

3. 地域熱供給プラントのエネルギー消費性能の実態解明

3.1 一次エネルギー換算係数実態値の把握

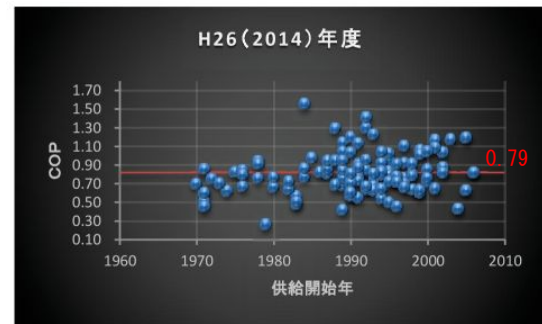
(1) プラントの熱供給量とエネルギー消費量の変化

全国の熱供給プラントの一次エネルギー効率（熱事業便覧に公表されている原・燃料使用量、販売熱量から算出）の推移を図 3.1 に示す。平成 9 年度には全国の熱供給プラントの平均一次エネルギー効率は 0.67 であったが、平成 26 年度には 0.79 まで上昇している。（図 3.1 (a) (b) (c)）。

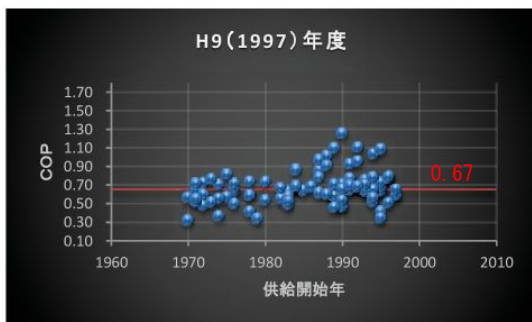
他人から供給された熱に適用される一次エネルギー換算係数 1.36kJ/kJ（デフォルト値）は、プラント一次エネルギー効率0.735（1.36の逆数）に相当する。図 3.1(d)はH9年度とH26年度の一次エネルギー効率を重ねたものであるが、2000年代（H12～H21年度）に新設された熱供給プラントの一次エネルギー効率は大半が0.735を上回っており、1.3を超えるプラントもみられる。また、1970年から1980年代半ばまで（S45～S60年度）に建設された熱供給プラントは、リニューアル等によりプラント一次エネルギー効率の改善がなされ、改善後の一次エネルギー効率が0.735を上回るプラントも多く見られる。



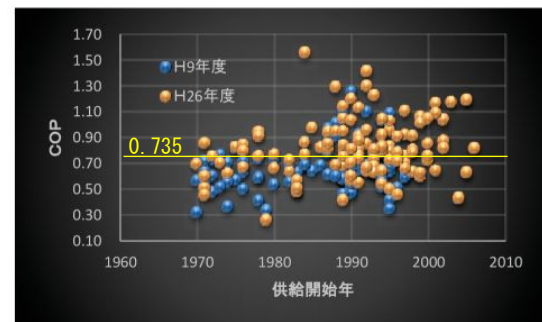
(a) 原・燃料使用量と販売熱量、全国プラント一次エネルギー効率の推移



(c) 供給開始年別全国プラント一次エネルギー効率 (H26年度：平均効率 0.79)



(b) 供給開始年別全国プラント一次エネルギー効率 (H9年度：平均効率 0.67)



(d) 全国プラント一次エネルギー効率の比較 (H9年度とH26年度)

出所) 「熱供給事業便覧 総括 2016 (熱供給事業便覧から見える熱供給事業の動向)」
一般社団法人日本熱供給事業協会 技術委員会ワーキング

図 3.1 熱供給プラントの一次エネルギー効率の推移

以上のことから、新設の熱供給プラントの大半が、一次エネルギー効率 0.735（デフォルト値）を上回っていることが改めて確認できた。現状においては、新築建築物の建築確認申請時に必要となる省エネルギー適合性判定に、高効率な熱供給プラントから熱を受け入れるメリットが反映されないことから、熱供給事業の普及推進の障壁となっている可能性がある。需要家建築物が高効率な熱供給プラントから熱を受け入れるメリットを省エネルギー適合性判定に反映させるしくみが必要である。

また、熱供給プラントの改修・更新により、一次エネルギー効率が 0.735（デフォルト値）を上回るケースが多くあることがわかった。熱供給プラントの改修・更新は建築物の新設に合わせて行われることもあり、これらの新築建築物においても同様に、高効率な熱供給プラントの熱を受け入れるメリットを省エネルギー適合性判定に反映させる必要がある。

3.2 検討対象プラントの概要

(1) プラントの選定方針

熱供給プラントの熱源システムは様々であるが、大きくは、①電気熱源方式、②電気・ガス併用熱源方式、③ガス熱源方式の3つに分類することができ、①電気熱源方式では蓄熱システムが採用されることが多く、③ガス熱源方式ではコージェネレーションシステム（以下、「CGS」とする。）とCGS排熱利用熱源機器が採用されることが多いなど、それぞれ特徴的な熱源システムの構成となる。

本研究では、熱供給プラントの代表的なシステムの実態を把握するために、3種類の熱源方式を代表する3つの熱供給プラントを選定し、熱供給プラントの実態を把握する。選定した3プラントの特徴を表 3.1 に示す。

表 3.1 選定プラントの特徴

プラント	熱源方式	プラントの特徴
プラント A	電気熱源方式	<ul style="list-style-type: none">・ 電気熱源(ターボ冷凍機・熱回収ヒートポンプ等) および水蓄熱槽を有する。・ 蓄熱槽を災害時の消防・生活用水として活用。
プラント B	電気・ガス併用熱源方式	<ul style="list-style-type: none">・ B1 プラントの熱源機器は蒸気ボイラーのみ。需要家に蒸気を供給するとともに、B2 サブプラントに対して蒸気吸収式冷凍機用蒸気を供給。・ B2 サブプラントの熱源機器はターボ冷凍機と蒸気吸収式冷凍機。需要家に冷水を供給。・ B3 サブプラントの熱源機器はターボ冷凍機のみ。需要家に冷水を供給。
プラント C	ガス熱源方式	<ul style="list-style-type: none">・ ガスエンジン CGS 設置。防災対策を推進する企業や自治体のニーズを踏まえて設備やシステムのリニューアルを行い、行政や企業の BCP（事業継続計画）に貢献。

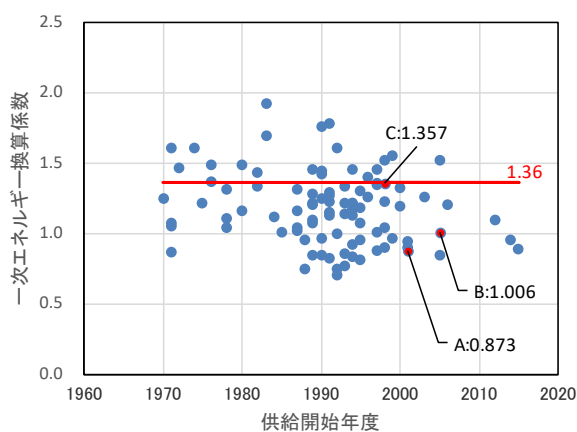
(2) 選定プラントの一次エネルギー換算係数の算出

検討対象とする3箇所の熱供給プラントの一次エネルギー換算係数を表 3.2 に示す。なお、Bプラントは複数のサブプラントがあり、今回はその中で B2、B3 サブプラントを対象とした。よって、一次エネルギー換算係数も熱供給事業便覧の数値ではなく、別途 B2、B3 サブプラントのみを取り出した。また、Cプラントについては、需要家数が少なく、需要家建物の個人情報保護の観点から熱供給便覧に販売熱量の記載が無いことから、別途、実績データから算出した。

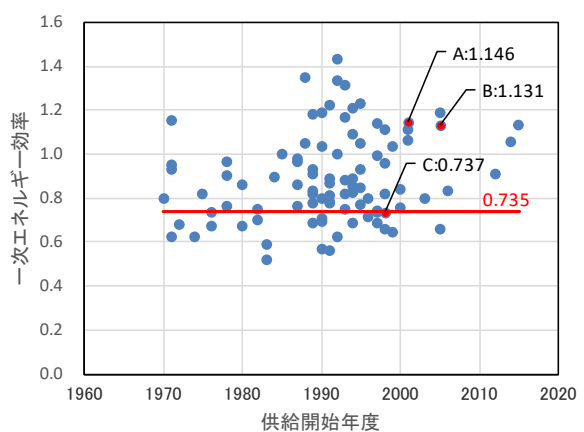
図 3.2 に全国の熱供給プラントについて、供給開始年度と一次エネルギー換算係数及び一次エネルギー効率の関係を示す。また、この図上に A～C プラントの一次エネルギー換算係数及び一次エネルギー効率を示す。プラント A の一次エネルギー換算係数は 0.873、プラント B は 0.884 であり、図 3.2 より近年の熱供給プラントの中でも高効率なものであることが分かる。一方、プラント C は 1.357 であり、全国の熱供給プラントの平均程度である。ただし、プラント C の一次エネルギー換算係数には CGS 導入による排熱利用効果が反映されていない

表 3.2 対象熱供給プラントの一次エネルギー換算係数等 (2016 年度)

	供給開始年度	一次エネルギー換算係数	一次エネルギー効率	備考
Aプラント	2001年	0.873	1.146	熱供給事業便覧 H29 年度版による
Bプラント	2005～2012年	0.884	1.131	B1 プラント B2・B3 サブプラントの実測値から計算
Cプラント	1998年	1.357	0.737	熱供給事業便覧には購入排熱 (CGS) に対して 1.36KJ/KJ を適用



(a) 供給開始年度と一次エネルギー換算係数



(b) 供給開始年度と一次エネルギー効率

図 3.2 供給開始年度と一次エネルギー換算係数等

(3) 選定プラントの概要

1) Aプラント

① プラント概要

Aプラントの概要を表3.3に示す。このプラントでは、電力をエネルギー源とした高効率ヒートポンプ、ターボ冷凍機と国内最大級の大容量蓄熱槽（約19,000m³）を組み合わせた蓄熱式ヒートポンプシステムを導入している。また、大温度差利用（ $\Delta t=10^{\circ}\text{C}$ ）を行うことで供給用搬送動力の省エネルギーを図っている。

表 3.3 Aプラントの概要

供給区域面積	6.1 ha
供給対象延床面積	438,000m ²
主な供給対象建物用途	オフィスビル、商業施設、ホール、展示場
供給条件	冷水：往 6℃ 返16℃ 温水：往47℃ 返37℃
供給開始年	2001年
地域導管延長	冷水（往・返計）：1,062m 温水（往・返計）：1,081m

② 設備概要

Aプラントの設備システムの概要を表3.4に、システムフローを図3.3に示す。

表 3.4 Aプラント設備概要

		設備容量	基数
温熱源	電動ターボ冷凍機（熱回収型）	6.8 GJ/h	2基
	ヒーティングターボヒートポンプ（熱回収型）	12.6 GJ/h	2基
	計	38.8 GJ/h	4基
冷熱源	電動ターボ冷凍機（固定速）	1180 RT (14.9 GJ/h)	2基
	電動ターボ冷凍機（熱回収型）	430 RT (5.4 GJ/h)	2基
	ヒーティングターボヒートポンプ（熱回収型）	1445 RT (18.3 GJ/h)	2基
	計	6110 RT (77.2 GJ/h)	6基
蓄熱槽	蓄熱槽（冷温水槽）	4700 m ³	2基
	蓄熱槽（冷水槽）	4700 m ³	2基
	蓄熱槽（温水槽）	260 m ³	1基
	計	19060 m ³	5基

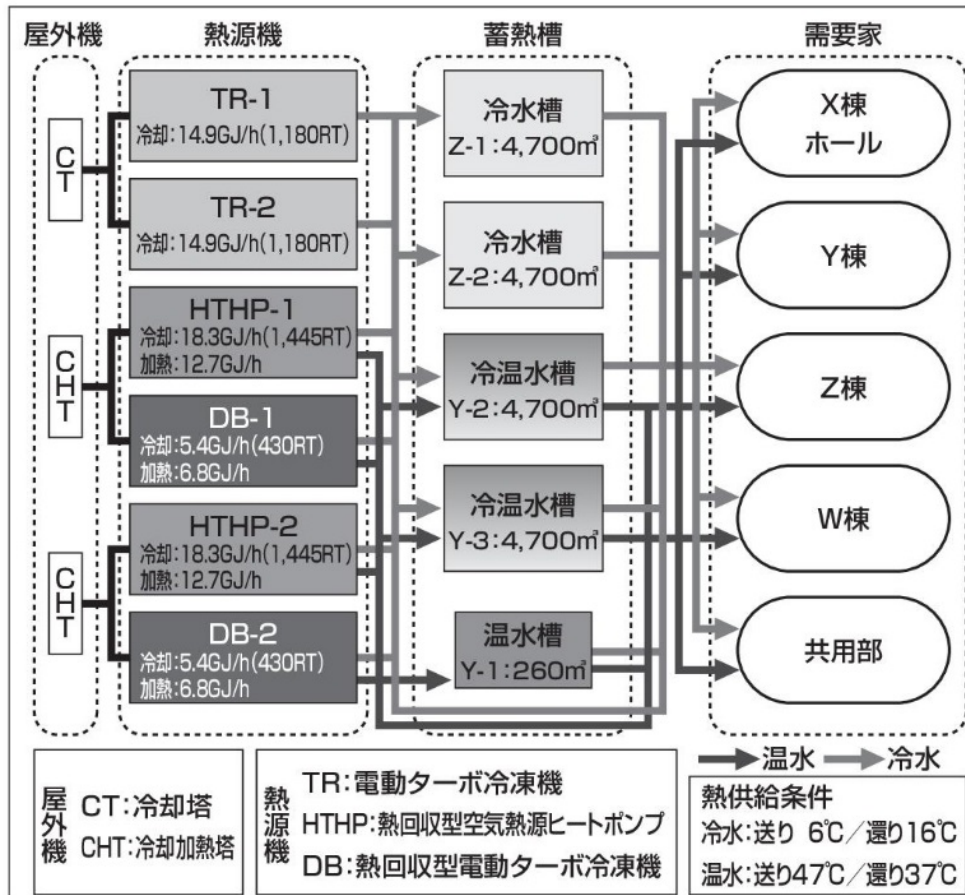


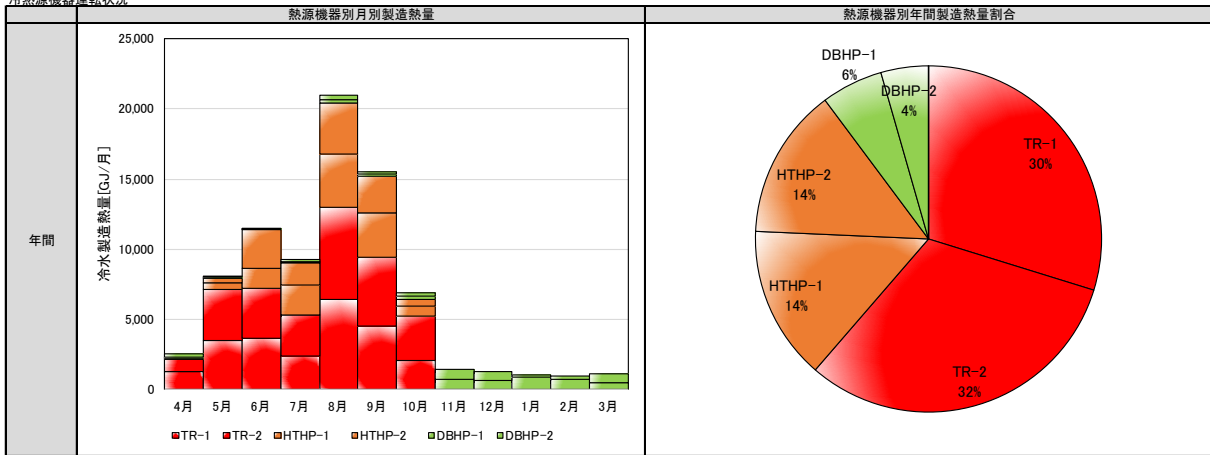
図 3.3 A プラントシステムフロー

③ 熱源機器運転状況

熱源機器の運転状況を図 3.4 及び図 3.5 に示す。冷房需要は主に 4～10 月、暖房需要は主に 11～3 月に発生する。これに合わせて、冷房期（4～10 月）には冷房効率の高いターボ冷凍機（冷房専用）を最優先で運転し、次にヒーティングタワーヒートポンプ（熱回収型）を運転している。運転時間帯は蓄熱システムであることから夜間（20:00～8:00）を原則としているが、冷房需要が大きい平日には昼間も運転している。

一方、暖房期（11～3 月）には、冷房需要がほとんど無いことから、ターボ冷凍機（冷房専用）は運転せずに、ヒーティングタワーヒートポンプを優先的に運転している。運転時間帯は冷熱同様に夜間（20:00～8:00）を原則としているが、暖房需要が大きい平日には昼間も運転している。

冷熱源機器運転状況



熱源機器別製造熱量 (代表日)

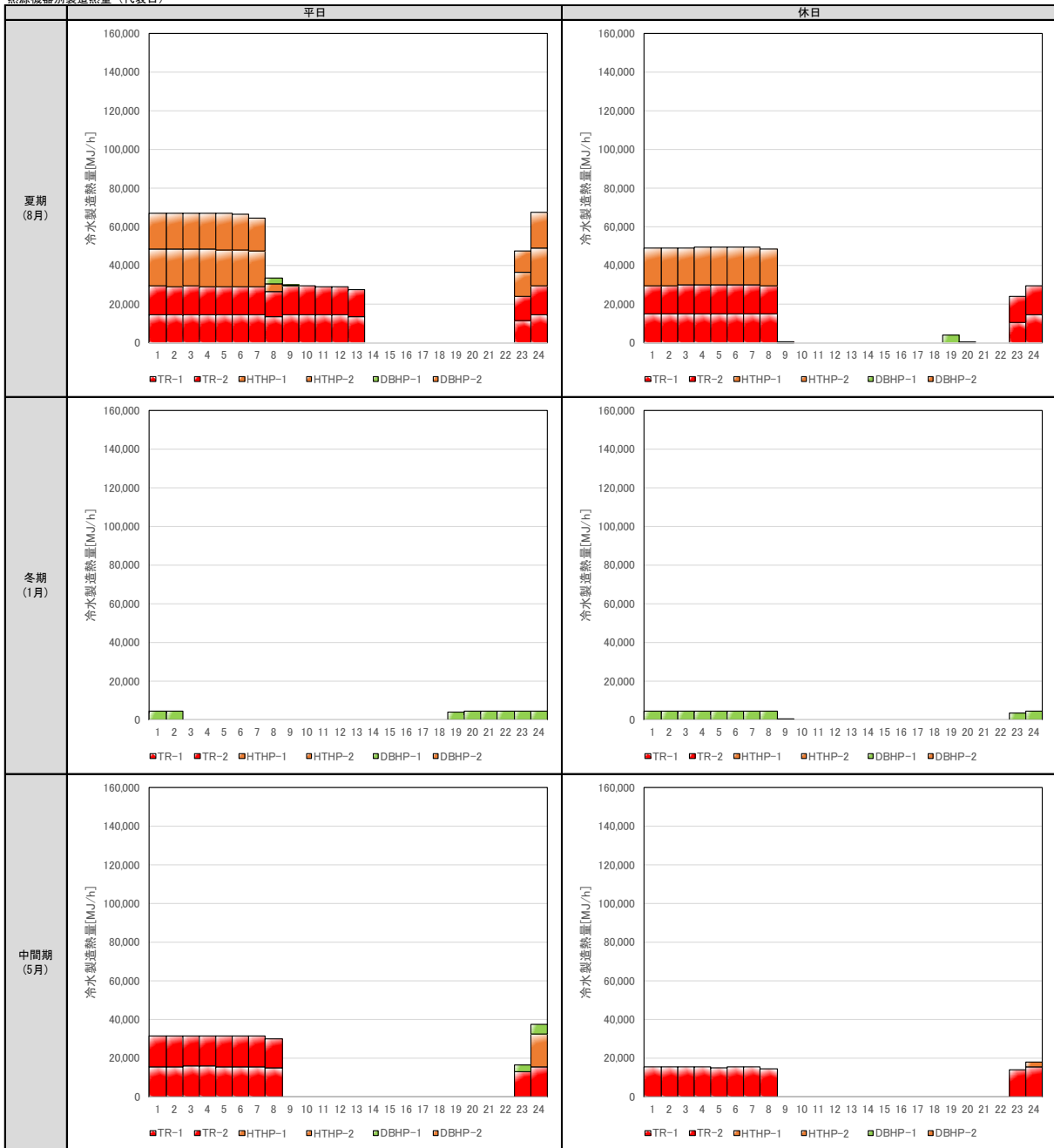
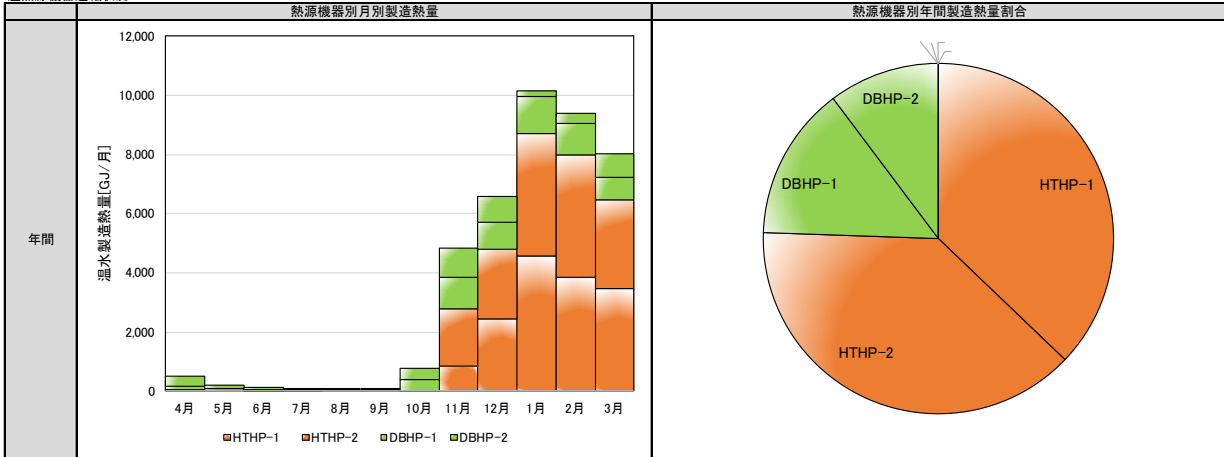


図 3.4 A プラント冷熱源機器運転状況 (2016 年度)

温熱源機器運転状況



熱源機器別製造熱量（代表日）

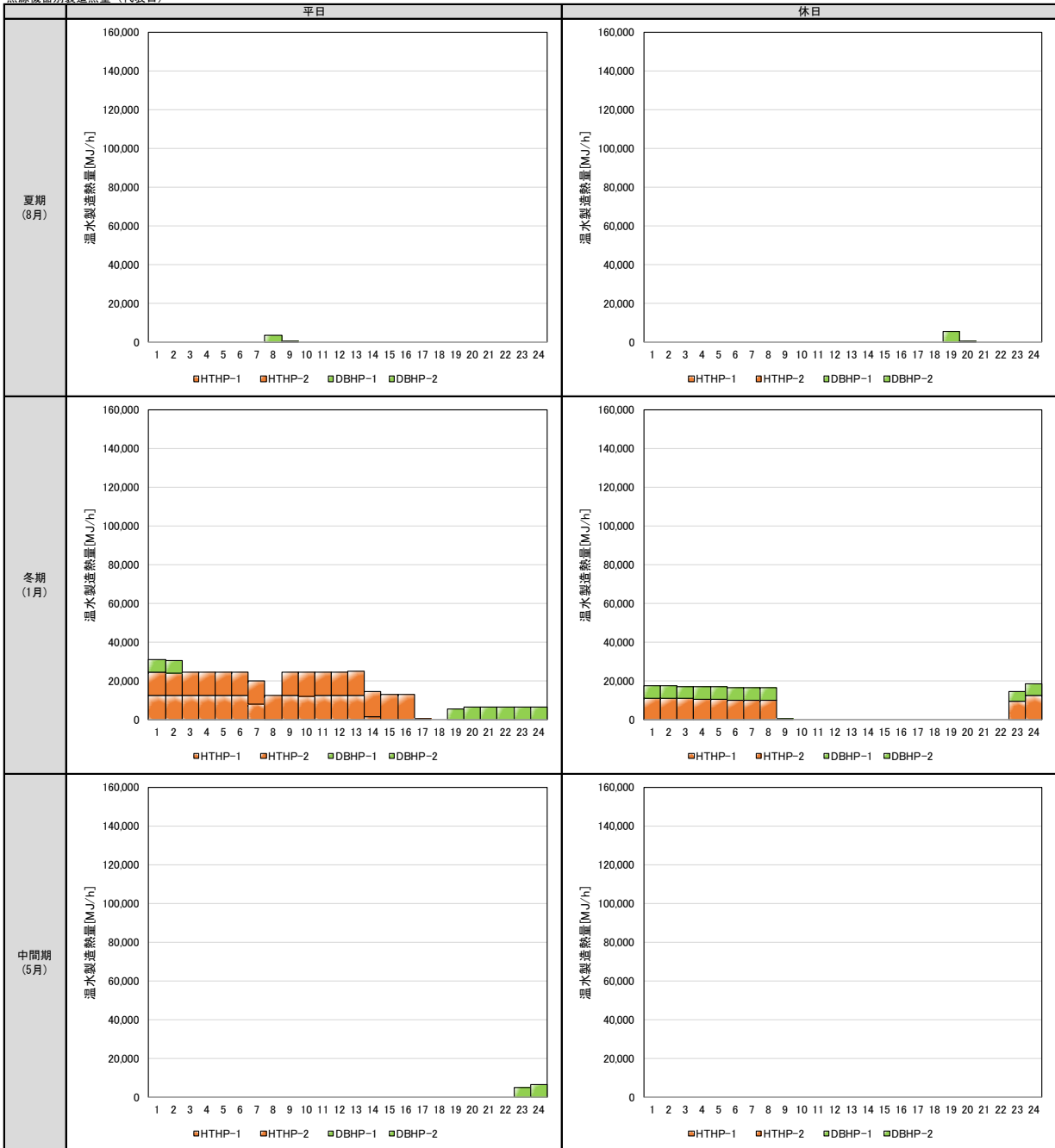


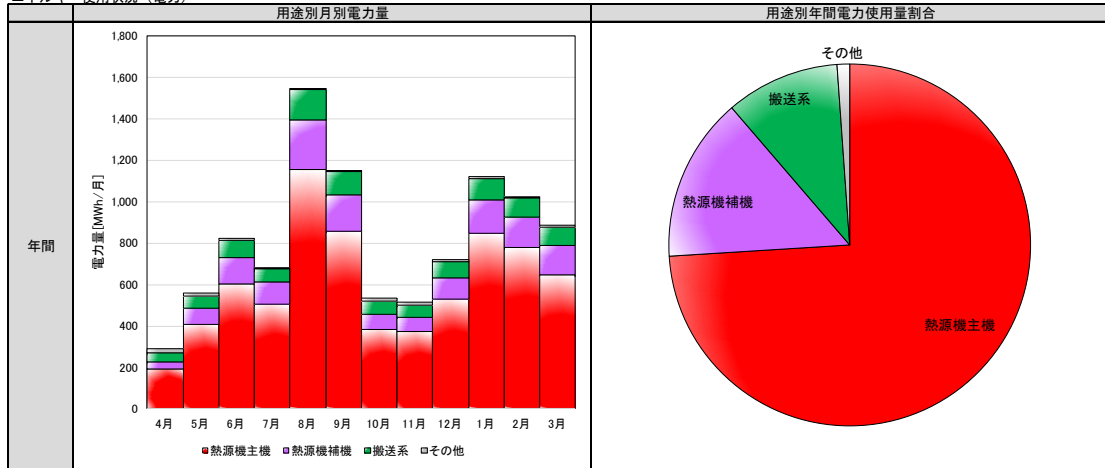
図 3.5 A プラント 温熱源機器運転状況（2016 年度）

④ 用途別エネルギー使用状況

用途別のエネルギー使用状況を図 3.6 に示す。冷房需要、暖房需要を、電力をエネルギー源とした熱源機器で対応していることから、電力使用量は、夏期、冬期に多くなり、中間期に少なくなる。用途別年間電力使用量割合は、熱源機主機が全体の約 74% を占め、熱源機補機が約 15%、搬送動力が約 10% となっている。

時刻別変動については、蓄熱運転により、夜間に一定の電力使用が発生している。また、夏期、冬期は夜間の蓄熱だけでは1日の熱需要を賄いきれないため、昼間時間帯も蓄熱運転を行っており、昼間時間帯にも熱源機器の電力使用が発生している。

エネルギー使用状況（電力）



用途別電力量（代表日）

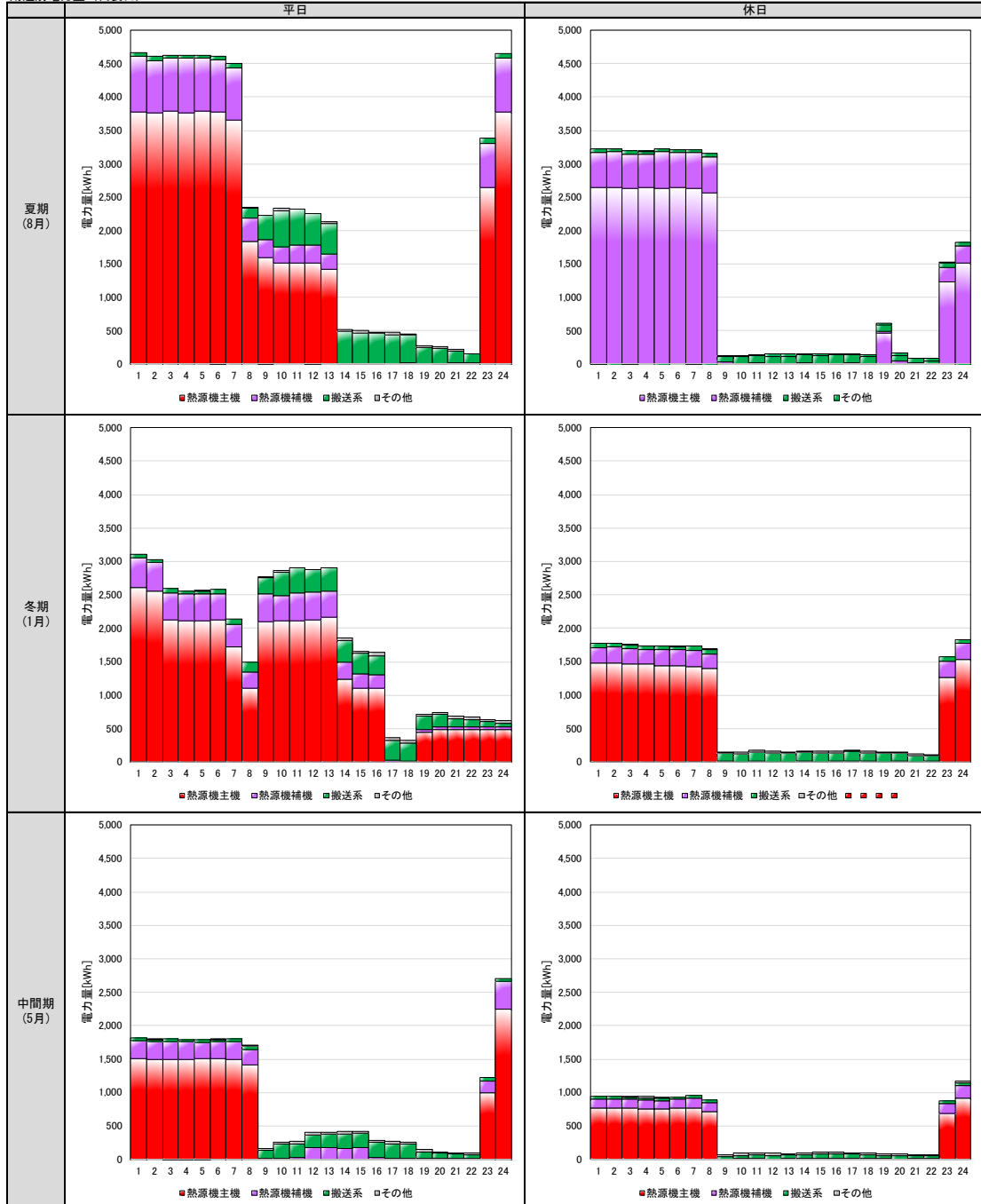


図 3.6 A プラント電力使用状況（2016 年度）

2) Bプラント

① プラント概要

Bプラントの概要を表3.5に示す。当該供給区域は1ヶ所の温熱源プラント（以降B1プラント）と2ヶ所の冷熱源プラント（以降B2、B3サブプラント）で運用されている。B1プラントには炉筒煙管ボイラーが設置されており、区域全体の供給を賄っている。

B2サブプラントには蒸気二重効用吸収式冷凍機（1,000RT）が3基、電動ターボ冷凍機（固定速）（550RT）が1基、電動ブライントーボ冷凍機（350RT）が2基設置されており、夏場の電力負荷抑制及び氷蓄熱システムによる負荷の平準化を狙ったシステム構成となっている。

一方、B3プラントは全ての機器が電動ターボ冷凍機となっており、タンデム仕様（1,350RT）が3基、シングル仕様（1,350RT）が2基、インバータ仕様（400RT）が2基設置されている。冷水、冷却水ポンプに関してもタンデム仕様とインバータ仕様の電動ターボ冷凍機に関しては、インバータ仕様となっており、効率重視のシステム構成となっている。

表 3.5 Bプラントの概要

供給区域面積	約14.6ha
供給対象延床面積	約36.2万㎡
主な供給対象建物用途	オフィスビル、商業施設
供給条件	冷水：往 標準温度 5.5℃ /返 標準温度 12.5℃ 蒸気：0.73MPa ～ 0.83MPa
供給開始年	1973年 B2プラント：2005年運用開始 B3プラント：2012年運用開始
地域導管延長	約3,000m

② 設備概要

Bプラントの設備の概要を表 3.6 に、システムフローを図 3.7 に示す。

表 3.6 Bプラント設備概要

		設備容量	基数
温熱源 (B1プラント)	炉筒煙管ボイラ	30.0 t/h (67.7 GJ/h)	3 基
	炉筒煙管ボイラ	15.0 t/h (33.9 GJ/h)	1 基
	計	105.0 t/h (237.0 GJ/h)	4 基
冷熱源 (B2プラント)	蒸気二重効用吸収式冷凍機	1000 RT(12.7 GJ/h)	3 基
	電動ターボ冷凍機 (固定速)	550 RT(7.0 GJ/h)	1 基
	電動ブライントーボ冷凍機	350 RT(4.4 GJ/h)	2 基
	計	4250 RT(53.8 GJ/h)	6 基
冷熱源 (B3プラント)	電動ターボ冷凍機 (INV)	400 RT(5.1 GJ/h)	2 基
	電動ターボ冷凍機 (固定速)	1350 RT(17.1 GJ/h)	5 基
	計	7550 RT(95.6 GJ/h)	7 基
冷熱源合計		11800 RT(149.4 GJ/h)	13 基
蓄熱槽	蓄熱槽 (氷)	2300 RTh (29.1 GJ)	2 基
	計	4600 RTh (58.2 GJ)	2 基

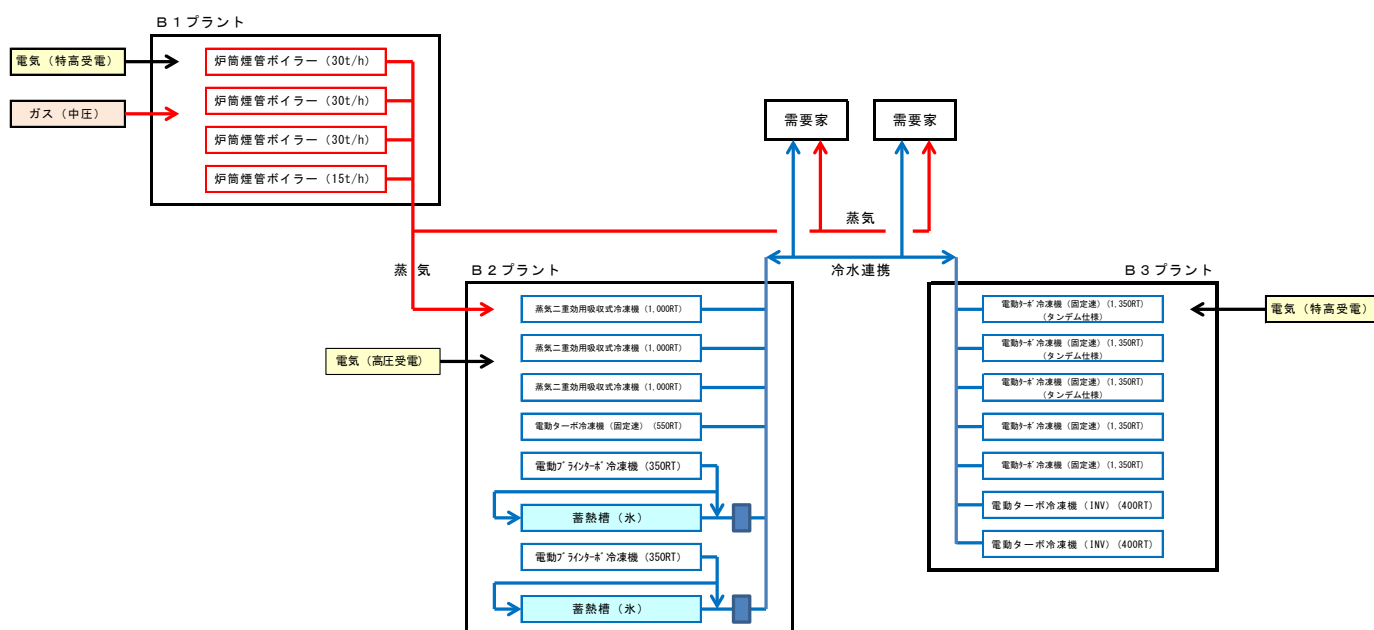


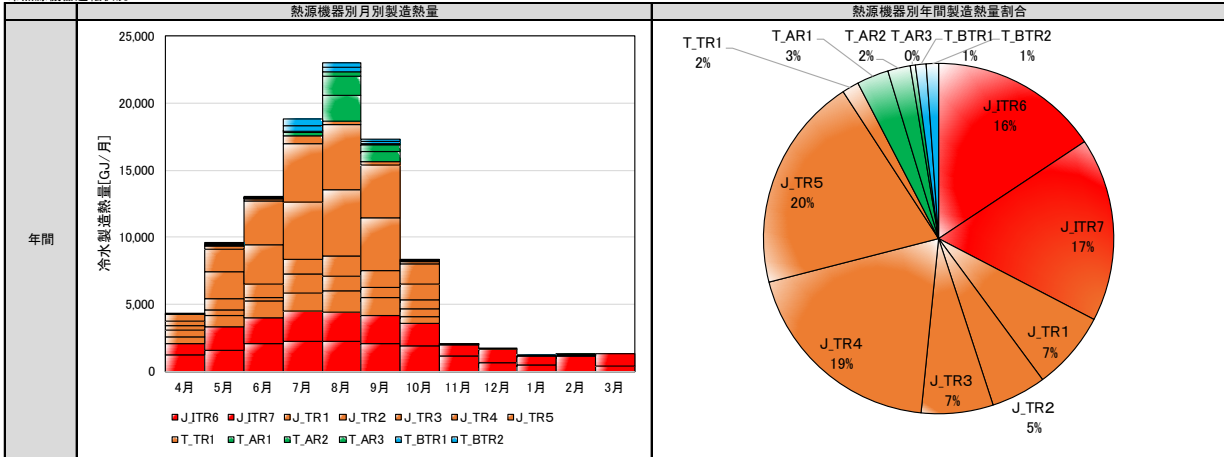
図 3.7 Bプラントシステムフロー

③ 熱源機器運転状況

熱源機器の運転状況を図 3.8、図 3.9 に示す。Bプラントの冷熱源は2つのプラントを連携運用しているため、年間を通して新しいB3サブプラントの効率の高い電動ターボ冷凍機（INV）をベースに運転を行っている。冷熱負荷が大きくなるにつれて電動ターボ冷凍機（固定速）、さらにピークとなる夏期平日についてはB2サブプラントの蒸気二重効用吸収式冷凍機を増段して運転を行っている。

温熱源機器は温熱負荷の大きい時期や時間帯については30t/h炉筒煙管ボイラーを中心に、負荷の小さい夜間や休日については15t/h炉筒煙管ボイラーを中心に運転を行っている。

冷熱源機器運転状況



熱源機器別製造熱量（代表日）

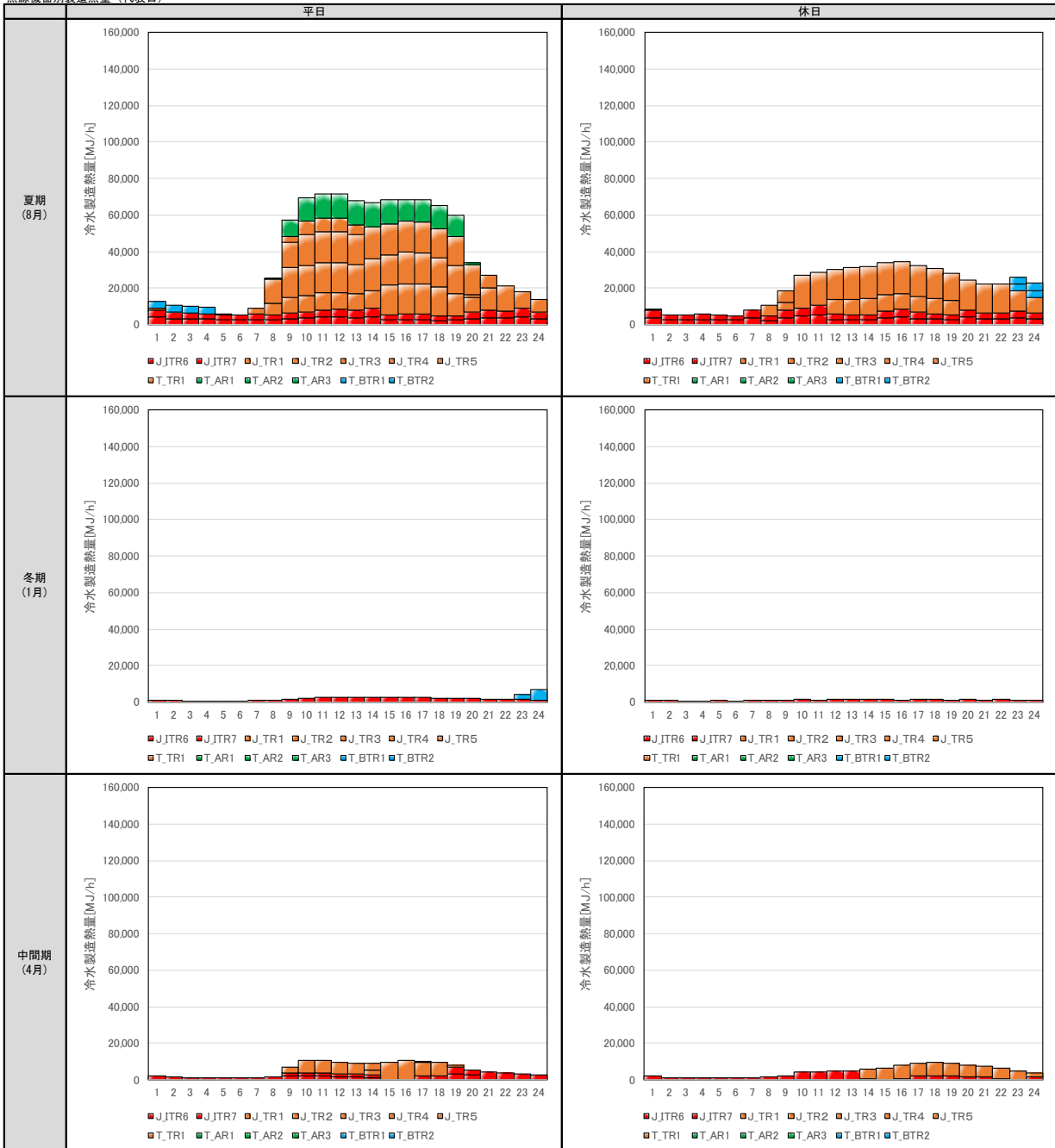
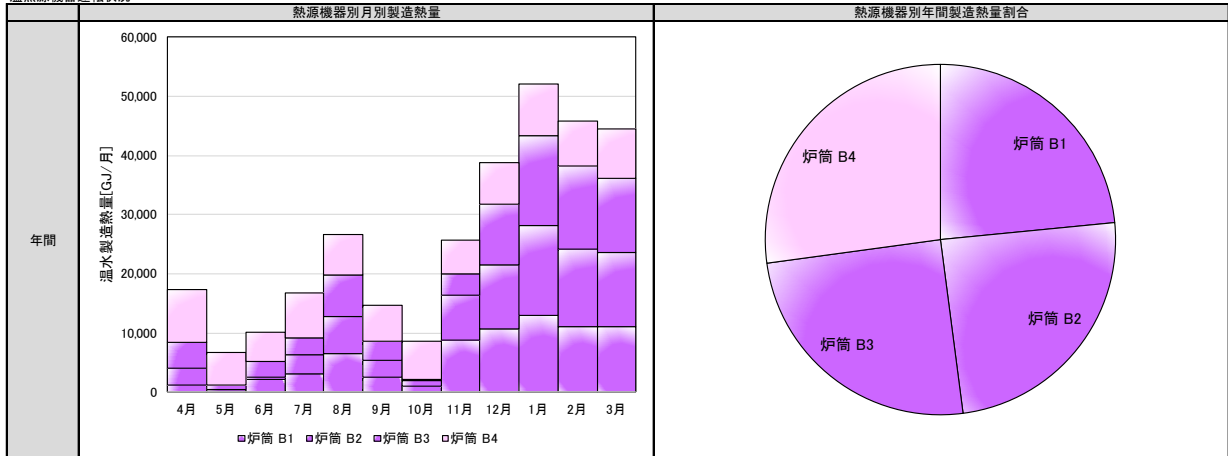


