所、商業、ホテル、病院、建物規模は9,700~46,000 m²の建物を対象とした。

また熱源水ネットワークのシステムは、熱源水ネットワークを形成する既存DHCをモデルとした。河川水利用については、熱源水プラントで河川水を取水し、シェルアンドチューブ方式の熱交換器により熱交換し、1系統2管式の熱源水ネットワークにより、各建物・地区へ熱源水を供給し、DHCと中央熱源空調、水熱源の個別分散空調の熱源として利用するシステムを想定した。河川利用の熱源水条件は箱崎地区の河川水温度、大気利用は第3章のモデル地区の外気乾球・湿球温度に基づきシミュレーションを行った。

シミュレーション分析の結果、以下の知見を得た。

- 1) モデル地区内のすべての空調熱源方式、用途、規模において、河川水の再生可能エネルギー熱を利用する熱源水ネットワークの熱供給システム効率の方が、概ね5%以上、高効率となることを確認した。大気熱を利用した既設DHCの熱供給システム効率は、年間では1.28と比較的高い値となったが、季節別には夏期の1.41に比べ、冬期は1.07と大幅な低下がみられた。
- 2) 中央熱源給湯が最も省エネルギー効果が高く、ホテル、病院共に15%以上の省エネルギー効果となった。中央熱源給湯は年間を通じて省エネルギー効果があり、特に夏期の省エネルギー効果が顕著にみられた。
- 3) 空調については、DHCは約6.2%、中央熱源空調は2.8~10.7%、個別分散空調は4.8~5.4%の省エネルギー効果を確認した。いずれも冬期に省エネルギー効果が生じ、夏期のエネルギー消費量は大気利用とほぼ同等となった。
- 4) 様々な空調熱源方式、建物用途、建物規模が混在する既存市街地をモデルとした地区全体における省エネルギー効果は約8.0%となることを確認した。

以上より、様々な空調熱源方式、建物用途、建物規模が混在する河川に面した既存市街地において、河川水の再生可能エネルギー熱を熱源水ネットワークにより利用することにより、約8.0%の省エネルギー効果が得られることを確認した。

【参考文献】

- 7-1) 日本エネルギー学会：天然ガスコージェネレーション計画・設計マニュアル 2008、2008

第8章 総括

8.1 総括結論

未利用の再生可能エネルギー熱の面的利用を図るため、大気と比べ更なる高効率を期待できる河川水の再生可能エネルギー熱の利用による効率向上の検討を行った。また個別分散空調も含めた面的熱利用を可能とする熱源水ネットワークについて効率向上効果を分析した。そして既成市街地で河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークによる効率向上効果についてモデルスタディを行った。分析にあたっては、実在する既存 DHC を再現するシミュレーションモデルを作成し、実際の熱負荷や、墨田川の実際の河川水温度等を用い、より実際に近い検証を行った。本研究の検討により以下の知見を得た。

8.1.1 ヒートポンプが供給する再生可能エネルギー熱の定量評価手法の検討と大気熱利用量の概算（第2章）

大気や河川水が再生可能エネルギーと定義されたが、ヒートポンプにより供給される再生可能エネルギー量の定量的評価方法は定義されず、実績把握がなされていない。そのため本章では、EUの定量的評価方法に基づき、国内における大気を採熱源にヒートポンプが供給する再生可能エネルギー熱について概算方法を検討した上で、概算を行った。

EU では、大気や河川の熱等も再生可能エネルギーの導入目標の対象とし、ヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量 (E_{RES}) の定量的評価方法を定義している (式(1))。 E_{RES} は、ヒートポンプの供給熱量 (Q_{usable}) から電力等のヒートポンプの入力エネルギー (Q_{usable}/SPF) を引いた、大気や河川等からの採熱量を表している。

$$E_{RES} = Q_{usable} \times (1 - 1 / SPF) \quad \dots (1)$$

EU では、ヒートポンプの導入量の統計資料や SPF 等のデフォルト値を定めているが、日本では定められていないため、本章では、政府や各種団体等の統計資料等を用いてそれらを想定した。そして民生部門（事務所、ホテル、商業、病院）は、中央熱源空調用の空気熱源ヒートポンプと個別分散空調用の電動ヒートポンプ、ヒートポンプ給湯機を分析対象に、民生部門（住宅）は、ルームエアコンとヒートポンプ給湯機を分析対象に、産業部門は工場暖房用途の空気熱源ヒートポンプを分析対象に、農業部門は野菜 10 品種、果樹 16 品種、花き 5 品種をガラス室・ハウスで栽培する際に用いる加温用途を分析対象とした。

その結果、大気を採熱源にヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量は 498.2PJ となった。最終エネルギー消費総量に対するヒートポンプによる再生可能エネルギー量の比率は 8.6% となり、その他の再生可能エネルギー量と合算すると 13.0% となった。再生可能エネルギー熱の利用促進が、日本の再生可能エネルギーの導入量の増大に大きく寄与することが明らかとなった。

8.1.2 河川水の再生可能エネルギー熱利用による効率向上効果の分析（第3章）

本章では、より高効率化を目指し、冬期に大気よりも温度が高く、未利用の再生可能エネルギー熱である河川水に着目した。そして大気の再生可能エネルギー熱を利用した既設 DHC において、河川水を利用したシステムに更新した場合をシミュレーションし、熱供給システム効率の向上効果

を検証した。

対象地区はターボ冷凍機（1,180RT×2台）、ヒーティングタワーヒートポンプ（1,445RT×2台）ダブルバンドルヒートポンプ（430RT×2台）、5槽、合計19,060m³の蓄熱槽を有し、暖房は熱回収運転に加え、ヒーティングタワーを用い、大気の再生可能エネルギー熱を利用し温水製造している。熱供給システム効率は1.24（2016年度）と、国内を代表する大気の再生可能エネルギー熱を利用したDHCである。しかし季節別には、冬期に熱供給システム効率が低下する傾向が顕著にみられた。供給開始より15年以上経過していることより、対象地区の熱源更新を想定し、現状の大気熱を利用したケースと河川水の熱を利用したケースのシミュレーションを行った。河川水の水温は、箱崎地区で取水している水温データを用いた。箱崎地区ではヒートポンプのチューブに河川水を通水し、直接熱交換しているが、本章では、シェルアンドチューブの熱交換器で熱交換し、熱源水ネットワークにより熱源水を対象地区に供給することを想定した。

その結果、大気熱利用のまま改修した場合の熱供給システム効率1.39と比べ、河川水熱を利用するシステムに改修した場合は特に冬期の効率が向上し、同効率が1.48となり、河川水の再生可能エネルギー熱を利用することにより、熱供給システム効率が約6%向上することが分かった。

8.1.3 既存 DHC（箱崎地区）における河川水の再生可能エネルギー熱利用技術の実証（第4章）

河川水の再生可能エネルギー熱利用は、1989年、箱崎地区において日本で初めてDHCのシステムとして実用化された。本章では、2012～14年に実施した箱崎地区における更なる高効率化を目指した熱源設備改修に併せ、河川の再生可能エネルギー熱利用技術の実証を行い、河川水利用に有用な技術を確認した。

箱崎地区ではヒートポンプのチューブに直接河川水を通水しているため、混入物によるチューブの閉塞や汚れは熱交換効率の低下を招く。チューブの洗浄方式について、既存で使用していたブラシ洗浄とボール洗浄を実機で比較試験を行った結果、効率維持に効果があったボール洗浄方式に変更した。

周辺環境への影響を抑制するため水利用規定を定め、例えば夏期は流量を1m³/s、温度差を5℃以内と制限している。そのためヒートポンプの出入口温度差が拡大するとバイパス量を増やして温度差を規定値内に維持するが、取水量の最大値が決まっていることから、ヒートポンプへの流量が減少しさらに出入口温度差が拡大する悪循環となっていた。そこで、ヒートポンプ毎に河川水流量を計測して制御する方法に変更し、河川水のバイパス量を38%から3%に低減し、ヒートポンプの運転効率も向上した。改修後の熱供給システム効率は1.24（2015年度実績）と、高い効率を実現した。

河川水を利用する既存DHCにおいて、河川水利用技術を実証した結果、特にヒートポンプの熱交換効率低減を抑制するためのチューブ洗浄はボール洗浄方式が、河川水の取水量と温度差の維持にはヒートポンプ毎の流量計測に基づく流量制御が有用であることを確認した。

8.1.4 中央熱源空調へのデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果の分析（第5章）

本章では、河川水の再生可能エネルギー熱の面的利用を図る手法として、熱源水ネットワークに着眼した。現在、河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークが存在しないため、

冬期の暖房時にデータセンター排熱を利用する熱源水ネットワークが形成される既存DHCについて現状分析を行い、データセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果を検証した。

対象地区は、各建物にターボ冷凍機等の熱源機器を有し、冷却塔は1建物に集約している。各建物は1系統2管式の熱源水導管で結ばれている。冷房期の熱源水導管は、各建物の熱源機器は熱源水導管を通じて集合冷却塔を利用する冷却水ネットワークを形成する。暖房期の熱源水導管は、データセンターのターボ冷凍機の冷却水（20～25℃程度）を他の建物が暖房熱源と冷却水に利用する熱源水ネットワークを形成する。この地区の現状分析を行い、実績誤差率0～1%のミュレーションモデルを作成した。そして対象地区において、需要家建物が中央熱源空調だったことを想定したシミュレーションを行い、中央熱源空調の建物へ熱源水ネットワークを導入することによる効率向上効果を分析した。

その結果、冬期に熱源水ネットワークを通じてデータセンター排熱を利用する建物の熱供給システム効率 1.59 となり、建物個別空調と比べ 19.5% 向上し、中央熱源空調を採用する大規模建物への熱源水ネットワークによる再生可能エネルギー熱利用が有効であることを確認した。

8.1.5 個別分散空調へのデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワーク導入による効率向上効果の分析（第6章）

本章では、これまで面的熱利用が困難だった個別分散空調に着眼し、水熱源の個別分散空調を用いて、熱源水ネットワークより熱源水を供給するシステムを考案し、熱供給システム効率の向上効果を検証した。

中小規模建物に広く普及する個別分散空調は、室外機と室内機間の熱搬送に冷媒を用い、冷温水を使用しないため、従来のDHCでは接続できず、これまで面的エネルギー対策が困難であった。そこで空気熱源（空冷）の代わりに、水熱源（水冷）の個別分散空調を選定し、熱源水の利用を可能とすることにより、熱源水ネットワークと接続するシステムを考案した。そして、前章と同じデータセンター排熱を利用した熱源水ネットワークを形成する地区において、個別分散空調を採用する建物（ $4,113 \text{ m}^2$ ）を想定し、熱源水ネットワークを利用しない空気熱源の個別分散空調と熱源水ネットワークを利用する水熱源の個別分散空調をシミュレーション分析し、熱供給システム効率を比較した。

その結果、データセンター排熱を熱源とする熱源水ネットワークを用いた個別分散空調の熱供給システム効率は、冬期が 1.10 、夏期が 1.19 、年間 1.05 と、特に冬期に高い効率が得られ、従来方式の空冷の個別分散空調に比べ、約 9.4% 向上することから、熱源水ネットワークは個別分散を採用した中小規模建物の省エネルギー化にも効果が大きいことを確認した。

8.1.6 既成市街地における河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークのモデルスタディ（第7章）

実際の既成市街地は、様々な空調熱源方式、用途、規模が混在する。本章では、前章までの研究結果を踏まえ、これらが混在する既存の市街地をモデルに河川水の再生可能エネルギー熱を利用した熱源水ネットワークのモデルスタディを行い、熱供給システム効率の向上効果を検証した。

モデル地区は、東京湾岸の河川に面した約 1.1k m²の地区に立地する 7 棟の建物、1 地区の DHC（延べ床面積合計 734,800 m²）を対象とした。これらの建物の空調熱源方式は DHC、中央熱源空調、個別分散空調が混在するとともに、建物用途も事務所、商業、ホテル、病院、複合などが混在し、建物規模も 9,700～46,000 m²の建物・地区が混在している。検証にあたり、河川水の再生可能エネルギー熱利用については 3～4 章の知見を活用し、また DHC は 4 章、中央熱源空調、個別分散空調は 5～6 章の知見を活用した。熱源水プラントで河川水を取水し、シェルアンドチューブ方式の熱交換器により熱交換し、1 系統 2 管式の熱源水ネットワークにより、各建物・地区へ熱源水を供給し、DHC と中央熱源空調、水熱源の個別分散空調の熱源として利用するシステムを想定した。

その結果、モデルスタディを行ったすべての空調熱源方式、用途、規模において、従来方式と比べ、河川水の再生可能エネルギー熱を利用する熱源水ネットワークの方が、熱供給システム効率が向上し、モデル地区全体で 8.0% 向上した。これより様々な建物が混在する既成市街地における熱供給システム効率の向上に、熱源水ネットワークによる河川水の再生可能エネルギー熱の面的利用が有効であることを確認した。

8.2 今後の展望

低炭素社会の実現に向けて、民生部門の建物の一層の省エネルギー化、再生可能エネルギー利用の拡大が喫緊の社会的課題となっている。そこで以下の研究課題に取り組むことで、熱源水ネットワークによる再生可能エネルギー熱の面的利用が普及し、我が国の温室効果ガスの削減や再生可能エネルギーの利用拡大に貢献したいと考える。

大気を採熱源にヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量について、EU の評価方法に基づいて概算を行った。EU に比べヒートポンプに関する統計値等が整備されていないため、本研究では現時点で入手可能な建物ストック面積の統計値や熱負荷原単位等を用いた概算手法を提示した。大気による再生可能エネルギー熱の概略は把握できたが、算出精度に課題が残った。概算の精度を向上するため、例えばヒートポンプの出荷台数を地域別、用途別に分類する手法の検討等、より詳細に算出する方法の検討を行うと共に、ヒートポンプに関する統計値が今後、充実されることを期待するとともに、国内用のデフォルト値の整備に向け、EU での検討経緯の調査を継続したい。

