

建築研究資料

Building Research Data

No. 177

November 2016

業務用空調・給湯システムの制御による 省エネルギー効果の実証的評価

The Evaluation of Energy Consumption Reduction Effect
by Automatic Control Systems of Air-conditioning System and Hot Water Supply
System in Commercial Buildings

澤地孝男、桑沢保夫、宮田征門、赤嶺嘉彦、
五味弘、竹之内元、富田弘明、佐々木洋二

Takao SAWACHI, Yasuo KUWASAWA, Masato MIYATA, Yoshihiko AKAMINE,
Hiroshi GOMI, Gen TAKENOUCI, Hiroaki TOMITA, Yoji SASAKI

国立研究開発法人 建築研究所

Published by

Building Research Institute

National Research and Development Agency, Japan

はしがき

喫緊の課題である建築物の省エネルギー化を達成するためには、建築物を設計した時点でエネルギー消費量を評価し、より適切な設計に誘導していくことが重要である。しかし、非住宅建築物については、建築物全体のエネルギー消費量を統一的な考えで評価する手法はなく、このような評価は殆ど行われていないのが実態である。

建築研究所ではこのような課題に対応するために、平成 23 年度から個別研究開発課題として省エネ基準運用強化に向けた住宅・建築の省エネルギー性能評価手法の高度化(平成 23～25 年度)」を行い、非住宅建築物の省エネルギー基準に適用可能な一次エネルギー消費量を指標とする総合的評価方法の開発を行った。

これらの課題のうち、非住宅建築物の空調・給湯システムの制御に関する評価方法の検討については、国土交通省建築基準整備促進事業の調査事項「36 空調システム等の最適制御による省エネルギー効果に関する実証的評価(平成 23～24 年度)」を実施した事業主体(高砂熱学工業株式会社、新菱冷熱工業株式会社、三機工業株式会社、ダイダン株式会社)との共同研究により実施した。建築研究所はこの共同研究で、調査研究の計画策定、研究成果の取りまとめに関して主たる役割を果たした他、個別の実験・調査等に関しても事業主体とともに研究を行い、最終的に非住宅建築物の制御によるエネルギー消費性能の評価手法を提案している。

本資料は、上記の建築基準整備促進事業「36 空調システム等の最適制御による省エネルギー効果に関する実証的評価」において、平成 23 年度～24 年度の 2 カ年で実施した調査報告書を再構成し、2 年間の調査内容全体がよりわかりやすくなるように取りまとめたものである。本資料では、平成 25 年に改正された省エネルギー基準における制御の評価方法の背景にある基礎的情報が詳細に整理されており、大変重要な資料である。本資料が、省エネルギー基準をよりよく理解するうえで、また、省エネルギー性能の優れた住宅・建築物を設計するうえで役立てられることを期待する。

平成 28 年 7 月
国立研究開発法人建築研究所
理事長 坂本雄三

業務用空調・給湯システムの制御による省エネルギー効果の実証的評価

澤地孝男^{*1}、桑沢保夫^{*1}、宮田征門^{*1}、赤嶺嘉彦^{*1}
五味弘^{*2}、竹之内元^{*3}、富田弘明^{*4}、佐々木洋二^{*5}

概 要

本調査は、非住宅建築物の省エネルギー基準に適用可能な、一次エネルギー消費量を指標とする総合的評価方法を開発するため、空調及び給湯システムの制御について、その分類を行うとともに、実建物におけるデータ収集を実施して各制御による省エネルギー効果を明らかにすることを目的とする。建築物の一次エネルギー消費量の評価においては、機器等のハードウェアの性能だけではなく、これらを効率良く動かすための自動制御の性能を評価することも重要である。本調査では、空調システム、給湯システムに関する自動制御を対象として、設計図書の調査、実務者へのヒアリング調査及び現場調査を実施して、その分類を作成するとともに、実建物における実測データ分析を実施して、各制御についてその省エネルギー効果を明らかにし、省エネルギー基準における一次エネルギー消費量評価手法の開発のための基礎的な情報として取り纏めた。

建築研究所^{*1}、高砂熱学工業株式会社^{*2}、新菱冷熱工業株式会社^{*3}、三機工業株式会社^{*4}、ダイダン株式会社^{*5}

(所属は研究実施当時)

The Evaluation of Energy Consumption Reduction Effect by Automatic Control Systems of Air-conditioning System and Hot Water Supply System in Commercial Buildings

Takao SAWACHI^{*1}, Yasuo KUWASAWA^{*1}, Masato MIYATA^{*1}, Yoshihiko AKAMINE^{*1}
Hiroshi GOMI^{*2}, Gen TAKENOUCI^{*3}, Hiroaki TOMITA^{*4}, Yoji SASAKI^{*5}

ABSTRACT

In order to develop a general evaluation method to calculate the primary energy consumption that is applicable to the energy efficiency standard of the commercial buildings, this research shows the classification of automatic control systems of air-conditioning system and hot water supply system in commercial buildings and the energy consumption reduction effects of each control method from the analysis results of operational data measured in actual buildings. In order to develop an accurate evaluation method to estimate the energy consumption, it is important to consider not only hardware (equipment) performance but also software (control system) performance. In this research project, we carried out the investigation into existing design documents, the hearing investigation and the analysis of measured operation data and we organized these analysis results as basic information for development of the primary energy consumption evaluation technique in the energy efficiency standard.

Building Research Institute ^{*1}, Takasago Thermal Engineering Co., Ltd. ^{*2}, Shinryo Corporation ^{*3}, Sanki Engineering Co., Ltd. ^{*4}, Dai-Dan Co., Ltd. ^{*5}

目次

I 編 調査概要

- 1. はじめに I - 1
- 2. 調査の概要 I - 1
- 3. 調査の体制 I - 5

II 編 熱源機器の制御に係わる省エネルギー効果の実運転データ取得

- 1. 目的・概要 II - 1
- 2. 実測方法 II - 3
- 3. データ取得・分析結果 II - 8
- 4. まとめ II - 136

III 編 搬送機器、外気処理システムの制御に係わる省エネルギー効果の実運転データ取得

- 1. 目的・概要 III - 1
- 2. 実測方法 III - 4
- 3. データ取得・分析結果 III - 10
- 4. まとめ III - 372

IV 編 給湯システムに係わるエネルギー消費量の評価に必要とされる実運転データ取得

- 1. 目的・概要 IV - 1
- 2. 実測方法 IV - 5
- 3. 中央式給湯システムのデータ取得・分析結果 IV - 11
- 4. 局所式給湯システムのデータ取得・分析結果 IV - 59
- 5. 太陽熱・排熱利用のデータ取得・分析結果 IV - 67
- 6. まとめ IV - 129

V編 実運転データに基づくエネルギー消費量予測のための評価値の作成

1. 目的・概要…………… V－ 1
2. 空調システムに関する評価方法と結果…………… V－ 2
3. 給湯システムに関する評価方法と結果…………… V－ 54
4. 制御方式の組合せと省エネルギー効果…………… V－ 64
5. まとめ…………… V－ 72

VI編 結果検討会による検討

1. 目的…………… VI－ 1
2. 検討結果…………… VI－ 4
3. 今後の調査研究への要望…………… VI－ 6

VII編 まとめ…………… VII－ 1

I 編 調査概要

1. はじめに

本調査は、エネルギー消費量を評価指標とする業務用建物の新たな省エネルギー基準をより合理的なものとするために、空調システムの制御に係わる省エネルギー効果の実運転データ、並びに給湯システムに係わるエネルギー消費量の実運転データを取得して、省エネルギー基準の評価法構築に活用可能な情報として取り纏めることを目的とする。

2. 調査の概要

本調査は平成23、24年度の2年間にわたり実施された。各年度の調査の概要を以下に示す。なお、本報告書は2年間の調査結果を総括して整理したものである。

(1) 平成23年度の調査の概要

平成23年度は、空調システムに採用されている各種省エネ制御手法を分類・整理し、さらに給湯システムの分類・整理を行った。また、空調の搬送系制御導入による省エネ効果に関する実測データの収集、及び評価方法の提案を行った。

1) 熱源機器、搬送機器、外気処理システムの制御に係る設計法及び仕様の分類整理

- ・文献、過去の実績、実建物の設計図書を収集し、その建物に実際に採用されている熱源制御、空気搬送制御、外気処理制御の制御ロジックに関して情報を取り纏め、分類した。
- ・実建物の設計図書は、省エネルギー基準にて区分されている用途の内、工場等を除く7区分の用途について過去10年程度前までに竣工した物件を目安に73件の調査を行った。
- ・設計実務者を対象としてヒアリングを実施し、近年の制御ロジックの動向や課題、今後の展望等について調査した。
- ・省エネルギー制御の効果は、制御方式の組合せによって異なるため、制御方式の組合せを検討し、用途毎によく使われる組合せを示した。

2) 給湯システムの分類整理

- ・54件の過去の設計図書を分析し、建物に実際に導入された給湯システムの方式を分類・整理した。
- ・中央式に限定せず、局所式も分類対象とし、さらに製造側のみならず需要側も分類した。
- ・代表的なシステム例を示した。
- ・次年度の実測の参考資料として、実物件における給湯設備のエネルギー計測状況を調査した。

3) 搬送機器・外気処理システムの制御に係わる省エネルギー効果の実証データ取得

- ・21件の建物で詳細な測定を行った。建物用途はホテル、病院、物販店舗、事務所、学校の5用途、地域は北海道から九州までであった。
- ・ポンプ変流量制御(21件)、ファン変風量制御(18件)、最小外気導入量制御(4件)、外気冷房制御(6件)、熱交換換気制御(4件)を対象に運転データを実測した。

- ・BEMS データのみならず，電力計や超音波流量計などを設置して不足データを収集した。
- ・実測データの考察に必要となる情報（制御概要，制御システム図，計測期間・間隔，測定機器名称など）を建物毎に示した。

4) 実証データに基づくエネルギー消費量予測のための評価値の作成

- ・エネルギー消費量予測に必要なとなるポンプ・ファンの特性を示し，理論的な検討を行った。
- ・実測したデータの中から，変流量制御 22 例，変風量制御 15 例について流量/風量，温度差，熱処理量，消費電力，熱搬送効率(WTF/ATF)の関係を示した。
- ・さらに良好な制御が行われているデータに対して理論値との比較を行い，評価値作成の可能性が示唆された。
- ・評価値作成を目的としたさらなる実測が行われる場合に考慮すべき点を挙げた。

平成 23 年度は，2 年間の計画の初年度であり，建物用途，地域を網羅した多くの物件に対して測定データを取得することを主目的とした。BEMS データのみならず不足分を実測することで詳細なデータを取得することができ，その意味で十分な成果を挙げたと考えられる。しかし，以下に示す課題が見出された。

- ・評価値作成のための有効なデータ量は十分とはいえず，さらに用途別，竣工年別，地域別に評価可能なデータを取得するためには 2 年目の調査においてさらなる測定を続ける必要がある。その際，有用なデータを取得するためには，高い熱負荷時の運転データを取得することに加え，設計意図通りの制御が行われているかなど様々な配慮が必要となる。
- ・Ⅱ編で示した制御分類すべてについて測定データを取得するのは非常に困難である。同じような特性を示す制御分類をまとめ，さらにシミュレーションなどを積極的に活用し，測定が困難であった制御項目の補完を行う必要がある。
- ・建物全体の運用状況を把握し考察の一助とするために，建物概要，年間消費電力，熱負荷などの付随データをより多く記載することが望まれる。
- ・実際の制御システムは各システムの組み合わせによって構成されているため，空調制御の組み合わせに対する分類・整理と省エネルギー効果の評価が必要である。
- ・用途別，竣工年別，低負荷時の評価法などについての追加評価が必要である。

(2) 平成 24 年度の調査の概要

平成 24 年度は，平成 23 年の調査結果を踏まえて，次の(イ)，(ロ)，(ハ)の 3 項目を実施した。

(イ)熱源機器，搬送機器，外気処理システムの制御に係わる省エネルギー効果の実運転データ取得

①熱源機器

- ・冷熱源機器を中心として，冷房負荷の変動に応じた熱源機器の運転台数制御，蓄熱槽を有する熱源設備の蓄熱制御，熱源送水温度制御及び冷却水温度制御の運転データを計測もしくは既往の運転データを取得し，熱源機器における省エネルギー制御導入の効果を整理した。

②搬送機器

- ・平成23年度に収集した， i)変風量(VAV)制御， ii)変流量(VWV)制御， を対象として，平成24年度も実運転データを収集した。
- ・対象物件は，平成23年度にデータ収集を行った物件のうち，制御導入効果が特徴的に現れた物件に絞り，詳細かつ信頼できるデータを集中的に計測した。
- ・データに関しては，平成23年度の実運転データについて負荷とエネルギー消費の因果関係を詳細に解析し，その解析結果を踏まえて，より幅広い負荷帯で新たなデータを収集した。

③外気処理システム

- ・平成23年度に収集した，
 - i)外気冷房制御，
 - ii)最小外気負荷制御，
 - iii)熱交換換気制御を対象として，平成24年度も実運転データを収集した。
- ・対象物件は，平成23年度にデータ収集を行った物件のうち，制御導入効果が特徴的に現れた物件に絞り，詳細かつ信頼できるデータを集中的に計測した。
- ・データに関しては，平成23年度の実運転データについて外気量と空調負荷の因果関係を詳細に解析し，その解析結果を踏まえて，より幅広い負荷帯で新たなデータを収集した。

(ロ)給湯システムに係わるエネルギー消費量の評価に必要な実運転データ取得

- ・平成23年度に分類した給湯システムの内，中央式給湯システムにおいては専用熱源もしくは空調用との兼用熱源を対象に実運転データを収集した。
- ・局所給湯システムにおいては，既往の測定データの調査を行い，不足の運転データに対しては実験施設等に測定器を設置して実運転データを収集した。
- ・中央式給湯システムにおいて，コージェネレーションシステムでの排熱を回収利用する排熱利用制御，太陽熱を給湯の予熱などに利用する太陽熱利用制御について実運転データを収集した。
- ・既往の文献調査等により，給湯システムにおけるエネルギー消費量等の実態を整理した。

(ハ)実運転データに基づくエネルギー消費量予測のための評価値の作成

平成23年度に測定された実運転データ，及び平成24年度に取得した実運転データに基づいて，空調システム及び給湯システムのエネルギー消費量予測に必要な評価値を作成した。

- ・空調システムに関して以下の評価値作成を行った。

搬送機器については、変風量(VAV)制御及び変流量(VWV)制御において、部分負荷率と省エネルギー効果の関係を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめた。

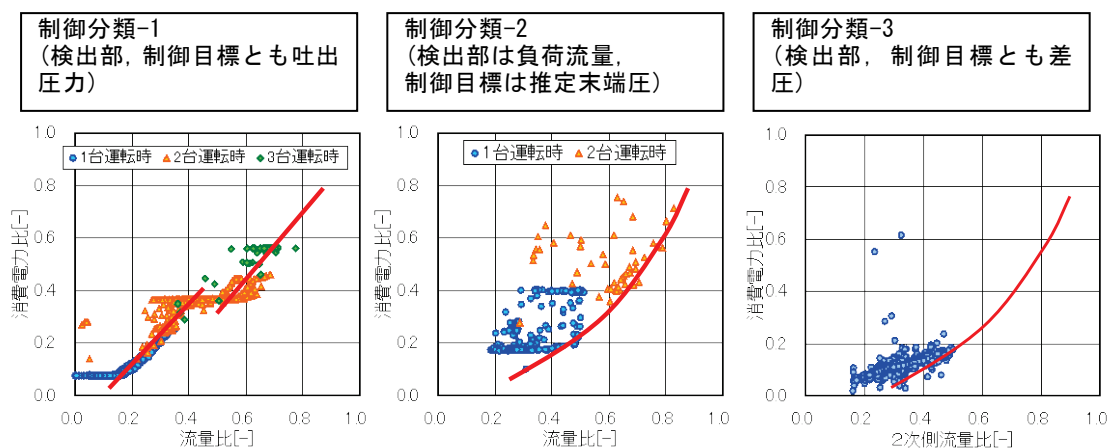


図 I.2.1.1 変流量(VWV)制御での部分負荷率と省エネルギー効果の整理例

外気処理システムについては、外気処理システムによる空調負荷の削減効果を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめた。

熱源機器については、蓄熱を含む台数制御、熱源送水温度制御、冷却水温度制御の導入による省エネルギー効果を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめた。

- ・給湯システムに関して以下の評価値作成を行った。

中央式給湯システムについては、放熱損失などによるエネルギー消費量の関係を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめた。

局所式給湯システムについては、立上がり時の温度変化などによるエネルギー消費量の関係を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめた。

排熱利用、太陽熱利用については、熱源の消費エネルギーの削減効果を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめた。

3. 調査の体制

本調査を円滑かつ効率的に実施するため、図 I.3.1.1 に示すように、調査全体の統制を行う委員会（運営委員会、統括責任者：五味弘）を設け、この中に省エネルギーの効果を特定する評価値作成部会を設置し、調査項目(イ) (ロ) (ハ) を調査、検討した。なお、部会の下部組織として、データ収集、解析の実務作業を行うWGを設け、作業の機動性を発揮させた。運営委員会は、部会・WGの代表者、学識経験者、設計事務所で構成し、部会での成果の取り纏め、調整を行った。結果検討会は、本調査に係わる様々な専門家から構成し、調査結果のレビューを行う第三者的位置づけの委員会とした。また、本調査は独立行政法人建築研究所との共同研究として行った。

各委員会、WGの調査スケジュールを表 I.3.1.1 に、各委員会の委員リストを表 I.3.1.2～表 I.3.1.6 に示す。

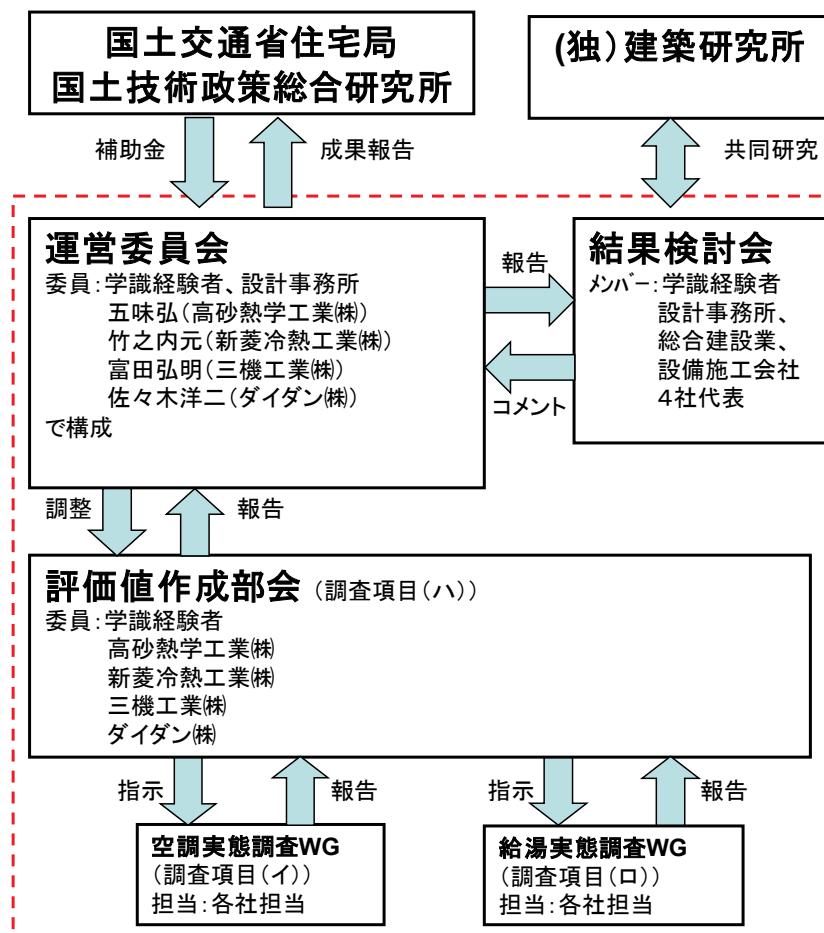


図 I.3.1.1 調査体制

表 I.3.1.2 運営委員会委員リスト

	氏名	勤務先および役職名
委員長	射場本 忠彦	東京電機大学 未来科学部 建築学科 教授
委員	吉田 治典	岡山理科大学 工学部 建築学科 教授
委員	柳原 隆司	東京大学 大学院 工学系研究科 建築学専攻 特任教授
委員	赤司 泰義	九州大学 大学院 人間環境学研究院 都市・建築学部門 教授
委員	高口 洋人	早稲田大学 理工学術院 建築学科 教授
委員	岩本 静雄	神奈川大学 工学部 建築学科 教授
委員	長井 達夫	東京理科大学 工学部 第一部建築学科 准教授
委員	前 真之	東京大学 大学院 工学系研究科 建築学専攻 准教授
委員	百田 真史	東京電機大学 未来科学部 建築学科 准教授
委員	松縄 堅	日建設計総合研究所 理事長
委員	佐藤 信孝	(株)日本設計 取締役副社長執行役員
委員	原田 仁	(株)三菱地所設計 常務執行役員設備設計部長 技術情報部長 環境技術推進室長
委員	坂本 雄三	独立行政法人建築研究所 理事長
委員	澤地 孝男	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ長
委員	桑沢 保夫	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 上席研究員
委員	宮田 征門	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 研究員
委員	赤嶺 嘉彦	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 研究員
司会	五味 弘	高砂熱学工業(株) 総合研究所長
委員	倉田 昌典	高砂熱学工業(株) 営業本部 ファシリティ・ソリューション部長
委員	柴田 克彦	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部長
委員	蝦名 基以	高砂熱学工業(株) 技術本部 生産技術部 課長
委員	伊東 民雄	高砂熱学工業(株) 総合研究所 顧問
委員	増田 正夫	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部 担当課長
委員	白石 裕紀	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部 嘱託
委員	竹之内 元	新菱冷熱工業(株) 執行役員 中央研究所長
委員	植田 俊克	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長
委員	前田 幸輝	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長
委員	富田 弘明	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 執行役員センター長
委員	鈴木 康司	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 都市エネルギー推進課長
委員	菊池 健二	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 都市エネルギー推進課 課長補佐
委員	川村 昌彦	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 省エネルギー推進課 課長補佐
委員	佐々木 洋二	ダイダン(株) 技術研究所長
委員	中村 真	ダイダン(株) 技術研究所 副所長
委員	仲井 章一	ダイダン(株) 技術研究所 環境システム開発グループ長
委員	田中 法幸	ダイダン(株) 技術研究所 施工システム開発グループ 課長代理
事務局	神垣 善一	(株)グローバルスタッフ
事務局	長竹 一哉	(株)グローバルスタッフ

表 I.3.1.3 評価値作成部会委員リスト

	氏名	勤務先および役職名
委員	長井 達夫	東京理科大学 工学部 第一部建築学科 准教授
委員	前 真之	東京大学 大学院 工学系研究科 建築学専攻 准教授
委員	百田 真史	東京電機大学 未来科学部 建築学科 准教授
委員	澤地 孝男	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ長
委員	桑沢 保夫	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 上席研究員
委員	宮田 征門	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 研究員
委員	赤嶺 嘉彦	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 研究員
委員	五味 弘	高砂熱学工業(株) 総合研究所長
司会	倉田 昌典	高砂熱学工業(株) 営業本部 ファシリティ・ソリューション部長
委員	柴田 克彦	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部長
委員	蝦名 基以	高砂熱学工業(株) 技術本部 生産技術部 課長
委員	増田 正夫	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部 担当課長
委員	白石 裕紀	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部 嘱託
委員	植田 俊克	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長
委員	前田 幸輝	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長
委員	鈴木 正美	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長
委員	富田 弘明	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 執行役員センター長
委員	鈴木 康司	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 都市エネルギー推進課長
委員	菊池 健二	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 都市エネルギー推進課 課長補佐
委員	川村 昌彦	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 省エネルギー推進課 課長補佐
委員	中村 真	ダイダン(株) 技術研究所 副所長
委員	仲井 章一	ダイダン(株) 技術研究所 環境システム開発グループ長
委員	田中 法幸	ダイダン(株) 技術研究所 施工システム開発グループ 課長代理
事務局	神垣 善一	(株)グローバルスタッフ
事務局	長竹 一哉	(株)グローバルスタッフ

表 I.3.1.4 空調実態調査 WG 委員リスト

	氏名	勤務先および役職名
委員	澤地 孝男	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ長
委員	桑沢 保夫	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 上席研究員
委員	宮田 征門	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 研究員
委員	赤嶺 嘉彦	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 研究員
委員	倉田 昌典	高砂熱学工業(株) 営業本部 ファシリティ・ソリューション部長
委員	柴田 克彦	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部長
委員	増田 正夫	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部 担当課長
委員	植田 俊克	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長
委員	前田 幸輝	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長
委員	鈴木 康司	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 都市エネルギー推進課長
委員	川村 昌彦	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 省エネルギー推進課 課長補佐
委員	中村 真	ダイダン(株) 技術研究所 副所長
委員	仲井 章一	ダイダン(株) 技術研究所 環境システム開発グループ長
委員	田中 法幸	ダイダン(株) 技術研究所 施工システム開発グループ 課長代理

表 I.3.1.5 給湯実態調査 WG 委員リスト

	氏名	勤務先および役職名
委員	前 真之	東京大学 大学院 工学系研究科 建築学専攻 准教授
委員	澤地 孝男	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ長
委員	桑沢 保夫	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 上席研究員
委員	宮田 征門	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 研究員
委員	赤嶺 嘉彦	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 研究員
委員	倉田 昌典	高砂熱学工業(株) 営業本部 ファシリティ・ソリューション部長
委員	柴田 克彦	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部長
委員	増田 正夫	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部 担当課長
委員	植田 俊克	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長
委員	前田 幸輝	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長
委員	鈴木 正美	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長
委員	鈴木 康司	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 都市エネルギー推進課長
委員	菊池 健二	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 都市エネルギー推進課 課長補佐
委員	川村 昌彦	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 省エネルギー推進課 課長補佐
委員	中村 真	ダイダン(株) 技術研究所 副所長
委員	仲井 章一	ダイダン(株) 技術研究所 環境システム開発グループ長
委員	田中 法幸	ダイダン(株) 技術研究所 施工システム開発グループ 課長代理

表 I.3.1.6 制御分類WG委員リスト

	氏名	勤務先および役職名
委員	倉田 昌典	高砂熱学工業(株) 営業本部 ファシリティ・ソリューション部長
委員	柴田 克彦	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部長
委員	蝦名 基以	高砂熱学工業(株) 技術本部 生産技術部 課長
委員	増田 正夫	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部 担当課長
委員	植田 俊克	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長
委員	前田 幸輝	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長
委員	鈴木 康司	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 都市エネルギー推進課長
委員	川村 昌彦	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 省エネルギー推進課 課長補佐
委員	中村 真	ダイダン(株) 技術研究所 副所長
委員	仲井 章一	ダイダン(株) 技術研究所 環境システム開発グループ長

Ⅱ編 熱源機器の制御に係わる省エネルギー効果の実運転データ取得

1. 目的・概要

1.1. 目的

熱源機器が複数台設置されている建物では、熱負荷に応じて運転台数が最適になるように制御することが省エネルギーとなる。また、部分負荷時には熱源の効率が高くなるよう熱源送水温度や冷却水温度を制御することで、さらなる省エネルギーが期待できる。一方、夜間蓄熱は、電力平準化に寄与し、外気温度の低い夜間に冷熱を製造することで機器の効率向上が見込まれる。そこで本編では、冷熱源機器を中心として、冷房負荷の変動に応じた熱源機器の運転台数制御、熱源送水温度制御及び冷却水温度制御、蓄熱槽を有する熱源設備の蓄熱制御の運転データを計測、取得することを目的とする。

本編で対象とする制御方法の概要を以下に示す。

① 熱源台数制御

熱源機器が複数台設置されている場合、負荷に応じて機器の稼働台数を制御する。機器の起動/停止を負荷に応じて自動で行う場合と、オペレーターが負荷を監視しながら手動で行う場合、スケジュールによる場合などがある。

② 熱源送水温度制御

冷熱源機器は、送水温度を高くすることで効率が向上する 경우가多く、中間期など負荷がピークに達しない場合に、送水温度設定値を高くして熱源機器の効率向上を図る。一方で送水温度が高いと送水流量が増えるため、ポンプやファンの搬送動力が逆に増えることに注意が必要である。

③ 冷却水温度制御

冷却水の冷却塔出口温度(以下、冷却水出口温度)は熱源機器の仕様により決められるが、熱源機器によっては冷却水出口温度を低くすることで効率が向上する。中間期や夜間など外気温度(正確には外気湿球温度)が低い場合には、冷却塔の能力に余裕があるので、冷却水出口温度を低く設定することが可能となる。この場合も、冷却塔の稼働率を上げることになり冷却塔ファンの搬送動力が増えるため注意が必要である。

④ 蓄熱運転制御

夜間、蓄熱材に熱を蓄え、その熱を昼間に利用することで、電力の平準化や場合によっては省エネルギーに寄与する。本編では、蓄熱材として水を用いた水蓄熱と、氷を用いた氷蓄熱を対象とする。

1.2. 実測対象

実測した建築物の制御手法別分類を表Ⅱ.1.2.1に示す。熱源台数制御は、自動制御7件、手動切替2件の計9物件である。建物用途別では、ホテル1件、病院4件、物販店舗1軒、事務所2件、学校1件と病院が多いが、これは使用中の建物に対して実測が可能か、所有者に実測許可が得られるかなど実測の都合による。地域は北海道から九州まで網羅されており、規模は30,000~170,000m²といずれも大規模建築物となっている。熱源送水温度制御、冷却水出口温度制御に関しては、それぞれ1件、いずれも事務所である。蓄熱運転制御に関しては、水蓄熱3件、氷蓄熱4件の計7物件である。

表Ⅱ.1.2.1 実測対象建築物リスト

設備	分類	制御対象	検出部	制御目標	動作	制御分組記号	設置台数	
							水蓄熱	氷蓄熱
熱源設備	熱源台数制御	自動制御	負荷流量・温度(熱量)	能力(熱量)	増設一源段	Rt-Ono-02	7	
		手動制御	負荷流量・温度(熱量)	能力(熱量)	手動による増設一源段	Rt-Ono-02	2	
			熱源機器本体	外気条件・負荷流量	冷水出口温度(温度可変)	本体の容量制御	Rt-Wt-08	1
	熱源送水温度制御	冷却水出口温度制御	冷却水出口温度	冷却水出口温度(温度可変)	周速数制御	Pcdt-VWV-03	1	
			冷却水入口温度	蓄熱量	ON-OFF	Rt-Hst-02	3	
		冷却水温度制御	蓄熱量	ON-OFF	Rt-Hst-04	4		

◎:平成23年度からの継続実測
○:平成24年度から新たに実測
△:平成23年度のみ実測

2. 実測方法

2.1. 実測概要

運転データの取得にあたっては、実測対象建築物に導入されている BEMS (Building and Energy Management System) を活用する。ただし、BEMS データの数値が適正であるか事前にチェックしたうえで分析に利用する。また、BEMS データだけで省エネルギー効果が分析できない場合、表 II.1.2.1 の測定方法で実測する。

計測間隔は原則 1 分ごととするが、10 分間の平均値でも代用可とした。

表 II.1.2.1 各制御の省エネルギー効果測定概要

制御手法	測定・確認項目	主な使用機器	備考
熱源台数	流量	超音波流量計	超音波流量計・電力計が常設できない場合、インバータ出力・電流値等から推定(※1)
	ポンプ電力量	電力計または電流計	
	往/還温度	温度ロガー	
	熱源電力量	(自動制御信号)	
	ガス消費量	(自動制御信号)	吸収式熱源のみ
	熱源発停	(自動制御信号)	
熱源送水	流量	超音波流量計	※1 と同様
温度制御	往/還温度	温度ロガー	
	熱源電力量	(自動制御信号)	
	ガス消費量	(自動制御信号)	吸収式熱源のみ
	冷却水温	流量	超音波流量計
度制御	往/還温度	温度ロガー	
	冷却水ポンプ電力量	電力計または電流計	※1 と同様
	冷却塔ファン電力量	電力計または電流計	※1 と同様
	熱源電力量	(自動制御信号)	
	ガス消費量	(自動制御信号)	吸収式熱源のみ
	蓄熱制御	流量	超音波流量計
往/還温度		温度ロガー	
槽内温度		(自動制御信号)	水蓄熱のみ
ブライン流量		(自動制御信号)	氷蓄熱のみ
ブライン往/還温度		(自動制御信号)	氷蓄熱のみ
熱源電力量		(自動制御信号)	
ガス消費量		(自動制御信号)	吸収式熱源のみ

2.2. 実測方法例

主な測定項目のうち、電力量、流量、温湿度の測定要領を示す。

2.2.1. 電力量の計測

<電力計を常時設置できる場合>

- ① 計測対象機器の動力盤内電源回路に、電力計を取り付ける (図Ⅱ.2.2.1).
 - 電力計に接続したロガーより、定期的に電力データをダウンロードする。



図Ⅱ.2.2.1 電力計の設置状況 (動力盤)

<以下、電力計を常時設置できない場合>

- ① 計測対象機器を運転し、運転時の電気特性を計測する。
 - ポンプおよびファンのインバータ出力を変化させ、各出力における電気特性(電流/電圧/電力)を計測する。
→インバータ周波数の上下限範囲においてインバータ出力を等間隔刻みで変化させ、計測を行う。また、計測はインバータ出力の上昇時/下降時それぞれについて実施する。
※定速運転を行っているポンプおよびファンはその状態で電気特性を計測する。
 - 計測対象機器が停止していた場合は、手動にて起動操作を行い計測、計測後は手動操作にて停止させる。
- ② 計測作業終了後、電力計を取り外す。
- ③ 計測対象機器の動力盤内電源回路に、クランプ電流ロガーを取り付ける (図Ⅱ.2.2.2)。またインバータ盤にはインバータ出力計測のための計装ロガーを取り付ける。
 - クランプ電流ロガーおよび計装ロガーより、定期的に電流データおよびインバータ周波数データをダウンロードする。
- ④ 上記①で分析した電気特性を利用し、電流データ・インバータ周波数データから電力値を算出する。



図Ⅱ.2.2.2 クランプ電流ロガーの設置状況（動力盤）

～注意事項～

- ・ クランプの配線への取り付けおよび取り外しは絶縁手袋を着用して行う。
- ・ 計測機器の設置は、運転管理業務の支障とならない場所とする。

流量の計測

<超音波流量計を常時設置できる場合>

- ① 計測対象配管に、超音波流量計を取り付ける（図Ⅱ.2.2.3）。
 - ・ 超音波流量計(ロガー)より、定期的に流量データをダウンロードする。

<以下、超音波流量計を常時設置できない場合>

- ① 計測対象系統の冷温水配管の保温材を取り外す。
- ② 超音波流量計を冷温水配管に取り付ける（図Ⅱ.2.2.3）。
- ③ 計測作業中の配管結露・放熱を防止するため、仮の断熱材で計測箇所を覆う。
- ④ 計測対象機器を運転し、運転時の流量を計測する。
 - ・ ポンプ流量の計測時
インバータ出力を変化させ、各出力における流量を計測する。
→インバータ周波数の上下限範囲においてインバータ出力を等間隔刻みで変化させ、計測を行う。また、計測はインバータ出力の上昇時/下降時それぞれについて実施する。
 - ・ 空調機冷温水流量の計測時
空調機の二方弁開度を変化させ、各出力における流量を計測する。
→二方弁開度を等間隔刻みで変化させ、計測を行う。また、計測はインバータ出力の上昇時/下降時それぞれについて実施する。
- ⑤ 計測した流量特性を利用し、インバータ周波数・二方弁開度データから流量値を算出する。



図Ⅱ.2.2.3 超音波流量計による冷温水配管流量測定状況（断熱材復旧前）

～注意事項～

- ・ 超音波流量計は直管を十分確保できるところに取り付ける。
- ・ 計測機器(特に期間中常設する機器)の設置は, 運転管理業務の支障とならない場所とする。

温度の計測

<配管>

- ① 計測対象システムの配管の保温材を取り外す。
- ② 配管表面に配管表面温度計を取り付ける。
 - ・ 流体温度を正確に計測できるように, 断熱材の内部までセンサを挿入する。
- ③ 計測作業中の配管結露・放熱を防止するため, 仮の断熱材で計測箇所を覆う。



図Ⅱ.2.2.4 配管表面温度測定状況（断熱材復旧前）

～注意事項～

- ・ 外気温度の影響を受けないよう, センサ部はできるだけ奥深くまで挿入する。
- ・ 計測機器の設置は, 運転管理業務の支障とならない場所とする。

2.3. 分析方法

取得したデータを1時間の平均値として処理し、次の手順で分析した。

① 制御状況の確認

対象の制御方法が正常に動作していることを確認する。主に、以下の点について確認するが、システムごとに適宜他の状況も確認する。

熱源台数制御	製造熱量と熱源負荷の関係
熱源送水温度制御	冷凍機出力と入力の関係
冷却水温度制御	冷却水往/還温度差と流量比の関係
蓄熱制御	槽内温度(水蓄熱のみ)、夜間移行率

② 時系列データの確認

取得したデータを時系列で確認し、運転停止時、立ち上がり時、制御範囲外時などのデータを分析対象外とする。以下の分析には、対象とする制御方法が効果的に動作しているデータを利用する。

熱源台数制御	製造熱量、運転台数
熱源送水温度制御	送水温度、流量、製造熱量
冷却水温度制御	冷却水往/還温度、製造熱量
蓄熱制御	蓄放熱量

③ 省エネルギー効果の分析

取得したデータにおいて以下の項目で省エネルギー効果の分析を行う。

熱源台数制御	製造熱量と COP の関係
熱源送水温度制御	冷凍機出力と熱源 COP の関係
冷却水温度制御	冷却水入口温度と熱源 COP の関係
蓄熱制御	蓄熱効率、熱源 COP

<主な用語の定義>

- ・1次エネルギーCOP = 熱製造量[MJ] / 1次エネルギー消費量[MJ]
※1次エネルギー換算量) 電気：9.76MJ/kWh, ガス：45MJ/Nm³
- ・熱源負荷率 = 熱源製造熱量[kW など] / 熱源定格能力[kW など]
- ・蓄熱効率 = 放熱量[MJ] / 蓄熱量[MJ]
- ・その他 各データ取得結果参照

3. データ取得・分析結果

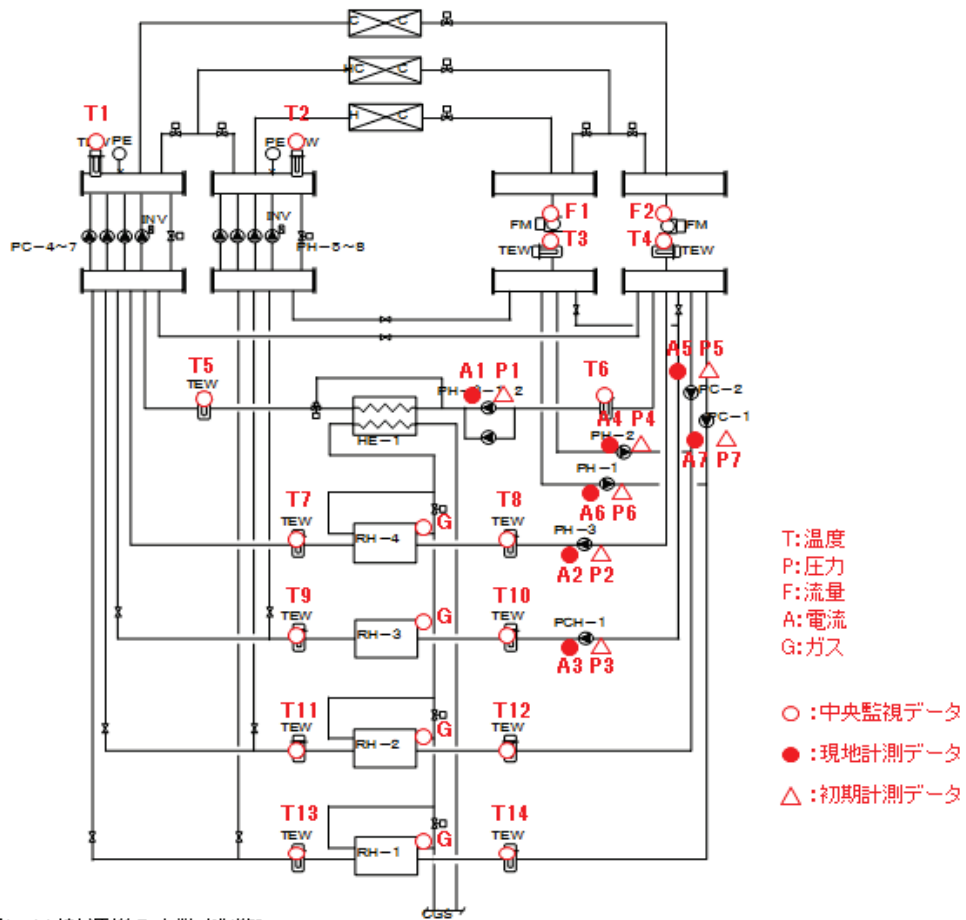
3.1. 熱源台数制御（自動制御）

3.1.1. 病院 03

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

建物名	病院03	地区	新潟	竣工	2007年	改修	-	規模	50,034m2
分類記号	R-Ono-02				検出部	二次側負荷熱量			
制御目的	熱源台数制御				制御目標	能力(冷/温水熱量)			
分析期間	平成24年8月～平成24年10月				動作	増段-減段			
制御対象	RH-1～4, HE-1				製造年月				
制御内容	負荷熱量による台数制御 (自動制御のみ)				機器仕様			冷却能力	加熱能力
					RH-1,2	排熱投入型ガス 冷温水機	1970 kW (560RT)		1292 kW
					RH-3	ガス冷温水機 (暖房特大型)	1970 kW (560RT)		2060 kW
					RH-4	排熱投入型ガス 冷温水機	1266 kW (360RT)		831 kW
					HE-1	温水-温水 熱交換器			600 kW

システムフロー



【増減段の条件】

二次側負荷熱量により熱源機の台数を制御

熱源機器	増段		減段	
	冷房能力	暖房能力	冷房能力	暖房能力
	合計能力の10%超過		合計能力の80%以下	
RH-1	7.78 GJ/h (2161kW)	5.81 GJ/h (1614kW)	5.67 GJ/h (1576kW)	3.72 GJ/h (1034kW)
RH-2	7.78 GJ/h (2161kW)	5.81 GJ/h (1614kW)	5.67 GJ/h (1576kW)	3.72 GJ/h (1034kW)
RH-3	7.78 GJ/h (2161kW)	9.27 GJ/h (2575kW)	5.67 GJ/h (1576kW)	5.93 GJ/h (1648kW)
RH-4	5.00 GJ/h (1389kW)	2.70 GJ/h (750kW)	3.65 GJ/h (1013kW)	1.73 GJ/h (480kW)

病院 03 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

<p>【評価項目計算式】</p> <p>1) 二次側温度差 二次側温度差 = 還ヘッダー温度(T3, T4) - 往ヘッダー温度(T1, T2)</p> <p>2) 二次側負荷熱量 二次側負荷熱量 = 二次側温度差(T3-T2, T4-T1) × 二次側流量(F1, F2) × 比重 × 比熱</p> <p>3) 冷水温度差 冷水温度差 = 冷凍機入口温度(T8, T10, T12, T14) - 冷凍機出口温度(T7, T9, T11, T13)</p> <p>4) 製造熱量 製造熱量 = 冷水温度差(T7-T8, T9-T10, T11-T12, T13-T14) × 冷凍機流量 × 比重 × 比熱</p> <p>5) 熱源負荷率 熱源負荷率 = 製造熱量 ÷ 定格熱量</p> <p>6) 熱源入力比 熱源入力比 = 消費エネルギー(1次換算) ÷ 定格消費エネルギー(1次換算)</p> <p>7) 合計冷水負荷率 合計冷水負荷率 = 製造熱量 ÷ 各冷凍機定格熱量合計</p> <p>8) システムCOP システムCOP = 製造熱量 ÷ 消費エネルギー(1次換算)</p> <p>【計測概要】</p> <p>1) データ収集時間間隔 中央監視データ: 1時間 現地計測データ: 10分</p> <p>2) データ処理 それぞれのデータを1時間平均に集計</p>			
---	--	--	--

病院 03 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ>2012年8月27日~9月9日

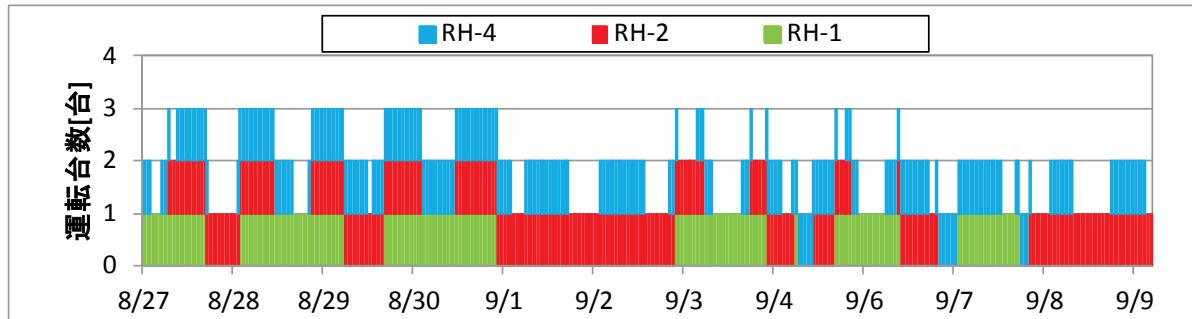


図 II. 3. 1. 1 台数制御トレンド

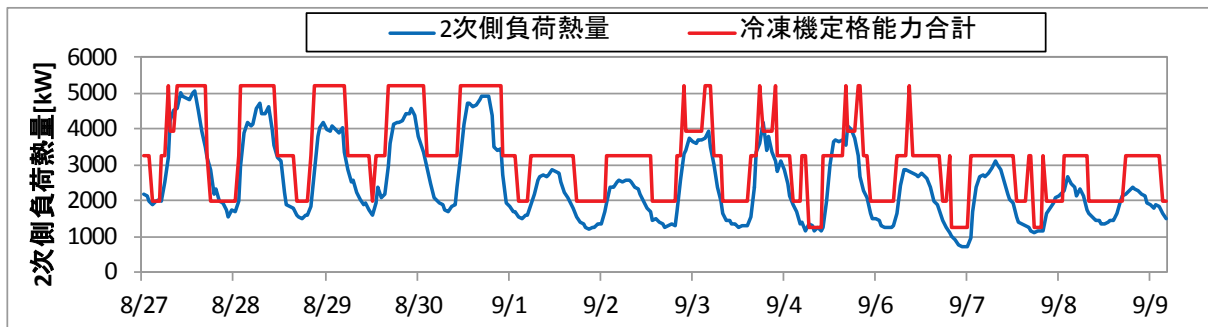


図 II. 3. 1. 2 2次側負荷熱量トレンド

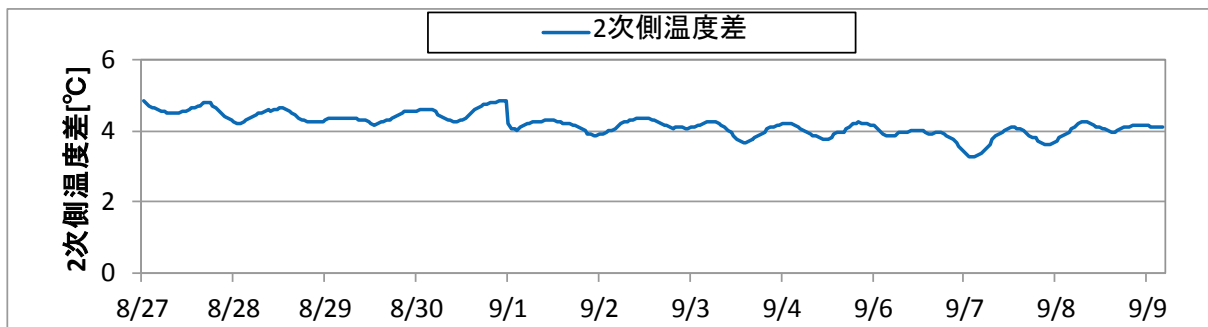


図 II. 3. 1. 3 2次側温度差トレンド

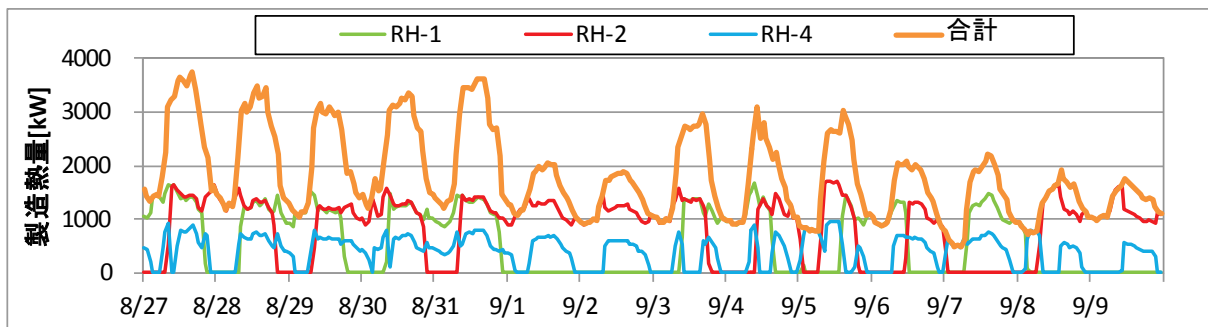


図 II. 3. 1. 4 製造熱量トレンド

病院 03 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ>

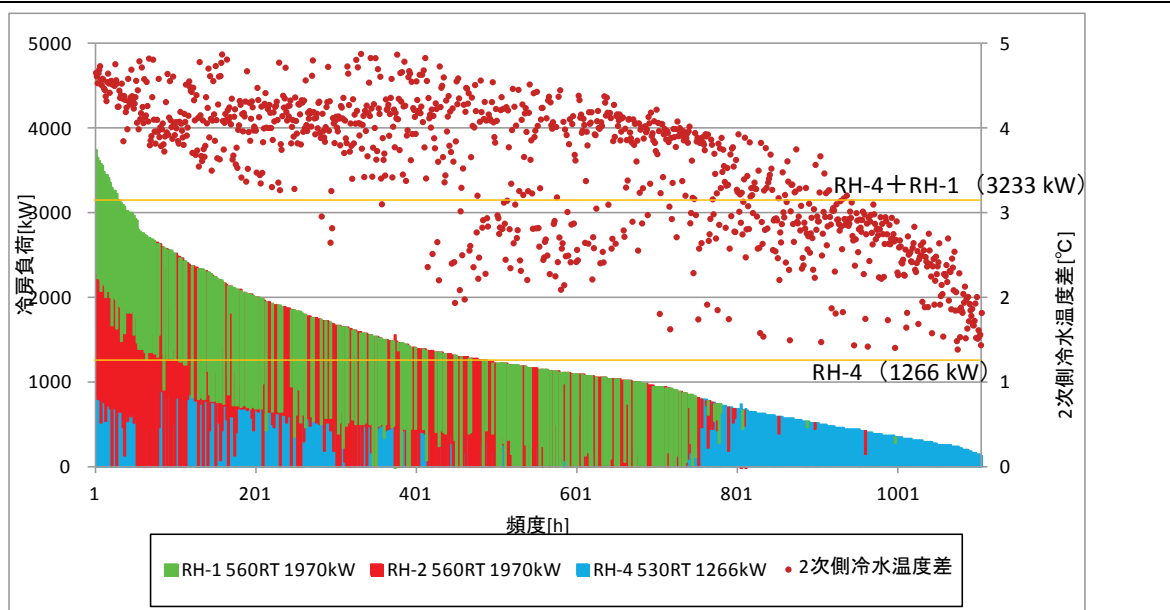


図 II. 3. 1. 5 頻度分布

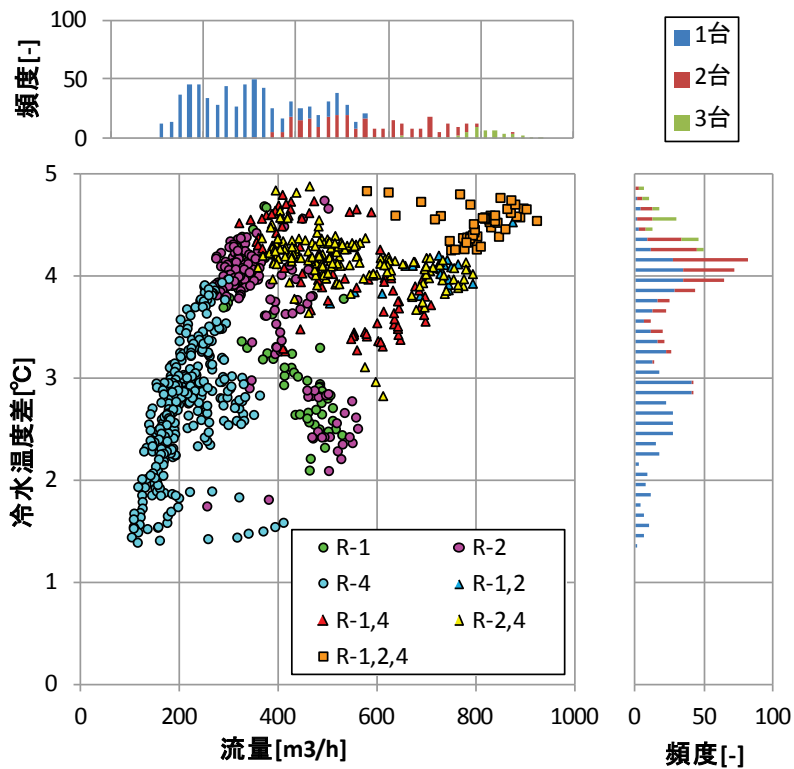


図 II. 3. 1. 6 冷水量と温度差の関係

図 II. 3. 1. 5 : おおむね必要能力に合わせた運転台数となっている。

図 II. 3. 1. 6 : 冷水温度差は 2~5°C で分布している。

病院 03 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ>

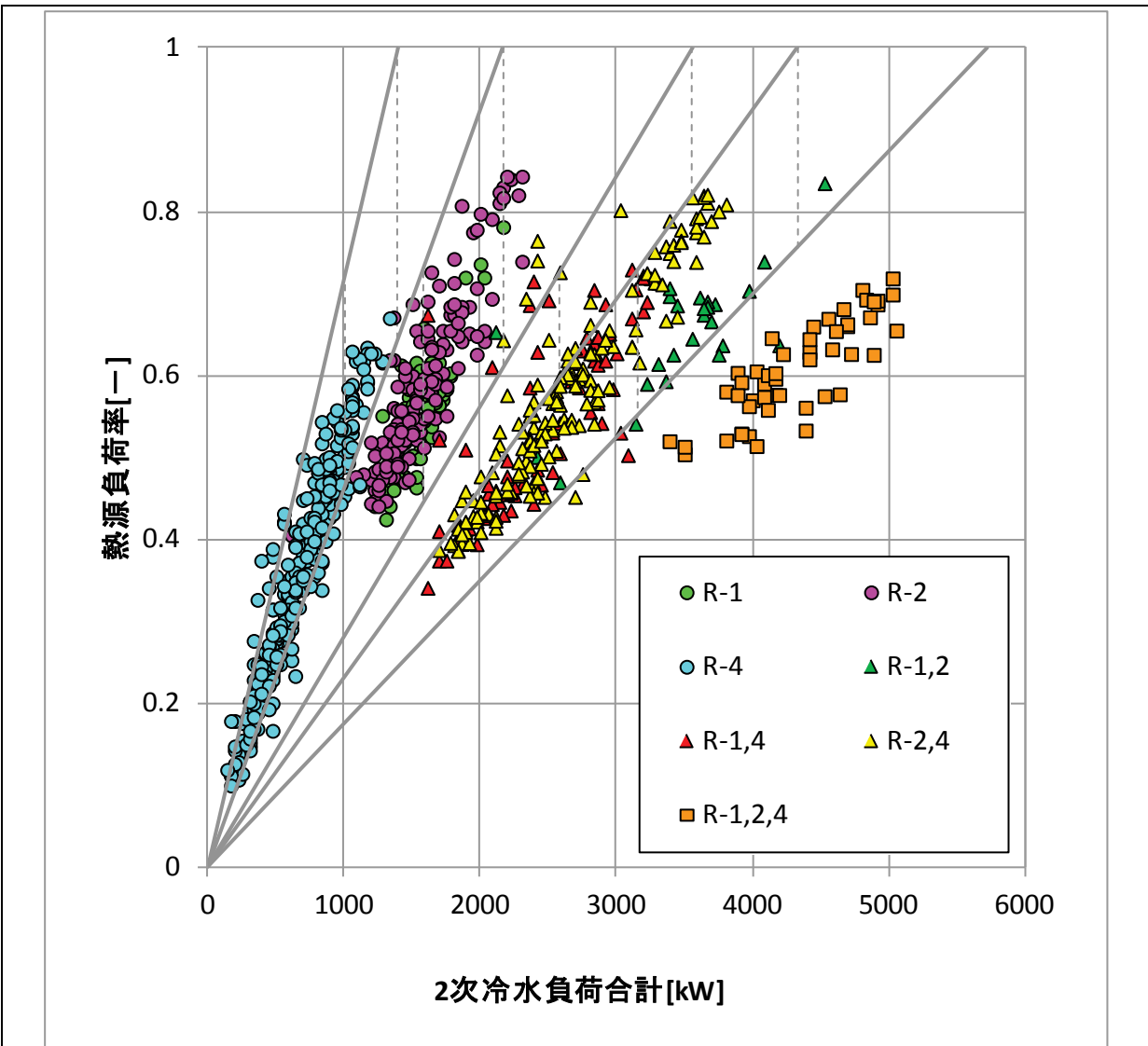


図 II . 3. 1. 7 2 次側負荷と冷凍機負荷率の関係

$$\text{熱源負荷率} = \frac{\text{製造熱量}}{\text{冷房指令台数熱量(運転台数分)}}$$

- ①: RH-4 OFF , RH-1 or 2 ON
- ②: RH-1 or 2 ON
- ③: RH-4 ON , RH-1 or 2 ON
- ④: RH-4 OFF , RH-1 and 2 ON
- ⑤: RH-1 and 2 and 4 ON

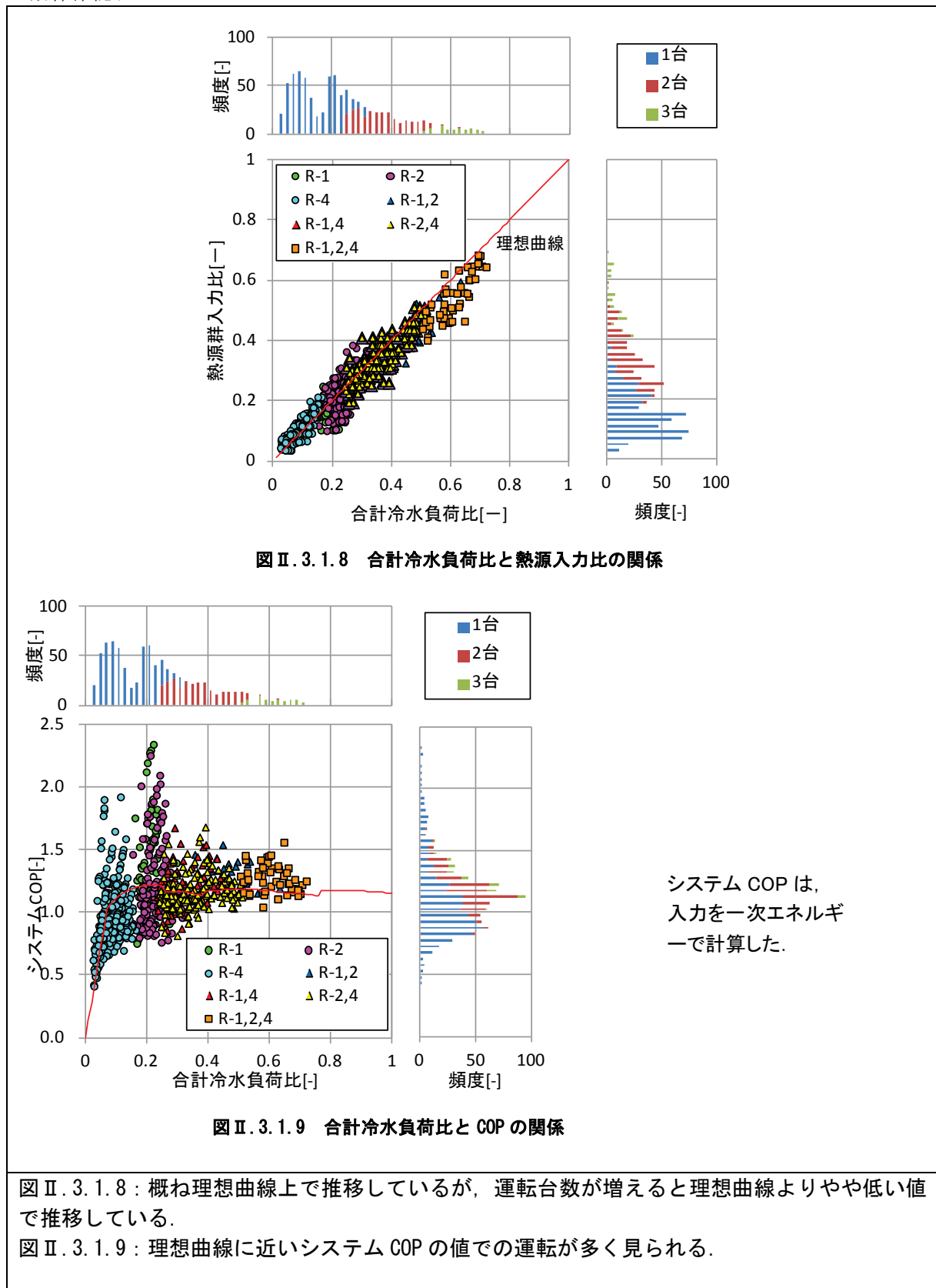
図 II . 3. 1. 7: 運転台数毎に 1 次の相関がある.

2 次側負荷に対する増減段のタイミングは設定通りであるが, 熱源負荷率がやや低い値である.

病院 03 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ>

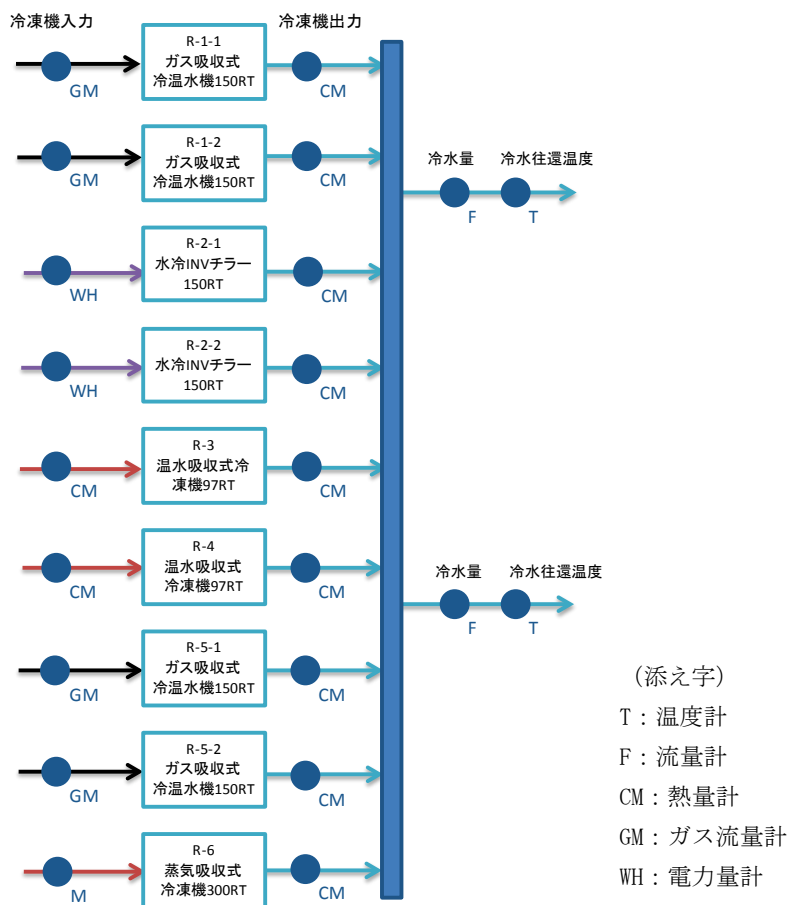


3.1.2. 病院 05

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

建物名	病院 05	地区	九州	竣工	2008 年	改修	—	規模	48,200m ²
分類	R-Ono-02		方式	—		専用/兼用	—	エネルギー源	電気, ガス
機器仕様	NO.	出力		入力		1 次エネルギーCOP			
	R-1-1, R-1-2	150RT	12→7℃	95.2Nm ³ /h		1.03			
	R-2-1, R-2-2	150RT	12→7℃	100kW		1.95			
	R-3, R-4	97RT	12→7℃	88→80℃ 917L/min		0.67			
	R-5-1, R-5-2	150RT	12→7℃	40.9Nm ³ /h		1.03			
	R-6	300RT	12→7℃	1350kg/h		1.31			
<ul style="list-style-type: none"> ・ 契約電力内で R-2 をベース ・ コージェネ停止時は R-3,4 冷凍機を台数制御から除外 									
端末器具	—	種類	—			温調方式	—	手動/自動	自動
分析期間	2011 年 4 月～2012 年 3 月				製造年月	2007 年			
制御内容	熱量による冷凍機台数制御								

システムフロー



病院 05 (R-0no-02)

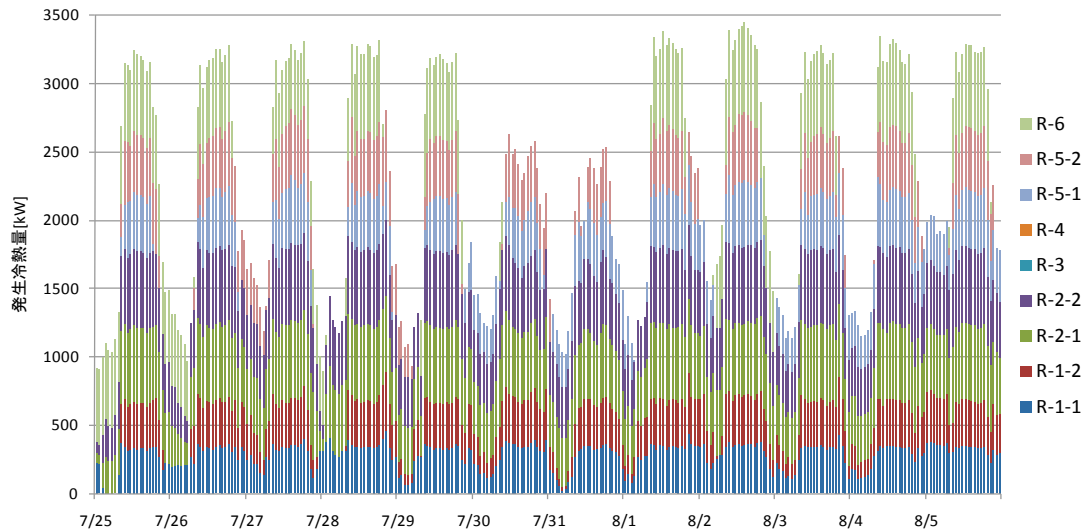
制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ>

冷凍機運転状況

中央監視データ (2011/7/25~8/5)

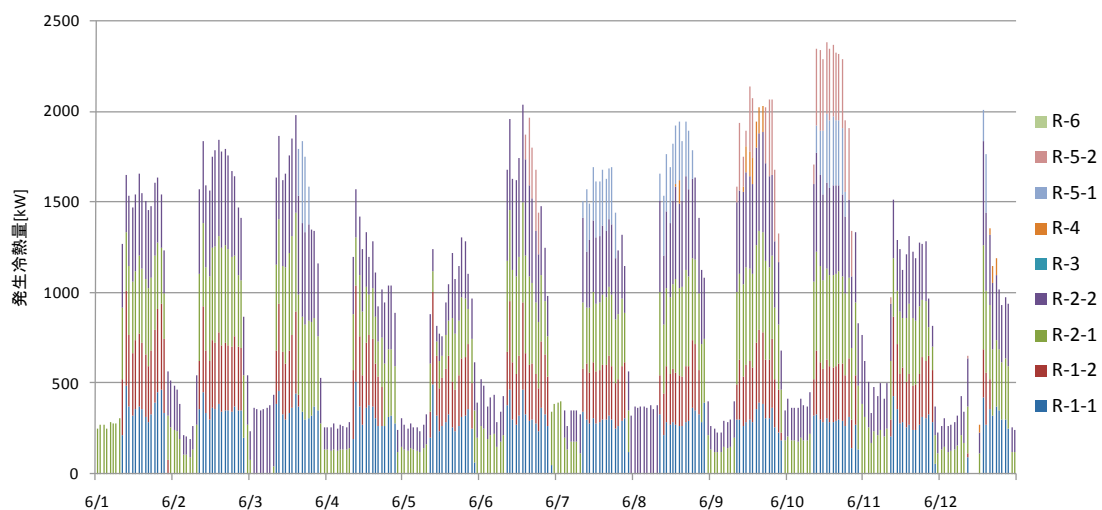
R-1 ガス吸収冷温水機をベース機に R-2 水冷チラー,R-5 ガス吸収冷温水機, R-6 蒸気吸収冷凍機が負荷に応じて運転している. 夜間は電力需要に応じ R-1-2 は停止し R-1-1 と R-2-1,2 による運転となっている. R-3,4 温水吸収冷凍機は運転されていない. (CGS 温水は給湯で全量回収されていると思われる.)



図Ⅱ.3.1.10 各機器による発生冷熱量

中央監視データ (2011/6/1~6/12)

R-1 ガス吸収冷温水機をベース機に R-2 水冷チラー,R-5 ガス吸収冷温水機が負荷に応じて運転している. 夜間は R-2-1,2 による電気中心の運転となっている.



図Ⅱ.3.1.11 各機器による発生冷熱量

病院 05 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

冷凍機運転台数(2011/6/1~10/31)

1台~7台で台数制御

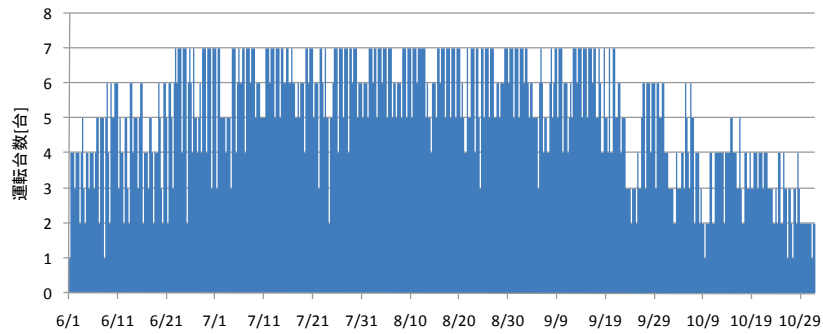


図 II. 3. 1. 12 冷凍機運転台数制御状況

2次側冷水温度差

設計温度差 5°C に対し, 2~3°C の運転となっており流量が多い.
冷凍機運転台数による差はみられない.

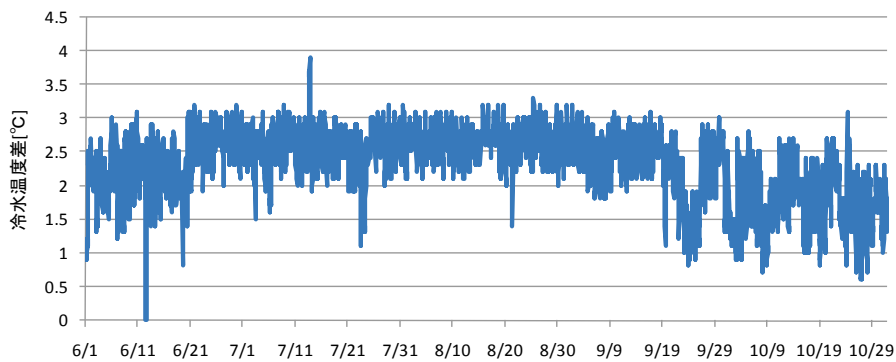


図 II. 3. 1. 13 冷凍機運転台数制御状況

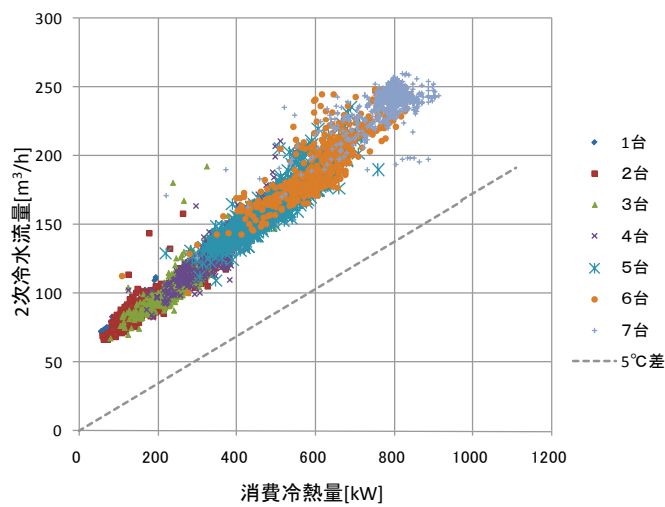


図 II. 3. 1. 14 冷凍機運転台数制御状況

病院 05 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

冷凍機負荷率(2011/6/1~10/31)

台数別の負荷率を示す。負荷率約70%~80%での運転時間が多い。

台数が多くなるに従い全体の負荷率は下がる傾向にある。

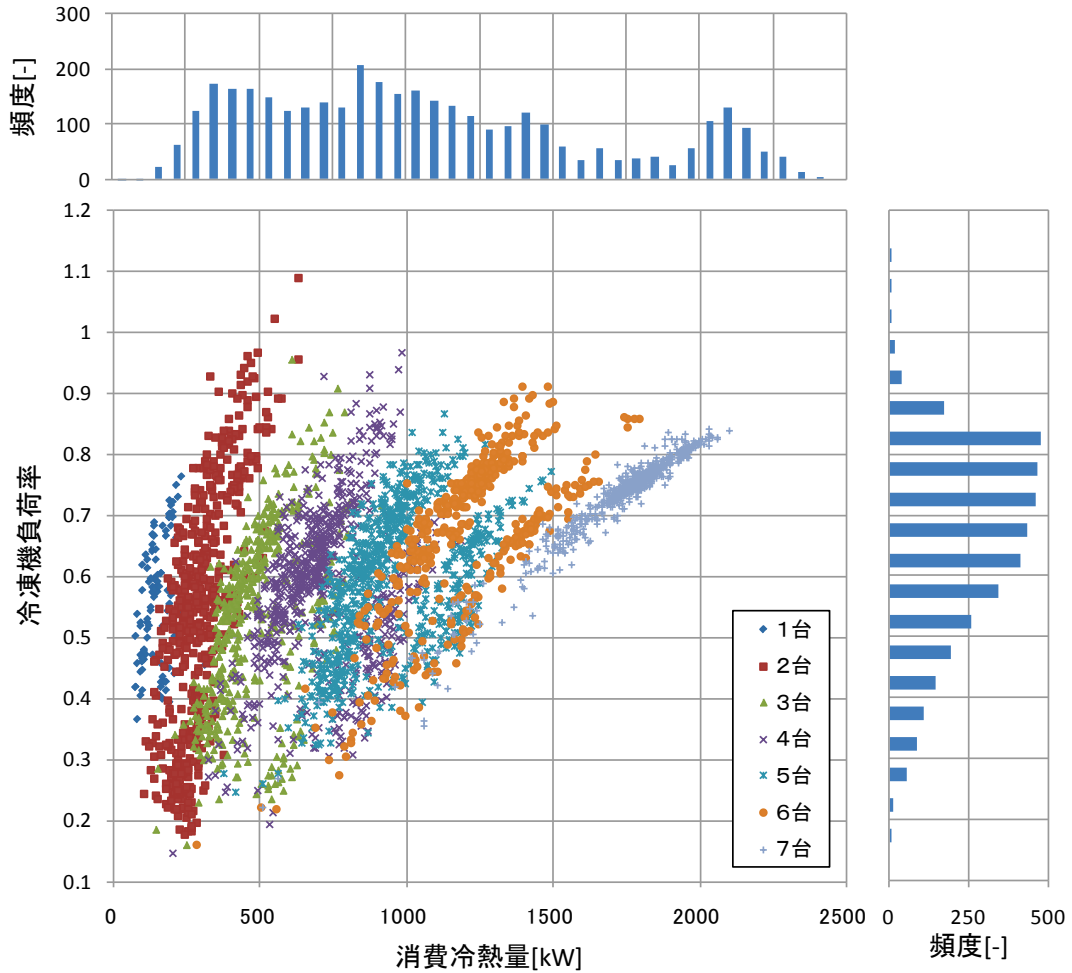


図 II. 3. 1. 15 冷凍機の消費冷熱量と負荷率の関係

病院 05 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	増段-減段

冷凍機 COP (2011/6/1~10/31) 1次エネルギー換算(9.76MJ/kWh)

低負荷時は水冷 INV チラーの運転となり効率が-highい-ga、出力が多くなるとガス吸収冷温水機運転が多くなり効率は低下している。

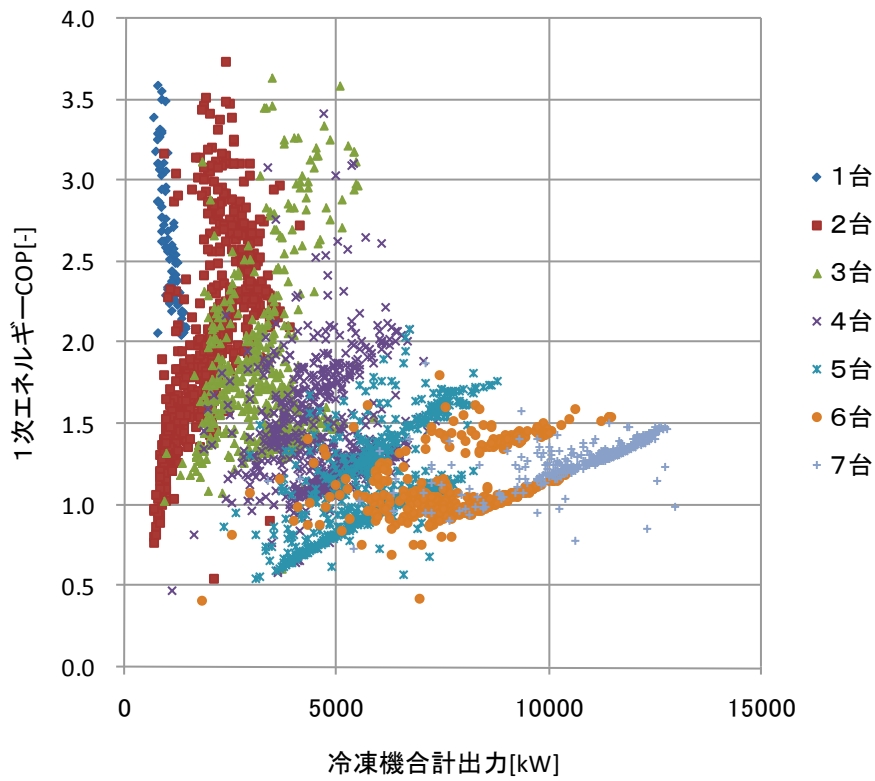
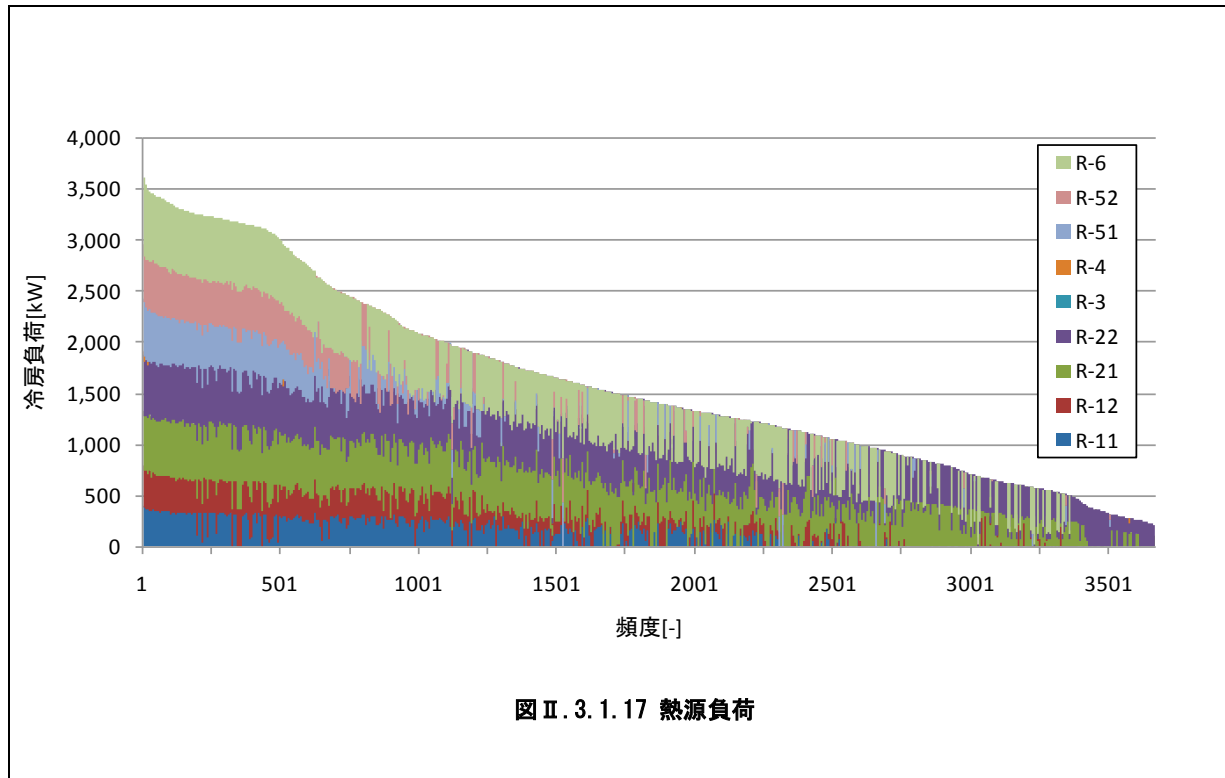


図 II. 3. 1. 16 冷凍機出力と COP の関係

病院 05 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	増段-減段

<熱源負荷データ>



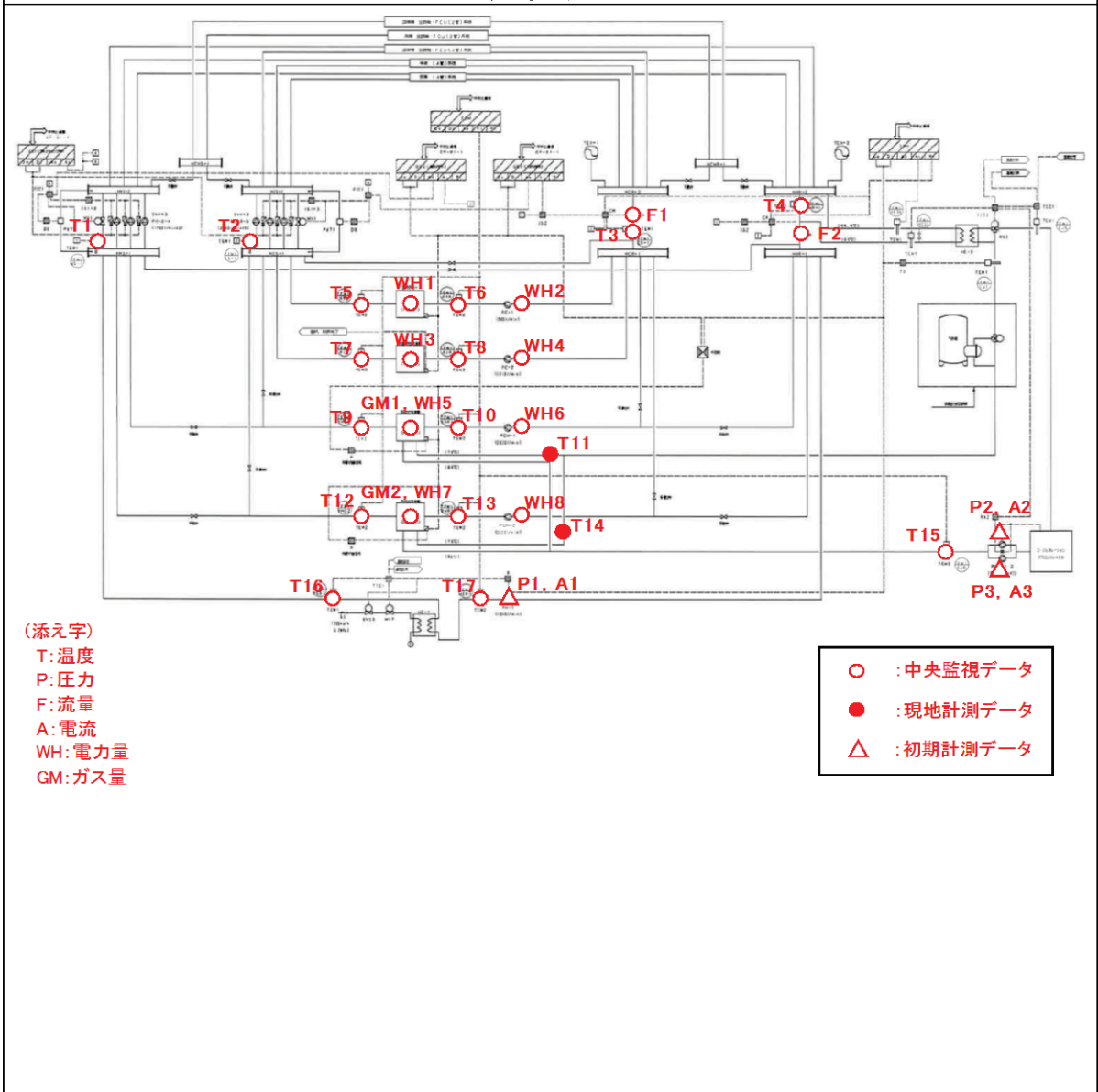
図Ⅱ. 3. 1. 17 熱源負荷

3.1.3. 病院 07

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

建物名	病院07	地区	埼玉	竣工	2008年	改修	-	規模	29,317m ²
分類記号	R-Ono-02				検出部	二次側負荷熱量			
制御目的	熱源台数制御				制御目標	能力（冷/温水熱量）			
分析期間	平成24年8月～平成24年11月				動作	増段-減段			
制御対象	RH-1～2, RR-1, RI-1, HE-1				製造年月				
制御内容	1) 熱源台数制御 ・負荷熱量、流量を計測し、要求の多い方で台数制御 ・運転時間を均一にするように運転順位をローテーションする。				機器仕様			冷却能力	加熱能力
					RH-1,2	律動投入型ガス冷温水機		703 kW (200RT)	629 kW
					RR-1	空冷チラー		315 kW (120HP)	
					RI-1	氷蓄熱ユニット (空冷)		312 kW	831 kW
					HE-1	蒸気-温水熱交換器			333 kW

システムフロー



病院 07 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

【増減段の条件】

（熱源台数制御順位表）

○夏期 冷水・温水

現在ハイセレクトにて流量・熱量どちらかが規定値を超すと増段

		冷水	温水	流量	熱量	演算定格値
吸収式冷温水発生器	RH-1	1(2)	-	149m ³ /h	2180MJ/h (605kW)	31%
吸収式冷温水発生器	RH-2	2(1)	-	149m ³ /h	2180MJ/h (605kW)	31%
空冷チラー	RR-1	4		67m ³ /h	1969MJ/h (547kW)	14%
氷蓄熱冷凍機	RI-1	3		115m ³ /h	1123MJ/h (312kW)	24%
プレート熱交換器	HE-1		1			

減段は流量が約10m³, 熱量が約280MJ/h下がると減段
送水温度補償 往温度:10℃ 還温度:15℃

○冬期 冷水

現在ハイセレクトにて流量・熱量どちらかが規定値を超すと増段

		冷水	温水	流量	熱量	演算定格値
吸収式冷温水発生器	RH-1	-	-	除外	除外	除外
吸収式冷温水発生器	RH-2	-	-	除外	除外	除外
空冷チラー	RR-1	2		67m ³ /h	1969MJ/h (547kW)	14%
氷蓄熱冷凍機	RI-1	1		115m ³ /h	3375MJ/h (938kW)	24%
プレート熱交換器	HE-1					

減段は流量が約10m³, 熱量が約280MJ/h下がると減段
送水温度補償 往温度:10℃ 還温度:15℃

○冬期 温水

現在は熱量が規定値を超したら増段

		冷水	温水	流量	熱量	演算定格値
吸収式冷温水発生器	RH-1	-	2(3)	144m ³ /h	4000MJ/h (1111kW)	40%
吸収式冷温水発生器	RH-2	-	3(2)	144m ³ /h	4000MJ/h (1111kW)	40%
空冷チラー	RR-1	-		-	-	-
氷蓄熱冷凍機	RI-1	-		-	-	-
プレート熱交換器	HE-1		1	72m ³ /h	2000MJ/h (556kW)	20%

減段は熱量が200MJ/h下がると減段
送水温度補償 往温度:55℃ 還温度:40℃

病院 07 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

<p>【評価項目計算式】</p> <p>1) 二次側温度差 二次側温度差 = 還ヘッダー温度(T3, T4) - 往ヘッダー温度(T1, T2)</p> <p>2) 二次側負荷熱量 (中央監視データ) 二次側負荷熱量 = 二次側温度差(T3-T2, T4-T1) × 二次側流量(F1, F2) × 比重 × 比熱</p> <p>3) 冷水温度差 冷水温度差 = 冷凍機入口温度(T5, T7, T9, T12) - 冷凍機出口温度(T6, T8, T10, T13)</p> <p>4) 製造熱量 (中央監視データ) 製造熱量 = 冷水温度差(T6-T5, T8-T7, T10-T9, T13-T12) × 冷凍機流量 × 比重 × 比熱</p> <p>5) 熱源負荷率 熱源負荷率 = 製造熱量 ÷ 定格熱量</p> <p>6) 熱源入力比 熱源入力比 = 消費エネルギー(1次換算) ÷ 定格消費エネルギー(1次換算)</p> <p>7) 合計冷水負荷率 合計冷水負荷率 = 製造熱量 ÷ 各冷凍機定格熱量合計</p> <p>8) システムCOP システムCOP = 製造熱量 ÷ 消費エネルギー(1次換算)</p> <p>【計測概要】</p> <p>1) データ収集時間間隔 中央監視データ: 1時間 現地計測データ: 10分</p> <p>2) データ処理 それぞれのデータを1時間平均に集計</p>			
---	--	--	--

病院 07 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ>夏季冷水 2012年8月20日~9月2日

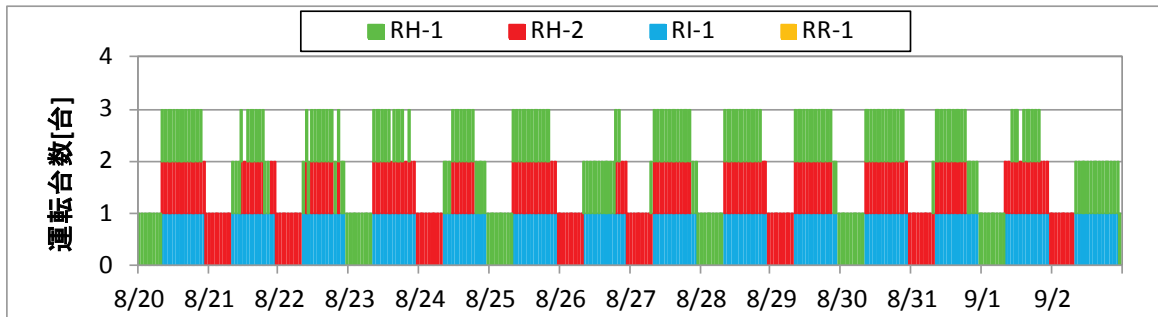


図 II. 3. 1. 18 台数制御トレンド

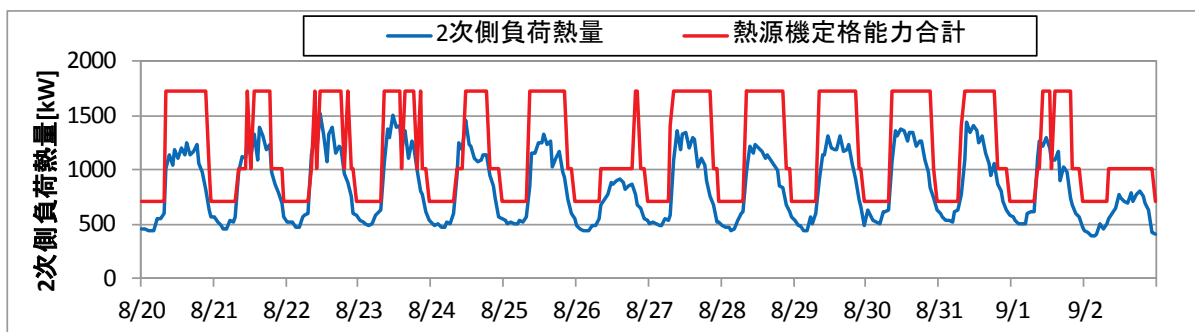


図 II. 3. 1. 19 2次側負荷熱量トレンド

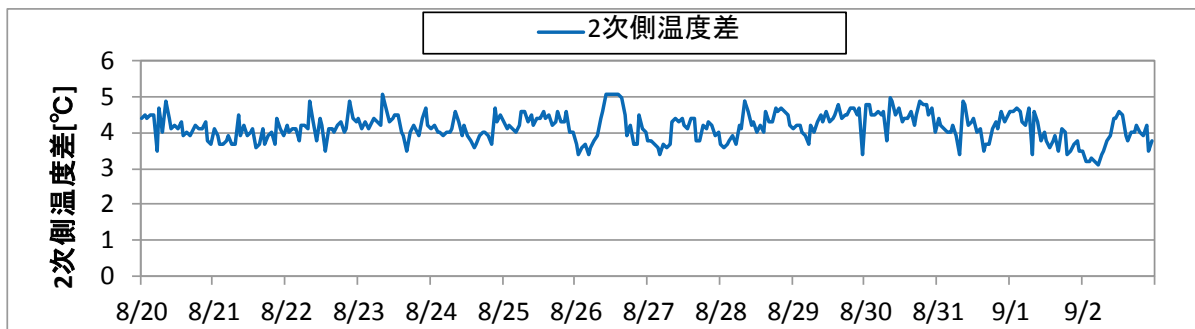


図 II. 3. 1. 20 2次側温度差トレンド

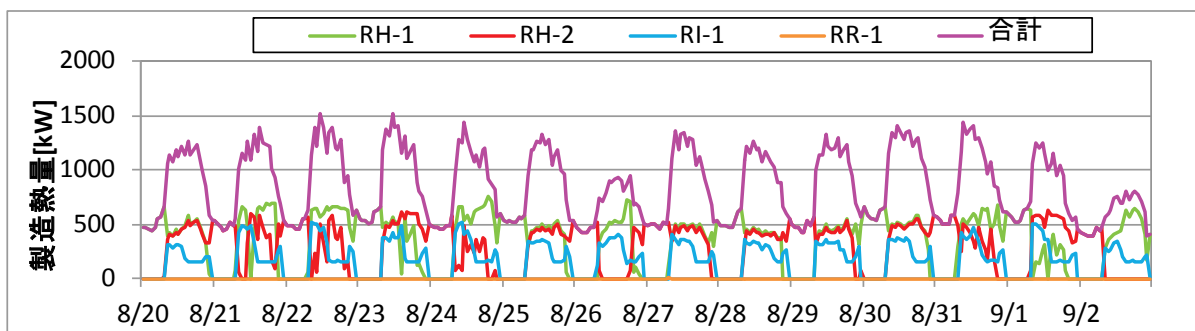


図 II. 3. 1. 21 製造熱量トレンド

病院 07 (R-Ono-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ> 夏季冷水 2012年8月18日~10月6日

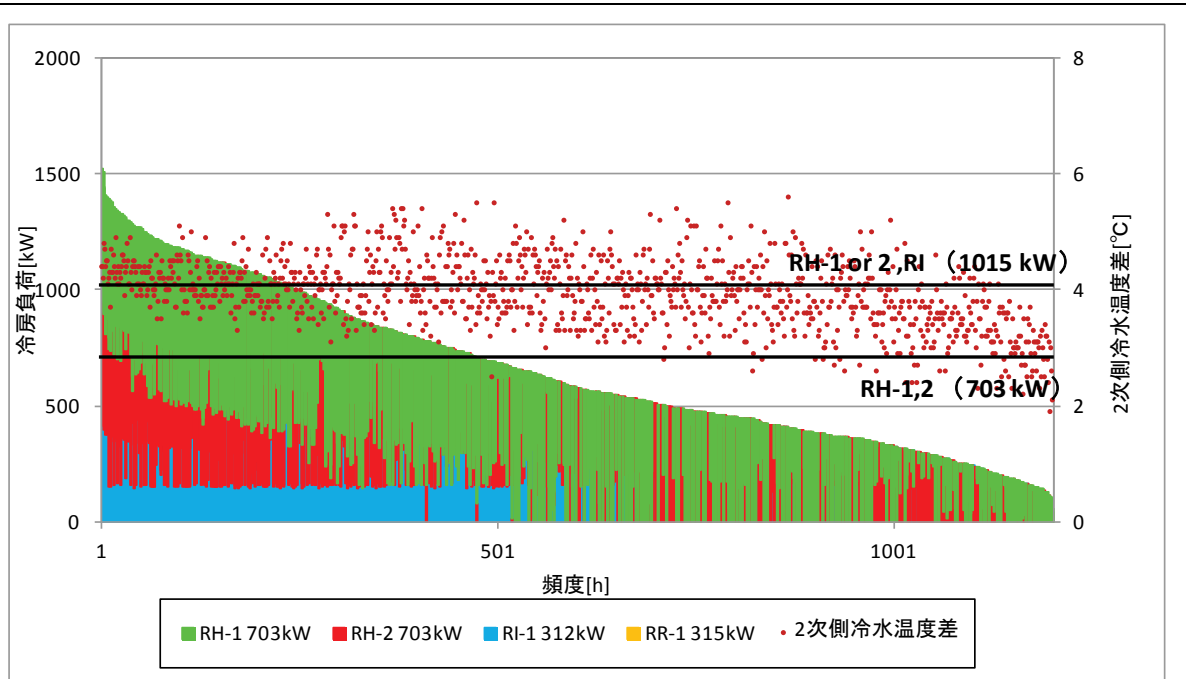


図 II. 3. 1. 22 頻度分布

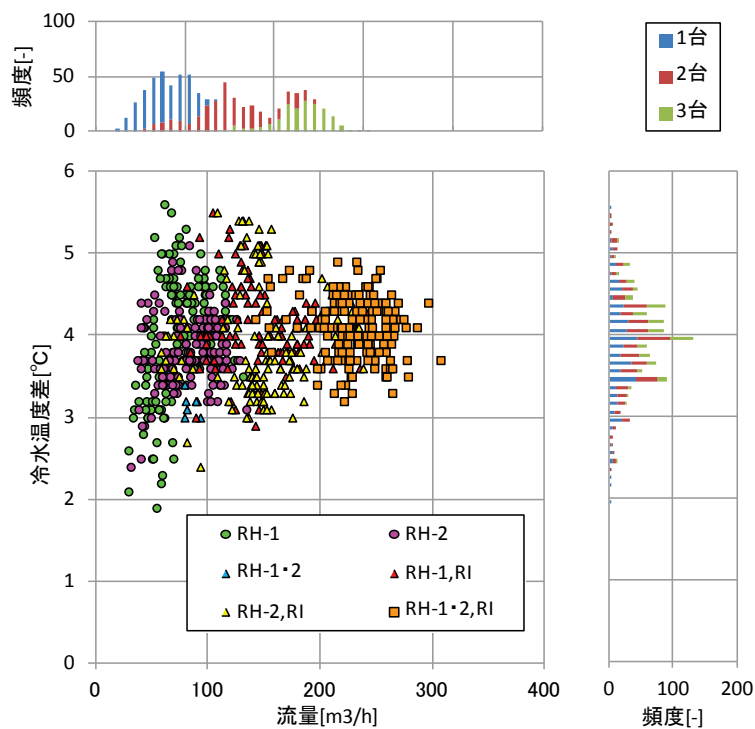


図 II. 3. 1. 23 冷水量と温度差の関係

図 II. 3. 1. 22 : おおむね必要能力に合わせた運転台数となっている。

図 II. 3. 1. 23 : 冷水温度差は 2~5°C で分布している。

病院 07 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ> 夏季冷水 2012年8月18日~10月6日

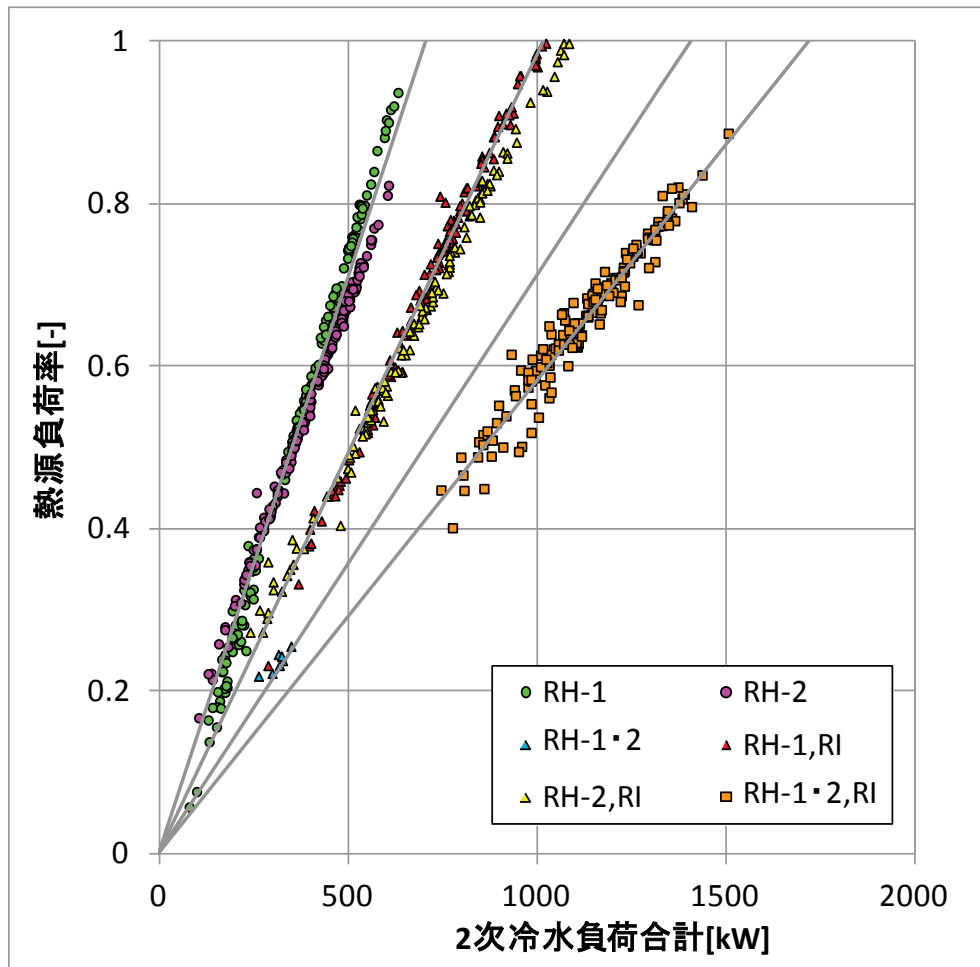


図 II. 3. 1. 24 2次側負荷と冷凍機負荷率の関係

$$\text{熱源負荷率} = \frac{\text{製造熱量}}{\text{冷房指令台数熱量(運転台数分)}}$$

- ①: RH-1 or 2
- ②: RH-1 or 2 , RI
- ③: RH-1 and 2
- ④: RH-1 and 2 , RI

運転台数毎に能力通りの運転をしている。

病院 07 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ>夏季冷水 2012年8月18日~10月6日

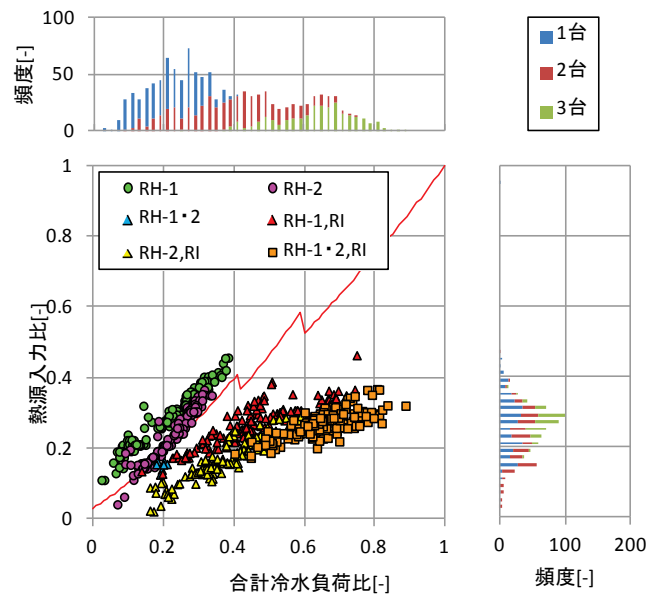


図 II. 3. 1. 25 合計冷水負荷比と熱源入力比の関係

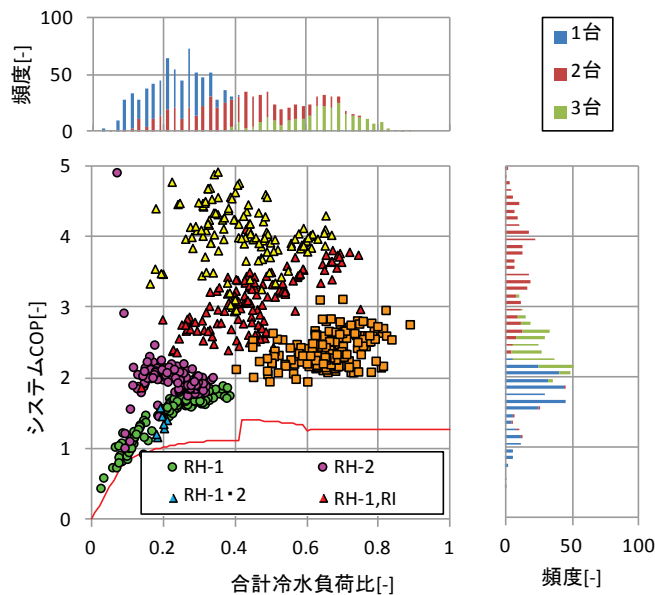


図 II. 3. 1. 26 合計冷水負荷比と COP の関係

図 II. 3. 1. 25 : 合計冷水負荷比と熱源入力比の関係は 1 次の相関がある。

1 台運転時は理想曲線より高い熱源入力比で運転しているが、2 台以上運転時は、低い熱源入力比で運転している。

図 II. 3. 1. 26 : 理想曲線より高い COP で運転している。理想曲線より効率がよい。

→消費エネルギー (ガス量, 消費電力) が少ない (中央監視データ)。

それが入力エネルギーの低さ, COP の高さに反映されている。

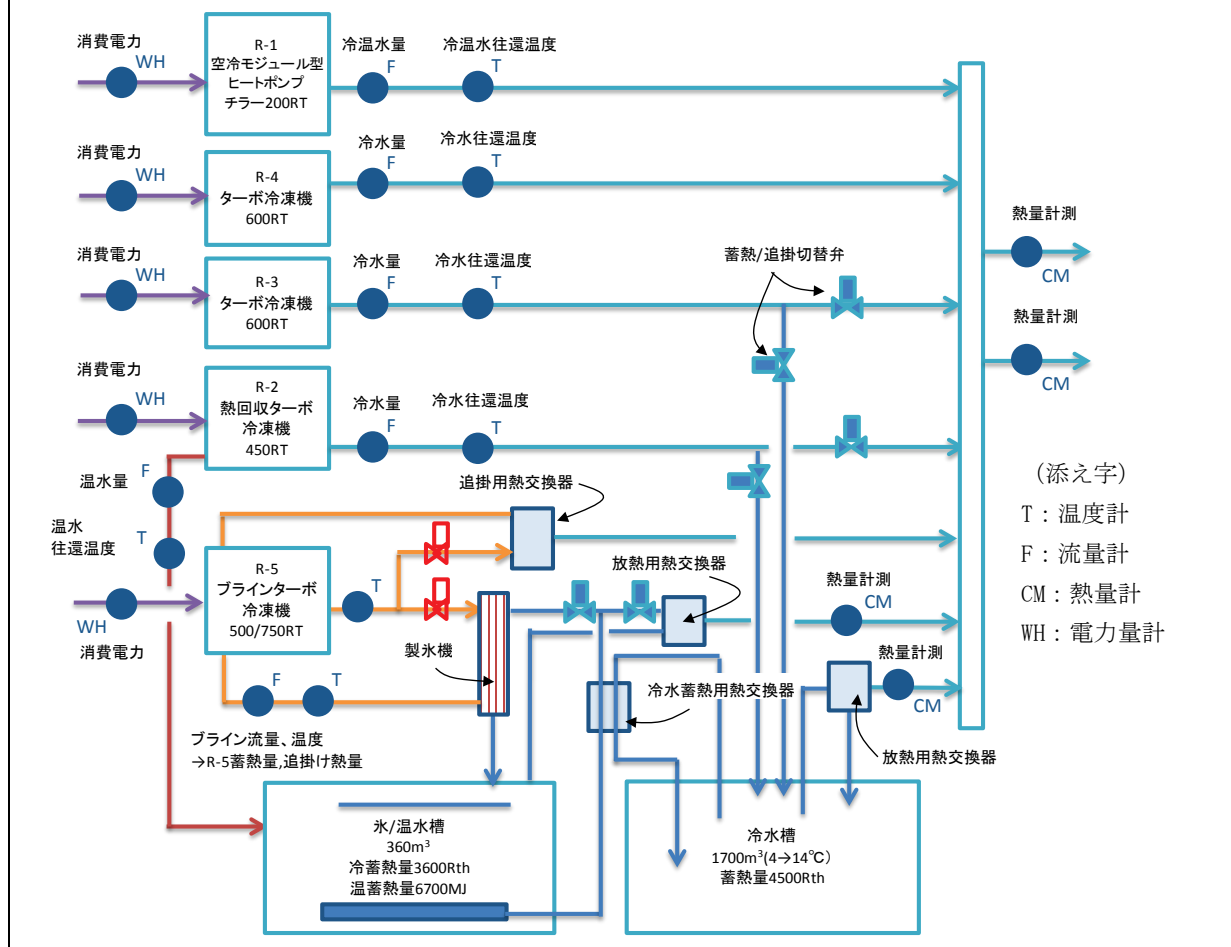
3.1.4. 物販店舗 02

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

建物名	物販店舗 02	地区	関東	竣工	2008 年	改修	—	規模	168,000m ²
分類	R-Ono-02	方式				専用/兼用		エネルギー源	電気
機器	空冷ヒートポンプ	型式	モジュール式						
	ターボ冷凍機	型式	高効率		方式	—			
端末器具	—	種類	—		温調方式	—	手動/自動	自動	
分析期間	2012.5.1~2012.9.30			製造年月	2007 年				
制御内容	負荷熱量により台数制御								
機器仕様	NO.	出力		入力		1次エネルギーCOP			
	R-1	200RT	12→7℃	238kW		1.18			
	R-2	450RT	13→8℃	331kW		1.76			
	R-3	600RT	10→5℃	388kW		2.01			
	R-4	600RT	12→7℃	310kW		2.51			
	R-5	500RT	-2→-5℃	548kW		1.18			
・ 1KWh=9.76MJ/h									

システムフロー

- ・ プラインターボ冷凍機によるダイナミック式氷蓄熱システム
- ・ ターボ冷凍機、空気熱源ヒートポンプチャラーによる追掛け運転



物販店舗 02 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	増段-減段

< 冷凍機運転状況 >

最大負荷は約 2000RT (7,000kW), 最大 5 台運転

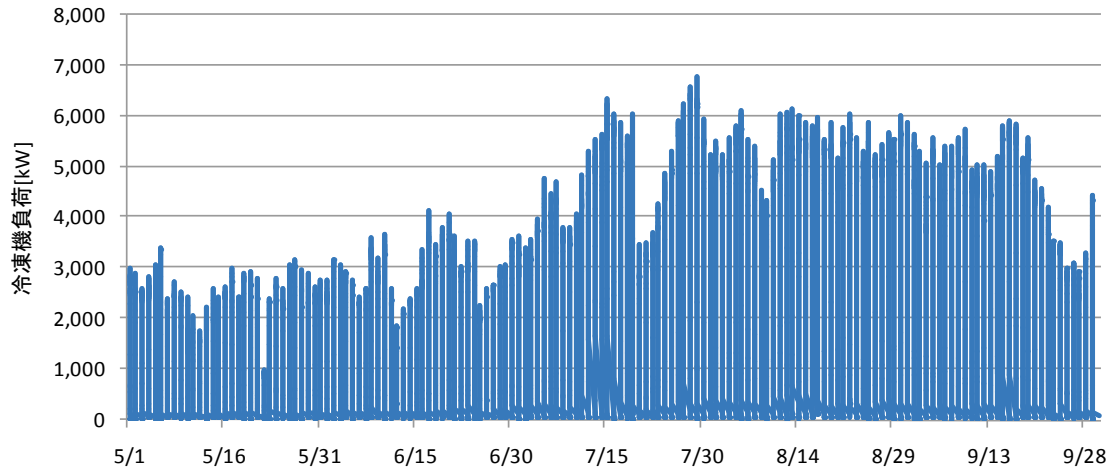


図 II . 3 . 1 . 27 冷凍機負荷の推移

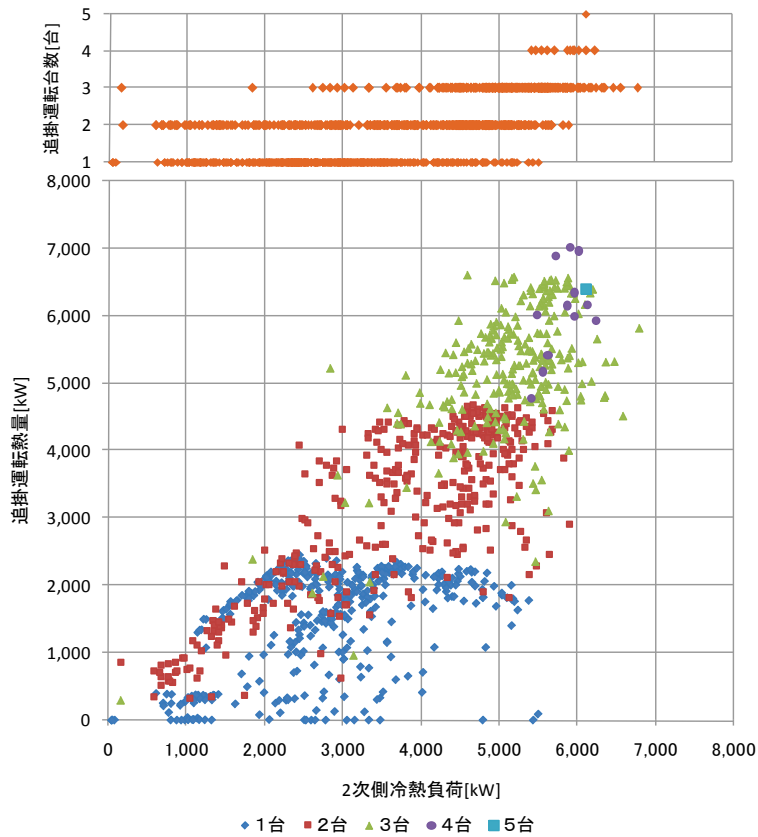


図 II . 3 . 1 . 28 2 次側冷熱負荷と追掛運転熱量の関係

物販店舗 02 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

< 冷凍機運転状況 >

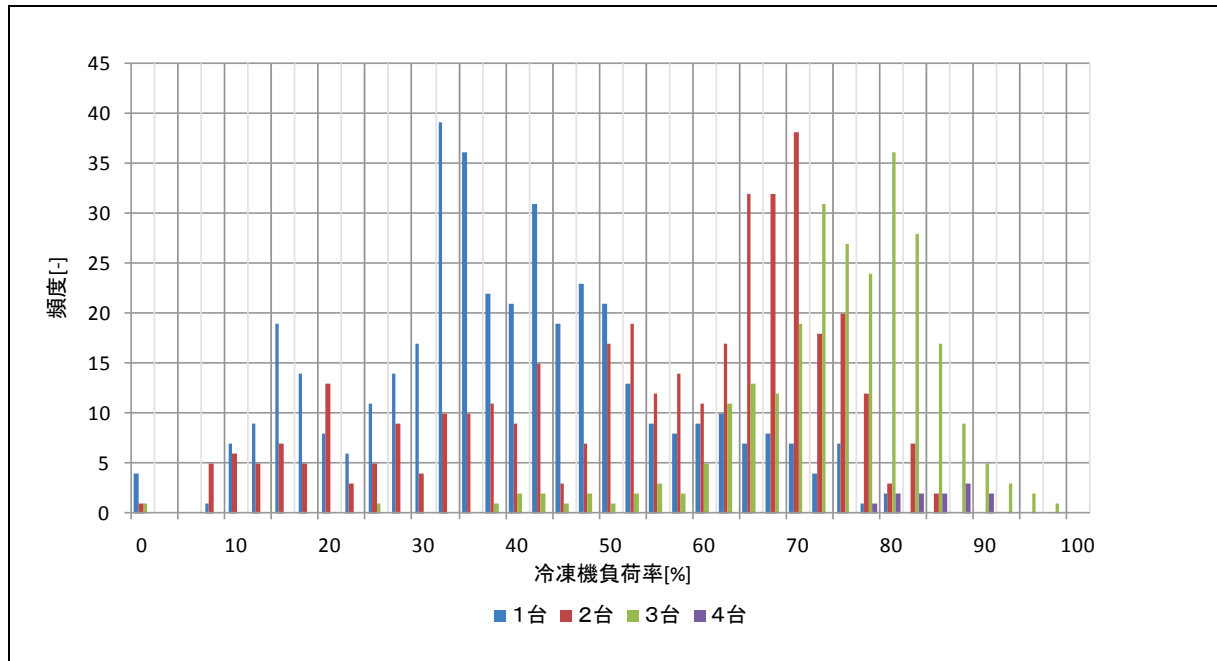


図 II. 3. 1. 29 冷凍機負荷率と運転台数の関係

運転状況 製造熱量と流量, 温度差

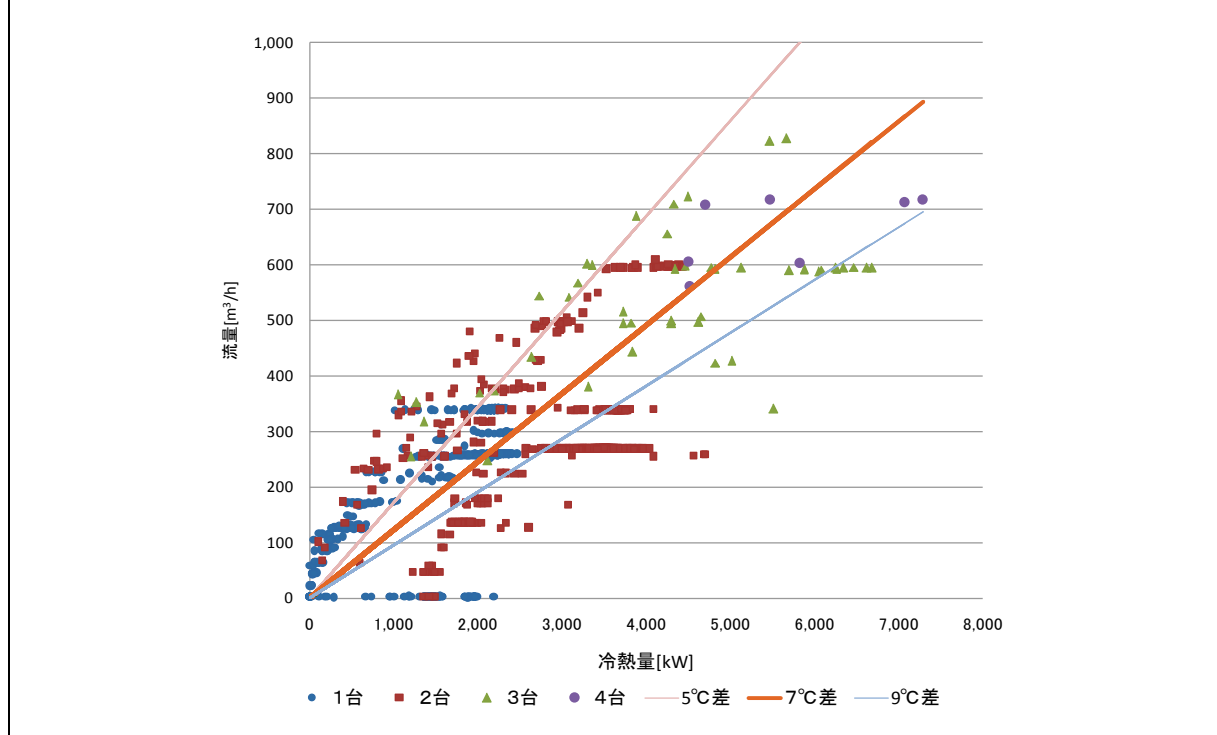


図 II. 3. 1. 30 製造熱量と流量、温度差の関係

物販店舗 02 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

< 冷凍機 COP と蓄熱状況 >

製造熱量と冷凍機 COP (単体)

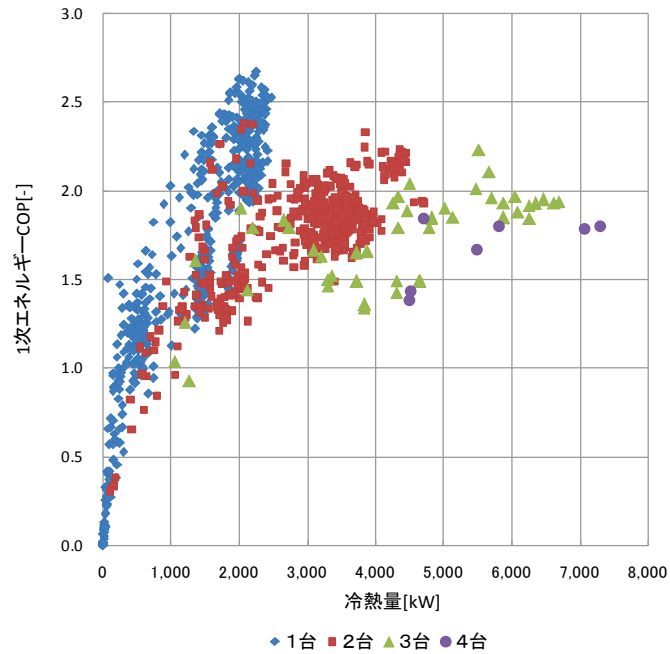


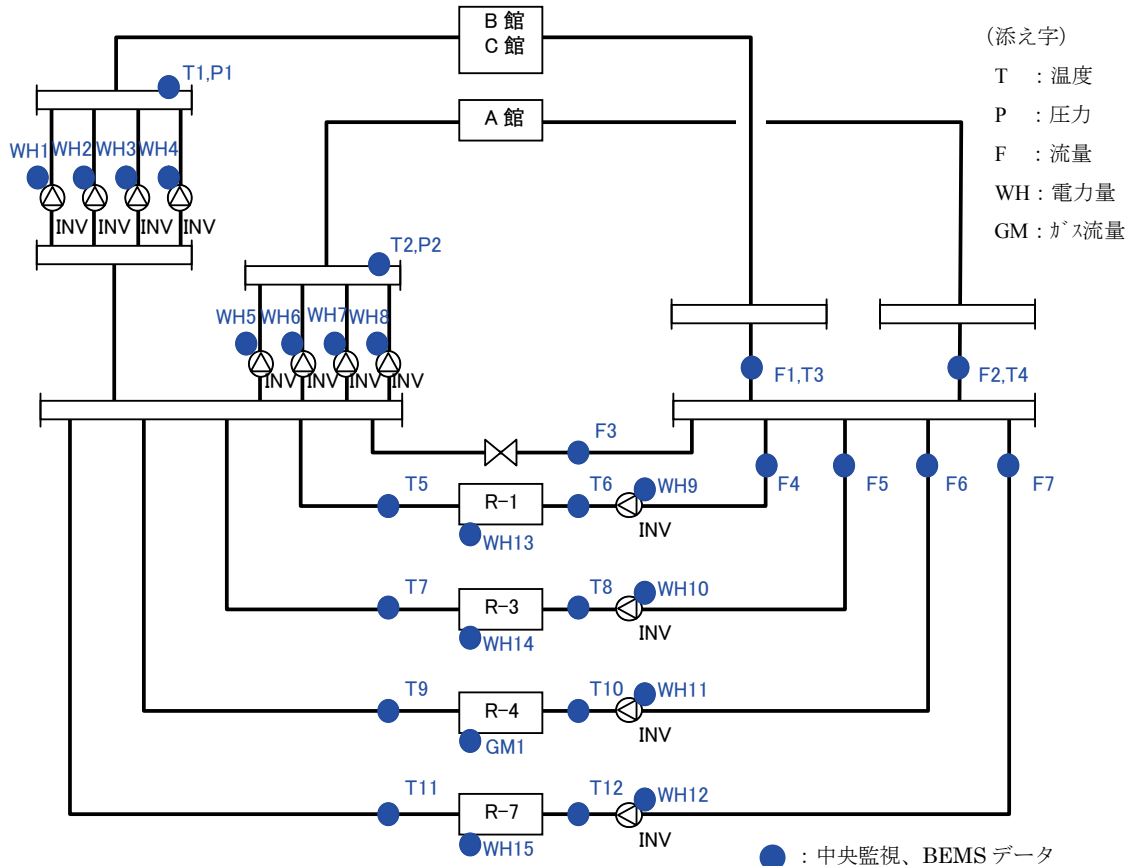
図 II. 3. 1. 31 製造熱量と冷凍機 COP の関係

3.1.5. 事務所 04

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

建物名	事務所 04	地区	関東	竣工	2005 年	改修	—	規模	100,000m ²
分類記号	R-Ono-02				検出部	二次側負荷			
制御目的	熱源台数制御				制御目標	製造熱量			
分析期間	平成 23 年 4 月～平成 24 年 3 月				動作	台数制御			
制御対象	熱源機群				製造年月				
制御内容	1) 熱源台数制御 <ul style="list-style-type: none"> 冷水二次側負荷熱量による台数制御 冷水二次側冷水量と冷水往温度による運転台数の補正 通常モード/ガス優先モード切替 2) 冷凍機補機類制御 <ul style="list-style-type: none"> 二次ポンプ吐出圧制御(INV 制御) 冷水一次ポンプ温度差制御(INV 制御) 冷却水一次ポンプ温度差制御(INV 制御) 冷却塔ファン出口温度制御(INV 制御) 3) 設定 <ul style="list-style-type: none"> 冷水二次ポンプ吐出圧力：60kPa 冷水ポンプ，冷却水ポンプ下限水量：60% 				機器仕様	R-1 500RT（定速ターボ） R-3 500RT（INV ターボ） R-4 300RT（ガス焚冷温水機） R-7 500RT（定速ターボ） ※他の冷凍機は常時運転なし ※R-1 は冷却水を再熱に利用しているためベース運転			

システムフロー



分析リスト

- 温度変化，往還温度差，製造熱量
- 負荷頻度
- 増減段状況
- 熱源入力(冷水一次ポンプ含む)，熱源 COP (冷水一次ポンプ含む)

事務所 04 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

<制御内容, 評価項目計算式, 計測概要>

<p>1. 制御内容</p> <p>(1) 熱源機 (R-1, R-3, R-4, R-7)</p> <ul style="list-style-type: none"> ・冷水二次側負荷熱量による台数制御 ・冷水二次側冷水量と冷水往温度による運転台数の補正 ・通常モード/ガス優先モード切替 R-1 は常にベース運転. ガス優先モード時, R-4 を R-1 の次に起動. <p>2. 評価項目計算式 ※添え字(記号)はシステムフロー図の計測器番号を示す.</p> <p>(1) 二次側温度差 $\text{二次側温度差} = \text{還ヘッダー温度 (T3, T4)} - \text{往ヘッダー温度 (T1, T2)}$</p> <p>(2) 二次側負荷熱量 $\text{二次側負荷熱量} = \text{二次側温度差 (T3-T1, T4-T2)} \times \text{二次側流量 (F1, F2)} \times \text{比重} \times \text{比熱}$</p> <p>(3) 冷水温度差 $\text{冷房負荷} = \text{冷凍機入口温度 (T6, T8, T10, T12)} - \text{冷凍機出口温度 (T5, T7, T9, T11)}$</p> <p>(4) 製造熱量 $\text{製造熱量} = \text{冷凍機流量 (F4, F5, F6, F7)} \times \text{冷水温度差 (T6-T5, T8-T7, T10-T9, T12-T11)} \times \text{比重} \times \text{比熱}$</p> <p>(5) 熱源負荷率 $\text{熱源負荷率} = \text{製造熱量} \div \text{定格熱量}$</p> <p>(6) 熱源システム入力比 $\text{熱源システム入力比} = \text{消費エネルギー (一次エネルギー基準)} \div \text{定格消費エネルギー (一次エネルギー基準)}$ <p style="text-align: center;">※ポンプは設計仕様での消費電力</p></p> <p>(7) 二次側合計冷水負荷比 $\text{二次側合計冷水負荷比} = \text{製造熱量} \div \text{各冷凍機定格熱量合計}$</p> <p>(8) システム COP $\text{システム COP} = \text{製造熱量} \div \text{消費エネルギー (一次エネルギー基準)}$ <p style="text-align: center;">※冷水一次ポンプ, 冷却水ポンプの消費電力を含む. (冷却塔はフリークーリングが含まれるため, 熱源システム全体の分析から対象外とした.)</p></p> <p>3. 計測概要</p> <p>(1) データ収集時間間隔</p> <ul style="list-style-type: none"> ・流量: 2分間隔 ・温度: 2分間隔 ・電力: 2分間隔 ・ガス流量: 2分間隔 <p>(2) データ処理</p> <ul style="list-style-type: none"> ・2分間隔のデータを1時間平均に集計

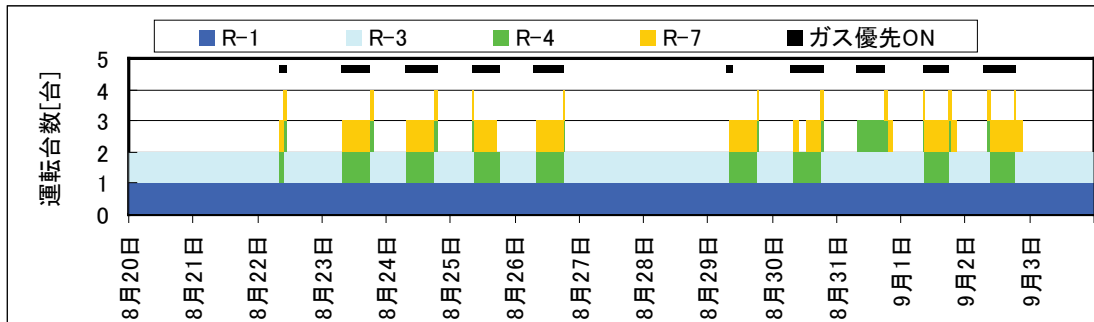
事務所 04 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

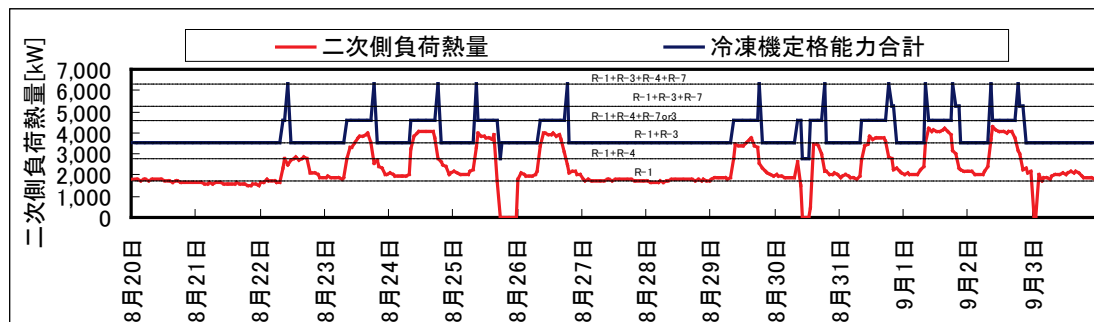
<動作確認データ(1)>

高負荷時(8月20日(土)~9月3日(土))のトレンドデータを示す。

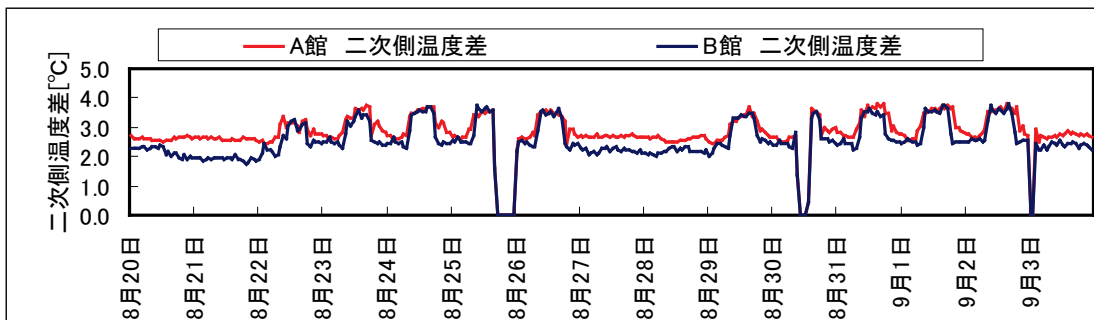
図Ⅱ.3.1.32の上部にガス優先モード時を示している。ガス優先モードではない時でもR-4が運転している場合があるが、手動運転の影響と考えられる。



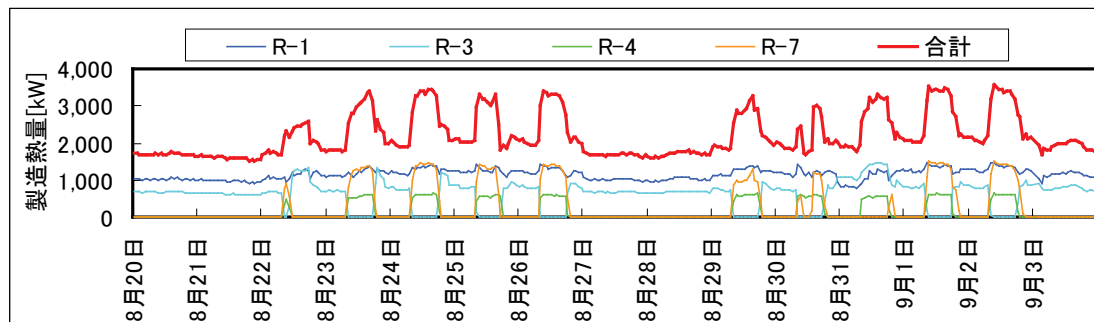
図Ⅱ.3.1.32 台数制御トレンド(高負荷時)



図Ⅱ.3.1.33 台数制御トレンド(高負荷時)



図Ⅱ.3.1.34 二次側負荷熱量トレンド(高負荷時)



図Ⅱ.3.1.35 製造熱量トレンド(高負荷時)

事務所 04 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ(2)>

低負荷時(6月11日(土)~6月25日(土))のトレンドデータを示す。
 高負荷時同様、ガス優先モードではない時でもR-4が運転している場合があるが、手動運転の影響と考えられる。

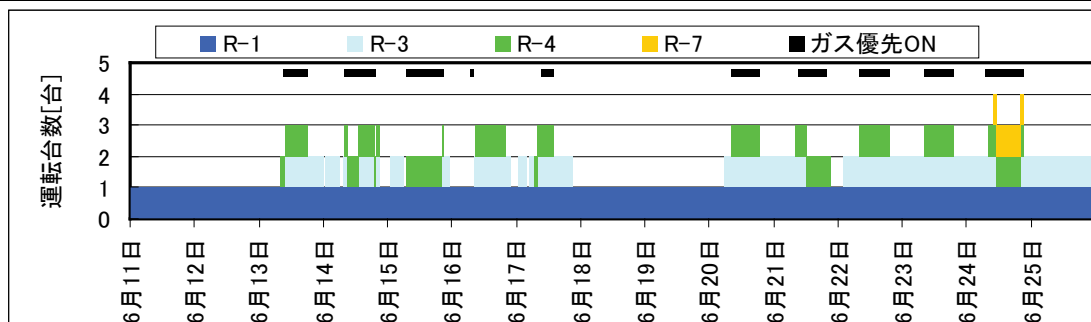


図 II. 3. 1. 36 台数制御トレンド (低負荷時)

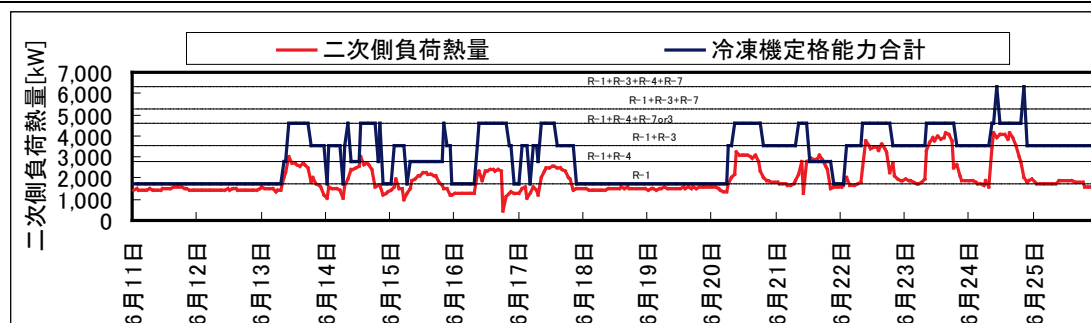


図 II. 3. 1. 37 台数制御トレンド (低負荷時)

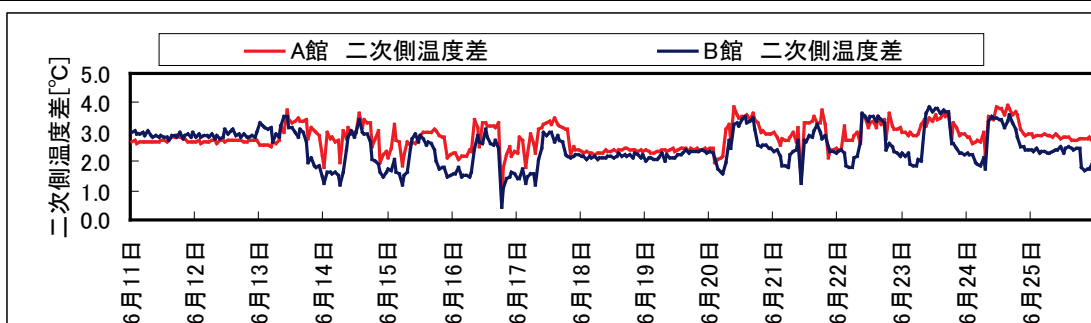


図 II. 3. 1. 38 二次側負荷熱量トレンド (低負荷時)

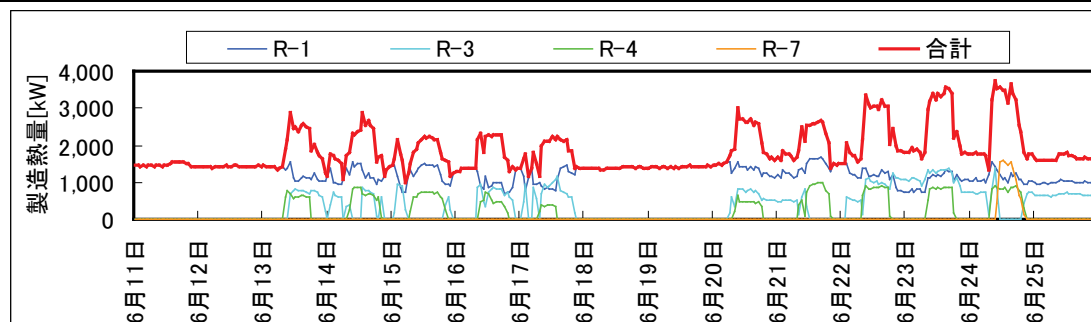


図 II. 3. 1. 39 製造熱量トレンド (低負荷時)

事務所 04 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ(3)>

図 II. 3. 1. 40 : 必要能力以上の台数運転が見られる. ガス優先モードによる R-4 の運転と手動運転の影響と考えられる. 最低必要台数以上の増段が見られるのは, 冷水往温度保障, 流量補正, 手動運転の影響が考えられる.

図 II. 3. 1. 41, 42 : 冷水温度差は 2~5℃ の間に広く分散している.

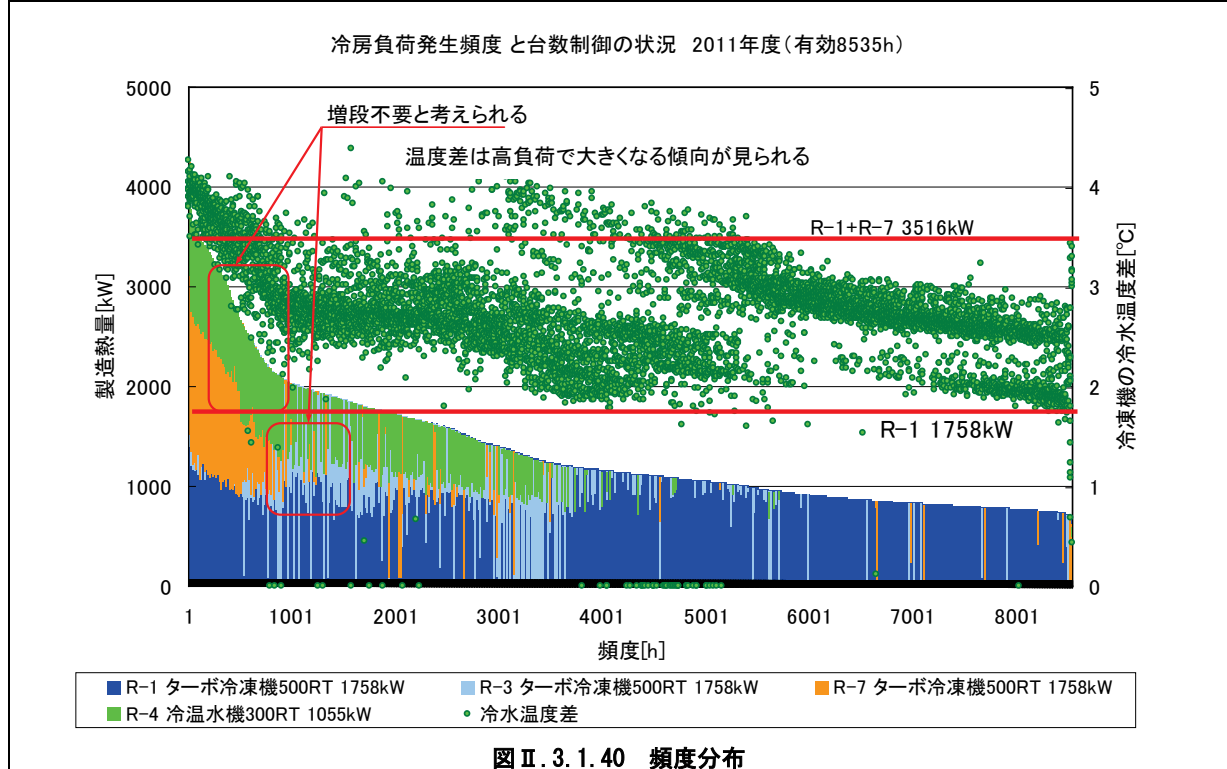


図 II. 3. 1. 40 頻度分布

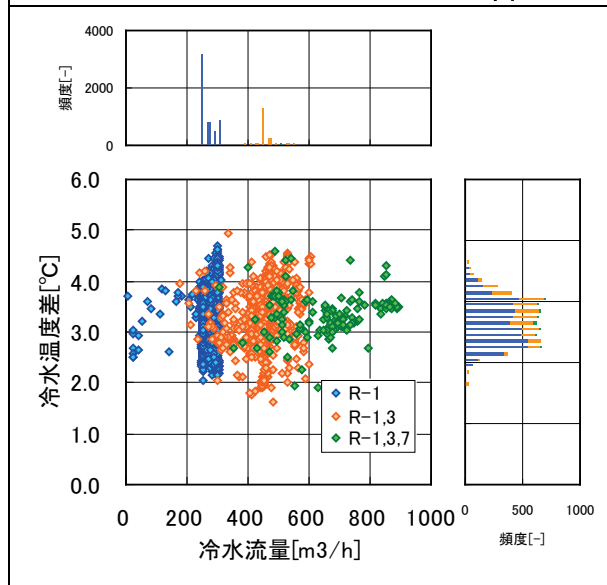


図 II. 3. 1. 41 冷水流量と温度差 (通常モード)

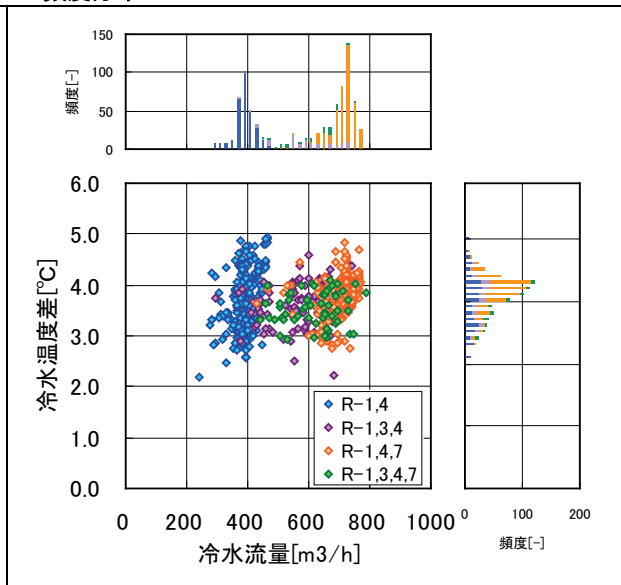


図 II. 3. 1. 42 冷水流量と温度差 (ガス優先モード, R-4 優先)

事務所 04 (R-0no-02)

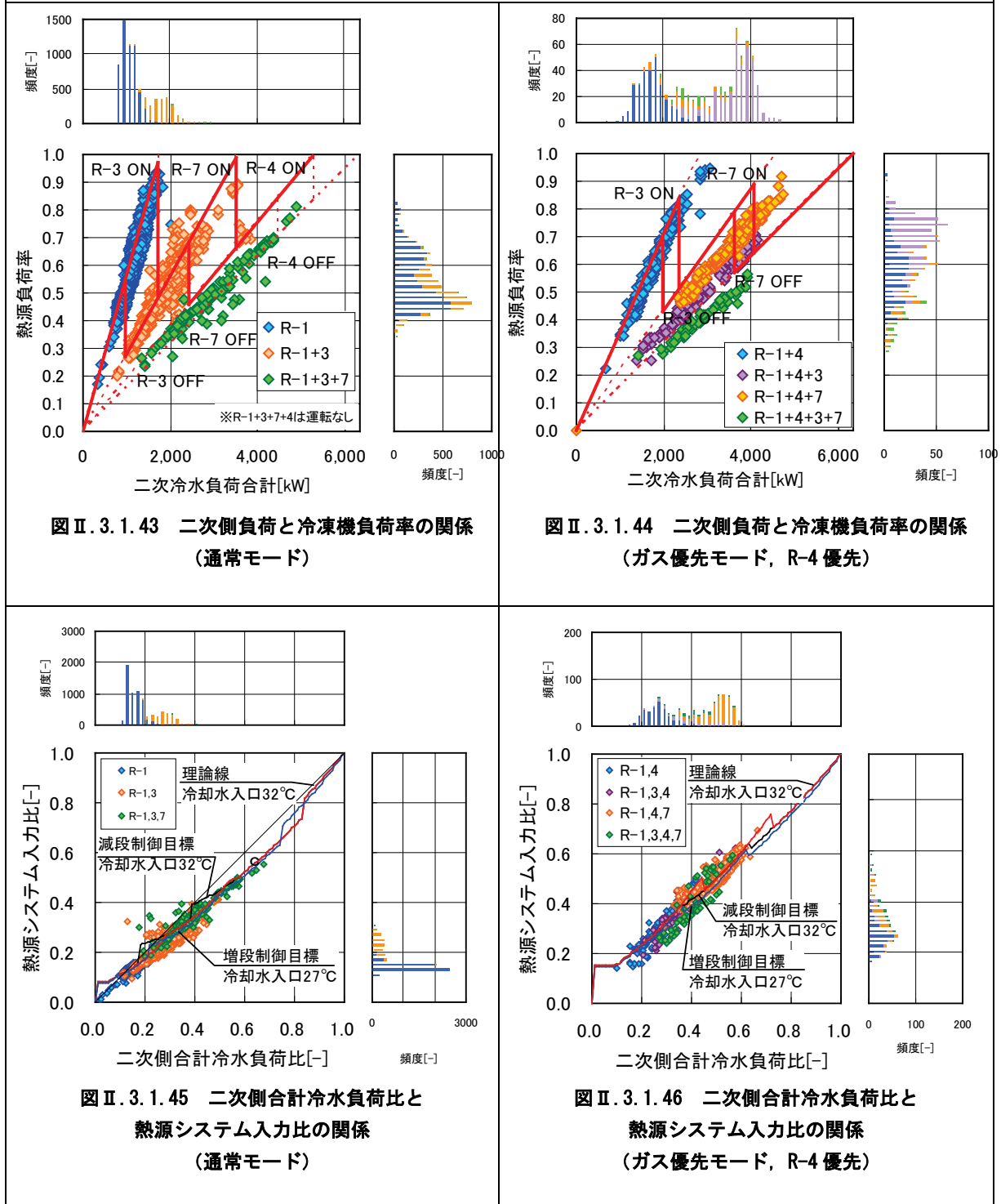
制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ(4)>

図 II. 3. 1. 43 : 通常モードの増段は制御設定に近い動作をしている。

図 II. 3. 1. 44 : ガス優先モードでは制御設定とは異なっており, 手動運転の影響が見られる。

図 II. 3. 1. 45, 46 : 熱源入力は計算式に近い値で分布している。



事務所 04 (R-0no-02)

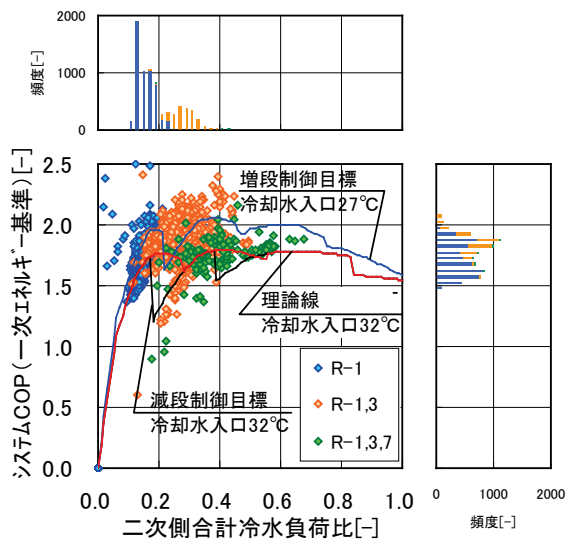
制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ(5)>

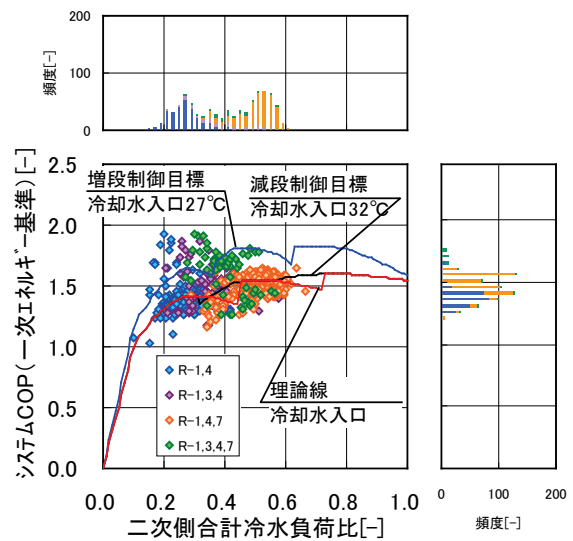
図Ⅱ.3.1.47, 48 : COP は入力を一次エネルギーで計算した。個々の冷凍機負荷率が100%で増段するとした理論線と、減段の制御設定値を図示した。

図Ⅱ.3.1.47 : COP の下限値は制御設定付近に分布している。COP が理論線より高いものは冷却水温度が低下したことによる。

図Ⅱ.3.1.48 : ガス優先モードでは通常モードに比べて COP が低くなっている。



図Ⅱ.3.1.47 二次側合計冷水負荷比とシステム COP の関係 (通常モード)



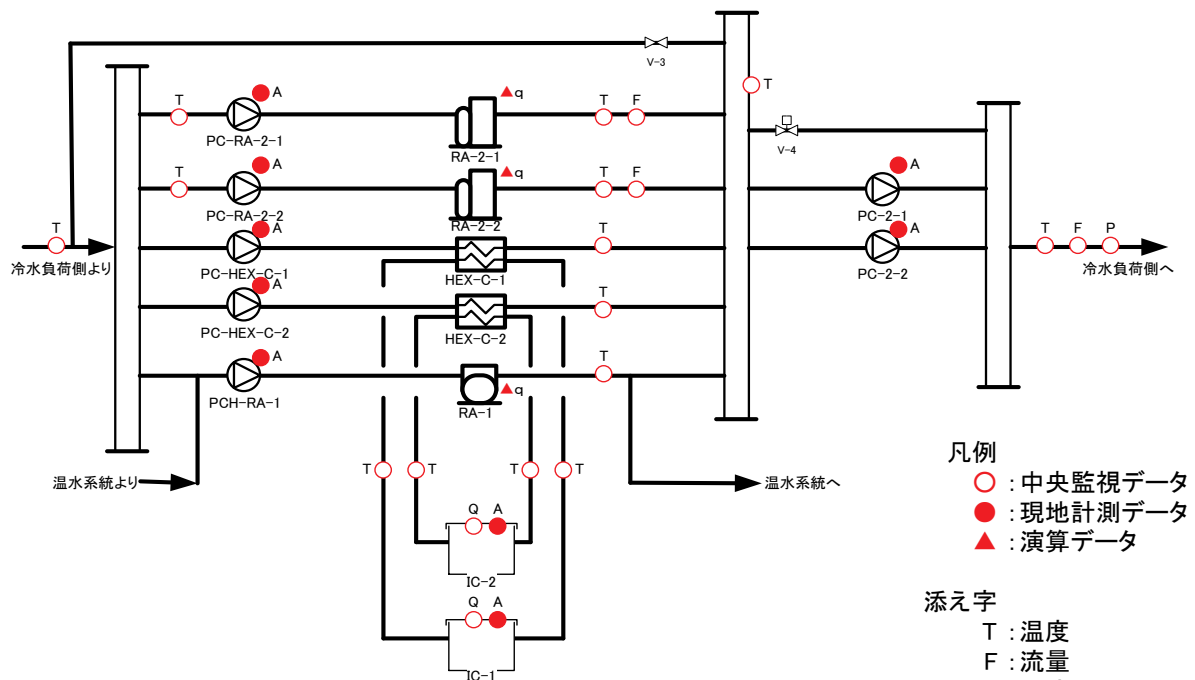
図Ⅱ.3.1.48 二次側合計冷水負荷比とシステム COP の関係 (ガス優先モード, R-4 優先)

3.1.6. 事務所 09

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

建物名	事務所09				
地区	関西	用途	事務所	規模	36,200 m2
実測機NO.	台数制御、蓄熱制御				
期間	平成24年4月～平成25年1月（平成24年4月以前の中央監視データあり）				
制御	・熱源台数制御		機器仕様	RA-1 240RT(ガス焼き冷温水機)	
	・蓄熱制御(水)			RA-2×2 126RT(温水吸収冷凍機)	
	・CGS排熱回収(吸収冷凍機)			IC-1×2 製氷102RT,冷却150RT	
				HEX-C×2 熱交換能力250RT	

システムフロー



【熱限台数制御】

- ・CGS温水の優先使用、冷房機はR-2をCGSと連動する
- ・2次側負荷熱量からR-2発生熱量を減じた値により、R-1、氷蓄熱の台数制御を行う
- ・R-2をベース機とするが、CGS停止時は氷蓄熱をベース機とする
- ・往ヘッダ温度が規定値より上昇した場合は、停止中の冷熱源器を1台強制増段する

【氷蓄熱制御】

- ・氷蓄熱槽内温度及びIPFより蓄熱量を算出する
- ・蓄熱量の目標値は常に満水とする
- ・蓄熱モード終了時に満水の蓄熱を完了するために冷凍機の起動/停止を行う

【CGS排熱回収】

- ・CGS高温水入口温度が規定値以上にならないように、高温水/冷却熱交換器で冷却制御する
- ・CGS高温水は、RA-2、温水熱交換器、貯湯槽でシリーズで使う

事務所 09 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

<動作確認データ>

起動直後は氷蓄熱の放熱 IC-1,IC-2 が運転する。CGS の発電負荷の立ち上がりに伴い排熱回収の温水吸収冷凍機 RA-2-1,RA-2-2 に運転が移行する。負荷の増加に伴いガス焼き冷温水発生機が追いかけて運転する。

運転中の冷凍機定格能力と二次側負荷の比率は、1 台運転時には高めだが増段に伴い比率が低くなっている。ただし、二次側流量と冷水往還温度を見ると、流量を絞り気味で温度差の大きな運転となっている。

解析期間でのピーク負荷は 1,608kW で、二次側冷却能力 1744kW の 92%に達していた。

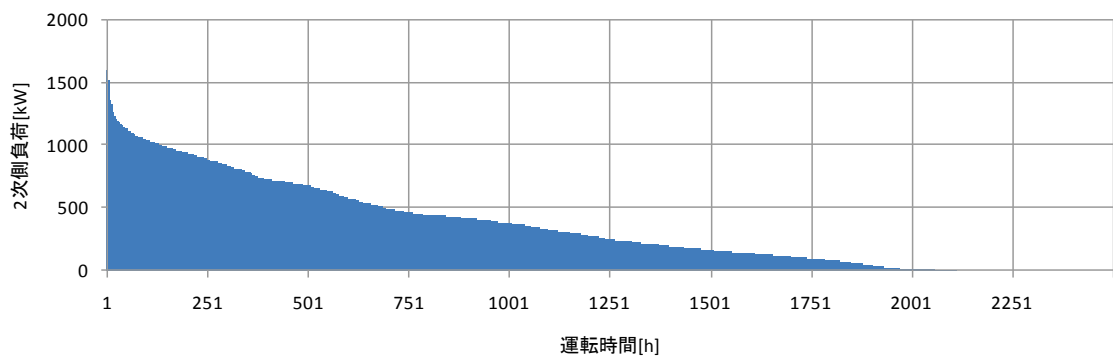


図 II. 3. 1. 49 期間冷房負荷(2012/4/1~10/31)

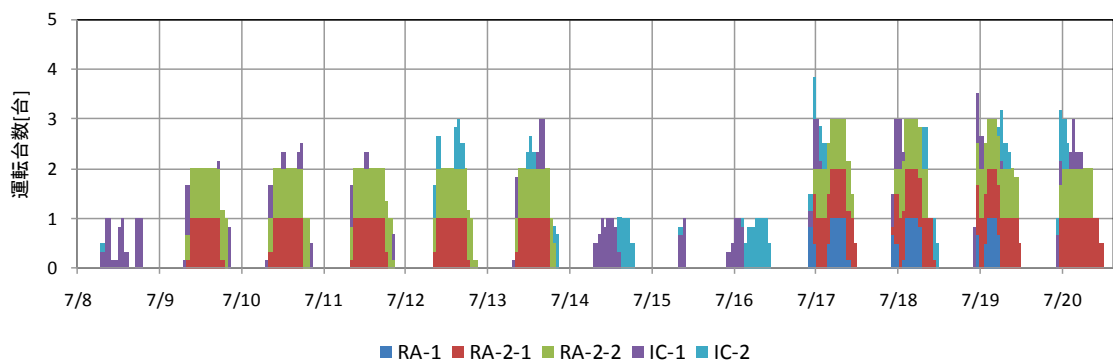
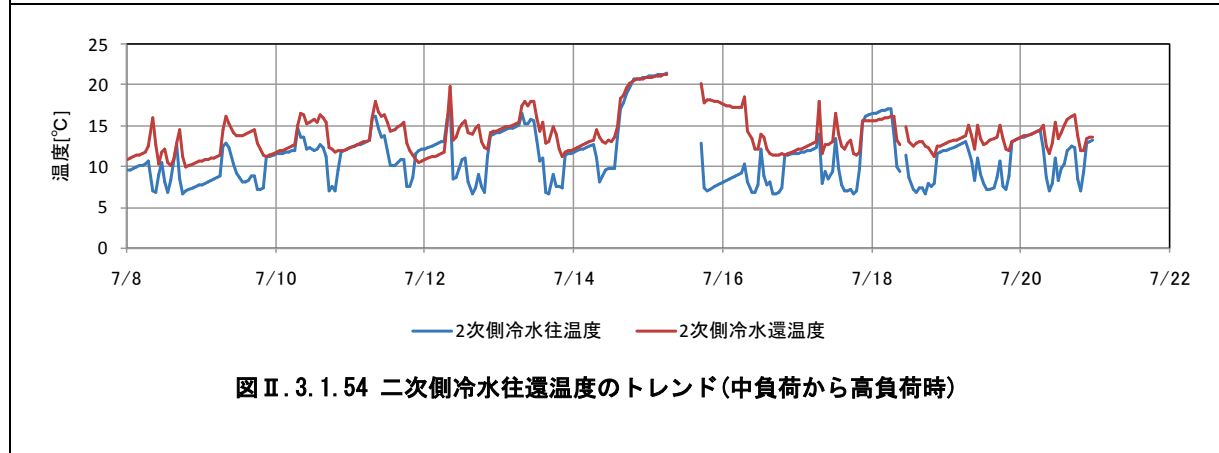
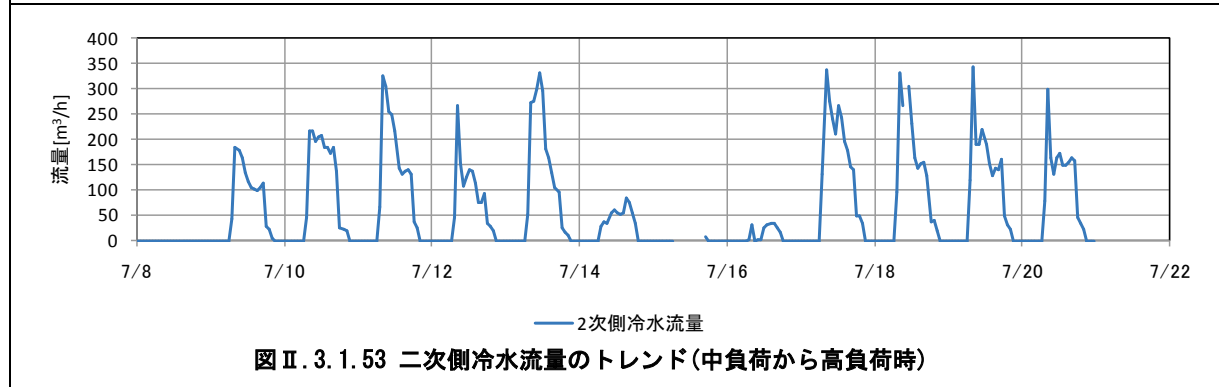
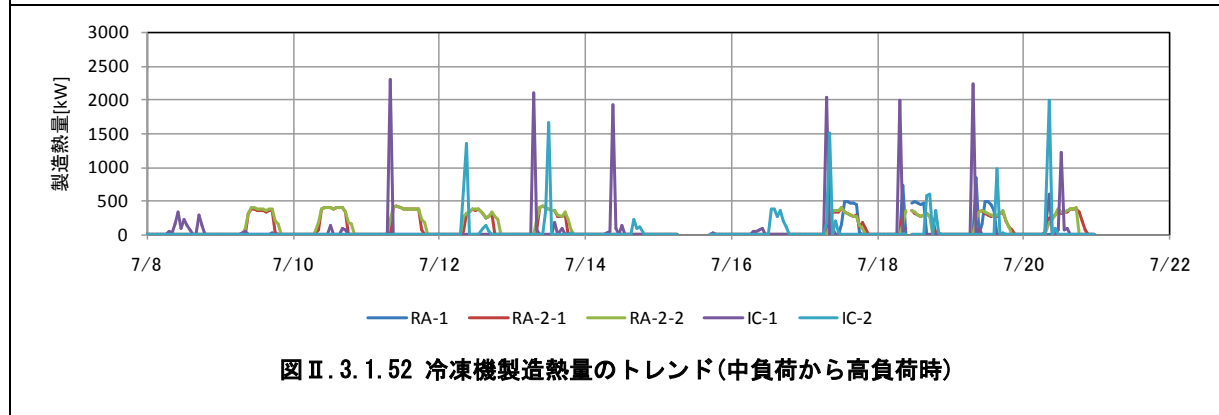
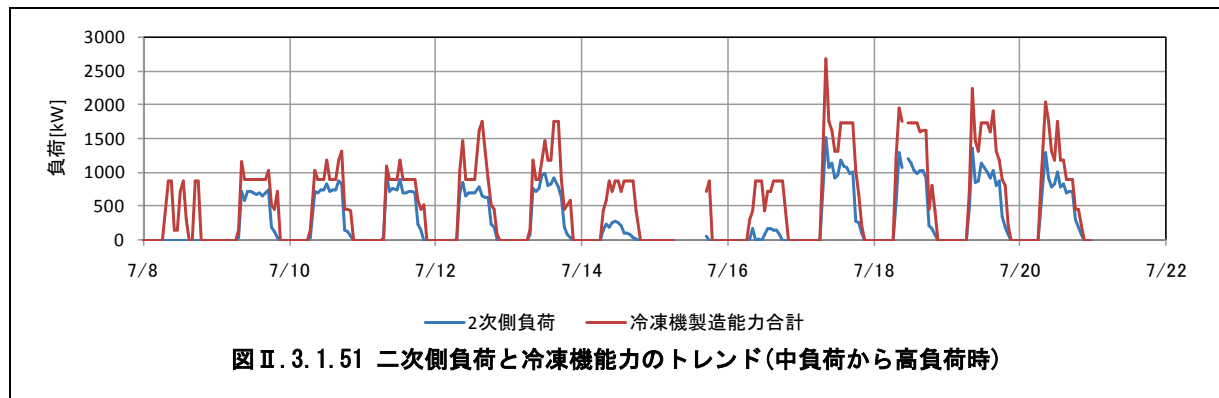


図 II. 3. 1. 50 台数制御の状況(中負荷から高負荷時)

事務所 09 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	増段-減段



事務所 09 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

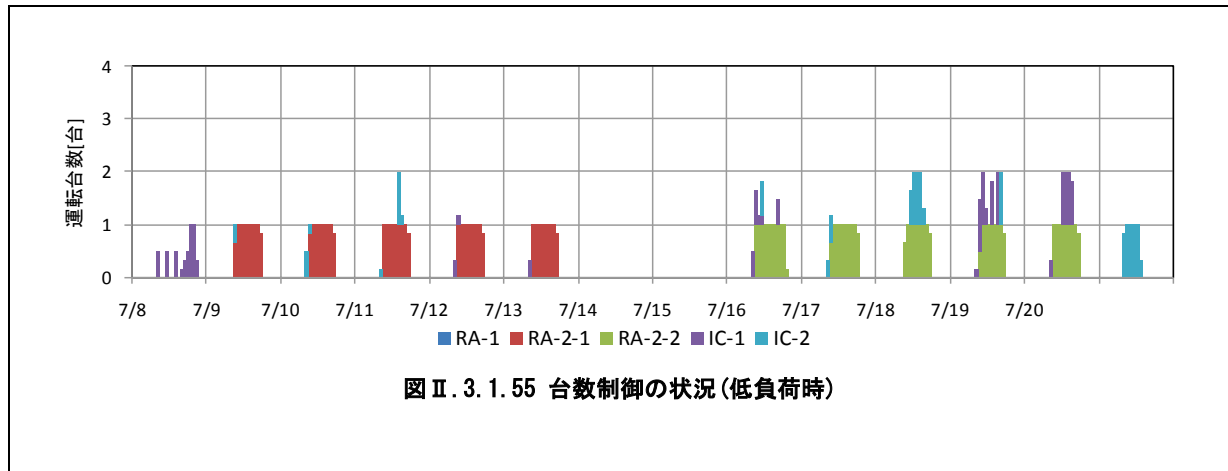


図 II. 3. 1. 55 台数制御の状況(低負荷時)

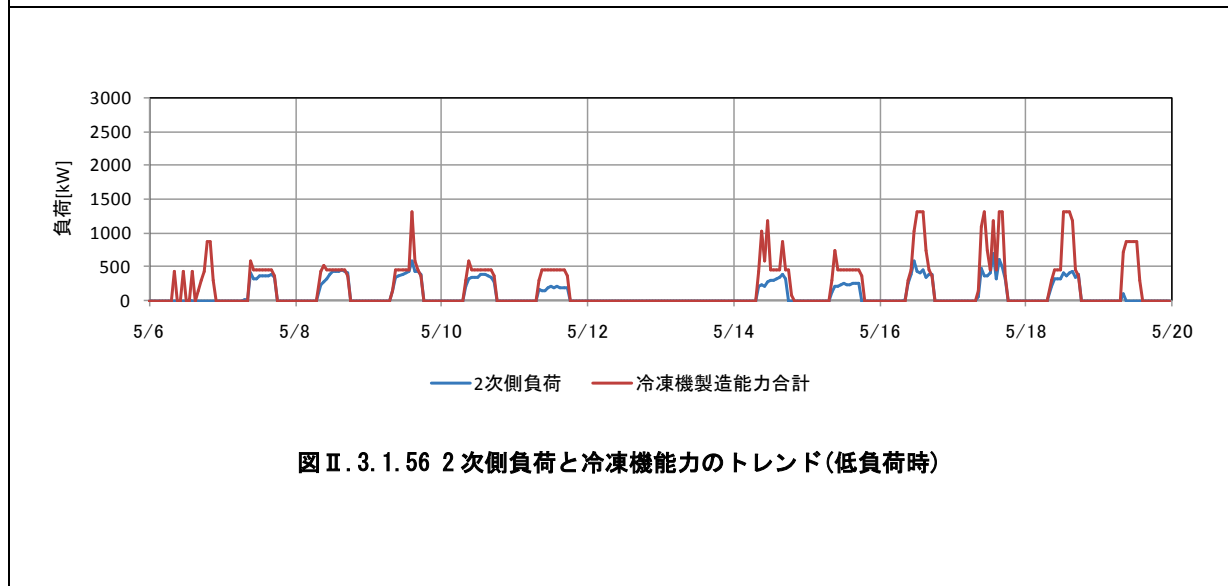


図 II. 3. 1. 56 2次側負荷と冷凍機能力のトレンド(低負荷時)

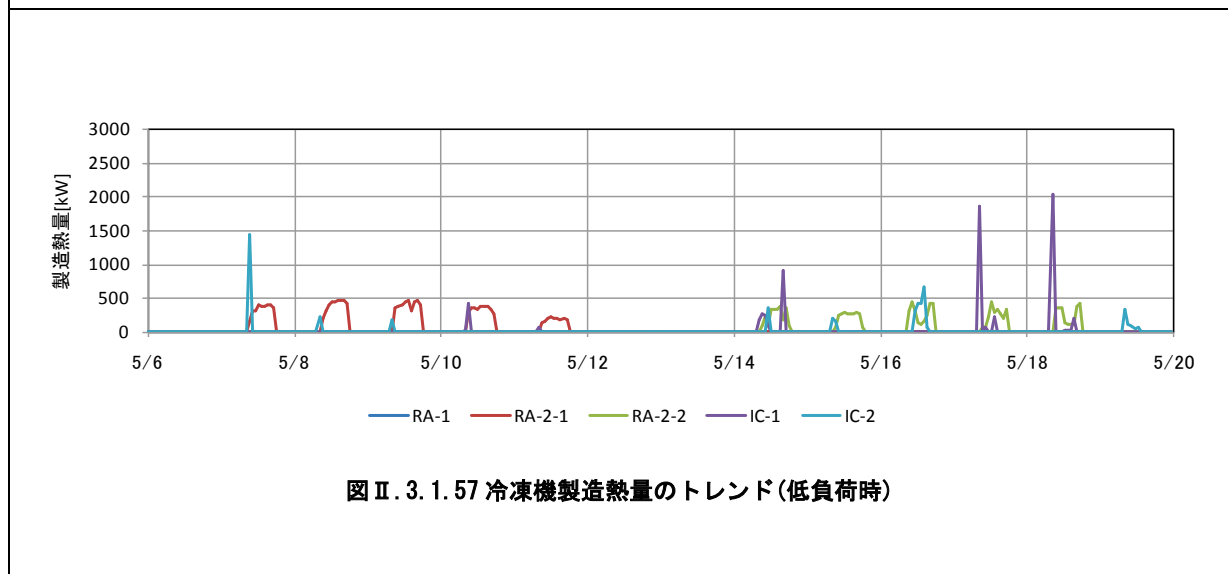
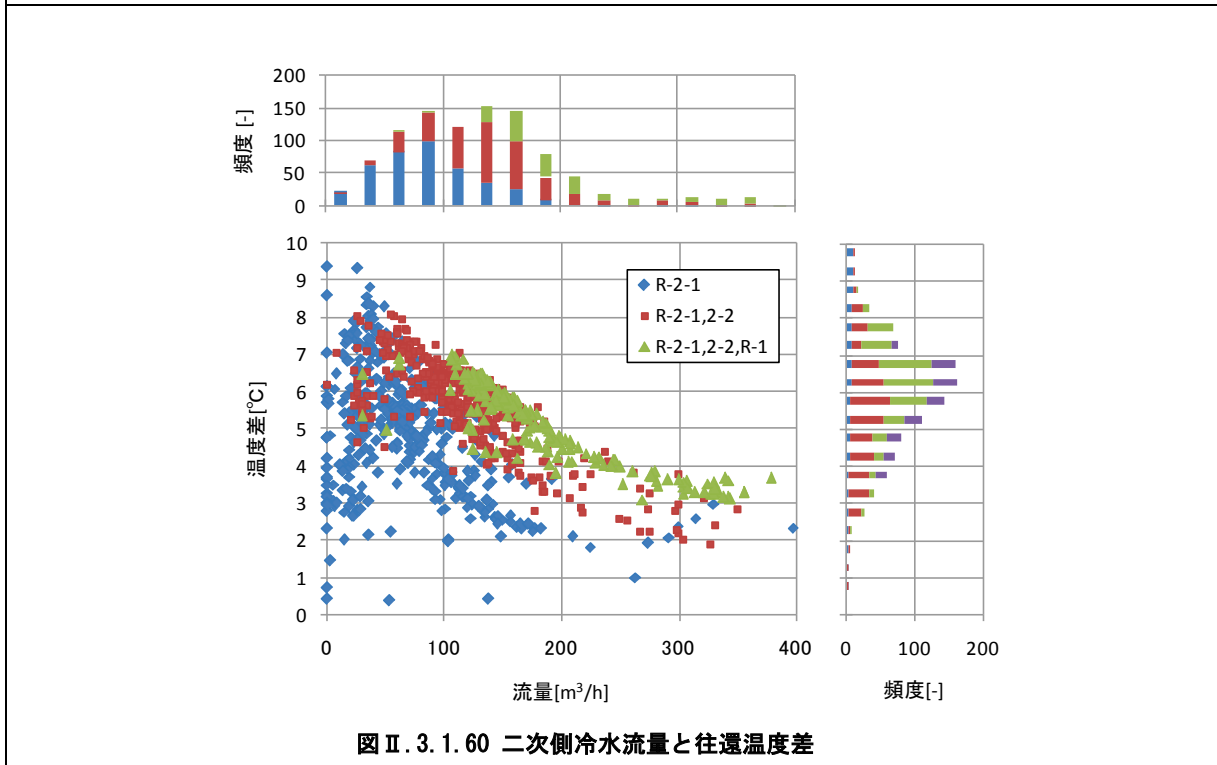
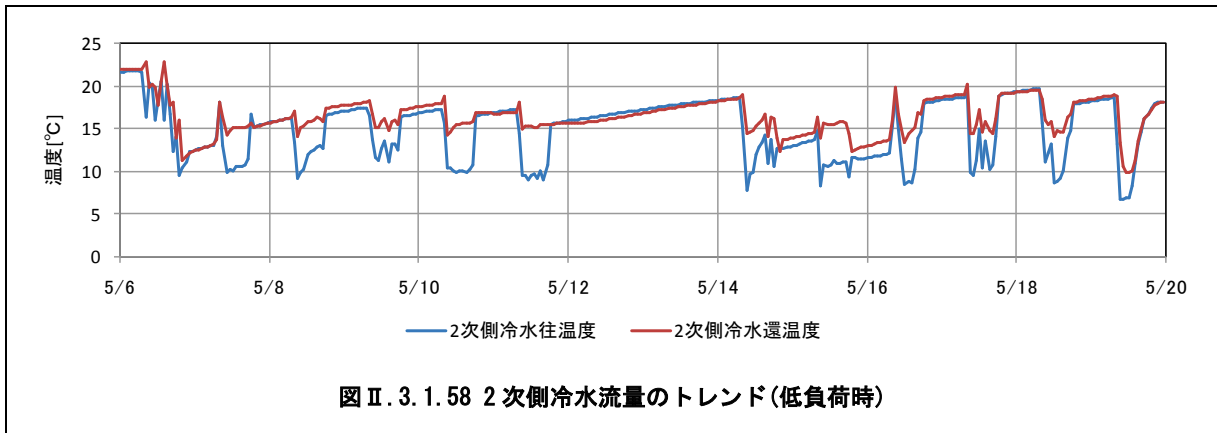


図 II. 3. 1. 57 冷凍機製造熱量のトレンド(低負荷時)

事務所 09 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	増段-減段



事務所 09 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

<熱量分析>

熱量分析には、起動後 60 分間を除外して 10 分間隔のデータの 1 時間平均値を用いた。氷蓄熱の放熱系統は、空調起動直後の運転という特殊事情であるため、熱量分析から削除した。CGS 排熱回収の温水吸収冷凍機 R-2-1, R-2-2, ガス焼き吸収冷温水発生機 R-1 の台数制御は、ほぼ制御動作の基準通りに推移していた。冷凍機の入力比率は、ガスの計量が日積算値のみであったため、時刻データのある温水吸収冷凍機を解析した。冷凍機の入力比に対して入力比が小さめで標準より高い COP であった。この要因として、冷水出口温度が 7°C から 10°C と高めであったことが挙げられる。

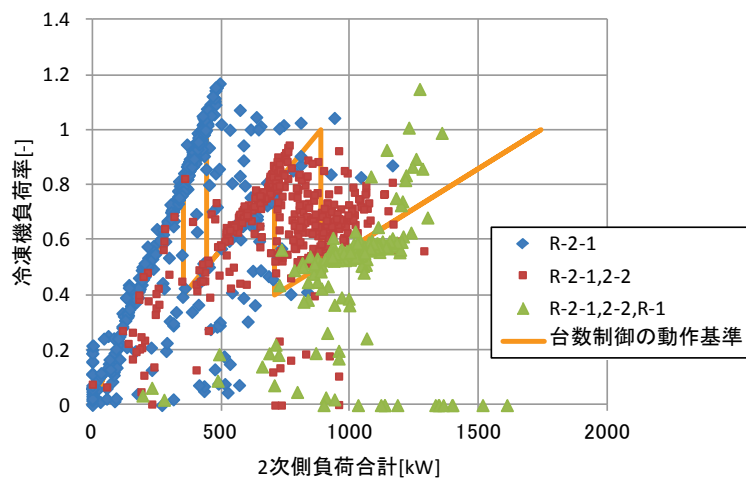


図 II. 3. 1. 61 2次側負荷と冷凍機負荷率の関係

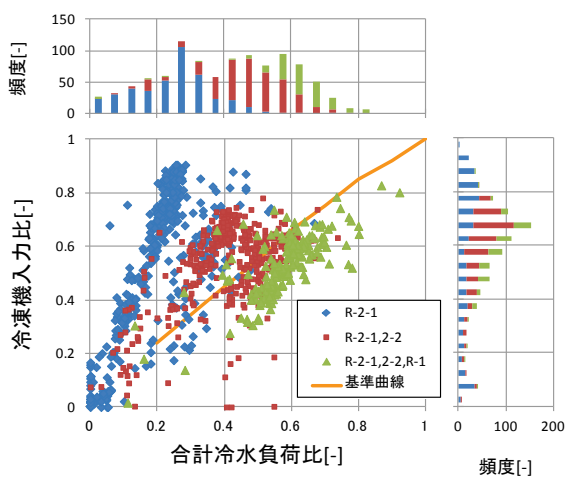


図 II. 3. 1. 62 合計冷水負荷と熱源入力比の関係

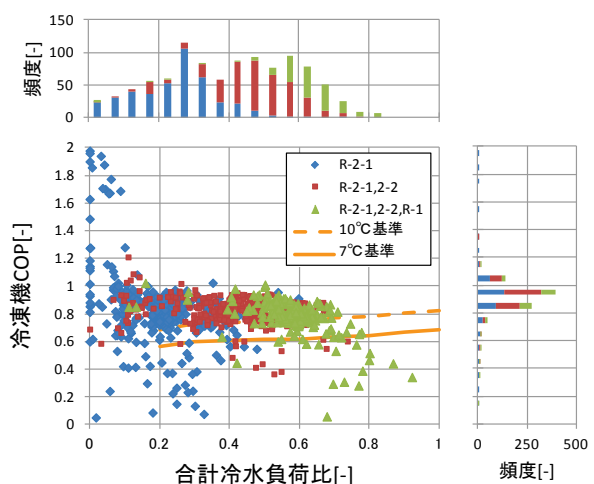


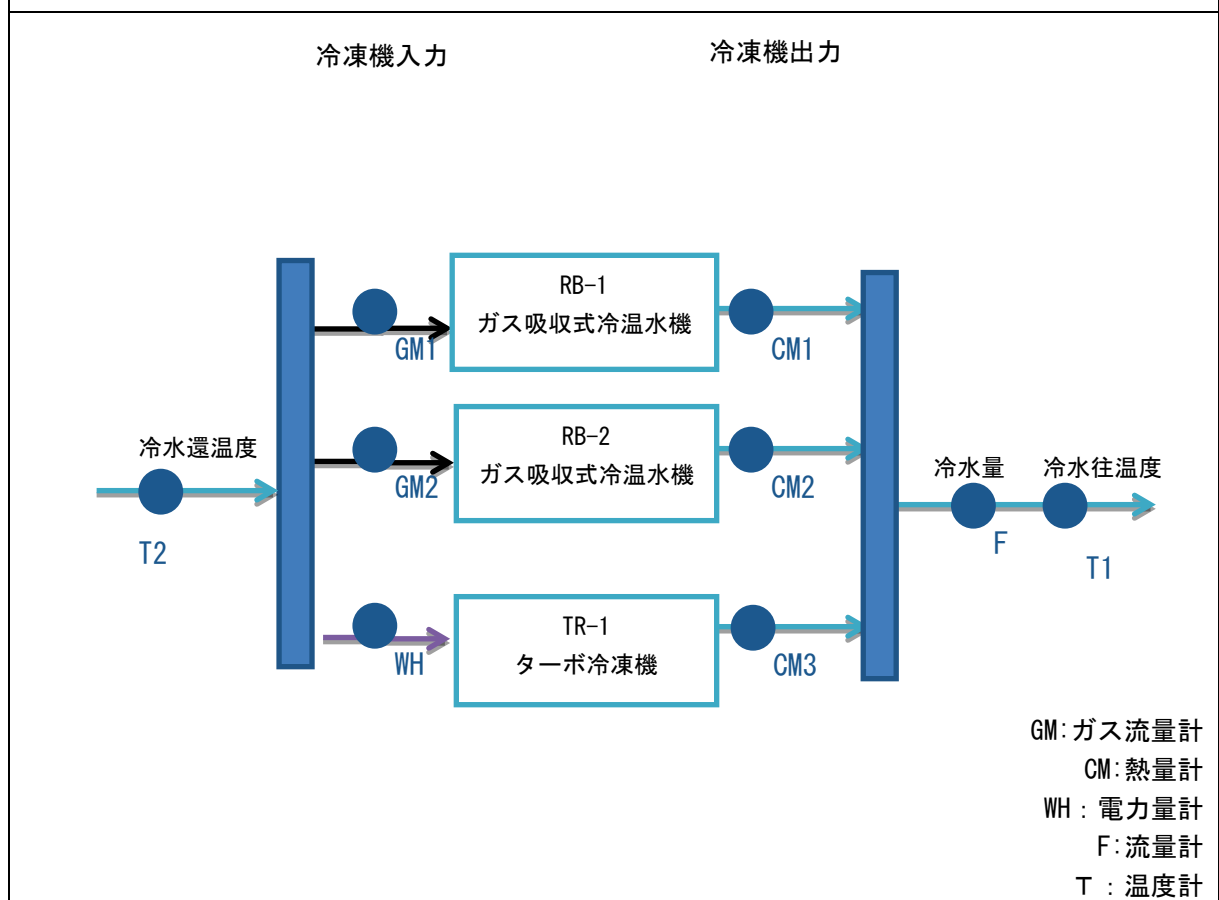
図 II. 3. 1. 63 冷水合計負荷と冷凍機 COP の関係

3.1.7. 学校 01

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

建物名	学校 01	地区	関東	竣工	2010 年	新築	新築	規模	57,000m ²
分類	R-Ono-02	方式				専用/兼用		エネルギー源	電気/ガス
機器	TR-1 ターボ冷凍機	型式	高効率型						
	RB-1,2 ガス吸収式冷温水機	型式	省エネヘビーロード	方式	-				
端末器具	-	種類	-	温調方式	-	手動/自動	自動		
分析期間	2012 年 9 月 7 日～2012 年 10 月 16 日			製造年月	2009 年				
制御内容	冷水負荷熱量に応じ TR-1 ターボ冷凍機→ RB-1 ガス吸収冷温水機→ RB-2 ガス吸収冷温水機 の順で台数制御。ヘッダー間差圧により冷水 1 次ポンプ変流量制御（50～100%）			機器仕様	TR-1 ターボ冷凍機： 400RT 15→7℃ 2500L/min 231kW COP=6.08 RB-1 ガス吸収冷温水機： 500RT 15→7℃ 3150L/min 128Nm ³ /h COP=1.10 RB-2 ガス吸収冷温水機： 500RT 15→7℃ 3150L/min 128Nm ³ /h COP=1.10				

システムフロー



学校 01 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

<動作確認データ>

冷凍機運転状況（中央監視取得データ 2012/9/7～9/13）

ターボ冷凍機をベースとし，冷水負荷熱量に応じてガス吸収冷温水機を追加運転。

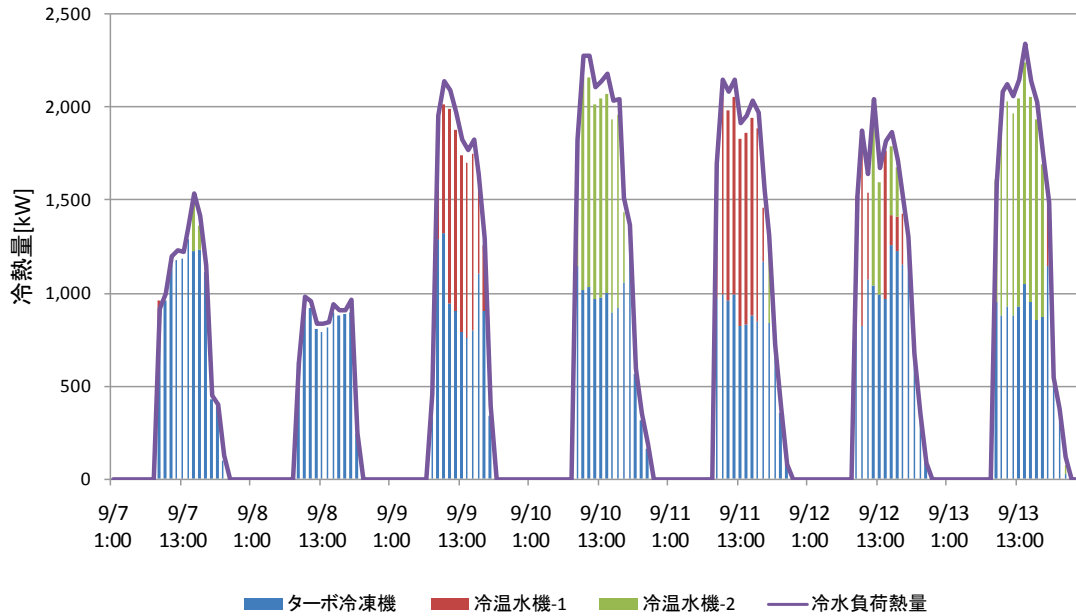


図 II. 3. 1. 64 冷凍機および冷温水機の運転状況と冷熱量の推移

製造冷熱量と流量

設計温度差 8℃ に対し約 9℃ の温度差運転が多くみられる。

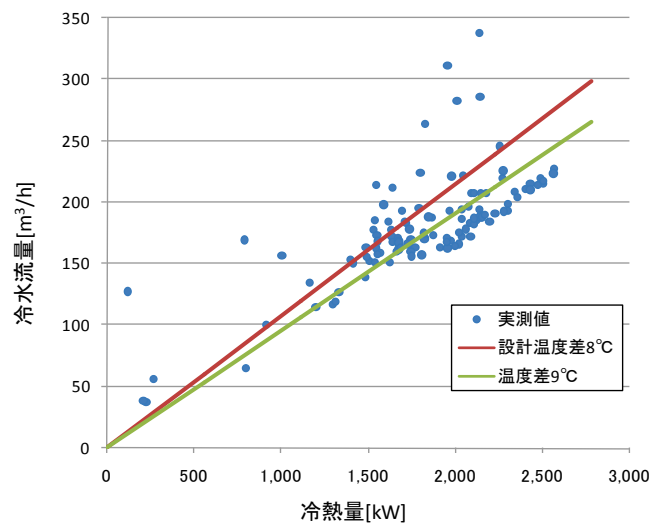


図 II. 3. 1. 65 製造冷熱量と流量の関係

学校 01 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

台数制御負荷率評価（中央監視取得データ 2012.9.7～10.2）

ほぼターボ冷凍機負荷率=1(1,400kW)を基準にガス吸収冷温水機が起動している。

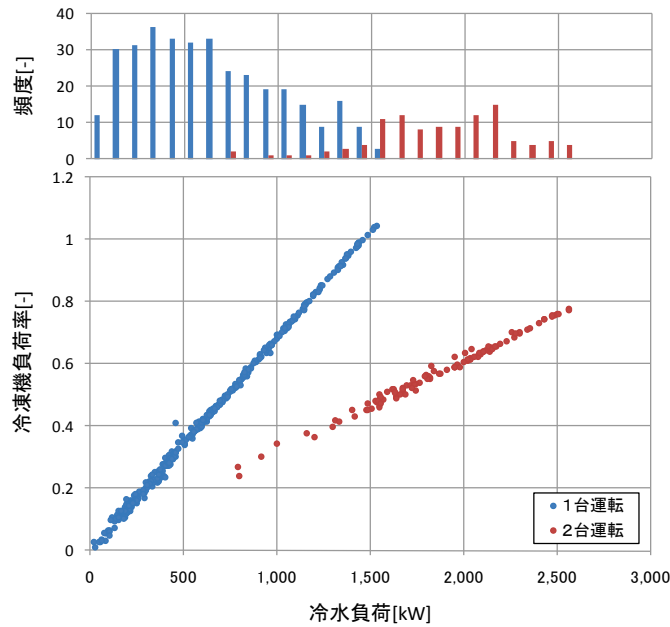


図 II. 3. 1. 66 冷凍機負荷率と稼働台数の関係

冷熱源システム効率評価

kWh=9.76MJ, Nm³=45MJ

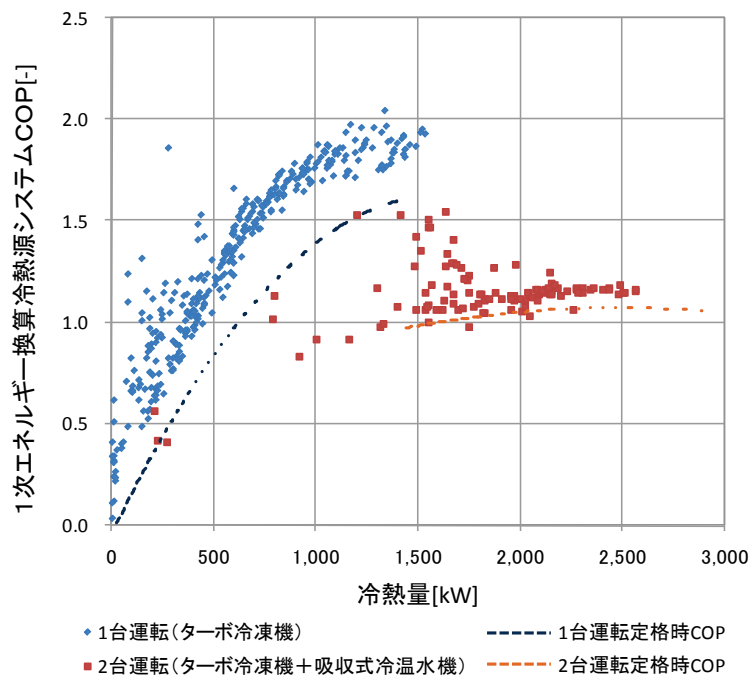


図 II. 3. 1. 67 冷熱源システムの効率評価

学校 01 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段-減段

< 要求負荷率による運転台数の増減 (2012/9/7~10/16) >

運転台数増段時

ターボ冷凍機 (TR-1) 1 台による運転時に定格の約 75%を超える要求を受けると冷温水機 (RB-1 または RB-2) が起動する。

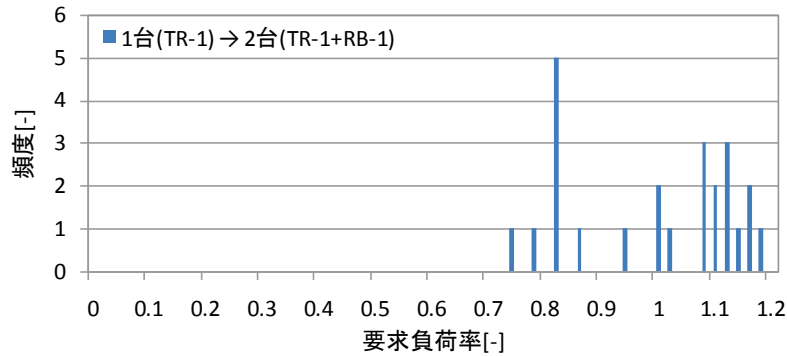


図 II. 3. 1. 68 運転台数増段時 (1 台→2 台) の要求負荷率

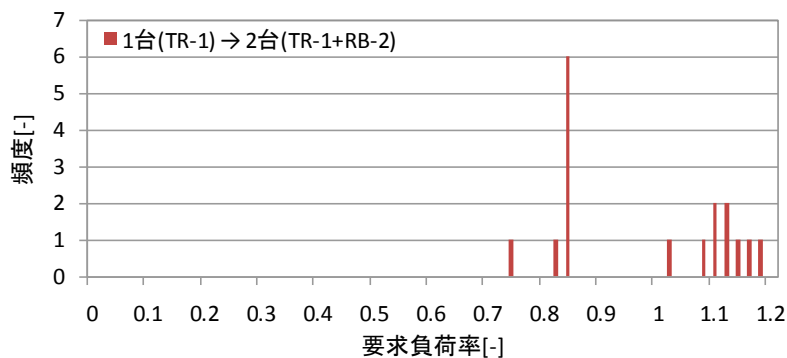


図 II. 3. 1. 69 運転台数増段時 (1 台→2 台) の要求負荷率

2 台運転時に約 85%の要求を受けると 3 台同時運転となる。期間中に 3 台同時運転となったのは 1 度のみであった。

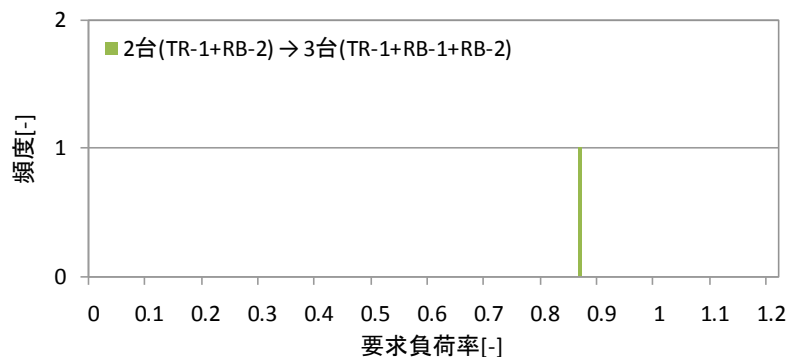


図 II. 3. 1. 70 運転台数増段時 (2 台→3 台) の要求負荷率

学校 01 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	増段-減段

< 要求負荷率による運転台数の増減（2012/9/7～10/16） >

運転台数減段時

2 台運転時に要求負荷率が 60～65%を下回ると冷温水機が停止する。

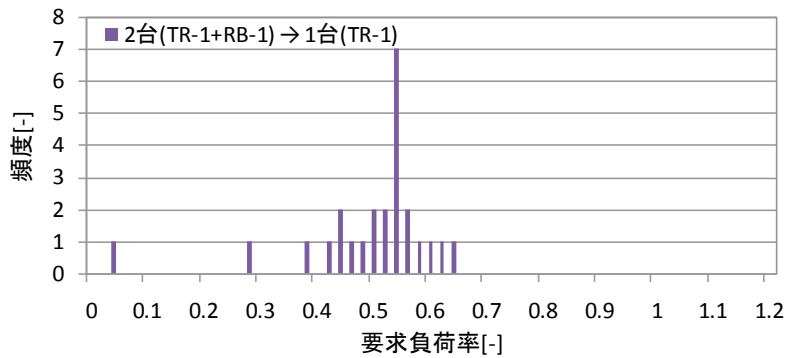


図 II. 3. 1. 71 運転台数減段時（2 台→1 台）の要求負荷率

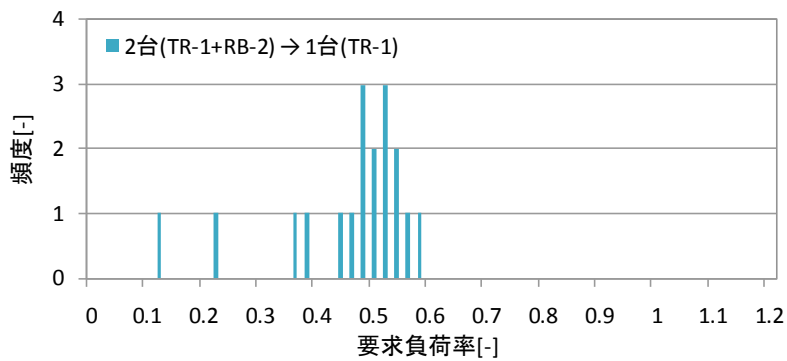


図 II. 3. 1. 72 運転台数減段時（2 台→1 台）の要求負荷率

3 台運転時に要求負荷率が約 40%を下回ると冷温水機が 2 台とも停止する。

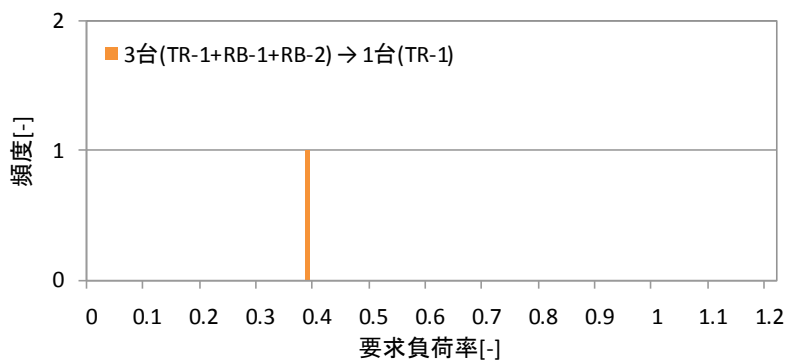


図 II. 3. 1. 73 運転台数減段時（3 台→1 台）の要求負荷率

学校 01 (R-0no-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	増段-減段

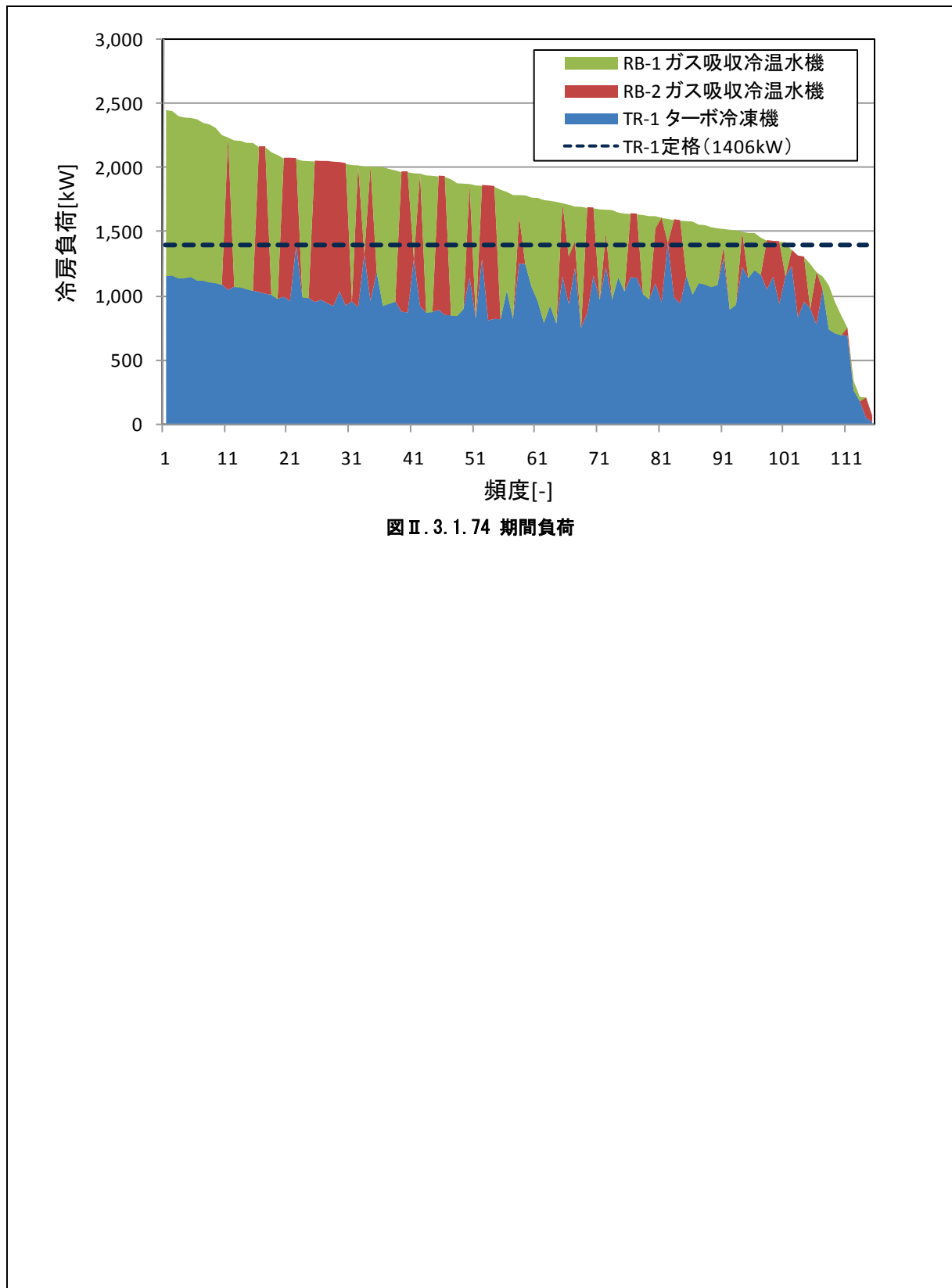


図 II. 3. 1. 74 期間負荷

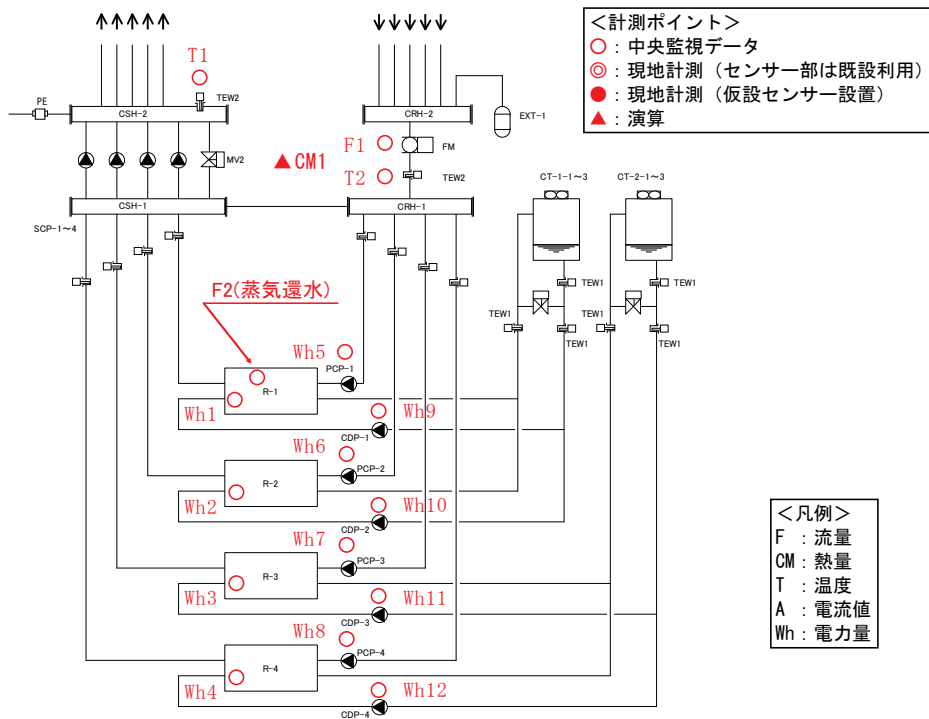
3.2. 熱源台数制御（手動制御）

3.2.1. ホテル02

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度（熱量）	能力（冷水/温水熱量）	手動による増段-減段

建物名	ホテル02	地区	関東	竣工	2010年	改修	—	規模	56,917 m ²
分類記号	R-Ono-02				検出部	往温度			
制御目的	熱源台数制御（手動制御）				制御目標	往温度			
分析期間	平成24年7月1日～平成24年9月30日				動作	増段-減段（手動）			
制御対象	冷凍機				製造年月				
制御内容	・往温度による熱源台数制御（手動制御） （判断値：往温度10℃で増段） ・二次側設計温度 往温度：7℃，還温度：12℃				機器使用	R-1（蒸気吸収冷凍機）	1407[kW]	R-2（ターボ冷凍機）	1407[kW]
						R-3（ターボ冷凍機）	1407[kW]	R-4（水冷チラー）	350[kW]

システムフロー



<制御方式および評価項目計算式>

(1)データの収集時間間隔

- ①現地計測データ：1分間瞬時値
- ②中央監視データ：1分間瞬時値（or 平均値）および1時間間隔積算値

(2)データ処理

1分間瞬時値（or 平均値）→1時間平均値に処理

ホテル 02 (R-0no-02 手動)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	手動による増段-減段

(3)解析利用データフィルタリング項目

- ①機器の起動・停止時のデータ削除
- ②増段，減段時のデータ削除

(4)台数制御方法

往温度 (判断値 10℃) による手動制御

(5)評価項目計算式

①二次側温度差

T1 : 往温度[℃], T2 : 還温度[℃]として,
二次側温度差 (ΔT) [℃] = T2 - T1

②二次側負荷熱量

二次側負荷熱量 (CM1) [MJ/h] = 定圧比熱 (4.186) [kJ/kg/℃] × 密度 (1.0) [kg/L]
× 流量 (F1) [L/min] × 温度差 (ΔT) [℃]
× 60[min/h] / 1000

③二次側負荷率

二次側負荷率 (CMR) [-] = 二次側負荷熱量 (CM1) [MJ/h] / 定格熱量 (※1) [MJ/h]
定格熱量 (※1) = 16,455.6[MJ/h]
= 3.6[MJ/kWh] × (1407 + 1407 + 1407 + 350) [kWh]

④運転パターン別の熱源負荷率 (以下, パターン別負荷率)

パターン別負荷率 (RR) = パターン別二次側負荷熱量 (CM1) [MJ/h]
/ パターン別定格熱量 (※2) [MJ/h]

パターン別定格熱量 (※2)

運転パターン	定格熱量[MJ/h]
[R-1]	5,040
[R-2] or [R-3]	5,040
[R-4]	1,260
[R-1 + R-2] or [R-1 + R-3] or [R-2 + R-3]	10,080
[R-1 + R-4] or [R-2 + R-4] or [R-3 + R-4]	6,300
[R-1 + R-2 + R-4] or [R-1 + R-3 + R-4] or [R-2 + R-3 + R-4]	11,340
[R-1 + R-2 + R-3 + R-4]	16,380

ホテル 02 (R-0no-02 手動)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	手動による増段-減段

⑤システム COP

$$\text{システム COP} = \text{二次側負荷熱量 (CM1) [MJ/h]} / \text{消費エネルギー (E) [MJ/h]}$$

$$\begin{aligned} \text{消費エネルギー (E) [MJ/h]} &= \text{冷凍機消費エネルギー (Er) [MJ/h]} \\ &+ \text{冷水一次ポンプ消費エネルギー (Ecp) [MJ/h]} \\ &+ \text{冷却水ポンプ消費エネルギー (Ecd) [MJ/h]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{冷凍機消費エネルギー (Er) [MJ/h]} &= \text{R-1 (Er1) [MJ/h]} \\ &+ \text{R-2 (Er2) [MJ/h]} \\ &+ \text{R-3 (Er3) [MJ/h]} \\ &+ \text{R-4 (Er4) [MJ/h]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{R-1 (Er1) [MJ/h]} &= \text{R-1 消費電力量 (Wh1) [kWh]} \times \text{一次換算係数[MJ/kWh]} \\ &+ \text{R-1 還水量 (F2) [L]} \times \text{エンタルピー差※3 (2.396) [MJ/kg]} \\ &\quad \times \text{密度(1.0)[kg/L]} / \text{ボイラ効率 (0.9) [-]} \end{aligned}$$

$$\text{R-2 (Er2) [MJ/h]} = \text{R-2 消費電力量 (Wh2) [kWh]} \times \text{一次換算係数[MJ/kWh]}$$

$$\text{R-3 (Er3) [MJ/h]} = \text{R-3 消費電力量 (Wh3) [kWh]} \times \text{一次換算係数[MJ/kWh]}$$

$$\text{R-4 (Er4) [MJ/h]} = \text{R-4 消費電力量 (Wh4) [kWh]} \times \text{一次換算係数[MJ/kWh]}$$

$$\begin{aligned} \text{※3 エンタルピー差} &= \text{0.79MPa 飽和蒸気 (2.7727) [MJ/kg]} \\ &\quad - \text{90℃飽和水 (0.37697) [MJ/kg]} \end{aligned}$$

各ポンプの消費エネルギーは、

$$\begin{aligned} \text{Ecp (5~8)} &= \text{冷水一次ポンプ消費電力量 (Wh5~Wh8) [kWh]} \\ &\quad \times \text{一次換算係数[MJ/kWh]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Ecd (9~12)} &= \text{冷水一次ポンプ消費電力量 (Wh9~Wh12) [kWh]} \\ &\quad \times \text{一次換算係数[MJ/kWh]} \end{aligned}$$

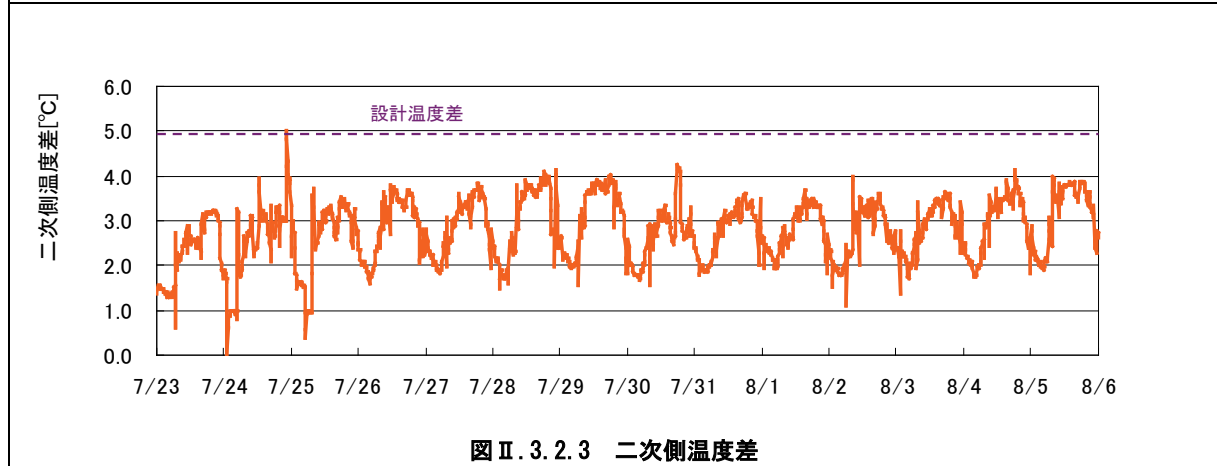
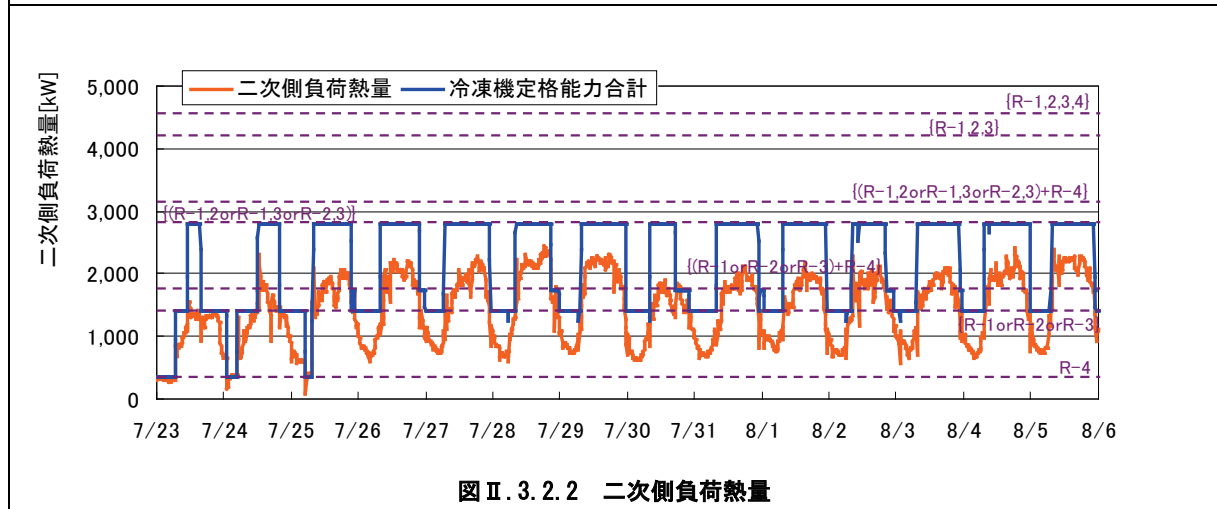
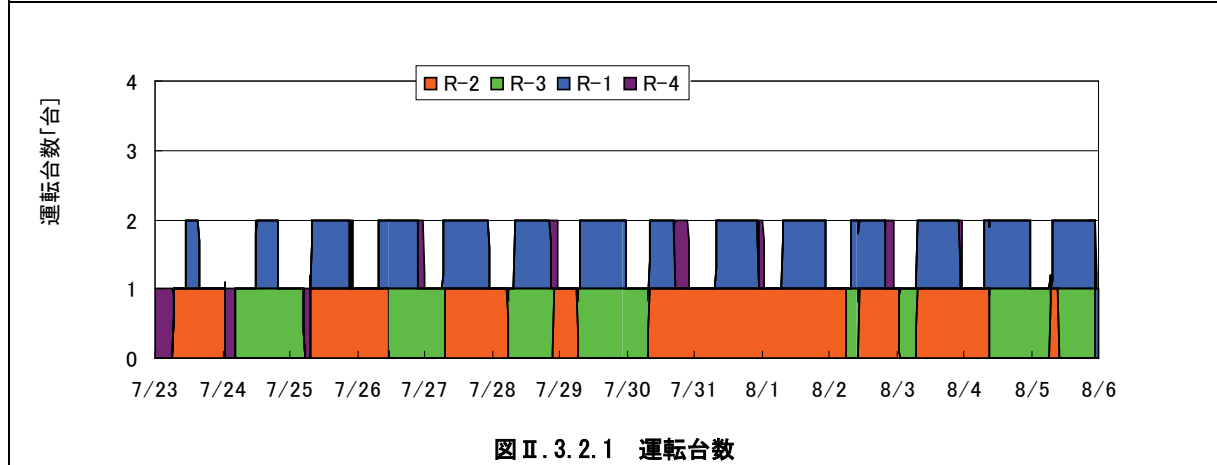
$$\begin{aligned} \text{一次換算係数 [MJ/kWh]} : \text{昼間買電} & \quad 9.28 \text{ [MJ/kWh]} \\ & \quad \text{夜間買電} \quad 9.97 \text{ [MJ/kWh]} \end{aligned}$$

ホテル 02 (R-0no-02 手動)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	手動による増段-減段

<動作確認データ(1)>

平成 24 年 7 月 23 日～8 月 5 日までのトレンドデータを示す。
 冷凍機は 4 台あるが、期間を通して最大で 2 台の運転となっている。
 また、台数増段の判断となる往温度は、概ね 10℃以下を保っている。



ホテル 02 (R-0no-02 手動)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	手動による増段-減段

<動作確認データ(2)>

平成 24 年 7 月 23 日～8 月 5 日までのトレンドデータを示す。

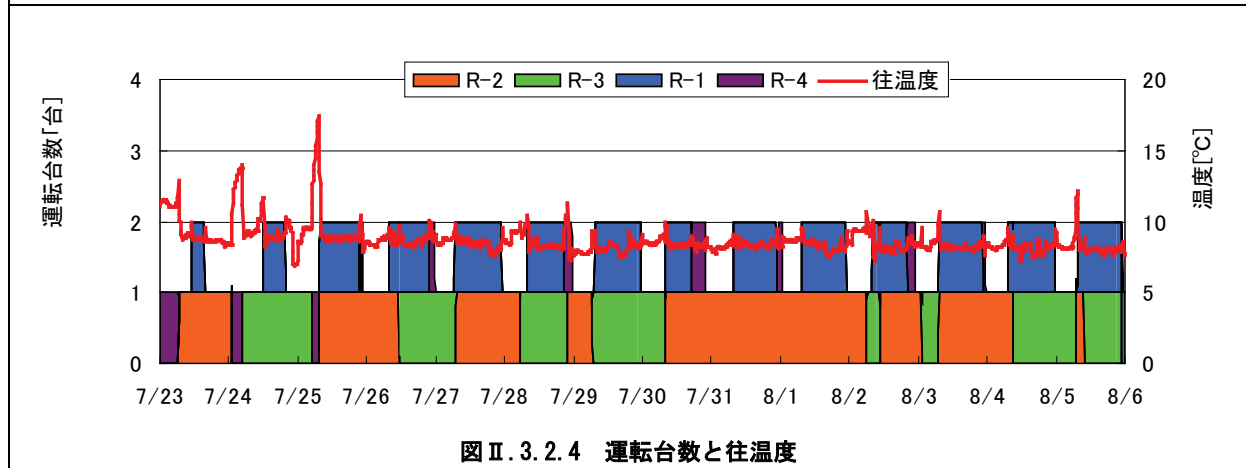


図 II. 3. 2. 4 運転台数と往温度

ホテル 02 (R-0no-02 手動)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	手動による増段-減段

<動作確認データ(3)>

図 II. 3. 2. 5 一部 (囲み内) 必要以上の能力で運転しているが、それ以外は、負荷に応じた運転をしている。

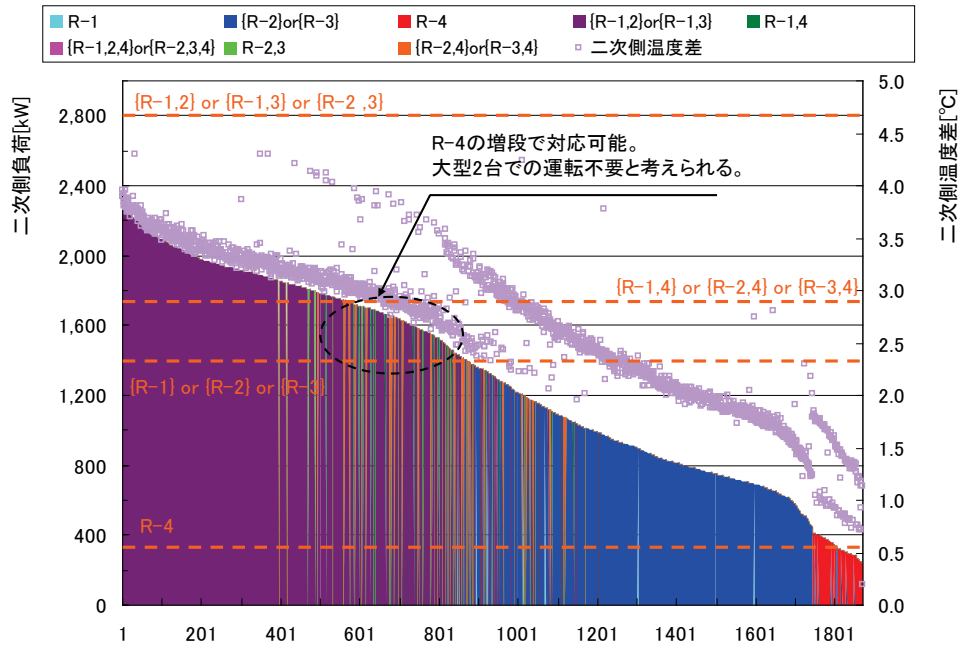


図 II. 3. 2. 5 二次側負荷の頻度分布

図 II. 3. 2. 6 運転パターン別の理論値どおりの運転をしているが、二次側負荷率が重複する部分が多い。

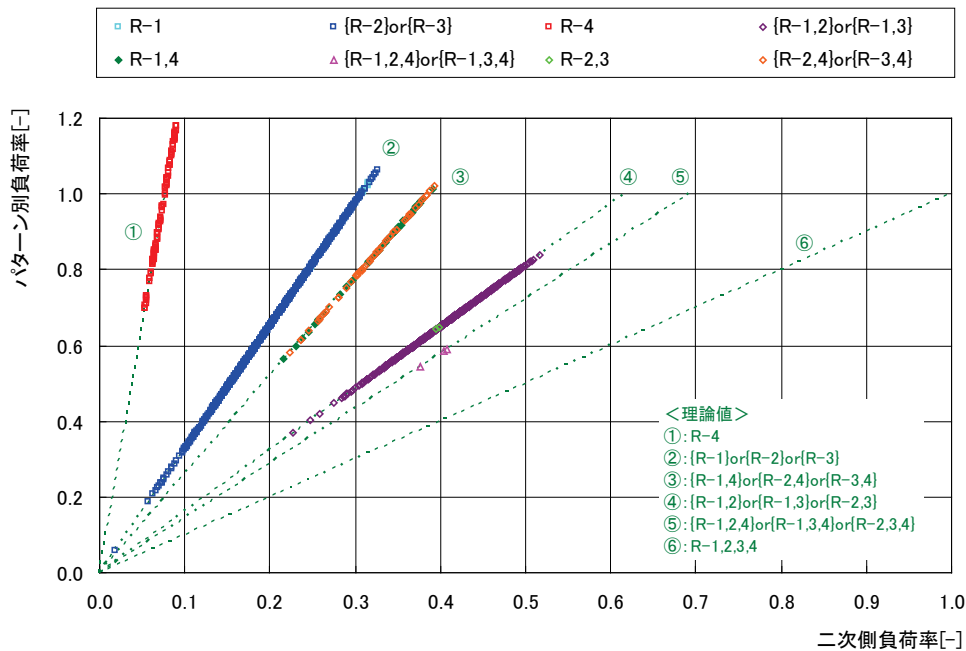


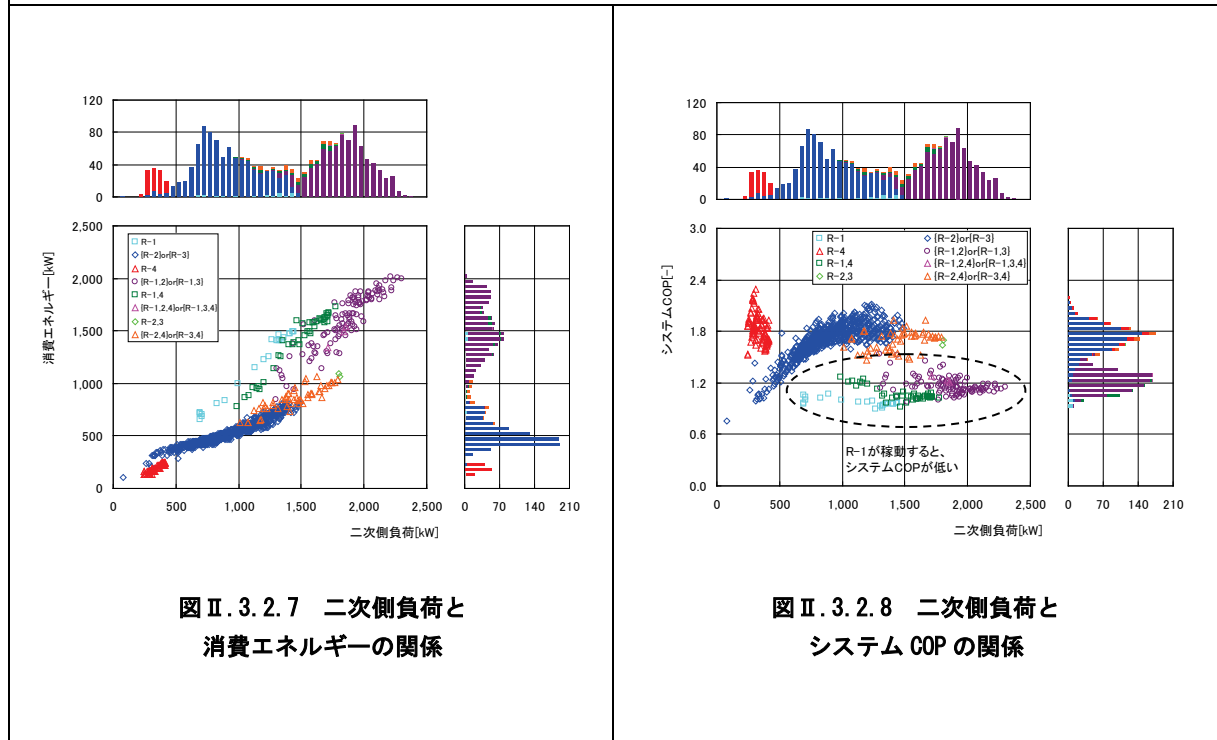
図 II. 3. 2. 6 二次側負荷率とパターン別負荷率の関係

ホテル 02 (R-0no-02 手動)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	手動による増段-減段

図 II. 3. 2. 7 蒸気吸収冷凍機が稼動すると入力エネルギーが大きくなる.

図 II. 3. 2. 8 蒸気吸収冷凍機が稼動するとシステム COP が低下する.



病院 02 (R-0no-02 手動)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	手動による増段-減段

< 制御概要, 評価項目 >

<p>1. 制御内容</p> <ul style="list-style-type: none"> ・中央監視にて計測した冷水温度差と還水流量より熱量を演算し、手動にて冷凍機の台数制御を行う <p>2. 計測並びにフィルタリング条件</p> <p>(1) 計測</p> <ul style="list-style-type: none"> ・中央監視データ 測定間隔 : 1時間毎 ・ロガーデータ 測定間隔 : 1分毎 <p>(2) フィルタリング</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ロガーデータ 前60分間の平均値 ※ 計測開始後1時間以内のデータは削除 ・冷水ポンプ流量, 冷水熱量, 蒸気熱量, 低温水熱量は, INV周波数から演算 <p>3. 評価項目</p> <p>1) 二次側温度差</p> $\text{二次側温度差} = \text{還ヘッダー温度}(T2) - \text{往ヘッダー温度}(T1)$ <p>2) 二次側負荷熱量</p> $\text{二次側負荷熱量} = \text{二次側温度差}(T2-T1) \times \text{二次側流量}(Q1) \times \text{比重} \times \text{比熱}$ <p>3) 冷水温度差</p> $\text{冷水温度差} = \text{冷凍機入口温度}(T3, T5, T7) - \text{冷凍機出口温度}(T4, T6, T8)$ <p>4) 冷凍機出力</p> $\text{冷凍機出力} = \text{冷水温度差}(T3-T4, T5-T6, T7-T8) \times \text{冷凍機流量} \times \text{比重} \times \text{比熱}$ <p>5) 熱源負荷率</p> $\text{熱源負荷率} = \text{冷凍機出力} \div \text{定格出力}$ <p>6) 熱源入力比</p> $\text{熱源入力比} = \text{消費エネルギー}(1次換算) \div \text{定格消費エネルギー}(1次換算)$ <p>7) 熱源負荷率</p> $\text{熱源負荷率} = \text{冷凍機出力合計} \div \text{各冷凍機定格出力合計}$

病院 02 (R-0no-02 手動)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	手動による増段-減段

<デュレーションカーブ>

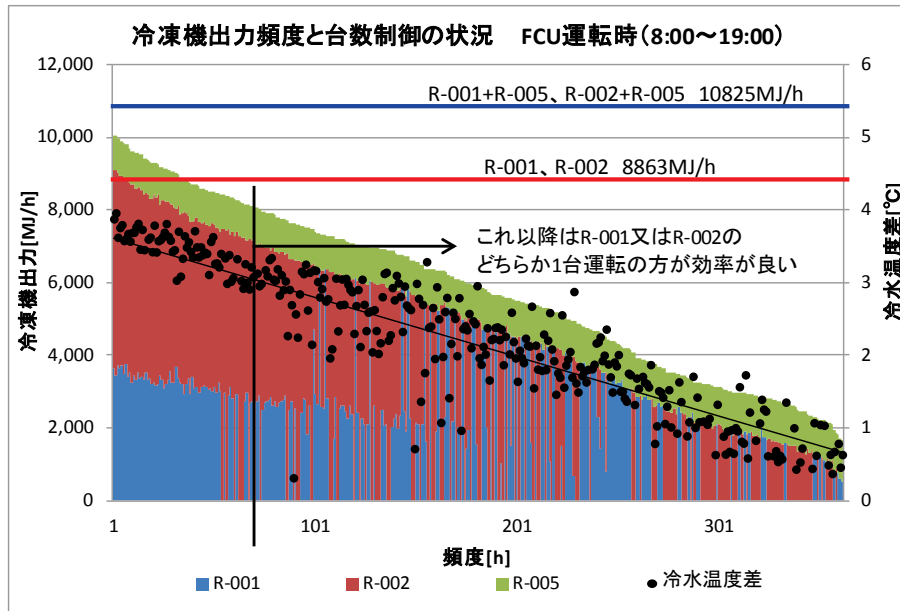


図 II . 3 . 2 . 9 頻度分布 (FCU 運転時 : 9:00~20:00)

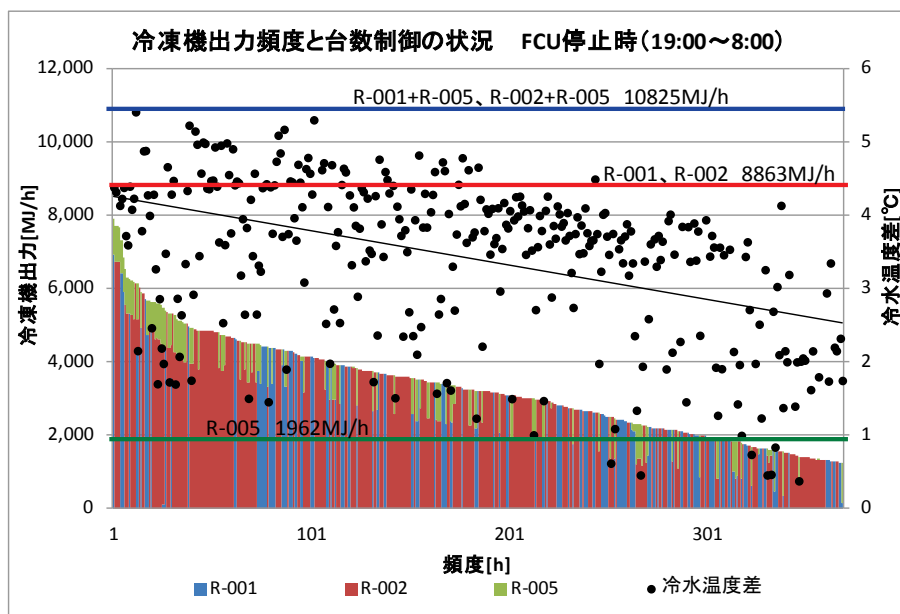


図 II . 3 . 2 . 10 頻度分布 (FCU 停止時 : 20:00~9:00)

・コージェ稼働時間 6 : 0 0 ~ 2 2 : 0 0

図 II . 3 . 2 . 9 : R-005 (排熱回収型冷凍機) を優先して運転しているため R-001, R-002 の負荷率が小さい

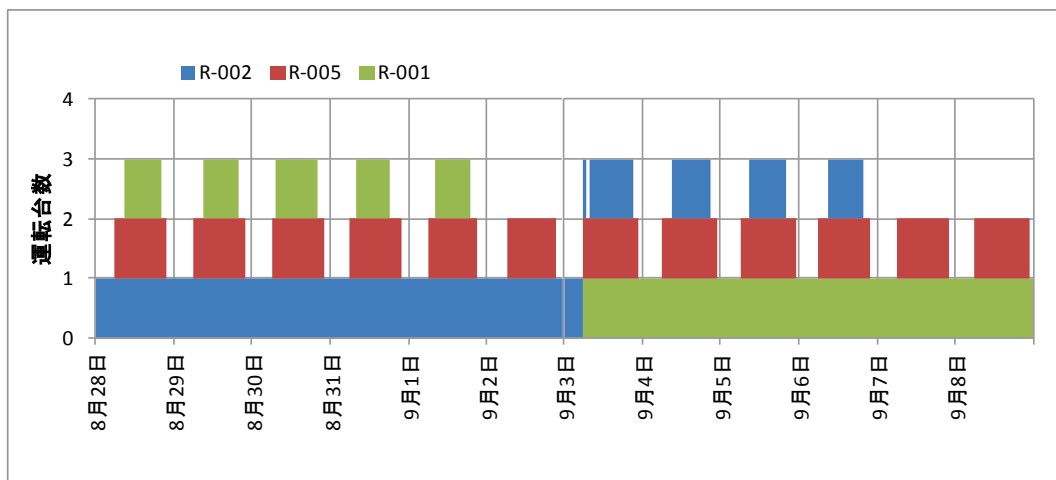
低負荷時でも R-001, R-002 の 2 台運転が多く効率が悪くなっている
冷水温度差は冷凍機出力に比例している。

図 II . 3 . 2 . 10 : R-005 運転時を除き, R-001 又は R-002 の 1 台運転となっている
冷水温度差は冷凍機出力に比例しているが, ばらつきが大きい

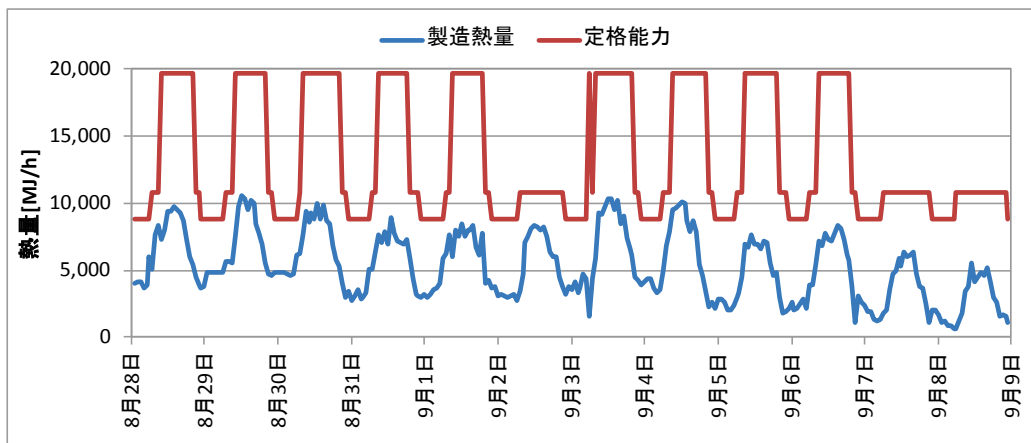
病院 02 (R-0no-02 手動)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	手動による増段-減段

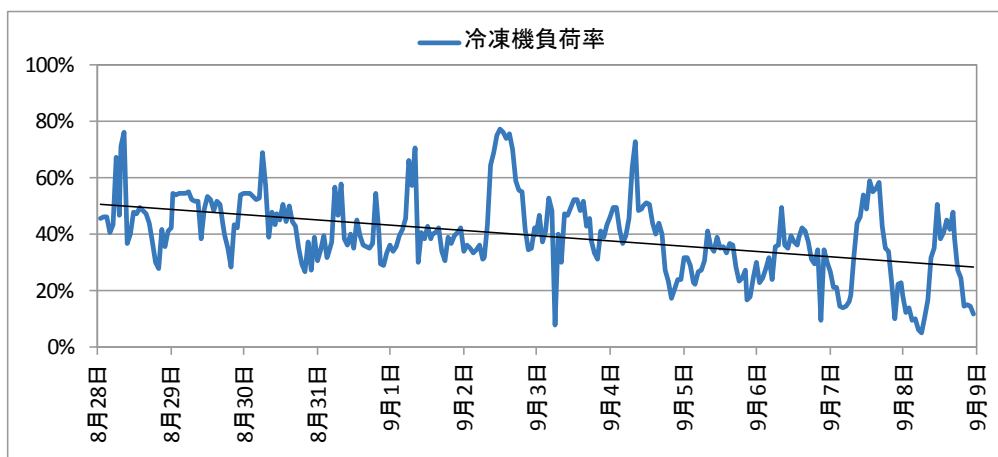
<動作確認データ>2012年8月28日~9月8日



図Ⅱ.3.2.11 台数制御トレンド (高負荷時)



図Ⅱ.3.2.12 台数制御トレンド (高負荷時)



図Ⅱ.3.2.13 冷凍機負荷率トレンド (高負荷時)

- ・ 冷凍機は休日を除き概ね3台運転となっている
- ・ 冷凍機負荷率は概ね20~60% (平均40%) となっている

病院 02 (R-0no-02 手動)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	手動による増段-減段

<動作確認データ>2012年9月19日~9月30日

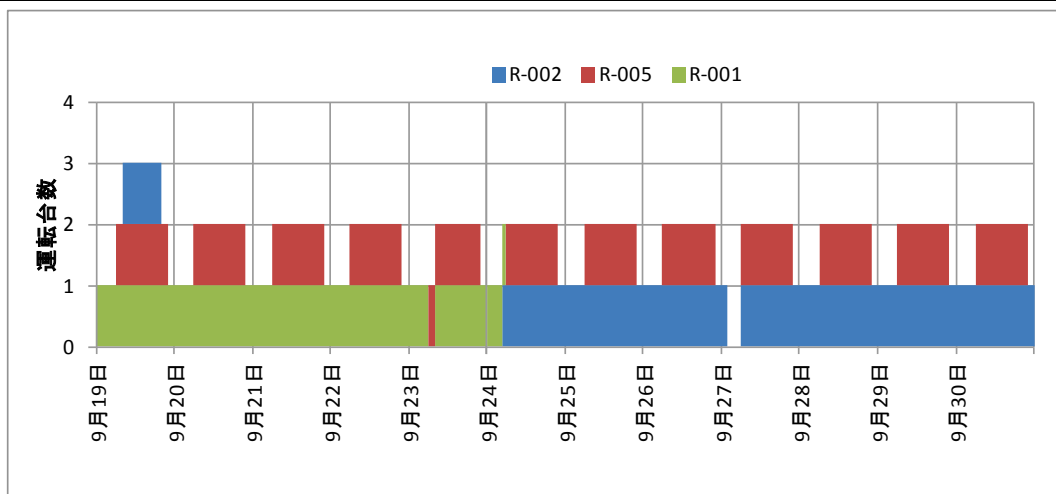


図 II. 3. 2. 14 台数制御トレンド (低負荷時)

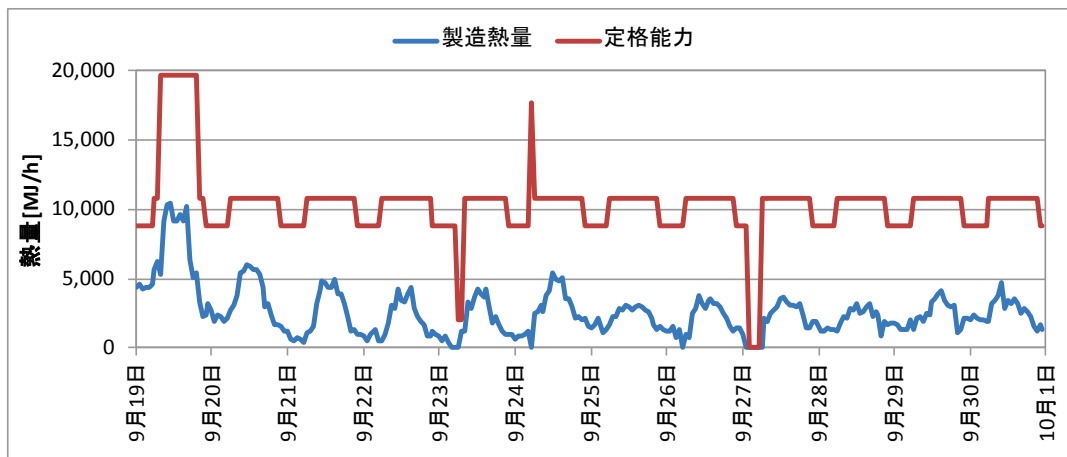


図 II. 3. 2. 15 台数制御トレンド (低負荷時)

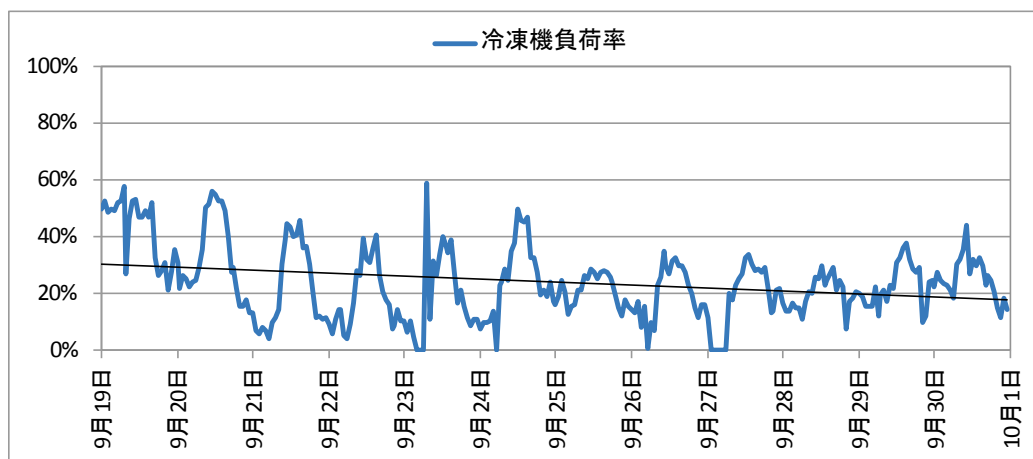


図 II. 3. 2. 16 冷凍機負荷率トレンド (低負荷時)

- ・ 冷凍機は概ね2台運転となっている
- ・ 冷凍機負荷率は概ね10~50% (平均25%) となっている

病院 02 (R-0no-02 手動)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	手動による増段-減段

<動作確認データ>COPトレンド

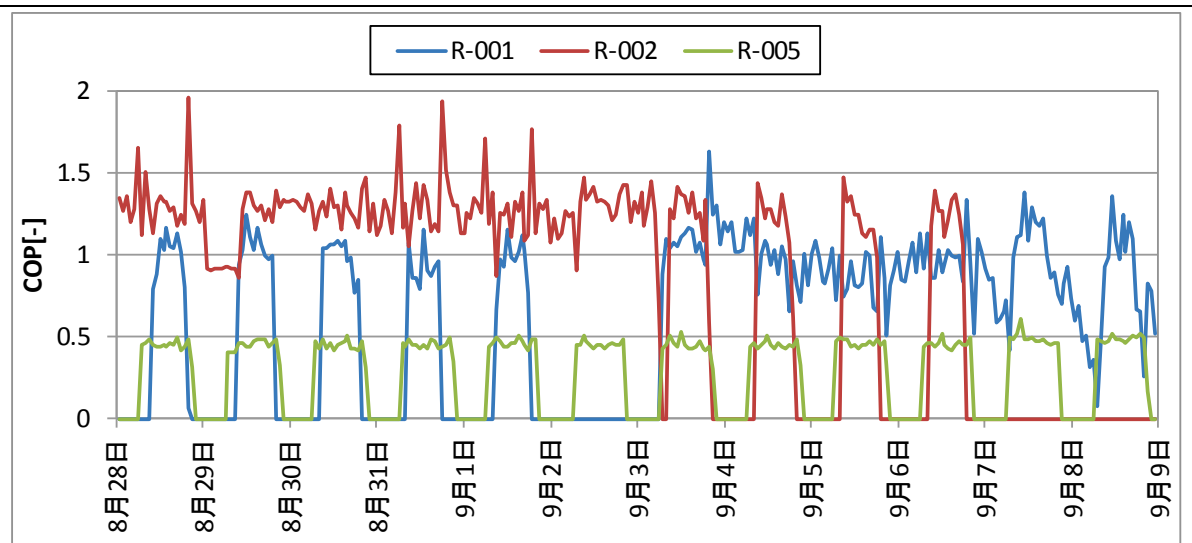


図 II. 3. 2. 17 冷凍機 COPトレンド (高負荷時)

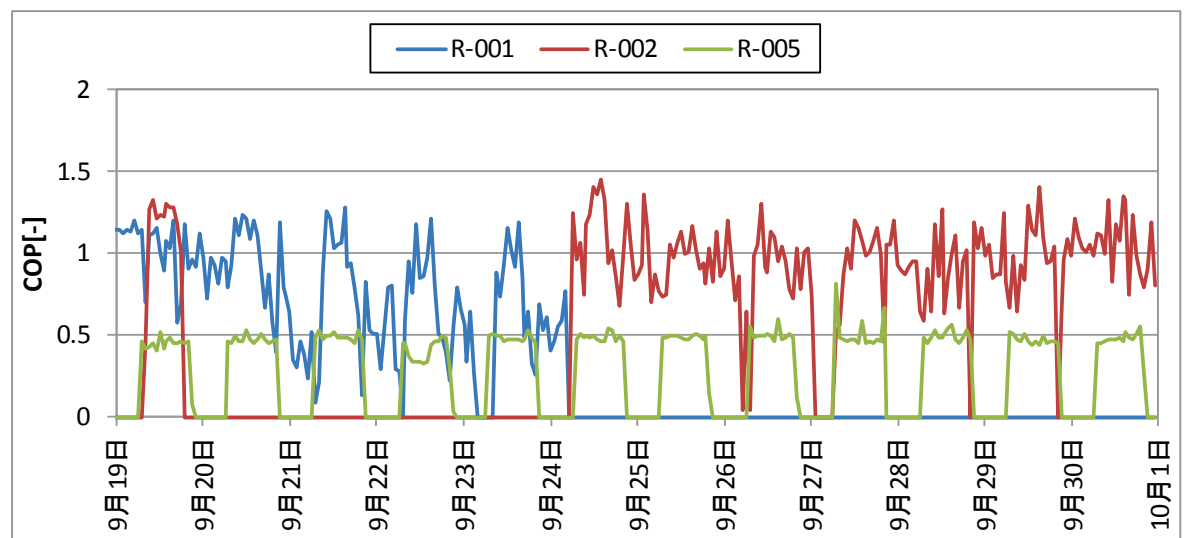


図 II. 3. 2. 18 冷凍機 COPトレンド (低負荷時)

- R-005 の COP は 0.5 前後となっている
- R-001 の COP は高負荷時, 低負荷時とも日中は 1 前後となっている
- R-002 の COP は高負荷時 1.3, 低負荷時 1 前後となっている

病院 02 (R-0no-02 手動)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	手動による増段-減段

<動作確認データ> 8 : 00 ~ 19 : 00 (FCU 運転時)

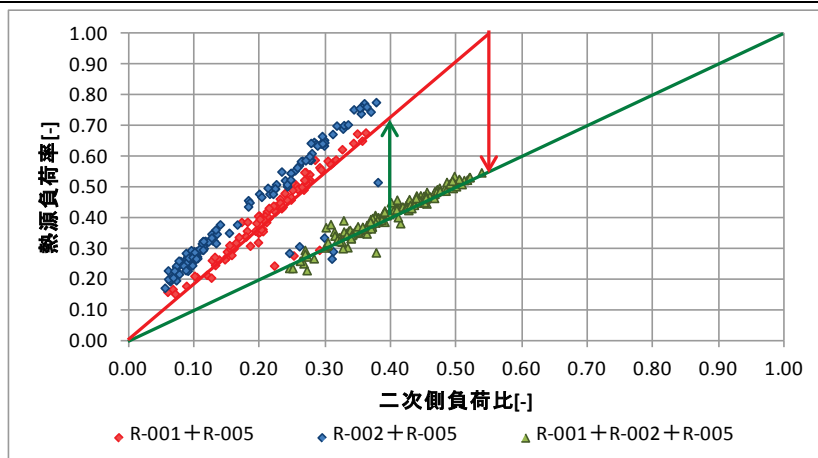


図 II. 3. 2. 19 二次側負荷と冷凍機負荷率

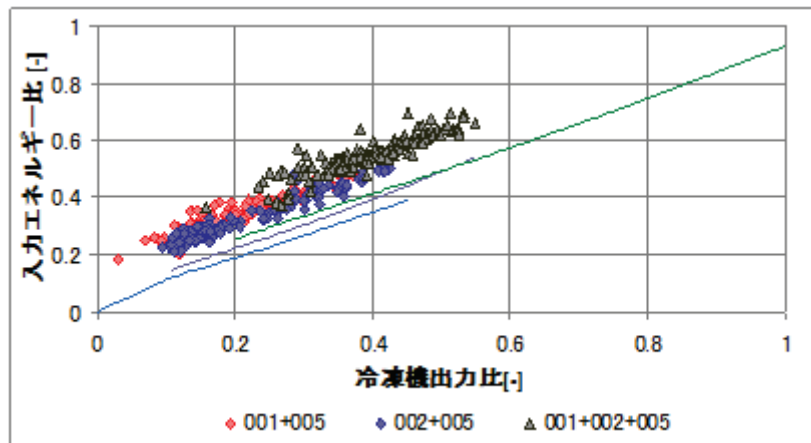


図 II. 3. 2. 20 冷凍機出力と入力エネルギー

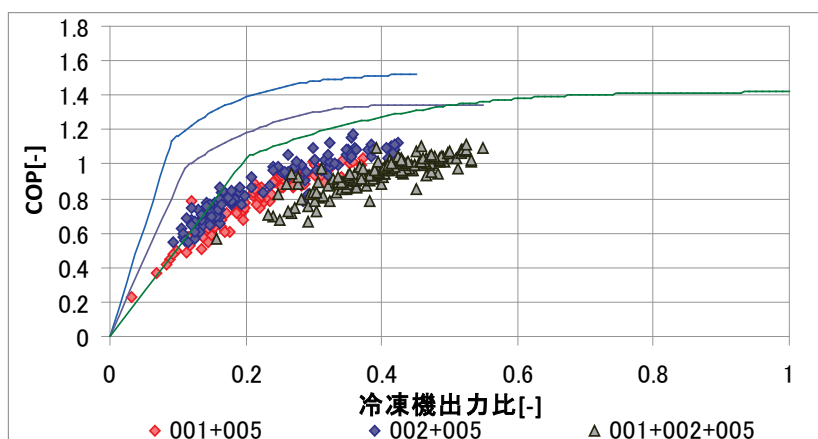


図 II. 3. 2. 21 冷凍機出力とシステム COP

- ・ 図 II. 3. 2. 19 R-002 運転時に熱源負荷率が理論値よりも大きくなっている
- ・ 図 II. 3. 2. 20 入力エネルギーが理論値より多くなっている
- ・ 図 II. 3. 2. 21 R-005 が稼働する運転パターンでは COP が理論値をかなり下回っている

病院 02 (R-0no-02 手動)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機群	負荷流量・温度 (熱量)	能力 (冷水/温水熱量)	手動による増段-減段

<動作確認データ> 19:00~8:00 (FCU停止時)

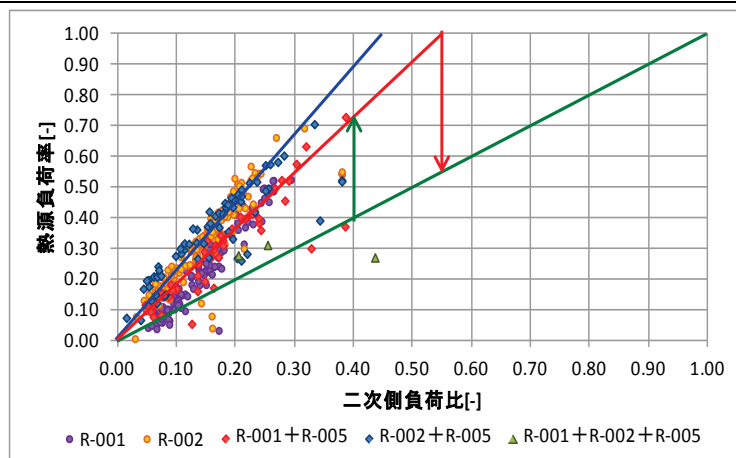


図 II. 3. 2. 22 二次側負荷と冷凍機負荷率

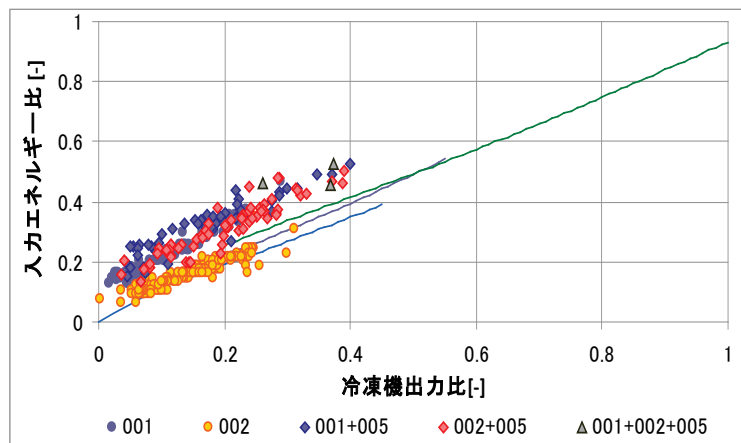


図 II. 3. 2. 23 冷凍機出力と入力エネルギー

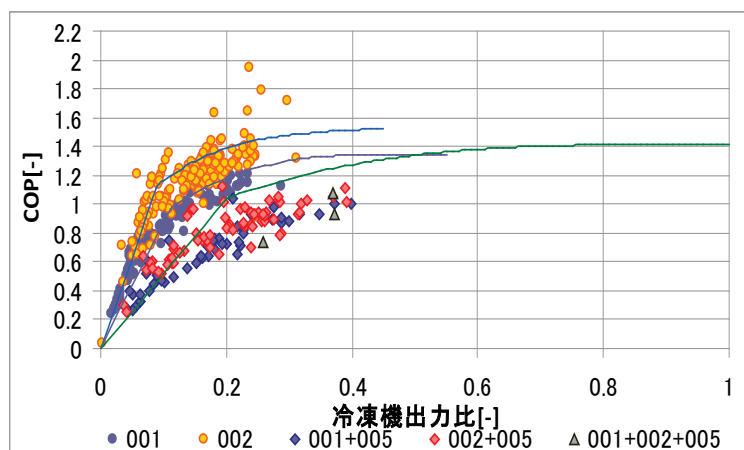


図 II. 3. 2. 24 冷凍機出力とシステム COP

- ・ 図 II. 3. 2. 22 R-001, R-002 単独の運転時を除き、熱源負荷率が理論値よりも大きくなっており、また、増減段のタイミングが理想値よりもかなり低くなっている
- ・ 図 II. 3. 2. 23 R-002 のみ理論値に良く合致しているが、他の運転パターンでは入力エネルギーが理論値よりも多くなっている
- ・ 図 II. 3. 2. 24 R-005 が稼働する運転パターンでは COP が理論値をかなり下回っている

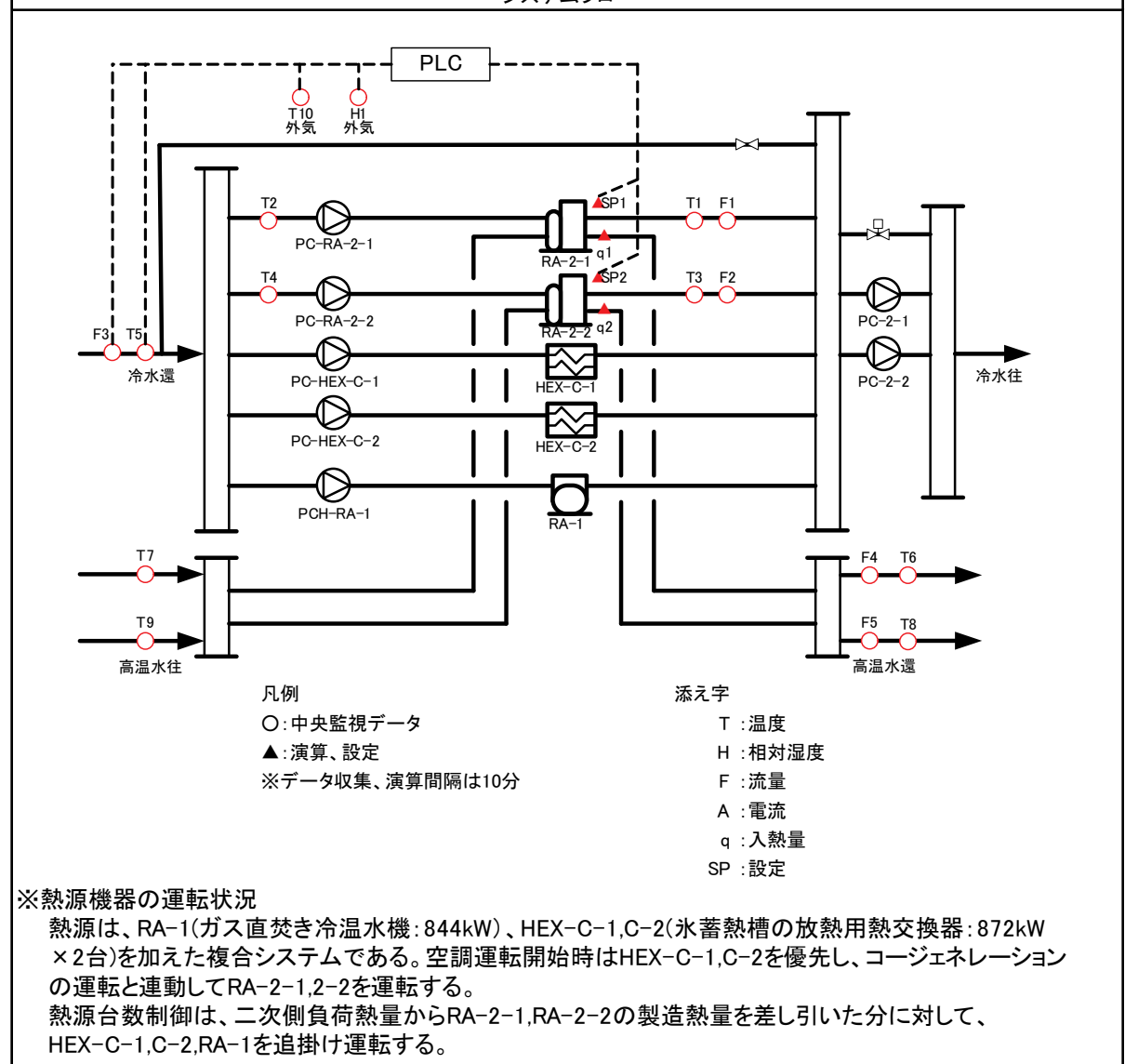
3.3. 熱源送水温度制御

3.3.1. 事務所09

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機器本体	外気条件, 負荷流量	冷水出口温度 (温度可変)	本体の容量制御

建物名	事務所09				
地区	関西	用途	事務所	規模	36,200 m ²
実測機NO.	冷水送水温度制御				
期間	平成23年8月～平成24年11月				
制御			機器仕様		
	・冷水送水温度制御		RA-2-1	ガスエンジン排熱利用	
	外気温度(T10)、外気絶対湿度(H1)、負荷流量(F3)、冷水還温度(T5)の各々で二次側負荷の処理に必要と想定される冷水温度を算出し、最も低い温度を冷凍機の冷水出口温度(SP1、SP2)の設定値として変更する。		RA-2-2	温水吸収冷凍機	
	冷水出口温度設定の変更範囲は、7℃～10℃			冷凍能力 443kW	
				設計冷水出入口温度 (7℃～12℃)	
				冷却水出入口温度 (31℃/37℃)	
				温水出入口温度 (88℃/83℃)	

システムフロー



事務所 09 (R-Wt-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機器本体	外気条件, 負荷流量	冷水出口温度(温度可変)	本体の容量制御

<動作確認データ>

冷房負荷のピークは 1951kW であった。

熱源水送水温度は、冷凍機の起動直後に高めだが、日中ほぼ設定値 (7℃, 9℃, 10℃) で運転していた。

熱源水送水温度の設定値は、「外気温度による設定値」、「外気絶対湿度による設定値」、「負荷流量による設定値」、「還水温度による設定値」の内、安全を見込んで最小値を採用したことから、低負荷の中間期(10月～11月)のみ設計値の 7℃より高い温度に変更された。

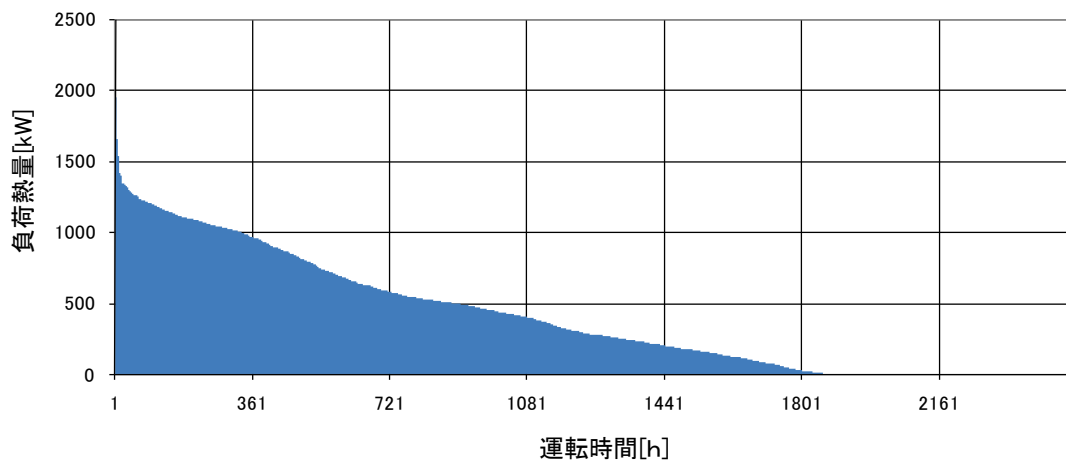


図 II. 3. 3. 1 期間冷房負荷 (2011/5/1～11/30)

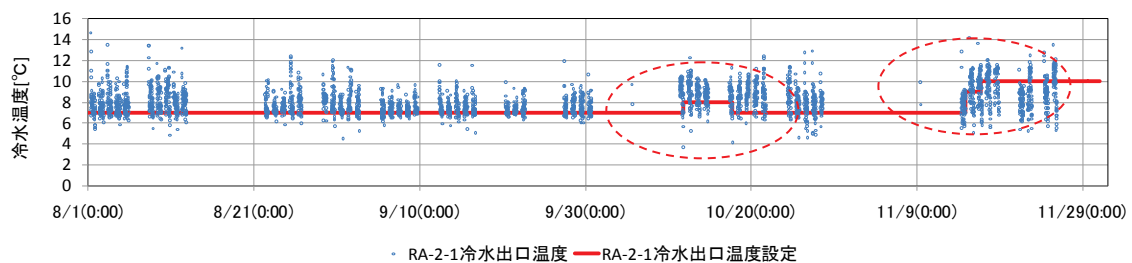


図 II. 3. 3. 2 熱源水送水温度の設定値と実測値 (RA-2-1)

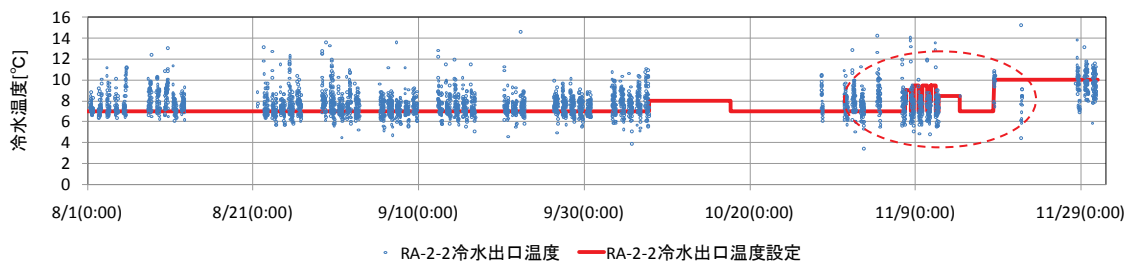


図 II. 3. 3. 3 熱源水送水温度の設定値と実測値 (RA-2-2)

事務所 09 (R-Wt-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機器本体	外気条件, 負荷流量	冷水出口温度(温度可変)	本体の容量制御

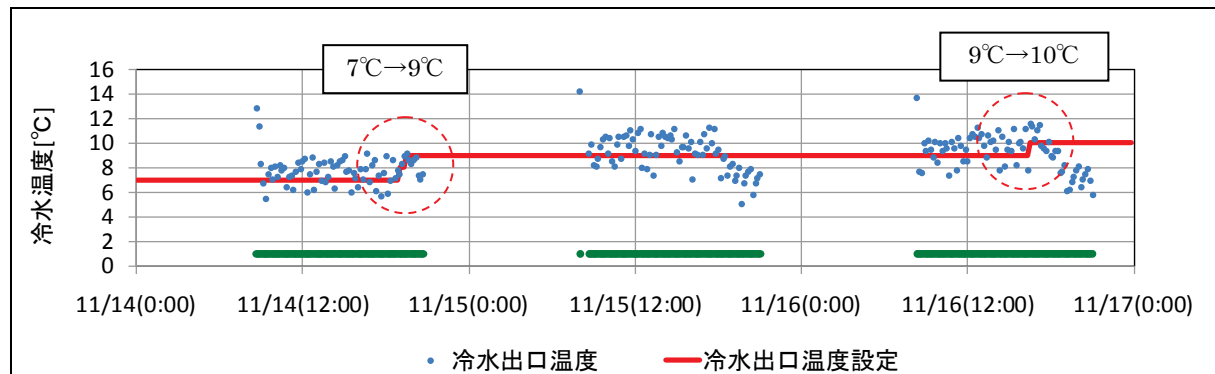


図 II. 3. 3. 4 RA-2-1 熱源水送水温度の設定値と実測値 (H2011/11/14~11/16)

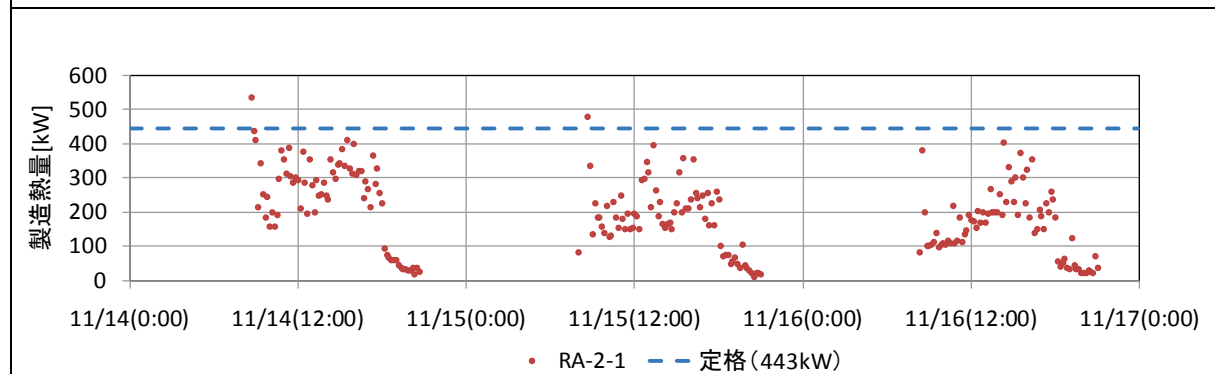


図 II. 3. 3. 5 RA-2-1 冷凍機の製造熱量 (H2011/11/14~11/16)

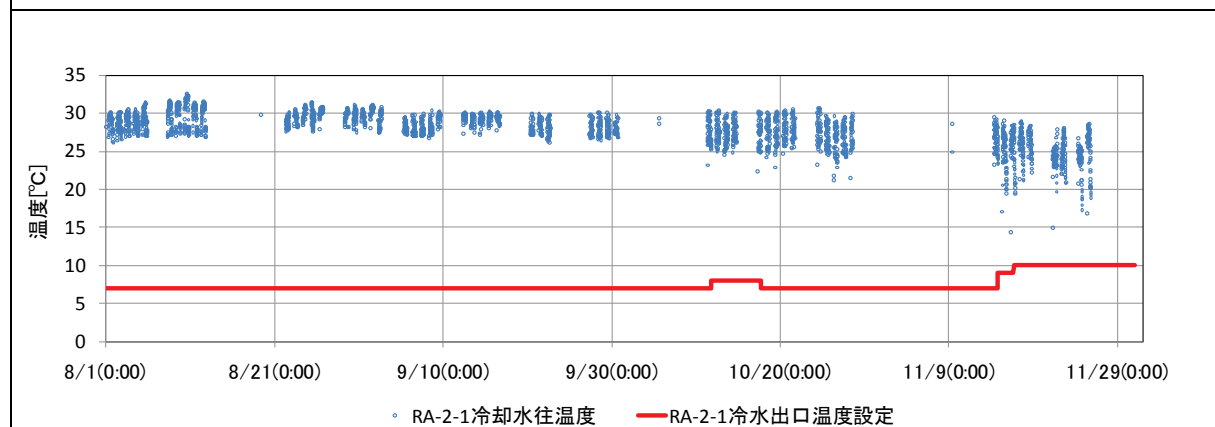
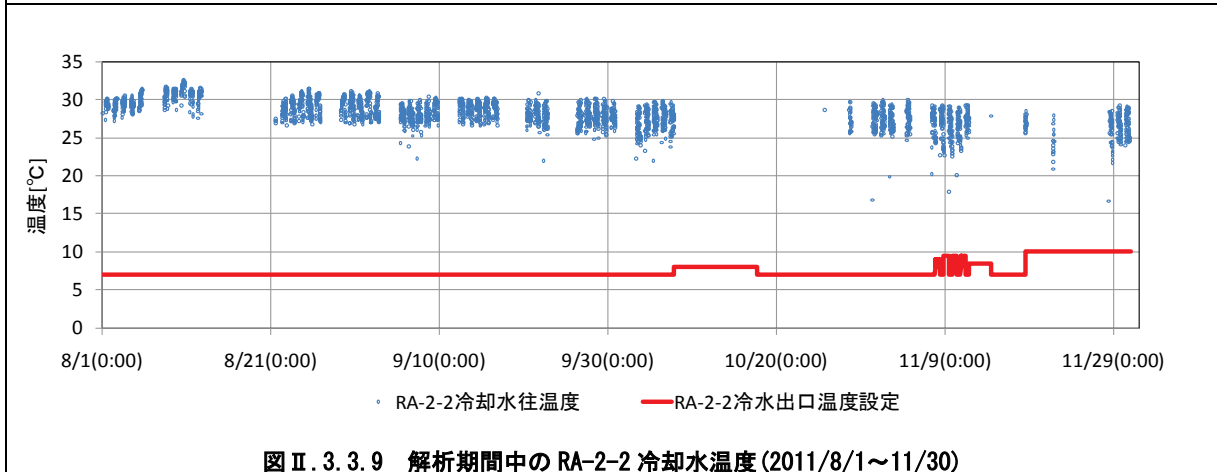
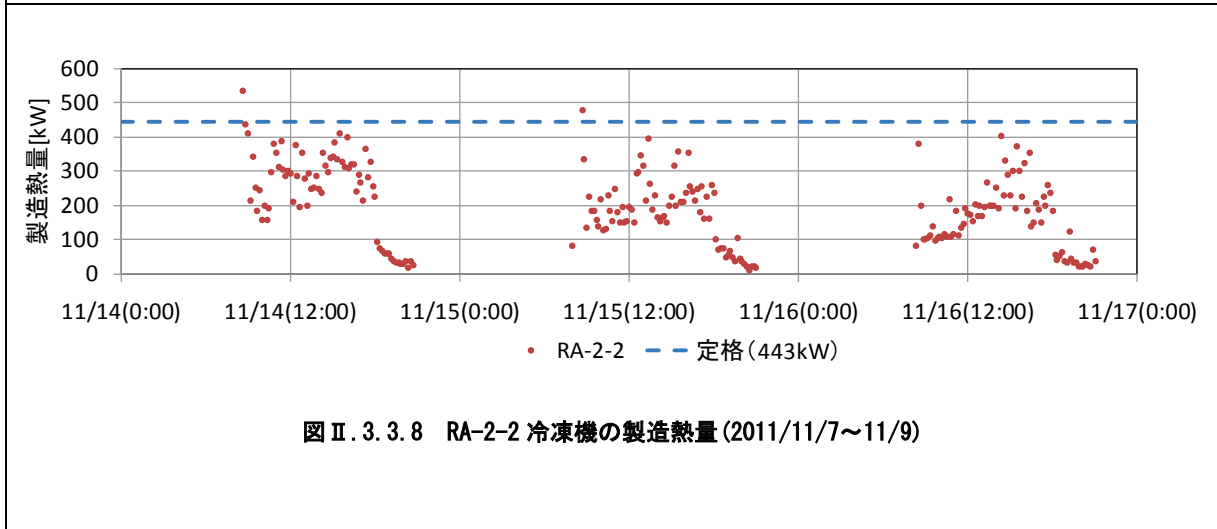
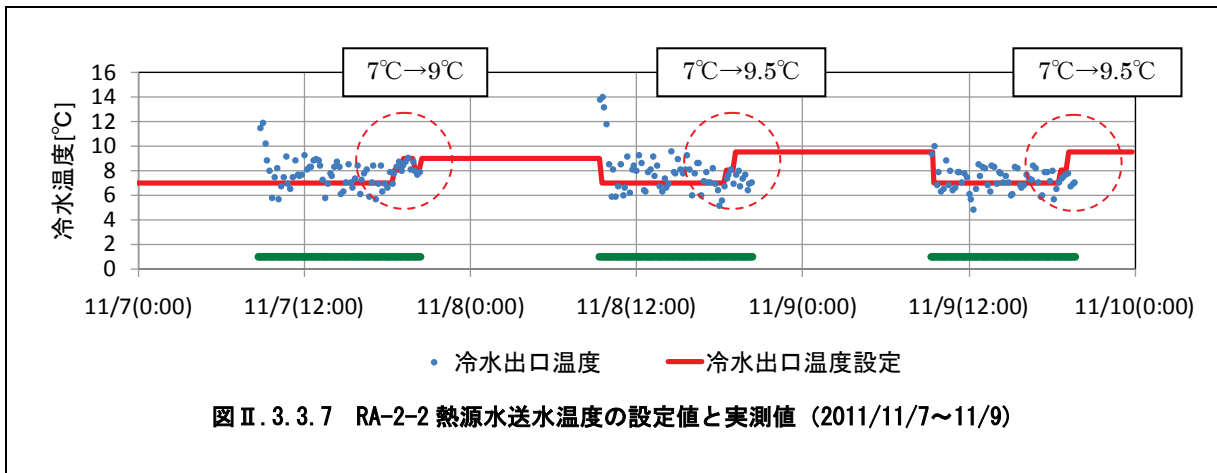


図 II. 3. 3. 6 解析期間中の RA-2-1 冷却水温度 (2011/8/1~11/30)

※冷却水温度は, 夏期 30°C, 中間期 25~27°Cで運転していた.

事務所 09 (R-Wt-08)

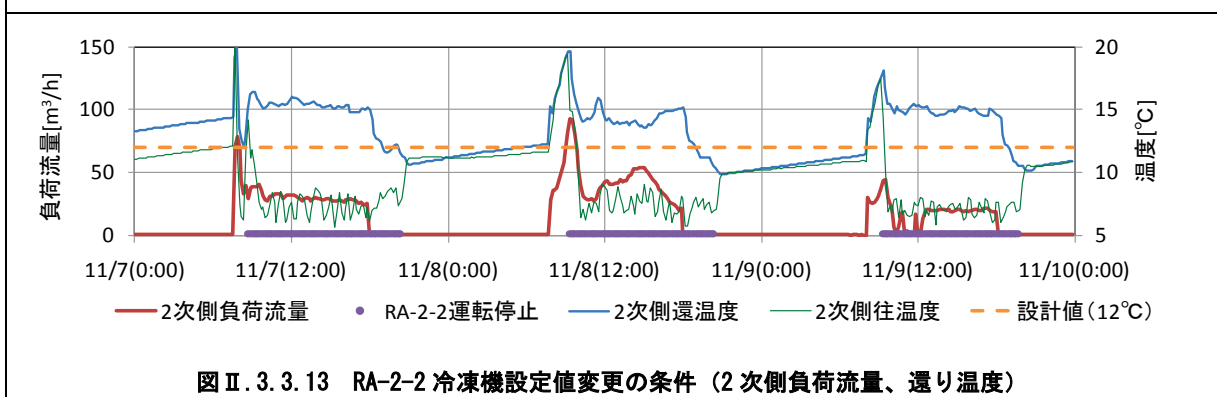
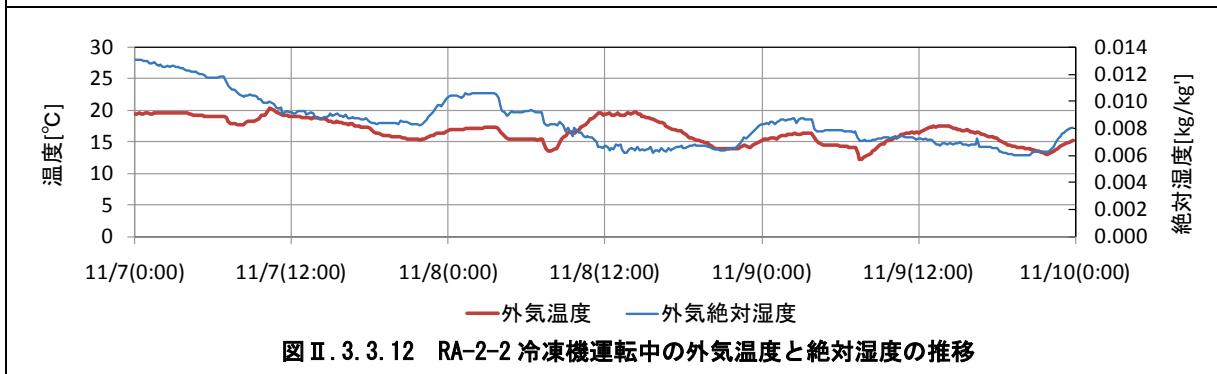
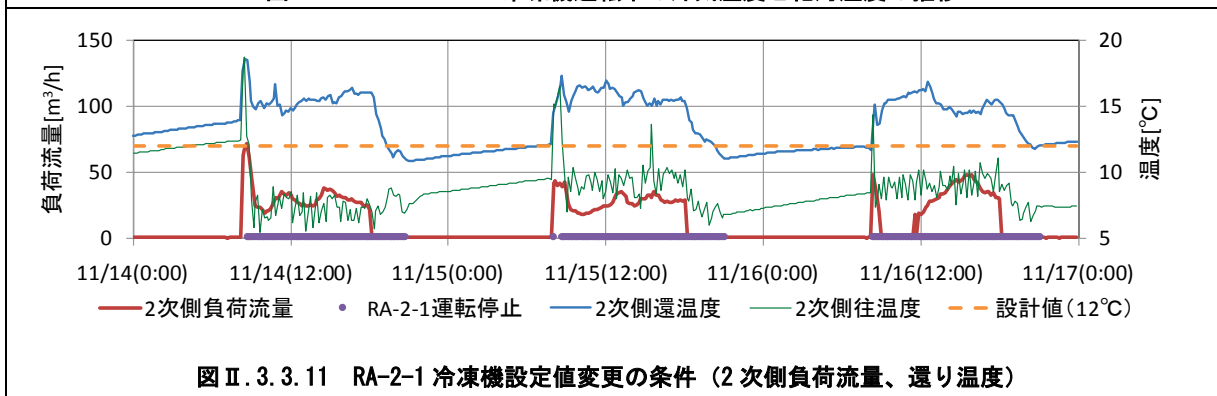
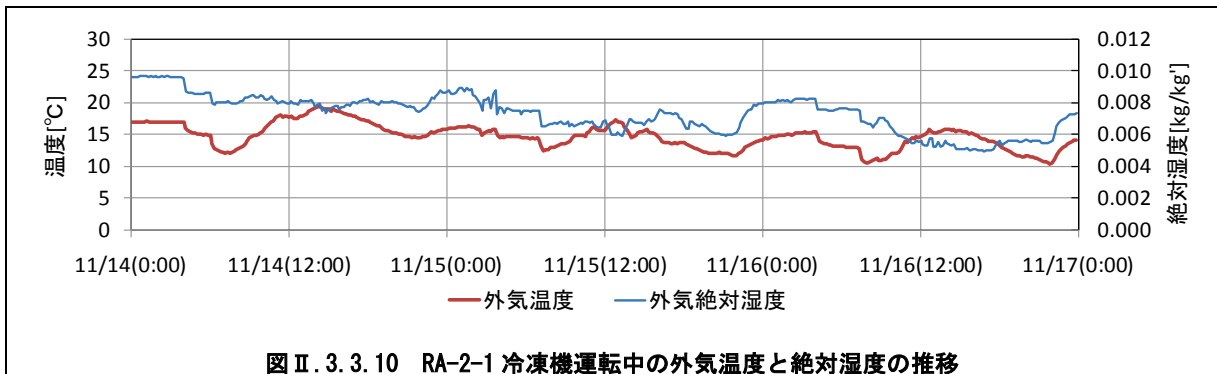
制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機器本体	外気条件, 負荷流量	冷水出口温度(温度可変)	本体の容量制御



※冷却水温度は、夏季 30°C, 中間期 25~27°Cで運転していた.

事務所 09 (R-Wt-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機器本体	外気条件, 負荷流量	冷水出口温度(温度可変)	本体の容量制御



※RA-2-1, 2 とともに2次側還温度が設計値の12℃より高いため, 熱源水送水温度の設定値が高くなかった.

事務所 09 (R-Wt-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機器本体	外気条件, 負荷流量	冷水出口温度(温度可変)	本体の容量制御

<熱量分析>

熱量分析には, 起動後 60 分間を除外して 10 分間隔のデータの 1 時間平均値を用いた。
 熱源水送水温度設定 7℃と 8℃とで冷凍機性能に僅かな有意差が見られる。
 熱源水送水温度設定 9℃, 10℃時は出力比が小さく, かつ度数が少ないため, 温度設定の高温化による性能向上が確認できなかった。
 ※部分負荷特性の基準値は BEST¹⁾の計算モデルを参照した。なお, 冷水出口温度による特性はメーカーの機器仕様による。

1)小川他, 外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」の開発(その 111), 空衛大会, 2012.9

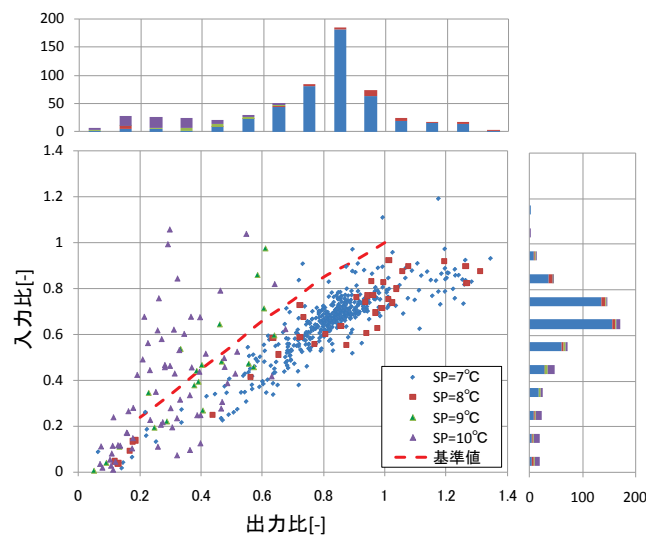


図 II. 3. 3. 14 RA-2-1 冷凍機の入力比と出力比 (2011/8/1~11/30)

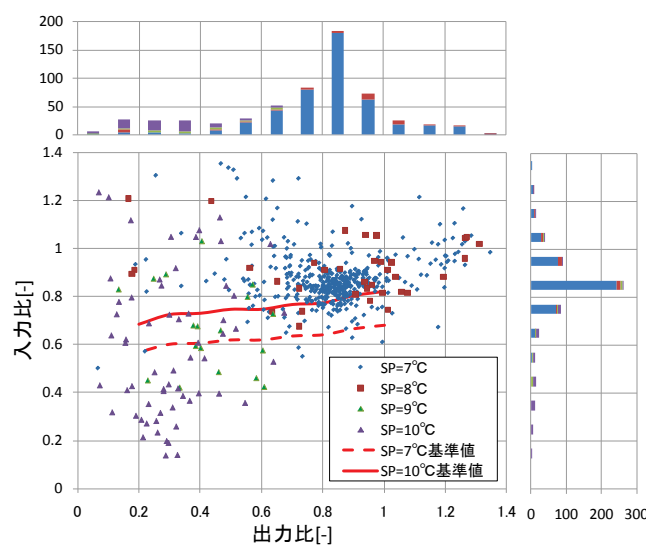
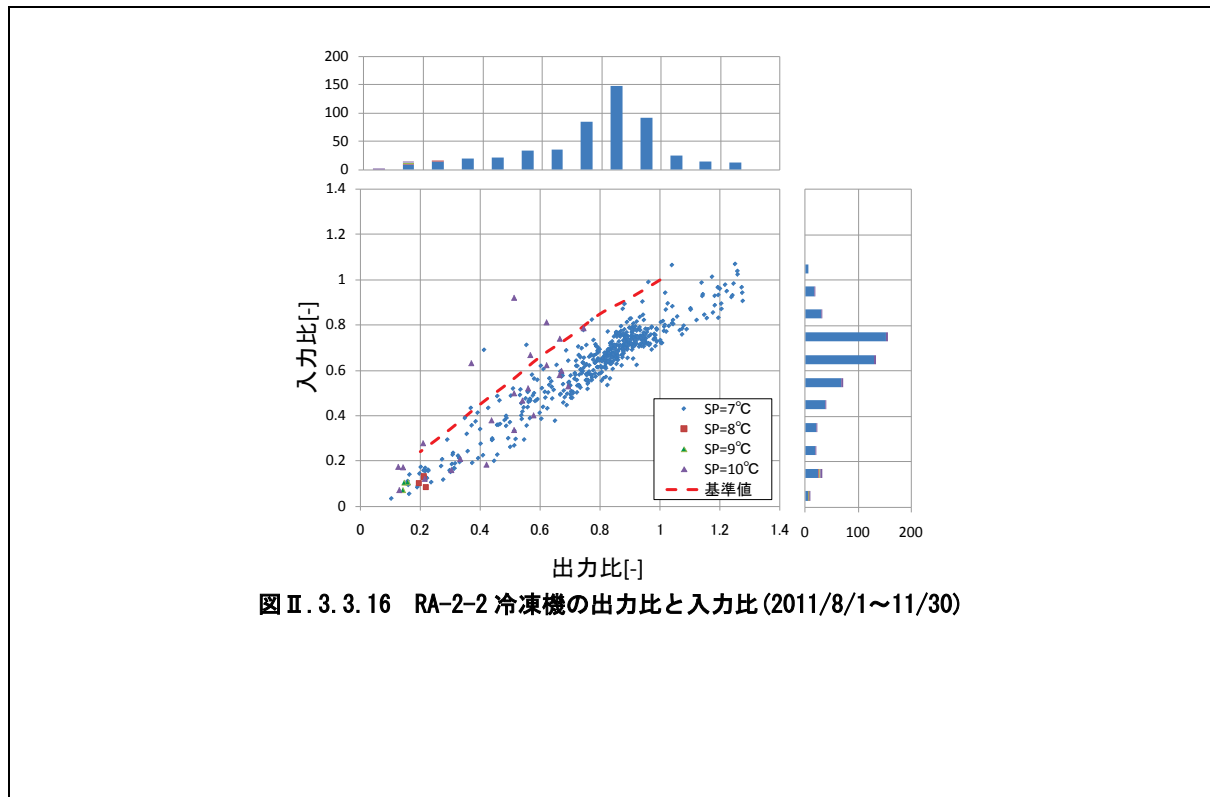


図 II. 3. 3. 15 RA-2-1 冷凍機の入力比と単体 COP (2011/8/1~11/30)

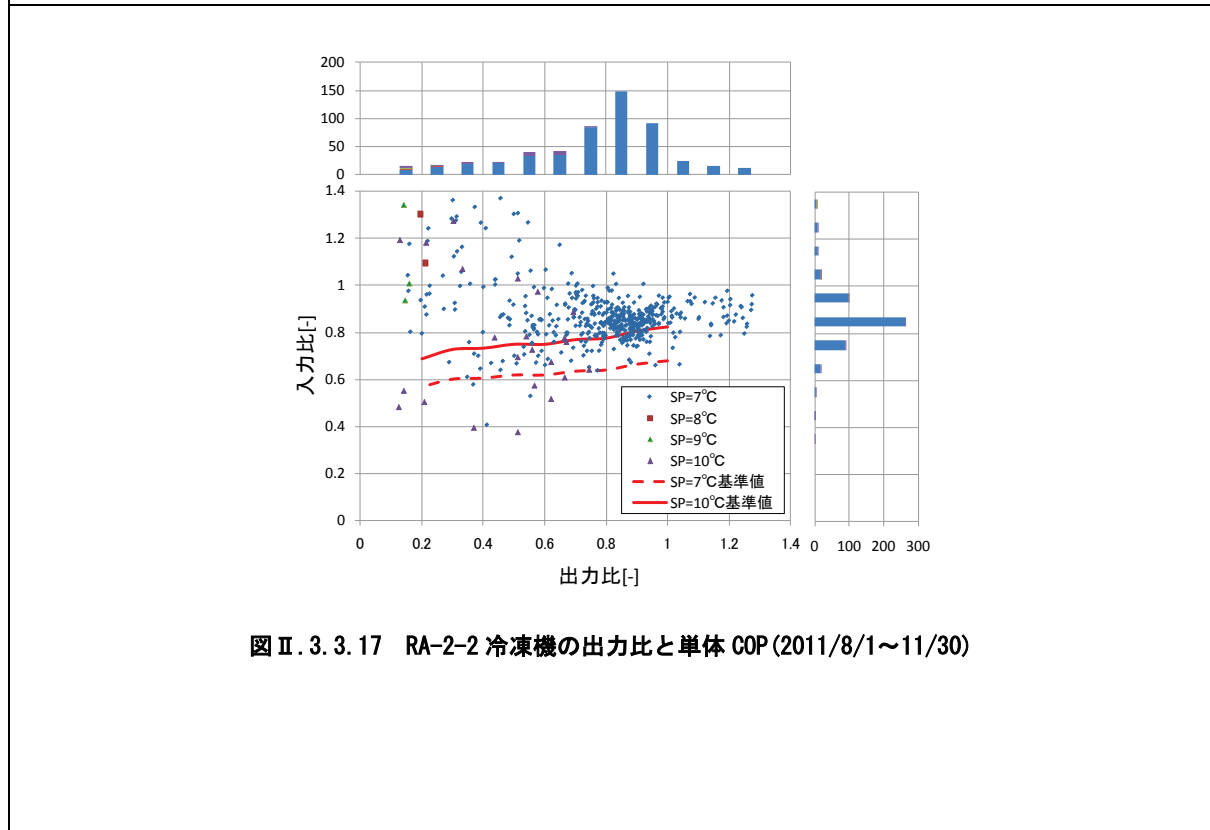
事務所 09 (R-Wt-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機器本体	外気条件, 負荷流量	冷水出口温度(温度可変)	本体の容量制御

<熱量分析>



図Ⅱ. 3. 3. 16 RA-2-2 冷凍機 of 出力比と入力比 (2011/8/1~11/30)



図Ⅱ. 3. 3. 17 RA-2-2 冷凍機 of 出力比と単体 COP (2011/8/1~11/30)

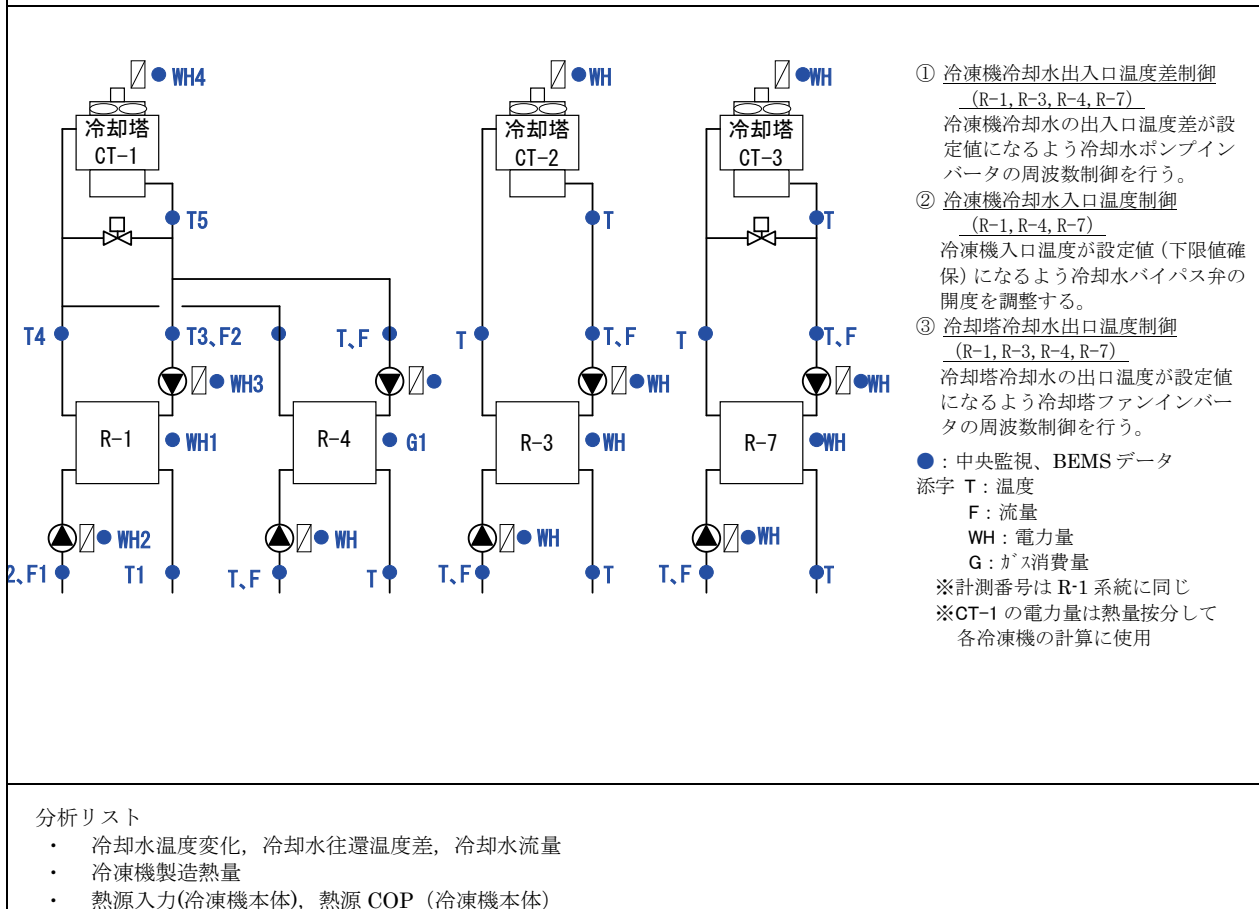
3.4. 冷却水温度制御

3.4.1. 事務所 04

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度差	冷却水温度差	周波数制御

建物名	事務所 04	地区	関東	竣工	2005 年	改修	—	規模	100,000m ²																				
分類記号	Pcd-VWV-04				検出部	冷却塔出口温度, 冷凍機冷却水入口温度																							
制御目的	冷却水温度差制御				制御目標	冷却水温度																							
分析期間	平成 23 年 4 月～平成 24 年 3 月				動作	回転数 (周波数) 制御, 二方弁の開閉																							
制御対象	冷却水ポンプ, パイパス弁				製造年月																								
制御内容	4) 熱源台数制御 ・ 冷水二次側負荷熱量による台数制御 ・ 冷水二次側冷水量と冷水往温度による運転台数の補正 ・ 通常モード/ガス優先モード切替 5) 冷凍機補機類制御 ・ 冷水二次ポンプ吐出圧制御(INV 制御) ・ 冷水一次ポンプ負荷流量制御(INV 制御) ・ 冷却水ポンプ温度制御(INV 制御) ・ 冷却塔ファン出口温度制御(INV 制御) 6) 設定 ・ 冷水二次ポンプ吐出圧力: 60kPa ・ 冷水ポンプ, 冷却水ポンプ下限流量 R-01:60%, R-03:50%, R-04:75%, R-07:50%				機器仕様	熱源 R-1 500RT (定速ターボ) R-3 500RT (INV ターボ) R-4 300RT (ガス焚冷温水機) R-7 500RT (定速ターボ) 冷却水ポンプ <table border="1" style="margin-top: 10px;"> <thead> <tr> <th>機器番号</th> <th>流量 [m³/h]</th> <th>揚程 [mAq]</th> <th>モータ定格 [kW]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>CDP-1</td> <td>355</td> <td>24</td> <td>45</td> </tr> <tr> <td>CDP-3</td> <td>390</td> <td>24</td> <td>45</td> </tr> <tr> <td>CDP-4</td> <td>324</td> <td>24</td> <td>37</td> </tr> <tr> <td>CDP-7</td> <td>390</td> <td>24</td> <td>45</td> </tr> </tbody> </table>				機器番号	流量 [m ³ /h]	揚程 [mAq]	モータ定格 [kW]	CDP-1	355	24	45	CDP-3	390	24	45	CDP-4	324	24	37	CDP-7	390	24	45
機器番号	流量 [m ³ /h]	揚程 [mAq]	モータ定格 [kW]																										
CDP-1	355	24	45																										
CDP-3	390	24	45																										
CDP-4	324	24	37																										
CDP-7	390	24	45																										

システムフロー



分析リスト

- ・ 冷却水温度変化, 冷却水往還温度差, 冷却水流量
- ・ 冷凍機製造熱量
- ・ 熱源入力(冷凍機本体), 熱源 COP (冷凍機本体)

事務所 04 (Pcd-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度差	冷却水温度差	周波数制御

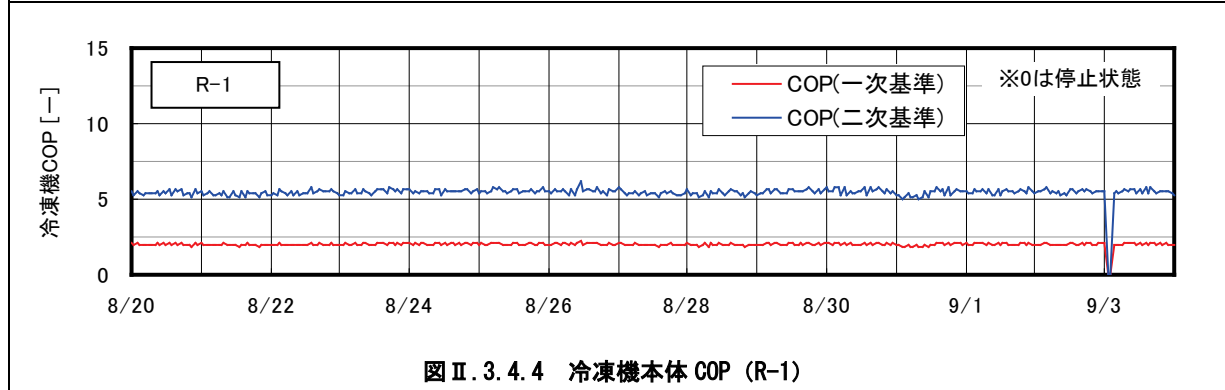
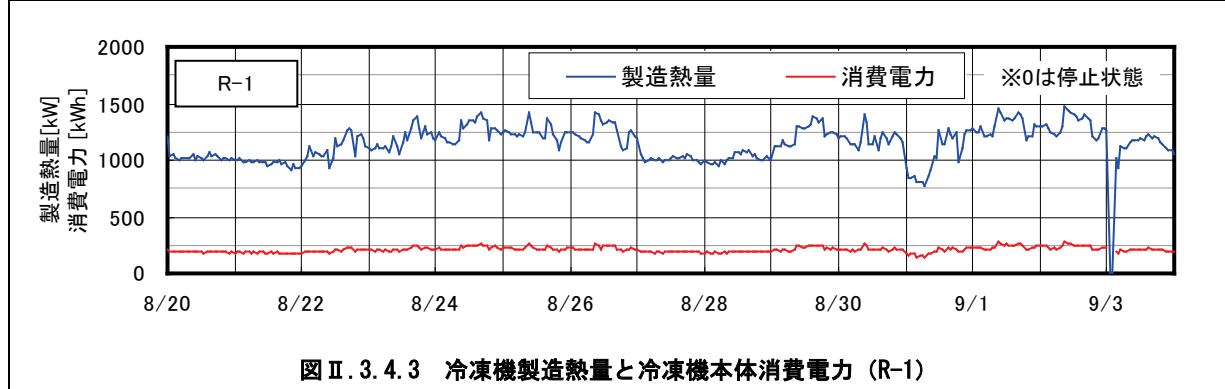
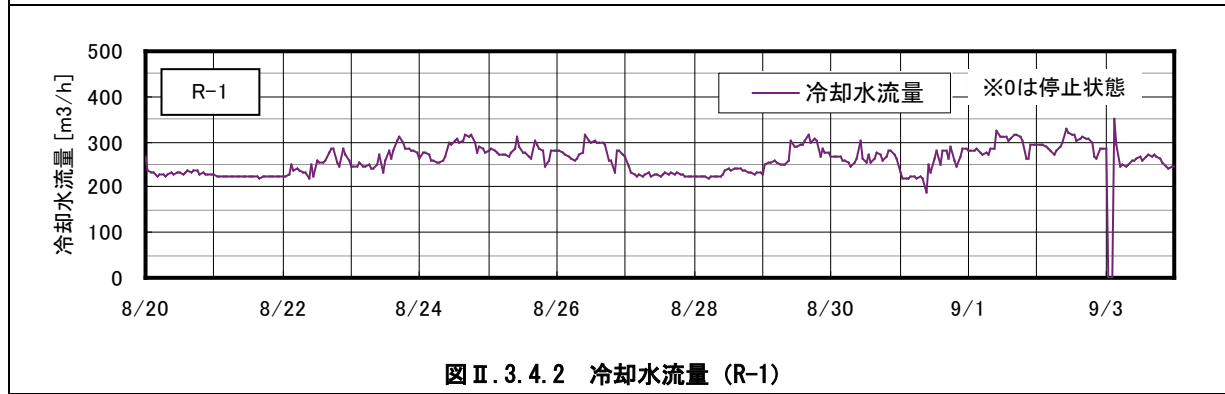
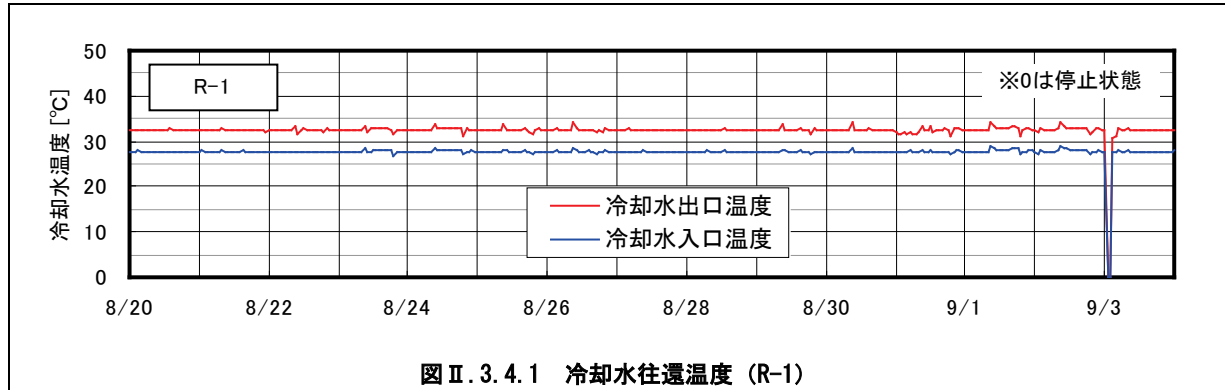
<制御内容, 評価項目計算式, 計測概要>

1. 制御内容
- (1) 冷却水温度制御
- ・ 冷凍機冷却水出入口温度差制御
 - ・ 冷凍機冷却水入口温度制御
 - ・ 冷却塔冷却水出口温度制御
2. 評価項目計算式 ※添え字 (記号) はシステムフロー図の計測器番号を示す.
- (1) 冷却水温度, 水量
 冷却水入口温度 : T3 , 冷却水出口温度 : T4 , 冷却水流量 : F2
- (2) 製造熱量
 製造熱量 = 冷水温度差 (T2-T1) × 冷水流量 (F1) × 比重 × 比熱
- (3) 消費電力
 消費電力 (冷凍機本体) = 冷凍機電力量 (WH1)
 消費電力 (システム)
 = 冷凍機本体 (WH1) + 冷水一次ポンプ (WH2) + 冷却水ポンプ (WH3) + 冷却塔 (WH4)
- (4) COP
 冷凍機 COP (電力基準) : COP(1)
 = 製造熱量 ÷ 消費エネルギー (冷凍機本体消費電力基準)
 冷凍機 COP (一次エネルギー基準) : COP(2)
 = 製造熱量 ÷ 消費エネルギー (冷凍機本体一次エネルギー基準)
 システム COP (電力基準) : COP(3)
 = 製造熱量 ÷ 消費エネルギー (システム消費電力基準)
 システム COP (一次エネルギー基準) : COP(4)
 = 製造熱量 ÷ 消費エネルギー (システム一次エネルギー基準)
- (5) 熱源負荷率
 熱源負荷率 = 製造熱量 ÷ 定格熱量
3. 計測概要
- (1) データ収集時間間隔
- ・ 流量 : 2 分間隔
 - ・ 温度 : 2 分間隔
 - ・ 電力 : 2 分間隔
 - ・ ガス流量 : 2 分間隔
- (2) データ処理
- ・ 2 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

事務所 04 (Pcd-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度差	冷却水温度差	周波数制御

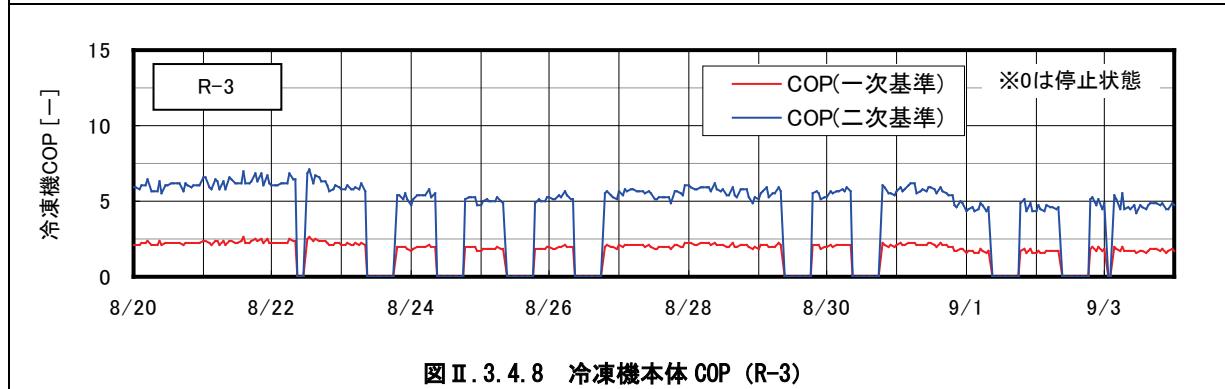
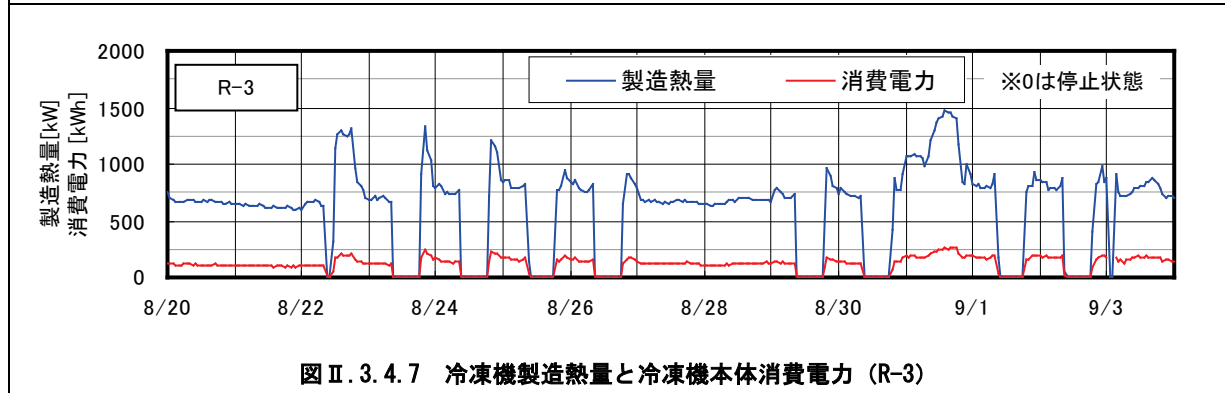
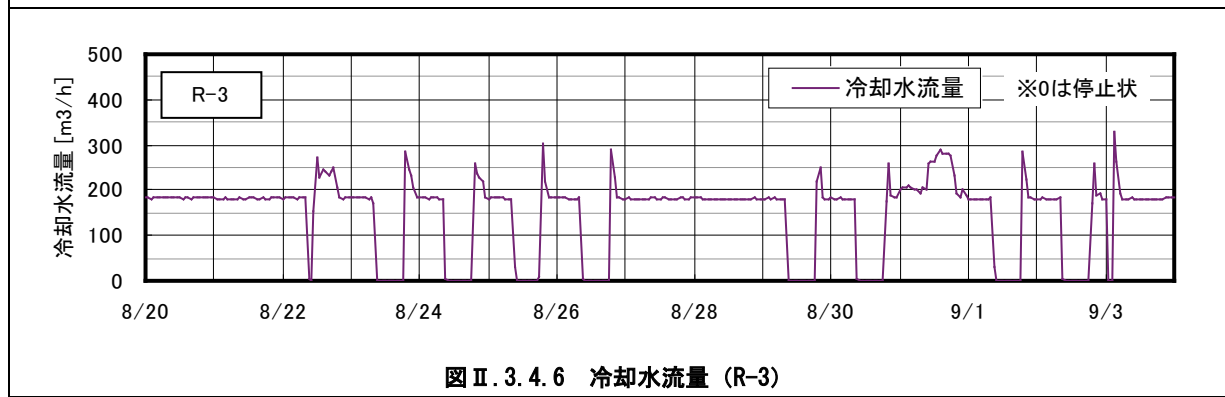
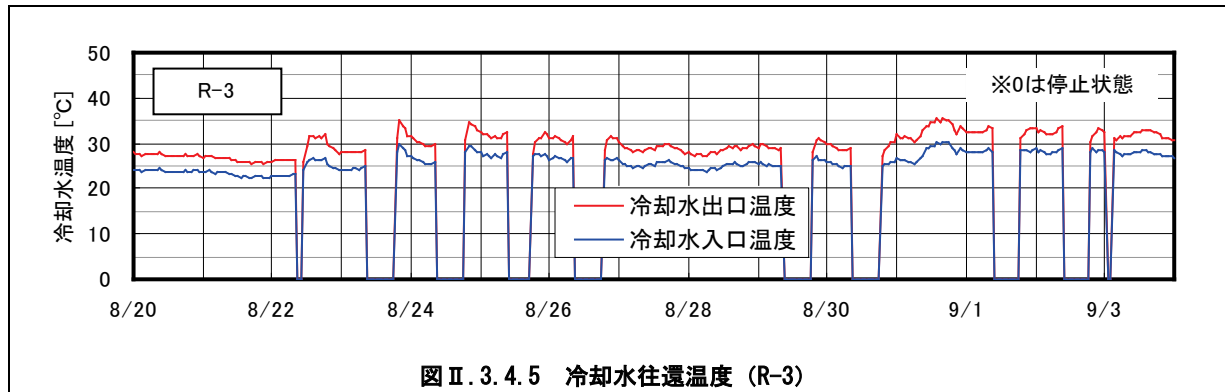
<動作確認データ(1)>



事務所 04 (Pcd-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度差	冷却水温度差	周波数制御

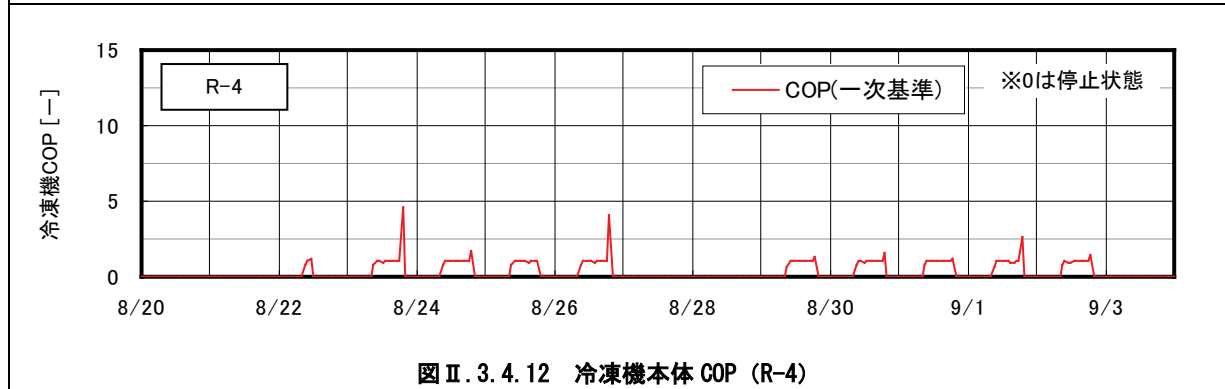
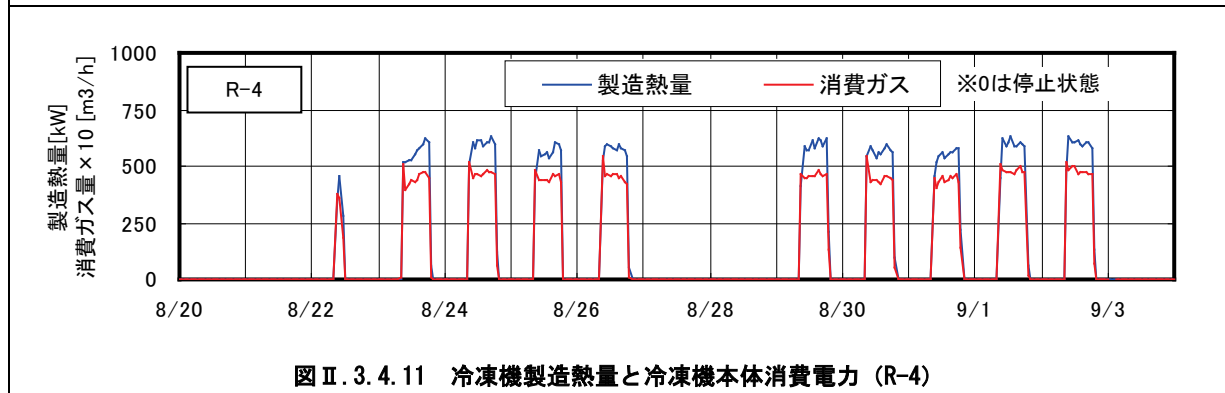
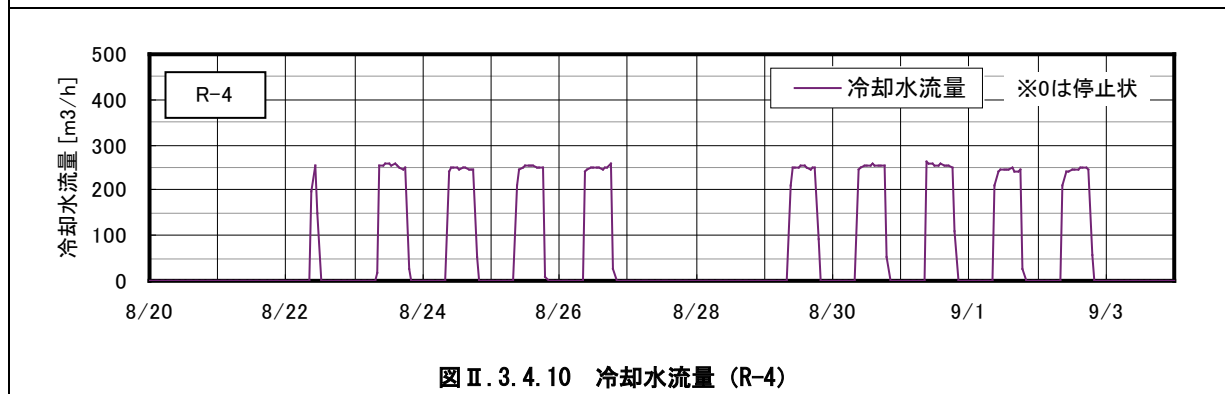
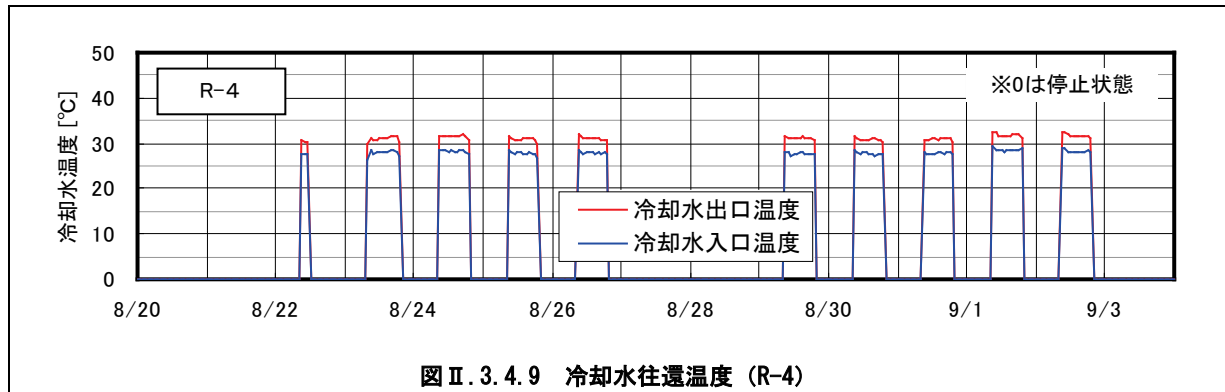
<動作確認データ(2)>



事務所 04 (Pcd-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度差	冷却水温度差	周波数制御

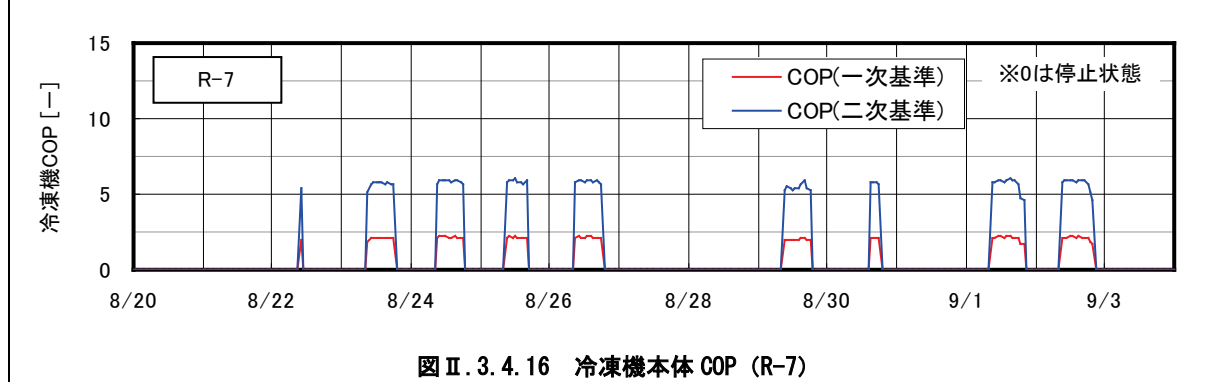
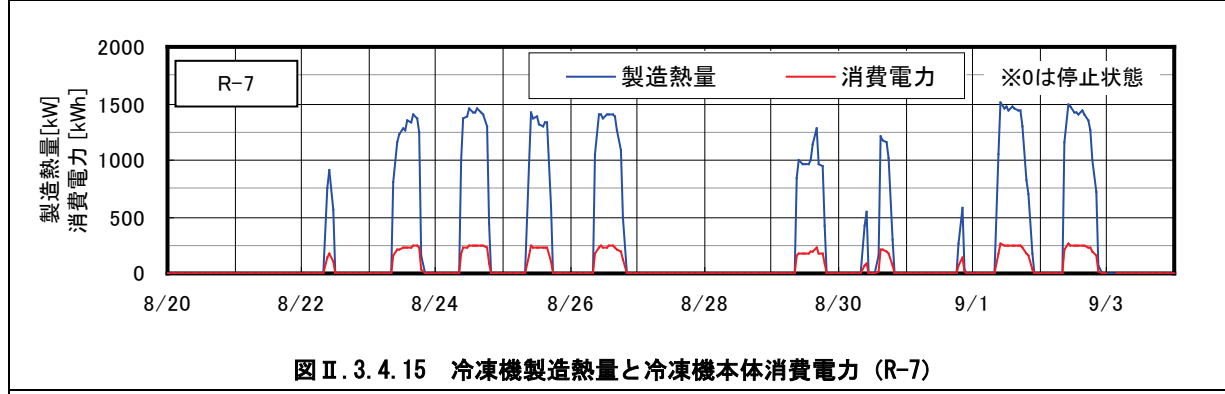
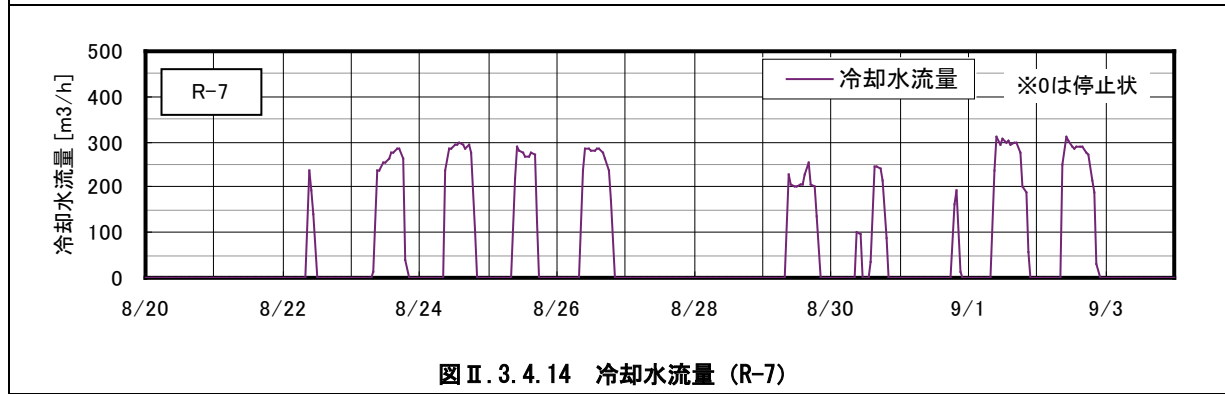
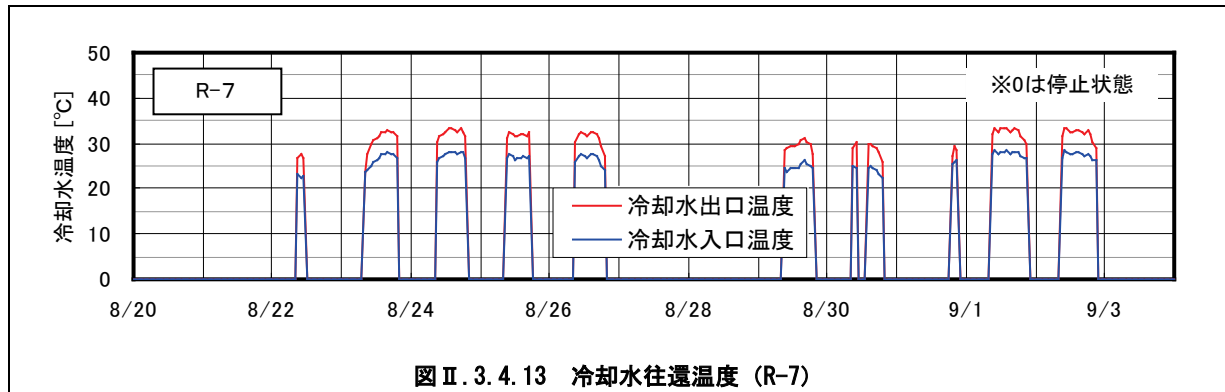
<動作確認データ(3)>



事務所 04 (Pcd-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度差	冷却水温度差	周波数制御

<動作確認データ(4)>



事務所 04 (Pcd-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度差	冷却水温度差	周波数制御

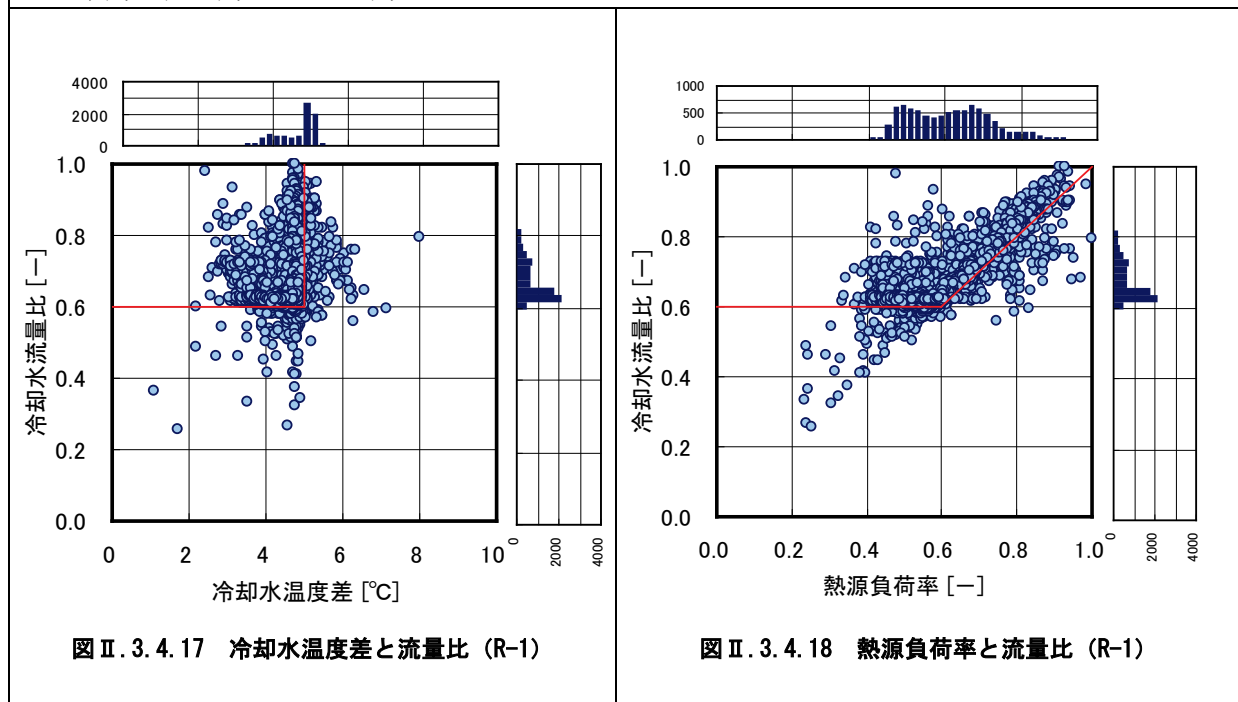
<データ分析(1)>

図Ⅱ.3.4.17 冷却水温度差は設計値の5℃～3℃で分布. 冷却水量は60%が最も頻度が高い. 最大冷却水流量は376m³/hである.