図 3.8 Bプラント冷熱源機器運転状況（2016年度）

温熱源機器運転状況



熱源機器別製造熱量（代表日）

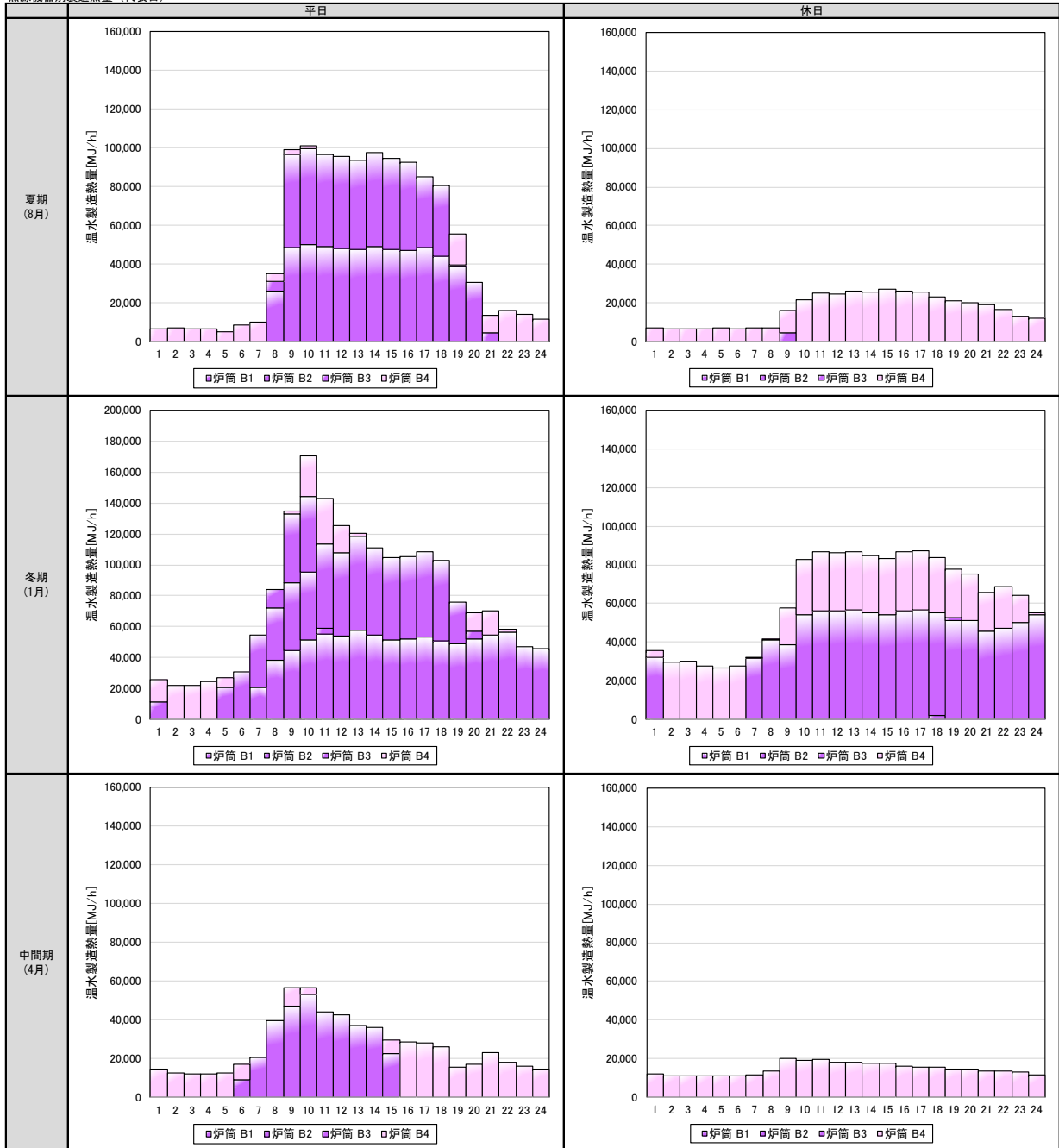
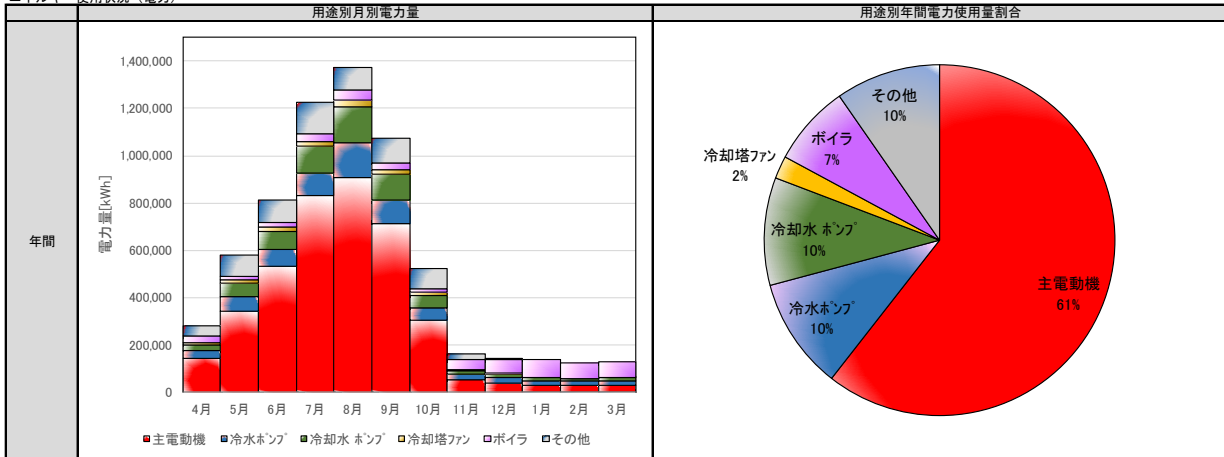


図 3.9 Bプラント温熱源機器運転状況（2016年度）

④ 用途別エネルギー使用状況

用途別のエネルギー使用状況を図 3.10 に示す。B2・B3 サブプラントでは、B1 プラントで製造した蒸気の供給を受けている。年間では、電動ターボ冷凍機の電力使用量が全体の約 6 割を占め、冷水ポンプ、冷却水ポンプの搬送系電力が約 2 割となっている。

エネルギー使用状況（電力）



用途別電力量（代表日）

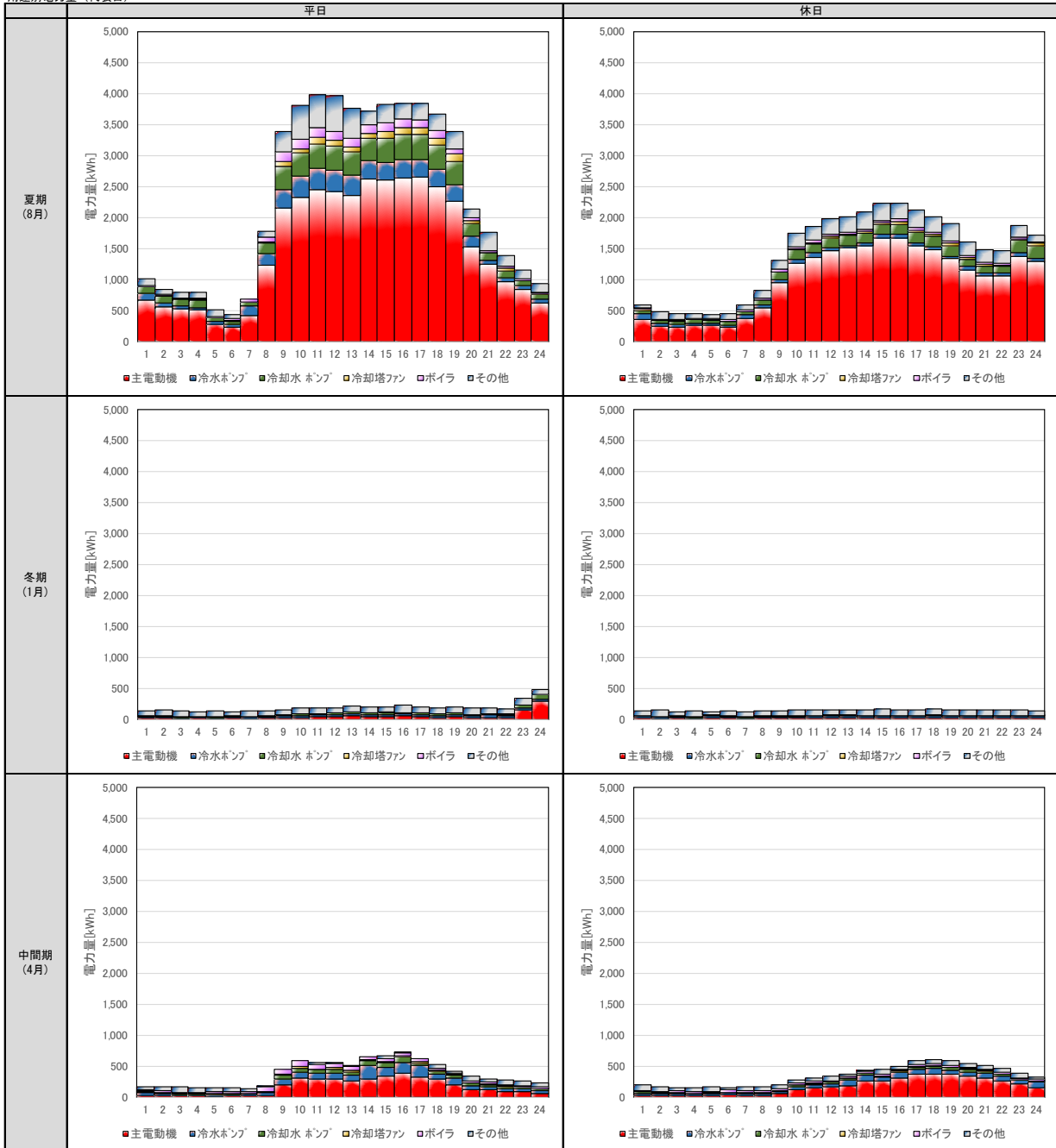


図 3.10 Bプラント電力使用状況（2016年度）

3) Cプラント

① プラント概要

Cプラントの概要を表3.7に示す。1997年に竣工した当初は、蒸気ボイラ及び蒸気吸収式冷凍機を主体とした熱源構成として、建物側が所有しているガスタービンCGSの排熱蒸気を受け入れて省エネルギーを図る熱源システムを構築していた。その後、機器の劣化更新に伴い、建物側所有のガスタービンCGSを熱供給プラント所有のガスエンジンCGSに更新し、建物へCGS電力を全量供給すると共に、CGSの排熱温水を利用した蒸気焚ジェネリンクを増設した。また、効率改善のためにインバーターターボ冷凍機の増設と貫流ボイラを更新している。

表 3.7 Cプラントの概要

供給区域面積	約5.0ha
供給対象延床面積	約127,000m ²
主な供給対象建物用途	オフィスビル、ホテル、区民ホール
供給条件	冷水：往 7℃ 返14℃ 蒸気：0.68～0.88MPa（還水：60℃）
供給開始年	1998年
地域導管延長	冷水（往・返 計） 64m 蒸気 117m 還水 63m

② 設備概要

Cプラントの設備の概要を表3.8に、システムのフローを図3.11に示す。

表 3.8 Cプラント設備概要

		設備容量	基数
温熱源	炉筒煙管ボイラ	9.6 t/h (21.7 GJ/h)	2 基
	貫流ボイラ	3.0 t/h (6.8 GJ/h)	1 基
	CGS排熱ボイラ	0.548 t/h (1.2 GJ/h)	2 基
	計	23.3 t/h (52.6 GJ/h)	5 基
冷熱源	蒸気二重効用吸収式冷凍機	1300 RT (16.5 GJ/h)	1 基
	蒸気二重効用吸収式冷凍機	800 RT (10.1 GJ/h)	1 基
	蒸気焚ジェネリンク	600 RT (7.6 GJ/h)	1 基
	電動ターボ冷凍機 (INV)	750 RT (9.5 GJ/h)	1 基
	計	3450 RT (43.7 GJ/h)	4 基
CGS	ガスエンジンCGS	930 kW	2 基
	計	1860 kW	2 基

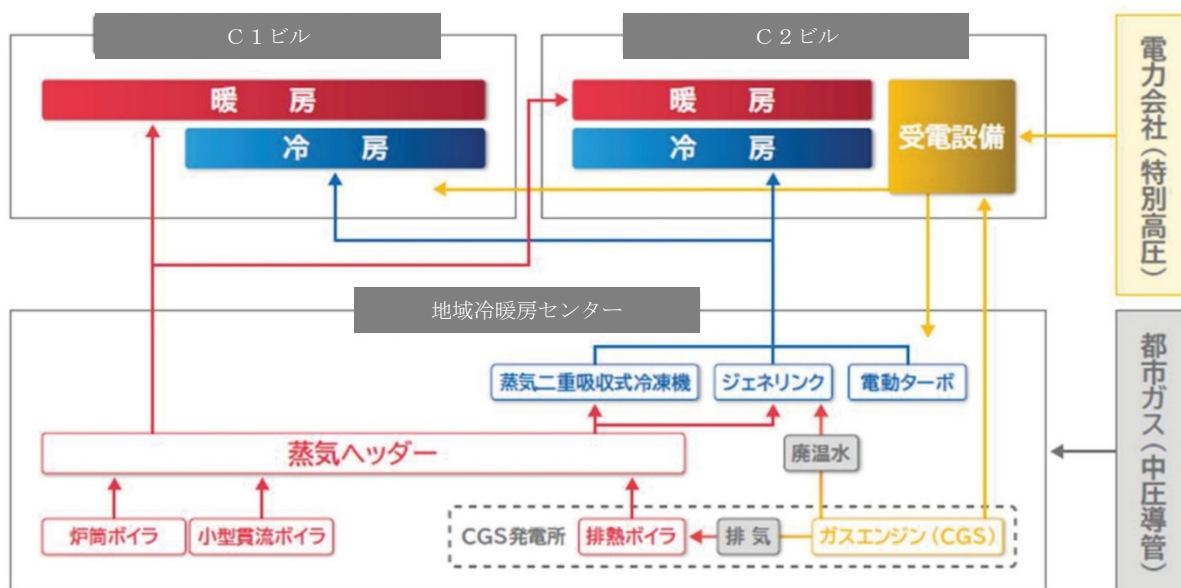
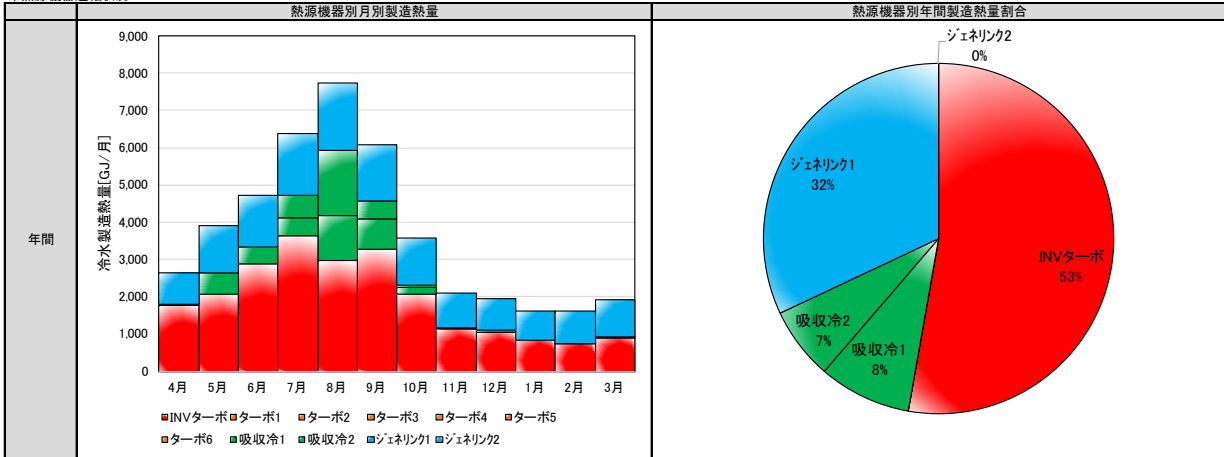


図 3.11 Cプラントシステムフロー

③ 熱源機器運転状況

熱源機器の運転状況を図 3.12、図 3.13 に示す。平日の昼間時間帯に CGS を運転していることから、冷熱については、平日の昼間時間帯は CGS 排熱温水を有効利用するために蒸気焚ジェネリンクを運転している。冷熱需要があまり大きくない冬期・中間期の平日は蒸気焚ジェネリンクに加えてインバーターターボ冷凍機を運転しているが、冷熱需要の大きい夏期平日は、更に蒸気吸収式冷凍機を運転している。

冷熱源機器運転状況



熱源機器別製造熱量 (代表日)

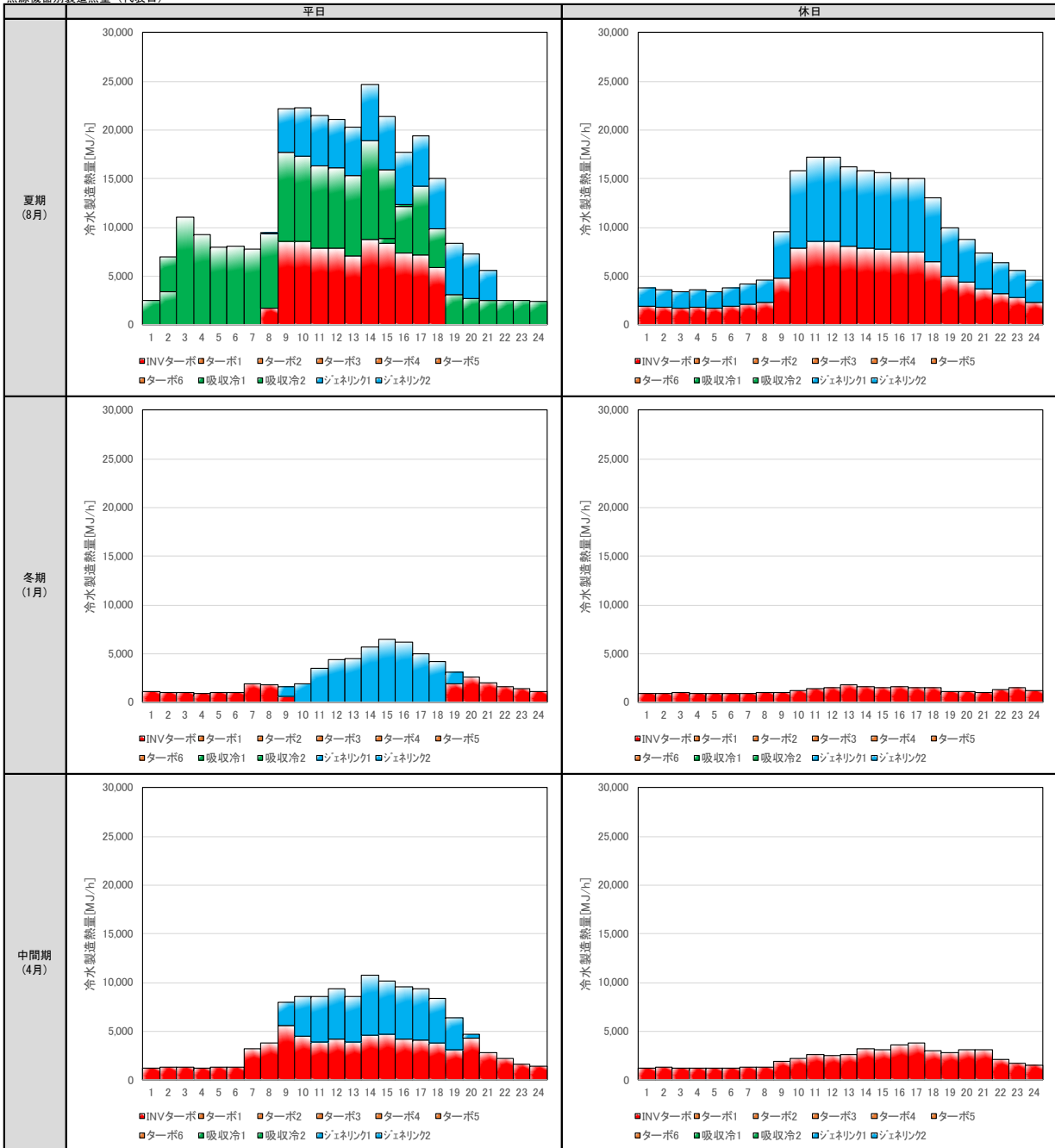
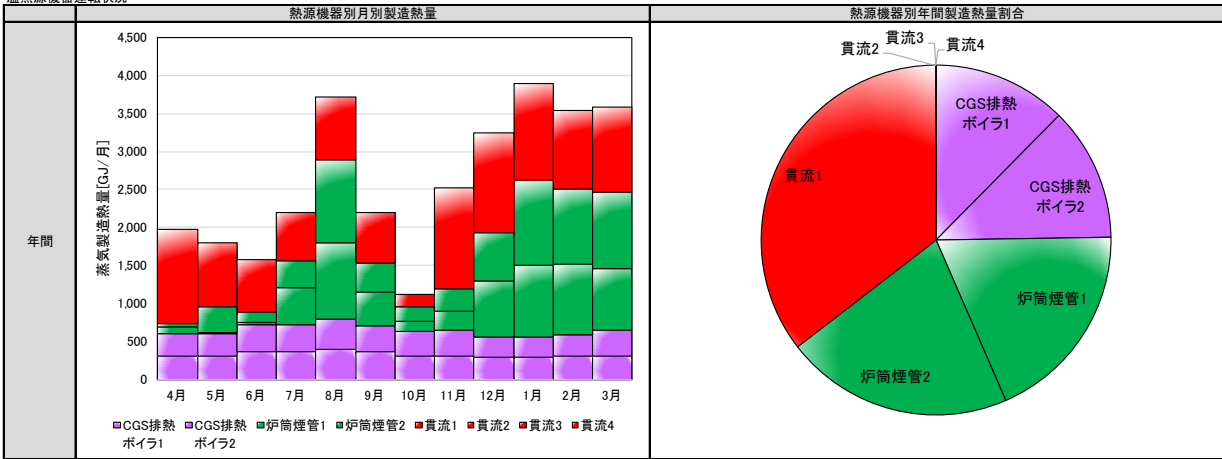


図 3.12 Cプラント冷熱源機器運転状況 (2016年度)

温熱源機器運転状況



熱源機器別製造熱量（代表日）

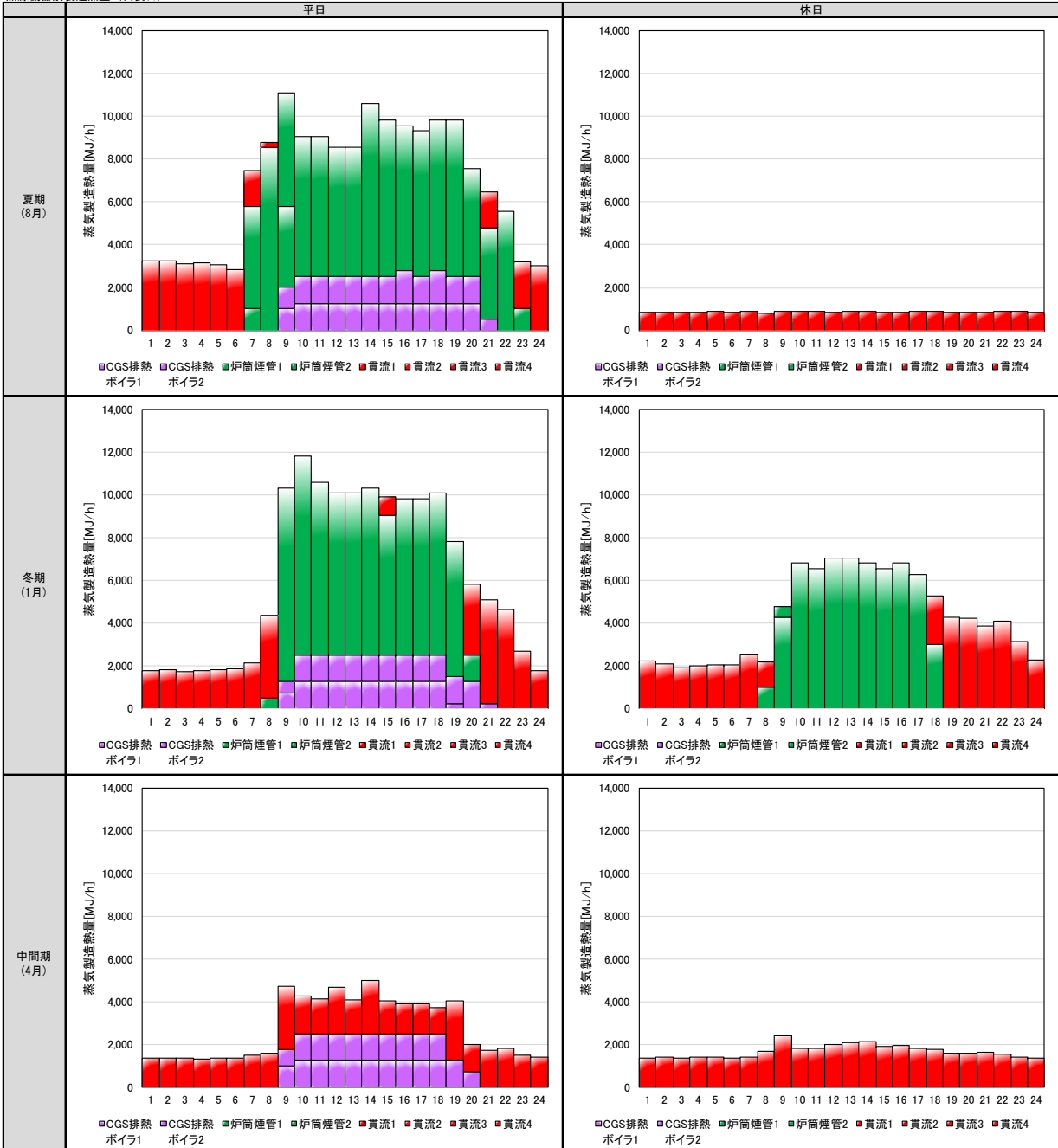


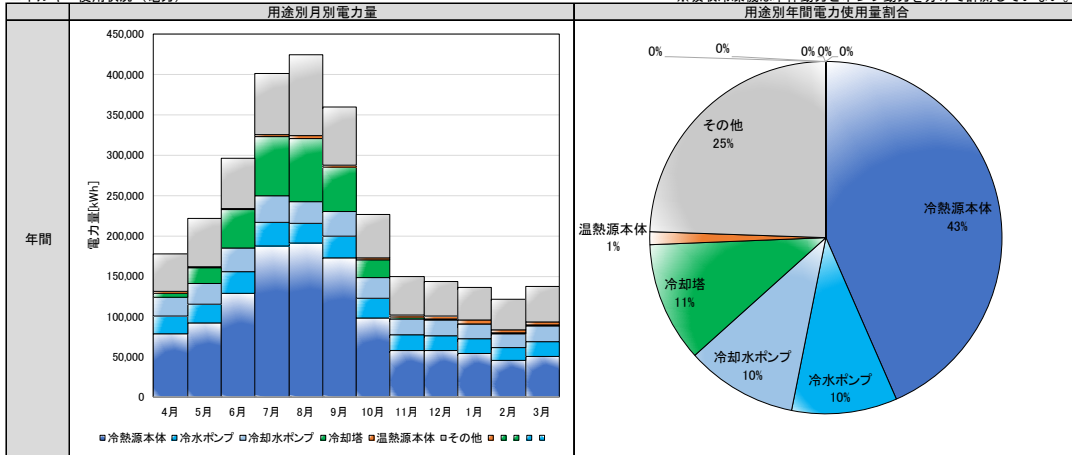
図 3.13 Cプラント温熱源機器運転状況（2016年度）

④ 用途別エネルギー使用状況

図 3.14 に年間の電力消費量を、図 3.15 に年間のガス使用量を示す。年間の電力消費量については、冷凍機本体の電力使用量が全体の約 4 割を占め、冷水ポンプ、冷却水ポンプの搬送系電力が約 2 割となっている。年間のガス使用量については、ボイラのガス使用量が全体の約 3 割を占め、CGS のガス使用量が全体の約 7 割となっている。

エネルギー使用状況（電力）

※吸収冷凍機は本体動力とポンプ動力を分けて計測していない。



Cプラント

電力消費量（代表日）

※吸収冷凍機は本体動力とポンプ動力を分けて計測していない。

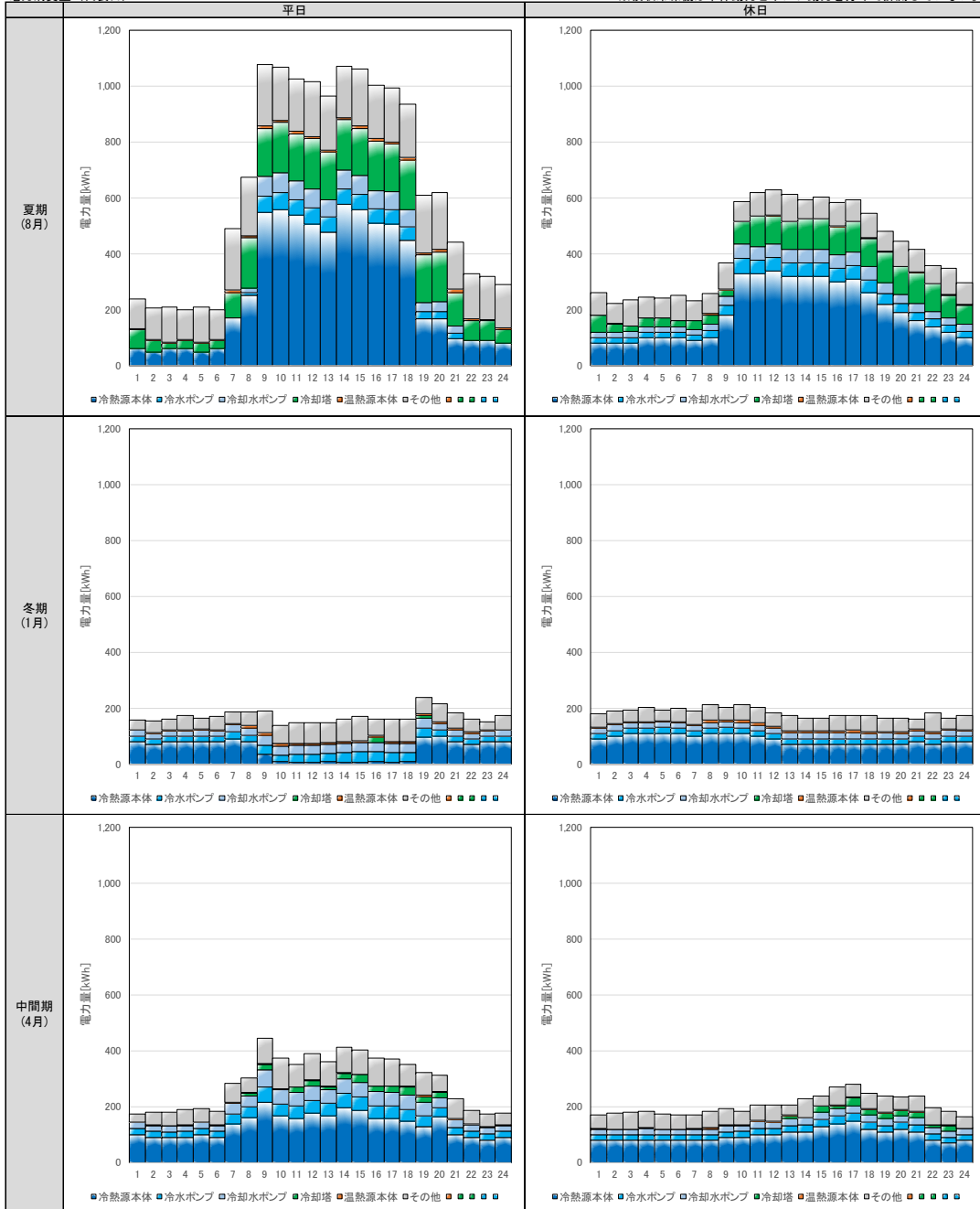
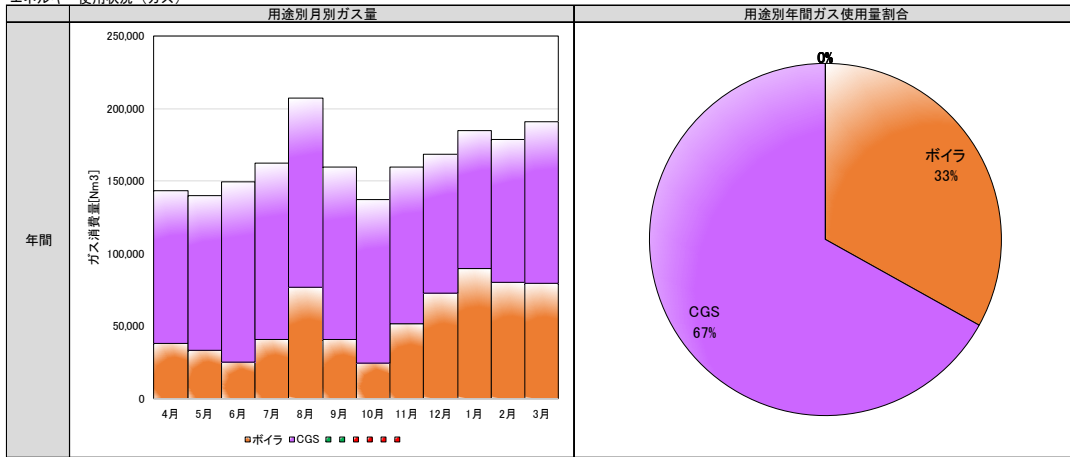


図 3.14 Cプラント電力消費量状況（2016年度）

エネルギー使用状況（ガス）



Cプラント
ガス消費量（代表日）

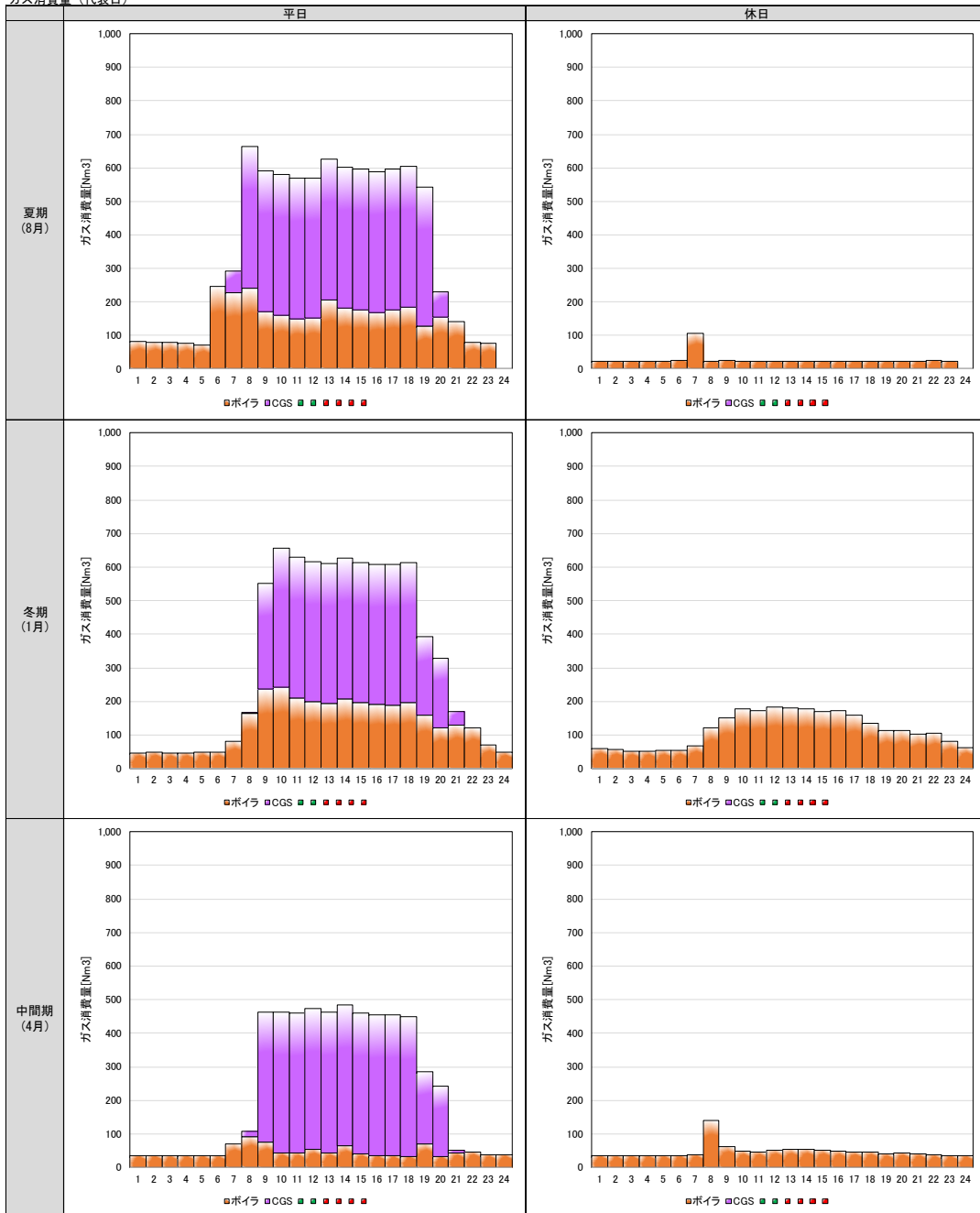


図 3.15 Cプラントガス消費量状況（2016年度）

3.3 熱源機器・制御システムの特性把握

(1) 目的

熱供給プラントの運転実態に即した一次エネルギー換算係数が得られるように、既設熱供給プラントの運転実態を分析し、エネルギー消費性能計算プログラム（非住宅版）（WEB プログラムという）に適用している機器特性の拡充、改定の基礎データとする。本研究における調査項目と調査目的を表 3.9 に示す。

表 3.9 熱源機器・制御システム特性把握の目的

調査項目	調査の目的	(熱供給) 一次エネルギー 換算係数算定方法 への適用	(単体建物) WEB プログラム との関係
熱源機器の 特性把握	任意評定においては、WEB プログラムに適用している熱源機器特性データを使用することを原則とするが、より高効率な熱源機器が開発される中、高効率熱源機器の採用が熱供給プラント一次エネルギー換算係数の計算結果に反映されるよう、適宜、熱源機器データを更新することが望ましい。今回の調査では、熱源機器の実運転データを整理することにより、更新のための基礎的データを整理することを目的とする。	原則として熱源機器特性は WEB プログラムのデータを適用するように規定する。 →将来的なデータ更新に今回調査の知見を活用。	代表的熱源のデータあり。 →将来的なデータ更新に今回調査の知見を活用。
制御システムの特性把握	効果的な自動制御ロジックについて、地域熱供給プラントの運転実態を踏まえて、熱供給プラント一次エネルギー換算係数算定に反映することを目的とする。 例として熱負荷に応じたポンプ流量制御による動力の低減が挙げられ、運転実態より自動制御の効果を分析し、一次エネルギー換算係数算定方法に反映する。	効果が明らか、かつ高いものについて、実態調査の分析結果に基づき評価方法を規定する。 (例) 熱負荷に応じた搬送動力の低減等	VWV などの評価のみ。

(2) 検討対象

検討対象3プラントに設置されている熱源機器を対象とする。対象機器を表3.10、表3.11に示す。

表 3.10 検討対象熱源機器

機器名称		WEBプログラム 対応状況	対象3プラント			その他
			A	B	C	
ターボ冷凍機	固定速ターボ冷凍機	○	●	●	●	—
	インバータターボ冷凍機	○	—	●	●	—
ヒーティングタワーヒートポンプ		—	●	—	—	—
熱回収ヒートポンプ		—	●	—	—	—
吸収式冷凍機	蒸気吸収式(二重効用)	○	—	—	●	—
	蒸気焚ジェネリンク	○	—	—	●	—
ボイラ	炉筒煙管ボイラ	○	—	●	●	—
	貫流ボイラ	○	—	—	●	—
再エネ・未利用	木質バイオマスボイラ	—	—	—	—	●

表 3.11 主要3プラントの熱源機器一覧

	Aプラント		Bプラント		Cプラント	
	設備容量	基数	設備容量	基数	設備容量	基数
温熱源機器	炉筒煙管式ボイラ		30.0 t/h (67.7 GJ/h)	3 基	9.6 t/h (21.7 GJ/h)	2 基
	炉筒煙管式ボイラ		15.0 t/h (33.9 GJ/h)	1 基		
	貫流ボイラ				3.0 t/h (6.8 GJ/h)	1 基
	CGS排熱ボイラ				0.548 t/h (1.2 GJ/h)	2 基
	電動ターボ冷凍機 (熱回収型)	6.8 GJ/h	2 基			
	ヒートポンプ (熱回収型)	12.6 GJ/h	2 基			
	計	38.8 GJ/h	4 基	105.0 t/h (237.0 GJ/h)	4 基	23.3 t/h (52.6 GJ/h)
冷熱源機器	蒸気二重効用吸収式冷凍機		1000 RT(12.7 GJ/h)	3 基	1300 RT (16.5 GJ/h)	1 基
	蒸気二重効用吸収式冷凍機				800 RT (10.1 GJ/h)	1 基
	蒸気蒸ジェネリンク				600 RT (7.6 GJ/h)	1 基
	電動ターボ冷凍機 (INV)				750 RT (9.5 GJ/h)	1 基
	電動ターボ冷凍機 (INV)			400 RT(5.1 GJ/h)	2 基	
	電動ターボ冷凍機 (固定速)			1350 RT(17.1 GJ/h)	5 基	
	電動ターボ冷凍機 (固定速)	1180 RT(14.9 GJ/h)	2 基			
	電動ターボ冷凍機 (固定速)			550 RT(7.0 GJ/h)	1 基	
	電動ブライントーボ冷凍機			350 RT(4.4 GJ/h)	2 基	
	電動ターボ冷凍機 (熱回収型)	430 RT(5.4 GJ/h)	2 基			
	ヒートポンプ (熱回収型)	1445 RT(18.3 GJ/h)	2 基			
	計	6110 RT(77.2 GJ/h)	6 基	11800 RT(149.4 GJ/h)	####	3450 RT (43.7 GJ/h)
CGS	ガスエンジンCGS				930 kW	2 基
	計				1860 kW	2 基
蓄熱槽	蓄熱槽 (冷温水槽)	4700 m ³	2 基			
	蓄熱槽 (冷水槽)	4700 m ³	2 基			
	蓄熱槽 (温水槽)	260 m ³	1 基			
	蓄熱槽 (氷)			2300 RTh (29.1 GJ)	2 基	
	計	19060 m ³	5 基	4600 RTh (58.2 GJ)	2 基	

(3) 熱源機器のエネルギー消費性能：調査結果と解析

1) 冷熱源機器

冷却水温度別部分負荷効率曲線を、「省エネルギー基準に準拠した算定方法及び解説」（以下、緑本という）に記載の機器特性と比較する。

① Aプラント

a) 固定速ターボ冷凍機

冷却水温度別の部分負荷特性を図 3.16 に、データ数を表 3.12 に示す。蓄熱システムであるため、おおむね負荷率 0.7 以上で運転されている。冷却水温度が高いほど入力比が大きくなる傾向がある。

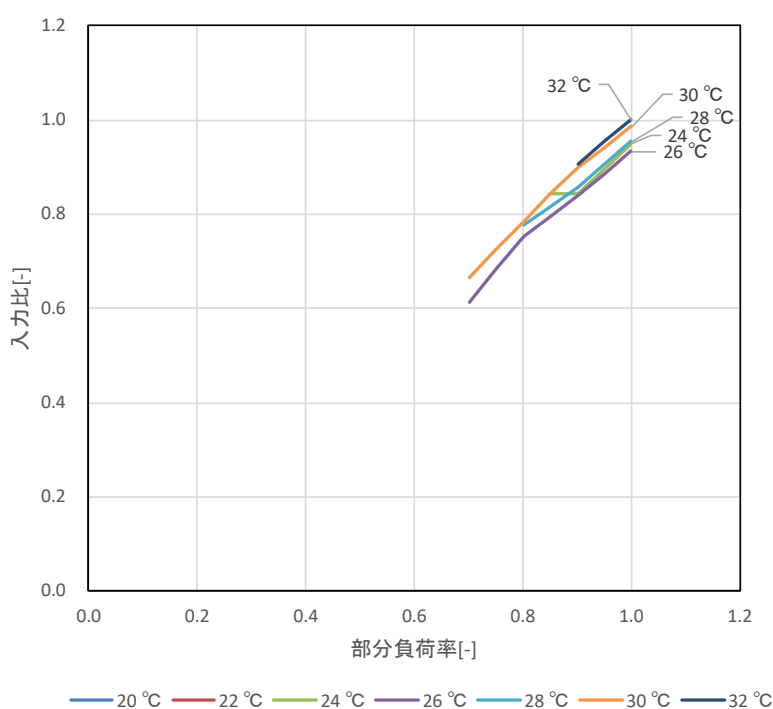


図 3.16 冷却水温度別部分負荷特性

※冷却水流量制御により冷却水流量が定格流量よりも削減されたデータである。

表 3.12 データ数

	部分負荷率	冷却水温度										合計		
		12 °C	14 °C	16 °C	18 °C	20 °C	22 °C	24 °C	26 °C	28 °C	30 °C		32 °C	
	0.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.5	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	2	
	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	
	0.7	0	0	0	0	0	0	0	2	0	1	0	3	
	0.8	0	0	0	0	0	0	0	17	37	23	0	77	
	0.9	0	0	0	0	0	0	1	20	19	48	3	91	
	1.0	0	0	0	0	2	0	2	173	605	392	0	1,174	
	合計	0	0	0	0	2	0	3	214	662	464	3	1,348	

冷却水温度別のグラフを図 3.17 に示す。実績値と緑本性能曲線とを比較すると、冷却水流量制御を行っているため実績が上回っているが、実性能を推定するための補正係数 1.2 を乗じた値に対しては冷却水温度 24℃（データ数 3 点）を除き下回っている。

