CO₂ を熱輸送媒体とする地域エネルギー供給システムの基礎的検討永野 貴大^{*1}, 天野 嘉春^{*2}Evaluation on CO₂ network for district heating and cooling systemTakahiro NAGANO^{*1} and Yoshiharu AMANO^{*2}^{*1} Dept. of Applied Mechanics, Waseda University
3-4-1 Okubo, Shinjuku-ku, Tokyo 169-8555, Japan^{*2} Dept. of Applied Mechanics and Aerospace Engineering, Waseda University
3-4-1 Okubo, Shinjuku-ku, Tokyo 169-8555, Japan

Received: 30 September 2019; Revised: 19 December 2019; Accepted: 9 March 2020

Abstract

Reducing CO₂ emissions by the effective use of renewable energy is one of the most important issues around the world. Therefore, many researchers have analyzed not only the development of individual high-performance equipment, but also the area-wide energy utilization systems. One of the area-wide energy utilization systems is a district heating and cooling system. However, conventional systems that utilize the steam and chilled water produced by the boiler and the chiller have some issues. Hence, the CO₂ network system has been proposed by researchers in EPFL, Switzerland. The system uses the latent heat of CO₂ refrigerant to transport and exchange unused heat to specific areas by employing decentralized heat pumps on demand-side. The proposed system is expected to significantly reduce energy consumption compared with the conventional system. In this paper, we analyzed the energy-saving effect by introducing the system to Japan based on CO₂ emissions reduction in 2030. As a result, it was confirmed that the annual energy consumption and CO₂ emissions resulting from equipment operation could be reduced by about 80% and 60% compared with the conventional system. By using the surplus electric power from renewable energy as the power supply source of the proposed system, it contributes to the construction of the optimal system for energy interchange.

Keywords : District heating and cooling systems, CO₂ emissions, Heat pump, CO₂ refrigerant, Unused energy, CO₂ networks, Urban energy systems

1. 緒 言

東日本大震災を契機に日本のエネルギー需給が変化し、地球温暖化を代表とするエネルギー問題やエネルギーの利用方法が注目を集めている。特に再生可能エネルギーの有効活用による CO₂ 排出量の抑制が喫緊の課題であり、個別の高性能機器の開発だけでなくシステムレベルでのエネルギー消費量削減方策が模索されている。解決策の一つにエネルギーの面的利用を実現する地域熱供給システムが挙げられる。一般的にはガスボイラ、チラーを用いて蒸気や冷水等の熱媒を一箇所で集中的に製造して特定地域に供給するシステムが知られている。日本国内への導入事例は少なくないが、初期投資が大きい、温熱融通における放熱損失が大きいといった課題（武石、1999）がある。そこで近年、未利用熱源を活用した CO₂ 冷媒を特定地域に供給・融通して需要家側に接続されたヒートポンプ機器の熱源に利用するシステムが提案されており、従来システムと比較して大幅なエネルギー消費量削減が期待されている（Henchoz et al., 2015）。従来システムと比較した提案システムのメリットを以下に示す。

- (1) 未利用熱源の利用による省エネルギー化、低炭素化が期待できる。
- (2) 通常の蒸気、冷水系統からなる 4 管式ではなく、小口径の 2 管式でシステムを構築できる。

No.19-00365 [DOI:10.1299/transjsme.19-00365], J-STAGE Advance Publication date : 18 March, 2020

本論文は、第24回動力・エネルギー技術シンポジウム 講演論文集(2019), No.E145の掲載内容に基づいた論文である。

^{*1} 学生員, 早稲田大学大学院 基幹理工学研究科 機械科学専攻 (〒169-8555 東京都新宿区大久保 3-4-1)^{*2} 正員, 早稲田大学 基幹理工学部 機械科学航空学科

E-mail of corresponding author: t_nagano@power.mech.waseda.ac.jp

(3) 常温近傍の冷媒を熱輸送媒体とすることで配管系統での放熱損失を抑制できる。

(4) 同時刻に温熱・冷熱の逆位相熱が発生する場合、需要家側での熱融通による省エネルギー化が期待できる。

Henchoz et al. (2015) はジュネーブの環境条件および需要特性を用いて省エネルギー効果を解析しており、日本都心部での条件とは大きく異なるが、日本国内への導入に際した検討はこれまでに十分にはなされていない。また、日本国内でも未利用熱源を活用した地域熱供給システムに関する研究は多くなされているが、主に冷温水を供給するシステムを対象としている（下田他, 1997）。そこで、本報では特に以下を分析し、未利用熱源を活用した CO₂ を熱輸送媒体とする地域熱供給システムの日本国内への導入効果の基礎的な検討結果を報告する。

(1) 日本の環境条件および需要特性における CO₂ ネットワークシステムの有効性を評価する。

(2) ネットワークから供給される CO₂ を分散ヒートポンプの冷媒として直接利用する接続形態を新たに提案し、Henchoz et al. (2015) が提案している CO₂ と分散ヒートポンプ内の冷媒 R410A が熱交換する接続形態とエネルギー消費量を比較する。

(3) 従来システムと CO₂ ネットワークシステムの配管径を比較し、従来システムの輸送配管の設置スペースに CO₂ ネットワークシステムを更新・設置可能か評価する。

(4) 配管系統の断熱性能がシステム全体のエネルギー消費量に与える影響を明らかにする。

(5) 温熱・冷熱の逆位相熱の発生が中央プラントのエネルギー消費量に与える影響を明らかにする。

2. 研究方法

はじめに CO₂ ネットワークシステムをモデル化し、システムの性能を推定する評価検討環境を構築する。その上で、従来の蒸気および冷水を熱輸送媒体とする地域熱供給システムが導入されている国内都市部の典型的なエネルギー需要に対して数値解析を行い、従来システムを CO₂ ネットワークシステムでレトロフィットした場合の優位性を明らかにする。

記号一覧

C	係数	P	圧力	MPa
COP	成績係数 (Coefficient of Performance)	Q	熱量	kWh
D	径	$\dot{Q}$	熱流量	kWh/h
$\dot{E}$	電力量	T	温度	°C
e	単位流量あたりの動力	t	時刻	
$\dot{G}$	ガス消費量	u	流速	m/s
H	発熱量	V	体積	L
h	熱伝達率	ΔT	温度差	°C
IPLV	期間成績係数 (Integrated Part Load Value)	ΔP	圧力差	kPa
J	CO ₂ 排出量	δt	サンプリング時間間隔	
k	熱伝導率	ε	放熱損失係数	1/h
L	距離	η	効率	
$\dot{m}$	質量流量	ϕ	割合	
n	分割数	ρ	密度	kg/m ³
添字				
a	空気	conv	対流	
ad	断熱	e	電力	
amb	外気	evap	蒸発	
C	冷水	g	ガス	
c	圧縮機	H	水蒸気	
cond	凝縮	i	番号	

ins	断熱材	l	低
in	流入	r	冷媒
liq	液 (CO ₂)	rev	逆位相
loss	損失	sc	過冷却
max	最大	sh	過熱
min	最小	ST	貯湯槽
N	ネットワーク	sup	供給
out	流出	sur	表面
p	ポンプ	total	システム全体
pinch	ピンチ点	vap	蒸気 (CO ₂)
h	高	w	水 (未利用熱源および給湯用)