図Ⅱ.3.4.18 熱源負荷率40%以上で冷却水量は60%以上. 制御目標に近い分布になっている. 熱源負荷率は定格1758kWを1としている.

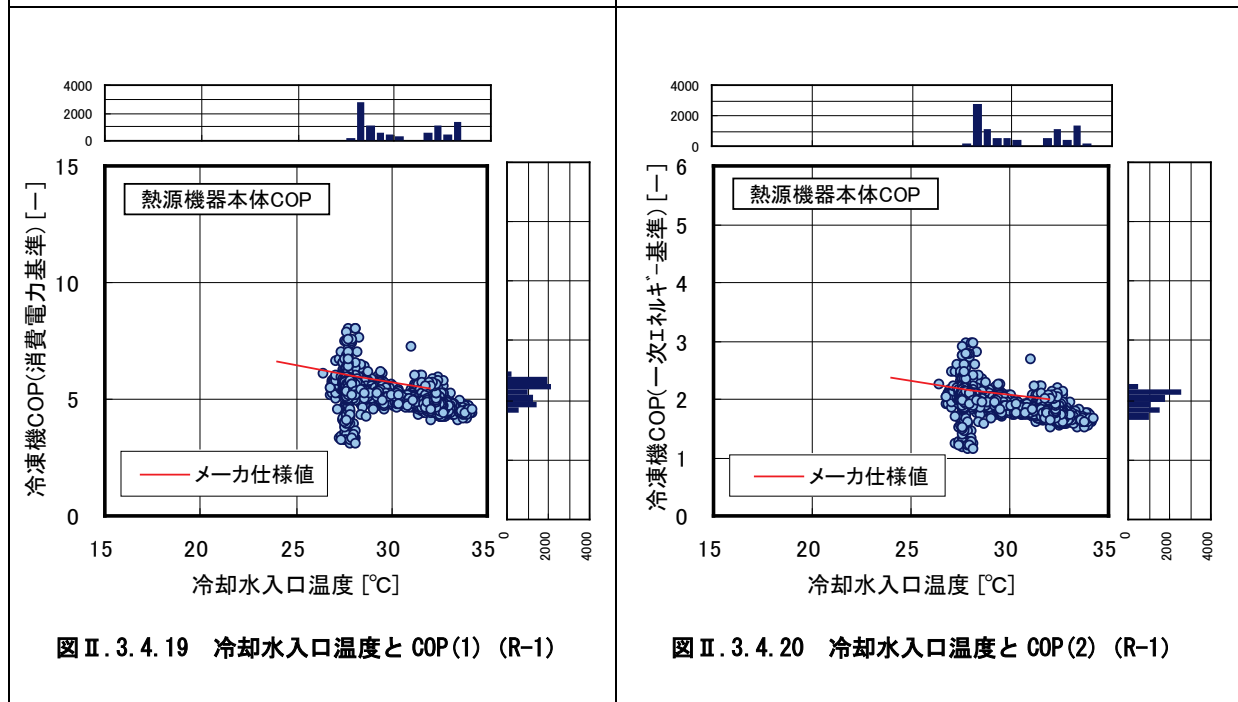
図Ⅱ.3.4.19, 20 COPはメーカー仕様値よりやや低い値で分布している. これは冷却水量が制御されていて, 仕様値の条件より少ないためである.

R-1年間運転時間: 8400時間



図Ⅱ.3.4.17 冷却水温度差と流量比 (R-1)

図Ⅱ.3.4.18 熱源負荷率と流量比 (R-1)



図Ⅱ.3.4.19 冷却水入口温度とCOP(1) (R-1)

図Ⅱ.3.4.20 冷却水入口温度とCOP(2) (R-1)

事務所 04 (Pcd-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度差	冷却水温度差	周波数制御

<データ分析(2)>

図 II. 3. 4. 21, 22 冷凍機本体, 冷水一次ポンプ, 冷却水ポンプ, 冷却塔の消費電力を含めた熱源システム COP を示す.

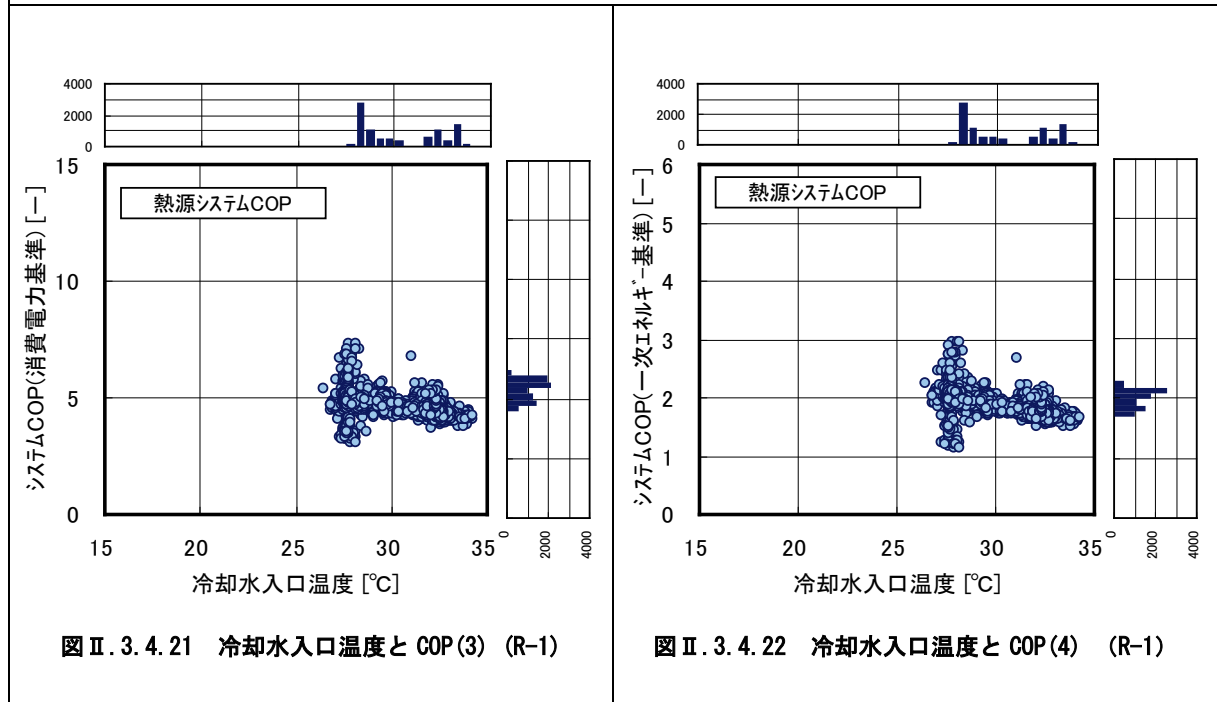


図 II. 3. 4. 21 冷却水入口温度と COP(3) (R-1)

図 II. 3. 4. 22 冷却水入口温度と COP(4) (R-1)

事務所 04 (Pcd-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度差	冷却水温度差	周波数制御

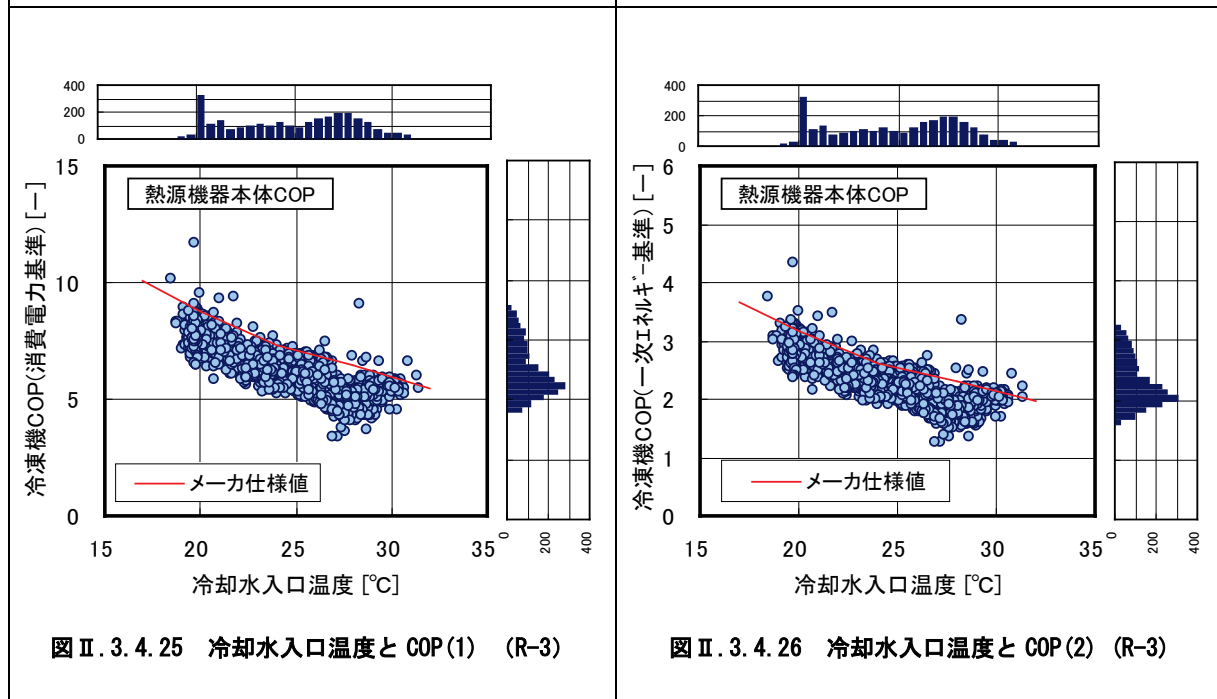
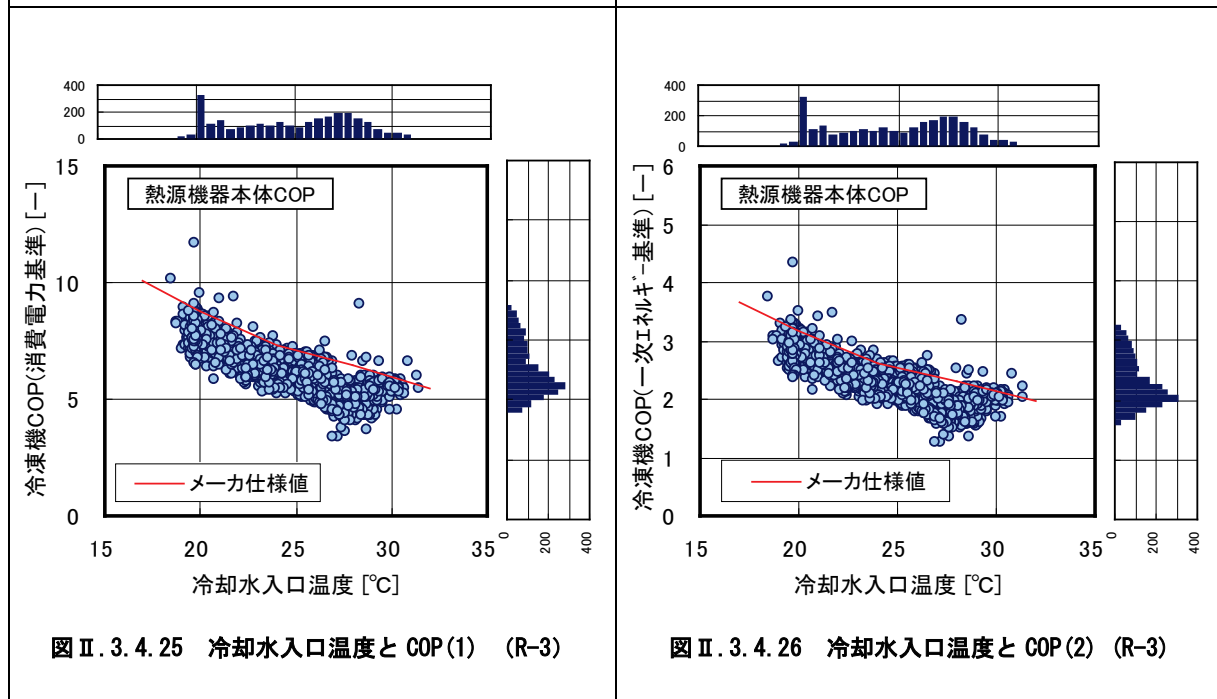
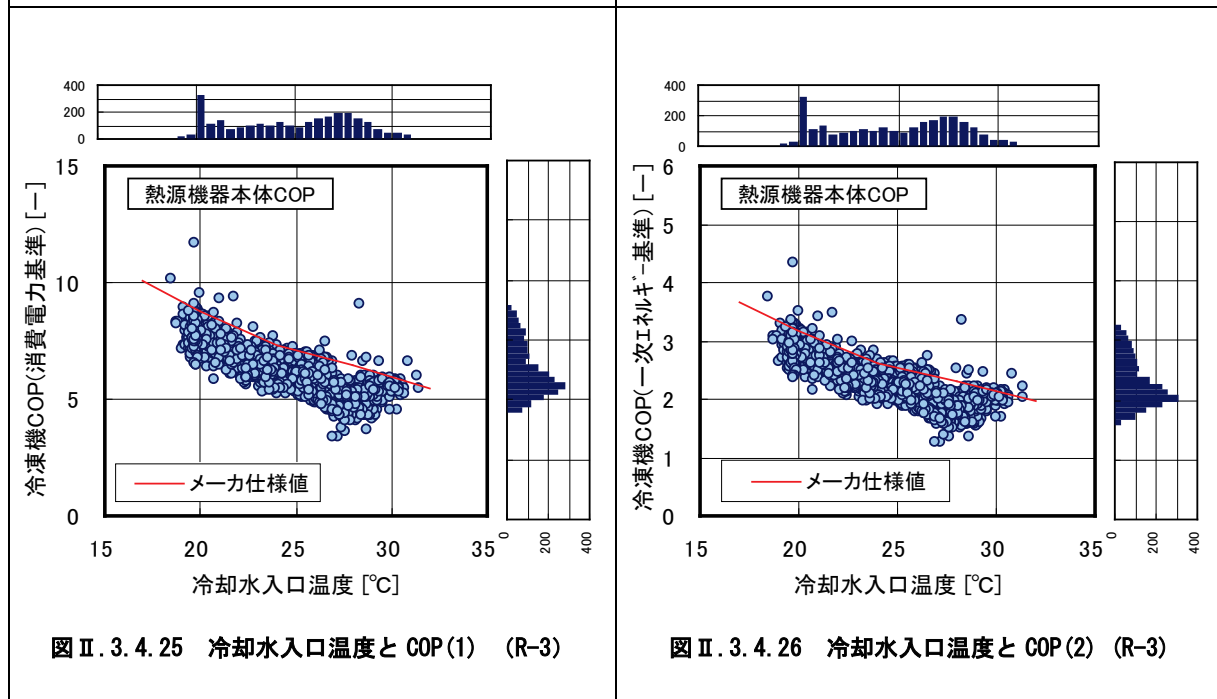
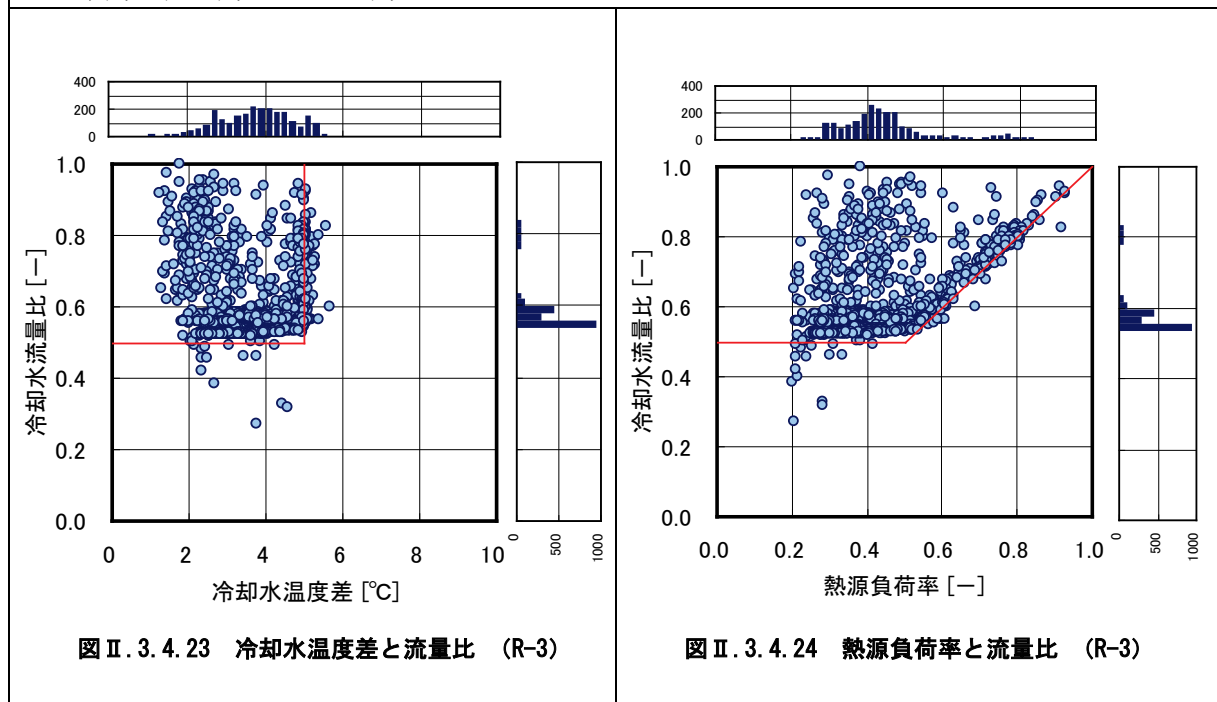
<データ分析(3)>

図Ⅱ.3.4.23 冷却水温度差は 5℃～2℃で分布. 冷却水量は 55%が最も頻度が高い. 最大冷却水流量は 339m³/h である.

図Ⅱ.3.4.24 熱源負荷率 20%以上で冷却水量は 55%以上. 制御目標に近い分布になっている. 熱源負荷率は定格 1758kW を 1 としている.

図Ⅱ.3.4.25, 26 COPはメーカー仕様値よりやや低い値で分布している. 冷却水 18℃まで対応しており, R-1 に比べて COP が高い.

R-3 年間運転時間 : 2200 時間



事務所 04 (Pcd-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度差	冷却水温度差	周波数制御

<データ分析(4)>

図 II. 3. 4. 27, 28 冷凍機本体, 冷水一次ポンプ, 冷却水ポンプ, 冷却塔の消費電力を含めた熱源システム COP を示す.

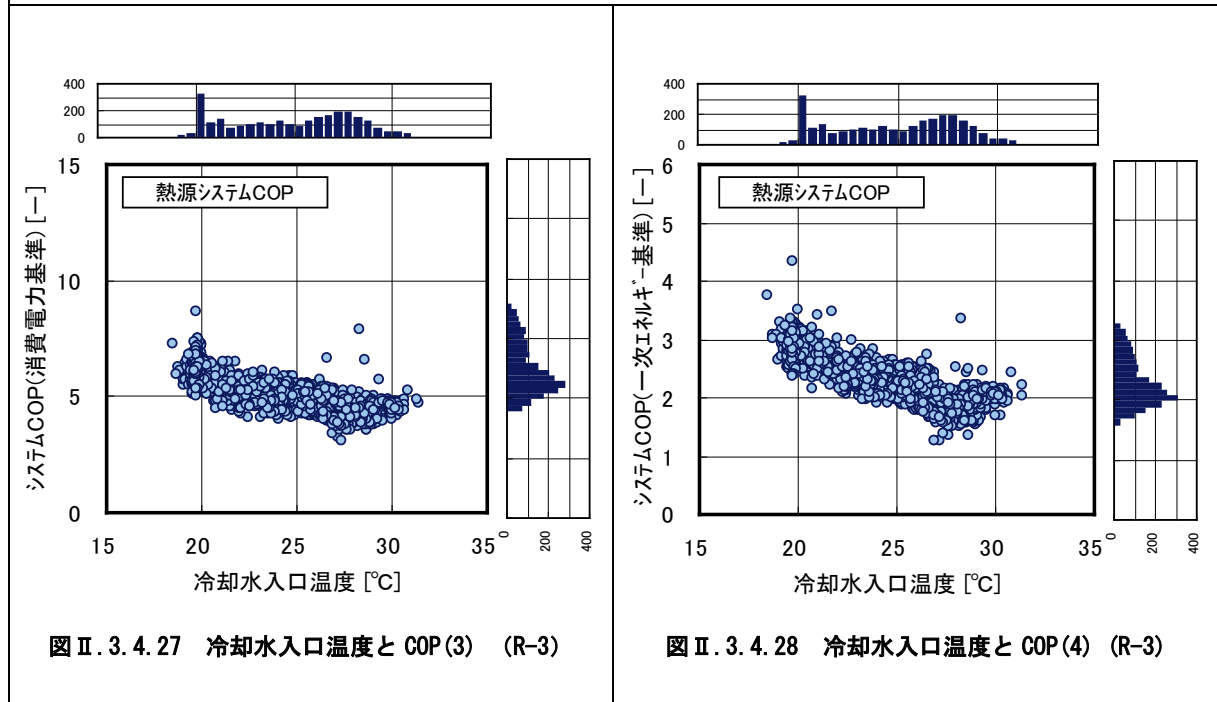


図 II. 3. 4. 27 冷却水入口温度と COP (3) (R-3)

図 II. 3. 4. 28 冷却水入口温度と COP (4) (R-3)

事務所 04 (Pcd-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度差	冷却水温度差	周波数制御

<データ分析(5)>

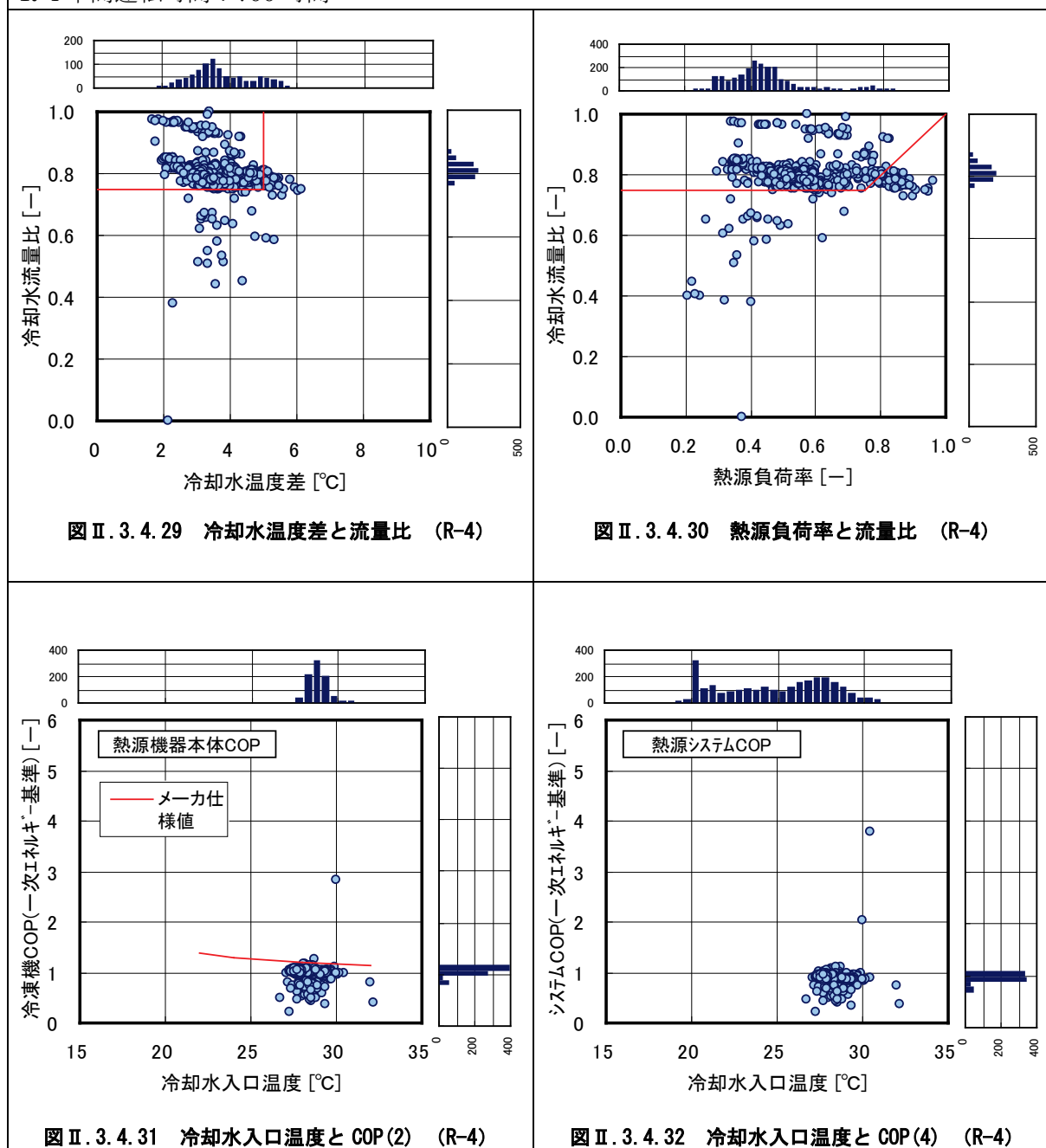
図 II. 3. 4. 29 冷却水温度差は 6°C~2°C で分布. 冷却水量は 80% で最も頻度が高い. 最大冷却水流量は 321m³/h である.

図 II. 3. 4. 30 熱源負荷率 20% 以上で冷却水量は 80% で分布. 冷却水下限が設計値から変更されている. 熱源負荷率は定格 1055kW を 1 としている.

図 II. 3. 4. 31 熱源機本体の COP はメーカー仕様値以下で分布. 冷却水入口温度は 27~32°C と他に比べて狭い範囲になっている. これは夏期の運転のためである.

図 II. 3. 4. 32 冷凍機本体, 冷水一次ポンプ, 冷却水ポンプ, 冷却塔の消費電力を含めた熱源システム COP を示す.

R-4 年間運転時間 : 700 時間



事務所 04 (Pcd-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度差	冷却水温度差	周波数制御

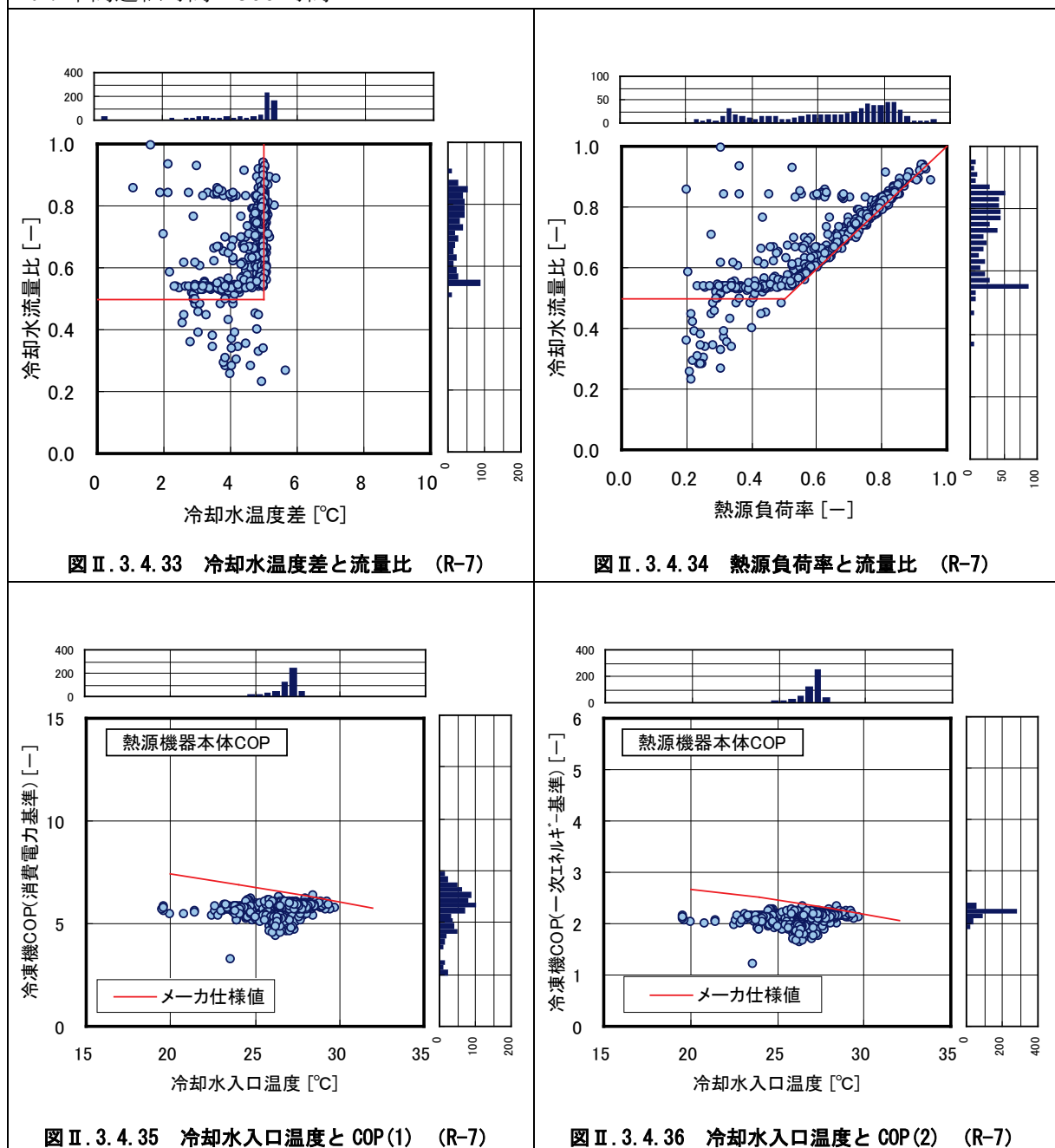
<データ分析(6)>

図Ⅱ.3.4.33 冷却水温度差は 5°C~2°Cで分布. 冷却水量は 55%で最も頻度が高い. 最大冷却水水量は 355m³/h である.

図Ⅱ.3.4.34 熱源負荷率 20%以上で冷却水量は 55%以上. 制御目標に近い分布になっている. 熱源負荷率は定格 1758kW を 1 としている.

図Ⅱ.3.4.35, 36 COP はメーカー仕様値よりやや低い値で分布している. 運転時間が少ないため冷却水温度との関係は確認できない.

R-7 年間運転時間 : 500 時間

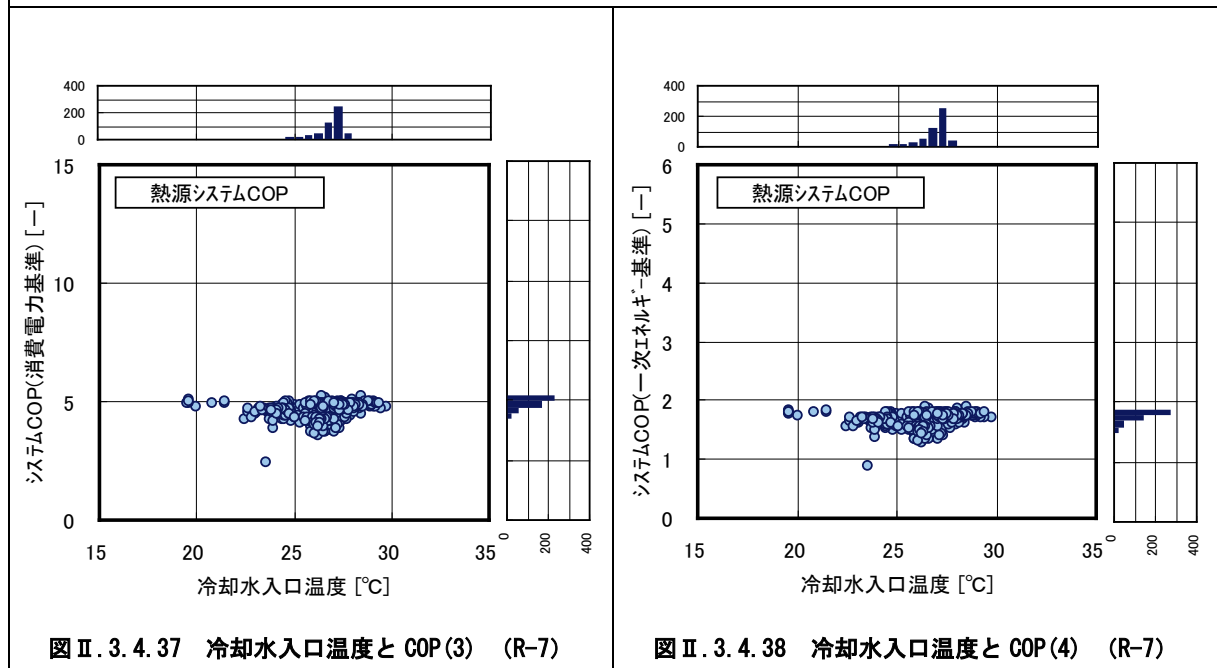


事務所 04 (Pcd-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度差	冷却水温度差	周波数制御

<データ分析(7)>

図 II. 3. 4. 37, 38 冷凍機本体, 冷水一次ポンプ, 冷却水ポンプ, 冷却塔の消費電力を含めた熱源システム COP を示す.



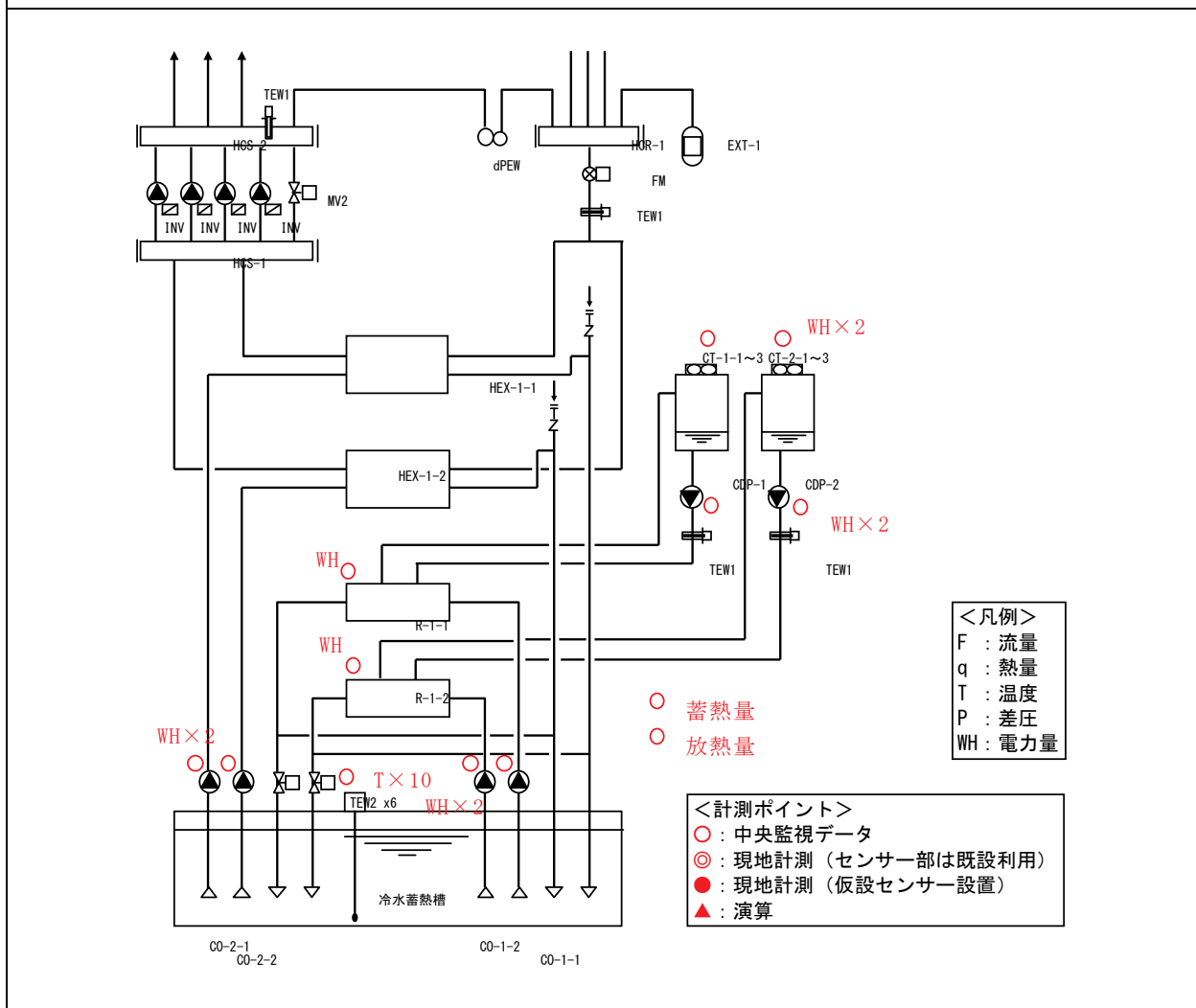
3.5. 蓄熱運転制御（水蓄熱）

3.5.1. 事務所 03

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

建物名	事務所 03	地区	関東	竣工	2005 年	新築	—	規模	52,014 m ²
分類記号	R-Hst-02				検出部	蓄熱槽温度			
制御目的	蓄熱制御				制御目標	蓄熱量			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～平成 24 年 9 月 30 日				動作	ON-OFF			
制御対象	冷凍機, 熱交換器				製造年月	2003 年 3 月			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 冷凍機出口温度設定値: 6°C 熱交換器出入口温度 2 次冷水: 18°C→8°C 蓄熱槽側: 7°C→17°C スケジュール運転(コメント欄参照) 				機器仕様	TR-1-1, TR-1-2 ターボ冷凍機 1758kW (500RT) × 2 台 定格 COP 6.0 (冷水 6°C 取出) CP-1-1, CP-1-2 冷水 1 次ポンプ 5047L/min × 180kPa × 30kw × 3 φ HEX-1-1, HEX-1-2 プレート熱交換器 2600kW × 2 台 CP-2-1, CP-2-2 放熱ポンプ 3750L/min × 250kPa × 30kw × 3 φ 水蓄熱槽蓄熱量 120,000MJ (3,000m ³ , 連結完全混合槽型 50 槽)			

システムフロー



事務所 03 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

- (1)データの収集時間間隔
 ・中央監視データ：10分間隔 瞬時値
- (2)データ処理：特になし
- (3)解析利用データのフィルタリング項目
 ・機器の起動・停止時のデータを排除
- (4)その他
 ・電力負荷ピークカットにともなうスケジュール運転
 ピーク調整契約（12時～16時）と電力負荷のピーク時間帯を考慮し、13時の時点で満蓄熱となるように午前中まで冷凍機を運転、13時以降の時間帯は冷凍機を極力停止する。

事務所 03 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<冷凍機稼働状況トレンド>

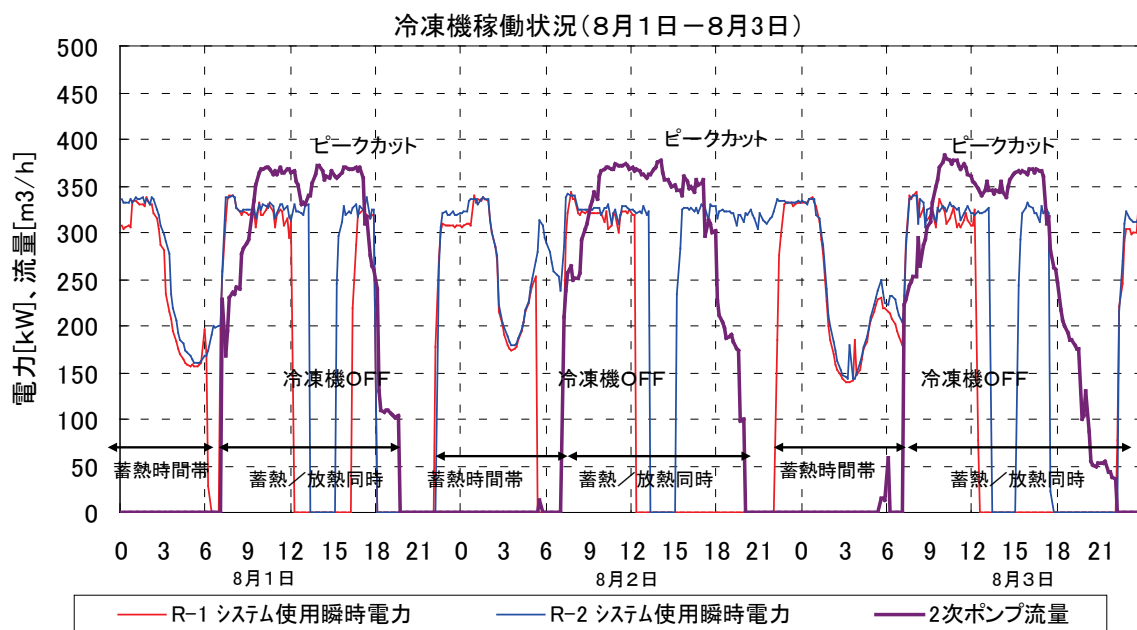
機器稼働及び蓄熱状況を把握するために、8月の3日間の蓄熱量，放熱量，冷凍機の稼働を確認するための熱源機器電力，2次ポンプ流量を示した。

- 1) 蓄熱は22時から行われている。
- 2) 7時以降は冷凍機が2台稼働し，12時まで稼働。その後，熱負荷の状況に合わせ，冷凍機を運転している。

8月1日は，短時間の冷凍機停止

8月2日，3日は，R-2の短時間停止，R-1は12時以降22時まで停止

ピーク調整契約(12時-16時)及び自社の電力負荷のピーク時間帯を考慮し，蓄熱の利用により効果的な電力のピークカットを行うよう冷凍機の運転が計画されている。夜間に蓄熱を行い，午前中は蓄熱槽へ蓄熱すると共に一部を二次側へ供給している。さらに，13時の時点で水蓄熱槽が満蓄になるよう，午前中の冷凍機運転を半手動で行い，13時以降の放熱運転に備えている。極力，12時~15時の時間帯に冷凍機を停止しているのが分かる。



図Ⅱ.3.5.1 冷凍機稼働状況(8月1日~8月3日)

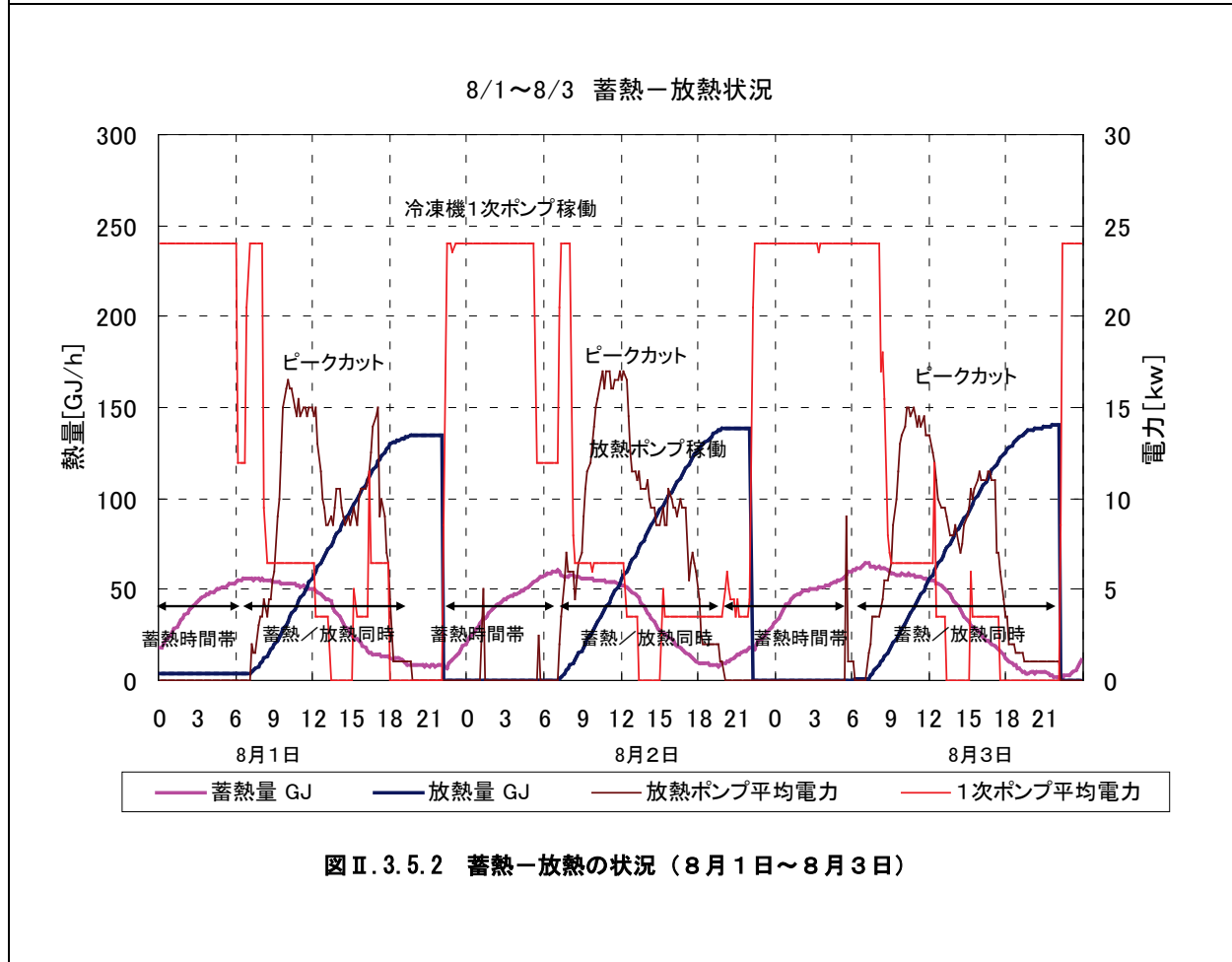
事務所 03 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<冷凍機稼働状況トレンド>

図 II. 3. 5. 2 には、蓄熱・放熱の状況を示すために、蓄熱量、放熱量、冷水 1 次ポンプ電力（冷凍機稼働確認）、放熱ポンプ電力を示す。

夜間は、1 次ポンプのみの稼働と蓄熱量の増加により、蓄熱運転が行われているのが分かる。昼間は、冷凍機 1 次ポンプと放熱ポンプが同時に稼働しており、蓄熱槽への蓄熱と 2 次側への放熱が行われている。冷凍機の運転計画通り、昼間の 13 時～15 時に冷凍機の停止が確認できる。



事務所 03 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<蓄熱槽内温度分布>

蓄熱槽内の温度分布の状態は、冷凍機の運転と蓄熱・放熱の状況により、異なっている。

1) 蓄熱開始時

まだ低温槽近傍に温度の低い冷水があるが、蓄熱開始時間になったため、蓄熱が開始されている。翌朝の7時には、槽内の平均温度が6℃以下になったため、蓄熱が完了している。

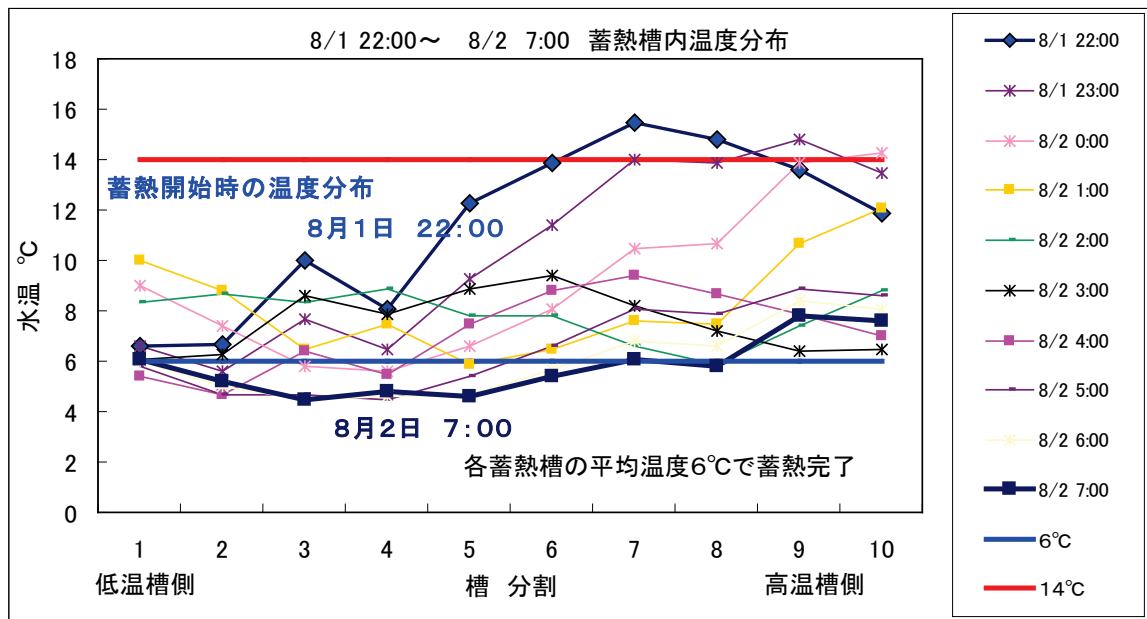


図 II. 3. 5. 3 蓄熱槽内温度分布の変化 (8月1日~8月2日)

2) 蓄熱・放熱同時運転

深夜蓄熱時間帯が過ぎても、冷凍機が稼動し、蓄熱槽内に蓄熱されるため、放熱ポンプが稼動し放熱しても、槽内温度分布は低温まま、大きな変化は起きない。

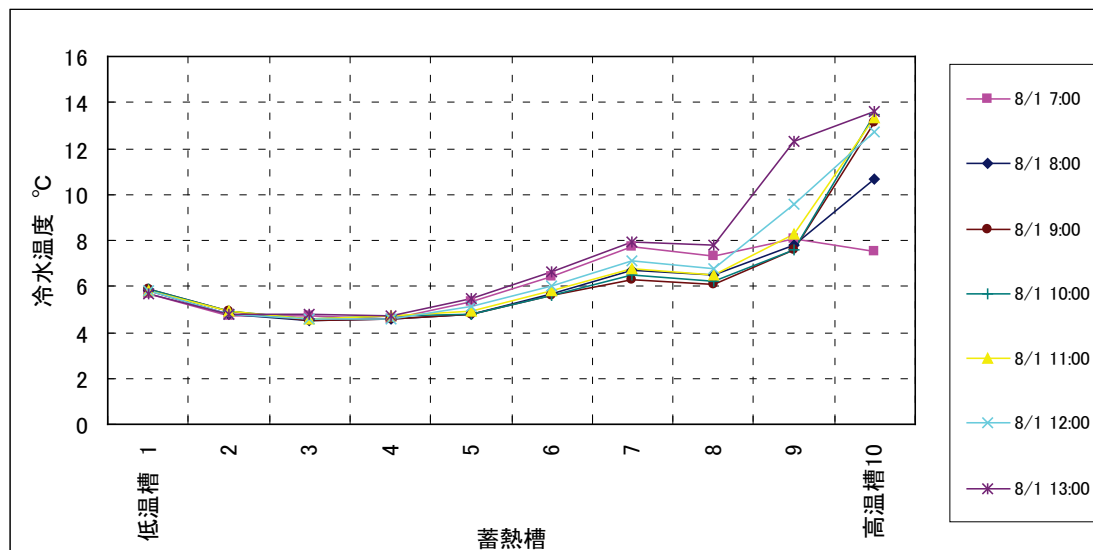


図 II. 3. 5. 4 蓄熱・放熱運転時間帯の温度分布の変化

事務所 03 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<蓄熱槽内温度分布>

3) 放熱時

蓄熱・放熱同時運転が終わり放熱運転のみが行われると、槽内温度分布は、徐々に上昇していく。

蓄熱開始時間帯に入るとき、放熱を完全に完了していないが、翌日のピークカットのために、蓄熱が行われる。

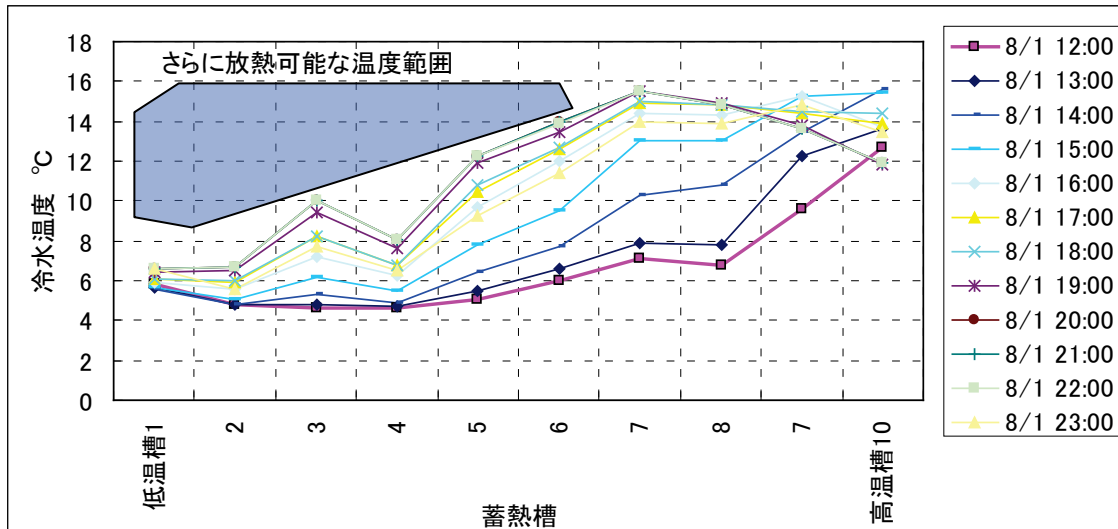


図 II.3.5.5 8月1日 放熱時の温度分布の変化

4) 翌日への蓄熱開始と完了

蓄熱開始時間 22:00 時以降、蓄熱を開始し、槽内の平均温度が 6°C 以下の条件で蓄熱が完了する。

事務所 03 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<冷凍機の負荷率と COP>

図 II. 3. 5. 6 に、冷凍機 R-1, R-2 の負荷率と機器単体 COP の関係を示す。

冷凍機は、夜間蓄熱運転および昼間の蓄熱・放熱同時運転を行っており、常時、高負荷率で運転されている。

また、運転時間は、冷凍機 R-1 に比べ、冷凍機 R-2 のほうが約 1.5 倍多い。
したがって、冷凍機は負荷率の高い状況で運転されるため、成績係数は定格に近い値を示している。

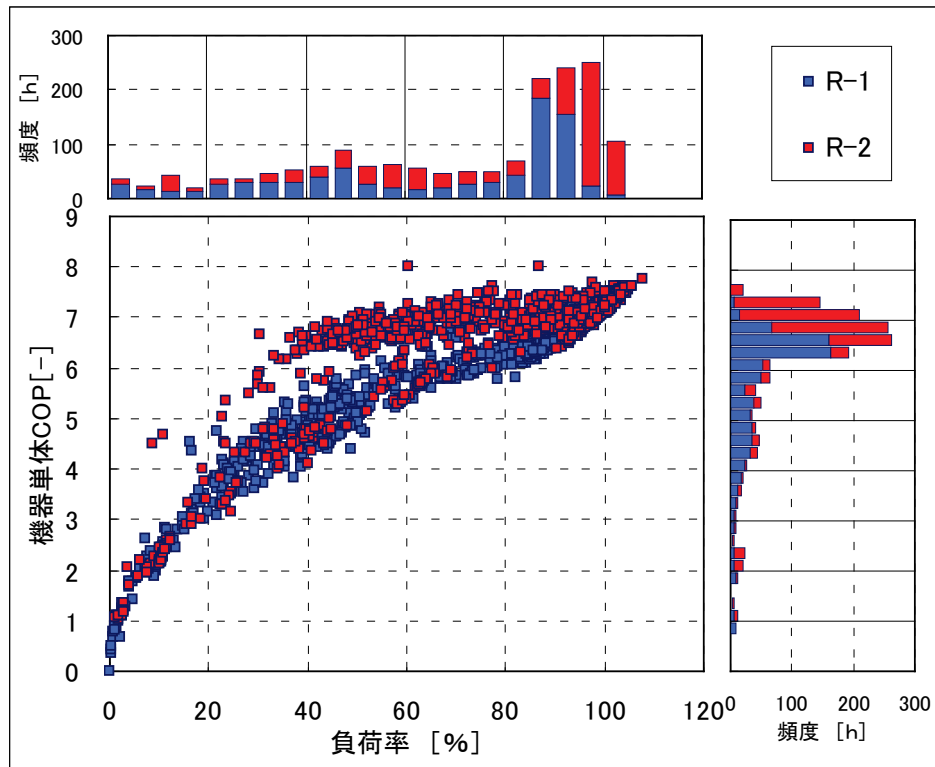


図 II. 3. 5. 6 冷凍機 R-1, R-2 の負荷率と機器単体 COP の関係

データからの計算上、負荷率が 100%を超えている点があるが、そのまま表示している。

事務所 03 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<蓄熱効率の評価>

解析期間 7月1日～9月30日での生産熱量累積と放熱量累積の比を蓄熱効率とした。
 冷凍機が生産冷熱量は全て蓄熱槽へ入り、放熱量は全て「蓄熱槽から出て行くことを前提に、
 生産熱量累積と放熱量累積の比を蓄熱効率とした。

解析期間積算生産冷熱量 (①)	9,245 GJ
解析期間積算放熱量 (②)	7,594 GJ
蓄熱効率 (②/①×100)	82 %

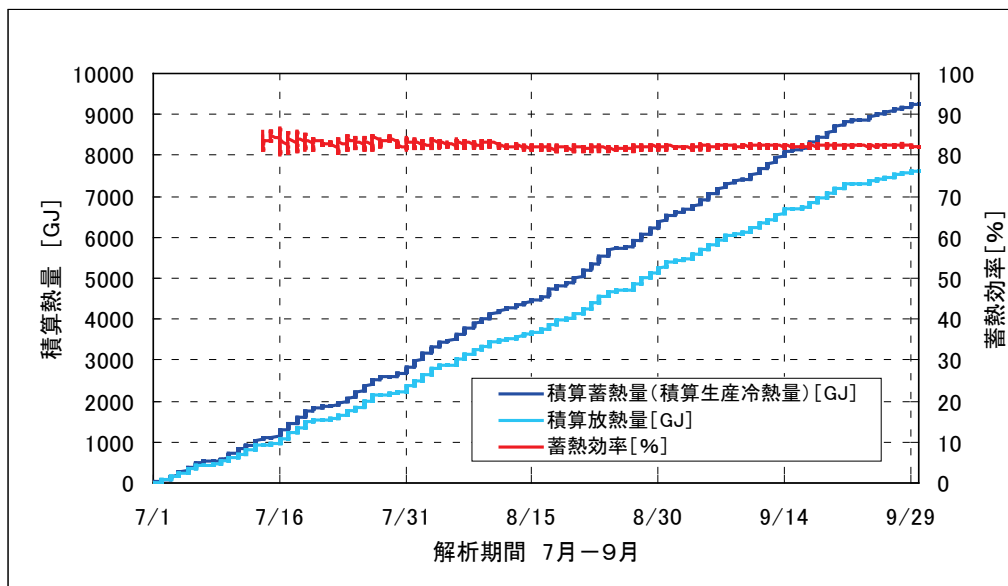


図 II. 3. 5. 7 各積算熱量と蓄熱効率の変化

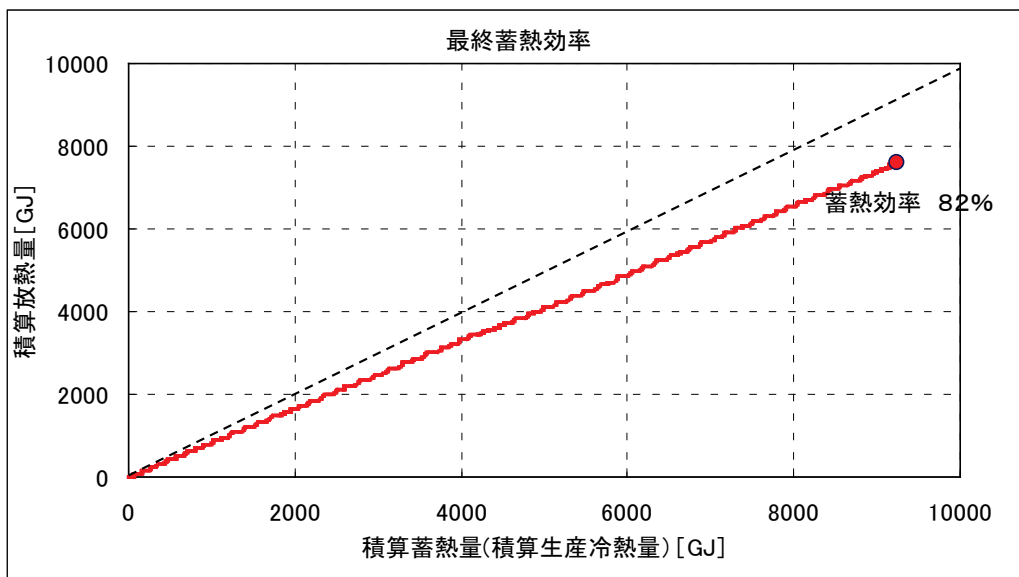


図 II. 3. 5. 8 各積算熱量の関係と最終蓄熱効率

事務所 03 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<夜間移行率の評価>

図 II. 3. 5. 9 に解析期間 7 月 1 日～9 月 31 日の 91 日間データを用いてデュレーションカーブを作成し、夜間移行率を算出した。

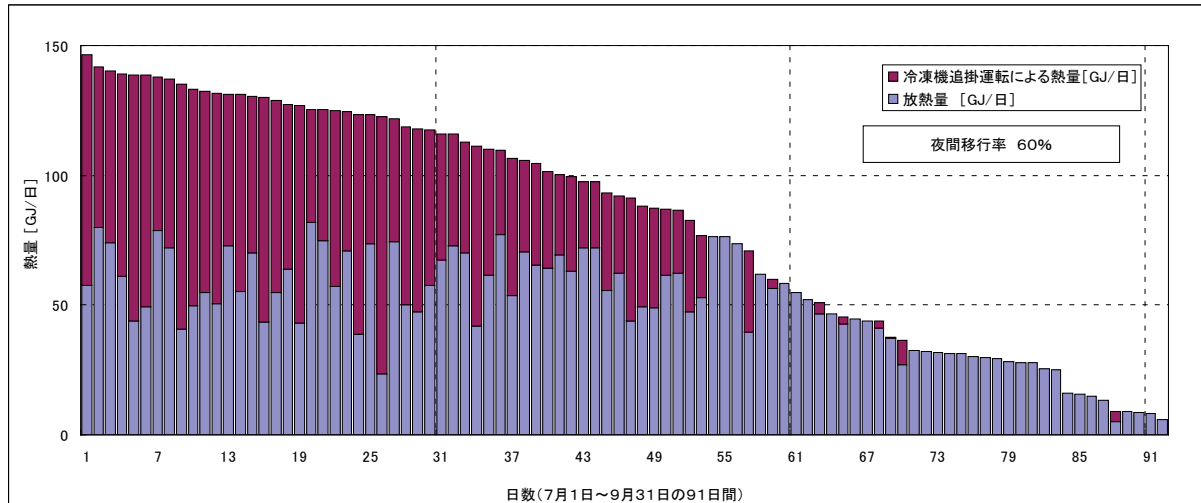


図 II. 3. 5. 9 デュレーションカーブ

夜間移行率の算出

二次側熱負荷 [GJ/日] を蓄熱槽からの全放熱量 (a) [GJ/日] とした。
 昼間 8:00～22:00 の冷凍機の生産熱量を冷凍機追掛運転熱量とし、「全放熱量－冷凍機追掛運転熱量」を蓄熱槽からの放熱量 (b) とした。
 夜間移行率は、「放熱量 (b) / 全放熱量 (a) × 100」 と定義した。

事務所 14 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

【データ算出方法】

1)各熱源からの熱量の算出方法

測定したポンプの電流値から、能力線図により推定の流量を求める。
流量と、熱源の入口、出口温度差により熱量を算出。

2)製造熱量

各熱源からの熱量を合算

3)2次側負荷熱量

流量と温度差から算出

4)蓄熱効率の算出方法

冷水

冷水蓄熱運転指令がON,OFFの状態により、蓄熱量、放熱量を算出。

ON:(製造熱量)-(2次側負荷熱量)=(蓄熱量)

OFF:(2次側負荷熱量)=(放熱量)

これらを各運転時間で合計したものを1日に蓄熱量および放熱量とする。

(蓄熱効率)=(放熱量)/(蓄熱量)

温水

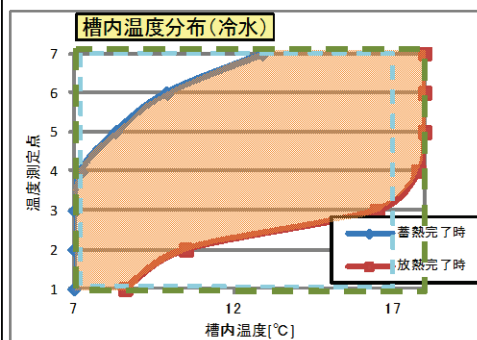
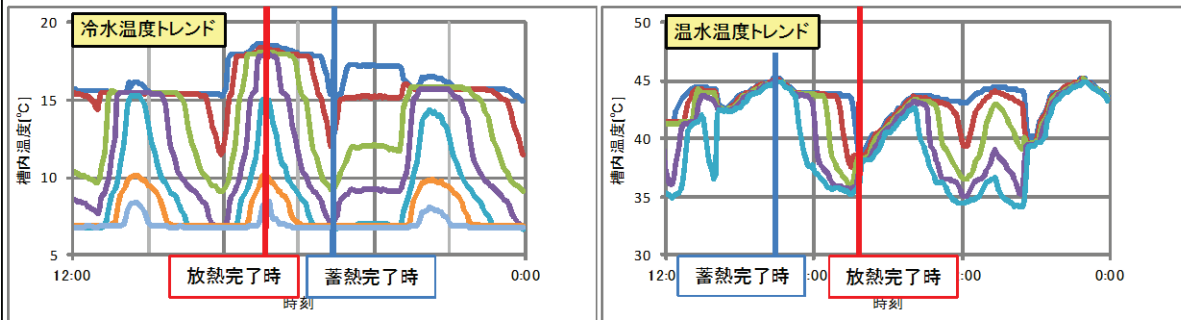
冷水と同様、温水蓄熱指令がON,OFFの状態により、蓄熱量、放熱量を算出。

ただしLRT-1運転時は、冷水と同時に温水も製造しているため、その運転時間もONとして考える。

5)蓄熱槽効率の算出方法

本物件では、夜間に能力の最大まで蓄熱し、その後放熱する稼働をしている。

そこで、最大に蓄熱された状態を蓄熱完了、その後放熱され、放熱が終わった状態を放熱完了とし、各温度測定点における蓄熱完了時、放熱完了時の熱量の差をこの蓄熱槽の能力と考える。



$$(\text{蓄熱槽効率}) = \frac{\text{蓄熱槽容量}}{\text{槽内温度設計値}}$$

温水も同様

槽内温度設計値
(冷水: 7-17℃)
(温水: 38-45℃)

ただし、最大蓄熱容量は、以下の値から算出。

冷水

槽内水量: 700m³

槽内温度: 7℃-18℃

温水

槽内水量: 200m³

槽内温度: 35℃-45℃

事務所 14 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

【評価項目計算式】

1) 二次側温度差

$$\text{二次側温度差} = \text{還ヘッダー温度}(T3, T4) - \text{往ヘッダー温度}(T1, T2)$$

2) 二次側負荷熱量

$$\text{二次側負荷熱量} = \text{二次側温度差}(T3-T2, T4-T1) \times \text{二次側流量}(F1, F2) \times \text{比重} \times \text{比熱}$$

3) 冷温水温度差

$$\begin{aligned} \text{冷温水温度差} = & \text{冷凍機入口温度}(T5, T10, T12, T16, T21, T23) \\ & - \text{冷凍機出口温度}(T6, T11, T13, T17, T22, T24) \end{aligned}$$

4) 製造熱量

$$\text{製造熱量} = \text{冷温水温度差} - \text{ポンプ流量}(A\text{から算出}) \times \text{比重} \times \text{比熱}$$

5) システムCOP

$$\text{システムCOP} = \text{製造熱量} \div \text{消費エネルギー}(1\text{次換算})$$

【計測概要】

1) データ収集時間間隔

10分

2) データ処理

それぞれのデータを1時間平均に集計

事務所 14 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<動作確認データ>

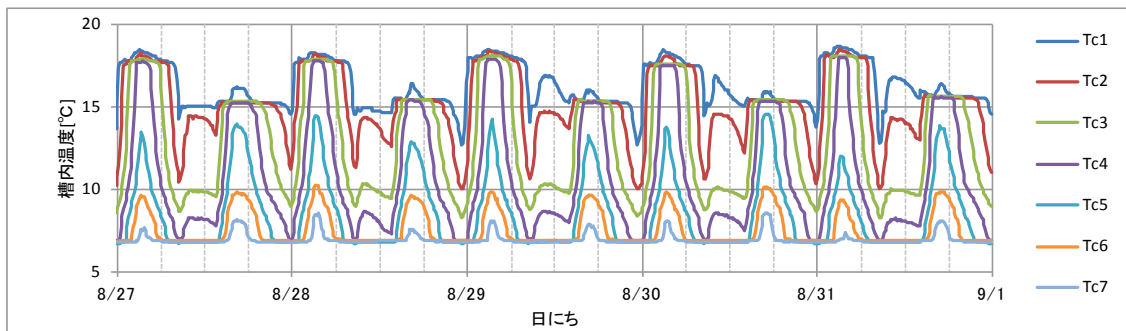


図 II. 3. 5. 10 夏季 槽内温度トレンド (冷水)

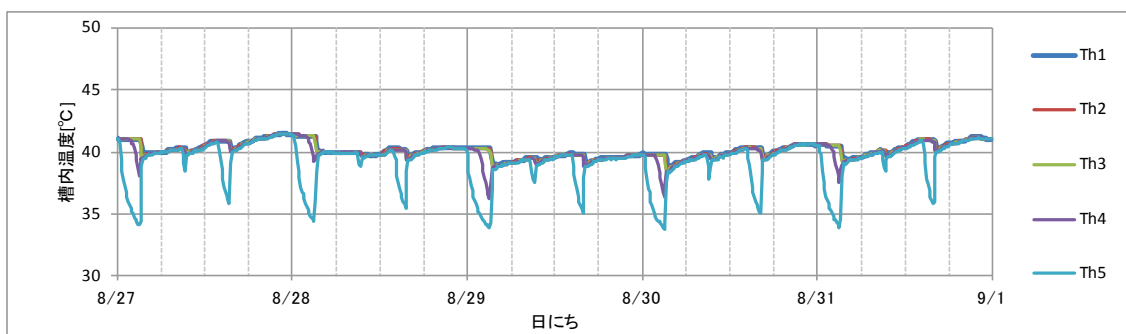


図 II. 3. 5. 11 夏季 槽内温度トレンド (温水)

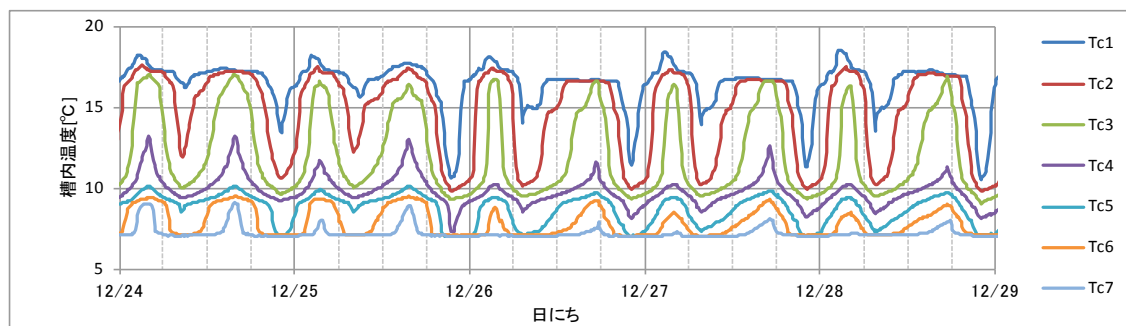


図 II. 3. 5. 12 冬季 槽内温度トレンド (冷水)

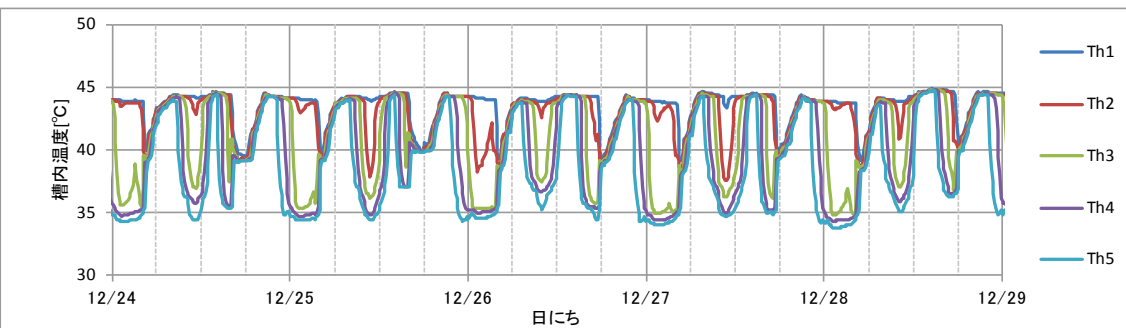


図 II. 3. 5. 13 冬季 槽内温度トレンド (温水)

事務所 14 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<動作確認データ>

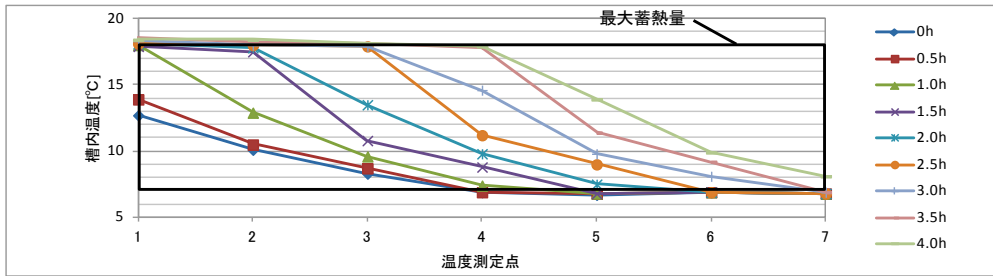


図 II. 3. 5. 14 冷水槽内温度プロフィール 8月29日 23:00~8月30日 3:00 (蓄熱完了時から放熱完了時まで)

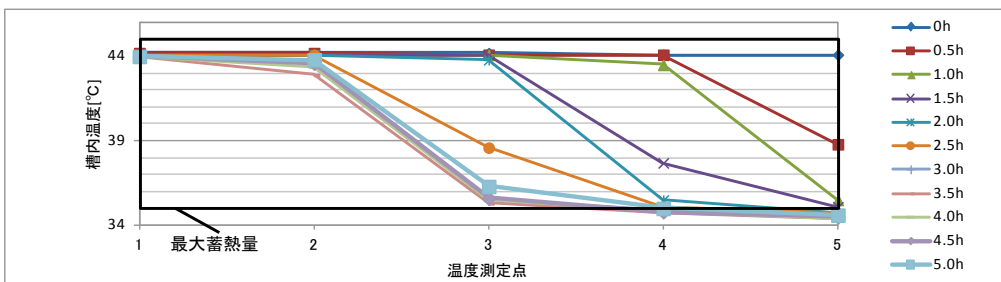


図 II. 3. 5. 15 温水槽内温度プロフィール 12月25日 22:00~11月20日 3:00 (蓄熱完了時から放熱完了時まで)

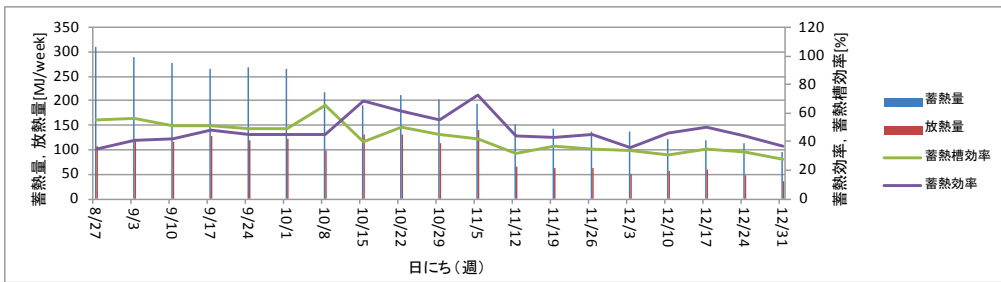


図 II. 3. 5. 16 冷水 槽内温度プロフィールによる評価 (週間データ)

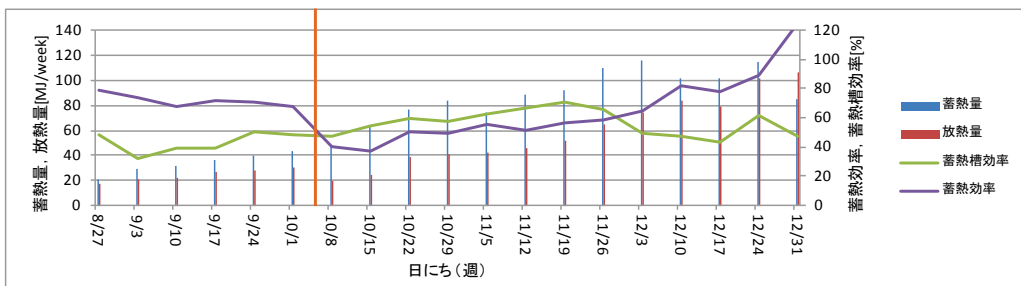


図 II. 3. 5. 17 温水 槽内温度プロフィールによる評価 (週間データ)

図 II. 3. 5. 16 : 冷水の蓄熱効率および蓄熱槽効率は、40~60%程度となっている。

図 II. 3. 5. 17 : 温水に関して、2次側負荷に合わせて温水の製造量を増加させているため、蓄熱槽効率が上昇している。しかし、蓄熱効率は逆に下降しており、ロスが多いことが分かる。前半 (~10/8) までは、RT-1 のみで冷水蓄熱に合わせた温水製造を行っていたが、後半 (10/8~) では RT-1, 2 の 2 台で温水製造を行っている。(温水製造量の増加) また、11/12 以降では、温水蓄熱指令により蓄熱を行っている。

事務所 14 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<動作確認データ>

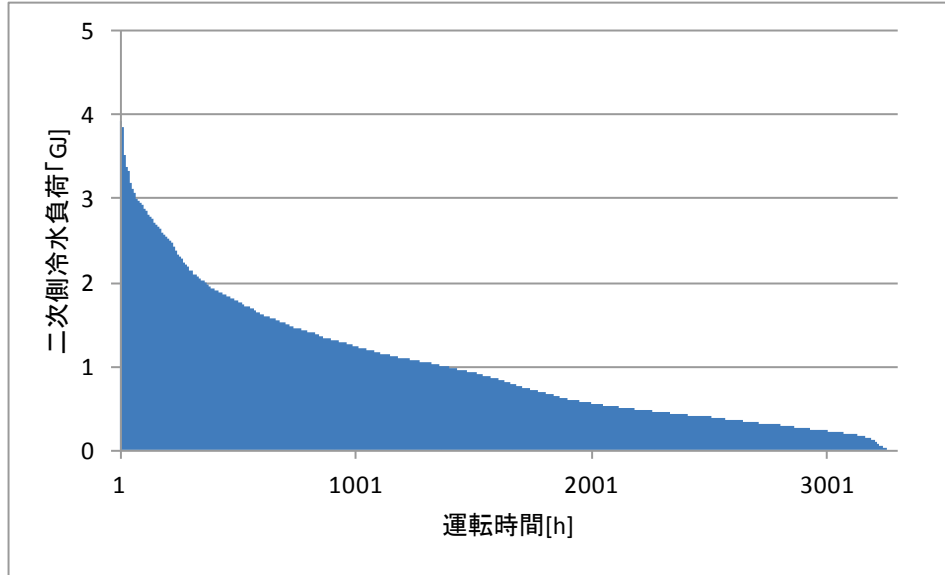


図 II. 3. 5. 18 頻度分布 (冷水)

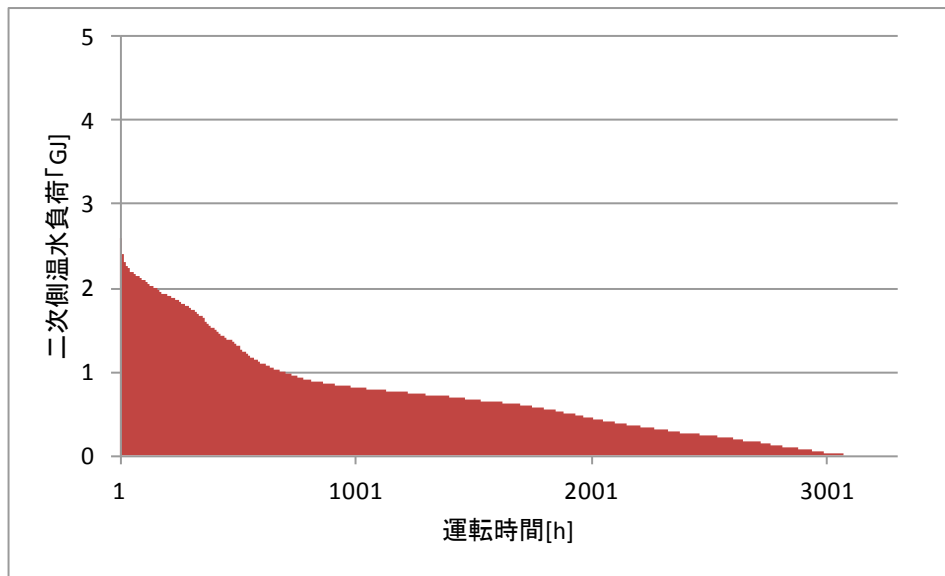


図 II. 3. 5. 19 頻度分布 (温水)

事務所 14 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<動作確認データ>

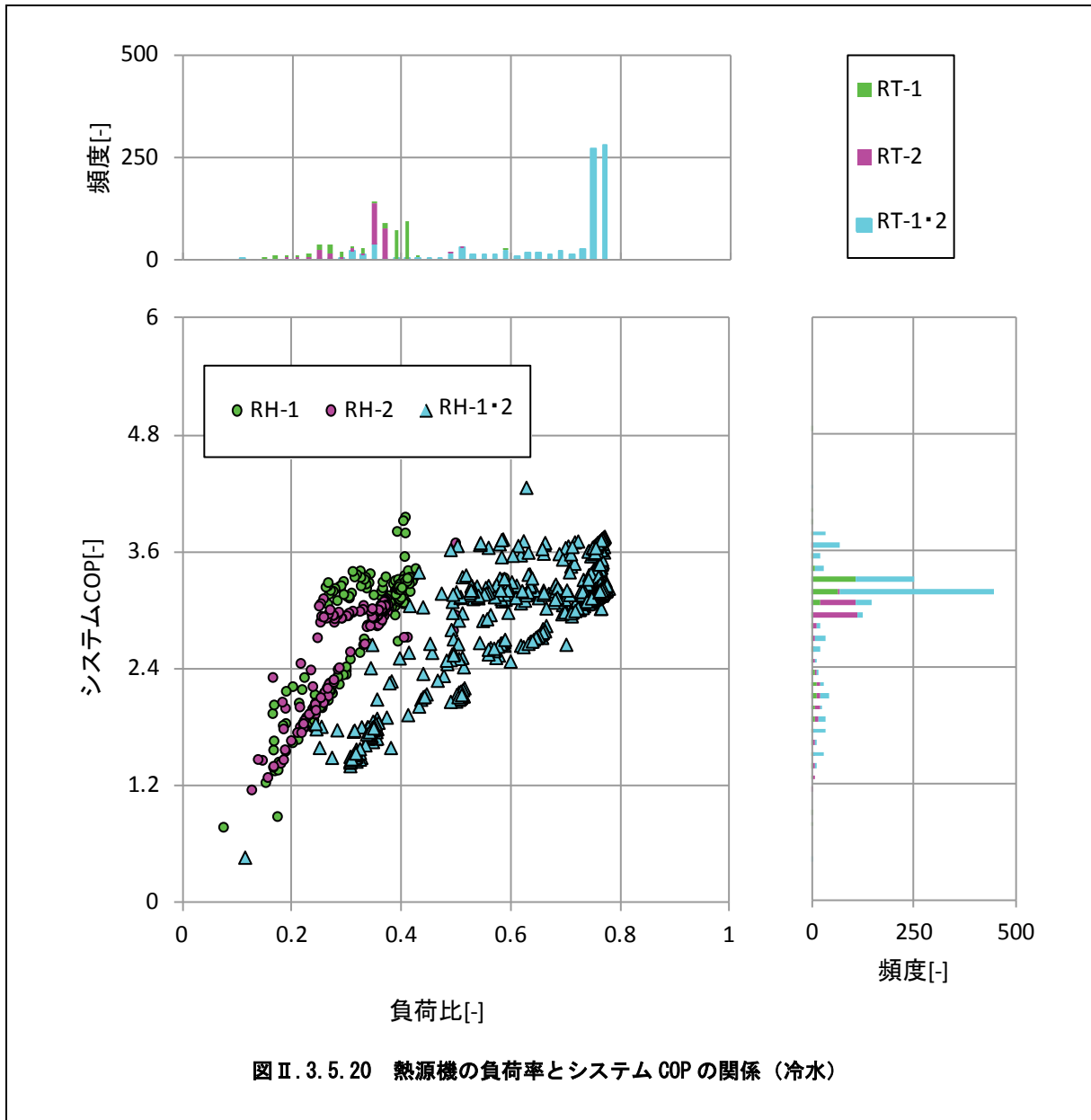


図 II. 3. 5. 20 熱源機の負荷率とシステム COP の関係 (冷水)

事務所 14 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<蓄熱分析>

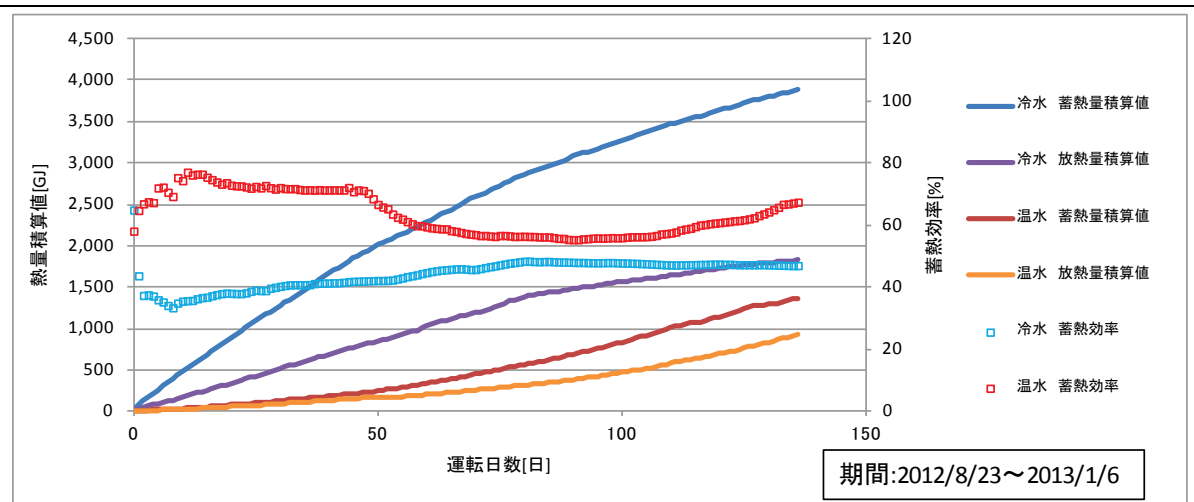


図 II. 3. 5. 21 熱量積算値の運転日数変化

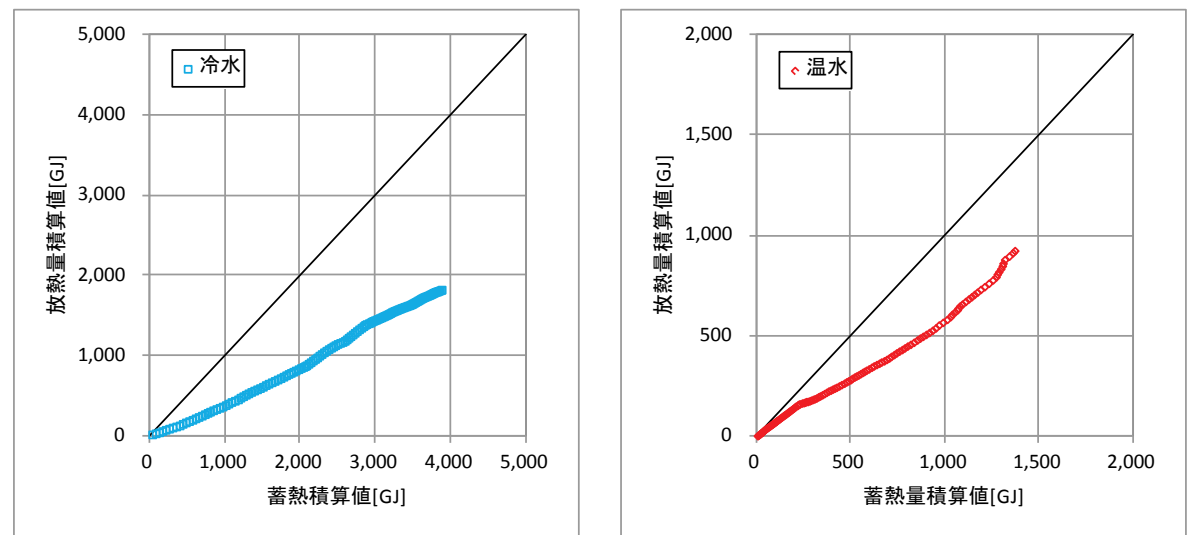


図 II. 3. 5. 22 蓄熱量積算値と放熱量積算値

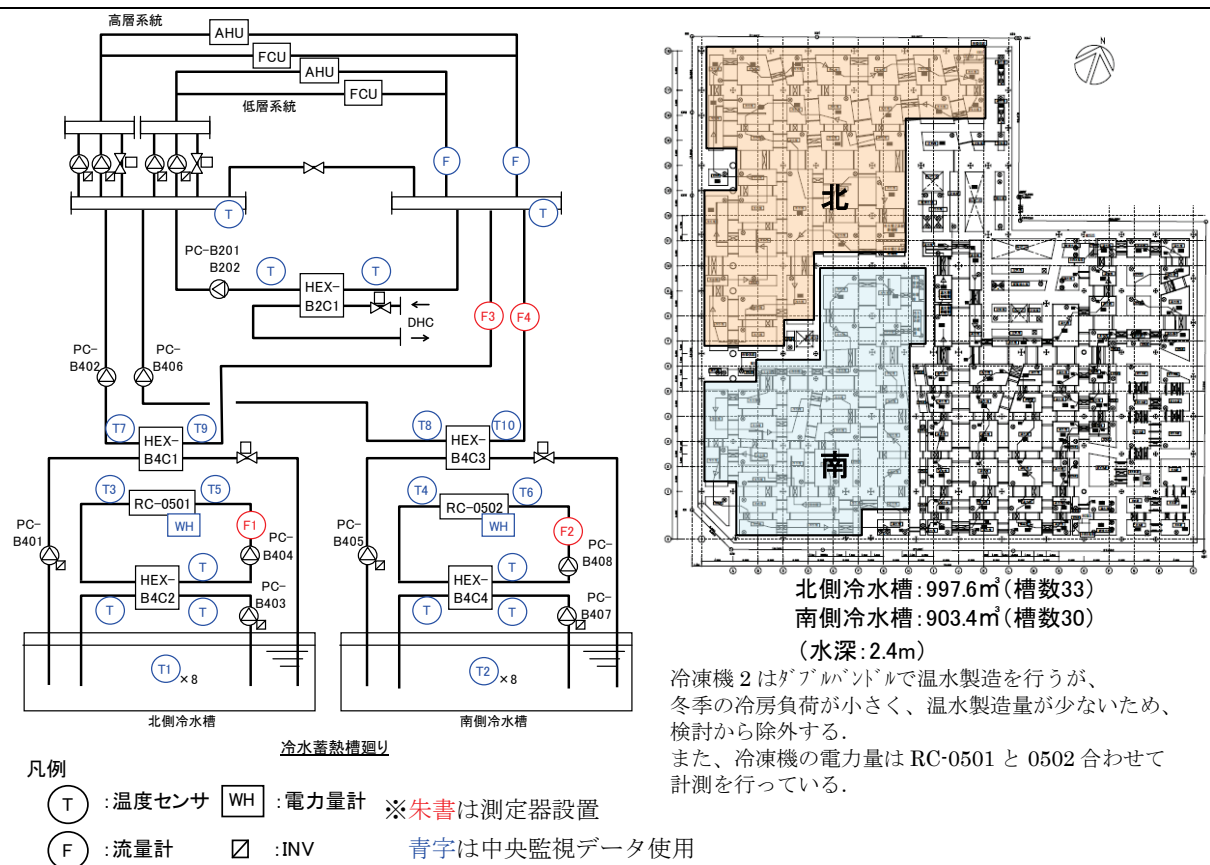
図 II. 3. 5. 21, 22 : 蓄熱効率は、冷水で 47%, 温水で 67%であった。
 温水の蓄熱効率に関して、測定を開始して約 40 日までは 70%~80%であったが、その後約 60%に下がっている。
 →図 II. 3. 5. 17 でのコメントにあるように、温水の製造量が増加したために、ロスが多くなったためと考えられる。
 (2 次側負荷は増えているが、それ以上に製造した熱量が多くなった)

3.5.3. 事務所 15

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

建物名	事務所 15	地区	北海道	竣工	2011 年	新築	—	規模	60,000m ²
分類	R-Hst-02				種類	水蓄熱			
分析期間	平成 24 年 1 月～平成 24 年 9 月				動作	一次ポンプ周波数制御, 冷凍機 ON-OFF 制御			
制御内容	<p>7) 蓄熱制御</p> <ul style="list-style-type: none"> 蓄熱コントローラにより, 蓄熱目標値を設定し蓄熱時間帯 (22:00～) になったら冷凍機を起動し, 蓄熱量が目標値に到達したら停止する. 蓄熱量は各蓄熱槽に設置されている 8 箇所の温度センサと, 各センサに重み付けされた水量設定[m³]から演算する. <p>8) 放熱制御</p> <ul style="list-style-type: none"> 蓄熱量 (演算値) が空調時間帯終了時に 0 となるよう, 追掛け運転の「開始」と「中止」を判断する. 				機器仕様	<p>冷凍機 1</p> <p>RC-0501</p> <p>冷却能力 580kW</p> <p>温度差 10℃⇒5℃</p> <p>消費電力 134kW</p> <p>冷水ポンプ 15.0kW</p> <p>冷却水ポンプ 18.5kW</p> <p>冷却塔 14kW</p> <p>冷凍機 2</p> <p>RC-0502</p> <p>冷却能力 580kW</p> <p>熱回収時冷却能力 527W</p> <p>熱回収時暖房能力 723kW</p> <p>温度差 10℃⇒5℃</p> <p>消費電力 197kW</p> <p>冷水ポンプ 15.0kW</p> <p>冷却水ポンプ 18.5kW</p> <p>冷却塔 14kW</p>			

システムフロー



分析リスト

- ・ 経時変化
- ・ 温度プロフィールによる評価 (週単位)
- ・ 熱量による評価 (週単位, 月単位)
- ・ 放熱ロスの検証
- ・ 熱源機の負荷率と COP
- ・ 蓄熱量, 放熱量の累計

事務所 15 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<制御内容, 評価項目計算式, 計測概要>

<p>1. 制御内容</p> <p>(1) 蓄熱制御</p> <ul style="list-style-type: none"> 蓄熱コントローラにより, 蓄熱目標値を設定し蓄熱時間帯 (22:00~) になったら冷凍機を起動し, 蓄熱量が目標値に到達したら停止する. 蓄熱量は各蓄熱槽に設置されている 8 箇所の温度センサと, 各センサに重み付けされた水量設定[m3]から演算する. <p>(2) 放熱制御</p> <ul style="list-style-type: none"> 蓄熱量 (演算値) が空調時間帯終了時に 0 となるよう, 追掛け運転の「開始」と「中止」を判断する. <p>2. 評価項目計算式 ※添え字 (記号) はシステムフロー図の計測器番号を示す.</p> <p>(1) 蓄熱量, 放熱量 (温度プロファイルによる評価)</p> <p>各蓄熱槽に設置されている 8 箇所の温度センサ (T1, T2) の時間変化ΔTと, 各センサに重み付けされた水量設定[m3]から蓄熱量と放熱量を算出する. また, 水量設定[m3]と設計温度差 (7℃) から算出した熱量を名目蓄熱量とする.</p> <p>蓄熱量 = 温度時間変化 (22:00~8:00) ($\Delta T1, \Delta T2$) × 水量設定 × 比重 × 比熱 放熱量 = 温度時間変化 (8:00~22:00) ($\Delta T1, \Delta T2$) × 水量設定 × 比重 × 比熱 名目蓄熱量 = 水量設定 × 設計温度差 × 比重 × 比熱</p> <p>(2) 蓄熱槽効率 (温度プロファイルによる評価)</p> <p>蓄熱層効率 = 放熱量 ÷ 名目蓄熱量</p> <p>(3) 蓄熱効率 (温度プロファイルによる評価)</p> <p>蓄熱効率 = 放熱量 ÷ 蓄熱量</p> <p>(4) 蓄熱量, 放熱量 (熱量計測による評価)</p> <p>放熱量, 蓄熱量を一次側および二次側の計測値から算出する. 22:00~8:00 を蓄熱量とし, 8:00~22:00 を追掛け運転時の製造熱量とする. また, 名目蓄熱量は温度プロファイルによる評価と同等とする.</p> <p>蓄熱量, 追掛け運転 = 冷凍機出入口温度差 (T5-T3, T6-T4) × 流量 (F1, F2) × 比重 × 比熱 放熱量 = 放熱熱交換器出入口温度差 (T9-T7, T10-T8) × 流量 (F3, F4) × 比重 × 比熱</p> <p>(5) 蓄熱槽効率 (熱量計測による評価)</p> <p>蓄熱槽効率 = 放熱量 ÷ 名目蓄熱量</p> <p>(6) 蓄熱効率 (熱量計測による評価)</p> <p>蓄熱効率 = (放熱量 - 追掛け運転) ÷ 蓄熱量</p> <p>(7) 夜間移行率 (熱量計測による評価)</p> <p>夜間移行率 = 放熱量 ÷ 蓄熱量</p> <p>(8) 放熱量, 放熱率 (放熱ロス検証)</p> <p>熱源停止時の蓄熱槽内温度プロファイルより, 時間当たりの放熱量と放熱率を算出する.</p> <p>放熱量 = 温度時間変化 (熱源停止時) ($\Delta T1, \Delta T2$) × 水量設定 × 比重 × 比熱 ÷ 停止時間 放熱率 = 放熱量 ÷ 名目蓄熱量</p>
--

事務所 15 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<制御内容, 評価項目計算式, 計測概要>

(9) 製造熱量

$$\text{製造熱量} = \text{冷凍機出入口温度差 (T5-T3, T6-T4)} \times \text{流量 (F1, F2)} \times \text{比重} \times \text{比熱}$$

(10) 負荷率

$$\text{負荷率} = \text{製造熱量} \div \text{定格熱量}$$

(11) 冷凍機 COP

$$\text{冷凍機 COP} = \text{製造熱量} \div \text{冷凍機消費エネルギー (消費電力基準)}$$

(12) 熱量積算値 (積算値による評価)

熱量計測から求めた蓄熱量と放熱量を日ごとに積算した値。

(13) 蓄熱効率 (積算値による評価)

$$\text{蓄熱効率} = \text{放熱量積算値} \div \text{蓄熱量積算値}$$

3. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・流量 : 10 分間隔
- ・温度 : 10 分間隔
- ・電力 : 10 分間隔

(2) データ処理

- ・10 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

事務所 15 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<動作確認データ>

北側冷水槽および南側冷水槽は 8 箇所所で槽内温度を計測。
槽内温度計測点に割り付けられた冷水量はそれぞれ下記の通り。

北側：①108.8 m³ ②126.1 m³ ③131 m³ ④130.6 m³ ⑤124.3 m³ ⑥125.8 m³ ⑦133.4 m³ ⑧117.6 m³

南側：①95.2 m³ ②103.7 m³ ③116.1 m³ ④120.6 m³ ⑤109.9 m³ ⑥105.4 m³ ⑦111.4 m³ ⑧141.1 m³

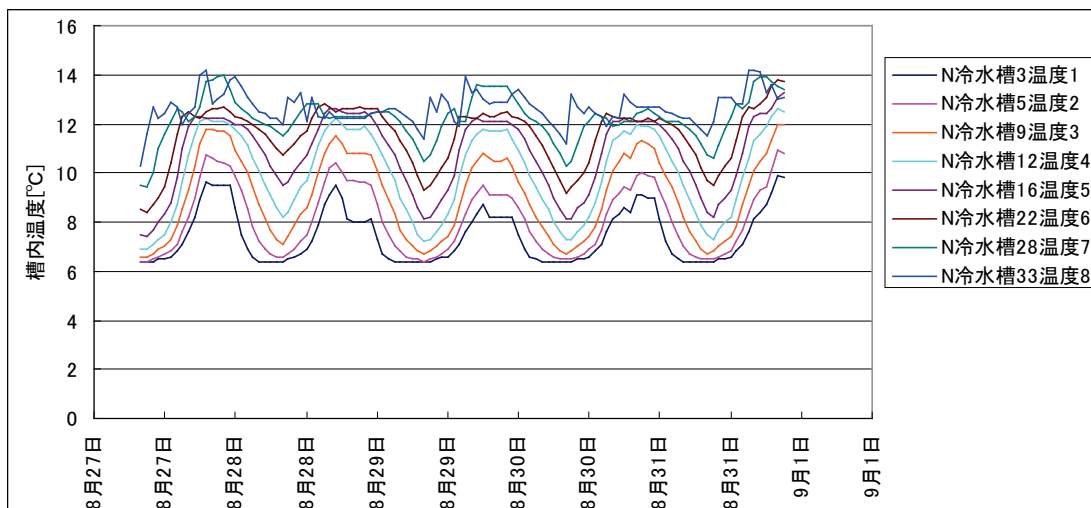


図 II. 3. 5. 23 北側冷水槽 槽内温度トレンド

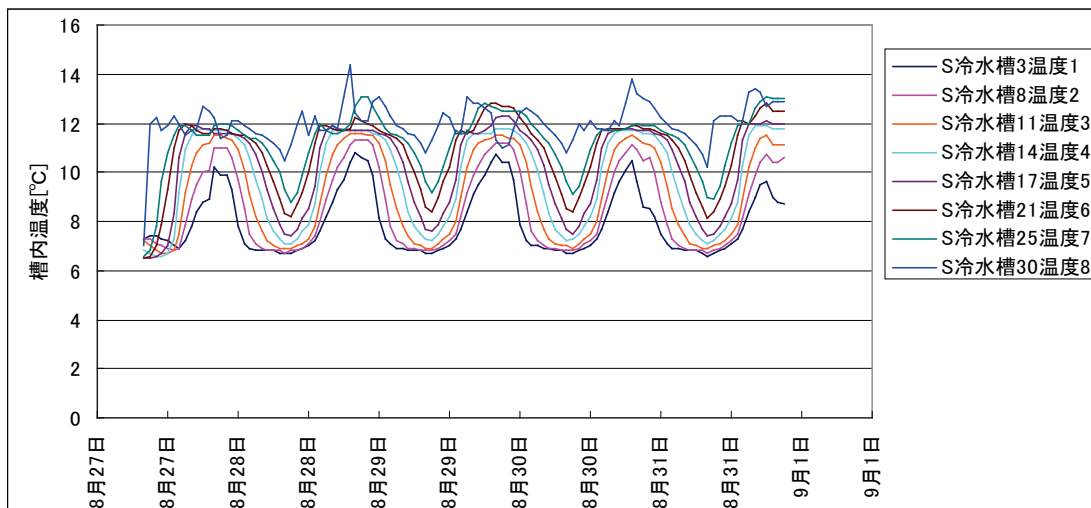


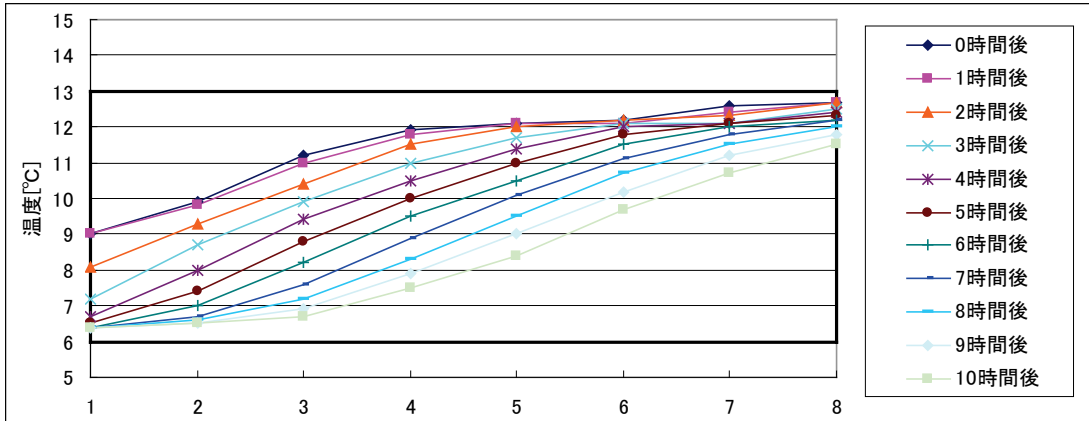
図 II. 3. 5. 24 南側冷水槽 槽内温度トレンド

事務所 15 (R-Hst-02)

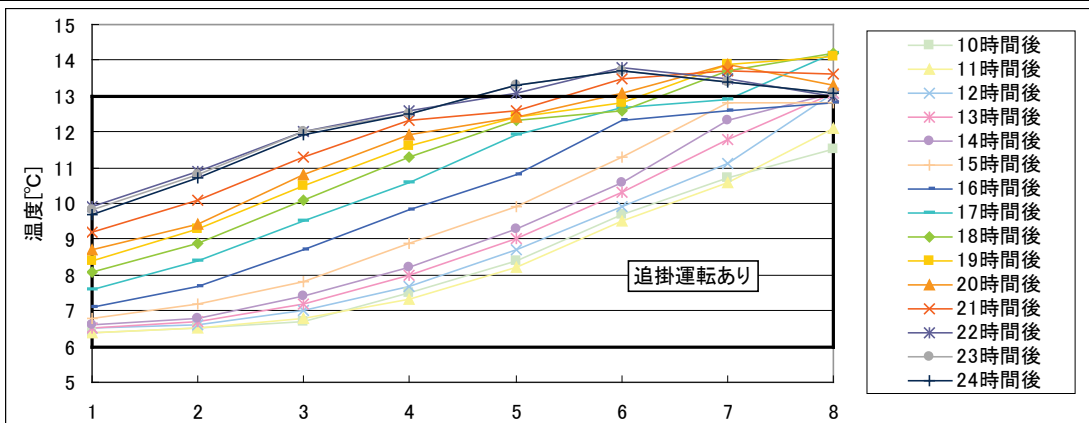
制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<動作確認データ>

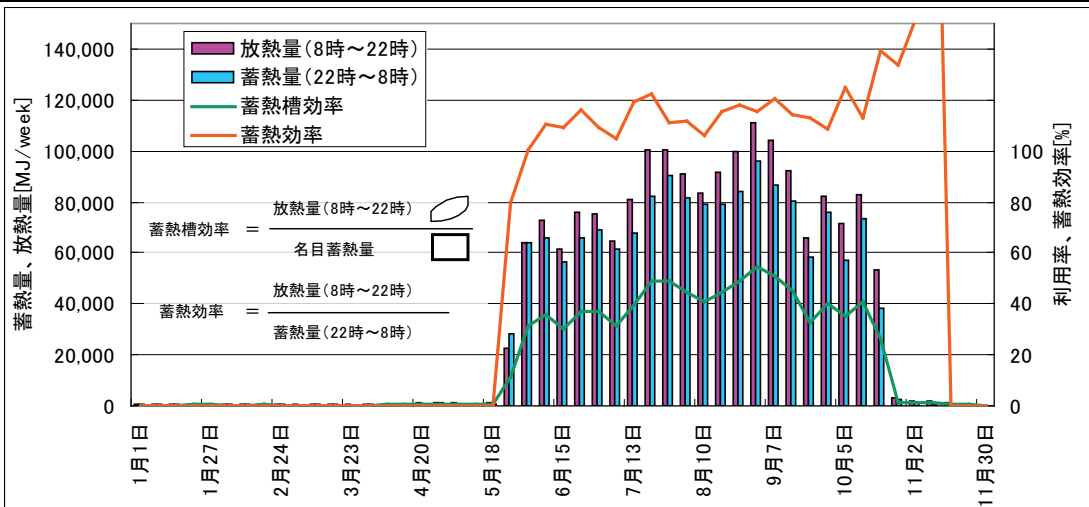
北側冷水槽の温度プロフィールによる評価：蓄熱効率が 100%を超えており，冷凍機の追掛運転の計測製造熱量をプロフィールから求めた放熱量から減算する必要がある。



図Ⅱ.3.5.25 北側冷水槽 槽内温度プロフィール 8月29日22時～30日8時（蓄熱時）



図Ⅱ.3.5.26 北側冷水槽 槽内温度プロフィール 8月30日8時～22時（放熱時）



図Ⅱ.3.5.27 北側冷水槽 槽内温度プロフィールによる評価

事務所 15 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<動作確認データ>

南側冷水槽の温度プロフィールによる評価

蓄熱効率が 100%を超えており，冷凍機の追掛運転の計測製造熱量をプロフィールから求めた放熱量から減算する必要がある。

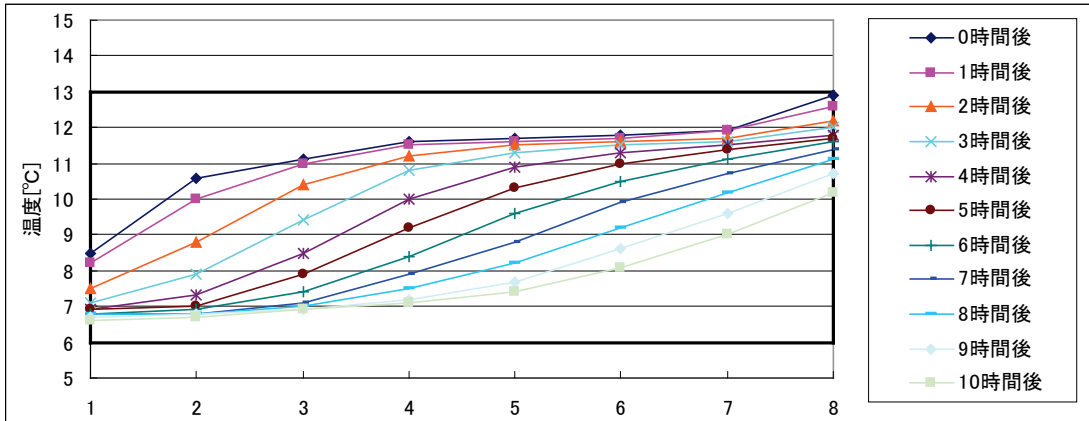


図 II. 3. 5. 28 南側冷水槽 槽内温度プロフィール 8月29日22時～30日8時（蓄熱時）

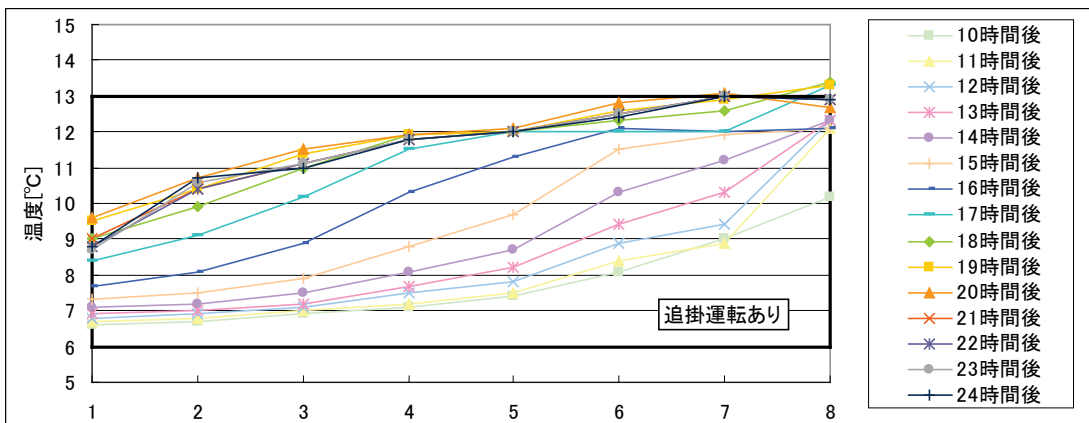


図 II. 3. 5. 29 南側冷水槽 槽内温度プロフィール 8月30日8時～22時（放熱時）

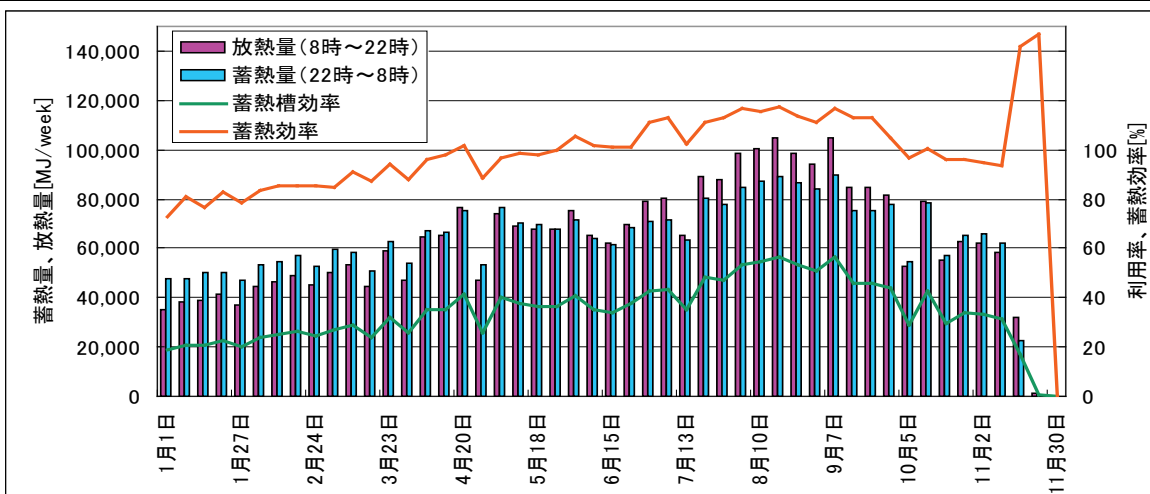


図 II. 3. 5. 30 南側冷水槽 槽内温度プロフィールによる評価

事務所 15 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

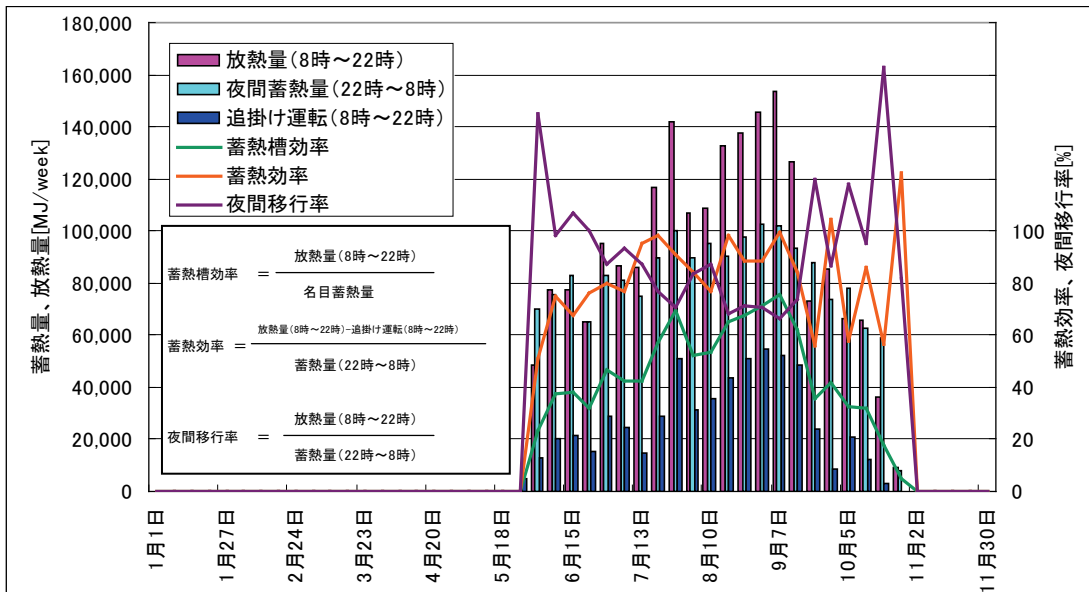
<動作確認データ>

熱量計測による評価

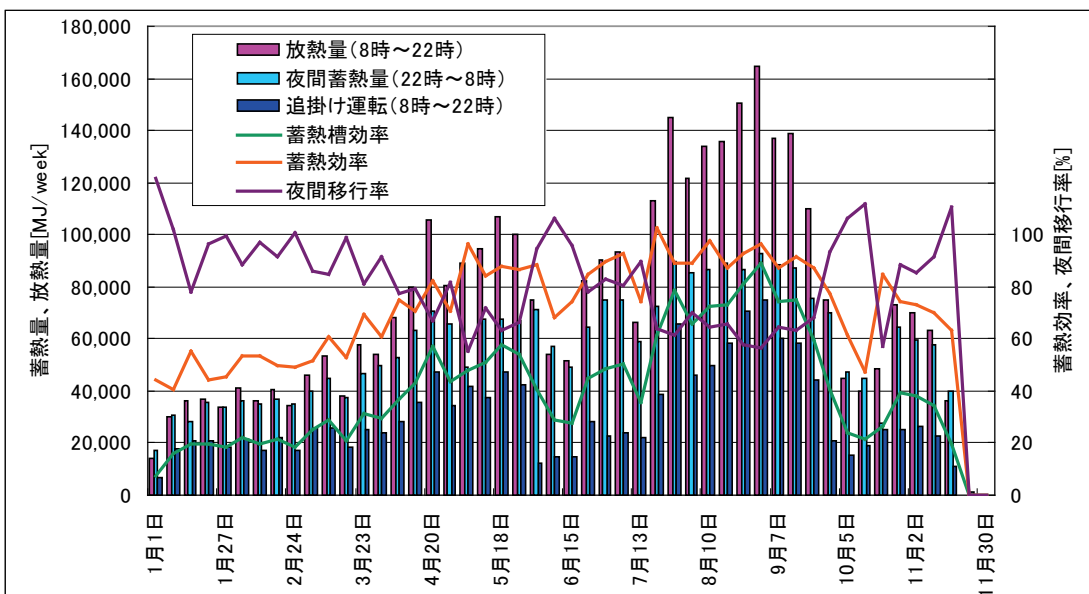
放熱量，蓄熱量を計測値による計算から同じ方法で求める。

1 週間の合計値から求めた夏期の蓄熱効率は概ね 60～100%の間で変動している。

南側蓄熱層は冬期も運用されており，その期間の蓄熱効率は 40～60%程度になっている。



図Ⅱ.3.5.31 北側冷水槽 熱量計による評価 (週間データ)



図Ⅱ.3.5.32 南側冷水槽 熱量計による評価 (週間データ)

事務所 15 (R-Hst-02)

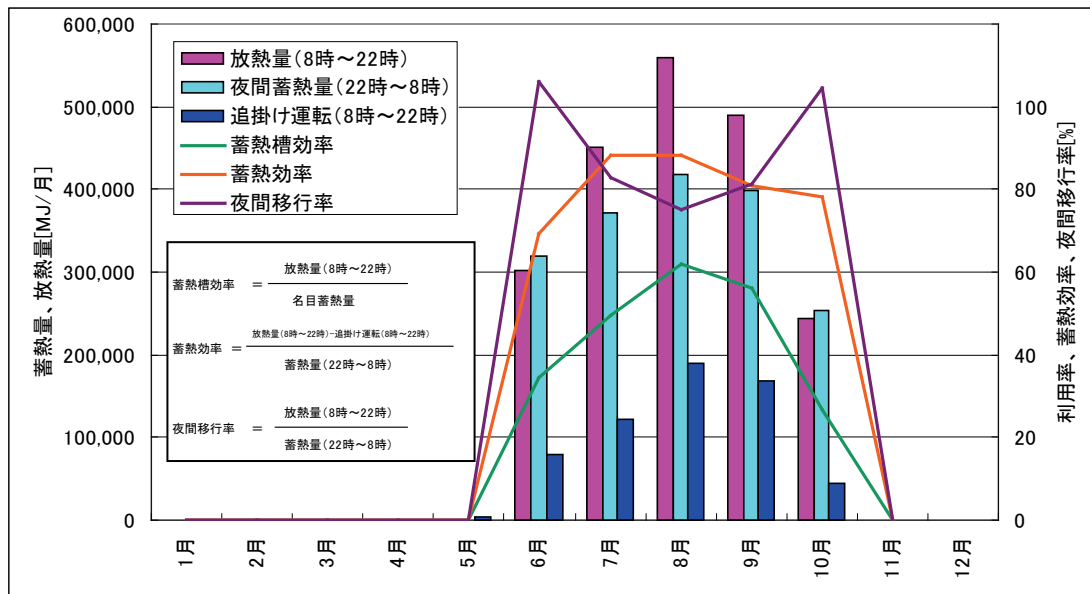
制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<動作確認データ>

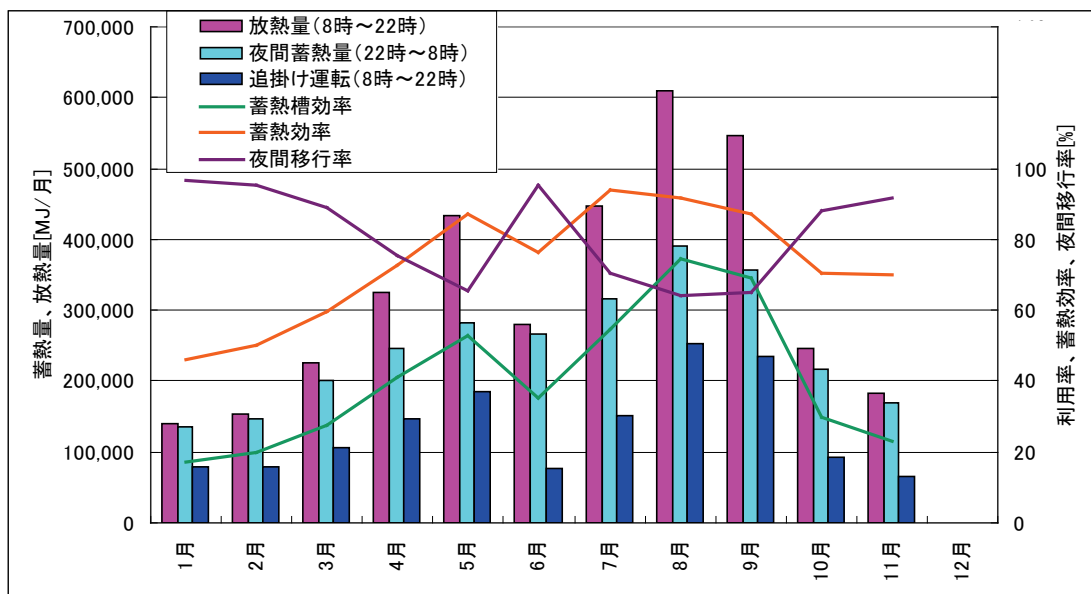
熱量計測による評価

放熱量，蓄熱量を計測値による計算から同じ方法で求める。

1ヶ月の合計値による評価では，夏期の蓄熱効率は60～90%，冬期の蓄熱効率は40～60%程度になっている。



図Ⅱ.3.5.33 北側冷水槽 熱量計による評価 (月間データ)



図Ⅱ.3.5.34 南側冷水槽 熱量計による評価 (月間データ)

事務所 15 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<動作確認データ>

北側冷水槽の放熱ロスの検証 (停止時の放熱量を1時間当たりとして計算)
 時間当たりの放熱率は概ね 0.3~0.6%に分布

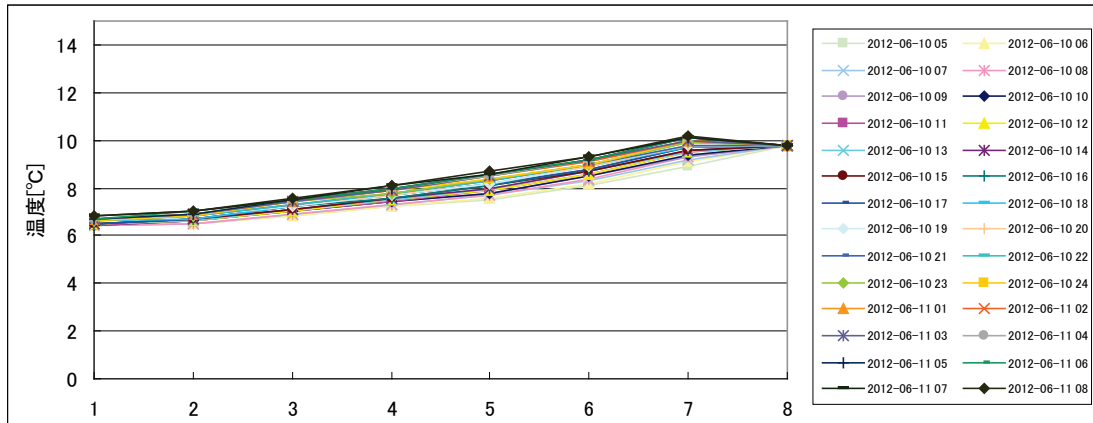


図 II. 3. 5. 35 北側冷水槽 停止時槽内温度プロフィール 6月10日5時~21時

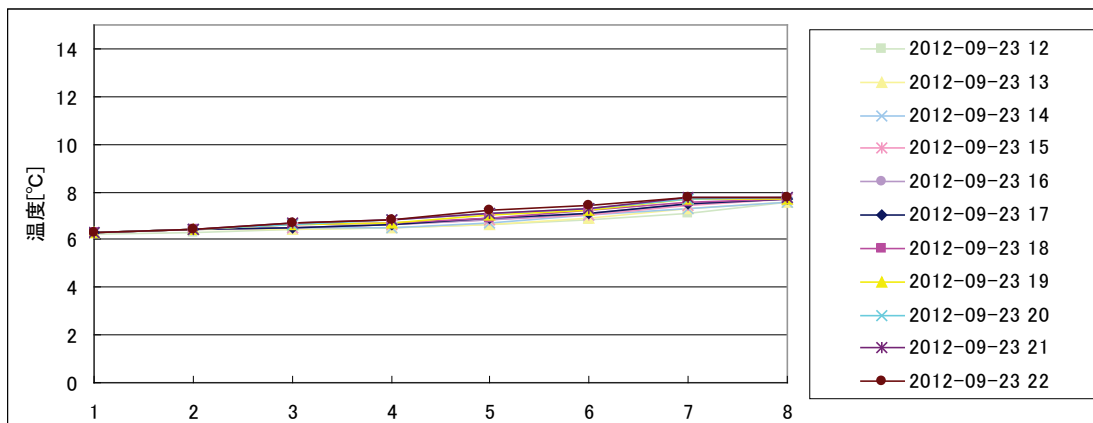


図 II. 3. 5. 36 北側冷水槽 停止時槽内温度プロフィール 9月23日12時~22時

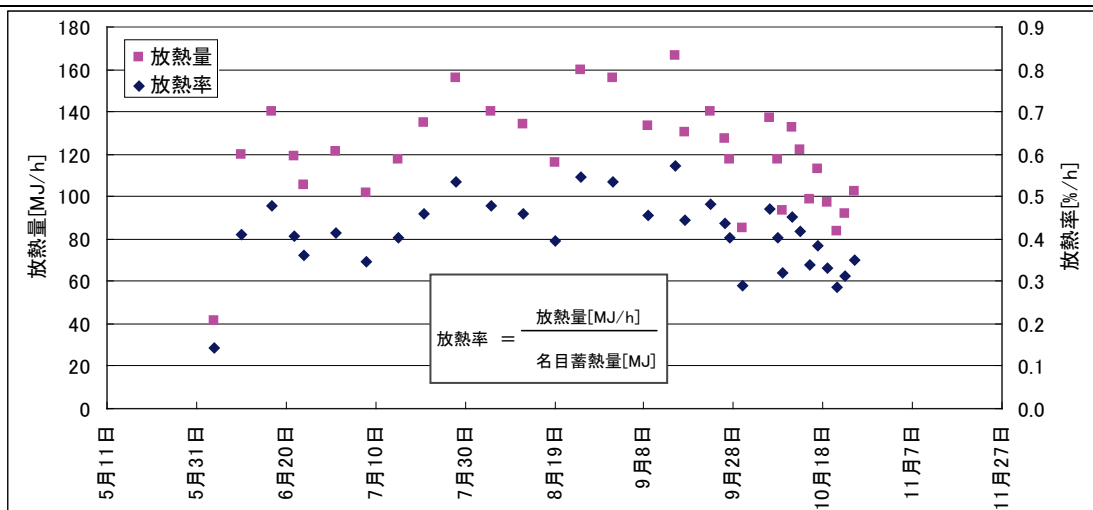


図 II. 3. 5. 37 北側冷水槽 停止時の放熱ロス

事務所 15 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<動作確認データ>

南側冷水槽の放熱ロスの検証 (停止時の放熱量を1時間当たりとして計算)
 時間当たりの放熱率は概ね 0.1~0.45%に分布.

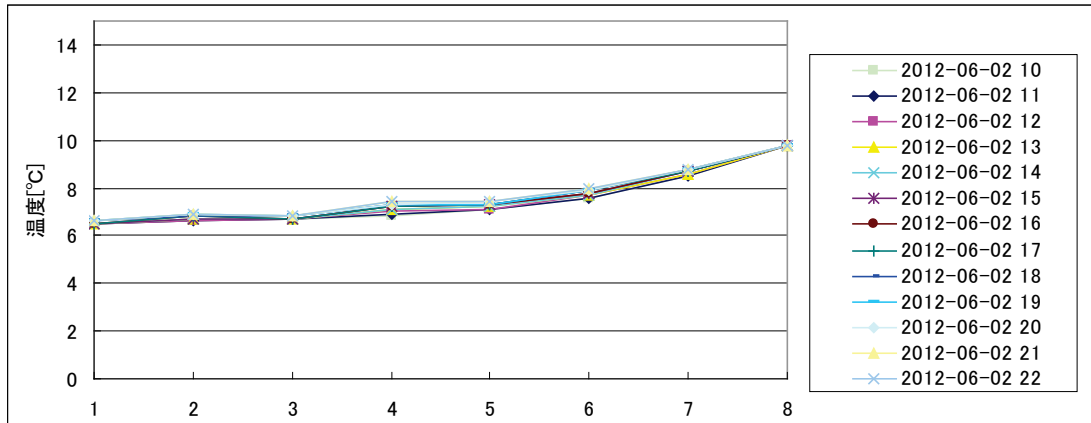


図 II. 3. 5. 38 南側冷水槽 停止時槽内温度プロフィール 6月2日 10時~22時

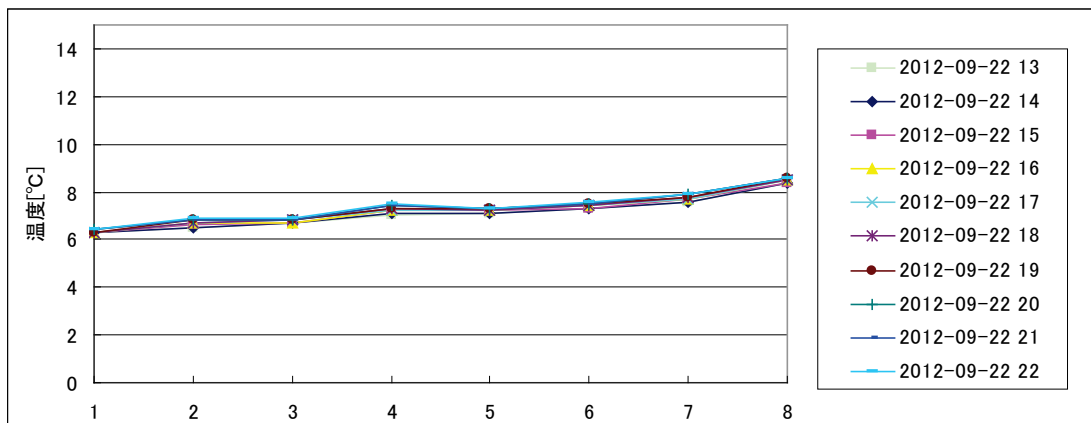


図 II. 3. 5. 39 南側冷水槽 停止時槽内温度プロフィール 9月22日 13時~22時

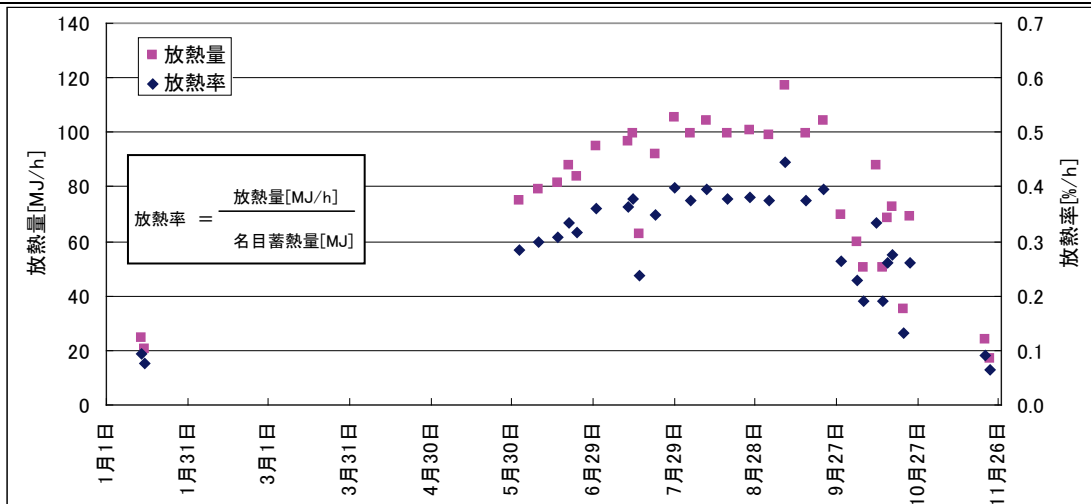


図 II. 3. 5. 40 南側冷水槽 停止時の放熱ロス

事務所 15 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<動作確認データ>

熱源負荷率と冷凍機 COP

RC-0501 と RC-0502 の 2 台同時運転では蓄熱運転と追掛運転による冷凍機 COP の差がない。
 RC-0502 の単独運転では追掛け時の運転が高いときがある。
 RC-0501 と RC-0502 の追掛け時の単独運転では、RC-0501 が冷凍機 COP が高い。
 蓄熱槽での運用であるのに、負荷率が 40~100% (2 台運転) あるのは、蓄熱終了時に部分負荷となる傾向があるためだと考えられる。また、頻度でみると 1 台運転時は 0.4~0.5 に集中しており、2 台運転でも 0.6~1.0 に集中していることがわかり、低負荷運転の頻度は少ない。

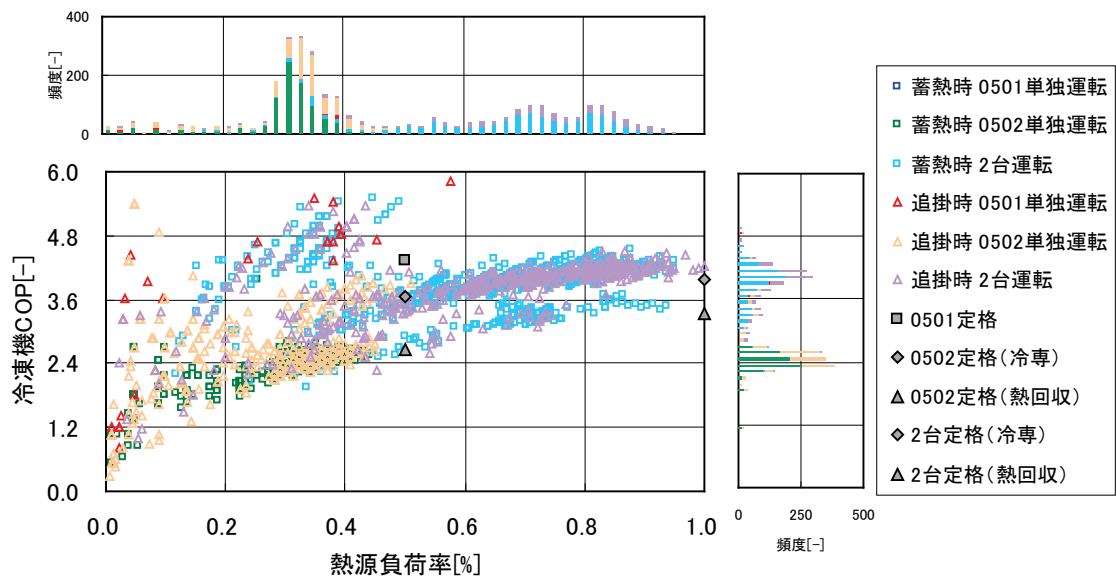


図 II. 3. 5. 41 熱源負荷率と冷凍機 COP の関係

事務所 15 (R-Hst-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF

<分析データ>

計測期間 (2012/1/1~11/30) の積算値による評価
蓄熱効率は北側冷水槽で 81%, 南側冷水槽では 78%であった.

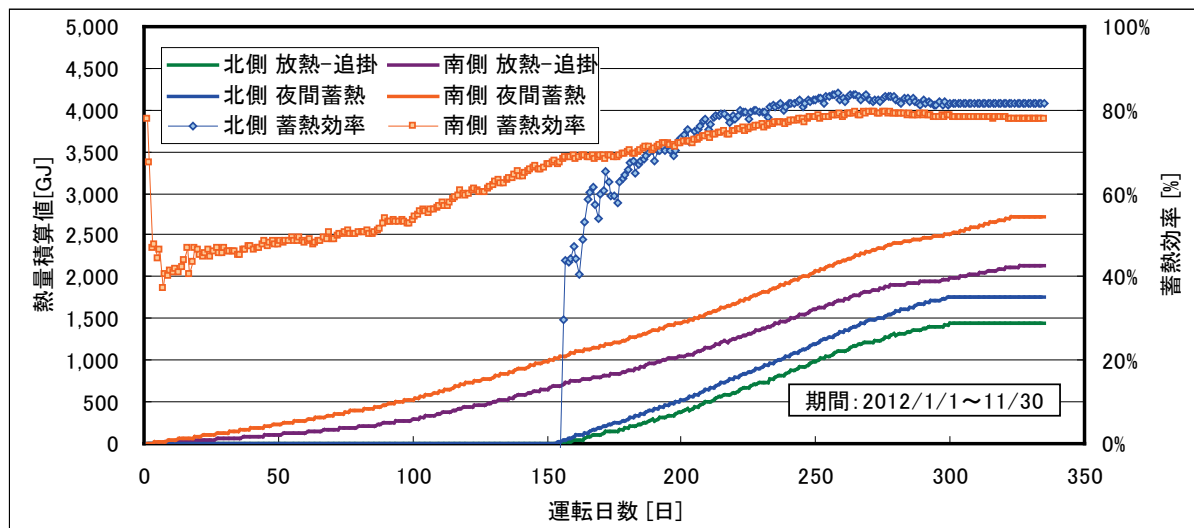


図 II. 3. 5. 42 熱量積算値の運転日数変化

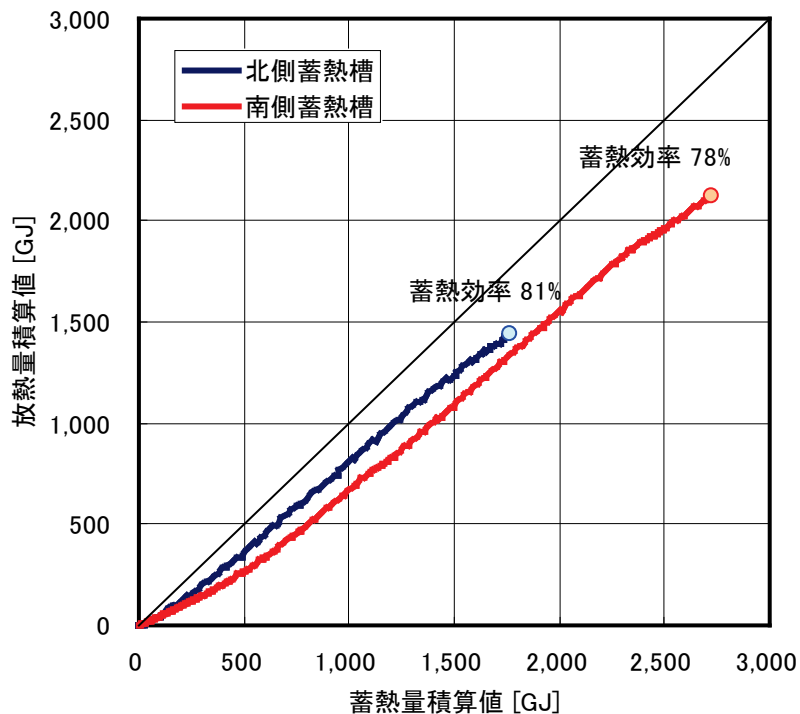


図 II. 3. 5. 43 放熱量積算値と蓄熱量積算値

3.6. 蓄熱運転制御（氷蓄熱）

3.6.1. 物販店舗 02

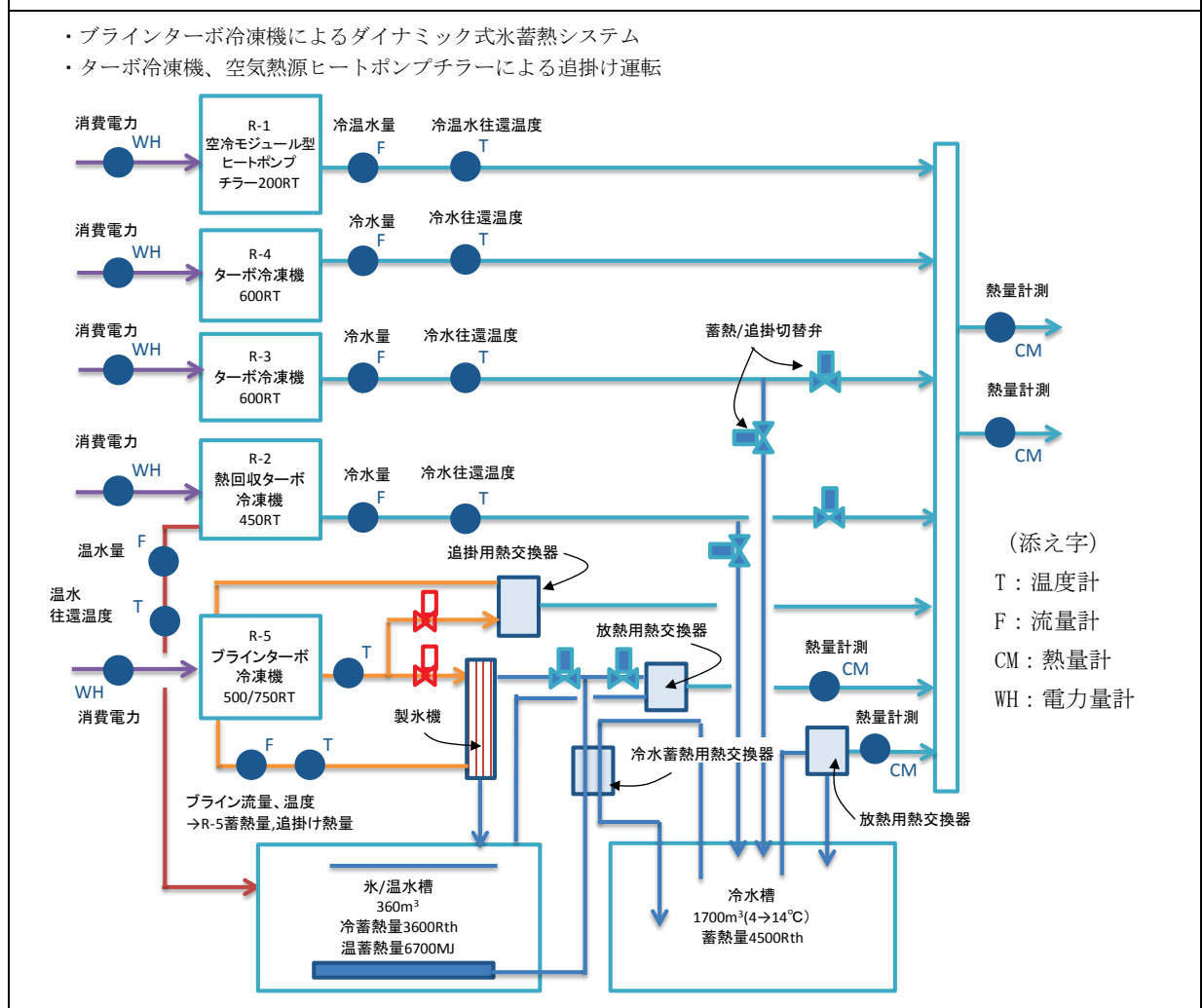
制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量（蓄熱、放熱）	蓄熱量	ON-OFF

建物名	物販店舗 02	地区	関東	竣工	2008 年	改修	—	規模	168,000m ²
分類	R-Hst-04	方式				専用/兼用		エネルギー源	電気
機器	空冷ヒートポンプ	型式	モジュール式						
	ターボ冷凍機	型式	高効率		方式	—			
端末器具	—	種類	—		温調方式	—	手動/自動	自動	
分析期間	2012.5.1～2012.9.30			製造年月	2007 年				
制御内容	負荷熱量により台数制御								

機器仕様	NO.	出力		入力	1次エネルギーCOP
	R-1	200RT	12→7℃	238kW	1.18
	R-2	450RT	13→8℃	331kW	1.76
	R-3	600RT	10→5℃	388kW	2.01
	R-4	600RT	12→7℃	310kW	2.51
	R-5	500RT	-2→5℃	548kW	1.18

・ 1KWh=9.76MJ/h

システムフロー



物販店舗 02 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

< 冷凍機 COP と蓄熱状況 >

蓄熱状況

月別の蓄熱熱量と放熱熱量 (水+氷)

蓄熱量 = 蓄熱時の冷凍機製造熱量

放熱量 = 消費熱量 - 冷凍機追掛け運転製造熱量

損失熱量は 2012 年 5 月～9 月で 18%

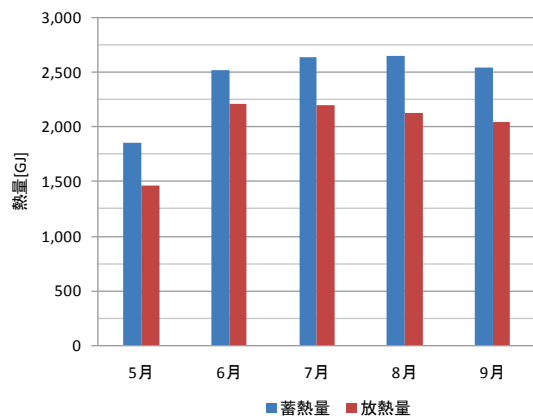


図 II. 3. 6. 1 月別の蓄熱量と放熱量

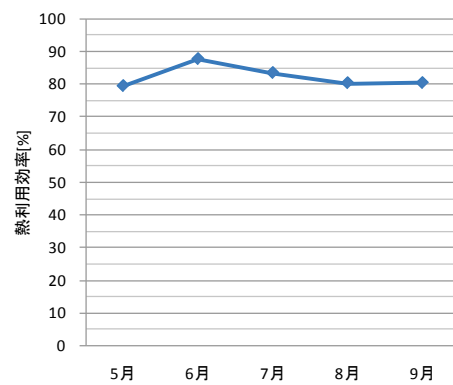


図 II. 3. 6. 2 月別の蓄熱効率

物販店舗 02 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

蓄熱時の冷凍機負荷率と COP

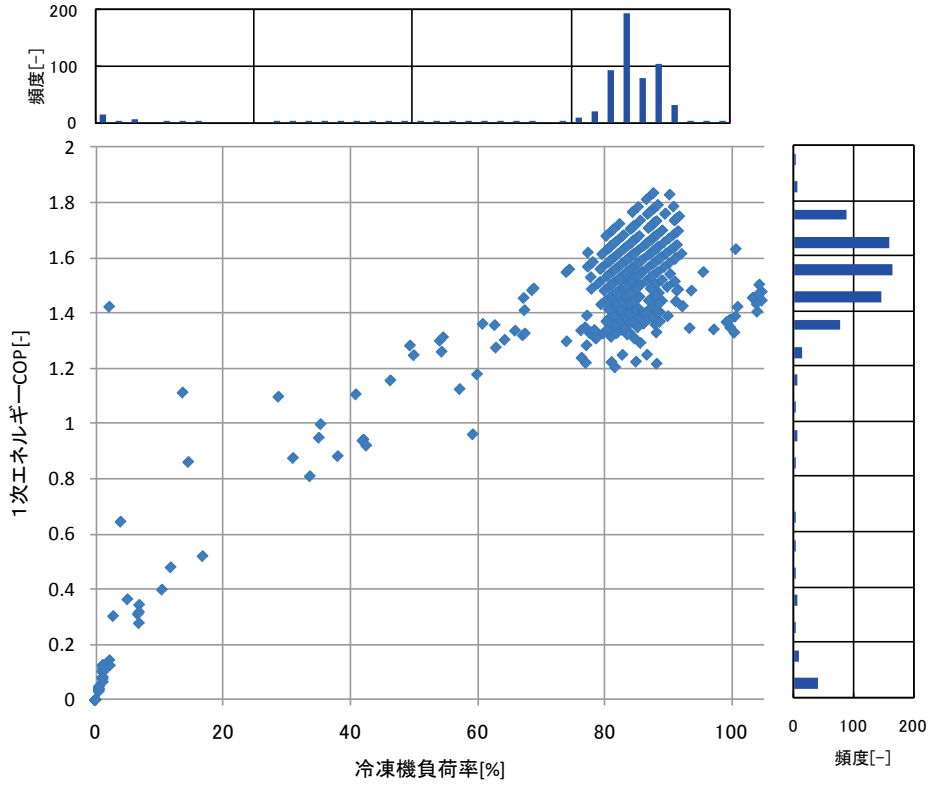


図 II. 3. 6. 3 冷凍機負荷率と COP の関係

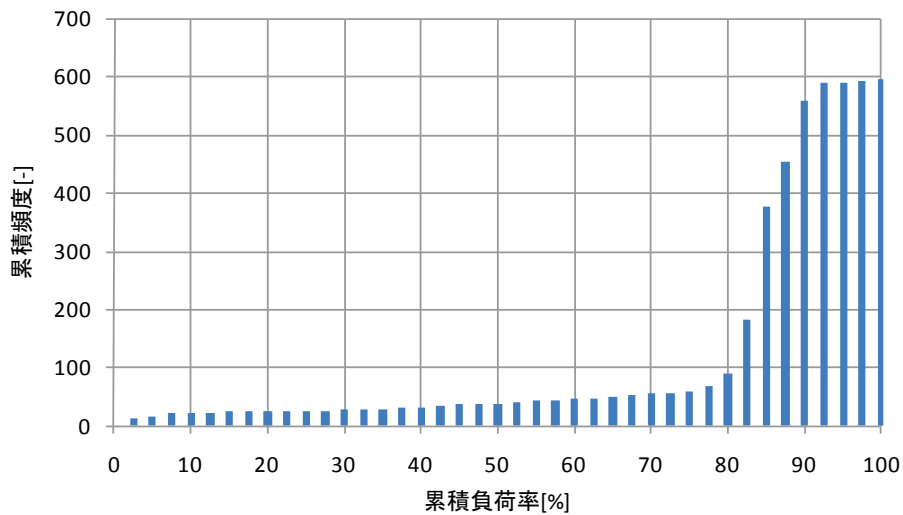


図 II. 3. 6. 4 負荷率の累積状況

物販店舗 02 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

蓄熱水槽の利用状況 (1日積算蓄熱量と最大蓄熱量の比較)

表 II. 3. 6. 1 蓄熱水槽容量と最大蓄熱量

水槽容量	360	m ³
凝縮熱	336	kJ/kg
IPF	0.3	
氷蓄熱	36,288	MJ
水温度差	10	°C
水容量	252	m ³
水蓄熱	10,549	Mcal
合計	46,837	MJ
水槽容量	1,700	m ³
水温度差	10	°C
水容量	1,360	m ³
水蓄熱	56,930	MJ
合計	56,930	MJ
総合計	103,766	MJ

蓄熱水槽容量に基づく設計最大蓄熱量は 103.766MJ

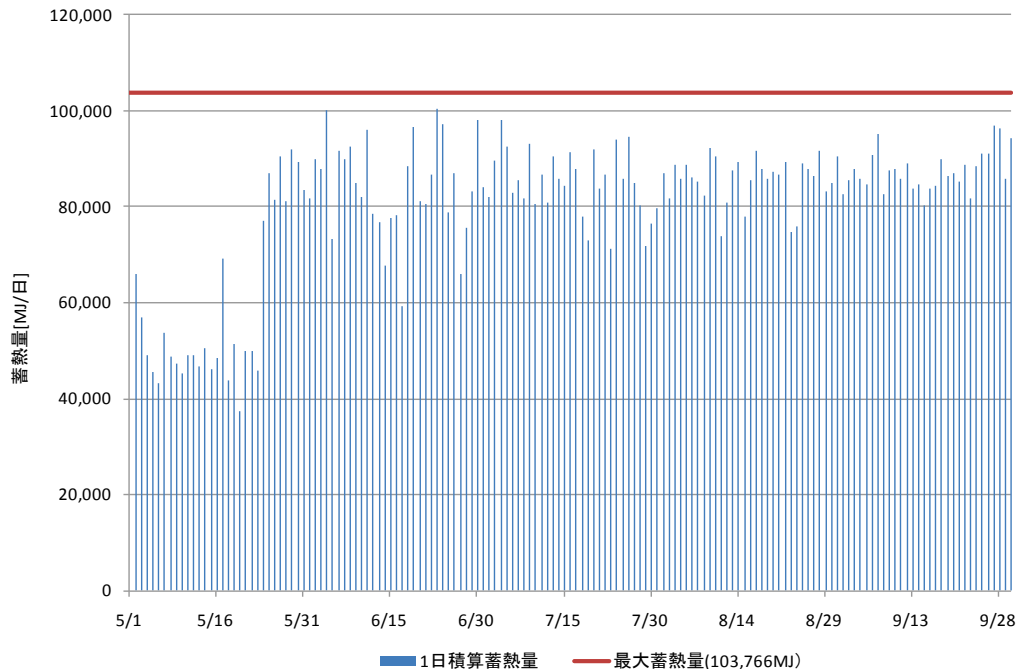


図 II. 3. 6. 5 1日積算蓄熱量と最大蓄熱量の比較

物販店舗 02 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

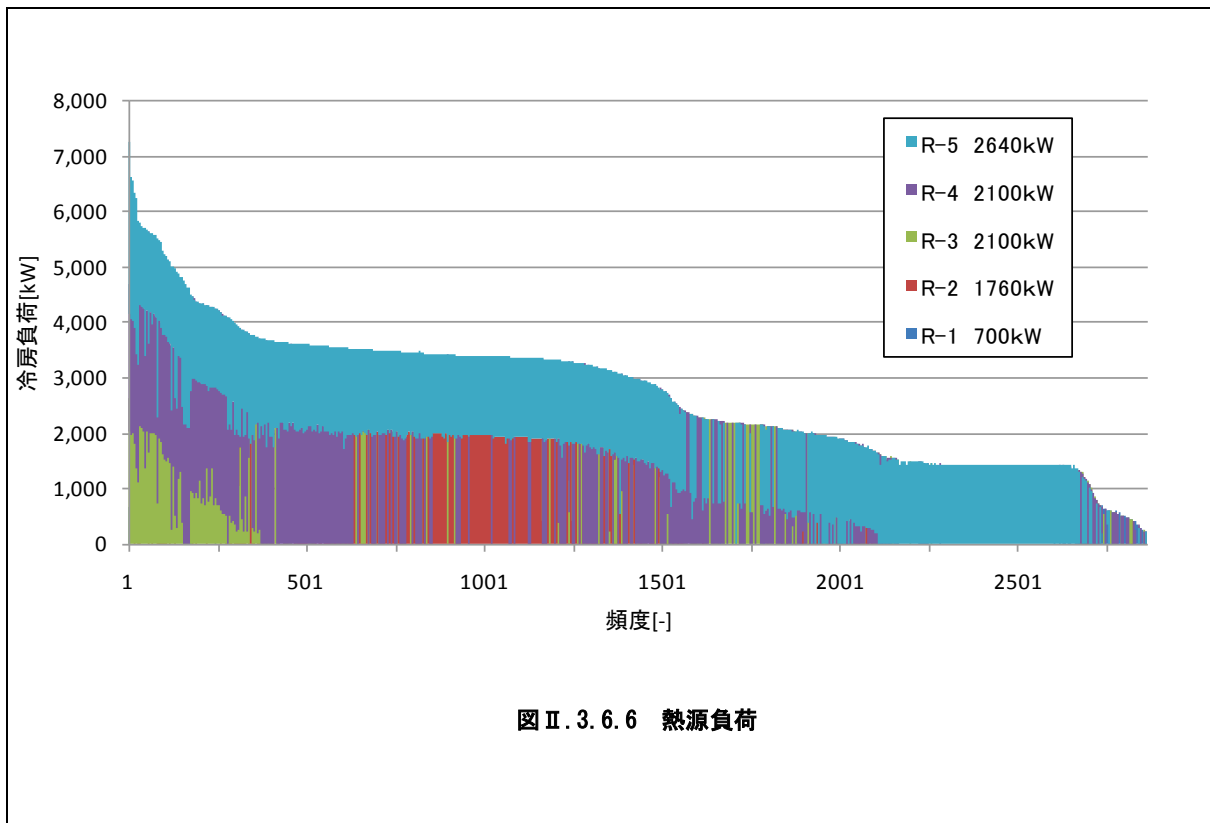


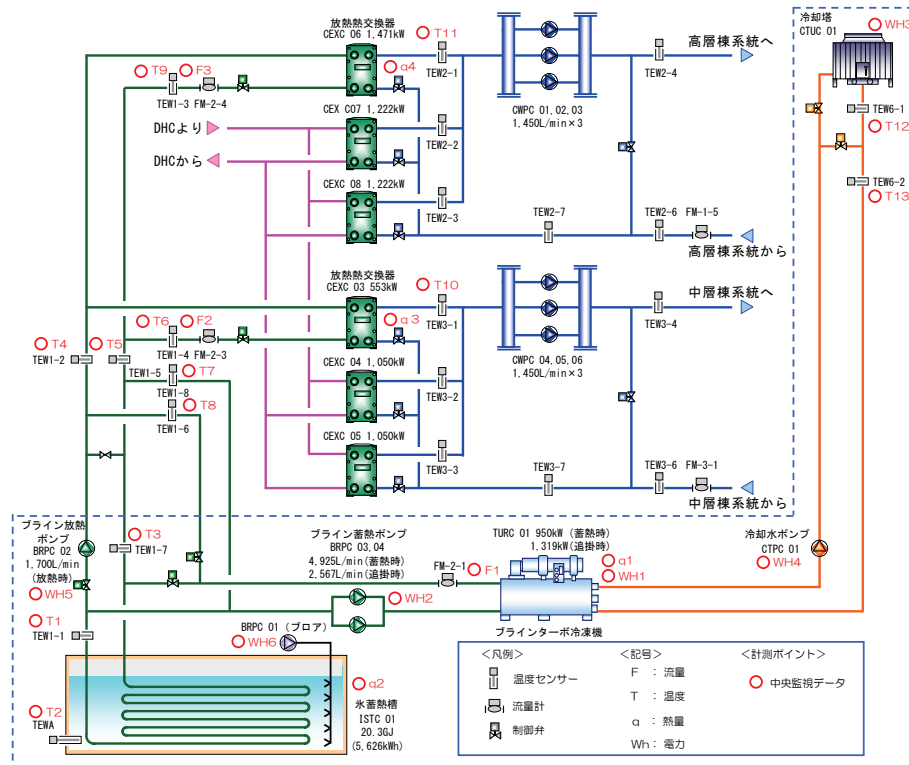
図 II. 3. 6. 6 熱源負荷

3.6.2. 事務所 01

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

建物名	事務所 01	地区	東京	竣工	2009 年	新築	—	規模	74,580 m ²
分類記号	R-Hst-04				検出部	熱量			
制御目的	蓄熱制御				制御目標	蓄熱量			
分析期間	平成 24 年 4 月 1 日～平成 24 年 9 月 30 日				動作	ON-OFF			
制御対象	—				製造年月	2009 年 4 月			
制御内容	蓄熱目標値を設定し、蓄熱開始時間 (22:00) になったら冷凍機を起動し、蓄熱終了時間 (8:00) になったら、もしくは蓄熱量が目標値に達したら終了する。				機器仕様	TURC01 : 能力 950kW (追掛時 1,319kW) BRPC02 : 1,700L/min BRPC03・04 : 4,925L/min(蓄熱時) 2,567L/min(追掛時) ISTC01 : 蓄熱可能量 20.3GJ			

システムフロー



(1)データの収集時間間隔

- 中央監視データ : 1 時間間隔, 瞬時値, 積算値

(2)データ処理

- 中央監視データをそのまま利用

(3)解析利用データのフィルタリング項目

- プリンターボ冷凍機停止時のシステム運転データ削除

(4)台数制御方法

- 負荷流量により放熱・追掛運転の台数制御を行う。(2012 年の計測期間の追掛け運転なし)

(5)その他

- 負荷流量に見合った熱源運転を行う。(2012 年の計測期間はパターン 2 で運転)
パターン 1 : 放熱→追掛→(DHC 受入)
パターン 2 : 放熱→(DHC 受入)→追掛
- 満蓄熱量の 30%以上放熱されない場合は、蓄熱運転は行わない。

事務所 01 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

< 熱源日積算熱量 (蓄熱量・放熱量) >

- ・ 日積算蓄熱量[青], 日積算放熱量[赤] を図 II.3.6.7 に示す. 横軸を月日[日], 縦軸を熱量 [GJ]とする.
- ・ 日積算蓄熱量は, 蓄熱積算熱量 q_2 の差とし, 日積算放熱量は, q_4 と q_5 の合計積算熱量である.
- ・ 中間期 (4月・10月・11月) は, 完全に放熱せず残氷状態となる日が数日確認できる.
- ・ 中間期以外は満蓄まで製氷し, ほぼその日の内に完全に放熱されている.
- ・ 氷蓄熱の放熱量で不足する場合は, DHC の受入で賄われている. (DHC 受入データなし)
- ・ TURC (ブライントーボ冷凍機) の追掛け運転は行われていない.

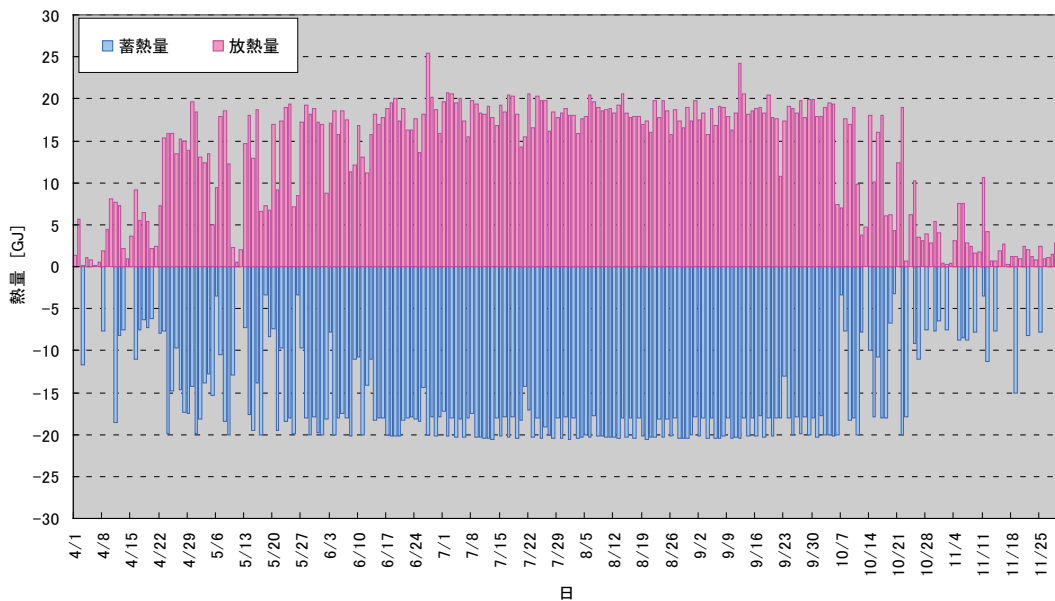


図 II.3.6.7 熱源日積算熱量 (蓄熱量・放熱量)

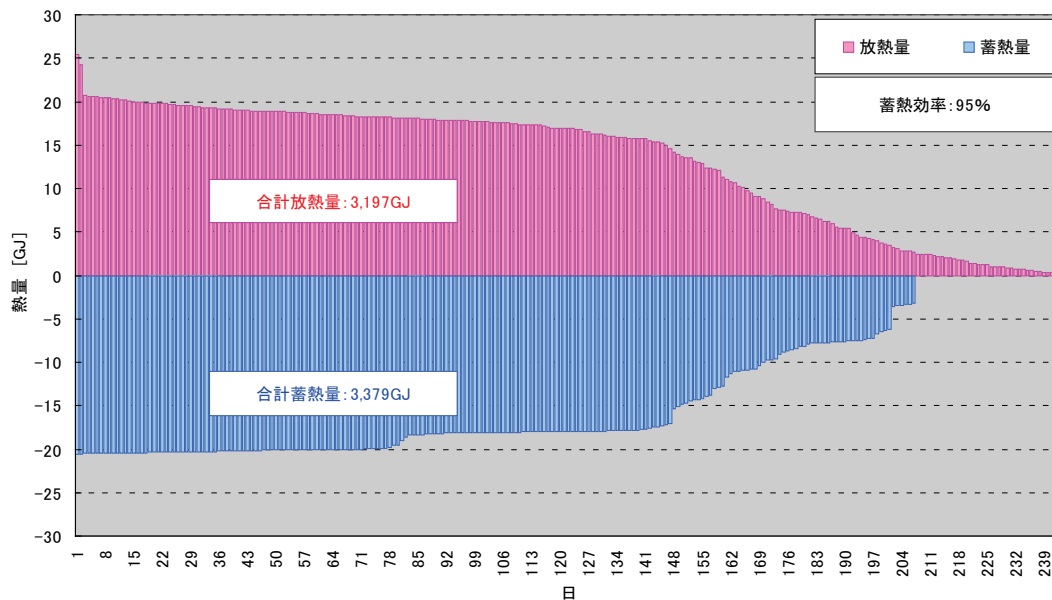
事務所 01 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

<蓄熱効率>

- 日積算蓄熱量[青]と日積算放熱量[赤]を負荷の大きい順に左から並べたグラフを図Ⅱ.3.6.8に示す。横軸を日[日], 縦軸を熱量[GJ]とする。
- 蓄熱効率が95%であり比較的熱損失が小さい。蓄熱効率の算出方法を以下に示す。

$$\text{蓄熱効率}[\%] = \frac{\text{放熱量}[\text{GJ}]}{\text{蓄熱量}[\text{GJ}]} \times 100$$
 - 蓄熱量 : q2の積算熱量
 - 放熱量 : q4とq5の合計積算熱量
- 満蓄熱量(20GJ)まで蓄熱されている日が80日程度あり, 残りの日数は残蓄状態から製氷運転が行われているため, 満蓄熱量以下となっている。
- 満蓄熱量の30%以下(6GJ以下)の製氷運転はないはずだが, 6日ほど確認できる(原因不明)。



図Ⅱ.3.6.8 蓄熱効率

事務所 01 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

<月別蓄熱効率と SCOP>

- 月積算蓄熱量[青]と月積算放熱量[赤]を図 II. 3. 6. 9 に示す。月別蓄熱効率[緑], 蓄熱 SCOP (蓄熱量) [紫], 蓄熱 SCOP (放熱量) [橙]と日 SCOP (放熱量) [青]を折れ線で示す。横軸を月 (4 月～11 月), 縦軸 (左) を熱量[GJ], 縦軸 (右) を蓄熱効率[%], SCOP[$\times 10^{-1}$]とする。
- 月別の蓄熱効率, SCOP の算出方法を以下に示す。
 - 蓄熱効率[%] = 放熱量[GJ] / 蓄熱量[GJ]
 - 蓄熱 SCOP (蓄熱量) = 蓄熱量[kWh] / 蓄熱時消費電力[kWh]
 - 蓄熱 SCOP (放熱量) = 放熱量[kWh] / 蓄熱時消費電力[kWh]
 - 日 SCOP = 放熱量[kWh] / 消費電力[kWh]
- 蓄熱量 : q2 の月毎の積算熱量
- 放熱量 : q4 と q5 の月毎の合計積算熱量
- 蓄熱時消費電力 : 蓄熱時, WH1～WH4 (TURC01, BRPC03, 04, CTUC01, CTPC01 の消費電力量) の合計積算値
- 消費電力 : 蓄熱時消費電力 + 放熱時, WH5～WH6 (BRPC01, 02 の消費電力量) の合計積算値 (BWPC01～06 (二次側冷水ポンプ) は含まない)
- 負荷に対する流量制御がされておらず, 中間期の放熱運転では温度差が小さいため, ポンプ動力の割合が高く, 日 SCOP が低い傾向にある。
- 11 月は残氷日が多く, 蓄熱を使い切れていないため, 蓄熱効率と日 SCOP が極端に低い。

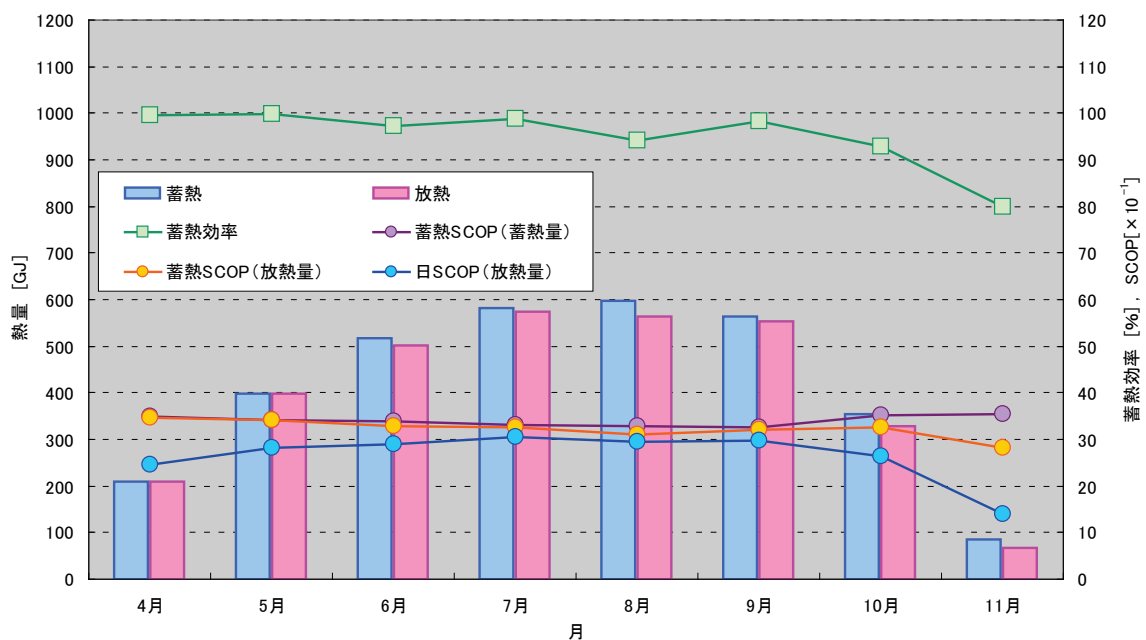


図 II. 3. 6. 9 月別蓄熱効率と SCOP

事務所 01 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

< 冷凍機部分負荷特性 >

- ・ 冷凍機部分負荷特性を 図 II. 3. 6. 10 に示す。横軸を負荷率[%], 縦軸を機器単体 COP[-]とする。また, 負荷率および機器単体 COP の頻度を同グラフ示す。
 - ・ 負荷率, 機器単体 COP の算出方法を以下に示す。
 - 負荷率[%] = 蓄熱量[kW] / 定格冷凍能力[kW]
 - 機器単体 COP = 蓄熱量[kW] / 冷凍機消費電力[kW]
- 蓄熱量 : q2 の日積算蓄熱量 ÷ 蓄熱運転時間[h]
- 定格冷凍能力 : 950[kW]
- 冷凍機消費電力 : WH1[kW]

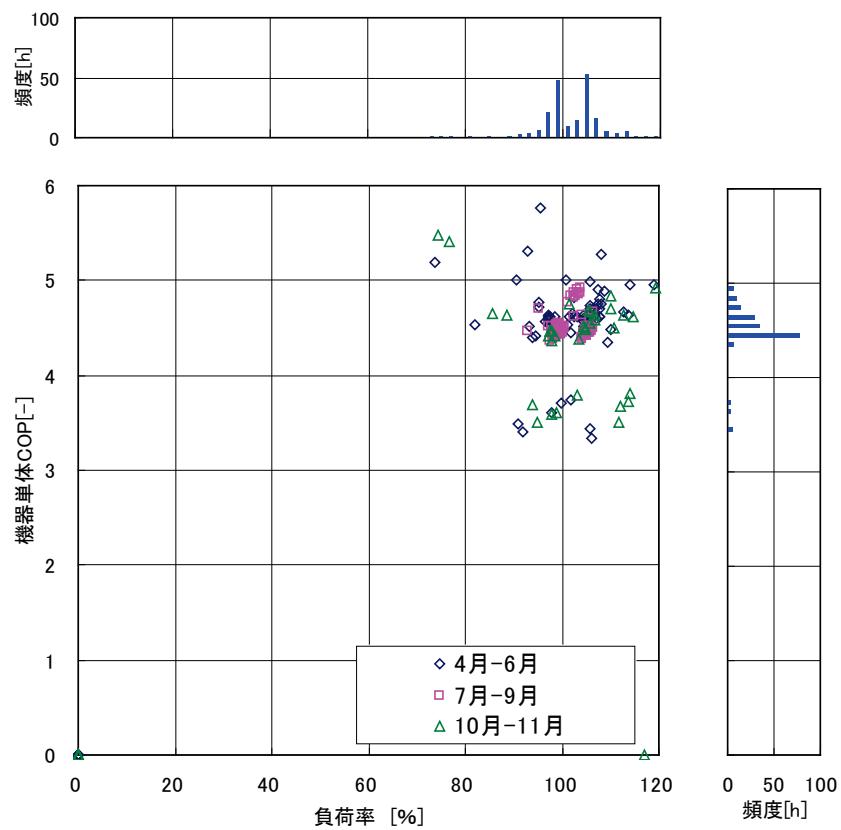


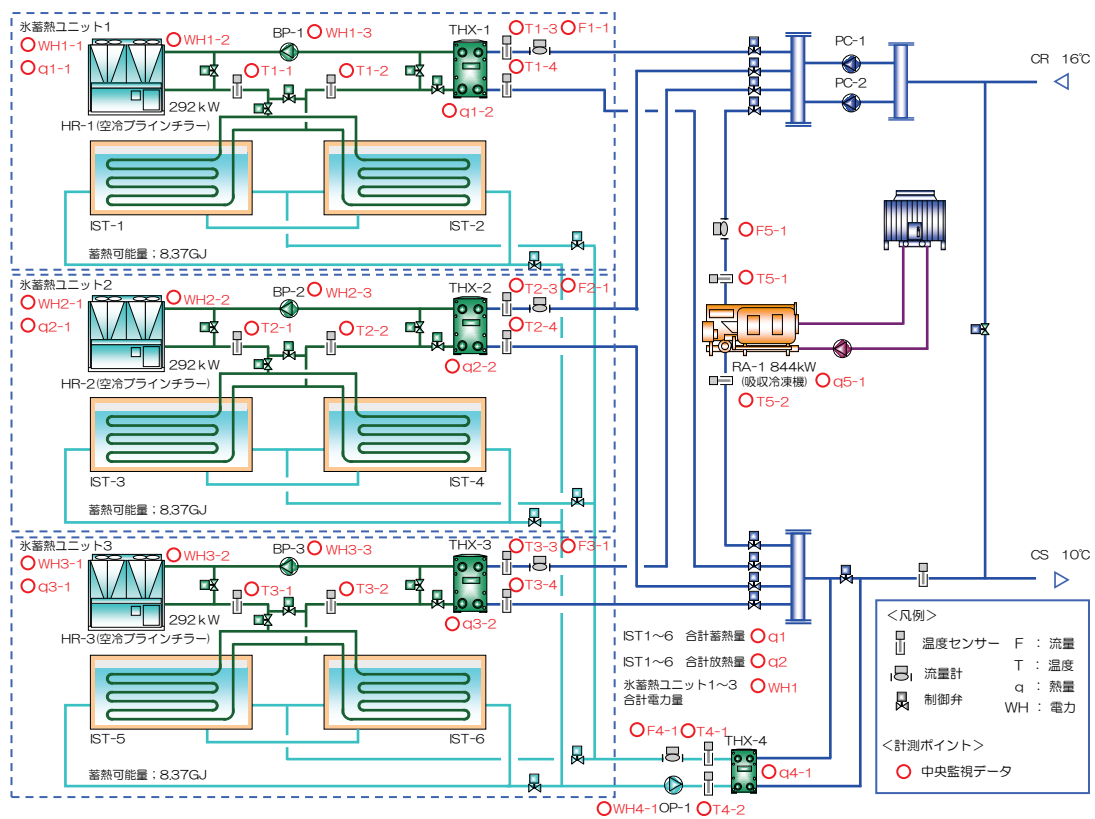
図 II. 3. 6. 10 冷凍機部分負荷特性

3.6.3. 事務所 05

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

建物名	事務所 05	地区	東京	竣工	2003 年	新築	—	規模	20,580 m ²
分類記号	R-Hst-04				検出部	熱量			
制御目的	蓄熱制御				制御目標	蓄熱量			
分析期間	平成 24 年 4 月 1 日～平成 24 年 9 月 30 日				動作	ON-OFF			
制御対象	—				製造年月	2003 年 3 月			
制御内容	蓄熱目標値を設定し蓄熱開始時間 (22:00) になったら冷凍機を起動し、蓄熱終了時間 (8:00) になったら、もしくは蓄熱量が目標値に達したら終了する。				機器仕様	HR: 能力 292kW (製氷時: 205kW) × 3 台 RA: 能力 844kW × 1 台 BP: 100φ×80φ×1,490L/min×270kPa × 3 台 IST: 蓄熱可能量 4.19GJ × 6 槽			

システムフロー



(1) データの収集時間間隔

- ・ 中央監視データ: 1 時間間隔, 瞬時値, 積算値

(2) データ処理

- ・ 中央監視データをそのまま利用

(3) 解析利用データのフィルタリング項目

- ・ 冷凍機停止時のシステム運転データ削除

(4) 台数制御方法

- ・ RA-1 と氷蓄熱ユニット 3 台を並列に接続し、負荷および季節に応じて台数制御を行う。
- ・ RA-1 と氷蓄熱ユニットで負荷がまかなえない時、HR の追掛け運転を行う。
- ・ 内外融方式である氷蓄熱ユニットは、内融熱交換器と外融熱交換器を直列に配列し併用を可能としている。
- ・ 電力ピークカットのため、13 時から 15 時は HR の追掛け運転は行わない。

事務所 05 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

< 熱源日積算熱量 (蓄熱量・放熱量・追掛熱量) >

- 日積算熱量を図 II.3.6.11 に示す。蓄熱量 q1 [青], 放熱量 q2 [赤], HR 追掛熱量 q1-2 ~ q3-2 [緑] および RA 追掛熱量 q5-1 [黄] とする。横軸を月日 [日], 縦軸を熱量 [GJ] とする。
- 蓄熱量 q1 と放熱量 q2 は, IST1~6 (氷蓄熱ユニット 1~3 系統) の合計熱量である。
- HR 追掛熱量 q1-2 ~ q3-2 は, HR1~3 の合計積算熱量である。
- ピーク時間 (13 時~16 時) は, 氷の放熱のみで負荷を賄っており, ピーク時間以外は RA で追掛運転をしている。HR の追掛運転はほぼしていない。
- 水槽内が極力残氷状態とならぬよう HR の台数制御がされており, 中間期 (4 月) は HR-3 は運転せずに HR-1, 2 のみで蓄熱運転を行っている。
- 内融に加えて, ピーク時 (7 月, 8 月) に外融を併用することで急激な立ち上がりに対応している。

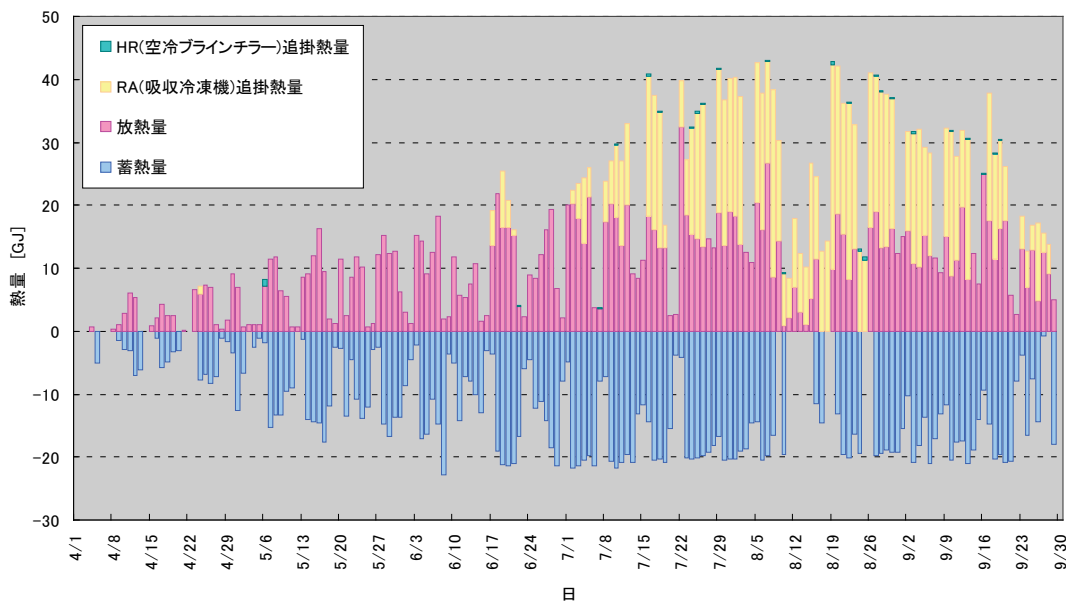


図 II.3.6.11 熱源日積算熱量 (蓄熱量・放熱量・追掛熱量)

事務所 05 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

<デュレーションカーブと夜間移行率>

- 日積算熱量を全体負荷の大きい順に並べたグラフ (デュレーションカーブ) を図 II. 3. 6. 12 に示す. 放熱量 q 2 [赤], HR 追掛熱量 q 1-2 ~ q 3-2 [緑] および RA 追掛熱量 q 5-1 [黄] とする. 横軸を日, 縦軸を熱量 [GJ] とする.
- 日積算放熱量は, IST1~6 (氷蓄熱ユニット 1~3 系統) の合計合計放熱量である.
- 夜間移行率は 63% である. 夜間移行率の算出方法を以下に示す.

$$\text{夜間移行率}[\%] = \frac{\text{放熱量}[\text{GJ}]}{(\text{放熱量}[\text{GJ}] + \text{HR 追掛熱量}[\text{GJ}] + \text{RA 追掛熱量}[\text{GJ}])} \times 100$$
 - 放熱量 : q 2 の積算熱量
 - HR 追掛熱量 : q 1-2 ~ q 3-2 の合計積算熱量
 - RA 追掛熱量 : q 5-1 の積算熱量
- 低負荷日は, 追掛運転を行わず氷の放熱のみで賄っている.
- 放熱せず追掛運転のみで負荷を賄う日が確認できる. (理由は不明)

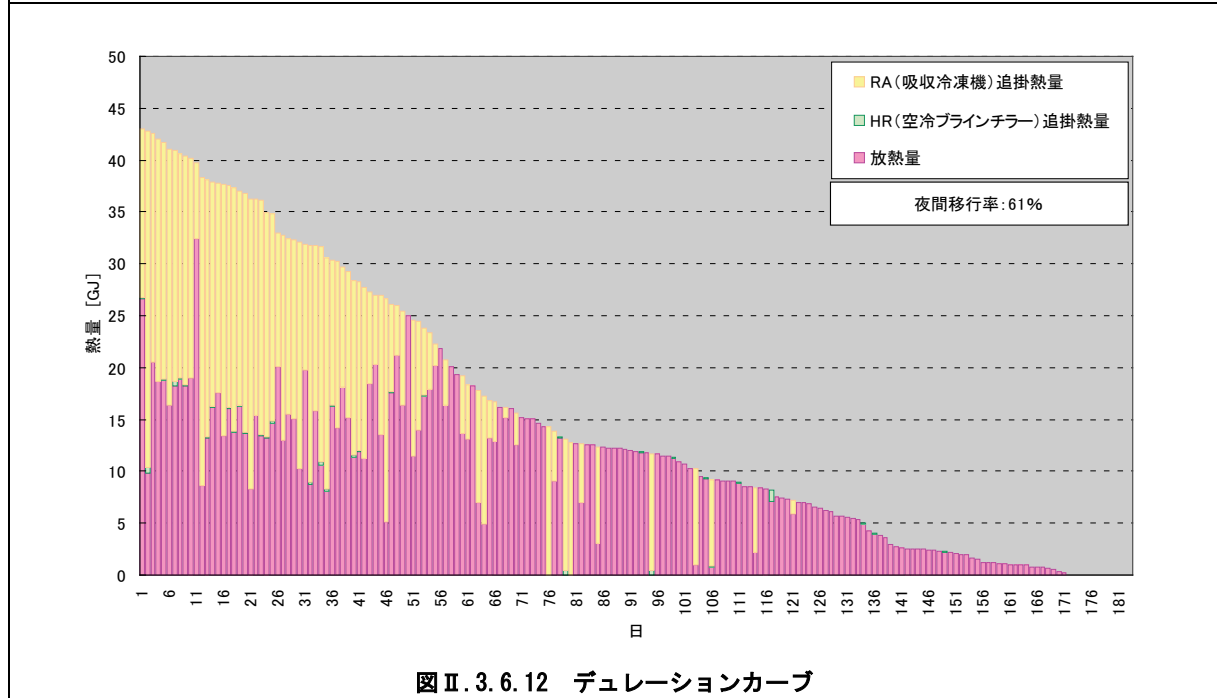


図 II. 3. 6. 12 デュレーションカーブ

事務所 05 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

<蓄熱効率>

- 日積算蓄熱量 q1[青]と日積算放熱量 q2[赤]を負荷の大きい順に左から並べたグラフを 図 II. 3. 6. 13 に示す. 横軸を日[日], 縦軸を熱量[GJ]とする.
- 日積算蓄熱量と日積算放熱量は, IST1~6 (氷蓄熱ユニット 1~3 系統) の合計熱量である.
- 蓄熱効率は 83% である. 蓄熱効率の算出方法を以下に示す.

$$\text{蓄熱効率}[\%] = \frac{\text{放熱量}[\text{GJ}]}{\text{蓄熱量}[\text{GJ}]} \times 100$$
 - 蓄熱量 : q1 の積算値
 - 放熱量 : q2 の積算値
- 蓄熱槽はパネル水槽であり, 屋上設置であるため熱損失が大きいと考えられる.

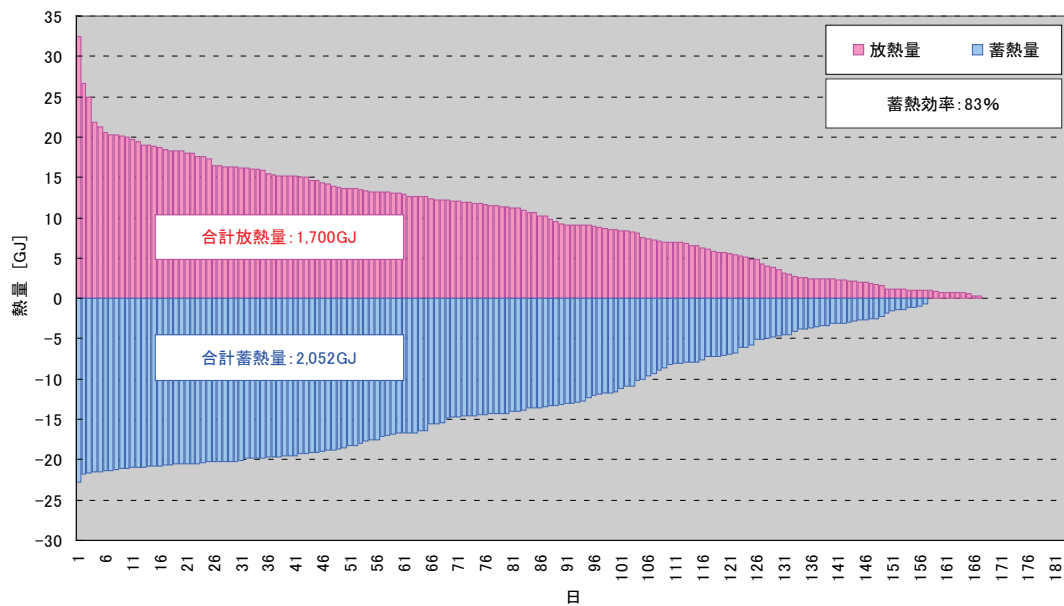


図 II. 3. 6. 13 蓄熱効率

事務所 05 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

<月別蓄熱効率と SCOP>

- 月積算蓄熱量[青]と月積算放熱量[赤]を示す。月別蓄熱効率[緑], 蓄熱 SCOP (蓄熱量) [紫], 蓄熱 SCOP (放熱量) [橙]と日 SCOP (放熱量) [青]を折れ線で示す。横軸を月(4月～9月), 縦軸(左)を熱量[GJ], 縦軸(右)を蓄熱効率[%], SCOP[$\times 10^{-1}$]とする。
 - 月別の蓄熱効率, SCOP の算出方法を以下に示す。
 - 蓄熱効率[%] = 放熱量[GJ] / 蓄熱量[GJ]
 - 蓄熱 SCOP (蓄熱量) = 蓄熱量[kWh] / 蓄熱時消費電力[kWh]
 - 蓄熱 SCOP (放熱量) = 放熱量[kWh] / 蓄熱時消費電力[kWh]
 - 日 SCOP = 放熱量[kWh] / 消費電力[kWh]
- 蓄熱量 : q1 の月毎の積算熱量
 放熱量 : q2 の月毎の積算熱量
 蓄熱時消費電力 : 蓄熱時, WH1-1～WH3-1 (HR-1～3, BP-1～3 の消費電力量) 合計積算値
 消費電力 : 蓄熱時+放熱時, WH1-1～WH3-1, WH4-1 (HR-1～3, BP-1～3, OP-1 の消費電力量) 合計積算値 (PC1～2 (二次側冷水ポンプ) は含まない)

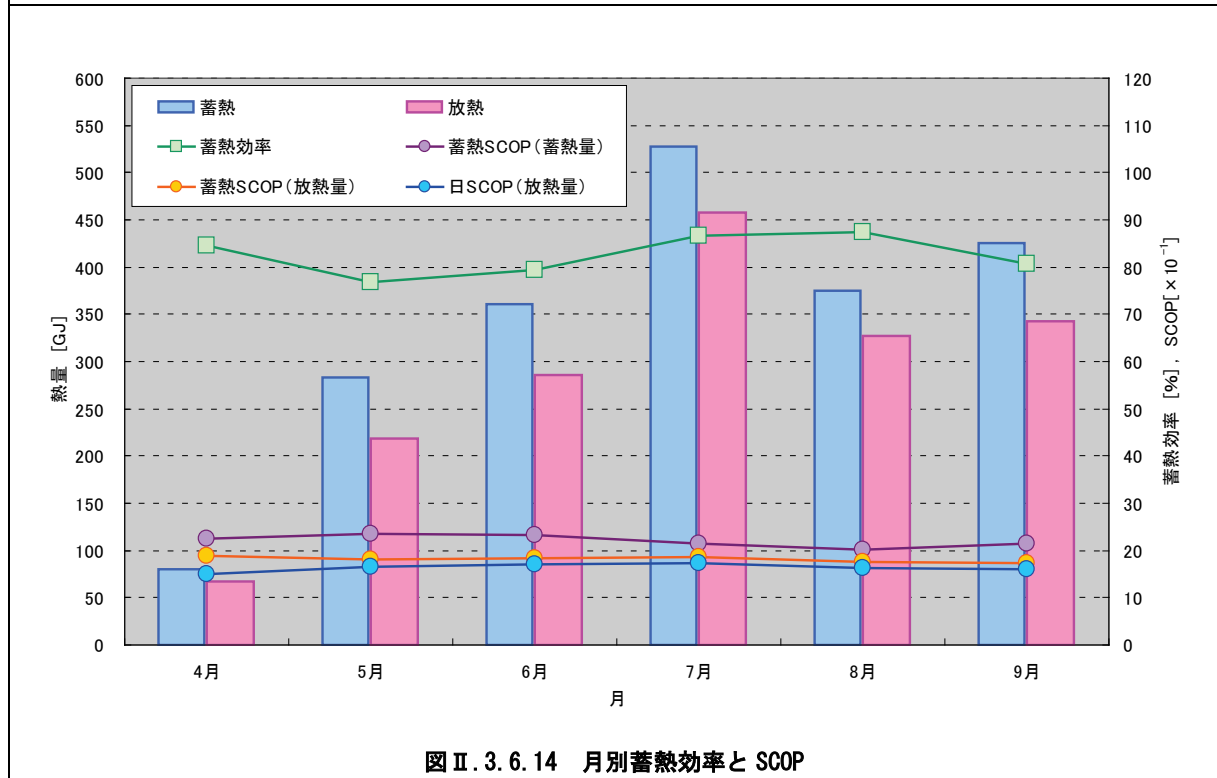


図 II. 3. 6. 14 月別蓄熱効率と SCOP

事務所 05 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

< 冷凍機部分負荷特性 >

- ・ 冷凍機部分負荷特性を 図 II. 3. 6. 15~17 に示す. 横軸を負荷率 [%], 縦軸を機器単体 COP [-] とする. また, 負荷率および機器単体 COP の頻度を同グラフ示す.
 - ・ 負荷率, 機器単体 COP の算出方法を以下に示す.
 - 負荷率 [%] = 蓄熱量 [kW] / 定格冷凍能力 [kW]
 - 機器単体 COP = 蓄熱量 [kW] / 冷凍機消費電力 [kW]
- 蓄熱量 : q 1-1 ~ q 3-1 の各機器
時間積算熱量
- 定格冷凍能力 : 205 [kW]
- 冷凍機消費電力 : WH1-2 ~ 3-1 の各電力量
- ・ HR はファンの台数制御を行っており, 増減段は外気温度に従う. ファンの増減段は 2 台・4 台・8 台で制御されるため, 3 列に並ぶ COP の推移はファンの台数によるものと考えられる.

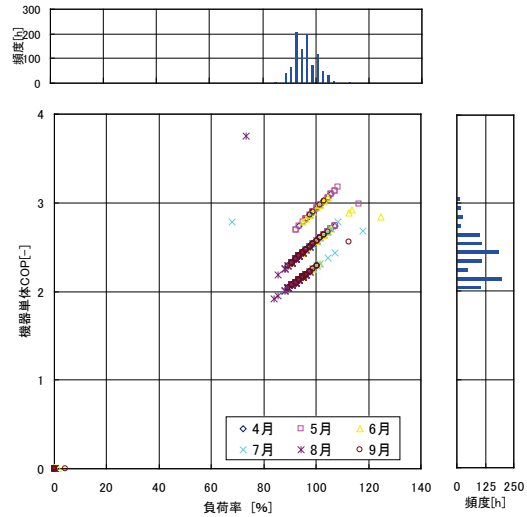


図 II. 3. 6. 15 HR-1 部分負荷特性

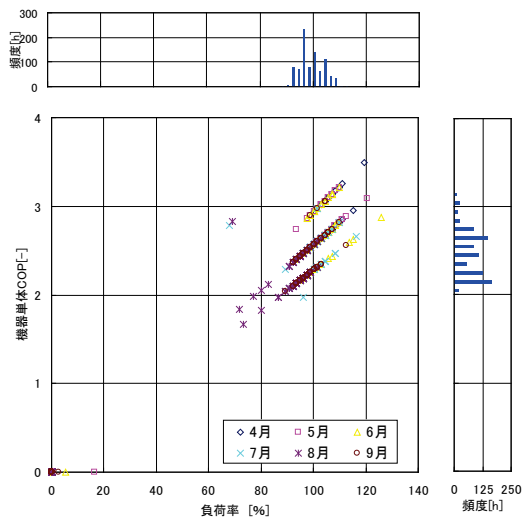


図 II. 3. 6. 16 HR-2 部分負荷特性

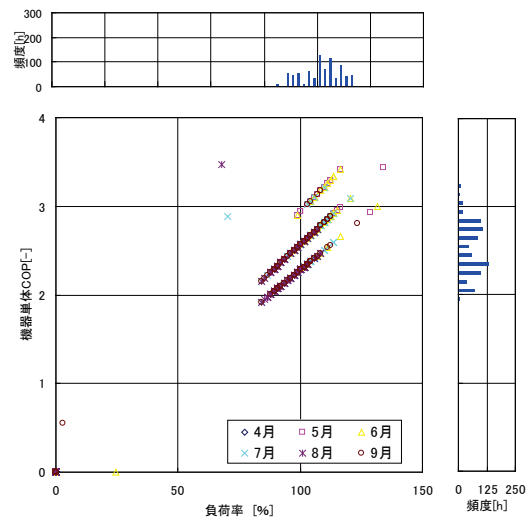


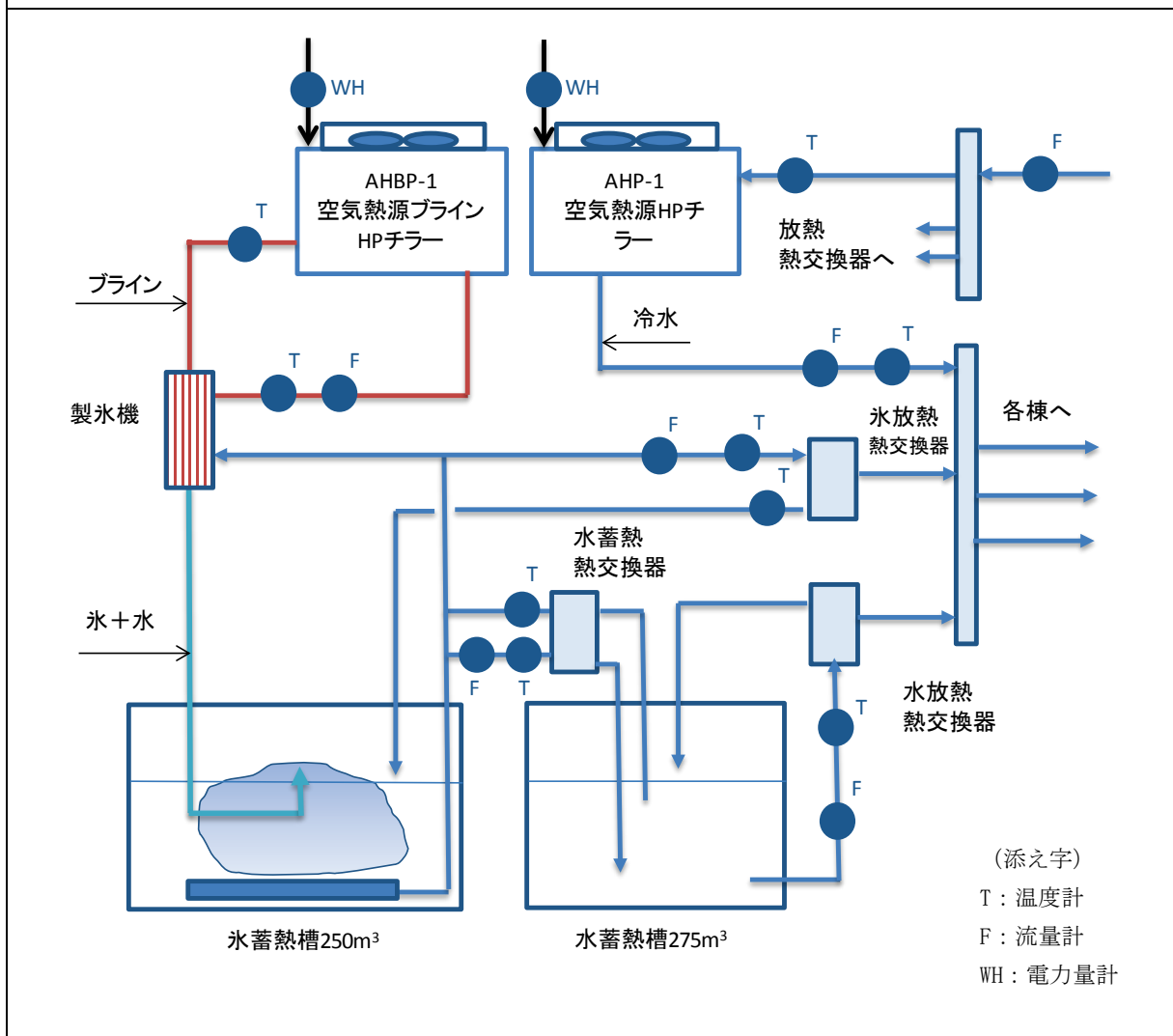
図 II. 3. 6. 17 HR-3 部分負荷特性

3.6.4. 学校 02

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

建物名	学校 02	地区	関東	竣工	2009 年	改修	—	規模	164,062m ²
分類	R-Hst-04				種類	氷蓄熱			
分析期間	2012 年 6 月 1 日～2012 年 10 月 30 日								
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・ 空気熱源ブラインチラーによるダイナミック式氷蓄熱システム ・ 空気熱源ヒートポンプチラーによる追掛け運転 								
機器仕様	機器				出力	入力	1 次エネルギー 換算 COP		
	AHBP-1	空気熱源ブラインヒートポンプチラー 2 台			製氷 176RT 追掛 242RT	540kW	1.17		
	AHP-1	空気熱源ヒートポンプチラー 2 台			251RT	502kW	1.30		
	蓄熱槽	水蓄熱槽 275m ³			533RTh				
		水蓄熱槽 250m ³			2130RTh				

システムフロー



学校 02 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

<動作確認データ>

冷凍機運転状況 (2012/7/2~7/8)

ブラインヒートポンプにより夜間氷蓄熱を行っており, 昼間は13:00~16:00を中心に放熱を行っている. 100%放熱しており, 空気熱源ヒートポンプによる追掛け運転を行っている.

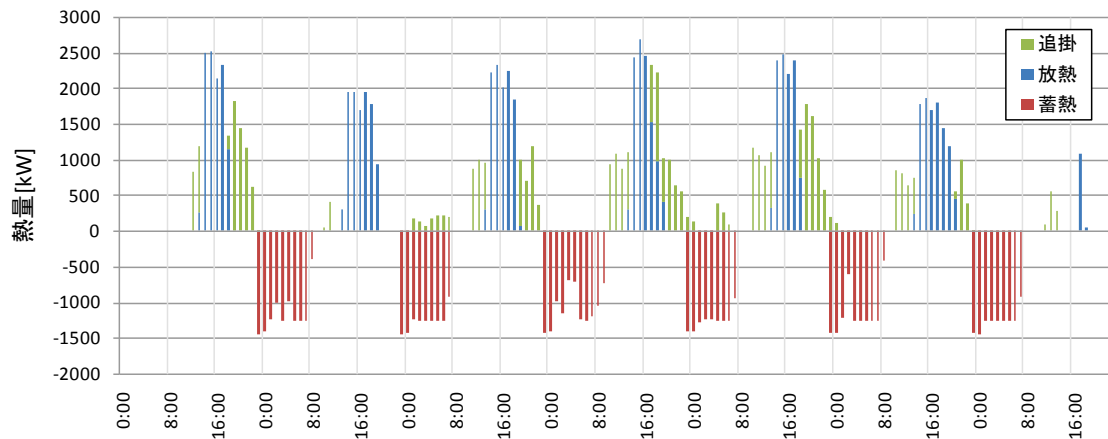


図 II. 3. 6. 18 冷凍機運転状況

蓄熱および放熱状況 {2012/6/1~10/31}

6月~10月の蓄熱量に対する放熱量は平均92%となっており, 蓄熱損失は平均8%である.

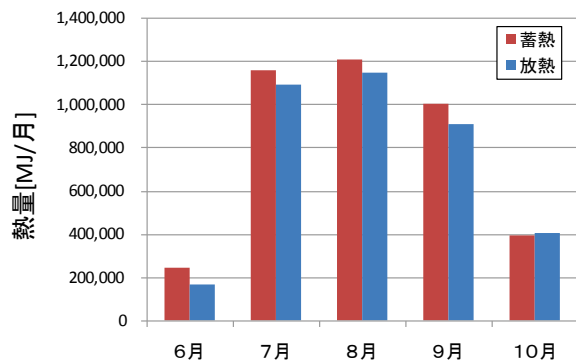


図 II. 3. 6. 19 月別の蓄熱および放熱量

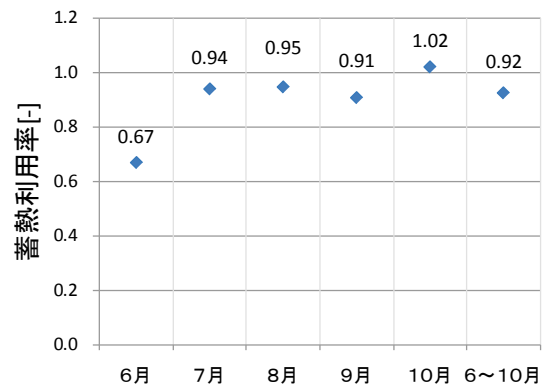


図 II. 3. 6. 20 月別の蓄熱利用率

学校 02 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

氷蓄熱量プラインチラー効率

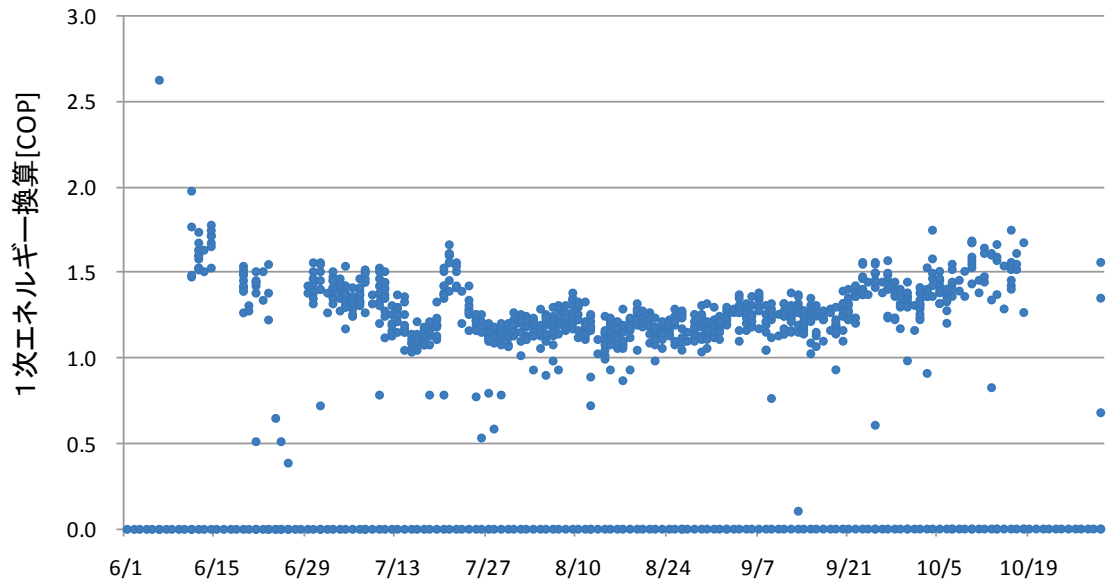


図 II. 3. 6. 21 氷蓄熱量プラインチラー効率の推移

空気熱源ヒートポンプチラー効率

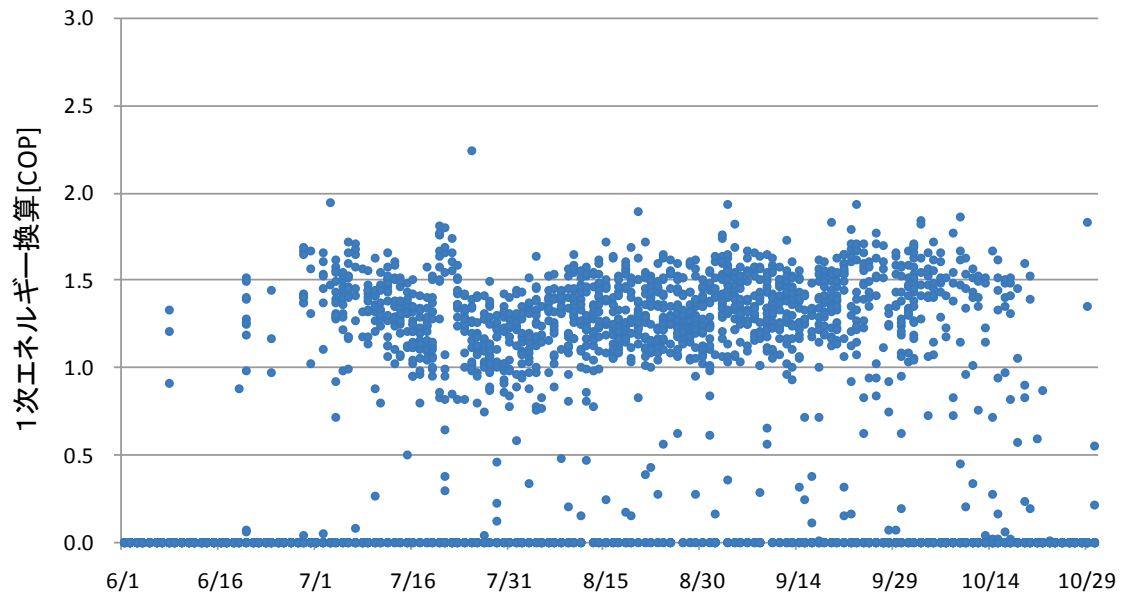


図 II. 3. 6. 22 空気熱源ヒートポンプチラー効率の推移

学校 02 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

消費電力 (1次エネルギー換算) に対する消費冷熱量

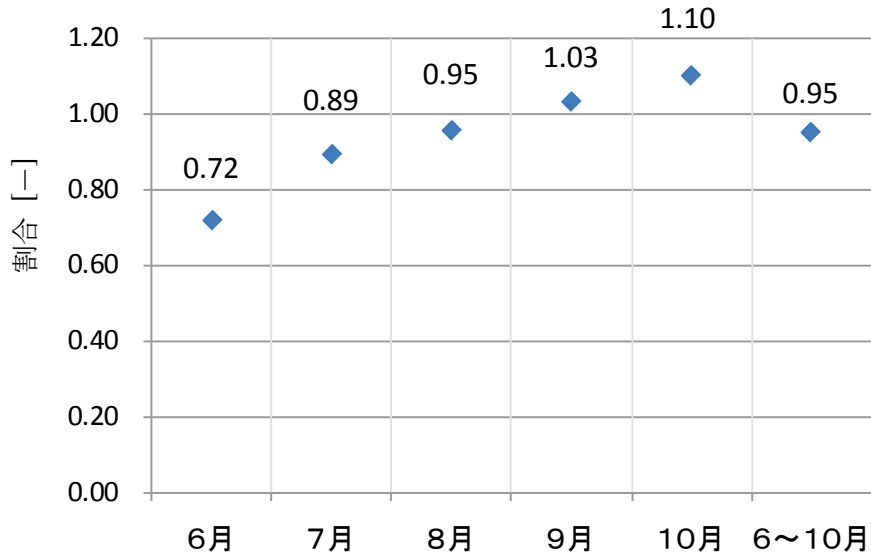


図 II. 3. 6. 23 消費電力 (1次エネルギー換算) に対する消費冷熱量の割合

空気熱源ヒートポンプチラーの製造熱量比に対する消費電力比
 10 台連結タイプであり, ほぼ熱量に比例して台数制御されている.
 10%部分負荷まで絞っている.

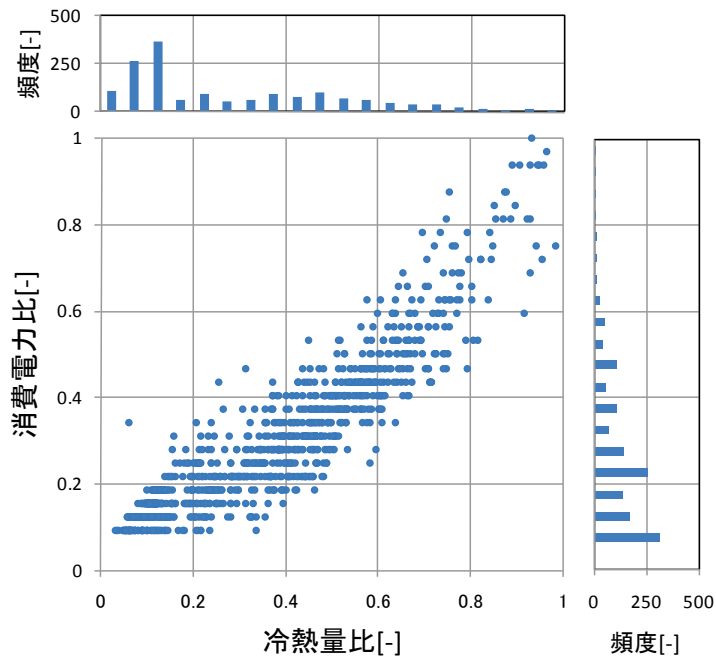


図 II. 3. 6. 24 空気熱源ヒートポンプチラーの製造熱量比に対する消費電力比

学校 02 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

氷蓄熱時の冷凍機負荷率と COP
蓄熱運転時の 50%が負荷率 0.7 以上であった。

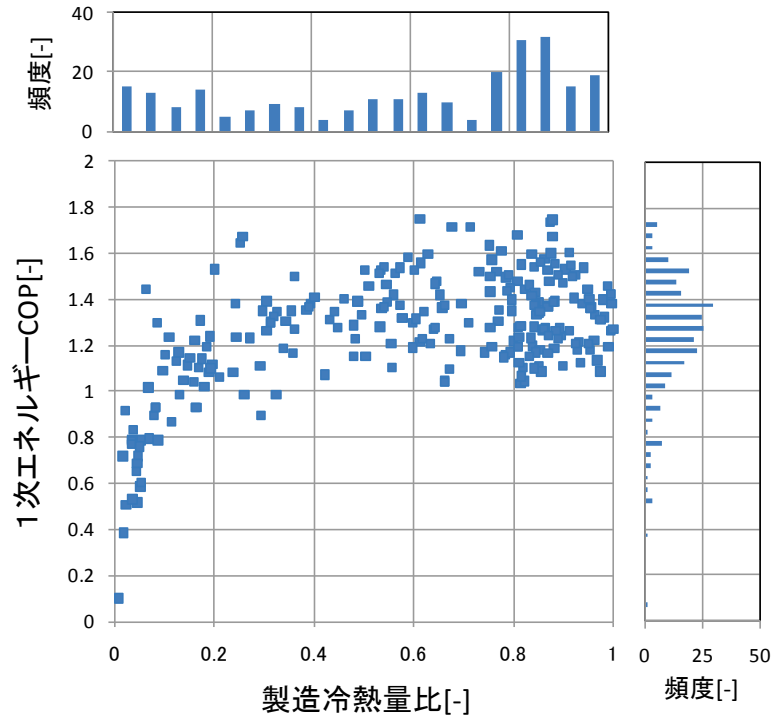


図 II. 3. 6. 25 空気熱源ヒートポンプチラーの製造熱量比と COP の関係

学校 02 (R-Hst-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源機	熱量 (蓄熱, 放熱)	蓄熱量	ON-OFF

蓄熱水槽の利用状況 (1日積算蓄熱量と最大蓄熱量の比較)

表 II.3.6.2 蓄熱水槽容量と最大蓄熱量

水槽容量	250	m ³
凝縮熱	336	kJ/kg
IPF	0.4	
氷蓄熱	33,600	MJ
水温度差	8	°C
水容量	150	m ³
水蓄熱	5,023	Mcal
合計	38,623	MJ
水槽容量	275	m ³
水温度差	5	°C
水容量	275	m ³
水蓄熱	5,756	MJ
合計	5,756	MJ
総合計	44,379	MJ

蓄熱水槽容量に基づく最大蓄熱量は 44,379MJ

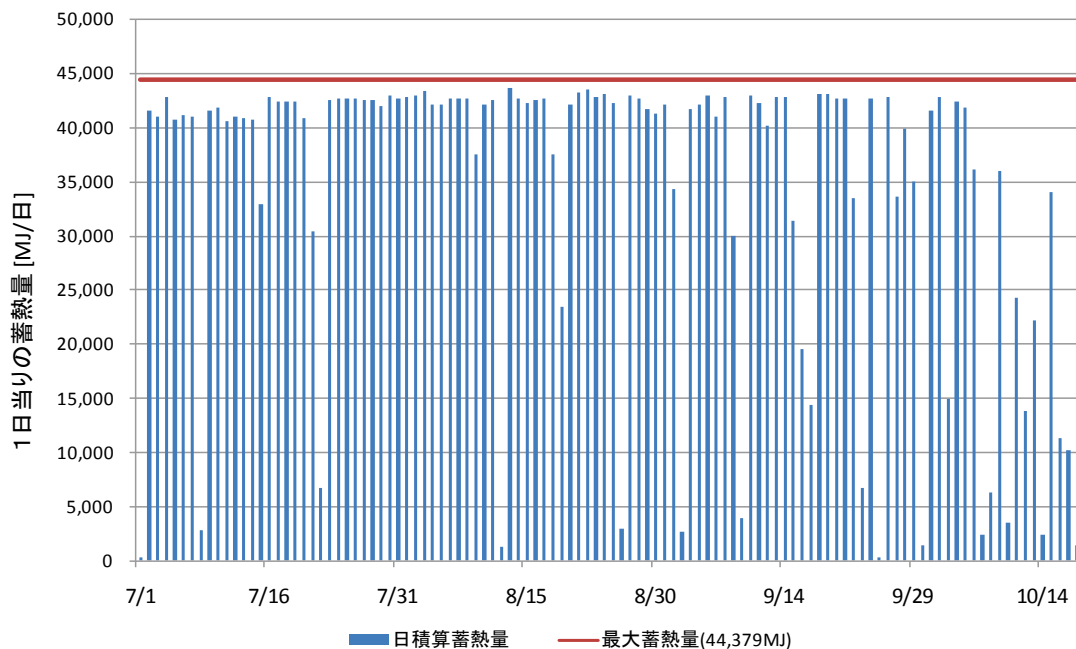


図 II.3.6.26 日積算蓄熱量と最大蓄熱量の比較

4. まとめ

本編では、冷熱源機器を中心として、冷房負荷の変動に応じた熱源機器の運転台数制御、熱源送水温度制御及び冷却水温度制御、蓄熱槽を有する熱源設備の蓄熱制御の運転データを計測した。物件数は、熱源台数制御に関して自動制御7件、手動制御2件の計9物件、熱源送水温度制御、冷却水温度制御に関してそれぞれ1件、蓄熱運転制御に関して水蓄熱3件、氷蓄熱4件の計7物件であり、熱源送水温度制御、冷却水出口温度制御以外では複数件の計測が行えた。熱源送水温度制御、冷却水出口温度制御に関しては、導入件数が少なく複数の物件を実測できなかったため、複数系統を実測することで複数件の実測事例を取得した。

以下に計測結果のまとめを示す。

1) 熱源台数制御

- ・複数の熱源機器にて台数運転制御を行った際の製造熱量と COP の関係を計測した。
- ・低負荷時やベース運転として効率の良い機器が優先して稼働されている。
- ・自動制御に関しては、負荷に応じて熱源の発停が行われているが、負荷が低いにも関わらず複数台の運転が行われている場合があった。
- ・手動制御に関しては、自動制御に比べて発停頻度が低い傾向にある。自動制御と同様、負荷が低いにもかかわらず複数台の運転が行われている場合があった。

2) 熱源送水温度制御

- ・冷水送水温度設定値を変化させた場合の冷凍機 COP を計測した。
- ・冷水送水温度設定値を 7℃から 10℃まで変化させたが、冷凍機 COP に明らかな差はなかった。これは設定温度変更期間が短く、負荷が少ない時期であったことが原因と考えられる。

3) 冷却水温度制御

- ・冷凍機入口冷却水温度と熱源 COP の関係を計測した。
- ・ターボ冷凍機3台については、2台が冷凍機入口冷却水温度の低下により熱源単体 COP、冷却塔を含めたシステム COP とともに向上する傾向であったが、メーカー仕様値より若干低い値であった。その他1台については、冷却水温度によらず COP は一定であった。
- ・吸収冷凍機1台については、冷凍機入口冷却水温度がほぼ一定であり、COP も一定であった。

4) 蓄熱運転制御

- ・蓄熱時と放熱時の熱量を計測し、月別および冷房あるいは暖房期間の蓄熱効率を求めた。
- ・水蓄熱制御に関しては、期間蓄熱効率 48%~81%、月別蓄熱効率の最大値 60%~86%であった。
- ・氷蓄熱制御に関しては、期間蓄熱効率 71%~95%、月別蓄熱効率の最大値 80%~97%であった。
- ・負荷が少ない月に蓄熱効率が低下する事例があり、蓄放熱量の運用改善により効率が向上する余地が残されている。
- ・ピーク電力削減を目的として東日本大震災後に意図的に運転パターンを変更した事例があった。

本実測のデータのみで全建物の傾向を把握するには件数が少なすぎるが、実際に運用されている建物のエネルギー消費実態を知る上で貴重なデータである。今後も同様の実測を行い、データ数が増えることで、建物のエネルギー消費実態とその動向が把握できると考えられる。

Ⅲ編 搬送機器，外気処理システムの制御に係わる省エネルギー効果の実運転データ取得

1. 目的・概要

1.1. 目的

建築物の空調システム等のエネルギー消費量抑制対策として，冷温熱搬送機器，外気処理システムの最適制御が有効であるとされている。建築物の省エネルギー基準においても，変流量制御や変風量制御，最小外気負荷制御，外気冷房制御，熱交換換気制御などの効果が評価されてきた。これらによる空調等エネルギー消費量の大幅な抑制は今後も大きな期待が寄せられるものであるが，エネルギー消費量を評価指標とする省エネルギー基準をより合理的なものにするためには，省エネルギー効果を実証するための実運転データが必要である。

そこで，現場実測によって，上述した 5 種類の制御を中心に省エネルギー効果に関する実運転データを実測し，エネルギー消費量削減率の実態を明らかにする。なお，平成 23 年度にデータ収集を行った物件のうち，制御導入効果が特徴的に表れた物件を抽出して平成 24 年度は計測した。

本編で対象とする制御方法の種類と概要を以下に示す。

① 変流量制御（以下，VWV：Variable Water Volume）

冷凍機用ポンプや冷却水ポンプを，負荷に関係なく一定流量で運転する定流量方式に対し，負荷に応じて流量を最適化することでポンプ動力の削減をおこなう制御方式を指す。流量を最適化する方法としては，インバータなどによりポンプの回転数を制御する方式が一般的である。

② ファン変風量制御（以下，VAV：Variable Air Volume）

外調機ファンや空調機ファンを，負荷に関係なく一定風量で運転する定風量方式に対し，負荷に応じて風量を最適化することでファン動力の削減をおこなう制御方式を指す。風量を最適化する方法としては，インバータなどによりファンの回転数を制御する方式が一般的である。

③ 最小外気導入量制御（以下，最小外気導入）

一定の風量で外気を取り込む換気方式に対し，必要外気量に応じて外気導入量を最適化することで外気処理負荷を削減する制御方式を指す。室内の CO₂ 濃度が上限を超えないように外気導入量を制御する方式や，始業前の予熱（予冷）時に外気取入れ量を最小化する方式があるが，ここでは CO₂ 濃度制御を実測の対象とした。

④ 外気冷房制御（以下，外気冷房）

外気温度が室温より低い（または冷房送風温度に近い）場合に，外気導入量を増加させて外気により室内を冷却することで室内冷房負荷を削減する制御方式を指す。外気負荷エンタルピー制御ともいう。

⑤ 熱交換換気制御（以下，熱交換換気）

外気を取り込む際に，室内からの排気の熱を熱交換器を介して外気に伝熱し，外気処理負荷を削減する制御方式を指す。潜熱・顕熱の両方を熱交換する全熱交換機と，顕熱だけを熱交換する顕熱交換機がある。

1.2. 実測対象

建築設備の種類や使用エネルギー量等を考慮すると、様々な用途・規模の建築物について運転データを実測することが望ましい。また、気象条件によっても省エネルギー効果に差が出る可能性があることから、様々な地域の建築物について実態を把握することが望ましい。

しかしながら、実測に際しては使用者への影響があることから、所有者との交渉が折り合わず、全ての用途・地域での実態調査は困難であった。表Ⅲ.1.2.1に、実測した建築物の用途分類および制御方法を示す。なお、実測の対象とした建築物は22件であるが、ひとつの建築物につき一つまたは複数の制御方法について運転データを収集することで52件の実態調査を実施した。

表Ⅲ.1.2.1 実測した建築物の用途分類および制御方法

	ホテル	病院	物販店舗	事務所	学校他	合計
VWV	4	5	0	10	3	22
VAV	3	6	2	6	1	18
最小外気	0	1	0	3	0	4
外気冷房	1	0	0	3	0	4
熱交換換気	2	0	1	1	0	4

表Ⅲ.1.2.2に、実測した建築物の地域を、表Ⅲ.1.2.3に竣工・改修年を、表Ⅲ.1.2.4に規模を示す。また、搬送機器、外気処理システムの制御に関する実測建築物リストを表Ⅲ.1.2.5に示す。

表Ⅲ.1.2.2 実測した建築物の地域分類

北海道・東北	関東	北信越	関西・中四国	九州	合計
3	13	1	4	1	22

表Ⅲ.1.2.3 実測した建築物の竣工・改修年

～1989年	1990～1999年	2000～2009年	2010年～	合計
1	3	16	2	22

表Ⅲ.1.2.4 実測した建築物の規模

<20,000 m ²	<50,000 m ²	<100,000 m ²	100,000 m ² ≤	合計
3	7	7	5	22

なお、52件のうち5件については、運転データを収集したものの実際には制御が有効に働いていなかったため、データを提示するだけにとどめ分析は行っていない。

2. 実測方法

2.1. 実測概要

運転データの取得にあたっては、実測対象建築物に導入されている BEMS (Building and Energy Management System) を活用した。ただし、BEMS データの数値が適正であるか事前にチェックしたうえで分析に利用した。また、BEMS データだけで省エネルギー効果が分析できない場合、表Ⅲ.2.1.1 の測定方法で実測した。

計測間隔は原則 1 分ごととするが、10 分間の平均値でも代用可とした。

表Ⅲ.2.1.1 搬送機器、外気処理制御の省エネルギー効果測定概要

制御手法	測定・確認項目	主な使用機器
VWV	流量	超音波流量計
	ポンプ電力	電力計または電流計
	往/還温度	温度ロガー
	圧力、インバータ出力、ポンプ発停等	(自動制御信号)
VAV	風量	熱線式風速計またはピトー管
	ファン電力	電力計または電流計
	吸込/吐出温度	温度ロガー
	圧力、インバータ出力、ファン発停等	(自動制御信号)
最小外気導入	外気量	熱線式風速計またはピトー管
	ファン電力	電力計または電流計
	外気/吐出温湿度	温湿度ロガー
	還気 CO ₂ 濃度、MD 開度、インバータ出力等	(自動制御信号)
外気冷房	外気量	熱線式風速計またはピトー管
	ファン電力	電力計または電流計
	外気/吐出/還気温湿度	温湿度ロガー
	MD 開度	(自動制御信号)
熱交換換気	外気量	熱線式風速計またはピトー管
	ファン電力	電力計または電流計
	外気/還気熱交出口温湿度	温湿度ロガー
	ロータ回転数、ダンパ動作	(自動制御信号)

2.2. 実測方法

主な測定項目のうち、電力量、流量、温湿度の測定要領を示す。

2.2.1. 電力量の計測

<電力計を常時設置できる場合>

- ① 計測対象機器の動力盤内電源回路に、電力計を取り付ける (図Ⅲ.2.2.1).
 - 電力計に接続したロガーより、定期的に電力データをダウンロードする。



図Ⅲ.2.2.1 電力計の設置状況 (動力盤)

<電力計を常時設置できない場合>

- ① 計測対象機器を運転し、運転時の電気特性を計測する。
 - ポンプおよびファンのインバータ出力を変化させ、各出力における電気特性(電流/電圧/電力)を計測する。
→インバータ周波数の上下限範囲においてインバータ出力を等間隔刻みで変化させ、計測を行う。また、計測はインバータ出力の上昇時/下降時それぞれについて実施する。
※定速運転を行っているポンプおよびファンはその状態で電気特性を計測する。
 - 計測対象機器が停止していた場合は、手動にて起動操作を行い計測、計測後は手動操作にて停止させる。
- ② 計測作業終了後、電力計を取り外す。
- ③ 計測対象機器の動力盤内電源回路に、クランプ電流ロガーを取り付ける (図Ⅲ.2.2.2)。またインバータ盤にはインバータ出力計測のための計装ロガーを取り付ける。
 - クランプ電流ロガーおよび計装ロガーより、定期的に電流データおよびインバータ周波数データをダウンロードする。
- ④ 上記①で分析した電気特性を利用し、電流データ・インバータ周波数データから電力値を算出する。



図Ⅲ.2.2.2 クランプ電流ロガーの設置状況（動力盤）

～注意事項～

- クランプの配線への取り付けおよび取り外しは絶縁手袋を着用して行う。
- 計測機器の設置は、運転管理業務の支障とならない場所とする。

2.2.2. 流量の計測

<超音波流量計を常時設置できる場合>

- ① 計測対象配管に、超音波流量計を取り付ける（図Ⅲ.2.2.3）。
 - 超音波流量計(ロガー)より、定期的に流量データをダウンロードする。

<超音波流量計を常時設置できない場合>

- ① 計測対象系統の冷温水配管の保温材を取り外す。
- ② 超音波流量計を冷温水配管に取り付ける（図Ⅲ.2.2.3）。
- ③ 計測作業中の配管結露・放熱を防止するため、仮の断熱材で計測箇所を覆う。
- ④ 計測対象機器を運転し、運転時の流量を計測する。
 - ポンプ流量の計測時
インバータ出力を変化させ、各出力における流量を計測する。
→インバータ周波数の上下限範囲においてインバータ出力を等間隔刻みで変化させ、計測を行う。また、計測はインバータ出力の上昇時/下降時それぞれについて実施する。
 - 空調機冷温水流量の計測時
空調機の二方弁開度を変化させ、各出力における流量を計測する。
→二方弁開度を等間隔刻みで変化させ、計測を行う。また、計測はインバータ出力の上昇時/下降時それぞれについて実施する。
- ⑤ 計測した流量特性を利用し、インバータ周波数・二方弁開度データから流量値を算出する。



図Ⅲ. 2. 2. 3 超音波流量計による冷温水配管流量測定状況（断熱材復旧前）

～注意事項～

- 超音波流量計は直管を十分確保できるところに取り付ける。
- 計測機器(特に期間中常設する機器)の設置は、運転管理業務の支障とならない場所とする。

2. 2. 3. 温湿度の計測

<配管>

- ① 計測対象系統の配管の保温材を取り外す。
- ② 配管表面に配管表面温度計を取り付ける。
 - 流体温度を正確に計測できるように、断熱材の内部までセンサを挿入する。
- ③ 計測作業中の配管結露・放熱を防止するため、仮の断熱材で計測箇所を覆う。



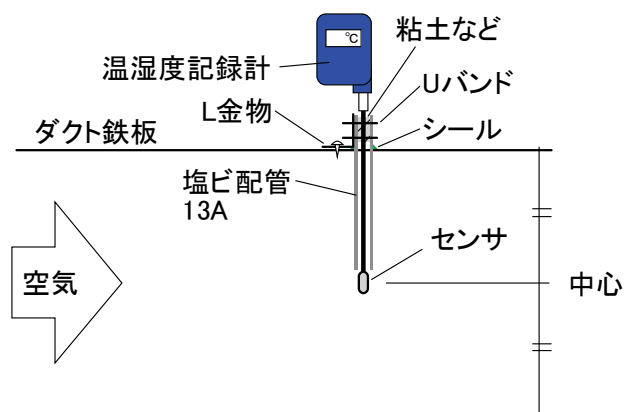
図Ⅲ. 2. 2. 4 配管表面温度測定状況（断熱材復旧前）

～注意事項～

- 外気温度の影響を受けないよう、センサ部はできるだけ奥深くまで挿入する。
- 計測機器の設置は、運転管理業務の支障とならない場所とする。

<ダクト>

- ① 計測対象システムのダクトの保温材を取り外す。
- ② センサがダクト断面中央にセットされるように、塩ビ配管等で固定する（図Ⅲ.2.2.5）。
- ③ 塩ビ配管等を、ダクトに固定する。
- ④ 粘土やパテで塩ビ内部を埋め、配管周囲はシールする。
- ⑤ 保温材を復旧する。



図Ⅲ.2.2.5 ダクト内温度測定要領



図Ⅲ.2.2.6 ダクト内温度測定状況

～注意事項～

- 長期間の測定に耐えられるよう、さや管を固定する。
※風圧等でセンサ部がダクト内面に張り付いた場合、正確な温湿度が測定できない。
- 計測機器の設置は、運転管理業務の支障とならない場所とする。

2.3. 分析方法

取得したデータから、運転停止時や起動・終了時などの分析対象外データを削除した。その後、抽出された分析対象データを1時間の平均値として処理し、次の手順で分析した。

① 制御状況の確認

対象の制御方法が正常に動作していることを確認する。主に、以下の点について確認するが、システムごとに適宜他の状況も確認する。

VWV 制御	流量と吐出圧力の関係、流量とポンプインバータ周波数の関係
VAV 制御	風量と吐出圧力の関係、風量とファンインバータ周波数の関係
最小外気導入制御	CO ₂ 濃度と外気風量の関係、CO ₂ 濃度と外気 MD 開度の関係
外気冷房制御	外気・還気温度差と外気 MD 開度の関係
熱交換換気制御	外気・還気温度差とバイパス MD 動作の関係

② 時系列データの確認

取得したデータを時系列で確認し、インバータ周波数の設定下限値や上限値に張り付いているデータを分析対象外とする。以下の分析には、対象とする制御方法が効果的に動作しているデータを利用する。

③ 省エネルギー効果の分析

VWV および VAV については、流量（風量）と温度差から熱量を算出し、搬送熱量と搬送電力の関係を導出した。また、最小外気導入、外気冷房、熱交換換気制御については、それぞれ外気削減量、外気冷房熱量、熱交換効率等を導出した。

なお、省エネルギー効果を比較しやすくするため、流量・風量・熱量・電力については次のように正規化した。

<水系>

- ・ 流量比 = 流量[L/min] / 分析対象データのポンプ群最大流量[L/min]
- ・ 熱処理量比 = 熱処理量[kJ/min] / 分析対象データの最大熱処理量[kJ/min]
- ・ 消費電力比 = 消費電力[kW] / 分析対象データのポンプ群最大消費電力[kW]
- ・ WTF（水搬送効率） = 熱処理量[MJ/h] / (ポンプ群消費電力[kW]・3.6[MJ/kWh])

<空気系>

- ・ 風量比 = 風量[m³/h] / 分析対象データのファン最大風量[m³/h]
- ・ 熱処理量比 = 熱処理量[MJ/h] / 分析対象データの最大熱処理量[MJ/h]
- ・ 消費電力比 = 消費電力[kW] / 分析対象データのファン最大消費電力[kW]
- ・ ATF（空気搬送効率） = 熱処理量[MJ/h] / (ファン消費電力[kW]・3.6[MJ/kWh])

3. データ取得・分析結果

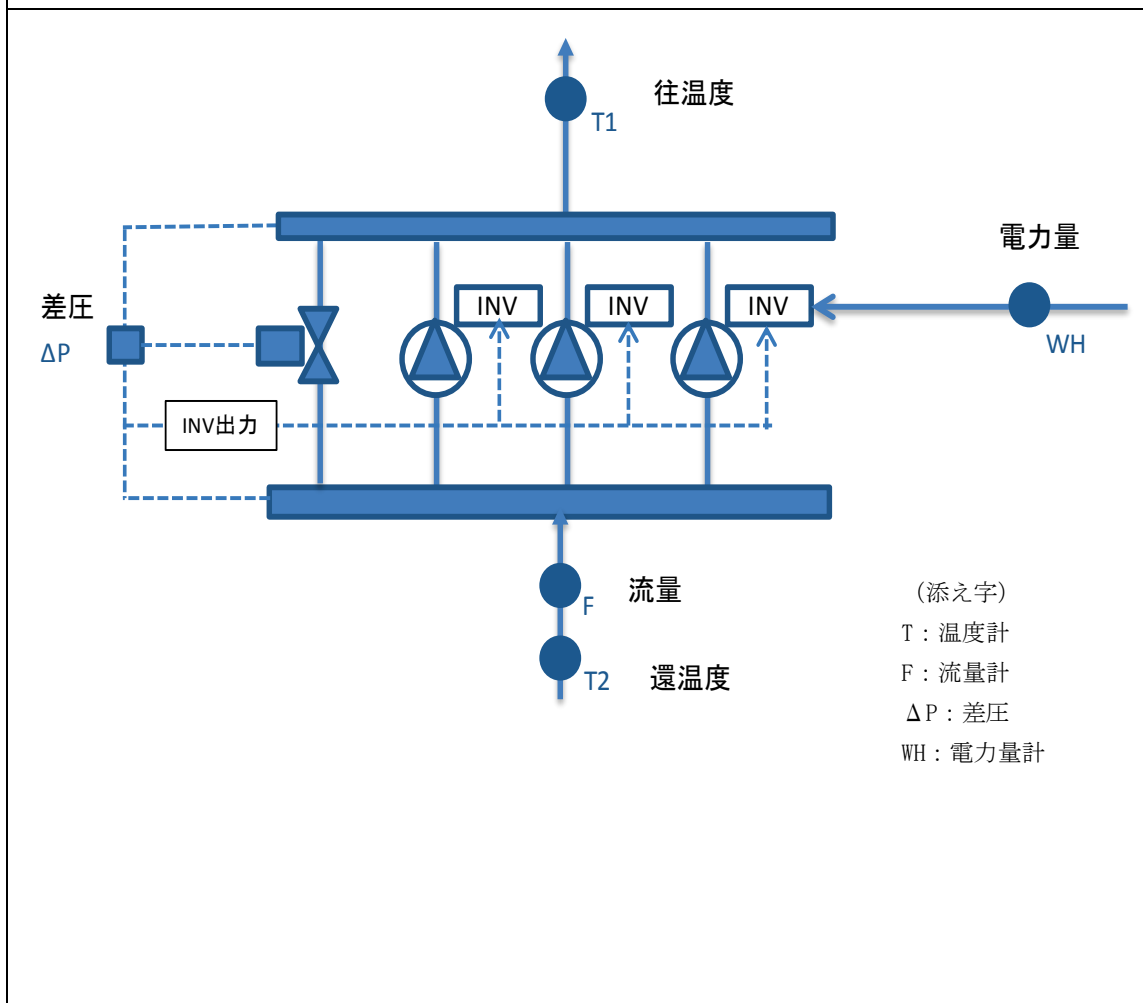
3.1. VWV

3.1.1. ホテル01（冷水VWV，制御方式P2-VWV-05）

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ（全台）	吐出圧力（負荷流量）	推定末端圧	回転数（周波数）制御

建物名	ホテル01	地区	関東	竣工	2004年	改修	—	規模	59,300m ²
分類記号	P2-VWV-05				検出部	吐出圧力（負荷流量）			
制御目的	VWV				制御目標	推定末端圧			
分析期間	2011年7月1日～2012年10月5日				動作	回転数（周波数）制御			
制御対象	2次ポンプ（全台）				製造年月	2003年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 差圧一定 INV 制御→バイパス弁制御 ポンプ全台数に INV, 同時に回転数制御 				機器仕様	860L/min×200kPa×11kW×3台			

システムフロー



ホテル 01(冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

<評価項目計算式, 計測概要>

1. 評価項目計算式 ※添え字(記号)はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 冷水温度差

$$\text{冷水温度差} = \text{冷水還温度 (T2)} - \text{冷水往温度 (T1)}$$

(2) 流量比

$$\text{流量比} = \text{実測流量 (F)} \div \text{実測最大流量}$$

(3) 消費電力比

$$\text{消費電力比} = \text{実測消費電力 (WH)} \div \text{実測最大消費電力}$$

(4) 熱量比

$$\text{熱量比} = \text{実測流量 (F)} \times \text{冷水温度差 (T2-T1)} \times \text{水の密度} \times \text{水の比熱} \div \text{実測最大熱量}$$

(5) WTF

$$\text{WTF} = \text{実測熱量} \div \text{実測消費電力 (WH)}$$

2. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・温度, 流量, 差圧: 1分間隔
- ・電力量: 30分間隔

(2) データ処理

- ・温度, 流量, 差圧: 1分間隔のデータを1時間平均に集計
- ・電力量: 30分間隔のデータを1時間平均に集計

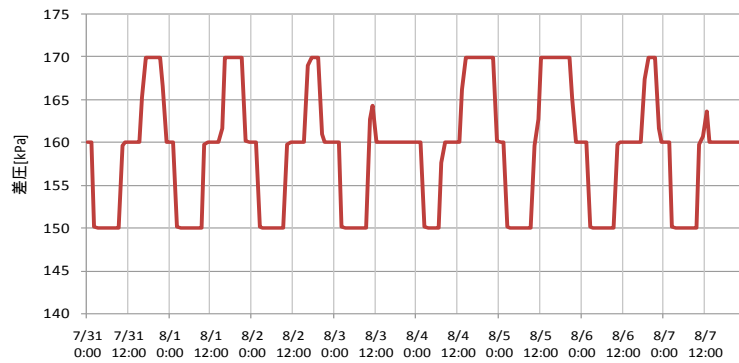
ホテル 01(冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (全台)	吐出圧力 (負荷流量)	推定末端圧	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ>

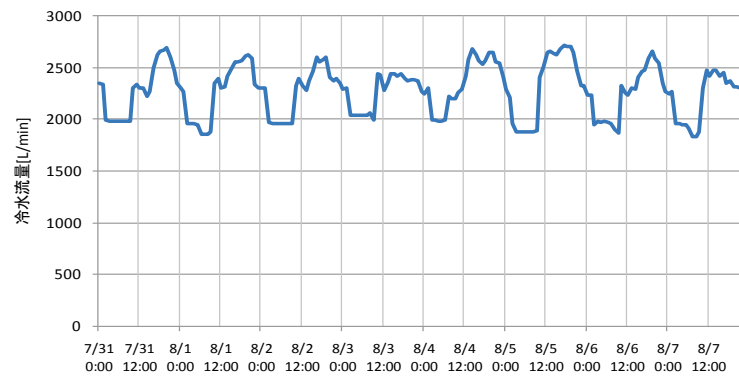
差圧制御状況 (2012/7/31~8/7)

差圧設定値 160kPa に対し 150~170kPa で運転されており差圧制御は良好である。



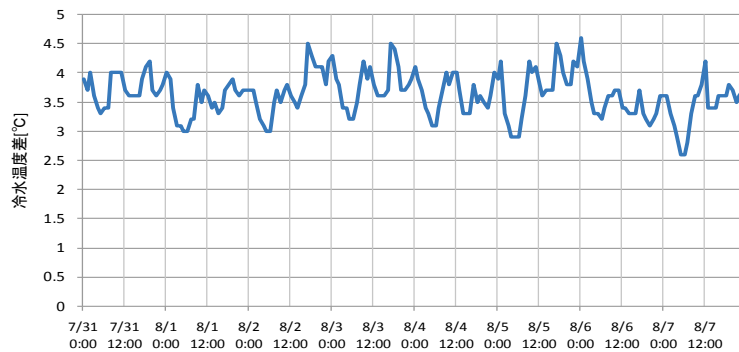
図Ⅲ. 3. 1. 1 差圧制御状況

冷水流量状況 (2012/7/31~8/7)



図Ⅲ. 3. 1. 2 冷水流量の推移

冷水温度差状況 (2012/7/31~8/7)



図Ⅲ. 3. 1. 3 冷水温度差の推移

ホテル 01(冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-05)

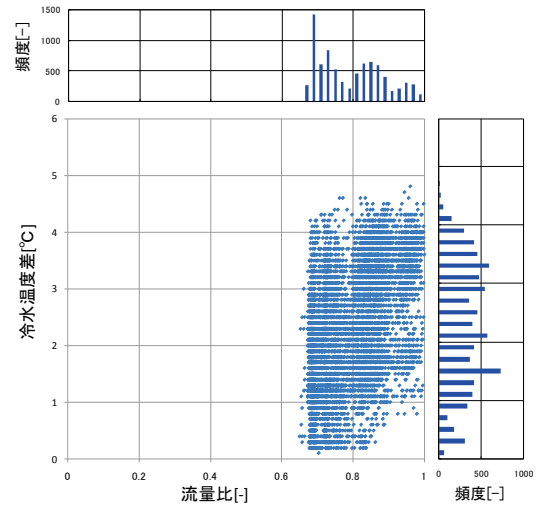
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

<流量分析データ>

温度差は設計温度差 5°Cより小さく, 流量が多い状態で運転されている. 運転台数は常に3台運転であり, 周波数は 65%を下限值として制御されている.

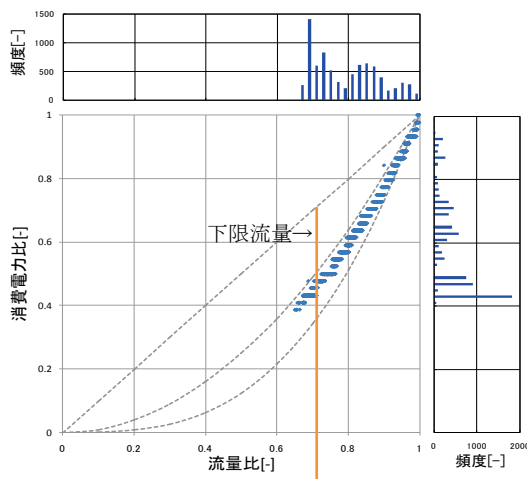
流量最大値 = 2,718 L/min
消費電力最大値 = 44 kWh

流量比と冷水温度差
設計温度差 5°C差を下回っている.



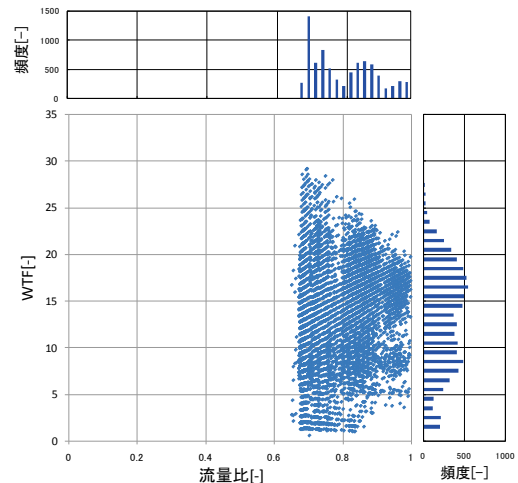
図Ⅲ. 3. 1. 4 流量比と冷水温度差の関係

流量比と消費電力比
周波数出力 65%を下限に運転されている.
流量比に比較し消費電力が下がっているのは低流量時に差圧が低下しているためである.



図Ⅲ. 3. 1. 5 流量比と消費電力比の関係

流量比と WTF



図Ⅲ. 3. 1. 6 流量比と WTF の関係

ホテル 01(冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-05)

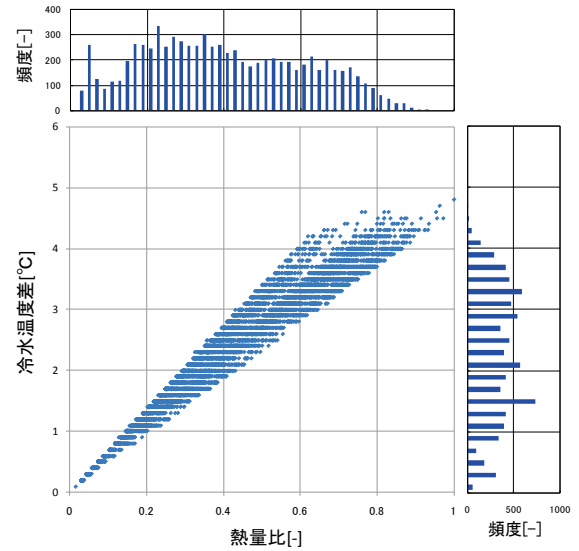
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

<熱量分析データ>

熱量増加に伴い温度差は拡大している。
 低負荷時, インバータでの省電力効果に比較し,
 温度差が小さくなることでの熱搬送量の低下が
 大きく, WTF は熱量と比例関係にある。

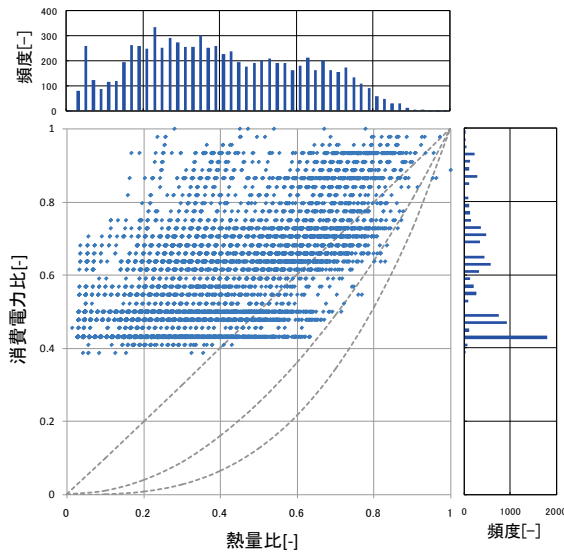
熱量最大値 = 3,150 MJ/h (= 875 kW)

熱量比と冷水温度差
 設計温度差 5°C差を下回っている。



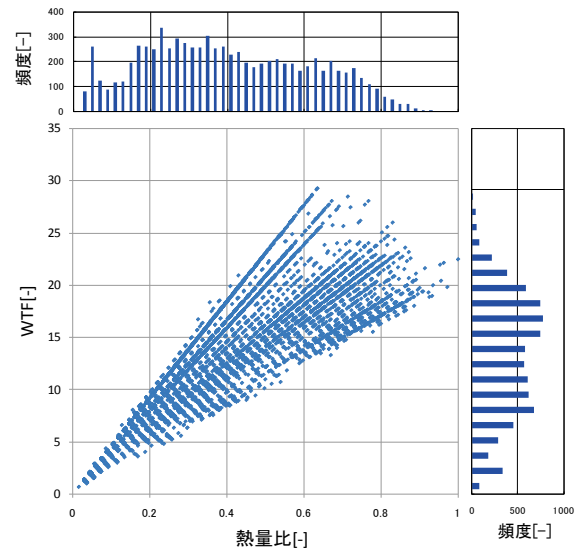
図Ⅲ. 3. 1. 7 熱量比と冷水温度差の関係

熱量比と消費電力比
 消費電力比 40%を下限に運転されている。



図Ⅲ. 3. 1. 8 熱量比と消費電力比の関係

熱量比と WTF

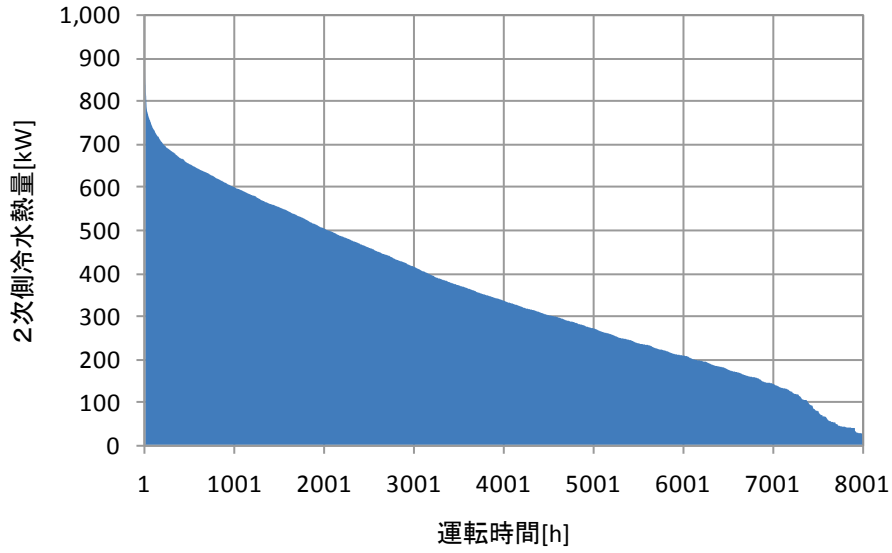


図Ⅲ. 3. 1. 9 熱量比と WTF の関係

ホテル 01(冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (全台)	吐出圧力 (負荷流量)	推定末端圧	回転数 (周波数) 制御

<期間負荷データ>



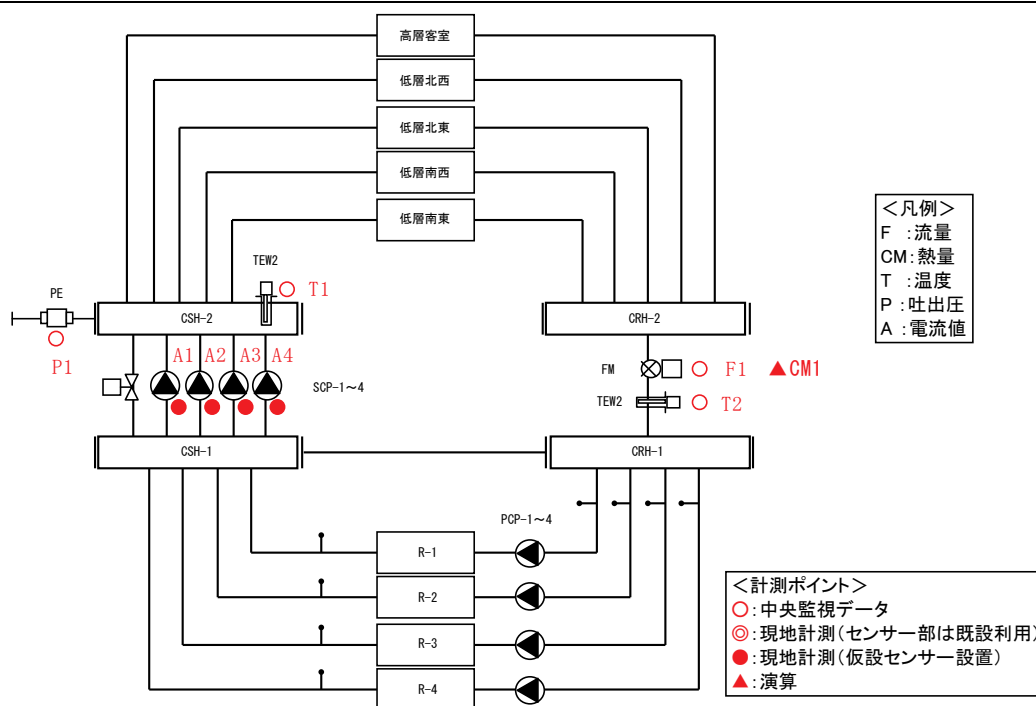
図Ⅲ. 3. 1. 10 期間負荷

3.1.2. ホテル 02 (P2-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ	負荷流量	流量	台数制御

建物名	ホテル 02	地区	関東	竣工	1989年	改修	—	規模	56,917 m ²
分類記号	P2-VWV-03				検出部	負荷流量			
制御目的	ポンプ台数制御				制御目標	流量			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～平成 24 年 9 月 30 日				動作	台数制御			
制御対象	2次ポンプ				製造年月	—			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 負荷流量による2次ポンプ台数制御 ⇒手動による制御 (コメント欄参照) 吐出圧によるバイパス弁比例制御 吐出圧設定値: 1058kPa 設計温度差: 5°C (往 7°C, 還 12°C) 				機器仕様	SCP-1~3 200Φ×150Φ×4760L/min×215kPa×3台 3Φ×415V×30kW, λ-Δ始動 SCP-4 125Φ×100Φ×2380L/min×215kPa×1台 3Φ×415V×15kW, λ-Δ始動			

システムフロー



<制御方式および評価項目計算式>

(1)データの収集時間間隔

- ①現地計測データ: 1分間隔, 瞬時値
- ②中央監視データ: 1分間隔, 瞬時値 (or 平均値)

ホテル 02 (P2-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ	負荷流量	流量	台数制御

(2) データ処理

1 分間隔瞬時値 (or 平均値) → 10 分間平均値に処理

(3) 解析利用データフィルタリング項目

- ① 機器の起動, 停止時のデータを排除
- ② 増段, 減段時のデータを排除

(4) その他

負荷流量による台数制御閾値は右表参照.

レベル	SCP-1,2,3	SCP-4	台数制御 負荷流量[m ³ /h]
1	0台	1台	0~141
2	1台	0台	141~285
3	1台	1台	285~426
4	2台	0台	426~570
5	2台	1台	570~711
6	3台	0台	711~855
7	3台	1台	855~996

(5) 評価項目計算式

① 流量比

$$\text{流量比 (FR) [-]} = \text{流量 (F1) [L/min]} \div \text{実測時最大流量 (8,695) [L/min]}$$

② 温度差

T1 : 往温度[°C], T2 : 還温度[°C]として,

$$\text{温度差 (ΔT) [°C]} = \text{T2} - \text{T1}$$

③ 熱処理量

$$\begin{aligned} \text{熱処理量 (CM1) [MJ/h]} &= \text{定圧比熱 (4.186) [kJ/kg/°C]} \times \text{密度 (1.0) [kg/L]} \\ &\quad \times \text{流量 (F1) [L/min]} \times \text{温度差 (ΔT) [°C]} \\ &\quad \times 60[\text{min/h}] \div 1000 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{熱処理量比 (CMR) [-]} &= \text{熱処理量 (CM1) [MJ/h]} \\ &\quad \div \text{実測時最大熱処理量 (9,059) [MJ/h]} \end{aligned}$$

④ 消費電力

A1~A4 : 電流値[A]を用いて, 以下式より算出.

$$\begin{aligned} \text{消費電力 (P) [kW]} &= \sqrt{3} \times \text{電圧 (415) [V]} \times \text{電流値 (A1+A2+A3+A4) [A]} \\ &\quad \times \text{力率 (0.85)} \div 1000 \end{aligned}$$

$$\text{消費電力比 (PR) [-]} = \text{消費電力 (P) [kW]} \div \text{実測時最大消費電力 (47.9) [kW]}$$

⑤ WTF

$$\text{WTF} = \text{熱処理量 (CM1) [MJ/h]} \div 3.6 [\text{MJ/h/kW}] \div \text{消費電力 (P) [kW]}$$

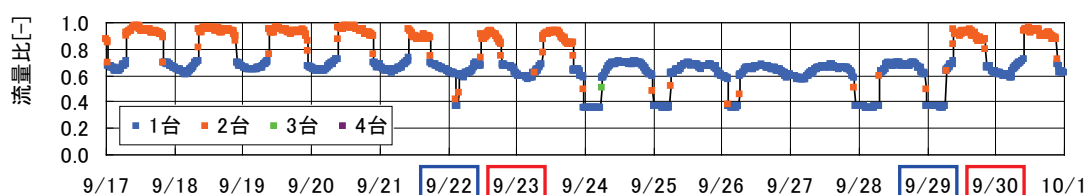
ホテル 02 (P2-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ	負荷流量	流量	台数制御

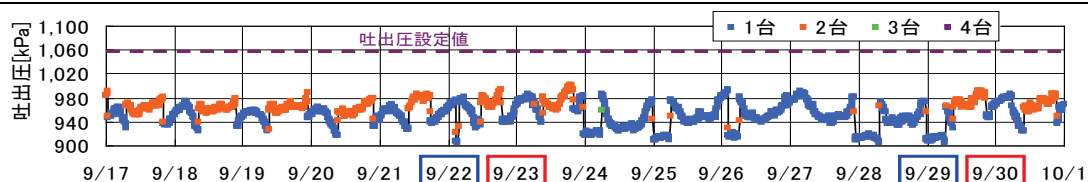
<動作確認データ>

2012年9月17日(月)～9月30日(日)のトレンドデータを示す。

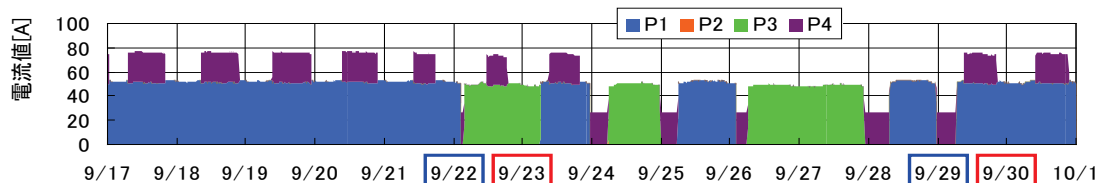
流量は、運転しているポンプに応じた流量で段階的に変動している。また、吐出圧が設定値よりも小さく運転しているが、これは流量不足回避のため設定値を高めに行っているためと考えられる。



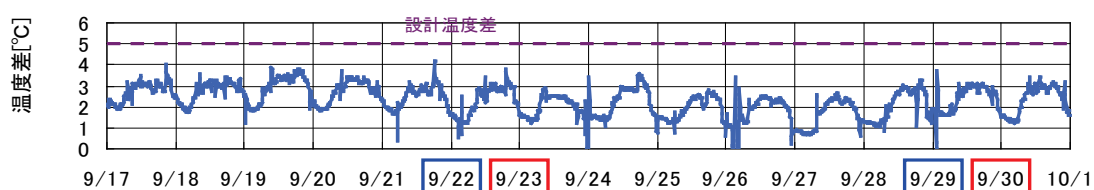
図Ⅲ.3.1.11 流量比



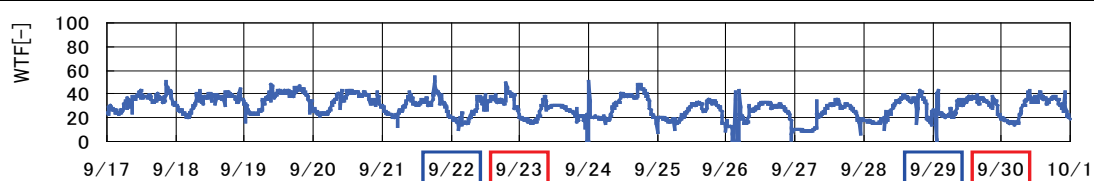
図Ⅲ.3.1.12 吐出圧



図Ⅲ.3.1.13 電流値



図Ⅲ.3.1.14 温度差



図Ⅲ.3.1.15 WTF

ホテル 02 (P2-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ	負荷流量	流量	台数制御

<流量分析>

図Ⅲ. 3. 1. 16

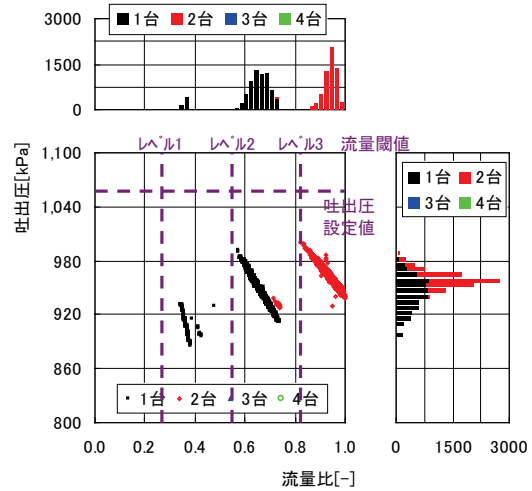
流量不足にならないように設定値を高め
に設定している. また, 増減段設定値より
も多く流量が流れている.

図Ⅲ. 3. 1. 17

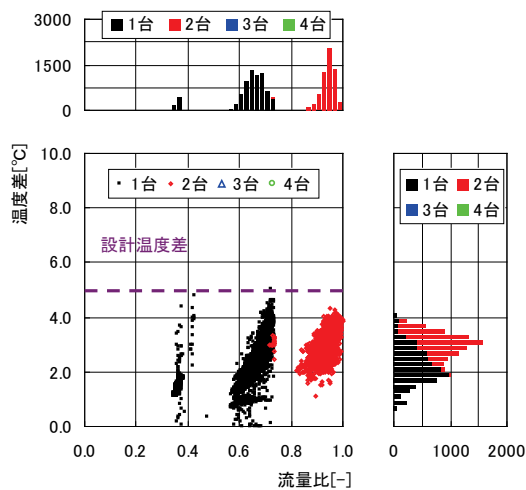
流量が多く流れているため, 温度差が小さい
状態で動作している.

図Ⅲ. 3. 1. 18

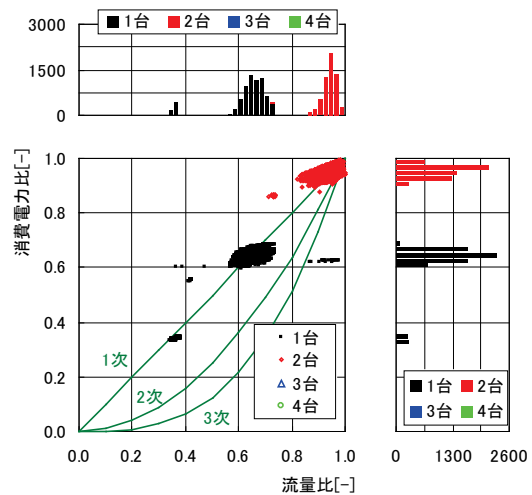
理論値 (1次) 上を動作している. また, 定
格運転のためデータは集合している.



図Ⅲ. 3. 1. 16 流量比と吐出圧の関係



図Ⅲ. 3. 1. 17 流量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 18 流量比と消費電力比の関係

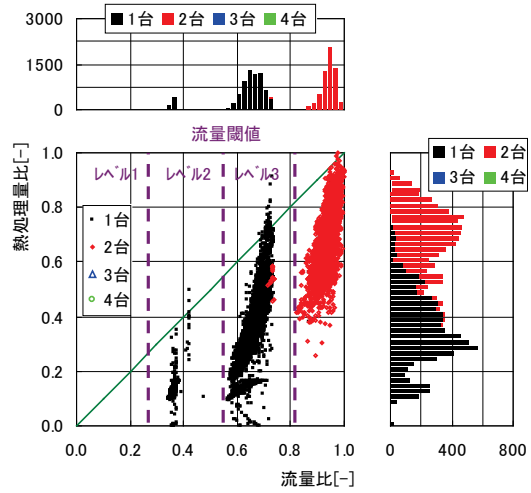
ホテル 02 (P2-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ	負荷流量	流量	台数制御

<流量分析>

図Ⅲ. 3. 1. 19

定格運転のため、流量比はポンプの運転台数に応じて分布している。また、温度差が小さいため、熱量比は理論値よりも小さく動作している。



図Ⅲ. 3. 1. 19 流量比と熱処理量比の関係

ホテル 02 (P2-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ	負荷流量	流量	台数制御

< 熱量分析 >

図Ⅲ. 3. 1. 20

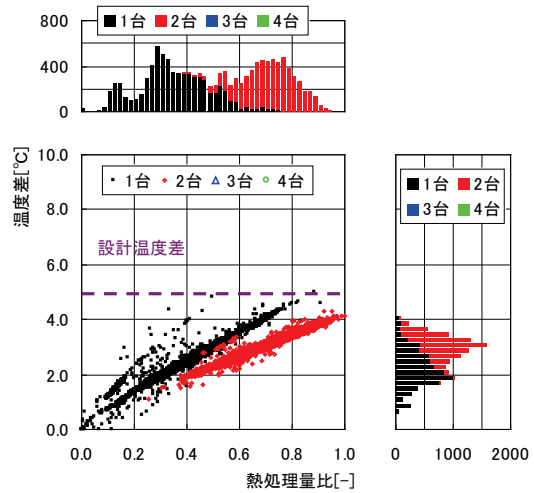
流量が多く流れているため、設計温度差よりも小さく運転している。

図Ⅲ. 3. 1. 21

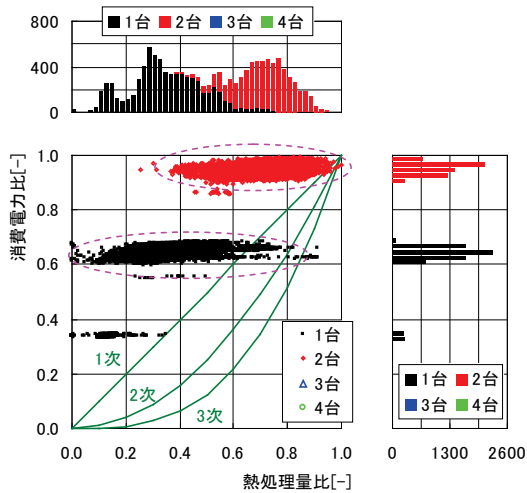
温度差が小さいため、熱処理量比が小さく運転している。そのため、理論値（1次）よりも高い消費電力比で運転している。

図Ⅲ. 3. 1. 22

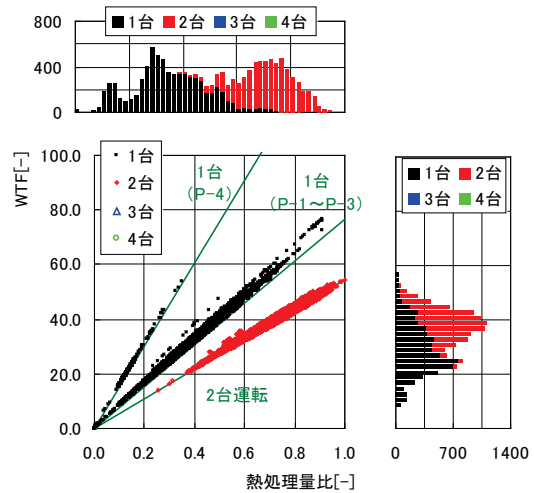
概ね理論値と同等の動作をしている。



図Ⅲ. 3. 1. 20 熱処理量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 21 熱処理量比と消費電力比の関係



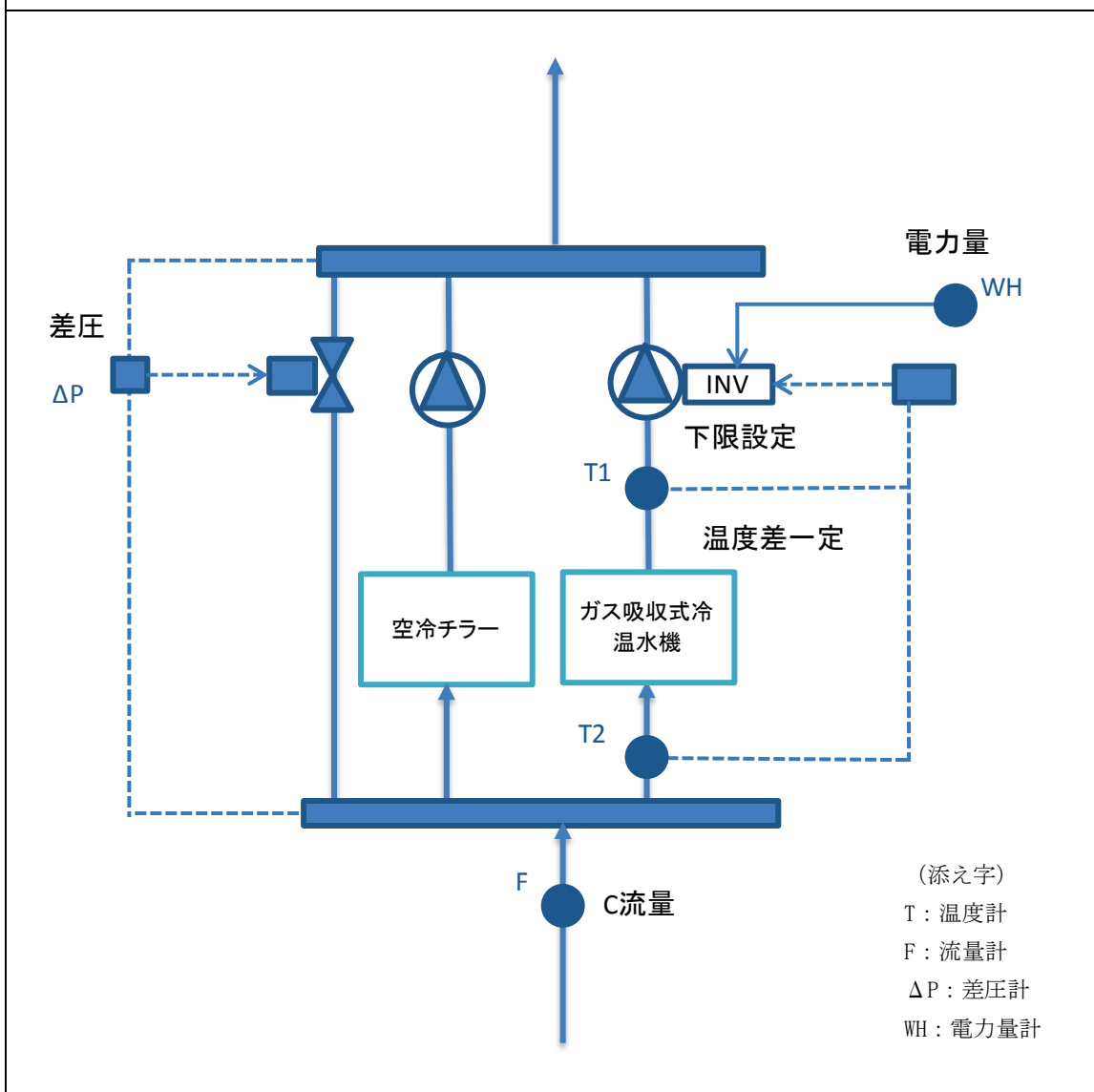
図Ⅲ. 3. 1. 22 熱処理量比とWTFの関係

3.1.3. ホテル 05 (冷水 VWV, 制御方式 P1-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
1次ポンプ	冷凍機冷水温度差	流量	回転数(周波数)制御

建物名	ホテル 05	地区	関東	竣工	2008年	改修	—	規模	19,600m ²
分類記号	P1-VWV-04				検出部	冷凍機冷水温度差			
制御目的	VWV				制御目標	流量			
分析期間	2011年7月1日～2011年11月30日				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	1次ポンプ				製造年月	2008年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 1次ポンプ方式 吐出圧力一定バイパス弁制御 冷凍機出入口温度差一定変流量制御 				機器仕様	冷水ポンプ 1000L/min×400kPa×15kW			

システムフロー



ホテル 05(冷水 VWV, 制御方式 P1-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
1次ポンプ	冷凍機冷水温度差	流量	回転数(周波数)制御

<評価項目計算式, 計測概要>

1. 評価項目計算式 ※添え字(記号)はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 冷水温度差

$$\text{冷水温度差} = \text{冷水還温度 (T2)} - \text{冷水往温度 (T1)}$$

(2) 流量比

$$\text{流量比} = \text{実測流量 (F)} \div \text{実測最大流量}$$

(3) 消費電力比

$$\text{消費電力比} = \text{実測消費電力 (WH)} \div \text{実測最大消費電力}$$

(4) 熱量比

$$\text{熱量比} = \text{実測流量 (F)} \times \text{冷数温度差 (T2-T1)} \times \text{水密度} \times \text{比熱} \div \text{実測最大熱量}$$

(5) WTF

$$\text{WTF} = \text{実測熱量} \div \text{実測消費電力 (WH)}$$

2. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・ 1時間間隔

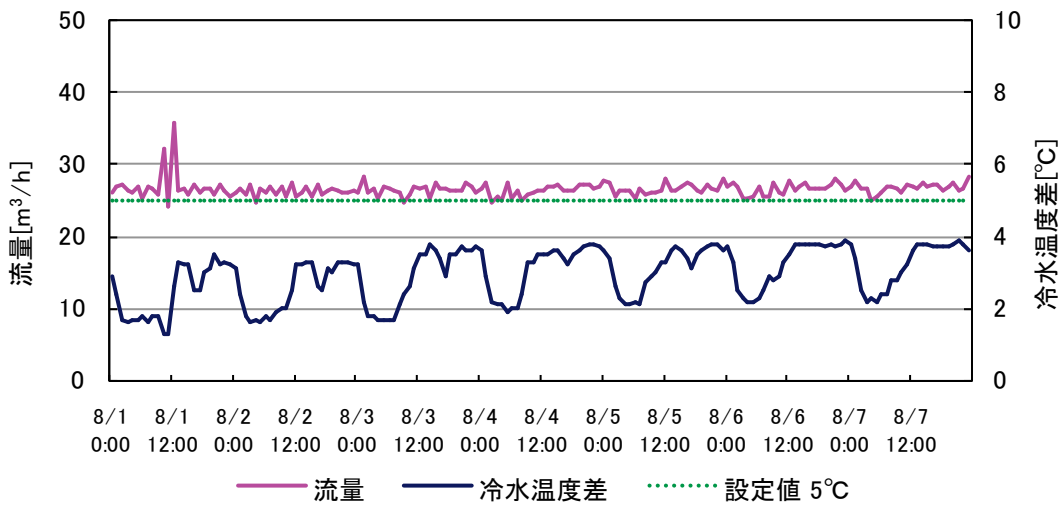
ホテル 05(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
1次ポンプ	冷凍機冷水温度差	流量	回転数(周波数)制御

<動作確認データ>

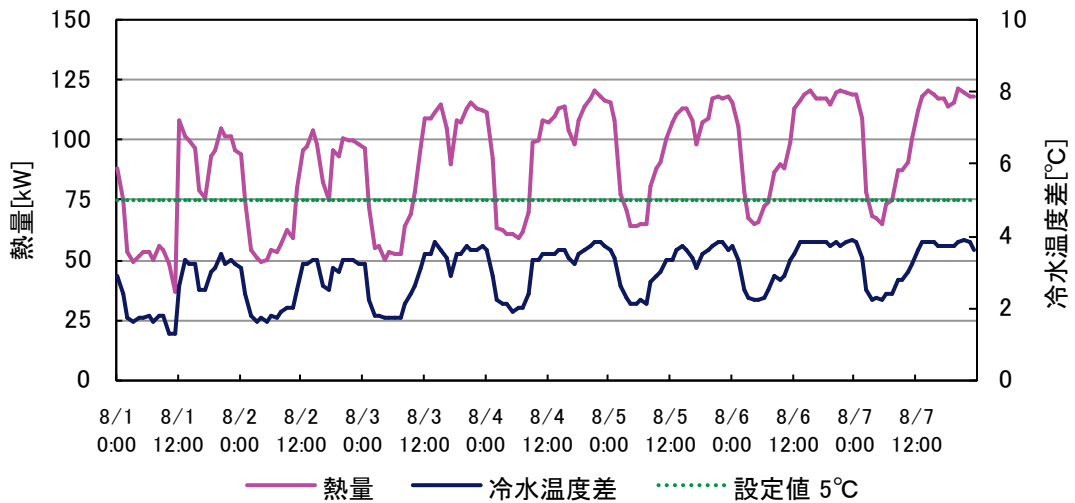
夏の冷水温度差トレンドグラフ (2011/8/1~8/7)

夏季, 流量は冷凍機定格流量の約 50%, 最低流量で定流量運転されている. 温度差はこの流量で 4°C以内となっており変動していない.



図Ⅲ. 3. 1. 23 流量と冷水温度差 (夏期)

負荷が大きくなるに従い温度差は大きくなるが, 最大負荷は定格の約 40%である.



図Ⅲ. 3. 1. 24 熱量と冷水温度差 (夏期)

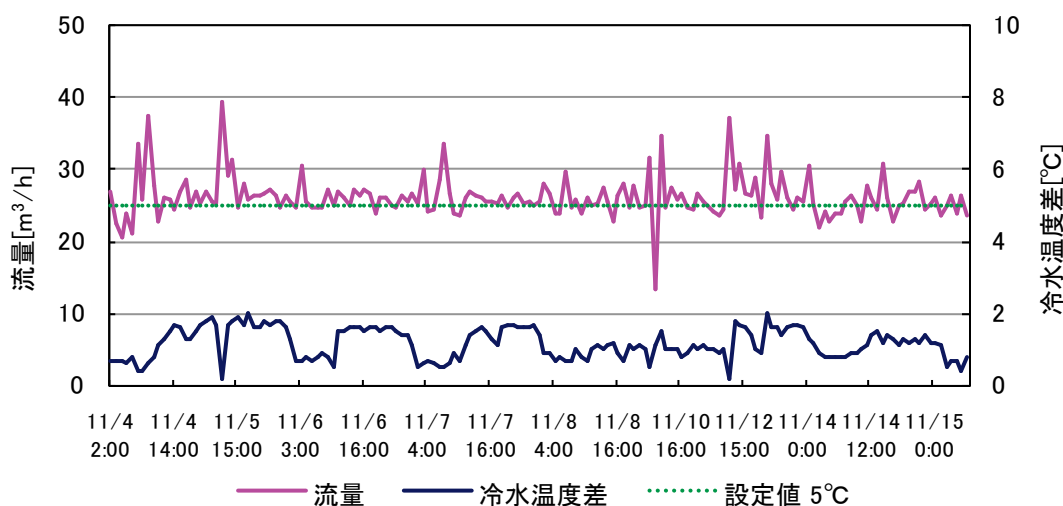
ホテル 05(冷水 VWV, 制御方式 P1-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
1次ポンプ	冷凍機冷水温度差	流量	回転数(周波数)制御

<動作確認データ>

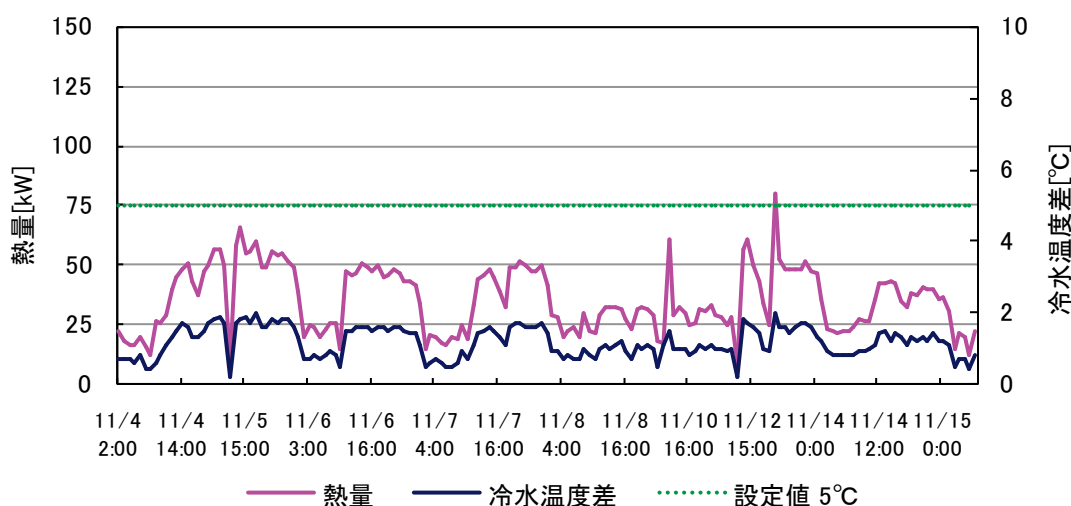
中間期の冷水温度差トレンドグラフ (2011/11/4~11/15)

中間期も夏季同様、流量は冷凍機定格流量の約 50%，最低流量で定流量運転されている。冷水温度差は負荷が少ないため 2℃程度。



図Ⅲ. 3. 1. 25 流量と冷水温度差 (中間期)

中間期の発生熱量は 10~20%である。



図Ⅲ. 3. 1. 26 熱量と冷水温度差 (中間期)

ホテル 05(冷水 VWV, 制御方式 P1-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
1次ポンプ	冷凍機冷水温度差	流量	回転数（周波数）制御

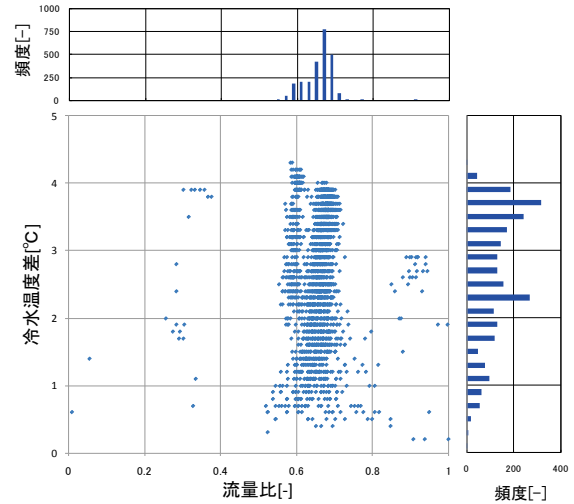
<流量分析データ>

計測全期間(2011/7/1～11/30)の冷水流量比と冷水温度の関係を示す。冷水流量は計測期間中、ほぼ定格値の40%～50%、計測期間中最大値の70%前後の流量で運用されている。設計は冷水温度差一定の変流量制御であるが、冷凍機の運転最小流量でも負荷が小さいため温度差は最大で4℃と冷凍機定格を下回っており、これ以上の低流量化は不可能である。一次ポンプ方式の変流量制御は冷凍機の容量が負荷に比べて大きい場合、冷凍機の最小流量が制約となる。

流量最大値=39.5 m3/h

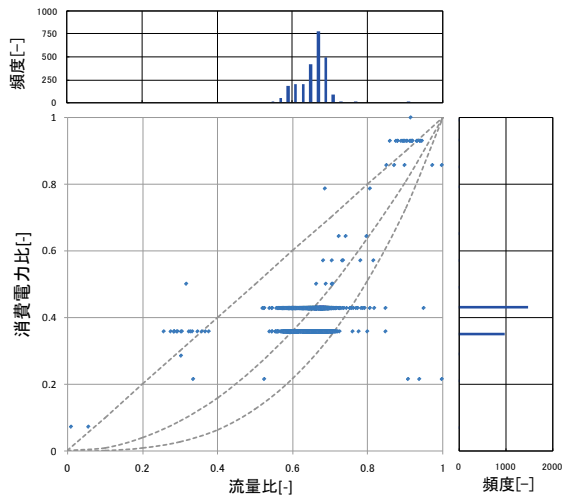
消費電力最大値=14 kWh

流量比～冷水温度差



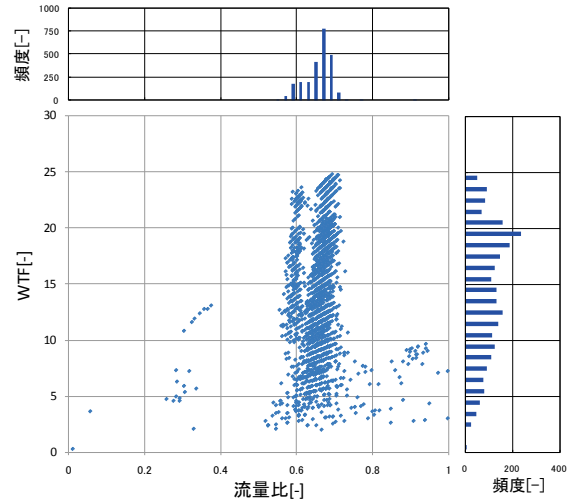
図Ⅲ. 3. 1. 27 流量比と冷水温度差の関係

流量比～消費電力比



図Ⅲ. 3. 1. 28 流量比と消費電力比の関係

流量比～WTF



図Ⅲ. 3. 1. 29 流量比と WTF の関係

ホテル 05(冷水 VWV, 制御方式 P1-VWV-04)

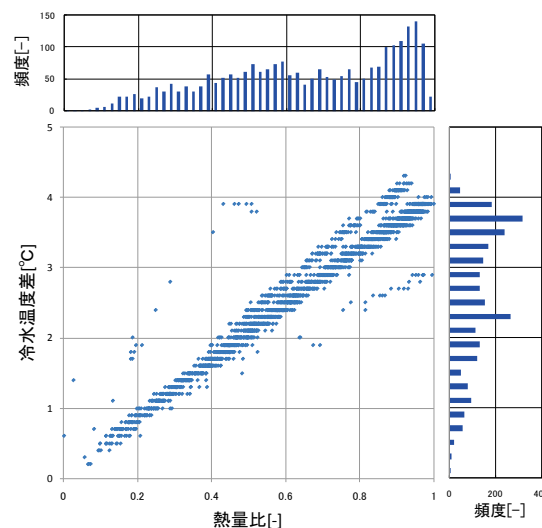
制御対象	検出部	制御目標	動作
1次ポンプ	冷凍機冷水温度差	流量	回転数（周波数）制御

<熱量分析データ>

計測全期間(2011/7/1～11/30)の冷水熱量比との関係を示す。冷水熱量は計測期間中、10%～100%、計測期間中最大値の70%前後の熱量で運用されている。設計は冷水温度差一定の変流量制御であるが、冷凍機の運転最小流量でも負荷が小さいため温度差は最大で4℃と冷凍機定格を下回っており、これ以上の低流量化は不可能である。一次ポンプ方式の変流量制御は冷凍機の容量が負荷に比べて大きい場合、冷凍機の最小流量が制約となる。

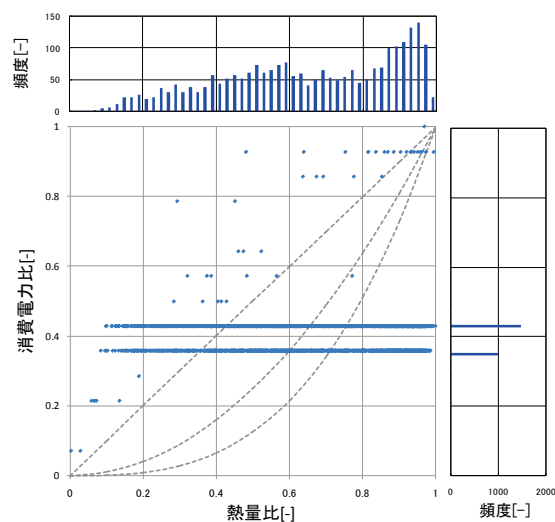
熱量最大値=452 MJ/h
(=126 kW)

熱量比～冷水温度差



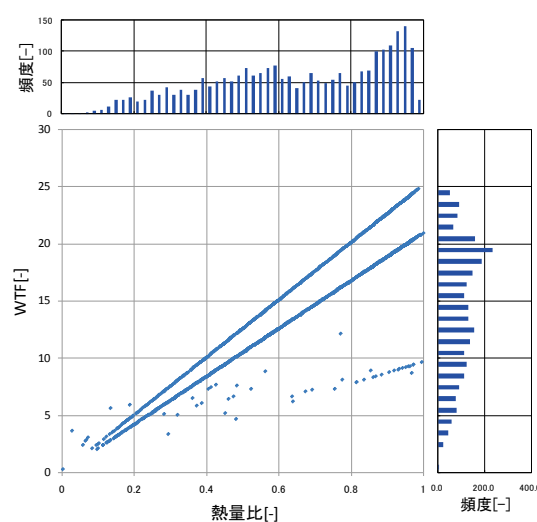
図Ⅲ. 3. 1. 30 熱量比と冷水温度差の関係

熱量比～消費電力比



図Ⅲ. 3. 1. 31 熱量比と消費電力比の関係

熱量比～WTF

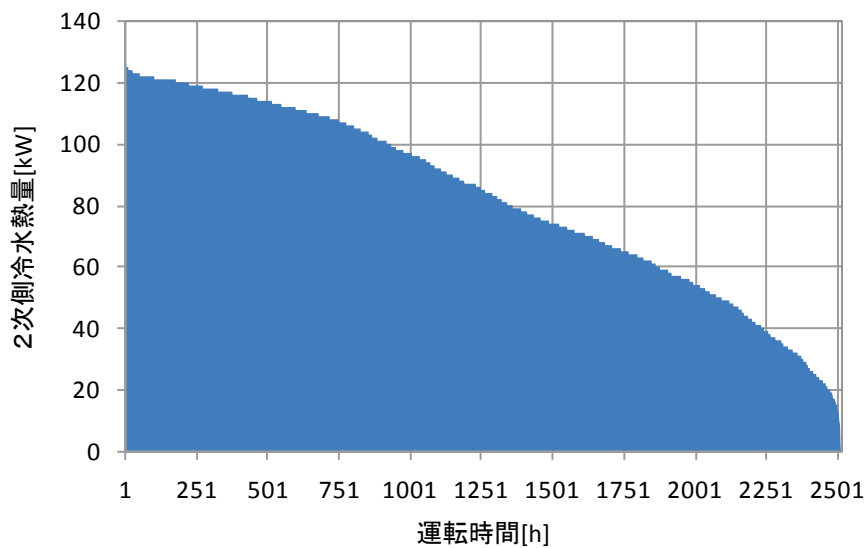


図Ⅲ. 3. 1. 32 熱量比とWTFの関係

ホテル 05(冷水 VWV, 制御方式 P1-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
1次ポンプ	冷凍機冷水温度差	流量	回転数（周波数）制御

<期間負荷データ>



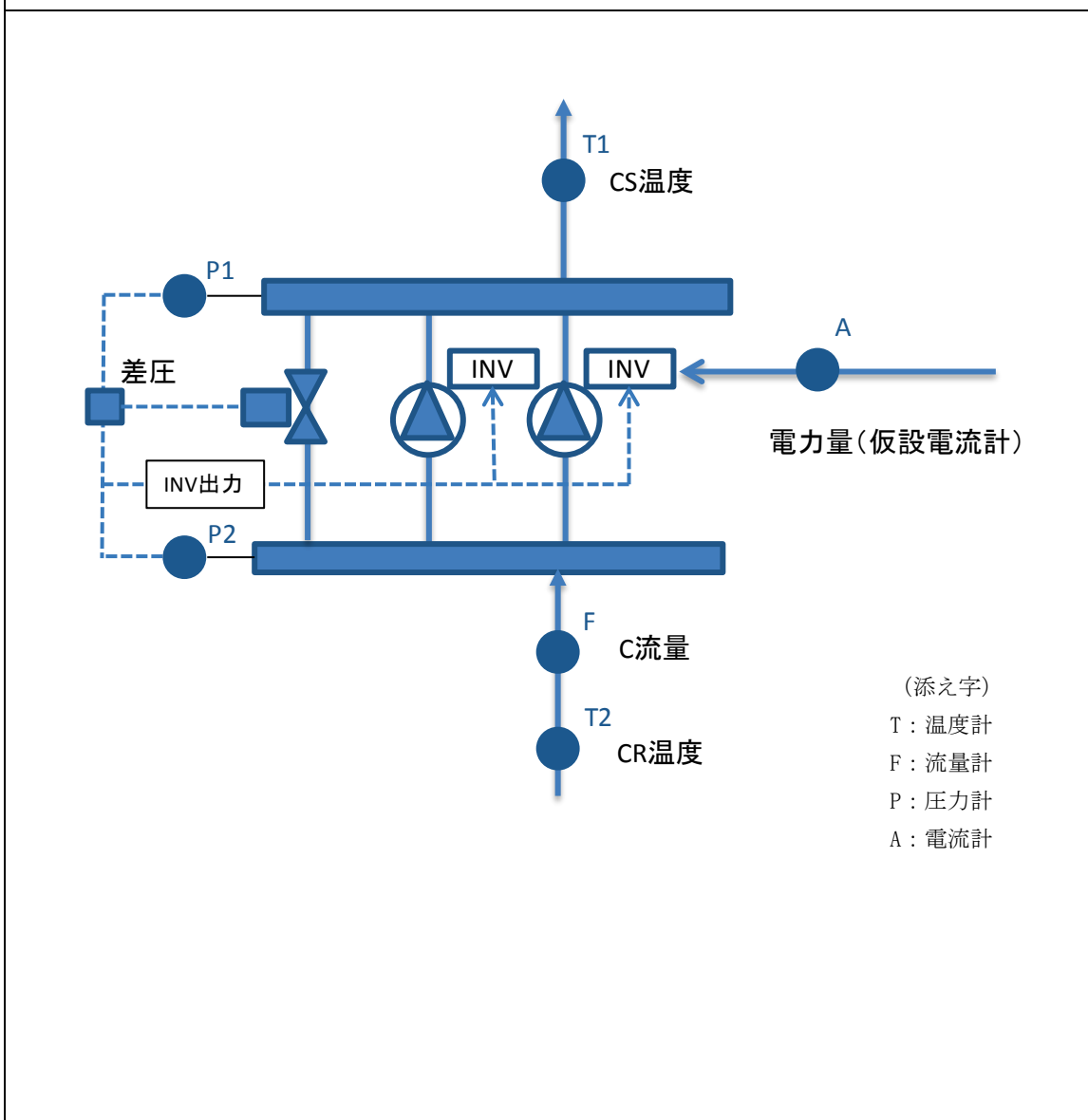
図Ⅲ. 3. 1. 33 期間負荷

3.1.4. ホテル06 (冷水VWV, 制御方式P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(1台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数(周波数)制御

建物名	ホテル06	地区	九州	竣工	1994年	新築	—	規模	165,000m ²
分類記号	P2-VWV-04				検出部	吐出圧力			
制御目的	VWV				制御目標	吐出圧力			
分析期間	2011年11月1日～2011年12月15日				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	2次ポンプ(1台)				製造年月	1993年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・ ヘッダー差圧一定 ・ INV制御→バイパス弁制御 ・ 流量による台数制御 				機器仕様	10,000 L/min×60mAq×160kW×2台 (設置5台, 運用2台, 期間中は1台運転)			

システムフロー



ホテル 06 (冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(1台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数(周波数)制御

<評価項目計算式, 計測概要>

1. 評価項目計算式 ※添え字(記号)はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 冷水温度差

$$\text{冷水温度差} = \text{冷水還温度 (T2)} - \text{冷水往温度 (T1)}$$

(2) 流量比

$$\text{流量比} = \text{実測流量 (F)} \div \text{最大流量 (計測期間内)}$$

(3) 消費電力比

$$\text{消費電力比} = \text{消費電力} \div \text{最大消費電力 (計測期間内)}$$

$$\text{消費電力} = \text{実測電流 (A)} \times 420 \text{ V} \times \sqrt{3} \times 0.9$$

(4) 熱量比

$$\text{熱量比} = \text{熱量} \div \text{最大熱量 (計測期間内)}$$

$$\text{熱量} = \text{実測流量 (F)} \times \text{冷水温度差 (T2-T1)} \times \text{水の密度} \times \text{水の比熱}$$

(5) WTF

$$\text{WTF} = \text{熱量} \div \text{消費電力}$$

2. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

温度, 流量: 5 分間隔

電流 (仮設計測): 10 分間隔

(2) データ処理

- ・ 5 分間隔のデータ (温度, 流量) を 10 分平均に集計

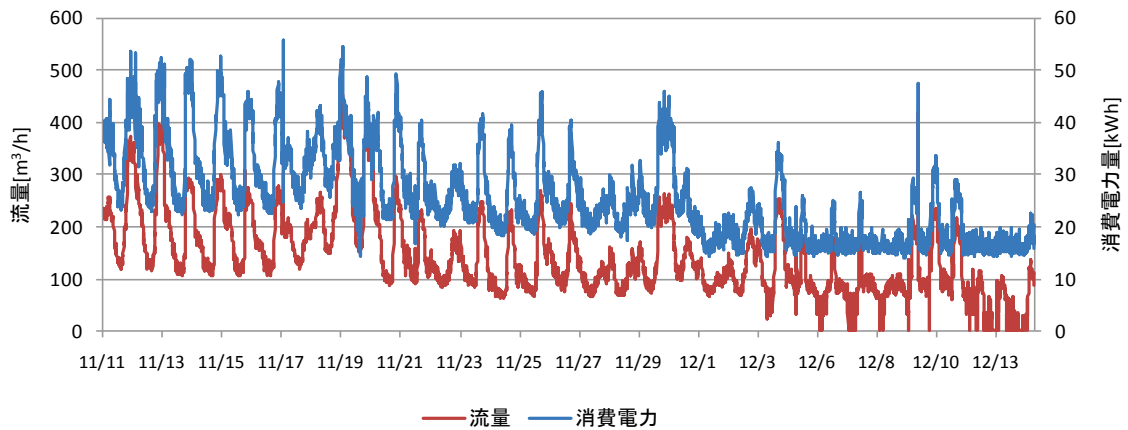
ホテル 06 (冷水 VVW, 制御方式 P2-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(1台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数(周波数)制御

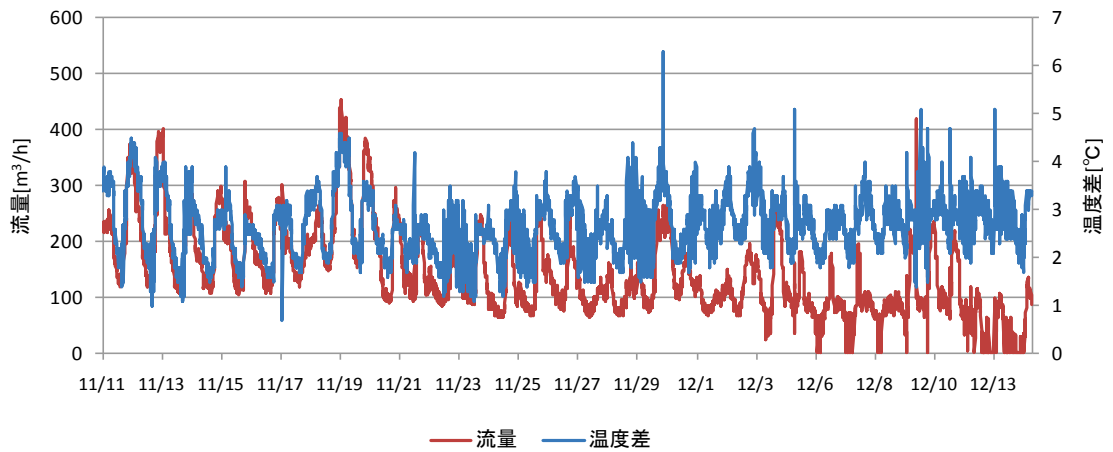
<動作確認データ>

動作状況の推移 (2011/11/11~12/13)

ポンプは1台運転で能力に比較し最大時で30%とかなりの低負荷運転となっている。



図Ⅲ. 3. 1. 34 流量と消費電力の推移



図Ⅲ. 3. 1. 35 流量と温度差の推移

ホテル 06 (冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(1台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数(周波数)制御

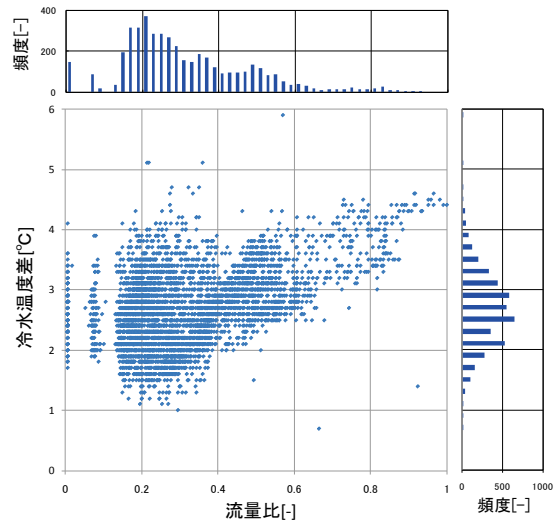
<流量分析データ>

冷水温度差は3℃程度であり設計温度差5℃はとれていない。末端への送水の確保による。

流量最大値=454 m³/h

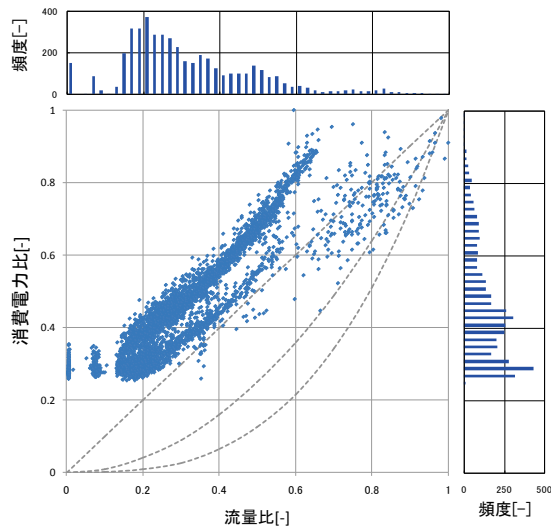
消費電力最大値=56 kWh

流量比～冷水温度差



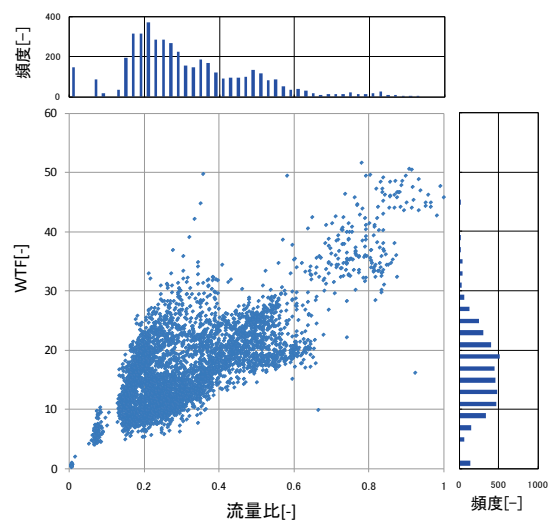
図Ⅲ. 3. 1. 36 流量比と冷水温度差の関係

流量比～消費電力比



図Ⅲ. 3. 1. 37 流量比と消費電力比の関係

流量比～WTF



図Ⅲ. 3. 1. 38 流量比とWTFの関係

ホテル 06 (冷水 VVW, 制御方式 P2-VVW-04)

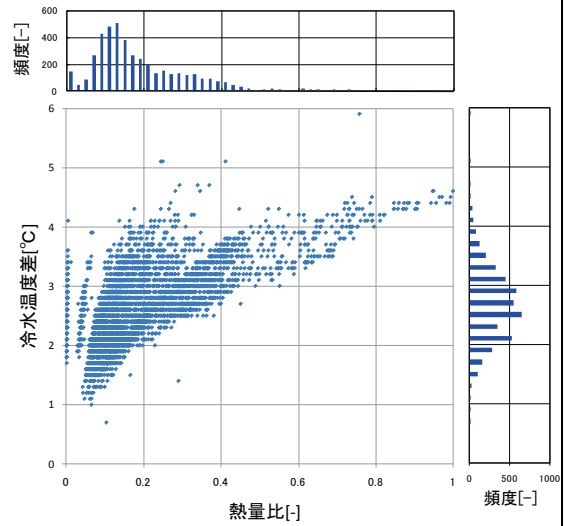
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(1台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数(周波数)制御

<熱量分析データ>

冷水温度差は3℃程度であり設計温度差5℃はとれていない。末端への送水の確保による。

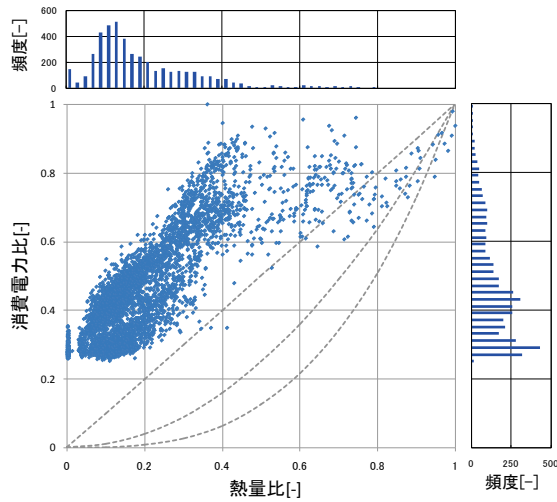
熱量最大値=8,433 MJ/h
(=2,343 kW)

熱量比～冷水温度差



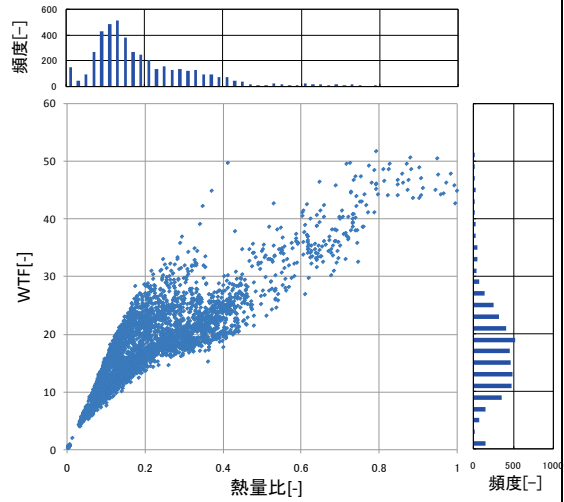
図Ⅲ. 3. 1. 39 熱量比と冷水温度差の関係

熱量比～消費電力比



図Ⅲ. 3. 1. 40 熱量比と消費電力比の関係

熱量比～WTF

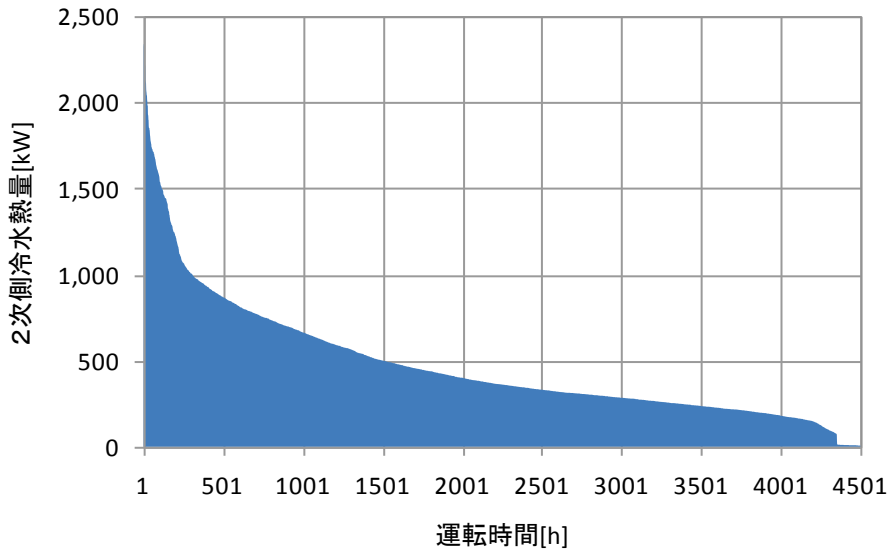


図Ⅲ. 3. 1. 41 熱量比とWTFの関係

ホテル 06 (冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(1台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数(周波数)制御

<期間負荷データ>



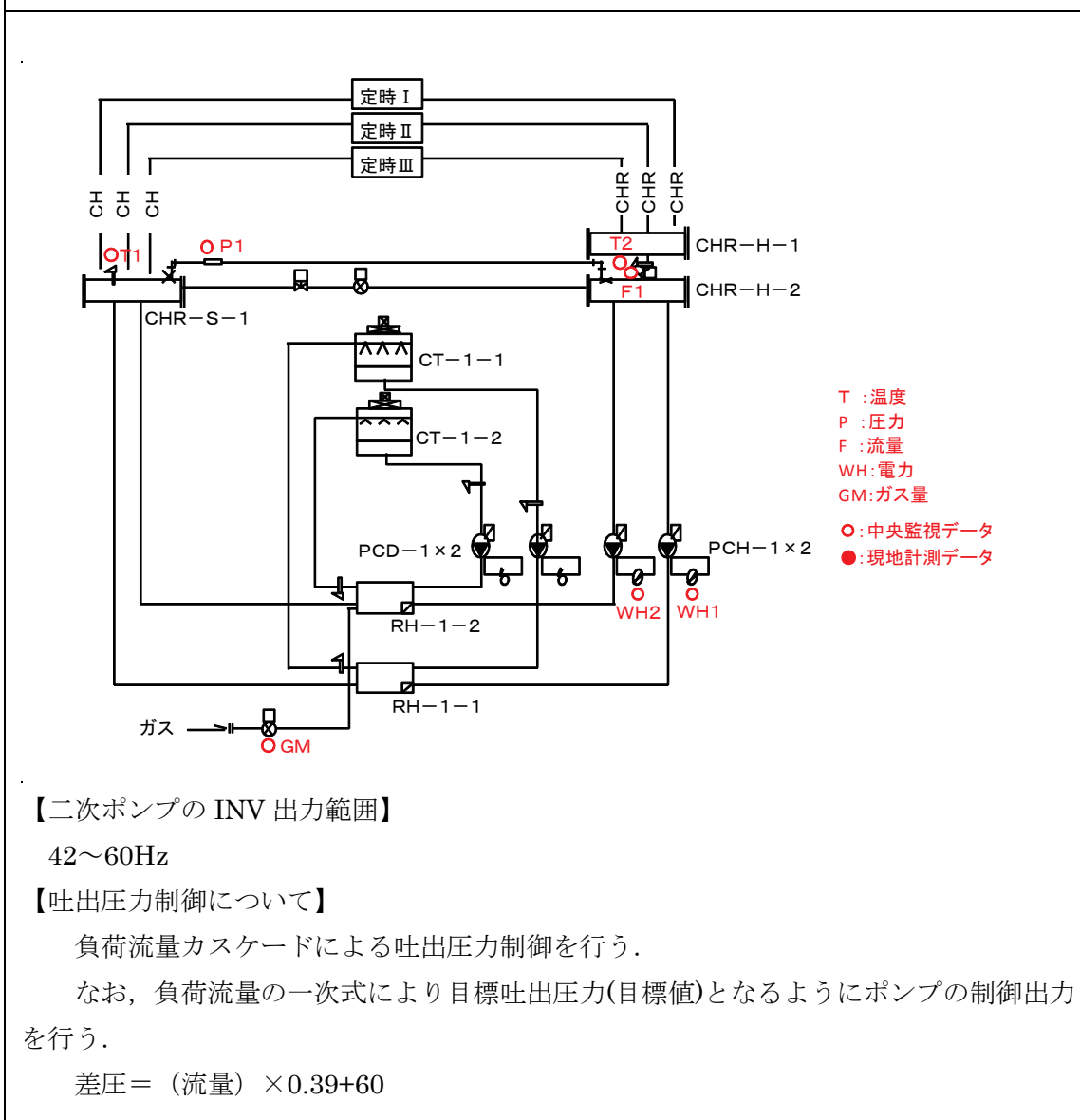
図Ⅲ. 3. 1. 42 期間負荷

3.1.5. 病院 01 (P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PCH-1	吐出圧力 (差圧)	吐出圧力 (差圧)	回転数 (周波数) 制御

建物名	病院 01	地区	山口	竣工	2007 年	改修	—	規模	60,844m ²
分類記号	P1-VWV-05				検出部	吐出圧力 (差圧)			
制御目的	ポンプ回転数制御				制御目標	吐出圧力 (差圧)			
分析期間	平成 23 年 11 月～平成 24 年 9 月				動作	回転数 (周波数) 制御			
制御対象	PCH-1				製造年月				
制御内容	<ポンプ廻り> ・送水差圧制御				機器仕様	PCH-1 3,024L/min×333kPa 3φ×200V×26kW ×2 台			

システムフロー



病院 01 (P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PCH-1	吐出圧力 (差圧)	吐出圧力 (差圧)	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ> 2012年1月10～23日

【評価項目計算式】

1) 二次側温度差 (温水・冷水温度差)

$$\text{二次側温度差} = \text{還ヘッダー温度 (T2)} - \text{往ヘッダー温度 (T1)}$$

2) 二次側負荷熱量

$$\text{二次側負荷熱量} = \text{二次側温度差 (T1-T2)} \times \text{二次側流量 (F1)} \times \text{比重} \times \text{比熱}$$

3) 流量比

$$\text{流量比} = \text{二次側流量度 (F1)} \div \text{期間最大流量}$$

4) 消費電力量比

$$\text{消費電力量} = \text{消費電力 (WH1, WH2)} \div \text{期間最大消費電力}$$

5) 熱処理量比

$$\text{熱処理量比} = \text{二次側負荷熱量} \div \text{期間最大熱量}$$

6) WTF

$$\text{WTF} = \text{熱処理量} \div \text{期間最大消費電力}$$

【計測概要】

1) データ収集時間間隔

電力量 : 30分

その他 : 1分

2) フィルタリング条件

- ・平日 9:00～18:00 のデータを用いる
- ・起動後 1 時間以内のデータは削除する
- ・電力量の上限, 下限のときのデータは削除する
(INV は未測定)

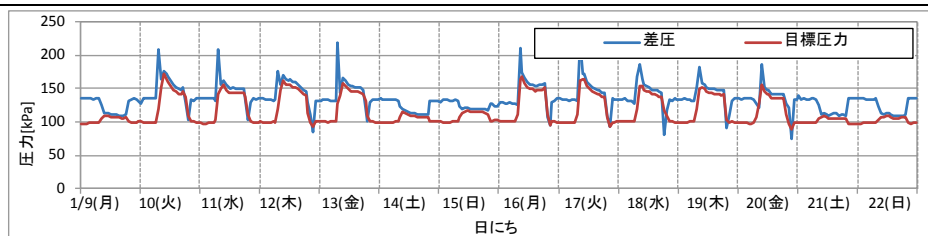
3) データ処理

それぞれのデータを 1 時間平均に集計

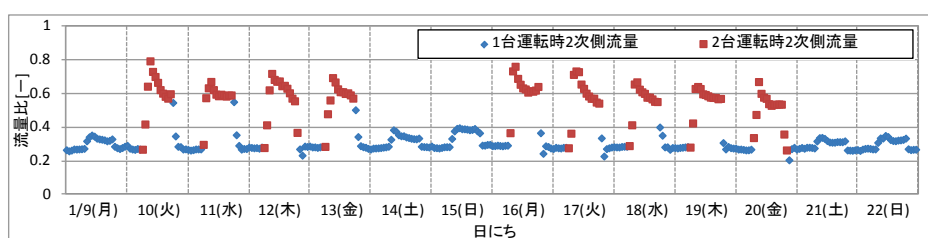
病院 01 (P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PCH-1	吐出圧力 (差圧)	吐出圧力 (差圧)	回転数 (周波数) 制御

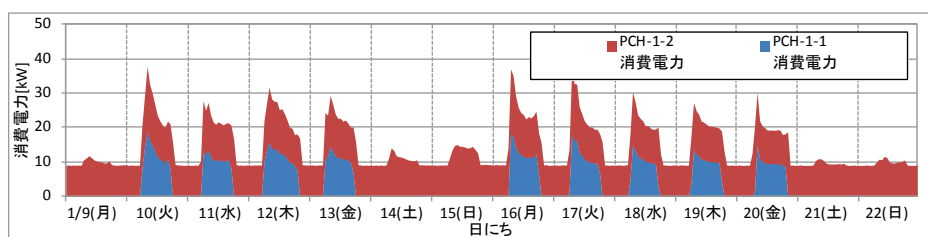
<動作確認データ> 2012年1月10~23日



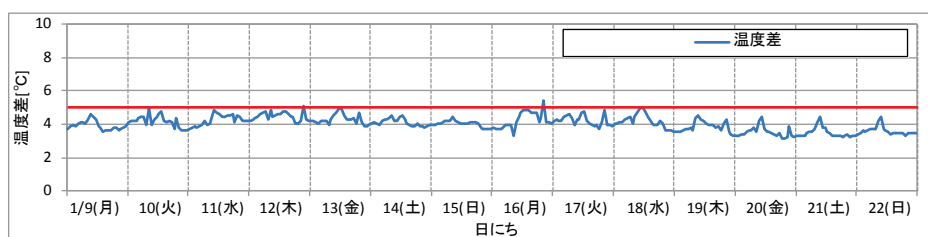
図Ⅲ. 3. 1. 43 差圧, 目標圧力トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 44 流量比トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 45 消費電力トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 46 往還温度差トレンド

図Ⅲ. 3. 1. 43 : 運転時間においては, 差圧が目標圧力とほぼ一致している.