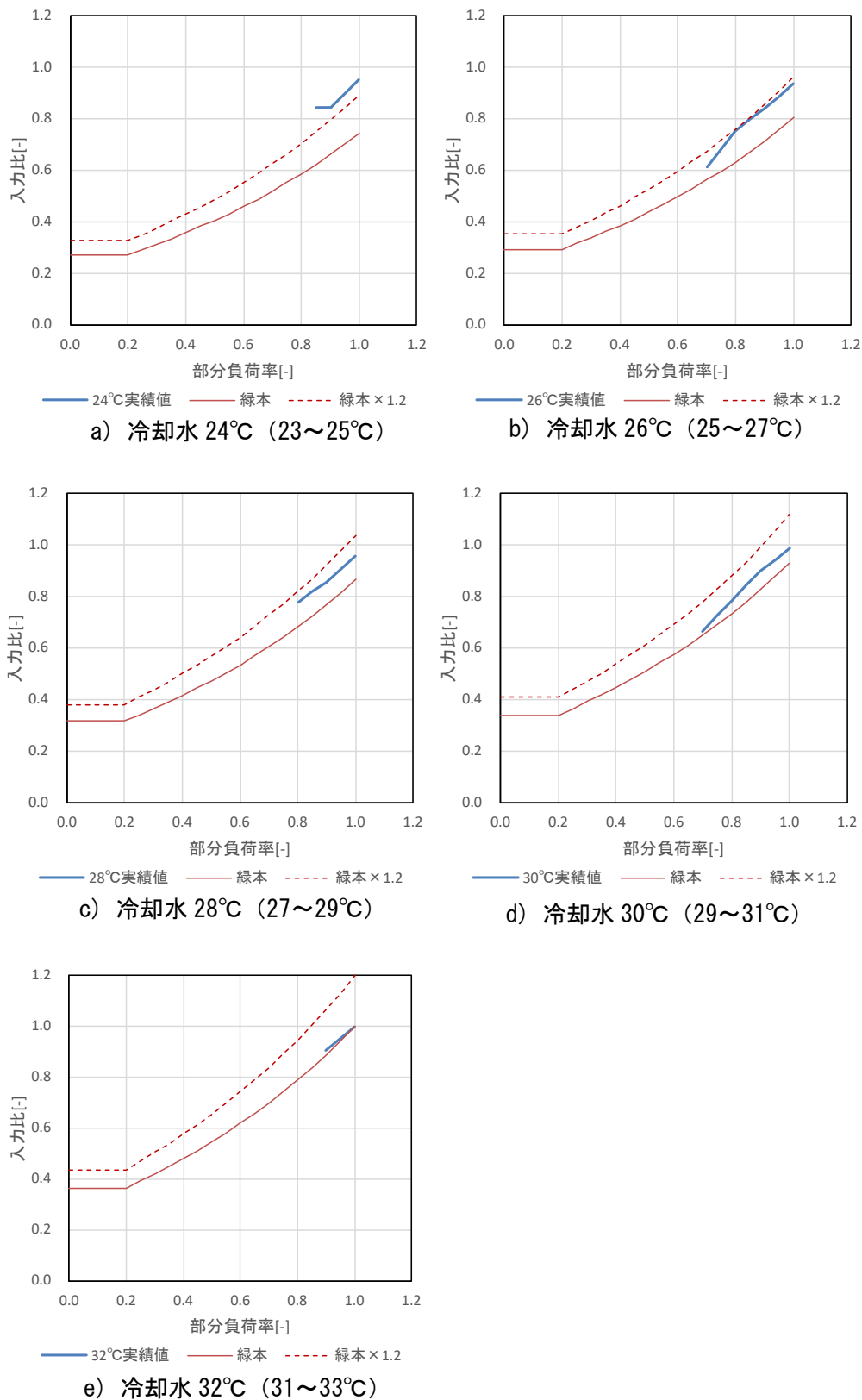


図 3.17 冷却水温度別部分負荷特性<緑本機器特性との比較>

※冷却水流量制御により冷却水流量が定格流量よりも削減されたデータである。

b) ヒーティングタワーヒートポンプ

冷却水温度別の部分負荷特性を図 3.18 に、データ数を表 3.13 に示す。蓄熱システムであるため、おおむね負荷率 0.7 以上で運転されている。冷却水温度が高いほど入力比が大きくなる傾向が見て取れるが、固定速ターボ冷凍機と比較すると変化が少ない。

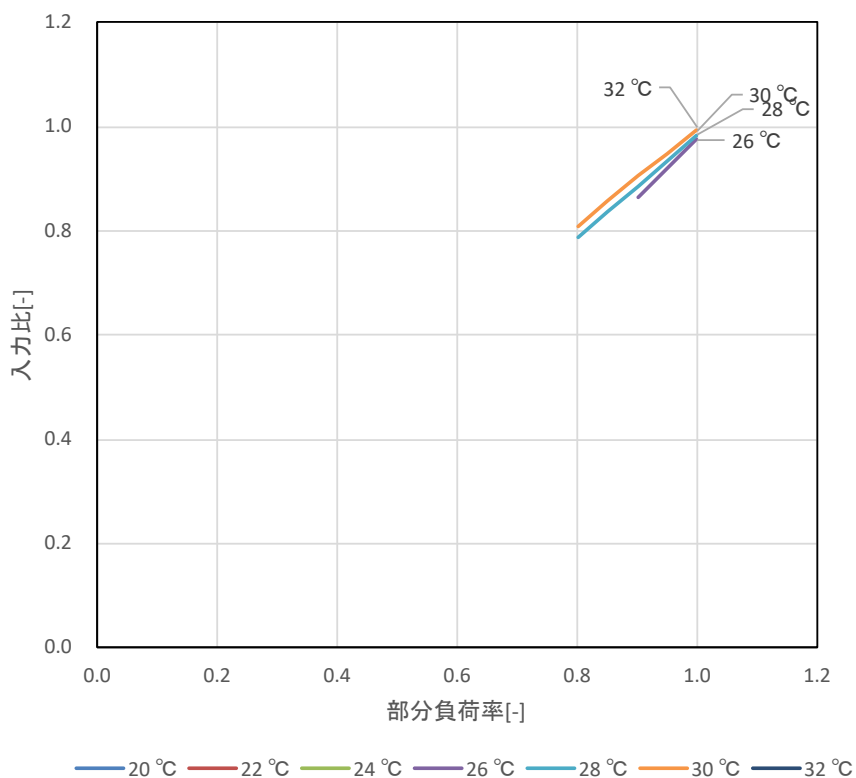


図 3.18 冷却水温度別部分負荷特性

表 3.13 データ数

データ数 (運転時間)

		冷却水温度										合計	
		12 °C	14 °C	16 °C	18 °C	20 °C	22 °C	24 °C	26 °C	28 °C	30 °C		32 °C
部分負荷率	0.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.5	0	0	0	0	0	0	0	2	2	0	0	4
	0.6	0	0	0	0	0	0	0	3	4	0	0	7
	0.7	0	0	0	0	0	0	1	1	3	0	0	5
	0.8	0	0	0	0	0	0	0	3	11	1	0	15
	0.9	0	0	0	0	0	0	2	25	40	30	1	98
1.0	0	0	0	0	0	2	1	246	600	433	2	1,284	
合計	0	0	0	0	0	2	4	280	660	464	3	1,413	

冷却水温度別のグラフを図 3.19 に示す。ヒーティングタワーヒートポンプの性能曲線は緑本にはないことから、固定速ターボ冷凍機の性能曲線との比較を行った。固定速ターボ冷凍機と比較して、冷却水温度が低下した場合の効率向上が大きくないことから、冷却水温度が低くなるにつれ、性能曲線よりも実績の入力比が上回る傾向があるが、実性能を推定するための補正係数 1.2 を乗じた値に対してはおおむね下回っている。

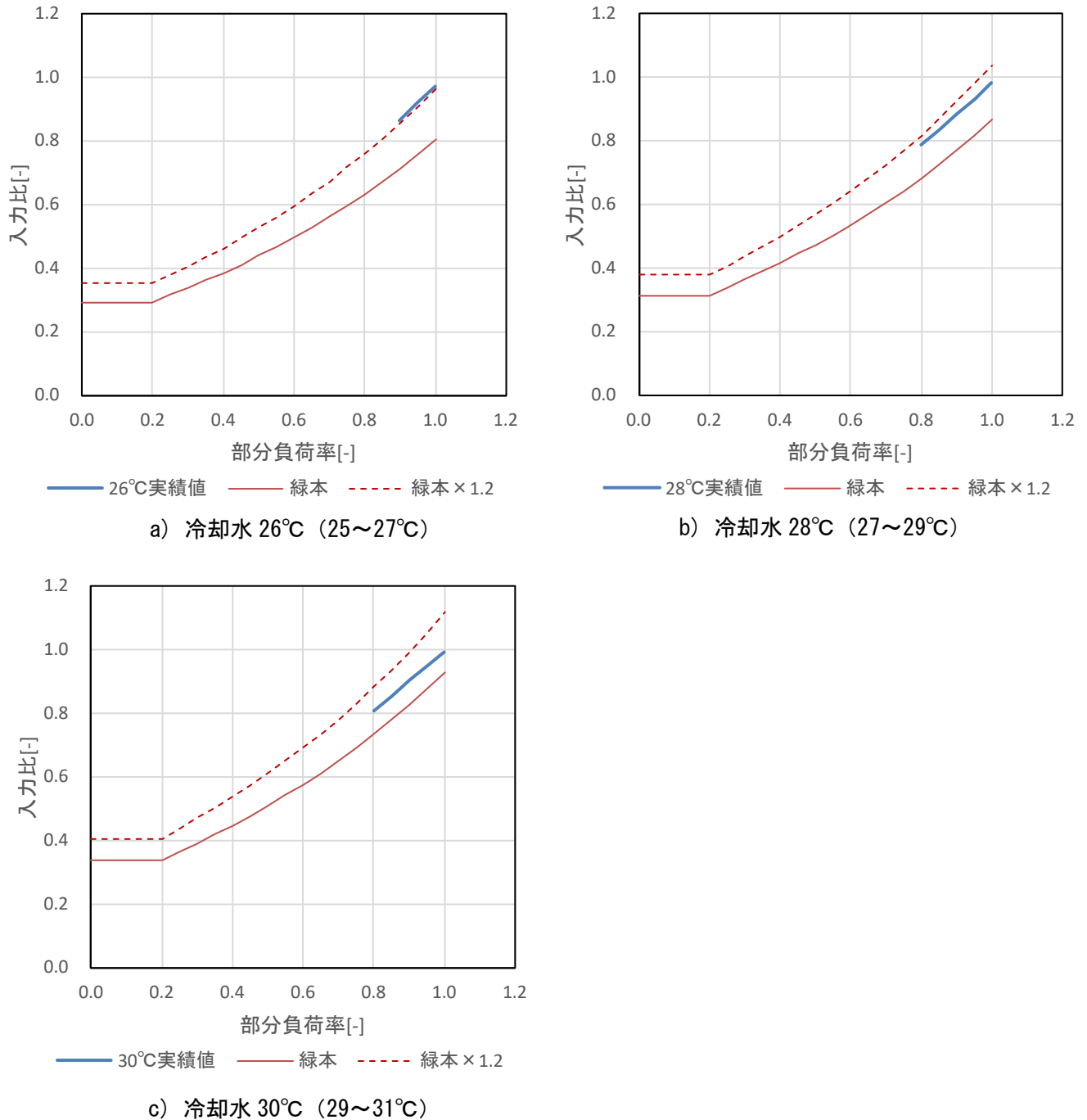


図 3.19 冷却水温度別部分負荷特性<緑本機器特性との比較>

c) 熱回収ヒートポンプ【熱回収運転モード】

冷却水温度別の部分負荷特性を図 3.20 に、データ数を表 3.14 に示す。熱回収運転モードでは、冷水と温水を同時に取り出すことで機器の効率が高まる。

- ・年間運転時間は 763 時間で、部分負荷率 90%以上での運転が大部分となっている。
- ・熱源水温度は 44～46℃付近に集中している。

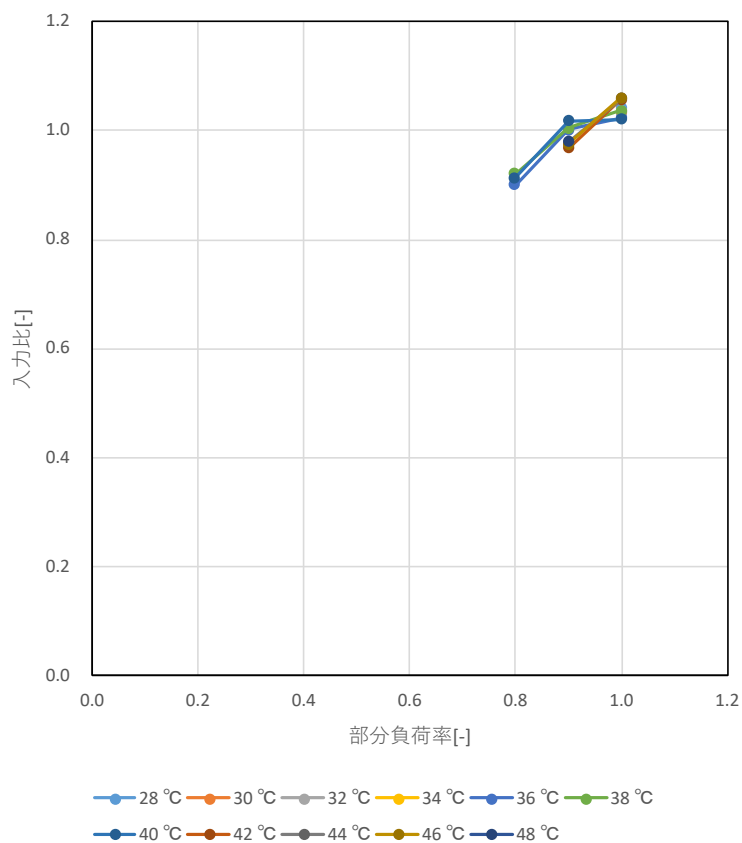
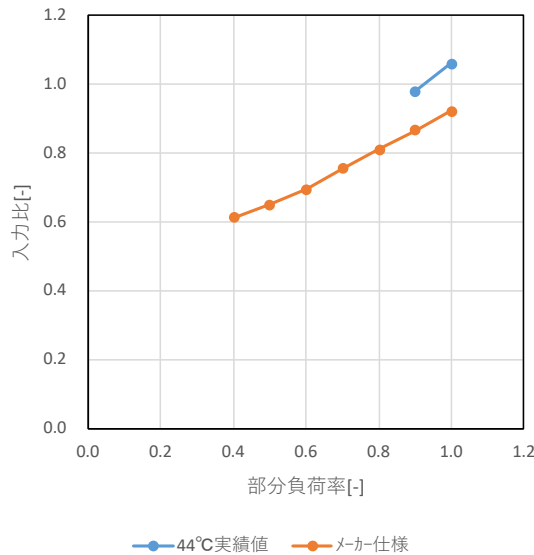


図 3.20 冷却水温度別部分負荷特性

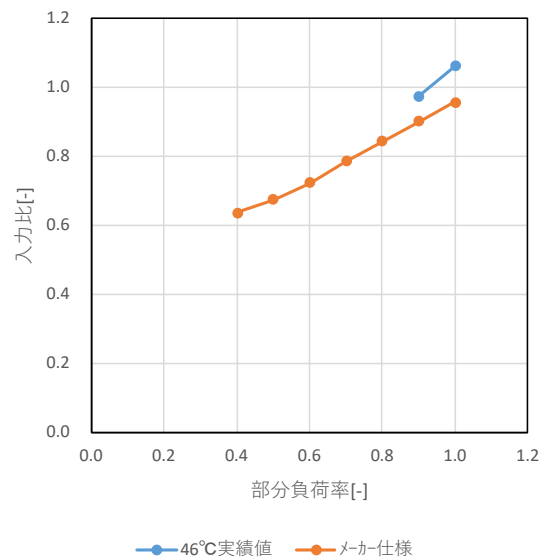
表 3.14 データ数

データ数 (運転時間)		熱源水温度											合計
部分負荷率		28 °C	30 °C	32 °C	34 °C	36 °C	38 °C	40 °C	42 °C	44 °C	46 °C	48 °C	
0.0		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.1		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.2		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.3		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.4		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.5		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.6		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.7		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.8		0	0	0	0	3	14	25	0	0	0	0	42
0.9		0	0	0	0	2	3	1	9	75	303	39	432
1.0		2	4	3	0	1	10	41	18	81	129	0	289
合計		2	4	3	0	6	27	67	27	156	432	39	763

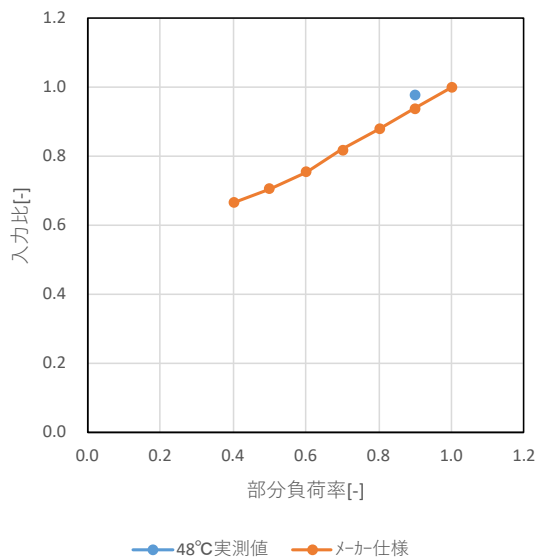
WEB プログラムにおいては、熱回収ヒートポンプの熱源機器特性データが存在しないことから、メーカー仕様値との比較を行った。結果を図 3.21 に示す。入力比は熱源水温度が変化してもほとんど変化しない結果となった。メーカー仕様では熱源水温度が低くなると入力比が小さくなる傾向があるため、熱源水温度が低くなるほどメーカー仕様より値が大きくなっている。



a) 熱源水 44°C (43~45°C)



b) 熱源水 46°C (45~47°C)



c) 熱源水 48°C (47~49°C)

図 3.21 熱源水温度別部分負荷特性<メーカー仕様値との比較>

d) 熱回収ヒートポンプ【冷房単独運転モード】

冷却水温度別の部分負荷特性を図 3.22、図 3.23 に、データ数を表 3.15 に示す。冷房単独運転モードにおいては、冷水、温水同時取出しは行わずに冷水だけを取り出し、凝縮器の冷却は冷却塔を使用している。

- ・年間運転時間は 76 時間で、部分負荷率 90%以上での運転が大部分となっている。
- ・冷却水温度は 28~30℃付近に集中している。
- ・入力比はメーカー仕様に対して、若干大きくなっている。

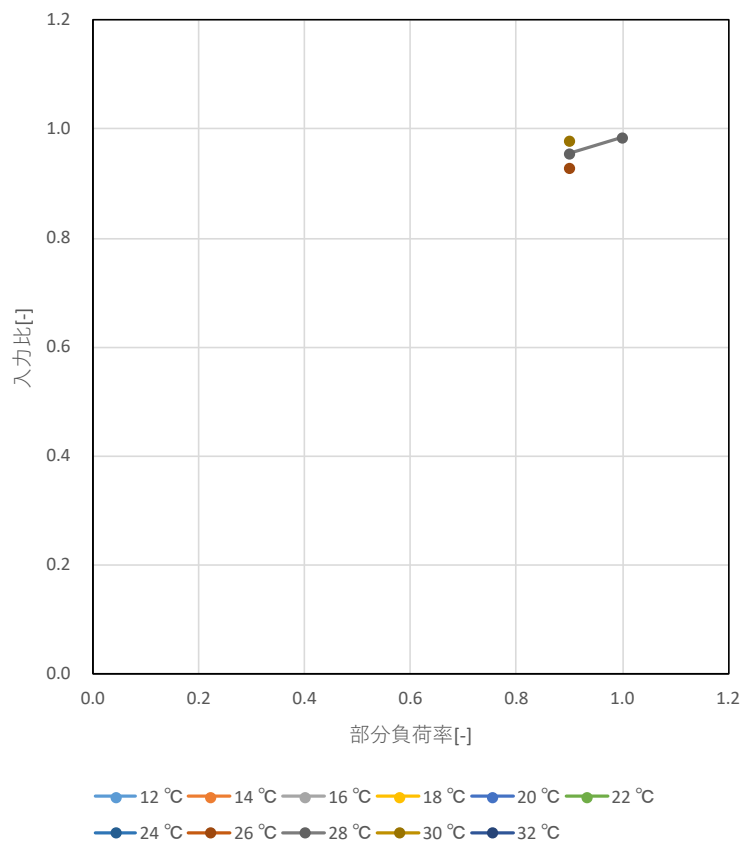
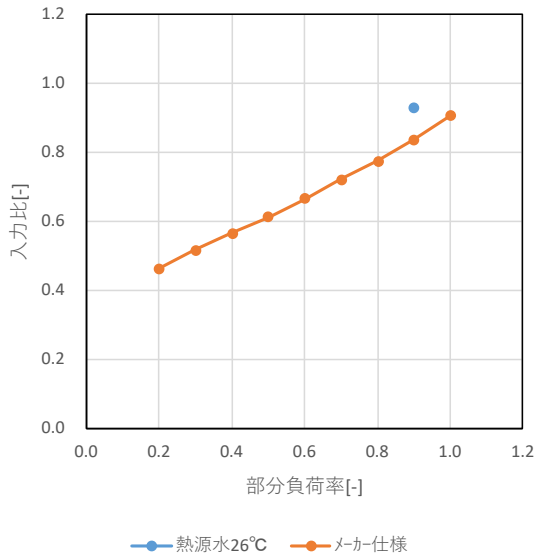


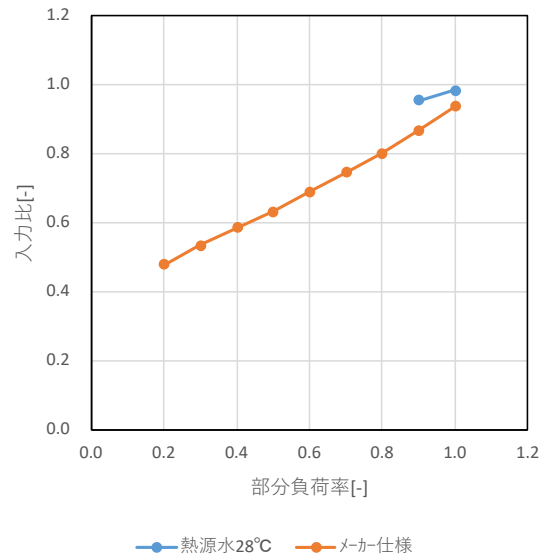
図 3.22 冷却水温度別部分負荷特性

表 3.15 データ数

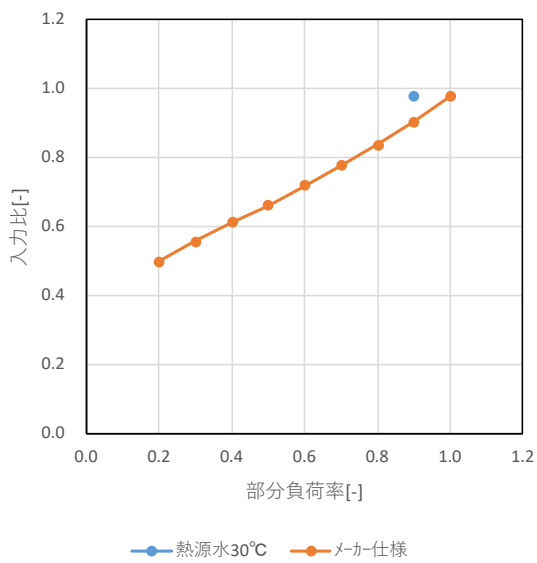
データ数 (運転時間)		冷却水温度											合計	
部分負荷率	0.0	12 °C	14 °C	16 °C	18 °C	20 °C	22 °C	24 °C	26 °C	28 °C	30 °C	32 °C		0
	0.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.9	0	0	0	0	0	0	0	0	1	18	56	0	0	75
1.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1
合計	0	0	0	0	0	0	0	0	1	19	56	0	0	76



a) 熱源水 26°C (25~26°C)



b) 熱源水 28°C (27~29°C)



c) 熱源水 30°C (29~31°C)

図 3.23 熱源水温度別部分負荷特性<メーカー仕様値との比較>

② Bプラント

a) 固定速ターボ冷凍機

冷却水温度別の部分負荷特性を分析した結果を図 3.24 に、データ数を表 3.16 に示す。負荷率 1.0 周辺での運転頻度が高い。冷却水温度が高いほど入力比が大きくなる傾向がある。

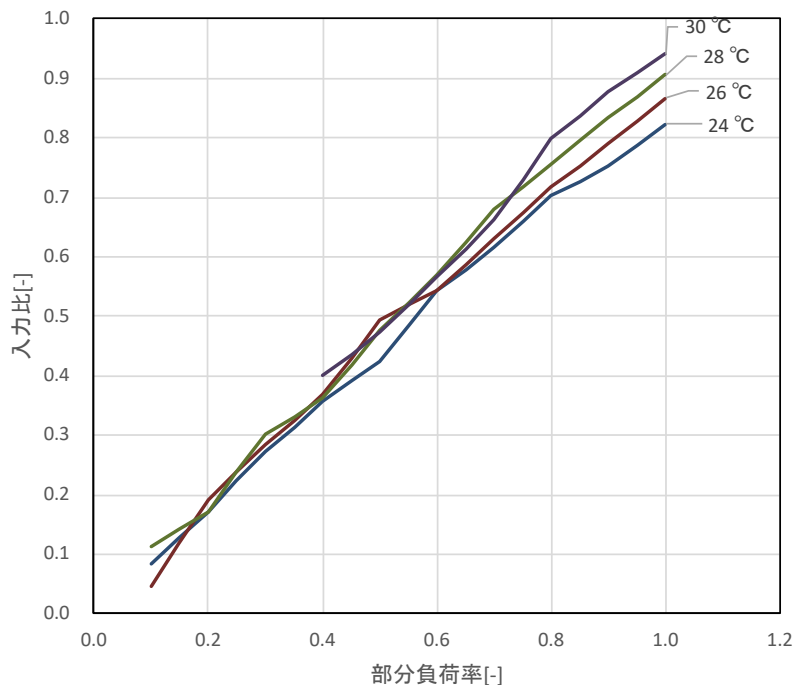


図 3.24 冷却水温度別部分負荷特性

表 3.16 データ数

		冷却水温度										合計	
		12 °C	14 °C	16 °C	18 °C	20 °C	22 °C	24 °C	26 °C	28 °C	30 °C		32 °C
部分負荷率	0.0							1	1	3	1		6
	0.1							7	4	15	1		27
	0.2							2	7	7	1		17
	0.3							12	5	4			21
	0.4							6	11	7	1		25
	0.5							4	6	4	2		16
	0.6							1	2	6	1		10
	0.7							6	10	12	1		29
	0.8							17	29	32	4		82
	0.9							55	87	135	55		332
	1.0							98	93	198	122		511
1.1							14	14	8	3		39	
合計		0	0	0	0	0	0	223	269	431	192	0	1,115

実績値と緑本性能曲線とを比較した結果を図 3.25 に示す。緑本性能曲線よりも実績の入力比が低負荷帯で下回るものの高負荷帯では上回る傾向がある。しかし、実性能を推定するための補正係数 1.2 を乗じた値に対してはおおむね下回っている。

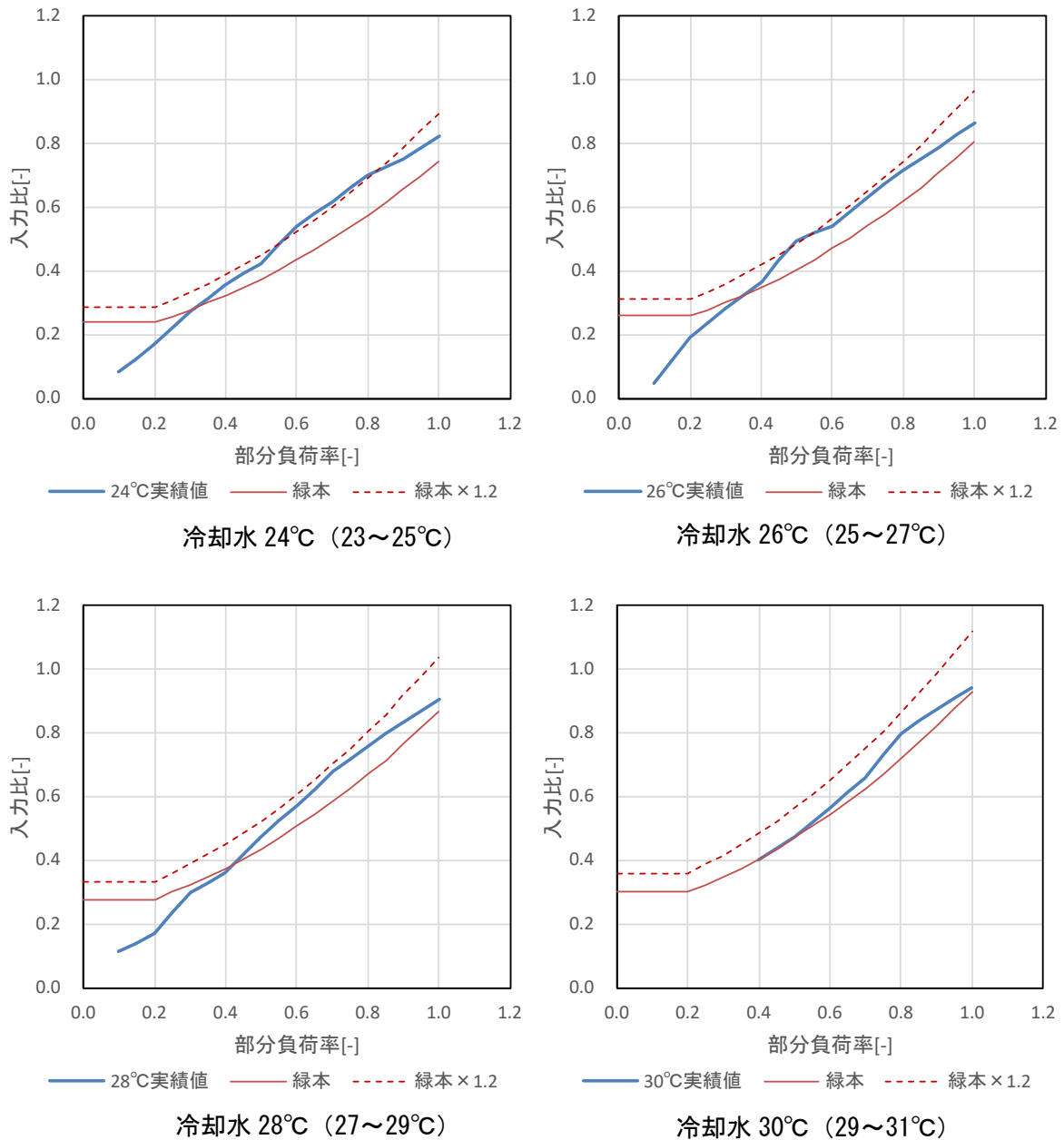


図 3.25 冷却水温度別部分負荷特性<緑本機器特性との比較>

b) INV ターボ冷凍機

冷却水流量100%のデータを選定し、冷却水温度別部分負荷特性を分析した結果を図3.26に、データ数を表3.17に示す。冷却水温度が高いほど入力比が大きくなる傾向がある。

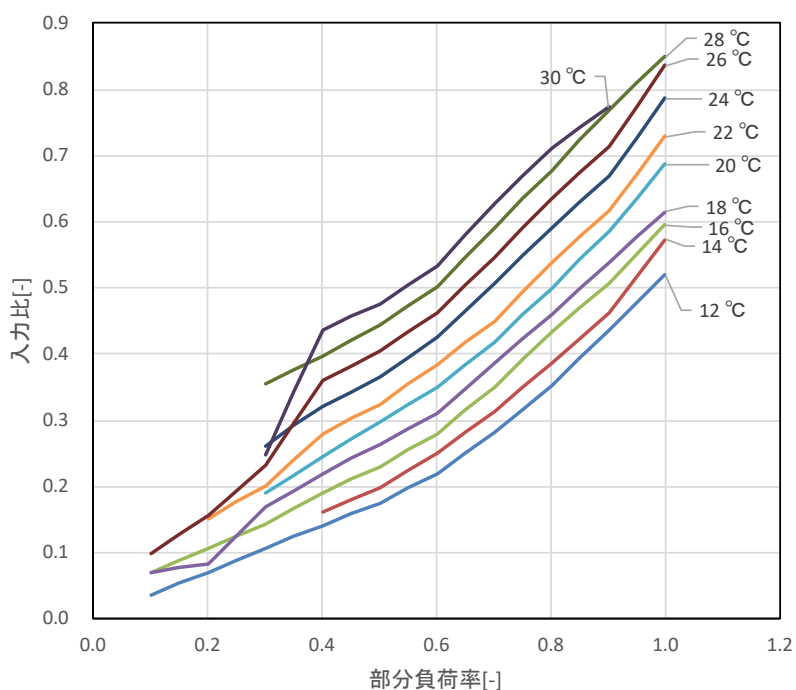


図 3.26 冷却水温度別部分負荷特性

※冷却水流量100%データを選定。

表 3.17 データ数

		冷却水温度 (流量: 100%)										合計	
		12 °C	14 °C	16 °C	18 °C	20 °C	22 °C	24 °C	26 °C	28 °C	30 °C		32 °C
部分負荷率	0.0												0
	0.1	1		1	2	4		2	4				14
	0.2	2	2	3	3	4	4	5					19
	0.3	3		6	4	6	6	3	2	1	1		32
	0.4	286	33	42	41	40	41	33	50	37	7		610
	0.5	270	56	66	58	110	104	139	232	151	41		1,227
	0.6	169	60	51	87	85	123	171	207	240	80		1,273
	0.7	63	35	46	79	91	104	160	145	179	40		942
	0.8	17	29	37	37	56	42	100	86	101	19		524
	0.9	10	10	18	21	29	22	52	38	42	4		246
1.0	10	8	11	10	10	4	11	6	7			77	
1.1	5	1	2	6	1		1	3				19	
合計	836	234	283	348	432	450	672	778	758	192	0	4,983	

図 3.27 に示すとおり、実績値と緑本性能曲線を比較すると、おおむね一致する。

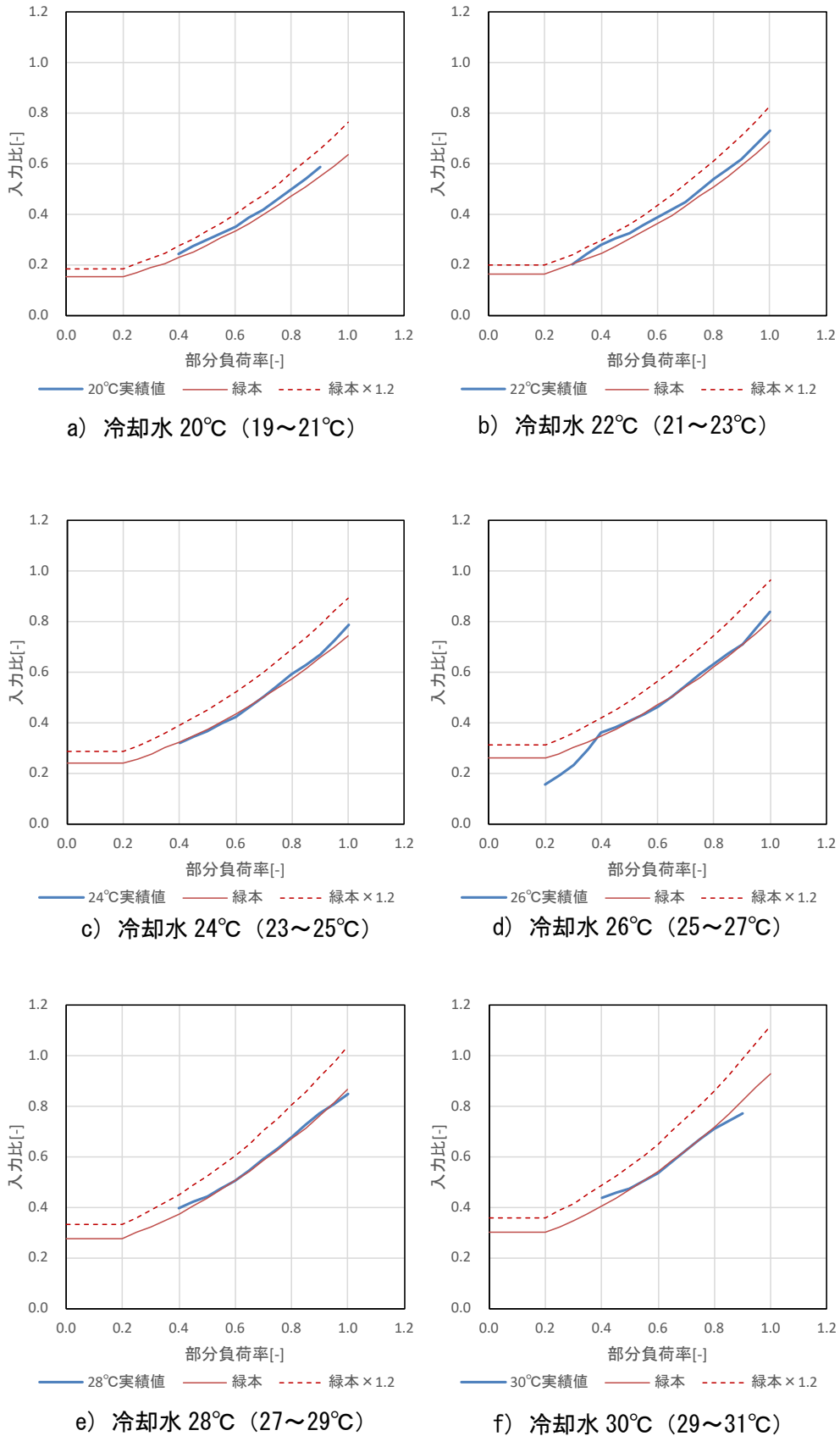


図 3.27 冷却水温度別部分負荷特性<緑本機器特性との比較>

※冷却水流量 100%データを選定。

③ Cプラント

a) INV ターボ冷凍機

冷却水温度別の部分負荷特性を図 3.28 に、データ数を表 3.18 に示す。冷却水温度は定格 32℃ よりも低い時間帯がほとんどであり、冷却水入口温度が低いほど入力比は低くなる傾向がある。

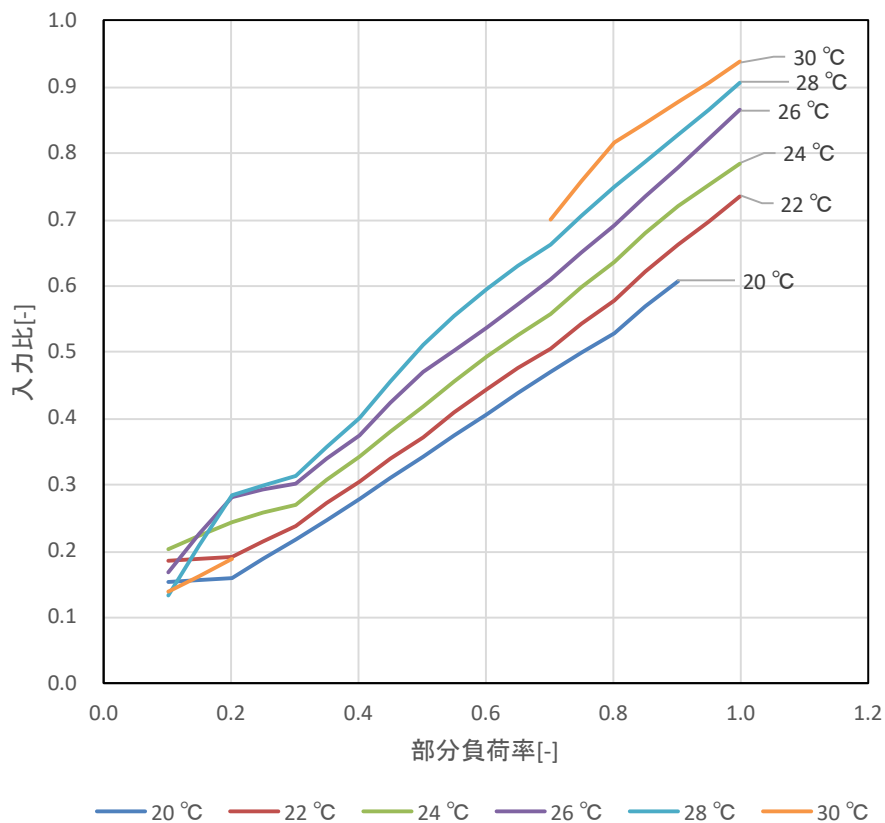


図 3.28 冷却水温度別部分負荷特性

※冷却水流量制御により冷却水流量が定格流量よりも削減されたデータである。

表 3.18 データ数

	冷却水温度												合計	
	12 °C	14 °C	16 °C	18 °C	20 °C	22 °C	24 °C	26 °C	28 °C	30 °C	32 °C	34 °C		
部分負荷率	0.0	0	0	0	4	138	397	304	117	63	157	89	2	1,271
	0.1	0	0	0	0	1,496	500	166	20	4	4	0	0	2,190
	0.2	0	0	0	0	897	549	337	88	5	5	0	0	1,881
	0.3	0	0	0	0	450	286	149	83	7	0	0	0	975
	0.4	0	0	0	0	249	191	91	46	3	0	0	0	580
	0.5	0	0	0	0	161	107	113	67	7	0	0	0	455
	0.6	0	0	0	0	71	68	93	95	19	0	0	0	346
	0.7	0	0	0	0	48	74	71	124	40	3	0	0	360
	0.8	0	0	0	0	11	36	77	120	49	1	0	0	294
	0.9	0	0	0	0	5	30	61	90	61	2	0	0	249
	1.0	0	0	0	0	0	13	15	24	8	5	0	0	65
	1.1	0	0	0	0	1	7	24	41	21	0	0	0	94
	1.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
合計	0	0	0	4	3,527	2,258	1,501	915	287	177	89	2	8,760	

実績値と緑本性能曲線を比較した結果を図 3.29 に示す。冷却水流量制御を行っていることもあり、実績がおおむね上回っているが、実性能を推定するための補正係数 1.2 を乗じた値に対してはおおむね下回っている。冷却水温度別の実データを図 3.30 に示す。

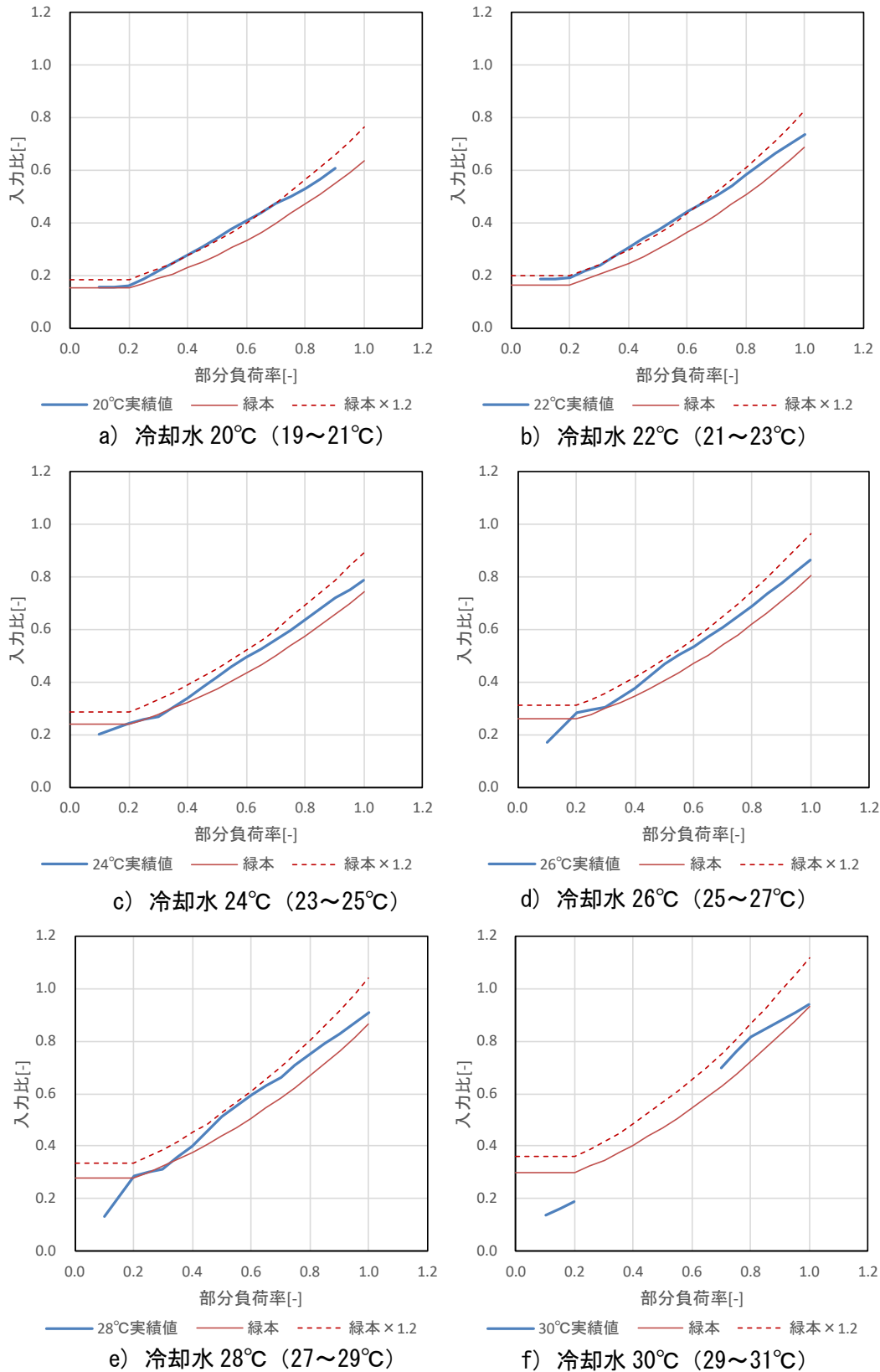


図 3.29 冷却水温度別部分負荷特性<緑本機器特性との比較>

※冷却水流量制御により冷却水流量が定格流量よりも削減されたデータである。

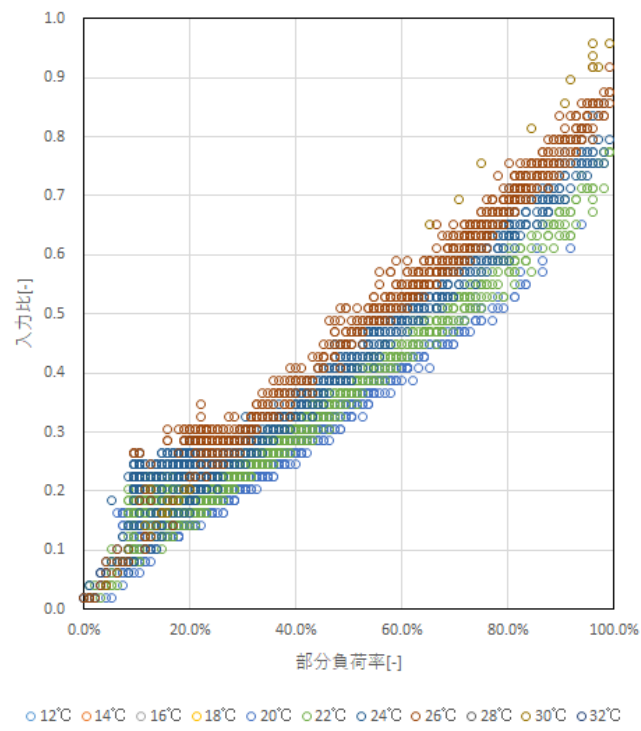


図 3.30 冷却水温度別部分負荷特性<実データ>

b) 蒸気吸収式冷凍機

冷却水温度別の部分負荷特性を図 3.31 に、データ数を表 3.19 に示す。冷却水温度は定格 32℃よりも低い時間帯がほとんどであり、入力比は低く抑えられている。

