

空調システムの最適化を目的とした統合的設計と運転に関する研究
(第15報) 冷却塔制御方式による省エネルギー

A Study on the Integration Oriented Design and Operation to Optimize of the Air-conditioning System Performance

Part 15: The Energy Conservation by the Method of Controlling the Cooling Tower

正会員 市川 卓也 (株山下設計)

正会員 下田 吉之 (大阪大学)

特別会員 松尾 陽 (東京大学)

Takuya ICHIKAWA*¹ Yoshiyuki SHIMODA*² Yoh MATSUO*³

*¹ Yamashita Sekkei Inc. *² Osaka University *³ Tokyo University

One of the main purposes of this research is to pursue the possibility of energy conservation by controlling the main heat source equipments, especially cooling tower. In this report, we will propose the method of controlling the cooling tower and report the measured data. Also, we will propose review method of how to save the energy from the site of building and the operating characteristics.

はじめに

本研究の目的のひとつとして、熱源廻りの省エネルギー手法、特に冷却塔の制御による省エネルギーの可能性追究が挙げられている。既報第1報⁽¹⁾の全体概要に続き、第5報⁽²⁾では熱源機の冷却水入口温度をその下限値で安定させることが省エネルギーのポイントとなることを示した。また、第10報⁽³⁾では熱源機の出荷時の設定および自動制御の竣工図より現状の冷却水・冷却塔廻りの省エネルギー手法の普及について調査した。そこで、本報では冷却塔制御方式の提案とその実測データについて報告するとともに、施設の立地や運転特性による省エネルギー化の検討方法を提案する。

1. 冷却塔制御方式の提案

冷却塔廻りの制御方式について、近年の竣工実績について制御メーカーにヒアリングを行った(第10報⁽³⁾よりデータを追加)。その結果から冷却塔ファンの発停制御と台数制御はほぼ二分しており、熱源機保護のための冷却水バイパス制御を併設していることが分かる。第5報⁽²⁾で示した通り、ファン発停制御ではオーバーシュートが発生し、ファン台数制御ではオフセットが生じる。そのため熱源機の冷却水入口温度は下限値より上に設定するか、下限値より上で保持されてしまう。また、バイパス制御は冷却塔で下げた冷却水温度をポンプ動力を使って熱源機出口側と混ぜることとなり、省エネルギーにならない。これらの問題点を解消し、冷却水の下限定を熱源機の許容下限値になるべく近づけて安定させるこ

とが省エネルギー化につながるものと考えらる。

ここでは従来の冷却塔制御方式に対し、2種類の冷却塔制御方式を提案し、その実測データを報告する。

1.1 従来の冷却塔制御

ここではファン台数制御と冷却水バイパス制御を含んだ制御フローを従来の方式として図1に示す。

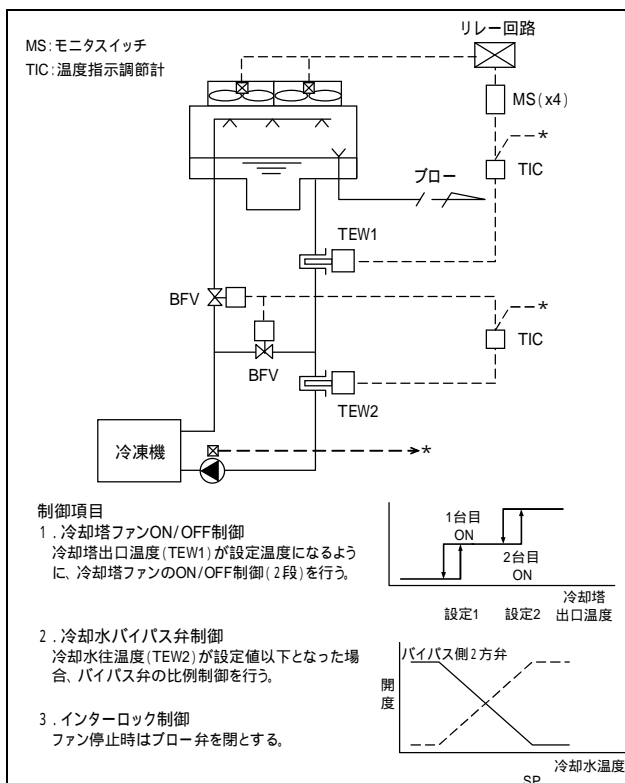


図1 従来の冷却塔制御 (ファン台数制御 + バイパス制御)

1.2 バイパス弁フィードフォワード制御

従来は冷却塔ファンの台数制御と冷却水バイパス制御を別々の制御装置でコントロールしていた。これに対し、両者を同一の DDC にて制御（または通信により一括制御）し、ファン起動と同時にバイパス弁の比例制御を行う。最小限のバイパス弁開放によりオーバーシュートを相殺し、冷却水下限値を下回ることなく運転できる。都内某大学の事例として図2に制御フロー、図3に実測データを示す。

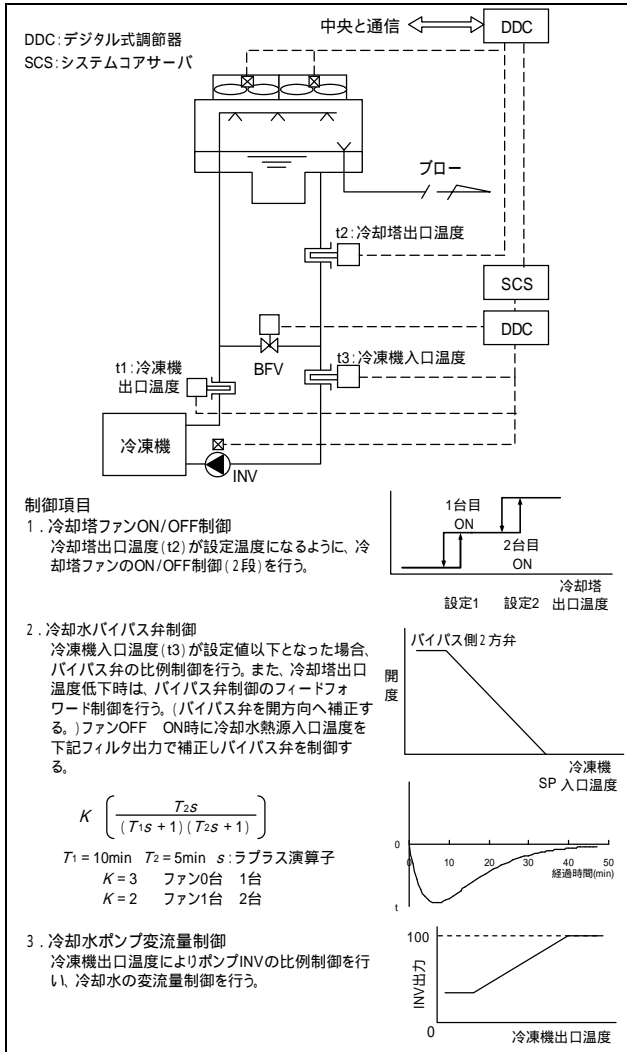


図2 バイパス弁フィードフォワード制御フロー

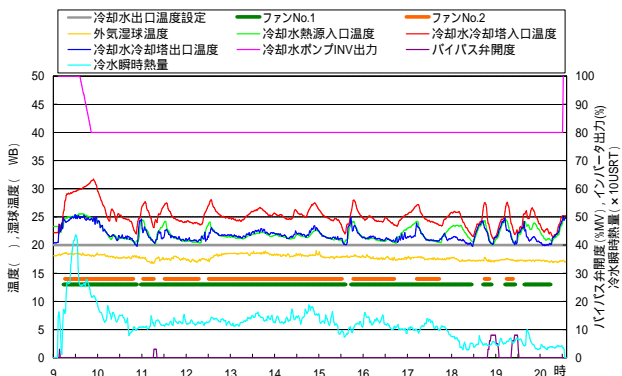


図3 某大学での実測データ (2009年5月27日)

