

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

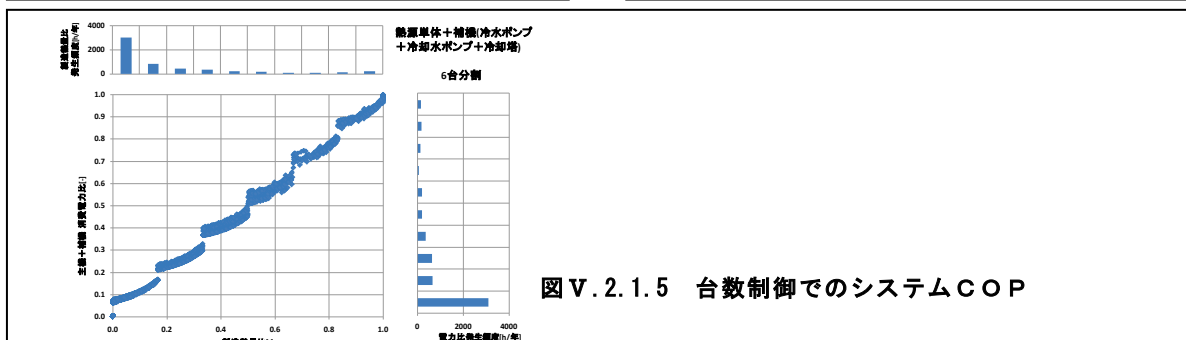
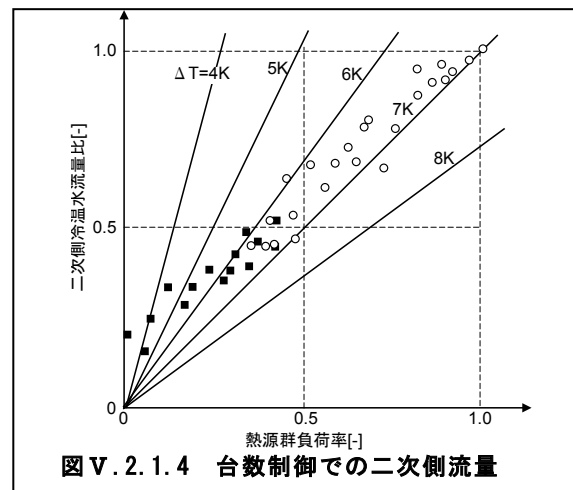
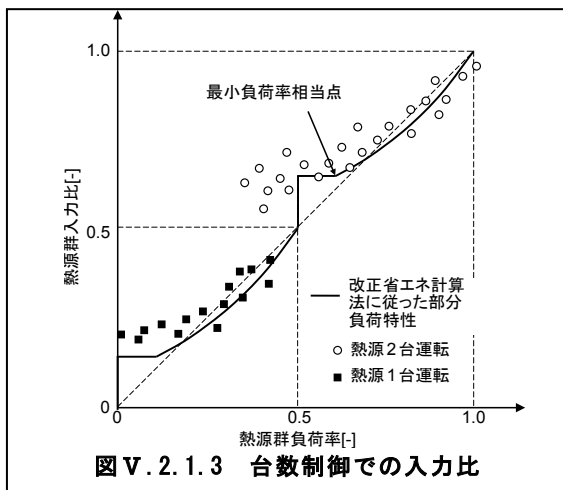
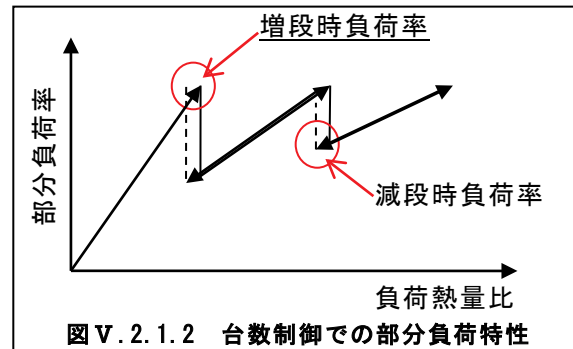
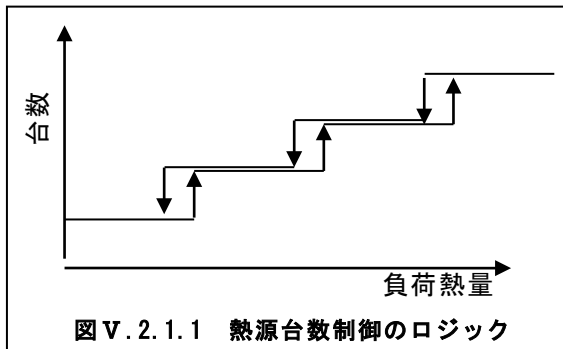
2. 1 熱源機器の制御に係わる評価方法

(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。

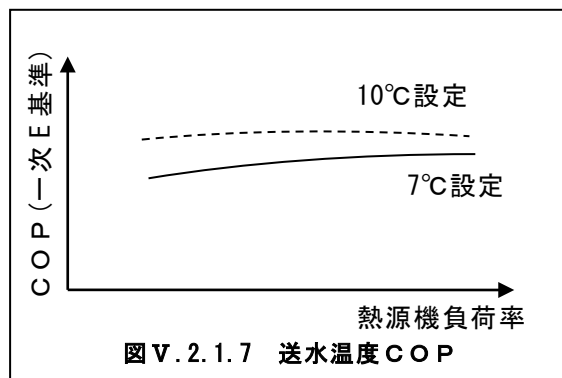
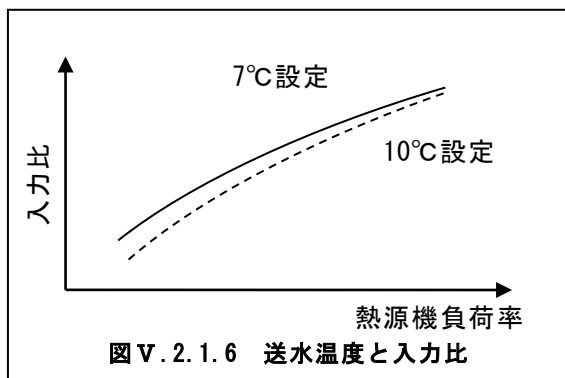


(2) 熱源送水温度制御

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。

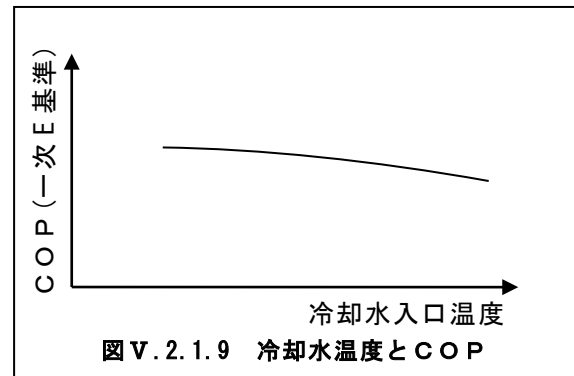
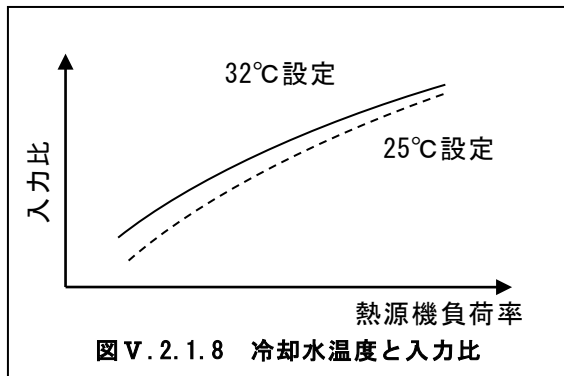


(3) 冷却水温度制御

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。

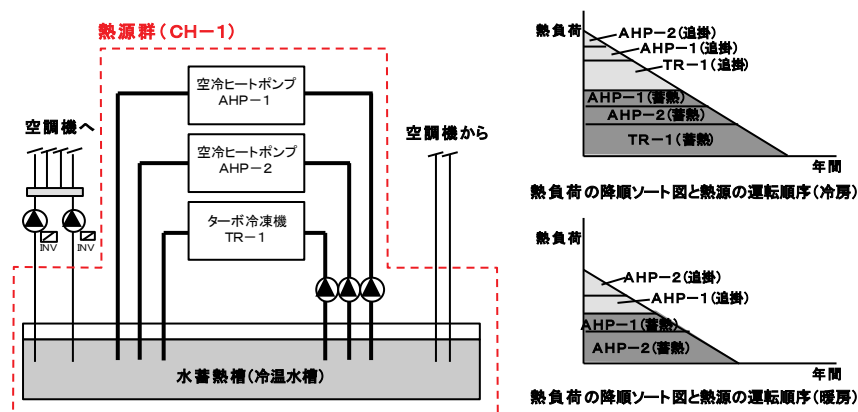


図 V. 2. 1. 10 冷温水蓄熱槽を設置の例

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。

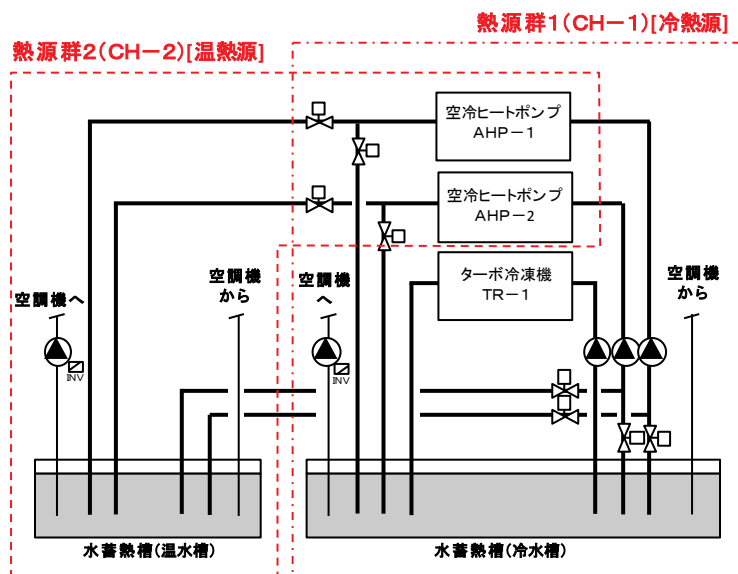


図 V. 2. 1. 11 冷水槽と温水槽を分けて設置の例

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。

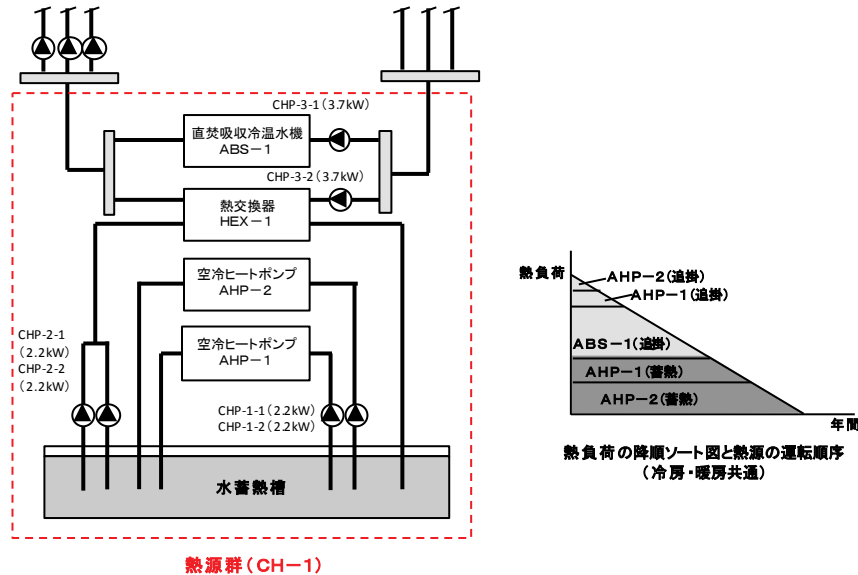


図 V. 2. 1. 12 蓄熱システムと他熱源機器と並列に組み合わせて設置の例

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。

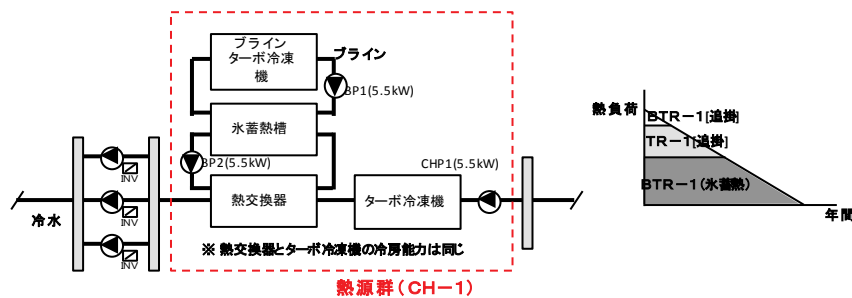
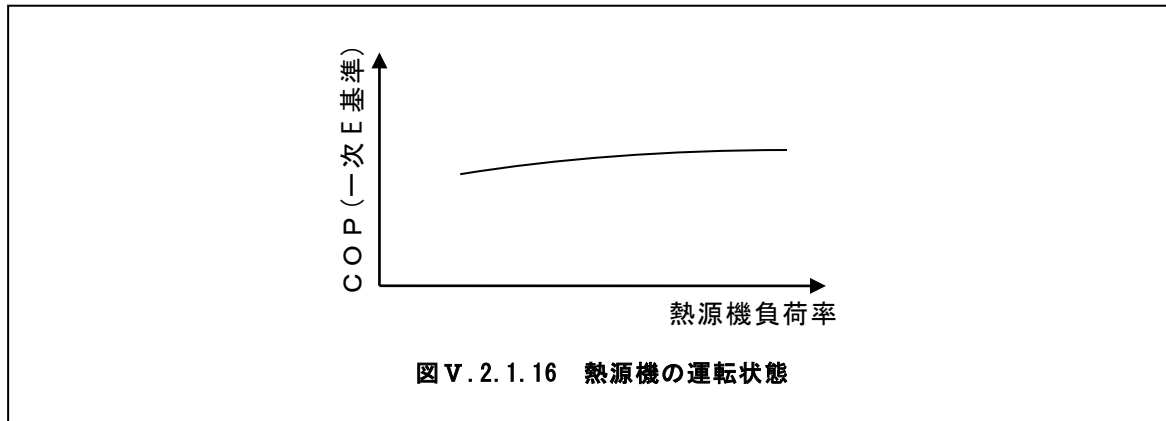
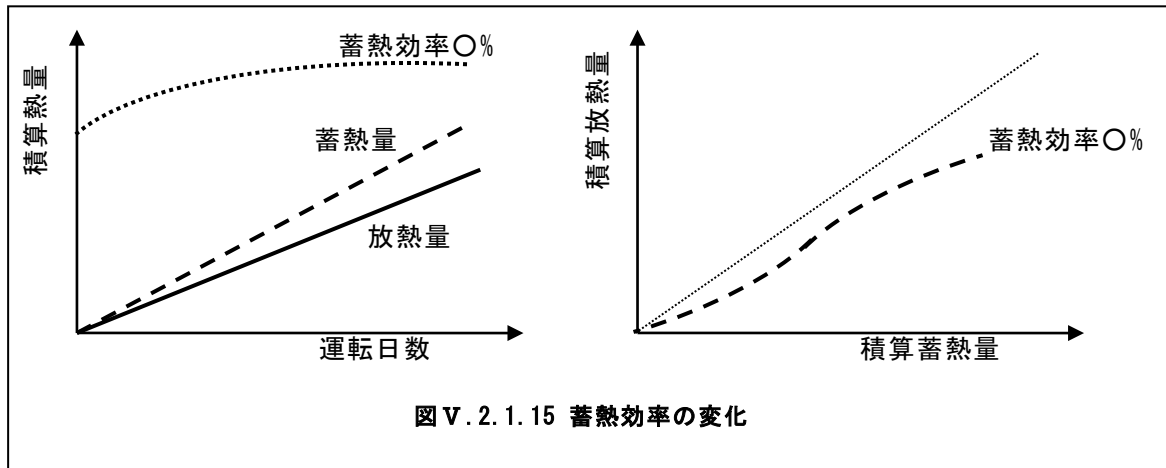
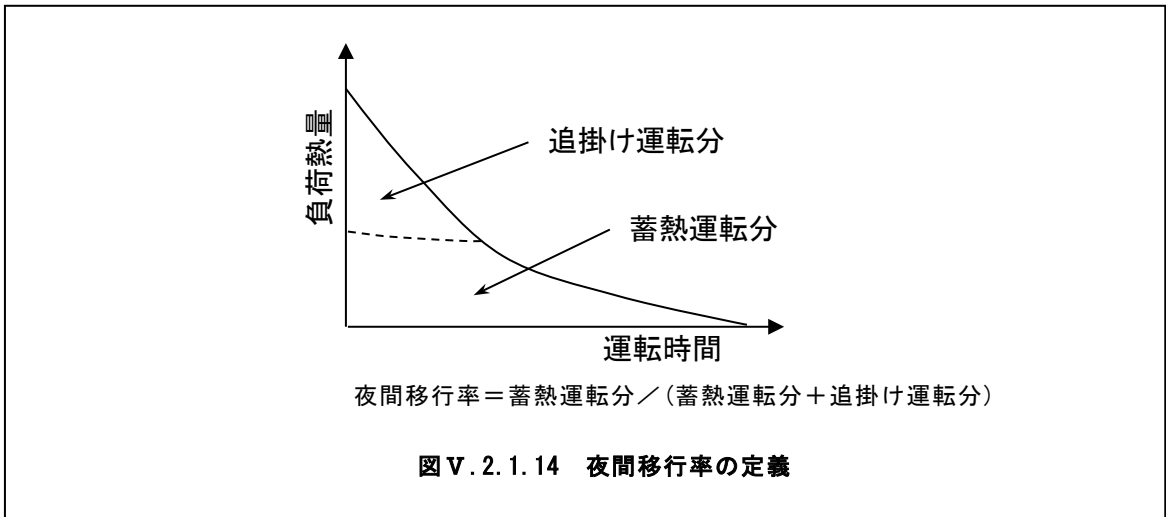


図 V. 2. 1. 13 蓄熱システムと他熱源機器と直列に組み合わせて設置の例

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。



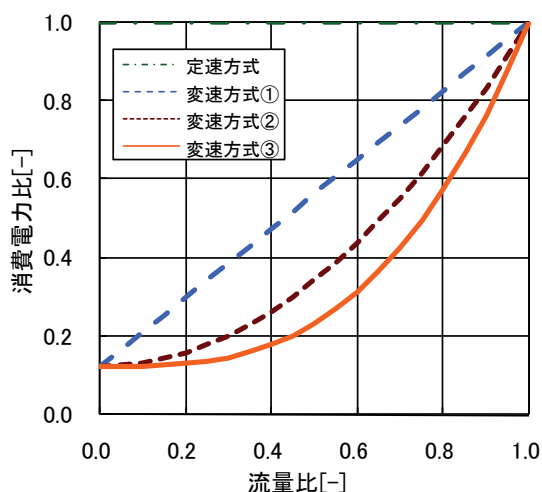
2. 2 搬送機器，外気処理システムの制御に係わる評価方法

(1) 搬送機器の変流量制御，変風量制御

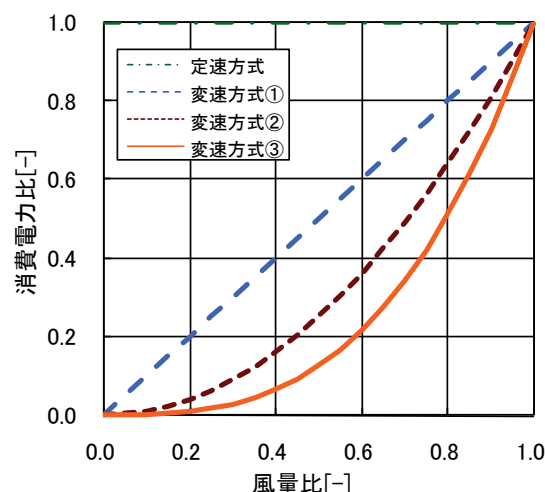
搬送機器のVWV制御，VAV制御では，通常インバータを用いた回転数制御を用いている。回転数制御では，基本的にファン法則に従い風量比と圧力比に応じて消費電力が変化する。図V.2.2.1にVWV制御での流量比と消費電力比の関係，図V.2.2.2にVAV制御での風量比と消費電力比の関係を示す。VWV制御では，配管のヘッド圧があるため下限周波数を50%程度と設定することが多い。二次側負荷での流量要求がない下限周波数での運転であっても，バイパス弁の操作によりポンプでの送水は生じるため，最小動力を回転数の3乗から $0.125(=0.5^3)$ とした。なお，VAV制御では負荷側での風量要求がない場合は，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-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-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-タ効率 95%			
VAV制御 (圧力可変) 空調機 下限周波数 20% インパ-タ効率 95%			

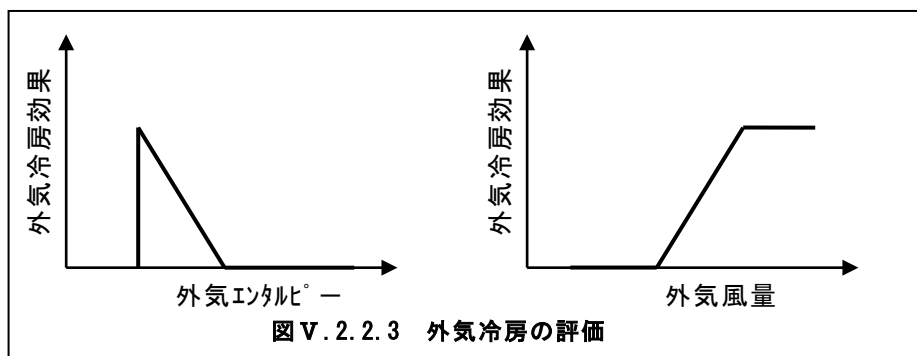
(2) 外気冷房制御，最小外気負荷制御，熱交換換気制御

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．

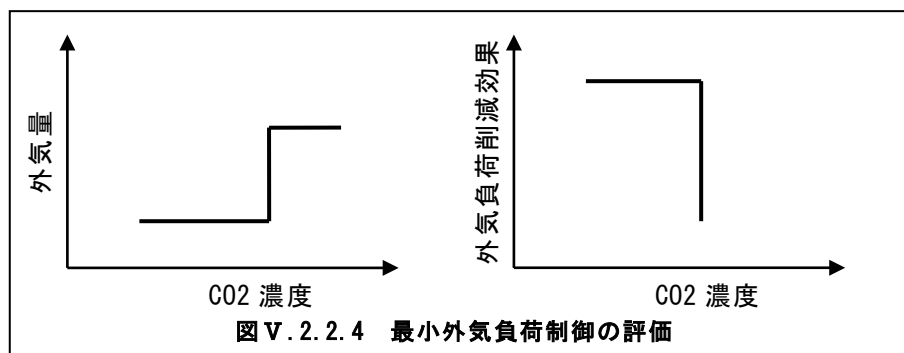
なお，運転実態では，外気冷房時の加湿を回避するために湿度もしくは露点温度で外気冷房の有無を判断する場合がある．これら外気冷房の判断については別途評価が必要である．



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．

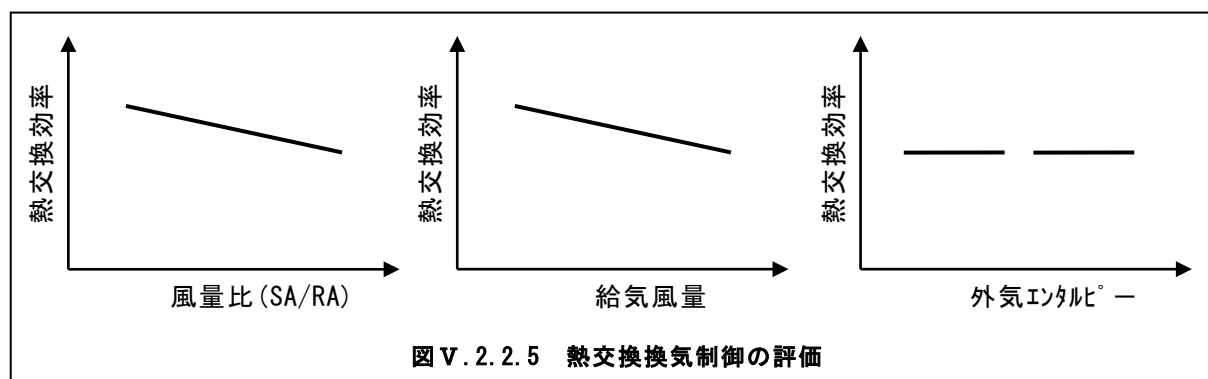


③熱交換換気制御

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) 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