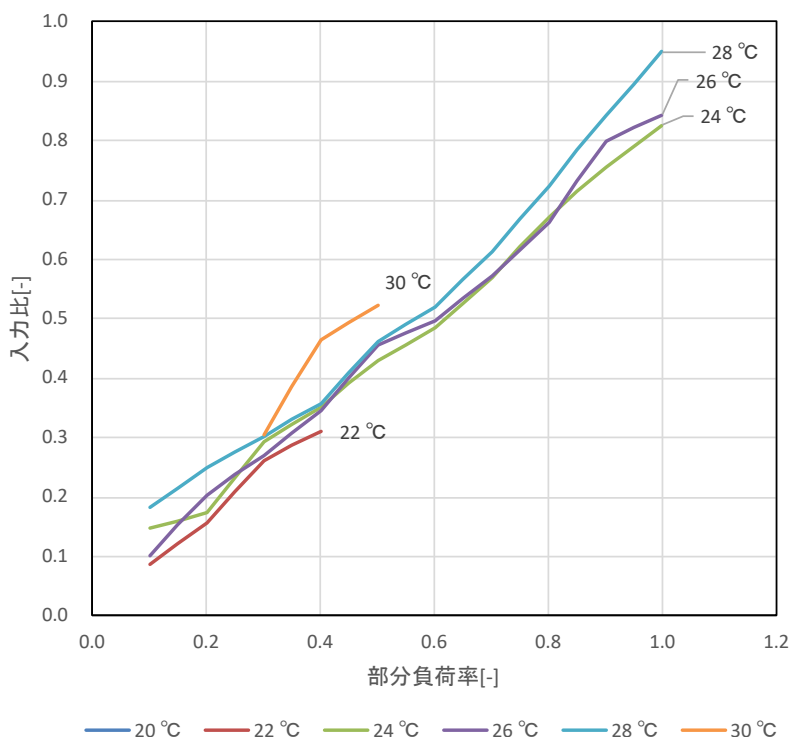


図 3.31 冷却水温度別部分負荷特性

※冷却水流量制御により冷却水流量が定格流量よりも削減されたデータである。

表 3.19 データ数

		冷却水温度												合計
		12 °C	14 °C	16 °C	18 °C	20 °C	22 °C	24 °C	26 °C	28 °C	30 °C	32 °C	34 °C	
部分負荷率	0.0	0	0	0	0	3,207	2,078	1,346	983	310	28	1	0	7,953
	0.1	0	0	0	0	1	2	29	12	4	0	0	0	48
	0.2	0	0	0	0	0	5	37	87	14	0	0	0	143
	0.3	0	0	0	0	0	1	13	55	10	2	0	0	81
	0.4	0	0	0	0	0	3	30	43	6	2	0	0	84
	0.5	0	0	0	0	0	0	53	121	14	1	1	0	190
	0.6	0	0	0	0	0	0	23	95	12	0	0	0	130
	0.7	0	0	0	0	0	0	7	21	17	0	0	0	45
	0.8	0	0	0	0	0	0	18	18	9	0	0	0	45
	0.9	0	0	0	0	0	0	15	2	4	0	0	0	21
	1.0	0	0	0	0	0	0	7	3	3	0	0	0	13
	1.1	0	0	0	0	0	0	3	1	2	0	0	0	6
1.2	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	
合計		0	0	0	0	3,208	2,089	1,581	1,442	405	33	2	0	8,760

実績値と緑本性能曲線とを比較した結果を図 3.32 に示す。実測値が下回っていることが分かる。冷却水温度別の実データを図 3.33 に示す。

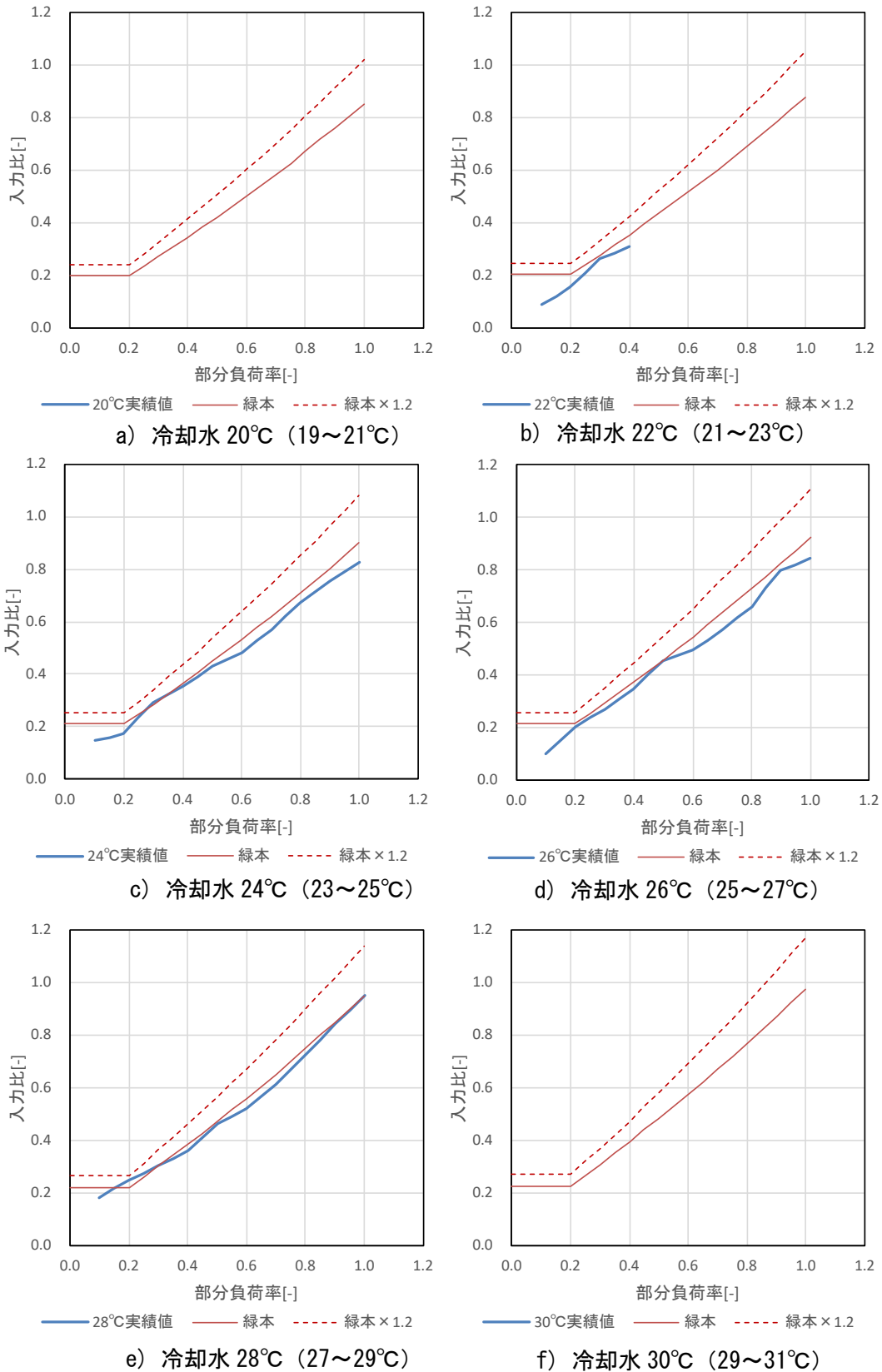


図 3.32 冷却水温度別部分負荷特性<緑本機器特性との比較>

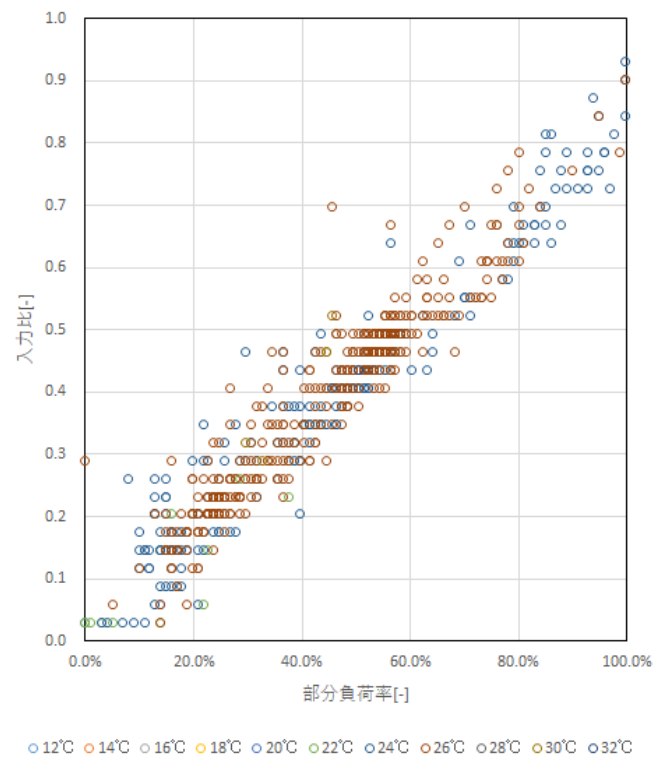


図 3.33 冷却水温度別部分負荷特性<実データ>

c) 蒸気焚ジェネリンク

<蒸気焚ジェネリンクの概要>

蒸気焚ジェネリンクは二重効用蒸気吸収式冷凍機と単効用温水吸収式冷凍機を組み合わせた機能を持っており、CGS 排熱温水投入することにより、蒸気使用量を低減することが可能となっている。図 3.34 に排熱温水投入有無と蒸気消費率の関係を、図 3.35 に排熱温水入口温度と排熱温水投入熱量の関係をそれぞれ示す。

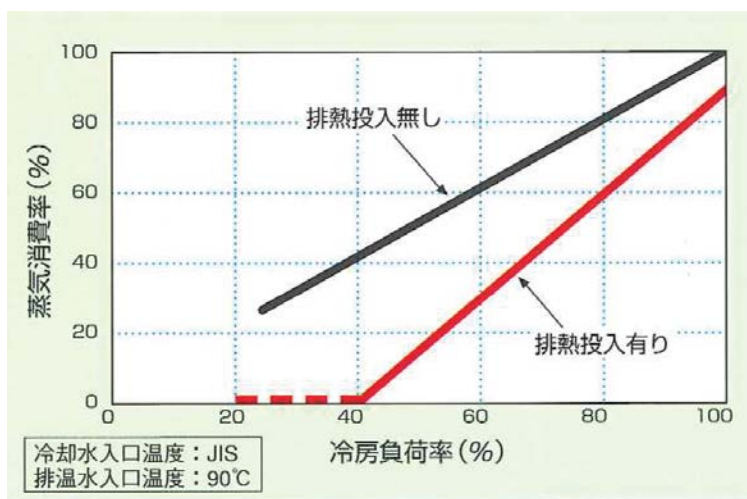


図 3.34 排熱温水投入有無と蒸気消費率の関係

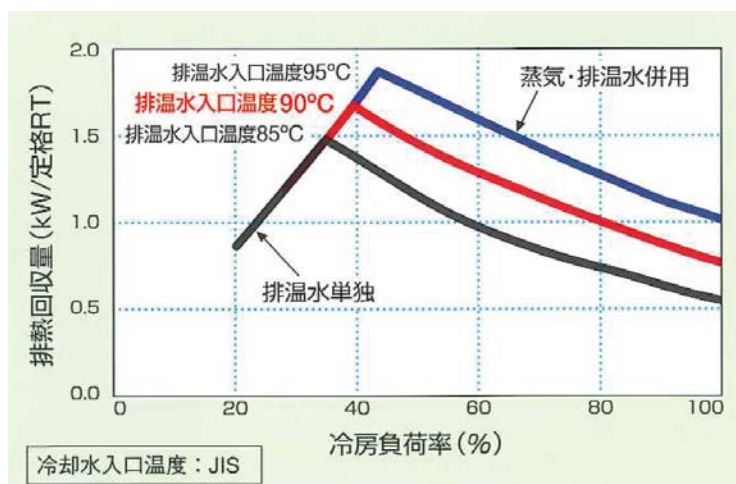


図 3.35 排熱温水入口温度と排熱温水投入熱量の関係

<対象熱源機器の仕様>

対象となる蒸気焚ジェネリンクの概要は表 3.20 の通りである。

表 3.20 対象蒸気焚ジェネリンクの仕様

項目	仕様
冷房能力	2,110kW (600RT)
冷水	13.5℃~6.5℃ (259.2m ³ /h)
冷却水	32℃~40℃ (411.0m ³ /h)
蒸気	2,160kg/h (排熱温水なし)、1,842kg/h (排熱温水あり)
還水	90℃以下
排熱温水	88~83℃ (排熱温水回収量 411kW) < 最大 88~78℃ (排熱温水回収量 824kW)

<冷却水温度別排熱温水投入可能熱量と部分負荷率の関係の分析>

対象蒸気焚ジェネリンクのメーカーによる冷却水温度別排熱温水投入可能熱量の部分負荷特性図を図 3.36 に示す。これによると冷却水入口温度が低くなるにつれて、高負荷率域での排熱温水投入可能熱量 (図 3.36 では廃熱回収量) が大きくなる傾向がある。

ジェネリンクは、負荷率が上昇するとジェネリンク内部の温度が上昇し、排熱温水温度との温度差が小さくなることから、排熱温水投入可能熱量が減少するという特性を有している。これに対して冷却水温度が低くなると、ジェネリンク内部温度上昇による排熱温水投入可能熱量の減少が抑制される。冷却水温度が低くなるほどその効果は大きくなり、冷却水入り口温度が23℃以下であれば、排熱温水投入可能熱量の減少はみられない。

冷凍容量に対する廃熱回収量特性 (廃熱量上限: 1085kW)

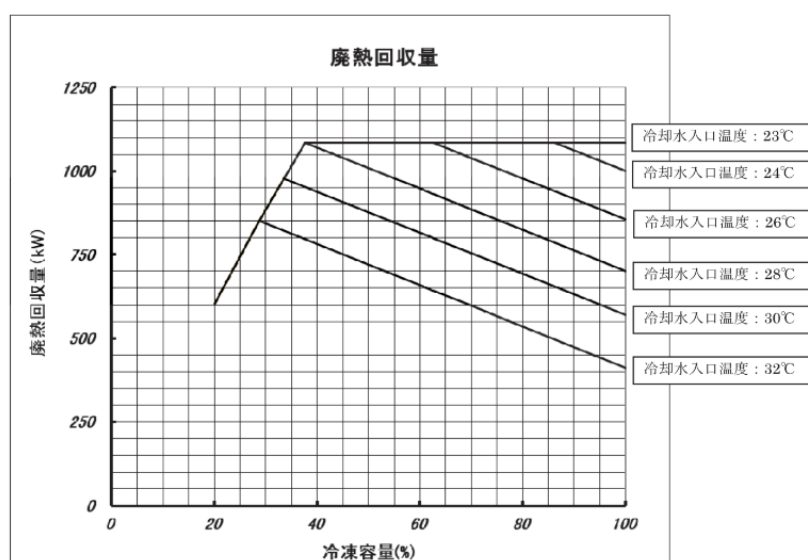


図 3.36 冷却水温度別排熱温水投入可能熱量の部分負荷特性図 (メーカー特性)

冷却水温度別に実績値とメーカー特性図との比較を行ったものを図 3.37、図 3.38 に示す。なお分析にあたっては、分析精度の向上のため、①CGS1 台運転時、②機器立上げ直後、③機器停止直前 のデータを除外している。

蒸気焚ジェネリンクへの排熱温水投入熱量の実績値は 900~1,000kW 程度が上限になっており、メーカー特性値の最大 1,085kW を下回っている。これは、CGS の定格時温水排熱温水熱量が 426kW/台 (852kW/2 台) であり、排熱温水投入熱量の上限に達していることによる。CGS 排熱温水熱量を余らせることなく有効利用するために裕度をもって蒸気焚ジェネリンクの容量を設定したためである。

一方、冷却水温度が高い場合 (28°C以上)、高負荷率帯で実績値がメーカー仕様値を上回る傾向がある。メーカーによると、導入当時は蒸気焚ジェネリンクの導入実績が少なく、設計裕度を多く見込んでいたことによる。

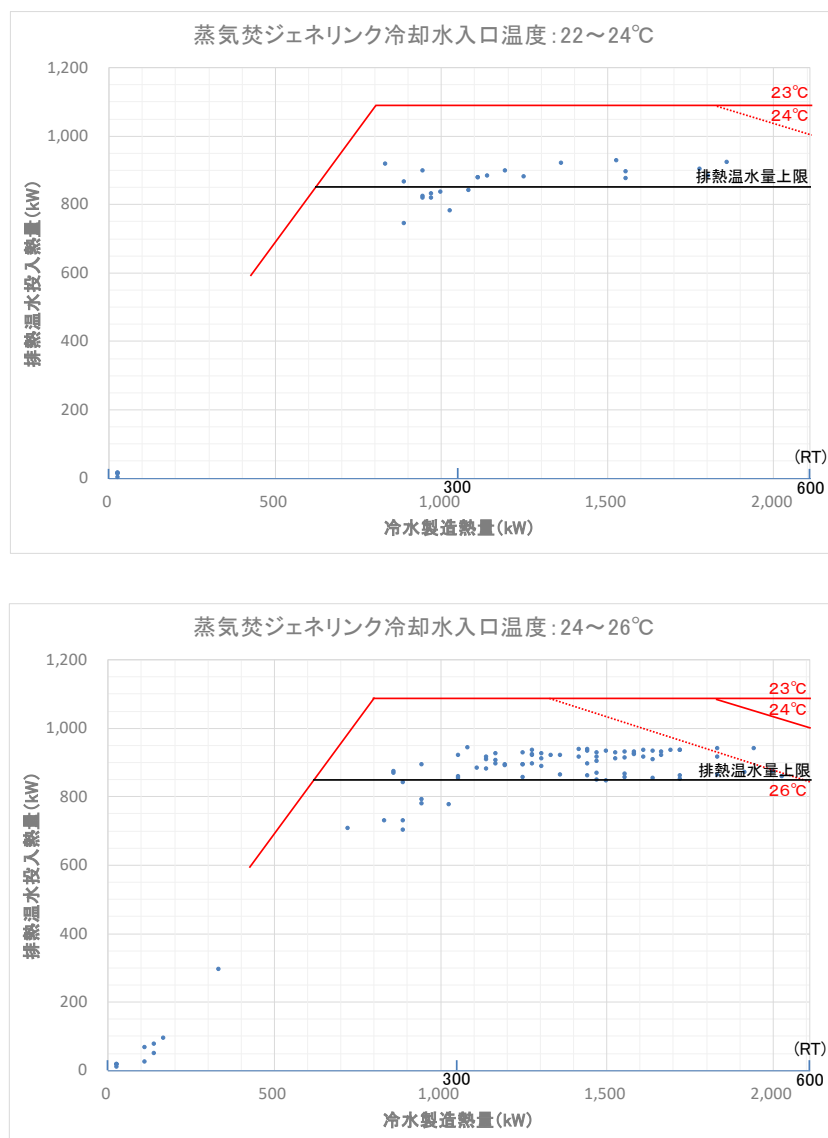


図 3.37 排熱温水投入熱量と部分負荷率 (その 1)

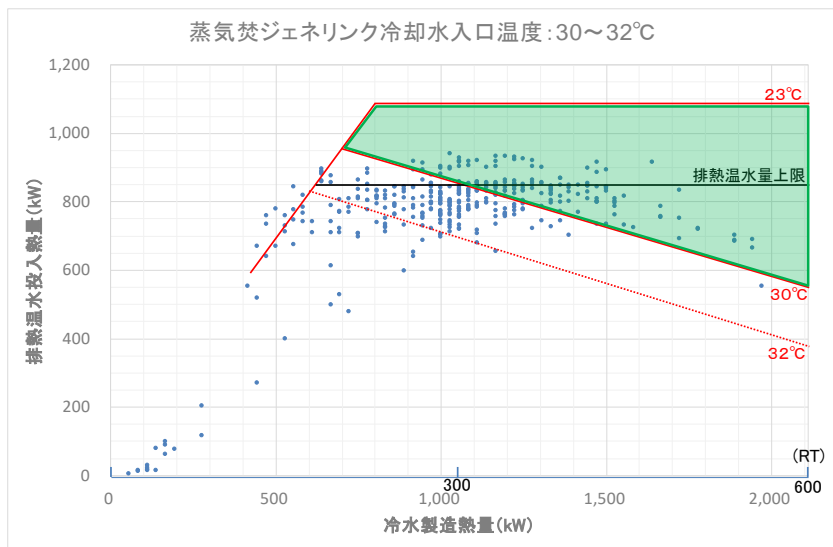
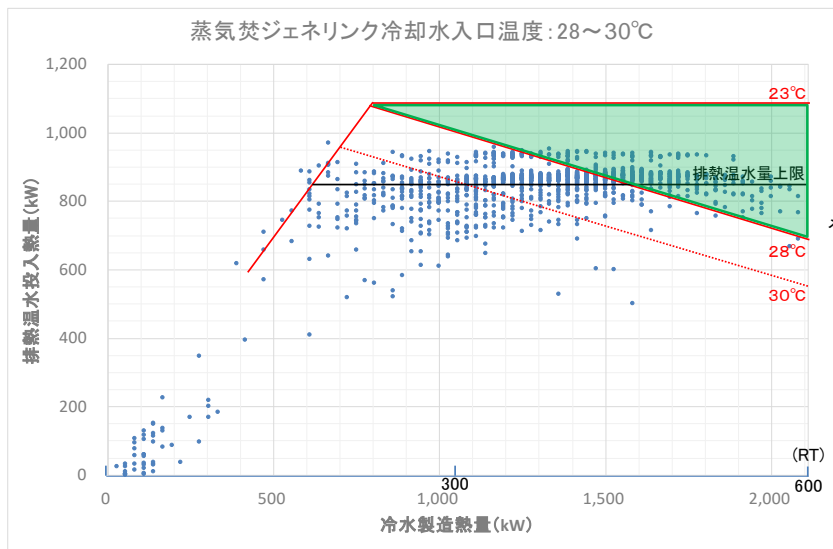
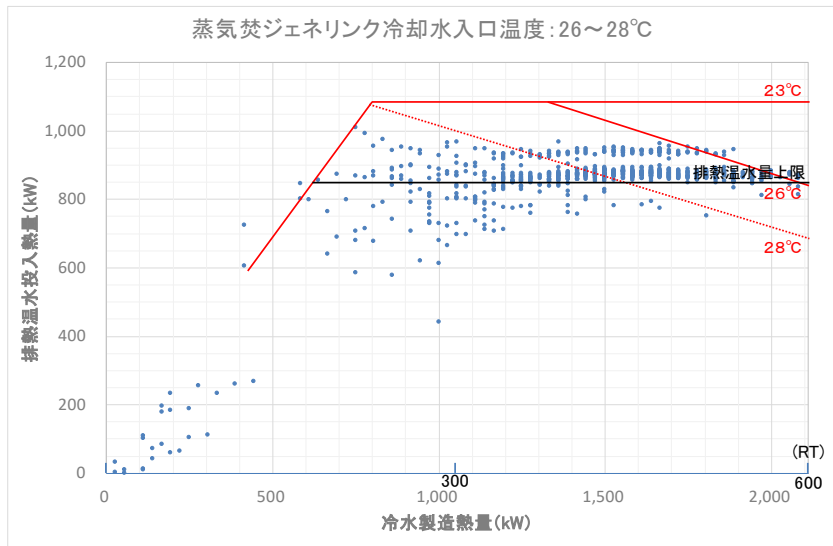


図 3.38 排熱温水投入熱量と部分負荷率 (その 2)

<排熱温水投入率と部分負荷率の関係の分析>

緑本では、排熱投入型温水吸収冷温水機（ジェネリンク）の排熱投入可能率の部分負荷特性が規定されている。排熱投入可能率は投入エネルギー量のうち排熱により代替できる投入エネルギー割合と定義されており、投入エネルギーは都市ガスを前提条件としているが、蒸気焚ジェネリンクの場合は、都市ガスを蒸気に置き換えて適用することが可能である。

なお、排熱投入型温水吸収冷温水機（ジェネリンク）では排熱投入可能率という言葉を使用しているが、蒸気焚ジェネリンクにおいては、「排熱投入可能率」を「排熱温水投入可能率」に言い換えることとする。

この排熱温水投入可能率のメーカー特性値と緑本における規定値の比較を図 3.39 に、また実績値を冷却水温度帯別に区分し、部分負荷率帯ごとに平均値を算出して作成した曲線との比較を図 3.40 に示す。

蒸気焚ジェネリンクのメーカー特性値（定格：冷却水入口温度 32℃）は緑本規定値と近い曲線となっているが多少上回っている。また、冷却水入口温度が低くなるにつれて、全体的に排熱温水投入可能率が上昇する。

一方、排熱温水投入率の実績値についてみると、すべての負荷率帯において排熱温水投入率の実績値が緑本規定値を上回っていることが確認できる。

また、冷却水温度低下時に排熱温水投入率が図 3.39 に比べ低くなっているのは、実際の運転においてCGSからの排熱温水量が限られていることによるものである。

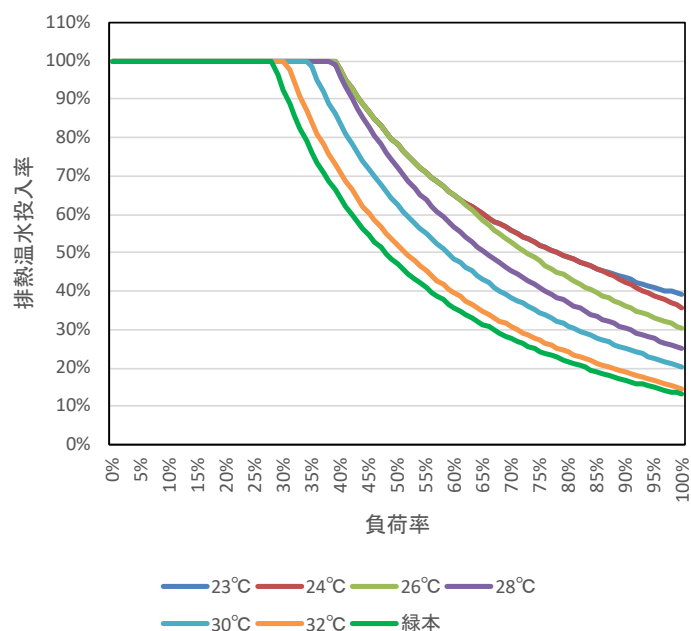


図 3.39 排熱温水投入可能率（メーカー特性値と緑本規定値との比較）

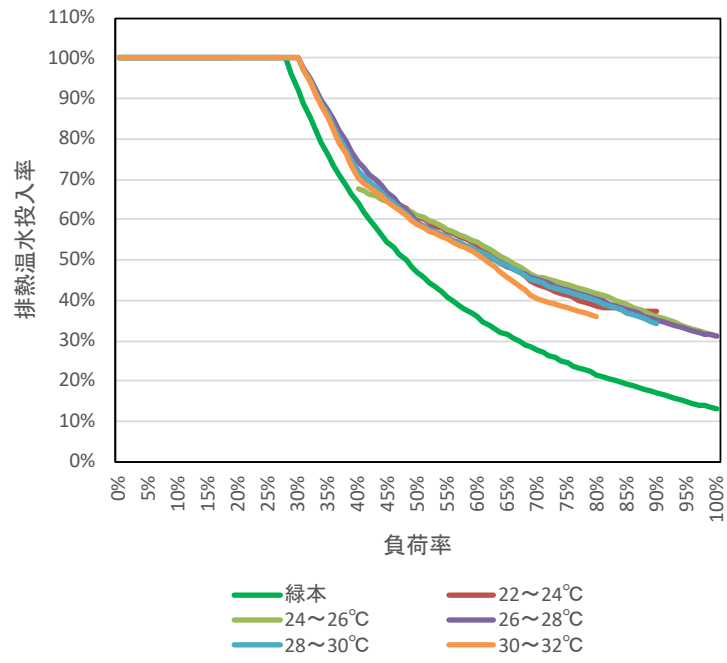


図 3.40 排熱温水投入可能率（実績値と緑本規定値との比較）

2) 温熱源機器

① Aプラント

a) ヒーティングタワーヒートポンプ

熱源水温度別の部分負荷特性を図 3.41 に、データ数を表 3.21 に示す。

- 年間運転時間は 430 時間で、部分負荷率 90%以上での運転が大部分となっている。
- 熱源水温度は-6~-4℃付近に集中している。
- 熱源水温度が高くなるほど入力比は小さくなる傾向がみられる。メーカー仕様値ともおおむね一致している。

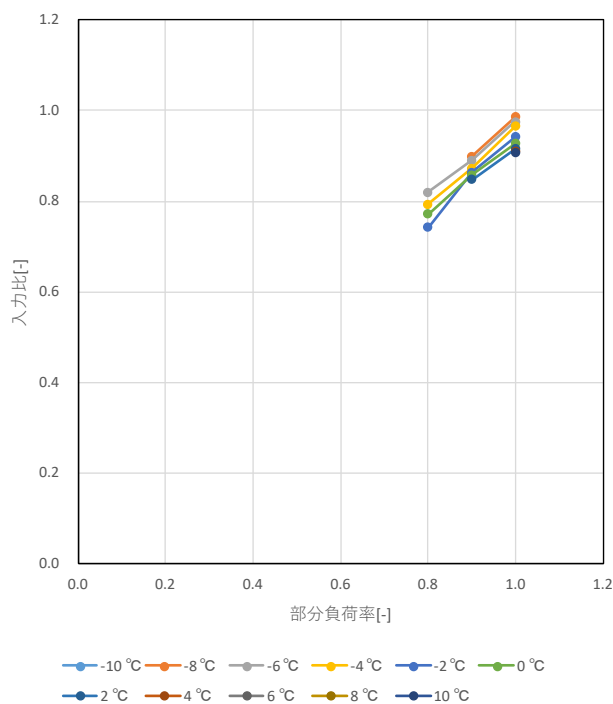
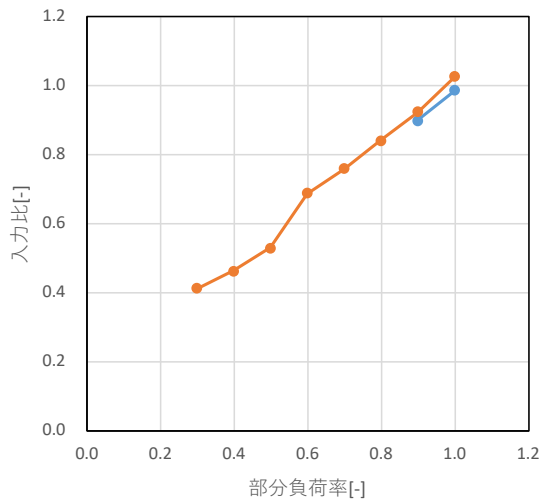


図 3.41 熱源水温度別部分負荷特性

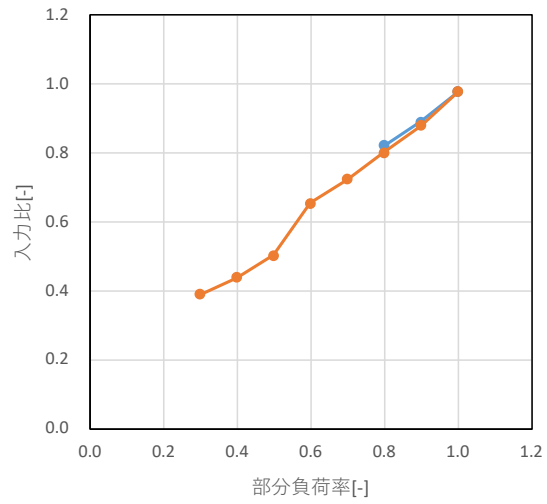
表 3.21 データ数

データ数 (運転時間)		熱源水温度											合計	
		-10 °C	-8 °C	-6 °C	-4 °C	-2 °C	0 °C	2 °C	4 °C	6 °C	8 °C	10 °C		
部分負荷率	0.0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0.8	0	0	1	5	1	1	0	0	0	0	0	0	8
	0.9	0	29	20	11	5	7	6	0	0	0	0	0	78
	1.0	0	3	207	103	14	7	5	4	0	0	0	1	344
合計	0	32	228	119	20	15	11	4	0	0	0	1	430	

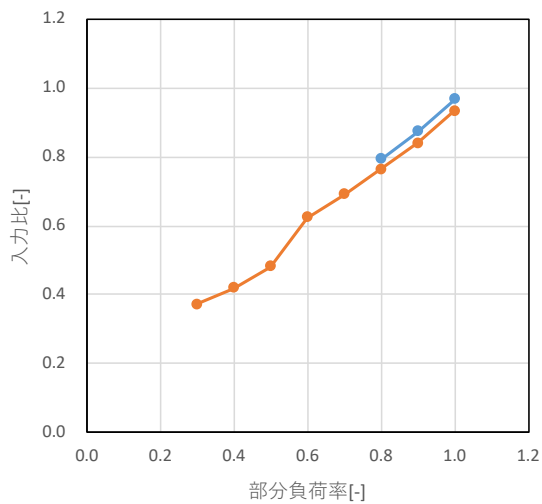
熱源水温度別に実測値とメーカー仕様値を比較した結果を図 3.42 に示す。両者はよく一致している。



a) 熱源水-8°C (-9~-7°C)



b) 熱源水-6°C (-7~-5°C)



c) 熱源水-4°C (-5~-3°C)

図 3.42 熱源水温度別部分負荷特性

② Bプラント

a) 炉筒煙管ボイラ (B-1 30t/h)

部分負荷特性を図 3.43 に示す。負荷率 0.2 付近での運転頻度が高くなっている。図 3.44 に入力比の実績値とメーカー仕様値を比較した結果を示す。負荷率の低いところではおおむね一致し、負荷率 0.6 以上で実績値が下回る傾向がある。ボイラ効率は高負荷率の時ほど高くなる。

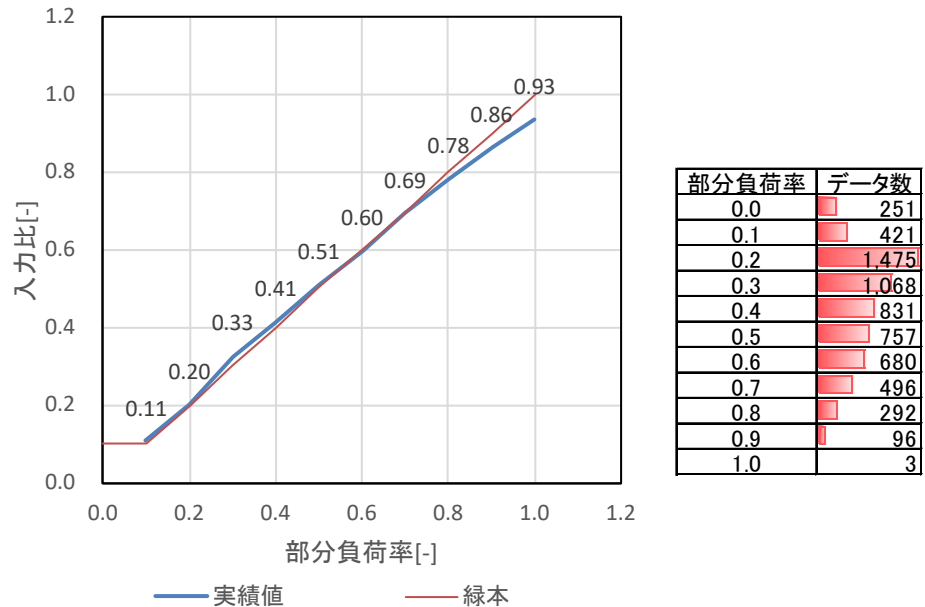


図 3.43 部分負荷特性<緑本機器特性との比較>

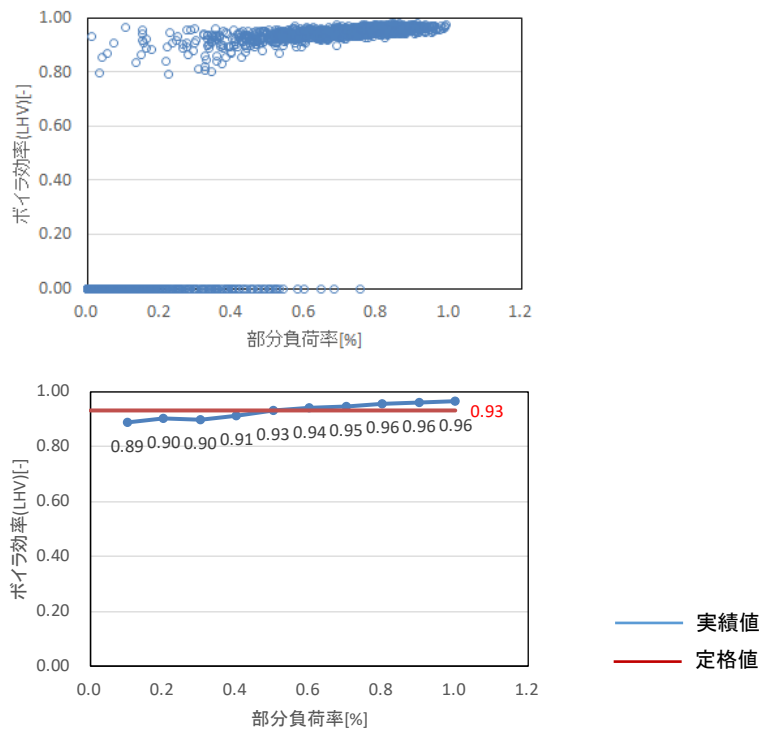


図 3.44 部分負荷特性<メーカー仕様との比較>

b) 炉筒煙管ボイラ (B-2 30t/h)

部分負荷特性を図 3.45 に示す。負荷率 0.7~0.8 付近での運転頻度が高くなっている。図 3.46 に実績値とメーカー仕様値を比較した結果を示す。負荷率の低いところではおおむね一致し、負荷率 0.5 以上で実績値が下回る傾向がある。ボイラ効率は高負荷率の時ほど高くなる。

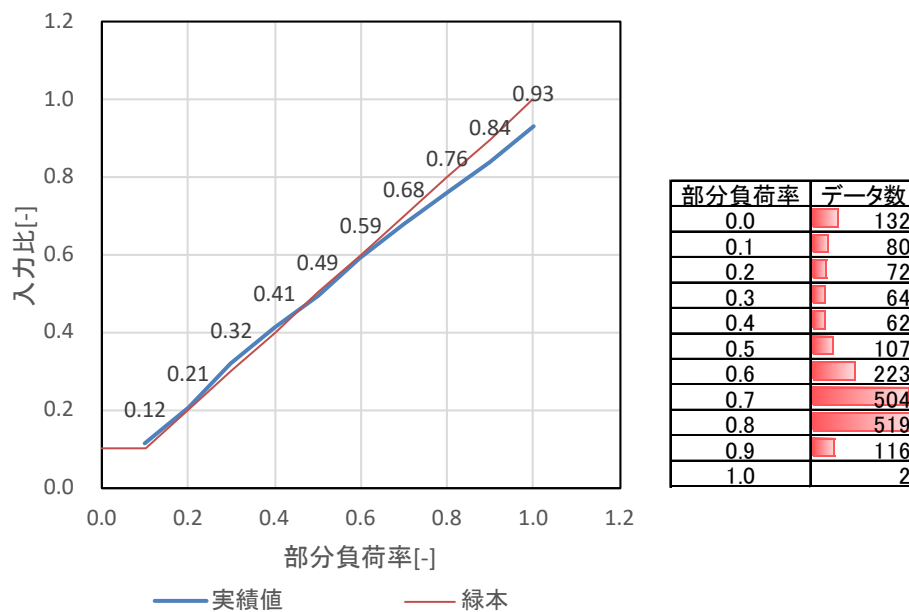


図 3.45 部分負荷特性<緑本機器特性との比較>

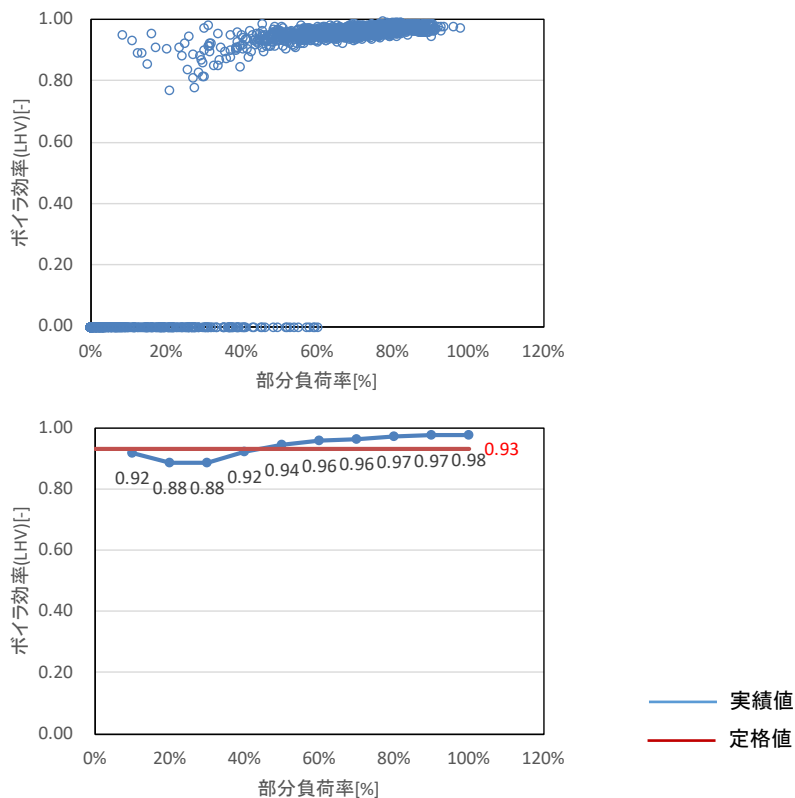


図 3.46 部分負荷特性<メーカー仕様との比較>

c) 炉筒煙管ボイラ (B-3 30t/h)

部分負荷特性を図 3.47 に示す。負荷率 0.7~0.8 付近での運転頻度が高くなっている。図 3.48 に実績値とメーカー仕様値を比較した結果を示す。負荷率 0.1~0.2 で既往値を上回り、負荷率 0.6 以上で実績値が既往値を下回る傾向がある。ボイラ効率は負荷率 0.3 以下でメーカー仕様値 0.93 を下回り、0.4 以上で上回っている。

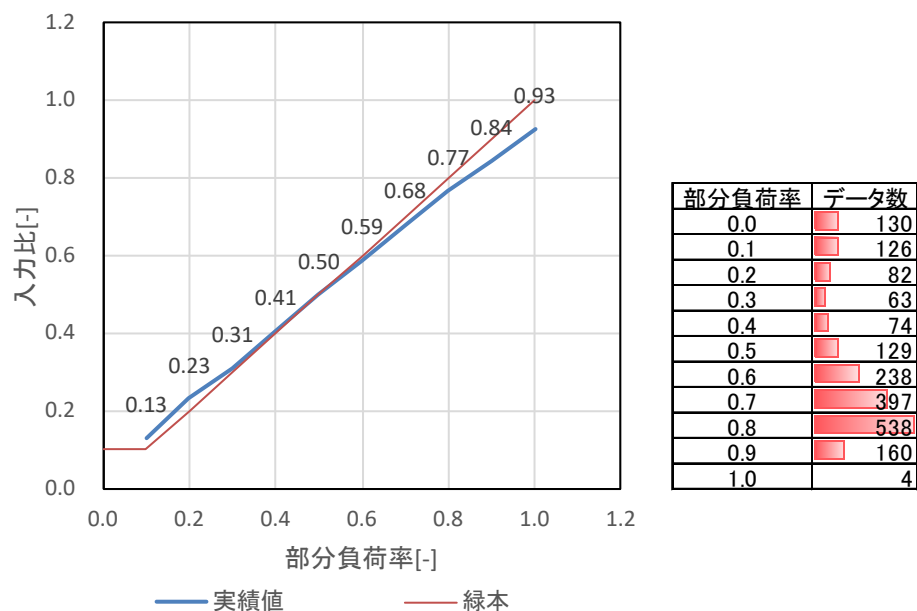


図 3.47 部分負荷特性<緑本機器特性との比較>

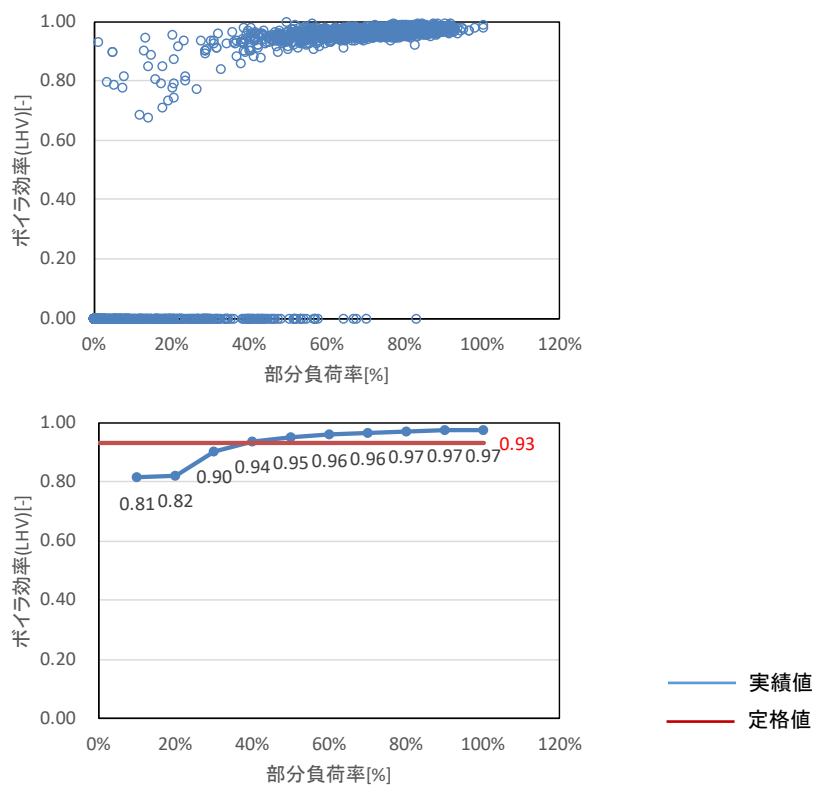


図 3.48 部分負荷特性<メーカー仕様との比較>

d) 炉筒煙管ボイラ (B-4 15t/h)

