

# 省エネルギー

# 12

JOURNAL OF ENERGY CONSERVATION

Vol.59 / No.14

2007

DECEMBER

## 特集 中小企業の省エネ推進とCO<sub>2</sub>削減

技術セミナー「ボイラの省エネを考える」開催案内

新しい豊かさを味わう“非電化”の愉しみ

藤村 靖之 (発明起業家)

冬季の省エネルギー対策について



# 省エネルギー

12 JOURNAL OF ENERGY CONSERVATION  
Vol. 59 / No. 14 2007 DECEMBER

## 特集 | 中小企業の省エネ推進とCO<sub>2</sub>削減

- 22 | 中小企業の省エネとCO<sub>2</sub>削減の現状と対策 藤原 豊
- 27 | 中小企業の省エネ・CO<sub>2</sub>削減とESCOの役割 杉山 利夫
- 32 | 省エネ診断を活用する 布施 征男, 三角 治洋
- 37 | 中小企業等CO<sub>2</sub>排出削減制度(国産CDM制度) 大串 卓矢
- 42 | 東京都の中小規模事業所における温暖化対策 小川 謙司
- 46 | 「省エネルギー促進無担保貸出制度」について 佐野 吉浩

4 | 技術セミナー「ボイラの省エネルギーを考える」を開催

5 | “消費者のためになった広告コンクール”(公共部門)で当センターが銀賞に輝く

6 | 家庭・学校の省エネコンテスト参加者募集中

8 | 人気の省エネ技術講座・実習講座が12月,1月も開催中

11 | ●Eメール相談コーナー  
エネルギーの使用量

12 | ●“技”のフロンティア [8 最終回]  
新しい豊かさを味わう“非電化”の愉しみ 藤村 靖之

16 | ●海外エネルギー事情 [48 最終回] アメリカ合衆国  
気候変動交渉の行方の鍵を握る国 山下ゆかり

21 | 視点(最終回)  
“日日主義”から“年年主義”へ 増田 耕一

50 | 投稿/技術解説  
BEMSの運転データ分析による省エネ対策を施した設備更新事例  
森岡 泰雄

56 | ●実践:ビル空調の省エネ改善 [17 最終回]  
その他の省エネ提案 佐藤 貞男

62 | ●小説 トキオスフェア [12 最終回] 槌屋 治紀

68 | ●ティータイム(最終回)  
富士山に始まり,富士山に終わる 井原 博之

77 | 冬季の省エネルギー対策について  
省エネルギー・省資源対策推進会議省庁連絡会議

89 | ●省エネ診断“現場からの声”  
省エネルギーの基本は,管理体制の構築にあり 野田 冬彦

90 | ●海外論文ダイジェスト(最終回)  
植物油および使用済みフライ油バイオディーゼルの長期貯蔵安定性  
PEMFC運転のための1kWバイオエタノールプロセスの性能と熱力学的分析

92 | ●暮らしとエネルギー 省エネライフの社会学 [9]  
省エネルギー社会のための技術+α 西原 弘

94 | ●エネルギー管理士試験一やさしい計算問題の解き方  
熱分野ー燃焼計算  
96 | 電気分野ー工場配電

110 | 総目次

### 「省エネルギー」編集委員会委員

- ