九州大学学術情報リポジトリ
Kyushu University Institutional Repository

熱源システムのリアルタイム運転最適化手法の開発と実建物への適用

李，霽憲
九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻修士課程

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

住吉，大輔
独立行政法人建築研究所

宮田，征門
日本学術振興会

他

https://doi.org/10.15017/19130

出版情報：都市・建築学研究. 15, pp.103-110, 2009-01-15. 九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門
バージョン：
権利関係：

都市・建築学研究　九州大学大学院人間環境学研究院紀要　第15号，2009年１月
J. of Architecture and Urban Design, Kyushu University, No.15, pp.103～110, Jan. 2009

熱源システムのリアルタイム運転最適化手法の開発と実建物への適用

Development of Real-time Optimization Tool for Heat Source System and Application to Actual Building

李　霽憲*，赤司泰義**，住吉大輔***，宮田征門****，松下直幹*****
Lee Je HUN, Yasunori AKASHI, Daisuke SUMIYOSHI, Masato MIYATA and Naomiki MATSUSHITA

Purpose of "Optimization for air-conditioning system operation" is to maintain the best set values for air-conditioning system operation from a viewpoint of energy consumption and the cost reduction. In this study, 1step past weather data and building's thermal load are used for calculating of the real-time optimization tool. In this paper, we examined the real-time optimization tool by using simulation model that we built. And we examined the introduction effect of tool with R-university. As a result, the primary energy consumption was reduced by 5~10%.

Keywords: 熱源システム,最適化,シミュレーション,実験
Heat source system, Optimization, Simulation, Experiment

はじめに

民生業務用施設の運用段階における年間エネルギー消費量のうち，空調システムが占める割合は約半分にものぼると言われている．省エネルギーを推進するには運用時の空調用エネルギー消費量を削減していくことが重要であり，筆者らはこれまで，通常は固定的に扱われている空調システムの制御上の設定値を日々の状況に応じて適切な値に設定する最適化手法について研究を進めてきた．本研究では，これまでの知見に基づいて，大学キャンパスにおける実際の地域熱供給熱源システムを対象にリアルタイムに熱源システム運用を最適化するツールを開発し，その最適化ツールの実装による省エネルギー効果を明らかにすることを目的としている．

1. 熱源システム運用の最適化手法

熱源システム運用の最適化手法の概要を図１に示す．研究の最適化とは，システム制御上の設定値を日々変化する状況に応じて適切な値に設定することを指すが，ミュレーションによって適切な設定値を探査する際の気象データや２次側負荷といった境界条件の与え方として以下の２通りが考えられる．

方法 A：最適化を行う当該時刻の境界条件に直前の過去のデータをそのまま利用する方法

方法 B：最適化を行う当該時刻の境界条件を過去のデータに基づいて予測する方法

実際の運転では制御上の設定値を事前に与えるしかなく，方法Aと方法Bのいずれにしても最適化を行う当該時刻の境界条件とは必然的に差異が生じることになる．どちらの方法を取るべきかについては，対象となる熱源システム構

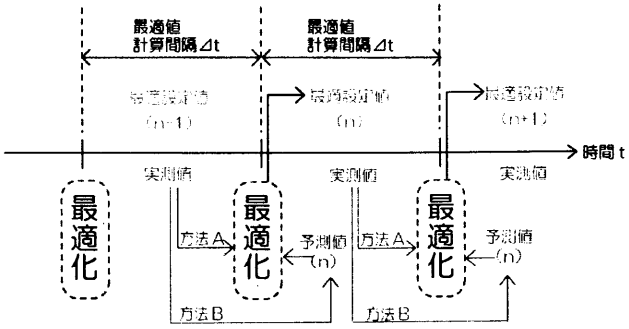

図1 最適化手法の概要

* 空間システム専攻修士課程
** 都市・建築学部門
*** (独)建築研究所
**** 日本学術振興会(九州大学)
***** 空間システム専攻博士後期課程

成や2次側負荷の発生パターン，事前に取得できるデータ項目，最適化に伴うリスクなどによって個々のケースで総合的に判断すべき事項であるが，ここでは最適化ツールを実際の熱源システムに実装し，リアルタイムにその運用を最適化することを勘案して，1 時間毎に設定値の最適化を行い，境界条件には最適化を行う当該時刻の直前の過去 1 時間の実測データを利用する方法 A をとった．この意味は，直前の過去 1 時間において最適となる設定値を次の 1 時間の運用に適用するということである．

2. 対象熱源システムの概要

本研究で対象とする熱源システム図を図2に，機器仕様を表 1 に，運転データの計測項目を表 2 に示す．定格冷凍能力が 2408.7kW のガス吸収式冷温水機が 3 台(R-1, R-2, R-3)あり，それぞれに対して開放式冷却塔(CT-1, CT-2, CT-3)と冷却水ポンプ(PCD-1, PCD-2, PCD-3)，冷温水ポンプ(PCH-1, PCH-2, PCH-3)がある．本システムでは2007年4月に省エネルギー改修工事が行われており，ガス吸収式冷温水機のガス消費量は上限値が，R-1 は定格値(187Nm^3/h)の 85%，R-2 と R-3 は定格値の 75%となるように調整されている．冷却水ポンプの流量は定格値(11670 リットル/min)の約 77%(9000 リットル/min)に調整されている．また，冷却水ポンプにはインバータが設置されており，流量が制御できる(6000 リットル/min～9000 リットル/min)．冷水ポンプの流量は一定(5800 リットル/min)である．

本システムに導入されている制御を以下に示す．

1) 熱源台数制御

ガス吸収式冷温水機の運転台数は 2 次側負荷により制御を行い，ガス吸収式冷温水機出入口冷水温度により運転台数の補正を行う．2 次側負荷計算式を式(1)に，ガス吸収式冷温水機の運転台数制御ロジックを表 3 と表 4 に示す．

$$Q_B = c \cdot \rho \cdot v_B \cdot \left(\theta_{R,H} - \theta_{S,H}\right) \qquad \cdots\cdots(1)$$