3. 対象システムのモデル化

CO₂ ネットワークシステムの模式図を図 1 に示す。本報で対象とする CO₂ ネットワークシステムは、未利用熱源とネットワークとの熱のやり取りを行う中央プラント (CP; Central plant) と、ネットワークに接続され各施設に設置される分散ヒートポンプ (DHP; Decentralized heat pump) から構成される。中央プラントには正味暖房運転 (CP-H; Central plant for net-heating) と正味冷房運転 (CP-C; Central plant for net-cooling) の 2 種類の運転モードがあり、それぞれ (a) 未利用熱源と熱交換するだけの流路と、(b) 圧縮・膨張行程を伴う熱交換流路の 2 つの流路が存在する。図 1 中には中央プラントを運転モードごとに示しているが、ひとつの装置として実現可能である。分散ヒートポンプは 3 種類の機能 (給湯, 暖房, 冷房) を担う。Henchoz et al. (2015) は (c) ネットワークから供給される CO₂ とヒートポンプ内の冷媒 R410A が蒸発・凝縮器を介して熱交換する接続形態 (Cascade connection) と、(d) CO₂ と室内空氣が直接熱交換する接続形態 (Direct heat exchange) を挙げている。本報ではそれらに追加して (e) CO₂ を分散ヒートポンプの冷媒として直接利用する接続形態 (Two stage heat pump connection) を検討する。流路, 接続形態を示す記号はそれぞれ図 1 と対応している。

中央プラントで未利用熱源から汲み上げられた熱は CO₂ の潜熱により地域に融通され、各施設では融通された CO₂ を利用して給湯・冷暖房を行う。ネットワークを流れる CO₂ 蒸気と液の温度は等しく、蒸気側圧力は飽和圧力に、液側圧力は飽和圧力に圧送仕事分として 0.1 MPa 高く設定する。

Fig. 1 Schematic representation of the CO₂ network system. The system is composed of the central plant and the decentralized heat pump.

以下, 文献 (Henchoz et al., 2015) にならい各エネルギー供給機器のモデル化を行う。熱物性値計算には CoolProp 6.3.0 を使用した。各構成機器での状態変化は以下を仮定する。

- ・ 膨張弁: 等エンタルピーに保ったまま所定の圧力まで降圧する。
- ・ 蒸発・凝縮器: 等圧に保ったまま, 外部流体との熱交換により蒸発・凝縮する。
- ・ 圧縮機: 所定の圧力まで昇圧する。エンタルピーの変化は圧縮機全効率 η_c に従う。
- ・ ポンプ: 所定の圧力まで昇圧する。エンタルピーの変化はポンプ効率 η_p に従う。

3・1 中央プラント

中央プラントには、熱源との熱交換によりネットワークに熱を汲み上げる正味暖房運転、ネットワークの熱を放出する正味冷房運転の2つの運転モードがあり、それぞれ図1に赤線、青線で示している。流路(a)ではポンプ動力のみが必要で中央プラントにおける消費電力が小さいが、ネットワークに供給されるCO₂の最高(最低)温度が熱源温度に依存する。流路(b)ではネットワークに供給されるCO₂の温度を高く(低く)できるが、圧縮機を稼働させるため消費電力が大きくなる。絞り膨張弁の代わりに膨張機を利用することで消費電力を抑制することが可能だが、ここでは絞り膨張弁を利用する。正味暖房運転時、圧縮機出口のCO₂は過熱蒸気としてネットワークに供給されるが、分配時には環境への放熱によりその顕熱分が失われることが想定される。本解析ではその熱損失を供給端側に集約し、ネットワークには飽和状態で供給されるとしてモデル化する。図1中圧縮機出口の熱の移動は環境への放出熱を表している。

各運転モードの流路(b)のT-s線図をそれぞれ図2に示す。カラーで流体の種類を示しており、s*は流体(ここではCO₂, 水)によりエントロピーが異なることを表している。

(i) Net-heating operation mode (Flow path (b)).

(ii) Net-cooling operation mode (Flow path (b)).

Fig. 2 Temperature vs. specific entropy diagram of the central plant.

CO₂の蒸発温度 $T_{\text{evap,CO}_2}$ °C, 凝縮温度 $T_{\text{cond,CO}_2}$ °Cは熱源利用温度差(出入口温度差) ΔT_w °C, CO₂と外部流体とのアプローチ温度差の最小値 ΔT_{min} °Cを用いて次式により表される。

$$T_{\text{evap,CO}_2} = T_w - \Delta T_w - \Delta T_{\text{min}} \quad (1)$$

$$T_{\text{cond,CO}_2} = \begin{cases} T_w + \Delta T_w + \Delta T_{\text{min}} & (T(P_{\text{sat}}(T_w + \Delta T_w + \Delta T_{\text{min}}), h_{\text{N,Liquid}}) \geq T_w + \Delta T_{\text{min}}) \\ T_{\text{sat}}(P(T_w + \Delta T_{\text{min}}, h_{\text{N,Liquid}})) & (\text{else}) \end{cases} \quad (2)$$

ここで、 $h_{\text{N,Liquid}}$ kJ/kg はネットワークのCO₂液の比エンタルピーである。式(2)により求まる凝縮温度 $T_{\text{cond,CO}_2}$ °CがCO₂の臨界温度を超えると、および凝縮圧力が臨界圧力を超えると、次節に示す給湯機、暖房機と同様の遷臨界サイクルとなる。

ネットワークのCO₂供給温度 T_N °Cに次の条件が成立する時、それぞれの運転モードで流路(a)を通る。

$$T_N \leq T_w - \Delta T_w - \Delta T_{\text{min}} \quad (\text{正味暖房運転}) \quad (3)$$

$$T_N \geq T_w + \Delta T_w + \Delta T_{\text{min}} \quad (\text{正味冷房運転}) \quad (4)$$

3・2 分散ヒートポンプ

本節では3種類の機能(給湯, 暖房, 冷房)を担う分散ヒートポンプについて説明する。給湯機(HPWH; Heat pump water heater), 暖房機(AC-H; Air conditioner for heating)は接続形態(c), (e), 冷房機(AC-C; Air conditioner for cooling)は接続形態(c), (d), (e)を取り得る。