→正常に制御している.

図Ⅲ. 3. 1. 44 : VWV 制御が働いている.

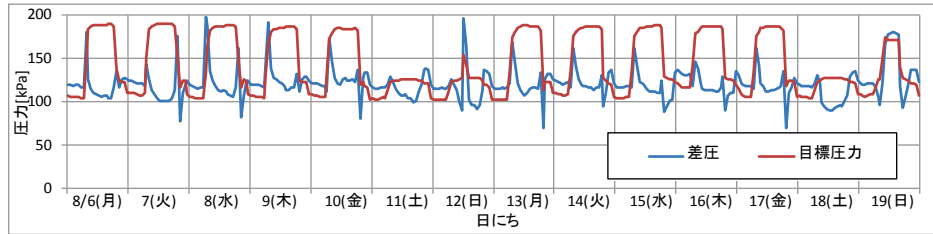
図Ⅲ. 3. 1. 45 : 消費電力は流量に合わせて推移している.

図Ⅲ. 3. 1. 46 : 温度差は 4°C程度で推移している.

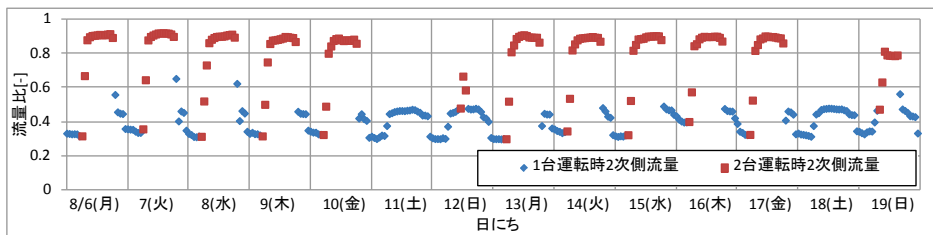
病院 01 (P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PCH-1	吐出圧力 (差圧)	吐出圧力 (差圧)	回転数 (周波数) 制御

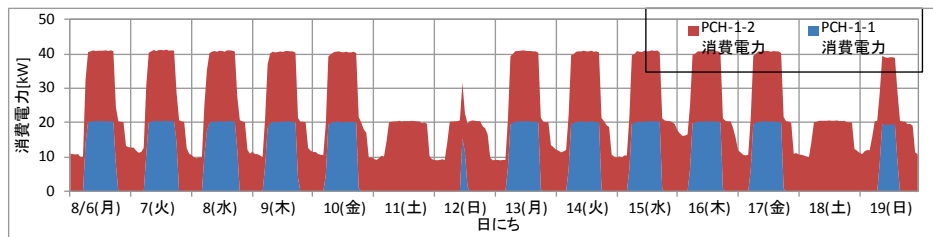
<動作確認データ> 2012年8月6~19日



図Ⅲ. 3. 1. 47 差圧, 目標圧カトレンド



図Ⅲ. 3. 1. 48 流量比トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 49 消費電力トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 50 往還温度差トレンド

図Ⅲ. 3. 1. 47: 起動直後は目標圧力に制御できているが, その後差圧は低下している.

→流量が多いために圧力が上がっていないと考えられる.

・目標圧力が高すぎる.

→カスケードの設定値を変更する必要がある.

図Ⅲ. 3. 1. 48: 流量は, 2台運転時には上限で運転している.

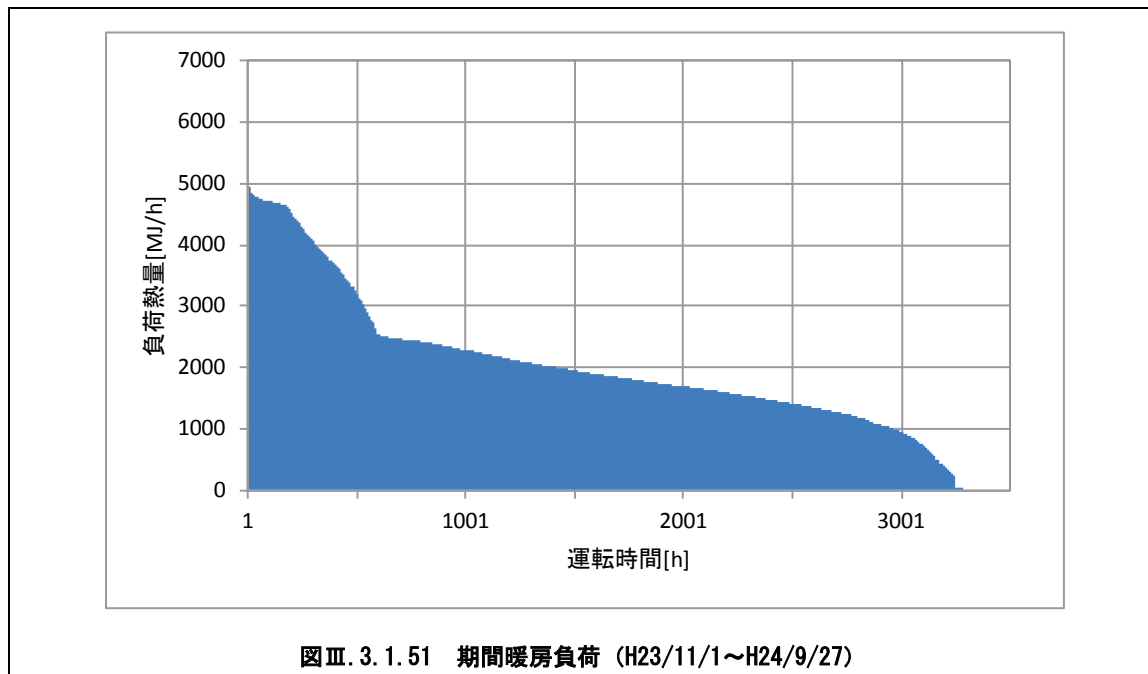
図Ⅲ. 3. 1. 49: 消費電力は上限で運転している.

図Ⅲ. 3. 1. 50: 温度差は4°C程度で推移している.

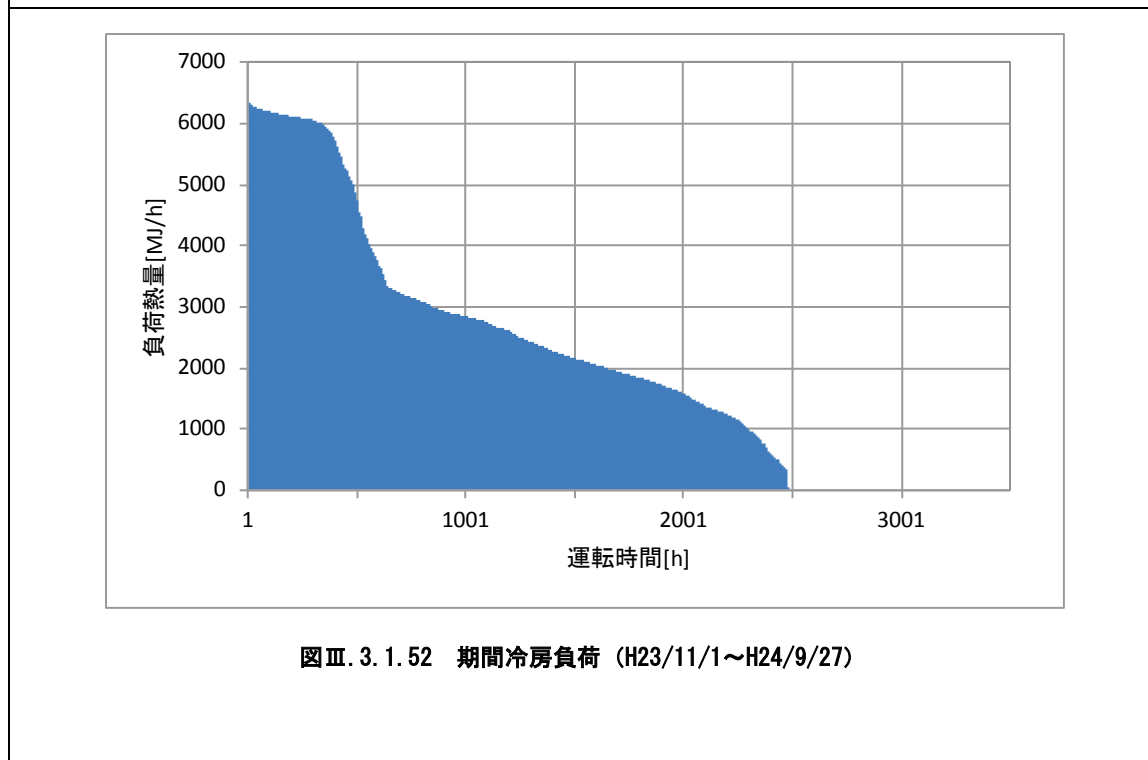
病院 01 (P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PCH-1	吐出圧力 (差圧)	吐出圧力 (差圧)	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ>2012年1月17,18日



図Ⅲ. 3. 1. 51 期間暖房負荷 (H23/11/1~H24/9/27)



図Ⅲ. 3. 1. 52 期間冷房負荷 (H23/11/1~H24/9/27)

病院 01 (P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PCH-1	吐出圧力 (差圧)	吐出圧力 (差圧)	回転数 (周波数) 制御

<流量分析>

※期間中の最大流量, 最大消費電力を”1”とした.

※正規化した際の最大値について

流量 : 302[m³/h]

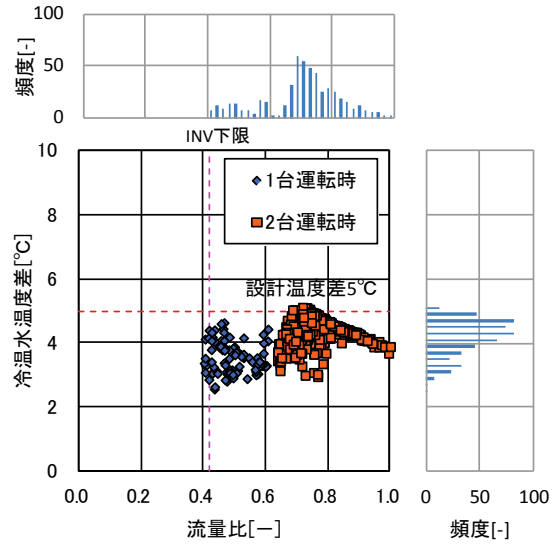
消費電力 : 39[kW]

熱処理量 : 4937[MJ/h]

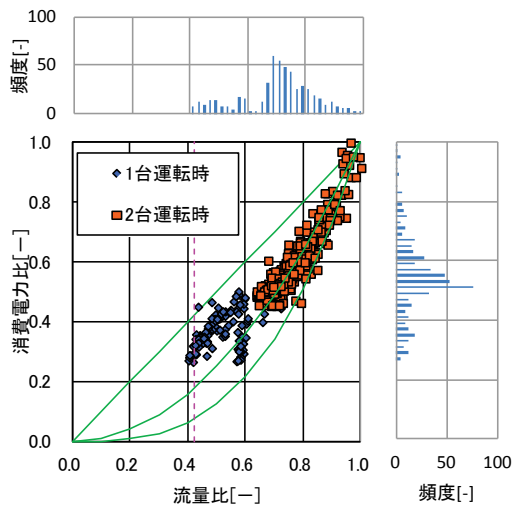
図Ⅲ. 3. 1. 53 : 温度差は 3~5°Cで運転している. 2 台運転時では, 流量の増加に伴い温度差が小さくなっている.

図Ⅲ. 3. 1. 54 : 2 次曲線上で推移している.

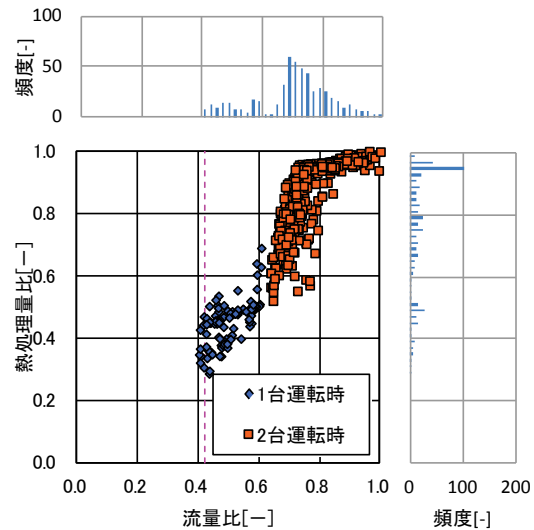
図Ⅲ. 3. 1. 55 : 流量の増加に対する熱処理量の増加がみられる. 2 台運転時で流量が大きいときは温度差が小さくなるため, 流量に対する熱処理量は横ばいとなっている.



図Ⅲ. 3. 1. 53 流量比と冷温水温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 54 流量比と消費電力比の関係



図Ⅲ. 3. 1. 55 流量比と熱処理量比の関係

病院 01 (P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PCH-1	吐出圧力 (差圧)	吐出圧力 (差圧)	回転数 (周波数) 制御

<熱量分析>

※期間中の最大流量, 最大消費電力を”1”とした。

※正規化した際の最大値について

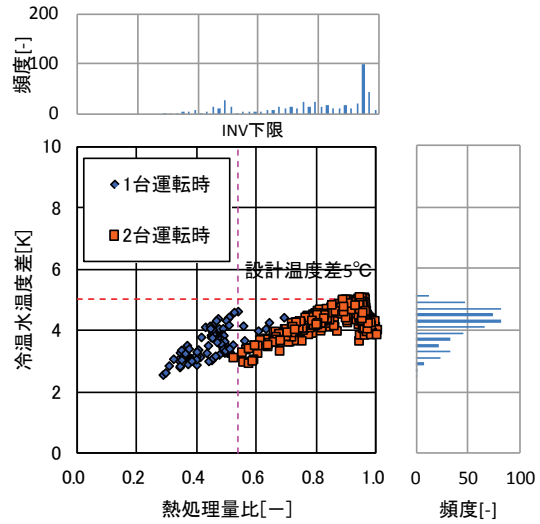
熱処理量 : 4937[MJ/h]

消費電力 : 39[kW]

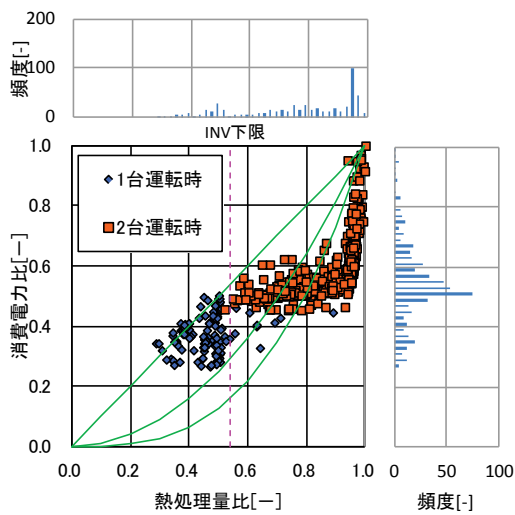
図Ⅲ. 3. 1. 56 : 温度差は 3~5℃で運転している。熱処理量比が 0.9 を超えたあたりで温度差が小さくなる。

図Ⅲ. 3. 1. 57 : 1 次曲線よりも低い消費電力量比で運転している。

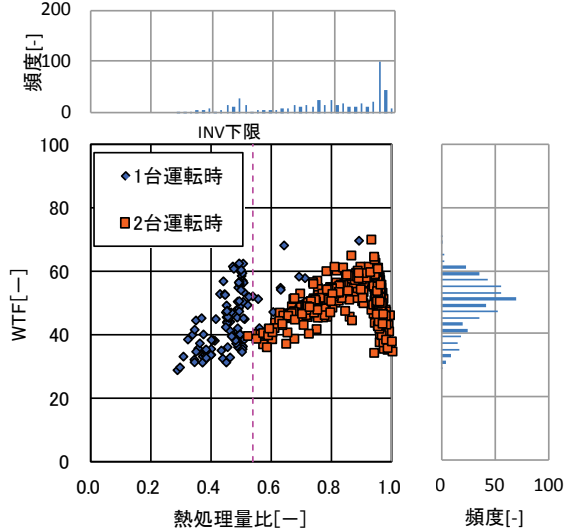
図Ⅲ. 3. 1. 58 : 30~60 の WTF で推移している。



図Ⅲ. 3. 1. 56 熱処理量比と冷温水温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 57 熱処理量比と消費電力比の関係



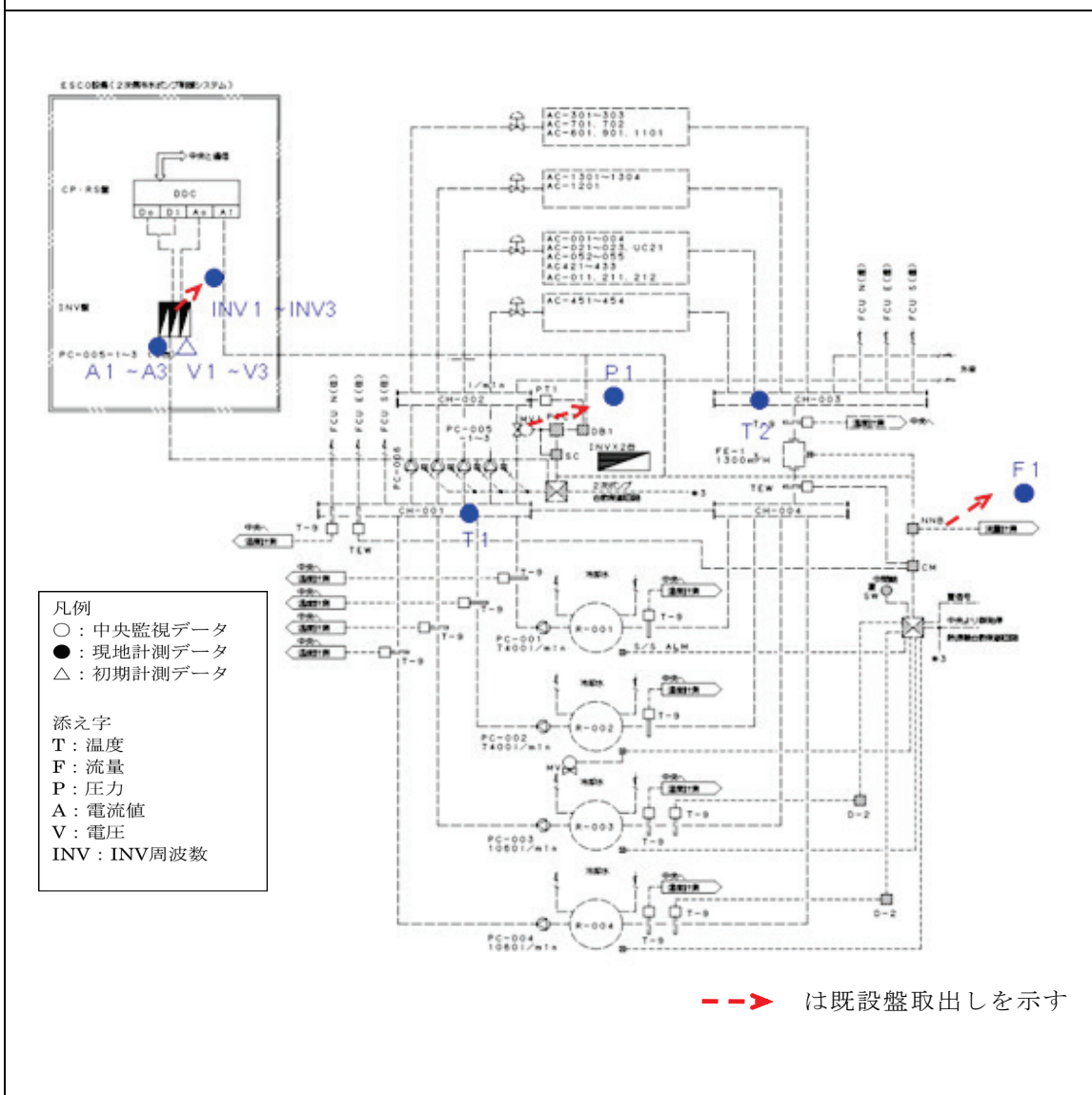
図Ⅲ. 3. 1. 58 熱処理量比と WTF の関係

3.1.6. 病院 02 (P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (全台)	吐出圧力 (負荷流量)	推定末端圧	回転数 (周波数) 制御

建物名	病院 02	地区	北海道	竣工	1980 年	改修	2010 年	規模	26,679m ²
分類記号	P2-VWV-05				検出部	吐出圧力 (負荷流量)			
制御目的	VWV 制御				制御目標	推定末端圧			
分析期間	平成 23 年 8 月～平成 25 年 1 月				動作	回転数 (周波数) 制御			
制御対象	2次冷水ポンプ群: PC-005 (PC-006 予備)				製造年月				
制御内容	1) サプライヘッダー圧力 + 負荷流量による推定末端圧制御 2) 負荷流量による台数制御 3) 吐出圧力によるヘッダーバイパス制御				機器仕様	PC-005 200φx150φ 5,780L/minx225kPa 3φx200Vx37kWx3 台 ※常用 2 台のみインバータ取付			

システムフロー



病院 02(P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ（全台）	吐出圧力（負荷流量）	推定末端圧	回転数（周波数）制御

<制御概要・評価項目計算式>

1.制御内容

(1) 二次冷水ポンプ群（PC-005×3台）

- ・ サプライヘッダー圧力+負荷流量による推定末端圧制御
- ・ 負荷流量による台数制御
- ・ 吐出圧力によるヘッダーバイパス制御

2.評価項目計算式 ※添え字（記号）はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 温水温度差

$$\text{温水温度差} = \text{還ヘッダー温度 (T2)} - \text{往ヘッダー温度 (T1)}$$

(2) 熱量

$$\text{熱量} = \text{冷水温度差 (T2-T1)} \times \text{流量 (F1)} \times \text{比重} \times \text{比熱}$$

(3) 電力量

$$\text{電力量} = \text{電流値 (A1, A2, A3)} \times \text{電圧 (V1, V2, V3)}$$

(4) WTF

$$\text{WTF} = \text{二次側負荷熱量} \div \text{電力量}$$

3.計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・ 温度：1分間隔
- ・ 流量：1分間隔
- ・ 圧力：1分間隔
- ・ 電流値：1分間隔
- ・ INV周波数：1分間隔
- ・ 電圧：初期計測

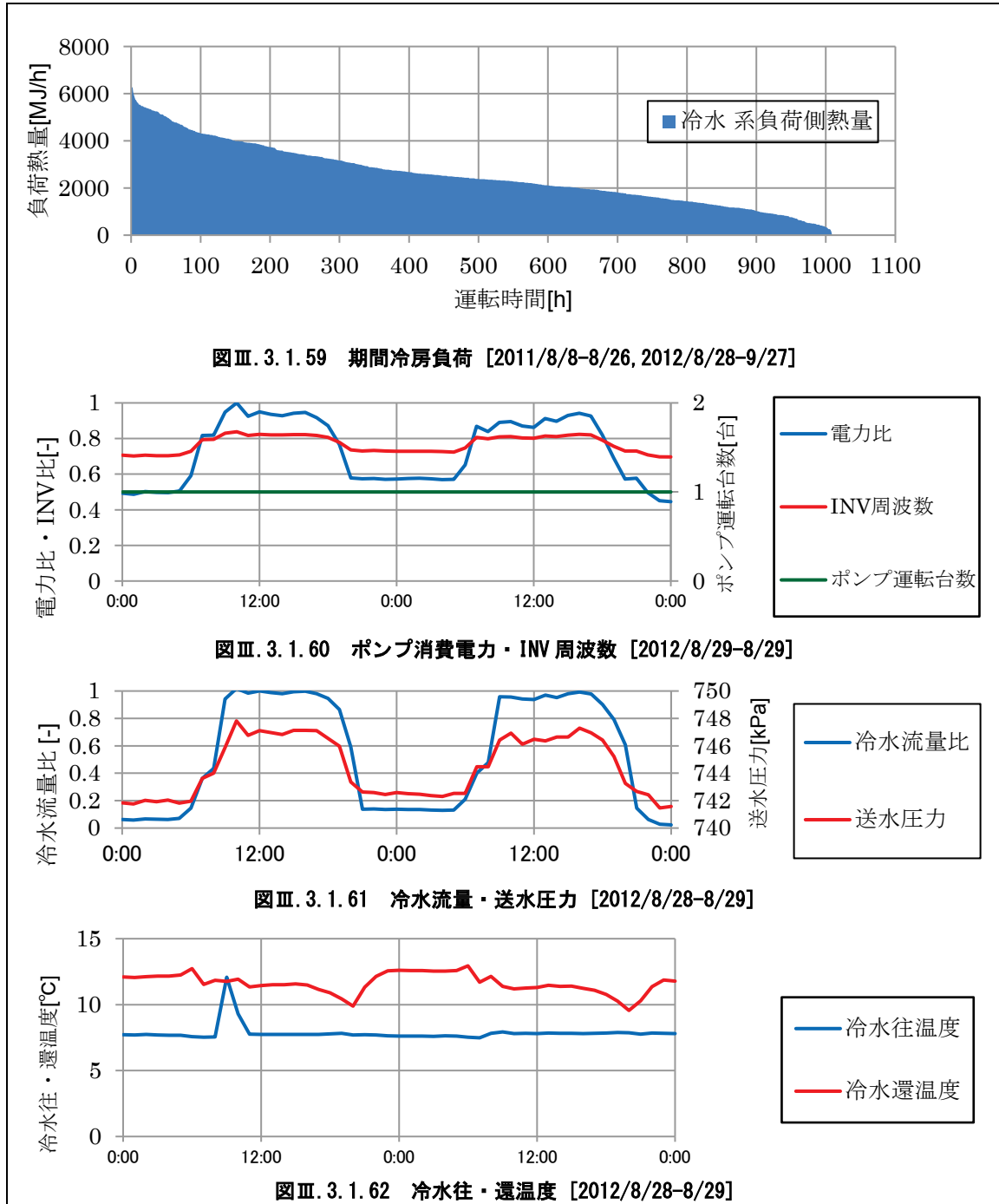
(2) データ処理

- ・ 1分間隔のデータを1時間平均に集計

病院 02 (P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (全台)	吐出圧力 (負荷流量)	推定末端圧	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ> 冷水



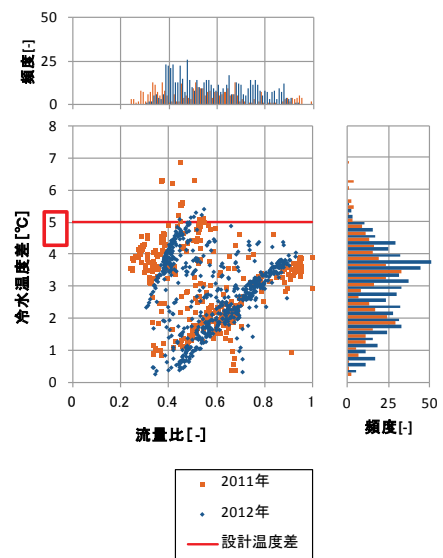
- ・参照期間：2012年8月28日～8月29日
- ・当期間中はポンプの稼働台数は1台であった
- ・流量変動と圧力変動が対応している

病院 02(P1-VWV-05)

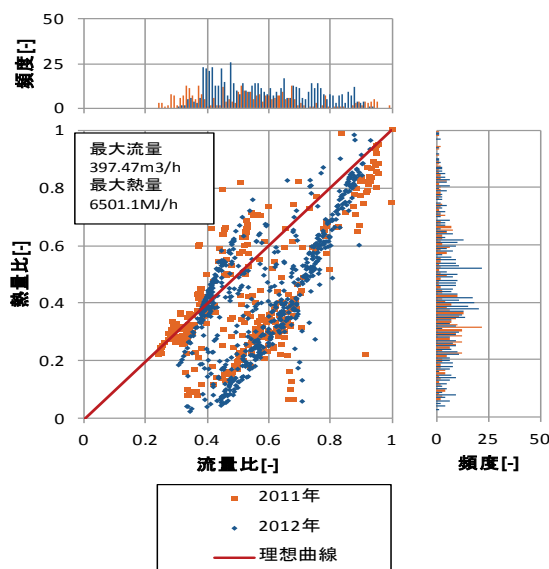
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

<流量分析>冷水

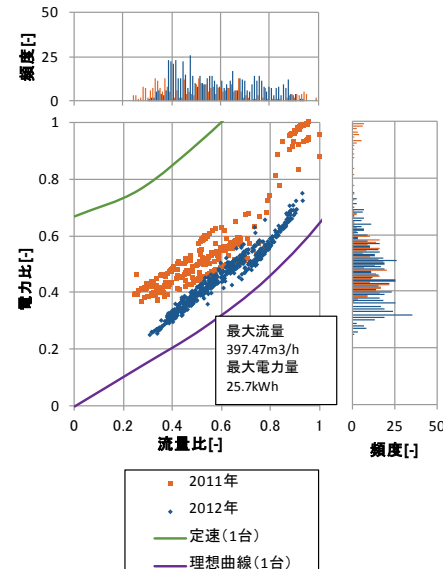
- ・分析対象期間: 2011年8月8日~26日, 2012年8月28日~9月27日の全日
- ・以下, 流量データはFCUシステムの流量を減じて評価した.
- ・2012年は冷水温度差は流量が多くなるにつれ小さくなる傾向が見られるが, 2011年はばらついている.
- ・熱量比との関係は年度に関係なく同様な傾向であるが2012年は2011年に比べ電力比が小さくなっている。(理想曲線に近くなっている)
⇒ 制御設定を変更し, 制御性を改善した結果である。(その他の項目にある流量-圧力線図参照)
- ・電力特性曲線はメーカー予想性能曲線図の値を適用した。(INV運転時の理想曲線は想定抵抗曲線と周波数毎の流量交点より電力値を推定した)



図Ⅲ. 3. 1. 63 流量比と冷水温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 64 流量比と熱量比の関係



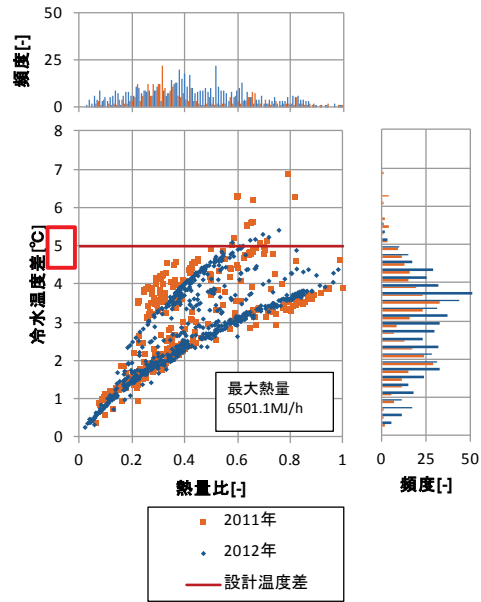
図Ⅲ. 3. 1. 65 流量比と電力比の関係

病院 02(P1-VWV-05)

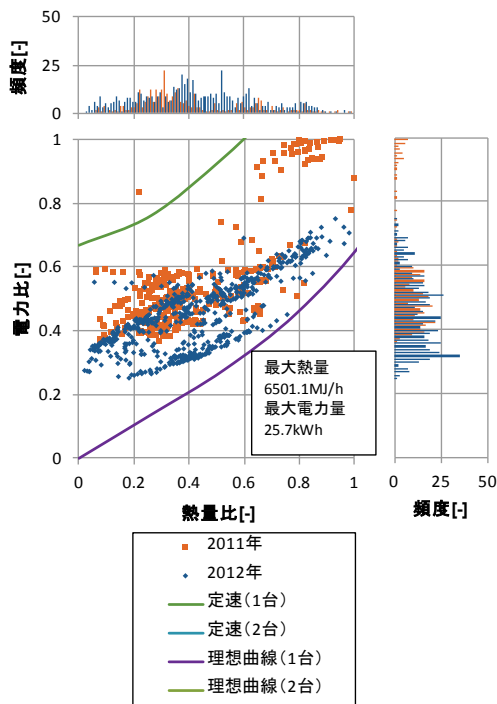
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ（全台）	吐出圧力（負荷流量）	推定末端圧	回転数（周波数）制御

<熱量分析>冷水

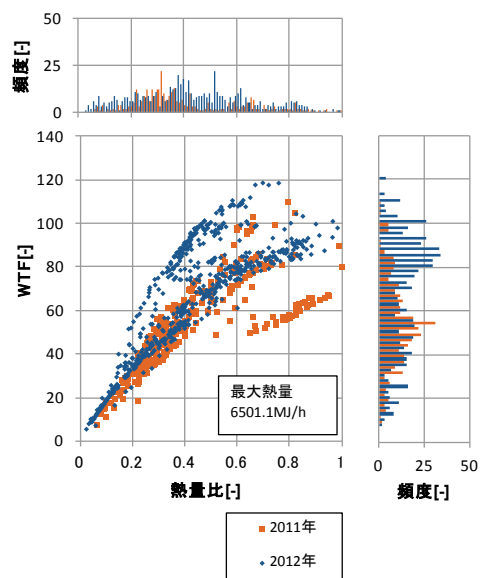
- ・熱量比と温度差の関係については、2011年の方が同じ熱量に対して温度差が大きい。
- ・送水系の制御が改善された結果、熱量比－電力比並びに熱量比－WTF比のグラフより効率が改善されたことが確認できる
2012年の方が電力比が小さくなり、WTF比が大きくなっている。
- ・特性曲線はメーカー予想性能曲線図より得た値を用いて算出した。



図Ⅲ. 3. 1. 66 熱量比と冷水温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 67 熱量比と電力比の関係



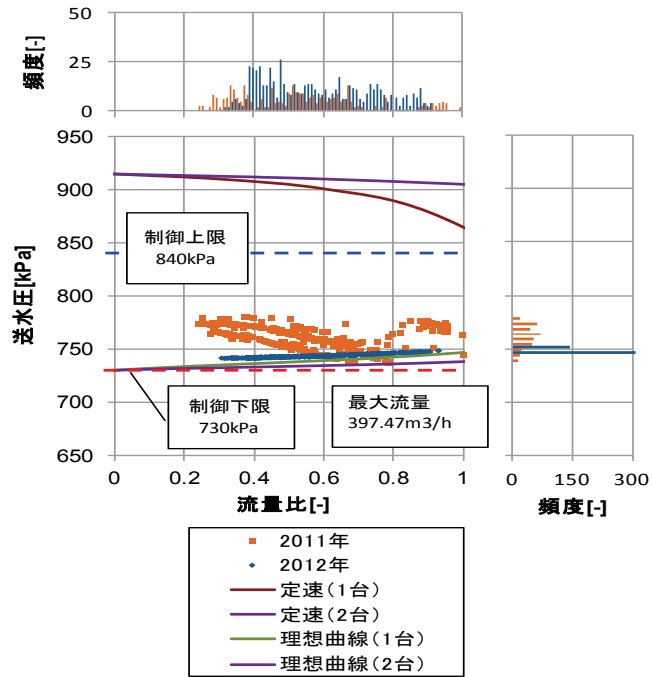
図Ⅲ. 3. 1. 68 熱量比とWTF比の関係

病院 02(P1-VWV-05)

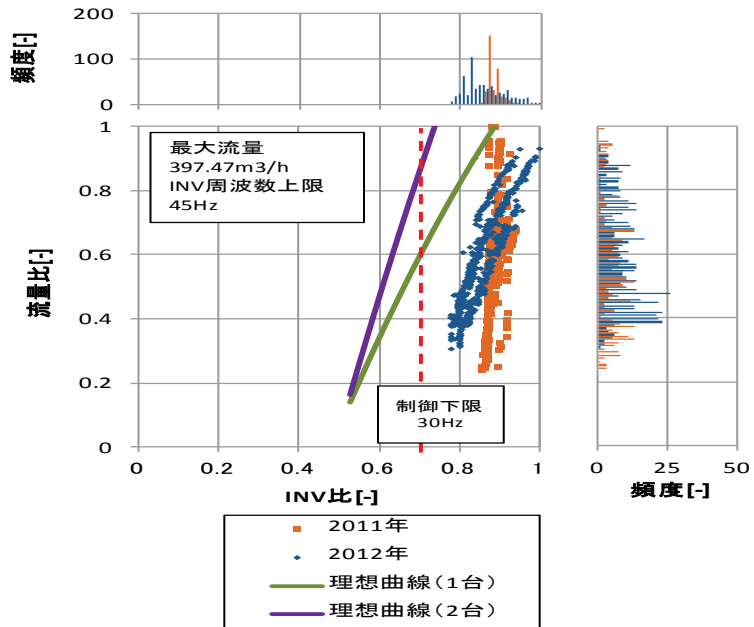
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

<その他分析>冷水

・2011年は制御が正常に動作していなかったが、設定変更した結果2012年は改善が見られた。



図Ⅲ. 3. 1. 69 流量比と送水圧力の関係

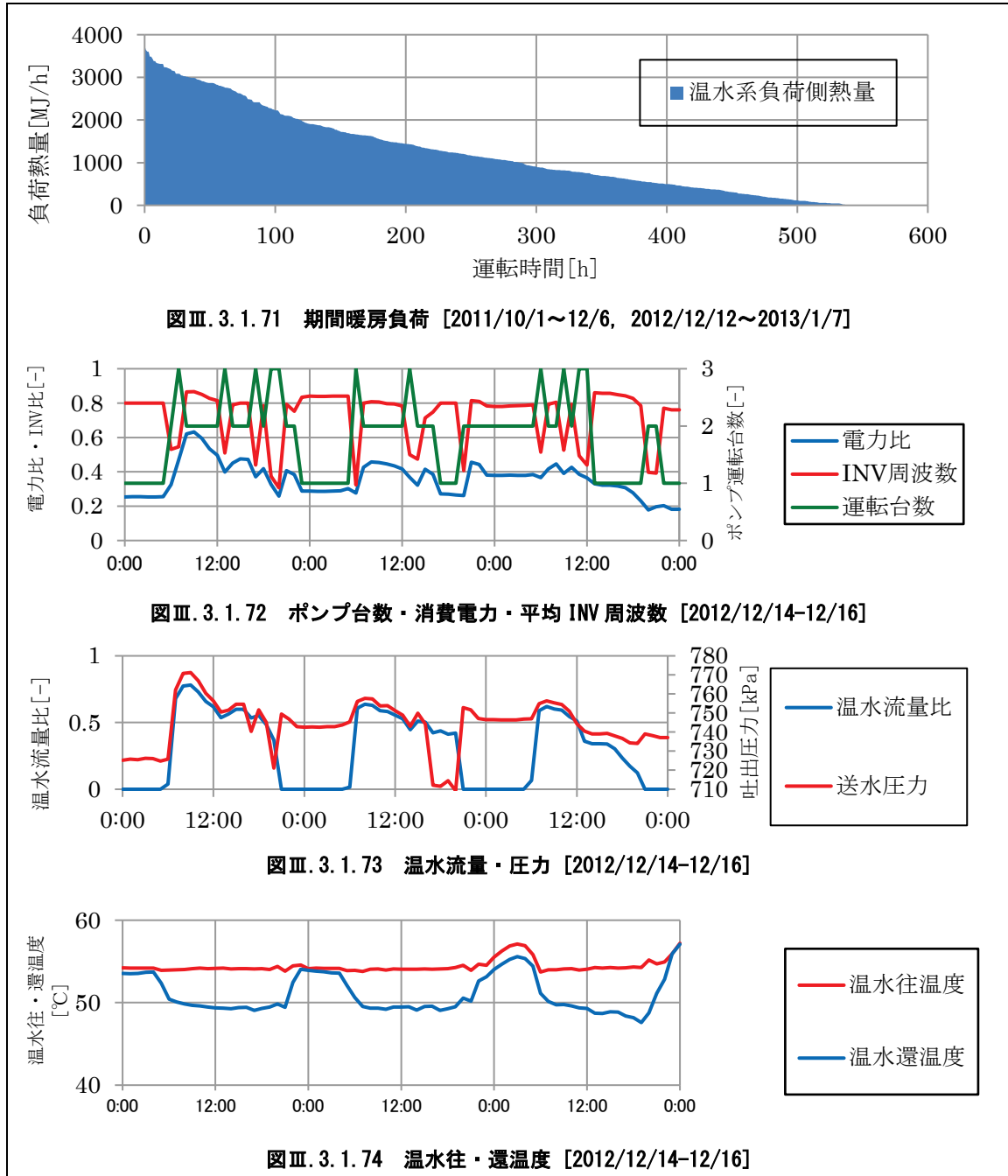


図Ⅲ. 3. 1. 70 INV比と流量比の関係

病院 02 (P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (全台)	吐出圧力 (負荷流量)	推定末端圧	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ> 温水



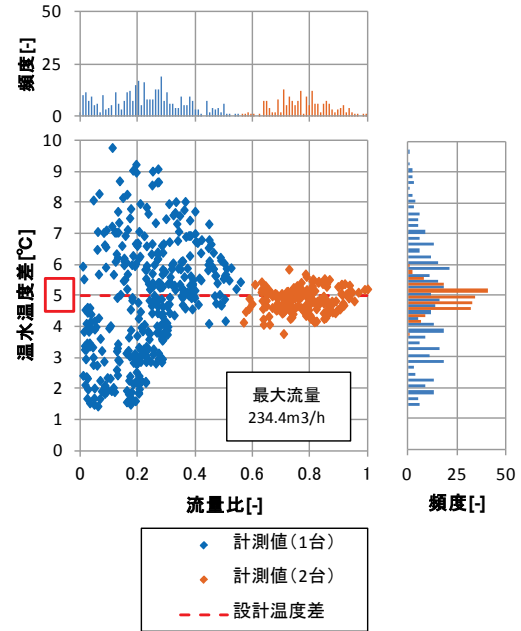
- ・参照期間：2012年12月14日～12月16日
- ・負荷に応じてポンプの稼働台数が変動するため、電力量と INV 周波数は必ずしも対応しない
- ・流量変動と圧力変動が対応している

病院 02(P1-VWV-05)

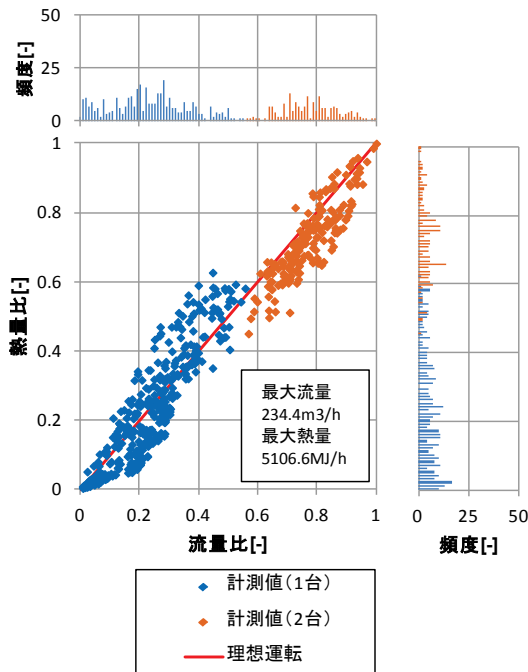
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (全台)	吐出圧力 (負荷流量)	推定末端圧	回転数 (周波数) 制御

<流量分析>温水

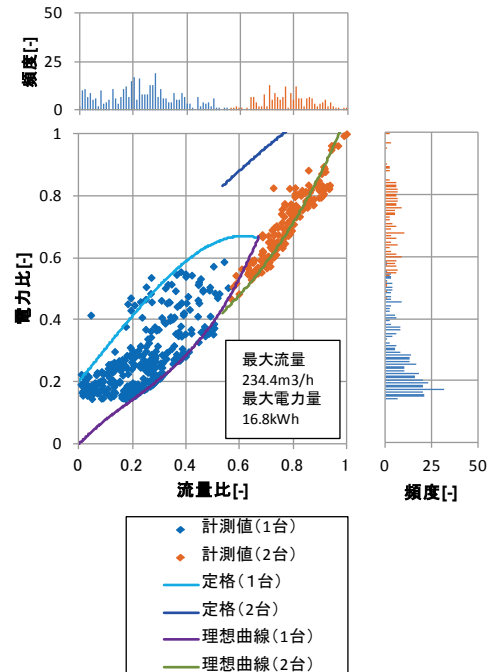
- ・温水ポンプ 1 台運転時は温度差のばらつきも大きいですが, 2 台運転時は温度差が安定している
- ・熱量比は流量比に比例している
- ・流量比 0.5~0.6 付近のサンプル数が少ないのは 1 台運転と 2 台運転の境界のためである
- ・流量比 0.2 以下のところでは電力比下限が一定である
- ・流量比 0.2 以上ではばらつきはあるが電力比に比例していると考えられる



図Ⅲ. 3. 1. 75 流量比と温水温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 76 流量比と熱量比の関係



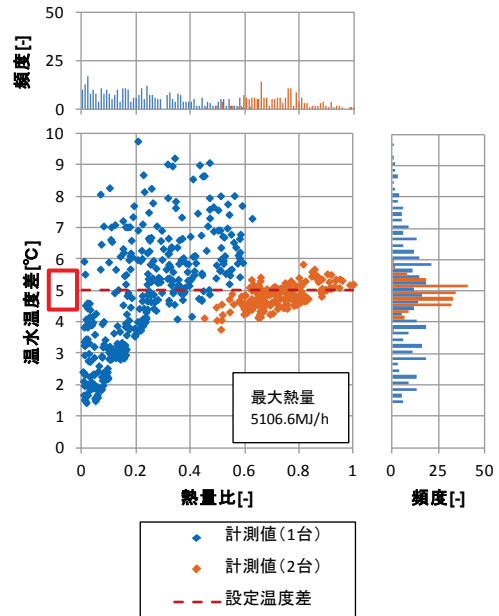
図Ⅲ. 3. 1. 77 流量比と電力比の関係

病院 02(P1-VWV-05)

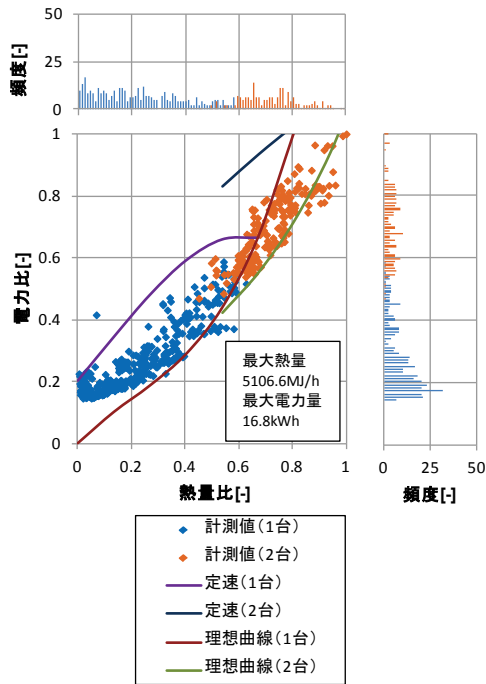
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (全台)	吐出圧力 (負荷流量)	推定末端圧	回転数 (周波数) 制御

<熱量分析> 温水

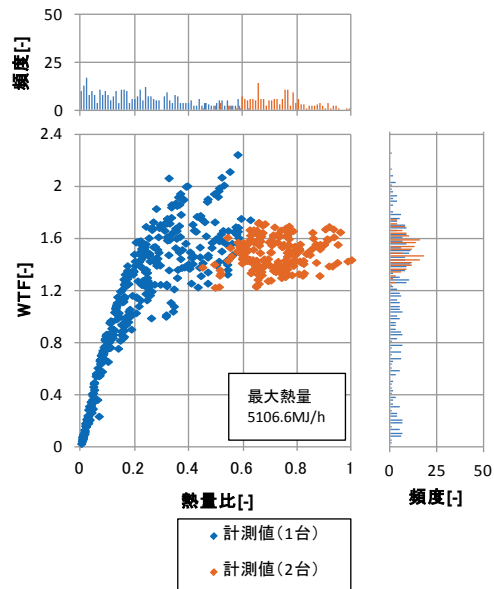
・熱量比と温水温度差との関係についても
流量比と温水温度差の関係と同じことがい
える



図Ⅲ. 3. 1. 78 熱量比と温水温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 79 熱量比と電力比の関係



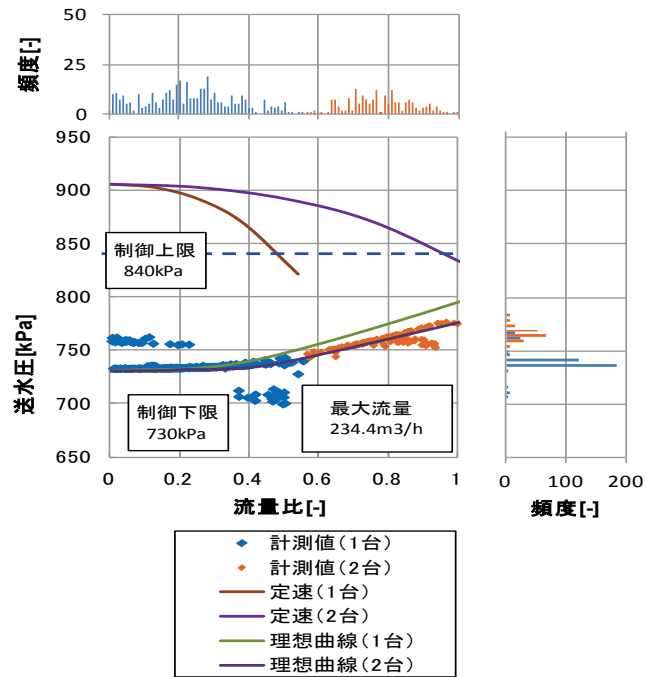
図Ⅲ. 3. 1. 80 熱量比とWTF比の関係

病院 02 (P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (全台)	吐出圧力 (負荷流量)	推定末端圧	回転数 (周波数) 制御

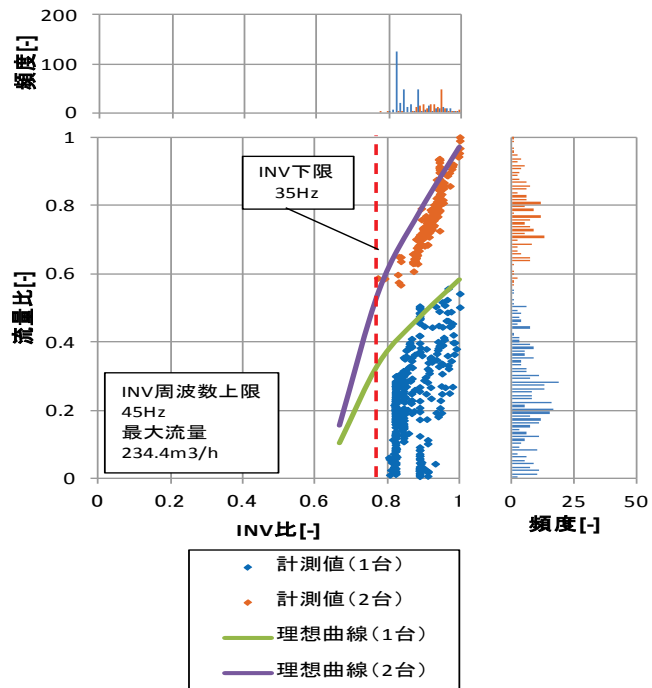
<その他分析> 温水

- ・流量比 56%まで 1 台運転となっている
- ・送水圧はポンプ稼働台数にかかわらず理想曲線 (2 台) に沿って変動している
- ・送水圧が極端に上昇または下降しているのはポンプの台数が増段、減段する時の値であると考えられる



図Ⅲ. 3. 1. 81 流量比と送水圧力の関係

- ・制御範囲内にて制御されている
- ・流量比が小さいところでは圧力制御により下限値より高い周波数で保持されている



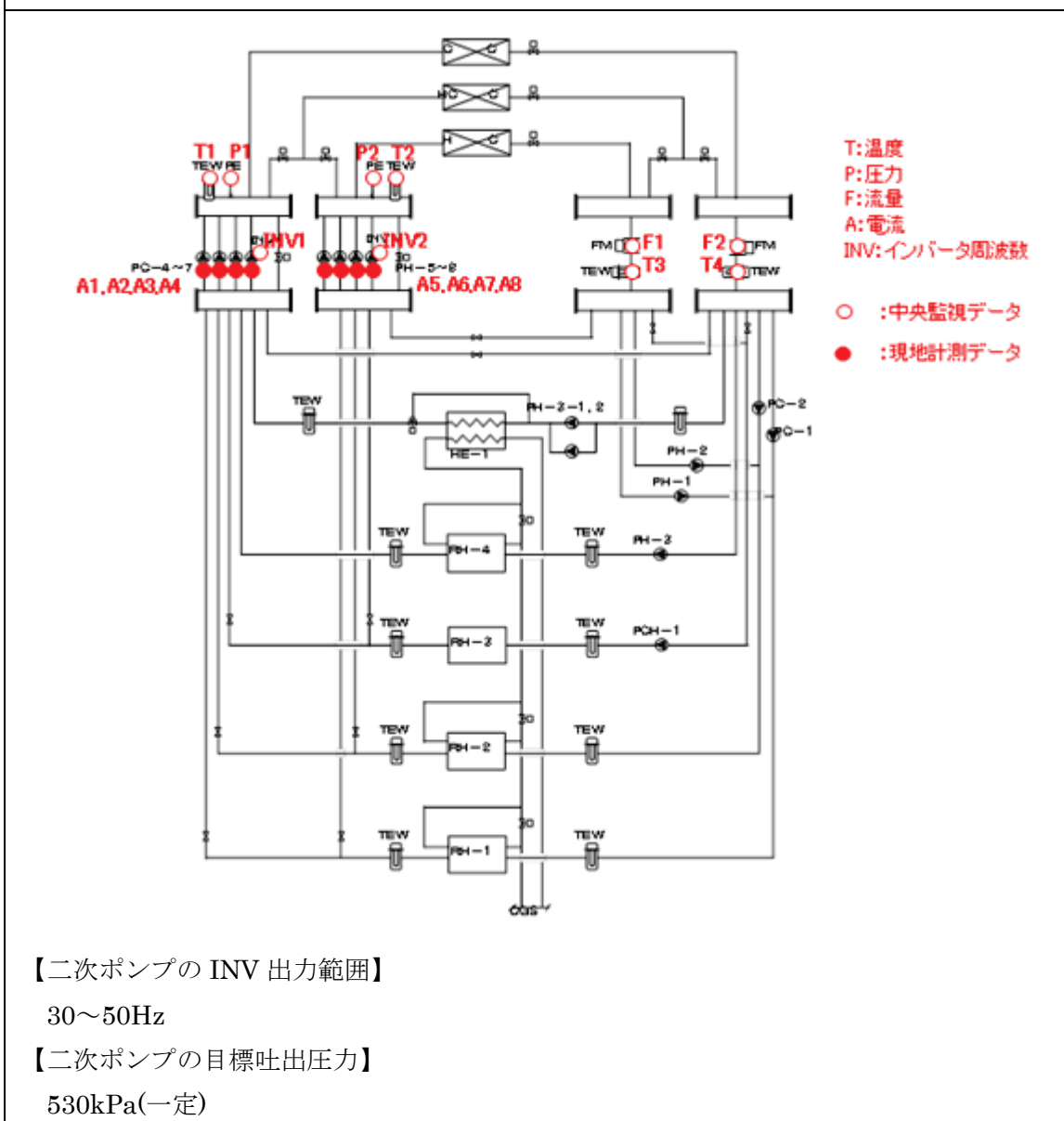
図Ⅲ. 3. 1. 82 INV比と流量比の関係

3.1.7. 病院 03 (P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PC-4~7, PH-5~8	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

建物名	病院 03	地区	新潟	竣工	2007 年	改修	—	規模	50,034m ²
分類記号	P2-VWV-04			検出部	吐出圧力				
制御目的	ポンプ回転数制御			制御目標	吐出圧力一定				
分析期間	平成 23 年 8 月~平成 24 年 7 月			動作	回転数(周波数)制御				
制御対象	PC-4~7, PH-5~8			製造年月					
制御内容	<ポンプ廻り> ・送水圧力制御(1台インバータ) ・二次ポンプ台数制御			機器仕様	PC-4~7 5,140L/min×360kPa 3φ×200V×45kW PH-5~8 3,690L/min×360kPa 3φ×200V×37kW				

システムフロー



病院 03(P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PG-4~7, PH-5~8	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

【評価項目計算式】

1) 二次側温度差 (温水・冷水温度差)

$$\text{二次側温度差} = \text{還ヘッダー温度 (T3, T4)} - \text{往ヘッダー温度 (T1, T2)}$$

2) 二次側負荷熱量

$$\text{二次側負荷熱量} = \text{二次側温度差 (T3-T2, T4-T1)} \times \text{二次側流量 (F1, F2)} \times \text{比重} \times \text{比熱}$$

3) 流量比

$$\text{流量比} = \text{二次側流量度 (F1, F2)} \div \text{期間最大流量}$$

4) 消費電力量比

$$\text{消費電力量} = \text{消費電力 (A1~A4, A5~A8より算出)} \div \text{期間最大消費電力}$$

5) 熱処理量比

$$\text{熱処理量比} = \text{二次側負荷熱量} \div \text{期間最大熱量}$$

6) WTF

$$\text{WTF} = \text{熱処理量} \div \text{消費電力}$$

【計測概要】

1) データ収集時間間隔

1分

2) フィルタリング条件

- ・ 9-16 時の時間内
- ・ INV 上限値および下限値はカット
- ・ 増減段時のデータはカット

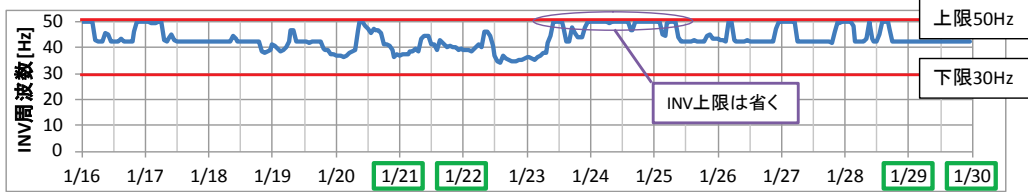
3) データ処理

それぞれのデータを 1 時間平均に集計

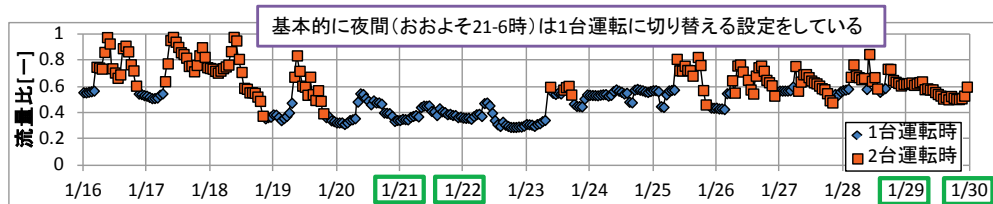
病院 03(P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PG-4~7, PH-5~8	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

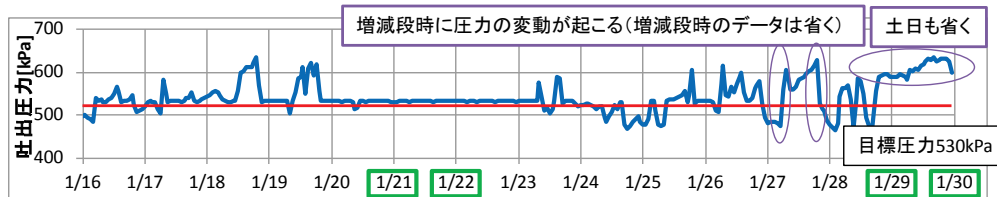
<動作確認データ> 2012年1月15~30日温水



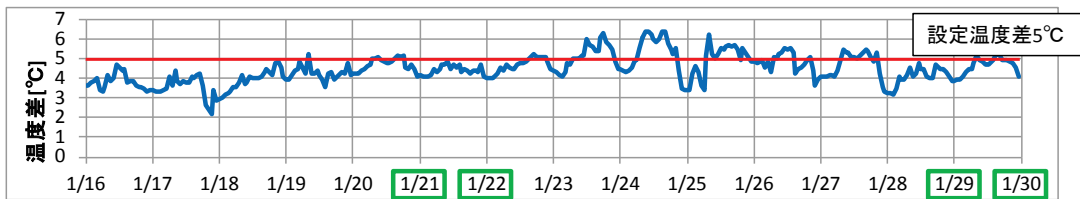
図Ⅲ.3.1.83 INV周波数トレンド



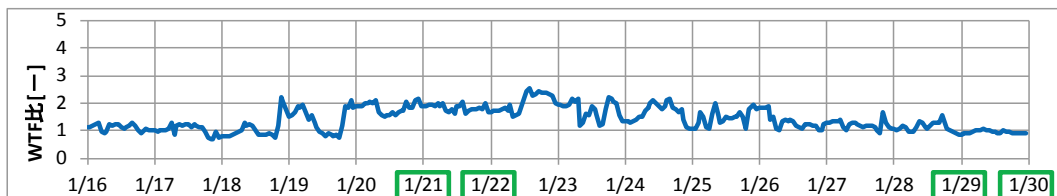
図Ⅲ.3.1.84 流量比トレンド



図Ⅲ.3.1.85 圧カトレンド



図Ⅲ.3.1.86 往還温度差トレンド



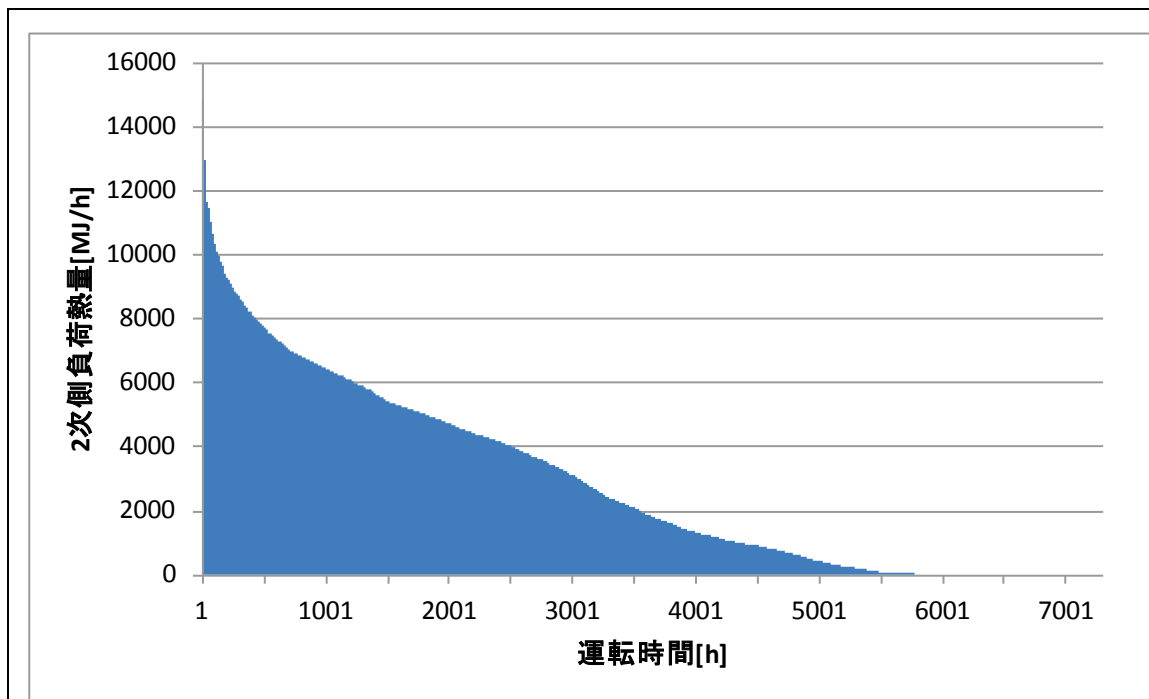
図Ⅲ.3.1.87 WTF比トレンド

□ : 休日

病院 03 (P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PC-4~7, PH-5~8	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

<動作確認データ> 温水

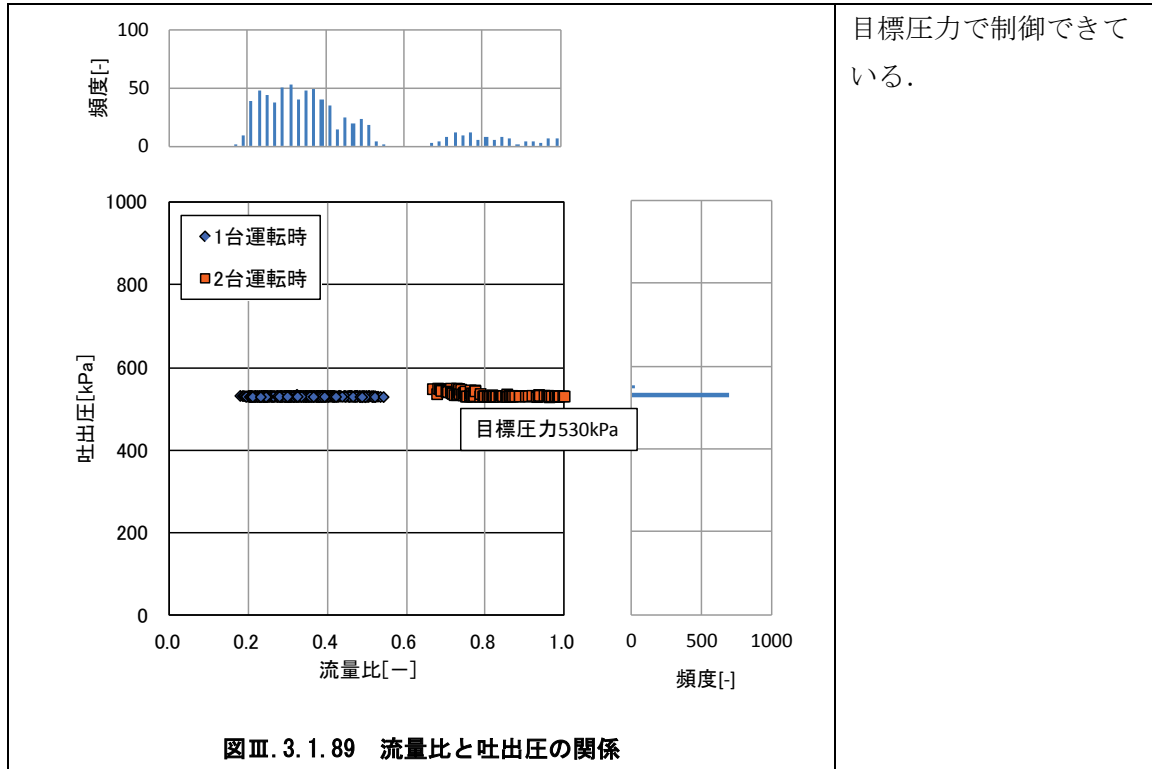


図Ⅲ. 3. 1. 88 期間暖房負荷 (H23/8/11~H24/7/30)

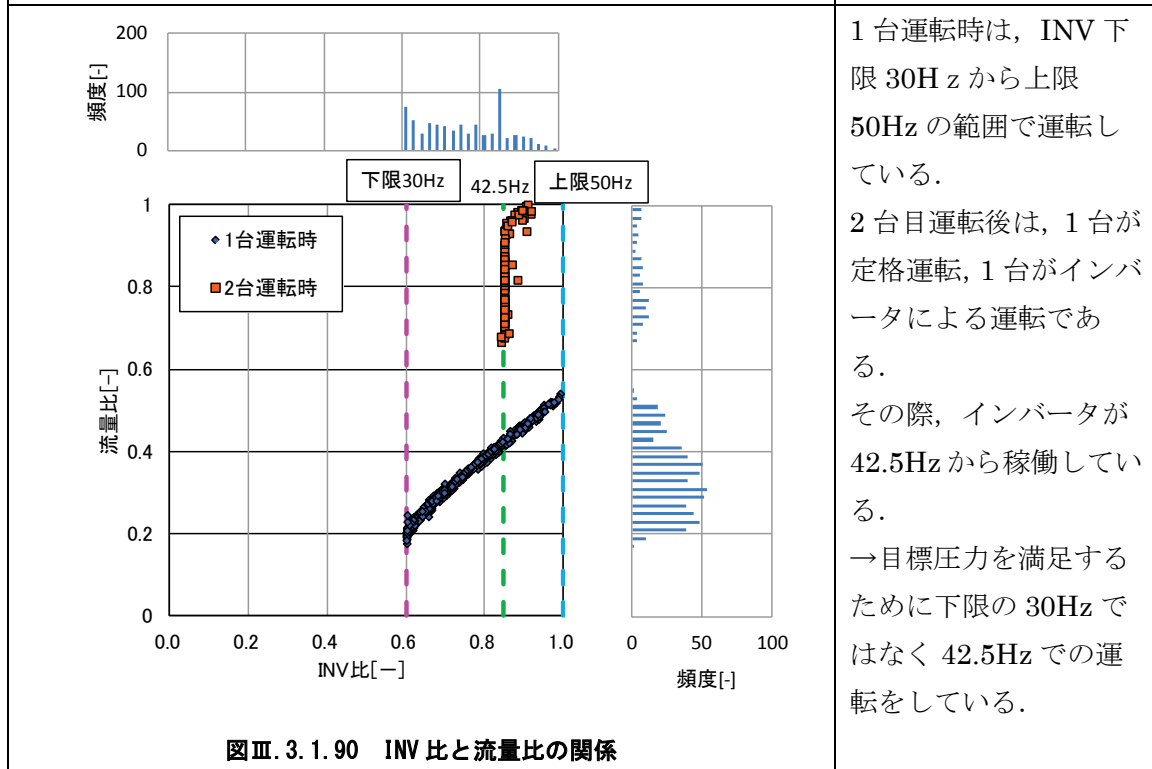
病院 03 (P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PG-4~7, PH-5~8	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

<動作確認データ>温水



目標圧力で制御できている。



1台運転時は、INV 下限 30Hz から上限 50Hz の範囲で運転している。
 2台目運転後は、1台が定格運転、1台がインバータによる運転である。
 その際、インバータが 42.5Hz から稼働している。
 →目標圧力を満足するために下限の 30Hz ではなく 42.5Hz での運転をしている。

病院 03 (P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PG-4~7, PH-5~8	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

<流量分析>温水

※期間中の最大流量, 最大消費電力を”1”とした。

※正規化した際の最大値について

流量: 660[m³/h]

消費電力: 68[kW]

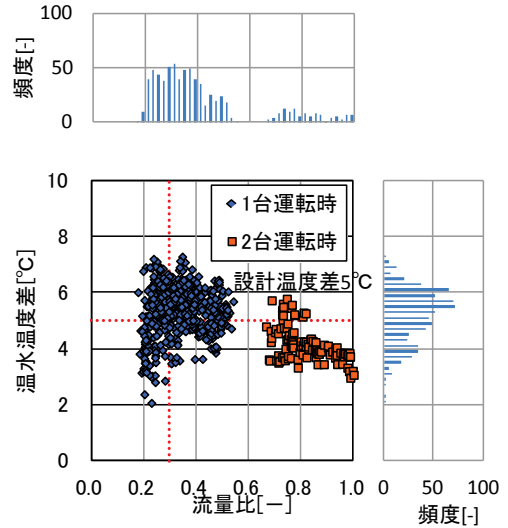
熱処理量: 11694[MJ/h]

図Ⅲ. 3. 1. 91: 温度差は 3~7°Cで運転している。

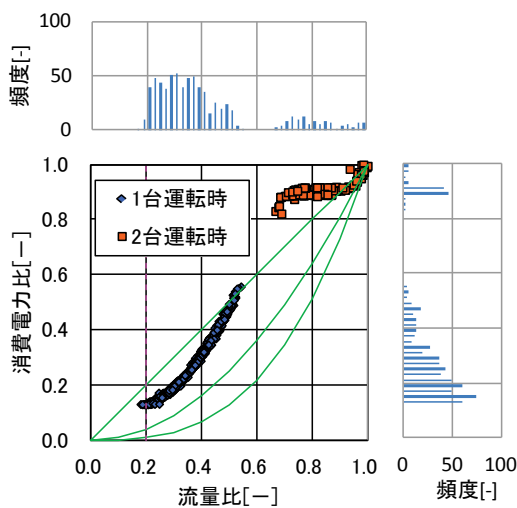
図Ⅲ. 3. 1. 92: 1 台運転時は 1 次曲線と 2 次曲線の間での運転をしている。

2 台運転時は, ほとんどが消費電力比が 0.9 付近での運転をしており, 流量比が 0.9 を超えたあたりから 2 次曲線上での運転をしている。→1 台運転時はインバータにより運転, 2 台運転時はほとんどが定格での運転で, 流量比が 0.9 を超えたあたりから 1 台がインバータでの運転をしている。

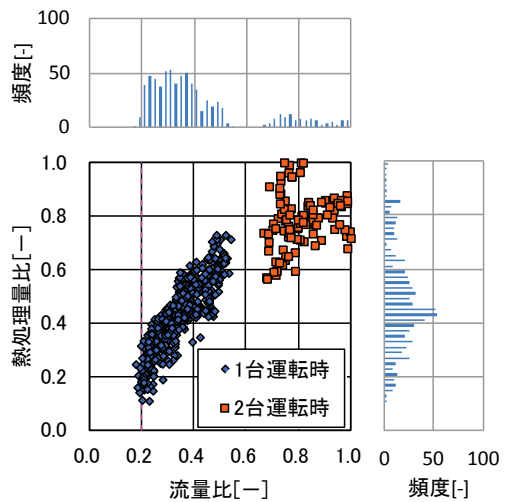
図Ⅲ. 3. 1. 93: 1 台運転時は流量に対して熱処理量比が増加する運転である。2 台運転時は, 同様の傾向はみられるもののばらつきが大きい。



図Ⅲ. 3. 1. 91 流量比と温水温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 92 流量と電力の関係



図Ⅲ. 3. 1. 93 流量と熱量の関係

病院 03 (P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PC-4~7, PH-5~8	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

<熱量分析>温水

※期間中の最大流量, 最大消費電力を”1”とした.

※正規化した際の最大値について

熱処理量: 11694[MJ/h]

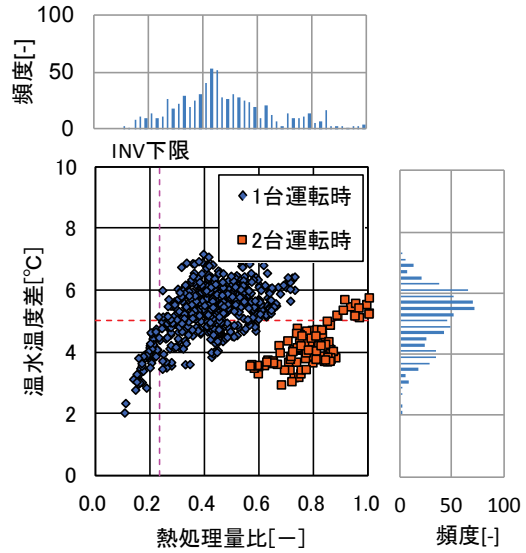
消費電力: 68[kW]

図Ⅲ. 3. 1. 94: 温度差は 3~7°Cで運転している.

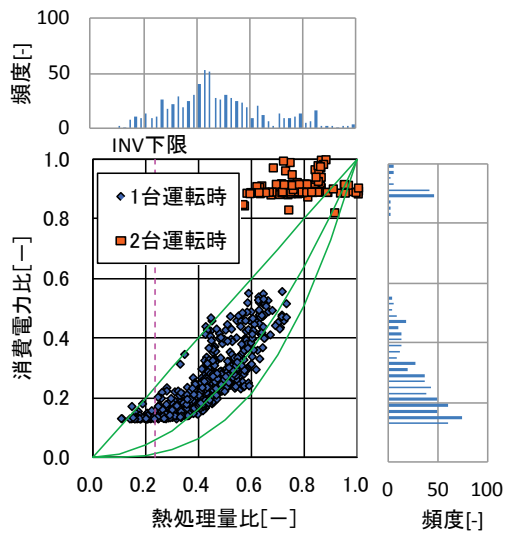
図Ⅲ. 3. 1. 95: 1台運転時は1次曲線と2次曲線の間での運転をしている.

2台運転時は, ほとんどが消費電力比が0.9付近での運転をしている. →1台運転時はインバータにより運転, 2台運転時はほとんどが定格での運転をしている.

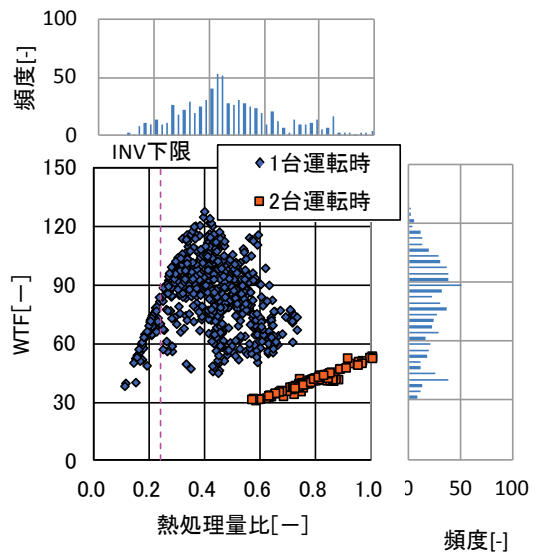
図Ⅲ. 3. 1. 96: 1台運転時はインバータでの運転の熱処理量が0.4まではWTFが上昇し, その後減少している. 2台運転時はほとんどが定格運転のため, WTFが1次曲線となっている.



図Ⅲ. 3. 1. 94 熱処理量比と温水温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 95 熱処理量比と消費電力比の関係

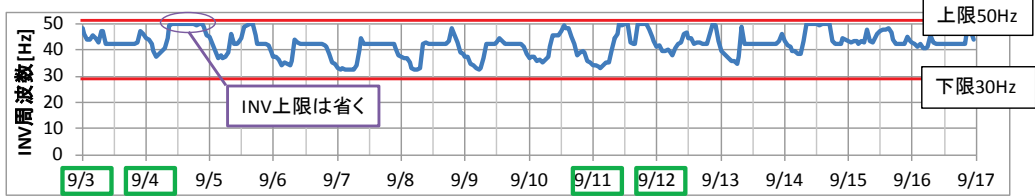


図Ⅲ. 3. 1. 96 熱処理量比とWTFの関係

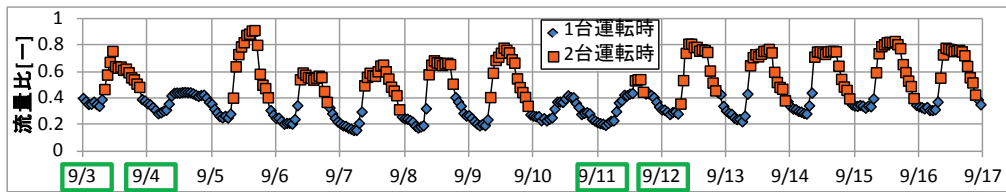
病院 03 (P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PC-4~7, PH-5~8	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

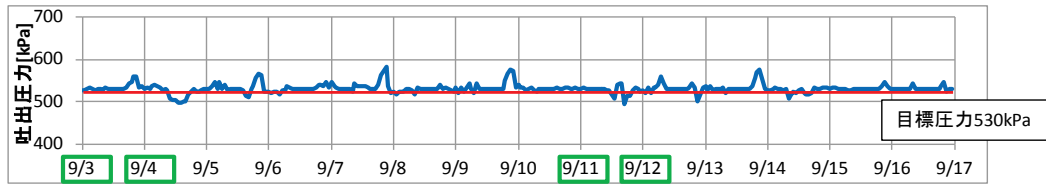
<動作確認データ> 2011年9月3~17日冷水



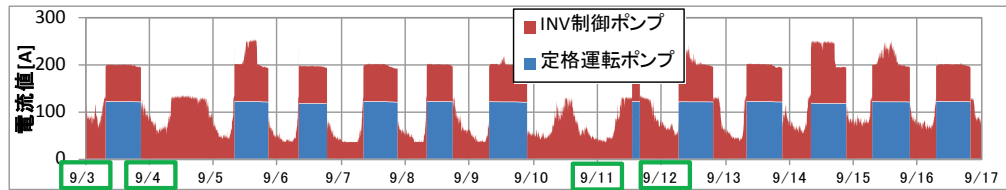
図Ⅲ. 3. 1. 97 INV周波数トレンド



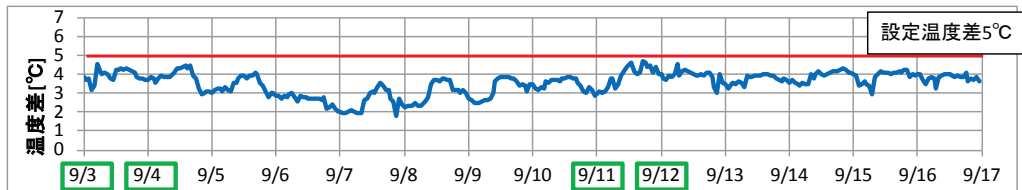
図Ⅲ. 3. 1. 98 流量比トレンド



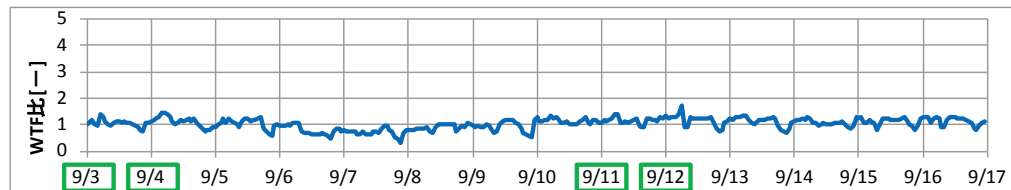
図Ⅲ. 3. 1. 99 圧カトレンド



図Ⅲ. 3. 1. 100 電流値トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 101 往還温度差トレンド

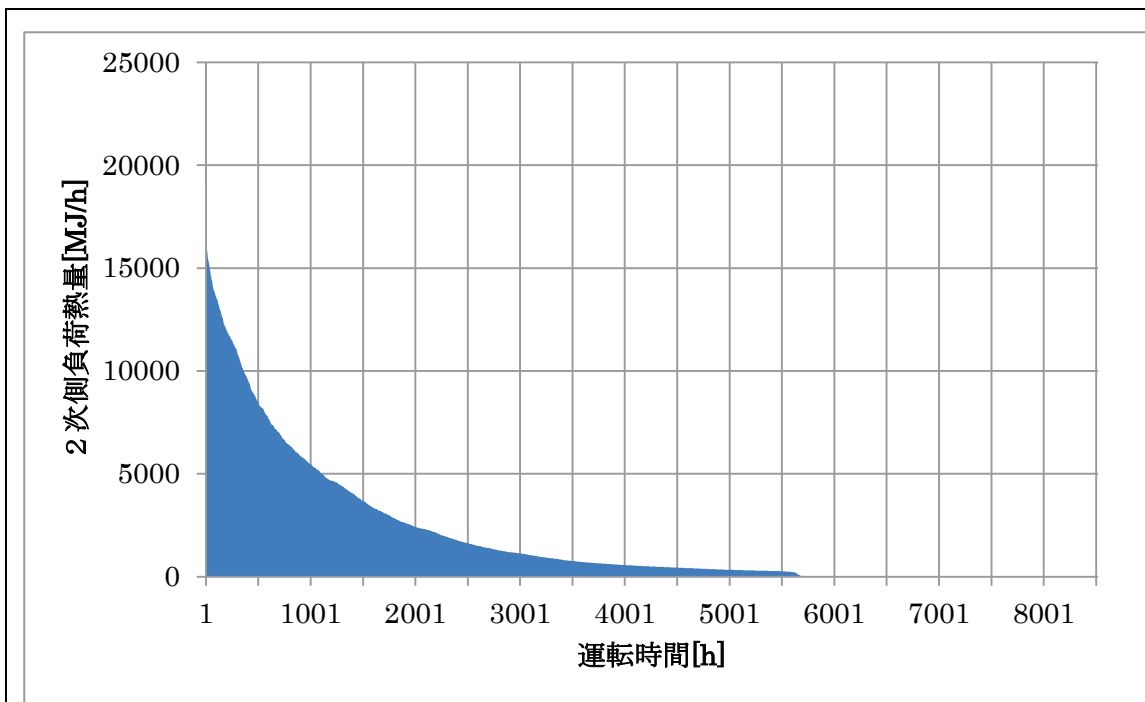


図Ⅲ. 3. 1. 102 WTF比トレンド

病院 03 (P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PC-4~7, PH-5~8	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

<動作確認データ> 冷水

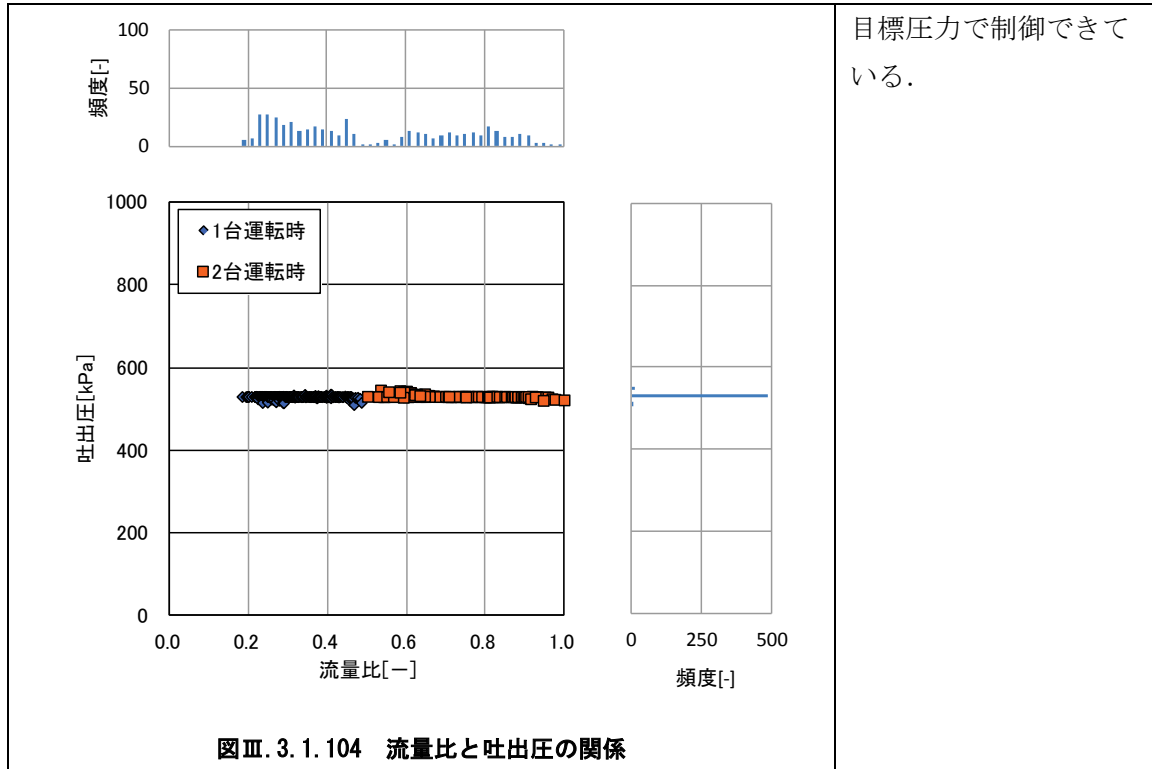


図Ⅲ. 3. 1. 103 期間冷房負荷 (H23/8/11~H24/7/30)

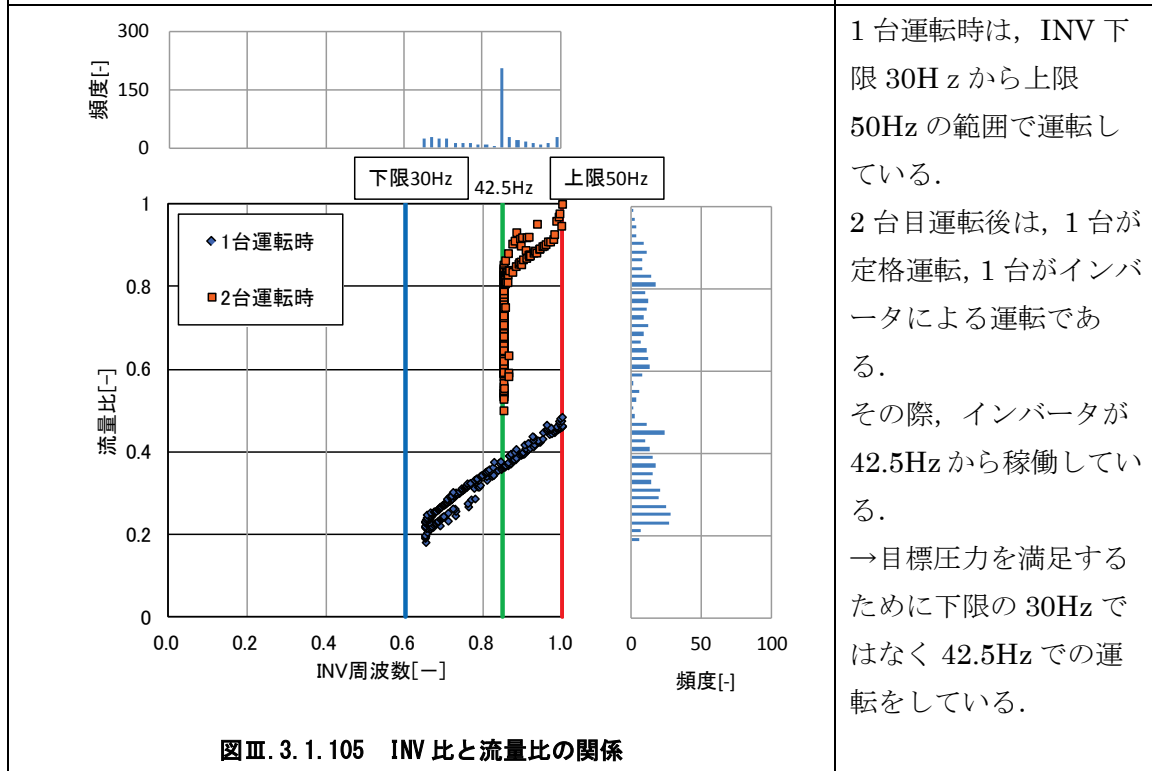
病院 03 (P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PC-4~7, PH-5~8	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

<動作確認データ> 冷水



目標圧力で制御できている。



1台運転時は、INV 下限 30Hz から上限 50Hz の範囲で運転している。
 2台目運転後は、1台が定格運転、1台がインバータによる運転である。
 その際、インバータが 42.5Hz から稼働している。
 →目標圧力を満足するために下限の 30Hz ではなく 42.5Hz での運転をしている。

病院 03 (P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PG-4~7, PH-5~8	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

<流量分析>冷水

※期間中の最大流量, 最大消費電力を”1”とした.

※正規化した際の最大値について

流量 : 847[m³/h]

消費電力 : 83[kW]

熱処理量 : 15844[MJ/h]

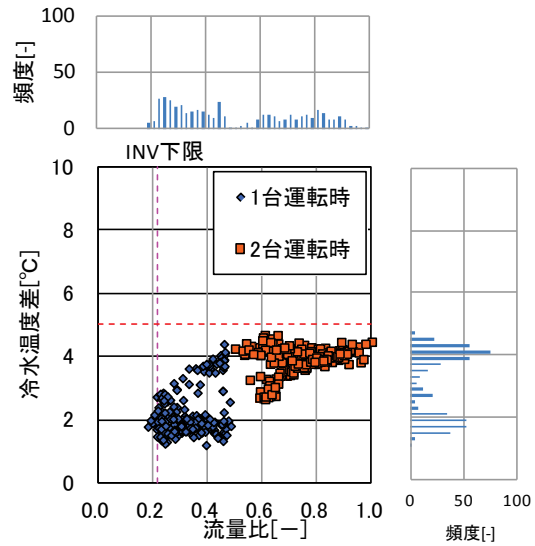
図Ⅲ. 3. 1. 106 : 温度差は 1.5~5℃で運転している.

図Ⅲ. 3. 1. 107 : 1 台運転時は 1 次曲線と 2 次曲線の間での運転をしている.

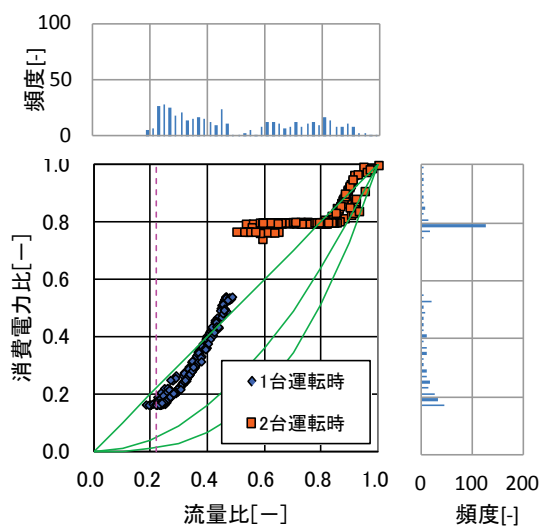
2 台運転時は, ほとんどが消費電力比が 0.8 付近での運転をしており, 流量比が 0.9 を超えたあたりから消費電力比が上昇している.

→1 台運転時はインバータにより運転, 2 台運転時は 2 台とも定格付近での運転となり, 流量比が 0.8 を超えたあたりから 1 台がインバータでの運転をしている.

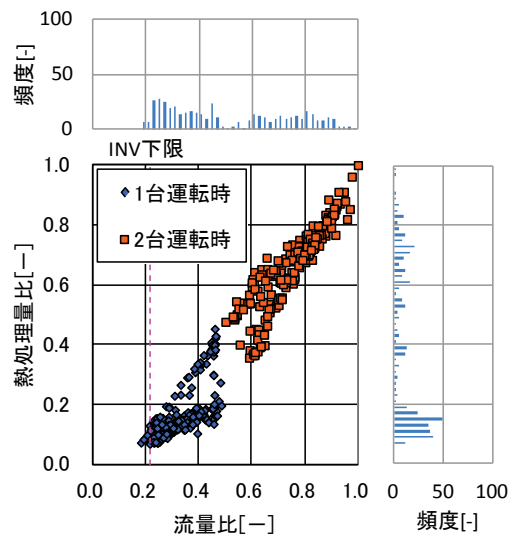
図Ⅲ. 3. 1. 108 : 流量比の増加に対して熱処理量比も増加している.



図Ⅲ. 3. 1. 106 流量比と冷水温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 107 流量比と消費電力比の関係



図Ⅲ. 3. 1. 108 流量比と熱処理量比の関係

病院 03 (P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
PG-4~7, PH-5~8	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

<熱量分析>冷水

※期間中の最大流量, 最大消費電力を” 1” とした.

※正規化した際の最大値について

熱処理量 : 15844[MJ/h]

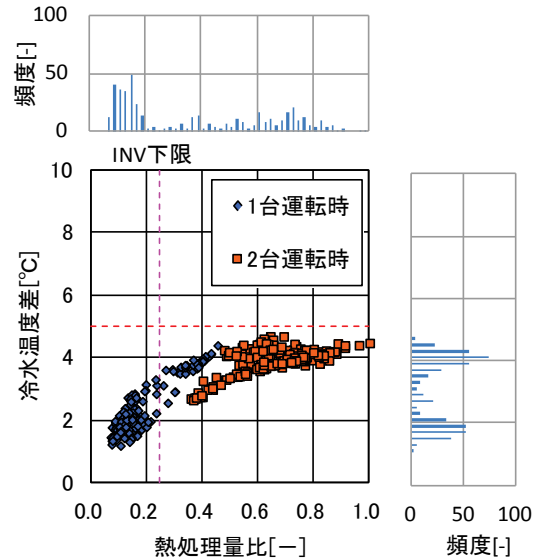
消費電力 : 83[kW]

図Ⅲ. 3. 1. 109 : 温度差は 1.5~5°Cで運転している.

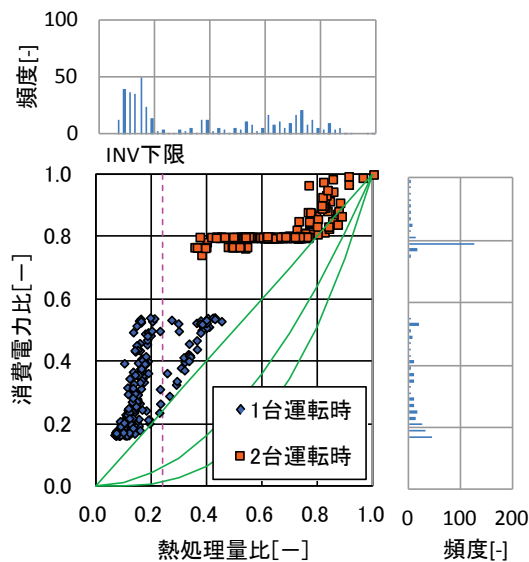
図Ⅲ. 3. 1. 110: 1 台運転時は 1 次曲線と 2 次曲線の間での運転をしている.

2 台運転時は, ほとんどが消費電力比が 0.8 付近での運転をしている. → 1 台運転時はインバータにより運転, 2 台運転時はほとんどが定格での運転をしている.

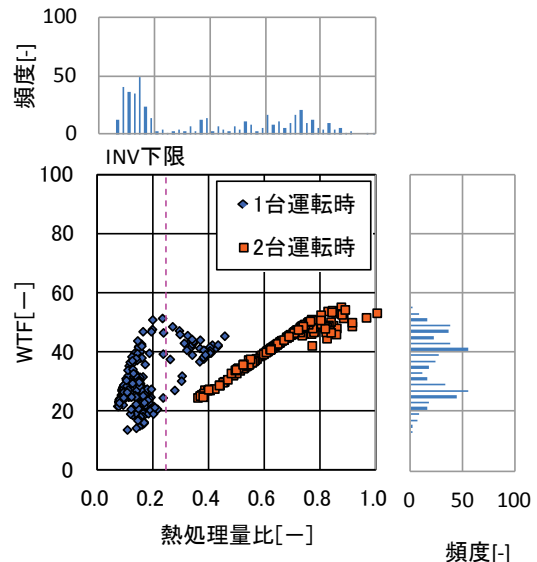
図Ⅲ. 3. 1. 111: 1 台運転時はインバータでの運転の熱処理量が 0.2 までは WTF が上昇し, その後減少している. 2 台運転時はほとんどが定格運転のため, WTF が 1 次曲線となっている.



図Ⅲ. 3. 1. 109 熱処理量比と冷水温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 110 熱処理量比と消費電力比の関係



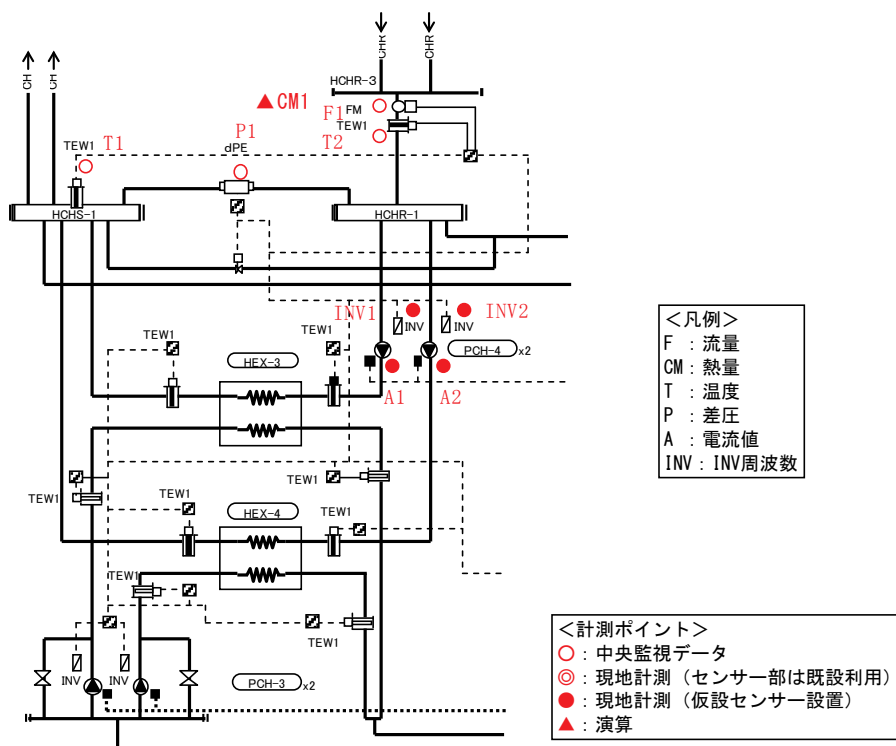
図Ⅲ. 3. 1. 111 熱処理量比と WTF の関係

3.1.8. 病院 04 (P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

建物名	病院 04	地区	関東	竣工	2006年	新築	—	規模	31,000 m ²
分類記号	P2-VWV-08				検出部	吐出圧力(差圧)			
制御目的	ポンプ回転数制御				制御目標	吐出圧力(差圧)			
分析期間	平成24年7月1日～平成24年9月30日				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	2次ポンプ(全台)				製造年月	—			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・負荷流量, 負荷熱量による2次ポンプ台数制御(コメント欄参照) ・差圧によるポンプINV制御 INV設定値: 上限50Hz, 下限30Hz 差圧設定値: 200kPa ・設計温度: 往温度9℃, 還温度16℃ 				機器仕様	PCH-4 125Φ×1230L/min×500kPa×2台 3Φ×200V×22kW, λ-Δ始動			

システムフロー



<制御方式および評価項目計算式>

(1)データの収集時間間隔

- ①現地計測データ: 1分間隔, 瞬時値
- ②中央監視データ: 1分間隔, 瞬時値 (or 平均値)

(2)データ処理

1分間隔瞬時値 (or 平均値) → 10分間平均値に処理

病院 04 (P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

(3)解析利用データフィルタリング項目

- ①機器の起動, 停止時のデータを排除
- ②増段, 減段時のデータを排除

(4)制御内容

- ・増段熱量: 2162 [MJ/h]
- ・増段流量: 71 [m³/h]
- ・減段(増段) DIFF(熱量): 216 [MJ/h]
- ・減段(増段) DIFF(流量): 7.4 [m³/h]

(5)評価項目計算式

①流量比

$$\text{流量比 (FR) [-]} = \text{流量 (F1) [L/min]} \text{ / 実測時最大流量 (3,297) [L/min]}$$

②温度差

T1: 往温度[°C], T2: 還温度[°C]として,
 温度差 (ΔT) [°C] = T2 - T1

③熱処理量

$$\begin{aligned} \text{熱処理量(CM1)[MJ/h]} &= \text{低圧比熱 (4.186) [kJ/kg°C]} \times \text{密度 (1.0) [kg/L]} \\ &\quad \times \text{流量 (F1) [L/min]} \times \text{温度差 (ΔT) [°C]} \\ &\quad \times 60[\text{min/h}] \text{ / } 1000 \end{aligned}$$

$$\text{熱処理量比 (CMR) [-]} = \text{熱処理量 (CM1) [MJ/h]} \text{ / 実測時最大熱処理量 (4,998) [MJ/h]}$$

④消費電力

A1~A2: 電流値[A]として,
 消費電力 (P) [kW] = $\sqrt{3}$ × 電圧 (200) [V] × 電流 (A1+A2) [A]
 × 力率 (0.85) / 1000

$$\text{消費電力比 (PR) [-]} = \text{消費電力 (P) [kW]} \text{ / 実測時最大消費電力 (31.2) [kW]}$$

⑤WTF

$$\text{WTF[-]} = \text{熱処理量 (CM1) [MJ/h]} \text{ / } 3.6[\text{MJ/h/kW}] \text{ / 消費電力 (P) [kW]}$$

病院 04 (P2-VWV-08)

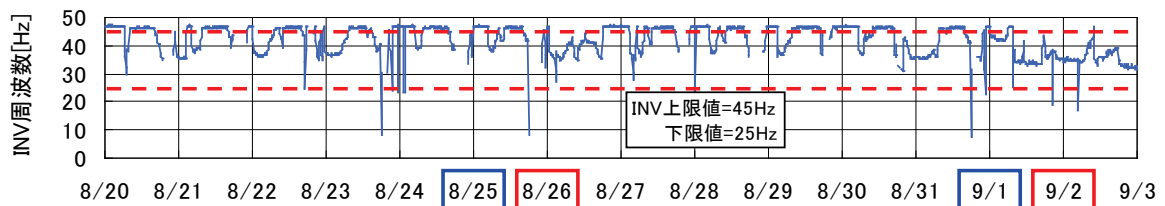
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

<動作確認データ>

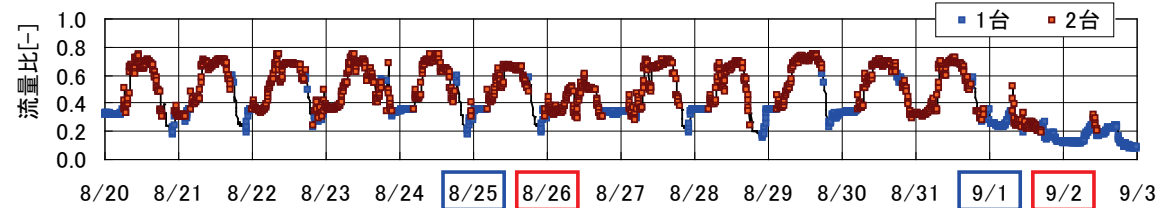
2012年8月20日(月)～9月2日(日)のトレンドデータを示す。

INV周波数は、1台運転時は運転しているポンプの周波数、2台運転時は2台の平均値として

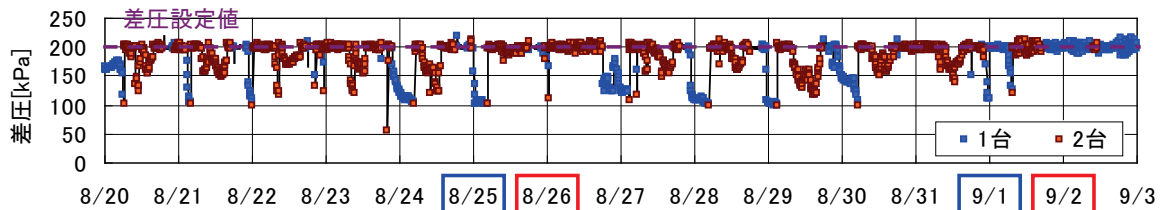
いる。
電流値から、2台運転時は均等にポンプが稼働していることがわかる。また、温度差は設計温度差に近い温度差を確保できている。



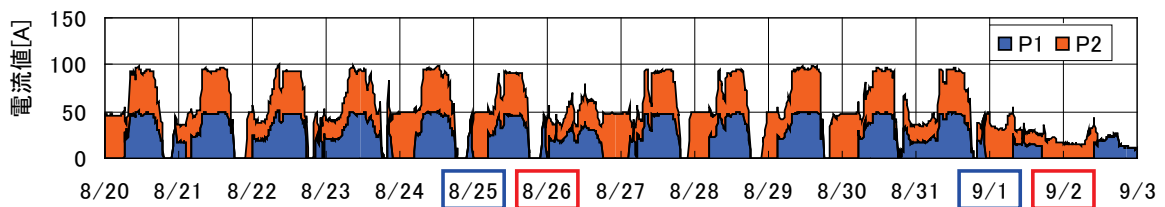
図Ⅲ.3.1.112 INV周波数



図Ⅲ.3.1.113 流量比



図Ⅲ.3.1.114 差圧

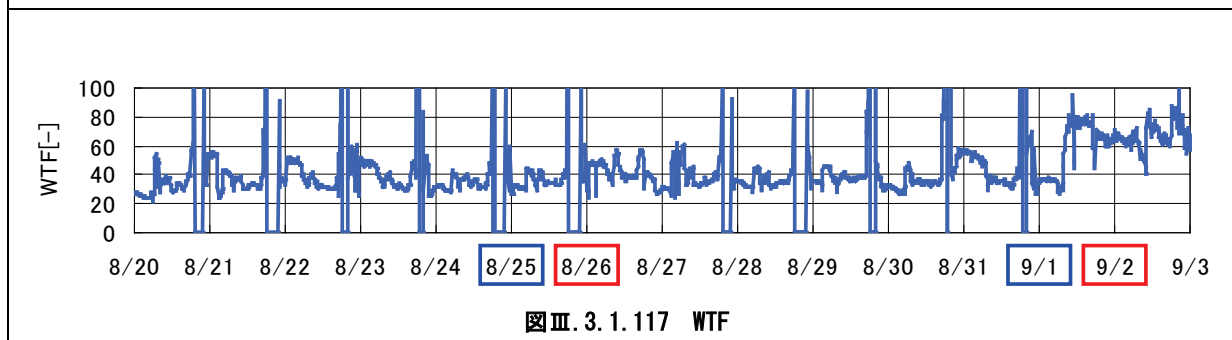
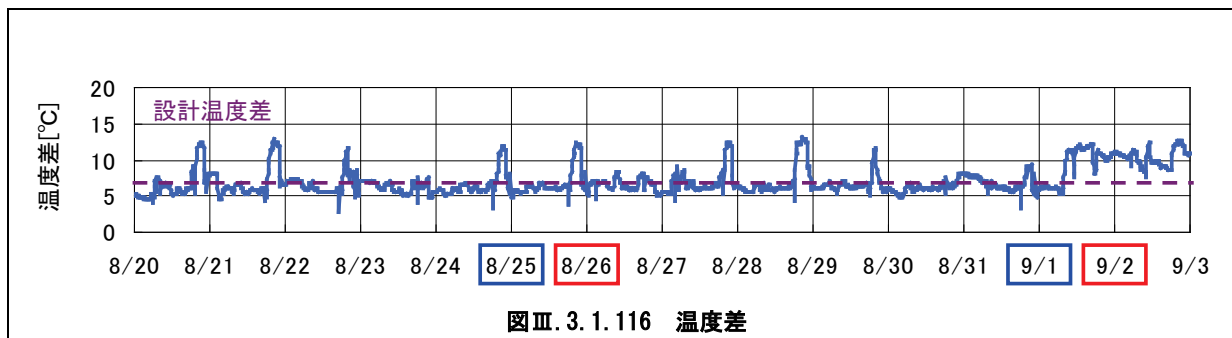


図Ⅲ.3.1.115 電流値

病院 04 (P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

<動作確認データ 2>



病院 04 (P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

<流量分析>

図Ⅲ. 3. 1. 118

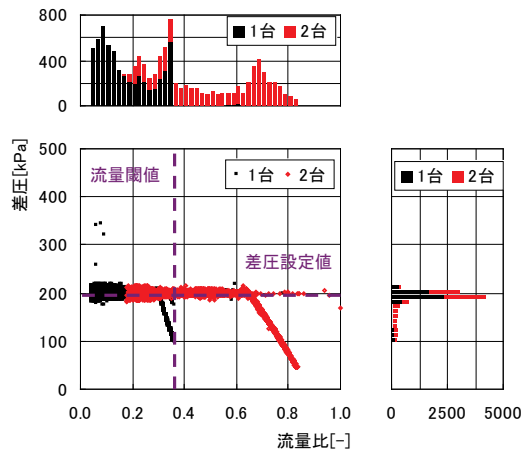
流量閾値で増減段している. また, 1台運転, 2台運転ともに流量比が大きくなると差圧が設定値を満足しなくなっている.

図Ⅲ. 3. 1. 119

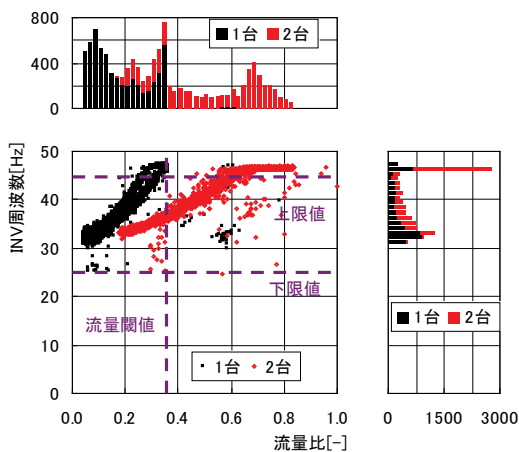
INV 周波数は上下限設定値内で運転している.

図Ⅲ. 3. 1. 120

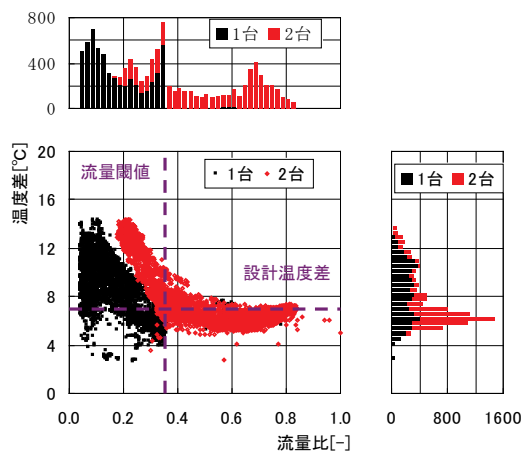
設計温度差を中心に動作し, 流量比が小さくなるほど温度差を確保している.



図Ⅲ. 3. 1. 118 流量比と差圧の関係



図Ⅲ. 3. 1. 119 流量比と INV 周波数の関係



図Ⅲ. 3. 1. 120 流量比と温度差の関係

病院 04 (P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

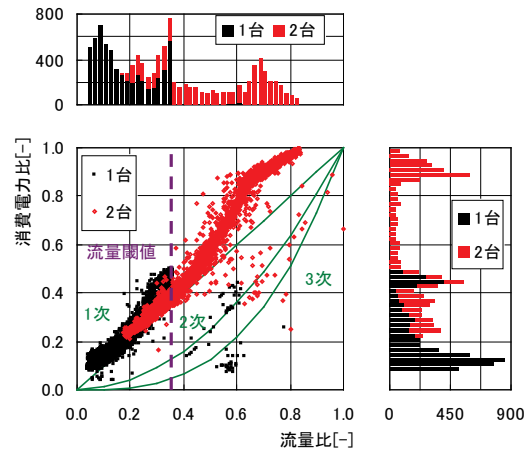
<流量分析>

図Ⅲ. 3. 1. 121

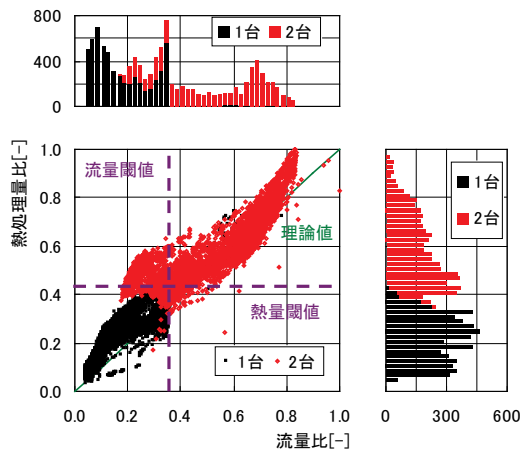
流量比が 0.5 以下では理論値 (1 次) 上で動作し、それ以上では理論値 (1 次) よりも消費電力比が高くなっている。

図Ⅲ. 3. 1. 122

流量比と熱処理量比は比例して動作している。



図Ⅲ. 3. 1. 121 流量比と消費電力比の関係



図Ⅲ. 3. 1. 122 流量比と熱処理量比の関係

病院 04 (P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

<熱量分析>

図Ⅲ. 3. 1. 123

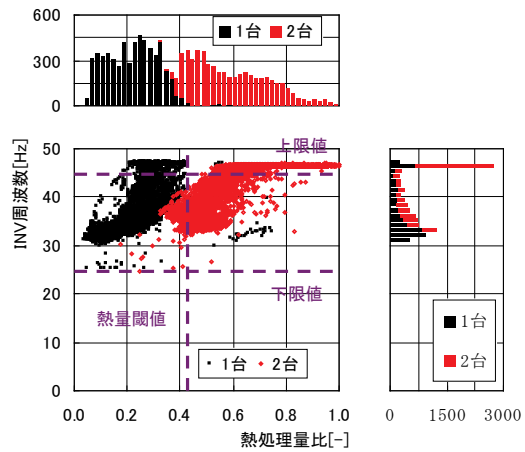
熱量閾値で増減段されている。また、INV周波数は上下限設定値内で動作している。

図Ⅲ. 3. 1. 124

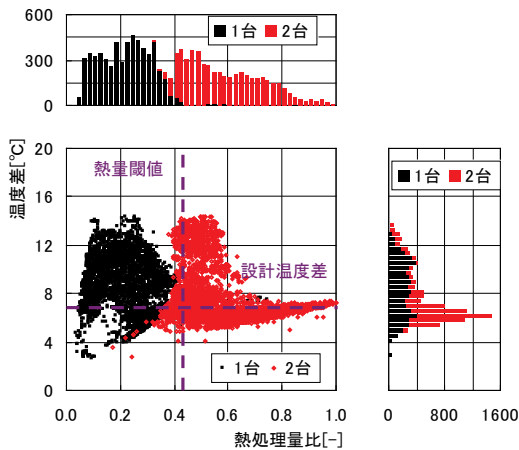
設計温度差を中心に運転し、1台運転時、2台運転時ともに流量比が下がるほど温度差が大きくなっている。

図Ⅲ. 3. 1. 125

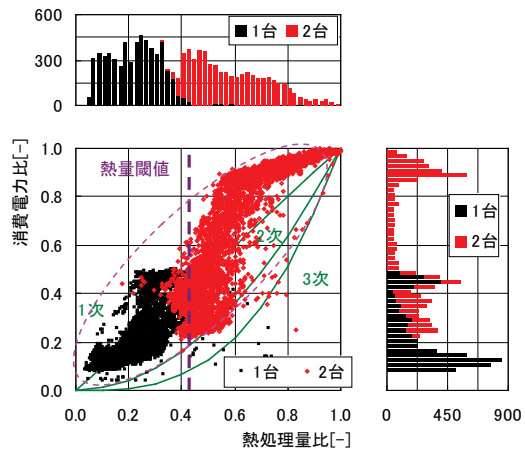
熱処理量比が0.5以下では理論値(1次)付近で動作し、それ以上では理論値(1次)よりも高い消費電力比で動作している。



図Ⅲ. 3. 1. 123 熱処理量比と INV 周波数の関係



図Ⅲ. 3. 1. 124 熱処理量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 125 熱処理量比と消費電力比の関係

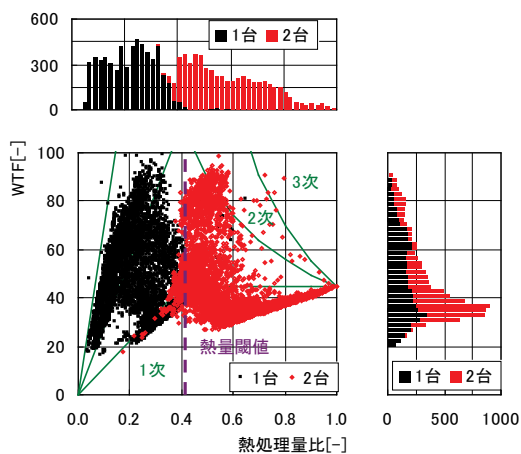
病院 04 (P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

<熱量分析>

図Ⅲ.3.1.126

主に理論値(1次)と理論値(2次)の間で動作している。



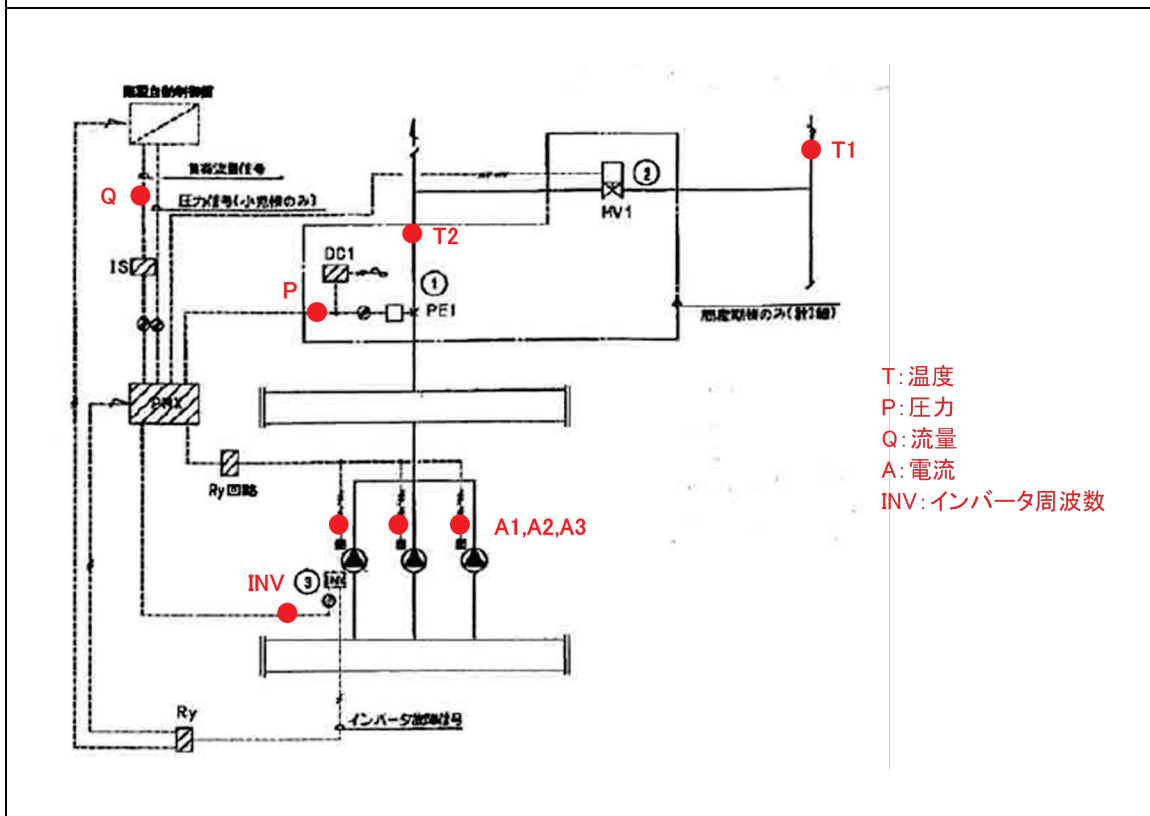
図Ⅲ.3.1.126 熱処理量比と WTF の関係

3.1.9. 病院 09(P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
CHP-102×3 台	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数（周波数）制御

建物名	病院 09	地区	大阪	竣工	—	改修	2001 年	規模	14,832m ²
分類記号	P2-VWV-04				検出部	吐出圧力			
制御目的	ポンプ回転数制御				制御目標	吐出圧力一定			
分析期間	平成 23 年 8 月～平成 24 年 7 月				動作	回転数（周波数）制御			
制御対象	CHP-102×3 台				製造年月	—			
制御内容	<ポンプ廻り> ・送水圧力制御（1 台インバータ） ・二次ポンプ台数制御				機器仕様	CHP-102 2,360L/min×440kPa 3φ×200V×30kW			

システムフロー



T: 温度
 P: 圧力
 Q: 流量
 A: 電流
 INV: インバータ周波数

【二次ポンプの INV 出力範囲】

36～60Hz

【二次ポンプの目標吐出圧力】

200kPa(一定)

病院 09(P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
CHP-102-1~3	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

【評価項目計算式】

1) 二次側温度差 (温水・冷水温度差)

$$\text{二次側温度差} = \text{還ヘッド温度 (T3, T4)} - \text{往ヘッド温度 (T1, T2)}$$

2) 二次側負荷熱量

$$\text{二次側負荷熱量} = \text{二次側温度差 (T3-T2, T4-T1)} \times \text{二次側流量 (F1, F2)} \times \text{比重} \times \text{比熱}$$

3) 流量比

$$\text{流量比} = \text{二次側流量度 (F1, F2)} \div \text{定格流量}$$

4) 消費電力量比

$$\text{消費電力量} = \text{消費電力 (A1~A4, A5~A8より算出)} \div \text{定格消費電力}$$

5) 熱処理量比

$$\text{熱処理量比} = \text{二次側負荷熱量} \div \text{定格熱量}$$

6) WTF

$$\text{WTF} = \text{熱処理量} \div \text{消費電力}$$

7) WTF 比

$$\text{WTF 比} = \text{WTF} \div \text{定格 WTF 比 (定格熱処理量} \div \text{定格消費電力)}$$

【計測概要】

1) データ収集時間間隔

1分

2) フィルタリング条件

- ・ 9-16 時の時間内
- ・ INV 上限値および下限値はカット
- ・ 増減段時のデータはカット

3) データ処理

それぞれのデータを 1 時間平均に集計

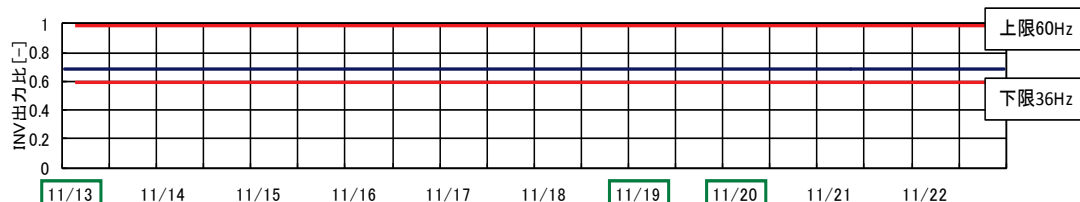
病院 09 (P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
CHP-102-1~3	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

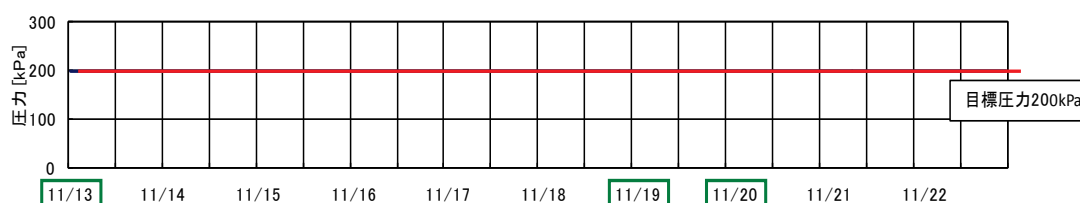
<動作確認データ> 2012年1月15~30日



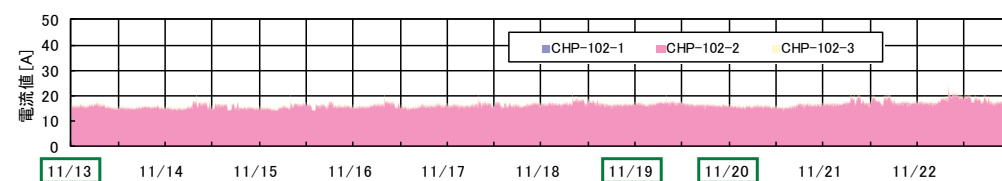
図Ⅲ. 3. 1. 127 流量比トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 128 INV出力比トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 129 圧カトレンド

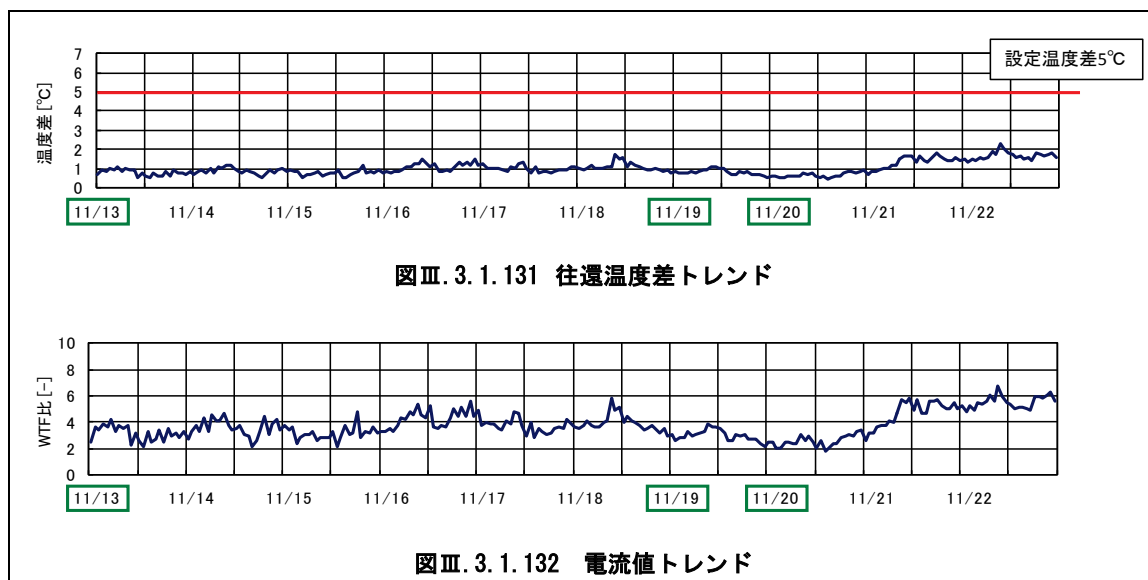


図Ⅲ. 3. 1. 130 電流値トレンド

病院 09 (P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
CHP-102-1~3	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数（周波数）制御

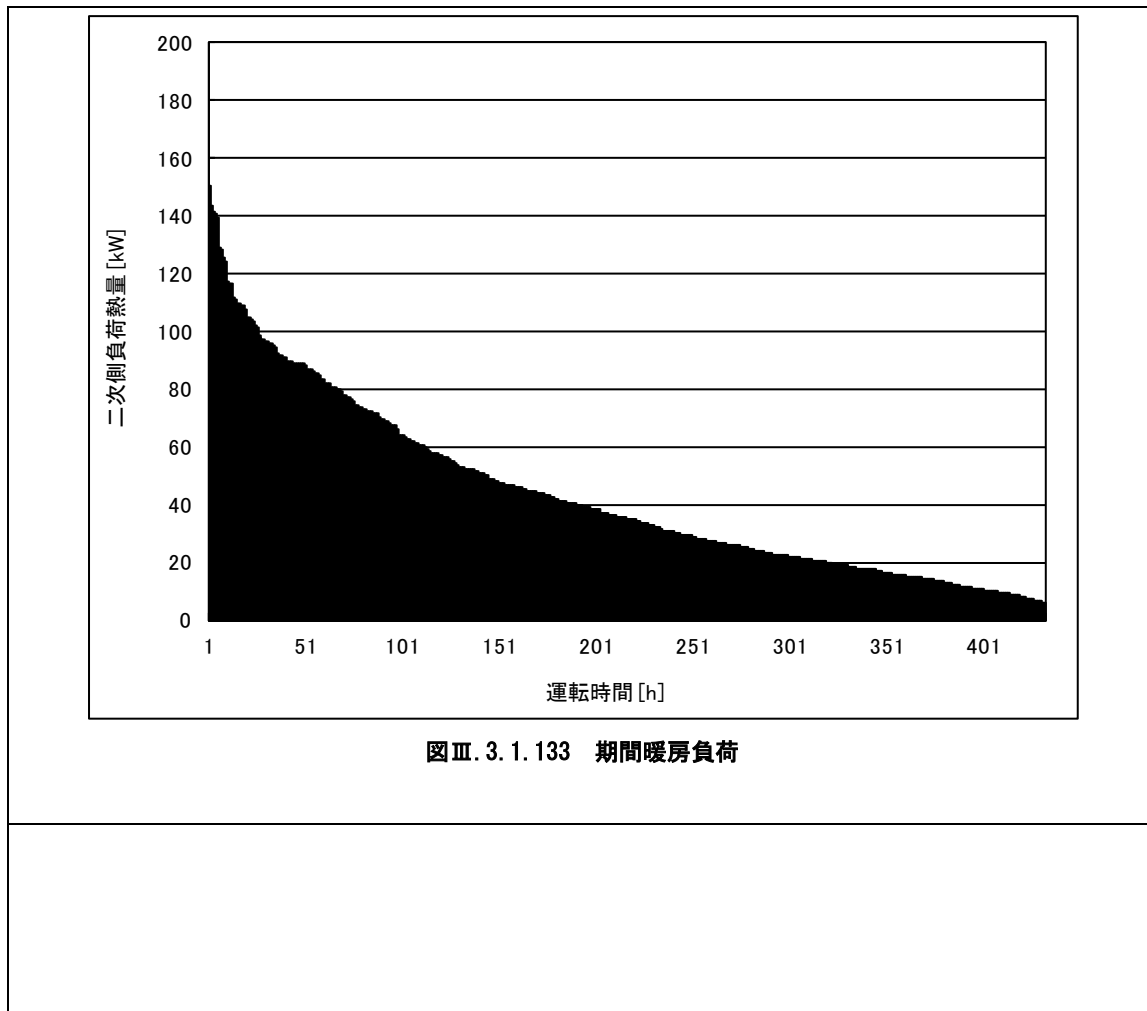
<動作確認データ> 2012年1月15~30日



病院 09(P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
CHP-102-1~3	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数(周波数)制御

<動作確認データ> 温水

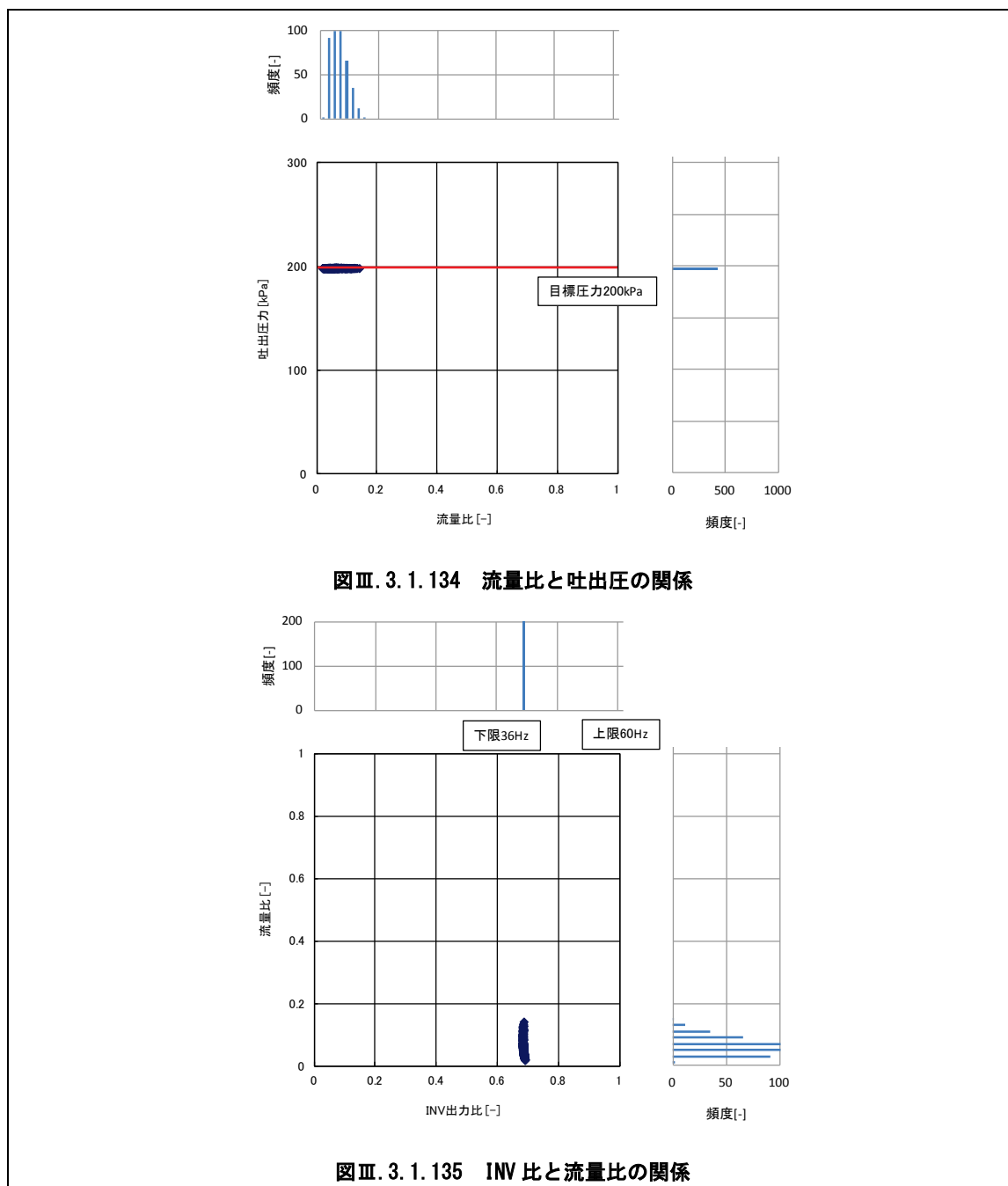


図Ⅲ. 3. 1. 133 期間暖房負荷

病院 09 (P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
CHP-102-1~3	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数（周波数）制御

<動作確認データ> 温水



図Ⅲ. 3. 1. 134 流量比と吐出圧の関係

図Ⅲ. 3. 1. 135 INV比と流量比の関係

図Ⅲ.3.1.134: 目標圧力で制御できている。

図Ⅲ.3.1.135: 計測期間中 1 台運転である時は, INV 周波数比はほとんど 0.7 であった。

→ 目標圧力を満足するため 42Hz で運転をしている。

病院 09(P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
CHP-102-1~3	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数（周波数）制御

<動作確認データ> 温水

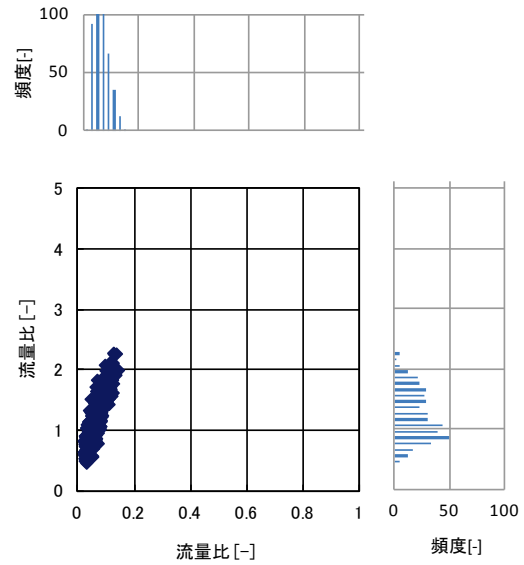
※3 台分の設計流量，最大消費電力を” 1” とした。

※消費電力の理想曲線は，周波数下限設定値 36Hz，三乗則により計算した。

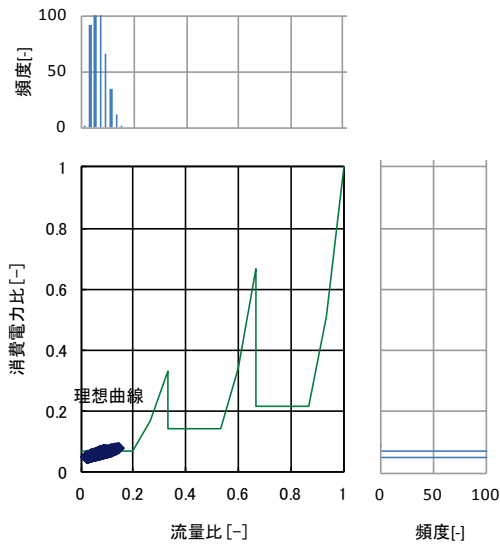
図Ⅲ. 3. 1. 136：温度差は 1~2℃で運転しており，温度差がついていない。

図Ⅲ. 3. 1. 137：理想曲線とほぼ同じ動きで運転している。

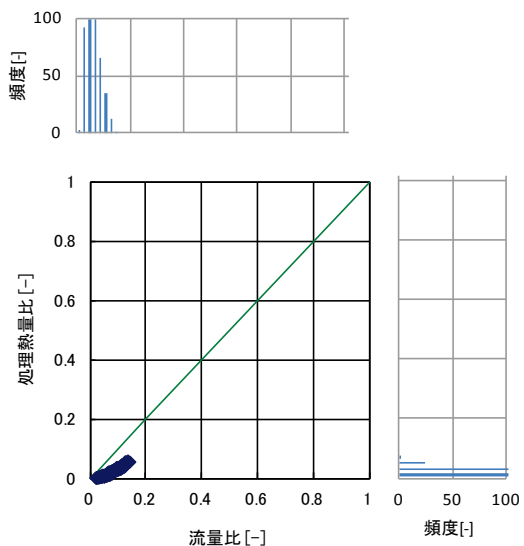
図Ⅲ. 3. 1. 138：理想曲線よりも低い熱量比で運転している。これは温度差がついていないためである。



図Ⅲ. 3. 1. 136 流量と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 137 流量と電力の関係



図Ⅲ. 3. 1. 138 流量と熱量の関係

病院 09(P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
CHP-102-1~3	吐出圧力	吐出圧力一定	回転数（周波数）制御

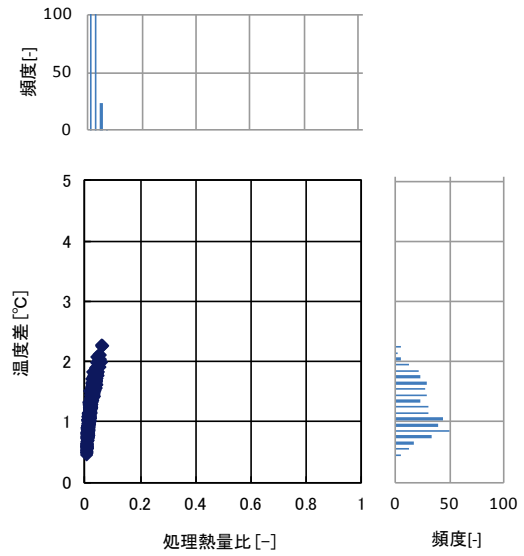
<動作確認データ> 温水

※3 台分の設計流量，最大消費電力を”1”とした。

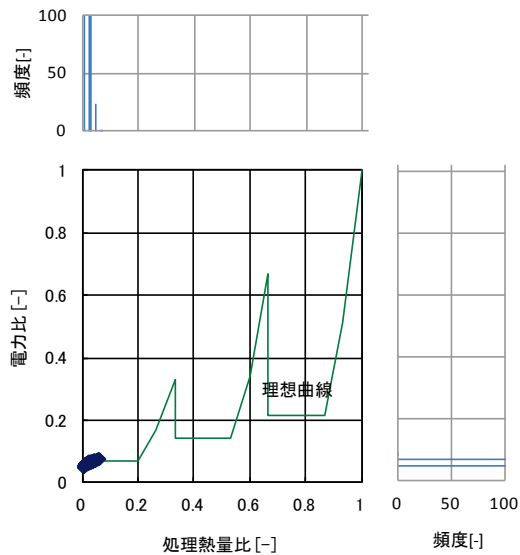
※消費電力の理想曲線は，周波数下限設定値 36Hz，三乗則により計算した。

図Ⅲ. 3. 1. 139：温度差は 1~2℃で運転しており，温度差がついていない。

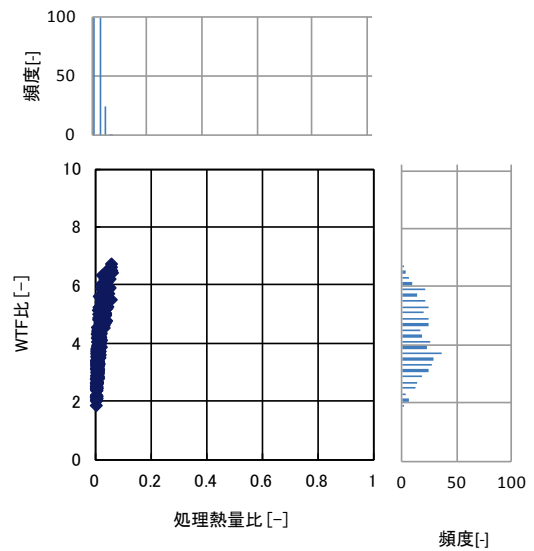
図Ⅲ. 3. 1. 140：理想曲線とほぼ同じ動きで運転している。



図Ⅲ. 3. 1. 139 熱量と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 140 熱量と電力の関係



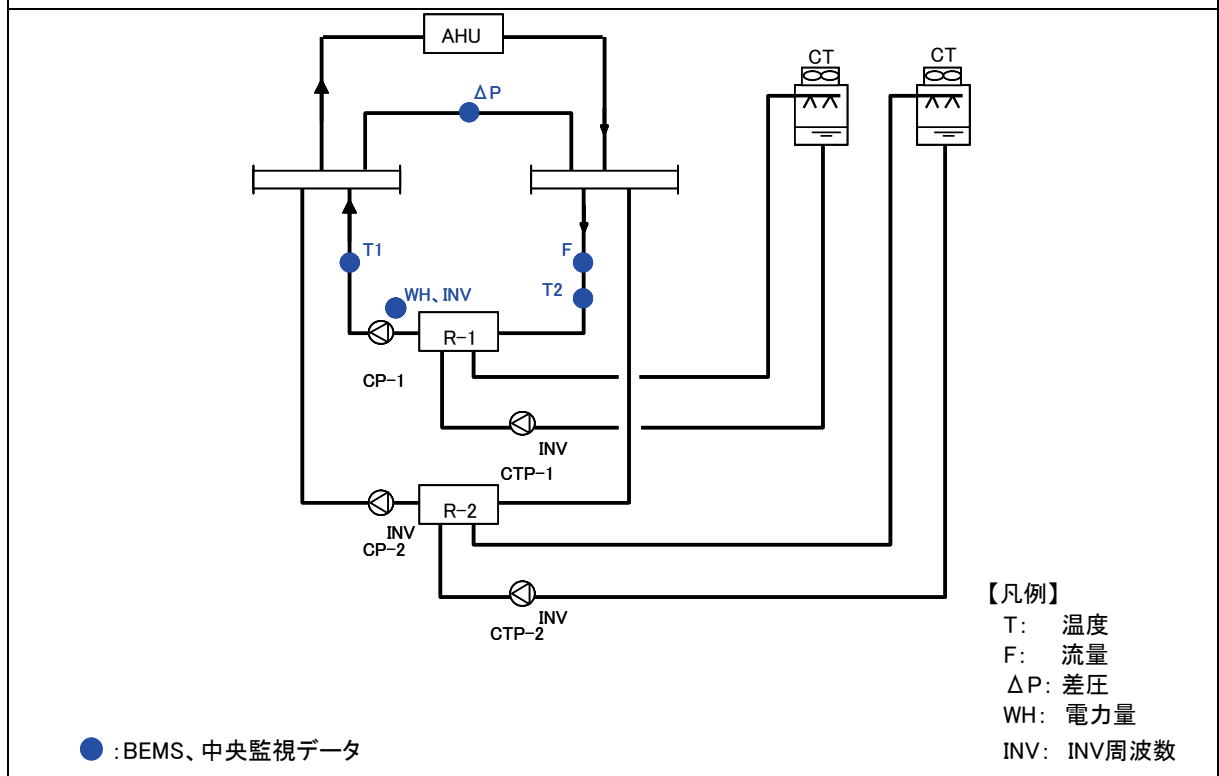
図Ⅲ. 3. 1. 141 熱量と熱量の関係

3.1.10. 事務所 02(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
CP-1	冷凍機冷水温度差	流量	回転数(周波数)制御

建物名	事務所 02	地区	関東	竣工	2007 年	改修	—	規模	20,000 m ²
分類記号	P1-VVW-04				検出部	冷凍機冷水温度差			
制御目的	ポンプ回転数制御				制御目標	流量			
分析期間	平成 23 年 8 月~10 月, 平成 24 年 8 月~10 月				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	CP-1				製造年月				
制御内容	1) 熱源台数制御 2) 冷水系統 <ul style="list-style-type: none"> ・ 送水圧力制御 ・ 冷水温度差制御 ・ 最低流量保障 3) 冷却水系統 <ul style="list-style-type: none"> ・ 温度差制御 ・ ファン発停 				機器仕様	R-1 280RT(蒸気吸収式) R-2 250RT(ターボ) CP-1 121 m ³ /h × 380kPa × 22kW CP-2 108 m ³ /h × 360kPa × 22kW			

システムフロー



【凡例】
 T: 温度
 F: 流量
 ΔP: 差圧
 WH: 電力量
 INV: INV周波数

計測器

- 温度 : 熱電対
- 流量 : 超音波流量計
- 差圧 : 差圧発信機
- 電力量 : 電力量計

事務所 02(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
CP-1	冷凍機冷水温度差	流量	回転数（周波数）制御

<制御概要, 評価項目計算式>

1. 制御内容

(1) CP-1 冷水ポンプ

- ・温度センサおよび流量計によりポンプインバータ制御を行う。
- ・負荷側の送水圧を一定にするためにヘッドバイパス弁制御を行う。

2. 評価項目計算式

(1) 流量

計測期間の最大流量を基に流量比を算出。

$$\text{流量比 QR} = \text{流量 } Q \text{ [L/min]} / \text{実測最大流量 : 1,962 [L/min]}$$

(2) 冷水温度差

T1 の計測温度を冷水往温度 T1[°C], T2 の計測温度を冷水還温度 T2[°C]として使用。

$$\text{冷水温度差 } \Delta T \text{ [°C]} = T2 \text{ [°C]} - T1 \text{ [°C]}$$

(3) 熱処理量

流量 Q および冷水温度差 ΔT を基に熱処理量を算出。

$$\begin{aligned} \text{熱処理量 } q \text{ [MJ/h]} &= \text{定圧比熱 : 4.186 [kJ/kg} \cdot \text{°C]} \times \text{空気密度 : 1.0 [kg/L]} \times \text{流量 } Q \text{ [L/min]} \\ &\quad \times 60 \text{ [min/h]} \times \text{冷水温度差 } \Delta T \text{ [°C]} \end{aligned}$$

計測期間の熱処理量を基に熱処理量比を算出する。

$$\text{熱処理量比 HR} = \text{熱処理量 } q \text{ [MJ/h]} / \text{最大熱処理量 : 953 [MJ/h]}$$

(4) 消費電力

WH の消費電力を E として使用。

流量 Q が最大時 (1,962 L/min) の計測消費電力を実測最大消費電力として消費電力比を算出。

$$\text{消費電力比 ER} = \text{消費電力 } E \text{ [kW]} / \text{実測最大消費電力 : 18.4 [kW]}$$

(5) WTF (水搬送効率)

$$\text{WTF} = (\text{熱処理量 } q \text{ [MJ/h]} / 3.6[\text{MJ}/(\text{h} \cdot \text{kW})]) / \text{消費電力 [kW]}$$

計測時最大熱処理量 (953 [MJ/h]) 時の WTF (56.7) を基準として, WTF 比を算出

$$\text{WTF 比} = \text{WTF} / \text{基準 WTF : 56.7}$$

(6) INV 周波数

計測した値をそのまま使用。

(7) ヘッド差圧

計測した値をそのまま使用。

事務所 02(冷水 VWV, 制御方式 P1-VWV-04)

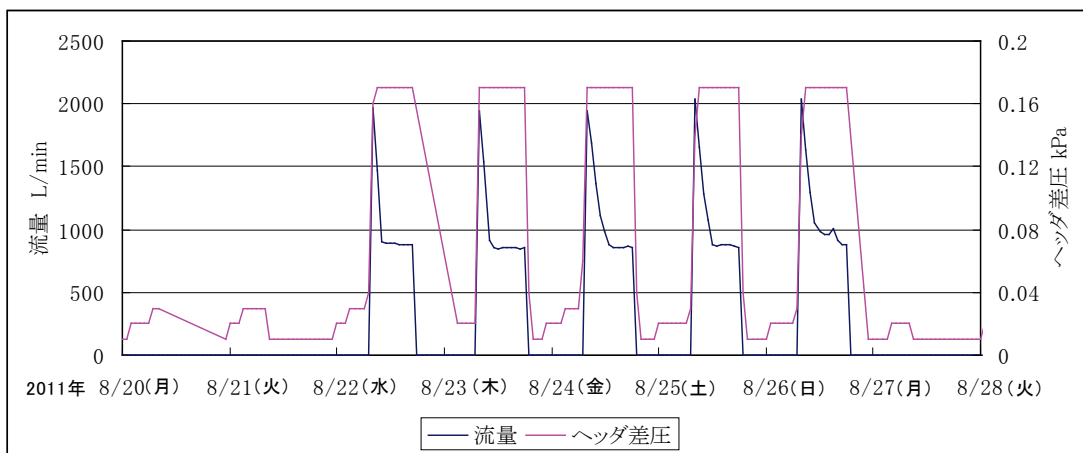
制御対象	検出部	制御目標	動作
CP-1	冷凍機冷水温度差	流量	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

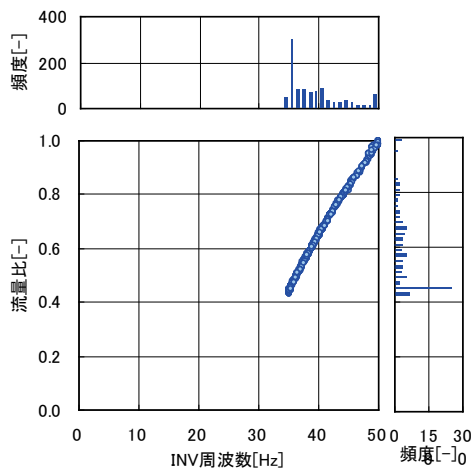
図Ⅲ. 3. 1. 142：ポンプ末端圧力を一定にするため、往還ヘッド差圧一定の制御を行っている。ポンプ稼働中は往還ヘッド差圧が一定になっていることが伺える。

図Ⅲ. 3. 1. 143：INV 周波数と流量は比例の関係となっている。

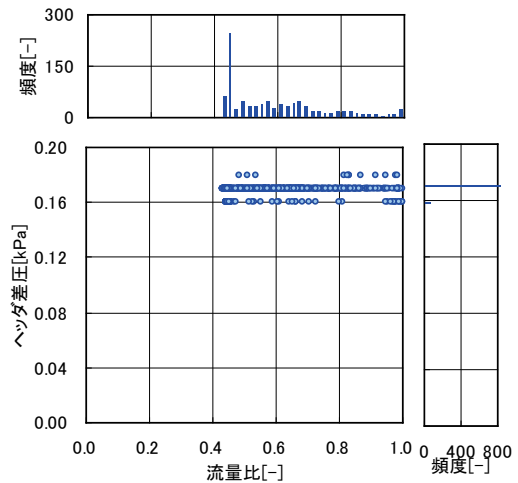
図Ⅲ. 3. 1. 144：流量とヘッド差圧は一定となっており、末端圧制御が正常に動作していることが伺える。



図Ⅲ. 3. 1. 142 流量・圧カトレンド



図Ⅲ. 3. 1. 143 インバータ周波数と流量の関係



図Ⅲ. 3. 1. 144 流量とヘッド差圧の関係

事務所 02(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-04)

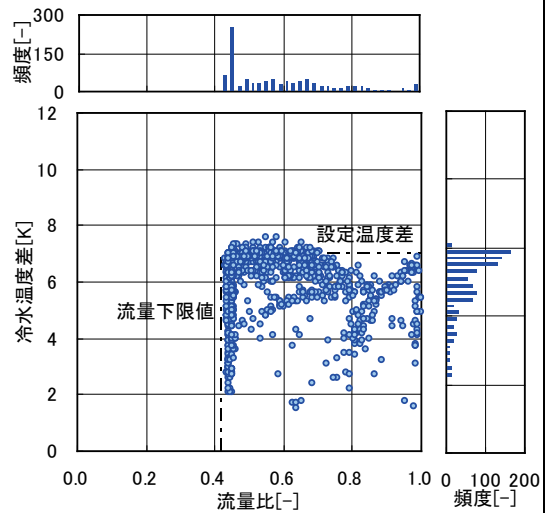
制御対象	検出部	制御目標	動作
CP-1	冷凍機冷水温度差	流量	回転数（周波数）制御

<流量分析>

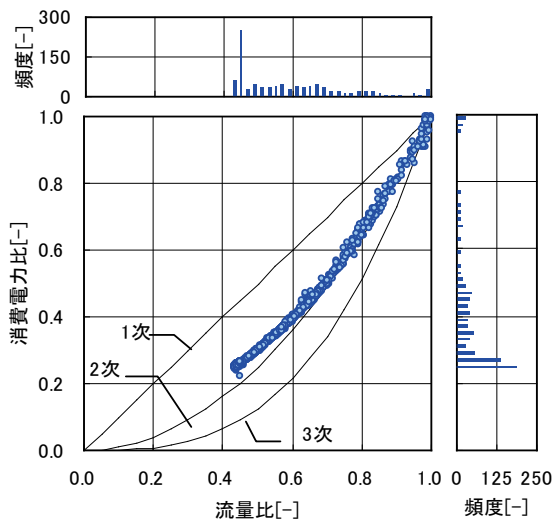
図Ⅲ.3.1.145: 流量比が 0.42 付近はインバータ下限であり, 冷水温度差が 2~7℃に分布している. 最大流量は 1,962L/min.

図Ⅲ.3.1.146: 流量比と電力比の関係は 2 次の関係になっている. 最大消費電力は 18.4kW.

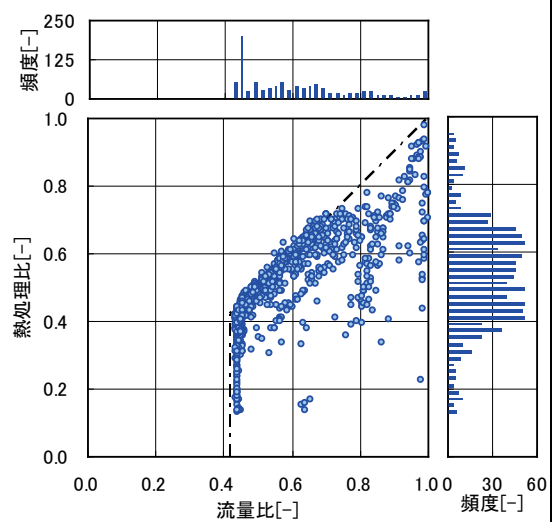
図Ⅲ.3.1.147: インバータ下限値である 0.42 付近では温度差が変化している. 流量 0.42 以上では, 流量が変化し熱処理量比と比例の関係がある. 最大熱処理量 265kW.



図Ⅲ.3.1.145 流量比と温度差の関係



図Ⅲ.3.1.146 流量比と電力比の関係



図Ⅲ.3.1.147 流量比と熱処理量比の関係

事務所 02(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-04)

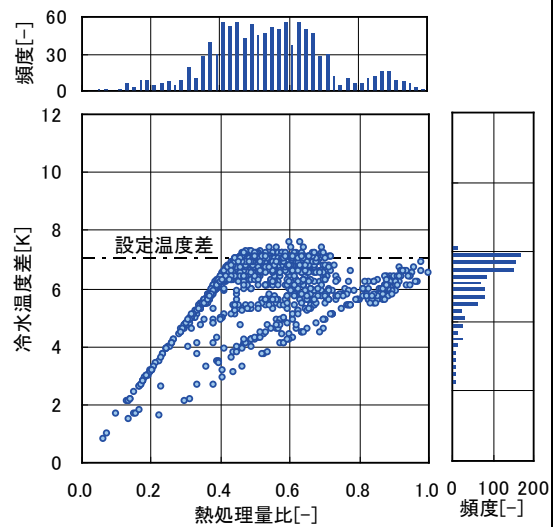
制御対象	検出部	制御目標	動作
CP-1	冷凍機冷水温度差	流量	回転数（周波数）制御

<熱量分析>

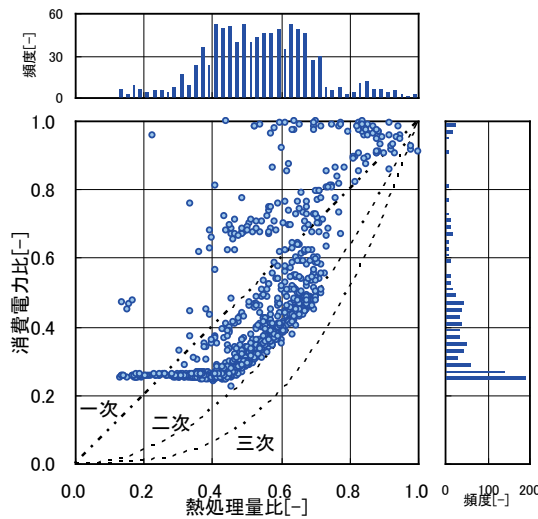
図Ⅲ.3.1.148:熱処理量比 0.42 より小さい場合、冷水温度差と比例関係にあり、温度差制御が動作していることが分かる。

図Ⅲ.3.1.149:熱処理量比 0.42 より小さい値は流量下限値で動作しているため、消費電力が一定である。

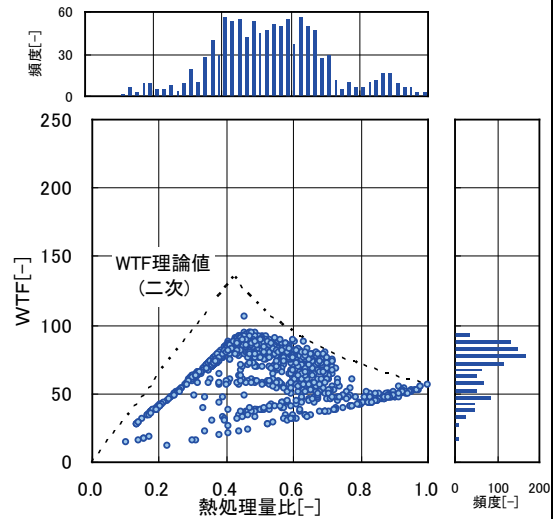
図Ⅲ.3.1.150:熱処理量比はWTF理論値より下回っている。図Ⅲ.3.1.149 より消費電力は熱処理量比の2次関数よりも大きいため、WTF比は理論値よりも小さくなった。



図Ⅲ. 3. 1. 148 熱量と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 149 熱処理量比と電力比の関係



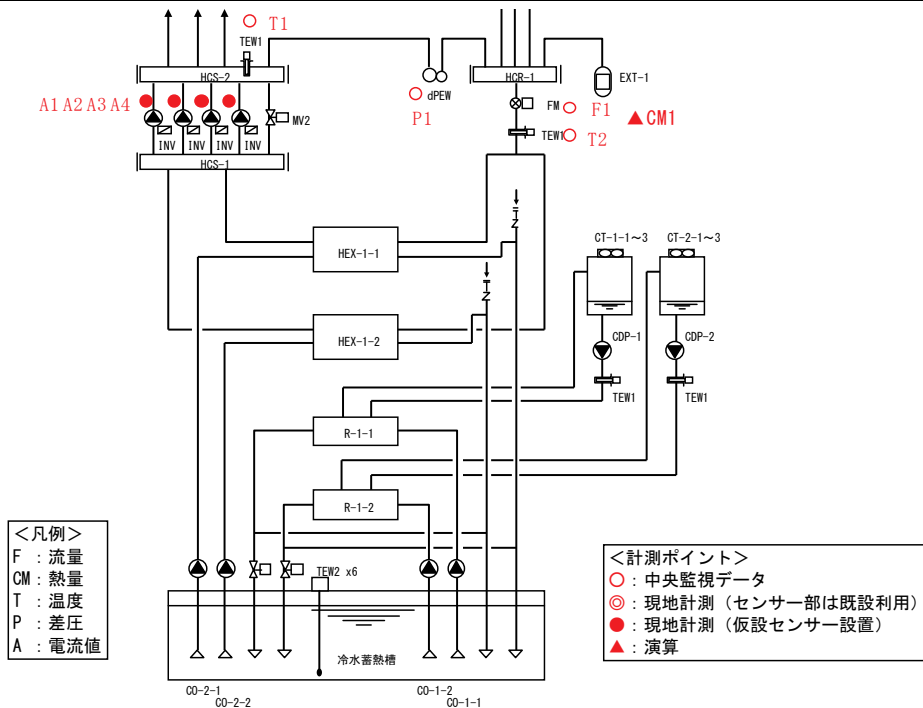
図Ⅲ. 3. 1. 150 熱処理量比と WTF の関係

3.1.11. 事務所 03(P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

建物名	事務所 03	地区	関東	竣工	2005 年	新築	—	規模	52,014 m ²
分類記号	P2-VWV-08				検出部	吐出圧力(差圧)			
制御目的	ポンプ回転数制御				制御目標	吐出圧力(差圧)			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～平成 24 年 9 月 30 日				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	2次ポンプ(全台)				製造年月	—			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・負荷流量による2次ポンプ台数制御 [CP-4]→[CP-4停止][CP-1~3] →[CP-1~3+CP-4] ・差圧によるポンプINV制御及びバイパス制御 INV設定値: 上限 50Hz, 下限 20Hz 定格差圧設定値: 300kPa ・設計温度差: 10℃ (往 8℃, 還 18℃)				機器仕様	CP-3-1~3-3 125Φ×100Φ×2400L/min×400kPa×3台 3Φ×200V×30kW, INV始動 CP-4 50Φ×40Φ×300L/min×400kPa×1台 3Φ×200V×5.5kW, INV始動			

システムフロー



<制御方式および評価項目計算式>

(1)データの収集時間間隔

- ①現地計測データ: 1分間隔, 瞬時値
- ②中央監視データ: 1分間隔, 瞬時値

(2)データ処理

1分間隔瞬時値→10分間平均値に処理

事務所 03(P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

(3)解析利用データフィルタリング項目

- ①機器の起動, 停止時のデータを排除
- ②増段, 減段時のデータを排除

(4)評価項目計算式

①流量比

$$\text{流量比 (FR)} = \text{流量 (F1) [L/min]} \text{ / 実測時最大流量 (6,645) [L/min]}$$

②温度差

T1 : 往温度[°C], T2 : 還温度[°C]として,
 温度差 (ΔT) [°C] = T2 - T1

③熱処理量

$$\begin{aligned} \text{熱処理量 (CM1) [MJ/h]} &= \text{低圧比熱 (4.186) [kJ/kg/°C]} \times \text{密度 (1.0) [kg/L]} \\ &\quad \times \text{流量 (F1) [L/min]} \times \text{温度差 (ΔT) [°C]} \\ &\quad \times 60[\text{min/h}] \text{ / } 1000 \\ \text{熱処理量比 (CMR) [-]} &= \text{熱処理量 (CM1) [MJ/h]} \\ &\quad \text{/ 実測時最大熱処理量 (16,476) [MJ/h]} \end{aligned}$$

④消費電力

A1~A4 : 電流値[A]として,
 消費電力 (P) [kW] = $\sqrt{3}$ × 電圧 (200) [V] × 電流値 (A1+A2+A3+A4) [A]
 × 力率 (0.85) / 1000
 消費電力比 (PR) [-] = 消費電力 (P) [kW] / 実測時最大消費電力 (81.5) [kW]

⑤WTF

$$\text{WTF[-]} = \text{熱処理量 (CM1) [MJ/h]} \text{ / } 3.6[\text{MJ/h/kW}] \text{ / 消費電力 (P) [kW]}$$

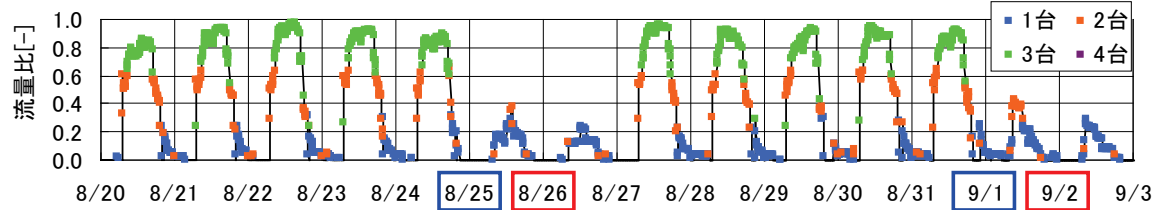
事務所 03(P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

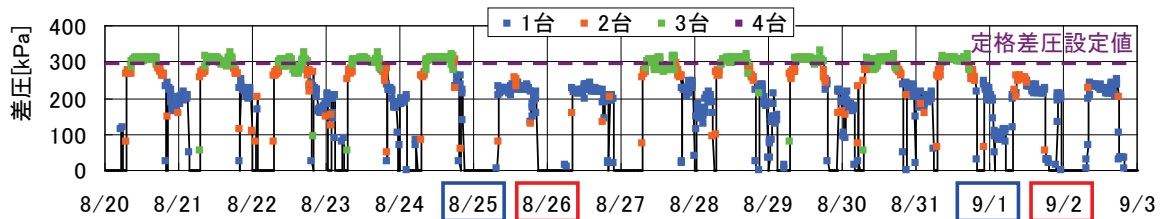
<動作確認データ 1>

2012年8月20日(月)～9月2日(日)のトレンドデータを示す。

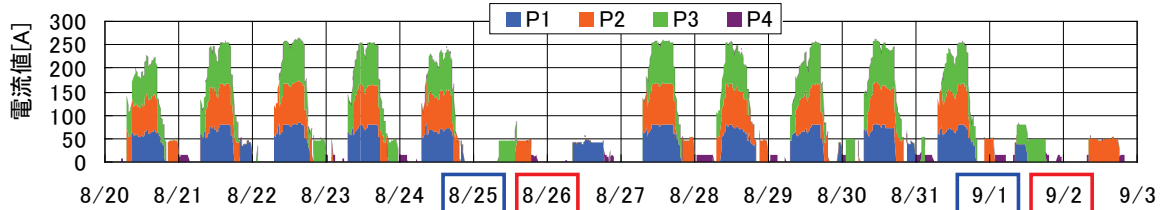
電流値から、複数台運転において均等にポンプを稼働していることがわかる。また、温度差は、設計温度差までは満たしていないが、8℃程度の温度差を確保できている。



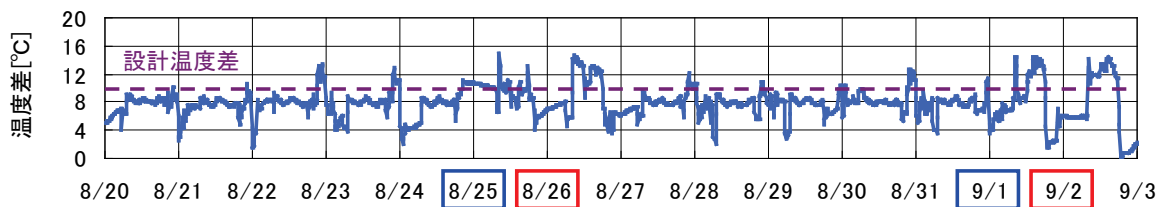
図Ⅲ. 3. 1. 151 流量比



図Ⅲ. 3. 1. 152 差圧



図Ⅲ. 3. 1. 153 電流値

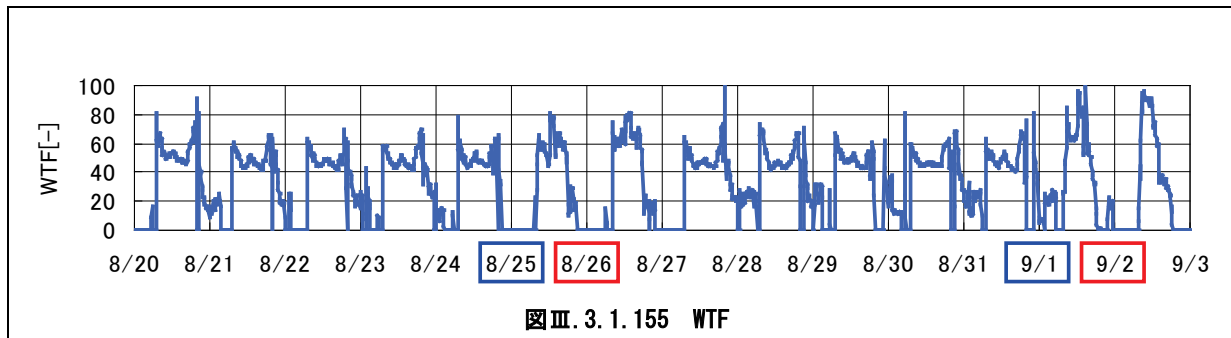


図Ⅲ. 3. 1. 154 温度差

事務所 03 (P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

<動作確認データ 2>



図Ⅲ. 3. 1. 155 WTF

事務所 03 (P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

<流量分析>

図Ⅲ. 3. 1. 156

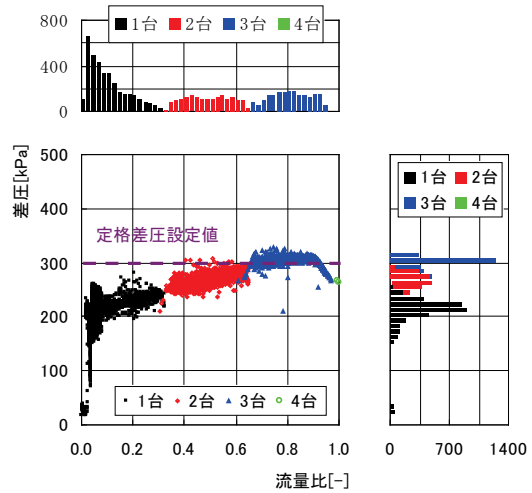
期間中の差圧設定値は、193~300kPa で動作していた。また、増段・減段は流量で明確に実施されている。

図Ⅲ. 3. 1. 157

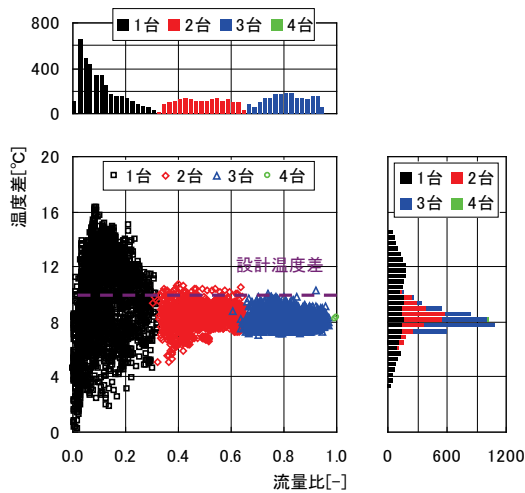
1台運転時はばらつきが大きいですが、設計温度差 10°Cに対して概ね 8°C前後で動作している。

図Ⅲ. 3. 1. 158

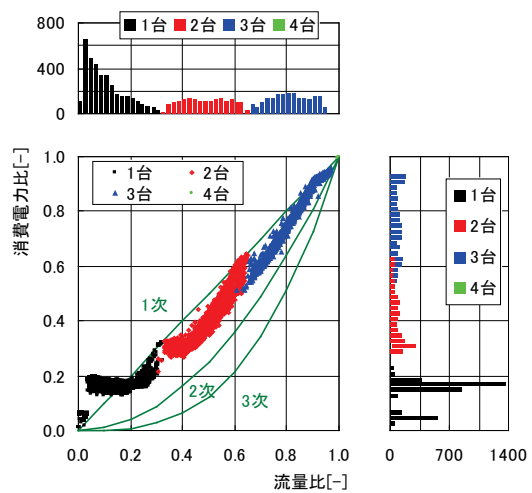
流量比が低くなるほど消費電力比が理論値(2次)よりも高くなっている。また、各台数の流量比が低い部分で消費電力比が横ばいになるのは、最低周波数設定の影響と考えられる。



図Ⅲ. 3. 1. 156 流量比と差圧の関係



図Ⅲ. 3. 1. 157 流量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 158 流量比と消費電力比の関係

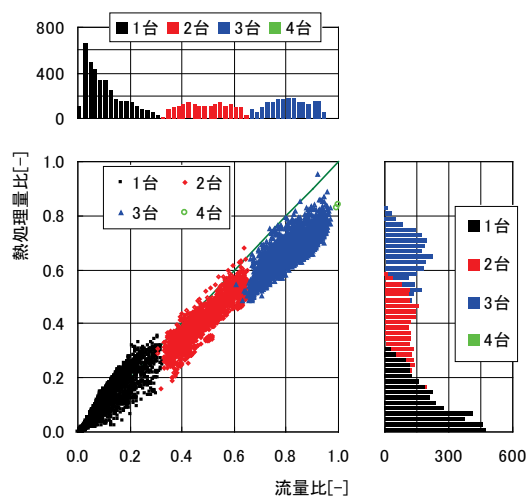
事務所 03 (P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

<流量分析>

図Ⅲ.3.1.159

温度差がほぼ一定で運転しているので、流量比と熱処理量比が比例して動作している。



図Ⅲ.3.1.159 流量比と熱処理量比の関係

事務所 03 (P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)	回転数(周波数)制御

図Ⅲ. 3. 1. 160

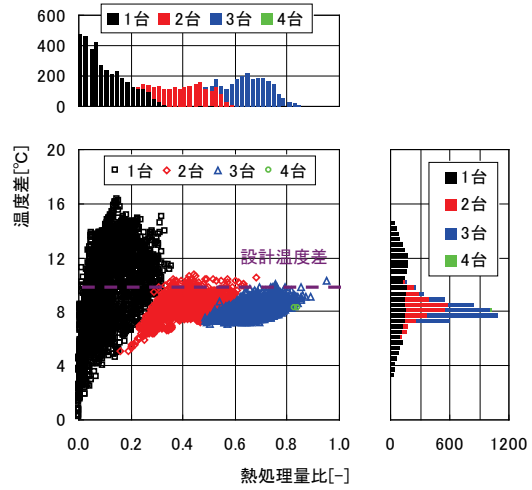
設計温度差よりは低く運転しているが、8℃付近を中心に安定している。

図Ⅲ. 3. 1. 161

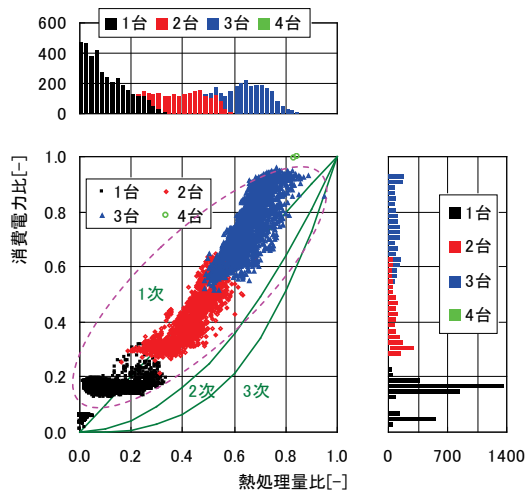
理論値(1次)上で運転している。

図Ⅲ. 3. 1. 162

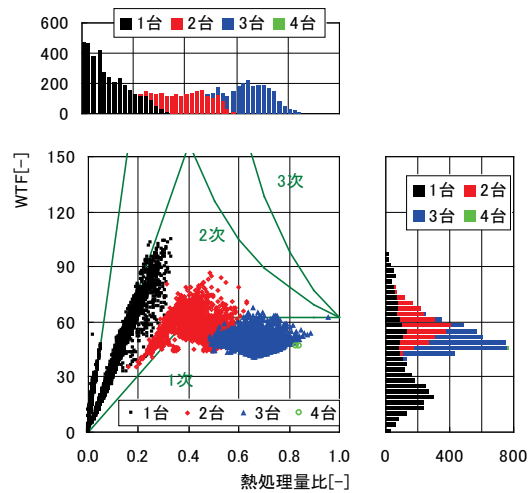
1台運転時は理論値(2次, 3次)上で動作しているが、2台運転以上になるとWTFが下がり、熱処理量比0.5以上では、理論値(1次)よりも低くなっている。



図Ⅲ. 3. 1. 160 熱処理量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 161 熱処理量比と消費電力比の関係



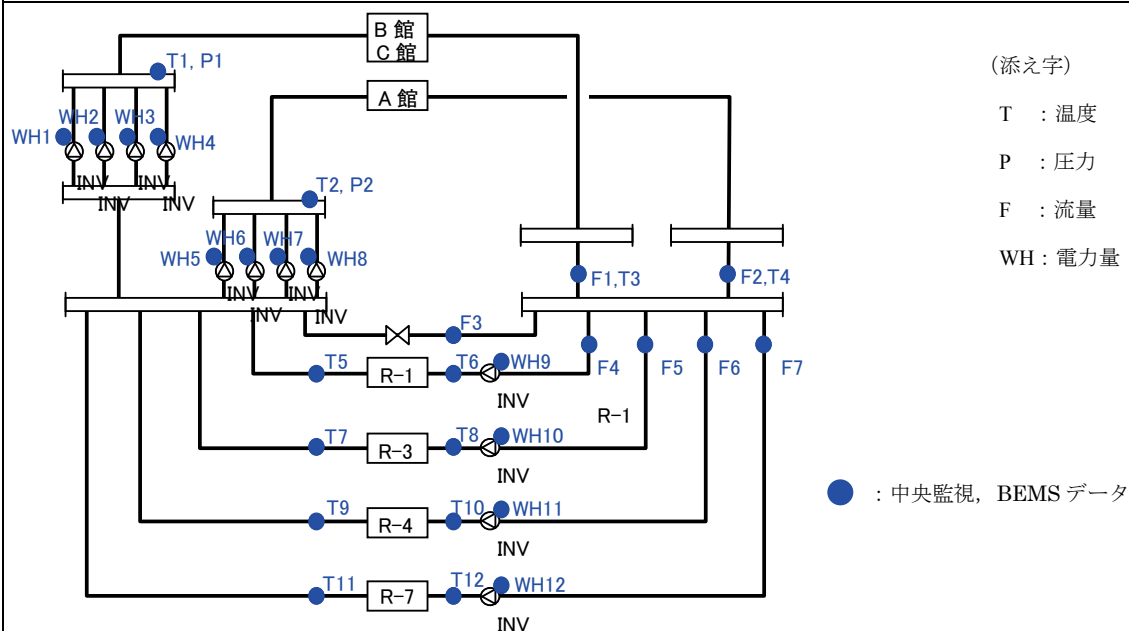
図Ⅲ. 3. 1. 162 熱処理量比とWTFの関係

3.1.12. 事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源一次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数（周波数）制御

建物名	事務所 04	地区	関東	竣工	2005 年	改修	—	規模	100,000m ²																				
分類記号	P1-VVW-03				検出部	二次側負荷流量																							
制御目的	一次側冷水量制御				制御目標	流量																							
分析期間	2011 年 4 月～2012 年 3 月				動作	回転数（周波数）制御																							
制御対象	熱源冷水一次ポンプ				製造年月	2005 年 4 月																							
制御内容	<p>1) 熱源台数制御</p> <ul style="list-style-type: none"> 冷水二次側負荷熱量による台数制御 冷水二次側冷水量と冷水往温度による運転台数の補正 通常モード/ガス優先モード切替 <p>2) 冷凍機補機類制御</p> <ul style="list-style-type: none"> 冷水二次ポンプ吐出圧制御(INV 制御) 冷水一次ポンプ負荷流量制御(INV 制御) 冷却水ポンプ温度制御(INV 制御) 冷却塔ファン出口温度制御(INV 制御) <p>3) 設定</p> <ul style="list-style-type: none"> 冷水二次ポンプ吐出圧力：60kPa 冷水ポンプ, 冷却水ポンプ下限流量 R-01:60%, R-03:50%, R-04:75%, R-07:50% 				機器仕様	<p>熱源 R-1 500RT (定速ターボ) R-3 500RT (INV ターボ) R-4 300RT (ガス焚冷温水機) R-7 500RT (定速ターボ)</p> <p>冷水一次ポンプ</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>機器番号</th> <th>流量 m³/h</th> <th>揚程 [mAq]</th> <th>モータ定格 [kW]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>CP-1-1</td> <td>302</td> <td>15</td> <td>22</td> </tr> <tr> <td>CP-1-3</td> <td>302</td> <td>21</td> <td>30</td> </tr> <tr> <td>CP-1-4</td> <td>181</td> <td>15</td> <td>11</td> </tr> <tr> <td>CP-1-7</td> <td>302</td> <td>15</td> <td>22</td> </tr> </tbody> </table>				機器番号	流量 m ³ /h	揚程 [mAq]	モータ定格 [kW]	CP-1-1	302	15	22	CP-1-3	302	21	30	CP-1-4	181	15	11	CP-1-7	302	15	22
機器番号	流量 m ³ /h	揚程 [mAq]	モータ定格 [kW]																										
CP-1-1	302	15	22																										
CP-1-3	302	21	30																										
CP-1-4	181	15	11																										
CP-1-7	302	15	22																										

システムフロー



分析リスト

- 温度変化, 往還温度差, 流量, 熱処理量
- 冷水一次ポンプ消費電力, WTF

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数（周波数）制御

<制御内容, 評価項目計算式, 計測概要>

1. 制御内容

(1) 冷水一次ポンプ流量制御

- ・ 冷水一次ポンプ負荷流量制御(INV 制御) 熱源最適制御からの周波数設定値による回転数制御
- ・ 冷水ポンプ下限流量設定値 R-01:60%, R-03:50%, R-04:75%, R-07:50%

2. 評価項目計算式 ※添え字（記号）はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 冷水温度, 温度差

冷水入口温度 : T6,T8,T10,T12 , 冷水出口温度 : T5,T7,T9,T11

冷水温度差 : (T6-T5), (T8-T7), (T10-T9), (T12-T11)

(2) 冷水流量

冷水流量 = 冷水一次ポンプ流量 (F4,F5,F6,F7)

冷水流量比 = 冷水一次ポンプ流量 (F4,F5,F6,F7) ÷ 実測最大流量

(3) 熱処理量

熱処理量 = 冷水温度差 (T6-T5,T8-T7,T10-T9,T12-T11) × 冷水流量 (F4,F5,F6,F7) × 比重 × 比熱

熱処理量比 = 熱処理量 ÷ 実測最大熱処理量

(4) 消費電力

消費電力 = 冷水一次ポンプ消費電力 (WH9,WH10,WH11,WH12)

消費電力比 = 冷水一次ポンプ消費電力 (WH9,WH10,WH11,WH12) ÷ 実測最大消費電力

(5) WTF

WTF = 熱処理量 ÷ 冷水一次ポンプ消費電力

3. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・ 流量 : 2 分間隔
- ・ 温度 : 2 分間隔
- ・ 電力 : 2 分間隔

(2) データ処理

- ・ 2 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ>

冷水一次ポンプ CP-1-1(R-01)

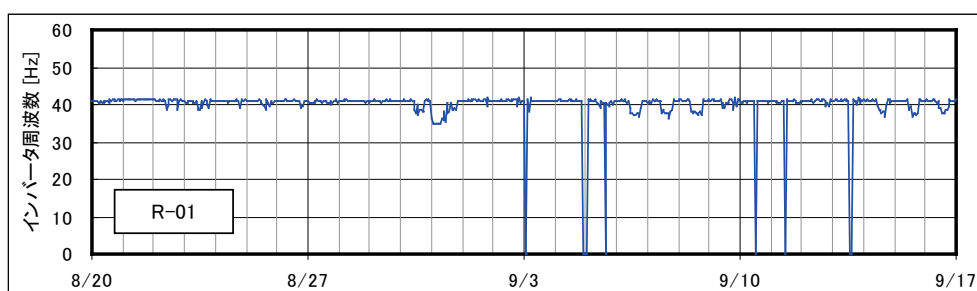
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：302m³/h

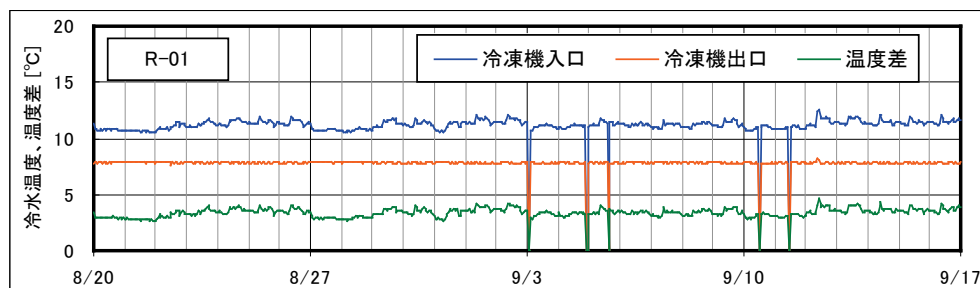
ポンプ電動機定格出力：22kW

設計温度差：5℃

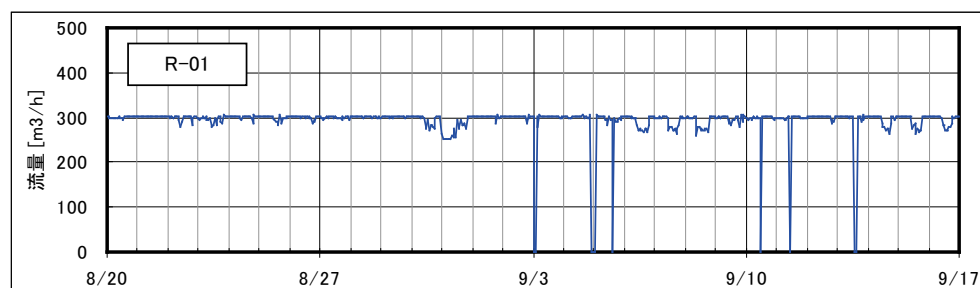
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ. 3. 1. 163 インバータ周波数トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 164 冷水温度トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 165 流量トレンド

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ>

冷水一次ポンプ CP-1-1(R-01)

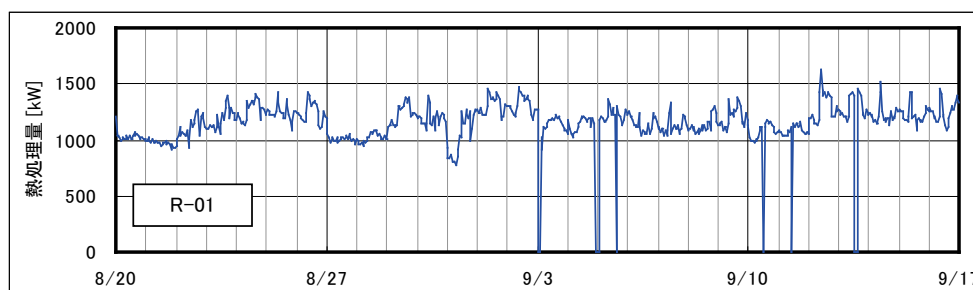
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：302 m³/h

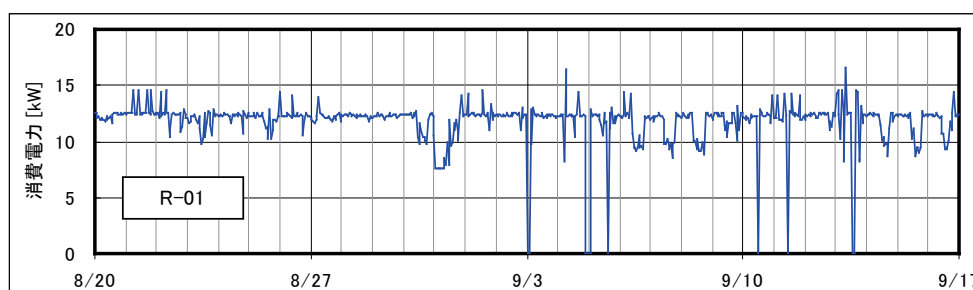
ポンプ電動機定格出力：22kW

設計温度差：5℃

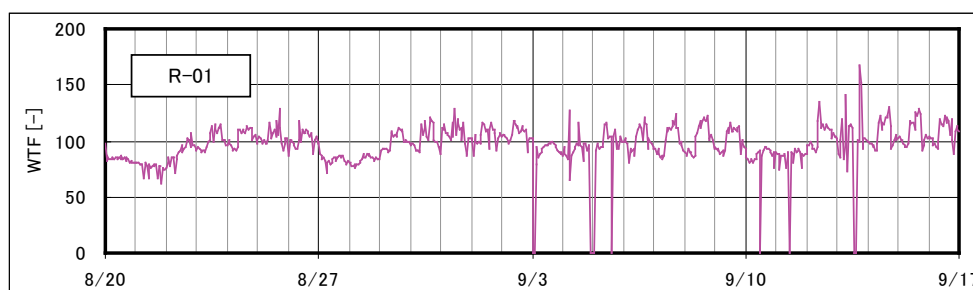
※値が 0 の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ. 3. 1. 166 熱処理量トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 167 消費電力トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 168 WTFトレンド

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数（周波数）制御

<流量分析>

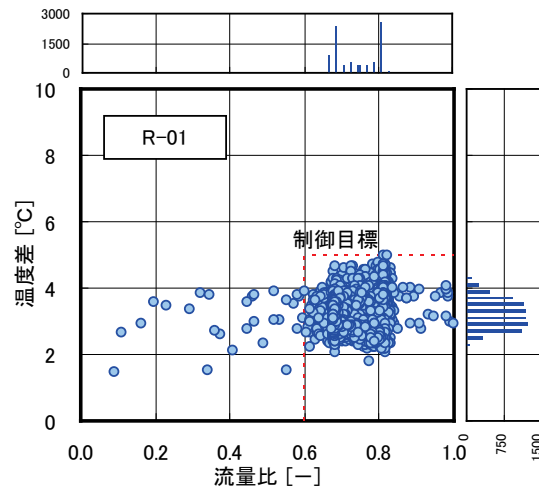
冷水ポンプ CP-1-1(R-01)

熱源起動・停止時の 1 時間はデータ削除して分析を行った。

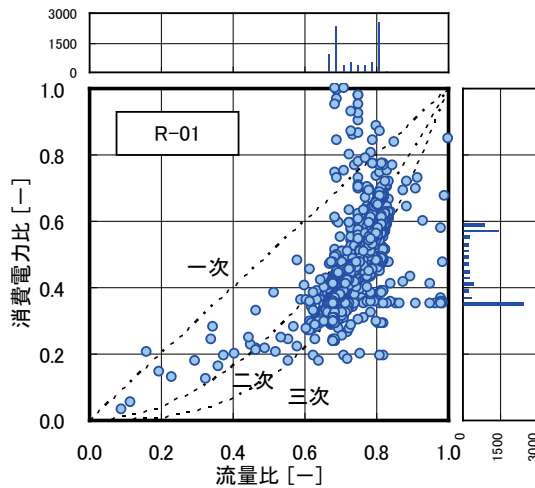
図Ⅲ. 3. 1. 169 冷水流量比は主に 0.7 および 0.8 付近に分布している。最大流量は夏期の 370m³/h である。設計温度差 5℃に対し、計測結果では 2～3℃に分布している。

図Ⅲ. 3. 1. 170 三次の理論線を中心にした分布となっている。最大消費電力は 21.4kW である。

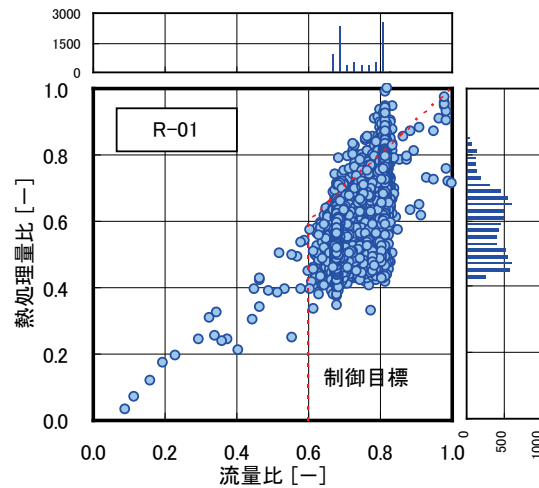
図Ⅲ. 3. 1. 171 概ね制御目標以下で分布している。最大熱処理量は 1755kW である。



図Ⅲ. 3. 1. 169 流量比と温度差の関係 (R-01)



図Ⅲ. 3. 1. 170 流量比と電力比の関係 (R-01)



図Ⅲ. 3. 1. 171 流量比と熱処理量比の関係 (R-01)

事務所 04(冷水 VVV, 制御方式 P1-VVV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数（周波数）制御

< 熱量分析 >

冷水ポンプ CP-1-1(R-01)

図Ⅲ. 3. 1. 172

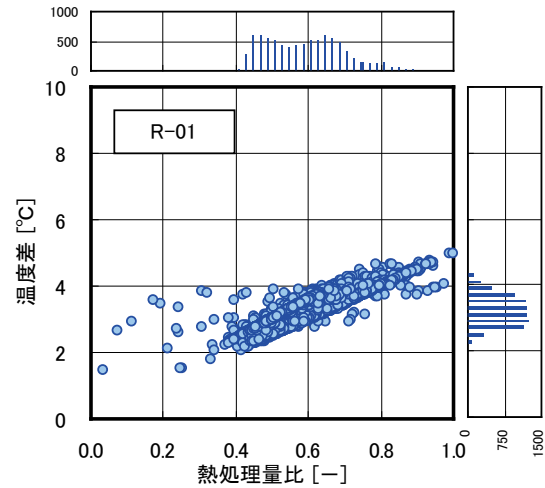
熱処理量比が 1 では温度差は 5°C で、熱処理量比の低下とともに温度差が低下している。

図Ⅲ. 3. 1. 173

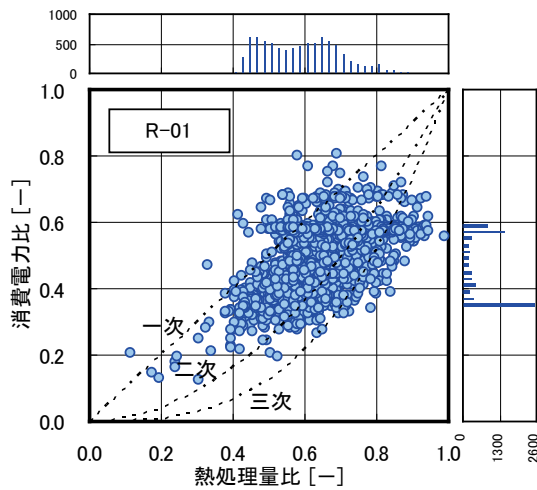
プロットは一次から三次の理論線の間で分布している。

図Ⅲ. 3. 1. 174

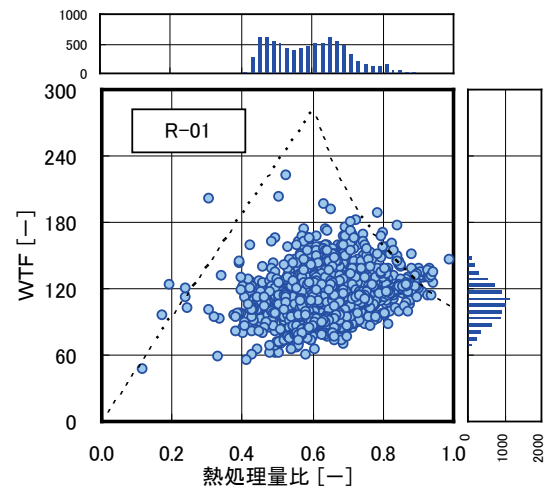
WTF は 110 を中心にして 200 以下に分布している。



図Ⅲ. 3. 1. 172 熱処理量比と温度差の関係 (R-01)



図Ⅲ. 3. 1. 173 熱処理量比と電力比の関係 (R-01)



図Ⅲ. 3. 1. 174 熱処理量比と WTF の関係 (R-01)

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ>

冷水一次ポンプ CP-1-3(R-03)

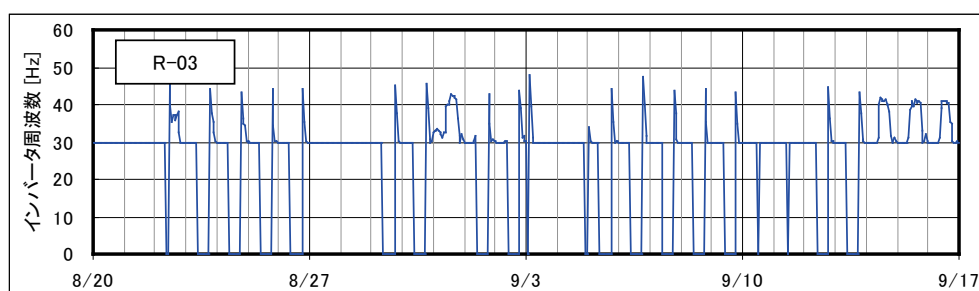
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：302 m³/h

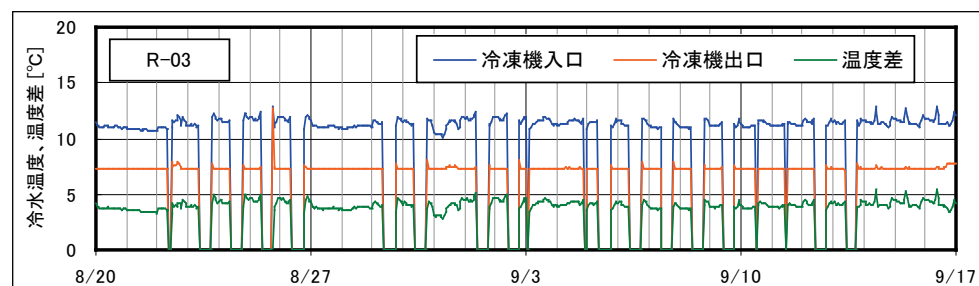
ポンプ電動機定格出力：30kW

設計温度差：5℃

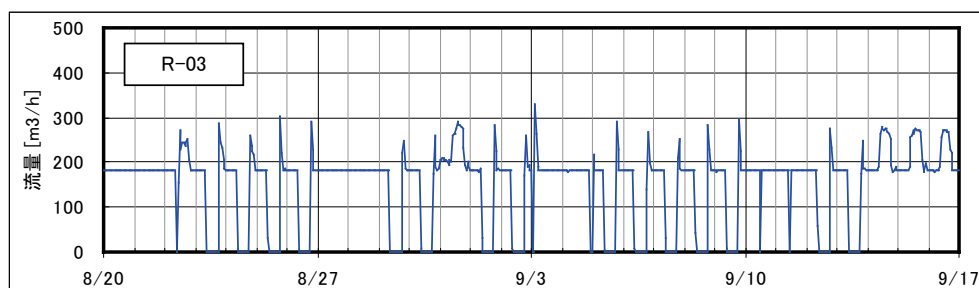
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ. 3. 1. 175 インバータ周波数トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 176 冷水温度トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 177 流量トレンド

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

冷水一次ポンプ CP-1-3(R-03)

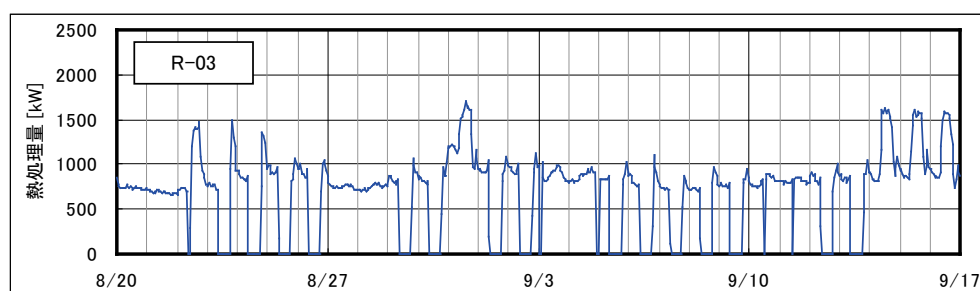
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：302 m³/h

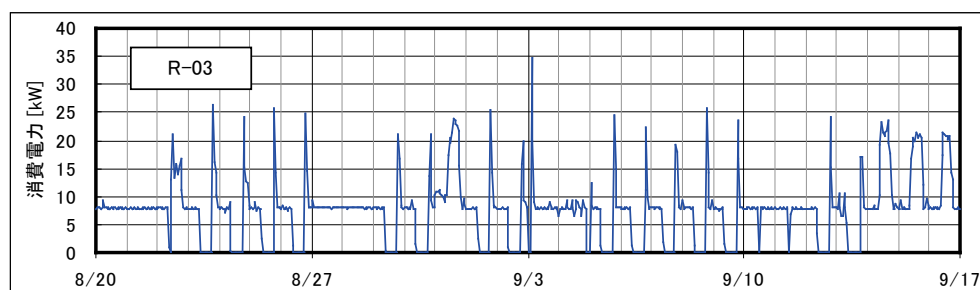
ポンプ電動機定格出力：30kW

設計温度差：5℃

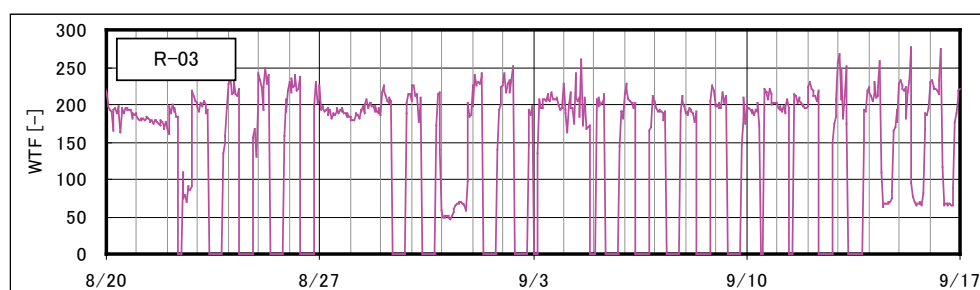
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ.3.1.178 熱処理量トレンド



図Ⅲ.3.1.179 消費電力トレンド



図Ⅲ.3.1.180 WTFトレンド

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数 (周波数) 制御

<流量分析>

冷水ポンプ CP-1-3(R-03)

熱源起動・停止時の 1 時間はデータ削除して分析を行った。

図Ⅲ. 3. 1. 181

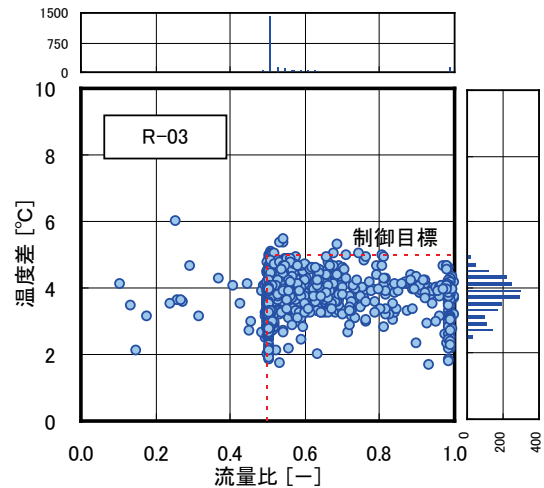
流量は下限流量に多く分布している。最大流量は 306m³/h。設計温度差 5℃に対し、計測結果では 2~5℃に分布している。

図Ⅲ. 3. 1. 182

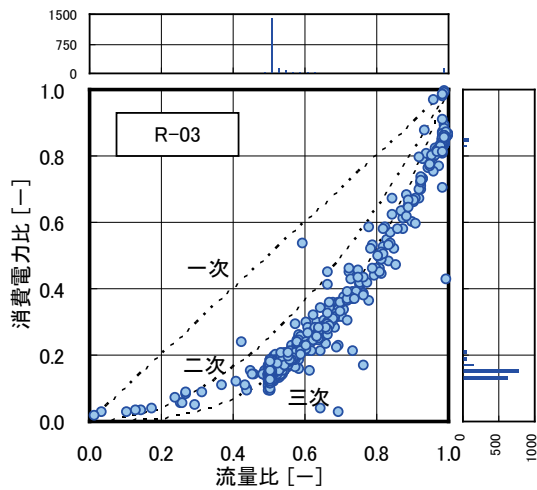
全体としては流量と消費電力の関係は三次の理論線に沿って分布している。最大消費電力は 25.2kW。

図Ⅲ. 3. 1. 183

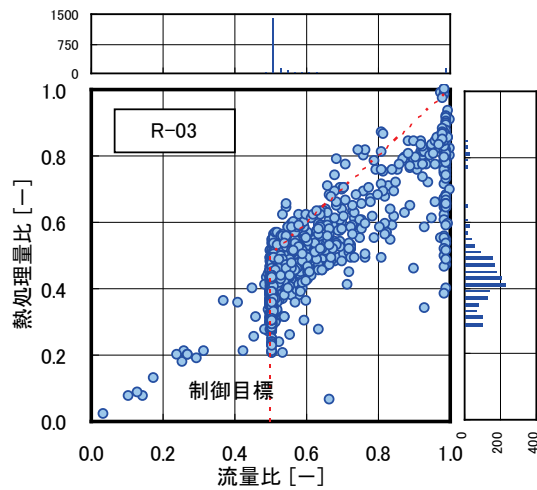
流量比と熱処理量比の関係は制御目標以下で分布している。最大熱処理量は 1633kW。



図Ⅲ. 3. 1. 181 流量比と温度差の関係 (R-03)



図Ⅲ. 3. 1. 182 流量比と電力比の関係 (R-03)



図Ⅲ. 3. 1. 183 流量比と熱処理量比の関係 (R-03)

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数（周波数）制御

< 熱量分析 >

冷水ポンプ CP-1-3(R-03)

図Ⅲ. 3. 1. 184

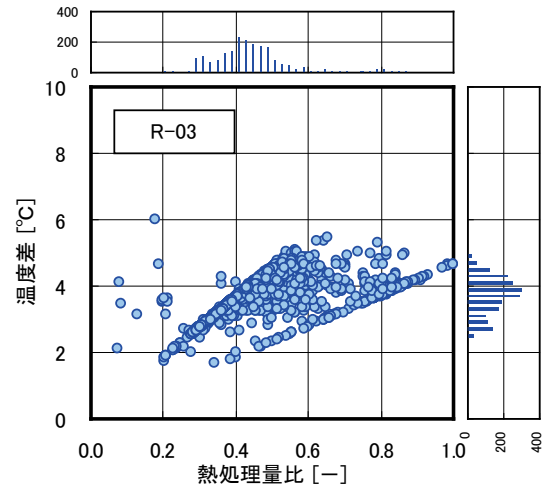
熱処理量比が 1 では温度差は 5°C で, 熱処理量比の低下とともに温度差が低下している。

図Ⅲ. 3. 1. 185

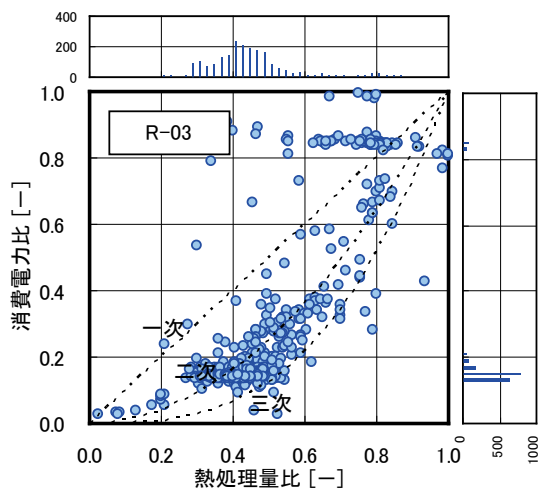
プロットは二次の理論線を中心にして分布している。

図Ⅲ. 3. 1. 186

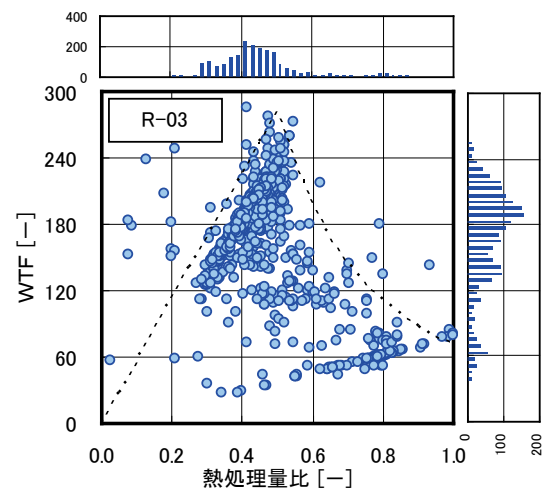
WTF は熱処理量比 0.5 のときに最大で 280 となっている。



図Ⅲ. 3. 1. 184 熱処理量比と温度差の関係 (R-03)



図Ⅲ. 3. 1. 185 熱処理量比と電力比の関係 (R-03)



図Ⅲ. 3. 1. 186 熱処理量比と WTF の関係 (R-03)

事務所 04(冷水 VWV, 制御方式 P1-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

冷水一次ポンプ CP-1-4(R-04)

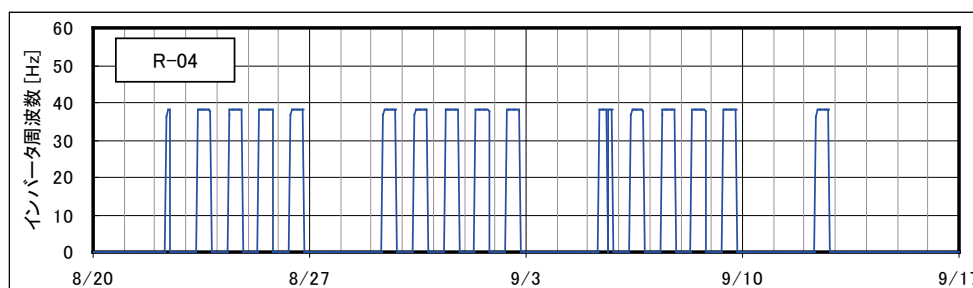
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：181 m³/h

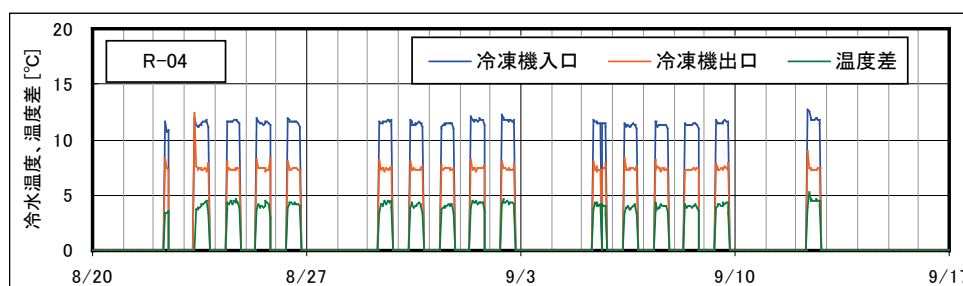
ポンプ電動機定格出力：11kW

設計温度差：5℃

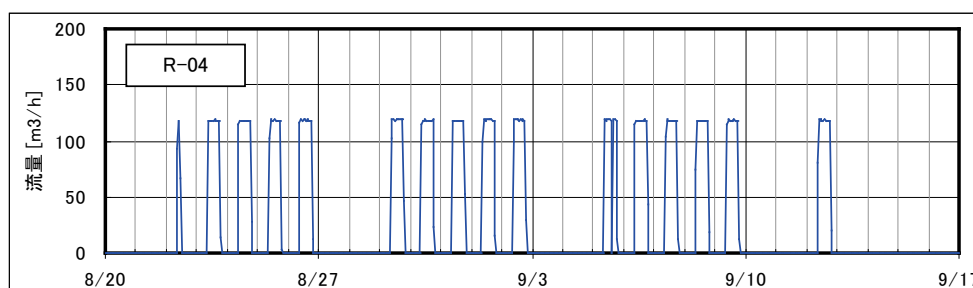
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ. 3. 1. 187 インバータ周波数トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 188 冷水温度トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 189 流量トレンド

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

冷水一次ポンプ CP-1-4(R-04)

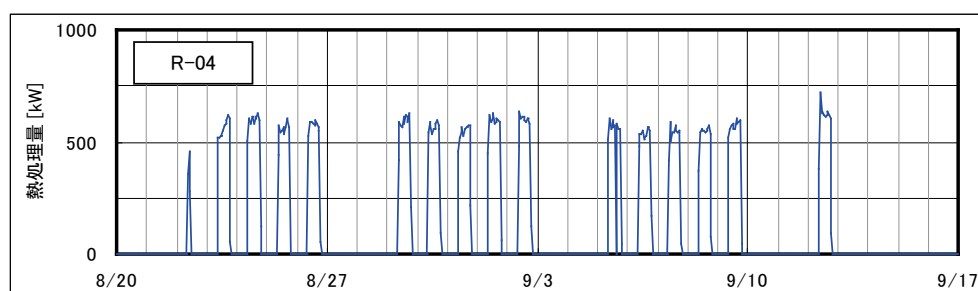
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：181 m³/h

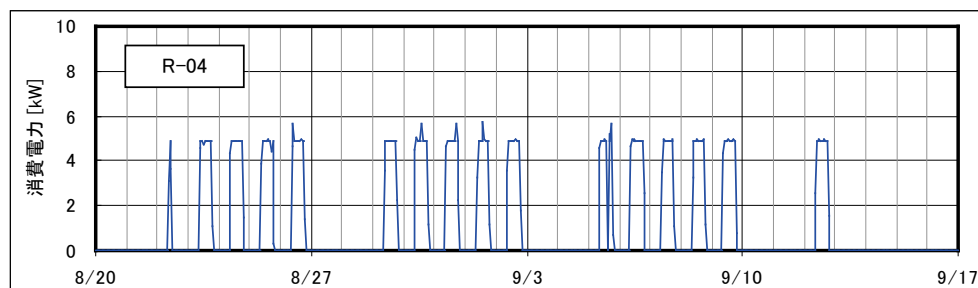
ポンプ電動機定格出力：11kW

設計温度差：5℃

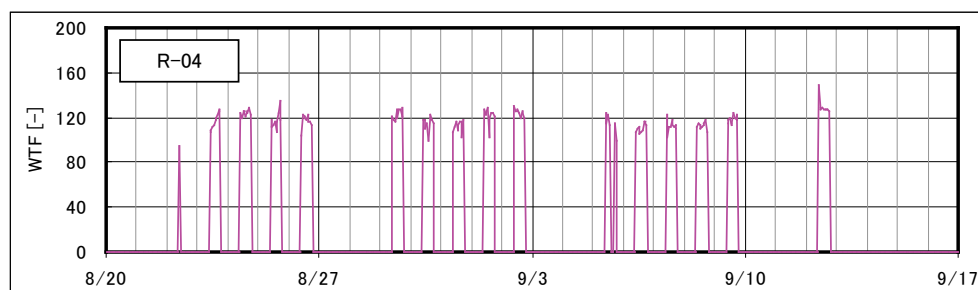
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ.3.1.190 熱処理量トレンド



図Ⅲ.3.1.191 消費電力トレンド



図Ⅲ.3.1.192 WTFトレンド

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数 (周波数) 制御

冷水ポンプ CP-1-4(R-04)

熱源起動・停止時の 1 時間はデータ削除して分析を行った。

図Ⅲ. 3. 1. 193

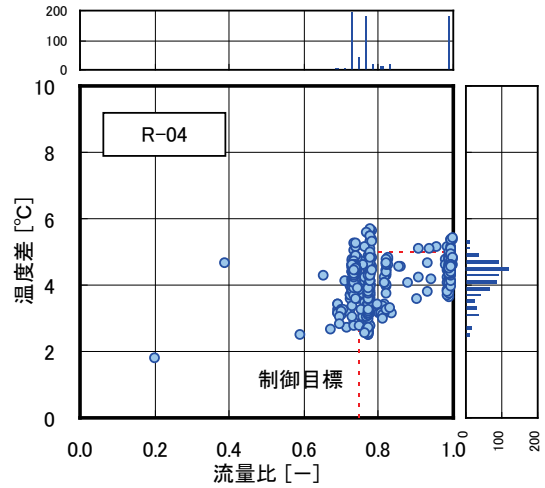
流量は流量比 0.7 および 1 に多く分布している。最大流量(流量比 1)は 161m³/h である。設計温度差 5℃に対し、計測結果では 3~5℃に多く分布している。

図Ⅲ. 3. 1. 194

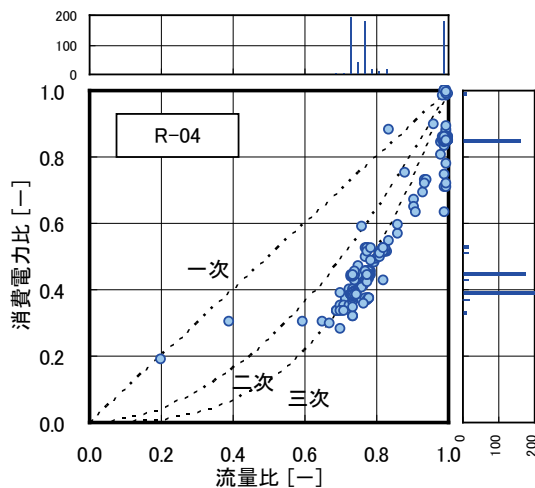
全体としては流量と消費電力の関係は三次の理論線に近い。最大消費電力は 12.7kW である。

図Ⅲ. 3. 1. 195

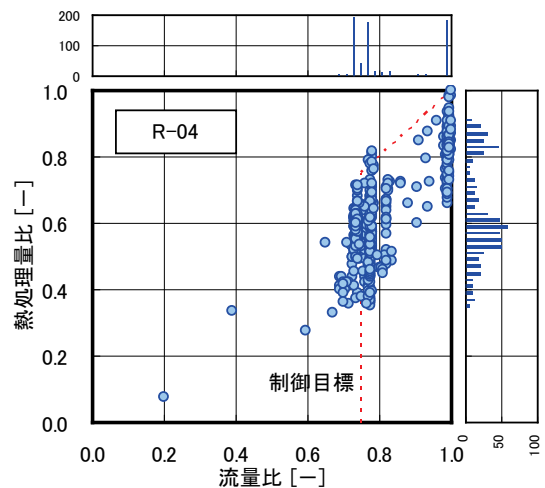
流量比と熱処理量比の関係は制御目標以下で分布している。最大熱処理量は 1012kW である。



図Ⅲ. 3. 1. 193 流量比と温度差の関係 (R-04)



図Ⅲ. 3. 1. 194 流量比と電力比の関係 (R-04)



図Ⅲ. 3. 1. 195 流量比と熱処理量比の関係 (R-04)

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数 (周波数) 制御

< 熱量分析 >

冷水ポンプ CP-1-4(R-04)

図Ⅲ. 3. 1. 196

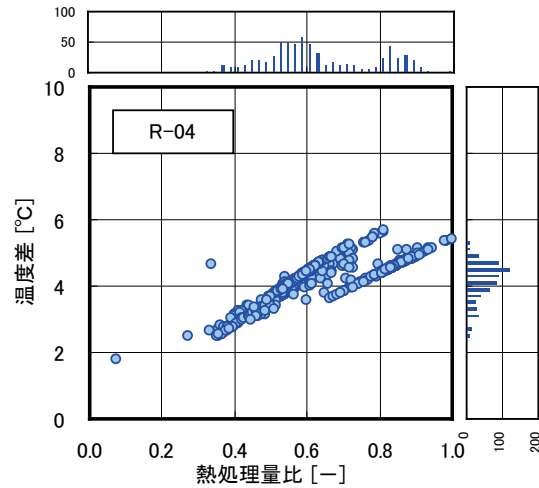
熱処理量比が 1 では温度差は 5°C で, 熱処理量比の低下とともに温度差が低下している。

図Ⅲ. 3. 1. 197

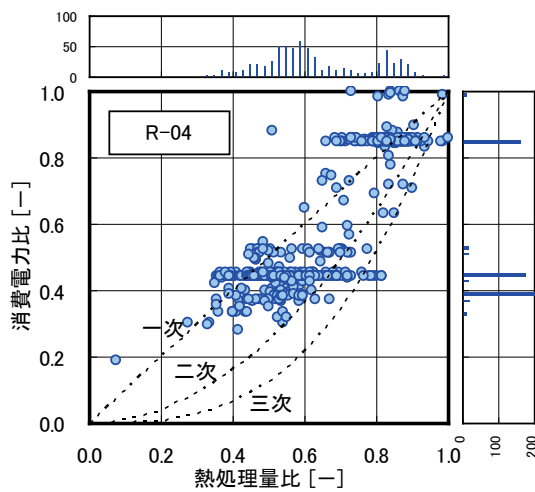
消費電力比は 0.4 と 0.8 に分布。

図Ⅲ. 3. 1. 198

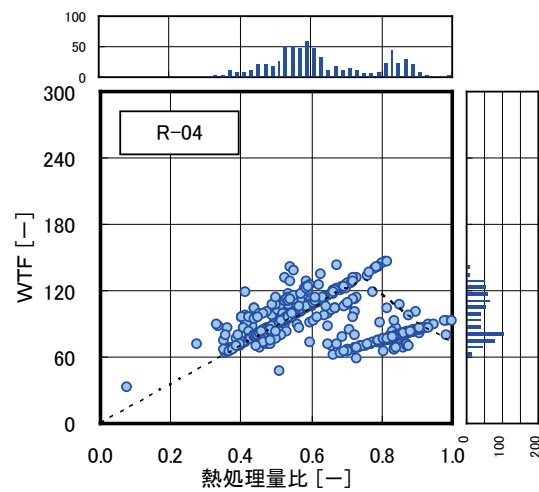
WTF は熱処理量比 0.8 のときに最大で 150 となっている。



図Ⅲ. 3. 1. 196 熱処理量比と温度差の関係 (R-04)



図Ⅲ. 3. 1. 197 熱処理量比と電力比の関係 (R-04)



図Ⅲ. 3. 1. 198 熱処理量比と WTF の関係 (R-04)

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

冷水一次ポンプ CP-1-7(R-07)

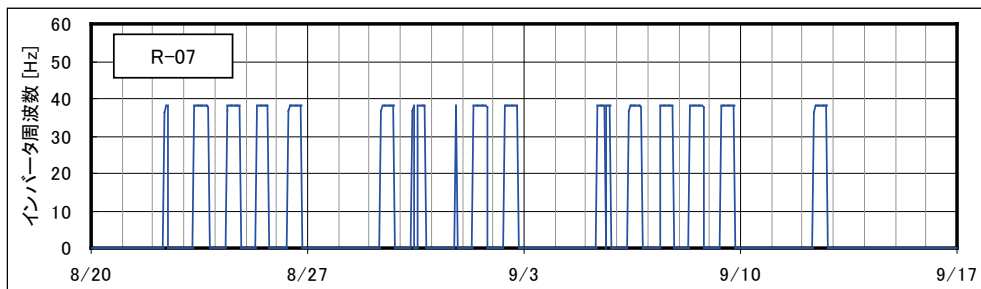
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：302 m³/h

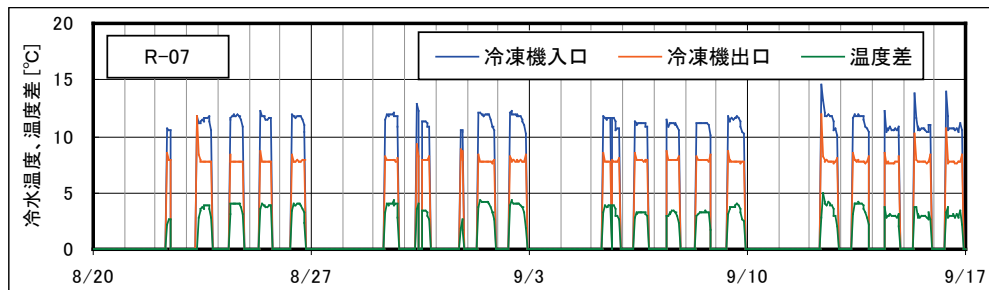
ポンプ電動機定格出力：22kW

設計温度差：5℃

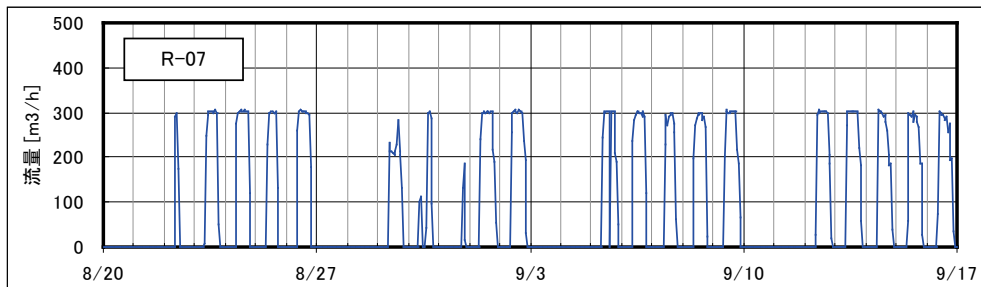
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ. 3. 1. 199 インバータ周波数トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 200 冷水温度トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 201 流量トレンド

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

冷水一次ポンプ CP-1-7(R-07)

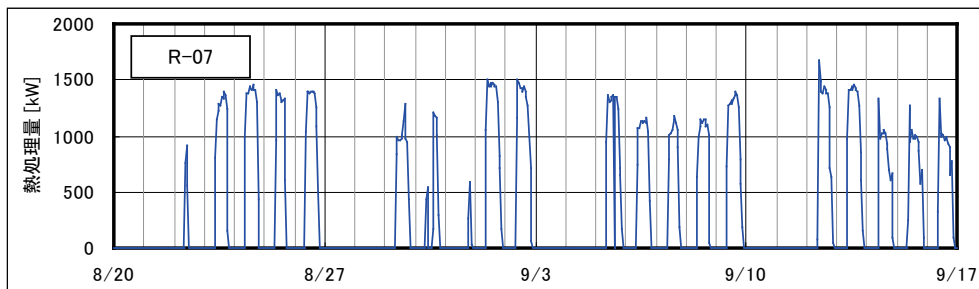
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：302 m³/h

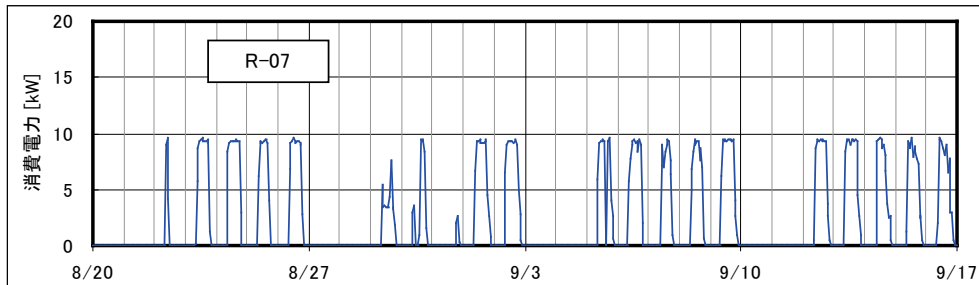
ポンプ電動機定格出力：22kW

設計温度差：5℃

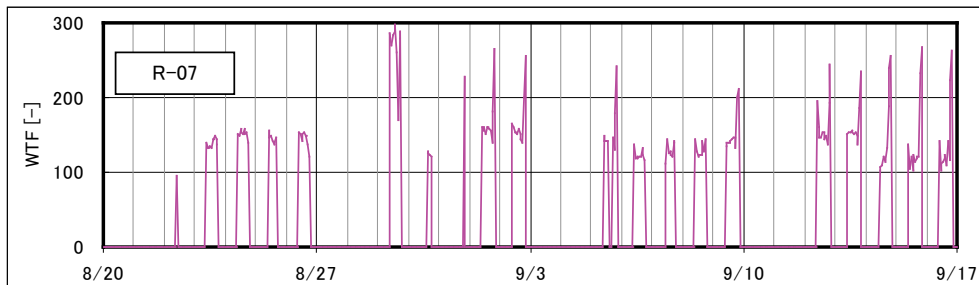
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ. 3. 1. 202 熱処理量トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 203 消費電力トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 204 WTFトレンド

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数 (周波数) 制御

<流量分析>

冷水ポンプ CP-1-7(R-07)

熱源起動・停止時の 1 時間はデータ削除して分析を行った。

図Ⅲ. 3. 1. 205

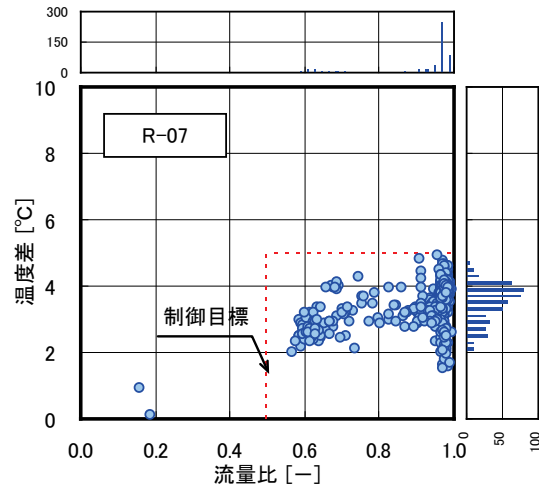
流量は流量比 1 に多く分布している。最大流量(流量比 1)は 307m³/h である。設計温度差 5℃に対し、計測結果では 2~5℃に多く分布している。

図Ⅲ. 3. 1. 206

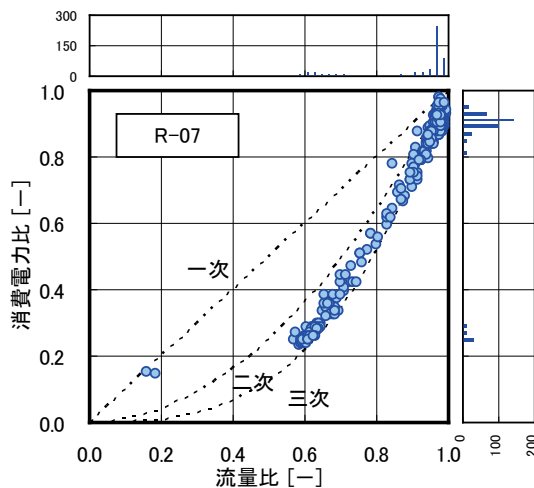
全体としては流量と消費電力の関係は三次の理論線に近い。最大消費電力は 10.3kW である。

図Ⅲ. 3. 1. 207

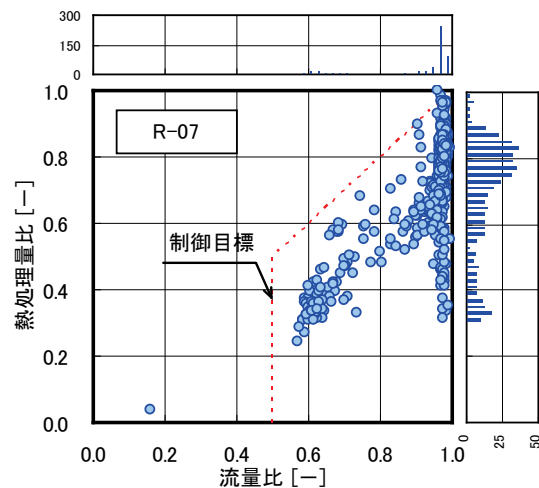
流量比と熱処理量比の関係は制御目標以下で分布している。最大熱処理量は 1678kW である。



図Ⅲ. 3. 1. 205 流量比と温度差の関係 (R-07)



図Ⅲ. 3. 1. 206 流量比と電力比の関係 (R-07)



図Ⅲ. 3. 1. 207 流量比と熱処理量比の関係 (R-07)

事務所 04(冷水 VWV, 制御方式 P1-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源 1 次ポンプ	二次側負荷流量	流量	回転数（周波数）制御

< 熱量分析 >

冷水ポンプ CP-1-4(R-04)

図Ⅲ. 3. 1. 208

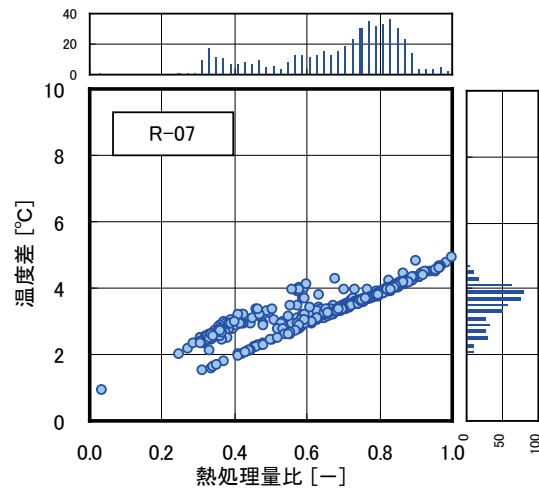
熱処理量比が 1 では温度差は 5°C で、熱処理量比の低下とともに温度差が低下している。

図Ⅲ. 3. 1. 209

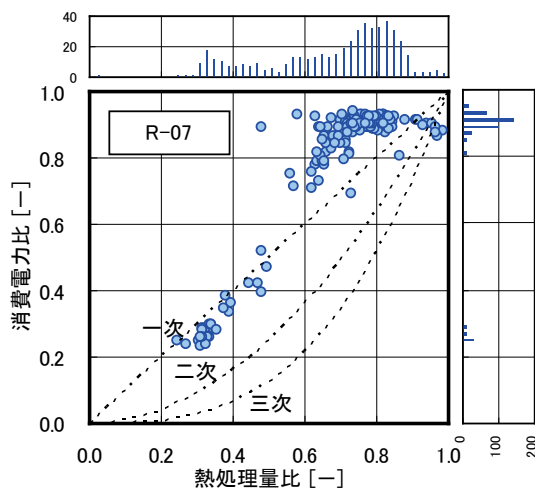
消費電力比は 0.9 を中心として分布している。

図Ⅲ. 3. 1. 210

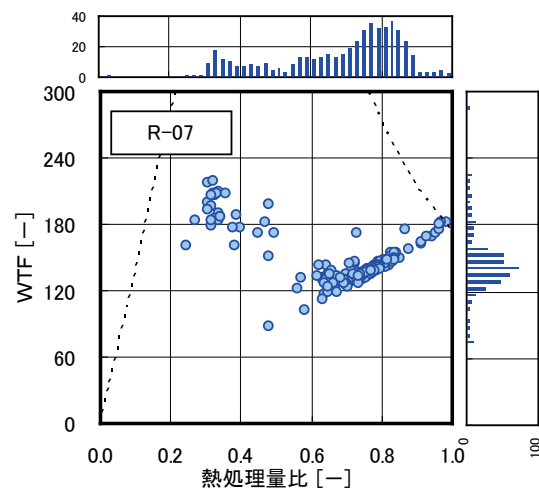
WTF は熱処理量比 1 のときに 180 で、直線的に分布しているが、熱処理量比が 0.3 程度 のときに最大値 220 となっている。



図Ⅲ. 3. 1. 208 熱処理量比と温度差の関係 (R-07)



図Ⅲ. 3. 1. 209 熱処理量比と電力比の関係 (R-07)



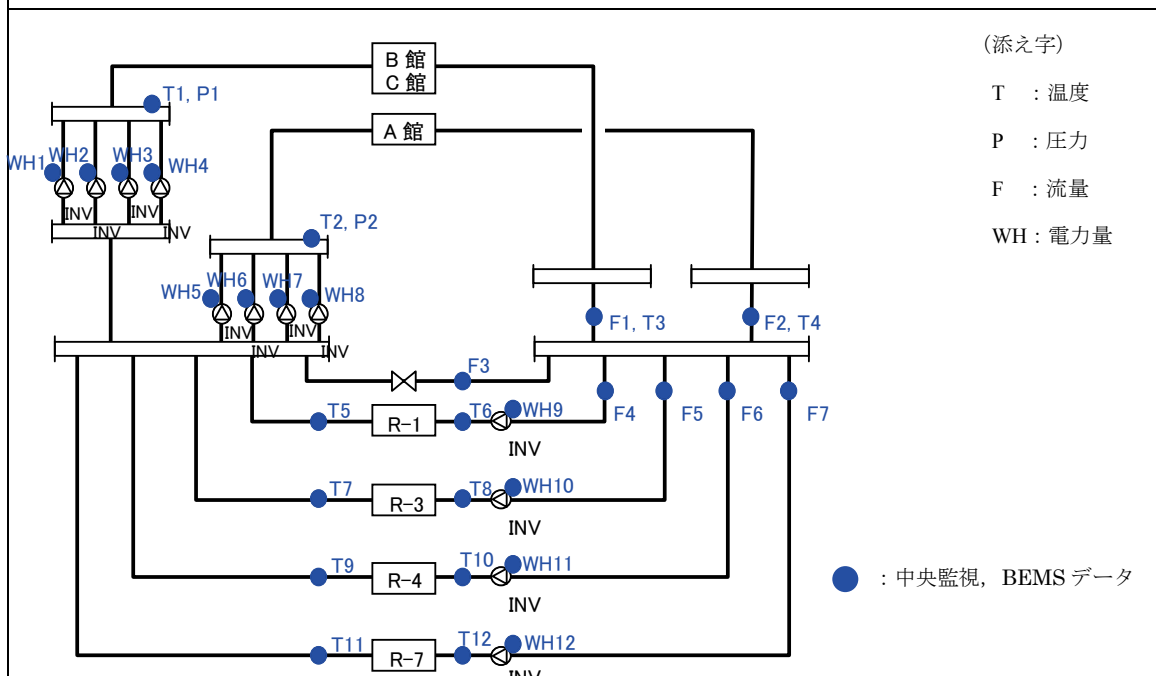
図Ⅲ. 3. 1. 210 熱処理量比と WTF の関係 (R-07)

3.1.13. 事務所 04 (冷水 VVW, 制御方式 P2-VVW-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源二次ポンプ	吐出圧力	吐出圧力	回転数(周波数)制御

建物名	事務所 04	地区	関東	竣工	2005 年	改修	—	規模	100,000m ²																				
分類記号	P2-VVW-08				検出部	吐出圧力																							
制御目的	二次側冷水量制御				制御目標	吐出圧力																							
分析期間	平成 23 年 4 月～平成 24 年 3 月				動作	回転数(周波数)制御, 台数制御																							
制御対象	熱源機				製造年月																								
制御内容	<p>1) 熱源台数制御</p> <ul style="list-style-type: none"> 冷水二次側負荷熱量による台数制御 冷水二次側冷水量と冷水往温度による運転台数の補正 通常モード/ガス優先モード切替 <p>2) 冷凍機補機類制御</p> <ul style="list-style-type: none"> 冷水二次ポンプ吐出圧制御(INV 制御) 冷水一次ポンプ温度差制御(INV 制御) 冷却水ポンプ温度制御(INV 制御) 冷却塔ファン出口温度制御(INV 制御) <p>3) 設定</p> <ul style="list-style-type: none"> 冷水二次ポンプ吐出圧力: 60kPa 冷水ポンプ, 冷却水ポンプ下限流量 R-01:60%, R-03:50%, R-04:75%, R-07:50% 				機器仕様	<p>熱源 R-1 500RT (定速ターボ)</p> <p>R-3 500RT (INV ターボ)</p> <p>R-4 300RT (ガス焚冷温水機)</p> <p>R-7 500RT (定速ターボ)</p> <p>A 館二次ポンプ</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>機器番号</th> <th>流量 [L/min]</th> <th>揚程 [mAq]</th> <th>モータ定格 [kW]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>CP-2-1</td> <td>6,000</td> <td>22</td> <td>37</td> </tr> <tr> <td>CP-2-2</td> <td>6,000</td> <td>22</td> <td>37</td> </tr> <tr> <td>CP-2-3</td> <td>2,000</td> <td>22</td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>CP-2-4</td> <td>6,000</td> <td>22</td> <td>37</td> </tr> </tbody> </table>				機器番号	流量 [L/min]	揚程 [mAq]	モータ定格 [kW]	CP-2-1	6,000	22	37	CP-2-2	6,000	22	37	CP-2-3	2,000	22	15	CP-2-4	6,000	22	37
機器番号	流量 [L/min]	揚程 [mAq]	モータ定格 [kW]																										
CP-2-1	6,000	22	37																										
CP-2-2	6,000	22	37																										
CP-2-3	2,000	22	15																										
CP-2-4	6,000	22	37																										

システムフロー



分析リスト

- 吐出圧力, ポンプ運転台数, 温度変化, 往還温度差,
- 熱処理量
- 冷水二次ポンプ消費電力, WTF

事務所 04(冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源二次ポンプ	吐出圧力	吐出圧力	回転数（周波数）制御

<制御内容, 評価項目計算式, 計測概要>

1. 制御内容

(1) 冷水二次ポンプ流量制御

- ・ 冷水二次ポンプ吐出圧制御(INV 制御) 推定末端圧制御
- ・ 冷水二次ポンプ吐出圧力: 60kPa

2. 評価項目計算式 ※添え字（記号）はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 冷水温度, 温度差

冷水往温度: T2 , 冷水還温度: T4 冷水温度差: (T4-T2)

(2) 合計流量

合計流量 = 合計流量 (F2)

流量比 = 合計流量 (F2) ÷ 実測最大流量

(3) 熱処理量

熱処理量 = 冷水温度差 (T4-T2) × 合計流量 (F2) × 比重 × 比熱

熱処理量比 = 熱処理量 ÷ 実測最大熱処理量

(4) 消費電力

合計消費電力 = 冷水二次ポンプ合計消費電力 (WH5 + WH6 + WH7 + WH8)

消費電力比 = 冷水二次ポンプ合計消費電力 (WH5 + WH6 + WH7 + WH8) ÷ 実測最大合計消費電力

(5) WTF

WTF = 熱処理量 ÷ 冷水二次ポンプ合計消費電力

3. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・ 流量: 2 分間隔
- ・ 温度: 2 分間隔
- ・ 電力: 2 分間隔

(2) データ処理

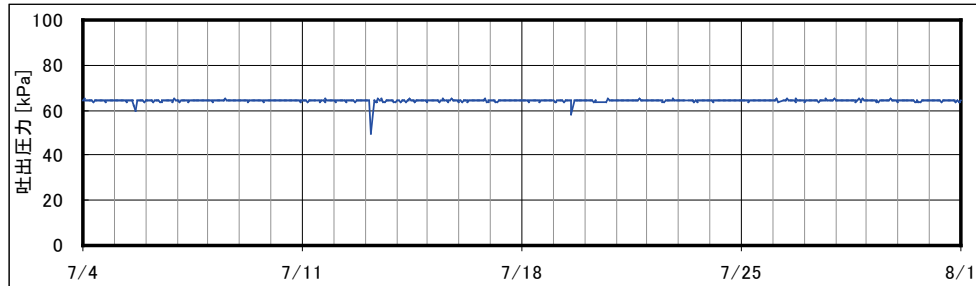
- ・ 2 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

事務所 04(冷水 VVV, 制御方式 P2-VVV-08)

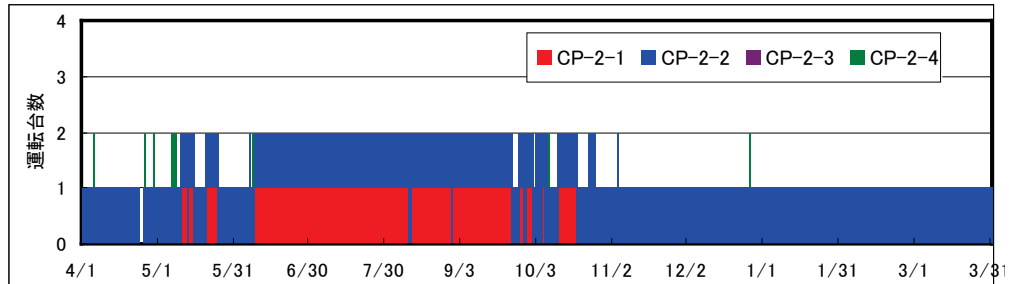
制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源二次ポンプ	吐出圧力	吐出圧力	回転数（周波数）制御

<動作確認データ(1)>

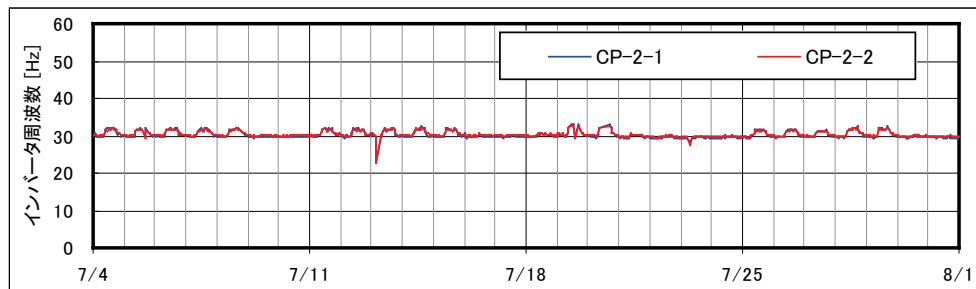
設計当初からの負荷減少により，冷水 2 次ポンプは同じ能力の 1 台または 2 台のポンプ（CP-2-1, CP-2-2, CP-2-4）で運転されており，CP-2-3 の運転はない．以降の分析ではポンプの機器番号を区別せずに運転台数で評価する．



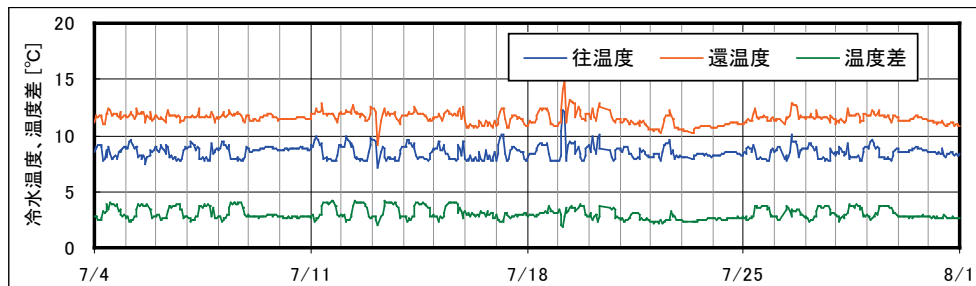
図Ⅲ. 3. 1. 211 吐出圧力トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 212 台数制御トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 213 インバータ周波数 (CP-1, CP-2)



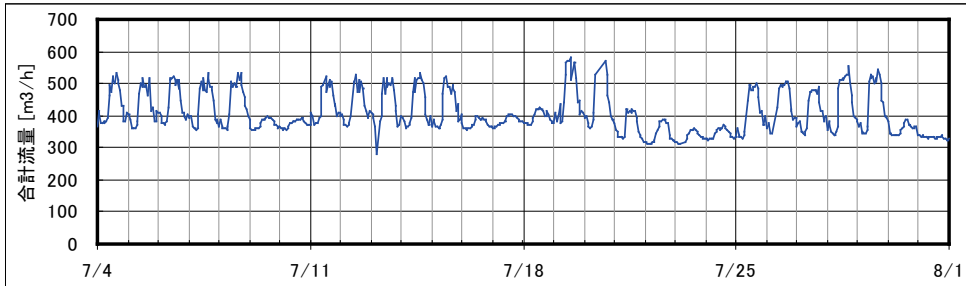
図Ⅲ. 3. 1. 214 冷水温度トレンド

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P2-VVW-08)

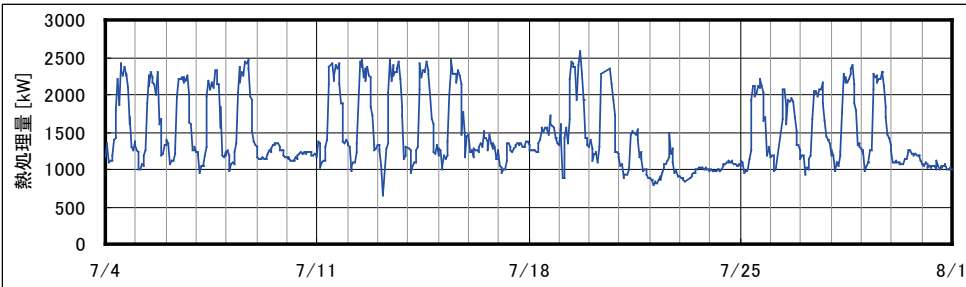
制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源二次ポンプ	吐出圧力	吐出圧力	回転数（周波数）制御

<動作確認データ(2)>

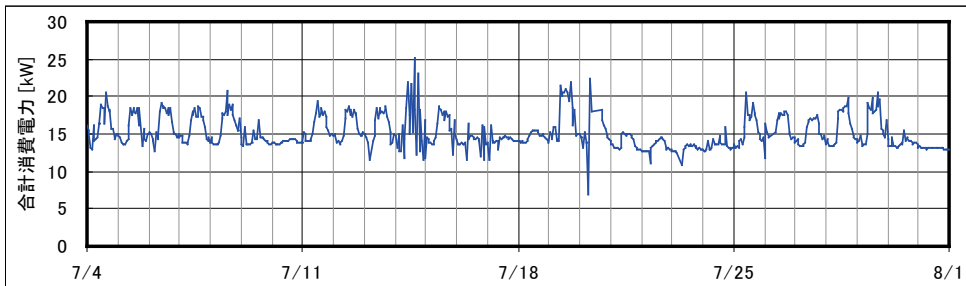
7月4日（月）～7月31日（日）のトレンドデータを示す。
 土日および祝日（7月18日）は負荷が小さいことが確認できる。



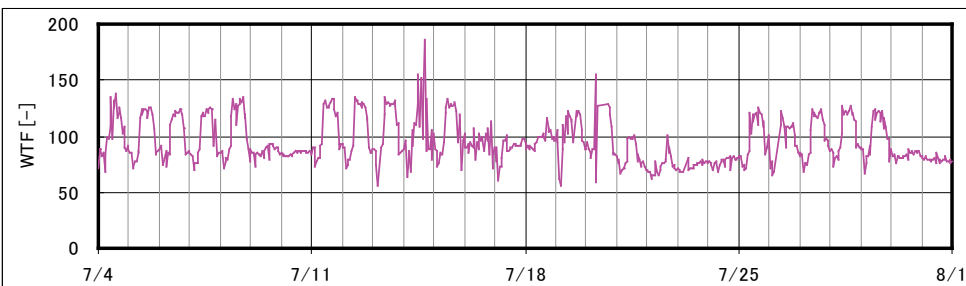
図Ⅲ. 3. 1. 215 二次側合計流量トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 216 二次側合計熱処理量トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 217 合計消費電力トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 218 合計WTFトレンド

事務所 04(冷水 VVW, 制御方式 P2-VVW-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源二次ポンプ	吐出圧力	吐出圧力	回転数（周波数）制御

<動作確認データ(3)>

図Ⅲ. 3. 1. 219

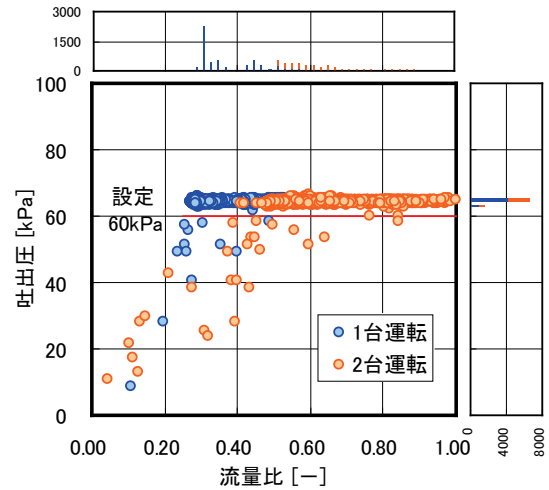
流量比によらずほぼ一定の圧力となっている。
 ほとんどは流量比 0.3 の運転で年間 2300 時間である。最大流量（流量比 1）は 607m³/h である。

図Ⅲ. 3. 1. 220

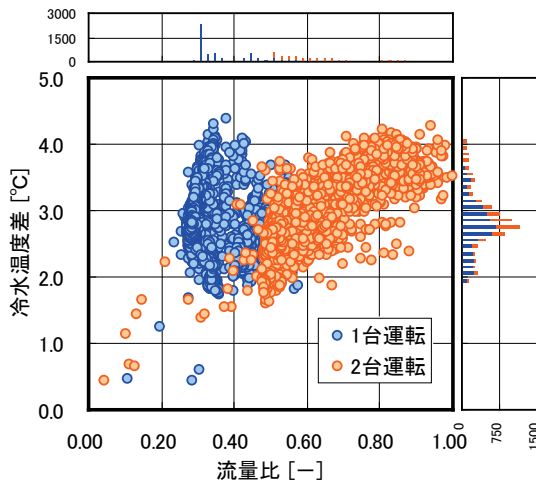
2 台運転の場合は流量比の増加と共に温度差が増加する傾向にある。1 台運転では流量比 0.3 に集中して温度差が変化している。全体として冷水温度差は 2.5~3℃ に多く分布している。

図Ⅲ. 3. 1. 221

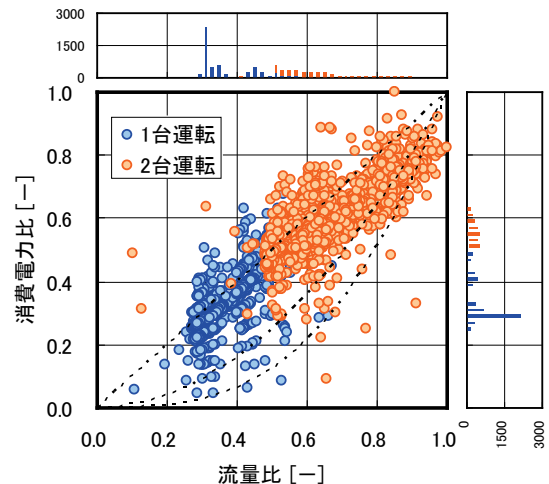
吐出圧制御のため流量比と消費電力は一次の関係で分布する。最大消費電力は 25.2kW である。



図Ⅲ. 3. 1. 219 流量比と吐出圧の関係



図Ⅲ. 3. 1. 220 流量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 221 流量比と電力比の関係

事務所 04(冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-08)

制御対象	検出部	制御目標	動作
熱源二次ポンプ	吐出圧力	吐出圧力	回転数（周波数）制御

<動作確認データ(5)>

図Ⅲ. 3. 1. 222

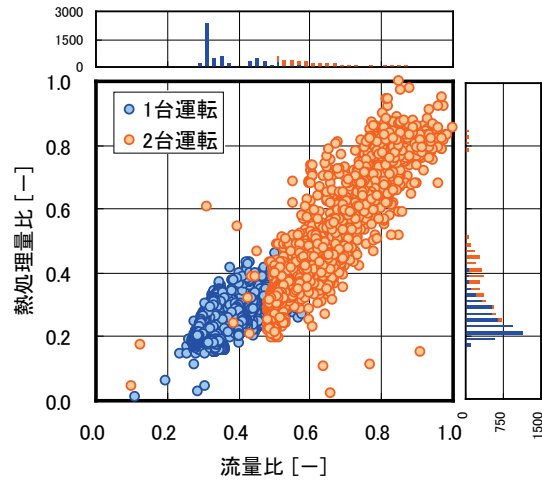
温度差の変化が少ないために熱処理量比は流量比に対して概ね直線的に分布する。最大熱処理量は 2825kW である。

図Ⅲ. 3. 1. 223

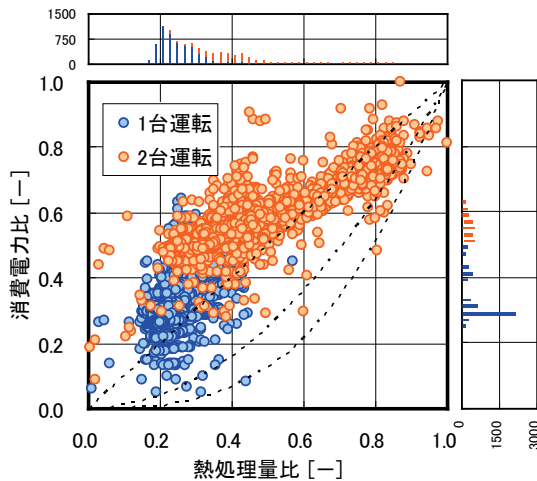
2 台運転の場合は流量の低下とともに温度差も低下するため、消費電力は一次の理論線よりも上に分布する。1 台運転では流量比 0.3 の運転が多いため消費電力比も 0.3 に多く分布する。

図Ⅲ. 3. 1. 224

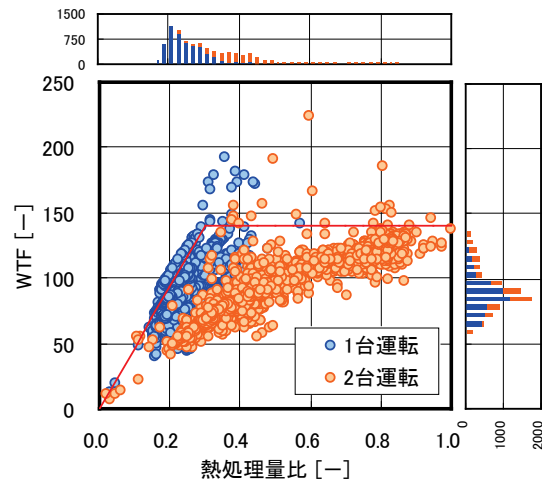
流量の低下と共に温度差が低下するために概ね 140 を最大として、それ以下で分布する。



図Ⅲ. 3. 1. 222 流量比と熱処理量比の関係



図Ⅲ. 3. 1. 223 熱処理量比と電力比の関係



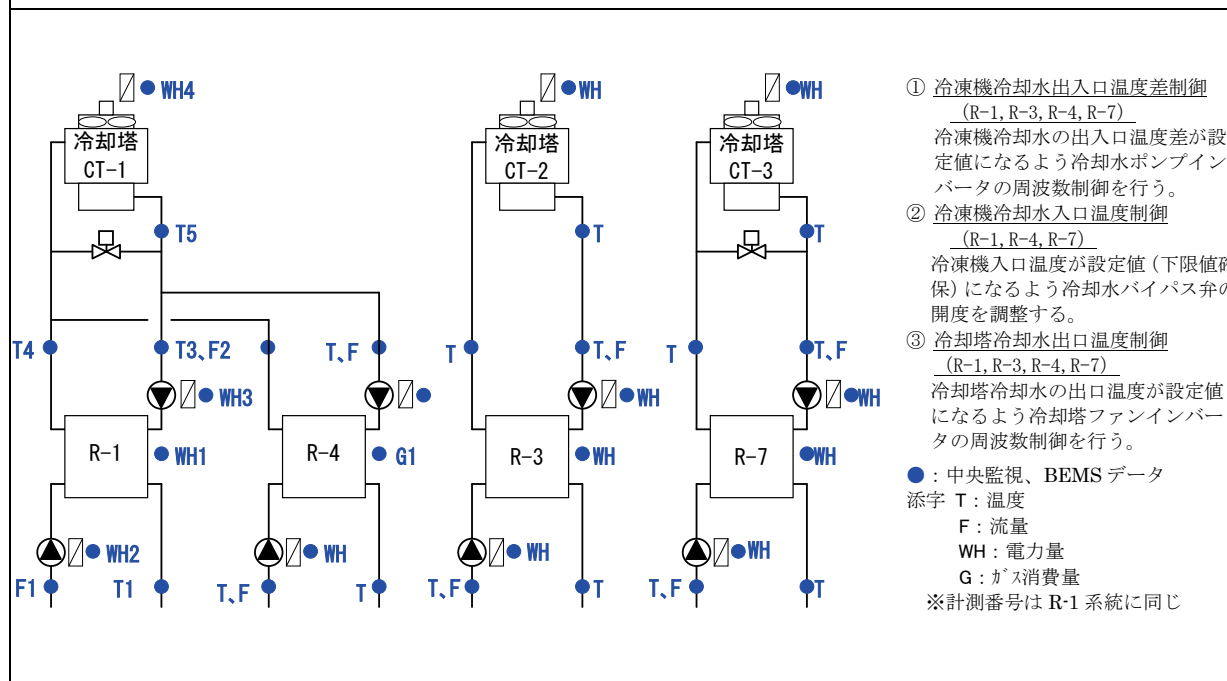
図Ⅲ. 3. 1. 224 熱処理量比と WTF の関係

3.1.14. 事務所 04 (冷凍機冷却水出入口温度差制御 Pcd-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機入口温度, 出口温度	冷却水温度差	周波数制御

建物名	事務所 04	地区	関東	竣工	2005 年	改修	—	規模	100,000m ²																				
分類記号	Pcd-VWV-04				検出部	冷凍機冷却水出入口温度																							
制御目的	冷却水流量制御				制御目標	冷凍機冷却水出入口温度差																							
分析期間	2011 年 4 月～2012 年 3 月				動作	回転数 (周波数) 制御																							
制御対象	熱源冷却水ポンプ				製造年月	2005 年 4 月																							
制御内容	<p>1) 熱源台数制御</p> <ul style="list-style-type: none"> 冷却水二次側負荷熱量による台数制御 冷却水二次側冷却水量と冷却水往温度による運転台数の補正 通常モード/ガス優先モード切替 <p>2) 冷凍機補機類制御</p> <ul style="list-style-type: none"> 冷水二次ポンプ吐出圧制御(INV 制御) 冷水一次ポンプ負荷流量制御(INV 制御) 冷却水ポンプ温度制御(INV 制御) 冷却塔ファン出口温度制御(INV 制御) <p>3) 設定</p> <ul style="list-style-type: none"> 冷水二次ポンプ吐出圧力: 60kPa 冷水ポンプ, 冷却水ポンプ下限流量 R-01:60%, R-03:50%, R-04:75%, R-07:50% 				機器仕様	<p>熱源 R-1 500RT (定速ターボ)</p> <p>R-3 500RT (INV ターボ)</p> <p>R-4 300RT (ガス焚冷温水機)</p> <p>R-7 500RT (定速ターボ)</p> <p>冷却水ポンプ</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>機器番号</th> <th>流量 [m³/h]</th> <th>揚程 [mAq]</th> <th>モータ定格 [kW]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>CDP-1</td> <td>355</td> <td>24</td> <td>45</td> </tr> <tr> <td>CDP-3</td> <td>390</td> <td>24</td> <td>45</td> </tr> <tr> <td>CDP-4</td> <td>324</td> <td>24</td> <td>37</td> </tr> <tr> <td>CDP-7</td> <td>390</td> <td>24</td> <td>45</td> </tr> </tbody> </table>				機器番号	流量 [m ³ /h]	揚程 [mAq]	モータ定格 [kW]	CDP-1	355	24	45	CDP-3	390	24	45	CDP-4	324	24	37	CDP-7	390	24	45
機器番号	流量 [m ³ /h]	揚程 [mAq]	モータ定格 [kW]																										
CDP-1	355	24	45																										
CDP-3	390	24	45																										
CDP-4	324	24	37																										
CDP-7	390	24	45																										

システムフロー



分析リスト

- 温度変化, 往還温度差, 流量, 熱処理量
- 冷却水ポンプ消費電力, WTF

事務所 04(冷却水 VVW, 制御方式 Pcd-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機入口温度, 出口温度	冷却水温度差	周波数制御

<制御内容, 評価項目計算式, 計測概要>

1. 制御内容

(1) 冷却水温度制御

- ・ 冷凍機冷却水出口温度制御
- ・ 冷凍機冷却水入口温度制御
- ・ 冷却塔冷却水出口温度制御

2. 評価項目計算式 ※添え字(記号)はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 冷却水温度, 温度差

冷却水入口温度: T3, 冷却水出口温度: T4, 冷水温度差: (T2-T1)

(2) 冷却水流量

冷却水流量 = 冷却水ポンプ流量 (F2)

冷却水流量比 = 冷却水ポンプ流量 (F2) ÷ 実測最大流量

(3) 熱処理量

熱処理量 = 冷却水温度差 (T4-T3) × 冷却水流量 (F2) × 比重 × 比熱

熱処理量比 = 冷却水温度差 (T4-T3) × 冷却水流量 (F2) × 比重 × 比熱 ÷ 実測最大熱処理量

(4) 消費電力

消費電力 = 冷却水ポンプ消費電力 (WH3)

消費電力比 = 冷却水ポンプ消費電力 (WH3) ÷ 実測最大消費電力

(5) WTF

WTF = 熱処理量 ÷ 冷却水ポンプ消費電力

3. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・ 流量: 2分間隔
- ・ 温度: 2分間隔
- ・ 電力: 2分間隔

(2) データ処理

- ・ 2分間隔のデータを1時間平均に集計

事務所 04(冷却水 VVW, 制御方式 Pcd-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

冷却水ポンプ CDP-1(R-01)

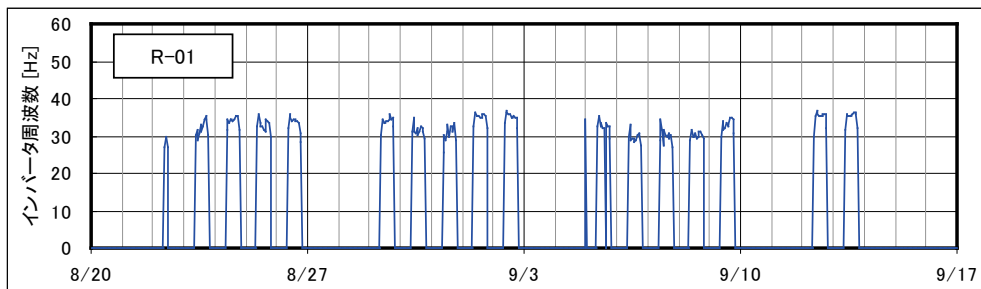
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：355m³/h

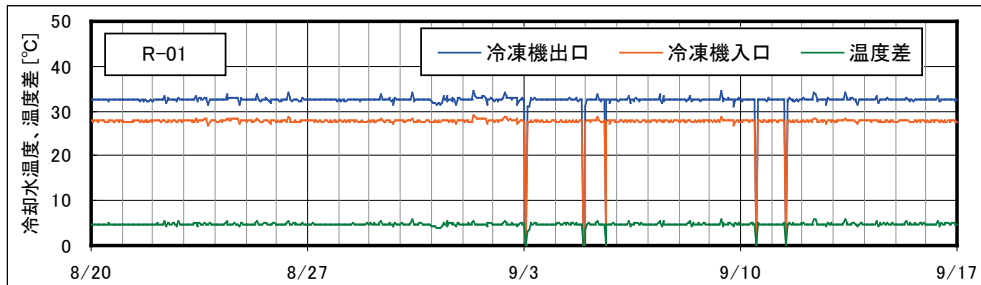
ポンプ電動機定格出力：45kW

設計温度差：5℃

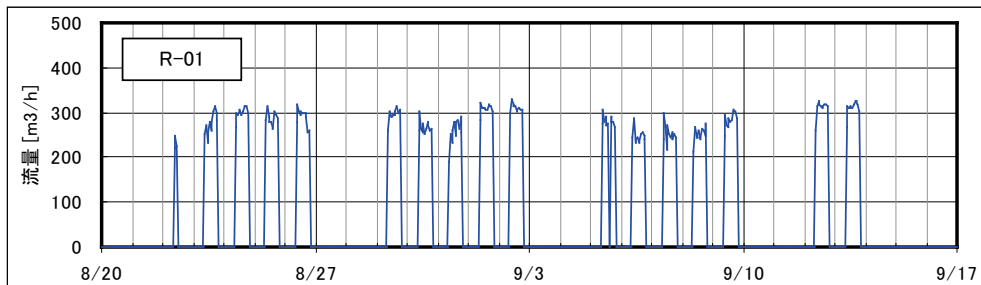
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ. 3. 1. 225 インバータ周波数トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 226 冷却水温度トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 227 流量トレンド

事務所 04(冷却水 VVW, 制御方式 Pcd-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

冷却水ポンプ CDP-1(R-01)

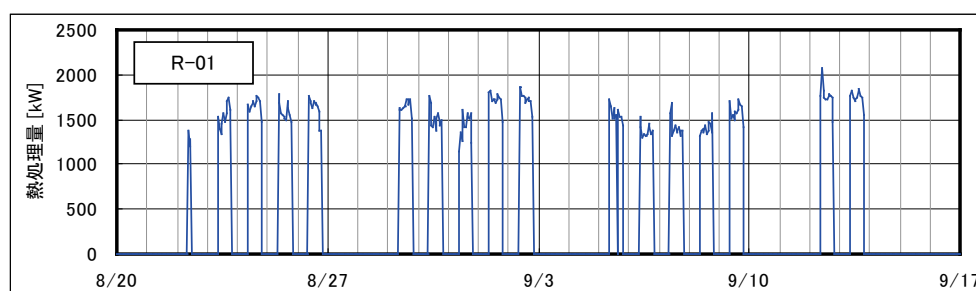
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：355 m³/h

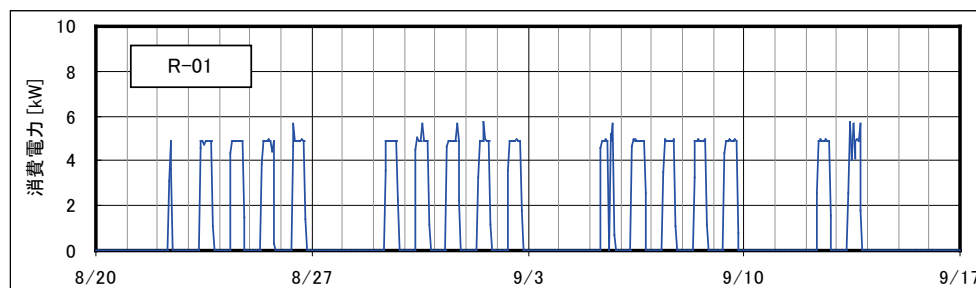
ポンプ電動機定格出力：22kW

設計温度差：5℃

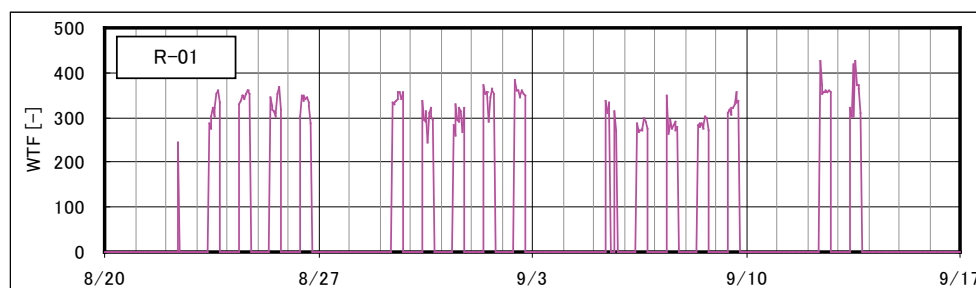
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ.3.1.228 熱処理量トレンド



図Ⅲ.3.1.229 消費電力トレンド



図Ⅲ.3.1.230 WTFトレンド

事務所 04(冷却水 VWV, 制御方式 Pcd-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<流量分析>

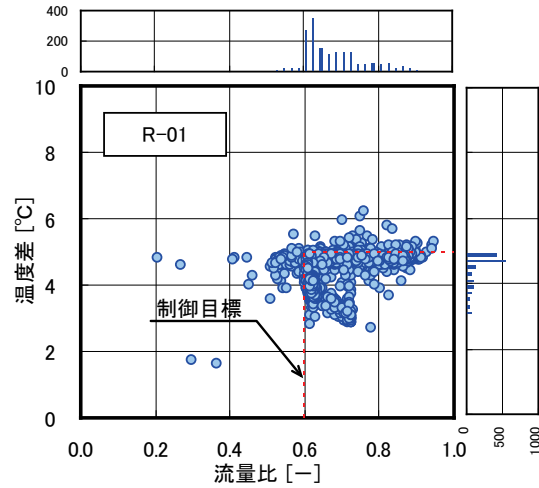
冷却水ポンプ CDP-1(R-01)

熱源起動・停止時の1時間はデータ削除して分析を行った。

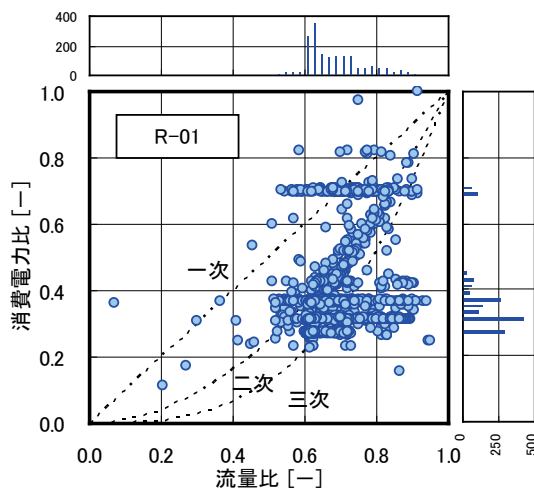
図Ⅲ. 3. 1. 231：冷却水流量比は主に 0.6 から 0.9 に分布している。最大流量は夏期の 361m³/h である。設計温度差 5°C に対し、計測結果では 3~5°C に分布している。

図Ⅲ. 3. 1. 232：二次曲線に近い分布となっている。消費電力比が 0.3 と 0.7 の時に流量比が 0.5 から 0.9 で変化しているのは冷却水バイパス弁制御の影響。最大消費電力は 15.5kW である。

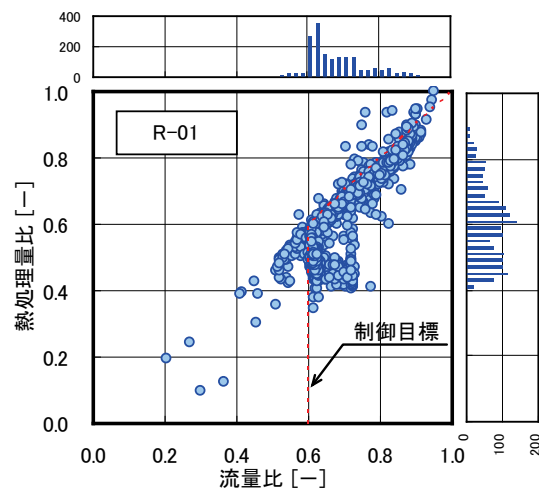
図Ⅲ. 3. 1. 233：流量比 0.6 以上で直線的に熱処理量比が増加している。最大熱処理量は 2203kW である。



図Ⅲ. 3. 1. 231 流量比と温度差の関係 (R-01)



図Ⅲ. 3. 1. 232 流量比と電力費の関係 (R-01)



図Ⅲ. 3. 1. 233 流量比と熱処理量比の関係 (R-01)

事務所 04(冷却水 VVW, 制御方式 Pcd-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<熱量分析>

冷却水ポンプ CDP-1(R-01)

図Ⅲ. 3. 1. 234

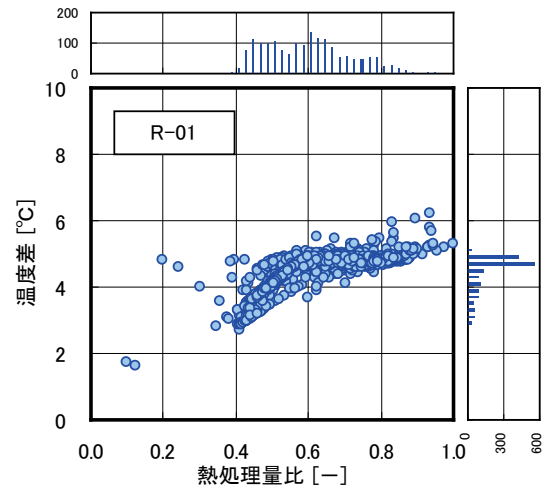
熱処理量比が 1 では温度差は 5°C程度で, 熱処理量比が 0.6 以下になると温度差が低下している.

図Ⅲ. 3. 1. 235

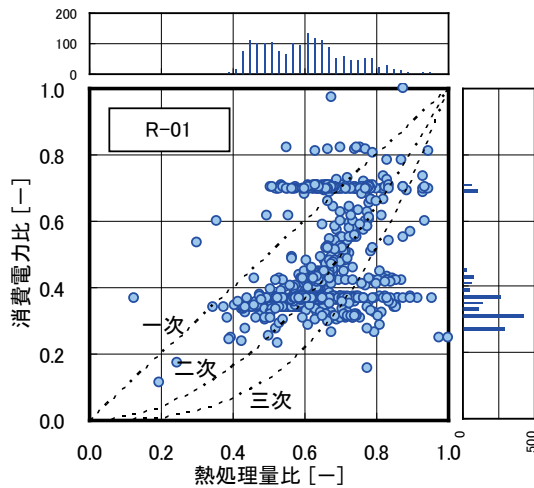
プロットは二次の理論線を中心にして分布している.

図Ⅲ. 3. 1. 236

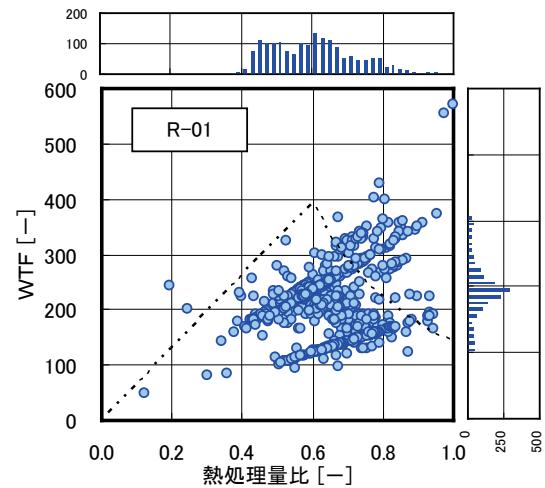
WTF は熱処理量比 0.7 以上で WTF が 300 以上となっている.



図Ⅲ. 3. 1. 234 熱処理量比と温度差の関係 (R-01)



図Ⅲ. 3. 1. 235 熱処理量比と電力比の関係 (R-01)



図Ⅲ. 3. 1. 236 熱処理量比と WTF の関係 (R-01)

事務所 04(冷却水 VVW, 制御方式 Pcd-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

冷却水ポンプ CDP-3(R-03)

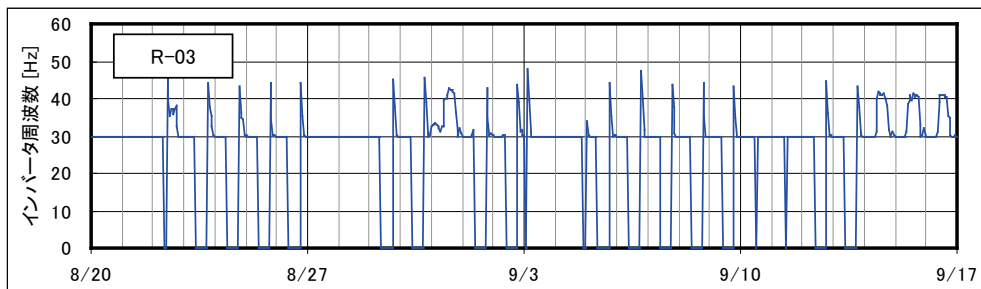
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：390 m³/h

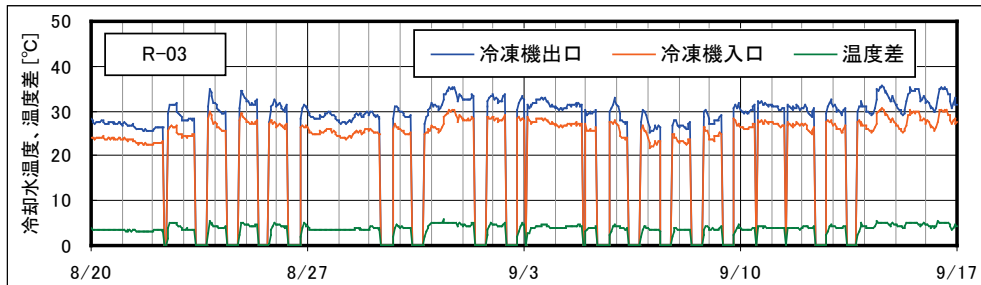
ポンプ電動機定格出力：45kW

設計温度差：5℃

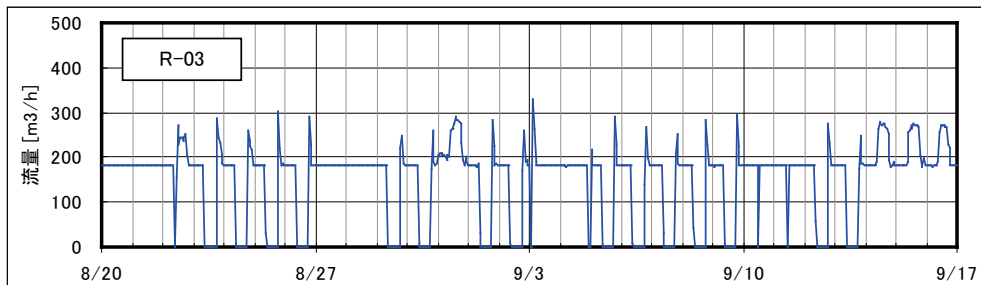
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ. 3. 1. 237 インバータ周波数トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 238 冷却水温度トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 239 流量トレンド

事務所 04(冷却水 VVW, 制御方式 Pcd-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

冷却水ポンプ CDP-3(R-03)

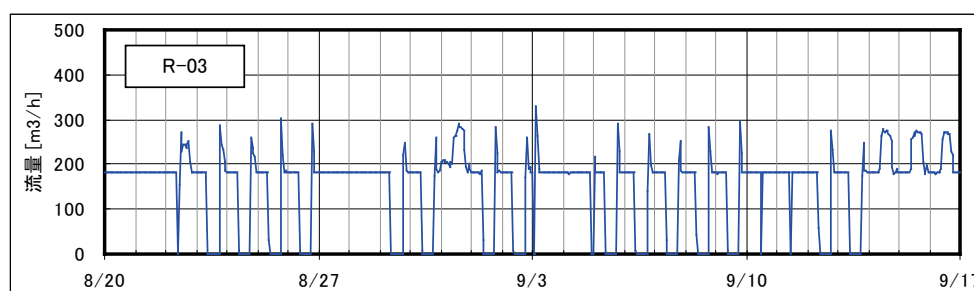
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：390 m³/h

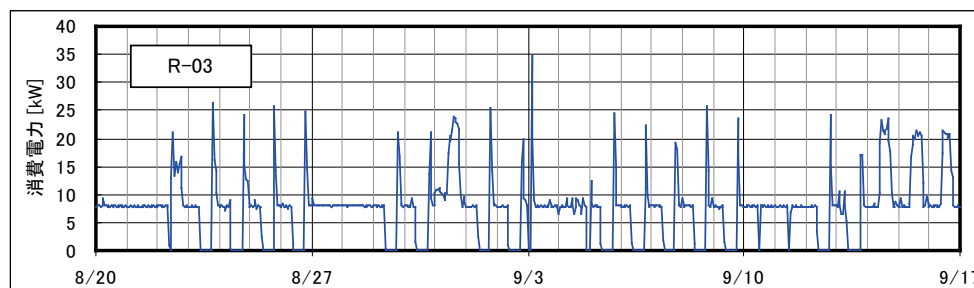
ポンプ電動機定格出力：45kW

設計温度差：5℃

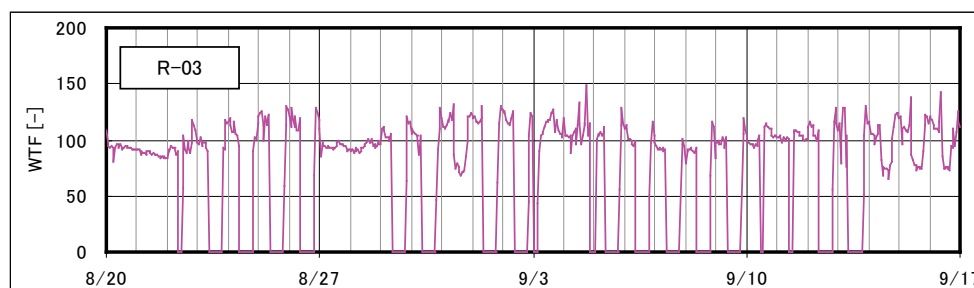
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ.3.1.240 熱処理量トレンド



図Ⅲ.3.1.241 消費電力トレンド



図Ⅲ.3.1.242 WTFトレンド

事務所 04(冷却水 VVW, 制御方式 Pcd-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<流量分析>

冷却水ポンプ CDP-3(R-03)

熱源起動・停止時の1時間はデータ削除して分析を行った。

図Ⅲ. 3. 1. 243

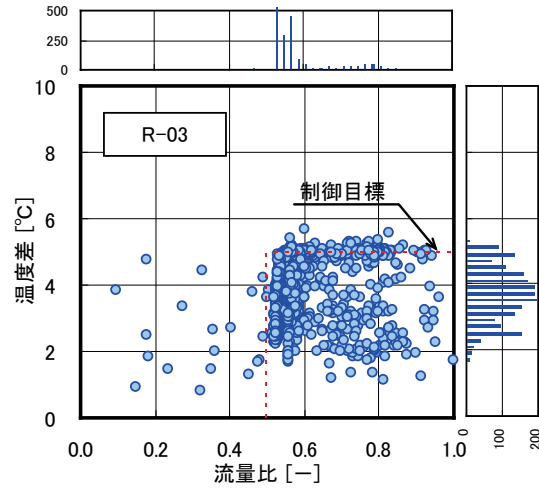
流量は下限流量に多く分布している。最大流量は 339m³/h。設計温度差 5°Cに対し、計測結果では 2~5°Cに分布している。

図Ⅲ. 3. 1. 244

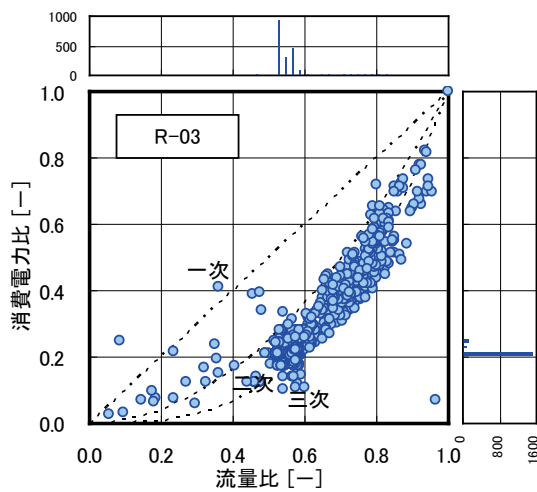
全体としては流量と消費電力の関係は三次の理論線に近い。最大消費電力は 37.6kW である。

図Ⅲ. 3. 1. 245

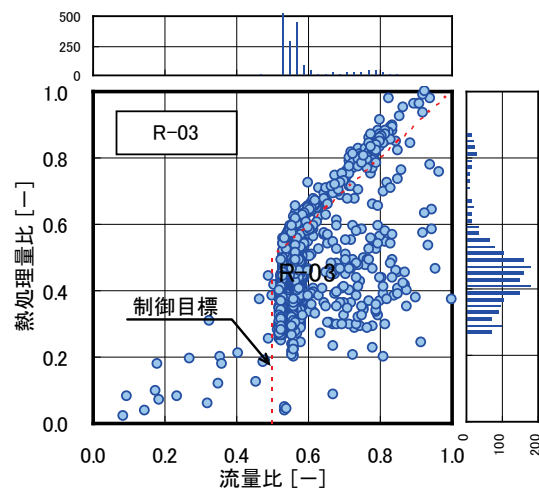
流量比と熱処理量比の関係は制御目標に近い分布になっている。最大熱処理量は 1842kW である。



図Ⅲ. 3. 1. 243 流量比と温度差の関係 (R-03)



図Ⅲ. 3. 1. 244 流量比と電力比の関係 (R-03)



図Ⅲ. 3. 1. 245 流量比と熱処理量比の関係 (R-03)

事務所 04(冷却水 VWV, 制御方式 Pcd-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

< 熱量分析 >

冷却水ポンプ CDP-3(R-03)

図Ⅲ. 3. 1. 246

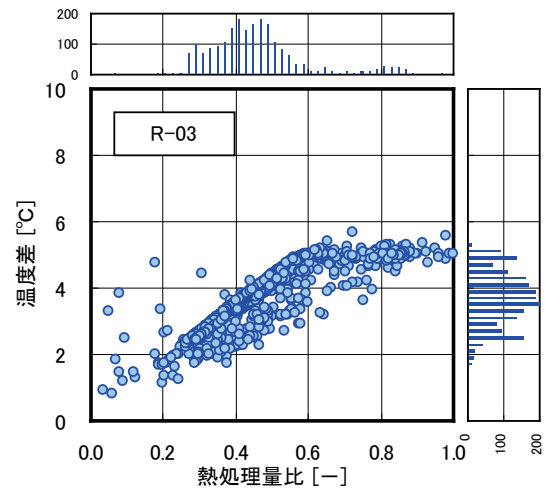
熱処理量比が 1 では温度差は 5°C で, 熱処理量比が 0.6 以下で温度差が低下している.

図Ⅲ. 3. 1. 247

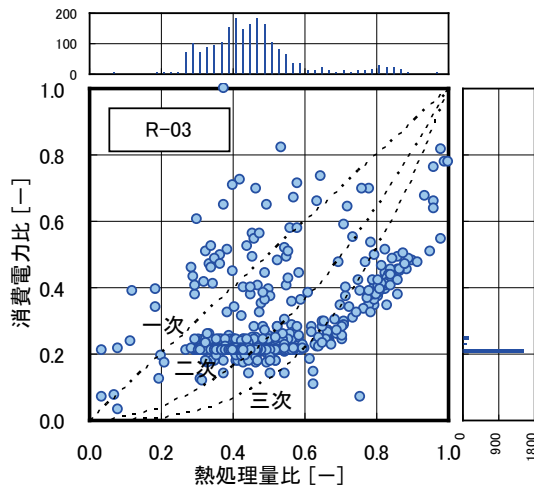
消費電力比は 0.22 が多い.

図Ⅲ. 3. 1. 248

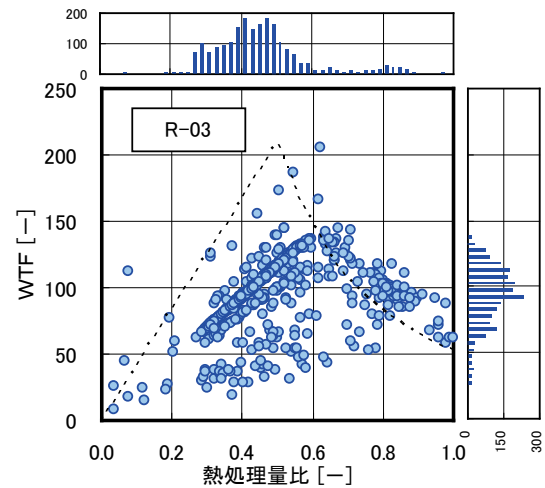
WTF は熱処理量比 0.6 で最も大きく, 概ね 150 が最大となっている.



図Ⅲ. 3. 1. 246 熱処理量比と温度差の関係 (R-03)



図Ⅲ. 3. 1. 247 熱処理量比と電力比の関係 (R-03)



図Ⅲ. 3. 1. 248 熱処理量比と WTF の関係 (R-03)

事務所 04(冷却水 VVW, 制御方式 Pcd-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

冷却水ポンプ CDP-4(R-04)

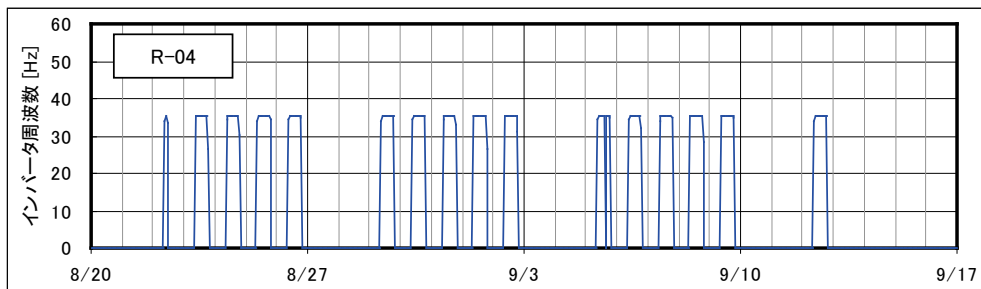
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：324 m³/h

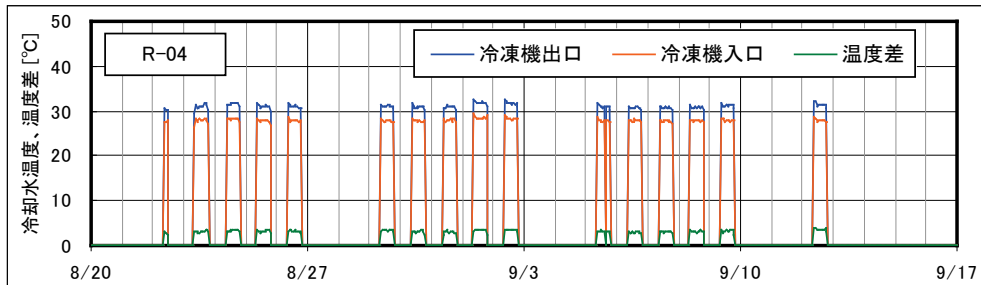
ポンプ電動機定格出力：37kW

設計温度差：5℃

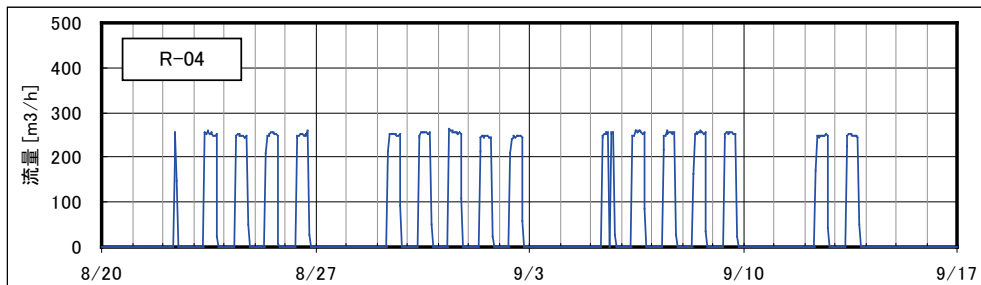
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ. 3. 1. 249 インバータ周波数トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 250 冷却水温度トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 251 流量トレンド

事務所 04(冷却水 VVV, 制御方式 Pcd-VVV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

冷却水ポンプ CDP-4(R-04)

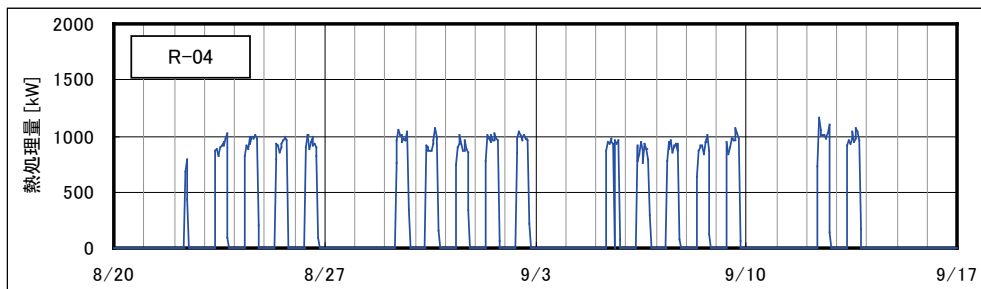
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：324 m³/h

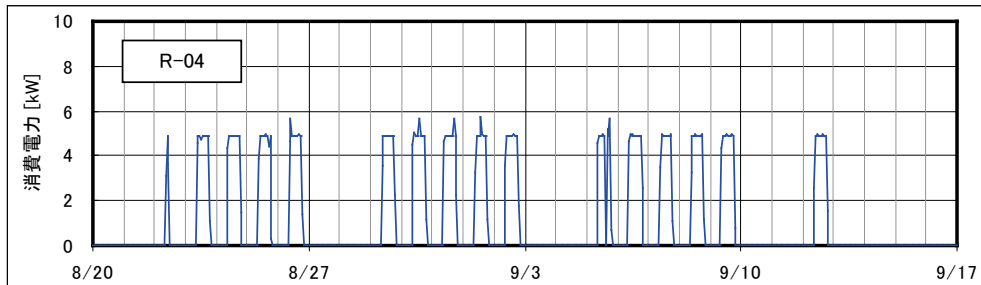
ポンプ電動機定格出力：37kW

設計温度差：5℃

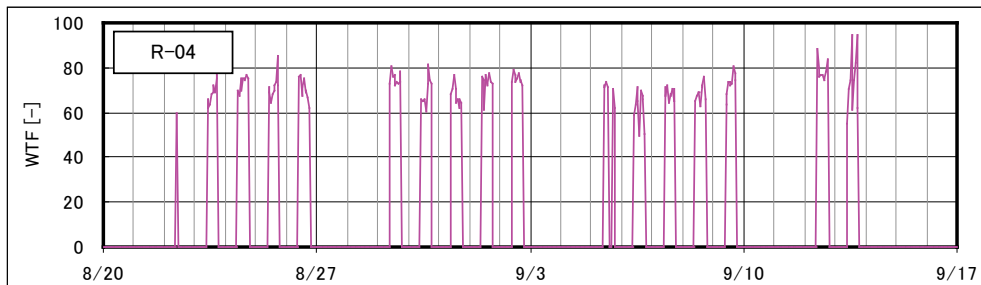
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ.3.1.252 熱処理量トレンド



図Ⅲ.3.1.253 消費電力トレンド



図Ⅲ.3.1.254 WTFトレンド

事務所 04(冷却水 VWV, 制御方式 Pcd-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<流量分析>

冷却水ポンプ CDP-4(R-04)

熱源起動・停止時の1時間はデータ削除して分析を行った。

図Ⅲ. 3. 1. 255

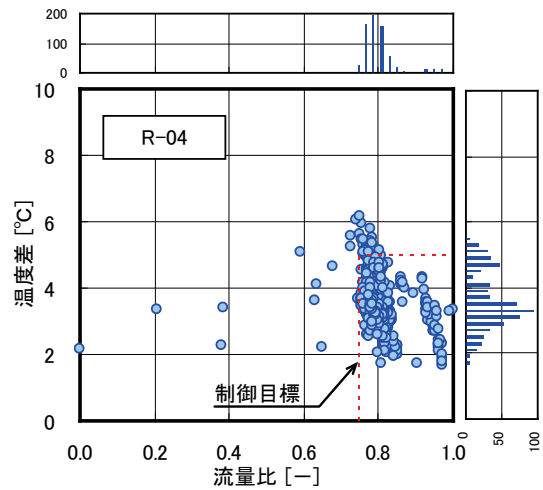
流量比 0.8 に多く分布している。最大流量(流量比1)は321m³/hである。設計温度差5℃に対し、計測結果では2～6℃に多く分布している。

図Ⅲ. 3. 1. 256

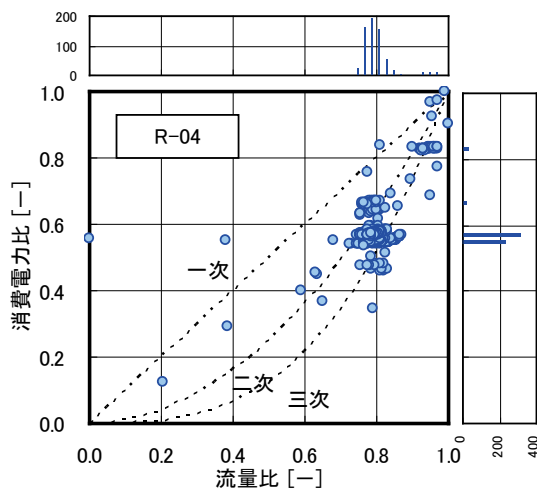
プロットは流量比 0.7, 消費電力比 0.55 に集中している。最大消費電力は23.2kWである。

図Ⅲ. 3. 1. 257

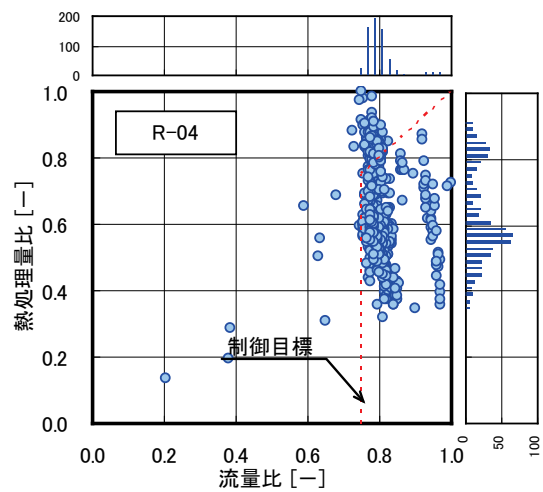
主に流量下限に分布している。最大熱処理量は1714kWである。



図Ⅲ. 3. 1. 255 流量比と温度差の関係
(R-04)



図Ⅲ. 3. 1. 256 流量比と電力比の関係
(R-04)



図Ⅲ. 3. 1. 257 流量比と熱処理量比の関係
(R-04)

事務所 04(冷却水 VWV, 制御方式 Pcd-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<熱量分析>

冷却水ポンプ CDP-4(R-04)

図Ⅲ. 3. 1. 258

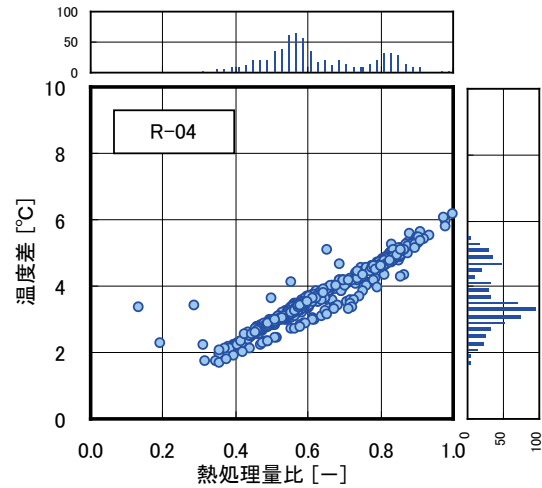
熱処理量比が 1 では温度差は 6°C で、熱処理量比の低下とともに温度差が低下している。

図Ⅲ. 3. 1. 259

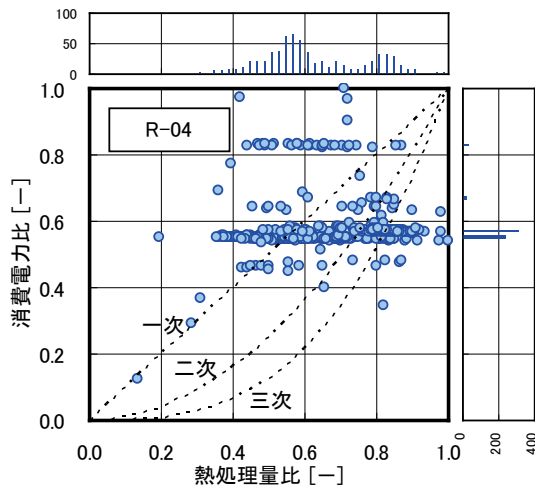
消費電力比は 0.55 に多く分布。

図Ⅲ. 3. 1. 260

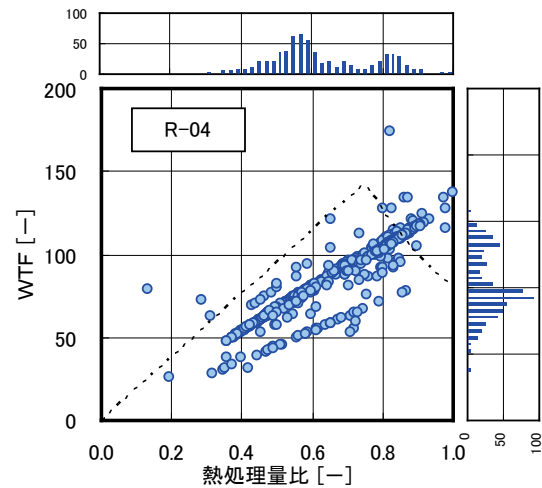
熱処理量比 1 の時の WTF が 140 程度で、直線的に分布している。



図Ⅲ. 3. 1. 258 熱処理量比と温度差の関係 (R-04)



図Ⅲ. 3. 1. 259 熱処理量比と電力比の関係 (R-04)



図Ⅲ. 3. 1. 260 熱処理量比と WTF の関係 (R-04)

事務所 04(冷却水 VVW, 制御方式 Pcd-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

冷却水ポンプ CDP-7(R-07)

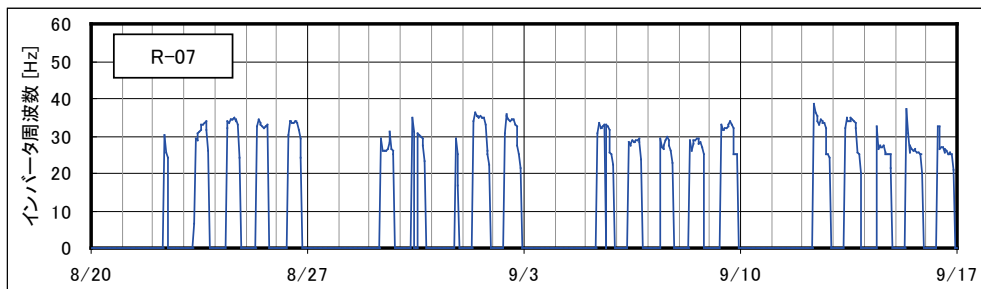
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：390 m³/h

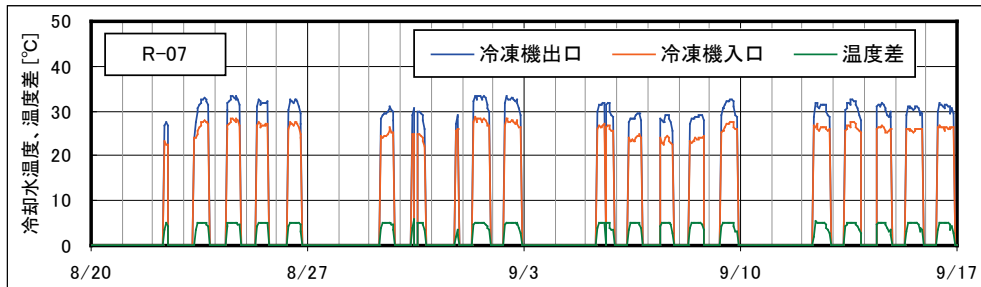
ポンプ電動機定格出力：45kW

設計温度差：5℃

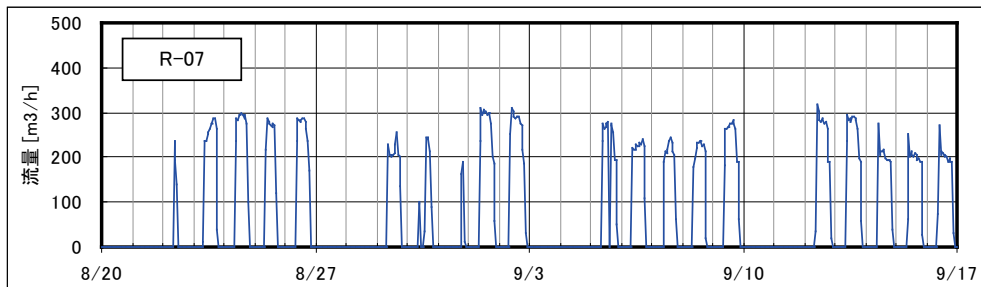
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ. 3. 1. 261 インバータ周波数トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 262 冷却水温度トレンド



図Ⅲ. 3. 1. 263 流量トレンド

事務所 04(冷却水 VVW, 制御方式 Pcd-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

冷却水ポンプ CDP-7(R-07)

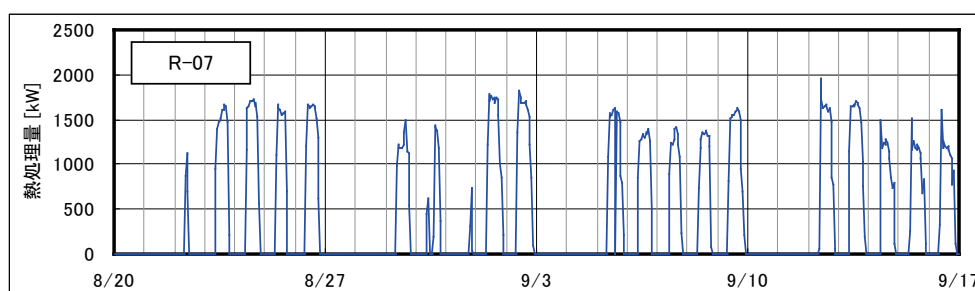
8月20日から9月16日のトレンドデータ

設計流量：390 m³/h

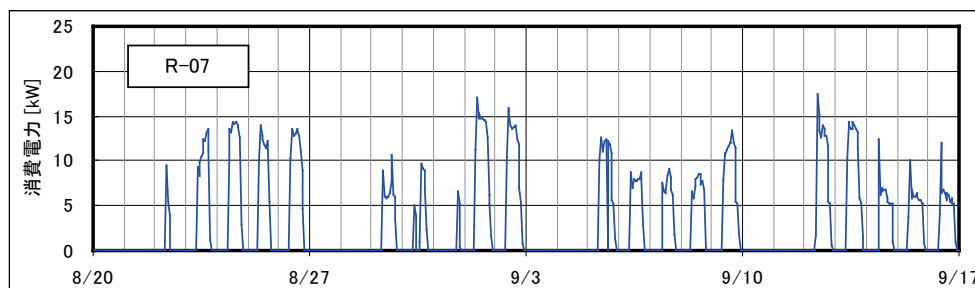
ポンプ電動機定格出力：4.5kW

設計温度差：5℃

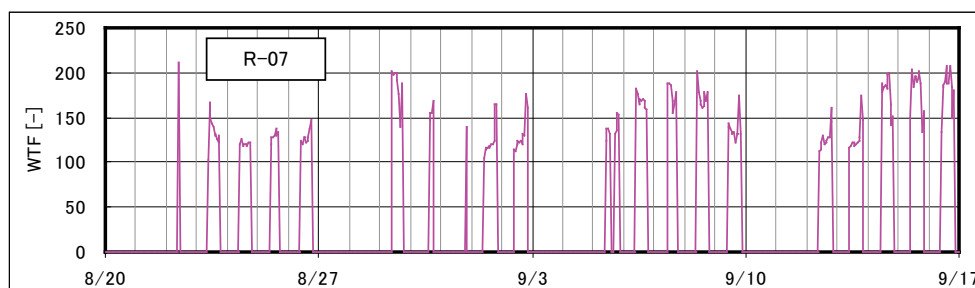
※値が0の時は機器停止およびデータ欠損



図Ⅲ.3.1.264 熱処理量トレンド



図Ⅲ.3.1.265 消費電力トレンド



図Ⅲ.3.1.266 WTFトレンド

事務所 04(冷却水 VVW, 制御方式 Pcd-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<流量分析>

冷却水ポンプ CDP-7(R-07)

熱源起動・停止時の1時間はデータ削除して分析を行った。

図Ⅲ. 3. 1. 267

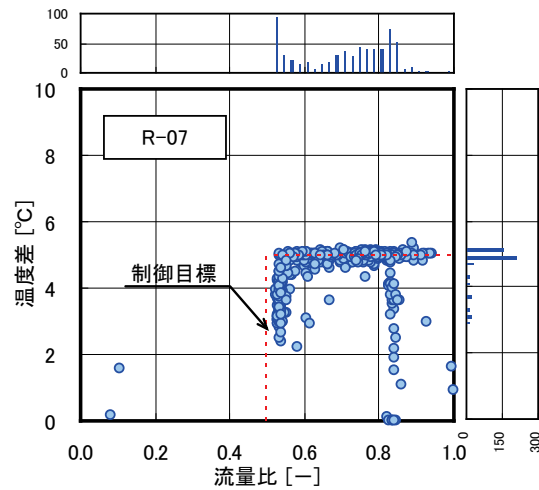
流量は流量比 0.5 から 0.8 に分布している。最大流量(流量比 1)は 355m³/h である。設計温度差 5℃に対し、計測結果では 5℃にデータが多く、制御目標に近い分布である。

図Ⅲ. 3. 1. 268

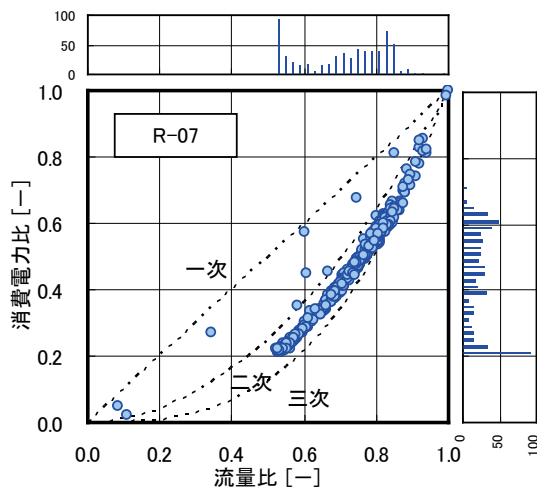
全体としては流量と消費電力の関係は二次から三次の理論線の間で分布している。最大消費電力は 24.0kW である。

図Ⅲ. 3. 1. 269

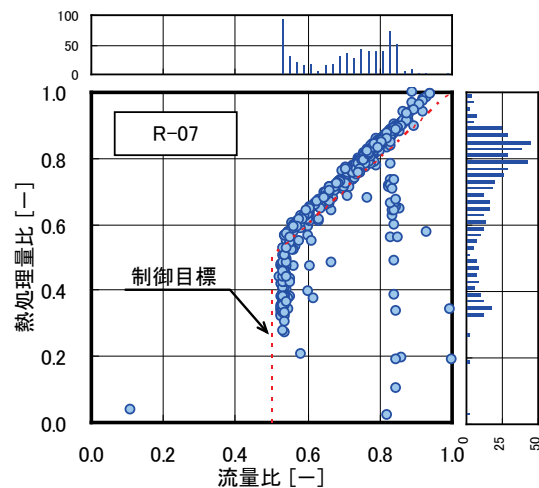
流量比と熱処理量比の関係は制御目標とほぼ同じ。最大熱処理量は 1956kW である。



図Ⅲ. 3. 1. 267 流量比と温度差の関係 (R-07)



図Ⅲ. 3. 1. 268 流量比と電力比の関係 (R-07)



図Ⅲ. 3. 1. 269 流量比と熱処理量比の関係 (R-07)

事務所 04(冷却水 VVW, 制御方式 Pcd-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水出入口温度差	回転数（周波数）制御

<熱量分析>

冷却水ポンプ CDP-4(R-04)

図Ⅲ. 3. 1. 270

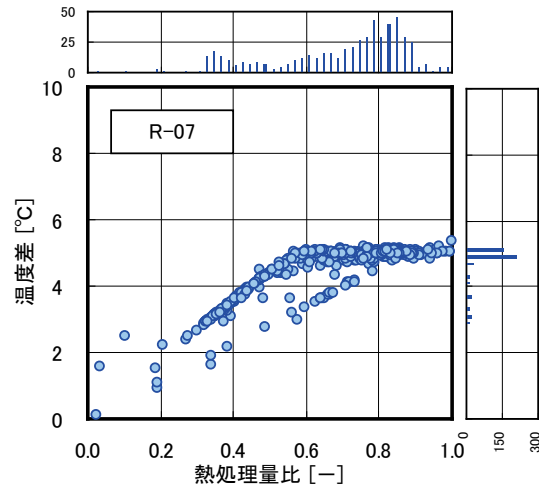
熱処理量比が 1 では温度差は 5°Cで, 熱処理量比が 0.6 以下で温度差が低下している.