本研究により、河川水の再生可能エネルギー熱を熱源水ネットワークにより面的に利用することによる熱供給システム効率の向上効果を明らかとした。東京や大阪等の大都市は、大規模な河川や海に面している市街地が多く、また地方都市においても河川や海岸を中心に発展した市街地は少なくない。そのため、既成市街地における温室効果ガス削減対策として、本研究の成果を活用できる地域は多いと考える。また導入に適した都市の規模や密度等について検討を継続したい。

本研究では再生可能エネルギー熱の内、河川水に着眼し、導入効果の検証を行った。再生可能エネルギー熱には河川水の熱の他、太陽熱、井水熱、地中熱等があり、また再生可能エネルギー熱の他にも、清掃工場の焼却排熱や下水熱、データセンター等の冷却排熱、工場のプロセス排熱等、熱供給システム効率の向上に資する様々な熱エネルギーが地域に賦存している。これらを面的利用するために熱源水ネットワークが有効であると考ええる。

熱源水ネットワークは低炭素都市を形成する新たな公益的な都市インフラとして、上下分離等により面的に整備されることが望まれる。

運用上の制度設計やビジネススキームの検討には、自由化が先行する電気事業のネットワークの同時同量管理や託送料徴収等の方法が参考になると考えられる。

熱供給事業者や、再生可能エネルギー熱等の地域に賦存する熱エネルギーを提供する事業者、さらに自施設の排熱等を提供する需要家等、複数の主体が熱を供給し、それを面的に多数の需要家が利用する、双方向の熱融通が容易に行うことのできる熱源水ネットワークの成立が理想と考える。

このような新たな都市インフラとしての熱源水ネットワークの実現および再生可能エネルギー熱利用の普及拡大に向け、今後とも研究に努めていきたいと考える。

謝辭

謝辞

本研究を進めるにあたり、終始温かいご指導ご鞭撻を賜り、主査として審査していただきました芝浦工業大学建築学部 村上公哉教授に心より感謝の意を表します。村上公哉教授には、企業で仕事をしながら研究活動を継続することの大切さを教えていただき、博士課程修学の門戸を開いていただきました。心より御礼申し上げます。

本学位論文の審査におきまして、貴重なご指導とご助言をいただきました芝浦工業大学建築学部 秋元孝之教授、西村直也教授、システム理工学部 増田幸宏教授、国士舘大学理工学部 原英嗣教授に心より感謝申し上げます。

本研究の礎となる都市環境工学の社会的意義と楽しさを教えていただきました早稲田大学 尾島俊雄名誉教授に心より感謝申し上げます。

本研究は、株式会社日建設計総合研究所 河野匡志氏（第2章）、株式会社竹中工務店 下正純氏（4章）、当時芝浦工業大学大学院博士課程に在籍していた田中翔大氏（5、6章）、同修士課程に在籍していた福井遼氏（第3、5、6、7章）との共同研究によるものです。また芝浦工業大学 竹林芳久特任教授（当時）、村上研究室の卒業生諸氏に多大なご協力をいただきました。ここに感謝の意を表します。

本研究の機会と多大なご協力をいただきました一般財団法人ヒートポンプ・蓄熱センター、東京電力エナジーパートナー株式会社、東京都市サービス株式会社、日本ファシリティ・ソリューション株式会社の皆様に深く感謝いたします。

最後に、生涯にわたり学ぶことの大切さを教えてくれた亡き両親にこの論文を捧げるとともに、温かく応援してくれた兄、いつも心の支えとなってくれた妻、長女、次女に心から感謝します。

履歷書・研究業績

履歴書

ふりがな	やまかわ さとし
氏名	山川 智
出身	1969年、東京都出身
現住所	東京都在住

学歴

1989年 4月	早稲田大学理工学部 建築学科	入学
1993年 3月	同上	卒業
1993年 4月	早稲田大学大学院 理工学研究科 建設工学専攻修士課程	入学
1995年 3月	同上	修了
2019年 4月	芝浦工業大学大学院 理工学研究科 地域環境システム専攻博士課程	入学
2020年 9月	同上	修了

職歴

1995年 4月	東京電力(株)東京南支店 流通設備部 建築グループ (入社)
1999年 2月	// 本店 建設部 土木建築技術センター 建築設備技術グループ 主任
2006年 7月	// (財)ヒートポンプ・蓄熱センター (出向) 業務部 兼 蓄熱技術部 課長代理
2009年 7月	// 本店 法人営業部 都市ソリューション部 都市ソリューション第三グループ チームリーダー
2013年 7月	// 東京都市サービス(株) (出向) 技術開発部 技術活用グループマネージャー 兼 蓄熱技術センター 所長
2016年 7月	東京電力エナジーパートナー(株) (HD 制移行に伴う社名変更) E&G 事業本部 都市事業部 都市営業第四グループマネージャー 兼 商品開発室
2018年 7月	// 日本ファシリティ・ソリューション(株) (出向) O&M 本部 O&M 第一部長 兼 東京電力エナジーパートナー(株) E&G 事業本部 部長

賞罰

なし

研究業績（国内学会）

種類別	題名、発表・発行掲載誌名、発表・発行年月、著者
<u>第2章</u>	
論文（査読有）	ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量に関する研究 EUの算定方法に基づく大気熱からの再生可能エネルギー量の概算 日本建築学会環境系論文集, 2020.10, 山川智, 河野匡志, 村上公哉
論文	ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量に関する研究（第1報） 再生可能エネルギー量の算定方法の検討 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2016.8, 山川智・渡邊幸芳・河野匡志・ 武田尚吾・湯澤秀樹・村上公哉
論文	ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量に関する研究（第2報） 我が国における大気熱からの再生可能エネルギー量の推計 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2016.8, 渡邊幸芳・村上公哉・山川智・ 湯澤秀樹・河野匡志・武田尚吾
<u>第3・7章</u>	
論文（査読有）	既成市街地の低炭素化に寄与する再生可能エネルギーインフラに関する研究 ー河川水熱を利用した熱源水ネットワークのモデルスタディーー 日本都市計画学会都市計画論文集, 2018.10, 山川智・村上公哉・福井遼
論文	熱源水ネットワークに関する研究 ー河川水熱利用型システムによる省エネルギー効果のシミュレーション分析ー 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2018.9, 福井遼・村上公哉・竹林芳久・山川智
<u>第4章</u>	
論文（査読有）	河川水熱利用設備の洗浄方式と流量制御方式の見直しによる効率改善 ー河川水利用熱供給システムの改修内容とその効果ー 日本建築学会技術報告集, 2018.2, 山川智・齋藤功志郎・下正純・河野匡志・村上公哉
論文	再生可能エネルギー熱を利用した箱崎地区熱供給センターのリニューアル改修 リニューアルの効果の検証と河川水利用に関わる取組み 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2017.7, 久保隆太郎・齋藤功志郎・山川智・河野 匡志・湯澤秀樹・村上公哉

解説	箱崎地区熱供給センター第一プラントの熱源改修 空気調和・衛生工学, 2017.7, 山川智・他（共著）
解説	隅田川の再生可能エネルギー熱を利用 エネルギーレビュー, 2016.4, 山川智
<u>第5章</u>	
論文	次世代型地域熱供給システム（熱源水ネットワーク）の研究 その2 システムシミュレーションによる集中熱源システムとのエネルギー効率の比較 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2017.7, 山川智・齋藤功志郎・福井遼・村上公哉・竹林芳久
論文	次世代型地域熱供給システム（熱源水ネットワーク）の研究 その1 冷却排熱による熱源水ネットワークシステムの稼動実績と導入効果の検証 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2016.8, 山川智・日野祐嗣・田中翔大・村上公哉
<u>第6章</u>	
論文	次世代型地域熱供給システム(中小規模建物との相互連携)の研究 その2 水熱源ヒートポンプ空調と熱源水ネットワークとの連携 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集, 2017.9, 福井遼・村上公哉・竹林芳久・太田享支・山川智
論文	次世代型地域熱供給システム（中小規模建物との相互連携）の研究 その2 水熱源ヒートポンプ空調と熱源水ネットワークとの連携 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2017.7, 福井遼・村上公哉・竹林芳久・太田享支・山川智
論文	既成市街地における地域熱供給システムの需要家増大に関する研究 －水熱源ヒートポンプ空調と熱源水ネットワークの連携－ 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, 2017.4, 福井遼・村上公哉・竹林芳久・太田享支・山川智
論文	次世代型地域熱供給システム（中小規模建物との相互連携）の研究 その1 水冷パッケージ空調方式による地域熱供給システムとの連携の可能性の検討 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2016.8, 福井遼・田中翔大・村上公哉・山川智
論文	次世代型地域熱供給システム(中小規模建物との相互連携)の研究 その1 水冷パッケージ空調方式による地域熱供給システムとの連携の可能性の検討

論文	<p>空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2016.8, 福井遼・田中翔大・村上公哉・山川智</p> <p>次世代型地域エネルギーシステムの研究 中小規模建物と地域熱供給システムの相互連携の可能性の検証 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, 2016.4, 福井遼・田中翔大・村上公哉・山川智</p>
<u>その他</u>	
論文	<p>次世代型地域熱供給システム（潜熱顕熱分離空調システムとの連携）の研究 モデル熱供給プラントの稼動実績と需要家へのデシカント空調システムの導入効果の検証, 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集, 2017.9, 山川智・齋藤功志郎・福井遼・村上公哉・竹林芳久</p>
論文（修士）	<p>リモートセンシングによる市街地の夏季熱環境評価に関する研究 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1995.7, 山川智・渡辺浩文・山崎敏夫・尾島俊雄</p>
著書	<p>ZEBのデザインメソッド 技法堂出版, 2020.9, 空気調和・衛生工学会編, 山川智・他（共著）</p>
著書	<p>災害時の水利用 飲める水・使える水 空気調和・衛生工学会, 2013.12, 山川智・他（共著）</p>
著書	<p>低温送風空調システムの計画と設計 空気調和・衛生工学会, 2004.2, 山川智・他（共著）</p>
著書	<p>コージェネレーション総合マニュアル 通産資料調査会, 2000.6, 山川智・他（共著）</p>
解説	<p>低炭素社会の実現に向けた水素エネルギーの役割について —CO₂ フリー水素の活用— 空気調和・衛生工学, 2017.2, 山川智・他（共著）</p>
解説	<p>ヒートポンプ・蓄熱システムの普及で進む温暖化対策 月刊省エネルギー, 2007.6, 山川智</p>
解説	<p>東京電力豊島支社（旧称 大塚支社）における空気調和設備リニューアル 空気調和・衛生工学, 2002.11, 山川智・他（共著）</p>

研究業績（国際学会）

種類別	題名、発表・発行掲載誌名、発表・発行年月、著者
第4章 論文 (abstract acceptance)	Retrofitting in HAKOZAKI DHC Utilizing Renewable River-Sourced Heat アジア都市環境学会国際会議研究発表会, 2019.11, 山川智・村上公哉
論文 (abstract acceptance)	Energy-Saving Retrofitting of Heat Source in DHC ASHRAE（アメリカ暖房冷凍空調学会）冬季大会, 2018.1, 山川智
その他 講演	Advanced technology exchange - residential heat pumps 在サンフランシスコ日本国総領事館・米国カリフォルニア州政府, 2008.3, 山川智
論文	HVAC equipment renewal at the Tokyo Electric Power Toshima branch 空気調和・衛生工学会大会（国際セッション）学術講演論文集, 2002.8, 山川智・合田和泰

受賞歴

賞名	題名、受賞年月、機関等
第4章 空気調和・衛生 工学会賞 特別賞 リニューアル賞	箱崎地区熱供給センター第一プラントの熱源改修 2017.5, 空気調和・衛生工学会
省エネ大賞 経済産業大臣賞	再エネ熱を利用した箱崎 DHC における更なる省エネ化・負荷平準化への挑戦 2017.2, 省エネルギーセンター

ヒートポンプ・蓄熱システム運転管理等の改善事例表彰 優秀賞	蓄熱および河川水熱の利用における運用・システムの改善について 2016.7, ヒートポンプ・蓄熱センター
<u>その他</u> 地球温暖化防止活動表彰 環境大臣表彰	自社オフィスにおける省エネルギー・省資源への取組み 200.12, 環境省
環境・設備デザイン賞 入賞	リニューアル工事を考慮した Lon Works 対応配管挿入型温度計 2004.5, 建築設備総合協会
空気調和・衛生工学会賞 技術賞	東京電力豊島支社（旧称 大塚支社）における空気調和設備リニューアル 2002.5, 空気調和・衛生工学会

研究業績 査読論文

ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量に関する研究

EU の算定方法に基づく大気熱からの再生可能エネルギー量の概算

A STUDY ON THE AMOUNT OF RENEWABLE ENERGY SUPPLIED BY HEAT PUMP

A rough estimate of the amount of renewable energy from air-source heat based on the EU guideline

山川 智^{*1}, 河野匡志^{*2}, 村上公哉^{*3}

Satoshi YAMAKAWA, Masashi KAWANO and Kimiya MURAKAMI

In the present study, we investigated a method to estimate the renewable-energy-based heat from air supplied by a heat pump in Japan. This method is based on the quantitative evaluation method by the EU. We proposed a macro-level estimation method that uses the statistical data from the government and various organizations. And we estimated it roughly; the renewable energy supplied by air-source heat pumps was 403.6PJ/year for buildings in the civil sector; 35.7PJ/year in the industrial sector; and 0.09PJ/year in the agricultural sector; resulting in a total of 439.4PJ/year.