給湯機はヒートポンプユニットと貯湯槽ユニットから構成される。貯湯槽は空気熱源のヒートポンプ給湯機と同様のシステムとし、エネルギー入出力関係を記述した以下のモデル(坂東, 天野, 2018)とする。

$$\frac{Q_{ST}(t)}{\delta t} = \dot{Q}_{ST,in}(t) - \dot{Q}_{ST,out}(t) - \varepsilon_{ST,loss} Q_{ST}(t - \delta t) \quad (5)$$

ここで、 $Q_{ST}(t)$ kWh は時刻 t における貯湯槽の蓄熱量、 δt はサンプリング時間間隔であり、 $\varepsilon_{ST,loss}$ 1/h は放熱損失係数である。

冷暖房機の接続形態 (c)、給湯機の接続形態 (e) の T - s 線図を図3にそれぞれ示す。

Fig. 3 Temperature vs. specific entropy diagram of the decentralized heat pump.

給湯機、暖房機の接続形態 (c) では R410A の蒸発温度 $T_{evap,R410A}$ °C、凝縮温度 $T_{cond,R410A}$ °C はネットワークの CO₂ 供給温度 T_N °C、熱交換器出入口における水（または空気）の温度 $T_{w(a),in}$ °C、 $T_{w(a),out}$ °C と蒸発器出口での過熱度 ΔT_{sh} °C、アプローチ温度差の最小値 ΔT_{min} °C を用いて次式により表される (Henchoz et al., 2015)。

$$T_{evap,R410A} = T_N - \Delta T_{min} - \Delta T_{sh} \quad (6)$$

$$T_{cond,R410A} = T_{w(a),out} + \Delta T_{min} \quad (7)$$

R410A の凝縮器出口はやや過冷却状態とし、凝縮器出口温度 $T_{cond,out,R410A}$ °C は次式により表される。

$$T_{cond,out,R410A} = T_{cond,R410A} - \Delta T_{sc} \quad (8)$$

冷房機の接続形態 (c) では R410A の蒸発温度 $T_{evap,R410A}$ °C、凝縮温度 $T_{cond,R410A}$ °C は次式により表される。

$$T_{evap,R410A} = T_{a,out} - \Delta T_{min} \quad (9)$$

$$T_{cond,R410A} = T_N + \Delta T_{min} \quad (10)$$

R410A の蒸発器出口はやや過熱状態とし、蒸発器出口温度 $T_{evap,out,R410A}$ °C は次式により表される。

$$T_{evap,out,R410A} = T_{evap,R410A} + \Delta T_{sh} \quad (11)$$

給湯機、暖房機の接続形態 (e) では CO₂ の遷臨界ヒートポンプサイクルとなるため、熱交換過程で連続的な温度変化を伴う。熱交換器内の最小ピンチ点温度差 ΔT_{pinch} °C は熱交換路を n 分割した区間 i における高温側 (CO₂) 温度 $T_{h,i}$ °C、低温側 (温水) 温度 $T_{l,i}$ °C を用いて以下のように表せる。

$$\Delta T_{pinch} = \min(T_{h,i} - T_{l,i}) \quad (i = 0 \sim n) \quad (12)$$

凝縮器出口温度 $T_{\text{cond,out,CO}_2}$ °C は次式により表される.

$$T_{\text{cond,out,CO}_2} = T(h_{\text{N,Liquid}}, P_{\text{hex}}) \quad (13)$$

ここで, P_{hex} MPa は熱交換器内 CO_2 の圧力であり, 設定した最小ピンチ点温度差条件を満たす圧力となる.

冷房機の接続形態 (e) は中央プラントの正味暖房運転モードと同様のモデルとした. ネットワークの CO_2 供給温度 T_N °C に次の条件が成立する時, 冷房機は接続形態 (d) となる.

$$T_N \leq T_{\text{a,out}} - \Delta T_{\text{min}} \quad (14)$$

3・3 エネルギー収支式

中央プラント, 分散ヒートポンプの COP は次式により算出する.

$$\text{COP}_{\text{CP}} = \frac{\Delta h_{\text{CO}_2}}{e_p + e_c} \quad (15)$$

$$\text{COP}_{\text{DHP}} = \frac{\Delta h_{\text{hex}}}{e_p + e_c} \quad (16)$$

ここで, Δh_{CO_2} kJ/kg はネットワークの CO_2 気液の比エンタルピー差, Δh_{hex} kJ/kg は室内空気および給水との熱交換前後の作動流体の比エンタルピー差を表しており, e_p kW/(kg/s), e_c kW/(kg/s) はそれぞれ次式により表されるポンプ動力, 圧縮動力である.

$$e_p = \frac{\Delta P_{\text{liq-vap}}}{\eta_p \rho_{\text{liq}}} \quad (17)$$

$$e_c = \frac{\Delta h_{\text{ad}}}{\eta_c} \quad (18)$$

ここで, $\Delta P_{\text{liq-vap}}$ kPa は気液ラインの圧力差, ρ_{liq} kg/m³ は CO_2 液の密度であり, Δh_{ad} kJ/kg は断熱圧縮を仮定した際の圧縮機出入口での作動流体の比エンタルピー差を表している.

次章の数値解析では, 分散ヒートポンプ, 中央プラントの電力消費量 $\dot{E}$ kWh/h は需要熱量 $\dot{Q}$ kWh/h に対して次式により求められる.

$$\dot{E}_{\text{DHP}} = \frac{\dot{Q}_{\text{DHP}}}{\text{COP}_{\text{DHP}}} \quad (19)$$

$$\dot{E}_{\text{CP}} = \frac{|\dot{Q}_{\text{HPWH}} - \dot{E}_{\text{HPWH}} + \dot{Q}_{\text{AC-H}} - \dot{E}_{\text{AC-H}} - \dot{Q}_{\text{AC-C}} - \dot{E}_{\text{AC-C}}|}{\text{COP}_{\text{CP}}} \quad (20)$$

中央プラントの運転モードは式 (20) の分子絶対値記号内の正負に応じて適切に切り替わり, 正の場合には正味暖房運転, 負の場合には正味冷房運転となる.

4. 数値解析

本章では従来の蒸気および冷水を熱輸送媒体とする地域熱供給システムが導入されている地域の典型的なエネルギー需要に対して数値解析を行う. 従来システムと CO_2 ネットワークシステムを比較し, 日本での環境条件および需要特性においても先行研究 (Henchoz et al., 2015) と同程度の省エネルギー性が得られるか検討する.

本試算における仮定は以下の通りである.

- (1) 輸送配管での放熱損失, 圧力損失は考慮しない.
- (2) 給湯機は毎日 0 時から定格能力で稼働する.