部分負荷特性を図 3.49 に示す。負荷率 0.2 付近での運転頻度が高くなっている。図 3.50 に実績値とメーカー仕様値を比較した結果を示す。負荷率 0.8 以下ではおおむね一致しており、負荷率 0.8 以上で実績値が既往値を下回っている。ボイラ効率は高負荷率の時ほど高くなる傾向がある。

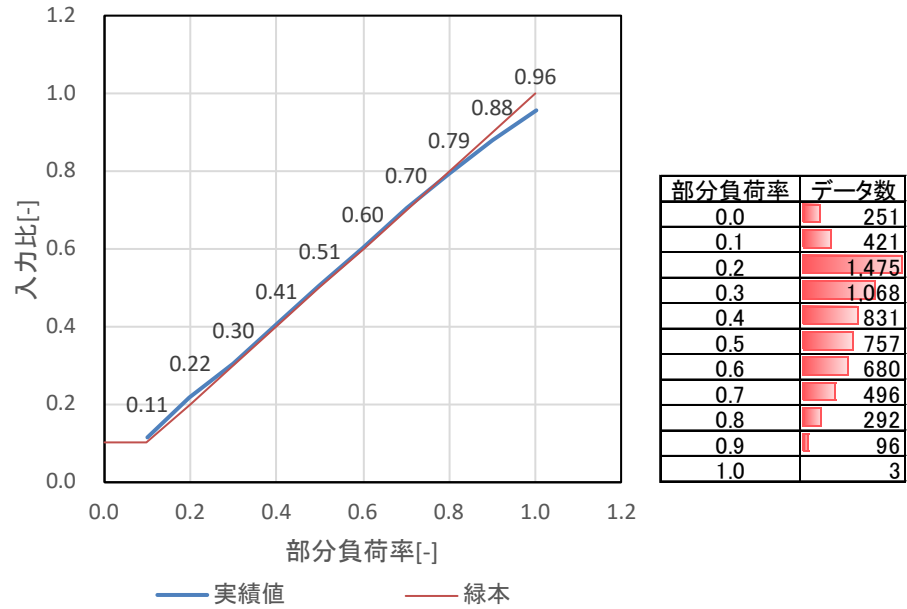


図 3.49 部分負荷特性<緑本機器特性との比較>

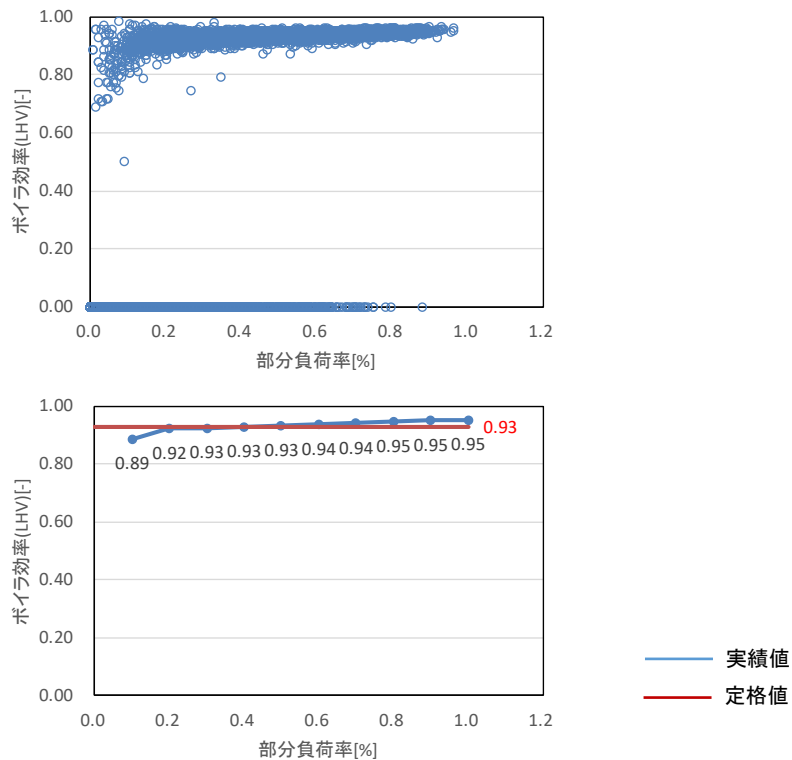


図 3.50 部分負荷特性<メーカー仕様との比較>

③ Cプラント

a) 炉筒煙管ボイラ (B-1 9.6t/h)

部分負荷特性を図 3.51 に示す。負荷率 60%を超えて運転することがなく、低負荷での運転となっている。図 3.52 に実績値とメーカー仕様値を比較した結果を示す。入力比は緑本機器特性の値を上回っている (図 3.51)。ボイラ効率は 0.95 程度であり (図 3.52)、メーカー仕様 0.92 を上回っている。

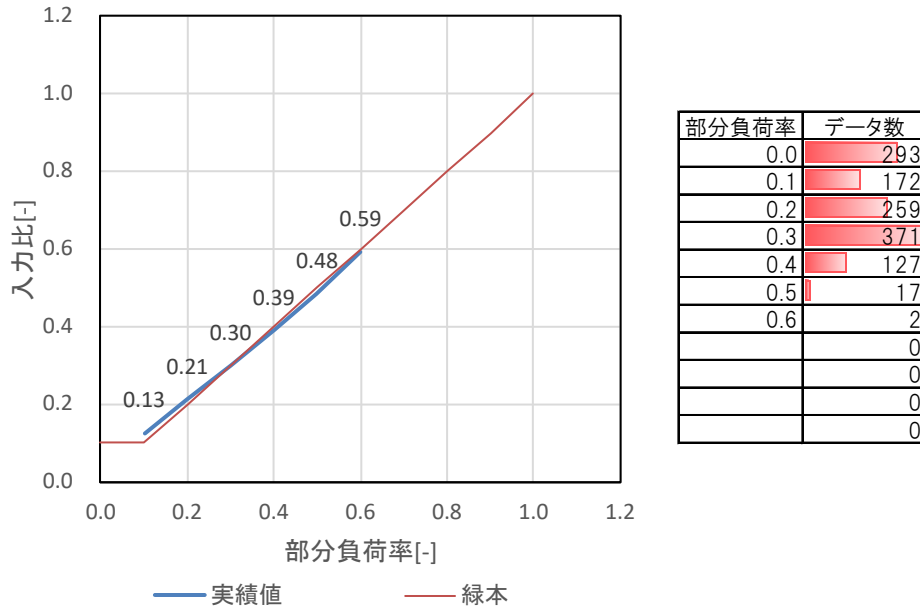


図 3.51 部分負荷特性<緑本機器特性との比較>

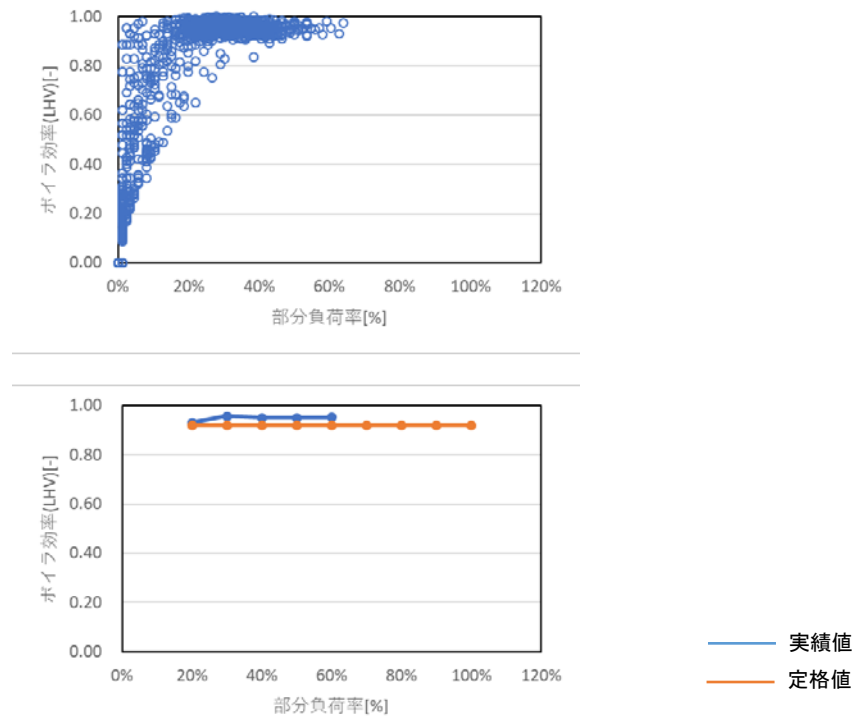


図 3.52 部分負荷特性<メーカー仕様との比較>

b) 炉筒煙管ボイラ (B-2 9.6t/h)

部分負荷特性を図 3.53 に示す。B-1 と同様に、負荷率 0.6 を超えて運転することがなく、低負荷での運転となっている。入力比は緑本機器特性の値を上回っている。図 3.54 に実績値とメーカー仕様値を比較した結果を示す。ボイラ効率は 0.95 程度であり、メーカー仕様 0.92 を上回っている。

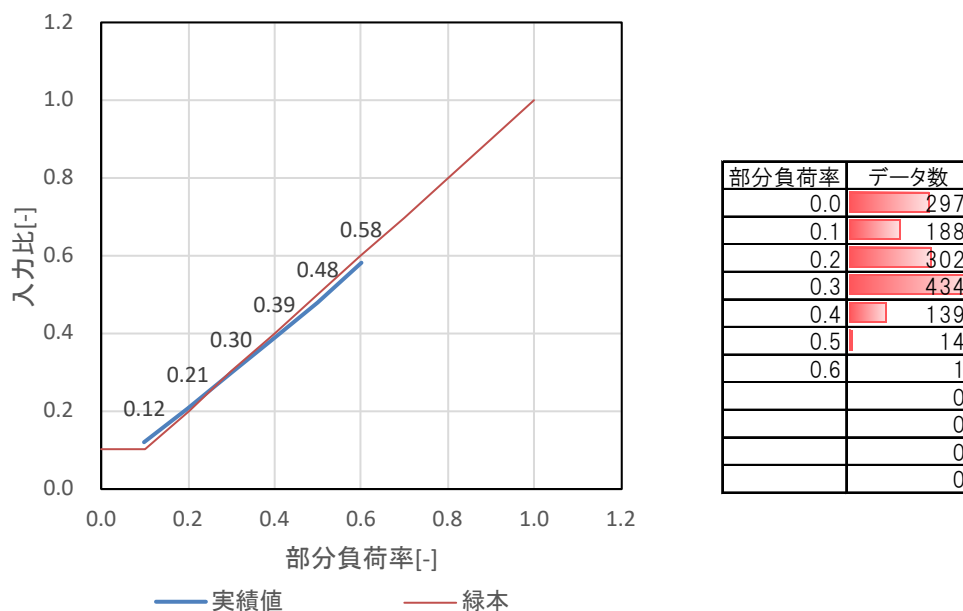


図 3.53 部分負荷特性<緑本機器特性との比較>

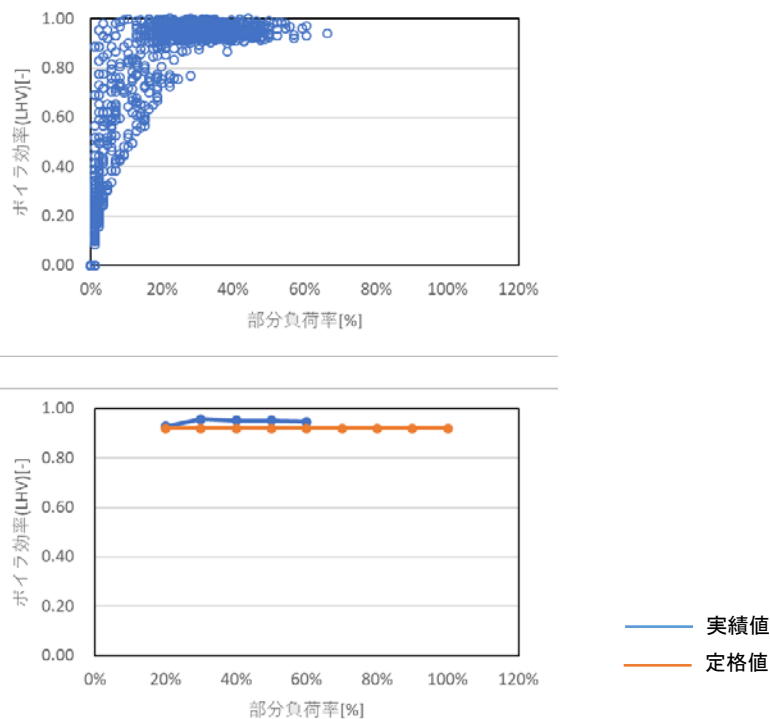


図 3.54 部分負荷特性<メーカー仕様との比較>

b) 貫流ボイラ (B-3 0.548t/h)

部分負荷特性を図 3.55 に示す。負荷率 0.6 以下での運転となっている。入力比は緑本機器特性の値とほぼ一致している。図 3.56 に実績値とメーカー仕様値を比較した結果を示す。ボイラ効率率は 0.93 程度であり、メーカー仕様を若干下回っている。

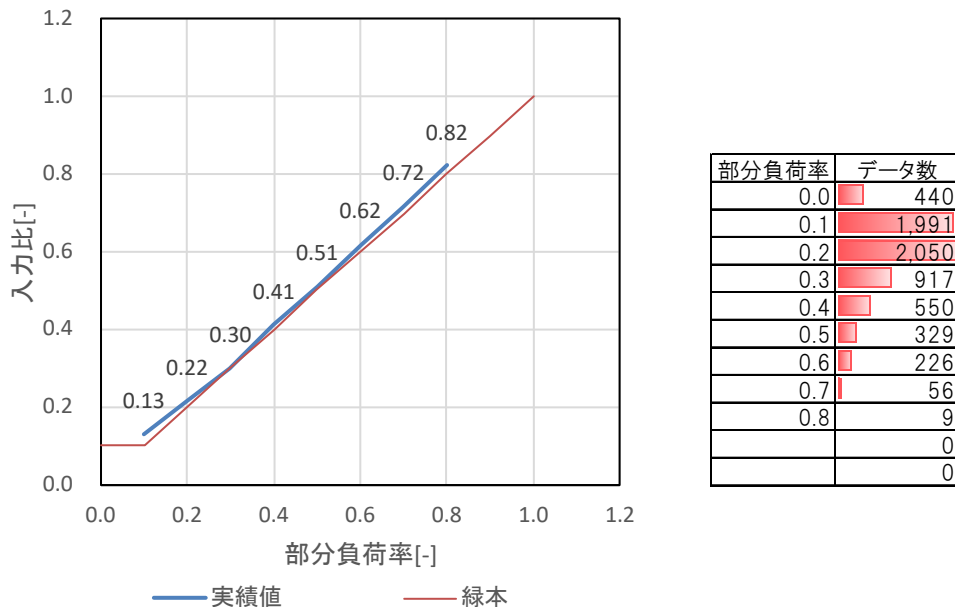


図 3.55 部分負荷特性<緑本機器特性との比較>

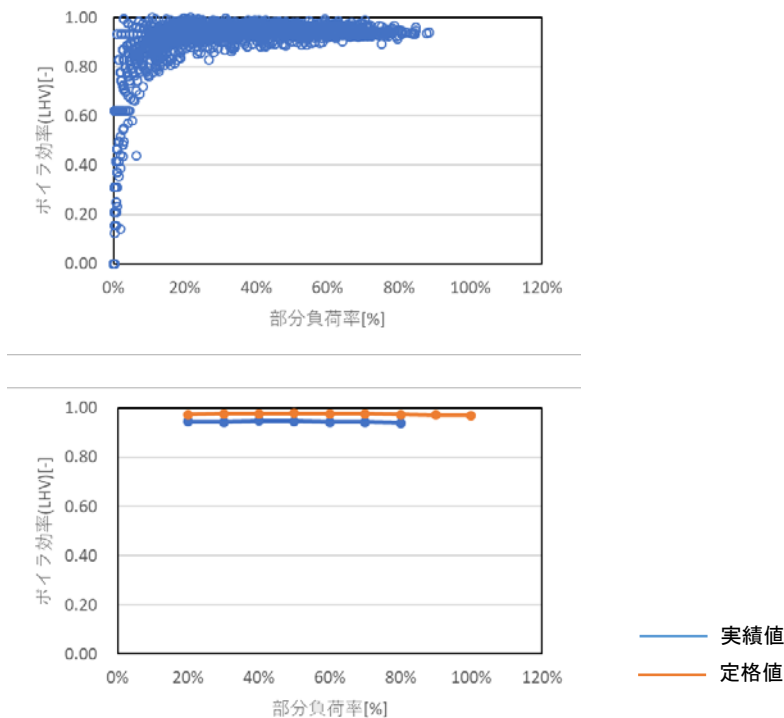


図 3.56 部分負荷特性<メーカー仕様との比較>

④ 再生可能エネルギー利用熱源設備

ここでは、再生可能エネルギー利用熱源設備として木質バイオマスボイラをとりあげて運転データを収集し分析を行う。

木質バイオマスボイラの場合、他の熱源設備のように時刻別の燃料使用量を計測しておらず、その代替として燃料購入量のデータを適用して分析を行わざるを得ないことから、部分負荷特性等の詳細な分析を行うことは不可能である。ここでは、3プラントにおける分析結果から、部分負荷特性はおおむね安定しているものとして、燃料の含水率の変化等により季節によってボイラの運転効率に変化が生じるかどうかについて分析を行うこととした。

a) ペレット焚バイオマスボイラ (90kW)

計測対象機器の仕様を表 3.22 に示す。

表 3.22 対象熱源機器の仕様

機器名称	ペレット焚バイオマスボイラ
定格出力	90kW
温水温度	(往)80℃、(返)65℃
温水流量	5.28 m ³ /h
出力制御	30~100%

運転データを収集整理した結果を表 3.23 に示す。これによると製造熱量があるにもかかわらず、燃料購入量が0となる月があるなど、月間スパンでの計上では燃料購入量と実際の熱源機器燃料消費量との差異の割合が大きく、見かけ上のボイラ効率が1を超えるような月も発生する。年間で見れば、見かけ上のボイラ効率が2017年度0.93、2018年度0.98となっている。

表 3.23 ペレット焚バイオマスボイラ運転データ

ペレットボイラ【2017年度】

	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間
製造熱量 [MJ/月]	24,055	29,405	20,790	9,022	23,360	11,351	14,051	37,537	98,586	97,193	83,491	103,180	552,020
燃料購入量 [kg/月]	0	1,400	1,357	660	1,306	1,240	1,800	4,800	5,132	8,069	5,209	7,526	38,499
燃料発熱量(15.5MJ/kg) [MJ/月]	0	21,700	21,026	10,230	20,243	19,220	27,900	74,400	79,546	125,070	80,740	116,653	596,727
見かけ上のボイラ効率 [-]	#DIV/0!	1.36	0.99	0.88	1.15	0.59	0.50	0.50	1.24	0.78	1.03	0.88	0.93
見かけ上のボイラ効率(3か月加重平均) [-]			1.74			0.88			0.83			0.88	0.93

※見かけ上のボイラ効率とは燃料の発熱量が一定であるとして計算したボイラ効率のことをいう。

ペレットボイラ【2018年度】

	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間
製造熱量 [MJ/月]	65,754	18,468	23,857	33,379	16,556	23,886	46,526	45,162	45,907	54,389	140,357	72,745	586,987
燃料購入量 [kg/月]	2,816	1,410	2,148	1,404	0	1,401	4,632	3,064	3,098	6,050	8,482	4,216	38,719
燃料発熱量(15.5MJ/kg) [MJ/月]	43,648	21,847	33,286	21,754	0	21,708	71,796	47,492	48,019	93,775	131,471	65,348	600,145
見かけ上のボイラ効率 [-]	1.51	0.85	0.72	1.53	#DIV/0!	1.10	0.65	0.95	0.96	0.58	1.07	1.11	0.98
見かけ上のボイラ効率(3か月加重平均) [-]			1.09			1.70			0.82			0.92	0.98

※見かけ上のボイラ効率とは燃料の発熱量が一定であるとして計算したボイラ効率のことをいう。

各月における見かけ上のボイラ効率を図 3.57 に示す。前述のように燃料購入量と実際の燃料消費量の際により見かけのボイラ効率は上下しているが特に季節的に大きな変動傾向はみられない結果であった。

ペレット燃料は圧縮加工をしていることから、含水率は変化しにくく発熱量も安定しているため、季節的に大きな変動はないものと考えられる。

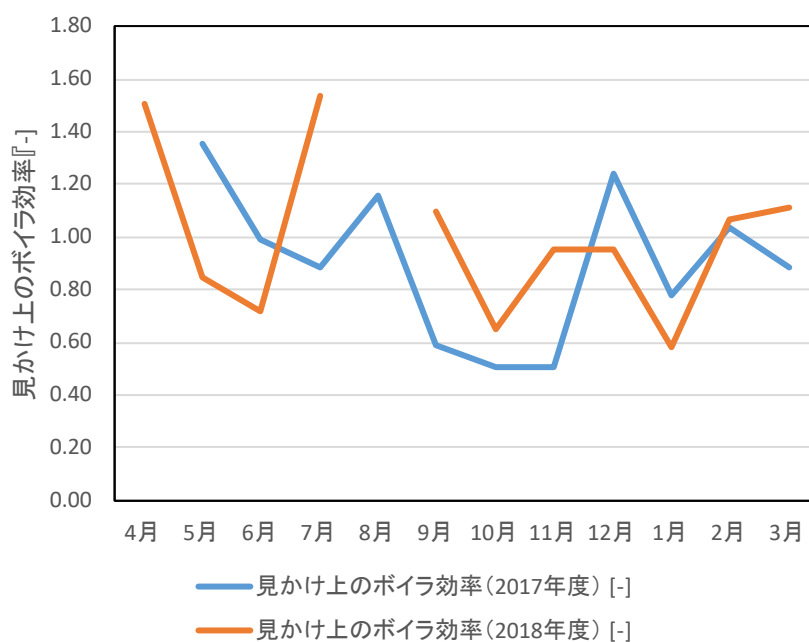


図 3.57 見かけ上のボイラ効率

b) 乾燥チップ焚バイオマスボイラ (90kW)

計測対象機器の仕様を表 3.24 に示す。

表 3.24 対象熱源機器の仕様

機器名称	乾燥チップ焚バイオマスボイラ
定格出力	90kW
温水温度	(往)80℃、(返)65℃
温水流量	5.28 m ³ /h
出力制御	30～100%

運転データを収集整理した結果を表 3.25 に示す。ペレット焚バイオマスボイラ同様、製造熱量があるにもかかわらず、燃料購入量が0となる月があるなど、月間スパンでの計上では燃料購入量と実際の熱源機器燃料消費量との差異の割合が大きく、見かけ上のボイラ効率が1を超えるような月も発生する。年間で見つた場合は、見かけ上のボイラ効率が2017年度0.74、2018年度0.69となっている。

表 3.25 乾燥チップ焚バイオマスボイラ運転データ

チップボイラ【2017年度】

	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間
製造熱量 [MJ/月]	25,805	19,721	18,104	22,406	10,940	21,089	32,015	49,565	47,401	48,679	45,904	16,600	358,229
燃料購入量 [kg/月]	1,740	1,860	1,570	1,910	1,490	1,620	6,520	3,270	6,100	7,410	8,520	0	42,010
燃料発熱量(11.56MJ/kg) [MJ/月]	20,114	21,502	18,149	22,080	17,224	18,727	75,371	37,801	70,516	85,660	98,491	0	485,636
見かけ上のボイラ効率 [-]	1.28	0.92	1.00	1.01	0.64	1.13	0.42	1.31	0.67	0.57	0.47	-	0.74
燃料含水率 [-]	50.8	59.0	35.5	58.0	36.8	33.7	42.5	47.0	38.7	50.6	50.8	-	46.4
燃料単位体積あたり重量 [kg/m ³]	193.3	206.7	174.4	212.2	165.6	180.0	181.1	181.7	169.4	205.8	189.3	-	186.7
見かけ上のボイラ効率(3か月加重平均) [-]			1.06			0.94			0.70			0.60	0.74
燃料含水率(3か月加重平均) [-]			49.1			43.9			41.9			50.7	46.4

※.見かけ上のボイラ効率とは燃料の発熱量が一定であるとして計算したボイラ効率のことをいう。

チップボイラ【2018年度】

	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間
製造熱量 [MJ/月]	19,746	42,059	24,649	5,245	22,324	20,786	17,291	61,398	121,576	128,365	89,932	88,056	641,426
燃料購入量 [kg/月]	0	6,330	3,870	1,750	2,250	2,060	1,830	8,980	12,640	15,930	10,000	14,550	80,190
燃料発熱量(11.56MJ/kg) [MJ/月]	0	73,175	44,737	20,230	26,010	23,814	21,155	103,809	146,118	184,151	115,600	168,198	926,996
見かけ上のボイラ効率 [-]	-	0.57	0.55	0.26	0.86	0.87	0.82	0.59	0.83	0.70	0.78	0.52	0.69
燃料含水率 [-]	-	48.1	53.1	51.2	42.2	58.1	70.9	52.6	43.0	45.7	50.7	48.7	51.3
燃料単位体積あたり重量 [kg/m ³]	-	234.4	215.0	194.4	160.7	228.9	203.3	199.6	180.6	189.6	178.6	207.9	199.4
見かけ上のボイラ効率(3か月加重平均) [-]			0.73			0.69			0.74			0.65	0.69
燃料含水率(3か月加重平均) [-]			50.0			50.2			48.8			48.0	48.7

※.見かけ上のボイラ効率とは燃料の発熱量が一定であるとして計算したボイラ効率のことをいう。

月別の見かけ上のボイラ効率の変化を図 3.58 に示す。前述のように燃料購入量と実際の燃料消費量の差異により見かけのボイラ効率は上下しているが特に季節的に大きな変動傾向はみられない結果であった。

月別の燃料含水率の変化を図 3.59 に示す。含水率は30～70%と変動幅があるものの、季節的な変動の傾向は見取ることができなかった。

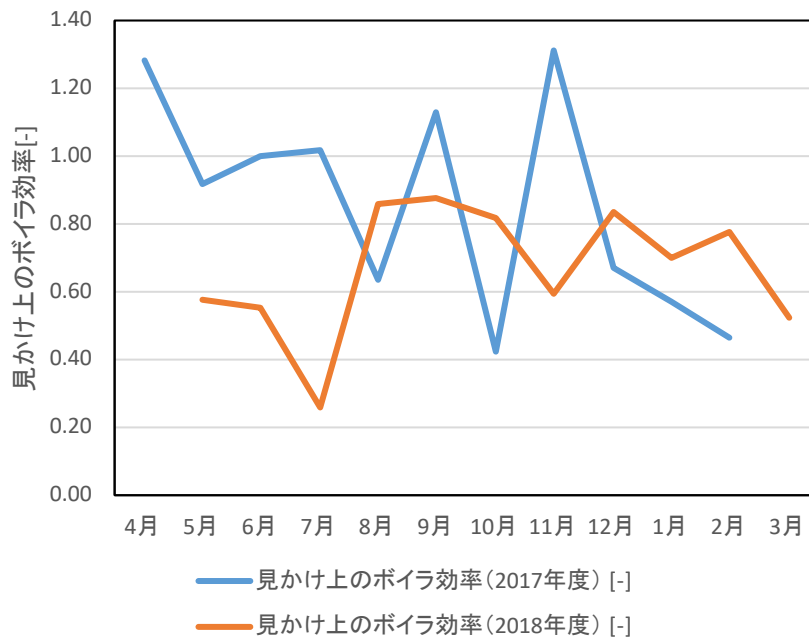


図 3.58 見かけ上のボイラ効率

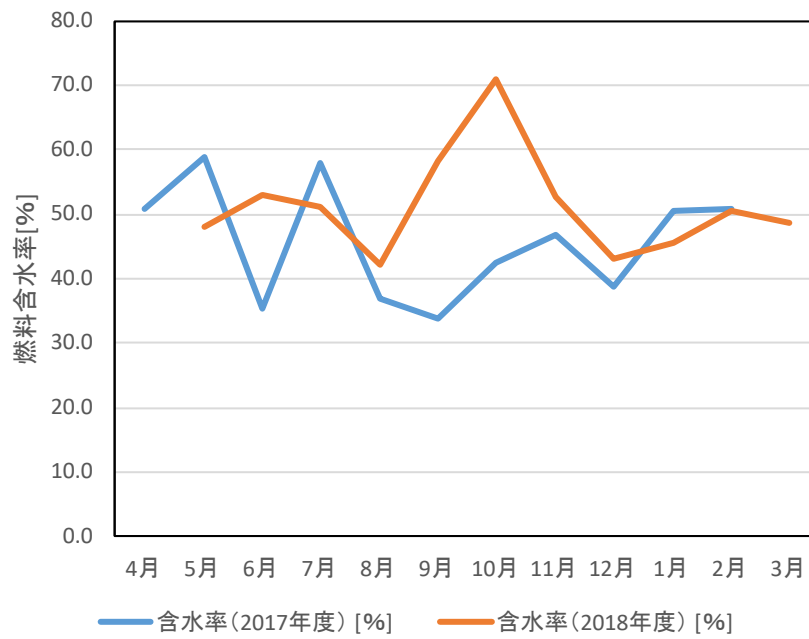


図 3.59 チップ燃料含水率

チップ燃料の含水率と単位体積あたりの重量との関係を図 3.60 に示す。あまり相関は高くないものの、含水率が大きくなるほど単位体積あたりの重量が重くなる傾向がある。

月別に計算したチップ燃料の含水率と見かけ上のボイラ効率との関係を図 3.61 に示す。見かけ上のボイラ効率についてばらつきが大きいのは前述のとおりであるが、含水率が大きくなるほど見かけ上のボイラ効率が低くなる結果となった。これは含水率が高いほど燃料の重量が重くなり単位重量あたりの燃料の実質量が小さくなる上に、燃料が保有する燃焼発熱量が水の蒸発潜熱に奪われるため、ボイラ入力熱量が小さくなることが原因と考えられる。

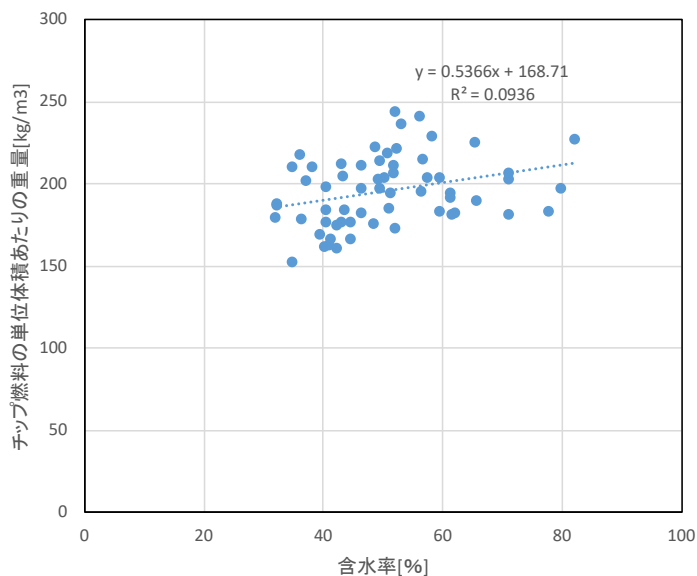


図 3.60 チップ燃料の含水率と単位体積あたりの重量との関係

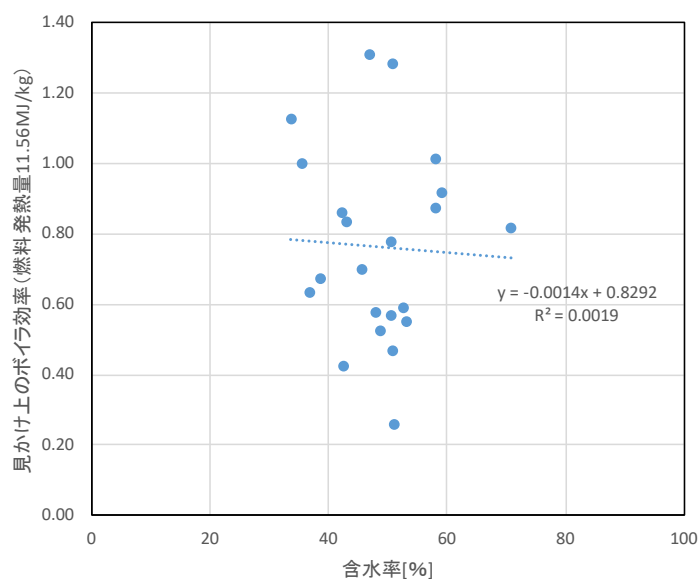


図 3.61 チップ燃料の含水率と見かけ上のボイラ効率との関係

3) 冷却塔

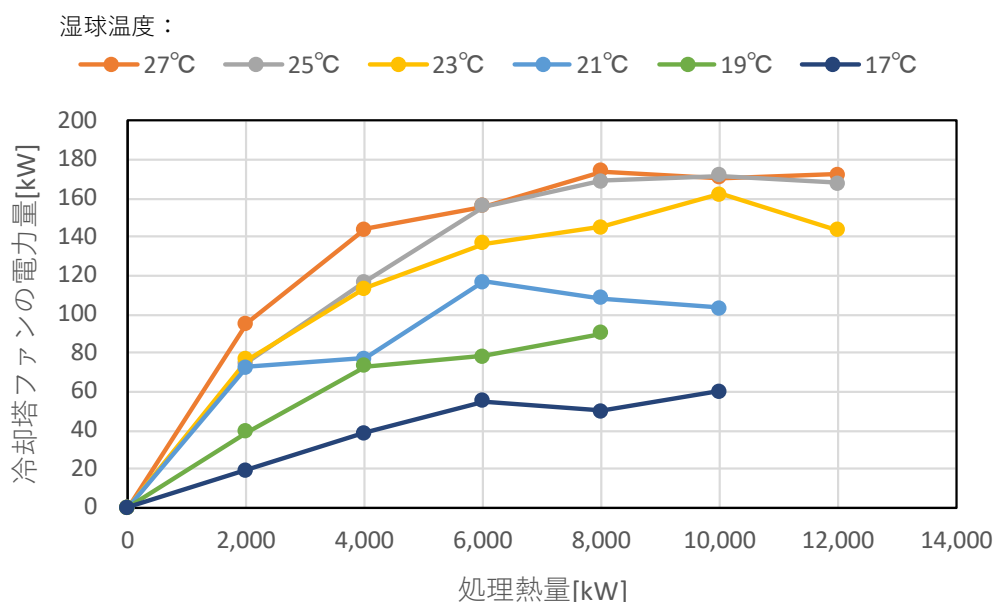
① 冷却塔の制御方法

Cプラントでは、冷凍機と冷却塔が1対1ではなく複数の冷凍機に対して共通の冷却水配管を介して冷却塔と接続される集合管方式を採用している。冷却塔本体は角型直交流式、処理能力24,186kWである。内部は8セルに分かれ、それぞれに定格30kWのファンを有する。

冷却塔の制御はファンの台数制御と4P/8Pの極数変換による変風量制御であり、処理熱量と外気湿球温度条件を判断基準とし、その制御は運転管理員の手動設定で行っている。

② 湿球温度別の処理熱量と電力量

湿球温度別に処理熱量と電力量の関係を確認した結果を図3.62に示す。手動による発停・容量制御であり制御手法との関連性は把握出来ないが、湿球温度が低いほど空気と水の熱交換効率が良くなり冷却塔ファンの消費電力量が小さくなる傾向が確認できた。



※湿球温度は±1°Cの幅で分析を行う。

図 3.62 冷却塔ファンのエネルギー消費特性

(4) 制御機器のエネルギー消費性能

1) Bプラント

① 冷水ポンプ・冷却水ポンプ（電動ターボ冷凍機（固定速）用）の分析

Bプラントの電動ターボ冷凍機（固定速）の能力は1350RT、冷水流量は581.5m³/h（12.0～5.0℃）、冷却水流量は606.5m³/h（32.0～40.0℃）である。

a) ポンプ制御内容

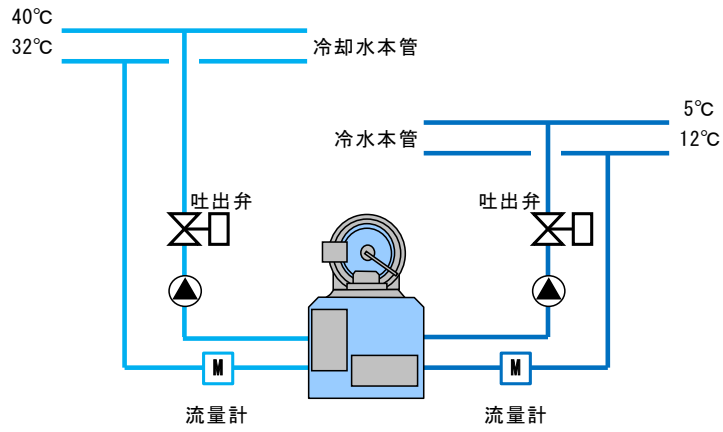
冷水・冷却水ポンプは流量一定となるよう吐出弁制御を行っている（図3.63 a））。

b) 運転状況

運転状況を図3.63 b)に示す。冷水、冷却水共に吐出弁制御により、一定流量に保たれている。

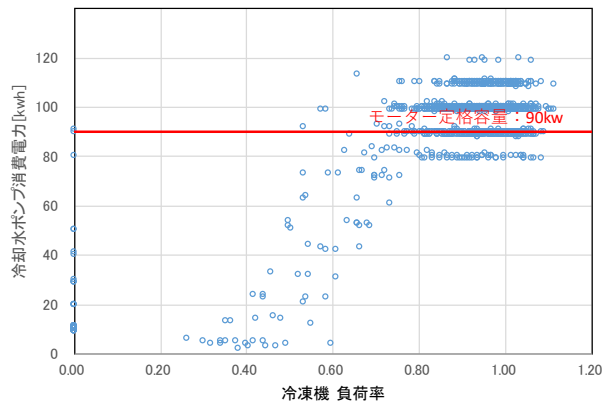
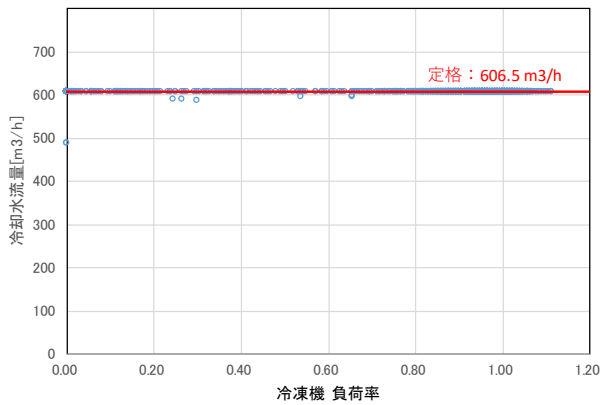
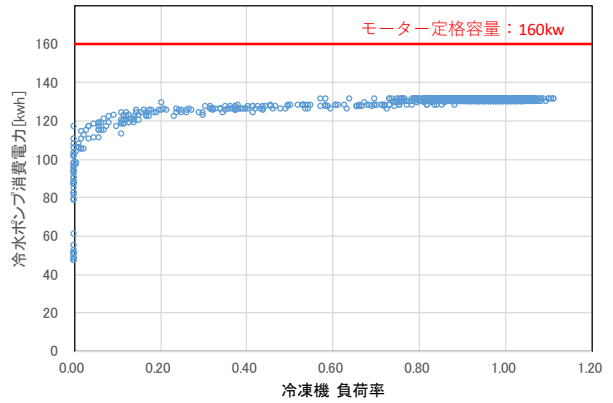
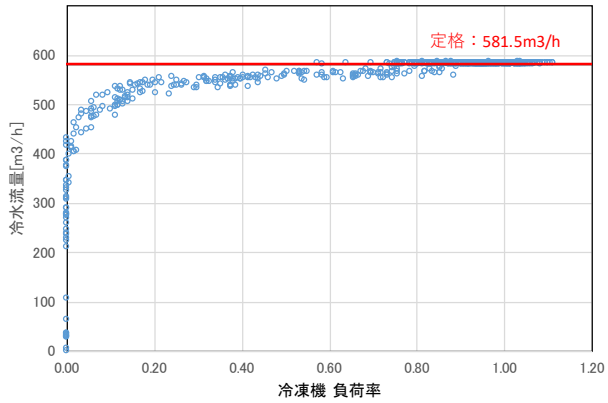
冷水ポンプの消費電力については、モーター定格消費電力160kWに対して、高負荷率帯では約130kWとなっている。これはポンプの定格運転時に必要な消費電力よりも大きめのモーターを選定しているためである。冷水ポンプの定格条件における消費電力は試験成績表においても約130kWであることが確認できる（図3.64）。

冷却水ポンプの消費電力については、電力量メーターのデータが欠落しており、TR5のシステム全体の消費電力から、冷凍機本体、冷凍機補器類及び冷水ポンプの消費電力を差し引いて求めた計算値を使用している。モーター定格容量に対して、バラつきのあるデータとなっている。



a) 制御システムの概要

TR5 冷水・冷却水ポンプ 運転状況



b) 運転状況

図 3.63 冷水・冷却水ポンプの仕様と運転データ

自主検査

ポンプ試験成績表

試験日 : 11-07-18

冷水ポンプ

ITEM No. :

御立会者 :

御注文主 :

御使用先 :

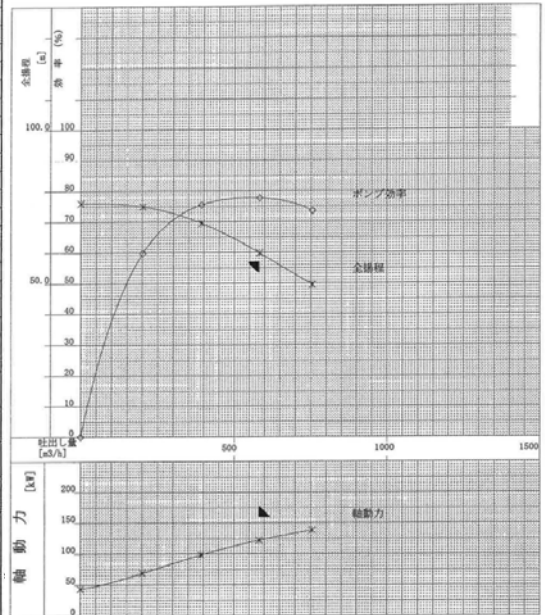
: P 11707658

2/ 2

機名 : 200X150HBLND5160

規定要目		使用電動機附属用								
吐出量	583 m ³ /h	効率	-----	%	電圧	400 V	測定器の倍率			
全揚程	57 m	計画軸動力	-----		電流	272.0 A	電圧	1 / 4		
回転速度	1490 min ⁻¹	NPSHreq	-----		回転速度	1485 min ⁻¹	電流	1 / 60		
原動機出力	160.00 kW	NPSHav	-----		出力	160.00 kW	電力	1 / 10		
密度	1000.0 kg/m ³	最小流量	-----		製造者	E116DX2HM				
粘度	-----				番号	E116DX2HM				
判定基準	JIS B8301				流量測定	1 電磁式				
テスト番号		1	2	3	4	5	6	7	8	9
液温	℃	35.4	35.3	35.3	35.2	34.9				
NPSH	m									
回転速度	min ⁻¹	1496	1494	1493	1490	1489				
吐出量	m ³ /min	0.000	3.356	6.536	9.720	12.580				
吐出量	m ³ /h	0.000	3.356	6.536	9.720	12.580				
吐出量	m	82.35	80.61	73.47	60.82	47.04				
吸込	m	6.84	6.47	5.56	4.03	2.23				
揚程	m	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50				
速度水頭差	m	0.00	0.30	1.13	2.50	4.19				
全揚程	m	76.01	74.94	69.54	59.79	49.50				
水動力	kW	0.000	41.11	74.29	94.99	101.8				
ポンプ効率	%	0.0	59.8	75.5	77.7	73.5				
電動機	V	101.8	101.5	100.8	100.4	100.2				
計測器	A	1.967	2.458	3.126	3.722	4.133				
の読み	W	20.0	30.9	43.5	53.9	61.0				
(50 Hz) 効率	%	89.9	92.7	94.2	94.5	94.6				
出力	kW	43.15	68.75	98.34	122.2	138.5				
伝達装置の効率	%									
軸動力	kW	43.15	68.75	98.34	122.2	138.5				
規定状態に	Q	m ³ /h	0.000	201.3	392.1	583.2	754.8			
換算した値	H	m	76.01	74.94	69.54	59.79	49.50			
	L	kWh	43.15	68.75	98.34	122.2	138.5			
N=-----	min ⁻¹									
ρ=1000.0	kg/m ³									
試験条件	水圧試験	05-17-10	Hv = 0.026496	XQt ²						
大気圧	1011.00 hPa	3.9	MPaG	Hs = -----	XQt ²					
吸込口径	204.7 mm	機能試験	合格							
吐出し口径	155.2 mm	絶縁抵抗	-----	MΩ						
吸込測点高差	-----	判定	合格							

消費電力 =
122.2kW/0.945
≒130kW



10 -P026-101109000000

図 3.64 冷水ポンプの消費電力 (ポンプ・電動機試験成績表)

② 冷水ポンプ・冷却水ポンプ（電動ターボ冷凍機（INV）用）の分析

電動ターボ冷凍機（INV）の能力は400RT（過流量対応機）、冷水流量はポンプ1台運転時は172.3m³/h（12.0～5.0℃）、ポンプ2台運転時は344.6m³/h（8.5～5.0℃）であり、流量制御範囲は86.2～344.6m³/h（50～200%流量制御）である。冷却水流量は、182m³/h（32.0（下限12.0℃）～40.0℃、50～100%流量制御）である。

a) インバータポンプ制御内容

電動ターボ冷凍機（INV）は冷水還り温度により過流量制御を行うことが可能である。冷水ポンプ1台運転時は、50～100%の範囲内で流量制御を行い、冷水還り温度が8.5℃以下になった場合、過流量領域と判断し、2台目の冷水ポンプを起動することが可能である。それぞれの冷水ポンプを50～100%の範囲内で流量制御を行い、2台合計で100～200%の範囲内で流量制御を行う。