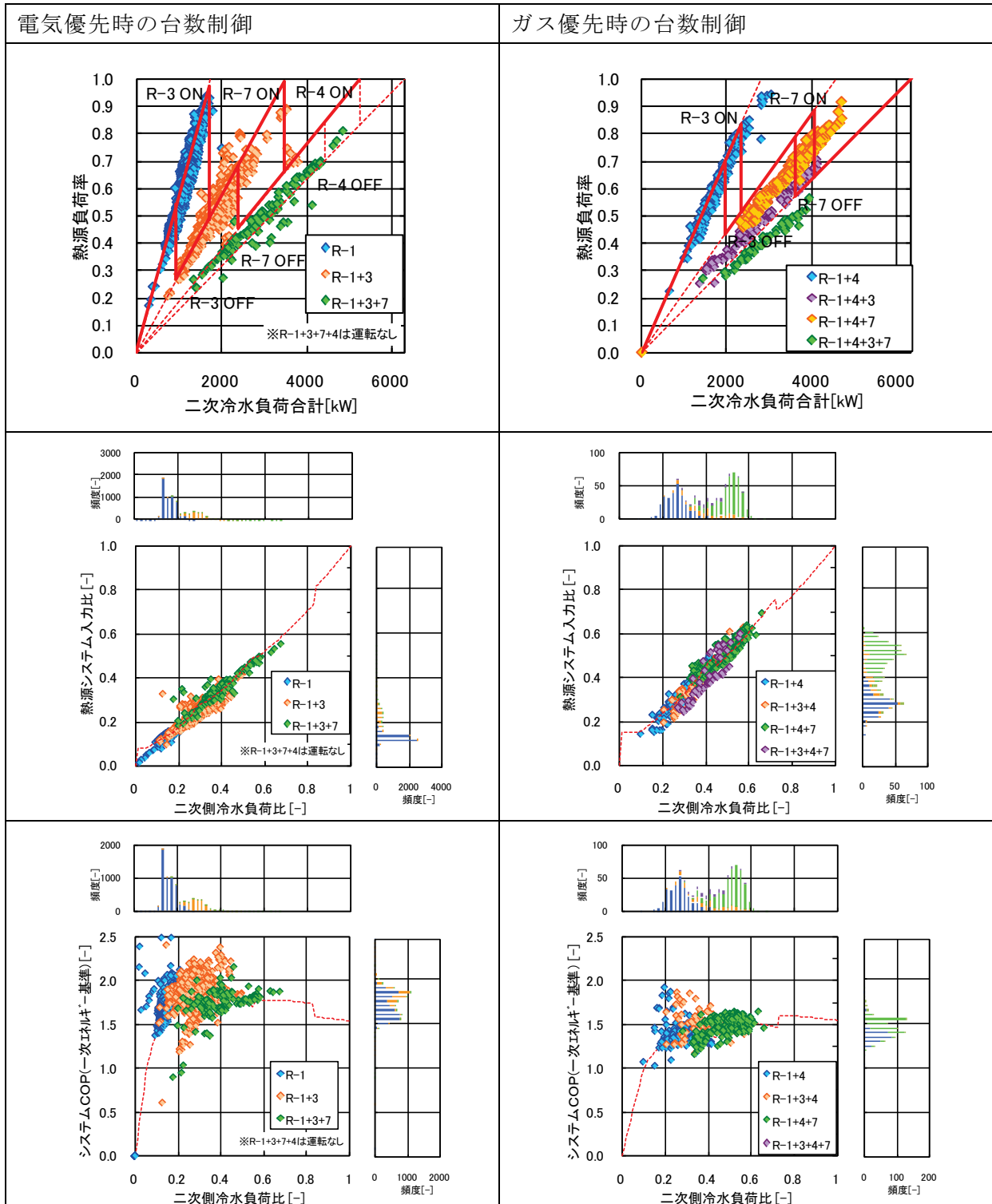


図 V.2.3.1 空調負荷と台数制御, 熱源システムの効率

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

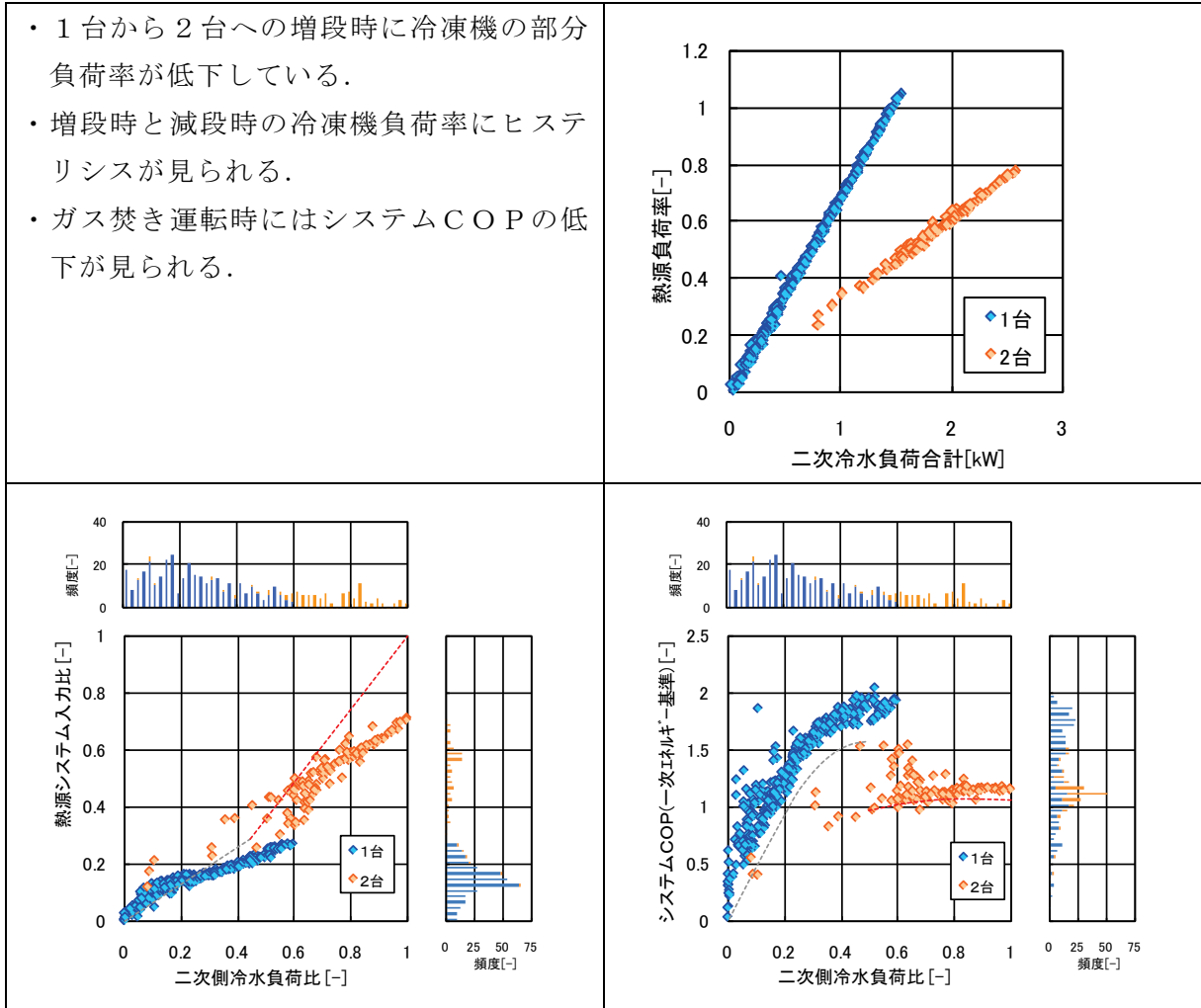


図 V. 2. 3. 2 空調負荷と台数制御, 熱源システムの効率

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

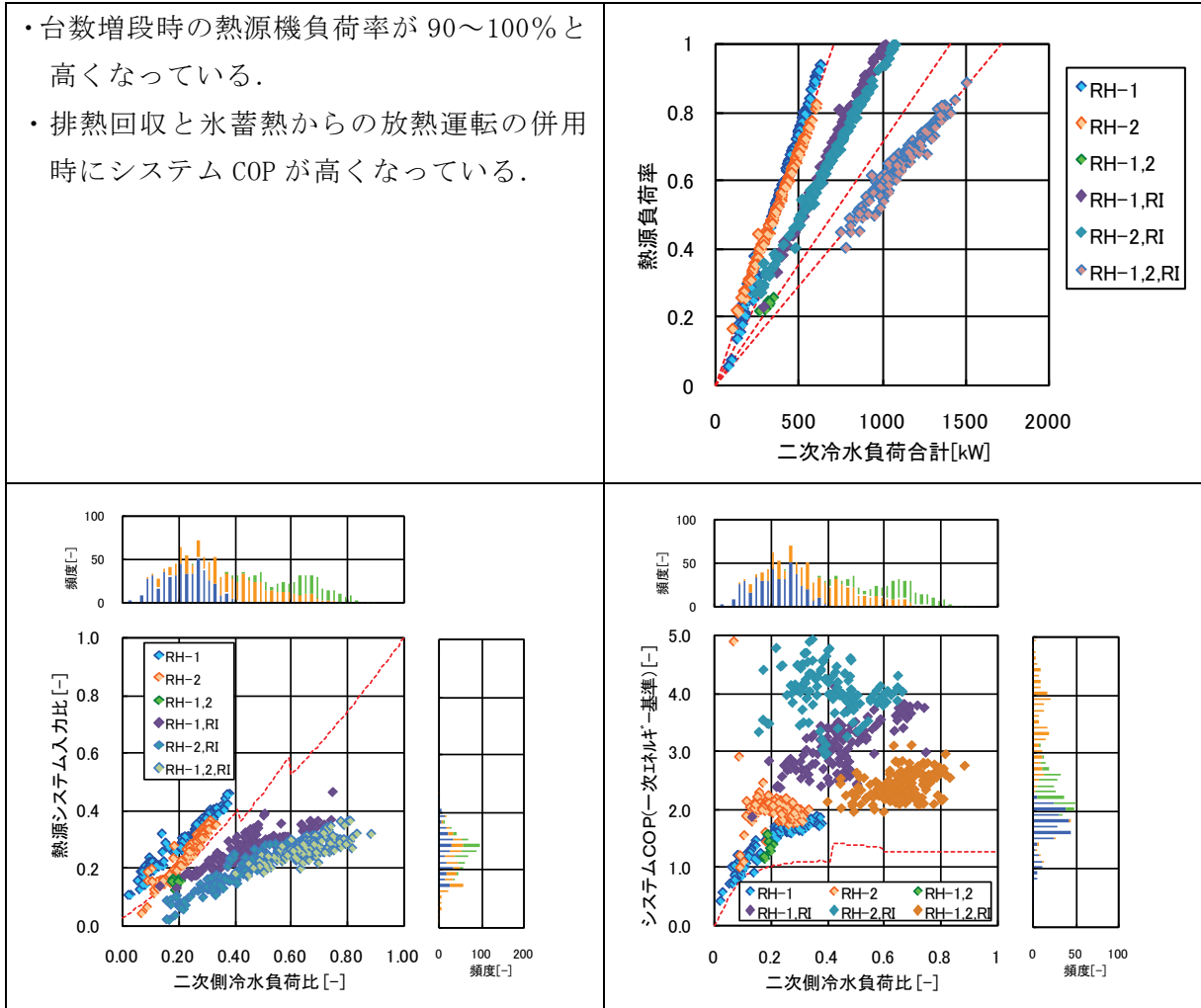


図 V.2.3.3 空調負荷と台数制御, 熱源システムの効率

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

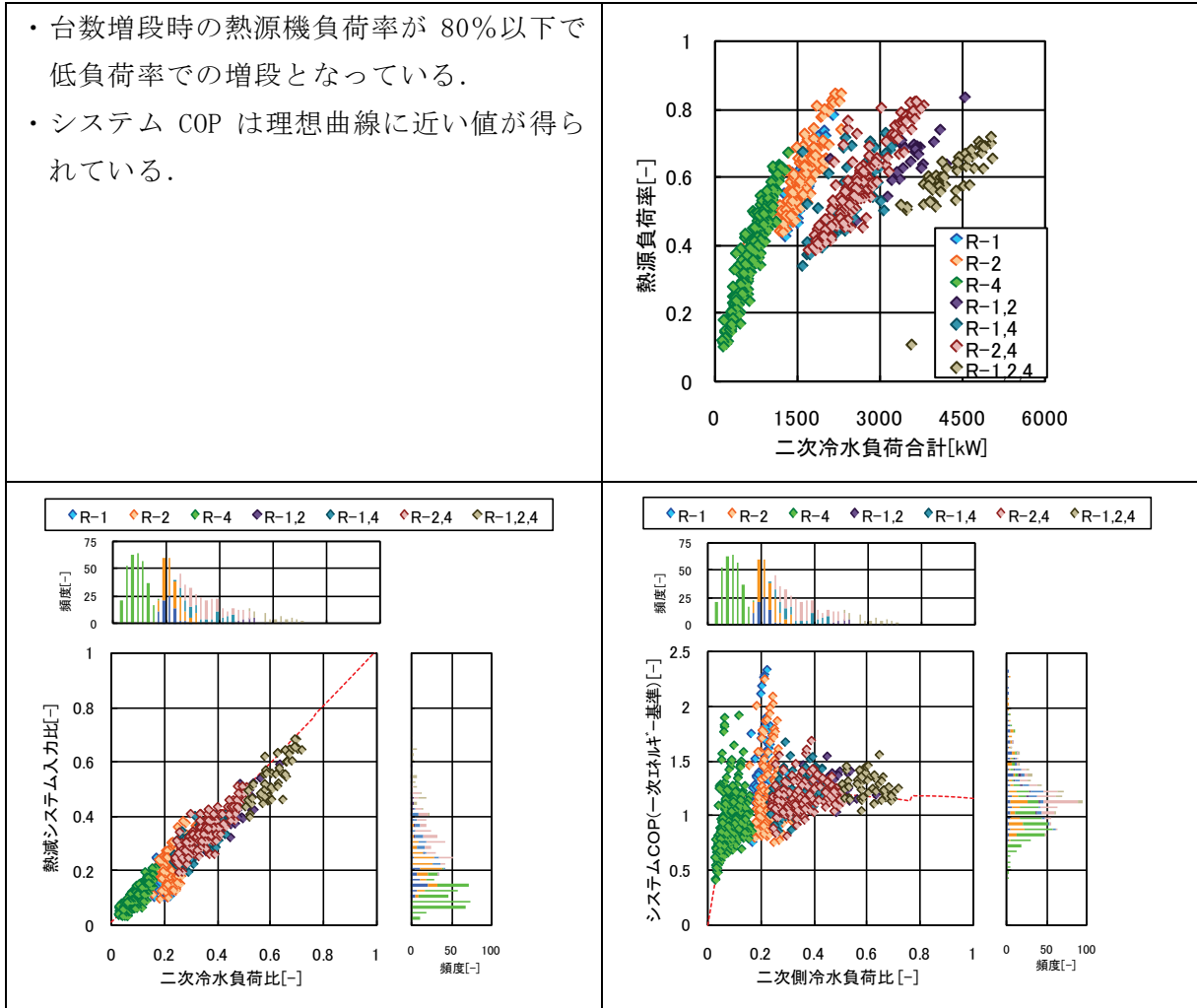


図 V.2.3.4 空調負荷と台数制御, 熱源システムの効率

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

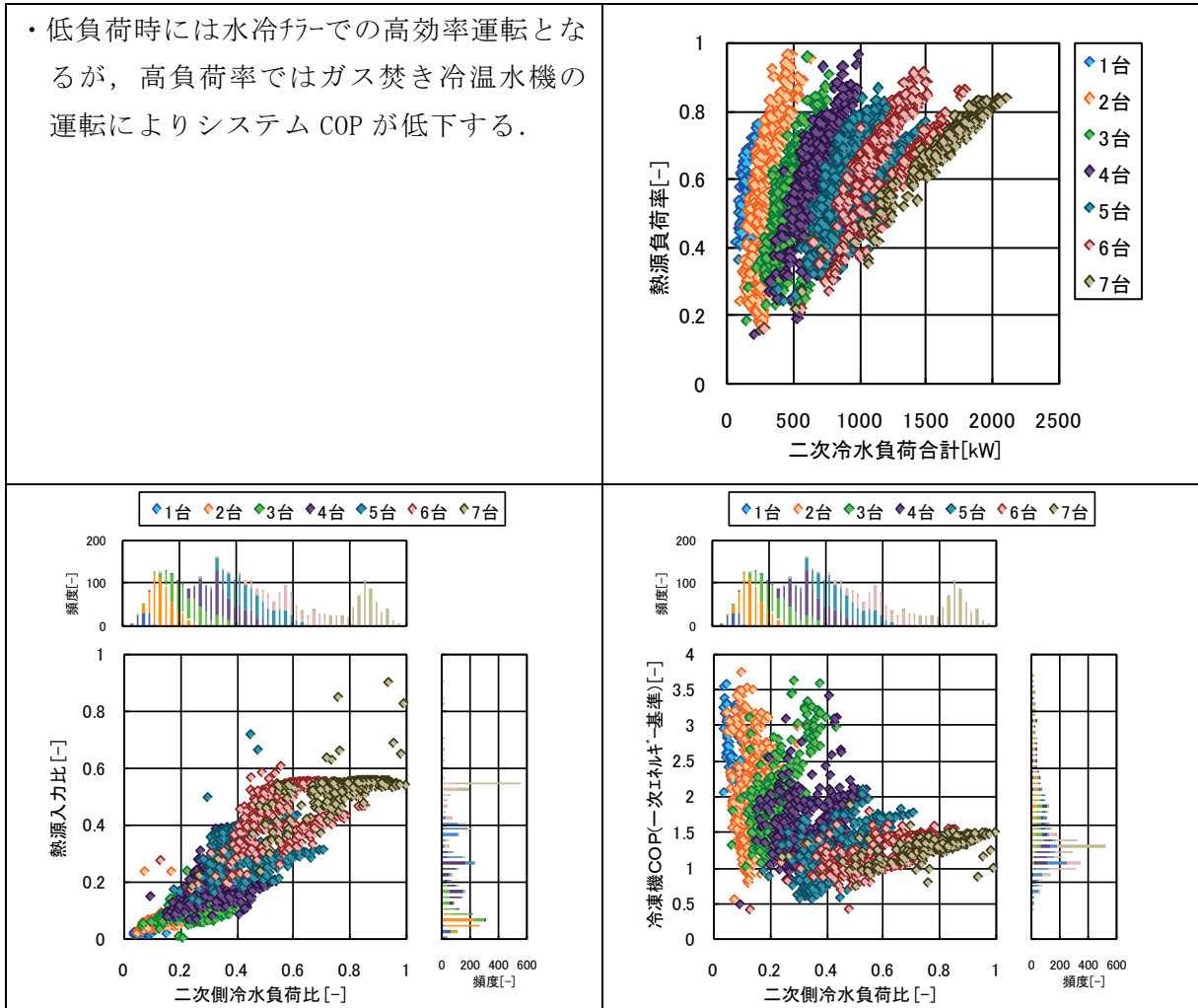


図 V. 2. 3. 5 空調負荷と台数制御, 熱源システムの効率

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

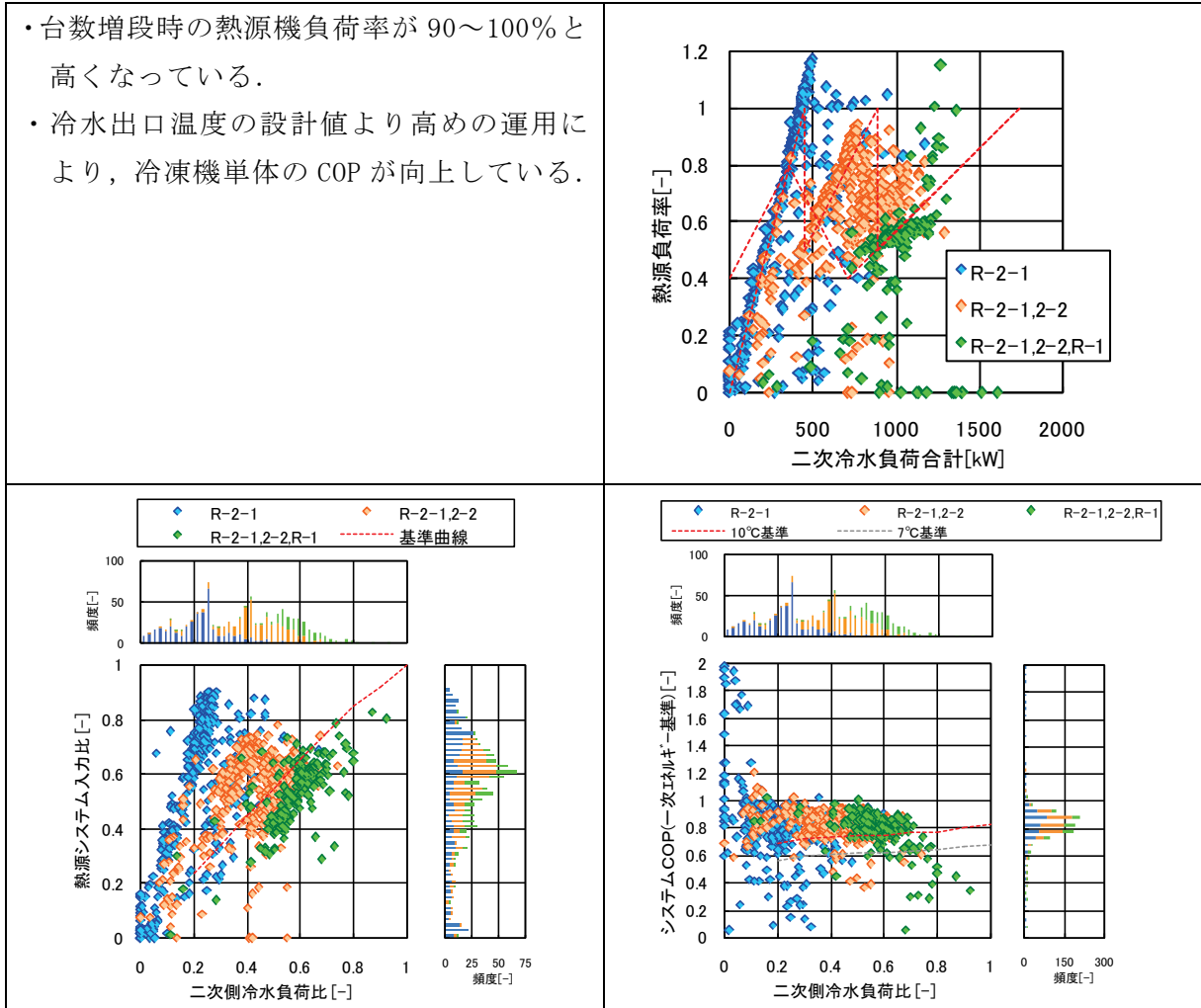


図 V. 2. 3. 6 空調負荷と台数制御, 熱源機器単体の効率

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

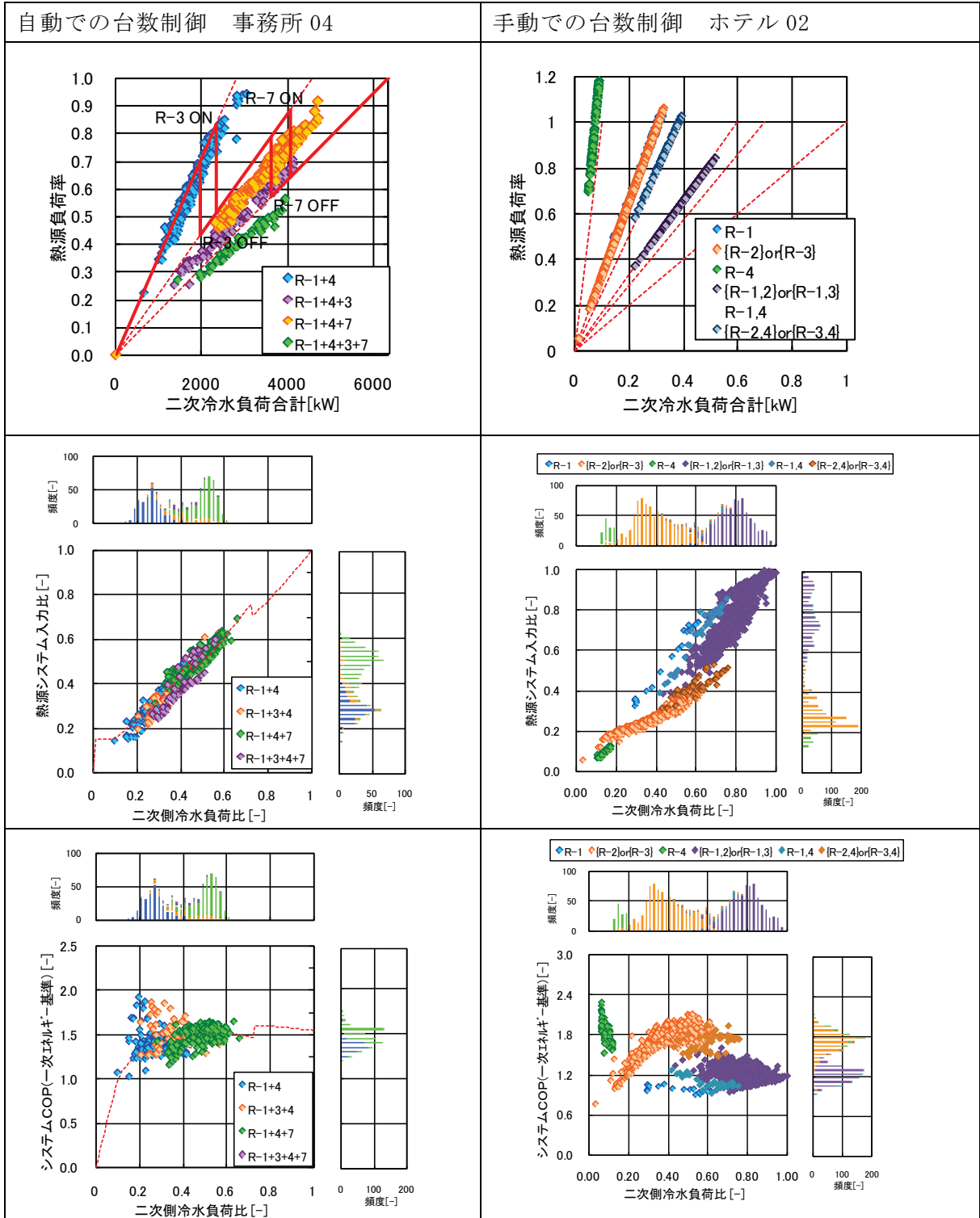


図 V. 2. 3. 7 空調負荷と台数制御, 熱源システムの効率

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。

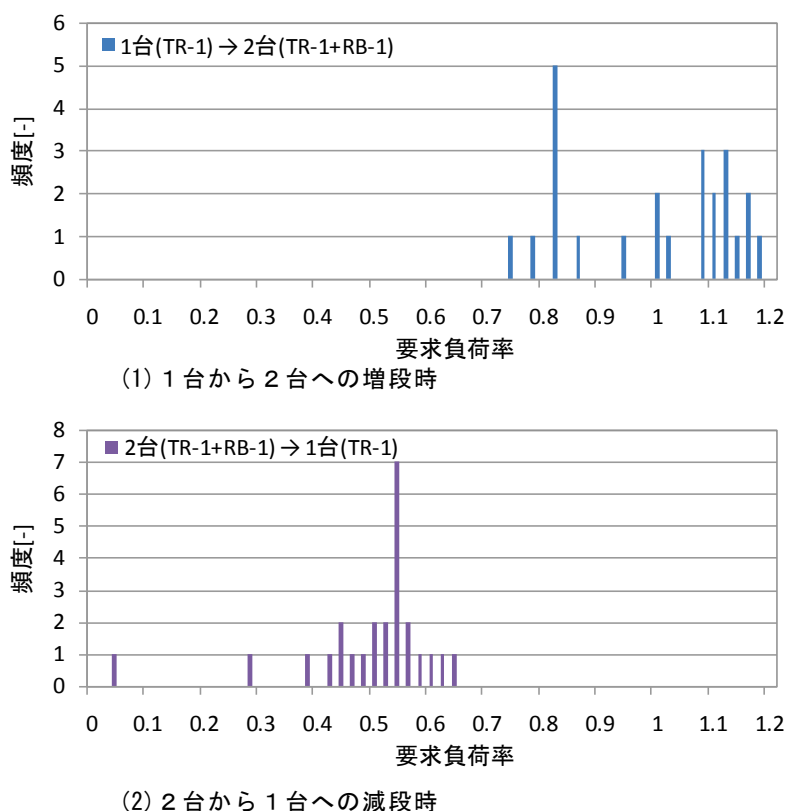


図 V.2.3.8 台数制御の増減段時における熱源機器の負荷率

(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

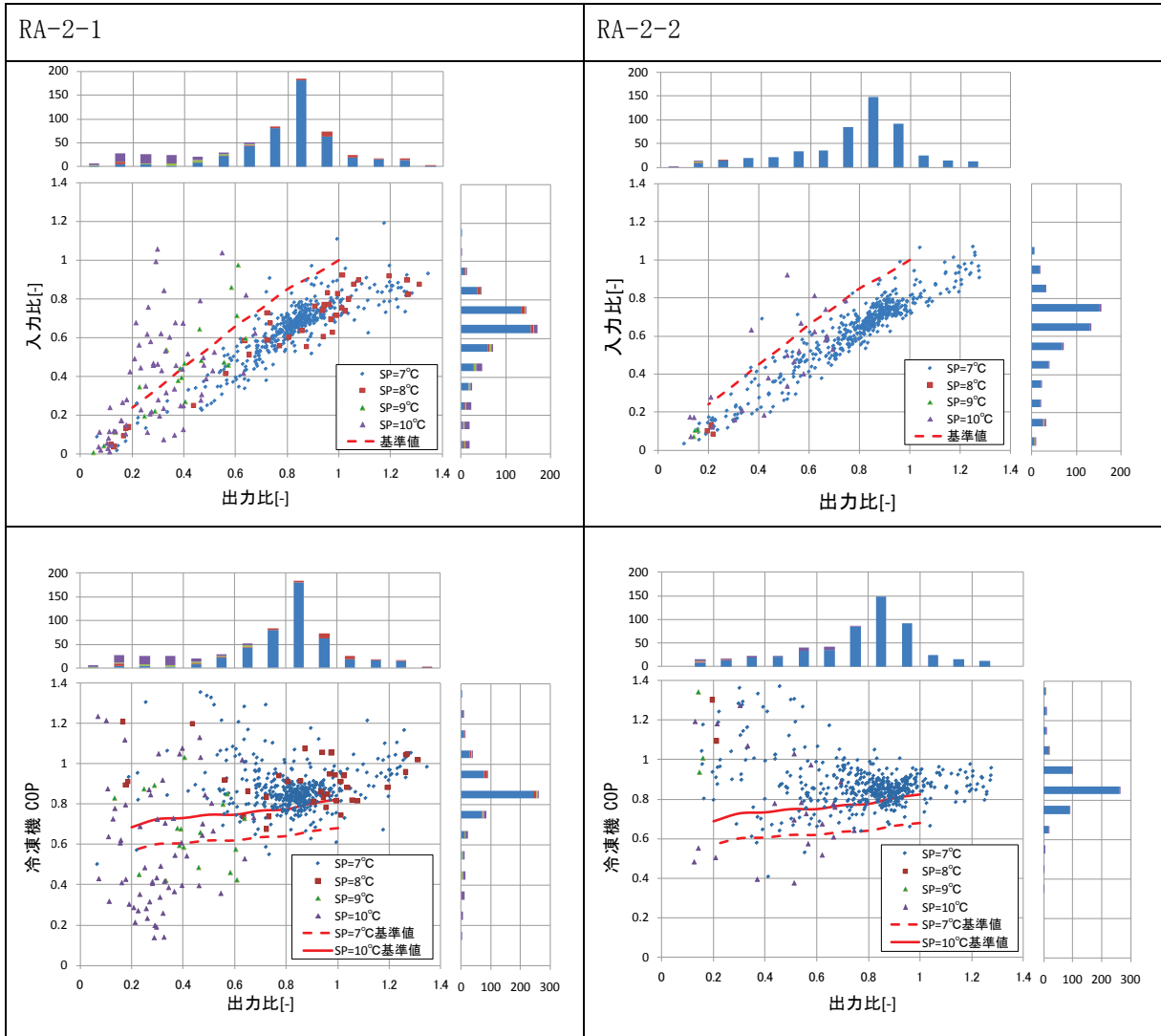


図 V.2.3.9 熱源水送水温度の設定変更と熱源機器単体の効率

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

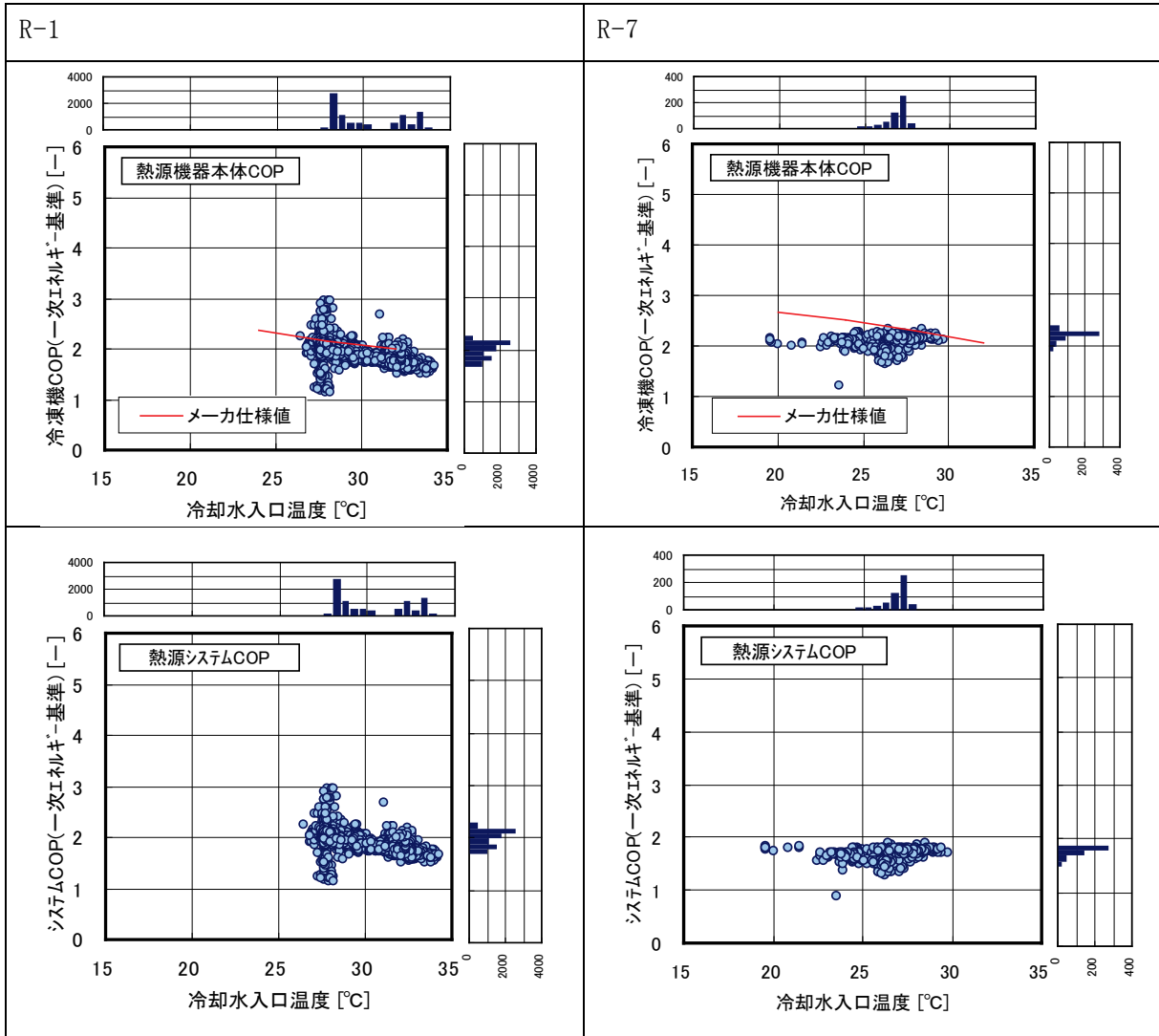


図 V. 2. 3. 10 冷却水設定温度変更と熱源機器の効率

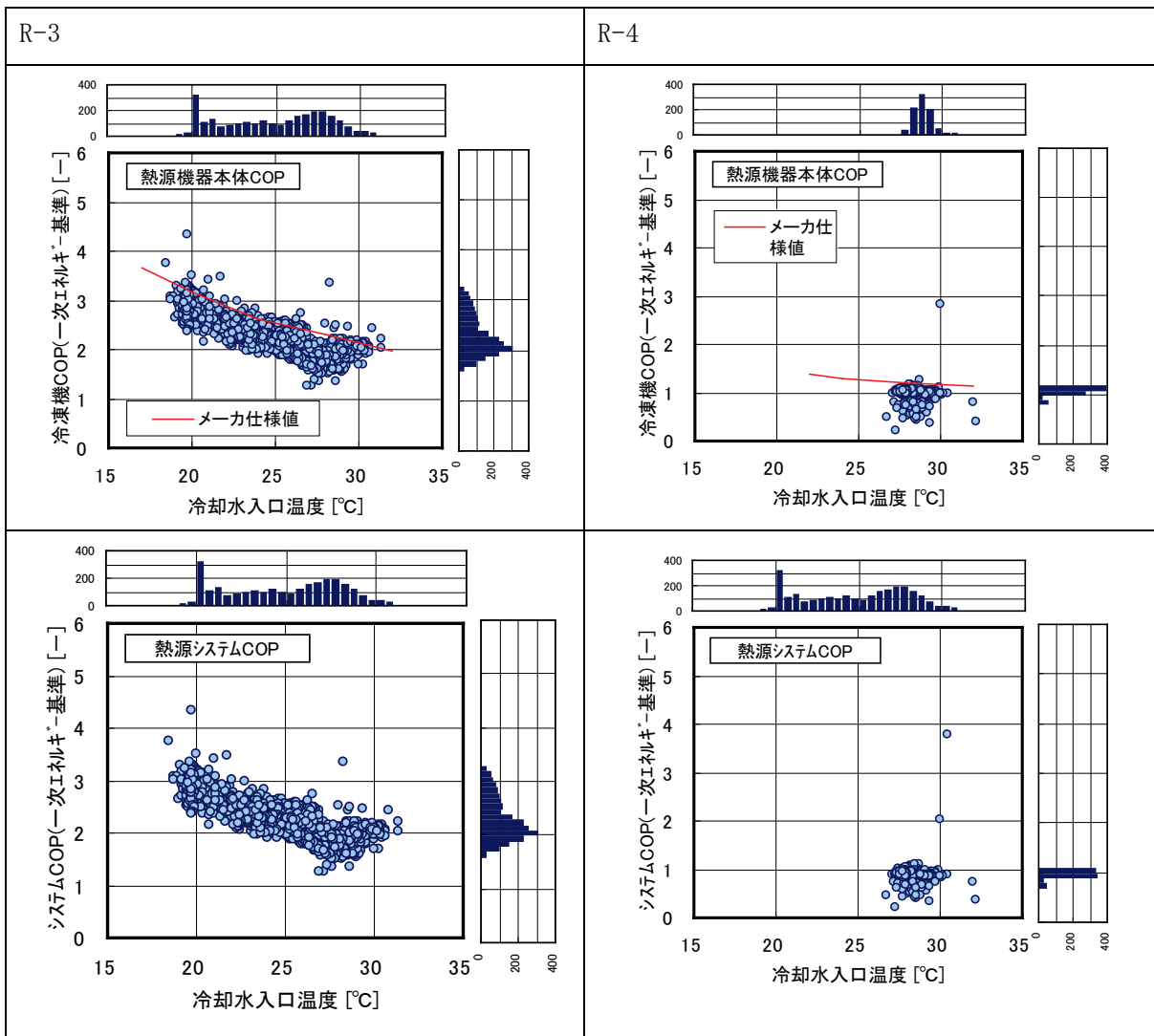


図 V. 2. 3. 11 冷却水設定温度変更と熱源機器の効率

(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

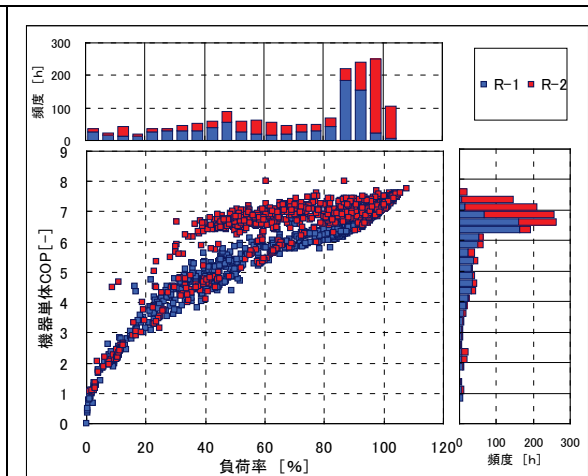
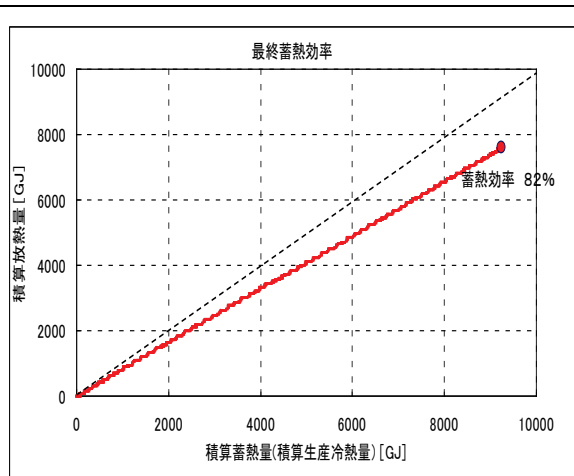
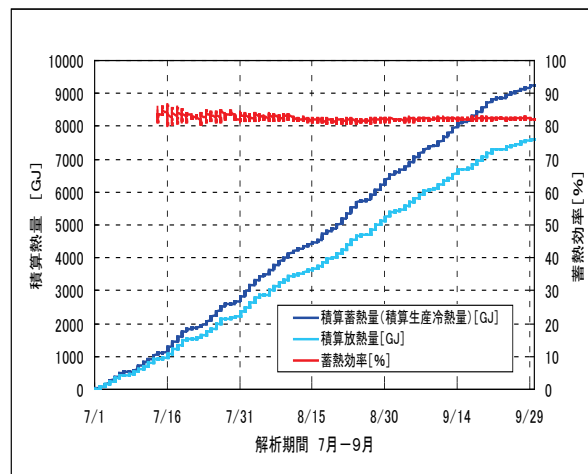
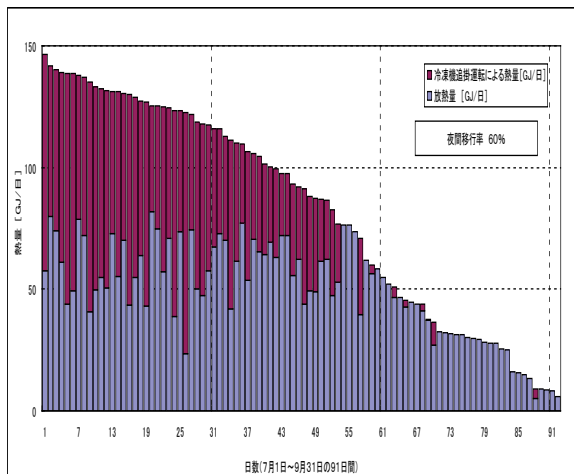
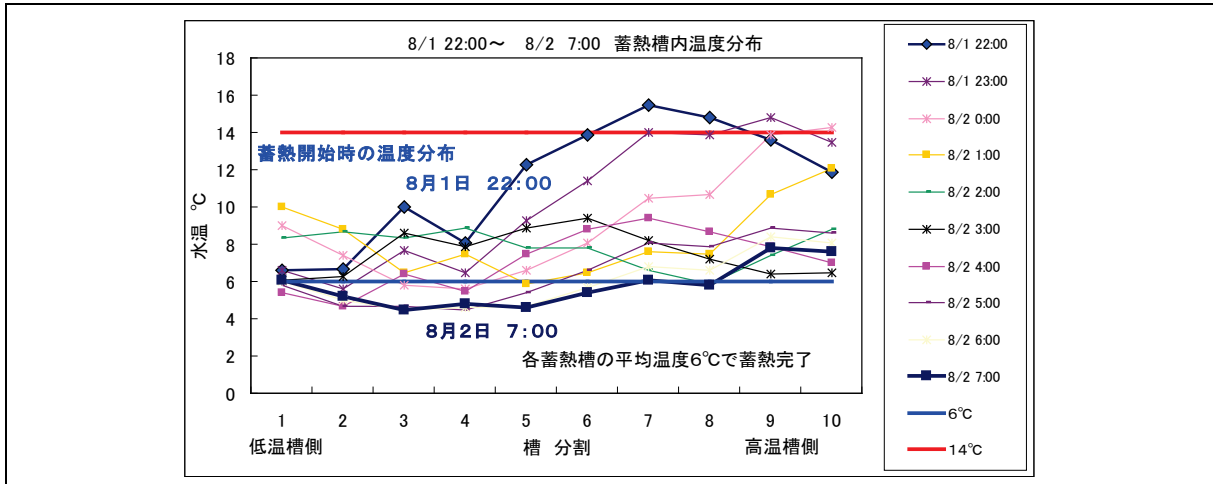


図 V. 2. 3. 12 蓄熱制御の評価

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

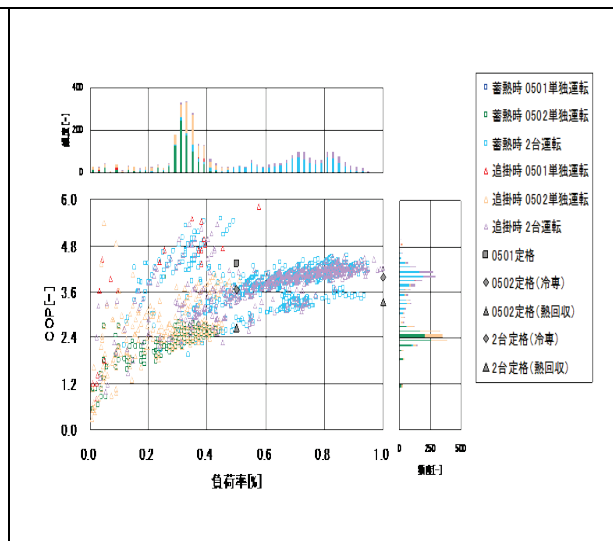
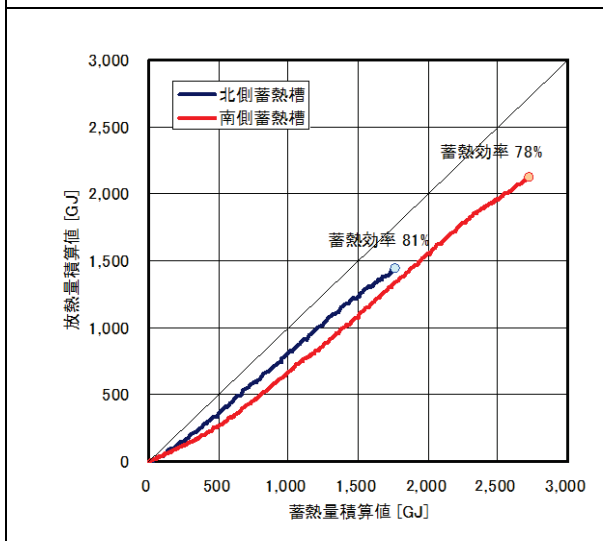
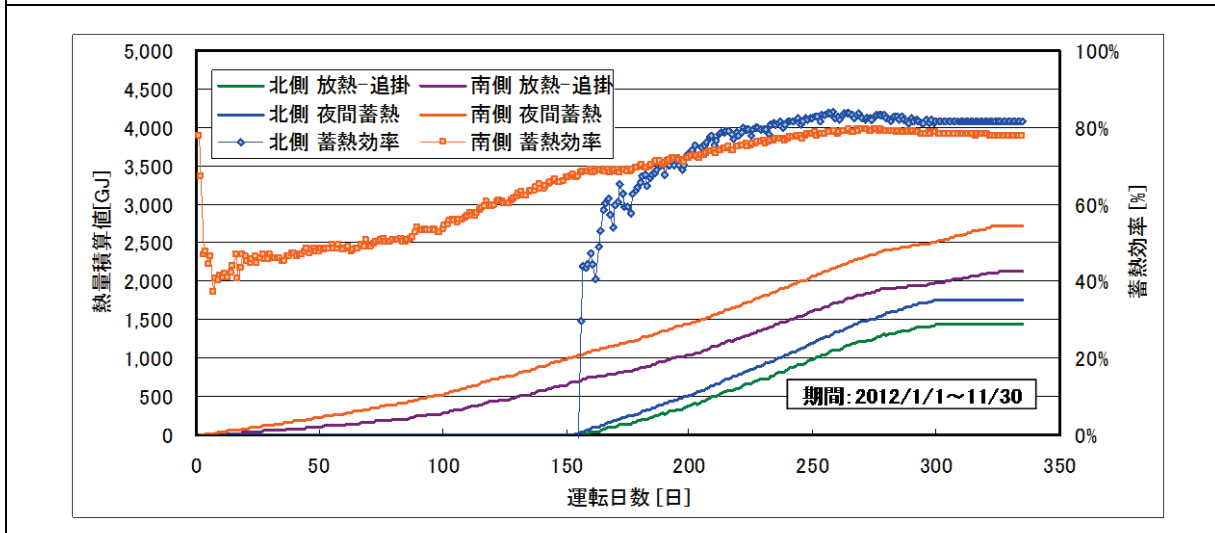
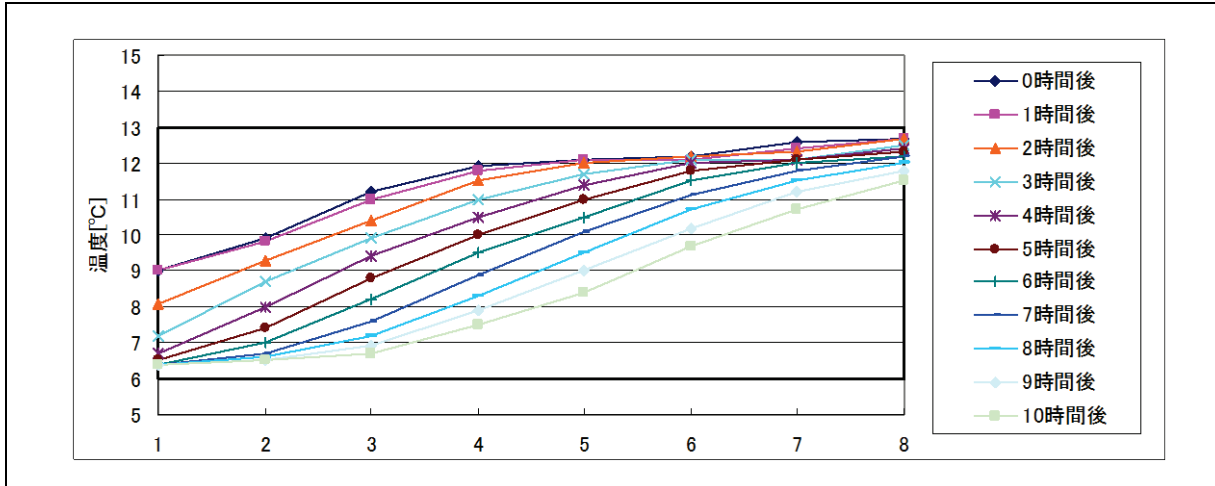


図 V. 2. 3. 13 蓄熱制御の評価

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

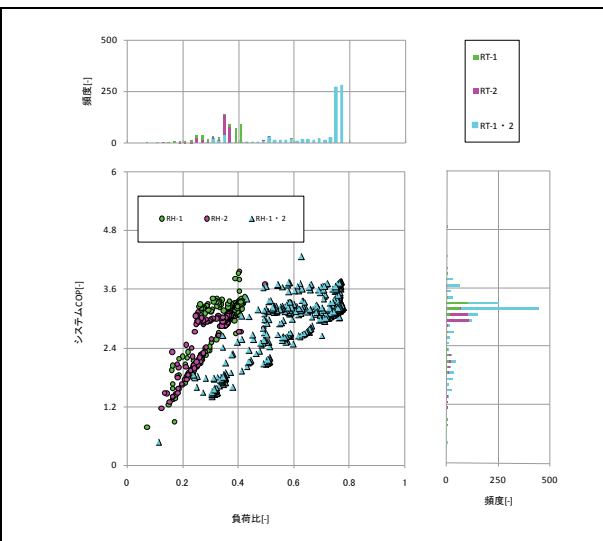
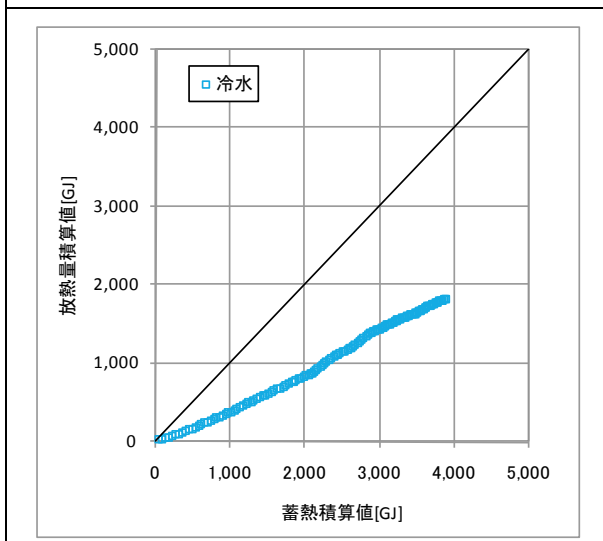
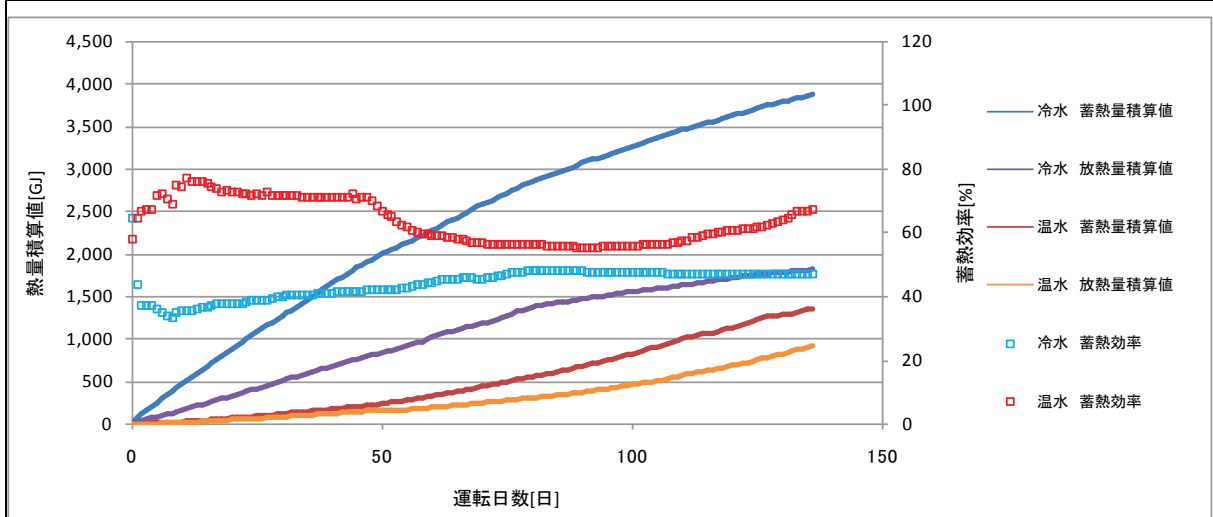
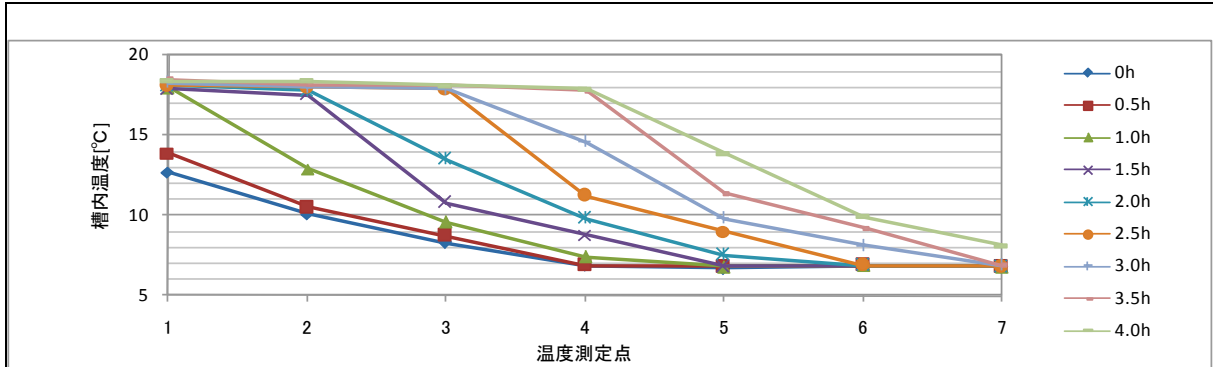