ここで，Q_B：2 次側負荷[kJ/s]，c：比熱[kJ/kg・K]，ρ：密度[kg/m^3]，v_B：2 次側流量[m^3/s]，$\theta_{R,H}$：還ヘッダ温度[K]，$\theta_{S,H}$：往ヘッダ温度[K]

2) 冷却塔ファンの運転台数制御

冷却塔出口冷却水温度が設定値になるように，冷却塔ファンの運転台数を制御する．制御ロジックを表 5 に示す．

表 1 熱源システム機器仕様

機器名	仕様
ガス吸収式 冷温水機 (R-1, R-2, R-3)	冷凍能力 685USRT，冷水流量 5800L/min，冷水入口温度 12.8℃，冷水出口温度 6.8℃，冷却水流量 11670L/min，冷却水入口温度 32℃，冷却水出口温度 37.4℃，冷房時定格ガス消費量 187Nm^3/h
開放式冷却塔 (CT-1, CT-2, CT-3)	冷却能力 4396.6kW，循環水量 282m^3/h，冷却水出口温度 32℃，冷却水入口温度 37.4℃，ファン定格風量 1200m^3/h，ファン定格消費電力 3.7kW/台
冷水ポンプ (PCH-1, PCH-2, PCH-3)	定格流量 5800L/min，定格軸動力 26kW，定格揚程 15m，定格回転数 1800rpm
冷却水ポンプ (PCD-1, PCD-2, PCD-3)	定格流量 11670L/min，定格軸動力 110kW，定格揚程 37m，定格回転数 1800rpm

3) 冷却水流量制御

冷却塔出入口冷却水温度差が設定値になるように，冷却水ポンプのインバータ値を PI 制御で制御して，冷却水流量を制御する．

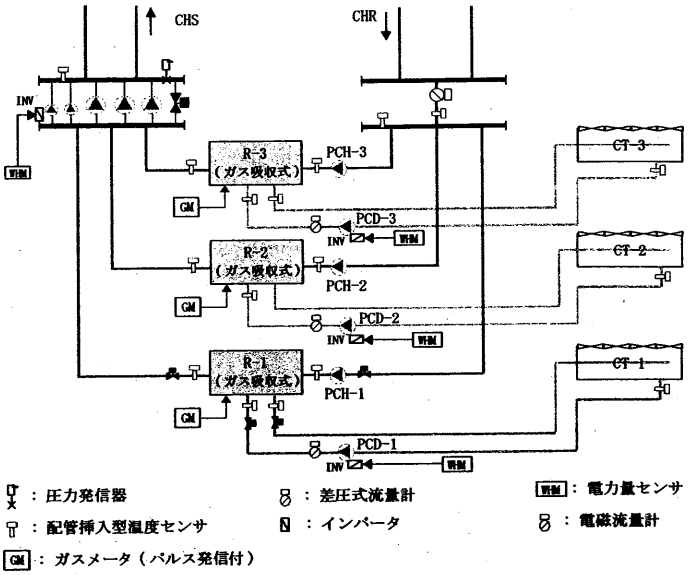

図 2 熱源システム図

表 2 運転データの計測項目

往ヘッダ温度	還ヘッダ温度
2 次側流量	熱源運転台数
生成熱量(R-1, R-2 , R-3)	冷温水往水温度(R-1, R-2 , R-3)
冷温水還水温度(R-1, R-2 , R-3)	ガス消費量(R-1, R-2 , R-3)
熱源機器消費電力(R-1, R-2 , R-3)	冷却水往水温度(CT-1, CT-2 , CT-3)
冷却水還水温度(CT-1, CT-2 , CT-3)	冷却塔ファン運転台数(CT-1, CT-2 , CT-3)
冷却塔ファン消費電力(CT-1, CT-2 , CT-3)	冷却水ポンプ流量(PCD-1, PCD-2, PCD-3)
冷却水ポンプ消費電力(PCD-1, PCD-2 , PCD-3)	冷水ポンプ消費電力(PCH-1, PCH-2, PCH-3)
外気温度	外気相対湿度

表 3 2 次側負荷による熱源機器の運転台数制御ロジック

パラメータ名称	制御値
1 → 2 台目増段設定	7.3GJ/h
2 → 1 台目減段設定	6.5GJ/h
2 → 3 台目増段設定	14.6GJ/h
3 → 2 台目減段設定	13.0GJ/h
増段効果待時間	1200sec
減段効果待時間	1200sec

表 4 熱源機器出入口温度による増減段補正制御ロジック

パラメータ名称	制御値
増段運転	往水温度が設定値より 2℃以上となった場合
減段運転	還水温度が設定値より 2℃以下となった場合
増段効果待時間	1200sec
減段効果待時間	1200sec

表 5 冷却塔出口冷却水温度による冷却塔ファンの運転台数制御

設定パラメータ	制御値
冷却塔出口温度増段設定	設定値(24℃～32℃)
冷却塔出口温度減段設定ディファレンシャル	2℃
増段効果待時間	180sec
減段効果待時間	120sec

3. システムシミュレーションの構築

本研究の熱源システムシミュレーションのフローを図 2 に示す. 対象建物の機器モデル(ガス吸収式冷温水機, 開放式冷却塔, 冷却水ポンプ) と制御ロジックモデル(熱源運転台数制御, 冷却塔ファンの運転台数制御, 冷却水流量制御) を作成し, これらを組み合わせることで熱源システムをモデル化する.

機器モデルはメーカ提供の性能曲線を基に作成し, モデルの推定精度を高めるために, 実測値を用いてモデルの補正を行う. 制御ロジックモデルは制御仕様書を基に作成する.