以上の条件のもと、設定したエネルギー需要に対して CO₂ 供給温度と熱源温度を変化させて年間消費電力を算出し、それに起因する CO₂ 排出量を算出する。

4・1 未利用熱源

未利用エネルギーとは都市内部における生活・業務・生産活動の結果として生じ、そのままか、あるいは殆ど有効に回収されることなく環境中に放出されている各種温度レベルの熱エネルギー、並びに自然に豊富に存在するものでその活用が都市環境に生態学的に有意な影響を与えないと思われる自然エネルギーを言う(中原, 1990)。Henchoz et al. (2015) は年間一定 7 °C の湖水を対象としているが、日本の都心部にはそのような低温熱源は存在しないため、本報では都心部で広く利用が期待される地下水、河川水を対象とする。どちらも夏期は大気よりも温度が低く、冬期は温度が高いため既存の熱供給システムの熱源としても利用されている。河川水は外気温の変動に伴って大きく変動する(木内, 2013) が、地下水は年間を通じてほぼ一定の温度という特徴がある。本試算では、河川水について 2017 年度の荒川の 1 ヶ月毎の平均水温(東京都北区, 2019) ± 2 °C の 5 条件、地下水について年間一定の 15 ~ 19 °C の 5 条件で解析する。利用温度差 ΔT_w °C は全条件で年間一定 4 °C とする。

4・2 従来システム

本節では CO₂ ネットワークシステムとの比較対象となる従来の地域熱供給システム(蒸気・冷水系統)の概要を説明する。従来システムは中央プラントでガスボイラ(GB)、電動ターボ冷凍機(TR)により生成された蒸気、冷水を供給先の各需要家で給湯・冷暖房機の熱源として利用するシステムである。

ガスボイラの燃料は都市ガス(13A)とする。加熱量 $\dot{Q}_{GB}$ kWh/h は次式により定義される。

$$\dot{Q}_{GB} = \eta_{GB} H_g \dot{G}_{GB} \quad (21)$$

ここで、 η_{GB} はボイラ効率、 H_g kWh/Nm³ は都市ガス低位発熱量、 $\dot{G}_{GB}$ Nm³/h は都市ガス消費量である。

電動ターボ冷凍機の冷凍能力 $\dot{Q}_{TR}$ kWh/h は次式により定義される。

$$\dot{Q}_{TR} = \dot{E}_{TR} \text{IPLV}_{TR} \quad (22)$$

ここで、 $\dot{E}_{TR}$ kWh/h は消費電力、 IPLV_{TR} は期間成績係数である。

4・3 試算条件

4・3・1 検討対象施設

検討対象とする地域はオフィスビル、ホテル、病院、店舗の 4 つの需要家から構成される。各施設の延床面積を表 1 に示す。中央プラント、各建物が 500 m おきに接続され、総配管長 2,000 m の地域を想定する。

Table 1 Specifications for target area.

Items	Office	Hotel	Hospital	Store
Floor area [m ²]	150,000	100,000	100,000	50,000

4・3・2 エネルギー需要

本試算では給湯需要および冷暖房負荷を対象とする。入力データには、各施設における各月ごとの単位床面積あたりのエネルギー消費量がサンプリング時間間隔 1 h で与えられる一般的なスケジュール(日本エネルギー学会, 2008)を採用する。

Henchoz et al. (2015) は給湯需要および冷暖房負荷に加えて年間一定のサーバー冷却、冷凍需要を考慮しており、給湯需要も年間一定としているため温熱・冷熱需要それぞれの最大需要量と最小需要量との比が大きく異なる。また、設定している供給温度も異なる。表 2, 3 にジュネーブでの先行研究(Henchoz et al., 2015) との需要データの主な差異を示す。

Table 2 The difference of daily demand.

Items	Value	Value (Geneva)
Annual heating demand [GWh]	45.7	53.1
Annual cooling demand [GWh]	40.4	49.4
Heating peak [MWh/d]	22.7	19.2
The ratio of min. based on max. heating demand	0.038	0.39
Cooling peak [MWh/d]	31.4	33.0
The ratio of min. based on max. cooling demand	0.0	0.19

Table 3 The difference of temperature of the service.

Energy service	Value	Value (Geneva)
Space heating [°C]	20	40
Hot water [°C]	55	65
Space cooling [°C]	18	11

4・3・3 CO₂供給温度

Henchoz et al. (2015) は中央プラントから供給する CO₂ の温度 T_N °C を 1 条件としているが、本報では CO₂ 供給温度の変化に応じたシステム全体の性能変化を確認し、最適な CO₂ 供給温度を決定するため 1 °C 刻みで変化させて解析する。また本報では、CO₂ 供給温度は年間一定ではなく夏期 (6~9 月)、冬期 (12~3 月)、中間期 (4,5,10,11 月) ごとに設定する。最高供給温度 $T_{N,h}$ °C は 25 °C、最低供給温度 $T_{N,l}$ °C は 9 °C とする。ただし、中央プラントの運転モード、分散ヒートポンプの接続形態によっては式 (13) により求められる凝縮器出口状態が存在しないため、存在する下限の温度を最低供給温度とする。中央プラントの流路、冷房機の接続形態はそれぞれ式 (3)、(4)、(14) に対応して切り替わる。

4・3・4 エネルギー供給機器特性値

本節では本解析における各エネルギー機器の仕様を示す。

はじめに、CO₂ ネットワークシステムの仕様を表 4 に示す。機器仕様は文献 (Girardin et al., 2017) (Henchoz et al., 2015) (Henchoz, 2016) にならった。給湯機の放熱損失係数は文献 (坂東, 天野, 2018) を採用した。坂東らは家庭用のエコキュートを対象としており、貯湯容量に対する表面積割合が業務用に比べて大きいいため、同等の放熱損失率を業務用に用いた際には放熱損失率をやや過大に評価することになる。

Table 4 Specifications for CO₂ network system.

Equipment	Items	Value
CP	Total compressor efficiency $\eta_{c,CP}$	0.79
CP & DHP	Min. approach of temperature ΔT_{min} [°C]	2.0
	Pump isentropic efficiency η_p	0.25
DHP	Total compressor efficiency $\eta_{c,DHP}$	0.64
	Temperature of subcool ΔT_{sc} [°C]	2.0
	Temperature of superheat ΔT_{sh} [°C]	4.0
HPWH & AC-H	Pinch point temperature difference ΔT_{pinch} [°C]	5.0
	Division number for calculate of pinch point temperature n	50
HPWH	Inlet water temperature $T_{w,in}$ [°C]	17
	Outlet water temperature $T_{w,out}$ [°C]	65
	Storage tank heat loss factor $\varepsilon_{ST,loss}$ [1/h]	0.92×10^{-2}
AC-H	Inlet air temperature $T_{a,in}$ [°C]	20
	Outlet air temperature $T_{a,out}$ [°C]	40
AC-C	Inlet air temperature $T_{a,in}$ [°C]	27
	Outlet air temperature $T_{a,out}$ [°C]	11

次に、従来システムの仕様を表 5 に示す。従来システムは新宿地域冷暖房センターを想定しており、仕様はカタログ（東京ガスエンジニアリングソリューションズ株式会社，2017）にならった。

Table 5 Specifications for the conventional systems.