Keywords : Heat pump, Renewable energy, air-source heat

ヒートポンプ, 再生可能エネルギー, 大気熱

1. はじめに

パリ協定が発効し、日本は温室効果ガスを 2013 年度の水準から 2030 年度までに 26%、2050 年度までには 80%削減することを約束した。また日本は、国内で消費するエネルギーの 90.5%を海外からの輸入に依存しており (2017 年度) ¹⁾、温室効果ガスの排出量削減に加え、エネルギー供給構造の改善を図るために、再生可能エネルギー利用の普及拡大が求められている。

EU では、2009 年の「再生可能エネルギー推進指令」²⁾により、電気、熱、運輸部門における再生可能エネルギー量が最終エネルギー消費総量に占める比率を 2020 年に 20%とする目標値が定められた。2014 年の再生可能エネルギー量の実績値は 177Mtoe、最終エネルギー消費総量に占める割合は 15.3%となり、その内訳は、電気が 41%、熱が 50%、運輸が 9%であった ³⁾。「再生可能エネルギー推進指令」²⁾では、再生可能エネルギーの熱の対象を、「バイオマス、バイオガス、地熱、ヒートポンプによるエアロサーマル・ハイドロサーマル・ジオサーマル、太陽熱」と規定し、特にヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量の算定方法については、「ヒートポンプからの再生可能エネルギーの計算に関するガイドライン」⁴⁾により定義された。2014 年には、ヒートポンプによる再生可能エネルギー量が 309 [PJ/年]となり、再生可能エネルギーの総量に占める割合は 4%となり、太陽光発電 (3%) を上回る実績となった。また最終エネルギー消費総量に占める割合は 0.6%であった。

一方、国内では、2009 年に「エネルギー供給構造高度化法」により、「太陽光、風力、水力、地熱、太陽熱、大気中の熱その他自然界に存する熱」が再生可能エネルギー源と定義された。しかし、ヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量の算定方法は定められていない。

ヒートポンプによる再生可能エネルギーの熱に関する既往研究では、大岡、日野らは、再生可能エネルギーはその多くは太陽放射と地球放射を根源とし、大気圏内で形を変えて日射、赤外線、大気熱、雨、地中熱などの形で建物周辺にあまねく存在している、と論じ、再生可能エネルギーである太陽熱と地中熱を熱源とする水循環ヒートポンプの開発、検証を行っている ⁵⁾。奥宮らは地下水と河川水をヒートポンプの熱源として利用した場合の省エネルギー効果について、全国地下水資料台帳データと GIS データを用いて岐阜県大垣市全域を対象に広域な概算を行っている ⁶⁾。また田中らと共に池水を熱源としたヒートポンプの効率向上についてシミュレーションによる検討を行っている ⁷⁾。しかし、全国レベルのヒートポンプによる再生可能エネルギー量の算定について検討された研究はない。

そこで本報では、EU の算定方法を参考に、国内の民生部門、産業部門、農業部門において、大気より採熱してヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量について、政府や学協会等の統計データ等を用いたマクロ的な概算法を提案し、わが国における 2013 年度 (パリ協定の日本の目標基準年) 水準の総量の把握を試みた。

*1 芝浦工業大学大学院理工学研究科 博士課程・工修

*2 (株)日建設計総合研究所 博士(工学)

*3 芝浦工業大学建築学部建築学科 教授・工博

Grad. Student, Engineering and Science, Shibaura Institute of Technology, M.Eng.

Nikken Sekkei Research Institute, Dr.Eng.

Prof., School of Architecture, Shibaura Institute of Technology, Dr.Eng.

2. ヒートポンプによる再生可能エネルギー量の算定方法

2.1 EUにおける算定方法

2.1.1 算定対象の再生可能エネルギー源

EUの「再生可能エネルギー推進指令」²⁾では、再生可能エネルギーが電気、熱、運輸に分類された。その内、再生可能エネルギーの「熱」の対象は、前述したように「バイオマス、バイオガス、地熱、ヒートポンプによるエアロサーマル・ハイドロサーマル・ジオサーマル、太陽熱」と規定された。すなわちヒートポンプの採熱源としては、大気熱、地中熱、河川や海等の水の熱が再生可能エネルギーの対象となった。

2.1.2 再生可能エネルギー量の算定方法

前述の通り2009年の「再生可能エネルギー推進指令」²⁾の発効により、ヒートポンプによる再生可能エネルギー量は、EUの再生可能エネルギーの数値目標の対象となった。その後2013年に、加盟国共通の算定方法となる「ヒートポンプからの再生可能エネルギーの計算に関するガイドライン」⁴⁾が欧州委員会によって採択された。

このガイドラインにおいて、ヒートポンプにより供給される再生可能エネルギー量 (E_{RES}) は、式(1)の通り定義された。 E_{RES} はヒートポンプによって供給される推定合計熱量 (Q_{usable}) から、 Q_{usable} / SPF を差し引いて表される (SPFは推定平均季節性能係数)。そして、 Q_{usable} は全負荷相当運転時間 (H_{HP}) にヒートポンプの暖房定格能力 (P_{rated}) を乗じて求めると定められた。

ここで式(1)、(2)の SPF , H_{HP} はEU共通のデフォルト値が定められている (Table1 参照)。これにより加盟国は自国に導入されたヒートポンプの暖房定格能力 (P_{rated}) の総量を把握すれば、式(1)、(2)より再生可能エネルギー量を算出することができる。

なお加盟国が独自の算定方法により精度向上を図ることも許容されている。また対象となるヒートポンプの性能を $SPF > 1.15 \times 1/\eta$ と定めている (η : 低位発熱量基準の電力受電端効率, 45.5%)。

$$E_{RES} = Q_{usable} \times (1 - 1 / SPF) \quad (1)$$

$$Q_{usable} = H_{HP} \times P_{rated} \quad (2)$$

E_{RES} : ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量 [kWh]

Q_{usable} : ヒートポンプによって供給される推定合計熱量 [kWh]

SPF : 推定平均季節性能係数 [—]

H_{HP} : 全負荷相当運転時間 [h]

P_{rated} : ヒートポンプの暖房定格能力 [kW] (すべて温熱製造時)

Table1 EU Default values for H_{HP} and SPF ⁴⁾

Heat Pump Energy source	Energy source and distribution medium	Climate conditions					
		Warmer climate		Average climate		Colder climate	
		H_{HP} [h]	SPF [—]	H_{HP} [h]	SPF [—]	H_{HP} [h]	SPF [—]
Aerothermal energy	Air-Air	1,200	2.7	1,770	2.6	1,970	2.5
	Air-Water	1,170	2.7	1,640	2.6	1,710	2.5
	Air-Air (reversible)	480	2.7	710	2.6	1,970	2.5
	Air-Water (reversible)	470	2.7	660	2.6	1,710	2.5
	Exhaust Air-Air	760	2.7	660	2.6	600	2.5
	Exhaust Air-Water	760	2.7	660	2.6	600	2.5
Geothermal energy	Ground-Air	1,340	3.2	2,070	3.2	2,470	3.2
	Ground-Water	1,340	3.5	2,070	3.5	2,470	3.5
Hydrothermal energy	Water-Air	1,340	3.2	2,070	3.2	2,470	3.2
	Water-Water	1,340	3.5	2,070	3.5	2,470	3.5

これらの算定式、デフォルト値を用いると簡便に再生可能エネルギー量を算出することができる。例えば、EUの平均的気候の地域

において、28 [kW]の冷暖兼用の空気熱源ヒートポンプにより温水を製造した場合、式(3)、(4)より、再生可能エネルギー量は11,372 [kWh]と求められる。

$$Q_{usable} = H_{HP} \times P_{rated} = 660 [h] \times 28 [kW] = 18,480 [kWh] \quad (3)$$

$$E_{RES} = Q_{usable} \times (1 - 1 / SPF) = 18,480 [kWh] \times (1 - 1 / 2.6) = 11,372 [kWh] \quad (4)$$

この算定方法により、すべてのEU加盟国は、エアロサーマル・ジオサーマル・ハイドロサーマルといった採熱源毎にヒートポンプにより供給される再生可能エネルギー量の数値目標を設定し、毎年、導入実績の把握を行っている。

2.1.3 算定方法の考え方

式(1)を式(5)に変形すると、 Q_{usable} / SPF は、温熱製造時のヒートポンプの投入エネルギー (電気等) を示している。これを W_{in} とすると、式(6)と表すことができる。そのため、具体的な建物においてより精度高く算出するには、ヒートポンプによって供給される熱量である温熱製造熱量と投入エネルギー (電気等) の実測値を用い、これらの差分により算定することが可能であると考えられる。

さらに式(7)に変形する。また温熱製造時のヒートポンプの基本的なエネルギーフローを式(8)に示す。式(7)、(8)の $Q_{usable} = Q_H$, $E_{RES} = Q_L$ と捉えると式(1)はヒートポンプの基本的なエネルギーフローを意味していると解釈できる。その解釈をヒートポンプのエネルギーフローの概念図として Fig.1 に示す。Fig.1 は、Aerothermal, Hydrothermal, Geothermal が E_{RES} となることを表している。

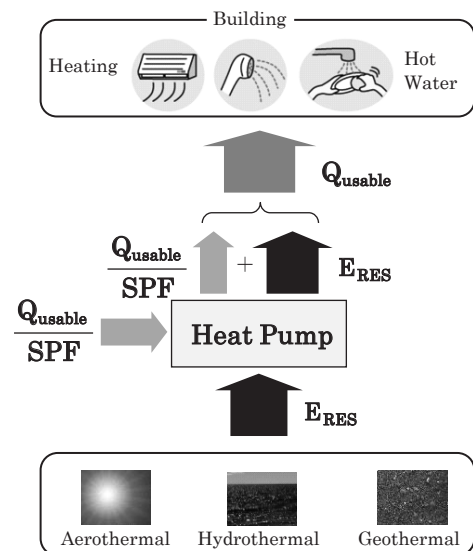


Fig.1 Schematic diagram of energy flow in a heat pump (during heat generation)

$$E_{RES} = Q_{usable} \times (1 - 1 / SPF) \quad (1)$$

$$= Q_{usable} - Q_{usable} / SPF \quad (5)$$

$$= Q_{usable} - W_{in} \quad (6)$$

$$Q_{usable} = E_{RES} + W_{in} \quad (7)$$

$$Q_H = Q_L + W_{in} \quad (8)$$

W_{in} : ヒートポンプの温熱製造時の投入エネルギー [kWh]

Q_H : ヒートポンプにより供給される熱量 [kWh]

Q_L : ヒートポンプの温熱製造時の採熱量 [kWh]

(すべて温熱製造時)

2.2 本研究における概算方法

2.2.1 概算対象の再生可能エネルギー源

日本では「エネルギー供給構造高度化法」において、再生可能エネルギー源は「非化石エネルギー源のうち、エネルギー源として永続的に利用することのできるもの」と定義され、その対象は「太陽光、風力、水力、地熱、太陽熱、大気中の熱その他自然界に存する熱」と定められた。本研究では上記の内、近年、普及の進む大気熱を対象に2013年度(パリ協定の日本の基準年)水準の概算を行う。

2.2.2 再生可能エネルギー量の概算

式(1)は、温熱製造時のヒートポンプの基本的なエネルギーフローを表しており、これは EU と日本で不変な原理と考えられるため、本研究では式(1)に基づき概算を行う。概算には Q_{usable} と SPF が必要となる。その検討の考え方を以下に説明する。

2.2.3 SPF の考え方

式(1)の SPF については、EU では Table1 の通り、デフォルト値が用意されている。しかし国内では、暖房や給湯の SPF の算定基準が規定されていない熱源機種がある。例えば民生部門の非住宅建築、産業部門の暖房用途、農業部門の加温用途に用いられる空気熱源ヒートポンプ(中央空調用熱源)は IPLVc (冷却期間成績係数) が用いられている。この IPLVc は冷房の期間成績係数のみが示され、暖房の期間成績係数は示されていない。そのため、これらの部門の暖房と加温については、加熱の定格 COP を用いて概算を行った。また民生部門の非住宅建築の業務用ヒートポンプ給湯機も SPF の基準が規定されていないため定格 COP を用いた。民生部門の住宅の暖房用途のルームエアコンは暖房の期間エネルギー効率 (HSPF) が、給湯用途の家庭用ヒートポンプ給湯機は給湯の APF が規定されていることより、住宅についてはこれらを用いて算定した。

また SPF の下限値を EU では $1.15 \times 1/\eta$ と定めているが、式中の 1.15 は低位発熱基準を高位発熱基準に換算する係数と解釈し、日本では受電端効率 η は高位発熱量基準であるため、 $COP > 1/\eta$ とした。そして「省エネルギー法」の電気の一次エネルギー換算係数(全日 9,760kJ/kWh)より、 $\eta = 0.369$ (3,600kJ/9,760kJ) を用いた。

2.2.4 Q_{usable} の考え方

EU では、式(2)の H_{HP} は Table1 の通りデフォルト値を用意しており、 P_{rated} は統計値を用いている。国内には同様のデフォルト値や統計値が無い場合、部門毎に政府等の統計データや熱負荷原単位等を用いて Q_{usable} を算定した(詳細は各部門の概算方法にて説明する)。

3 大気熱による再生可能エネルギー量の部門別概算

3.1 民生部門(非住宅建築)における概算

3.1.1 暖房用途における概算

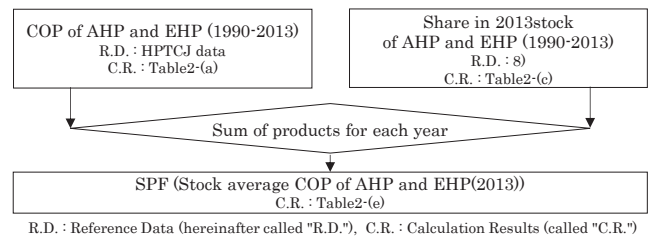
(1) 概算の対象

民生部門の非住宅建築の暖房用途は、地域別、建物用途別、熱源機種別にそれぞれ次の通り対象を定めた。地域は、寒冷地域、温暖地域の2地域に分けた。建物用途は、事務所、ホテル、商業、病院、学校を対象とした。熱源機種は、空気熱源ヒートポンプ(中央空調

用熱源、以下 AHP と記す)、電動ヒートポンプ(個別分散空調用熱源、以下 EHP)を対象とした。また期間は2013年度の1年間に供給された再生可能エネルギー量を対象とした。

(2) SPF の概算方法

SPF は、概算の基準とした2013年度に稼働している AHP と EHP の性能を表す指標として、1990~2013年度に出荷された AHP と EHP の内、2013年度に残存し稼働している AHP と EHP のストックの平均定格 COP (Stock average COP of AHP and EHP (2013)) を代用した。ストック平均定格 COP の概算フローを Fig.2 に示す。ストック平均値を求めるため、1990~2013年度に出荷され2013年度に残存する機器が、2013年度のストックに占める比率 (Share in 2013stock of AHP and EHP (1990-2013)) (以下、2013年度ストックに占める比率) を年度毎に算出した。そして各年度の定格 COP (COP of AHP and EHP (1990-2013)) に、2013年度ストックに占める比率を年度毎に乘じた和より、ストック平均定格 COP を概算した。概算方法を以下に詳述し、概算結果を Table2 に示す。



R.D. : Reference Data (hereinafter called "R.D."), C.R. : Calculation Results (called "C.R.")