図Ⅲ. 3. 1. 271

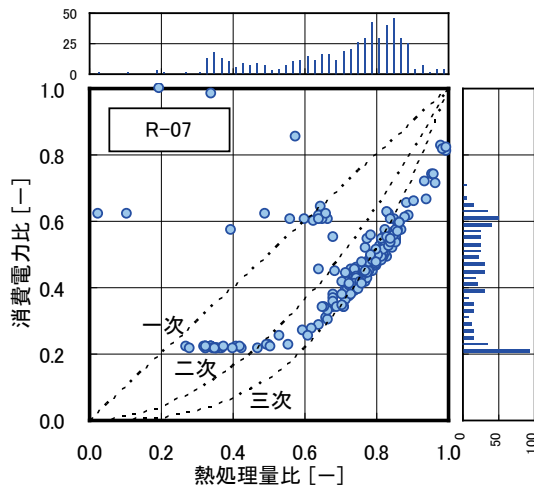
消費電力比は 0.2 から 0.6 に分布している.

図Ⅲ. 3. 1. 272

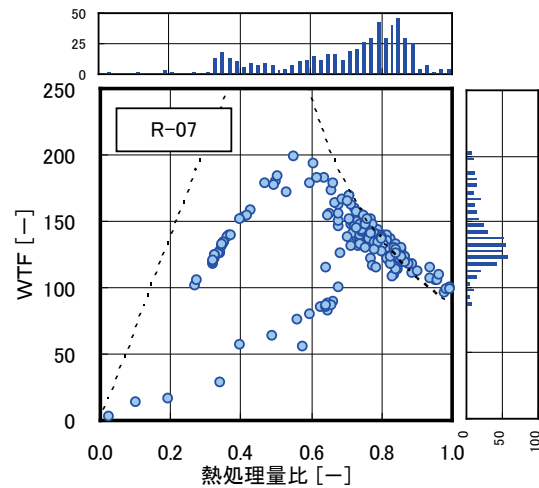
WTF は熱処理量比 0.5 で最も大きく, 概ね 200 が最大となっている.



図Ⅲ. 3. 1. 270 熱処理量比と温度差の関係 (R-07)



図Ⅲ. 3. 1. 271 熱処理量比と電力比の関係 (R-07)



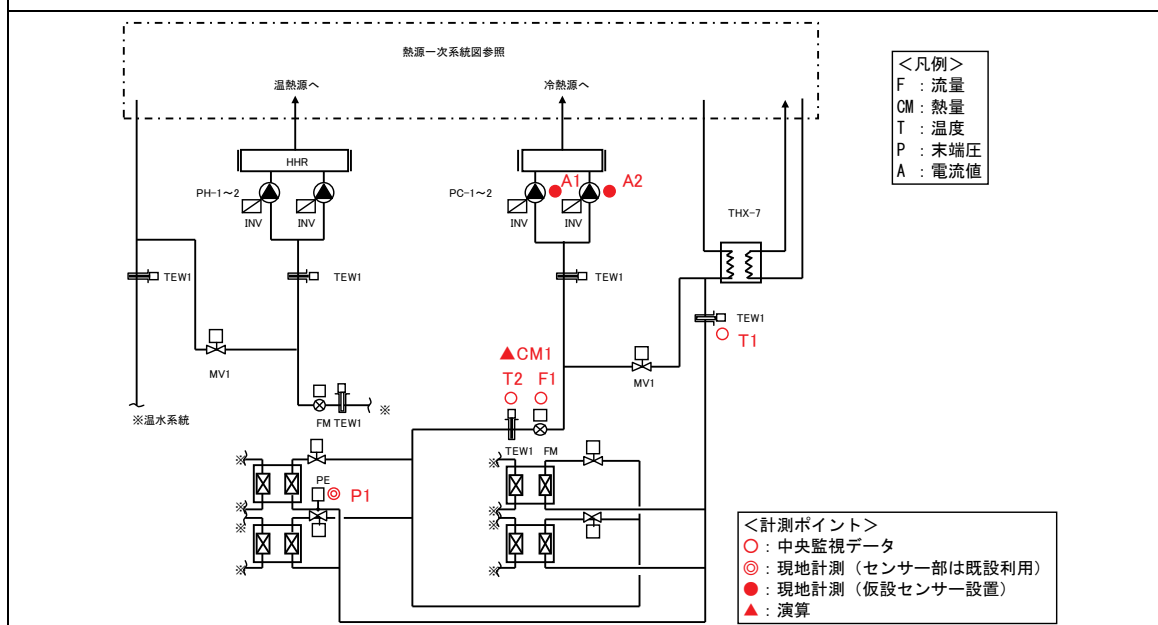
図Ⅲ. 3. 1. 272 熱処理量比と WTF の関係 (R-07)

3.1.15. 事務所 05 (P2-VWV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(末端圧)	末端圧	回転数(周波数)制御

建物名	事務所 05	地区	関東	竣工	2003年	新築	—	規模	20,580 m ²
分類記号	P2-VWV-06				検出部	吐出圧力(末端圧)			
制御目的	ポンプ回転数制御				制御目標	末端圧			
分析期間	平成24年7月1日～平成24年9月30日				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	2次ポンプ(全台)				製造年月	—			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・負荷流量による2次ポンプ台数制御 増段：1620 [L/min] 減段：1287 [L/min] ・末端圧によるポンプ INV 制御 およびバイパス制御 INV 設定値：上限 50Hz, 下限 20Hz 末端圧設計値：200kPa ・設計温度差 10℃ (往温度 6℃, 還温度 16℃) 				機器仕様	PC-1～2 125Φ×100Φ×1620L/min×350kPa×2台 3Φ×200V×22kW, INV 始動			

システムフロー



<制御方式および評価項目計算式>

(1)データの収集時間間隔

- ①現地計測データ：1分間隔，瞬時値
- ②中央監視データ：10分間平均値

(2)データ処理

1分間隔瞬時値→10分間平均値に処理

事務所 05 (P2-VWV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(末端圧)	末端圧	回転数(周波数)制御

(3)解析利用データフィルタリング項目

- ①機器の起動, 停止時のデータを排除
- ②増段, 減段時のデータを排除

(4)制御方式

- ①負荷流量による冷水ポンプ群台数制御
- ②末端圧力によるバイパス弁制御およびポンプインバータ周波数制御

(5)評価項目計算式

①流量比

$$\text{流量比 (FR) [-]} = \text{流量 (F1) [L/min]} \text{ / 実測時最大流量 (3,485) [L/min]}$$

②温度差

T1 : 往温度[°C], T2 : 還温度[°C]として,
 温度差 (ΔT) [°C] = T2 - T1

③熱処理量

$$\begin{aligned} \text{熱処理量 (CM1) [MJ/h]} &= \text{低圧比熱 (4.186) [kJ/kg/°C]} \times \text{密度 (1.0) [kg/L]} \\ &\quad \times \text{流量 (F1) [L/min]} \times \text{温度差 (ΔT) [°C]} \\ &\quad \times 60[\text{min/h}] \text{ / } 1000 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{熱処理量比 (CMR) [-]} &= \text{熱処理量 (CM1) [MJ/h]} \\ &\quad \text{/ 実測時最大熱処理量 (5,313) [MJ/h]} \end{aligned}$$

④消費電力

A1~A2 : 電流値[A]として,
 消費電力 (P) [kW] = $\sqrt{3}$ × 電圧 (200) [V] × 電流値 (A1+A2) [A]
 × 力率 (0.85) / 1000

$$\text{消費電力比 (PR) [-]} = \text{消費電力 (P) [kW]} \text{ / 実測時最大消費電力 (36.2) [kW]}$$

⑤WTF

$$\text{WTF[-]} = \text{熱処理量 (CM1) [MJ/h]} \text{ / } 3.6[\text{MJ/h/kW}] \text{ / 消費電力 (P) [kW]}$$

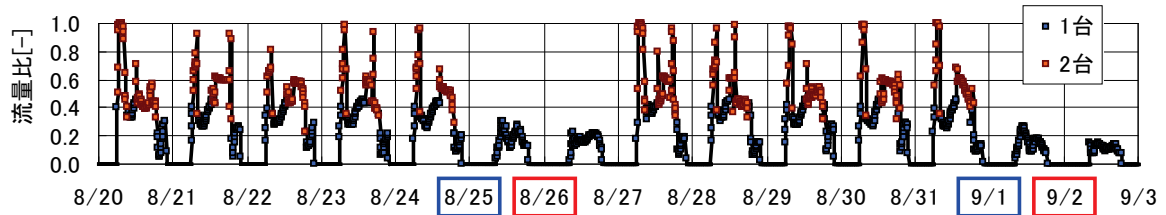
事務所 05 (P2-VWV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(末端圧)	末端圧	回転数(周波数)制御

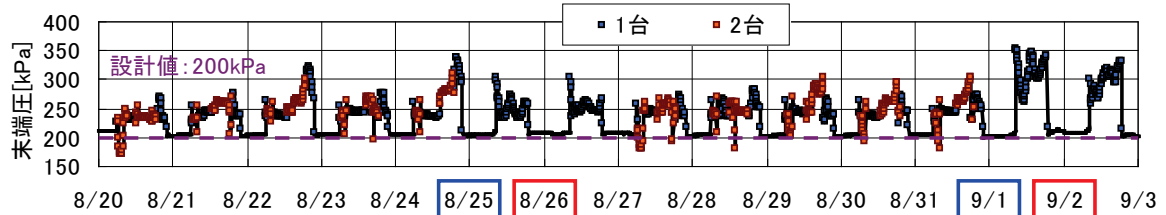
<動作確認データ 1>

2012年8月20日(月)～9月2日(日)のトレンドデータを示す。

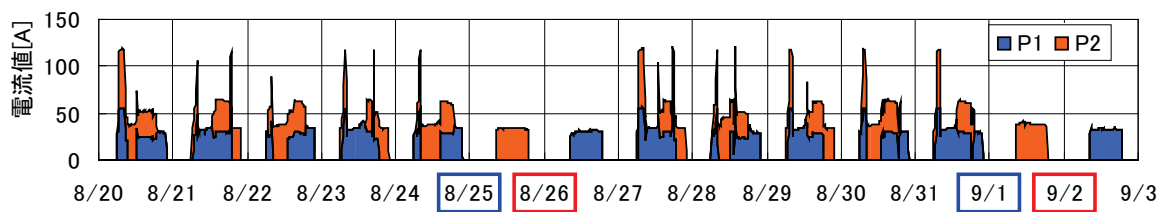
昼間の運転では大きい設計温度差を確保した運転となっている。ポンプの増減段は、流量比 0.4 付近で行われている。



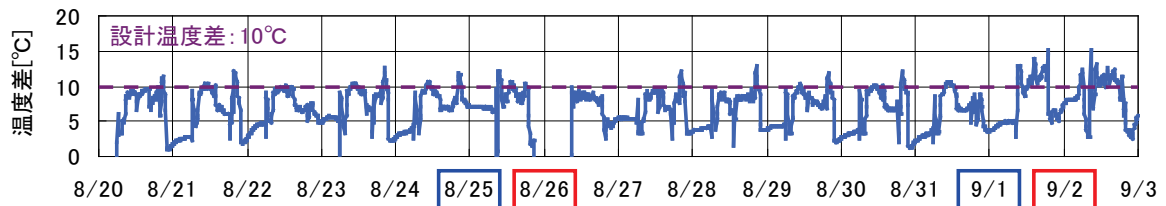
図Ⅲ. 3. 1. 273 流量比



図Ⅲ. 3. 1. 274 末端圧



図Ⅲ. 3. 1. 275 電流値

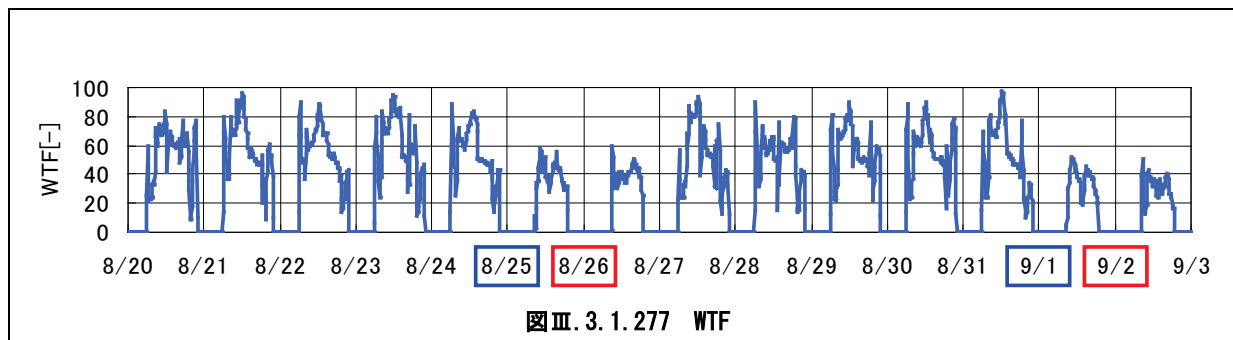


図Ⅲ. 3. 1. 276 温度差

事務所 05 (P2-VWV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(末端圧)	末端圧	回転数(周波数)制御

<動作確認データ 2>



事務所 05 (P2-VWV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(末端圧)	末端圧	回転数(周波数)制御

<流量分析>

図Ⅲ. 3. 1. 278

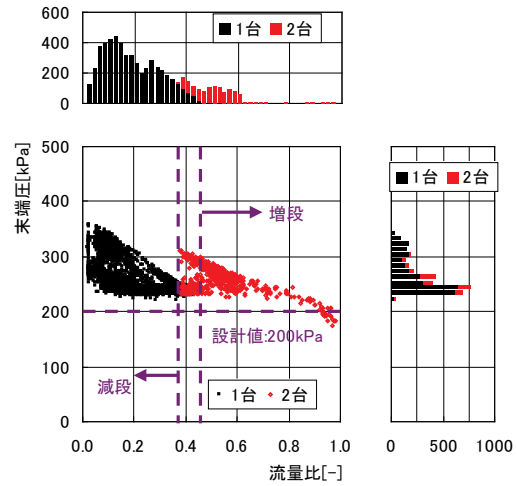
ポンプの増減段は設定値どおり動作している。また、末端圧は設計値よりも高めで動作している。

図Ⅲ. 3. 1. 279

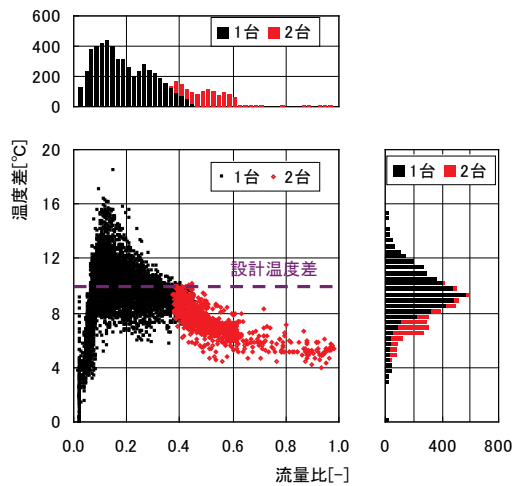
1台運転時は設計温度差付近で動作しているが、2台運転では設計温度差を確保できていない。

図Ⅲ. 3. 1. 280

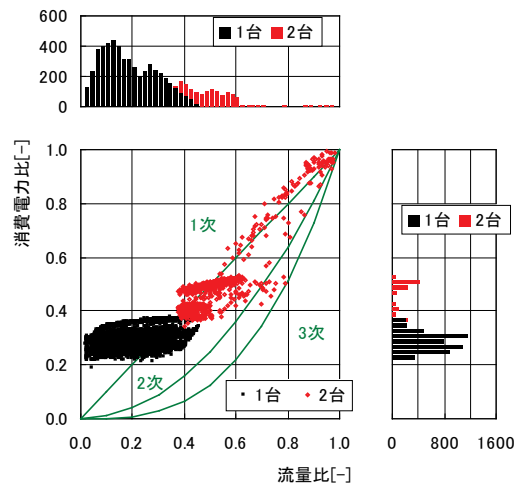
流量比 0.3 以下では、消費電力比が 1 次関数よりも高くなる。インバータ周波数の最低周波数の影響と考えられる。



図Ⅲ. 3. 1. 278 流量比と末端圧の関係



図Ⅲ. 3. 1. 279 流量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 280 流量比と消費電力比の関係

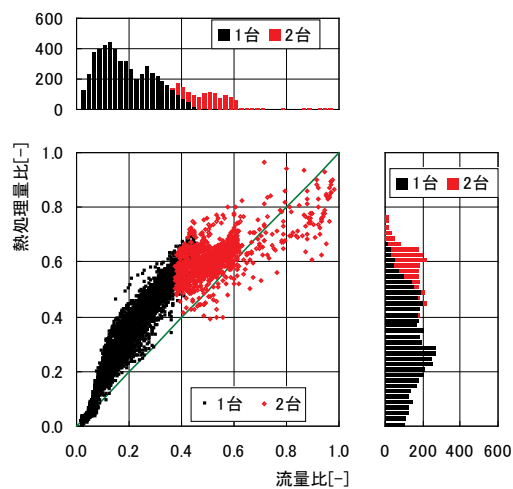
事務所 05 (P2-VWV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(末端圧)	末端圧	回転数(周波数)制御

<流量分析>

図Ⅲ. 3. 1. 281

1 台運転時は温度差が大きいため理論値より高く, 2 台運転時は流量比が高くなるほど温度差が小さくなるため, 理論値よりも低くなっている.



図Ⅲ. 3. 1. 281 流量比と熱処理量比の関係

事務所 05 (P2-VWV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(末端圧)	末端圧	回転数(周波数)制御

<熱量分析>

図Ⅲ. 3. 1. 282

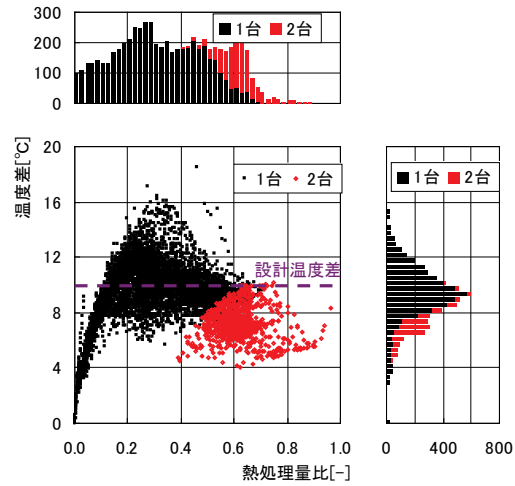
1 台運転時は設計温度差付近で動作しているが、2 台運転では設計温度差が確保できていない。

図Ⅲ. 3. 1. 283

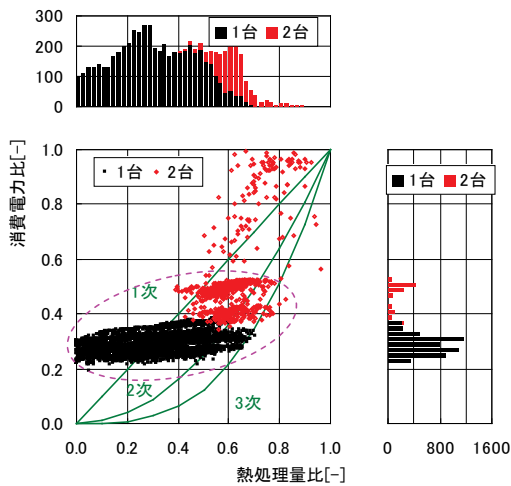
熱処理量比が低い範囲では消費電力比が理論値(2次)よりも高く動作している。これは、インバータ周波数の最小周波数設定によるものと考えられる。

図Ⅲ. 3. 1. 284

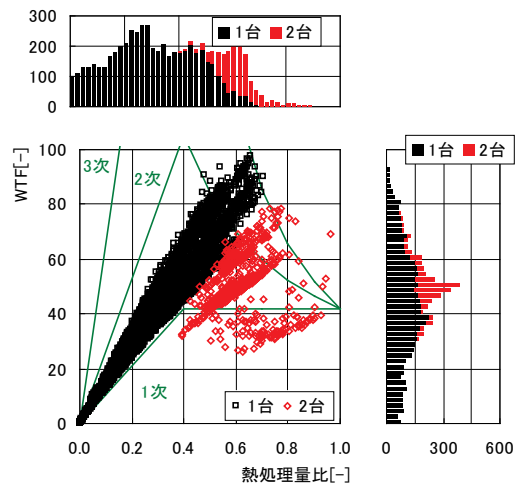
WTF は理論値(1次)と理論値(2次)の間で動作している。熱処理量が高い範囲では、温度差が小さくなることによる流量増加に伴う消費電力の増加により、WTF が小さくなっていると考えられる。



図Ⅲ. 3. 1. 282 熱処理量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 283 熱処理量比と消費電力比の関係



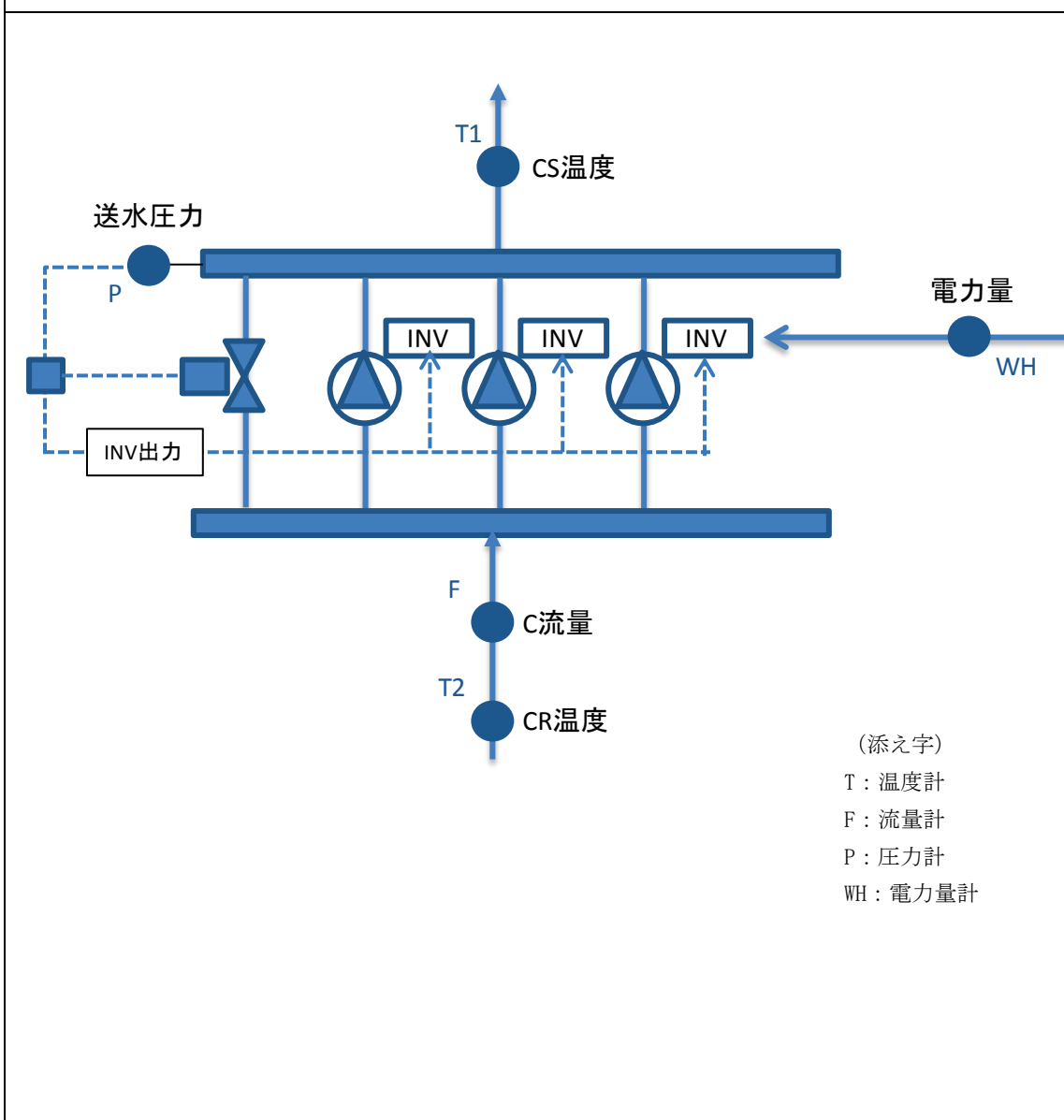
図Ⅲ. 3. 1. 284 熱処理量比とWTFの関係

3.1.17. 事務所 06 (冷水 VVW, 制御方式 P2-VVW-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

建物名	事務所 06	地区	関東	竣工	2003年	新築	—	規模	47,300m ²
分類記号	P2-VVW-05				検出部	吐出圧力(負荷流量)			
制御目的	VVW				制御目標	推定末端圧			
分析期間	2011年8月1日~2012年8月31日				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	2次ポンプ(全台)				製造年月	2002年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 送水圧力一定 INV→バイパス弁制御 流量による台数制御 				機器仕様	PC-1,2,3: 1490L/min×400kPa×18.5kW			

システムフロー



事務所 06 (冷水 VVW, 制御方式 P2-VVW-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

<評価項目計算式, 計測概要>

1. 評価項目計算式 ※添え字(記号)はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 冷水温度差

$$\text{冷水温度差} = \text{冷水還温度 (T2)} - \text{冷水往温度 (T1)}$$

(2) 流量比

$$\text{流量比} = \text{実測流量 (F)} \div \text{実測最大流量}$$

(3) 消費電力比

$$\text{消費電力比} = \text{実測消費電力 (WH)} \div \text{実測最大消費電力}$$

(4) 熱量比

$$\text{熱量比} = \text{実測流量 (F)} \times \text{冷数温度差 (T2-T1)} \times \text{水密度} \times \text{比熱} \div \text{実測最大熱量}$$

(5) WTF

$$\text{WTF} = \text{実測熱量} \div \text{実測消費電力 (WH)}$$

2. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・温度, 流量, 圧力: 1分間隔
- ・電力量: 5分間隔

(2) データ処理

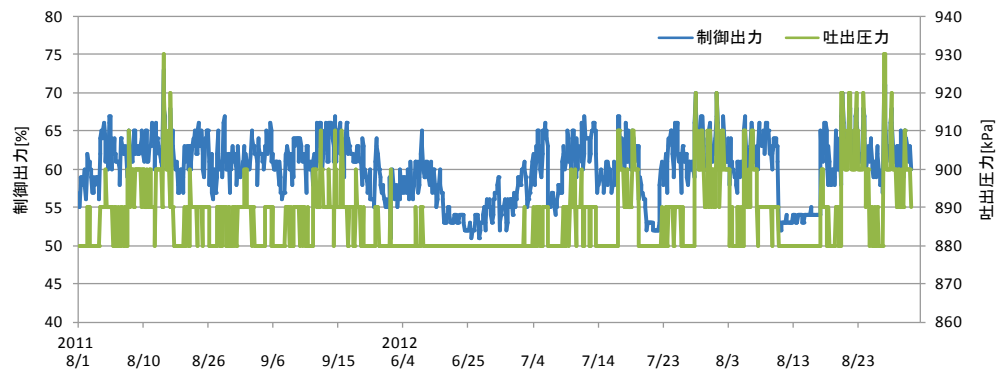
- ・温度, 流量, 圧力: 1分間隔のデータを1時間平均に集計
- ・電力量: 5分間隔のデータを1時間平均に集計

事務所 06(冷水 VVV, 制御方式 P2-VVV-05)

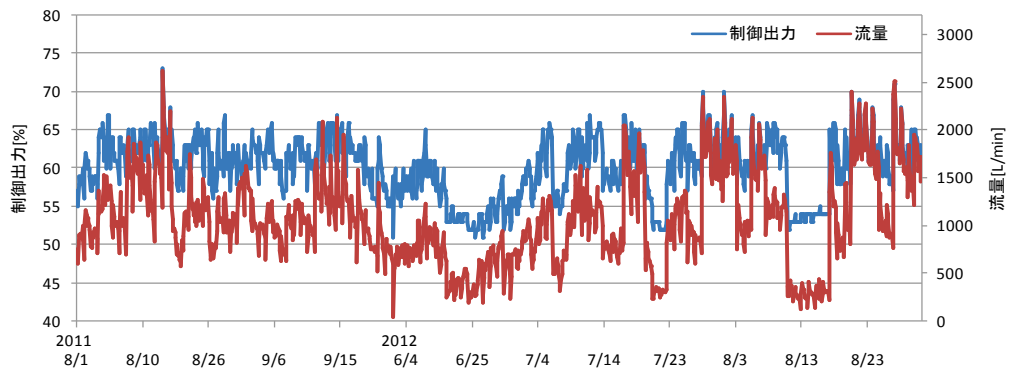
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

<動作確認データ>

- ・吐出圧力を 880kPa~920kPa で周波数制御している。設定値は 900kPa.
- ・流量によりポンプは台数制御されている。
- ・3台設置されているが運転は1台または2台となっている。
- ・制御周波数は 20~40Hz にて上下限設定。

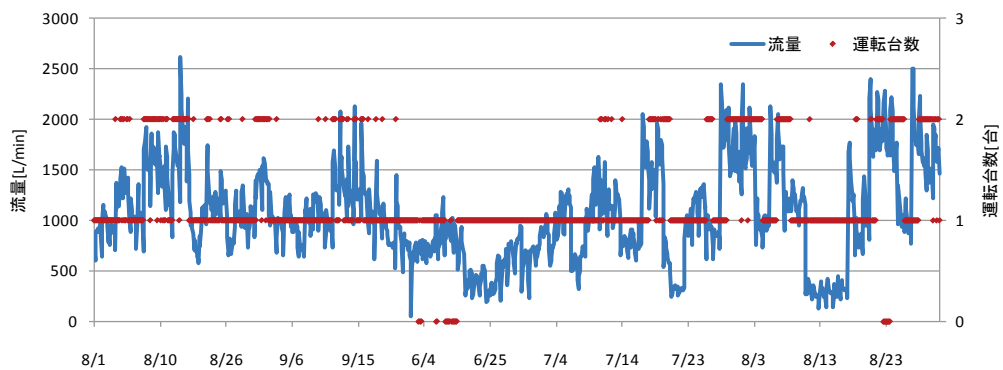


図Ⅲ. 3. 1. 285 制御出力と吐出圧力の推移



図Ⅲ. 3. 1. 286 制御出力と流量の推移

1500L/min を中心に増減されている。



図Ⅲ. 3. 1. 287 流量とポンプ運転台数の推移

事務所 06(冷水 VVW, 制御方式 P2-VVW-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数(周波数)制御

<流量分析データ>

温度差は設計温度差に近い状態で運転されており、流量制御は良好である。差圧一定制御では流量比と消費電力比は比例関係になるが差圧制御が良好なためほぼ理論通りの運用状態である。

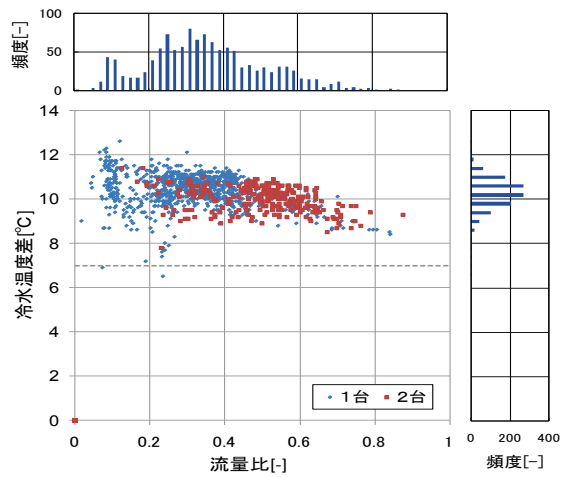
流量最大値=2980L/min

消費電力最大値=17.3kWh

INV 周波数= 20~40Hz

流量比~冷水温度差

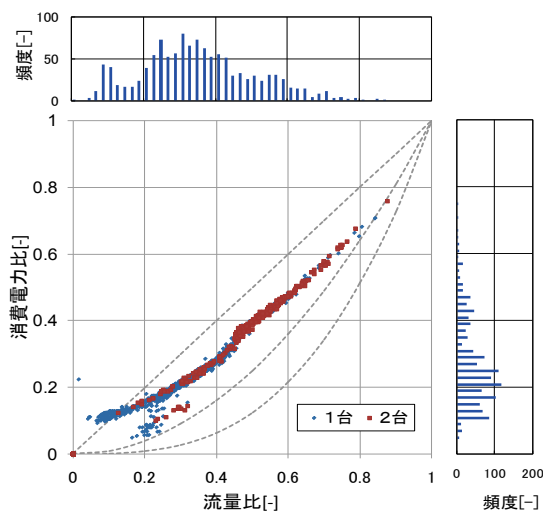
10~12℃差で運転されており非常に低流量で運転されている。設計温度差(7℃)以上の温度差。



図Ⅲ. 3. 1. 288 流量比と冷水温度差の関係

流量比~消費電力比

出力20%を中心に10%を下限に運転されている。

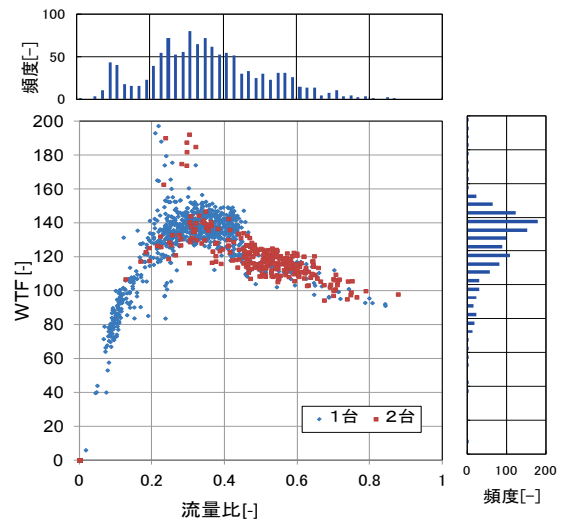


図Ⅲ. 3. 1. 289 流量比と消費電力比の関係

流量比~WTF 比

運転時の最大熱量時の WTF=1

流量30%で最大WTFとなっている。



図Ⅲ. 3. 1. 290 流量比とWTFの関係

事務所 06 (冷水 VVW, 制御方式 P2-VVW-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (全台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数 (周波数) 制御

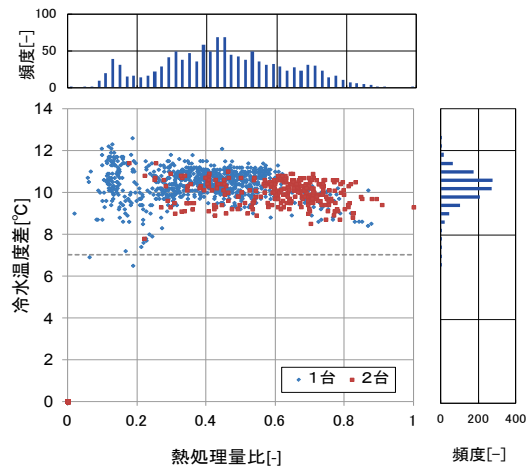
<熱量分析データ>

2台運転時の WTF が 1台運転時に比較し小さくなっており, 高負荷時は制御圧力が高めで運転されているものとおもわれる。

熱量最大値=6,106 MJ/h
(=1,697 kW)

熱量比～冷水温度差

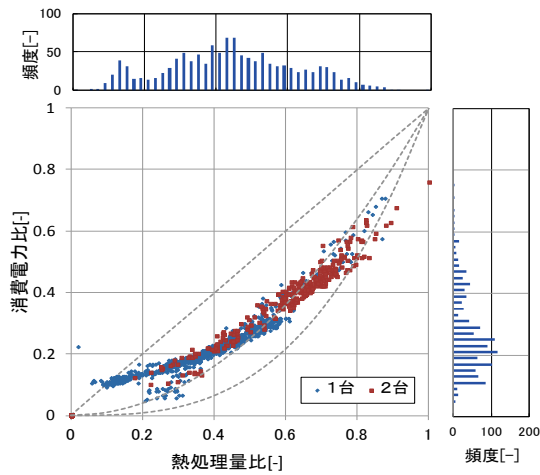
10～12℃差で運転されており非常に低流量で運転されている。設計温度差 (7℃) 以上の温度差となっている。



図Ⅲ. 3. 1. 291 熱量比と冷水温度差の関係

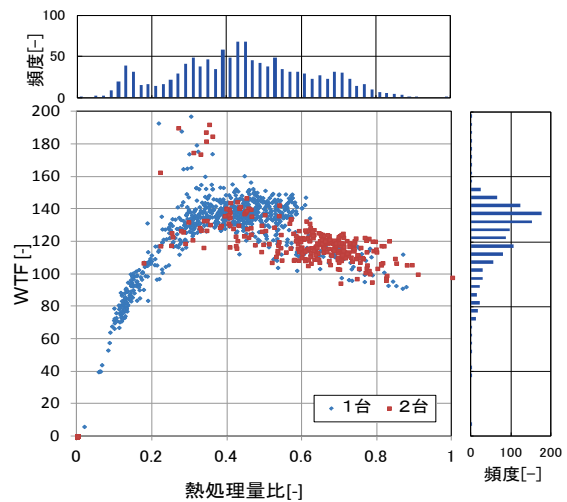
熱量比～消費電力比

出力 20%を下限に運転されている。



図Ⅲ. 3. 1. 292 熱量比と消費電力比の関係

熱量比～WTF

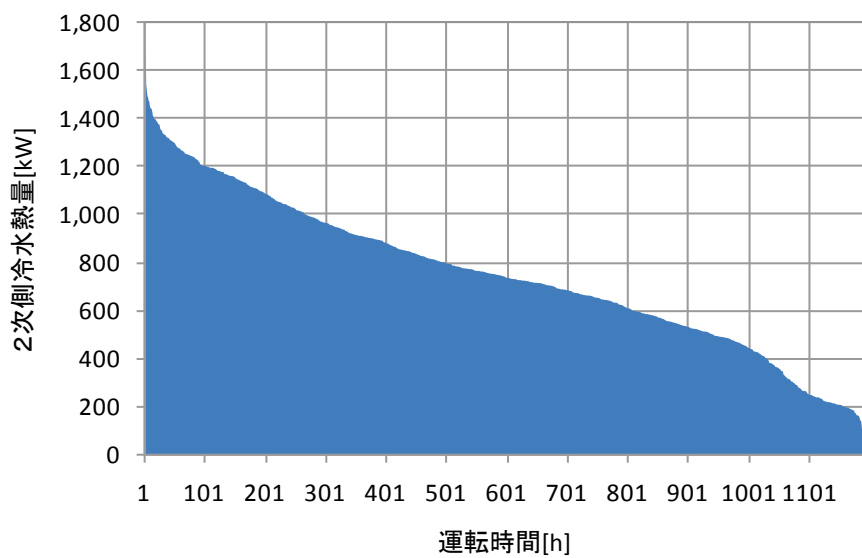


図Ⅲ. 3. 1. 293 熱量比と WTF の関係

事務所 06(冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数(周波数)制御

<期間負荷データ>



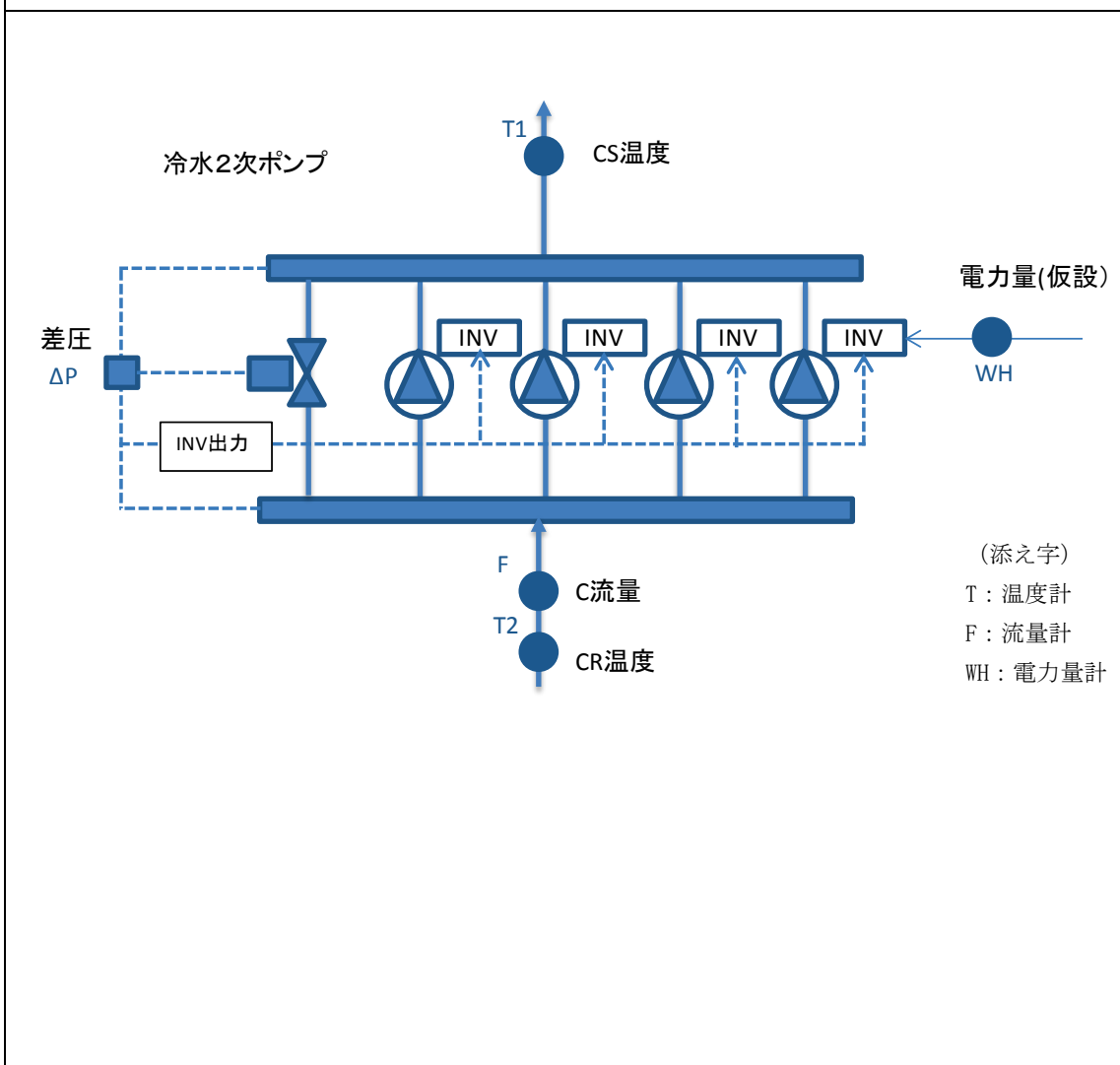
図Ⅲ. 3. 1. 294 期間負荷

3.1.18. 事務所 07 (冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-12)

制御対象	検出部	制御目標	動作
密閉系 2 次ポンプ	負荷流量	差圧・流量	回転数 (周波数) 制御

建物名	事務所 07	地区	関東	竣工	2008 年	新築	—	規模	20,300m ²
分類記号	P1-VVW-12				検出部	負荷流量			
制御目的	VVW				制御目標	差圧・流量			
分析期間	2011 年 9 月 12 日～2011 年 11 月 1 日 2012 年 9 月 1 日～2012 年 9 月 25 日				動作	I N V 制御			
制御対象	密閉系 2 次ポンプ				製造年月	2008 年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・ ヘッダ差圧一定 INV 制御→バイパス弁制御 ・ 2 次側負荷流量により台数制御 				機器仕様	1400L/min × 235kPa × 11kW × 4 台			

システムフロー



事務所 07(冷水 VWV, 制御方式 P1-VWV-12)

制御対象	検出部	制御目標	動作
密閉系 2 次ポンプ	負荷流量	差圧・流量	回転数（周波数）制御

<評価項目計算式, 計測概要>

1. 評価項目計算式 ※添え字（記号）はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 冷水温度差

$$\text{冷水温度差} = \text{冷水還温度 (T2)} - \text{冷水往温度 (T1)}$$

(2) 流量比

$$\text{流量比} = \text{実測流量 (F)} \div \text{最大流量 (計測期間内)}$$

(3) 消費電力比

$$\text{消費電力比} = \text{実測消費電力(WH)} \div \text{最大消費電力 (計測期間内)}$$

(4) 熱量比

$$\text{熱量比} = \text{熱量} \div \text{最大熱量 (計測期間内)}$$

$$\text{熱量} = \text{実測流量 (F)} \times \text{冷水温度差 (T2-T1)} \times \text{水の密度} \times \text{水の比熱}$$

(5) WTF

$$\text{WTF} = \text{熱量} \div \text{消費電力}$$

2. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

10 分間隔

(2) データ処理

- ・ 10 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

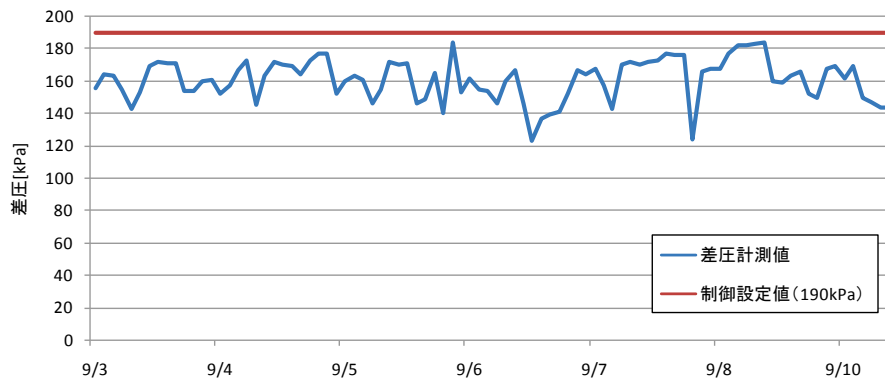
事務所 07(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-12)

制御対象	検出部	制御目標	動作
密閉系 2 次ポンプ	負荷流量	差圧・流量	回転数(周波数)制御

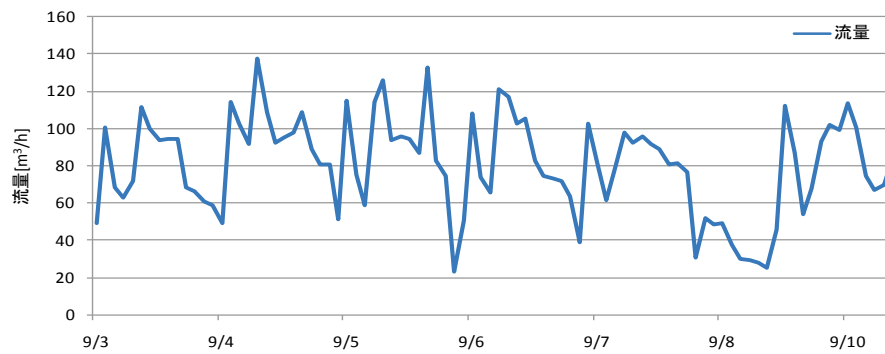
<動作確認データ>

2012/9/3～2012/9/10 の運転状況

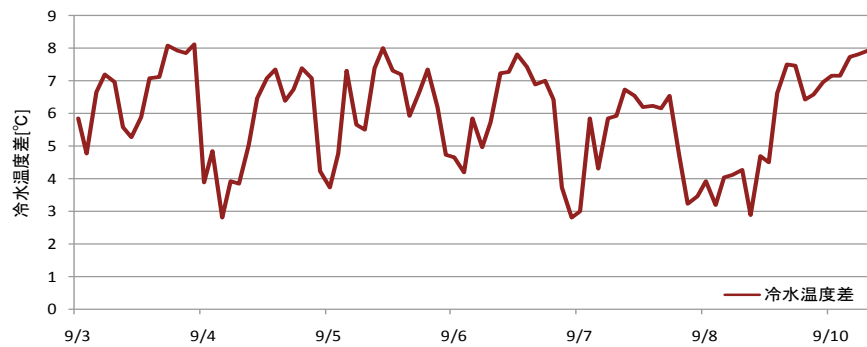
差圧設定値 190kPa に対し 140～180kPa で運転されており若干低めで制御されているが±20kPa の範囲で差圧が推移しており制御は良好である。



図Ⅲ. 3. 1. 295 差圧制御状況



図Ⅲ. 3. 1. 296 流量制御状況



図Ⅲ. 3. 1. 297 冷水温度差制御状況

事務所 07(冷水 VVW, 制御方式 P1-VVW-12)

制御対象	検出部	制御目標	動作
密閉系 2 次ポンプ	負荷流量	差圧・流量	回転数（周波数）制御

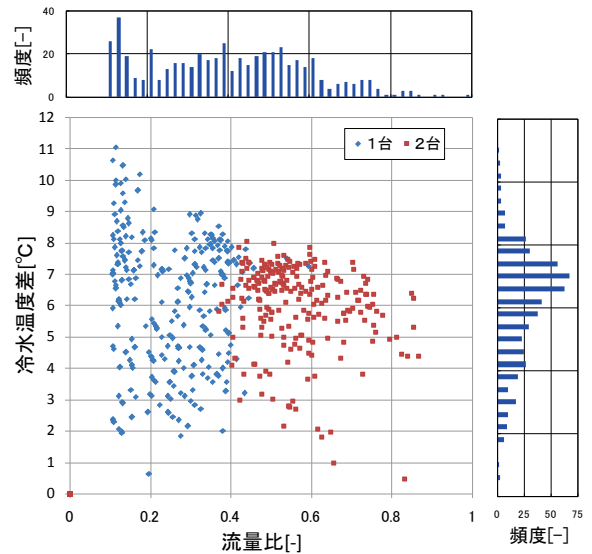
<流量分析データ>

温度差は設計温度差に近い状態で運転されており，流量制御は良好である．差圧一定制御では流量比と消費電力比は比例関係になるが差圧制御が良好なためほぼ理論通りの運用状態である．

流量最大値=189m³/h
 消費電力最大値=15.2kWh
 INV 上限値=50Hz

流量比～冷水温度差

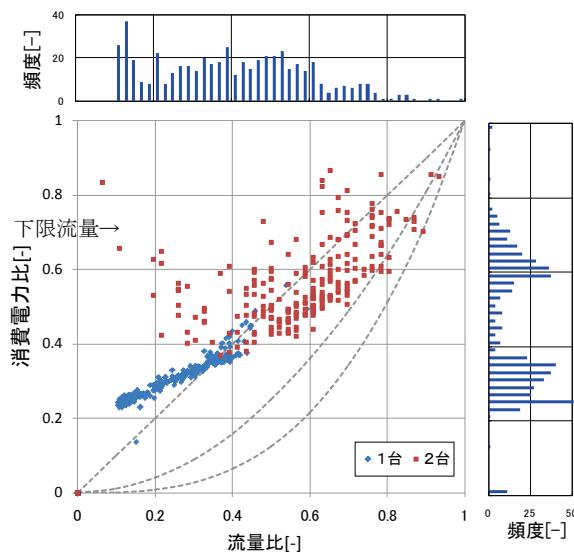
6～7℃差で運転されておりほぼ設計温度差 7℃となっている．



図Ⅲ. 3. 1. 298 流量比と冷水温度差の関係

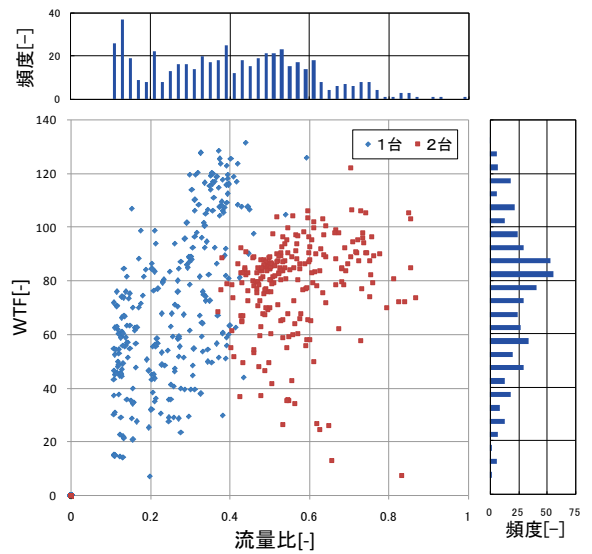
流量比～消費電力比

出力 20%を下限に運転されている．



図Ⅲ. 3. 1. 299 流量比と消費電力比の関係

流量比～WTF



図Ⅲ. 3. 1. 300 流量比とWTFの関係

事務所 07(冷水 VWV, 制御方式 P1-VWV-12)

制御対象	検出部	制御目標	動作
密閉系 2 次ポンプ	負荷流量	差圧・流量	回転数（周波数）制御

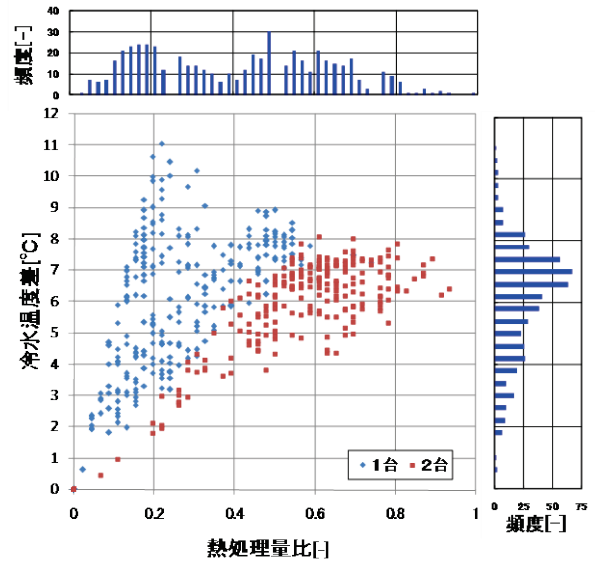
< 熱量分析データ >

2 台運転時の WTF が 1 台運転時に比較し小さくなっており，高負荷時は制御圧力が高めで運転されているものとおもわれる。

熱量最大値=4.6GJ/h

熱量比～冷水温度差

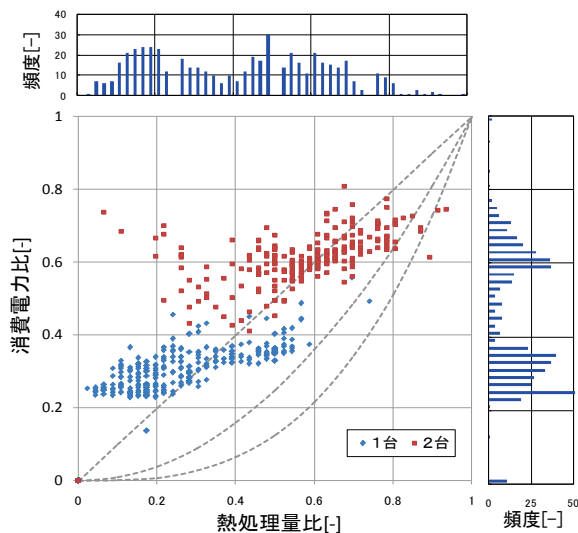
6～7℃差で運転されておりほぼ設計温度差 7℃となっている。



図Ⅲ. 3. 1. 301 熱量比と冷水温度差の関係

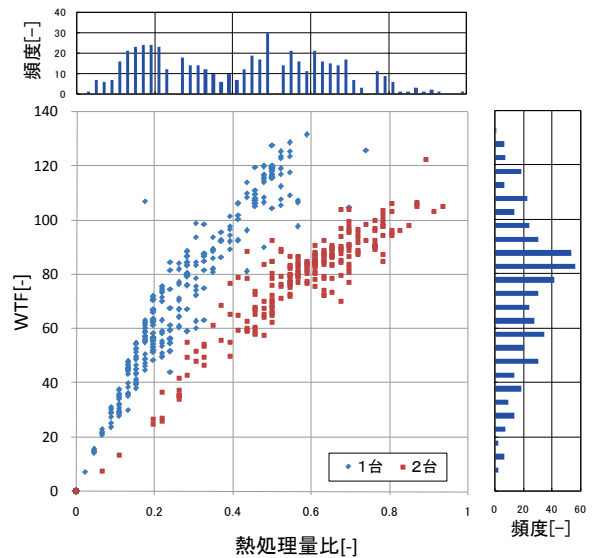
熱量比～消費電力比

出力 20%を下限に運転されている。



図Ⅲ. 3. 1. 302 熱量比と消費電力比の関係

熱量比～WTF

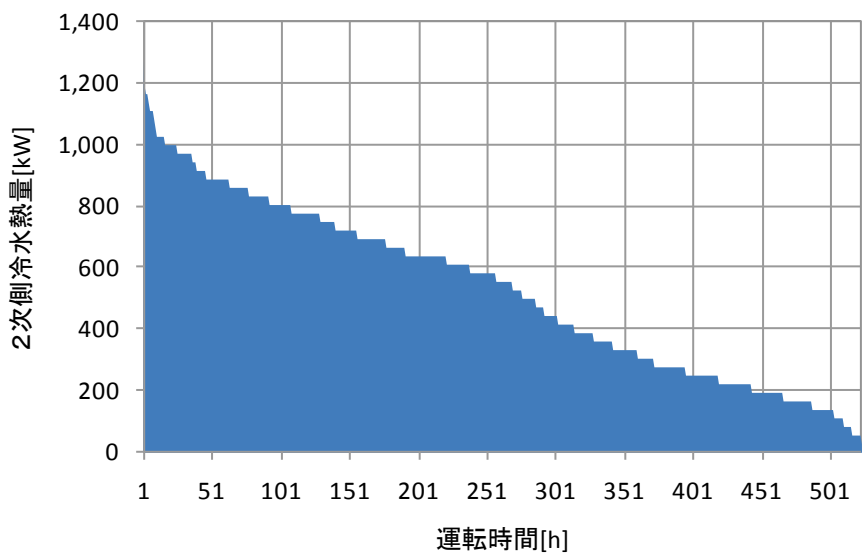


図Ⅲ. 3. 1. 303 熱量比と WTF の関係

事務所 07(冷水 VWV, 制御方式 P1-VWV-12)

制御対象	検出部	制御目標	動作
密閉系 2 次ポンプ	負荷流量	差圧・流量	回転数（周波数）制御

< 期間負荷データ >



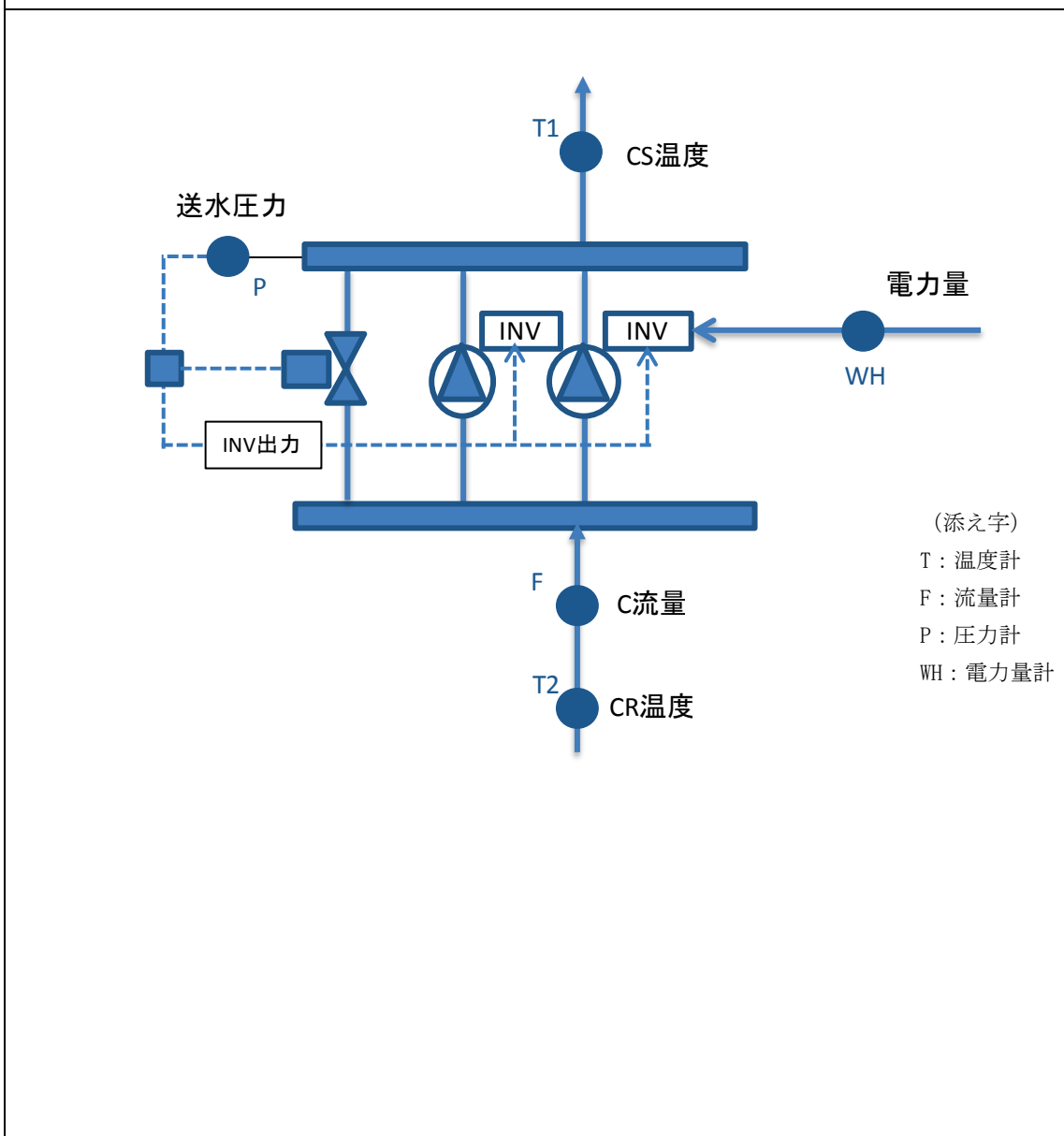
図Ⅲ. 3. 1. 304 期間負荷

3.1.18. 事務所 08 (冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (1台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数 (周波数) 制御

建物名	事務所 08	地区	北海道	竣工	2003年	改修	—	規模	108,000m ²
分類記号	P2-VWV-04				検出部	吐出圧力			
制御目的	VWV				制御目標	吐出圧力			
分析期間	2011年4月1日～2012年9月12日				動作	回転数 (周波数) 制御			
制御対象	2次ポンプ (1台)				製造年月	2002年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 送水圧力一定 INV→バイパス弁制御 流量による台数制御 				機器仕様	1300L/min×294kPa×15kW 2台			

システムフロー



事務所 08(冷水 VVW, 制御方式 P2-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (1台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数 (周波数) 制御

<評価項目計算式, 計測概要>

1. 評価項目計算式 ※添え字 (記号) はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 冷水温度差

$$\text{冷水温度差} = \text{冷水還温度 (T2)} - \text{冷水往温度 (T1)}$$

(2) 流量比

$$\text{流量比} = \text{実測流量 (F)} \div \text{実測最大流量}$$

(3) 消費電力比

$$\text{消費電力比} = \text{実測消費電力 (WH)} \div \text{実測最大消費電力}$$

(4) 熱量比

$$\text{熱量比} = \text{実測流量 (F)} \times \text{冷水温度差 (T2-T1)} \times \text{水の密度} \times \text{水の比熱} \div \text{実測最大熱量}$$

(5) WTF

$$\text{WTF} = \text{実測熱量} \div \text{実測消費電力 (WH)}$$

2. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・ 10分間隔

(2) データ処理

- ・ 10分間隔のデータを1時間平均に集計

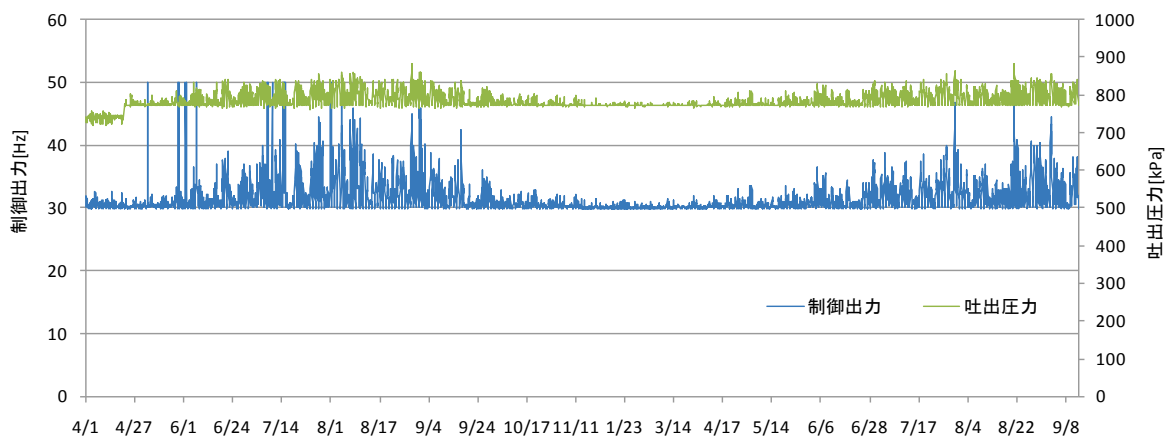
事務所 08(冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (1台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数(周波数)制御

<動作確認データ>

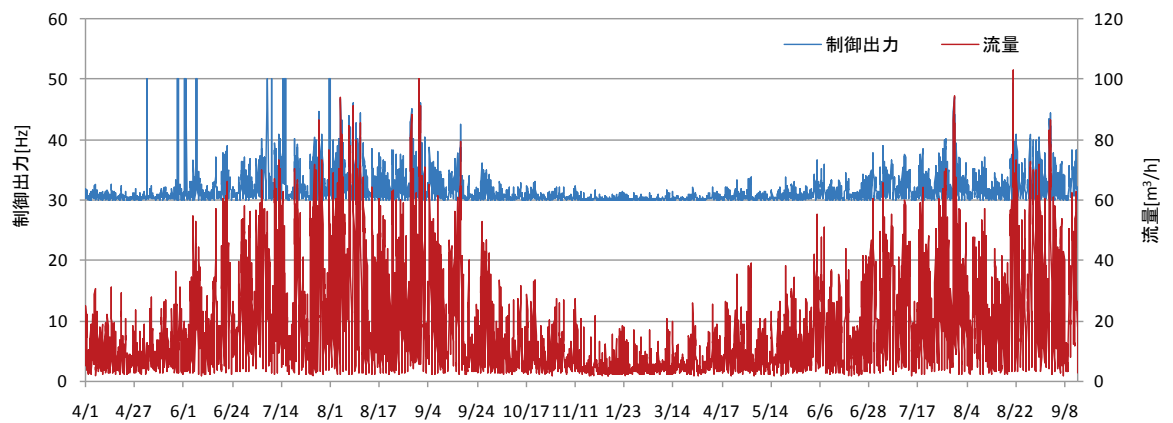
- ・吐出圧力を 780kPa～820kPa で制御している。(設定値 800kPa)
- ・2台設置されているが運転は1台となっている。
- ・制御出力は 30～50Hz にて上下限設定。

制御出力と吐出圧力の推移 (2011/4/1～2012/9/8)



図Ⅲ. 3. 1. 305 制御出力と吐出圧力の推移

制御出力と流量の推移 (2011/4/1～2012/9/8)



図Ⅲ. 3. 1. 306 制御出力と吐出圧力の推移

事務所 08(冷水 VVW, 制御方式 P2-VVW-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (1台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数 (周波数) 制御

<流量分析データ>

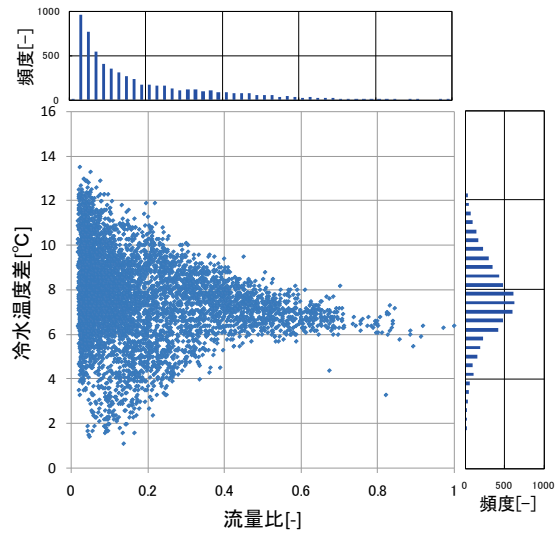
温度差は設計温度差に近い状態で運転されており、流量制御は良好である。差圧一定制御では流量比と消費電力比は比例関係になるが差圧制御が良好なためほぼ理論通りの運用状態である。

流量最大値=103m³/h

消費電力最大値=10.4 kWh

流量比～冷水温度差

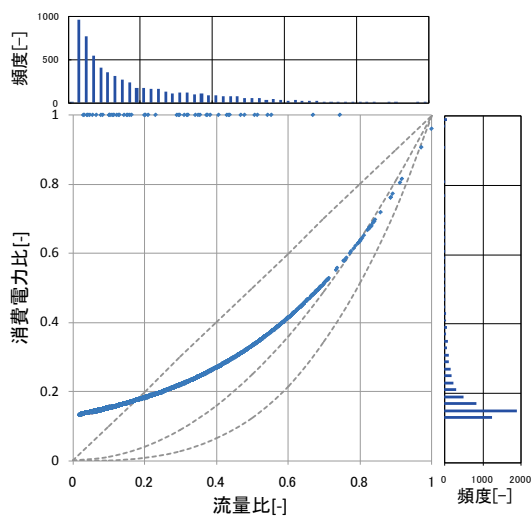
6～8℃差で運転されており非常に低流量で運転されている。設計温度差 (5℃) 以上の温度差。



図Ⅲ. 3. 1. 307 流量比と冷水温度差の関係

流量比～消費電力比

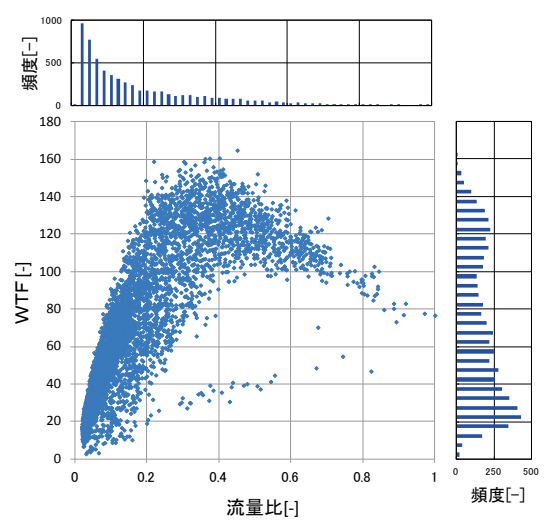
10%を下限に運転されている。



図Ⅲ. 3. 1. 308 流量比と消費電力比の関係

流量比～WTF

流量 30%で最大 WTF となっている。



図Ⅲ. 3. 1. 309 流量比とWTFの関係

事務所 08(冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (1台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数 (周波数) 制御

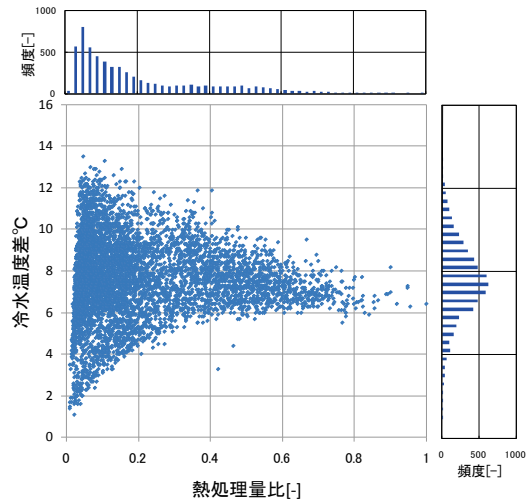
<熱量分析データ>

温度差が設計温度差に近い状態で運転されており, 制御は良好である.

熱量最大値=2759MJ/h
(= 766 kW)

熱量比~冷水温度差

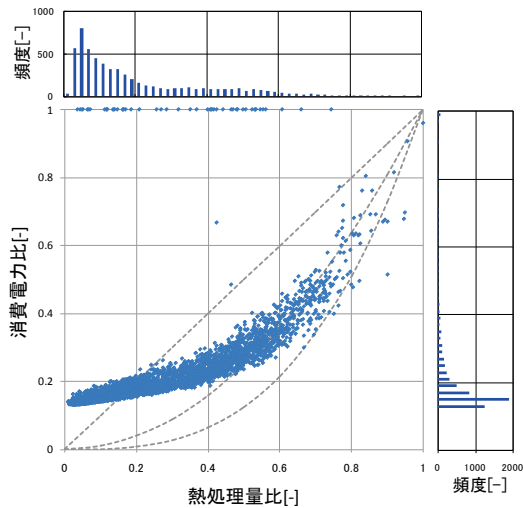
6~8℃差で運転されており非常に低流量で運転されている. 設計温度差 (5℃) 以上の温度差.



図Ⅲ. 3. 1. 310 熱量比と冷水温度差の関係

熱量比~消費電力比

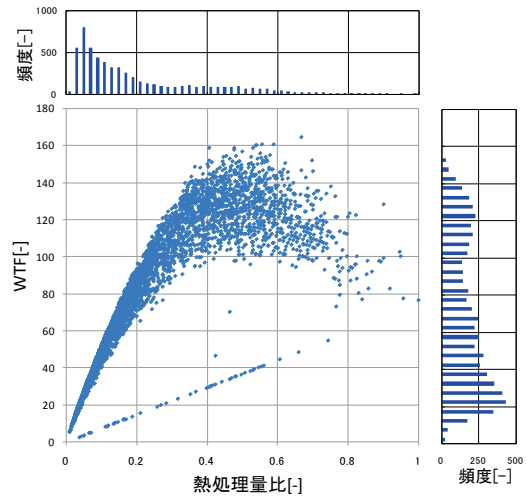
10%を下限に運転されている.



図Ⅲ. 3. 1. 311 熱量比と消費電力比の関係

熱量比~WTF

熱量比 50%で最大 WTF となっている.

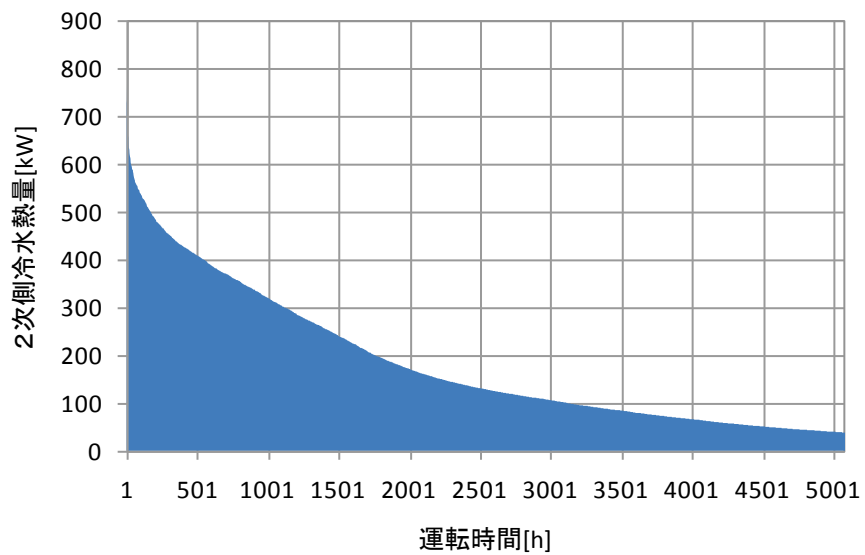


図Ⅲ. 3. 1. 312 熱量比とWTFの関係

事務所 08(冷水 VWV, 制御方式 P2-VWV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (1台)	吐出圧力	吐出圧力	回転数(周波数)制御

<期間負荷データ>



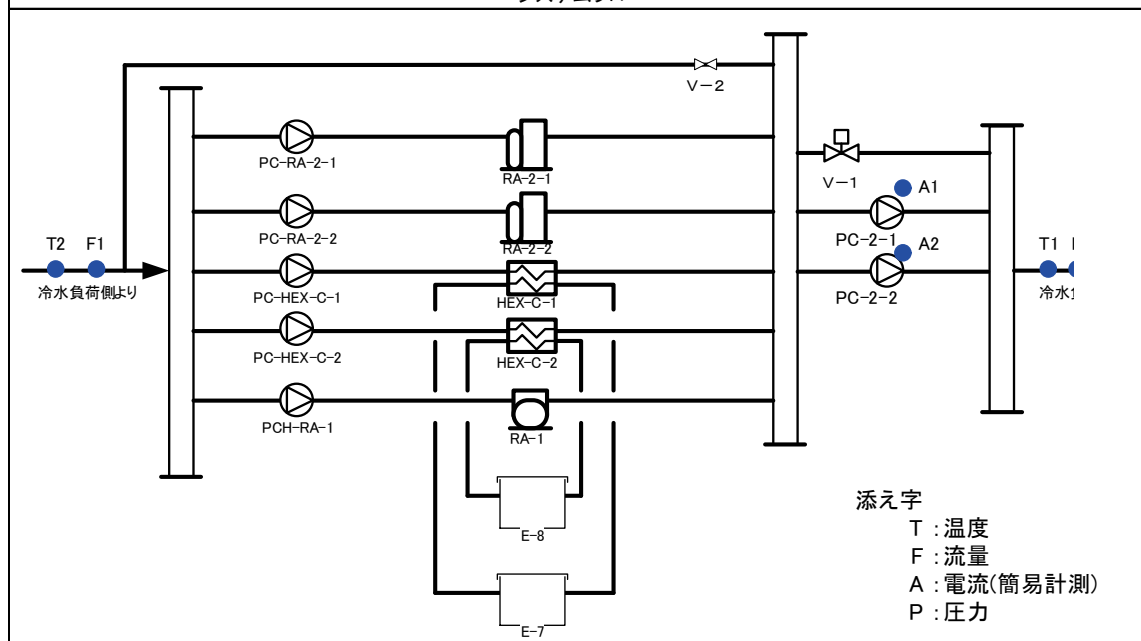
図Ⅲ. 3. 1. 313 期間負荷

3.1.19. 事務所 09 (冷水 VVV, 制御方式 P2-VVV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ (全台)	吐出圧力 (負荷流量)	推定末端圧	回転数 (周波数) 制御

建物名	事務所09	地区	関東	竣工	2000年	改修	-	規模	36,200m ²
分類記号	P2-VVV-05				検出部	負荷流量			
制御目的	二次側冷水流量制御				制御目標	推定末端圧			
分析期間	2006/6/24-2006/10/31				動作	回転数(周波数)制御、台数制御			
制御対象	二次ポンプ				製造年月				
制御内容	1)二次ポンプ台数制御 ・二次側負荷流量による台数制御 2)二次ポンプの吐出圧制御 ・二次側負荷流量による推定末端圧となる ようINVによる回転数制御 ・INV周波数が下限値となっても吐出圧力が上昇する場合は、バイパス弁をPI制御 3)制御設定 ・冷水二次ポンプの台数制御 負荷流量280m ³ /hで増段、240m ³ /hで減段 ・冷水二次ポンプの吐出圧力 設定値固定時 780kPa 設定値推定末端圧時 負荷流量による 最低揚程 100kPa、ヘッド圧力580kPa 空調機二方弁開度によるカスケード制御 最大開度97.5%で5kPa増、92.5%で5kPa減 インバータ下限周波数 50%(30Hz) ・バイパス弁の制御 インバータ下限周波数でも吐出圧力が上昇した場合はヘッド間バイパス弁V-1をPI制御				機器仕様	冷水二次ポンプ PC-2-1,PC-2-2 ・150A×100A×5,000L/min×32m ・3φ400V,60Hz, 37kW			

システムフロー



分析リスト

- ・ 温度変化、往還温度差、流量、熱処理量
- ・ 冷水二次ポンプ消費電力、WTF

事務所 09(冷水 VVV, 制御方式 P2-VVV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

<制御概要, 評価項目計算式>

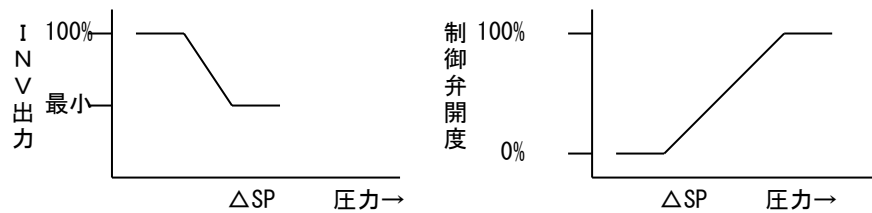
1. 制御概要

(1)CP-2-1, CP-2-2 冷水ポンプ台数制御

- ・熱量演算に使用する2次側負荷流量信号を基に, 2次ポンプの台数制御を行う.
- ・台数制御方式は, ローテーション・シーケンシャル両方とも切換により可能とする.
- ・運転機が故障の場合は, 自動的にスキップする.

(2) CP-2-1, CP-2-2 冷水ポンプ吐出圧制御

- ・2次側に送水する圧力を検知し, 2次ポンプに設置されたインバータ装置によりポンプの回転数を制御する.
- ・インバータ装置は最小回転数を設定し, 最小回転数でも吐出圧力が上昇した場合はヘッド間のバイパス弁 V-1 を PI 制御する.



2. 評価項目計算式

(1)流量

計測期間の最大流量を基準値として流量比(=流量 F1÷基準値)を算出.

(2)冷水温度差

冷水往温度 T1 と冷水還温度 T2 の差を冷水温度差 ΔT とする.

(3)熱量

熱量計からの出力値(MJ/h)から, 熱量(kW)を換算.

計測期間の最大熱量を基準値として, 熱量比(=熱量÷基準値)を算出.

(4)消費電力

電流値合計(A1+A2)に電圧(400V), 位相(√3), 力率(0.95)を乗じて消費電力を換算.

計測期間の最大電力を基準値として, 消費電力比(=消費電力÷基準値)を算出.

(5)W T F (水搬送効率)

消費電力を熱量で除して算出.

(6)吐出圧力

計測値を使用.

(7)計測値の平均化

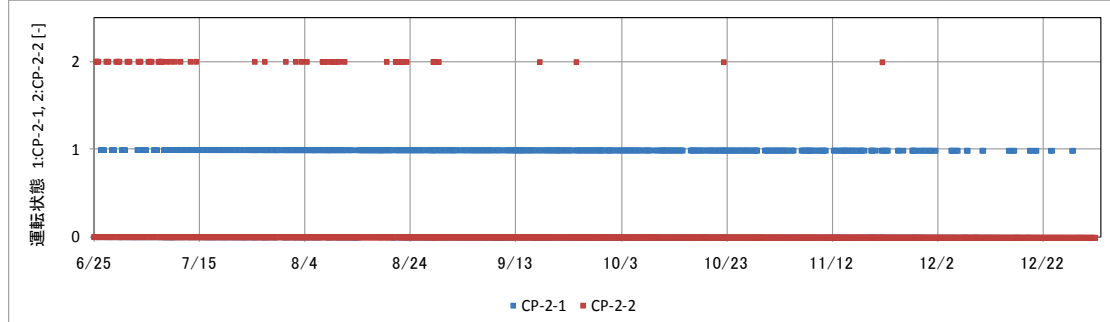
10 分間隔で計測した値を基に 1 時間ごとの加算平均を算出.

事務所 09(冷水 VVV, 制御方式 P2-VVV-05)

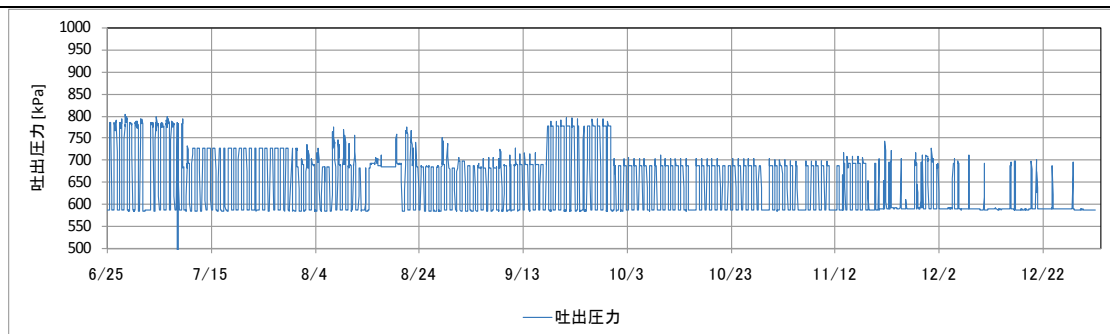
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

<動作確認データ>

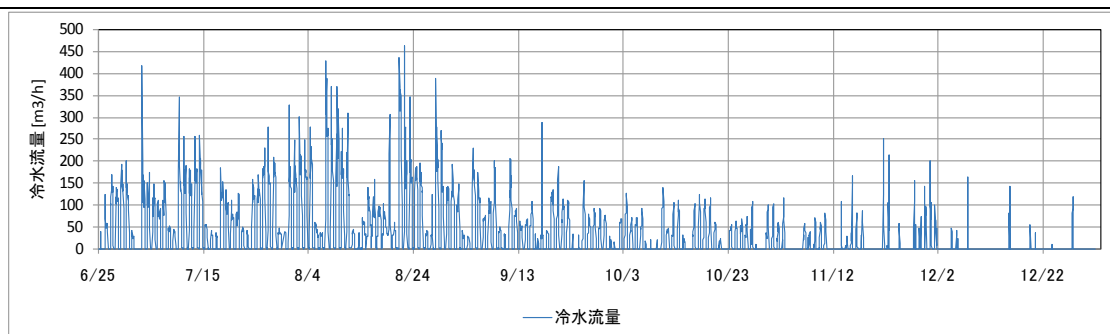
- ・二次ポンプの運転台数は夏季ピーク時を除くとほぼ1台であった。
- ・吐出圧力は、6/25～7/8, 9/17～9/30が固定, 他は推定末端圧であった。
- ・流量は、夏期ピーク時で450m³/h程度であるが, 他はポンプ1台運転で賄える280m³/h以下であった。



図Ⅲ. 3. 1. 314 運転台数の推移



図Ⅲ. 3. 1. 315 吐出圧力のトレンド



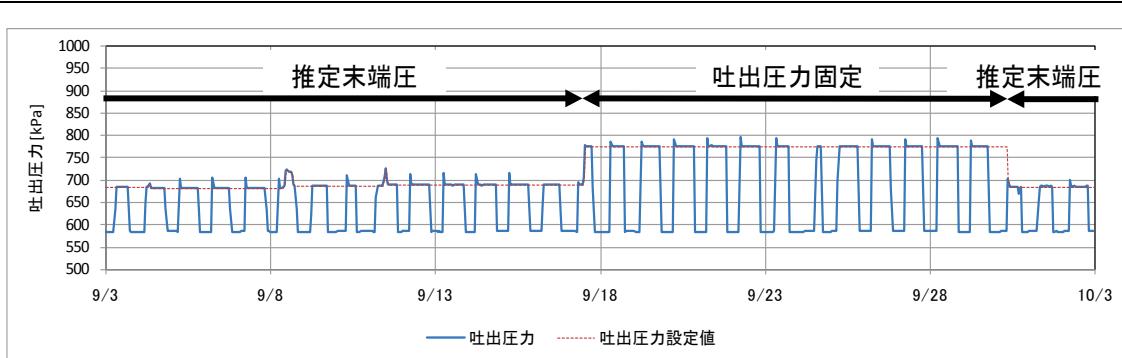
図Ⅲ. 3. 1. 316 冷水流量のトレンド

事務所 09(冷水 VVV, 制御方式 P2-VVV-05)

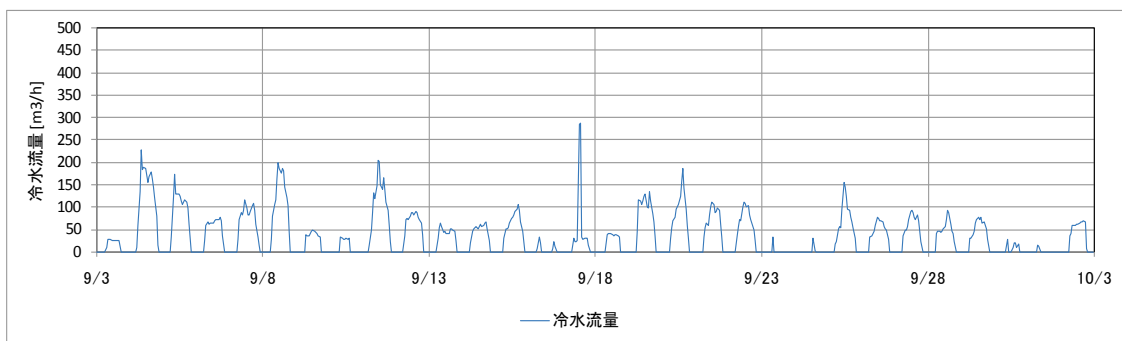
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

<動作確認データ>

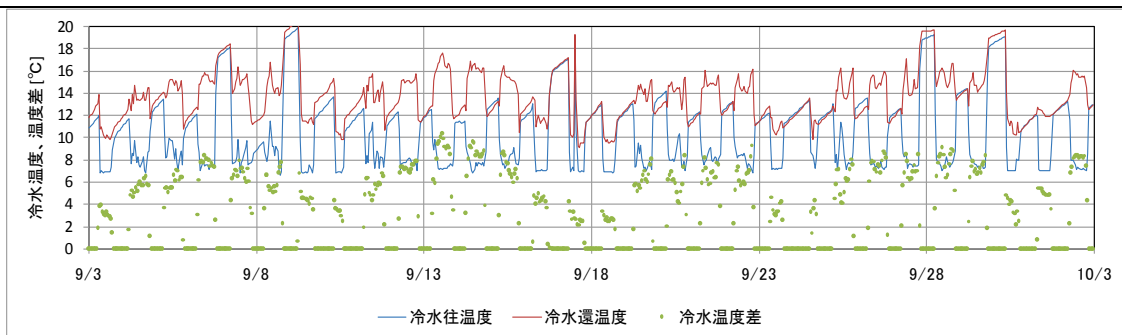
- ・吐出圧固定と推定末端圧を切り替えた期間の運転データを示す。
- ・吐出圧力は、推定末端圧制御とすることで流量に応じた値となっていた。
- ・冷水温度差は、制御方法に関わらず 2℃~8℃で変動していた。



図Ⅲ.3.1.317 制御方法変更前後の吐出圧力のトレンド



図Ⅲ.3.1.318 冷水流量のトレンド



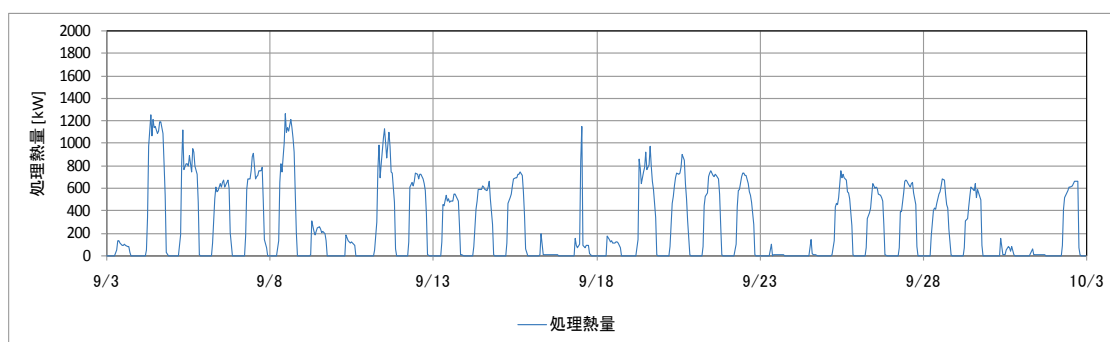
図Ⅲ.3.1.319 冷水温度、温度差のトレンド

事務所 09(冷水 VVV, 制御方式 P2-VVV-05)

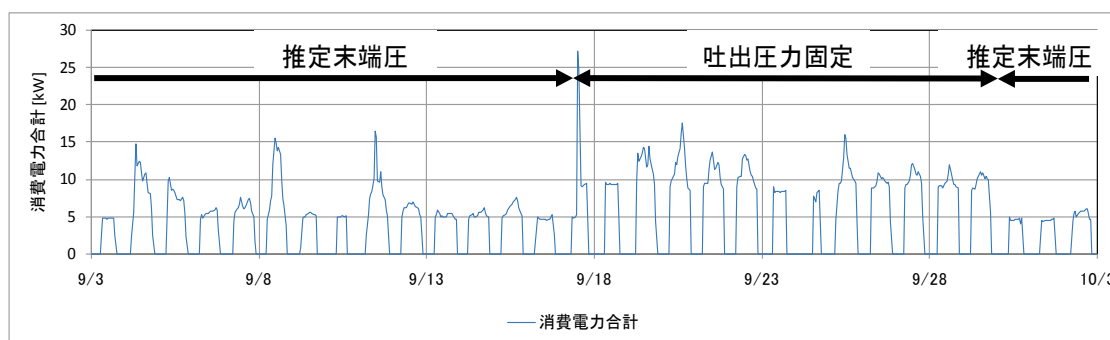
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

<動作確認データ>

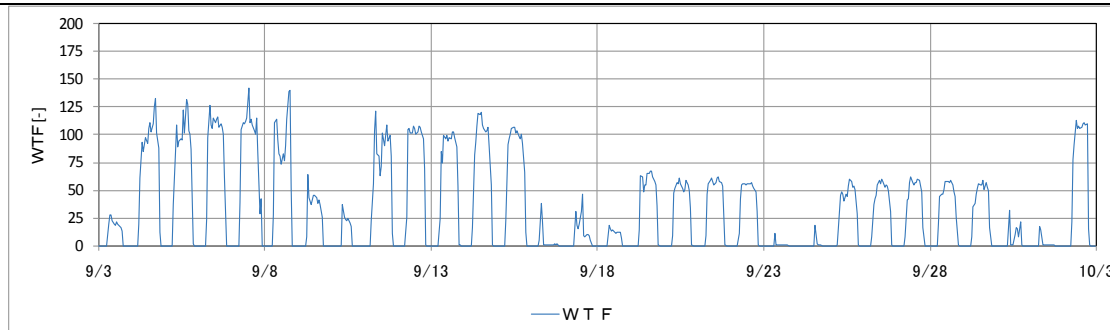
- ・処理熱量は、600kW から 1200kW であった。
- ・吐出圧力固定の方が推定末端圧よりも消費電力合計は大きくなった。
- ・WTF は推定末端圧の場合は 100~125、吐出圧力固定の場合は 50~70 で変動していた。



図Ⅲ. 3. 1. 320 処理熱量のトレンド



図Ⅲ. 3. 1. 321 冷水流量のトレンド



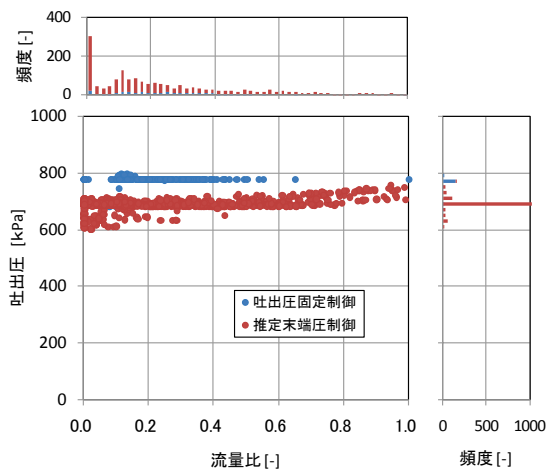
図Ⅲ. 3. 1. 322 WTFのトレンド

事務所 09(冷水 VVW, 制御方式 P2-VVW-05)

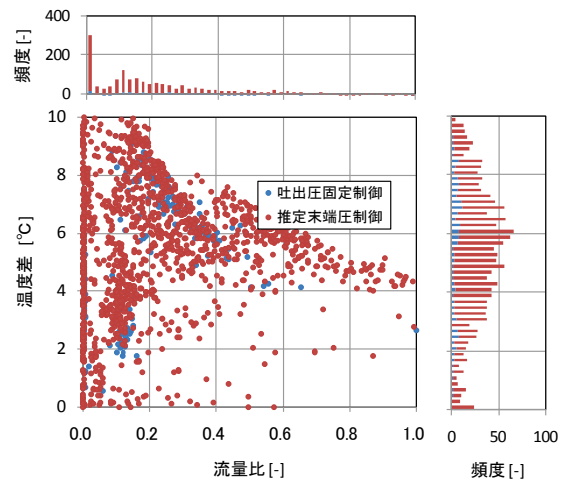
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

<流量分析>

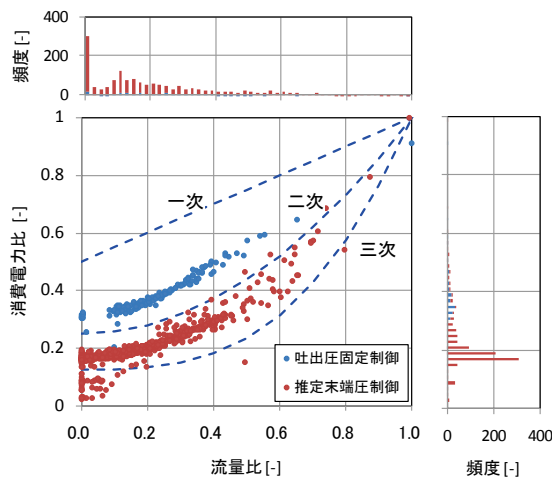
- ・流量比では 288.3m³/h を基準値とした.
- ・消費電力比では 27.2kW を基準値とした.
- ・処理熱量比では 1912.7kW を基準値とした.
- ・流量比と吐出圧の関係から, 推定末端圧では流量比に応じて吐出圧が多少絞られている.



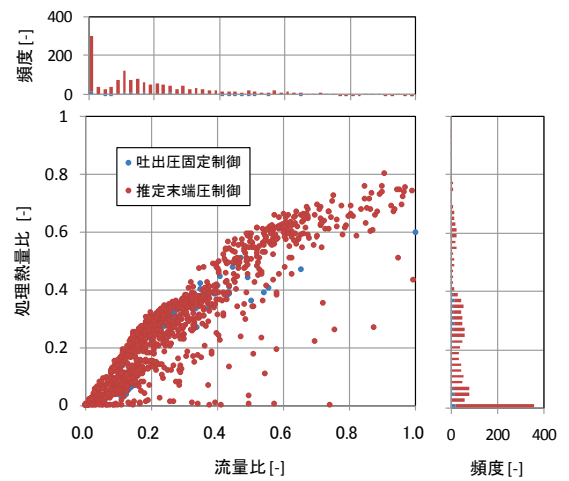
図Ⅲ. 3. 1. 323 流量比と吐出圧の関係



図Ⅲ. 3. 1. 324 流量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 325 流量比と消費電力比の関係



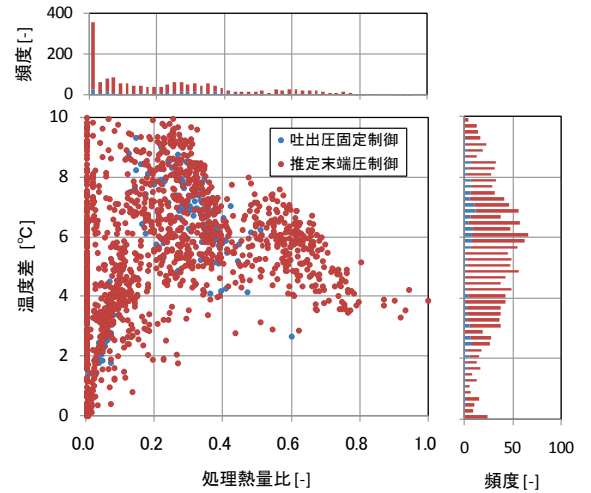
図Ⅲ. 3. 1. 326 流量比と処理熱量比の関係

事務所 09(冷水 VVW, 制御方式 P2-VVW-05)

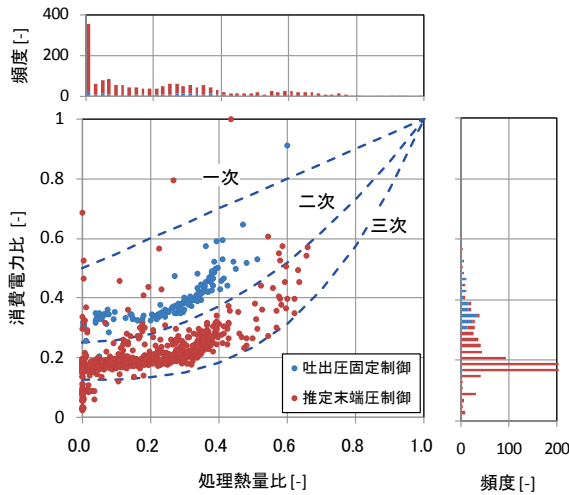
制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ(全台)	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧	回転数(周波数)制御

<熱量分析>

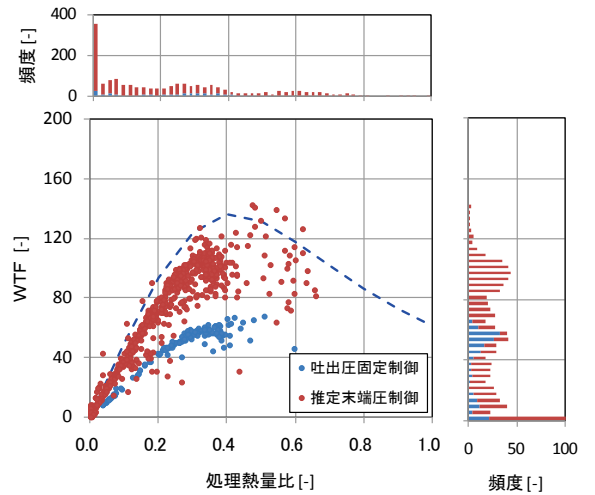
- ・消費電力比では 27.2kW を基準値とした。
- ・処理熱量比では 1912.7kW を基準値とした。
- ・温度差は、制御方法に関わらず、設計値 5℃ に対して 6℃ を中央に 2℃～8℃ の範囲で広く分布している。
- ・消費電力比は、吐出圧力固定に比べ推定末端圧の方が 0.1～0.2 ポイント下回っている。
- ・推定末端圧制御での消費電力比は、二次と三次の間である。
- ・WTF は、推定末端圧制御とすることで搬送効率の向上が見られる。



図Ⅲ. 3. 1. 327 処理熱量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 328 処理熱量比と消費電力比の関係



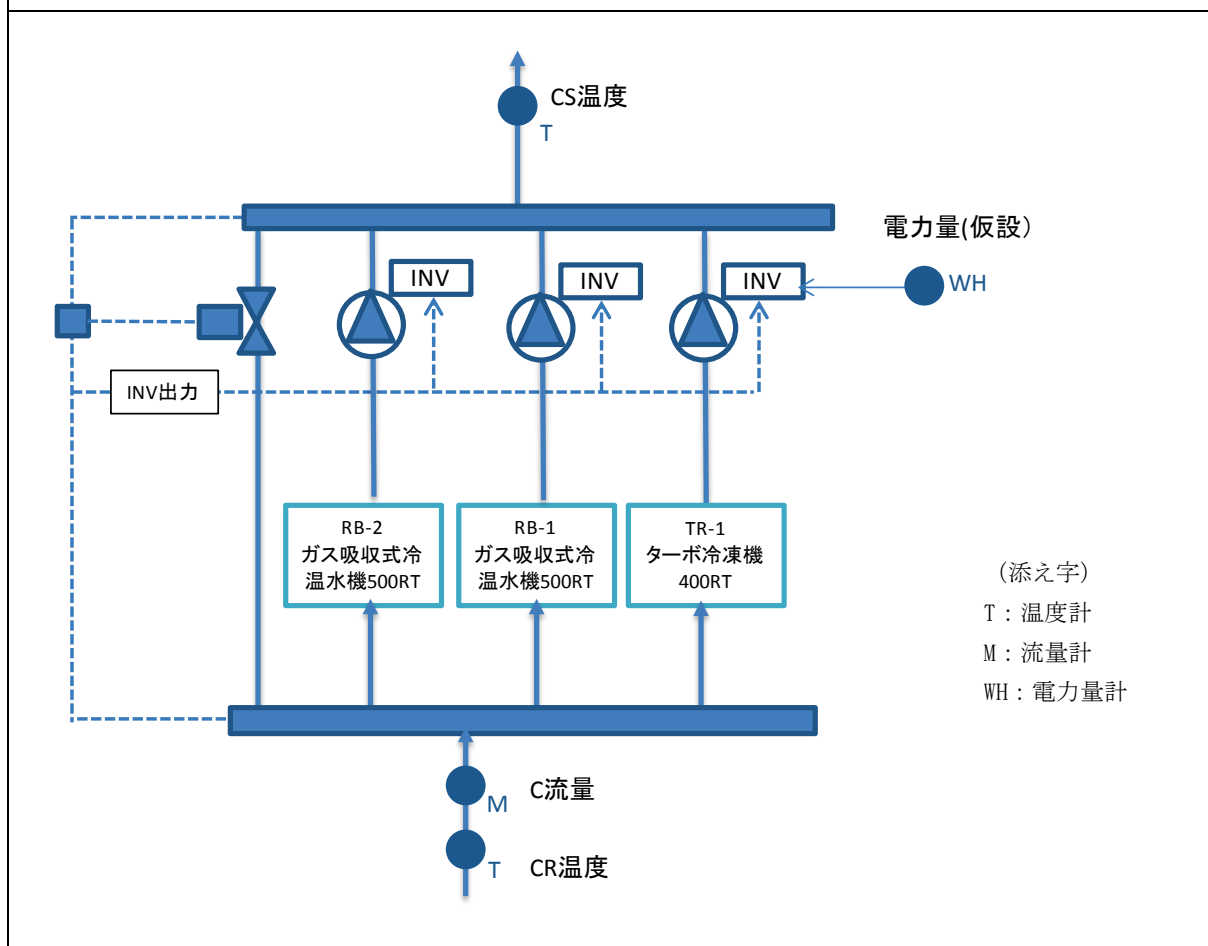
図Ⅲ. 3. 1. 329 処理熱量比とWTFの関係

3.1.20. 学校 01 (冷水 VVW, 制御方式 : P1-VVW-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
1次ポンプ	2次側差圧	吐出圧力	回転数(周波数)制御

建物名	学校 01	地区	関東	竣工	2010年	新築	—	規模	57,000m ²
分類記号	P1-VVW-05				検出部	2次側差圧			
制御目的	VVW				制御目標	吐出圧力			
分析期間	2011年3月13日～2012年2月20日				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	冷水ポンプ				製造年月	年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 1次ポンプ ヘッダー間圧力一定 INV制御→バルブ制御 負荷熱量による台数制御 INV下限流量設定 				機器仕様	冷水ポンプ : 2515L/min×590kPa×30kW×1台 冷温水ポンプ : 3150L/min×590kPa×37kW×2台			

システムフロー



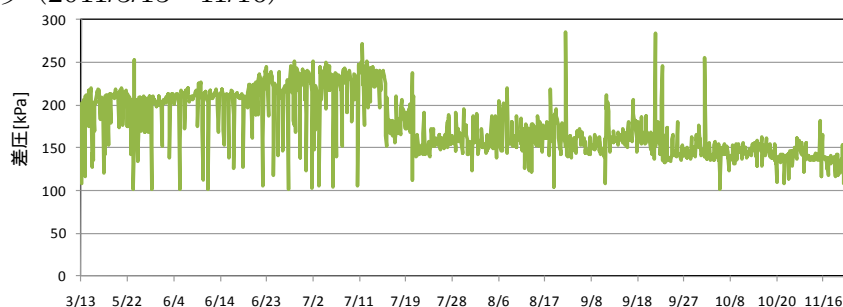
学校 01(冷水 VWV, 制御方式:P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
1次ポンプ	2次側差圧	吐出圧力	回転数(周波数)制御

<動作確認データ>

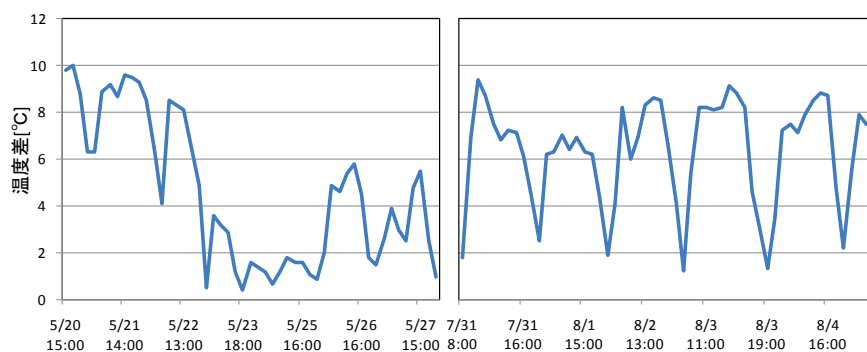
- ・差圧を 150kPa～250kPa で制御している。(設定値 150～200kPa)
- ・1次ポンプ方式で冷水ポンプ 1台, 冷温水ポンプ 2台設置されている。
- ・制御周波数は流量 50%にて下限設定。

吐出圧力の推移 (2011/3/13～11/16)



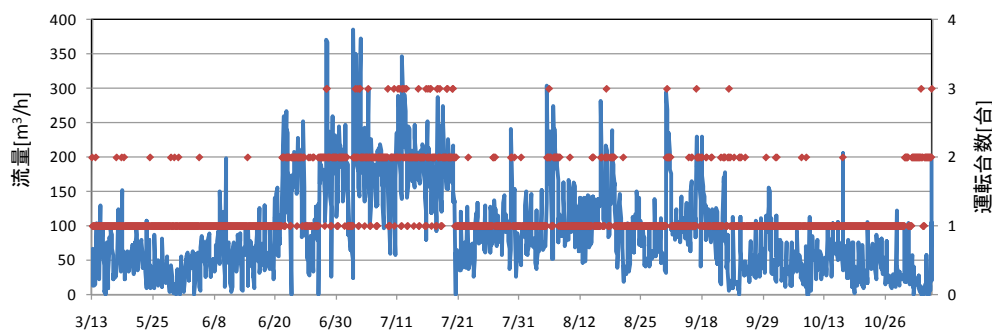
図Ⅲ. 3. 1. 330 吐出圧力の推移

温度差の推移 (2011/5/20～5/27, 2011/7/31～8/5)



図Ⅲ. 3. 1. 331 温度差の推移

流量と運転台数の推移 (2011/3/13～11/16)



図Ⅲ. 3. 1. 332 流量と運転台数の推移

学校 01(冷水 VWV, 制御方式:P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
1次ポンプ	2次側差圧	吐出圧力	回転数(周波数)制御

<流量分析データ>

1次ポンプ方式のためポンプの流量が同一でなく、さらに冷凍機の台数制御と同調するため1台運転時と2台運転時の特性がはっきりと分かれている。

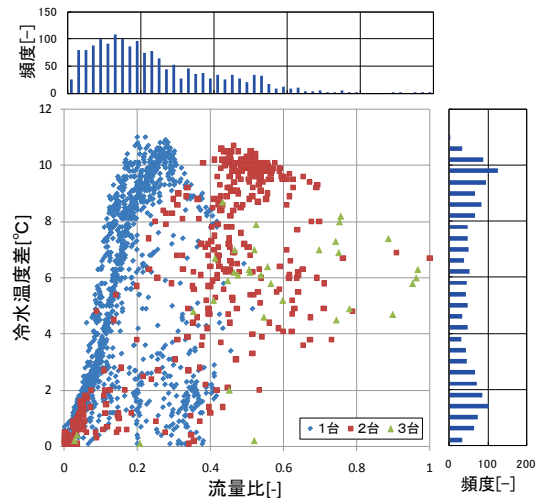
流量最大値=385m³/h

消費電力最大値=76kWh

INV 周波数=25~50Hz

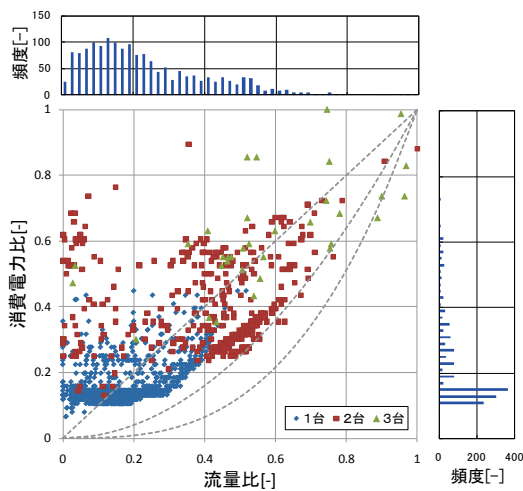
流量比～冷水温度差

設計温度差は8℃. 流量が大きくなると10℃差程度の温度差となっている。



図Ⅲ. 3. 1. 333 流量比と冷水温度差の関係

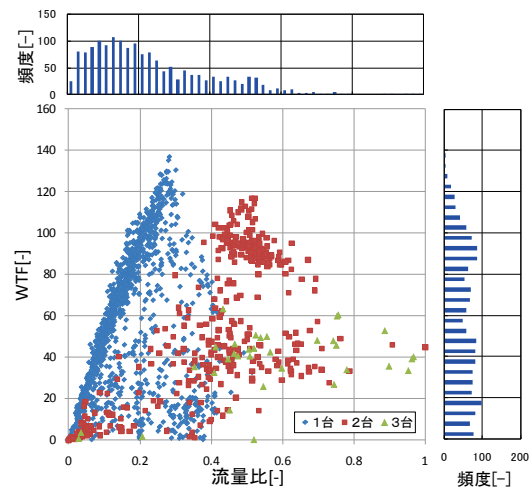
流量比～消費電力比



図Ⅲ. 3. 1. 334 流量比と消費電力比の関係

流量比～WTF

1台運転の100%流量時は最もWTFが高くなる。



図Ⅲ. 3. 1. 335 流量比とWTFの関係

学校 01(冷水 VWV, 制御方式:P1-VWV-05)

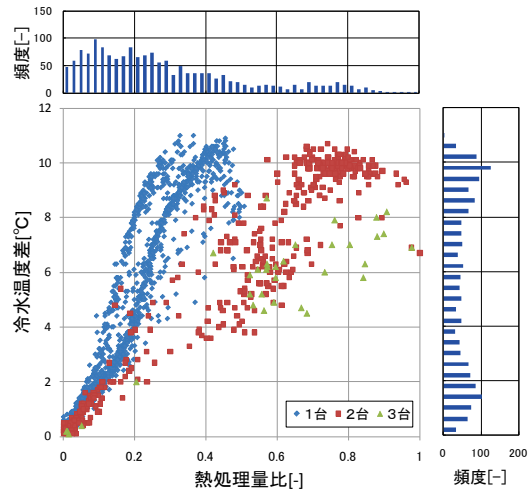
制御対象	検出部	制御目標	動作
1次ポンプ	2次側差圧	吐出圧力	回転数(周波数)制御

<熱量分析データ>

1次ポンプ方式のためポンプの流量が同一でなく、さらに冷凍機の台数制御と同調するため1台運転時と2台運転時の特性がはっきりと分かれている。

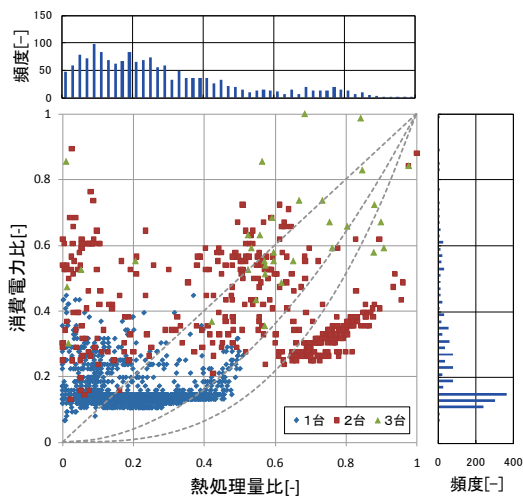
熱量最大値=10.8GJ/h

熱量比～冷水温度差



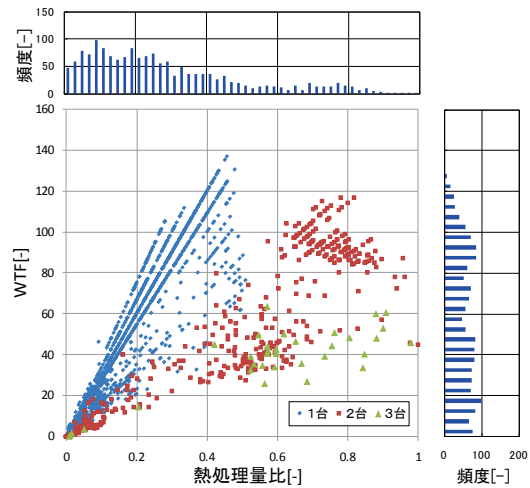
図Ⅲ. 3. 1. 336 熱量比と冷水温度差の関係

熱量比～消費電力比



図Ⅲ. 3. 1. 337 熱量比と消費電力比の関係

熱量比～WTF

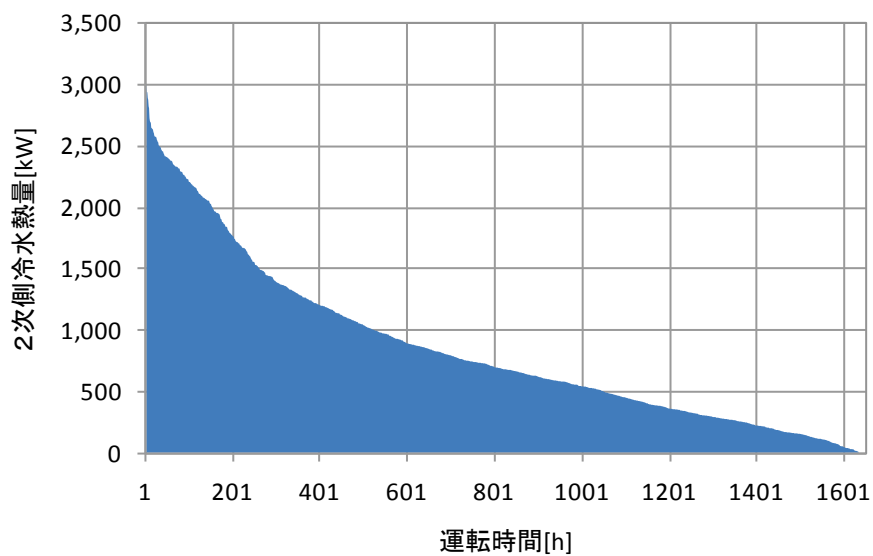


図Ⅲ. 3. 1. 338 熱量比とWTFの関係

学校 01(冷水 VWV, 制御方式:P1-VWV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
1次ポンプ	2次側差圧	吐出圧力	回転数(周波数)制御

<期間負荷データ>



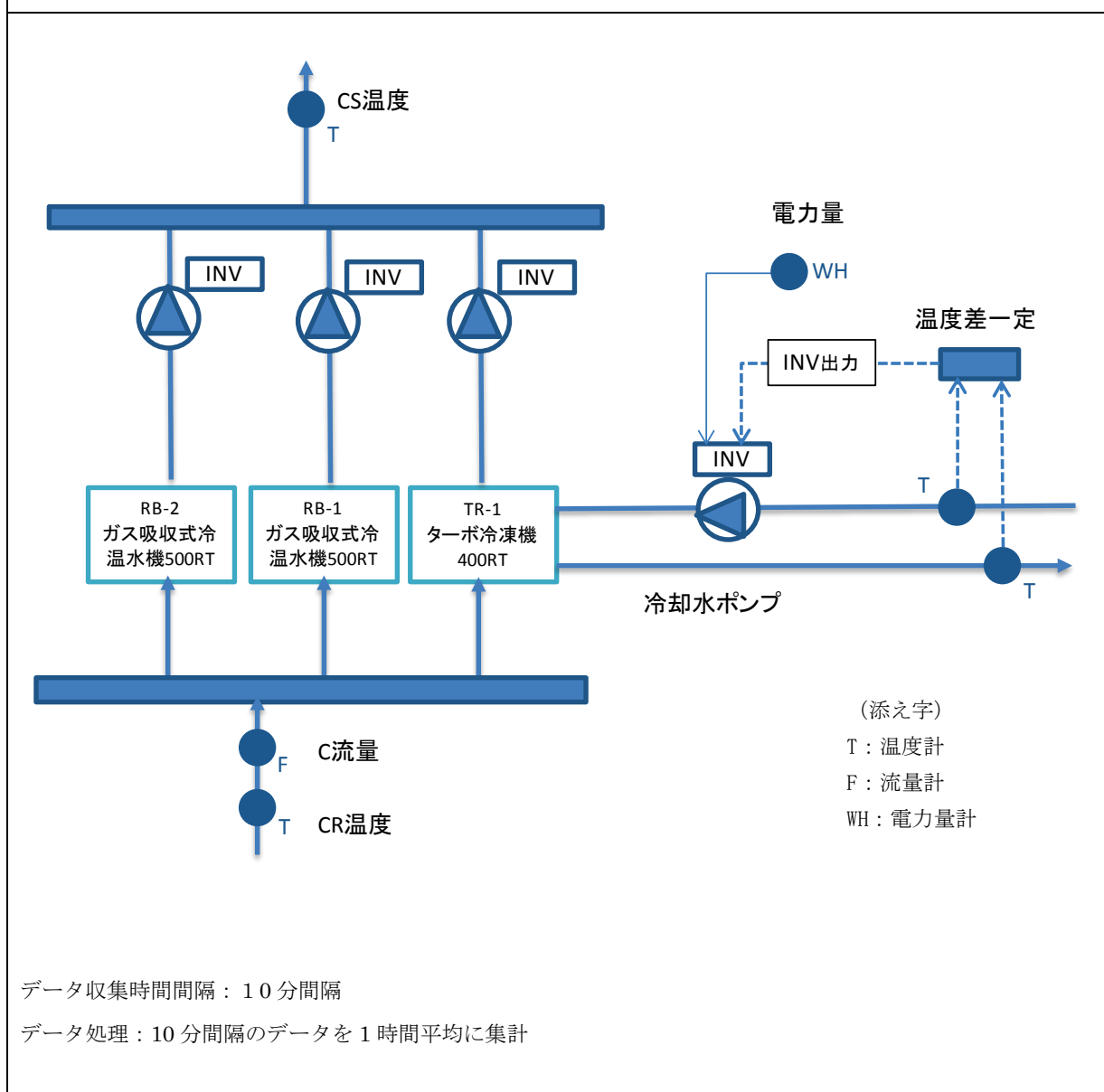
図Ⅲ. 3. 1. 339 期間負荷

3.1.21. 学校 01 (冷却水 VWV, 制御方式 PCD-VWV-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機の冷却水出口温度	冷凍機の冷却水出口温度	回転数 (周波数) 制御

建物名	学校 01	地区	関東	竣工	2010 年	新築	—	規模	57,000m ²
分類記号	PCD-VWV-02				検出部	冷凍機の冷却水出口温度			
制御目的	VWV				制御目標	冷凍機の冷却水出口温度			
分析期間	2011 年 6 月 1 日～2011 年 10 月 30 日				動作	回転数 (周波数) 制御			
制御対象	冷却水ポンプ				製造年月	2009 年			
制御内容	・ 冷却水温度一定 INV 制御				機器仕様	2515L/min×590kPa×30kW×1 台			

システムフロー



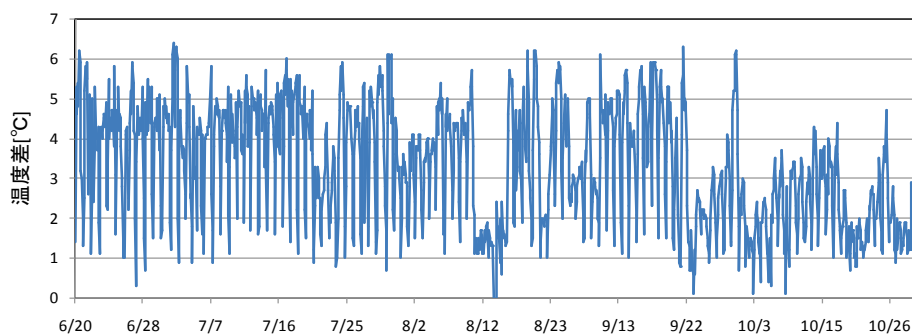
学校 01 (冷却水 VWV, 制御方式 PCD-VWV-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機の冷却水出口温度	冷凍機の冷却水出口温度	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ>

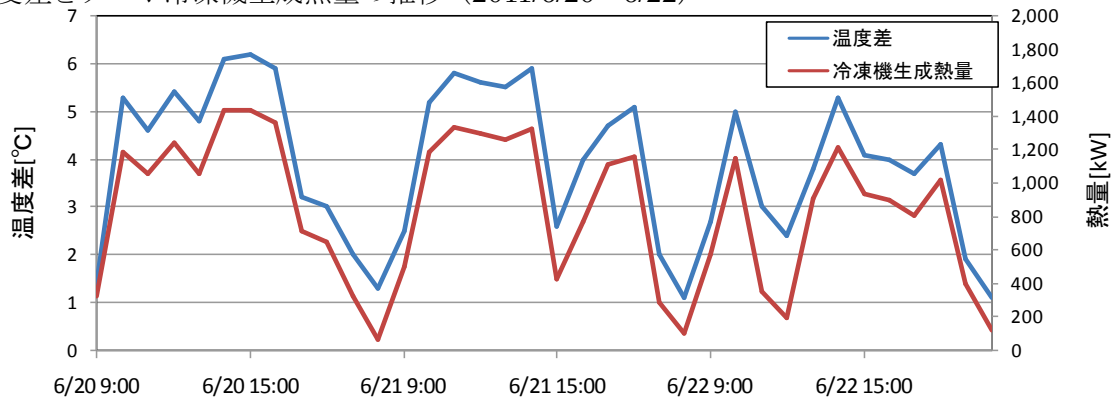
温度差 (出口温度-入口温度) が小さくなると出力は下がり, 下限値 30Hz で制御している.

温度差の推移 (2011/6/20~10/30)



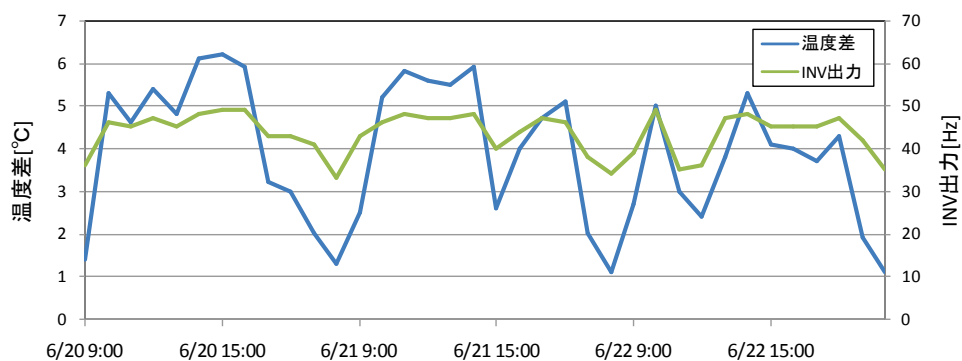
図Ⅲ. 3. 1. 340 温度差の推移

温度差とターボ冷凍機生成熱量の推移 (2011/6/20~6/22)



図Ⅲ. 3. 1. 341 温度差と冷凍機生成熱量の推移

温度差と INV 出力の推移 (2011/6/20~6/22)



図Ⅲ. 3. 1. 342 温度差と INV 出力の推移

学校 01 (冷却水 VWV, 制御方式 PCD-VWV-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
冷却水ポンプ	冷凍機の冷却水出口温度	冷凍機の冷却水出口温度	回転数(周波数)制御

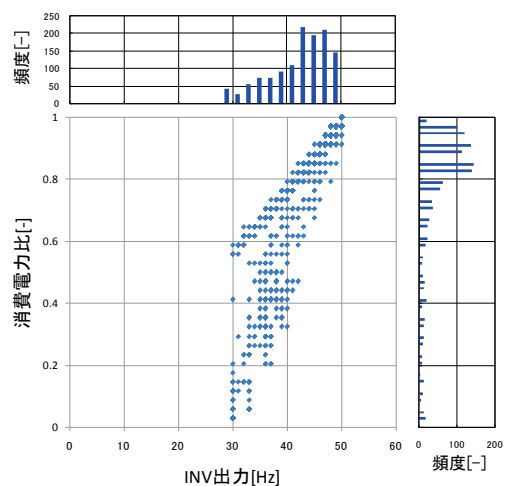
< 相関分析データ >

INV 出力は 30Hz 下限値.
消費電力比 80%程度まで制御している.

消費電力最大値=34kWh

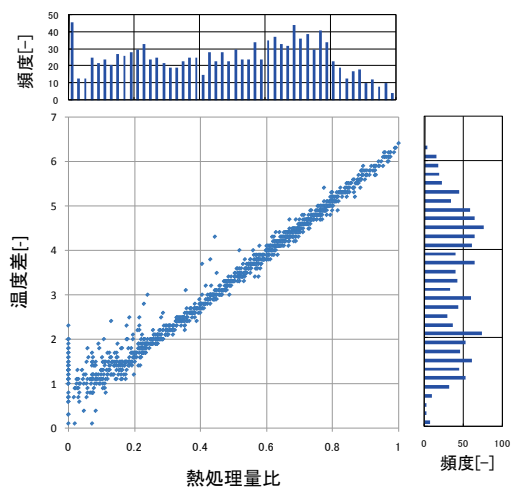
熱量最大値=5.33GJ/h

INV 出力～消費電力比



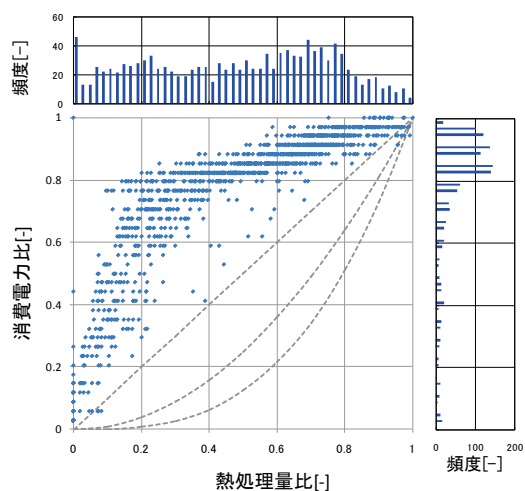
図Ⅲ. 3. 1. 343 INV 出力と消費電力比の関係

熱量比～温度差



図Ⅲ. 3. 1. 344 熱量比と温度差の関係

熱量比～消費電力



図Ⅲ. 3. 1. 345 熱量比と消費電力の関係

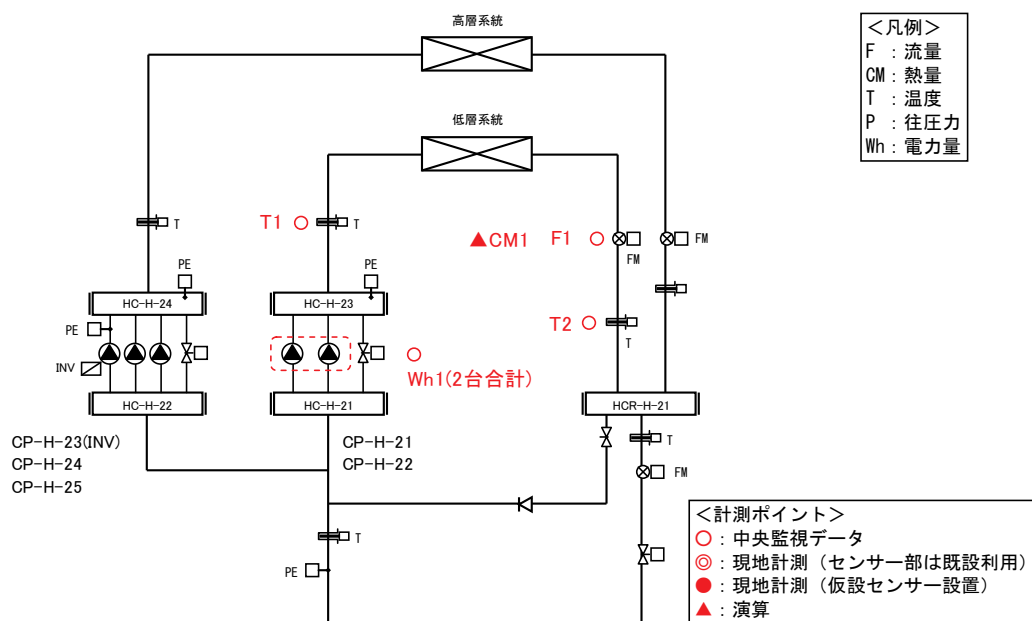
3.1.22. その他 01 (ホテル低層系統) (P2-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ	負荷流量	流量	台数制御

建物名	その他 01	地区	関西	竣工	1997年	新築	—	規模	236,000 m ²
分類記号	P2-VWV-03				検出部	負荷流量			
制御目的	ポンプ台数制御				制御目標	流量			
分析期間	平成24年7月1日～平成24年9月30日				動作	台数制御			
制御対象	2次ポンプ				製造年月	—			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 2次側流量による台数制御 往圧力によるバイパス弁制御 外調機設計温度 往温度：7℃，還温度：17℃ 				機器仕様	CP-H-21,22 100Φ×65Φ×1400L/min×25mAq×2台 3Φ×400V×11kW			

システムフロー

<ホテル系統>



<制御方式及び評価項目計算式>

- (1)データの収集時間間隔
 - ①現地計測データ：1時間，瞬時値
 - ②中央監視データ：1分間，瞬時値
- (2)データ処理
1分間瞬時値→1時間平均値に処理
- (3)解析利用データのフィルタリング項目
 - ①機器の起動・停止時のデータ排除
 - ②増段，減段時のデータを排除

その他 01 (ホテル低層系統) (P2-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ	負荷流量	流量	台数制御

(4)制御内容

①2次側流量による台数制御

増減段流量閾値[L/min]

変更日	増段	減段
従来	1,350	1,283
7/27	2,333	2,217
8/29	2,333	2,217

②往圧力によるバイパス弁制御

往圧力設定値[MPa]

変更日	低層
従来	0.82
7/13	0.7
7/19	0.68
8/29	0.6

(5)評価項目計算式

①流量比

$$\text{流量比 (FR) [-]} = \text{流量 (F1) [L/min]} \div \text{実測時最大流量 (2,880) [L/min]}$$

②温度差

T1 : 往温度[°C], T2 : 還温度[°C]として,

$$\text{温度差 (ΔT) [°C]} = T2 - T1$$

③熱処理量

$$\begin{aligned} \text{熱処理量 (CM1) [MJ/h]} &= \text{低圧比熱 (4.186) [kJ/kg/°C]} \times \text{密度 (1.0) [kg/L]} \\ &\quad \times \text{流量 (F1) [L/min]} \times \text{温度差 (ΔT) [°C]} \\ &\quad \times 60[\text{min/h}] \div 1000 \end{aligned}$$

④消費電力量比

Wh1 : 2台合計電力量[kWh]として,

$$\begin{aligned} \text{消費電力量比 (PR) [-]} &= \text{消費電力量 (Wh1) [kWh]} \\ &\quad \div \text{実測時最大消費電力量 (26.0) [kWh]} \end{aligned}$$

⑤WTF

$$\text{WTF[-]} = \text{熱処理量 (CM1) [MJ/h]} \div 3.6[\text{MJ/kWh}] \div \text{消費電力量 (Wh1) [kWh]}$$

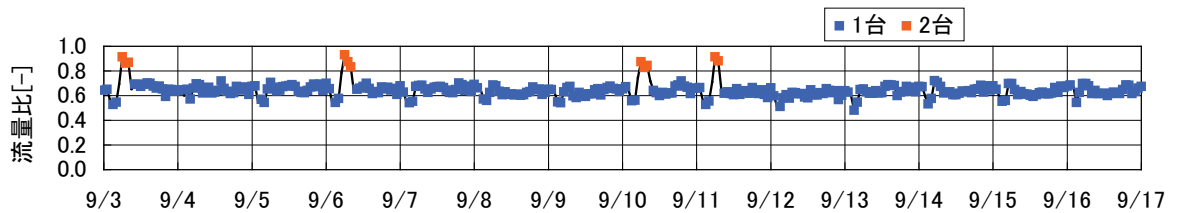
その他 01 (ホテル低層系統) (P2-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ	負荷流量	流量	台数制御

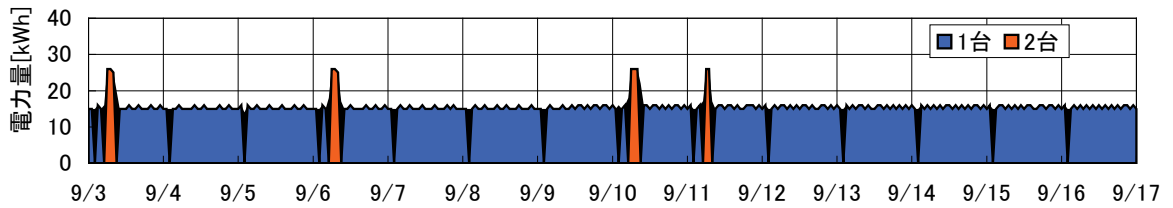
<動作確認データ>

2012年9月3日(月)～9月16日(日)のトレンドデータを示す。

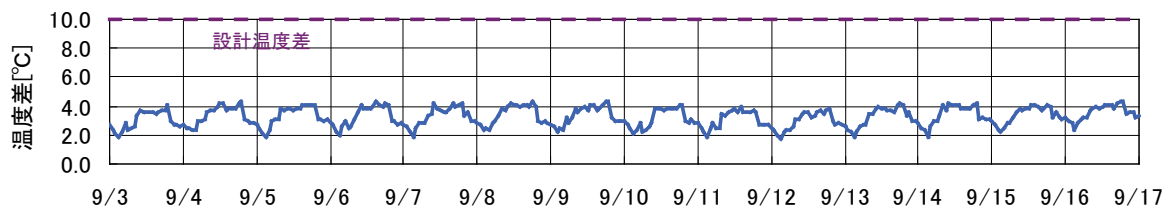
24時間運転で、流量はほぼ一定で運転している。また、温度差は設計温度差を満たしていないが、昼間4℃差・夜間2℃差を繰り返して運転している。



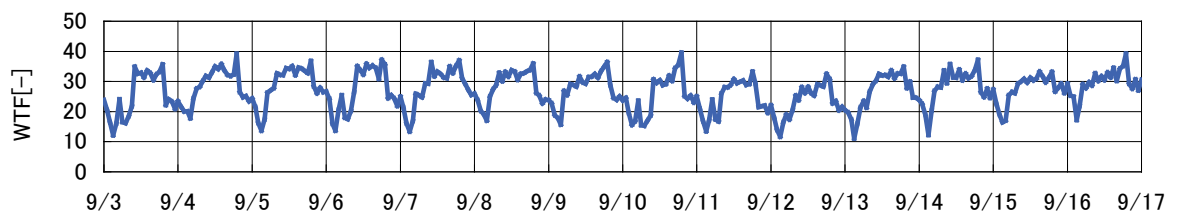
図Ⅲ. 3. 1. 346 流量比



図Ⅲ. 3. 1. 347 電力量



図Ⅲ. 3. 1. 348 温度差



図Ⅲ. 3. 1. 349 WTF

その他 01 (ホテル低層系統) (P2-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ	負荷流量	流量	台数制御

<流量分析>

- ① : 7月1日~7月27日
- ② : 7月27日~9月30日

図Ⅲ. 3. 1. 350

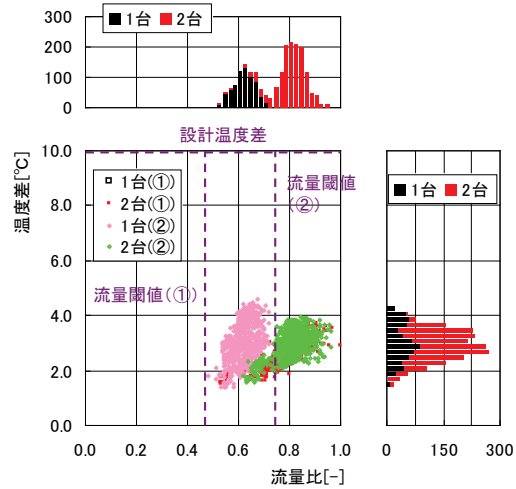
温度差 3°Cを中心とした動作となっている。増減段は、①の期間は 2 台運転のみであるが、流量設定値を変更後の②の期間は、1 台運転・2 台運転の増減段が行われている。

図Ⅲ. 3. 1. 351

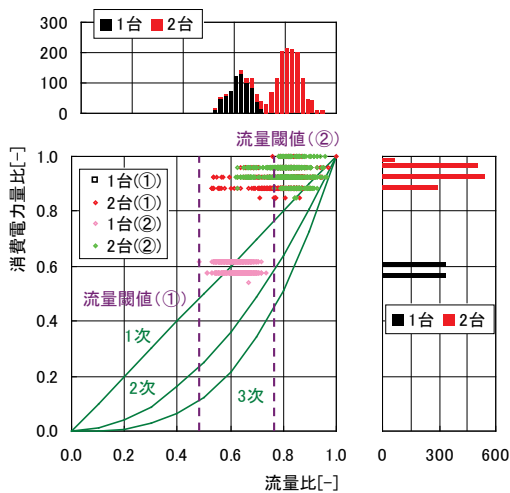
実測値は複数の傾向を示している。これは、往圧力設定値を変更した影響と考えられる。

図Ⅲ. 3. 1. 352

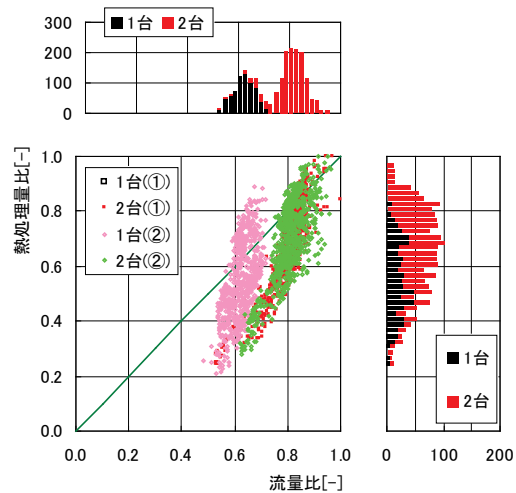
流量比と熱処理量比は比例関係にない。



図Ⅲ. 3. 1. 350 流量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 351 流量比と消費電力量比の関係



図Ⅲ. 3. 1. 352 流量比と熱処理量比の関係

その他 01 (ホテル低層系統) (P2-VWV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
2次ポンプ	負荷流量	流量	台数制御

<熱量分析>

- ① : 7月1日~7月27日
- ② : 7月27日~9月30日

図Ⅲ. 3. 1. 353

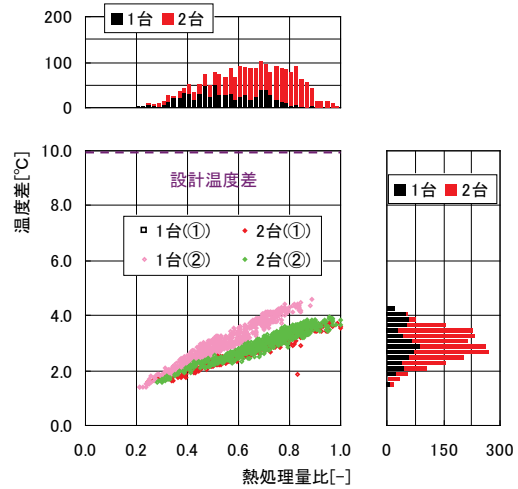
ポンプが定格運転で流量の変動が小さいため、熱処理量と温度差は比例している。

図Ⅲ. 3. 1. 354

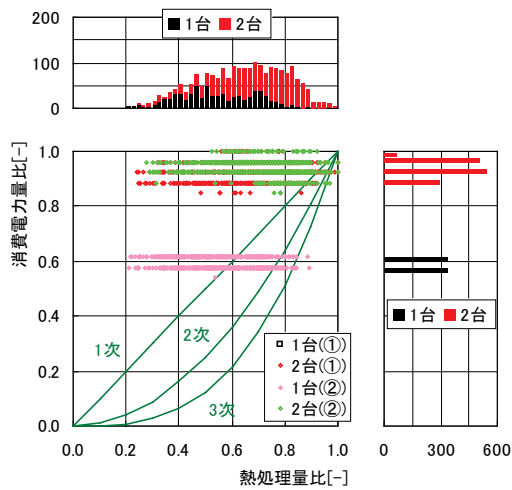
実測値は複数の傾向を示している。これは、往圧力設定値を変更した影響と考えられる。

図Ⅲ. 3. 1. 355

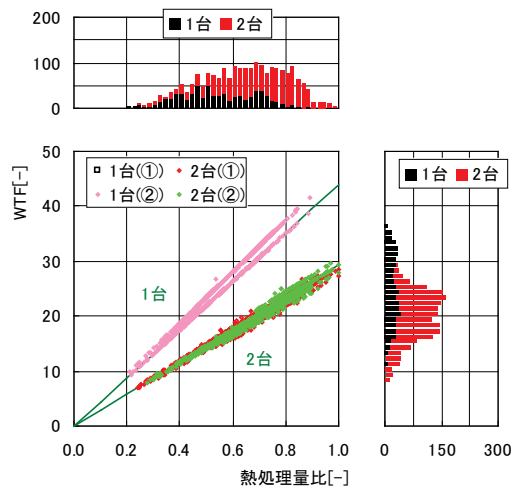
1台運転時、2台運転時ともに、それぞれの理論値と同じ動作をしている。



図Ⅲ. 3. 1. 353 熱処理量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 1. 354 熱処理量比と消費電力量比の関係



図Ⅲ. 3. 1. 355 熱処理量比とWTFの関係

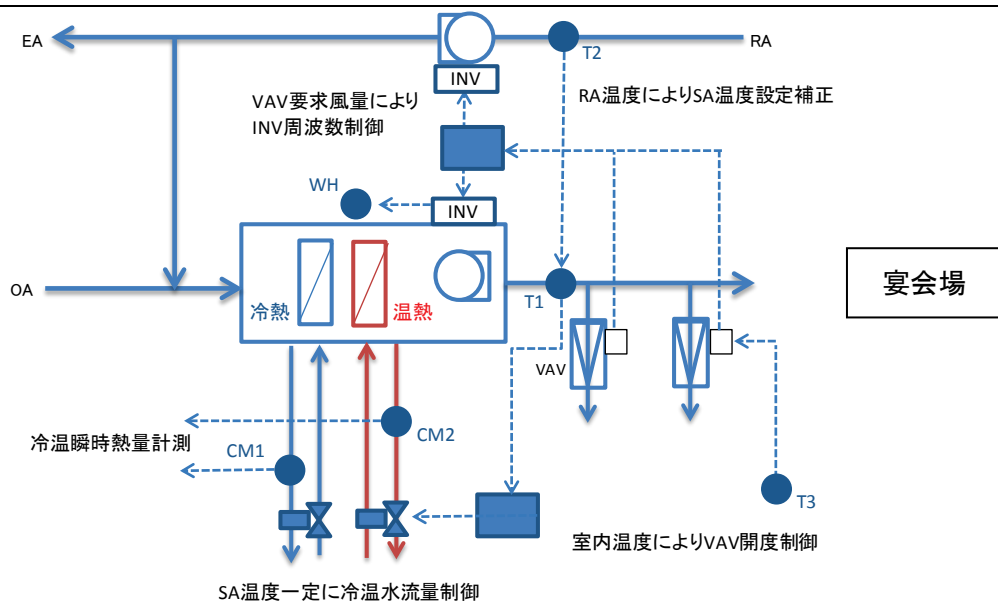
3.2. VAV

3.2.1. ホテル01（空調機 VAV，制御方式 AHU-VAV-03）

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

建物名	ホテル01	地区	関東	竣工	2004年	改修	—	規模	59,300m ²
分類記号	AHU-VAV-03				検出部	VAV 合計風量			
制御目的	VAV				制御目標	給気風量			
分析期間	2012年4月1日～2012年11月29日				動作	回転数（周波数）制御			
制御対象	空調機ファン				製造年月	2003年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・ 給気温度一定制御 ・ VAV 要求風量により INV 周波数出力 ・ SA 露点温度により冷水，加湿弁制御 ・ 室内温度により VAV 風量を制御 ・ RA 温度により給気温度設定値変更 				機器仕様	空調機 46800m ³ /hx30kW 冷水量=838L/min 冷熱量=277kW 外気量=18800m ³ /h			

システムフロー



中央監視計測	冷温瞬時熱量
	VAV 要求風量
	INV 出力
仮設計測	給気還気温度
	送風機電流値

(添え字)
 T : 温度計
 F : 流量計
 CM : 熱量計
 WH : 電力量計

ホテル 01(空調機 VAV, 制御方式 AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

<評価項目計算式, 計測概要>

1. 評価項目計算式 ※添え字(記号)はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 空気温度差

$$\text{空気温度差} = \text{還気温度 (T2)} - \text{給気温度 (T1)}$$

(2) 風量比

$$\text{風量比} = \text{実測風量 (VAV トータル風量)} \div \text{実測最大風量}$$

(3) 消費電力比

$$\text{消費電力比} = \text{実測消費電力 (WH)} \div \text{実測最大消費電力}$$

(4) 熱量比

$$\begin{aligned} \text{熱量比} &= \text{給気風量 (トータル VAV 風量)} \times \text{空気温度差 (T2-T1)} \\ &\quad \times \text{空気密度} \times \text{比熱} \div \text{実測最大熱量} \end{aligned}$$

(5) ATF

$$\text{ATF} = \text{実測熱量} \div \text{実測消費電力 (WH)}$$

2. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・ 1 分間隔

(2) データ処理

- ・ 1 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

ホテル 01(空調機 VAV, 制御方式 AHU-VAV-03)

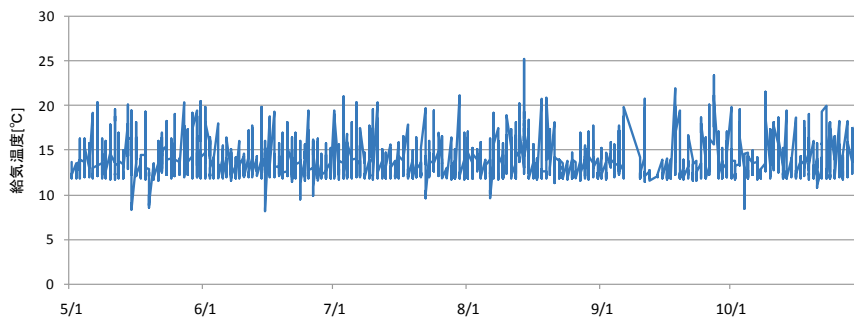
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ>

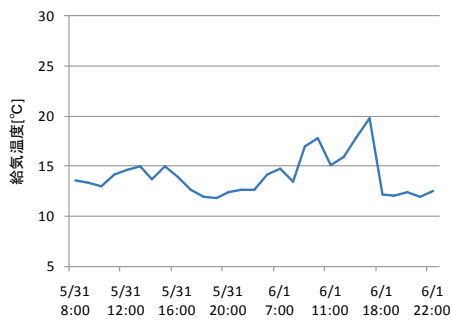
動作状況の推移 (2012/5/1~10/31)

- ・ 出口空気温度が制御値になるよう冷水弁を制御している。(最低 13°C)
- ・ 夏季は宴会場の使用が少ないためか風量が絞られている。中間季はほぼ 100%風量。

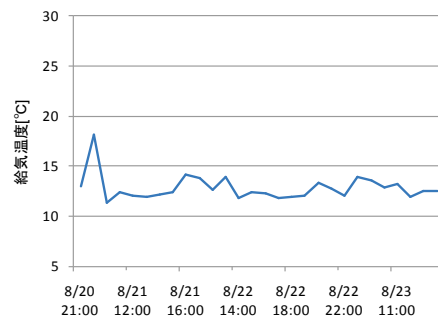
給気温度の推移



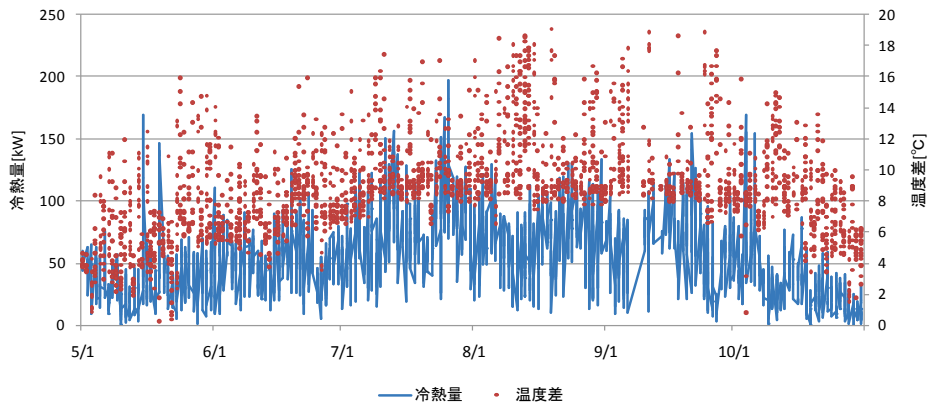
図Ⅲ. 3. 2. 1 給気温度の推移



図Ⅲ. 3. 2. 2 給気温度の時間推移 (中間期)



図Ⅲ. 3. 2. 3 給気温度の時間推移 (夏期)



図Ⅲ. 3. 2. 4 冷熱量と温度差の推移

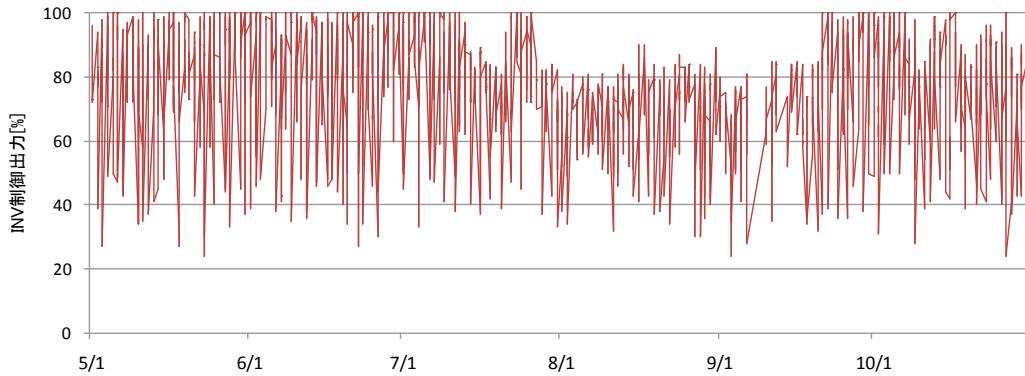
ホテル 01(空調機 VAV, 制御方式 AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

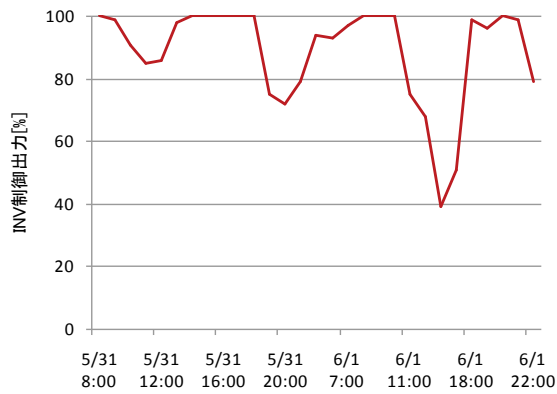
<動作確認データ>

INVは20Hz～50Hzで運用されており、変風量制御は良好である。夏季に比べ中間期のINV出力が大きいのは宴会場の稼働状況によると思われる。

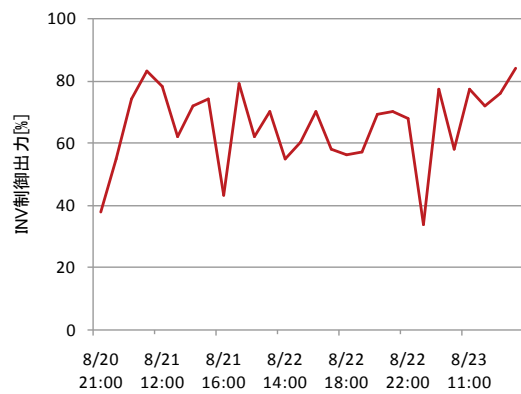
INV 制御出力の推移 (2012/5/1～10/31)



図Ⅲ. 3. 2. 5 INV 制御出力の推移



図Ⅲ. 3. 2. 6 INV 制御出力の時間推移
(中間期)



図Ⅲ. 3. 2. 7 INV 制御出力の時間推移
(夏期)

ホテル 01(空調機 VAV, 制御方式 AHU-VAV-03)

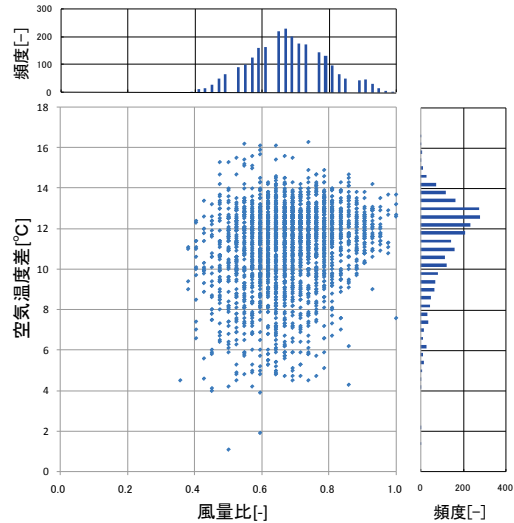
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

<風量分析データ>

風量は70%を中心に運用されている。空気温度差は1.3℃程度ついており、変風量制御は良好である。

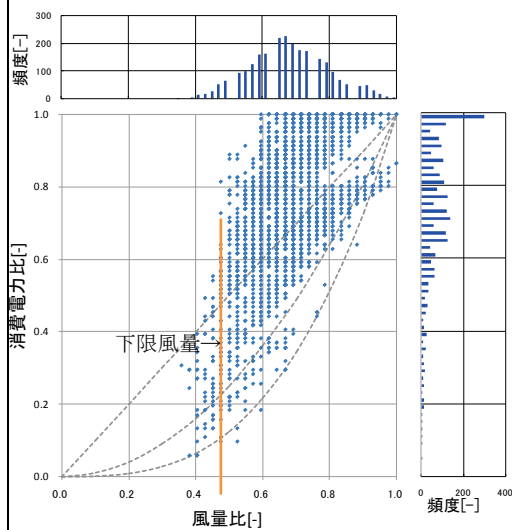
風量最大値 = 46,000 m³/h
 消費電力最大値 = 11.8 kWh
 INV 周波数 = 20~50Hz

風量比と還気給気温度差



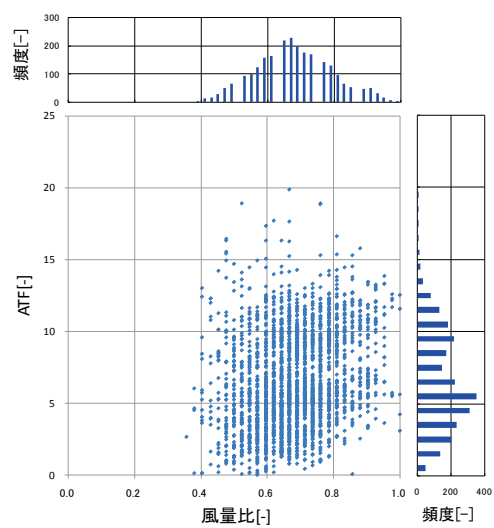
図Ⅲ. 3. 2. 8 風量比と還気給気温度差の関係

風量比と消費電力比



図Ⅲ. 3. 2. 9 風量比と消費電力比の関係

風量比と ATF



図Ⅲ. 3. 2. 10 風量比と ATF の関係

ホテル 01(空調機 VAV, 制御方式 AHU-VAV-03)

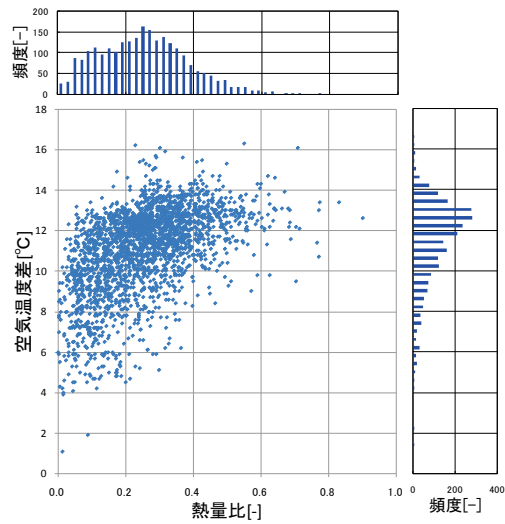
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

<熱量分析データ>

熱量は広く分布しているが空気温度差は1
3℃程度ついており，変風量制御は良好で
ある。

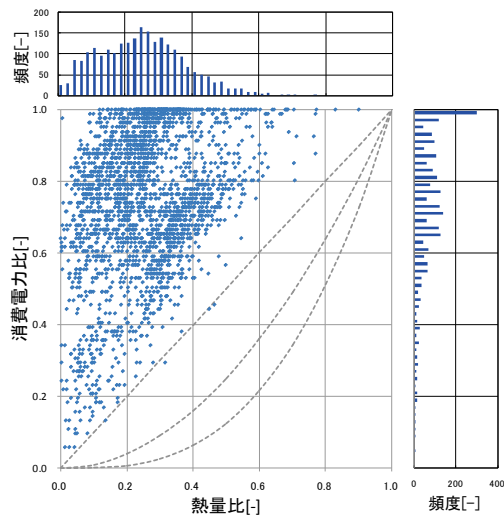
熱量最大値 = 789 MJ/h (冷水熱量)
(=219 kW)

熱量比と還気給気温度差



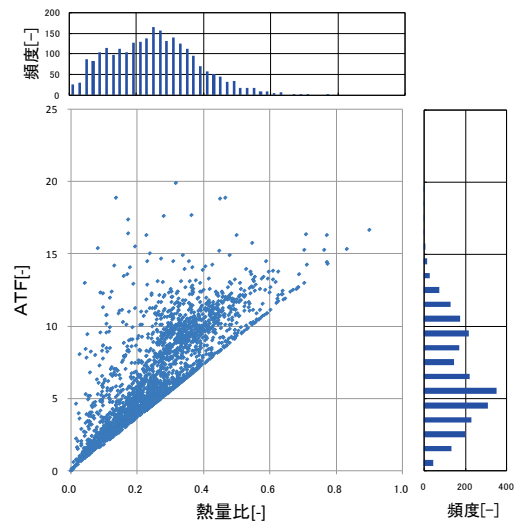
図Ⅲ. 3. 2. 11 熱量比と還気給気温度差の関係

熱量比と消費電力比



図Ⅲ. 3. 2. 12 熱量比と消費電力比の関係

熱量比と ATF

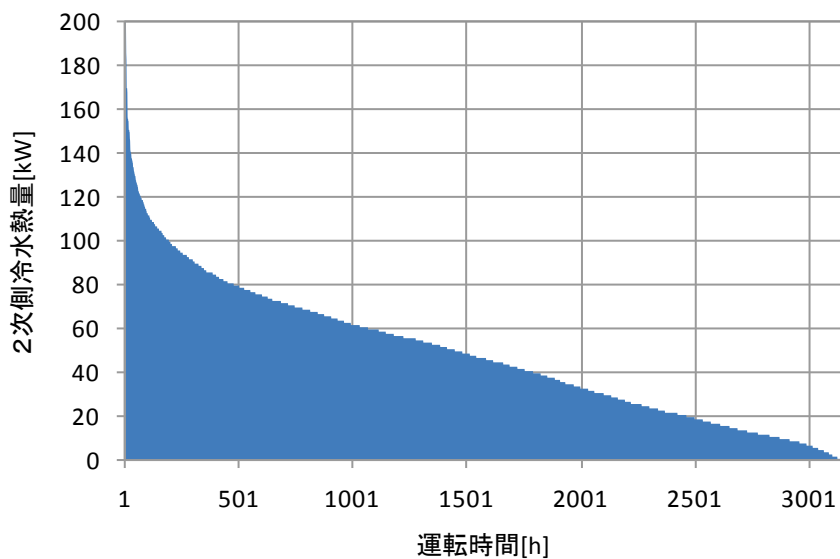


図Ⅲ. 3. 2. 13 熱量比と ATF の関係

ホテル 01(空調機 VAV, 制御方式 AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

<期間負荷データ>



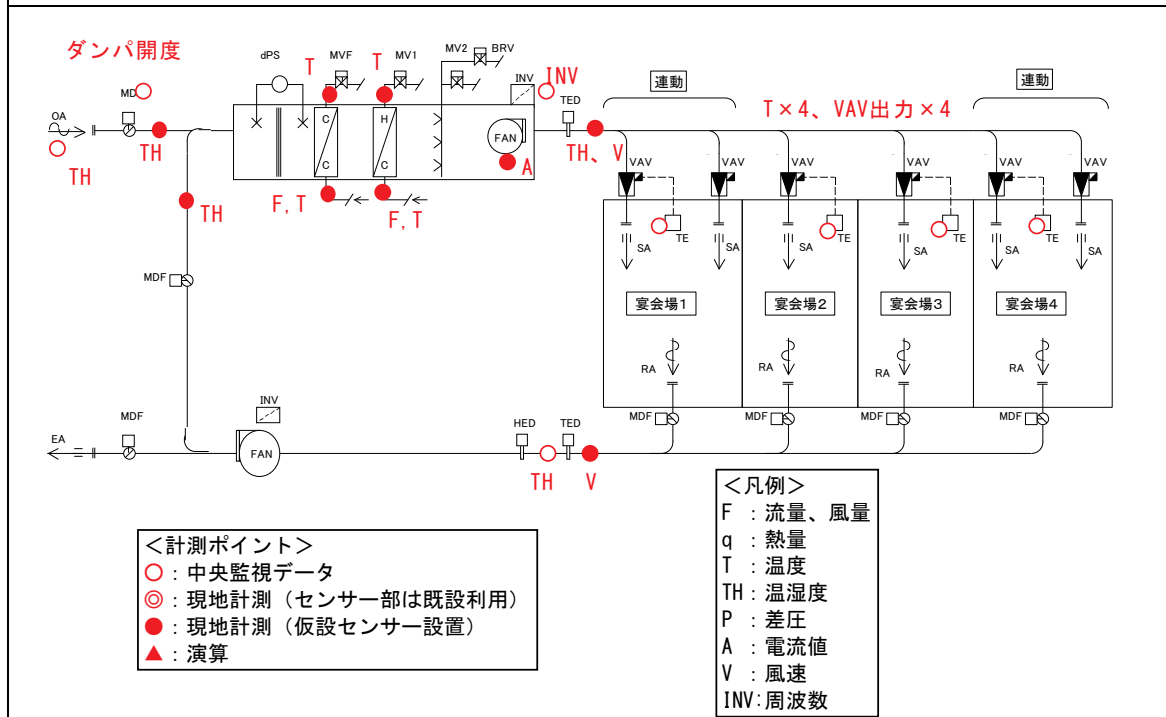
図Ⅲ. 3. 2. 14 期間負荷

3.2.2. ホテル 02 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

建物名	ホテル 02	地区	東京	竣工	1989 年	改修	2006 年	規模	56,917m ²
分類記号	AHU-VAV-03				検出部	VAV 合計風量			
制御目的	室内温度				制御目標	給気風量			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～9 月 30 日				動作	回転数（周波数）制御			
制御対象	SA ファン				製造年月				
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・ VAV 加重平均風量によるファンの回転数制御 ・ 給気温度ロードリセット制御 (設定温度：12～30℃) ・ ウォーミングアップ制御 ・ 外気冷房制御 ・ INV 周波数上限下限 SA：50Hz (100%)～20Hz (40%) ・ SA 温度設定：12.4℃ (ウォーミングアップ 12℃) ・ 室内温度設定：23℃ 				機器仕様	AC-0402 (大宴会場系統) SA 量：62,000m ³ /h×333Pa 3φ×415V×30kW, λ-Δ 起動, INV 付 OA 量：18,900m ³ /h (外冷時：62,000m ³ /h) 冷却能力：491.5kW×1409L/min (5℃deg) 加熱能力：137.9kW×395L/min (5℃deg)			

システムフロー



分析リスト

- ・ 温度変化，給気還気温度差，風量，処理熱量
- ・ ファン消費電力，ATF

ホテル 02 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

<計測データ，評価項目計算式>

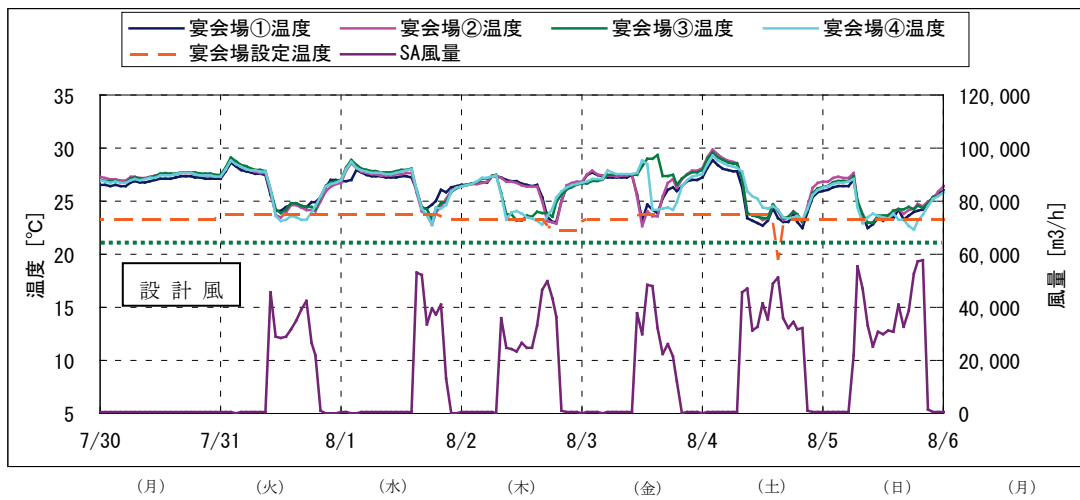
<p>1. 計測データ</p> <p>(1) データの収集時間間隔</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 現地計測データ：1分間隔，瞬時値 ・ 中央監視データ：1分間隔，瞬時値 <p>(2) データ処理</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 1分間隔瞬時値 → 1時間平均値に処理 <p>(3) 解析利用データのフィルタリング項目</p> <ul style="list-style-type: none"> ・ 機器の起動時，停止時のデータを排除 ・ ウォーミングアップ時，外気冷房運転時のデータを削除 <p>2. 評価項目計算式</p> <p>(1) 風量</p> <p>計測したダクト内の風速 V から給気風量 SA を算出した。 計測期間の最大風量を基に風量比を算出した。 風量比 FR = 給気風量 SA [m³/h] / 実測最大風量：63,473 [m³/h]</p> <p>(2) 給気還気温度差</p> <p>計測した給気温度を T1，還気温度を T2 として算出した。 給気還気温度差 ΔT [°C] = T2 [°C] - T1 [°C]</p> <p>(3) 処理熱量</p> <p>SA と RA のエンタルピー差と SA 風量とで，処理熱量を算出した。 処理熱量 q [kW] = 空気密度：1.2 [kg/m³] × 給気風量 SA [m³/h] × (RA 比エンタルピー H2 [kJ/kg'] - SA 比エンタルピー H1 [kJ/kg']) / 3,600 [kJ/(h・kW)] 最大処理熱量を基に処理熱量比を算出した。 処理量熱比 HR = 処理熱量 q [kW] / 最大処理熱量：512 [kW]</p> <p>(4) 消費電力</p> <p>計測した電流 A から消費電力を算出した。 SA ファンの消費電力を消費電力 E として使用した。 SA ファン消費電力 E [kW] = √3 × 電圧：415 [V] × SA ファン電流 A [A] × 力率：0.85 / 1,000 [W/kW] 最大消費電力を基に消費電力比を算出した。 消費電力比 ER = 消費電力 E [kW] / 最大消費電力：21.1 [kW]</p> <p>(5) ATF (空気搬送効率)</p> <p>ATF = 処理熱量 q [kW] / 消費電力 [kW] 計測時の最大処理熱量 (512 [kW]) と最大消費電力 (21.1 [kW]) との ATF (24.2) を基準として，理想曲線を算出した。</p> <p>(6) 理想曲線</p> <p>風量に対する電力，熱量に対する電力ともに 1 次曲線，2 次曲線，3 次曲線とした。 SA ファンの INV 上限下限のみを考慮した。 上限：50Hz → 1.0，下限：20Hz → 0.4</p>

ホテル 02 (AHU-VAV-03)

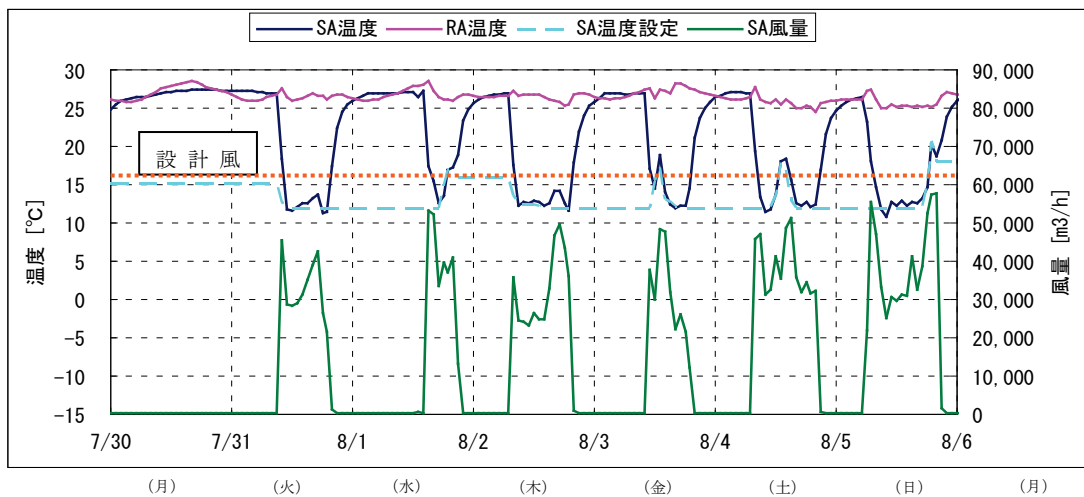
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

- ・ 2012. 7. 30～8. 5 のトレンドグラフ
- ・ 室温設定は 23℃程度であるが、概ね設定通りに制御される。
- ・ SA 風量は空調機の起動時にピークがあり、57,000m³/h 程度である。設計値が 62,000m³/h であるが、90%程度である。
- ・ SA 温度設定は 12℃程度であり、ロードリセット制御により変動している。空調機稼働中は、概ね設定通りに SA 温度が制御される。



図Ⅲ. 3. 2. 15 各室温, SA 風量トレンド



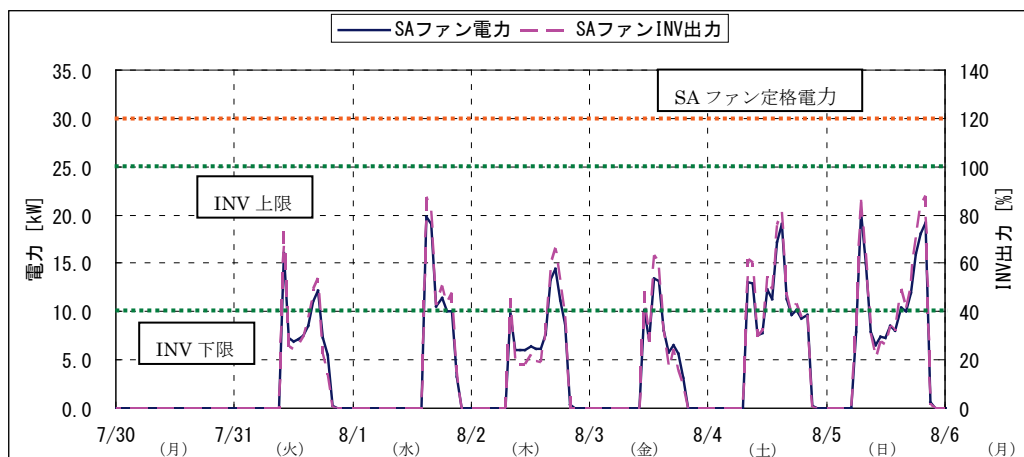
図Ⅲ. 3. 2. 16 SA 温度, RA 温度, SA 風量トレンド

ホテル 02(AHU-VAV-03)

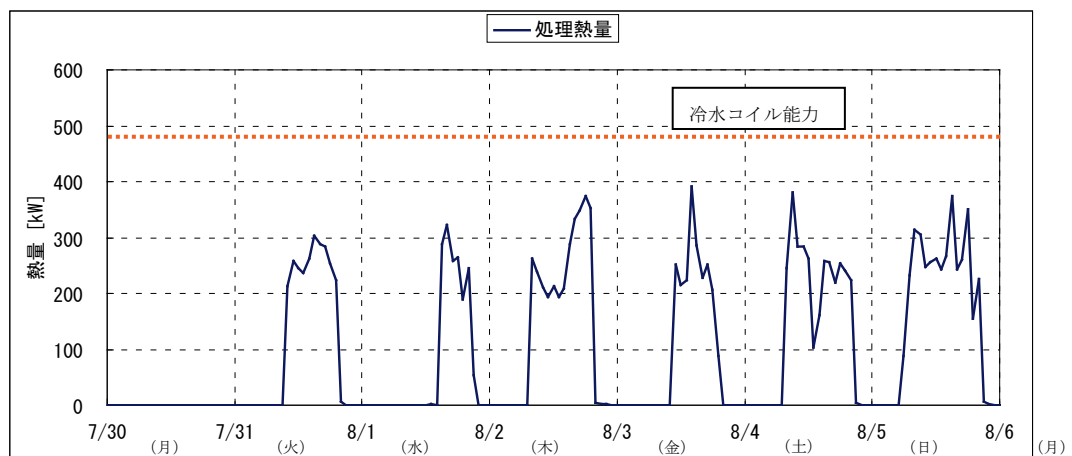
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

- ・ 2012. 7. 30～8. 5 のトレンドグラフ
- ・ 電力と INV 出力の変化は、同じ傾向の変化を示す。
- ・ INV 上限は 100%であるが、ピークは 90%程度である。INV 下限の回答は 40%であるが、実際は 20%程度で運転している。
- ・ INV 出力が 90%で 20kW 程度である。INV 出力が 100%で 22kW 程度と考えられ、SA ファン定格の 30kW より小さい値になる。
- ・ 冷水コイルの能力は 491.5kW であるが、ピークで 400kW となり 80%程度の処理熱量となる。



図Ⅲ. 3. 2. 17 ファン電力トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 18 処理熱量トレンド

ホテル 02 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

< 風量分析 >

図Ⅲ. 3. 2. 19

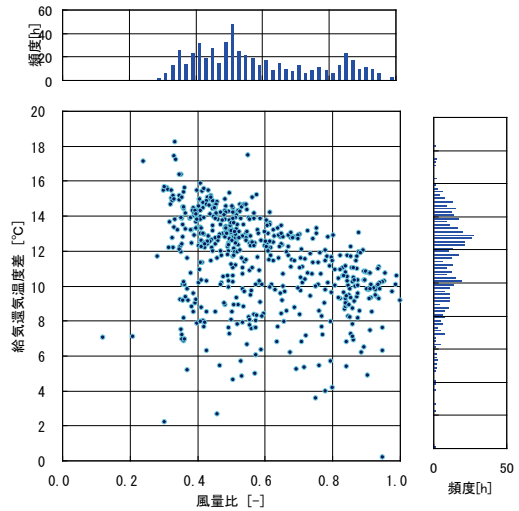
給気還気温度差は、ばらついている。風量比が小さい方が顕著である。

図Ⅲ. 3. 2. 20

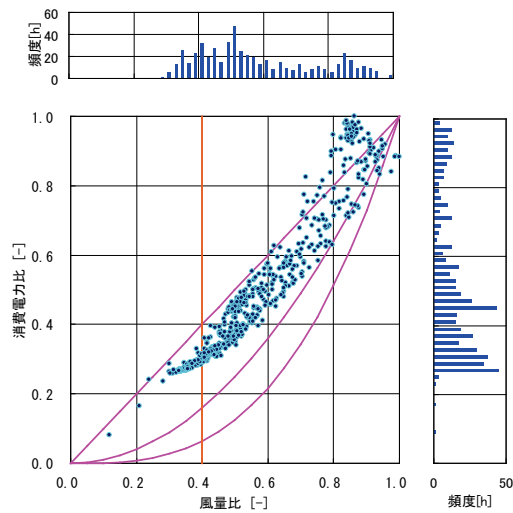
消費電力比は、比例に近い分布である。

図Ⅲ. 3. 2. 21

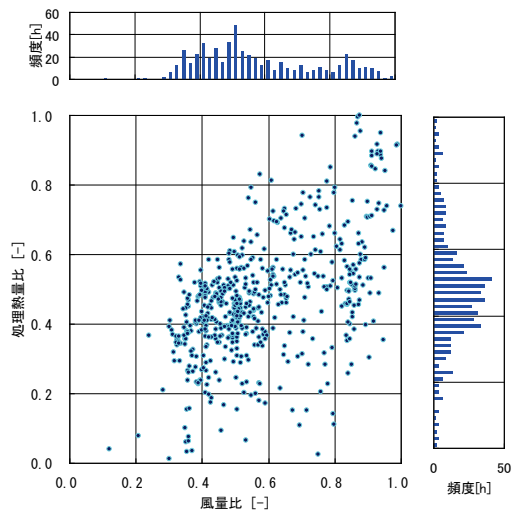
処理熱量比は、ばらついている。



図Ⅲ. 3. 2. 19 風量比と給気還気温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 20 風量比と消費電力比の関係



図Ⅲ. 3. 2. 21 風量比と処理熱量比の関係

ホテル 02 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

< 熱量分析 >

(コメント欄)

図Ⅲ. 3. 2. 22

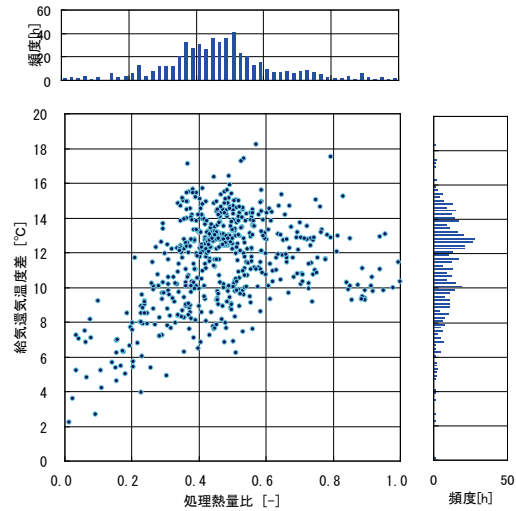
処理熱量比と給気還気温度差との間には、
比例に近い関係が見られる。

図Ⅲ. 3. 2. 23

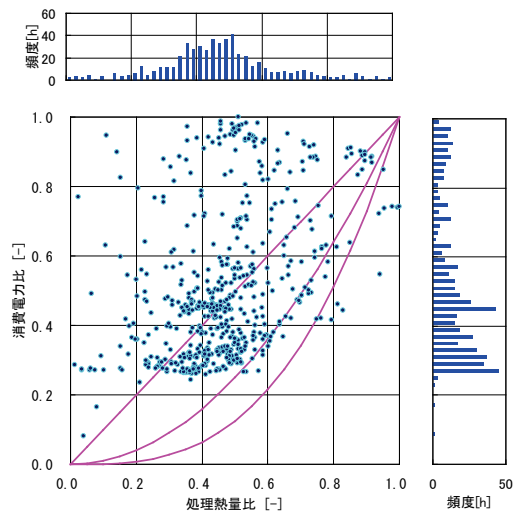
消費電力比が 0.27 付近で一定となる。

図Ⅲ. 3. 2. 24

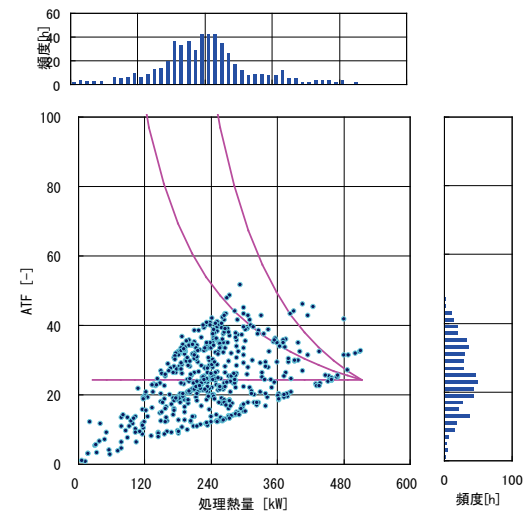
処理熱量と ATF との間に比例の関係が見られる。



図Ⅲ. 3. 2. 22 処理熱量比と給気還気温度差
の関係



図Ⅲ. 3. 2. 23 処理熱量比と消費電力比
の関係



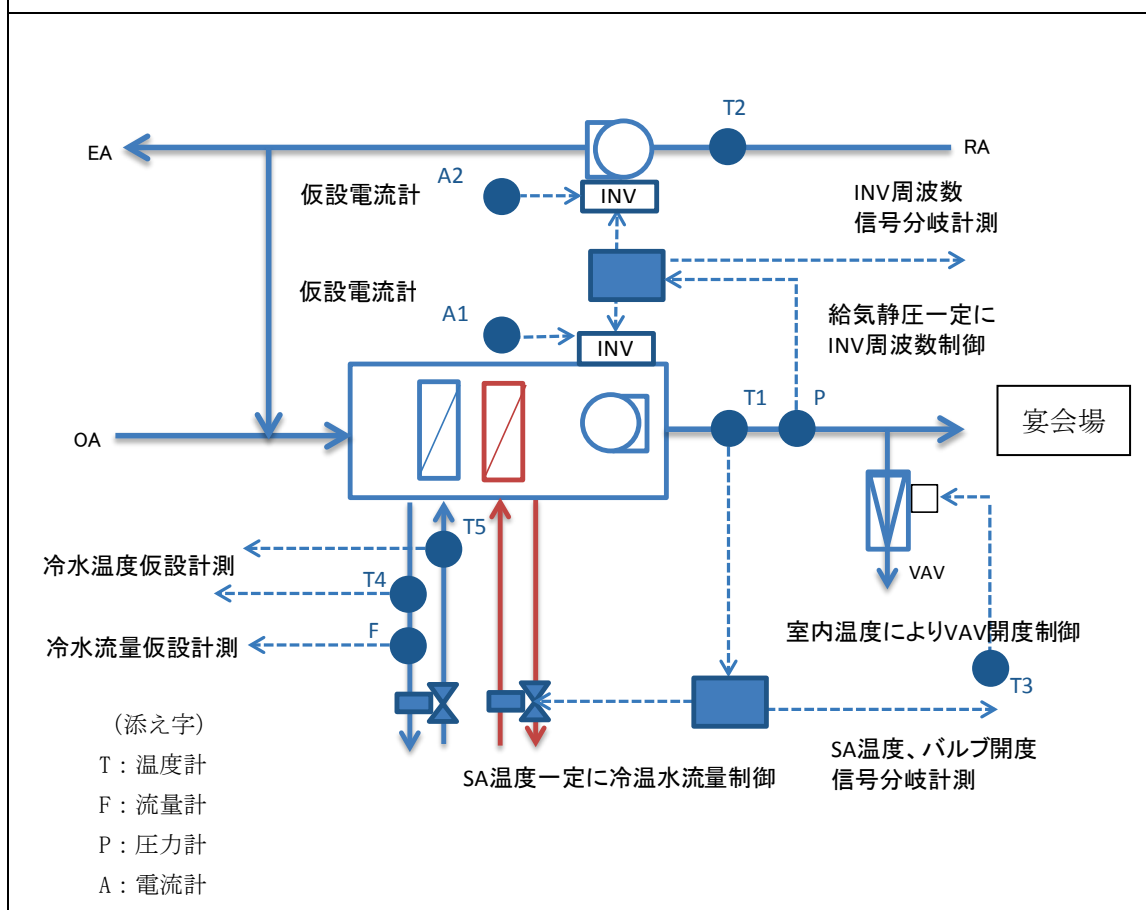
図Ⅲ. 3. 2. 24 処理熱量比と ATF 比の関係

3.2.3. ホテル06（空調機 VAV，制御方式 AHU-VAV-06）

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧（可変）	吐出圧	回転数（周波数）制御

建物名	ホテル06	地区	九州	竣工	1994年	新築	—	規模	165,000m ²
分類記号	AHU-VAV-06				検出部	吐出圧（可変）			
制御目的	VAV				制御目標	吐出圧			
分析期間	2011年11月1日～2011年12月15日				動作	回転数（周波数）制御			
制御対象	空調機ファン				製造年月	年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 給気温度一定制御 RA湿度により加湿弁制御 SA空気圧力によりINV周波数出力制御 				機器仕様	16,600m ³ /h × 11kW 冷房能力=124kW 外気量=5010m ³ /h			

システムフロー



ホテル 06 (空調機 VAV, 制御方式 AHU-VAV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧 (可変)	吐出圧	回転数 (周波数) 制御

<評価項目計算式, 計測概要>

1. 評価項目計算式 ※添え字 (記号) はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 空気温度差

$$\text{空気温度差} = \text{還気温度 (T2)} - \text{給気温度 (T1)}$$

(2) 風量比

$$\text{風量比} = \text{実測風量 (VAV トータル風量)} \div \text{計測期間の最大風量}$$

(3) 消費電力比

$$\text{消費電力比} = \text{消費電力} \div \text{計測期間の最大消費電力}$$

$$\text{消費電力} = \text{実測電流 (A1+A2)} \times 440 \text{ V} \times \sqrt{3}$$

(4) 熱量比

$$\text{熱量比} = \text{熱量} \div \text{計測期間の最大熱量}$$

$$\text{熱量} = \text{冷水量 (F)} \times \text{水温度差 (T5-T4)} \times \text{水の密度} \times \text{水の比熱}$$

(5) ATF

$$\text{ATF} = \text{熱量} \div \text{消費電力}$$

2. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・ 10 分間隔

(2) データ処理

- ・ 10 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

ホテル 06 (空調機 VAV, 制御方式 AHU-VAV-04)

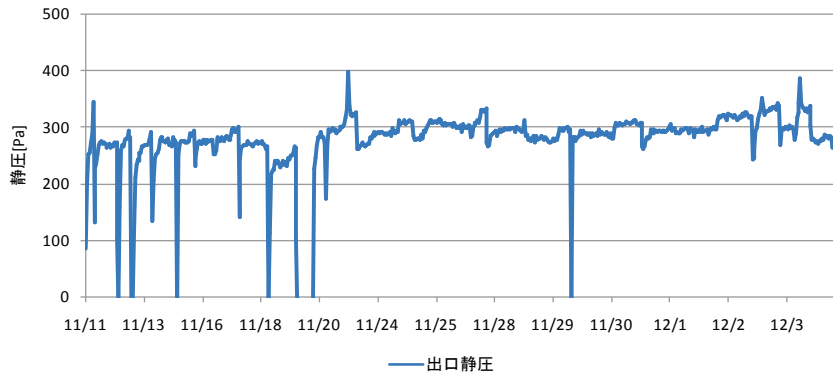
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧 (可変)	吐出圧	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ>

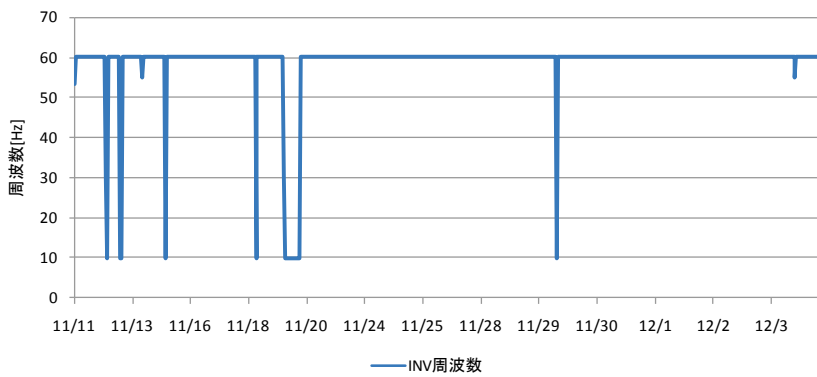
動作状況 (2011/11/11~12/3) のトレンドグラフ

出口静圧は 300kPa でほぼ一定.

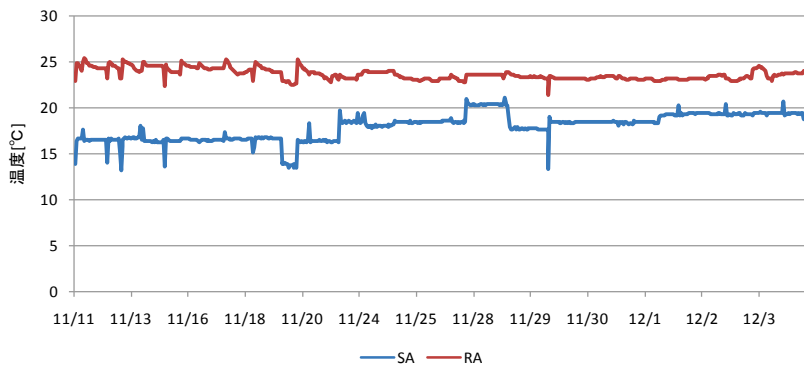
変風量制御は行われているが静圧を保持するため INV 周波数は一定.



図Ⅲ. 3. 2. 25 出口静圧の推移



図Ⅲ. 3. 2. 26 INV 周波数の推移



図Ⅲ. 3. 2. 27 SA 温度と RA 温度の推移

ホテル 06 (空調機 VAV, 制御方式 AHU-VAV-04)

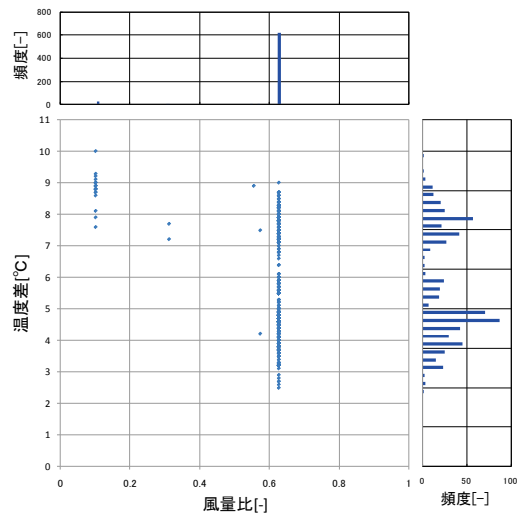
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧 (可変)	吐出圧	回転数 (周波数) 制御

<風量分析データ>

風量が変化していないのは送風機静圧不足による。絞り運転ができない状況である。

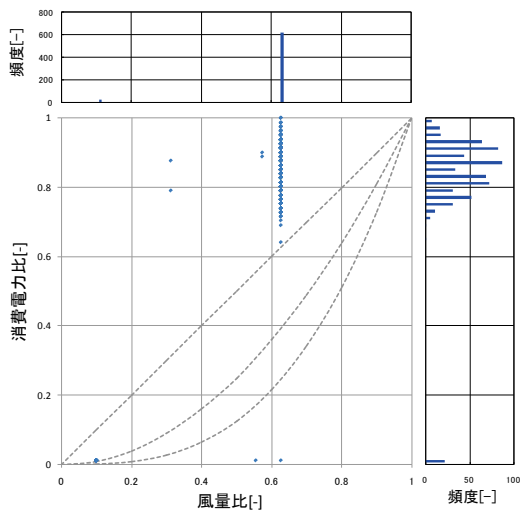
消費電力最大値=6.2kWh

風量比～還気給気温度差



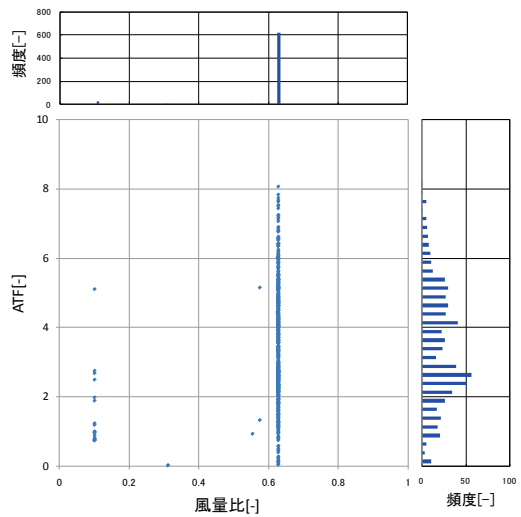
図Ⅲ. 3. 2. 28 風量比と還気給気温度差の関係

風量比～消費電力比



図Ⅲ. 3. 2. 29 風量比と消費電力比の関係

風量比～ATF



図Ⅲ. 3. 2. 30 風量比とATFの関係

ホテル 06 (空調機 VAV, 制御方式 AHU-VAV-04)

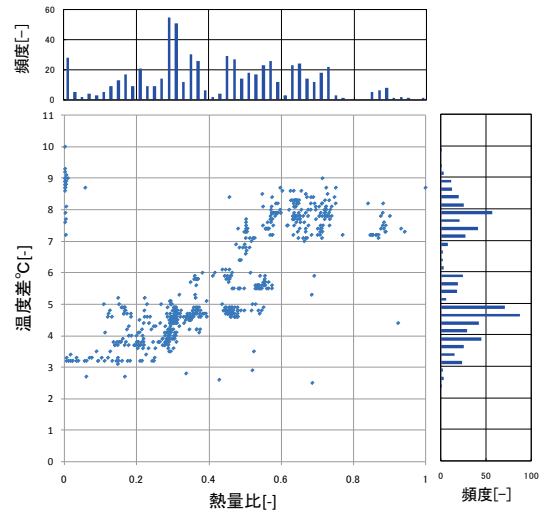
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧 (可変)	吐出圧	回転数 (周波数) 制御

< 熱量分析データ >

定風量なので ATF は熱量比と比例している。

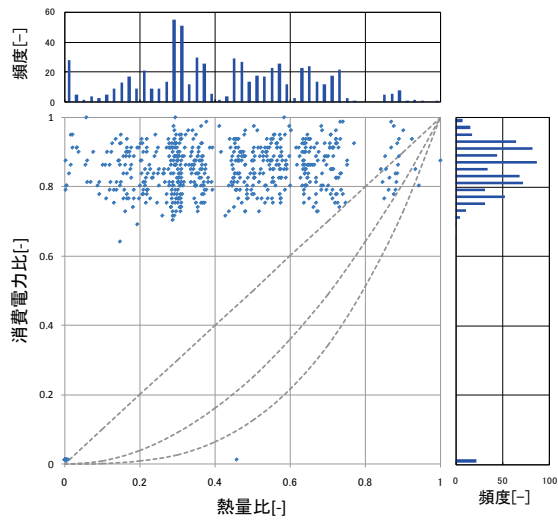
熱量最大値 = 152.7 MJ/h
(=42.4 kW)

熱量比～還気給気温度差



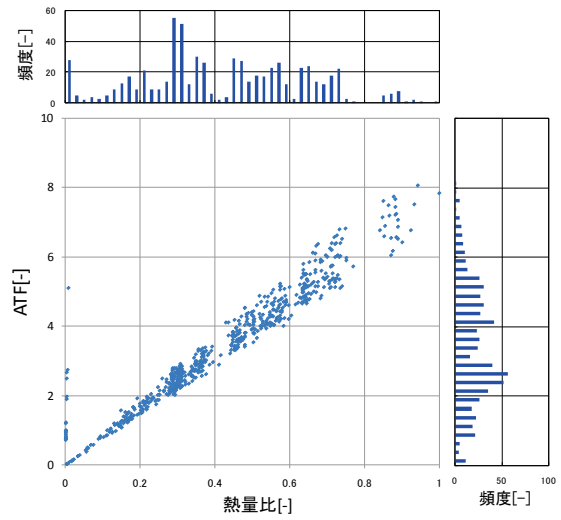
図Ⅲ. 3. 2. 31 熱量比と還気給気温度差の関係

熱量比～消費電力比



図Ⅲ. 3. 2. 32 熱量比と消費電力比の関係

熱量比～ATF

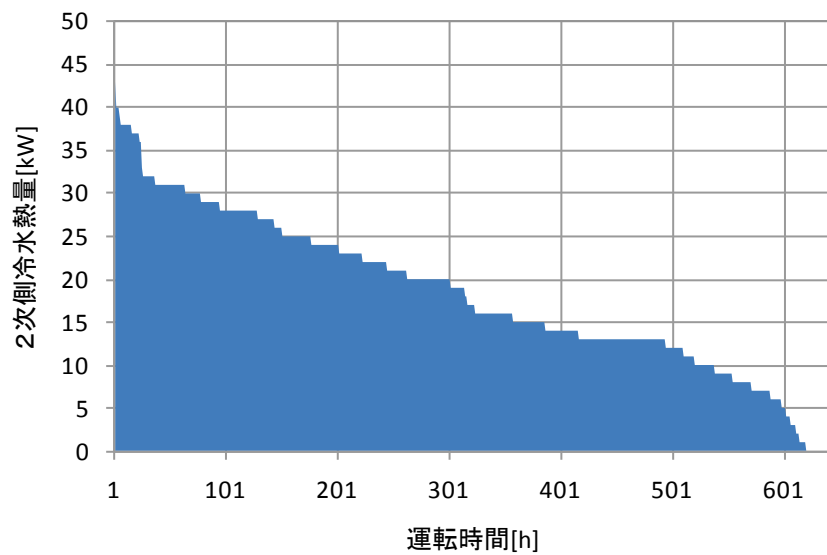


図Ⅲ. 3. 2. 33 熱量比と ATF の関係

ホテル 06 (空調機 VAV, 制御方式 AHU-VAV-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧 (可変)	吐出圧	回転数 (周波数) 制御

<期間負荷データ>



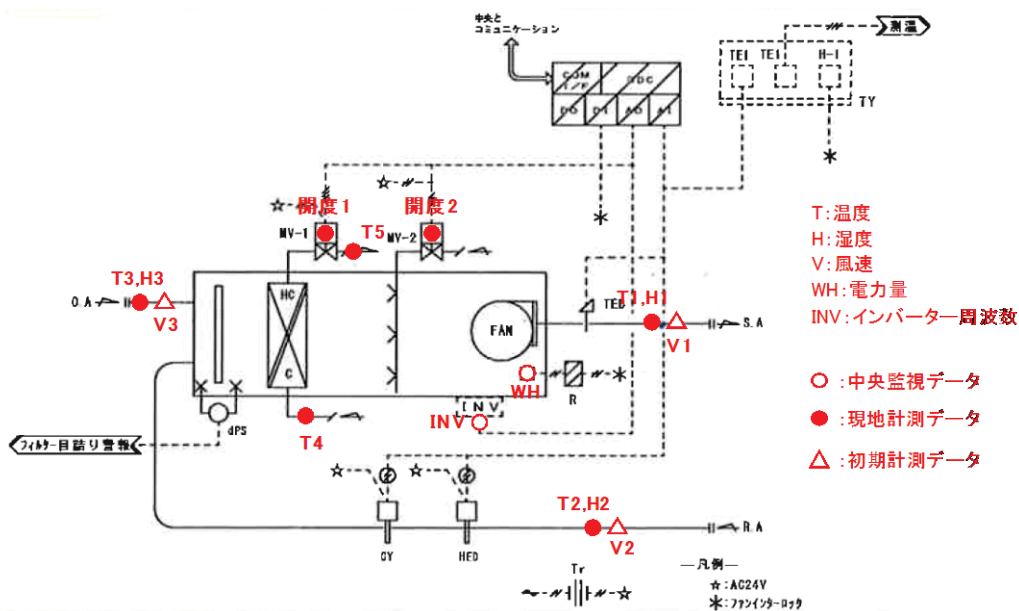
図Ⅲ. 3. 2. 34 期間負荷

3.2.4. 病院 01 (AHU-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
AHU-8	室内温度	室内温度	回転数(周波数)制御

建物名	病院01	地区	山口	竣工	2007年	改修	-	規模	60,844m ²
分類記号	AHU-VAV-05				検出部	室内温度			
制御目的	ファン回転数制御				制御目標	室内温度			
分析期間	平成23年11月～平成24年9月				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	AHU-8				製造年月				
制御内容	<AHU廻り> ・給気温度制御 (下記コメント参照) ・給気露点温度制御 (設定値: 50%RH) ・給気風量制御 (下記コメント参照) ・CO2制御 (設定値: 1000ppm)				機器仕様	AHU-8 8,040m ³ /h × 461Pa(機外) 3φ × 200V × 5.5kW C/C: (冷)63.7kW, (暖)43.6kW S/C: 24kg/h			

システムフロー



【空調対象室用途・規模】

系統	室名	面積 [m ²]	SA設計風量 [m ³ /h]	RA設計風量 [m ³ /h]
AHU-8	エントランスホール 待合室 総合受付	808.4	8040	4720

【INV上限および下限値[Hz]】

	上限	下限
AHU-8	46.8	30

◆給気温度制御について

室内温度の設定値と計測値との偏差によりバルブ開度を制御し、給気温度設定値を制御する。

◆給気風量制御について

室内温度差及びCO2濃度によって制御されており、インバータ出力要求が高い方を選択する制御になっている(ただし、本物件では、CO2濃度が1000ppmを超える時間はほとんどないため、ほとんどの時間で室内温度での制御を行っている)

病院 01 (AHU-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
AHU-8	室内温度	室内温度	回転数（周波数）制御

【評価項目計算式】

1) 負荷熱量(水側)

$$\text{負荷熱量} = \text{温度差}(T4 - T5) \times \text{流量(開度1から算出)} \times \text{比重} \times \text{比熱}$$

2) 風量比

$$\text{風量比} = \text{風量(INVより算出)} \div \text{期間最大定格風量}$$

3) 給気-還気温度差

$$\text{給気-還気温度差} = T1 - T2$$

4) 消費電力比

$$\text{消費電力比} = \text{消費電力(WH)} \div \text{期間最大消費電力}$$

5) 熱処理量比

$$\text{熱処理量比} = \text{負荷熱量} \div \text{期間最大熱処理量}$$

6) ATF

$$\text{ATF} = \text{熱処理量} \div \text{期間最大消費電力}$$

【計測概要】

1) データ収集時間間隔

電力量: 30分

その他: 1分

2) フィルタリング条件

- ・9:00~17:00のデータを用いる
- ・起動後1時間以内のデータは削除
- ・INV上限, 下限値のデータは削除
(INV上限: 46.8Hz, INV下限: 30Hz)
- ・データのほとんどがINV上限および下限ではりついでしまっている。
→VAVの分析には, 制御が働いている期間のデータを抽出して利用

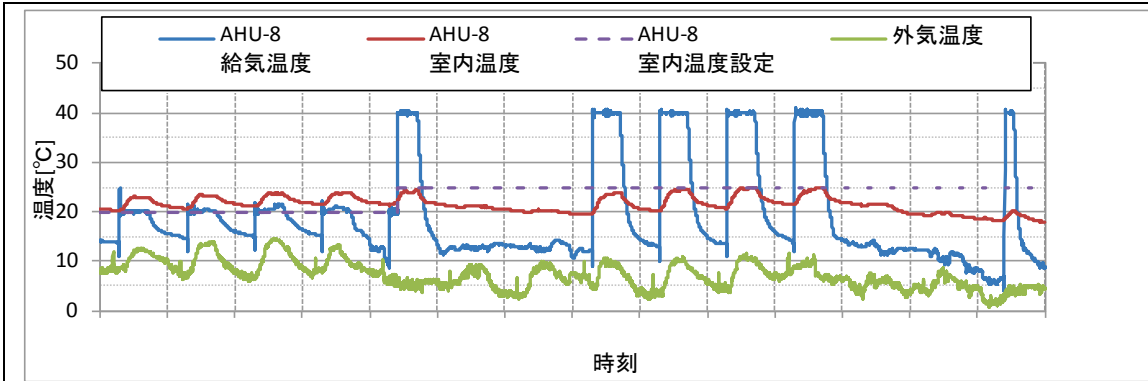
3) データ処理

それぞれのデータを1時間平均に集計

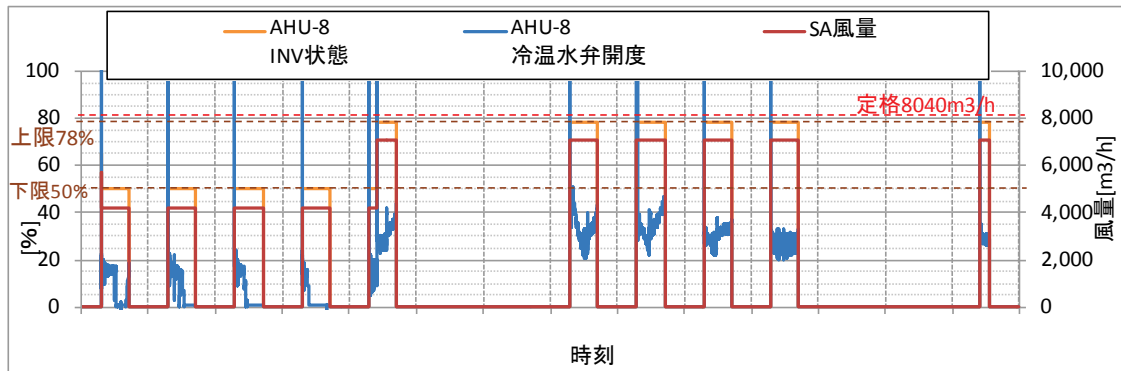
病院 01 (AHU-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
AHU-8	室内温度	室内温度	回転数(周波数)制御

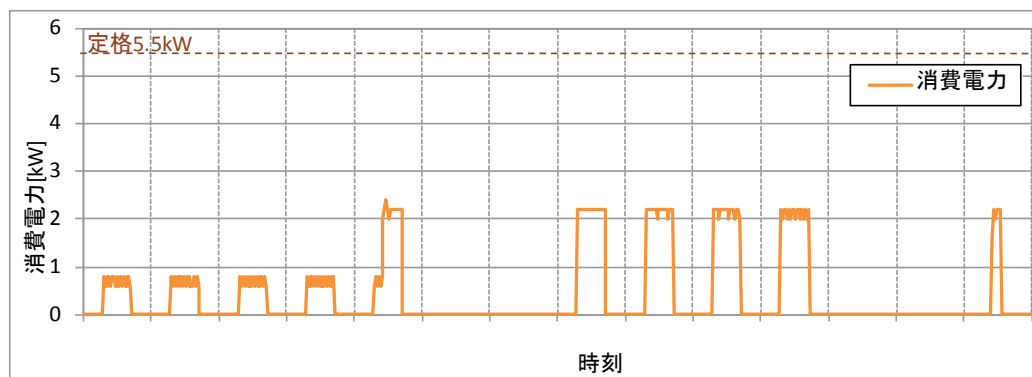
<動作確認データ>2011年12月12日~25日



図Ⅲ. 3. 2. 35 AHU 給気状態トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 36 INV, 冷温水弁開度およびSA風量トレンド



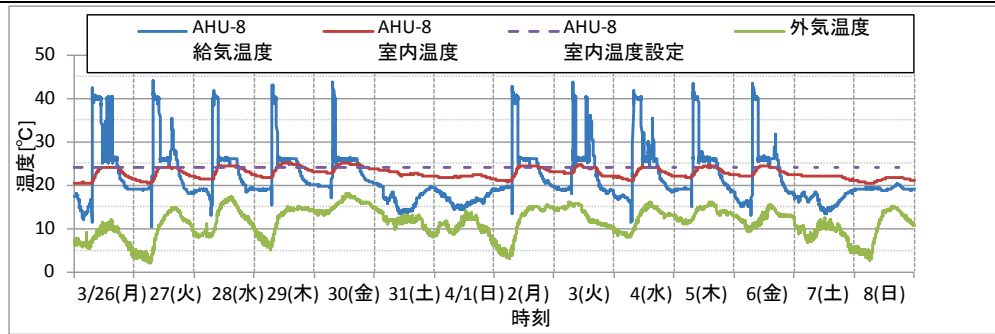
図Ⅲ. 3. 2. 37 電力トレンド

- 12/16 に室内温度設定値を 20℃→25℃に変更している。
- 設定変更前は室内温度が設定温度を満足しているため INV 下限値で運転している。設定変更後は室内温度が設定温度より低いため、給気温度が高く、風量も INV 上限値で運転している。(VAV 制御は働いていない)
- 設定変更に合わせて消費電力も多くなっている。

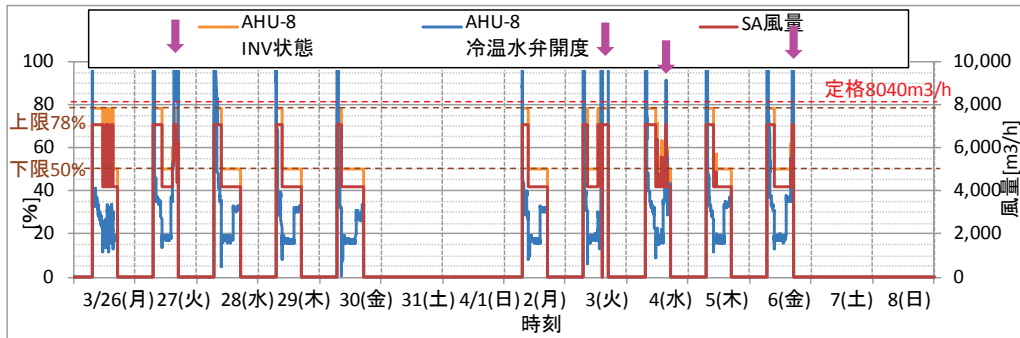
病院 01 (AHU-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
AHU-8	室内温度	室内温度	回転数(周波数)制御

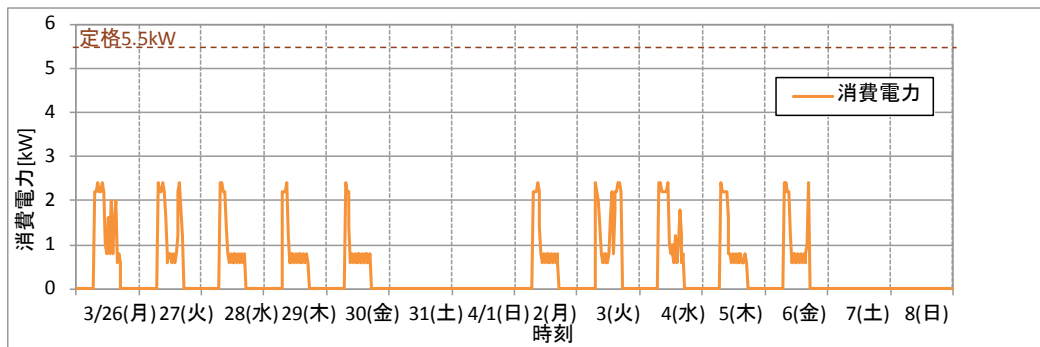
<動作確認データ> 2012年3月26日～4月8日



図Ⅲ. 3. 2. 38 AHU 給気状態トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 39 INV, 冷温水弁開度およびSA風量トレンド



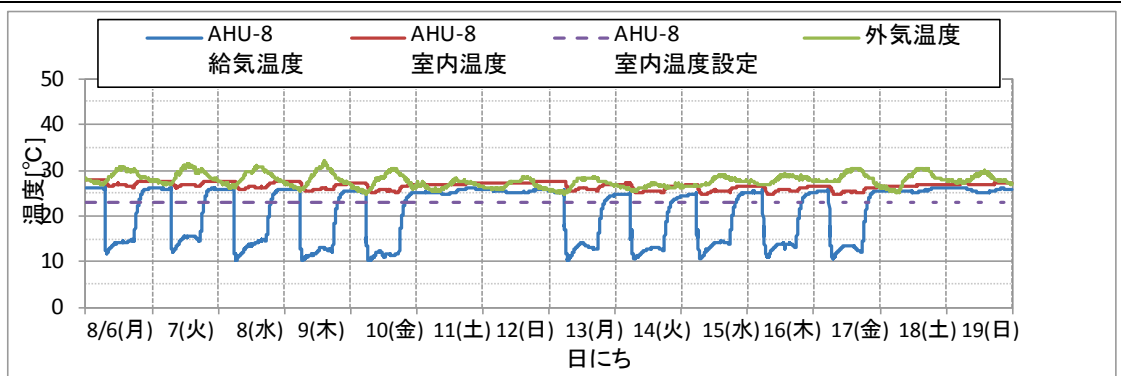
図Ⅲ. 3. 2. 40 電力トレンド

- 設定温度を満足するために給気温度を変化させている。
- 設定温度を満足するために INV により風量を変化させている。(VAV 制御が働いている) 運転時間内(1日のうち)で、設定温度を満足したあと再び設定温度と給気温度に差がつくと、冷温水弁の開度が急激に大きくなる。(図の矢印部)
- INV の変化に合わせて消費電力が推移している。
- VAV 制御をしていた期間は、3月・4月の前半のみであった。

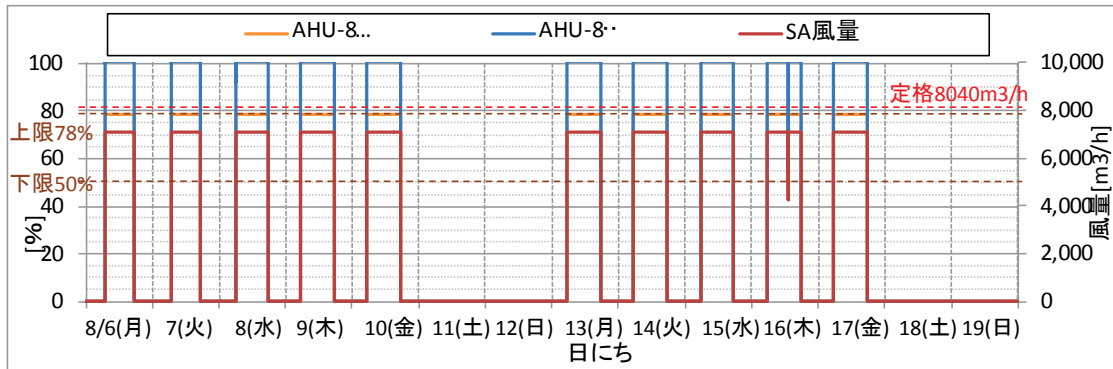
病院 01 (AHU-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
AHU-8	室内温度	室内温度	回転数(周波数)制御

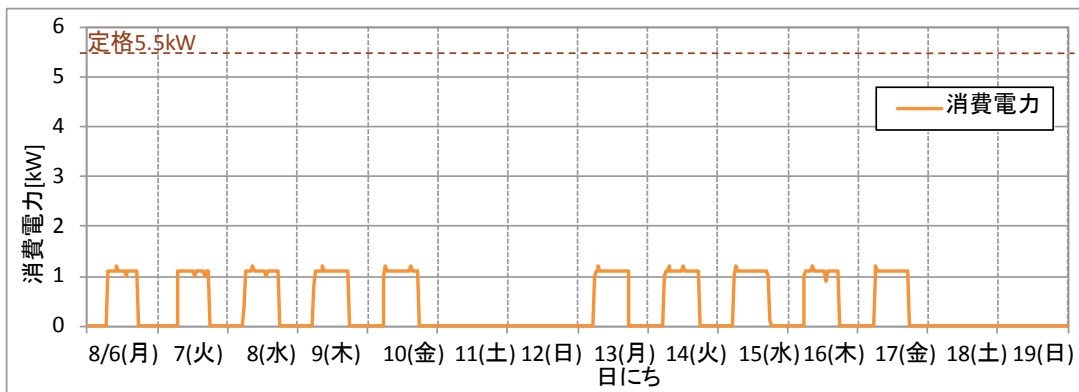
<動作確認データ> 2012年8月6日~19日



図Ⅲ. 3. 2. 41 AHU 給気状態トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 42 INV, 冷温水弁開度およびSA風量トレンド



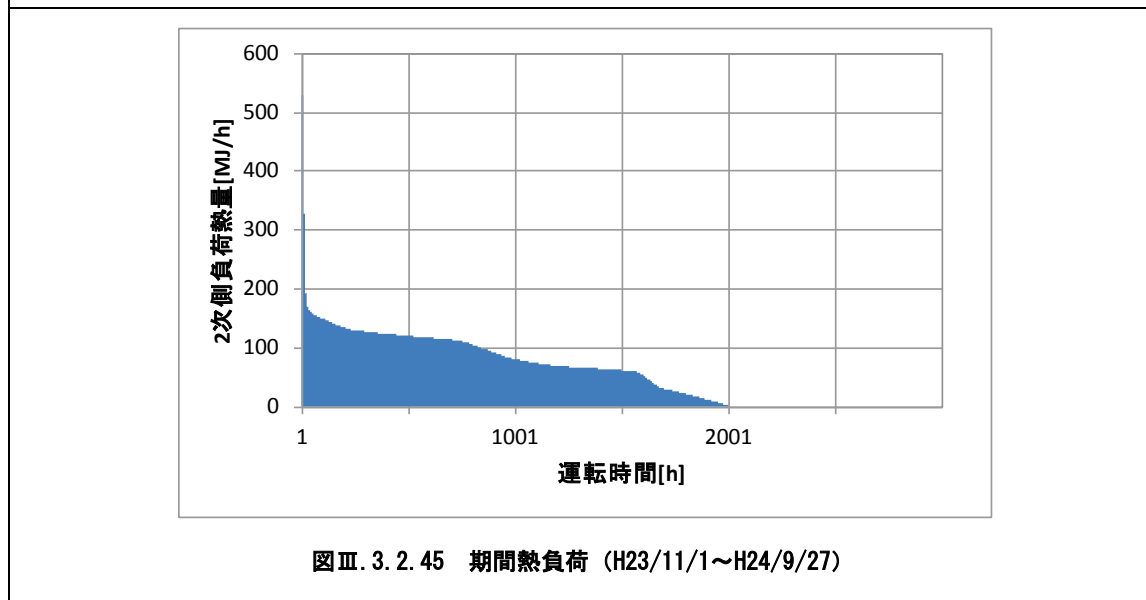
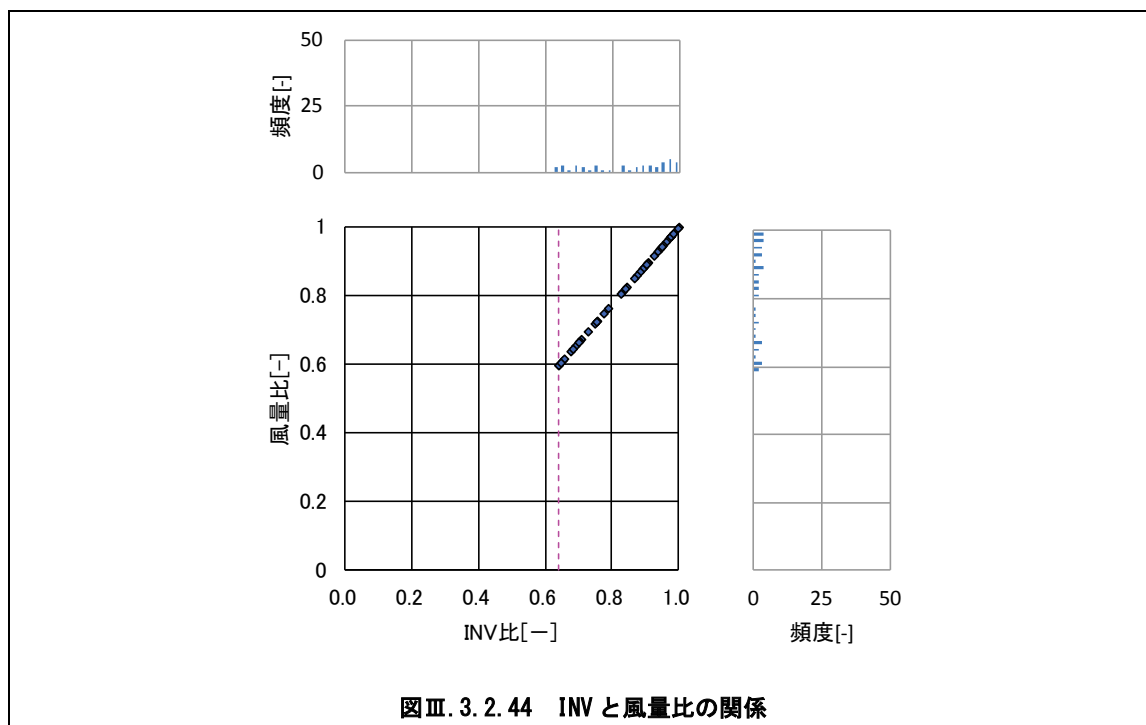
図Ⅲ. 3. 2. 43 電力トレンド

- 室内温度が設定温度を満足していないため、低い温度で給気している。
- 室内温度が設定温度を満足していないため、INV 上限値で運転している。
(VAV 制御が働いている)

病院 01 (AHU-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
AHU-8	室内温度	室内温度	回転数(周波数)制御

<動作確認データ>



- INV 上限値および下限値での運転がほとんどであり、そのデータを除外したため、データ数は少ない。INV の上昇による風量比の上昇がみられる。
- 2 次側負荷熱量は、顕熱としている。

病院 01 (AHU-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
AHU-8	室内温度	室内温度	回転数(周波数)制御

<風量分析>

※期間中の最大風量, 最大消費電力を” 1” とした.

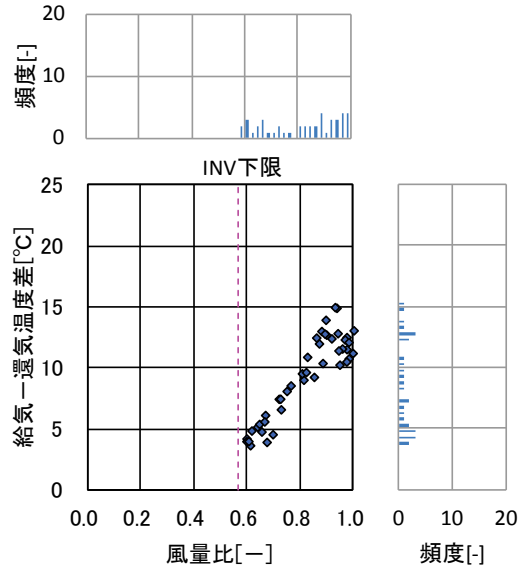
※正規化した際の最大値について

風量 : 7075[m³/h]

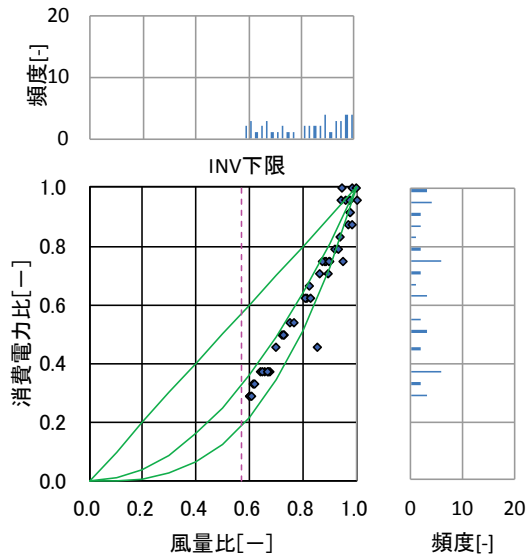
消費電力 : 2.4[kW]

熱処理量 : 141[MJ/h]

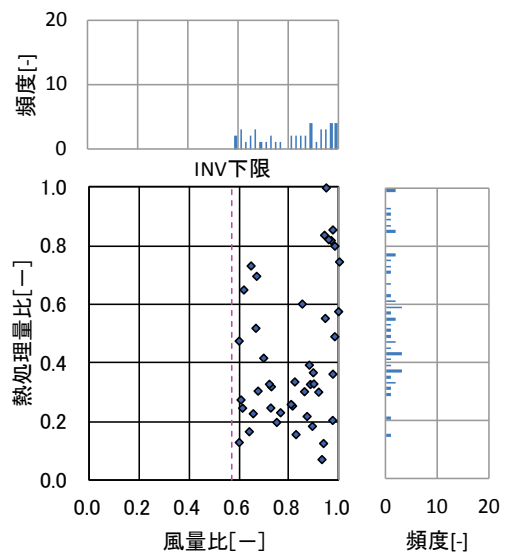
- 温度差は風量が大きくなるにつれて大きくなっている. これは, 設定温度を満足するために急激な風量と冷温水弁開度の増加によるものと考えられる.
- 風量と電力の関係は, 2次曲線と3次曲線の間で推移している.
- 風量に対し熱量は増加しているが, ばらつきが大きい.



図Ⅲ. 3. 2. 46 風量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 47 風量比と消費電力比の関係



図Ⅲ. 3. 2. 48 風量比と熱量比の関係

病院 01 (AHU-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
AHU-8	室内温度	室内温度	回転数(周波数)制御

<熱量分析>

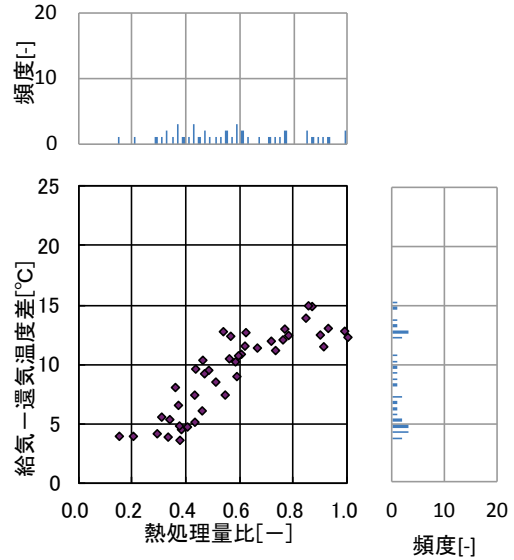
※期間中の最大風量, 最大消費電力を”1”とした.

※正規化した際の最大値について

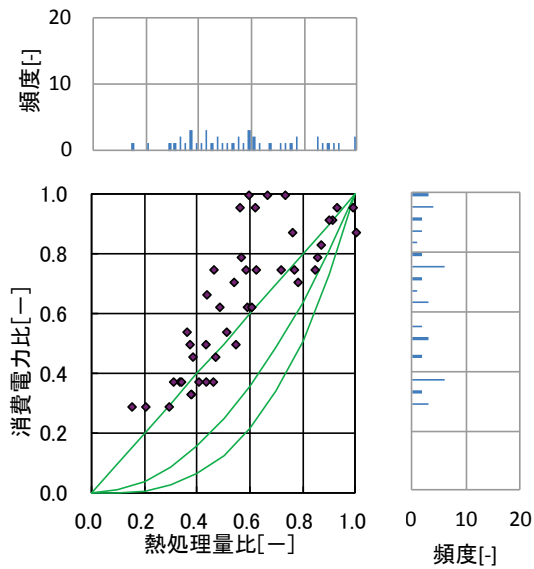
熱処理量 : 141[MJ/h]

消費電力 : 2.4[kW]

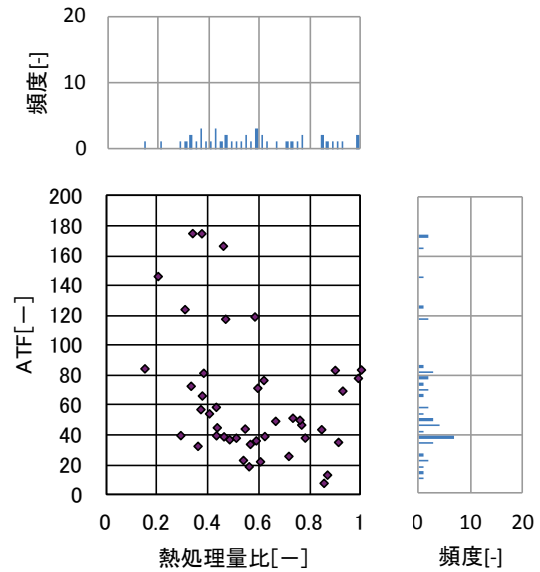
- 温度差は熱処理量が大きくなるにつれて大きくなっている.
- 風量と電力の関係は, 2次曲線より上で推移している.
- ATF はばらつきが大きい.



図Ⅲ. 3. 2. 49 熱量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 50 熱量比と消費電力比の関係



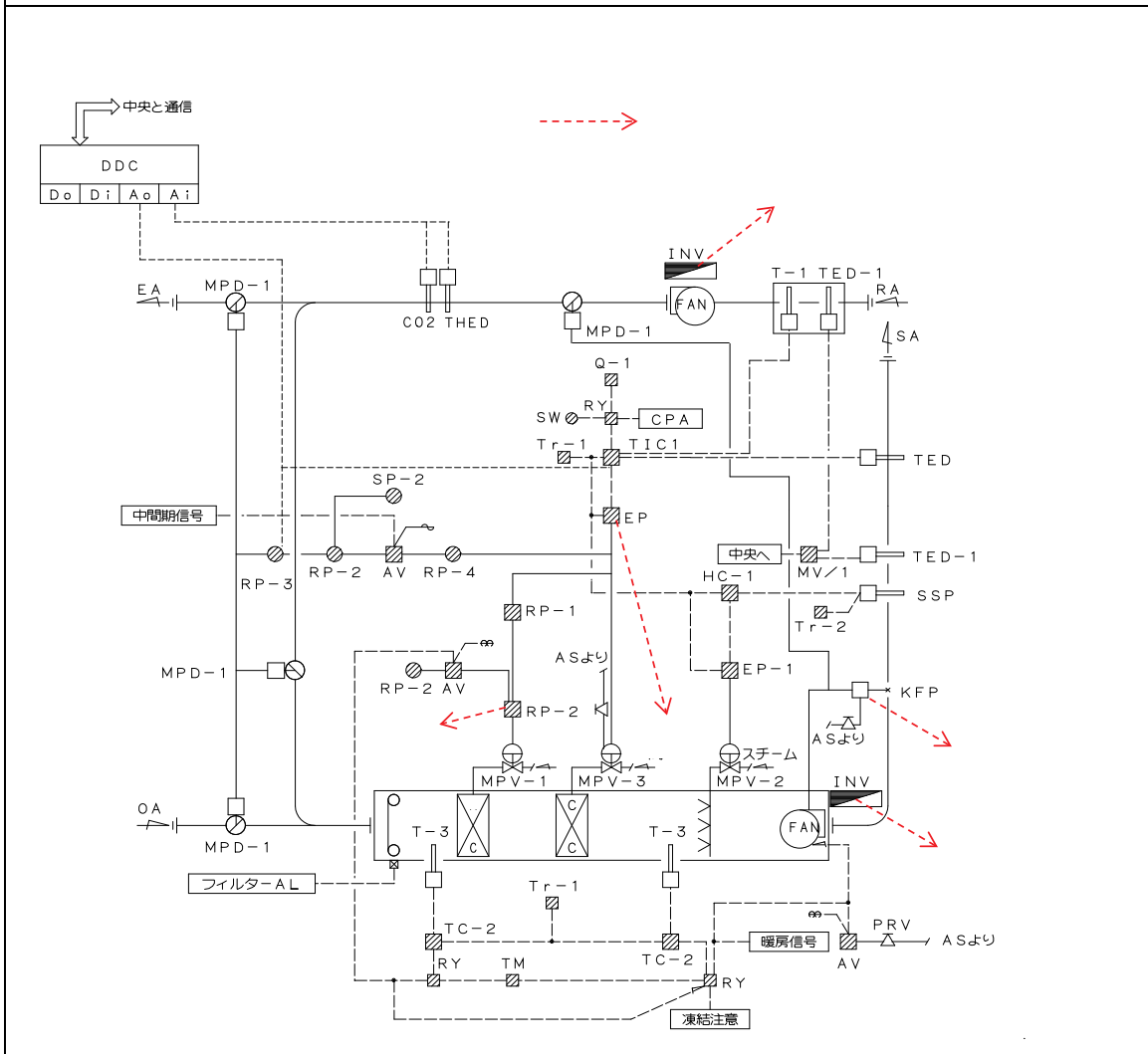
図Ⅲ. 3. 2. 51 熱量比とATFの関係

3.2.5. 病院 02 (AHU-VAV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数(周波数)制御

建物名	病院 02	地区	北海道	竣工	1980年	改修	2010年	規模	26679m ²
分類記号	AHU-VAV-06				検出部	吐出圧(可変)			
制御目的	VAV				制御目標	吐出圧			
分析期間	平成23年8月～平成25年1月				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	OAC-403, RF-403				製造年月				
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 給気温度制御 給気露点温度制御 吐出圧力による INV 風量制御 				機器仕様	OAC-403 21,000m ³ /hx980Pa(TP) 3φx200Vx15kW C/C : 193kW 555L/min S/C : 130kW 207kg/h RF-403 #3x9,390m ³ /hx568Pa 3φx200Vx3.7kW			

システムフロー



病院 02 (AHU-VAV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数（周波数）制御

<評価項目計算式，計測概要>

1.制御内容

(1) 給気・還気ファン

- ・ 給気温度制御
- ・ 給気露点温度制御
- ・ 吐出圧力による INV 風量制御

2.評価項目計算式 ※添え字（記号）はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 給気・還気温度差

$$\text{給気・還気温度差} = \text{還気温度 (T2)} - \text{給気温度 (T1)}$$

(2) 風量

$$\text{風量} = \text{給気風速 (S1, S2, S3)} \times \text{断面積} \times 3600$$

(3) 熱量

$$\text{熱量} = \text{比エンタルピ差} \times \text{風量} \times \text{比重} \times \text{比熱}$$

※比エンタルピ差は T1, T2, T3, H1, H2, H3, 風量より演算

(4) 電力量

初期計測における電流値と電力量 (WH1, WH2) の関係式と電流値ロガー (A1,A2) より算出

(5) ATF

$$\text{ATF} = \text{熱量} \div \text{電力量}$$

3.計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・ 温度：1 分間隔
- ・ 湿度：1 分間隔
- ・ 風速：1 分間隔
- ・ 圧力：1 分間隔
- ・ 電流値：1 分間隔
- ・ INV 周波数：1 分間隔
- ・ 電力量：初期計測

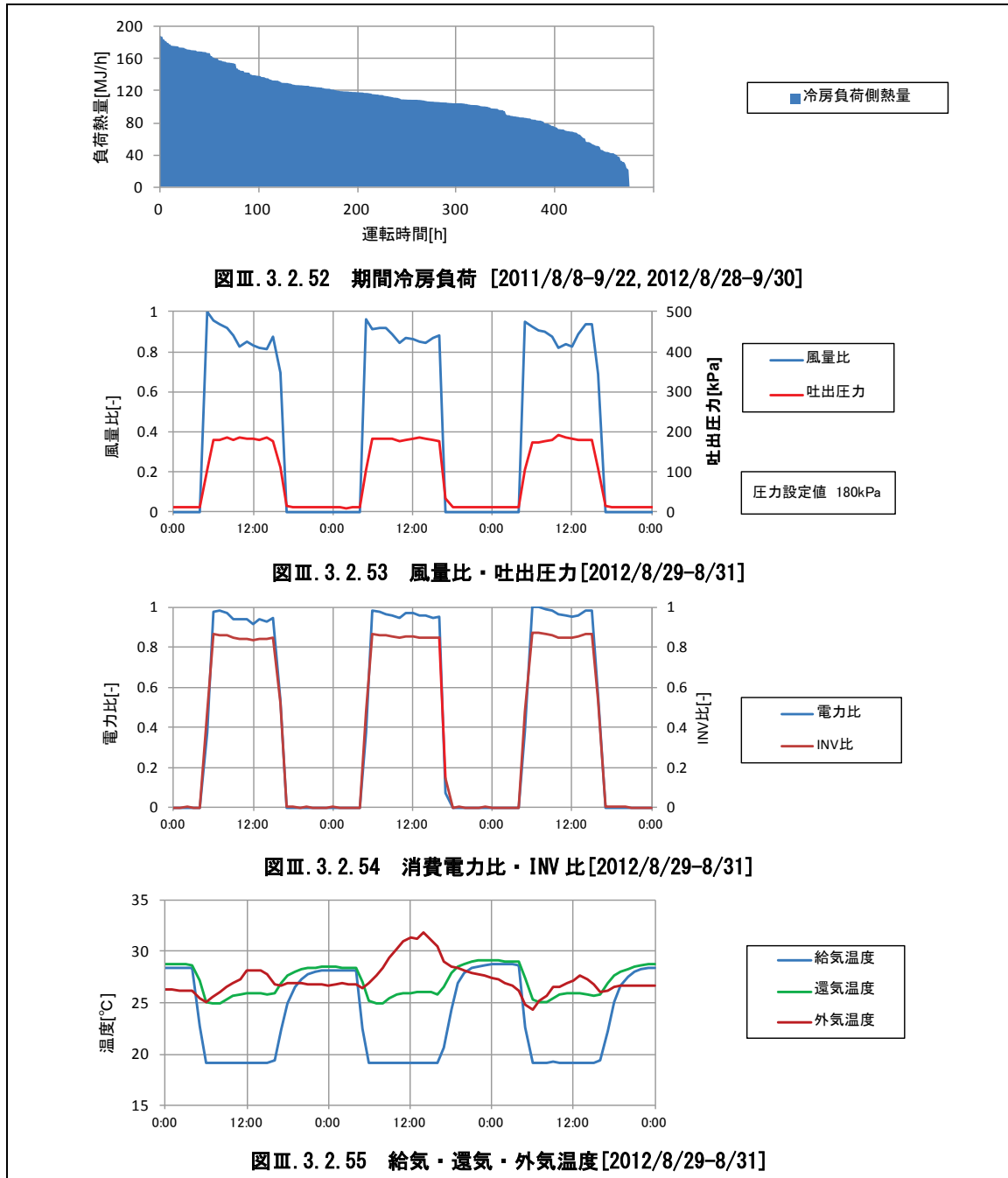
(2) データ処理

- ・ 1 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

病院 02 (AHU-VAV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数(周波数)制御

<動作確認データ>冷房



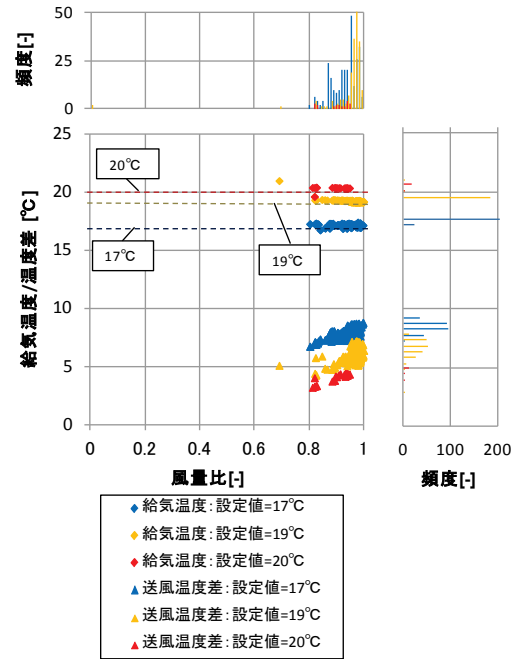
- ・参照期間：2012年8月29日～8月31日
- ・風量比と吐出静圧は対応している
- ・ファン電力と INV 周波数は対応している

病院 02 (AHU-VAV-06)

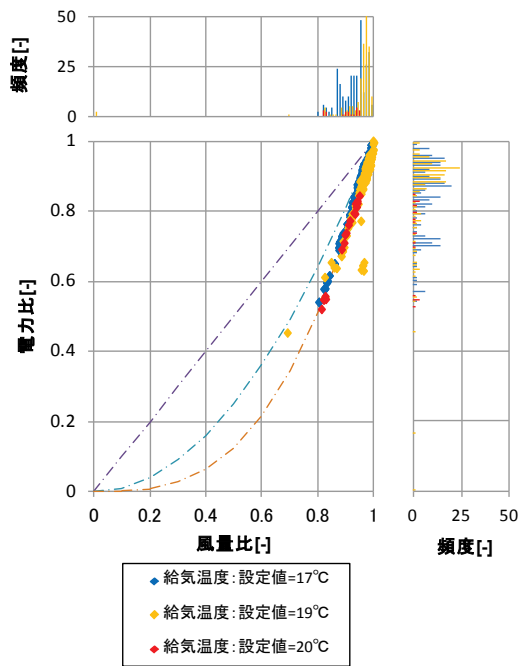
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数(周波数)制御

<風量分析>冷房

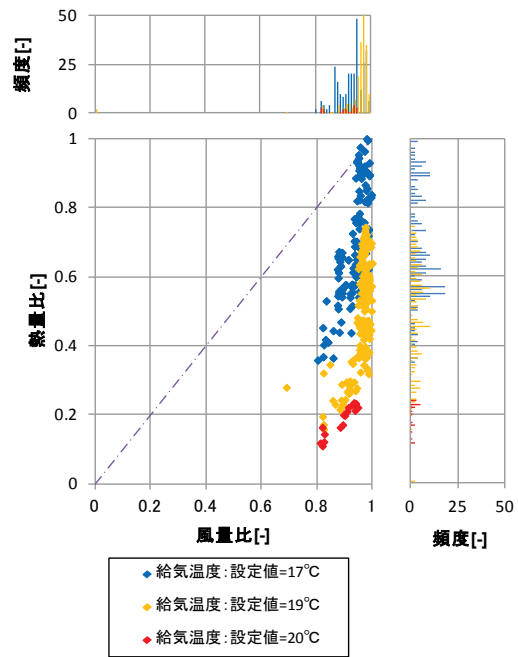
- ・計測期間中は、風量比はほぼ 0.8~1.0 に収まっている
- ・風量と給気温度の関係を見ると、給気温度は設定値通りに制御されているといえる
- ・風量と消費電力は比例しているが、傾斜が近似していない
(風量測定値が実風量より小さくなっていると考えられる)
- ・風量比-電力比の理想曲線は上から 1 次, 2 次, 3 次曲線を表す.



図Ⅲ. 3. 2. 56 風量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 57 風量比と電力比の関係



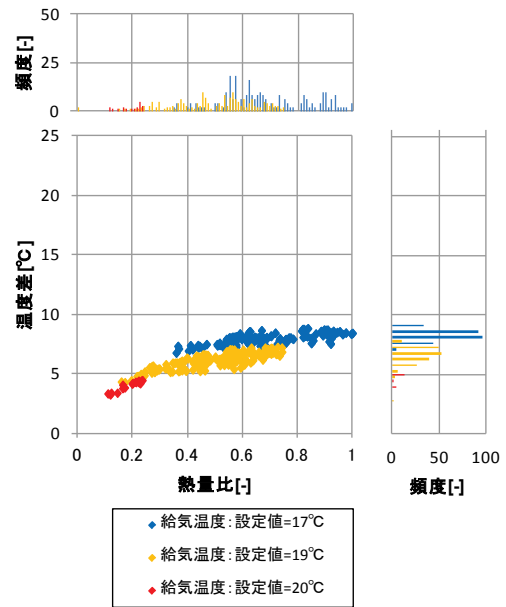
図Ⅲ. 3. 2. 58 風量比と熱量比の関係

病院 02(AHU-VAV-06)

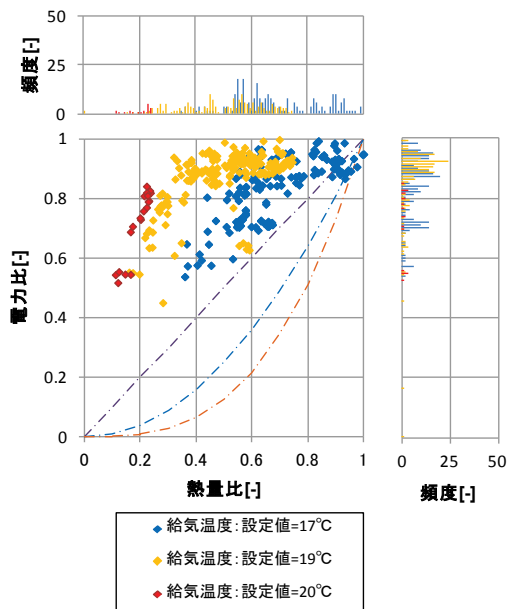
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数(周波数)制御

<熱量分析>冷房

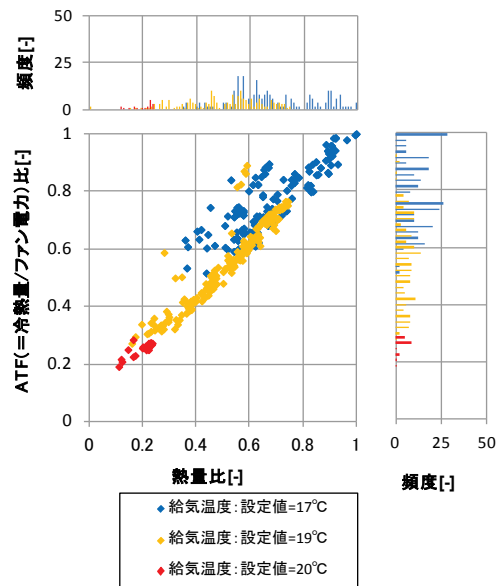
・風量計測値が実風量よりも小さくなって
いることと外気負荷が小さいため効率が悪い
結果となっている



図Ⅲ. 3. 2. 59 熱量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 60 熱量比と電力比の関係



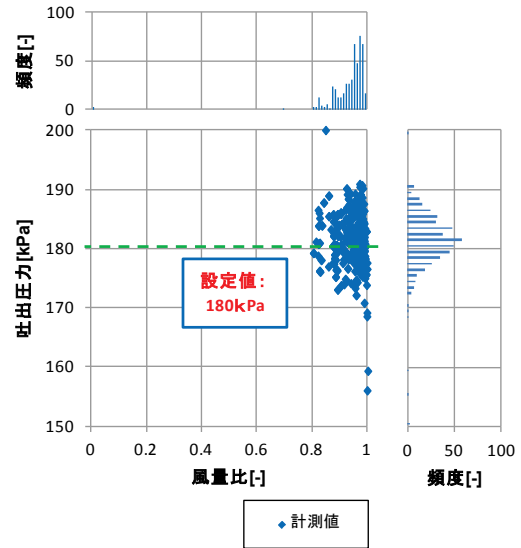
図Ⅲ. 3. 2. 61 熱量比とATFの関係

病院 02 (AHU-VAV-06)

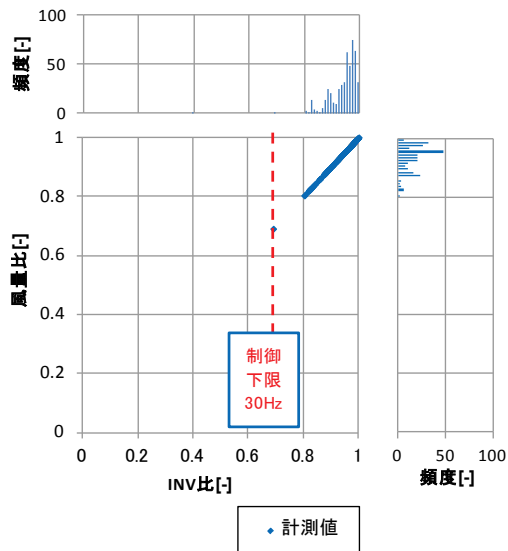
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数（周波数）制御

<その他分析>冷房

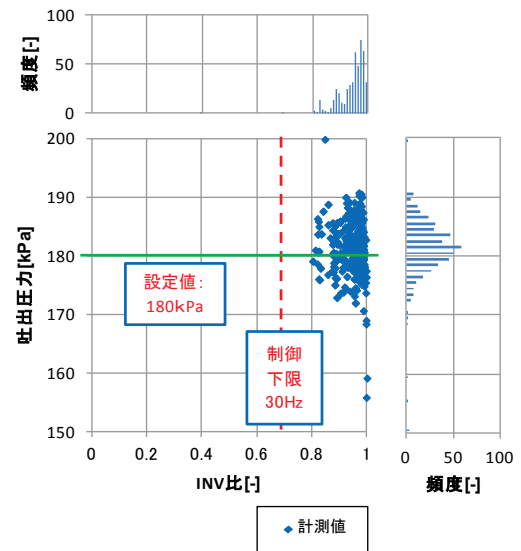
- ・吐出圧力は設計値付近で制御されている
- ・INV 範囲内ではほぼ制御されている
- ・風量比と INV 比は比例している



図Ⅲ. 3. 2. 62 風量比と吐出圧力の関係



図Ⅲ. 3. 2. 63 INV 比と風量比の関係

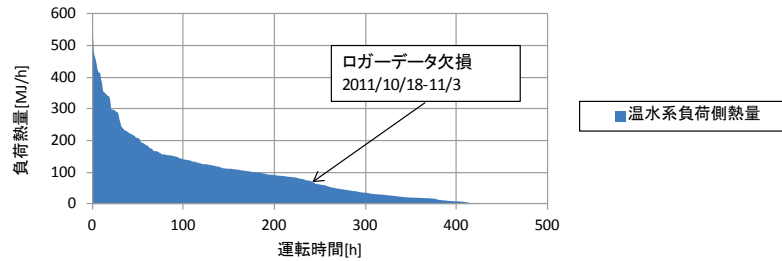


図Ⅲ. 3. 2. 64 INV 比と吐出圧力の関係

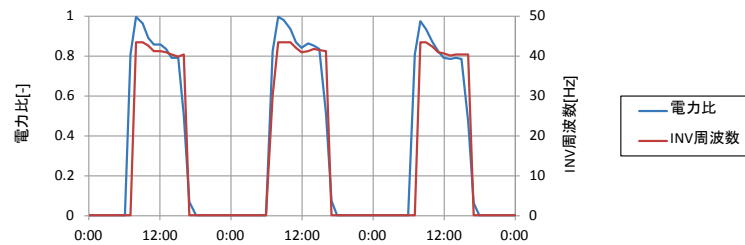
病院 02 (AHU-VAV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数(周波数)制御

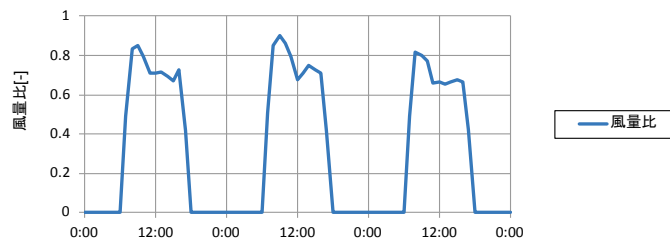
<動作確認データ>暖房



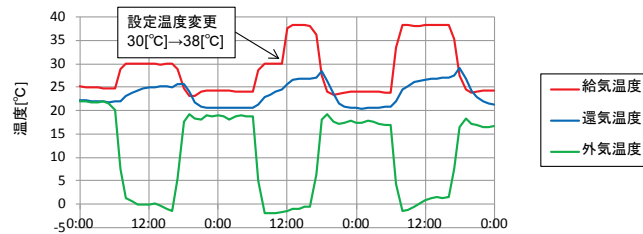
図Ⅲ. 3. 2. 65 期間暖房負荷 [2011/10/1-12/6]



図Ⅲ. 3. 2. 66 給気ファン電力量・INV周波数 [2011/11/30-12/2]



図Ⅲ. 3. 2. 67 給気風量 [2011/11/30-12/2]



図Ⅲ. 3. 2. 68 給気・還気・外気温度 [2011/11/30-12/2]

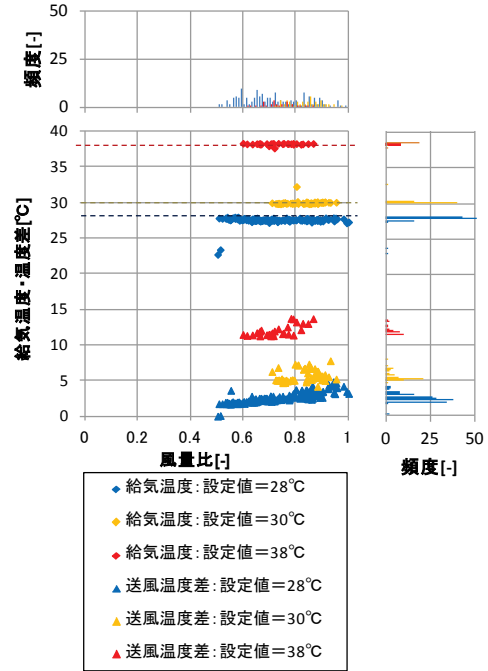
- ・ 2011/10/18～11/3 のデータが欠損しているため、デュレーションカーブがなだらかな曲線にならないと考えられる
- ・ 消費電力は INV 周波数に比例して変化している
- ・ 給気温度設定値を、2011/12/1 に 30[°C]から 38[°C]に変更している

病院 02(AHU-VAV-06)

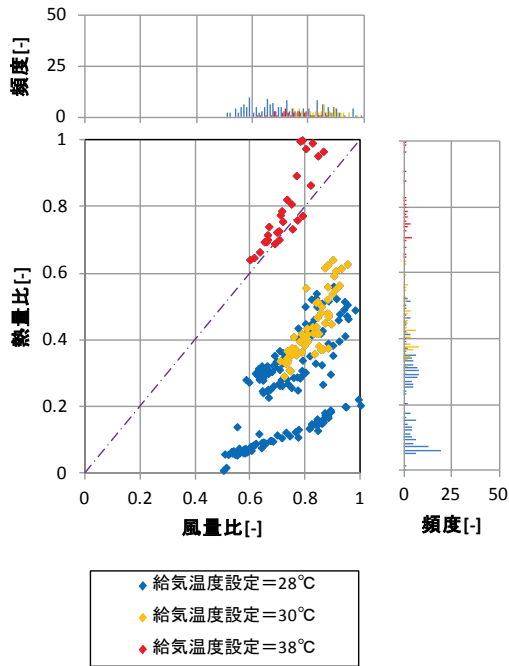
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数(周波数)制御

<風量分析>暖房

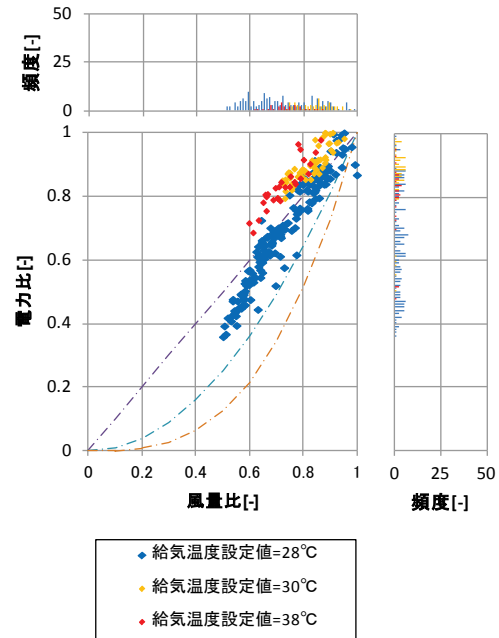
- ・給気温度は設定値付近 (28°C, 30°C, 38°C) で制御されている
- ・送風温度差は風量が増加するにつれて大きくなる傾向がある
- ・風量比と電力比は比例している
- ・送風温度が高い場合、風量比に対して電力比が大きくなっている。これは給気温度によるものと考えられる
(定圧制御のため：温度高→抵抗減→回転数 UP→電力 UP)



図Ⅲ. 3. 2. 69 風量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 70 風量比と熱量比の関係



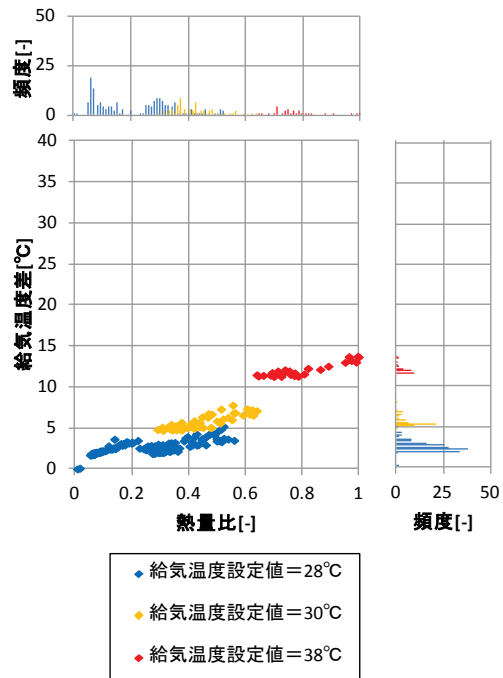
図Ⅲ. 3. 2. 71 風量比と電力比の関係

病院 02(AHU-VAV-06)

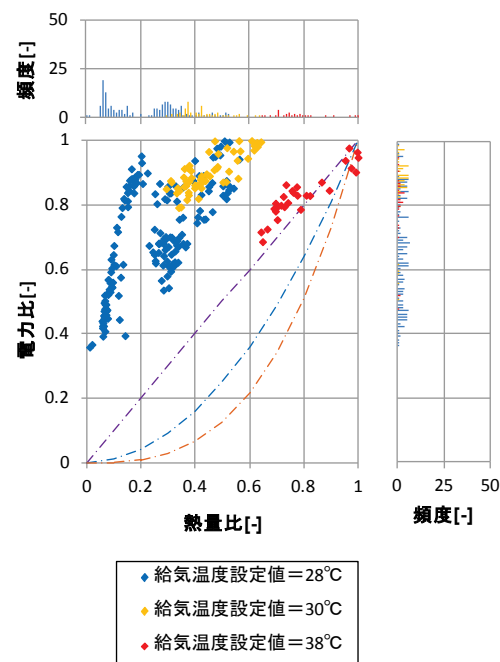
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数(周波数)制御

<熱量分析>暖房

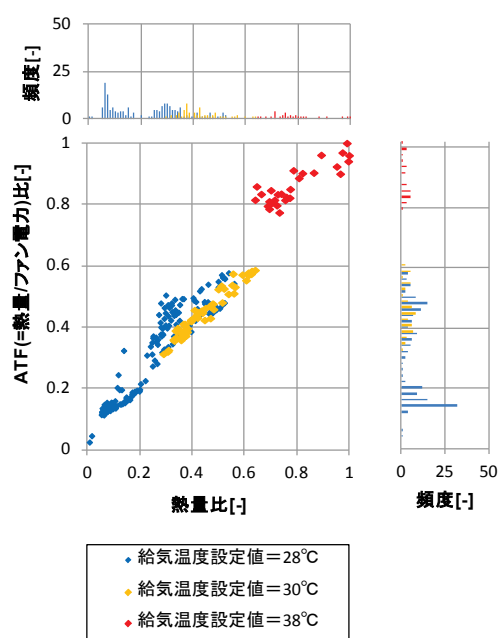
・給気温度設定値=28[°C]のとき、熱量比の分布が2つの集合に分かれているのは、熱量比の小さい集合は2011年10月(10/1~10/17)の値、大きい集合は2011年11月(11/4~11/30)の値であり、暖房負荷の差によるものと考えられる



図Ⅲ. 3. 2. 72 熱量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 73 熱量比と電力比の関係



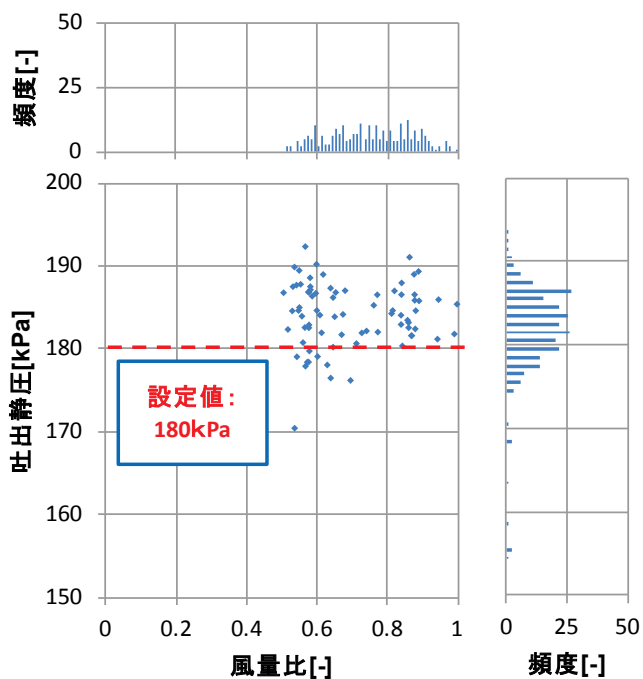
図Ⅲ. 3. 2. 74 熱量比とATFの関係

病院 02 (AHU-VAV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数(周波数)制御

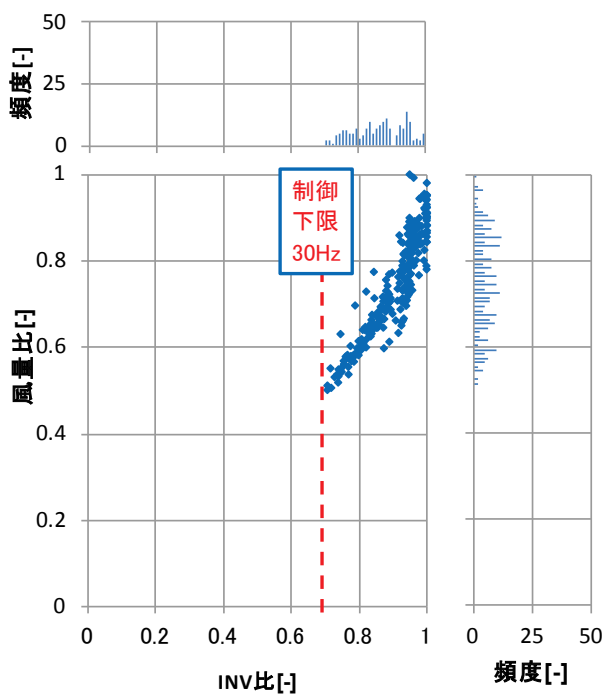
<その他分析>暖房

・風量の大小にかかわらず，吐出静圧は設定値付近で制御されている



図Ⅲ. 3. 2. 75 風量比と吐出圧の関係

・INV 制御範囲内で制御されている



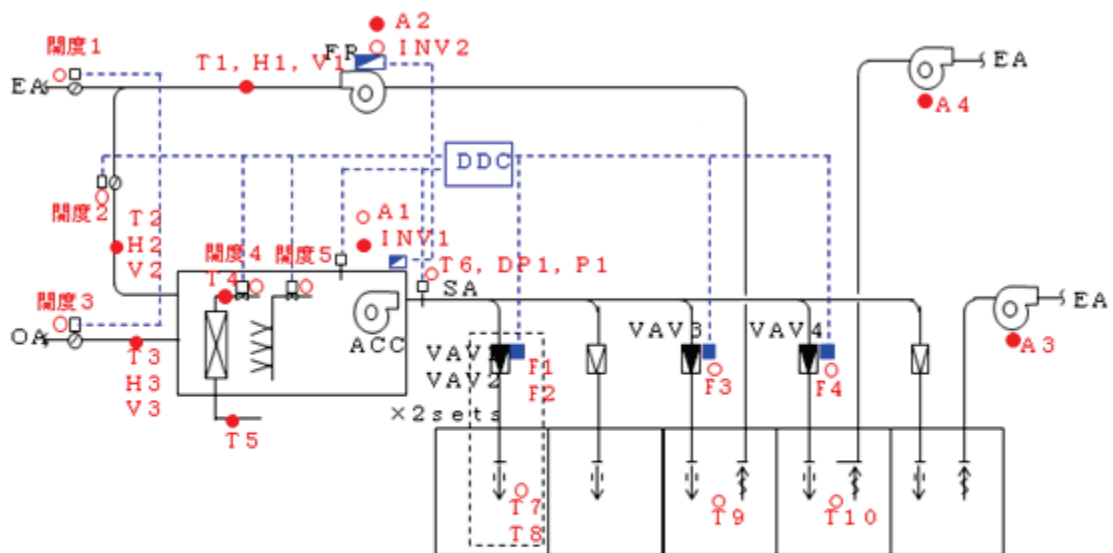
図Ⅲ. 3. 2. 76 INV 比と風量比の関係

3.2.6. 病院 03 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

建物名	病院 03	地区	新潟	竣工	2007 年	改修	—	規模	50,034m ²
分類記号	AHU-VAV-03				検出部	VAV 合計風量			
制御目的	ファン回転数制御				制御目標	給気風量			
分析期間	平成 23 年 8 月～平成 24 年 7 月				動作	回転数 (周波数) 制御			
制御対象	ACC-105, FR-105-1, FE-105-01, FE-SW-3				製造年月				
制御内容	<AHU 廻り> ・給気温度制御 ・給気露点温度制御 ・外気冷房制御 ・給気風量制御 <VAV 廻り> ・室内温度制御				機器仕様	ACC-105 36,000m ³ /h×607Pa(機外) 3φ×200V×15kW C/C : (冷)173.0kW, (暖)180.1kW S/C : 79.9kg/h FR-105-1 29,800m ³ /h×590Pa(機外) 3φ×200V×15kW			

システムフロー



【空調対象室用途・規模】

系統	室名	面積 [m ²]	SA設計風量 [m ³ /h]
VAV105-1	中央ホール	777	13800
VAV105-2・3	廊下1	608	14100
VAV105-4	中央ホール (吹抜上部)	95.7	7800
CAV105-2	廊下6	134.5	800
	更衣室	6	200
計		1621.2	36000

T : 温度 V : 風速
 H : 湿度 P : 圧力
 DP : 露点 A : 電流
 F : 風量
 ○ : 中央監視データ ● : 現地計測データ

【INV上限および下限値[Hz】】

	上限	下限
ACC-105	45	25
FR-105-1	50	25

病院 03 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

<評価項目計算式, 計測概要>

【評価項目計算式】

1) 顕熱 (空気側)

顕熱 = 温度 (SA : T6, RA : T2, OA : T3) × 風量 (SA : P1 から算出, RA : V2 から算出, OA : V3 から算出) × 密度 × 比熱

2) 二次側負荷熱量

二次側負荷熱量 = | SA 顕熱 - RA 顕熱 - OA 顕熱 |

3) 冷水温度差

冷水温度差 = 冷凍機入口温度 (T5, T7, T9, T12) - 冷凍機出口温度 (T6, T8, T10, T13)

4) 風量比

風量比 = 風量 (F1 + F2 + F3 + CAV) ÷ 期間最大風量

5) 給気 - 還気温度差

給気 - 還気温度差 = T6 - T2

6) 消費電力比

消費電力比 = 消費電力 (A1 より算出) ÷ 期間最大消費電力

7) 熱処理量比

熱処理量比 = 熱処理量 (SA 顕熱 - RA 顕熱) ÷ 期間最大熱処理量

8) ATF

ATF = 熱処理量 ÷ 消費電力

【計測概要】

1) データ収集時間間隔

1分

2) フィルタリング条件

- ・ 9:00~17:00 のデータを用いる
- ・ 起動後 1 時間のデータは削除
- ・ INV 上限, 下限値のデータは削除

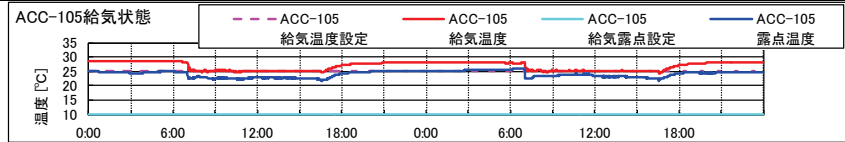
3) データ処理

それぞれのデータを 1 時間平均に集計

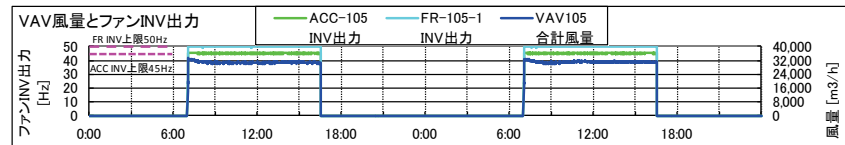
病院 03 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数) 制御

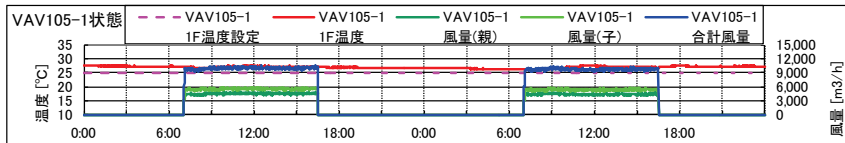
<動作確認データ> 2011年9月1,2日



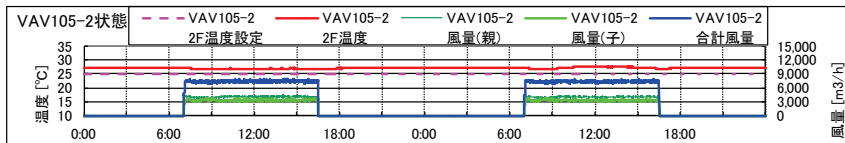
図Ⅲ. 3. 2. 77 ACC-105 給気状態トレンド



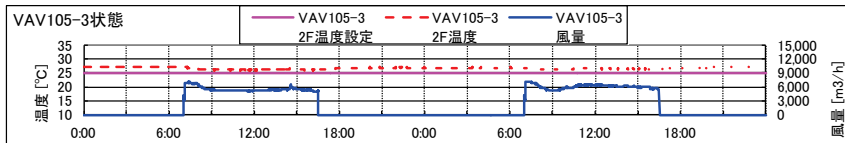
図Ⅲ. 3. 2. 78 INV および VAV 給気状態トレンド



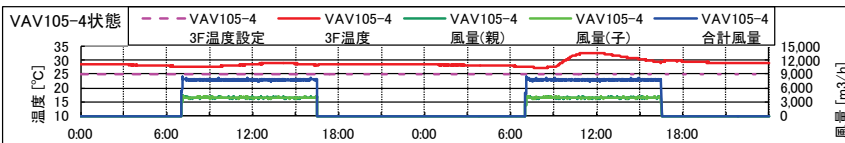
図Ⅲ. 3. 2. 79 VAV105-1 給気状態トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 80 VAV105-2 給気状態トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 81 VAV105-3 給気状態トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 82 VAV105-4 給気状態トレンド

VAV105-1~4 は、それぞれシステムフロー図の VAV1~4 を指す。

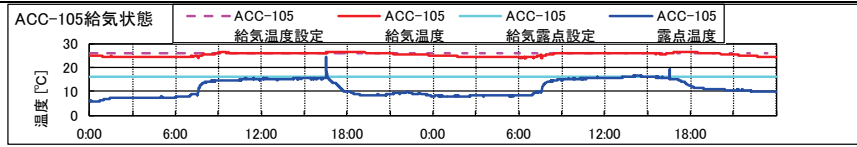
また、各 VAV ユニットは親・子の 2 台構成となっている。

- ACC105 の給気温度は設定通りに制御できている。(給気露点温度はフリー)
- 各 VAV が設定温度を満足していないため、ACC-105 および FR-105-1 は INV 上限値で運転している。
- 各 VAV について、設定温度を満足していない。

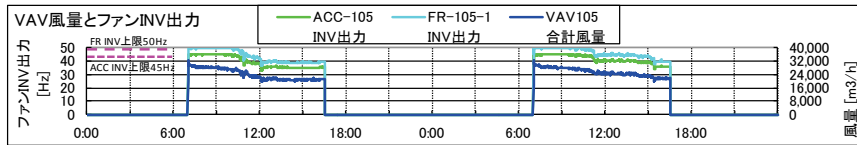
病院 03 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

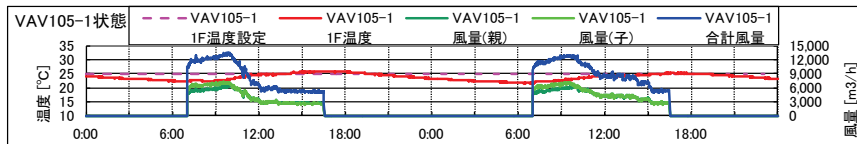
<動作確認データ> 2011年12月6,7日



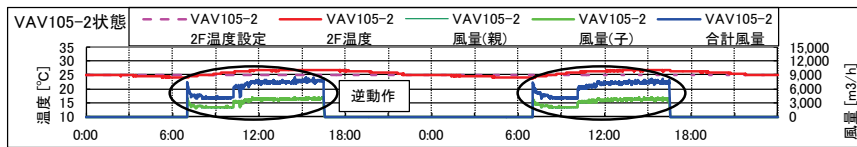
図Ⅲ. 3. 2. 83 ACC-105 給気状態トレンド



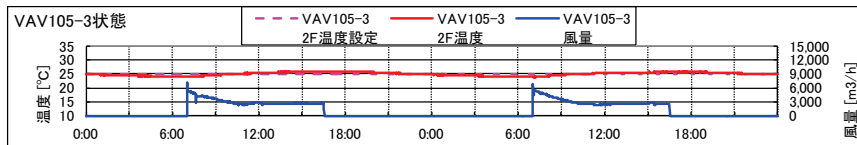
図Ⅲ. 3. 2. 84 INV および VAV 給気状態トレンド



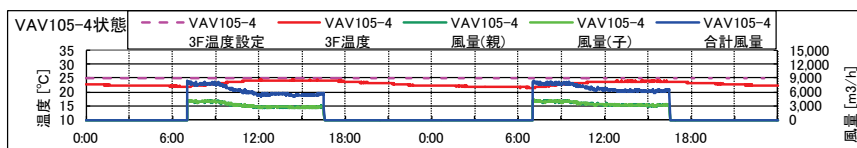
図Ⅲ. 3. 2. 85 VAV105-1 給気状態トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 86 VAV105-2 給気状態トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 87 VAV105-3 給気状態トレンド



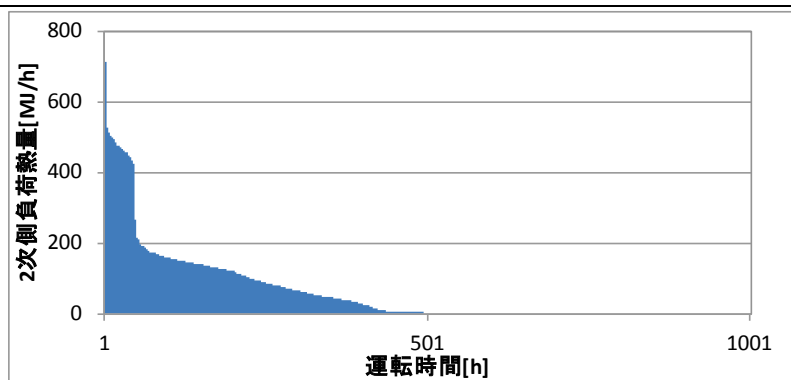
図Ⅲ. 3. 2. 88 VAV105-4 給気状態トレンド

- ACC105 の給気温度は設定通りに制御できている。
- 温度と風量は正常に制御できている。(室内温度が設定温度に近くなると風量が小さくなる)
- VAV の合計風量と VAV105-1,3,4 の風量の差分で運転しているため、逆動作となっている。

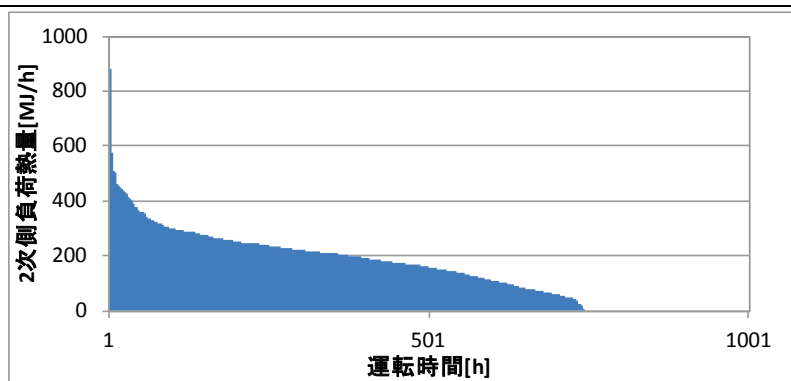
病院 03 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数) 制御

<動作確認データ>

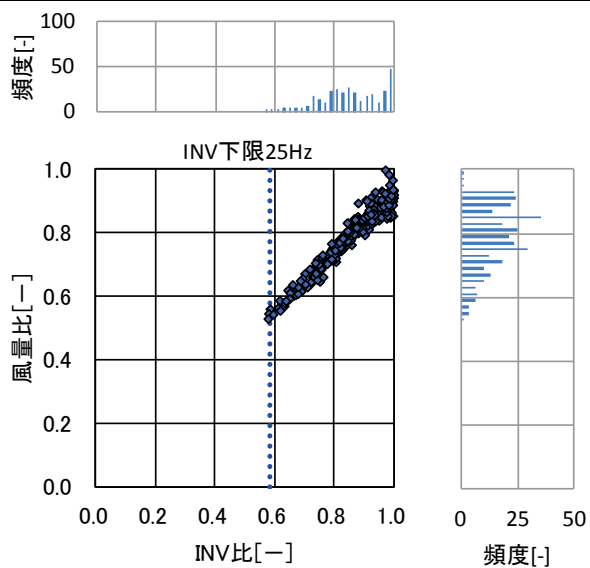


図Ⅲ. 3. 2. 89 期間冷房負荷



図Ⅲ. 3. 2. 90 期間暖房負荷

2次側負荷熱量は、空気の顕熱としている



図Ⅲ. 3. 2. 91 INV と風量比の関係

病院 03 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

<風量分析>2011年9月~2012年1月

※期間中の最大風量, 最大消費電力, 最大熱処理量を”1”とした.

※データは2011年9月~2012年1月までのデータである.

※熱処理量は, 顕熱としている.

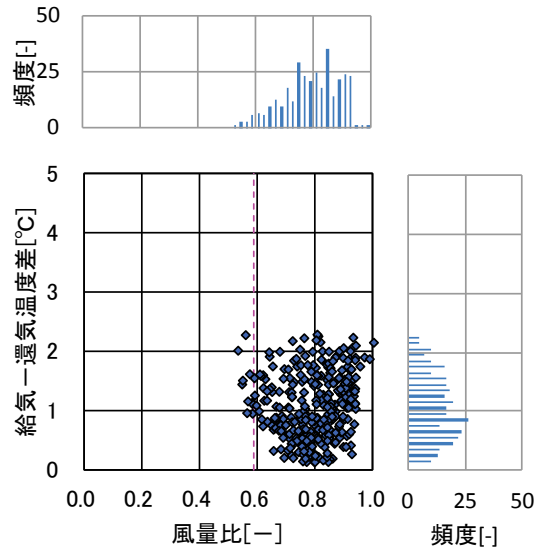
※正規化した際の最大値について

風量: 30672[m³/h]

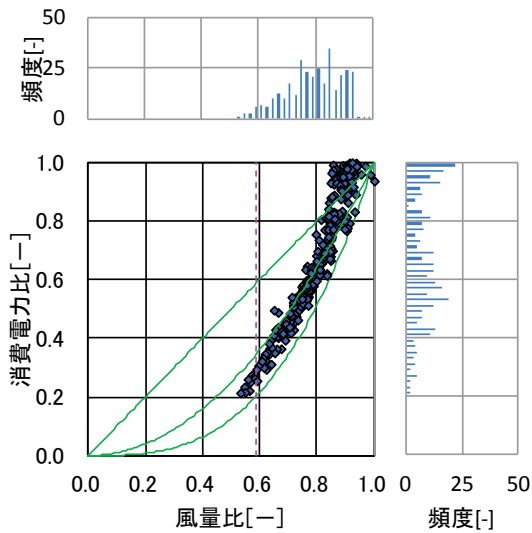
消費電力: 13[kW]

熱処理量: 72[MJ/h]

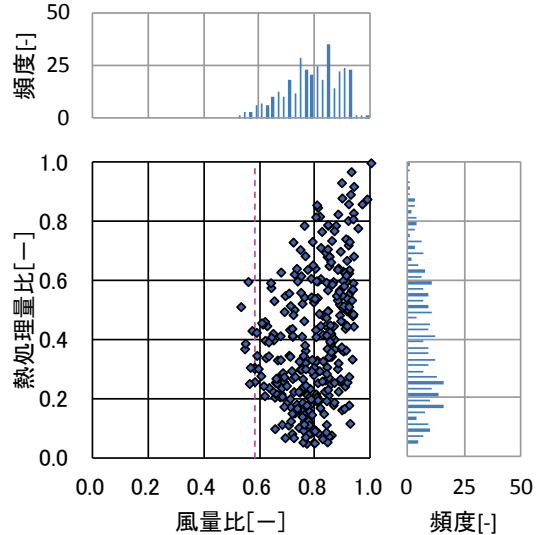
- 温度差は0~2°Cで分布している.
- 風量と電力の関係は, 3次曲線よりも上で推移している.
- 風量に対し熱量は増加しているが, ばらつきが大きい.



図Ⅲ. 3. 2. 92 風量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 93 風量比と消費電力比の関係

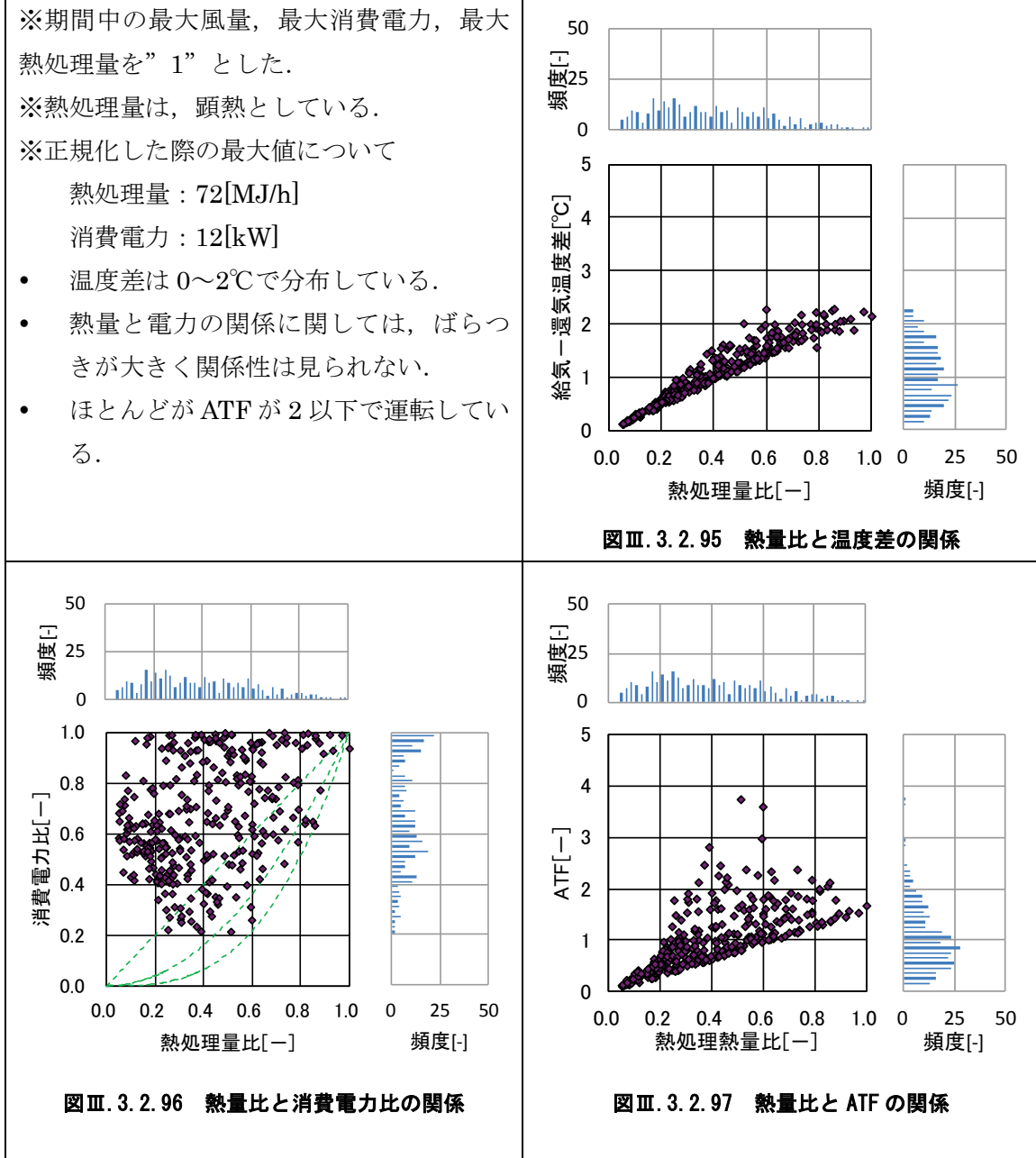


図Ⅲ. 3. 2. 94 風量比と熱量比の関係

病院 03 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

< 熱量分析 >

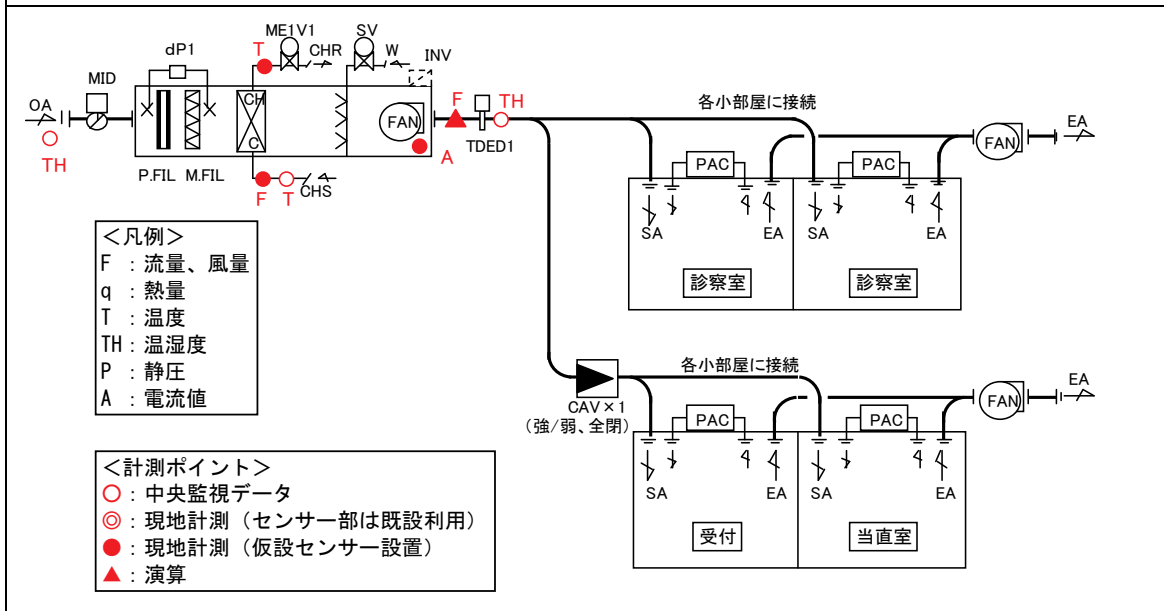


3.2.7. 病院 04 (FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

建物名	病院 04	地区	千葉	竣工	2006 年	新築	—	規模	31,000m ²
分類記号	FAO-VAV-03				検出部	CAV 合計風量			
制御目的	給気風量				制御目標	給気風量			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～9 月 30 日				動作	回転数 (周波数) 制御			
制御対象	SA ファン				製造年月				
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 給気温度制御 室温設定により冷水水弁の比例制御を行う (冷暖切換). 給気露点温度を計測し, 加湿 (冬季) 制御を行う. 外気給気風量制御 CAV (強・夜間切換) の切換信号により, INV 周波数を切替える. 外気給気制御 定風量の系統と CAV 設置系統に分かれる. INV 周波数上限下限 上限 45Hz, 下限 41Hz SA 温度設定 18:00～6:00 24°C, 6:00～18:00 22°C 風量切替の基準 月～金 6:00～10:00, 11:00～13:00, 16:00～18:00 High (強), それ以外 Low (弱) 室内温度設定: PAC 側で設定 				機器仕様	AHU-151 (外来棟 1 階 小児科・外来待合 いホール系統) 送風ファン 7,700m ³ /h×580Pa× 5.5kW 冷水コイル 99.8 kW 冷水量 205 L/min 温水コイル 88.1 kW 温水量 182 L/min			

システムフロー



分析リスト
 ・温度変化, 給気外気温度差, 風量, 処理熱量
 ・ファン消費電力, ATF

病院 04 (FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

<計測データ，評価項目計算式>

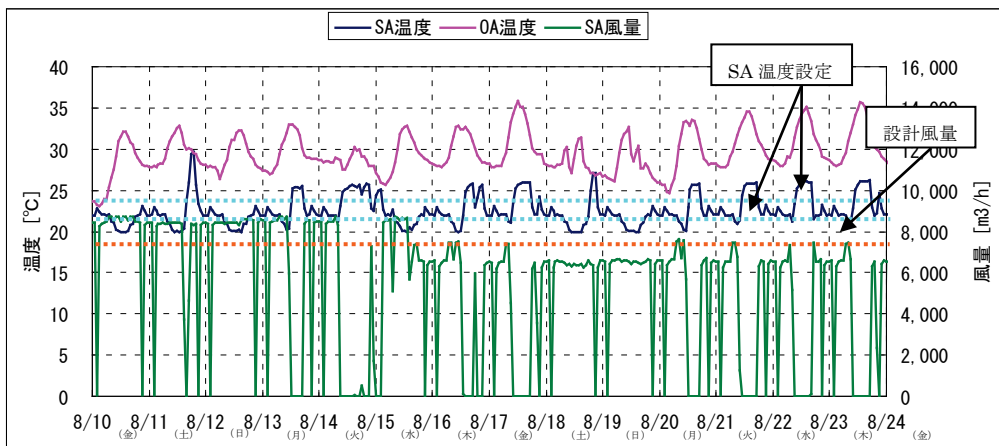
<p>1. 計測データ</p> <p>(1) データの収集時間間隔</p> <ul style="list-style-type: none"> ・現地計測データ：1分間隔，瞬時値 ・中央監視データ：10分間隔，瞬時値 <p>(2) データ処理</p> <ul style="list-style-type: none"> ・1分間隔瞬時値，10分間隔瞬時値 → 1時間平均値に処理 <p>(3) 解析利用データのフィルタリング項目</p> <ul style="list-style-type: none"> ・機器の起動時，停止時のデータを排除 ・機器が停止状態のデータを削除 ・給気外気エンタルピ差がマイナスとなるデータを削除 <p>2. 評価項目計算式</p> <p>(1) 風量</p> <p>給気風量 SA は，事前にダクト内の風速の測定を行い，SA ファン消費電力 E [kW] と間に以下の関係式を算出した。</p> $\text{給気風量 SA [m}^3/\text{h]} = -304.64 \times E^3 + 1637.5 \times E^2 + 475.92 \times E$ <p>計測期間の最大風量を基に風量比を算出した。</p> $\text{風量比 FR} = \text{給気風量 SA [m}^3/\text{h]} / \text{実測最大風量：8,748 [m}^3/\text{h]}$ <p>(2) 給気外気温度差</p> <p>計測した給気温度を T1，外気温度を T2 として算出した。</p> $\text{給気外気温度差 } \Delta T [^\circ\text{C}] = T2 [^\circ\text{C}] - T1 [^\circ\text{C}]$ <p>(3) 処理熱量</p> <p>SA と OA のエンタルピ差と SA 風量とで，処理熱量を算出した。</p> $\text{処理熱量 q [MJ/h]} = \text{空気密度：1.2 [kg/m}^3\text{]} \times \text{給気風量 SA [m}^3/\text{h]} \times (\text{OA 比エンタルピ H2 [kJ/kg']} - \text{SA 比エンタルピ H1 [kJ/kg']}) / 1,000 [\text{kJ/MJ}]$ <p>最大処理熱量を基に処理熱量比を算出した。</p> $\text{処理量熱比 HR} = \text{処理熱量 q [MJ/h]} / \text{最大処理熱量：219 [MJ/h]}$ <p>(4) 消費電力</p> <p>計測した電流 A から消費電力を算出した。</p> <p>SA ファンの消費電力を消費電力 E として使用した。</p> $\text{SA ファン消費電力 E [kW]} = \sqrt{3} \times \text{電圧：200 [V]} \times \text{SA ファン電流 A [A]} \times \text{力率：0.85} / 1,000 [\text{W/kW}]$ <p>最大消費電力を基に消費電力比を算出した。</p> $\text{消費電力比 ER} = \text{消費電力 E [kW]} / \text{最大消費電力：4.0 [kW]}$ <p>(5) ATF（空気搬送効率）</p> $\text{ATF} = (\text{処理熱量 q [MJ/h]} / 3.6[\text{MJ}/(\text{h} \cdot \text{kW})]) / \text{消費電力 [kW]}$ <p>計測時の最大処理熱量（219 [MJ/h]）と最大消費電力（4.0 [kW]）との ATF（15.2）を基準とし，理想曲線を算出した。</p> <p>(6) 理想曲線</p> <p>風量に対する電力，熱量に対する電力ともに1次曲線，2次曲線，3次曲線とした。</p> <p>SA ファンの INV 上限下限のみを考慮した。</p> <p>上限：45Hz → 1.0，下限：41Hz → 0.911</p>

病院 04 (FAO-VAV-03)

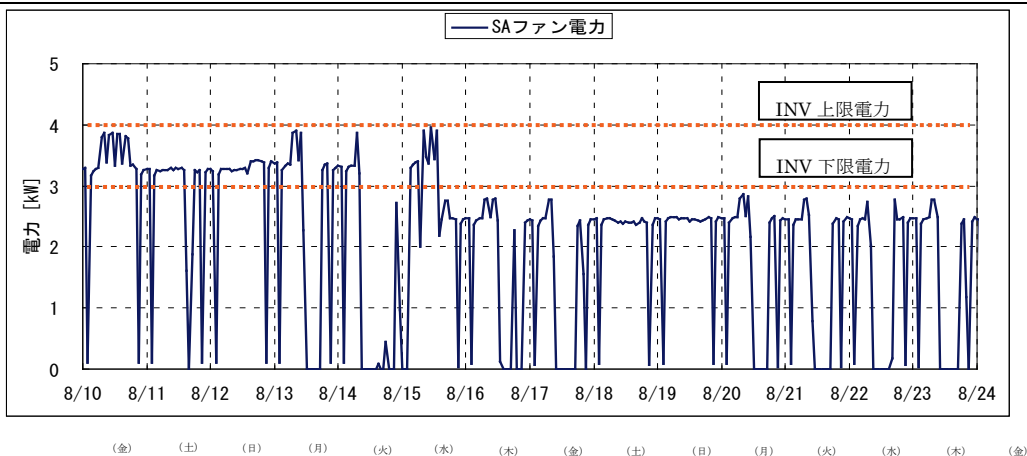
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

- 2012. 8. 10～8. 24 のトレンドグラフ
- SA 風量は設計値が 7,700m³/h であるが、ピーク時は概ね設計風量になる。昼間でも外調機が何度か停止している。
- 8/16 に風量の設定が変わっている。
- SA 設定温度は昼間が 22℃、夜間が 24℃であるが、外調機が稼働している間は 22℃に制御されている。
- INV 周波数が 45Hz で電力は 4.0kW、INV 周波数が 41Hz で電力は 3.0kW となる。



図Ⅲ. 3. 2. 98 SA 温度, OA 温度, SA 風量トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 99 ファン電力トレンド

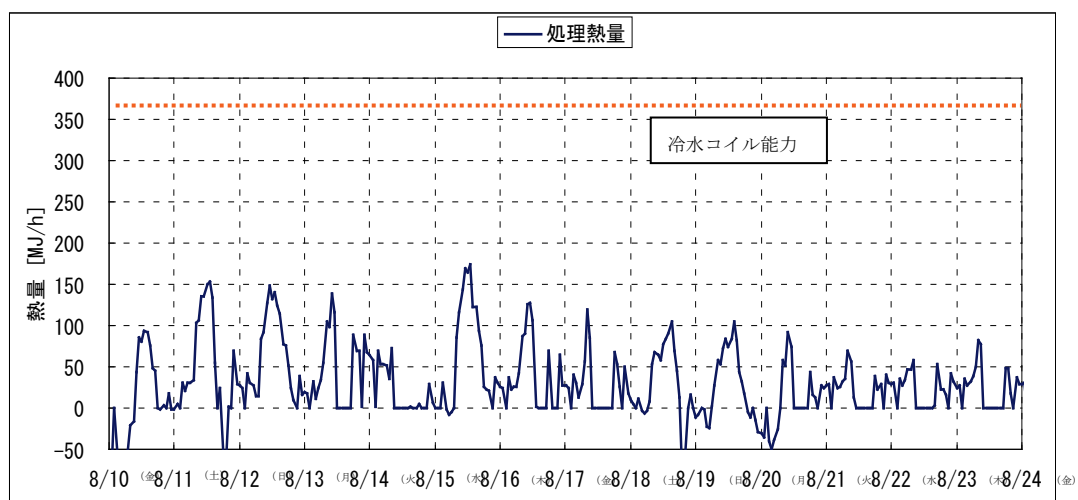
病院 04 (FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

(コメント欄)

- ・ 2012.8.10~8.24 のトレンドグラフ
- ・ 冷水コイルの能力は 359MJ/h (99.8kW) であるが、ピークで 165MJ/h となり 46%程度の処理熱量となる。



図Ⅲ.3.2.100 処理熱量トレンド

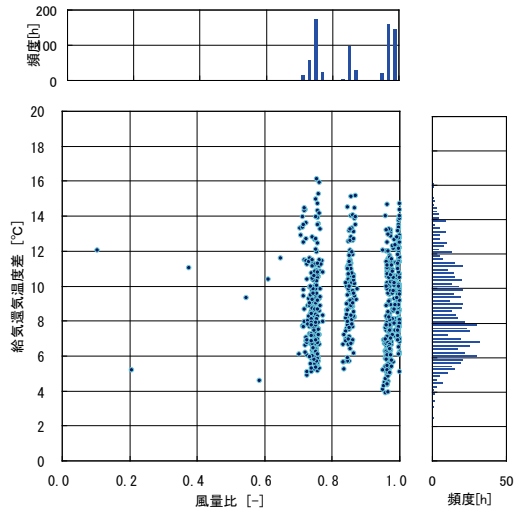
病院 04 (FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

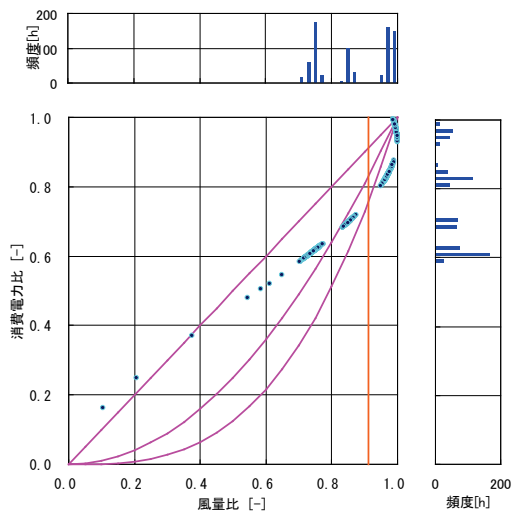
<風量分析>

(コメント欄)

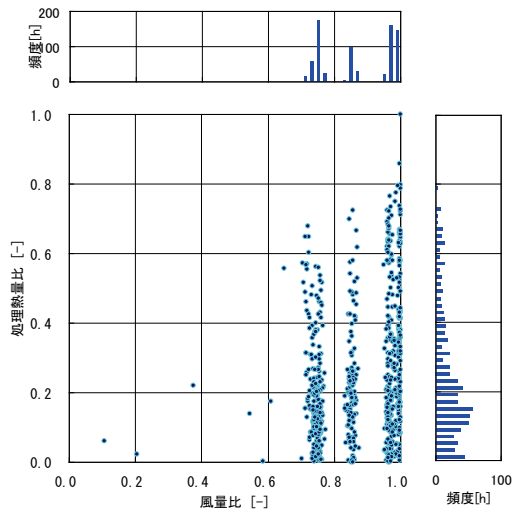
- 風量比には、3つのピークがあり、それぞれの風量比で給気外気温度差にばらつきがある。
- 消費電力は理想曲線から離れた分布である。風量比には4つのピークがある。
- 風量比のピークごとに給気温度を変化させるため、処理熱量比は、ばらついている。



図Ⅲ. 3. 2. 101 風量比と給気外気温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 102 風量比と消費電力比の関係



図Ⅲ. 3. 2. 103 風量比と処理熱量比の関係

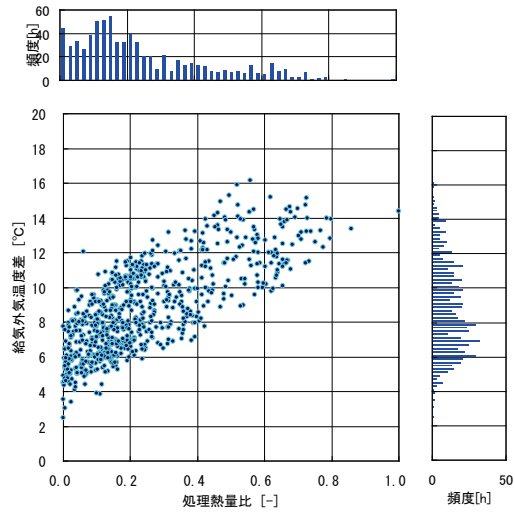
病院 04 (FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

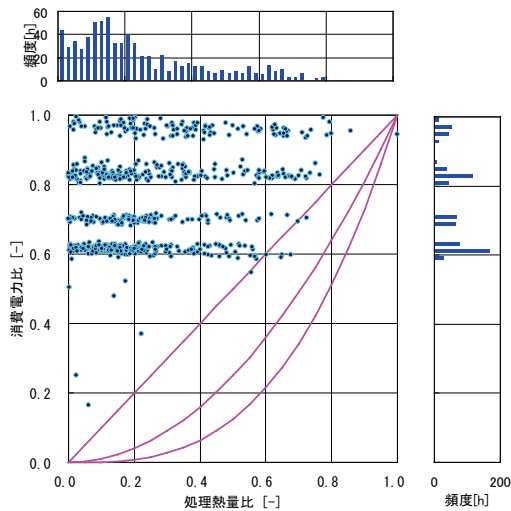
< 熱量分析 >

(コメント欄)

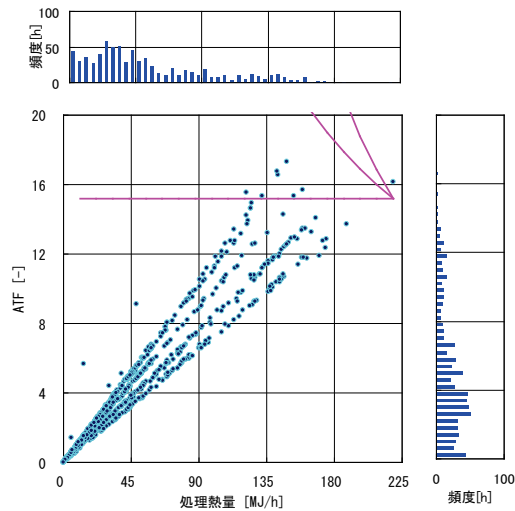
- 定風量に近い運転となるため, 処理熱量比と給気外気温度差との間には, 比例の関係が見られる.
- 消費電力量比には4つのピークが存在している. 給気温度を変化させて, 処理熱量を変えている. 外気温度が低い場合は, 処理熱量比は0になる.
- 処理熱量と ATF との間に比例の関係が見られる.