3.1 ガス吸収式冷温水機のモデル化

ガス吸収式冷温水機モデル式を式(2)～(4)に示す.

$$r_g = k_g(a + br_q + cr_q^2) \qquad \cdots\cdots(2)$$

$$\begin{bmatrix} a \\ b \\ c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_0 & a_1 & a_2 \\ b_0 & b_1 & b_2 \\ c_0 & c_1 & c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ \theta_{wrc,i} \\ \theta_{wrc,i}^2 \end{bmatrix} \qquad \cdots\cdots(3)$$

$$\theta_{wrc,o} = \theta_{wrc,i} + \frac{r_q Q_r + Q_g r_g G_r}{c_{pw} v_{wrc}} \qquad \cdots\cdots(4)$$

ここで, r_g : ガス消費率[-], k_g : 補正係数[-], a, b, c : モデルパラメータ[-], r_q : 負荷率[-], $\theta_{wrc,i}$: 熱源機器入口冷却水温度[K], $\theta_{wrc,o}$: 熱源機器出口冷却水温度[K], Q_r : 定格処理熱量[kJ/s], Q_g : ガス発熱量[kJ/Nm^3], G_r : 定格ガス消費量[Nm^3/s], c_{pw} : 水の比熱[kJ/kg・K], v_{wrc} : 冷却水流量[kg/s]

式(2)と式(3)を用いて負荷率と熱源機器入口冷却水温度からガス消費量を求める. 式(4)は凝縮器の熱バランス式であり, 凝縮器の処理熱量から熱源機器出口冷却水温度を求めることができる.

ガス吸収式冷温水機モデルの入力は負荷率, 熱源機器入口冷却水温度, 冷却水流量であり, 出力はガス消費率, 熱源機器出口冷却水温度である.

モデルのパラメータ $a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2, c_0, c_1, c_2$ は性能曲線を基に最小二乗法により求めた. 性能曲線を図 4 に, 求めたパラメータを表 6 に示す.

次に, モデルの精度を高めるため, 2008 年 6 月 1 日～6 月 14 日の実測データを用いて, ガス消費率の実測値と推定値の差が最小となる補正係数 k_g を最小二乗法により求めた. 補正係数は R-1 が 1.403, R-2 が 1.132, R-3 が 1.151 となった. R-1 の性能は性能曲線と比べ, 40%程度低いことが確認できる. これは R-1 廻りの温度センサや流量計の誤差, 熱源機器性能の劣化などが原因だと考えられる.

補正前後の推定値と実測値の比較を図 5 と図 6 に, モデルの推定誤差を表 7 に示す. モデルの推定誤差は, 最大でもガス消費率が平均誤差 1.61%(R-3), 二乗平均誤差 8.48%(R-3)

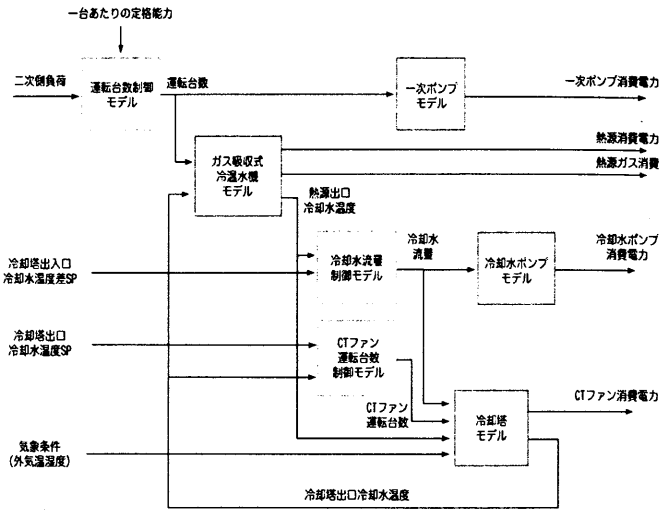

図 3 熱源システムシミュレーションフロー図

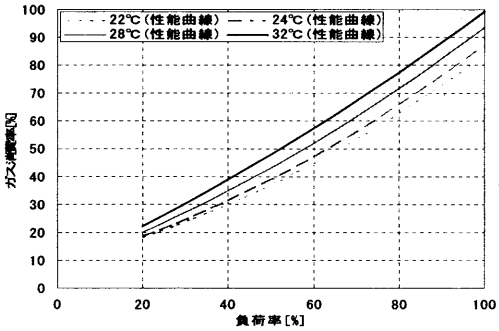

図 4 ガス吸収式冷温水機の性能曲線

表 6 ガス吸収式冷温水機モデルのパラメータ

	i=1	i=2	i=3
a_i	19.1	-0.6	6.9E-03
b_i	0.2	-8.6E-03	8.0E-04
c_i	-9.5E-04	4.7E-04	-1.2E-05

であり, 冷却水出口温度が平均誤差 0.09%(R-1, R-3), 二乗平均誤差 2.80%(R-2) となっており, 十分に精度が高い.

3.2 開放式冷却塔のモデル化と検証

開放式冷却塔のモデル式[1)]を式(5)～式(8)に示す.

$$Q = k_{ct}(ka \cdot A \cdot Z \cdot MED) \qquad \cdots\cdots(5)$$

$$ka = 7.5\left(\frac{\lambda_g}{d_e^2 C_s}\right)\left(\frac{L}{A}\frac{d_e}{\gamma_l v_l}\right)^{0.45}\left(\frac{G}{A}\frac{d_e C_s}{\lambda_g}\right)^{0.46}\left(\frac{d_e}{Z}\right)^{0.74} \qquad \cdots\cdots(6)$$

$$MED = \frac{(h_{w1} - h_2) - (h_{w2} - h_1)}{\log\{(h_{w1} - h_2)/(h_{w2} - h_1)\}} \qquad \cdots\cdots(7)$$

$$E_{ct} = k_f E_{ct,r} F_n \qquad \cdots\cdots(8)$$

ここで, Q : 冷却塔熱交換量[kJ], k_{ct} : 補正係数[-], ka : 総

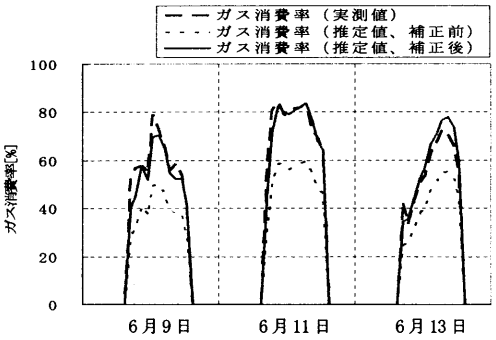

図5 ガス吸収式冷温水機モデルの検証結果(ガス消費率, R-1)