Fig.2 Estimating flow of SPF (Heating for the civil sec./non-resi.)

1) 定格 COP の想定 (Table2-(a))

定格 COP は (一財) ヒートポンプ・蓄熱センター調べのデータ (HPTCJdata) による当該年度の定格 COP を用いた。

2) 2013年度ストックに占める比率の想定 (Table2-(c))

2013年度ストックに占める比率は、まず各年度の残存率 (Table2-(b)) を求め、その当該年度の残存率を1990~2013年度の各年度の残存率の合計値で除して算出した値である。残存率は1990~2013年度に出荷された機器の内、2013年度に残存する当該年度の機器の比率を表している。各年度の残存率はワイブル曲線を用いて想定した。ワイブル曲線の形状パラメータは「我が国のマクロ経済・長期エネルギー需給に関するモデル分析」⁸⁾ (日本エネルギー経済研究所) より 3.5 とし、平均耐用年数は法定耐用年数の15年を用いた。なお1990年度の機器が2013年度ストックに占める比

Table2 SPF (Stock average COP of AHP and EHP (2013))

Fiscal year	(a) COP		(b) Residual service life [%]	(c)=(b)/20 Share in 2013stock of AHP and EHP [%]	(d)=a×c	
	AHP [-]	EHP [-]			AHP [-]	EHP [-]
1990	2.87	2.91	5	0.3	0.01	0.01
1991	2.94	2.91	7	0.5	0.01	0.01
1992	3.00	2.92	11	0.7	0.02	0.02
1993	3.07	2.92	15	1.0	0.03	0.03
1994	3.13	2.93	20	1.3	0.04	0.04
1995	3.20	2.93	27	1.7	0.06	0.05
1996	3.50	2.95	34	2.2	0.08	0.07
1997	3.80	2.97	42	2.7	0.10	0.08
1998	3.80	2.98	50	3.2	0.12	0.10
1999	3.80	3.00	58	3.8	0.14	0.11
2000	3.80	3.02	66	4.3	0.16	0.13
2001	3.80	3.05	73	4.7	0.18	0.14
2002	3.80	3.11	79	5.1	0.19	0.16
2003	3.80	3.16	85	5.5	0.21	0.17
2004	3.80	3.20	89	5.8	0.22	0.18
2005	3.80	3.61	93	6.0	0.23	0.22
2006	3.80	4.01	95	6.2	0.23	0.25
2007	3.80	4.01	97	6.3	0.24	0.25
2008	3.80	4.01	99	6.4	0.24	0.26
2009	3.80	4.01	99	6.4	0.24	0.26
2010	3.80	4.01	100	6.5	0.25	0.26
2011	3.80	4.01	100	6.5	0.25	0.26
2012	3.80	4.01	100	6.5	0.25	0.26
2013	3.80	4.01	100	6.5	0.25	0.26
Total	-	-	1,543	100	3.75	3.58
(e)=d	SPF(Stock average COP of AHP and EHP(2013))				3.75	3.58

率が 0.3% となるため (Table2-(c)参照), 1990 年度より前年度の定格 COP がストックの平均 COP に与える影響は十分小さいと考え、算定対象を 1990 年度以降とした。

3) ストック平均定格 COP の概算 (Table2-(e))

各年度の定格 COP (Table2-(a)) に, 2013 年度ストックに占める比率 (Table2-(c)) を乗じた和より, 2013 年度時点のストック平均定格 COP を算出した。

(3) Q_{usable} の概算方法

Q_{usable} は 2013 年度の建築物ストックの年間熱負荷 (暖房) の内, AHP と EHP が処理した年間熱負荷を用いた。概算フローを Fig.3 に示す。まず 2013 年度の地域別, 建物用途別の建築物ストックの年間熱負荷 (Annual thermal road for building type per region (2013stock)) を算出し, 次に 2013 年度の建築物ストックにおける建物用途別の AHP と EHP の導入率 (Ratio of AHP and EHP use for building type (2013stock)) を算出。そして建物用途別に前者に後者を乗じ概算した。以下に前者, 後者の算出方法を詳述する。

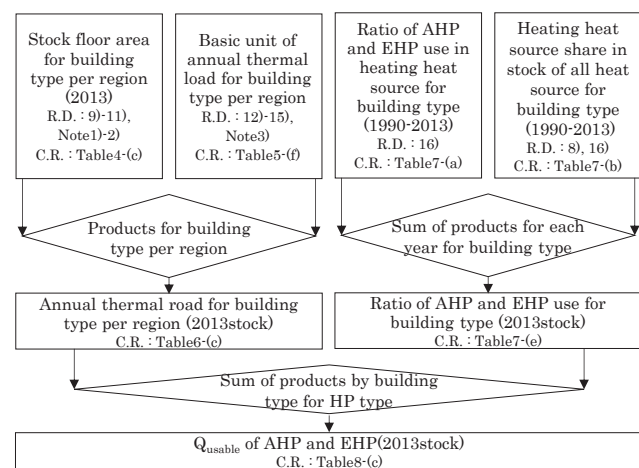


Fig.3 Estimating flow of Q_{usable} (Heating for the civil sec./non-resi.)

1) 建築物ストックの年間熱負荷の想定

建築物ストックの年間熱負荷は Fig.3 の通り地域別, 建物用途別の建築物ストック延床面積 (Stock floor area for building type per region(2013)) に, 地域別, 建物用途別の年間熱負荷原単位 (Basic unit annual thermal load for building type per region) を地域別, 建物用途別に乗じて想定した。それぞれは以下の方法で想定した。

① 建築物のストック延床面積の想定 (Table4-(c))

建築物のストック延床面積の想定には, 「建築物ストック統計」⁹⁾ (国土交通省) の 2013 年のデータを用い, このデータに地域比率と建物用途比率を乗じて地域別, 建物用途別の建築物のストック延床面積を求めた。2013 年データには都道府県別データが無いため, 同統計の 2007 年データ¹⁰⁾の都道府県別のストック延床面積を用い, 寒冷地域と温暖地域の比率 (Table3-(a)) を求めた¹¹⁾。建物用途比率は, 「エネルギー経済統計要覧」¹¹⁾(日本エネルギー経済研究所) を用い, 同統計の 9 用途を 5 用途に集約¹²⁾した上で, 各用途のストック延床面積の比率 (Table4-(b)) より算出した。

② 年間熱負荷原単位の想定 (Table5-(f))

地域別, 建物用途別の年間熱負荷原単位は, 地域別, 建物用途別の暖房用熱源の年間エネルギー消費原単位 (Table5-(d)) を求め,

Table3 Stock floor area per region (2013)

Region	(a) Y2007		(b) Y2013	
	Stock floor area [10 ³ m ²]	Ratio [%]	Stock floor area	
			Raw data [10 ³ m ²]	Calculation results [10 ³ m ²]
Cold region	327,790	18.9	—	345,062
Warm region	1,411,023	81.1	—	1,485,373
Total	1,738,813	100.0	1,830,435	1,830,435

Table4 Stock floor area for building type per region (2013)

Region	Building type	(a)	(b)	(c=a×b)
		Stock floor area(2013) [10 ³ m ²]	Ratio(2013stock) [%]	Stock floor area(2013) [10 ³ m ²]
Cold region	Office	345,062	38.1	131,436
	Hotel		5.0	17,145
	Store		31.1	107,262
	Hospital		6.1	20,977
	School		19.8	68,242
Warm region	Office	1,485,373	38.1	565,787
	Hotel		5.0	73,802
	Store		31.1	461,724
	Hospital		6.1	90,301
	School		19.8	293,759
Total		1,830,435	—	1,830,435

Table5 Basic unit of annual thermal load for building type per region

Region	Building type	(a)	(b)	(c)	(d=a×b×c)	(e)	(f=d×e)
		Basic unit of annual consumption for buildings [MJ/m ² ·y]	Ratio of energy consumption for heat source [%]	Ratio of annual thermal load for heating [%]	Basic unit of annual consumption of heat source for heating [MJ/m ² ·y]	System COP of building air conditioning [-]	Basic unit of annual thermal load [MJ/m ² ·y]
Cold region	Office	1,649	31.1	16.0	82	0.706	58
	Hotel	2,581	28.6	35.3	261		184
	Store	4,625	31.0	23.1	331		233
	Hospital	2,315	32.0	30.9	229		161
	School	1,166	31.1	16.0	58		41
Warm region	Office	1,633	31.1	16.0	81	57	
	Hotel	2,643	28.6	35.3	267	189	
	Store	3,944	31.0	23.1	282	199	
	Hospital	2,410	32.0	30.9	238	168	
	School	1,053	31.1	16.0	52	37	

Table6 Annual thermal load for building type per region (2013stock)

Region	Building type	(a)	(b)	(c=a×b)
		Stock floor area (2013) [10 ³ m ²]	Basic unit of annual thermal load [MJ/m ² ·y]	Annual thermal load(2013stock) [TJ]
Cold region	Office	131,436	58	7,593
	Hotel	17,145	184	3,157
	Store	107,262	233	25,043
	Hospital	20,977	161	3,385
	School	68,242	41	2,787
Warm region	Office	565,787	57	32,365
	Hotel	73,802	189	13,916
	Store	461,724	199	91,938
	Hospital	90,301	168	15,170
	School	293,759	37	10,834
Total	1,830,435	—	206,188	

建物別空調システムの COP (Table5-(e)) を乗じて想定した。暖房用熱源の年間エネルギー消費原単位は, 「非住宅建築物の環境関連データベース (DECC)」¹²⁾ (一般社団法人 日本サステナブル建築協会) の地域別, 建物用途別のエネルギー消費量原単位に空調用熱源のエネルギー消費比率と冷暖房負荷における暖房負荷比率を乗じて想定した。空調用熱源のエネルギー消費比率は「CASBEE 評価マニュアル」¹³⁾ (一般財団法人建築環境・省エネルギー機構) より¹⁴⁾注 3), 冷暖房負荷における暖房負荷比率は「都市ガスコージェネレーションの計画・設計と運用」¹⁴⁾ (空気調和・衛生工学会) より引用した。建物別空調のシステム COP は, 「未利用エネルギー面的活用熱供給の実態と次世代に向けた方向性」¹⁵⁾ (経済産業資源エネルギー庁) より, DHC を利用しない建物別空調システムの COP を引用した。

③ 建築物ストックの年間熱負荷の想定 (Table6-(c))

Table6 に示す通り, 前述の①の建築物のストック延床面積と, ②の年間熱負荷原単位を地域別, 建物用途別にそれぞれ乗じ, 地域別, 建物用途別の建築物ストックの年間熱負荷を想定した。

2) AHP と EHP の導入率の想定 (Table7-(e))

2013 年度時点の建物ストックにおける建物用途別の AHP と EHP の導入率 (以下, 2013 年度ストック導入率) は, Fig.3 の通り, 1990~2013 年度の建物用途別の暖房熱源¹⁶⁾における AHP と EHP の導入率 (Ratio of AHP and EHP use in heating heat source for building type (1990-2013)) (以下, 年度毎の導入率) に, 各年度の残存する暖房熱源が 2013 年度の全熱源のストックに占める

Table7 Ratio of AHP and EHP use for building type (2013stock)