図 V. 2. 3. 14 蓄熱制御の評価

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

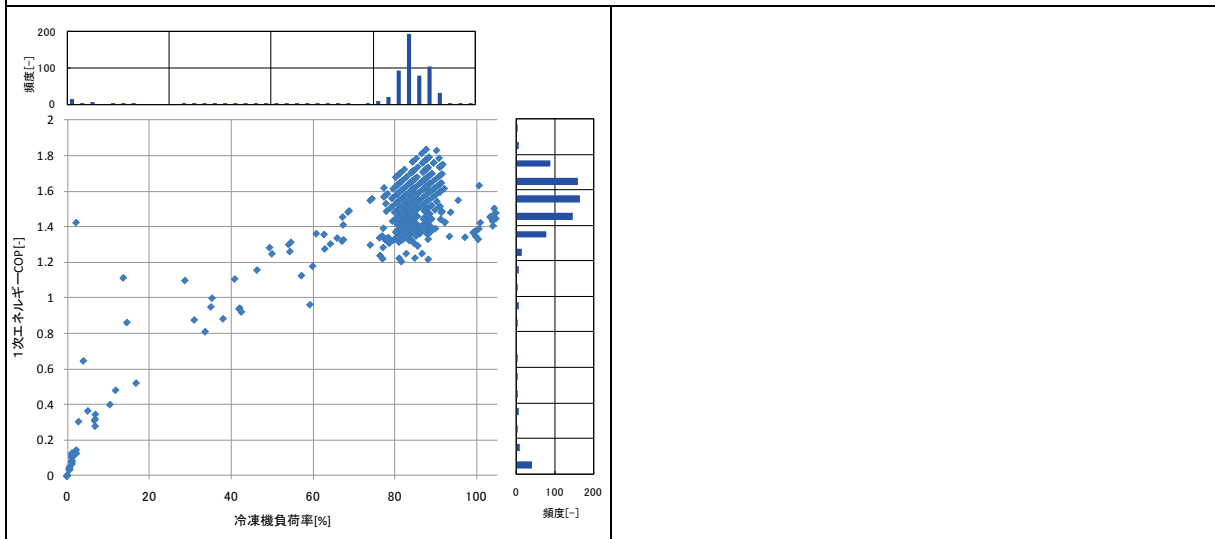
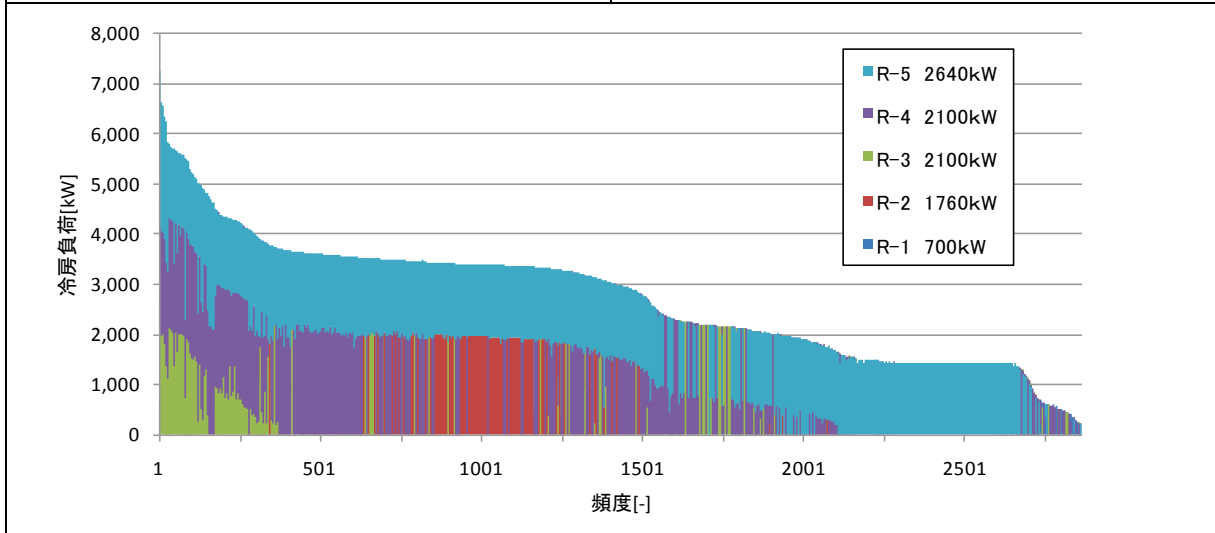
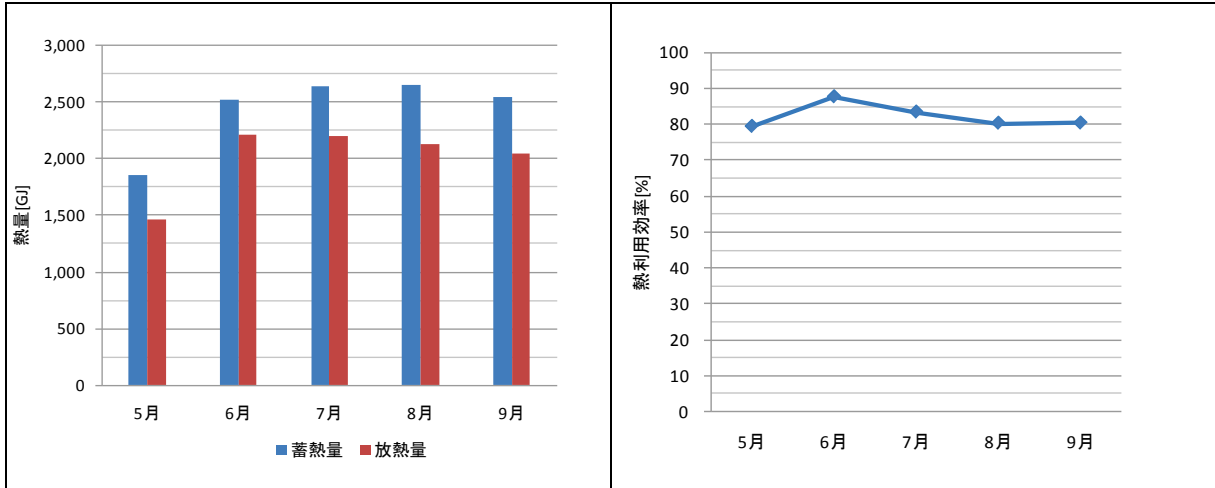


図 V. 2. 3. 15 蓄熱制御の評価

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

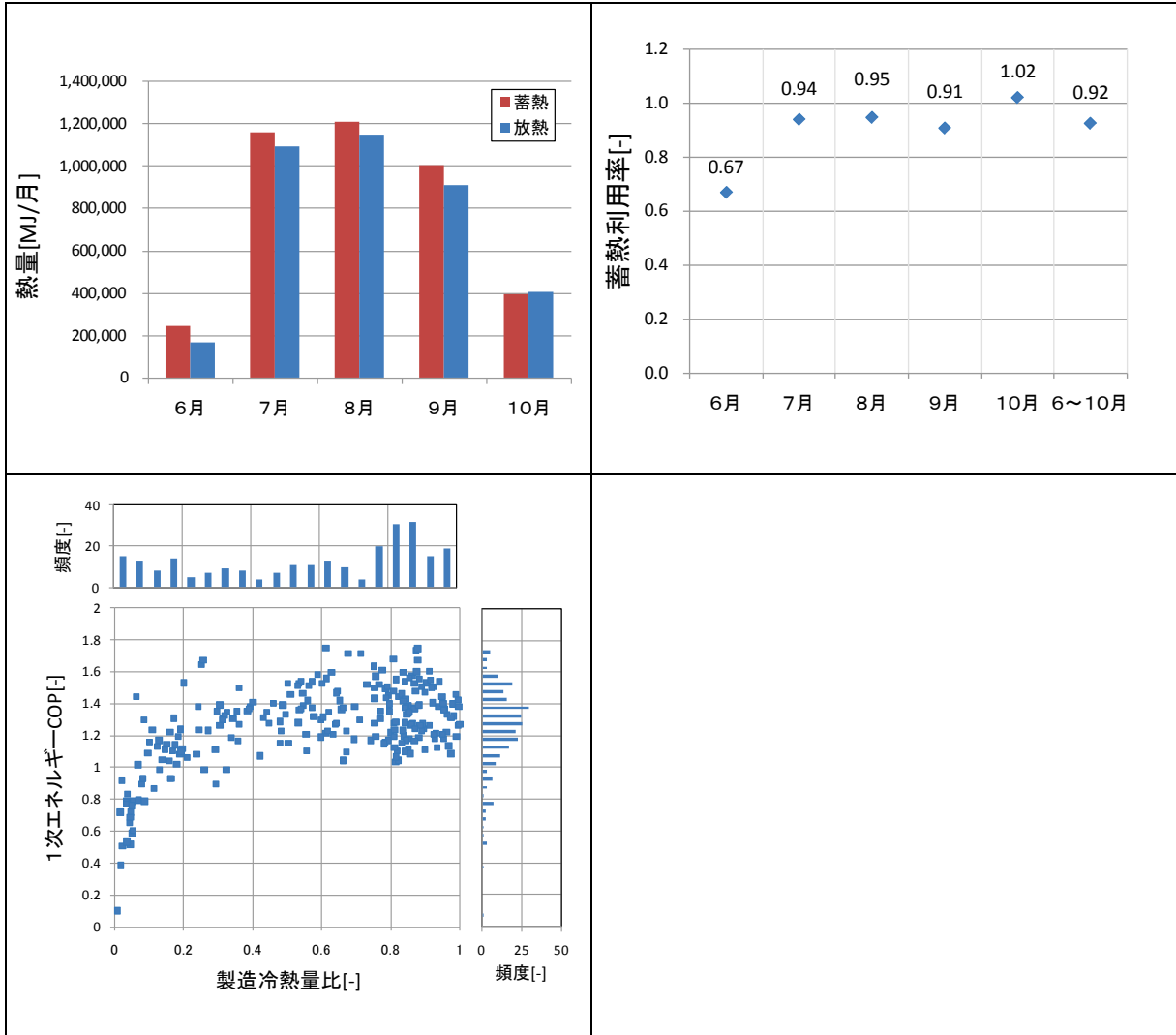


図 V. 2. 3. 16 蓄熱制御の評価

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

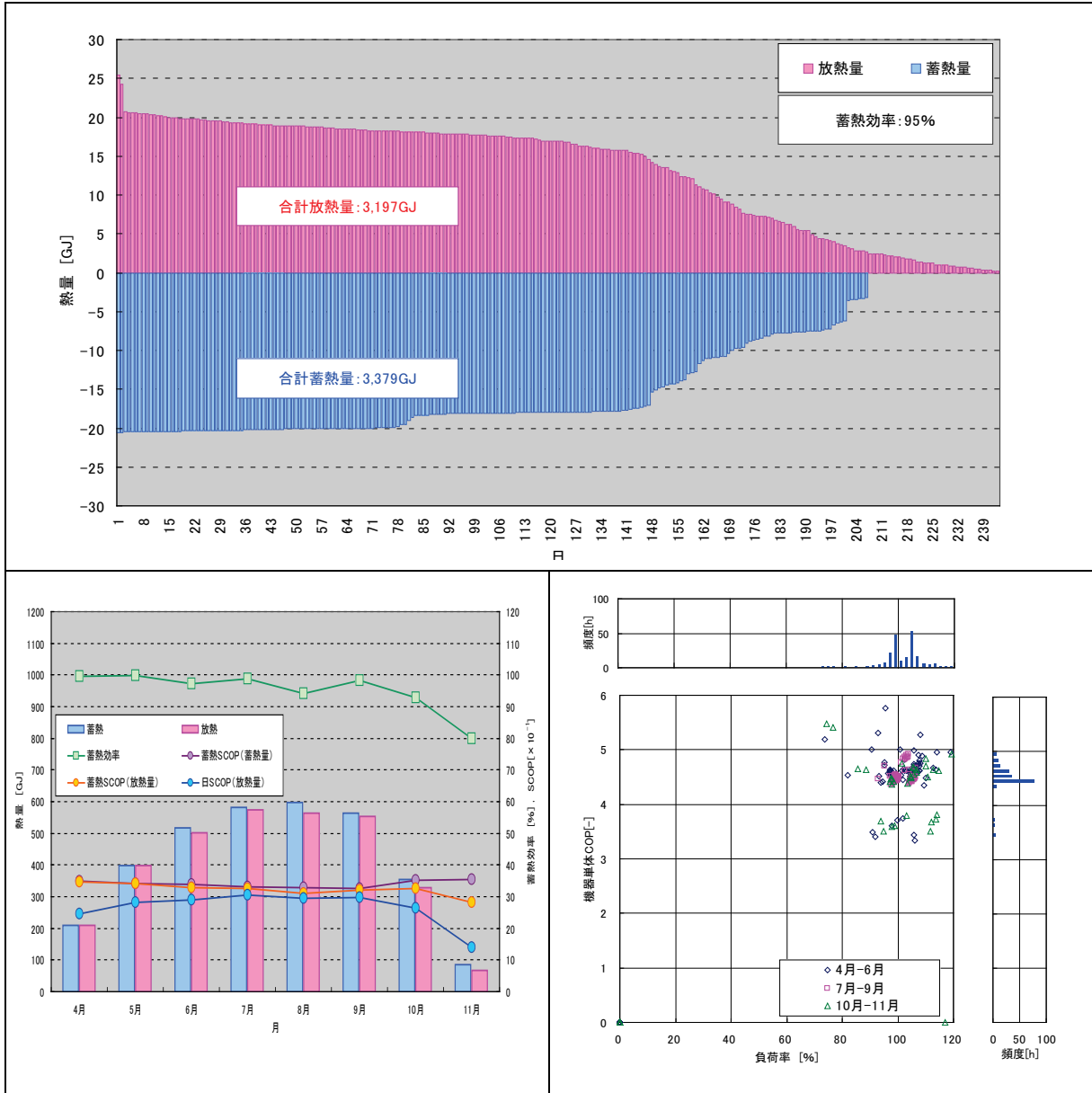


図 V. 2. 3. 17 蓄熱制御の評価

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

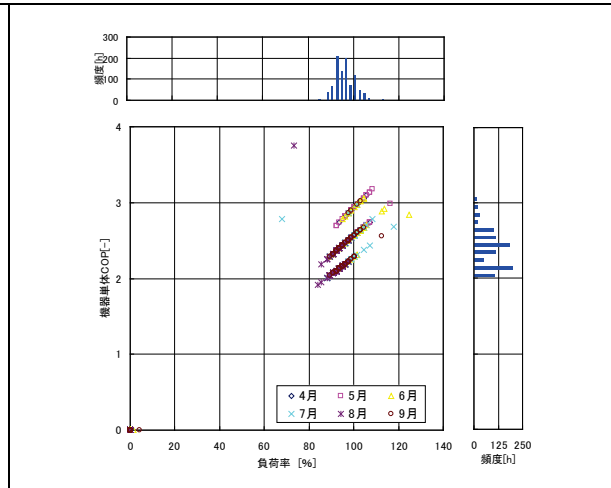
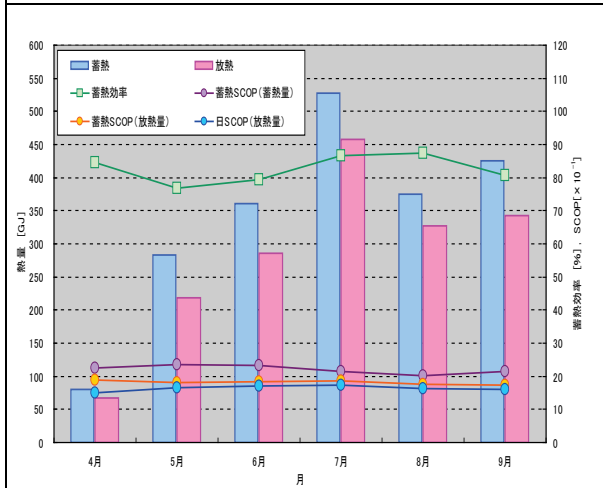
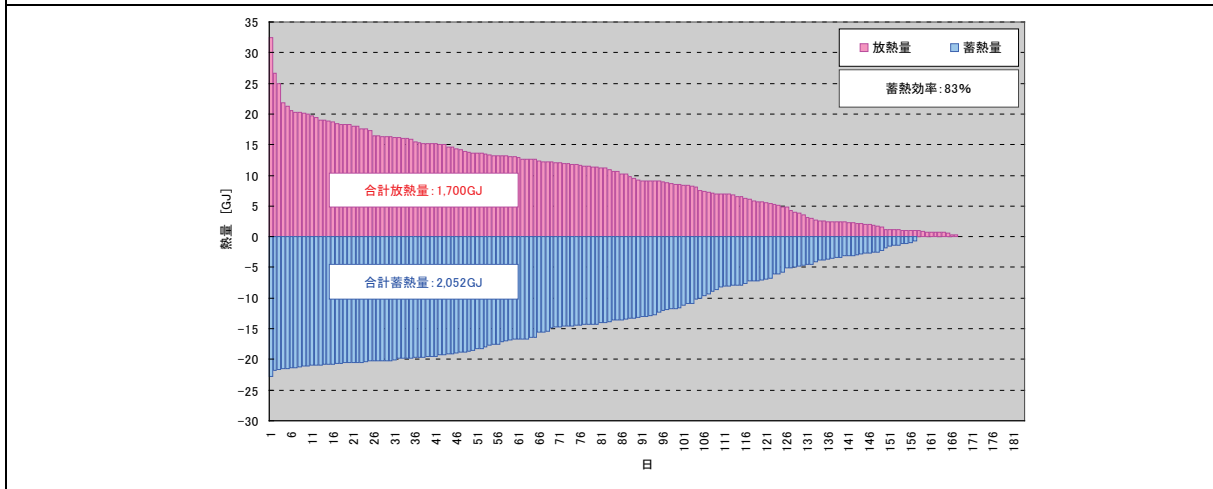
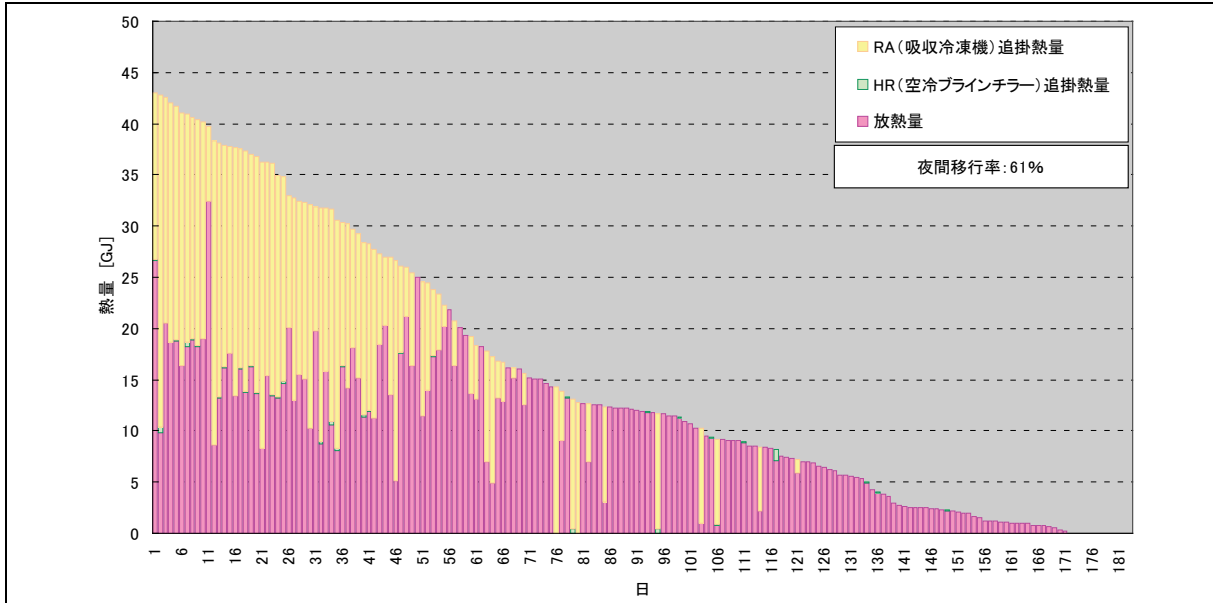


図 V. 2. 3. 18 蓄熱制御の評価

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

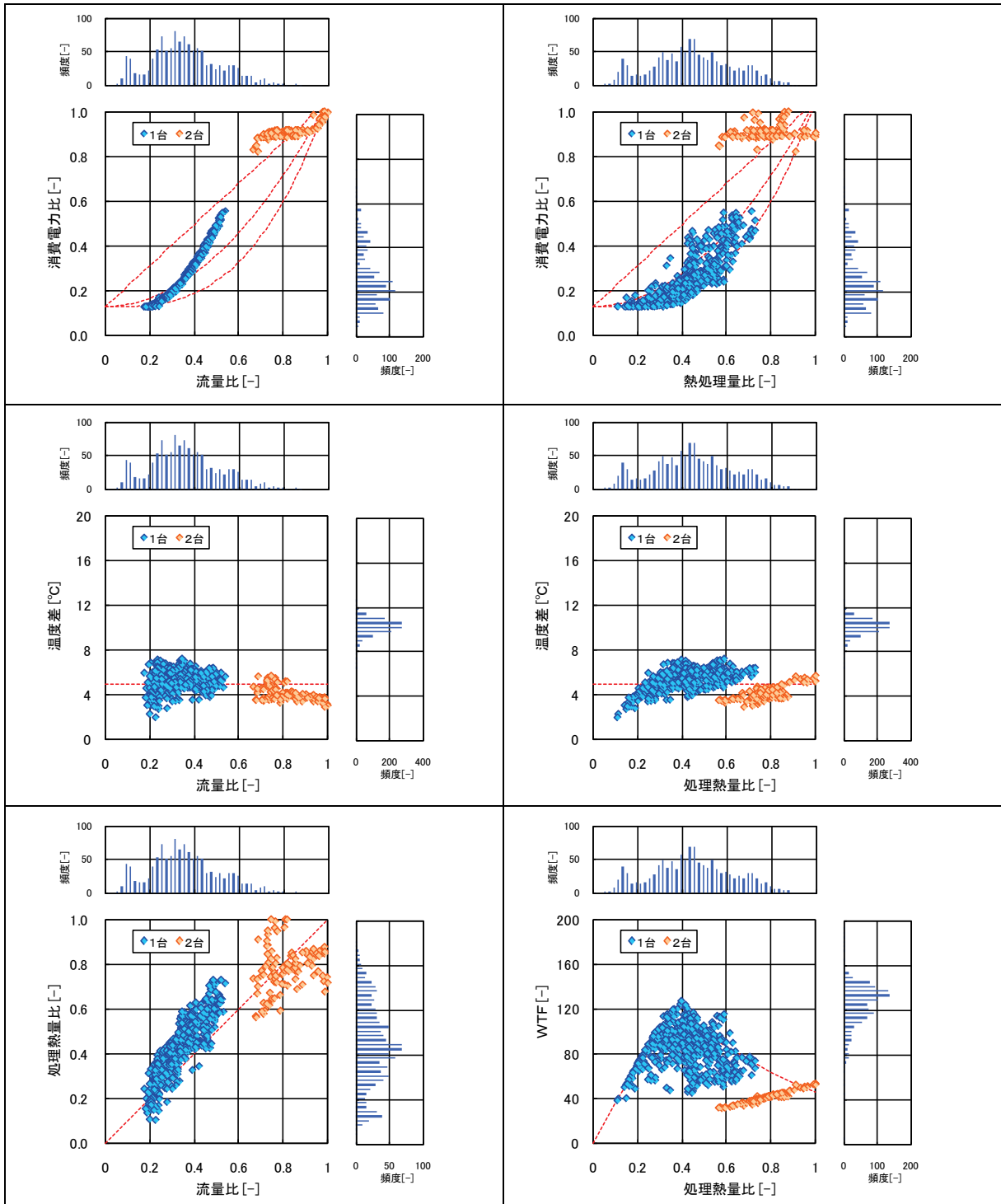
(2) VWV制御

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

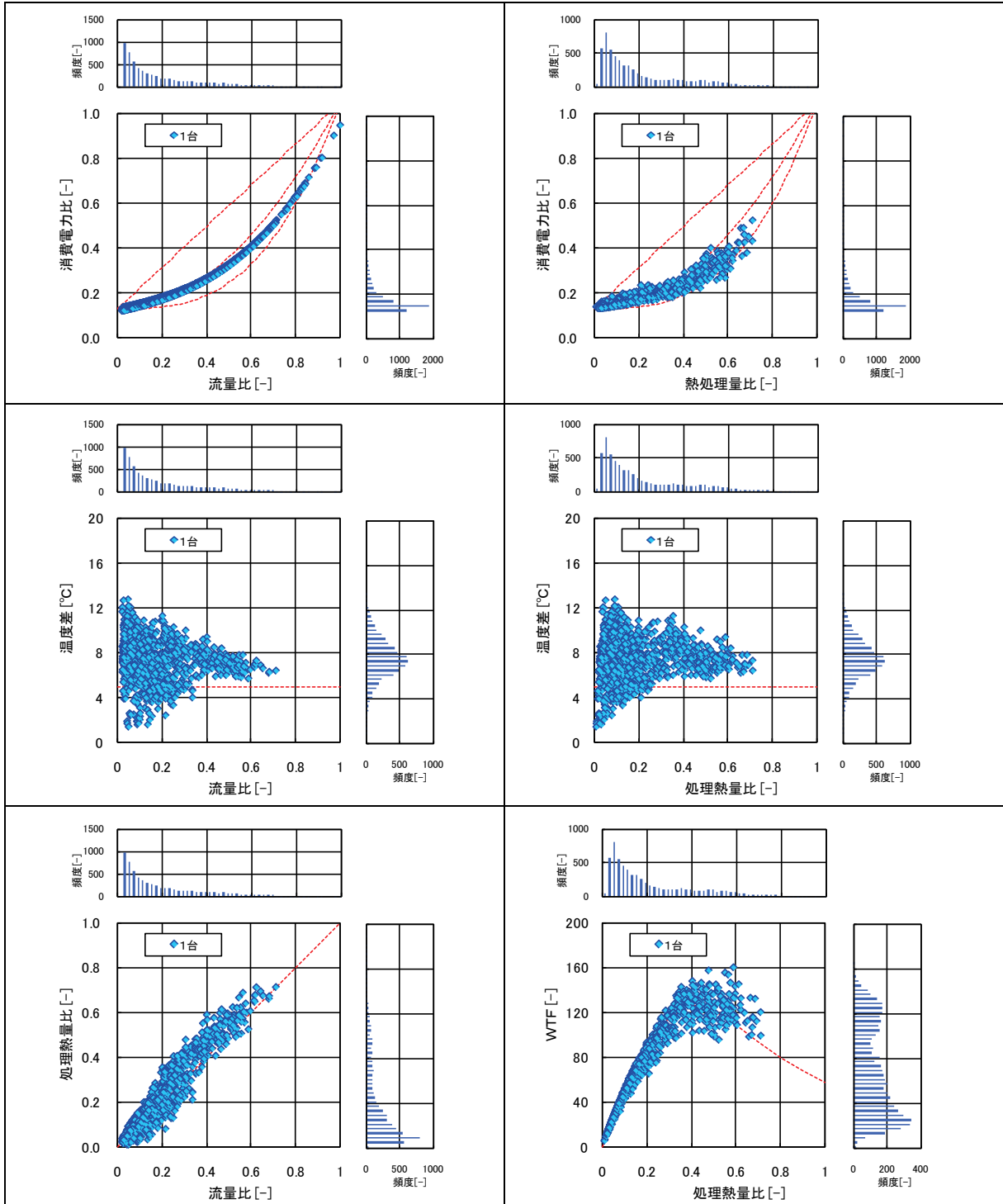


図 V. 2. 3. 20 VWVの評価

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)