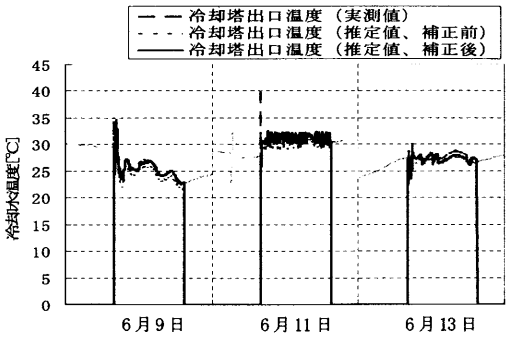

図7 開放式冷却塔モデルの検証結果(冷却水出口温度, R-1)

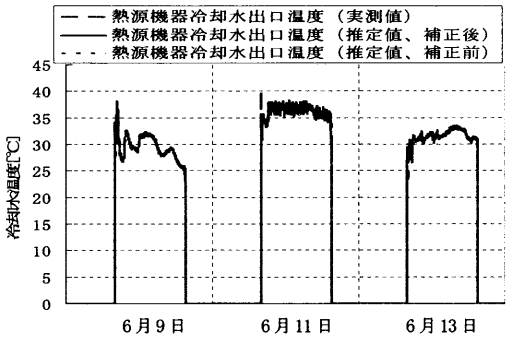

図6 ガス吸収式冷温水機モデルの検証結果(冷却水出口, R-1)

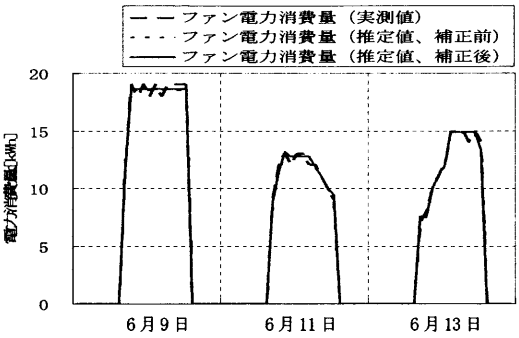

図8 開放式冷却塔モデルの検証結果(ファン電力消費量, R-1)

表7 ガス吸収式冷温水機モデルによる推定誤差

	R-1		R-2		R-3	
	平均誤差	二乗平均誤差	平均誤差	二乗平均誤差	平均誤差	二乗平均誤差
ガス消費率	0.17%	5.33%	0.17%	7.91%	1.61%	8.48%
冷却水出口温度	0.09%	1.21%	-0.01%	2.80%	0.09%	2.49%

表8 開放式冷却塔モデルによる推定誤差

	CT-1		CT-2		CT-3	
	平均誤差	二乗平均誤差	平均誤差	二乗平均誤差	平均誤差	二乗平均誤差
冷却水出口温度	0.63%	2.98%	0.42%	2.78%	0.58%	3.27%
ファン消費電力	0.69%	7.10%	2.00%	9.88%	1.55%	8.00%

括物質移動係数[kJ/m^3], A：充填層の断面積[m^2], Z：充填層の高さ[m], λ_g：空気の熱伝導率[kJ/ms・K], d_e：充填物の相当直径[m], C_s：湿り比熱[kJ/kg's・K], L：水量[kg/s], γ_l：水の比重[kg/m^3], ν_l：水の動粘性係数[m^2/s], G：冷却塔ファン風量[m^3/s], h_{w1}, h_{w2}：冷却塔入口・出口における冷却水温度に等しい飽和空地の比エンタルピー[kJ/s・kg], h_1, h_2：冷却塔入口・出口における空気湿球温度に等しい飽和空地の比エンタルピー[kJ/s・kg], E_{ct}：冷却塔ファン消費電力[kJ/s], k_f：補正係数[-]

式(5)は冷却塔で熱交換される熱量を示し, 式(6)は向流型冷却塔の水膜型充填物における総括物質移動係数kaを求めるための実験式である. 式(7)は対数平均エンタルピー差を, 式(8)は冷却塔ファン電力消費量を求める式である.

入力は冷却塔入口冷却水温度, 冷却水流量, ファン運転台数, 外気温湿度であり, 出力は冷却塔出口冷却水温度, 冷却塔ファンの消費電力である.

2008年6月1日～14日の冷却塔の熱交換量と冷却塔ファンの消費電力の実測値を用いて, これらの実測値と推定値の差が最小となる補正係数 k_{ct},k_fを最小二乗法により求めた. k_{ct}は, CT-1は0.729, CT-2は0.677, CT-3は0.558となり, k_fは, CT-1は1.007, CT-2は1.015, CT-3は0.982となった.

補正前後の推定値と実測値の比較を図7と図8に, モデルの推定誤差を表8に示す. モデルの推定誤差は, 最大でも冷却水出口温度が平均誤差0.63%(R-1), 二乗平均誤差3.27%(R-3)であり, ファン電力消費量が平均誤差2.00%(R-2), 二乗平均誤差9.88%(R-2)である.

3.3 冷却水ポンプのモデル化

ポンプのモデル式を式(9)に示す.

$$E_p = \frac{k_p \cdot E_{p,r}}{\eta_p}\left(\frac{G_p}{G_r}\right)^3 \qquad \cdots\cdots(9)$$

ここで, E_p：ポンプの消費電力[kJ/s], k_p：補正係数[-], $E_{p,r}$：ポンプの定格消費電力[kJ/s], η_p：ポンプ効率[%], G_p：冷却水流量[m^3/s], G_r：ポンプの定格流量[m^3/s]

入力は冷却水流量であり, 出力は冷却水ポンプの消費電力である. 6月1日～14日の冷却水ポンプ消費電力の実測値を用いて補正係数 k_pを求めた. R-1の補正係数は1.337, R-2は1.348, R-3は1.458となった.

補正前後の推定値と実測値の比較を図9に,モデルの推定誤差を表9に示す. モデルの推定誤差は, 最大でも平均誤差5.22%(R-2), 二乗平均誤差9.90%(R-3)である.