Fiscal year	(a)										(b)					(c=a×b)									
	Ratio of AHP and EHP use in heating heat source [%]										Heating heat source share in stock of all heat source [%]					a×b									
	Office		Hotel		Store		Hospital		School		Office	Hotel	Store	Hospital	School	Office		Hotel		Store		Hospital		School	
	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	AHP	EHP	
1990	6.2	34.1	10.7	7.3	0.0	14.8	3.1	25.2	3.3	5.8	0.2	0.3	0.1	0.2	0.1	0.0	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.0	0.0	
1991	12.1	27.9	0.0	9.0	14.1	2.6	6.2	12.8	8.7	15.6	0.5	0.6	0.3	0.3	0.3	0.1	0.1	0.0	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
1992	3.6	24.4	0.0	6.0	4.4	7.8	0.0	7.6	4.6	20.6	0.7	0.7	0.3	0.6	0.4	0.0	0.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	
1993	9.3	27.0	0.0	9.9	5.7	17.2	6.2	8.0	7.2	14.6	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	0.1	0.3	0.0	0.1	0.1	0.2	0.1	0.1	0.1	
1994	8.3	18.5	0.0	24.4	1.3	9.3	3.8	13.1	7.3	36.0	1.6	1.7	1.2	1.3	1.5	0.1	0.3	0.0	0.4	0.0	0.1	0.0	0.2	0.1	
1995	5.7	14.6	0.0	10.3	0.0	4.4	6.2	15.4	5.1	37.4	2.1	2.3	1.9	2.3	1.7	0.1	0.3	0.0	0.2	0.0	0.1	0.1	0.3	0.1	
1996	2.8	26.4	4.3	13.5	4.8	6.7	5.8	18.6	5.6	29.8	2.4	2.6	2.6	2.6	2.3	0.1	0.6	0.1	0.4	0.1	0.2	0.2	0.5	0.1	
1997	10.4	31.4	0.0	21.9	4.2	4.8	9.8	19.7	3.7	19.8	3.4	3.6	3.1	2.9	2.6	0.4	1.1	0.0	0.8	0.1	0.2	0.3	0.6	0.1	
1998	10.0	26.9	0.0	17.9	8.9	16.4	1.0	18.5	10.9	24.8	4.0	4.2	3.7	3.7	3.1	0.4	1.1	0.0	0.8	0.3	0.6	0.0	0.7	0.3	
1999	11.7	21.6	2.1	11.8	0.6	4.5	1.5	15.4	8.6	31.6	3.7	4.3	3.7	3.6	4.3	0.4	0.8	0.1	0.5	0.0	0.2	0.1	0.6	0.4	
2000	7.4	21.0	2.8	7.0	1.6	52.1	3.6	19.5	7.8	26.4	5.0	3.9	2.6	4.4	4.6	0.4	1.0	0.1	0.3	0.0	1.3	0.2	0.9	0.4	
2001	8.3	38.2	2.3	43.9	0.0	50.0	1.8	30.1	29.8	37.7	6.4	5.8	1.8	4.1	3.5	0.5	2.4	0.1	2.6	0.0	0.9	0.1	1.2	1.0	
2002	12.5	30.6	0.3	37.3	0.0	31.9	8.3	30.7	15.3	12.2	5.8	5.1	4.5	4.3	5.0	0.7	1.8	0.0	1.9	0.0	1.4	0.4	1.3	0.8	
2003	4.7	31.4	11.7	14.9	0.0	23.1	7.5	25.2	6.3	31.1	5.5	6.7	3.7	5.9	5.1	0.3	1.7	0.8	1.0	0.0	0.8	0.4	1.5	0.3	
2004	8.6	27.5	0.0	14.9	0.0	73.7	5.2	24.7	9.4	40.5	6.5	2.2	7.4	7.0	5.5	0.6	1.8	0.0	0.3	0.0	5.4	0.4	1.7	0.5	
2005	16.2	20.0	0.0	28.1	0.0	67.0	19.9	30.9	7.4	56.6	7.3	7.1	7.7	6.6	5.9	1.2	1.5	0.0	2.0	0.0	5.1	1.3	2.0	0.4	
2006	9.7	31.8	0.0	20.2	0.0	26.3	3.0	51.2	21.0	27.0	5.1	8.1	7.9	5.9	5.7	0.5	2.3	0.0	1.6	0.0	2.1	0.2	3.0	1.2	
2007	14.5	71.1	0.0	67.4	5.4	64.3	6.8	45.2	18.3	31.8	4.5	3.9	8.0	5.6	7.4	0.7	3.2	0.0	2.6	0.4	5.2	0.4	2.5	1.4	
2008	7.3	43.0	26.1	29.0	0.0	52.5	9.0	45.6	18.8	35.2	6.0	4.6	7.0	8.1	7.0	0.4	2.6	1.2	1.3	0.0	3.7	0.7	3.7	1.3	
2009	10.0	40.9	38.1	61.9	0.0	94.2	6.4	37.2	3.6	44.6	6.8	3.7	8.2	5.0	5.6	0.7	2.8	1.4	2.3	0.0	7.7	0.3	1.9	0.2	
2010	6.2	73.3	10.7	30.9	6.7	17.0	36.7	28.1	13.7	45.6	5.2	8.2	5.5	7.0	7.6	0.3	3.8	0.9	2.5	0.4	0.9	2.6	2.0	1.0	
2011	15.2	57.8	0.0	100.0	28.3	71.7	0.8	65.3	5.7	20.2	4.4	3.8	4.9	5.3	5.9	0.7	2.6	0.0	3.8	1.4	3.5	0.0	3.5	0.3	
2012	7.0	64.6	13.0	7.5	0.0	83.5	6.2	79.7	38.8	58.0	5.1	9.2	8.3	6.0	6.1	0.4	3.3	1.2	0.7	0.0	6.9	0.4	4.8	2.4	
2013	25.3	72.4	0.0	89.8	7.7	78.8	17.5	26.1	35.6	31.0	6.8	6.4	4.5	6.1	7.8	1.7	4.9	0.0	5.8	0.3	3.6	1.1	1.6	2.8	
(e)	Ratio of AHP and EHP use(2013stock)															10.7 40.9 6.0 31.9 3.3 50.2 9.2 34.7 15.3 34.5									

Table8 E_{RES} of heating for the civil sector (non-residential) (The amount of renewable energy supplied by heat pump)

Region	Building type	Annual thermal load(2013stock) [TJ]	(b)		(c=a×b)		(d)		(e=c/d)		(f)	
			Ratio of AHP and EHP use(2013stock)		Q _{usable}		SPF(Stock Average COP(2013))		Q _{usable} / SPF		E _{RES}	
			AHP [%]	EHP [%]	AHP [TJ]	EHP [TJ]	AHP [-]	EHP [-]	AHP [TJ]	EHP [TJ]	AHP [PJ]	EHP [PJ]
Cold region	Office	7,593	10.7	40.9	809	3,103	3.75	3.58	216	867	0.6	2.2
	Hotel	3,157	6.0	31.9	188	1,006			50	281	0.1	0.7
	Store	25,043	3.3	50.2	828	12,573			220	3,515	0.6	9.1
	Hospital	3,385	9.2	34.7	311	1,174			83	328	0.2	0.8
	School	2,787	15.3	34.5	426	962			114	269	0.3	0.7
Warm region	Office	32,365	10.7	40.9	3,450	13,225	919	3,698	2.5	9.5		
	Hotel	13,916	6.0	31.9	830	4,435	221	1,240	0.6	3.2		
	Store	91,938	3.3	50.2	3,038	46,158	809	12,906	2.2	35.3		
	Hospital	15,170	9.2	34.7	1,393	5,260	371	1,471	1.0	3.6		
	School	10,834	15.3	34.5	1,657	3,740	441	1,046	1.2	2.7		
Sub total	-	-	-	-	12,931	91,636	-	-	3,444	25,622	9.5	66.0
Total	-	206,188	-	-	-	104,567	-	-	-	29,065	-	75.5

比率 (Heating heat source share in stock of all heat source for building type (1990-2013)) を乗じた和より想定した。

年度毎の導入率 (Table7-(a)) は、「A&S データ」¹⁶⁾ (空気調和・衛生工学会) の 1990~2013 年度のデータより、年度毎に建物用途別、熱源機種別の容量を集計し想定した。そして、各年度の暖房用熱源の導入率と残存率⁸⁾の積を、積の和 (1990~2013 年度) で除し、暖房熱源が全熱源のストックに占める比率を算出した (Table7-(b))。そして前者と後者を年度別に乗じ、建物用途別に合計して 2013 年度ストック導入率を求めた。

3) Q_{usable} の概算 (Table8-(c))

1)による建築物ストックの年間熱負荷 (Table8-(a) : Table6-(c)再掲) に、2)で求めた AHP と EHP の導入率 (Table8-(b) : Table7-(e)再掲) を乗じ、ヒートポンプによって供給される熱量(Q_{usable})を概算した。

(4) E_{RES} の概算結果 (Table8-(f))

(2), (3)にて算定した SPF (Table8-(d) : Table2-(e)再掲), Q_{usable} (Table8-(c)) を式(1)に代入して, E_{RES} (ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量) を概算した。その結果, E_{RES} は AHP が 9.5PJ, EHP が 66.0PJ, 合計の E_{RES} は 75.5PJ となった。

3.1.2 給湯用途における概算方法

(1) 概算の対象

民生部門の非住宅建築の給湯用途は、2006 年度より普及が本格化した業務用ヒートポンプ給湯機(能力 22kW, 4.5kW)を対象とした。

(2) SPF の概算方法

SPF は定格 COP を代用し、(一財)ヒートポンプ・蓄熱センター調べによる 2006~2013 年度の定格 COP を用いた (Table9-(a)参照)。

(3) Q_{usable} の概算方法

業務用ヒートポンプ給湯機の Q_{usable} の概算フローを Fig.4 に、算出一覧表を Table9 に示す。Q_{usable} は、出荷台数 (Number of units shipped(2006-2013)) に機器能力 (Equipment capability), 残存

率⁸⁾ (Residual service life(2006-2013)), 全負荷相当運転時間 (Total load equivalent operating hours) を乗じて算出した (Table9-(f))。

出荷台数は「国内出荷実績」¹⁷⁾ (日本冷凍空調工業会) のデータを用いた。全負荷相当運転時間は「都市ガスコージェネレーションの計画・設計と運用」¹⁴⁾ (空気調和・衛生工学会) を参考に、4,600 時間と想定した^{注5)}。

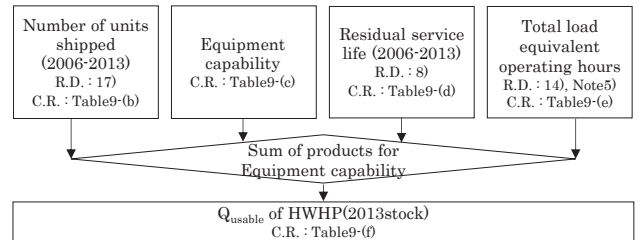


Fig.4 Estimating flow of Q_{usable}(Hot water for the civil sec./non-resi.)

(4) E_{RES} の概算結果

(2), (3)にて算定した SPF, Q_{usable} を年度毎に式(1)に代入して, E_{RES} (ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量) を概算した (Table9-(h)参照)。その結果, E_{RES} はそれぞれ業務用ヒートポンプ給湯機の 22kW が 0.0025PJ, 4.5kW が 0.0011PJ となり、合計 0.0036PJ となった。

Table9 E_{RES} of Hot water for the civil sector (non-residential) (The amount of renewable energy supplied by heat pump)

Fiscal year	(a)		(b)		(c)		(d)	(e)	(f=b×c×d×e)				(g=f/a)		(h)	
	SPF (COP)		Number of units shipped		Equipment capability				Q _{usable}	Q _{usable} / SPF		E _{RES}				
	22kW [1]	4.5kW [1]	22kW [10 ³ units]	4.5kW [10 ³ units]	22kW [kW]	4.5kW [kW]			22kW [TJ]	4.5kW [TJ]	22kW [PJ]	4.5kW [PJ]				
2006	3.40	4.00	0.75	0.87	22	4.5	95	4,600	0.26	0.06	0.08	0.02	0.0002	0.0000		
2007	3.61	4.00	0.88	1.32			97		0.31	0.10	0.09	0.02	0.0002	0.0001		
2008	3.83	4.00	1.02	2.49			99		0.37	0.18	0.10	0.05	0.0003	0.0001		
2009	4.04	4.00	1.06	2.50			99		0.38	0.19	0.10	0.05	0.0003	0.0001		
2010	4.25	4.00	1.33	3.22			100		0.48	0.24	0.11	0.06	0.0004	0.0002		
2011	4.31	4.05	1.69	3.38			100		0.61	0.25	0.14	0.06	0.0005	0.0002		
2012	4.36	4.11	1.37	3.18			100		0.50	0.24	0.11	0.06	0.0004	0.0002		
2013	4.42	4.16	1.12	2.56			100		0.41	0.19	0.09	0.05	0.0003	0.0001		
Sub total	-	-	9.21	19.51	-	-	-	-	3.33	1.44	0.82	0.36	0.0025	0.0011		
Total	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4.77	1.17		

3.2 民生部門（住宅建築）における概算

3.2.1 暖房用途における概算

(1) 概算の対象

民生部門の住宅建築の暖房用途は 1990～2013 年度に出荷されたルームエアコン（以下、RAC）を対象とした。

(2) SPF の概算方法

RAC の SPF はストックの平均 HSPF を用いた。ストックの平均 HSPF の概算フローを Fig.5 に示す。まず 1990～2013 年度の HSPF (HSPF (estimated values)(1990-2013)) を算出し、次に各年度に出荷され 2013 年度に残存する RAC が、RAC の 2013 年度ストックに占める比率 (Ratio of RAC share in stock of RAC (1990-2013)) を算出した。そして前者と後者を年度毎に掛け、合計して概算した。以下に前者と後者の算出方法について詳述する。

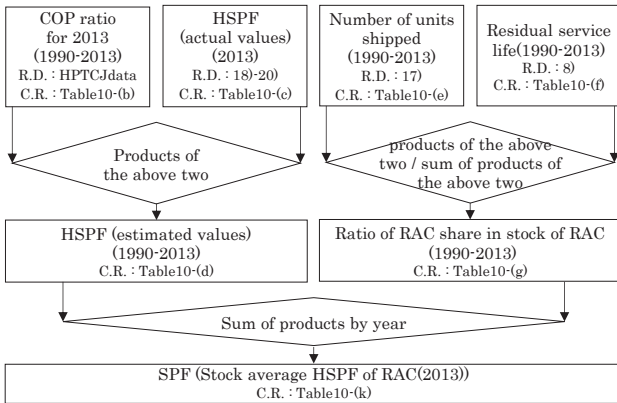


Fig.5 Estimating flow of SPF (Heating for the civil sec./resi.)