冷却水ポンプについては、温度差一定モード（変流量制御）もしくは流量一定モード（変揚程）の2モードの選択運転を行うことが可能である。

b) 運転状況

ポンプの運転状況を図3.65に示す。TR7は年間を通じて、最も稼働時間の長い冷凍機となる。特に冬期、中間期はフル稼働しており、年間を通じて相当時間数、過流量域における運転を行っていることが分かる。（需要家側で温度差が取れていない）

小負荷対応時の冷水の配管抵抗値は小さく、冷水ポンプの消費電力はINV制御により、効果的に削減されている。冷却水ポンプは流量一定制御をベースとし、冷凍機低負荷運転時には変流量運転を行っている。

TR7 冷水・冷却水ポンプ 運転状況

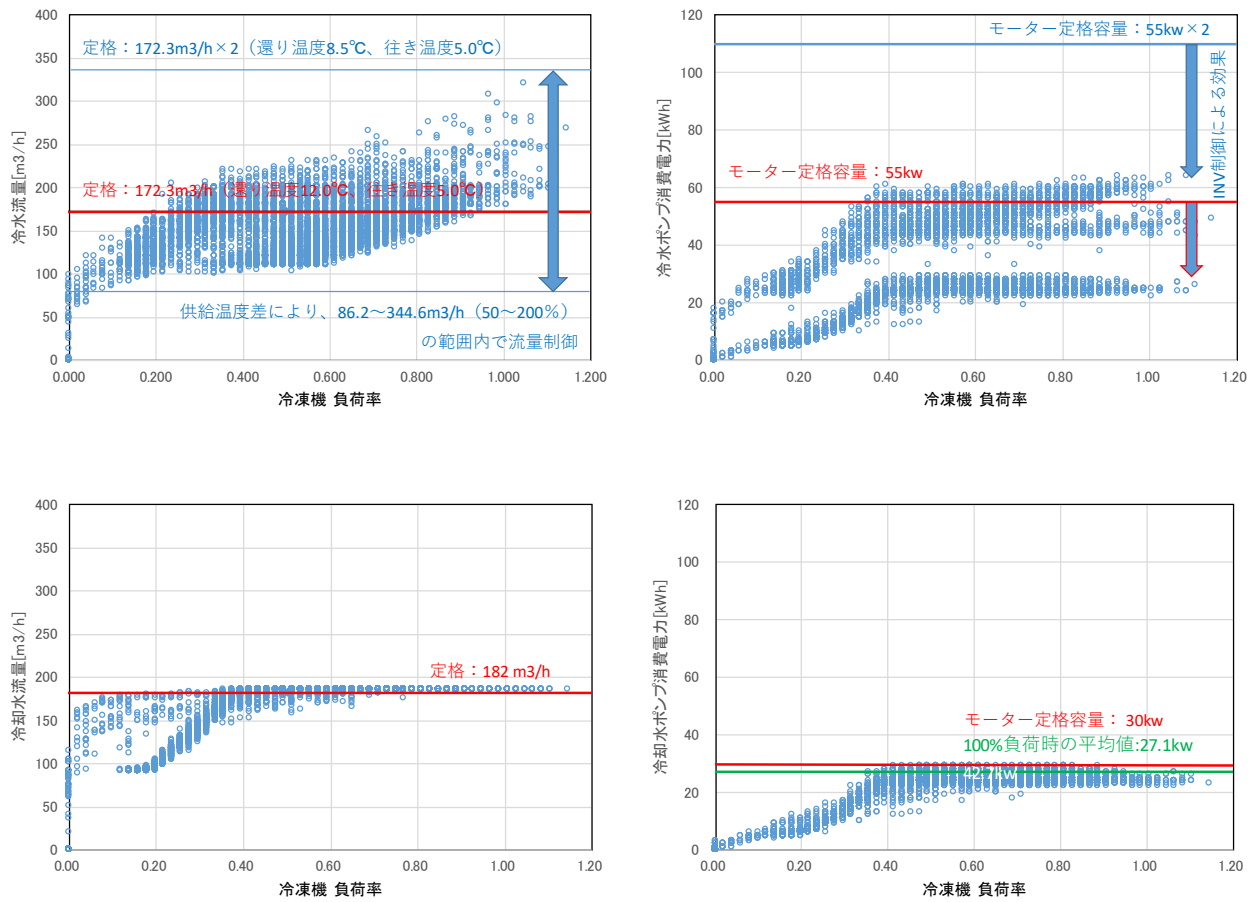


図 3.65 冷水・冷却水ポンプ運転状況

2) Cプラント

① 冷水ポンプ・冷却水ポンプ（INVターボ冷凍機用）の分析

a) インバータポンプ制御内容

冷水流量は冷凍機負荷率と冷水入出口温度差により必要流量を演算し制御を行う。ただし、冷水流量下限値が50%であるため、流量演算結果が50%以下の場合は冷水流量を50%固定とする。

冷却水流量は冷凍機負荷率により流量を同率で減らす制御を行う。但し冷却水流量下限値が50%であるため、冷凍機負荷率50%以下の場合は冷却水流量を50%固定とする。

b) 運転状況

ポンプの運転状況を図 3.66 に示す。下限値 50%流量まで絞る運用ができているため、設計通りの運用ができています。

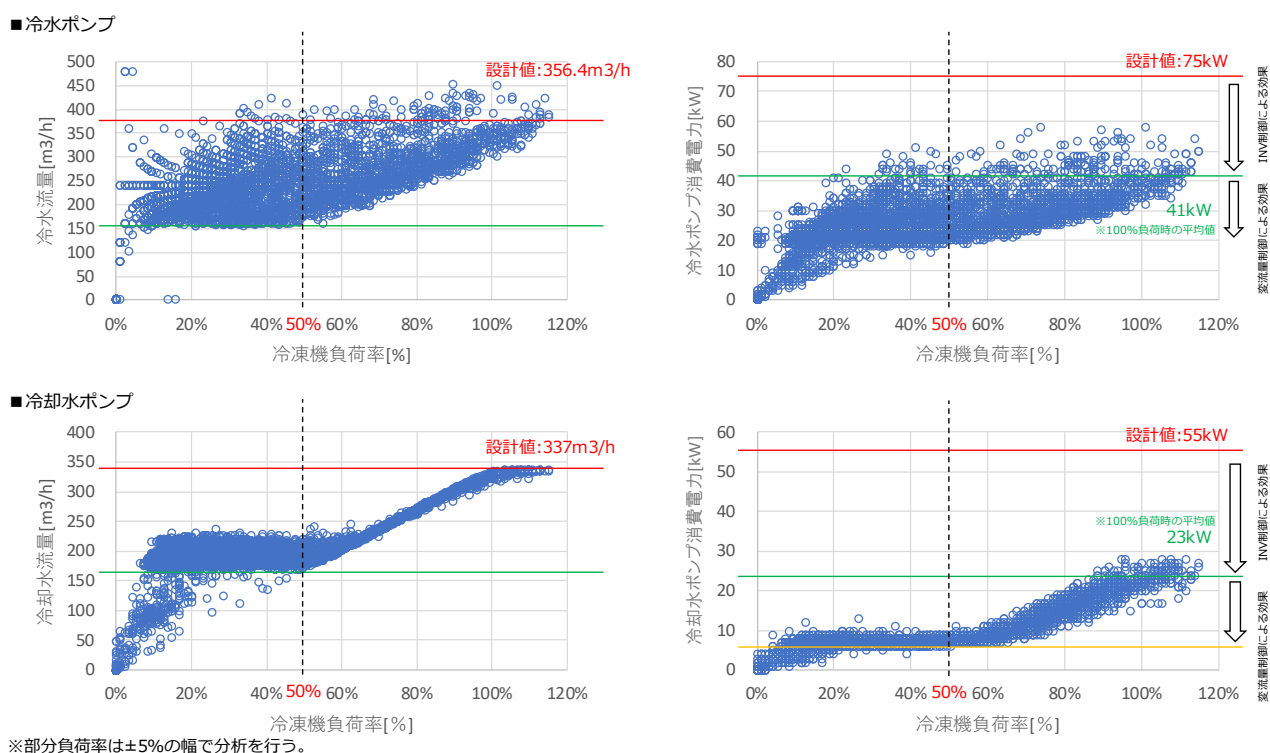
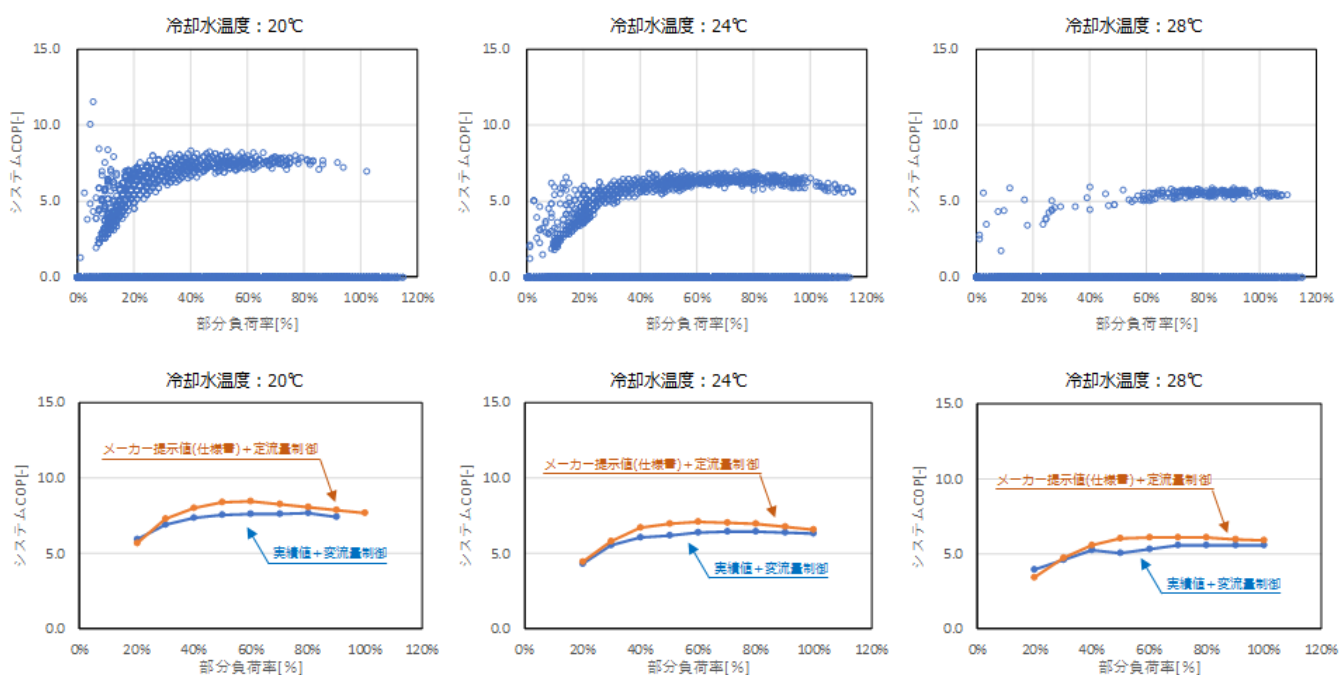


図 3.66 冷水・冷却水ポンプ運転状況

c) システム COP(本体動力+冷却水ポンプ動力)と部分負荷率の分析

本体動力だけでなく冷却水ポンプ動力も含めたシステム COP で評価を行い、メーカー提示値(仕様書)と比較を行った。結果を図 3.67 に示す。メーカー提示値は定流量制御のため、前述の定流量時のポンプ動力 23kW を加え、実績値は変流量制御によるポンプ動力を加え分析を行った。冷却水定流量制御時にメーカー提示値と同様の性能が出るとした場合、冷却水変流量制御時よりもシステム COP が高くなる結果となった。今後、ターボ冷凍機システムの制御について見直しの検討をする必要があることがわかった。



※冷却水温度は±1℃の幅、部分負荷率は±5%の幅で分析を行う。

図 3.67 システム COP(本体動力+冷却水ポンプ動力)と部分負荷率の分析

ポンプ消費電力設計値とは、設計段階において、定格流量及び揚程計算により算出した揚程から選定したポンプのモーターの定格動力を示す。

② 冷水ポンプ・冷却水ポンプ（蒸気焚ジェネリンク用）の分析

a) インバータポンプ制御内容

冷水流量は冷凍機負荷率と冷水入出口温度差により必要流量を演算し制御を行う。但し冷水流量下限値が 50%であるため、流量演算結果が 50%以下の場合は冷水流量を 50%に固定する。

冷却水流量は定格流量で固定とし、定流量変揚程制御を行う。

b) 運転状況

ポンプの運転状況を図 3.68 に示す。下限値 50%流量まで絞る運用ができているため、設計通りの運用ができています。

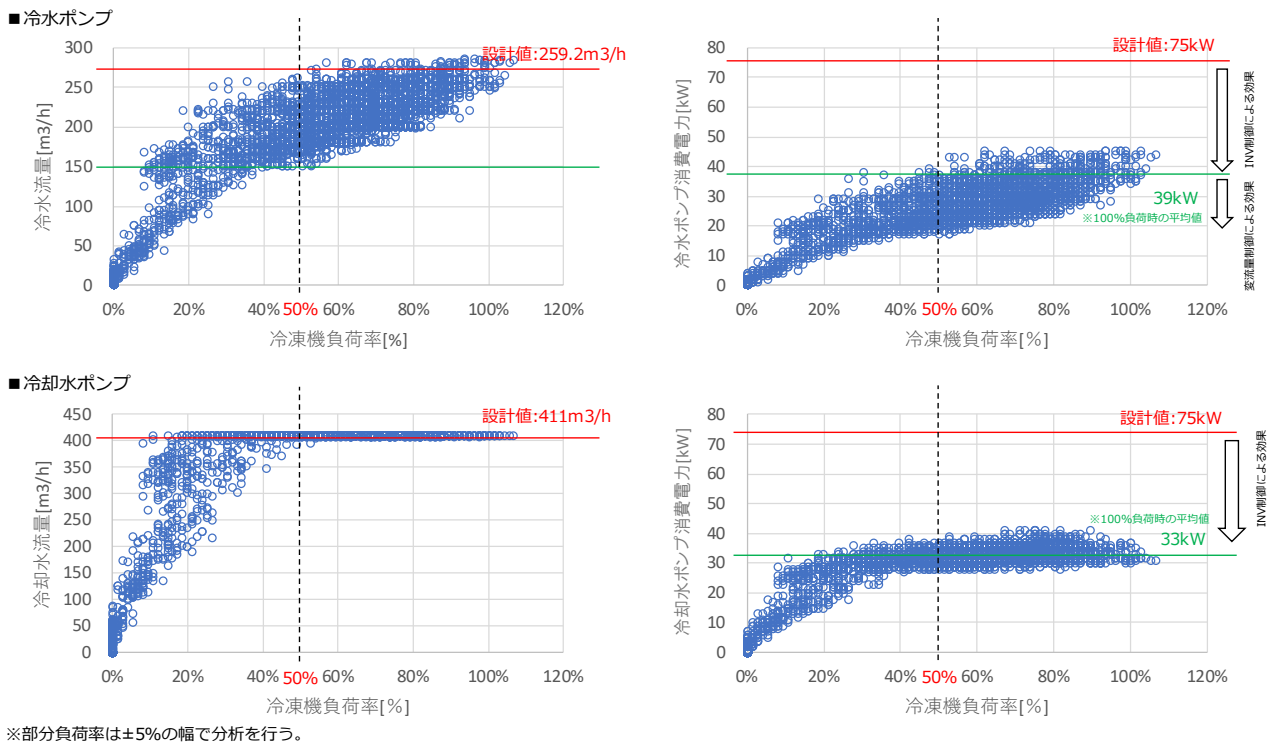


図 3.68 冷水・冷却水ポンプ運転状況

ポンプ消費電力設計値とは、設計段階において、定格流量及び揚程計算により算出した揚程から選定したポンプのモーターの定格動力を示す。

(5) 調査結果のまとめ

1) 既往データの追加・修正検討

冷熱源機器、温熱源機器の分析結果のまとめと既往機器性能曲線改定に向けた結論を表 3.26、表 3.27 に示す。概括すると既往機器性能曲線があるものについては、実績データはおおむねその曲線と補正係数を乗じた曲線の範囲におさまっており、既往機器性能曲線が適切であることが検証された。

表 3.26 冷熱源機器の特性分析結果のまとめ

プラント	熱源機器種類	設備容量	分析結果	既往機器性能曲線改定に向けて
A	固定速ターボ冷凍機	1,180RT	<ul style="list-style-type: none"> 冷却水流量制御を行っていることも影響し、既往性能曲線に比べて、部分負荷性能が良くない。 	<ul style="list-style-type: none"> 冷却水流量制御を行っていることから、既往の機器性能曲線の改定の材料としては適切ではない。
A	熱回収ヒートポンプ	430RT	<ul style="list-style-type: none"> 蓄熱運転を行っており、大部分の時間帯において負荷率 90%以上の運転となっている。おおむね定格の効率で運転されていることが確認できた。 	<ul style="list-style-type: none"> 大部分の時間帯において負荷率 90%以上の運転となっていることから、実測値をもって部分負荷性能曲線を新たに作成することは困難。
A	ヒーティングタワーヒートポンプ	1,445RT	<ul style="list-style-type: none"> 蓄熱システムであることから高負荷運転となっている。 既往機器性能曲線（固定速ターボ冷凍機）に比べて部分負荷性能が良くない傾向があるが、実性能を推定するための補正係数を乗じた曲線よりはおおむね部分負荷性能が良い。 	<ul style="list-style-type: none"> 新たにヒーティングタワーヒートポンプの性能曲線を追加するには、データが不足している。
B	固定速ターボ冷凍機	1,350RT	<ul style="list-style-type: none"> 実績値と既往性能曲線とを比較すると、実績値の方が低負荷部分で性能が良く、高負荷部分で性能が悪い傾向が見られる。特に負荷率 0.2 以下においても、入力比は一定にならず部分負荷率の低減に応じて入力比も低減している。 	<ul style="list-style-type: none"> 既往の機器性能曲線では、負荷率 0.2 を下限として、それ以下では一定の入力比になるとしているが、例えば曲線の変化の下限値を負荷率 0.1 に改定する可能性が考えられる。ただし、低負荷時のデータ数が少なく、実際に改定を行うためにはサンプル数を増やす必要がある。
B	インバーターターボ冷凍機	400RT	<ul style="list-style-type: none"> 冷却水流量制御を行っているが、冷却水流量が定格値付近のデータのみを選別して分析した。 おおむね既往の機器性能曲線に近い結果となっている。 	<ul style="list-style-type: none"> 既往のインバーターターボ冷凍機の性能曲線がおおむね適正であることが検証された。当面既往性能曲線の改訂の必要はないと判断される。
C	インバーターターボ冷凍機	600RT	<ul style="list-style-type: none"> 既往の機器性能曲線に比べて部分負荷性能が良くないが、実性能を推定するための補正係数 1.2 を乗じた曲線よりは部分負荷性能が良い。 	<ul style="list-style-type: none"> おおむね実性能を推定するための補正係数 1.2 を乗じた性能曲線よりも性能は良く、当面既往性能曲線の改訂の必要はないと判断される。
C	蒸気吸収式冷凍機	1,300RT	<ul style="list-style-type: none"> 冷却水温度の違いによらず、全体的に、既往の機器性能曲線よりも部分負荷性能が良い傾向にある。 	<ul style="list-style-type: none"> 全体的に既往の機器性能曲線よりも部分負荷性能が高い傾向があるが、大幅に異なるものではない。当面既往性能曲線の改訂の必要はないと判断される。
C	蒸気焚ジェネリンク	600RT	<ul style="list-style-type: none"> 冷却水入口温度の変化によって、温水排熱投入可能熱量が変化することを確認した。 温水排熱投入可能率の実績値が（冷却水温度 32°C 付近）既往性能曲線におおむね一致することを確認した。 	<ul style="list-style-type: none"> 冷却水入口温度の変化による温水排熱投入可能率の変化を改定に盛り込むことが考えられる。

表 3.27 温熱源機器の特性分析結果のまとめ

プラント	熱源機器種類	設備容量	分析結果	既往機器性能曲線改定に向けて
A	ヒーティングタワーヒートポンプ		・蓄熱システムであることから高負荷運転となっている。	・新たにヒーティングタワーヒートポンプの性能曲線を追加するには、データが不足している。
B	炉筒煙管ボイラ	30t/h×3 15t/h×1	・4台ともに、低負荷時には既往性能曲線に比べて部分負荷性能が悪く、高負荷時には良くなる傾向がある。	既往性能曲線とほぼ同等の性能が確保されていることが検証できた。既往性能曲線を改定する必要は無いと判断される。
C	炉筒煙管ボイラ	9.6t/h×2	・2台ともに、負荷率0.6以下の低負荷運転となっている。既往性能曲線とほぼ一致している。	
C	貫流ボイラ	0.548t/h×1	・負荷率0.8以下の運転となっている。既往性能曲線とほぼ一致している。	
他	木質ペレットバイオマスボイラ	90kW	・燃料購入量[kg]から算定した見かけのボイラ効率に季節的な変動の傾向はみられなかった。	—
他	木質チップバイオマスボイラ	90kW	・燃料購入量[kg]から算定した見かけ上のボイラ効率に季節的な変動の傾向はみられなかった。 ・燃料の含水率が高まると運転効率が低くなる傾向がみられるが、含水率の季節的な変動の傾向はみられなかった。	—

3.4 地域導管の熱損失の検討

(1) 目的

地域熱導管の熱損失量について、地域熱供給プラントの運転実態を踏まえて、熱供給プラントの一次エネルギー換算係数算定に反映することを目的とする。

従来、地域熱供給における熱損失を計画時点で見込む場合、統計値、経験値等から、需要家の熱負荷または製造熱量等に対する割合（熱損失率と呼ぶ）を設定することが多かった。しかし、地域導管延長や断熱仕様により熱損失量が増減するものであり、熱損失率で熱損失量を設定する場合、それらが考慮されないこととなる。

そこで本検討では、従来の熱損失についての既存知見等を整理し、熱損失率を使用して熱損失量を計算する方法について精査するのに加えて、地域導管延長や断熱仕様の違いを反映できる計算方法（配管断面モデルによる計算方法）を検討する。

配管断面モデルによる計算方法は、地域導管における熱損失量を、従来と比べてより実態に沿って反映することが可能となること、地域導管の断熱仕様等を向上させた場合には、その効果が計算に反映されるため、断熱性向上へのインセンティブとなることをめざすものである。

(2) 用語の定義

本検討において使用する用語の定義を表 3.28 に示す。

表 3.28 用語の定義

用語	定義
製造熱量[GJ]	各熱源設備の製造熱量（熱媒出入口温度差×流量）の合計値。ただし、蒸気製造熱量については、蒸気吸収式冷凍機に使用する蒸気熱量を差し引いた値とする。
販売熱量[GJ]	各需要家に販売熱量を計測するために設置された熱量計の合計値。
自己消費熱量[GJ]	プラント内の冷暖房等で消費する熱量。
熱損失実測値[GJ]	製造熱量[GJ]－販売熱量[GJ] 熱損失実測値には地域導管部分の熱損失だけではなく、プラント内の配管や機器における熱損失、自己消費熱量、ポンプによる入熱・放熱、その他の熱損失等が含まれる。
熱損失計算値[GJ]	冷水：配管周囲からの入熱[GJ] ＋ポンプ入熱[GJ]＋配管摩擦損失による入熱[GJ] 温水：配管周囲からの放熱[GJ] 蒸気：配管周囲からの放熱[GJ]
ポンプ入熱量[GJ] <計算値>	熱損失のうち、ポンプを稼働することによって熱媒系統に入熱する熱量。 Σ ポンプ消費電力[kW]×モーター効率×インバータ効率×3.6[MJ/h]
配管周囲からの入熱量・放熱量（計算値）[GJ] <計算値>	配管断面モデルにより配管口径、断熱仕様、周囲温度等の条件から計算によって求めた入熱量・放熱量の値。

(3) 熱損失の計算方法

1) 熱損失率による計算方法

熱損失量の算出方法を式 3.1 から式 3.4 に示す。熱媒種類に応じて、表 3.29 に示す熱損失率を用いて算定する。

$$Q_{,ref} = Q_{,ac} + Q_{,loss} \quad (\text{式 3.1})$$

$$Q_{,loss} = \frac{q_{,loss}}{1 - q_{,loss}} \times Q_{,ac} \quad (\text{式 3.2})$$

$$q_{,loss} = \frac{Q_{,loss}}{Q_{,ref}} \quad (\text{式 3.3})$$

$Q_{,ref}$: 熱源製造熱量 [MJ]

$Q_{,ac}$: 需要家熱負荷 [MJ]

$Q_{,loss}$: 地域導管熱損失 [MJ]

$q_{,loss}$: 熱損失率 [-] (既往調査の実績等に基づき設定)

表 3.29 熱損失率 $q_{,loss}$

供給熱媒	熱損失率 $q_{,loss}$
冷水	3.0% + $q_{,ac,pump,heat}$
温水	5.0%
蒸気	10.0%

$$q_{,ac,pump,heat} = \frac{Q_{,ac,pump,heat}}{Q_{,ref}} \quad (\text{式 3.4})$$

$Q_{,ac,pump,heat}$: 冷水ポンプ入熱量 [MJ] (別途算定)

$q_{,ac,pump,heat}$: 熱損失率 (ポンプ入熱量分) [-]

2) 配管断面モデルによる計算方法 (試案)

① 計算方法の概要

申請時における地域熱供給設備計画の熟度や、計算作業負荷の軽減等を考慮して、地域導管の最大口径部における配管断面熱収支モデルにより単位長さあたりの熱損失[W/m]を計算し、式 3.5、式 3.6 により算定することとする。

<熱媒配管別に計算>

$$Q_{\text{loss,時刻別}} = Q \times L_{\text{地域導管}} \times K_{\text{地域導管}} \times 3.6 \quad (\text{式 3.5})$$

$$Q_{\text{loss,年間}} = Q \times 365 \text{ 日/年} \times 24\text{h/日} \quad (\text{式 3.6})$$

$Q_{\text{loss,年間}}$: 地域導管熱損失 (年間) [MJ/年]

$Q_{\text{loss,時刻別}}$: 地域導管熱損失 (時刻別) [MJ/h]

Q : 地域導管単位長さあたりの熱損失[W/m]

申請プラントの地域導管の保温材仕様を反映したい場合は、地域導管最大口径部における配管断面熱収支モデルにより計算する。

$L_{\text{地域導管}}$: 地域導管配管延長[m]

$K_{\text{地域導管}}$: 補正係数[-]

最大口径部における配管断面モデル計算により求められる Q は、地域導管の代表断面(直管部分)を想定したものであるが、架台や弁類の設置部分等において、より大きな熱損失が発生している。このような実態を踏まえて設定した割増のための補正係数である。

② 配管断面熱収支モデルによる単位長さあたりの熱損失の計算

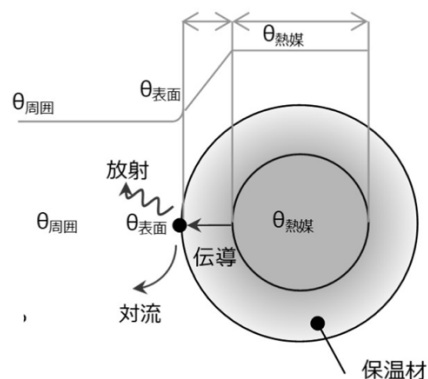
単位長さあたりの熱損失量 Q [W/m]については、熱媒ごとに下記に示すように最大口径部における断面モデルを設定し、式 3.7 によって計算する。

<配管断面熱集モデルの設定>

$$Q_{\text{伝導}} = \frac{2\pi}{\ln\left(\frac{D+2t}{D}\right)} \cdot \lambda \cdot (\theta_{\text{熱媒}} - \theta_{\text{表面}})$$

$$Q_{\text{総合}} = \pi(D+2t) \cdot \alpha_{\text{総合}} \cdot (\theta_{\text{表面}} - \theta_{\text{周囲}})$$

$$Q = Q_{\text{伝導}} = Q_{\text{総合}}$$



上記方程式を整理すると下式のようなになる。

$$Q = \frac{2\pi(\theta_{\text{熱媒}} - \theta_{\text{周囲}})}{(2/(D+2t)/\alpha_{\text{総合}}) + (1/\lambda) \ln\left(\frac{D+2t}{D}\right)} \quad (\text{式 3.7})$$

Q : 地域導管単位長さあたりの熱損失[W/m]

$Q_{\text{伝導}}$: 熱伝導による法熱量[W/m]

$Q_{\text{対流}}$: 熱伝導による法熱量[W/m]

λ : 保温材の熱伝導率[W/m・K]

$\alpha_{\text{総合}}$: 総合表面熱伝達率[W/m²・K]

$\theta_{\text{熱媒}}$: 熱媒の温度[°C]

$\theta_{\text{表面}}$: 保温材表面の温度[°C]

$\theta_{\text{周囲}}$: 周囲空気温度[°C]

D : 配管の外径[m] (呼び径としてもよい)

t : 保温材の厚さ[m]

<各変数の設定>

表 3.30 に示すとおり各変数に適切な値を入力し、単位長さ当たりの熱損失 Q [W/m]を算定する。

表 3.30 各変数の設定

変数	代入値
λ : 保温材の熱伝導率[W/m·K]	最大口径部の採用保温材の熱伝導率を代入する。
$\alpha_{\text{表面}}$: 表面熱伝達率[W/m ² ·K]	12 W/m ² ·Kを代入する。
$\theta_{\text{熱媒}}$: 熱媒の温度[°C]	採用熱媒温度を代入する。
$\theta_{\text{周囲}}$: 周囲空気温度[°C]	年間一定として、表 3.31 の値を代入する。
D : 配管の外径[m]	該当配管の外径または呼び径を代入する。
t : 保温材の厚さ[m]	最大口径部の採用保温材の厚さを代入する。

周囲空気温度については、表 3.31 のように想定する。

表 3.31 周囲空気温度 $\theta_{\text{周囲}}$

熱媒種類	洞道内の他の熱媒の有無	$\theta_{\text{周囲}}$
冷水	他の熱媒なし	25°C
冷水	蒸気配管あり	30°C
温水	—	20°C
蒸気	—	25°C

※地域導管洞道内の空気温度実測結果を踏まえて設定。

<補正係数>

補正係数の検討結果については P3-118 の検討を参照のこと。

(4) 熱損失実態の調査

1) 実測調査対象の選定

地域導管は維持管理を考慮して、洞道（共同溝含む）内に敷設される場合が大部分であることから、今回の実測調査は、洞道内に敷設された地域導管を対象とする。

2) 調査対象地域導管の概要

今回調査の対象プラントの地域導管概要を表 3.32 に示す。Cプラントは熱導管延長が短く、計測に適した箇所が見当たらなかったことから、Dプラント、Eプラントを追加した。

表 3.32 地域導管敷設延長（概算）

地域	敷設状況	冷水管	温水管	蒸気管	還水管
Aプラント	洞道（トレンチ） 1,072m	531m×2 =1,062m	540m×2 =1,080m	—	—
Bプラント	専用洞道 226m 直埋 22m その他 3,002m	222m×2 =444m	—	1,542m	1,486m
Cプラント	専用洞道 244m	117m×2 =234m	—	64m	63m
Dプラント	専用洞道 1,892m	475m×2 950m	—	533m	521m
Eプラント	専用洞道	1,837.5m× 2 3,675m	—	1,668m	1,669m

3) 測定方法

① 熱量計データの活用

測定対象プラントに設置された熱量計のデータが1時間間隔で記録されていることから、このデータを活用する。

② 代表断面箇所における実測調査

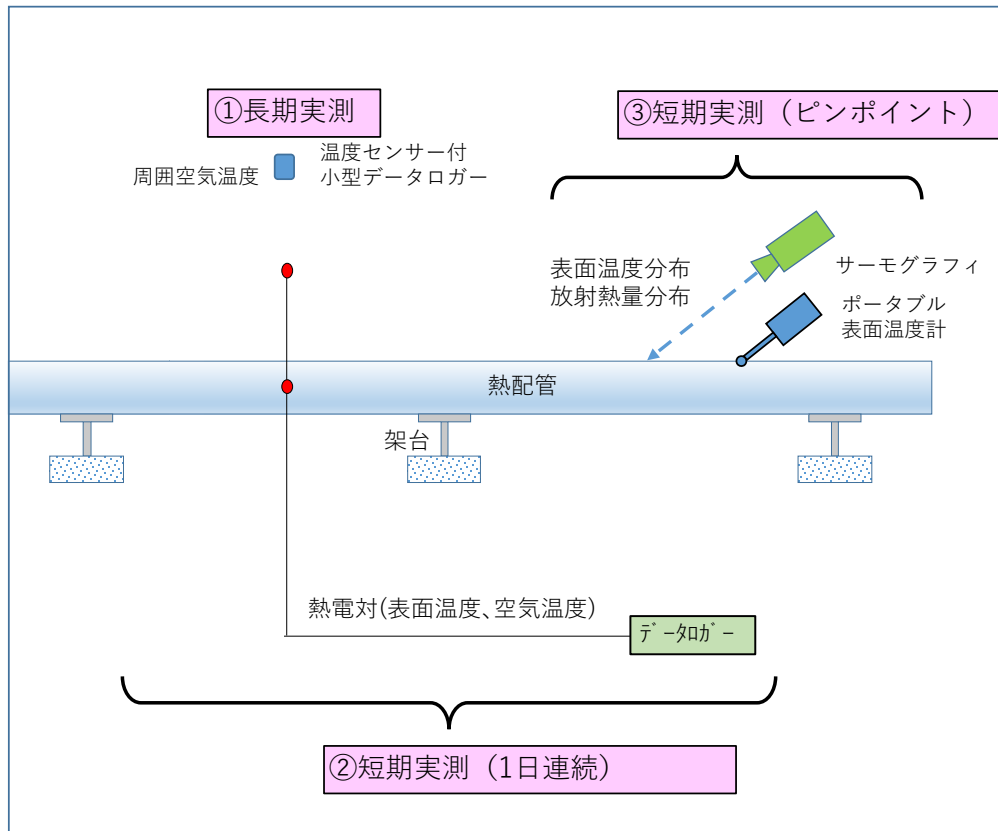
計測の項目、スケジュール、実測の様子を表 3.33、表 3.34、図 3.69 に示す。長期実測については、温度センサー付小型データロガーを洞道内等に長期設置し、配管周囲空気温度の通年変化を把握する。短期実測においては、サーモグラフィにより温度分布を把握する。また、確実性を考慮して、必要に応じて配管の表面温度をポータブル表面温度計により測定する。

表 3.33 測定項目

	測定項目	測定目的	計測機器	点数
①長期実測 (年間)	周囲空気温度	計算条件確認	温度センサー付小型データロガー (おんどとり)	2点程度
②短期実測 (1週間)	配管表面(断熱材上)温度	計算値との整合確認	熱電対⇒データロガー	1管につき2点程度
	架台表面温度	計算値との整合確認	熱電対⇒データロガー	2点程度
	周囲空気温度	計算条件確認	熱電対⇒データロガー	2点程度
	周囲壁面温度	計算条件確認	熱電対⇒データロガー	2点程度
③短期実測 (1日)	表面温度分布(放射熱分布)	温度分布傾向把握 放射率把握	サーモグラフィ	-
	配管表面(断熱材上)温度	計算値との整合確認	ポータブル表面温度計	-
	架台表面温度	計算値との整合確認	ポータブル表面温度計	-
④プラント実測 データ活用	供給熱量合計(製造熱量合計)	全体熱損失把握	プラント実測データ活用	-
	販売熱量合計	全体熱損失把握	プラント実測データ活用	-

表 3.34 熱導管実測スケジュール

		8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	
Aプラント	①長期実測(年間)		[長期実測期間]							
	②短期実測(1日連続)		夏期実測					冬期実測		
	③短期実測(ピンポイント)		□ 9/12					□ 1/29		
Bプラント	①長期実測(年間)		[長期実測期間]							
	②短期実測(1日連続)		□ 9/11 (蒸気系統) □ 9/13 (冷水系統)							
	③短期実測(ピンポイント)		□					□ 1/30		
Dプラント	①長期実測(年間)		[長期実測期間]							
	②短期実測(1日連続)									
	③短期実測(ピンポイント)		□ 9/10					□ 1/29		



温度センサー付
小型データロガー



サーモグラフィ



接触型温度計

測定機器 (例)

サーモグラフィ測定例 (都内地域熱供給)



蒸気配管温度分布

図 3.69 熱導管実測の様子

(5) 実測結果

プラント運転実測データは後述する熱損失の分析において示すこととし、ここでは、対象プラントの地域導管に対して実施した実測調査の結果を示す。

1) 地域導管温度実測（表面温度計による実測）

① Aプラント

a) 計測箇所

図 3.70 に導管敷設状況を示す。

- 需要家ビルトレンチ内
- ・ 冷水管 550A (往・返)
 - ・ 温水管 400A (往・返)



温水配管 (往・返)



トレンチ内



冷水配管 (行き・返り)

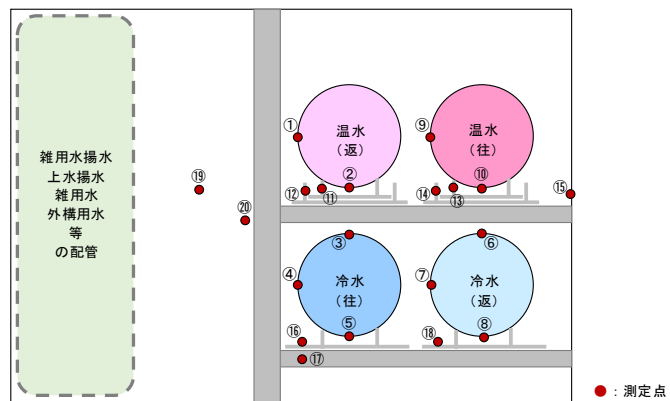
図 3.70 地域導管敷設状況 (Aプラント)

b) 表面温度計による実測結果

図 3.71 から図 3.73 に表面温度測定結果を示す。

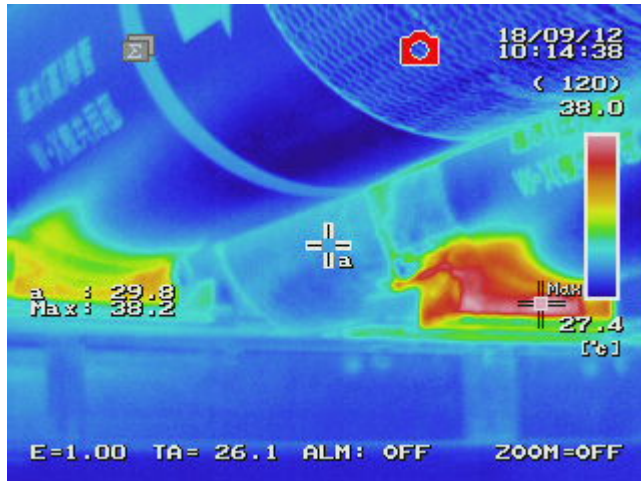
表面温度計による測定
測定日：2018年9月12日 (水) 10:15~10:45

測定点	表面温度 (°C)
① 温水 (返) : 中	28.7
② 温水 (返) : 下	28.5
③ 冷水 (往) : 上	24.2
④ 冷水 (往) : 中	24.1
⑤ 冷水 (往) : 下	23.9
⑥ 冷水 (返) : 上	25.1
⑦ 冷水 (返) : 中	24.3
⑧ 冷水 (返) : 下	23.8
⑨ 温水 (往) : 中	30.0
⑩ 温水 (往) : 下	28.8
⑪ 温水 (返) : 架台 (1)	33.0
⑫ 温水 (返) : 架台 (2)	28.8
⑬ 温水 (往) : 架台 (1)	38.1
⑭ 温水 (往) : 架台 (2)	31.0
⑮ 壁体 (RC)	27.3
⑯ 冷水 (往) : 架台 (1)	24.3
⑰ 冷水 (往) : 架台 (2)	25.2
⑱ 冷水 (返) : 架台	25.3
⑲ 周辺空気	26.9
⑲ 周辺空気 (おんどとり)	



温水・冷水配管 概要図

図 3.71 表面温度計による測定結果 (Aプラントー夏期)

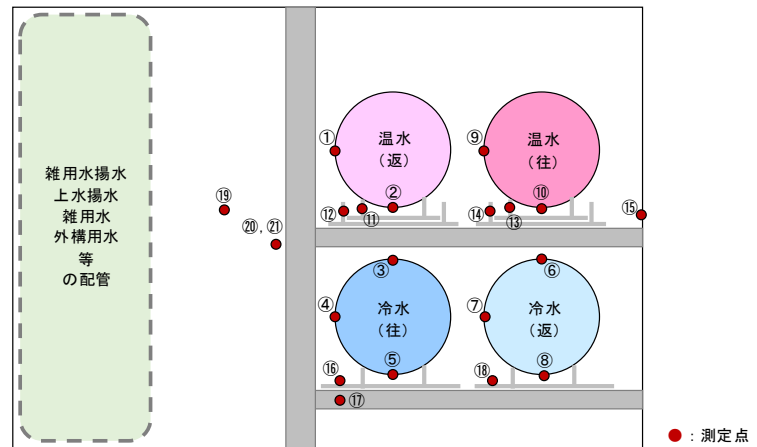


架台部分が配管部分よりも温度が高くなっている。配管固定部分が熱橋となり放熱している。
 (左：温水(返)、右：温水(往))

図 3.72 サーモグラフィによる実測結果 (Aプラントー夏期)

表面温度計による測定
 測定日：2019年1月29日 (火) 10:10~10:45

測定点	表面温度 (°C)
① 温水 (返) : 中	19.1
② 温水 (返) : 下	19.4
③ 冷水 (往) : 上	16.1
④ 冷水 (往) : 中	15.9
⑤ 冷水 (往) : 下	15.8
⑥ 冷水 (返) : 上	16.8
⑦ 冷水 (返) : 中	16.4
⑧ 冷水 (返) : 下	16.2
⑨ 温水 (往) : 中	20.5
⑩ 温水 (往) : 下	21.2
⑪ 温水 (返) : 架台(1)	28.5
⑫ 温水 (返) : 架台(2)	21.0
⑬ 温水 (往) : 架台(1)	34.6
⑭ 温水 (往) : 架台(2)	23.9
⑮ 壁体 (RC)	18.6
⑯ 冷水 (往) : 架台(1)	16.1
⑰ 冷水 (往) : 架台(2)	16.6
⑱ 冷水 (返) : 架台	16.6
⑲ 周辺空気	17.7
⑳ 周辺空気 (おんどとり)	
㉑ 周辺空気 (おんどとり)	



温水・冷水配管 概要図

図 3.73 表面温度計による測定結果 (Aプラントー冬期)

② Bプラント

a) 計測箇所

図 3.74 に導管敷設状況を示す。

洞道内

- ・ 蒸気 550A
- ・ 還水 200A
- ・ 高圧還水 80A



建物内

- ・ 冷水管 400A<立て管>
(往・返)



図 3.74 地域導管敷設状況 (Bプラント)

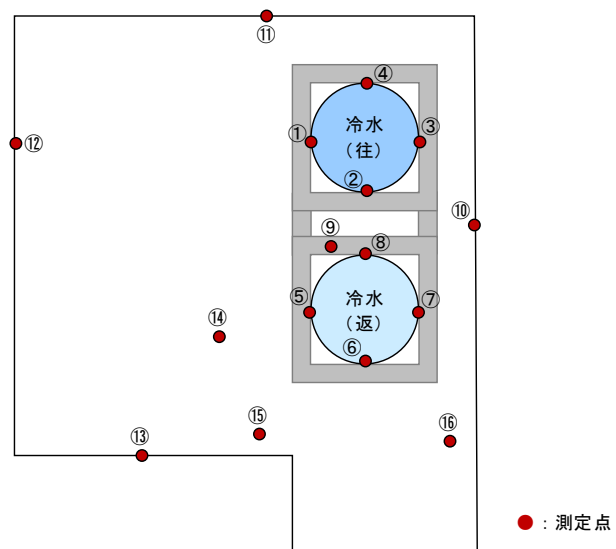
b) 表面温度計による実測結果

図 3.75 から図 3.79 に表面温度測定結果を示す。

表面温度計による測定

測定日：2018年9月13日 (木) 10:30~11:45

測定点	表面温度 (°C)
① 冷水 (往) : 前面	27.3
② 冷水 (往) : 側面(1)	26.2
③ 冷水 (往) : 後面	27.2
④ 冷水 (往) : 側面(2)	26.8
⑤ 冷水 (返) : 前面	27.2
⑥ 冷水 (返) : 側面(1)	27.2
⑦ 冷水 (返) : 後面	27.3
⑧ 冷水 (返) : 側面(2)	27.3
⑨ 架台	26.3
⑩ 壁(1)	28.2
⑪ 壁(2)	28.5
⑫ 壁(3)	28.2
⑬ 壁(4)	28.4
⑭ 周辺空気	28.8
⑮ 周辺空気 (おんどり)	
⑯ 周辺空気 (おんどり)	

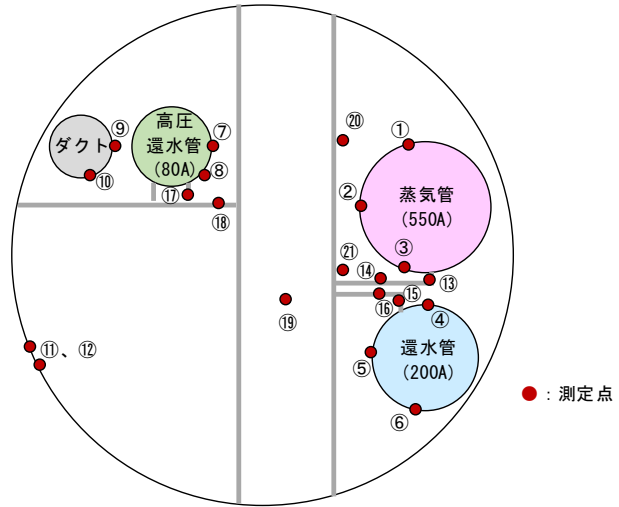


冷水配管 概要図

図 3.75 表面温度計による実測結果 (Bプラント冷水-夏期)