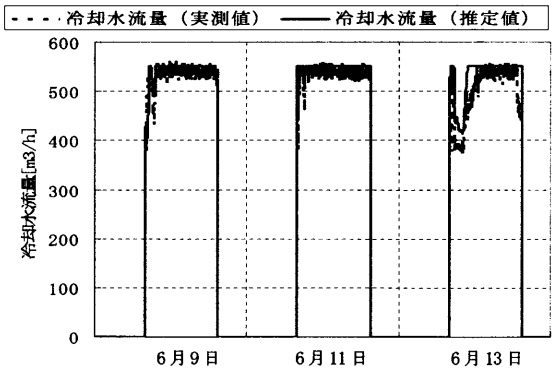

図 10 PI 制御ロジックモデルの検証結果(冷却水ポンプ流量)

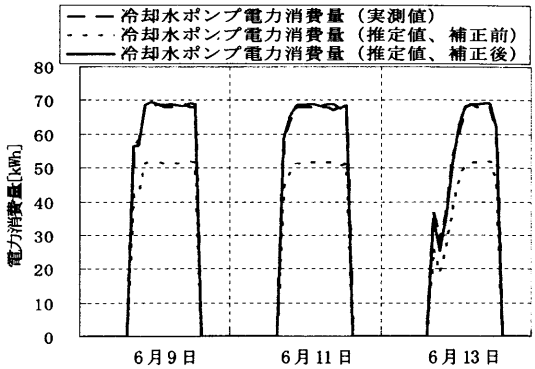

図 9 冷却水ポンプモデルの検証結果(ポンプ電力消費量)

表 9 冷却水ポンプモデルによる推定誤差

	PCD-1		PCD-2		PCD-3	
	平均誤差	二乗平均誤差	平均誤差	二乗平均誤差	平均誤差	二乗平均誤差
ポンプ消費電力	1.41%	2.37%	5.22%	7.54%	2.78%	9.90%

表 10 PI 制御のパラメータ

熱源機器	比例ゲイン	積分時間[sec]
R-1	0.03	180
R-2	0.06	100
R-3	0.06	100

3.4 PI 制御ロジックのモデル化

冷却塔出入口冷却水温度が設定値になるようにバルブ開度が PI 制御によって制御され，冷却水流量が制御される．PI 制御のロジック[1)]を式(10)に，バルブ開度と流量の関係式を式(11)に示す．

$$C_{TRL} = K_c\left[\left\{\left(P_{V,n} - S_{P,n}\right) + \frac{1}{T_I}\sum_{i=0}^{n}\left(P_{V,i} - S_{P,i}\right)I\right\}\right] \quad \cdots(10)$$

$$G_P = G_r \cdot C_{TRL} \quad \cdots\cdots(11)$$

ここで，C_{TRL}：操作量[-]，K_c：比例ゲイン[-]，P_V：制御値(冷却塔出入口冷却水温度差)，S_P：設定値(冷却塔出入口冷却水設定温度差)，T_I：積分時間[sec.]，I：計算時間間隔[sec.]，G_P：流量[m^3/s]，G_r：定格流量[m^3/s]

入力は冷却塔出入口冷却水温度であり，出力は冷却水流量である．PI 制御のパラメータは試行錯誤で求めた．求めたパラメータを表 10 に示す．

推定値と実測値の比較を図 10 に，モデルの推定誤差を表 11 に示す．モデルの推定誤差は，最大でも平均誤差 4.54%(R-2)，二乗平均誤差 11.14%(R-3)である．

3.5 システムシミュレーションの検証

各機器モデルと制御ロジックモデルを組み合わせて，熱源システムシミュレーションモデルを作成した．2008 年 6 月 22 日～29 日の空調時間帯(8：00～19：30)の 1 分間隔の

表 11 冷却水ポンプ制御ロジックモデルによる推定誤差

	R-1		R-2		R-3	
	平均誤差	二乗平均誤差	平均誤差	二乗平均誤差	平均誤差	二乗平均誤差
冷却水流量	-1.7%	2.7%	4.5%	4.0%	2.9%	11.1%

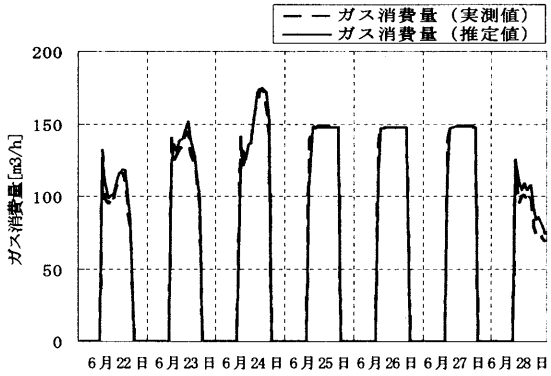

図 11 熱源システムモデルの検証結果(ガス消費量)

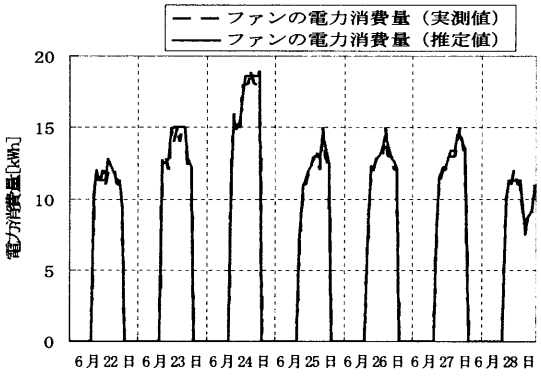

図 12 熱源システムモデルの検証結果(冷却塔ファン電力消費量)

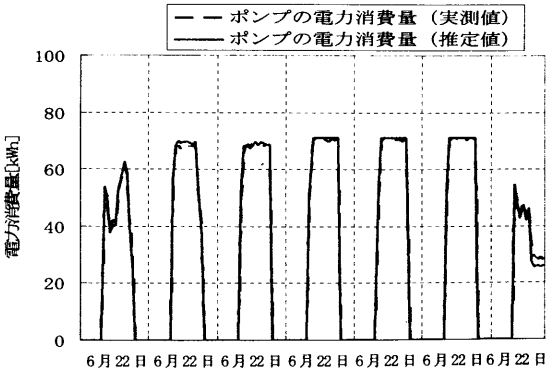

図 13 熱源システムモデルの検証結果(冷却水ポンプ電力消費量)