1) 1990～2013 年度の HSPF の想定

RAC の HSPF の JIS は 2005 年に制定されたため、各年度の定格 COP と 2013 年度の定格 COP ((一財) ヒートポンプ・蓄熱センター調べ) との比率(COP ratio for 2013(1990-2013))を 2013 年度の HSPF(actual values(2013))に掛けて、1990～2012 年度の HSPF を想定した (Table10-(d)参照)。

2013 年度の HSPF の算出には、「JIS C 9612:2013 附属書 B ルームエアコンディショナの期間エネルギー消費効率算定のための試験及び算出方法」¹⁸⁾ (日本工業規格) の暖房期間エネルギー消費効率 (HSPF) の算定方法を定めた式 (9)を用いた。2013 年度の HSPF を次の方法により求めた。「家庭の省エネ徹底ガイド」¹⁹⁾ (経済産業省資源エネルギー庁) より冷暖房兼用・壁掛け形・冷房能力 2.8kW 代表機種の 2013 年の APF が 5.9 とあり、2013 年度に APF が 5.9 の機種を「省エネ性能カタログ 2013 年夏」²⁰⁾ (経済産業省資源エネルギー庁) より抽出した。当該機種の暖房期間消費電力量を JIS C 9612¹⁸⁾に基づき算出した。そしてその平均値 (710 kWh) を暖房期間消費電力量 (CHSE) とした。暖房期間総合空調負荷 (LHST) も JIS C 9612¹⁸⁾に基づき計算した (3,512 kWh)。これらを式(9)に代入し、暖房期間エネルギー消費効率 (HSPF) は 4.94 と算出した。

$$F_{HSP} = \frac{L_{HST}}{C_{HSE}} \quad (9)$$

L_{HST}: 暖房期間総合空調負荷 [Wh]

C_{HSE}: 暖房期間消費電力量 [Wh]

F_{HSP}: 暖房期間エネルギー消費効率 (HSPF) [-]

Table10 SPF (Stock Average HSPF of RAC (2013))

Fiscal year	(a) COP	(b) COP ratio for 2013	(c) HSPF (actual values)	(d)=(b×c ₂₀₁₃) HSPF (estimated values)	(e) Number of units shipped (10 ³ units)	(f) Residual service life [%]	(g)=(e×f)/(e×f) Ratio of RAC share in stock of RAC [%]	(h=d×g) d×g
1990	3.50	0.55	—	2.70	6,590	5	0.3	0.01
1991	3.50	0.55	—	2.70	7,364	7	0.4	0.01
1992	3.50	0.55	—	2.70	5,681	11	0.5	0.01
1993	3.50	0.55	—	2.70	5,082	15	0.7	0.02
1994	3.50	0.55	—	2.70	7,316	20	1.3	0.03
1995	3.50	0.55	—	2.70	7,988	27	1.9	0.05
1996	4.02	0.63	—	3.09	8,248	34	2.4	0.08
1997	4.35	0.68	—	3.35	6,272	42	2.3	0.08
1998	4.51	0.70	—	3.47	6,725	50	2.9	0.10
1999	4.90	0.76	—	3.77	6,438	58	3.2	0.12
2000	5.14	0.80	—	3.96	7,192	66	4.1	0.16
2001	5.28	0.82	—	4.06	7,521	73	4.7	0.19
2002	5.52	0.86	—	4.25	6,866	79	4.7	0.20
2003	5.43	0.85	—	4.18	6,466	85	4.7	0.20
2004	5.53	0.86	—	4.26	7,037	89	5.4	0.23
2005	5.69	0.89	—	4.38	7,573	93	6.1	0.26
2006	5.77	0.90	—	4.44	7,417	95	6.1	0.27
2007	5.86	0.91	—	4.51	7,382	97	6.2	0.28
2008	5.96	0.93	—	4.58	7,579	99	6.4	0.30
2009	6.05	0.94	—	4.65	6,906	99	5.9	0.28
2010	6.14	0.96	—	4.73	8,338	100	7.2	0.34
2011	6.23	0.97	—	4.80	8,303	100	7.2	0.34
2012	6.33	0.99	—	4.87	8,521	100	7.4	0.36
2013	6.42	1.00	4.94	—	9,423	100	8.1	0.40
(j) Total	—	—	—	—	174,229	—	100	4.55
(k) SPF (Stock average HSPF of RAC(2013))	—	—	—	—	—	—	—	4.55

Table11 E_{RES} of Heating for the civil sector (residential) (The amount of renewable energy supplied by heat pump)

(a) Number of households (2013stock)	(b) Electricity consumption for heating per household [Mcal/household]	(c) Stock Average HSPF of RAC (2013)	(d) Q _{usable} [TJ]	(e) Q _{usable} /SPF [TJ]	(f) E _{RES} [PJ]
52,430	377	4.55	376,920	82,757	294.2

2) 残存する RAC がストックに占める比率の想定

1990～2013 年度の RAC の出荷台数 (Number of units shipped(1990-2013))に、残存率⁹⁾を掛けて、年度毎のストック台数を求めた。そして各年度のストック台数を、1990～2013 年度の全ストック台数で除し、各年度に出荷され 2013 年度に残存する RAC がストックに占める比率を想定した (Table10-(g)参照)。出荷台数は「国内出荷実績」¹⁷⁾のデータを用いた。

3) ストックの平均 HSPF の概算

1) の 1990～2013 年度の HSPF に、2) の残存する RAC がストックに占める比率を乗じた和より、ストックの平均 HSPF を算出した。算出結果を Table10-(k)に示す。

(3) Q_{usable} の概算方法

Q_{usable} は Fig.6 に示す通り、住宅のストック戸数 (Number of households(2013stock)) に、一戸当たりの暖房用電力消費量原単位 (Electricity consumption for heating per household) を掛け、さらに(2)3)で求めたのストックの平均 HSPF (Stock Average HSPF of RAC(2013)) を掛けて概算した。概算結果を Table11 に示す。

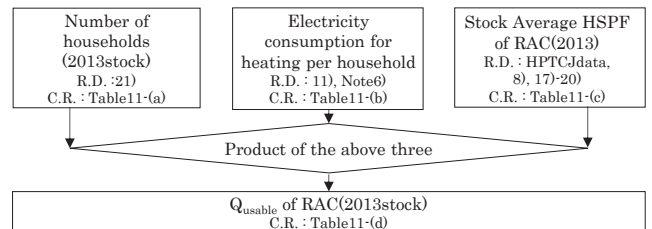


Fig.6 Estimating flow of Q_{usable} (Heating for the civil sec./resi.)

1) ストック戸数の想定

住宅のストック戸数は、「住宅・土地統計調査」²¹⁾ (総務省統計局) の 2013 年のデータを引用し、ストック戸数より空家を除いた戸数を算定に用いた。

2) 一戸当たりの暖房用電力消費量原単位の想定

一戸当たりの暖房用電力消費量原単位^{注6)}は「エネルギー・経済統

計要覧」¹¹⁾ (日本エネルギー経済研究所) より引用した。

3) Q_{usable} の概算

1)のストック戸数に2)の一戸当たりの暖房用電力消費量原単位と(2)3)のストック平均 HSPF を乗じ、 Q_{usable} (Table11-(d))を算出した。

(4) E_{RES} の概算結果

(2), (3)にて算定した SPF, Q_{usable} を式(1)に代入して、 E_{RES} (ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量) を概算した (Table11-(f)参照)。その結果、 E_{RES} は 294.2PJ となった。

3.2.2 給湯用途における概算

(1) 概算の対象

民生部門の住宅の給湯用途は家庭用のヒートポンプ給湯機 (エコキュート) を対象とした。ヒートポンプ給湯機は 2001 年度に商品化されたため、2001~2013 年度に出荷された機器を対象とした。

(2) SPF の概算方法

ヒートポンプ給湯機の SPF は、ストックの平均 APF を用い、暖房用の SPF の概算方法 (Fig.5) と同様の考え方で概算した。

まず 2001~2013 年度の出荷台数¹²⁾に、残存率⁸⁾を乗じて求めた年度毎のストック台数を、ストック台数の和で除して、2013 年度に残存するヒートポンプ給湯機がストックに占める比率を求めた (Table12-(g))。そしてこの比率に各年の APF を乗じた和より、ストックの平均 APF を算出した (Table12-(k))。APF の JIS は 2011 年制定のため、それより前の APF は、2011 年度の定格 COP に対する当該年度の定格 COP の比率を 2011 年度の APF に乗じて想定した (APF, COP は、(一財) ヒートポンプ・蓄熱センター調べ)。

(3) Q_{usable} の概算方法

ヒートポンプ給湯機のストック台数に 1 台あたりの供給熱量の原単位、11.9GJ/台・年 を乗じ、 Q_{usable} を算出した (Table13-(c)参照)。

1 台あたり供給熱量原単位は、次の通り求めた。1 戸あたりの年間給湯負荷を「都市ガスによるコージェネレーションシステム 計画・設計と評価」²²⁾による住宅の年間熱負荷 126MJ/m²・年に「住宅・土地統計調査」²¹⁾ (総務省) による住宅ストックの一住宅あたりの平均延床面積 94.42 m² を乗じ、11.9GJ/年と想定した。そして 1 戸あたりのヒートポンプ給湯機が 1 台であると想定し、1 台あたり供給熱量原単位を 11.9GJ/台・年と想定した。

(4) E_{RES} の概算結果

(2), (3)にて算定した SPF, Q_{usable} を式(1)に代入して、 E_{RES} (ヒ

Table12 SPF (Stock average APF of HWHP for residence (2013))

Fiscal year	(a)	(b)	(c)	(d= $e \times d_{2011}$)	(e)	(f)	(g= $e \times f / \Sigma(e \times f)$)	(h= $d \times g$)
	COP	COP ratio for 2011	APF (actual values)	APF (estimated values)	Number of units shipped	Residual service life	Ratio of HWHP share in stock of HWHP	$d \times g$
	[-]	[-]	[-]	[-]	[10 ³ units]	[%]	[%]	[-]
2001	3.46	0.68	—	2.24	3	73	0.1	0.00
2002	3.88	0.76	—	2.51	37	79	0.7	0.02
2003	4.21	0.83	—	2.72	81	85	1.7	0.05
2004	4.21	0.83	—	2.72	131	89	2.8	0.08
2005	4.50	0.88	—	2.91	226	93	5.1	0.15
2006	4.90	0.96	—	3.17	350	95	8.1	0.26
2007	5.10	1.00	—	3.30	413	97	9.7	0.32
2008	5.10	1.00	—	3.30	500	99	11.9	0.39
2009	5.10	1.00	—	3.30	508	99	12.2	0.40
2010	5.10	1.00	—	3.30	566	100	13.7	0.45
2011	5.10	1.00	3.30	—	497	100	12.0	0.40
2012	—	—	3.50	—	447	100	10.8	0.38
2013	—	—	3.50	—	458	100	11.1	0.39
(g) Total	—	—	—	—	4,126	—	100.0	3.28
(k) SPF (Stock average APF of HWHP(2013))	—	—	—	—	—	—	—	3.28

Table13 E_{RES} of Hot water for the civil sector (residential) (The amount of renewable energy supplied by heat pump)

(a)	(b)	(c= $a \times b$)	(d)	(e)	(f)
Number of stock units	Amount of heat supplied by each unit	Q_{usable}	SPF (Stock Average APF)	Q_{usable}/SPF	E_{RES}
[10 ³ units]	[GJ/units・year]	[TJ]	[-]	[TJ]	[PJ]
4,126	11.9	48,687	3.28	14,836	33.9

ートポンプによって供給される再生可能エネルギー量) を概算した (Table13-(f)参照)。その結果、 E_{RES} は 33.9PJ となった。

3.3 産業部門における概算方法

(1) 概算の対象

産業部門における温熱利用用途は、工場暖房、加湿、乾燥、加温等があるが、加湿、乾燥、加温にはプロセスからの熱回収が多く用いられていると想定し、工場暖房のみを対象に概算した。熱源機種は AHP を想定した。

(2) SPF の概算方法

SPF は 3.1.1(2)で求めた AHP のストック平均定格 COP を代用した。

(3) Q_{usable} の概算方法

Q_{usable} の概算方法を Fig.7 に示す。 Q_{usable} は工場暖房用途のボイラの熱負荷 (Thermal load of boiler (2013stock)) に、ボイラに対する AHP の顕在化率 (Actualized ratio of AHP to boiler) と上限に対する割合 (Ratio to the upper limit (2013)) を乗じて概算した。

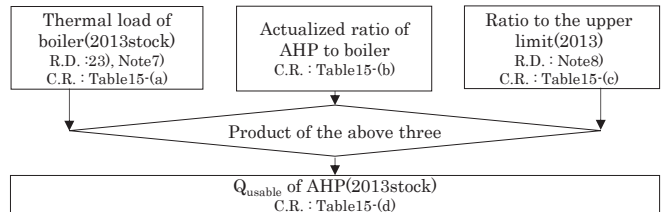


Fig.7 Estimating flow of Q_{usable} (Heating for the industrial sector)

Table14 Thermal load of factory heating (2013stock)