1.3 ファンインバータ制御

冷却水の冷却塔出口温度低下に対し、ファンの周波数を下げることにより冷却能力を下げ、設定下限値を下回らないように制御する。

ファンの急激な起動を避けることができるため、オーバーシュートは発生しない。静岡県某ホテルの事例として図4に制御フロー、図5に実測データを示す。ここでは設定値の 22 に対し、±0.5 の範囲で制御されている。これは温度センサの精度が ±0.3 であることを考慮すると、制御性は良好であると判断できる。

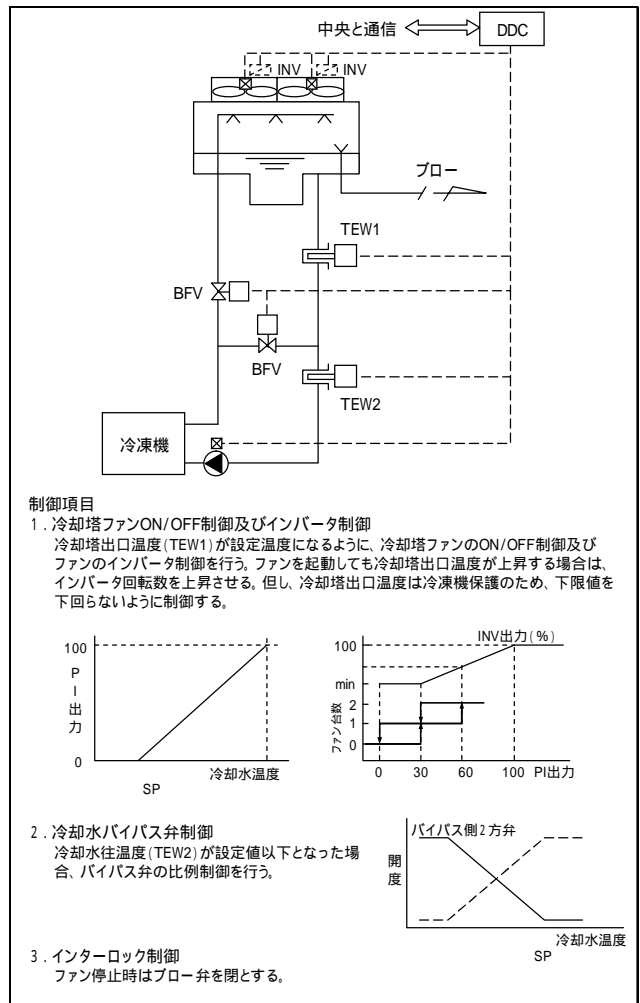


図4 ファンインバータ制御フロー

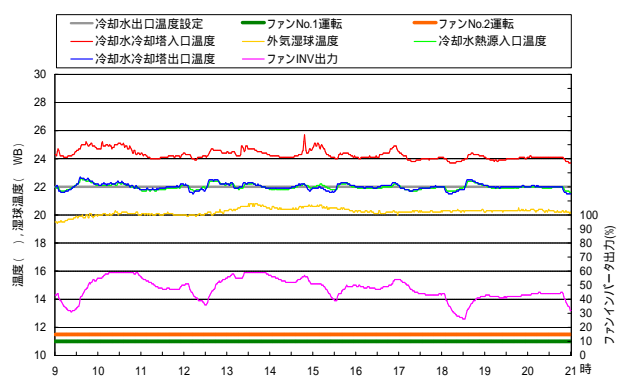


図5 某ホテルでの実測データ (2009年6月17日)

2. 設定条件別熱源 COP

前項での冷却塔廻りの制御は、理論上は省エネルギーになることを示したが、実際の施設の設計・運用においては、施設の冷熱需要・稼動時間・立地条件によってその効果は異なり、一概に全ての施設において省エネルギー効果が発揮されるものとは限らない。そこで、表1の種別ごとに効果を検討し、今回提案した冷却塔廻りの制御の導入の有効性について目安を示す必要がある。

表1 検討項目

熱源種別	冷温水発生機 / ターボ冷凍機
熱源運転時間	12時間(8~20時)、平日(月~金)261日 / 24時間、365日
地域別	札幌 / 仙台 / 東京(名古屋 / 大阪 / 福岡) / 那覇
負荷率	1.0(定格) / 0.8 / 0.6
冷却水温度下限	20 (冷温水発生機)、15 (ターボ冷凍機) / 26 (20 に対し、オーバーシュート分を上げた設定として仮定)