Equipment	Items			Value
GB	Gas boiler outlet steam temperature	$T_{H,out}$	[°C]	200
	Gas boiler inlet saturated water temperature	$T_{H,in}$	[°C]	90
	Supply pressure at steam line	P_H	[MPa]	0.9
	Boiler efficiency	η_{GB}		0.9
	City gas (13A) lower heating value	H_g	[kWh/Nm ³]	11.3
TR	Turbo refrigerator outlet chilled water temperature	$T_{C,out}$	[°C]	4.0
	Turbo refrigerator inlet chilled water temperature	$T_{C,in}$	[°C]	12
	Supply pressure at chilled water line	P_C	[MPa]	0.10
	Integrated Part Load Value of turbo refrigerator	$IPLV_{TR}$		8.20

最後に、給湯機の各施設の加熱能力及び貯湯槽容量を表 6 に示す。加熱能力は運転時間を 8 h と想定して決定し、貯湯槽容量は 1 日の総給湯需要量から決定した（一般財団法人ヒートポンプ・蓄熱センター，2008）。

Table 6 Nominal heating rate and maximum heat storage capacity for heat pump water heater of each facility.

Items			Office	Hotel	Hospital	Store
Heating rate	$\dot{Q}_{HPWH}$	[kWh/h]	400	4,200	4,200	600
Heat storage capacity	$\bar{Q}_{HPWH,ST}$	[kWh]	2,500	35,000	35,000	4,500
Heat storage capacity	$\bar{V}_{HPWH,ST}$	[L]	45,000	630,000	630,000	81,000

4・3・5 CO₂排出係数

年間 CO₂ 排出量算出のためのガスおよび電力系統の 2030 年における CO₂ 排出係数（東京ガス株式会社，2019）（資源エネルギー庁，2015）を表 7 に示す。

Table 7 CO₂ emission conversion factor in 2030.

Items			Value
CO ₂ emission conversion factor of city gas	$C_{CO_2}^g$	[kg-CO ₂ /Nm ³]	2.21
CO ₂ emission conversion factor of electric grid	$C_{CO_2}^e$	[kg-CO ₂ /kWh]	0.370

4・4 試算結果

4・4・1 エネルギー消費量と CO₂ 排出量

本項ではエネルギー機器運用に起因する年間 CO₂ 排出量を算出し、CO₂ ネットワークシステムの省 CO₂ 性を評価する。

はじめに未利用熱源温度 T_w °C、CO₂ 供給温度 T_N °C とシステム全体の成績係数 COP_{total} の関係を分散ヒートポンプの接続形態および季節ごとに図 4 に示す。横軸が未利用熱源温度 T_w °C、縦軸が各季節における COP_{total} 、カラースケールが CO₂ 供給温度 T_N °C、プロット形状で熱源の種類を示している。河川水の場合には各季節の平均水温となる点にプロットしている。ここで、 COP_{total} は次式により算出される。 t は時刻を表している。

$$COP_{total} = \frac{\sum_{t=1}^T (\dot{Q}_{AC-C}(t) + \dot{Q}_{AC-H}(t) + \dot{Q}_{HPWH}(t))}{\sum_{t=1}^T (\dot{E}_{AC-C}(t) + \dot{E}_{AC-H}(t) + \dot{E}_{HPWH}(t) + \dot{E}_{CP}(t))} \quad (23)$$

また、次式により算出される従来システム全体の成績係数 COP_{total} を実線で示す。

$$COP_{total} = \frac{\sum_{t=1}^T (\dot{Q}_{AC-C}(t) + \dot{Q}_{AC-H}(t) + \dot{Q}_{HPWH}(t))}{\sum_{t=1}^T (\dot{E}_{TR}(t) + \dot{Q}_{GB}(t))} \quad (24)$$

Fig. 4 The relationship between COP_{total} and unused heat source temperature.

本解析では、 CO_2 供給温度 T_N °C および未利用熱源温度 T_w °C に応じて中央プラントの流路、冷房機の接続形態がそれぞれ式 (3), (4), (14) に対応して切り替わっていることに留意されたい。図 4 (ii), (iii), (v), (vi) から、中間期および冬期は全条件で従来システムよりも提案システムの COP_{total} が高いことがわかる。一方で夏期は CO_2 供給温度により COP_{total} が大きく異なり、 CO_2 供給温度が低い際には従来システムを下回る場合がある。 CO_2 供給温度を適切に設定する必要があることがわかる。また、未利用熱源の違いによる影響も夏期に大きく現れており、河川水と比べて地下水は COP_{total} が 2 倍程度高い。これらは、夏期の中央プラントが主に正味冷房運転モードであり、3.1 節で述べたように遷臨界サイクルとなる条件が存在するため中央プラントのCOPが大きく低下することが原因である。地下水を熱源とする夏期に同じ熱源温度で比較すると、 CO_2 供給温度が最低温度から上昇するに伴って COP_{total} が向上し、最大値をとった後低下する。 COP_{total} が最大値となる CO_2 供給温度は中央プラントが遷臨界サイクルではなくなる最低温度となった。その温度以降も CO_2 供給温度の上昇に伴って中央プラントのCOPは上昇し、いずれ式 (4) によって流路が切り替わるが、冷房機のCOPが低下する影響を受けて COP_{total} は低下している。中間期および冬期も、中央プラントの流路切り替えによる動力削減効果よりも分散ヒートポンプでの動力増加の影響の方が大きく、中央プラントで流路 (a) を通る CO_2 供給温度で COP_{total} が最大値にはならなかった。冷房機が接続形態 (d) をとったのは、給湯機、暖房機が接続形態 (c) をとる図 4 (iii) のみとなったが、冬期には冷房需要が少ないため、接続形態の切り替えによる動力削減効果は見られなかった。

次に、各接続形態で年間の COP_{total} が最も高くなる運転条件における年間の CO_2 排出量を算出し、 CO_2 ネットワークシステムの省 CO_2 性を評価する。各接続形態での運転条件を表 8 に示す。

Table 8 Operating conditions with the highest annual COP_{total} .