Type of manufacturing industry	Fuel consumption for boilers [TJ]	Factory heating			Thermal load of boilers (2013stock) [TJ]
		Ratio of fuel consumption for boilers [%]	Fuel consumption for boilers [TJ]	Boiler efficiency [-]	
Manufacture of food	60,563	15	9,084	0.9	8,176
Manufacture of beverages, tobacco, and feed	28,590	30	8,577		7,719
Manufacture of textile mill products	65,936	20	13,187		11,868
Manufacture of lumber and wood products, except furniture	13,733	22	3,061		2,755
Manufacture of furniture and fixtures	581	22	129		116
Manufacture of pulp, paper, and paper products	440,408	10	44,041		39,637
Printing and associated industries	2,676	22	596		537
Manufacture of chemical and associated products	375,369	20	75,074		67,566
Manufacture of petroleum and coal products	170,742	10	17,074		15,367
Manufacture of plastic products, except those that are otherwise classified	17,605	30	5,282		4,753
Manufacture of rubber products	5,585	20	1,117		1,005
Manufacture of leather tanning, leather products, and fur skins	119	22	27		24
Manufacture of ceramic, stone, and clay products	140,351	10	14,035		12,632
Manufacture of iron and steel	291,319	7	20,392		18,353
Manufacture of non-ferrous metals and products	4,884	10	488		440
Manufacture of fabricated metal products	5,752	22	1,282		1,154
Manufacture of general-purpose machinery	2,496	40	998		898
Manufacture of production machinery	13,160	40	5,264		4,738
Manufacture of business oriented machinery	1,633	60	980		882
Manufacture of electronic parts, devices, and electronic circuits	7,852	22	1,750		1,575
Manufacture of electrical machinery, equipment, and supplies	2,884	22	643		579
Manufacture of information and communication electronics equipment	649	22	145		130
Manufacture of transportation equipment	15,765	30	4,730		4,257
Miscellaneous manufacturing industries	954	22	213		191
Total	1,669,607	-	228,168	-	205,352

工場暖房用途のボイラの熱負荷は Table14 に示す通り概算した。まず産業部門のボイラ用燃料消費量から、製造業種別の工場暖房用途のボイラ用燃料消費量を想定した。その値にボイラ効率を乗じ、ボイラの熱負荷を想定した。産業部門の製造業種別のボイラ用燃料消費量は「エネルギー消費統計調査」²³⁾ (経済産業省資源エネルギー庁) に基づき、またボイラ用燃料消費量の内、工場暖房用途の比率を Table14 の通り想定し^{注7)}、ボイラ効率は 0.9 と想定した。次にボイラに対する AHP の顕在化率 (Table15-(b)) を想定し、上限に対する割合 (Table15-(c)) を乗じて、 Q_{usable} を算出した (Table15-(d) 参照)。顕在化率は 70% と想定し、上限に対する割合は、2025 年までの約 20 年間で、設定した上限 (顕在化率) まで普及する普及曲線を想定した。2013 年度は上限に対する割合が 34% となった^{注8)}。

(4) E_{RES} の概算結果

(2), (3) にて算定した SPF, Q_{usable} を式(1)に代入して、 E_{RES} (ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量) を概算した (Table15-(g) 参照)。その結果、 E_{RES} は 35.7PJ となった。

3.4 農業部門における概算方法

(1) 概算の対象

農業部門は、利用用途については、野菜等をガラス室・ハウスで栽培する際に用いる加温用途を対象とし、熱源機種は AHP を対象とした。ここでは「園芸用ガラス室・ハウス等の設置状況」²⁴⁾ (日本施設園芸協会) の統計データを用い、野菜はししとう、ピーマン等の 10 品種を、果樹はみかん、ぶどう等の 16 品種を、花きはバラ、シクラメン等の 5 品種を栽培するための加温設備を対象とした。

(2) SPF の概算方法

SPF は 3.1.1(2) で求めた AHP のストック平均定格 COP を代用した。

(3) Q_{usable} の概算方法

Q_{usable} の概算方法を Fig.8 に示す。 Q_{usable} はガラス室・ハウスの加温用途のボイラの熱負荷 (Thermal load of boiler (2013stock)) に、ボイラに対する AHP の顕在化率 (Actualized ratio of AHP to boiler) と上限に対する割合 (Ratio to the upper limit (2013)) を乗じて概算した。

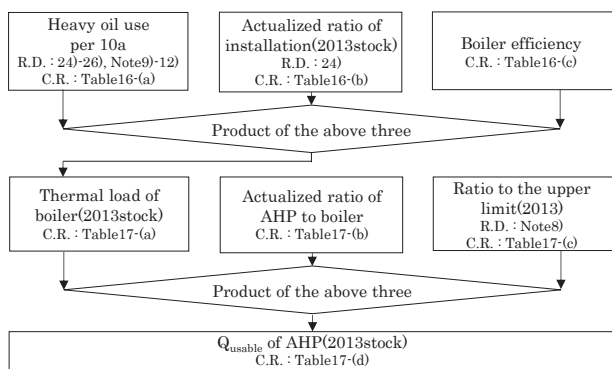


Fig.8 Estimating flow of Q_{usable} (Heating for the agricultural sector)

ガラス室・ハウスの加温用途のボイラの熱負荷は、野菜の 10a あたりの重油使用量 (Heavy oil use per 10a) と設置実面積 (Actualized ratio of installation (2013stock)), ボイラ効率 (Boiler efficiency) を乗じて概算した。野菜の 10a あたりの重油使用量は、野菜の作物

Table15 E_{RES} of Factory heating for the industrial sector (The amount of Renewable energy supplied by Heat Pump)

(a)	(b)	(c)	(d=a×b×c)	(e)	(f)	(g)
Thermal load of boiler (2013stock) [GJ]	Actualized ratio of AHP to boiler [%]	Ratio to the upper limit (2013) [%]	Q_{usable} [GJ]	SPF (Stock average COP(2013)) [-]	Q_{usable} / SPF [GJ]	E_{RES} [PJ]
205,352	70	34	48,479	3.75	12,758	35.7

Table16 Thermal load due to heavy oil

	(a)	(b)	(c)	(d)
	Heavy oil use per 10a [L/10a]	Actual area of installation (2013stock) [$10^3 m^2$]	Boiler efficiency [-]	Thermal load of boiler (2013stock) [GJ]
Vegetables	2,908	7,551	0.9	773
Fruits	215	509		4
Ornamental plants	7,884	10,454		2,900
Total	-	18,514		3,677

Table17 E_{RES} of Heating for the agricultural sector (greenhouses) (The amount of Renewable energy supplied by Heat Pump)

(a)	(b)	(c)	(d=a×b×c)	(e)	(f)	(g)
Thermal load of boiler (2013stock) [GJ]	Actualized ratio of AHP to boiler [%]	Ratio to the upper limit (2013) [%]	Q_{usable} [GJ]	SPF (Stock average COP(2013)) [-]	Q_{usable} / SPF [GJ]	E_{RES} [PJ]
3,677	50	6	116	3.75	31	0.09

毎の 10a あたりの光熱動力費と重油単価から算出した^{注9)}。果樹、花きについても同様に算出した^{注10, 11)}。ここで作物毎の光熱動力費は「農業経営統計調査」²⁵⁾ (農林水産省) より引用した。この調査は 2007 年度に終了したため、2007 年度のデータを用いた。重油の利用割合は、「園芸用ガラス室・ハウス等の設置状況」²⁴⁾ の設置実面積より想定した^{注12)}。重油の単価は、「農業物価統計価格」²⁶⁾ (農林水産省) より引用し、「農業経営統計調査」²⁵⁾ と合わせて 2007 年度のデータを用いた。延べ面積は「園芸用ガラス室・ハウス等の設置状況」²⁴⁾ より引用した。この値に設置実面積を乗じて重油使用量を算出した。そしてボイラ効率を乗じボイラによる熱負荷を算出した (Table16-(d) 参照)。ここでボイラ効率は 0.9 と想定した。

ボイラによる熱負荷に、ボイラに対する AHP の顕在化率と、上限に対する割合を乗じ Q_{usable} を算出した (Table17-(d) 参照)。顕在化率は 50% と想定し、上限に対する割合は、2030 年までの約 20 年間で、設定した上限 (顕在化率) まで普及する普及曲線を想定した。2013 年度は上限に対する割合が 6% となった^{注8)}。

(4) E_{RES} の概算結果

(2), (3) にて算定した SPF, Q_{usable} を式(1)に代入して、 E_{RES} (ヒートポンプによって供給される再生可能エネルギー量) を概算した (Table17-(g) 参照)。その結果、農業分野のガラス室・ハウスに用いる加温用途の E_{RES} は 0.09PJ となった。

3.5 再生可能エネルギー量の概算結果

大気熱より採熱してヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量について、統計データ等を用いて概算した結果を Table18-(c) に示す。民生部門の非住宅建築の暖房用途では 75.5 PJ/年、給湯用途では 0.004PJ/年、住宅の暖房用途では 294.2PJ/年、給湯用途では 33.9PJ/年、産業部門の工場空調用途では 35.7PJ/年、農業部門のガラス室・ハウスの加熱用途では 0.09PJ/年となった。これらの合計量は 439.4PJ/年となり、住宅部門が 74.7% を占めた。

「エネルギー消費統計調査」²³⁾ (経済産業省資源エネルギー庁) により実績把握されている国内の水力発電や太陽光発電等の再生可能エネルギー量 (2013 年度) は 1,216PJ となっている。ヒートポンプにより供給される再生可能エネルギー量は、この統計値の約 36.1% に相当する。

Table18 E_{RES} of aerothermal for each sector (The amount of Renewable energy supplied by Heat Pump)

Sector	Use		(a)	(b)	(c)								
			Q _{usable} [TJ]	SPF [-]	E _{RES}								
					[PJ]		[%]						
Civil (non-residential)	Heating	Office	AHP	4,259	3.75	3.1	75.5	75.5	17.2				
			EHP	16,328	3.58	11.8							
		Hotel	AHP	1,018	3.75	0.7							
			EHP	5,441	3.58	3.9							
		Store	AHP	3,866	3.75	2.8							
			EHP	58,731	3.58	42.3							
		Hospital	AHP	1,704	3.75	1.3							
			EHP	6,434	3.58	4.6							
		School	AHP	2,084	3.75	1.5							
			EHP	4,702	3.58	3.4							
		Hot water	HWHP (22kW)		3.33	4.07				0.003	0.004		
			HWHP (4.5kW)		1.44	4.05				0.001			
Civil (residential)	Heating	RAC	376,920	4.55	294.2		328.1	74.1					
	Hot water	HWHP	48,687	3.28	33.9								
Industrial (factory)	Heating	AHP	48,479	3.75			35.7	8.1					
Agricultural (greenhouse)	Heating	AHP	116	3.75			0.09	0.02					
Total							439.4	100.0					

4. まとめ

大気を採熱源としてヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量について、EUの定量的評価方法に基づき概算手法を検討し、2013年度（パリ協定の日本の基準年）水準の概算を行った結果、以下の知見を得た。

1) EUでは定量的評価のための統計資料やデフォルト値が整備されているが、国内では未整備のため、政府や学協会等の統計データ等を用いたマクロ的な概算手法を提示した。具体には、フロー図（Fig.2～8）に示す概算手順に従って部門別、建物用途別、熱利用用途別のSPFとQ_{usable}の値を算出し、Table18-(a), (b)に示すようにそれぞれの値を整理する。そしてこれらのSPFとQ_{usable}を用い、ヒートポンプが供給する再生可能エネルギー量を概算するものである。

2) 大気を採熱源とするヒートポンプにより供給される年間の再生可能エネルギー量は、Table18-(c)に示した通り、民生部門の非住宅建築では75.5PJ、住宅建築では328.1PJ、産業部門は35.7PJ、農業部門は0.09PJとなり、合計は439.4PJとなった。

上記の再生可能エネルギー量は、既に実績把握されている水力発電や太陽光発電等の再生可能エネルギー量(2013年度:1,216PJ)の約36.1%に相当する。

本報では、政府や学協会等の統計データ等を用いたマクロ的な概算手法を提示したが、今後は、算出精度を高める手法の更なる検討を進めるとともに、算出に必要なデフォルト値等の整備、定量的な評価手法の確立などが必要と考える。

なお本報では、日本国内におけるヒートポンプによる再生可能エネルギー量の概算方法を検討したが、実在する個別の建物などにおける算出は、製造温熱量(Q_{usable})とヒートポンプの消費エネルギー(W_{in})が計測により明らかな場合は、これらの差分(式(7))より算出することが可能と考える。

謝辞

本研究にあたり渡邊幸芳氏（当時(一財)ヒートポンプ・蓄熱センター)に多大なるご支援を賜りました。ここに感謝の意を表します。

参考文献

- 1) Ministry of Economy, Trade and Industry, Agency for Natural Resources and Energy: Annual Report on Energy, 2019 (in Japanese) 経済産業省資源エネルギー庁: 平成30年度エネルギーに関する年次報告, 2019
- 2) European Union: DIRECTIVE 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 2 April (2009/28/EC), 2009.4
- 3) European Commission: Renewable energy progress report (SWD (2015) 117 final), 2015. 6
- 4) European Union: COMMISSION DECISION of 1 March 2013(2013/114/EU), 2013. 3
- 5) Ryoza OOKA, Katsuhiko MIURA, Satoshi YOSHIDA, Kaori ASAI, Toshiyuki HINO, Katsuo ONO, Rongling LI: Development of water-circulation heat pump system utilizing solar and ground thermal energies, Part 1, Concept and Summary of Experimental Facilities, Technical papers of annual meeting, the Society of Heating, Air-Conditioning Sanitary Engineers of Japan, pp.633-636, 2012. 9 (in Japanese)
大岡龍三・三浦克弘・吉田吏志・浅井香里・日野俊之・小野勝男・李榮玲: 太陽熱と地中熱を利用する水循環ヒートポンプシステムに関する技術開発(その1), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.633-636, 2012. 9
- 6) Ichiro SATO, Junichi FUKANO, Masaya OKUMIYA: Planning of ground water and river water energy utilizing in urban scale GIS date, A case study in Gifu prefecture Ogaki city, Tokai Branch Research Reports No.50, pp.377-380, 2012. 2 (in Japanese)
佐藤一郎・深野純一・奥宮正哉: GIS データを用いた地下水・河川水エネルギー利用計画に関する研究 岐阜県大垣市を事例として, 日本建築学会東海支部研究報告集第50号, pp.377-380, 2012. 2
- 7) Jumpei HATTORI, Masaya OKUMIYA, Hideki TANAKA, Makiko UKAI: Study on improvement of efficiency of a heat pump using pond water as heat source, Summaries of Technical Papers of Annual Meeting, Architectural Institute of Japan, Environmental Engineering-II, pp.367-368, 2018. 7 (in Japanese)
服部純平・奥宮正哉・田中英紀・鶴飼真貴子: 池水を熱源としたヒートポンプの効率向上に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学-II, pp.367-368, 2018. 7
- 8) The Institute of Energy Economics, Japan: The Institute of Energy Economics, Japan: Model Analysis of Japanese Macroeconomy and Long-term Energy Supply and Demand by The Institute of Energy Economics, Japan (in Japanese), 2008
日本エネルギー経済研究所: 我が国のマクロ経済・長期エネルギー需給に関するモデル分析, 2008
- 9) Ministry of Land, Infrastructure, Transport and Tourism: Building