図Ⅲ. 3. 2. 104 処理熱量比と給気外気温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 105 処理熱量比と消費電力量比の関係



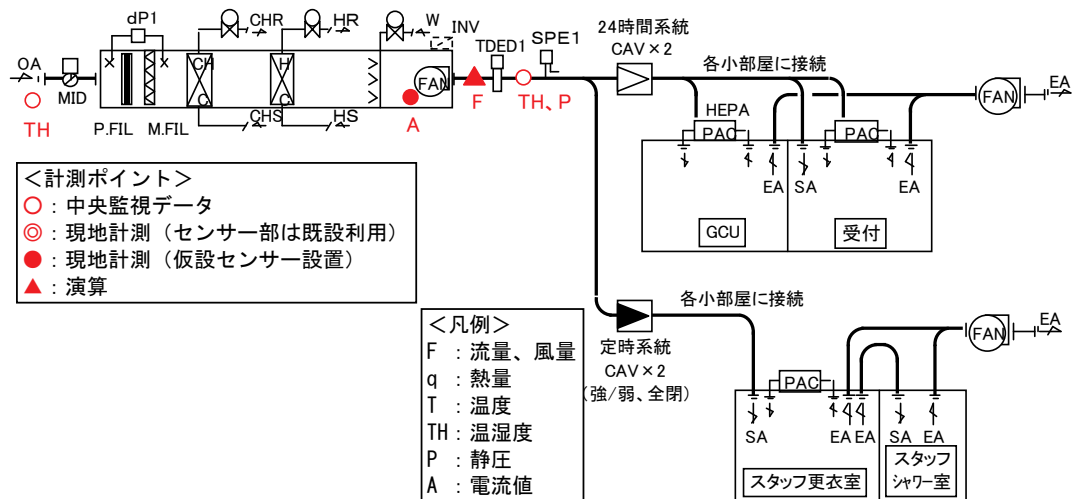
図Ⅲ. 3. 2. 106 処理熱量とATFの関係

3.2.8. 病院 04 (FAO-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数（周波数）制御

建物名	病院 04	地区	千葉	竣工	2006 年	新築	—	規模	31,000m ²
分類記号	FAO-VAV-05				検出部	吐出圧（可変）			
制御目的	給気風量				制御目標	吐出圧			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～9 月 30 日				動作	回転数（周波数）制御			
制御対象	SA ファン				製造年月				
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・給気温度制御 室温設定により冷水弁・温水弁の比例制御を行う。 給気露点温度を計測し、加湿／除湿（冷水弁）制御を行う。 ・外気給気風量制御 給気ダクト内静圧（吐出側）による INV 周波数制御（設定静圧 160Pa） 各系統への外気給気風量の制御は CAV にて行う。 ・CAV-外調機-排風機連動 ・INV 周波数上限下限 上限 50Hz, 下限 20Hz ・SA 温度設定 18:00～6:00 25℃, 6:00～18:00 23℃ ・SA 静圧設定：160Pa ・風量切替の基準 各部屋で手動切替 ・室内温度設定：PAC 側で設定 				機器仕様	AHU-301 （入院棟 3 階 NICU・GCU 系統） 送風ファン 7,220m ³ /h×440Pa×5.5kW 冷水コイル 83.2 kW 冷水量 171 L/min 温水コイル 87.5 kW 温水量 113 L/min 再熱コイル 16.2 kW 温水量 34 L/min			

システムフロー



分析リスト

- ・温度変化，給気外気温度差，風量，処理熱量
- ・ファン消費電力，給気ダクト静圧，ATF

病院 04 (FAO-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数（周波数）制御

<計測データ，評価項目計算式>

<p>1. 計測データ</p> <p>(1) データの収集時間間隔</p> <ul style="list-style-type: none"> ・現地計測データ：1分間隔，瞬時値 ・中央監視データ：10分間隔，瞬時値 <p>(2) データ処理</p> <ul style="list-style-type: none"> ・1分間隔瞬時値，10分間隔瞬時値 → 1時間平均値に処理 <p>(3) 解析利用データのフィルタリング項目</p> <ul style="list-style-type: none"> ・機器の起動時，停止時のデータを排除 ・機器が停止状態のデータを削除 ・給気外気エンタルピ差がマイナスとなるデータを削除 <p>2. 評価項目計算式</p> <p>(1) 風量</p> <p>給気風量 SA は，事前にダクト内の風速の測定を行い，SA ファン消費電力 E [kW] と間に以下の関係式を算出した。</p> $\text{給気風量 SA [m}^3/\text{h]} = -137.53 \times E^3 - 1228.8 \times E^2 + 3952.9 \times E$ <p>計測期間の最大風量を基に風量比を算出した。</p> $\text{風量比 FR} = \text{給気風量 SA [m}^3/\text{h]} / \text{実測最大風量：7,596 [m}^3/\text{h]}$ <p>(2) 給気外気温度差</p> <p>計測した給気温度を T1，外気温度を T2 として算出した。</p> $\text{給気外気温度差 } \Delta T [^\circ\text{C}] = T2 [^\circ\text{C}] - T1 [^\circ\text{C}]$ <p>(3) 処理熱量</p> <p>SA と OA のエンタルピ差と SA 風量とで，処理熱量を算出した。</p> $\text{処理熱量 q [MJ/h]} = \text{空気密度：1.2 [kg/m}^3\text{]} \times \text{給気風量 SA [m}^3/\text{h]} \\ \times (\text{OA 比エンタルピ H2 [kJ/kg']} - \text{SA 比エンタルピ H1 [kJ/kg']}) / 1,000 \text{ [kJ/MJ]}$ <p>最大処理熱量を基に処理熱量比を算出した。</p> $\text{処理熱量比 HR} = \text{処理熱量 q [MJ/h]} / \text{最大処理熱量：261 [MJ/h]}$ <p>(4) 消費電力</p> <p>計測した電流 A から消費電力を算出した。</p> <p>SA ファンの消費電力を消費電力 E として使用した。</p> $\text{SA ファン消費電力 E [kW]} \\ = \sqrt{3} \times \text{電圧：200 [V]} \times \text{SA ファン電流 A [A]} \times \text{力率：0.85} / 1,000 \text{ [W/kW]}$ <p>最大消費電力を基に消費電力比を算出した。</p> $\text{消費電力比 ER} = \text{消費電力 E [kW]} / \text{最大消費電力：4.6 [kW]}$ <p>(5) ATF（空気搬送効率）</p> $\text{ATF} = (\text{処理熱量 q [MJ/h]} / 3.6[\text{MJ}/(\text{h} \cdot \text{kW})]) / \text{消費電力 [kW]}$ <p>計測時の最大処理熱量（261 [MJ/h]）と最大消費電力（4.6 [kW]）との ATF（15.9）を基準として，理想曲線を算出した。</p> <p>(6) 理想曲線</p> <p>風量に対する電力，熱量に対する電力ともに1次曲線，2次曲線，3次曲線とした。</p> <p>SA ファンの INV 上限下限のみを考慮した。</p> <p>上限：50Hz → 1.0，下限：20Hz → 0.4</p>
--

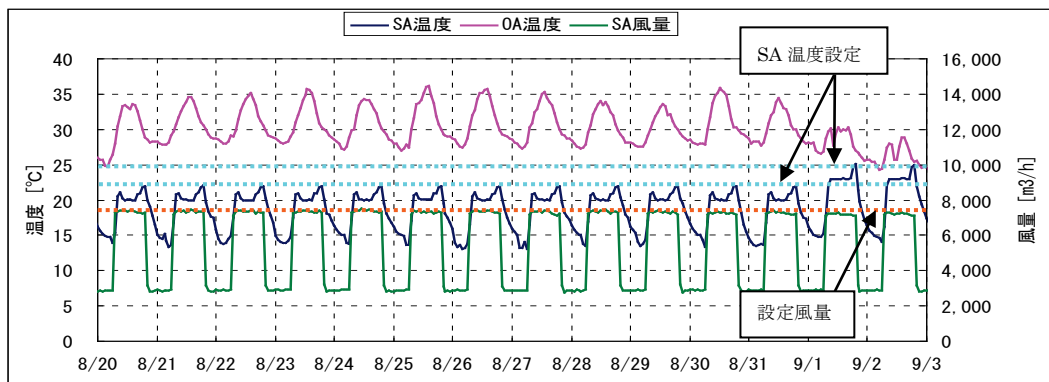
病院 04 (FAO-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数（周波数）制御

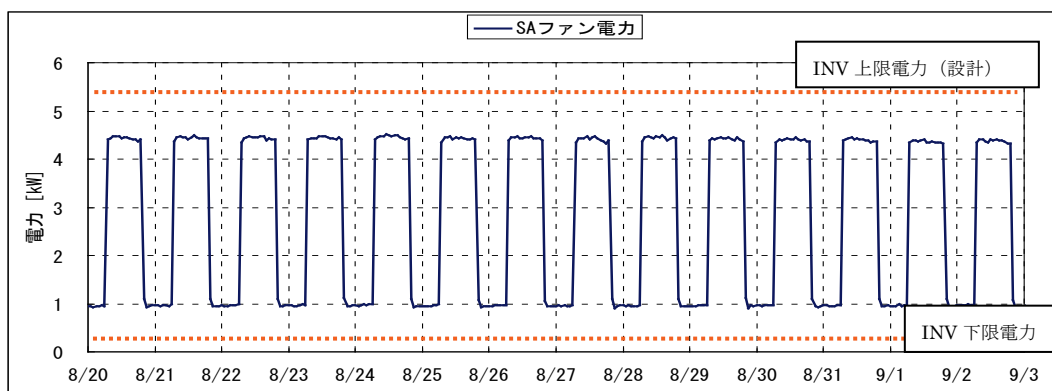
<動作確認データ>

(コメント欄)

- ・ 2012. 8. 20～9. 3 のトレンドグラフ
- ・ SA 風量は設計値が 7,220m³/h であるが、ピーク時は概ね設計風量になる。昼間と夜間で CAV の台数が変わり、手動であるが 2 段階に変化している。
- ・ SA 設定温度は昼間が 23℃、夜間が 25℃であるが、設定より低い温度に制御されている。
- ・ INV 周波数が 20Hz で電力は 0.35kW となる。
- ・ 昼間と夜間で運転している CAV の台数が変わり、手動であるが 2 段階に変化している。



図Ⅲ. 3. 2. 107 SA 温度, OA 温度, SA 風量トレンド



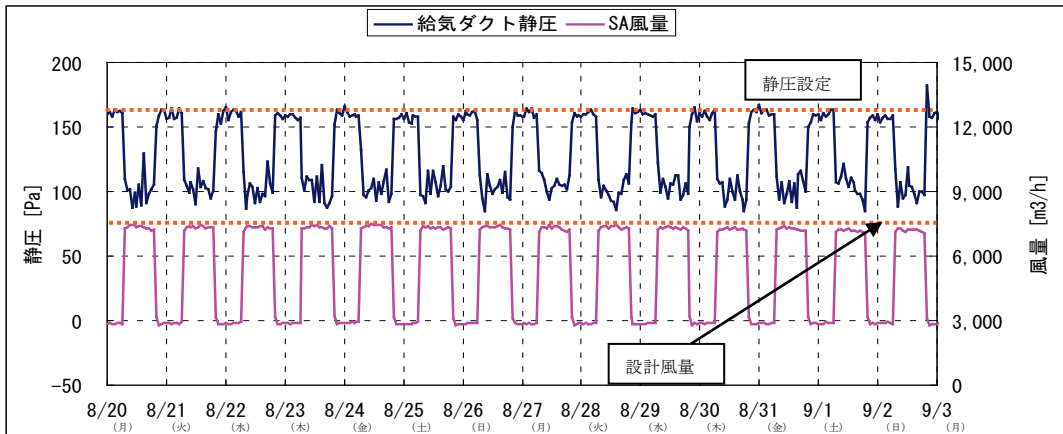
図Ⅲ. 3. 2. 108 ファン電力トレンド

病院 04 (FAO-VAV-05)

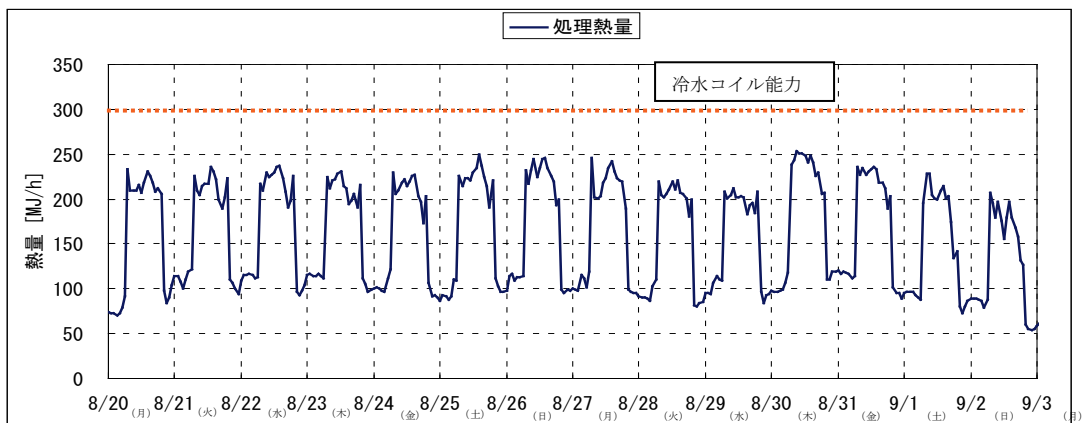
制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

- ・ 2012. 8. 20～9. 3 のトレンドグラフ
- ・ 静圧の設定は、160Pa である。SA 風量が小の時は概ね設定通りである。風量がピークの時ファン INV が上限になるが、100Pa 前後にしかならない。
- ・ 冷水コイルの能力は 300MJ/h (83.2kW) であるが、ピークで 250MJ/h となり 83%程度の処理熱量となる。



図Ⅲ. 3. 2. 109 給気ダクト静圧, 風量トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 110 処理熱量トレンド

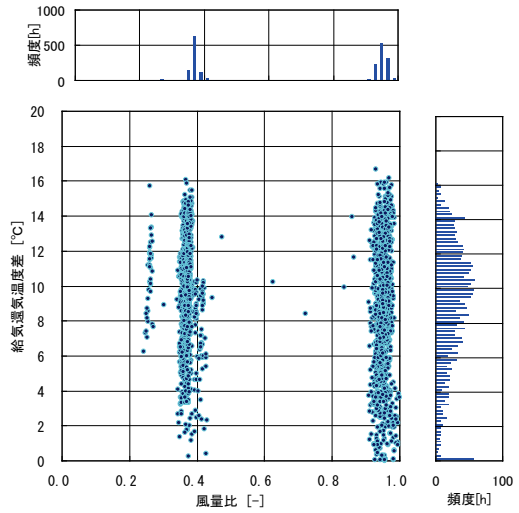
病院 04 (FAO-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数（周波数）制御

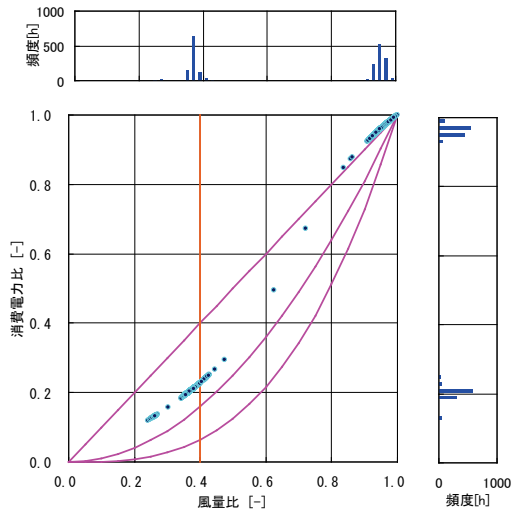
<風量分析>

(コメント欄)

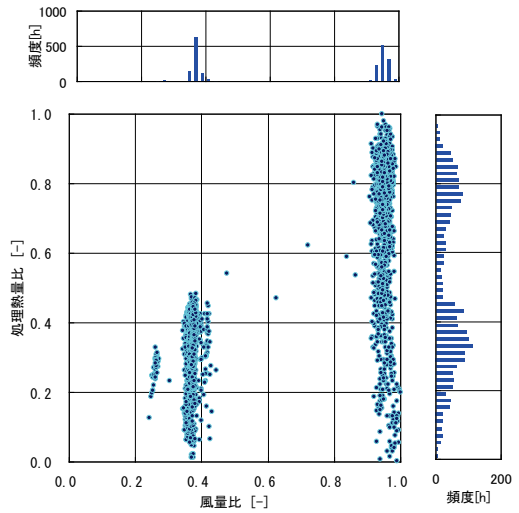
- 風量比には、2つのピークがあり、それぞれの風量比で給気外気温度差にばらつきがある。
- 消費電力は1次曲線と2次曲線の間に分布している。風量比には2つのピークがある。
- 風量比のピークごとに給気温度を変化させるため、処理熱量比は、ばらついている。



図Ⅲ. 3. 2. 111 風量比と給気外気温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 112 風量比と消費電力比の関係



図Ⅲ. 3. 2. 113 風量比と処理熱量比の関係

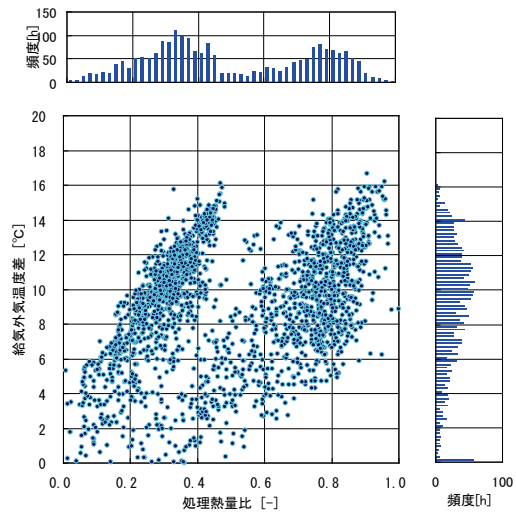
病院 04 (FAO-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	吐出圧	吐出圧	回転数（周波数）制御

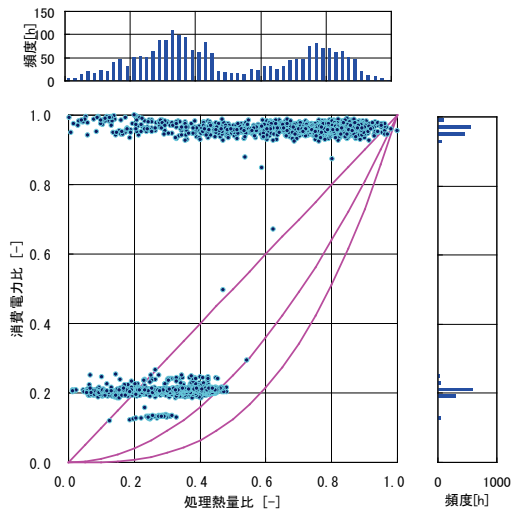
< 熱量分析 >

(コメント欄)

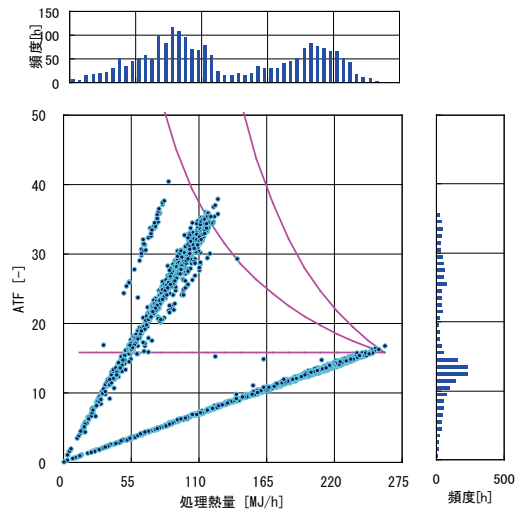
- 処理熱量比には2つのグループがある。定風量に近い運転となるため、それぞれのグループで処理熱量比と給気外気温度差との間には、比例の関係が見られる。
- 消費電力量比には2つのピークが存在している。給気温度を変化させて、処理熱量を変えている。外気温度が低い場合は、処理熱量比は0になる。
- 処理熱量とATFとの間には、2つのグループがあり、それぞれで比例の関係が見られる。



図Ⅲ. 3. 2. 114 処理熱量比と給気外気温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 115 処理熱量比と消費電力比の関係



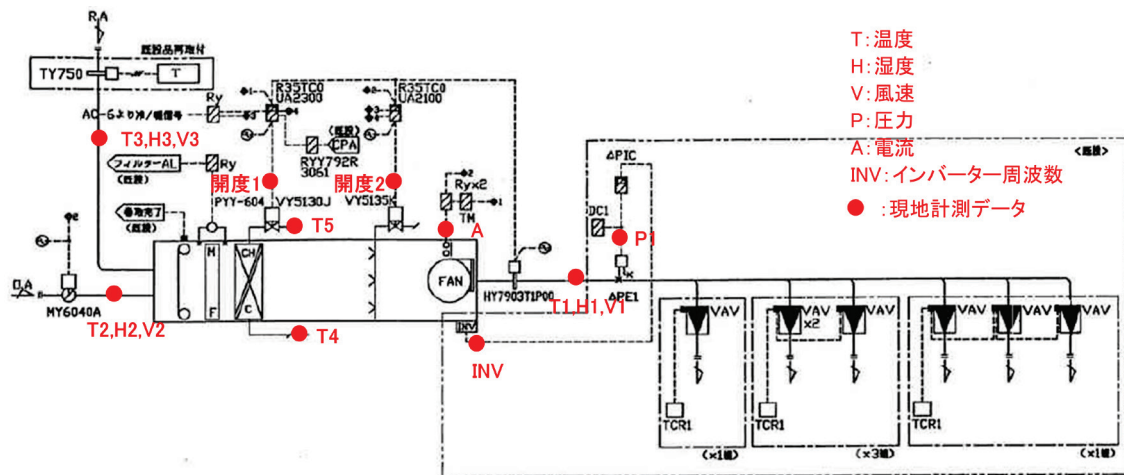
図Ⅲ. 3. 2. 116 処理熱量とATFの関係

3.2.9. 病院 09 (AHU-VAV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ファン	吐出圧	吐出圧	回転数(周波数)制御

建物名	病院 04	地区	大阪	竣工	-	改修	2001年	規模	14,832m ²
分類記号	AHU-VAV-06				検出部	給気静圧			
制御目的	ファン回転数制御				制御目標	給気風量			
分析期間	平成 23 年 11 月～平成 24 年 2 月				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	AC-13				製造年月				
制御内容	<AHU 廻り> ・給気温度制御 ・給気露点温度制御 ・給気風量制御 <VAV 廻り> ・室内温度制御				機器仕様	AC-13 16,200m ³ /h×530Pa(機外) 3φ×200V×11kW C/C:(冷)111.7kW,(暖)91.2kW S/C:28.8kg/h			

システムフロー



【空調対象室用途・規模】

VAV記号	系統	SA設計風量 [m ³ /h]
VAV-AC-13-B01	B1F 自販機コーナー	450
VAV-AC-13-B02~B03	B1F 中央廊下	1930
VAV-AC-13-101~103	1F エントランスホール	3860
VAV-AC-13-201~202	2F EVホール	2100
VAV-AC-13-301~302	3F EVホール	1500

【INV 上限および下限値 [Hz]】

	上限	下限
AC-13	60	30

【ファンの目標給気静圧】

515Pa(一定)

【処理熱量算出方法】

- ・AHU の冷温水コイル出入口状態から顕熱を求める
- ・コイル熱量を処理熱量とする

病院 09 (AHU-VAV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ファン	吐出圧	吐出圧	回転数(周波数)制御

【評価項目計算式】

1) 二次側負荷熱量(水側)

$$\text{二次側負荷熱量} = \text{温度差}(T4 - T5) \times \text{流量(開度1から算出} \times \text{比重} \times \text{比熱}$$

4) 風量比

$$\text{風量比} = \text{風量(INVより算出)} \div \text{定格風量}$$

5) 給気-還気温度差

$$\text{給気-還気温度差} = T1 - T2$$

6) 消費電力比

$$\text{消費電力比} = \text{消費電力(WH)} \div \text{定格消費電力}$$

7) 熱処理量比

$$\text{熱処理量比} = \text{二次側負荷熱量} \div \text{定格熱処理量}$$

8) ATF

$$\text{ATF} = \text{熱処理量} \div \text{消費電力}$$

9) ATF比

$$\text{ATF比} = \text{ATF} \div \text{定格ATF(定格熱処理量} \div \text{定格消費電力)}$$

【計測概要】

1) データ収集時間間隔

1分

2) フィルタリング条件

- ・9:00~17:00のデータを用いる
- ・起動後1時間のデータは削除

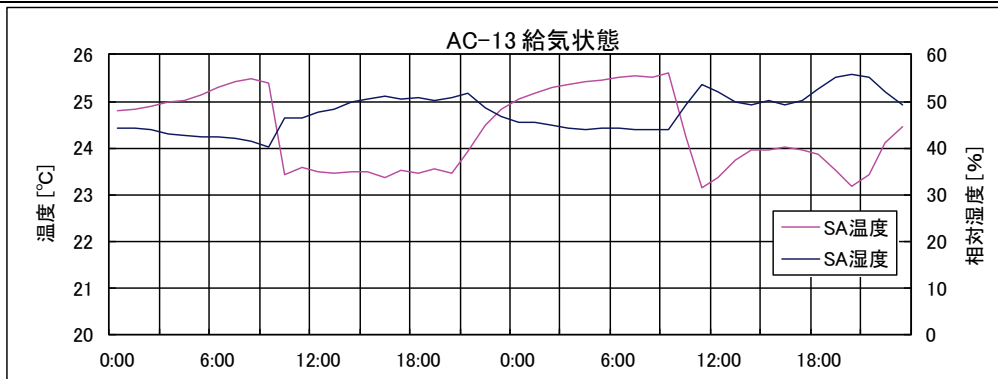
3) データ処理

それぞれのデータを1時間平均に集計

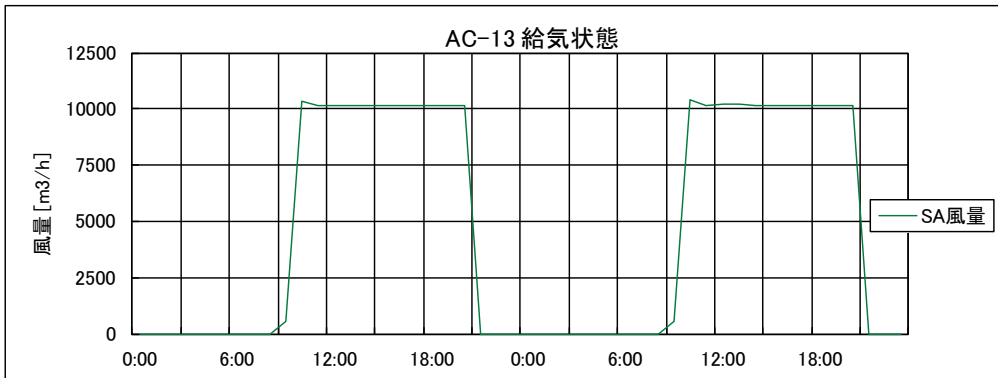
病院 09 (AHU-VAV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ファン	吐出圧	吐出圧	回転数(周波数)制御

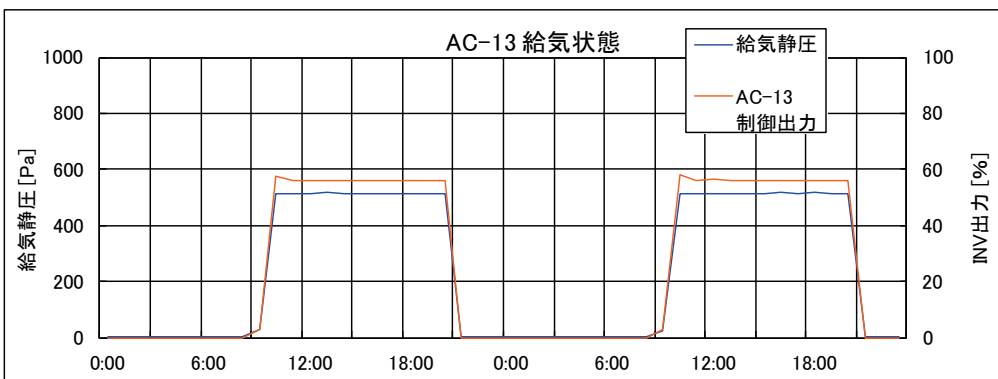
<動作確認データ> 2011年11月29,30日



図Ⅲ. 3. 2. 117 給気温湿度状態トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 118 給気風量状態トレンド



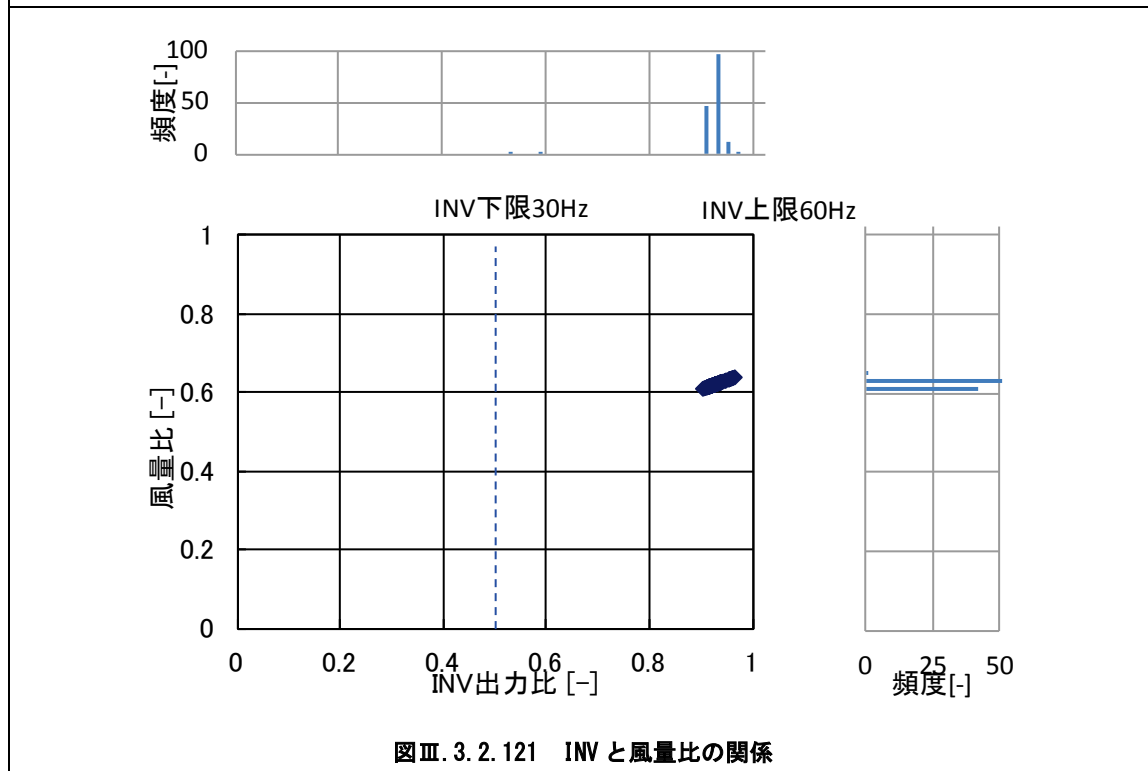
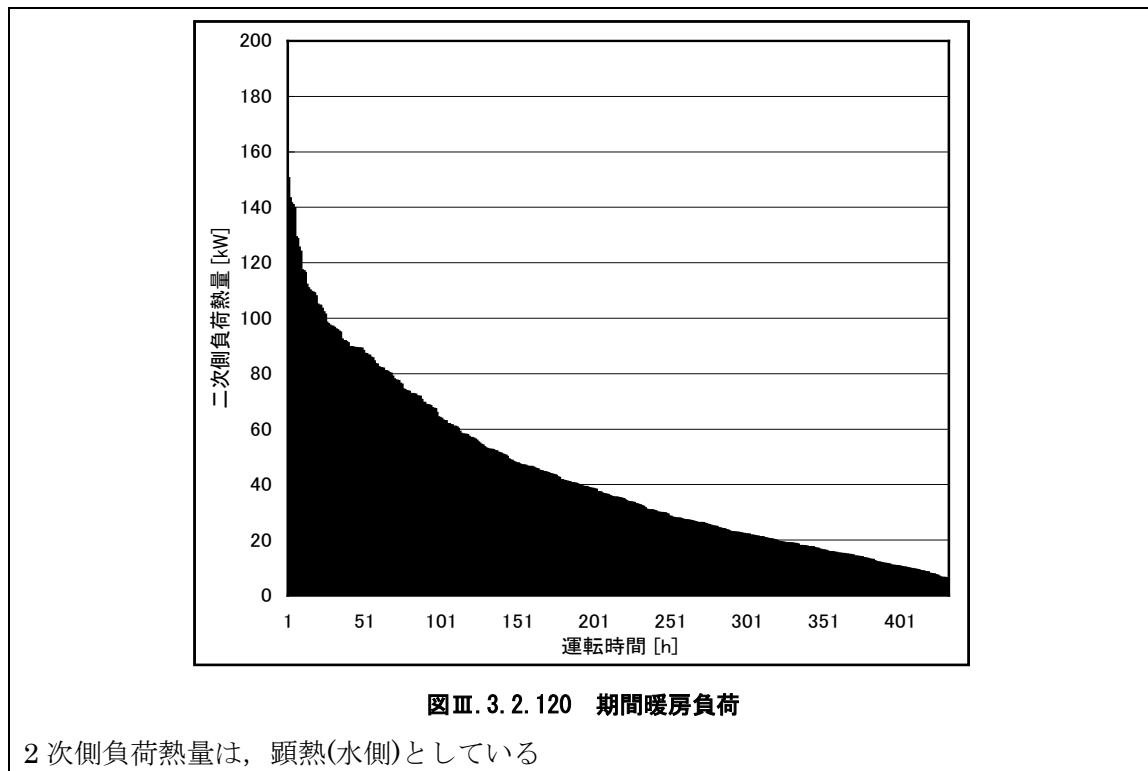
図Ⅲ. 3. 2. 119 給気静圧および INV 出力状態トレンド

- AC-13 の給気温度 23.5°C, 相対湿度は 50%に制御されている。
- AC-13 の風量は運転中ほぼ一定である。
- 給気静圧は一定(515Pa)に INV 制御されている。

病院 09 (AHU-VAV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ファン	吐出圧	吐出圧	回転数(周波数)制御

<動作確認データ>



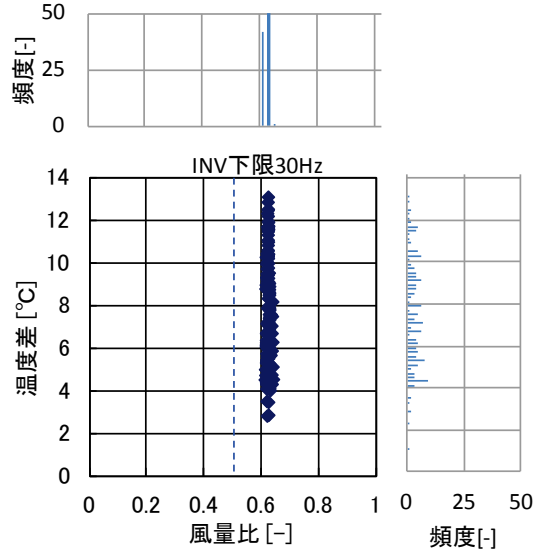
病院 09 (AHU-VAV-06)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ファン	吐出圧	吐出圧	回転数(周波数)制御

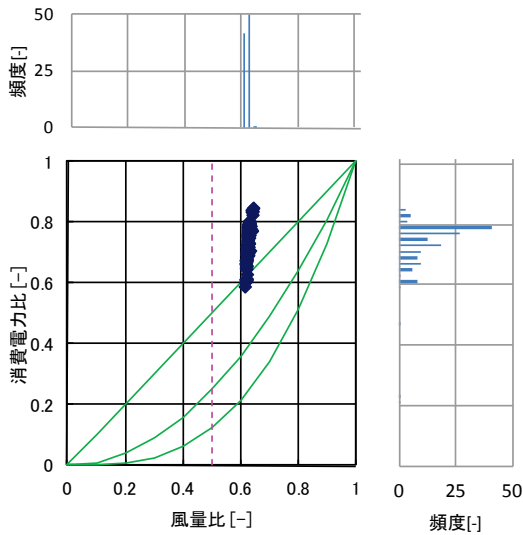
<風量分析>2011年11月~2011年12月

※設計風量, 設計消費電力を”1”とした.
 ※データは2011年11月~2011年12月までのデータである.
 ※消費電力の理想曲線は, 周波数下限設定値30Hz, 三乗則により計算した.

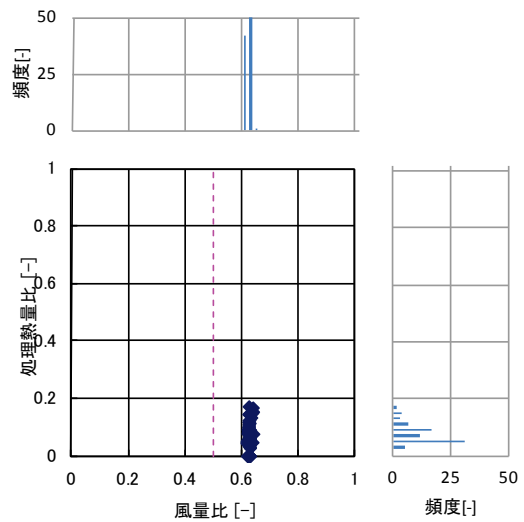
- 温度差は3~13°Cで分布している.
- 風量と電力の関係は, 2次曲線よりも上で推移している.
- 理想曲線よりも低い熱処理量比で運転している.



図Ⅲ. 3. 2. 122 風量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 123 風量比と消費電力比の関係



図Ⅲ. 3. 2. 124 風量比と熱量比の関係

病院 09 (AHU-VAV-06)

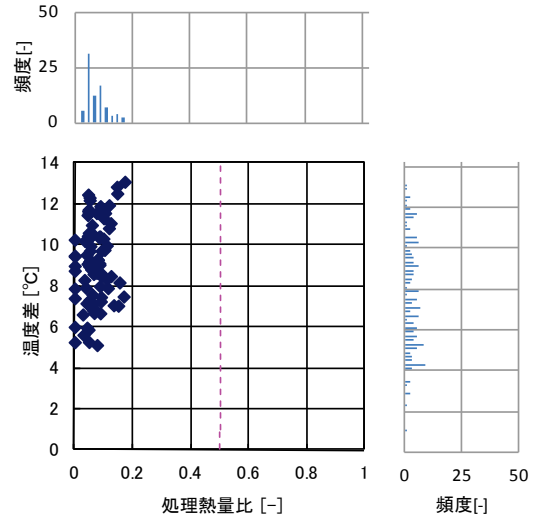
制御対象	検出部	制御目標	動作
ファン	吐出圧	吐出圧	回転数（周波数）制御

<熱量分析>

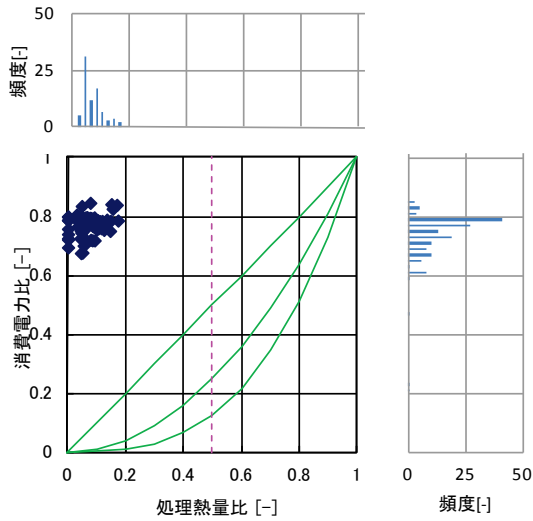
※処理熱量比および消費電力比はそれぞれ設計熱量比(=設計風量×設計温度差), 設計消費電力を”1”とした.

※処理熱量比の最大値は 112kW に相当.

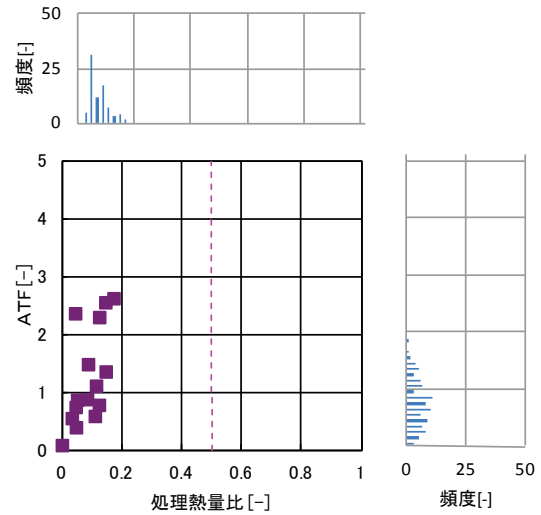
- 温度差は 5~13°C で分布している.
- 風量と電力の関係は, 理想曲線より上で推移している.



図Ⅲ. 3. 2. 125 熱量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 126 熱量比と消費電力比の関係



図Ⅲ. 3. 2. 127 熱量比とATFの関係

3.2.10. 物販 01 (AHU-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	室内温度	室内温度	回転数(周波数)制御

建物名	物販店舗 01	地区	東京	竣工	1996 年	改修		規模	277,815m ²
分類記号	AHU-VAV-05				検出部	室内温度			
制御目的	室内温度				制御目標	室内温度			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～9 月 30 日				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	SA ファン				製造年月				
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 室内温度制御 室温設定により送風機 INV 制御 給気温度制御 給気温度設定により冷温水バルブ制御 INV 周波数上限下限 上限 60%, 下限 20% SA 温度設定: 14~15°C 室内温度設定: 24.5~26.5°C 				機器仕様	AC-302 (3 階店舗系統) SA ファン 48,000m ³ /h×1,760Pa (機外: 1,100Pa) 3φ×200V×37kW, INV 起動 コイル能力 冷却 325.6kW×930L/min (5°C差) 加熱 220.9kW×930L/min (3.4°C差) OA 量 13,600m ³ /h			
システムフロー									
<p style="text-align: center;">システムフロー</p> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;"> <p><計測ポイント></p> <ul style="list-style-type: none"> ○ : 中央監視データ ◎ : 現地計測 (センサー一部は既設利用) ● : 現地計測 (仮設センサー設置) ▲ : 演算 </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 45%;"> <p><凡例></p> <ul style="list-style-type: none"> F : 流量、風量 q : 熱量 T : 温度 TH : 温湿度 P : 差圧 A : 電流値 V : 風速 INV : 周波数 </div> </div>									
<p>分析リスト</p> <ul style="list-style-type: none"> 温度変化, 給気還気温度差, 風量, 処理熱量 ファン消費電力, INV 周波数, ATF 									

物販 01(AHU-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	室内温度	室内温度	回転数(周波数)制御

<計測データ, 評価項目計算式>

1. 計測データ

(1) データの収集時間間隔

- ・ 現地計測データ: 1分間隔, 瞬時値
- ・ 中央監視データ: 1時間間隔, 瞬時値

(2) データ処理

- ・ 1分間隔瞬時値 → 1時間平均値に処理

(3) 解析利用データのフィルタリング項目

- ・ 機器の起動時, 停止時のデータを排除

2. 評価項目計算式

(1) 風量

計測したダクト内の風速 V1 から給気風量 SA を算出した.

計測したダクト内の風速 V2 から還気風量 RA を算出した.

SA と RA の差から外気風量 OA を算出した.

計測期間の最大風量を基に風量比を算出した.

風量比 FR = 給気風量 SA [m³/h] / 実測最大風量: 29,169 [m³/h]

(2) 給気還気温度差

計測した給気温度を T1, 還気温度を T2 として算出した.

給気還気温度差 ΔT[°C] = T2 [°C] - T1[°C]

(3) 処理熱量

SA と MIX のエンタルピ差と SA 風量とで, 処理熱量を算出した.

処理熱量 q [kW] = 空気密度: 1.2 [kg/m³] × 給気風量 SA [m³/h]

× (MIX 比エンタルピ H2 [kJ/kg'] - SA 比エンタルピ H1 [kJ/kg']) / 3,600 [kJ/(h·kW)]

MIX 比エンタルピ H2 [kJ/kg'] = (RA 比エンタルピ H3 [kJ/kg'] × 還気風量 RA [m³/h]

- OA 比エンタルピ H4 [kJ/kg'] × 外気風量 OA [m³/h]) / (RA [m³/h] + OA [m³/h])

最大処理熱量を基に処理熱量比を算出した.

処理量熱比 HR = 処理熱量 q [kW] / 最大処理熱量: 225 [kW]

(4) 消費電力

計測した電流 A から消費電力を算出した.

SA ファンの消費電力を消費電力 E として使用した.

SA ファン消費電力 E [kW] = √3 × 電圧: 200 [V] × SA ファン電流 A [A] × 力率: 0.85 / 1,000 [W/kW]

最大消費電力を基に消費電力比を算出した.

消費電力比 ER = 消費電力 E [kW] / 最大消費電力: 8.5 [kW]

(5) ATF (空気搬送効率)

ATF = 処理熱量 q [kW] / 消費電力 [kW]

計測時の最大処理熱量 (225 [kW]) と最大消費電力 (8.5 [kW]) との ATF (26.4) を基準として, 理想曲線を算出した.

(6) 理想曲線

風量に対する電力, 熱量に対する電力ともに 1 次曲線, 2 次曲線, 3 次曲線とした.

SA ファンの INV 上限下限のみを考慮した.

上限: 60% → 1.0, 下限: 20% → 0.333

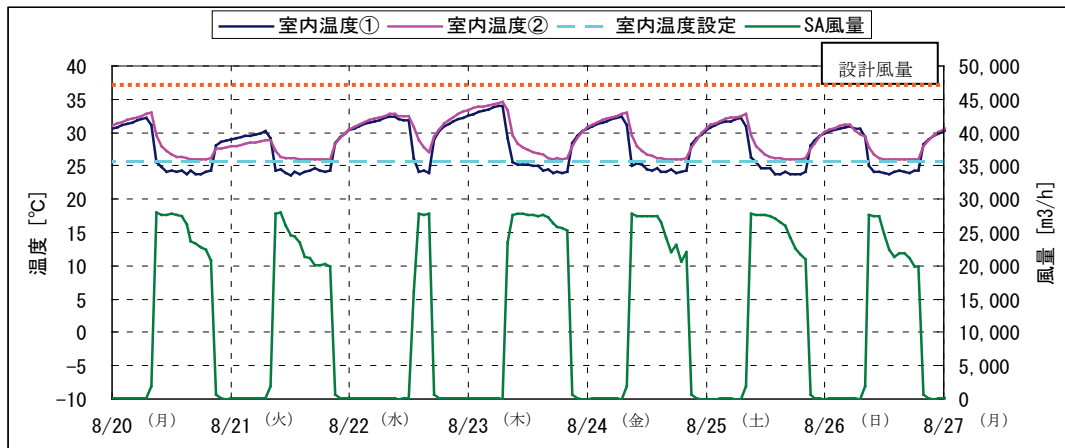
物販 01 (AHU-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	室内温度	室内温度	回転数(周波数)制御

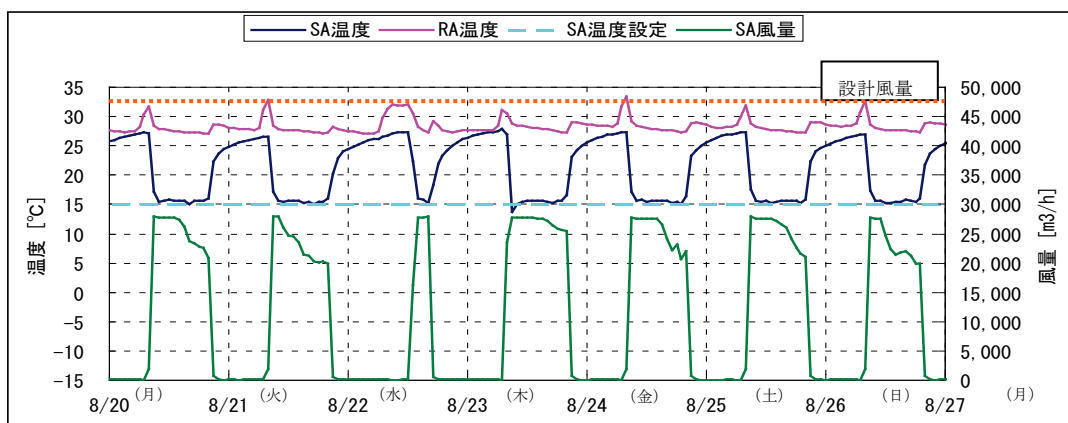
<動作確認データ>

(コメント欄)

- ・ 2012. 8. 20~8. 27 のトレンドグラフ
- ・ 室温設定は 26°C であるが、概ね設定通りに制御される。
- ・ SA 風量は設計値が 48,000m³/h であるが、起動時でも 28,000m³/h 程度であり 58%の風量である。
- ・ SA 温度設定は 15°C であるが、空調機稼働中は概ね設定通りに制御される。
- ・ SA 風量に変化しても、SA 温度はほぼ一定である。



図Ⅲ. 3. 2. 128 各室温, SA 風量トレンド



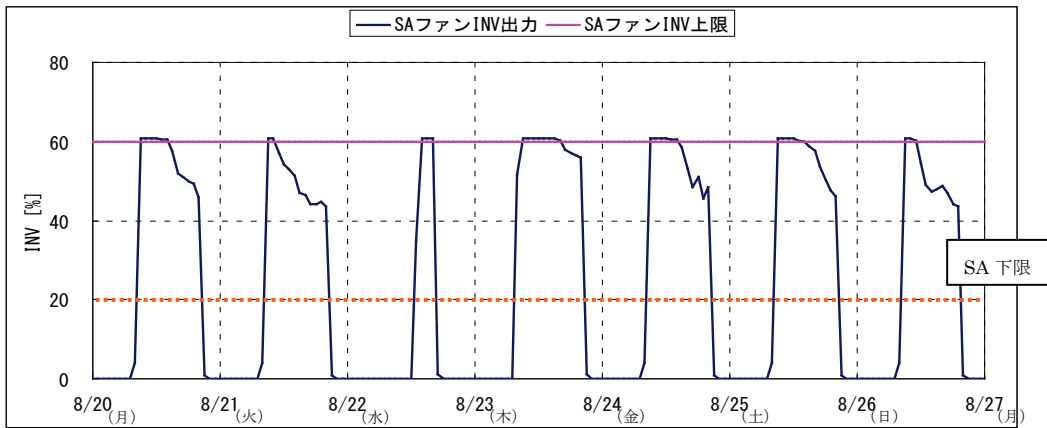
図Ⅲ. 3. 2. 129 SA 温度, RA 温度, SA 風量トレンド

物販 01 (AHU-VAV-05)

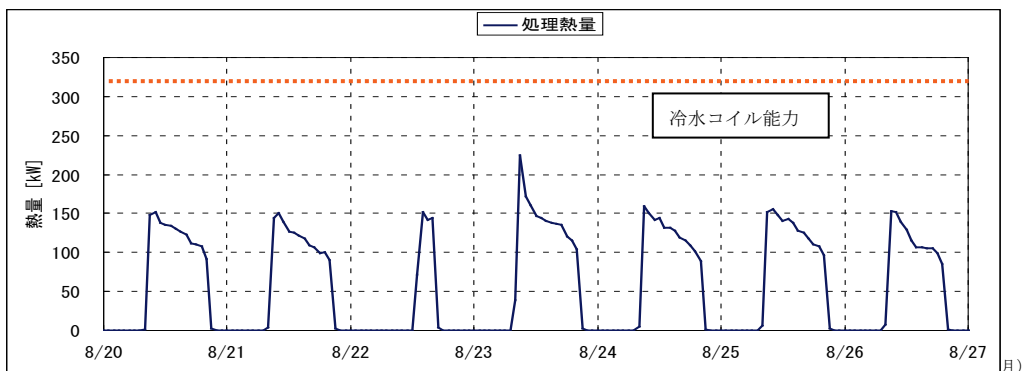
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	室内温度	室内温度	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

- ・ 2012. 8. 20～8. 27 のトレンドグラフ
- ・ SA ファンは省エネのため、INV の上限を 60% として運転している。
- ・ SA ファンは、起動時にピークが存在し、その後徐々に減少する。
- ・ 下限は 20% であるが、45% までしか減少しない。
- ・ 冷水コイルの能力は 325. 6kW であるが、ピークで 230kW となり 70% 程度の処理熱量となる。



図Ⅲ. 3. 2. 130 ファン INV トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 131 処理熱量トレンド

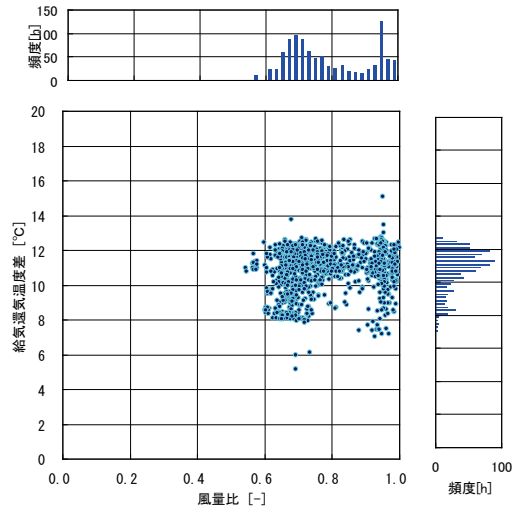
物販 01 (AHU-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	室内温度	室内温度	回転数（周波数）制御

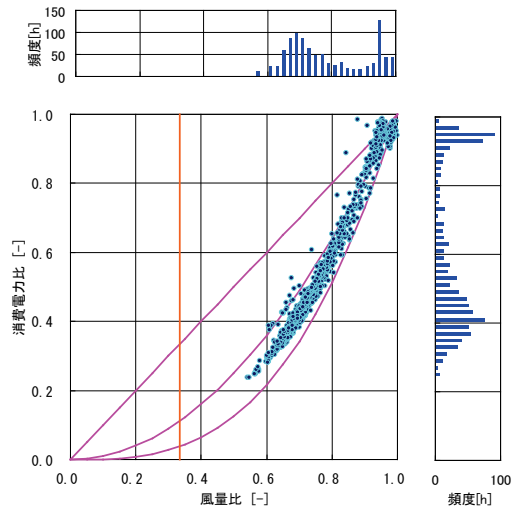
<風量分析>

(コメント欄)

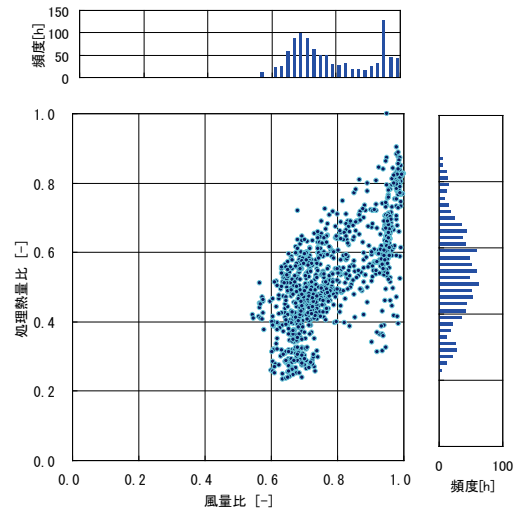
- 風量比が 0.6 付近と 1.0 付近に分布が集まり給気還気温度差が 8~13°C 付近に集まる傾向がある。
- 消費電力比は 2 次曲線と 3 次曲線の間に分布している。
- 処理熱量比は、ばらついている。



図Ⅲ. 3. 2. 132 風量比と給気還気温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 133 風量比と消費電力比の関係



図Ⅲ. 3. 2. 134 風量比と処理熱量比の関係

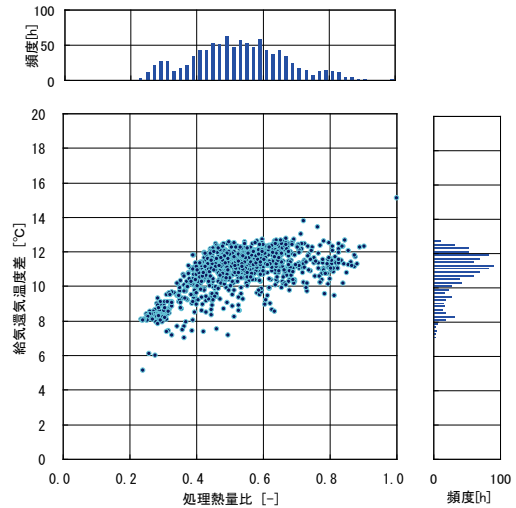
物販 01 (AHU-VAV-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	室内温度	室内温度	回転数（周波数）制御

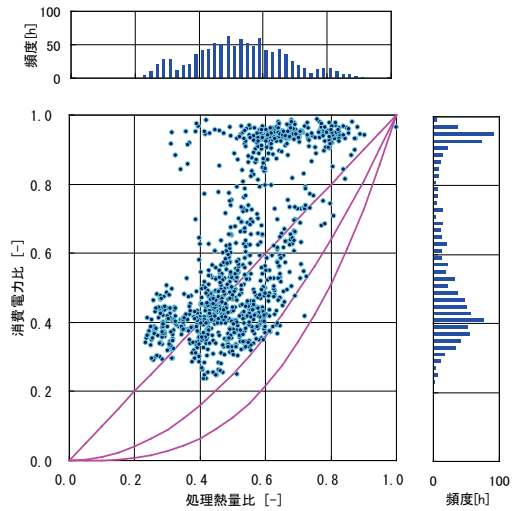
<熱量分析>

(コメント欄)

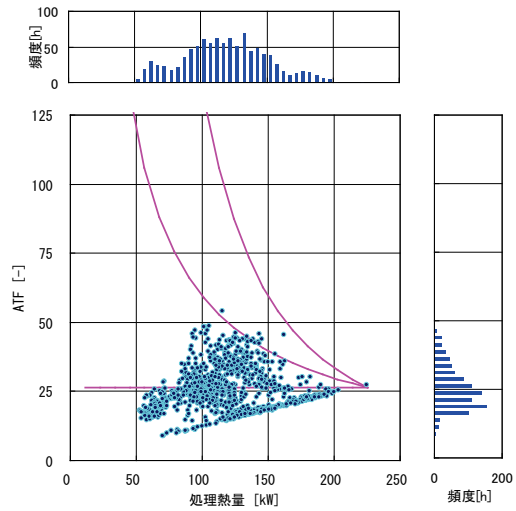
- 処理熱量比が大きい場合, 給気還気温度差は 10~12°Cにあるが, 処理熱量が小さくなると INV の下限により風量が制限されるため, 給気還気温度差は小さくなる.
- 消費電力比は 2 次曲線の付近にも分布するが, 1 次曲線の上方にも分布している.
- 処理熱量と ATF との間に比例の関係が見られる.



図Ⅲ. 3. 2. 135 処理熱量比と給気還気温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 136 処理熱量比と消費電力比の関係



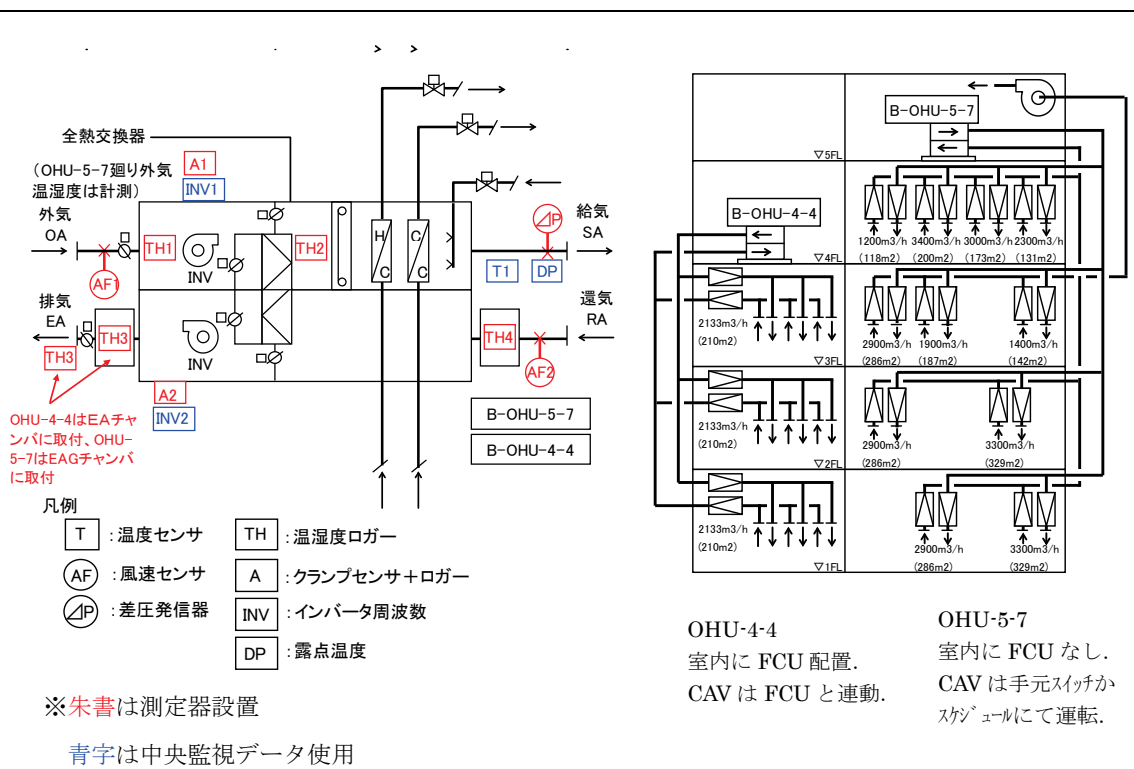
図Ⅲ. 3. 2. 137 処理熱量比とATFの関係

3.2.11. 物販 03 (FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

建物名	物販店舗 03	地区	北海道	竣工	2009 年	新築	—	規模	15,000m ²
分類記号	FAO-VAV-03				検出部	CAV 合計風量			
制御目的	ファン回転数制御				制御目標	給気風量			
分析期間	平成 23 年 8 月～平成 24 年 1 月				動作	回転数 (周波数) 制御			
制御対象	外調機ファン				製造年月				
制御内容	1) 給気風量制御 <ul style="list-style-type: none"> CAV 要求風量の合算値による送風ファン INV 制御 (給気, 排気個別) CAV 計測風量による INV 周波数補正制御 (±2%) 給気露点温度制御 凍結防止制御 2) 設定値 <ul style="list-style-type: none"> 吐出温度設定値 OHU-4-4 : 25.5℃, OHU-5-7 : 26℃ 吐出露点温度設定値 OHU-4-4 : 7.8℃ DP OHU-5-7 : 8.3℃DP				機器仕様	OHU-4-4 SA ファン 6,400 m ³ /h×1283Pa 3φ×200V×5.5kW, INV 起動 RA ファン 6,400 m ³ /h×879Pa 3φ×200V×3.7kW, INV 起動 全熱交換器 交換効率 72.1% (メカ仕様値) OHU-5-7 SA ファン 28,500 m ³ /h×1205Pa 3φ×200V×18.5kW, INV 起動 RA ファン 19,800 m ³ /h×729Pa 3φ×200V×7.5kW, INV 起動 全熱交換器 交換効率 61.2% (メカ仕様値)			

システムフロー



- 計測間隔は 10 分周期
- 計測期間中, バイパスダンパ制御はオペレータにより手動停止 (常に全熱交換器使用)

物販 03(FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

<制御内容，評価項目計算式，計測概要>

1. 制御内容

(1) 給気温度制御

- ・ 吐出温度設定値 OHU-4-4 : 25.5℃, OHU-5-7 : 26℃と±偏差 (2℃) により, 冷房暖房の給気温度設定を行う.
- ・ 吐出露点温度設定値 OHU-4-4 : 7.8℃DP, OHU-5-7 : 8.3℃DP により加湿弁比例制御を行う.
- ・ 外調機停止中にケーシング内が 5℃以下になった場合, 温水弁を最小開度開き, 凍結防止制御を行う.

(2) 給気風量制御

- ・ CAV 要求風量の合算値による送風ファン INV 制御 (給気, 排気個別)
- ・ 使用していない店舗内の CAV は全閉とするが, INV 下限値以下の制御範囲と判断した場合, 使用していない店舗の CAV を最小風量開度分開く.
- ・ CAV 計測風量による INV 周波数補正制御 (±2%)

2. 評価項目計算式 ※添え字 (記号) はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 給気 - 還気温度差

$$\text{給気 - 還気温度差} = \text{給気温度 (T1)} - \text{還気温度 (TH4 の温度)}$$

(2) 風量比

$$\text{風量比} = \text{給気風速 (AF1)} \times \text{ダクト断面積} \div \text{実測最大風量}$$

(3) 消費電力比

$$\text{消費電力比} = \text{消費電力 (A1 より算出)} \div \text{実測最大消費電力 (実測最大風量時の消費電力)}$$

(4) 熱処理比

$$\begin{aligned} \text{熱処理比} &= \text{給気風量 (AF1 より算出)} \times (\text{給気 - 還気温度差}) \\ &\quad \times \text{空気密度} \times \text{比熱} \div \text{実測最大消費電力 (実測最大風量時の熱処理量)} \end{aligned}$$

(5) ATF

$$\text{ATF} = \text{実測熱処理量} \div \text{実測送風機 (SA ファン) 消費電力}$$

3. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・ 流量 : 10 分間隔
- ・ 温度 : 10 分間隔
- ・ 電力 : 10 分間隔

(2) データ処理

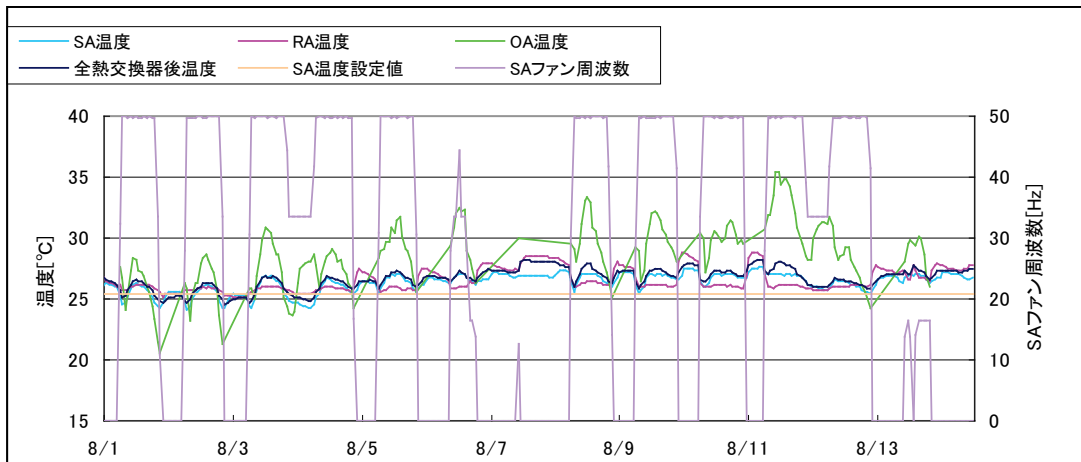
- ・ 10 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

物販 03(FAO-VAV-03)

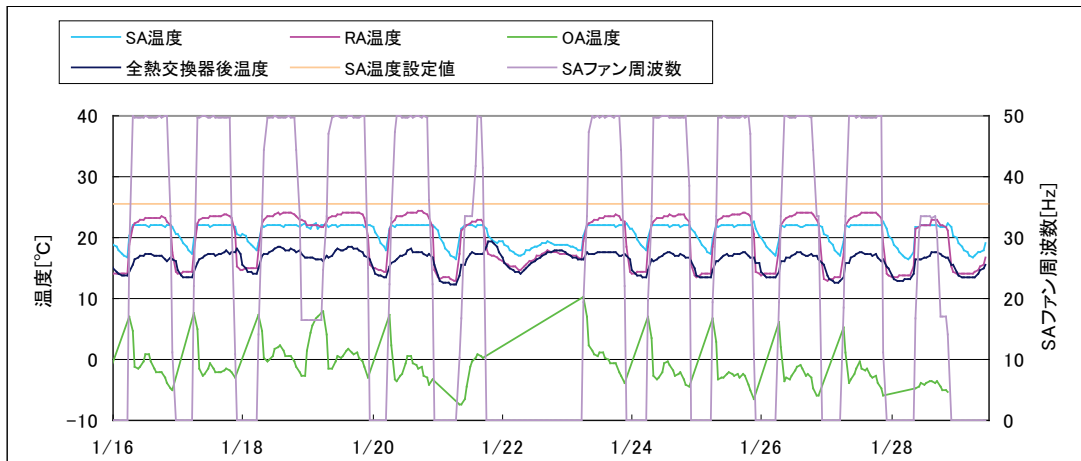
制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

<OHU-4-4 動作確認データ>

夏季（2011年8月1日（月）～8月14日（日））と
 冬季（2012年1月16日（月）～1月29日（日））のトレンドデータを示す。
 おおむね7：00 起動，20：00 停止． 土日休日店舗．



図Ⅲ. 3. 2. 138 OHU-4-4 温度・風量トレンド（夏季）



図Ⅲ. 3. 2. 139 OHU-4-4 温度・風量トレンド（冬季）

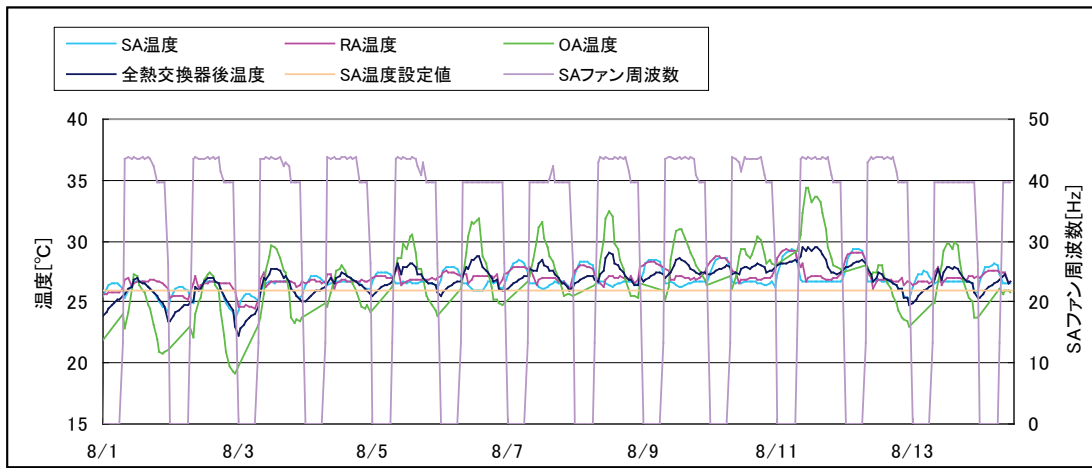
物販 03(FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

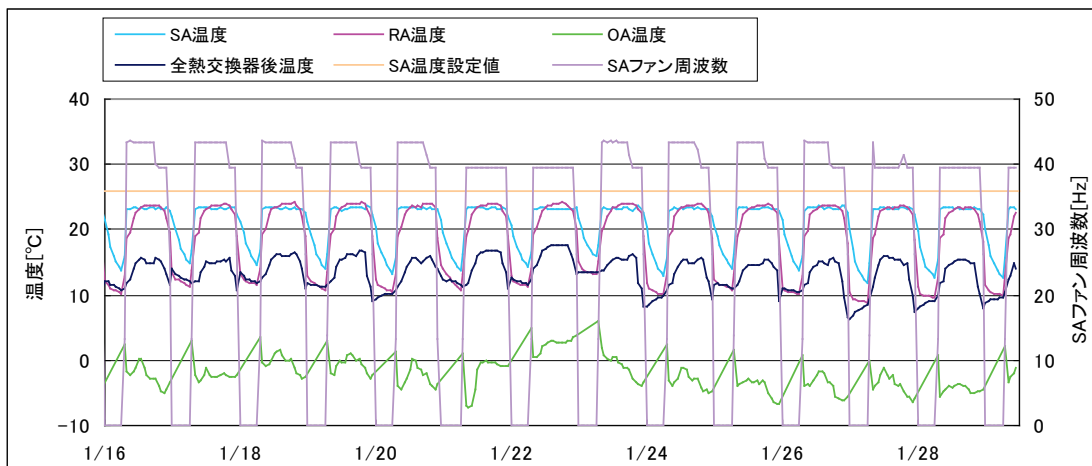
<OHU-5-7 動作確認データ>

夏季（2011年8月1日（月）～8月14日（日））と
 冬季（2012年1月16日（月）～1月29日（日））のトレンドデータを示す。
 おおむね8：00 起動，22：00 停止。

OHU-5-7は別系統排気を持っており，別系統排気の ON-OFF で風量上限が変化しており，
 土日および18時以降に SA ファン周波数が低くなる。（別系統排気が停止する）



図Ⅲ. 3. 2. 140 OHU-5-7 温度・風量トレンド（夏季）



図Ⅲ. 3. 2. 141 OHU-5-7 温度・風量トレンド（冬季）

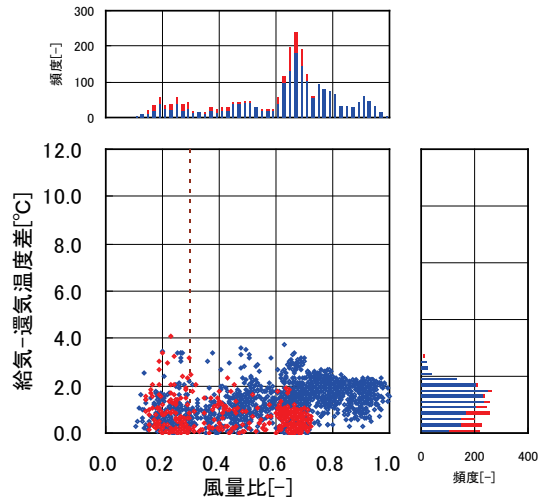
物販 03(FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

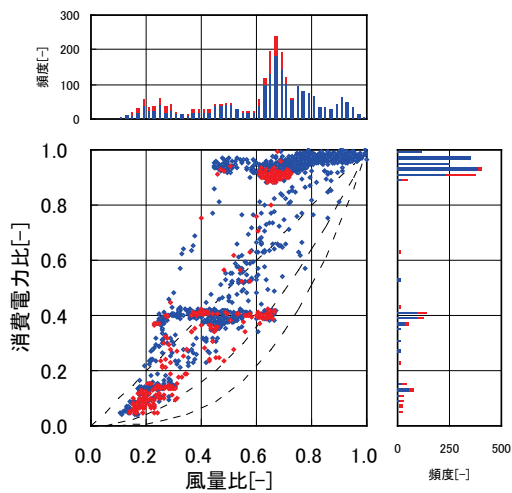
<OHU-4-4 風量分析>

外調機の給排気温度が $SA < RA$ の場合を青、 $SA > RA$ の場合を赤でプロットした。

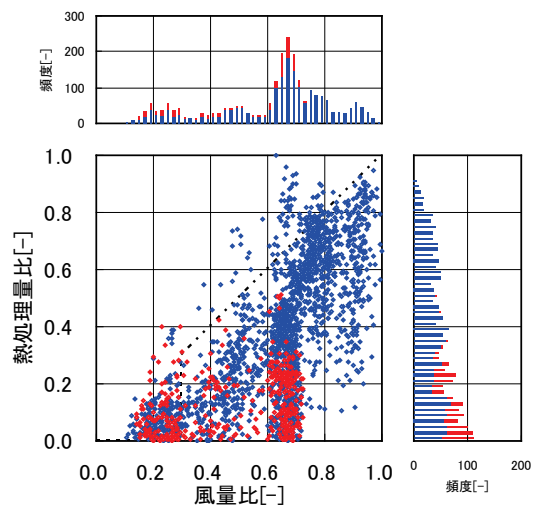
- 温度差は $0 \sim 4^{\circ}\text{C}$ でほぼ均等に分布している。最大風量は $9,172\text{m}^3/\text{h}$ 。
- CAV は 3 フロアに設置されている。給気 SA、還気 RA とも CAV の通過風量により INV 周波数の補正 ($\pm 2\%$) を行っている。風量比が変化しても消費電力があまり変化していない部分がある。CAV が個別に動作することで、風量に変化がでているが INV 周波数は CAV の設定合計風量で決まるため周波数値に変化が出ないためと考えられる。最大消費電力は 4.9kW 。
- 温度差がとれていない部分もあるため、熱処理比は低めに分布している。最大熱処理量は 7.2kW 。



図Ⅲ. 3. 2. 142 風量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 143 風量比と電力比の関係



図Ⅲ. 3. 2. 144 風量比と熱処理量比の関係

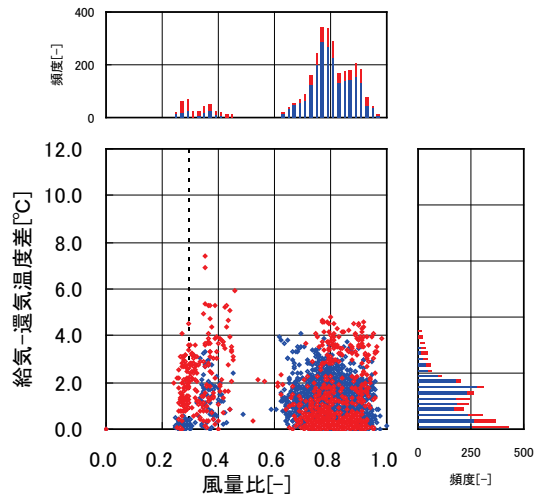
物販 03(FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

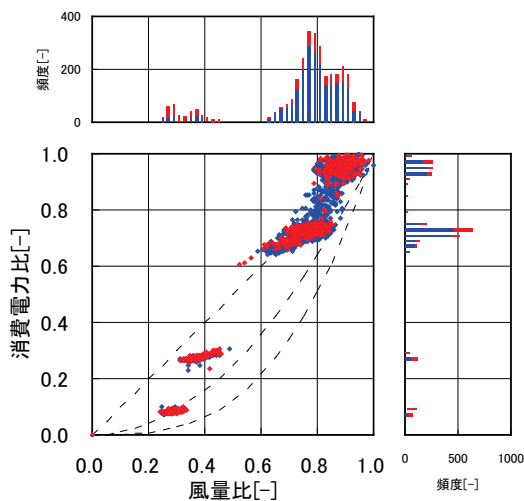
<OHU-5-7 風量分析>

外調機の給排気温度が $SA < RA$ の場合を青， $SA > RA$ の場合を赤でプロットした。

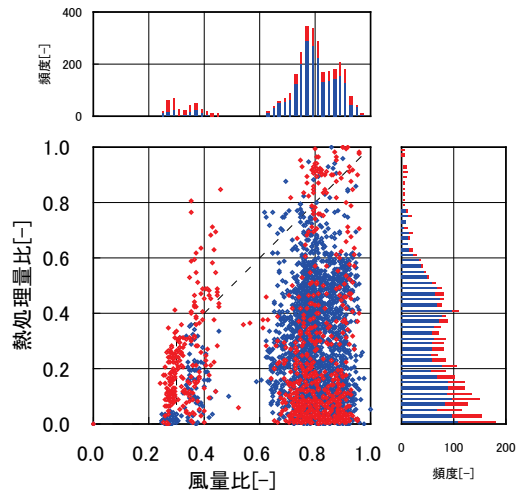
- 室内に補助空調がないため，温度差は OHU-4-4 に比べると取れている．ただし，温度差が取れていない場合の頻度が高い．最大風量は 31,864m³/h.
- CAV は 4 フロアに配置されており，それぞれ別店舗で運用時間が違うため，分布も 4 箇所に分かれている．最大消費電力は 6.7kW.
- 温度差が取れていない頻度が高いため，熱処理比は低めに分布している．最大熱処理量は 34kW.



図Ⅲ. 3. 2. 145 風量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 146 風量比と電力比の関係



図Ⅲ. 3. 2. 147 風量比と熱処理量比の関係

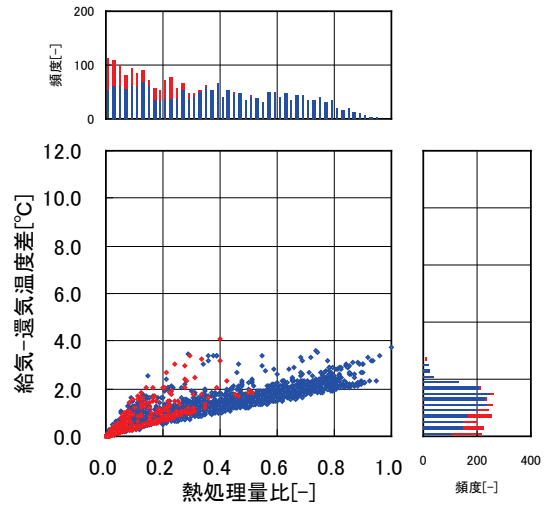
物販 03(FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

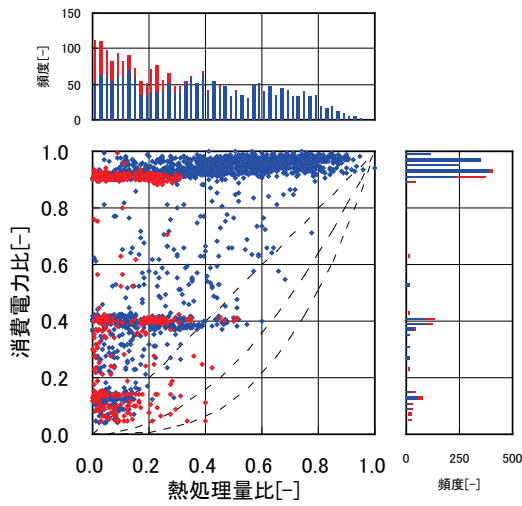
<OHU-4-4 熱量分析>

外調機の給排気温度が $SA < RA$ の場合を青， $SA > RA$ の場合を赤でプロットした。

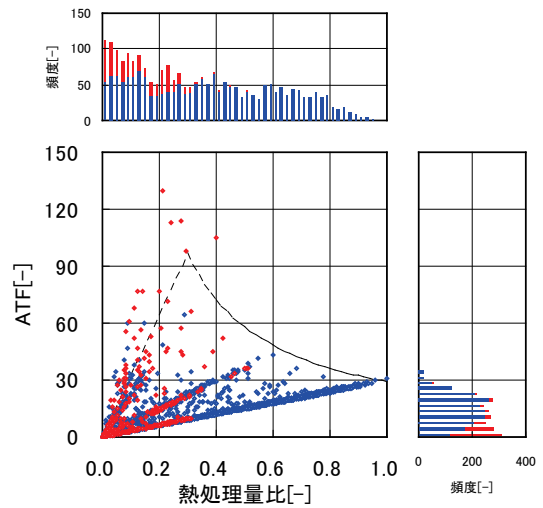
- 熱処理量比が小さくなると，二方弁を制御し，温度差が小さくなる。
- 熱処理量比が小さくなくても，稼働中 CAV 台数が変わらなければ，消費電力に変化が出ていない。
- CAV が 3 フLOOR に設置されており，運用時間の違いから分布が 3 箇所に分かれている。



図Ⅲ. 3. 2. 148 熱処理量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 149 熱処理量比と電力比の関係



図Ⅲ. 3. 2. 150 熱処理量比と ATF の関係

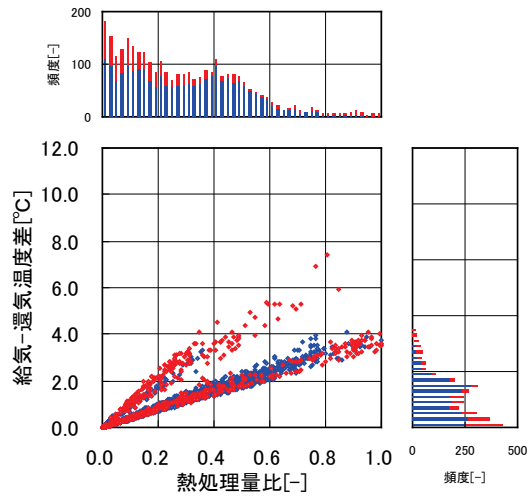
物販 03(FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外調機ファン	CAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

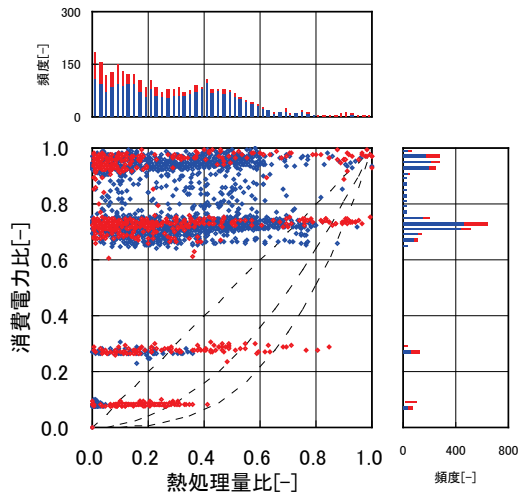
<OHU-5-7 熱量分析>

外調機の給排気温度が $SA < RA$ の場合を青， $SA > RA$ の場合を赤でプロットした。

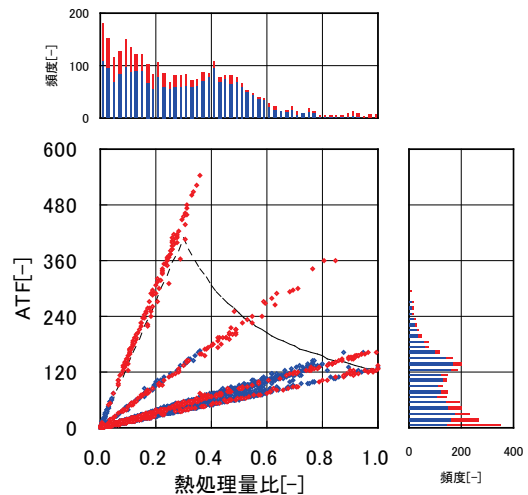
- 熱処理量比が小さくなると，二方弁を制御し，温度差が小さくなる。
- 熱処理量比が小さくなくても，稼働中 CAV 台数が変わらなければ，消費電力に変化が出ていない。
- CAV が 4 フロアに設置されており，運用時間の違いから分布が 4 箇所に分かれている。



図Ⅲ. 3. 2. 151 熱処理量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 152 熱処理量比と電力比の関係



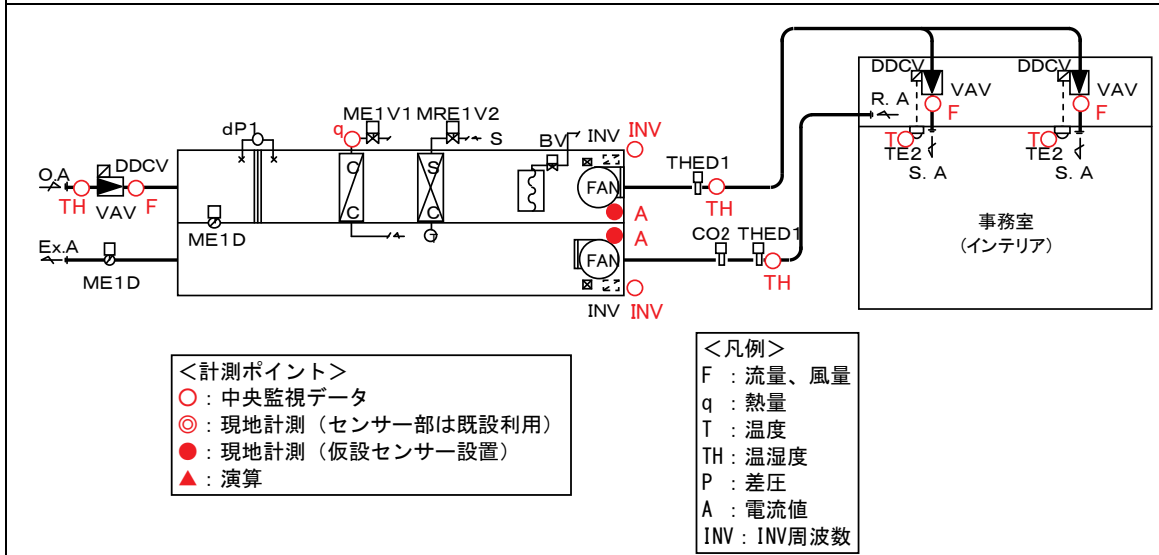
図Ⅲ. 3. 2. 153 熱処理量比と ATF の関係

3.2.12. 事務所 01 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気温度	回転数 (周波数) 制御

建物名	事務所 01	地区	東京	竣工	2009 年	新築	—	規模	74,580m ²
分類記号	AHU-VAV-03				検出部	VAV 合計風量			
制御目的	室内温度				制御目標	給気風量			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～9 月 30 日				動作	回転数 (周波数) 制御			
制御対象	SA ファン, RA ファン				製造年月	—			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 給気温度一定制御 (設定値 冷房: 22℃, 暖房: 20℃) 給気温度補正制御 (VAV 風量制御でのロードリセット) 給気風量制御 VAV 要求風量の合計と静圧過不足信号 (状態信号) による INV 周波数制御 (初期 50Hz) 外気冷房制御 (外気と室内のエンタルピ比較) 還気 CO₂ 濃度制御 (設定値 950ppm) (OA 量設定値: 2,800m³/h, 上限値: 10,900m³/h) ウォーミングアップ制御 INV 周波数上限下限 SA: 67Hz～32Hz, RA: 57Hz～25Hz 室内温度設定: 27℃ 				機器仕様	AA15N-AHUC01 (15 階事務所系統) 送風ファン 10,900m ³ /h×615Pa×7.5kW 還気ファン 8,500m ³ /h×400Pa×2.2kW 冷水コイル 78.7 kW 冷水量 141 L/min 蒸気コイル 40.0 kW 蒸気量 66.5 kg/h (200kPa)			

システムフロー



分析リスト

- ・ 温度変化, 給気還気温度差, 風量, 処理熱量
- ・ ファン消費電力, ATF

事務所 01 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気温度	回転数 (周波数) 制御

< 計測データ, 評価項目計算式 >

<p>1. 計測データ</p> <p>(1) データの収集時間間隔</p> <ul style="list-style-type: none"> ・現地計測データ: 1 分間隔, 瞬時値 ・中央監視データ: 10 分間隔, 平均値 <p>(2) データ処理</p> <ul style="list-style-type: none"> ・1 分間隔瞬時値, 10 分間隔平均値 → 1 時間平均値に処理 <p>(3) 解析利用データのフィルタリング項目</p> <ul style="list-style-type: none"> ・機器の起動時, 停止時のデータを排除 ・機器が停止状態のデータを削除 <p>2. 評価項目計算式</p> <p>(1) 風量</p> <p>VAV ユニットの風量の合計を給気風量 SA として使用した。 計測期間の最大風量を基に風量比を算出した。 風量比 FR = 給気風量 SA [m³/h] / 実測最大風量: 10,290 [m³/h]</p> <p>(2) 給気還気温度差</p> <p>計測した給気温度を T1, 還気温度を T2 として算出した。 給気還気温度差 ΔT [°C] = T2 [°C] - T1 [°C]</p> <p>(3) 処理熱量</p> <p>SA と RA のエンタルピー差と SA 風量とで, 処理熱量を算出した。 処理熱量 q [MJ/h] = 空気密度: 1.2 [kg/m³] × 給気風量 SA [m³/h] × (RA 比エンタルピー H2 [kJ/kg'] - SA 比エンタルピー H1 [kJ/kg']) / 1,000 [kJ/MJ]</p> <p>最大処理熱量を基に処理熱量比を算出した。 処理熱量比 HR = 処理熱量 q [MJ/h] / 最大処理熱量: 195 [MJ/h]</p> <p>(4) 消費電力</p> <p>計測した電流 A から消費電力を算出した。 SA ファンの消費電力 E1 と RA ファンの消費電力 E2 の合計を消費電力 E として使用した。 SA ファン消費電力 E1 [kW] = √3 × 電圧: 200 [V] × SA ファン電流 A1 [A] × 力率: 0.85 / 1,000 [W/kW] RA ファン消費電力 E2 [kW] = √3 × 電圧: 200 [V] × RA ファン電流 A2 [A] × 力率: 0.85 / 1,000 [W/kW]</p> <p>最大消費電力を基に消費電力比を算出した。 消費電力比 ER = 消費電力 E [kW] / 最大消費電力: 5.3 [kW]</p> <p>(5) ATF (空気搬送効率)</p> <p>ATF = (処理熱量 q [MJ/h] / 3.6 [MJ/(h・kW)]) / 消費電力 [kW]</p> <p>計測時の最大処理熱量 (195 [MJ/h]) と最大消費電力 (5.3 [kW]) との ATF (10.2) を基準として, 理想曲線を算出した。</p> <p>(6) 理想曲線</p> <p>風量に対する電力, 熱量に対する電力ともに 1 次曲線, 2 次曲線, 3 次曲線とした。 SA ファンの INV 上限下限のみを考慮した。 上限: 67Hz → 1.0, 下限: 32Hz → 0.478</p>

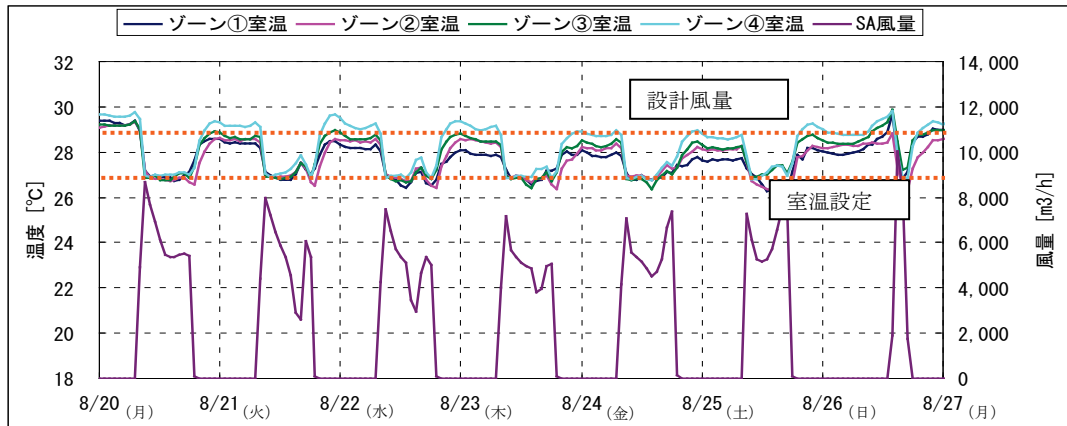
事務所 01 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気温度	回転数 (周波数) 制御

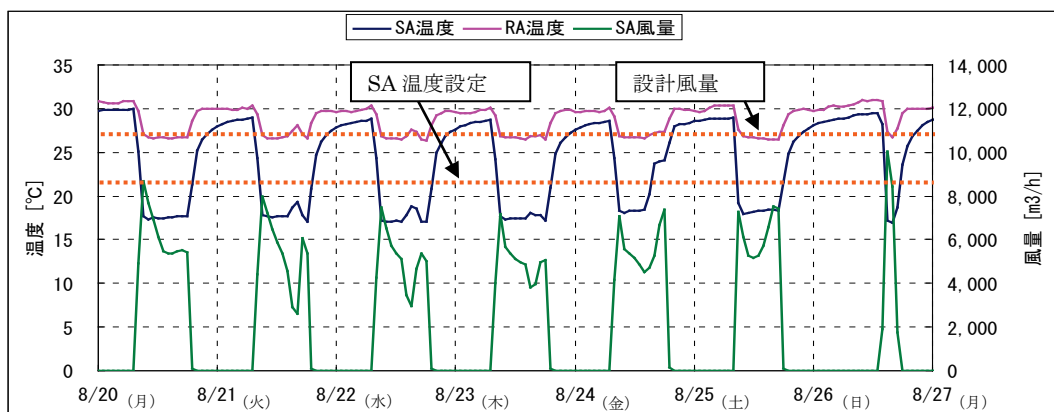
<動作確認データ>

(コメント欄)

- ・ 2012. 8. 20~8. 27 のトレンドグラフ
- ・ 室温設定は 27°C であるが、概ね設定通りに制御される。
- ・ SA 風量は設計値が 10,900m³/h であるが、起動時に 8,000m³/h 程度になり、その後減少する。また、夕方に、もう一つピークがある。
- ・ SA 温度設定は 22°C であるが、ロードリセット制御により 17~18°C に制御される。
- ・ SA 風量が増加しても、午前中の SA 温度はほぼ一定である。午後に負荷が減った時に、SA 温度が上昇している。夕方に SA 風量が増加した時に、SA 温度が低下する。



図Ⅲ. 3. 2. 154 各室温, SA 風量トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 155 SA 温度, RA 温度, SA 風量トレンド

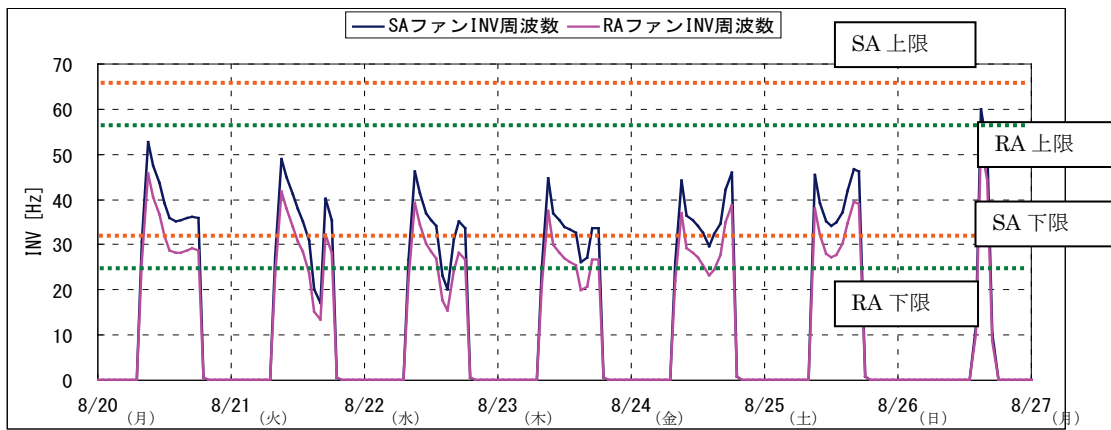
事務所 01 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気温度	回転数 (周波数) 制御

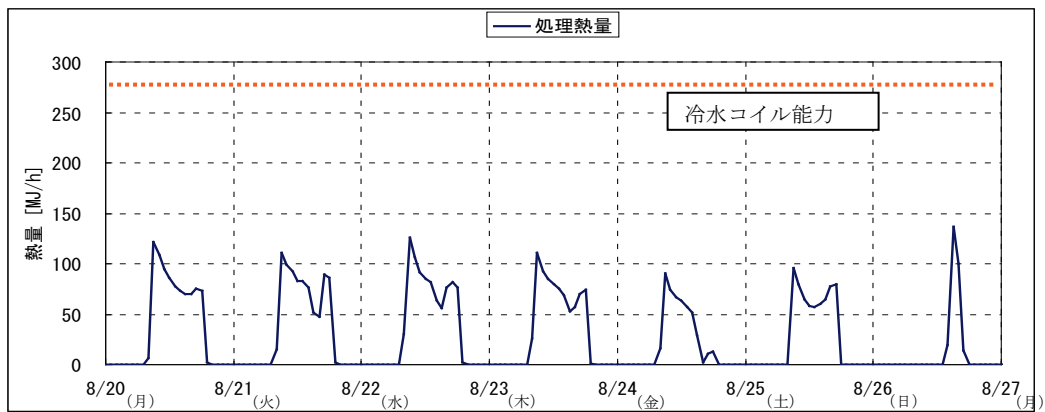
<動作確認データ>

(コメント欄)

- ・ 2012. 8. 20~8. 27 のトレンドグラフ
- ・ SA, RA ファンはともに、起動時にピークが存在し、徐々に減少する。夕方にもう一つピークがある。
- ・ SA, RA ファンともに、夕方に下限を下回る場合があるが、ファンが停止している状態があるためである。
- ・ 冷水コイルの能力は 283MJ/h (78.7kW) であるが、ピークで 130MJ/h となり 45%程度の処理熱量となる。



図Ⅲ. 3. 2. 156 ファン INVトレンド



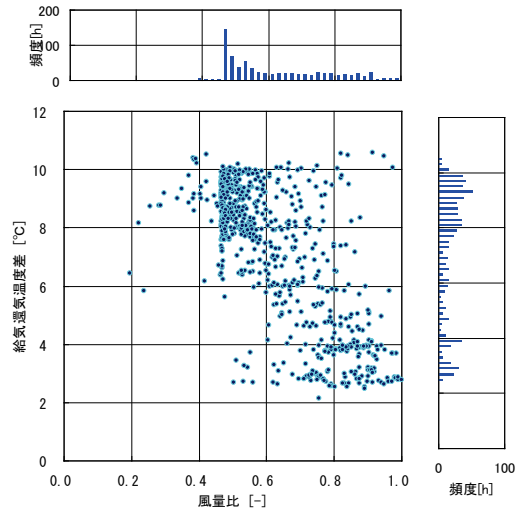
図Ⅲ. 3. 2. 157 処理熱量トレンド

事務所 01 (AHU-VAV-03)

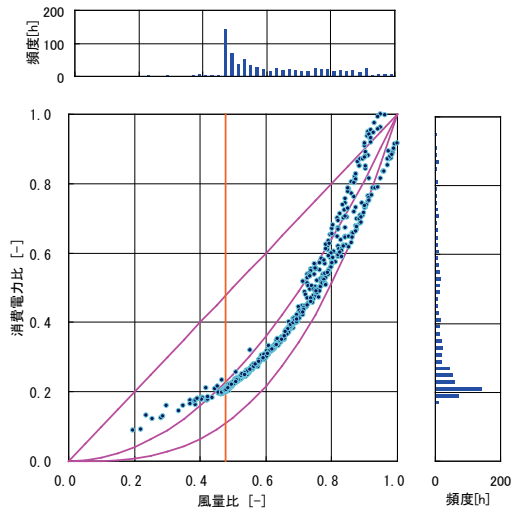
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気温度	回転数(周波数)制御

<風量分析>

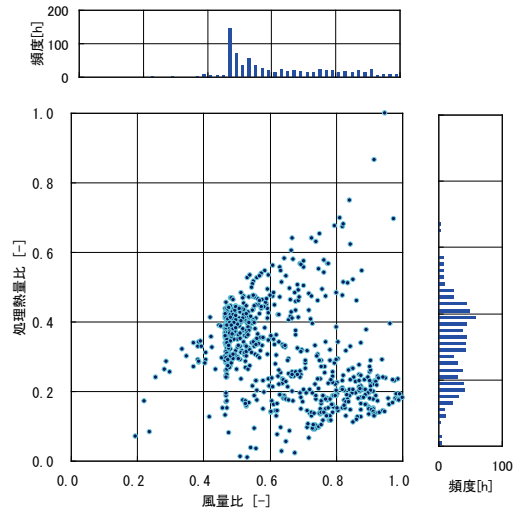
- 風量比が 0.5 付近では給気還気温度差が 10°C 付近に集まり、風量比が 1 に近づくと 3°C 付近に集まる傾向がある。
- 消費電力は 2 次曲線と 3 次曲線の間で分布している。
- 消費熱量比は、ばらついている。



図Ⅲ. 3. 2. 158 風量比と給気還気温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 159 風量比と消費電力比の関係



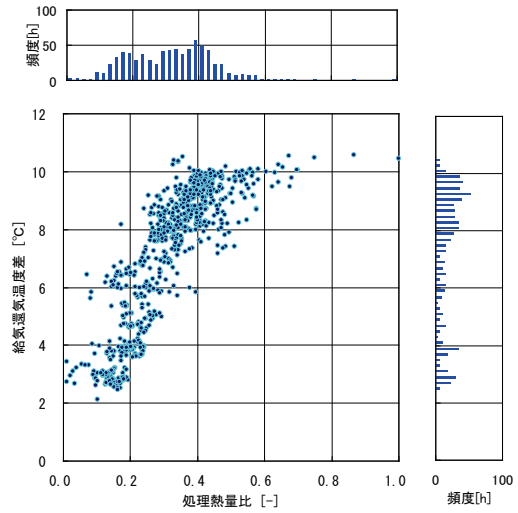
図Ⅲ. 3. 2. 160 風量比と処理熱量比の関係

事務所 01 (AHU-VAV-03)

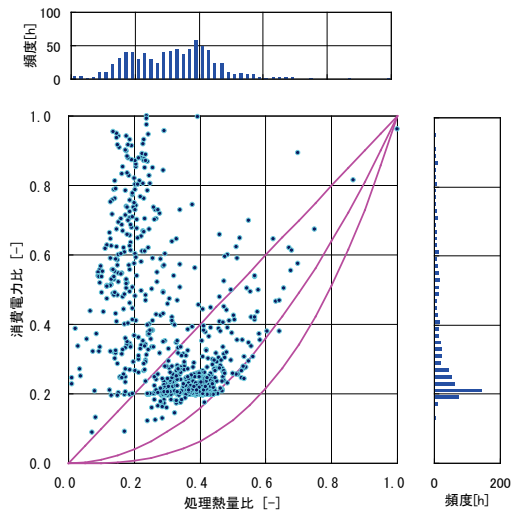
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気温度	回転数 (周波数) 制御

< 熱量分析 >

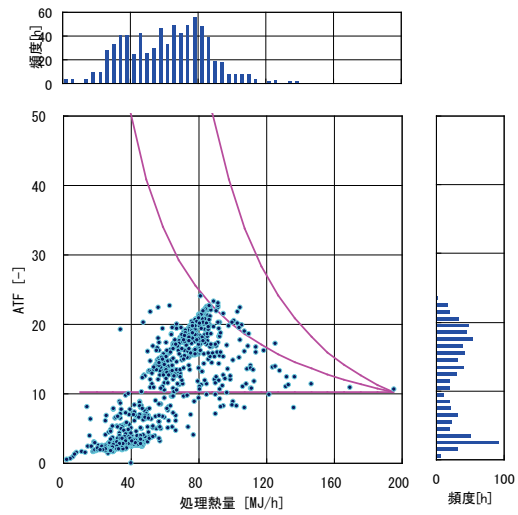
- 処理熱量比と給気還気温度差には, 比例の関係が見られる.
- 処理熱量比が 0.2 付近で消費電力量比が大きくなるが, 風量が小さい時に給気還気温度差が大きくなり, 風量が大きい時に給気還気温度差が小さくなるためである.
- 処理熱量と ATF との間に比例の関係が見られる.



図Ⅲ. 3. 2. 161 処理熱量比と給気還気温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 162 処理熱量比と消費電力比の関係



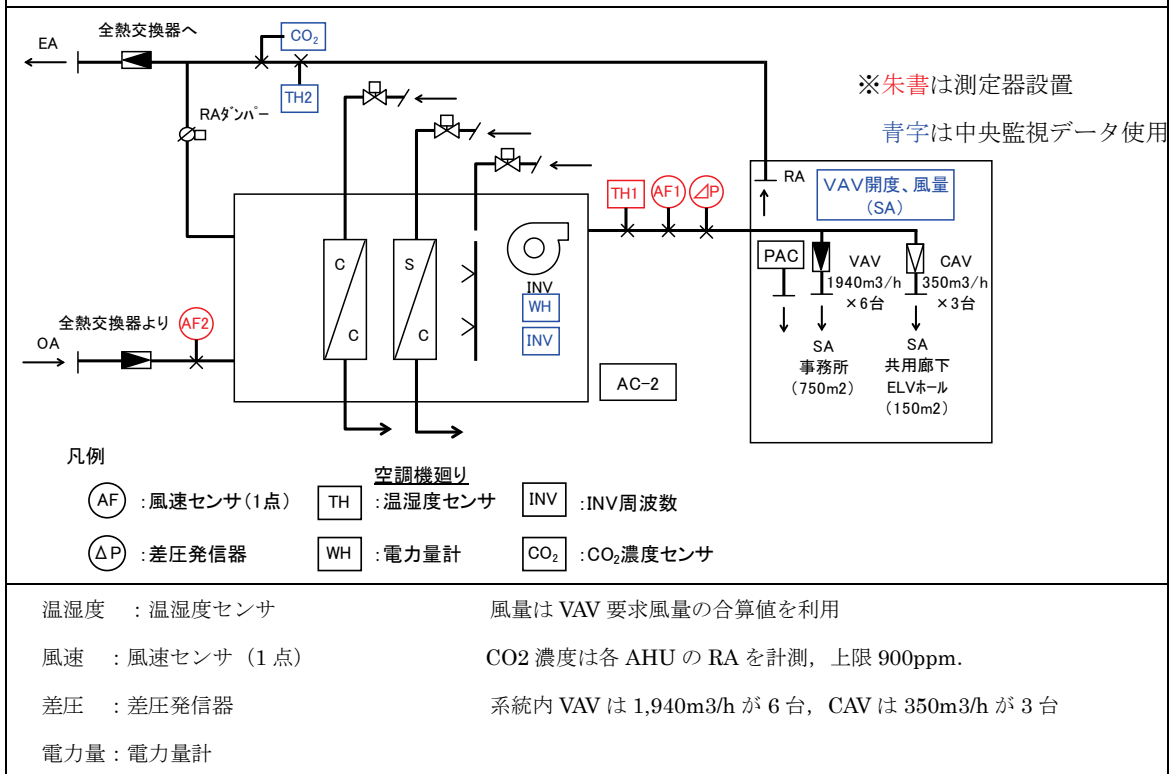
図Ⅲ. 3. 2. 163 処理熱量比とATFの関係

3.2.13. 事務所 02 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
SA ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

建物名	事務所 02	地区	関東	竣工	2007 年	改修	—	規模	20,000m ²
分類記号	AHU-VAV-03				検出部	VAV 合計風量			
制御目的	ファン回転数制御				制御目標	給気風量			
分析期間	平成 23 年 8 月～10 月, 平成 24 年 8 月～10 月				動作	回転数 (周波数) 制御			
制御対象	SA ファン, RA ファン				製造年月				
制御内容	1) 給気風量制御 ・ 室内各 VAV の総要求風量による送風ファンインバータ制御. また, 静圧の過不足の情報により回転数の補正を行う. 2) 給気温度制御 ・ 給気温度により冷水弁, 加熱弁の比例制御を行う 3) CO ₂ 濃度制御 ・ 還気 CO ₂ 濃度により OA-VAV および EA-VAV の風量設定を変更する. ・ RA 用 MD は OA-VAV と逆動作を行う. 4) 給気温度ロードリセット制御 ・ 各 VAV からの制御状態 (温度偏差比率) により, 給気温度目標値を自動的に変更する.				機器仕様	ファン 12,700m ³ /h×260Pa (機外) 3φ×400V×7.5kW, INV 起動 冷水コイル 冷却能力 93.9kW 冷水量 192.3L/min 蒸気コイル 加熱能力 28.5kW 蒸気量 47.4kg/h フィルタ プレフィルタ (AFI-80%) 中性能フィルタ (NBS-65%)			

システムフロー



事務所 02 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
SA ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

<制御内容，評価項目計算式>

1. 制御内容

(1) 空調機

- ・室内設定温度に対して冷水二方弁で流量を比例制御
- ・室内負荷に応じて VAV を開閉し，VAV の開度情報を基に給気風量を制御

2. 評価項目計算式

(1) 風量

風速 (AF1) × ダクト断面積より算出.

計測期間の最大風量を基に風量比を算出.

風量比 FR = 給気風量 SA [m³/h] / 実測最大風量 : 12,085 [m³/h]

(2) 給気-還気温度差

TH1 の計測温度を給気温度 T1, TH2 の計測温度を還気温度 T2 として算出.

給気-還気温度差 ΔT [°C] = T2 [°C] - T1 [°C]

(3) 熱処理量

熱処理量 q [MJ/h] = 定圧比熱 : 1.006 [kJ/kg · °C] × 空気密度 : 1.2 [kg/m³] × 給気風量 SA [m³/h]
/ 1,000 [kJ/MJ] × 給気-還気温度差 ΔT [°C]

最大熱処理量を基に熱処理量比を算出する.

熱処理量比 HR = 熱処理量 q [MJ/h] / 最大熱処理量 : 174 [MJ/h]

(4) 消費電力

WH の消費電力を E として使用.

給気風量 SA が最大時 (12,085 m³/h) の計測消費電力を実測最大消費電力として消費電力比を算出.

消費電力比 ER = 消費電力 E [kW] / 実測最大消費電力 : 4.3 [kW]

(5) ATF (空気搬送効率)

ATF = (熱処理量 q [MJ/h] / 3.6[MJ/(h · kW)]) / 消費電力 [kW]

(6) INV 周波数比率

INV をインバータ周波数 INV として使用.

給気風量 SA が最大時 (12,085 m³/h) の INV 周波数を実測最大周波数として INV 周波数比率を算出.

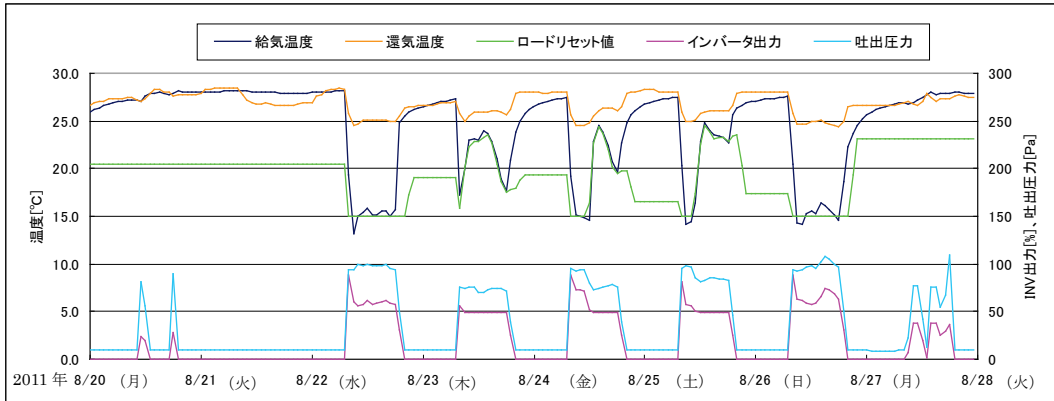
INV 周波数比率 F = INV [Hz] / 実測最大周波数 : 87.9 [Hz]

事務所 02 (AHU-VAV-03)

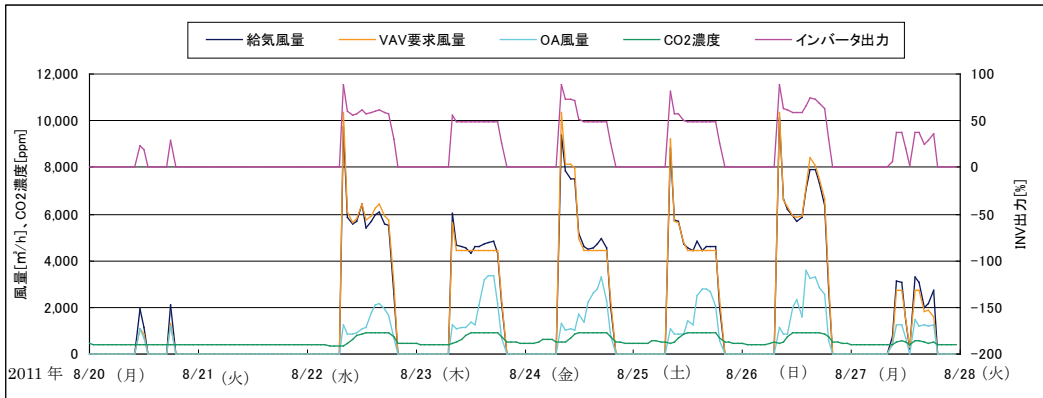
制御対象	検出部	制御目標	動作
SA ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

<動作確認データ>

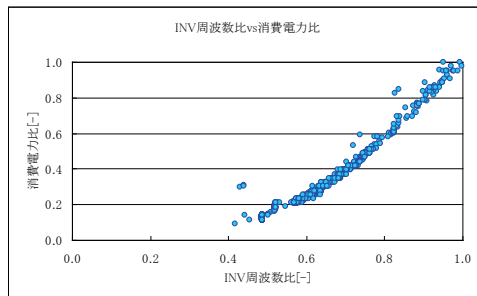
- ・ ロードリセット制御に応じて、給気温度が変動している。
- ・ OA は VAV の計測風量
- ・ 空調機設計機外機外静圧 260Pa



図Ⅲ. 3. 2. 164 給気、換気風量、設定値トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 165 給気風量、VAV 要求量、OA 風量、CO2 濃度トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 166 INV 周波数と電力比の関係

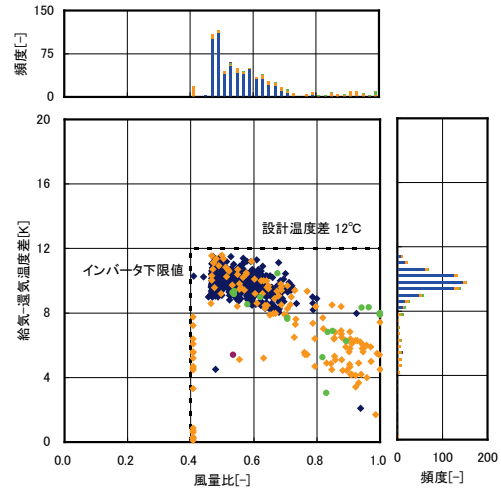
事務所 02 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
SA ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

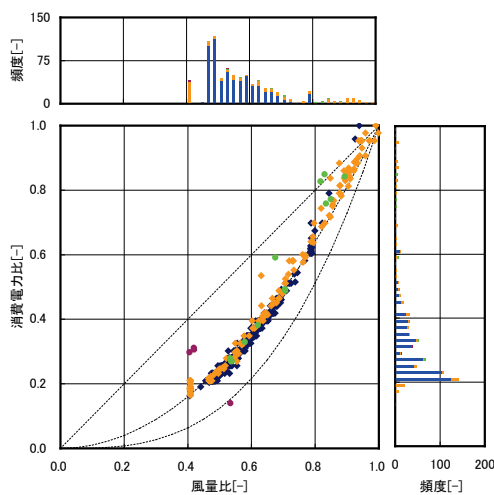
<風量分析>

執務時間のデータを青でプロットした。緑は土日のデータ、オレンジは起動時（8～9時）、紫は時間延長時（19時以降）のデータを示す。トレンドデータからわかる通り、土日、19時以降は VAV 要求風量が少なく、起動時は VAV 要求風量が大きく出るため、定常運転時と区別した。最大風量は 12,085m³/h.

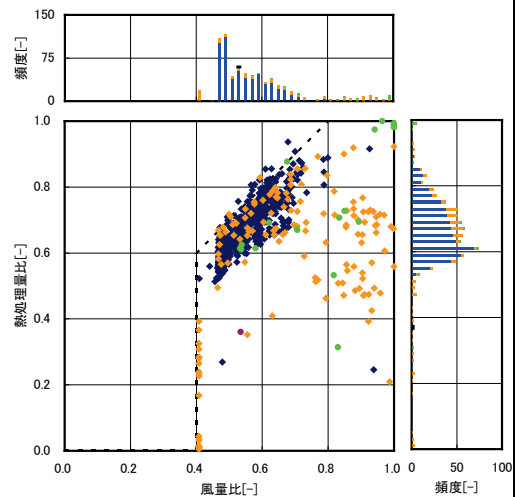
- VAV の要求風量が低くなり下限に達するにつれ、給気温度設定値が高くなる。インバータ周波数下限ではロードリセット制御が働いて温度差が小さくなっている。インバータ下限の風量比は 0.4 である。
- 消費電力は 2 次曲線と 3 次曲線の間で推移している。最大消費電力は 4.3kW。
- 風量下限値である 0.4 付近では温度差が変化している。流量比が 0.4 以上の範囲では流量が変化することで熱処理量比と比例している。最大処理熱量は 34.3kW。



図Ⅲ. 3. 2. 167 風量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 168 風量比と電力比の関係



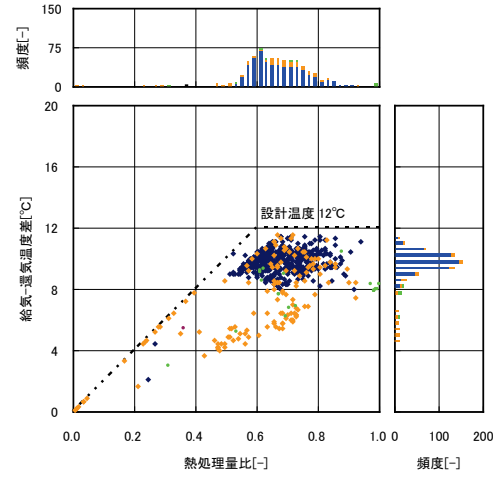
図Ⅲ. 3. 2. 169 風量比と熱処理量比の関係

事務所 02 (AHU-VAV-03)

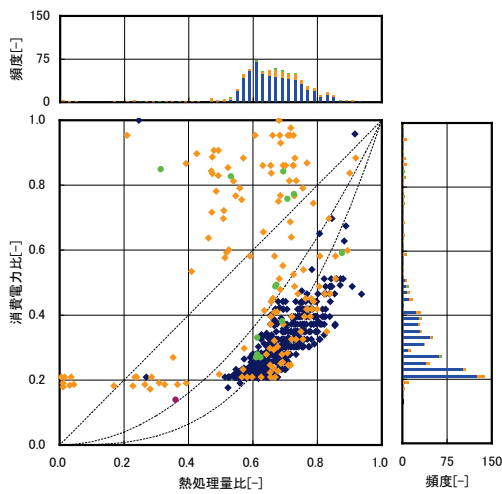
制御対象	検出部	制御目標	動作
SA ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

< 熱量分析 >

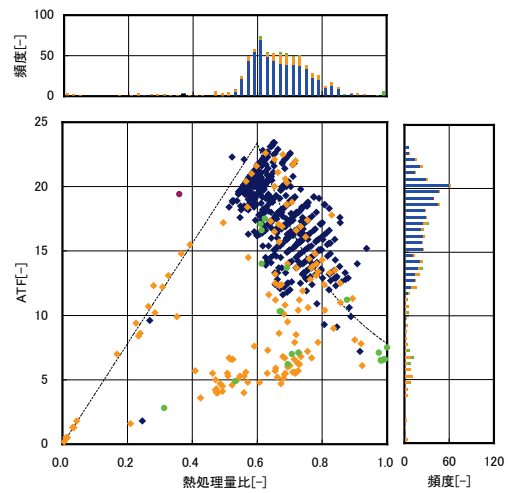
- 熱処理量比が 0.6 より小さくなると、風量固定となり温度差が小さくなる。最大処理熱量は 34.3kW.
- 熱処理量比が 0.6 未満は風量が一定であり、消費電力比が一定である。熱処理量比が 0.6 より大きい場合、熱処理量比の 3 乗に比例して消費電力比が追従している。最大消費電力は 4.3kW.
- 熱処理量比が 0.6 未満は熱処理量比の変化と ATF は比例関係にあり、熱処理量比が 0.6 より大きい場合に熱処理量比に対し反比例する。



図Ⅲ. 3. 2. 170 熱処理量比と温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 171 熱処理量比と電力比の関係



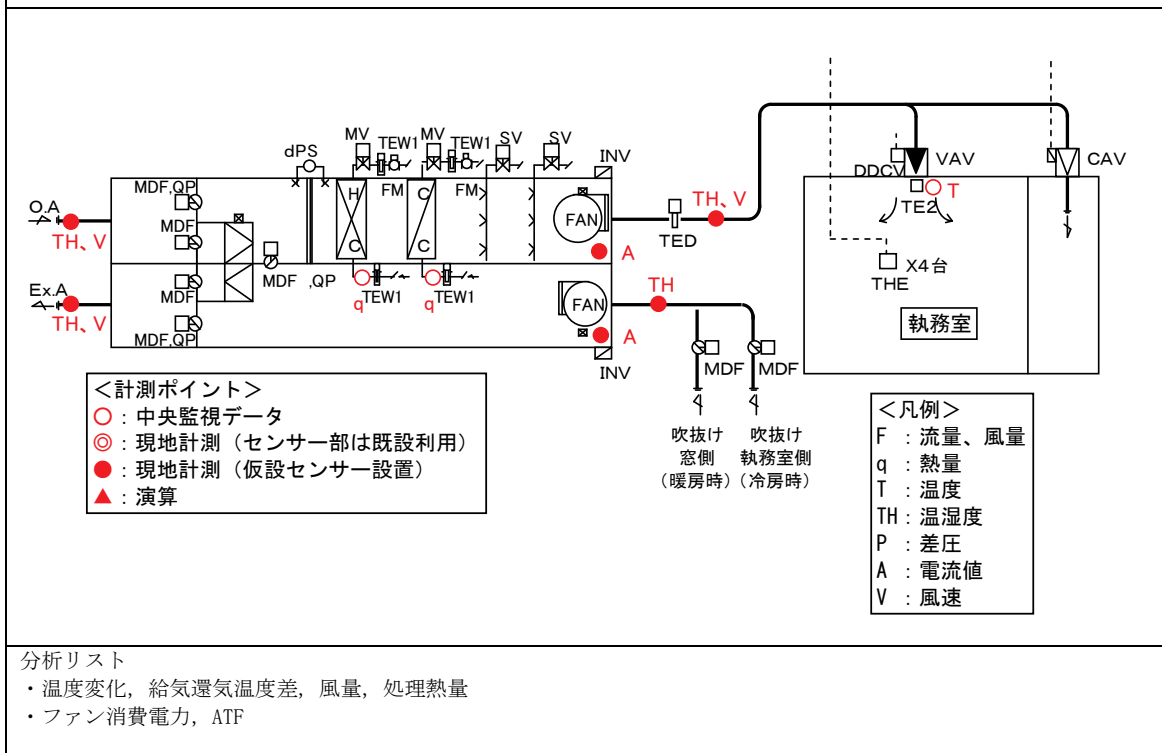
図Ⅲ. 3. 2. 172 熱処理量比と ATF の関係

3.2.14. 事務所 03 (FA0-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

建物名	事務所 03	地区	埼玉	竣工	2005 年	新築	—	規模	52,014m ²
分類記号	AHU-VAV-03				検出部	VAV 合計風量			
制御目的	室内温度				制御目標	給気風量			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～9 月 30 日				動作	回転数 (周波数) 制御			
制御対象	SA ファン, RA ファン				製造年月	—			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 給気温度一定制御 室内湿度による加湿弁制御 VAV 要求風量による INV 周波数出力 VAV 開度による INV 周波数補正制御 給気温度ロードリセット制御 ウォーミングアップ制御 全熱交換器 (バイパスダンパ切替) INV 周波数上限下限 SA : 45Hz～30Hz, RA : 50Hz～30Hz SA 温度設定 : 15℃ 室内温度設定 : 25℃ 				機器仕様	AHUM-6-1 (執務室系統) 送風ファン 24,200m ³ /h×600Pa×18.5kW 還気ファン 20,900m ³ /h×350Pa×15kW 冷水コイル 183 kW 冷水量 270 L/min 温水コイル 95 kW 温水量 170 L/min 外気量 7,300m ³ /h			

システムフロー



事務所 03(FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

<計測データ, 評価項目計算式>

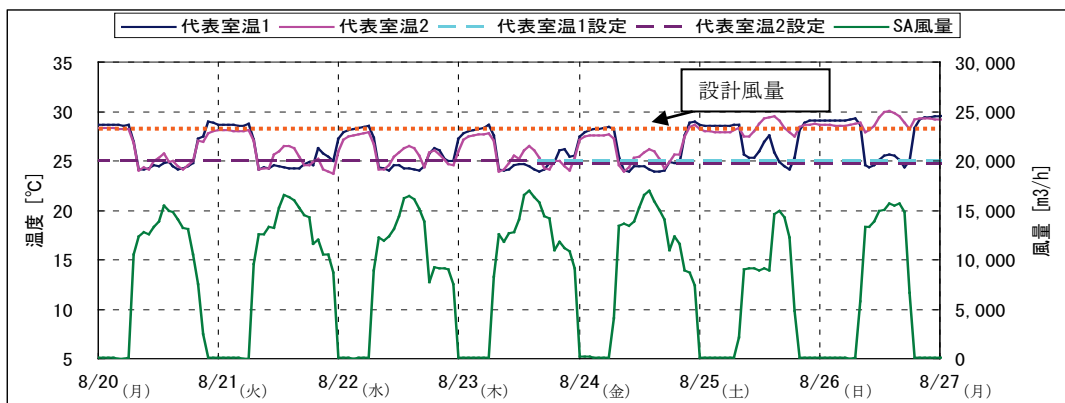
<p>1. 計測データ</p> <p>(1) データの収集時間間隔</p> <ul style="list-style-type: none"> ・現地計測データ: 1分間隔, 瞬時値 ・中央監視データ: 10分間隔, 瞬時値(熱量は30分間隔積算値) <p>(2) データ処理</p> <ul style="list-style-type: none"> ・1分間隔瞬時値, 10分間隔瞬時値 → 1時間平均値に処理 <p>(3) 解析利用データのフィルタリング項目</p> <ul style="list-style-type: none"> ・機器の起動時, 停止時のデータを排除 ・機器が停止状態のデータを削除 ・冷水流量が0となるデータを削除 <p>2. 評価項目計算式</p> <p>(1) 風量</p> <p>計測したダクト内の風速Vから給気風量SAを算出した。 計測期間の最大風量を基に風量比を算出した。 風量比 FR = 給気風量 SA [m³/h] / 実測最大風量: 18,204 [m³/h]</p> <p>(2) 給気還気温度差</p> <p>計測した給気温度をT1, 還気温度をT2として算出した。 給気還気温度差 ΔT[°C] = T2 [°C] - T1 [°C]</p> <p>(3) 処理熱量</p> <p>SAとRAのエンタルピー差とSA風量とで, 処理熱量を算出した。 処理熱量 q [MJ/h] = 空気密度: 1.2 [kg/m³] × 給気風量 SA [m³/h] × (RA比エンタルピー H2 [kJ/kg'] - SA比エンタルピー H1 [kJ/kg']) / 1,000 [kJ/MJ]</p> <p>最大処理熱量を基に処理熱量比を算出した。 処理熱量比 HR = 処理熱量 q [MJ/h] / 最大処理熱量: 519 [MJ/h]</p> <p>(4) 消費電力</p> <p>計測した電流Aから消費電力を算出した。 SAファンの消費電力E1とRAファンの消費電力E2の合計を消費電力Eとして使用した。 SAファン消費電力 E1 [kW] = √3 × 電圧: 200 [V] × SAファン電流 A1 [A] × 力率: 0.85 / 1,000 [W/kW] RAファン消費電力 E2 [kW] = √3 × 電圧: 200 [V] × RAファン電流 A2 [A] × 力率: 0.85 / 1,000 [W/kW]</p> <p>最大消費電力を基に消費電力比を算出した。 消費電力比 ER = 消費電力 E [kW] / 最大消費電力: 16.7 [kW]</p> <p>(5) ATF (空気搬送効率)</p> <p>ATF = (処理熱量 q [MJ/h] / 3.6[MJ/(h・kW)]) / 消費電力 [kW]</p> <p>計測時の最大処理熱量(519 [MJ/h])と最大消費電力(16.7 [kW])とのATF(8.64)を基準として, 理想曲線を算出した。</p> <p>(6) 理想曲線</p> <p>風量に対する電力, 熱量に対する電力ともに1次曲線, 2次曲線, 3次曲線とした。 SAファンのINV上限下限のみを考慮した。 上限: 45Hz → 1.0, 下限: 30Hz → 0.667</p>

事務所 03 (FAO-VAV-03)

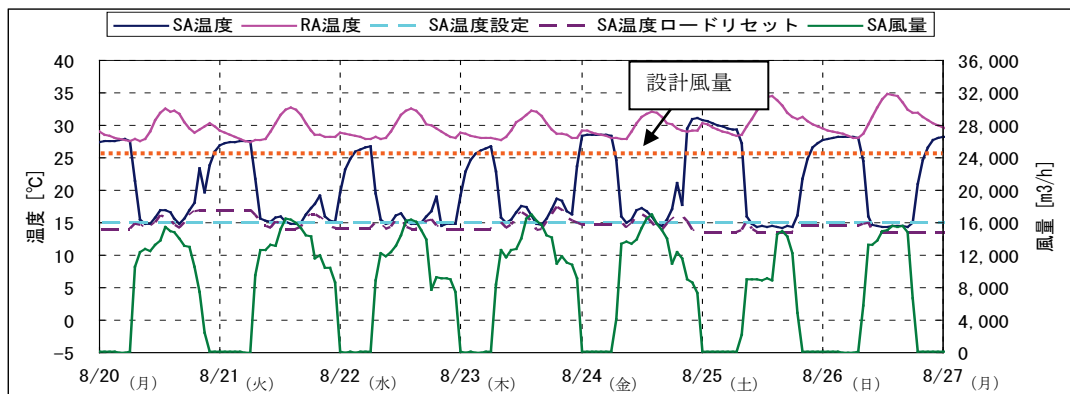
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

(コメント欄)

- 2012. 8. 20～8. 27 のトレンドグラフ
- 室温設定は 25℃であるが、概ね設定通りに制御される。
- SA 風量は空調機の起動時でなく、熱負荷が多い 13 時位がピークとなる。また SA 風量は設計値が 24,200m³/h であるが、ピークでも 17,000m³/h と 70%程度である。
- SA 温度設定は 15℃であるが、SA 風量に応じてロードリセット制御が働く。空調機稼働中は、概ねロードリセットの設定通りに SA 温度が制御される。
- RA の吸込みは執務室でなく吹き抜けにあるため、RA 温度はピーク時に 32℃を上回る温度になる。



図Ⅲ. 3. 2. 173 各室温, SA 風量トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 174 SA 温度, RA 温度, SA 風量トレンド

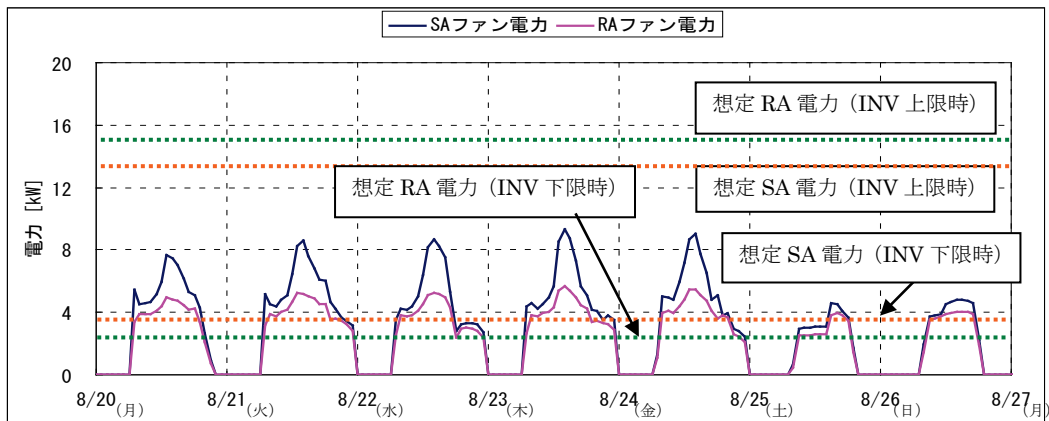
事務所 03 (FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

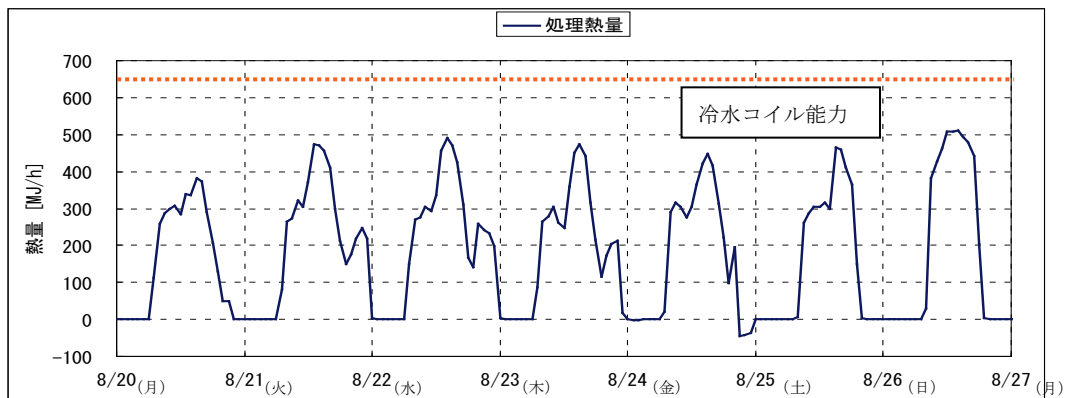
<動作確認データ>

(コメント欄)

- 2012. 8. 20~8. 27 のトレンドグラフ
- INV 上限時と INV 下限時の想定 SA 電力および想定 RA 電力は、ファンの定格電力に対し 3 乗則で算出した。
- SA, RA とともに空調機立ち上げ時に小さなピークがあり、最大のピークは負荷が大きい 13 時頃である。しかし SA, RA とともに、INV の上限までは電力が上がらない。
- INV 周波数が 40Hz で SA 電力 : 9.4kW, RA 電力 : 7.6kW となるので、ピーク時は 40Hz 前後と考えられる。
- 冷水コイルの能力は 658MJ/h (183kW) であるが、ピークで 500MJ/h となり 75%程度の処理熱量となる。ピークの SA 風量が設計値の 70%程度であるため、概ね風量に応じた熱量である。



図Ⅲ. 3. 2. 175 ファン電力トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 176 処理熱量トレンド

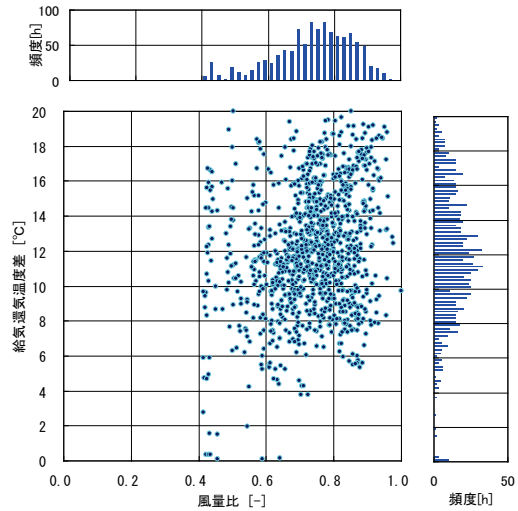
事務所 03 (FAO-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

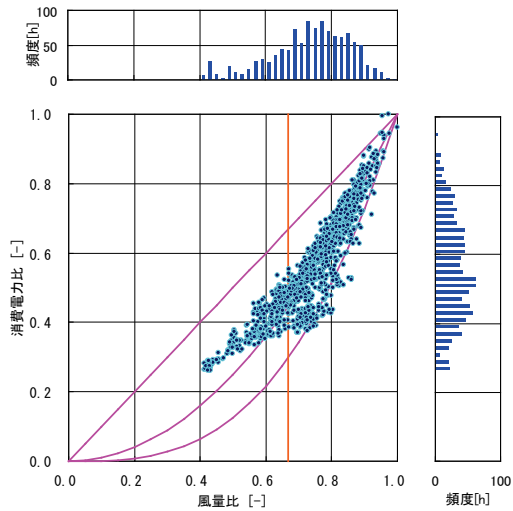
<風量分析>

(コメント欄)

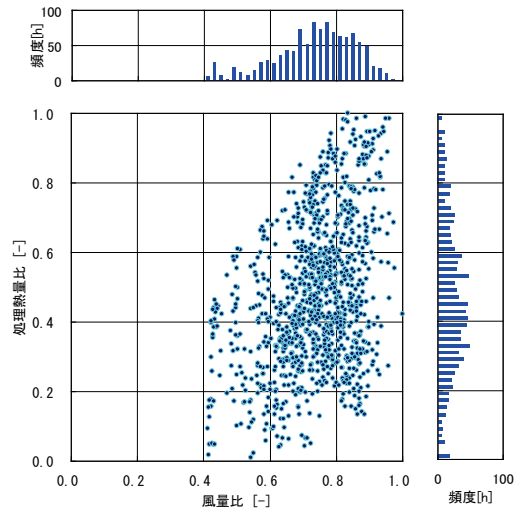
- 給気還気温度差は、ばらついている。風量比が小さい方が顕著である。
- 消費電力比は、風量比が 0.7 以上で 2 次曲線と 3 次曲線の間分布となる。
- 処理熱量比は、ばらついている。



図Ⅲ. 3. 2. 177 風量比と給気還気温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 178 風量比と消費電力比の関係



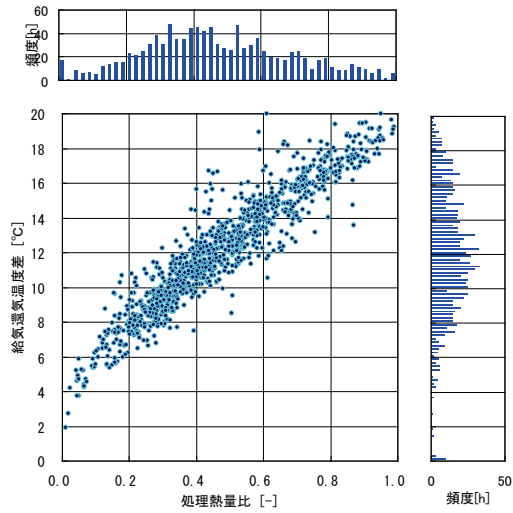
図Ⅲ. 3. 2. 179 風量比と処理熱量比の関係

事務所 03 (FAO-VAV-03)

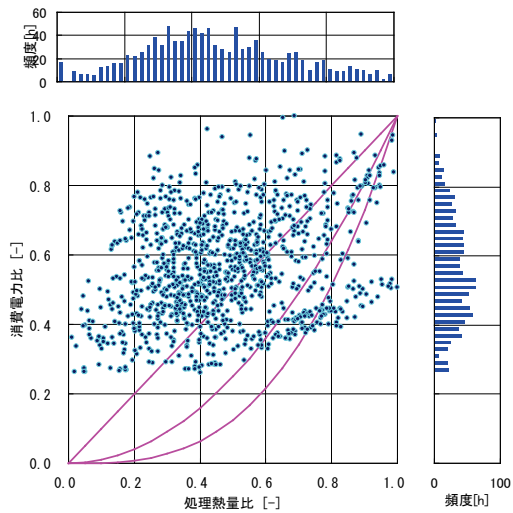
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

< 熱量分析 >

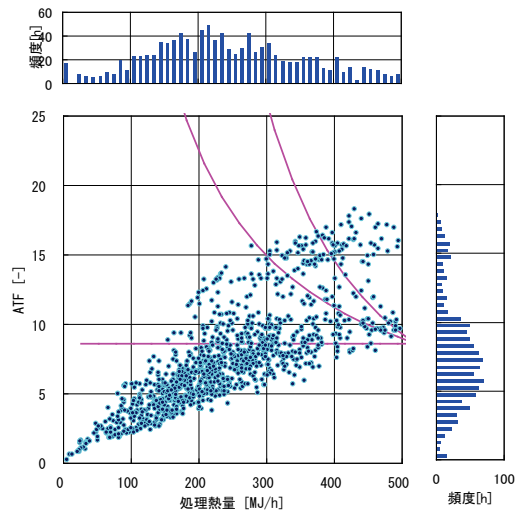
- 処理熱量比と給気還気温度差との間には、比例の関係が見られ、定風量に近い運転である。
- 消費電力比が 0.27 付近で一定となるが、SA ファン、RA ファンともに INV の下限になるためである。
- 処理熱量と ATF との間に比例の関係が見られる。



図Ⅲ. 3. 2. 180 処理熱量比と給気還気温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 181 処理熱量比と消費電力比の関係



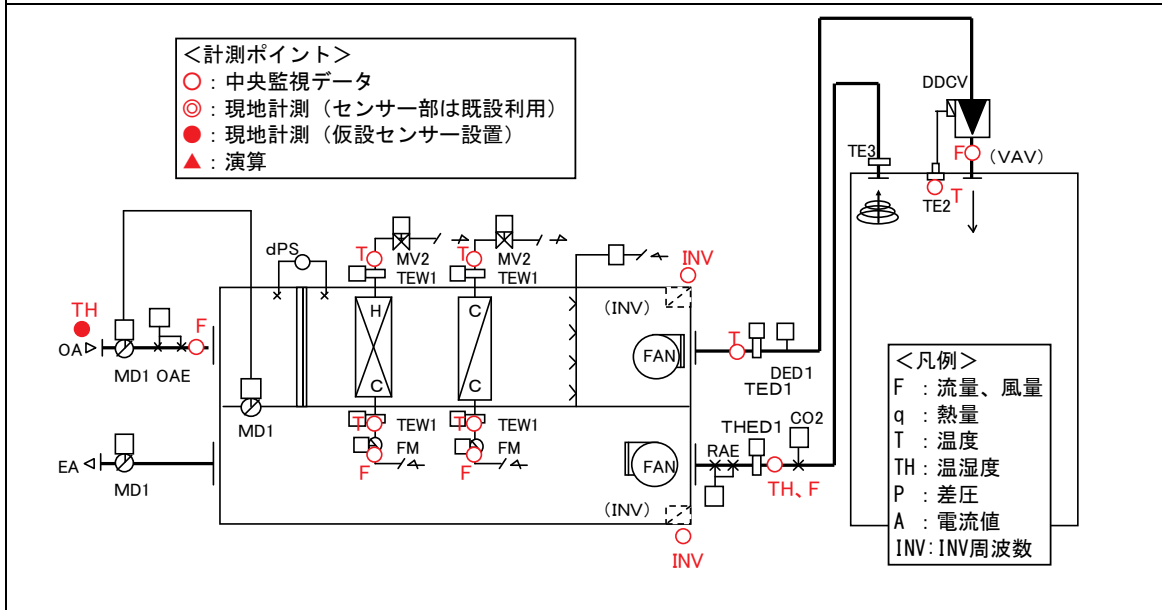
図Ⅲ. 3. 2. 182 処理熱量とATFの関係

3.2.15. 事務所 05 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

建物名	事務所 05	地区	東京	竣工	2003 年	新築	—	規模	20,580m ²
分類記号	AHU-VAV-03				検出部	VAV 合計風量			
制御目的	室内温度				制御目標	給気風量			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～9 月 30 日				動作	回転数 (周波数) 制御			
制御対象	SA ファン, RA ファン				製造年月				
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 給気温度一定制御 給気温度補正制御 RA 温度による冷房・送風・暖房切替 RA 湿度による加湿弁制御 VAV 要求風量による INV 周波数出力 INV 周波数補正制御 外気冷房制御 還気 CO2 濃度が設定値になるよう, OA 量を制御 ウォーミングアップ制御 INV 周波数上限下限 SA : 60%~30%, RA : 50%~30% SA 温度設定 : 12℃ 室内温度設定 : 26.3℃ 				機器仕様	AC-5-1 (5 階事務室系統) 送風ファン 9,200m ³ /h×400Pa×5.5kW 還気ファン 8,650m ³ /h×300Pa×5.5kW 冷水コイル 76.8 kW 冷水量 110 L/min 温水コイル 39 kW 温水量 56 L/min 外気量 2,000m ³ /h 外冷時 3,800m ³ /h			

システムフロー



分析リスト

- ・ 温度変化, 給気還気温度差, 風量, 処理熱量
- ・ ファン消費電力, ファン INV 周波数, ATF

事務所 05 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

<計測データ, 評価項目計算式>

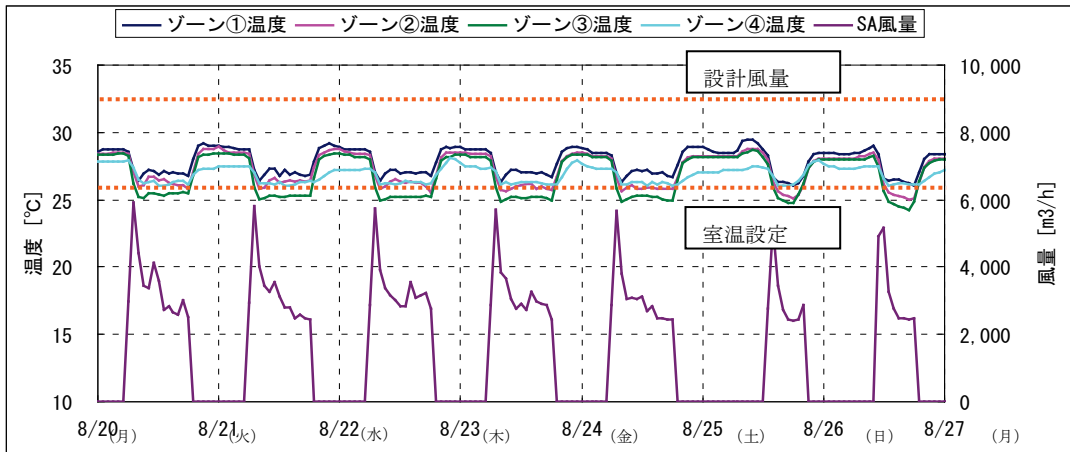
<p>1. 計測データ</p> <p>(1) データの収集時間間隔</p> <ul style="list-style-type: none"> ・現地計測データ: 1分間隔, 瞬時値 ・中央監視データ: 10分間隔, 瞬時値 <p>(2) データ処理</p> <ul style="list-style-type: none"> ・1分間隔瞬時値, 10分間隔瞬時値 → 1時間平均値に処理 <p>(3) 解析利用データのフィルタリング項目</p> <ul style="list-style-type: none"> ・機器の起動時, 停止時のデータを排除 ・機器が停止状態のデータを削除 <p>2. 評価項目計算式</p> <p>(1) 風量</p> <p>VAVユニットの風量の合計を給気風量 SA として使用した. 計測期間の最大風量を基に風量比を算出した. 風量比 FR = 給気風量 SA [m³/h] / 実測最大風量: 6,122 [m³/h]</p> <p>(2) 給気還気温度差</p> <p>計測した給気温度を T1, 還気温度を T2 として算出した. 給気還気温度差 ΔT [°C] = T2 [°C] - T1 [°C]</p> <p>(3) 処理熱量</p> <p>冷水熱量を処理熱量として使用した. 処理熱量 q [MJ/h] = 比熱: 4.186 [kJ/kg・°C] × 密度: 1.0 [kg/L] × 冷水流量 F [L/min] × (冷水還温度 T4 [°C] - 冷水往温度 T3 [°C]) / 1,000 [kJ/MJ] × 60 [min/h] 最大処理熱量を基に処理熱量比を算出した. 処理量熱比 HR = 処理熱量 q [MJ/h] / 最大処理熱量: 158 [MJ/h]</p> <p>(4) 消費電力</p> <p>INV 周波数比から消費電力を算出した. SAファンの消費電力 E1 と RAファンの消費電力 E2 の合計を消費電力 E として使用した. SAファン消費電力 E1 [kW] = (SAファン INV 周波数比) ³ × SAファン定格電力: 5.5 [kW] RAファン消費電力 E2 [kW] = (RAファン INV 周波数比) ³ × RAファン定格電力: 5.5 [kW] 最大消費電力を基に消費電力比を算出した. 消費電力比 ER = 消費電力 E [kW] / 最大消費電力: 5.0 [kW]</p> <p>(5) ATF (空気搬送効率)</p> <p>ATF = (処理熱量 q [MJ/h] / 3.6[MJ/(h・kW)]) / 消費電力 [kW] 計測時の最大処理熱量 (158 [MJ/h]) と最大消費電力 (5.0 [kW]) との ATF (8.97) を基準とし, 理想曲線を算出した.</p> <p>(6) INV 周波数比</p> <p>計測された INV 設定値をインバータ周波数比 INV として使用した.</p> <p>(7) 理想曲線</p> <p>風量に対する電力, 熱量に対する電力ともに 1次曲線, 2次曲線, 3次曲線とした. SAファンの INV 上限下限のみを考慮した. 上限: 60% → 1.0, 下限: 30% → 0.5</p>

事務所 05 (AHU-VAV-03)

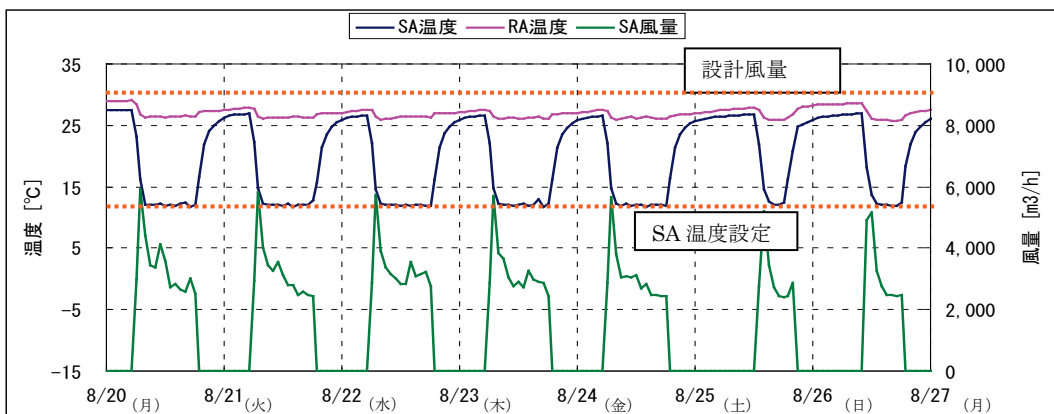
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ>

- ・ 2012. 8. 20～8. 27 のトレンドグラフ
- ・ 室温設定は 26. 3℃であるが、概ね設定通りに制御される。
- ・ SA 風量は設計値が 9, 200m³/h であるが、起動時に 6, 000m³/h 程度になり、その後減少する。
- ・ SA 温度設定は 12℃であるが、空調機稼働中は、概ね設定通りに制御される。
- ・ SA 風量に変化しても、SA 温度はほぼ一定であるが、空調機起動時と停止時にやや上昇している。



図Ⅲ. 3. 2. 183 各室温, SA 風量トレンド



図Ⅲ. 3. 2. 184 SA 温度, RA 温度, SA 風量トレンド

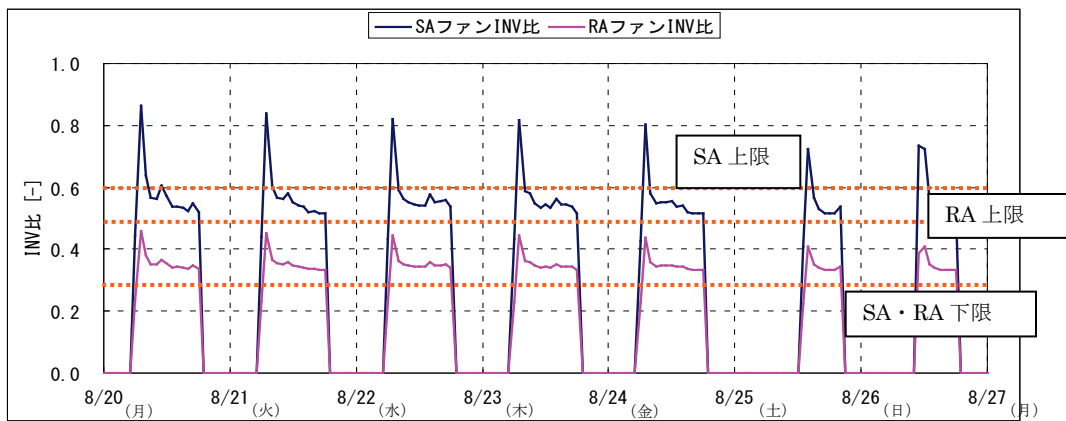
事務所 05 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

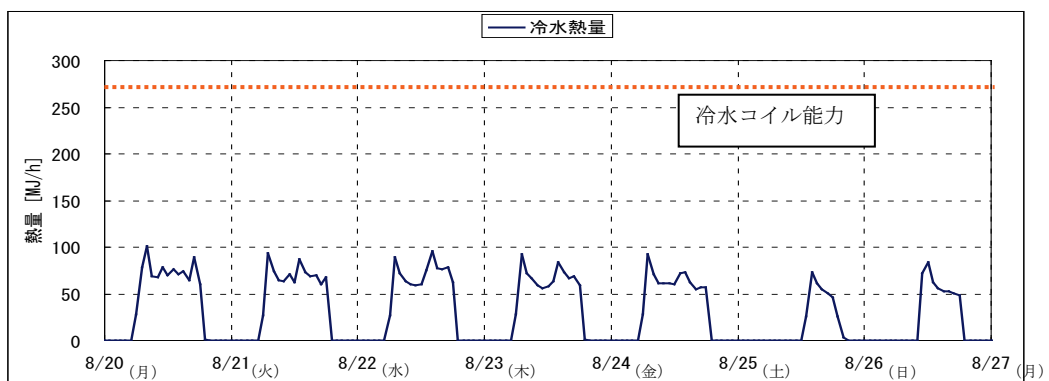
<動作確認データ>

(コメント欄)

- ・ 2012. 8. 20~8. 27 のトレンドグラフ
- ・ SA ファンは, 起動時に上限を超えた INV 周波数を要求している.
- ・ 空調機立上がり後は, SA ファン INV・RA ファン INV とも徐々に減少するが, 下限までは減少しない.
- ・ 冷水コイル能力は 276MJ/h であるが, 冷水熱量は 100MJ/h 程度にしかない.



図Ⅲ. 3. 2. 185 INV 周波数比トレンド



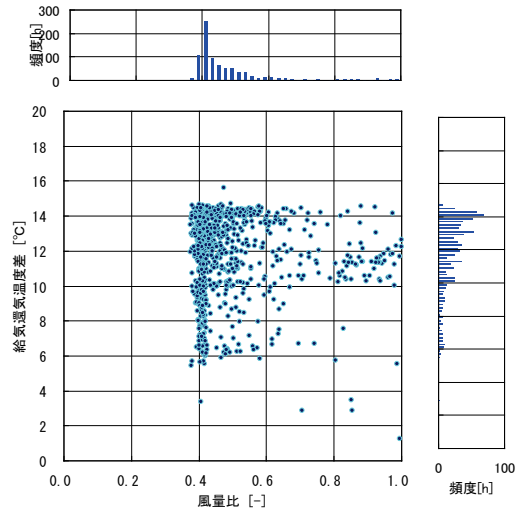
図Ⅲ. 3. 2. 186 冷水熱量トレンド

事務所 05 (AHU-VAV-03)

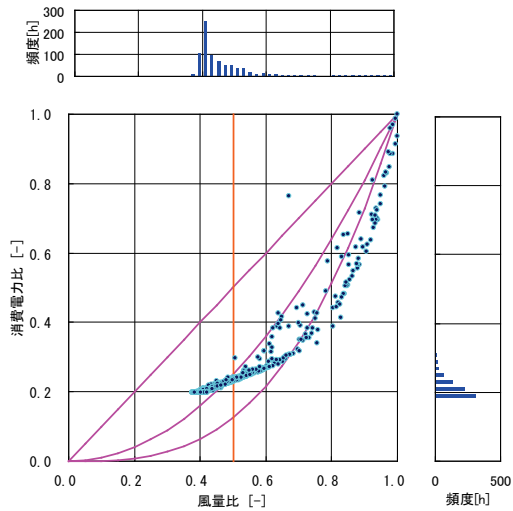
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

<風量分析>

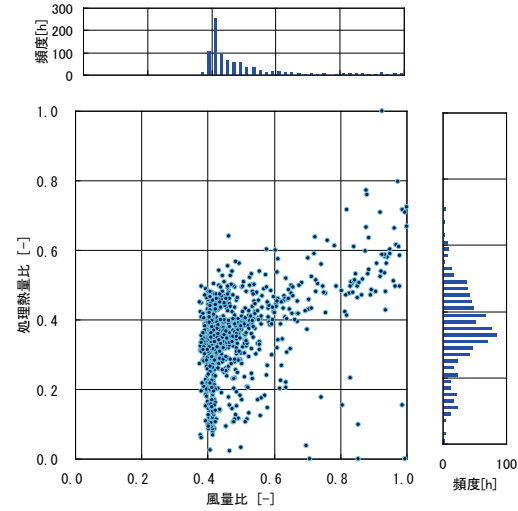
- 風量比が小さくなるにつれ，給気還気温度差がばらついている．INV 下限は 0.4 であり、供給熱量を減らすために SA 温度を高くしなければならない．
- 消費電力比は，風量比が 0.4~0.7 で比例に近い分布となり，0.7 以上で 3 次曲線に近い分布となる．
- 風量比が 0.4 付近は処理熱量比がばらつく．風量比が大きくなるにつれ，処理熱量比も大きくなる．



図Ⅲ. 3. 2. 187 風量比と給気還気温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 188 風量比と消費電力比の関係



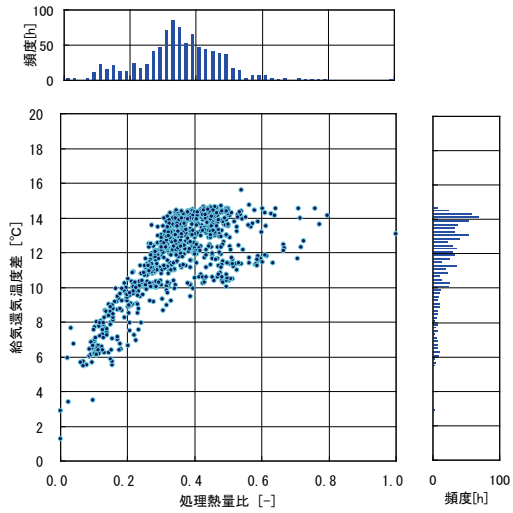
図Ⅲ. 3. 2. 189 風量比と処理熱量比の関係

事務所 05 (AHU-VAV-03)

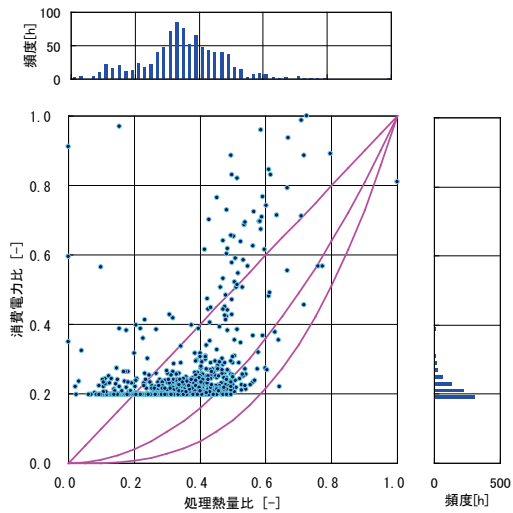
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機ファン	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

< 熱量分析 >

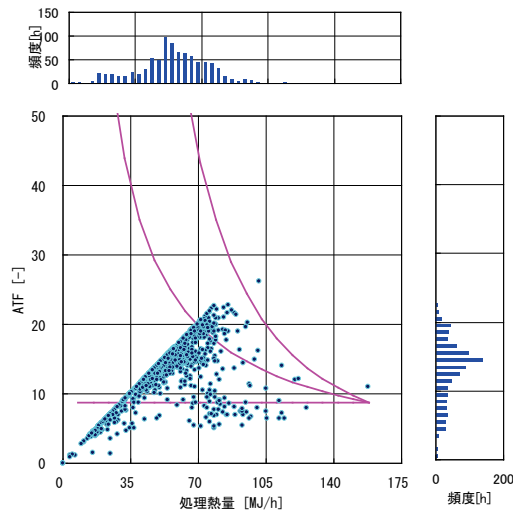
- 処理熱量比が 0.4 位までは, 給気還気温度差との間に, 比例の関係が見られる.
- 消費電力比が 0.2 付近で一定となるが, INV の下限になるためである. 処理熱量比が増えるにつれ, 消費電力量比も増加する傾向がある.
- INV の下限になるため, 処理熱量が 80MJ/h までは, ATF との間に比例の関係が見られる.



図Ⅲ. 3. 2. 190 処理熱量比と給気還気温度差の関係



図Ⅲ. 3. 2. 191 処理熱量比と消費電力比の関係



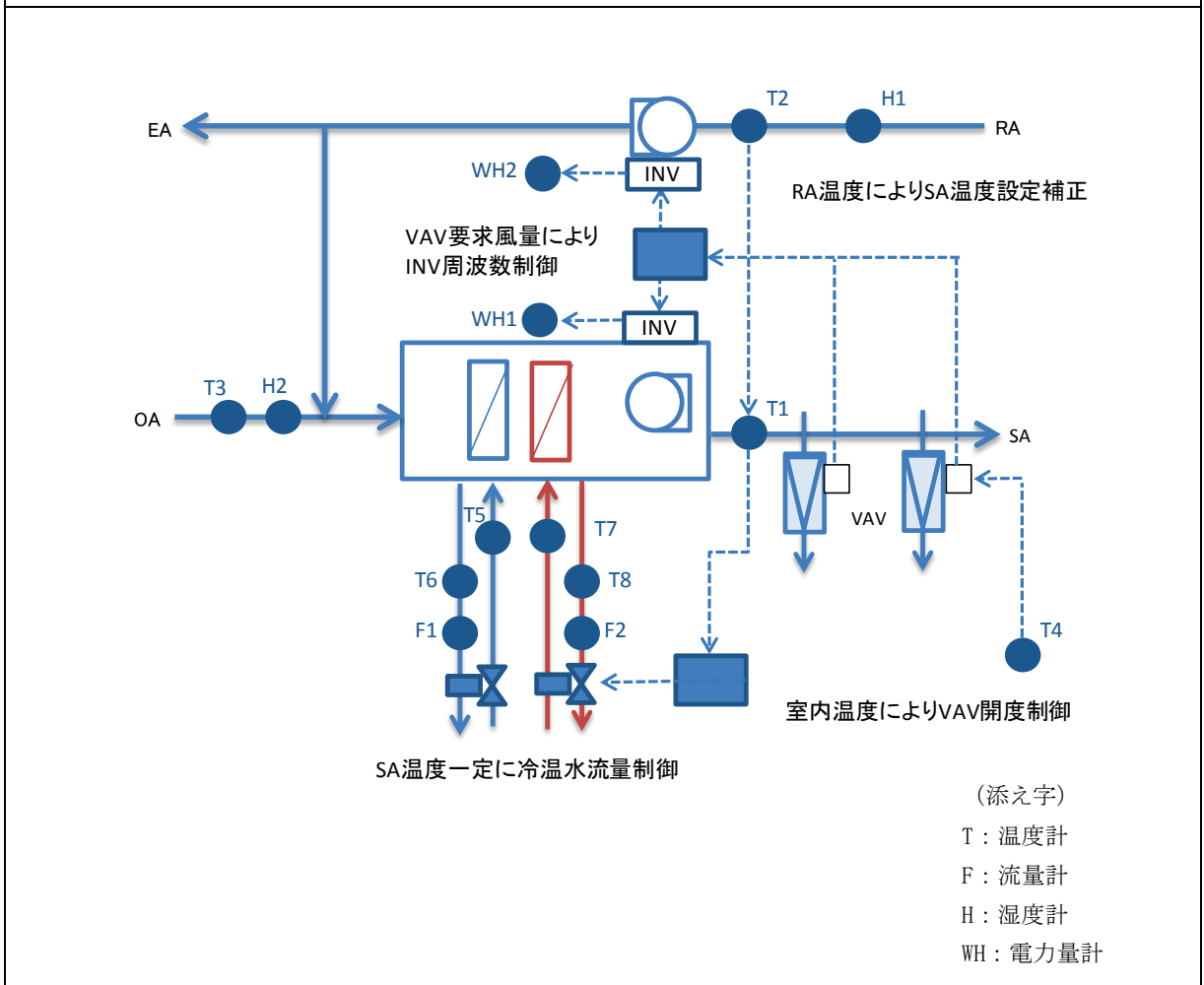
図Ⅲ. 3. 2. 192 処理熱量とATFの関係

3.2.16. 事務所 06 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

建物名	事務所 06	地区	関東	竣工	2003 年	新築	—	規模	47,300m ²
分類記号	AHU-VAV-03				検出部	VAV 合計風量			
制御目的	VAV				制御目標	給気風量			
分析期間	2011 年 8 月 1 日～2012 年 9 月 29 日				動作	回転数 (周波数) 制御			
制御対象	空調機ファン				製造年月	2002 年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 給気温度一定制御 給気温度補正制御 RA 温度により冷房, 送風, 暖房切替 RA 湿度により加湿弁制御 VAV 要求風量により INV 周波数出力 				機器仕様	12,980m ³ /h × 350Pa × 11kW 冷房能力 : 99.6kW 7→17℃ ΔT=10℃ 冷水量 : 143 L/min 外気量 : 4300m ³ /h			

システムフロー



事務所 06 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

<評価項目計算式, 計測概要>

1. 評価項目計算式 ※添え字 (記号) はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 空気温度差

$$\text{空気温度差} = \text{還気温度 (T2)} - \text{給気温度 (T1)}$$

(2) 風量比

$$\text{風量比} = \text{実測風量 (VAV トータル風量)} \div \text{実測最大風量}$$

(3) 熱量

$$\text{冷却熱量} = \text{実測流量 (F1)} \times \text{水の温度差 (T6-T5)} \times \text{水の密度} \times \text{水の比熱}$$

$$\text{加熱熱量} = \text{実測流量 (F2)} \times \text{水の温度差 (T7-T8)} \times \text{水の密度} \times \text{水の比熱}$$

(4) 消費電力比

$$\text{消費電力比} = \text{実測消費電力 (WH1+WH2)} \div \text{実測最大消費電力}$$

(5) 熱量比

$$\text{熱量比} = \text{熱量} \div \text{計測期間内の最大熱量}$$

(6) ATF

$$\text{ATF} = \text{熱量} \div \text{消費電力}$$

2. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

温度, 流量, 湿度 : 1 分間隔

電力量 : 5 分間隔

(2) データ処理

温度, 流量, 湿度 : 1 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

電力量 : 5 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

事務所 06 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

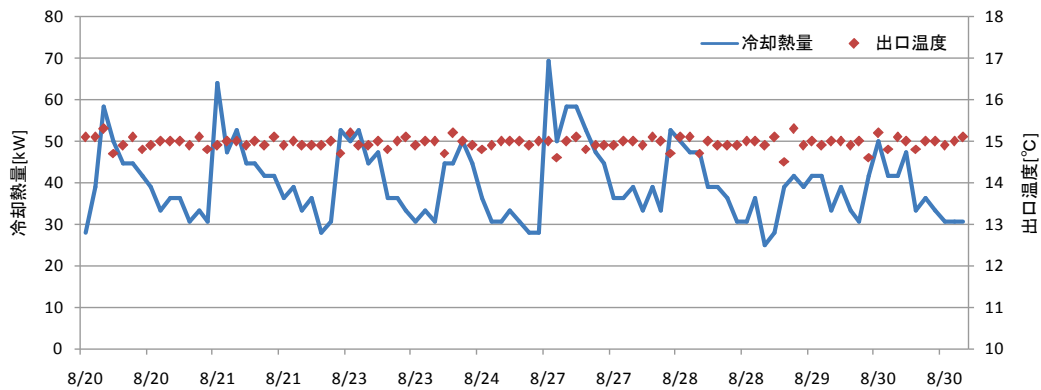
<動作確認データ>

2012/8/20～8/30 のトレンドグラフ

- ・ 出口空気温度が制御値になるよう冷水弁を制御している。(15℃)
 - ・ VAV 要求風量に応じインバータ周波数を制御している。
 - ・ 朝起動時は負荷が大きく周波数が最大となるが、時間とともに周波数は減少する。
- 出口温度は設定温度に制御されており、風量制御は出力 5～100%、電力比最少 10%まで制御されている。

冷却熱量と出口温度 (2012/8/20～8/30)

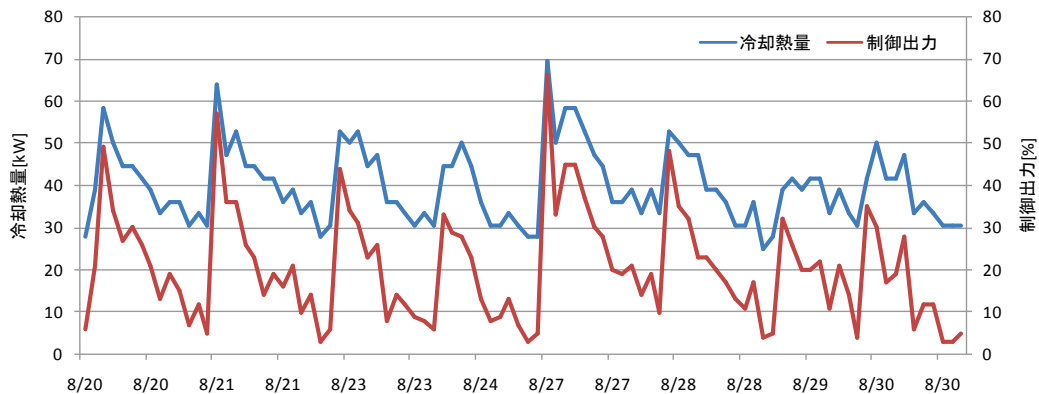
15℃で一定に制御されている。



図Ⅲ. 3. 2. 193 冷却熱量と出口温度の推移

冷却熱量と制御出力 (2012/8/20～8/30)

要求風量に基づく制御出力による風量変化に伴い、冷却熱量は変動している。



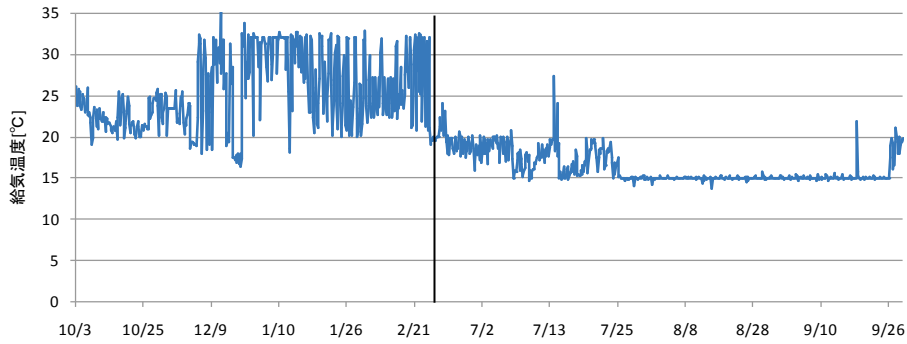
図Ⅲ. 3. 2. 194 冷却熱量と制御出力の推移

事務所 06 (AHU-VAV-03)

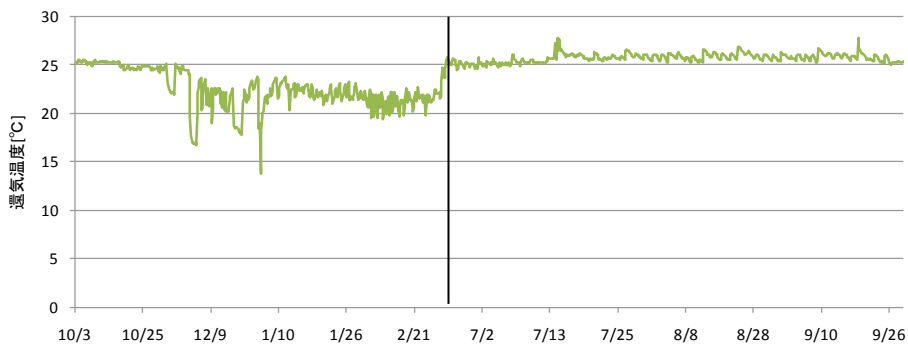
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ>

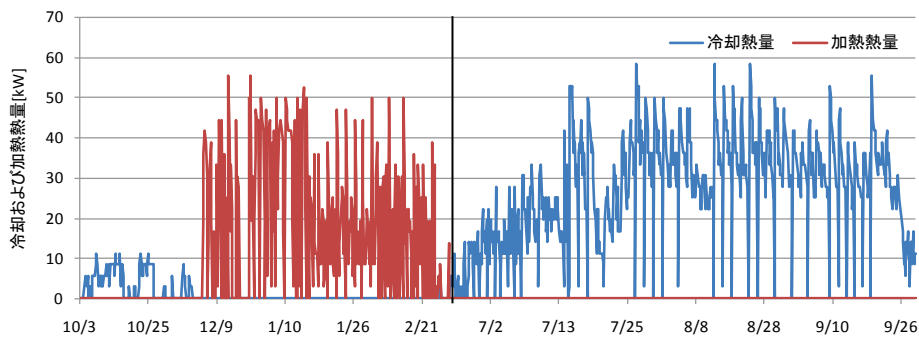
給気温度は暖房時 32℃, 冷房時 15℃で制御されており, 室内負荷が小さく, 最少風量時に還気温度が下がる場合には設定温度を上げる制御を行っている. (5月, 10月の中間期)



図Ⅲ. 3. 2. 195 給気温度の年間推移



図Ⅲ. 3. 2. 196 還気温度の年間推移



図Ⅲ. 3. 2. 197 冷却および加熱熱量の年間推移

事務所 06 (AHU-VAV-03)

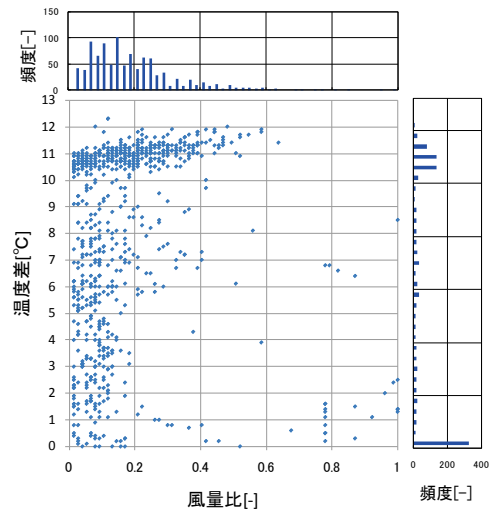
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

<風量分析データ>

空気温度差が 11℃程度で運用されており、風量の変動による影響を受けておらず、制御状況は良好である。

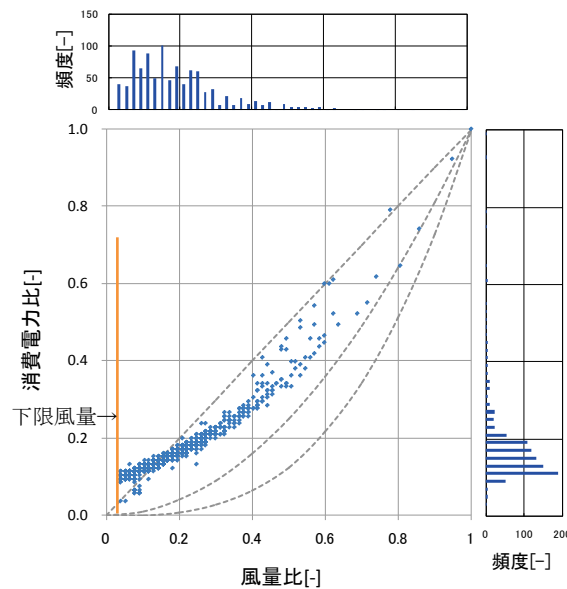
風量最大値=9990m³/h
 消費電力最大値=10.5kWh
 INV 周波数=2.5~50Hz

風量比～還気給気温度差



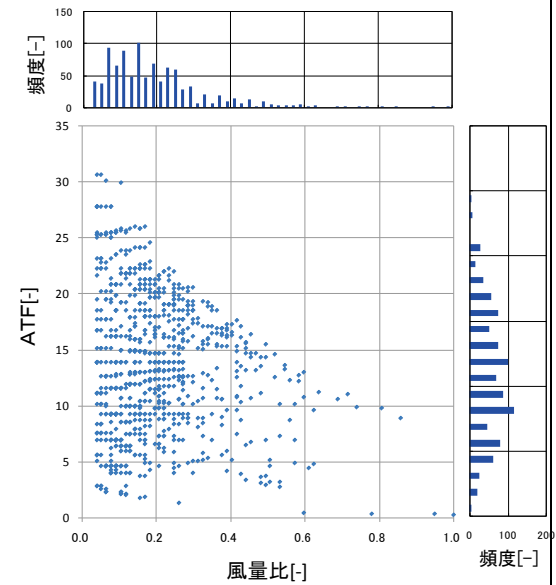
図Ⅲ. 3. 2. 198 風量比と還気給気温度差の関係

風量比～消費電力比



図Ⅲ. 3. 2. 199 風量比と消費電力比の関係

風量比～ATF



図Ⅲ. 3. 2. 200 風量比と ATF の関係

事務所 06 (AHU-VAV-03)

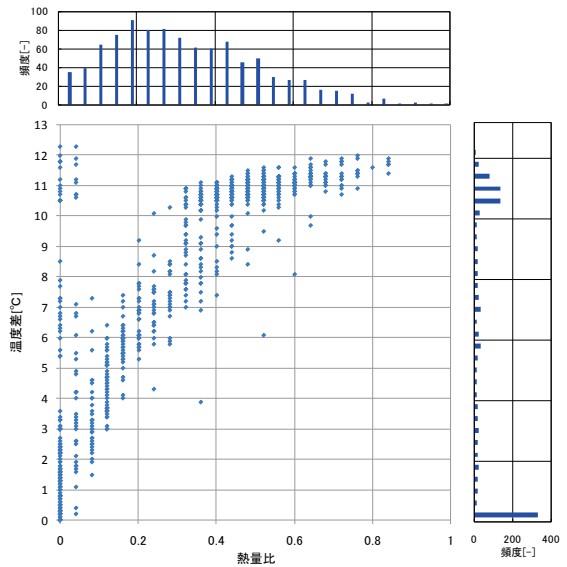
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

< 熱量分析データ >

空気温度差が 11℃程度で運用されており、
風量の変動による影響を受けておらず、制御
状況は良好である。

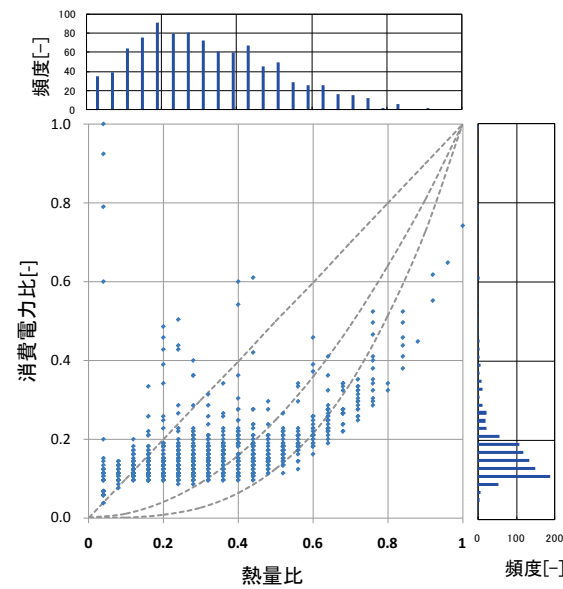
熱量最大値=358MJ/h (冷水熱量)

熱量比～還気給気温度差



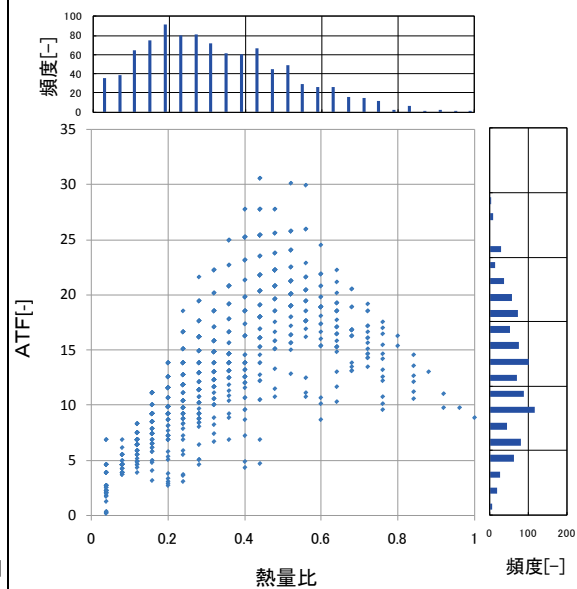
図Ⅲ. 3. 2. 201 熱量と給気還気温度差の関係

熱量比～消費電力比



図Ⅲ. 3. 2. 202 熱量比と消費電力費の関係

熱量比～ATF

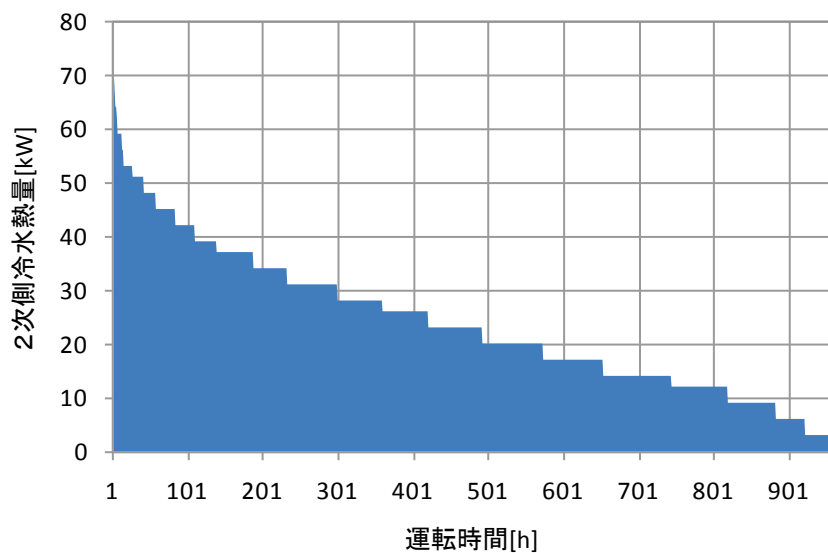


図Ⅲ. 3. 2. 203 熱量比と ATF の関係

事務所 06 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

< 期間負荷データ >



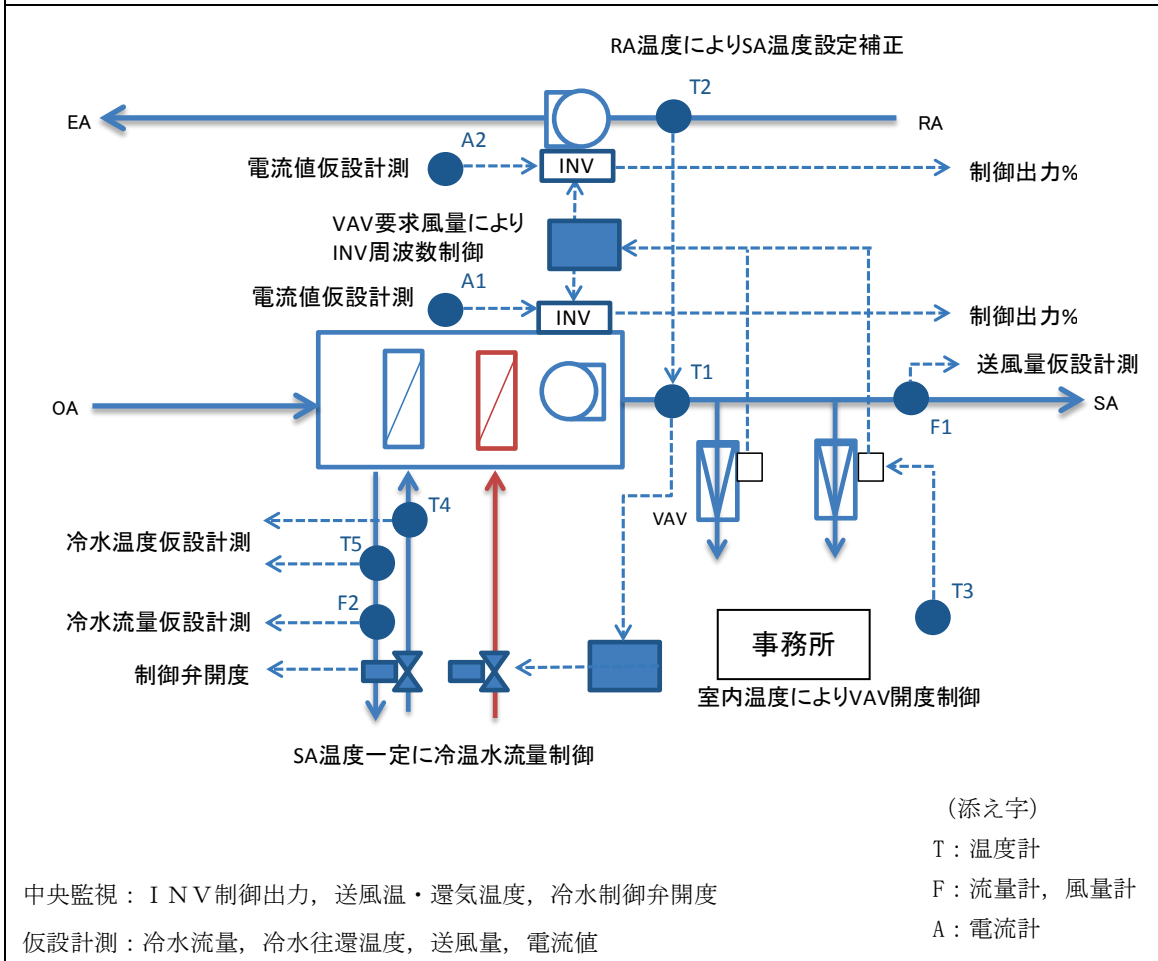
図Ⅲ. 3. 2. 204 期間負荷

3.2.17. 事務所 08 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

建物名	事務所 08	地区	北海道	竣工	2003 年	改修	—	規模	108,000m ²
分類記号	AHU-VAV-03				検出部	VAV 合計風量			
制御目的	VAV				制御目標	給気風量			
分析期間	2009 年 8 月 1 日～2009 年 11 月 30 日				動作	回転数 (周波数) 制御			
制御対象	空調機ファン				製造年月	2002 年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 給気温度一定制御 VAV 要求風量により INV 周波数出力制御 RA 湿度により加湿弁制御 室内温度により VAV 風量を制御 外気冷房制御 (エンタルピ) CO₂ 濃度により外気量制御 				機器仕様	送風機 : 10000m ³ /h×392Pa×7.5kW, 3.7kW 冷房能力 : 66.1kW			

システムフロー



事務所 08(AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

<評価項目計算式, 計測概要>

1. 評価項目計算式 ※添え字(記号)はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 給気還気温度差

$$\text{給気還気温度差} = \text{還気温度 (T2)} - \text{給気温度 (T1)}$$

(2) 風量比

$$\text{風量比} = \text{実測風量 (F1)} \div \text{計測期間の最大風量}$$

(3) 消費電力比

$$\text{消費電力比} = \text{消費電力} \div \text{計測期間の最大消費電力}$$

$$\text{消費電力} = \text{実測電流 (A1+A2)} \times \text{電圧} \times \sqrt{3} \times \text{力率}$$

(4) 熱量比

$$\text{熱量比} = \text{熱量} \div \text{計測期間の最大熱量}$$

$$\text{熱量} = \text{冷水量 (F2)} \times \text{水温度差 (T5-T4)} \times \text{水の密度} \times \text{水の比熱}$$

(5) ATF

$$\text{ATF} = \text{熱量} \div \text{消費電力}$$

2. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・ 10 分間隔

(2) データ処理

- ・ 10 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

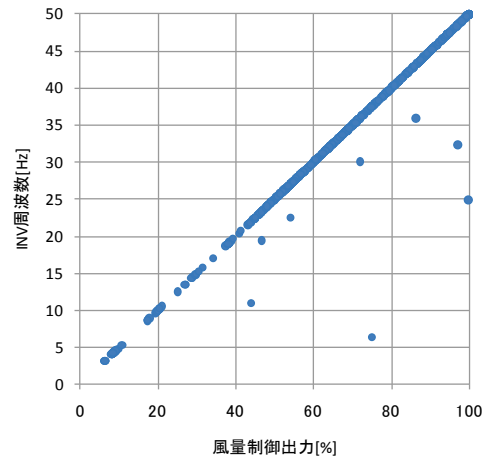
事務所 08 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数（周波数）制御

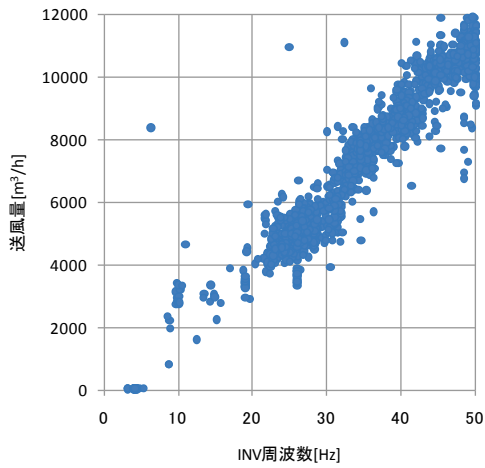
<動作確認データ>

仮設計測による風量，電力量の制御出力，INV 周波数との関係

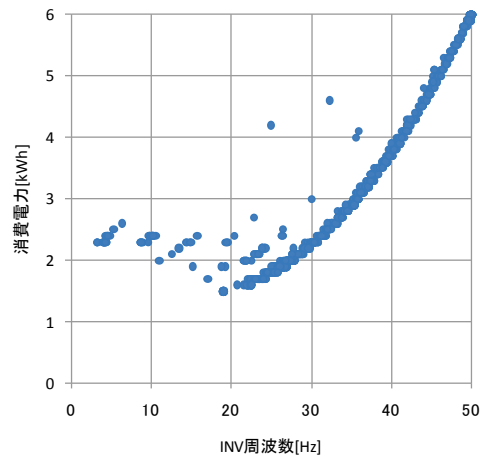
- ・ 風量，電力量は期間限定の仮設計測値。
- ・ 冷水負荷が発生していないデータは削除。
- ・ 制御出力は 0～100% に対し，周波数 0～50Hz。



図Ⅲ. 3. 2. 205 風量制御出力と INV 周波数



図Ⅲ. 3. 2. 206 INV 周波数と送風量



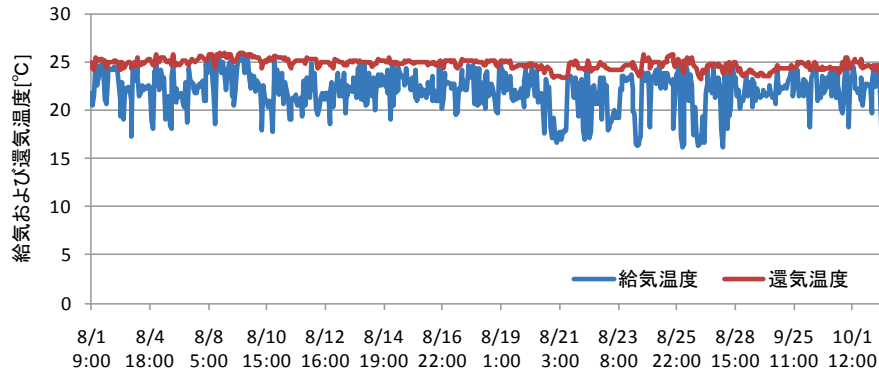
図Ⅲ. 3. 2. 207 INV 周波数と消費電力量

事務所 08 (AHU-VAV-03)

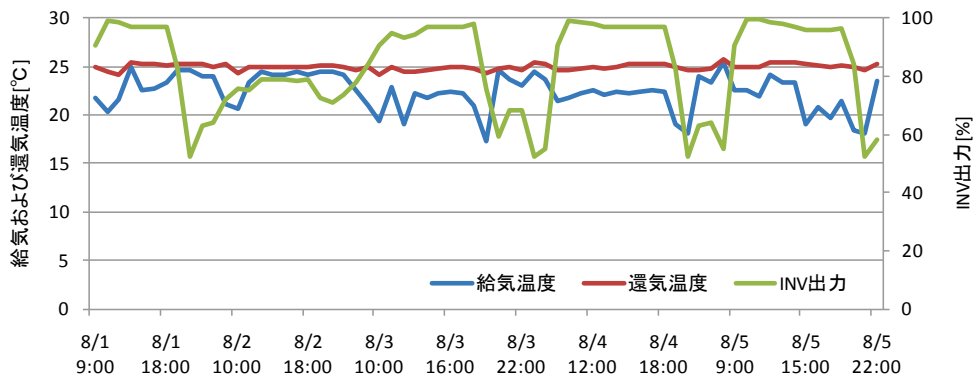
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

<動作確認データ>

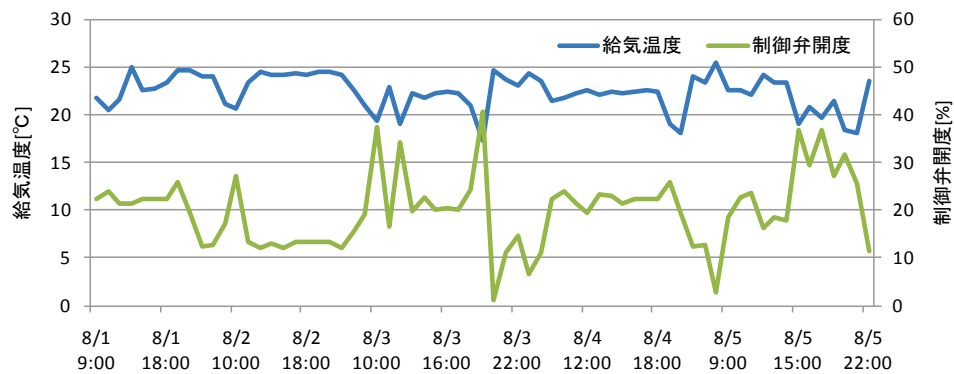
還気温度はほぼ 25°C一定であり良好。



図Ⅲ. 3. 2. 208 給気および還気温度の日推移



図Ⅲ. 3. 2. 209 給気および還気温度と INV 出力の時間推移



図Ⅲ. 3. 2. 210 給気温度と制御弁開度の時間推移

事務所 08 (AHU-VAV-03)

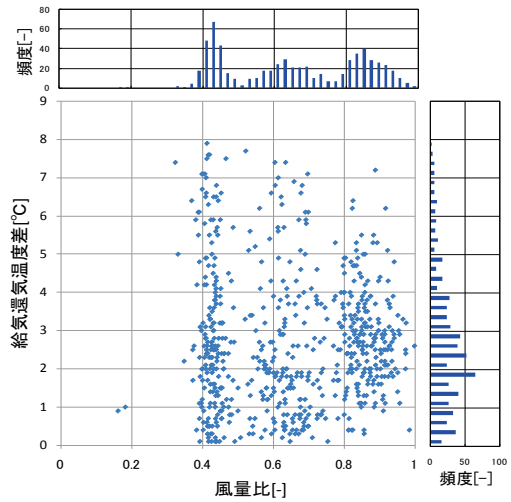
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

<風量分析データ>

立ち上がり時, 中間季, 夏季で風量が3か所に集中している. 室内負荷が少ないことが原因で空気温度差は 2~3°C程度となっている.

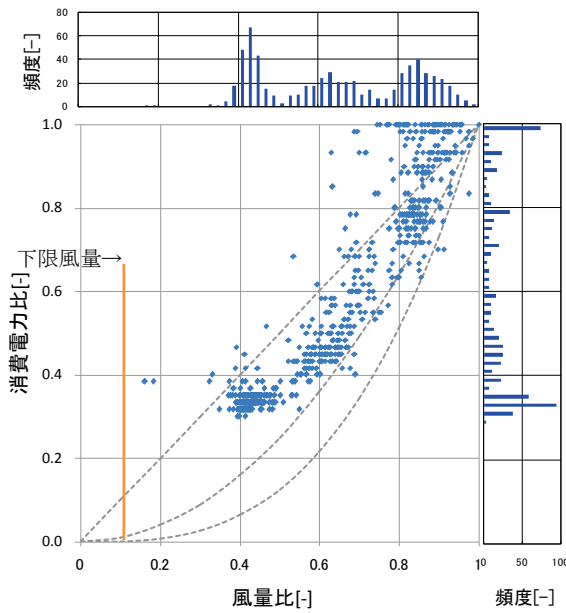
風量最大値=12213m³/h
 消費電力最大値=6.0kWh
 INV 周波数=10~50Hz

風量比~還気給気温度差



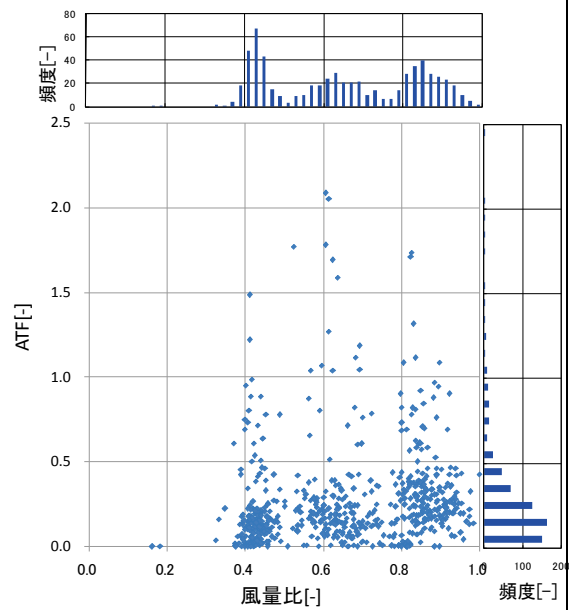
図Ⅲ. 3. 2. 211 風量比と還気給気温度差の関係

風量比~消費電力比



図Ⅲ. 3. 2. 212 風量比と消費電力比の関係

風量比~ATF



図Ⅲ. 3. 2. 213 風量比と ATF の関係

事務所 08 (AHU-VAV-03)

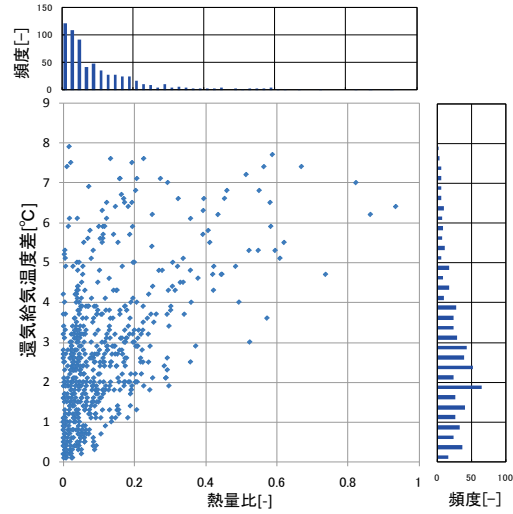
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御

< 熱量分析データ >

室内負荷が少ないことや外気冷房で空調機
熱量比は 20%以下となっている。

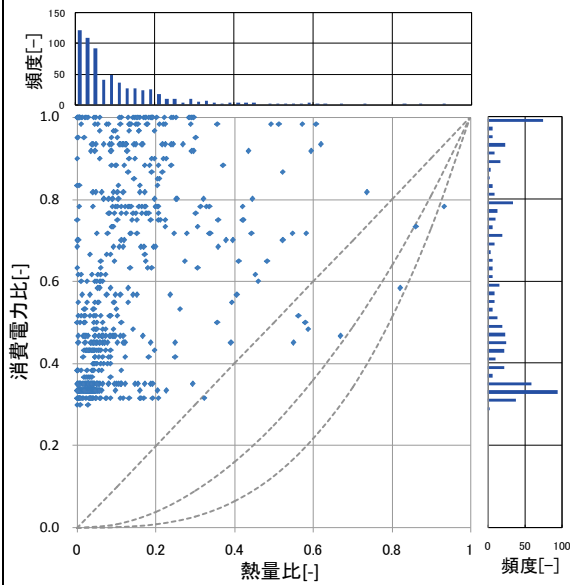
熱量最大値=52.4MJ/h (冷水熱量)

熱量比～還気給気温度差



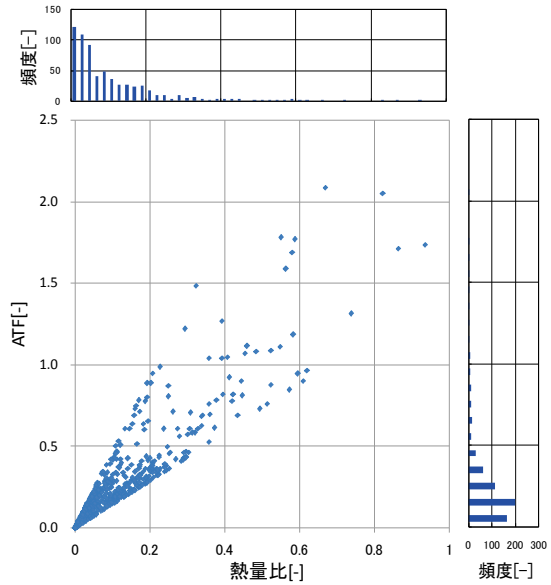
図Ⅲ. 3. 2. 214 熱量比と還気給気温度差
の関係

熱量比～消費電力比



図Ⅲ. 3. 2. 215 熱量比と消費電力比の関係

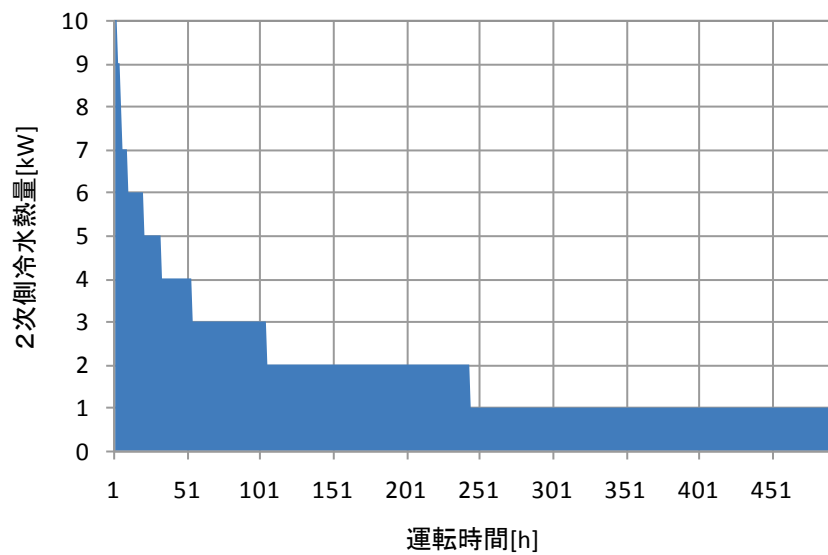
熱量比～ATF



図Ⅲ. 3. 2. 216 熱量比と ATF の関係

事務所 08 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数 (周波数) 制御



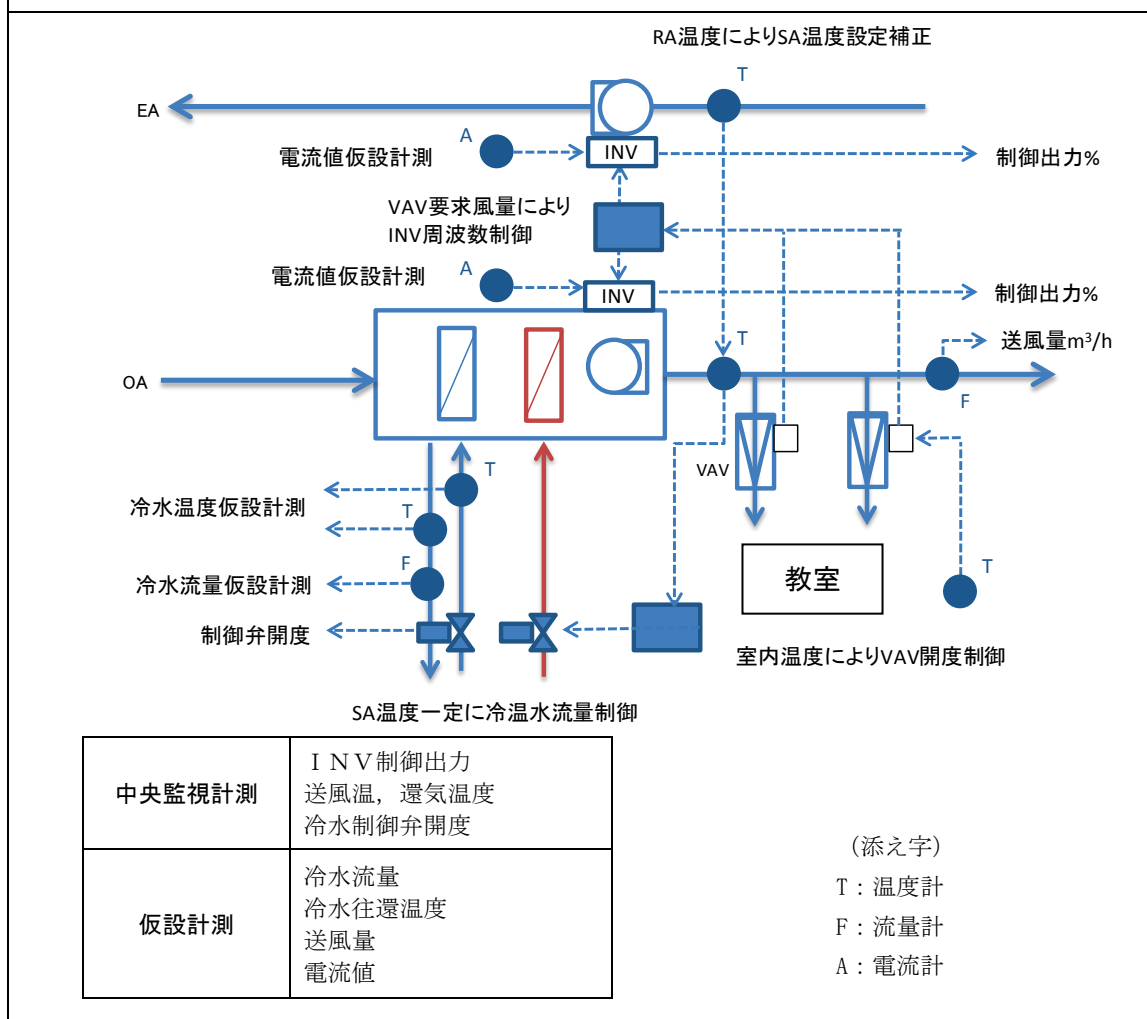
図Ⅲ. 3. 2. 217 期間負荷

3.2.18. 学校 01 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

建物名	学校 01	地区	関東	竣工	2010 年	新築	—	規模	57,000m ²
分類記号	AHU-VAV-03				検出部	VAV 合計風量			
制御目的	VAV				制御目標	給気風量			
分析期間	2011 年 7 月 1 日～2011 年 10 月 31 日				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	空調機ファン				製造年月	2009 年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 給気温度一定制御 給気温度補正制御 VAV 要求風量により INV 周波数出力 INV 周波数補正制御 室内温度検出により VAV 風量を制御 				機器仕様	15000m ³ /h × 1072kPa × 11kW OA=9000m ³ /h 冷房能力: 163kW, 7-15℃			

システムフロー



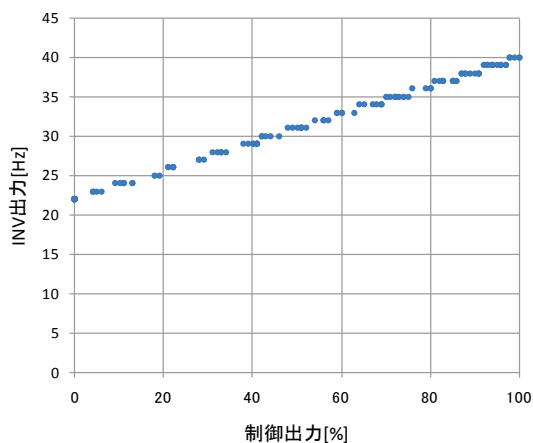
学校 01 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

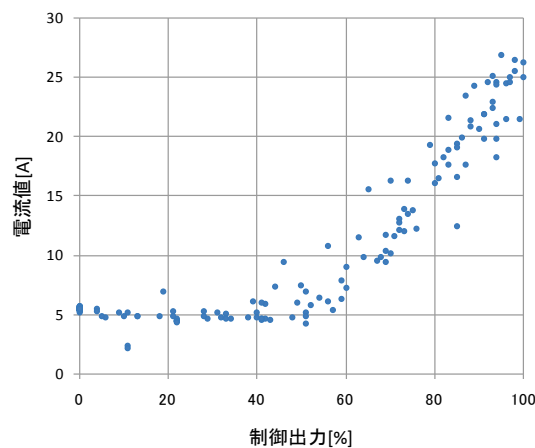
<動作確認データ>

仮設計測による風量，流量の制御出力，制御弁開度との関係

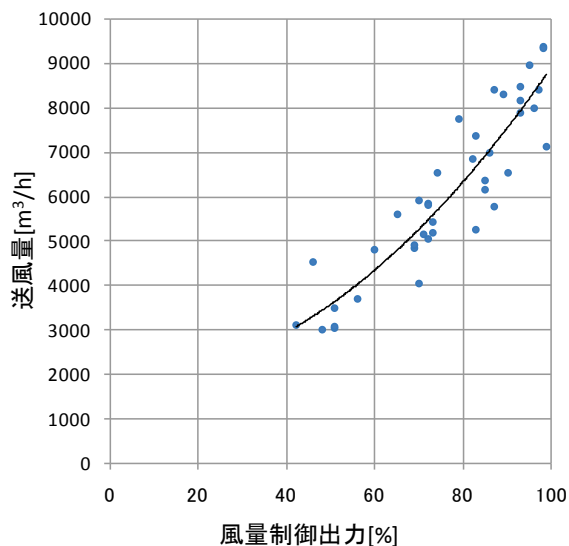
*風量，電流値，流量は期間限定の仮設計測値.



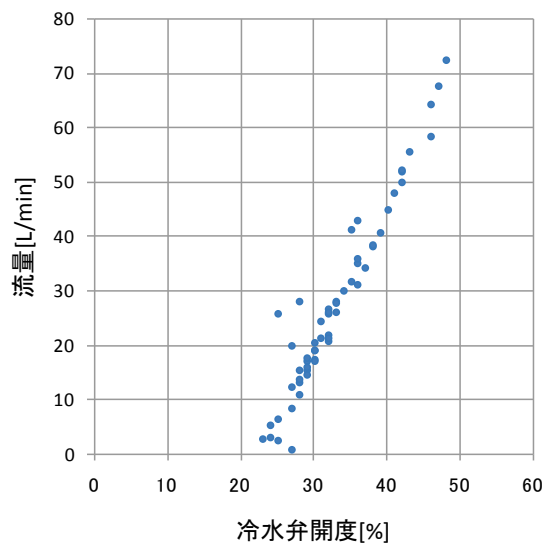
図Ⅲ. 3. 2. 218 制御出力と INV 出力の関係



図Ⅲ. 3. 2. 219 制御出力と電流値



図Ⅲ. 3. 2. 220 風量制御出力と送風量の関係



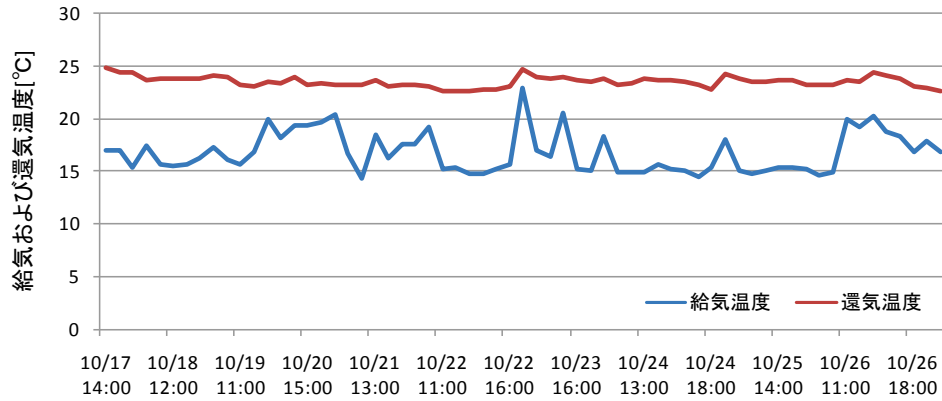
図Ⅲ. 3. 2. 221 冷水弁開度と流量の関係

学校 01 (AHU-VAV-03)

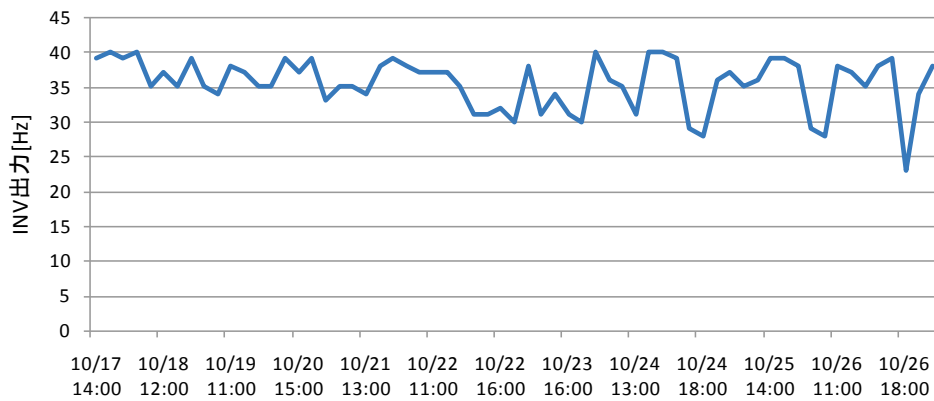
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

< 動作確認データ (2011/10/17~10/26) >

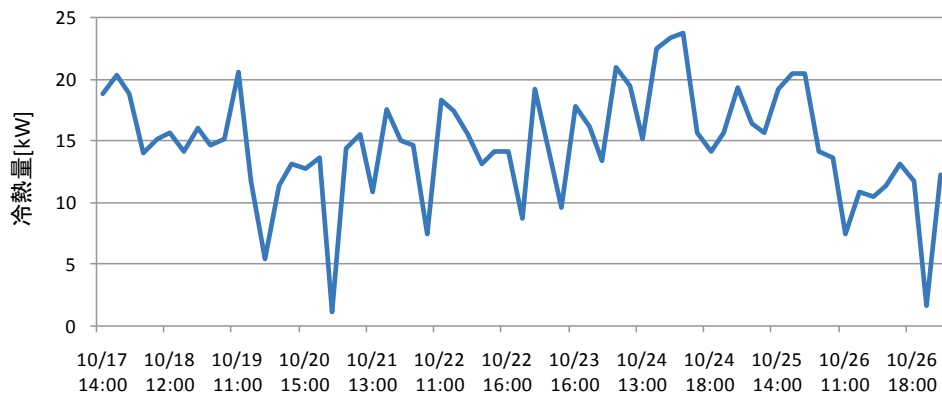
給気温度は冷房時 15°Cで制御されており、還気温度もほぼ 23°C一定であり良好。



図Ⅲ. 3. 2. 222 給気および還気温度の推移



図Ⅲ. 3. 2. 223 INV出力の推移



図Ⅲ. 3. 2. 224 冷熱量の推移

学校 01 (AHU-VAV-03)

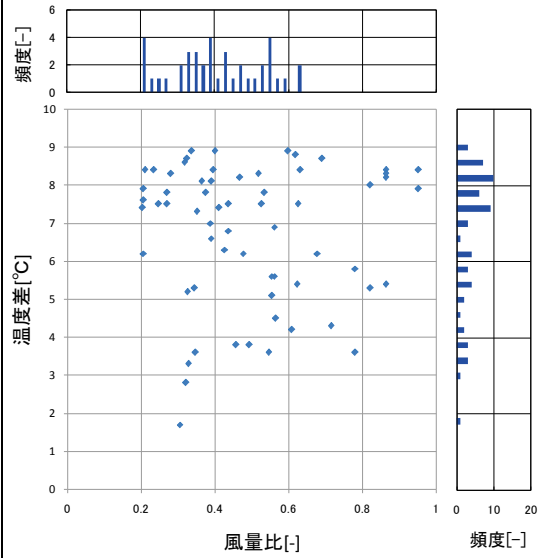
制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

<風量分析データ>

風量比 0.6 で消費電力最大となっている理由は不明.

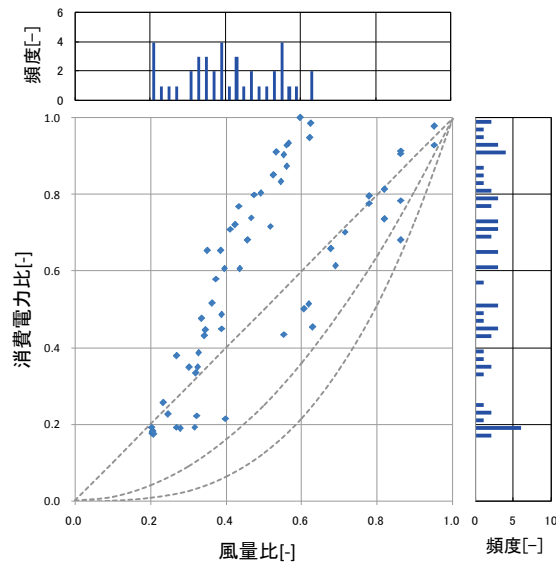
風量最大値=9356m³/h
 消費電力最大値=9.3kWh
 INV 周波数=20~40Hz

風量比～還気給気温度差



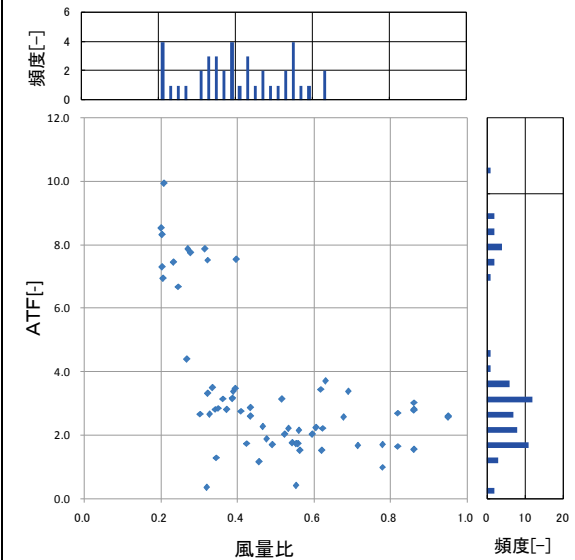
図Ⅲ. 3. 2. 225 風量比と温度差の関係

風量比～消費電力比



図Ⅲ. 3. 2. 226 風量比と消費電力比の関係

風量比～ATF



図Ⅲ. 3. 2. 227 風量比と ATF の関係

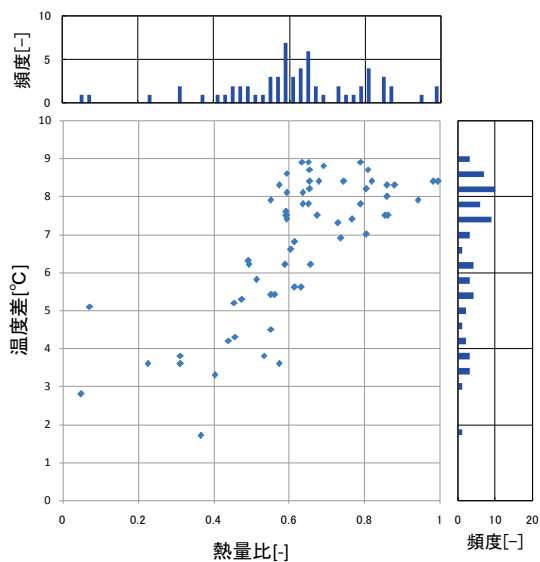
学校 01 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

< 熱量分析データ >

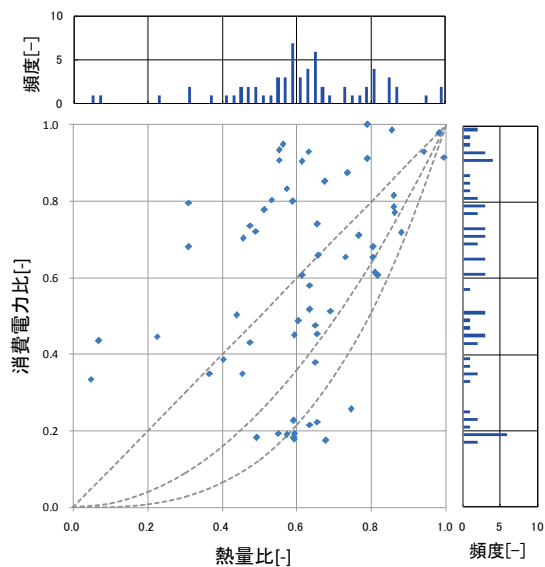
熱量最大値=85.6MJ/h

熱量比～還気給気温度差



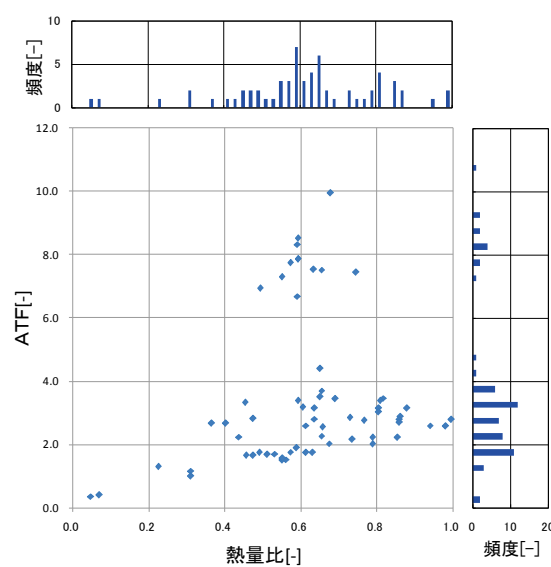
図Ⅲ. 3. 2. 228 温度差と熱量比の関係

熱量比～消費電力比



図Ⅲ. 3. 2. 229 熱量比と消費電力比の関係

熱量比～ATF

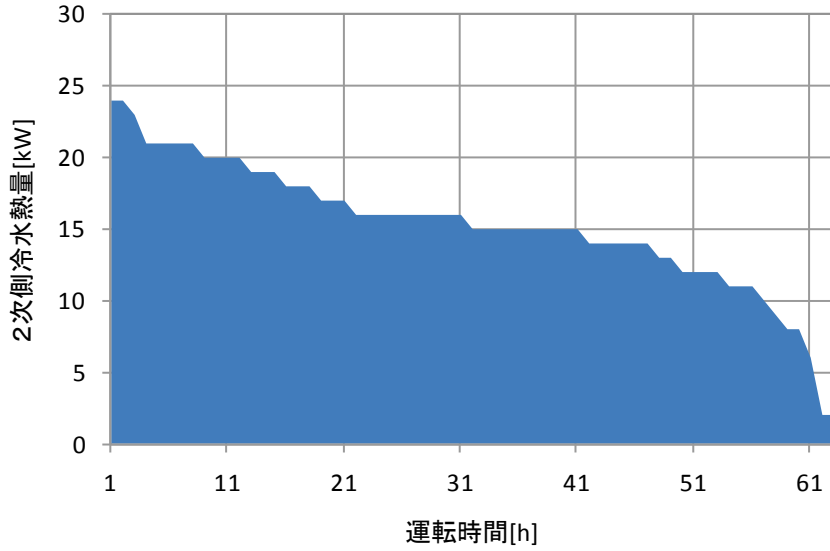


図Ⅲ. 3. 2. 230 熱量比と ATF の関係

学校 01 (AHU-VAV-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
空調機送風機	VAV 合計風量	給気風量	回転数(周波数)制御

< 期間負荷データ >



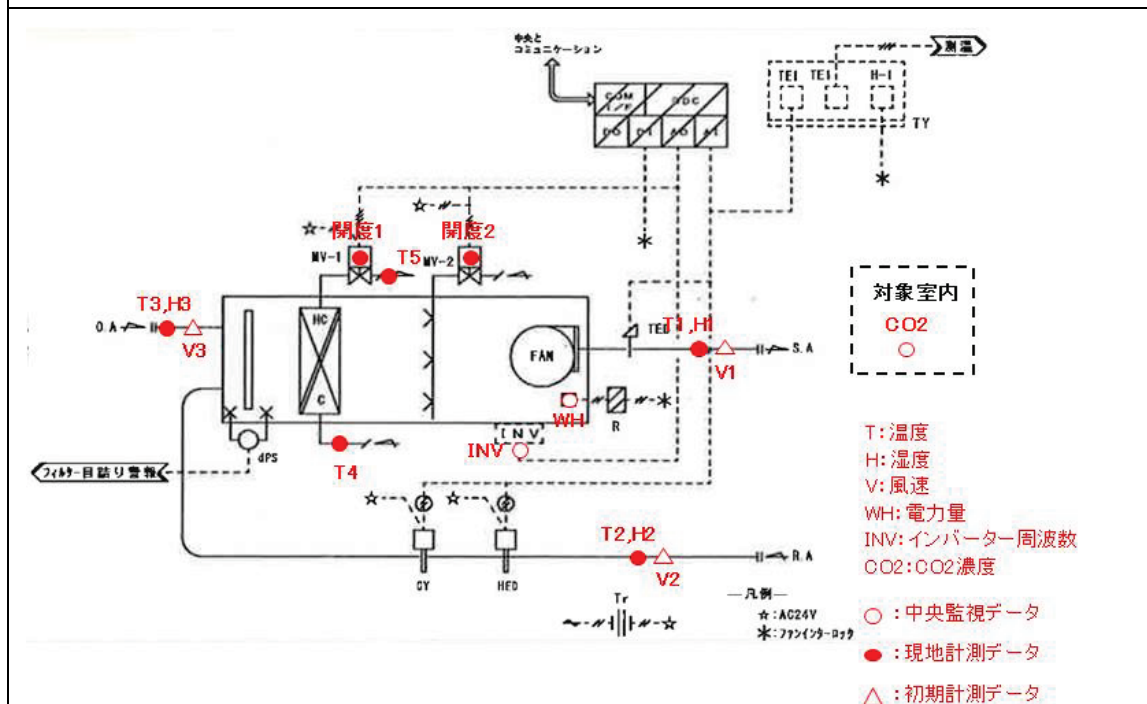
図Ⅲ. 3. 2. 231 期間負荷

3.3. CO2 濃度制御

3.3.1. 病院 01 (FOA-OAL-04)

制御対象	検出部				制御目標			動作	
外気ファン	室内 CO2 濃度				CO2 濃度			回転数(周波数)制御	
建物名	病院 01	地区	山口	竣工	2007 年	改修	—	規模	60,844m ²
分類記号	FOA-OAL-04				検出部	室内 CO2 濃度			
制御目的	ファン回転数制御				制御目標	CO2 濃度			
分析期間	平成 23 年 11 月～平成 24 年 9 月				動作	回転数(周波数)制御			
制御対象	AHU-8				製造年月	2009 年			
制御内容	<AHU 廻り> ・ 給気温度制御 ・ 給気露点温度制御 (設定値: 50%RH) ・ 給気風量制御 ・ CO2 制御 (設定値: 1000ppm)				機器仕様	AHU-8 8,040m ³ /h×461Pa(機外) 3φ×200V×5.5kW C/C: (冷)63.7kW, (暖)43.6kW S/C: 24kg/h			

システムフロー



【空調対象室用途・規模】

系統	室名	面積 [m ²]	SA設計風量 [m ³ /h]	RA設計風量 [m ³ /h]
AHU-8	エントランスホール 待合室 総合受付	808.4	8040	4720

【INV 上限および下限値[Hz]】

	上限	下限
AHU-8	46.8	30

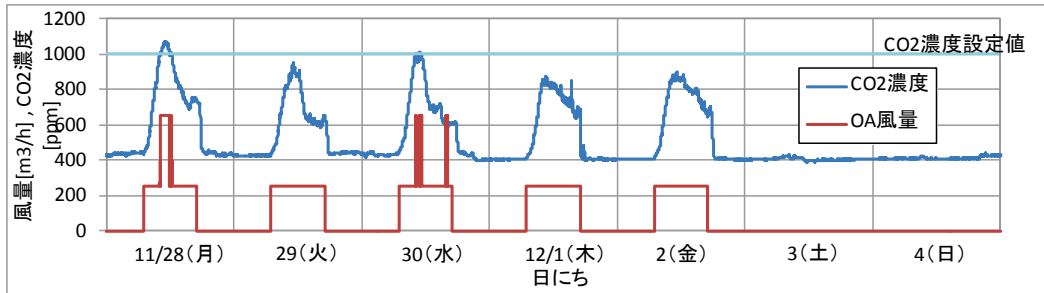
◆CO2 濃度制御について

室内への給気風量は、室内温度差及び CO2 濃度によって制御されており、インバータ出力要求が高い方を選択する制御になっている。よって、CO2 濃度が設定値である 1000ppm を超えた場合、CO2 濃度制御による風量制御が働く。(ただし、本物件では、CO2 濃度が 1000ppm を超える時間はほとんどないため、ほとんどの時間で室内温度での制御を行っている)

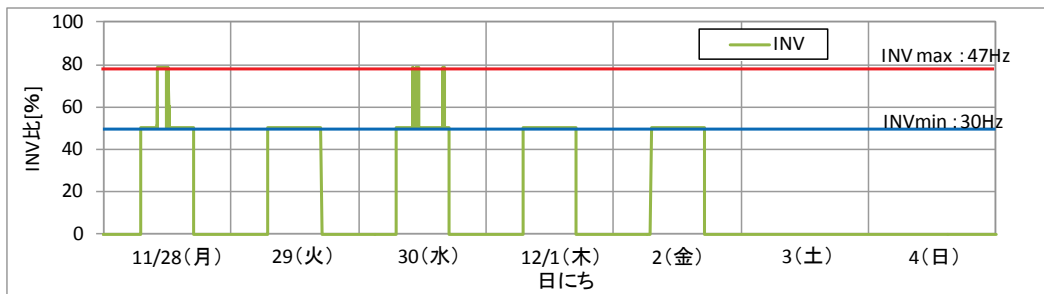
病院 01(FOA-OAL-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気ファン	室内 CO2 濃度	CO2 濃度	回転数(周波数)制御

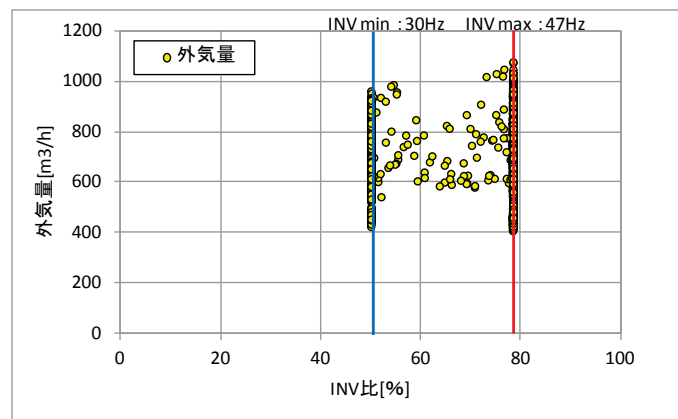
<動作確認データ> 2011年11月28日~12月4日



図Ⅲ.3.3.1 外気量, CO2 濃度トレンド



図Ⅲ.3.3.2 INV 周波数トレンド



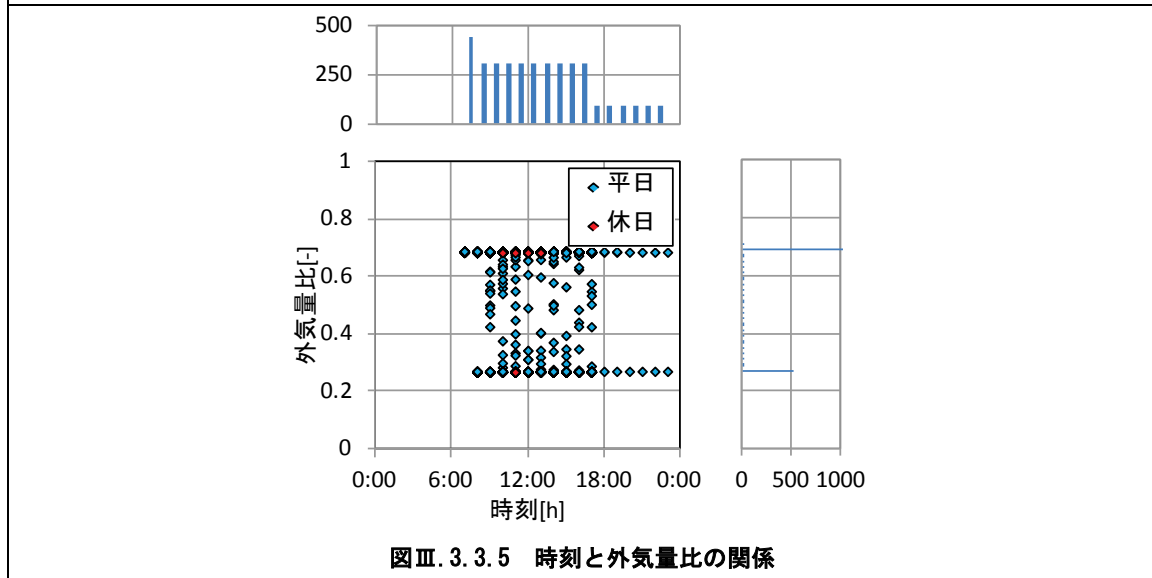
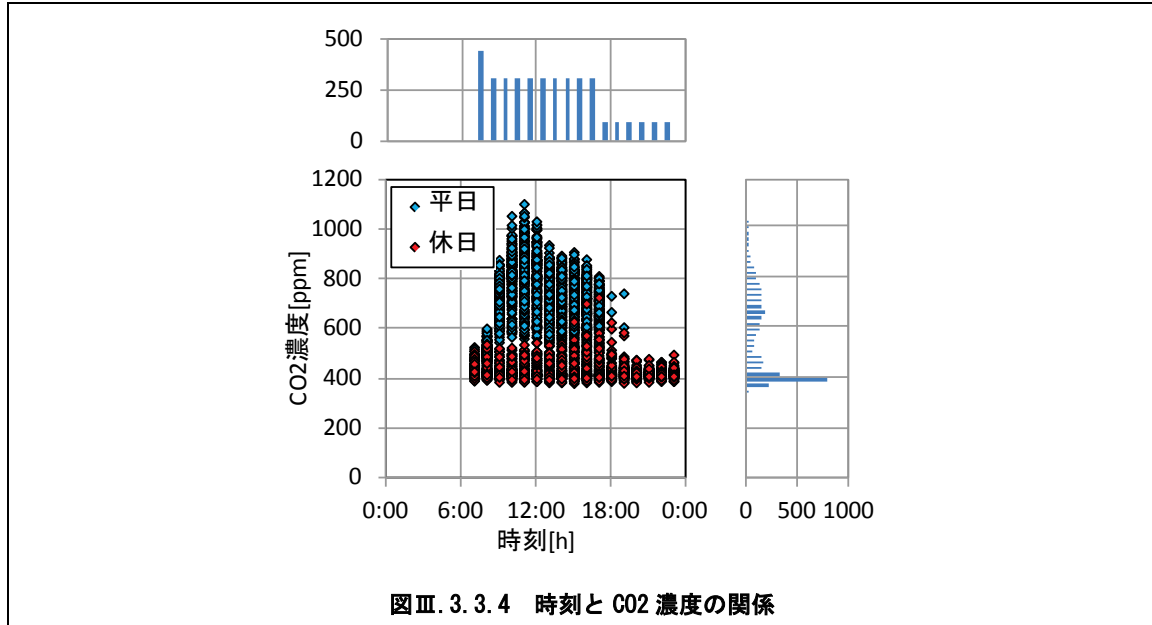
図Ⅲ.3.3.3 INV 比と外気量の関係

- CO2 濃度が設定値を超えた際に, INV 上限値で運転している。
それ以外では, INV 下限値で運転している。
- INV による制御は室内温度による制御によるもので, CO2 濃度による制御は上限もしくは下限に張り付いている。

病院 01(FOA-OAL-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気ファン	室内 CO2 濃度	CO2 濃度	回転数(周波数)制御

<時刻別トレンド>



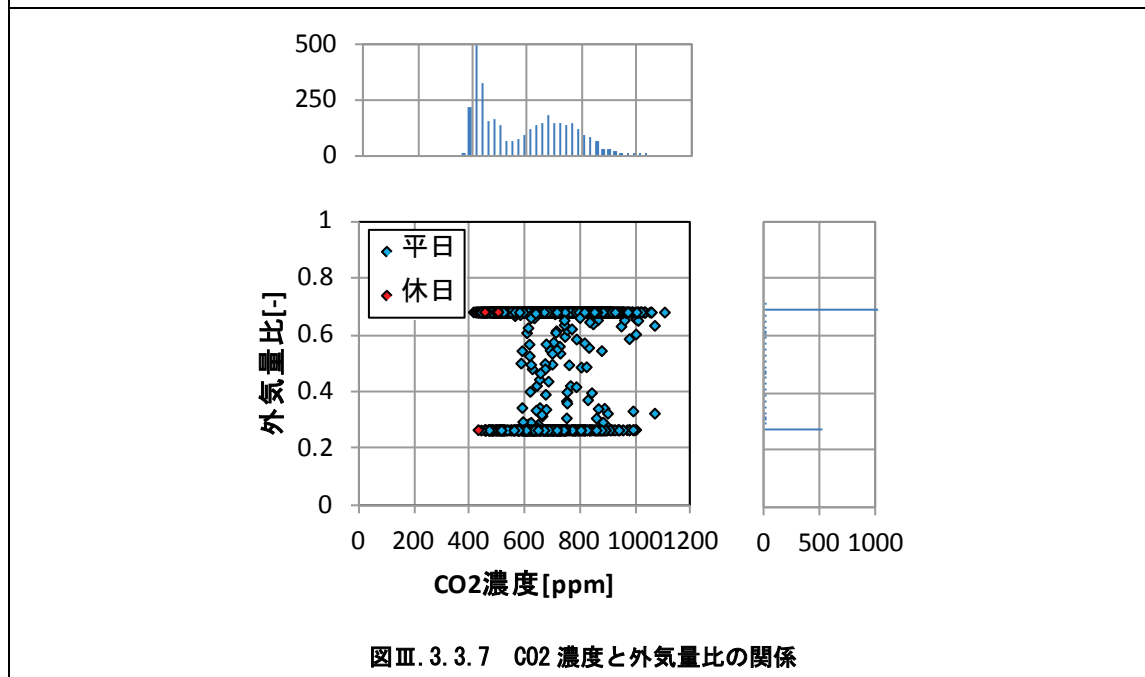
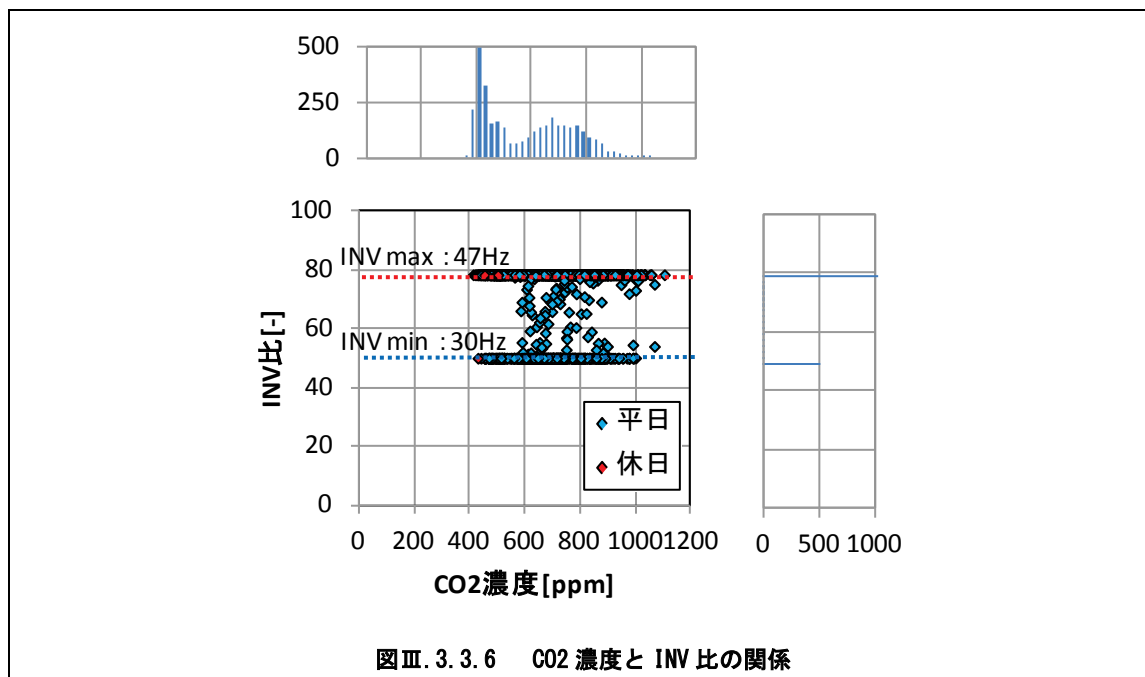
平日を青、休日を赤でプロットした。

- 平日 11 時まで CO2 濃度が上昇し、11 時頃をピークに減少していく。
 - 休日は常に CO2 濃度は 400~500ppm である。
 - CO2 濃度設定値である 1000ppm を超える時間はほとんどない。
- 基本的には外気量比が 0.7 程度(INV 上限値)および 0.3 程度(INV 下限値)で運転している。

病院 01(FOA-OAL-04)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気ファン	室内 CO2 濃度	CO2 濃度	回転数(周波数)制御

<制御動作分析>



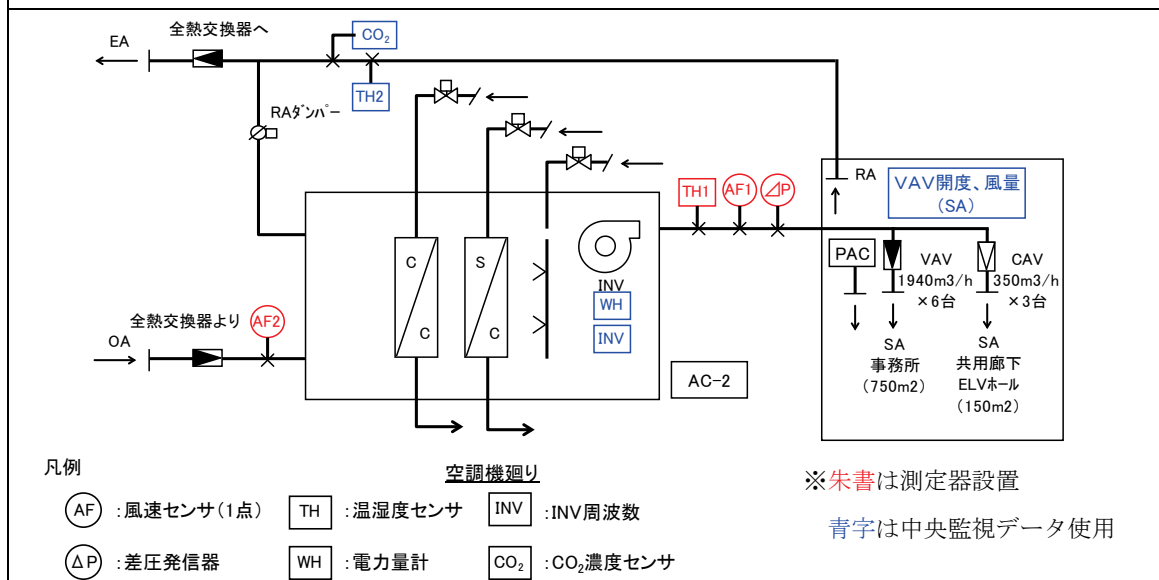
INV および外気風量は上限，下限での運転がほとんどである。
 ただし，CO2 濃度が 1000ppm 未満において INV 比が 0.7 (max) になっているのは，室内温度制御によるものである。

3.3.2. 事務所 02 (FOA-OAL-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	還気 CO2 濃度	CO2 濃度	MD, VAV 制御

建物名	事務所 02	地区	関東	竣工	2007 年	改修	—	規模	20,000m ²
分類記号	FOA-OAL-03				検出部	室内 (RA) CO2 濃度			
制御目的	外気量				制御目標	CO2 濃度			
分析期間	平成 23 年 8 月～平成 24 年 10 月				動作	MD, VAV 制御			
制御対象	外気量				製造年月				
制御内容	1) 給気風量制御 ・ 室内各 VAV の総要求風量による送風ファンインバータ制御. また, 静圧の過不足の情報により回転数の補正を行う. 2) 給気温度制御 ・ 給気温度により冷水弁, 加熱弁の比例制御を行う 3) CO2 濃度制御 ・ 還気 CO2 濃度により OA-VAV および EA-VAV の風量設定を変更する. ・ RA 用 MD は OA-VAV と逆動作を行う. 4) 給気温度ロードリセット制御 ・ 各 VAV からの制御状態 (温度偏差比率) により, 給気温度目標値を自動的に変更する.				機器仕様	ファン 12,700m ³ /h×260Pa (機外) RA : 8,025 m ³ /h, OA : 4,675 m ³ /h 3φ×400V×7.5kW, INV 起動 外気量 設計外気量 4,675 m ³ /h フィルタ プレフィルタ (AFI-80%) 中性能フィルタ (NBS-65%)			

システムフロー



分析リスト

- ・ 風量変化
- ・ CO2 濃度変化
- ・ 外気負荷削減率

事務所 02(最小外気導入, 制御方式 FOA-OAL-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	還気 CO2 濃度	CO2 濃度	MD, VAV 制御

<制御内容, 評価項目計算式, 計測概要>

1. 制御内容

(1) CO2 濃度制御

- ・ 還気 CO2 濃度により OA-VAV および EA-VAV の風量設定を変更する.
- ・ RA ダンパは OA-VAV と逆動作を行う.
- ・ CO2 濃度は各 AHU の RA を計測, 設定値 900ppm.

2. 評価項目計算式 ※添え字 (記号) はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) 風量

風量 = 風速 (AF1, AF2) × ダクト断面積

(2) 外気負荷削減率

外気負荷削減率 = $1 - (\text{CO}_2 \text{濃度制御時外気量} \div \text{設計外気量})$

3. 計測概要

(1) 計測機器

温湿度 : 温湿度センサ

風 速 : 風速センサ (1点)

差 圧 : 差圧発信器

電力量 : 電力量計

(2) データ収集時間間隔

- ・ 温 度 : 4 分間隔
- ・ 差 圧 : 4 分間隔
- ・ 温湿度 : 4 分間隔
- ・ 流 量 : 4 分間隔
- ・ 電 力 : 4 分間隔
- ・ CO₂ 濃度 : 4 分間隔

(3) データ処理

- ・ 4 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

事務所 02(最小外気導入, 制御方式 FOA-OAL-03)

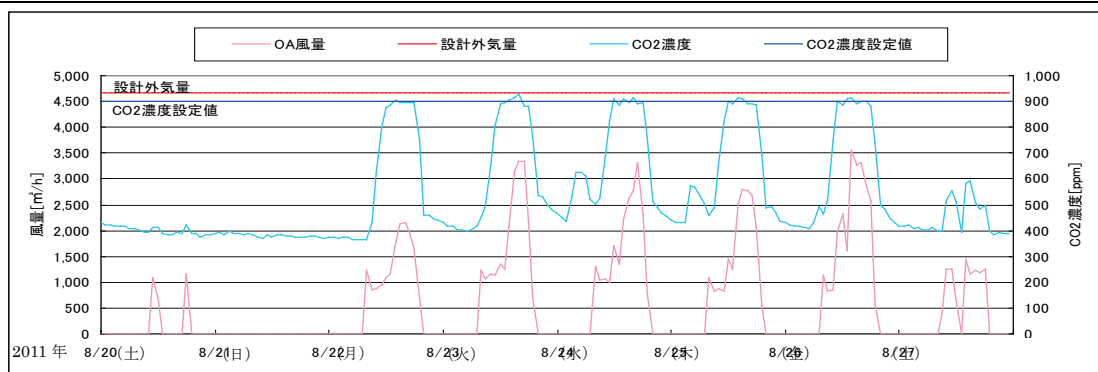
制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	還気 CO2 濃度	CO2 濃度	MD, VAV 制御

<動作確認データ>

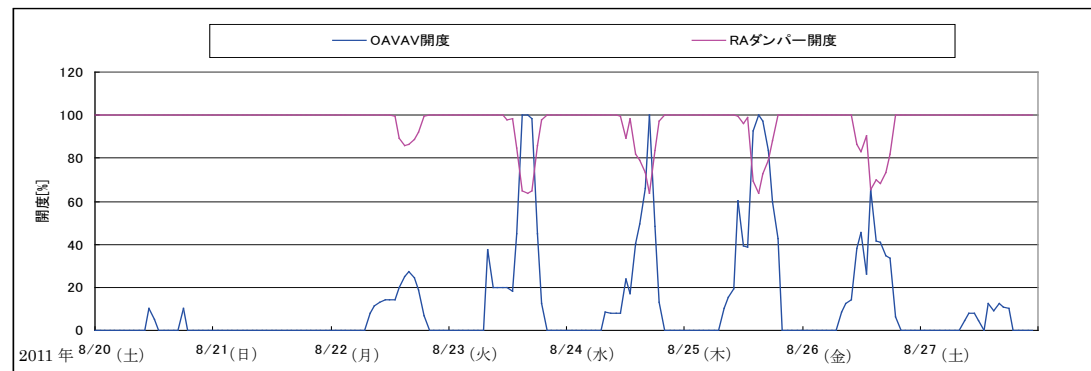
8月20日(土)～～9月3日(土)のトレンドデータを示す。

設計外気量は 4,675m³/h. OA-VAV は CO2 濃度設定値 900ppm として PI 制御.

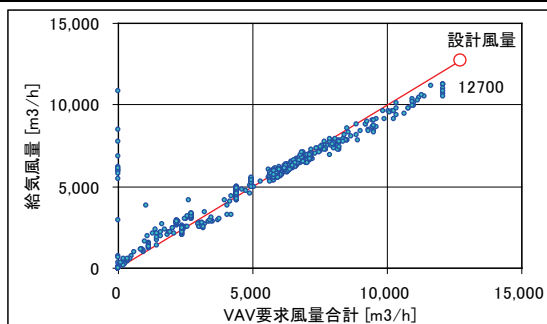
- 空調機は昼間運転であり VAV 要求風量制御の結果, 風量が増えている。
- RA ダンパは OA-VAV と逆動作。
- 空調機の給気風量は室内 VAV 要求風量に応じて制御されている。
- OA-VAV は主に 60%以下の開度で動作し, 外気風量を制御している。



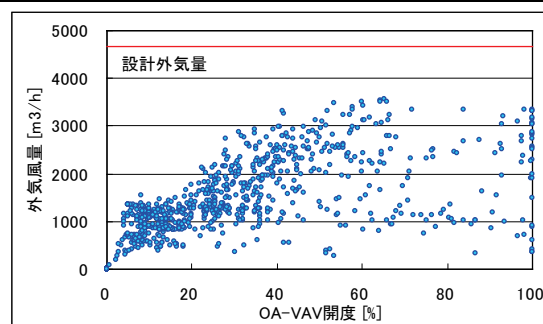
図Ⅲ.3.3.8 外気量, CO2 濃度トレンド



図Ⅲ.3.3.9 OA-VAV 開度, RA ダンパ開度トレンド



図Ⅲ.3.3.10 VAV 要求風量と給気風量の関係



図Ⅲ.3.3.11 OA-VAV 開度と外気風量の関係

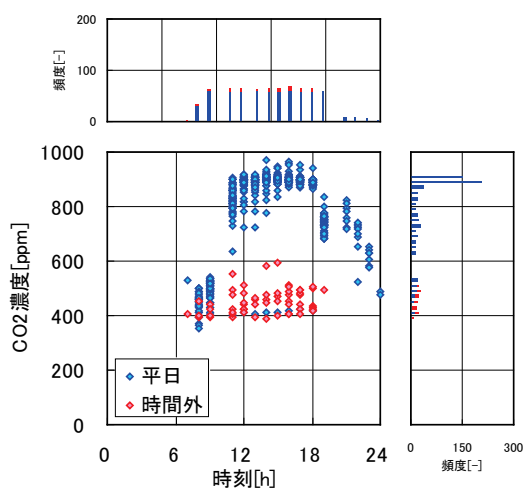
事務所 02(最小外気導入, 制御方式 FOA-OAL-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	還気 CO2 濃度	CO2 濃度	MD, VAV 制御

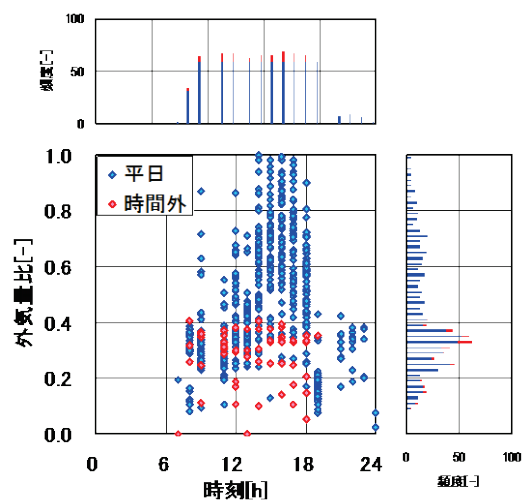
<時刻別トレンド>

平日を青, 休日および立ち上がり時, 18 時以降の時間外運転時を赤でプロットした.

- 平日 11 時から CO2 濃度が上昇し, 16 時頃をピーク減少していく.
休日は常に CO2 濃度は低めである.
- CO2 濃度が高くなる午後に外気量比が増加している.



図Ⅲ. 3. 3. 12 時刻別の CO2 濃度



図Ⅲ. 3. 3. 13 時刻別の外気量比

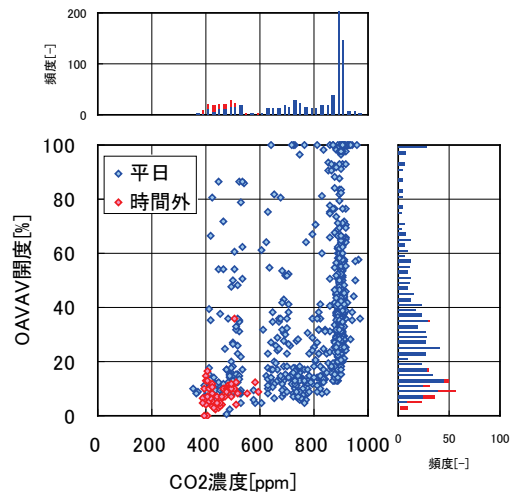
事務所 02(最小外気導入, 制御方式 FOA-OAL-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	還気 CO2 濃度	CO2 濃度	MD, VAV 制御

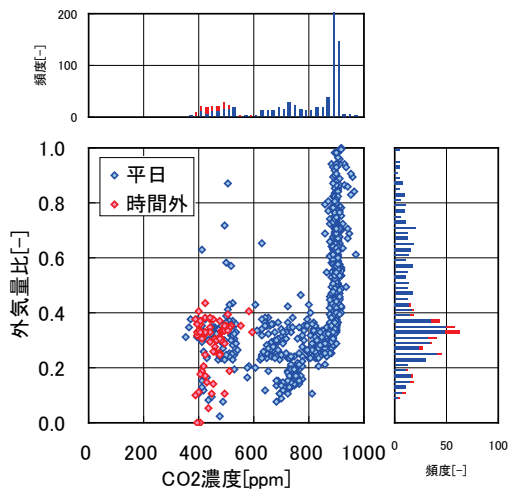
<制御動作分析>

- CO2 濃度 900ppm を中心として, OA-VAV が動作している.
- 900ppm を中心に外気量比が変動している.
- 900ppm を超える頻度は少なく, 外気負荷削減比率が 0.7~0.8 で推移している. 負荷削減率が高い値を示しているのは, 休日および立ち上がり時, 18 時以降の時間外運転時である.

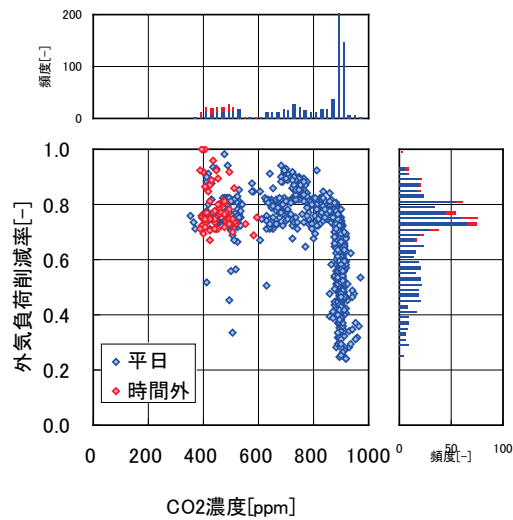
$$\text{外気負荷削減率} = 1 - \frac{\text{CO2 濃度制御時外気量}}{\text{設計外気量}}$$



図Ⅲ. 3. 3. 14 CO2 濃度と OAVAV 開度の関係



図Ⅲ. 3. 3. 15 CO2 濃度と外気量比の関係



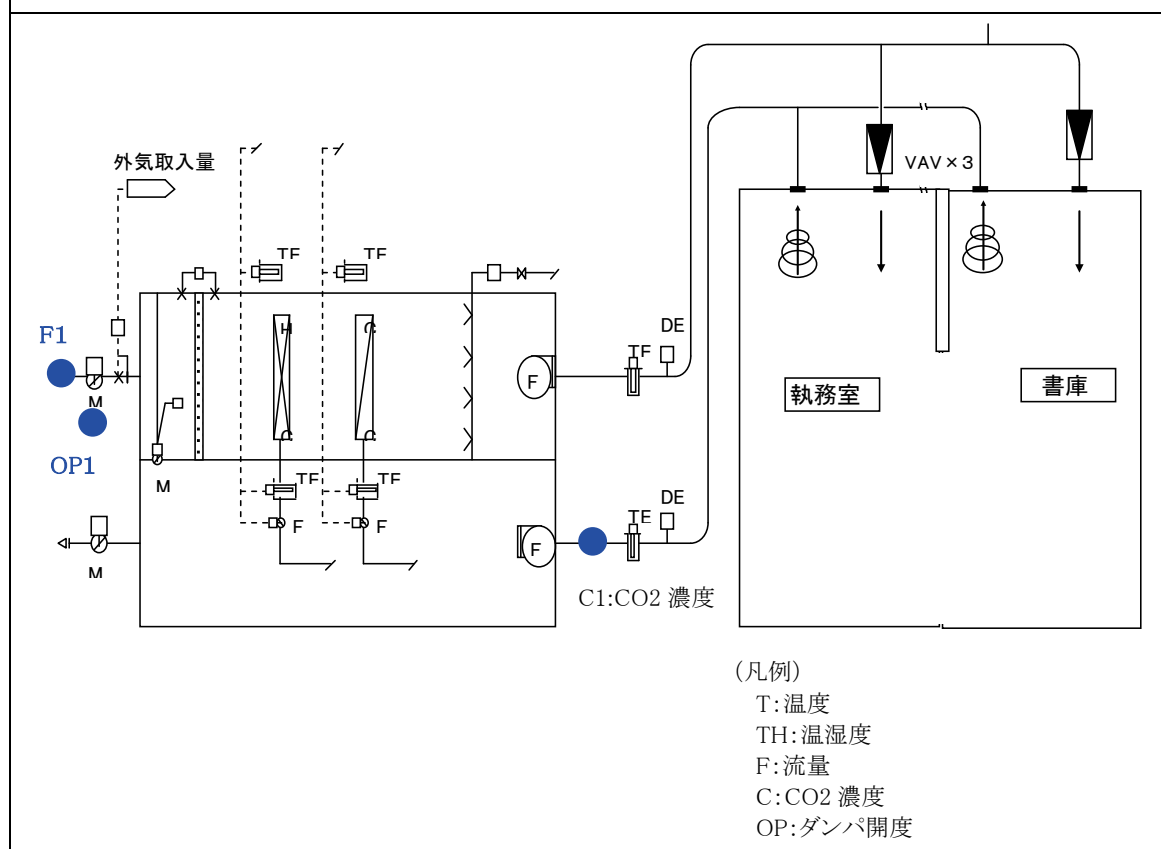
図Ⅲ. 3. 3. 16 CO2 濃度と外気負荷削減率の関係

3.3.3. 事務所 05 (FOA-OAL-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気風量	室内 CO2 濃度	CO2 濃度	MD 比例制御

建物名	事務所 05	地区	東京	竣工	2003 年	新築	—	規模	20,580 m ²
分類記号	FOA-OAL-03				検出部	還気 CO2 濃度 (室内 CO2 濃度)			
制御目的	CO2 濃度による外気風量制御				制御目標	CO2 濃度			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～9 月 30 日				動作	比例制御			
制御対象	外気風量				製造年月				
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・ 給気温度一定制御 ・ 給気温度補正制御 ・ RA 温度による冷房・送風・暖房切替 ・ RA 湿度による加湿弁制御 ・ VAV 要求風量による INV 周波数出力 ・ INV 周波数補正制御 ・ 外気冷房制御 ・ 還気 CO2 濃度が設定値になるよう、OA 量を制御 ・ ウォーミングアップ制御 ・ INV 周波数上限下限 SA : 60%~30%, RA : 50%~30% ・ SA 温度設定 : 12℃ ・ 室内温度設定 : 26.3℃ 				機器仕様	AC-5-1 (5 階事務所系統) 対象床面積約 500m ² (基準階 1393m ²) 送風ファン 9,200m ³ /h×400Pa×5.5kW 換気回数 5 回/h 還気ファン 8,650m ³ /h×300Pa×5.5kW 冷水コイル 76.8 kW 冷水量 110 L/min 温水コイル 39 kW 温水量 56 L/min 外気量 2,000m ³ /h 外冷時 3,800m ³ /h			

システムフロー



事務所 05 (FOA-OAL-03)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気風量	室内 CO2 濃度	CO2 濃度	MD 比例制御

1. 制御内容

外気ダンパ開度

- ・ 還気 CO2 濃度が設定値になるよう OA 量を制御する。
初期設定 CO2 濃度 900 ppm (平成 24 年 8 月以降 800ppm に変更)
- ・ 還気 CO2 濃度 800PPM を超えた時点で OA ダンパ開動作開始
- ・ 最小設計 OA 風量 2000m³/h (給気風量 9200m³/h 時)

2. 評価項目計算式

$$\text{外気負荷削減率} = 1 - \frac{\text{CO2 濃度制御時外気風量}}{\text{設計外気風量}}$$

3. 計測概要

(1) データの収集時間間隔

- ・ 中央監視データ : 10 分瞬時値

(2) データ処理

- ・ 1 時間データに加工

(3) 解析利用データのフィルタリング項目

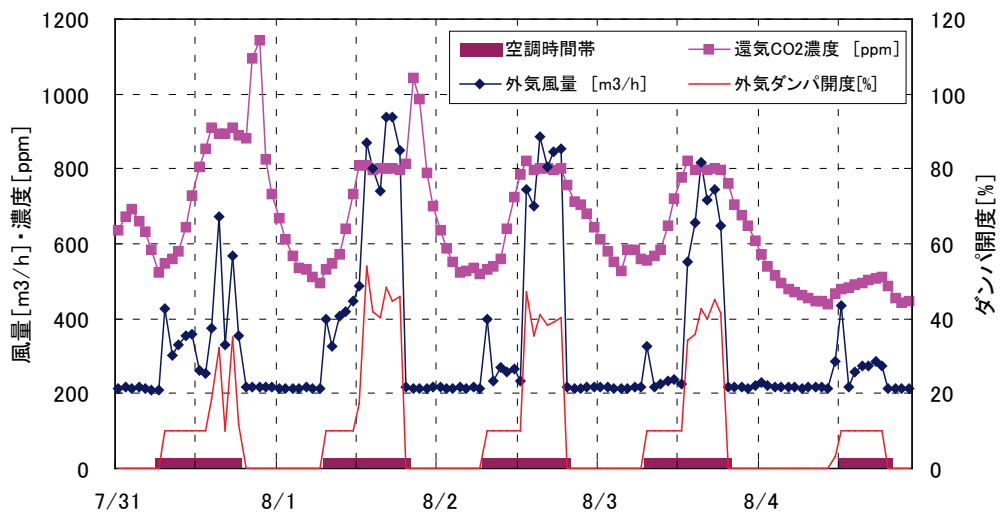
- ・ 空調機停止時のデータを削除
- ・ 外気冷房信号出力時のデータを削除

事務所 05 (FOA-OAL-03)

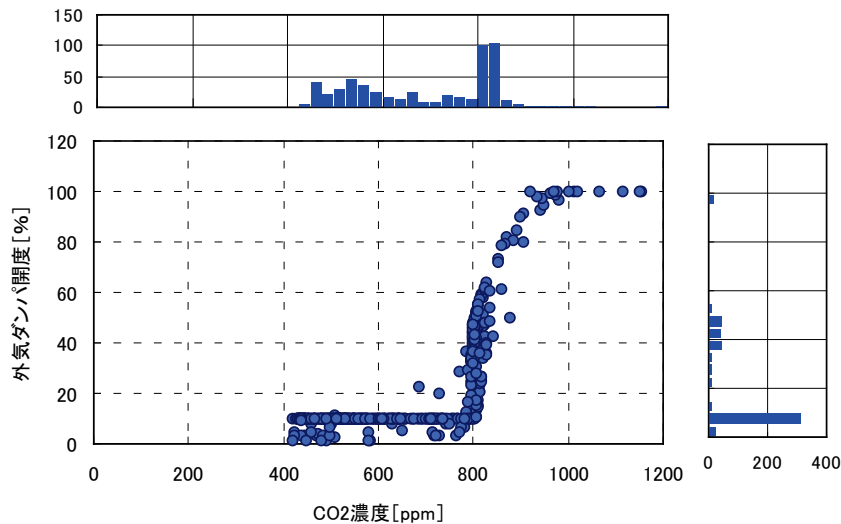
制御対象	検出部	制御目標	動作
外気風量	室内 CO2 濃度	CO2 濃度	MD 比例制御

<動作確認>

- 還気 CO2 濃度と外気風量の変化を示した。空調時間帯は、還気 CO2 濃度の上昇とともに、外気風量が増え取り入れられている。CO2 制御が機能していることが分かる。
 - 還気 CO2 濃度の上限設定値が 8 月から 800ppm に変更されている。
- 設計外気量 2000m³/h に比べ、運用では、最小外気風量は 500m³/h 程度に抑えられている。
 - 還気 CO2 濃度は外気風量 1000m³/h 程度の取り入れで 1000ppm に抑えられている。



図Ⅲ. 3. 3. 17 還気 CO2 濃度と外気風量のトレンド図



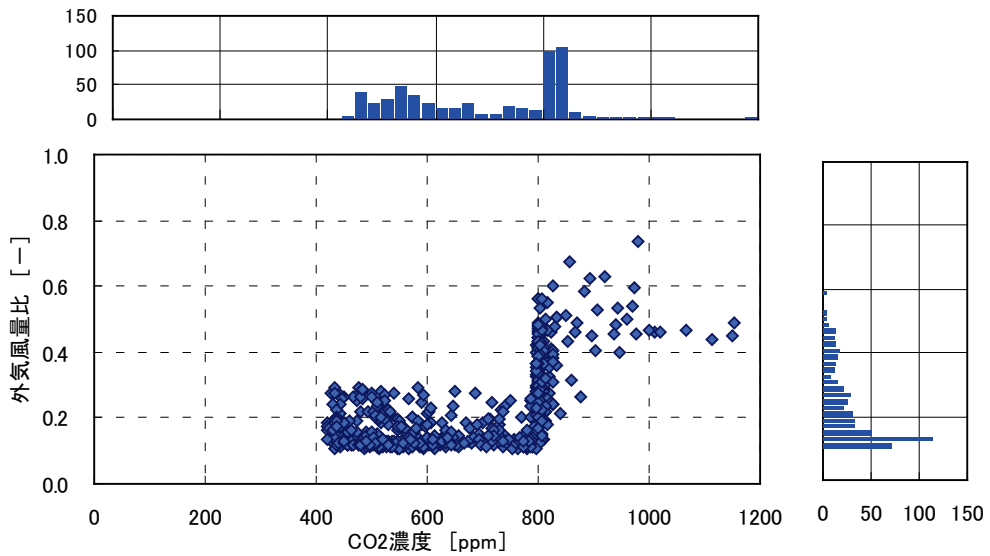
図Ⅲ. 3. 3. 18 還気 CO2 濃度と外気ダンパの関係

事務所 05 (FOA-OAL-03)

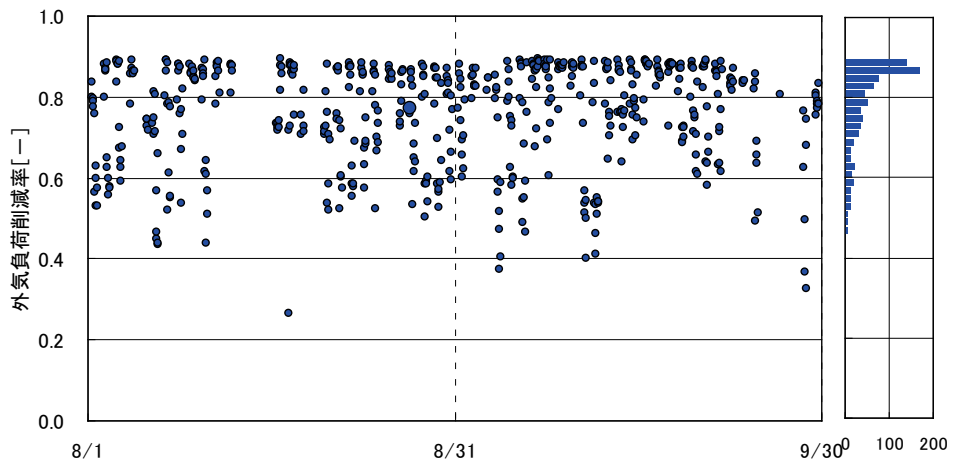
制御対象	検出部	制御目標	動作
外気風量	室内 CO2 濃度	CO2 濃度	MD 比例制御

<動作確認>

- CO2 濃度と外気ダンパ開度の関係を示した。
 - CO2 濃度 800PPM で OA ダンパ動作開始が確認され CO2 制御されているのが分かる。
 - 設計 OA 風量 2000m³/h (給気風量 9200m³/h 時)
 - 室内 CO2 濃度が 1000ppm 以下になるよう、外気が取り入れられている。



図Ⅲ. 3. 3. 19 還気 CO2 濃度と外気ダンパ開度の関係



図Ⅲ. 3. 3. 20 外気負荷削減率の推移

事務所 05 (FOA-OAL-03)

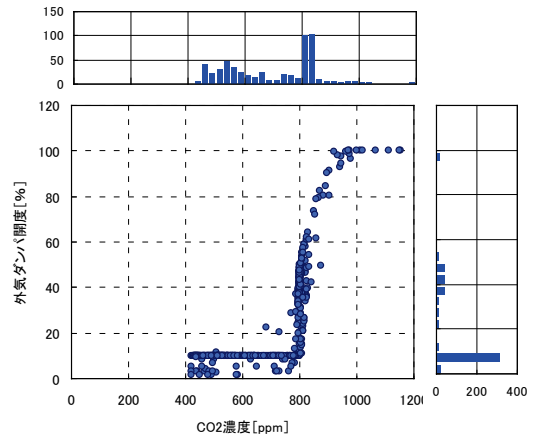
制御対象	検出部	制御目標	動作
外気風量	室内 CO2 濃度	CO2 濃度	MD 比例制御

<制御動作分析>

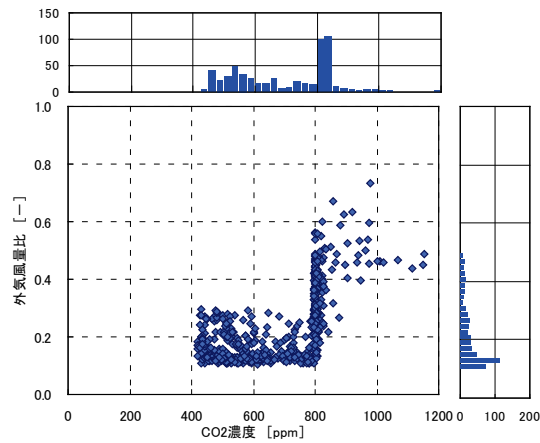
- 外気ダンパは, CO2 濃度 800ppm を境に動作していることが分かる。
解析期間中の空調時間帯では, 外気ダンパ 10% の時間帯が多く, かなりの外気取り入れ量が削減されている。
- CO2 濃度が 800ppm を超える時間帯は少ない。
- CO2 濃度と外気風量比の関係を示したものである。設計外気風量の約 20% で運転されている。
- 外気負荷削減率を示したものである。外気負荷削減率は, 0.7~0.9 で推移している。

外気負荷削減率の計算は次式による。

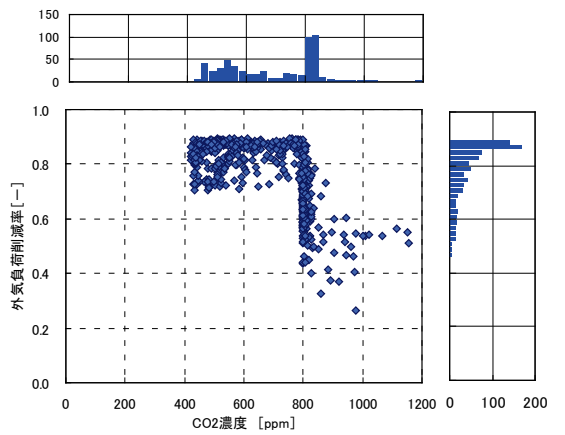
$$\text{外気負荷削減率} = 1 - \frac{\text{CO2 濃度制御時外気風量}}{\text{設計外気風量}}$$



図Ⅲ. 3. 3. 21 CO2 濃度と外気ダンパ開度の関係



図Ⅲ. 3. 3. 22 CO2 濃度と外気風量比の関係



図Ⅲ. 3. 3. 23 CO2 濃度と外気負荷削減率の関係

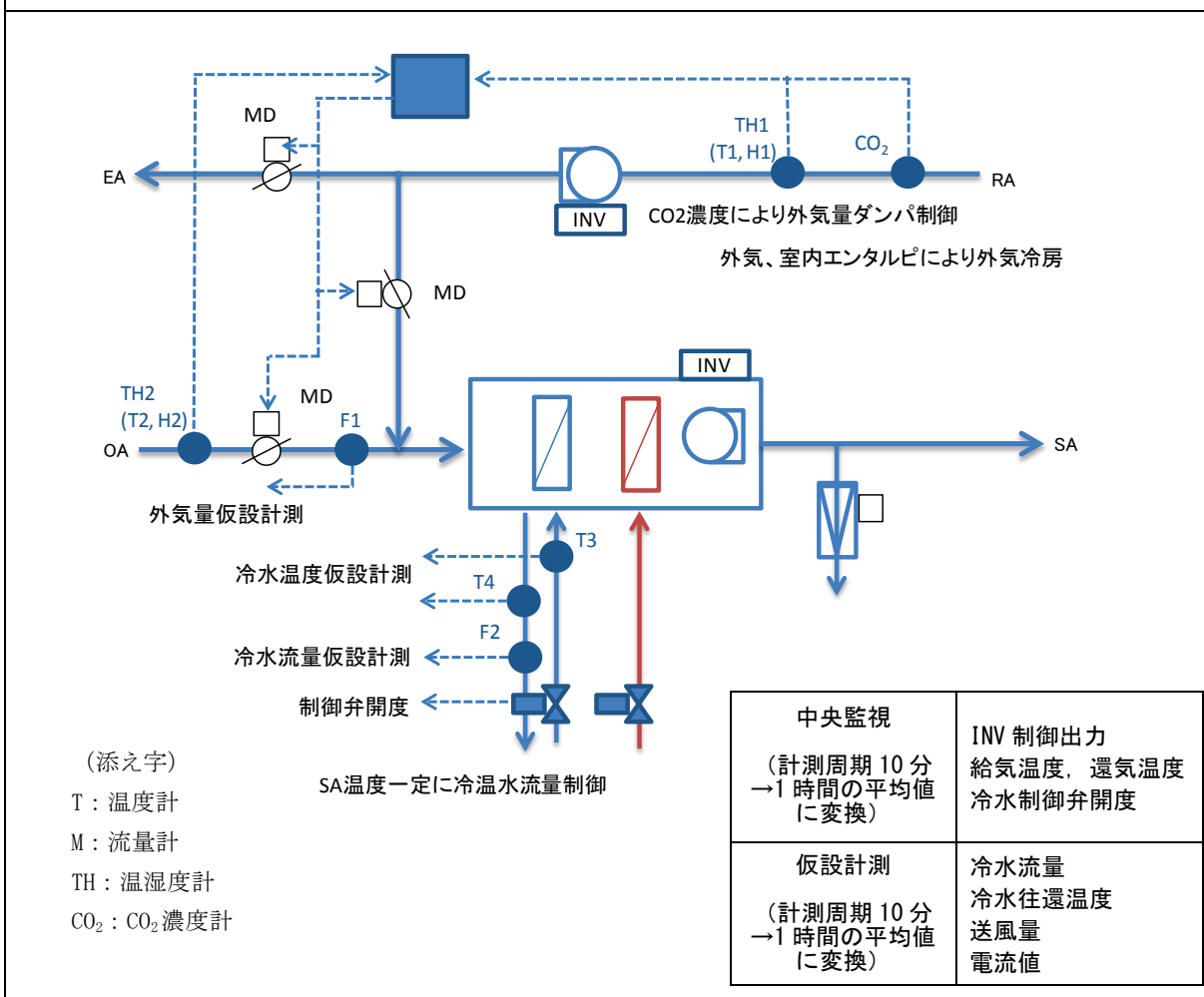
3.3.4. 事務所 08 (CO2 濃度制御, 外気冷房制御, 制御方式: FOA-OAL-03, FOA-OAC-05)

※本建築物に関しては, CO2 濃度制御と外気冷房制御を併せて分析した.

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量/外気量	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ	MD 比例制御/MD 比例制御

建物名	事務所 08	地区	北海道	竣工	2003 年	改修	—	規模	108,000m ²
分類記号	FOA-OAL-03, FOA-OAC-05				検出部	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ			
制御目的	CO ₂ /外気冷房				制御目標	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ			
分析期間	2009 年 8 月 1 日~2009 年 11 月 30 日				動作	MD 比例制御/MD 比例制御			
制御対象	外気量/外気量				製造年月	2002 年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・ 給気温度一定制御 ・ VAV 要求風量により INV 周波数出力 ・ RA 湿度により加湿弁制御 ・ 室内温度により VAV 風量を制御 ・ 外気冷房制御 (エンタルピ) ・ CO₂ 濃度により外気量制御 				機器仕様	送風機: 10,000m ³ /h × 392Pa × 7.5kW, 3.7kW 冷房能力: 66.1kW 設計外気量: 2,500m ³ /h			

システムフロー



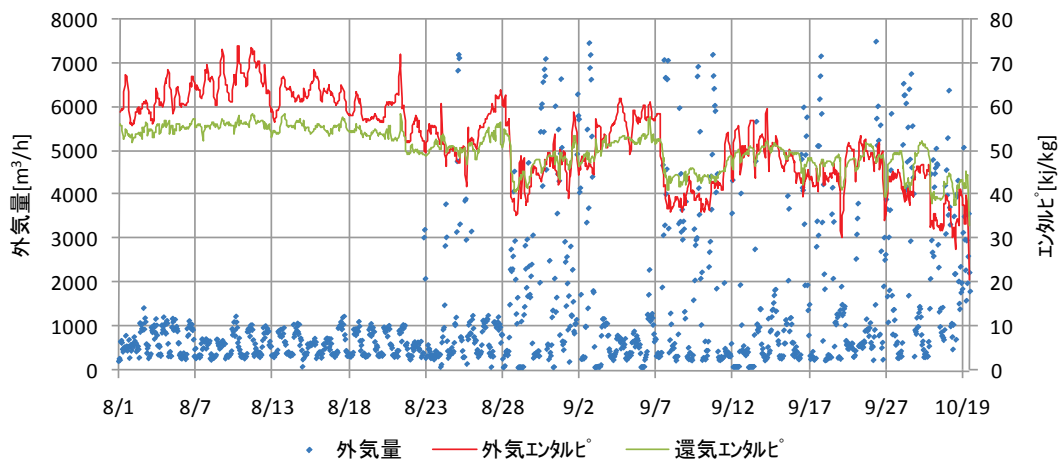
事務所 08 (CO₂ 濃度制御, 外気冷房制御, 制御方式:FOA-OAL-03, FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量/外気量	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ	MD 比例制御/MD 比例制御

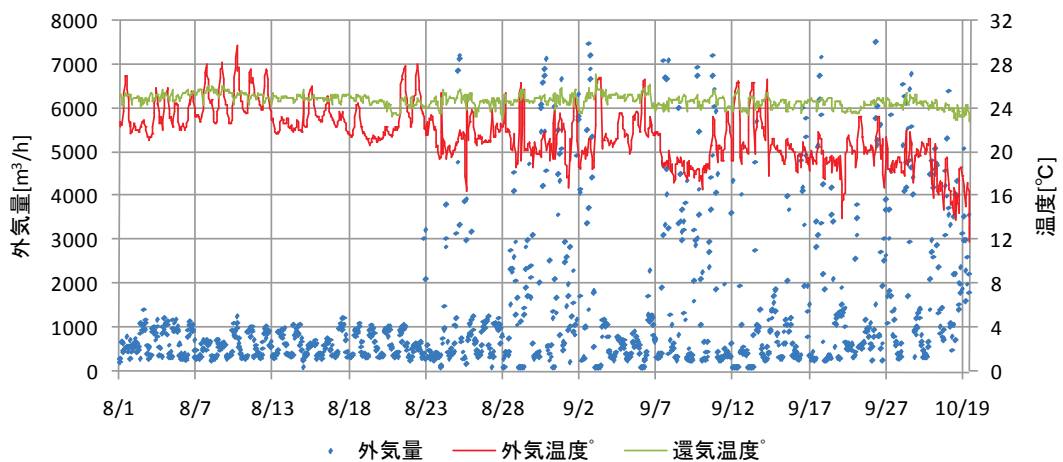
<動作確認データ>

外気エンタルピが還気エンタルピを下回る 8 月下旬より外気冷房となっている。なお、参考に示す温度でも同様の傾向が見られる(※還気温度は夏期 27~28℃, 冬期 22~23℃).
夏期~外気冷房前の外気導入量は 500~1,000m³/h であったが, 外気冷房時には 3,000~7,000m³/h の外気導入量であった.

※非外冷指令時には CO₂ 濃度制御が行われている。



図Ⅲ. 3. 3. 24 外気・還気エンタルピおよび外気量の推移

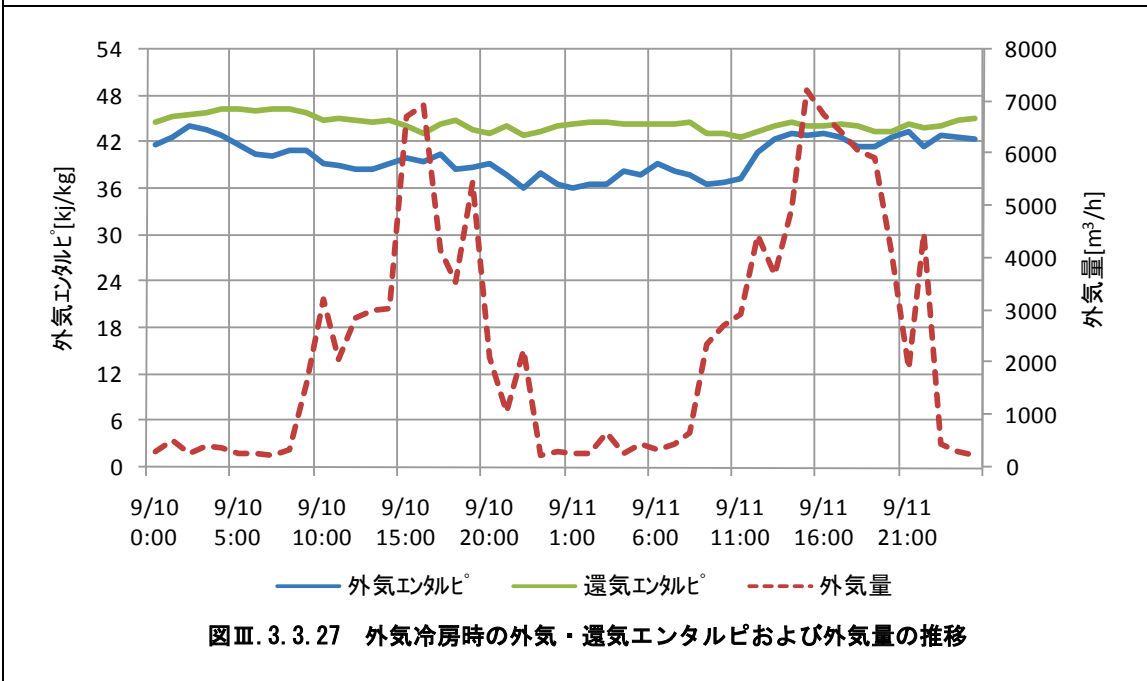
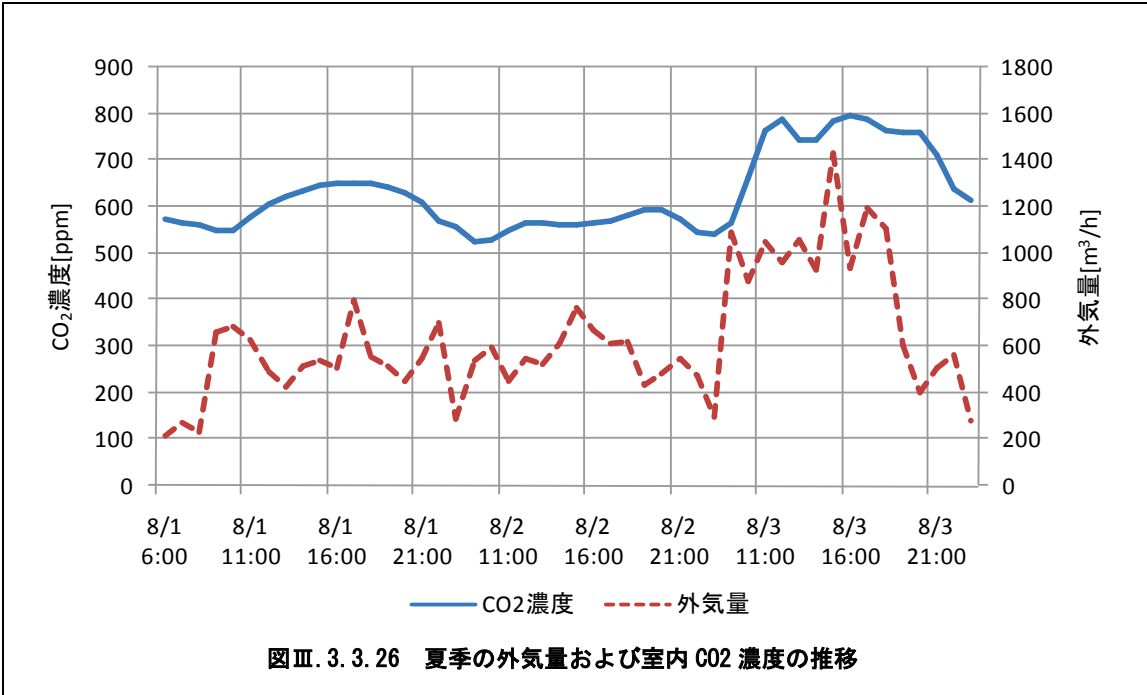


図Ⅲ. 3. 3. 25 外気・還気温度および外気量の推移

事務所 08 (CO₂ 濃度制御, 外気冷房制御, 制御方式:FOA-OAL-03, FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量/外気量	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ	MD 比例制御/MD 比例制御

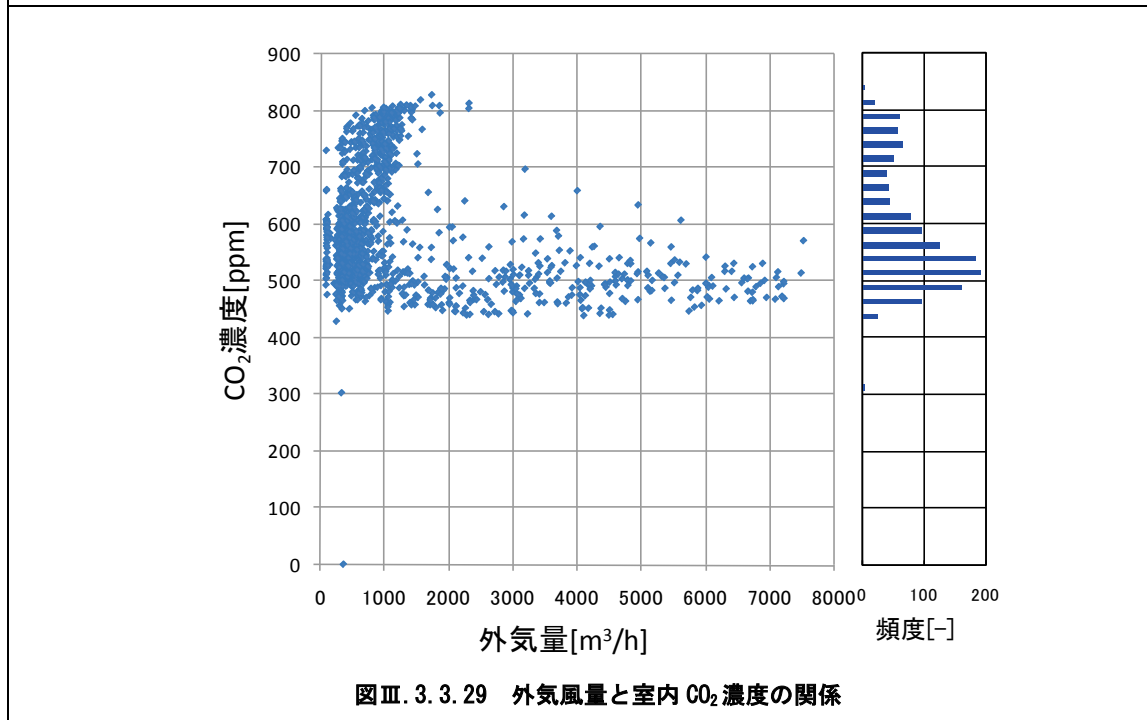
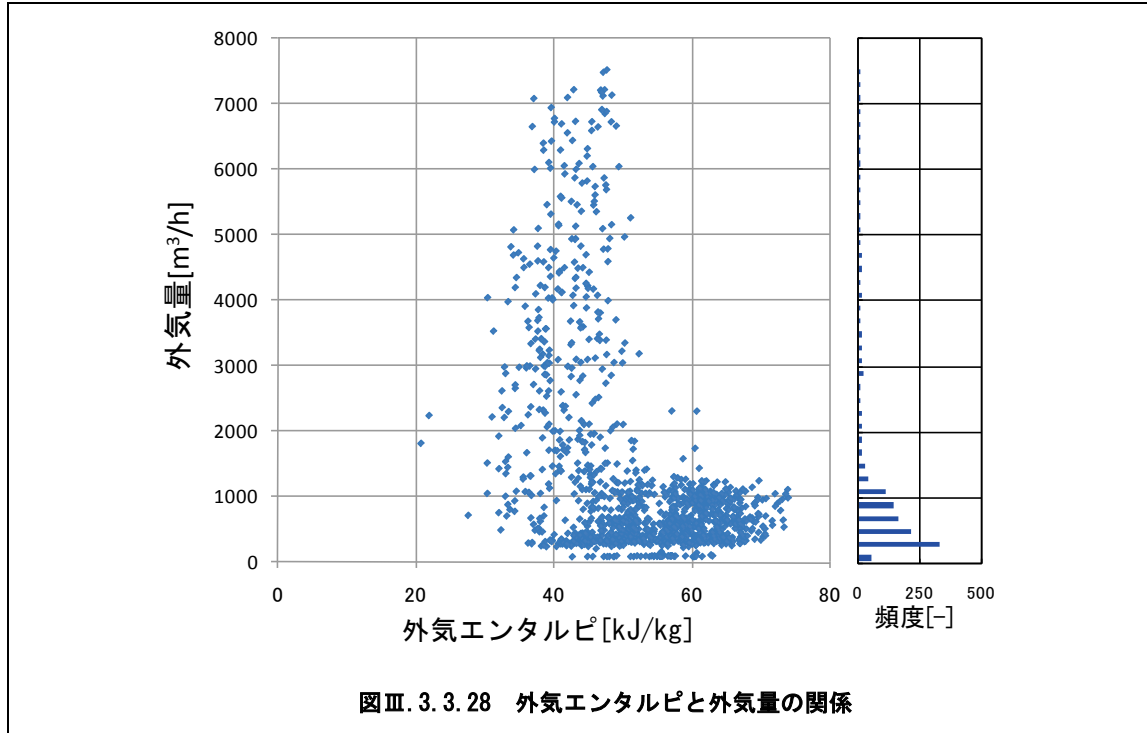
<動作確認データ>



事務所 08 (CO₂ 濃度制御, 外気冷房制御, 制御方式:FOA-OAL-03, FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量/外気量	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ	MD 比例制御/MD 比例制御

<外気量分析>

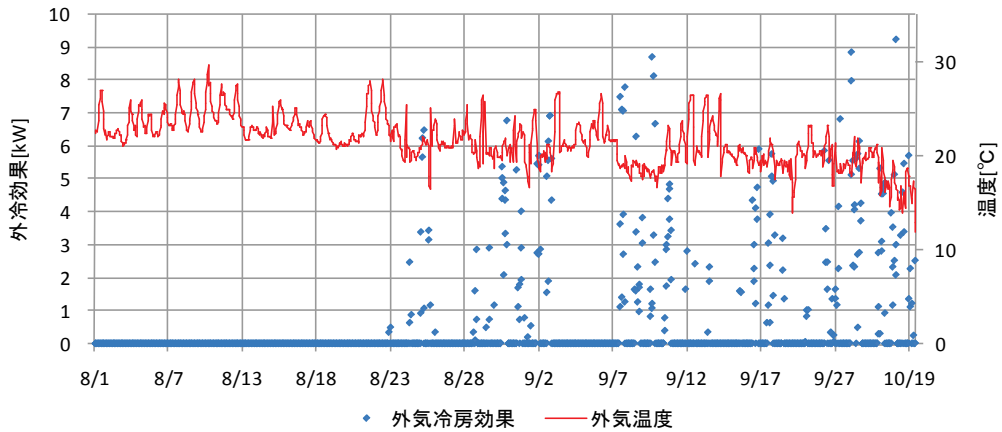


事務所 08 (CO₂ 濃度制御, 外気冷房制御, 制御方式:FOA-OAL-03, FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量/外気量	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ	MD 比例制御/MD 比例制御

<熱量分析>

外気冷房の導入効果と CO₂ 制御効果を試算した結果, ほぼ安定した冷房負荷の削減効果が得られた. 外気冷房効果と CO₂ 削減効果は外気エンタルピ 50kJ/kg を境界としている.

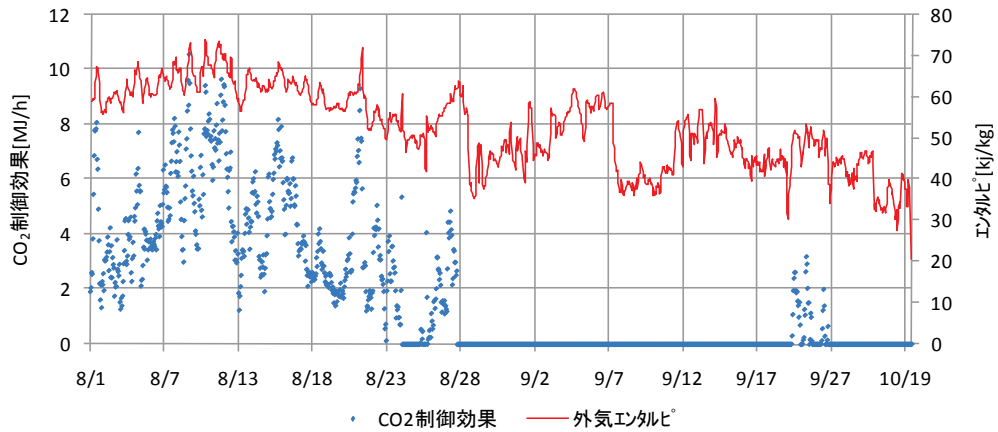


図Ⅲ. 3. 3. 30 外気温度と外気冷房効果

※外気冷房効果の計算

通常の外気量を 2,500m³/h として, 外冷による外気風量増の冷房削減効果を算出する.

$$\text{外気冷房効果(MJ/h)} = (\text{還気温度} - \text{外気温度}) \times (\text{外気量} - 2000) \times 0.288 \times 4.186 / 1000$$



図Ⅲ. 3. 3. 31 外気エンタルピと CO₂ 削減効果

※CO₂ 制御効果の計算

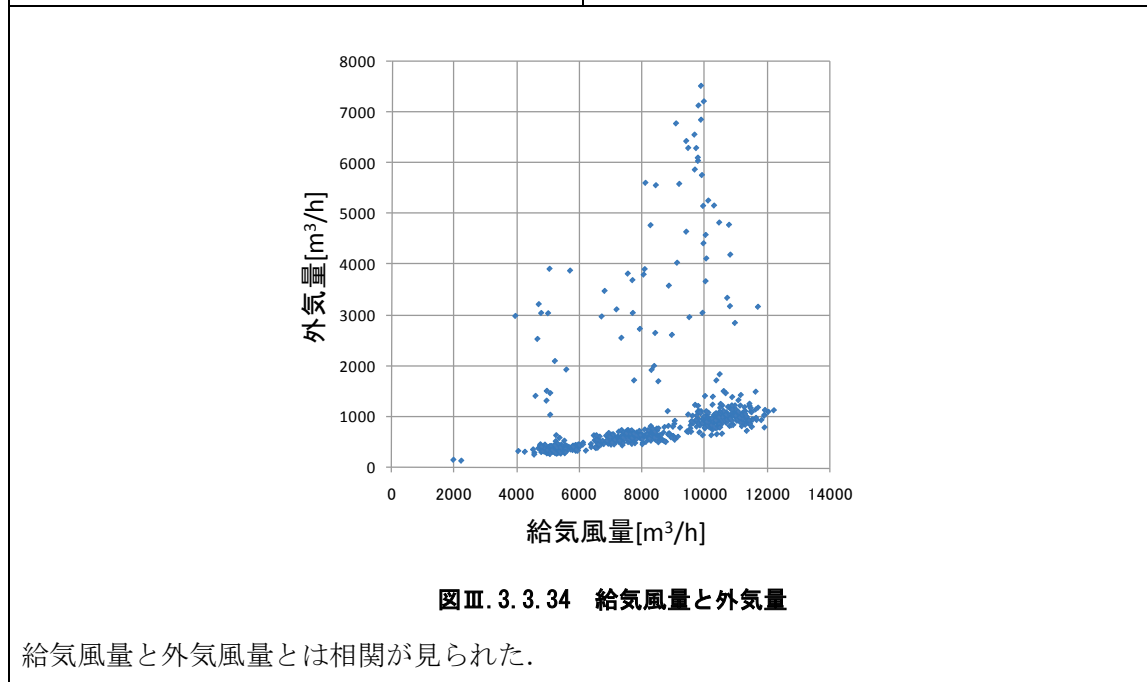
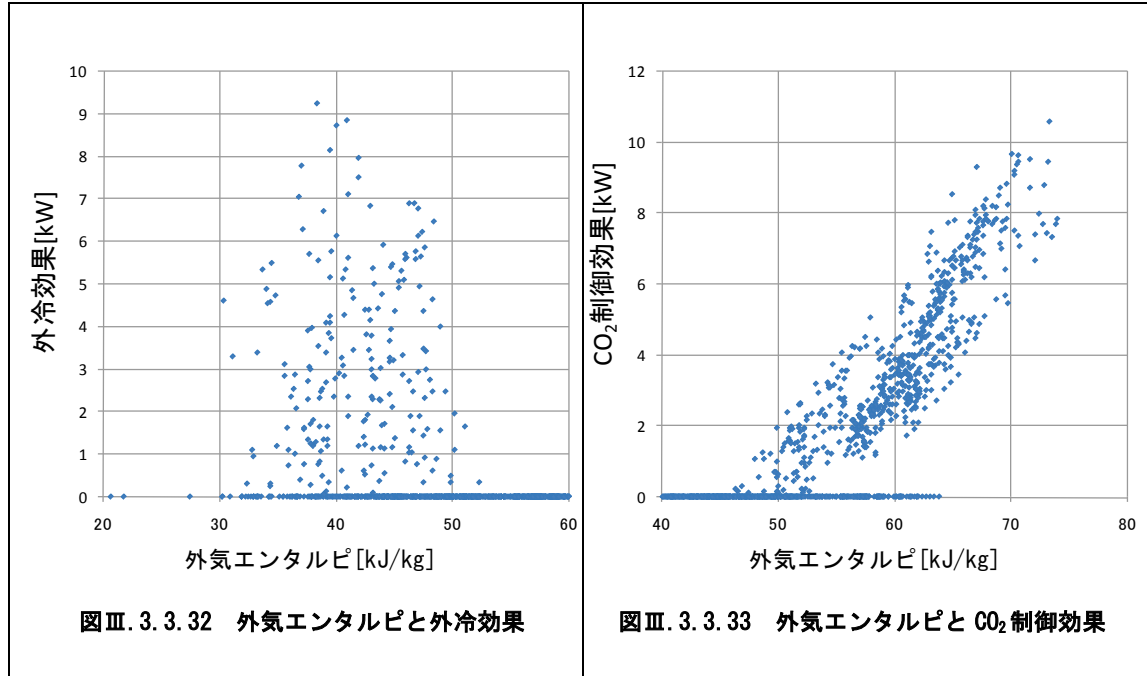
通常の外気量を 2,500m³/h として, CO₂ 制御による外気風量増の冷房削減効果を算出する.

$$\text{CO}_2 \text{ 制御効果(MJ/h)} = (\text{外気エンタルピ} - \text{室内エンタルピ}) \times (2500 - \text{外気量}) \times 0.288 \times 4.186 / 1000$$

事務所 08 (CO₂ 濃度制御, 外気冷房制御, 制御方式:FOA-OAL-03, FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量/外気量	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ	MD 比例制御/MD 比例制御

<熱量分析>



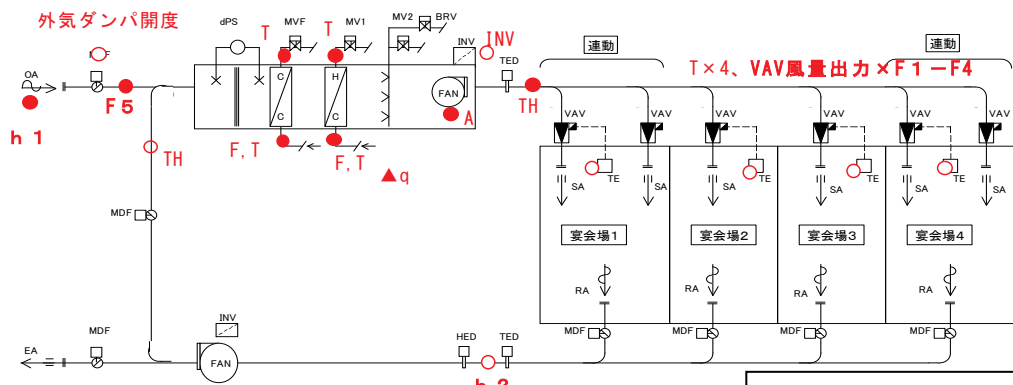
3.4. 外気冷房制御

3.4.1. ホテル O2 (FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピ・還気エンタルピ	還気エンタルピ	MD 比例制御

建物名	ホテル O2	地区	東京	竣工	1989 年	新築	—	規模	56,917 m ²
分類記号	FOA-OAC-05				検出部	外気エンタルピ, 還気エンタルピ			
制御目的	還気エンタルピ				制御目標	還気エンタルピ			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～平成 24 年 9 月 30 日				動作	MD 比例制御			
制御対象	外気量				製造年月	(2006 年オーバーホール)			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・ VAV 加重平均風量によるファンの回転数制 ・ INV 設定値：下限値 20Hz (40%), 上限値 50Hz (100%) ・ 給気温度ロードリセット制御 (設定温度：12～30℃) ・ 外気冷房制御 				機器仕様	AC-0402 (大宴会場系統) SA 量：62,000CMHx333Pa 3φx415Vx30kW, λ-Δ 起動, INV 付 OA 量：18,900CMH (外冷時：62,000CMH) 冷却能力：491.5kWx1409L/min (5℃deg) 加熱能力：137.9kWx395L/min (5℃deg)			

システムフロー



<凡例>
 F : 流量, 風量
 q : 熱量
 T : 温度
 TH : 温湿度
 h : エンタルピ

(1) データの収集時間間隔

- ・ 現地計測データ：1 分間隔, 瞬時値
- ・ 中央監視データ：同上

(2) データ処理：1 分間隔瞬時値→1 時間平均値に処理

(3) 解析利用データのフィルタリング項目

- ・ 機器の起動・停止時のデータを排除
- ・ 外気冷房信号出力が無い場合、外気風量, 空気温度・相対湿度からの演算エンタルピにより外気冷房モードを判断のうえデータを評価。

ホテル 02(FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピ・還気エンタルピ	還気エンタルピ	MD 比例制御

<制御内容>

1. 制御内容

ダンパ開度

還気エンタルピと外気エンタルピの差を演算し、制御実施の判断

外気冷房運転開始条件

- ・外気露点温度 : 5~19°C DP
- ・外気温度 : 5°C 以上
- ・エンタルピ比較

2. 評価項目計算式

$$\begin{aligned} \text{外気冷房効果量 [MJ/h]} &= (\text{還気エンタルピ (h2)} - \text{外気エンタルピ (h1)}) \text{ [kJ/kg]} \\ &\quad \times (\text{外気風量 (F5)} - 18900) \text{ [m}^3\text{/h]} \times 1.2 \text{ [kg/m}^3\text{]} / 1000 \text{ [kJ/MJ]} \end{aligned}$$

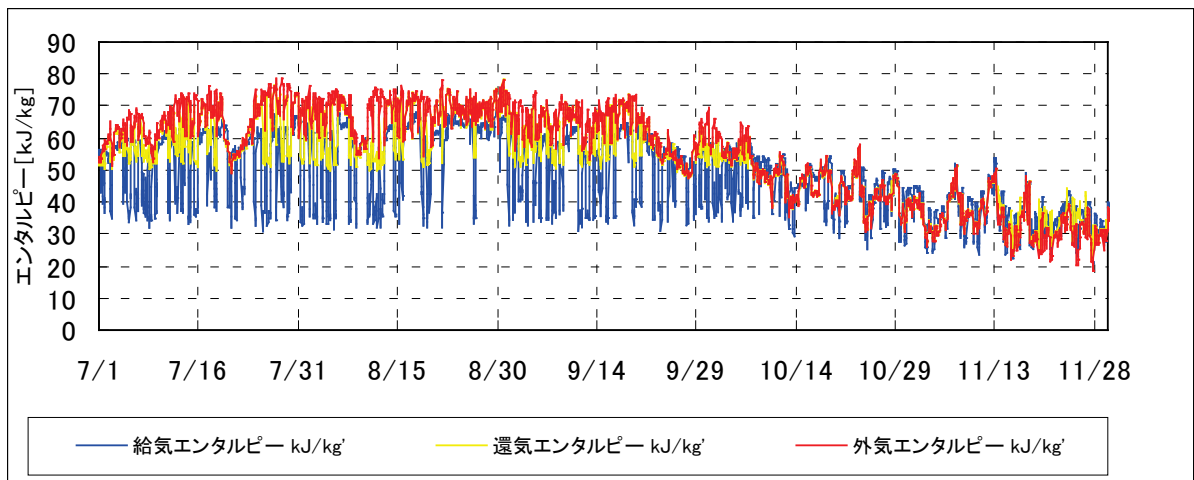
ホテル 02(FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピー・還気エンタルピー	還気エンタルピー	MD 比例制御

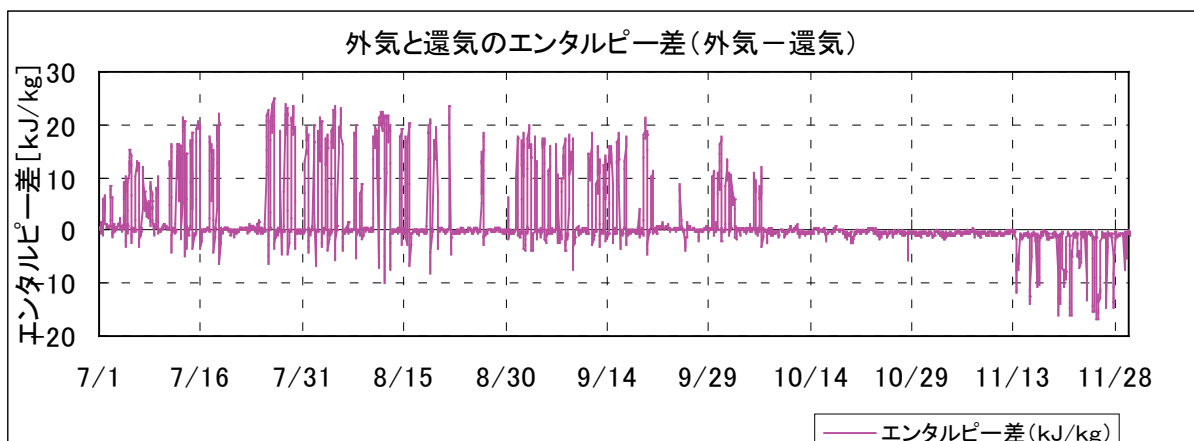
<動作確認データ>

外気，還気，給気のエンタルピーの変化

外気エンタルピー，還気エンタルピーの変化及びエンタルピー差の変化を見ると，7月，8月，9月では，外気エンタルピーは還気エンタルピーより大きく，外気冷房ができる状況ではない．10月，11月になると外気エンタルピーが小さくなるため，外気冷房が可能となる状況が出てくる．



図Ⅲ. 3. 4. 1 外気，還気，給気エンタルピーの変化



図Ⅲ. 3. 4. 2 外気と還気のエンタルピー差の変化

ホテル 02(FOA-OAC-05)

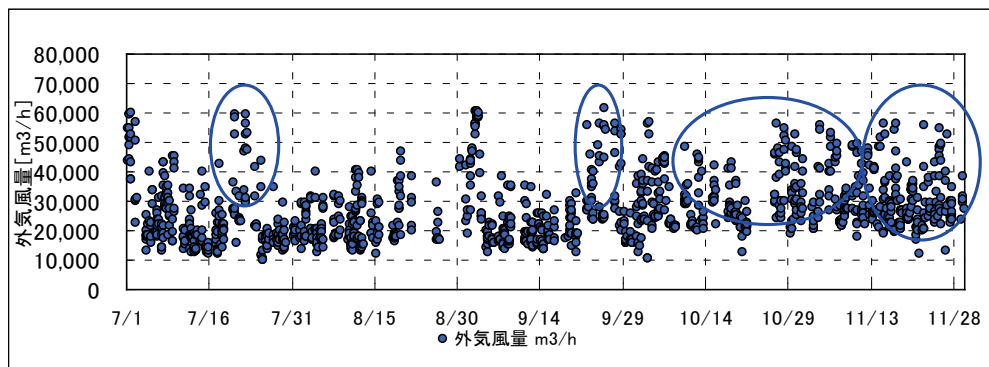
制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピ・還気エンタルピ	還気エンタルピ	MD 比例制御

<動作確認データ>

空調機稼働時の外気風量の変化を見ると、空調機稼働時は、15,000m³/h～60,000m³/hの風量が入り入れられており、ほぼ設計（18,900m³/h、外気冷房時 62,000m³/h）風量の範囲で変化している。

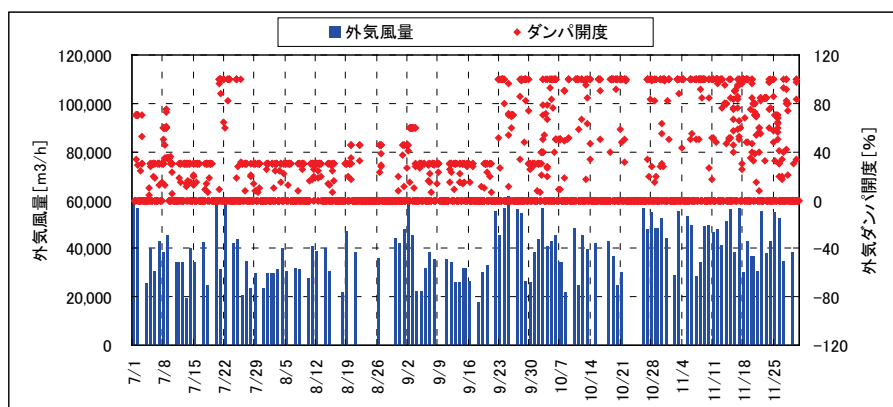
外気風量のみでは、通常モードの外気取り入れか、外気冷房モードによる外気取り入れか区別できないため、外気と還気のエンタルピ差の大小により、外気冷房モードを判断する。

11月には明らかに外気冷房モードで外気が入り入れられている。その他の○印箇所はエンタルピ差がわずかであるが、中央監視の判断により外気が入り入れられていると考える。



図Ⅲ.3.4.3 外気風量の変化

外気ダンパ開度と外気風量の変化を見ると、外気ダンパ開度は最小開度 30%と考えられ、通常時は開度 30%、外気冷房時は開度 100%となっていることが分かる。外気風量の変化は、給気ファンの INV 周波数の変化に影響され、ダンパ開度の変化とは一致しない。



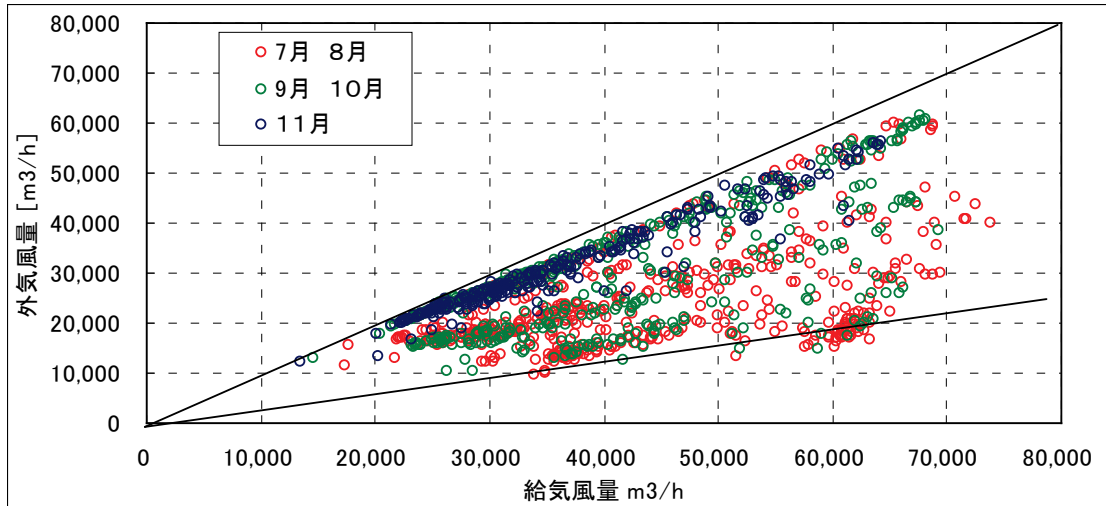
図Ⅲ.3.4.4 外気ダンパ開度・外気風量の変化

ホテル 02(FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピ・還気エンタルピ	還気エンタルピ	MD 比例制御

< 給気風量と外気風量の関係 >

給気風量と外気風量の関係を見るために同時刻の給気風量と外気風量の関係を示す。図中には7-8月, 9-10月, 11月で色分けして示している。11月は外気冷房が行われているため, 給気風量のすべて, または90%以上を外気で占めているのがわかる。



図Ⅲ. 3. 4. 5 月別給気風量と外気風量の関係

ホテル 02(FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピ・還気エンタルピ	還気エンタルピ	MD 比例制御

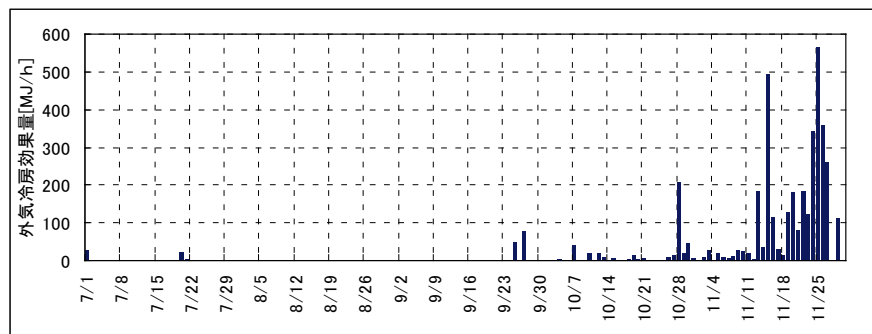
<外気冷房効果量の評価>

外気冷房効果量の算出

還気エンタルピ>外気エンタルピ, 及び外気風量 19,800m³/h を超えた外気風量を外気冷房効果量評価の対象外気風量とする.

効果量は, 通常の最小外気風量より多く取り入れられた外気風量の増分に対し外気・還気エンタルピ差を掛けて算出する. 7月~10月は外気冷房効果量が現れず, 11月に現れている.

$$\text{外気冷房効果 [MJ/h]} = (\text{還気エンタルピ} - \text{外気エンタルピ}) [\text{kJ/kg}] \times (\text{外気風量} - 18900) [\text{m}^3/\text{h}] \times 1.2 [\text{kg}/\text{m}^3] / 1000 [\text{kJ}/\text{MJ}]$$



図Ⅲ. 3. 4. 6 外気冷房効果量の変化

各月の外気冷房効果量

各月での外気冷房効果量を算出し, 室内処理負荷に対する比率を効果%として算出した. この効果量は, 外気風量 19,800m³/h を超える分を外気冷房による効果とした.

7月~9月は, 外気冷房可能な時間が無く, 外気冷房効果が得られない.

11月は, 給気風量の大部分を外気で占めており, 高い外気冷房効果を上げている.

表Ⅲ. 3. 4. 1 各月の外気冷房効果量

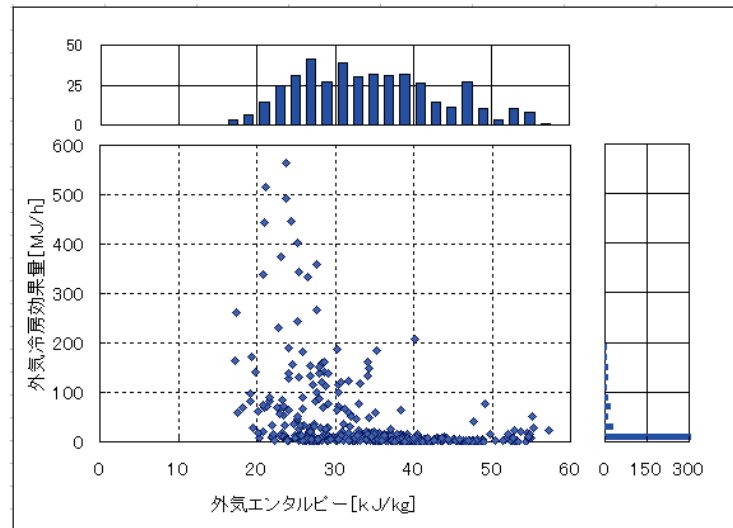
	室内処理負荷 [MJ/月]	外気冷房効果 [MJ/月]	外冷有効時間 [h/月]	効果[%]	空調機稼働時間[h]
7月	178,437	97	11	0.1	292
8月	136,497	0	0	0.0	196
9月	173,732	240	11	0.1	255
10月	68,029	922	140	1.4	235
11月	34,879	14,062	270	40.3	273
		15,321	432		1,251

ホテル 02(FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピー・還気エンタルピー	還気エンタルピー	MD 比例制御

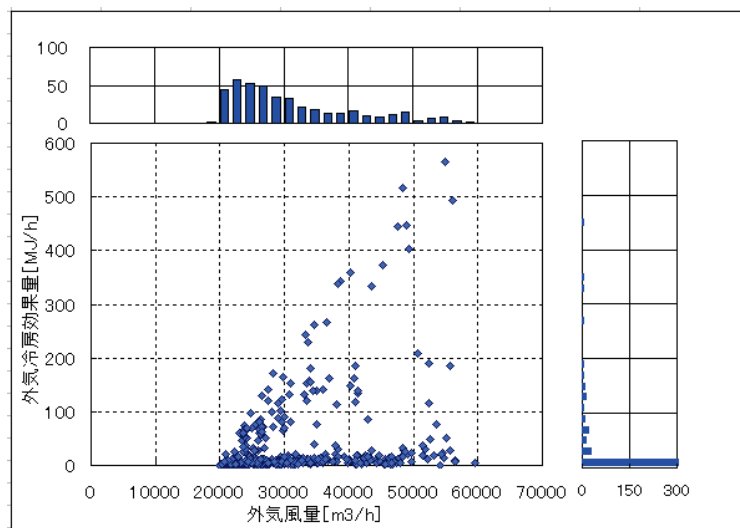
<外気冷房効果の評価>

外気エンタルピーが高いほど外気冷房ができず，効果量も少ない．外気エンタルピーの低い11月の時期の大きな外気冷房効果量が得られる．



図Ⅲ. 3. 4. 7 外気エンタルピーと外気冷房効果量の関係

外気風量の増加とともに外気冷房効果量は増加している．外気冷房効果量の最大可能量は外気風量に比例する．



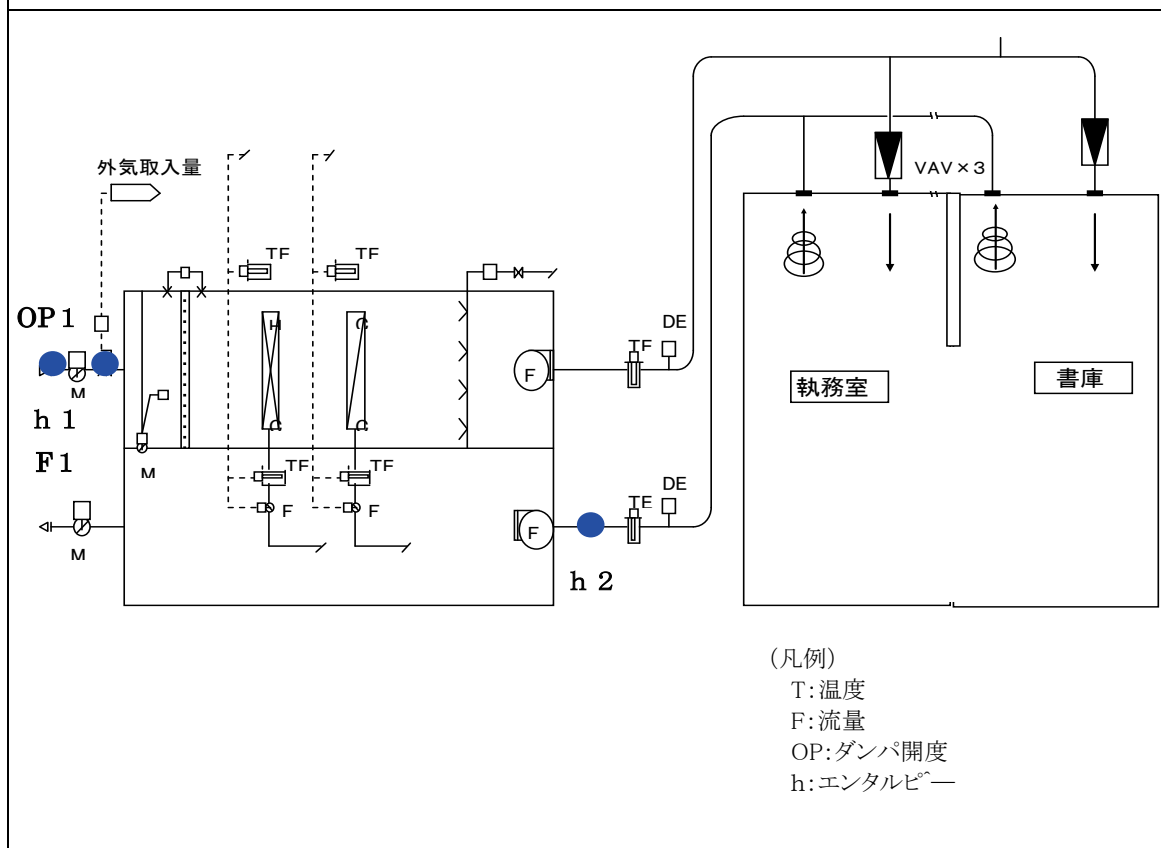
図Ⅲ. 3. 4. 8 外気風量と外気冷房効果量の関係

3.4.2. 事務所 05 (外気冷房制御 FOA-0AC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	室内エンタルピ, 外気エンタルピ	還気エンタルピ	MD比例制御

建物名	事務所 05	地区	東京	竣工	2003 年	新築	—	規模	20,580 m ²
分類記号	FOA-0AC-05				検出部	室内エンタルピ, 外気エンタルピ			
制御目的	室内外エンタルピ差による外気冷房				制御目標	還気エンタルピ (室内温度)			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～平成 24 年 9 月 30 日				動作	内外エンタルピ差で外気ダンパを制御			
制御対象	AC-5-1				製造年月	2003 年 3 月			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・給気温度一定制御 ・給気温度補正制御 ・RA 温度による冷房・送風・暖房切替 ・RA 湿度による加湿弁制御 ・VAV 要求風量による INV 周波数出力 ・INV 周波数補正制御 ・外気冷房制御 ・還気 CO2 濃度が設定値になるよう, OA 量を制御 ・ウォーミングアップ制御 ・INV 周波数上限下限 SA : 60%~30%, RA : 50%~30% ・SA 温度設定 : 12℃ ・室内温度設定 : 26.3℃ 				機器仕様	AC-5-1 (5 階事務室系統) 対象床面積約 500m ² (基準階 1393m ²) 送風ファン 9,200m ³ /h×400Pa×5.5kW 還気回数 5 回/h 還気ファン 8,650m ³ /h×300Pa×5.5kW 冷水コイル 76.8 kW 冷水量 110 L/min 温水コイル 39 kW 温水量 56 L/min 外気量 2,000m ³ /h 外冷時 3,800m ³ /h			

システムフロー



事務所 05(外気冷房制御 FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	室内エンタルピ, 外気エンタルピ	還気エンタルピ	MD比例制御

(1)データの収集時間間隔

- ・中央監視データ：10分瞬時値

(2)データ処理

- ・1時間データに加工

(3)解析利用データのフィルタリング項目

- ・空調機停止時のデータを削除
- ・外気冷房信号出力時のデータを採用

(4)その他

- ・外冷効果量

外冷有効信号が出ていない通常の運転状況では、外気風量は1000m³/hと考える。

従って、外冷有効信号が出ていても外気風量が1000m³/h以下時は通常の外気取り入れ状態と判断し、外冷効果量とは見なさない。

外冷効果量は、積極的に取り入れられた1000m³/hを超えた外気風量について外気還気エンタルピ差をもって算出し評価する。

$$\text{外気冷房効果量 [MJ/h]} = (\text{還気エンタルピ (h2)} - \text{外気エンタルピ (h1)}) [\text{kJ/kg}] \\ \times (\text{外気風量 (F1)} - 1000) [\text{m}^3/\text{h}] \times 1.2 [\text{kg/m}^3] / 1000 [\text{kJ/MJ}]$$

1. 制御内容

外気ダンパ開度

下記の条件を満たすとき積極的に外気冷房を行う。

- ・外気エンタルピ < 室内エンタルピ
- ・外気露点温度 < 外気露点温度上限 20℃以下
- ・外気下限温度 4℃ < 外気温度 < 室内温度
- ・外気湿度下限値 10% < 外気湿度

設計 OA 風量 2000m³/h(外気冷房時 3800m³/h)

過去の運用時実績から OA 風量を 1000m³/h に変更されている。

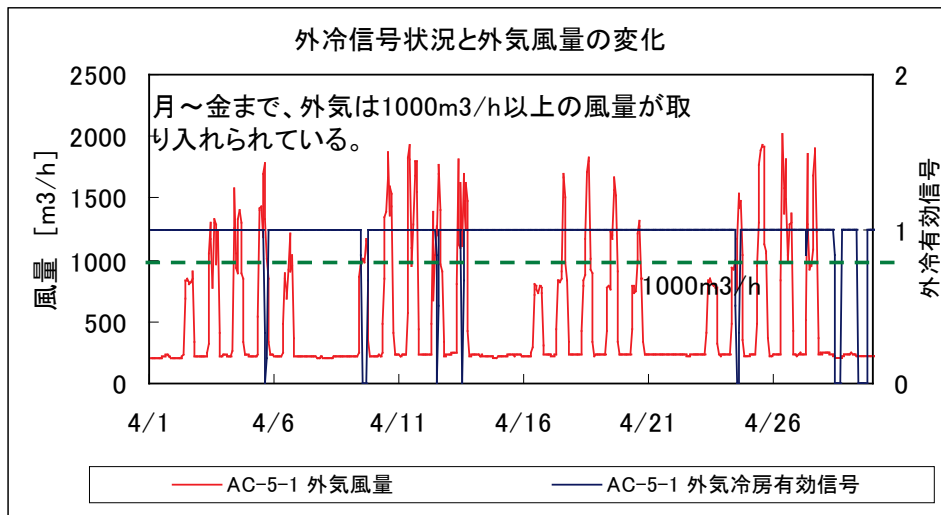
事務所 05(外気冷房制御 FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	室内エンタルピー, 外気エンタルピー	還気エンタルピー	MD比例制御

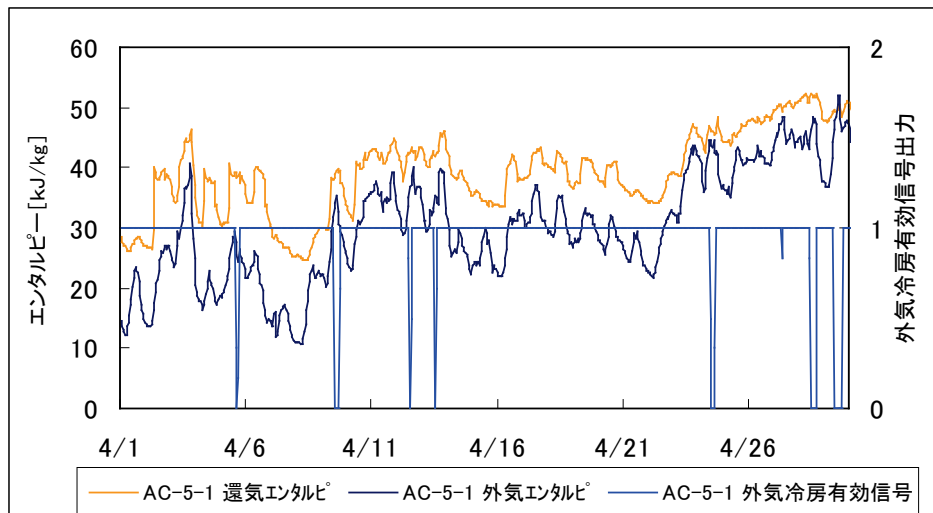
<外気冷房動作の確認トレンド>

4月の外気冷房の状況を見ると、外冷信号が出されており、外気冷房が可能なことが分かる。

また、外気風量は1000m³/h~2000m³/hの外気を取り入れられていることが分かる。



図Ⅲ. 3. 4. 9 外冷信号状況と外気風量の変化



図Ⅲ. 3. 4. 10 外冷信号状況と外気・還気エンタルピーの変化

外気エンタルピーは還気エンタルピーに比べ小さく、外気冷房が可能でありことが分かる。

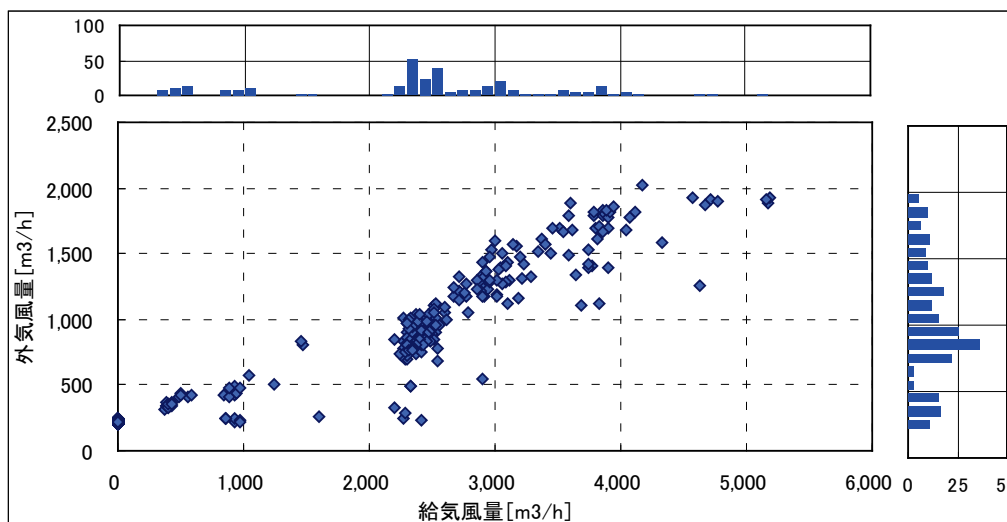
事務所 05(外気冷房制御 FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	室内エンタルピ, 外気エンタルピ	還気エンタルピ	MD比例制御

< 給気風量と外気風量の関係 >

4月の給気風量と外気風量の関係を示す。

給気風量の変化範囲は 2000m³/h～5000m³/h に対し、外気風量は 1000m³/h～2000m³/h の範囲にあり、外気が積極的に取り入れられているのが分かる。



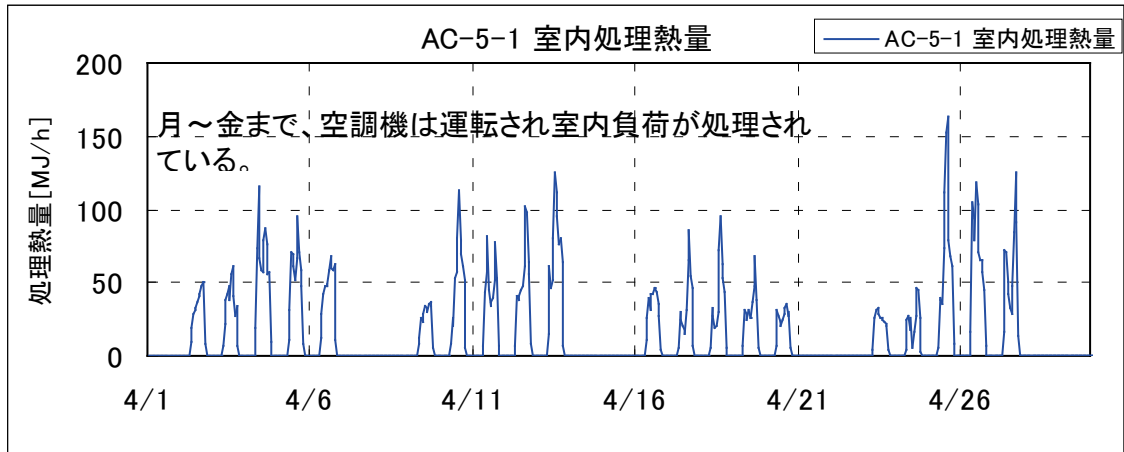
図Ⅲ. 3. 4. 11 4月 給気風量と外気風量の関係

事務所 05(外気冷房制御 FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	室内エンタルピ, 外気エンタルピ	還気エンタルピ	MD比例制御

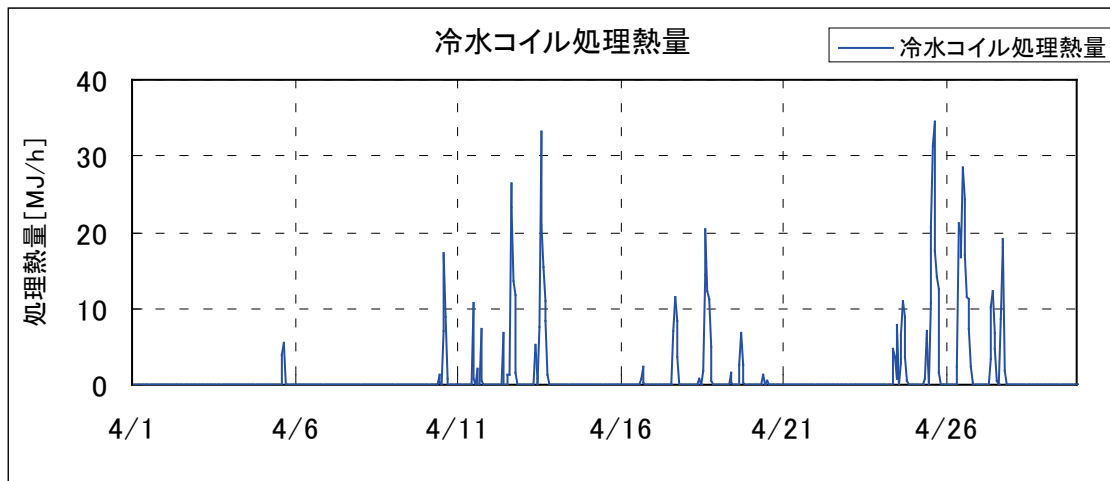
<空調負荷（室内処理熱量）と冷水コイル負荷の変化>

平日の月～金まで、空調機は運転され、室内負荷が処理されているのが確認できる。



図Ⅲ. 3. 4. 12 室内処理熱量の変化

実際の冷水コイルで処理されている熱量は図Ⅲ. 3. 4. 12の室内処理熱量に比べ減少しており、外気冷房効果が確認できる。



図Ⅲ. 3. 4. 13 冷水コイル処理熱量の変化

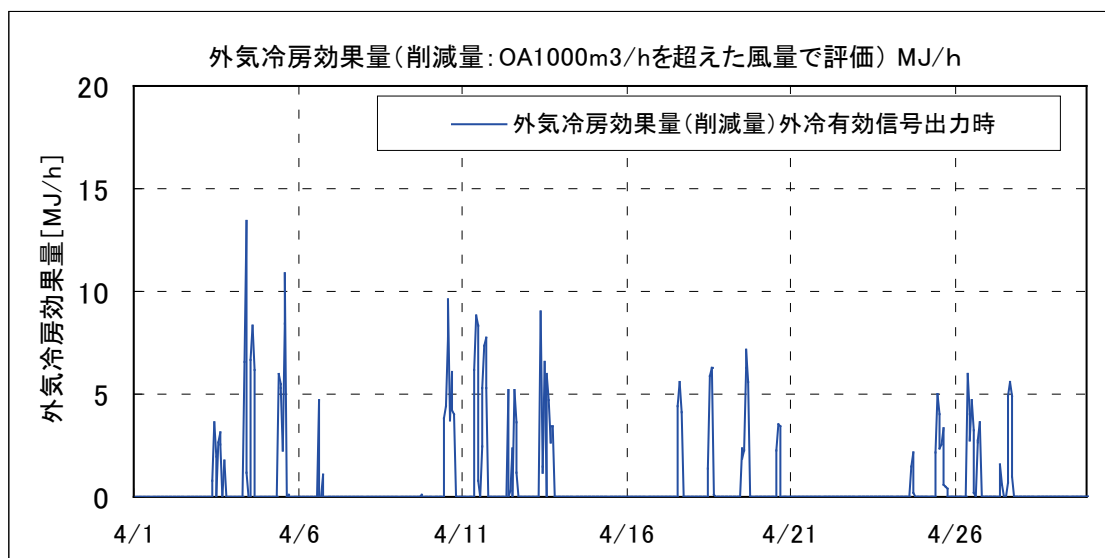
事務所 05(外気冷房制御 FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	室内エンタルピ, 外気エンタルピ	還気エンタルピ	MD比例制御

<外気冷房効果の算出>

外気冷房効果は、通常の最小外気風量より多く取り入れられた外気風量の増分に対し外気・還気エンタルピ差を掛けて算出する。

$$\begin{aligned} \text{外気冷房効果量 [MJ/h]} &= (\text{還気エンタルピ} - \text{外気エンタルピ}) \text{ [kJ/kg]} \\ &\times (\text{外気風量} - 1000) \text{ [m}^3\text{/h]} \times 1.2 \text{ [kg/m}^3\text{]} / 1000 \text{ [kJ/MJ]} \end{aligned}$$



図Ⅲ. 3. 4. 14 外気冷房効果量の変化

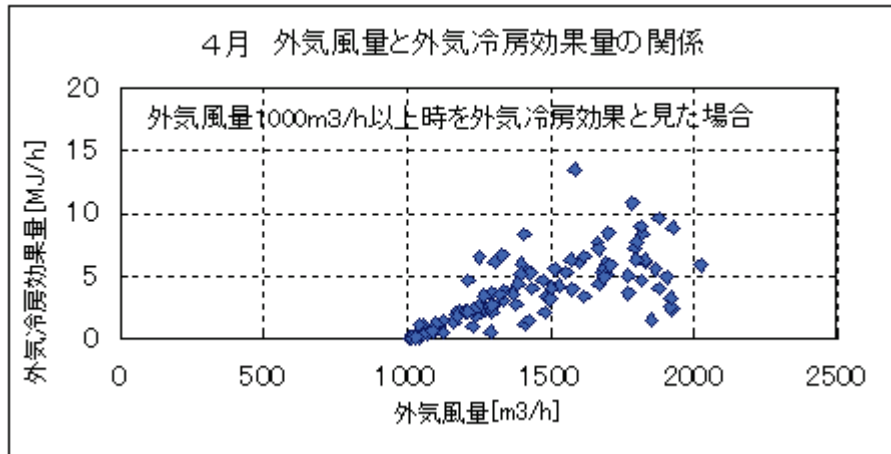
事務所 05(外気冷房制御 FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	室内エンタルピー, 外気エンタルピー	還気エンタルピー	MD比例制御

<外気冷房効果量の評価>

外気風量と外気冷房効果の関係

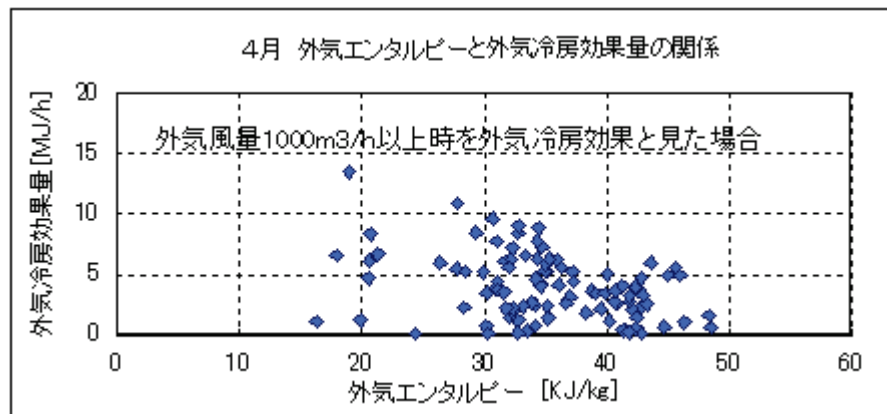
外気冷房が可能な時期では、外気風量が増加にともない外気冷房効果量も増加する。



図Ⅲ.3.4.15 4月 外気風量と外気冷房効果量の関係

外気エンタルピーと外気冷房効果量の関係

外気エンタルピーが高い状況では外気冷房効果量の少なく、効果量は外気エンタルピーに反比例する。



図Ⅲ.3.4.16 外気エンタルピーと外気冷房効果量の関係

事務所 05(外気冷房制御 FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	室内エンタルピ, 外気エンタルピ	還気エンタルピ	MD比例制御

<各月の外気冷房効果>

- 各月での外気冷房効果量を算出し、室内処理負荷に対する比率を効果%として算出した。
- この外冷効果量は、外気風量 1000m³/h を超える分を外気冷房による効果とした。
- 4 月は、毎日毎時外気冷房有効信号が出され、外気冷房が有効に行われている。その効果は室内処理負荷に対して 4 %程度である。
- また、4 月の空調運転時間帯での外気冷房有効信号の出力された時間数は 225 時間になる。
- 7 月、8 月は、外気冷房有効信号の出力時間数が極端に減少する。従って外気冷房効果量はほとんど見込めないことが分かる。
- 9 月になると、外気冷房有効信号の出力時間数が増加するため、外気冷房が有効になってくる。

表Ⅲ. 3. 4. 2 各月の外気冷房効果量

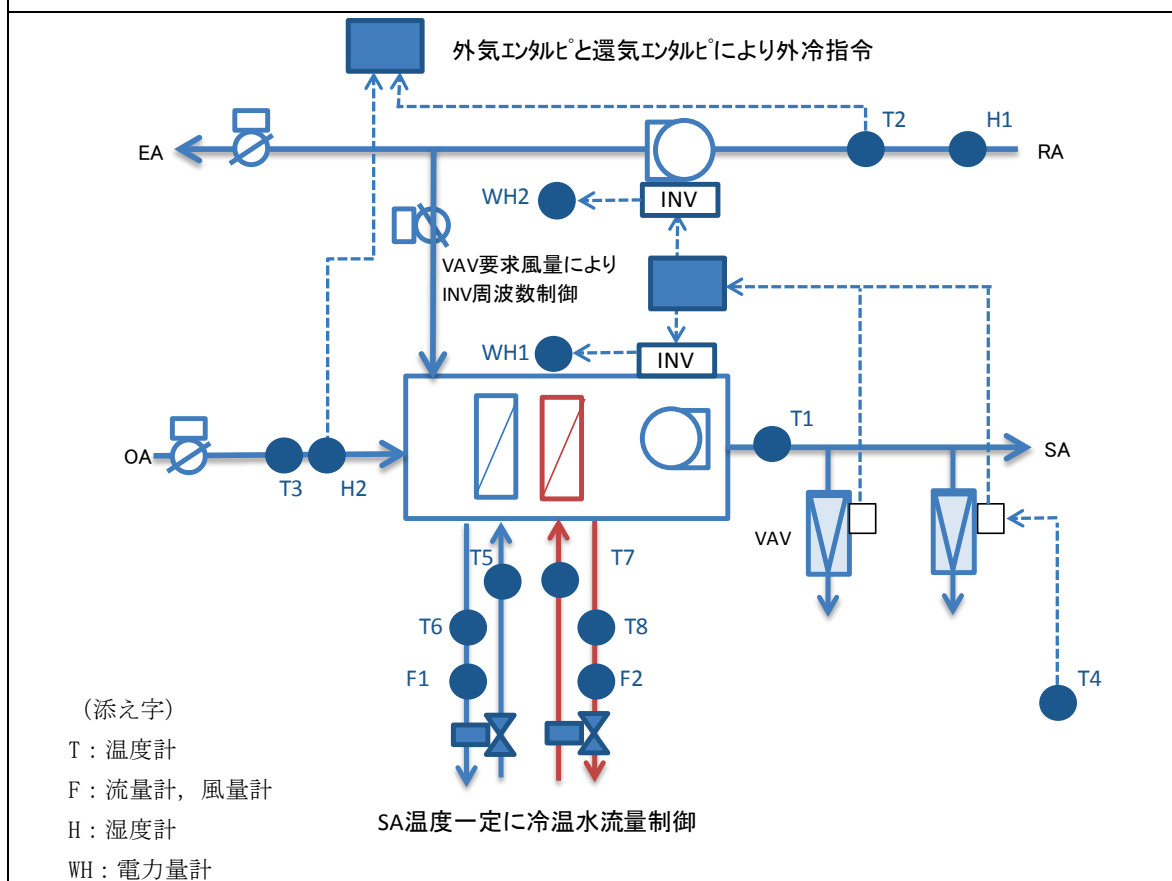
	室内処理負荷量 [MJ/月]	外気冷房効果量 [MJ/月]	外冷有効時間数 [h/月]	効果 [%]
4 月	10, 452	399	225	3. 8
5 月	21, 795	531	211	2. 4
6 月	32, 637	210	138	0. 6
7 月	44, 518	32	31	0. 1
8 月	53, 466	1	4	0. 0
9 月	45, 702	166	56	0. 4

3.4.3. 事務所 06 (外気冷房, 制御方式 FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピ・還気エンタルピ	還気エンタルピ	MD 比例制御

建物名	事務所 06	地区	関東	竣工	2003 年	新築	—	規模	47,300m ²
分類記号	FOA-OAC-05				検出部	外気エンタルピ, 還気エンタルピ			
制御目的	外気冷房				制御目標	還気エンタルピ			
分析期間	2012 年 12 月 1 日～2012 年 12 月 1 日				動作	MD 比例制御			
制御対象	外気量				製造年月	2003 年			
制御内容	外気エンタルピと還気エンタルピの大小比較から外気冷房を指令 【参考：その他空調機本体の制御】 ・ 給気温度一定制御 ・ 給気温度補正制御 ・ RA 温度により冷房, 送風, 暖房切替 ・ RA 湿度により加湿弁制御 ・ VAV 要求風量により INV 周波数出力				機器仕様	12,980 m ³ /h×350Pa×11kW 冷房能力：99.6kW 7→17℃ ΔT=10℃ 冷水量：143 L/min 外気量：4300m ³ /h			

システムフロー



事務所 06 (外気冷房, 制御方式 FOA-0AC-05)

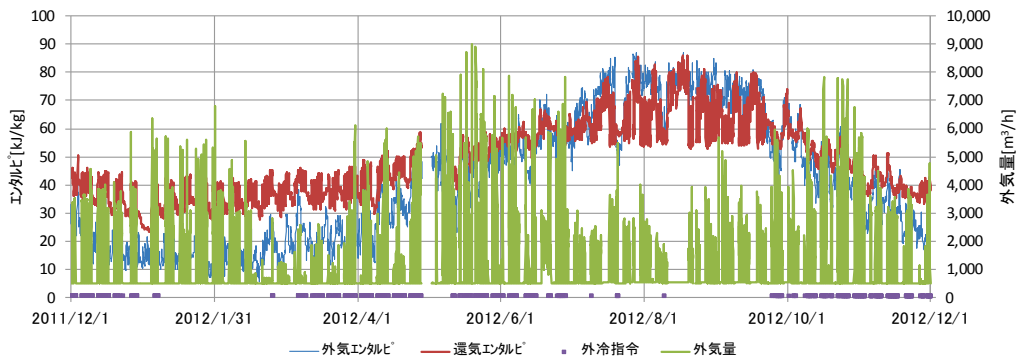
制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピ・還気エンタルピ	還気エンタルピ	MD 比例制御

<動作確認データ>

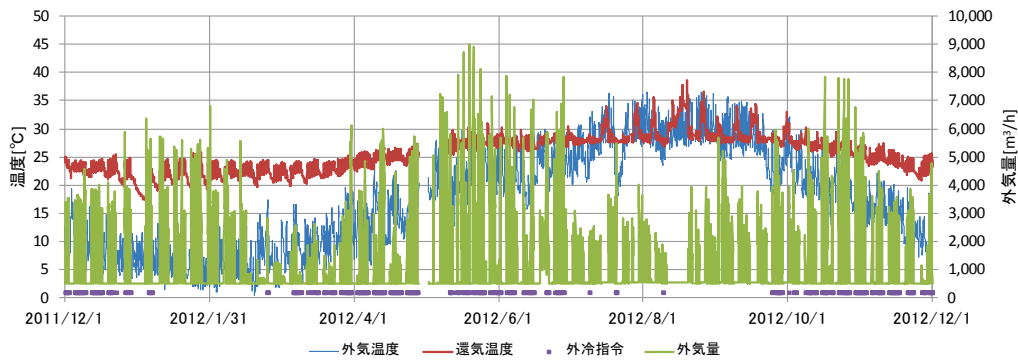
外気エンタルピが還気エンタルピを下回る 9 月下旬より外気冷房となっている。なお、参考を示す温度でも同様の傾向が見られる(※還気温度は夏期 27~28℃, 冬期 22~23℃). 夏期~外気冷房前の外気導入量は約 2,000m³/h であったが, 外気冷房時には 2,000~7,000m³/h の外気導入量であった.