2.1 外気湿球温度の出現頻度

図6に東京における外気湿球温度の出現頻度を熱源運転時間別(12時間/24時間)で示す。累積出現頻度を見ると、12時間(平日261日(月~金)8~20時:年間3,132時間)と24時間(365日24時間:年間8,760時間)では傾向に大きな違いはないことが分かる。これは他の地域についても同様な結果であった。

また、各地域の月別平均外気湿球温度は図7のようになる。これを見ると、東京・名古屋・大阪・福岡については、冬期においては若干の差異が見受けられるものの、大きな違いがないことが分かる。

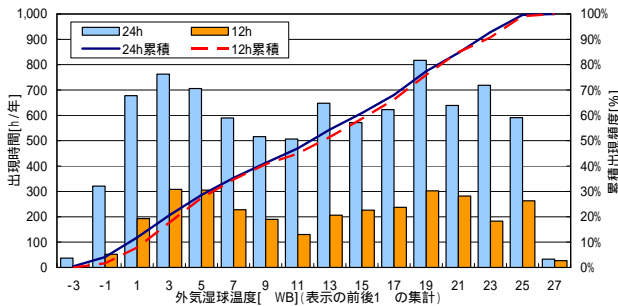


図6 東京における外気湿球温度の出現頻度

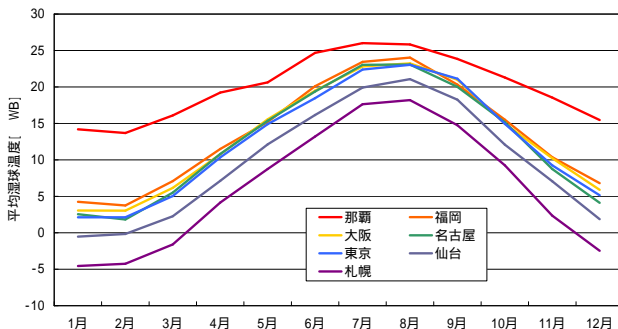


図7 各地域の月別平均外気湿球温度

2.2 外気湿球温度と熱源機 COP の相関関数

外気湿球温度により冷却水の冷却塔出口温度が決まる。「冷却塔出口温度 = 冷凍機入口温度」とすると、熱源機単体 COP が決まる。

外気湿球温度による冷却水温度と熱源機単体 COP の相関グラフ(図8、第5報⁽²⁾)を読み解くと、例えば冷温水発生機で負荷率 1.0(定格)では、冷却水入口温度下限値を 20 とすると、外気湿球温度 9.4 WB までは最大限冷却水を冷却でき、そのときの熱源機単体 COP は 1.50 となる。同様に、負荷率 0.8 のときは COP = 1.53、負荷率 0.6 のときは COP = 1.54 となる。

これらの熱源機負荷率ごとの線形について、冷却塔出口温度及び熱源機単体 COP は外気湿球温度の二次関数でほぼ近似している。熱源種別・負荷率の各条件における冷却水温度および熱源機単体 COP の算出近似式を表2に示す。