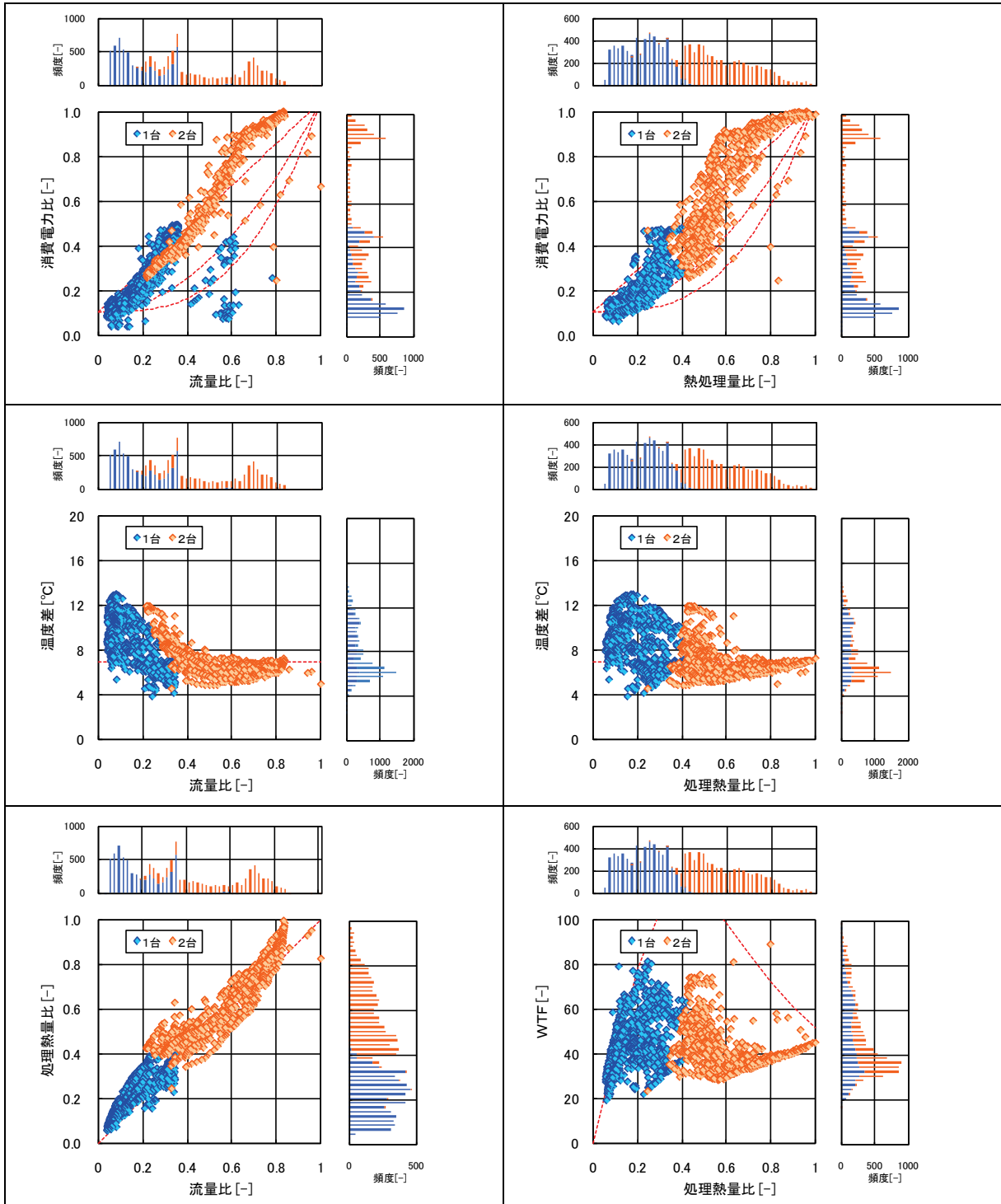


図 V. 2.3.21 VWVの評価

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)

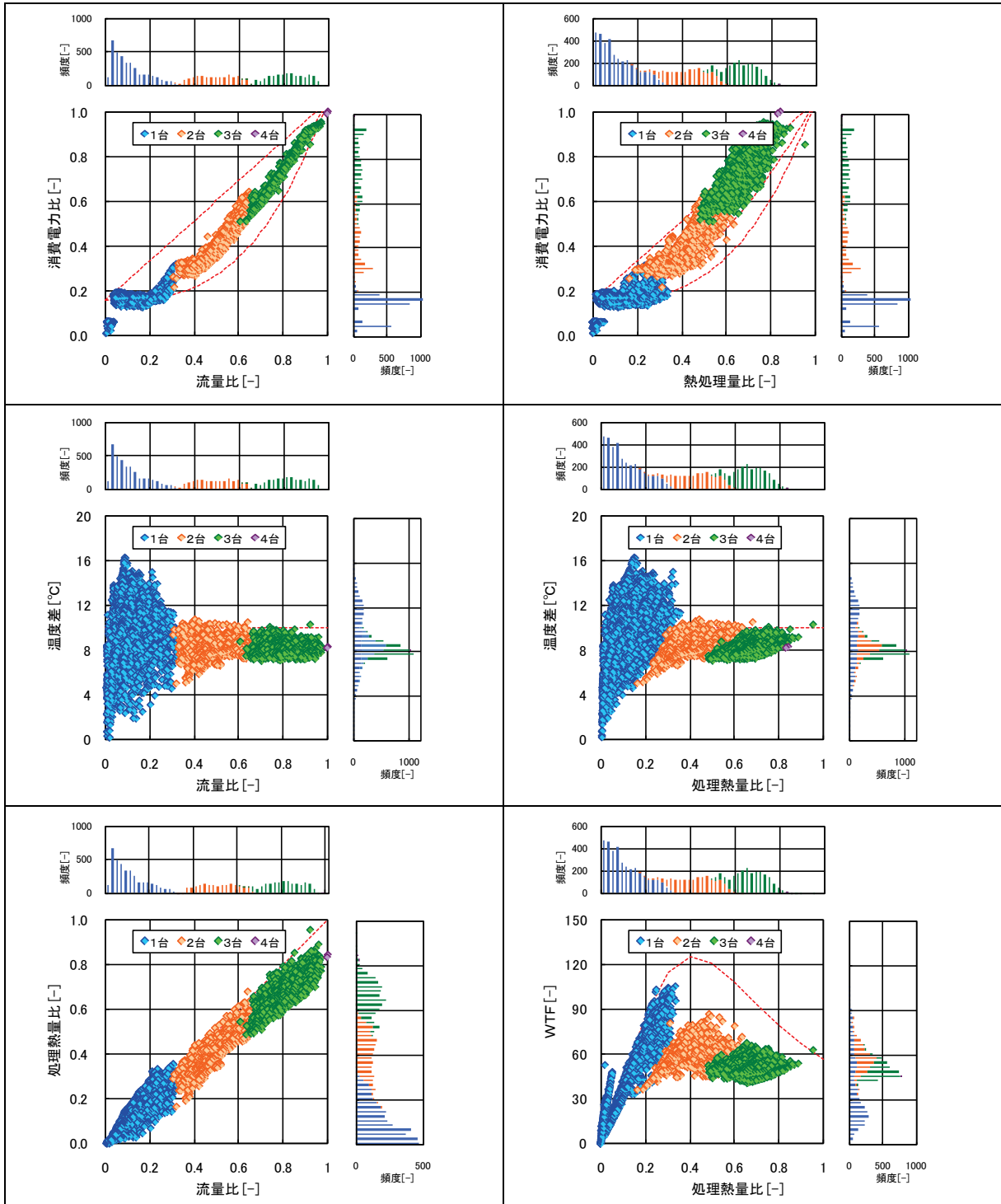


図 V. 2. 3. 22 VWVの評価

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

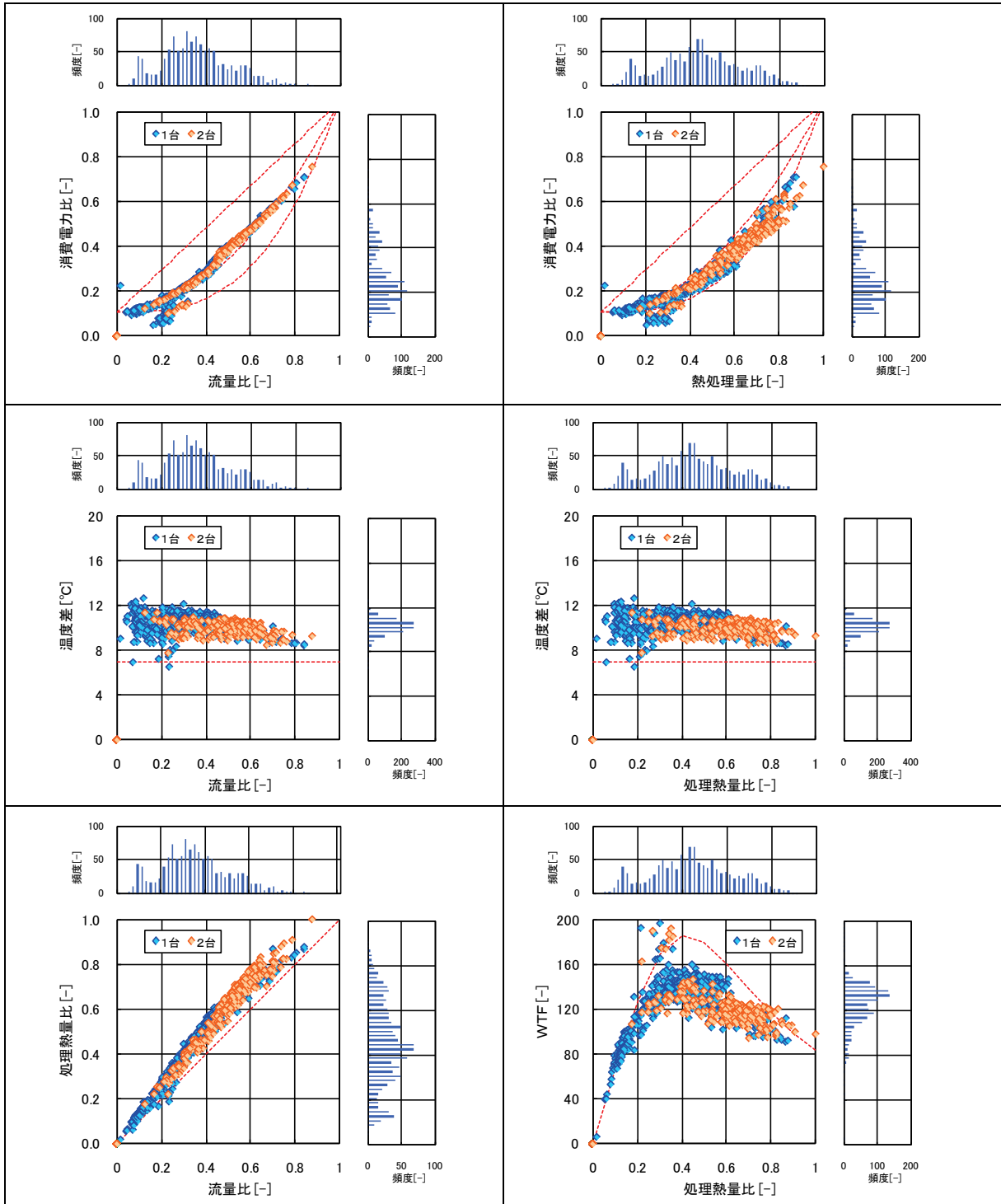


図 V. 2. 3. 23 VWVの評価

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

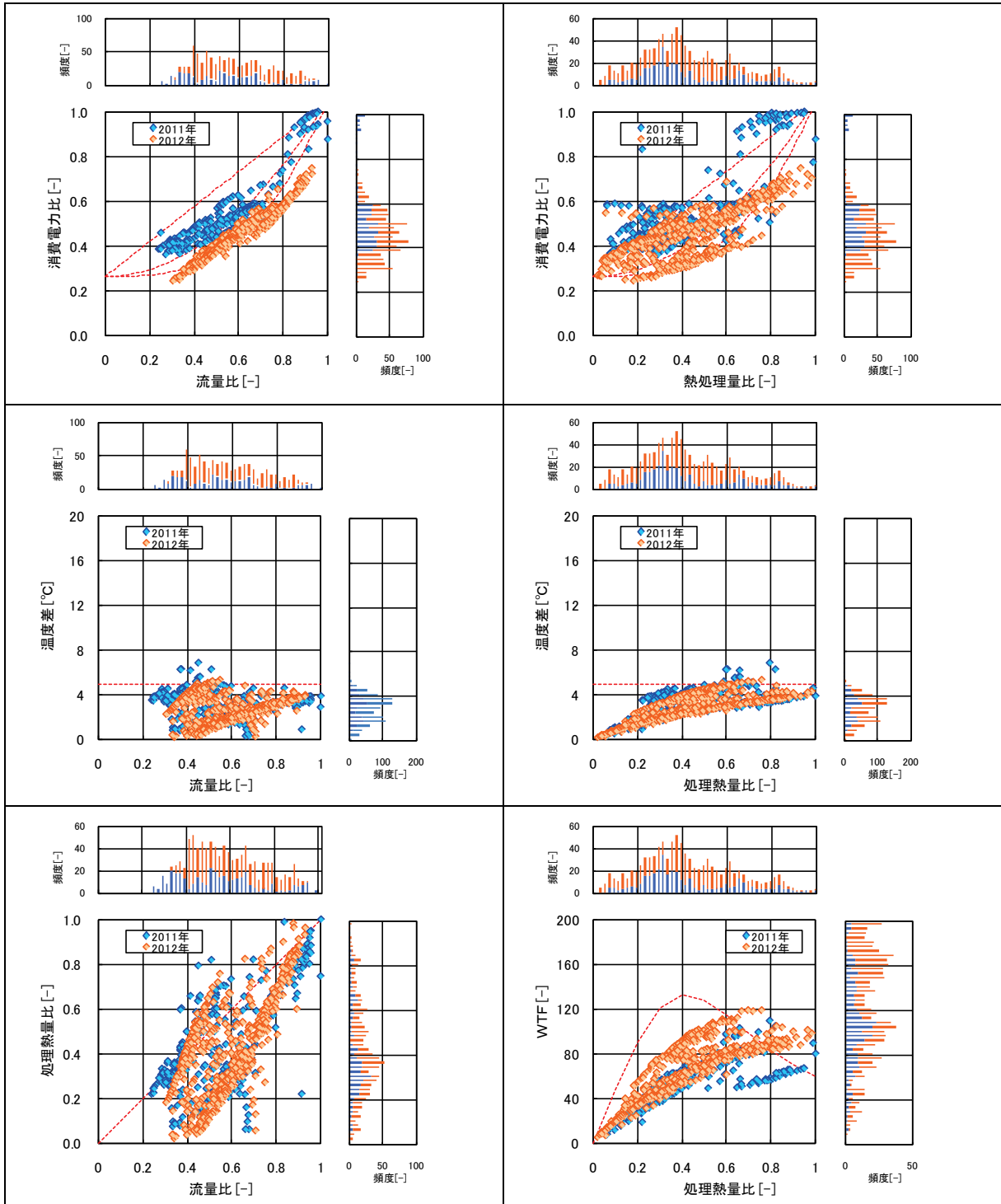


図 V. 2. 3. 24 VWVの評価

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

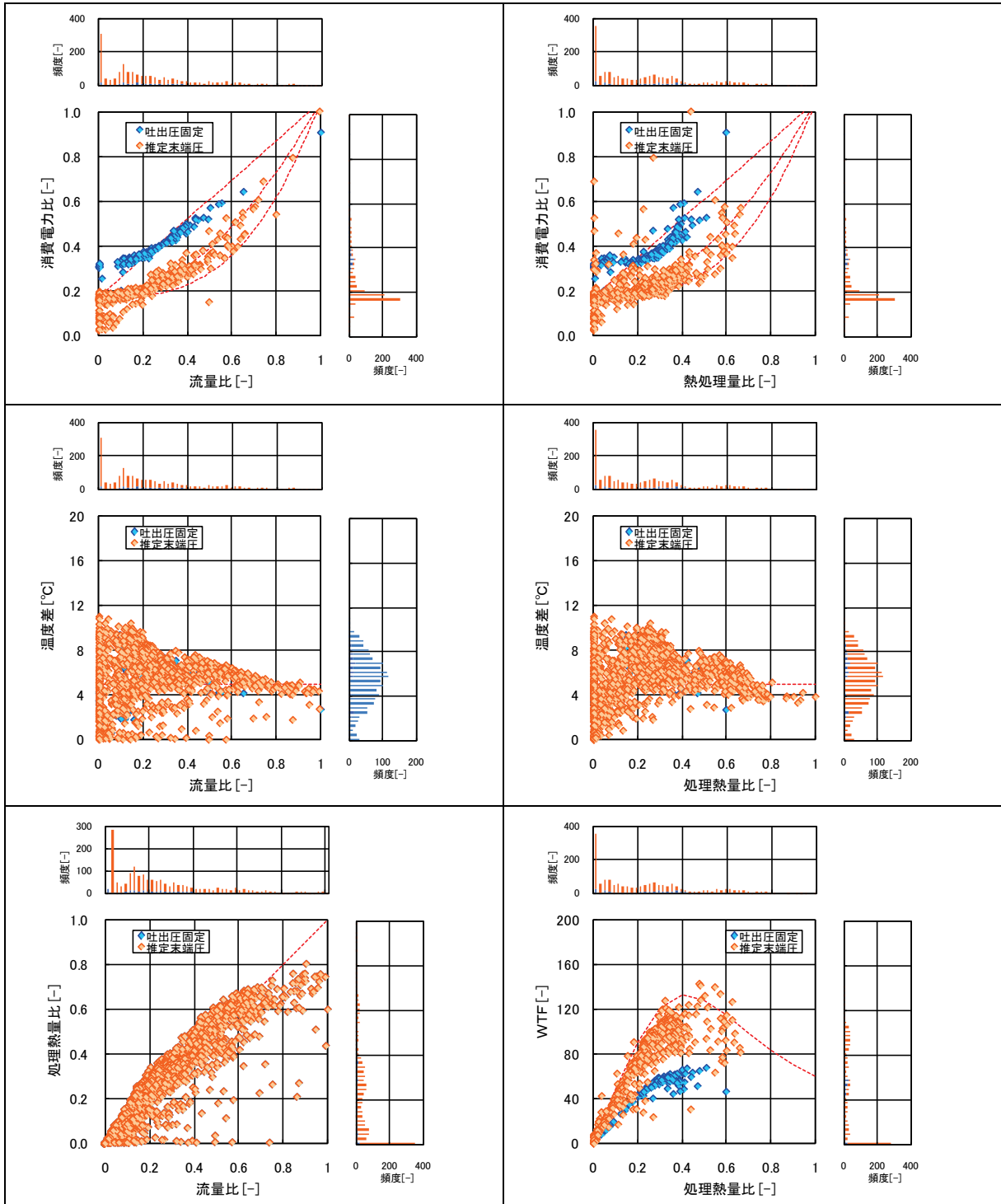


図 V. 2. 3. 25 VWVの評価

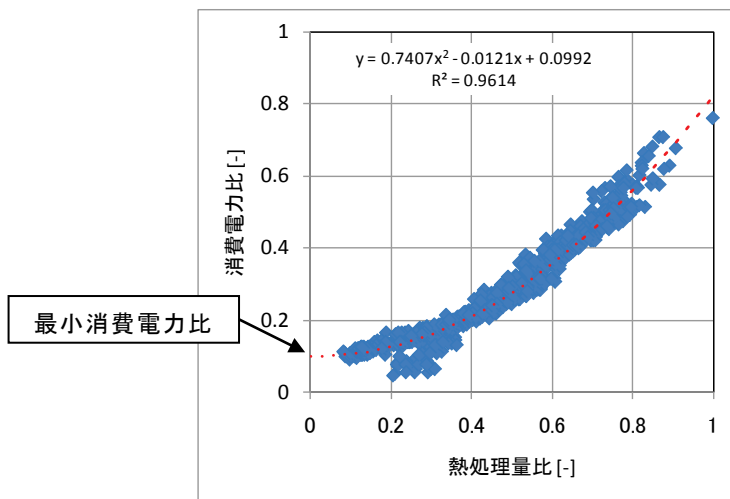
2) VVV制御のまとめ

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。

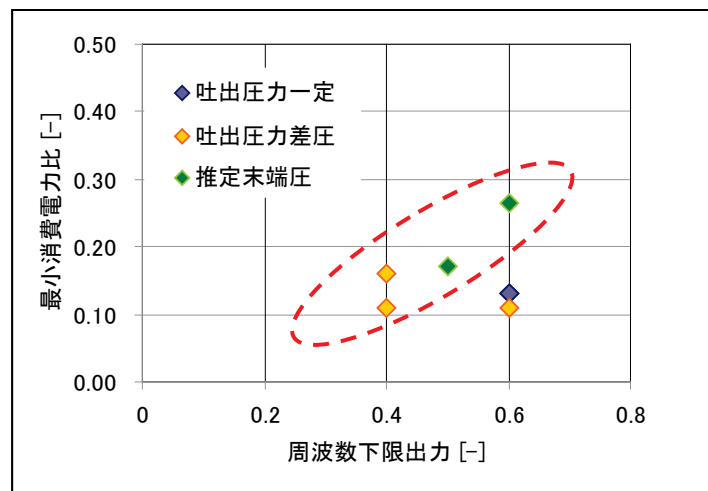
ここで、周波数下限出力とは、周波数制御範囲の上限周波数に対する下限周波数の比率を示す。また、最小消費電力比とは、図V.2.3.26aに示す熱処理量比がゼロの時の消費電力比である。図V.2.3.26bより、下限周波数と最小消費電力比には正の相関が見られる。