厳冬期には, 外気湿度が低いため外冷指令が除外された.

※非外冷指令時には CO₂ 濃度制御が行われている。10/12~11/8 風量データ欠測.



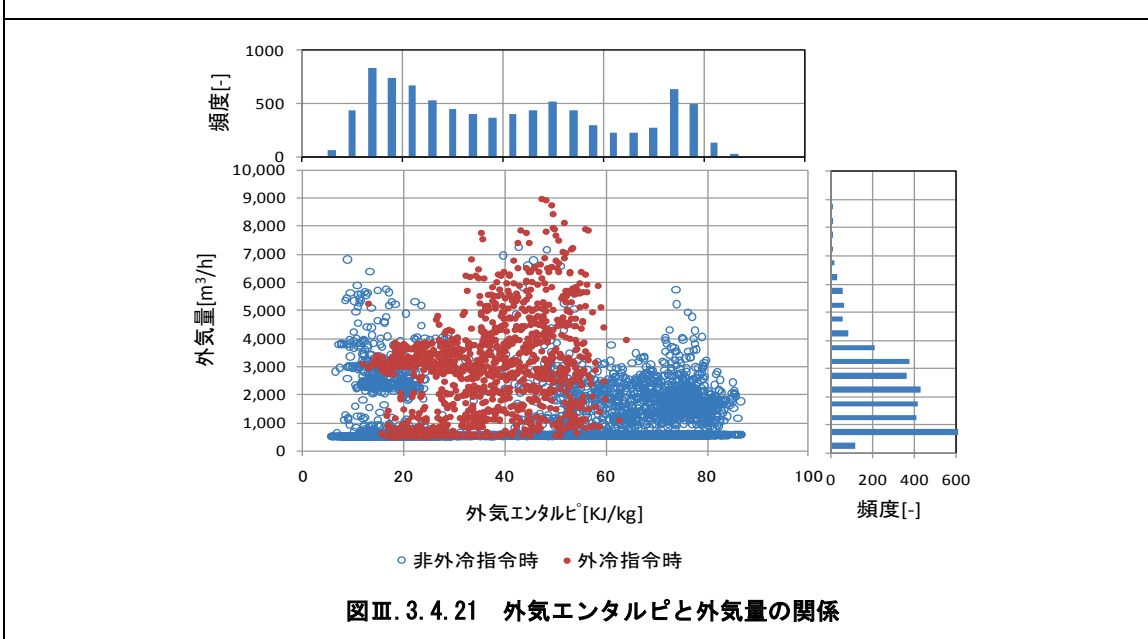
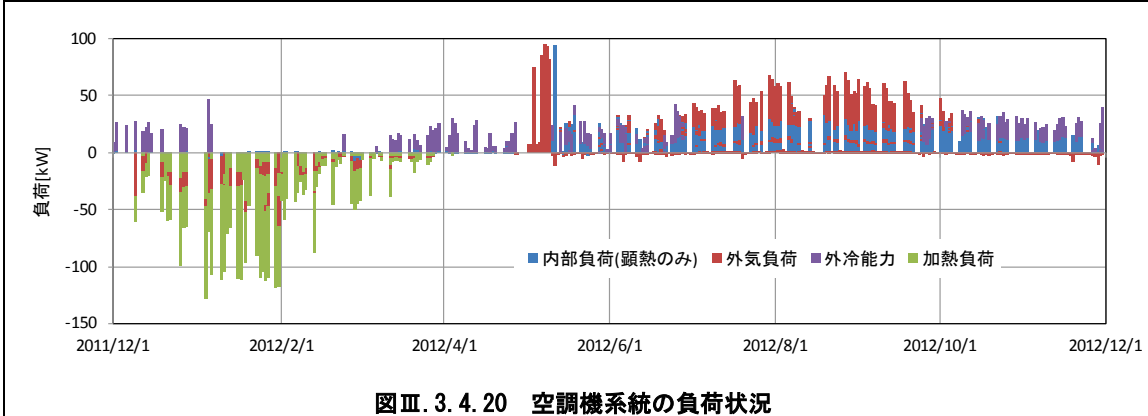
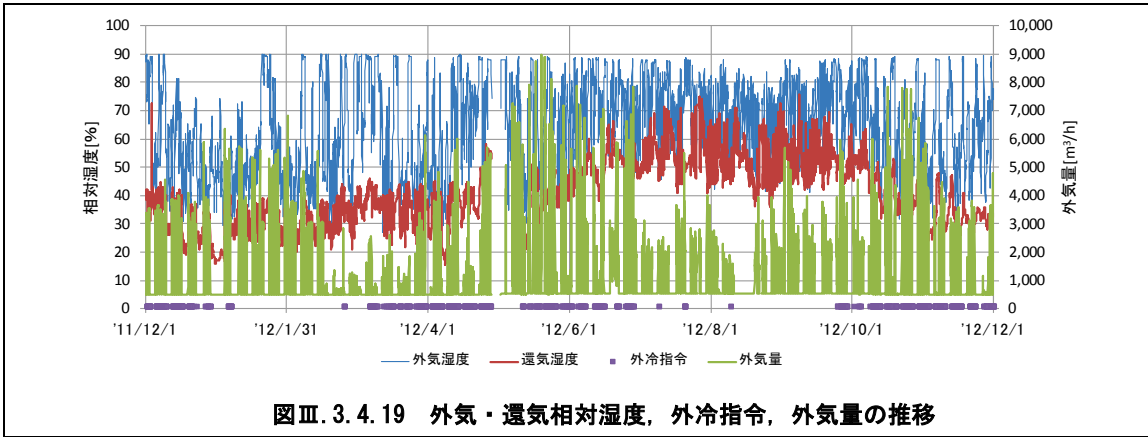
図Ⅲ. 3. 4. 17 外気・還気エンタルピ, 外冷指令, 外気量の推移



図Ⅲ. 3. 4. 18 外気・還気温度, 外冷指令, 外気量の推移

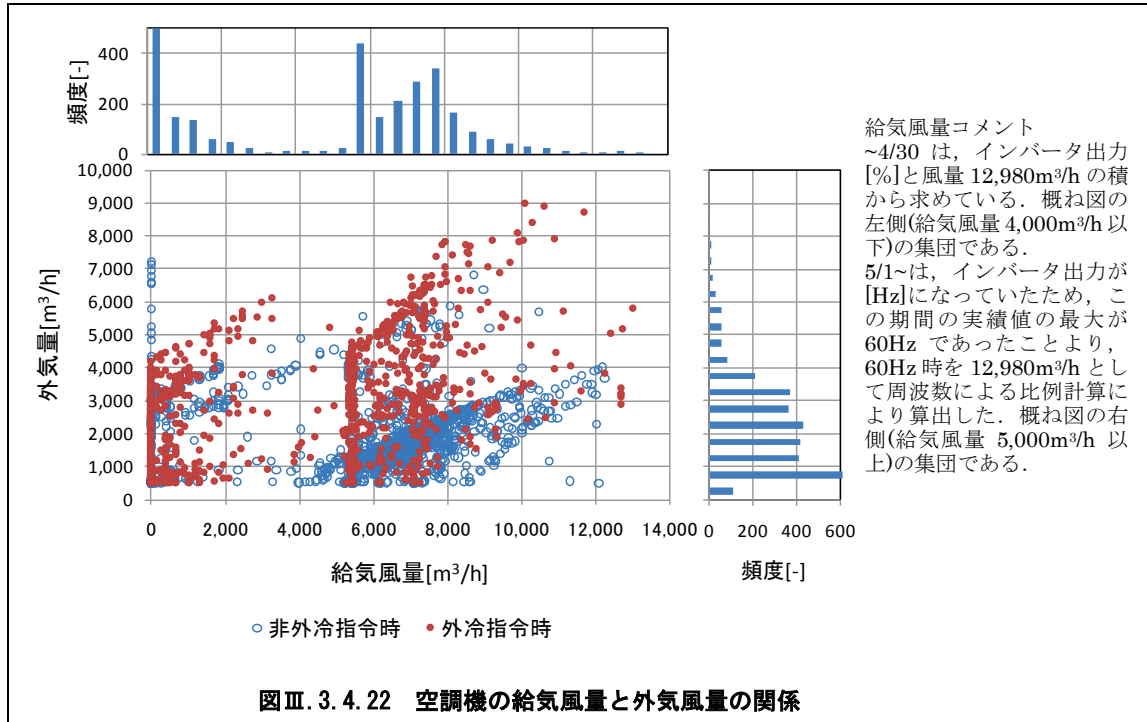
事務所 06 (外気冷房, 制御方式 FOA-0AC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピ・還気エンタルピ	還気エンタルピ	MD 比例制御

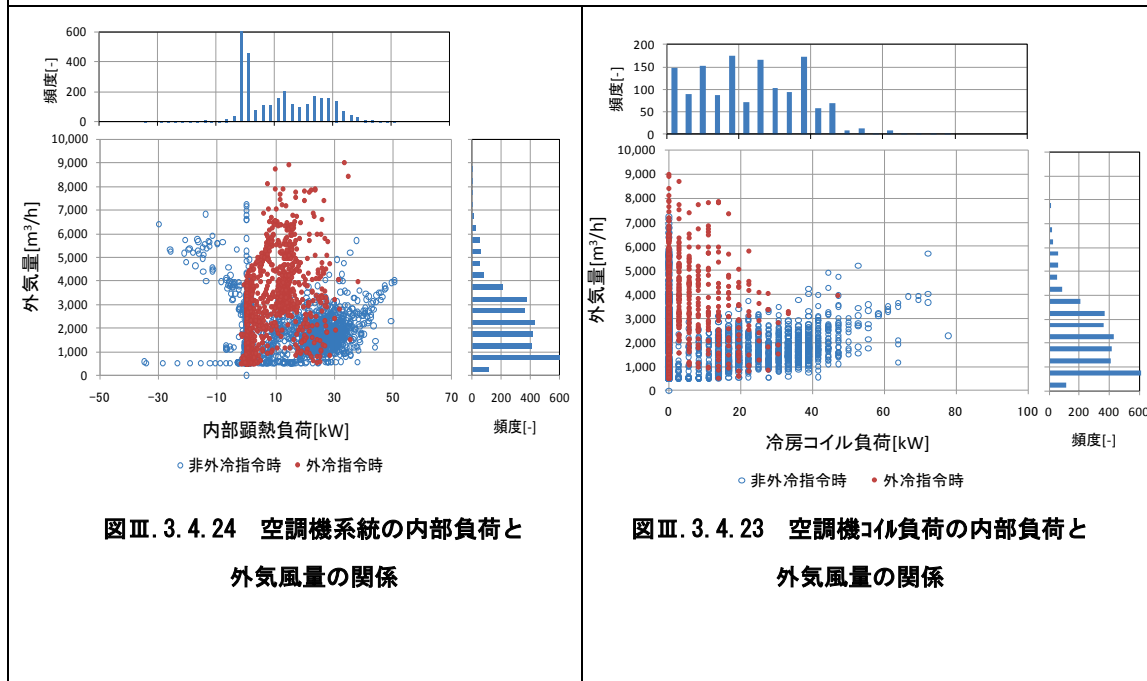


事務所 06 (外気冷房, 制御方式 FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピ・還気エンタルピ	還気エンタルピ	MD 比例制御



図Ⅲ. 3. 4. 22 空調機の給気風量と外気風量の関係



図Ⅲ. 3. 4. 24 空調機系統の内部負荷と外気風量の関係

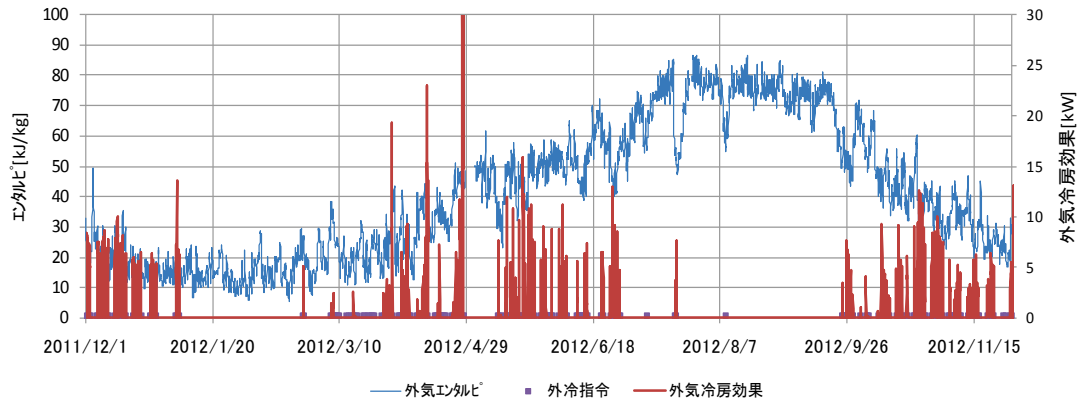
図Ⅲ. 3. 4. 23 空調機コイル負荷の内部負荷と外気風量の関係

事務所 06 (外気冷房, 制御方式 FOA-OAC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピー・還気エンタルピー	還気エンタルピー	MD 比例制御

< 熱量分析 >

外気冷房の導入効果を試算した結果, ほぼ安定した冷房負荷の削減効果が得られた。外気温度と冷房負荷削減効果には, あまり相関が見られないが, 外気量と冷房負荷削減効果には, 正の相関が見られる。

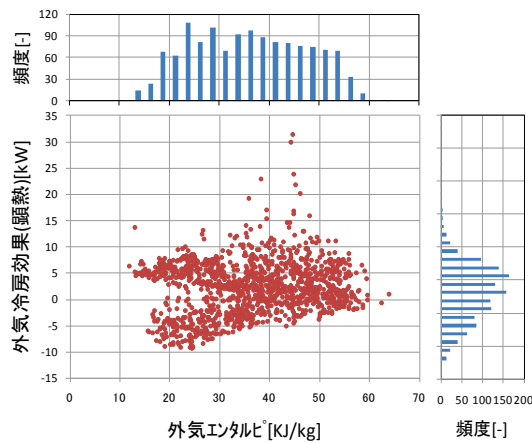


図Ⅲ. 3. 4. 25 外気温度と外気冷房効果

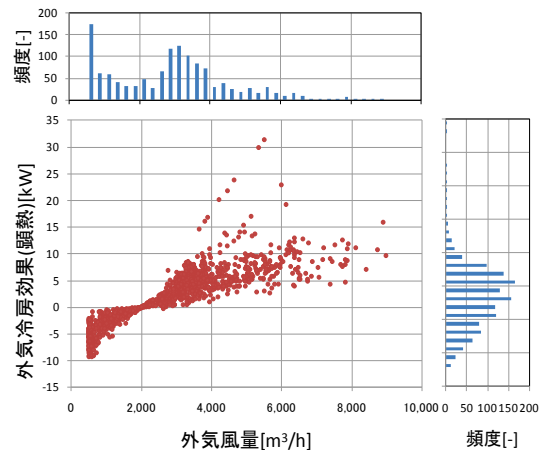
※外気冷房効果 (顕熱) の計算

非外冷指令時の運転データから, 通常の外気量を 2,000m³/h として, 外冷による外気風量増の冷房削減効果を算出する。

$$\text{外気冷房効果 (kW)} = (\text{還気温度} - \text{外気温度}) \times (\text{外気量} - 2000) \times 0.288 \times 4.186 / 3600$$



図Ⅲ. 3. 4. 26 外気エンタルピーと外気冷房効果
(顕熱)の相関



図Ⅲ. 3. 4. 27 外気風量と外気冷房効果
(顕熱)の相関

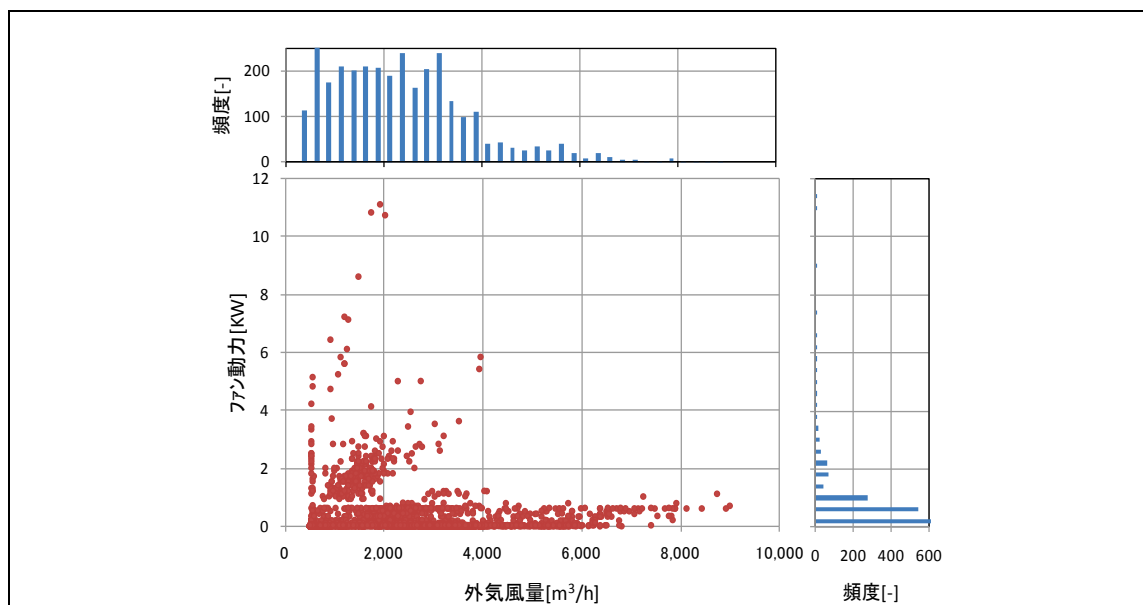
※図Ⅲ. 3. 4. 26 と図Ⅲ. 3. 4. 27 は外気冷房時のみ

※外気風量は常に 500m³/h 程度の値を出力している。通常の外気量を 2,000m³/h としたため, それ以下の外気量では外冷効果の値は負の値となる。

事務所 06 (外気冷房, 制御方式 FOA-0AC-05)

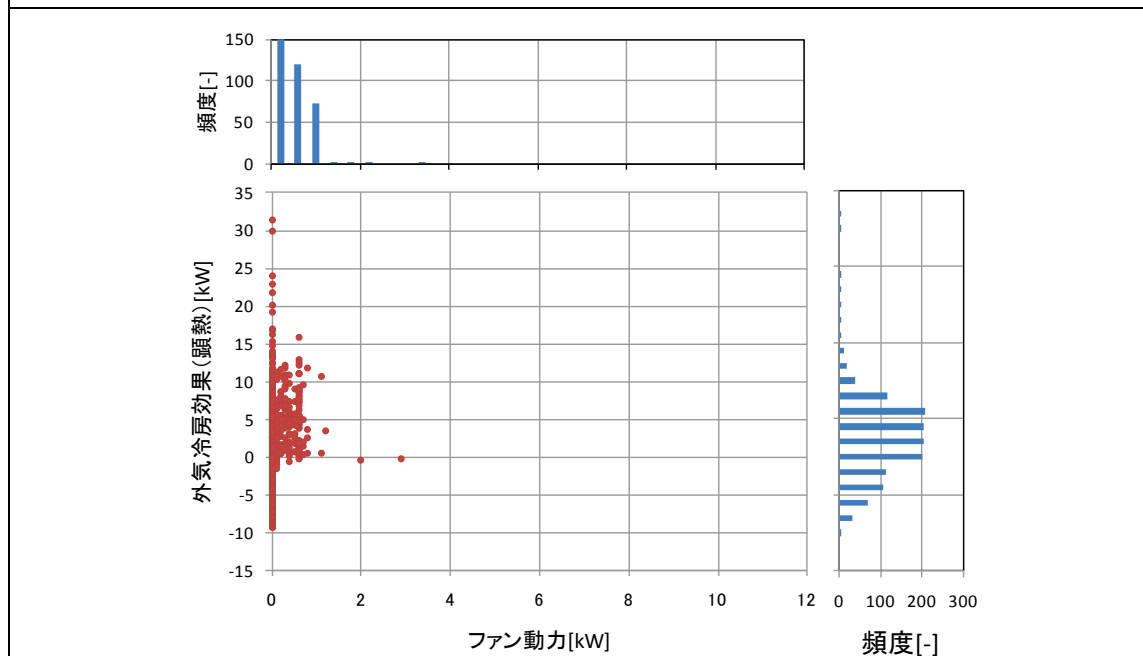
制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピ・還気エンタルピ	還気エンタルピ	MD 比例制御

<熱量分析>



図Ⅲ. 3. 4. 28 外気風量とファン動力の相関

※外気風量は常に 500m³/h 程度の値を出力している。

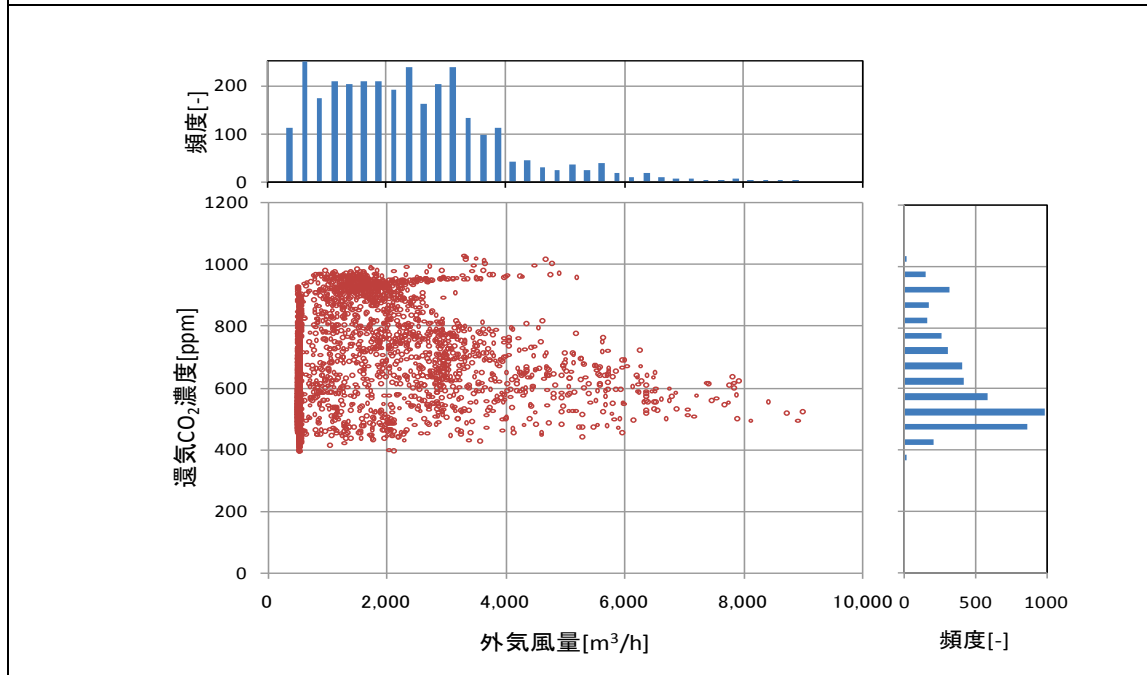
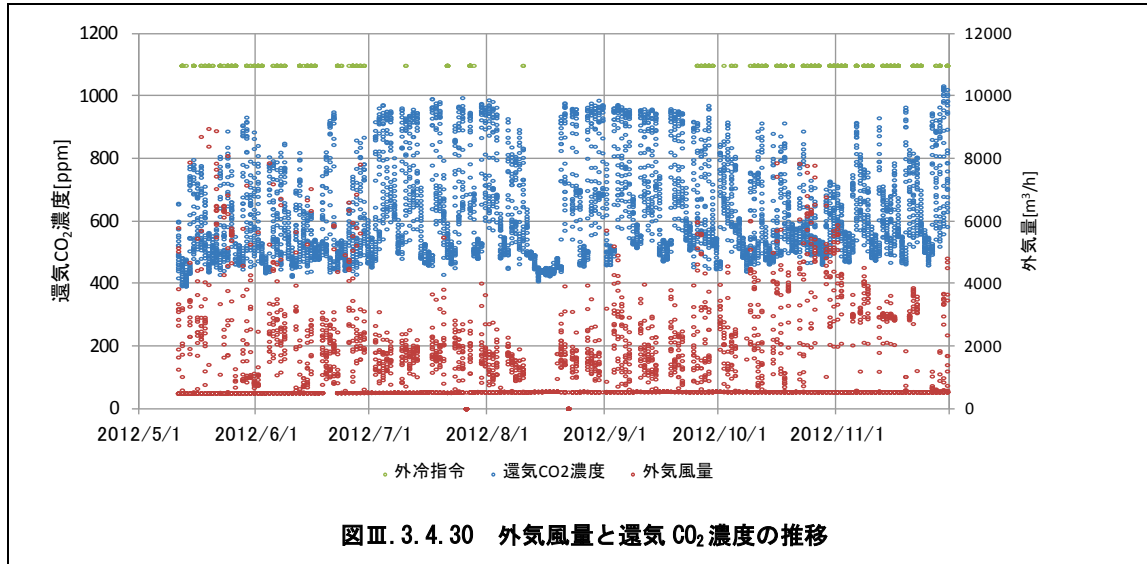


図Ⅲ. 3. 4. 29 ファン動力と外気冷房効果 (顕熱) の相関

※図Ⅲ. 3. 4. 29 は外気冷房時のみ

事務所 06 (外気冷房, 制御方式 FOA-0AC-05)

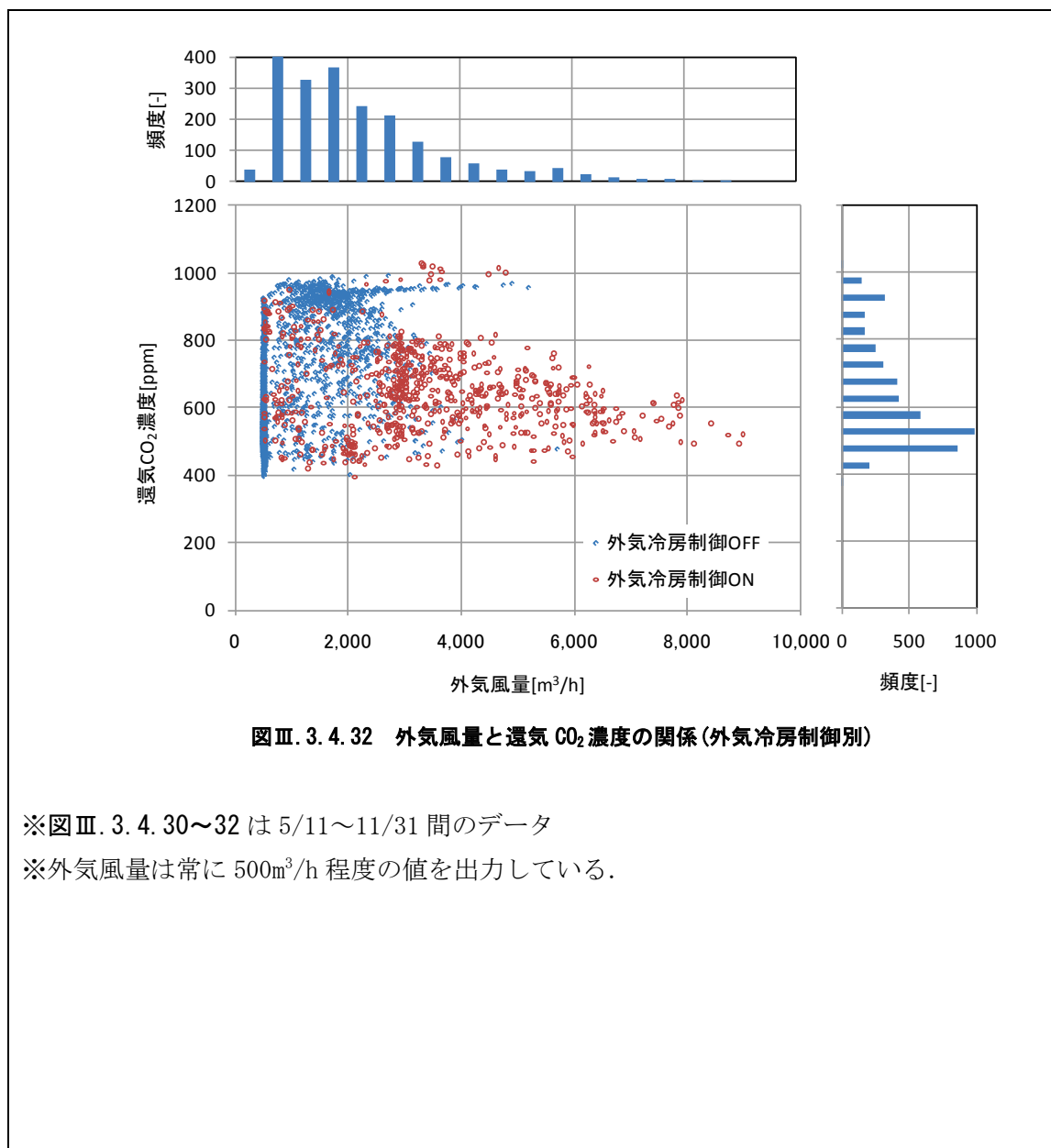
制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピ・還気エンタルピ	還気エンタルピ	MD 比例制御



※外気風量は常に 500m³/h 程度の値を出力している.

事務所 06 (外気冷房, 制御方式 FOA-0AC-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピ・還気エンタルピ	還気エンタルピ	MD 比例制御



図Ⅲ. 3. 4. 32 外気風量と還気 CO_2 濃度の関係 (外気冷房制御別)

※図Ⅲ. 3. 4. 30~32 は 5/11~11/31 間のデータ
 ※外気風量は常に $500m^3/h$ 程度の値を出力している.

事務所 06 (外気冷房, 制御方式 FOA-0AC-05)

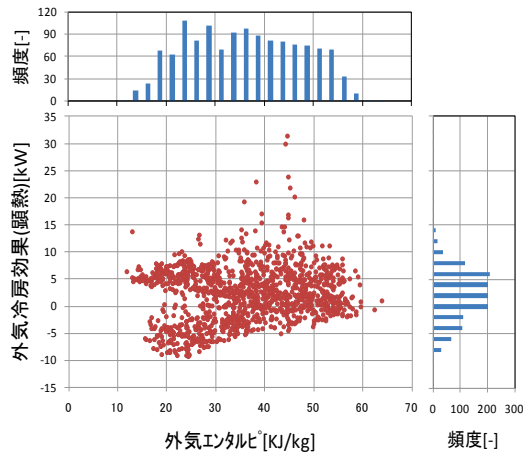
制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量	外気エンタルピ・還気エンタルピ	還気エンタルピ	MD 比例制御

<参考>

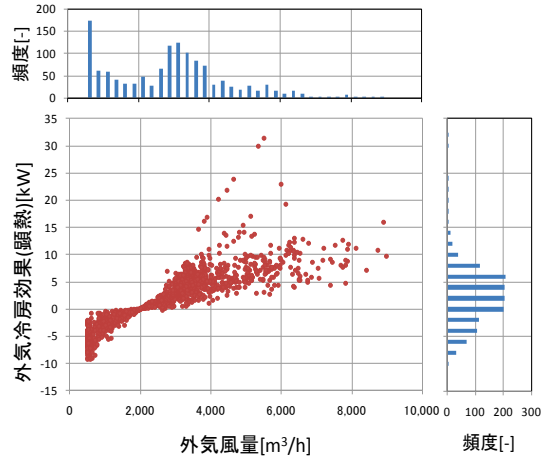
※外気冷房効果の計算を前述の顕熱からエンタルピ差にして再計算する.

非外冷指令時の運転データから, 通常の外気量を 2,000m³/h として, 外冷による外気風量増の冷房削減効果を算出する.

$$\text{外気冷房効果(kW)} = (\text{還気比エンタルピ} - \text{外気比エンタルピ}) \times (\text{外気量} - 2000) \times 1.2/3600$$



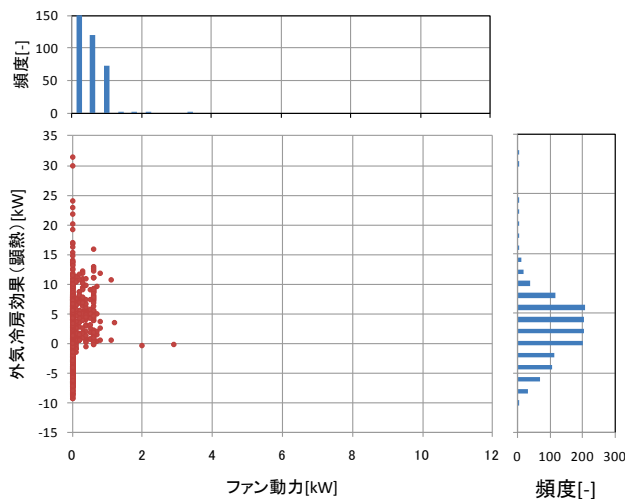
図Ⅲ. 3. 4. 33 外気エンタルピと
外気冷房効果の相関



図Ⅲ. 3. 4. 34 外気風量と外気冷房効果の相関

※外気風量は常に 500m³/h 程度の値を出力している.

通常の外気量を 2,000m³/h としたため, それ以下の外気量では外冷効果の値は負の値となる.



図Ⅲ. 3. 4. 35 ファン動力と外気冷房効果の相関

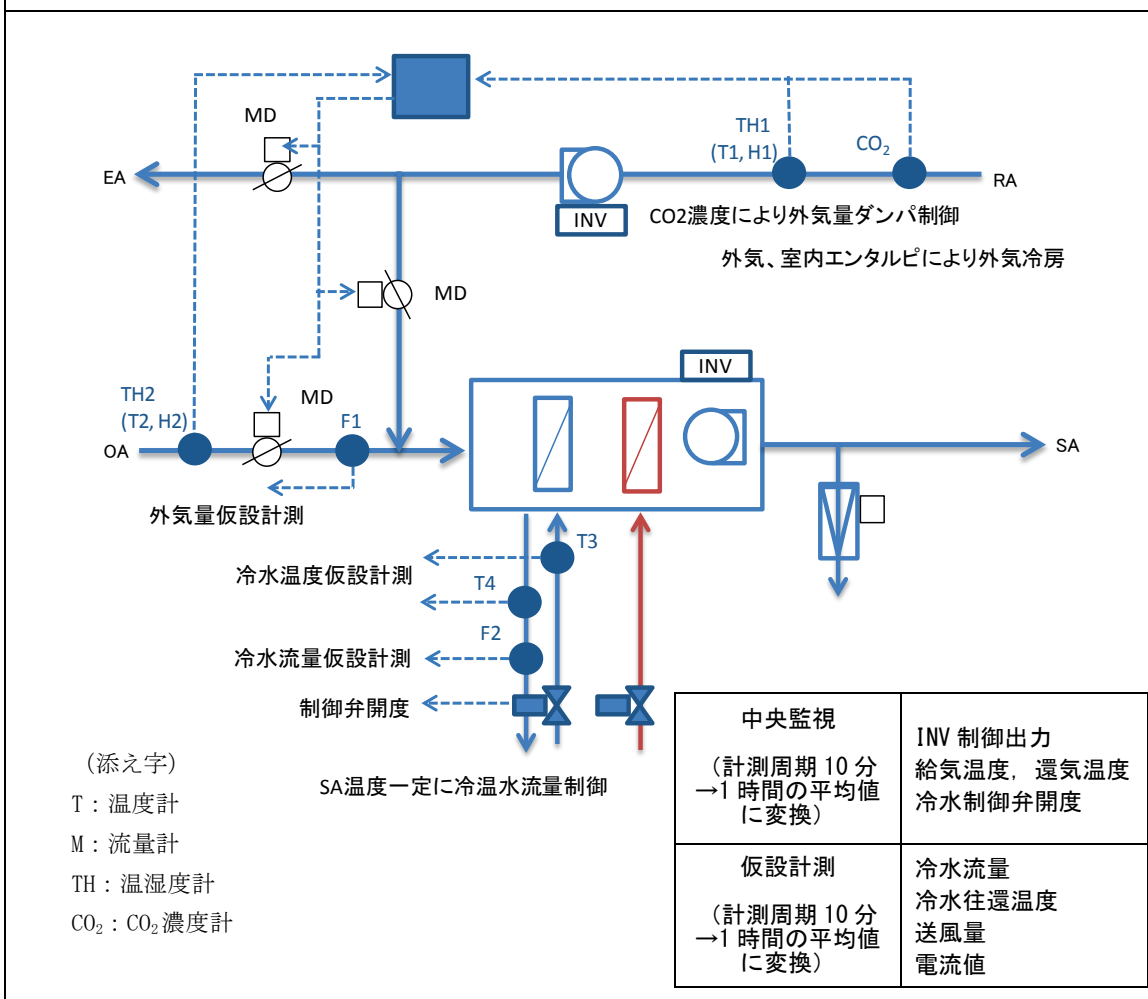
3.4.4. 事務所 08 (FOA-OAC-05) <再掲>

※本建築物に関しては、CO₂ 濃度制御と外気冷房制御を併せて分析したため本節で再掲。

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量/外気量	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ	MD 比例制御/MD 比例制御

建物名	事務所 08	地区	北海道	竣工	2003 年	改修	—	規模	108,000m ²
分類記号	FOA-OAL-03, FOA-OAC-05				検出部	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ			
制御目的	CO ₂ /外気冷房				制御目標	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ			
分析期間	2009 年 8 月 1 日～2009 年 11 月 30 日				動作	MD 比例制御/MD 比例制御			
制御対象	外気量/外気量				製造年月	2002 年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・ 給気温度一定制御 ・ VAV 要求風量により INV 周波数出力 ・ RA 湿度により加湿弁制御 ・ 室内温度により VAV 風量を制御 ・ 外気冷房制御 (エンタルピ) ・ CO₂ 濃度により外気量制御 				機器仕様	送風機 : 10,000m ³ /h × 392Pa × 7.5kW, 3.7kW 冷房能力 : 66.1kW 設計外気量 : 2,500m ³ /h			

システムフロー



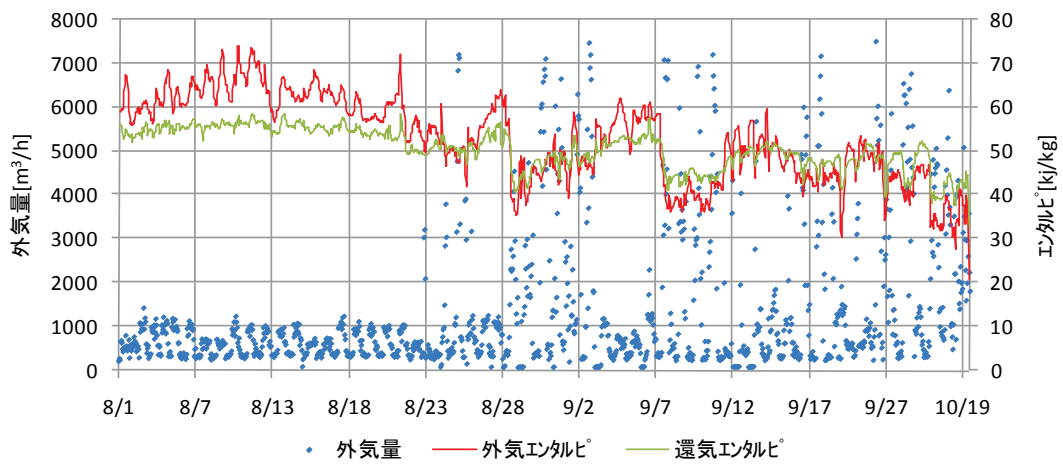
事務所 08(FOA-OAC-05) <再掲>

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量/外気量	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ	MD 比例制御/MD 比例制御

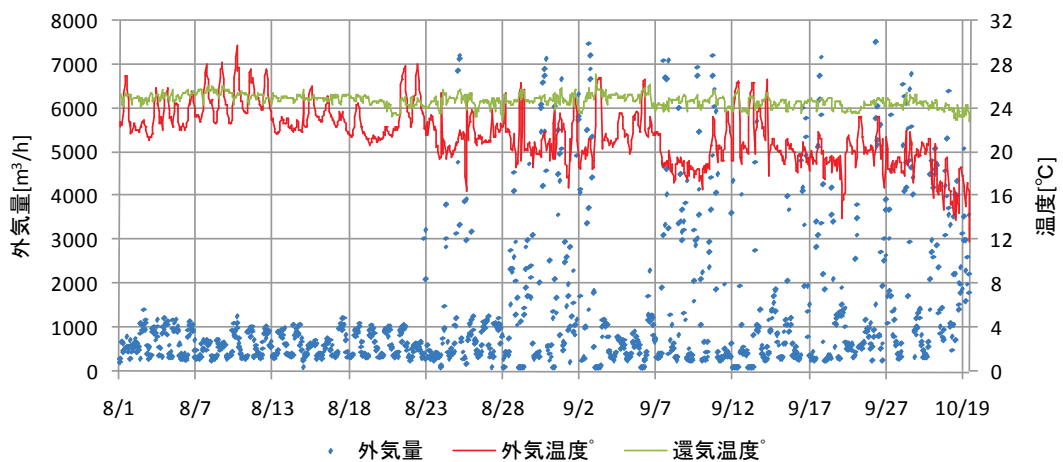
<動作確認データ>

外気エンタルピが還気エンタルピを下回る 8 月下旬より外気冷房となっている。なお、参考に示す温度でも同様の傾向が見られる(※還気温度は夏期 27~28℃, 冬期 22~23℃).
夏期~外気冷房前の外気導入量は 500~1,000m³/h であったが, 外気冷房時には 3,000~7,000m³/h の外気導入量であった.

※非外冷指令時には CO₂ 濃度制御が行われている。



図Ⅲ. 3. 4. 36 外気・還気エンタルピおよび外気量の推移

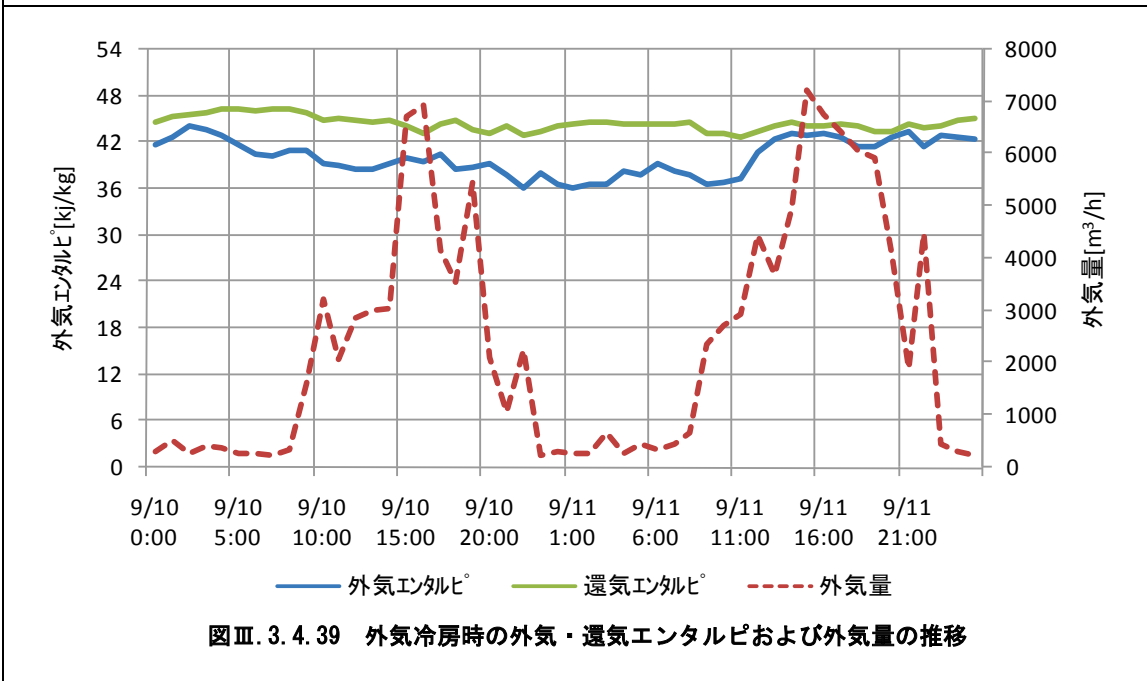
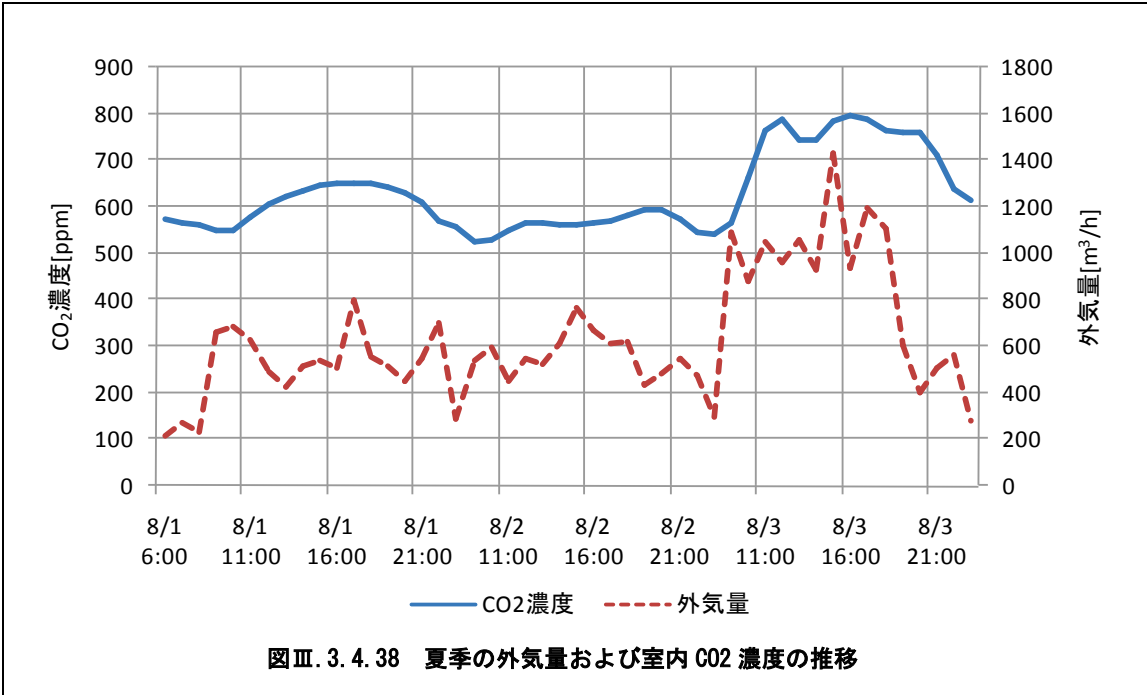


図Ⅲ. 3. 4. 37 外気・還気温度および外気量の推移

事務所 08(FOA-OAC-05) <再掲>

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量/外気量	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ	MD 比例制御/MD 比例制御

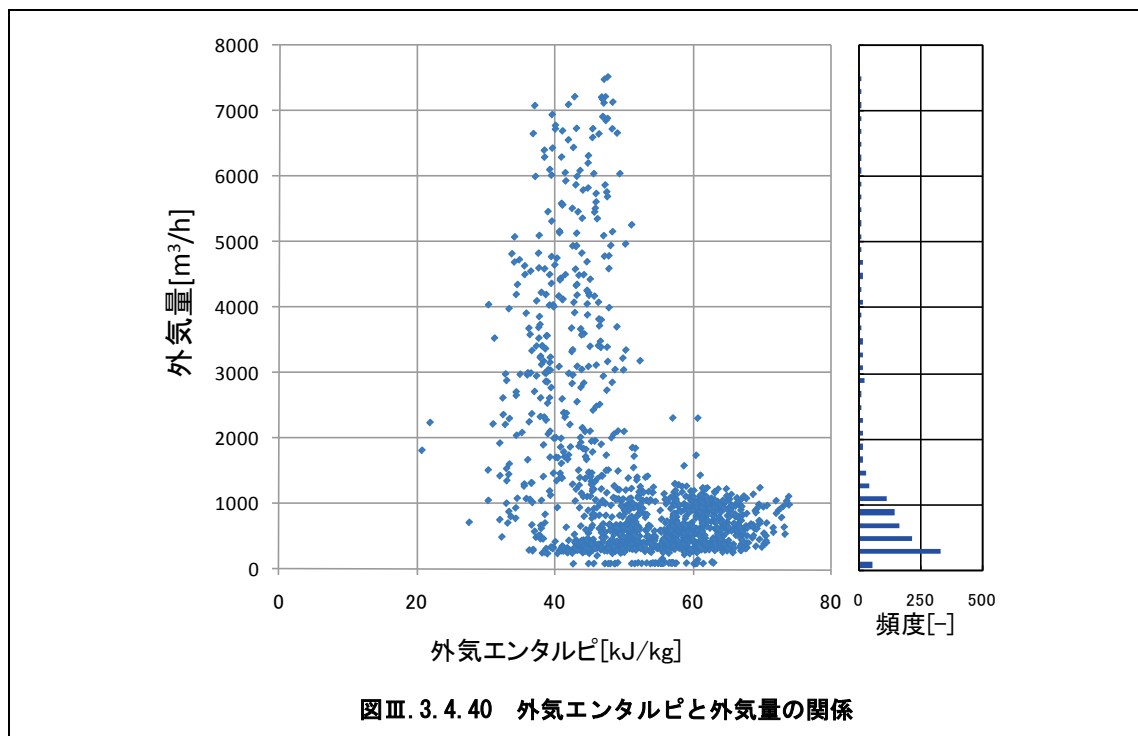
<動作確認データ>



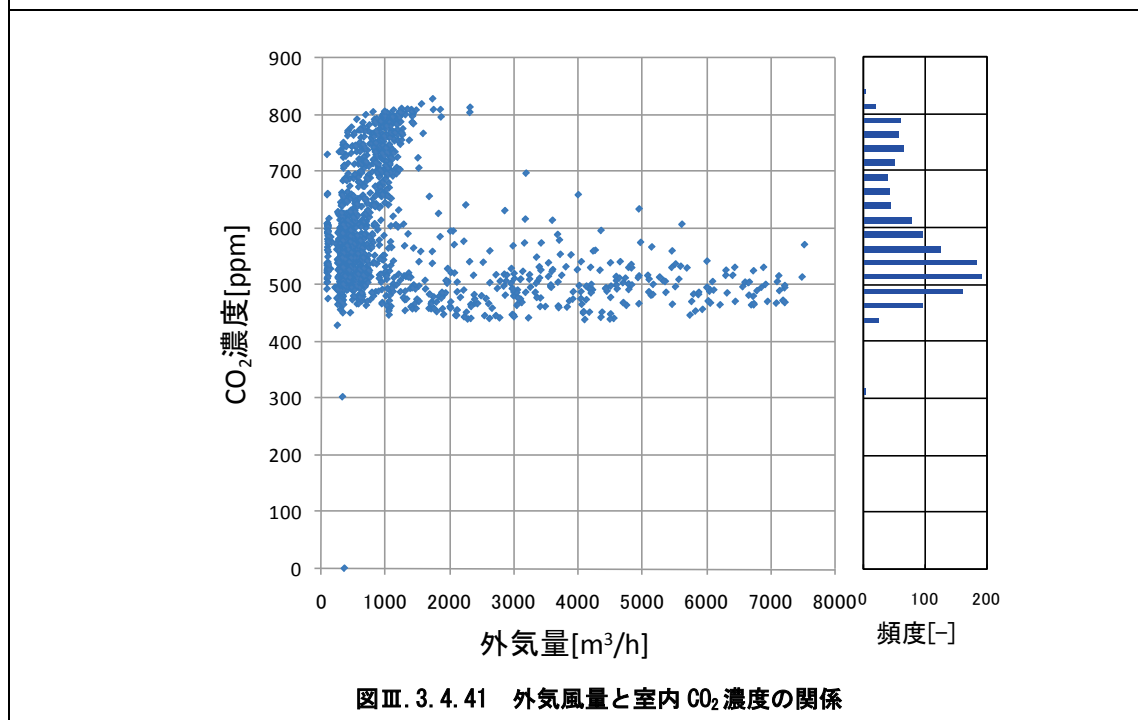
事務所 08(FOA-OAC-05) <再掲>

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量/外気量	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ	MD 比例制御/MD 比例制御

<外気量分析>



図Ⅲ. 3. 4. 40 外気エンタルピと外気量の関係



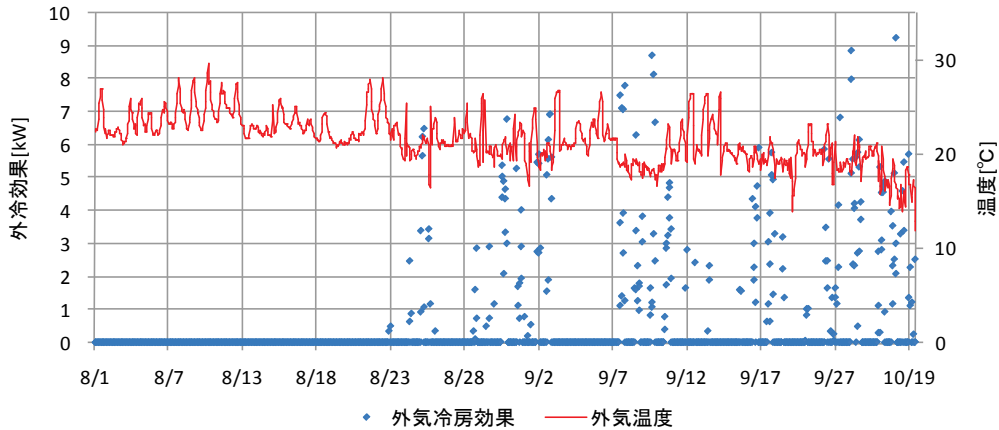
図Ⅲ. 3. 4. 41 外気風量と室内 CO₂ 濃度の関係

事務所 08(FOA-OAC-05) <再掲>

制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量/外気量	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ	MD 比例制御/MD 比例制御

<熱量分析>

外気冷房の導入効果と CO₂ 制御効果を試算した結果、ほぼ安定した冷房負荷の削減効果が得られた。外気冷房効果と CO₂ 削減効果は外気エンタルピ 50kJ/kg を境界としている。

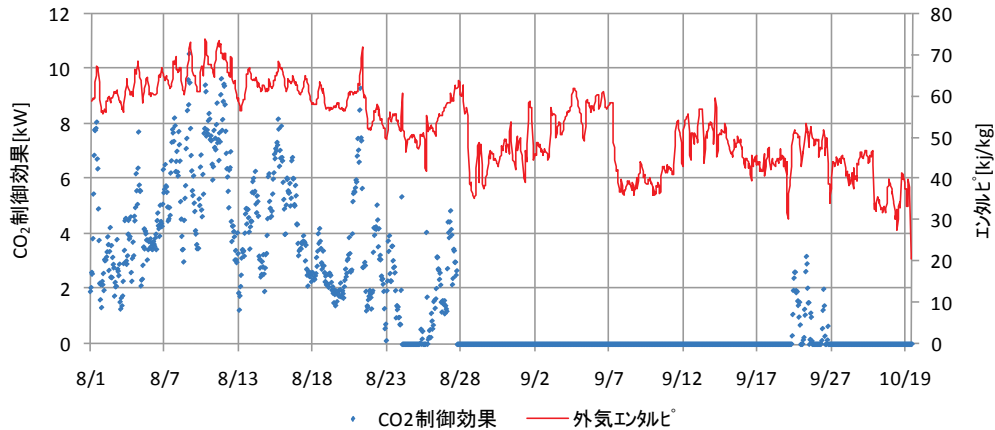


図Ⅲ.3.4.42 外気温度と外気冷房効果

※外気冷房効果の計算

通常の外気量を 2,500m³/h として、外冷による外気風量増の冷房削減効果を算出する。

$$\text{外気冷房効果(kW)} = (\text{還気温度} - \text{外気温度}) \times (\text{外気量} - 2000) \times 0.288 \times 4.186 / 3600$$



図Ⅲ.3.4.43 外気エンタルピと CO₂ 削減効果

※CO₂ 制御効果の計算

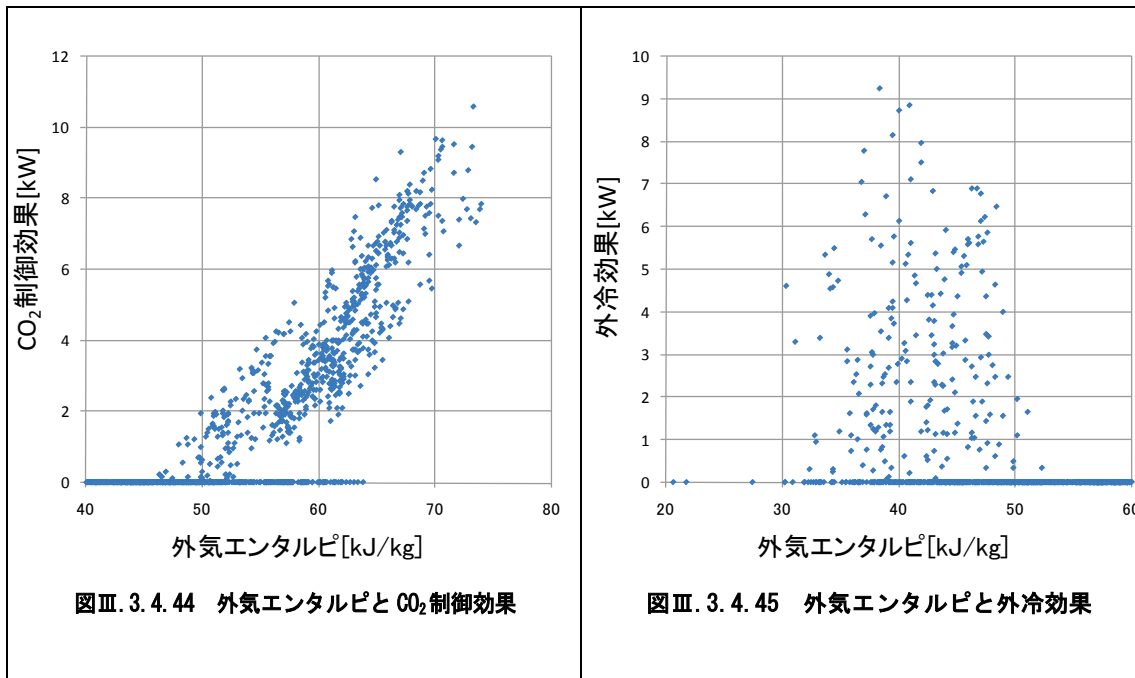
通常の外気量を 2,500m³/h として、CO₂ 制御による外気風量増の冷房削減効果を算出する。

$$\text{CO}_2 \text{ 制御効果(kW)} = (\text{外気エンタルピ} - \text{室内エンタルピ}) \times (2500 - \text{外気量}) \times 0.288 \times 4.186 / 3600$$

事務所 08 (FOA-OAC-05) <再掲>

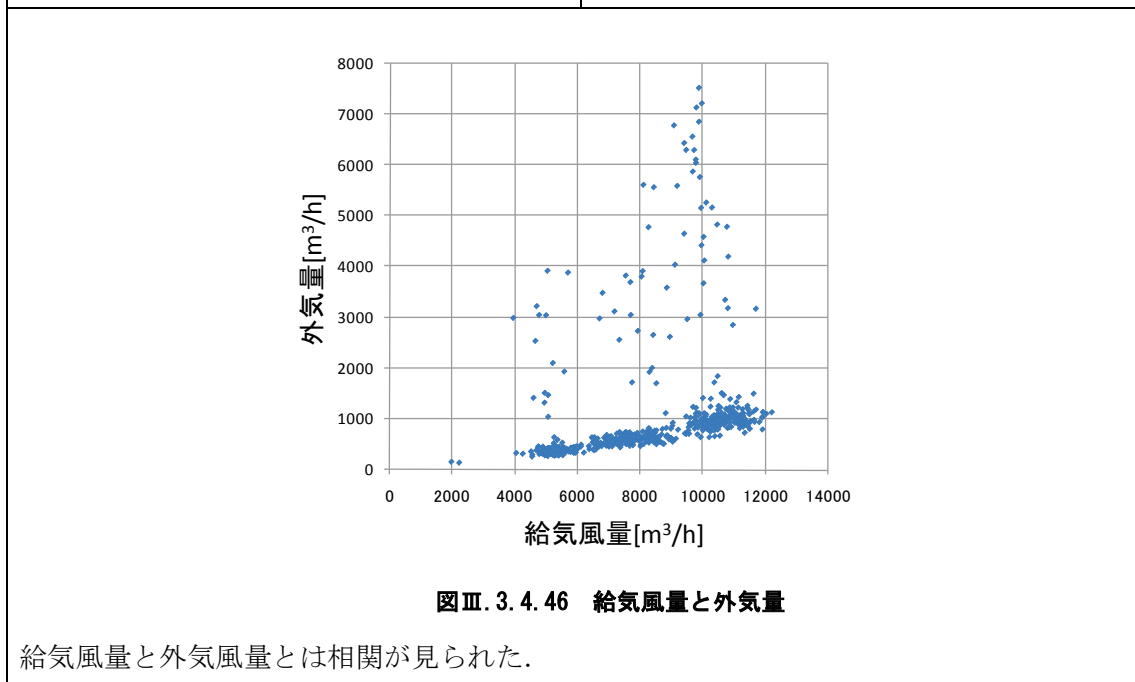
制御対象	検出部	制御目標	動作
外気量/外気量	室内 CO ₂ 濃度/外気・還気エンタルピ	CO ₂ 濃度/還気エンタルピ	MD 比例制御/MD 比例制御

<熱量分析>



図Ⅲ. 3. 4. 44 外気エンタルピと CO₂ 制御効果

図Ⅲ. 3. 4. 45 外気エンタルピと外冷効果



図Ⅲ. 3. 4. 46 給気風量と外気量

給気風量と外気風量とは相関が見られた。

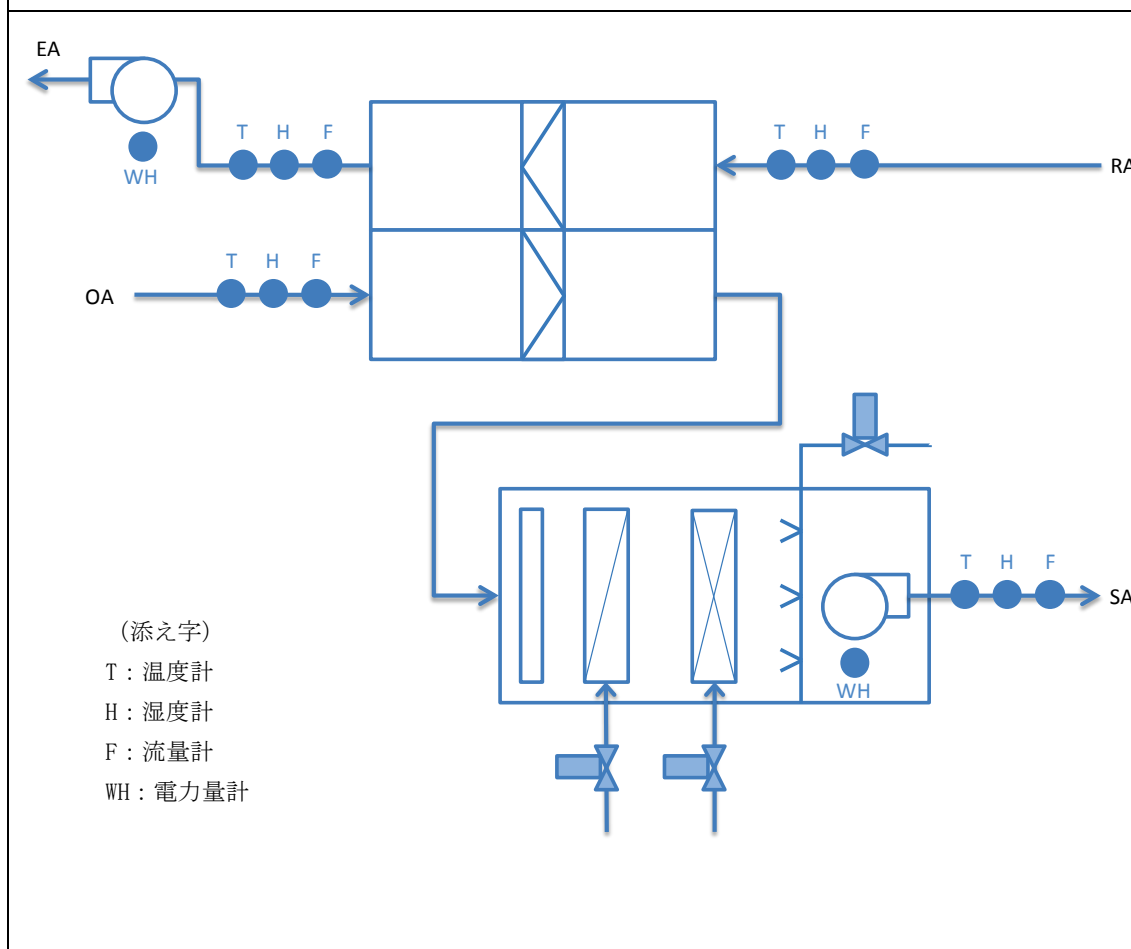
3.5. 熱交換換気制御

3.5.1. ホテル01（熱交換換気，制御方式 HEXT-HVE-02）

制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気温度・還気温度	還気温度	回転 ON-OFF

建物名	ホテル01	地区	関東	竣工	2004年	改修	—	規模	59,300m ²
分類記号	HEXT-HVE-02				検出部	外気温度・還気温度			
制御目的	熱交換換気				制御目標	還気温度			
分析期間	2011年8月1日～2011年11月31日				動作	回転 ON-OFF			
制御対象	ロータ				製造年月				
制御内容	・ 外気-排気温度差により発停				機器仕様	回転式全熱交換器 外気量=5,400m ³ /h 排気量=4,680m ³ /h 交換効率=75%			

システムフロー

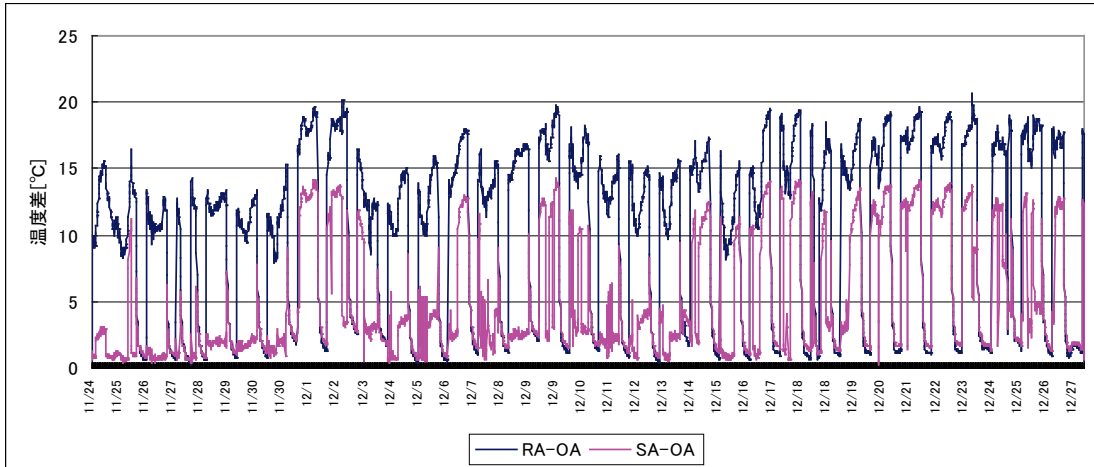


ホテル 01 (熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気温度・還気温度	還気温度	回転 ON-OFF

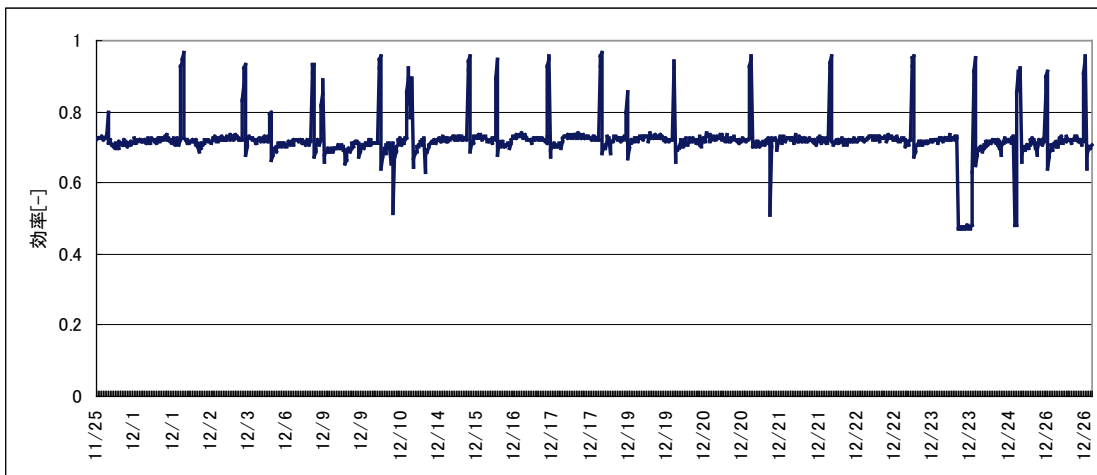
<動作確認データ>

RA と OA の温度差が 8℃以上で熱交換を開始する。
 OA 風量=12,000m³/h, RA 風量=10,000m³/h で固定。



図Ⅲ. 3. 5. 1 温度のトレンド(2011/11/24~12/24)

熱交換効率は期間中ほぼ 70%で一定。80%を超える計測値は切替時や立ち上げ時の異常値と思われる。



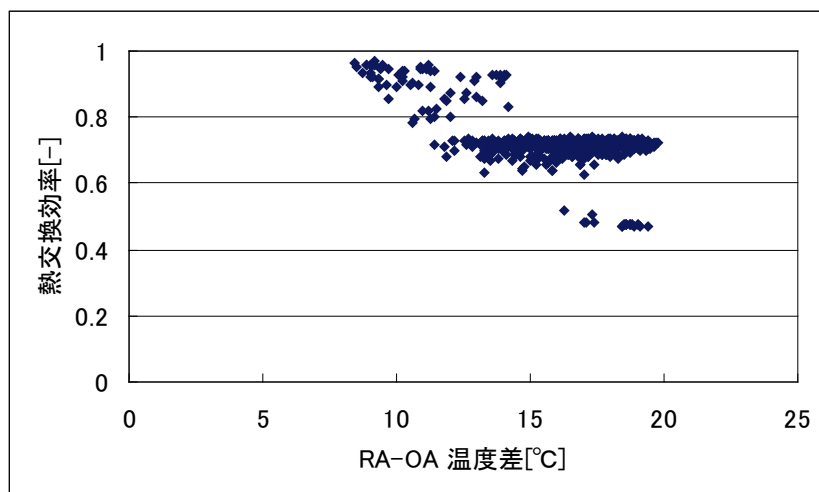
図Ⅲ. 3. 5. 2 効率のトレンド(2011/11/24~12/24)

ホテル 01 (熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気温度・還気温度	還気温度	回転 ON-OFF

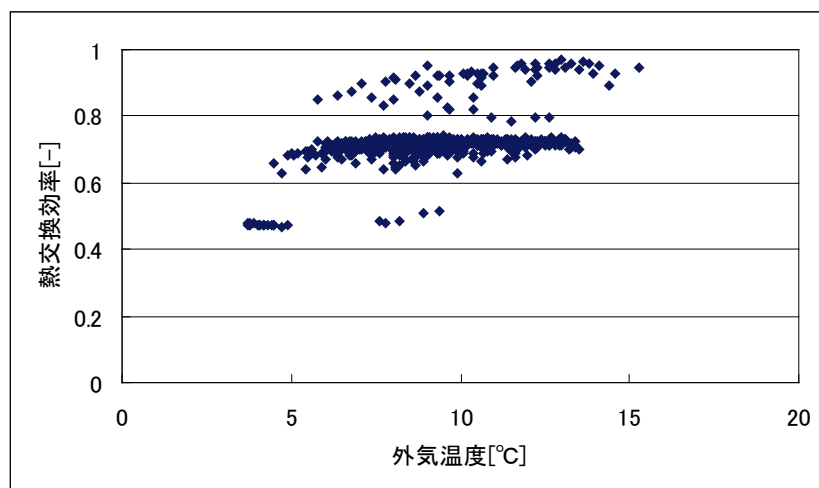
<温度と効率>

RA-OA の温度差による影響は見られない。80%を超える計測値は切替時や立ち上げ時の異常値と思われる。



図Ⅲ. 3. 5. 3 RA-OA 温度差と熱交換効率の関係

外気温度による効率への影響は見られない。



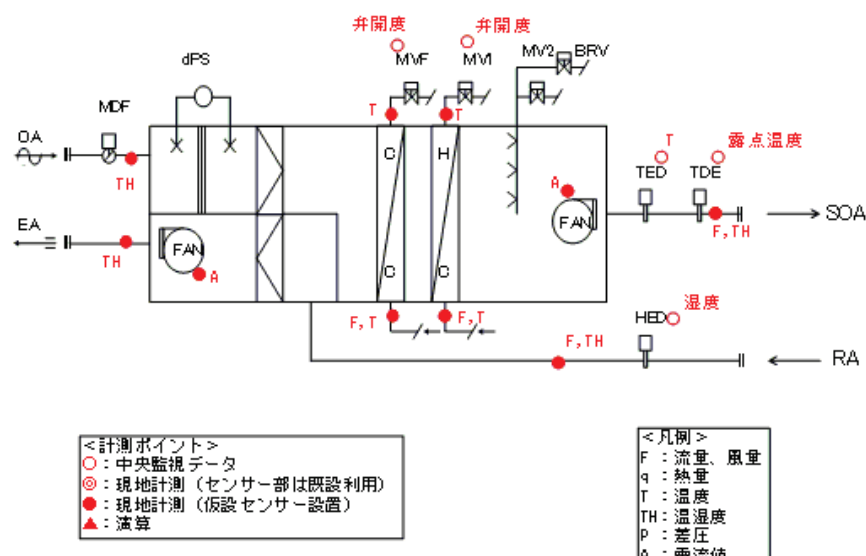
図Ⅲ. 3. 5. 4 外気温度と熱交換効率の関係

3.5.2. ホテル 02 (HEXT-HVE-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気エンタルピ, 還気エンタルピ	還気エンタルピ温度	回転 ON-OFF

建物名	ホテル 02	地区	東京	竣工	1989 年	改修	2006 年	規模	56,917 m ²
分類記号	HEXT-HVE-02				検出部	外気エンタルピ, 還気エンタルピ			
制御目的	還気温度				制御目標	還気温度			
分析期間	平成 24 年 7 月 1 日～平成 24 年 9 月 30 日				動作	回転 ON-OFF			
制御対象	ロータ				製造年月	1988 年			
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> ・制御期間中は 24 時間運転され, 内外温度差 (エンタルピ差) により熱交換される. ・客室系統の外調機として 24 時運転される. 				機器仕様	外気風量 SA ファン: 36,260CMHx490Pa (機外) 3φ x415Vx30kW, λ-Δ 起動, INV 付 RA ファン: 36,260CMHx470Pa (機外) 3φ x415Vx22kW, λ-Δ 起動, INV 付 冷却能力: 156.7kWx449L/min (5°Cdeg) 加熱能力: 119.0kWx341L/min (5°Cdeg) 全熱交換器回転式アルミロータ (THR-550A) 熱交換効率 73%			

システムフロー



空調機停止時, ロータ停止時は給気風量をゼロとする.

計測は, 2012年7月より開始したが, センサ不具合のため, データを精査し, 8月29日～9月30日頃までは正常値と判断しデータをまとめた.

- (1) データの収集時間間隔
 - ・現地計測データ: 1分間隔, 瞬時値
 - ・中央監視データ: 同上
- (2) データ処理: 1分間隔瞬時値→10分平均に処理
- (3) 解析利用データのフィルタリング項目
 - ・機器の起動・停止時のデータを排除

ホテル 02 (HEXT-HVE-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気エンタルピ, 還気エンタルピ	還気エンタルピ温度	回転 ON-OFF

風量及びエンタルピの算出

風量はダクト内風速を測定し、各エンタルピは空気温度・相対湿度を測定し、算出した。

排気風量（還気風量）：現地測定

外気風量（給気風量）：現地測定

還気エンタルピ：現地測定（空気温度、相対湿度）より算出

排気エンタルピ：現地測定（空気温度、相対湿度）より算出

外気エンタルピ：現地測定（空気温度、相対湿度）より算出

給気エンタルピ（ロータ出口）

：現地測定点が冷水コイル出口のため、冷水コイル処理熱量を差し引き、ロータ出口エンタルピを算出

ホテル 02 (HEXT-HVE-02)

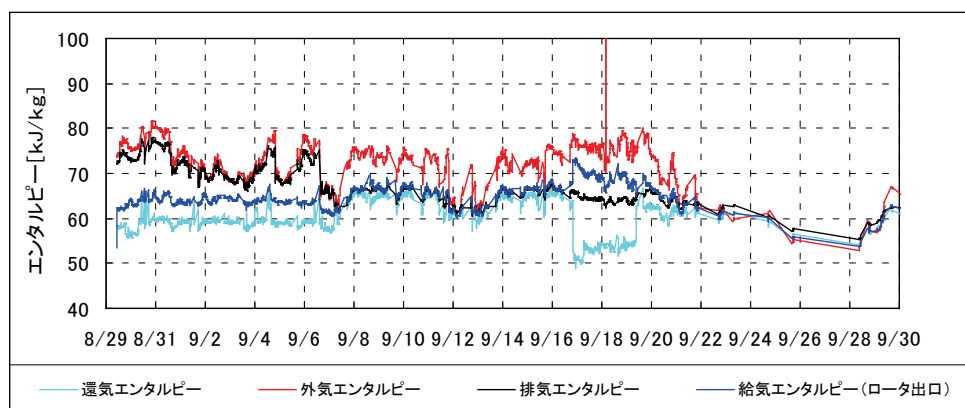
制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気エンタルピー, 還気エンタルピー	還気エンタルピー温度	回転 ON-OFF

<動作確認データ>

各測定点でのエンタルピーの変化

計測した空気温度と相対湿度から算出した各エンタルピーの変化を示す。

外気エンタルピーと給気エンタルピー（又は外気エンタルピーと還気エンタルピー）に差は付いている状況や還気エンタルピーが外気エンタルピーより大きくなり逆転している状況も見られる。



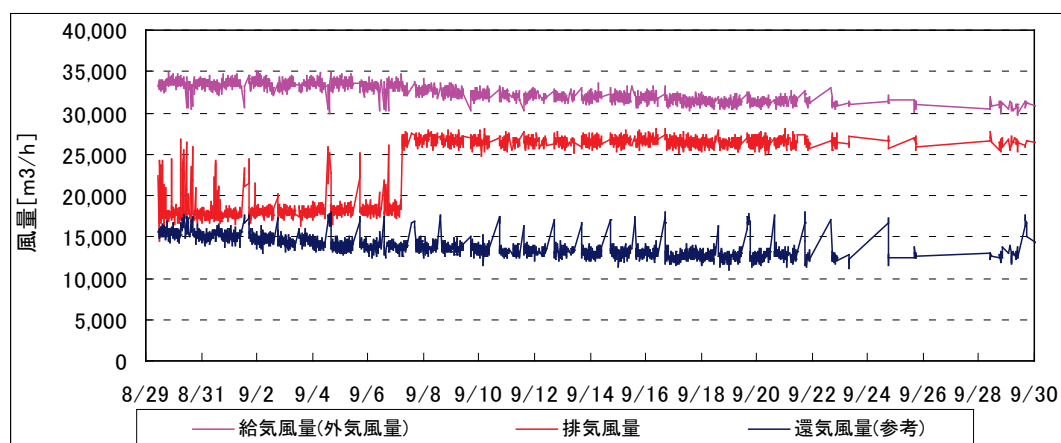
図Ⅲ. 3. 5. 5 各測定点でのエンタルピーの変化

<各系統での風量の変化>

ロータ前後の各風量（風速測定）の変化を示す。給気風量，還気風量はほぼ一定の値で計測されているものの，排気風量は9/7を境に増加して，一定の風量を示している。

本来は，排気風量（ロータ出口側）と還気風量（空調機還気側）で測定する風量は同じはずであるが，9/7を境にして排気側風量が増加している。

8/29～9/7までは，還気風量と排気風量はほぼ同程度の風量を示している。



図Ⅲ. 3. 5. 6 各系統測定点での風量の変化

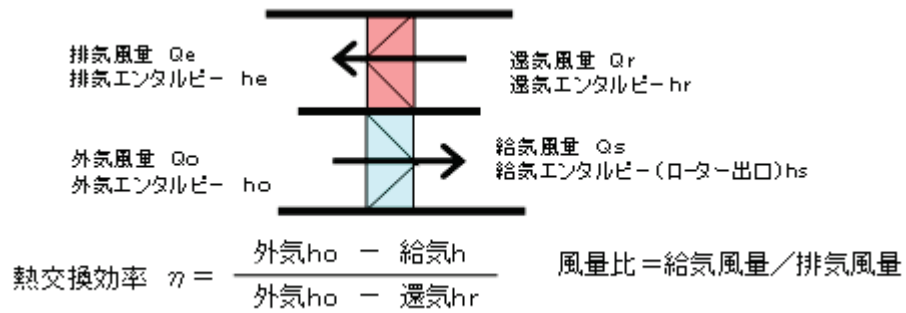
ホテル 02 (HEXT-HVE-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気エンタルピー, 還気エンタルピー	還気エンタルピー温度	回転 ON-OFF

< 熱交換効率の算出 >

交換効率の算出

算出式は以下の通りとする.



熱交換効率の変化

熱交換効率 1.0 を超えるものは表示していない. 外気エンタルピーと還気エンタルピーの差が付いている状況では, 効率 0.75 前後で変化している. 差が小さくなると効率の変動も大きくなる. 9/23 以降では, 両者のエンタルピー差が無い状況で, 効率も 1.0 を超えるか負の値を示している.

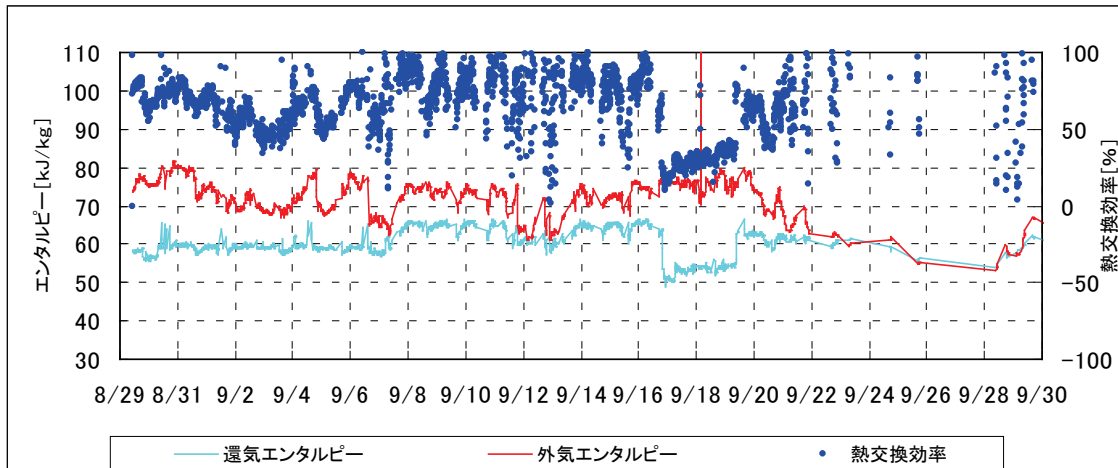


図 III. 3. 5. 7 熱交換効率の変化

ホテル 02 (HEXT-HVE-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気エンタルピ, 還気エンタルピ	還気エンタルピ温度	回転 ON-OFF

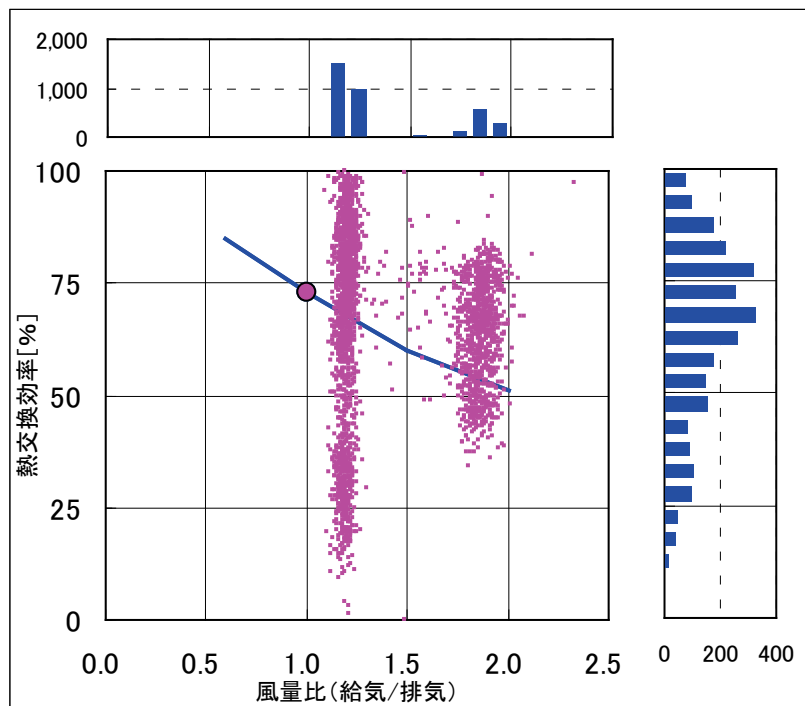
<熱交換効率の評価>

当初の設計条件では、風量比(給気風量/排気風量) =1.0, 熱交換効率 $\eta = 0.73$ である。○印が設計条件での風量比と熱交換効率である。曲線は給気風量 3200m³/h 時の性能を示す(メーカーカタログより引用)

図Ⅲ.3.5.8 に示した通り、計測した排気風量が途中で変化し、風量比 1.2 近傍と 1.8 近傍に分散している。

熱交換効率はロータの前後のエンタルピを用いて算出されるため、風量測定の不具合の影響を受けないと考えれば、熱交換効率の頻度分布から、熱交換効率 75%前後が最多頻度を示しており、熱交換性能が出ていると考えられる。

従って、風量比は 1.2 前後であると推測する。また、図Ⅲ.3.5.8 で一定の計測値を示している還気風量を風量比に用いた場合、風量比は 2.5 程度となり、運用上、想定しにくい送風機の運転条件と考えられるため、採用できない。

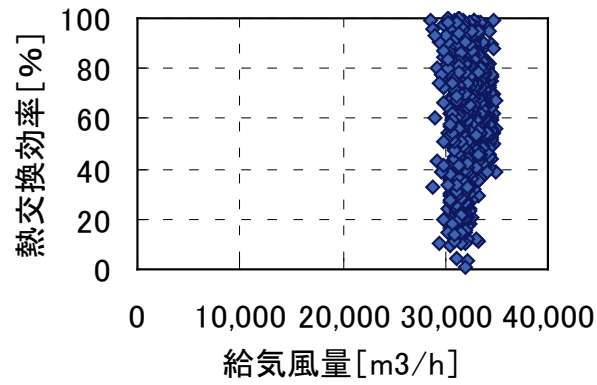


図Ⅲ.3.5.8 風量比と熱交換効率の関係

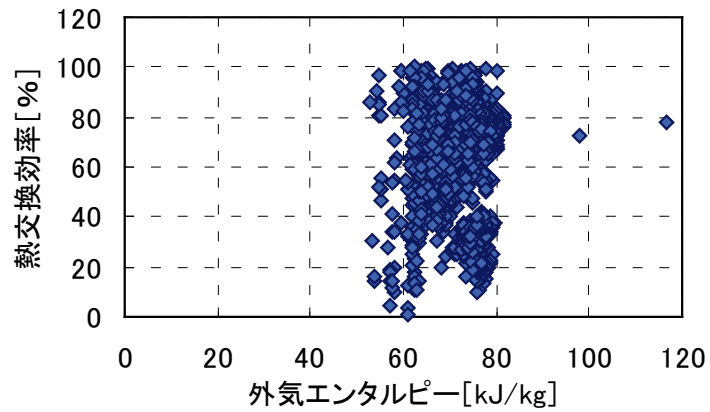
ホテル 02 (HEXT-HVE-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気エンタルピー, 還気エンタルピー	還気エンタルピー温度	回転 ON-OFF

< 熱交換効率の評価 >



図Ⅲ. 3. 5. 9 給気風量と熱交換効率の関係



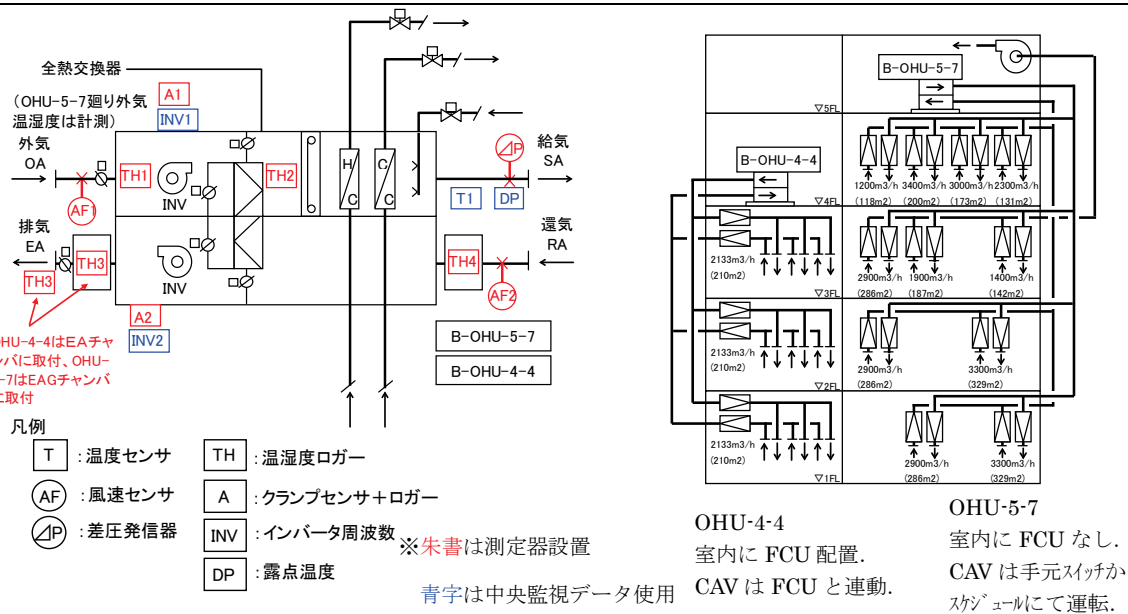
図Ⅲ. 3. 5. 10 外気エンタルピーと熱交換効率の関係

3.5.3. 物販店舗 03 (HEXT-HVE-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ハイパスタンプ	外気温度・還気温度	還気温度	ハイパスタンプ開閉

建物名	物販店舗 03	地区	北海道	竣工	2009年	新築	—	規模	15,000m ²
分類記号	HEXT-HVE-05				検出部	外気温度・還気温度			
制御目的	熱交換器制御				制御目標	還気風量			
分析期間	平成23年8月～平成24年1月				動作	ハイパスタンプ開閉			
制御対象	ハイパスタンプ				製造年月				
制御内容	1) 給気風量制御 <ul style="list-style-type: none"> CAV 要求風量の合算値による送風ファン INV 制御 (給気, 排気個別) CAV 計測風量による INV 周波数補正制御 (±2%) 給気露点温度制御 凍結防止制御 2) 設定値 <ul style="list-style-type: none"> 吐出温度設定値 OHU-4-4 : 25.5℃, OHU-5-7 : 26℃ 吐出露点温度設定値 OHU-4-4 : 7.8℃CDP, OHU-5-7 : 8.3℃CDP 				機器仕様	OHU-4-4 SA ファン 6,400m ³ /h×1283Pa 3φ×200V×5.5kW, INV 起動 RA ファン 6,400 m ³ /h×879Pa 3φ×200V×3.7kW, INV 起動 全熱交換器 交換効率 72.1% (メーカー仕様) OHU-5-7 SA ファン 28,500 m ³ /h×1205Pa 3φ×200V×18.5kW, INV 起動 RA ファン 19,800 m ³ /h×729Pa 3φ×200V×7.5kW, INV 起動 全熱交換器 交換効率 61.2% (メーカー仕様)			

システムフロー



・計測間隔は 10 分周期

・計測期間中、バイパスダンプ制御はオペレータにより手動停止 (常に全熱交換器使用)

JIS B 8628 (全熱交換器) において、有効換気量を給気量から漏えい量を差し引いた風量として定義している。これは、ファン配置によって、RA が SA にリークし見かけの全熱交換効率が上昇することを考慮しているためであると考えられる。ただし、今回の計測対象のファン配置では SA 側が正圧となり RA 側が負圧になるため、RA が SA にリークすることは考えにくいことから、SA の計測データを用いて全熱交換効率を算出している。

物販店舗 03(熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
パイルスタック	外気温度・還気温度	還気温度	パイルスタック 開閉

<制御内容, 評価項目計算式, 計測概要>

1. 制御内容

(1) 給気温度制御

- ・吐出温度設定値 OHU-4-4 : 25.5℃, OHU-5-7 : 26℃と±偏差 (2℃) により, 冷房暖房の給気温度設定を行う.
- ・吐出露点温度設定値 OHU-4-4 : 7.8℃DP, OHU-5-7 : 8.3℃DP により加湿弁比例制御を行う.
- ・外調機停止中にケーシング内が 5℃以下になった場合, 温水弁を最小開度開き, 凍結防止制御を行う.

(2) 給気風量制御

- ・CAV 要求風量の合算値による送風ファン INV 制御 (給気, 排気個別)
- ・使用していない店舗内の CAV は全閉とするが, INV 下限値以下の制御範囲と判断した場合, 使用していない店舗の CAV を最小風量開度分開く.
- ・CAV 計測風量による INV 周波数補正制御 (±2%)

2. 評価項目計算式 ※添え字 (記号) はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) エンタルピ

エンタルピ : 全熱交換器前後の各温湿度ロガーより, 算出する. ただし, 外気 (OA) エンタルピ (TH1) は給気ファンの発熱影響を考慮し, 電流計 (A1) から電力を風速計 (AF1) から風量を算出し, 温度上昇を加味し補正を行った.

(2) 熱交換器効率

全熱交換器効率

$$= \{ \text{OA エンタルピ (TH1)} - \text{SA エンタルピ (TH2)} \} \div \{ \text{OA エンタルピ (TH1)} - \text{RA エンタルピ (TH4)} \}$$

(3) 風量

風量 [m3/h] = 風速 (AF1, AF2) × ダクト断面積

風量 [-] = 風速 (AF1, AF2) × ダクト断面積 ÷ 実測最大風量

(4) 風量比 (SA/RA)

風量比 = 風速 (AF1) × ダクト断面積 ÷ 風速 (AF2) × ダクト断面積

(5) エンタルピ差

エンタルピ差 = OA エンタルピ (TH1) - RA エンタルピ (TH4)

3. 計測概要

(1) データ収集時間間隔

- ・流量 : 10 分間隔
- ・温度 : 10 分間隔
- ・電力 : 10 分間隔

(2) データ処理

- ・10 分間隔のデータを 1 時間平均に集計

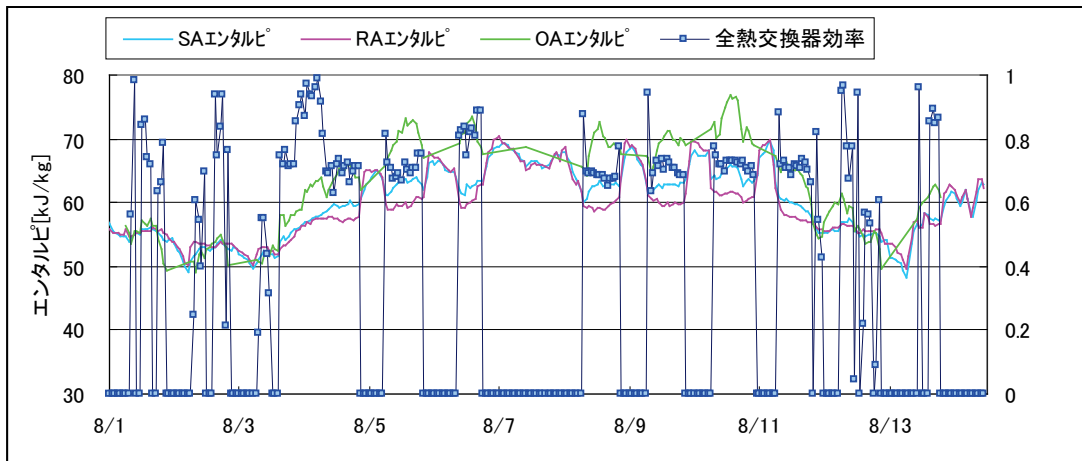
物販店舗 03(熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
バypass	外気温度・還気温度	還気温度	バypass 開閉

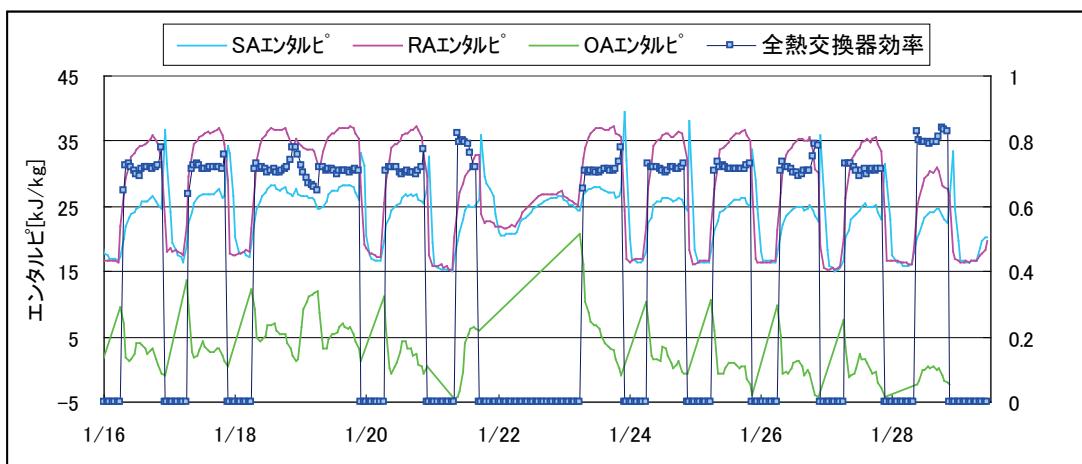
<OHU-4-4 トレンドデータ>

夏季 (2011年8月1日(月)～8月14日(日)) と
 冬季 (2012年1月16日(月)～1月29日(日)) のトレンドデータを示す。
 運動等によるタイムラグがあるため、起動直後1時間と停止直前1時間のデータを削除した。

対象部分は3フロア。夏季全熱交換効率は給気と還気のエンタルピー差が小さいために出る逆転現象やエラー値を削除したため、ON-OFFを繰り返して見える部分があるが、日中は連続運転をしている。



図Ⅲ.3.5.11 B-OHU-4-4 エンタルピー・全熱交換器効率トレンド (夏季)



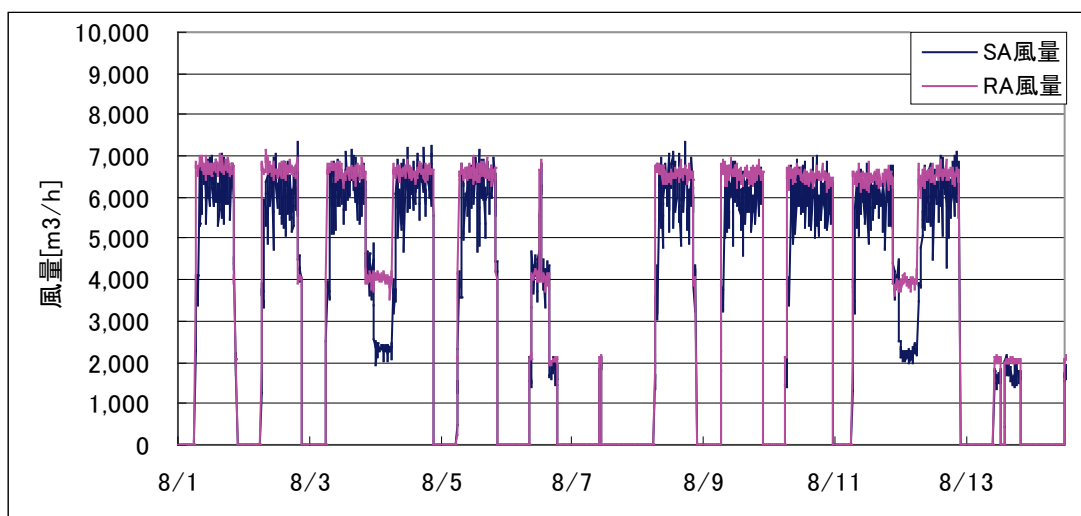
図Ⅲ.3.5.12 B-OHU-4-4 エンタルピー・全熱交換器効率トレンド (冬季)

物販店舗 03(熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-05)

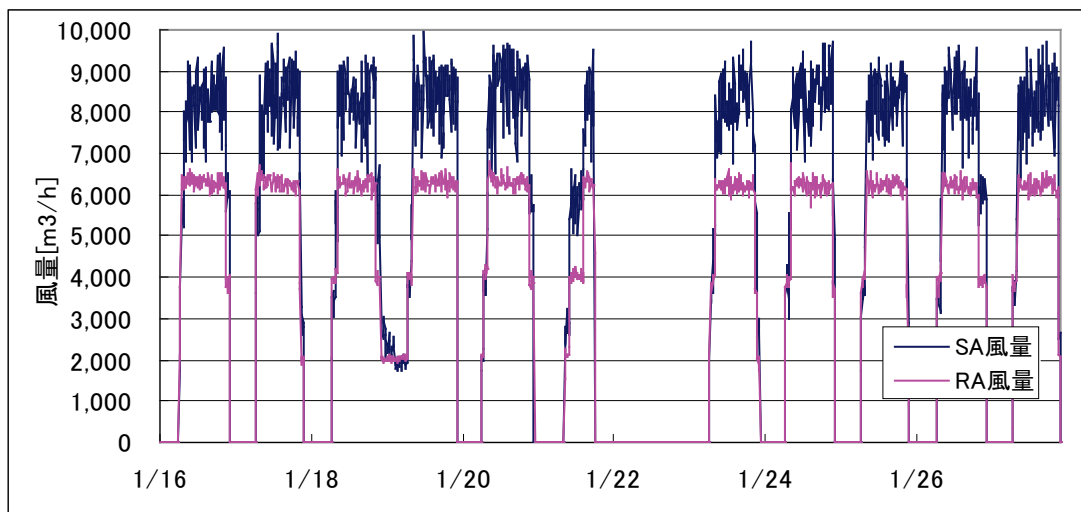
制御対象	検出部	制御目標	動作
バypass	外気温度・還気温度	還気温度	バypass 開閉

<OHU-4-4 トレンドデータ>

夏季 (2011年8月1日(月)～8月14日(日)) と
 冬季 (2012年1月16日(月)～1月29日(日)) の風量トレンドデータを示す。
 還気 RA の風量はほぼ一定だが、給気は冬季のほうが大きい。また、日単位での動きも還
 気 RA に比べると大きい。土日休みの店舗である。



図Ⅲ.3.5.13 B-OHU-4-4 風量トレンド (夏季)



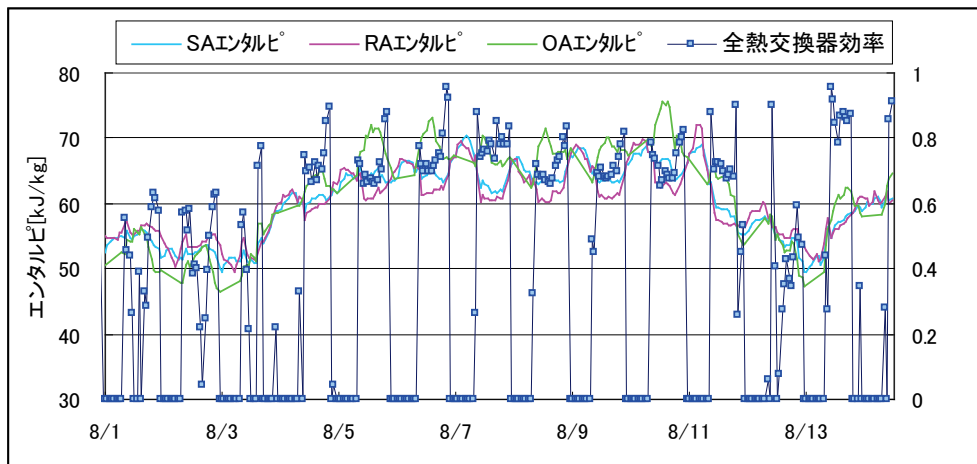
図Ⅲ.3.5.14 B-OHU-4-4 風量トレンド (冬季)

物販店舗 03(熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-05)

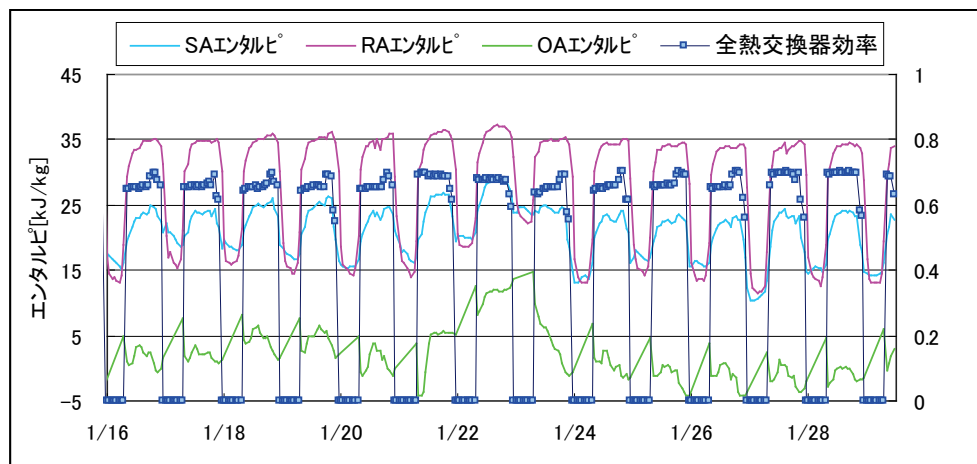
制御対象	検出部	制御目標	動作
バイパスバルブ	外気温度・還気温度	還気温度	バイパスバルブ 開閉

<OHU-5-7 トレンドデータ>

夏季 (2011年8月1日(月)～8月14日(日)) と
 冬季 (2012年1月16日(月)～1月29日(日)) のトレンドデータを示す。
 連動等によるタイムラグがあるため、起動直後1時間と停止直前1時間のデータを削除した。
 対象部分は4フロア。逆転現象やエラー値を削除したため、ON-OFFを繰り返して見える部分があるが、日中は連続運転をしている。



図Ⅲ.3.5.15 B-OHU-5-7 エンタルピー・全熱交換器効率トレンド (夏季)



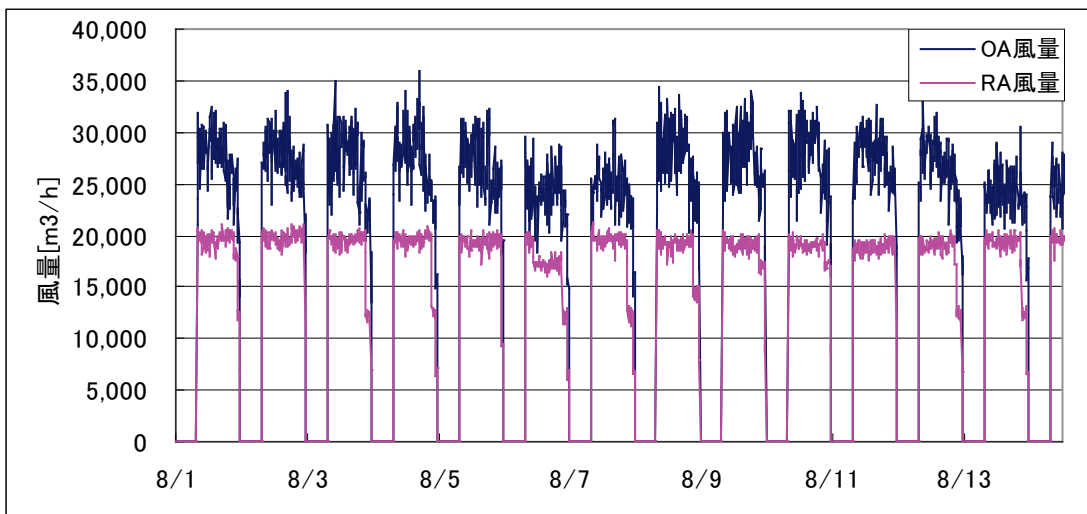
図Ⅲ.3.5.16 B-OHU-5-7 エンタルピー・全熱交換器効率トレンド (冬季)

物販店舗 03(熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-05)

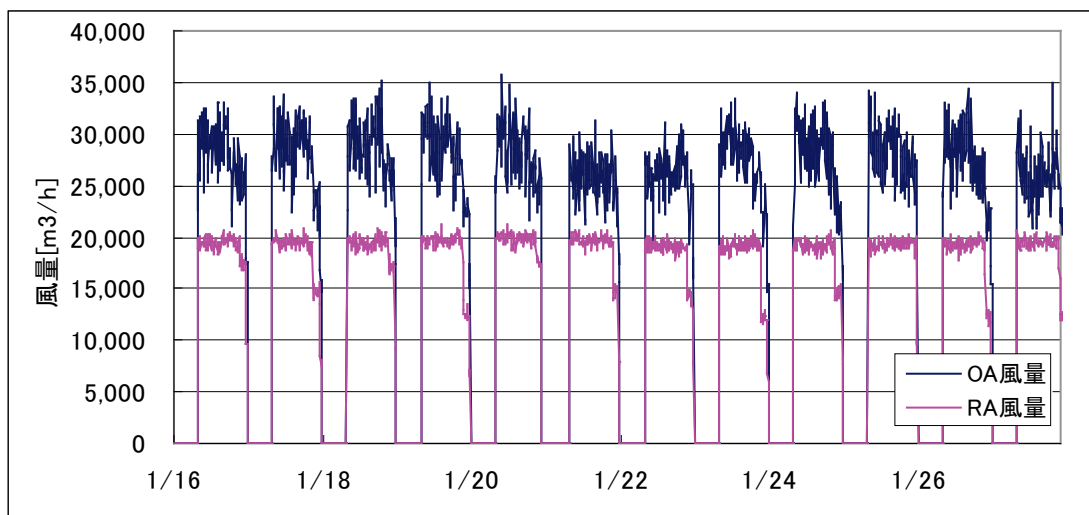
制御対象	検出部	制御目標	動作
バイパスダンパ	外気温度・還気温度	還気温度	バイパスダンパ 開閉

<OHU-5-7 トレンドデータ>

夏季 (2011年8月1日(月)～8月14日(日)) と
 冬季 (2012年1月16日(月)～1月29日(日)) のトレンドデータを示す。
 夏季, 冬季での顕著な差は見られないが, 還気 RA に比べ, 給気 SA は日単位での変動が大きい。



図Ⅲ.3.5.17 B-OHU-5-7 エンタルピ・全熱交換器効率トレンド (夏季)



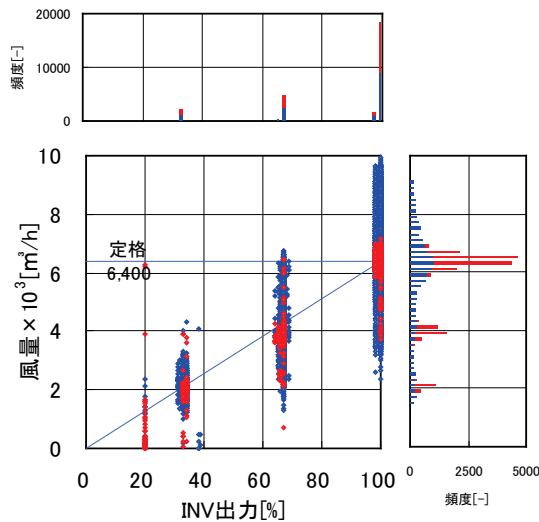
図Ⅲ.3.5.18 B-OHU-5-7 エンタルピ・全熱交換器効率トレンド (冬季)

物販店舗 03(熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-05)

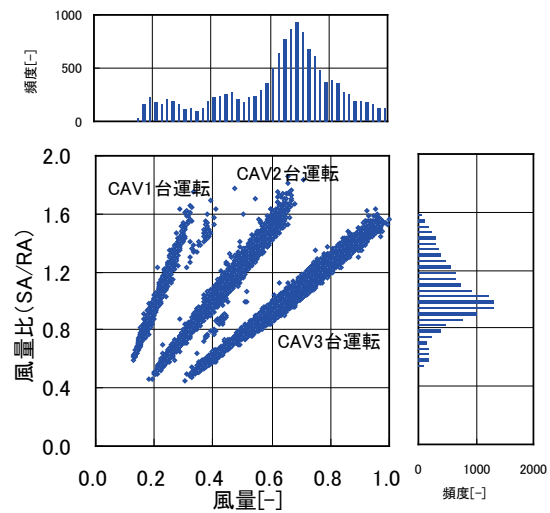
制御対象	検出部	制御目標	動作
バイパスバルブ	外気温度・還気温度	還気温度	バイパスバルブ 開閉

<OHU-4-4 動作分析>

- 給気 SA を青，還気 RA を赤でプロットした。対象フロアが 3 フロアで，2136m³/h の給気 CAV が 3 台設置されている。給気 SA，還気 RA とも CAV の通過風量により INV 周波数の補正 (±2%) を行っている。還気 RA に比べ，給気 SA のほうが風量の変動が大きい。風量の発生頻度は，2136m³/h の整数倍で大きい。プロットは 10 分間の計測データを示す。
- 同風量の CAV が 3 台あるため，3 種類の直線がみられる。還気 RA に対し，給気 SA 風量の変動が大きいため，SA 風量の増加に伴い，風量比 (SA/RA) も変化する。最大風量は 1 時間平均値の 9,172m³/h。



図Ⅲ. 3. 5. 19 OHU-4-4 INV 出力と風量の関係
(10 分間の計測データ)



図Ⅲ. 3. 5. 20 OHU-4-4
SA 風量と風量比 (SA/RA) の関係

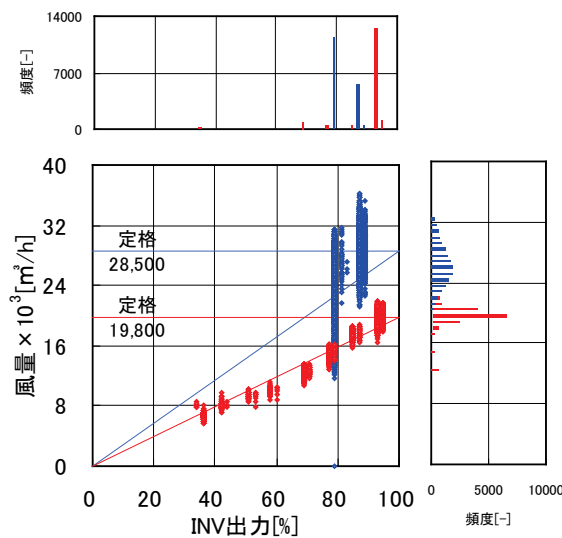
物販店舗 03(熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-05)

制御対象	検出部	制御目標	動作
バイパスダンパ	外気温度・還気温度	還気温度	バイパスダンパ 開閉

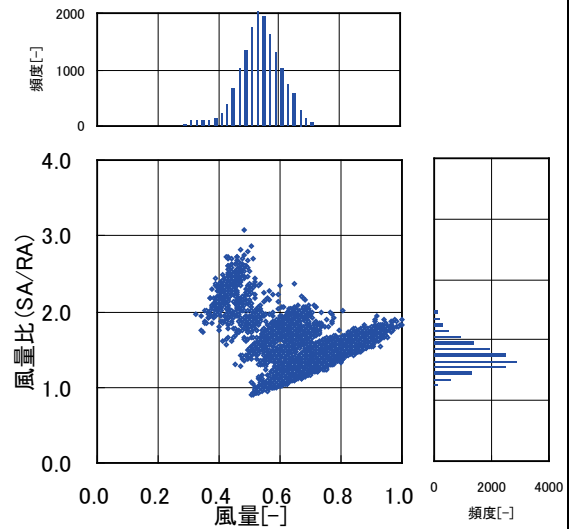
<OHU-5-7 動作分析>

系統内に単独排気を行う部分があるため、SAがRAより多くなっている。

- SAを青、RAを赤でプロットした。対象フロアが4フロアで、1200~3400m³/hのCAVが計11台設置されている。1フロアに1店舗が入居している状態のため、SAのINV出力頻度分布は4箇所に分かれている。給気SA、還気RAともCAVの通過風量によりINV周波数の補正(±2%)を行っている。還気RAに比べ、給気SAのほうが風量の変動が大きい。プロットは10分間の計測データを示す。
- 風量トレンドからわかるように還気RAに対し、給気SA風量の変動が大きいため、SA風量の増加に伴い、風量比(SA/RA)も変化する。最大風量は1時間平均値の31,864m³/h。



図Ⅲ. 3. 5. 21 OHU-5-7
INV出力と風量の関係



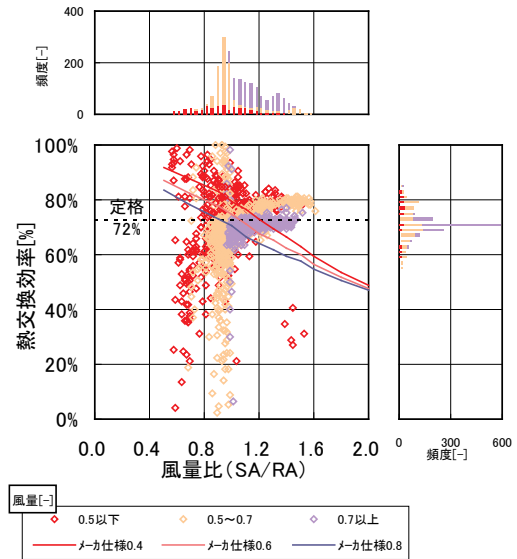
図Ⅲ. 3. 5. 22 OHU-5-7
SA風量と風量比 (SA/RA) の関係

物販店舗 03(熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-05)

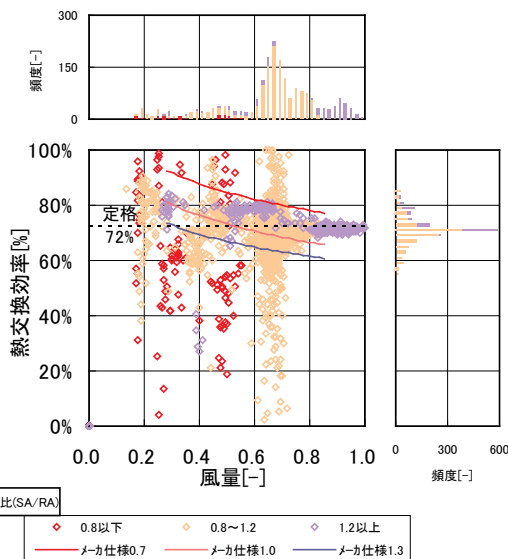
制御対象	検出部	制御目標	動作
バイパスバルブ	外気温度・還気温度	還気温度	バイパスバルブ 開閉

<OHU-4-4 性能分析>

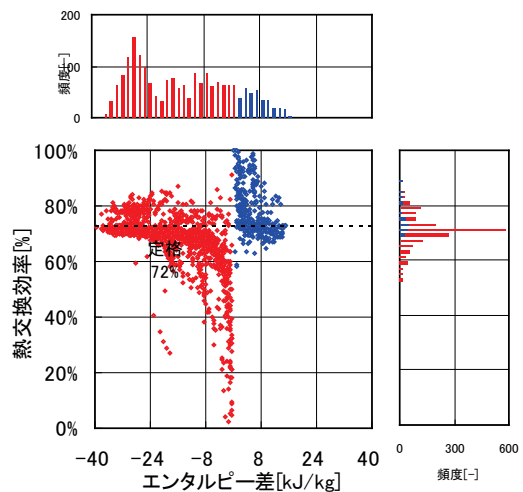
- 風量比 (SA/RA) と SA 風量との関係を把握しやすいように、風量が 0.5 以下の場合と 0.5~0.7 の場合、0.7 以上の場合で色を変えてプロットした。同じ風量比 (SA/RA) の場合、SA 風量が少ない方が効率が高い。(紫<ベージュ<赤) また、風量が 0.4, 0.6, 0.8 の時のメカ仕様値をそれぞれ赤、橙、青の線で表した。
- 風量比が 0.8 以下、0.8~1.2, 1.2 以上の場合で色分けしてプロットした。同じ色で比べると SA 風量が小さい時のほうが効率が高い。同じ風量で比べると風量比による差がわかりにくい。また、風量比が 0.7, 1.0, 1.3 のときのメカ仕様値をそれぞれ赤、橙、青の線で表した。最大風量 9,172m³/h を 1 とした。
- 外調機の給排気が SA<RA の場合を青、SA>RA の場合を赤でプロットした。エンタルピー差が大きくなると効率がのぼらつきが小さくなることわかる。エンタルピー差が小さいときに効率が大きく変化するのは、小さい数値の比率を求めていることによるものと考えられる。



図Ⅲ.3.5.23 OHU-4-4
風量比 (SA/RA) と熱交換器効率の関係



図Ⅲ.3.5.24 OHU-4-4
風量と熱交換器効率の関係



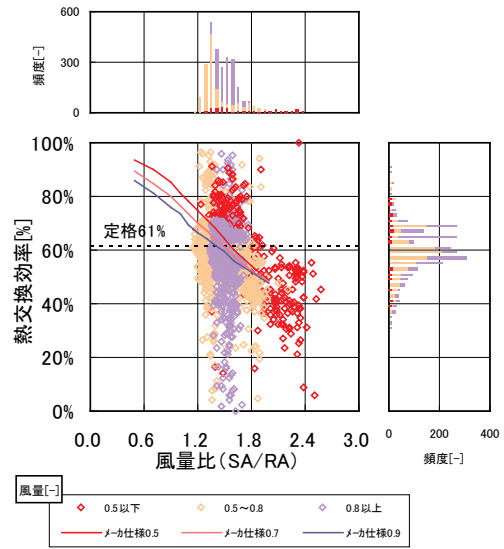
図Ⅲ.3.5.25 OHU-4-4
エンタルピー差と熱交換器効率の関係

物販店舗 03(熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-05)

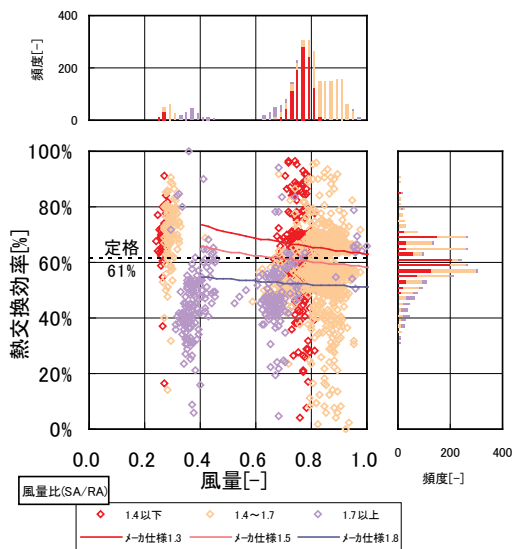
制御対象	検出部	制御目標	動作
バイパスバルブ	外気温度・還気温度	還気温度	バイパスバルブ 開閉

<OHU-5-7 性能分析>

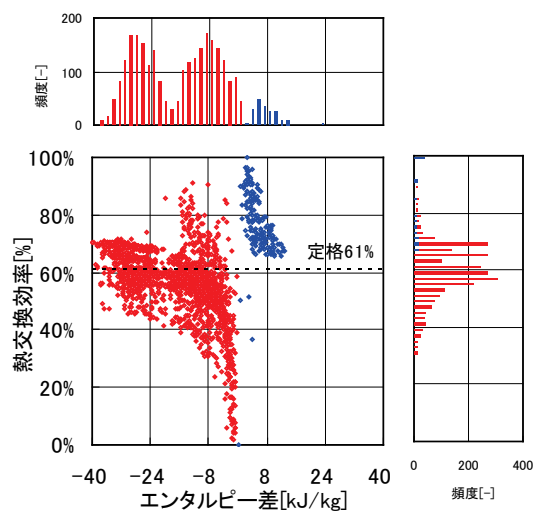
- SA 風量が 0.5 以下, 0.5~0.8 の場合, 0.8 以上の場合で色を変えてプロットした. 風量比 (SA/RA) が大きくなると効率は低くなる. また, 風量が 0.5, 0.7, 0.9 の時のメーカー仕様値をそれぞれ赤, 橙, 青の線で表した.
- 風量比が 1.4 以下, 1.4~1.7, 1.7 以上の場合で色分けしてプロットした. OHU-4-4 に比べ, 違いがわかりにくい. また, 風量比が 1.3, 1.5, 1.8 のときのメーカー仕様値をそれぞれ赤, 橙, 青の線で表した. 最大風量 31,864m³/h を 1 とした.
- OHU4-4 と同様.



図Ⅲ.3.5.26 OHU-5-7
風量比 (SA/RA) と熱交換器効率の関係



図Ⅲ.3.5.27 OHU-5-7
風量と熱交換器効率の関係



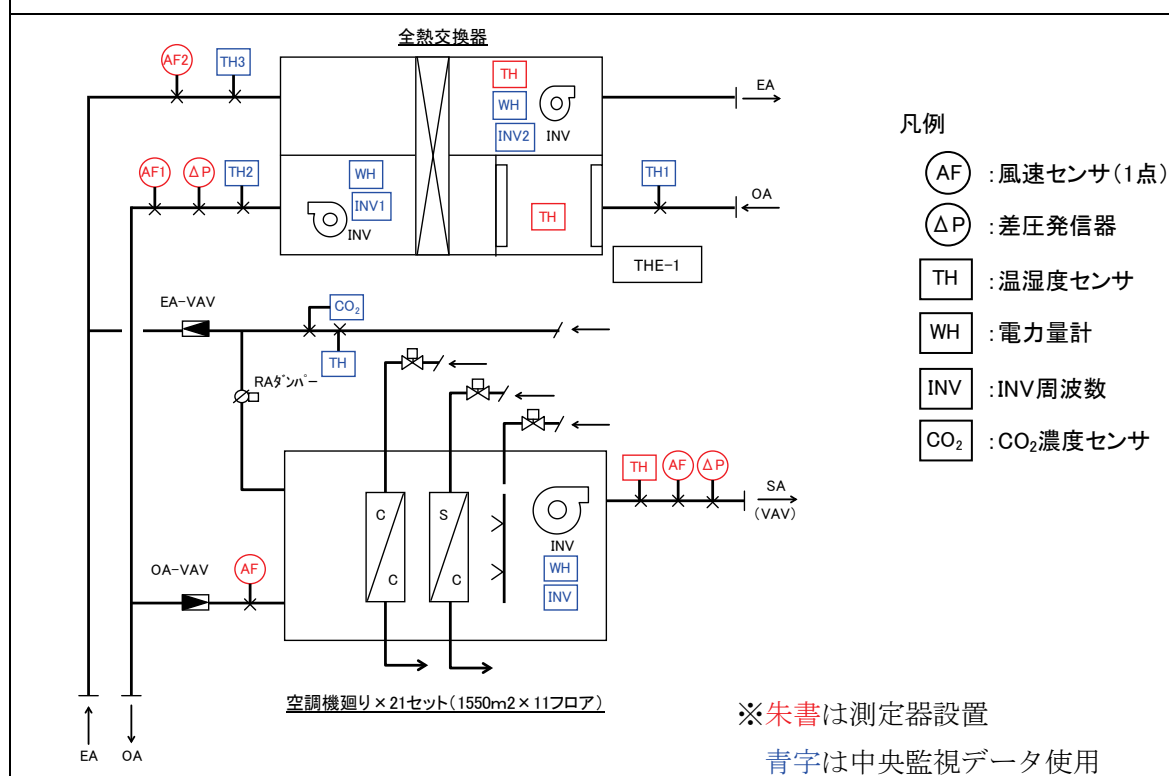
図Ⅲ.3.5.28 OHU-5-7
エンタルピー差と熱交換器効率の関係

3.5.4. 事務所 02 (HEXT-HVE-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気温度・還気温度	還気温度	回転 ON-OFF

建物名	事務所 02	地区	関東	竣工	2007 年	改修	—	規模	20,000m ²
分類記号	HEXT-HVE-02				検出部	外気温度・還気温度			
制御目的	熱交換器制御				制御目標	還気風量			
分析期間	平成 23 年 8 月～平成 23 年 10 月				動作	回転 ON-OFF			
制御対象	ロータ				製造年月				
制御内容	1) 給気風量制御 ・ 各空調機の総 OA 要求風量による送風ファンインバータ制御. 2) 外気冷房制御 ・ 外冷判断時のロータ間欠運転. 3) CO ₂ 濃度制御 ・ 空調機の還気 CO ₂ 濃度により OA-VAV および EA-VAV の風量設定を変更する.				機器仕様	給気ファン	80,800m ³ /h×980Pa (全静圧) 3φ×400V×45kW, INV 起動		
						排気ファン	57,700m ³ /h×1274Pa (全静圧) 3φ×400V×37kW, INV 起動		
						ロータ	3φ×400V×1.5kW 交換効率 62%		
						フィルタ	プレフィルタ (AFI-80%)		

システムフロー



温湿度 : 温湿度センサ
 風速 : 風速センサ (1点)
 差圧 : 差圧発信器
 電力量 : 電力量計
 ・ 計測間隔は 4 分周期

事務所 02(熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気温度・還気温度	還気温度	回転 ON-OFF

<制御内容, 評価項目計算式, 計測概要>

1. 制御内容

(1) 給気風量制御

- ・各空調機の総 OA 要求風量による送風ファンインバータ制御.

(2) 外気冷房制御

- ・外冷判断時のロータ間欠運転.

(3) CO2 濃度制御

- ・空調機の還気 CO2 濃度により OA-VAV および EA-VAV の風量設定を変更する.

2. 評価項目計算式

※添え字 (記号) はシステムフロー図の計測器番号を示す.

(1) エンタルピ

エンタルピ : 全熱交換器前後の各温湿度ロガーより, 算出する.

(2) 熱交換器効率

熱交換器効率

$$= \{ \text{OA エンタルピ (TH1)} - \text{SA エンタルピ (TH2)} \} \div \{ \text{OA エンタルピ (TH1)} - \text{RA エンタルピ (TH3)} \}$$

(3) インバータ出力

$$\text{インバータ出力} = \text{インバータ計測値 (INV1, INV2)} \div \text{インバータ定格値} \times 100$$

(4) 風量

$$\text{風量 [m3/h]} = \text{風速 (AF1, AF2)} \times \text{ダクト断面積}$$

$$\text{風量 [-]} = \text{風速 (AF1, AF2)} \times \text{ダクト断面積} \div \text{実測最大風量}$$

(5) 風量比 (SA/RA)

$$\text{風量比} = \text{SA 風速 (AF1)} \times \text{ダクト断面積} \div \text{RA 風速 (AF2)} \times \text{ダクト断面積}$$

(6) エンタルピ差

$$\text{エンタルピ差} = \text{OA エンタルピ (TH1)} - \text{RA エンタルピ (TH3)}$$

3. 計測概要

(1) 計測機器

- 温湿度 : 温湿度センサ
- 風速 : 風速センサ (1点)
- 差圧 : 差圧発信器
- 電力量 : 電力量計

(2) データ収集時間間隔

- ・温度 : 4分間隔
- ・差圧 : 4分間隔
- ・温湿度 : 4分間隔
- ・流量 : 4分間隔
- ・電力 : 4分間隔
- ・CO₂濃度 : 4分間隔

(3) データ処理

- ・4分間隔のデータを1時間平均に集計

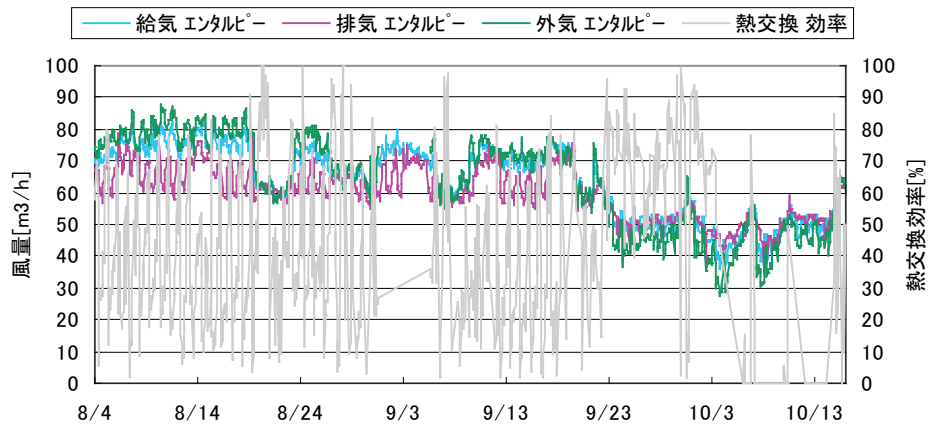
事務所 02(熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気温度・還気温度	還気温度	回転 ON-OFF

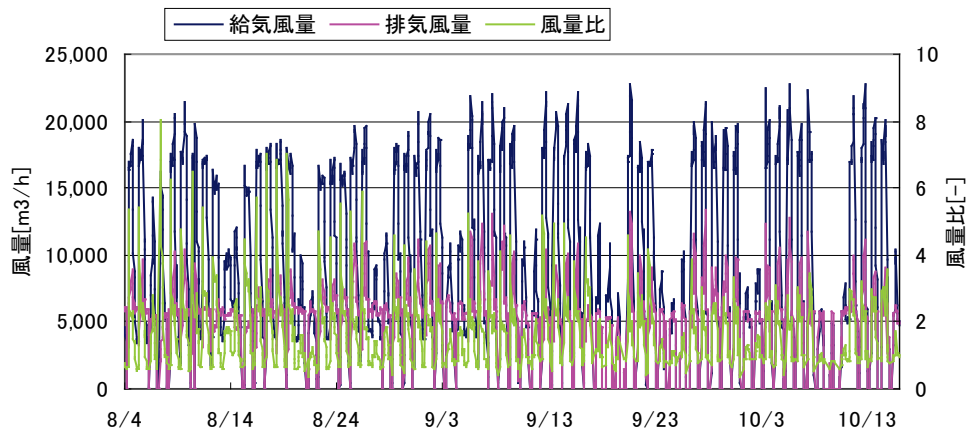
<トレンドデータ>

トレンドデータを示す.

- 計測エンタルピにおいて, 外気エンタルピと給気エンタルピもしくは外気エンタルピと排気エンタルピに差が無い場合の熱交換効率を削除した. また, 効率が負になるもの, 100%を超えるものもエラー値として削除した.
- 給気風量と排気風量, およびその風量比(給気/排気)を示した. 2次側空調機にてCO₂濃度による最小外気量制御を行っているため, 変動が激しい. 風量比(給気/排気)は大きく変化している.



図Ⅲ. 3. 5. 29 エンタルピ・全熱交換器効率トレンド



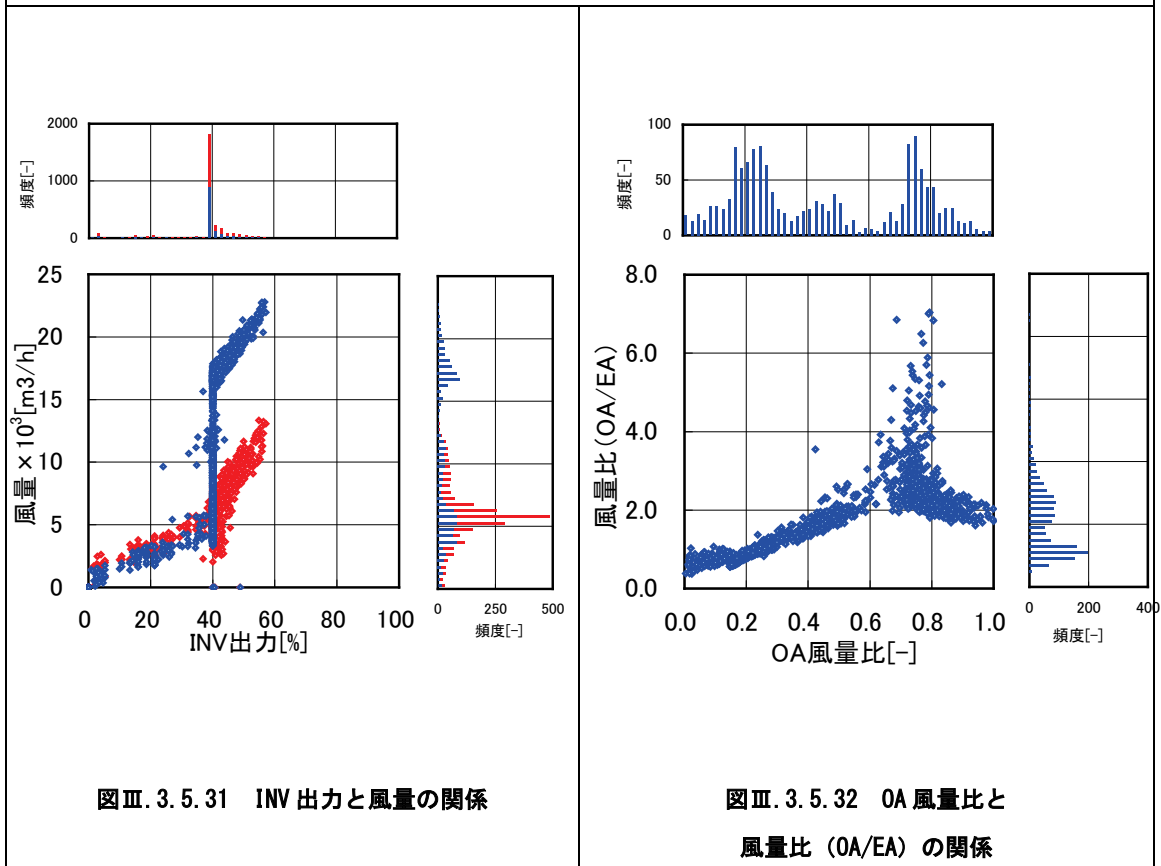
図Ⅲ. 3. 5. 30 給気・排気風量, 風量比(OA/EA)トレンド

事務所 02(熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-02)

制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気温度・還気温度	還気温度	回転 ON-OFF

<動作分析>

- 給気 OA を青, 排気 EA を赤でプロットした. INV 周波数は下限値の 40%~57%であり, ほぼ下限値での運転となっている. 2 次側空調機での CO₂ 濃度による最小外気量制御の作用で OA-VAV, EA-VAV の開度が変化し風量に影響している.
- 給気 OA ファンと排気 EA ファンは同周波数となるよう制御されている. システムフローからわかるように, CO₂ 濃度による最小外気量制御が働くため, 風量比は 0.5~8 程度まで大きく変化している.

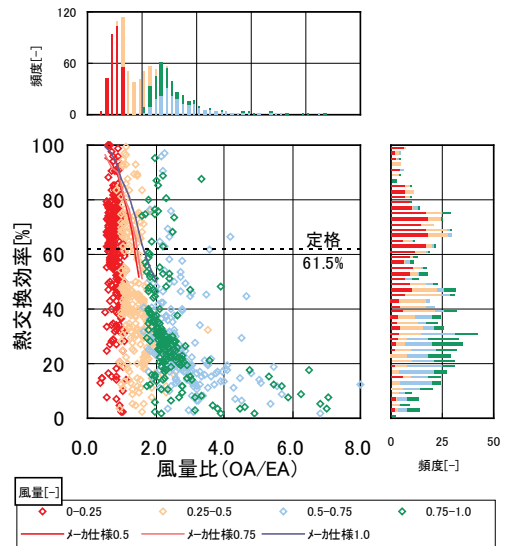


事務所 02(熱交換換気, 制御方式 HEXT-HVE-02)

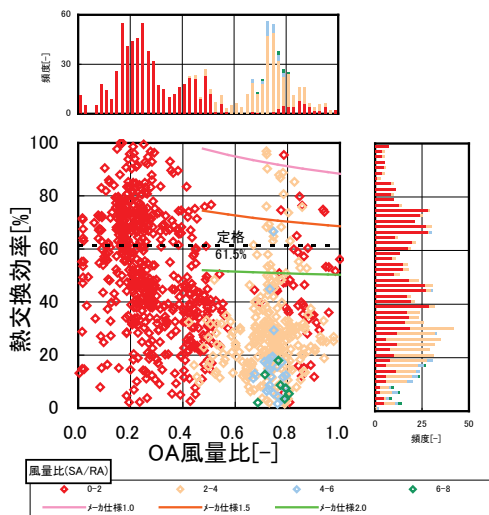
制御対象	検出部	制御目標	動作
ロータ	外気温度・還気温度	還気温度	回転 ON-OFF

<性能分析>

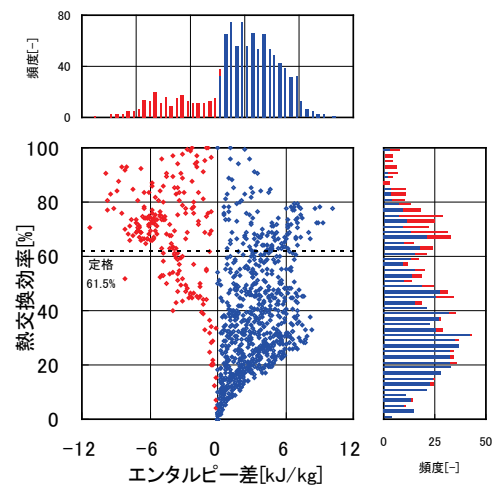
- 風量比 (OA/EA) と OA 風量比の関係を把握しやすいように, OA 風量比が 0~0.25, 0.25~0.5, 0.5~0.75, 0.75~1.0 の場合で色を変えてプロットした. また, メーカー仕様値を線で, 定格風量での効率を点線で併記している. メーカーの推奨範囲 (0.5~2.0) を超えた風量比での運用のため, 定格値より低い値が多い.
- OA 風量比が 0~2, 2~4, 4~6, 6~8 の場合で色分けしてプロットしメーカー仕様値と定格の効率を併記した. メーカーの推奨範囲 (0.96~4.76) より低い風量での運用が多い.
- 給排気エンタルピー差が $OA < EA$ の場合を青, $OA > EA$ の場合を赤でプロットした. 前述のように, VAV による INV 制御や, CO₂ 濃度による最小外気量制御の影響が大きく, 適正な風量および風量比で運用できていないため低い効率での運転も見られる.



図Ⅲ. 3. 5. 33 風量比 (OA/EA) と熱交換器効率の関係



図Ⅲ. 3. 5. 34 OA 風量比と熱交換器効率の関係



図Ⅲ. 3. 5. 35 エンタルピー差と熱交換器効率の関係

4. まとめ

本編では、空調・換気システムに適用される代表的な省エネルギー制御手法について、運転データを実測するとともにエネルギー消費量削減率の実態を調査した。以下に、要点を示す。

- 対象とした制御手法：

- ①ポンプ変流量制御（VWV）
- ②ファン変風量制御（VAV）
- ③最小外気導入量制御
- ④外気冷房制御
- ⑤熱交換換気制御

一つの建築物につき一つまたは複数の制御手法を実測することにより、現状多く採用されている制御手法を網羅することができた。その結果、VWV制御は22件、VAV制御は18件、最小外気導入制御は4件、外気冷房制御は4件、熱交換換気制御は4件、合計で52件の実測データを収集できた。

- 実測した建築物数および用途：

改正省エネ法で規定されている8区分の用途の建築物のうち、次の5用途の建築物について実測した。調査対象建築物数の合計は22件である。

- ①ホテル
- ②病院
- ③物品販売を営む店舗（物販店舗等）
- ④事務所
- ④学校他

- 対象地域：

北海道から九州まで、幅広い地域の建築物を実測した。

- 年代および規模：

過去20年間に竣工・改修された建築物を中心に、10,000 m²～500,000 m²の幅広い建築物について実態を調査した。

- 運転データの取得：

BEMSに取り込まれているデータを利用するだけでなく、電力計や超音波流量計などを設置して必要なデータを収集した。

- データ取得間隔：

細かな変動を見逃さないために、データ収集間隔は1分を基本とした。なお、分析には1時間平均値を用いたが、1分ごとの計測データのうち上限値や下限値に張り付いたデータや、立ち上がり・立下がり時などの特異的なデータは除外して平均化処理を行った。

- 分析上の工夫：

建築物ごとに流量範囲や電力範囲が異なることから、実測値を最大値で正規化して省エネルギー効果を比較した。

- 熱負荷の実態：

制御が理論通り（設計思想通り）動作していない事例も見受けられた。多くは、設定値などの調整が適切に行われていないことが原因と考えられる。省エネルギー効果が期待される制御手法を導入しても、設計・運用・調整が悪ければ、所望の省エネルギー効果が得られないことに留意すべきである。

一方で、理論性能に近い結果が得られた事例もいくつか見受けられた。これらは、施工時のコミッショニングおよび運用時のチューニングが適切に実施されていた建築物であると推察される。

本編では、各種建築物の実運用時におけるエネルギー消費量の実態を報告した。

搬送機器・外気処理システムの制御にかかる実態データを多数収集できたことにより、様々な観点から事例を横並びで把握することができた。省エネルギー化を図るためには、このような実測を行う意義は高く、非常に貴重なデータが収集できたといえる。これらの実測データを分析することで、エネルギー消費量予測のための評価値を制御手法ごとに推察することが可能となる。

本編では実測データの収集・整理を目的としたが、V編ではこれらの結果を様々な切り口から分析し、エネルギー消費量の予測方法について考察する。

IV編 給湯システムに係わるエネルギー消費量の評価に必要とされる実運転データ取得

1. 目的・概要

1.1. 目的

給湯システムに関する調査の目的は以下の通りである。

「(ロ) 給湯システムに係るエネルギー消費量評価に必要とされる実運転データ取得」

平成 23 年度に作成した給湯システムの分類を参考に、中央式及び局所式給湯システムをもつ実建物またはそれに代替できる実験施設等において、実運転データを収集する。特に、排熱利用制御や太陽熱利用制御が導入されている給湯システム、及び、既往の調査結果が殆どなく実態が不明な局所式給湯システムについて、エネルギー消費量評価手法の構築に資する実運転データを収集する。

平成 23 年度の分類を基にしてデータ収集及び結果は以下の分類で整理した。

- ①中央式給湯システム
- ②局所式給湯システム
- ③太陽熱・排熱利用

これらのシステムで省エネルギー効果を省エネルギー基準に反映するためには、エネルギー消費量の実態を把握する必要がある。

そこで、上述のシステムが導入されている建築物を対象として、運転データを実測し、エネルギー消費量の実態を明らかにする。

1.2. 実測対象建築物

改正省エネ法では、8 区分の用途の建築物について性能基準が定められている。

- ホテル等
- 病院等
- 物品販売業を営む店舗（物販店舗等）
- 事務所等
- 学校等
- 飲食店等
- 集会所等
- 工場等

建築設備の種類や使用エネルギー量等を考慮すると、様々な用途の建築物について運転データを実測することが望ましい。また、気象条件によってもエネルギー消費量に差が出る可能性があることから、様々な地域の建築物について実態を把握することが望ましい。

しかしながら、実測に際しては使用者への影響があることから、所有者との交渉が折り合わ

ず、全ての用途・地域での実態調査は困難となった。表IV.1.2.1に、今回実測した建築物のシステム一覧を示す。また、実測した建築物の用途区分および地域を、表IV.1.2.2 および表IV.1.2.3 に示す。

また、表IV.1.2.4 および図IV.1.2.1 に、実測した建築物の制御手法別分類を示す。

表IV.1.2.1 実測対象建築物リスト

実測対象建築物				建物名称 (用途)	ホテル 02	研修施設 03	研修施設 04	病院 01	病院 02	病院 03	病院 05	病院 06	病院 08	事務所 09	事務所 10	事務所 12	事務所 13	その他 02
◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測				竣工/ 改修年	1989	1999	2009	2010	2009	2007	2008	2005	2008	2000	1991	2006	1990	2009
件数合計 15				新築/ 改修	改修	新築	新築	改修	改修	新築	改修	新築	新築	新築	新築	新築	新築	新築
				建設地	関東	神奈川	北海道	山口県	北海道	新潟県	九州	東京	千葉	関西	東京	東京	埼玉	神奈川
設備	方式	機器	該当 件数	延面積 (m ²)	56,917	4,081	7,700	60,844	29,679	50,034	48,200	18,122	14,158	36,200	3,637	3,124	2,000	-
給湯 設備	中央式	蒸気ボイラ	2		○						○							
	中央式	温水ヒータ	2			○						○ 油→ガス						
	中央式	ヒートポンプ	2										○			○		
	局所式	電気ヒータ	2												○		○	
	太陽熱		3				○	○										○ 製造のみ
	排熱利用		4						○ CGSガス	○ CGSガス	○ CGS				○ CGS			

表IV.1.2.2 実測対象建築物の用途分類

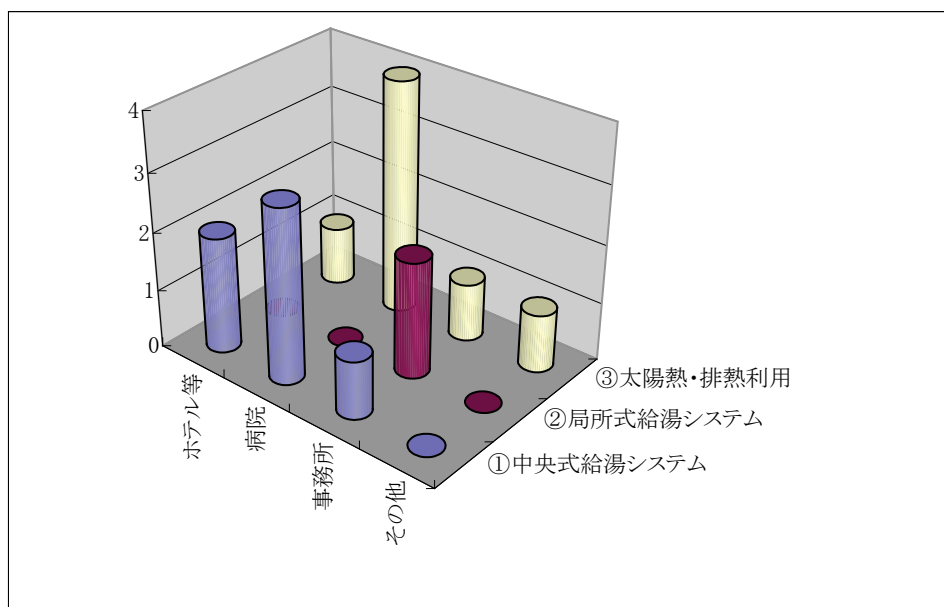
建築物の用途	件数
ホテル等	3
病院	7
事務所	4
その他	1
合計	15

表IV.1.2.3 実測対象建築物の地域分類

地域	件数
北海道	2
関東	8
北信越	1
関西	1
中国・四国	1
九州	2
合計	15

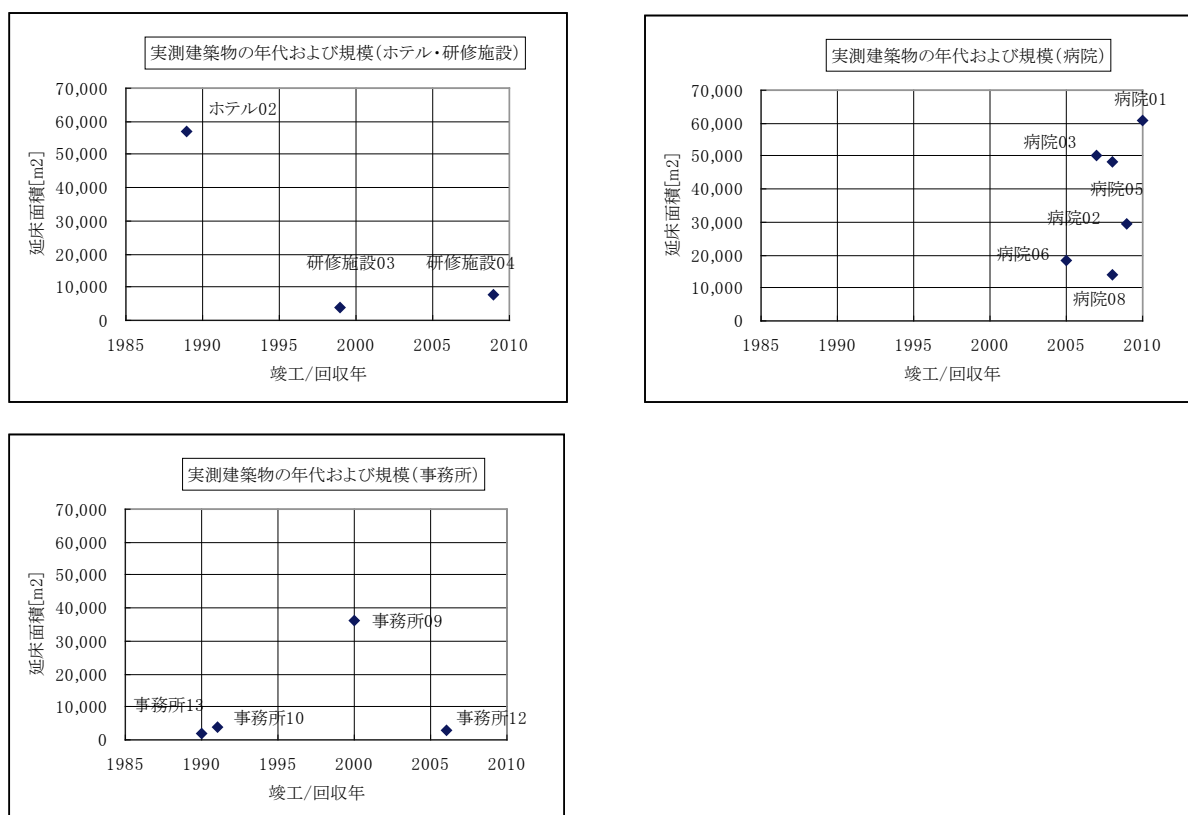
表IV.1.2.4 制御手法別実測対象建築物数

	ホテル等	病院	事務所	その他	合計
①中央式給湯システム	2	3	1	0	6
②局所式給湯システム	0	0	2	0	2
③太陽熱・排熱利用	1	4	1	1	7



図IV.1.2.1 実測した給湯システムの数

今回実態調査を行った建築物の年代および規模の分布を図IV.1.2.2に示す。



図IV.1.2.2 実測建築物の年代および規模

全体的にみると、年代・規模ともに広範囲の建築物について実態を調査することができた。なお、実測は2012年10月より順次着手した(実測開始時期は建物により異なる)。

1.3. 文献調査

実測調査の他に既往の文献調査を実施した。以下に主に参考にした文献を示す。

(1) 空気調和・衛生工学会論文

- ・ 外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」開発
- ・ 業務用ヒートポンプ給湯システムの高齢者福祉施設における実測調査
- ・ 業務用ヒートポンプ給湯システムの工場厚生施設における実測調査
- ・ 独身寮における給湯使用実態と業務用ヒートポンプ給湯機の実効率について

他

(2) 給排水衛生設備計画設計の実務の知識(空気調和・衛生工学会編)

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

(4) 業務用ヒートポンプ給湯システム設計ガイドブック(ヒートポンプ・蓄熱センター)

(5) JRA4060-2009(業務用ヒートポンプ給湯機の給湯性能)(日本冷凍空調工業会)

2. 実測方法

運転データの取得にあたっては、実測対象建築物に導入されている BEMS (Building and Energy Management System) を活用する。ただし、BEMS データの数値が適正であるか事前にチェックしたうえで分析に利用する。また、BEMS データだけで省エネルギー効果が分析できない場合、次に述べる測定方法に基づき実測した。

2.1. 実測概要

計測間隔は原則 1 分ごととするが、10 分間の平均値でも代用可とした。ただし局所式給湯システムでは計測間隔を 1 秒または 2 秒とした。建築物所有者との交渉などにより、工事を伴う計測器設置が困難な場合、配管の外装に超音波流量計や熱電対などを取り付ける計測方法での計測で代用した。測定方法については、評価値部会および WG で検討し、実測を行った。

省エネルギー効果を把握するために必要な測定・確認項目ならびに主な使用機器を表 IV.2.1.1 に示す。一部の計測器は物件により異なるが、可能な限り流量計の方式を単一のものとし、時定数はデフォルト値 (5 秒) として、計測間隔を原則 1 分ごとに規定することで、同レベルの評価が可能と考える。

表 IV.2.1.1 給湯設備のエネルギー使用量測定概要

分類	測定・確認項目	主な使用機器	備考
中央式	流量	超音波流量計	超音波流量計・電力計が常設できない場合、ポンプ特性を実測して電流値・インバータ出力等から推定
	ポンプ電力	電力計または電流計	
	往/還温度	温度ロガー	
	外気温湿度	温湿度ロガー	
	ポンプ発停	(自動制御信号)	
局所式	流量	パルス発信機付量水器	
	電力	電力計または電流計	
	給湯温度	温度ロガー	
太陽熱・排熱利用	流量	超音波流量計	超音波流量計・電力計が常設できない場合、ポンプ特性を実測して電流値・インバータ出力等から推定
	ポンプ電力	電力計または電流計	
	往/還温度	温度ロガー	
	外気温湿度	温湿度ロガー	
	ポンプ発停	(自動制御信号)	

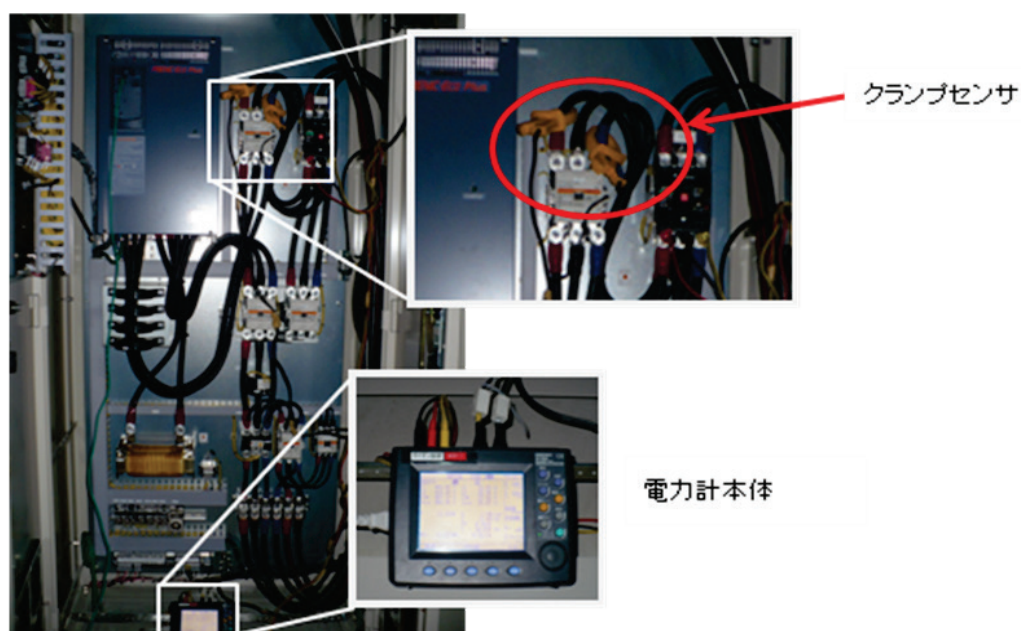
2.2. 実測方法例

主な測定項目のうち，電力量，流量，温度の測定要領を示す．

2.2.1. 電力量の計測

<電力計を常時設置できる場合>

- ① 計測対象機器の動力盤内電源回路に，電力計を取り付ける（図IV.2.2.1）．
 - 電力計に接続したロガーより，定期的に電力データをダウンロードする．



図IV.2.2.1 電力計の設置状況（動力盤）

<以下，電力計を常時設置できない場合>

- ① 計測対象機器を運転し，運転時の電流値などの電気特性を計測する．
- ② 計測対象機器の動力盤内電源回路に，クランプ電流ロガーを取り付ける（図IV.2.2.2）．またインバータ盤にはインバータ出力計測のための計装ロガーを取り付ける．
 - クランプ電流ロガーおよび計装ロガーより，定期的に電流データおよびインバータ周波数データをダウンロードする．
- ③ 上記①で分析した電気特性を利用し，電流データ・インバータ周波数データから電力値を算出する．



図IV.2.2.2 クランプ電流ロガーの設置状況（動力盤）

～注意事項～

- ・ クランプの配線への取り付けおよび取り外しは絶縁手袋を着用して行う。
- ・ 計測機器の設置は、運転管理業務の支障とならない場所とする。

2.2.2. 流量の計測

<超音波流量計を常時設置できる場合>

- ① 計測対象配管に、超音波流量計を取り付ける（図IV.2.2.3）。
 - ・ 超音波流量計(ロガー)より、定期的に流量データをダウンロードする。

<以下、超音波流量計を常時設置できない場合>

- ① 計測対象系統の配管の保温材を取り外す。
- ② 超音波流量計を配管に取り付ける（図IV.2.2.3）。
- ③ 計測作業中の配管結露・放熱を防止するため、仮の断熱材で計測箇所を覆う。
- ④ 計測対象機器を運転し、運転時の流量を計測する。
- ⑤ 計測した流量特性を基に流量値を算出する。
- ⑥ 一定期間計測後超音波流量計を取り外し、保温材を復旧する。



図IV.2.2.3 超音波流量計による冷温水配管流量測定状況（断熱材復旧前）

～注意事項～

- ・ 超音波流量計は直管を十分確保できるところに取り付ける。
- ・ 計測機器(特に期間中常設する機器)の設置は、運転管理業務の支障とならない場所とする。

2.2.3. 温度の計測

<配管>

- ① 計測対象システムの配管の保温材を取り外す。
- ② 配管表面に配管表面温度計を取り付ける。
 - ・ 流体温度を正確に計測できるように、断熱材の内部までセンサを挿入する。
- ③ 計測作業中の配管結露・放熱を防止するため、仮の断熱材で計測箇所を覆う。



図IV.2.2.4 配管表面温度測定状況（断熱材復旧前）

～注意事項～

- ・ 外気温度の影響を受けないよう、センサ部はできるだけ奥深くまで挿入する。
- ・ 計測機器の設置は、運転管理業務の支障とならない場所とする。

2.2.4. 局所式給湯システムの計測

局所式給湯システムは中央式給湯システムと使用される状況が異なるため以下の点に留意して計測を行った。

(1) 電力量の計測

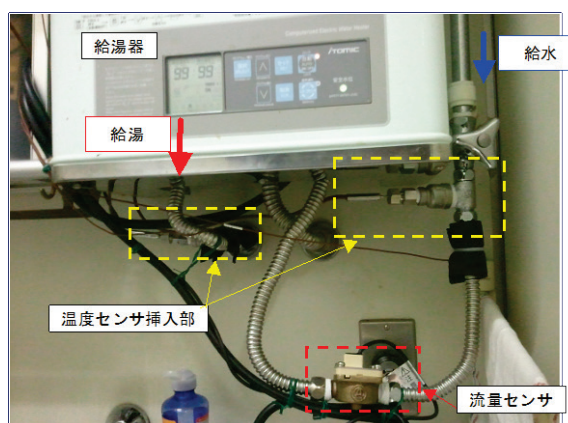
電力量の計測は 2.2.1.電力量の計測に準ずる。

(2) 温度の計測

給湯器廻りの給水配管，給湯配管は細く，また給湯使用時間が短いことから表面温度ではなく配管内の水または湯の温度を直接測定できる挿入式の温度計を用いて計測した（図IV.2.2.5）。

(3) 流量の計測

給湯器廻りの給水配管，給湯配管は曲がりが多く超音波流量計が設置できないためパルス発信式の量水器を取付けて計測した（図IV.2.2.5）。



図IV.2.2.5 局所式給湯システム廻りの計測器設置状況

2.3. 分析方法

取得したデータを1時間の平均値として処理し、次の手順で分析した。

① 制御状況の確認

対象の給湯システムのエネルギー使用状況を確認する。主に、以下の点について確認するが、システムごとに適宜他の状況も確認する。

中央式給湯システム	設計値と流量、温度、電流との比較 熱源機器の仕様値との比較
局所式給湯システム	設計値と流量、温度、電流との比較 熱源機器の仕様値との比較
太陽熱・排熱利用	設計値と流量、温度、電流との比較 太陽熱集熱器、コージェネレーションシステムの仕様値との比較

② 時系列データの確認

取得したデータを時系列で確認し、設定下限値や上限値に張り付いているデータを分析対象外とする。

③ エネルギー消費量の分析

熱量は流量、温度差、燃料消費量等から算出し、燃焼熱量、給湯熱量、放熱熱量等を導出した。

新しい省エネルギー基準での評価方法を意識し、中央式給湯システムの燃焼熱量は一次エネルギーでの評価を行うために、高位発熱量を使用して算出した。

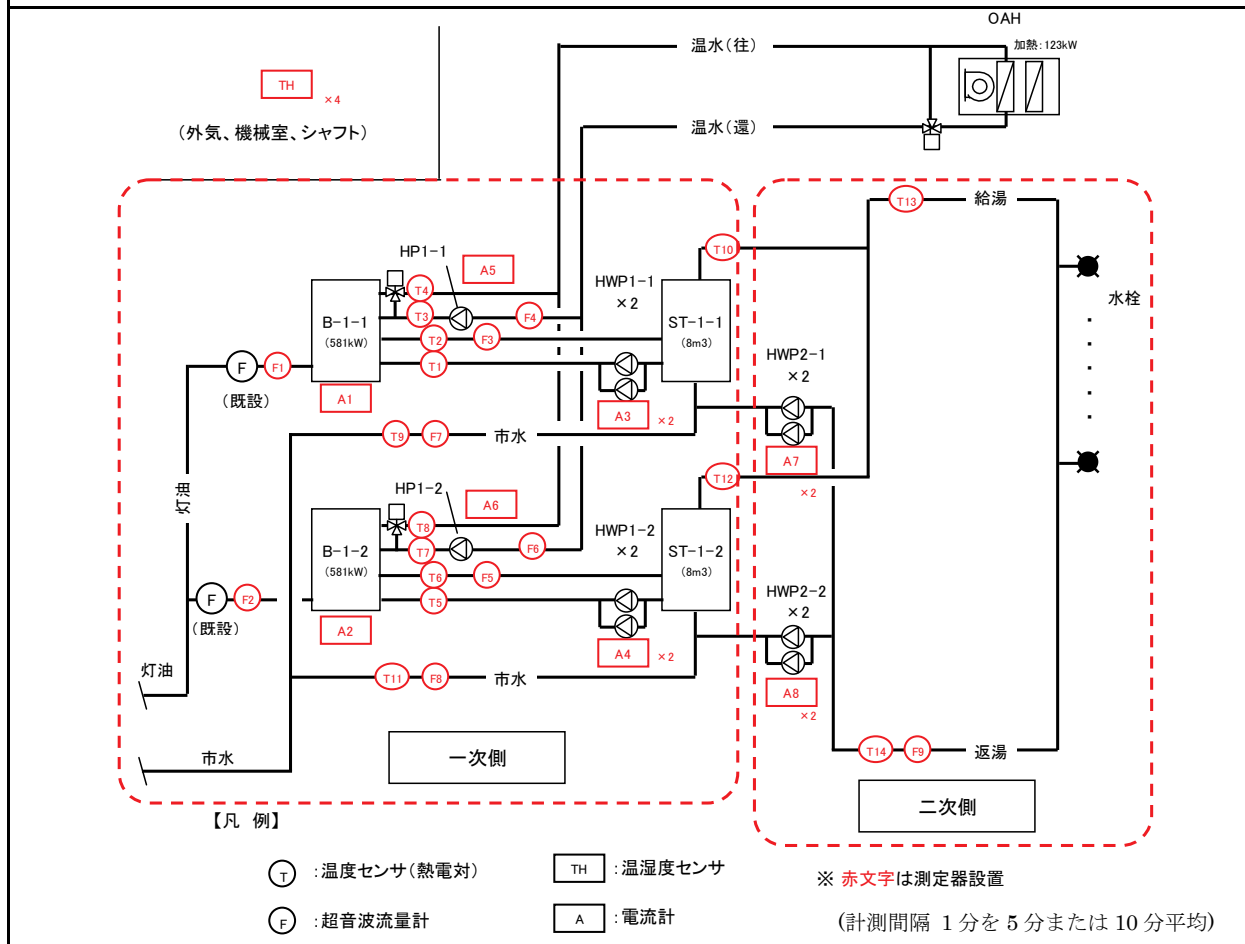
3. 中央式給湯システムのデータ取得・分析結果

3.1 病院 06 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (灯油)	温水ヒーター

建物名	病院 06	地区	関東	竣工	2005 年	改修	—	規模	18,122m ²	
分類	熱源	方式	中央式 (2管式)	専用/兼用	兼用	エネルギー源	灯油			
機器	温水ヒーター	型式	標準 (熱回収無, 2回路)							
	貯湯槽	型式	密閉型	方式	成層					
端末器具	標準	種類	混合水栓/シャワーヘッド	温調方式	シングルバー	手動/自動	手動/自動			
分析期間	2012 年 10 月 26 日 ~ 2012 年 11 月 18 日			製造年月	2005 年 7 月					
制御内容	1) 貯湯槽温度制御 2) 温水行き温度制御 ・給湯 ・外調機			機器仕様	B-1-1 581kW , B-1-2 581kW (灯油消費量 : 68.4L/h・台) ST-1-1 8.0m ³ , ST-1-2 8.0m ³ HWP-1-1 230L/min×0.75kW×2 , HWP-1-2 230L/min×0.75kW×2 HWP-2-1 30L/min×0.15kW×2 , HWP-2-2 30L/min×0.15kW×2 HP-1-1 180L/min×3.7kW , HP-1-2 180L/min×3.7kW OAH 17,800m ³ /h×900Pa×15kW 加熱能力 : 123kW (加熱時), 59kW (再熱時)					
給湯配管長	総延長 3,060m									
保温仕様	配管 : グラスウール 20mm 貯湯槽 : グラスウール 50mm									

システムフロー



病院 06（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	燃料（灯油）	温水ヒーター

<制御内容，評価項目計算式>

1. 制御内容

(1) 温水ヒーター（B-1-1, B-1-2）

温水ヒーター出口温度による Hi-Lo-Off 制御（台数制御は無し，ボイラ設定温度 80℃）

(2) 給湯一次ポンプ（HWP-1-1, HWP-1-2）

貯湯槽内温度による給湯1次ポンプの On/Off 制御（設定温度 60℃，動作すきま 2℃）

(3) 空調温水ポンプ（HP-1-1, HP-1-2）

自動交互運転，三方弁による送水温度制御（設定温度 55℃）

(4) 給湯二次ポンプ（HWP-2-1, HWP-2-2）

自動交互運転（常時1台運転）

2. 評価項目計算式

※添え字（記号）はシステムフロー図の計測器番号を示す。

(1) 燃焼熱量

燃焼熱量[MJ]=燃料消費量 (F1, F2) [L]×燃料高位発熱量 (36.7) [MJ/L]

(2) 製造熱量

製造熱量[MJ]=給湯製造熱量[MJ]+空調製造熱量[MJ]

(3) 給湯製造熱量

給湯製造熱量[MJ]=給湯一次流量 (F3, F5) [L]×(温水ヒーター出口温度 (T2, T6) [℃]
- 温水ヒーター入口温度 (T1, T5) [℃]) × 4.186[kJ/kg・℃] ÷ 1000

(4) 空調製造熱量

空調製造熱量[MJ]=空調温水流量 (F4, F6) [L]×(温水ヒーター出口温度 (T4, T8) [℃]
- 温水ヒーター入口温度 (T3, T7) [℃]) × 4.186[kJ/kg・℃] ÷ 1000

(5) 放熱熱量

放熱熱量[MJ]=返湯流量 (F9) [L]×(給湯温度 (T13) [℃]-返湯温度 (T14) [℃]) × 4.186[kJ/kg・℃] ÷ 1000

(6) 給湯熱量

給湯熱量[MJ]=給湯製造熱量[MJ] - 放熱熱量[MJ]

※超音波流量計では給水量の測定が困難であったため，給湯製造熱量と放熱熱量の差を給湯熱量とした。

(7) ボイラ効率

ボイラ効率[-]=製造熱量[MJ] ÷ 燃焼熱量[MJ]

(8) 熱源効率

熱源効率[-]=製造熱量[MJ] ÷ { 燃焼熱量[MJ] + (温水ヒーター電流 (A1, A2) [A]
+ 給湯一次ポンプ電流 (A3, A4) [A] + 空調温水ポンプ電流 (A5, A6) [A]) × 0.2 × √3 × 9.97MJ/kWh }

(9) 給湯設備効率

給湯設備効率[-]=製造熱量[MJ] ÷ { 燃焼熱量[MJ] + (温水ヒーター電流 (A1, A2) [A]
+ 給湯一次ポンプ電流 (A3, A4) [A] + 空調温水ポンプ電流 (A5, A6) [A]
+ 給湯二次ポンプ電流 (A7, A8) × 0.2[kV] × (力率) × √3 × 9.97MJ/kWh }

※力率は機器の平均値 0.6 を使用した。

(10) 負荷率

負荷率[-]=製造熱量[MJ/h] ÷ 定格製造熱量[MJ/h]

病院 06 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (灯油)	温水ヒーター

<計測概要, 機器選定根拠>

1. 計測概要

(1) 計測器

- ・流量計：超音波流量計 (後付) 精度：

口 径	流 速	精 度
φ13～	2～32m/s	1.5% of rate
φ50未満	0～2m/s	0.03m/s
φ50～	2～32m/s	1.0% of rate
φ300未満	0～2m/s	0.02m/s
φ300～	1～32m/s	1.0% of rate
φ6000	0～1m/s	0.01m/s

- ・温度計：T型熱電対 (後付) ※表面温度 精度：熱電対 ±0.5℃, ロガー ±0.05%
- ・電流計：クランプ式電流計 (後付) 精度：本体 ±0.5%, センサー ±0.3%

(2) データ収集時間間隔

- ・流量：1分間隔, 瞬時値
- ・温度：1分間隔, 瞬時値
- ・電流：1分間隔, 平均値

(3) データ処理

- ・1分間隔のデータを10分間平均, 1時間平均, 1日積算に集計
- ・一次エネルギーでの評価を行うために, 高位発熱量を使用して燃焼熱量を算出した。
- ・メーカー仕様値は灯油の比重を0.79 (15℃の時) としており, 灯油の膨張率は $10^{-3}[K^{-1}]$ 以下のため, 計測中の平均室内温度 (約24℃) と比較すると誤差は1%以下であるため, 温度換算は行わない。

2. 機器選定根拠

設計段階の機器選定の根拠を以下に示す。

(1) 1日給湯量 = 300床 × 200L/d · 床 = 60,000L/d

(2) 時間最大給湯量 = 1日給湯量 × 1日給湯量に対する時間当たりの最大値の割合 (=1/5) = 12,000L/h

(3) 貯湯槽容量 = 1日給湯量 × 1日給湯量に対する貯湯割合 (=1/5) × 余裕率 (=1.3) = 15,600L

(4) 温水ヒーター加熱能力

$$\text{給湯負荷} = \text{時間最大給湯量} \times (\text{給湯温度 } 60^{\circ}\text{C} - \text{給水温度 } 10^{\circ}\text{C}) \times 4.186\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \div 3600\text{s/h} = 698\text{kW}$$

$$\text{暖房負荷} = \text{熱源負荷算定値} (=117) \times 1.1 = 129\text{kW}$$

$$\begin{aligned} \text{温水ヒーター加熱能力} &= (\text{給湯負荷} + \text{暖房負荷}) \times \text{配管損失係数} (=1.1) \times \text{焚始め負荷係数} (=1.1) \\ &= 1,000\text{kW} \end{aligned}$$

(5) 選定機器

貯湯槽 8,000L × 2台 = 16,000L

温水ヒーター 581kW × 2台 = 1,162kW

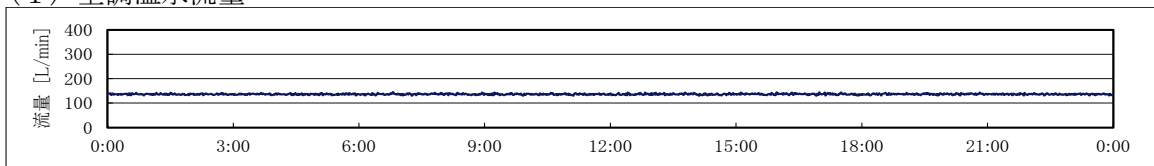
病院 06 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (灯油)	温水ヒーター

<一次側：温水ヒーター (B-1-1) トレンドデータ>

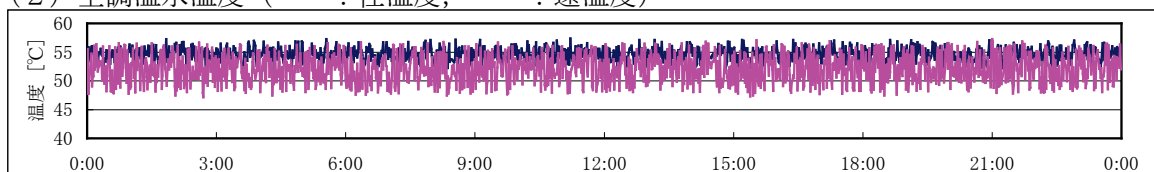
B-1-1 (10月26日) 1日分 【1分間データ】

(1) 空調温水流量



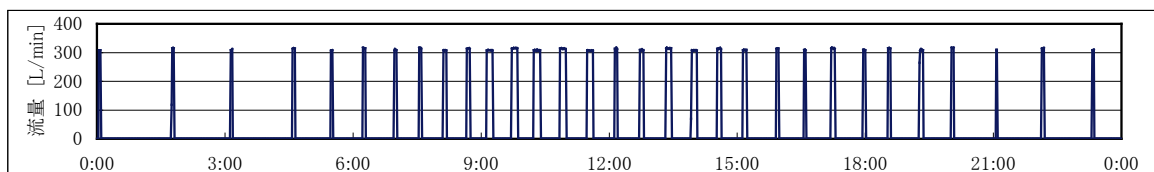
図IV.3.1.1 B-1-1 空調温水流量

(2) 空調温水温度 (— : 往温度, — : 還温度)



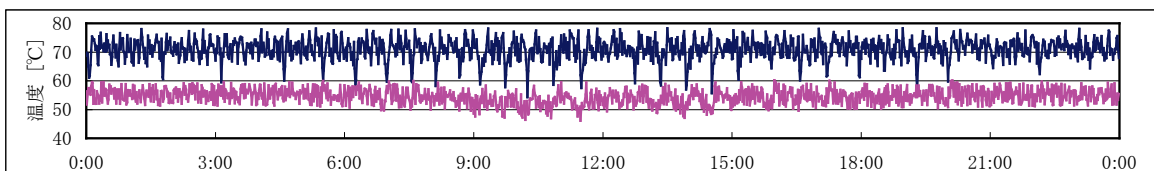
図IV.3.1.2 B-1-1 空調温水温度

(3) 給湯一次流量



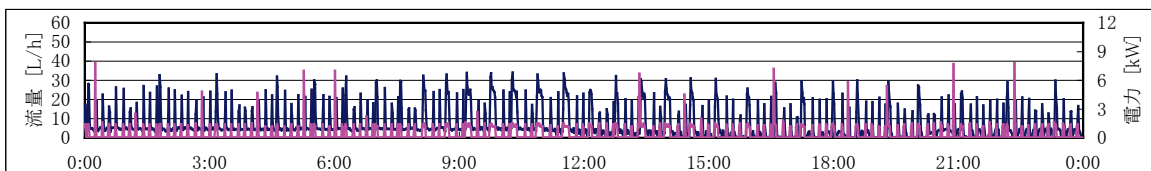
図IV.3.1.3 B-1-1 給湯一次温水流量

(4) 給湯一次温度 (— : 往温度, — : 還温度)



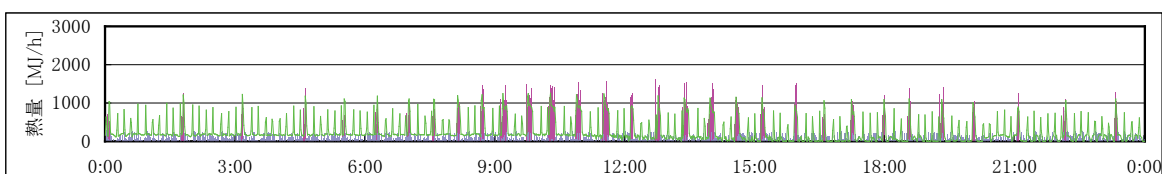
図IV.3.1.4 B-1-1 給湯一次温水温度

(5) 燃料消費量, 温水ヒーター消費電力 (— : 燃料流量, — : 温水ヒーター電力)



図IV.3.1.5 B-1-1 燃料消費量, 温水ヒーター消費電力

(6) 製造熱量および燃焼熱量 (— : 燃焼熱量, — : 給湯製造熱量, — : 空調製造熱量)



図IV.3.1.6 B-1-1 製造熱量および燃焼熱量

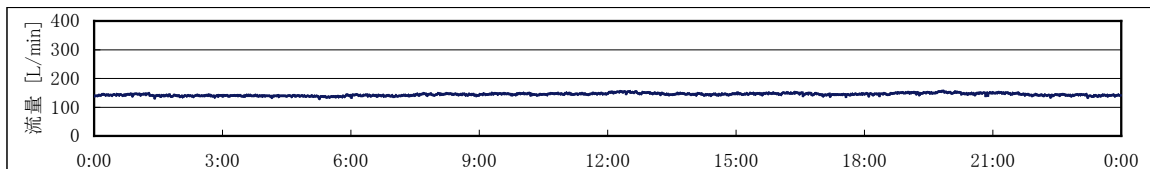
病院 06 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (灯油)	温水ヒーター

<一次側：温水ヒーター (B-1-2) トレンドデータ>

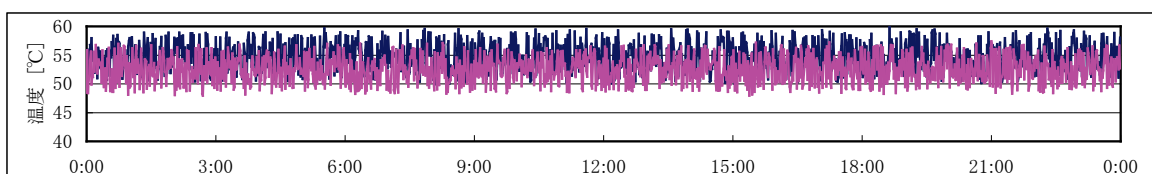
B-1-2 (10月26日) 1日分 【1分間データ】

(1) 空調温水流量



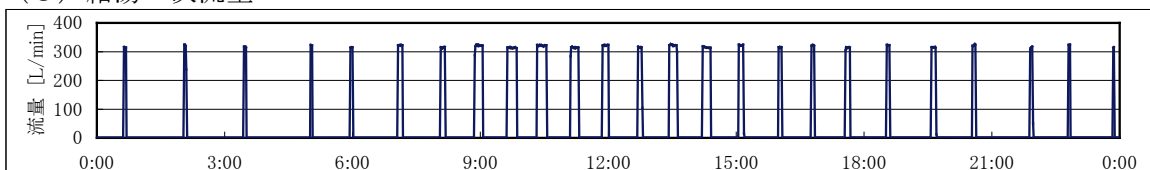
図IV. 3.1.7 B-1-2 空調温水流量

(2) 空調温水温度 (—: 往温度, —: 還温度)



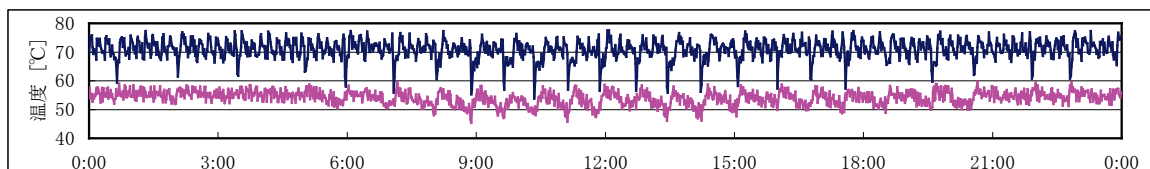
図IV. 3.1.8 B-1-2 空調温水温度

(3) 給湯一次流量



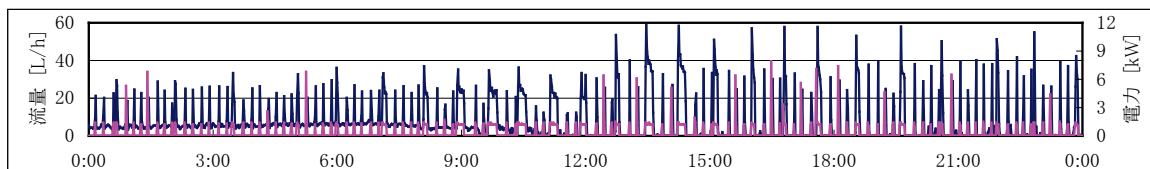
図IV. 3.1.9 B-1-2 給湯一次温水流量

(4) 給湯一次温度 (—: 往温度, —: 還温度)



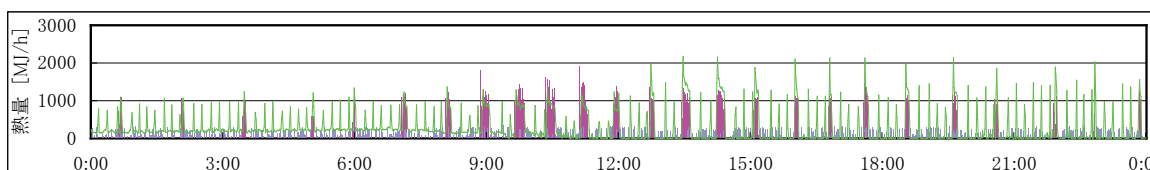
図IV. 3.1.10 B-1-2 給湯一次温水温度

(5) 燃料消費量, 温水ヒーター消費電力 (—: 燃料流量, —: 温水ヒーター電力)



図IV. 3.1.11 B-1-2 燃料消費量, 温水ヒーター消費電力

(6) 製造熱量および燃焼熱量 (—: 燃焼熱量, —: 給湯製造熱量, —: 空調製造熱量)



図IV. 3.1.12 B-1-2 製造熱量および燃焼熱量

病院 06 (中央式給湯)

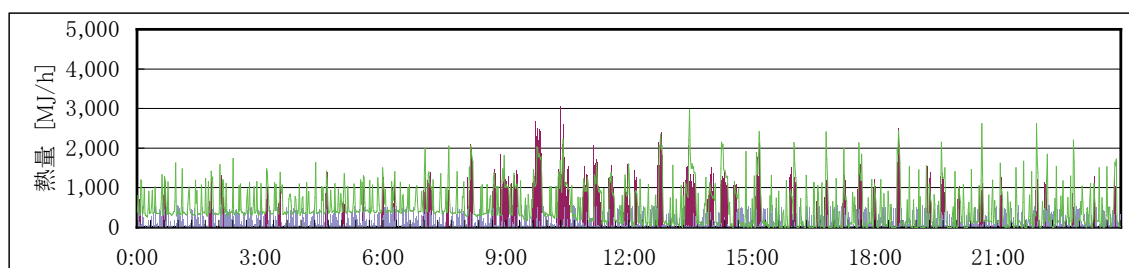
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (灯油)	温水ヒーター

<一次側：熱量解析 (B-1-1, B-1-2 合計) >

空調製造熱量は定常的な負荷となっているが、給湯製造熱量は短時間の運転が頻繁に起きている。測定期間の合計から求めた温水ヒーターのボイラ効率は 67.3%(高位発熱基準)であった。機器定格ボイラ効率より測定期間の合計から求めた温水ヒーターのボイラ効率が低くなるのは、負荷に対して温水ヒーターの容量が大きく、発停頻度が多いためである。特に給湯が無く必要加熱量の少ない空調負荷のみがある場合はその傾向が強い。

(1) 1次側全体の燃焼熱量，給湯製造熱量，空調製造熱量 (10/26) 【1分間データ】

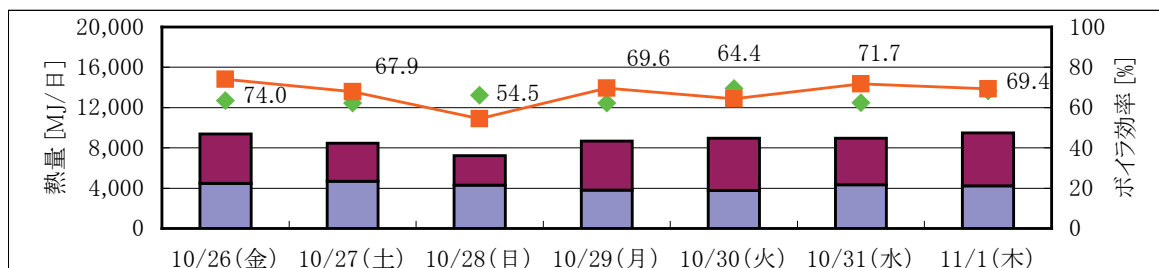
(—: 燃焼熱量, —: 給湯製造熱量, —: 空調製造熱量)



図IV. 3. 1. 13 1次側全体の空調製造熱量，給湯製造熱量，燃焼熱量 (10/26)

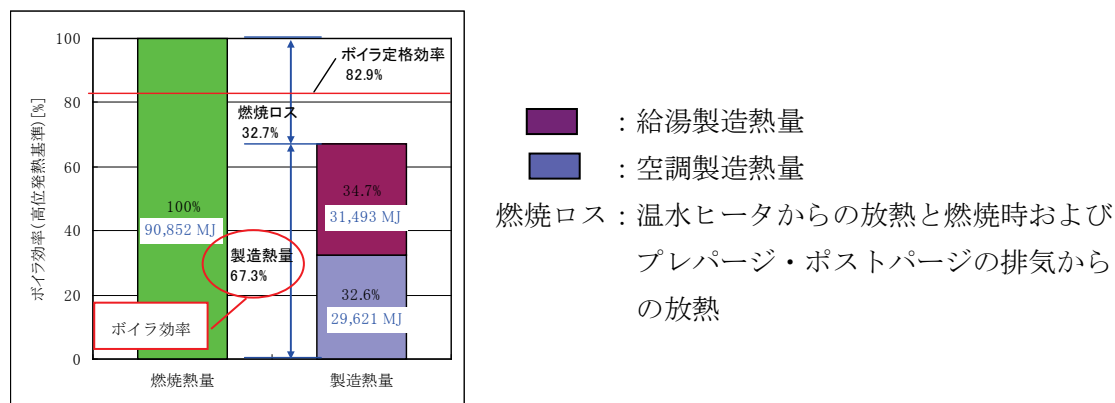
(2) 1週間における1次側全体の燃焼熱量，給湯製造熱量，空調製造熱量，ボイラ効率の推移 (◆: 燃焼熱量, ■: 給湯製造熱量, ■: 空調製造熱量,

—■: ボイラ効率 (高位発熱基準))



図IV. 3. 1. 14 一週間における1次側全体の空調製造熱量，給湯製造熱量，燃焼熱量，ボイラ効率

(3) 1週間 (10/26~11/1) のボイラ効率 (高位発熱基準)



図IV. 3. 1. 15 一週間のボイラ効率

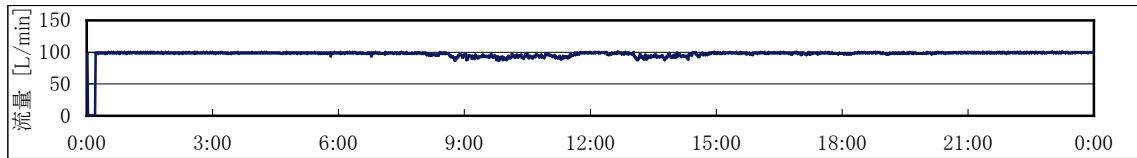
病院 06 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (灯油)	温水ヒーター

<二次側：循環系トレンドデータ>

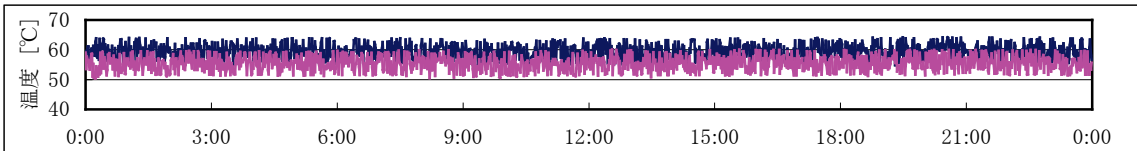
循環系 (10月26日) 1日分 【1分間データ】

(1) 返湯流量



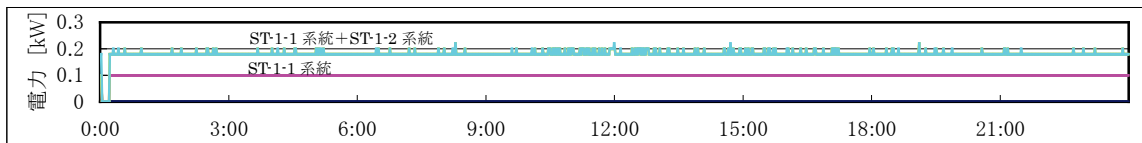
図IV.3.1.16 返湯流量

(2) 温度 (—: 給湯温度, —: 返湯温度)



図IV.3.1.17 給湯温度および返湯温度

(3) 給湯二次ポンプ消費電力 (積み上げ値)



図IV.3.1.18 給湯二次ポンプ消費電力

病院 06 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (灯油)	温水ヒーター

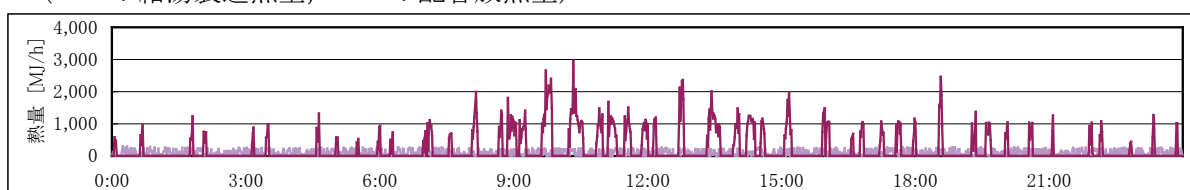
<二次側：熱量解析>

二次側の給湯製造熱量，給湯熱量，放熱熱量の関係を次に示す．給湯製造熱量は負荷変動を平準化する貯湯槽があるため間欠的に発生している．また放熱熱量は1日を通して一定である．

1日で集計してみると，給湯熱量は変動しているが放熱熱量はいずれの日もほぼ一定である．なお給湯熱量は給湯製造熱量から放熱量を引いて算出したものである．一週間の集計から製造した熱量に対して給湯で使用された熱量は47.1%であった．残り52.9%は放熱であった．

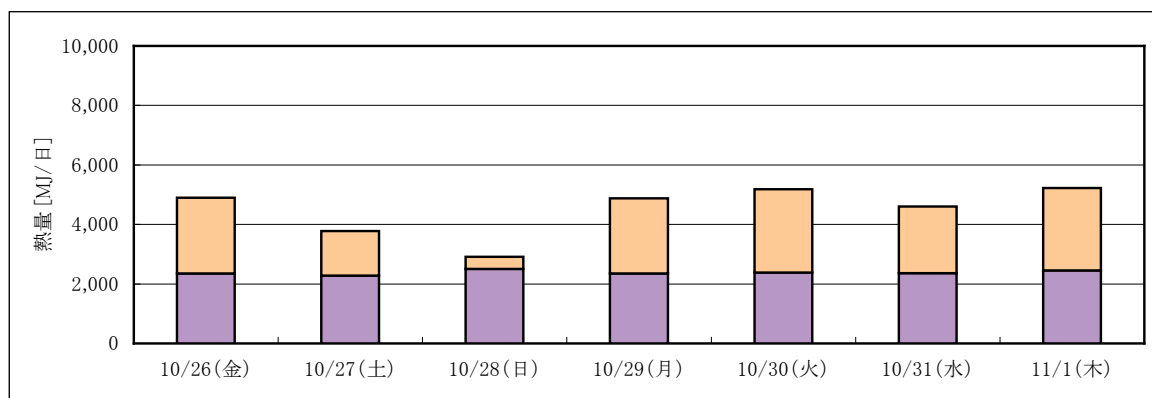
(1) 1日 (10/26) のデータ 【1分間データ】

(—) : 給湯製造熱量, (—) : 配管放熱量



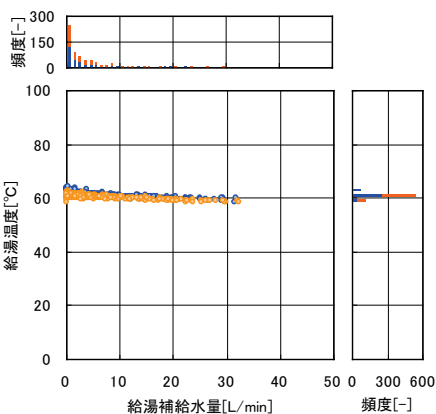
図IV. 3. 1. 19 1日 (10/26) の給湯製造熱量および配管放熱量

(2) 1週間のデータ (■ : 給湯熱量, ■ : 放熱熱量)



図IV. 3. 1. 20 一週間の給湯熱量および放熱熱量

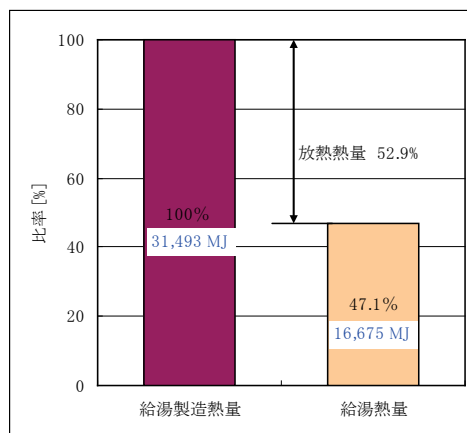
(3) 給湯補給水量と給湯温度の関係



※ ● : ST-1-1, ● : ST-1-2

図IV. 3. 1. 21 給湯補給水量と給湯温度の関係

(4) 週間の給湯製造熱量と給湯熱量の比較



図IV. 3. 1. 22 一週間の給湯製造熱量と給湯熱量の比較

病院 06 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (灯油)	温水ヒーター

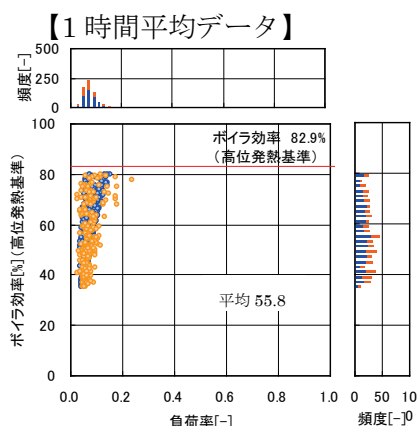
<給湯設備熱効率> まとめ

測定期間 10/26~11/19

温水ヒーターのボイラ効率は機器仕様以下で分布している。また温水ヒーターの負荷率は0.2以下と低い。電気消費量も含めた熱源効率はボイラ効率から4%ほど低い値となっている。

給湯熱量 (給湯2次) と空調熱量の合計 (負荷熱量) は給湯設備全体の一次エネルギー消費量に対して45.4%であった。

(1) 負荷率とボイラ効率 (一次側)

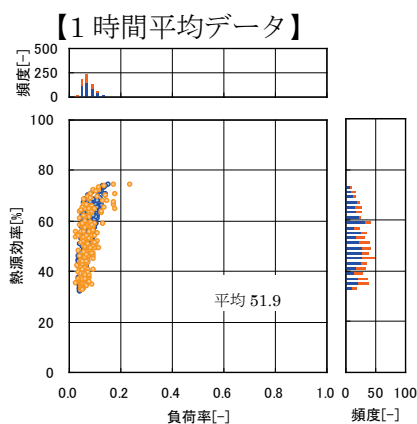


※負荷率はボイラ定格値を1とした。

※ ●: B-1-1, ○: B-1-2

図IV. 3. 1. 23 負荷率とボイラ効率の関係

(2) 負荷率と熱源効率 (一次側)

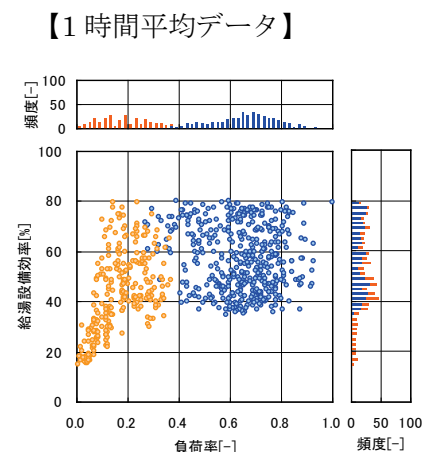


※負荷率はボイラ定格値を1とした。

※ ●: B-1-1, ○: B-1-2

図IV. 3. 1. 24 負荷率と熱源効率の関係

(3) 負荷率と給湯設備効率



※負荷率の分母は空調、給湯の最大値で算出した。

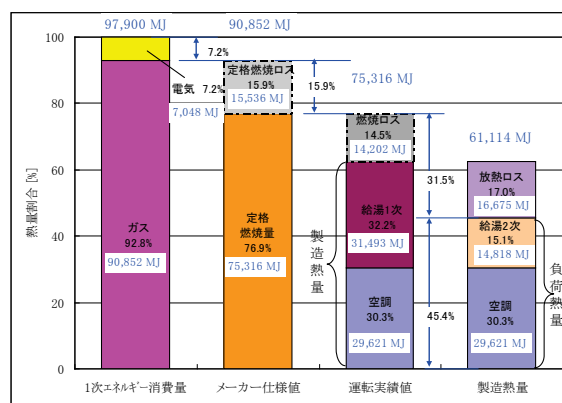
(空調熱量: 256MJ/h, 給湯熱量: 885MJ/h)

※ ●: 給湯, ○: 空調

図IV. 3. 1. 25 負荷率と給湯設備効率の関係

(4) 週間積み上げの消費量比較

10/26~11/1の1週間データ



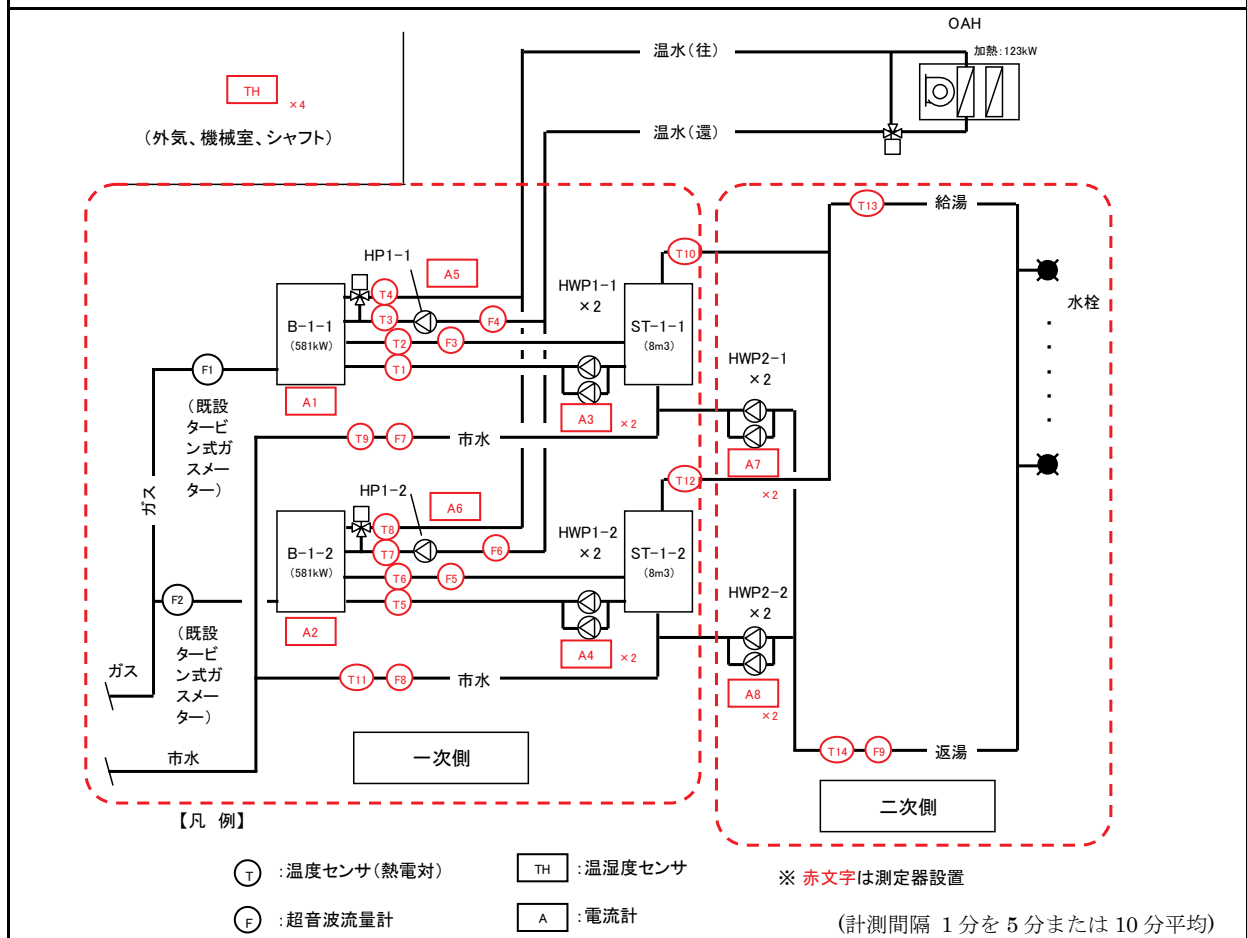
図IV. 3. 1. 26 一週間積み上げの消費量比較

3.2 病院 06 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (都市ガス 13A)	温水ヒーター

建物名	病院 06	地区	関東	竣工	2005 年	改修	—	規模	18,122m ²	
分類	熱源	方式	中央式 (2管式)	専用/兼用	兼用	エネルギー源	都市ガス (13A)			
機器	温水ヒーター	型式	熱回収 (2回路)							
	貯湯槽	型式	密閉型	方式	成層					
端末器具	標準	種類	混合水栓/シャワーヘッド ^o	温調方式	シングルバー	手動/自動	手動/自動			
分析期間	2012 年 12 月 12 日～2012 年 12 月 18 日			製造年月	2012 年 11 月 (温水ヒーターを更新 (燃料転換))					
制御内容	3) 貯湯槽温度制御 4) 温水行き温度制御 ・給湯 ・外調機			機器仕様	B-1-1 581kW , B-1-2 581kW (ガス消費量 : 54.3Nm ³ /h・台) ST-1-1 8.0m ³ , ST-1-2 8.0m ³ HWP-1-1 400L/min×0.75kW×2 , HWP-1-2 400L/min×0.75kW×2 HWP-2-1 30L/min×0.15kW×2 , HWP-2-2 30L/min×0.15kW×2 HP-1-1 180L/min×3.7kW , HP-1-2 180L/min×3.7kW OAH 17,800m ³ /h×900Pa×15kW 加熱能力 : 123kW (加熱時) , 59kW (再熱時)					
給湯配管長	総延長 3,060m									
保温仕様	配管 : グラスウール 20mm 貯湯槽 : グラスウール 50mm									

システムフロー



病院 06（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	燃料（都市ガス 13A）	温水ヒーター

<制御内容，評価項目計算式>

1. 制御内容

(1) 温水ヒーター (B-1-1, B-1-2)

温水ヒーター出口温度による比例+On-Off制御（台数制御は無し，ボイラ設定温度 80℃）

(2) 給湯一次ポンプ (HWP-1-1, HWP-1-2)

貯湯槽内温度による給湯1次ポンプのOn/Off制御（設定温度 60℃，動作すきま 2℃）

(3) 空調温水ポンプ (HP-1-1, HP-1-2)

自動交互運転，三方弁による送水温度制御（設定温度 55℃）

(4) 給湯二次ポンプ (HWP-2-1, HWP-2-2)

自動交互運転（常時1台運転）

2. 評価項目計算式 ※添え字（記号）はシステムフロー図の計測器番号を示す。

(1) 燃焼熱量

燃焼熱量[MJ]=燃料消費量 (F1, F2) [m³]×273.15 ÷ (273.15+機械室温度) ×燃料高位発熱量 (45) [MJ/m³]

(2) 製造熱量

製造熱量[MJ]=給湯製造熱量[MJ]+空調製造熱量[MJ]

(3) 給湯製造熱量

給湯製造熱量[MJ]=給湯一次流量 (F3, F5) [L]×(温水ヒーター出口温度 (T2, T6) [°C]
- 温水ヒーター入口温度 (T1, T5) [°C]) ×4.186[kJ/kg・°C]÷1000

(4) 空調製造熱量

空調製造熱量[MJ]=空調温水流量 (F4, F6) [L]×(温水ヒーター出口温度 (T4, T8) [°C]
- 温水ヒーター入口温度 (T3, T7) [°C]) ×4.186 [kJ/kg・°C]÷1000

(5) 放熱熱量

放熱熱量[MJ]=返湯流量 (F9) [L]×(給湯温度 (T13) [°C]-返湯温度 (T12) [°C]) ×4.186[kJ/kg・°C]÷1000

(6) 給湯熱量

給湯熱量[MJ] = 給湯製造熱量[MJ] - 放熱熱量[MJ]

※超音波流量計では給水量の測定が困難であったため，給湯製造熱量と放熱熱量の差を給湯熱量とした。

(7) ボイラ効率

ボイラ効率[-]=製造熱量[MJ]÷燃焼熱量[MJ]

(8) 熱源効率

熱源効率[-]=製造熱量[MJ]÷{ 燃焼熱量[MJ]+ (温水ヒーター電流 (A1, A2) [A]
9.97MJ/kWh) +給湯一次ポンプ電流 (A3, A4) [A]+温水ポンプ電流 (A5, A6) [A] ×0.2[kV] × (力率) ×√3×

(9) 給湯設備効率

給湯設備効率[-]=製造熱量[MJ]÷{ 燃焼熱量[MJ]+ (温水ヒーター電流 (A1, A2) [A]
+給湯一次ポンプ電流 (A3, A4) [A]+温水ポンプ電流 (A5, A6) [A]
+給湯二次ポンプ電流 (A7, A8) ×0.2[kV]× (力率) ×√3×9.97MJ/kWh }

※力率は機器の平均値 0.6 を使用した。

(10) 負荷率

負荷率[-]=製造熱量[MJ/h]÷定格製造熱量[MJ/h]

病院 06（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	燃料（都市ガス 13A）	温水ヒーター

<計測概要，機器選定根拠>

1. 計測概要

(1) 計測器

- ・流量計：超音波流量計（後付） 精度：

口径	流速	精度
φ13～	2～32m/s	1.5% of rate
φ50未満	0～2m/s	0.03m/s
φ50～	2～32m/s	1.0% of rate
φ300未満	0～2m/s	0.02m/s
φ300～	1～32m/s	1.0% of rate
φ6000	0～1m/s	0.01m/s

- ・温度計：T型熱電対（後付）※表面温度 精度：熱電対 ±0.5℃，ロガー ±0.05%
- ・電流計：クランプ式電流計（後付） 精度：本体 ±0.5%，センサー ±0.3%
- ・ガスメーター：タービン式ガスメーター（本設） 精度：1.0%

(2) データ収集時間間隔

- ・流量：1分間隔，瞬時値
- ・温度：1分間隔，瞬時値
- ・電流：1分間隔，平均値
- ・ガス量：1分間隔，積算値（パルスカウント）0.01m³/パルス

(3) データ処理

- ・1分間隔のデータを10分間平均，1時間平均，1日積算に集計
- ・一次エネルギーでの評価を行うために，高位発熱量を使用して燃焼熱量を算出した。
- ・都市ガスの燃料消費量（F1，F2）は機械室温度によるノルマル換算を行った。

2. 機器選定根拠

設計段階の機器選定の根拠を以下に示す。

(1) 1日給湯量 = 300床 × 200L/d · 床 = 60,000L/d

(2) 時間最大給湯量 = 1日給湯量 × 1日給湯量に対する時間当たりの最大値の割合 (=1/5) = 12,000L/h

(3) 貯湯槽容量 = 1日給湯量 × 1日給湯量に対する貯湯割合 (=1/5) × 余裕率 (=1.3) = 15,600L

(4) 温水ヒーター加熱能力

$$\text{給湯負荷} = \text{時間最大給湯量} \times (\text{給湯温度 } 60^{\circ}\text{C} - \text{給水温度 } 10^{\circ}\text{C}) \times 4.186\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \div 3600\text{s/h} = 698\text{kW}$$

$$\text{暖房負荷} = \text{熱源負荷算定値} (=117) \times 1.1 = 129\text{kW}$$

$$\begin{aligned} \text{温水ヒーター加熱能力} &= (\text{給湯負荷} + \text{暖房負荷}) \times \text{配管損失係数} (=1.1) \times \text{焚始め負荷係数} (=1.1) \\ &= 1,000\text{kW} \end{aligned}$$

(5) 選定機器

貯湯槽 8,000L × 2台 = 16,000L

温水ヒーター 581kW × 2台 = 1,162kW

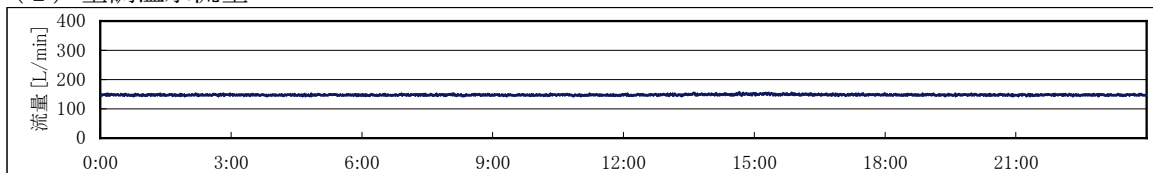
病院 06 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (都市ガス 13A)	温水ヒーター

<一次側：温水ヒーター (B-1-1) トレンドデータ>

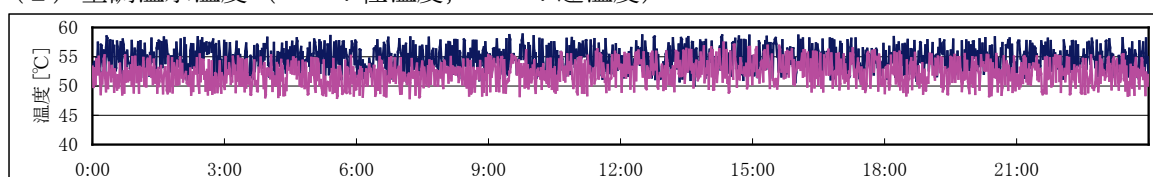
B-1-1 (12月14日) 1日分 【1分間データ】

(1) 空調温水流量



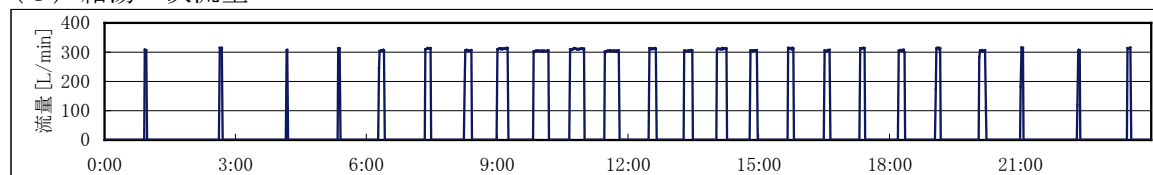
図IV. 3. 2. 1 B-1-1 空調温水流量

(2) 空調温水温度 (— : 往温度, — : 還温度)



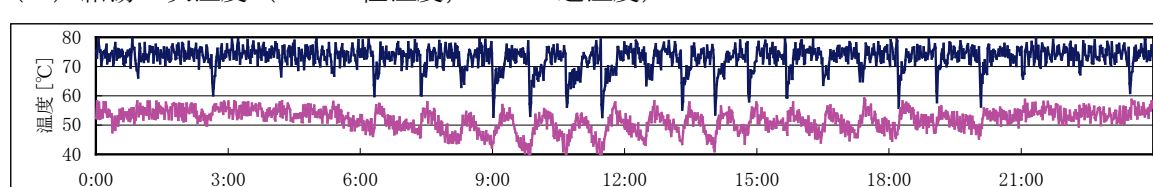
図IV. 3. 2. 2 B-1-1 空調温水温度

(3) 給湯一次流量



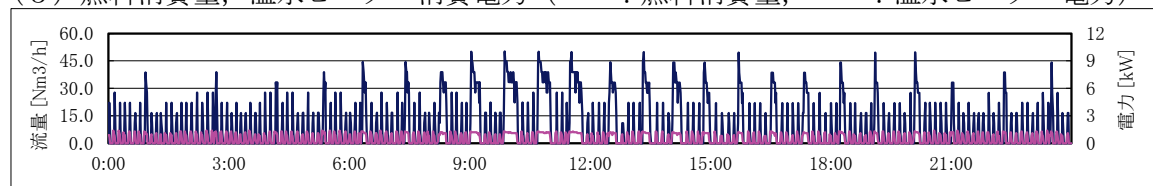
図IV. 3. 2. 3 B-1-1 給湯一次流量

(4) 給湯一次温度 (— : 往温度, — : 還温度)



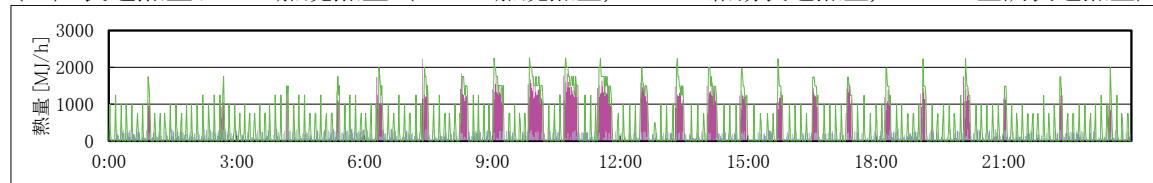
図IV. 3. 2. 4 B-1-1 給湯一次温度

(5) 燃料消費量, 温水ヒーター消費電力 (— : 燃料消費量, — : 温水ヒーター電力)



図IV. 3. 2. 5 B-1-1 燃料消費量, 温水ヒーター消費電力

(6) 製造熱量および燃焼熱量 (— : 燃焼熱量, — : 給湯製造熱量, — : 空調製造熱量)



図IV. 3. 2. 6 B-1-1 製造熱量および燃焼熱量

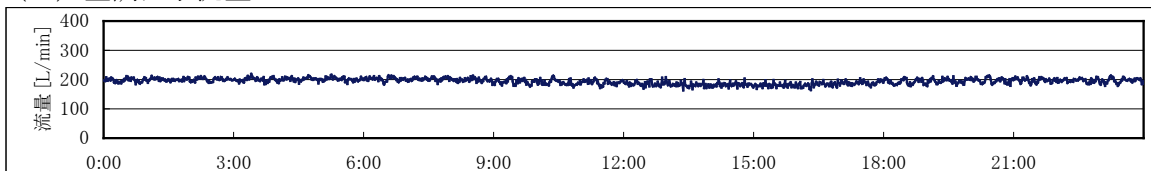
病院 06 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (都市ガス 13A)	温水ヒーター

<一次側：温水ヒーター (B-1-2) トレンドデータ>

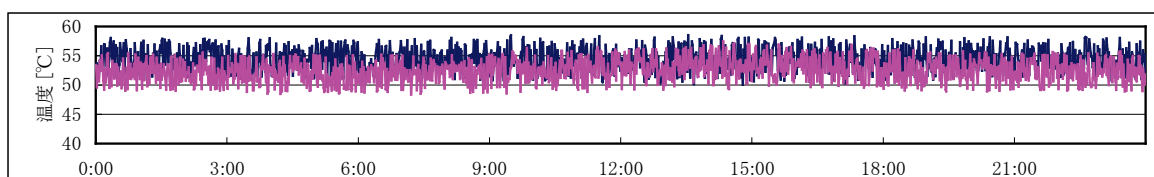
B-1-2 (12月14日) 1日分 【1分間データ】

(1) 空調温水流量



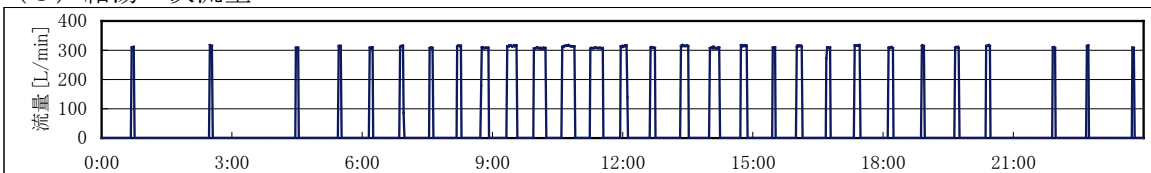
図IV.3.2.7 B-1-2 空調温水流量

(2) 空調温水温度 (— : 往温度, — : 還温度)



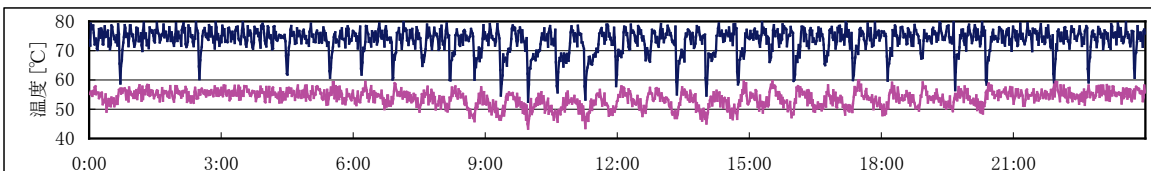
図IV.3.2.8 B-1-2 空調温水温度

(3) 給湯一次流量



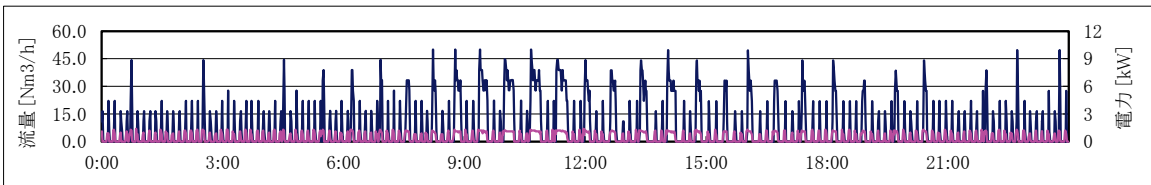
図IV.3.2.9 B-1-2 給湯一次温水流量

(4) 給湯一次温度 (— : 往温度, — : 還温度)



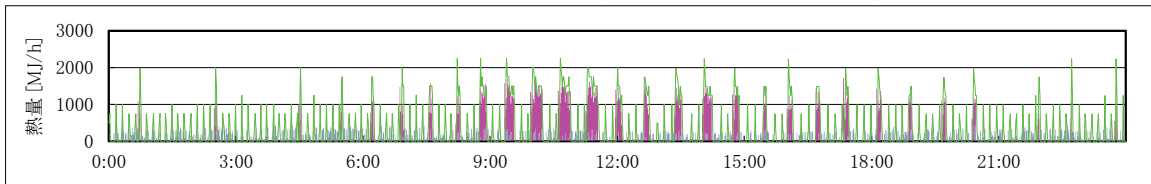
図IV.3.2.10 B-1-2 給湯一次温水温度

(5) 燃料消費量, 温水ヒーター消費電力 (— : 燃料消費量, — : 温水ヒーター電力)



図IV.3.2.11 B-1-2 燃料消費量, 温水ヒーター消費電力

(6) 製造熱量および燃焼熱量 (— : 燃焼熱量, — : 給湯製造熱量, — : 空調製造熱量)



図IV.3.2.12 B-1-2 製造熱量および燃焼熱量

病院 06（中央式給湯）

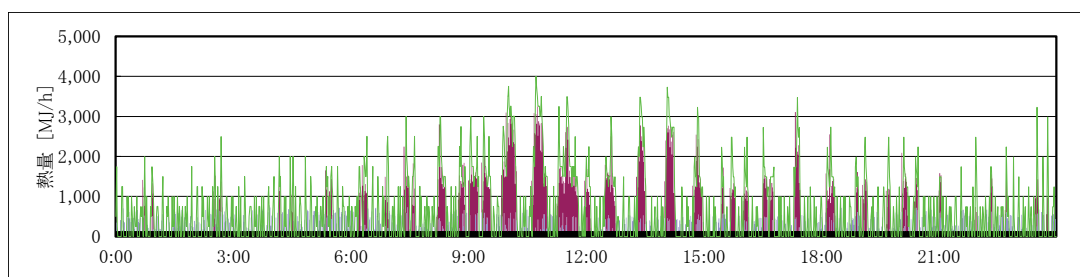
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	燃料（都市ガス 13A）	温水ヒーター

<一次側：熱量解析（B-1-1, B-1-2 合計）>

空調製造熱量は定常的な負荷となっているが、給湯製造熱量は短時間の運転が頻繁に起きている。測定期間の合計から求めた温水ヒーターのボイラ効率は 80.3%(高位発熱基準)であった。機器定格ボイラ効率より測定期間の合計から求めた温水ヒーターのボイラ効率が低くなるのは、負荷に対して温水ヒーターの容量が大きく、発停頻度が多いためである。特に給湯が無く必要加熱量の少ない空調負荷のみがある場合はその傾向が強い。

(1) 1次側全体の燃烧熱量，給湯製造熱量，空調製造熱量（12/14） 【1 分間データ】

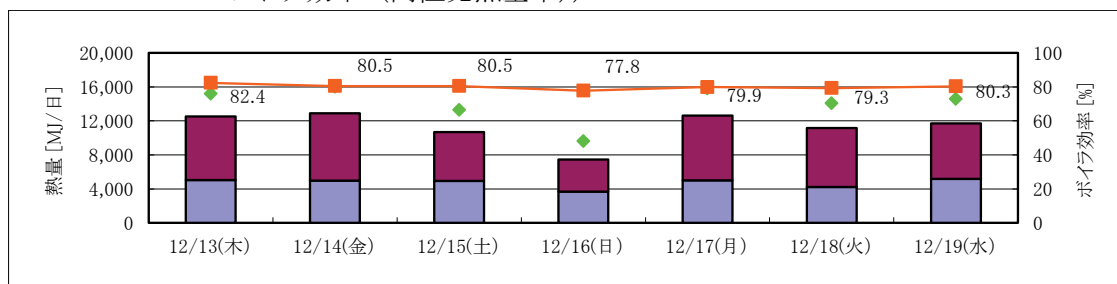
（—：燃烧熱量，—：給湯製造熱量，—：空調製造熱量）



図IV. 3. 2. 13 1次側全体の空調製造熱量，給湯製造熱量，燃烧熱量（12/14）

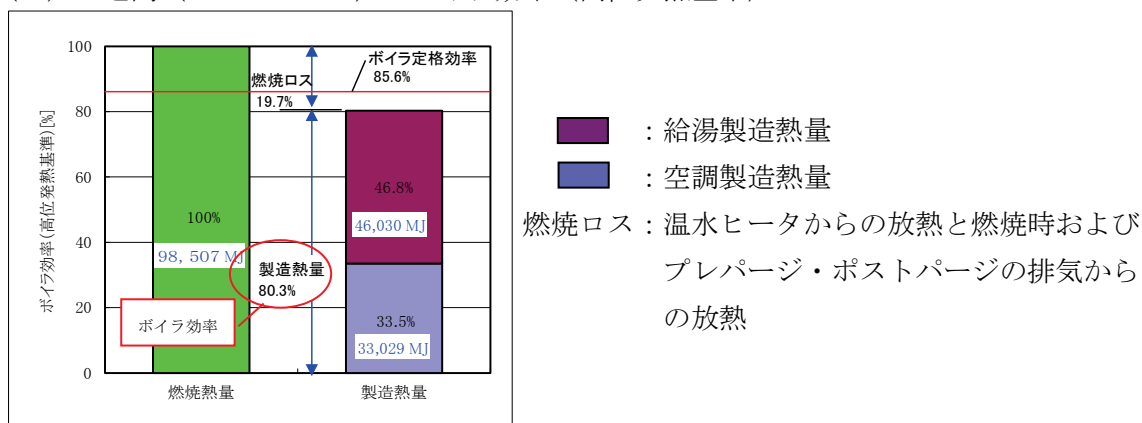
(2) 1週間における1次側全体の燃烧熱量，給湯製造熱量，空調製造熱量，ボイラ効率の推移（◆：燃烧熱量，■：給湯製造熱量，■：空調製造熱量，

■：ボイラ効率（高位発熱基準））



図IV. 3. 2. 14 一週間における1次側全体の空調製造熱量，給湯製造熱量，燃烧熱量，ボイラ効率

(3) 一週間（12/14～12/19）のボイラ効率（高位発熱基準）



図IV. 3. 2. 15 一週間のボイラ効率

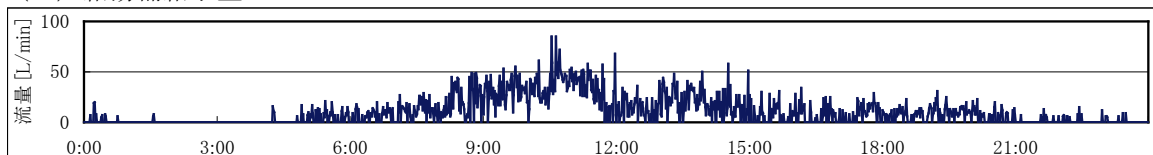
病院 06 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (都市ガス 13A)	温水ヒーター

<二次側：貯湯槽 (ST-1-1, ST-1-2)・循環系トレンドデータ>

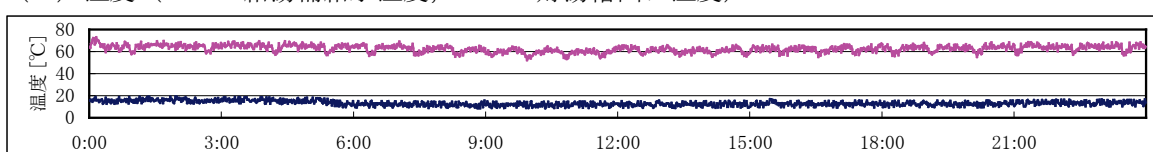
ST-1-1 (12月14日) 1日分 【1分間データ】

(1) 給湯補給水量



図IV.3.2.16 ST-1-1 給水補給水量

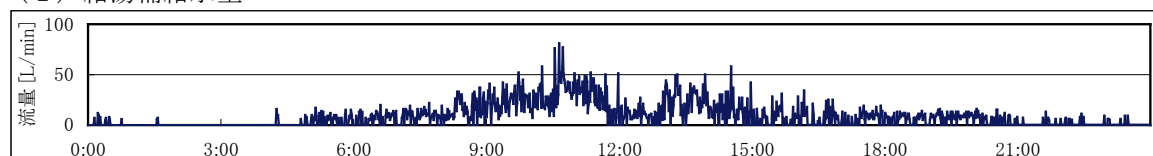
(2) 温度 (—: 給湯補給水温度, —: 貯湯槽出口温度)



図IV.3.2.17 ST-1-1 給水補給水温度および貯湯槽出口温度

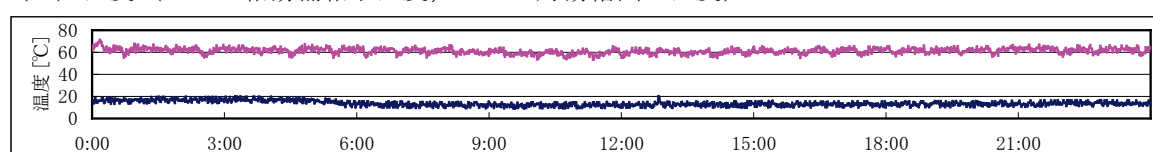
ST-1-2 (12月14日) 1日分 【1分間データ】

(1) 給湯補給水量



図IV.3.2.18 ST-1-2 給水補給水量

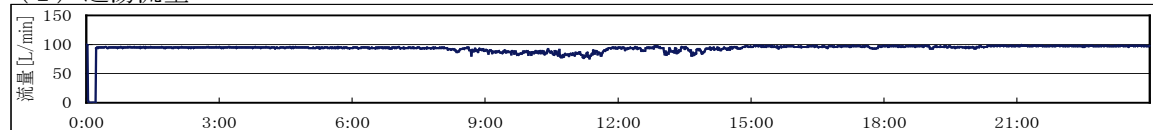
(2) 温度 (—: 給湯補給水温度, —: 貯湯槽出口温度)



図IV.3.2.19 ST-1-2 給水補給水温度および貯湯槽出口温度

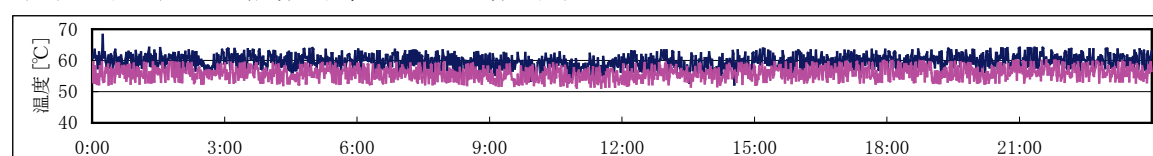
循環系 (12月14日) 1日分 【1分間データ】

(1) 返湯流量



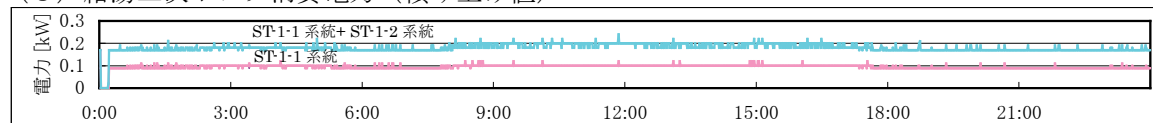
図IV.3.2.20 返湯流量

(2) 温度 (—: 給湯温度, —: 返湯温度)



図IV.3.2.21 給湯温度および返湯温度

(3) 給湯二次ポンプ消費電力 (積み上げ値)



図IV.3.2.22 給湯二次ポンプ消費電力

病院 06 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (都市ガス 13A)	温水ヒーター

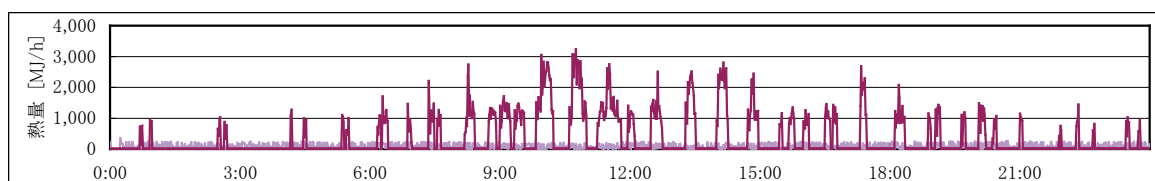
<二次側：熱量解析>

二次側の給湯製造熱量，給湯熱量，放熱熱量の関係を次に示す．給湯製造熱量は負荷変動を平準化する貯湯槽があるため間欠的に発生している．また放熱熱量は1日を通して一定である．

1日で集計してみると，給湯熱量は変動しているが放熱熱量はいずれの日もほぼ一定である．なお給湯熱量は給湯製造熱量から放熱量を引いて算出したものである．一週間の集計から製造した熱量に対して給湯で使用された熱量は68.4%であった．残り31.6%は放熱であった．

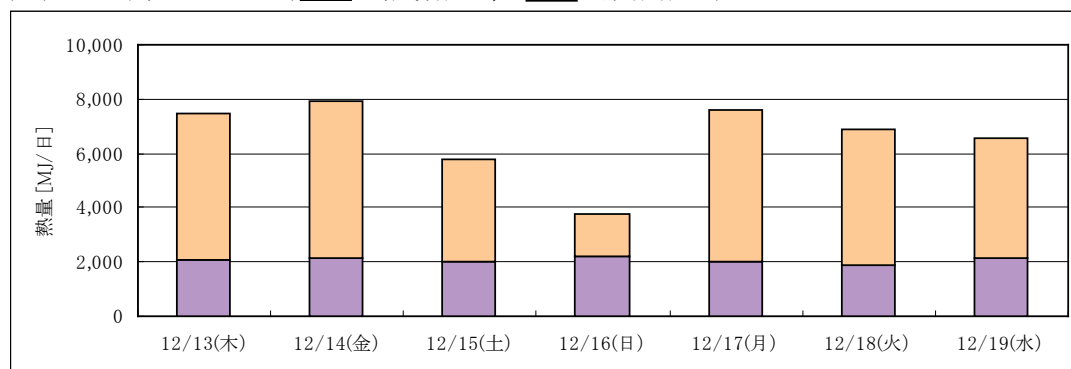
(1) 1日 (12/14) のデータ 【1分間データ】

(— : 給湯製造熱量, — : 配管放熱量)



図IV. 3. 2. 23 1日 (12/14) の給湯製造熱量および配管放熱量

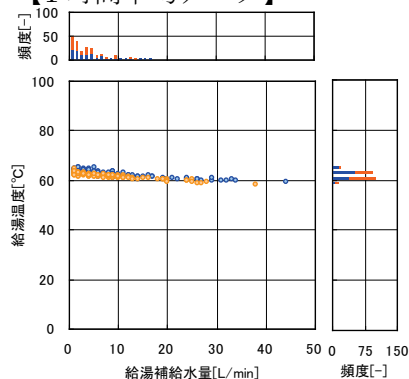
(2) 一週間のデータ (: 給湯熱量, : 放熱熱量)



図IV. 3. 2. 24 一週間の給湯熱量および放熱熱量

(3) 給湯補給水量と給湯温度の関係

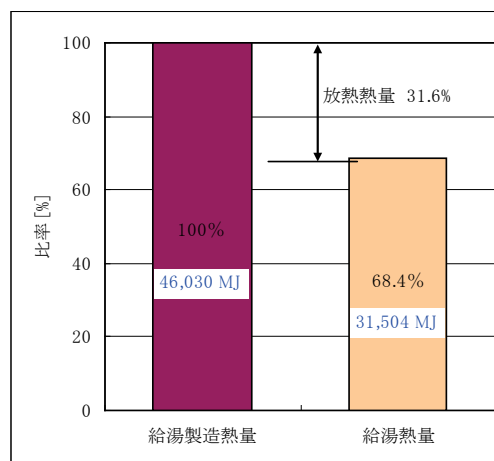
【1時間平均データ】



※ : ST-1-1, : ST-1-2

図IV. 3. 2. 25 給湯補給水量と給湯温度の関係

(4) 一週間の給湯製造熱量と給湯熱量の比較



図IV. 3. 2. 26 一週間の給湯製造熱量と給湯熱量の比較

病院 06 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (都市ガス 13A)	温水ヒーター

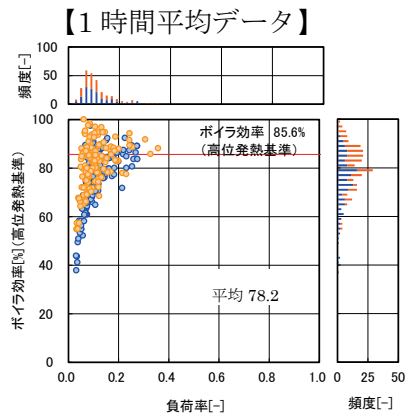
<給湯設備熱効率> まとめ

測定期間 12/12~12/18

温水ヒーターのボイラ効率^①は40~100%の範囲で分布している。また温水ヒーターの負荷率は0.4以下と低い。電気消費量も含めた熱源効率はボイラ効率から5%ほど低い値となっている。

給湯熱量 (給湯2次) と空調熱量の合計 (負荷熱量) は給湯設備全体の一次エネルギー消費量に対して61.2%であった。

(1) 負荷率とボイラ効率 (一次側)

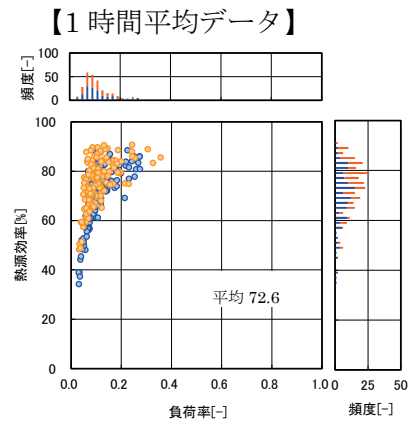


※負荷率はボイラ定格値を1とした。

※ ●:B-1-1, ○:B-1-2

図IV. 3. 2. 27 負荷率とボイラ効率の関係

(2) 負荷率と熱源効率 (一次側)

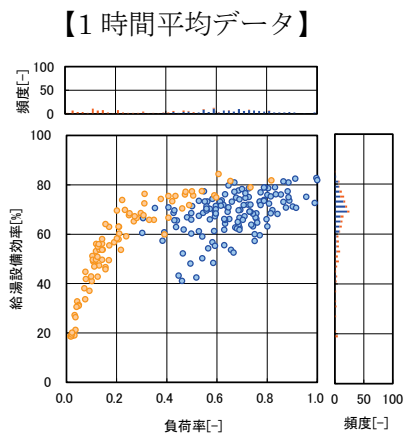


※負荷率はボイラ定格値を1とした。

※ ●:B-1-1, ○:B-1-2

図IV. 3. 2. 28 負荷率と熱源効率の関係

(3) 負荷率と給湯設備効率



※負荷率の分母は空調、給湯の最大値で算出した。

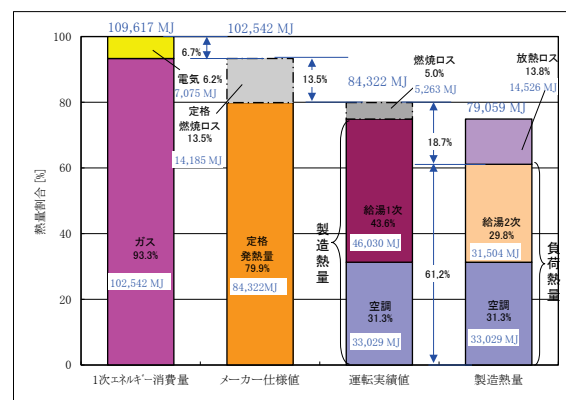
(空調熱量: 297MJ/h, 給湯熱量: 1,394MJ/h)

※ ●:給湯, ○:空調

図IV. 3. 2. 29 負荷率と給湯設備効率の関係

(4) 一週間積み上げの消費量比較

12/13~12/19の一週間データ



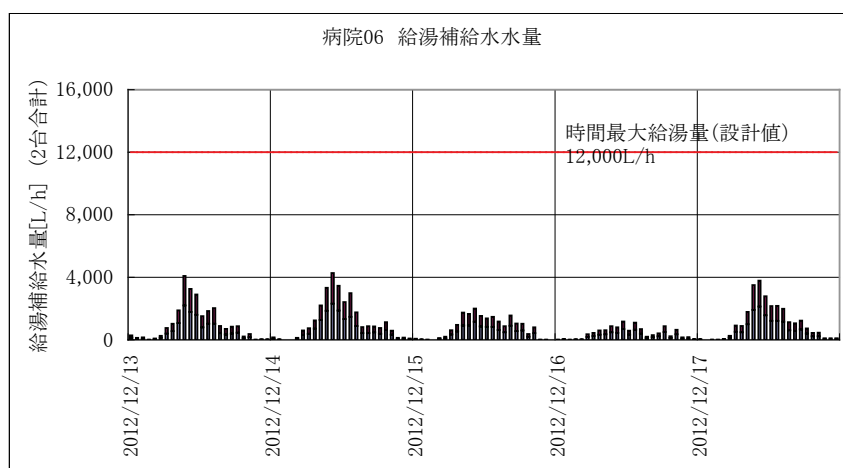
図IV. 3. 2. 30 一週間積み上げの消費量比較

病院 06（中央式給湯）

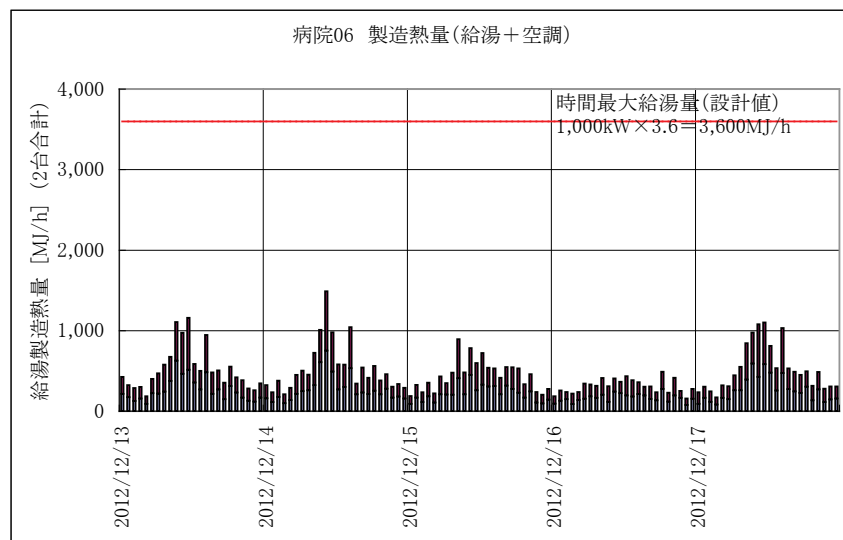
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	燃料（都市ガス 13A）	温水ヒーター

< 考察 >

設計段階の給湯量は運用段階の給湯量に比べて過大であると見受けられた。そこで，設計段階と運用段階の給湯補給水量，温水ヒーターの製造熱量を以下に示す。



図IV. 3. 2. 31 給湯補給水量



図IV. 3. 2. 32 温水ヒーター製造熱量

図IV. 3. 2. 31 より給湯補給水は実際の運用では設計値の 3 割程度であった。また図IV. 3. 2. 32 より製造熱量は実際の運用では設計値の 4 割程度であった。このことから結果として実運用では設計値を下回った。

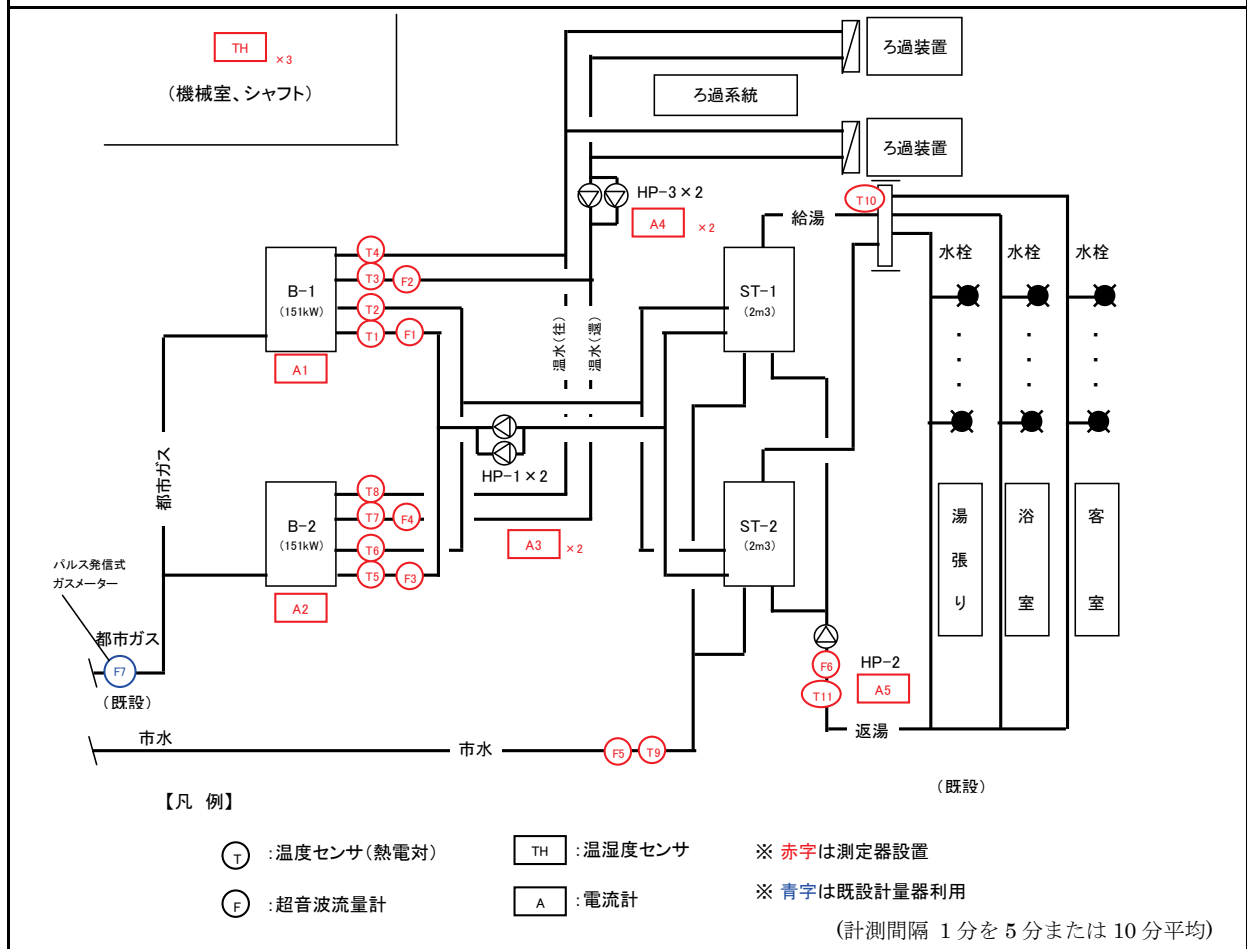
給湯設備では湯切れ防止を重視して計画する為に，特に新築物件では，給湯原単位，機器余裕率等をおある程度余裕をもって計画する。そのため機器を過大に見積もる傾向がある。

3.3 研修施設 03 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (都市ガス 13A)	温水ヒーター

建物名	研修施設 03	地区	神奈川	竣工	2000 年	改修	—	規模	4,093m ²
分類	熱源	方式	中央式 (2管式)	専用/兼用	兼用	エネルギー源	都市ガス (13A)		
機器	温水ヒーター	型式	標準 (熱回収無, 2回路)						
	貯湯槽	型式	密閉型	方式	成層				
端末器具	標準	種類	混合水栓/シャワーヘッド	温調方式	シングルバー	手動/自動	手動/自動		
分析期間	2012 年 11 月～2013 年 1 月			製造年月	2000 年 7 月				
制御内容	5) 貯湯槽温度制御 6) 温水行き温度制御 ・給湯, ろ過昇温			機器仕様	B-1 151kW , B-2 151kW (ガス消費量 : 15.2Nm ³ /h・台) ST-1 2.0m ³ , ST-2 2.0m ³ HP-1 40L/min×0.25kW×2 HP-2 20L/min×0.15kW HP-3 20L/min×0.15kW×2 ろ過機熱交換器 24kW×1, 12kW×1				
給湯配管長	総延長 520m								
保温仕様	配管 : グラスウール 20mm 貯湯槽 : グラスウール 50mm								

システムフロー



研修施設 03（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	燃料（都市ガス 13A）	温水ヒーター

<制御内容，評価項目計算式>

1. 制御内容

(1) 温水ヒーター（B-1, B-1）

温水ヒーター出口温度による On-Off 制御（台数制御は無し，ボイラ設定温度 80℃）

(2) 給湯一次ポンプ（HP-1）

貯湯槽内温度による給湯 1 次ポンプの On/Off 制御。ポンプはそれぞれの貯湯槽と対で運転。（設定温度 60℃）

(3) ろ過温水ポンプ（HP-3）

自動運転（ろ過起動時はそれぞれのろ過に対して常時 1 台運転）。起動はタイムスケジュールによる。

(4) 返湯ポンプ（HP-2）

自動運転（ボイラ起動時は常時 1 台運転）

2. 評価項目計算式

※添え字（記号）はシステムフロー図の計測器番号を示す。

(1) 燃焼熱量

燃焼熱量[MJ]=燃料消費量 (F7) [Nm3]×燃料高位発熱量 (45) [MJ/Nm3]

(機器ごとの燃焼熱量は，各機器の製造熱量より按分するものとする。)

(2) 製造熱量

製造熱量[MJ]=給湯製造熱量[MJ]+ろ過製造熱量[MJ]

(3) 給湯製造熱量

給湯製造熱量[MJ]=給湯一次流量 (F1, F3) [L]×(温水ヒーター出口温度 (T2, T6) [℃]

−温水ヒーター入口温度 (T1, T5) [℃]) ×4.186[kJ/kg・℃]÷1000

(4) ろ過製造熱量

ろ過製造熱量[MJ]=ろ過温水流量 (F2, F4) [L]×(温水ヒーター出口温度 (T4, T8) [℃]

−温水ヒーター入口温度 (T3, T7) [℃]) ×4.186[kJ/kg・℃]÷1000

(5) 放熱熱量

放熱熱量[MJ]=返湯流量 (F6) [L]×(給湯温度 (T10) [℃]−返湯温度 (T11) [℃]) ×4.186[kJ/kg・℃]÷1000

(6) 給湯熱量

給湯熱量[MJ]=給湯製造熱量[MJ] − 放熱熱量[MJ]

※超音波流量計では給水量の測定が困難であったため，給湯製造熱量と放熱熱量の差を給湯熱量とした。

(7) ボイラ効率

ボイラ効率[−]=製造熱量[MJ]÷燃焼熱量[MJ]

(8) 熱源効率

熱源効率[−]=製造熱量[MJ]÷{ 燃焼熱量[MJ]+ (温水ヒーター電流 (A1, A2) [A]

+給湯一次ポンプ電流 (A3) [A]+ろ過温水ポンプ電流 (A4) [A]) ×0.2[kV]×(力率) ×√3×9.97MJ/kWh }

(9) 給湯設備効率

給湯設備効率[−]=製造熱量[MJ]÷{ 燃焼熱量[MJ]+ (温水ヒーター電流 (A1, A2) [A]

+給湯一次ポンプ電流 (A3) [A]+ろ過温水ポンプ電流 (A4) [A]

+給湯二次ポンプ電流 (A5)) ×0.2[kV]×(力率) ×√3×9.97MJ/kWh }

※力率は機器の平均値 0.75 を使用した。

(10) 負荷率

負荷率[−]=製造熱量[MJ/h]÷定格製造熱量[MJ/h]

研修施設 03（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	燃料（都市ガス 13A）	温水ヒーター

<計測概要，研修期間，機器選定根拠>

1. 計測概要

(1) 計測器

- ・流量計：超音波流量計（後付）

精度：

口径	流速	精度
φ13～	2～32m/s	1.5% of rate
φ50未満	0～2m/s	0.03m/s
φ50～	2～32m/s	1.0% of rate
φ300未満	0～2m/s	0.02m/s
φ300～	1～32m/s	1.0% of rate
φ6000	0～1m/s	0.01m/s

- ・温度計：T型熱電対（後付）※表面温度 精度：熱電対 ±0.5℃，ロガー ±0.05%
- ・電流計：クランプ式電流計（後付） 精度：本体 ±0.5%，センサー ±0.3%
- ・ガス流量計：膜式ガスメーター（既設，パルス発信式） ※中央監視データ使用

(2) データ収集時間間隔

- ・流量：1分間隔，瞬時値
- ・温度：1分間隔，瞬時値
- ・電流：1分間隔，平均値
- ・ガス流量：10分間隔 積算値（中央監視盤データ使用）

(3) データ処理

- ・1分間隔のデータを10分間平均，1時間平均，1日積算に集計（ガス流量除く）
- ・一次エネルギーでの評価を行うために，高位発熱量を使用して燃焼熱量を算出した。
- ・ガス流量計は取引メータであり，温度補正されているのでノルマル流量とした。

2. 研修期間

A研修：11/15（水）～11/17（土）※11/14に前泊者有り

B研修：11/19（月）～11/22（木）※11/18に前泊者有り

3. 機器選定根拠

設計段階の機器選定の根拠を以下に示す。

(1) 1日給湯量=60人（研修者）×200L/d・人=12,000L/d

10人（訪問者）×10L/d・人=100L/d

計 12,100L/d

(2) 貯湯槽容量=1日給湯量×1日給湯量に対する貯湯割合（=1/5）÷容積率（0.7）=3,500L

(4) 温水ヒーター加熱能力

給湯負荷=浴槽容量（=5650m³）×（給湯温度 45℃—5℃）=226,000kcal/h（263kW）

※給湯が最大となる浴槽湯張り時にて選定

浴槽負荷=負荷算定値 30,000kcal（35kW）

温水ヒーター加熱能力=給湯負荷+浴槽負荷=298kW

(5) 選定機器

貯湯槽 2,000L×2台=4,000L

温水ヒーター 151kW×2台=302kW

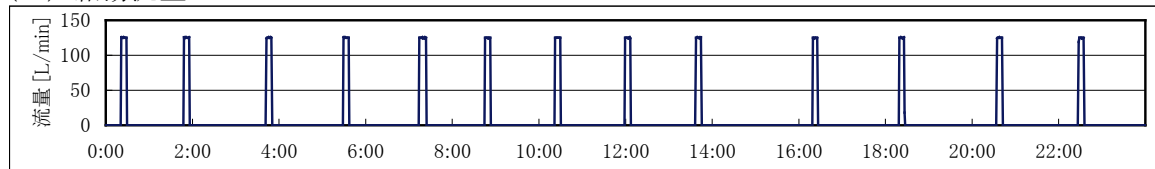
研修施設 03 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (都市ガス 13A)	温水ヒーター

<一次側：温水ヒーター (B-1) トレンドデータ>

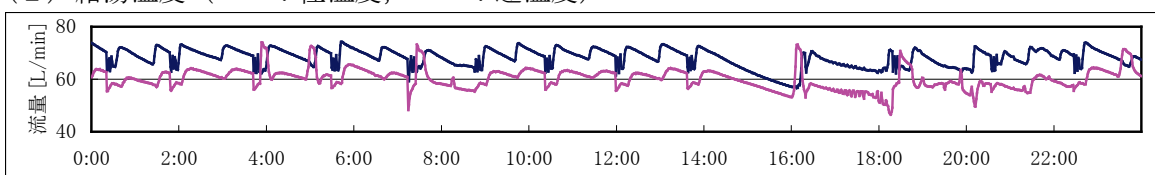
B-1 (11月16日 (金)) 1日分 【1分間データ】

(1) 給湯流量



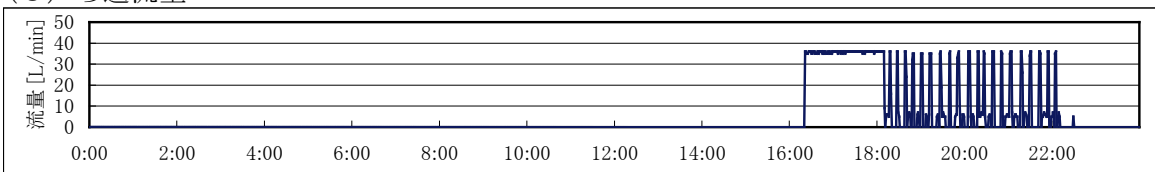
図IV.3.3.1 B-1 給湯流量

(2) 給湯温度 (— : 往温度, — : 還温度)



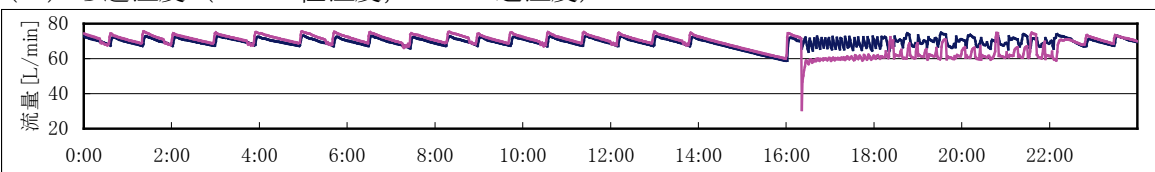
図IV.3.3.2 B-1 給湯温度

(3) ろ過流量



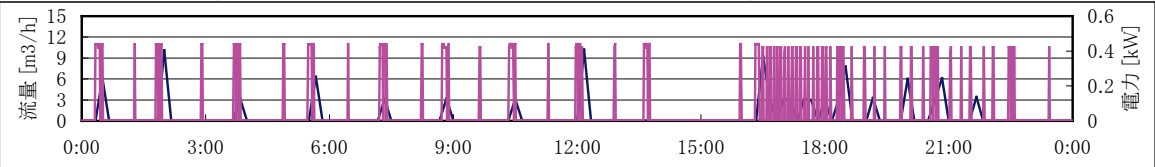
図IV.3.3.3 B-1 ろ過流量

(4) ろ過温度 (— : 往温度, — : 還温度)



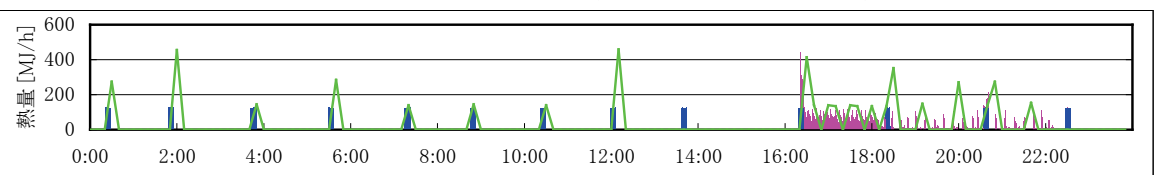
図IV.3.3.4 B-1 ろ過温度

(5) 燃料消費量, 温水ヒーター消費電力 (— : 燃料流量, — : 温水ヒーター電力)



図IV.3.3.5 B-1 燃料消費量, 温水ヒーター消費電力

(6) 製造熱量および燃焼熱量 (— : 燃焼熱量, — : 給湯製造熱量, — : ろ過製造熱量)



図IV.3.3.6 B-1 製造熱量および燃焼熱量

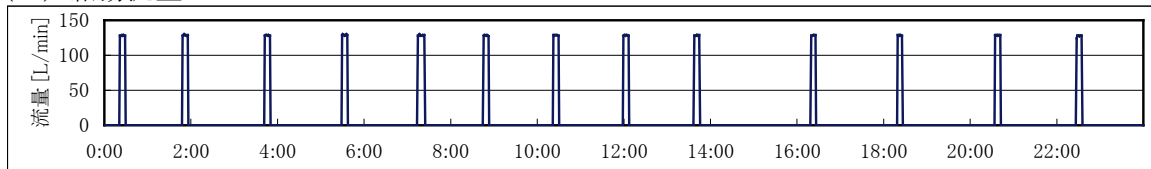
研修施設 03 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (都市ガス 13A)	温水ヒーター

<一次側：温水ヒーター (B-2) トレンドデータ>

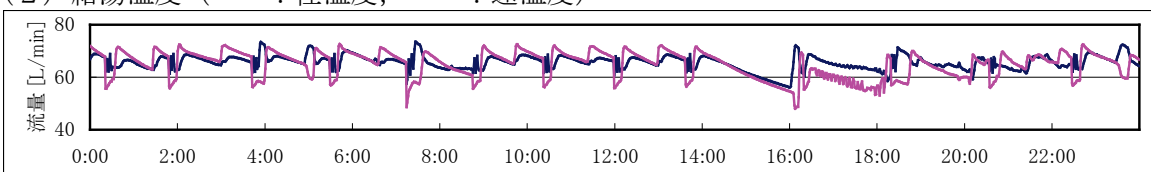
B-2 (11月16日 (金)) 1日分 【1分間データ】

(1) 給湯流量



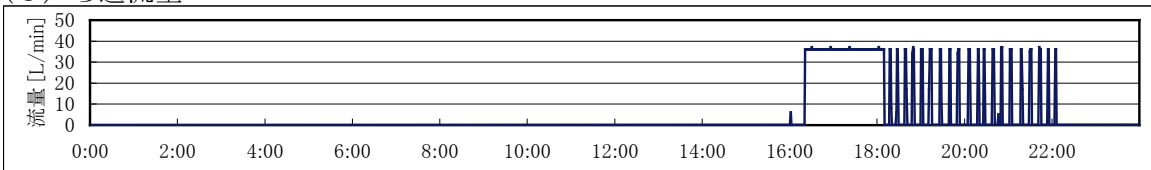
図IV.3.3.7 B-2 給湯流量

(2) 給湯温度 (—: 往温度, —: 還温度)



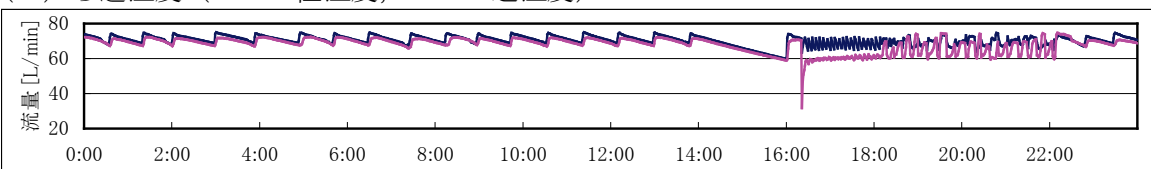
図IV.3.3.8 B-2 給湯温度

(3) ろ過流量



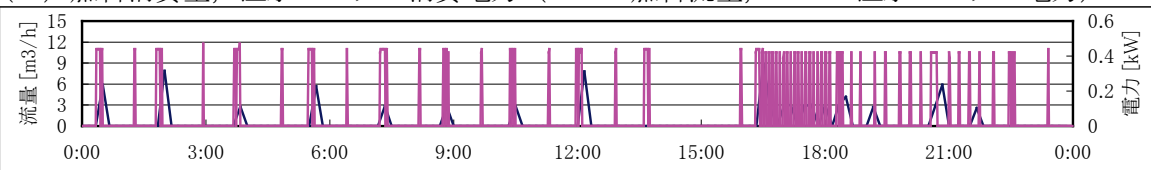
図IV.3.3.9 B-2 ろ過流量

(4) ろ過温度 (—: 往温度, —: 還温度)



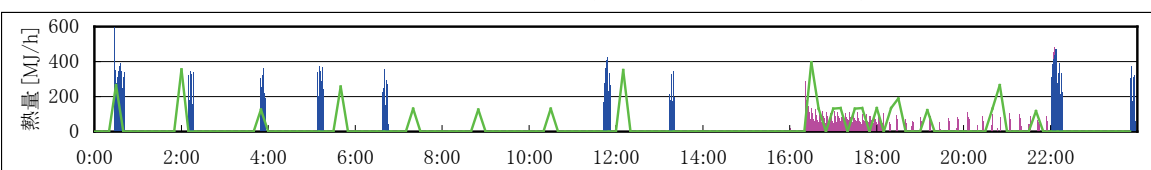
図IV.3.3.10 B-2 ろ過温度

(5) 燃料消費量, 温水ヒーター消費電力 (—: 燃料流量, —: 温水ヒーター電力)



図IV.3.3.11 B-2 燃料消費量, 温水ヒーター消費電力

(6) 製造熱量および燃焼熱量 (—: 燃焼熱量, —: 給湯製造熱量, —: ろ過製造熱量)



図IV.3.3.12 B-2 製造熱量および燃焼熱量

研修施設 03（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	燃料（都市ガス 13A）	温水ヒーター

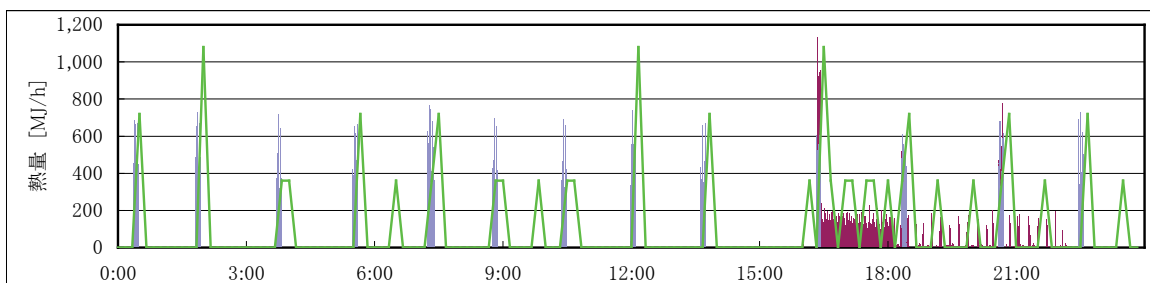
<一次側：熱量解析（B-1, B-2 合計）>

給湯製造熱量は負荷変動を平準化する貯湯槽があるために間欠的に発生している。ろ過製造熱量は 16 時半頃から運転開始され 18 時頃には浴槽湯張りが完了し以後保温運転されている。

測定期間の合計から求めた温水ヒーターのボイラ効率は 69.6%(高位発熱基準)であった。機器定格ボイラ効率より測定期間の合計から求めた温水ヒーターのボイラ効率が低くなるのは、負荷に対して温水ヒーターの容量が大きく、発停頻度が多いためである。特に給湯が無く必要加熱量の少ないろ過の負荷のみがある場合はその傾向が強い。

(1) 1 次側全体の燃焼熱量，給湯製造熱量，ろ過製造熱量（11/16） 【1 分間データ】

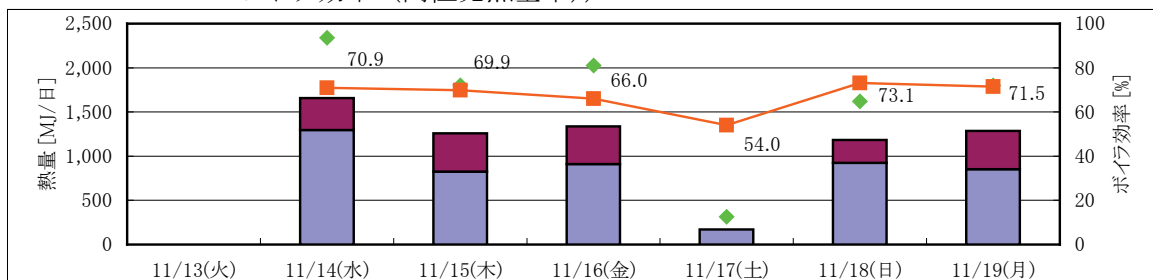
（—：燃焼熱量，—：給湯製造熱量 —：ろ過製造熱量）



図IV.3.3.13 1 次側全体の空調製造熱量，給湯製造熱量，燃焼熱量（11/16）

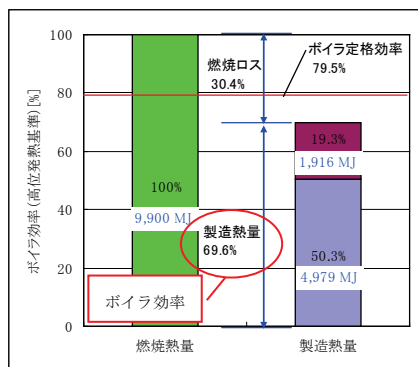
(2) 1 週間における 1 次側全体の燃焼熱量，給湯製造熱量，空調製造熱量，ボイラ効率の推移（◆：燃焼熱量，■：給湯製造熱量，■：ろ過製造熱量，

■：ボイラ効率（高位発熱基準）



図IV.3.3.14 一週間における 1 次側全体の空調製造熱量，給湯製造熱量，燃焼熱量，ボイラ効率

(3) 1 週間（11/13～11/19）のボイラ効率（高位発熱基準）



■：給湯製造熱量
■：ろ過製造熱量

燃焼ロス：温水ヒーターからの放熱と燃焼時およびプレパージ・ポストパージの排気からの放熱

図IV.3.3.15 一週間のボイラ効率

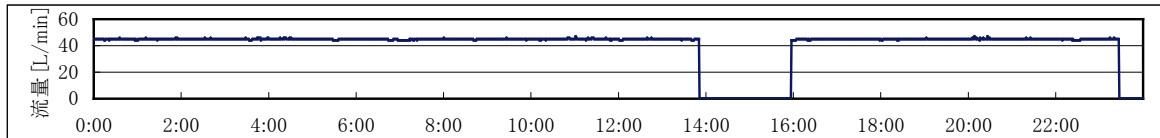
研修施設 03 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (都市ガス 13A)	温水ヒーター

<二次側：循環系トレンドデータ>

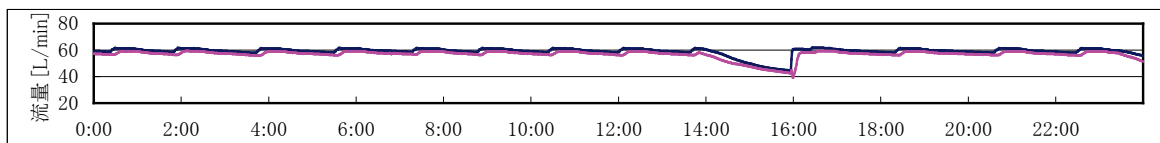
循環系 (11月16日(金)) 1日分 【1分間データ】

(1) 返湯流量



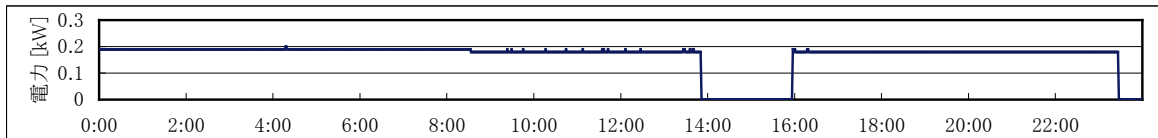
図IV. 3. 3. 16 返湯流量

(2) 温度 (— : 給湯温度, — : 返湯温度)



図IV. 3. 3. 17 給湯温度および返湯温度

(3) 給湯二次ポンプ消費電力



図IV. 3. 3. 18 給湯二次ポンプ消費電力

研修施設 03（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	燃料（都市ガス 13A）	温水ヒーター

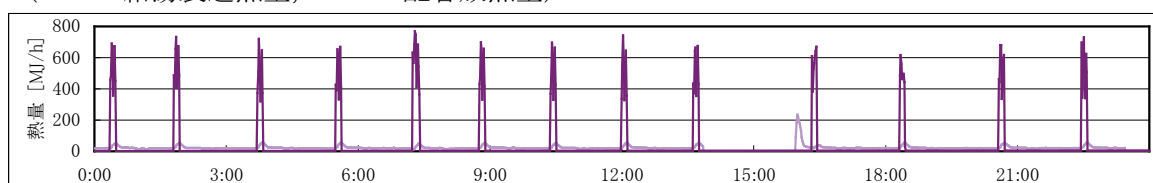
＜二次側：熱量解析＞

二次側の給湯製造熱量，給湯熱量，放熱熱量の関係を次に示す．給湯製造熱量は負荷変動を平準化する貯湯槽があるため間欠的に発生している．

1日目で集計してみると，研修の有無によって給湯使用状況が異なることから，給湯熱量は日によって異なる傾向がある．また返湯ポンプの運転時間が日によって異なるため，放熱熱量も異なった傾向となった．なお給湯熱量は給湯製造熱量から放熱量を引いて算出したものである．一週間の集計から製造した熱量に対して給湯で使用された熱量は63.2%であった．残り36.8%は放熱であった．

(1) 1日（11/16（金））のデータ 【1分間データ】

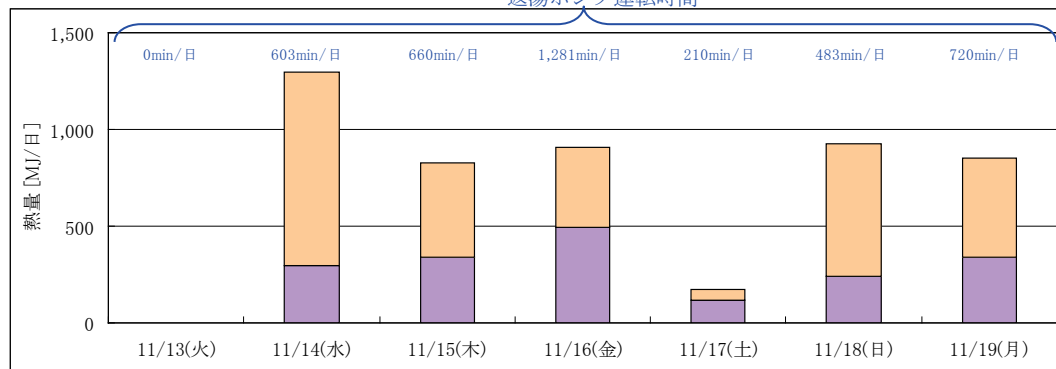
（—：給湯製造熱量，—：配管放熱量）



図IV. 3. 3. 19 1日（11/16）の給湯製造熱量および配管放熱量

(2) 1週間のデータ（—：給湯熱量，—：放熱熱量）

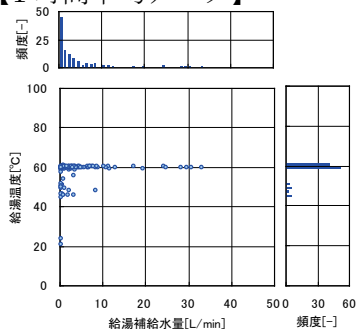
返湯ポンプ運転時間



図IV. 3. 3. 20 一週間の給湯熱量および放熱熱量

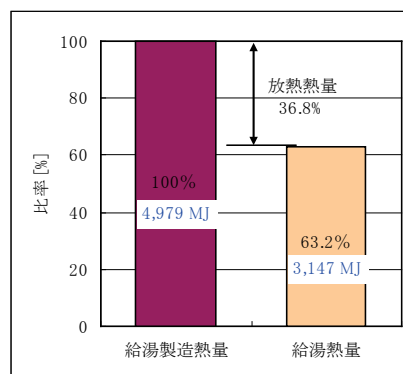
(3) 給湯補給水量と給湯温度の関係

【1時間平均データ】



図IV. 3. 3. 21 給湯補給水量と給湯温度の関係

(4) 1週間の給湯製造熱量と給湯熱量の比較



図IV. 3. 3. 22 一週間の給湯製造熱量と給湯熱量の比較

研修施設 03（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	燃料（都市ガス 13A）	温水ヒーター

<給湯設備熱効率> まとめ

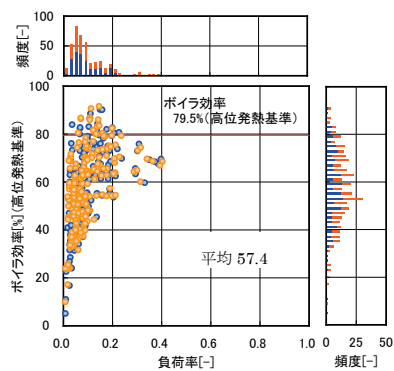
測定期間 11/2～12/10

温水ヒーターのボイラ効率は0～90%の範囲で分布している。またガス燃料温水ヒーターの負荷率は0.4以下と低い。

給湯熱量（給湯2次）とろ過熱量の合計（負荷熱量）は給湯設備全体の1次エネルギー消費量に対して49.6%であった。

(1) 負荷率とボイラ効率（一次側）

【1時間データ】



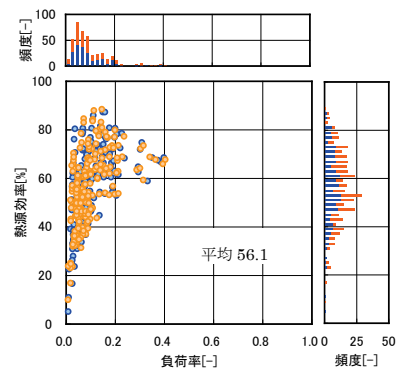
※負荷率はボイラ定格値を1とした。

※ ● : B-1, ○ : B-2

図IV.3.3.23 負荷率とボイラ効率の関係

(2) 負荷率と熱源効率（一次側）

【1分間データ】



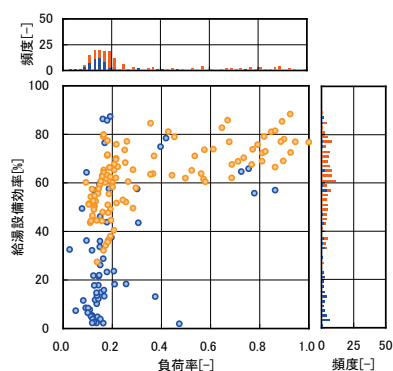
※負荷率はボイラ定格値を1とした。

※ ● : B-1, ○ : B-2

図IV.3.3.24 負荷率と熱源効率の関係

(3) 負荷率と給湯設備効率

【1分間データ】



※負荷率の分母は空調、給湯の最大値で算出した。

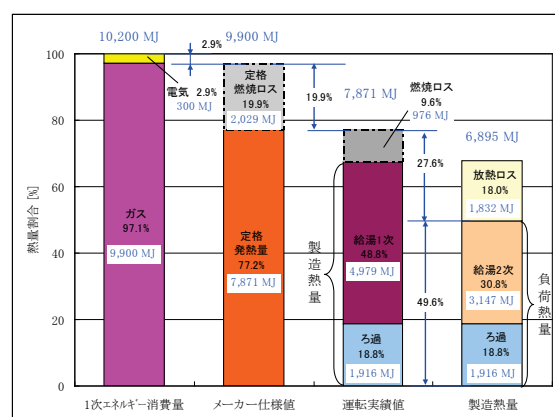
（ろ過熱量：178MJ/h，給湯熱量：442MJ/h）

※ ● : ろ過, ○ : 給湯2次

図IV.3.3.25 負荷率と給湯設備効率の関係

(4) 週間積み上げの消費量比較

11/13～11/19の期間データ



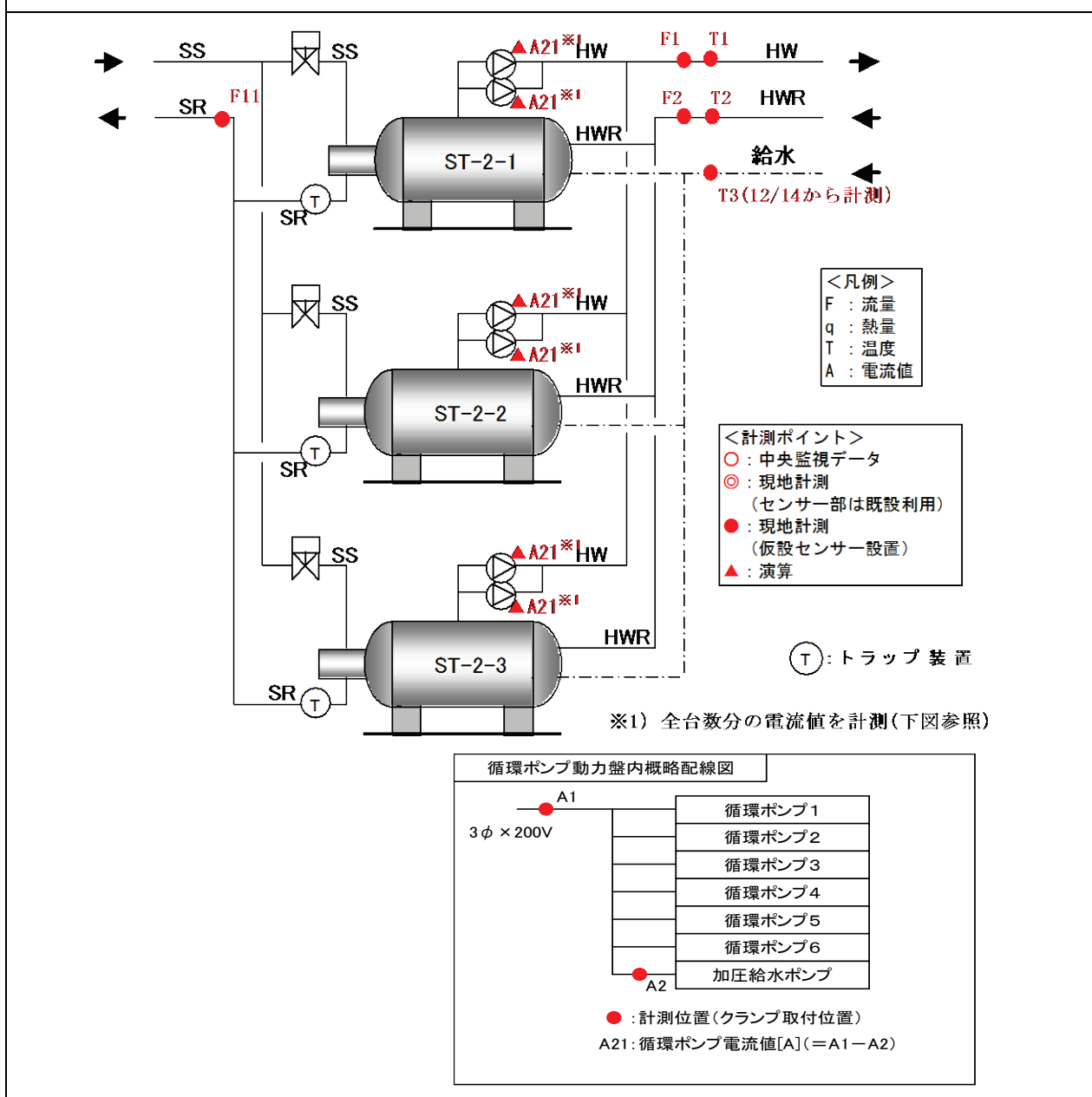
図IV.3.3.26 一週間積み上げの消費量比較

3.4 ホテル02（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	燃料（都市ガス13A）	蒸気ボイラ

建物名	ホテル02	地区	関東	竣工	1989年	改修	—	規模	56,917m ²
分類	熱源		方式	中央式（2管式）		専用/兼用	兼用		
機器	貯湯槽		型式	密閉式		方式	非成層		
端末器具	標準		種類	混合栓/シャワーヘッド		温調方式	シングルバー	手動/自動	手動/自動
分析期間	平成24年12月1日～平成25年1月9日			製造年月	1988年				
制御内容	槽内温度による蒸気2方弁制御			機器仕様	貯湯槽（ST-2-1, ST-2-2, ST-2-3, 3台） 容量20,000L（有効） 加熱能力：1,407kW（5℃→60℃） 循環ポンプ（P-20, 6台）, ラインポンプ 50φ×200L/min×15mAq×1.5kW				

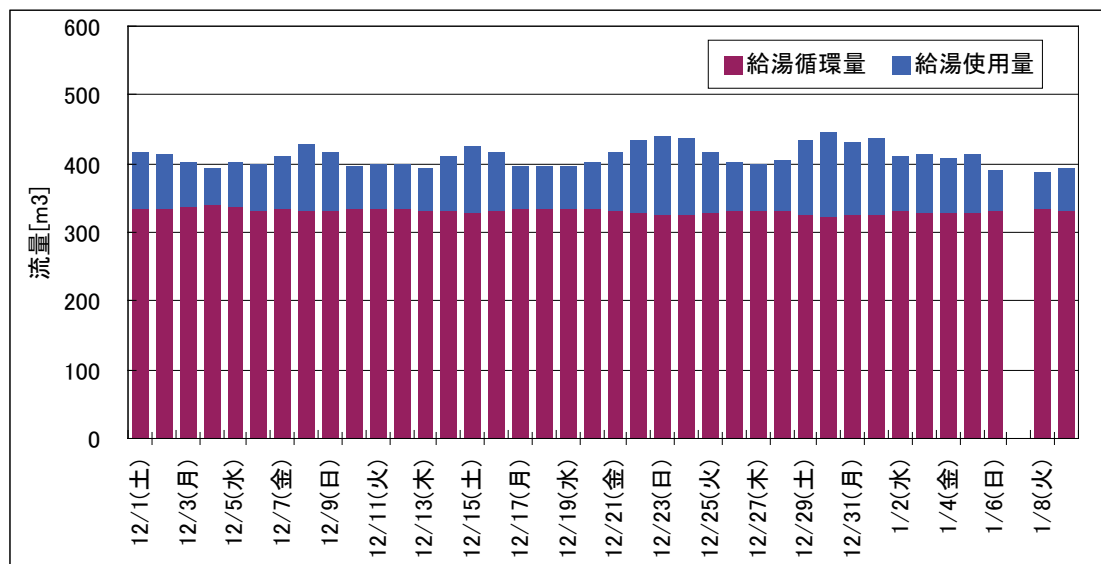
システムフロー



ホテル 02 (中央式給湯)

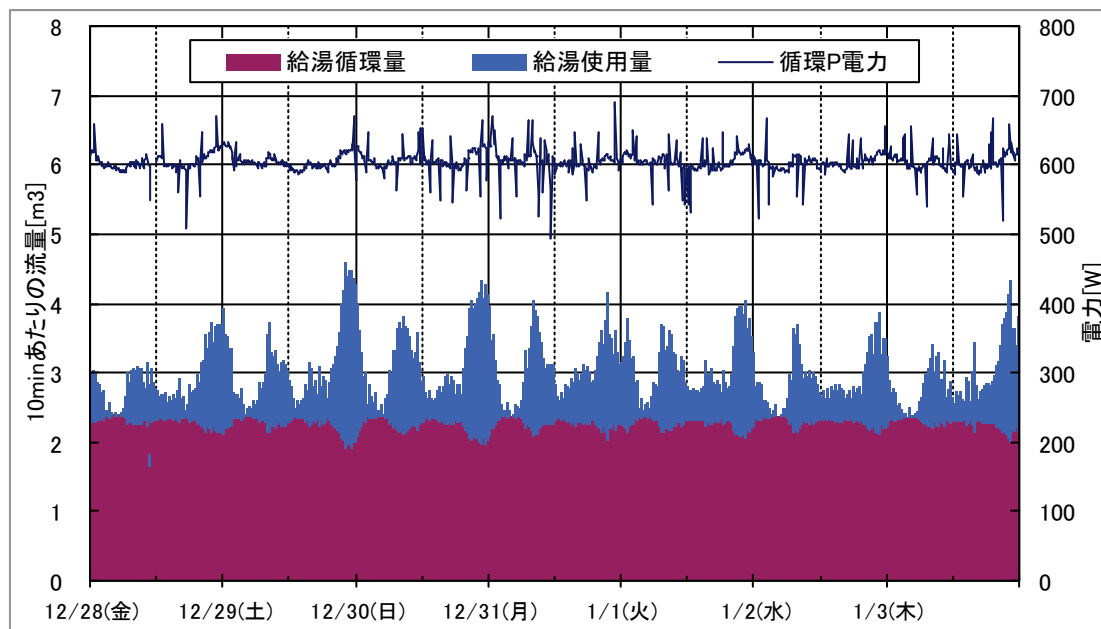
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	燃料 (都市ガス 13A)	蒸気ボイラ

2012年12月1日(土)～1月9日(水)の流量トレンドデータを示す。(1/7はデータ欠損のため除外)



図IV.3.4.1 日給湯使用量, 日給湯循環量

・給湯使用量は土・日・祝日に増となる傾向があるが, 給湯循環量はほぼ一定



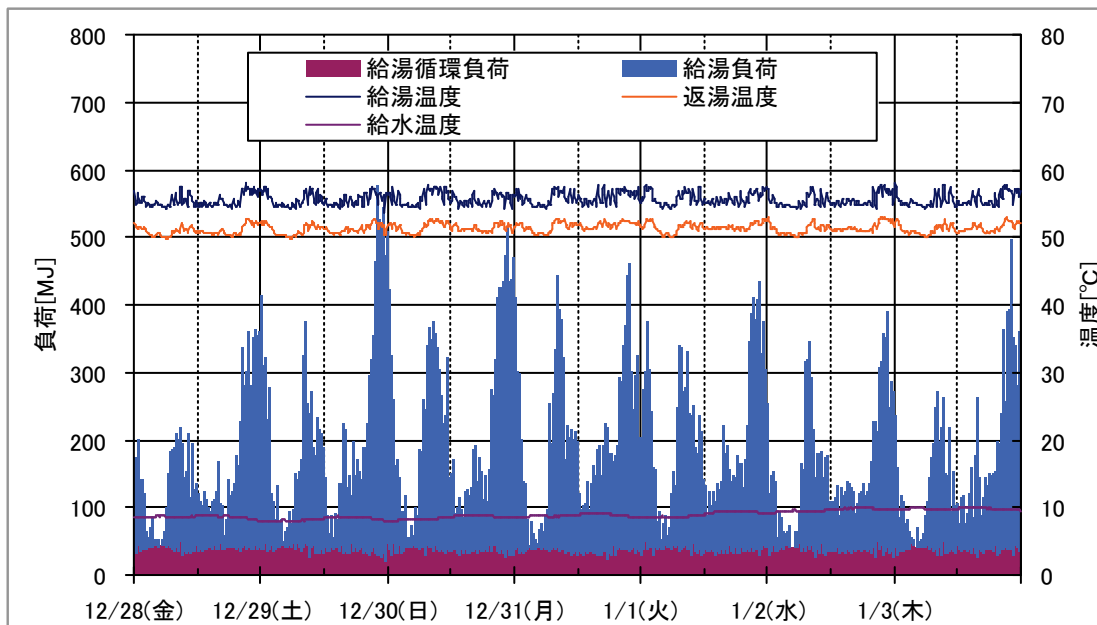
図IV.3.4.2 流量トレンド

- ・朝の8時ごろと夜21～24時ごろに給湯使用量がピークとなる
- ・給湯循環量はほぼ一定

ホテル 02（中央式給湯）

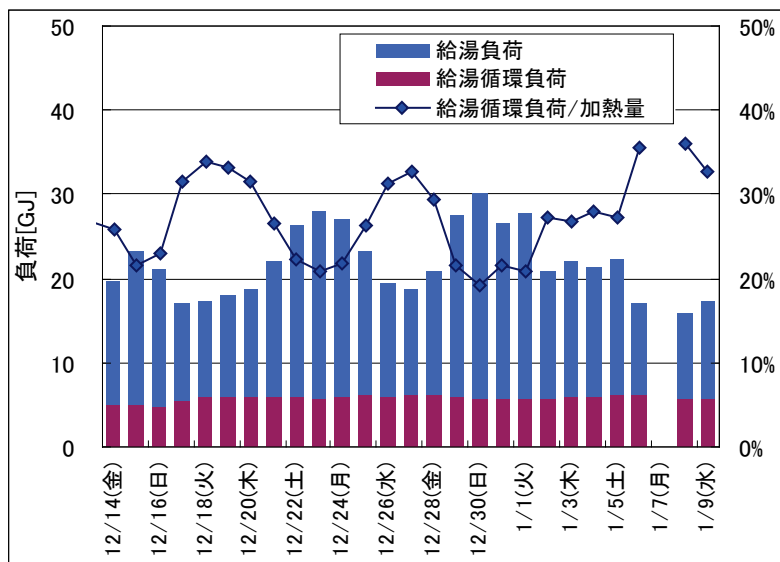
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	燃料（都市ガス 13A）	蒸気ボイラ

図IV.3.4.3に2012年12月28日（金）～1月3日（木）の熱量データを示す。

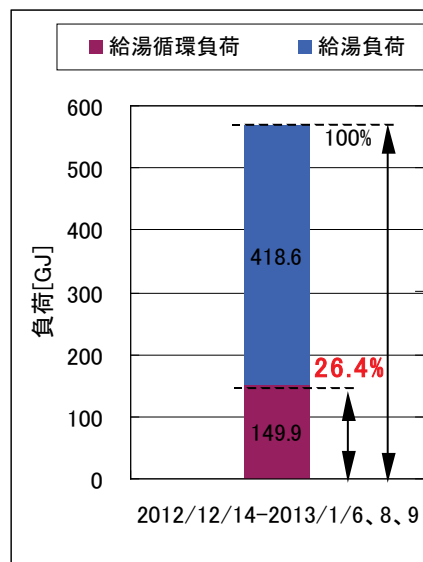


図IV.3.4.3 給湯温度、返湯温度、給湯負荷および給湯循環負荷

- ・ 給湯循環負荷はほぼ一定。
- ・ 給水の昇温に利用されるため給湯負荷のピークは給湯使用量のピークと重なる。



図IV.3.4.4 日給湯負荷と日給湯循環負荷



図IV.3.4.5 期間給湯負荷と期間給湯循環負荷

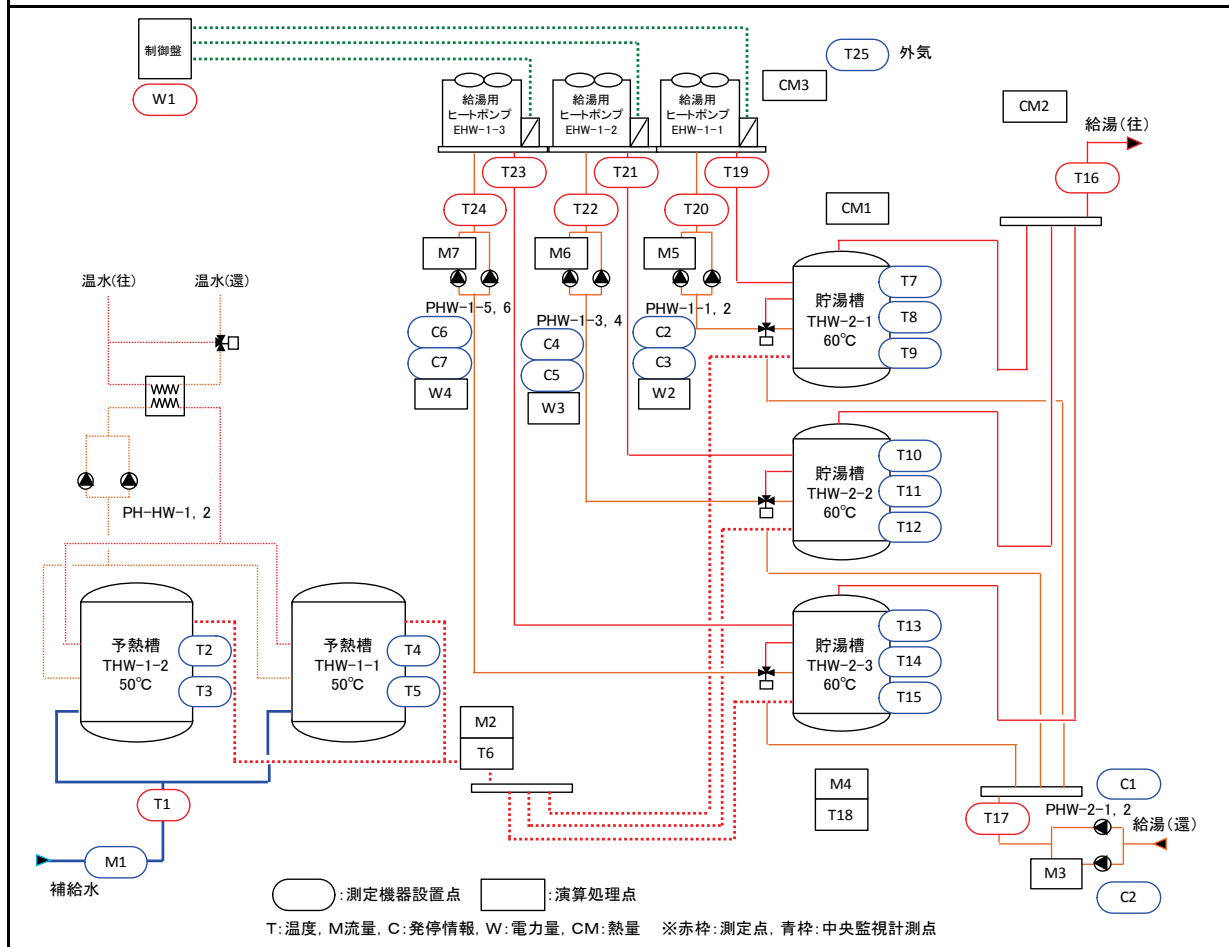
- ・ 給湯循環負荷はほぼ一定であるため、加熱量に対する割合は給湯負荷により変化する。
- ・ 2012/12/14 から 2013/1/9 における期間の割合は 26.4%であった。
(1/7 はデータ欠損のため評価から除外)

3.5 病院 08 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	電力	フロン冷媒ヒートポンプ

建物名	病院 08	地区	千葉	竣工	2008 年	改修	—	規模	14,158m ²
分類	熱源		方式	中央式(2管式)		専用/兼用	専用	エネルギー源	電力
機器	給湯用空冷ヒートポンプ		型式	屋外空気熱源型					
	貯湯タンク		型式	縦型貯湯槽		方式	成層		
端末器具	—		種類	—		温調方式	—	手動/自動	—
分析期間	2012 年 12 月 1 日～2012 年 12 月 25 日			製造年月	2007 年 7 月				
制御内容	制御対象：EHW-1, THW-1, THW-2, PHW-1, PHW-2 動作：ヒートポンプ ON-OFF 制御内容： ・地中熱 HP 温水による補給水予熱 (50℃) (分析対象外) ・EHW-1, PHW-1 連動運転 ・EHW-1 目標出湯温度 60℃ ・EHW-1 運転設定時間 0:00～8:00, 9:00～20:00 ・EHW-1 入水温度制御 (55℃), THW-2 出口側 3 方弁の比例制御 ・THW-2 廻り 槽内温度による PHW-1 の発停 中間温度 50℃で ON, 下部温度 60℃で OFF			機器仕様	EHW-1：給湯用空冷ヒートポンプ 加熱能力 52.6kW, 消費電力 20kW 3 基 エネルギー消費効率 2.64kW/kW 冷媒 HFC (R407C) 6.2kg×2 THW-1：予熱用貯湯タンク 有効 6,000L, 2 基, 1 階機械室 THW-2：貯湯タンク 有効 5,000L, 3 基, 屋上機器置場 PHW-1：給湯 1 次ポンプ 設計値 200L/min (仕様 70-250L/min), 0.75kW, 6 台 (3 組) PHW-2：給湯 2 次ポンプ (返湯用) 設計値 50L/min (仕様 20-70L/min), 0.25kW, 2 台 (1 組) 計測対象ポンプ：全て自動交互運転				

システムフロー



病院 08 (中央式給湯)

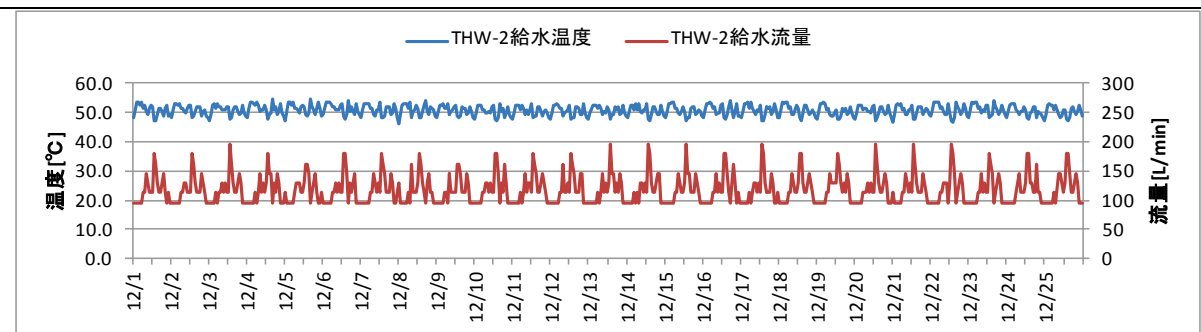
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	電力	フロン冷媒ヒートポンプ

<p>1. 測定項目</p> <p>(1) THW-1 補給水温度 T1 (2) THW-1 槽内中間温度 T2, T4 (3) THW-1 槽内下部温度 T3, T5 (4) THW-1 給湯温度 T6 (5) THW-2 槽内上部温度 T7, T10, T13 (6) THW-2 槽内中間温度 T8, T11, T14 (7) THW-2 槽内下部温度 T9, T12, T15 (8) 給湯温度 T16 (9) 返湯温度 T17 (10) THW-2 給水温度 T18 (11) EHW-1 出湯温度 T19, 21, 23 (12) EHW-1 入水温度 T20, 22, 24 (13) 外気温度 T25 (14) THW-1 補給水量 (THW-1 給湯量) M1 (15) THW-1 補給水量 M2 (16) 返湯流量 M3 (17) THW-2 給水量 M4 (18) EHW-1 循環流量 M5, 6, 7 (19) PHW-2 発停情報 C1, 2 (20) PHW-1 発停情報 C3, 4, 5, 6, 7, 8 (21) EHW-1 系統消費電力量 kW1 (22) PHW-1 消費電力量 kW2, kW3, kW4</p> <p>3. 評価項目計算式</p> <p>(1) THW-2 給水温度 T18 $\text{THW-2 給水温度 T18}[\text{°C}] = (\text{T6}[\text{°C}] + \text{M3}[\text{L}] \times (\text{T17}[\text{°C}] - \text{T6}[\text{°C}]) \div (\text{M2}[\text{L}] + \text{M3}[\text{L}]))$ $\text{※THW-1 給湯温度 T6}[\text{°C}] = (\text{T2}[\text{°C}] + \text{T4}[\text{°C}]) \div 2$ THW-2 給水温度 T18 は貯湯槽入口直前で余熱補給水 (T6) と給湯 (還) (T17) が合流しているため、上記式に演算した。</p> <p>(2) THW-2 給水量 M4 $\text{THW-2 給水量 M4}[\text{L}] = \text{M2}[\text{L}] + \text{M3}[\text{L}]$</p> <p>(3) 給湯製造熱量 CM3 $\text{給湯製造熱量 CM3}[\text{MJ}] = \text{CM4}[\text{MJ}] + \text{CM5}[\text{MJ}] + \text{CM6}[\text{MJ}]$ $\text{※EHW-1 給湯製造熱量 CM4, 5, 6}[\text{MJ}] = (\text{T19, 21, 23}[\text{°C}] - \text{T20, 22, 24}[\text{°C}]) \times \text{M5, 6, 7}[\text{L}] \times 4.1868[\text{kJ/kcal/°C}] \div 1000$</p> <p>(4) 放熱量 CM2 $\text{放熱量 CM2}[\text{MJ}] = (\text{T16}[\text{°C}] - \text{T17}[\text{°C}]) \times \text{M3}[\text{L}] \times 4.1868[\text{kJ/kcal/°C}] \div 1000$</p> <p>(5) 給湯熱量 CM1 $\text{給湯熱量 CM1}[\text{MJ}] = \text{CM3}[\text{MJ}] - \text{CM2}[\text{MJ}]$</p> <p>(6) 消費電力量 kW $\text{消費電力量 kW}[\text{kWh}] = \text{EHW-1 消費電力量 W1}[\text{kWh}] + \text{ポンプ消費電力量 W2, W3, W4}[\text{kWh}]$</p> <p>(7) システム COP $\text{システム効率}[-] = \text{給湯製造熱量 CM3}[\text{kWh}] \div \text{消費電力量 kW}[\text{kWh}] \times 100$</p>	<p>2. 計測概要</p> <p>(1) 計測器 ・温度ロガー(実測) 30分間隔, 瞬時値 ・電力量計(実測) 10分間隔, 平均値 ・中央監視測定点 10分間隔, 瞬時値 ・上記以外の中央監視(THW-1 補給水量) 30分間隔瞬時積算値</p> <p>(2) データ処理 ・10分間, 30分間データを1時間平均, 1日積算に集計 (一部のデータが30分間隔であるため, 10分計測より誤差が大きい) ・ポンプ循環流量は定格流量のため, 超音波流量計による測定値をもとに, ポンプ発停情報と合わせて算出した値を使用した。 ・ポンプ電力量は, 個別に測定した電流値をもとに, ポンプ発停情報と合わせて算出した値を使用した。 ・EHW 消費電力は空調用冷凍機のファンの電力量を含むが, 測定値から除外できないため, そのままの値を使用した。 ・PHW-1 は自動交互運転のため, 電力量は1組の値として算出した。</p>
--	--

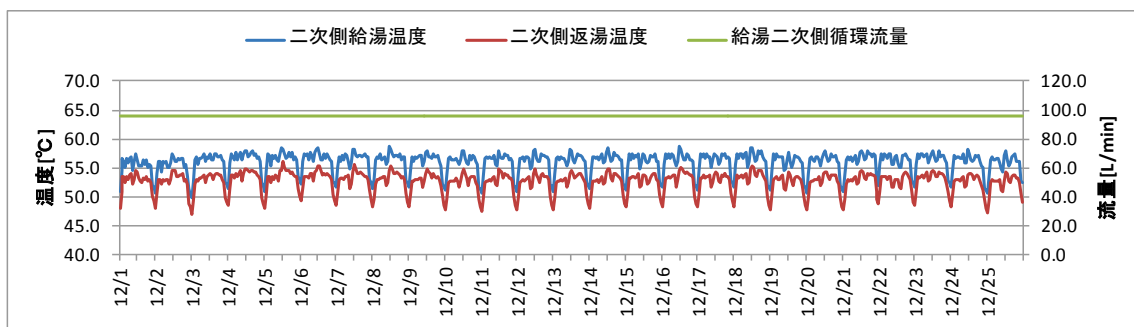
病院 08 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	電力	フロン冷媒ヒートポンプ

(1)測定期間中のトレンドデータ

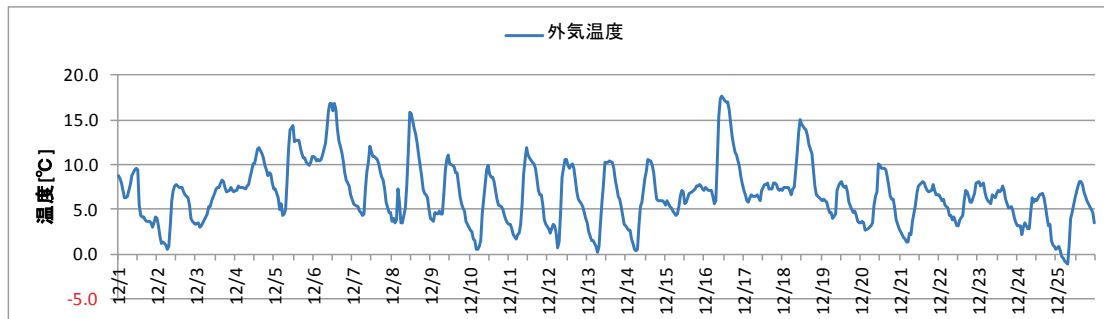


図IV.3.5.1 補給水温度と補給水量

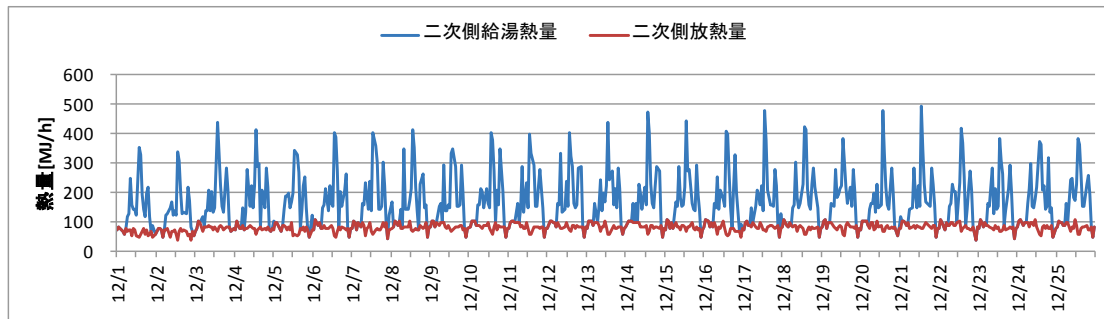


図IV.3.5.2 給湯温度、返湯温度と返湯流量

・負荷のない21:00 から2:00以外の時間帯では、二次側の給湯往還温度差は平均で約3.4℃の差となっている。



図IV.3.5.3 外気温度

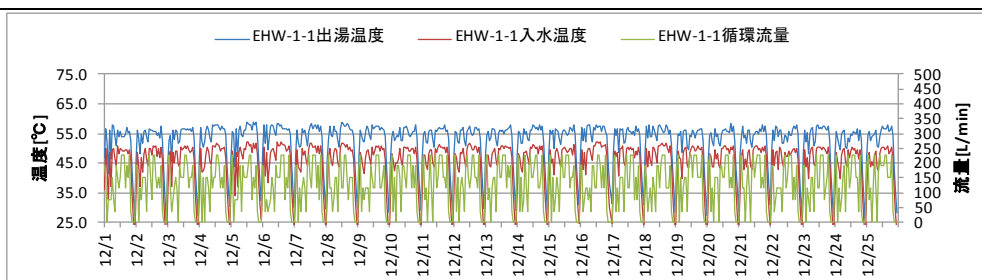


図IV.3.5.4 給湯熱量と放熱量

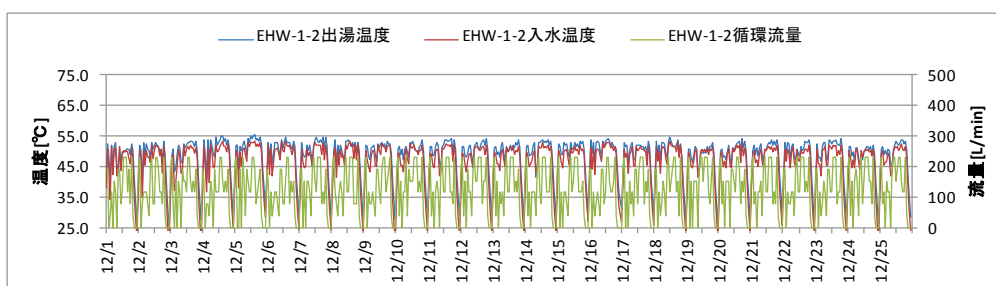
・二次側放熱量は給湯熱量に対し、計測期間を通して変動は少なく、平均81[MJ/h]であった。

病院 08 (中央式給湯)

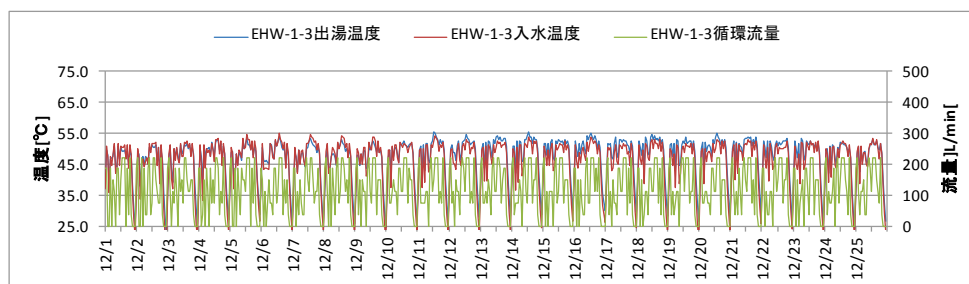
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	電力	フロン冷媒ヒートポンプ



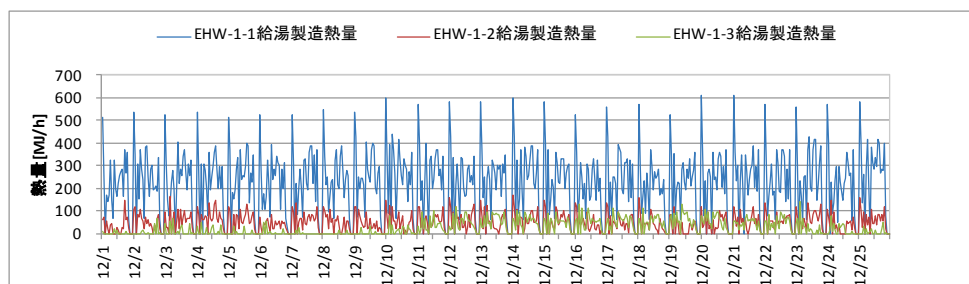
図IV.3.5.5 給湯用ヒートポンプ EHW-1-1 出湯, 入水温度と循環流量



図IV.3.5.6 給湯用ヒートポンプ EHW-1-2 出湯, 入水温度と循環流量



図IV.3.5.7 給湯用ヒートポンプ EHW-1-3 出湯, 入水温度と循環流量

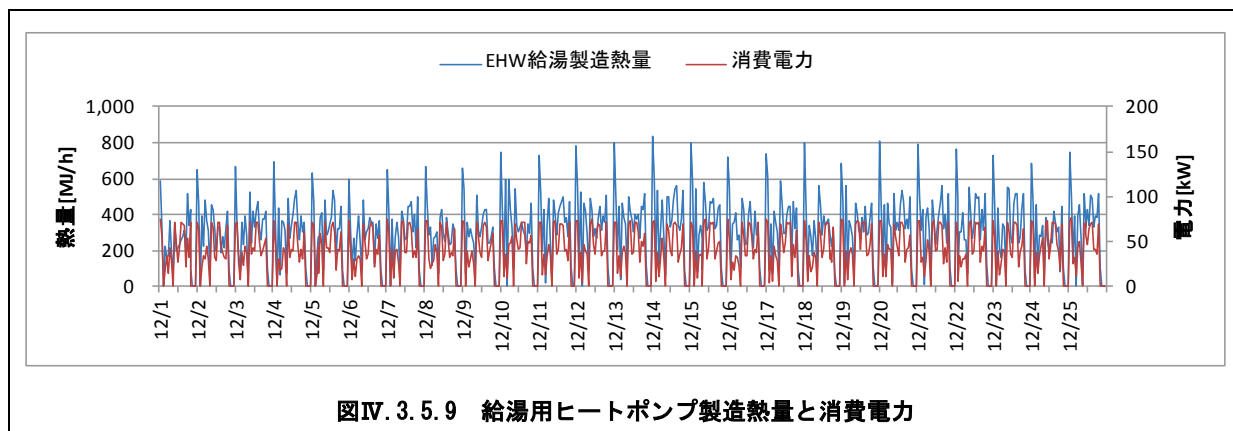


図IV.3.5.8 給湯用ヒートポンプ製造熱量

・ EHW-1-1 が出入口温度差 7.3℃に対し, EHW-1-2, -1-3 は 2.3℃, 1.4℃とほとんど温度差がついていないため, 製造熱量に大きな偏りが生じている. EHW の出入口温度差の推奨範囲は 3 から 6℃となっており, いずれも推奨範囲外の稼働状況となっている. (注: 出入口温度測定は配管表面温度により行い, また表面温度測定用の温度測定器ではなかったため, 屋外設置, 保温状況など測定状況による誤差が大きく影響している可能性がある. それぞれの測定器の機差がないことは確認している.)