- Stock Statistics, 2014 (in Japanese)
国土交通省：建築物ストック統計, 2014
- 10) Ministry of Land, Infrastructure, Transport and Tourism: Building Stock Statistics, 2008 (in Japanese)
国土交通省：建築物ストック統計, 2008
- 11) The Institute of Energy Economics, Japan: The Energy Data and Modelling Center 2015, The Energy Conservation Center, Japan, 2015 (in Japanese)
日本エネルギー経済研究所：エネルギー経済統計要覧 2015, 省エネルギーセンター, 2015
- 12) Japan Sustainable Building Consortium: Environment-related Database for Non-residential Buildings (Data-base for Energy Consumption of Commercial Buildings: DECC), 2014 (in Japanese)
一般社団法人 日本サステナブル建築協会：非住宅建築物の環境関連データベース (DECC), 2014
- 13) Institute for Building Environment and Energy Conservation: CASBEE - Construction (New Building) 2014 Evaluation Manual, 2014 (in Japanese)
一般財団法人 建築環境・省エネルギー機構：CASBEE-建築(新築)2014年版評価マニュアル, 2014
- 14) The Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan: Plan, Design, and Operation of City Gas Cogeneration, 2015
一般社団法人 空気調和・衛生工学会：都市ガスコージェネレーションの計画・設計と運用, 2015
- 15) Agency for Natural Resources and Energy: State of Heat Supply for Regional Use of Unutilized Energy and Directionality Toward Next Generation, 2008 (in Japanese)
経済産業省エネルギー庁：未利用エネルギー的活用熱供給の実態と次世代に向けた方向性, 2008
- 16) The Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan: A&S data, 2014 (in Japanese)
一般社団法人 空気調和・衛生工学会：A&S データ, 2014
- 17) The Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan: A&S data, 2014 (in Japanese)
一般社団法人 日本冷凍空調工業会：国内出荷実績, 2014
- 18) Japanese Industrial Standards: JIS C 9612 2013 Appendix B Tests and Calculation Methods for Period Energy Consumption Efficiency of Room Air Conditioners, 2013 (in Japanese)
日本工業規格：JIS C 9612 2013 附属書 B ルームエアコンディショナの期間エネルギー消費効率算定のための試験及び算出方法, 2013
- 19) Agency for Natural Resources and Energy: The Ultimate Guide for Energy Conservation at Home, 2017 (in Japanese)
経済産業省資源エネルギー庁：家庭の省エネ徹底ガイド, 2017
- 20) Agency for Natural Resources and Energy: Energy Conservation Performance Catalogue 2013, Summer, 2013 (in Japanese)
経済産業省資源エネルギー庁：省エネ性能カタログ 2013 年夏, 2013
- 21) Statistics Bureau of Japan: The Housing and Land Survey, 2014
総務省統計局：住宅・土地統計調査, 2014
- 22) The Society of Heating, Air-Conditioning and Sanitary Engineers of Japan: Plan, Design, and Evaluation of Cogeneration by City Gas, 1994 (in Japanese)
一般社団法人 空気調和・衛生工学会：都市ガスによるコージェネレーションシステムの計画・設計と評価, 1994
- 23) Agency for Natural Resources and Energy: The 2013 Energy Consumption Survey, 2014 (in Japanese)
経済産業省資源エネルギー庁：平成 25 年度エネルギー消費統計調査, 2014
- 24) Ministry of Agriculture, Forestry and Fisheries: Installation of Greenhouses for Gardening, 2009 (in Japanese)
農林水産省：園芸用ガラス室・ハウス等の設置状況, 2009
- 25) Ministry of Agriculture, Forestry and Fisheries: Agricultural Management Statistical Survey, 2008 (in Japanese)
農林水産省：農業経営統計調査, 2008
- 26) Ministry of Agriculture, Forestry and Fisheries: Agricultural Product Price Statistics, 2008 (in Japanese)
農林水産省：農作物価統計価格, 2008

注

- 注 1) 北海道, 青森県, 岩手県, 宮城県, 秋田県, 山形県, 福島県, 栃木県, 長野県, 新潟県を寒冷地域とし, 他の都府県を温暖地域とした。
- 注 2) 参考文献 11 の事務所・ビル, その他の延床面積を事務所に集約。デパート・スーパー, 卸小売, 飲食店, 娯楽場の延床面積を商業に集約。
- 注 3) 熱源, 熱搬送, 給湯, 照明, コンセント, 動力, その他の用途別エネルギー消費量比率の内, 熱源の比率を引用した。
- 注 4) AHP, EHP, 冷温水発生機, ボイラ温水機, GHP, DHC
- 注 5) 業務用ヒートポンプは病院, ホテルでのベース運転利用を想定し, 全負荷相当運転時間を想定した。参考文献 14 の熱負荷原単位を用い, 病院の 9~18 時に年間を通じて運転することを想定し, 負荷が最小となる 7 月 10 時の熱負荷と同能力のヒートポンプ給湯機を利用した場合の全負荷相当運転時間を算出した (4,827h)。ホテルは給湯負荷が集中する 20~23 時において最小負荷が生じる 7 月 20 時の負荷を用いて同様に算出し (4,371h), 両者の平均値 (4,600h) を用いた。
- 注 6) 暖房用, 冷房用, 給湯用, 厨房用, 動力他の用途および電力, 都市ガス, LPG, 灯油, 石炭等, 太陽熱のエネルギー源の内, 暖房用途の電力を引用した。
- 注 7) ボイラ用燃料消費量の用途別 (工場暖房, 加湿, 100℃未満の乾燥, 高温) の比率を想定し, 工場暖房の比率を計算に用いた。
- 注 8) 工場暖房, ガラス室等加温の上限に対する割合を下記の通り想定した。

Cumulative years [year]	Ratio to the upper limit [%]	Assumed years	
		<Industry> Factory heating	<Agriculture> Greenhouse heating
1	2	2006	2011
2	4	2007	2012
3	6	2008	2013
4	9	2009	2014
5	13	2010	2015
6	18	2011	2016
7	25	2012	2017
8	34	2013	2018
9	46	2014	2019
10	58	2015	2020
11	70	2016	2021
12	79	2017	2022
13	86	2018	2023
14	91	2019	2024
15	94	2020	2025
16	97	2021	2026
17	98	2022	2027
18	99	2023	2028
19	99	2024	2029
20	100	2025	2030

- 注 9) 施設野菜の重油使用量を下記の通り想定した。

	Green onion	Cucumber	Eggplant	Tomato
Photothermal power cost per 10 a [10 ³ yen/10a]	36	248	367	278
Ratio of heavy oil use [%]	73			
Unit price of heavy oil [yen/L]	462			
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	3,190			
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	4,706			
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	3,803			
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	2,870			
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	3,565			
Total planted area per household (b) [m ² /site]	2,185			
Total planted area per household (b) [m ² /site]	2,870			
Total planted area per household (b) [m ² /site]	3,501			
Total planted area per household (b) [m ² /site]	2,908			
Total planted area per household (b) [m ² /site]	1,755,620	6,948,721	13,506,714	12,480,692

Cherry tomato	Green pepper	Sweet green pepper	Strawberry	Cantaloupe	Watermelon	Total	Weighted Average
360	498	691	281	147	37	-	-
94							-
73							-
4,616	6,386	8,861	3,603	1,885	474	-	-
2,717	3,599	918	2,465	5,773	7,056	34,887	-
12,542,782	22,983,329	8,134,343	8,882,291	10,882,299	3,347,820	101,464,611	2,908

- 注 10) 施設果樹の重油使用量を下記の通り想定した。

	Mandarin orange	Summer orange	Hassaku orange	Iyokan orange	Navel orange	Apple
Photothermal power cost per 10a [10 ³ yen/10a]	58	14	15	8	9	14
Ratio of heavy oil use [%]	97					
Unit price of heavy oil [yen/L]	73					
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	765					
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	185					
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	198					
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	106					
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	119					
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	185					
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	82					
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	41					
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	23					
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	77					
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	24					
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	102					
Total planted area per household (b) [m ² /site]	62,737					
Total planted area per household (b) [m ² /site]	7,572					
Total planted area per household (b) [m ² /site]	4,551					
Total planted area per household (b) [m ² /site]	8,126					
Total planted area per household (b) [m ² /site]	2,849					
Total planted area per household (b) [m ² /site]	18,837					

Japanese pear	Persimmon	Loquat	Peach	Plum	Cherry	Ume	Grape	Chestnut	Pineapple	Total	Weighted Average
18	18	42	18	15	19	12	44	3	4	-	-
97											
73											
237	237	554	237	198	251	158	580	40	53	-	-
80	111	46	43	34	37	64	46	156	227	1,193	-
18,995	26,356	25,485	10,210	6,727	9,273	10,131	26,699	6,173	11,978	256,700	215

- 注 11) 施設花きの重油使用量を下記の通り想定した。

	Chrysanthemum	Rose	Lily
Photothermal power cost per 10a [10 ³ yen/10a]	348	1,329	319
Ratio of heavy oil use [%]	98		
Unit price of heavy oil [yen/L]	73		
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	4,636		
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	17,703		
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	2,621		
Heavy oil use per 10 a (a) [L/10a]	3,554		
Total planted area per household (b) [m ² /site]	29,654,188		
Total planted area per household (b) [m ² /site]	46,400,477		
Total planted area per household (b) [m ² /site]	15,102,142		

	Carnation	Cyclamen	Total	Weighted Average
	690	768	-	-
	98	-	-	-
	73	-	-	-
	9,191	10,230	-	-
	2,602	1,946	-	-
	23,915,906	19,908,315	134,981,028	7,884

- 注 12) 加温設備の種類別設置実面積を下記の通り想定した。

Actual area of equipment installation [10 ³ m ²]	Vegetables	Petroleum use [10 ³ m ²]			Other [10 ³ m ²]	Rate of petroleum use [%]
		Warm air	Hot water	Steam		
		5193	2355	3	476	94
	Fruits	451	58	0	17	97
	Ornamental plants	7,799	2,632	23	244	98

A STUDY ON THE AMOUNT OF RENEWABLE ENERGY SUPPLIED BY HEAT PUMP

A rough estimate of the amount of renewable energy from air-source heat based on the EU guideline

Satoshi YAMAKAWA ^{*1}, *Masashi KAWANO* ^{*2} and *Kimiya MURAKAMI* ^{*3}

^{*1} Grad. Student, Engineering and Science, Shibaura Institute of Technology, M.Eng.

^{*2} Nikken Sekkei Research Institute, Dr.Eng.

^{*3} Prof., School of Architecture, Shibaura Institute of Technology, Dr.Eng.

In 2009, the natural heat such as air-source heat was defined as renewable energy. However, there exists no quantitative method for evaluating the amount of renewable energy supplied by heat pumps from heat collected from the air, and the actual performance of heat pumps are therefore unknown. In the present study, we investigated a method to estimate the renewable-energy-based heat from air supplied by a heat pump in Japan. This method is based on the quantitative evaluation method by the EU. And we estimated it roughly.

With the aim of introducing aerothermal, hydrothermal, and geothermal energies as renewable resources, the EU defines the Guideline for the calculation method of the amount of renewable energy supplied by a heat pump. It represents renewable aerothermal, hydrothermal and geothermal energies captured by the heat pump, which is the amount of heat supplied by the heat pump minus the input energy of the heat pump.

Although the EU defines the statistics of the heat pump output and default SPF values, this is not the case in Japan. Therefore, in the present study, these values were estimated using statistical data from the government and various organizations. The analytical targets considered in the civil sector (such as offices, hotels, commercial buildings, and hospitals) were air-source heat pumps for central air-conditioning, electric heat pumps for individual air-conditioning, and heat pump water heaters. The analytical targets considered in the civil sector (residential buildings) were room air-conditioners and heat pump water heaters. In the industrial sector, the targets considered were air-source heat pumps for factory heating. The target considered in the agricultural sector was heating for greenhouses (housing 10 varieties of vegetables, 16 varieties of fruits, and five varieties of ornamental plants).

We investigated the method used to estimate the amount of renewable energy supplied by air-source heat pumps based on the quantitative evaluation method of the EU. Upon making estimates based on data from 2013, we obtained the following findings:

1) Although the EU has statistics and default values prepared for quantitative evaluation, Japan does not have such information. Thus, we proposed a macro-level estimation method that uses the statistical data from the government and various organizations.

Specifically, we calculated the SPF and Q_{usable} values for each department, each building application, and each heat use application according to the approximate procedure shown in the flow charts (Fig. 2-8). Then we arranged each value as shown in Table 18-(a), (b). And by using these SPF and Q_{usable} , we estimated the amount of renewable energy supplied by the heat pump.

2) The renewable energy supplied by air-source heat pumps was 75.5 PJ/year for non-residential buildings in the civil sector, 328.1 PJ/year for residential buildings in the civil sector, 35.7 PJ/year in the industrial sector, and 0.09 PJ/year in the agricultural sector, resulting in a total of 439.4 PJ/year.

The renewable energy supplied by the air-source heat pumps was equivalent to approximately 36.1% of the renewable energy with an existing track record, such as solar power (1,216 PJ/year).

(2019年11月9日原稿受理, 2020年7月2日採用決定)