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

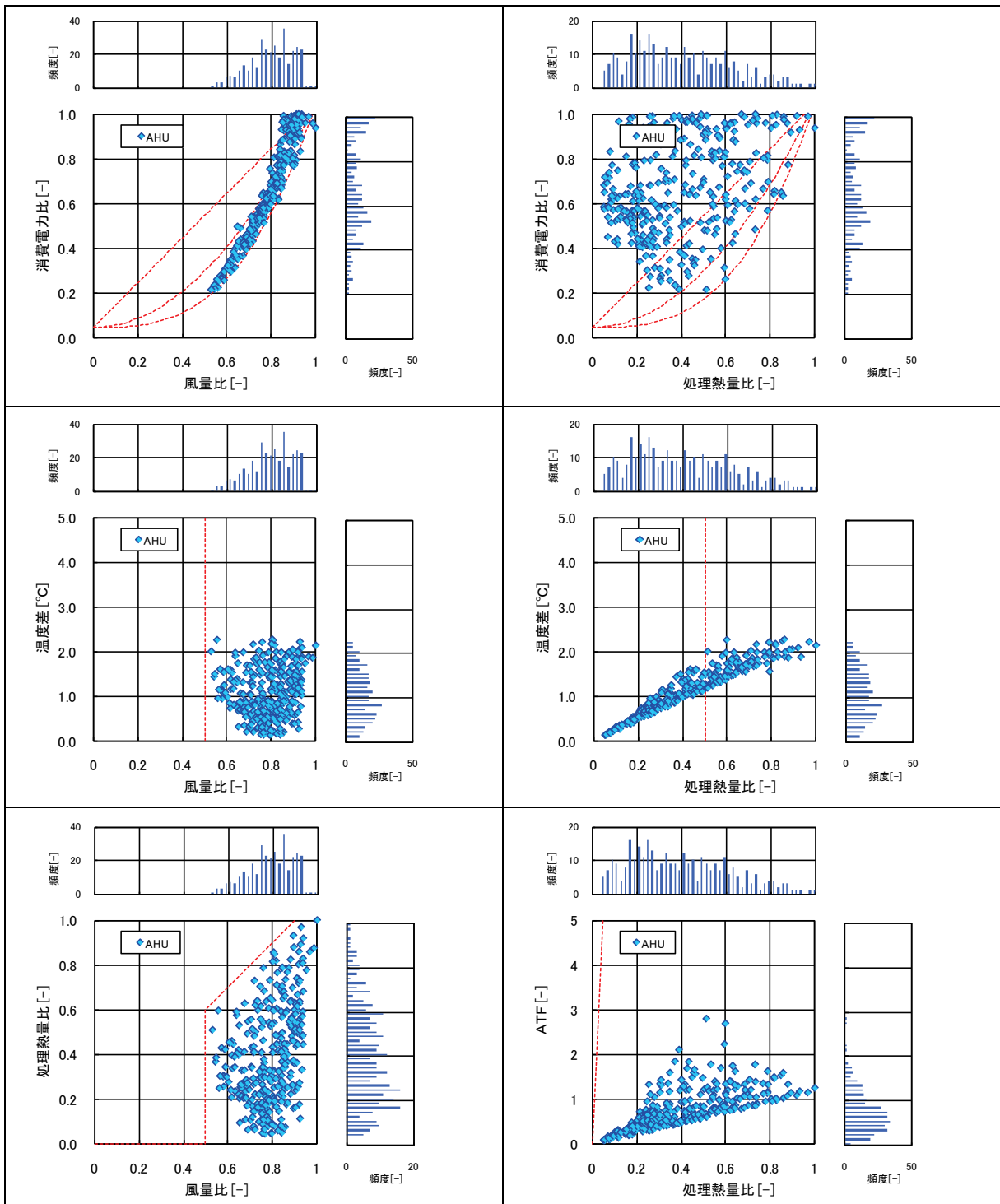


図 V. 2. 3. 27 VAVの評価

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

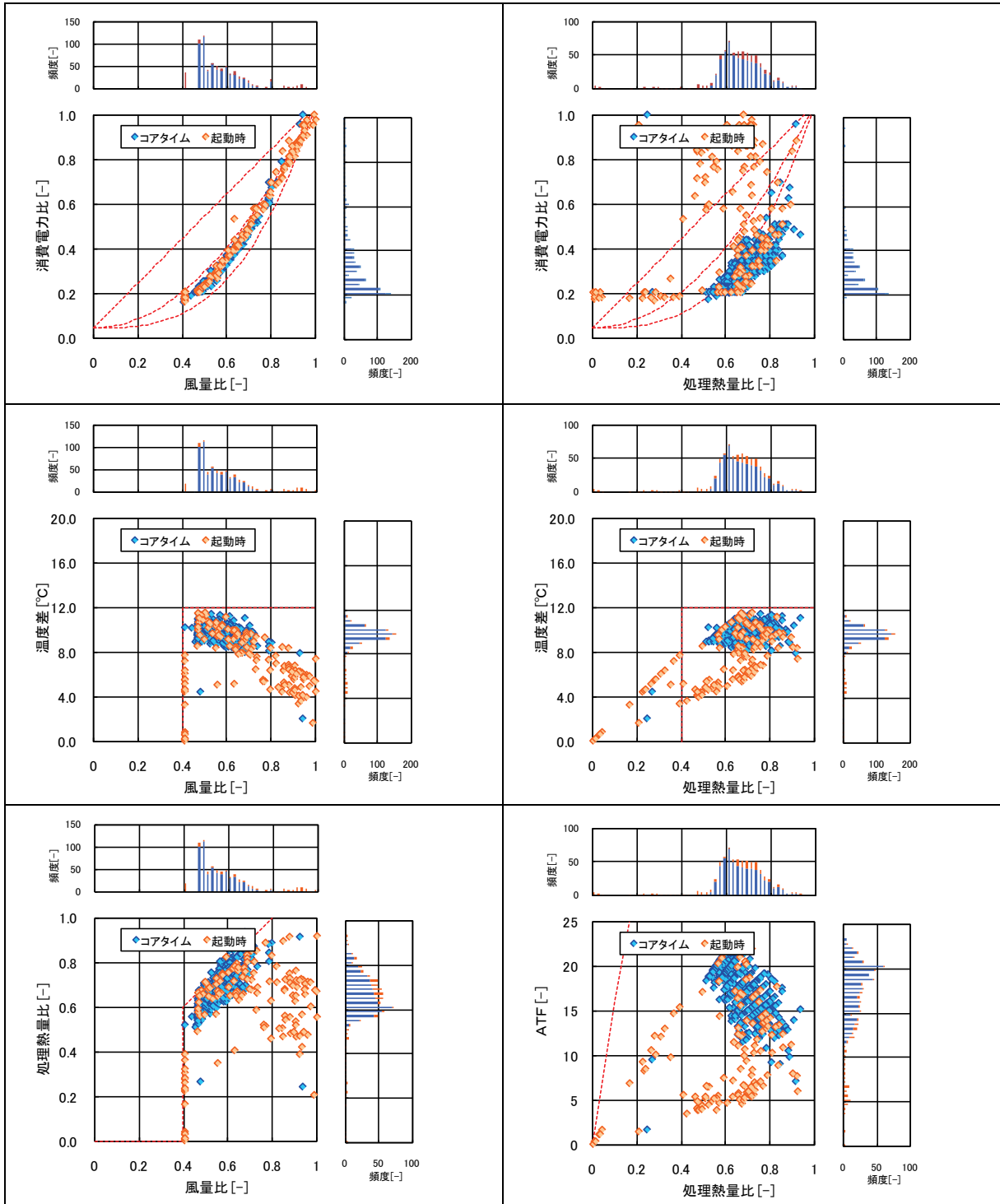


図 V.2.3.28 VAVの評価

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

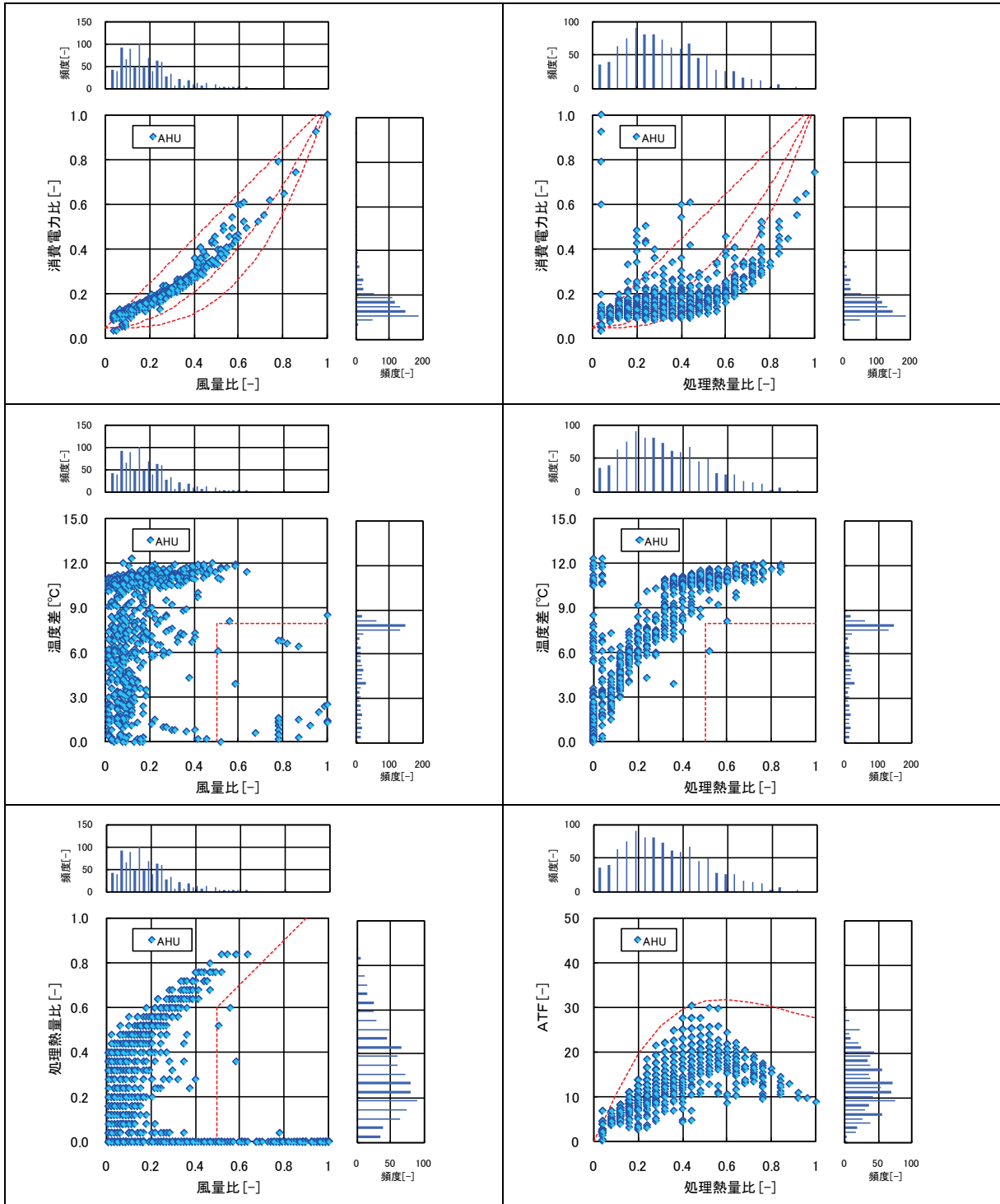


図 V. 2. 3. 29 VAVの評価

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

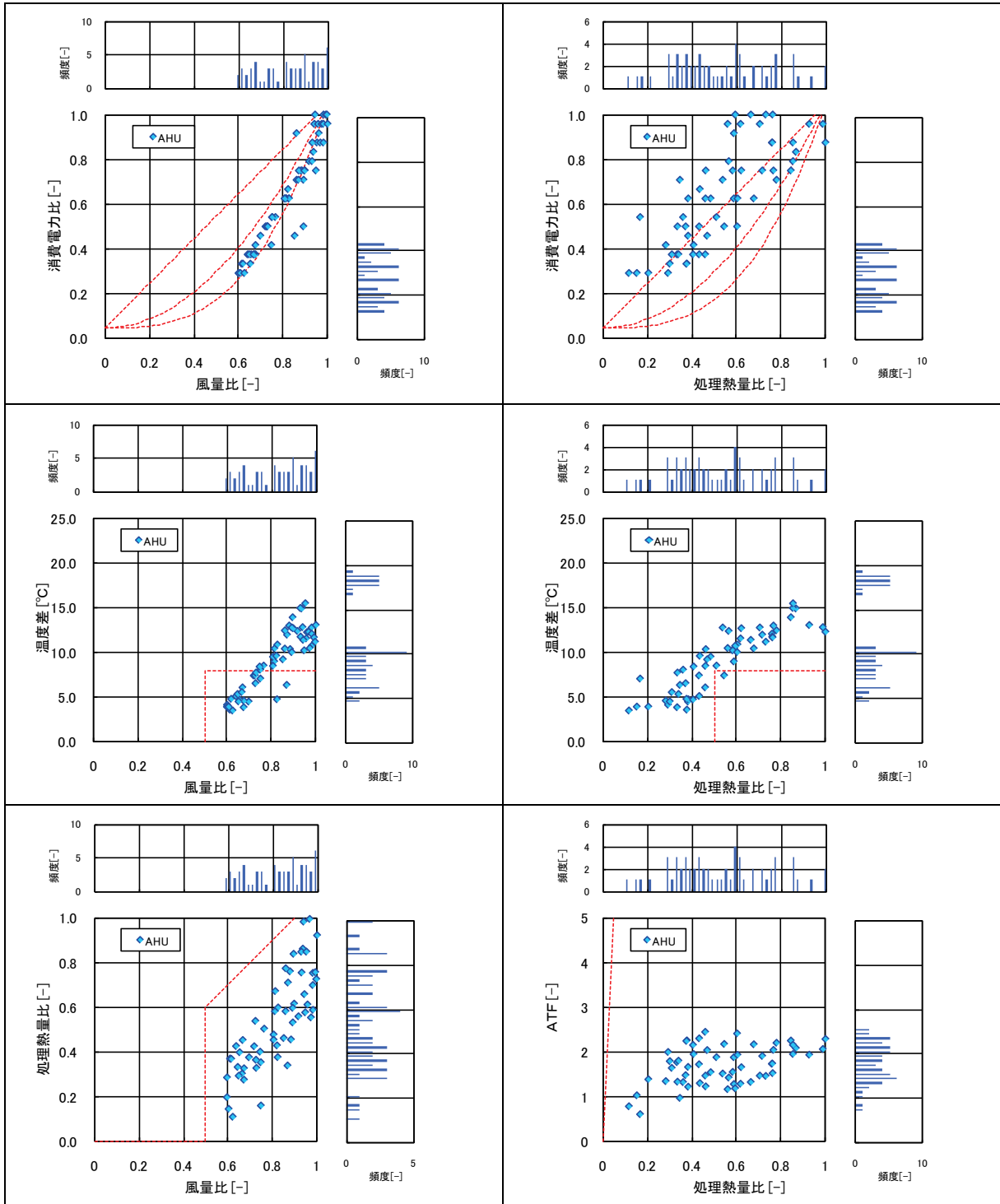


図 V.2.3.30 VAVの評価

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

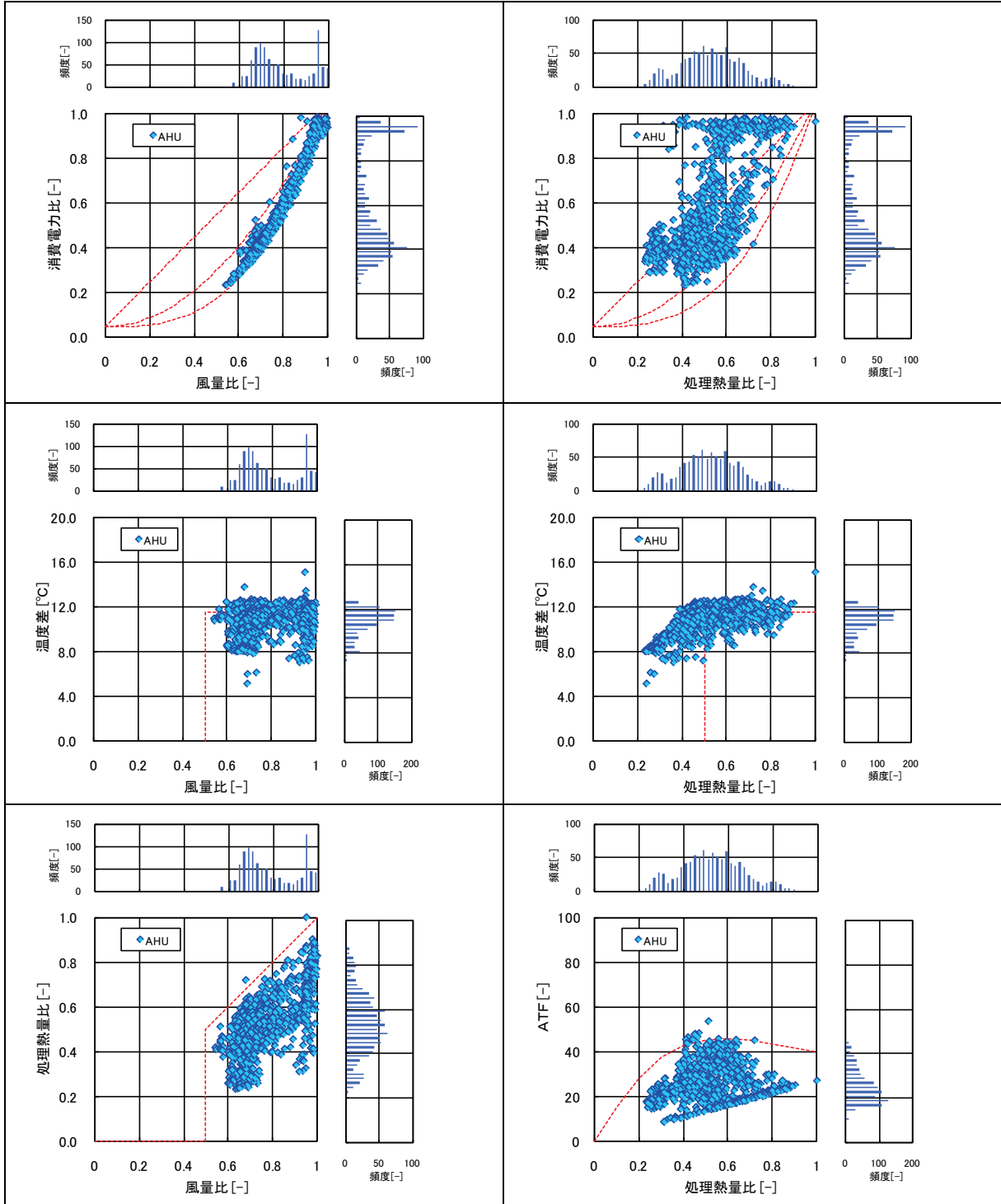


図 V.2.3.31 VAV の評価

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

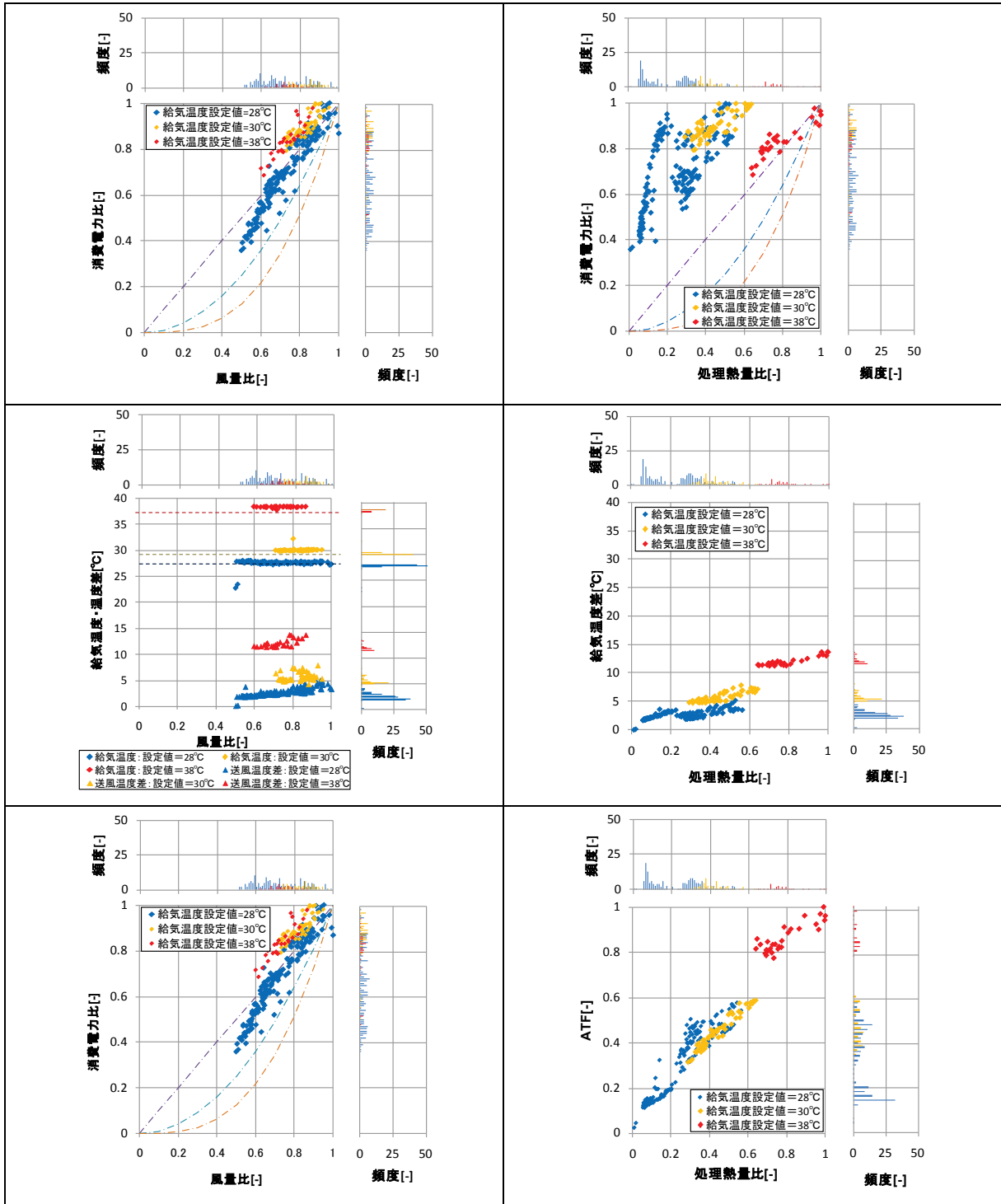


図 V. 2. 3. 32 VAVの評価

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

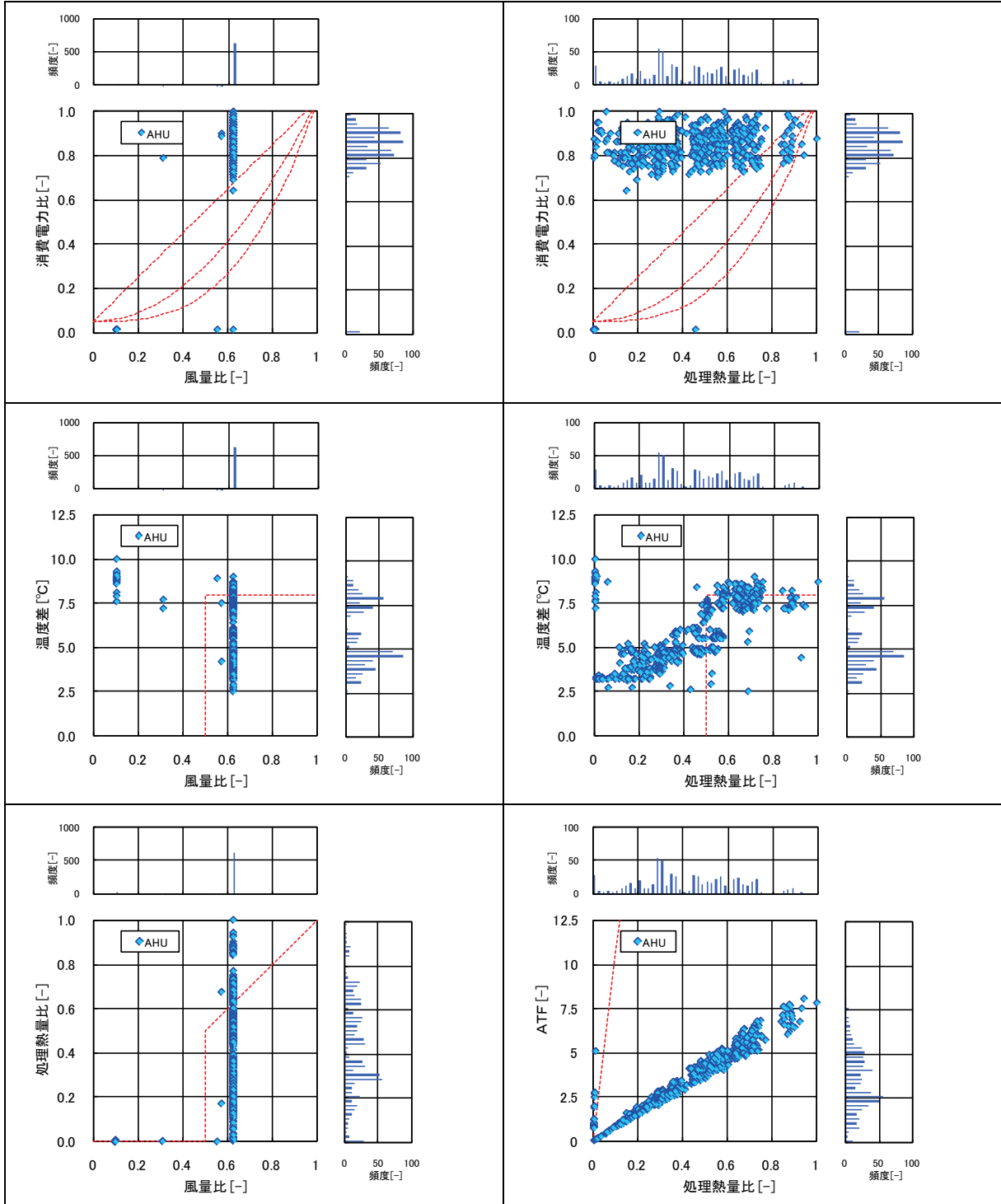
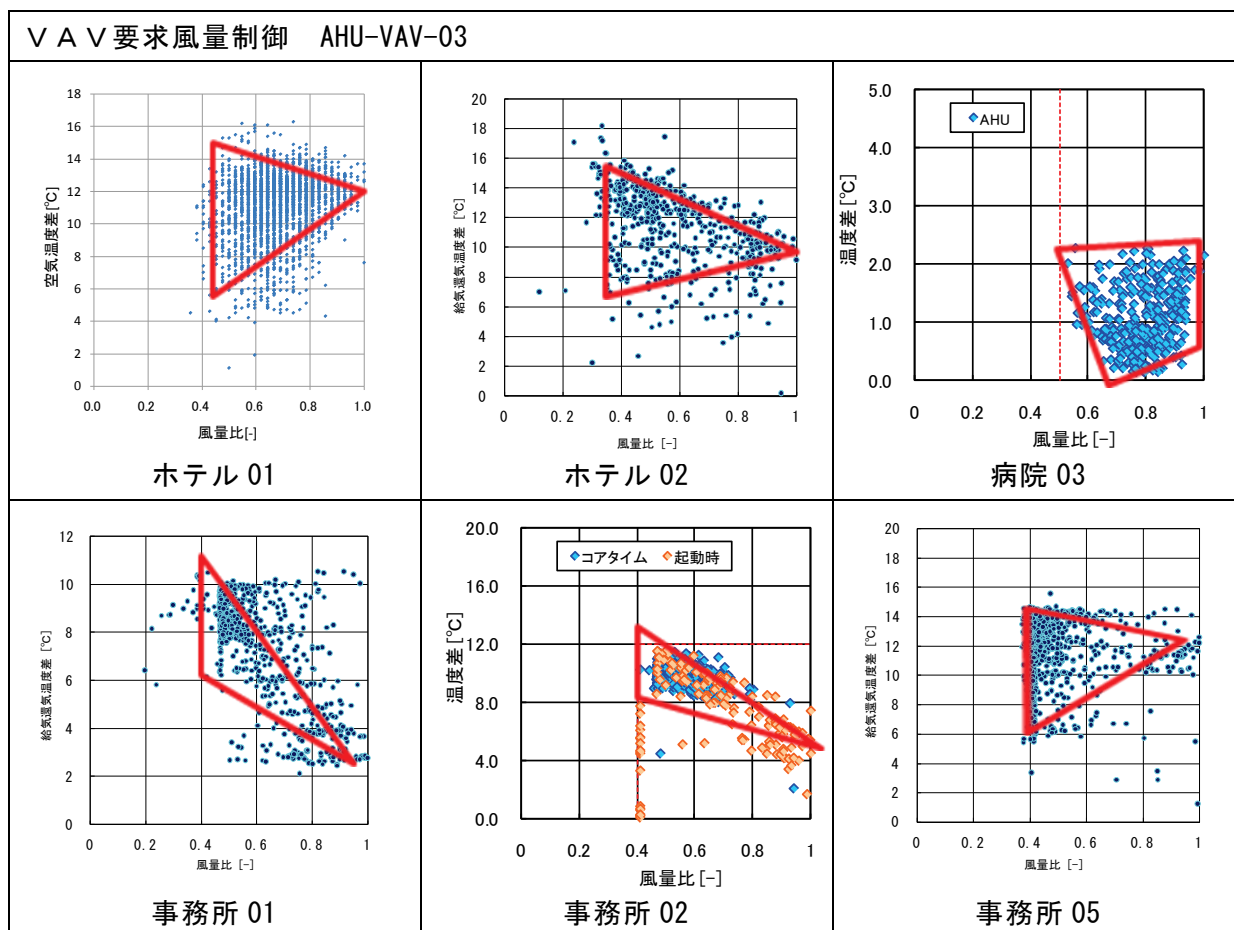