表 12 熱源システムモデルによる推定誤差

	ガス消費量	ファン電力消費量	冷却水ポンプ電力消費量
平均誤差	-1.1%	-1.0%	-0.5%
二乗平均誤差	6.7%	3.7%	2.5%

実測データを用いてモデルの検証を行った. 推定値と実測値の比較を図 11～図 13 に示す. 推定誤差を表 12 に示す. モデルの推定誤差は, 最大でも平均誤差-1.1%(ガス消費量), 二乗平均誤差 6.7%(ガス消費量)である. よって, 本システムシミュレーションは実際の挙動をよく再現しており, 熱源システムの性能を検証する上で十分な精度を持っていると判断できる.

4. 最適化による省エネルギー効果のシミュレーション推定

最適化ツールを実際の熱源システムに実装するに先立って, 最適化による省エネルギー効果の推定をシミュレーションにより行った. ただし, ここでは 1 節で述べたように最適化を行う当該時刻の境界条件を未知のものとして扱わず, すべて既知のものとして検討している. すなわち, この場合の最適化による省エネルギー効果は最大限の値として算出されるが現実には実現不可能な値である. シミュレーションには 2008 年 6 月 22 日～28 日の実測データを用いた.

最適化計算のフローを図 14 に, 1 次エネルギー消費換算係数を表 13 に示す. 熱源システムの時間積算 1 次エネルギー消費量が最小となる冷却塔出口冷却水設定温度と冷却塔出入口冷却水設定温度差の組み合わせを求める. 設定値の探査範囲は, 冷却塔出口冷却水設定温度を 24～32℃ (刻み 1℃), 冷却塔出入口冷却水設定温度差を 3～7℃ (刻み 1℃) とする. 最適化の対象となる設定値の項目数が多く, 探査範囲も広い場合は, 効率的な探査手法として遺伝的アルゴリズム (GA) などを用いるべきだが, ここでは総当り法によって最適解を求めた. 最適化を行わない場合の設定値は, 冷却塔出口冷却水設定温度が 32℃ (6 月 24 日のみ 24℃), 冷却塔出入口冷却水設定温度差が 4K である.

冷却塔出口冷却水設定温度と冷却塔出入口冷却水設定温度差に関して, 最適化を行わない場合と最適化を行った場合の設定値の比較を図 15 と図 16 に, 熱源システム日積算 1 次エネルギー消費量の比較を図 17 に示す. また, その内訳としてガス吸収式冷温水機のガス消費量, 冷却塔ファン電力消費量, 冷却水ポンプ電力消費量の日積算 1 次エネルギー消費量を図 18～図 20 に示す. 結果を見ると, 最適化を行わない場合に比べて最適化を行った場合では, 冷却塔出口冷却水設定温度が約 6～8℃下降し, 冷却塔出入口冷却水設定温度差が約 3K 上昇している. 熱源システム日積算 1 次エネルギー消費量の 90%程度をガス吸収式冷温水機のガス消費量が占めており, ガス消費量を減らすことが最適化には重要であることが推察できる. したがって, ガス吸収式冷温水機の効率を向上させるために, できる限り冷却水流量を減ら