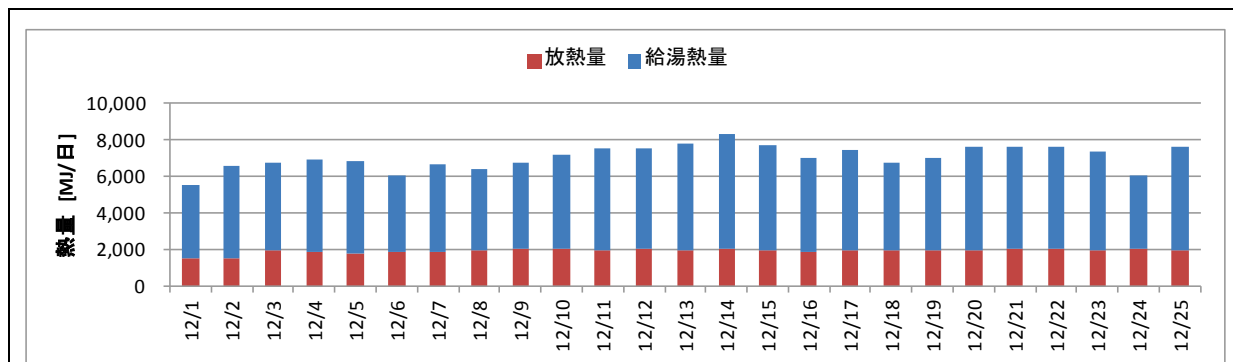
病院 08 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	電力	フロン冷媒ヒートポンプ



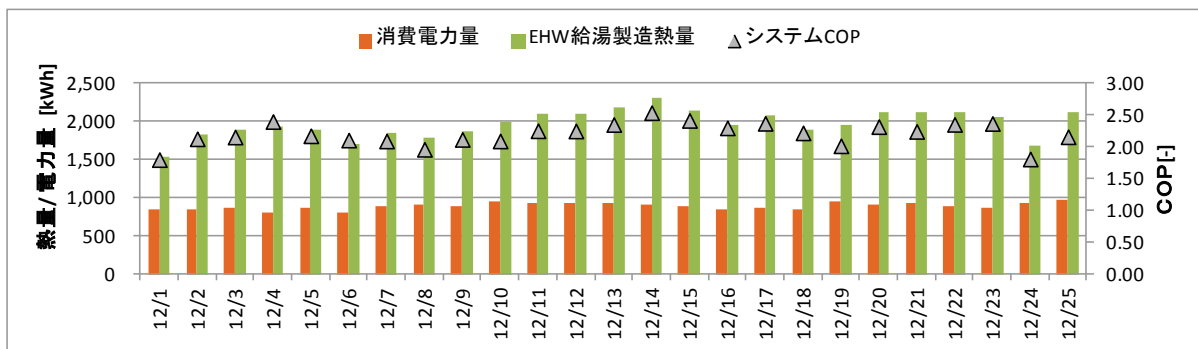
図IV. 3. 5. 9 給湯用ヒートポンプ製造熱量と消費電力

(2) 熱量解析



図IV. 3. 5. 10 日積算給湯熱量と日積算放熱量

・ 1日あたりの二次側放熱量は給湯製造熱量の推移によらず約 1,940[MJ/日]で一定である。

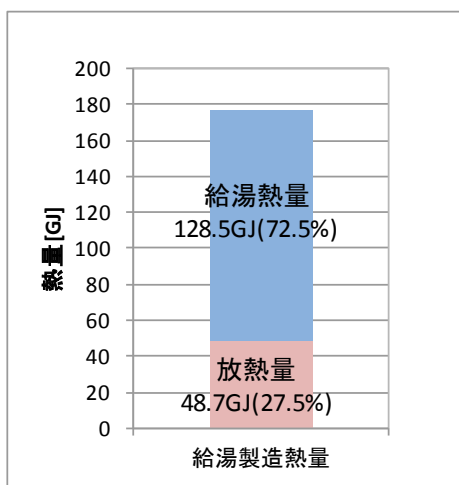


図IV. 3. 5. 11 日積算給湯製造熱量, 日積算消費電力量とシステム COP

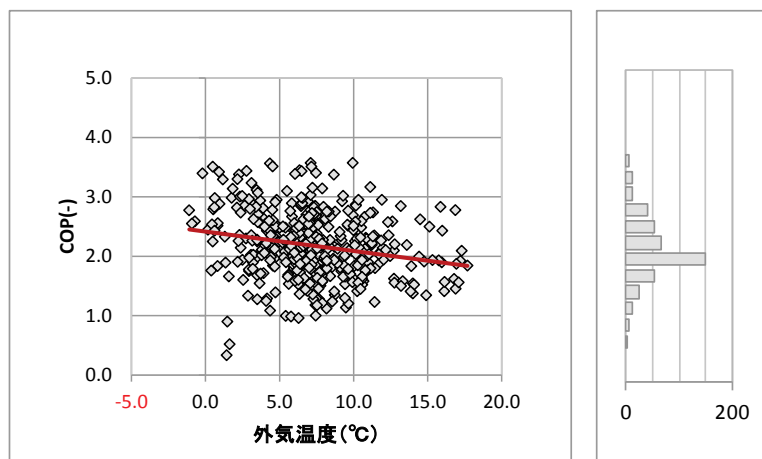
・ EHW 機器単体の COP2.64 に対し, 計測期間中の 1日あたりの平均システム COP は約 2.20 であった。

病院 08 (中央式給湯)

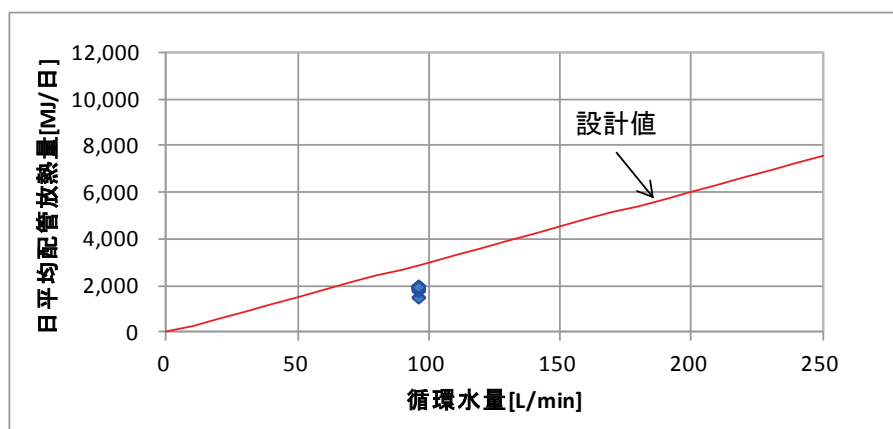
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	電力	フロン冷媒ヒートポンプ



図IV. 3. 5. 12 12月の積み上げ消費量比較



図IV. 3. 5. 13 COPと外気温度の関係 12月(1時間プロット)



図IV. 3. 5. 14 循環水量と日平均配管放熱量の関係 (N=25)

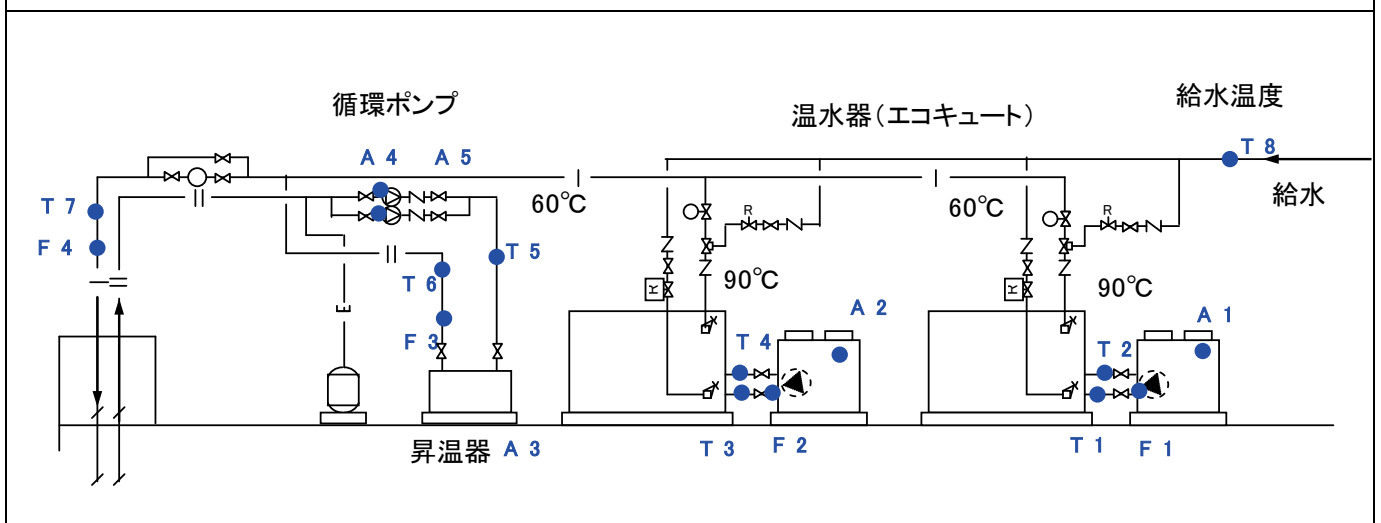
・往還温度差を5°Cとした循環流量に対する放熱量(設計値)に対し、実測値は直線の下部に分布しているため、配管放熱量が少ないことが分かる。

3.6 事務所 12 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	電力	C02冷媒ヒートポンプ

建物名	事務所12	地区	東京	竣工	2006年	新築	—	規模	3,124m ²
分類	熱源		方式	中央式(2管式)		専用/兼用	専用	エネルギー源	電力
機器	貯湯式電気温水器		型式	C02冷媒ヒートポンプ					
	貯湯槽		型式	密閉式		方式	成層	手動	
端末器具	標準		種類	単水栓		温調方式	—	手動/自動	—
分析期間	平成24年12月10日～平成25年1月8日			製造年月	2006年				
建築概要	地下1階・地上6階・塔屋1階			機器仕様					
給湯機	自然冷媒(CO2:R744)ヒートポンプ給湯機			<ul style="list-style-type: none"> 貯湯式電気温水器(貯湯量3000L) 2台 EH-1-1, -2 圧縮機: 8.4kW×3φ×200V(消費電力7.5kW90°C出湯) 送風機: 0.11×2台×3φ×200V 電気昇温器 HH-1: 加熱能力5.0kW(55°C→60°C) 3φ×200V 1台 湯循環ポンプ PH-1(自動交互運転) 2台 25φ×20L/min×10m(0.25kW×3φ×200V) 					
制御概要	<ul style="list-style-type: none"> エコキュート(熱源機器)の運転 午22:00～翌日8:00 貯湯運転 8:00～22:00 追い炊き運転 目標出湯温度 90°C 給湯は温水器90°C給湯と給水とを混合して60°Cで給湯する。選り側は、5°C程度加温し、60°Cで給湯側へ戻す設計となっている。 								

システムフロー



給湯システム系統図と計測点

<計測ポイント>

全て、現地計測

電力は、現地にて電流値を計測し、演算により、算出する。

<凡例>

F : 流量

T : 温度

A : 電流値

事務所 12 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	電力	C02 冷媒ヒートポンプ

コメント

(1) データの収集時間間隔

- ・現地計測データ：30 秒間隔，瞬時値

(2) データ処理：30 秒間隔瞬時値→1 分間平均値に処理

- ・その後，1 時間平均値としてデータを処理した。

(3) 解析データのフィルタリング項目

(4) 計測方法

流 量：超音波流量計による計測

温 度：サーミスタによる管表面計測

(精度：±0.5℃ (0~35℃未満)，センサーを管表面に設置後，保温材を巻き付けて計測)

電流値：クランプセンサによる計測

(5) その他 (設備および運用に関する情報など)

供給先：レストラン

給湯管の保温厚 20m/mGW

名 称	仕 様		台 数	備考
ヒートポンプ 温水器	型式	ヒートポンプ給湯機	2 台	
	使用冷媒	C02 (R744) 冷媒		
	出湯温度	9 0℃ (熱源機出口温度)		
	定格加熱能力	2 4 . 7 kW		
	定格消費電力	7 . 5 kW		
	成績係数	3 . 3		
	昇温方式	一過式		
	貯槽容	ステンレス槽 5 0 0 L×6 缶		

事務所 12 (中央式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	電力	C02 冷媒ヒートポンプ

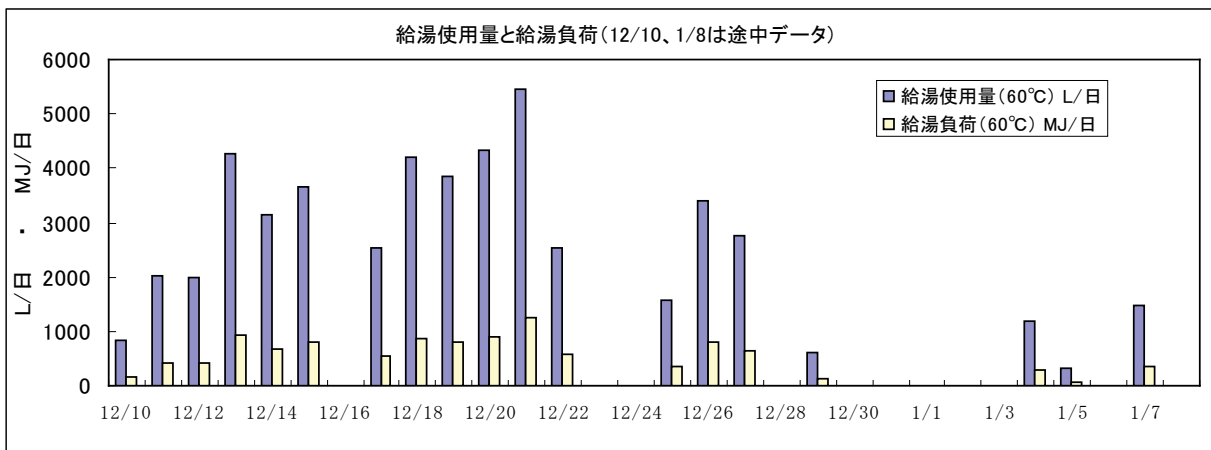
表IV.3.6.1 計測ポイントと算出式

(1) 熱源機器 エコキュート				
1) 温水器 EH-1-1	1次側加熱量	流量計 F1	加熱量 Q1	$F1 \times (T1 - T2)$
行き温度		温度計 T1		
還り温度		温度計 T2		
熱源電力	電流値を測定し算出	電流 A1	電力 WH1	$0.85 \times \sqrt{3} \times V \times A1$
			効率	加熱量 Q1 ÷ 電力量 WH1
2) 温水器 EH-1-2	1次側加熱量	流量計 F2	加熱量 Q2	$F2 \times (T3 - T4)$
行き温度		温度計 T3		
還り温度		温度計 T4		
熱源電力	電流測を測定し算出	電流 A2	電力 WH2	$0.85 \times \sqrt{3} \times V \times A2$
			効率	加熱量 Q2 ÷ 電力量 WH2
(2) 昇温器 (HH-1) 55℃→60℃				
流量 (循環 P)	給湯還り流量	流量計 F3	加温熱量 Q3	$F3 \times (T6 - T5)$
入側温度	給湯還り温度	温度計 T6		
出側温度	給湯昇温器出口	温度計 T5		
昇温器電力	電流値を測定し算出	電流 A3	電力 WH3	$0.85 \times \sqrt{3} \times V \times A3$
			効率	加熱量 Q3 ÷ 電力量 WH3
(3) 給湯負荷				
1) 二次側給湯使用量	$F4 - F3$			
	給湯行き流量	流量計 F4		
	給湯還り流量 (循環 P)	F3		
2) 二次側給湯負荷 (熱量)				$(F4 - F3) \times (給湯行き T7 - 給水 T8)$
二次側給湯使用量 (60℃給湯流量)		$F4 - F3$		
給湯往温度 (60℃ 想定)		温度計 T7		
給水温度		温度計 T8		
(4) 配管放熱量		$F3 \times (T7 - T6)$	または昇温器消費電力量で評価	
循環流量 (循環 P 流量)		流量計 F3		
給湯行き温度 (60℃ 想定)		温度計 T7		
給湯還り温度 (55℃ 想定)		温度計 T6		
循環ポンプ (交互運転)		電流 A4 A5	電力 WH4	WH5
昇温器電力を考慮		電力 WH3		

事務所 12（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	電力	C02 冷媒ヒートポンプ

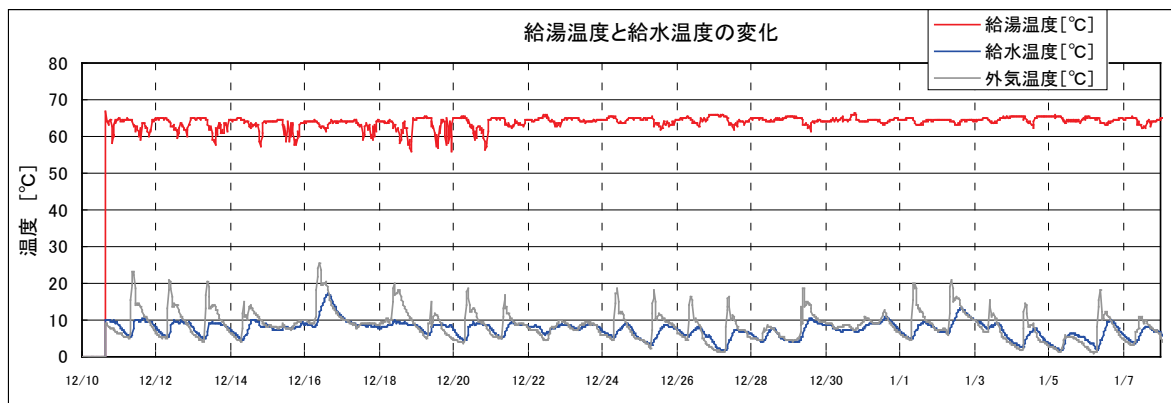
1) 2012年12月10日（金）～2013年1月7日までの期間給湯使用量と給湯負荷を示す



図IV.3.6.1 給湯負荷

二次側給湯負荷がある場合は、ほぼ 4000L/日程度の給湯使用量がある。年末・年始はほとんど給湯負荷が無い。

2) 二次側への給湯温度と給水温度の変化



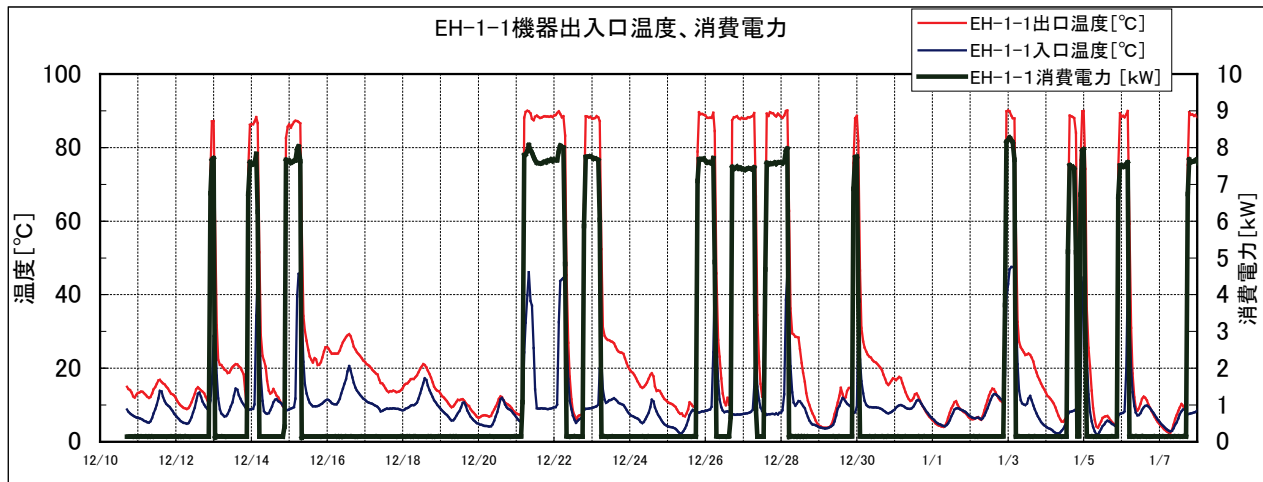
図IV.3.6.2 給湯温度と給水温度の変化

- ・ 二次側への給湯温度は、60°C～65°Cの範囲で変化している。
- ・ 二次側への給湯温度の制御は、ミキシングバルブが使われており、貯湯槽からの90°Cの給湯と給水が混合し、65°C近傍で、供給されている。
- ・ 温度制御性能は、ミキシングバルブ性能によるものと考えられる。
- ・ 外気温度は日射の影響により、8～10時に急激に上昇している。
- ・ 給水温度は周囲温度（外気温度）の影響を受けており、特に給水使用量が少ない時に外気温度と同様の温度変化をしている。

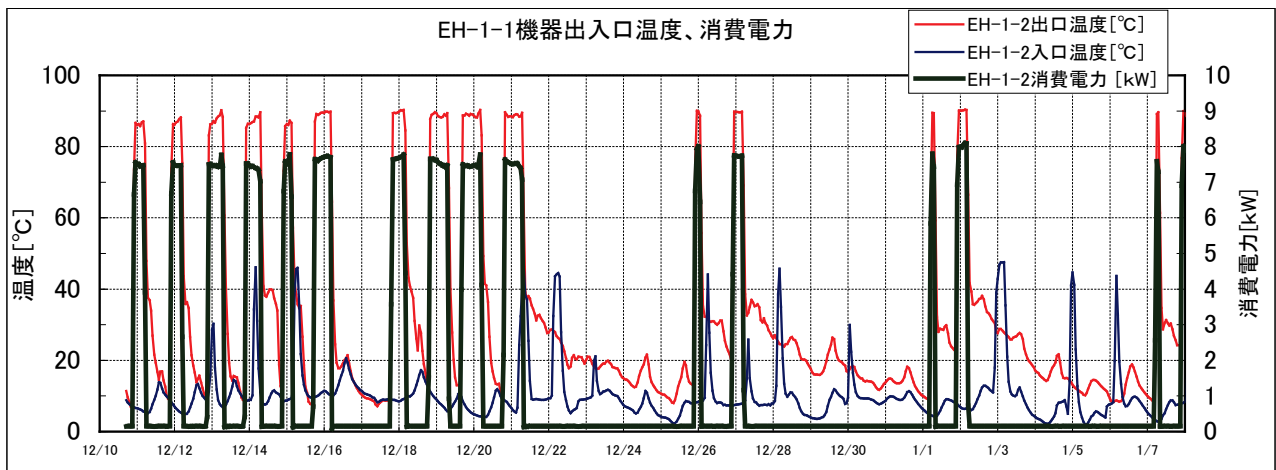
事務所 12（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	電力	C02 冷媒ヒートポンプ

3) 温水器（エコキュート）の運転状況



図IV.3.6.3 EH-1-1 の運転状況



図IV.3.6.4 EH-1-2 の運転状況

- ・計測期間中の初期は、EH-1-2 が頻繁に稼働しているが、12/20 以降はほぼ、交互運転されているように見受けられる。温水器は、深夜電力時間帯に稼働している。
- ・十数°Cの温水（給水温度に近い）が機器入口側から入り、85°C～90°Cに昇温されて貯湯槽へ戻っている。
- ・温水器は、機器入口温度が40°Cを超えると停止している（1分データでは判断できる）。
- ・機器出入口温度は温水器停止直後に40°Cから降下を開始している。出口側は20時間、入口側は8時間経過して給水温度まで下がっている。入口側は給水温度の影響を大きく受けていると考えられる。

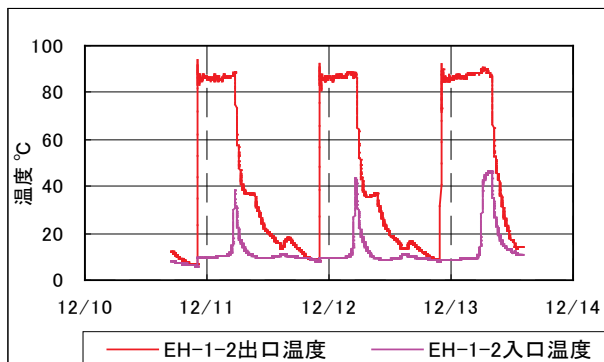
事務所 12（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	電力	C02 冷媒ヒートポンプ

温水器（エコキュート）の発停状況

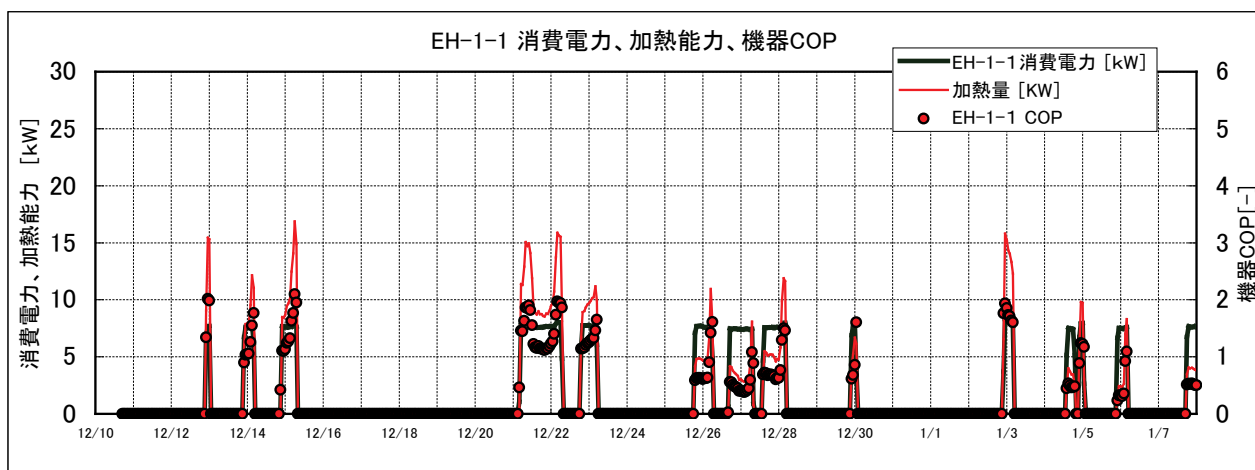
参照：1分データによる温水器の出入口での水温の変化

熱源機器への入り口温度が40℃近傍になると、温水器が停止しているのが分かる。

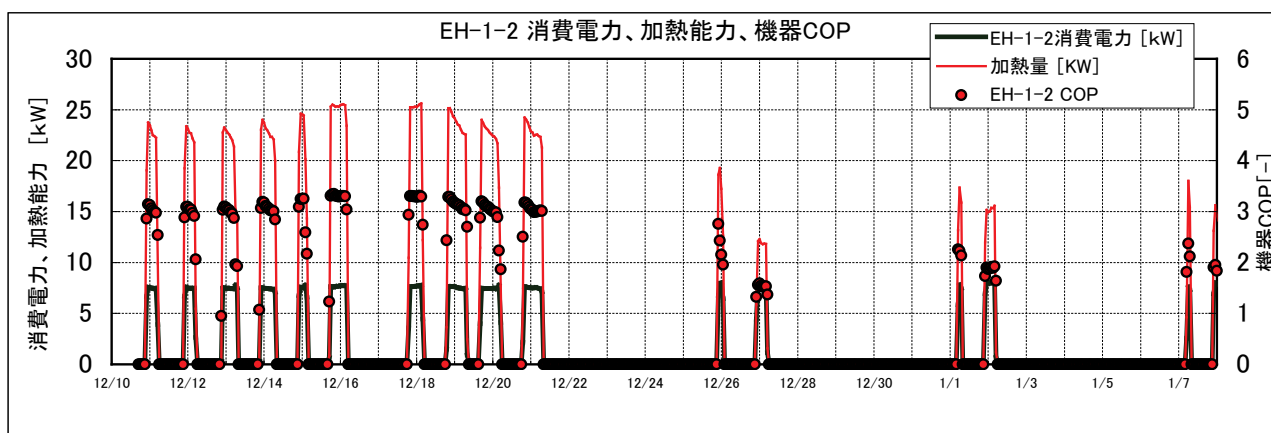


図IV.3.6.5 温水器 出入口温度の変化と機器の発停

4) 温水器（エコキュート）の機器性能評価



図IV.3.6.6 EH-1-1 成績係数



図IV.3.6.7 EH-1-2 成績係数

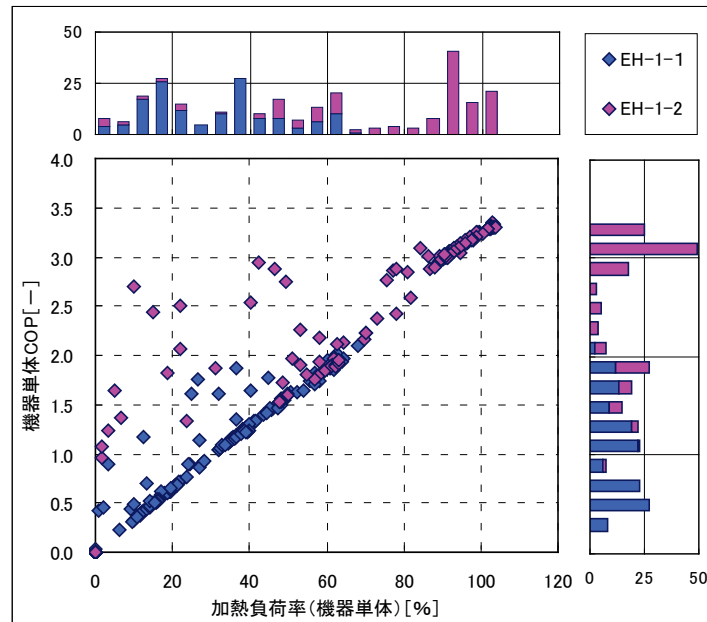
温水器 EH-1-2 の機器 COP を算出すると、ほぼ COP=3.0 を維持している。

温水器 EH-1-1 は加熱負荷が少ないため、COP=1.5 前後で運転されている。

事務所 12（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	電力	C02 冷媒ヒートポンプ

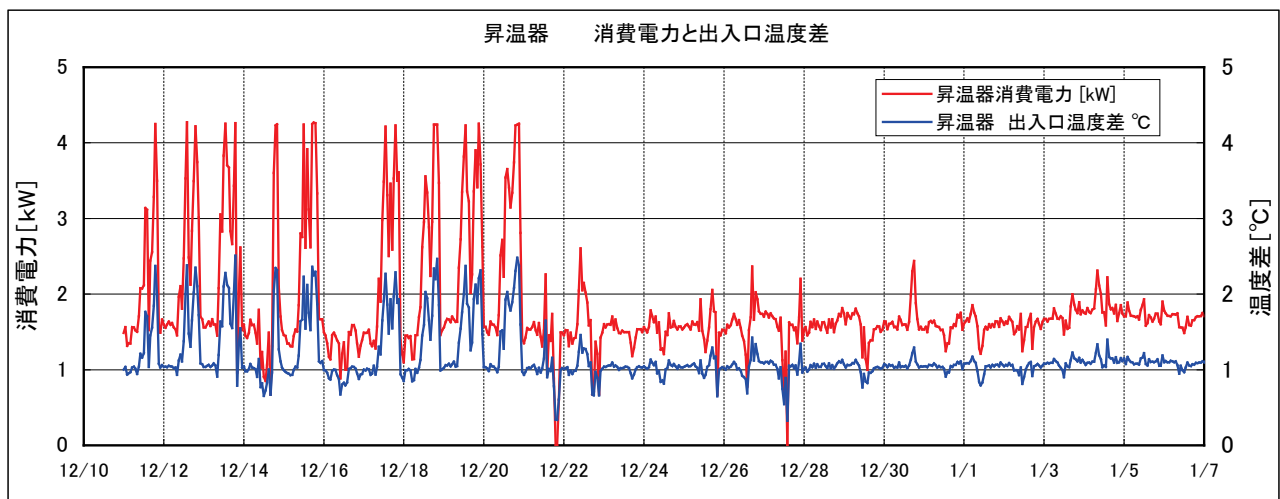
5) 温水器の加熱負荷と機器単体 COP



図IV. 3. 6. 8 加熱負荷率と機器単体 COP

機器単体の COP は、加熱負荷率に対しほぼ比例関係にあることが分かる。

6) 昇温器の稼働状況

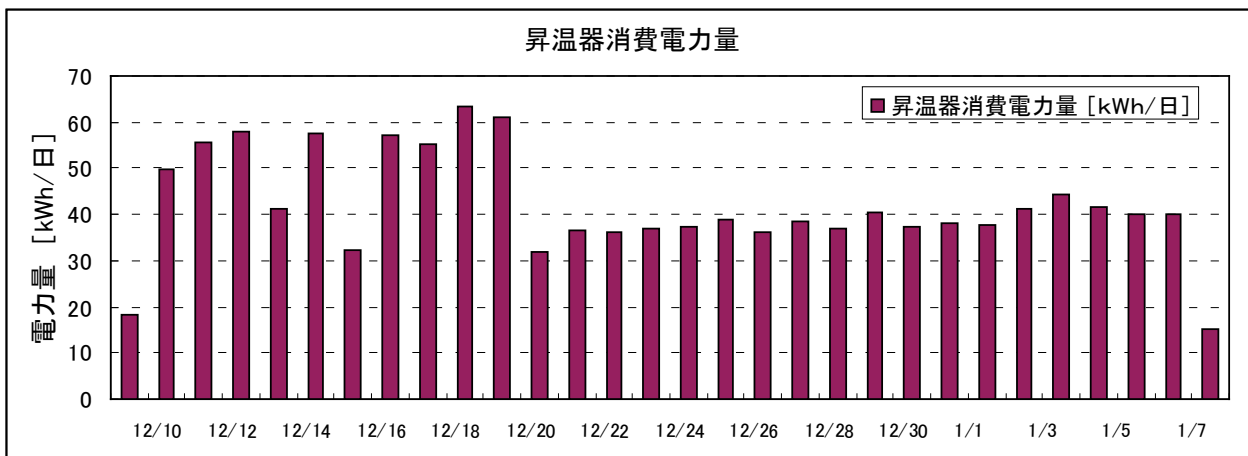


図IV. 3. 6. 9 昇温器の発停と出入口温度差の変化

昇温器の出口温度／入口温度の変化を見ると、12/21 以降、状況が変わっている。温度変化が少なく、安定している。

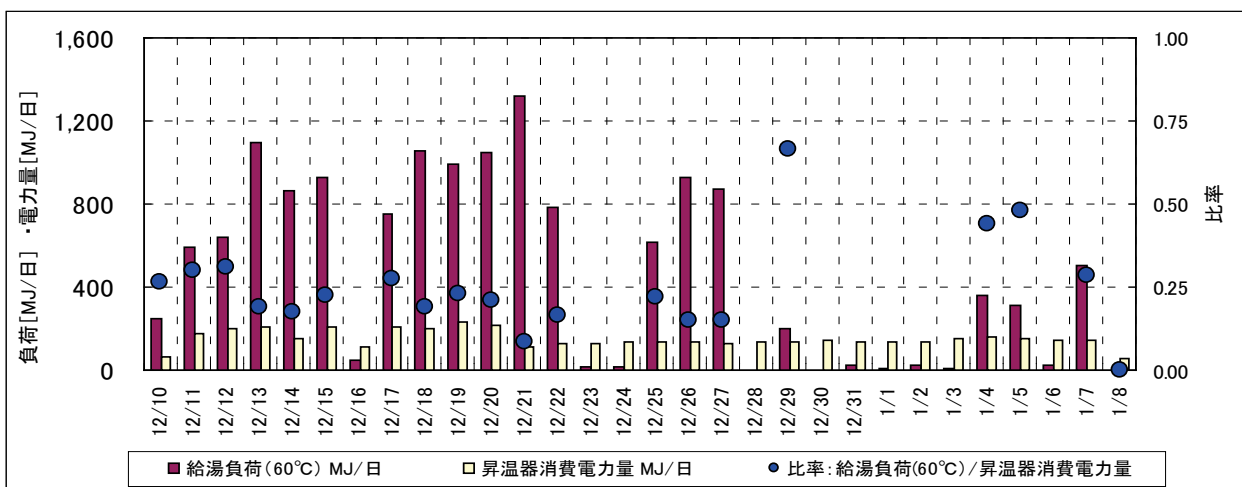
事務所 12（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	電力	C02 冷媒ヒートポンプ



図IV. 3. 6. 10 昇温器消費電力量の変化

- 昇温器の1日単位での消費電力量を見ると、21日以降、消費電力量が減っている。

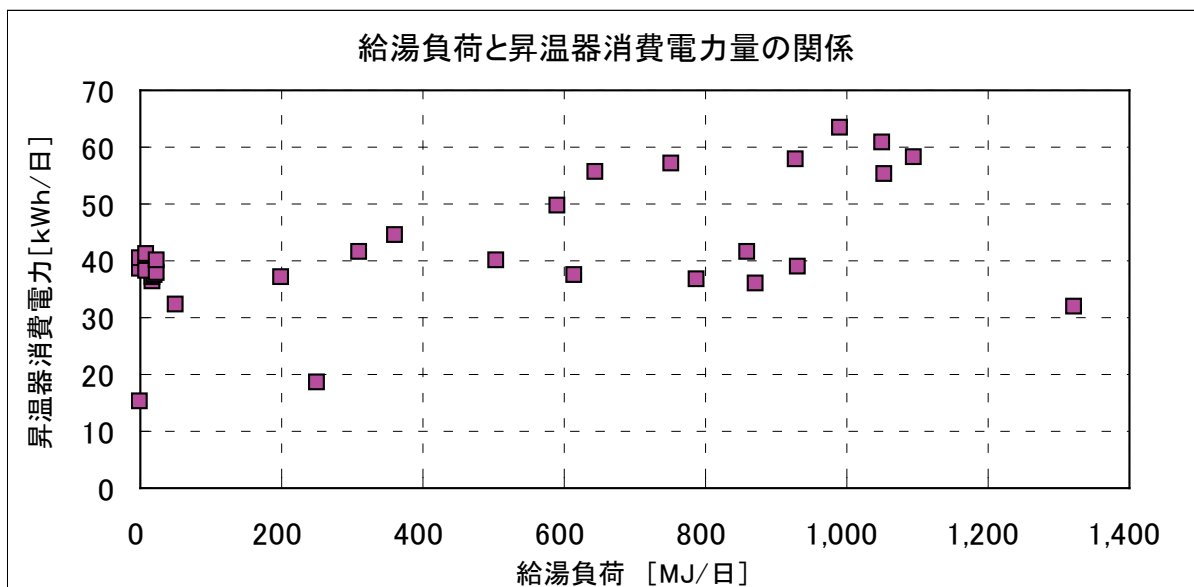


図IV. 3. 6. 11 給湯負荷（60°C）と昇温器消費電力量の比率変化

- 給湯負荷に対する昇温器消費電力量（2次エネルギー換算；1kWh=3.6MJ）の比率を求めると、給湯負荷がある場合は、給湯負荷の25%程度の電力消費がある。

事務所 12 (中央式給湯)

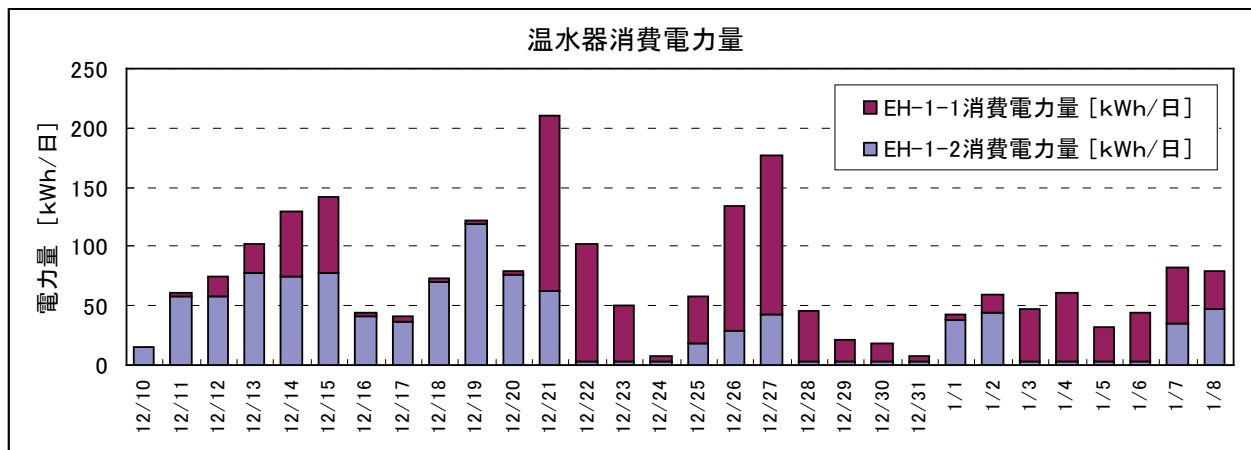
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	電力	C02 冷媒ヒートポンプ



図IV. 3. 6. 12 給湯負荷と昇温器消費電力量の関係

昇温器は給湯負荷が無くても、配管からの放熱ロスを補うため、常に稼働している。給湯負荷が無い場合で、40kWh/日の消費電力量が有り、給湯負荷の増加とともに上昇傾向を示す。

7) 温水器の熱製造状況



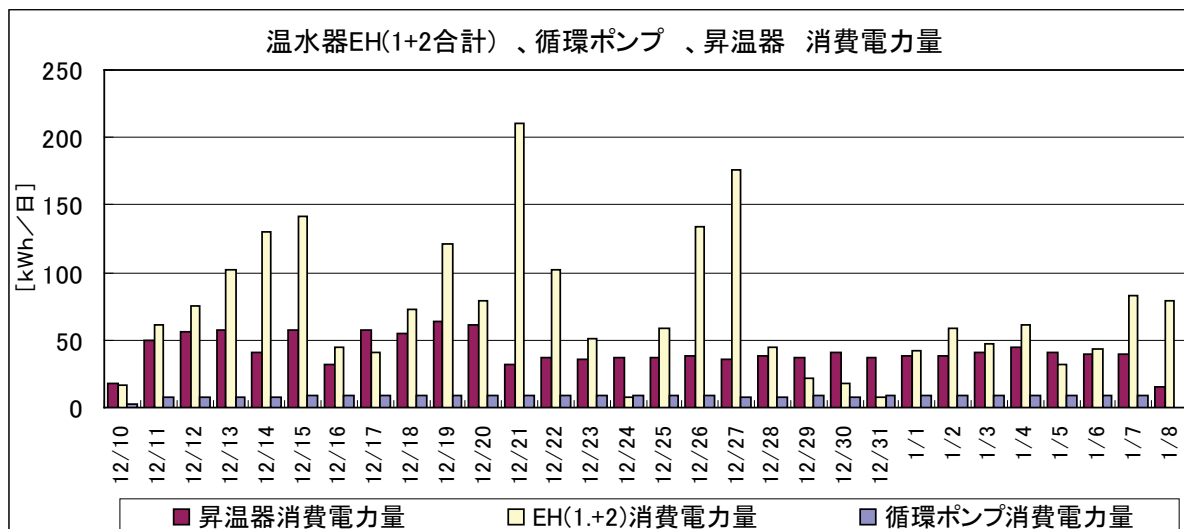
図IV. 3. 6. 13 温水器の機器別消費電力量の変化

2 台の温水器の運転状況を見ると交互運転ではなく、運転時間に偏りが見られる。

事務所 12（中央式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	電力	CO2 冷媒ヒートポンプ

8) 温水器（ヒートポンプ）・昇温器などの給湯システム機器の消費電力量の変化



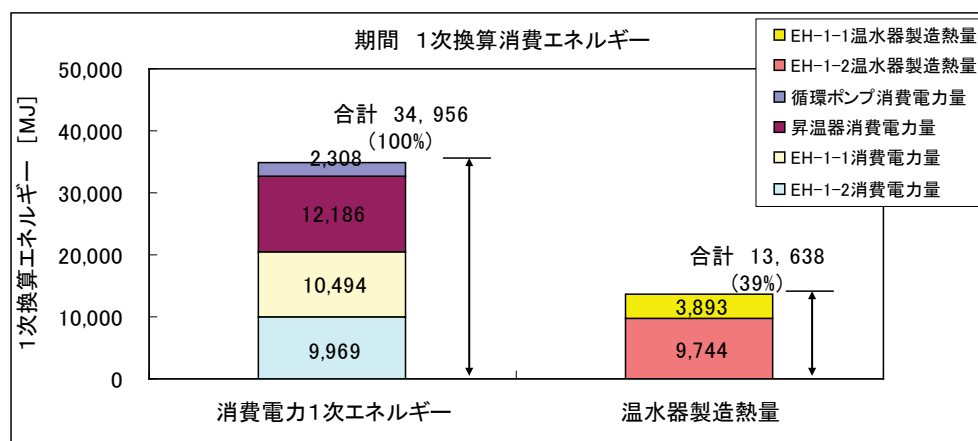
図IV.3.6.14 各機器の消費電力量の変化

各機器の消費電力量を見ると、循環ポンプ、昇温器は一定の消費を示している。温水器は給湯負荷に応じて運転されている。

給湯負荷がある場合には、昇温器消費電力量と温水器消費電力量の比率は1 : 2 ~ 1 : 3程度である。給湯負荷が僅かな場合はほとんどの消費電力を昇温器が占める。

9) 測定期間（2012/12/10～2013/1/8）の1次換算エネルギー収支

温水器の製造熱エネルギーと熱製造に要した温水器消費電力量、昇温器消費電力量、循環ポンプ消費電力量の合計電力量を1次換算エネルギーとして比較した。



図IV.3.6.15 1次換算エネルギーでの比較

1次換算エネルギー原単位		
昼間消費電力量	9,970 kJ/kWh	午前8時～午後10時
夜間消費電力量	9,280 kJ/kWh	午前10時～翌日午前8時

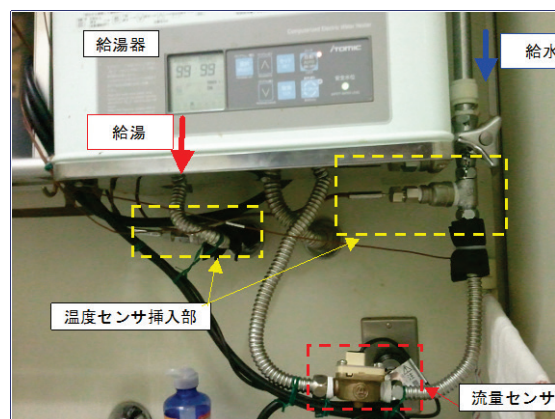
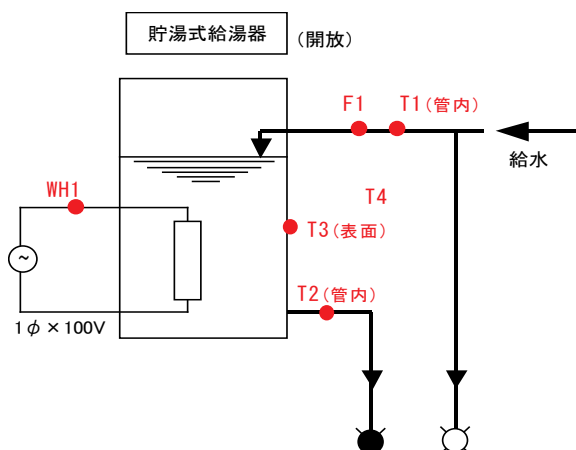
4. 局所式給湯システムのデータ取得・分析結果

4.1 事務所 10（局所式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	局所式（1管式）	電気	温水器

建物名	事務所 10	地区	関東	竣工	1991 年	新築	—	規模	3,637m ²
分類	熱源	方式	局所式（1管式）	専用/兼用	専用	エネルギー源	電気		
機器	温水器	型式	密閉式	方式	非成層				
端末器具	標準	種類	混合栓	温調方式	サーモ式	手動/自動	自動		
分析期間	平成 24 年 10 月 19 日～平成 24 年 12 月 13 日			製造年月	1990 年				
制御内容	・槽内温度による ON-OFF 制御 設定温度：99℃ タイマー設定 起動：6:30 停止：23:00 ・設置場所：給湯室			機器仕様	壁掛け型貯湯式給湯器（開放型） 貯湯量：20L 加熱ヒーター：1φx100Vx1.5kW				

システムフロー



<凡例>

F : 流量
T : 温度
WH : 電力量

<計測ポイント>

○ : 中央監視データ
◎ : 現地計測（センサー部は既設利用）
● : 現地計測（仮設センサー設置）
▲ : 演算

コメント

(1) データの収集時間間隔

- ・流量，電力量：1 秒間隔，積算値
- ・その他データ：1 秒間隔，瞬時値

(2) データ処理

- ・流量は 2 秒間の積算その他は 2 秒間の平均とする。

(3) 解析利用データのフィルタリング項目

- ・特になし

(4) 計算式

給湯負荷 [kJ/2sec]

$$= \text{給湯使用量 } F1 [\text{L}/2\text{sec}] \times (\text{給湯温度 } T2 [^{\circ}\text{C}] - \text{給水温度 } T1 [^{\circ}\text{C}]) \times \text{密度 } [1 \text{ kg/L}] \times 4.18 [\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})]$$

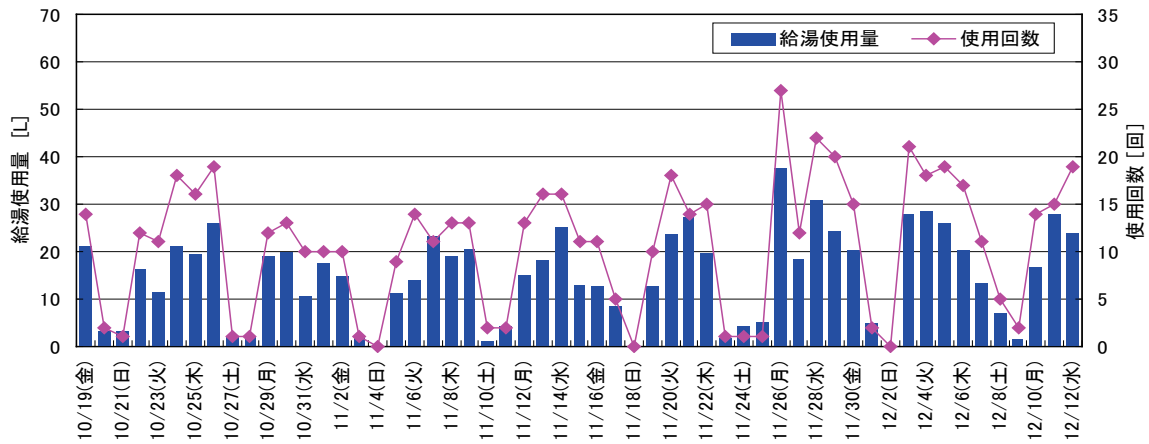
$$\text{加熱量 [MJ]} = \text{電力量 } WH1 [\text{Wh}] \times 3.6 [\text{MJ}/\text{kWh}] / 1000 [\text{Wh}/\text{kWh}]$$

$$\text{貯湯槽熱損失 [MJ]} = \text{加熱量 [MJ]} - \text{給湯負荷 [MJ]}$$

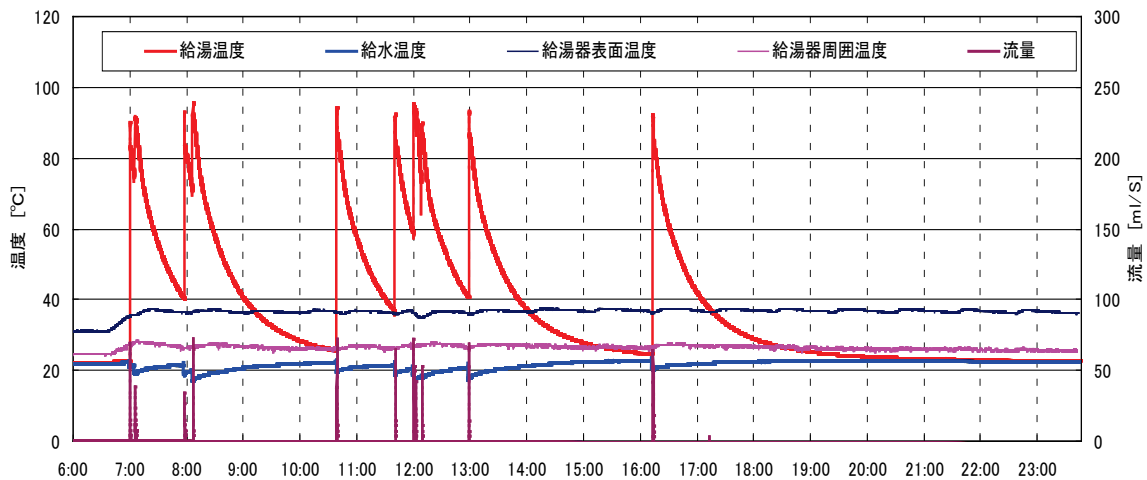
事務所 10（局所式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	局所式（1管式）	電気	温水器

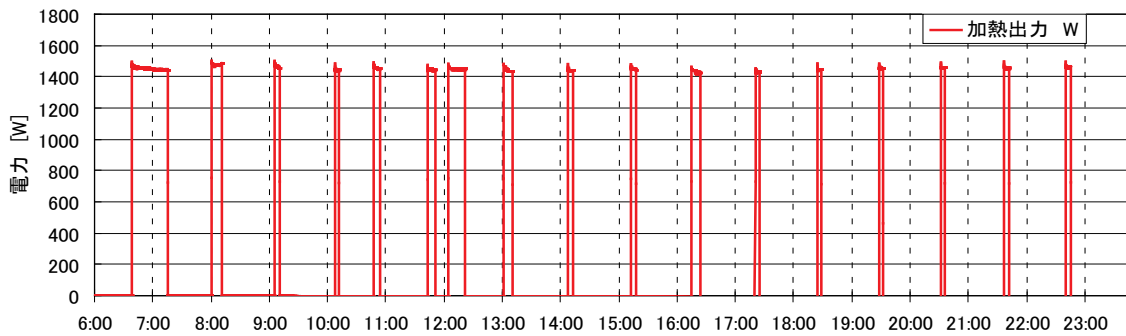
2012年10月19日（金）～12月12日（水）の流量トレンドデータを示す。



図IV. 4. 1. 1 日給湯使用量



図IV. 4. 1. 2 給水温度, 給湯温度, 給湯使用量



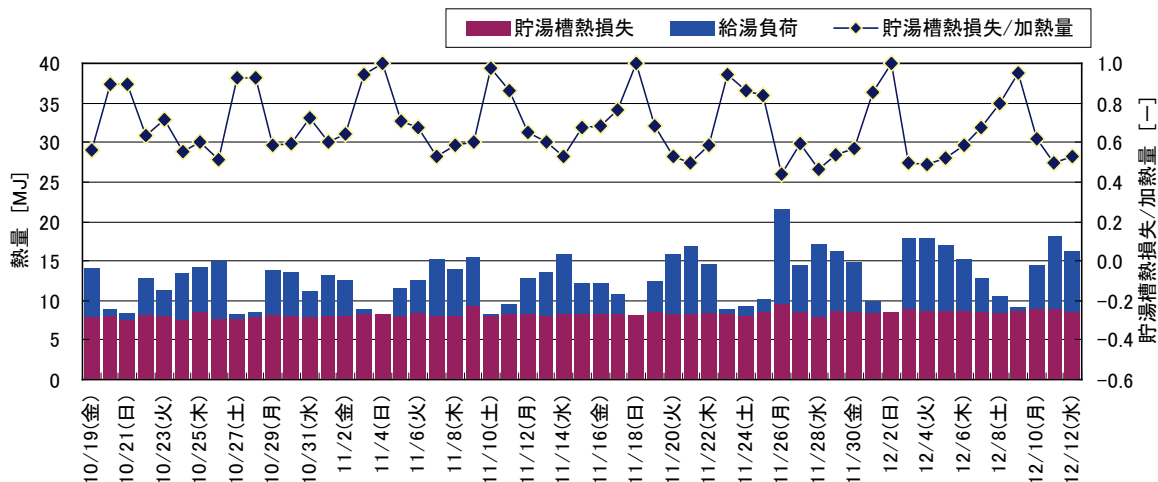
図IV. 4. 1. 3 消費電力

- ・ 給湯使用量に周期性は見られない。
- ・ 午後にはほとんど利用されておらず、貯湯槽熱損失分を電気ヒーターがまかなっている。

事務所 10（局所式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	局所式（1管式）	電気	温水器

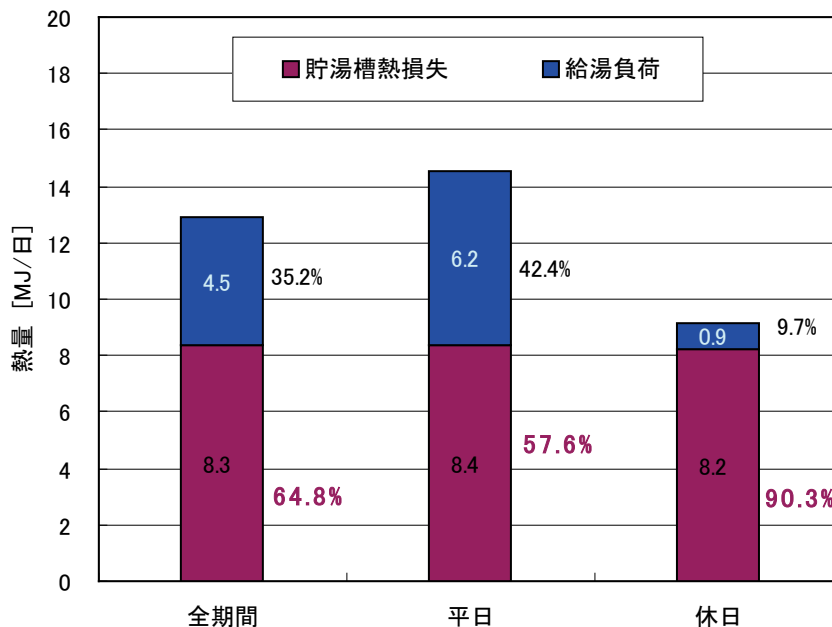
図IV.4.1.4に2012年10月19日（金）～12月12日（水）の期間熱量データ結果を示す。



図IV.4.1.4 日貯湯槽熱損失，日給湯負荷

- ・ 平日の貯湯槽熱損失／加熱量の割合は0.5～0.7であり，給湯負荷により変動する。
- ・ 貯湯槽の熱損失量はほぼ一定である。

図IV.4.1.5に2012年10月19日（金）～12月12日（水）の期間熱量データの集計結果を示す。



図IV.4.1.5 期間貯湯槽熱損失と期間給湯負荷

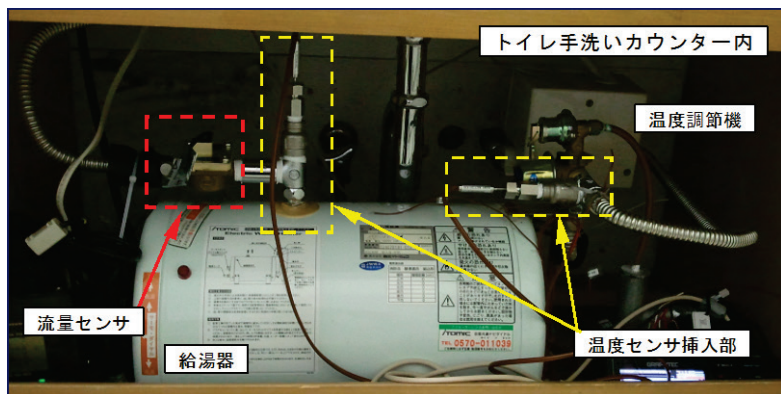
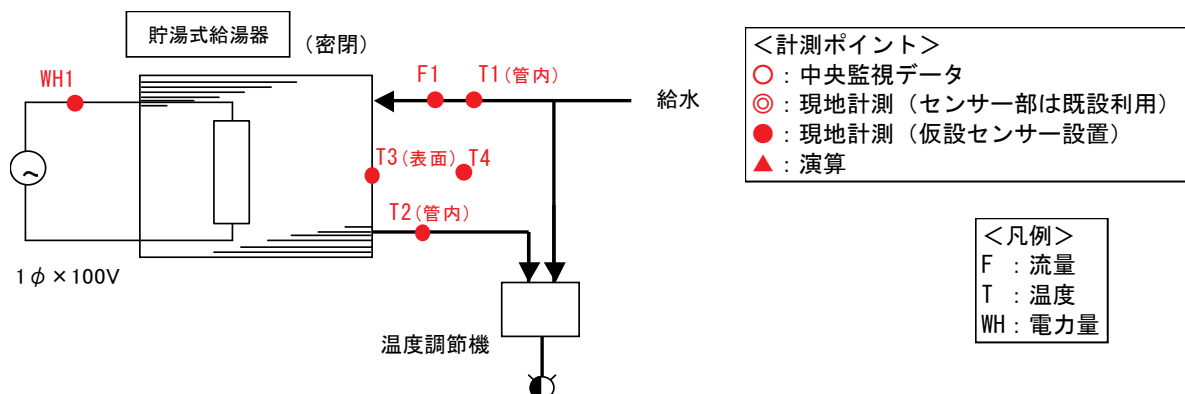
- ・ 2012/10/19 から 12/12（平日 38 日，休日 17 日）の期間における加熱量に対する貯湯槽熱損失の割合は平日で 57.6%，休日を合わせた合計で 64.8%である。
- ・ 貯湯槽熱損失量に平日，休日の差は見られない

4.2 事務所 10 (局所式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	局所式 (1 管式)	電気	温水器

建物名	事務所 10	地区	関東	竣工	1991 年	新築	—	規模	3,637m ²
分類	熱源	方式	局所式 (1 管式)	専用/兼用	専用	エネルギー源	電気		
機器	温水器	型式	密閉式	方式	非成層				
端末器具	標準	種類	混合栓	温調方式	サーモ式	手動/自動	自動		
分析期間	平成 24 年 11 月 1 日～平成 24 年 12 月 13 日			製造年月	1990 年				
制御内容	<ul style="list-style-type: none"> 槽内温度による ON-OFF 制御 設定温度：55℃ 終日稼動 設置場所：男子 WC 			機器仕様	貯湯式給湯器(密閉型) 貯湯量：10L 加熱ヒーター：1φx100Vx1.0kW				

システムフロー



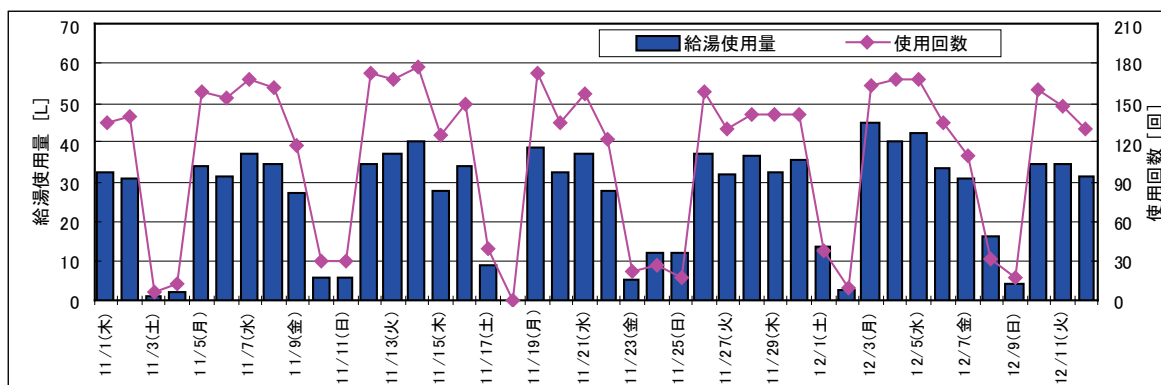
コメント

- (1) データの収集時間間隔
 - ・ 流量，電力量：1 秒間隔，積算値
 - ・ その他データ：1 秒間隔，瞬時値
- (2) データ処理
 - ・ 流量は 2 秒間の積算，その他は 2 秒間の平均とする。
- (3) 解析利用データのフィルタリング項目
 - ・ 10/31 に温度設定が変更されたため，11/1 以降のデータにて評価
- (4) 計算式 (2 秒間の給湯量を基に給湯負荷を算出)
 - 給湯負荷 [kJ/2sec]
 - ＝給湯使用量 F1 [L/2sec] × (給湯温度 T2 [°C] - 給水温度 T1 [°C]) × 密度 [1 k g / L] × 4.18 [kJ / (kg · °C)]
 - 加熱量 [MJ] = 電力量 WH1 [Wh] × 3.6 [MJ/kWh] / 1000 [Wh / kWh]
 - 貯湯槽熱損失 [MJ] = 加熱量 [MJ] - 給湯負荷 [MJ]

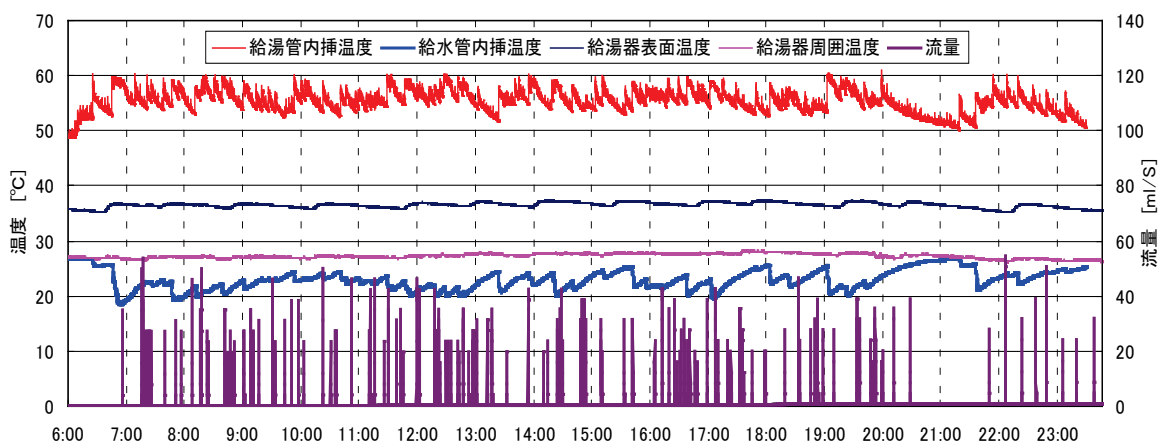
事務所 10 (局所式給湯)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	局所式 (1管式)	電気	温水器

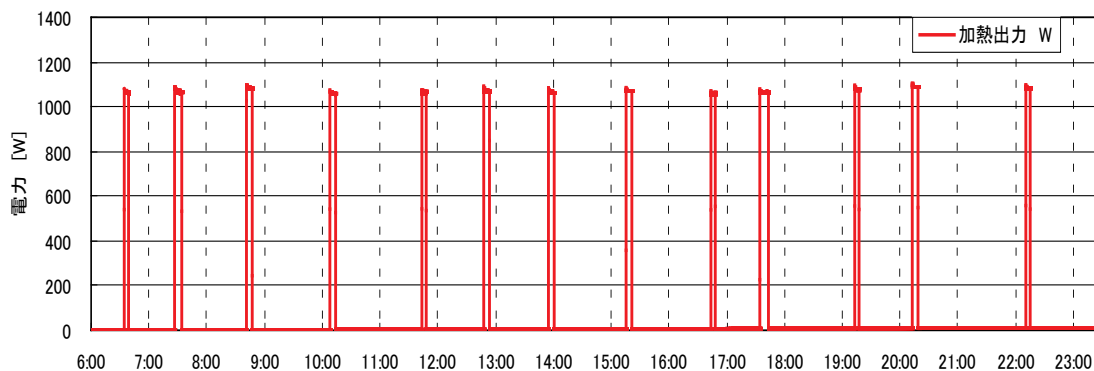
2012年11月1日(木)～12月12日(木)の給湯使用量トレンドデータを示す。



図IV.4.2.1 日給湯使用量



図IV.4.2.2 給水温度, 給湯温度, 給湯使用量 (11/6_火)



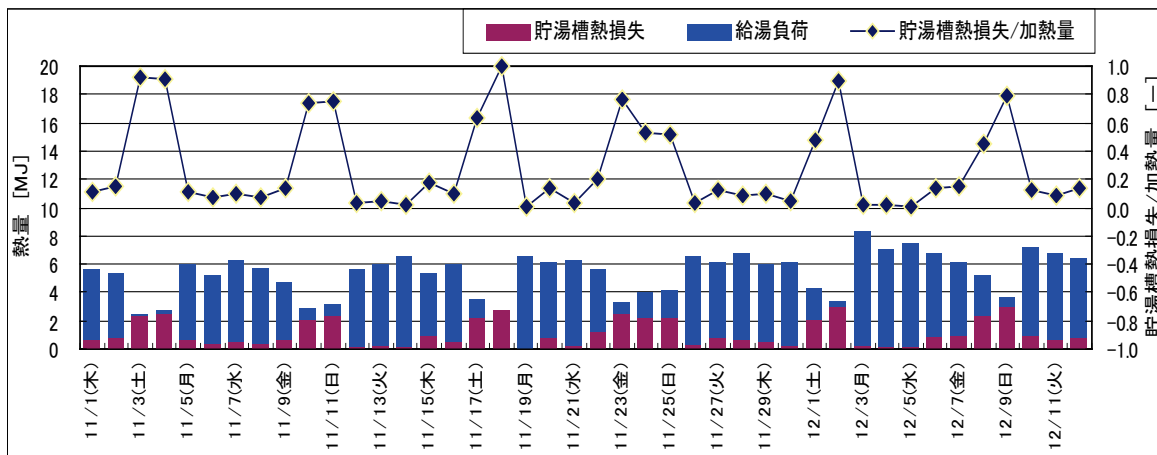
図IV.4.2.3 消費電力 (11/6_火)

- ・ 給湯使用量は 30～40L/日である。
- ・ 日中は頻繁に利用されている。
- ・ 中央式の給湯設備ではレジオネラ菌対策として、槽内温度は末端の給湯栓において 55℃以上が保持されるような設定値が求められ、一般には 60℃以上とされている。

事務所 10（局所式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	局所式（1管式）	電気	温水器

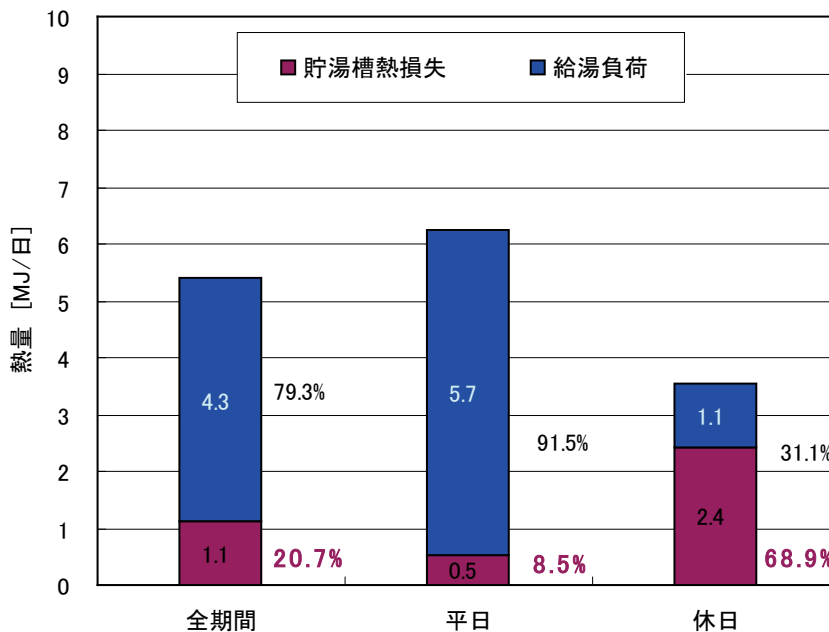
図IV.4.2.4に2012年11月1日（木）～12月12日（水）の期間の熱量データ結果を示す。



図IV.4.2.4 日貯湯槽熱損失，日給湯負荷

- ・ 平日の貯湯槽熱損失/加熱量の割合は0.1～0.2である。

図IV.4.2.5に2012年11月1日（木）～12月12日（水）の期間の熱量データ集計結果を示す。



図IV.4.2.5 期間貯湯槽熱損失と期間給湯負荷

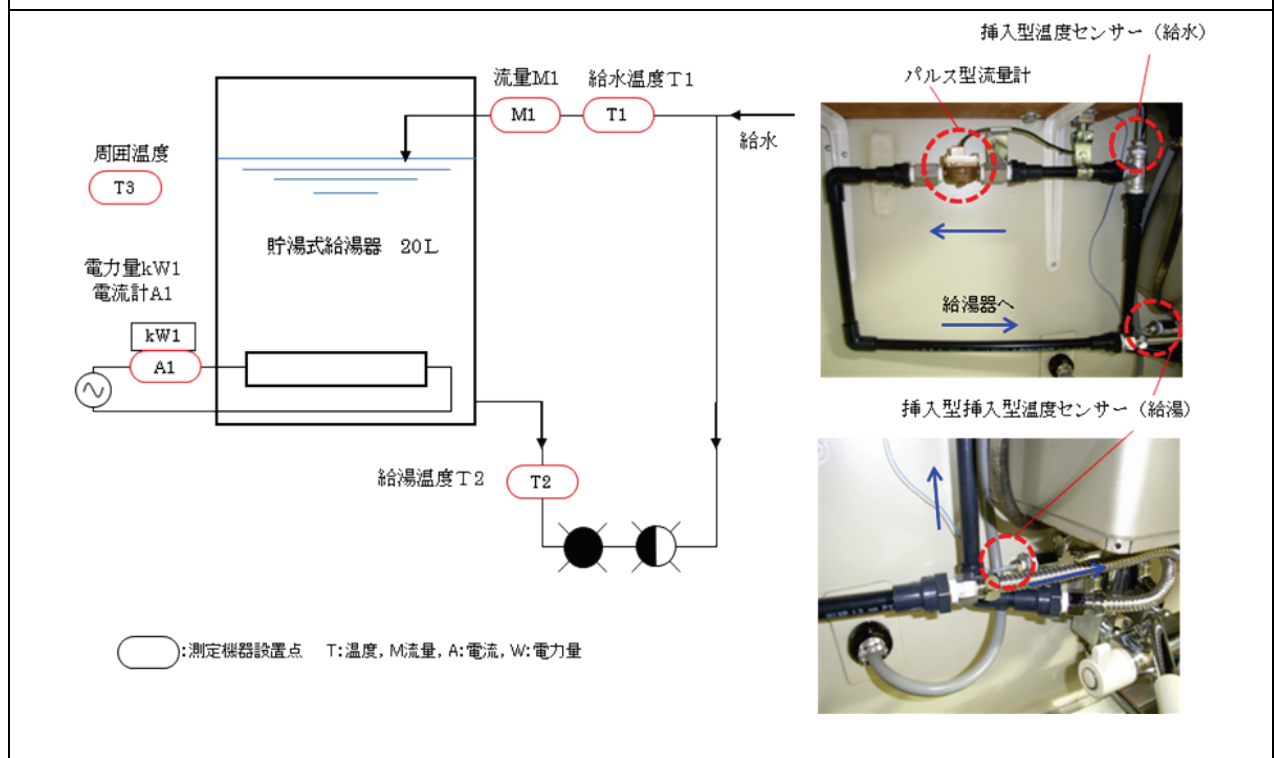
- ・ 2012/11/1 から 12/12 の期間（平日 29 日，休日 13 日）の加熱量に対する貯湯槽熱損失の割合は平日で 8.5%，休日で 68.9%である。本来，貯湯槽熱損失は一定と想定されるが，平日と休日で差が見られた。これは平日の使用回数が休日に比べかなり多く，開栓直後の急激な流量変化などが測定に影響し，給湯負荷が過大に評価されているためと推察される。

4.3 事務所 13（局所式給湯）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	局所式(1管式)	電力	温水器

建物名	事務所 13	地区	埼玉	竣工	1990 年	改修	—	規模	2,000m ²
分類	熱源		方式	局所式（1管式）		専用/兼用	専用	エネルギー源	電力
機器	貯湯式温水器		型式	開放型		—		—	
	—		型式	—		方式	—	—	
端末器具	標準		種類	単水栓, 混合水栓		温調方式	—	手動/自動	手動
分析期間	平成 24 年 12 月 26 日～平成 24 年 12 月 28 日			製造年月	—				
制御概要	<ul style="list-style-type: none"> 槽内温度による ON/OFF 制御 設定温度：45℃ スケジュール 月～土 6：30（ON）～18：30（OFF） 			機器仕様	壁掛け型貯湯式給湯器（開放型） 貯湯量 20L 電源電圧 1Φ 200V 2.00kW				

システムフロー



(1) データ記録間隔

- ・ 温度：2 秒 流量：30 秒 電流：1 分

(2) データ処理

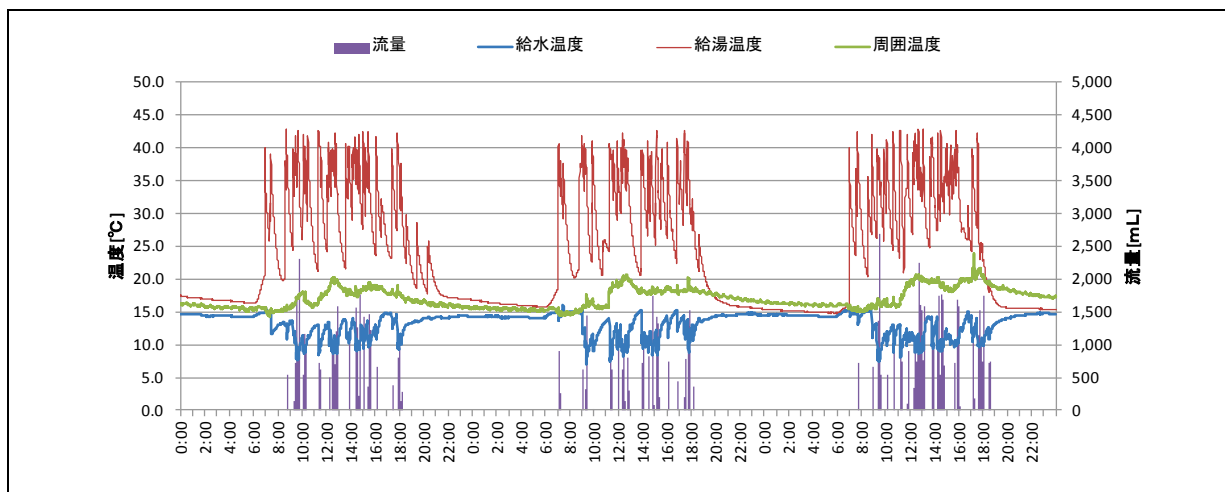
- ・ 流量は 1 分間の積算値とし、温度は流量に合わせて 1 分間平均値として給湯負荷を算出
- ・ 給湯負荷、電力消費量は計測値、計算値より 1 時間の積算値として算出
- ・ 給湯負荷 (kJ/min)

$$= \text{給湯使用量 } M1 \text{ (L/min)} \times (\text{給湯温度 } T2 \text{ (}^\circ\text{C)} - \text{給水温度 } T1 \text{ (}^\circ\text{C)}) \times \text{密度 (1kg/L)} \times 4.186 \text{ (kJ/(kg} \cdot \text{K))}$$
- ・ 電力量 (W) = 電流計測値 A1 (A) × 電圧 (200V)

事務所 13 (局所式給湯)

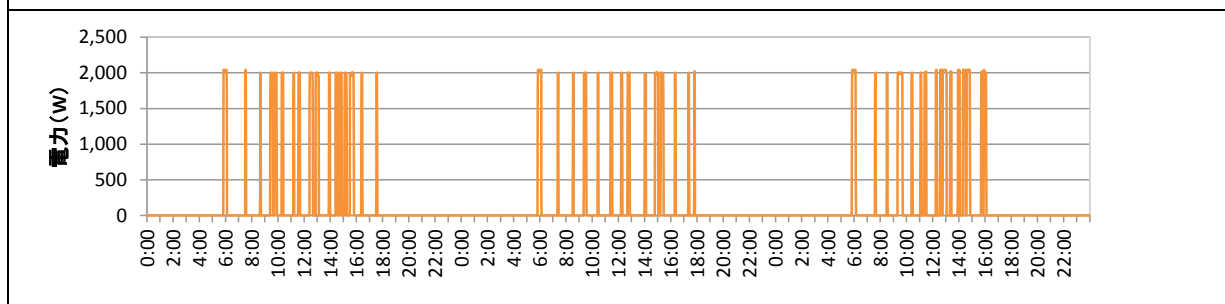
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	局所式(1管式)	電力	温水器

(1)各温度, 給水量, 電力量トレンドデータ



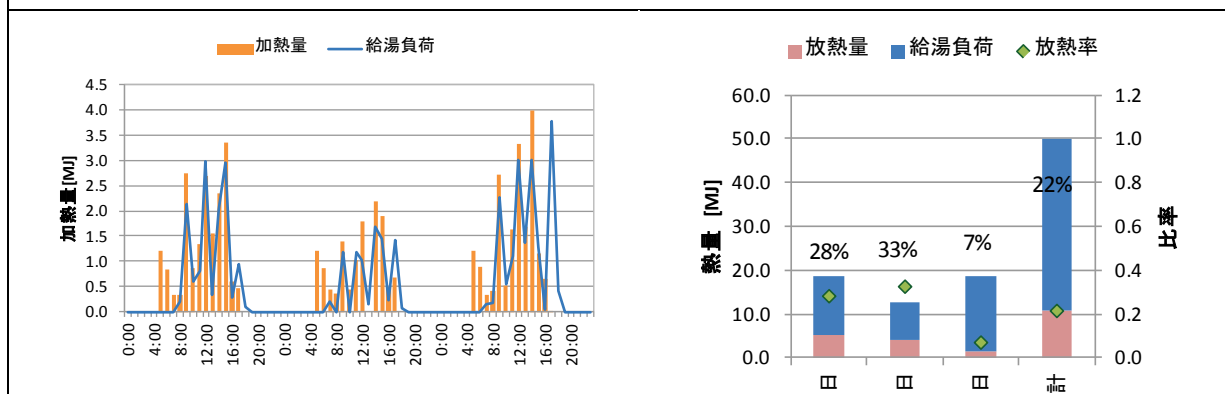
図IV. 4. 3. 1 給湯温度, 給水温度, 周囲温度, 給水量 (30秒間隔データ)

・設定温度 45°Cに対し, 給湯温度は最高でも約 43°Cと設定値に満たない.



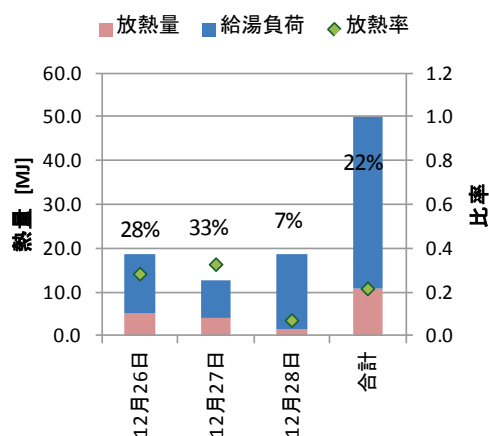
図IV. 4. 3. 2 消費電力 (1分間隔データ)

・タイマー設定により, 午前6時頃に沸き上げ運転による, 電力消費が見られる.



図IV. 4. 3. 3 給湯負荷と消費電力量

(1分間隔データの1時間積算値)



図IV. 4. 3. 4 給湯負荷と放熱量比率

・沸き上げ後は, 給湯負荷に合わせて加熱運転が行われている.

・1日を通して給湯負荷があるため, 加熱量に対する給湯負荷の比率は高く, 放熱量割合は3日間平均で22%であった.

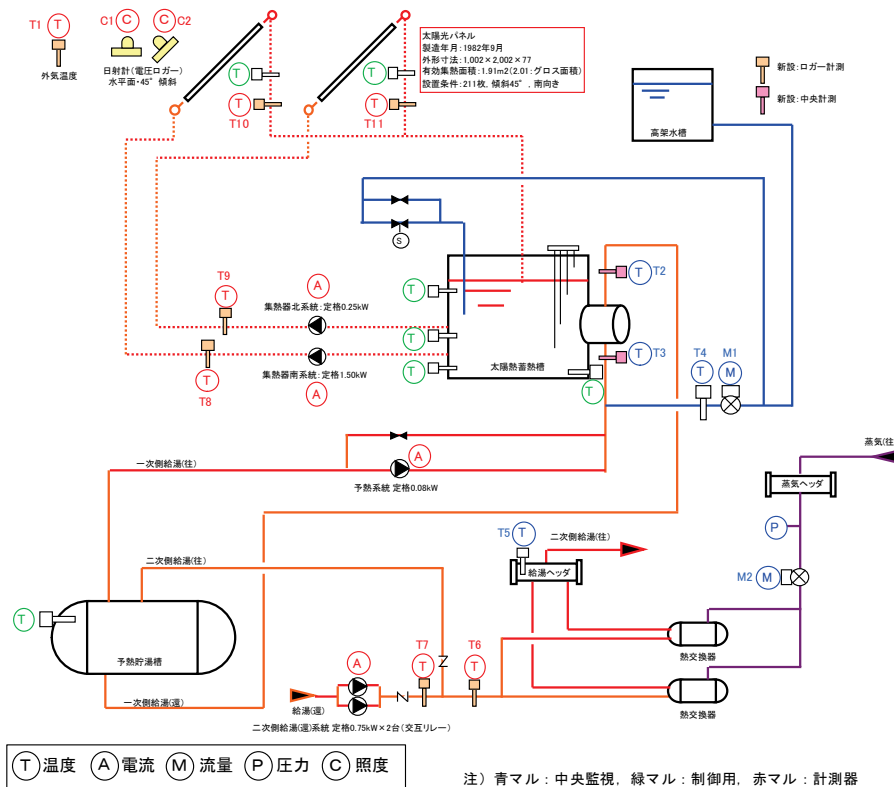
5. 太陽熱・排熱利用のデータ取得・分析結果

5.1 病院 01 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	太陽熱・蒸気	集熱パネル

建物名	病院 01	地区	山口	竣工	2004 年	改修	—	規模	60,844m ²
分類	熱源		方式	中央式(2管式)		専用/兼用	専用	エネルギー源	太陽熱・蒸気
機器	集熱パネル		型式	チューブインシート型		—		—	
	蓄熱槽		型式	開放型		方式	成層	—	
端末器具	—		種類	—		温調方式	—	手動/自動	—
分析期間	2011 年 9 月～2012 年 3 月			製造年月	—				
制御内容	①太陽熱利用による補給水予熱制御 太陽熱蓄熱槽温度と集熱パネル出口温度差で集熱ポンプを制御 ②蒸気加熱による給湯温度制御 設定温度 60℃となるよう蒸気制御弁を制御			機器仕様	集熱ポンプ北系統 0.25kW 集熱ポンプ南系統 1.50kW 給湯二次側循環ポンプ 0.75kW 給湯予熱ポンプ 0.50kW 集熱器 有効面積 1.91m ² /枚 × 211 枚 1,000L/H				

システムフロー



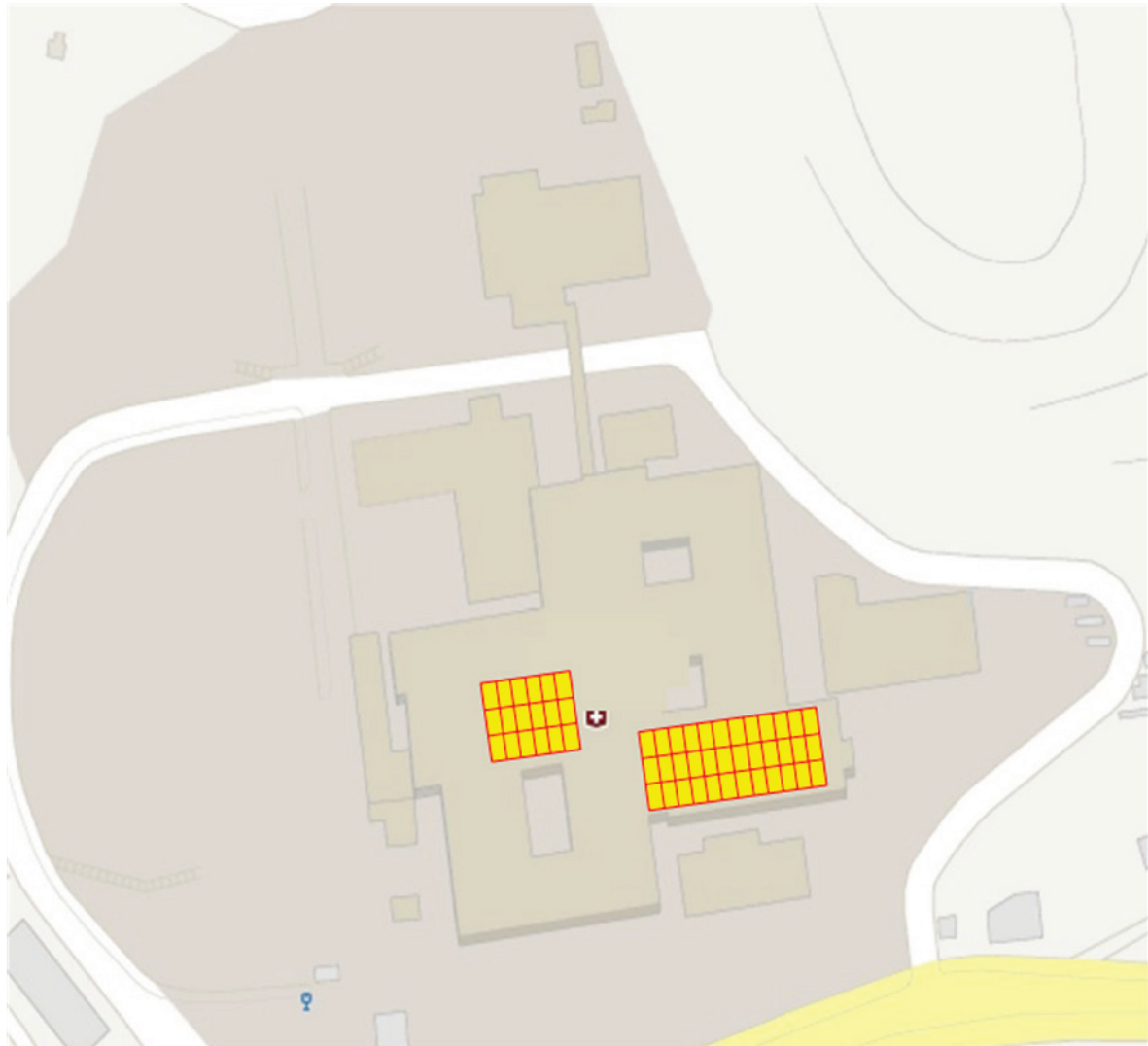
【コメント】

- ・計測間隔は、データロガー: 10分周期, BEMSデータ: 1時間周期
- ・ポンプ流量は、初期計測電流値及び配管内流量計測結果, 運転時間で演算する
- ・南北系統集熱ポンプは、8～15時の間, 蓄熱槽と集熱器出口温度差により制御運転。8～15時以外は停止。
- ・温度制御条件: 北系統 (3±1℃運転, 0.5±0.5℃停止), 南系統 (9±2℃運転, 3±2℃停止)
- ・南系統のみを集熱に関する実測分析対象とした。

病院 01 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	太陽熱・蒸気	集熱パネル

【太陽光集熱パネル設置状況】



【コメント】

- ・南南東 (ほぼ真南)
- <太陽光集熱パネル仕様>
- ・平板形集熱器, チューブインシート形, ブラックステンレス選択吸収面, 強化ガラス
 - ・外形寸法 : 1,002×2,002×77
 - ・有効集熱面積 (グロス面積) : 1.91m² (2.01)
 - ・設置枚数 : 211 枚 (北系統 36 枚・南系統 175 枚)
 - ・南系統のみを集熱に関する実測分析対象とした.

病院 01 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	太陽熱・蒸気	集熱パネル

1. 評価項目計算式

(1) 集熱量

$$\begin{aligned} \text{集熱量[W/m}^2\text{]} &= (\text{集熱器出口温度}[\text{°C}] - \text{集熱器入口温度}[\text{°C}]) \times \text{集熱器循環流量[L]} \times 4.186[\text{kJ/kg}\cdot\text{°C}] \\ &\div \text{集熱有効面積[m}^2\text{]} \\ &= kW1 \times 3.6 / (GM1 \times 45) \times 100 \end{aligned}$$

(2) 集熱効率: η_c

$$\text{集熱効率[-]} = \text{集熱量[W/m}^2\text{]} \div \text{受熱面日射量[W/m}^2\text{]}$$

(3) $\Delta t/J$

$$\begin{aligned} \Delta t/J[\text{m}^2\text{h}\cdot\text{°C/kJ}] &= (\text{平均集熱温度}[\text{°C}] - \text{集熱時外気温度}[\text{°C}]) \div \text{受熱面日射量[W/m}^2\text{]} \\ \text{平均集熱温度}[\text{°C}] &= (\text{集熱器入口温度}[\text{°C}] + \text{集熱器出口温度}[\text{°C}]) \div 2 \end{aligned}$$

(4) 放熱量

$$\begin{aligned} \text{放熱量[MJ]} &= (\text{二次側給湯温度}[\text{°C}] - \text{二次側返湯温度}[\text{°C}]) \times \text{給湯二次側循環流量[L]} \times 4.186[\text{kJ/kg}\cdot\text{°C}] \\ &\div 1000 \end{aligned}$$

(5) 予熱量

$$\text{予熱量[MJ]} = (\text{蓄熱槽熱交換器出口温度}[\text{°C}] - \text{蓄熱槽熱交換器入口温度}[\text{°C}]) \times \text{補給水流量[L]} \times 4.186[\text{kJ/kg}\cdot\text{°C}] \div 1000$$

(6) 消費熱量

$$\text{消費熱量[MJ]} = (\text{二次側給湯温度}[\text{°C}] - \text{補給水温度}[\text{°C}]) \times \text{補給水流量[L]} \times 4.186[\text{kJ/kg}\cdot\text{°C}] \div 1000$$

(7) 給湯熱量

$$\begin{aligned} \text{給湯熱量(予熱なし)[MJ]} &= \text{消費熱量[MJ]} \\ \text{給湯熱量(予熱あり)[MJ]} &= \text{消費熱量[MJ]} - \text{予熱量[MJ]} \end{aligned}$$

(8) 製造熱量

$$\begin{aligned} \text{製造熱量(予熱なし)[MJ]} &= \text{給湯熱量(予熱なし)[MJ]} + \text{放熱量[MJ]} \\ \text{製造熱量(予熱あり)[MJ]} &= \text{給湯熱量(予熱あり)[MJ]} + \text{放熱量[MJ]} + \text{予熱量[MJ]} \end{aligned}$$

2. 計測概要

(1) 計測器

流量計測

- ・上水補給水: 既設(常設)パルス式流量計(積算流量 m³/h) 中央監視
- ・循環流量(集熱及び給湯): 超音波流量計(時定数 5sec)
- ・蒸気流量: 既設(常設)電磁流量計(積算流量 m³/h) 中央監視

温度計測

- ・予熱循環及び二次側(往): 挿入型熱電対 中央監視
- ・集熱及び二次側(還): 熱電対(配管表面温度)

温度ロガー(実測): 10分間隔, 瞬時値

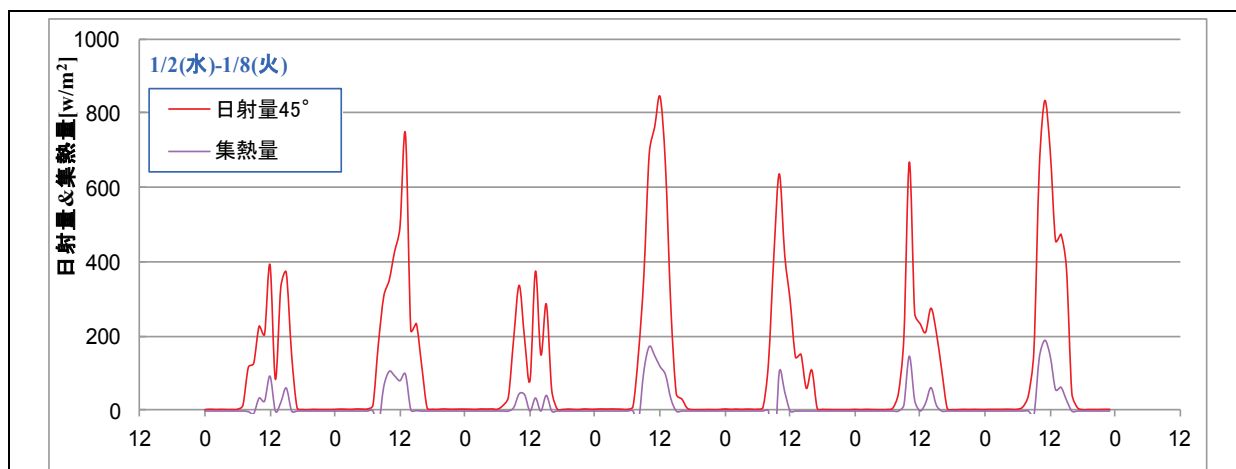
中央監視測定点: 1時間間隔, 瞬時値・積算値

(2) データ処理

- ・10分間データを1時間平均及び積算, 1日積算に集計
- ・ポンプ循環流量は定格流量のため, 超音波流量計による測定値をもとに, ポンプ発停情報と合わせて算出した値を使用した。

病院 01 (太陽熱利用)

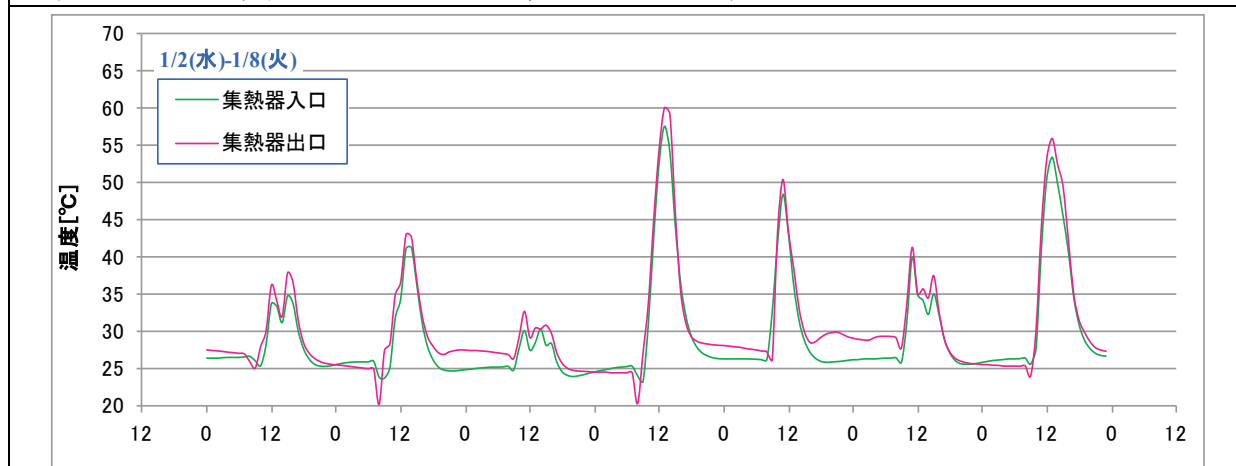
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	太陽熱・蒸気	集熱パネル



図IV. 5. 1. 1 受熱面日射量(45°)と集熱量の経時変化

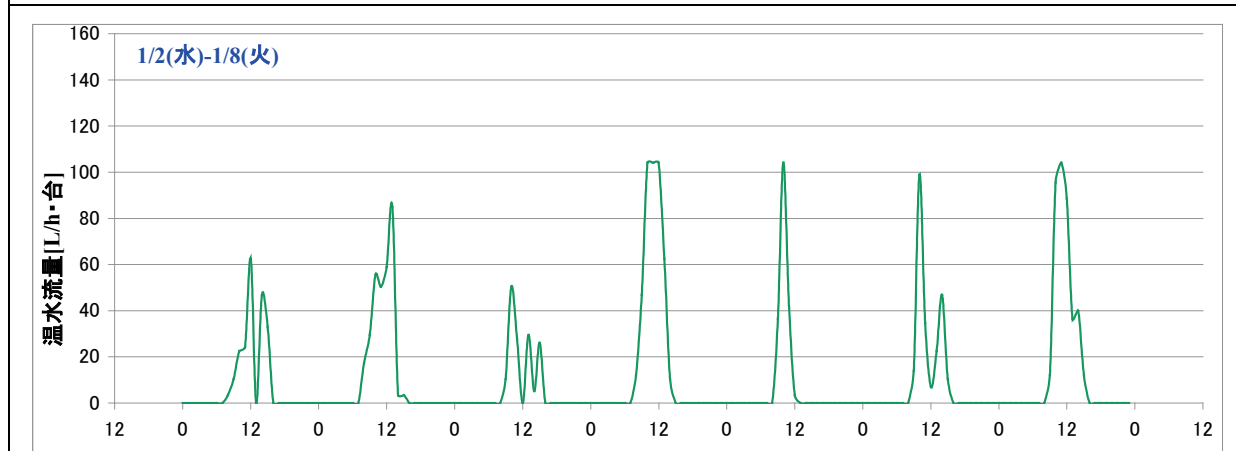
[集熱量] = [集熱パネル出入口温度差] × [温水流量] × [水の比熱]

・集熱量は日射量に依存する傾向がみられるが、日射量に対する集熱量は25%程度であった。



図IV. 5. 1. 2 集熱器出入口温度の経時変化

・集熱器の出入口温度差は、概ね2~3°Cであった。

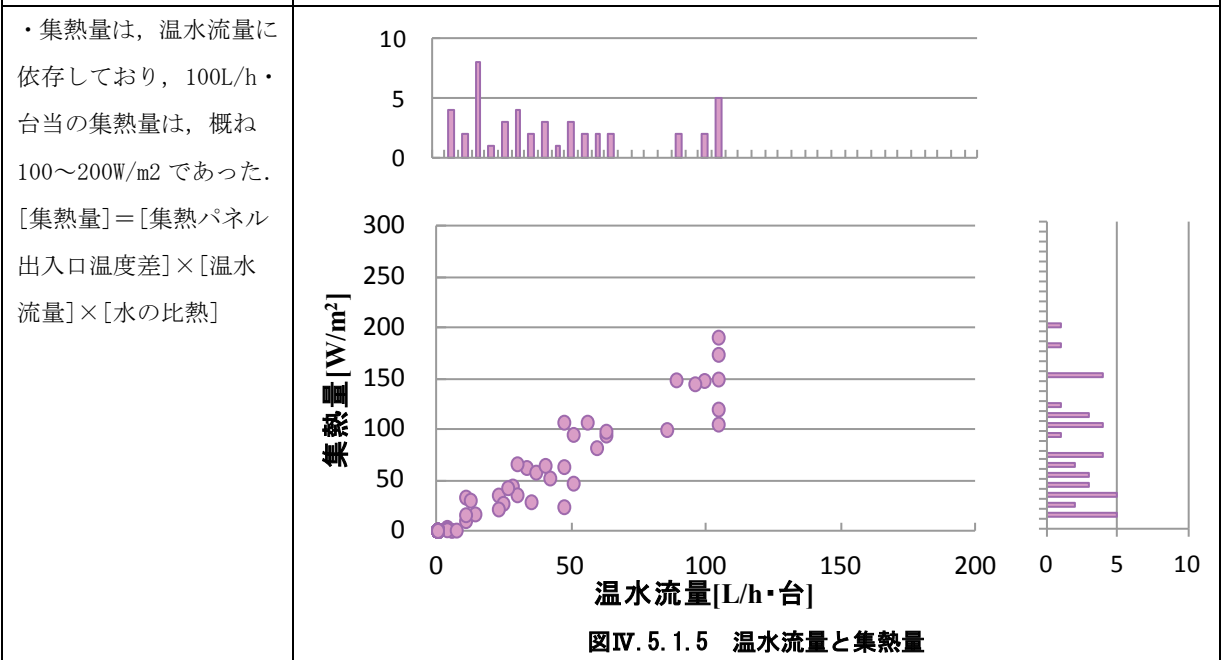
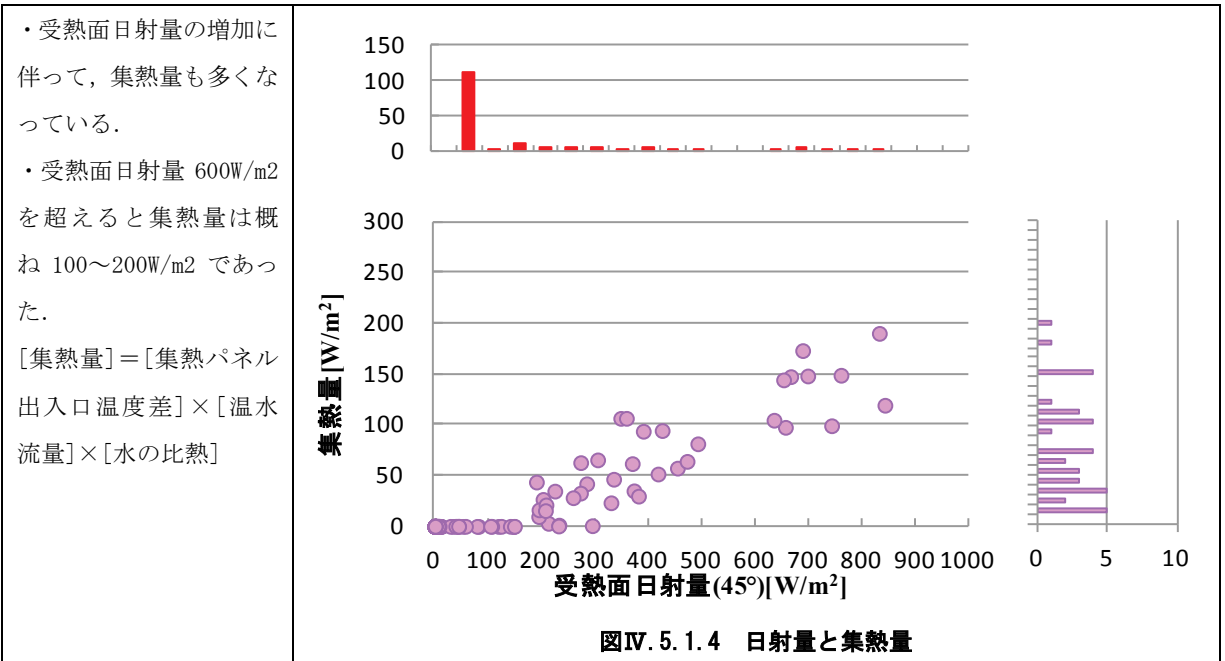


図IV. 5. 1. 3 温水流量の経時変化

・日射量に応じて温水流量も増減しているが、集熱時間帯の温水流量は、概ね100L/h・台であった。

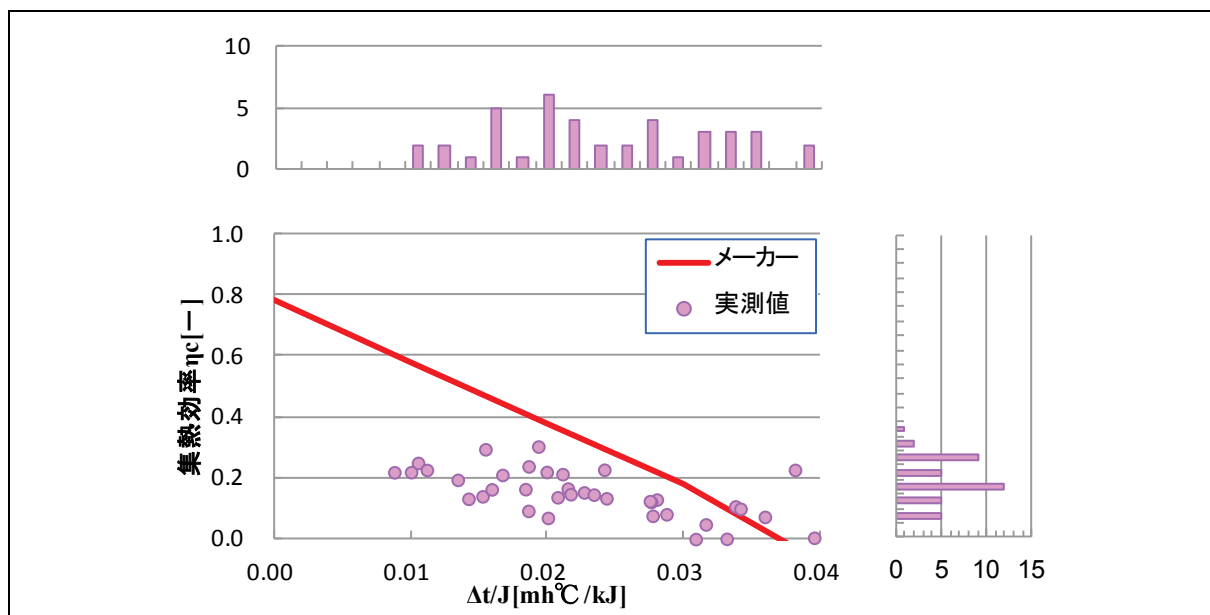
病院 01 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	太陽熱・蒸気	集熱パネル



病院 01 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	太陽熱・蒸気	集熱パネル

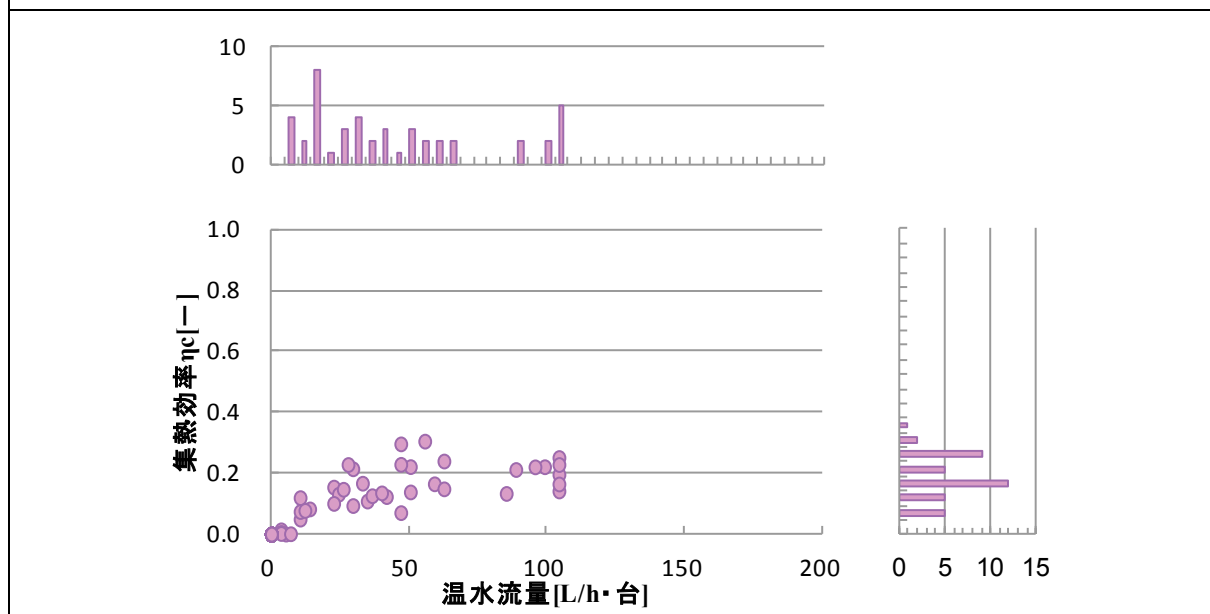


図IV. 5. 1. 6 Δt/Jと集熱効率

[集熱効率] = [集熱量] / [受熱面日射量]

[Δt/J] = ([平均集熱温度] - [集熱時外気温度]) / [受熱面日射量]

- ・メーカーカタログ値よりも集熱効率が低いという結果となった。特に、メーカーカタログ値における集熱効率がよいとされる側において集熱効率の低さが示された。
- ・現地の集熱器パネル表面は、油膜と考えられる汚れが目立っていたことから、集熱効率に影響しているものと推察される。また、設置より30年程度経過しているため、経年的な劣化も影響していることが推察される。



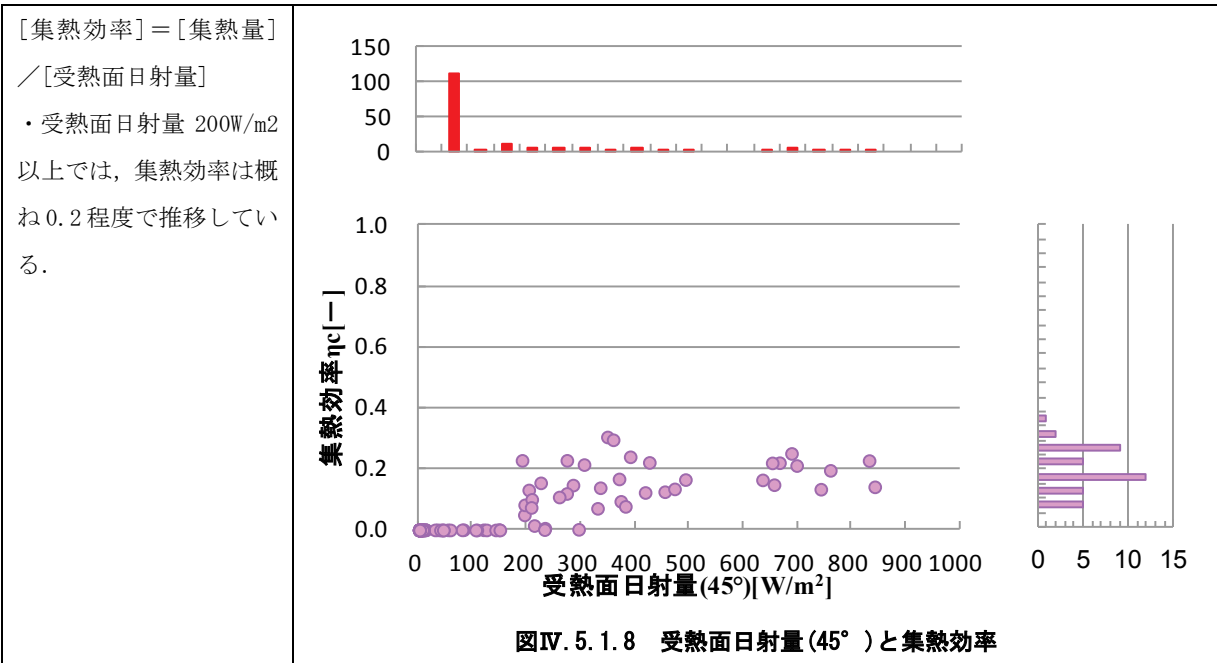
図IV. 5. 1. 7 温水流量と集熱効率

- ・集熱量は、温水流量に依存しており、100L/h・台当の集熱量は、概ね100~200W/m²であった。

[集熱量] = [集熱パネル出入口温度差] × [温水流量] × [水の比熱]

病院 01 (太陽熱利用)

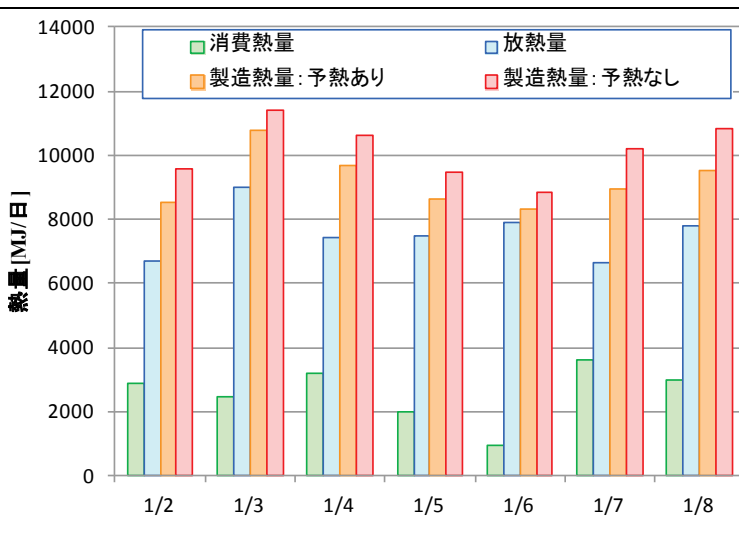
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	太陽熱・蒸気	集熱パネル



病院 01 (太陽熱利用)

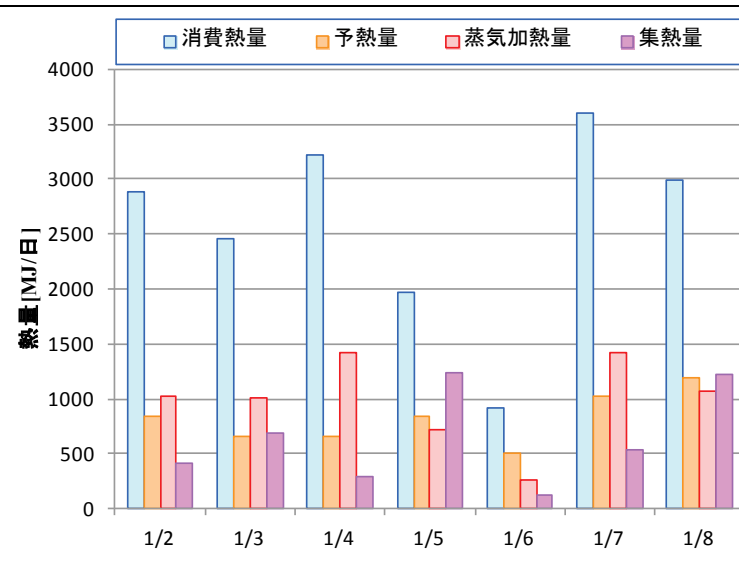
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	太陽熱・蒸気	集熱パネル

・給湯二次側の放熱量が非常に大きい。
 ・予熱利用の有無により、500~2000MJ/日程度の加熱量の差がみられる。
 $[放熱量] = [給湯二次側往還温度差] \times [給湯二次側循環流量] \times [水の比熱]$
 $[消費熱量] = [給湯二次側往温度 - 補給水温度] \times [補給水流量] \times [水の比熱]$
 ※消費流量=補給水流量として
 $[製造熱量：予熱あり] = [放熱量] + [消費熱量]$
 $※[消費熱量] = [給湯二次側往温度 - 予熱温度] \times [補給水流量] \times [水の比熱]$
 $[製造熱量：予熱なし] = [放熱量] + [消費熱量]$
 $※[消費熱量] = [給湯二次側往温度 - 補給水温度] \times [補給水流量] \times [水の比熱]$



図IV.5.1.9 太陽集熱利用による熱量比較

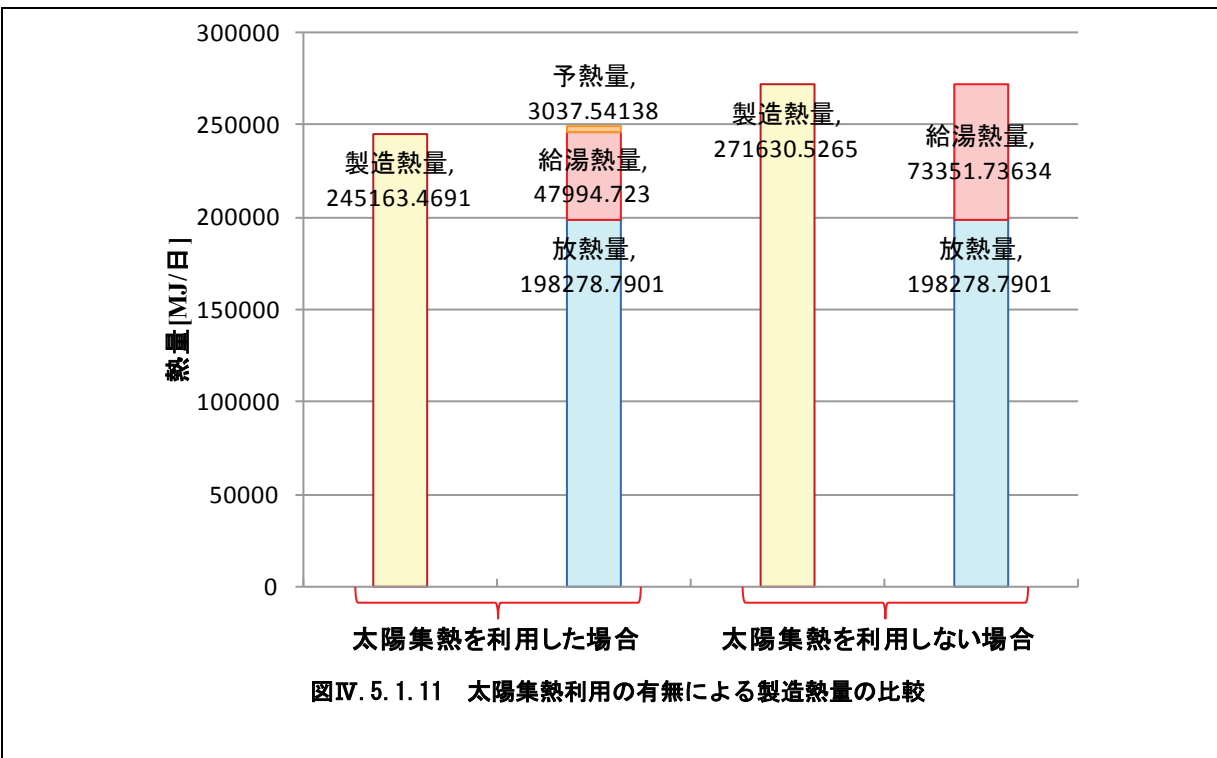
$[消費熱量] = [給湯二次側往温度 - 補給水温度] \times [補給水流量] \times [水の比熱]$
 ※消費流量=補給水流量として
 $[予熱量] = [蓄熱槽熱交換器出口温度 - 補給水温度] \times [補給水流量] \times [水の比熱]$
 $[蒸気加熱量] = [蒸気流量] \times [空気の比重] \times [蒸気の凝縮潜熱]$
 $[集熱量] = [集熱パネル出入口温度差] \times [温水流速] \times [水の比熱]$
 ・日積算熱量では、集熱量による予熱量への貢献割合が明確に評価できない。
 ・消費熱量に対する予熱量と蒸気加熱量についても日積算単位ではなく、長期的な収支による評価が必要と考えられる。



図IV.5.1.10 熱量の日積算データの比較

病院 01 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	太陽熱・蒸気	集熱パネル



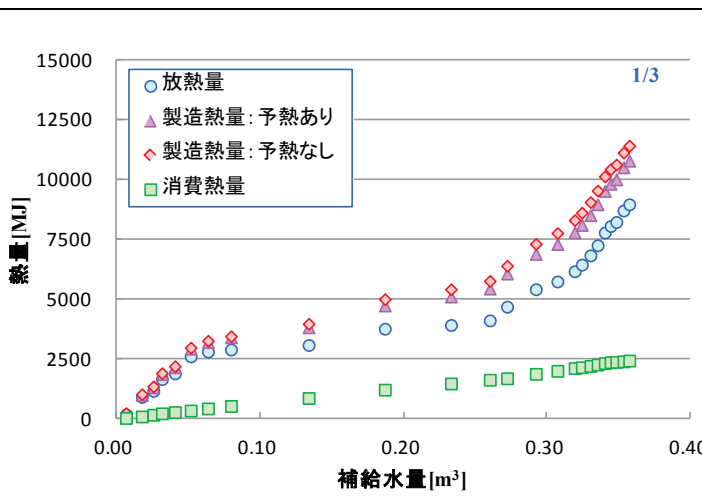
- ・ 図IV.5.1.11 の集計データは、12/19～1/16 の約1ヶ月分の熱量を積算した結果である。
- ・ 太陽集熱を利用しない場合については、予熱温度を除外して集計した熱量である。
- ・ 太陽集熱を利用することにより、全体的に 25000MJ の熱量の削減効果があることが示された。
- ・ 予熱量が少なくみられるが、太陽集熱ができない時間帯（夜間）には蓄熱槽熱交換器出入口温度が逆転していることから放熱側に働いていることが考えられる。しかしながら、補給水温度よりは温度を高めることができているため、全体的な熱量の削減につながっているものと考えられる。（集熱による蓄熱槽内温度は 50.8℃）
- ・ 放熱量の多さが目立つため、二次側の保温対策を行うことにより、更に熱量の削減が期待できると考える。

病院 01 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	太陽熱・蒸気	集熱パネル

[放熱量]=[給湯二次側往還温度差]×[給湯二次側循環流量]×[水の比熱]
 [消費熱量]=[給湯二次側往温度-補給水温度]×[補給水流量]×[水の比熱]
 ※消費流量=補給水流量として
 [製造熱量:予熱あり]=[放熱量]+[消費熱量]
 ※[消費熱量]=[給湯二次側往温度-予熱温度]×[補給水流量]×[水の比熱]
 [製造熱量:予熱なし]=[放熱量]+[消費熱量]
 ※[消費熱量]=[給湯二次側往温度-補給水温度]×[補給水流量]×[水の比熱]

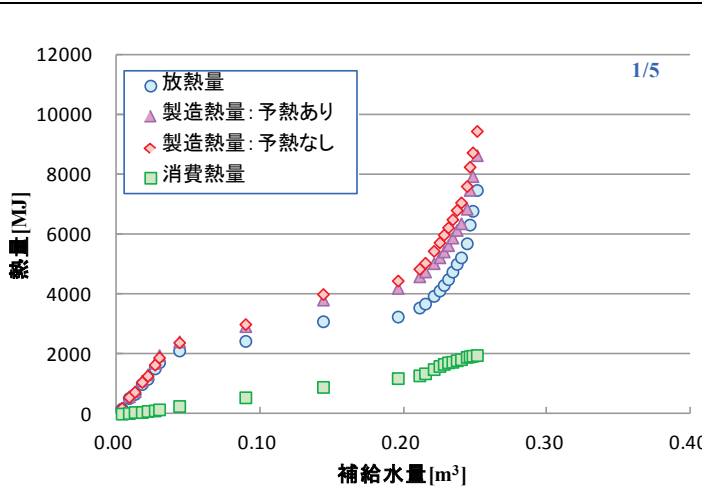
- ・補給水流量が0.3m³を超えると消費熱量を除き、熱量が急増する傾向がみられる。この理由として、補給水流量の増加により熱源機への入水温度が低下するためと考えられる。
- ・予熱による製造熱量の削減効果が確認された。



図IV.5.1.12 補給水量と熱量 (1月3日)

[放熱量]=[給湯二次側往還温度差]×[給湯二次側循環流量]×[水の比熱]
 [消費熱量]=[給湯二次側往温度-補給水温度]×[補給水流量]×[水の比熱]
 ※消費流量=補給水流量として
 [製造熱量:予熱あり]=[放熱量]+[消費熱量]
 ※[消費熱量]=[給湯二次側往温度-予熱温度]×[補給水流量]×[水の比熱]
 [製造熱量:予熱なし]=[放熱量]+[消費熱量]
 ※[消費熱量]=[給湯二次側往温度-補給水温度]×[補給水流量]×[水の比熱]

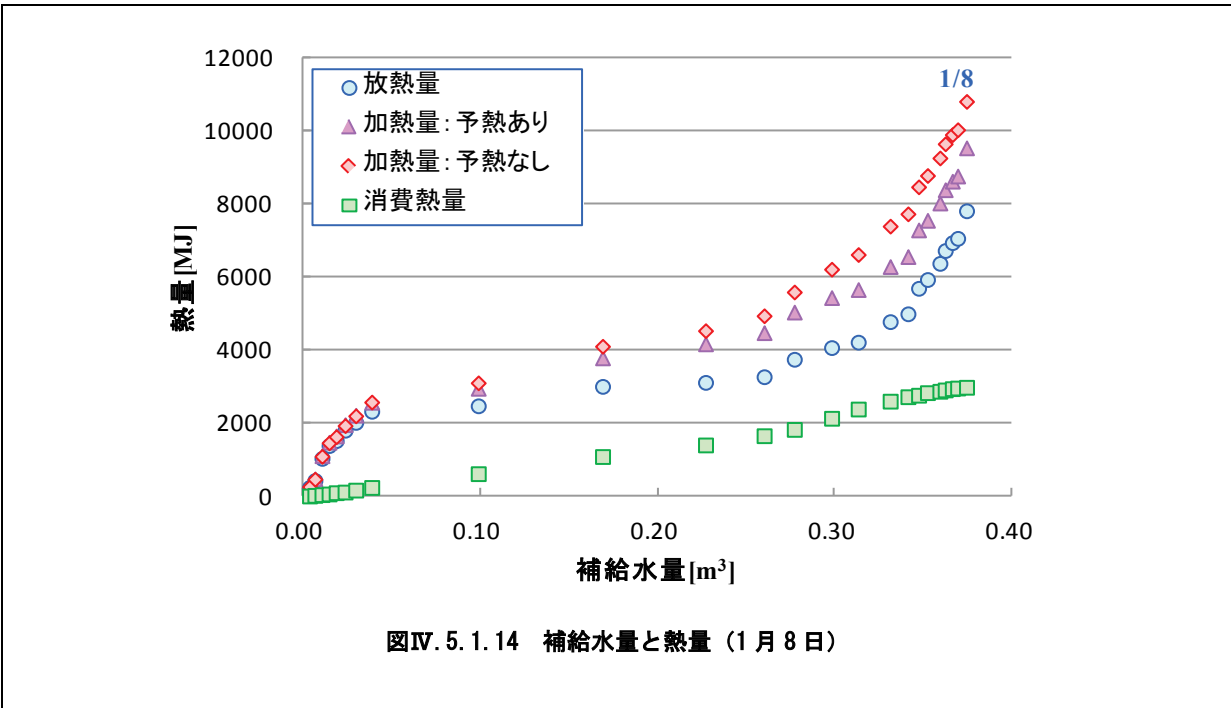
- ・補給水流量が0.2m³を超えると消費熱量を除き、熱量が急増する傾向がみられる。この理由として、補給水流量の増加により熱源機への入水温度が低下するためと考えられる。
- ・予熱による製造熱量の削減効果が確認された。



図IV.5.1.13 補給水量と熱量 (1月5日)

病院 01 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	太陽熱・蒸気	集熱パネル



図IV. 5. 1. 14 補給水量と熱量 (1月8日)

[放熱量]=[給湯二次側往還温度差]×[給湯二次側循環流量]×[水の比熱]

[消費熱量]=[給湯二次側往還温度-補給水温度]×[補給水流量]×[水の比熱]

※消費流量=補給水流量として

[製造熱量: 予熱あり]=[放熱量]+[消費熱量]

※[消費熱量]=[給湯二次側往還温度-予熱温度]×[補給水流量]×[水の比熱]

[製造熱量: 予熱なし]=[放熱量]+[消費熱量]

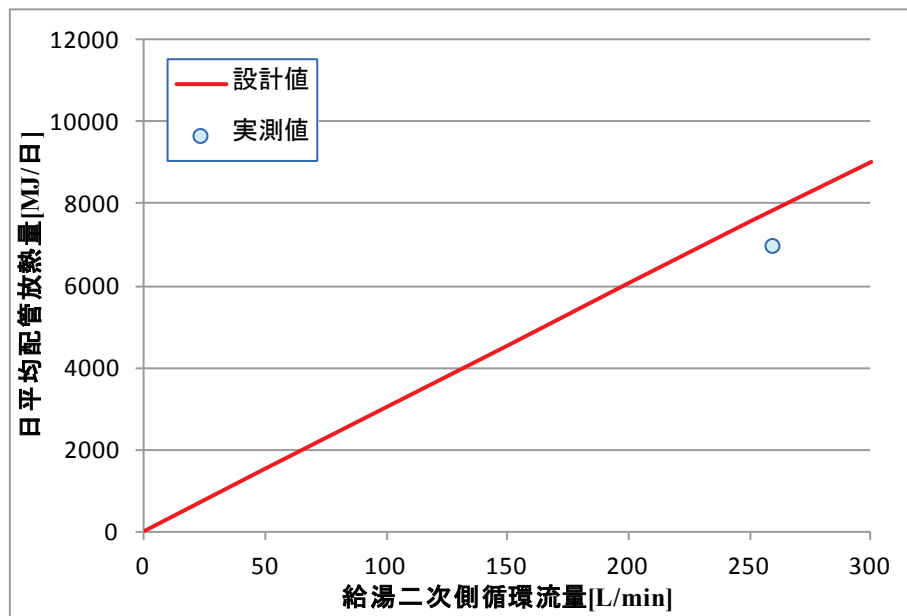
※[消費熱量]=[給湯二次側往還温度-補給水温度]×[補給水流量]×[水の比熱]

・補給水流量が 0.2m³ を超えると消費熱量を除き、熱量が急増する傾向がみられる。この理由として、補給水流量の増加により熱源機への入水温度が低下するためと考えられ、1月3日の傾向と同様であった。

・予熱による製造熱量の削減効果が確認された。

病院 01 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	太陽熱・蒸気	集熱パネル



図IV. 5. 1. 15 給湯二次側循環流量と放熱量

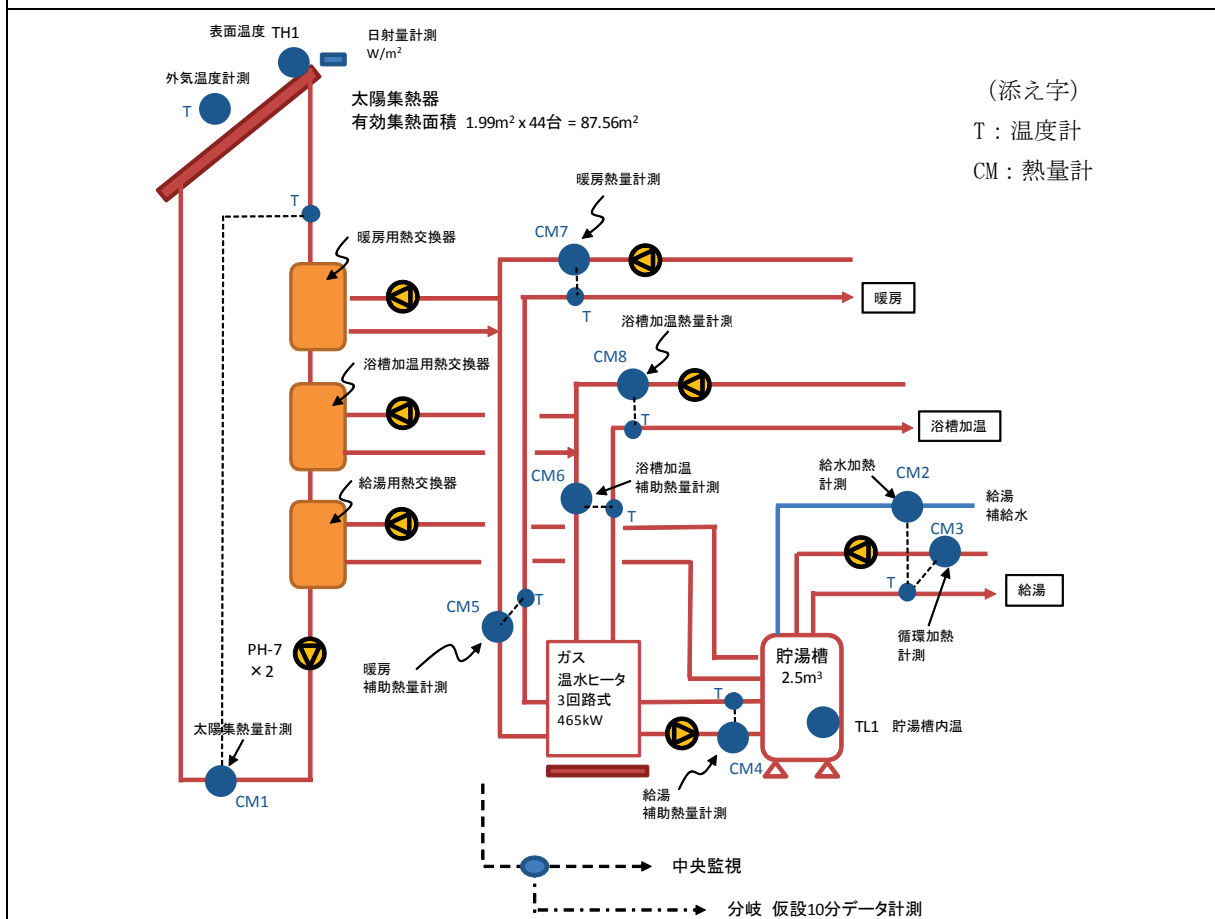
・設計値よりも配管放熱量が少ない。

5.2 研修施設 04 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	太陽熱	太陽熱集熱器

建物名	研修施設 04	地区	北海道	竣工	2009 年	改修	—	規模	7,700m ²
分類	熱源	方式	中央式 (2 管式)	専用/兼用	専用	エネルギー源	太陽熱		
機器	太陽熱集熱器	型式							
	貯湯槽	型式	密閉型	方式	—				
端末器具	—	種類	—	温調方式	—	手動/自動	—		
分析期間	2011 年 4 月～2012 年 3 月			製造年月	2008 年				
制御内容	集熱循環ポンプ PH-7 は、集熱器表面温度 (TH1) と貯湯槽温度 (TL1) から、 TH1 > TL1 温度差 8℃以上 または TH1 が 90℃以上で運転 (自動交互)			機器仕様	太陽集熱器： 真空二重ガラス管型集光ミラー付 有効 1.99m ² /台 44 台 貯湯槽： SUS444 製 2.5m ³ 密閉式 縦型 2 台 温水ヒータ： 465kW 真空 3 回路式 LPG 炊 2 台 給湯用熱交換：プレート式 61.3kW 1 台 浴槽加温用熱交換器：多管式 30.7kW 1 台 暖房用熱交換器：多管式 30.7kW 1 台				

システムフロー



運転状況：通年運転

計測間隔：10 分間隔のサンプリングデータを 1 時間平均

熱量計：白金測温抵抗体(往/還) + 電磁流量計，温度計：白金測温抵抗体

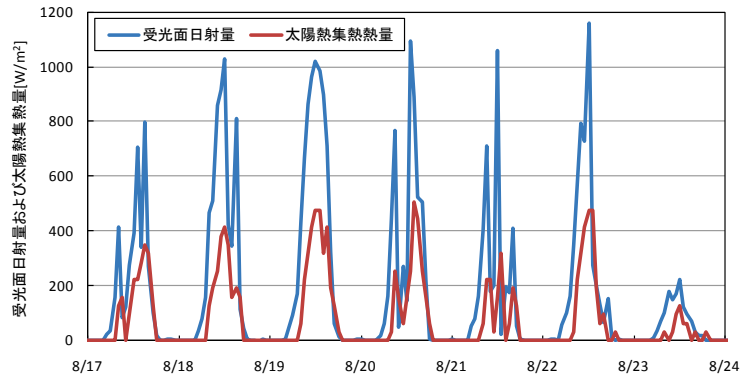
研修施設 04（太陽熱利用）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	太陽熱	太陽熱集熱器

< 運転状況 >

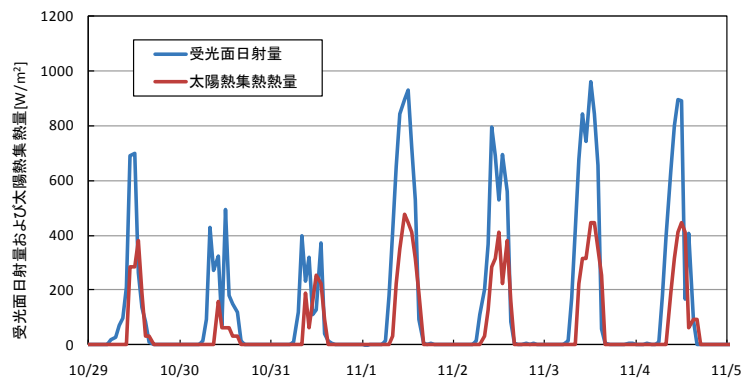
受光面日射量と太陽熱集熱熱量の推移（中央監視 1 時間データ）

2011/8/17~8/24（夏期）



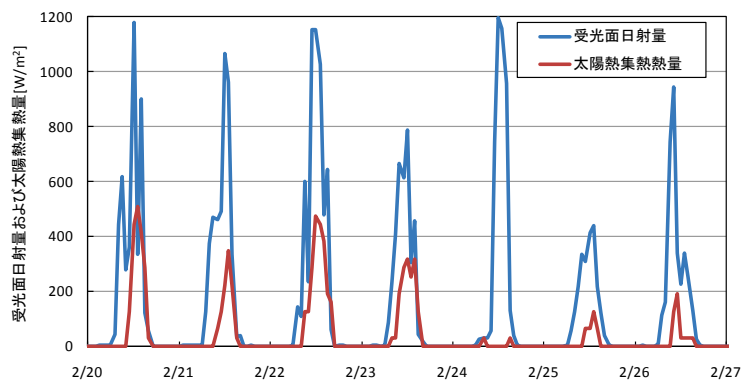
図IV. 5. 2. 1 受光面日射量と太陽熱集熱熱量（夏期）

2011/10/29~11/5（中間期）



図IV. 5. 2. 2 受光面日射量と太陽熱集熱熱量（中間期）

2012/2/20~2/27（冬期）



図IV. 5. 2. 3 受光面日射量と太陽熱集熱熱量（冬期）

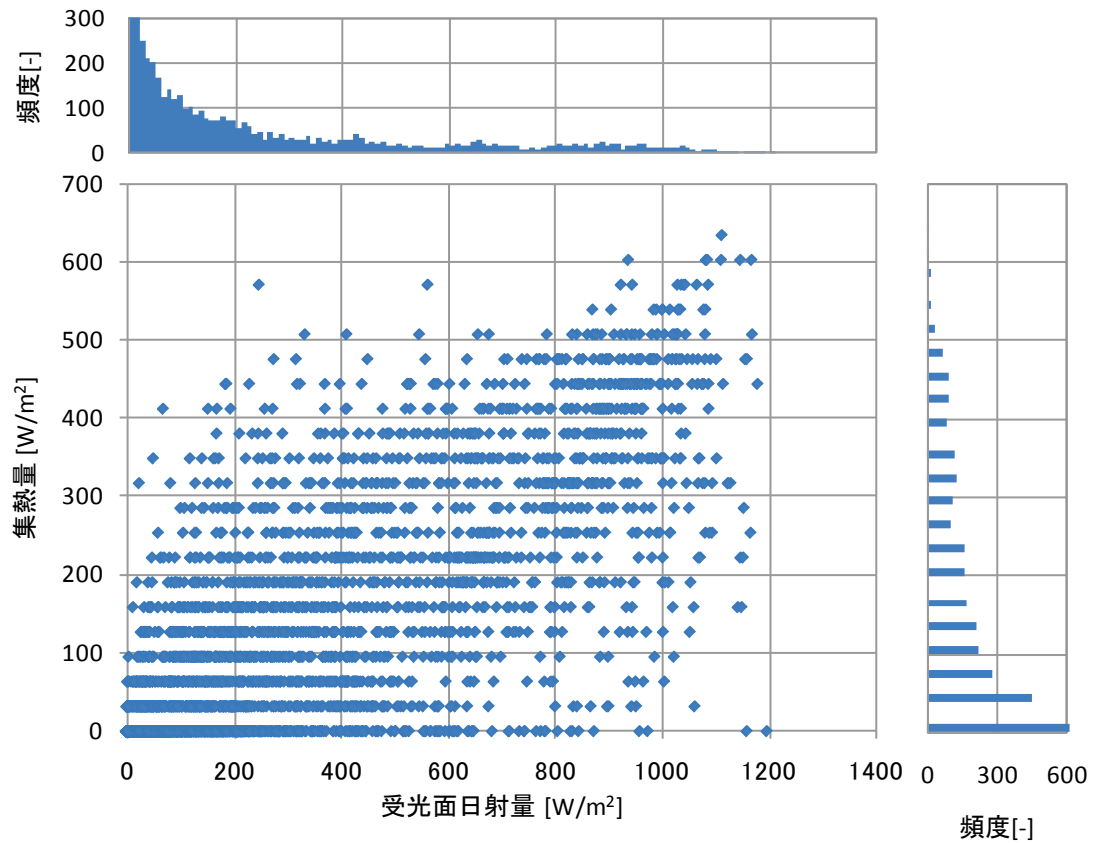
研修施設 04 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	太陽熱	太陽熱集熱器

<集熱量の整理>

受光面日射量と集熱量 (2011/4/1~2012/3/31 中央監視データ)

(1 時間データで日射量は平均値, 集熱量はパルス計測による積算値. 夜間を含み, 日射量のマイナス値を除く)



図IV. 5. 2. 4 受光面日射量と集熱量

研修施設 04 (太陽熱利用)

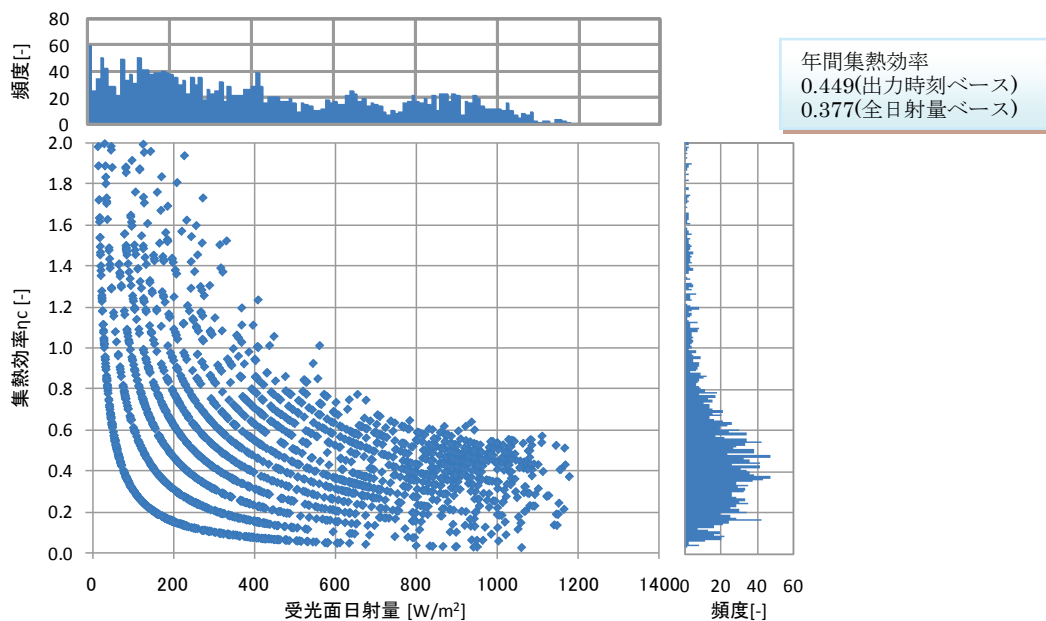
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	太陽熱	太陽熱集熱器

<集熱効率の整理>

受光面日射量と集熱効率 (2011/4/1~2012/3/31 中央監視データ)

(1 時間データで日射量は平均値, 集熱量はパルス計測による積算値. 日射量 0 以下および集熱量 0 以下の時間帯を除く)

$$\text{集熱効率 } \eta_c [-] = \text{太陽熱集熱量} [W/m^2] \div \text{受光面日射量} [W/m^2]$$

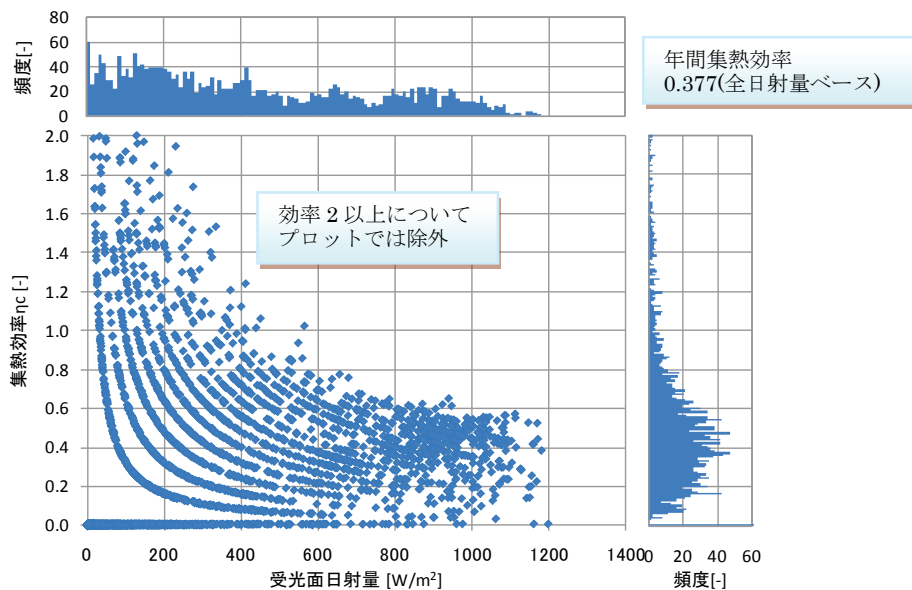


図IV. 5. 2. 5 受光面日射量と集熱効率

受光面日射量と集熱効率 (2011/4/1~2012/3/31 中央監視データ)

(1 時間データで日射量は平均値, 集熱量はパルス計測による積算値. 日射量 0 未満を除く)

$$\text{集熱効率 } \eta_c [-] = \text{太陽熱集熱量} [W/m^2] \div \text{受光面日射量} [W/m^2]$$



図IV. 5. 2. 6 受光面日射量と集熱効率

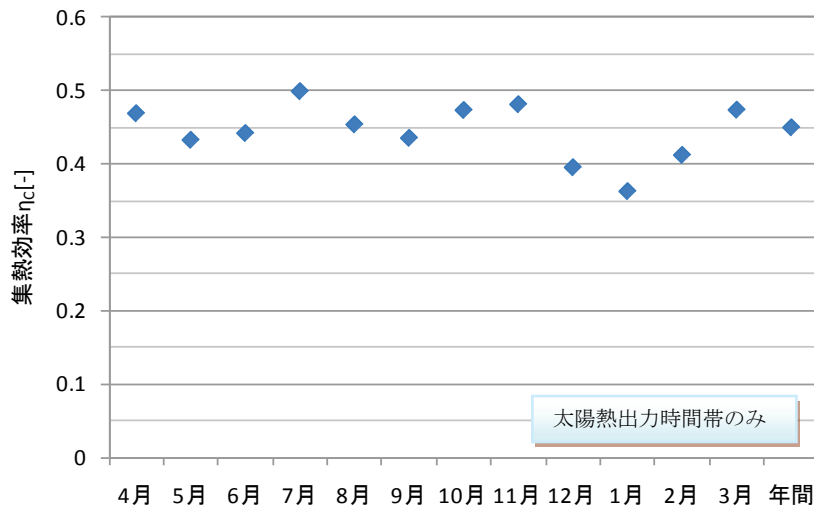
研修施設 04 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	太陽熱	太陽熱集熱器

月別および年間の集熱効率 (2011/4/1~2012/3/31 中央監視データ)

(日射量 0 以下および集熱量 0 以下の時間帯を除く)

期間集熱効率 η [-] = 太陽熱集熱量期間積算値 [Wh/m²] ÷ 集熱器出力時の受光面日射量期間積算値 [Wh/m²]

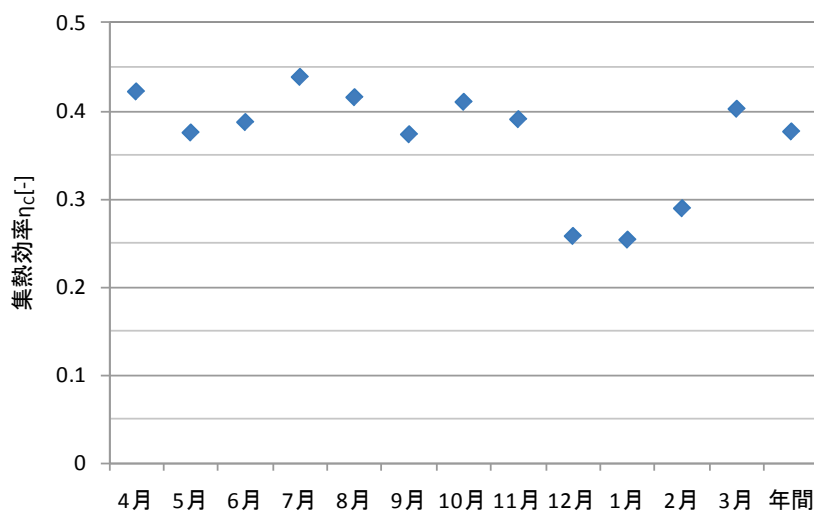


図IV.5.2.7 集熱効率

月別および年間の集熱効率 (2011/4/1~2012/3/31 中央監視データ)

(日射量 0 以下の時間帯を除く)

期間集熱効率 η [-] = 太陽熱集熱量期間積算値 [Wh/m²] ÷ 受光面日射量期間積算値 [Wh/m²]



図IV.5.2.8 集熱効率

研修施設 04 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	太陽熱	太陽熱集熱器

<温熱負荷の状況>

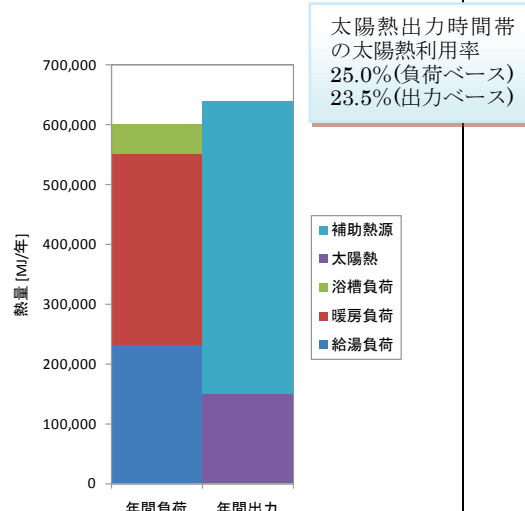
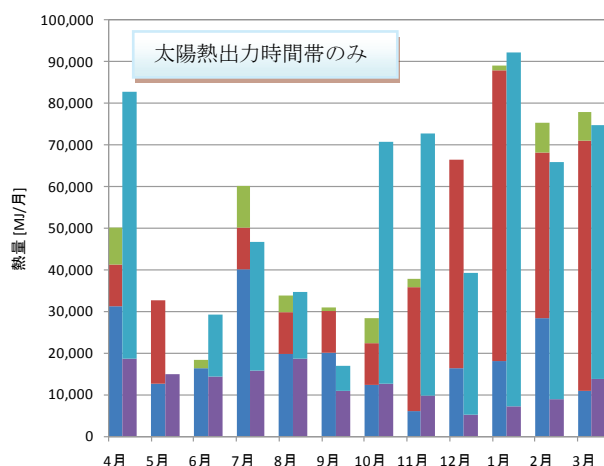
月別および年間の負荷と機器出力 (2011/4/1~2012/3/31 中央監視データ)

(集熱量 0 以下の時間帯を除く)

負荷[MJ]=給湯負荷+暖房負荷+浴槽負荷

出力[MJ]=太陽熱集熱量+補助熱源

ここでの負荷には貯湯槽およびその周辺配管での熱ロスは含まれない。給湯負荷には循環加熱負荷を含む。



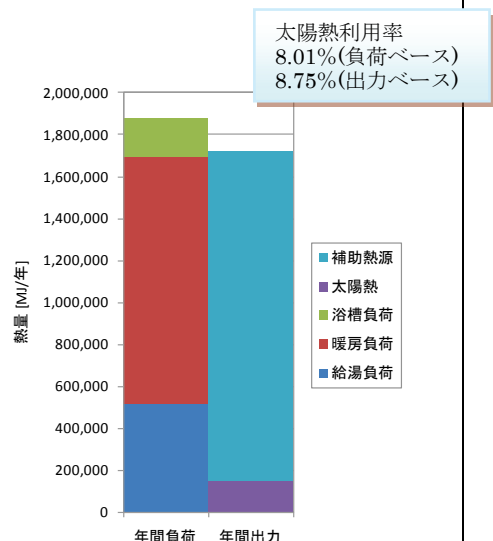
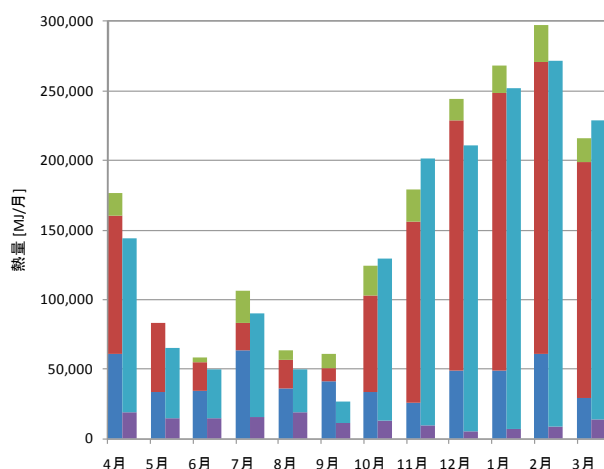
図IV. 5. 2. 9 負荷と機器出力

月別および年間の負荷と機器出力 (2011/4/1~2012/3/31 中央監視データ)

負荷[MJ]=給湯負荷+暖房負荷+浴槽負荷

出力[MJ]=太陽熱集熱量+補助熱源

ここでの負荷には貯湯槽およびその周辺配管での熱ロスは含まれない。給湯負荷には循環加熱負荷を含む。



図IV. 5. 2. 10 負荷と機器出力

研修施設 04 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	太陽熱	太陽熱集熱器

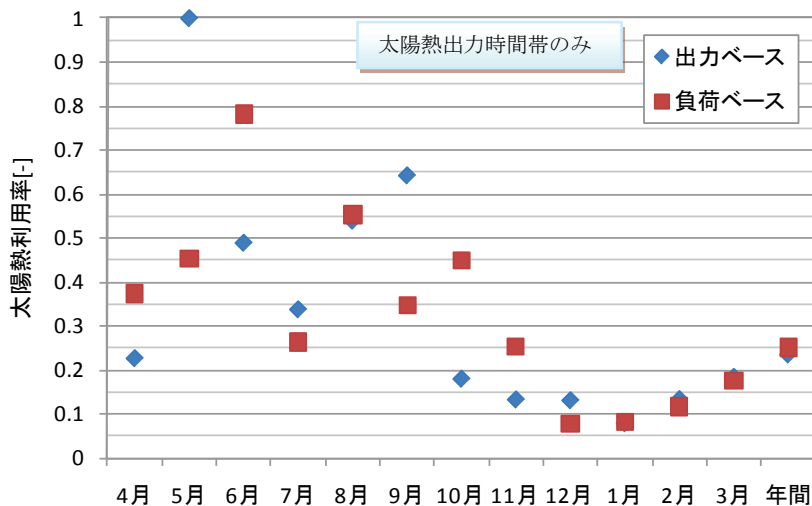
<太陽熱の利用状況>

月別および年間の太陽熱利用率 (2011/4/1~2012/3/31 中央監視データ)

(太陽熱集熱量 0 以下の時間帯を除く)

太陽熱利用率[-] (出力ベース) = 太陽熱集熱量期間積算値[MJ] ÷ 出力期間積算値[MJ]

太陽熱利用率[-] (負荷ベース) = 太陽熱集熱量期間積算値[MJ] ÷ 負荷期間積算値[MJ]

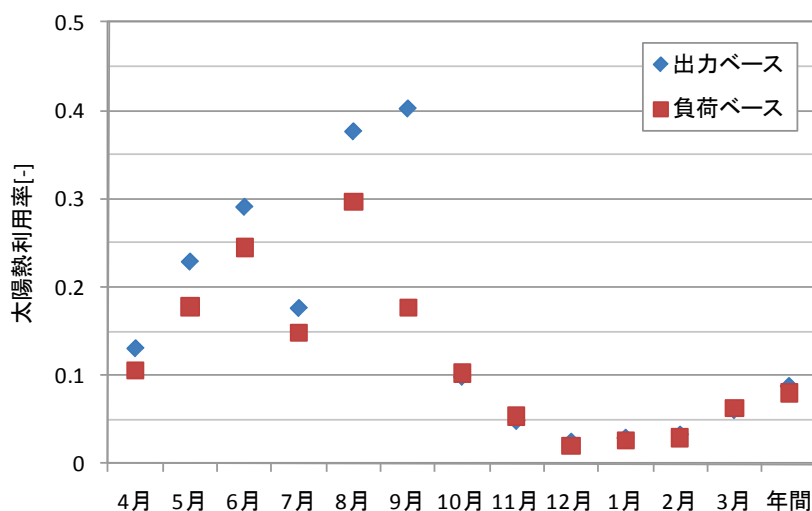


図IV. 5. 2. 11 太陽熱利用率

月別および年間の太陽熱利用率 (2011/4/1~2012/3/31 中央監視データ)

太陽熱利用率[-] (出力ベース) = 太陽熱集熱量期間積算値[MJ] ÷ 出力期間積算値[MJ]

太陽熱利用率[-] (負荷ベース) = 太陽熱集熱量期間積算値[MJ] ÷ 負荷期間積算値[MJ]



図IV. 5. 2. 12 太陽熱利用率

研修施設 04 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	太陽熱	太陽熱集熱器

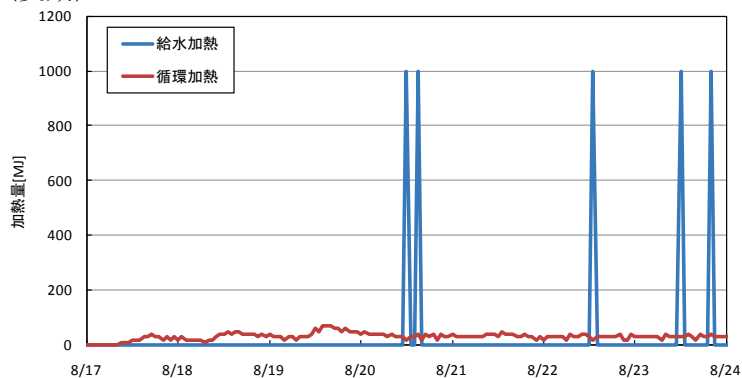
<給湯の運転状況>

給水加熱と循環加熱の推移 (中央監視 1 時間データ)

(なお給水加熱は 1000MJ に 1 パルス, 循環加熱は 10MJ に 1 パルスとなっている.)

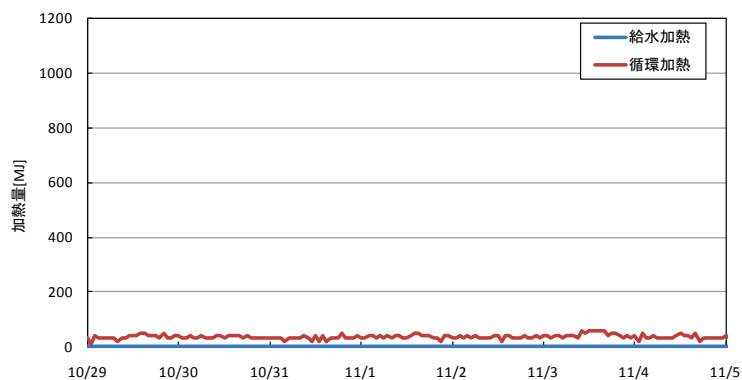
(循環加熱分には貯湯槽およびその周辺配管での熱ロス分は含まれない.)

2011/8/17~8/24 (夏期)



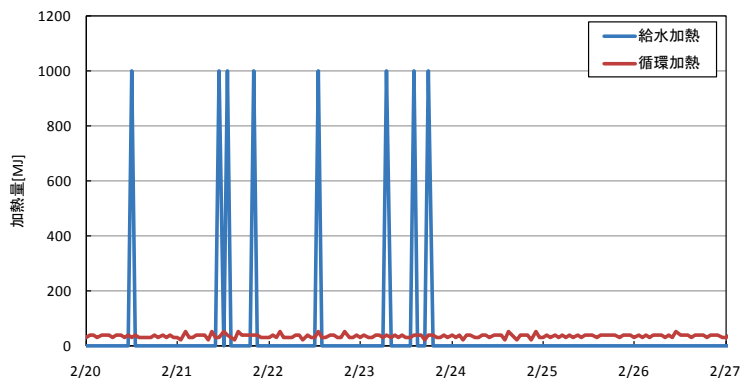
図IV. 5. 2. 13 加熱量の推移 (夏期)

2011/10/29~11/5 (中間期)



図IV. 5. 2. 14 加熱量の推移 (中間期)

2012/2/20~2/27 (冬期)



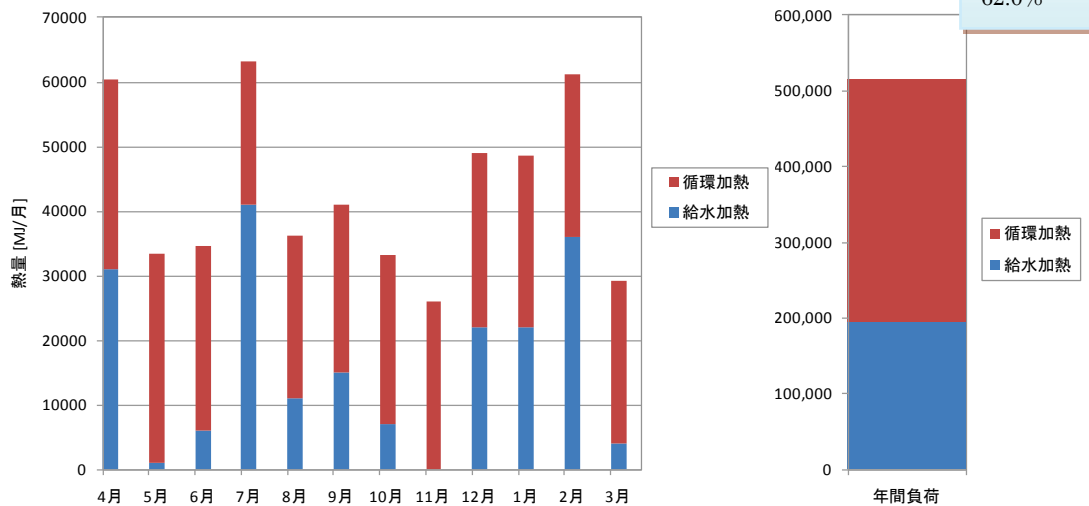
図IV. 5. 2. 15 加熱量の推移 (冬期)

研修施設 04（太陽熱利用）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	太陽熱	太陽熱集熱器

月別および年間の給水加熱と循環加熱量（2011/4/1～2012/3/31 中央監視データ）

循環加熱分には貯湯槽およびその周辺配管での熱ロス分は含まれない。

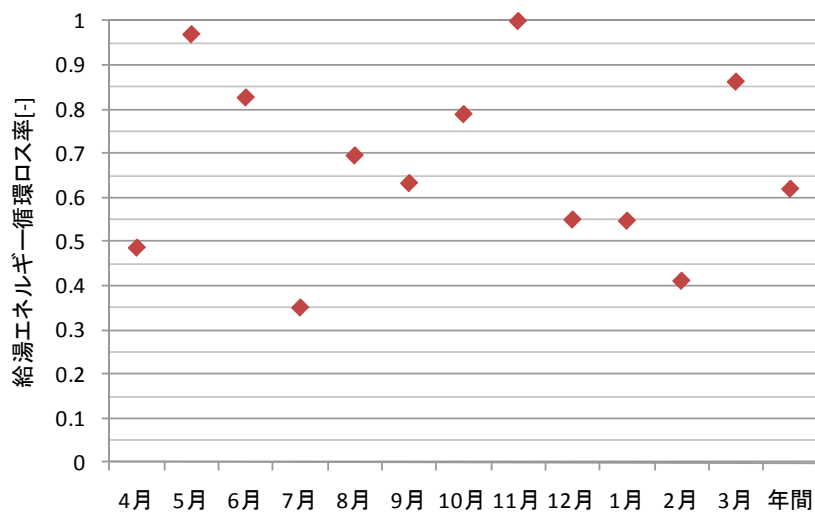


図IV. 5. 2. 16 給水加熱と循環加熱量

月別および年間の給湯エネルギー循環ロス率（2011/4/1～2012/3/31 中央監視データ）

給湯エネルギー循環ロス率[-]=循環加熱量[MJ]÷（給水加熱量+循環加熱量[MJ]）

循環加熱分には貯湯槽およびその周辺配管での熱ロス分は含まれない。



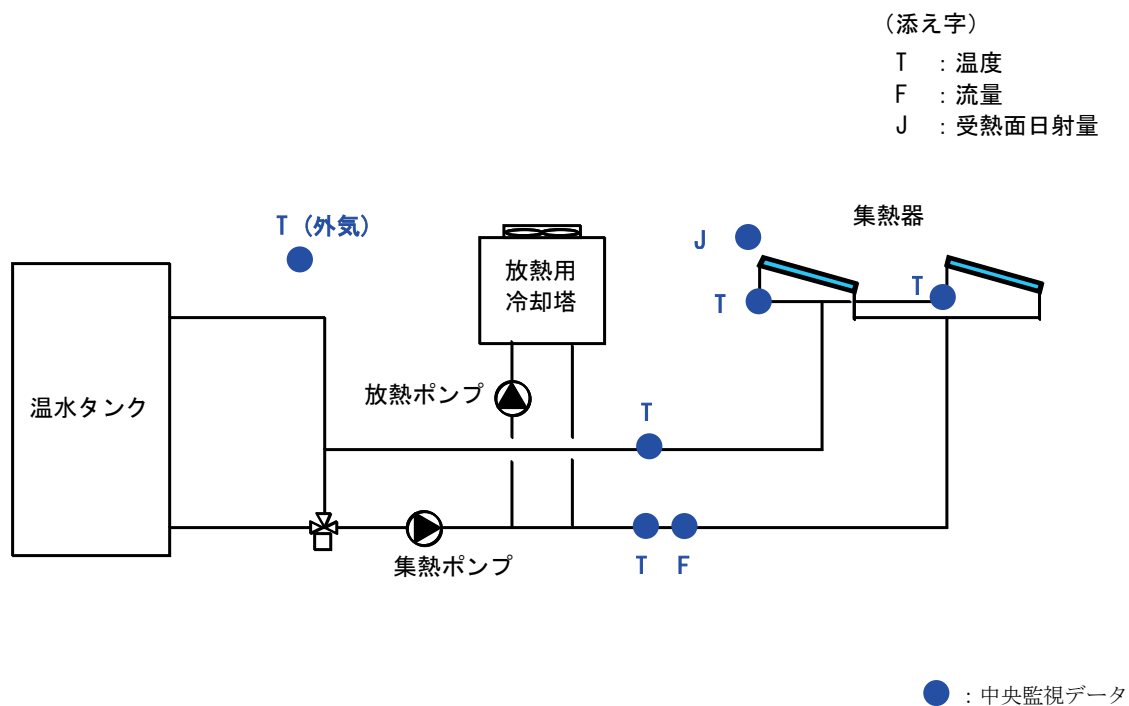
図IV. 5. 2. 17 給湯エネルギー循環ロス率

5.3 その他 02 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	太陽熱	太陽熱集熱器

建物名	その他 02	地区	神奈川	竣工	2009年	改修	—	規模	—
分類	熱源		方式	中央式 (2管式)		専用/兼用	専用	エネルギー源	太陽熱
機器	太陽熱集熱器		型式	黒色平板形集熱器					
	貯湯槽		型式	開放型		方式	成層		
端末器具	—		種類	—		温調方式	—	手動/自動	—
分析期間	2009年12月～2010年2月				製造年月	2009年8月			
制御内容	7) 集熱器入口温度制御 (三方弁制御) 8) 集熱器出口温度制御 (集熱ポンプ制御) 9) 集熱器入口放熱制御 (放熱ポンプ制御)				機器仕様	集熱器 型式：黒色平板形集熱器 外形寸法：1,002mm×2,002mm×77mm 有効集熱面積：1.91m ² 設置台数：25台×2列 保有水量：2.5L/台 設置角度：35°			

システムフロー



解析データ年月日

2009年12月2日, 4日, 20日, 23日

2010年2月5日, 20日, 22日, 23日

(計測間隔 30秒を10分平均)

その他 02 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	太陽熱	太陽熱集熱器

<制御内容, 評価項目計算式>

1. 制御内容

(1) 通常時

受熱面日射量による集熱ポンプの発停

太陽光集熱器出口温度一定制御 (集熱ポンプの PID 制御)

(2) 太陽光集熱器入口温度の低温時

集熱ポンプ入口温度一定制御 (三方弁の PID 制御)

太陽光集熱器入口温度が低いとき, 出口温水と混合させて温度を上昇させる

(3) 太陽光集熱器入口温度の高温時

太陽光集熱器入口温度一定制御 (太陽光集熱器入口温度による放熱ポンプ発停自動判断及び PID 制御)

太陽光集熱器入口温度が高いとき, 冷却塔で放熱して温度を低下させてからパネルに流入させる

2. 計測概要

(1) 計測器

- ・流量計: 超音波流量計 (後付)
- ・温度計: 白金測温抵抗体 (挿入型)

(2) データ収集時間間隔

- ・流量: 30 秒間隔, 瞬時値
- ・温度: 30 秒間隔, 瞬時値

3. 評価項目計算式

(1) 集熱量

$$\text{集熱量[W]} = \text{温水流量[L/h]} \times (\text{太陽光集熱器出口温度 (メイン管) [°C]} \\ - \text{太陽光集熱器入口温度 (メイン管) [°C]}) \times 1.1627[\text{Wh/kcal}]$$

(2) 集熱効率

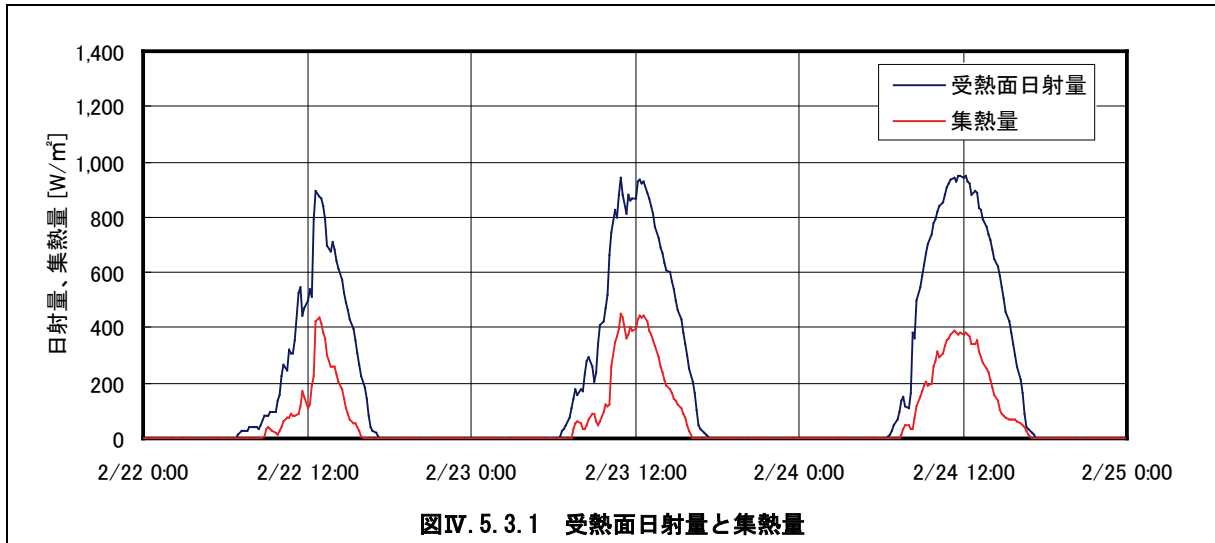
$$\text{集熱効率[-]} = \text{集熱量[W]} \div \text{受熱面日射量[W]}$$

※受熱面日射量はパネル設置角度 35° と同じ角度で設置した日射計の値

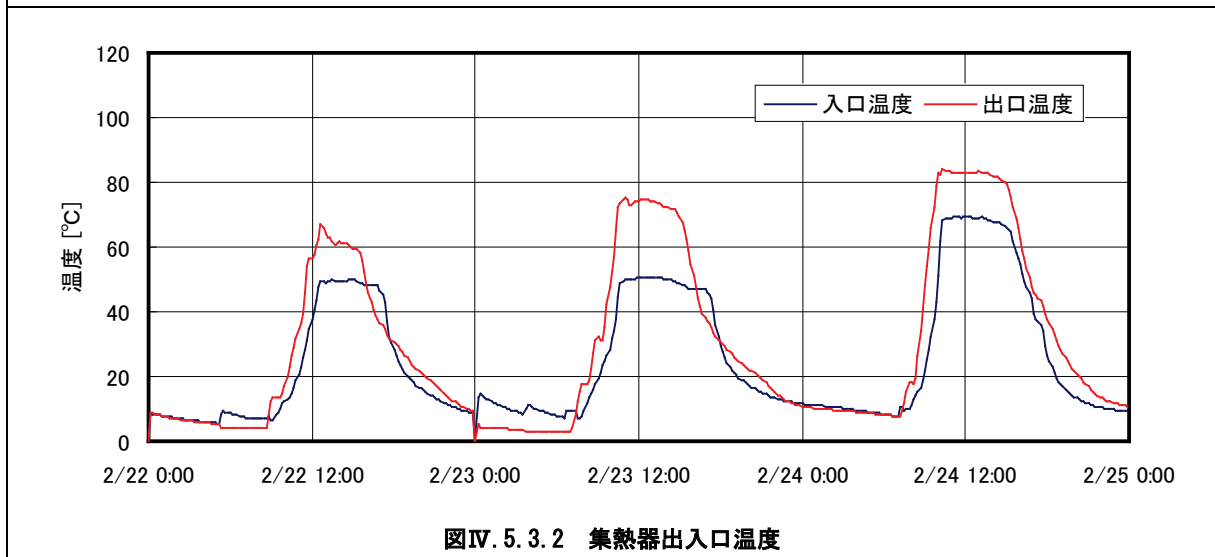
その他 02 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	太陽熱	太陽熱集熱器

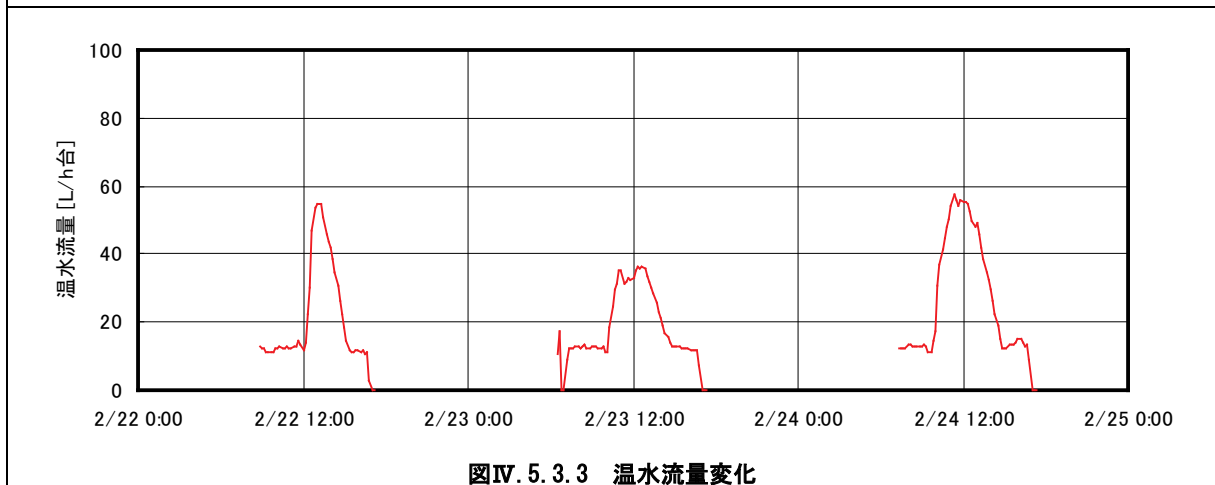
<動作確認データ(1)>



図IV. 5. 3. 1 受熱面日射量と集熱量



図IV. 5. 3. 2 集熱器出入口温度



図IV. 5. 3. 3 温水流量変化

その他 02 (太陽熱利用)

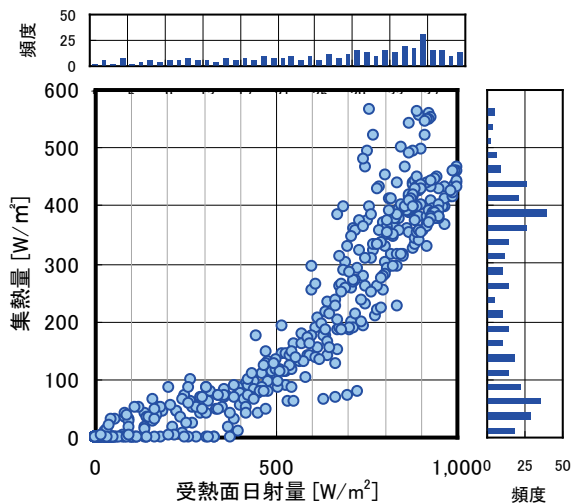
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	太陽熱	太陽熱集熱器

<動作確認データ(2)>

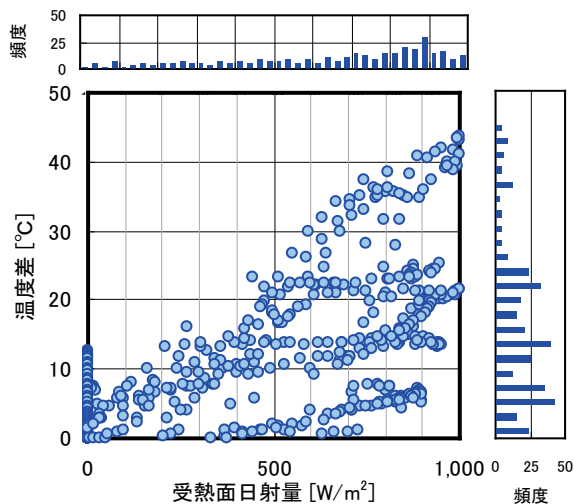
(コメント欄)

図IV.5.3.4 受熱面日射量 500W/m² 以上で、集熱量は受熱面日射量に対してほぼ直線的に増加している。

図IV.5.3.5 受熱面日射量が大きくなると 40℃程度までの温度差が確保できている。運転時の温度差は主に 25℃以下となっている。



図IV.5.3.4 受熱面日射量と集熱量



図IV.5.3.5 受熱面日射量と温水温度差

その他 02 (太陽熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2管式)	太陽熱	太陽熱集熱器

<分析データ>

(コメント欄)

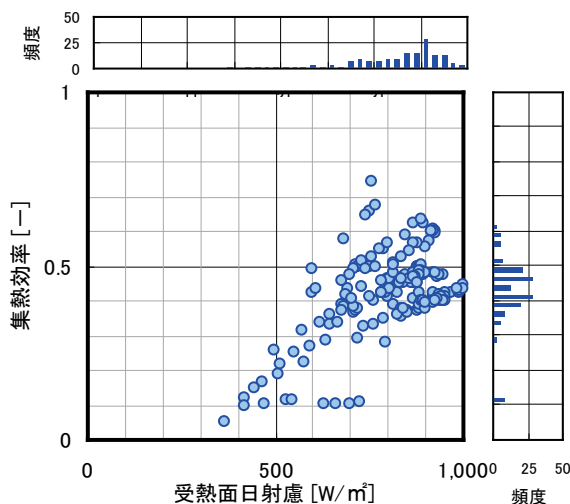
図IV.5.3.6 メーカー仕様では 15L/h・m²を最低流量としており,これ以上のデータをプロットした.受熱面日射量とともに効率も上昇する.

図IV.5.3.7 $\Delta t/J$ と集熱効率の関係ではメーカー値よりも低い値になっている.

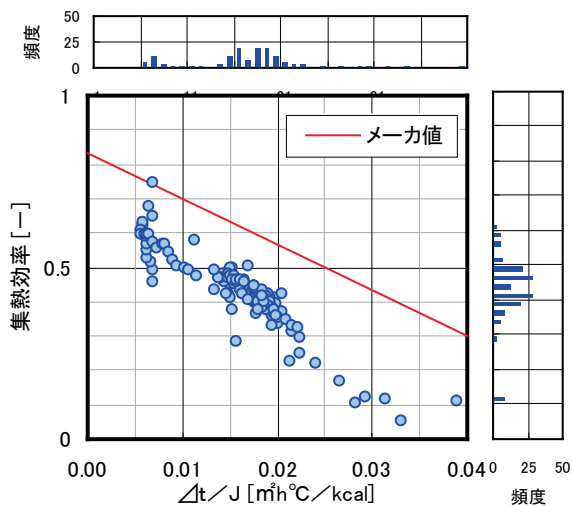
図IV.5.3.8 配管及びパネル接続用ホースの放熱を集熱量に加味して補正すると幾分メーカー値に近くなる.

(注記)

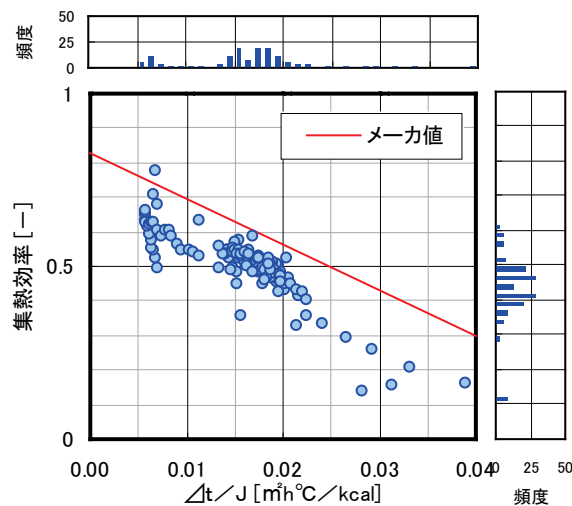
- Δt =集熱器平均水温 - 外気温
 =(入口温度+出口温度)/2 - 外気温
 カタログ測定条件
- ・ 太陽光に対して直角になるよう追尾.
 - ・ 温水流量 120L/h 台



図IV.5.3.6 受熱面日射量と集熱効率



図IV.5.3.7 $\Delta t/J$ と集熱効率



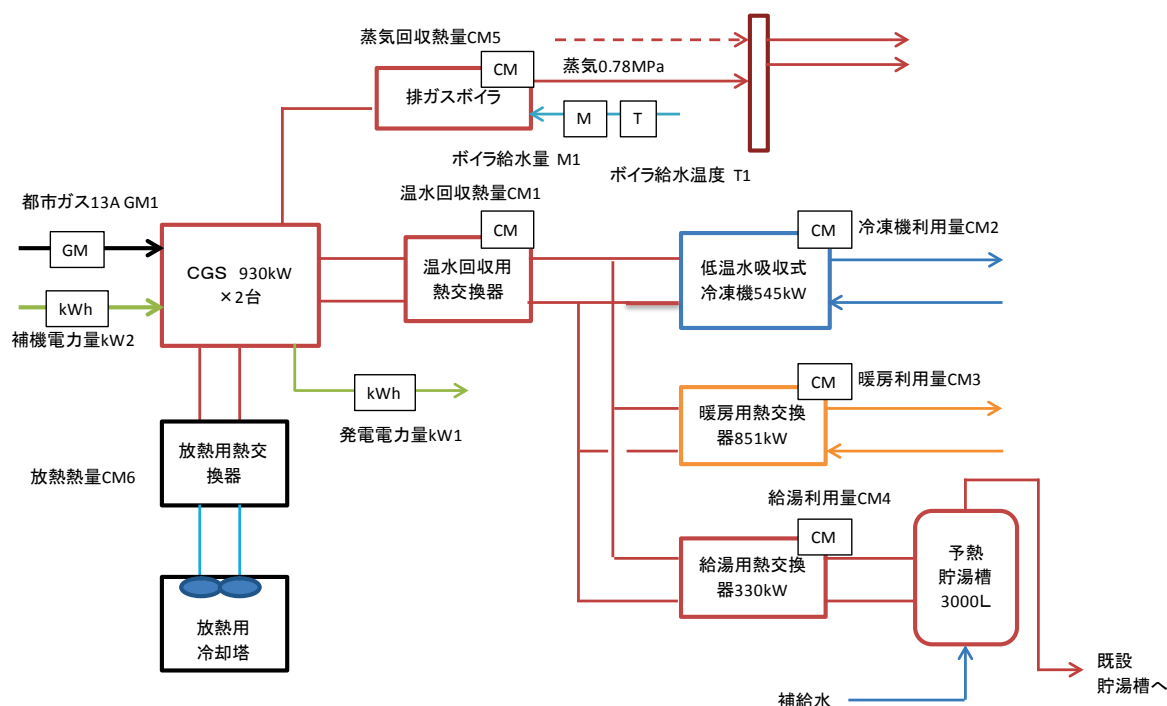
図IV.5.3.8 $\Delta t/J$ と集熱効率
(配管放熱考慮)

5.4 病院 02 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

建物名	病院 02	地区	北海道	竣工	1980 年	改修	2010 年	規模	26,679m ²
分類	熱源		方式	中央式(2管式)		専用/兼用	専用	エネルギー源	ガス
機器	CGS		型式	ガスエンジン		—		—	
	貯湯槽		型式	密閉型		方式	—	—	
端末器具	—		種類	—		温調方式	—	手動/自動	—
分析期間	2012 年 10 月 1 日～2012 年 12 月 31 日			製造年月	—				
制御内容	制御対象：CGS 制御内容：排熱利用制御 ・ジャケット排熱 還り温度制御 (設定温度 83℃) ・暖房用熱交換器 送水温度制御 (設定温度 65℃) ・暖房用熱交換器 送水温度制御 (設定温度差 5℃) ・低温水吸収式冷凍機 冷却水温度制御 (設定温度 31℃) 排熱回収 ・蒸気排熱回収, 温水排熱回収 回収熱利用先 ・蒸気 (既設の蒸気ヘッダに接続) ・温水 (冷房, 暖房, 給湯)			機器仕様	CGS(ボンネット型) ・ガスエンジン発電機 930kW × 2台 (50Hz) ・燃料消費量 205.8Nm ³ /h ・発電効率 40% (LHV 基準), 36% (HHV 基準) 排熱利用機器 ・低温水吸収式冷凍機 545kW (温水入口温度 88℃) ・暖房用熱交換器 851.7kW ・給湯用(補給水加温) 熱交換器 330.5kW 排ガス熱回収量 1,237.8MJ/h (蒸気発生量 491kg/h) ジャケット水排熱回収量 1,533.2MJ/h (目標値) インタークーラ排熱回収量 595.3MJ/h (目標値)				

システムフロー



中央監視にて記録 記録間隔 1時間

ガス熱量換算 低位発熱量=40.6MJ/m³, 高位発熱量=45.0MJ/m³

ガス流量 中央監視にて集録されているノルマル換算値

病院 02 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

1. 評価項目計算式

(1) 発電効率

$$\text{発電効率} = \text{発電量} / (\text{燃料消費量} \times \text{高位発熱量})$$

$$= \text{kW1} \times 3.6 / (\text{GM1} \times 45) \times 100$$

(2) 排熱回収量

$$\text{排熱回収量} = \text{温水回収熱量} + \text{蒸気回収熱量}$$

$$= \text{CM1} + \text{CM5}$$

(3) 温水回収熱量

$$\text{温水回収熱量} = \text{冷凍機利用量} + \text{暖房利用量} + \text{給湯利用量}$$

$$= \text{CM2} + \text{CM3} + \text{CM4}$$

(4) 蒸気回収熱量

$$\text{蒸気回収熱量} = \text{蒸気量} (\text{ボイラ補給水} \times 0.9) \times (0.78\text{MPa 蒸気の比エンタルピー} - (\text{ボイラ給水温度} \times 4.186))$$

$$= \text{M1} \times 0.9 \times (2768.30 - (\text{T1} \times 4.186))$$

(5) 温水回収効率

$$\text{温水回収効率} = \text{温水回収熱量} / ((\text{燃料消費量} \times \text{高位発熱量}) + \text{補機電力量})$$

$$= \text{CM1} / (\text{GM1} \times 45 + \text{kW2} \times 3.6) \times 100$$

(6) 蒸気回収効率

$$\text{蒸気回収効率} = \text{蒸気回収熱量} / ((\text{燃料消費量} \times \text{高位発熱量}) + \text{補機電力量})$$

$$= \text{CM5} / (\text{GM1} \times 45 + \text{kW2} \times 3.6) \times 100$$

(7) CGS 総合効率

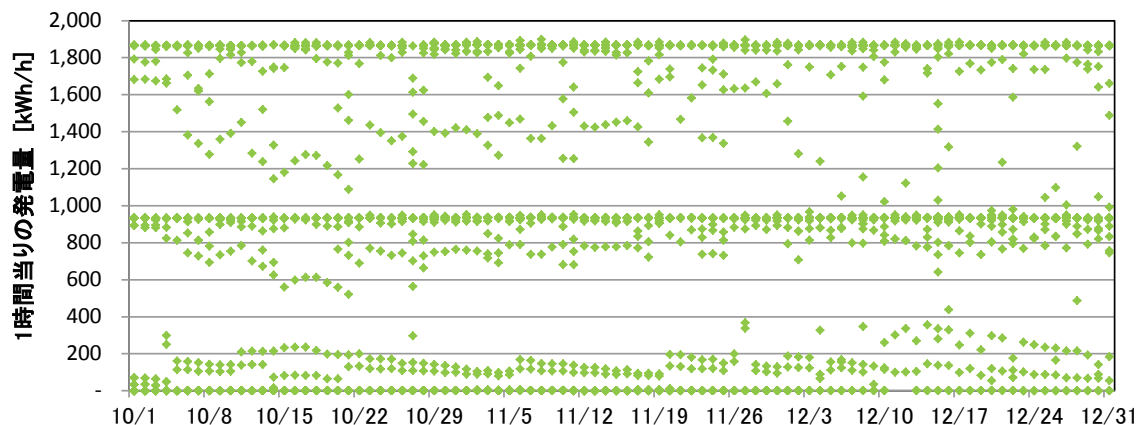
$$\text{CGS 総合効率} = (\text{発電量} + \text{排熱回収量}) / ((\text{燃料消費量} \times \text{高位発熱量}) + \text{補機電力量})$$

$$= (\text{kW1} \times 3.6 + (\text{CM1} + \text{CM5})) / (\text{GM1} \times 45 + \text{kW2} \times 3.6) \times 100$$

病院 02 (排熱利用)

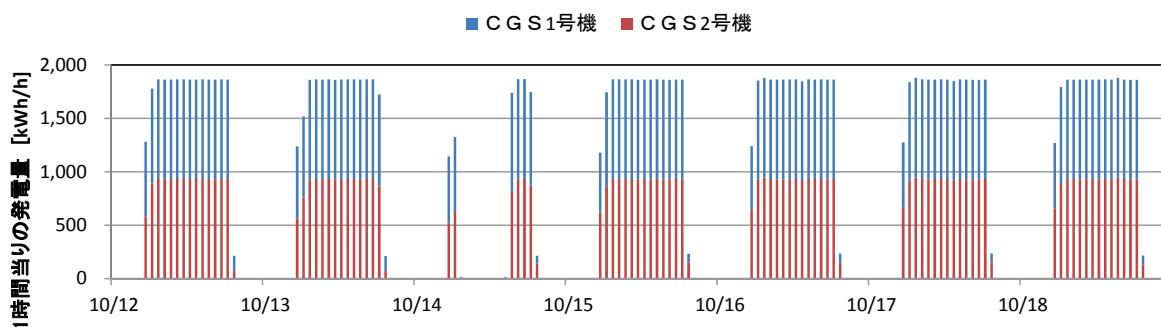
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

(1) 測定期間中の発電状況 kW1 (CGS1号機, 2号機の合計 930kW/台)

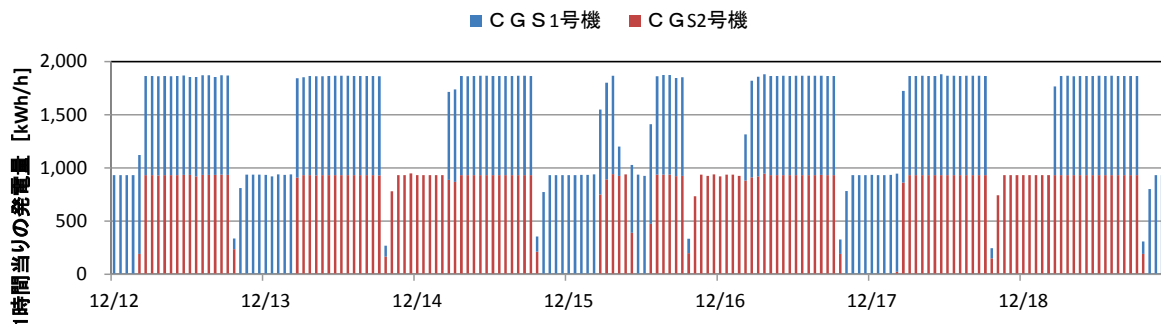


図IV. 5. 4. 1 測定期間中の発電状況

(2) 代表期間の時刻別発電状況 kW1



図IV. 5. 4. 2 中間期の発電状況 (10/12 から 10/18)



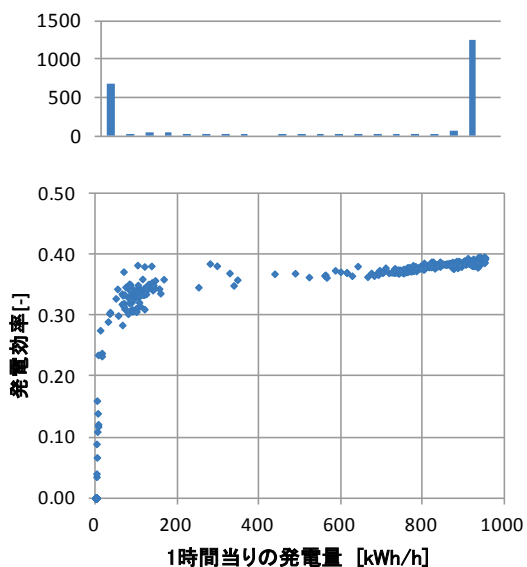
図IV. 5. 4. 3 冬期の発電状況 (12/12 から 12/18)

・ 暖房需要の増加に伴い, 12/2 から CGS 稼働時間が増加している.

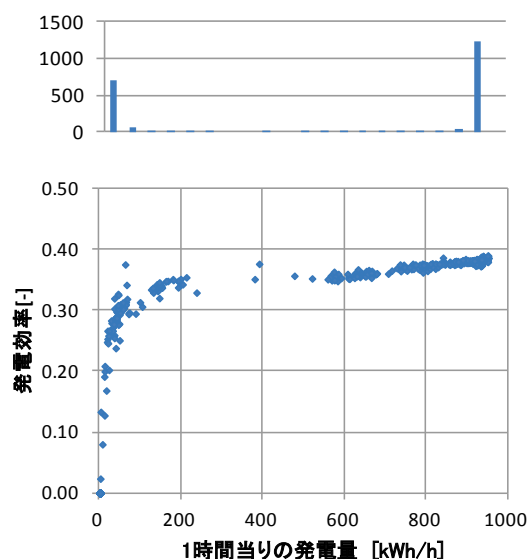
病院 02 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

(3) CGS1号機, 2号機の各発電量と発電効率
(高位発熱基準)

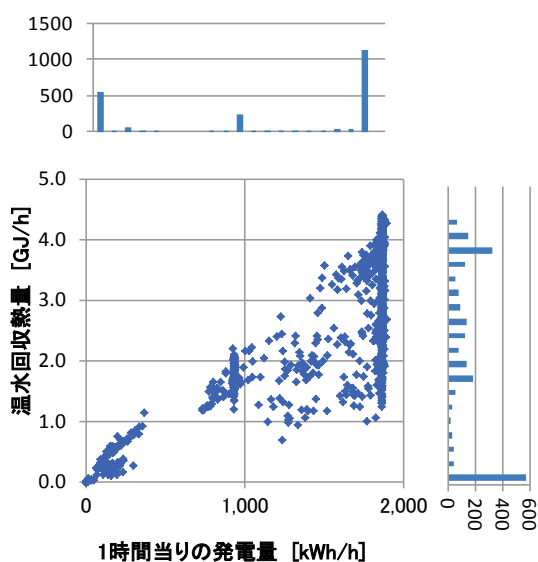


図IV.5.4.4 発電効率 (高位発熱量)
の部分負荷特性 (1号機)

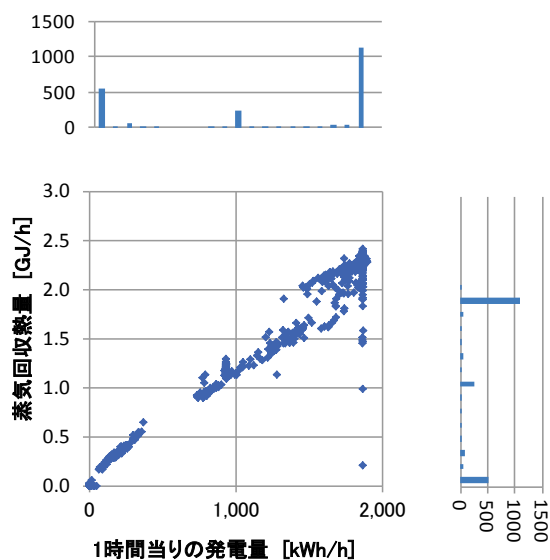


図IV.5.4.5 発電効率 (高位発熱量)
の部分負荷特性 (2号機)

(4) 発電量 kW1 と温水・蒸気回収熱量



図IV.5.4.6 発電量と温水回収熱量との関係



図IV.5.4.7 発電量と蒸気回収熱量との関係

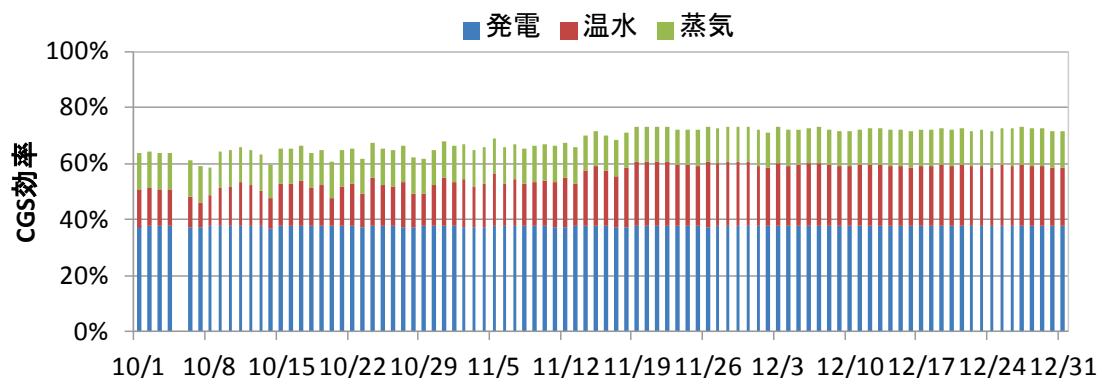
病院 02 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

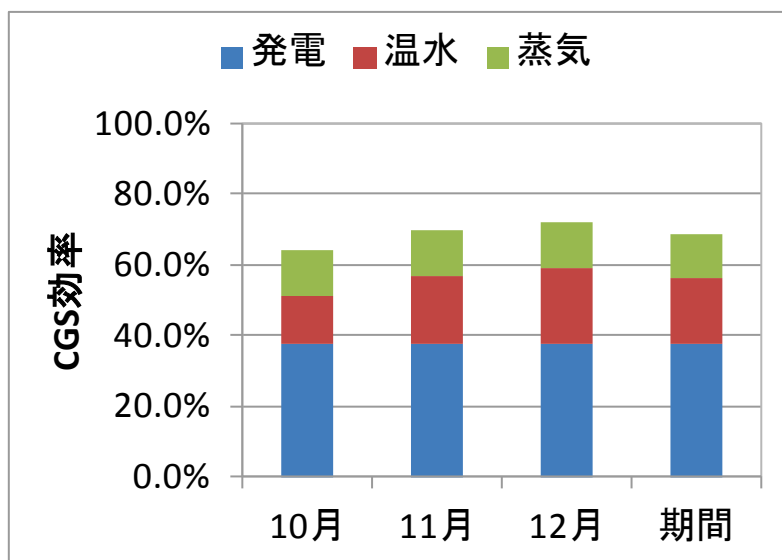
(5) CGS 総合効率

測定期間における各月の総合効率

	CGS1号 蒸気回収 熱量	CGS2号 蒸気回収 熱量	温水回収 熱量	CGS1号 発電電力 量	CGS2号 発電電力 量	CGS 1号機ガス消費量 低位/高位		CGS 2号機ガス消費量 低位/高位		CGS 全 体補機電 力量	総合効率	
	GJ	GJ		KWh	KWh	GJ	GJ	GJ	GJ		KWh	低位
10月	457	481	1,009	382,454	386,846	3,210	3,558	3,316	3,675	41,726	70.6%	63.9%
11月	464	473	1,431	388,591	382,413	3,267	3,621	3,275	3,630	39,757	76.9%	69.6%
12月	644	640	2,141	537,328	511,943	4,504	4,993	4,353	4,825	47,971	79.8%	72.1%
合計	1,566	1,593	4,580	1,308,373	1,281,202	10,982	12,172	10,944	12,130	129,454	76.2%	68.9%



図IV.5.4.8 CGS 総合効率 (高位発熱量) (10月から12月の日積算値)

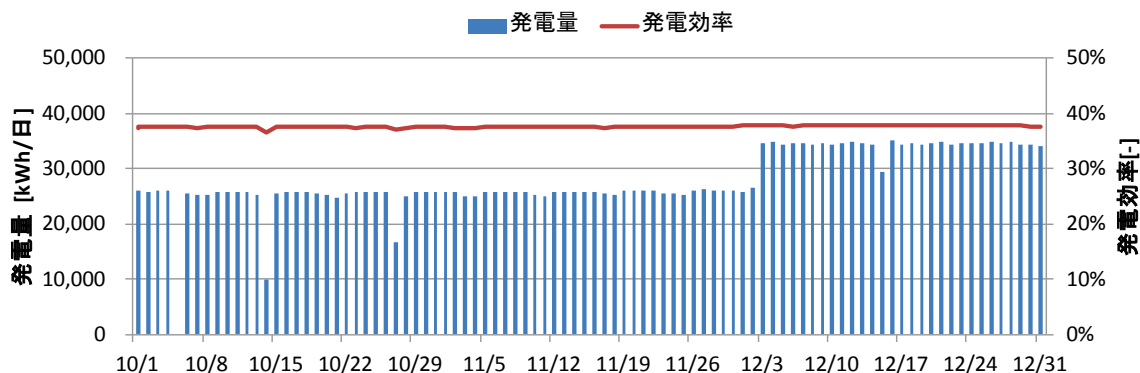


図IV.5.4.9 CGS 総合効率 (低位発熱量) (10月から12月の月積算値)

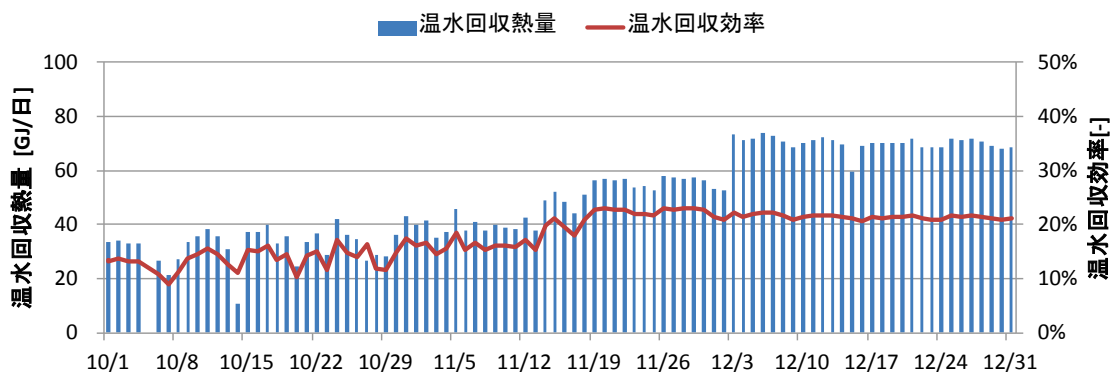
病院 02 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

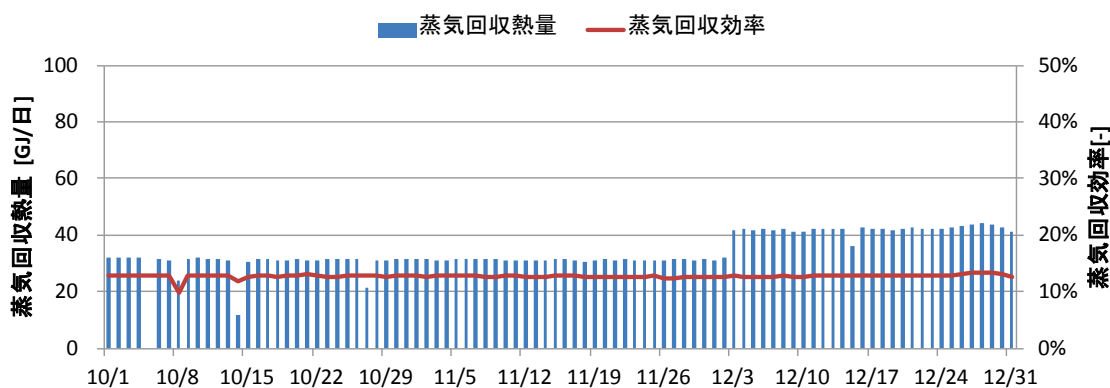
(6) 発電量と回収熱量



図IV.5.4.10 発電量と発電効率 (10月から12月の日積算値)



図IV.5.4.11 温水回収熱量と温水回収効率 (10月から12月の日積算値)



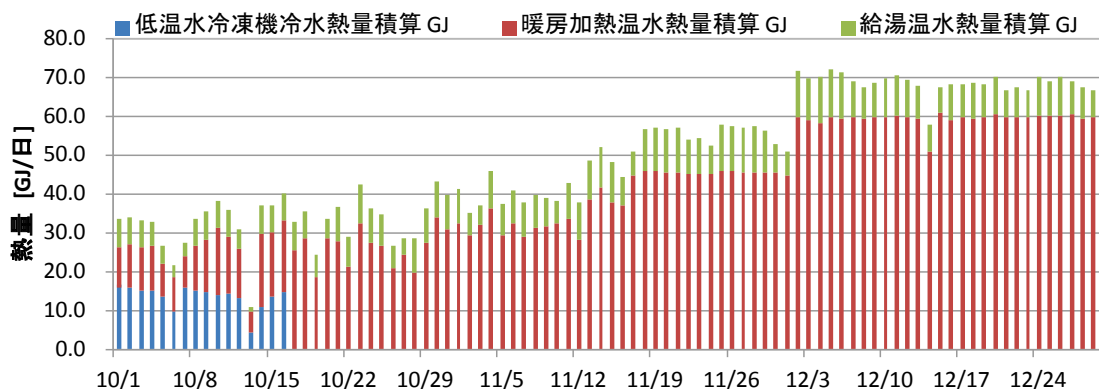
図IV.5.4.12 蒸気回収熱量と蒸気回収効率 (10月から12月の日積算値)

- ・分析期間中の発電効率は 38% (高位発電量基準) で定格時の効率 36% (高位) よりも若干効率がよい。
- ・温水回収効率は暖房需要が増す冬期に向けて増加し平均で 18% (高位) であった。
- ・蒸気回収効率はほとんど変化せず平均で 13% (高位) であった。

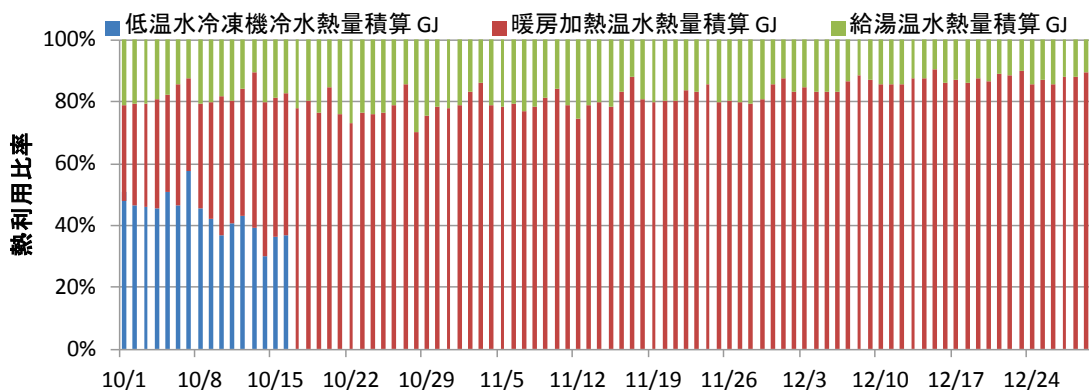
病院 02 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

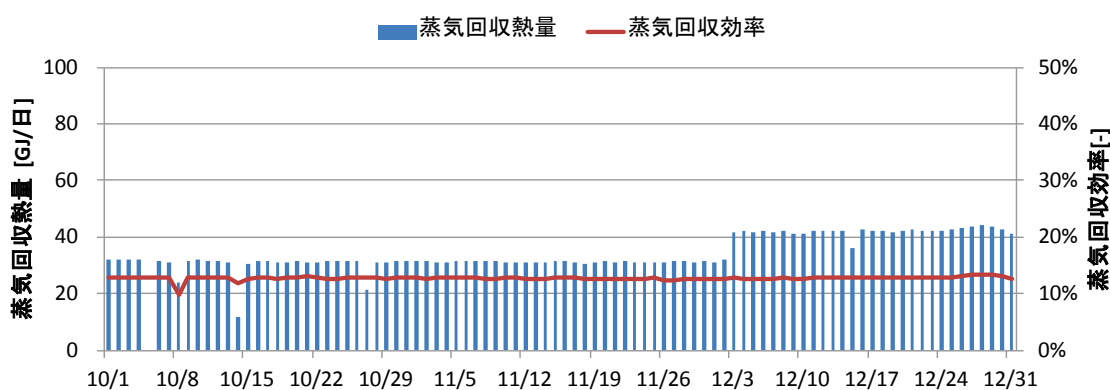
(7) CGS 回収熱利用先



図IV.5.4.13 利用先ごとの回収熱量 (10月から12月の日積算値)



図IV.5.4.14 回収熱量利用率



図IV.5.4.15 蒸気回収熱量と蒸気回収効率 (10月から12月の日積算値)

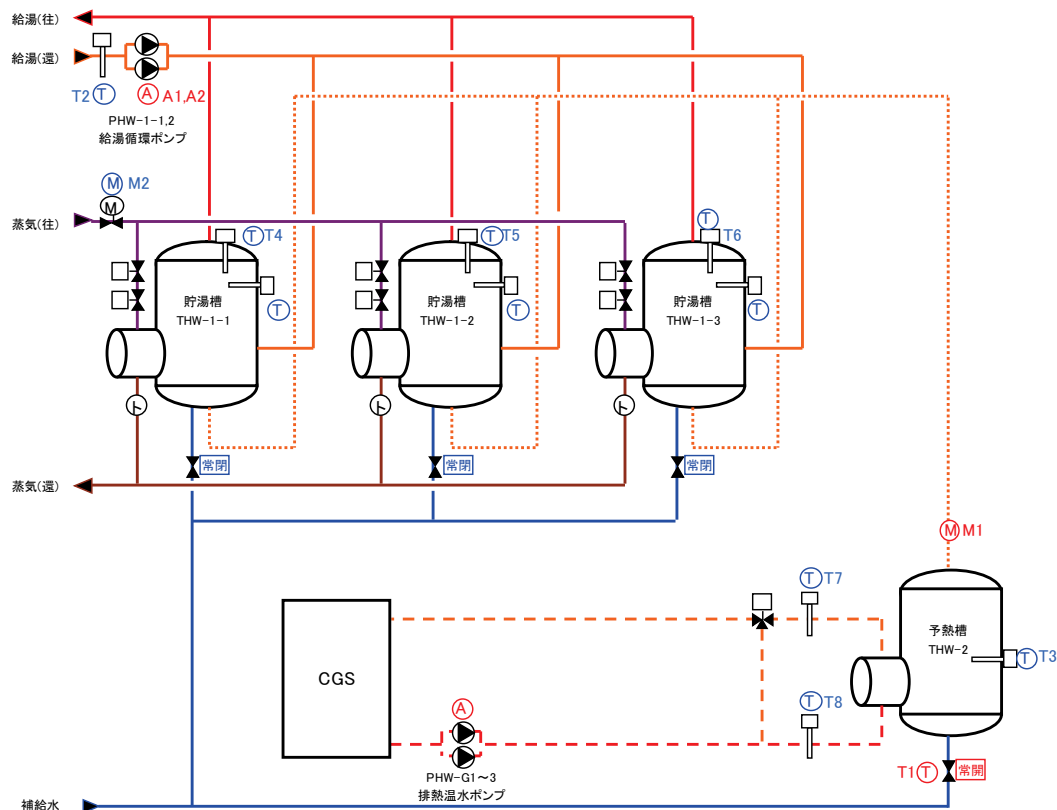
- ・分析期間中の発電効率は 38% (高位発電量基準) で定格時の効率 36% (高位) よりも若干効率がよい。
- ・温水回収効率は暖房需要が増す冬期に向けて増加し平均で 18% (高位) であった。
- ・蒸気回収効率はほとんど変化せず平均で 13% (高位) であった。

5.5 病院 03 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式(2管式)	排熱	CGS

建物名	病院 03	地区	新潟	竣工	2007 年	改修	—	規模	50,034m ²
分類	熱源		方式	中央式(2管式)		専用/兼用	兼用	エネルギー源	ガス
機器	CGS		型式	—		—		—	
	予熱槽		型式	開放型		方式	成層	—	
端末器具	—		種類	—		温調方式	—	手動/自動	—
分析期間	2011 年 9 月～2012 年 3 月			製造年月	—				
制御内容	①CGS 排熱利用による補給水予熱制御			機器仕様	THW-1 貯湯槽 有効容量 12,000L 加熱能力 766kW				
	②蒸気による貯湯槽温度制御				THW-2 予熱槽 有効容量 12,000L 加熱能力 1,664kW PHW-1 循環ポンプ 0.75kW PH-G1 排熱ポンプ 22kW				

システムフロー



(T) 温度 (A) 電流 (M) 流量

注) 青マル: 中央監視, 赤マル: 計測器

【コメント】

- ・ポンプ流量は、電流値と運転時間で演算する。
- ・補給水は、予熱槽のみに供給され、予熱水が貯湯槽 3 基に供給される。(各貯湯槽の補給水配管の弁は常閉)
- ・CGS 排熱温水は、冷凍機と融雪装置で熱交換され、最後に給湯用に熱利用されるシステムとなっている。

病院 03 (排熱利用)

制御対象	検出部	制御目標	動作
CGS 排熱利用による給湯予熱	給湯温度・給湯量・排熱温度・ポンプ動作	給湯住温度(固定), 排熱利用(成行)	蒸気流量制御, 排熱利用ポンプ ON-OFF

1. 評価項目計算式

(1) 予熱量

$$\text{予熱量[MJ]} = (\text{予熱水温度}[\text{°C}]T3 - \text{補給水温度}[\text{°C}]T1) \times \text{補給水流量[L]}M1 \times 4.186[\text{kJ/kg}\cdot\text{°C}] \div 1000$$

(2) 放熱量

$$\begin{aligned} \text{放熱量[MJ]} &= \text{給湯二次側往還温度差}[\text{°C}]((T4+T5+T6) \div 3) - T2 \\ &\times \text{給湯二次側循環流量[L]} \times 4.186[\text{kJ/kg}\cdot\text{°C}] \div 1000 \end{aligned}$$

(3) 消費熱量

$$\begin{aligned} \text{消費熱量[MJ]} &= ((\text{給湯二次側往還温度}[\text{°C}]((T4+T5+T6) \div 3) - \text{補給水温度}[\text{°C}]T1) \\ &\times \text{補給水流量[L]}M1 \times 4.186[\text{kJ/kg}\cdot\text{°C}] \div 1000) \end{aligned}$$

(4) 給湯熱量

$$\text{給湯熱量[MJ]} = \text{消費熱量} - \text{予熱量}$$

(5) 製造熱量

$$\text{製造熱量[MJ]} = \text{放熱量} + \text{給湯熱量} + \text{予熱量}$$

2. 計測概要

(1) 計測器

温度ロガー(実測) : 10 分間隔, 瞬時値

循環流量 : 初期計測 (超音波流量計)

中央監視測定点 : 2 時間間隔, 瞬時値, 積算値

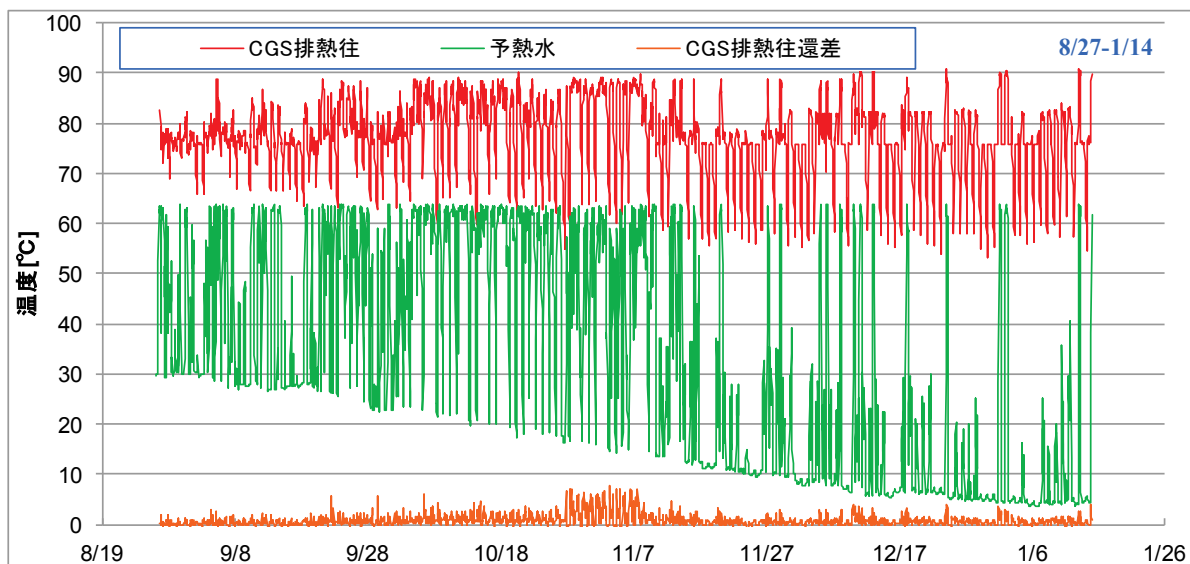
(2) データ処理

10 分間データを 1 時間平均及び積算, 1 日積算に集計

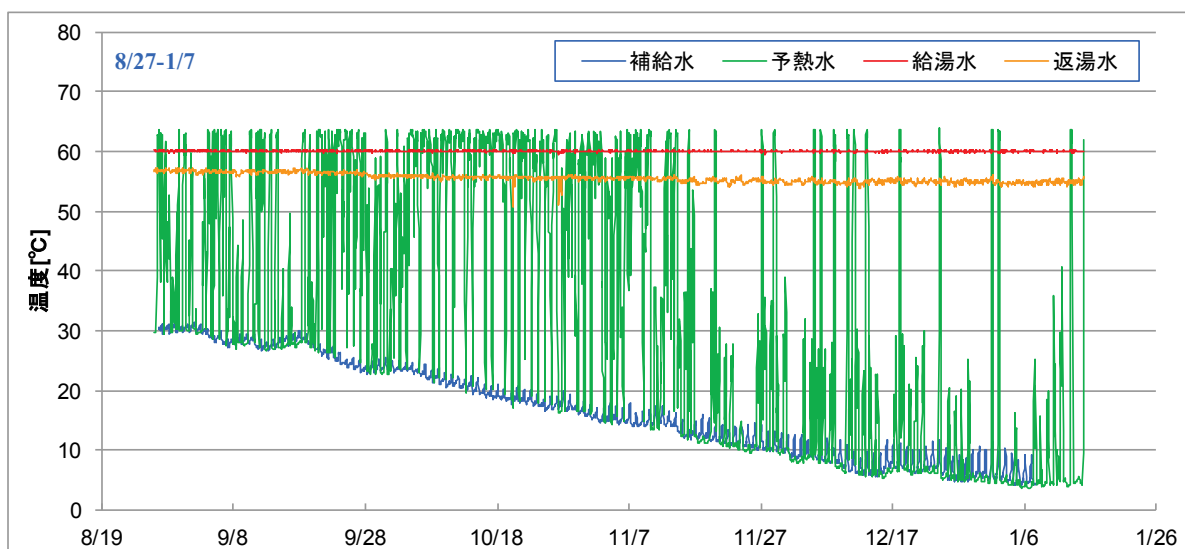
循環流量 : 運転時に超音波流量計にて計測し, その後はポンプの運転状態で流量換算

病院 03 (排熱利用)

制御対象	検出部	制御目標	動作
CGS 排熱利用による給湯予熱	給湯温度・給湯量・排熱温度・ポンプ動作	給湯住温度(固定), 排熱利用(成行)	蒸気流量制御, 排熱利用ポンプ ON-OFF



図IV.5.5.1 CGS 排熱温水及び予熱水温度の経時変化

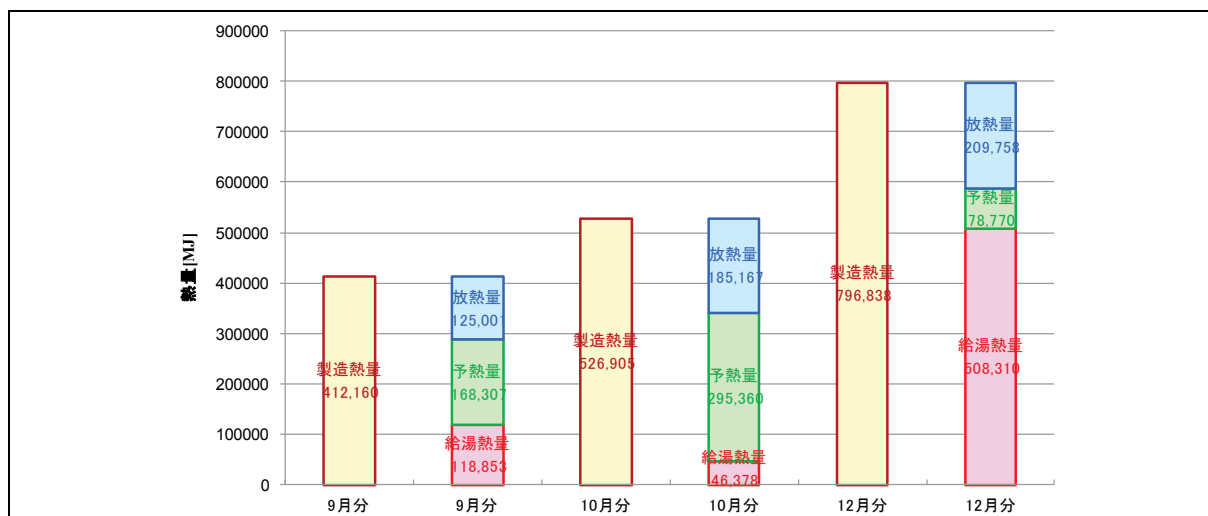


図IV.5.5.2 給湯水・返湯水・予熱水・補給水温度の経時変化

- ・ 中間期から冬季にかけて、補給水温度の低下しており、CGS 排熱温水温度も中間期に比べ 10°C 程度低下していることから、冬季には予熱への貢献度が低下することが確認された。
- ・ 給湯は 24 時間連続運転されており、給湯及び返湯温度はほぼ一定で、3~5°C 差で運用されており、冬季に向かうほど給湯使用量の増加と補給水温度の低下により、給湯水と返湯水の温度差は大きくなっている。

病院 03 (排熱利用)

制御対象	検出部	制御目標	動作
CGS 排熱利用による給湯予熱	給湯温度・給湯量・排熱温度・ポンプ動作	給湯住温度(固定), 排熱利用(成行)	蒸気流量制御, 排熱利用ポンプ ON-OFF



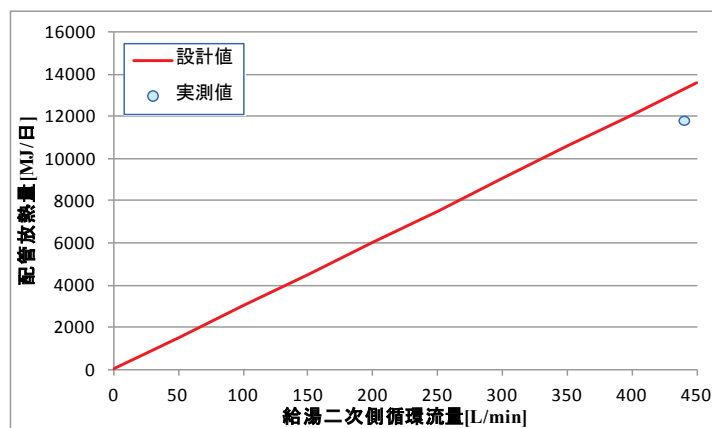
図IV. 5. 5. 3 月積算製造熱量と各種熱量の割合

[製造熱量]=[放熱量]+[給湯熱量]+[予熱量]

[放熱量]=[給湯二次側往還温度差]×[給湯二次側循環流量]×[水の比熱]

[予熱量]=[予熱水温度－補給水温度]×[補給水流量]×[水の比熱]

- ・製造熱量は、中間期から冬季にかけて増加する傾向が確認された。
- ・月毎の予熱量を比較すると10月が最も高く、製造熱量の50%強を満足していることが示された。また、最も予熱量が低いのは冬季に入った12月であり、10%弱の貢献割合であった。
- ・予熱量の低下とは反対に、冬季になるほど放熱量が増加しており、予熱量の低下に合わせて給湯熱量が増大する傾向が確認された。
- ・給湯の製造熱量に対するCGS排熱の予熱貢献度は中間期に高いことが推察されるが、夏季の状態についても確認が必要。
- ・CGS側のデータを本件では計測していなかったため、システムとしての評価には至らなかった。



図IV. 5. 5. 4 給湯二次側循環流量と放熱量

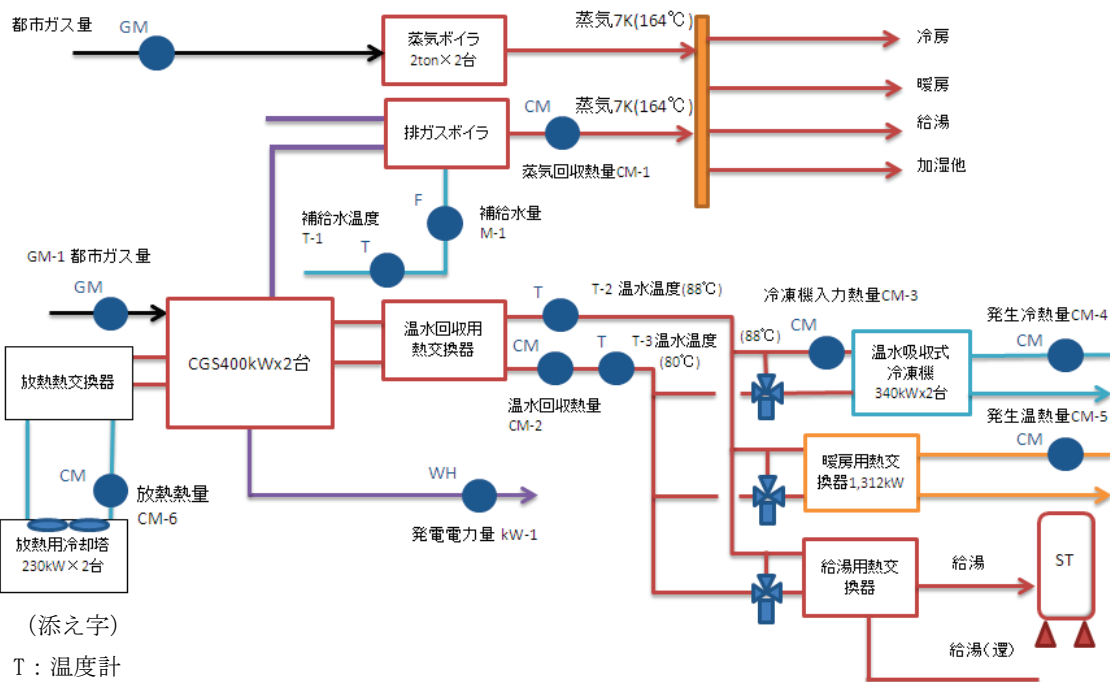
- ・プロット値は、日当たりの配管放熱量の平均値である。
- ・配管放熱量の実測値は、設計値に比べ低いことが示された。

5.6 病院 05 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

建物名	病院 05	地区	九州	竣工	2008 年	改修	—	規模	48,200m ²
分類	熱源		方式	中央式 (2 管式)		専用/兼用	専用	エネルギー源	ガス
機器	CGS		型式	ガスエンジン					
	貯湯槽		型式	密閉型		方式	—		
端末器具	—		種類	—		温調方式	—		—
分析期間	2011 年 4 月～2012 年 3 月			製造年月	2007 年				
制御内容	1)スケジュールによる運転停止 2)負荷電力により自動起動 1040kW, 1400kW で運転 1500kW, 1100kW で自動停止			機器仕様	CGS ガスエンジン発電機 400kW×2 台(60Hz) 発電効率：33.7%(HHV 基準) 排熱利用機器 温水吸収冷凍機 340kW×2 台 温水入口温度 88℃ 暖房用熱交換器 1,312kW 給湯用熱交換器				

システムフロー



(添え字)

T : 温度計

F : 流量計

CM : 熱量計

GM : ガス流量計

WH : 電力量計

運転状況 : 電力負荷に応じて起動, 2 台の台数制御

計測間隔 : 10 分間隔のサンプリングデータを 1 時間平均

温度計 : 白金測温抵抗体, 流量計 : 電磁流量計

病院 05 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

< 制御内容, 評価項目計算式 >

発電機	発電効率	排熱回収	回収熱利用
400kWx2	機器仕様 33.7% (HHV 基準)	蒸気 13.3%, 温水 13.3% (HHV 基準)	冷凍機, 暖房, 給湯, 加湿, 蒸気

1. 制御内容

* 契約電力: 1235kW (CGS 800kW)

* 排ガスからの蒸気回収及びジャケットからの温水回収.

* 排熱回収温水は温水吸収冷凍機→暖房温水→給湯還りの予熱の順で利用.

* 排ガスボイラによる排熱回収蒸気は共通蒸気ヘッダーより, 冷房, 暖房, 給湯, 加湿他に利用.

* 取得データは 2011/4/1~2012/3/31 中央監視装置による収集.

サンプリング間隔 10 分のデータを 1 時間平均して解析

* ガスの熱量換算 高位発熱量 HHV=45.0MJ/m³, 低位発熱量 LHV=39.9MJ/m³ (西部ガス)

2. 計算式と計測タグ

・ 発電効率

$$\begin{aligned} \text{発電効率} &= \text{発電量} / (\text{燃料消費量} \times \text{高位発熱量}) \\ &= \text{kW-1} \times 3.6 / (\text{GM-1} \times 45.0) \end{aligned}$$

・ 排熱回収量

$$\begin{aligned} \text{排熱回収量} &= \text{蒸気回収熱量} + \text{温水回収熱量} \\ &= \text{CM-1} + \text{CM-2} \end{aligned}$$

・ CGS 総合効率 (補機動力を除く)

$$\begin{aligned} \text{CGS 総合効率} &= (\text{発電量} + \text{排熱回収量}) / (\text{燃料消費量} \times \text{高位発熱量}) \\ &= (\text{kW-1} \times 3.6 + \text{CM-1} + \text{CM-2}) / (\text{GM-1} \times 45.0) \end{aligned}$$

・ 温水回収熱量の内, 給湯利用量

$$\begin{aligned} \text{給湯利用量} &= \text{排熱回収量} - \text{冷凍機利用量} - \text{暖房利用量} \\ &= (\text{CM-1} + \text{CM-2}) - (\text{CM-3}) - (\text{CM-4}) \end{aligned}$$

病院 05 (排熱利用)

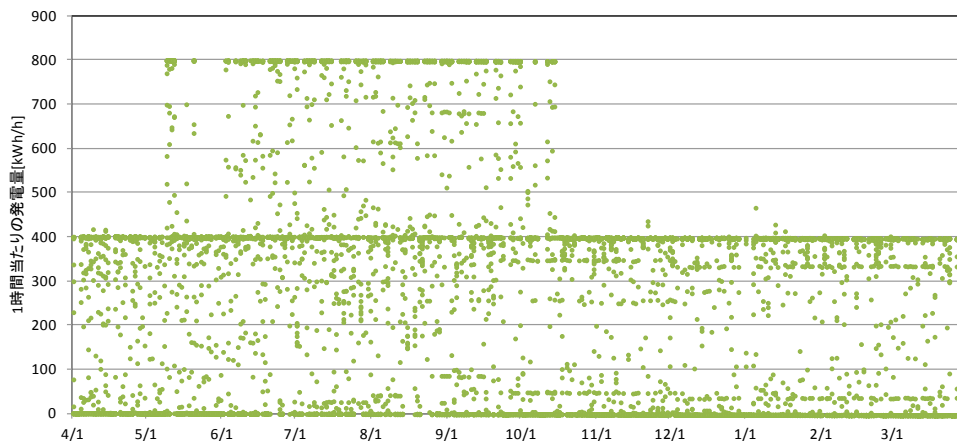
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

< 年間の発電状況 (kW-1 (kWh/h) 1 号機と 2 号機の合計) >

* 運転時間 6:30~21:15

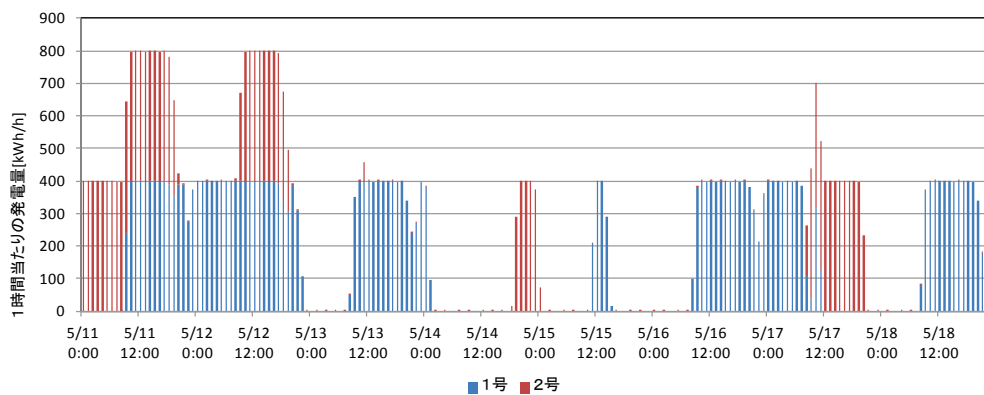
* 負荷電力により自動起動(1040kW, 1400kW で運転)

自動停止(1500kW, 1100kW で停止) ガス消費量状況により手動運転に切り替え

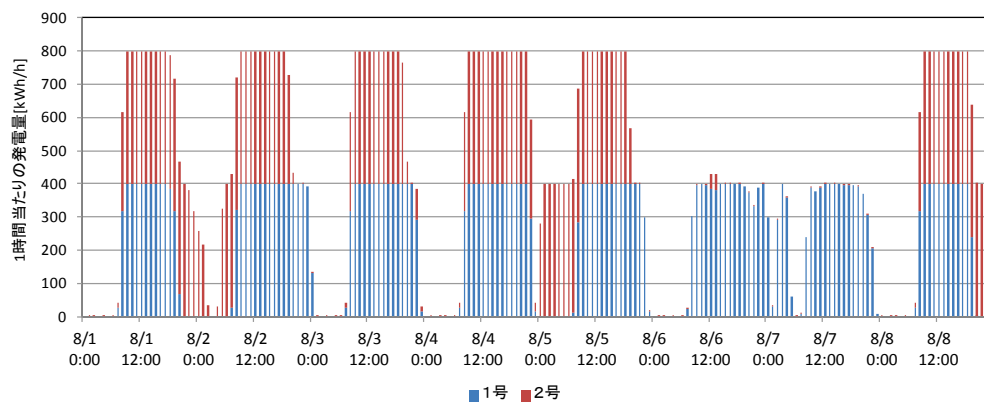


図IV. 5. 6. 1 年間の発電状況 (400kW×2 台)

< 代表期間の時刻別発電状況(kW-1 (kWh/h)) >



図IV. 5. 6. 2 中間期代表日の発電状況



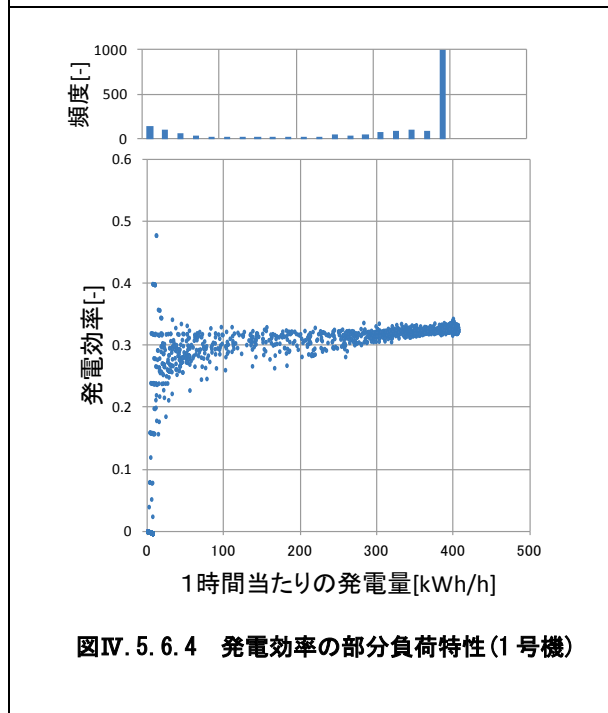
図IV. 5. 6. 3 夏期代表日の発電状況

病院 05 (排熱利用)

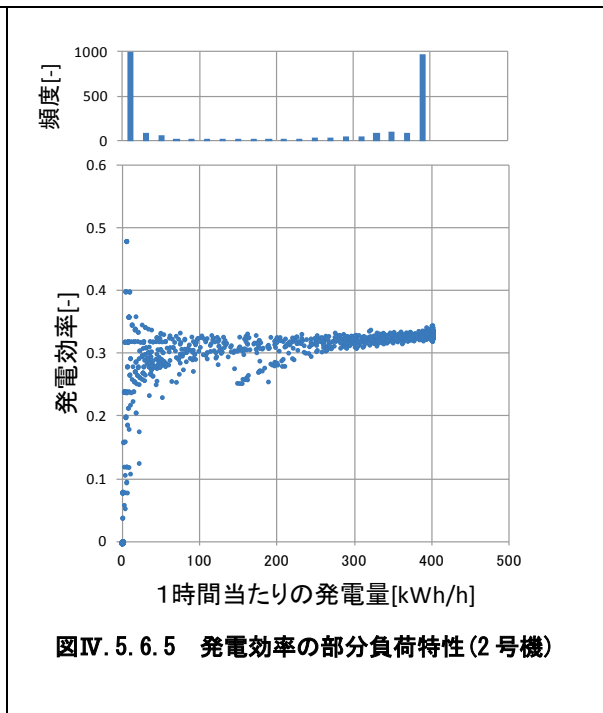
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

< 発電量(kW-1 (kWh/h))と発電効率(HHV 基準)>

* 部分負荷運転の頻度が少ないため、特性が明確に見えない。



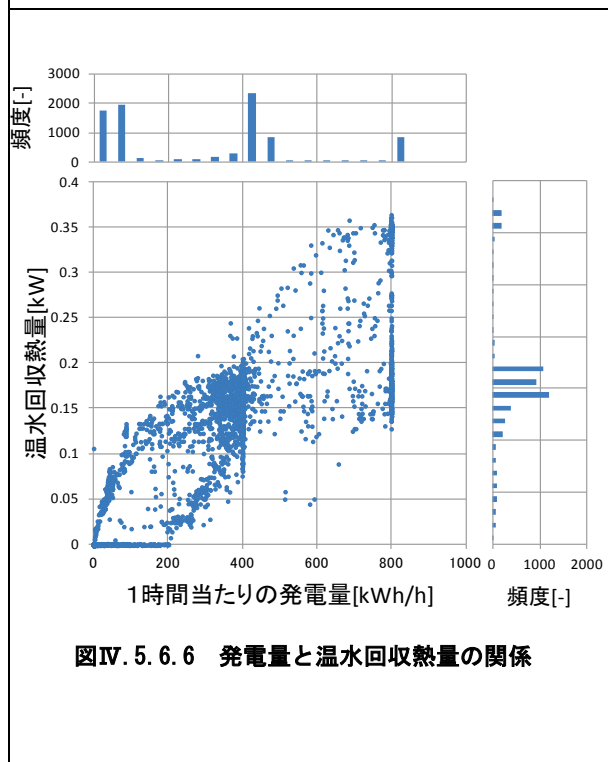
図IV. 5. 6. 4 発電効率の部分負荷特性(1号機)



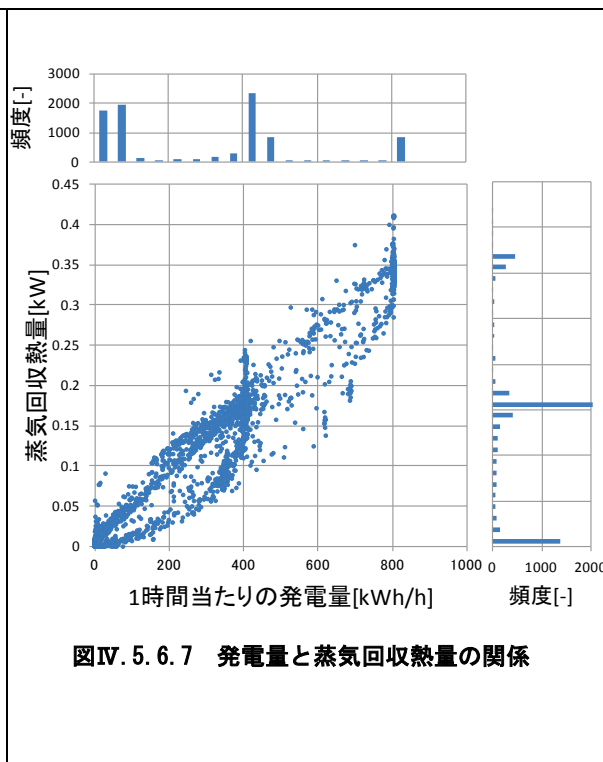
図IV. 5. 6. 5 発電効率の部分負荷特性(2号機)

< 発電量(kW-1 (kWh/h)1号機と2号機の合計)と温水・蒸気回収熱量>

* 発電量にほぼ比例して回収利用している。



図IV. 5. 6. 6 発電量と温水回収熱量の関係



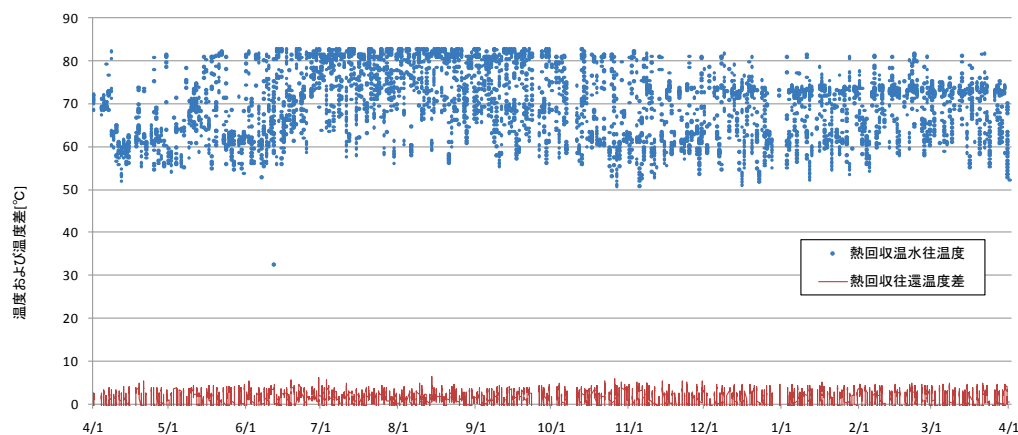
図IV. 5. 6. 7 発電量と蒸気回収熱量の関係

病院 05 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

<排熱温水温度(T-2,T-3)>

* ジャケットからの回収熱による温水往温度は設計値 88°Cに対し 80~83°C, 利用温度差は設計値 8°Cに対し 5°C前後で推移している.



図IV. 5. 6. 8 温水排熱回収の温度状況

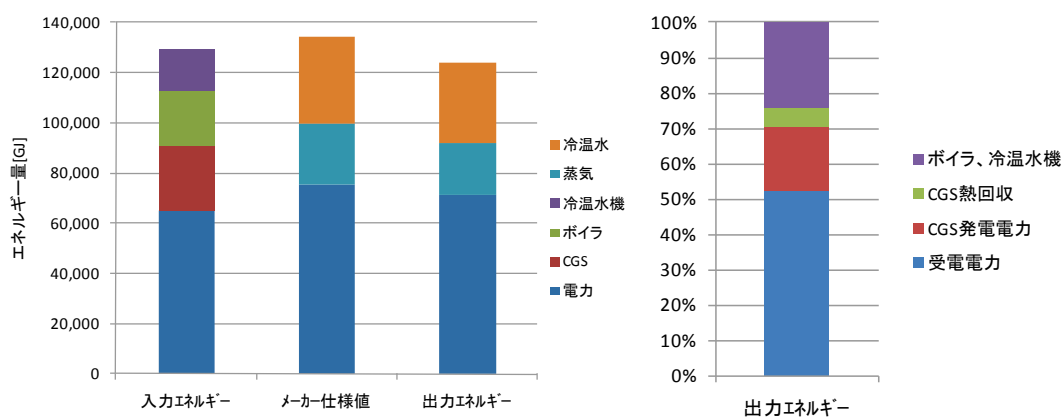
<建物全体のエネルギー状況>

* 建物全体の入力 1 次エネルギーの 20%が CGS へのガス入力.

* 出力エネルギーの 18%が CGS 発電電力 (全電力消費の 25%), 5%が CGS 熱回収.

* メーカー仕様値は 100%入力時の定格仕様値での計算値.

* 入力, 出力エネルギーは実測値.



図IV. 5. 6. 9 建物全体の 1 次エネルギー状況

病院 05 (排熱利用)

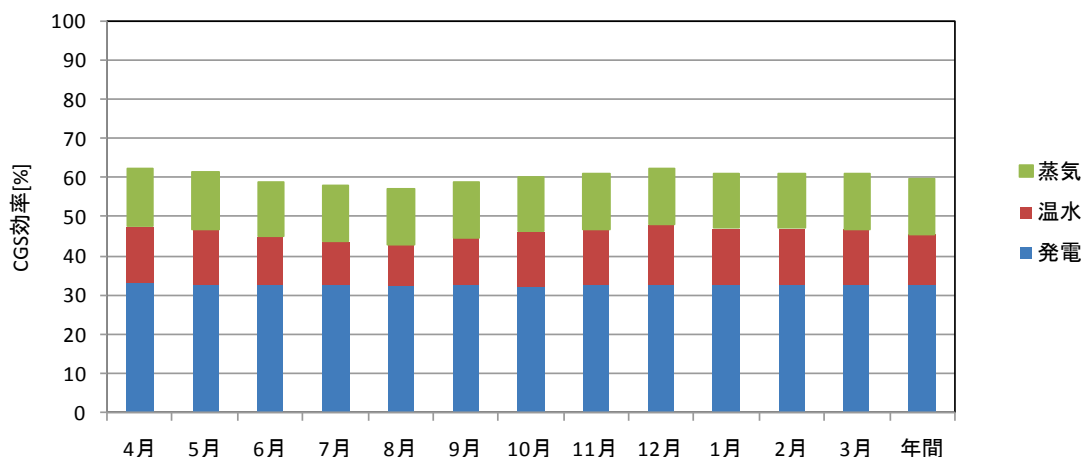
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

< CGS 総合効率 (HHV 基準) >

*年間の CGS 運転総合効率は 59.8% (設計値 60.35%) でありほぼ設計値通りの運用である。CGS 運転の電力デマンド設定が適正であり、病院の負荷特性上温熱が大きく、CGS の温熱回収がほぼ利用できることが要因である。

表IV.5.6.1 CGS の年間総合効率

	1号発電機 蒸気 回収熱量	2号発電機 蒸気 回収熱量	1号発電機 温水 回収熱量	2号発電機 温水 回収熱量	1号発電機 電力	2号発電機 電力	1号発電機 入力 低位/高位		2号発電機 入力 低位/高位		総合 効率	設計値
	GJ	GJ	GJ	GJ	kWh	kWh	GJ		GJ			
2011年度	積算値	積算値	積算値	積算値	積算値	積算値	積算値		積算値			
4月	96	102	92	106	62,588	62,245	606	683	597	673	62.3%	60.3%
5月	118	125	109	128	75,933	77,211	740	835	743	839	61.5%	60.3%
6月	214	204	176	182	139,328	129,568	1,360	1,533	1,254	1,414	59.1%	60.3%
7月	234	222	180	173	150,994	138,472	1,481	1,670	1,346	1,518	58.0%	60.3%
8月	267	261	195	188	174,508	158,843	1,711	1,930	1,556	1,755	57.3%	60.3%
9月	210	194	173	166	136,353	123,682	1,332	1,502	1,198	1,351	58.9%	60.3%
10月	113	130	106	134	73,957	84,098	729	822	823	928	60.1%	60.3%
11月	114	120	112	127	73,541	77,287	722	814	751	847	61.2%	60.3%
12月	105	104	116	104	69,344	63,666	676	762	614	692	62.4%	60.3%
1月	109	97	107	107	71,365	65,277	697	786	629	709	61.0%	60.3%
2月	104	120	98	128	67,154	79,197	655	738	764	861	61.1%	60.3%
3月	102	88	96	96	65,916	58,515	643	725	565	637	61.0%	60.3%
年間	1,784	1,767	1,561	1,639	1,160,981	1,118,061	11,350	12,801	10,840	12,226	59.8%	60.3%



図IV.5.6.10 CGS の年間総合効率

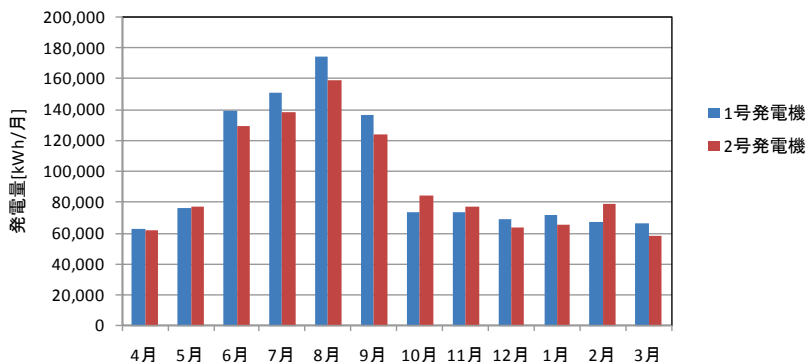
病院 05 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

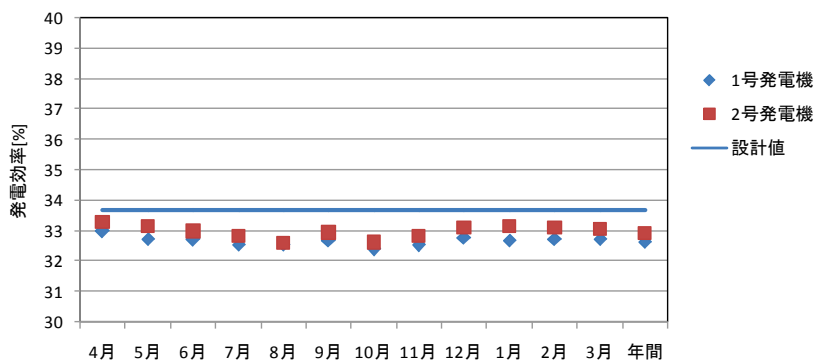
< 発電量と発電効率 (HHV 基準) >

表IV. 5. 6. 2 CGS の発電効率

	1号発電機 ガス使用量	2号発電機 ガス使用量	1号発電機 電力	2号発電機 電力	1号+2号 発電機 ガス使用量	1号+2号 発電機 電力	1号発電機 効率	2号発電機 効率	総合発電 効率	設計値
	m ³	m ³	kWh	kWh	m ³	kWh	%	%	%	
2011年度	積算値	積算値	積算値	積算値	積算値	積算値	平均値	平均値	平均値	
4月	15,177	14,956	62,588	62,245	30,133	124,833	33.0%	33.3%	33.1%	33.7%
5月	18,551	18,634	75,933	77,211	37,185	153,144	32.7%	33.1%	32.9%	33.7%
6月	34,073	31,419	139,328	129,568	65,492	268,896	32.7%	33.0%	32.8%	33.7%
7月	37,112	33,740	150,994	138,472	70,852	289,466	32.5%	32.8%	32.7%	33.7%
8月	42,881	38,999	174,508	158,843	81,880	333,351	32.6%	32.6%	32.6%	33.7%
9月	33,385	30,032	136,353	123,682	63,417	260,035	32.7%	32.9%	32.8%	33.7%
10月	18,269	20,627	73,957	84,098	38,896	158,055	32.4%	32.6%	32.5%	33.7%
11月	18,091	18,833	73,541	77,287	36,924	150,828	32.5%	32.8%	32.7%	33.7%
12月	16,931	15,387	69,344	63,666	32,318	133,010	32.8%	33.1%	32.9%	33.7%
1月	17,472	15,752	71,365	65,277	33,224	136,642	32.7%	33.2%	32.9%	33.7%
2月	16,409	19,139	67,154	79,197	35,548	146,351	32.7%	33.1%	32.9%	33.7%
3月	16,114	14,166	65,916	58,515	30,280	124,431	32.7%	33.0%	32.9%	33.7%
年間	284,465	271,684	1,160,981	1,118,061	556,149	2,279,042	32.7%	32.9%	32.8%	33.7%



図IV. 5. 6. 11 CGS の年間発電量



図IV. 5. 6. 12 CGS の年間発電効率

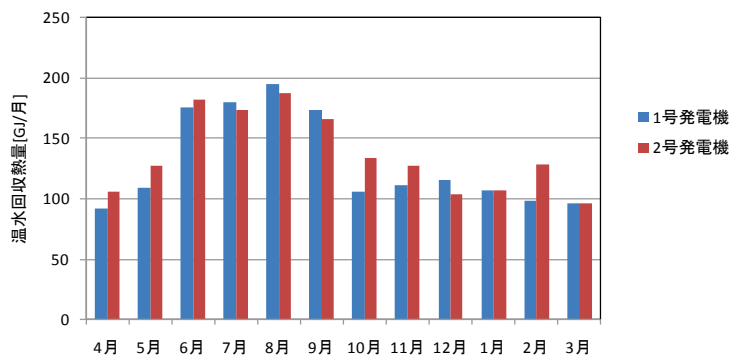
病院 05 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

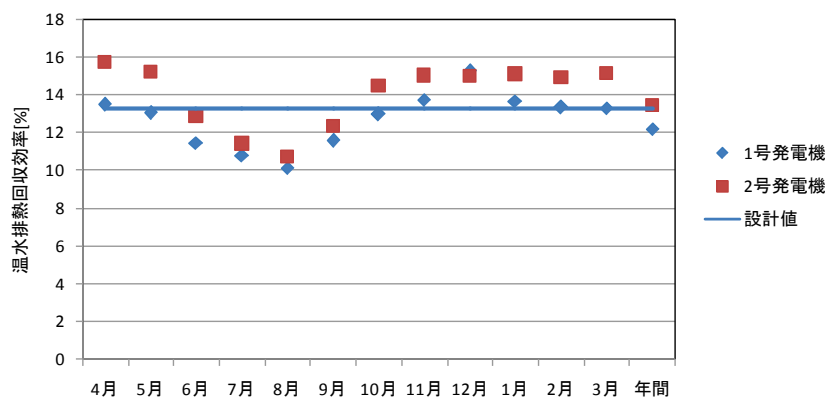
< 温水回収熱量 (HHV 基準) (CM-2(GJ/h)) >

表IV. 5. 6. 3 CGSの温水排熱回収効率

	1号発電機 温水回収	2号発電機 温水回収	1号発電機 機 入力	2号発電機 機 入力	1号温水 排熱回収 効率	2号温水 排熱回収 効率	総合	設計値
	GJ	GJ	GJ	GJ				
2011年度	積算値	積算値	積算値	積算値				
4月	92	106	683	673	13.5%	15.7%	14.6%	13.3%
5月	109	128	835	839	13.0%	15.2%	14.1%	13.3%
6月	176	182	1,533	1,414	11.4%	12.9%	12.1%	13.3%
7月	180	173	1,670	1,518	10.8%	11.4%	11.1%	13.3%
8月	195	188	1,930	1,755	10.1%	10.7%	10.4%	13.3%
9月	173	166	1,502	1,351	11.5%	12.3%	11.9%	13.3%
10月	106	134	822	928	12.9%	14.5%	13.7%	13.3%
11月	112	127	814	847	13.7%	15.0%	14.4%	13.3%
12月	116	104	762	692	15.2%	15.0%	15.1%	13.3%
1月	107	107	786	709	13.7%	15.1%	14.3%	13.3%
2月	98	128	738	861	13.3%	14.9%	14.2%	13.3%
3月	96	96	725	637	13.3%	15.1%	14.1%	13.3%
年間	1,561	1,639	12,801	12,226	12.2%	13.4%	12.8%	13.3%



図IV. 5. 6. 13 CGSの温水回収熱量



図IV. 5. 6. 14 CGSの温水排熱回収効率

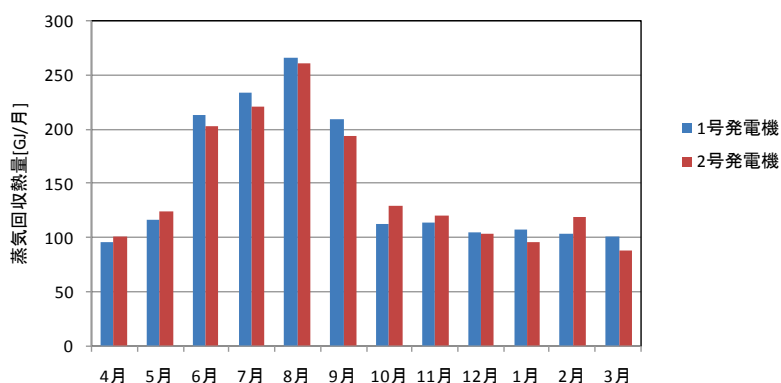
病院 05 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

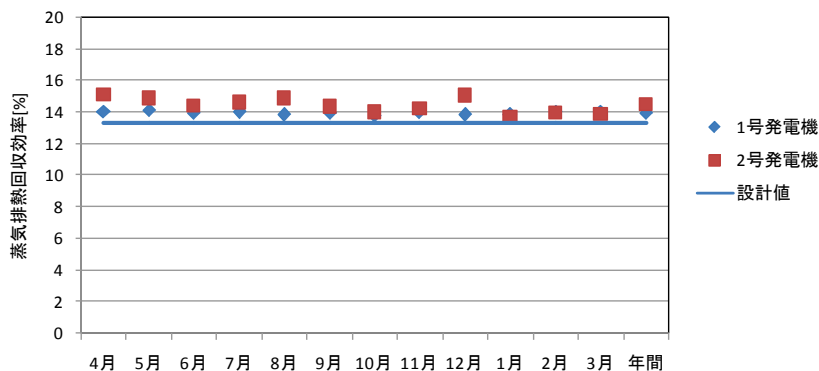
< 蒸気回収熱量 (HHV 基準) (CM-1(GJ/h)) >

表IV. 5. 6. 4 CGSの蒸気排熱回収効率

	1号発電機 蒸気 回収熱量	2号発電機 蒸気 回収熱量	1号発電機 入力	2号発電機 入力	1号蒸気 排熱 回収効率	2号蒸気 排熱 回収効率	総合	設計値
	GJ	GJ	GJ	GJ				
2011年度	積算値	積算値	積算値	積算値				
4月	96	102	683	673	14.0%	15.1%	14.6%	13.3%
5月	118	125	835	839	14.1%	14.9%	14.5%	13.3%
6月	214	204	1,533	1,414	13.9%	14.4%	14.2%	13.3%
7月	234	222	1,670	1,518	14.0%	14.6%	14.3%	13.3%
8月	267	261	1,930	1,755	13.8%	14.9%	14.3%	13.3%
9月	210	194	1,502	1,351	14.0%	14.4%	14.2%	13.3%
10月	113	130	822	928	13.7%	14.0%	13.9%	13.3%
11月	114	120	814	847	14.0%	14.2%	14.1%	13.3%
12月	105	104	762	692	13.8%	15.1%	14.4%	13.3%
1月	109	97	786	709	13.8%	13.7%	13.8%	13.3%
2月	104	120	738	861	14.0%	14.0%	14.0%	13.3%
3月	102	88	725	637	14.1%	13.8%	14.0%	13.3%
年間	1,784	1,767	12,801	12,226	13.9%	14.5%	14.2%	13.3%



図IV. 5. 6. 15 CGSの蒸気回収熱量



図IV. 5. 6. 16 CGSの蒸気排熱回収効率

病院 05 (排熱利用)

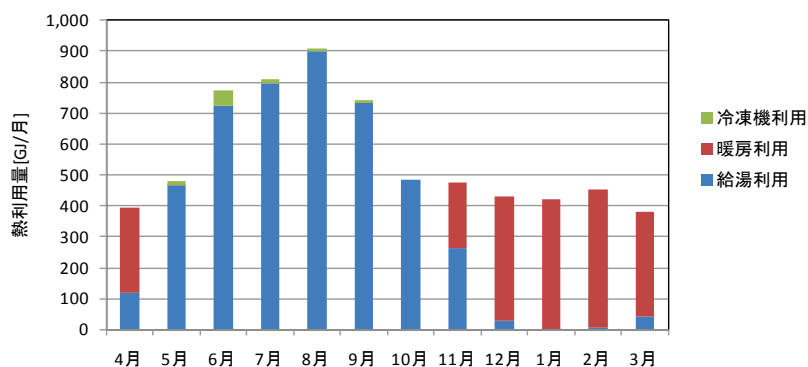
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

< 回収熱量の利用先 >

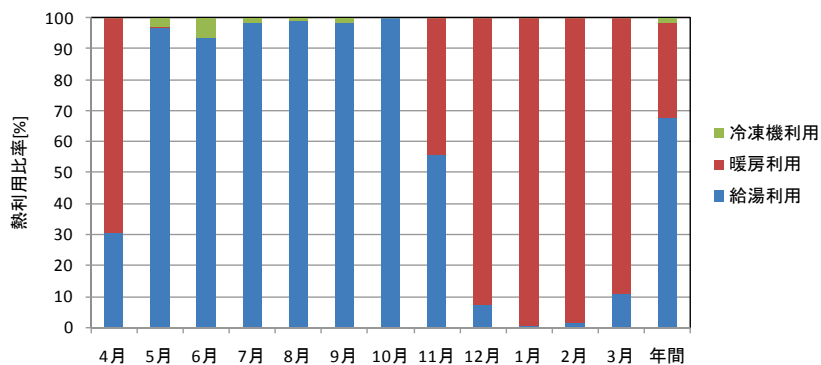
表IV. 5. 6. 5 CGS の回収熱量の内訳

	温水回収	蒸気回収	回収	冷凍機	暖房利用	給湯利用	冷凍機	暖房	給湯
	熱量合計	熱量合計	熱量合計	利用			利用率	利用率	利用率
	GJ	GJ	GJ	GJ	GJ	GJ	%	%	%
2011年度	積算値	積算値	積算値	積算値	積算値	積算値	平均値	平均値	平均値
4月	198	198	395	0	274	121	0.0%	69.3%	30.7%
5月	236	242	479	12	0	466	2.6%	0.0%	97.4%
6月	357	417	774	49	0	726	6.3%	0.0%	93.7%
7月	353	456	809	12	0	797	1.5%	0.0%	98.5%
8月	383	527	910	9	0	902	1.0%	0.0%	99.0%
9月	340	404	744	11	0	732	1.5%	0.0%	98.5%
10月	241	243	484	0	0	484	0.0%	0.0%	100.0%
11月	239	234	473	0	210	264	0.0%	44.3%	55.7%
12月	220	210	429	0	399	31	0.0%	92.8%	7.2%
1月	214	206	420	0	418	2	0.0%	99.5%	0.5%
2月	227	224	451	0	444	7	0.0%	98.5%	1.5%
3月	193	190	383	0	342	41	0.0%	89.3%	10.7%
年間	3,200	3,551	6,751	93	2,087	4,571	1.4%	30.9%	67.7%

* 給湯利用量は 1 時間毎の排熱回収量と暖房熱量, 排熱利用冷凍機消費熱量より算出



図IV. 5. 6. 17 CGS の回収熱利用先と利用量



図IV. 5. 6. 18 CGS の回収熱利用比率

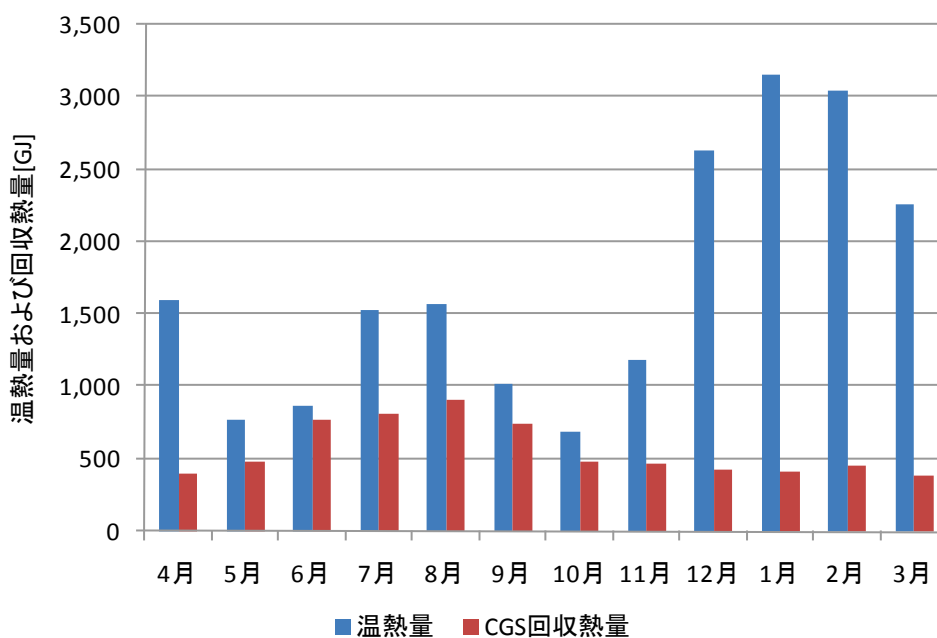
病院 05（排熱利用）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	排熱	CGS（ガスエンジン）

<温熱消費量に対する回収熱量>

表IV.5.6.6 建物全体の温熱消費量の内訳

	蒸気消費量	温水消費量	温熱合計	CGS熱回収	熱回収 利用率
	月	月	月	月	
2011年度	積算値	積算値	積算値	積算値	
4月	1,072	526	1,597	395	25%
5月	772	4	775	479	62%
6月	861	0	861	774	90%
7月	1,528	0	1,528	809	53%
8月	1,570	0	1,570	910	58%
9月	1,015	0	1,015	744	73%
10月	685	0	685	484	71%
11月	831	348	1,179	473	40%
12月	1,625	1,008	2,633	429	16%
1月	1,949	1,211	3,160	420	13%
2月	1,904	1,146	3,050	451	15%
3月	1,537	717	2,254	383	17%
年間	15,349	4,959	20,307	6,751	24%



図IV.5.6.19 建物全体の温熱量とCGS回収熱量

病院 05 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

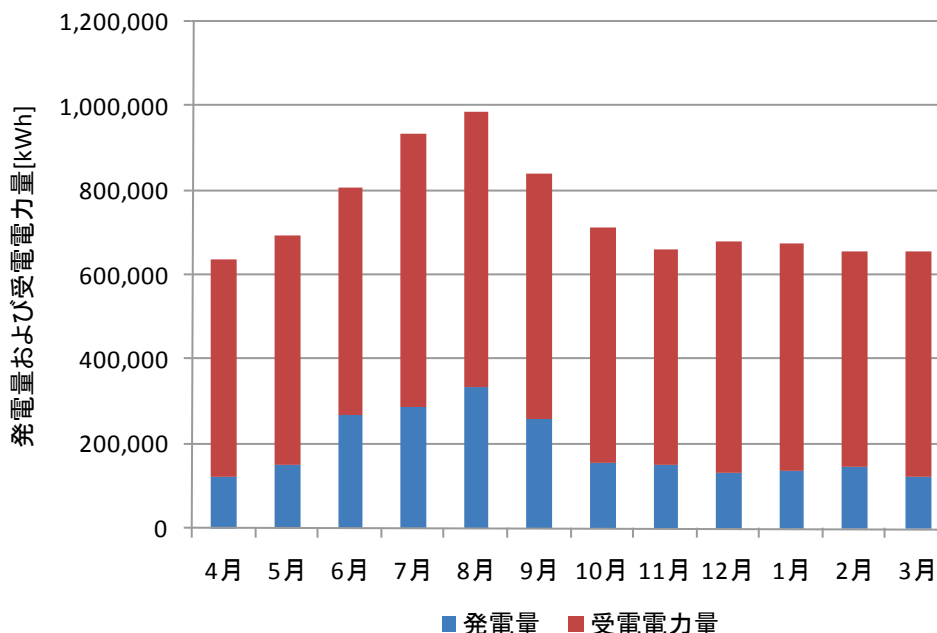
< 年間の電力供給状況 発電電力と受電電力 >

* 年間消費電力のうち発電電力量は 25%

表IV. 5. 6. 7 建物全体の発電量と受電電力

	1号発電機 電力	2号発電機 電力	1号+2号 発電機電力	受電電力量	電力量合計	発電比率	受電ピーク 電力
	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh		kW
2011年度	積算値	積算値	積算値	積算値	積算値		
4月	62,588	62,245	124,833	514,500	639,333	20%	1,003
5月	75,933	77,211	153,144	540,800	693,944	22%	1,092
6月	139,328	129,568	268,896	537,100	805,996	33%	1,195
7月	150,994	138,472	289,466	645,500	934,966	31%	1,212
8月	174,508	158,843	333,351	652,800	986,151	34%	1,202
9月	136,353	123,682	260,035	582,600	842,635	31%	1,195
10月	73,957	84,098	158,055	554,300	712,355	22%	1,126
11月	73,541	77,287	150,828	511,200	662,028	23%	1,063
12月	69,344	63,666	133,010	545,600	678,610	20%	1,090
1月	71,365	65,277	136,642	540,900	677,542	20%	1,111
2月	67,154	79,197	146,351	509,300	655,651	22%	1,128
3月	65,916	58,515	124,431	530,000	654,431	19%	1,054
年間	1,160,981	1,118,061	2,279,042	6,664,600	8,943,642	25%	

* 契約電力 1235kW



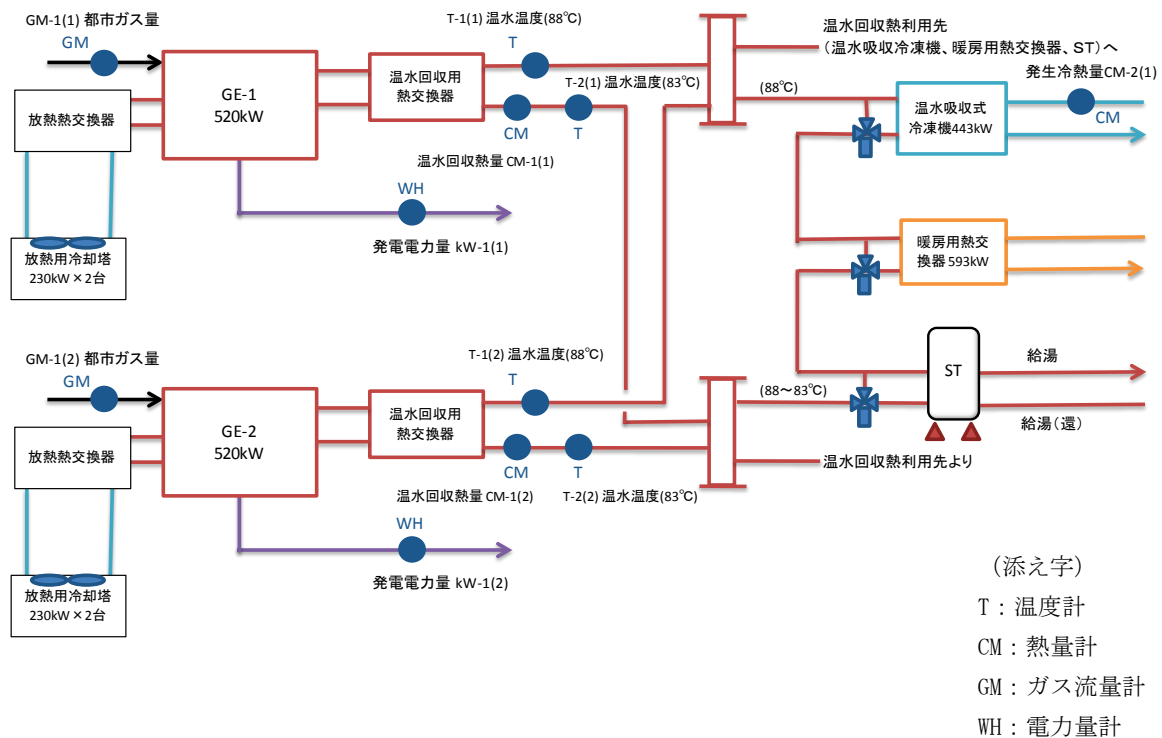
図IV. 5. 6. 20 発電量と受電電力量

5.7 事務所 09（排熱利用）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	排熱	CGS（ガスエンジン）

建物名	事務所 09	地区	関西	竣工	2000年	改修	—	規模	36,200m ²
分類	熱源	方式	中央式（2管式）	専用/兼用	専用	エネルギー源	ガス		
機器	CGS	型式	ガスエンジン						
貯湯槽		型式	密閉型	方式	—				
端末器具	—	種類	—	温調方式	—	手動/自動	—		
分析期間	2012年1月～2012年12月			製造年月	1999年				
制御内容	・スケジュールによる運転停止			機器仕様	CGS ガスエンジン発電機 520kW×2台(60Hz) 燃料消費量 144Nm ³ /h 発電効率：28.9%(HHV基準) 排熱利用機器 排熱回収量 88→83℃,127.2m ³ /h 793.5kW 温水吸収冷凍：443kW×2台 温水入口温度：88℃ 定格 COP：0.68 暖房用熱交換：593kW×2台 給湯用ストレージタンク×2台				

システムフロー



運転状況：夜間，休日は停止，夏期2台運転，中間期・冬期1台運転（節電対策は別途運転）
 計測間隔：10分間隔のサンプリングデータを1時間平均

事務所 09 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

<設備概要>

発電機	発電効率	排熱回収	回収熱利用
520kWx2	機器仕様 29% (HHV 基準)	温水 41.5% (HHV 基準)	冷凍機, 暖房, 給湯

ガスエンジン発電機 520kW×2 台 (6600V, 60Hz)
 * 燃料 13A, 144Nm³/h
 * 発電効率 28.9% (HHV 基準) 32.0% (LHV 基準)
 ジャケット温水回収熱交換器 95℃
 放熱用冷却塔 1005kW×2 台
 温水吸収式冷凍機 443kWx2 台 温水入口温度 88℃

* 契約電力 : 650 kW

* 排ガスからの蒸気回収及びジャケットからの温水回収.

* 排熱回収温水は温水吸収冷凍機→暖房温水→給湯還りの予熱の順で利用.

* 取得データは 2012/5/1~2012/12/26 中央監視装置による収集.

熱量関連のデータはサンプリング周期 10 分のデータを 1 時間平均して解析

ガス量は日積算値の日報データを利用.

* ガスの熱量換算 低位発熱量 LHV=40.6MJ/m³, 高位発熱量 HHV=45.0MJ/m³

【計算式と計測タグ】

・ 発電効率

$$\begin{aligned} \text{発電効率} &= \text{発電量} / (\text{燃料消費量} \times \text{高位発熱量}) \\ &= \text{kW-1} \times 3.6 / (\text{GM-1} \times 45) \end{aligned}$$

・ 排熱回収量

$$\begin{aligned} \text{排熱回収量} &= \text{温水回収熱量} \\ &= \text{CM-1} \end{aligned}$$

・ CGS 総合効率 (補機動力を除く)

$$\begin{aligned} \text{CGS 総合効率} &= (\text{発電量} + \text{排熱回収量}) / (\text{燃料消費量} \times \text{高位発熱量}) \\ &= (\text{kW-1} \times 3.6 + \text{CM-1}) / (\text{GM-1} \times 45) \end{aligned}$$

・ 温水回収熱量の内, 暖房・給湯利用量

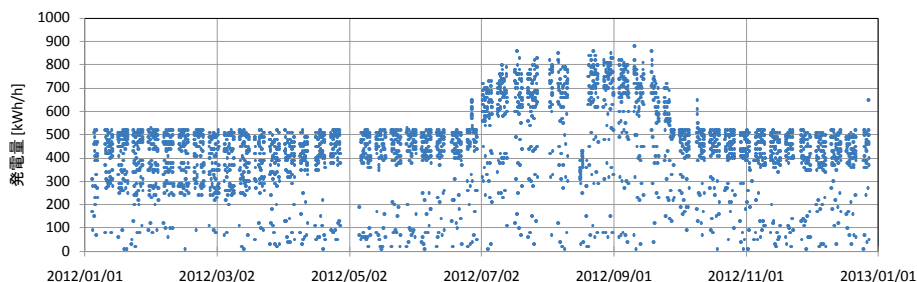
$$\begin{aligned} \text{暖房・給湯利用量} &= \text{温水吸収冷凍機停止時の排熱回収量} \\ &= (\text{CM-1(1)} + \text{CM-1(2)}) \text{ at } (\text{CM-2(1)} + (\text{CM-2(2)}) = 0.0 \end{aligned}$$

事務所 09 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

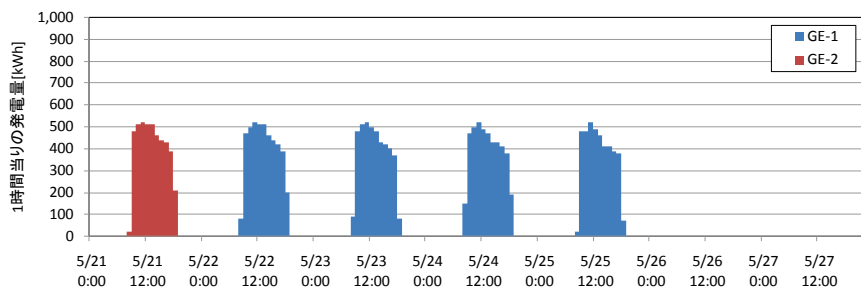
< 年間の発電状況 (KW-1(1)+(KW-1(2)) (kWh/h) 1号機と2号機の合計 >

- * 夜間, 休日は停止. 昼間 8:00~19:00 運転.
- * 夏期(6月中旬~10月中旬)2台運転, 中間期・冬期は1台運転.