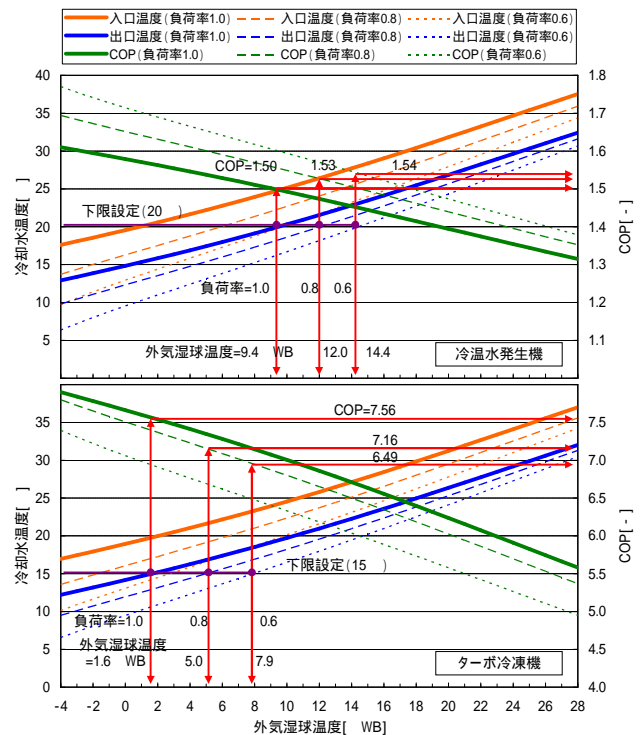


図8 外気湿球温度と冷却水温度、熱源機単体 COP の相関

表2 湿球温度と冷却塔出口温度、冷凍機単体 COP の相関式

<冷温水発生機>					
項目	負荷率	近似式		冷却水下限値となる湿球温度	
		湿球温度 (tw) より冷却塔出口温度を求める		20	26
冷却塔出口温度	0.6	$0.0015 tw^2 + 0.7135 tw + 9.4420$		14.4 WB	22.2 WB
	0.8	$0.0030 tw^2 + 0.6077 tw + 12.269$		12.0 WB	20.5 WB
	1.0	$0.0045 tw^2 + 0.5082 tw + 14.829$		9.4 WB	18.8 WB
COP	0.6	$-0.000010 tw^2 + -0.0124 tw + 1.7160$		1.54	1.44
	0.8	$-0.000020 tw^2 + -0.0102 tw + 1.6523$		1.53	1.43
	1.0	$-0.000040 tw^2 + -0.0083 tw + 1.5789$		1.50	1.41
<ターボ冷凍機>					
項目	負荷率	近似式		冷却水下限値となる湿球温度	
		湿球温度 (tw) より冷却塔出口温度を求める		20	26
冷却塔出口温度	0.6	$0.0023 tw^2 + 0.6872 tw + 9.4295$		7.9 WB	22.4 WB
	0.8	$0.0034 tw^2 + 0.6002 tw + 11.912$		5.0 WB	21.0 WB
	1.0	$0.0045 tw^2 + 0.5162 tw + 14.155$		1.6 WB	19.6 WB
COP	0.6	$-0.000070 tw^2 + -0.0734 tw + 7.0702$		6.49	5.39
	0.8	$-0.000300 tw^2 + -0.0688 tw + 7.5138$		7.16	5.94
	1.0	$-0.000500 tw^2 + -0.0616 tw + 7.6641$		7.56	6.26

表3に各地域の月別外気湿球温度平均値を示す。

表2の近似式と表3の湿球温度を用いて地域別、運転時間別、負荷率別の、各月の平均外気湿球温度における熱源機単体COPを整理することができる。東京での計算例を表4に示す。

表3 各地域の月別外気湿球温度平均値（運転時間別）

地域	稼働時間	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月
札幌	12h	-3.43	-3.19	-1.32	6.02	9.49	14.37	18.23	19.06	15.45	9.18	2.65	-1.82
	24h	-4.55	-4.26	-1.59	4.16	8.75	13.20	17.63	18.21	14.76	9.26	2.34	-2.48
仙台	12h	0.42	1.20	3.15	7.60	12.96	16.49	20.65	21.40	18.65	13.04	7.81	2.14
	24h	-0.52	-0.17	2.28	7.12	12.12	16.16	19.93	21.07	18.26	12.09	7.05	1.87
東京	12h	3.02	3.22	5.46	10.77	15.31	19.00	23.00	23.28	21.08	16.16	9.72	4.90
	24h	2.14	2.13	5.03	10.34	14.89	18.45	22.40	23.04	21.13	14.93	9.24	5.15
名古屋	12h	3.02	2.81	5.98	12.30	15.91	19.83	23.61	23.37	20.46	16.29	9.72	4.90
	24h	2.56	1.83	5.51	10.82	15.36	19.38	23.03	23.07	20.01	15.16	8.74	4.11
大阪	12h	3.71	4.23	7.78	11.28	16.17	19.70	23.10	23.92	21.99	15.96	10.51	6.37
	24h	3.06	3.04	6.14	10.76	15.57	19.49	22.82	23.25	21.00	14.97	10.23	5.89
福岡	12h	5.30	3.86	8.16	11.95	15.72	20.68	23.89	24.58	20.24	16.71	10.83	7.56
	24h	4.25	3.74	7.09	11.49	15.20	20.11	23.45	24.02	20.33	15.51	10.36	6.80
那覇	12h	14.12	14.26	16.98	19.50	21.04	25.33	26.26	26.02	24.07	21.55	19.04	15.76
	24h	14.19	13.68	16.10	19.23	20.64	24.67	26.02	25.83	23.85	21.30	18.55	15.46