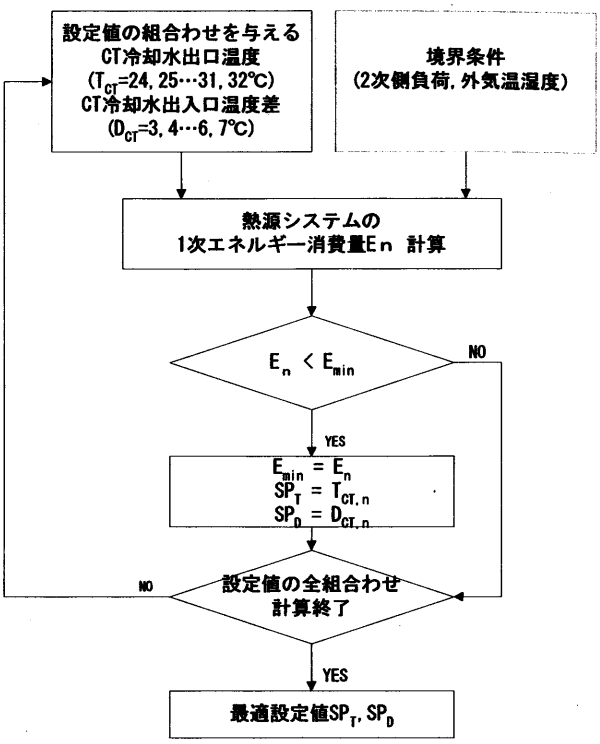

図 14 最適化計算フロー図

表 13 1 次エネルギー消費量換算係数

エネルギー種類	1 次エネルギー換算係数
都市ガス(13A)	45.9 MJ/Nm³
電力(昼)	10.1 MJ/kWh

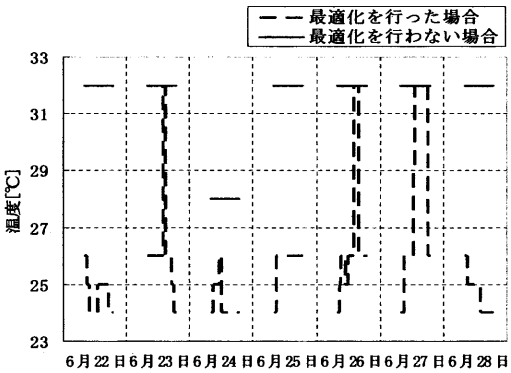

図 15 冷却塔出口冷却水設定温度の比較

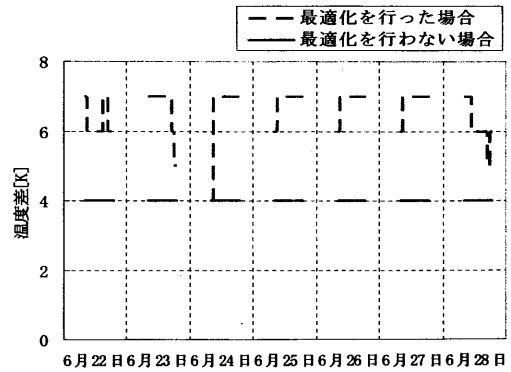

図 16 冷却塔出入口冷却水設定温度差の比較

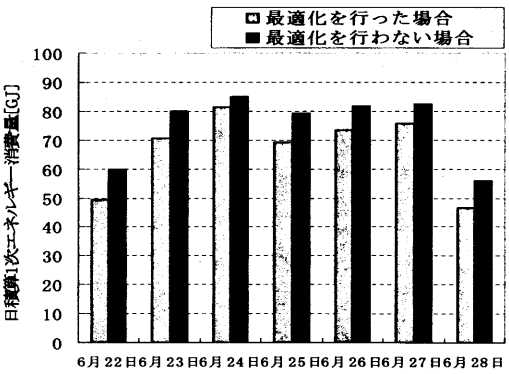

図 17 熱源システム日積算 1 次エネルギー消費量の比較

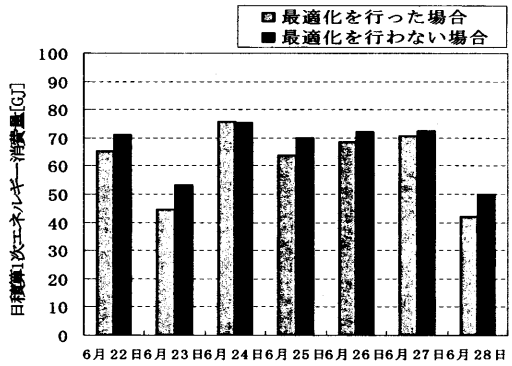

図 18 ガス吸収式冷温水機のガス消費量の比較

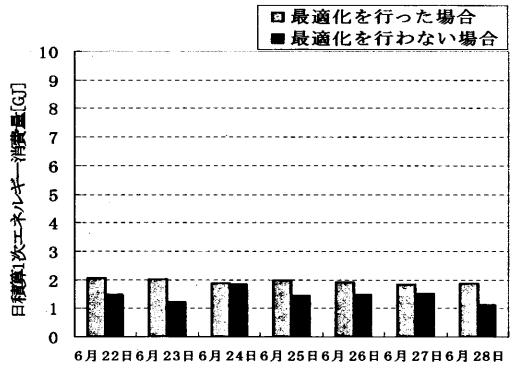

図 19 冷却塔ファン電力消費量の比較

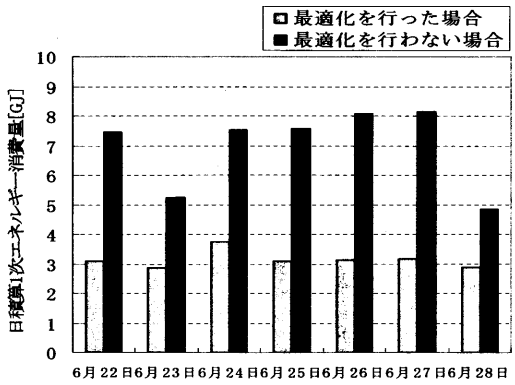

図 20 冷却水ポンプ電力消費量の比較

し，冷却塔ファンの運転台数を増やしてガス吸収式冷温水機の冷却水入口温度を低下させる運転が選択されたものと考えられる．冷却塔ファンの電力消費量は最適化を行うことによって増加するが，ガス吸収式冷温水機のガス消費量や冷却塔ポンプ電力消費量は減少しており，結果として日積算 1 次エネルギー消費量は 4～17%削減される．

5. 最適化ツールの実装による省エネルギー効果

本研究で開発した最適化ツールを実際の熱源システムに実装し，リアルタイムに熱源システムの運用を最適化する場合の省エネルギー効果を実測値に基づいて検証した．最適運転の期間は 2008 年 8 月 1 日～9 月 19 日であり，最適化には当該時刻の過去 1 時間の外気温湿度と 2 次側負荷の実測データを用いた．その際の熱源システムのシミュレーションにおける計算ステップは 1 分であり，時間積算 1 次エネルギー消費量が最小となる冷却塔出口冷却水設定温度と冷却塔出入口冷却水設定温度差の組み合わせを求めた．最適運転による省エネルギー効果の検証のために，従来運転として 2007 年 8 月 1 日～9 月 19 日の実測データを用いて比較を行った．従来運転の設定値は，冷却塔出口冷却水設定温度が 30℃，冷却塔出入口冷却水設定温度差が 5K である．ただし，2008 年と 2007 年でガス吸収式冷温水機の運転台数制御が異なっており，2008 年は 1 台あたりの処理熱量が定格値の 90%を超えると増台するが，2007 年は定格値の 75%を超えると増台することから，2007 年のガス吸収式冷温水機の運転台数はたとえ 2 次側負荷が同じでも 2008 年より多い傾向にあると推察され，それに伴って冷水・冷却水ポンプ電力消費量や冷却塔ファン電力消費量が増加していると考えられる．したがって，まず，ガス吸収式冷温水機（R-1～R-3）において運転時間がほぼ同じである日にちと機器を抽出し，最適運転と従来運転を比較した（表 14）．R-1 では機器 COP は 12.3%，システム COP は 22.4%向上し，R-2 では機器 COP が 32.8%，システム COP が 46%向上している．

次に，月積算 1 次エネルギー消費量の比較を図 21（8 月）と図 22（9 月）に示す．ここでは前述のようにガス吸収式冷温水機の運転台数制御の違いに配慮して，比較対象となる