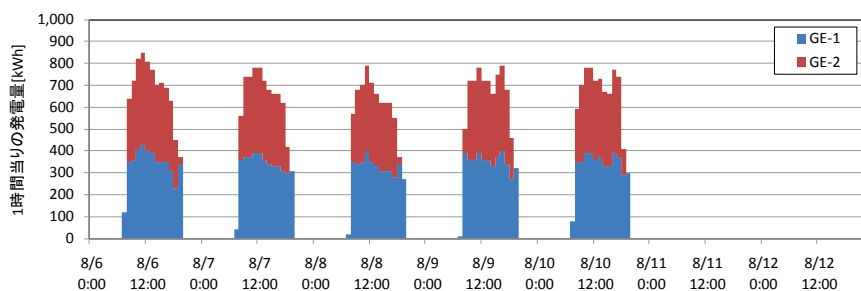


図IV. 5. 7. 1 年間の発電状況 (520kW×2台)

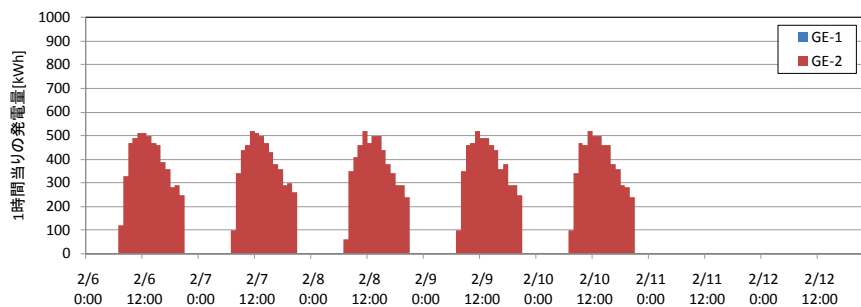
< 代表期間の時刻別発電状況(kW-1 (kWh/h)) >



図IV. 5. 7. 2 中間期代表日の発電状況 (2012/5/21~27)



図IV. 5. 7. 3 夏期代表日の発電状況 (2012/8/6~12)



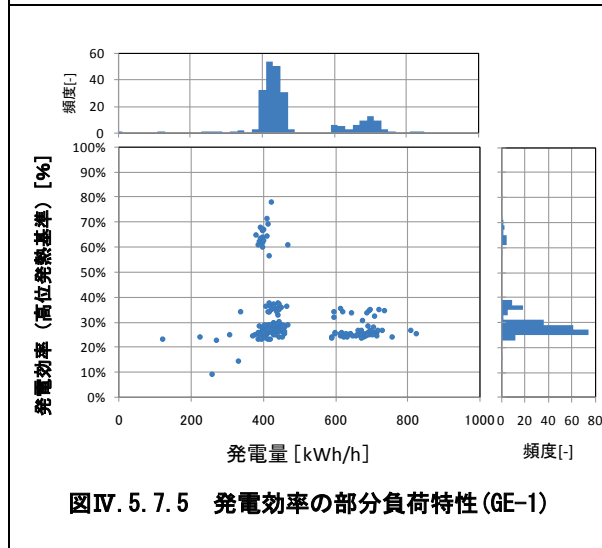
図IV. 5. 7. 4 冬期代表日の発電状況 (2012/2/6~12)

事務所 09 (排熱利用)

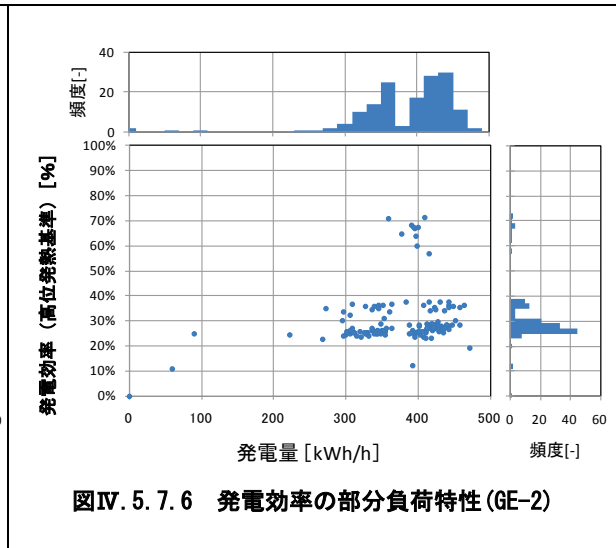
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

< 発電量(kW-1(kWh))と発電効率 (HHV 基準) (1 日データより) >

* 部分負荷運転の頻度が少ないものの、部分負荷時の効率低下が見られる。
 なお、効率が分かれていることおよび極端に高い値を示す理由は詳細調査中※。



図IV. 5. 7. 5 発電効率の部分負荷特性 (GE-1)

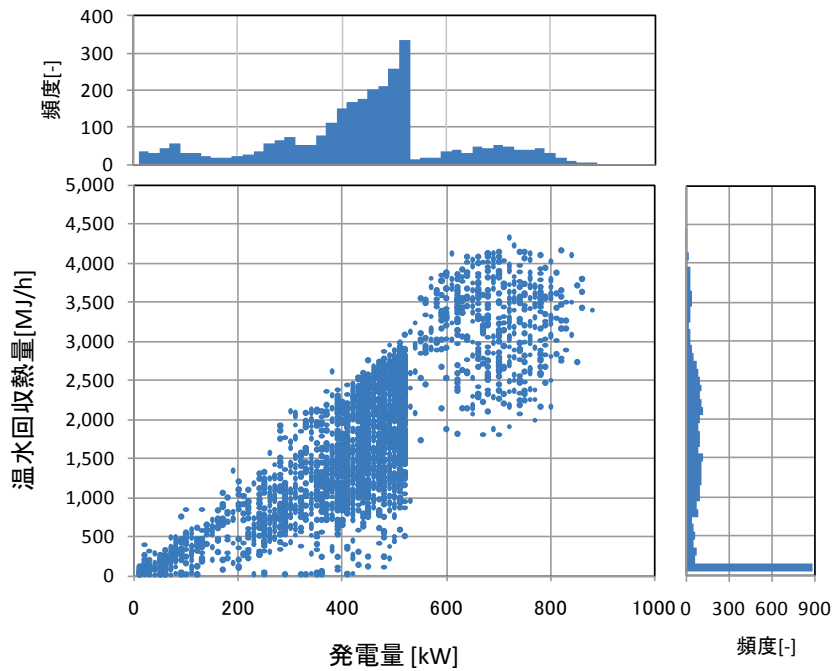


図IV. 5. 7. 6 発電効率の部分負荷特性 (GE-2)

※ガス使用量について、各機器の個別計測値の合算とメイン配管の計測値に大きな乖離が発生している日がある。各機器の使用量はメイン配管での計測値を主として、個別計測値による案分計算値を採用していることが原因と思われる。

< 発電量(kW-1(1)+kW-1(2)) (kWh/h)と温水回収熱量 (1 時間データより) >

* 部分負荷運転時の温水回収熱量にばらつきが見られる。



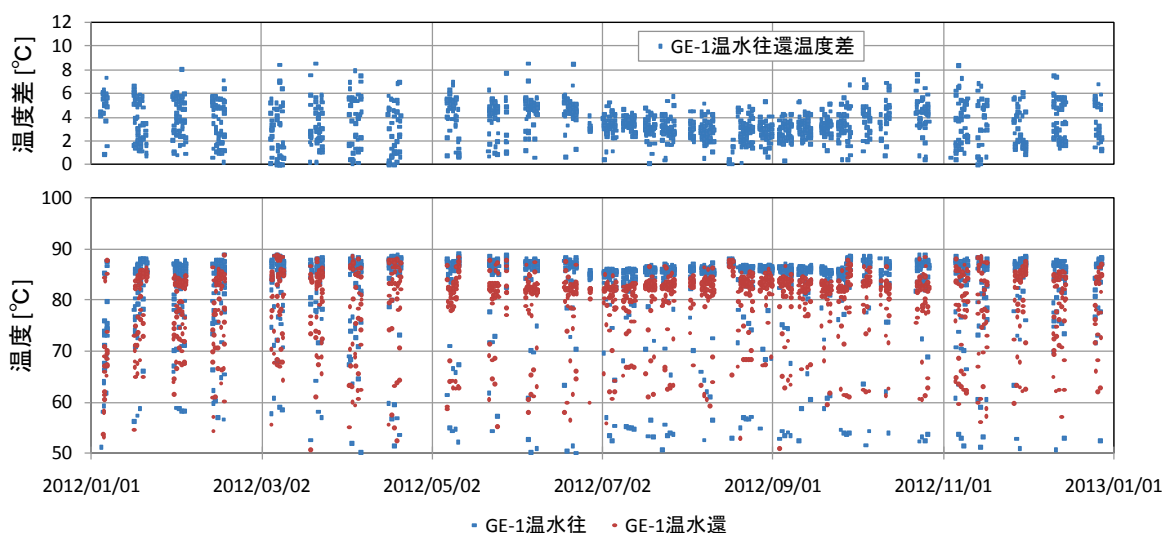
図IV. 5. 7. 7 発電量と温水回収熱量の関係

事務所 09 (排熱利用)

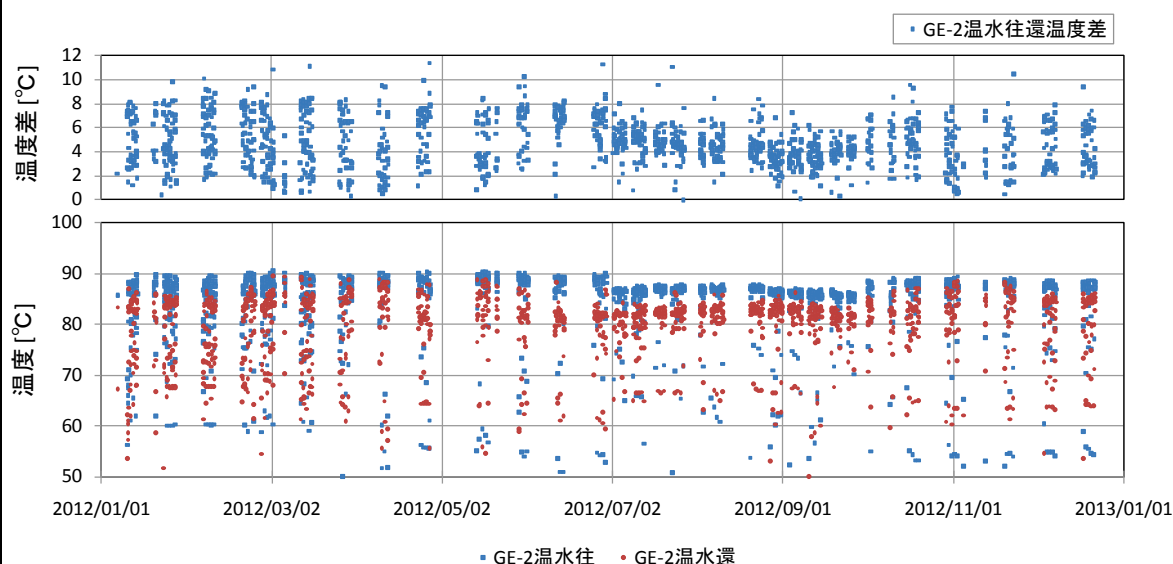
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

< 排熱温水温度(T-1,T-2) >

* ジャケットからの回収熱による温水往温度は設計値 88°C に近い値を示している。
 利用温度差は設計値 5°C に対し 5 月～6 月の温水吸収冷凍機が稼働し、かつ 1 台運転時には、ほぼ設計値通りの温度差がついているが、夏期の 2 台運転時には温度差が小さくなっている。



図IV. 5. 7. 8 温水排熱回収の温度状況と往還温度差 (GE-1)



図IV. 5. 7. 9 温水排熱回収の温度状況と往還温度差 (GE-2)

事務所 09 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

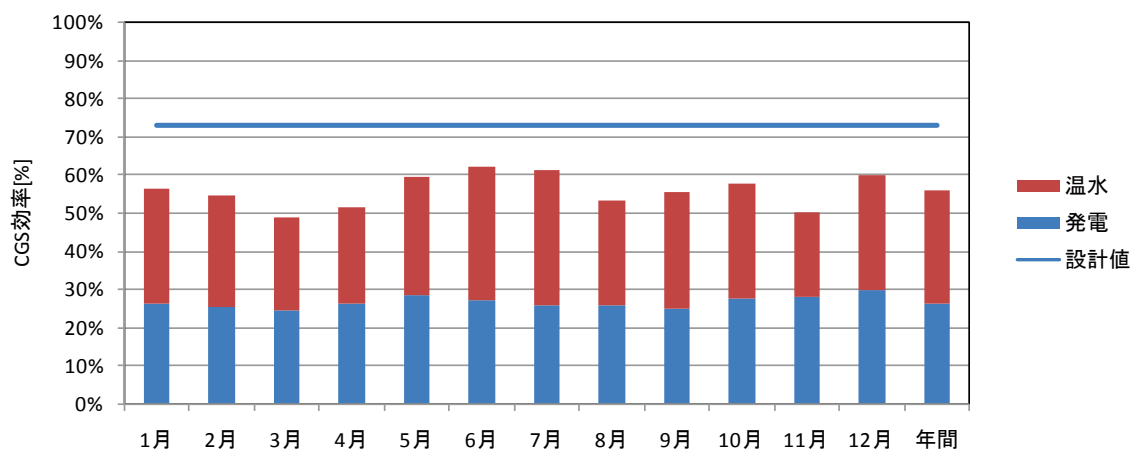
< CGS 総合効率 (HHV 基準) >

* 年間の CGS 運転総合効率は 63.3% (設計値 73%)

温水排熱回収効率が設計値より 11 ポイント以上下回っているため、総合効率が低めである。

表IV.5.7.1 CGS 運転データ

	GE-1 温水回収 熱量	GE-2 温水回収 熱量	GE-1 発電量	GE-2 発電量	GE-1発電機 入力		GE-2発電機 入力		総合効率	設計値
	[GJ]	[GJ]	[kWh]	[kWh]	低位基準	高位基準	低位基準	高位基準	高位基準	高位基準
	[GJ]	[GJ]	[kWh]	[kWh]	[GJ]		[GJ]		[%]	[%]
1月	182	226	44,380	54,200	525	582	691	766	56.6%	73.0%
2月	171	253	41,970	57,980	590	654	700	776	54.9%	73.0%
3月	146	229	43,490	60,850	565	626	825	915	48.8%	73.0%
4月	128	148	40,730	37,700	531	588	446	494	51.6%	73.0%
5月	163	154	43,100	39,020	490	543	441	489	59.4%	73.0%
6月	208	223	47,050	45,740	560	620	553	613	62.1%	73.0%
7月	298	356	67,990	63,360	856	949	805	892	61.2%	73.0%
8月	258	282	75,070	63,480	947	1,049	804	892	53.5%	73.0%
9月	312	288	75,560	61,010	969	1,074	804	891	55.5%	73.0%
10月	188	224	48,620	56,190	575	637	656	727	57.9%	73.0%
11月	168	91	58,650	30,550	673	746	369	408	50.2%	73.0%
12月	127	153	35,200	41,750	354	393	486	538	59.9%	73.0%
年間	2,350	2,626	621,810	611,830	7,634	8,461	7,579	8,400	55.8%	73.0%



図IV.5.7.10 CGS 総合効率と計画値

※2/22,23,5/26,7/15,27~8/2,12/28~31 は欠損

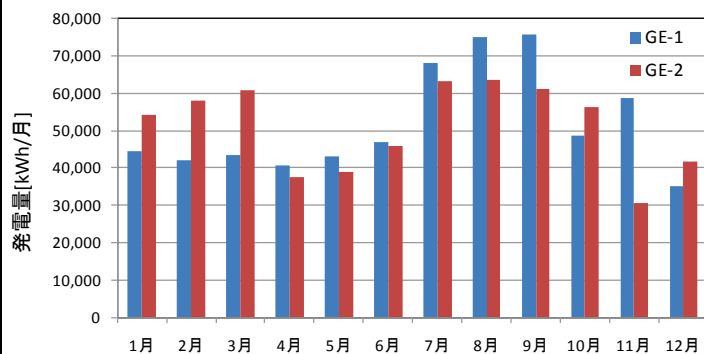
事務所 09 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

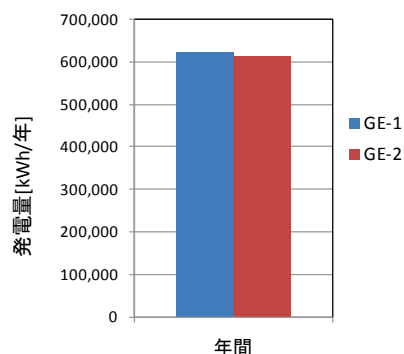
< 発電量と発電効率 (HHV 基準) >

表IV. 5. 7. 2 CGS 運転データ

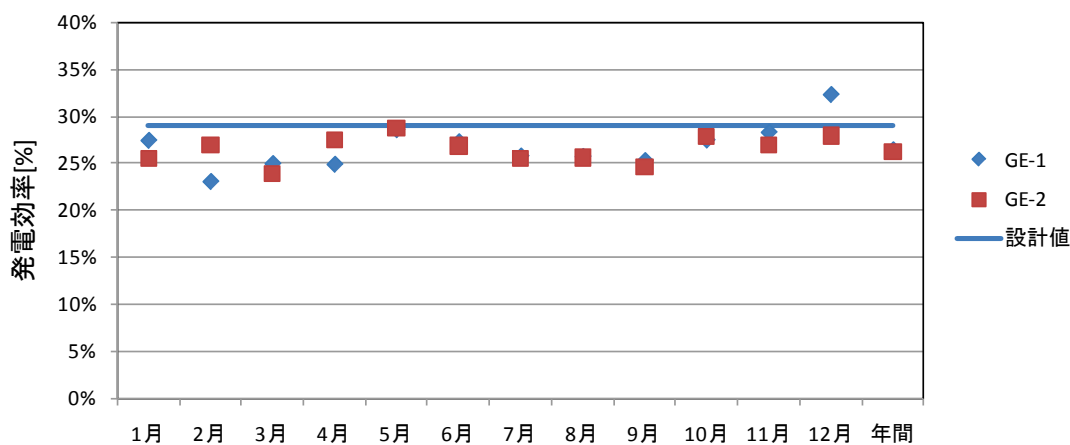
	GE-1 発電機 ガス使用量 [Nm ³]	GE-2 発電機 ガス使用量 [Nm ³]	GE-1 発電機電力 [kWh]	GE-2 発電機電力 [kWh]	GE-1+GE-2 発電機 ガス使用量 [Nm ³]	GE-1+GE-2 発電機電力 [kWh]	GE-1 発電機効率 (高位基準) [%]	GE-2 発電機効率 (高位基準) [%]	総合 発電効率 (高位基準) [%]	設計値 [%]
1月	12,935	17,025	44,380	54,200	29,959	98,580	27.4%	25.5%	26.3%	28.9%
2月	14,524	17,238	41,970	57,980	31,762	99,950	23.1%	26.9%	25.2%	28.9%
3月	13,913	20,325	43,490	60,850	34,239	104,340	25.0%	24.0%	24.4%	28.9%
4月	13,070	10,985	40,730	37,700	24,055	78,430	24.9%	27.5%	26.1%	28.9%
5月	12,068	10,858	43,100	39,020	22,926	82,120	28.6%	28.7%	28.7%	28.9%
6月	13,786	13,615	47,050	45,740	27,402	92,790	27.3%	26.9%	27.1%	28.9%
7月	21,083	19,818	67,990	63,360	40,901	131,350	25.8%	25.6%	25.7%	28.9%
8月	23,321	19,812	75,070	63,480	43,133	138,550	25.8%	25.6%	25.7%	28.9%
9月	23,873	19,794	75,560	61,010	43,667	136,570	25.3%	24.7%	25.0%	28.9%
10月	14,154	16,156	48,620	56,190	30,310	104,810	27.5%	27.8%	27.7%	28.9%
11月	16,577	9,077	58,650	30,550	25,654	89,200	28.3%	26.9%	27.8%	28.9%
12月	8,724	11,965	35,200	41,750	20,689	76,950	32.3%	27.9%	29.8%	28.9%
年間	188,028	186,669	621,810	611,830	374,698	1,233,640	26.5%	26.2%	26.3%	28.9%



図IV. 5. 7. 11 月別発電量



図IV. 5. 7. 12 年間発電量



図IV. 5. 7. 13 月別および年間の発電効率

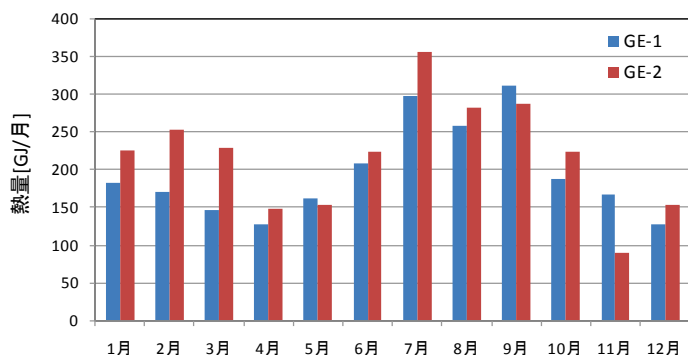
事務所 09 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

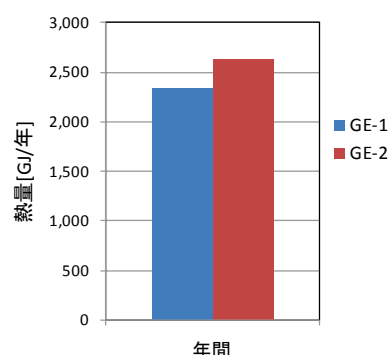
< 温水による排熱回収熱量 (HHV 基準) (CM-2(GJ/h)) >

表IV.5.7.3 CGS 運転データ

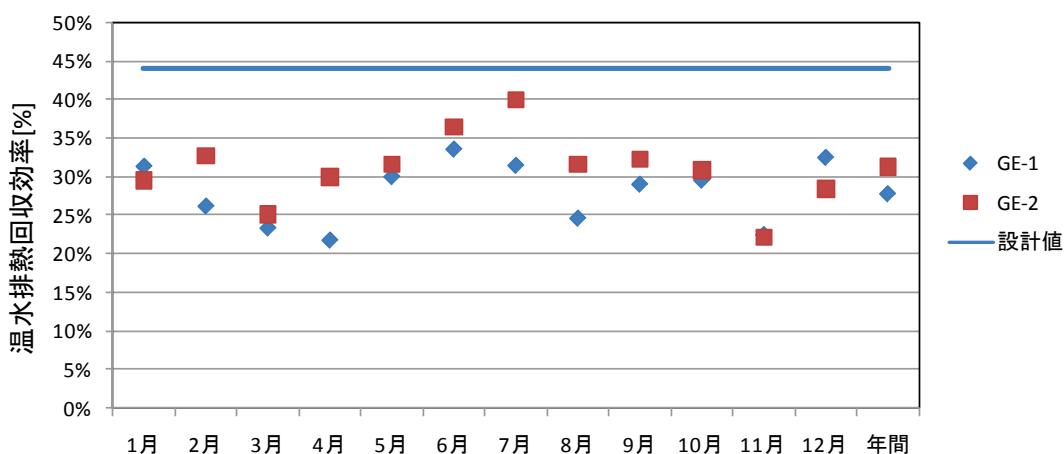
	GE-1 温水回収 熱量 [GJ]	GE-2 温水回収 熱量 [GJ]	GE-1 発電機入力 (高位基準) [GJ]	GE-2 発電機入力 (高位基 [GJ]	GE-1 温水排熱 回収効率 [%]	GE-2 温水排熱 回収効率 [%]	CGS温水排 熱回収効率 [%]	設計値 [%]
1月	182	226	582	766	31.3%	29.5%	30.3%	44.1%
2月	171	253	654	776	26.2%	32.6%	29.7%	44.1%
3月	146	229	626	915	23.4%	25.1%	24.4%	44.1%
4月	128	148	588	494	21.8%	29.9%	25.5%	44.1%
5月	163	154	543	489	30.0%	31.5%	30.7%	44.1%
6月	208	223	620	613	33.5%	36.4%	35.0%	44.1%
7月	298	356	949	892	31.4%	39.9%	35.5%	44.1%
8月	258	282	1,049	892	24.6%	31.6%	27.8%	44.1%
9月	312	288	1,074	891	29.0%	32.3%	30.5%	44.1%
10月	188	224	637	727	29.5%	30.8%	30.2%	44.1%
11月	168	91	746	408	22.5%	22.2%	22.4%	44.1%
12月	127	153	393	538	32.5%	28.4%	30.1%	44.1%
年間	2,350	2,626	8,461	8,400	27.8%	31.3%	29.5%	44.1%



図IV.5.7.14 月別温水による排熱回収熱量



図IV.5.7.15 年間温水による排熱回



図IV.5.7.16 月別および年間の温水による排熱回収効率

※2/22,23,5/26,7/15,27~8/2,12/28~31 は欠損

事務所 09（排熱利用）

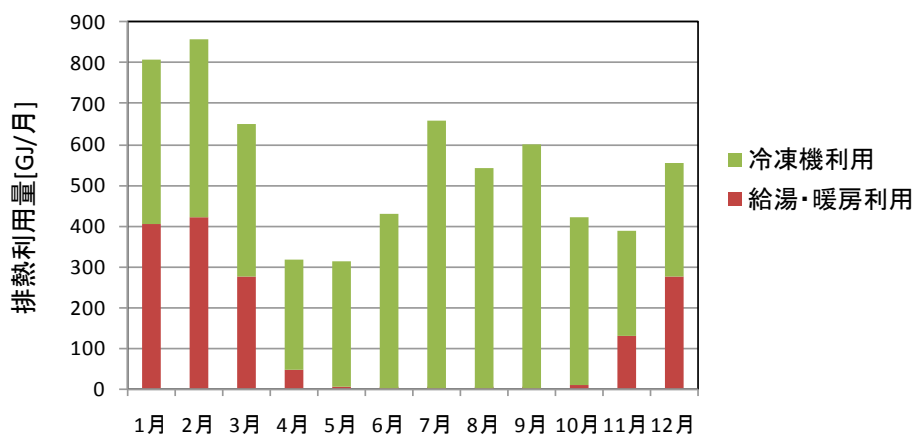
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	排熱	CGS（ガスエンジン）

< 回収熱の利用先 >

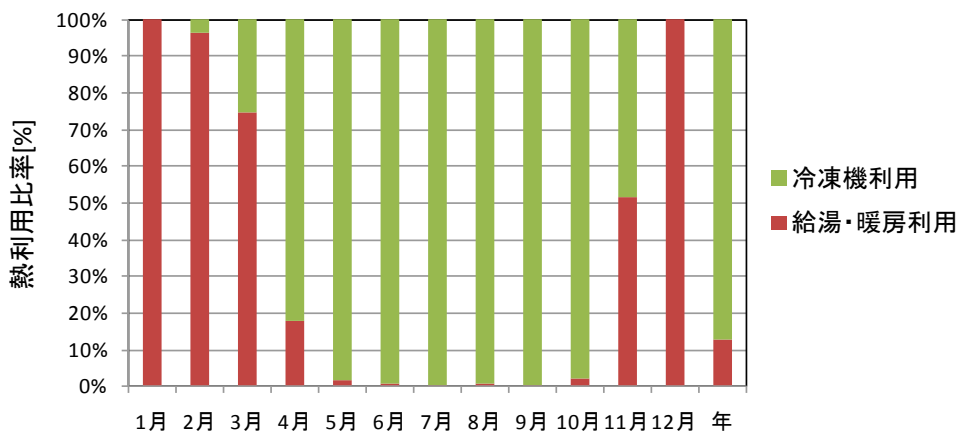
表IV.5.7.4 熱利用量

	温水回収 熱量合計 [GJ]	冷凍機利用 [GJ]	給湯・暖房 利用 [GJ]	冷凍機 利用比率 [%]	給湯・暖房 利用比率 [%]
1月	405	0	405	0.0%	100.0%
2月	436	16	420	3.6%	96.4%
3月	372	93	278	25.1%	74.9%
4月	269	221	48	82.0%	18.0%
5月	309	303	6	98.2%	1.8%
6月	427	424	3	99.3%	0.7%
7月	654	651	3	99.6%	0.4%
8月	539	535	4	99.3%	0.7%
9月	599	596	3	99.5%	0.5%
10月	410	400	10	97.6%	2.4%
11月	256	124	132	48.3%	51.7%
12月	277	0	277	0.0%	100.0%
年	3,740	3,255	486	87.0%	13.0%

注：発生冷熱量が0以上かつ冷水負荷が0以上の場合、
排熱回収熱量は全て冷凍機利用として積算した。



図IV.5.7.17 排熱利用内訳



図IV.5.7.18 排熱利用比率

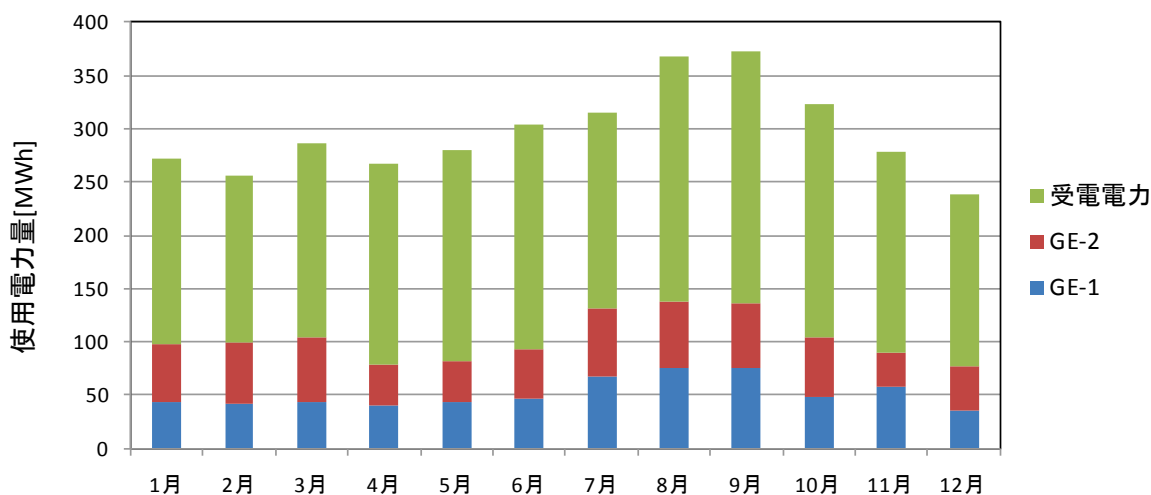
事務所 09 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

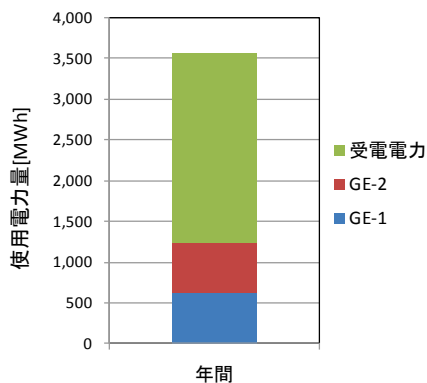
< 電力比率 >

表IV. 5. 7. 5 電力量

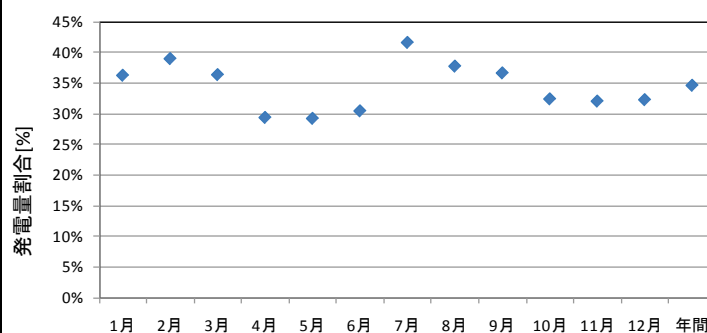
	発電量			受電電力量 [MWh]	発電割合 [%]
	GE-1 [MWh]	GE-2 [MWh]	合計 [MWh]		
1月	44.4	54.2	98.6	173	36.3%
2月	42.0	58.0	100.0	157	39.0%
3月	43.5	60.9	104.3	183	36.4%
4月	40.7	37.7	78.4	188	29.4%
5月	43.1	39.0	82.1	198	29.3%
6月	47.1	45.7	92.8	211	30.5%
7月	68.0	63.4	131.4	185	41.6%
8月	75.1	63.5	138.6	229	37.7%
9月	75.6	61.0	136.6	236	36.6%
10月	48.6	56.2	104.8	218	32.4%
11月	58.7	30.6	89.2	189	32.1%
12月	35.2	41.8	77.0	161	32.3%
年間	621.8	611.8	1,233.6	2,328	34.6%



図IV. 5. 7. 19 月別の発電電力量と受電電力量



図IV. 5. 7. 20 年間電力量



図IV. 5. 7. 21 発電量割合

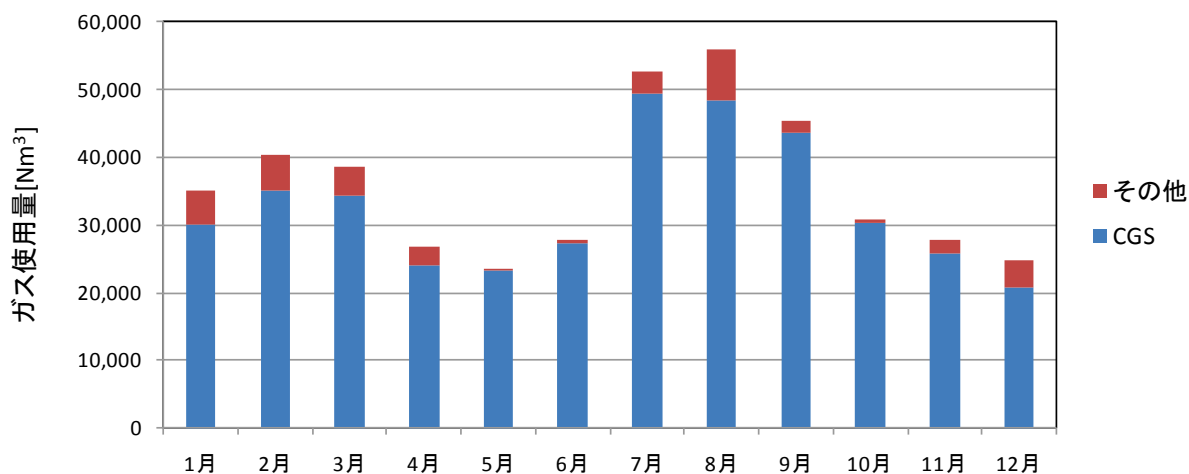
事務所 09（排熱利用）

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	排熱	CGS（ガスエンジン）

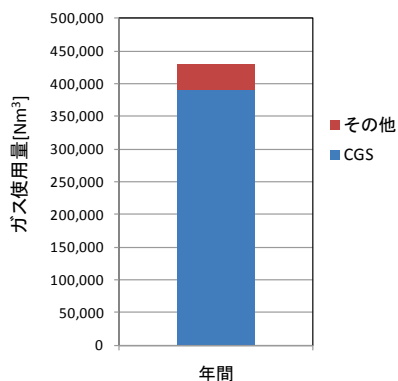
< ガス使用比率 >

表IV.5.7.6 ガス使用量

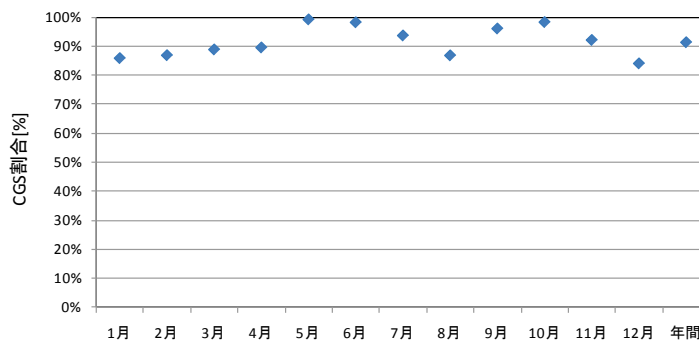
	GE-1 [Nm ³]	GE-2 [Nm ³]	B-1 [Nm ³]	B-2 [Nm ³]	RA-1 [Nm ³]	CGS 使用割合 [%]
1月	12,935	17,025	1,971	1,300	1,728	86%
2月	14,524	20,534	1,599	1,686	2,083	87%
3月	13,913	20,325	1,874	1,098	1,376	89%
4月	13,070	10,985	1,208	1,328	310	89%
5月	12,353	10,874	82	95	0	99%
6月	13,796	13,615	56	46	390	98%
7月	25,370	23,902	19	16	3,322	94%
8月	25,836	22,562	105	26	7,316	87%
9月	23,873	19,794	89	4	1,702	96%
10月	14,154	16,156	335	185	0	98%
11月	16,587	9,077	719	1,158	338	92%
12月	8,724	11,966	1,350	1,257	1,376	84%
年間	195,134	196,815	9,407	8,199	19,939	91%



図IV.5.7.22 月別ガス使用量



図IV.5.7.23 年間ガス使用量



図IV.5.7.24 CGS 割合

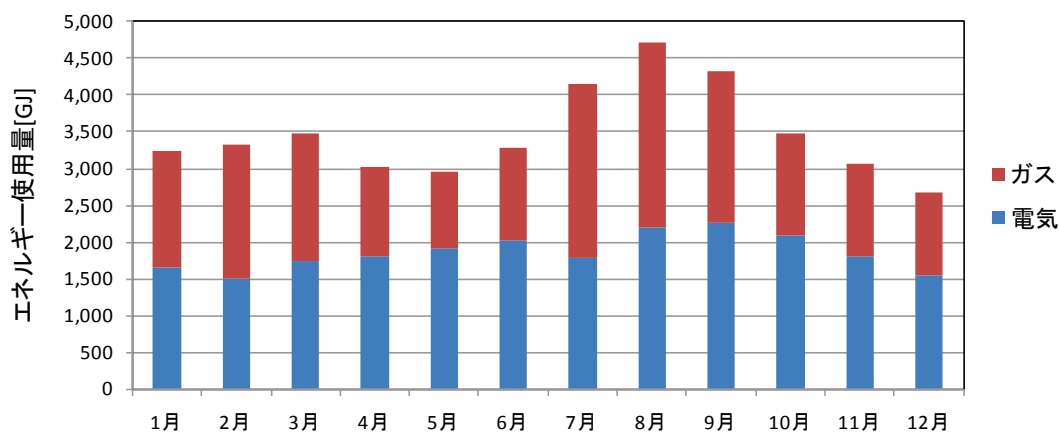
事務所 09 (排熱利用)

区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式 (2 管式)	排熱	CGS (ガスエンジン)

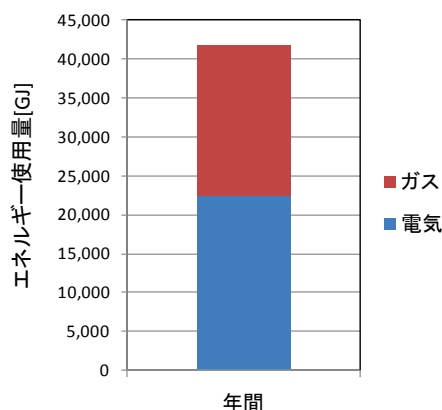
< 1 次エネルギー量 >

表IV. 5. 7. 7 1 次エネルギー使用量

	電力1次エネルギー量			ガス1次 エネルギー量 (HHV基準) [GJ]
	受電(昼間) [GJ]	受電(夜間) [GJ]	受電(合計) [GJ]	
1月	787	875	1,662	1,573
2月	803	705	1,508	1,819
3月	802	948	1,749	1,736
4月	868	937	1,805	1,211
5月	954	953	1,906	1,053
6月	988	1,042	2,030	1,256
7月	964	815	1,779	2,368
8月	1,111	1,086	2,197	2,513
9月	1,137	1,133	2,269	2,046
10月	956	1,136	2,092	1,387
11月	870	943	1,813	1,255
12月	840	714	1,554	1,110
年間	11,080	11,286	22,366	19,327



図IV. 5. 7. 25 月別 1 次エネルギー使用量



図IV. 5. 7. 26 年間 1 次エネルギー使用量

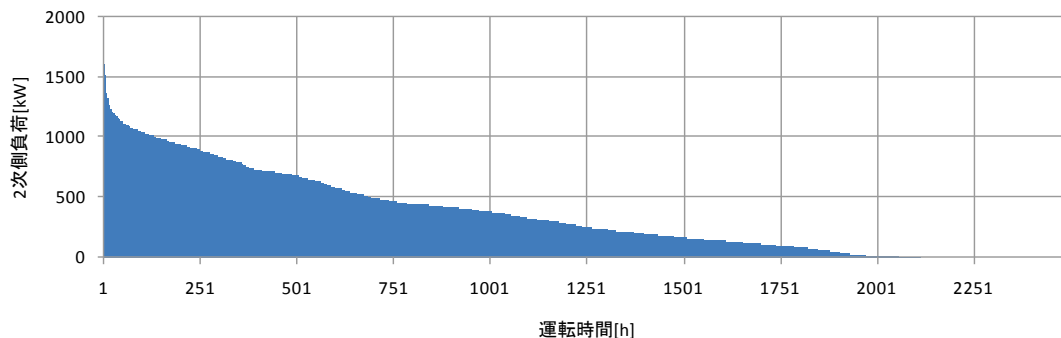
※1 次エネルギー換算値について：電力は「エネルギーの使用の合理化に関する法律施行規則」に記載の値を，ガスは大阪ガス(株)発表値を用いた(9,970kJ/kWh(8 時～22 時)，9,280kJ/kWh(22 時～8 時)，45MJ/Nm³)。

事務所 09（排熱利用）

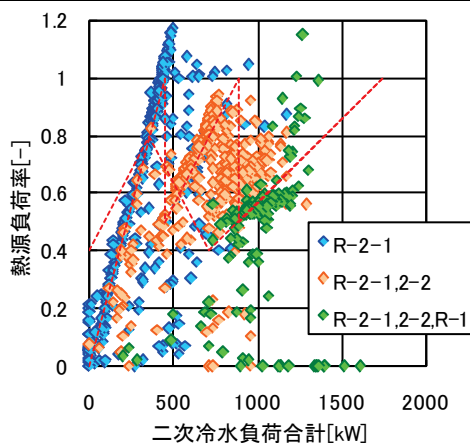
区分	分類	方式	エネルギー源	機器
製造側	熱源	中央式（2管式）	排熱	CGS（ガスエンジン）

< 冷凍機の運転状況 >

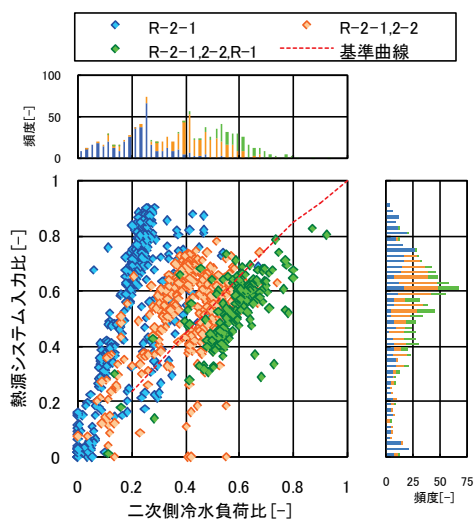
CGSの排熱利用として、夏期には温水吸収冷凍機 RA-2-1, RA-2-2(443kW×2 台)が稼働している。図IV.5.7.27に2012年度冷房負荷のデュレーションカーブを示す。冷房負荷のピークは1,608kWで、この時の熱源機器は吸収冷凍機2台とガス焼き冷温水発生器(844kW)が運転していた。冷凍機の台数制御の状況、及び冷凍機の部分負荷特性を図IV.5.7.28～図IV.5.7.30に示す。



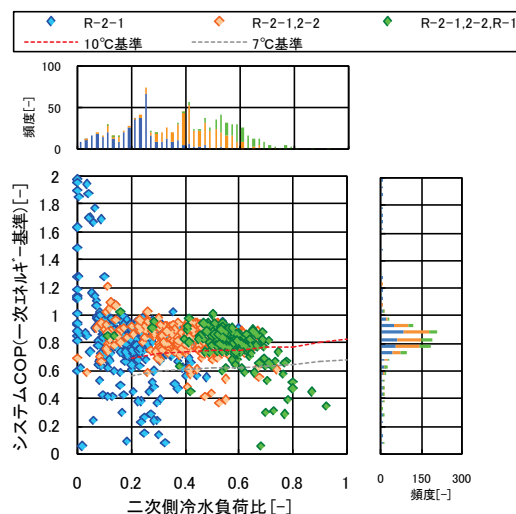
図IV.5.7.27 夏期冷房負荷のデュレーションカーブ(2012/4/1～10/31)



図IV.5.7.28 冷凍機の運転台数と負荷率



図IV.5.7.29 二次側冷水負荷比と入力比



図IV.5.7.30 二次側冷水負荷比とCOP

6. まとめ

本編では、給湯設備に適用される代表的なシステムについて、運転データを実測するとともにエネルギー使用量の実態を調査した。以下に要点を示す。

(1) 対象とした給湯システム

- ①中央式給湯システム
- ②局所式給湯システム
- ③太陽熱・排熱利用

中央式給湯システム 6 件，局所式給湯システムは 2 件，太陽熱・排熱利用は 7 件，合計で 15 件の実測データを収集できた。

(2) 実測した建築物数および用途

改正省エネ法で規定されている 8 区分の用途の建築物のうち，実測を行った建築物は以下の 3 用途である。その 3 用途における調査対象建築物数の合計は 13 件である。

- ①ホテル
- ②病院
- ③事務所

(3) 対象地域

北海道から九州まで，幅広い地域の建築物を実測した。

(4) 年代および規模

1990 年頃から現在まで竣工・改修された建築物を中心に，2,000 m²～60,000 m²の幅広い建築物について実態を調査した。

(5) 運転データの取得

BEMS に取り込まれているデータを利用するだけでなく，電力計や超音波流量計などを設置して必要なデータを収集した。

(6) データ取得間隔

中央式給湯システムの計測では細かな変動を見逃さないために，データ収集間隔は 1 分を基本とした。なお，分析には 1 時間平均値を用いた。

局所式給湯システムの計測では更に細かな変動を把握するためにデータ収集間隔は 1 秒または 2 秒とした。

太陽熱・排熱利用の計測では，1 日ごと 1 ヶ月ごとの評価を行うためデータ収集間隔は 1 時間を基本とし，必要に応じて更に細かな間隔でデータ収集を行った。

(7) 給湯システムのエネルギー使用の実態

今回の調査結果のまとめを以下に示す。

1) 中央式給湯システム

① 温水ヒーター

- ・1時間データにおけるボイラ効率は95%以下（高位発熱基準）であった。また1週間データにおけるボイラ効率は67.3～73.8%であった。
- ・1時間データにおけるボイラの負荷率は40%以下であった。
- ・病院06では温水ヒーターを最新型に更新したが、ボイラ更新後ボイラ効率が10%ほど改善された。
- ・給湯用温水ヒーターが導入される規模の建物では、空調加熱やろ過昇温度等への熱供給のために多回路型の温水ヒーターが設置されることが多い。このとき給湯負荷が無く給湯以外の負荷（空調やろ過等）のみがある場合は、負荷率が下がり発停を頻繁に繰り返すことによってボイラの効率が低下する傾向が見られた。

② ヒートポンプ

- ・ヒートポンプ給湯機の実測例として偏流が起きやすいことがあり、この場合負荷のバランスが悪くなり熱源機器の効率が低下する傾向が見られた。
- ・機器のCOPは1.5～3であった。

2) 局所給湯システム

- ・使用量が少ない場合は給湯熱量に対する放熱熱量の割合が高くなる傾向が見られた。

3) 太陽熱・排熱利用

① 太陽熱利用システム

- ・メーカー仕様値に比べて低い集熱効率であり、放熱の影響が大きいと考えられる。

② 排熱利用システム

- ・総合効率（高位発熱基準）は55.8～68.9%程度であった。

4) 給湯設備の運転状況

- ・機器容量の過大選定や熱源系統の偏流など実際の給湯設備の運転状況は設計時の想定通りになっていない物件が見受けられた。

5) 機器容量

- ・給湯設備は湯切れ防止を重視して計画されるため、計算上ところどころに余裕を見込んで機器を選定している。そのため実際の運用では設計値を下回って運転されていることが多い。
- ・過大に機器が選定されることにより負荷率が低下し、結果的にボイラ効率が機器仕様値より低い状態で運転されている物件が見受けられた。

6) 配管放熱

- ・配管放熱は配管の口径、保温厚さ・材質、給湯温度に依存するため配管放熱量は給湯負荷に係らずほぼ一定であった。
- ・給湯熱量が少ないときは、給湯熱量に対する配管放熱量の割合が高くなる傾向があった。

(8) 給湯設備の課題

- ・給湯設備の運転状況を把握する上で、燃料消費量の他に給湯補給水量、製造熱量などの計測器を機器設置段階で導入し、得られた結果を分析することが望まれる。

V編 実運転データに基づくエネルギー消費量予測のための評価値の作成

1. 目的・概要

平成23年度、平成24年度に取得した実運転データに基づいて、空調システム及び給湯システムのエネルギー消費量予測に必要な評価値の作成を行う。なお、設備システム・制御方式で省エネルギーへの寄与が異なるため、以下の方法でとりまとめを行う。

①空調システムの熱源機器

熱源機器については、蓄熱を含む台数制御、熱源送水温度制御、冷却水温度制御の導入による省エネルギー効果を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめる。

②空調システムの搬送機器、外気処理システム

搬送機器については、変風量(VAV)制御及び変流量(VWV)制御において、部分負荷率と省エネルギー効果の関係を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめる。

外気処理システムについては、外気処理システムによる空調負荷の削減効果を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめる。

③給湯システム

給湯システムでは、中央式、局所式、再生可能エネルギー（太陽熱）・排熱利用について以下の要領でまとめる。

中央式給湯システムについては、放熱損失などによるエネルギー消費量の関係を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめる。

局所式給湯システムについては、立上がり時の温度変化などによるエネルギー消費量の関係を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめる。

太陽熱利用、排熱利用については、熱源の消費エネルギーの削減効果を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめる。

以上の評価値について、空調システムでは実測対象建物を基に制御方式の組合せの代表例を提示し、組合せの違いによる省エネルギー効果について考察する。

2. 空調システムに関する評価方法と結果

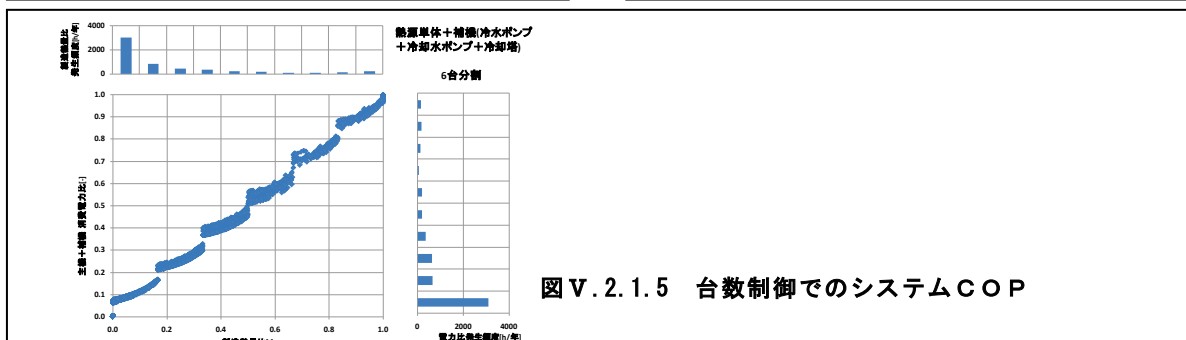
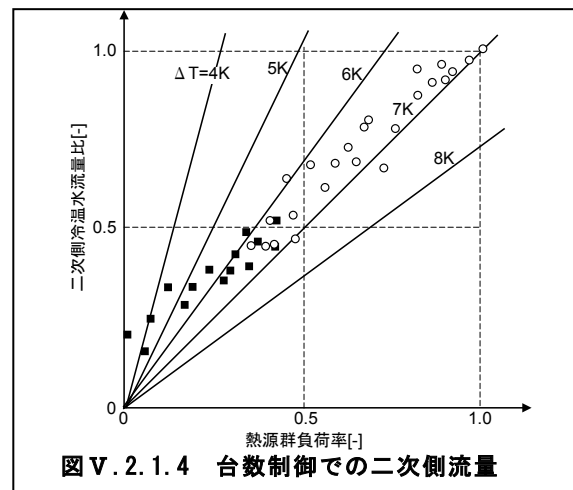
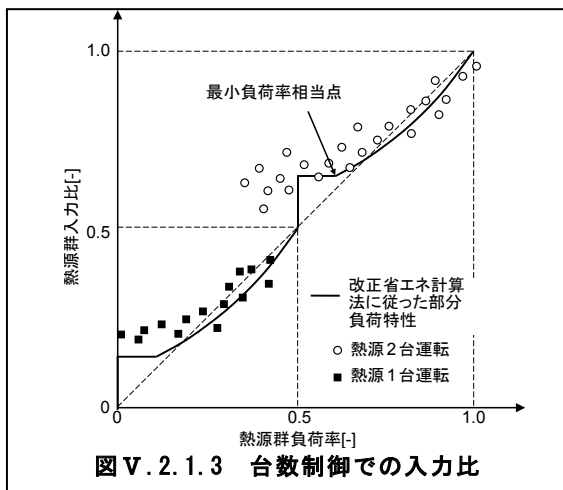
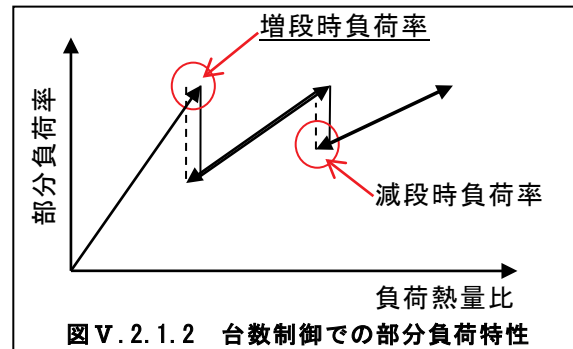
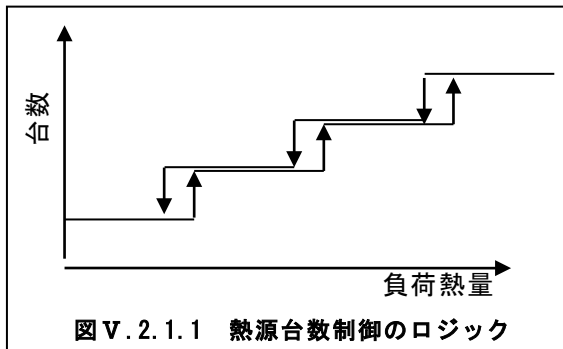
2. 1 熱源機器の制御に係わる評価方法

(1) 熱源台数制御

省エネルギー基準の計算法では、熱源台数制御の計算ロジックを下記要領で行っている。

- ① 1つの熱源群が同一機種複数の熱源機器で構成される場合
 - ・「台数制御：有」では、冷房負荷に応じて運転台数を増減段する。「台数制御：無」では、負荷の大小にかかわらず常に複数台の熱源機器が運転する。
- ② 1つの熱源群が複数機種熱源機器で構成される場合
 - ・「台数制御：有」で、冷房負荷の増加に応じて優先運転する熱源機器から順に増段し、負荷の減少に応じて優先運転の低い機器から順に減段する。

制御のパラメータは、増減段を判断する熱量のしきい値と熱源機器の優先運転の順位である。そこで、台数制御の評価では、増減段時の部分負荷率と熱源機群の負荷率に対する入力、システムCOPを整理する。なお、今回は未整理であるが、負荷率に対する二次側流量も重要な評価項目である。

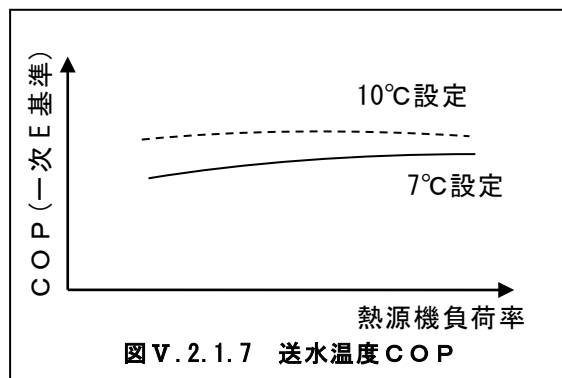
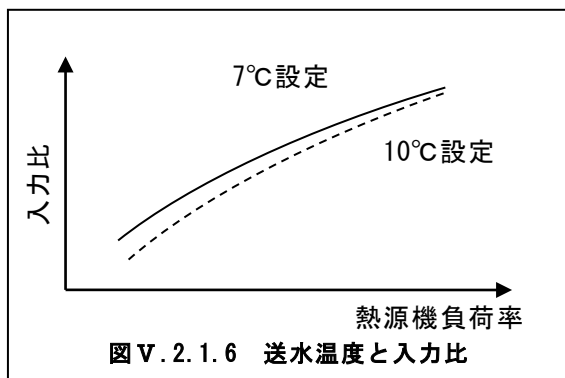


(2) 熱源送水温度制御

熱源機器（以下、冷凍機を対象として説明する）では、設計仕様にて送水温度 7℃、還水温度 12℃というように設定されていることが多い。これは、冷凍機選定に際して能力表示を同じ条件にするためのものである。この情報は、省エネルギー基準にも反映されており、熱源入力シートにて熱源機冷熱生成の送水温度の入力セルがある。

冷凍機では、冷水の出口温度を高くした方が高い蒸発温度で運転できるためエネルギー効率が向上する。なお、送水温度の高温化は高負荷時において二次側空調機の送風温度を維持するために負荷流量が多くなることもあるが、運転の実態は中間期など軽負荷時での動作となることから、補機動力の増加は無視し得る。

これらの点から、熱源送水温度制御の評価では、冷水設定値と冷凍機の効率向上を整理する。

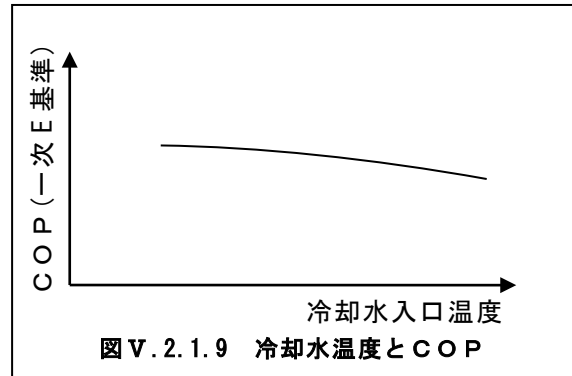
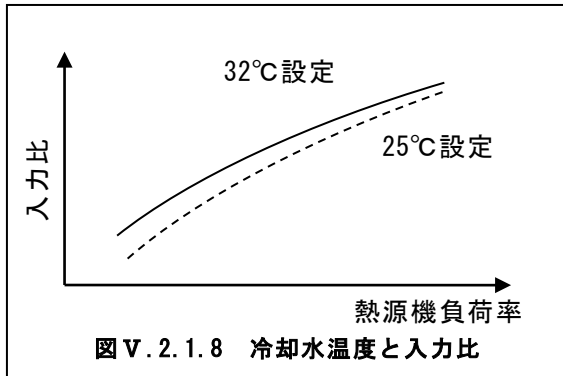


(3) 冷却水温度制御

冷凍機では、冷水送水温度と同様に設計仕様にて冷却水入口温度 32℃、出口温度 37℃と設定されていることが多い。冷凍機の冷却水は、低い温度で運用できるのであれば、そうした方がエネルギー効率の良い運転ができる。しかし、冷却水温度を低くすると冷却塔送風機の動力が増加するため、冷凍機効率と冷却塔送風機などの補機動力のトレードオフの関係から適切な運転条件を設定しなければならない。なお、冷却塔から出る冷却水温度（冷凍機側から見ると冷却水入口温度）は、外気湿球温度に左右されるため、中間期・冬期などは低めの設定が可能となる。

省エネルギー基準には、熱源機の冷却水入口温度の入力セルが無い。熱源機の定格消費エネルギーは、JIS 等で規定された標準定格条件（冷温水温度、冷却水温度、流量等の条件）下での消費エネルギーとするが、熱源主機の消費エネルギーは機器負荷率や外気温度によって変化するものとし、熱源の特性曲線を用いて各条件時の値が算出される。つまり、外気条件による冷却水入口温度の変化が加味されていることになる。ただし、冷却塔送風機などの熱源補機の消費電力は、機器負荷率や外気温度によって変化しないものとし、JIS 等で規定された標準定格条件下での定格消費電力に運転時間を乗じた値を熱源補機の消費電力量としている。

以上の省エネルギー基準の計算法の入出力から，冷却水温度制御では，冷却水入口温度と冷凍機主機の部分負荷率と外気条件による冷凍機主機の消費エネルギーの削減効果を評価する．



(4) 蓄熱制御

省エネルギー基準では、蓄熱槽を持つ熱源システムについて、以下の入力環境が用意されている。

①冷温水槽がある場合

ここでは、熱源機からの送水が一旦冷温水槽に蓄えられて二次側負荷へ送水される場合について説明する。負荷が小さい場合は、蓄熱槽からの放熱ですべて賄う。蓄熱槽からの放熱だけでは不足する場合は、冷熱生成時は高効率冷凍機を優先して運転（追掛運転）し、温熱生成時には、ヒートポンプなどの温水取出し機を用いて追掛運転する場合で熱源入力シートに設定する。なお、蓄熱容量には槽容積ではなく蓄熱熱量を入力する。

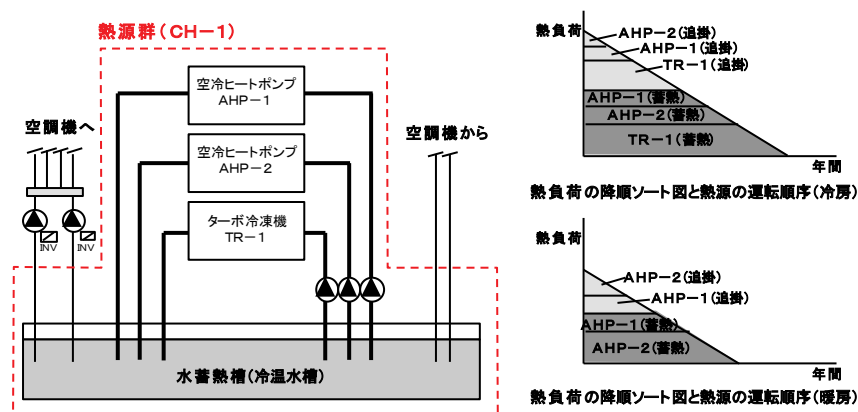


図 V. 2. 1. 10 冷温水蓄熱槽を設置の例

②冷水槽と温水槽を分けて設置する場合

冷温水槽がある場合と同様に、負荷が小さい場合は蓄熱槽からの放熱ですべて賄い、蓄熱槽からの放熱だけでは不足する場合は冷熱生成時には高効率冷凍機、温熱生成時にはヒートポンプを用いるように、熱源入力シートに設定する。

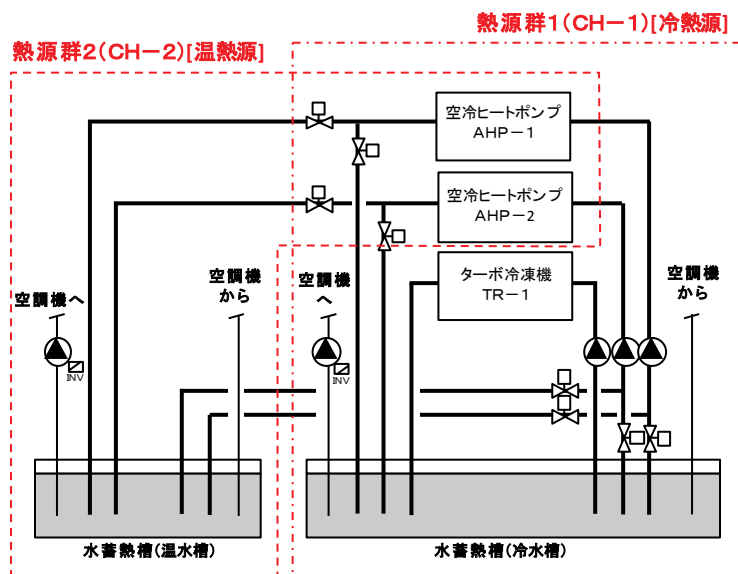


図 V. 2. 1. 11 冷水槽と温水槽を分けて設置の例

③蓄熱システムを他の熱源機器と並列に組み合わせた場合

この場合は、負荷が小さい場合は蓄熱槽からの放熱ですべて賄い、蓄熱槽からの放熱だけでは不足する場合は密閉系の冷凍機で追掛け熱源機による追掛け運転を行うように、熱源入力シートに設定する。

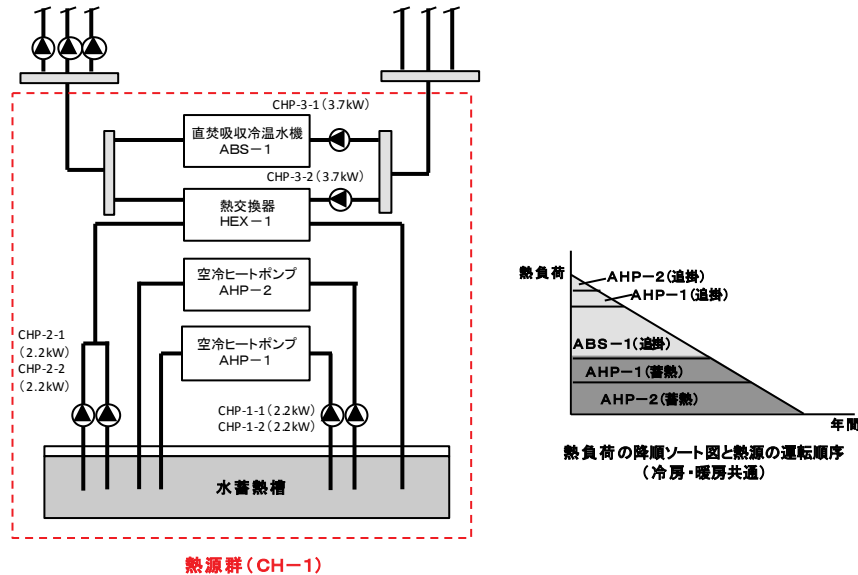


図 V. 2. 1. 12 蓄熱システムと他熱源機器と並列に組み合わせて設置の例

④蓄熱システムを他熱源機器と直列に組ませた場合

この場合は、負荷が小さい場合は熱交換器を介して蓄熱槽からの放熱ですべて賄い、蓄熱槽からの放熱だけでは不足する場合は冷凍機を用いて追掛け運転を行う。さらに負荷が大きくなると、蓄熱システムの冷凍機による追掛け運転を行う。

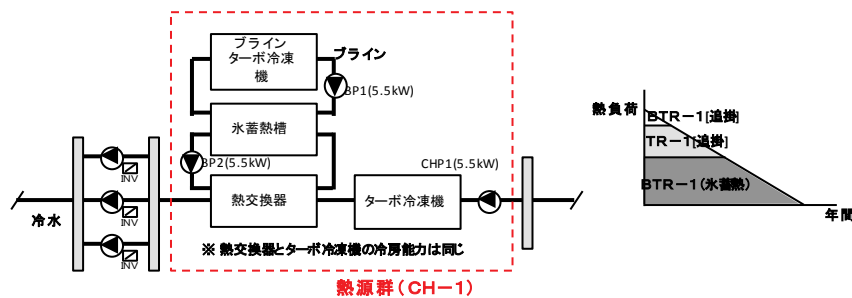
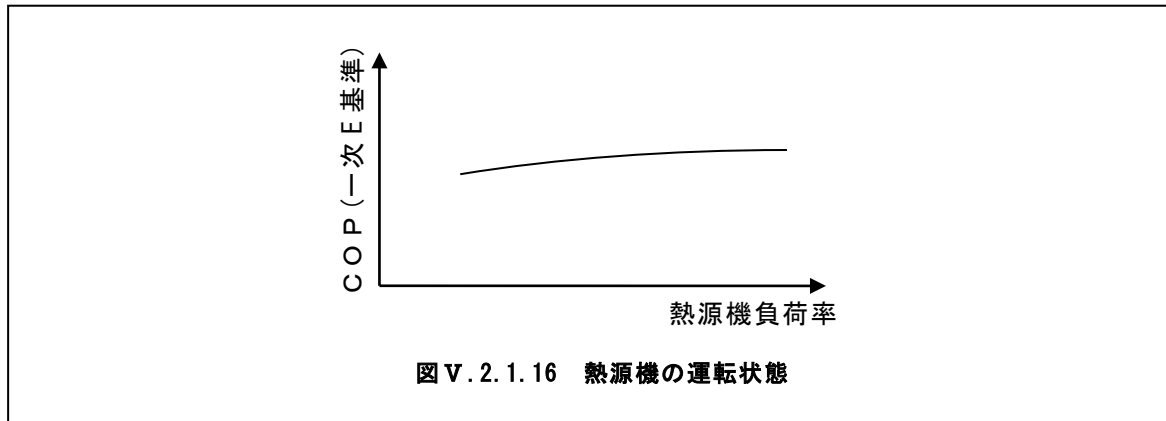
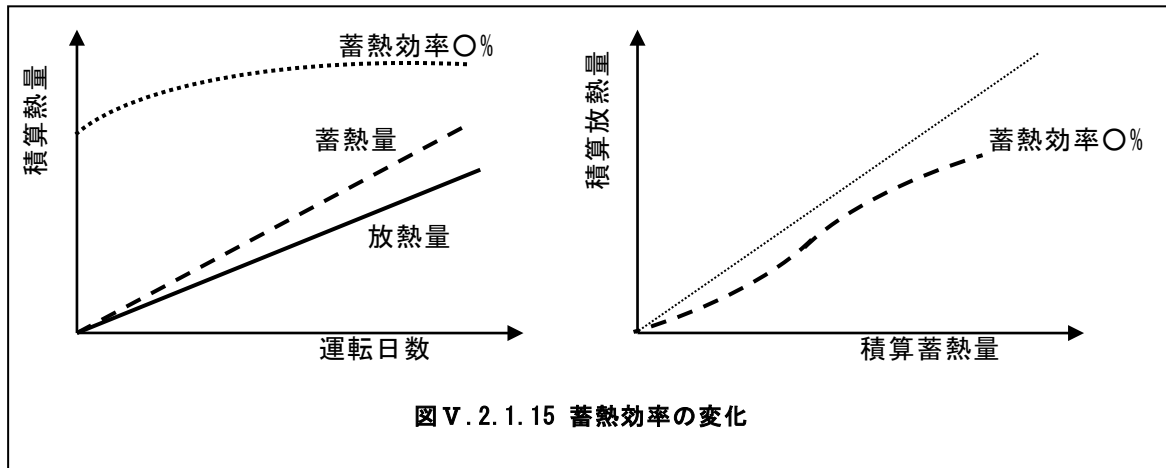
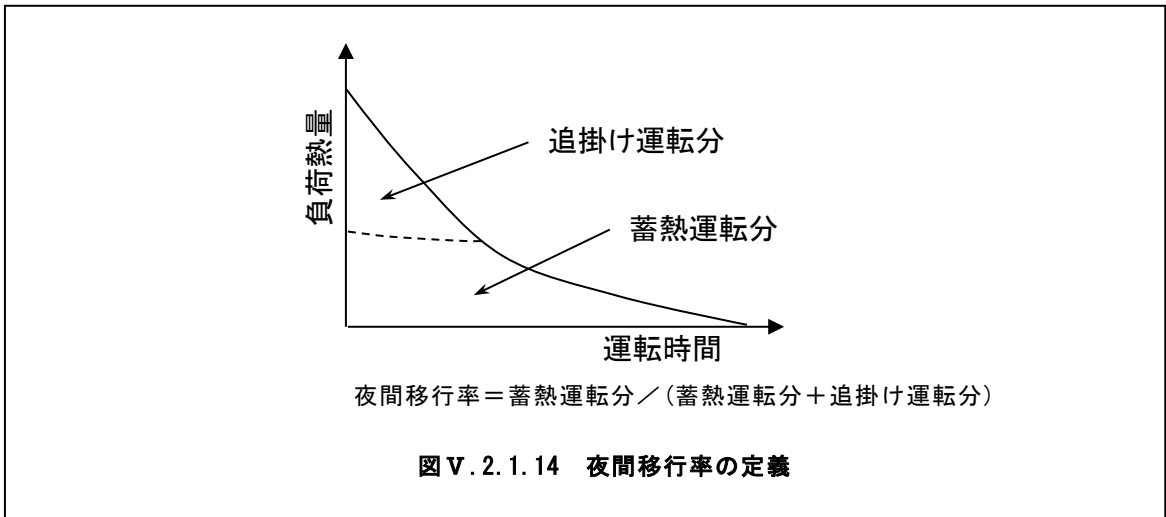


図 V. 2. 1. 13 蓄熱システムと他熱源機器と直列に組み合わせて設置の例

以上、蓄熱制御では蓄熱槽と熱源機の各種組合せに対して熱源入力シートでの設定が可能となっている。ただし、何れの組合せにおいても、放熱制御では、蓄熱槽からの放熱を優先し、蓄熱量を使いきったところで追掛け運転を行う。そこで、蓄熱制御の評価においては、夜間移行率と蓄熱槽からの熱損失、蓄熱運転時における熱源機器の部分負荷特性を評価する。



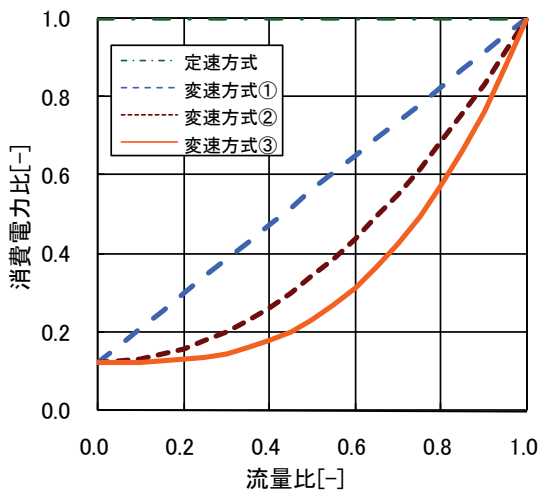
2. 2 搬送機器，外気処理システムの制御に係わる評価方法

(1) 搬送機器の変流量制御，変風量制御

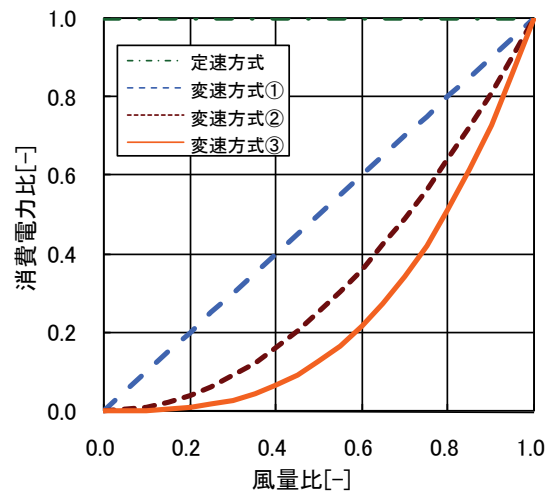
搬送機器のVWV制御，VAV制御では，通常インバータを用いた回転数制御を用いている。回転数制御では，基本的にファン法則に従い風量比と圧力比に応じて消費電力が変化する。図V.2.2.1にVWV制御での流量比と消費電力比の関係，図V.2.2.2にVAV制御での風量比と消費電力比の関係を示す。VWV制御では，配管のヘッド圧があるため下限周波数を50%程度と設定することが多い。二次側負荷での流量要求がない下限周波数での運転であっても，バイパス弁の操作によりポンプでの送水は生じるため，最小動力を回転数の3乗から $0.125(=0.5^3)$ とした。なお，VAV制御では負荷側での風量要求がない場合は，風量がゼロで最小動力もゼロとなる。最も消費電力の削減効果が高いのは，搬送経路の同じで圧力損失が流量の2乗に比例する変速方式③である。しかし，運転実態は，インバータ効率，最低吐出圧を確保するためのインバータ下限周波数の設定などがあり，消費電力は増加する。

運転の実態を加味して機器単体のエネルギー効率の想定範囲を表V.2.2.1に示す。評価値ならびに各種制御の条件は以下の通りである。

- ・流量（風量）比による消費電力の削減効果
- ・熱処理量比（負荷率）による消費電力の削減効果（熱処理量の温度差は一定，なお温度差 ΔT は，設計値と設計値の1/2の範囲で示す）
- ・熱処理量比（負荷率）による搬送効率WTF(ATF)の向上効果（熱処理量の温度差は一定，なお温度差 ΔT は，設計値と設計値の1/2の範囲で示す）



図V.2.2.1 VWV制御での流量比と消費電力



図V.2.2.2 VAV制御での風量比と消費電力

1) 変速方式①：吐出圧一定制御

インバータ効率は部分負荷特性を無視した定格に対し 95%一定, 下限周波数設定を 20%とした。流量比が 0.2 以上では周波数制御が有効となるが, 圧力一定のため流量比と電力比が比例し, インバータ損失分だけ消費電力が増加する。処理熱量比に対する消費電力の削減, 搬送効率の向上も直線となる。

2) 変速方式②：吐出圧可変制御

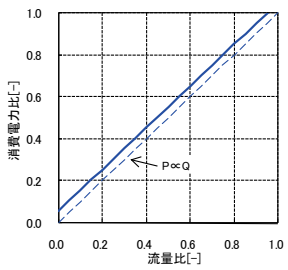
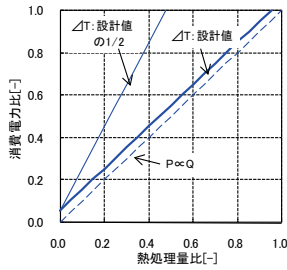
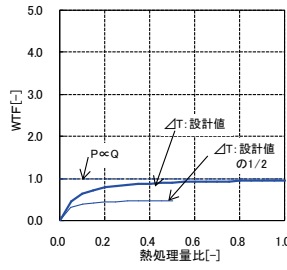
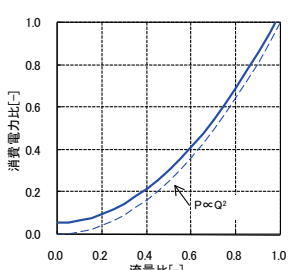
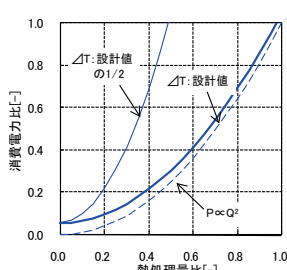
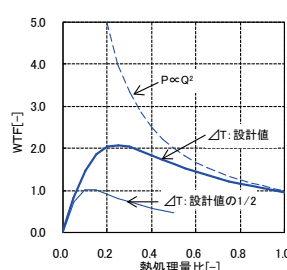
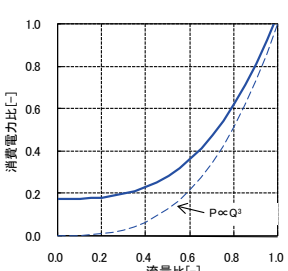
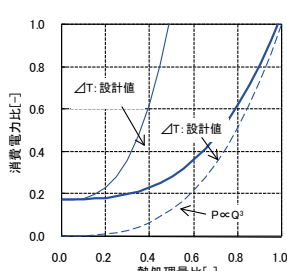
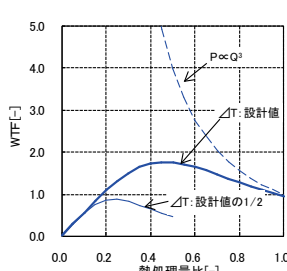
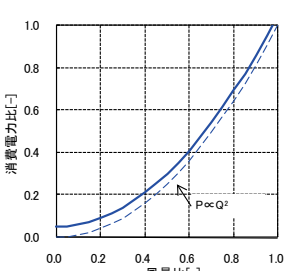
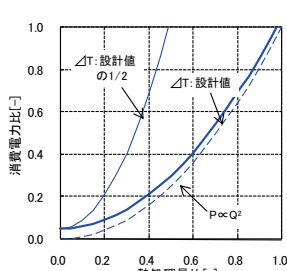
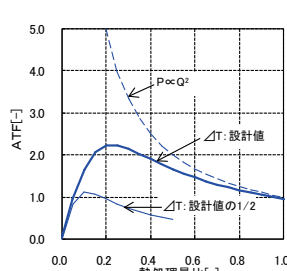
圧力一定制御と同様に, インバータ効率 95%一定, 下限周波数設定 20%とした。

流量比が 0.2 以上では周波数制御が有効となり, かつ吐出圧力が流量（風量）に比例して可変とするため, 消費電力の削減効果が 2 次曲線にインバータ損失分だけ消費電力が増加した結果となる。熱処理量比に対する消費電力の削減, 搬送効率の向上も 2 次曲線となる。

3) 変速方式③：主管変流量制御

インバータ効率は 95%一定だが, 流量（風量）比の 2 乗に比例して抵抗が小さくなるので末端圧が維持できるように下限周波数を 50%とした。流量（風量）比に対する消費電力の削減効果は, ファン法則通り 3 次曲線にインバータ損失分だけ消費電力が増加した結果となる。熱処理量比に対する消費電力の削減, 搬送効率の向上も 3 次曲線となる。

表 V. 2. 2. 1 VWV制御, VAV制御の評価値

制御名称 主な用途	流量／風量－消費電力 削減効果	熱処理量－消費電力 削減効果	熱処理量－搬送効率 向上効果
VWV制御 (吐出圧一定) 2次ポンプ 下限周波数 20% インパクタ効率 95%			
VWV制御 (吐出圧可変) 2次ポンプ, 下限周波数 20% インパクタ効率 95%			
VWV制御 (主管変流量) 1次ポンプ 冷却水ポンプ 下限周波数 50% インパクタ効率 95%			
VAV制御 (圧力可変) 空調機 下限周波数 20% インパクタ効率 95%			

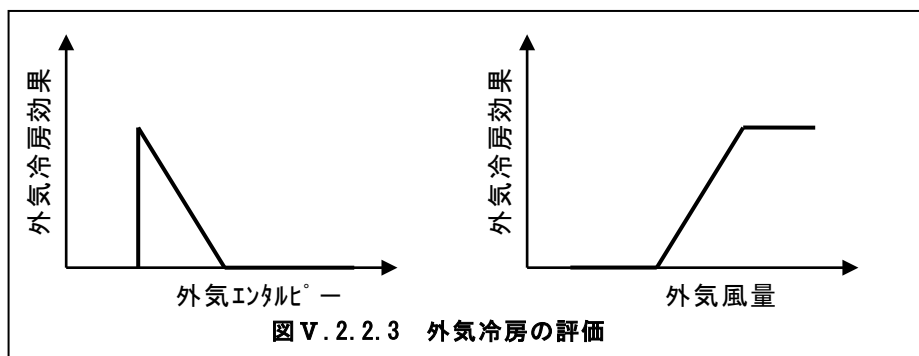
(2) 外気冷房制御，最小外気負荷制御，熱交換換気制御

省エネルギー基準では，導入外気に関連する入力を空調機入力シートで設定している．今回制御項目として取り上げた外気冷房制御，最小外気負荷制御，熱交換換気制御の3方式の内，空調設備で扱っているのは外気冷房制御と熱交換換気制御である．以下にこれら制御方式について評価方法を示す．

①外気冷房制御

省エネルギー基準での外気冷房制御とは，冷房運転時において，外気エンタルピーが室内空気のエンタルピーより低い場合に必要新鮮外気導入量以上の外気を導入して，コイル処理熱量を削減する制御と定義している．ただし，一次エネルギー消費量計算においては，外気導入量の最大値は給気ファンの定格風量としている．従って，ここでは外気冷房の有無による外気冷房効果（コイル負荷の削減量）を評価する．

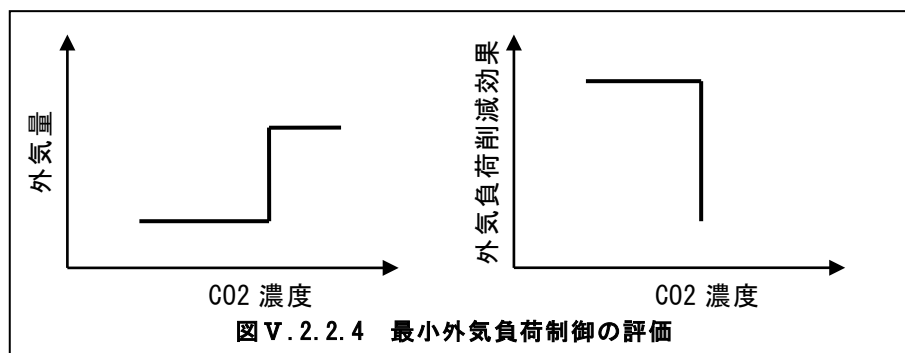
なお，運転実態では，外気冷房時の加湿を回避するために湿度もしくは露点温度で外気冷房の有無を判断する場合がある．これら外気冷房の判断については別途評価が必要である．



②最小外気負荷制御

省エネルギー基準では，空調設備での CO₂ 濃度を制御目標とした最小外気負荷制御を組み込んでいない．換気設備では，制御による補正での送風量制御として「CO・CO₂ 濃度制御」と「温度制御」の設定があり，CO・CO₂ 濃度制御では送風量制御の係数を 0.6，温度制御では係数を 0.7 としている．

近年，センサ開発の進展により CO₂ 濃度計の低コスト化が図られ，空調設備においても最小外気負荷制御の普及が進んでいる．ここでは，最小外気負荷制御の有無による外気量の削減効果の評価する．なお，外気条件によって最小外気負荷制御と外気冷房制御はトレードオフの関係にあるので，外気冷房制御が無効な場合についての評価とする．

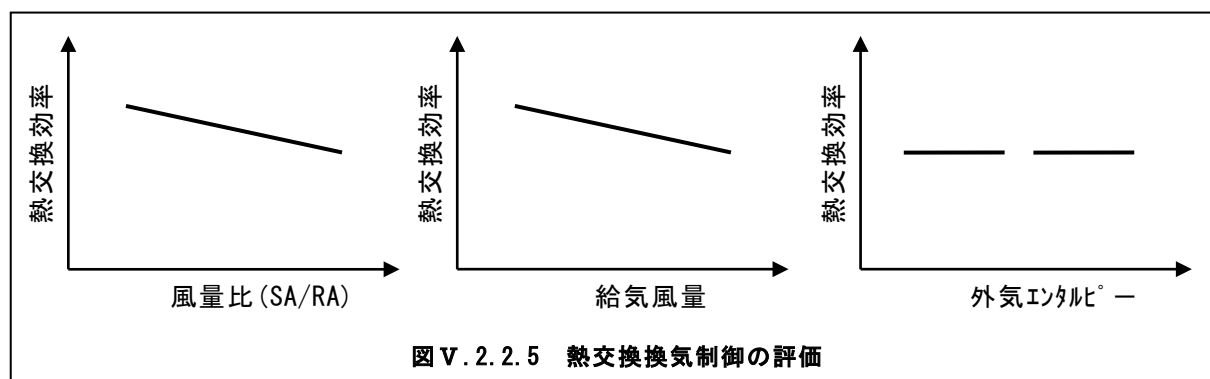


③熱交換換気制御

省エネルギー基準では、熱交換換気制御に係る「全熱交換器」について詳細な設定が可能となっている。以下に設定項目を示す。

- ・全熱交換器の有無（有／無）
- ・全熱交換器定格風量（給気風量優先で m³/h）
- ・定格全熱交換効率（％）
- ・バイパス制御の有無（外気エンタルピーが低い場合に全熱交換をせずに直接外気を室内に取り込む自動制御が組み込まれている場合に「有」）
- ・ローター消費電力（静止型の全熱交換器は空欄）

以上の設定項目を踏まえると、ここでは全熱交換器効率の実態で評価する。



2. 3 評価結果

2. 3. 1 熱源設備の評価結果

(1) 評価対象建物

表 V. 2. 3. 1 に熱源設備関連の制御項目と評価対象建物を示す。

表 V. 2. 3. 1 熱源設備関連の評価対象物件

設備 分類	制御対象	検出部	制御目標	動作	制御分室記号	該当 件数	物件																							
							建物名称 (用途)	竣工/ 北修年	新築/ 改修	建設地	延面積 (㎡)	種院 02	種院 01	種院 02	種院 03	種院 05	種院 07	物販店舗 02	事務所 01	事務所 03	事務所 04	事務所 05	事務所 09	事務所 14	事務所 15	学校 01	学校 02			
実測対象建築物	熱源台数制御 熱源送水温度制御 冷却水温度制御 蓄熱運転制御	自動制御	熱源機群 能力(熱量)	増設-減設	R-Ono-02	7	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東	
		手動制御	熱源機群 能力(熱量)	手動による増設-減設	R-Ono-02	2	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東	
		熱源送水温度制御	熱源機器本体 外気条件、負荷流量	冷水出口温度(温度可変)	容量制御	R-Wt-08	1	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東
		冷却水温度制御	冷却水ポンプ	冷却機冷却水出入口温度差	周波数制御	Pcd-VWV-03	1	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東
		蓄熱運転制御	熱源機	蓄熱槽温度	ON-OFF	R-Hst-02	4	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東
		蓄熱運転制御	熱源機	熱量(蓄熱、放熱)	ON-OFF	R-Hst-04	3	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東
		熱源設備	熱源機	蓄熱槽温度	ON-OFF	R-Hst-02	4	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東
		熱源設備	熱源機	熱量(蓄熱、放熱)	ON-OFF	R-Hst-04	3	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東
		熱源設備	熱源機	蓄熱槽温度	ON-OFF	R-Hst-02	4	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東
		熱源設備	熱源機	熱量(蓄熱、放熱)	ON-OFF	R-Hst-04	3	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東
		熱源設備	熱源機	蓄熱槽温度	ON-OFF	R-Hst-02	4	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東
		熱源設備	熱源機	熱量(蓄熱、放熱)	ON-OFF	R-Hst-04	3	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東
		熱源設備	熱源機	蓄熱槽温度	ON-OFF	R-Hst-02	4	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東
		熱源設備	熱源機	熱量(蓄熱、放熱)	ON-OFF	R-Hst-04	3	◎:平成23年度からの継続実測 ○:平成24年度から新たに実測 △:平成23年度のみ実測	1989	改修	関東	北海道	東北	九州	29,079	50,034	48,200	29,317	188,000	74,980	52,014	20,580	36,200	16,285	60,000	57,000	2010	2009	改修	関東

(2) 熱源台数制御

1) 熱源機種の違いでの比較

① (ガス+電気) で負荷熱量による台数制御の事例-1 (事務所 04)

熱源台数制御 R-Ono-02

制御対象	検出部	制御目標
熱源: R-1(定速ターボ), R-3(INVターボ), R-4(ガス焼き冷温水), R-7(定速ターボ)	二次側負荷	製造熱量

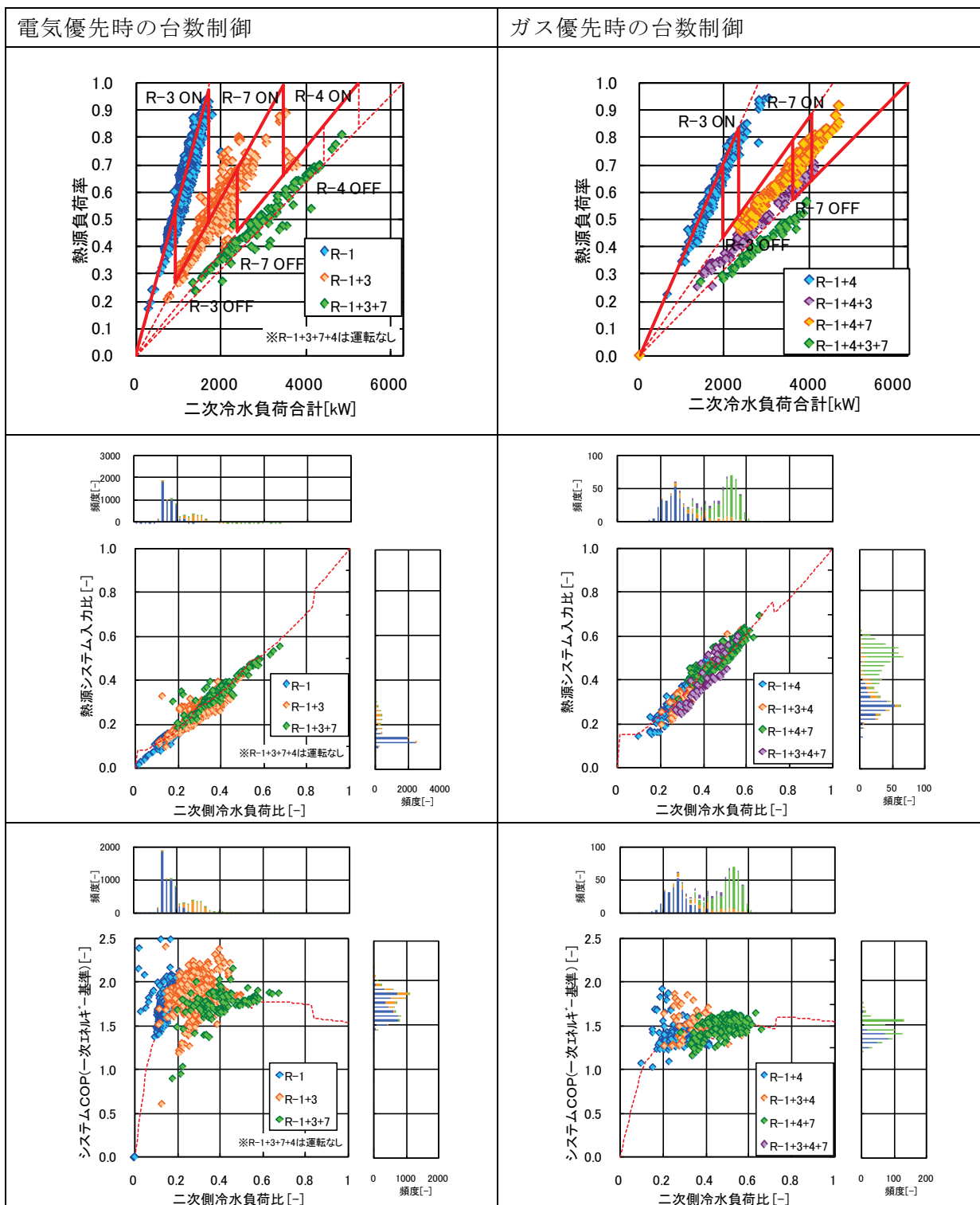


図 V.2.3.1 空調負荷と台数制御, 熱源システムの効率

② (ガス+電気) で負荷熱量による台数制御の事例-2 (学校 01)

熱源台数制御 R-Ono-02

制御対象	検出部	制御目標
熱源：TR-1(定速ターボ), RB-1, RB-2(ガス焼き冷温水)	二次側負荷	製造熱量

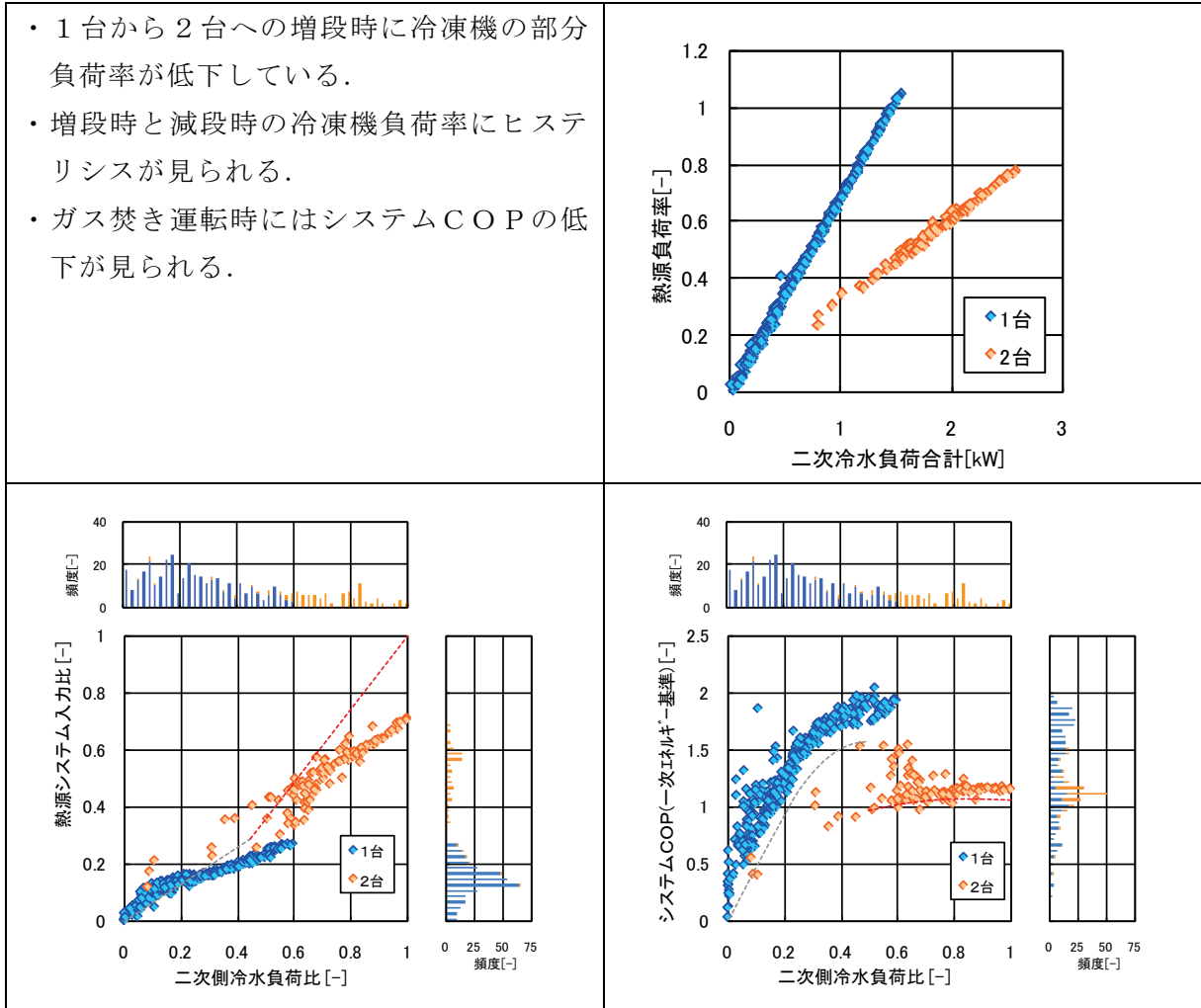


図 V. 2. 3. 2 空調負荷と台数制御, 熱源システムの効率

③ (排熱投入+電気) で負荷熱量による台数制御の事例 (病院 07)

熱源台数制御 R-Ono-02

制御対象	検出部	制御目標
熱源：RH-1,2(排熱投入), RR-1(空冷行-), RI-1(氷蓄熱)	二次側負荷	製造熱量

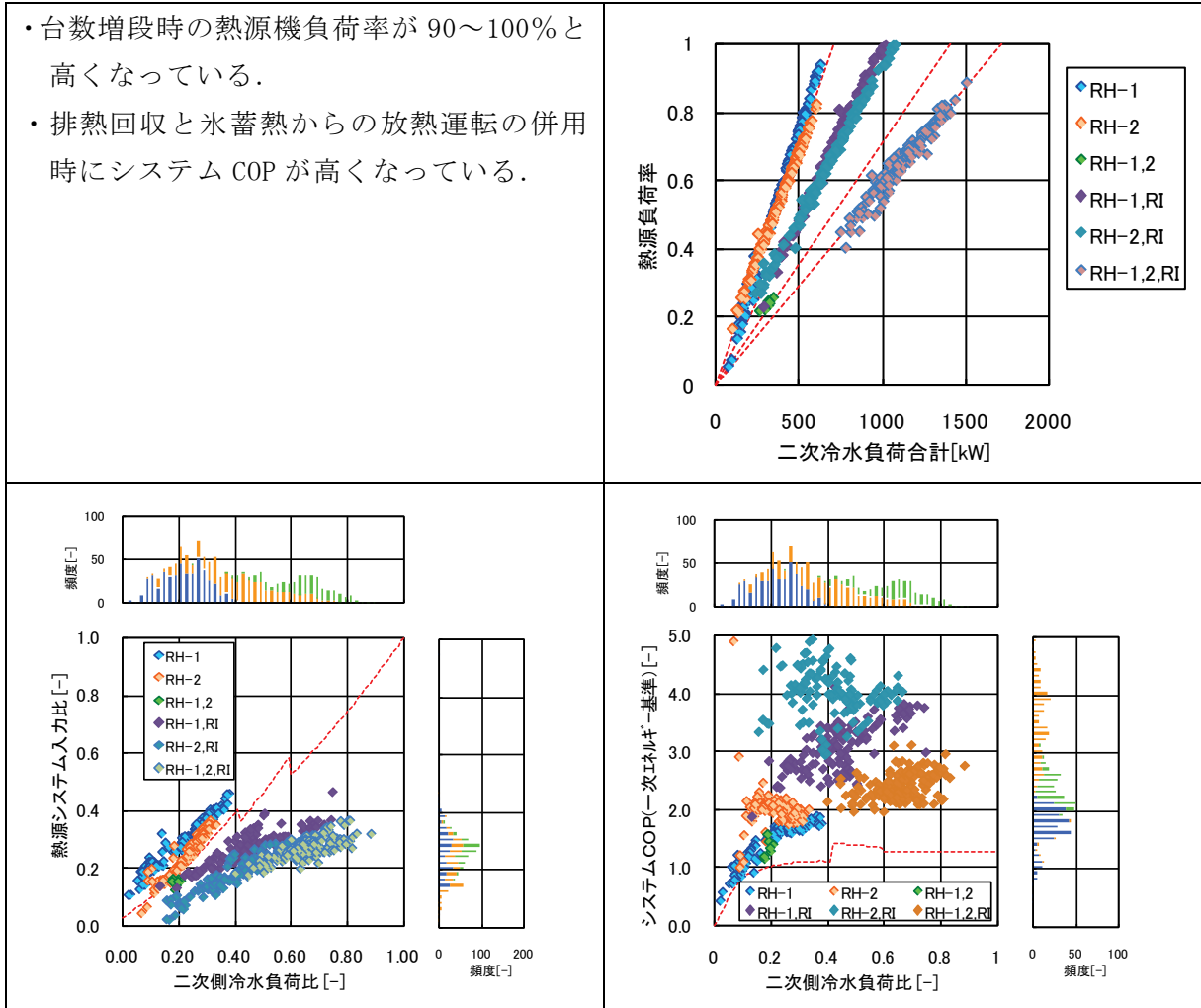


図 V.2.3.3 空調負荷と台数制御, 熱源システムの効率

④ (排熱投入+ガス) で負荷熱量による台数制御の事例 (病院 03)

熱源台数制御 R-Ono-02

制御対象	検出部	制御目標
熱源：RH-1, 2, 4(排熱投入), RH-3(ガス焚き冷温水)	二次側負荷	製造熱量

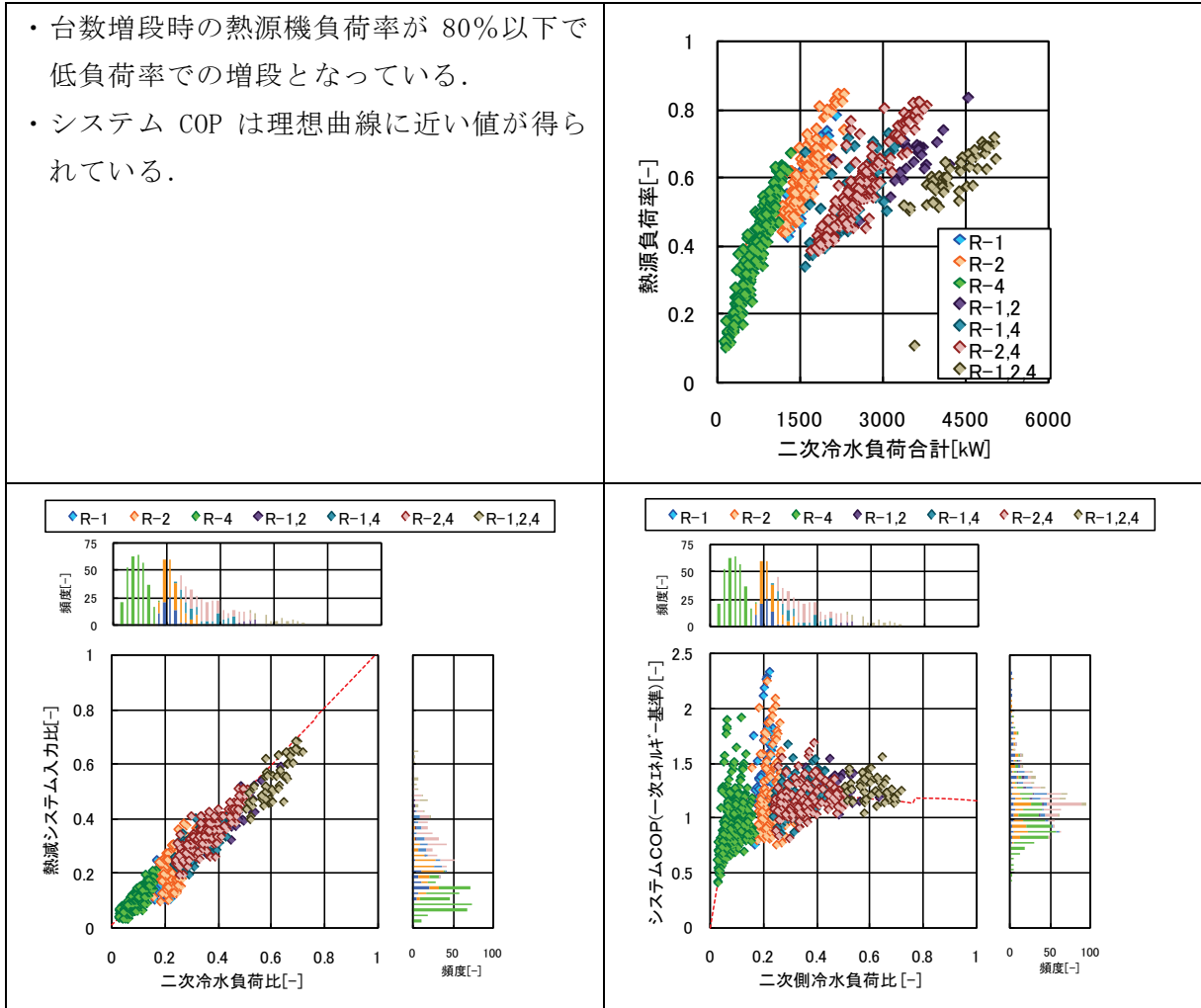


図 V.2.3.4 空調負荷と台数制御, 熱源システムの効率

⑤ (排熱回収+蒸気+ガス+電気) で負荷熱量による台数制御の事例 (病院 05)

熱源台数制御 R-Ono-01

制御対象	検出部	制御目標
熱源：RH-1, R-5(ガス焼き冷温水), R-2(水冷チラー), R-3(温水回収吸収), R-6(蒸気回収吸収)	二次側負荷	製造熱量

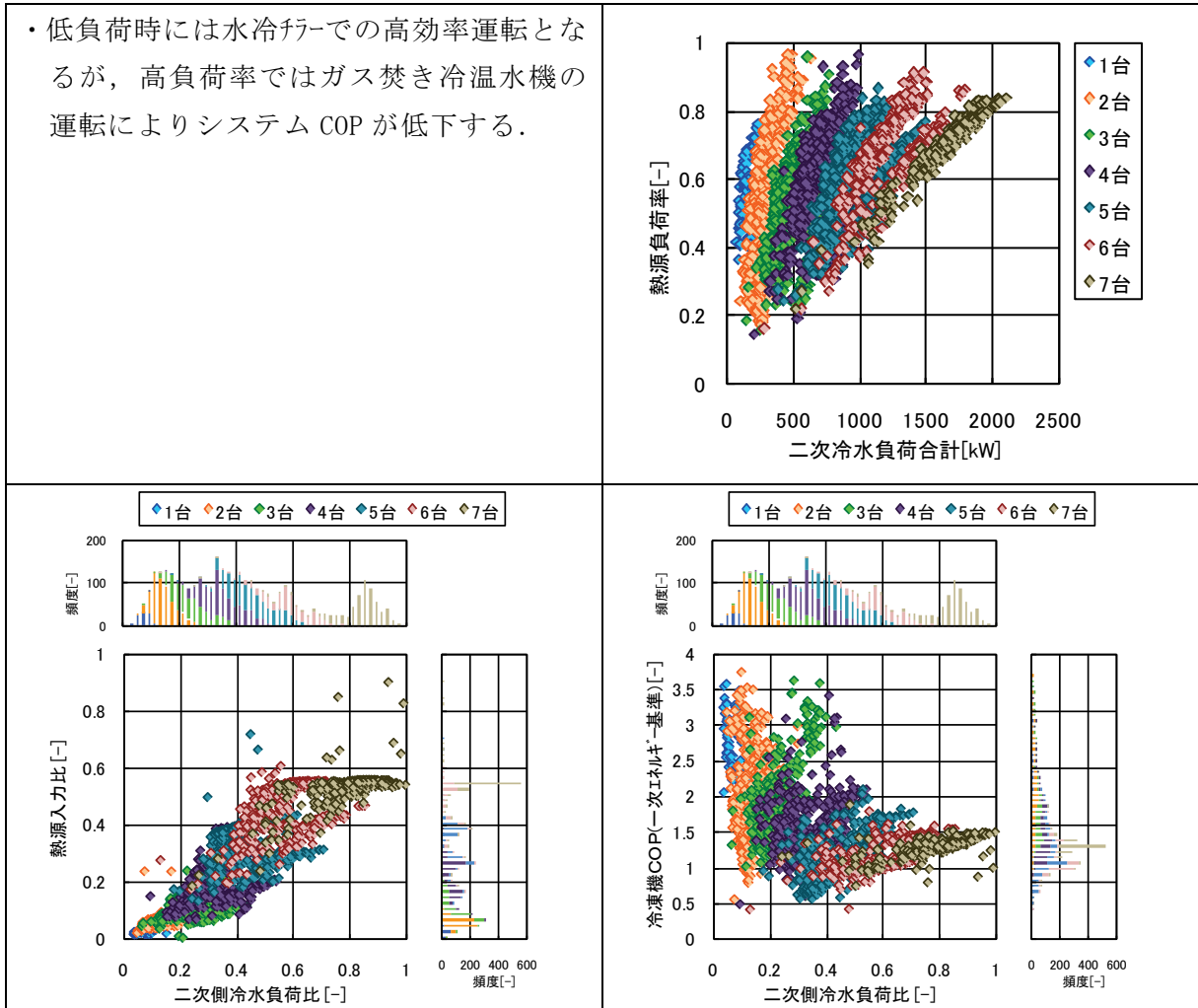


図 V. 2. 3. 5 空調負荷と台数制御, 熱源システムの効率

⑥ (排熱回収+ガス+氷蓄熱) で負荷熱量による台数制御の事例 (事務所 09)

熱源台数制御 R-Ono-01

制御対象	検出部	制御目標
熱源：RA-1(ガス焚き冷温水), R-2(温水回収吸収), IC-1(氷蓄熱)	二次側負荷	製造熱量

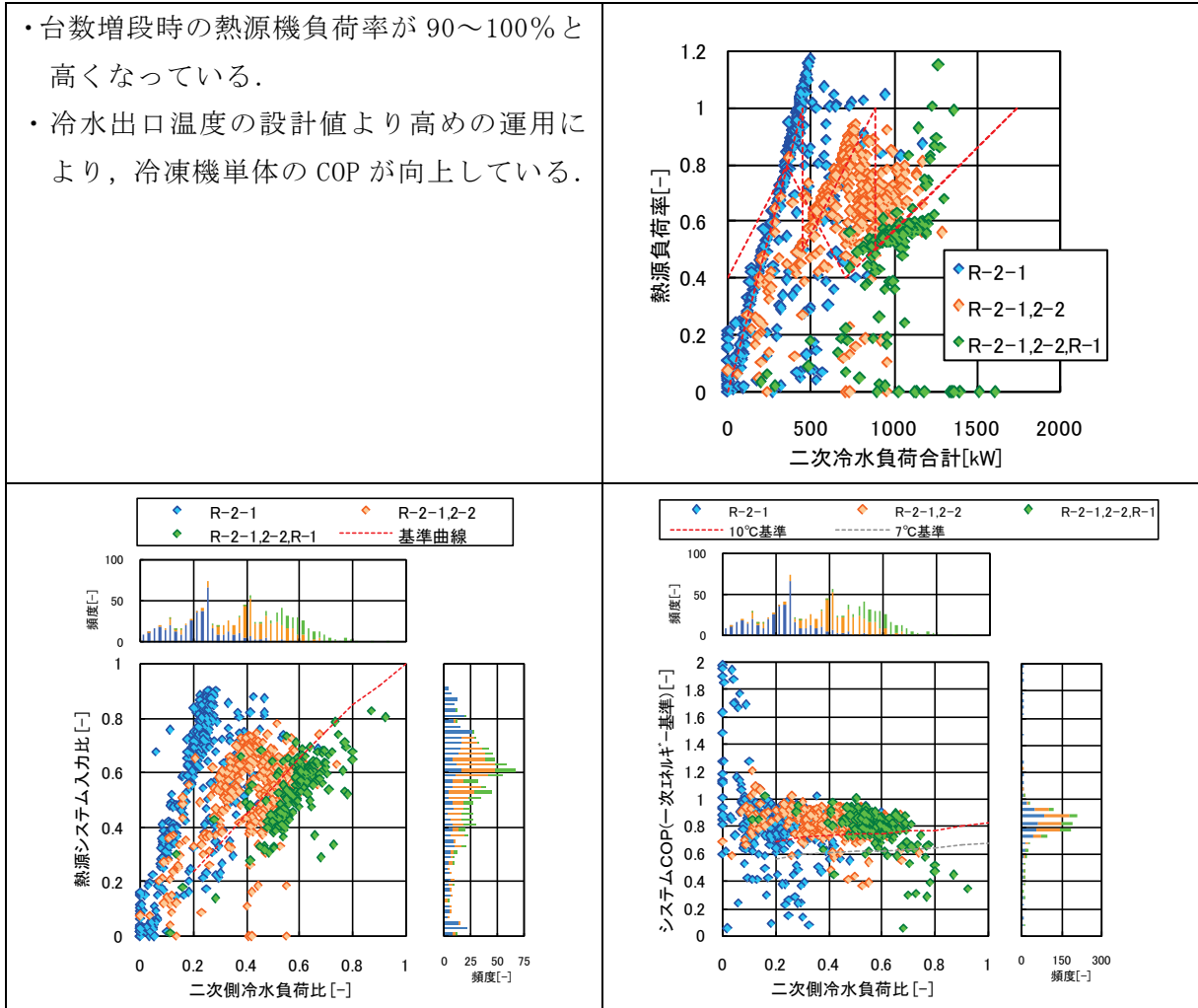


図 V. 2. 3. 6 空調負荷と台数制御, 熱源機器単体の効率

2) 自動運転と手動運転による台数制御の比較 (事務所 04(前述)とホテル 02)

ホテル 02: 熱源台数制御 手動による増減段

制御対象	検出部	制御目標
熱源: R-1(蒸気吸収), R-2, R-3(定速ターボ), R-4(水冷形)	二次側負荷	製造熱量

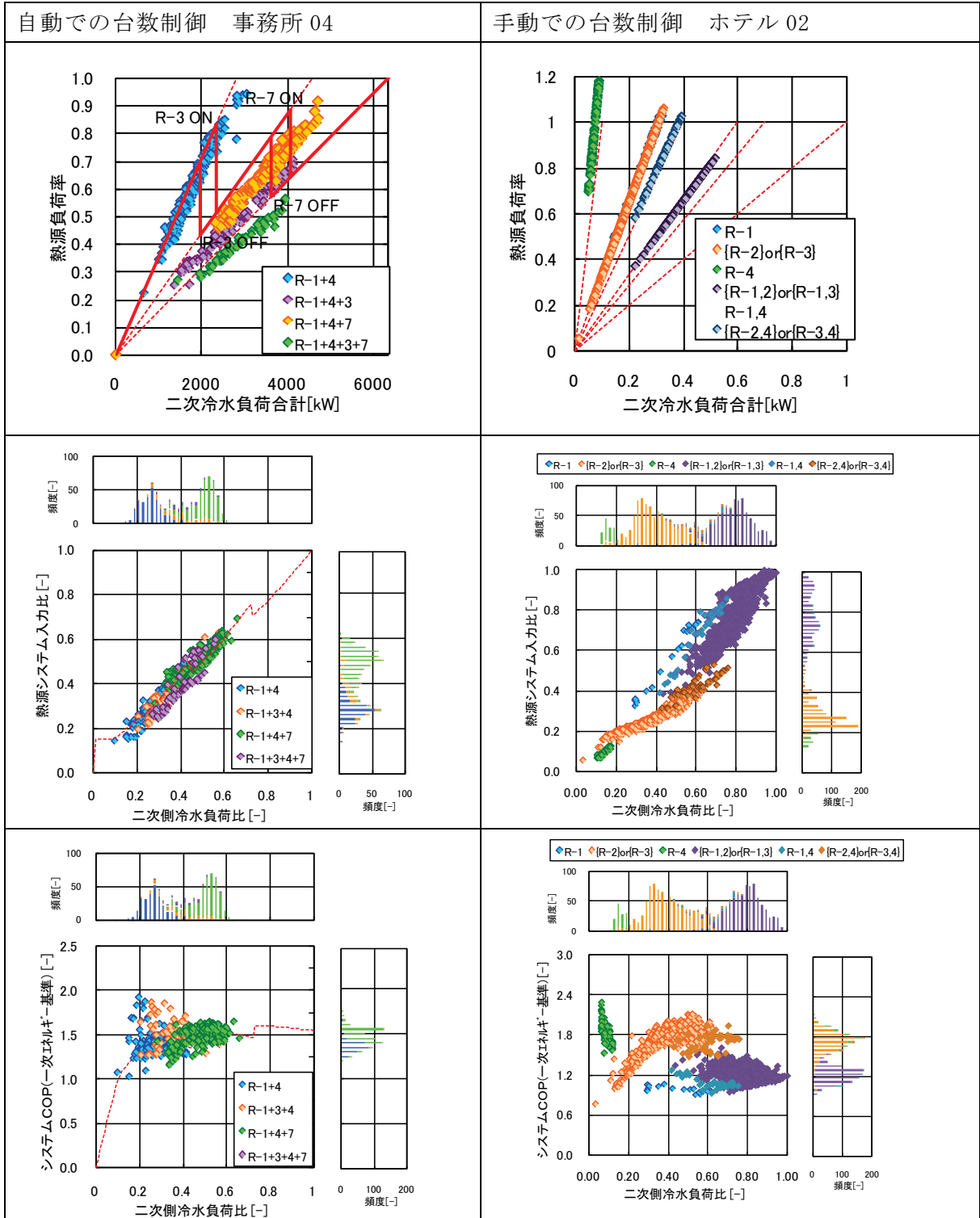
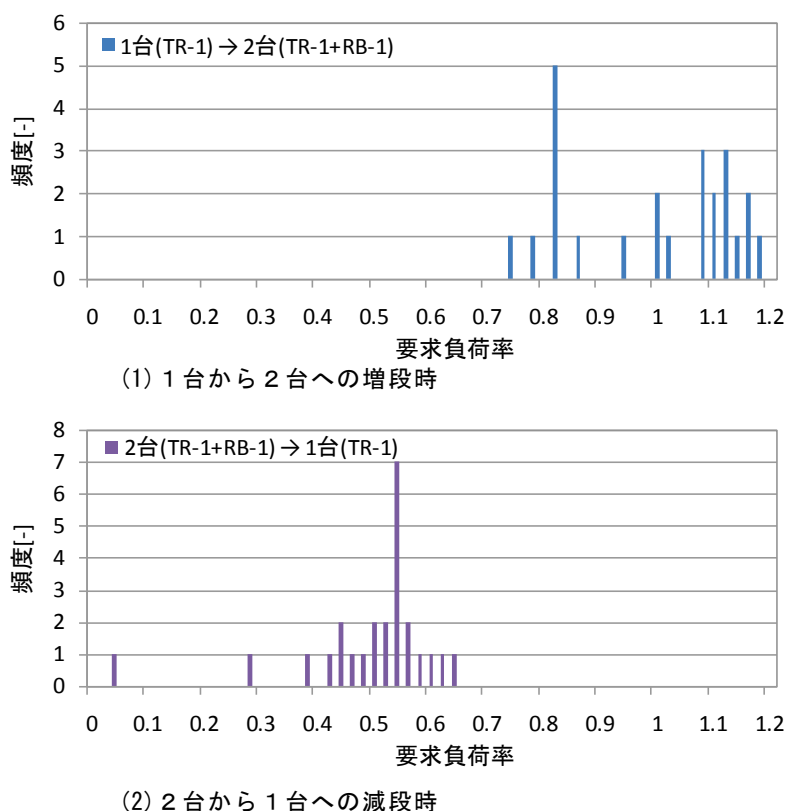


図 V. 2. 3. 7 空調負荷と台数制御, 熱源システムの効率

3) 台数制御のまとめ

台数制御では、空調負荷の変動に対して熱源機器の負荷率が所定の値で増段もしくは減段しているかが要点である。実測の結果から、増段時と減段時とでヒステリシスがあることを確認している。図V.2.3.8に学校01を事例に、増段時と減段時の熱源機器の負荷率を示す。図より、1台から2台への増段時には、熱源機器の負荷率が凡そ0.85であったのに対して、2台から1台への減段時には熱源機器の負荷率が凡そ0.55となり、0.3ポイントのヒステリシスがあった。この事例では、台数制御用コントローラのパラメータをほぼデフォルト値で使用していることから、このヒステリシスは普通の運用下で起こりえるものと思われる。



図V.2.3.8 台数制御の増減段時における熱源機器の負荷率

(3) 熱源水送水温度制御

建物名:事務所09 熱源水送水温度制御 R-Wt-08

制御対象	検出部	制御目標
熱源: RA-2-1, RA-2-2(温水回収吸収冷凍機) 冷水出口温度の制御範囲 7°C~10°C	冷水出口温度	冷水出口温度

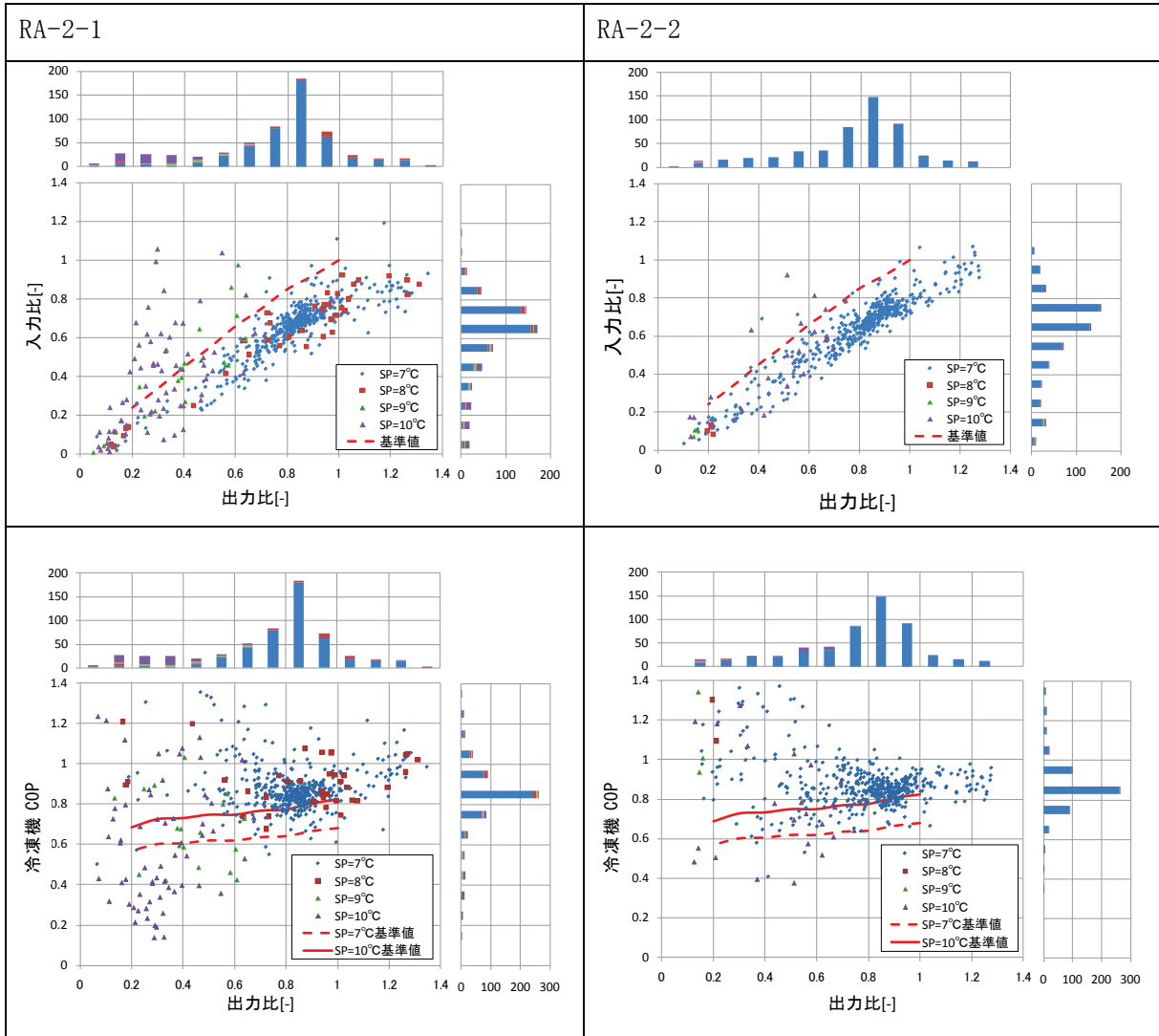


図 V. 2. 3. 9 熱源水送水温度の設定変更と熱源機器単体の効率

収集した建物では、クールビズでの温熱環境確保として空調機による冷却除湿を優先していたため、自動制御による送水温度設定値の変更が僅かの期間であった。

熱源送水温度を7°Cから8°Cに上昇したことでCOPの向上が見られたが、高めの送水温度でのサンプル数が少ないため熱源送水温度とCOPの相関を整理するまでには至らなかった。

(4) 冷却水温度制御

建物名: 事務所09 冷却水ポンプVWV制御 Pcd-VWV-03

制御対象	検出部	制御目標
熱源: R-1, R-7(定速ターボ), R-3(INVターボ), R-4(ガス焼き例温水機) 冷却水ポンプ, 冷却塔パイパス弁	冷凍機冷却水出入口温度	冷却水温度

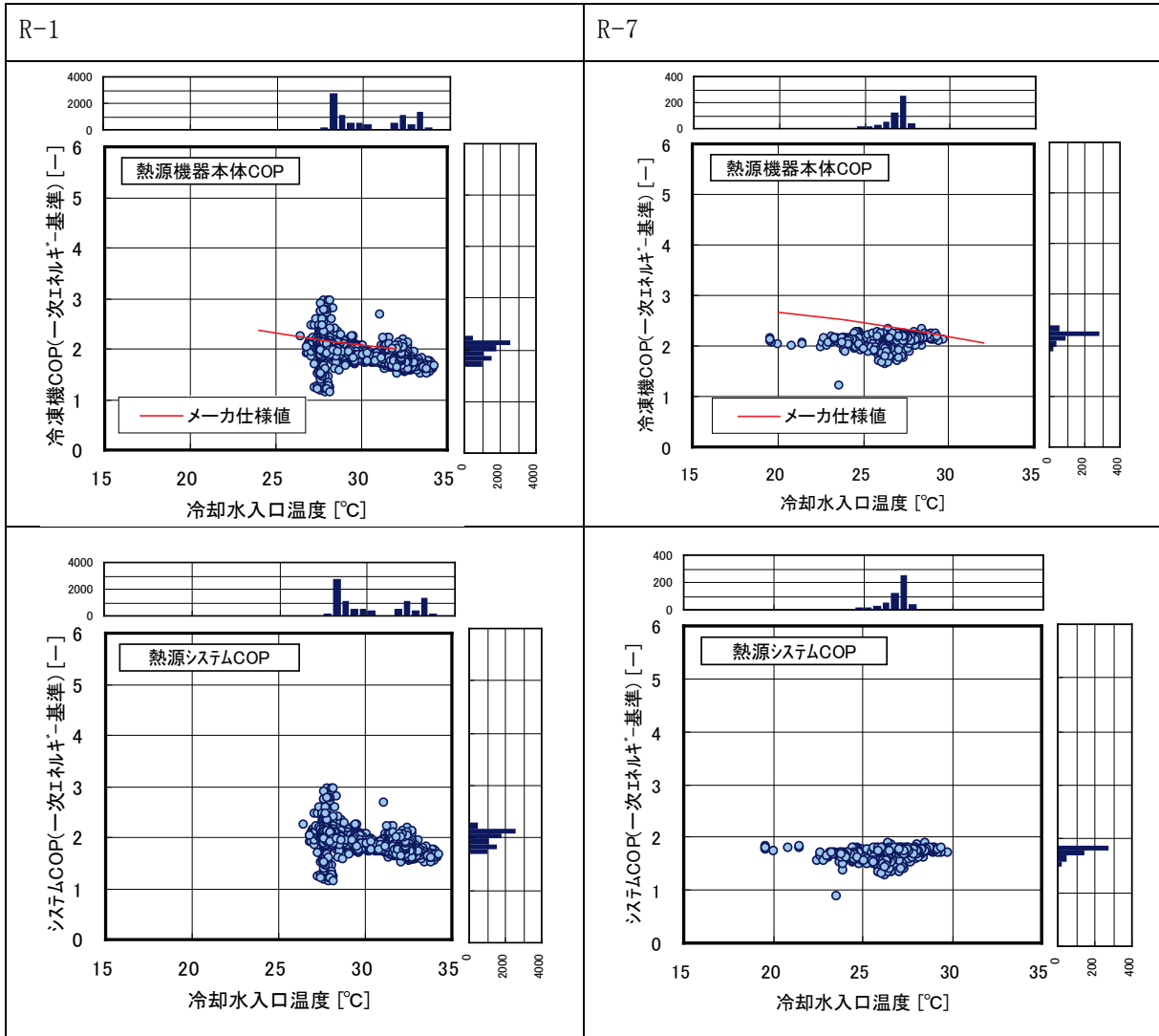


図 V. 2. 3. 10 冷却水設定温度変更と熱源機器の効率

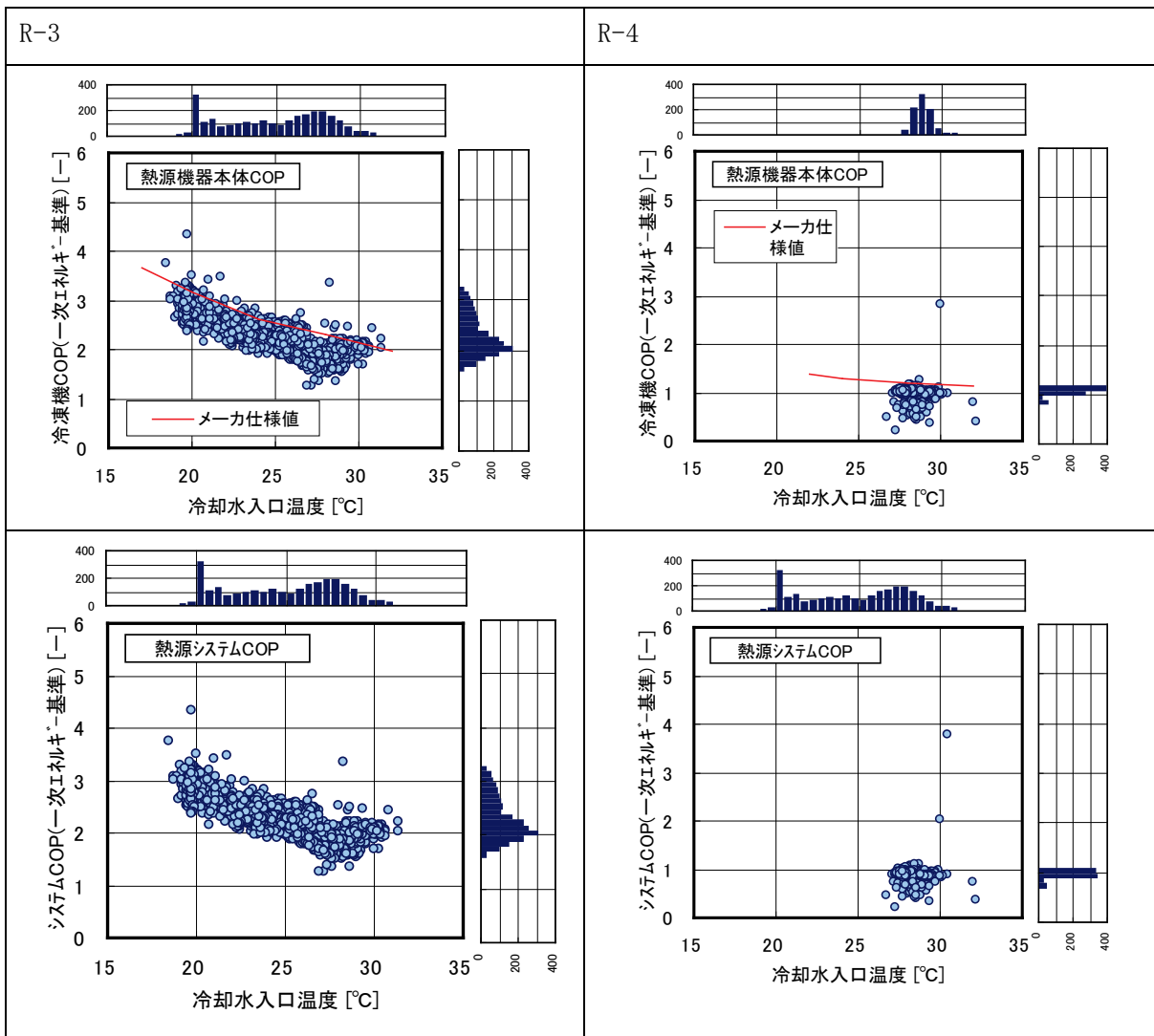


図 V. 2. 3. 11 冷却水設定温度変更と熱源機器の効率

(5) 蓄熱制御

①多層混合型水蓄熱槽の事例－1 (事務所 03) R-Hst-01

制御対象	検出部	制御目標
熱源：多層混合型水蓄熱槽 電力負荷ピークカットに伴うスケジュール運転	蓄熱槽温度	蓄熱槽温度

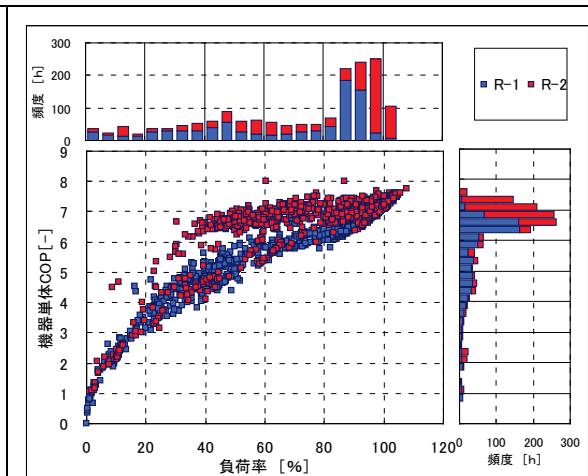
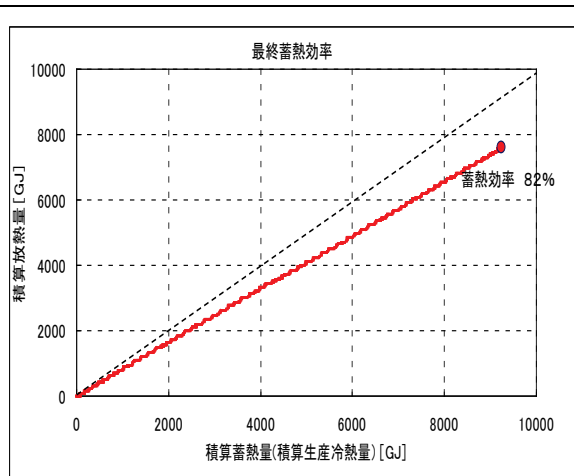
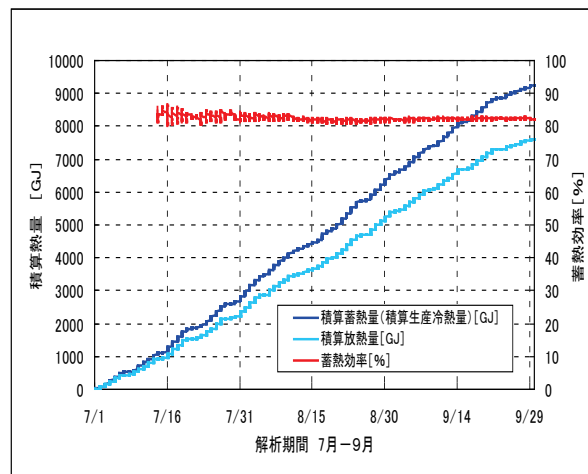
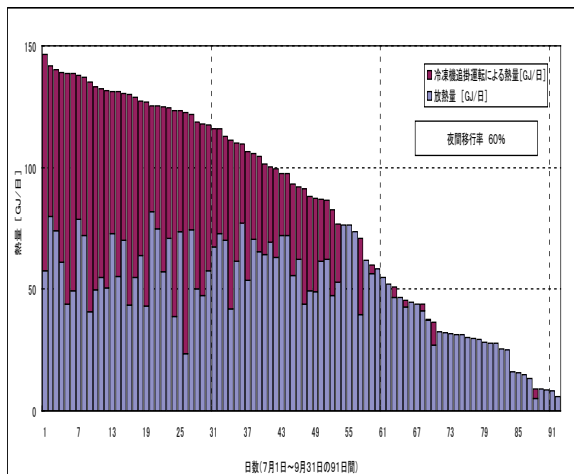
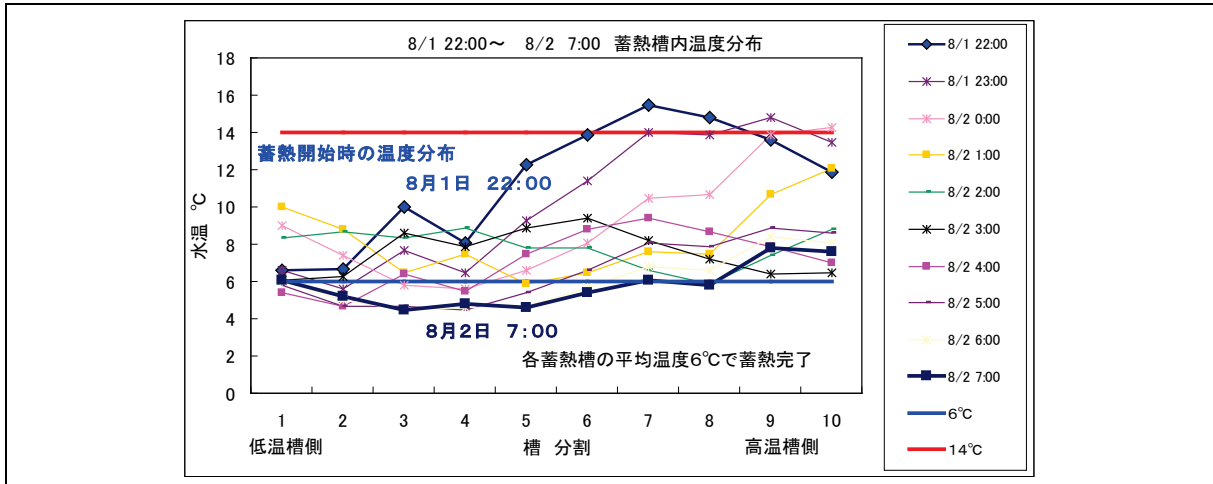


図 V. 2. 3. 12 蓄熱制御の評価

②多層混合型水蓄熱槽の事例－2 (事務所 15) R-Hst-02

制御対象	検出部	制御目標
熱源：多層混合型水蓄熱槽 夜間電力による蓄熱運転	蓄熱槽温度	蓄熱量

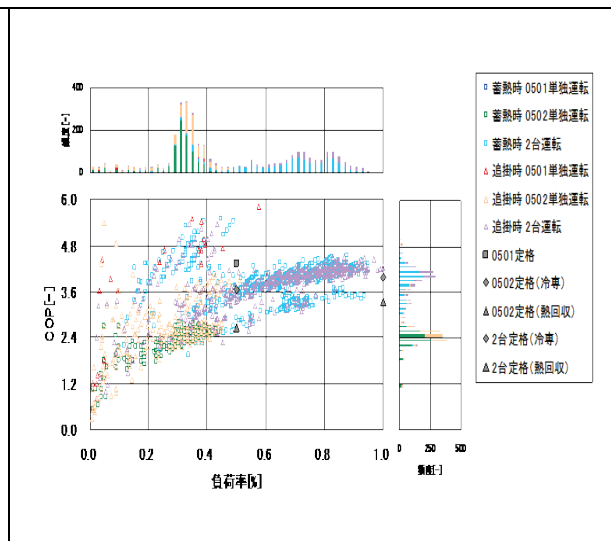
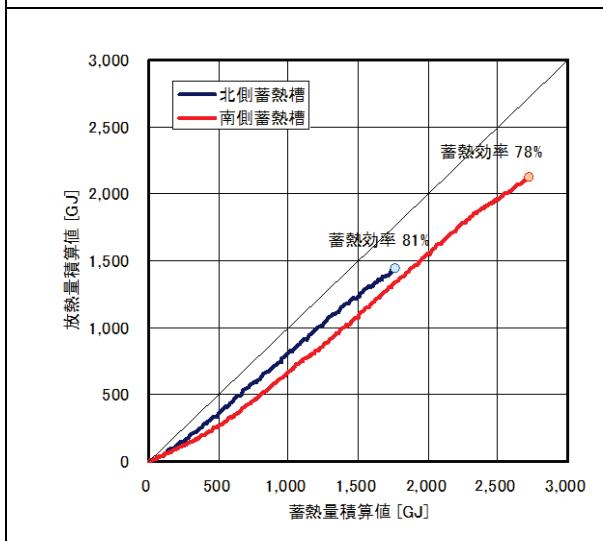
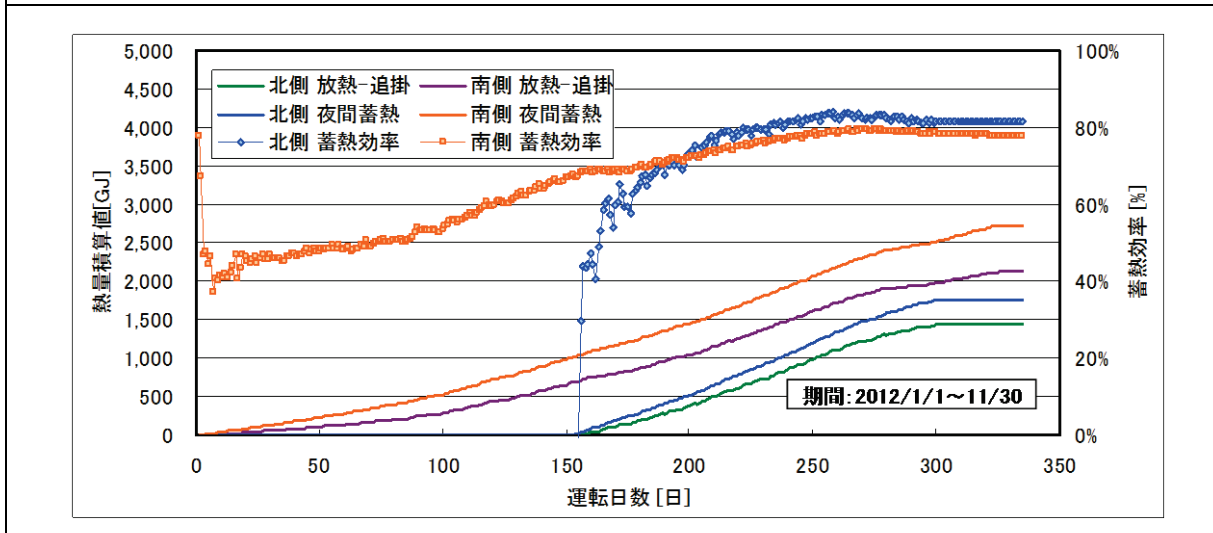
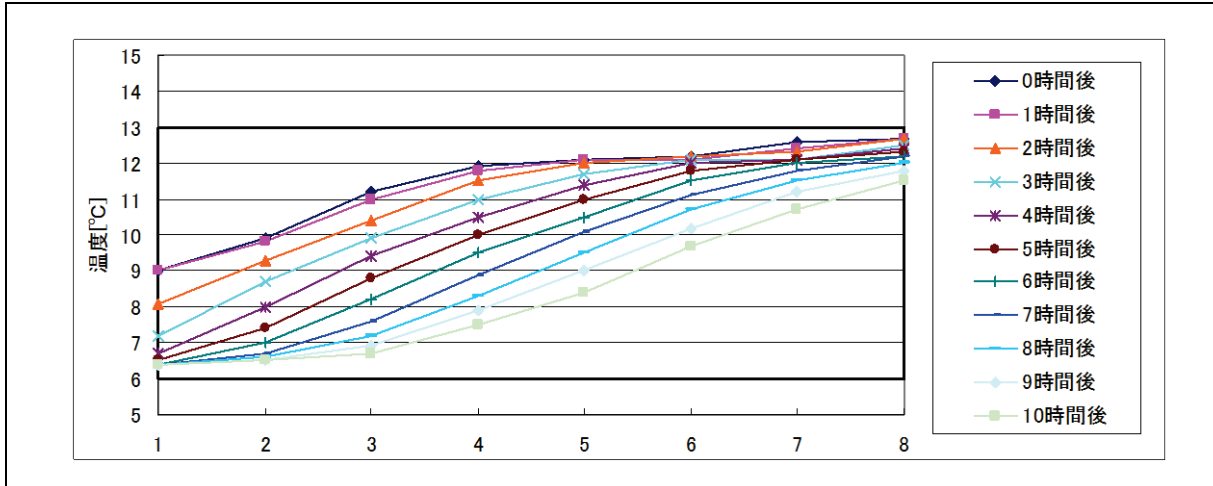


図 V. 2. 3. 13 蓄熱制御の評価

③温度成層型水蓄熱槽の事例 (事務所 14) R-Hst-02

制御対象	検出部	制御目標
熱源：冷水・温水一体温度成層型水蓄熱槽 夜間電力による蓄熱運転	蓄熱槽温度	蓄熱槽温度

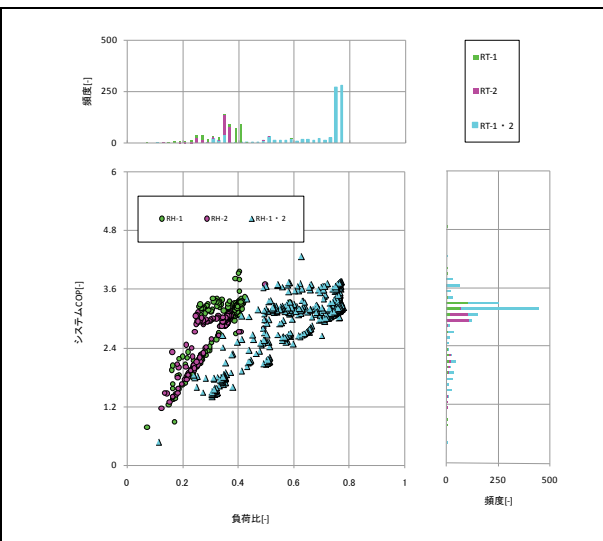
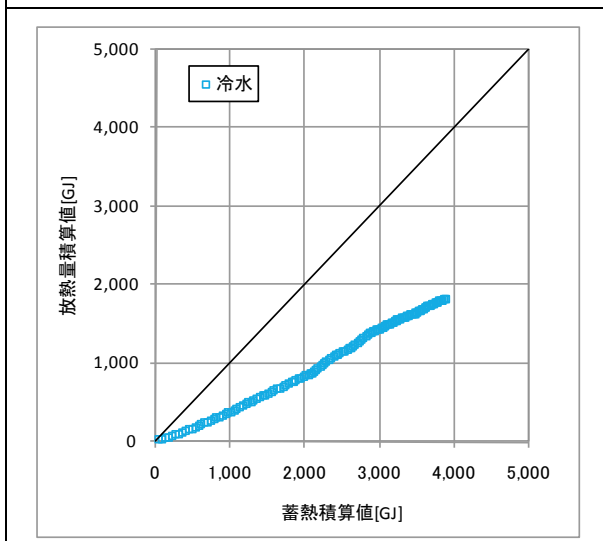
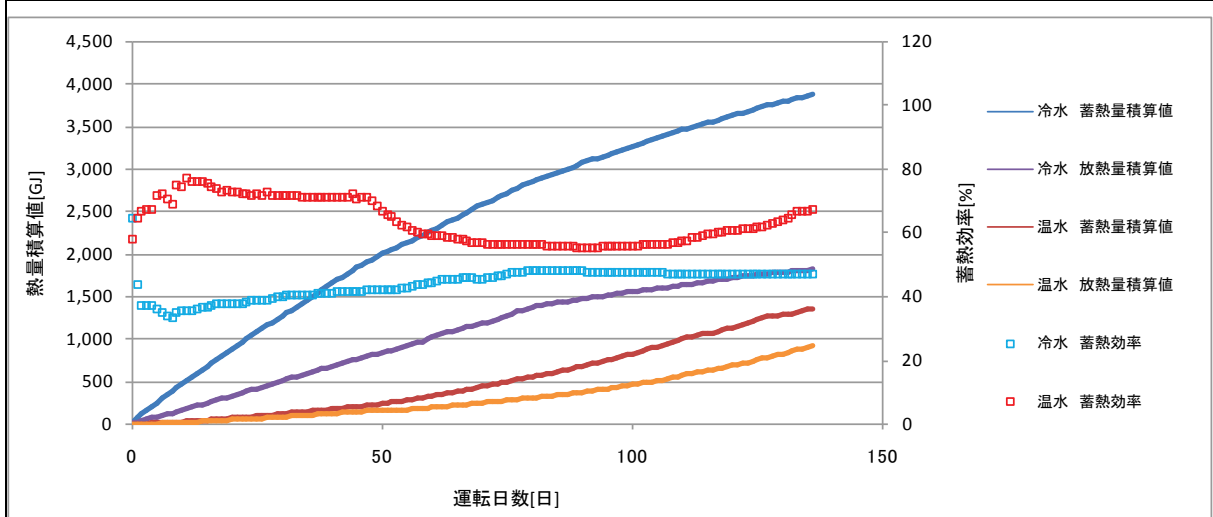
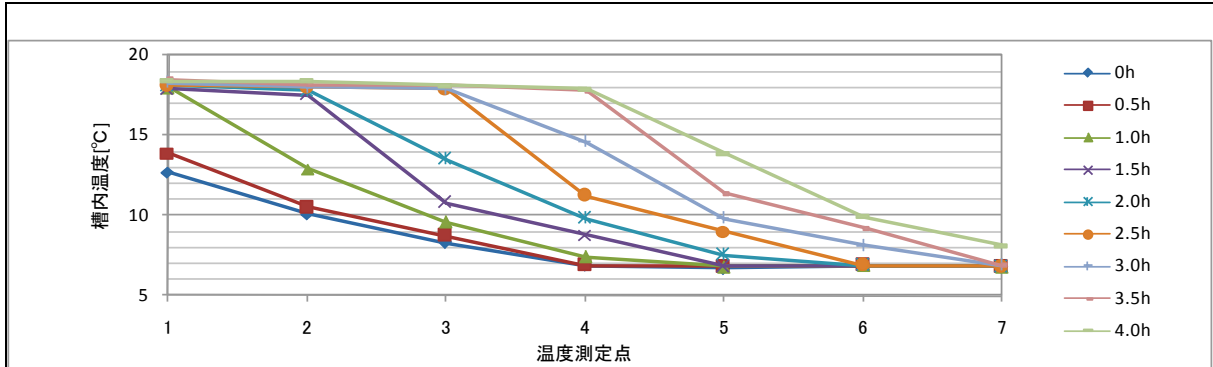


図 V. 2. 3. 14 蓄熱制御の評価

④ダイナミック型氷蓄熱槽の事例－1 (物販店舗 02) R-Hst-02

制御対象	検出部	制御目標
熱源：ダイナミック型氷蓄熱槽 夜間電力による蓄熱運転	蓄熱槽水位	蓄熱量

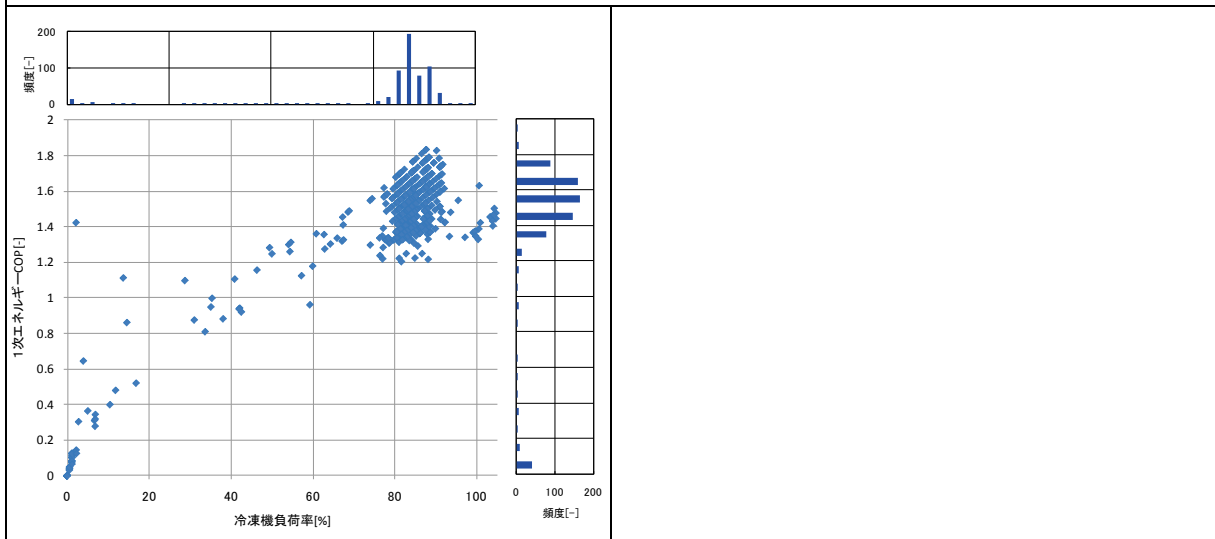
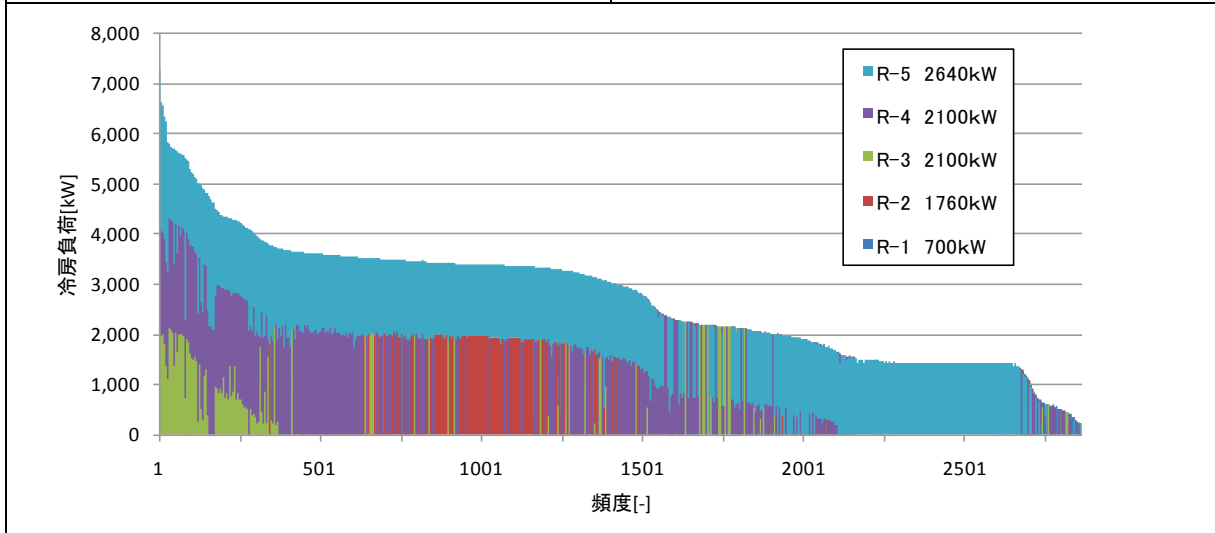
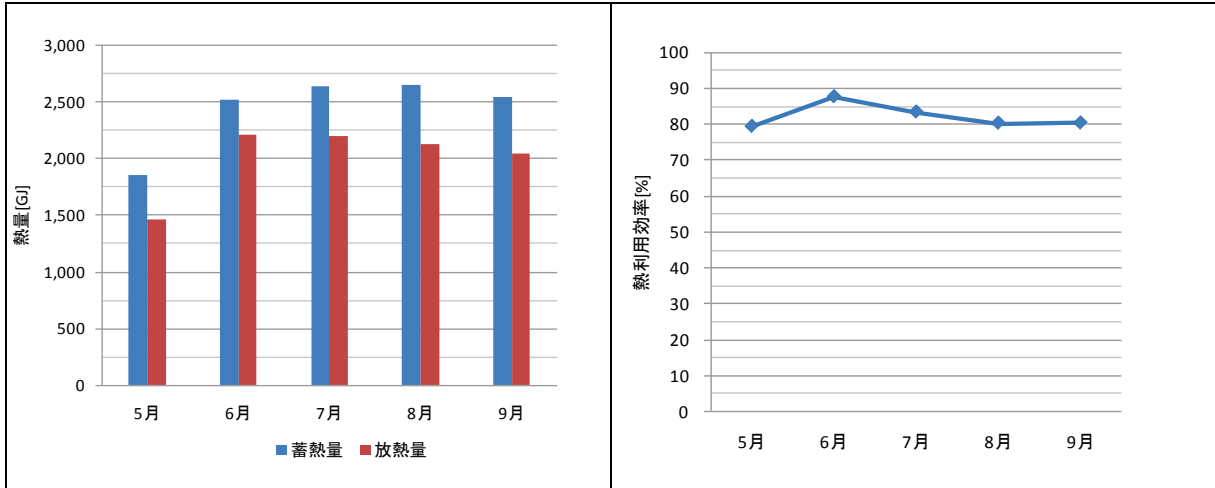


図 V. 2. 3. 15 蓄熱制御の評価

⑤ダイナミック型氷蓄熱槽の事例－2 (学校 02) R-Hst-02

制御対象	検出部	制御目標
熱源：ダイナミック型氷蓄熱槽 夜間電力による蓄熱運転	蓄熱槽水位	蓄熱量

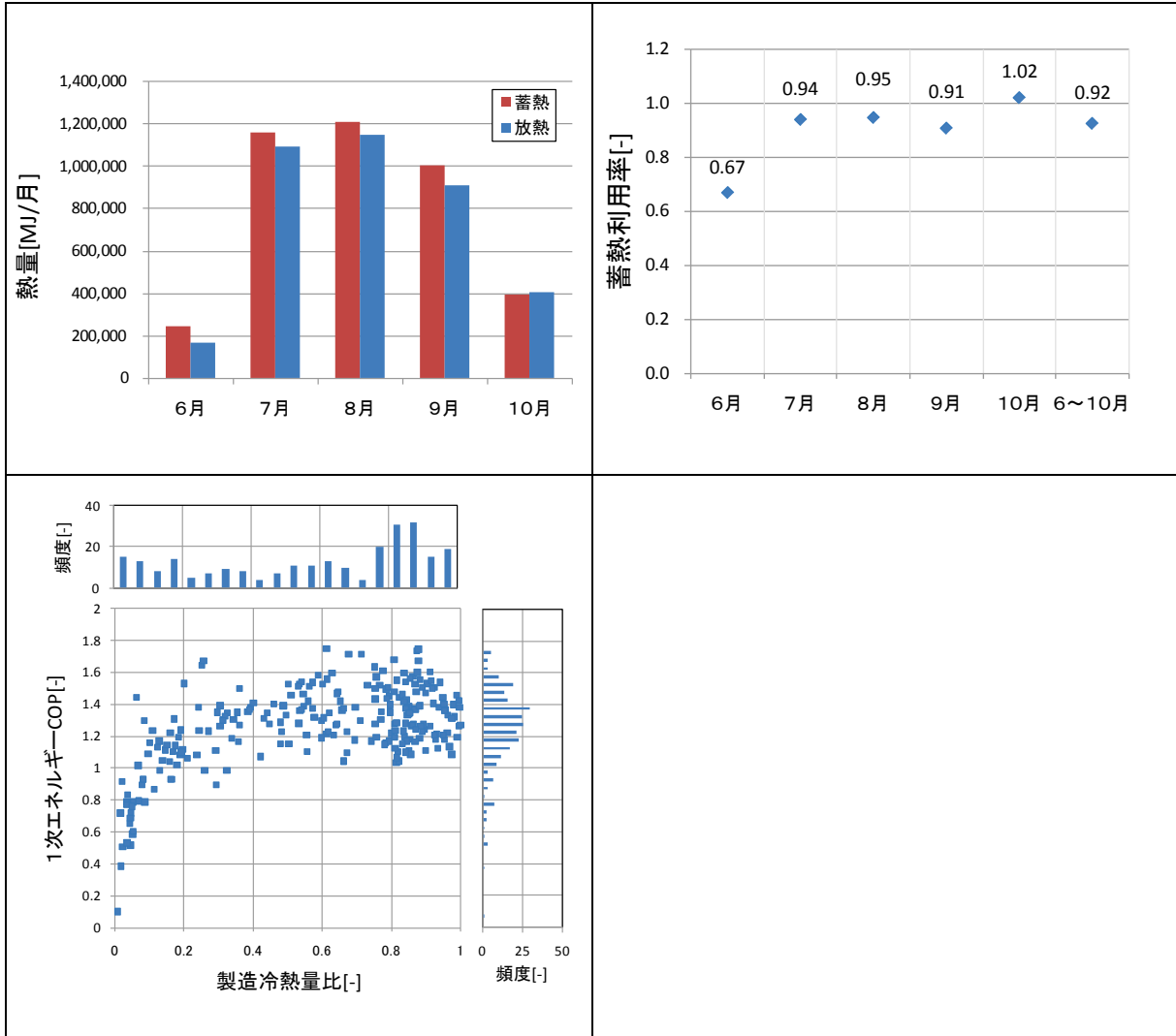


図 V. 2. 3. 16 蓄熱制御の評価

⑥スタティック型氷蓄熱槽の事例－1 (事務所 01) R-Hst-04

制御対象	検出部	制御目標
熱源：スタティック型氷蓄熱槽 夜間電力による蓄熱運転	蓄熱槽水位	蓄熱量

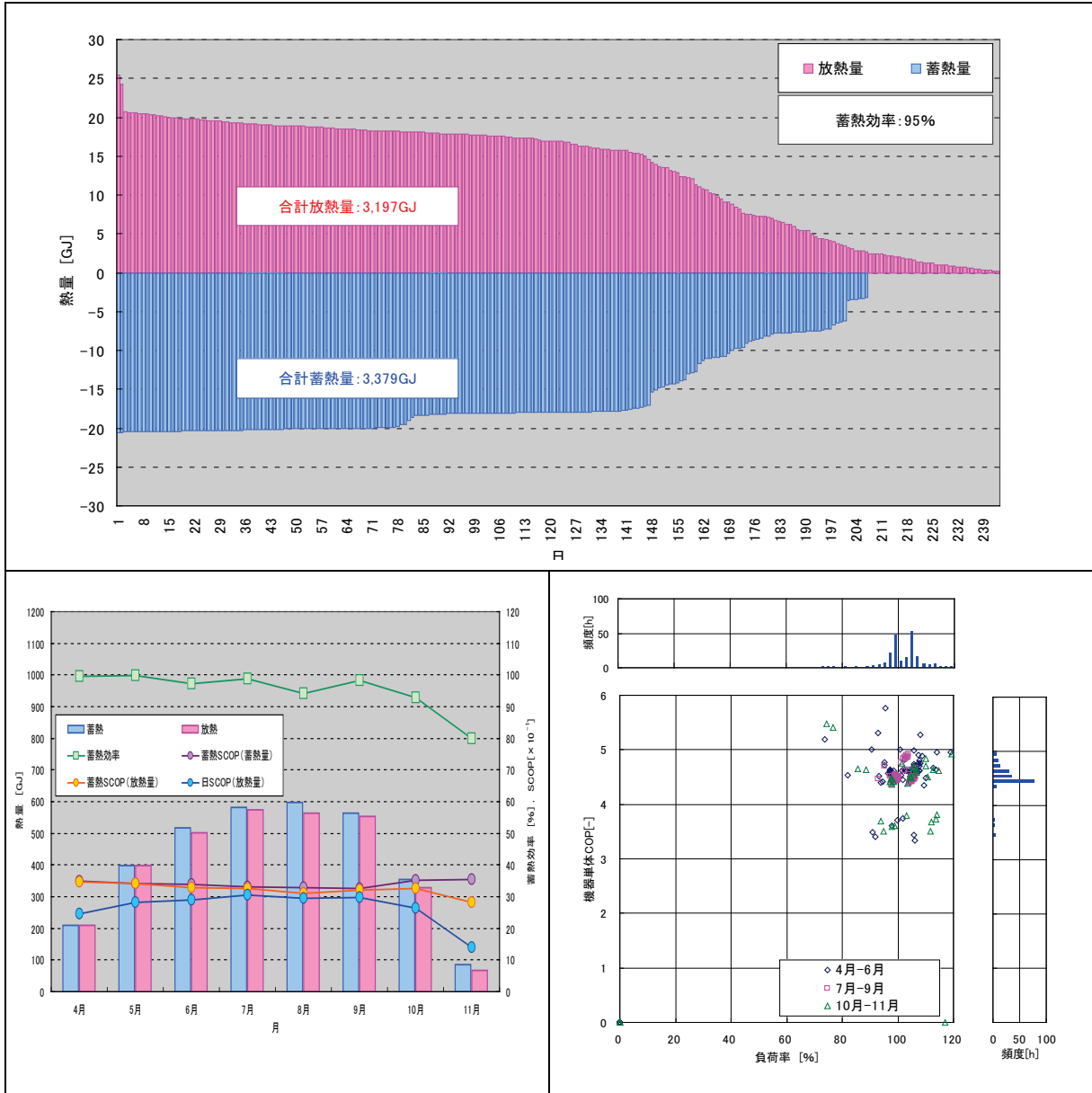


図 V.2.3.17 蓄熱制御の評価

⑦スタティック型氷蓄熱槽の事例－2 (事務所 05) R-Hst-04

制御対象	検出部	制御目標
熱源：スタティック型氷蓄熱槽 夜間電力による蓄熱運転	蓄熱槽水位	蓄熱量

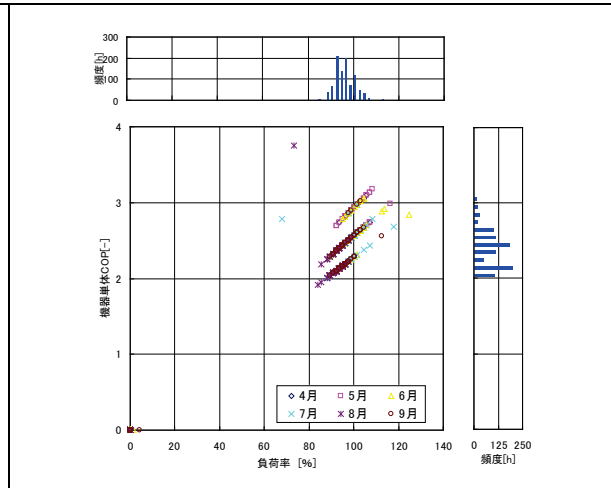
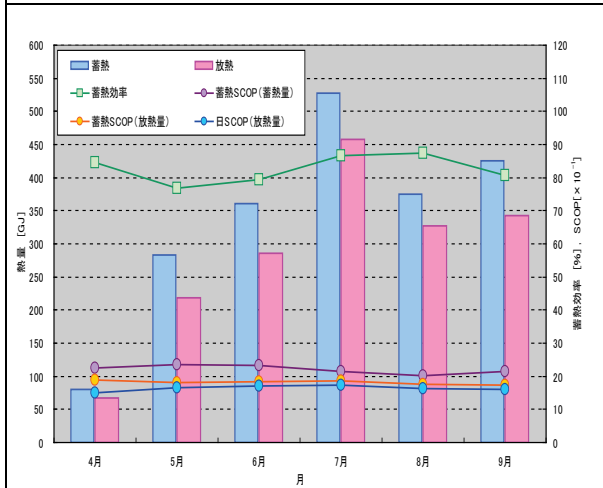
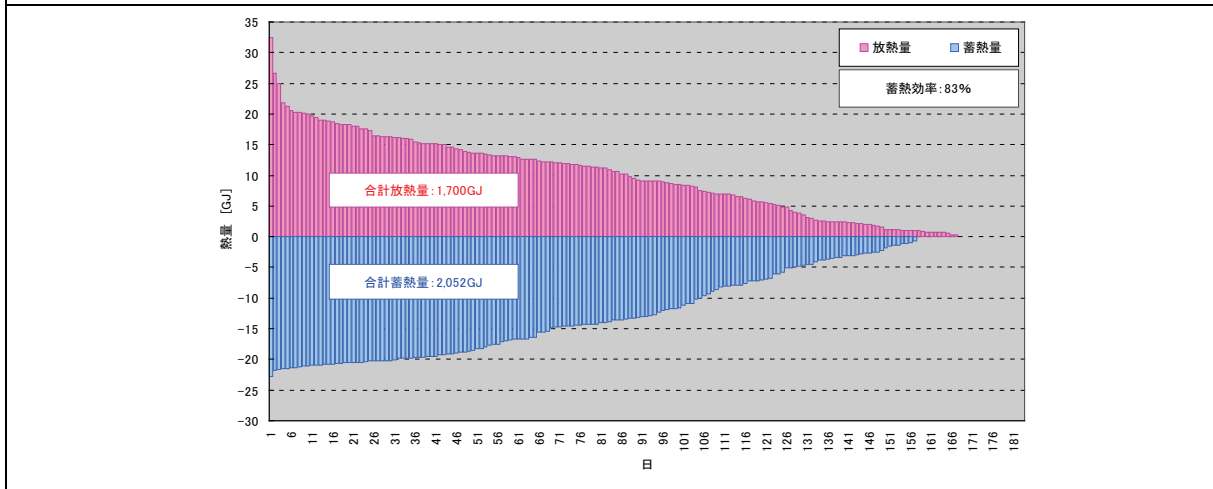
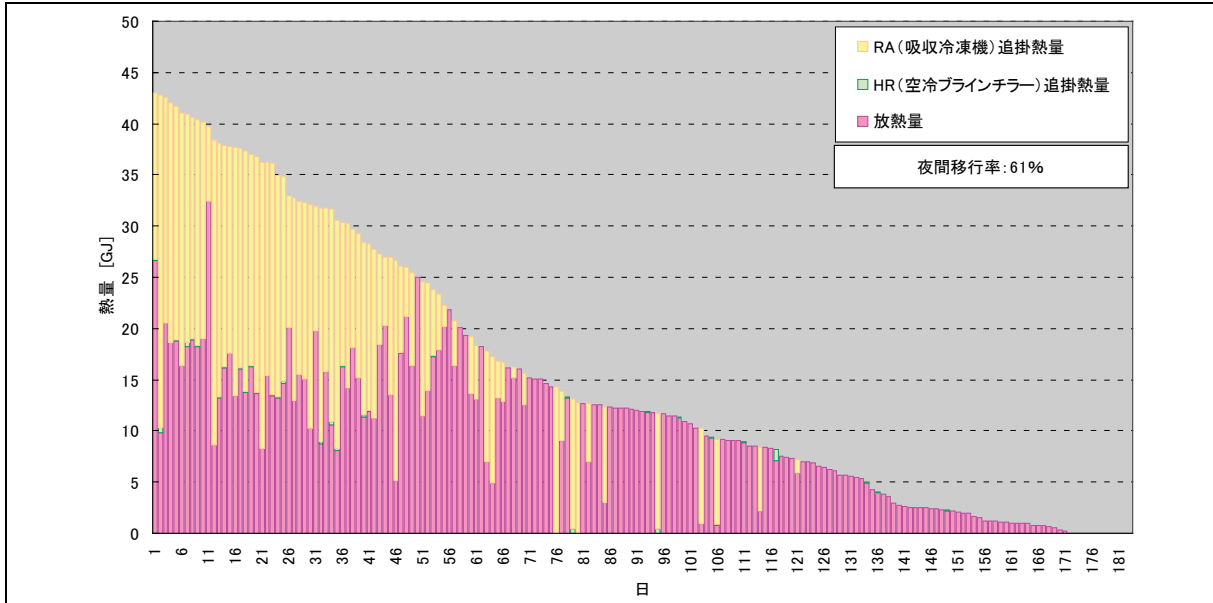


図 V. 2. 3. 18 蓄熱制御の評価

⑧蓄熱制御のまとめ

実測建物7件での蓄熱制御の評価値として、夜間移行率および蓄熱効率を表V.2.3.2に示す。今回の実測建物は、普通の運用管理が行われているものである。よって、これらの評価値は蓄熱制御の実態と思われる。

なお、参考として既往の文献から蓄熱制御の評価事例の一部を表V.2.3.3に示す。

表V.2.3.2 蓄熱制御の評価結果

種類		建物名	夜間移行率	蓄熱効率	システム COP (機器単体 COP)
氷蓄熱	スタティック型	事務所 01		95%	— (4.3)
		事務所 05	61%	83%	— (2.5)
	ダイナミック型	物販店舗 02	—	82%	1.5
		学校 02	—	92%	1.4
水蓄熱	温度成層型	事務所 14	—	冷熱 47% 温熱 67%	3.2
	多槽混合型	事務所 03	60%	82%	— (6.7)
		事務所 15	南側 42% 北側 55%	南側 78% 北側 81%	— (4.2)

表V.2.3.3 蓄熱制御の評価事例

蓄熱方式	蓄熱効率	COP
水蓄熱槽※ ¹ 改良潜りせき方式	冷熱 88%, 温熱 90%	4.4(冷熱源期間 COP)
水蓄熱槽※ ²	冷熱 90%	—
水蓄熱槽※ ³ 温度成層型	冷熱 98%	—
氷蓄熱槽※ ⁴ アイスコイル方式	冷熱 94%	—
水蓄熱槽※ ⁵ 混合型	冷熱 80%	高効率水冷 7.0, 空冷 3.7 (熱源機 COP 夜)

【参考文献】

- ※1 伊香賀ほか, 明治大学リバティタワーの空気調和・衛生設備, 空気調和・衛生工学, Vol. 75, No. 11, H13/11
- ※2 高草ほか, 東京電力東村山総合社屋, 空気調和・衛生工学, Vol. 76, No. 1, H14/1
- ※3 柳原ほか, 晴海アイランド地区熱供給計画, 空気調和・衛生工学, Vol. 78, No. 10, H16/10
- ※4 鈴木ほか, 東京電力技術開発センター, 空気調和・衛生工学, Vol. 79, No. 10, H17/10
- ※5 一瀬ほか, 中部電力熱田ビルにおける空気調和設備のリニューアルと性能検証, 空気調和・衛生工学, Vol. 84, No. 7, H22/7

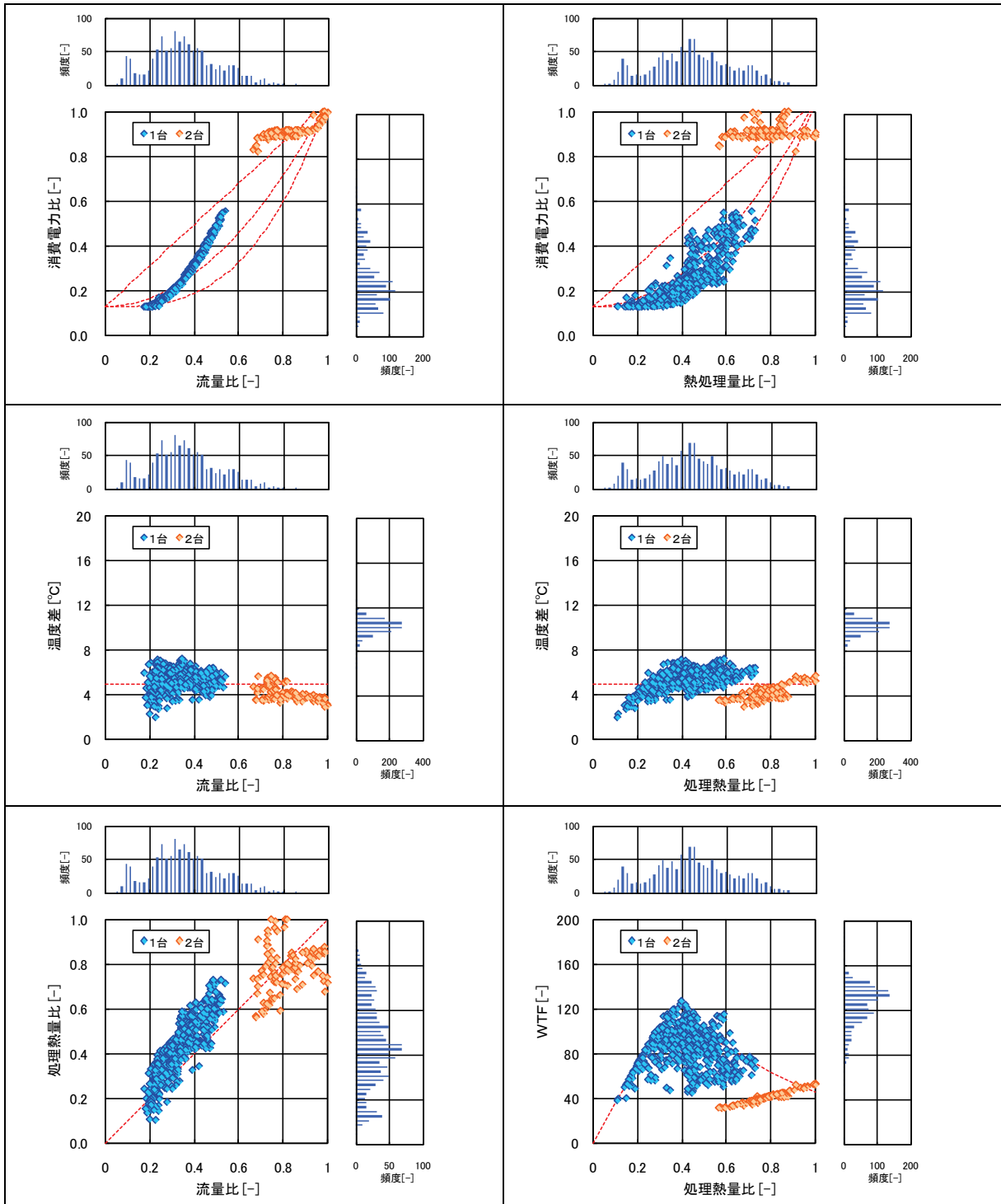
(2) VWV制御

1) 同じ制御分類での比較

①吐出圧力一定制御の事例-1 (病院 03)

温水二次ポンプの吐出圧力一定制御 P2-VWV-04

制御対象	検出部	制御目標
熱源：PH-5~8(1台インバータ)	吐出圧力	吐出圧力一定



図V.2.3.19 VWVの評価

①-2 出圧力一定制御の事例－2 （事務所 08）

冷水二次ポンプの吐出圧力一定制御 P2-VWV-04

制御対象	検出部	制御目標
熱源：冷水二次ポンプ 2 台中 1 台運転(全台インバータ)	吐出圧力	吐出圧力一定

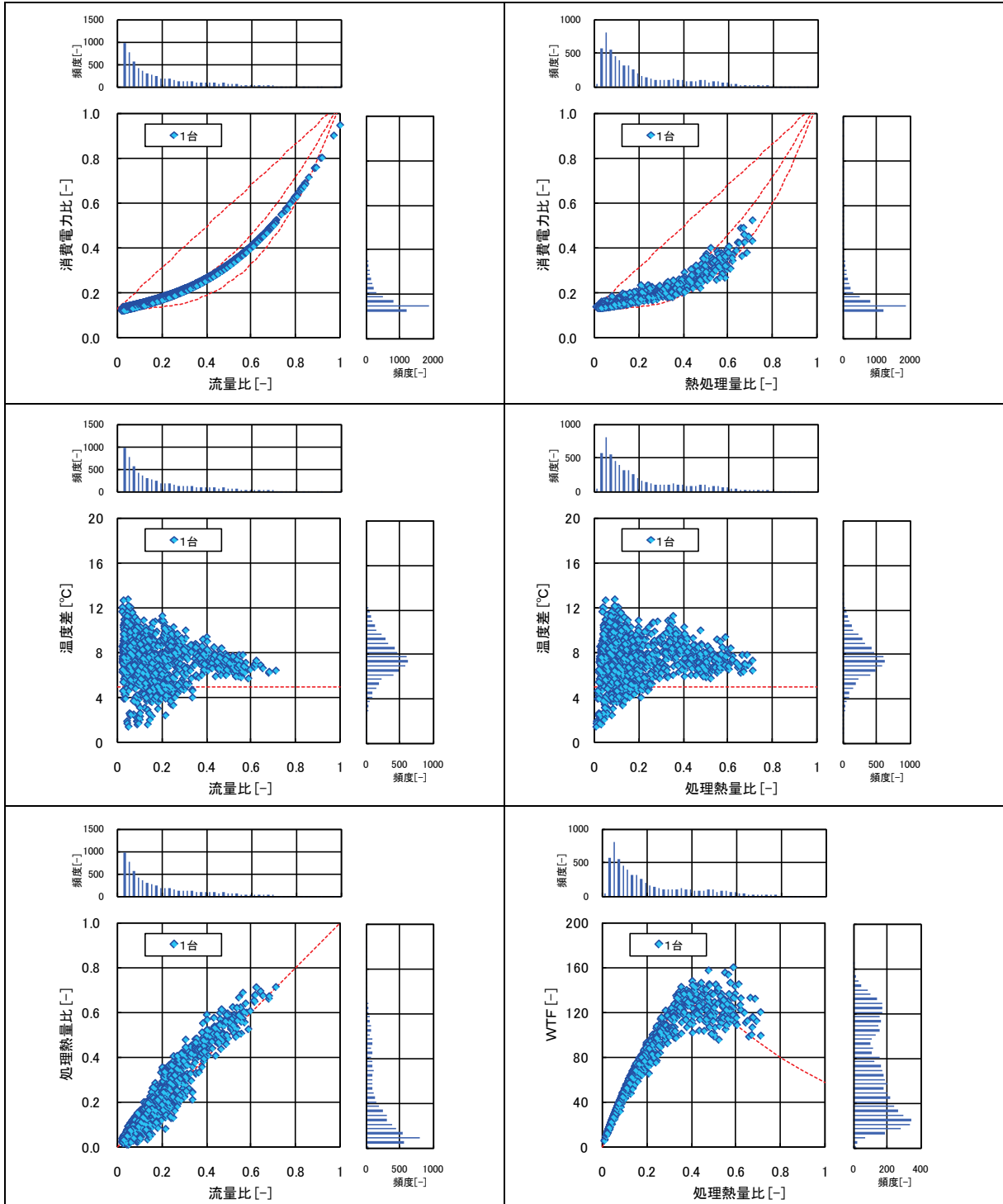


図 V. 2. 3. 20 VWVの評価

② 吐出圧力（差圧）制御の事例－1 （病院 04）

冷水二次ポンプの吐出圧力制御 P2-VWV-08

制御対象	検出部	制御目標
熱源：差圧による冷水二次ポンプ 全台インバータ制御	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)

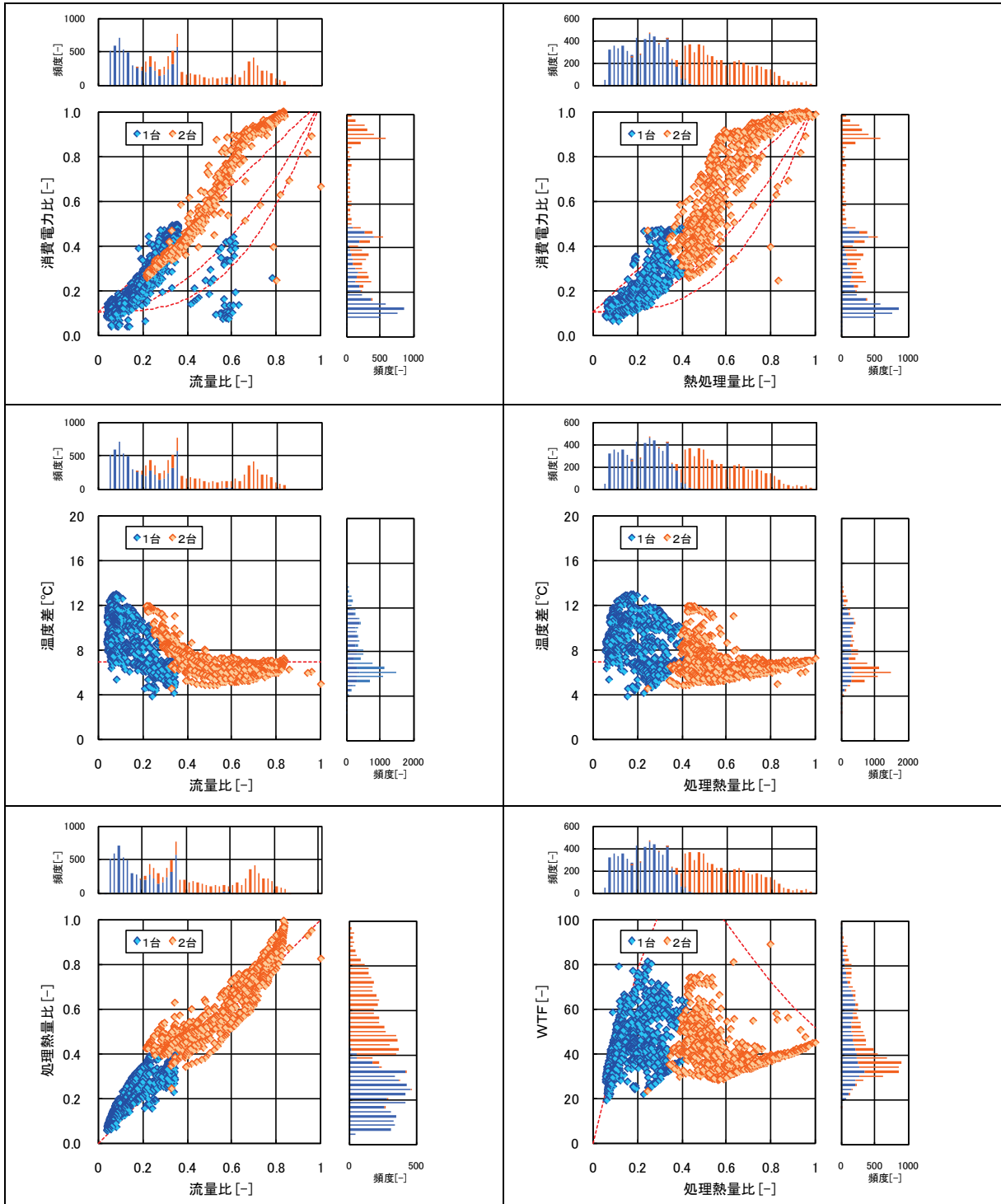


図 V. 2.3.21 VWVの評価

②-2 吐出圧力（差圧）制御の事例－2 （事務所 03）

冷水二次ポンプの吐出圧力制御 P2-VWV-08

制御対象	検出部	制御目標
熱源：差圧による冷水二次ポンプ 全台インバータ制御	吐出圧力(差圧)	吐出圧力(差圧)

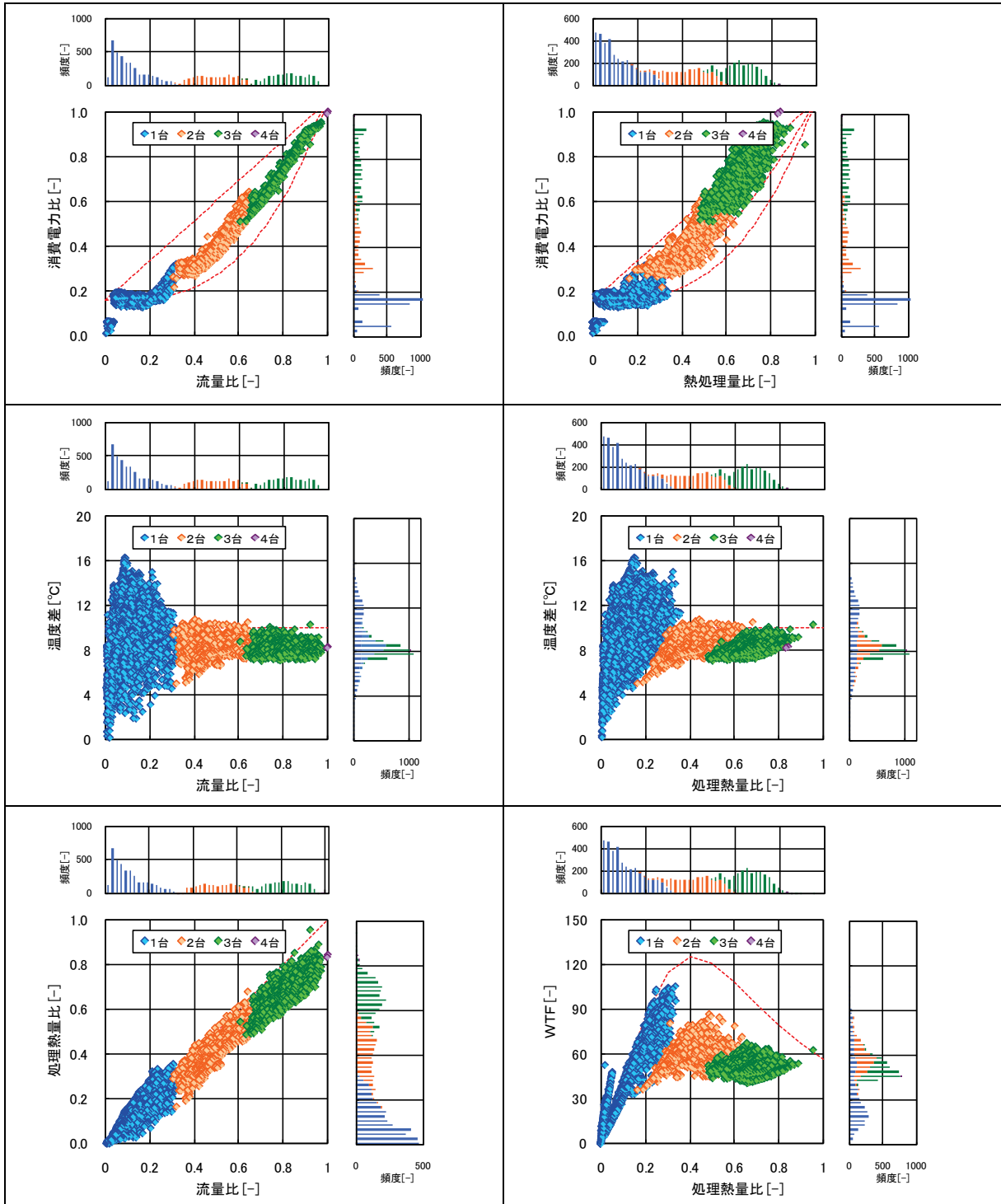


図 V. 2. 3. 22 VWVの評価

②-3 吐出圧力（差圧）制御の事例－3 （事務所 06）

冷水二次ポンプの吐出圧力制御 P2-VWV-08

制御対象	検出部	制御目標
熱源：吐出圧力による冷水二次ポンプ 全台インバータ制御	吐出圧力	吐出圧力

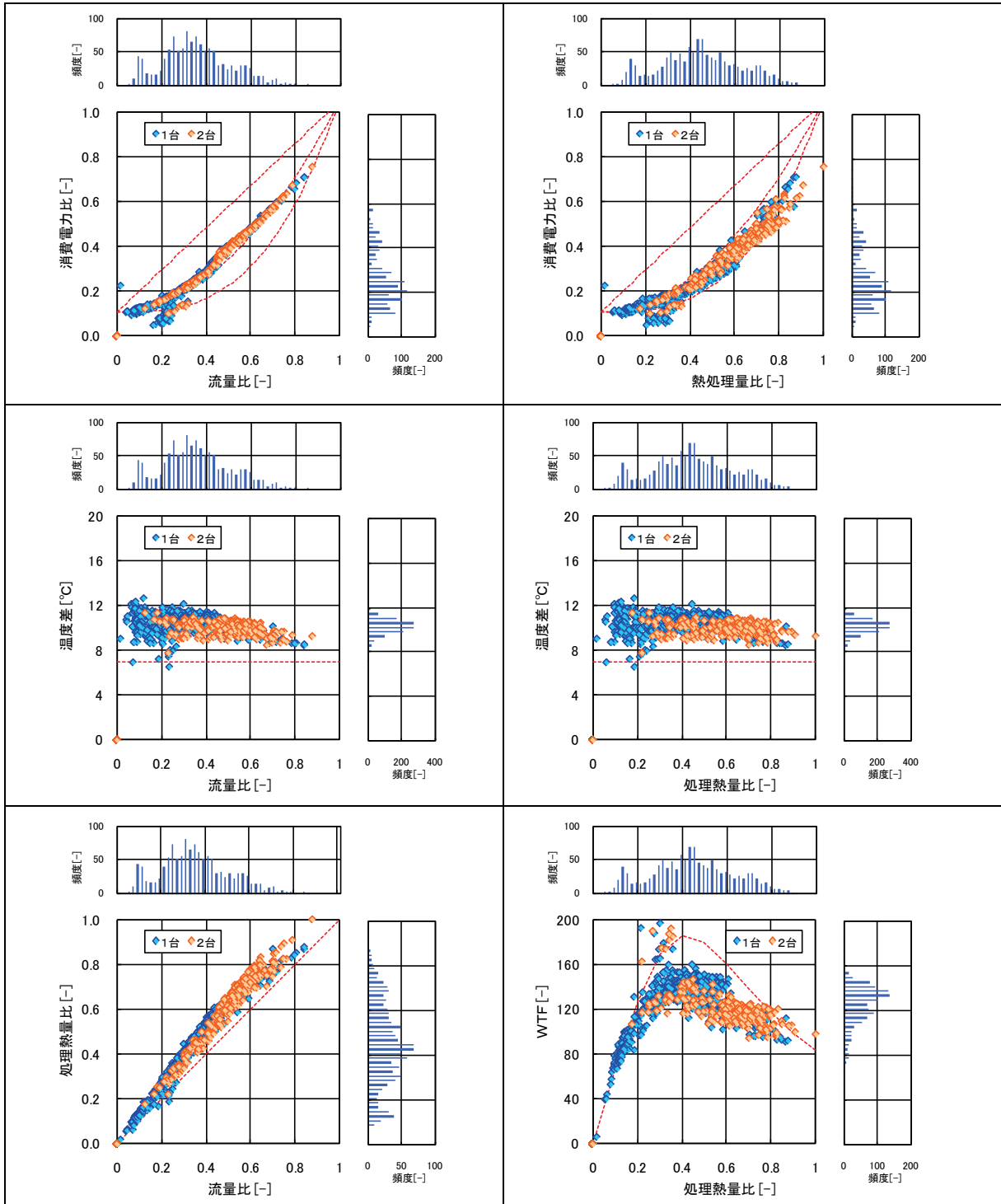


図 V. 2.3.23 VWVの評価

③ 推定末端圧制御の事例 (病院 02)

冷水二次ポンプの推定末端圧制御 P2-VWV-05

制御対象	検出部	制御目標
熱源：冷水負荷流量による推定末端圧の全台インバータ制御	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧

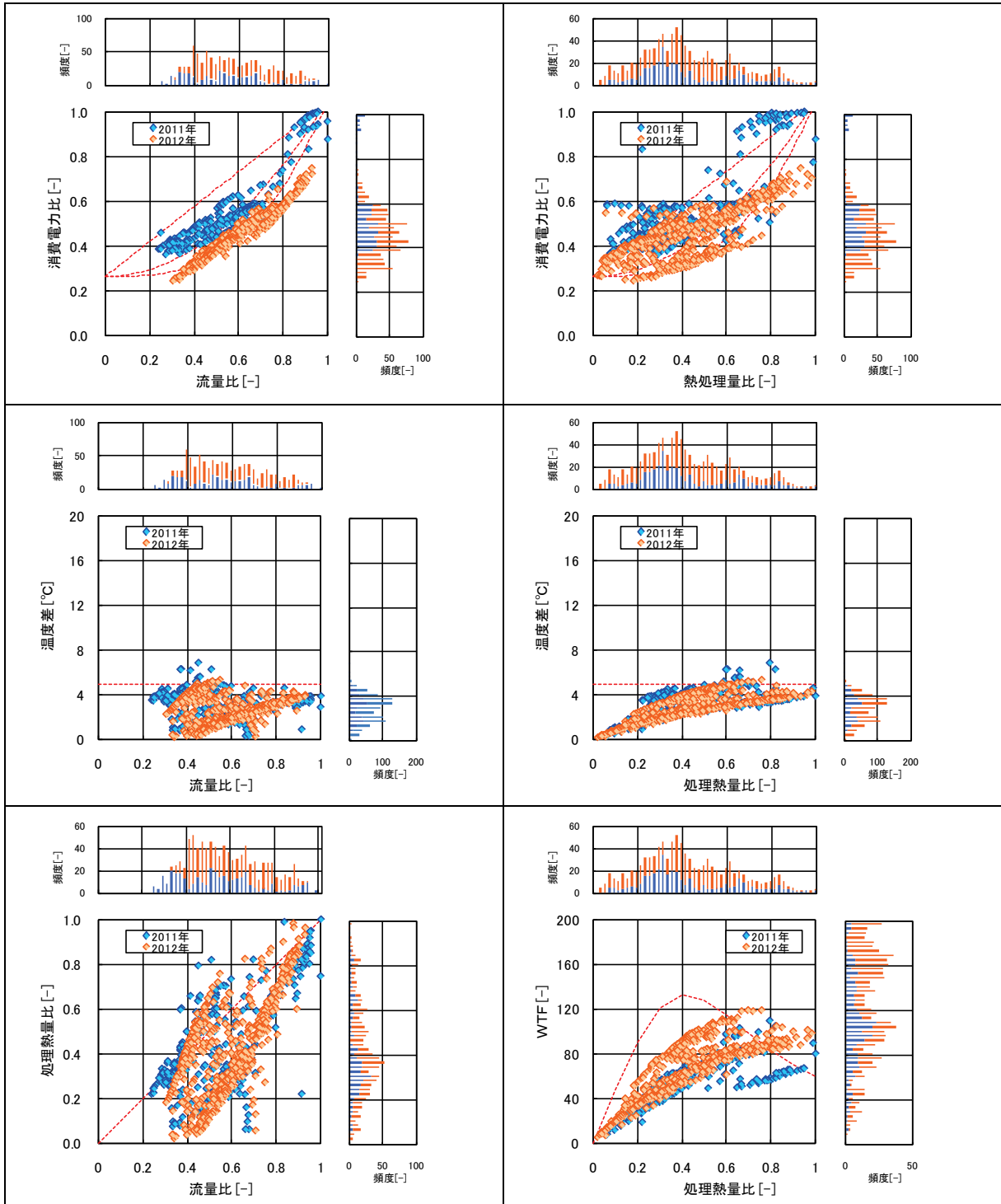


図 V. 2.3.24 VWVの評価

③-2 推定末端圧制御の事例－2 (事務所 09)

冷水二次ポンプの推定末端圧制御 P2-VWV-05

制御対象	検出部	制御目標
熱源：冷水負荷流量による推定末端圧の全台インバータ制御	吐出圧力(負荷流量)	推定末端圧

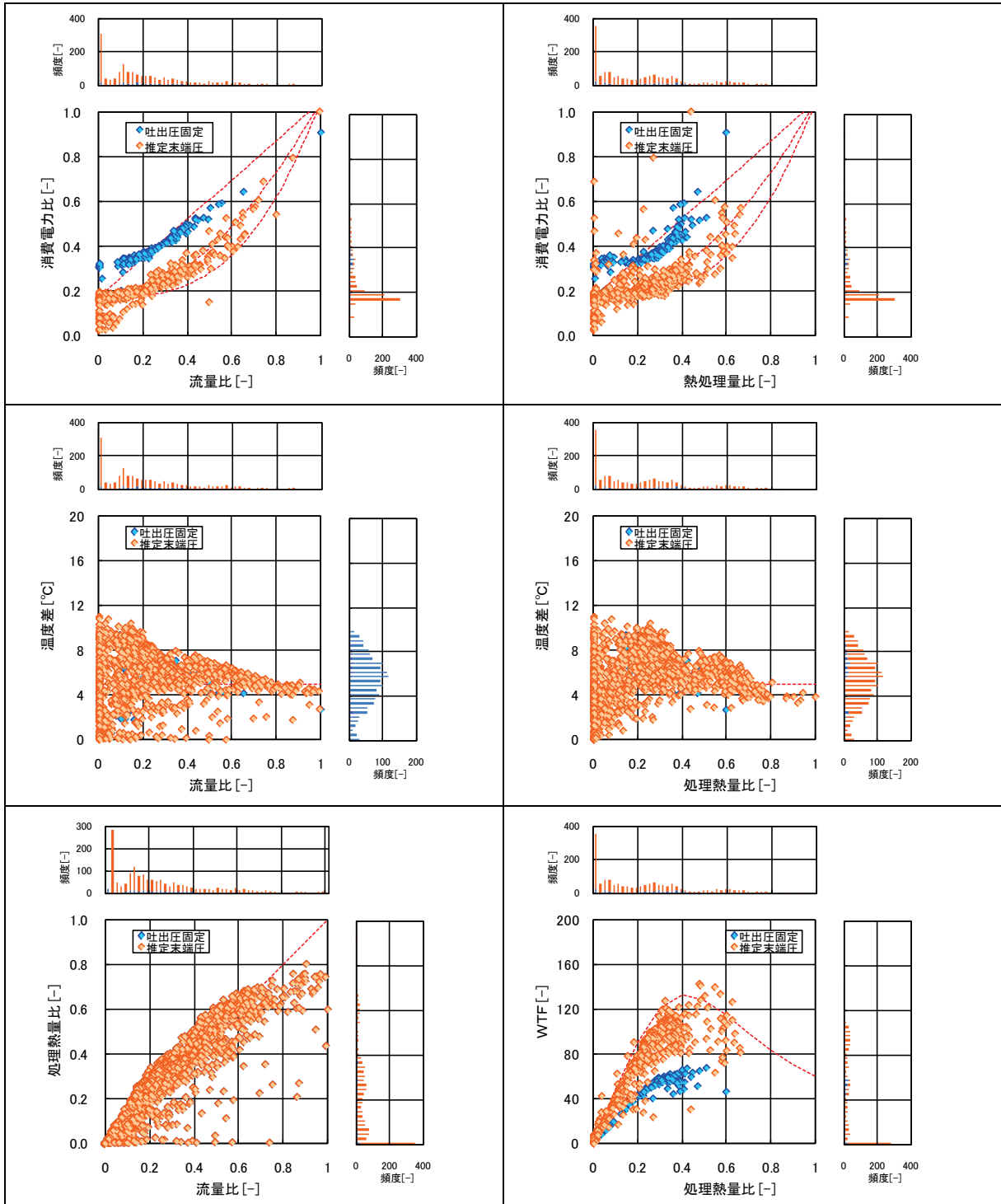


図 V. 2. 3. 25 VWVの評価

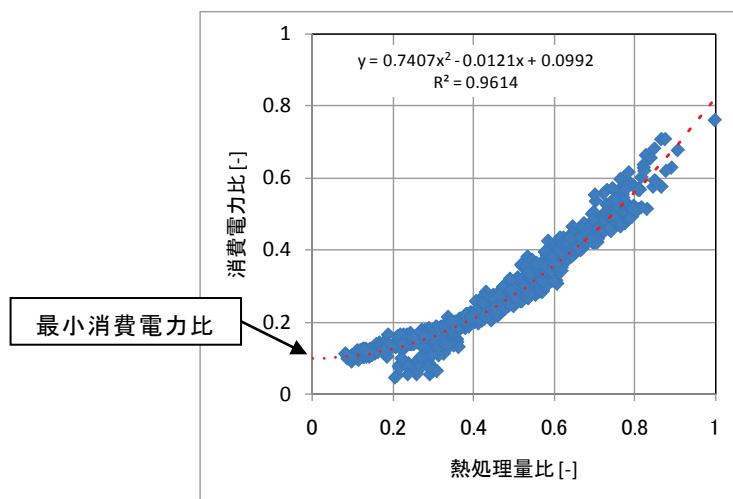
2) VVV制御のまとめ

VVV制御の省エネルギー効果として、図V.2.3.26aに一例を示す熱処理量比と消費電力比の回帰分析を行った。これらの結果を、制御分類ごとの周波数下限出力と最小消費電力比として表V.2.3.5および図V.2.3.26bに整理する。

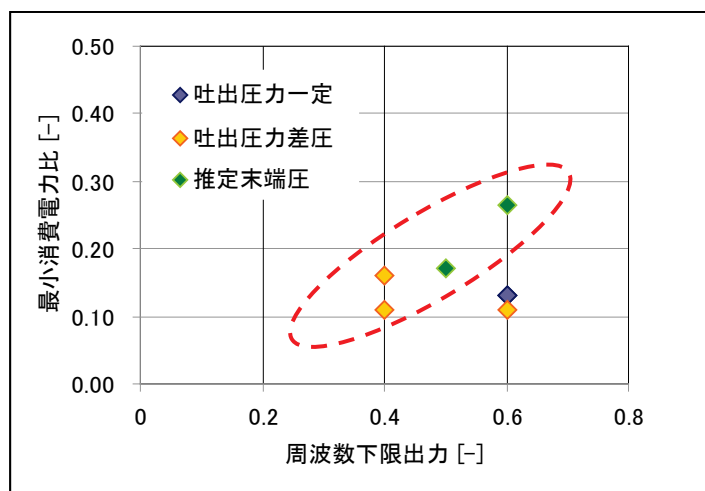
ここで、周波数下限出力とは、周波数制御範囲の上限周波数に対する下限周波数の比率を示す。また、最小消費電力比とは、図V.2.3.26aに示す熱処理量比がゼロの時の消費電力比である。図.2.3.26bより、下限周波数と最小消費電力比には正の相関が見られる。

表V.2.3.5 VVV制御の下限周波数と最小消費電力

制御方式	物件名	周波数制御範囲	周波数下限出力	最小消費電力比
吐出圧力一定	病院03	30～50Hz	0.6	0.13
	事務所08	30～50Hz	0.6	0.13
吐出圧力差圧	病院04	30～50Hz	0.6	0.11
	事務所03	20～50Hz	0.4	0.16
	事務所06	20～50Hz	0.4	0.11
推定末端圧	病院02	30～50Hz	0.6	0.27
	事務所09	25～50Hz	0.5	0.17



図V.2.3.26a 熱処理量比と消費電力比の相関（事務所06）



図V.2.3.26b VVV制御の下限周波数と最小消費電力

(3) VAV制御

1) 同じ制御分類での比較

①要求風量制御の事例－1 (病院 03)

VAVの要求風量による空調機の変風量制御 AHU-VAV-03

制御対象	検出部	制御目標
熱源：空調機給気ファン	VAV合計風量	給気風量

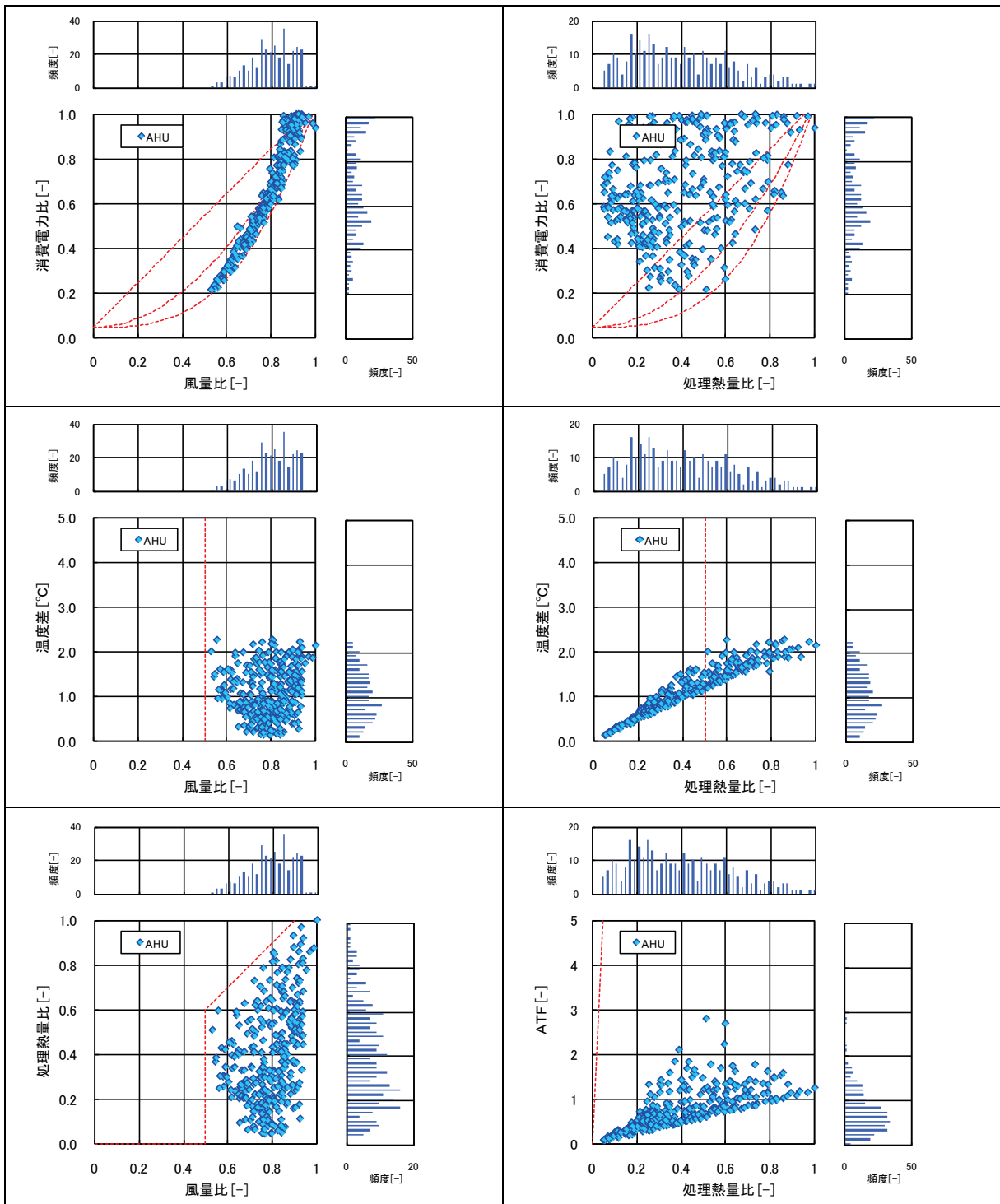


図 V.2.3.27 VAVの評価

①-2 要求風量制御の事例－2 (事務所 02)

VAVの要求風量による空調機の変風量制御 AHU-VAV-03

制御対象	検出部	制御目標
熱源：空調機給気ファン	VAV合計風量	給気風量

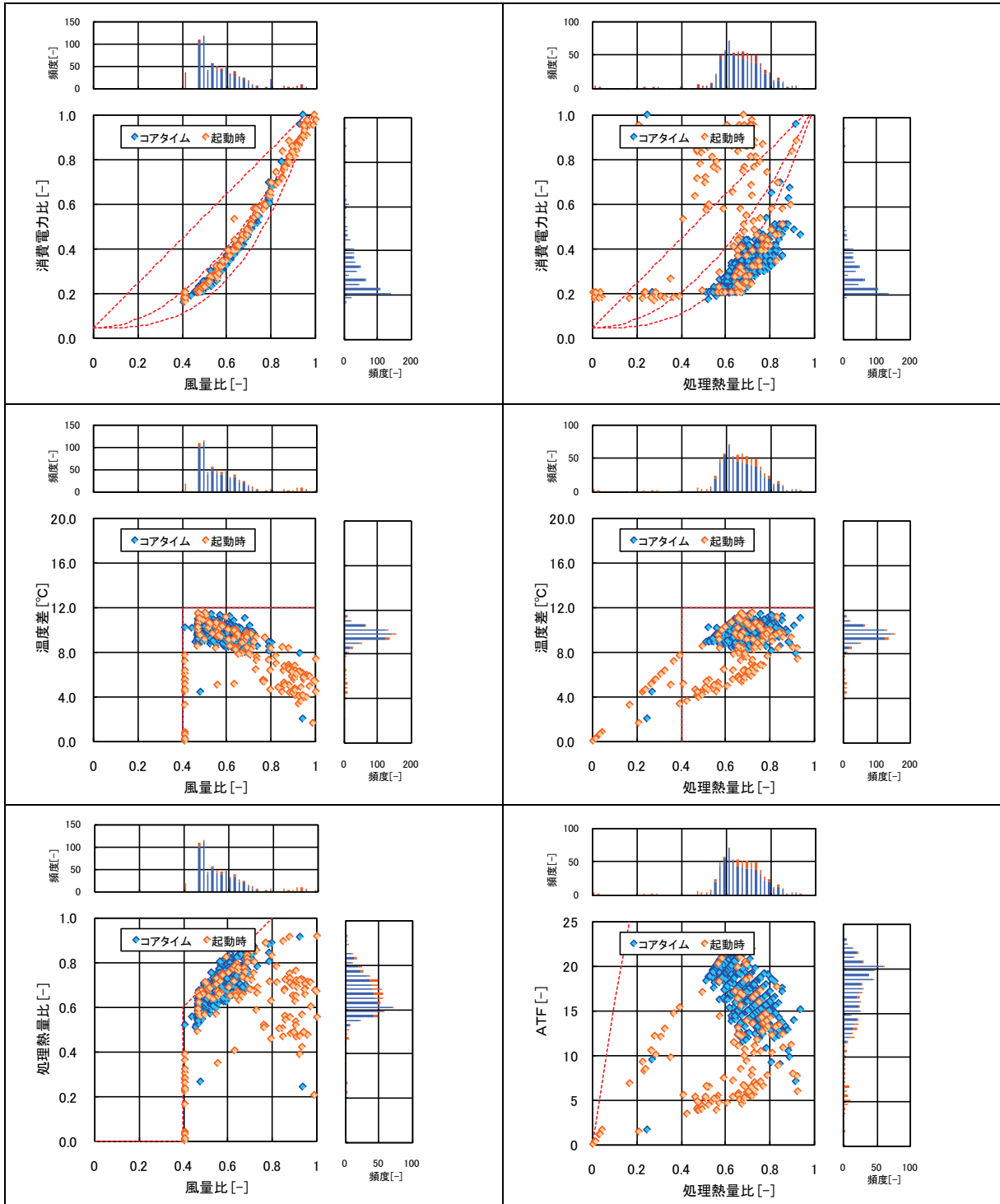


図 V. 2. 3. 28 VAVの評価

①-3 要求風量制御の事例－3 （事務所 06）

VAVの要求風量による空調機の変風量制御 AHU-VAV-03

制御対象	検出部	制御目標
熱源：空調機給気ファン	VAV合計風量	給気風量

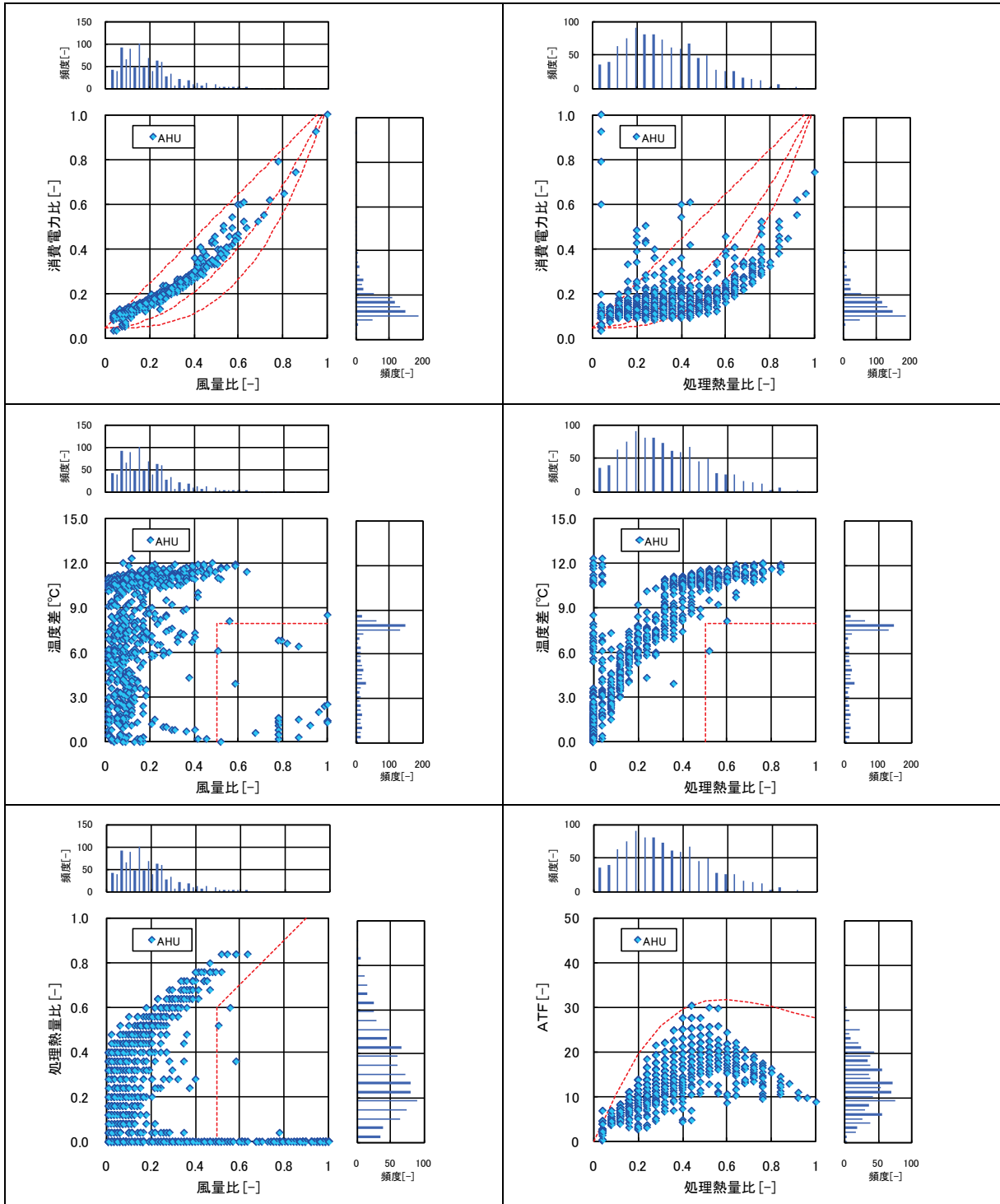


図 V. 2. 3. 29 VAVの評価

②-1 室内温度制御の事例－1 (病院 01)

室内温度による空調機の変風量制御 AHU-VAV-05

制御対象	検出部	制御目標
熱源：空調機給気ファン	室内温度	室内温度

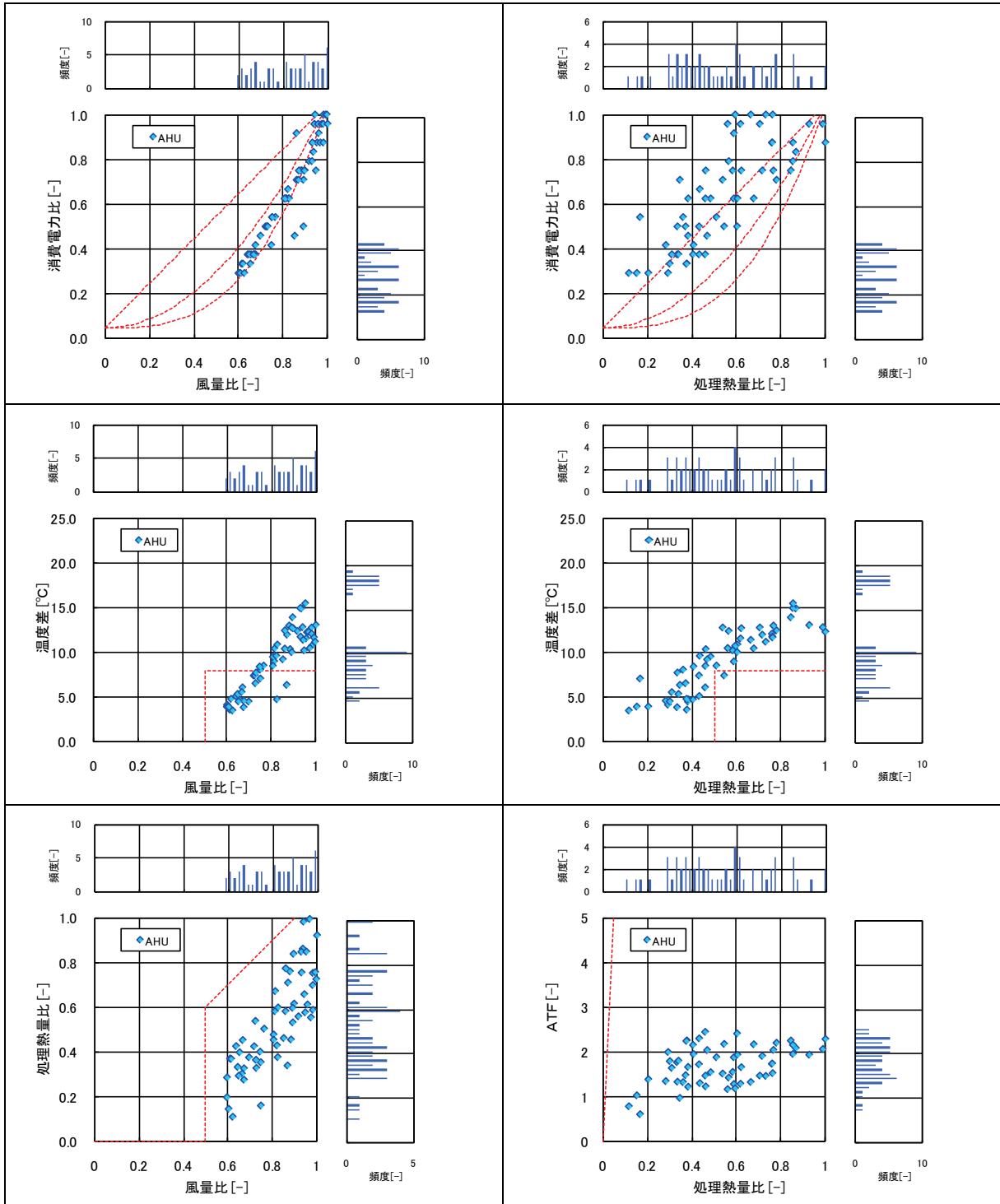


図 V.2.3.30 VAVの評価

②-2 室内温度制御の事例-2 (物販店舗 01)

室内温度による空調機の変風量制御 AHU-VAV-05

制御対象	検出部	制御目標
熱源：空調機給気ファン	室内温度	室内温度

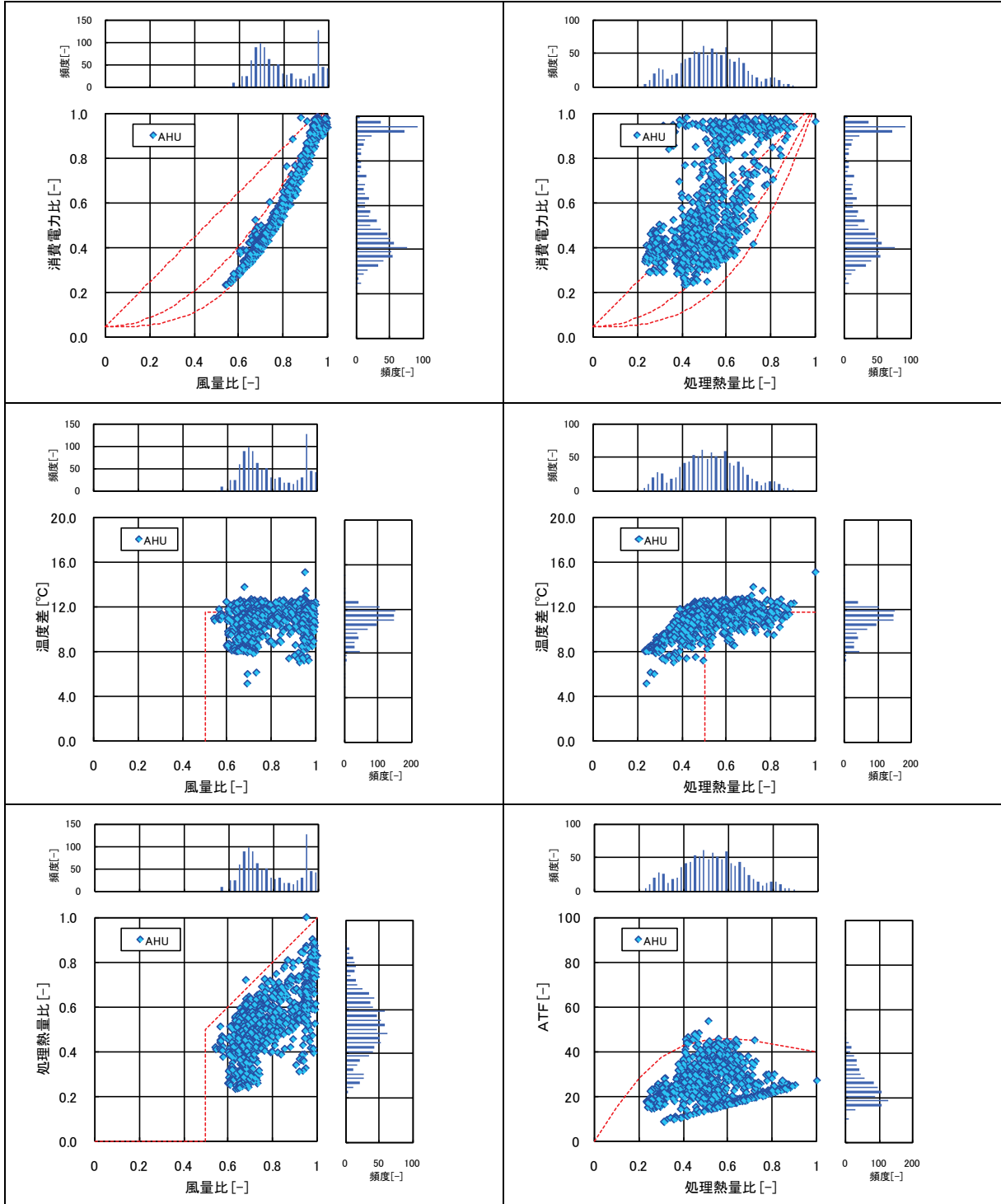


図 V.2.3.31 VAVの評価

③ 吐出圧一定制御の事例－1 (病院 02)

吐出圧力による空調機の変風量制御 AHU-VAV-04

制御対象	検出部	制御目標
熱源：空調機給気ファン（暖房運転）	吐出圧力	末端圧力

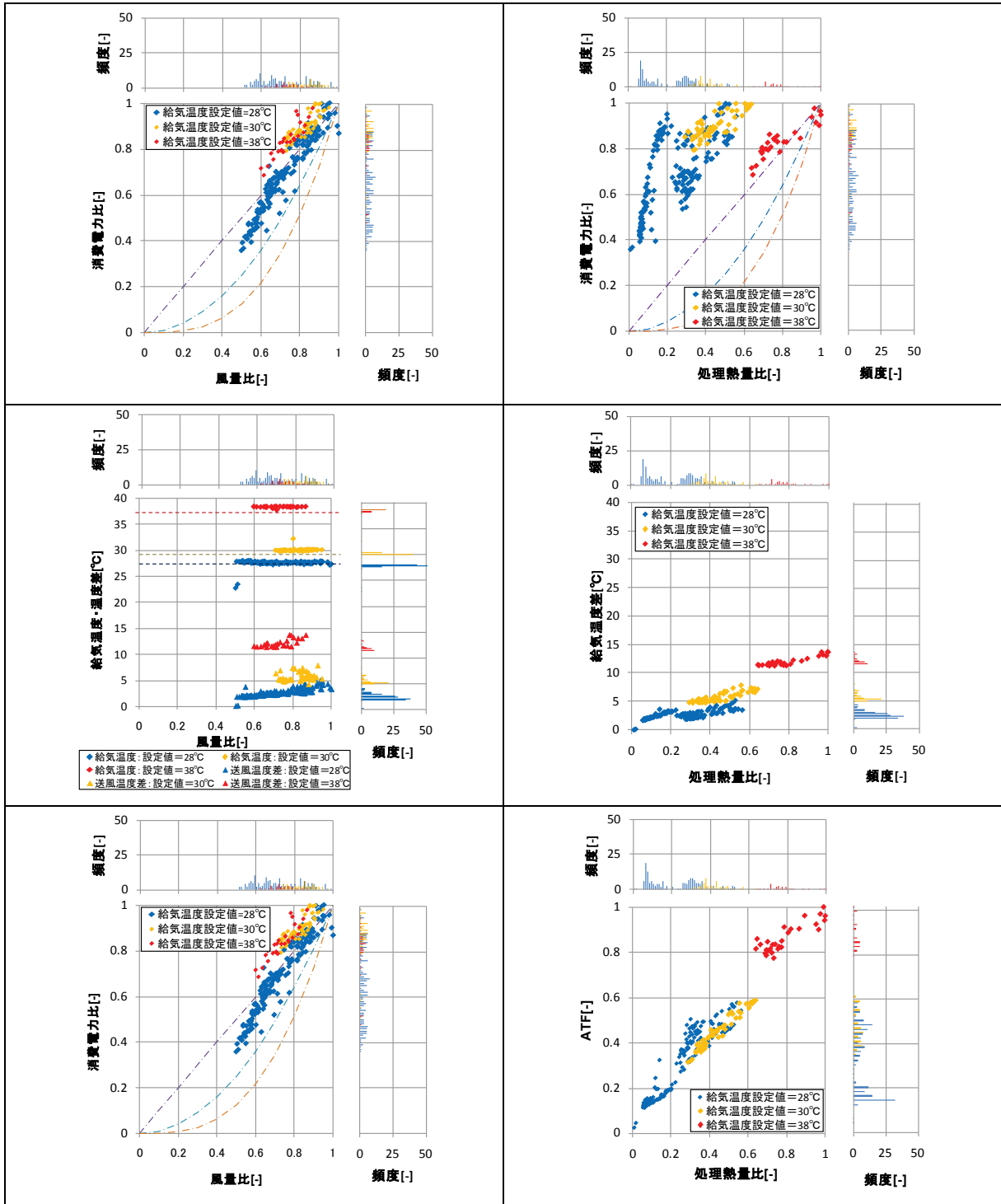


図 V. 2. 3. 32 VAV の評価

③-2 吐出圧一定制御の事例－2 (ホテル 06)

吐出圧力による空調機の変風量制御 AHU-VAV-04

制御対象	検出部	制御目標
熱源：空調機給気ファン（暖房運転）	吐出圧力	末端圧力

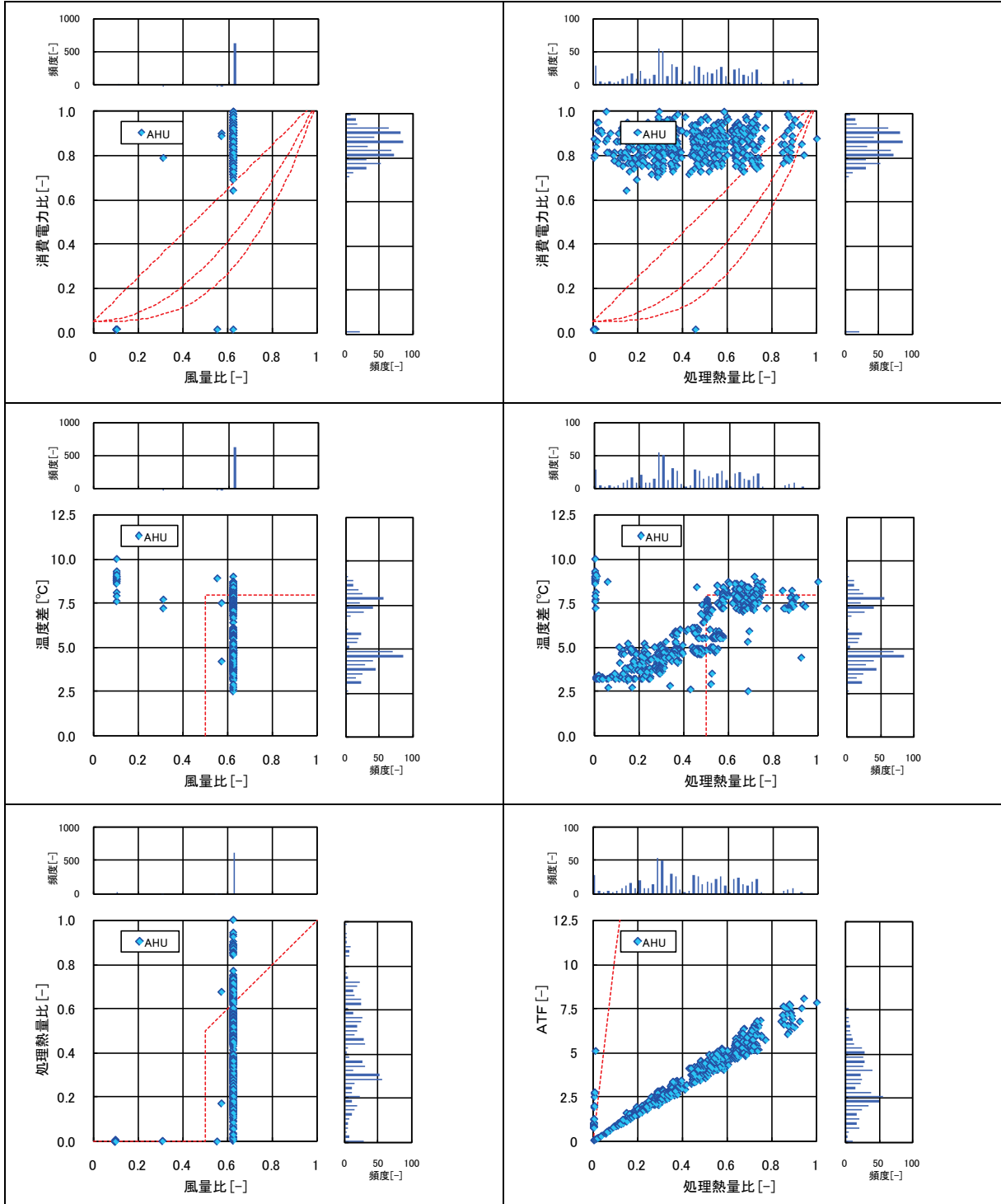
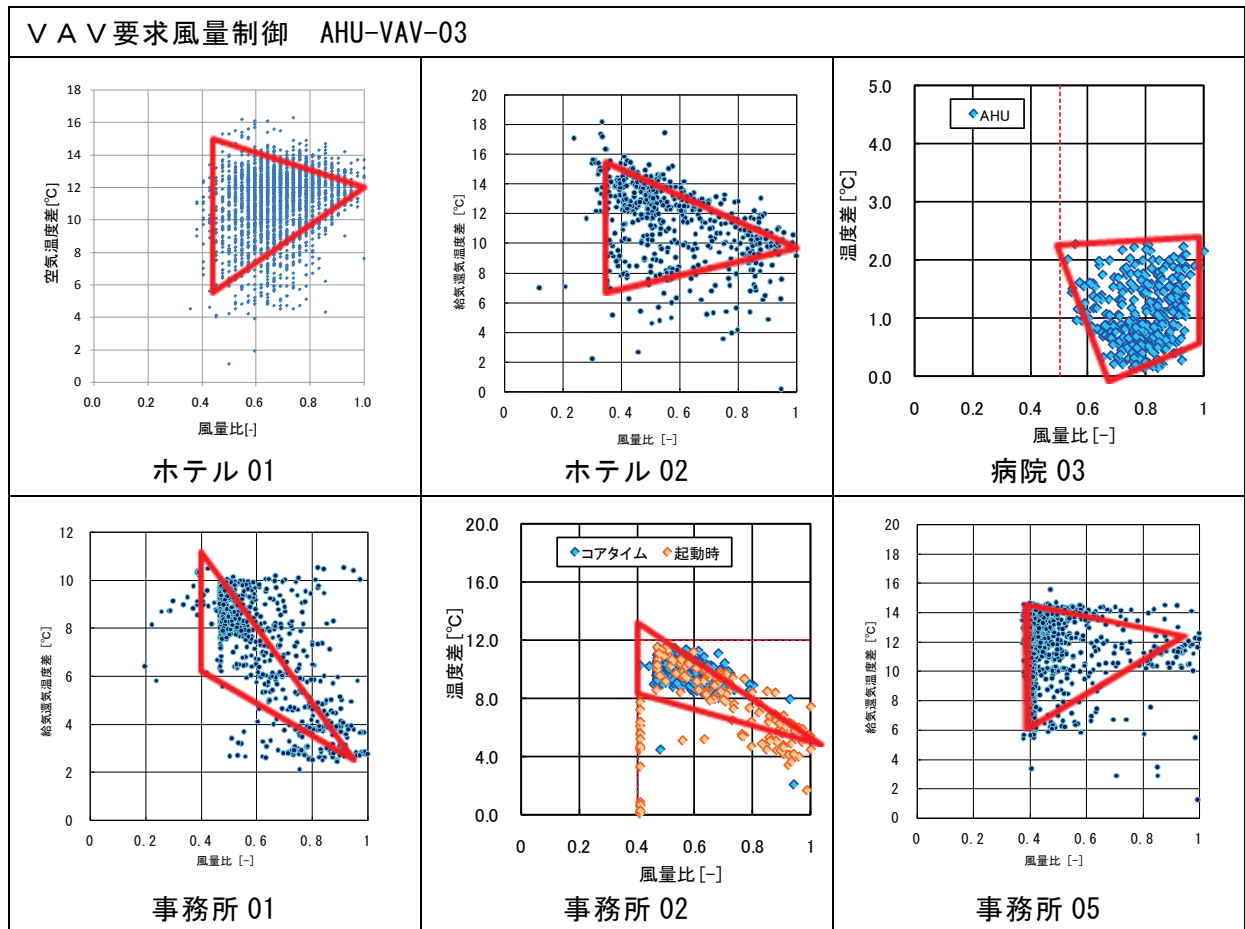


図 V. 2. 3. 33 VAV の評価

2) VAV制御のまとめ

実測建物での風量比と温度差の関係を図V.2.3.34に示す。低風量比では温度差に変動が見られる。また、高風量比で温度差が低下する事例がある。この要因として給気風量制御と給気温度のロードリセットの不整合が想定できる。空調機のVAV制御で省エネルギー効果を得るには、給気温度と風量比がいわゆる鎌（Γ）型の制御動作となるように調整が必要である。



図V.2.3.34 VAV制御の動作特性

(4) 外気冷房制御

1) 空調負荷の削減効果

実測建物での外気冷房の状況と空調負荷の削減効果を図 V. 2. 3. 35 に示す。

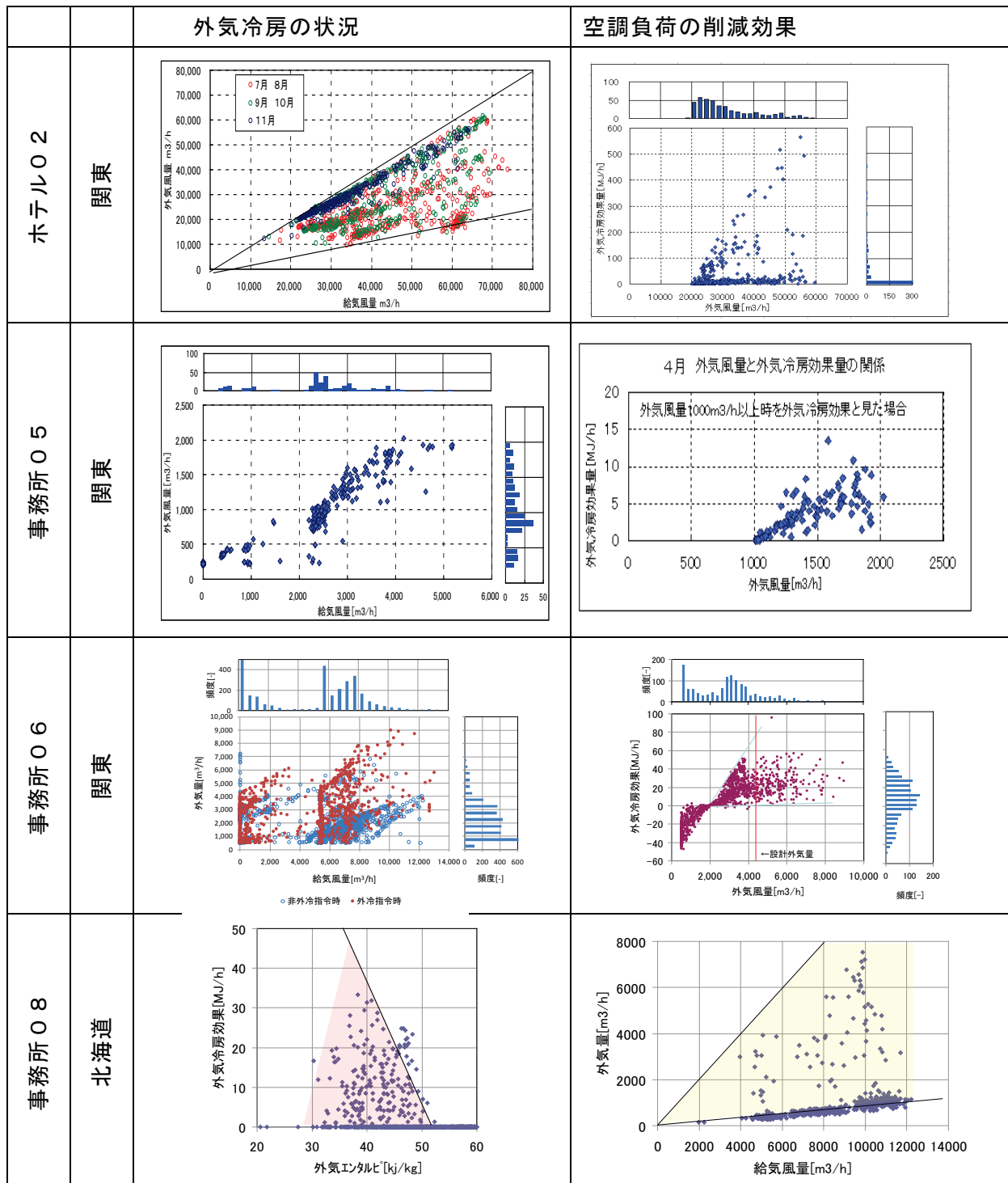


図 V. 2. 3. 35 外気冷房制御による空調負荷の削減効果

(5) 最小外気負荷制御

1) 空調負荷の削減効果

実測建物で最小外気負荷制御の状況と空調負荷の削減効果を図 V. 2. 3. 36 に示す。

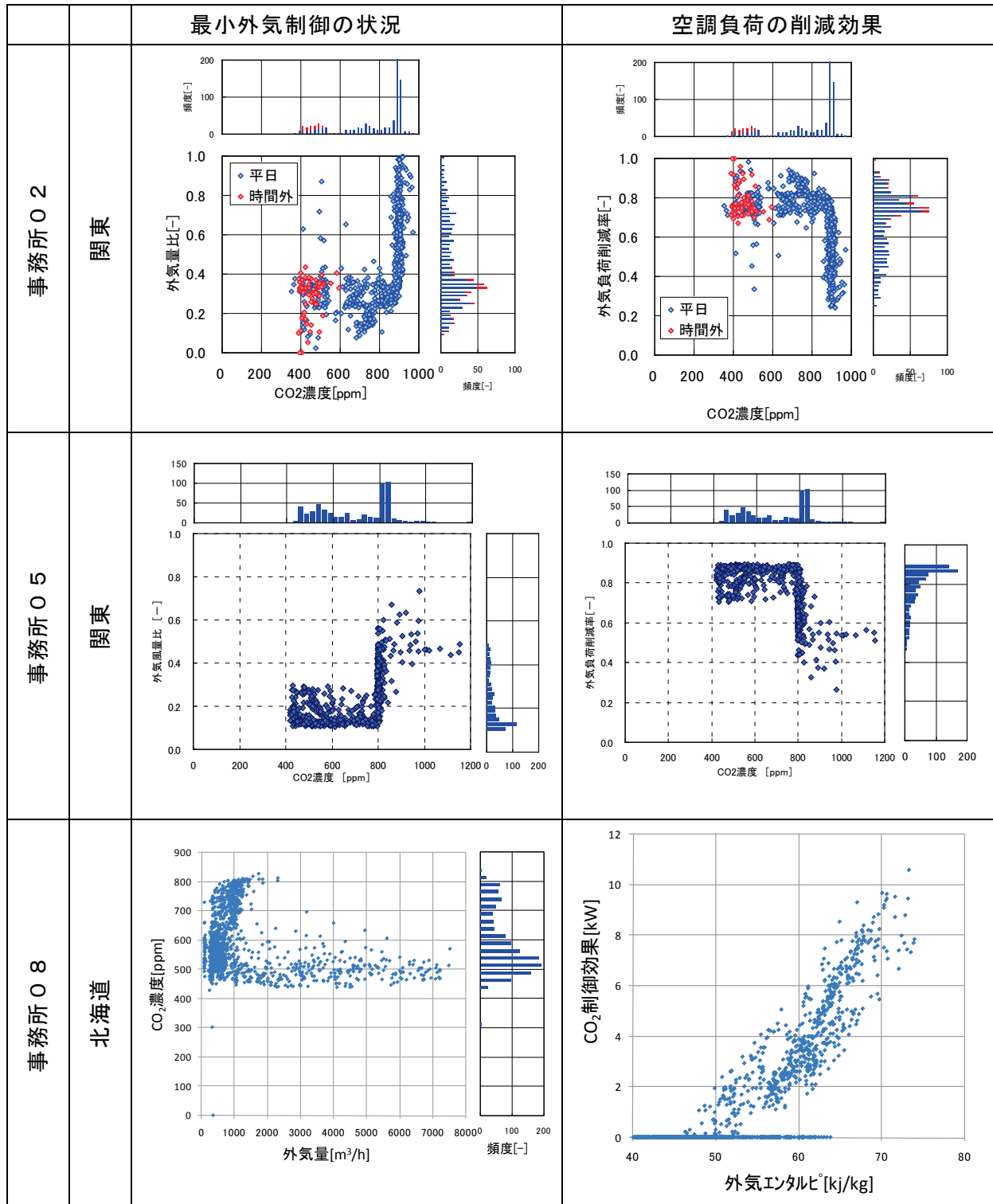


図 V. 2. 3. 36 最小外気負荷制御による空調負荷の削減効果

(6) 熱交換換気制御

1) ロータ式熱交換換気制御による空調負荷の削減効果 (HEXT-HVE-02)

実測建物での熱交換換気制御の状況と空調負荷の削減効果を図 V. 2. 3. 37 に示す。

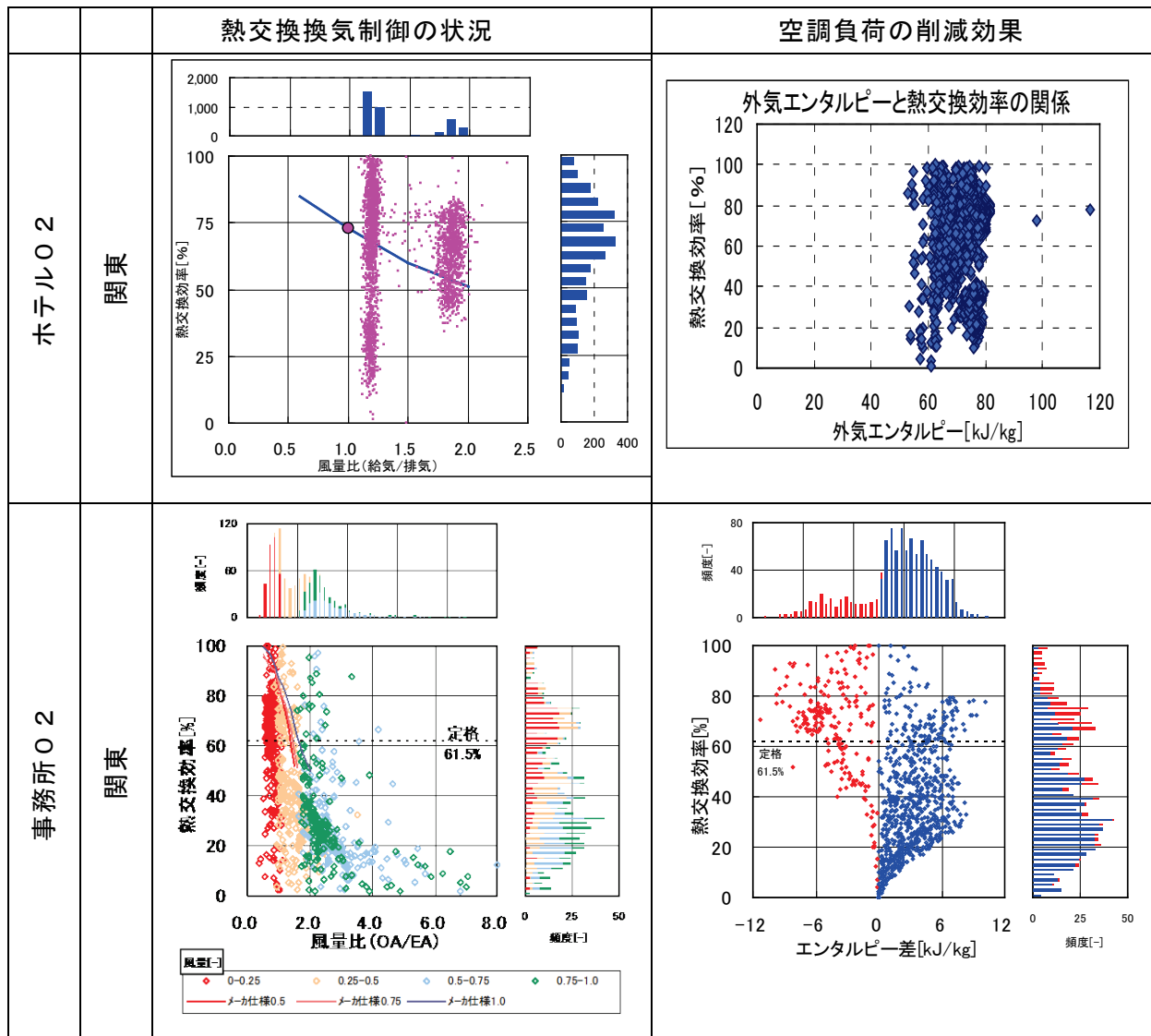


図 V. 2. 3. 37 ロータ式熱交換換気制御による空調負荷の削減効果

2) ダンパ切り替え式全熱交換機による空調負荷の削減効果 (HEXT-HVE-05)

実測建物での熱交換機制御の状況と空調負荷の削減効果を図 V. 2. 3. 38 に示す。

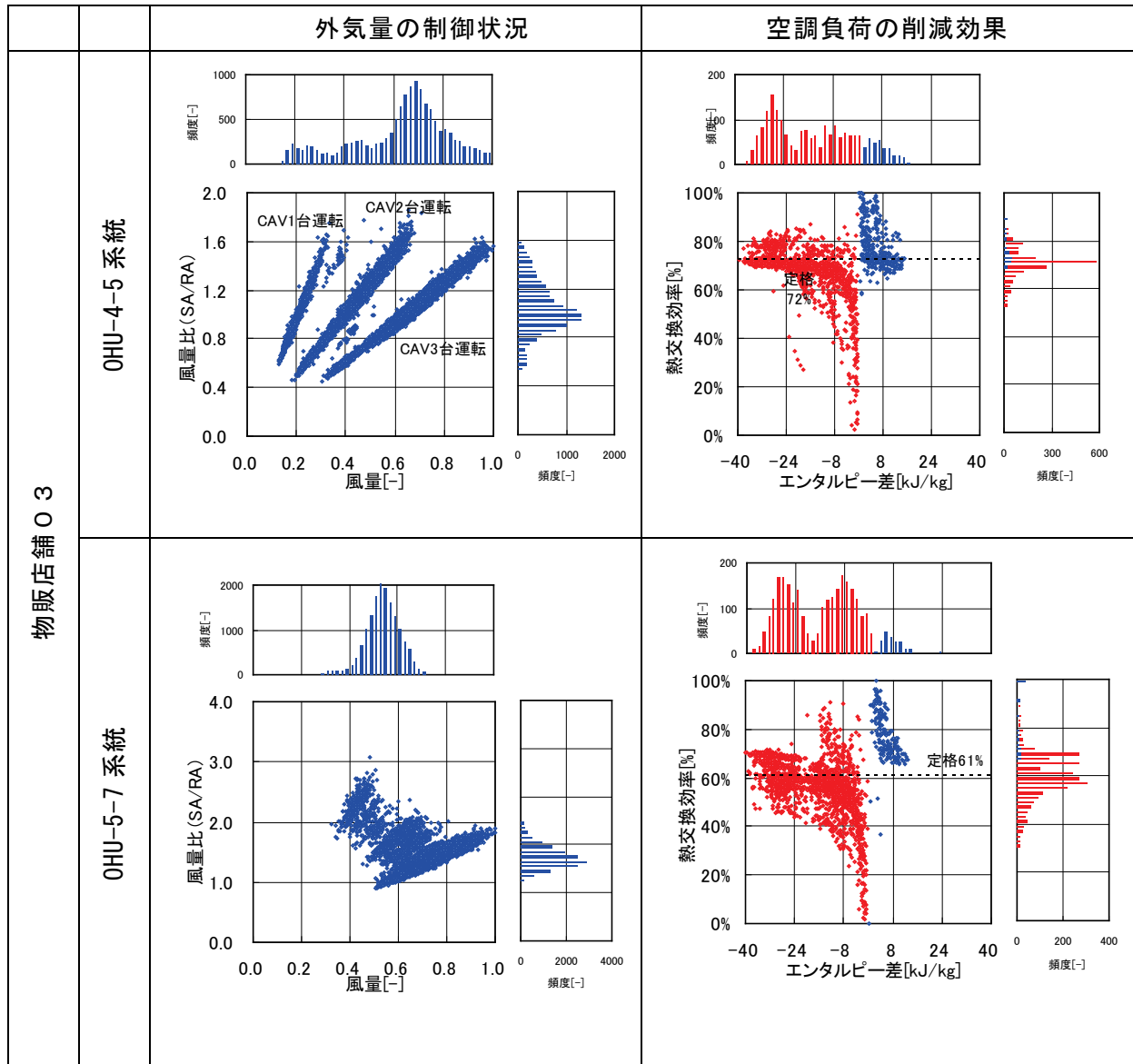


図 V. 2. 3. 38 ダンパ切り替え式熱交換機制御による空調負荷の削減効果

3. 給湯システムに関する評価方法と結果

3. 1 給湯システムの評価について

中央式給湯システムについては、放熱損失などによるエネルギー消費量の関係を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめる。

局所式給湯システムについては、立上がり時の温度変化などによるエネルギー消費量の関係を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめる。

排熱利用、太陽熱利用については、熱源の消費エネルギーの削減効果を、省エネルギー基準の計算法の入出力を意識して整理し、エネルギー消費量予測に有用なデータとしてまとめる。

以上の評価値について、さらに制御方式の組合せによる省エネルギー効果、及び省エネルギー効果に不利となる制御方式の組合せについて言及する。

3. 2 評価結果

3. 2. 1 評価対象建物

表 V. 3. 2. 1 に給湯システム関連の評価対象建物を示す。

表 V. 3. 2. 1 給湯システム関連の評価対象建物

区分	分類	方式	専用/兼用	エネルギー源	機器	型式	ホテル	研修施設	研修施設	病院	病院	病院	病院	病院	病院					
							02	03	04	01	02	03	05	06	08					
							1989	1999	2009	2010	2009	2007	2008	2005	2008					
							改修	新築	新築	改修	改修	新築	改修	新築	新築					
関東	神奈川	北海道	山口県	北海道	新潟県	九州	東京	千葉												
							56,917	4,081	7,700	60,844	29,679	50,034	48,200	18,122	14,158					
製造側	熱源	中央式 (2管式)	専用(○)/ 兼用(●)	燃料	蒸気 ボイラ	標準	●			●		●	●							
						熱回収														
						温水 ヒータ	標準		●ガス	●ガス					●灯油					
							潜熱回収								●ガス					
						連結型 給湯器	標準													
							潜熱回収													
				電気	フロン冷媒HP															
					CO2冷媒HP															○
					温水ヒータ															
				燃料+電気	パッケージシステム															
					再生可能 エネルギー	太陽熱			○	○										
						バイオマス														
		排熱	CGS	ガスタービン																
				ガスエンジン						●	○	●								
				ディーゼルエンジン																
		冷房									○		○							
		排湯									○	○	○							
		局所式 (1管式)	専用	燃料	湯沸器															
連結型給湯器(標準)																				
温水器																				
電気	CO2冷媒ヒートポンプ																			

区分	分類	方式	専用/兼用	エネルギー源	機器	型式	事務所	事務所	事務所	事務所	その他			
							09	10	12	13	02			
							2000	1991	2006	1990	2009			
							新築	新築	新築	新築	新築			
関西	東京	東京	埼玉	神奈川										
							36,200	3,637	3,124	2,000	—			
製造側	熱源	中央式 (2管式)	専用(○)/ 兼用(●)	燃料	蒸気 ボイラ	標準								
						熱回収								
						温水 ヒータ	標準							
							潜熱回収							
						連結型 給湯器	標準							
							潜熱回収							
				電気	フロン冷媒HP									
					CO2冷媒HP			○						
					温水ヒータ									
				燃料+電気	パッケージシステム									
					再生可能 エネルギー	太陽熱						○		
						バイオマス								
		排熱	CGS	ガスタービン										
				ガスエンジン	●									
				ディーゼルエンジン										
		冷房					○							
		排湯					○							
		局所式 (1管式)	専用	燃料	湯沸器									
連結型給湯器(標準)														
温水器						○		○						
電気	CO2冷媒ヒートポンプ													

3. 2. 2 中央式給湯システムの評価結果

(1) 中央式給湯システムの特徴

中央式給湯システムの計画では、空調設備と異なる以下の特徴がある。

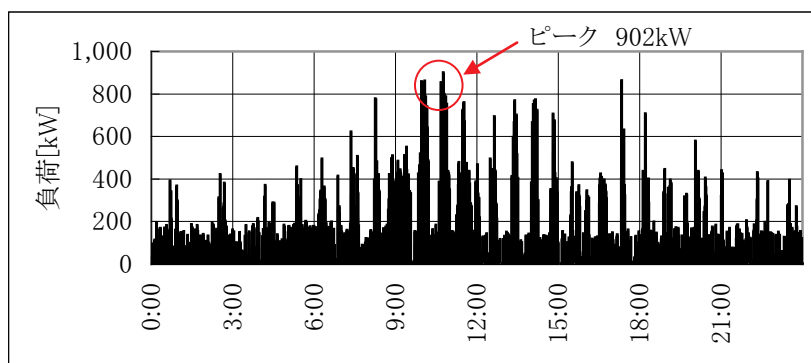
①湯切れ防止を重視

中央式給湯システムを設備する建物では、ホテルに代表されるように能力不足による湯切れが大きなクレームとなる。従って、給湯量には余裕を持って計画する。

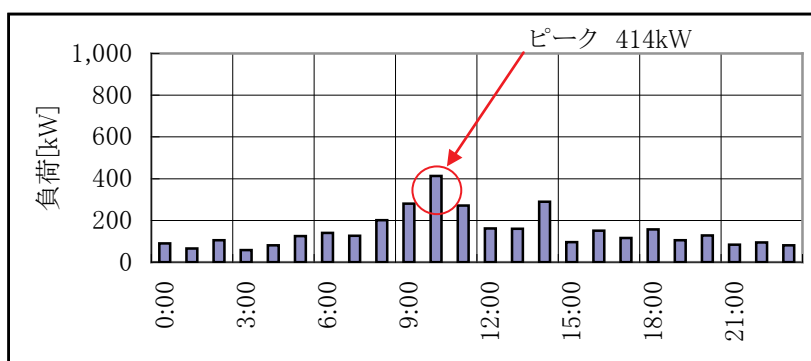
②瞬間的発生する給湯負荷

給湯負荷は、利用者の使用によって瞬間的に発生するため、給湯負荷を平準化し、熱源機器の加熱能力を抑えるための貯湯槽の設置を計画する。

図 V.3.2.1 に、給湯負荷の実測事例を示す。1分ごとデータでは、尖頭的な給湯負荷が発生するのに対して、1時間ごとのデータでは、負荷が平準化され、熱源機器の出力は半分程度で賄える。



(1) 1分間ごとの負荷



(2) 1時間ごとの負荷

図 V.3.2.1 給湯システム負荷特性(事例：病院 06)

(2) 中央式給湯システム用熱源機器の効率

中央給湯システム用熱源機器の効率は、定格値より下回る。これには、熱源機器の発停が頻繁なことが大きな要因である。特に、空調設備の熱源機器と併用する場合、空調設備には貯湯槽の概念がないことから、低負荷運転時には熱源機器の発停が必要となり、燃料の未燃焼成分の排出を目的としたプレパージ、ポストパージによる熱損失を伴う。

図 V. 3. 2. 2 に、頻繁な発停の状況を示す。また、実測によるヒートポンプの機器単体 COP を図 V. 3. 2. 3 に示す。

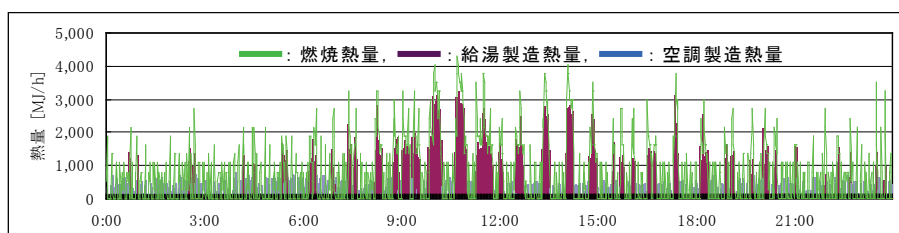


図 V. 3. 2. 2 熱源機器の運転状況(事例：病院 06)

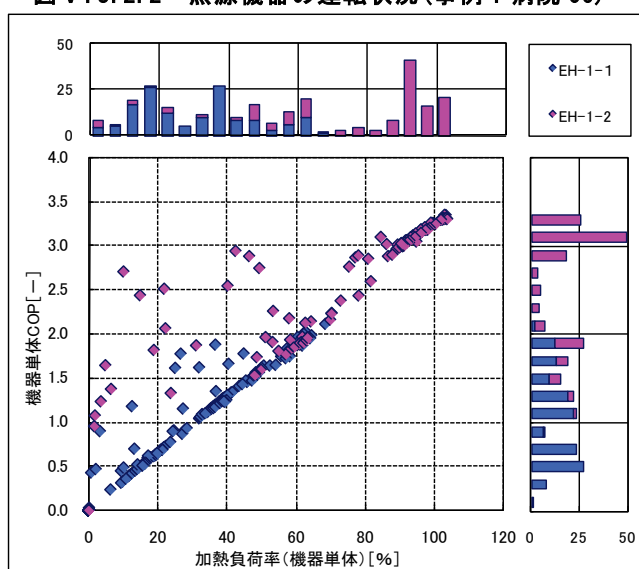


図 V. 3. 2. 3 熱源機器の負荷率と機器単体の COP (事例：事務所 12)

なお、熱源機器が低負荷となる要因を以下にまとめる。

①設計給湯量に比べ実使用量が小さい

設計給湯量は給湯原単位 (L/人, L/m² 等) によるが、実運用ではそれを下回る場合がある。
例) 病院 06 200L/d・床として計画 (実測：約 100L/d・床)

②湯切れ防止を意識した余裕率

設計段階で余裕率を過剰に見込む場合がある。

例) 病院 06 算出された負荷に対し余裕率 $1.1 \times 1.1 = 1.21$ を見込む

③給湯以外の熱負荷上乘せ (空調暖房負荷, 過剰昇温負荷等)

給湯以外の熱負荷はそれぞれの負荷パターンを考慮せず単純に上乘せする場合がある。

例) 病院 06 給湯負荷 698kW + 空調負荷 129kW = 827kW として計画

④制御方法

貯湯槽の温度センサーの位置によっては貯湯槽を有効に活用できない場合がある。

例) 病院 06 貯湯槽温度センサー

⑤熱源廻りの配管施工

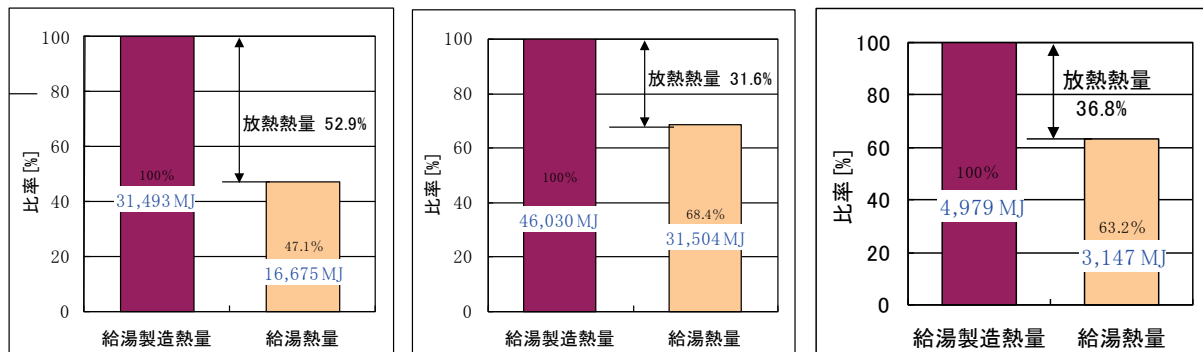
複数の熱源に対し配管摩擦損失が同じになる様に施工したとしても、意に反して偏流を起こす場合がある。

例) 事務所 12

(3) 中央式給湯システムの配管放熱

中央式給湯システムでのエネルギー消費に影響する要因として、配管放熱がある。今回の実測データを整理すると、配管放熱量は、給湯製造熱量の2～5割にも及んだ。

今後、配管放熱量の低減がエネルギー消費削減の要因となる。



【病院06(機器更新前)】

所在地：関東
用途：病院
竣工年：2005年
規模：18,122m²
病床数：300床
給湯水栓数：360箇所
給湯配管長：3,060m
機器：灯油ボイラ 581kW×2
貯湯槽 8.0m³×2

【病院06(機器更新後)】

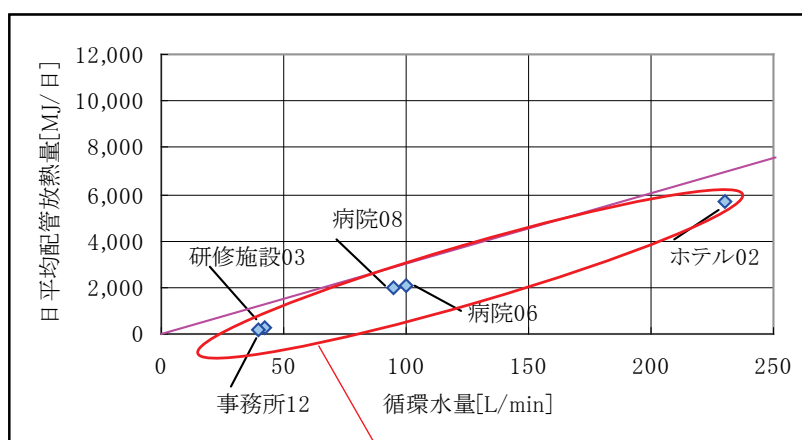
※2012年11月に温水ヒータ
2台を灯油からガスに更新
竣工年：2012年
機器：ガスボイラ 581kW×2
貯湯槽 8.0m³×2

【研修施設03】

所在地：関東
用途：研修施設
竣工年：2000年
規模：4,093m²
室数：シングル43室、ツイン8室
給湯水栓数：86箇所
給湯配管長：540m
機器：温水ヒータ 151kW×2
貯湯槽 2.0m³×2

図V.3.2.4 中央式給湯システムでの配管放熱の一例

配管放熱の要素としては、①配管長、配管口径、保温仕様（材質、厚さ）、給湯温度、周囲温度がある。これらの値は運転の経過に伴う性能劣化がないため、配管放熱は建物ごとの固有値となる。今回の評価では、この配管放熱の特性として、循環水量と実測による日平均配管放熱量から、温度差を除いて整理した。図V.3.2.5に循環水量と配管放熱の相関を示す。通常の温度差5℃より若干小さな値であることを確認した。



設計値より配管放熱量が少ない

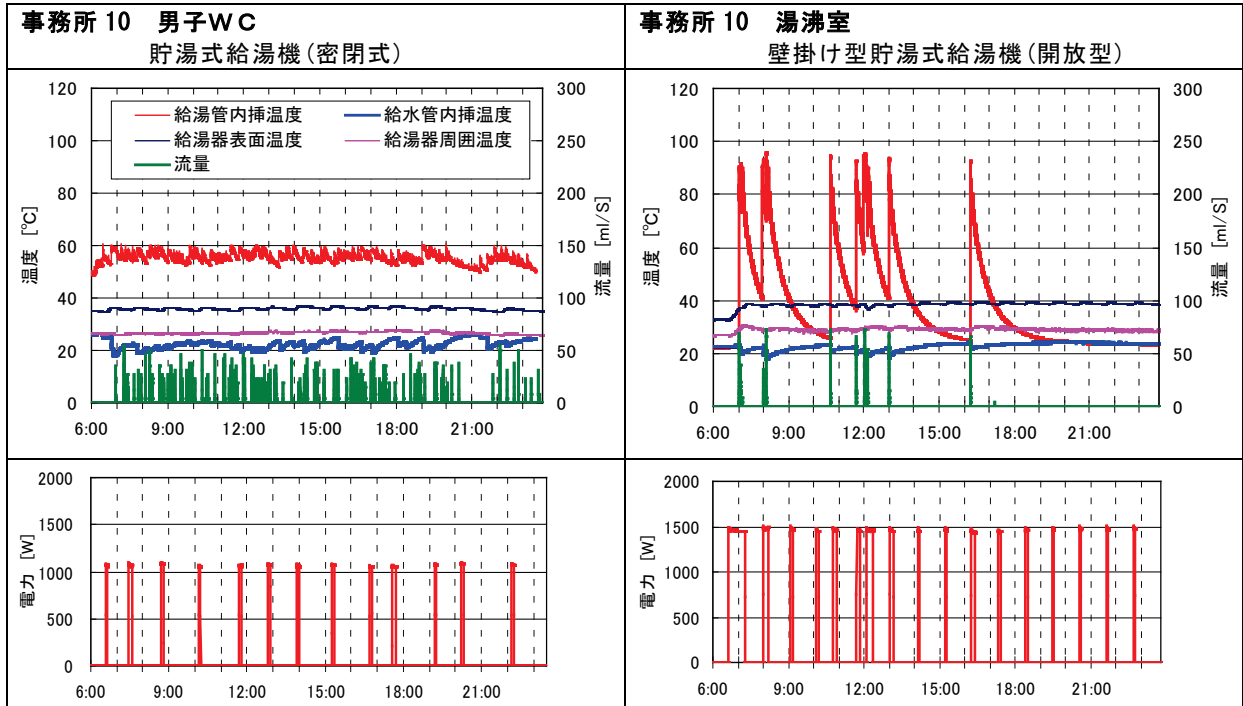
図V.3.2.5 中央式給湯システムでの配管放熱の想定

3. 2. 3 局所式給湯システムの評価結果

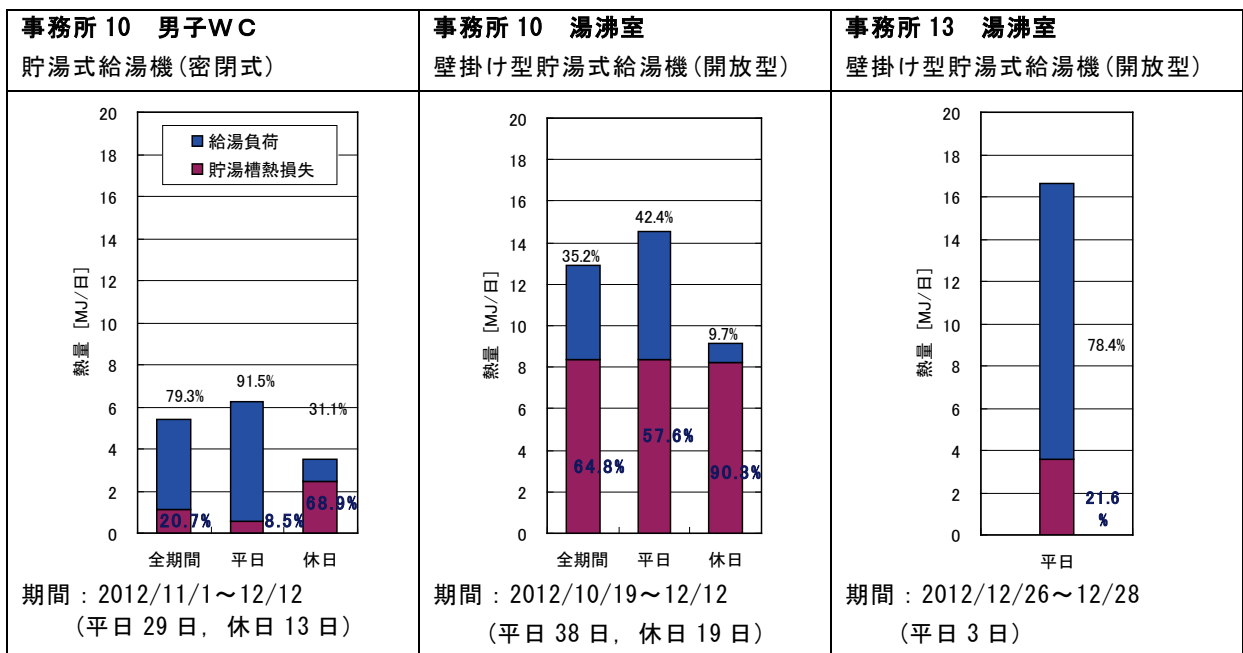
(1) 局所式給湯システムの特徴

局所式給湯システムでの出湯状況を図V.3.2.6に示す。給湯量が短時間で変化し、加熱の電力も短時間の入力となっている。なお、局所式給湯機の貯湯槽損失は、給湯室において日変化が小さい。

局所式給湯システムの給湯負荷と貯湯槽損失を図V.3.2.7にまとめる。放熱量に平日、休日で差はないと思われることから、給湯利用回数により給湯量の測定値が過大に評価されたと考えられる。



図V.3.2.6 局所式給湯システムの出湯特性



図V.3.2.7 局所式給湯システムの負荷と熱損失

3. 2. 4 太陽熱利用システムの評価結果

(1) 実測対象建物

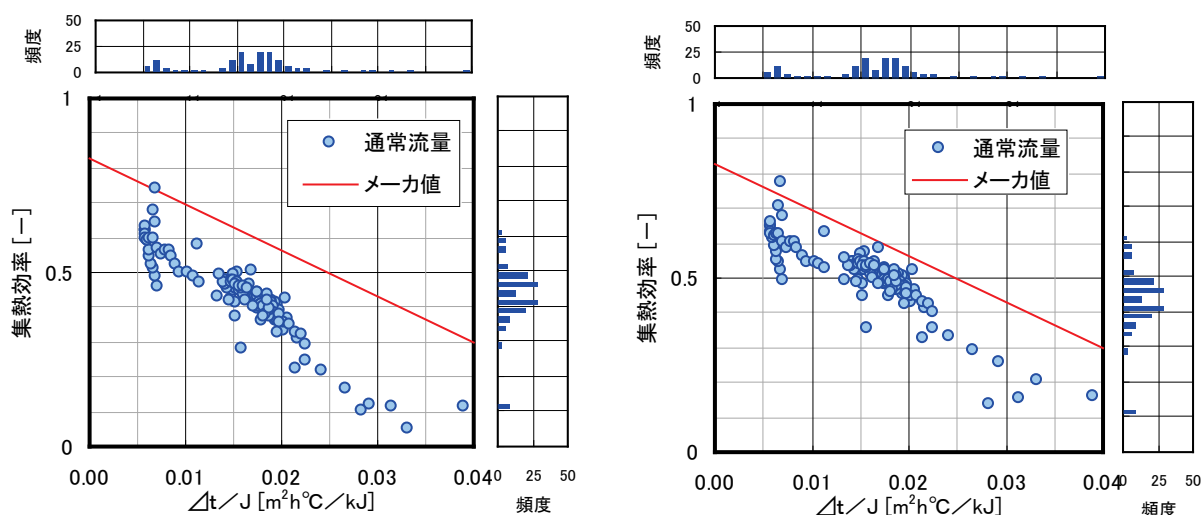
太陽熱利用システムの実測対象建物を表 V. 3. 2. 2 に示す。平板型と真空二重ガラス管の 2 種類について中国、関東と北海道の 3 件の運転データを収集した。

表 V. 3. 2. 2 太陽熱利用システムの実測建物

区分	病院 01	研修施設 04	その他 02
所在地	中国地方	北海道地方	関東地方
主熱源	太陽熱 蒸気加熱	太陽熱 温水ヒータ(ガス)	太陽熱
集熱器	黒色平板型	真空二重ガラス管型集 光ミラー付	黒色平板型
有効面積	1.91m ²	1.99m ²	1.91m ²
設置台数	211 台	44 台	50 台
分析概要	集熱効率 集熱量 放熱率	集熱効率 集熱量 太陽熱利用率	集熱効率 (機器単体)
備考			実験装置

(2) 太陽熱集熱効率

今回の実測データでは、太陽熱集熱効率がメーカーのカタログ値より低い値であった。図 V. 3. 2. 8 に配管放熱の考慮有無による集熱効率の違いを示す。図より、集熱効率の確保には配管からの放熱の抑制が重要であることが確認された。



(1) 配管放熱の考慮なし

(2) 配管放熱の考慮あり

図 V. 3. 2. 8 太陽熱利用システムの集熱効率

(3) 太陽熱集熱量

太陽熱利用システムの要点は、どのくらい集熱できたかである。図 V.3.2.9 に太陽熱集熱量と温熱源に対する太陽熱利用率の実例を示す。建物は、北海道にある研修施設で、集熱量の減少する冬期に熱需要が多い。しかし、太陽熱利用率は負荷ベースで 25%を達成している。

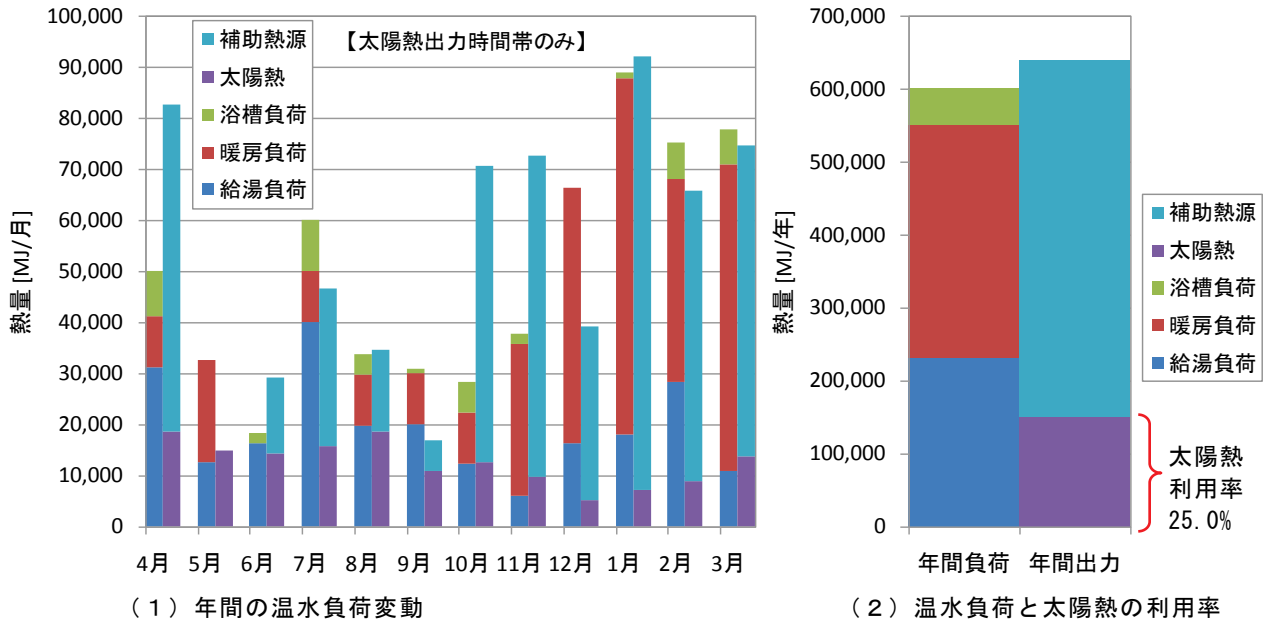


図 V.3.2.9 太陽熱利用システムの集熱量の実例(太陽熱出力時間帯のみ)

3. 2. 5 排熱利用システムの評価結果

(1) 実測対象建物

排熱利用システムの実測対象建物を表 V. 3. 2. 3 に示す。4 建物ともガスエンジンの C G S を採用している。

表 V. 3. 2. 3 排熱利用システムの実測建物

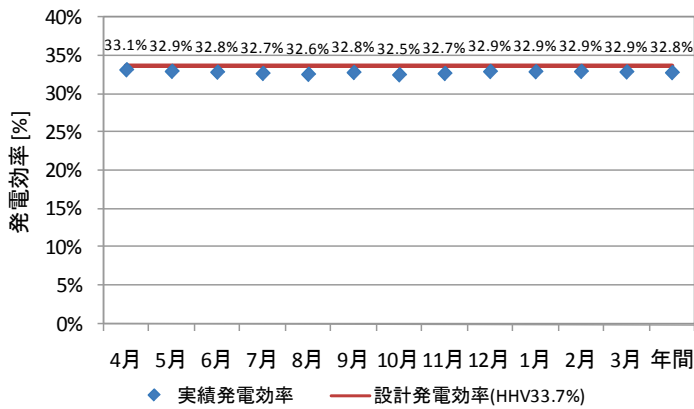
建物用途	地区	C G S 設置年 延床面積	発電機形式 発電出力 (kW)	排熱回収方法 及び熱利用先
病院 02	北海道	2009 年 26, 679m ²	ガスエンジン 930kW x2 台=1, 860kW 発電効率 36%(HHV 基準)	蒸気・温水 冷房 暖房・給湯
病院 03	新潟	2007 年 50, 034m ²	※今回の実測では、給湯予熱の利 用状況を対象とした。	温水 給湯予熱
病院 05	九州	2008 年 48, 200m ²	ガスエンジン 400kW x2 台=800kW 発電効率 33. 7%(HHV 基準) (契約電力 1, 235kW)	蒸気・温水 冷房, 暖房, 給湯
事務所 09	関西	2000 年 36, 200m ²	ガスエンジン 520kW x2 台=1, 040kW 発電効率 28. 9%(HHV 基準) (契約電力 650kW)	温水 冷房, 暖房, 給湯

(2) 発電効率, 排熱の利用率

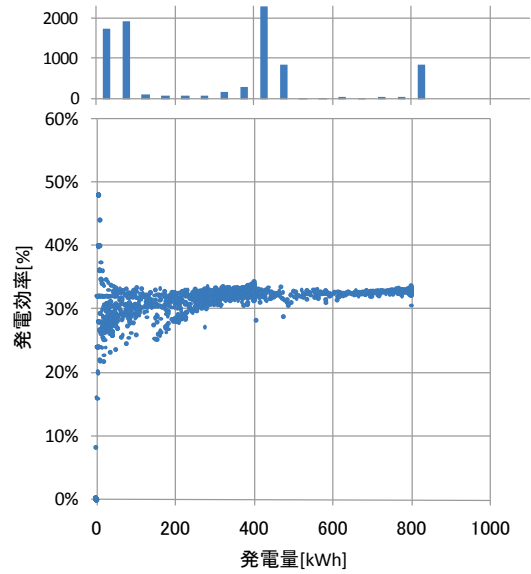
発電効率の実例を図 V. 3. 2. 10 に示す。発電効率は、エンジンの型式に依存するものの、ほぼ計画通りの効率を発揮している。これは、実測対象建物の全てが発電量を建物内の電力負荷に供給しているため、発電機の部分負荷率が 1 0 0 %での運転となっていたことによる。

排熱の利用率を図 V. 3. 2. 11 に示す。建物用途「病院」では、熱の利用率が計画値に近い値であったのに対して、事務所では計画値を 10 ポイント程度下回った。これは、排熱の利用率が建物の熱需要の影響を受けることを確認したものである。

C G S の総合効率を図 V. 3. 2. 12 に示す。建物の熱需要と排熱利用装置の組み合わせにより、総合効率の季節間変動が大きく、計画段階での検討が重要であることを示した結果となった。

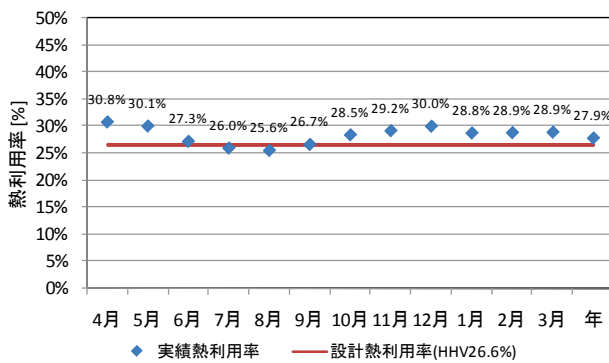


(1) 年間の発電効率の変動

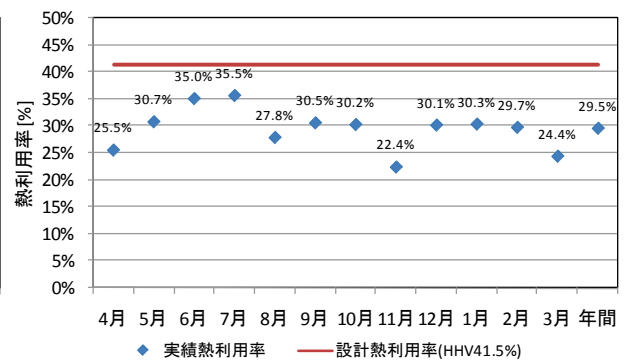


(2) 発電量と発電効率

図 V.3.2.10 CGSシステムの発電効率の実例 (病院 05)



(1) 病院 05



(2) 事務所 09

図 V.3.2.11 CGSシステムの熱利用率の実例 (病院 05, 事務所 09)

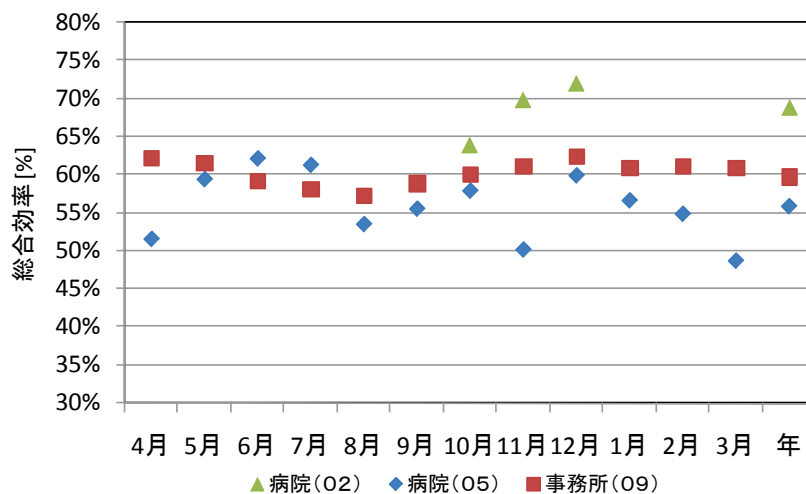


図 V.3.2.12 CGSシステムの総合効率の実例 (病院 02, 病院 05, 事務所 09)

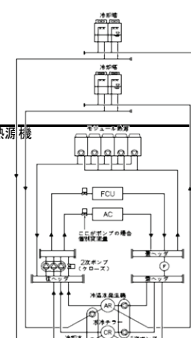
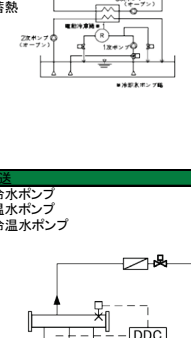
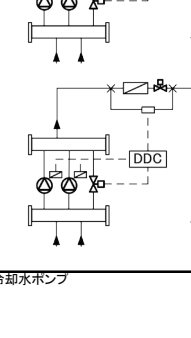

4. 制御方式の組合せと省エネルギー効果

4. 1 制御方式の分類

表V.4.1.1~2に制御分類を示す。この制御分類に基づき、エネルギー消費量予測に必要となる評価値を制御方式単体で作成した。

表V.4.1.1 空調システムの制御分類（熱源系統、水搬送系統）

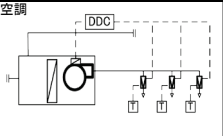
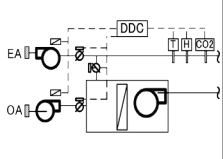
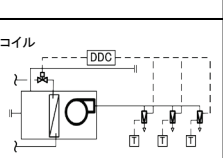
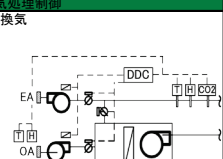
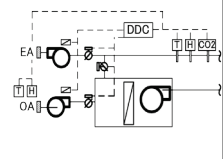
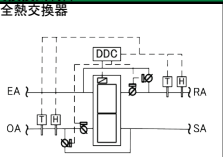
平成24年度—制御方式の分類

分類	システム	対象	制御	検出部*	制御目標*	動作*	分類の記号*								
冷却 	通常	集合	冷却塔群	台数制御	冷却塔冷却水出口温度	冷却塔冷却水出口温度	増段—減段								
		単体	冷却塔ファン	運転停止制御	冷却塔冷却水出口温度	冷却塔冷却水出口温度	ON-OFF	CT-Wt-01							
				回転数制御	冷却塔冷却水出口温度	冷却塔冷却水出口温度	周波数制御	CT-Wt-02							
			冷却塔バイパス弁	弁制御	冷却塔冷却水出口温度	(温度固定)	2方弁・3方弁の開閉	CT-Wt-03							
			冷却塔ファン	運転停止制御	冷却塔冷却水出口温度	冷却塔冷却水出口温度	ON-OFF	CT-Wt-04							
				回転数制御	冷却塔冷却水出口温度	(温度可変)	周波数制御	CT-Wt-05							
		冷却塔バイパス弁	弁制御	冷却塔冷却水出口温度	冷却塔冷却水出口温度	2方弁・3方弁の開閉	CT-Wt-06								
	フリークーリング	集合	冷却塔群	台数制御	外気温度(湿球温度)	能力(冷却水熱量)	増段—減段	CT-Ono-02							
		単体	冷却塔ファン	運転停止制御	冷却塔冷却水出口温度	冷却塔冷却水出口温度	ON-OFF	CT-Wt-04							
				回転数制御	冷却塔冷却水出口温度	冷却塔冷却水出口温度	周波数制御	CT-Wt-05							
		その他													
		熱源機 	複合熱源、同種複数熱源	熱源機群	台数制御	月日、時分	スケジュール	増段—減段	R-Ono-01						
ボイラー群				台数制御	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段—減段	R-Ono-02							
熱源機群	最適制御			蒸気圧力と蒸気発生量	能力(蒸気発生量)	増段—減段	R-Ono-03								
熱源機群	最適制御			流量・負荷・外気条件	能力(冷水/温水熱量)	増段—減段	R-Ono-04								
モジュール熱源	モジュール熱源		台数制御・容量制御	負荷流量・温度(熱量)	能力(冷水/温水熱量)	増段—減段および容量制御	R-Ono-05								
	熱源機単体		本体	容量制御	冷水/温水出口温度	圧縮機の周波数制御	R-Wt-01								
						圧縮機の増段—減段	R-Wt-02								
						サクシオンベーンの開閉	R-Wt-03								
	本体			燃焼量の調整	R-Wt-04										
	本体			蒸気量の調整	R-Wt-05										
	本体(冷水・温水同時取出)		冷水出口温度	冷水出口温度	冷水主群での容量制御	R-Wt-06									
	本体		温水出口温度	温水出口温度	温水主群での容量制御	R-Wt-07									
	本体	冷水送水温度制御	冷水出口温度	冷水出口温度(温度可変)	本体の容量制御	R-Wt-08									
蓄熱 	熱源機	水/水蓄熱	蓄熱量制御	月日、時分	スケジュール	ON-OFF	R-Hst-01								
				蓄熱槽温度	蓄熱量	ON-OFF	R-Hst-02								
				水位	蓄熱量	ON-OFF	R-Hst-03								
				熱量(蓄熱、放熱)	蓄熱量	ON-OFF	R-Hst-04								
				蓄熱量満室判断制御	蓄熱槽温度(出口側)	ON-OFF	R-Hst-05								
				蓄熱槽高効率化制御	冷凍機入口温度	ON-OFF	R-Hst-06								
	躯体蓄熱	空調機	送風機	給気口、排気口(ダンパ)	蓄熱量制御	月日、時分	スケジュール	ON-OFF	ST-Hst-01						
						外気条件、室内温湿度	可否判断	ON-OFF	ST-Hst-02						
						月日、時分	スケジュール	ON-OFF	ST-Hst-03						
						外気条件、室内温湿度	可否判断	ON-OFF	ST-Hst-04						
						蓄熱量設定値	蓄熱量設定値	ON-OFF	ST-Hst-05						
						弁の開閉	弁の開閉	ON-OFF	ST-Hst-06						
水搬送 	冷水ポンプ 温水ポンプ 冷温水ポンプ	クローズ	1次	ポンプ	運転停止制御	冷凍機の発停に連動	—	ON-OFF	P1-VWV-01						
					回転数制御	冷凍機の発停に連動	—	ON-OFF	P1-VWV-02						
					回転数制御(周波数制御による流量調整機能付き)	冷凍機の発停に連動	—	ON-OFF	P1-VWV-03						
					二次側負荷流量	流量	周波数制御	P1-VWV-04							
					冷凍機の冷水出入口温度差	流量	周波数制御	P1-VWV-05							
					二次側差圧	吐出圧力	周波数制御	P1-VWV-06							
					2次	ポンプ群	バイパス弁制御	吐出圧力	吐出圧力	吐出圧力	吐出圧力	バイパス弁の開閉	P2-VWV-01		
							台数制御	吐出圧力	吐出圧力	吐出圧力	吐出圧力	吐出圧力	増段—減段	P2-VWV-02	
							回転数制御(1台のみ)	吐出圧力	吐出圧力	吐出圧力	吐出圧力	吐出圧力	周波数制御	P2-VWV-03	
							回転数制御(全台数)	吐出圧力(負荷流量)	吐出圧力(末端差圧)	吐出圧力(末端差圧)	吐出圧力(末端差圧)	吐出圧力(末端差圧)	吐出圧力(末端差圧)	周波数制御	P2-VWV-04
								吐出圧力(負荷流量)	吐出圧力(末端差圧)	吐出圧力(末端差圧)	吐出圧力(末端差圧)	吐出圧力(末端差圧)	吐出圧力(末端差圧)	周波数制御	P2-VWV-05
								吐出圧力(末端差圧)	吐出圧力(末端差圧)	吐出圧力(末端差圧)	吐出圧力(末端差圧)	吐出圧力(末端差圧)	吐出圧力(末端差圧)	周波数制御	P2-VWV-06
ポンプ(制御弁の代替)	個別回転数制御	空調機吹出温度	空調機吹出温度	空調機吹出温度	空調機吹出温度	空調機吹出温度	周波数制御	P2-VWV-07							
		空調機還気温度	空調機還気温度	空調機還気温度	空調機還気温度	空調機還気温度	空調機還気温度	周波数制御	P2-VWV-08						
		空調機吹出温度	空調機吹出温度	空調機吹出温度	空調機吹出温度	空調機吹出温度	空調機吹出温度	周波数制御	P2-VWV-09						
		空調機還気温度	空調機還気温度	空調機還気温度	空調機還気温度	空調機還気温度	空調機還気温度	周波数制御	P2-VWV-10						
オープン	1次	ポンプ	運転停止制御	冷凍機の発停に連動	—	ON-OFF	P1-VWV-11								
			回転数制御	負荷流量、残蓄熱量	流量	周波数制御	P1-VWV-12								
			2次(オープン)	ポンプ群	運転停止制御	月日、時分	スケジュール	ON-OFF	P2-VWV-11						
					回転数制御	三次ポンプの発停に連動	—	ON-OFF	P2-VWV-12						
			3次	冷凍機群(放熱系統)	回転数制御	蓄熱系統送水温度	蓄熱系統送水温度	周波数制御	P2-VWV-13						
					台数制御	月日、時分	スケジュール	増段—減段	P3-VWV-01						
		回転数制御	負荷流量・温度(熱量)	能力(放熱量)	増段—減段	P3-VWV-02									
			負荷流量・温度(熱量)	能力(放熱量)	周波数制御	P3-VWV-03									
冷却水ポンプ オープン	ポンプ	運転停止制御	冷凍機と連動	—	ON-OFF	Pcd-VWV-01									
		回転数制御	冷凍機冷却水出口温度	冷凍機の冷却水出口温度(温度固定)	周波数制御	Pcd-VWV-02									
			冷凍機冷却水出入口温度差(冷凍機の冷却水)	周波数制御	Pcd-VWV-03										
その他															

※分類の定義
 検出部：制御装置において、制御対象、環境などから取り出す制御に必要な信号もしくは演算処理の結果を示す。
 制御目標：制御装置において、制御量とその値をとるよう目標として与えられる値を示す。目標値が一定の制御では設定値ともいう。
 動作：制御目標が設定値に達するための動き。たとえば機器のON-OFF、インバータによる周波数制御など。
 ※分類の記号
 分類(システム)—制御—連番で構成する。なお、分類はTSC-21のNaming Codeに準拠する。

表 V.4.1.2 空調システムの制御分類（空気搬送系統, 外気処理, 熱交換換気）

平成24年度－制御方式の分類

分類	システム	対象	制御	検出部*	制御目標*	動作*	分類の記号**	
空気搬送 	単一ダクト 空調機	ファン	運転停止制御 回転数制御	月日、時分 要求風量、VAV開度 VAV合計風量 VAV合計風量 吐出圧(可変) 室内温度 吐出圧(一定)	スケジュール VAV風量 給気風量 給気風量 末端圧 室内温度 吐出圧	ON-OFF 周波数制御 周波数制御 周波数制御 周波数制御 周波数制御 周波数制御	AHU-VAV-01 AHU-VAV-02 AHU-VAV-03 AHU-VAV-04 AHU-VAV-05 AHU-VAV-06	
	その他							
	換気 	給気 外調機	ファン	運転停止制御 回転数制御	月日、時分 月日、時分 CAV合計風量 CAV合計風量 吐出圧(可変)	スケジュール スケジュール 給気風量 給気風量 末端圧	ON-OFF 周波数制御 周波数制御 周波数制御 周波数制御	Fao-VAV-01 Fao-VAV-02 Fao-VAV-03 Fao-VAV-04 Fao-VAV-05
		外気処理なし ファン		運転停止制御 回転数制御	月日、時分 室内(RA)温度 排気ファンと連動	スケジュール ON-OFF 室内(RA)温度 —	ON-OFF 周波数制御 周波数制御	Fao-VAV-06 Fao-VAV-07 Fao-VAV-08
		排気 排気ファン	ファン	運転停止制御 回転数制御	月日、時分 吸込圧 CO濃度 燃焼機器運動	スケジュール 吸込圧 CO濃度 —	ON-OFF 周波数制御 周波数制御 周波数制御	Fea-VAV-01 Fea-VAV-02 Fea-VAV-03 Fea-VAV-04
		その他						
コイル 		冷却・加熱コイル 空調機	二方弁	温度制御	室内温度 還気温度 給気温度 給気露点温度	室内温度 室内温度 給気温度 給気露点温度	弁開度の比例制御 弁開度の比例制御 弁開度の比例制御 弁開度の比例制御	CU-Ath-01 CU-Ath-02 CU-Ath-03 CU-Ath-04
		外調機	二方弁	温度制御	給気露点温度 室内湿度	給気露点温度 室内湿度	弁の開閉 弁の開閉	CU-Ath-05 CU-Ath-06
	加温							
	その他							
	冷却・加熱コイル							
	その他							
外気処理制御 	(空調負荷に関する)							
	換気 	外気導入	外気量	最小外気量制御	月日、時分	スケジュール	ダンパの開閉 ファンのON-OFF	Foa-OAL-01 Foa-OAL-02
					室内CO2濃度	CO2濃度	ダンパ開度の比例制御 ファンの周波数制御	Foa-OAL-03 Foa-OAL-04
					月日、時分	スケジュール	ダンパの開閉 ファンのON-OFF	Foa-OAL-05 Foa-OAL-06
				ウォーミングアップ制御	月日、時分	スケジュール	外気・還気ダンパ開度の比例 給排気ファンの周波数制御	Foa-OAc-01 Foa-OAc-02
					外気温度、還気温度	還気温度	外気・還気ダンパ開度の比例 給排気ファンの周波数制御	Foa-OAc-03 Foa-OAc-04
外気エンタルピ、 還気エンタルピ					還気エンタルピ	外気・還気ダンパ開度の比例 給排気ファンの周波数制御	Foa-OAc-05 Foa-OAc-06	
その他								
熱交換換気制御 	全熱交換器							
	全熱交換器 (静止型)	本体	運転モード切替制御	手動	—	手動切替 (熱交換器－換気－OFF)	HEXaa-Hve-01 HEXaa-Hve-02	
				月日、時分	スケジュール	ロータ回転のON-OFF ロータ回転のON-OFF	HEXt-Hve-01 HEXt-Hve-02	
				外気温度、還気温度 還気エンタルピ	還気温度 還気エンタルピ	ロータ回転のON-OFF	HEXt-Hve-03	
				月日、時分	スケジュール	バイパスダンパの開閉 バイパスダンパの開閉	HEXt-Hve-04 HEXt-Hve-05	
				外気温度、還気温度 外気エンタルピ、 還気エンタルピ	還気温度 還気エンタルピ	バイパスダンパの開閉	HEXt-Hve-06	
その他								

※分類の定義

検出部：制御装置において、制御対象、環境などから取り出す制御に必要な信号もしくは演算処理の結果を示す。
 制御目標：制御装置において、制御量がその値をとるように目標として与えられる値を示す。目標値が一定の制御では設定値ともいう。
 動作：制御目標が設定値に達するための動き。たとえば機器のON-OFF、インバータによる周波数制御など。

※分類の記号

分類(システム)－制御－連番で構成する。なお、分類はTSC-21のNaming Codeに準拠する。

4. 2 制御方式の組合せ

制御方式の組合せからは、省エネルギーのシナジー効果が期待できる。空調システムには膨大な制御方式の組み合わせを取り得るが、実態は限定されたものである。そこで今年度の検討では、熱源・ポンプ回りと空調機回りについて、制御方式の組合せを絞り込んだ。

表V.4.2.1に絞り込みのマトリックスを、表V.4.2.2～3に今年度実測対象とした建物で採用されている制御方式の件数を示す。本調査での実測建物と制御方式はほぼ無作為に選定していることを考慮すると、表V.4.2.2の件数分布は現在良く採用されている制御方式を俯瞰したものと思われる。

表V.4.2.1 制御方式の組合せ

1.熱源・ポンプ廻り

凡例 :対象外 :直接関連なし

	熱源制御	1次ポンプ制御	2次ポンプ制御	冷却水ポンプ制御	冷却塔制御	2次側機器流量制御		
						すべて変流量(比例制御)	すべて変流量(比例+ON/OFF)	定流量混在
熱源制御		<input type="checkbox"/>	組合せ対象					
1次ポンプ制御			<input type="checkbox"/>					
2次ポンプ制御						<input type="checkbox"/>	組合せ対象	<input type="checkbox"/>
冷却水ポンプ制御					<input type="checkbox"/>			

2.空調機廻り

凡例 :対象外 :直接関連なし

	空調機制御	還気ファン制御	外気ファン制御	排気ファン制御	最小外気量制御	外気冷房制御	熱交換換気制御	備考
空調機制御		<input type="checkbox"/>				<input type="checkbox"/>		
還気ファン制御					組合せ対象			
外気ファン制御					<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		
排気ファン制御					<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		
最小外気量制御								
外気冷房制御								
熱交換換気制御								

表 V. 4. 2. 3 実測対象建物での制御方式の組合せ（空気搬送系統，外気処理，熱高換換気）

制御方式の分類				換気ファン・外気ファン・排気ファン									外気												
				換気ファン			外気ファン			排気ファン			最小外気量			外気冷房制御			熱交換器制御						
				運転停止制御	回転数制御	VAV制御	運転停止制御	回転数制御	VAV制御	運転停止制御	回転数制御	VAV制御	ダンパの開閉	ファンの運転停止	ダンパ開度比例制御	ファン周波数制御	VAV制御	ダンパ開度比例制御	ファン周波数制御	VAV制御	運転モード切替	ロータ運転停止制御	バイパスダンパ開閉		
分類	システム	対象	制御																						
熱源																									
空調	空調機	ファン	運転停止制御 回転数制御	4	1		3	1	2	8	1	1			9	2	3	6		2	1	1	2		
分類	システム	対象	制御																						
熱源																									
ファン	換気ファン	ファン	運転停止制御																						
			回転数制御												4			3							
	外気ファン	ファン	運転停止制御																						
			回転数制御														1				1		1	2	
	排気ファン	ファン	運転停止制御												1									1	
			回転数制御												3		3	2		2	1	1		3	

4. 3 省エネルギー効果

空調システムでは、「熱源系統」、「水搬送系統(ポンプ)」、「空気搬送系統(空調機)」、「外気処理」、「熱交換換気」の制御方式による単体での省エネルギー効果がある。さらに、それらの制御方式を組合せた場合には、複合での省エネルギー効果が期待できる。

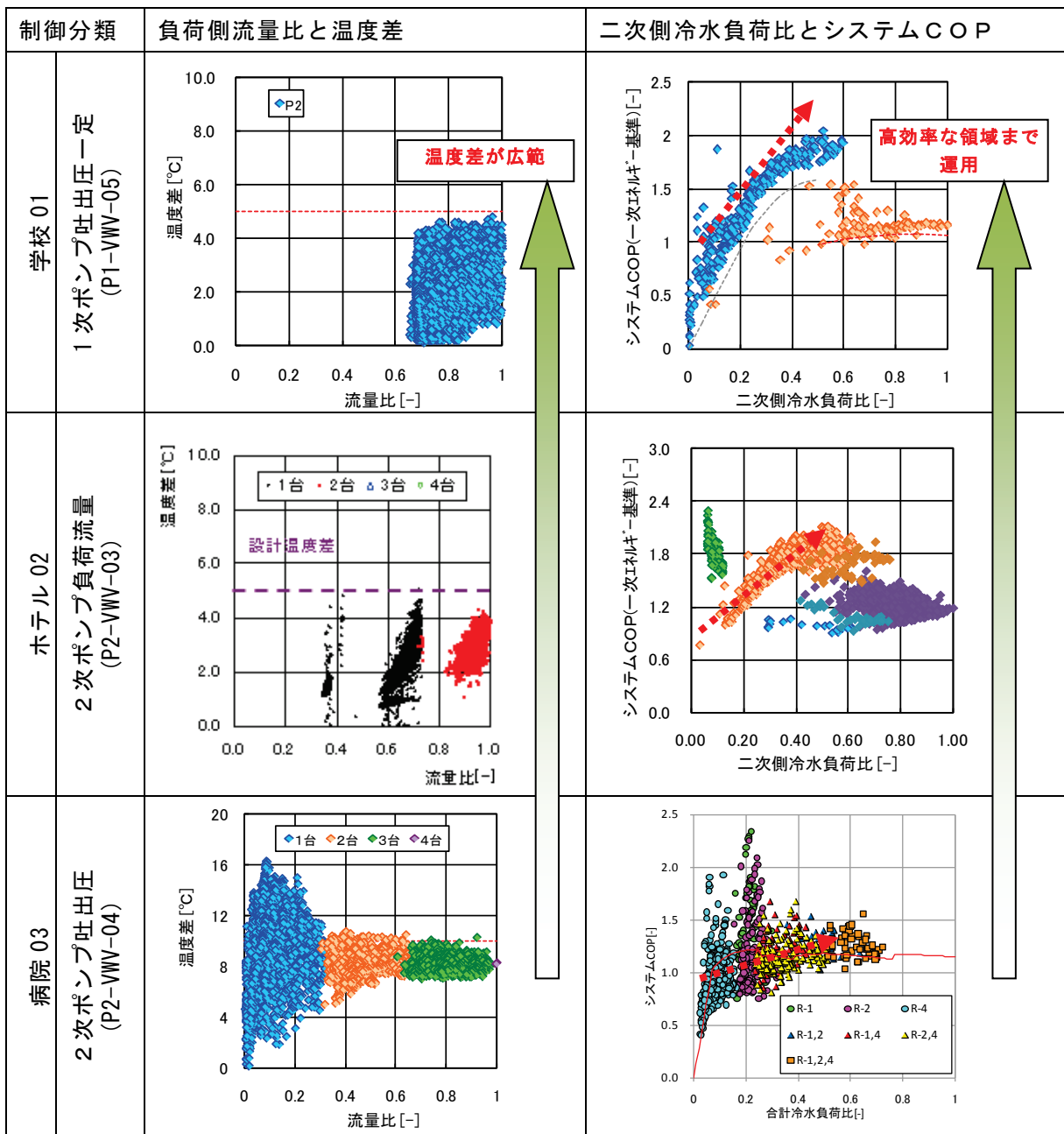
表V.4.3.1は、代表の実測対象建物における制御方式の組合せを示したものである。VWV制御の違いが風上側にある熱源の台数制御および機器性能に及ぼす影響、VAV制御の違いが風上側にあるVWV制御のポンプ性能に及ぼす影響が想定される。そこで、これらの評価値について次項で考察する。

表V.4.3.1 実測対象建物での制御方式の組合せ

建物名称		学校 01	ホテル 02	病院 03	事務所 08	ホテル 06
熱源台数 制御	自動 R-0no-02	○		○	※熱源は実測対象外	
	手動 R-0no-02		○			
VWV 制御	1次ポンプ吐出圧力 P1-VWV-05	○				
	2次ポンプ負荷流量 P2-VWV-03		○			
	2次ポンプ吐出圧力 P2-VWV-04			○	○	○
VAV 制御	給気風量 AHU-VAV-03	○	○	○	○	
	吐出圧一定 AHU-VAV-06					○

(1) 熱源台数制御とVWV制御の組合せの違い

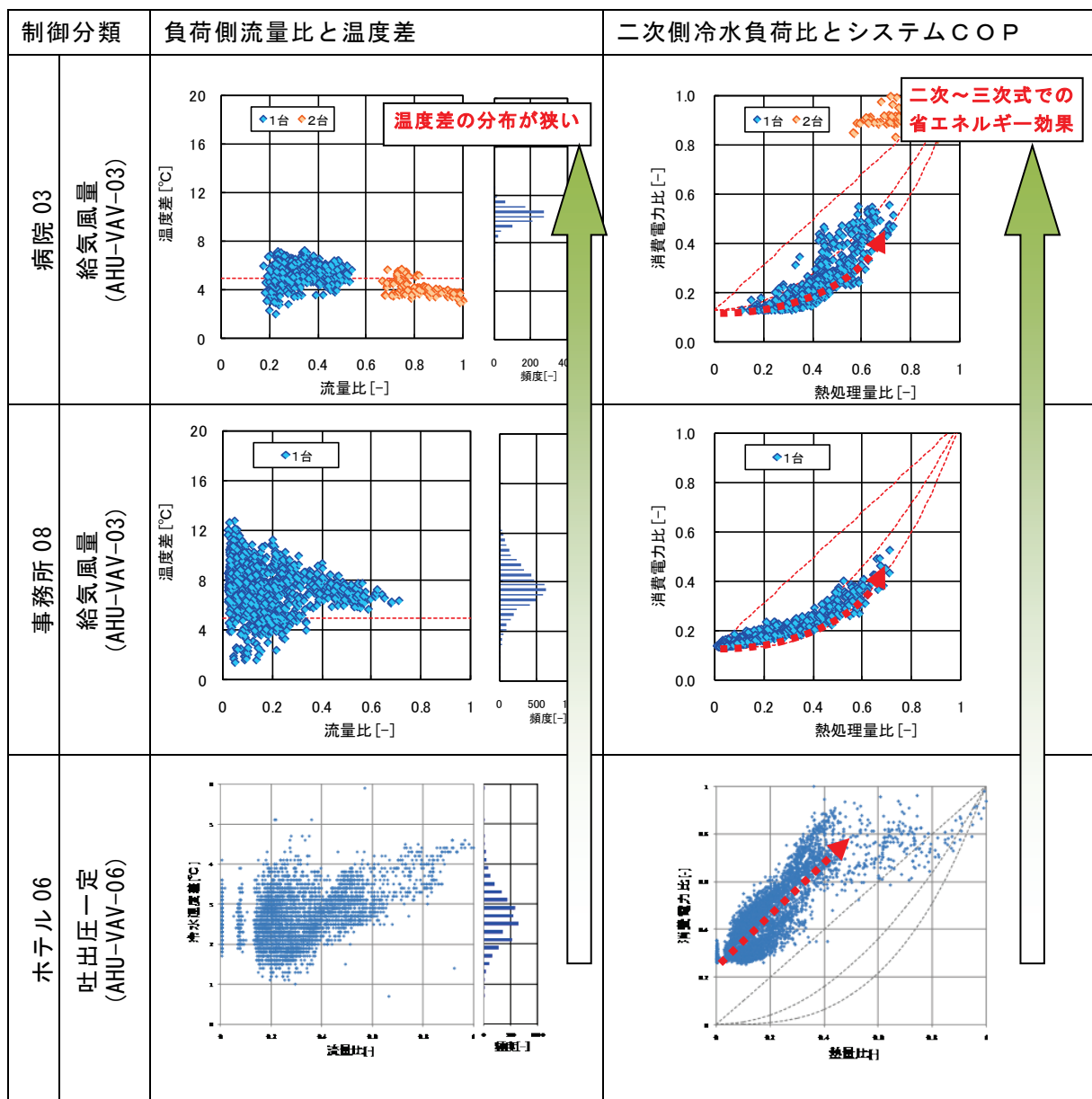
図V.4.3.1に熱源台数制御とVWV制御の組合せの違う建物での熱源システムCOPを示す。熱源台数制御は自動/手動、熱源機種の違いがあるものの、3建物とも負荷側熱量を制御目標に台数制御している。台数制御では、熱源機効率の高い部分負荷率での運転が望ましく、図中の機器は高負荷率において高効率となる部分負荷特性を有している。図より、負荷側の流量比が高く、温度差が広範であるほど、システムCOPが高い領域まで達しており、熱源台数制御としては、より省エネルギーな運用と思われる。ただし、流量比が高いことからポンプ動力が多めとなるため、エネルギー消費量予測のための評価値の特定に対しては、熱源システムの設定によるVWV制御の動作などトータルでの評価が必要である。



図V.4.3.1 熱源台数制御とVWV制御の組合せの違いによる熱源機器の省エネルギー効果

(2) V W V制御とV A V制御の組合せの違い

図V.4.3.2にV W V制御とV A V制御の組合せの違う建物での評価値を示す。比較対象とした建物のV A V制御では、給気温度のロードリセットの有無など制御条件に違いがあるものの、V A V制御の違いによるV W V制御の省エネルギー性への影響が概観できる。図より、V A V制御を吐出圧一定から要求風量とすることで負荷側冷水の温度差の分布が狭まり、V W V制御での消費動力比が二次～三次式の省エネルギーな運用となっている。ただし、V A V制御のパラメータ設定によっては、冷水温度差が取れないことも生じるため、エネルギー消費量予測のための評価値の特定に対しては、V A V制御の設定によるV W V制御の動作などトータルでの評価が必要である。



図V.4.3.2 V W V制御とV A V制御の組合せの違いによるV W V制御の省エネルギー効果

5. まとめ

本編では、熱源機器、搬送機器及び外気処理の空調システム（28施設、延べ制御件数70件）、給湯システム（15施設、延べ制御件数16件）について収集した実運転データを基に、エネルギー消費量予測のための評価値について解析した。以下に、これらの解析結果をまとめる。

5.1 熱源機器の制御に係る省エネルギー効果の評価

冷熱源機器を中心として、冷房負荷の変動に応じた熱源機器の運転台数制御、熱源送水温度制御及び冷却水温度制御、蓄熱槽を有する熱源設備の蓄熱制御の運転データを計測した。その結果、熱源機器の制御に係るエネルギー消費量予測のための評価値として以下の指標をまとめた。

(1) 熱源台数制御

熱源台数制御では、増減段時の部分負荷率と熱源機群の負荷率に対する入力、システムCOPを整理した。なお、今回は未整理であるが、負荷率に対する二次側流量も重要な評価項目として例示した。

整理の結果として、熱源台数制御の増段時と減段時とでヒステリシスがあることを確認した。さらに、代表建物について、増段時と減段時の熱源機器の負荷率を示した。

(2) 熱源送水温度制御

熱源送水温度制御では、冷水設定値と冷凍機の効率向上を整理した。

整理の結果として、熱源送水温度を7℃から8℃に上昇したことでCOPの向上が見られたが、高目の送水温度でのサンプル数が少ないため熱源送水温度とCOPの相関を整理するまでには至らなかった。

(3) 冷却水温度制御

冷却水温度制御では、自動制御による冷却水温度の設定変更について、実運用段階での運転データを収集し、冷凍機のCOPを整理した。

(4) 蓄熱制御

蓄熱制御では、夜間移行率と蓄熱槽からの熱損失、蓄熱運転時における熱源機器の部分負荷特性を整理した。

整理の結果として、実測建物7件での夜間移行率および蓄熱効率を示した。さらに、参考として既往の文献から蓄熱制御の評価事例の一部を示した。

5.2 搬送機器、外気処理システムの制御に係る省エネルギー効果の評価

空調・換気システムに適用される代表的な省エネルギー制御手法について、運転データを計測した。その結果、搬送機器、外気処理システムの制御に係るエネルギー消費量予測のための評価値として以下の指標をまとめた。

(1) 変流量（VWV）制御，変風量（VAV）制御

変流量（VWV）制御，変風量（VAV）制御について運転の実態を加味して，以下の機器単体のエネルギー効率についてその想定範囲を示した。

- ・流量（風量）比による消費電力の削減効果
- ・熱処理量比（負荷率）による消費電力の削減効果（熱処理量の温度差 ΔT は設計値で一定）
- ・熱処理量比（負荷率）による搬送効率 WTF(ATF)の向上効果（熱処理量の温度差 ΔT は設計値で一定）

整理の結果として、VWV制御の熱処理量比と消費電力比の回帰分析から下限周波数と最小消費電力比には正の相関が見られた。

また、VAV制御では、低風量比で温度差に変動が見られ、高風量比で温度差が低下する事例があった。この要因として給気風量制御と給気温度のロードリセットの不整合が想定できる。

（２）外気冷房制御，最小外気負荷制御，熱交換換気制御

・外気冷房制御

外気冷房の有無による外気冷房効果（コイル負荷の削減量）を整理した。なお、運転実態では、外気冷房時の加湿を回避するために湿度もしくは露点温度で外気冷房の有無を判断する場合があるが、これら外気冷房の判断については別途評価が必要である。

・最小外気負荷制御

最小外気負荷制御の有無による外気量の削減効果を整理した。なお、外気条件によって最小外気負荷制御と外気冷房制御はトレードオフの関係にあるので、外気冷房制御が無効な場合についての整理とした。

・熱交換換気制御

全熱交換器効率の実態について、風量比、給気風量、外気エンタルピーをパラメータとして整理した。

5. 3 給湯システムに係るエネルギー消費量の評価

給湯設備に適用される代表的なシステムについて、運転データを実測するとともにエネルギー使用量の実態を調査した。その結果、これまで同一期間の実運用における運転データの収集、解析が成されていなかった中央式給湯システム、局所式給湯システム、並びに太陽熱、排熱利用システムについて、エネルギー消費量を評価した。

（１）中央式給湯システム

- ・中央給湯システム用熱源機器の効率は、定格値より下回る。これは、熱源機器の発停が頻繁なことが大きな要因である。
- ・中央式給湯システムでのエネルギー消費に影響する要因として、配管放熱がある。今回の実測データを整理すると、配管放熱量は、給湯製造熱量の2～5割に及ぶ。配管放熱の特性として、循環水量と実測による日平均配管放熱量から、温度差を除いて整理すると、通常温度差 5°C より若干小さな値であることを確認した。

（２）局所式給湯システムの特性

局所式給湯システムでは給湯量が短時間で変化し、加熱の電力も短時間の入力となっている。なお、局所式給湯機の貯湯槽損失は、給湯室において日変化が小さい。

また、局所式給湯システムの給湯負荷と貯湯槽損失の整理から、給湯利用回数によっ

て給湯量の測定値が過大に評価される可能性が見られた。

(3) 太陽熱集熱量

太陽熱利用システムでは、太陽熱集熱量と温熱源に対する太陽熱利用率の実例を示し、北海道にある研修施設では、集熱量の減少する冬期に熱重要が多いものの、太陽熱利用率は負荷ベースで25%を達成することを確認した。

(4) 排熱利用システム

排熱利用システム（CGS）の発電効率では、エンジンの型式に依存するものの、ほぼ計画通りの効率を発揮していることを確認した。

CGSの排熱の利用率では、建物用途が病院において熱の利用率が計画値に近い値であったのに対して、事務所においては計画値を10ポイント程度下回った。

5. 4 制御方式の組合せと省エネルギー効果

空調方式の制御分類を整理した。さらに、制御方式の組合せの検討として、熱源・ポンプ回りと空調機回りについて、制御方式の組合せを絞り込んだ。これらの組合せに基づく代表の実測対象建物について、制御方式の組合せと省エネルギー効果を考察した。

(1) 熱源台数制御とVWV制御の組合せの違い

負荷側の流量比が高く、温度差が広範であるほど、システムCOPが高い領域まで達した運用となっている。ただし、流量比が高いことからポンプ動力が多めとなるため、エネルギー消費量予測のための評価値の特定に対しては、熱源システムの設定によるVWV制御の動作などトータルでの評価が必要である。

(2) VWV制御とVAV制御の組合せの違い

VAV制御を吐出圧一定から要求風量とすることで負荷側冷水の温度差の分布が狭まり、VWV制御での消費動力比が二次～三次式の省エネルギーな運用となっている。ただし、VAV制御のパラメータ設定によっては、冷水温度差が取れないことも生じるため、エネルギー消費量予測のための評価値の特定に対しては、VAV制御の設定によるVWV制御の動作などトータルでの評価が必要である。

VI編 結果検討会による検討

1. 目的

本結果検討会は、業務用建築物における空調・給湯システムの省エネルギーに関する(イ)～(ハ)の各調査分析の課題に関して、各委員会の学識経験者を含めた様々な専門家により調査分析結果を中立的な立場でレビューし、各調査の妥当性を検証することを目的とする。

(イ)熱源機器、搬送機器、外気処理システムの制御に係わる省エネルギー効果の実運転データ取得

(ロ)給湯システムに係わるエネルギー消費量の評価に必要なとされる実運転データ取得

(ハ)実運転データに基づくエネルギー消費量予測のための評価値の作成

本会の構成委員を表VI.1.1.1に示す。本結果検討会参加者は、“平成22年度国土交通省建築基準整備促進事業22 業務用建築物の省エネルギー基準に関する検討”の調査で行われた結果検討委員会のメンバーを中心に、学術的な識者、民間事業者から構成されている。各参加者の地域構成に関しては、北海道から九州まで全国を網羅し、また、民間事業者に関しては、設計事務所、総合建設業、設備工事業など、建築設備全般の企画から運用までのすべての段階にかかわる業者、事業者などから編成されている。以上、本分野を代表する著名な方々に、本調査分析結果に対して公正なレビューを行っていただいた。

結果検討会では、本調査の位置づけと今後、調査(イ)から(ハ)の結果に関する発表があり、参加者から活発な質疑とコメントが寄せられた。頂いたコメントに関しては可能な限り報告書に反映させたが、情報入手が困難等の理由により反映できなかった部分もあり今後の課題としたい。

◆結果検討会開催スケジュール

- ・日時 : 平成25年2月7日(木) 13:30～17:30
- ・場所 : ホテルガーデンパレス 2F 天空B
- ・審議内容 : (1)仮建築省エネ基準における本調査の位置づけと今後
(2)調査報告
 - 1)調査概要・実施体制
 - 2)搬送系の制御に係わる実測、分析、評価値について
 - ①VAV制御の実例、②VWV制御の実例、③質疑
 - 3)空調負荷・熱源制御に係わる実測、分析、評価値について
 - ①外気処理系統の実例、②熱源制御の実例、③蓄熱制御の実例、④質疑
 - 4)給湯システムに係わる実測、分析、評価値について
 - ①実測物件の概要、②中央式給湯システムの実例、
 - ③太陽熱システムの実例、④CGS排熱回収の実例、
 - ⑤局所式給湯システムの実例、⑥質疑
- (3)総合質疑

表VI.1.1.1(a) 結果検討会 出席者リスト

氏名	勤務先・役職名	備考
射場本 忠彦	東京電機大学 未来科学部 建築学科 教授	運営委員会 委員
吉田 治典	岡山理科大学 工学部 建築学科 教授	
柳原 隆司	東京大学 大学院 工学系研究科 建築学専攻 特任教授	
赤司 泰義	九州大学 大学院 人間環境学研究院 都市・建築学部門 教授	
岩本 静雄	神奈川大学 工学部 建築学科 教授	
松縄 堅	日建設計総合研究所 理事長	
佐藤 信孝	(株)日本設計 取締役副社長執行役員	
長井 達夫	東京理科大学 工学部 第一部建築学科 准教授	評価値 作成部会 委員
百田 真史	東京電機大学 未来科学部 建築学科 准教授	
前 真之	東京大学 大学院 工学系研究科 建築学専攻 准教授	
井上 隆	東京理科大学 理工学部 建築学科 教授	結果検討会 参加者
林 徹夫	九州大学 大学院 総合理工学研究院 教授	
下田 吉之	大阪大学 大学院 工学研究科 環境・エネルギー工学 教授	
近藤 靖史	東京都市大学 工学部 建築学科 教授	
長野 克則	北海道大学 大学院工学研究科 空間性能システム専攻 教授	
野部 達夫	工学院大学 建築学部 建築学科 教授	
倉渕 隆	東京理科大学 工学部 建築工学科環境工学研究室 教授	
栗城 幹男	(株)久米設計 環境設備設計部 統括部長 兼 環境技術本部 本部長	
石神 哲史	(株)山下設計 執行役員 環境設計部門 部門長	
古閑 幸雄	(株)大林組 設計本部 副本部長	
加藤 美好	大成建設(株) 設計本部 副本部長	
須山 喜美	(株)間組 技術研究所 技術研究第二部 部長	
伊東 啓一	(株)大気社 理事	
山田 博	東洋熱工業(株) 取締役常務執行役員 技術統轄本部長	
助飛羅 力	三機工業(株) スマートビルソリューション事業部 事業部長	
伊藤 修一	ダイダン(株) 営業本部 営業企画部 部長	
持木 宏之	国土交通省 住宅局住宅生産課 省エネ係長	
西澤 繁毅	国土技術政策総合研究所 住宅研究部 住環境計画研究室 主任研究官	
澤地 孝男	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ長	共同研究
桑沢 保夫	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 上席研究員	
宮田 征門	独立行政法人建築研究所 環境研究グループ 研究員	
正田 良次	高砂熱学工業(株) 取締役専務執行役員 社長室長	事業主体
樋口 裕幸	高砂熱学工業(株) 取締役常務執行役員 技術本部長	
五味 弘	高砂熱学工業(株) 総合研究所長	
倉田 昌典	高砂熱学工業(株) 営業本部 ファシリテイト・ソリューション部長	
井上 正憲	高砂熱学工業(株) 技術本部 生産技術部長	

表VI. 1. 1. 1 (b) 結果検討会 出席者リスト

氏名	勤務先・役職名	備考
柴田 克彦	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部長	事業主体
蝦名 基以	高砂熱学工業(株) 技術本部 生産技術部 課長	
守屋 寛之	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部 主査	
伊東 民雄	高砂熱学工業(株) 総合研究所 顧問	
増田 正夫	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部 担当課長	
白石 裕紀	高砂熱学工業(株) 総合研究所 研究開発1部 嘱託	
阿部 靖則	新菱冷熱工業(株) 計装エンジニアリング事業部 執行役員 事業部長	
竹之内 元	新菱冷熱工業(株) 執行役員 中央研究所長	
東風谷 哲朗	新菱冷熱工業(株) 首都圏事業本部長 首都圏設計部 部長	
岡村 峰督	新菱冷熱工業(株) 計装エンジニアリング事業部 営業部長補	
植田 俊克	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長	
鈴木 正美	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長	
前田 幸輝	新菱冷熱工業(株) 中央研究所 専任課長	
山下 彰夫	三機工業(株) 取締役専務執行役員	
富田 弘明	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 執行役員センター長	
鈴木 康司	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 都市エネルギー推進課長	
菊池 健二	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 都市エネルギー推進課 課長補佐	
川村 昌彦	三機工業(株) エネルギーソリューションセンター 環境エネルギー推進部 省エネルギー推進課 課長補佐	
佐々木 洋二	ダイダン(株) 技術研究所長	
中村 真	ダイダン(株) 技術研究所 副所長	
仲井 章一	ダイダン(株) 技術研究所 環境システム開発グループ長	
田中 法幸	ダイダン(株) 技術研究所 施工システム開発グループ 課長代理	

2. 検討結果

本調査結果全体および（イ）～（ハ）における調査分析結果に関する質疑について、質問とその回答およびコメントを示す。

全般的に、調査内容・調査結果そのものについてはおおむね高評価であったが、詳細や将来への取組みなどに関して多くのコメントが寄せられ、本調査に関する関心と期待の高さが伺われた。

2.1. 搬送系の制御に係わる実測、分析、評価値について

（質問）評価値を作成するに当たり、実態で決めるのか、それとも理想で決めるのか。

（回答）実態といっても、設計で工夫できるものと運用で工夫できるものがある。また、物件毎に特殊な事情で容易に評価できないものもある。今回の実測データは、評価値を作成するためのベースになるものと位置付けており、どのようにまとめるかは、今後に関係者で検討していく。

（コメント）ある物件のVAV制御の時系列データを見ると、温度差を確保できていないものがある。温度差がとれていないのは様々な要因が想定されるが、その要因を分析することが重要である。そのためにも、計測点の位置を把握できるようにフロー図等に明記して欲しい。

（コメント）VAV制御の最小外気量や下限周波数といった設定値を、データと共に示して欲しい。

（コメント）データとしてこれまで知り得なかったことを提示している。とても有用な成果である。

（コメント）WTF、ATFは比ではなく、実態値で示した方がとても役に立つ。

（コメント）VAVやVWVの理想線が下限周波数によって途中で折れた形状をしている。しかし、本来の理想線は折らない方がよい。そしてメーカーに対して下限周波数をもっと下げられるように働きかけることが必要である。

2.2. 空調負荷・熱源制御に係わる実測、分析、評価値について

（質問）蓄熱の省エネ計算の考え方を教えて欲しい。

（回答）蓄熱を導入することによって時間毎の負荷分布が変わる。常に負荷率の高い条件で冷凍機を運転することで計算結果として省エネになる。

（質問）蓄熱制御とインバータ式の冷凍機を組み合わせたようなケースでは、インバータのメリットが無くなってしまふことがある。特殊な組み合わせに対する省エネ計算の考え方を教えて欲しい。

（回答）現行の省エネ計算ではベーシックなシステムのみを対象にしている。特殊なシステムに対しては、別途に対応することになると思う。

（コメント）蓄熱制御に関しては過去に実測例があるので、それらも参考にして欲しい。

（コメント）可能ならば最新の事例も加えて欲しい。例えば、蒸発加湿器を使って加湿と冷却を同時に行えるシステムが大規模ビルに導入されており、大きな省エネ効果をあげている事例がある。

（コメント）熱交換換気制御や冷却水温度制御等において、搬送動力の増減を考慮した検討を行った方がよい。また、計測したデータを残して欲しい。

(コメント) 最小外気量制御における室内人員, あるいは外気冷房制御における室内負荷状況等のデータを併せて示すと, より説得力のあるデータになる.

(コメント) システム COP なのか機器単体の効率なのか, COP の定義を明確に書いて欲しい.

(質問) 熱源台数制御の理想曲線は熱量ベースで書かれているが, 実際は水量を補償するために早く増段したりしている. 熱量と水量の双方を加味した理想曲線を書けないのか.

(回答) 評価する上で表しきれないので今回は熱量ベースで表した. 今後検討できるようにデータを整理する.

2.3. 給湯システムに係わる実測, 分析, 評価値について

(コメント) 局所式給湯システムにおいて, 温度が低い方が省エネだと結論付けると, それだけが一人歩きすることが懸念される. レジオネラ菌の問題がある旨の注意書きをして欲しい.

(質問) 太陽熱利用の物件において性能が低かった理由として, タンク内の偏流や集熱器に問題があることはないのか.

(回答) 集熱器が 30 年前のものであるため, その経年劣化と集熱器表面の油汚れが大きな原因と考えている.

(質問) CGS において, 冷凍機に送られた排熱量は示されているが, 実際の冷凍能力が示されていない.

(回答) 熱源台数制御の実測例として示していたが, CGS の結果としても併せて示す.

2.4. その他 (総合質疑)

(質問) 設備のスタンバイのエネルギーが年間の 1 割にも及ぶという事例がある. インテグレートしたシステムに対して, 停止期間も含めたエネルギー削減の工夫が必要だと思う.

(回答) 設備のスタンバイのエネルギーは, まだ把握できていない状況だと認識している. 今後の重要な課題だと考えている.

(質問) 今回, 個々のパーツとしてのデータを提示して頂いた. しかし, 全体モデルとして見た場合, 複数システムの組み合わせの挙動を見ることができれば, 省エネルギーに向けた方向性をもっと見えてくるのではないか.

(回答) 複数システムの組み合わせの検討には, シミュレーションが必要だと思っている. また, 分析に当たっては, 設計の問題なのか運用の問題なのか切り分ける必要がある. 今後の課題として検討していきたい.

(質問) 今回のデータや解析結果の活用方法の一つとして, 色々な切り口のもとに, 推奨システムを特定することはできないのか.

(回答) まだ単体の切り口が分かってきたという段階である. これをどう活用していくかは次の段階と位置付けている.

(コメント) 今後データを標準化して良否を判断できるようにするためには, たくさんの生データが必要である. 決してチャンピオンデータやピークデータだけでなく, 全体を俯瞰して把握できるデータがこれまでなかった. 一方で, コストを下げるために矛盾をはらんだ状態で空調システムが完成したり, チューニングせずに施主が受け取ったりしている実態がある. そのような問題を解決していくためにも, 今回の成果は大変有意義である. 今後, どう活用していくか, 学会レベルでの取り組みも視野に入れて検討していきたい.

3. 今後の調査研究への要望

以上の結果を踏まえ、今後の調査研究への要望を以下にまとめる。

- (1) 実態と理想が乖離する状況における妥当な評価値作成方法の特定
- (2) 実測値とその評価結果の有効な活用方法の特定
- (3) 新しいシステムや機器を対象にした実測と評価
- (4) 熱交換換気制御や冷却水温度制御における搬送動力、最小外気量制御における在室人数、並びに外気冷房制御における室内負荷状況を併せた評価
- (5) 熱源台数制御において熱量と水量の双方を加味した評価
- (6) 停止期間を含めたエネルギー削減のための検討
- (7) 複数システムを組み合わせた評価

VII編 まとめ

本調査は、平成23年度から24年度の2カ年に渡り、空調システムの省エネルギー制御および給湯システムを分類し、実運転データの取得を行った。以下に、本調査の結果をまとめる。

(1) 本調査事業の目的と概要

本調査は、エネルギー消費量を評価指標とする業務用建物の新たな省エネルギー基準をより合理的なものとするために、空調システムの制御に係わる省エネルギー効果の実運転データ、並びに給湯システムに係わるエネルギー消費量の実運転データを取得して、省エネルギー基準の評価において活用可能な評価値としてとりまとめるものである。

空調システムでは、28施設、延べ制御件数70件について熱源機器での台数制御・蓄熱制御・熱源送水温度制御・冷却水温度制御、搬送機器での変流量(VWV)制御・変风量(VAV)制御、外気処理システムでの外気冷房制御・最小外気負荷制御・熱交換換気制御を対象とした。給湯システムでは、14施設、延べ制御件数15件について中央式給湯システム、局所式給湯システム、太陽熱利用システム・排熱利用システムを対象とした。両年度とも調査主体の4社と独立行政法人建築研究所との共同研究で進めた。調査全体の統制を行う委員会を設け、その傘下に部会および実務作業を行うWGを設けた。委員会には、学識経験者ならびに設計事務所の方々に参画いただいた。さらに年度ごとの最終取り纏めにおいては、本調査に係わる様々な専門家を招集し、調査結果のレビューを行う第三者的位置づけの委員会で議論した。

(2) 熱源機器の制御に係わる省エネルギー効果の実運転データ取得

冷熱源機器を中心として、冷房負荷の変動に応じた熱源機器の運転台数制御(自動制御7件、手動制御2件)、熱源送水温度制御(1件)及び冷却水温度制御(1件)、蓄熱槽を有する熱源設備の蓄熱制御(水蓄熱3件、氷蓄熱4件)の運転データを計測した。以下に計測結果をまとめる。

1) 熱源台数制御

- ・低負荷時やベース運転として効率の良い機器が優先して稼働されていた。
- ・自動制御に関しては、負荷に応じて熱源の発停が行われているが、負荷が低いにも拘わらず複数台の運転が行われている場合があった。
- ・手動制御に関しては、自動制御に比べて発停頻度が低い傾向にあった。自動制御と同様、負荷が低いにも拘わらず複数台の運転が行われている場合があった。

2) 熱源送水温度制御

- ・冷水送水温度設定値を7℃から10℃まで自動で変化させたが、冷凍機COPに明らかな差はなかった。これは設定温度変更が、負荷が少ない時期の短期間であったことが原因と考えられる。

3) 冷却水温度制御

- ・ターボ冷凍機3台については、2台が冷凍機入口冷却水温度の低下により熱源単体COP、冷却塔を含めたシステムCOPとも向上する傾向であったが、メーカー仕様値より若干低い値であった。その他1台については、冷却水温度によらずCOPは一定であった。
- ・吸収冷凍機1台については、冷凍機入口冷却水温度、COPともにほぼ一定であった。

4) 蓄熱制御

- ・水蓄熱に関しては、期間蓄熱効率 48%～81%、月別蓄熱効率の最大値 60%～86%であった。
- ・氷蓄熱に関しては、期間蓄熱効率 71%～95%、月別蓄熱効率の最大値 80%～97%であった。
- ・負荷が少ない月に蓄熱効率が低下する事例があり、蓄放熱量の運用改善により効率が向上する余地が残されている。
- ・東日本大震災後に、ピーク電力削減のため意図的に運転パターンを変更する事例があった。

(3) 搬送機器、外気処理システムの制御に係わる省エネルギー効果の実運転データ取得

搬送機器を中心として、水搬送機器の変流量（VWV）制御（22 件）、空調機・外調機の変風量（VAV）制御（18 件）、外気処理システムの外気冷房制御（4 件）、最小外気負荷制御（4 件）、熱交換換気制御（4 件）の運転データを計測した。以下に計測結果をまとめる。

1) VWV制御、VAV制御の省エネルギー効果の実態

- ・制御が理論通り（設計思想通り）動作していない事例も見受けられた。
多くは、設定値などの調整が適切に行われていないことが原因と考えられる。省エネルギー効果が期待される制御手法を導入しても、設計・運用・調整に不備があれば、所望の省エネルギー効果が得られないことに留意すべきである。
- ・一方で、理論性能に近い結果が得られた事例もいくつか見受けられた。
これらは、施工時のコミッショニングおよび運用時のチューニングが適切に実施されていた建築物であると推察される。

2) 外気処理システムの省エネルギー効果

- ・外気処理システムでは、運転実態と外気負荷の削減効果が確認できた。

3) 実運転データについて

- ・搬送機器・外気処理システムの制御にかかる実態データを多数収集できたことにより、様々な観点から事例を横並びで把握することができた。省エネルギー化を図るためには、このような実測を行う意義は高く、非常に貴重なデータが収集できたといえる。これらの実測データを分析することで、エネルギー消費量予測のための評価値を制御手法ごとに推察することが可能となる。

(4) 給湯システムに係わるエネルギー消費量の評価に必要とされる実運転データ取得

給湯設備に適用される代表的な給湯システムについて、中央式給湯システム（6 件）、局所式給湯システム（2 件）、太陽熱・排熱利用運転（7 件）の運転データを計測した。以下に計測結果のまとめを示す。

1) データ収集間隔

データ収集間隔では、給湯システムの運転特性を考慮した。

- ・中央式給湯システムの計測では、細かな変動を見逃さないために、データ収集間隔は 1 分を基本とした。なお、分析には 1 時間平均値を用いた。
- ・局所式給湯システムの計測では、更に細かな変動を把握するために、データ収集間隔は 1 秒または 2 秒とした。
- ・太陽熱システム・排熱利用システムの計測では、1 日ごと 1 ヶ月ごとの評価を行うためデータ収集間隔は 1 時間を基本とし、必要に応じて更に細かな間隔でデータ収集を行った。

2) エネルギー使用の実態

①中央式給湯システム

i)温水ヒーター

- ・1時間データにおけるボイラ効率は95%以下（高位発熱基準）であった。また1週間データにおけるボイラ効率は67.3～73.8%であった。
- ・1時間データにおけるボイラの負荷率は40%以下であった。
- ・病院06での温水ヒーターの更新事例では、更新後ボイラ効率が10%ほど改善された。
- ・給湯用温水ヒーターが導入される規模の建物では、空調加熱やろ過昇温等への熱供給のために多回路型の温水ヒーターが設置されることが多い。このとき給湯負荷が無く給湯以外の負荷（空調やろ過等）のみがある場合は、負荷率が下がり発停を頻繁に繰り返すことによってボイラの効率が低下する傾向が見られた。

ii)ヒートポンプ

- ・ヒートポンプ給湯機の実測例として偏流が起きやすいことがあり、この場合負荷のバランスが悪くなり熱源機器の効率が低下する傾向が見られた。
- ・機器のCOPは1.5～3であった。

②局所式給湯システム

- ・使用量が少ない場合は給湯熱量に対する放熱熱量の割合が高くなる傾向が見られた。

③太陽熱利用システム・排熱利用システム

i)太陽熱利用システム

- ・メーカー仕様値に比べて低い集熱効率であり、放熱の影響が大きいと考えられる。

ii)排熱利用システム

- ・総合効率（高位発熱基準）は55.8～68.9%程度であった。

④給湯設備の運転状況

- ・機器容量の過大選定や熱源系統の偏流など実際の給湯設備の運転状況は設計時の想定通りになっていない物件が見られた。

⑤機器容量

- ・給湯設備は湯切れ防止を重視して計画されるため、計算の随所に余裕を見込んで機器を選定している。そのため実際の運用では設計値を下回った能力で運転されていることが多い。
- ・過大に機器が選定されることにより負荷率が低下し、結果的にボイラ効率が機器仕様値より低い状態で運転されている物件が見受けられた。

⑥配管放熱

- ・配管放熱は配管の口径、保温厚さ・材質、給湯温度に依存するため配管放熱量は給湯負荷に拘わらずほぼ一定であった。
- ・給湯熱量が少ないときは、給湯熱量に対する配管放熱量の割合が高くなる傾向があった。

⑦給湯設備の課題

- ・給湯設備の運転状況を把握する上で、燃料消費量の他に給湯補給水量、製造熱量などの計測器を機器設置段階で導入し、得られた結果を分析することが望まれる。

(5) 実運転データに基づくエネルギー消費量予測のための評価値の作成

収集した 35 施設，延べ制御件数 85 件の実運転データを基に，エネルギー消費量予測のための評価値について解析した．以下に解析結果をまとめる．

1) 熱源機器の制御に係る省エネルギー効果の評価

熱源機器の制御に係るエネルギー消費量予測のための評価値として以下の指標をまとめた．

①台数制御

熱源台数制御では，増減段時の部分負荷率と熱源機群の負荷率に対する入力，システム COP を整理した．

整理の結果として，熱源台数制御の増段時と減段時とでヒステリシスがあることを確認した．さらに，代表建物について，増段時と減段時の熱源機器の負荷率を示した．

②熱源送水温度制御

熱源送水温度制御では，冷水設定値と冷凍機の効率向上を整理した．

整理の結果として，熱源送水温度を 7℃から 8℃に上昇したことで COP の向上が見られたが，高めの送水温度でのサンプル数が少なかったため熱源送水温度と COP の相関を整理するまでには至らなかった．

③冷却水温度制御

冷却水温度制御では，自動制御による冷却水温度の設定変更について，実運用段階での運転データを収集し，冷凍機の COP を整理した．

④蓄熱制御

蓄熱制御では，夜間移行率と蓄熱槽からの熱損失，蓄熱運転時における熱源機器の部分負荷特性を整理した．

整理の結果として，実測建物 7 件での夜間移行率および蓄熱効率を示した．さらに，参考として既往の文献から蓄熱制御の評価事例の一部を示した．

2) 搬送機器，外気処理システムの制御に係る省エネルギー効果の評価

搬送機器，外気処理システムの制御に係るエネルギー消費量予測のための評価値として以下の指標をまとめた．

①変流量（VWV）制御，変風量（VAV）制御

VWV 制御，VAV 制御について運転の実態を加味して，以下の機器単体のエネルギー効率についてその想定範囲を示した．

- ・流量（風量）比による消費電力の削減効果
- ・熱処理量比（負荷率）による消費電力の削減効果（熱処理量の温度差 ΔT は設計値で一定）
- ・熱処理量比（負荷率）による搬送効率 WTF(ATF) の向上効果（熱処理量の温度差 ΔT は設計値で一定）

整理の結果として，VWV 制御の熱処理量比と消費電力比の回帰分析から下限周波数と最小消費電力比には負の相関が見られた．

また，VAV 制御では，低風量比で温度差に変動が見られ，高風量比で温度差が低下する事例があった．この要因として給気風量制御と給気温度のロードリセットの不整合が想定できる．

②外気冷房制御，最小外気負荷制御，熱交換換気制御

- ・外気冷房制御

外気冷房の有無による外気冷房効果（コイル負荷の削減量）を整理した．

- ・最小外気負荷制御

最小外気負荷制御の有無による外気量の削減効果を整理した。

- ・熱交換換気制御

全熱交換器効率の実態について、風量比、給気風量、外気エンタルピーをパラメータとして整理した。

なお、運転実態では、外気冷房時の加湿を回避するために湿度もしくは露点温度で外気冷房の有無を判断する場合があるが、これら外気冷房の判断の妥当性については別途評価が必要である。また、外気条件によって最小外気負荷制御と外気冷房制御の効果はトレードオフの関係にあるので、データの件数を増やすことで外気冷房制御の有効時及び無効時ごとの整理が必要である。

3) 給湯システムに係るエネルギー消費量の評価

中央式給湯システム、局所式給湯システム、並びに太陽熱利用システム、排熱利用システムについて、エネルギー消費量を評価した。

①中央式給湯システム

- ・中央式給湯システム用熱源機器の効率は、定格値より下回る。これは、熱源機器の発停が頻繁なことが大きな要因である。
- ・中央式給湯システムでのエネルギー消費に影響する要因として、配管放熱がある。今回の実測データを整理すると、配管放熱量は、給湯製造熱量の2～5割に及ぶ。配管放熱の特性として、循環水量と実測による日平均配管放熱量から、温度差を除いて整理すると、通常の温度差5℃より若干小さな値であることを確認した。

②局所式給湯システムの特性

局所式給湯システムでは給湯量が短時間で変化し、加熱の電力も短時間の入力となっている。なお、局所式給湯機の貯湯槽損失は、給湯室において日変化が小さい。

また、局所式給湯システムの給湯負荷と貯湯槽損失の整理から、給湯利用回数によって給湯量の測定値が過大に評価される可能性が見られた。

③太陽熱利用システム

太陽熱利用システムでは、太陽熱集熱量と温熱源に対する太陽熱利用率の実例を示し、一例として、集熱量の減少する冬期に熱重要が多いものの、太陽熱利用率は負荷ベースで25%を達成することを確認した。

④排熱利用システム

排熱利用システム（CGS）の発電効率では、エンジンの型式に依存するものの、ほぼ計画通りの効率を発揮していることを確認した。

CGSの排熱の利用率では、建物用途が病院においては実際の利用率が計画値に近い値であったのに対して、事務所においては計画値を10ポイント程度下回った。

4) 制御方式の組合せと省エネルギー効果

空調方式の制御分類を整理した。さらに、制御方式の組合せの検討として、熱源・ポンプ回りと空調機回りについて、制御方式の組合せを絞り込んだ。これらの組合せに基づき、代表的な実測対象建物について、制御方式の組合せと省エネルギー効果を考察した。

①熱源台数制御とVWV制御の組合せの違い

負荷側の流量比が高く、温度差が広範であるほど、システムCOPが高い領域まで達した

運用となっている。ただし、流量比が高いことからポンプ動力が多めとなる

②VWV制御とVAV制御の組合せの違い

VAV制御を吐出圧一定から要求風量とすることで負荷側冷水の温度差の分布が狭まり、VWV制御での消費動力比が二次～三次式の省エネルギーな運用となっている。ただし、VAV制御のパラメータ設定によっては、冷水温度差が取れないことも生じる。

なお、エネルギー消費量予測のための評価値の特定に対しては、熱源システムの制御設定の違いによるVWV制御の動作、VAV制御の制御設定の違いによるVWV制御の動作など、制御条件を含めたトータルでの評価が必要である。

© 建築研究資料 第 177 号

平成 28 年 11 月 印刷・発行

編集 国立研究開発法人建築研究所
発行

本資料の転載・複写の問い合わせは下記まで

国立研究開発法人建築研究所企画部企画調査課

〒305-0802 茨城県つくば市立原 1 番地
電話(029) 864-2151 (代)