図 V.2.3.33 VAV の評価

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。

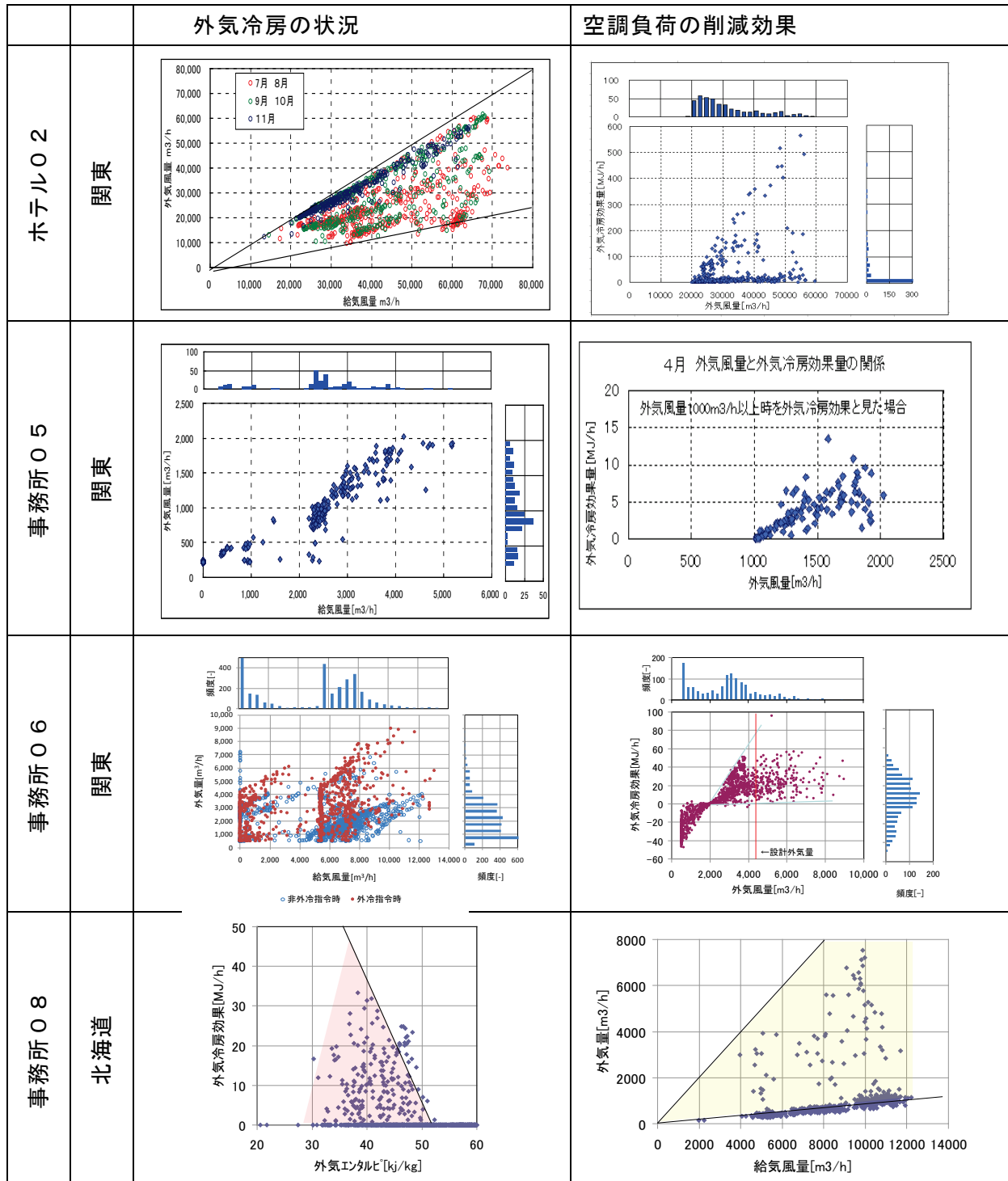


図 V. 2. 3. 35 外気冷房制御による空調負荷の削減効果

(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。

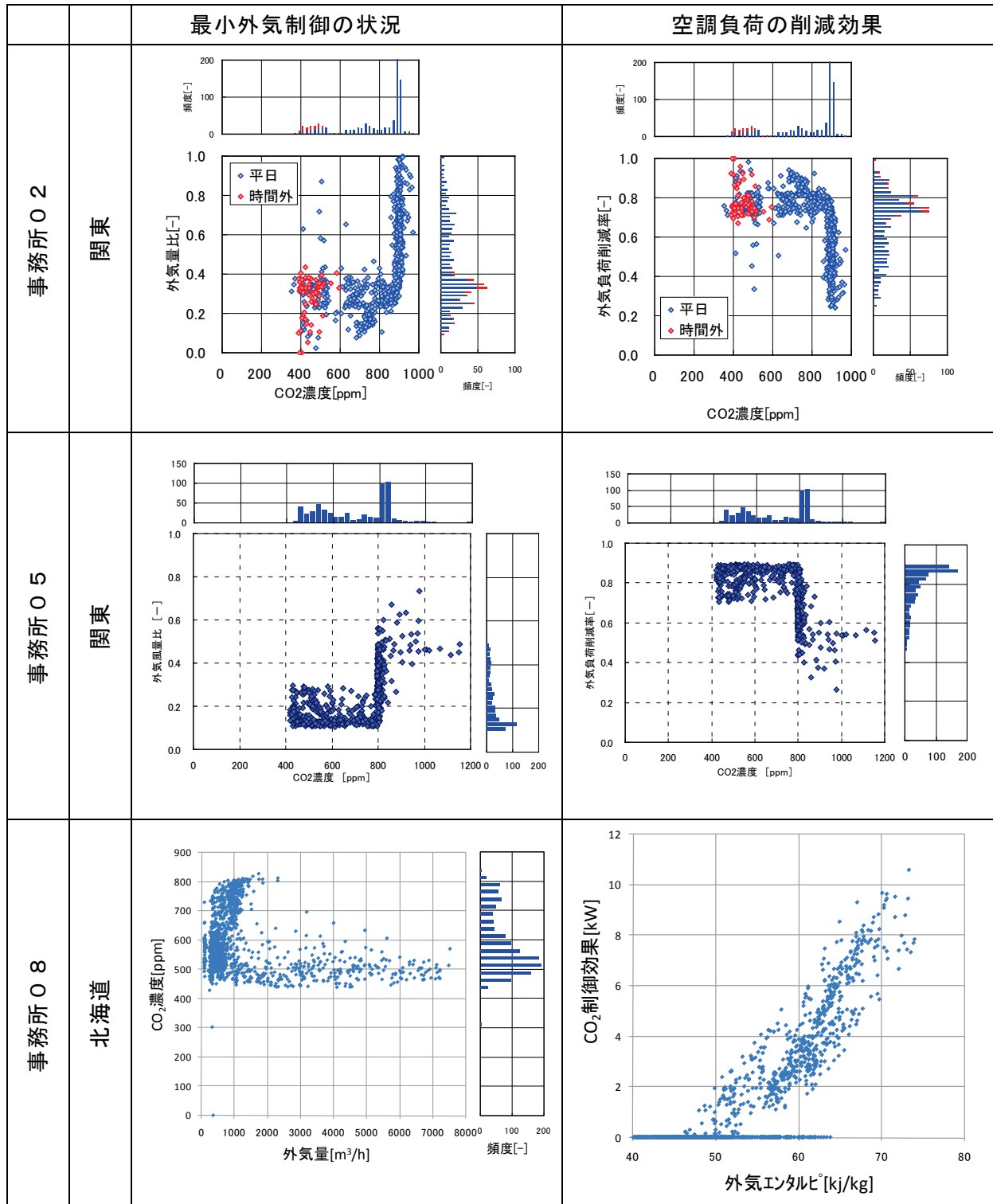


図 V. 2. 3. 36 最小外気負荷制御による空調負荷の削減効果

(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。

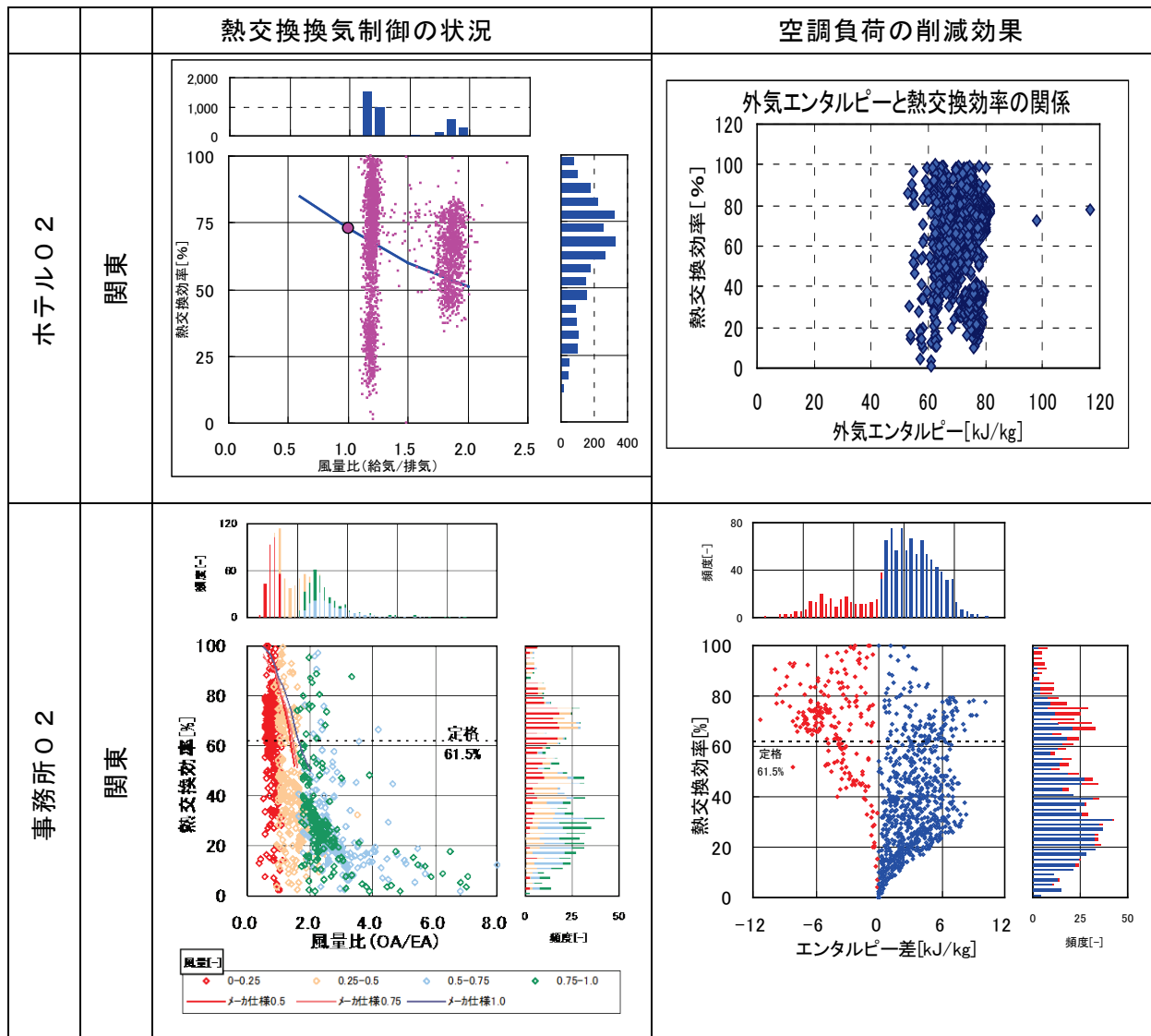


図 V. 2. 3. 37 ロータ式熱交換換気制御による空調負荷の削減効果

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換気制御の状況と空調負荷の削減効果を図 V. 2. 3. 38 に示す。

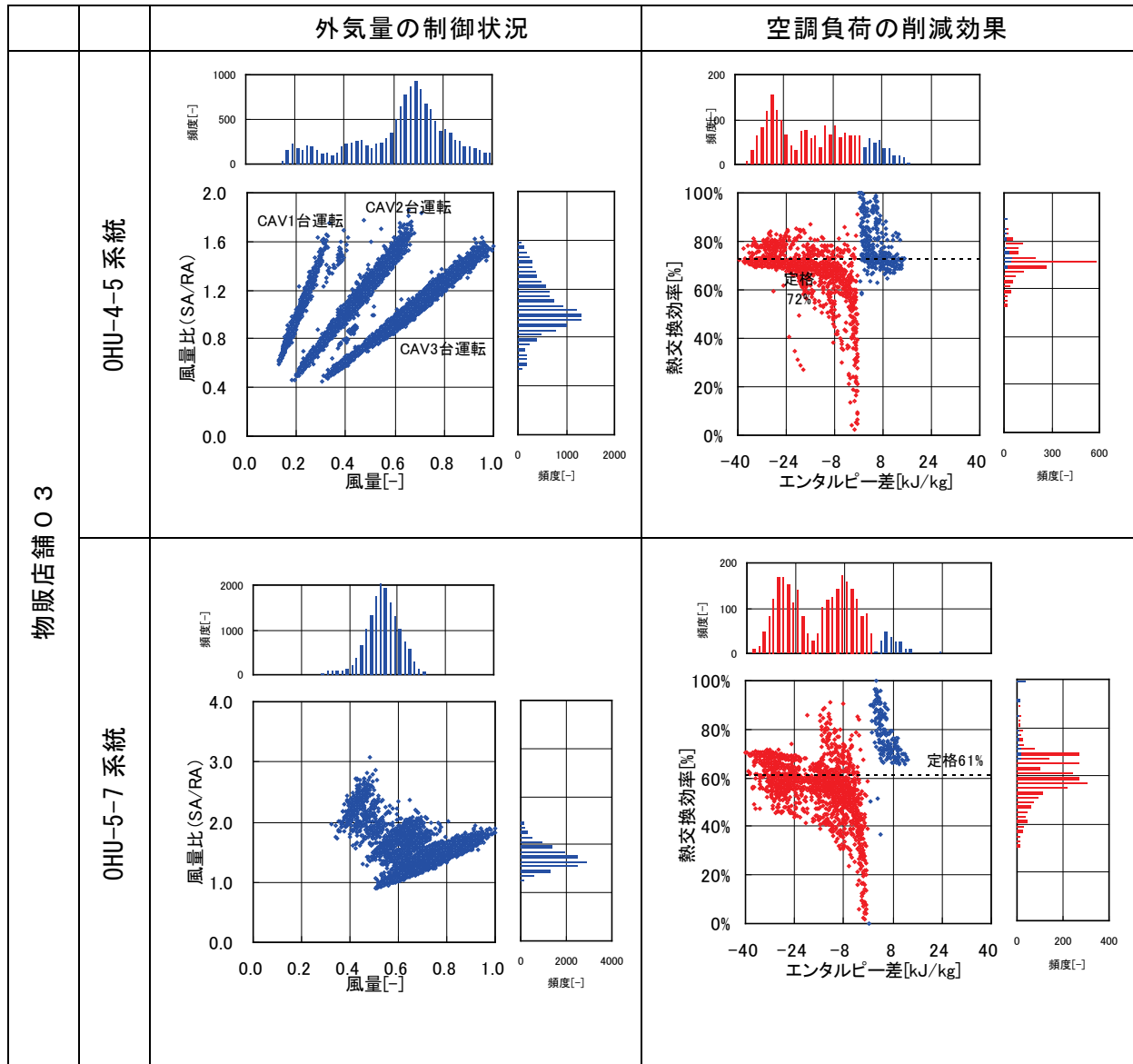


図 V. 2. 3. 38 ダンパ切り替え式熱交換換気制御による空調負荷の削減効果

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														
					燃料+電気	温水ヒータ														
						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)															
				電気	温水器															
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			○			
					燃料+電気	温水ヒータ						
						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)							
				電気	温水器			○		○		
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。

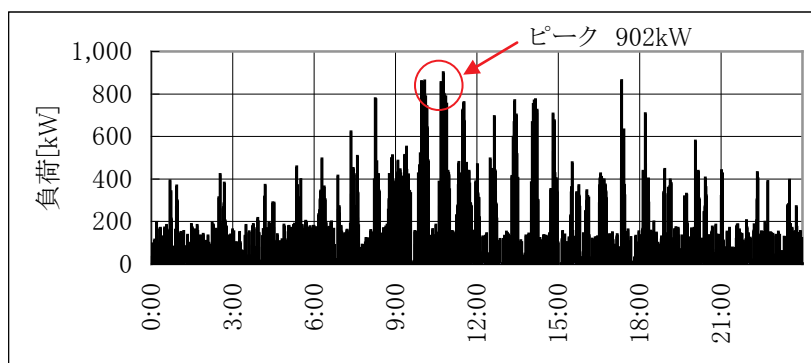
①湯切れ防止を重視

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。

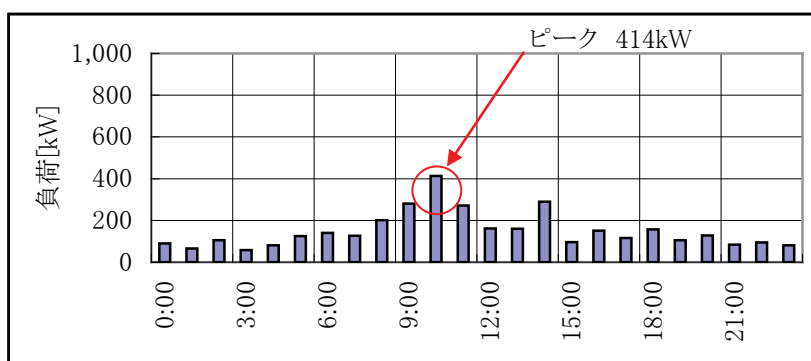
②瞬間的発生する給湯負荷

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。

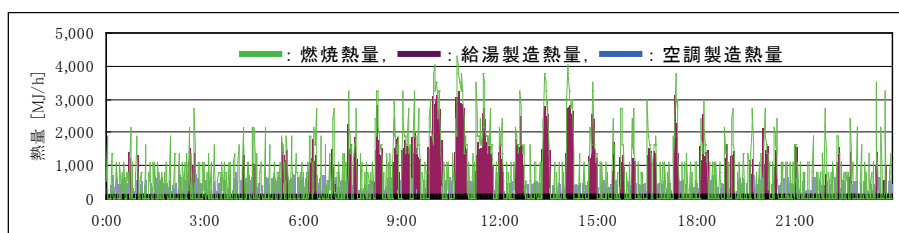


図 V. 3. 2. 2 熱源機器の運転状況(事例：病院 06)

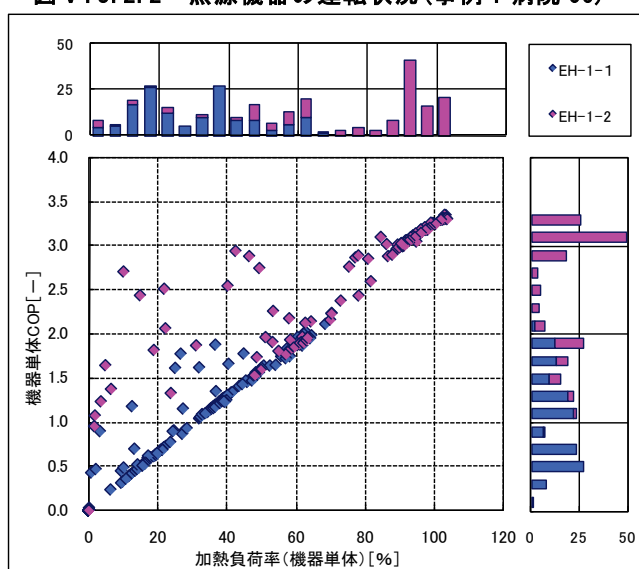


図 V. 3. 2. 3 熱源機器の負荷率と機器単体の COP (事例：事務所 12)

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

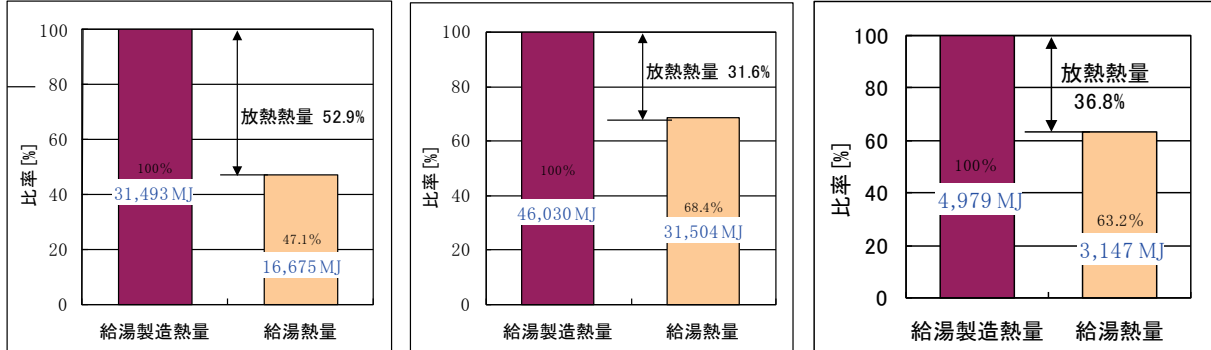
複数の熱源に対し配管摩擦損失が同じになる様に施工したとしても、意に反して偏流を起こす場合がある。

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)】

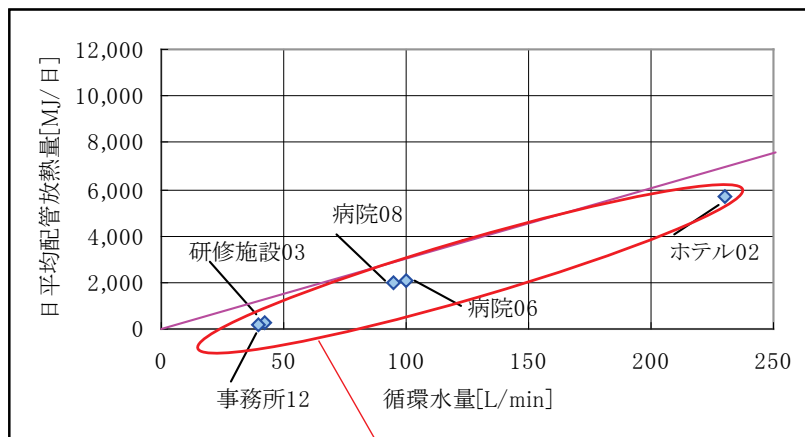
※2012年11月に温水ヒータ
2台を灯油からガスに更新
竣工年：2012年
機器：ガスボイラ 581kW×2
貯湯槽 8.0m³×2