表 14 最適化運転効果

熱源機器	R1		R2	
年月日	2007 年 9 月 16 日	2008 年 9 月 4 日	2007 年 9 月 29 日	2008 年 9 月 8 日
運転方法	従来運転	最適運転	従来運転	最適運転
機器 COP	0.7	0.8	0.6	0.9
システム COP	0.6	0.7	0.5	0.7
2 次側負荷[GJ]	40.5	59.0	20.2	55.7
湿球温度[℃]	25.6	24.9	17.3	21.7
ガス消費量[Nm³]	1391.6	1808.6	784.2	1648.7
電力消費量[kWh]	1454	1059	888	1065

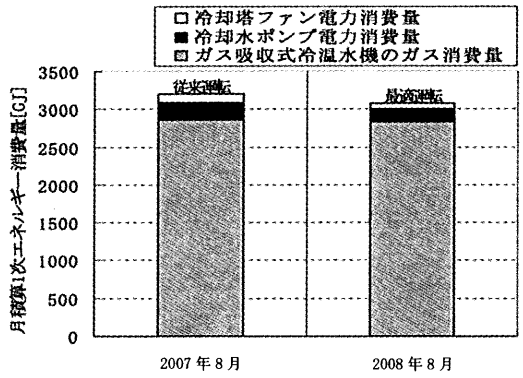

図21 月積算1次エネルギー消費量の比較(8月)

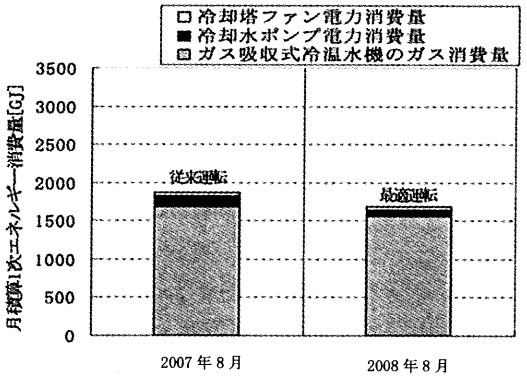

図22 月積算1次エネルギー消費量の比較(9月)

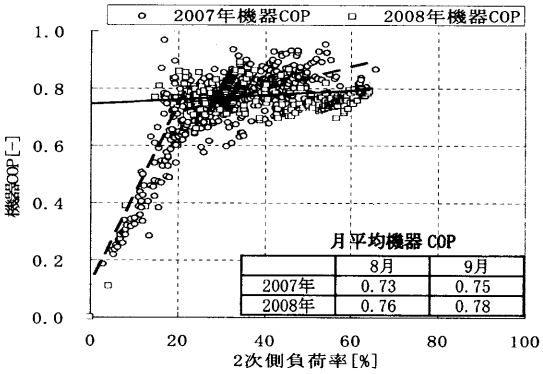

図23 ガス吸収式冷温水機の機器COPの比較

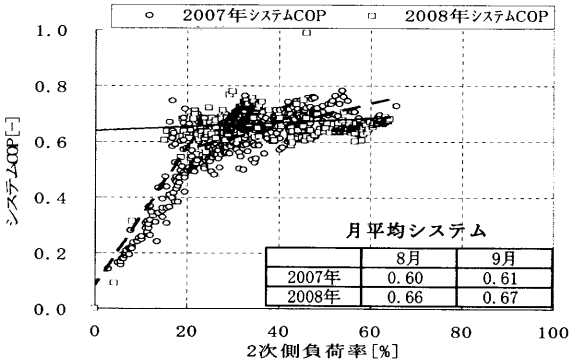

図24 システムCOPの比較

ガス吸収式冷温水機や日にちを抽出するようなことはしておらず，最適運転と従来運転によるエネルギー消費量の違いを単純に比較期間で積算して求めた．2008年8月は2007年8月に比べ，ガス吸収式冷温水機のガス消費量は0.9%，冷却水ポンプ電力消費量は 25.8%，冷却塔ファン電力消費量は35.1%削減された．2008年9月は2007年9月に比べ，ガス吸収式冷温水機のガス消費量は7.9%，冷却水ポンプ電力消費量は30.2%，冷却塔ファンの電力消費量は25.3%削減された．結果として，月積算 1 次エネルギー消費量の削減量は 8 月で約4%，9月で約10%となった．

ガス吸収式冷温水機の機器COPと2次側負荷率との関係を図23に，システム COP と 2 次側負荷率との関係を図24に示す．ここで言う 2 次側負荷率は，2 次側負荷をガス吸収式冷温水機2台（実際には2台までしか運転されていない）の定格能力の和で除した割合である．月平均の機器 COP は8月で4.2%，9月で4.6%向上し，月平均のシステムCOPは8月で 10.6%，9 月で 11.0%向上している．しかしながら，最適運転の場合の2次側負荷率が 20%以上にほとんどが分布し，従来運転では2次側負荷率が 20%以下になることが多いことを考えると，前述したガス吸収式冷温水機の台数制御の違いが1次エネルギー消費量や機器COP・システムCOPの向上に大きな影響を及ぼしているとも考えられる．表2ではできるだけ条件をそろえた比較を試みているが，それでも年度による2次側負荷や気象条件の違いは避けられず，最適化による省エネルギー効果を実測値から把握するには更なる検討が必要である．

6. おわりに

本報では，対象熱源システムの各機器のモデル，及び制御ロジックモデルを作成し，それらを組み合わせてシステムシミュレーションモデルを構築し，実測値と比較して精度検証を行った．また，本研究で開発した最適化ツールを実際の熱源システムに実装し，リアルタイムに熱源システムの運用を最適化する場合の省エネルギー効果を実測値に基づいて検証した．最適運転と従来運転の比較について8月と9月を対象に約4～10%の省エネルギー効果を確認したが，これらの時期が比較的2次側負荷の大きい時期であるため，最適化による省エネルギー効果を少なく見積もっていること，一方で，最適運転と従来運転においてガス吸収式冷温水機の台数運転制御の方法が異なるため，従来運転の方が最適化とは別の理由でエネルギー消費量が大きくなっている可能性があることなどの問題点が残されており，更なる検討が必要である．

【参考文献】

1) 空気調和・衛生工学学会コミッショニング委員会 WG, HVACSIM+(J)利用者マニュアル, 1998. 4.

（受理：平成20年12月4日）