Connection pattern	Unused heat source temperature T_w [°C]	Network temperature of summer $T_{N,summer}$ [°C]	Network temperature of intermediate $T_{N,intermediate}$ [°C]	Network temperature of winter $T_{N,winter}$ [°C]
(c)	15	17	17	16
(e)	15	17	20	21

試算結果を図 5 に示す. (i)がエネルギー消費量の月別変化, (ii)が年間のエネルギー消費量, 2030 年相当における CO_2 排出量である. ここで, 年間 CO_2 排出量 J_{CO_2} kg/y は次式により算出される.

$$J_{CO_2} = \sum_{t=1}^T (C_{CO_2}^e \dot{E}_{sup}(t) + C_{CO_2}^g \dot{G}_{sup}(t)) \quad (25)$$

ここで, $\dot{E}_{sup}(t)$ kWh/h は電力購入量, $\dot{G}_{sup}(t)$ Nm³/h はガス購入量である.

Fig. 5 Analysis result of environmental performance. Energy consumption and CO_2 emissions resulting from equipment operation can be reduced by 80% and 60 % compared to those of the conventional system.

はじめに図 5 (ii)から CO_2 ネットワークシステムの接続形態 (c) と接続形態 (e) を比較すると, 接続形態 (e) の方が, 年間エネルギー消費量が小さいことがわかる. これは接続形態 (e) の方が給湯機のCOPが高いことが寄与しており, 遷臨界サイクルでの運転により高効率で高温な加熱を行えるという CO_2 冷媒の特徴が現れていると考えられる. 次に図 5 (i)から, CO_2 ネットワークシステムは従来システムと比較してエネルギー消費量を年間通して削減でき, 特にガスボイラを多く稼働させる冬期の削減効果が大いことがわかる. そして図 5 (ii)から, 接続形態 (e) では年間エネルギー消費量を約 80%, それに起因する CO_2 排出量を約 60%削減できることがわかる. Henchoz et al. (2015) は年間エネルギー消費量を 85%削減できると報告しており, 同程度の効果が得られた.

最後に, 本解析で決定された中央プラント, 分散ヒートポンプの合計容量を表 9 に示す.

Table 9 Nominal heating rate of central pump and decentralized heat pump of each facility.

Items		Office	Hotel	Hospital	Store
Central plant for net-heating	$\dot{Q}_{CP-H}$ [kWh/h]	17,500			
Central plant for net-cooling	$\dot{Q}_{CP-C}$ [kWh/h]	33,400			
Air conditioner for heating	$\dot{Q}_{AC-H}$ [kWh/h]	7,700	4,500	7,900	3,700
Air conditioner for cooling	$\dot{Q}_{AC-C}$ [kWh/h]	13,000	8,100	7,700	5,500

次項以降は年間の CO_2 排出量が小さい接続形態 (e) の条件を対象として考察を進める.

4・4・2 配管径

本項では従来システムの輸送配管設置スペースに CO₂ ネットワークシステムを更新・設置可能か検討するために、配管径を算出する。配管径 D m は次式により算出される。

$$D_r = \left(\frac{4\dot{m}_{r,\max}}{\rho_r \pi u_{r,\max}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (26)$$

ここで、 $\dot{m}_{\max}$ kg/s は CO₂ の最大質量流量、添字の r は冷媒を表している。 $u_{\max}$ m/s は最大流速を表しており、本試算では両システム共通で蒸気では 10.0 m/s、液では 1.0 m/s に設定する。算出された両システムの配管断面図を図 6 に示す。

Fig. 6 Scale representation of the cross-section of both systems.

従来システムと比較して配管径を蒸気ラインでは約 27%、液ラインでは約 49% 縮小可能である。一方で配管径を縮小することで圧力損失による搬送動力の増加が予想されるが、Henchoz et al. (2015) によるとその影響は総エネルギー消費量の 1.6% 程度であると報告されている。以上の検討より、配管径の観点からは従来システムを CO₂ ネットワークシステムに更新できる見込みが得られた。

4・4・3 断熱性能

従来システムの蒸気系統では蒸気温度が環境温度よりも常に高いため、環境への放熱損失を避けられない。また冷水系統も、環境からの侵入熱によって必要な動力が増大する。一方で CO₂ ネットワークシステムでは冷媒温度が環境温度近傍であるため、環境への放出熱量および環境からの侵入熱量を相対的に小さくすることが可能となる。そこで本項では、各配管系統からの環境への放出熱量および環境からの侵入熱量がシステム全体のエネルギー消費量に与える影響を評価する。

Fig. 7 Piping cross section.

図 7 に配管断面図を示す。配管に断熱材（グラスウール）が巻かれている状態を想定し、配管肉厚は無視できるものとする。 T_r °C は配管表面温度を表しており、本試算では内部の流体と同じ温度とする。環境温度 T_{amb} °C は 2018 年の東京都における 1 ヶ月毎の平均温度（気象庁, 2019）を用いる。

はじめに、断熱材表面温度 T_{sur} °C を次式により算出する（日本機械学会, 1993）。

$$h_{\text{conv}} \pi D_r (T_{\text{sur}} - T_{\text{amb}}) L = \frac{2\pi k_{\text{ins}} (T_r - T_{\text{amb}}) L}{\ln \left(\frac{D_{\text{ins}}}{D_r} \right)} \quad (27)$$

ここで, h_{conv} kW/(m²・K)は自然対流熱伝達率, L mは配管長, k kW/(m・K)は熱伝導率であり, グラスウールの熱伝導率は 0.038 W/(m・K)とする. 自然対流熱伝達率は次式により求められる.

$$h_{\text{conv}} = \frac{Nu k_{\text{amb}}}{D_r} \quad (28)$$

Nu はヌッセルト数であり, 次式 (Churchill and Chu, 1975) を採用した.

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (29)$$

ここで, Ra , Pr はそれぞれレイリー数, プラントル数である.

配管を通過する熱量は式 (27) の左辺により算出され, 配管表面温度と環境温度との大小関係から熱の移動方向が決まる. CO₂ ネットワークシステムでは, 放出熱量 $\dot{Q}_{\text{out}}$ kWh/h および侵入熱量 $\dot{Q}_{\text{in}}$ kWh/h とバランスするように中央プラントが適切に作動するとして, 中央プラントでのエネルギー消費量を次式で算出する.

$$\dot{E}_{\text{CP}}(t) = \frac{|\dot{Q}_{\text{HPWH}}(t) - \dot{E}_{\text{HPWH}}(t) + \dot{Q}_{\text{AC-H}}(t) - \dot{E}_{\text{AC-H}}(t) - \dot{Q}_{\text{AC-C}}(t) - \dot{E}_{\text{AC-C}}(t) + \dot{Q}_{\text{out}}(t) - \dot{Q}_{\text{in}}(t)|}{\text{COP}_{\text{CP}}(t)} \quad (30)$$

解析結果を図 8 に示す. 縦軸はエネルギー消費量の年間積算値, 横軸は 1 時間毎の時系列を示しており, 黒線が完全に断熱された場合, 赤線が熱の移動を考慮した場合の結果を表している. 従来システムでは, 放出熱および侵入熱により年間エネルギー消費量が約 7% 増加しているが, 黒実線は赤実線とほとんど重なっており, 提案システムが環境への放出熱および環境からの侵入熱の影響をほとんど受けないことが確認された.