表面温度計による測定
測定日：2018年9月11日（火）13：30～16：00

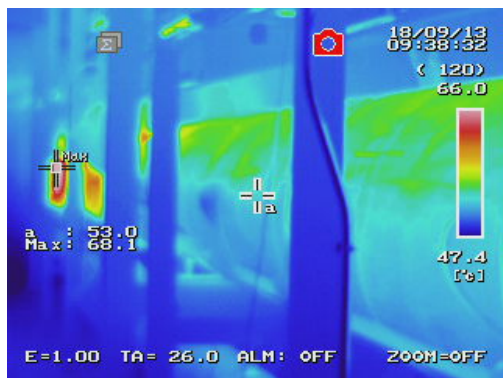
測定点	表面温度 (°C)
① 蒸気管 (550A) : 上	57.7
② 蒸気管 (550A) : 中	54.1
③ 蒸気管 (550A) : 下	55.6
④ 還水管 (200A) : 上	49.4
⑤ 還水管 (200A) : 中	46.8
⑥ 還水管 (200A) : 下	47.4
⑦ 高圧還水管 (80A) : 中	52.1
⑧ 高圧還水管 (80A) : 下	51.7
⑨ ダクト : 中	49.2
⑩ ダクト : 下	49.2
⑪ 壁体 (金属部)	46.6
⑫ 壁体 (RC)	46.4
⑬ 蒸気管 (550A) : 架台(1)	57.6
⑭ 蒸気管 (550A) : 架台(2)	48.6
⑮ 還水管 (200A) : 架台(1)	49.4
⑯ 還水管 (200A) : 架台(2)	47.2
⑰ 高圧還水管 (80A) : 架台(1)	46.4
⑱ 高圧還水管 (80A) : 架台(2)	46.4
⑲ 周辺空気	46.0
⑳ 周辺空気 (おんどとり)	
㉑ 周辺空気 (おんどとり)	



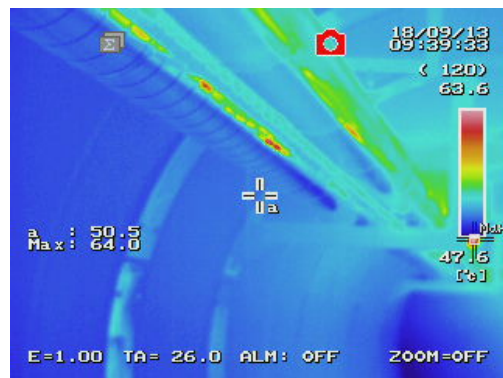
蒸気系統配管 概要図

図 3.76 表面温度計による実測結果 (Bプラント蒸気-夏期)

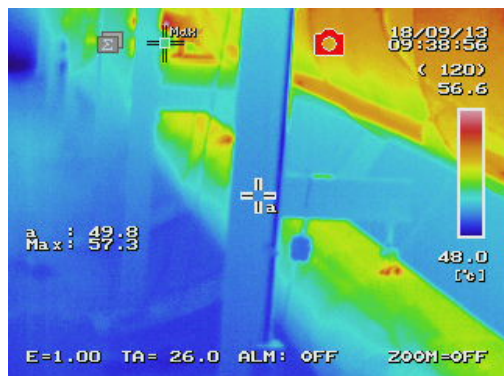
c) サーモグラフィによる実測結果



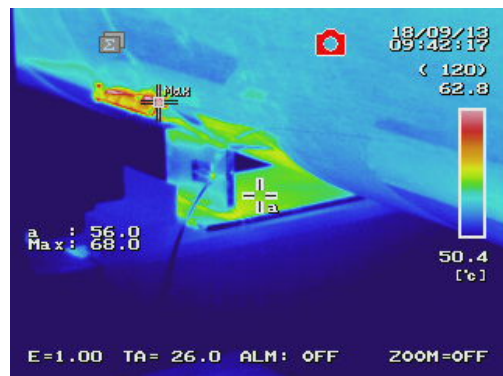
蒸気管



高圧還水管 (右)



還水管 (下)

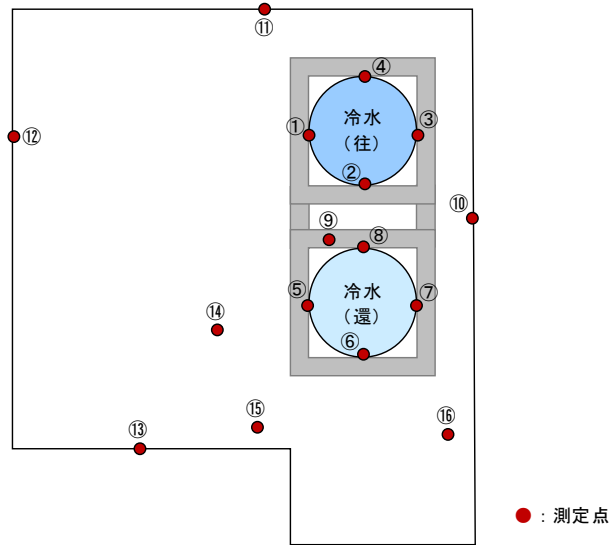


蒸気管架台

図 3.77 サーモグラフィによる実測結果 (Bプラント-夏期)

表面温度計による測定
測定日：2019年1月30日（水）15：00～15：30

測定点	表面温度 (°C)
① 冷水（往）：前面	19.6
② 冷水（往）：側面(1)	19.8
③ 冷水（往）：後面	19.1
④ 冷水（往）：側面(2)	18.3
⑤ 冷水（返）：前面	18.3
⑥ 冷水（返）：側面(1)	18.2
⑦ 冷水（返）：後面	17.9
⑧ 冷水（返）：側面(2)	17.4
⑨ 架台	14.8
⑩ 壁(1)	18.6
⑪ 壁(2)	17.8
⑫ 壁(3)	15.6
⑬ 壁(4)	15.5
⑭ 周辺空気	19.2
⑮ 周辺空気（おんどとり）	
⑯ 周辺空気（おんどとり）	

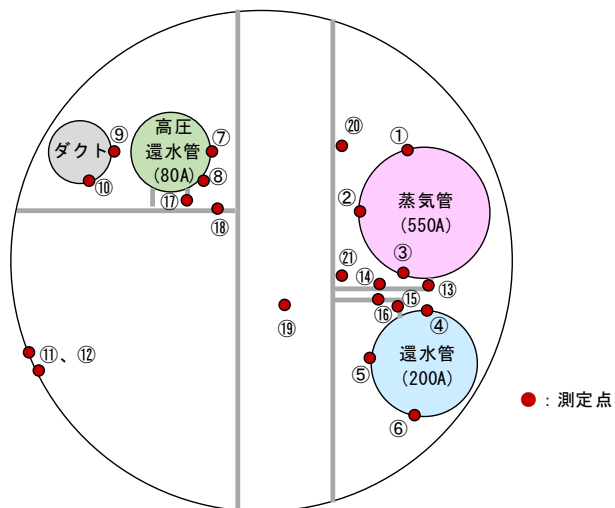


冷水配管 概要図

図 3.78 表面温度計による実測結果（Bプラント冷水－冬期）

表面温度計による測定
測定日：2019年1月30日（水）14：30～15：00

測定点	表面温度 (°C)
① 蒸気管（550A）：上	46.7
② 蒸気管（550A）：中	48.3
③ 蒸気管（550A）：下	43.6
④ 還水管（200A）：上	39.6
⑤ 還水管（200A）：中	37.4
⑥ 還水管（200A）：下	37.3
⑦ 高圧還水管（80A）：中	43.3
⑧ 高圧還水管（80A）：下	43.4
⑨ ダクト：中	40.0
⑩ ダクト：下	40.3
⑪ 壁体（金属部）	37.8
⑫ 壁体（RC）	37.8
⑬ 蒸気管（550A）：架台(1)	50.8
⑭ 蒸気管（550A）：架台(2)	38.9
⑮ 還水管（200A）：架台(1)	40.6
⑯ 還水管（200A）：架台(2)	38.2
⑰ 高圧還水管（80A）：架台(1)	41.0
⑱ 高圧還水管（80A）：架台(2)	41.1
⑲ 周辺空気	36.2
⑳ 周辺空気（おんどとり）	
㉑ 周辺空気（おんどとり）	



蒸気系統配管 概要図

図 3.79 表面温度計による実測結果（Bプラント蒸気－冬期）

③ Dプラント

a) 計測箇所

図 3.80 に導管敷設状況を示す。

- 専用洞道内
- ・冷水管 550A (往・返)
 - ・蒸気管 250A
 - ・還水管 150A



専用洞道内

図 3.80 地域導管敷設状況 (Dプラント)

b) 表面温度計による実測結果

図 3.81 から図 3.83 に表面温度測定結果を示す。

表面温度計による測定
測定日：2018年9月10日 (月) 13:30~14:10

測定点	表面温度 (°C)
① 冷水 (返) : 上	—
② 冷水 (返) : 中	29.8
③ 冷水 (返) : 下	29.2
④ 冷水 (往) : 上	30.8
⑤ 冷水 (往) : 中	30.3
⑥ 冷水 (往) : 下	29.2
⑦ 蒸気 : 上	42.1
⑧ 蒸気 : 中	39.8
⑨ 蒸気 : 下	38.4
⑩ 還水 : 上	36.1
⑪ 還水 : 中	35.1
⑫ 還水 : 下	34.7
⑬ 架台 (1)	34.7
⑭ 架台 (2)	34.5
⑮ 壁体 (冷水側)	32.2
⑯ 壁体 (還水側)	32.7
⑰ 壁体 (上面)	33.0
⑱ 周辺空気 (おんどとり)	32.1

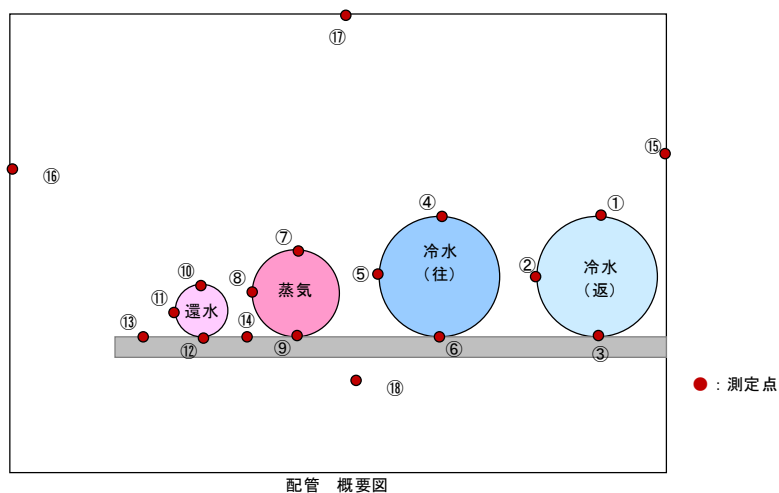
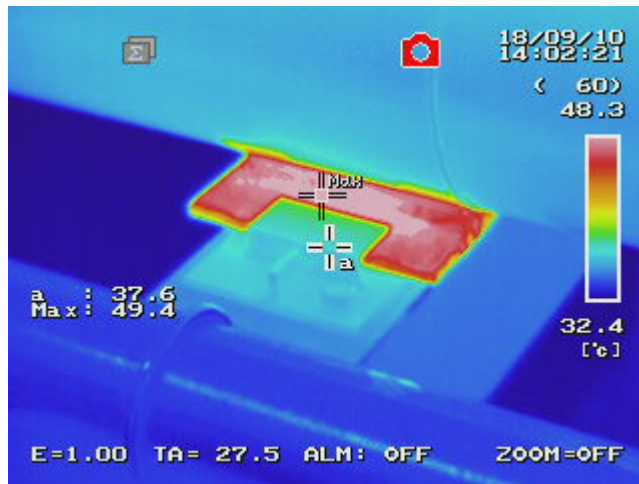


図 3.81 表面温度計による実測結果 (Dプラントー夏期)



蒸気管架台固定部分の放熱

図 3.82 サーモグラフィによる実測結果（Dプラントー夏期）

表面温度計による測定
測定日：2019年1月29日（火）13：30～13:45

測定点	表面温度 (°C)
① 冷水（返）：上	20.0
② 冷水（返）：中	19.9
③ 冷水（返）：下	19.7
④ 冷水（往）：上	19.7
⑤ 冷水（往）：中	21.0
⑥ 冷水（往）：下	19.8
⑦ 蒸気：上	29.5
⑧ 蒸気：中	28.8
⑨ 蒸気：下	27.8
⑩ 還水：上	28.0
⑪ 還水：中	26.8
⑫ 還水：下	26.7
⑬ 架台(1)	26.5
⑭ 架台(2)	25.0
⑮ 壁体（冷水側）	19.6
⑯ 壁体（還水側）	19.8
⑰ 壁体（上面）	19.7
⑱ 周辺空気（おんどとり）	21.7

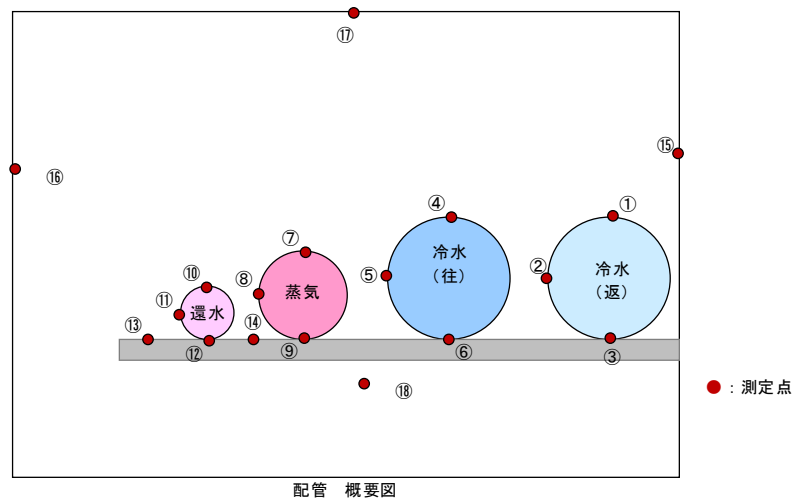


図 3.83 表面温度計による実測結果（Dプラントー冬期）

④ Eプラント

a) 計測箇所

図 3.84 に導管敷設状況を示す。



専用洞道内

- ・冷水管 300A（行き・返り）
- ・蒸気管 250A
- ・還水管 80A

専用洞道内

図 3.84 地域導管敷設状況（Eプラント）

b) 表面温度計による実測結果

図 3.85 から図 3.87 に表面温度測定結果を示す。

表面温度計による測定
測定日：2019年10月24日

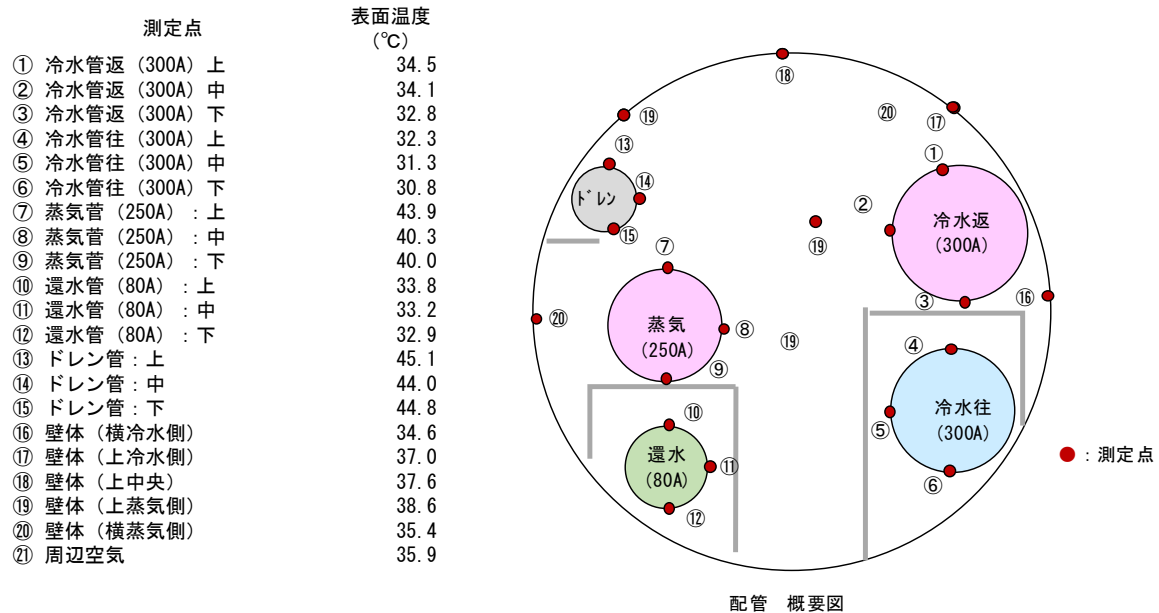


図 3.85 表面温度計による実測結果（Eプラントー従来断熱仕様ー冬期）

表面温度計による測定
測定日：2019年10月24日

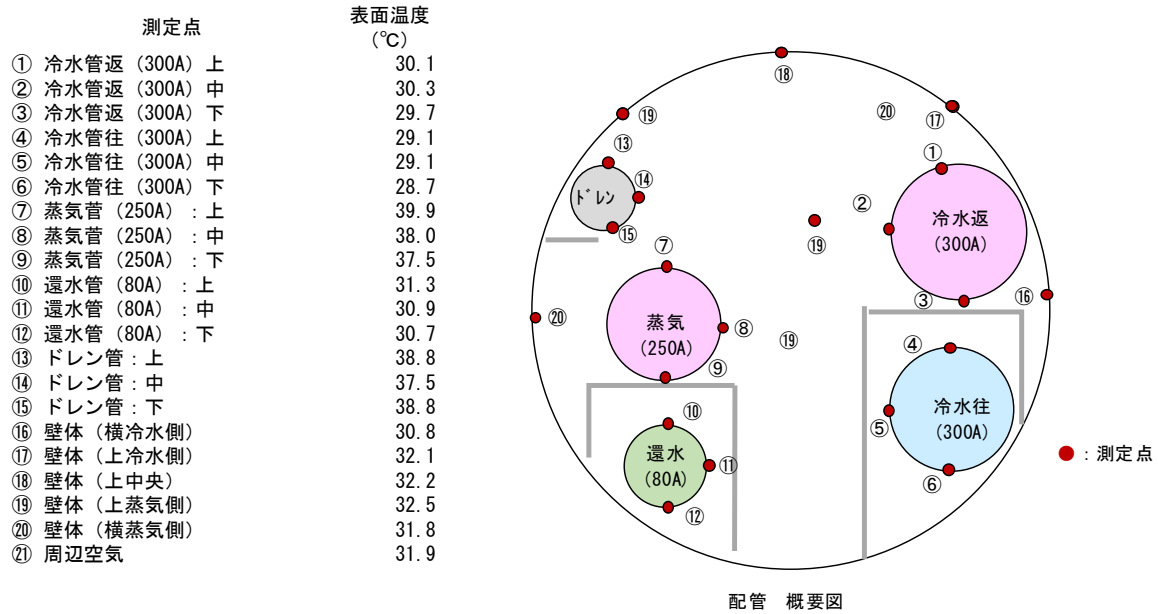
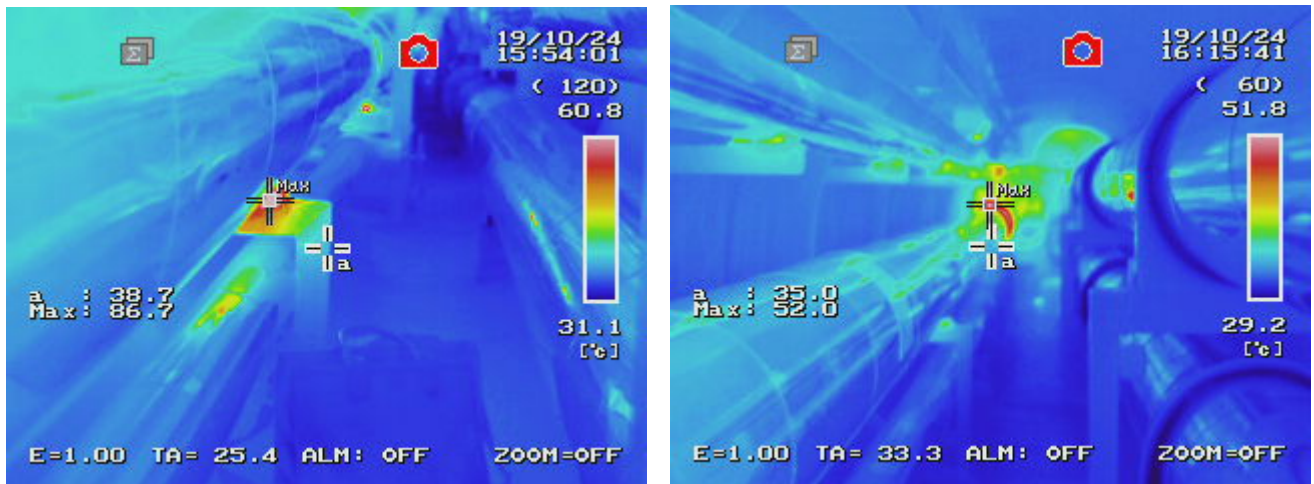


図 3.86 表面温度計による実測結果 (Eプラントー高断熱仕様ー冬期)



従来断熱仕様

架台固定部分が高温になっており、放熱がみられる。

高断熱仕様

架台固定部分はあまり高温になっていない。

図 3.87 サーモグラフィによる実測結果 (Eプラントー冬期)

2) 洞道内温度長期実測の結果

各プラントにおける洞道内空気温度の実測結果を表 3.35、図 3.88 に示す。各プラントとも、外気温度（アメダスデータ東京3年間平均）に対して高い温度で推移しており、外気温度に対して追従して変動する傾向があるが、特に冬期に外気温度と比べて温度が高くなる傾向がある。年間の平均温度は、蒸気系統配管のみが収容されるBプラントの蒸気洞道が 41.1℃と高く、次に冷水と蒸気が収容されるDプラント、冷水と温水が収容されるAプラント 22.1℃と続いている。

表 3.35 洞道内空気温度実測結果

	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間	備考
Aプラント	19.4	21.3	23.0	24.8	25.8	26.1	25.0	23.3	21.0	18.6	18.1	18.4	22.1	冷水・温水
Bプラント冷水	18.3	21.6	24.2	25.5	28.3	26.4	24.6	21.8	18.3	15.5	15.1	16.7	21.4	冷水のみ
Bプラント蒸気	38.0	39.0	40.5	42.5	45.6	45.8	44.5	42.9	41.3	38.1	37.2	37.7	41.1	蒸気のみ
Dプラント	23.4	25.9	27.9	28.9	31.4	30.5	28.9	26.9	24.3	21.9	21.3	22.3	26.1	冷水・蒸気
Eプラント(従来仕様)									37.5	37.1	36.9			冷水・蒸気
Eプラント(高断熱仕様)									32.8	32.1	31.5			冷水・蒸気
平均気温(東京2017~2019年)	15.1	19.9	22.1	26.6	27.6	23.6	18.4	13.0	7.8	5.4	6.5	10.2	16.4	

※A、B、Dプラント：H30.10～H31.9 Eプラント：R1.12～R2.2の実測結果

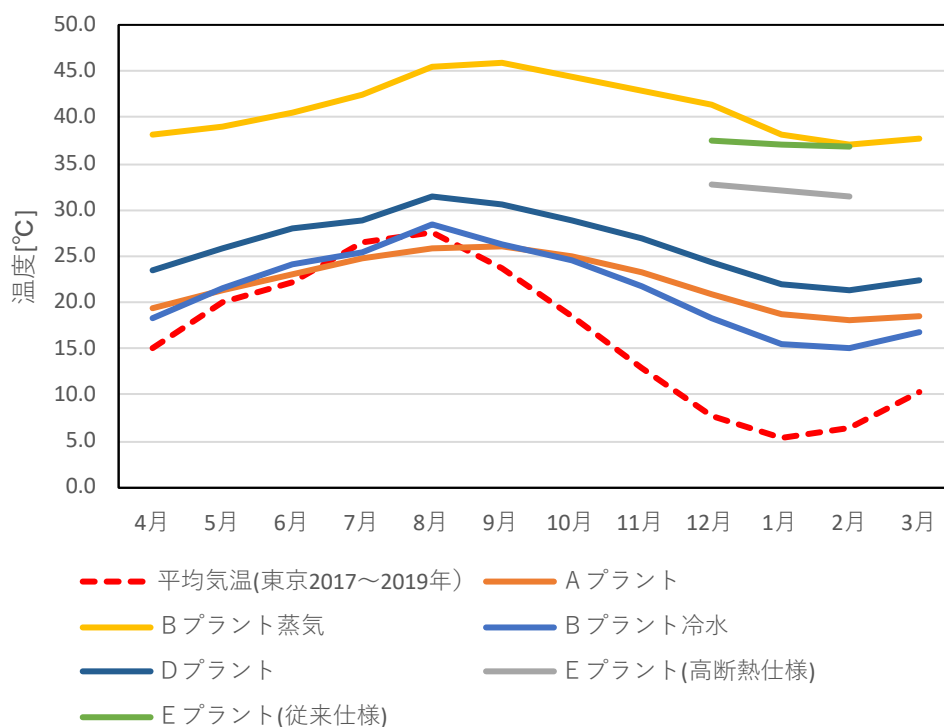


図 3.88 洞道内空気温度実測結果

Eプラントでは、連続する地域導管において、配管保温材を従来仕様のままとしている区間と、新たに配管および保温をやり直し、高断熱仕様となっている区間とがある。今回、双方について洞道内の空気温度実測を行った。結果を表 3.36、図 3.89 を示す。また、配管保温材の仕様を表 3.37 に示す。高断熱仕様においては、洞道内の空気温度は、従来仕様の場合と比較して 5°C程度低くなっており、高断熱仕様としたことにより特に蒸気系統配管の放熱が抑えられていると考えられる。

表 3.36 洞道内空気温度実測結果

	12月	1月	2月
従来断熱仕様 (a)	37.5	37.1	36.9
高断熱仕様 (b)	32.8	32.1	31.5
温度差 (a) - (b)	4.6	5.0	5.4



図 3.89 洞道内空気温度実測結果

表 3.37 Eプラント配管保温材仕様

		種類	厚さ	熱伝導率
従来断熱仕様	冷水(往・返)	ポリスチレンフォーム	50mm	0.037W/m・K
	蒸気	ロックウール	65mm	0.048W/m・K
	還水	グラスウール	40mm	0.037W/m・K
高断熱仕様	冷水(往・返)	超低熱伝導率保温材	25mm	0.020W/m・K
	蒸気	超低熱伝導率保温材	65mm	0.026W/m・K
	還水	超低熱伝導率保温材	40mm	0.026W/m・K

(6) 熱損失率による計算方法のための分析

1) 既往調査の整理

既往調査「地域冷暖房における搬送動力と熱ロスに関する調査」（H26.9 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 小山一茂ほか）（以下「小山らの調査」とする。）においては、計10箇所の熱供給プラントを対象に、冷水および蒸気系統の熱損失の実態について分析を行っている。

小山らの調査においては、表 3.38、表 3.39 に示すように 10 地区の熱供給施設において熱量計によって実測した実測熱損失率（（製造熱量－販売熱量）／製造熱量）と配管断面モデルとポンプの消費電力から求めた計算熱損失の比較を行っている。10 地区における平均では、実測熱損失率（冷水年間）は 5.9%、実測熱損失率（蒸気年間）は 6.7%となっている。

表 3.38 熱供給施設熱損失率（冷水）

		A地区	B地区	C地区	D地区	E地区	F地区	G地区	H地区	I地区	平均
既往調査	実測熱損失率 (a)	4.3%	5.8%	10.0%	4.0%	5.3%	8.0%	0.7%	12.2%	2.8%	5.9%
	計算熱損失率 (b)	3.6%	3.9%	4.7%	4.8%	6.4%	5.1%	2.8%	8.4%	1.7%	4.6%
	配管周囲からの入熱 (c)	0.2%	0.7%	0.3%	0.9%	1.3%	0.5%	0.2%	0.3%	0.1%	0.5%
	ポンプからの入熱 (d)	3.4%	3.2%	4.4%	3.9%	5.1%	4.6%	2.6%	8.1%	1.6%	4.1%
今回調査	実測熱損失率－ポンプ入熱 (e)	0.9%	2.6%	5.6%	0.1%	0.2%	3.4%	-1.9%	4.1%	1.2%	1.8%

※(a) 実測熱損失率：（製造熱量－販売熱量）／製造熱量

※(b) 計算熱損失率＝(c)＋(d)

※(c) 配管周囲からの入熱：配管断面モデルによる計算値

※(d) ポンプからの入熱＝（ポンプ消費電力実績値[kWh]×モーター効率×インバータ効率×3.6）／製造熱量[MJ]

※(e) ポンプ入熱分は別途計算するために除いているが、その他の熱損失は含まれている。

表 3.39 熱供給施設熱損失率（蒸気）

		A地区	B地区	C地区	D地区	E地区	F地区	G地区	H地区	I地区	平均
既往調査	実測熱損失率 (a)	6.1%	7.7%	6.8%	6.4%	9.0%	10.1%	1.4%	9.0%	4.1%	6.7%
	計算熱損失率 (b)	3.4%	4.1%	2.6%	3.0%	4.8%	2.2%	0.9%	3.3%	1.5%	2.9%
	配管周囲からの放熱 (c)	2.7%	3.4%	2.2%	2.5%	4.1%	1.8%	0.7%	2.8%	1.2%	2.4%
	架台からの放熱 (d)	0.7%	0.7%	0.4%	0.5%	0.7%	0.4%	0.2%	0.5%	0.3%	0.5%

【熱損失率の設定（冷水・蒸気）】

本検討においては、より実態に即した熱損失率を反映することを目的に、小山らの調査データにおける実測熱損失率を適用することとする。これは地域導管のみだけでなくプラントで発生する熱損失ほかを含んだ熱損失率となる。ただし、冷水熱損失率については、ポンプ発熱量の影響が大きいことから、これは別途エネルギーシミュレーションプログラムにより算定することを条件とする。

<冷水熱損失率（既往調査 10 地区平均）>

- ・実測熱損失率：5.9%
- ・ポンプ入熱分：4.1%
- ・実測熱損失率 5.9%－ポンプ入熱分 4.1%=1.8% →3.0%

実測熱損失率の 10 地区平均が 5.9%となっていること、ポンプからの入熱が支配的であると考えられること等を踏まえて、実測熱損失率 5.9%の半分程度の 3.0%が適切であると判断した。

冷水熱損失率は以下のとおり設定する。

冷水熱損失率：3.0%＋ポンプ入熱分（別途計算）

<蒸気熱損失率（既往調査 10 地区平均）>

- ・蒸気熱損失率：6.7% →10.0%

蒸気熱損失率は以下のとおり設定する。

蒸気熱損失率：10.0%

2) 対象プラントにおける実測調査の整理

地域導管調査対象プラント 4 プラントについて実測熱損失率（（製造熱量－販売熱量）/製造熱量）の結果を表 3.40 に示す。

Eプラント蒸気の熱損失率 17.7%は小山らの調査の 10 地区のばらつきの範囲内に収まらない値となった。この理由としてEプラントは蒸気の地域導管延長が約 1.7km と他の地区と比較しても長く、その影響であると考えられる。

表 3.40 対象プラントにおける熱損失率のまとめ

	冷水	温水	蒸気
Aプラント	4.9%	4.0%	—
Bプラント	2.1%	—	—
Dプラント	2.5%	—	10.3%
Eプラント	4.3%	—	17.7%

※冷水熱損失率はポンプ発熱量を除いた値である。

【熱損失率の設定（温水）】

温水供給を行っている事例はAプラントのみであり、熱損失率は 4.0%である。これより温水の熱損失率は 5.0%と設定する。これは地域導管のみだけでなくプラントで発生する熱損失その他を含んだ熱損失率である。

温水熱損失率：5.0%

<冷水熱損失におけるポンプ入熱量の算定方法>

小山らの調査においては、熱供給施設計8か所において、配管系統を①熱源分（プラント）、②地域導管分、③需要家分に区分し、それぞれにおける摩擦損失比を算定している（図 3.90、表 3.41）。8施設の平均値は、①熱源分：47%、②地域導管分：22%、③需要家分：31%となっている。このうち③需要家分については実測熱損失量に含まれないことから除くこととし、ポンプ入熱量は下式によって算出する。

$$\text{ポンプ入熱量[MJ]} = \text{ポンプ消費電力[kWh]} \times 3.6 \times 0.84 \times 0.69$$

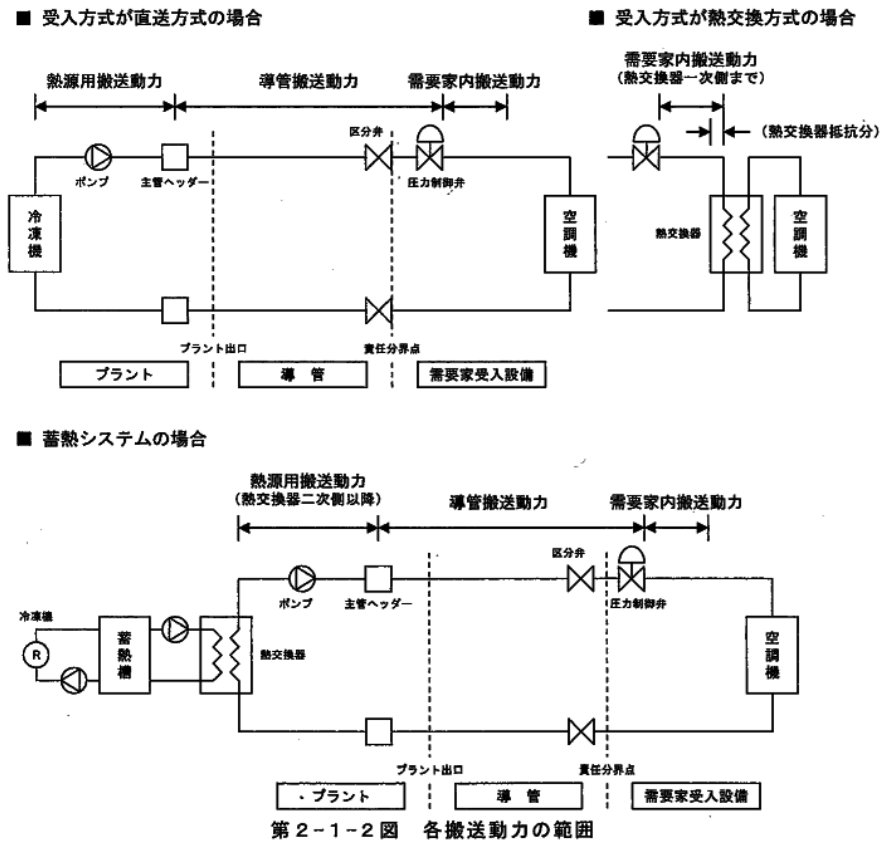


図 3.90 搬送動力の範囲

表 3.41 摩擦損失比[%]

	熱源分	導管分	需要家分
A地区	55.6	25.1	19.3
B地区	31.7	41.3	27
C地区	51.7	33.5	14.8
D地区	38.5	4.7	56.8
E地区	50.7	34.7	14.6
F地区	40.3	18.4	41.3
G地区	50.2	8.3	41.5
H地区	55.2	10.5	34.3
平均値	46.7	22.1	31.2

「地域冷暖房における搬送動力と熱ロスに関する調査」(H26.9 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 小山一茂ほか)

<Aプラント>

Aプラントは大容量蓄熱槽を有し、蓄熱槽の冷温切替時に大きな蓄熱槽熱損失が発生する。一次エネルギー換算係数の計算においても蓄熱槽熱損失は別途計算するものとしていることから、蓄熱槽冷温切替による熱損失分は製造熱量から差し引いて検討を行う。また、冷水についてはポンプ入熱分を別途シミュレーションにより算定することとし、ここではポンプ入熱分を除いた熱損失を算定する。

Aプラントの製造熱量等の算定結果を表 3.42、表 3.43 に示す。冷水熱損失率（ポンプ入熱分除く）が 4.9%、温水熱損失率が 4.0%となった。冷水熱損失率は（ポンプ入熱分除く）は小山らの調査による 10 地区のばらつきの範囲内に収まっている。

表 3.42 Aプラント製造熱量・販売熱量・熱損失（冷水一年間）

		単位	年間		割合
冷水	製造熱量	GJ	87,659	a	101.3%
	蓄熱槽冷温切替熱損失(計算値)	GJ	1,141	b	1.3%
	製造熱量－蓄熱槽切替損失	GJ	86,518	c=a-b	100.0%
	販売熱量	GJ	79,184	d	91.5%
	ポンプ消費電力	MWh	1,495	e=a-c	
	熱損失全体(製造－販売)	GJ	7,334	f=c-d	8.5%
	ポンプ入熱	GJ	3,119	g=e × 3.6 × 0.84 × 0.69	3.6%
	熱損失(ポンプ入熱分除く)	GJ	4,215	j=f-g	4.9%
	熱損失率(ポンプ入熱分除く)		4.9%		

表 3.43 Aプラント製造熱量・販売熱量・熱損失（温水一年間）

		単位	年間		割合
温水	製造熱量	GJ	40,912	a	103.0%
	蓄熱層冷温切替熱損失(計算値)	GJ	1,180	b	3.0%
	製造熱量－蓄熱槽切替損失	GJ	39,732	c=a-b	100.0%
	販売熱量	GJ	38,154	d	96.0%
	熱損失	GJ	1,578	f=c-d	4.0%
	熱損失率		4.0%		

<Bプラント>

Bプラントにおいては、蒸気系統は他プラントからの供給を受けており、製造熱量を特定することが困難であることから、冷水系統のみを整理した。製造熱量等の算定結果を表 3.44 に示す。冷水熱損失率（ポンプ入熱分除く）が 2.1%、小山らの調査による 10 地区の実測熱損失率 5.8%よりも低い値となっている。

表 3.44 Bプラント製造熱量・販売熱量・熱損失（冷水一年間）

		単位	年間		割合
冷水	製造熱量	GJ	101,525	c	100.0%
	販売熱量	GJ	97,634	d	96.2%
	ポンプ消費電力	MWh	864	e=a-c	
	熱損失全体（製造－販売）	GJ	3,891	f=c-d	3.8%
	ポンプ入熱	GJ	1,802	g=e × 3.6 × 0.84 × 0.69	1.8%
	熱損失（ポンプ入熱除く）	GJ	2,089	j=f-g	2.1%
	熱損失率（ポンプ入熱除く）		2.1%		

<Dプラント>

Dプラントの製造熱量等の算定結果を表 3.45、表 3.46 に示す。冷水熱損失率はポンプ入熱分を考慮すると 2.3%、蒸気熱損失率は 10.3%となる。双方とも小山らの調査結果の範囲内にはば入っている。

表 3.45 Dプラント製造熱量・販売熱量・熱損失（冷水一年間）

		単位	年間		割合
冷水	製造熱量	GJ	108,707	a	100.0%
	販売熱量	GJ	104,878	b	96.5%
	冷水ポンプ消費電力	MWh	685	c	
	熱損失全体（製造－販売）	GJ	3,829	d=a-b	3.5%
	ポンプ入熱	GJ	1,430	e=c × 3.6 × 0.84 × 0.69	1.3%
	地域導管熱損失（ポンプ入熱除く）	GJ	2,685	f=d-e	2.5%
	熱損失率（ポンプ入熱除く）		2.5%		

表 3.46 Dプラント製造熱量・販売熱量・熱損失（蒸気一年間）

		単位	年間		割合
蒸気	製造熱量	GJ	59,476	a	100.0%
	販売熱量	GJ	53,357	b	89.7%
	熱損失全体（製造－販売）	GJ	6,119	d=a-b	10.3%
	熱損失率		10.3%		

<Eプラント>

Eプラントの製造熱量等の算定結果を表 3.47、表 3.48 に示す。Eプラントにおける冷水熱損失率はポンプ入熱分を考慮すると 4.3%、蒸気熱損失率は 17.7%となる。地域導管延長が冷水約 1.8km、蒸気約 1.7km と他のプラントと比較しても延長が長いことから蒸気熱損失率は小山らの調査結果の最大値 10.1%よりも上回っている。

表 3.47 Eプラント製造熱量・販売熱量・熱損失（冷水一年間）

		単位	年間		割合
冷水	製造熱量	GJ	236,701	a	100.0%
	販売熱量	GJ	222,910	b	94.2%
	冷水ポンプ消費電力	MWh	2,155	c	
	熱損失全体(製造－販売)	GJ	13,791	d=a-b	5.8%
	ポンプ入熱	GJ	4,496	e=c × 3.6 × 0.84 × 0.69	1.9%
	地域導管熱損失(ポンプ入熱除く)	GJ	10,194	f=d-e	4.3%
	熱損失率(ポンプ入熱除く)		4.3%		

表 3.48 Eプラント製造熱量・販売熱量・熱損失（蒸気一年間）

		単位	年間		割合
蒸気	製造熱量	GJ	111,196	a	100.0%
	販売熱量	GJ	91,560	b	82.3%
	熱損失全体(製造－販売)	GJ	19,636	d=a-b	17.7%
	熱損失率		17.7%		

<プラントでの自己消費熱量についての分析>

これまで扱ってきた熱損失の中には、プラントでの自己消費分も含まれている。プラント自己消費分の量的把握を行うために、入手した実績データや推計により整理を行う。

(Bプラント)

Bプラントにおいてはプラント自家消費熱量を計測している。計測結果を表 3.49 に示す。これより自家消費分は製造熱量に対して 0.5%となっている。

表 3.49 Bプラント自家消費熱量（冷水）

		単位	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間
冷水	製造熱量	GJ	4,046	9,332	12,911	17,691	23,870	17,596	8,543	2,118	1,561	1,308	1,217	1,334	101,525
	プラント自家消費熱量	GJ	3	50	75	95	124	102	72	4	0	0	0	0	525
	熱損失率		0.1%	0.5%	0.6%	0.5%	0.5%	0.6%	0.8%	0.2%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.5%

(Aプラント)

Aプラントにおいてはプラント自家消費熱量を計測していない。実態としては、電気室の冷却のために冷房を行っていることから、この冷水負荷について推計する。結果を表 3.50 に示す。トランス損失から計算した結果、製造熱量の 0.3%と試算された。これはBプラントにおける 0.5%とも近い値となっている。

表 3.50 Aプラント自家消費熱量（冷水）<トランス損失から推計>

ポイント名	単位	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間	
3回線総合有効電力量	MWh	288	558	823	1,204	1,542	1,151	535	517	719	1,124	1,025	887	10,373	
トランス損失	MWh	14	16	17	21	23	20	16	15	16	18	17	17	211	
トランス損失率	-	4.9%	2.8%	2.1%	1.7%	1.5%	1.7%	3.0%	2.9%	2.3%	1.6%	1.6%	1.9%	2.0%	
電気室冷却負荷	GJ	17	19	20	25	28	24	19	18	20	22	20	21	253	COP=3.0と想定
製造熱量(蓄熱槽切替損失除く)	GJ	2,598	6,950	11,504	16,007	20,986	15,545	6,940	1,481	1,315	1,047	1,006	1,138	86,518	
電気室冷水負荷率	-	0.7%	0.3%	0.2%	0.2%	0.1%	0.2%	0.3%	1.2%	1.5%	2.1%	2.0%	1.8%	0.3%	

(7) 配管断面モデルによる計算法のための熱損失の分析

地域導管の配管断面モデルから算出される計算結果との比較を行うにあたって、図 3.91 に示すように、各プラントにおける熱損失値から地域導管熱損失分を抽出し、これについて分析を行い地域熱導管熱損失の計算方法を検討する。

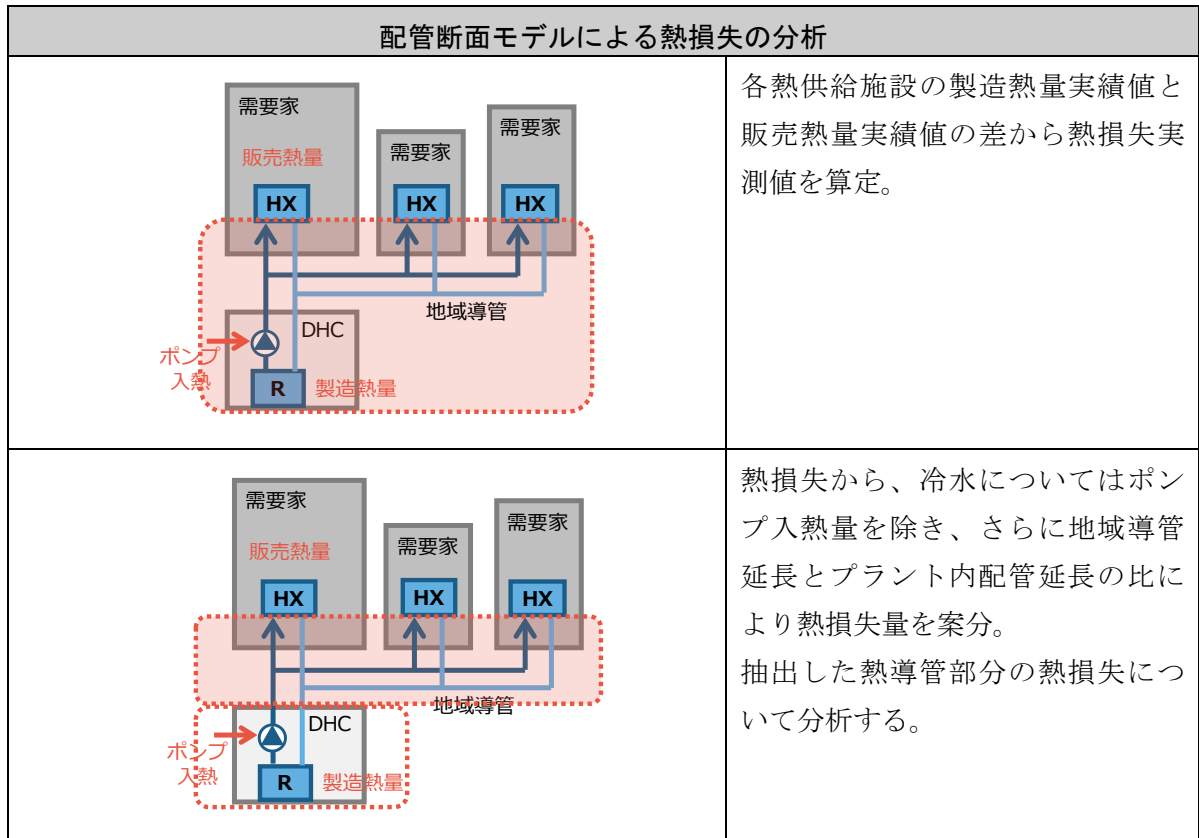


図 3.91 配管断面モデルによる計算法における地域導管の熱損失分析の考え方

① Aプラント熱損失の分析

Aプラントの熱損失の算定結果を表 3.51 から表 3.55、図 3.92 に示す。Aプラントでは地域導管部分の熱損失率（年間平均）は、冷水 3.8%、温水 3.1%となる。一方、地域導管の代表断面における熱収支モデルにより算定した熱損失率（計算値）は、冷水 0.6%、温水 1.6%と算定され、冷水は実績値が計算値の 6.96 倍、温水は 2.46 倍となる。