【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

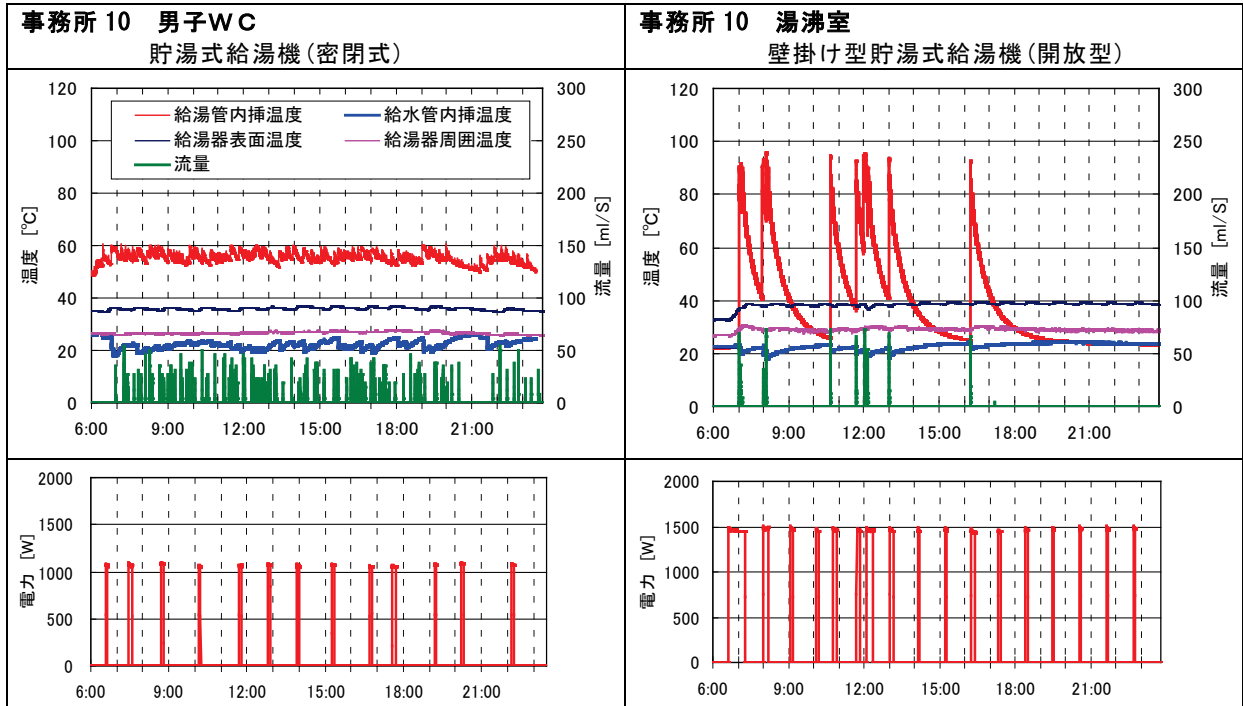
図V.3.2.5 中央式給湯システムでの配管放熱の想定

3. 2. 3 局所式給湯システムの評価結果

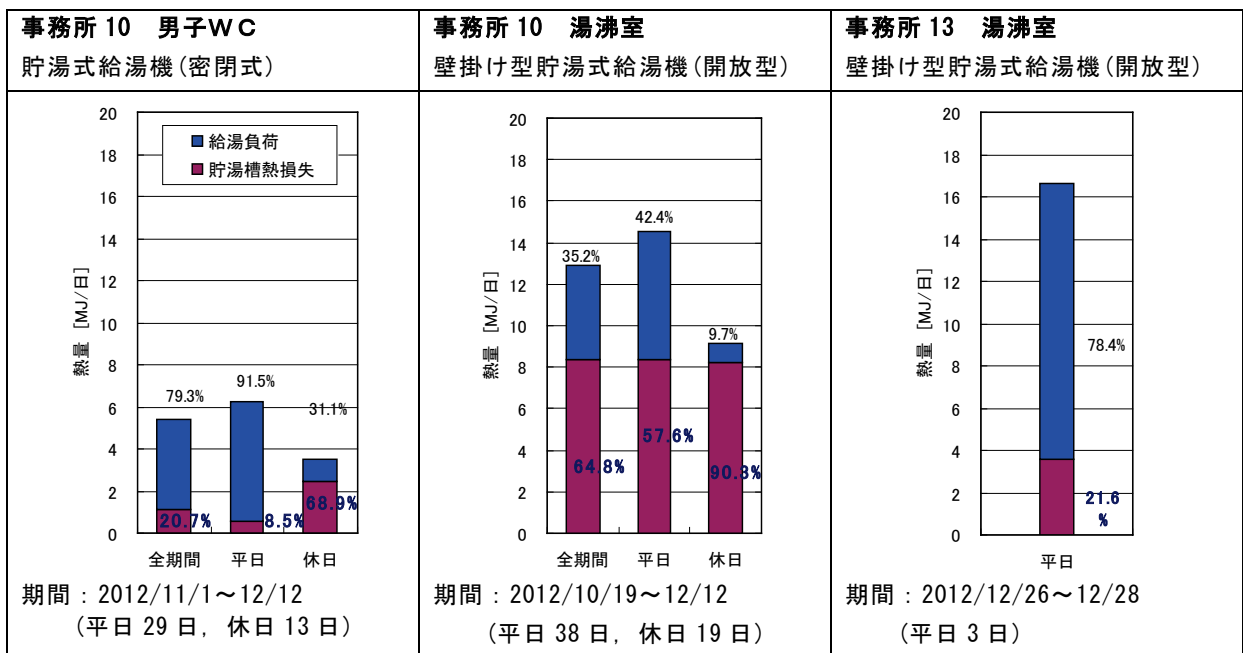
(1) 局所式給湯システムの特徴

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

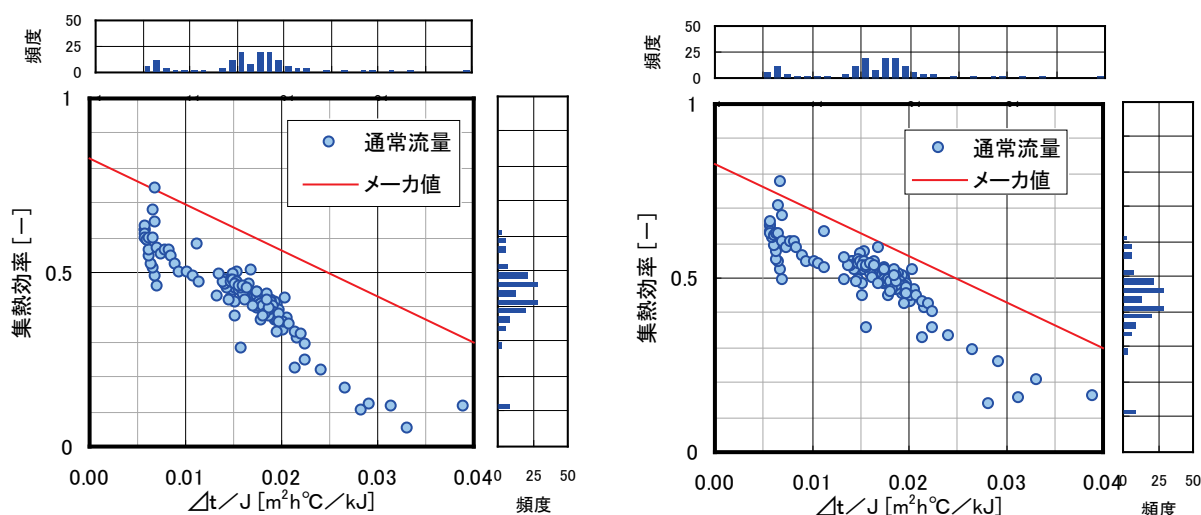
太陽熱利用システムの実測対象建物を表 V. 3. 2. 2 に示す。平板型と真空二重ガラス管の 2 種類について中国、関東と北海道の 3 件の運転データを収集した。

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。

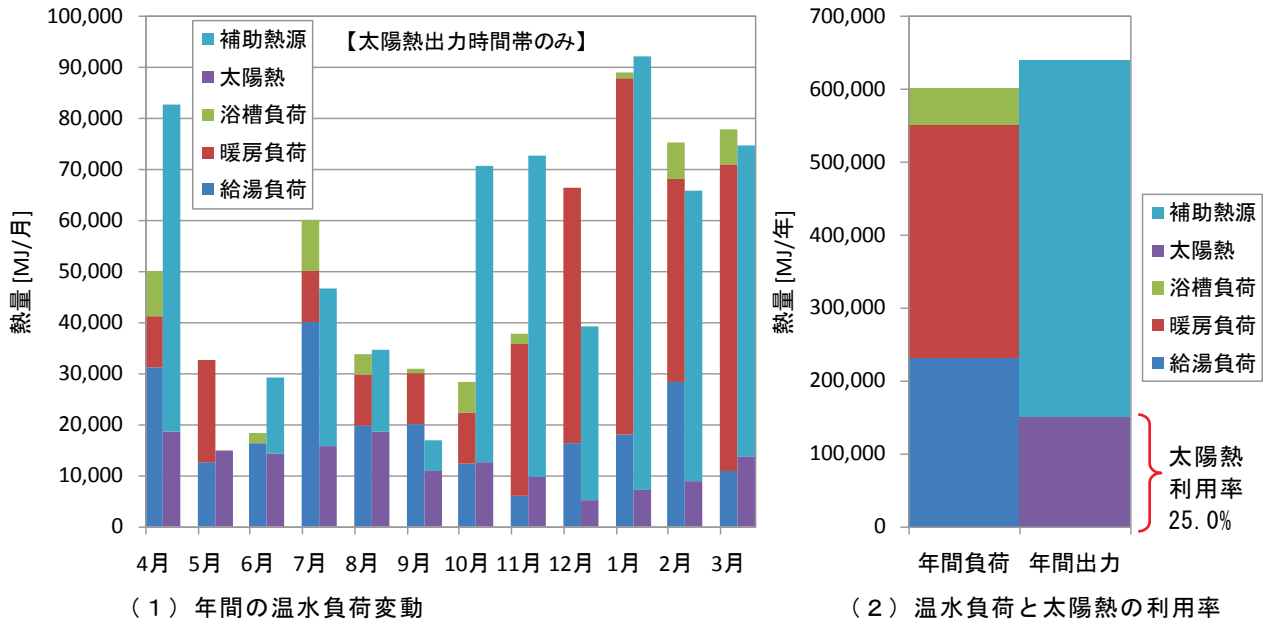


図 V.3.2.9 太陽熱利用システムの集熱量の実例(太陽熱出力時間帯のみ)

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

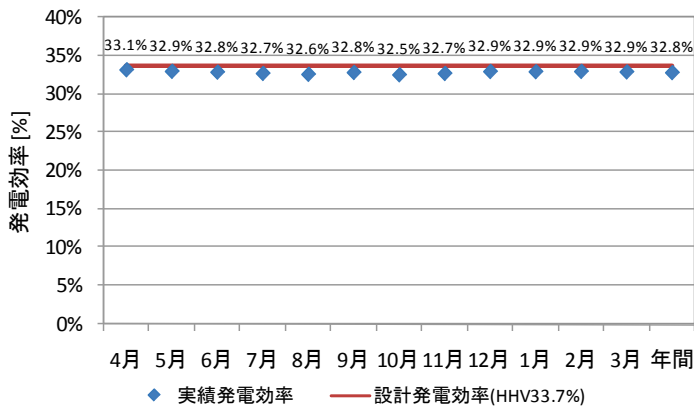
建物用途	地区	C G S 設置年 延床面積	発電機形式 発電出力 (kW)	排熱回収方法 及び熱利用先
病院 02	北海道	2009 年 26, 679m ²	ガスエンジン 930kW x2 台=1, 860kW 発電効率 36%(HHV 基準)	蒸気・温水 冷房 暖房・給湯
病院 03	新潟	2007 年 50, 034m ²	※今回の実測では、給湯予熱の利 用状況を対象とした。	温水 給湯予熱
病院 05	九州	2008 年 48, 200m ²	ガスエンジン 400kW x2 台=800kW 発電効率 33. 7%(HHV 基準) (契約電力 1, 235kW)	蒸気・温水 冷房, 暖房, 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

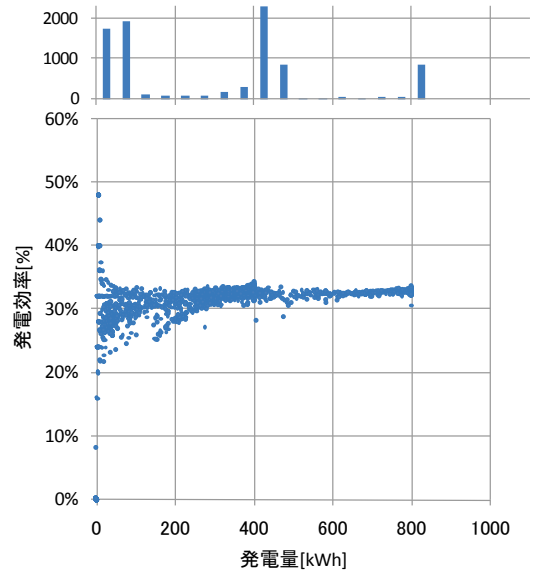
発電効率の実例を図 V. 3. 2. 10 に示す。発電効率は、エンジンの型式に依存するものの、ほぼ計画通りの効率を発揮している。これは、実測対象建物の全てが発電量を建物内の電力負荷に供給しているため、発電機の部分負荷率が 1 0 0 %での運転となっていたことによる。

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。

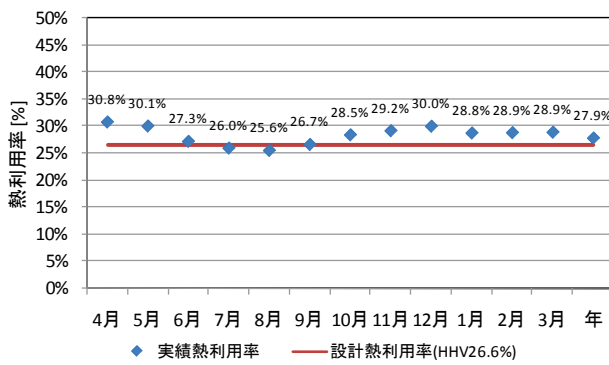


(1) 年間の発電効率の変動

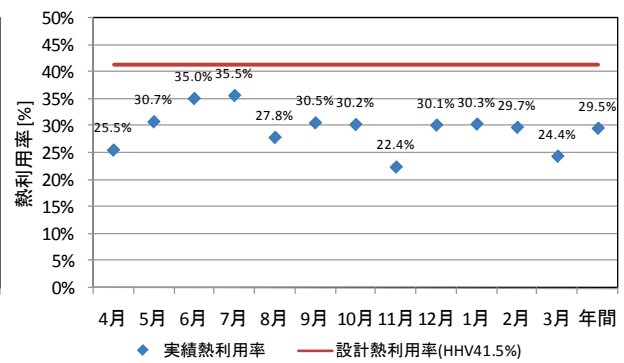


(2) 発電量と発電効率

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)

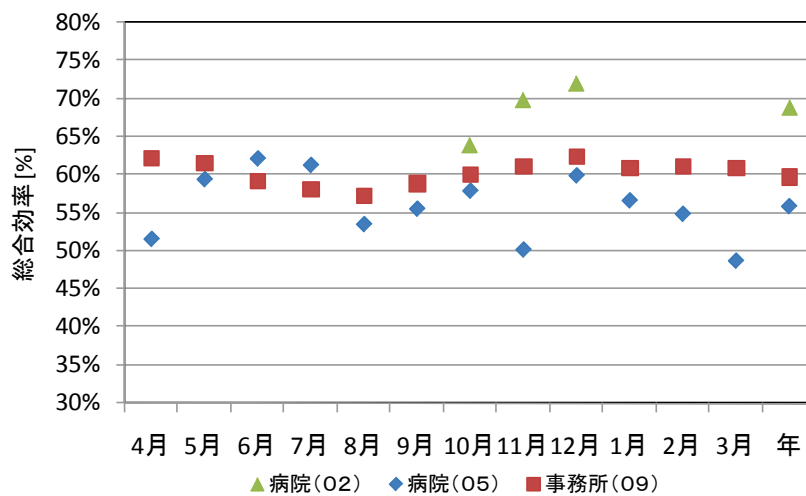


図 V.3.2.12 CGSシステムの総合効率の実例 (病院 02, 病院 05, 事務所 09)

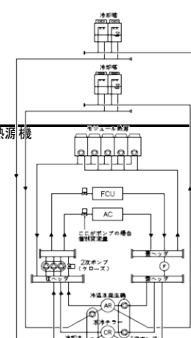
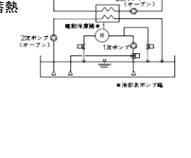
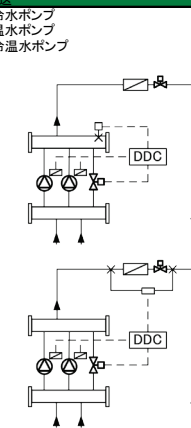
4. 制御方式の組合せと省エネルギー効果

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）

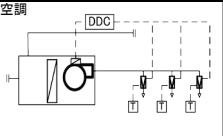
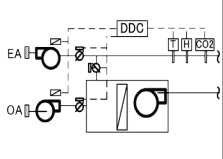
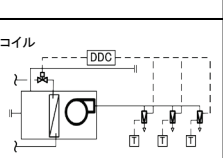
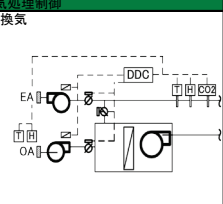
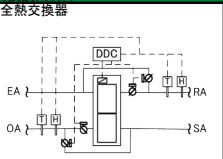
平成24年度－制御方式の分類

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	熱源機単体	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－減段および増段－減段	R-Ono-05					
		本体	容量制御	冷水/温水出口温度	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					
						燃焼量の調整	R-Wt-04					
						蒸気量の調整	R-Wt-05					
		本体		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(冷水・温水同時取出)		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	(水:冷熱/温熱)	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							
		蓄熱量満量判断制御	蓄熱槽温度(出口側)	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	冷凍機入口温度	弁の開閉	R-Hst-06						
	熱源機単体	本体		蓄熱量制御	負荷予測制御	負荷予測パラメータ	目標蓄熱量	蓄熱量設定値	R-Hst-07			
					空調機	蓄熱量制御	月日、時分	スケジュール	ON-OFF	ST-Hst-01		
	躯体蓄熱	送風機		蓄熱量制御	外気条件、室内温湿度	スケジュール	可否判断	ON-OFF	ST-Hst-02			
					給気口、排気口(ダンパ)	ナイターバジ制御	月日、時分	スケジュール	ON-OFF	ST-Hst-03		
					蓄熱量制御	外気条件、室内温湿度	スケジュール	可否判断	ON-OFF	ST-Hst-04		
水搬送 	クロス	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	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	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	増段－減段	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)	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)	周波数制御	P2-VWV-05	
							吐出圧力(負荷流量)	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	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	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	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	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					
			回転数制御	月日、時分	スケジュール	ON-OFF	P2-VWV-11					
	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-12					
			回転数制御	三次ポンプの発停に連動	—	ON-OFF	P2-VWV-13					
			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-14					
	3次	冷凍機群(放熱系統)	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					
			回転数制御	負荷流量・温度(熱量)	能力(放熱量)	周波数制御	P3-VWV-03					
その他	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					
			回転数制御	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						

※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							
		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	スケジュール 室内(RA)温度	ON-OFF ON-OFF	Fao-VAV-06 Fao-VAV-07
		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 破込圧 CO濃度 燃焼機器運動	スケジュール 破込圧 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	室内温度 室内温度	弁開度の比例制御 弁開度の比例制御	CU-Ath-01 CU-Ath-02
	外調機	二方弁	温度制御	給気温度 給気露点温度	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	CU-Ath-03 CU-Ath-04	
	加温							
	外調機	二方弁	湿度制御	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	
	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 ウォーミングアップ制御 外気冷房制御	月日、時分 室内CO2濃度 月日、時分 月日、時分 外気温度、還気温度 外気エンタルピ、 還気エンタルピ	スケジュール CO2濃度 スケジュール スケジュール 還気温度 還気エンタルピ	ダンパの開閉 ファンのON-OFF ダンパ開度の比例制御 ファンの周波数制御 ダンパの開閉 ファンのON-OFF 外気・還気ダンパ開度の比例 給排気ファンの周波数制御 外気・還気ダンパ開度の比例 給排気ファンの周波数制御 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-OAL-01 Foa-OAL-02 Foa-OAL-03 Foa-OAL-04 Foa-OAL-05 Foa-OAL-06 Foa-OAc-01 Foa-OAc-02 Foa-OAc-03 Foa-OAc-04 Foa-OAc-05 Foa-OAc-06	
	その他							
	熱交換換気制御							
		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
		全熱交換器 (回転型)	ロータ	運転停止制御	月日、時分 外気温度、還気温度 外気エンタルピ、 還気エンタルピ	スケジュール 還気温度 還気エンタルピ	ロータ回転のON-OFF ロータ回転のON-OFF ロータ回転のON-OFF	HEXt-Hve-01 HEXt-Hve-02 HEXt-Hve-03
			バイパスダンパ	ダンパ制御	月日、時分 外気温度、還気温度 外気エンタルピ、 還気エンタルピ	スケジュール 還気温度 還気エンタルピ	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 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"/>	<input checked="" 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 checked="" type="checkbox"/> 組合せ対象	<input type="checkbox"/>	
冷却水ポンプ制御					<input checked="" type="checkbox"/> 組合せ対象			

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					<input checked="" type="checkbox"/> 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。

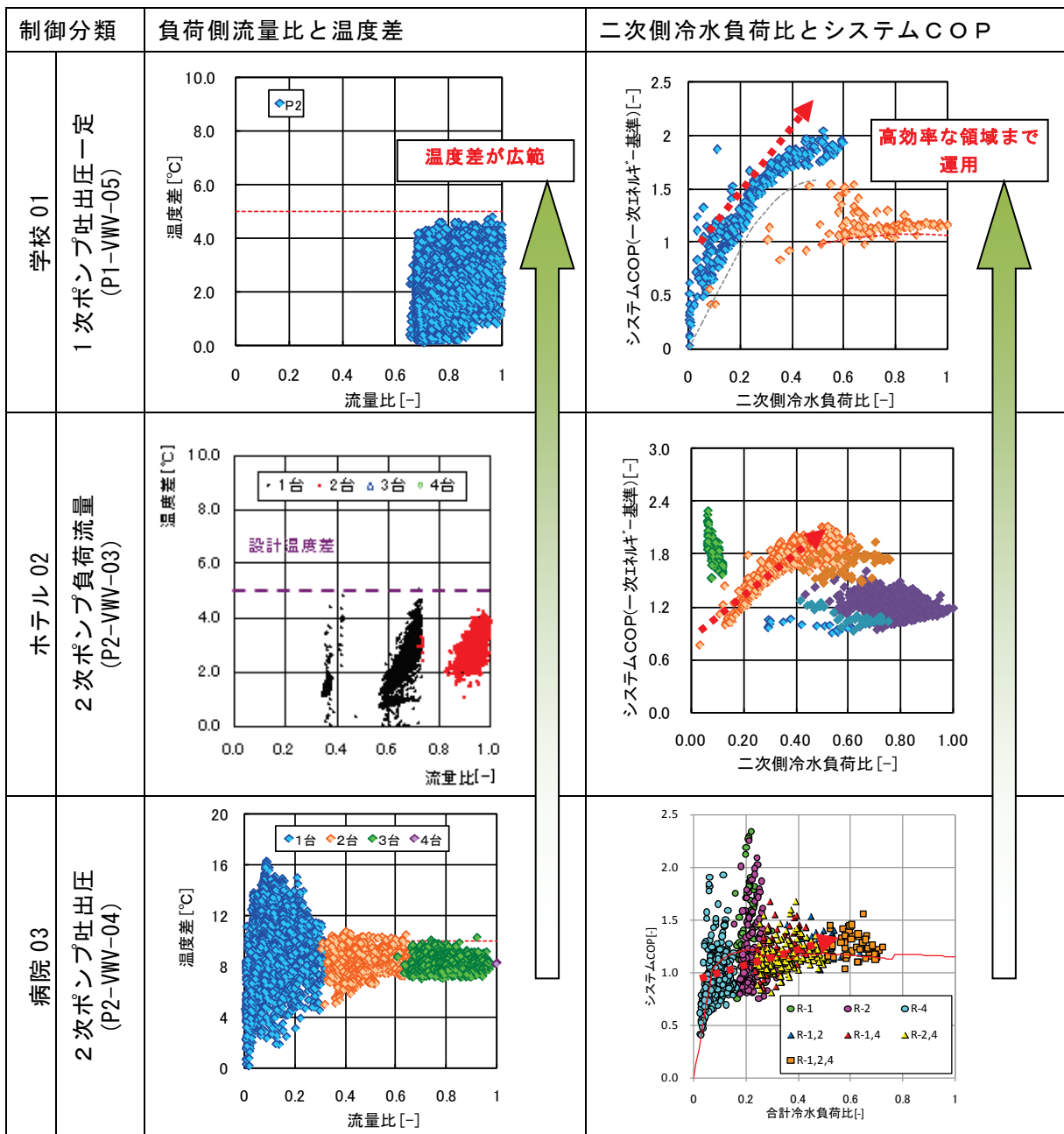
表V.4.3.1は、代表の実測対象建物における制御方式の組合せを示したものである。VWV制御の違いが風上側にある熱源の台数制御および機器性能に及ぼす影響、VAV制御の違いが風上側にあるVWV制御のポンプ性能に及ぼす影響が想定される。そこで、これらの評価値について次項で考察する。

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

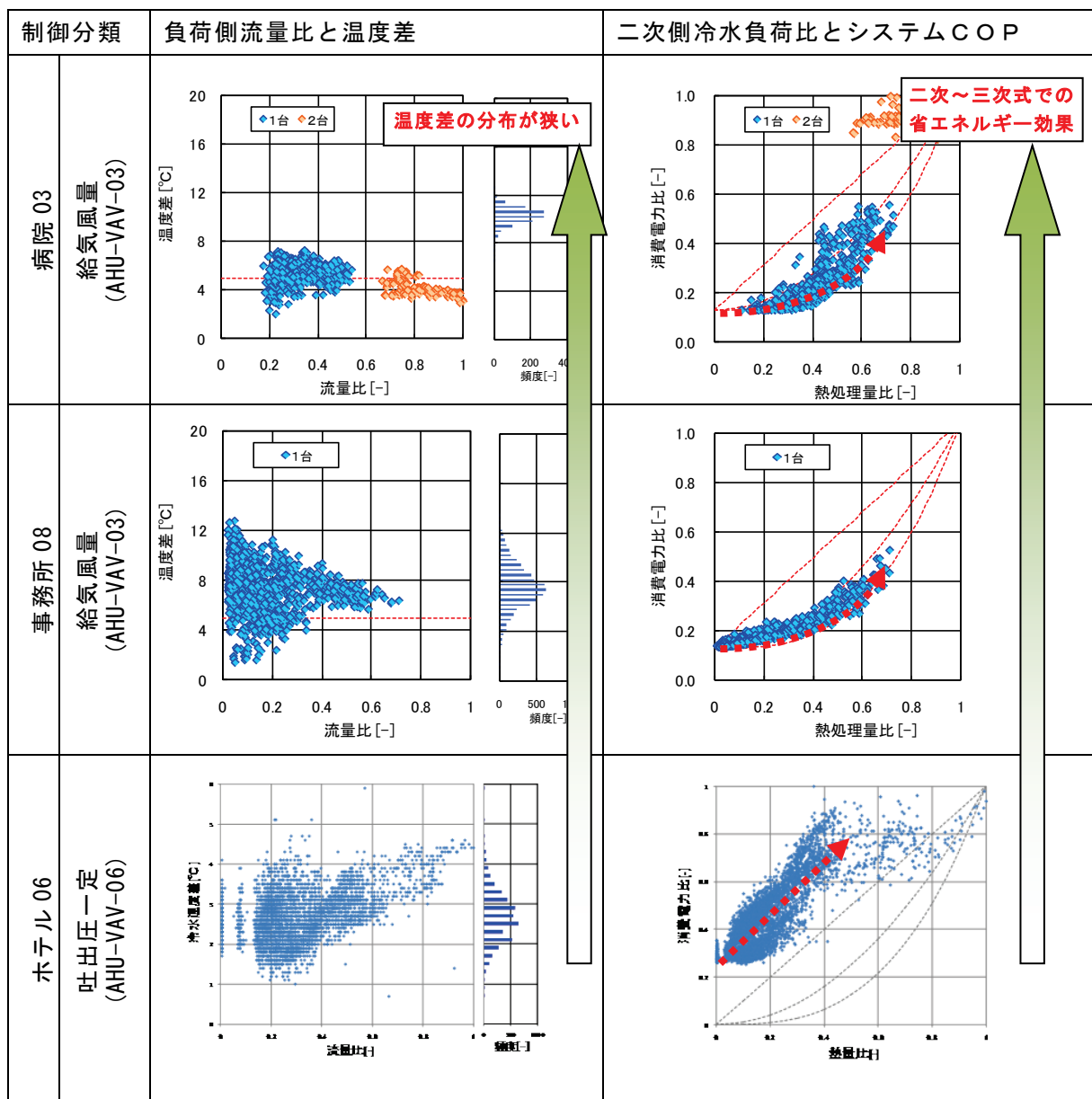
図V.4.3.1に熱源台数制御とVWV制御の組合せの違いによる建物での熱源システムCOPを示す。熱源台数制御は自動/手動、熱源機種の違いがあるものの、3建物とも負荷側熱量を制御目標に台数制御している。台数制御では、熱源機効率の高い部分負荷率での運転が望ましく、図中の機器は高負荷率において高効率となる部分負荷特性を有している。図より、負荷側の流量比が高く、温度差が広範であるほど、システムCOPが高い領域まで達しており、熱源台数制御としては、より省エネルギーな運用と思われる。ただし、流量比が高いことからポンプ動力が多めとなるため、エネルギー消費量予測のための評価値の特定に対しては、熱源システムの設定による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。