Fig. 8 Analysis result of difference of energy consumption between with and without heat transfer.

4・4・4 逆位相熱による省エネルギー効果

本項ではCO₂ ネットワークシステムの特徴である逆位相熱によるネットワーク内での熱融通に関する考察を述べる. 逆位相熱とは同時刻に発生する温熱・冷熱のことである. 式 (20) からわかるように CO₂ ネットワークシステムは, 分散している需要家側で逆位相の熱をやり取りすることにより中央プラントから供給すべき熱量を削減できるため, システム全体のエネルギー消費量を削減可能である. ある時刻 t における逆位相熱量 $\dot{Q}_{\text{rev}}(t)$ kWh/h は次式により算出される.

$$\dot{Q}_{\text{rev}}(t) = \min(\dot{Q}_{\text{AC-C}}(t) + \dot{E}_{\text{AC-C}}(t), \dot{Q}_{\text{HPWH}}(t) - \dot{E}_{\text{HPWH}}(t) + \dot{Q}_{\text{AC-H}}(t) - \dot{E}_{\text{AC-H}}(t)) \quad (31)$$

本解析条件での逆位相熱量およびそれに伴うエネルギー消費量の削減効果を定量的に評価するため, 逆位相熱の割合 ϕ_{rev} , 中央プラントでのエネルギー消費量比 ϕ_{ECP} を次式で定義する. ϕ_{rev} は, 温熱・冷熱のうち年間の総熱量が多い方に対する逆位相熱量の割合を表している. ϕ_{ECP} は熱融通を考慮せず, 温熱需要は温熱用の中央プラ

ントから、冷熱需要は冷熱用の中央プラントから供給することを想定した際の中央プラントでのエネルギー消費量と、熱融通を考慮して式 (20) により算出される中央プラントでのエネルギー消費量との比を表している。

$$\phi_{\text{rev}} = \frac{\sum_{t=1}^T \dot{Q}_{\text{rev}}(t)}{\max(\sum_{t=1}^T (\dot{Q}_{\text{AC-C}}(t) + \dot{E}_{\text{AC-C}}(t)), \sum_{t=1}^T (\dot{Q}_{\text{HPWH}}(t) - \dot{E}_{\text{HPWH}}(t) + \dot{Q}_{\text{AC-H}}(t) - \dot{E}_{\text{AC-H}}(t)))} \quad (32)$$

$$\phi_{\text{ECP}} = \frac{\sum_{t=1}^T (\dot{E}_{\text{CP}}(t))}{\sum_{t=1}^T (((\dot{Q}_{\text{AC-C}}(t) + \dot{E}_{\text{AC-C}}(t))/\text{COP}_{\text{CP-C}}(t) + (\dot{Q}_{\text{HPWH}}(t) - \dot{E}_{\text{HPWH}}(t) + \dot{Q}_{\text{AC-H}}(t) - \dot{E}_{\text{AC-H}}(t))/\text{COP}_{\text{CP-H}}(t)))} \quad (33)$$

需要家ごとに ϕ_{rev} と ϕ_{ECP} の関係を整理した結果を図9(i)に、システム全体の ϕ_{ECP} を毎月1時間毎に時系列で整理した結果を図9(ii)に示す。

(i) The relationship of reverse phase demand.

(ii) Time-series data.

Fig. 9 Analysis result of energy consumption ratio at central plant.

図9(i)から逆位相熱の割合はホテルが最大となっており約15%発生していることがわかる。一方でオフィスには逆位相熱が発生する時間帯がない。逆位相熱の割合とエネルギー消費量比が1対1に対応しないのは、中央プラントのCOPが季節によって異なるためであり、逆位相熱が発生する時刻もエネルギー消費量に影響する。これら需要家の組み合わせによりネットワーク全体では約11%の逆位相熱が発生し、中央プラントにおけるエネルギー消費量を約10%削減している。また図9(ii)から中間期に逆位相需要が多く発生し、エネルギー消費量を大きく削減していることがわかる。本解析では給湯機を0時から運転することを想定したため夏期の早朝に逆位相熱が発生しているが、冷房需要の多い昼間に運転させることでさらなる省エネルギー化が期待できると考えられる。

5. 結 言

本報では、未利用熱源を活用したCO₂冷媒を熱輸送媒体とする地域熱供給システムの日本への導入効果の基礎的な検討結果を報告した。従来の蒸気および冷水を熱輸送媒体とする地域熱供給システムが導入されている国内都市部への導入を想定した数値解析の結果をまとめると以下の通りとなる。

(1) 機器運用に起因する年間のエネルギー消費量を従来システムと比較して約80%削減可能であり、その結果年間のCO₂排出量を約60%削減可能である。日本国内の環境条件および需要特性においても Henchoz et al. (2015) に近い効果を発揮しうることが明らかになった。また、未利用熱源は河川水よりも地下水の方が望ましく、特に夏期にはシステム全体のCOPが2倍程度高いことが明らかになった。

(2) ネットワークから供給されるCO₂と分散ヒートポンプ内の冷媒R410Aが熱交換する接続形態(c)とCO₂を分散ヒートポンプの冷媒として直接利用する接続形態(e)とでは、接続形態(e)の方が、エネルギー消費量が小さいことが明らかになった。

(3) 従来システムと比較して配管本数が少なくなるだけでなく、配管径を蒸気ラインで約 27%、液ラインで約 49%縮小可能であることが明らかになった。輸送配管の設置スペースの観点から、従来システムを CO₂ ネットワークシステムに更新できる見込みが得られた。

(4) 従来システムと比較して配管系統における環境への放出熱および環境からの侵入熱を相対的に小さくすることが可能であり、年間のエネルギー消費量に与える影響が十分に小さいことが明らかになった。従来よりも広範囲に熱を供給する上で有利になると考えられる。その際には圧力損失を補うブースターポンプの導入を検討し、エネルギー消費量への影響を調査する必要がある。

(5) 想定した熱需要の組み合わせでは、同時刻に発生する温熱・冷熱の逆位相熱が中間期に多く、需要家側での熱融通を考慮しない場合と比較して、中央プラントでの年間消費エネルギー量を約 10%削減可能であることが明らかになった。

本システムは、電力供給源として再生可能エネルギーの余剰電力を活用することで、熱供給システムとしての役割のみでなく、蓄エネルギーシステムとしての役割をも果たし、地域レベルでのエネルギー融通を図る最適システムの構築に貢献すると考えられる。この点については改めて別の機会に報告したい。

謝 辞

本研究は JSPS 科研費 19K12432 の助成を受けたものです。

文 献

資源エネルギー庁, 長期エネルギー需給見通し関連資料 (2015), available from

<http://www.enecho.meti.go.jp/committee/council/basic_policy_subcommittee/mitoshi/011/pdf/011_07.pdf>, (参照日 2019 年 4 月 18 日)。

坂東泰彬, 天野嘉春, エネルギーマネジメントのための CO₂ ヒートポンプ給湯機のモデル化手法の検討, 日本機械学会論文集, Vol.84, No. 859 (2018), DOI:10.1299/transjsme.17-00386.