表4 運転時間別、負荷率別、月別熱源機単体COP（東京）

機種	下限値	負荷率	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月
冷温水発生機	20	12h 平均WB	3.02	3.22	5.46	10.77	15.31	19.00	23.00	23.28	21.08	16.16	9.72	4.90
		0.6	1.54	1.54	1.54	1.54	1.52	1.48	1.43	1.42	1.45	1.51	1.54	1.54
		0.8	1.53	1.53	1.53	1.53	1.49	1.45	1.41	1.40	1.43	1.48	1.53	1.53
		1.0	1.50	1.50	1.50	1.48	1.44	1.41	1.37	1.36	1.39	1.43	1.49	1.50
		0.6	1.44	1.44	1.44	1.44	1.44	1.44	1.43	1.42	1.44	1.44	1.44	1.44
		0.8	1.43	1.43	1.43	1.43	1.43	1.43	1.41	1.40	1.43	1.43	1.43	1.43
	26	12h 平均WB	2.14	2.13	5.03	10.34	14.89	18.45	22.40	23.04	21.13	14.93	9.24	5.15
		0.6	1.54	1.54	1.54	1.54	1.53	1.48	1.43	1.43	1.45	1.53	1.54	1.54
		0.8	1.53	1.53	1.53	1.53	1.50	1.46	1.41	1.41	1.43	1.50	1.53	1.53
		1.0	1.50	1.50	1.50	1.49	1.45	1.41	1.37	1.37	1.39	1.45	1.50	1.50
		0.6	1.44	1.44	1.44	1.44	1.44	1.44	1.44	1.43	1.43	1.44	1.44	1.44
		0.8	1.43	1.43	1.43	1.43	1.43	1.43	1.41	1.41	1.43	1.43	1.43	1.43
ターボ冷凍機	15	12h 平均WB	3.02	3.22	5.46	10.77	15.31	19.00	23.00	23.28	21.08	16.16	9.72	4.90
		0.6	6.49	6.49	6.49	6.27	5.93	5.65	5.34	5.32	5.49	5.87	6.35	6.49
		0.8	7.16	7.16	7.13	6.74	6.39	6.10	5.77	5.75	5.93	6.32	6.82	7.16
		1.0	7.47	7.46	7.31	6.94	6.60	6.31	5.98	5.96	6.14	6.54	7.02	7.35
		0.6	5.39	5.39	5.39	5.39	5.39	5.39	5.34	5.32	5.39	5.39	5.39	5.39
		0.8	5.94	5.94	5.94	5.94	5.94	5.94	5.77	5.75	5.93	5.94	5.94	5.94
	26	12h 平均WB	2.14	2.13	5.03	10.34	14.89	18.45	22.40	23.04	21.13	14.93	9.24	5.15
		0.6	6.49	6.49	6.49	6.30	5.96	5.69	5.39	5.34	5.49	5.96	6.39	6.49
		0.8	7.16	7.16	7.16	6.77	6.42	6.14	5.82	5.77	5.93	6.42	6.85	7.15
		1.0	7.53	7.53	7.34	6.97	6.64	6.36	6.03	5.98	6.14	6.63	7.05	7.33
		0.6	5.39	5.39	5.39	5.39	5.39	5.39	5.39	5.34	5.39	5.39	5.39	5.39
		0.8	5.94	5.94	5.94	5.94	5.94	5.94	5.82	5.77	5.93	5.94	5.94	5.94