月別の値を比較すると、冷水では特異値の 4 月を除き、実測値が計算値を上回っている。一方、温水では夏期は比較の実測値と計算値に近い値になっているが、冬期に実測値が計算値を上回る傾向が見て取れる。

表 3.51 製造熱量・販売熱量・熱損失（冷水一年間）

		単位	年間	割合	
冷水	製造熱量	GJ	87,659	101.3%	a
	蓄熱槽冷温切替熱損失(計算値)	GJ	1,141	1.3%	b
	製造熱量－蓄熱槽切替損失	GJ	86,518	100.0%	c=a-b
	販売熱量	GJ	79,184	91.5%	d
	ポンプ消費電力	MWh	1,495		e=a-c
	熱損失全体(製造－販売)	GJ	7,334	8.5%	f=c-d
	ポンプ入熱	GJ	3,119	3.6%	g=e × 3.6 × 0.84 × 0.69
	熱損失(ポンプ入熱除く)	GJ	4,215	4.9%	j=f-g
	地域導管分抽出(配管延長案分)	GJ	3,288	3.8%	k=j × 0.78
熱損失率(ポンプ入熱除く)			3.8%		

※プラント内配管延長(各熱媒、往・返別)を150mと想定し、地域導管延長との比で熱損失を案分した。

$$531 / (531 + 150) = 0.78$$

表 3.52 地域導管熱損失の計算値と実測値の比較（冷水一年間）

		単位	年間	割合	
冷水	計算値	冷水往	GJ	342	0.4%
		冷水返	GJ	130	0.1%
		計	GJ	472	0.5%
	実測値	GJ	3,288	3.8%	
	実測値/計算値			6.96	

表 3.53 製造熱量・販売熱量・熱損失（温水一年間）

		単位	年間	割合	
温水	製造熱量	GJ	40,912	103.0%	a
	蓄熱層冷温切替熱損失(計算値)	GJ	1,180	3.0%	b
	製造熱量－蓄熱槽切替損失	GJ	39,732	100.0%	c=a-b
	販売熱量	GJ	38,154	96.0%	d
	熱損失全体(製造－販売)	GJ	1,578	4.0%	f=c-d
	地域導管分抽出	GJ	1,231	3.1%	g=f × 0.78
	熱損失率(ポンプ入熱除く)			3.1%	

※プラント内配管延長(各熱媒、往・返別)を150mと想定し、地域導管延長との比で熱損失を案分した。

$$540 / (540 + 150) = 0.78$$

表 3.54 地域導管熱損失の計算値と実測値の比較（温水一年間）

		単位	年間	割合	
温水	計算値	温水往	GJ	402	1.0%
		温水返	GJ	241	0.6%
		計	GJ	643	1.6%
	実測値		GJ	1,578	4.0%
	実測値/計算値			2.46	

表 3.55 製造熱量・販売熱量・熱損失（月別）

		単位	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間
冷水	製造熱量	GJ	2,598	8,091	11,504	16,007	20,986	15,545	6,940	1,481	1,315	1,047	1,006	1,138	87,659
	蓄熱槽冷温切替熱損失(計算値)	GJ		1,141											1,141
	製造熱量－蓄熱槽切替損失	GJ	2,598	6,950	11,504	16,007	20,986	15,545	6,940	1,481	1,315	1,047	1,006	1,138	86,518
	販売熱量	GJ	2,555	6,493	10,500	14,499	19,958	14,478	6,472	1,211	930	701	644	745	79,184
	ポンプ消費電力	MWh	59	123	185	261	335	253	119	35	34	30	28	32	1,495
	熱損失全体(製造－販売)	GJ	43	458	1,004	1,508	1,028	1,067	469	270	386	346	363	393	7,334
	ポンプ入熱	GJ	123	256	387	545	699	529	249	73	71	63	59	67	3,119
	熱損失(ポンプ入熱除く)	GJ	-80	202	617	963	329	538	220	198	315	283	303	327	4,215
	地域導管分抽出(配管延長案分)	GJ	-62	158	481	751	257	420	172	154	245	220	237	255	3,288
熱損失率(ポンプ入熱除く)		-2.4%	2.3%	4.2%	4.7%	1.2%	2.7%	2.5%	10.4%	18.7%	21.1%	23.5%	22.4%	3.8%	

		単位	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間
温水	製造熱量	GJ	521	206	140	122	106	112	762	4,818	6,576	10,158	9,372	8,019	40,912
	蓄熱層冷温切替熱損失(計算値)	GJ							590	590					1,180
	製造熱量－蓄熱槽切替損失	GJ	521	206	140	122	106	112	172	4,228	6,576	10,158	9,372	8,019	39,732
	販売熱量	GJ	991	54	79	79	65	70	50	3,832	6,300	9,868	8,909	7,856	38,154
	熱損失全体(製造－販売)	GJ	-470	152	61	42	41	42	121	396	277	290	463	163	1,578
	地域導管分抽出	GJ	-367	119	48	33	32	33	95	309	216	226	361	127	1,231
	熱損失率(ポンプ入熱除く)		-70.4%	57.6%	34.1%	27.1%	30.1%	29.2%	55.1%	7.3%	3.3%	2.2%	3.9%	1.6%	3.1%

		単位	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間	
冷水	計算値	冷水往	GJ	23	28	30	34	36	35	34	30	27	23	20	342	
		冷水返	GJ	6	10	12	16	18	18	16	13	9	5	3	4	130
		計	GJ	29	37	42	50	54	53	50	43	36	28	23	27	472
	実測値		GJ	-62	158	481	751	257	420	172	154	245	220	237	255	3,288
	実測値/計算値			-2.13	4.21	11.44	15.04	4.80	7.94	3.40	3.59	6.81	8.01	10.21	9.47	6.96
温水	計算値	温水往	GJ	37	35	32	30	29	28	30	31	36	39	36	39	402
		温水返	GJ	23	21	19	17	15	14	16	18	22	25	23	25	241
		計	GJ	60	57	50	47	44	42	47	50	58	64	59	65	643
	実測値		GJ	-470	152	61	42	41	42	121	396	277	290	463	163	1,578
	実測値/計算値			-7.83	2.69	1.22	0.90	0.93	1.00	2.60	7.97	4.80	4.52	7.82	2.52	2.46

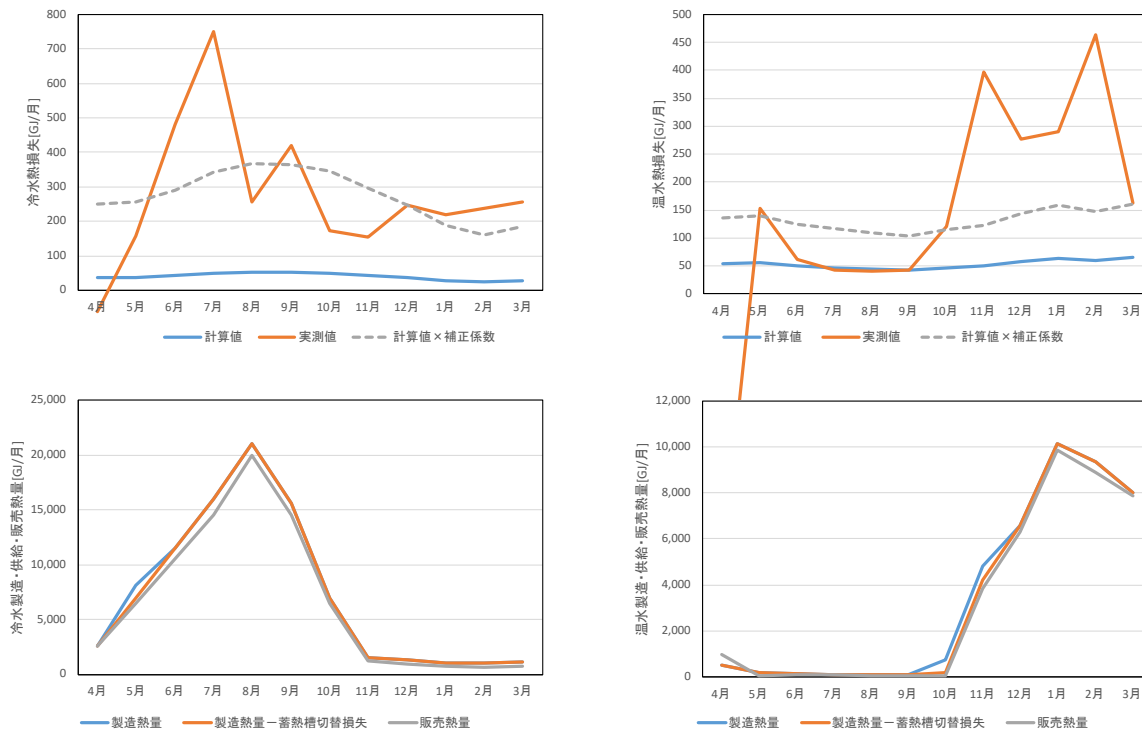


図 3.92 地域導管熱損失・製造熱量・販売熱量（月別）

② Bプラント熱損失の分析

Bプラントの熱損失の算定結果を表 3.56 から表 3.58、図 3.93 に示す。Bプラントでは地域導管部分の冷水熱損失率（年間平均）は 1.2%となる。一方、地域導管の代表断面における熱収支モデルにより算定した熱損失率（計算値）は、0.2%と算定され、実績値が計算値の 9.61 倍となる。

月別の値を比較すると、冷水は通年で実績値が計算値を上回っているが、特に8月で大きく上回っている。

表 3.56 製造熱量・販売熱量・熱損失（冷水一年間）

		単位	年間	割合	
冷水	製造熱量	GJ	101,525	100.0%	c
	販売熱量	GJ	97,634	96.2%	d
	ポンプ消費電力	MWh	864		e=a-c
	熱損失全体（製造－販売）	GJ	3,891	3.8%	f=c-d
	ポンプ入熱	GJ	1,802	1.8%	g=e × 3.6 × 0.84 × 0.69
	熱損失（ポンプ入熱除く）	GJ	2,089	2.1%	j=f-g
	地域導管分抽出（配管延長案分）	GJ	1,254	1.2%	k=j × 0.60
	熱損失率			1.2%	

※プラント内配管延長（各熱媒、往・返別）を150mと想定し、地域導管延長との比で熱損失を案分した。

$$222 / (222 + 150) = 0.60$$

表 3.57 地域導管熱損失の計算値と実測値の比較（冷水一年間）

		単位	年間
冷水	計算値	冷水往	GJ 86
		冷水返	GJ 44
		計	GJ 130
	実測値	GJ 1,254	
	実測値/計算値		9.61

表 3.58 製造熱量・販売熱量・熱損失（月別）

		単位	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間
冷水	製造熱量	GJ	4,046	9,332	12,911	17,691	23,870	17,596	8,543	2,118	1,561	1,308	1,217	1,334	101,525
	販売熱量	GJ	3,889	9,087	12,605	17,216	23,033	17,047	8,299	1,888	1,298	1,013	1,019	1,240	97,634
	ポンプ消費電力	MWh	41	79	103	144	182	138	69	24	23	21	19	21	864
	熱損失全体(製造-販売)	GJ	157	245	306	475	837	549	244	230	263	295	198	94	3,891
	ポンプ入熱	GJ	87	164	214	301	381	287	145	50	48	43	39	44	1,802
	熱損失(ポンプ入熱除く)	GJ	70	81	92	174	456	262	99	180	214	252	158	51	2,089
	地域導管分抽出(配管延長案分)	GJ	42	49	55	104	274	157	60	108	129	151	95	30	1,254
	熱損失率			1.0%	0.5%	0.4%	0.6%	1.1%	0.9%	0.7%	5.1%	8.2%	11.6%	7.8%	2.3%

		単位	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間	
冷水	計算値	冷水往	GJ	6	7	8	9	11	10	9	7	6	4	4	5	86
		冷水返	GJ	2	4	5	6	7	6	5	4	2	1	1	1	44
		計	GJ	8	11	13	15	18	16	14	11	8	5	4	6	130
	実測値	GJ	42	49	55	104	274	157	60	108	129	151	95	30	1,254	
	実測値/計算値			5.50	4.31	4.12	6.85	15.09	10.08	4.15	9.69	16.17	29.64	22.31	4.79	9.61

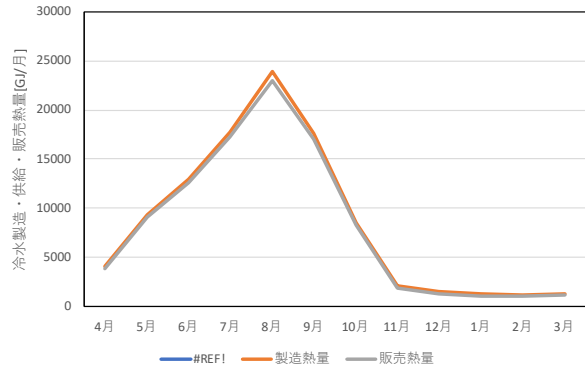
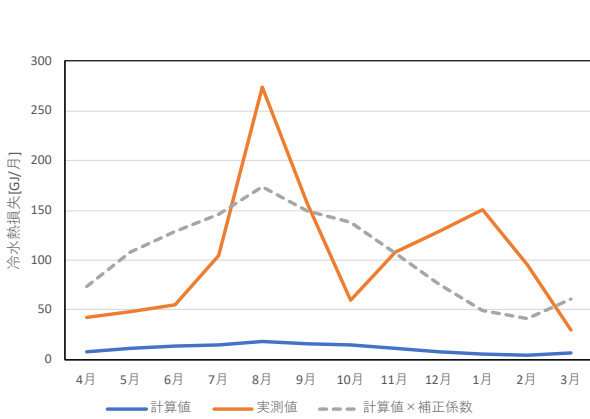


図 3.93 地域導管熱損失・製造熱量・販売熱量（月別）

③ Dプラント熱損失の分析

Dプラントの熱損失の算定結果を表 3.59 から表 3.63、図 3.94 に示す。Dプラントでは地域導管部分の熱損失率（年間平均）は、冷水 1.9%、蒸気 8.0%となる。一方、地域導管の代表断面における熱収支モデルにより算定した熱損失率（計算値）は、冷水 0.6%、蒸気 2.0%と算定され、冷水は実績値が計算値の 3.07 倍、蒸気は 2.14 倍となる。

月別の値を比較すると、冷水では 5~7 月において実測値が計算値を大きく上回っているが、その他の月では比較的近い値となっている。一方、蒸気は季節的な変動は冷水に比べて小さい。

表 3.59 製造熱量・販売熱量・熱損失（冷水一年間）

		単位	年間	割合	
冷水	製造熱量	GJ	108,707	100.0%	a
	販売熱量	GJ	104,878	96.5%	b
	冷水ポンプ消費電力	MWh	685		c
	熱損失全体（製造－販売）	GJ	3,829	3.5%	d=a-b
	ポンプ入熱	GJ	1,430	1.3%	e=c × 3.6 × 0.84 × 0.69
	地域導管熱損失（ポンプ入熱除く）	GJ	2,685	2.5%	f=d-e
	地域導管熱損失<地域導管抽出>	GJ	2,040	1.9%	g=f × 0.76
	熱損失率<地域導管抽出>		1.9%		

※プラント内配管延長（各熱媒、往・返別）を150mと想定し、地域導管延長との比で熱損失を案分した。

$$475 / (475 + 150) = 0.76$$

表 3.60 地域導管熱損失の計算値と実測値の比較（冷水一年間）

		単位	年間
冷水	計算値	冷水往	GJ 407
		冷水返	GJ 258
		計	GJ 665
	実測値<地域導管抽出>	GJ 2,040	
	実測値/計算値		3.07

表 3.61 製造熱量・販売熱量・熱損失（温水一年間）

		単位	年間	割合	
蒸気	製造熱量	GJ	59,476	100.0%	a
	販売熱量	GJ	53,357	89.7%	b
	熱損失全体（製造－販売）	GJ	6,119	10.3%	d=a-b
	地域導管熱損失<地域導管抽出>	GJ	4,773	8.0%	g=d×0.78
	熱損失率		8.0%		

※プラント内配管延長（各熱媒、往・返別）を150mと想定し、地域導管延長との比で熱損失を案分した。

$$527 / (527 + 150) = 0.78$$

表 3.62 地域導管熱損失の計算値と実測値の比較（温水一年間）

		単位	年間	割合	
蒸気	計算値	蒸気往	GJ	1,874	1.7%
		蒸気返	GJ	351	0.3%
		計	GJ	2,225	2.0%
	実測値<地域導管抽出>	GJ	4,773	4.4%	
	実測値/計算値		2.14		

表 3.63 製造熱量・販売熱量・熱損失（月別）

		単位	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間
冷水	製造熱量	GJ	5,706	9,255	12,271	21,987	21,528	14,291	7,262	4,680	2,839	2,204	2,250	4,436	108,707
	販売熱量	GJ	5,524	8,676	11,747	21,020	21,216	14,101	7,041	4,448	2,743	1,990	2,079	4,296	104,878
	冷水ポンプ消費電力	MWh	37	58	79	126	121	83	48	33	25	22	21	32	685
	熱損失全体（製造－販売）	GJ	183	579	523	967	312	191	221	232	96	214	171	140	3,829
	ポンプ入熱	GJ	78	121	165	264	253	173	100	69	53	46	43	67	1,430
	地域導管熱損失（ポンプ入熱除く）	GJ	120	483	391	756	110	52	141	177	54	177	137	86	2,685
	地域導管熱損失<地域導管抽出>	GJ	91	367	297	575	84	39	107	135	41	135	104	66	2,040
	熱損失率<地域導管抽出>		1.6%	4.0%	2.4%	2.6%	0.4%	0.3%	1.5%	2.9%	1.4%	6.1%	4.6%	1.5%	1.9%

		単位	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間
蒸気	製造熱量	GJ	4,644	1,808	1,532	1,514	1,522	1,532	1,796	5,870	10,342	11,679	10,420	6,818	59,476
	販売熱量	GJ	4,219	1,270	967	895	890	895	1,321	5,289	9,932	11,015	10,118	6,547	53,357
	熱損失全体（製造－販売）	GJ	426	538	565	619	632	637	475	581	410	664	301	271	6,119
	地域導管熱損失<地域導管抽出>	GJ	332	420	440	483	493	497	370	453	320	518	235	211	4,773
	熱損失率		7.1%	23.2%	28.8%	31.9%	32.4%	32.4%	20.6%	7.7%	3.1%	4.4%	2.3%	3.1%	8.0%

		単位	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間	
冷水	計算値	冷水往	GJ	29	34	36	39	44	41	39	35	31	27	23	28	407
		冷水返	GJ	16	21	24	27	31	29	27	23	19	14	12	15	258
		計	GJ	45	56	61	66	75	70	66	57	50	41	35	43	665
	実測値<地域導管抽出>	GJ	91	367	297	575	84	39	107	135	41	135	104	66	2,040	
	実測値/計算値		2.03	6.60	4.90	8.66	1.11	0.56	1.61	2.35	0.83	3.28	2.95	1.54	3.07	
蒸気	計算値	蒸気往	GJ	157	159	152	156	153	149	156	153	161	164	149	163	1,874
		蒸気返	GJ	31	30	27	27	25	25	27	28	31	34	31	33	351
		計	GJ	188	190	180	184	179	174	184	181	193	197	179	197	2,225
	実測値<地域導管抽出>	GJ	332	420	440	483	493	497	370	453	320	518	235	211	4,773	
	実測値/計算値		1.76	2.21	2.45	2.63	2.76	2.85	2.02	2.50	1.66	2.62	1.31	1.07	2.14	

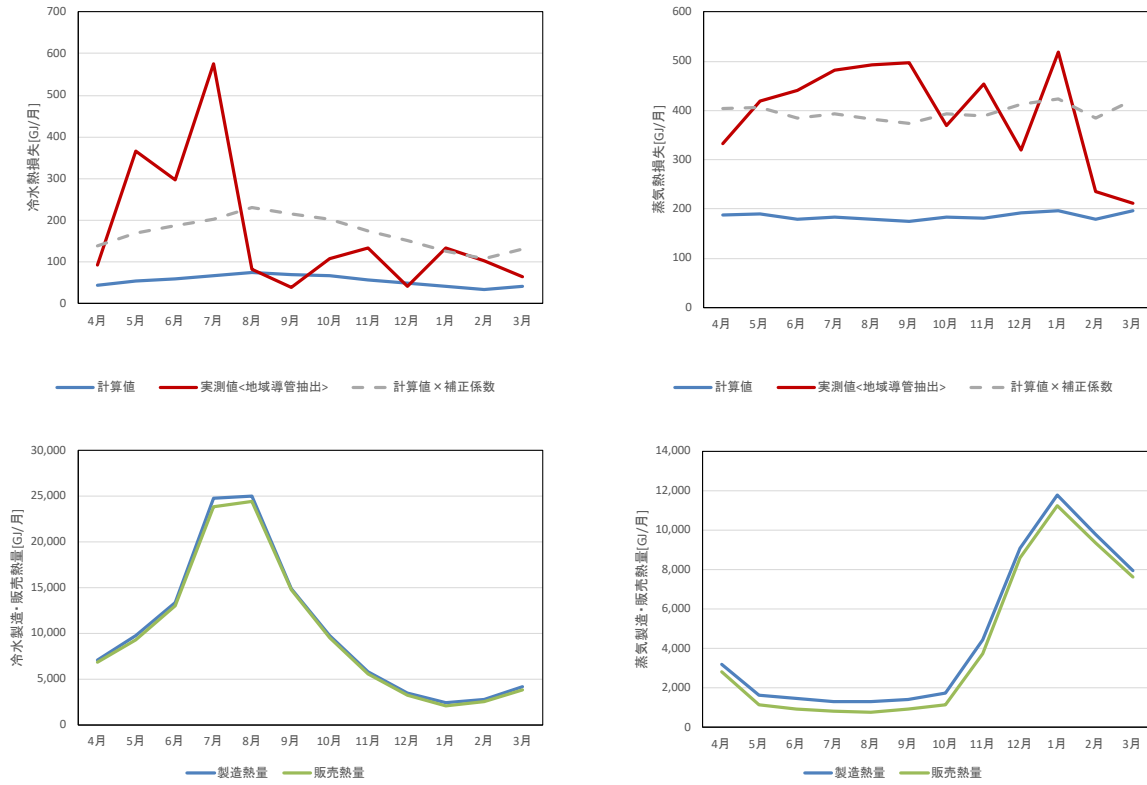


图 3.94 地域導管熱損失・製造熱量・販売熱量（月別）

④ Eプラント熱損失の分析

Eプラントの熱損失の算定結果を表 3.64 から表 3.68、図 3.95 に示す。Eプラントでは地域導管部分の熱損失率（年間平均）は、冷水 4.0%、蒸気 16.2%となる。一方、地域導管の代表断面における熱収支モデルにより算定した熱損失率（計算値）は、冷水 1.2%、蒸気 7.9%と算定され、冷水は実績値が計算値の 3.20 倍、蒸気は 2.06 倍となる。

月別の値を比較すると、冷水は通年で実測値が計算値を上回っているが、5～8 月において特に大きく上回っている。一方、蒸気は通年で実測値が計測値を上回っているが、特に冬期に大きく上回っている。

表 3.64 製造熱量・販売熱量・熱損失（冷水一年間）

		単位	年間	割合	
冷水	製造熱量	GJ	236,701	100.0%	a
	販売熱量	GJ	222,910	94.2%	b
	冷水ポンプ消費電力	MWh	2,155		c
	熱損失全体（製造－販売）	GJ	13,791	5.8%	d=a-b
	ポンプ入熱	GJ	4,496	1.9%	e=c × 3.6 × 0.84 × 0.69
	地域導管熱損失（ポンプ入熱除く）	GJ	10,194	4.3%	f=d-e
	地域導管熱損失<地域導管抽出>	GJ	9,378	4.0%	g=f × 0.92
	熱損失率		4.0%		

※プラント内配管延長（各熱媒、往・返別）を150mと想定し、地域導管延長との比で熱損失を案分した。

$$1838 / (1838 + 150) = 0.92$$

表 3.65 地域導管熱損失の計算値と実測値の比較（冷水一年間）

		単位	年間	割合	
冷水	計算値	冷水往	GJ	1,635	0.7%
		冷水返	GJ	1,300	0.5%
		計	GJ	2,935	1.2%
	実測値<地域導管抽出>※2	GJ	9,378	4.0%	
	実測値/計算値		3.20		

表 3.66 製造熱量・販売熱量・熱損失（温水一年間）

		単位	年間	割合	
蒸気	製造熱量	GJ	111,196	100.0%	a
	販売熱量	GJ	91,560	82.3%	b
	熱損失全体(製造－販売)	GJ	19,636	17.7%	c=a-b
	地域導管熱損失<地域導管抽出>	GJ	18,065	16.2%	d=g×0.92
	熱損失率		16.2%		

※プラント内配管延長(各熱媒、往・返別)を150mと想定し、地域導管延長との比で熱損失を案分した。

$$1668 / (1668 + 150) = 0.92$$

表 3.67 地域導管熱損失の計算値と実測値の比較（温水一年間）

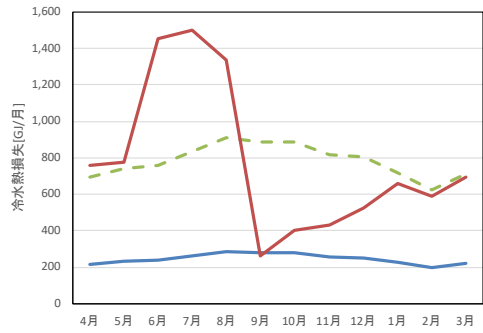
		単位	年間	割合	
蒸気	計算値	蒸気往	GJ	8,452	7.6%
		蒸気返	GJ	336	0.3%
		計	GJ	8,787	7.9%
	実測値<地域導管抽出>※2	GJ	18,065	16.2%	
	実測値/計算値		2.06		

表 3.68 製造熱量・販売熱量・熱損失（月別）

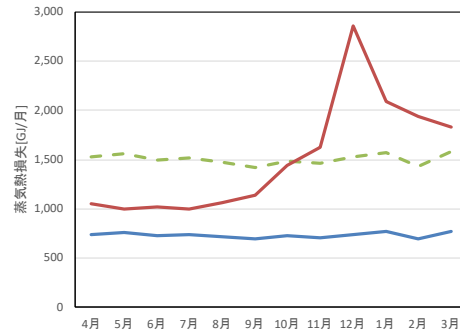
		単位	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間
冷水	製造熱量	GJ	13,925	19,703	25,865	47,258	47,774	28,040	17,481	10,218	7,089	5,791	5,614	7,944	236,701
	販売熱量	GJ	12,889	18,575	23,906	44,934	45,627	27,332	16,784	9,587	6,383	4,966	4,873	7,053	222,910
	冷水ポンプ消費電力	MWh	125	172	228	416	416	254	156	99	81	64	60	83	2,155
	熱損失全体(製造－販売)	GJ	1,036	1,128	1,959	2,324	2,146	708	696	631	706	824	742	891	13,791
	ポンプ入熱	GJ	262	358	476	868	868	530	325	207	170	133	126	173	4,496
	地域導管熱損失(ポンプ入熱除く)	GJ	827	841	1,578	1,629	1,452	283	436	466	570	718	641	752	10,194
	地域導管熱損失<地域導管抽出>	GJ	760	774	1,452	1,499	1,336	261	401	429	525	660	590	692	9,378
	熱損失率		5.5%	3.9%	5.6%	3.2%	2.8%	0.9%	2.3%	4.2%	7.4%	11.4%	10.5%	8.7%	4.0%

		単位	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間
蒸気	製造熱量	GJ	7,213	3,842	3,470	3,161	3,215	3,338	4,600	7,880	17,428	22,985	18,692	15,372	111,196
	販売熱量	GJ	6,068	2,754	2,359	2,081	2,063	2,103	3,031	6,109	14,325	20,709	16,581	13,377	91,560
	熱損失全体(製造－販売)	GJ	1,145	1,088	1,110	1,080	1,152	1,235	1,569	1,771	3,103	2,276	2,111	1,995	19,636
	地域導管熱損失<地域導管抽出>	GJ	1,053	1,001	1,022	994	1,060	1,136	1,444	1,629	2,855	2,094	1,942	1,835	18,065
	熱損失率		14.6%	26.1%	29.4%	31.4%	33.0%	34.0%	31.4%	20.7%	16.4%	9.1%	10.4%	11.9%	16.2%

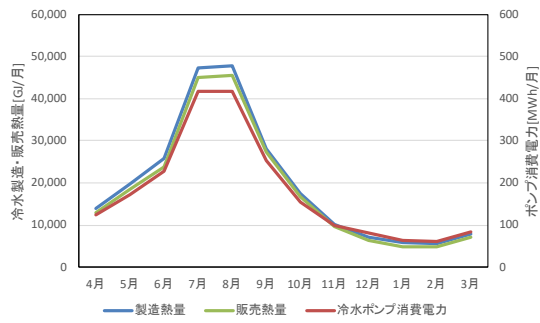
		単位	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	年間	
冷水	計算値	冷水往	GJ	122	130	132	144	157	153	153	142	140	126	111	125	1,635
		冷水返	GJ	95	102	104	116	128	125	124	114	111	98	85	97	1,300
		計	GJ	217	232	236	260	285	278	277	256	251	225	196	222	2,935
	実測値<地域導管抽出>※2	GJ	760	774	1,452	1,499	1,336	261	401	429	525	660	590	692	9,378	
	実測値/計算値		3.51	3.34	6.14	5.76	4.68	0.94	1.45	1.68	2.09	2.94	3.01	3.12	3.20	
蒸気	計算値	蒸気往	GJ	710	729	698	711	695	671	700	685	717	734	667	735	8,452
		蒸気返	GJ	32	32	29	26	22	21	23	25	28	33	31	34	336
		計	GJ	742	761	726	737	717	692	724	710	745	767	698	769	8,787
	実測値<地域導管抽出>※2	GJ	1,053	1,001	1,022	994	1,060	1,136	1,444	1,629	2,855	2,094	1,942	1,835	18,065	
	実測値/計算値		1.42	1.32	1.41	1.35	1.48	1.64	1.99	2.29	3.83	2.73	2.78	2.39	2.06	



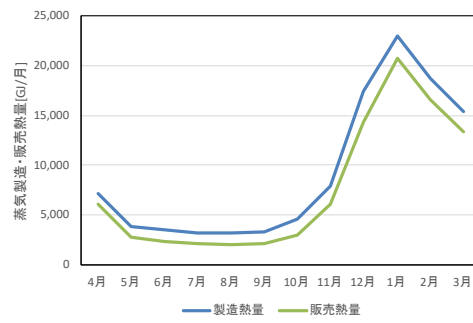
— 計算値 - - 計算値×補正係数 — 実測値<地域導管抽出>※2



— 計算値 - - 計算値×補正係数 — 実測値<地域導管抽出>※2



— 製造熱量 — 販売熱量 — 冷水ポンプ消費電力



— 製造熱量 — 販売熱量

図 3.95 地域導管熱損失・製造熱量・販売熱量（月別）

⑤ 分析のまとめ

分析対象3プラントの結果をまとめたものを表 3.69 に示す。熱媒別に実測値÷計算値の平均値をとり補正係数として設定すると、冷水が6.0、温水が2.5、蒸気が2.5となる(表 3.70)。また、この補正係数を適用した場合の各プラントの地域導管熱損失率を再計算すると、Aプラント冷水、Bプラント冷水以外は実績値を上回る値となる。

表 3.69 分析結果のまとめ

		熱損失率 全体	熱損失率 地域導管分 <実測値>	熱損失率 地域導管分 <計算値>	実測値÷ 計算値	補正係数	地域導管 熱損失率 補正係数適用	地域導管延長
		(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	
Aプラント	冷水	9.7%	3.8%	0.5%	6.96	—	3.3%	531m×2
	温水	6.7%	3.1%	1.3%	2.46	—	3.2%	540m×2
Bプラント	冷水	3.8%	1.2%	0.1%	9.61	—	0.8%	222m×2
Dプラント	冷水	3.6%	1.9%	0.6%	3.07	—	3.7%	521m×2
	蒸気	10.6%	8.0%	3.7%	2.14	—	9.4%	蒸気533m/還水521m
Eプラント	冷水	5.8%	4.0%	1.2%	3.20	—	7.4%	1,838m×2
	蒸気	17.7%	16.2%	7.9%	2.06	—	19.8%	蒸気1,668m/還水1,669m
平均 (単純平均)	冷水	5.7%	2.7%	0.5%	5.71	6.00	4.8%	—
	温水	6.7%	3.1%	1.3%	2.46	2.50	3.2%	—
	蒸気	14.1%	12.1%	5.8%	2.10	2.50	14.6%	—

(a) 製造熱量－販売熱量

(b) 冷水：(a)から冷水ポンプ入熱分を除き、地域導管分を配管延長比で案分して抽出
温水・蒸気：(a)から地域導管分を配管延長比で案分して抽出

(c) 最大口径部における配管断面モデルより算定

(d) = (b) ÷ (c)

(e) 単純平均値を丸めて適用

表 3.70 補正係数の案

熱媒種類	補正係数
冷水	6.0
温水	2.5
蒸気	2.5

(参考) 既往調査における熱損失実測値と計算値の比較

「地域冷暖房における供給エネルギー損失に関する研究（第2報）熱供給に係る熱損失の実態解析と計算値に関する検討」（空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 H21.9 百田真史ほか）では、熱供給プラント計2か所について、熱量計により実測した熱損失（論文内ではBEMS熱損失と呼称）とJIS計算方法に従って計算した熱損失（計算値）との比較を行っている。

たとえばA地区についてみると、BEMS熱損失を100とした場合の熱損失の計算値は2.3～3.4%であり、この計算値にポンプ入熱を追加しても実測値の50%程度であり、実測値と計算値の乖離が激しい（図3.96）。温熱の場合、ポンプ入熱は熱損失ではなく熱取得になるためその乖離はさらに激しくなっている。論文著者の百田教授に対してヒアリングを行ったが、この乖離の原因は解明できていないとのことである。

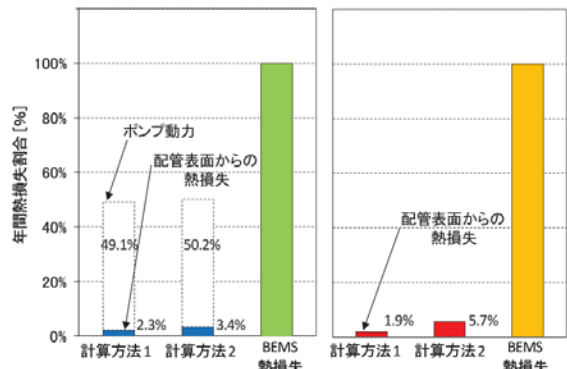


図4 配管表面からの熱損失量算出結果とBEMS熱損失量(A地区)

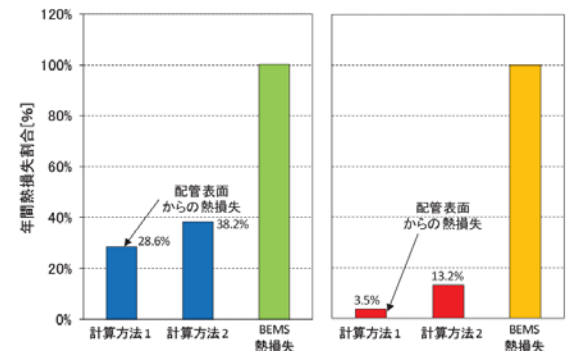


図5 配管表面からの熱損失量算出結果とBEMS熱損失量(B地区)

表1 JIS 計算式

計算方法1

$$Q_a = 1 / \left(\frac{1}{h_{se} D} + \frac{1}{D_i} + \frac{1}{2\pi \lambda} + \frac{1}{h_{ho} \pi D_o} \right) \cdot |\theta_{ho} - \theta_{hi}| \quad [W/m]$$

表面熱伝達率

$$h_{se} = 4 \left(\frac{\theta_{ho} + \theta_{hi}}{2} \right)^{0.25} \cdot \epsilon \cdot \rho + 1.19 \left(\frac{\theta_{ho} - \theta_{hi}}{D_i} \right)^{0.25} \cdot \left(\frac{w}{0.348} \right)^{0.5} \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Q_a : 放熱量 [W/m] h_{se} : 表面熱伝達率 [W/(m²·K)] D : 断熱厚さ [m]
 θ_{ho} : 管内温度 [°C] D_o : 断熱材の外径 [m] θ_{ho} : 断熱材外側温度 [°C]
 D_i : 断熱材の内径 [m] θ_{hi} : 断熱材内側温度 [°C]
 λ : 断熱材の熱伝導率 [W/(m·K)] ϵ : 放射率(0.94)
 ρ : ステファン・ボルツマン定数 5.67·10⁻⁸ [W/m²·K⁴] w : 風速[m/s]

計算方法2

$$Q_a = m \cdot \theta_{fm} \quad [W/m]$$

$$|\theta_{fm} - \theta_{im}| = |\theta_{im} - \theta_{sa}| \cdot e^{-\alpha l} \quad [°C]$$

$$\alpha = (U \cdot 3.6) / (m \cdot C_p) \quad [m^{-1}]$$

Q_a : 放熱量 [W/m] θ_{fm} : 流体の出口温度 [°C] θ_{im} : 流体の入口温度 [°C]
 θ_{sa} : 管内温度 [°C] C_p : 流体の定圧比熱 [kJ/(kg·K)]
 m : 流量 [kg/h] l : 管の長さ [m] U : 管の熱通過率[W/(m·K)]

表2 計算式に用いた数値

記号	項目	用いた数値	備考
h_{se}	表面熱伝達率	計算値	θ_{sa} と θ_{ho} より算出
D	断熱厚さ	設計値	竣工図記載の仕様に基づく
D_i	断熱材内径	設計値	竣工図より、管径別に算出
D_o	断熱材外径	計算値	$D_i + D \times 2$
θ_{sa}	管内温度	実測値 + 補完値	冬期: 実測平均値、中間期: 11月平均値、夏期: 35°C(A地区)、50°C(B地区)
θ_{ho}	断熱材外側温度	計算値	$\theta_{sa} \pm$ 実測期間中の θ_{sa} と θ_{ho} の差を平均した値
θ_{hi}	断熱材内側温度	固定値	実測期間中に任意変動が無いため平均値で年間固定
θ_{im}	流体の入口温度	BEMS	プラント出口温度
w	風速	固定値	感知しない程度(0.3m/s)で固定
C_p	流体の定圧比熱	固定値	4.18 kJ/(kg·K)
m	流量	BEMS	流量計データ
l	管の長さ	設計値	竣工図、管径別長さの総和
U	管の長さ熱通過率	計算値	$1 / \left(\frac{1}{h_{se} D} + \frac{1}{D_i} + \frac{1}{2\pi \lambda} + \frac{1}{h_{ho} \pi D_o} \right)$

*計測期間: 2008年11月21日～2009年3月28日
 *夏期: 6～9月、中間期: 4・5・10～11月、冬期: 12～3月
 *BEMSデータは年間データを使用

図 3.96 百田らの調査における熱損失実測値と計算値の比較

出典: 「地域冷暖房における供給エネルギー損失に関する研究（第2報）熱供給に係る熱損失の実態解析と計算値に関する検討」（空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 H21.9 百田真史ほか）

(8) 調査結果のまとめ

① 調査結果のまとめ

既往調査を整理することで地域導管熱損失計算に使用する熱損失率の設定を行った。また、対象プラントにおける実測データにもとづき、地域導管分の熱損失を抽出し、地域導管の配管断面熱収支モデルから計算される熱損失計算値との比較・分析を行った。これに加えて、地域導管の保温仕様や延長を反映することが可能な地域導管熱損失計算手法の検討を行った。

② 今後に向けて

<地域導管熱損失計算方法の精度について>

今回の検討により、熱量計による熱損失の実測値（製造熱量－販売熱量）と配管断面における熱収支モデルから計算した計算値とが大きく異なることが判明した。具体的には、実測値が計算値に対して、冷水で平均 6 倍程度、温水・蒸気で 2～2.5 倍程度の乖離があった。計算値は直管断面における熱収支モデルにより計算していることから、弁類や架台部分での熱損失は含まれていないため、実績値が計算値を上回ることが説明がつくものの、6 倍の乖離となると他の要因が絡んでいることも考えられることから、現段階で計算方法として掲載することは難しいとの判断に至った。なお、この乖離については、既往調査においても指摘されており、現時点では解明できていない。今後、地域導管の熱損失のメカニズムが解明することが期待される。

<単体建物との比較について>

地域熱供給施設における熱損失は、大きく地域導管で発生する熱損失とプラント内の配管、機器類で発生する熱損失に区分できる。

国交省では単体建物において WEB プログラムを使用して、建物が使用する一次エネルギー使用量を計算することとしているが、WEB プログラムにおいては、図 3.97 に示すように、ポンプ入熱を見込んでいるが、プラントで発生する熱損失等は見込んでいない。よって、WEB プログラムで計算した単体建物における一次エネルギー消費量との比較する場合は、条件を同等にするため地域導管で発生する熱損失のみを考慮することが適切であると考えられる。

一方で、熱供給の運転が開始され、一次エネルギー換算係数の実績値を適用するようになると、結果にはプラントで発生する熱損失等を含めて反映されることから、これとの整合を考慮するとプラントで発生する熱損失等を含めるのが適切であると考えられる。

単体建物と熱供給との比較において公平性を保ちつつ、一次エネルギー消費量の計算値と実績値との整合性を保つためには、単体建物・熱供給双方において、熱源機械室またはプラントで発生する熱損失を見込むようにすることが望ましく、将来的にはそのような改良がなされるべきであると考えられる。

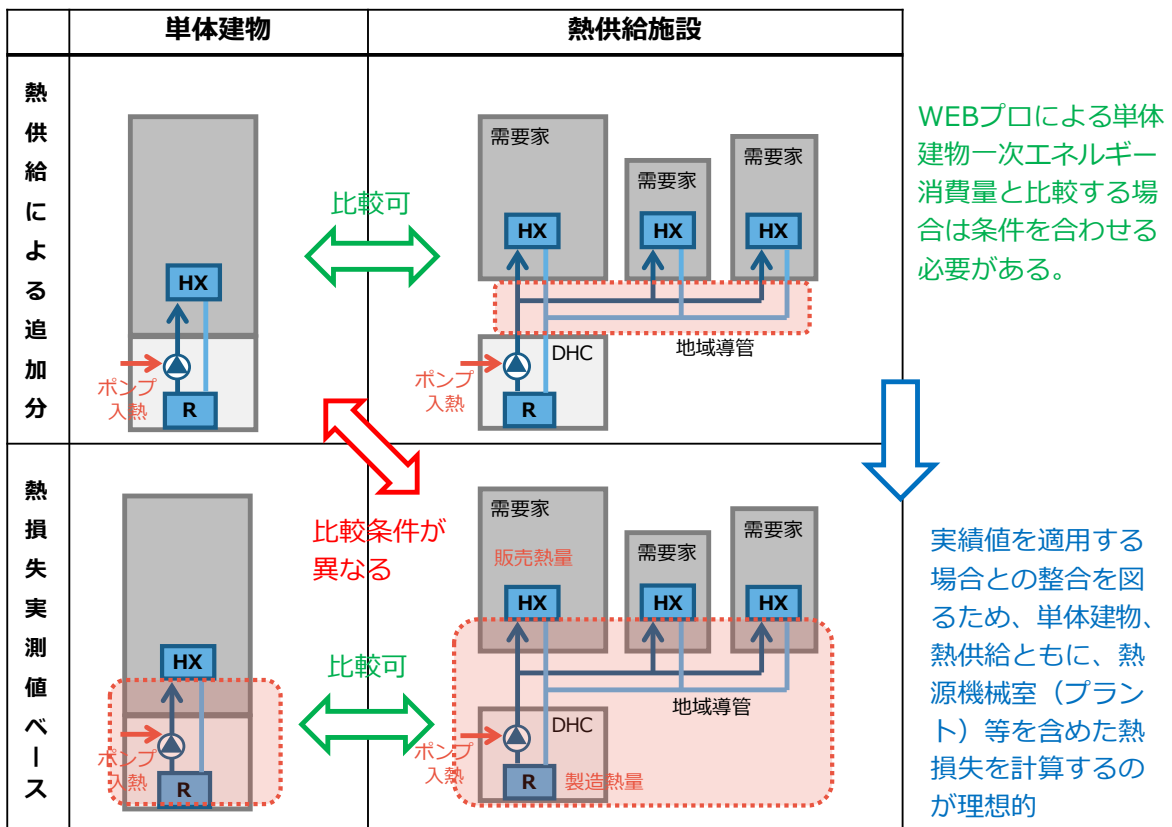


図 3.97 地域導管熱損失の考え方（単体建物との比較）

地域導管の配管断面モデルから算出される計算結果との比較を行うにあたっては、図 3.98 に示すように、各プラントにおける熱損失値から地域導管熱損失分を抽出し、これについて分析を行い地域熱導管における熱損失の計算方法の提案を行った。これにより、地域導管における熱損失のみを計上して、WEB プログラムで計算した単体建物と比較することも可能であり、かつ、地域導管の熱損失計算方法をプラント内配管にも準用して加算することで、プラント内の熱損失も見込んだ計算結果を得ることも可能である。

配管断面モデルによる熱損失実測値の分析	
	<p>各熱供給施設の製造熱量と販売熱量の差から熱損失量を算定。</p>
	<p>上記熱損失量をもとに、冷水についてはポンプ入熱量を除き、さらに地域導管延長とプラント内配管延長の比により熱損失量を案分。抽出した熱導管部分の熱損失について分析して、地域導管部分熱損失計算方法を提案。</p>
配管断面モデルによる熱損失の計算の運用案	
<p>※ポンプ熱取得はポンプ消費電力等から計算</p>	<p>提案した計算方法により地域導管分の熱損失を計算することが可能である。 →現状WEBプログラムによる単体建物一次エネルギー消費量との比較が可能である。</p>
<p>※ポンプ熱取得はポンプ消費電力等から計算</p>	<p>提案した計算方法において地域導管延長の代わりにプラント内配管延長を適用することで、プラント内配管系による熱損失を概算。これを加算することにより、熱供給施設全体の熱損失量を算定する。</p>

図 3.98 配管断面モデルによる計算法における地域導管熱損失の分析および運用案

※ここで実測値から抽出した地域導管熱損失の中には、需要家建物壁体から受入設備までの間の熱損失が含まれているが、その割合は小さいと考えられることから、これを含んだままで分析を行うこととした。