Churchill, S. W. and Chu, H. H. S., Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.18 (1975), pp.1049-1053.

Girardin, L., Suci, R. A. and Marechal, F., Feasibility study of a CO₂ – based system in NEST, Industrial Process and Energy Systems Engineering Group, EPFL Valais Wallis (2017).

一般財団法人ヒートポンプ・蓄熱センター, 業務用ヒートポンプ式給湯システム 設計ガイドブック (2008), pp.18-21.

Henchoz, S., Potential of refrigerant based district heating and cooling networks, Ph. D. Thesis, EPFL (2016).

Henchoz, S., Weber, C., Marechal, F. and Favrat, D., Performances and profitability perspectives of a CO₂ based district energy network in Geneva's City Centre, Energy, Vol.85 (2015), pp.221-235.

気象庁ホームページ, 東京 日平均気温の月平均値, available from

<http://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/view/monthly_s3.php?prec_no=44&block_no=47662>, (参照日 2019 年 9 月 7 日)。

木内豪, 多摩川の水温変化の実態と形成要因に関する研究, 公益財団法人 東急財団 研究助成・学術研究, Vol.42, No.65 (2013), p.16.

東京都北区, 平成 29 年度河川水質調査, available from

<<https://www.city.kita.tokyo.jp/kankyo/documents/h30-kasenchosa310115.pdf>>, (参照日 2019 年 9 月 18 日)。

中原信生, 熱供給における未利用エネルギー活用システムに関する基本的検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 (1990), pp.169-172.

下田吉之, 水野稔, 亀谷茂樹, 百瀬敏成, 金地孝行, 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, Vol.22, No.67 (1997), pp.1-11.

武石礼司, 世界の地域熱利用システムの現状と日本の課題, FRI 研究レポート, No.57 (1999).
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), pp.64-68.
日本機械学会, 伝熱ハンドブック (1993), p.290.
東京ガス株式会社, 都市ガスの種類・熱量・圧力・成分, available from
<<https://home.tokyo-gas.co.jp/gas/userguide/shurui.html>>, (参照日 2019 年 4 月 18 日).
東京ガスエンジニアリングソリューションズ株式会社, 新宿地域冷暖房センター (2017).

References

- Agency for Natural Resources and Energy, Chouki energy jukyuu mitooshi kanren shiryō (2015), available from
<http://www.enecho.meti.go.jp/committee/council/basic_policy_subcommittee/mitoshi/011/pdf/011_07.pdf>, (accessed on 18 April, 2019) (in Japanese).
- Bando, Y. and Amano, Y., Modeling of CO₂ heat pump water heater for energy management, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.84, No. 859 (2018), DOI:10.1299/transjsme.17-00386.
- Churchill, S. W. and Chu, H. H. S., Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.18 (1975), pp.1049-1053.
- Girardin, L., Suciū, R. A. and Marechal, F., Feasibility study of a CO₂ – based system in NEST, Industrial Process and Energy Systems Engineering Group, EPFL Valais Wallis (2017).
- Heat pump and thermal storage technology center of Japan, Gyoumuyō hiito ponpu shiki kyuutō shisutemu sekkei gaido bukku (2008), pp.18-21 (in Japanese).
- Henchoz, S., Potential of refrigerant based district heating and cooling networks, Ph. D. Thesis, EPFL (2016).
- Henchoz, S., Weber, C., Marechal, F. and Favrat, D., Performances and profitability perspectives of a CO₂ based district energy network in Geneva's City Centre, Energy, Vol.85 (2015), pp.221-235.
- Japanese Meteorological Agency, Tokyo nichihēikinkion no tsukiheikinnchi, available from
<http://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/view/monthly_s3.php?prec_no=44&block_no=47662>, (accessed on 7 September, 2019) (in Japanese).
- Kinouchi, T., Tamagawa no suionhenka no jittai to keiseiyōin ni kansuru kenkyū, Public interest incorporated foundation Tokyū foundation Research grants and academic research, VOL.42, No.65 (2013), p.16 (in Japanese).
- Kita-ku, Tokyo, Heisei 29 nendo kasen suishitsu chousa, available from
<<https://www.city.kita.tokyo.jp/kankyo/documents/h30-kasenchosa310115.pdf>>, (accessed on 18 September, 2019) (in Japanese).
- Nakahara, N., Fundamental study on the practical utilization system of the local exhausted heat and natural energy for the district thermal energy supply system, Technical papers of annual meeting, Transactions of the Society of Heating, Air-conditioning and Sanitary Engineers of Japan (1990), pp.169-172 (in Japanese).
- Shimoda, Y., Mizuno, M., Kametani, S., Momose, T. and Kanaji, T., Evaluation method of energy saving availability by utilizing urban unused thermal energy Part2 – Energy saving potential of transportation network of heat source water, Transactions of the Society of Heating, Air-conditioning and Sanitary Engineers of Japan, Vol.22, No.67 (1997), pp.1-11 (in Japanese).
- Takeishi, R., Sekai no chiikinetsu riyō shisutemu no genjō to nihon no kadai, FRI research report, No.57 (1999) (in Japanese).
- The Japan Institute of Energy, Cogeneration plan and design manual (2008), pp.64-68 (in Japanese).
- The Japan Society of Mechanical Engineers, JSME Heat Transfer Handbook (1993), p.290 (in Japanese).
- Tokyo Gas Co., Ltd., Toshigasū no shurui, netsuryō, atsuryōku, seibun, available from
<<https://www.city.kita.tokyo.jp/kankyo/documents/h30-kasenchosa310115.pdf>>, (accessed on 18 April, 2019) (in Japanese).
- Tokyo Gas Engineering Solutions Corporation, Shinjuku district heating and cooling center (2017) (in Japanese).