網掛け部分は冷却水温度が下限設定値となる部分

3. 月別熱源機単体COP表の使用例

前項で求めた表4を利用して熱源機単体COPを簡易に検討した例を表5に示す。施設の冷熱源台数と月別の冷熱負荷率を設定することにより、熱源機単体COPと冷水・冷却水流量を算出している。この結果に熱源の入力エネルギー・ポンプ動力等を加えれば、熱源システムの年間消費エネルギーが求められる。冷却水温度下限値の設定を変えることにより、1.で提案した冷却水を下限値に近づける制御を採用した場合の効果が推定できる。

まとめ

冷却水温度を熱源機の許容下限値に近づけるための冷却塔回りの制御方法を提案した。この制御方法を導入することによる効果を簡易に算出する方法も示した。ただし、施設の立地や運用特性によってはその効果が小さいことも十分にあり得るため、採用に当たっての設計者の検討と判断が必要になる。

【謝辞】本発表は、空気調和・衛生工学会「空調システムの統合的設計と運転に関する研究委員会」成果報告に基づくものである。本研究の社会的必要性に着目して、研究委託を頂いた関西電力株式会社殿、東京ガス株式会社殿に感謝の意を表す。また、実測データを提供頂いた大学・ホテルの関係者、データ取得にご協力頂いた株式会社山武の担当者に感謝の意を表す。

参考文献

- 1) 田中・松尾・坂本・下田 他：空調システムの最適化を目的とした統合的設計と運転に関する研究（第1報）研究の目的と構成
平成19年度空気調和・衛生工学会学術講演論文集，2007.9
- 2) 市川・中島・下田・松尾：空調システムの最適化を目的とした統合的設計と運転に関する研究（第5報）熱源システムの設定変更による省エネルギー効果
平成20年度空気調和・衛生工学会学術講演論文集，2008.8
- 3) 市川・中島・下田・松尾：空調システムの最適化を目的とした統合的設計と運転に関する研究（第10報）熱源回りの省エネルギー手法に関する実態調査
平成20年度空気調和・衛生工学会学術講演論文集，2009.9

表5 月別熱源機単体COP表（表3）の使用例

熱源機台数	4台	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	下限値
設定負荷率		0.10	0.10	0.12	0.17	0.33	0.54	0.72	0.77	0.55	0.28	0.12	0.10	
運転台数		1台	1台	1台	1台	2台	3台	3台	4台	3台	2台	1台	1台	
運転台数比率		0.25	0.25	0.25	0.25	0.50	0.75	0.75	1.00	0.75	0.50	0.25	0.25	
単体負荷率		0.40	0.40	0.48	0.68	0.66	0.72	0.96	0.77	0.73	0.56	0.48	0.40	
単体COP		1.54	1.54	1.54	1.53	1.51	1.46	1.37	1.41	1.44	1.51	1.54	1.54	
冷水流量比率		0.50	0.50	0.50	0.68	0.66	0.72	0.96	0.77	0.73	0.56	0.50	0.50	0.50
冷却水流量比率		0.50	0.50	0.50	0.68	0.66	0.72	0.96	0.77	0.73	0.56	0.50	0.50	0.50
< 求め方 >		地域：東京 稼働：12h 下限値：20 熱源：冷温水発生機												
熱源機台数	熱源機の分割台数を設定する。													
設定負荷率	月別冷熱負荷率を設定する。													
運転台数	負荷を賅うための運転台数を設定する。													
運転台数比率	運転台数の比率（1/運転台数）を求める。													
単体負荷率	熱源機単体の負荷率（設定負荷率/運転台数比率）を求める。													
単体COP	運転時間別、負荷率別のCOP表より月別のCOPを求める。 負荷率0.6以下は0.6の数値を使用。 その他は0.8、1.0での値で直線補完する。（右図参照）													
冷水流量比率	冷水流量の下限値を定め、単体負荷率と比較して多い方を冷水の流量比率とする。													
冷却水流量比率	冷却水流量の下限値を定め、単体負荷率と比較して多い方を冷却水の流量比率とする。													

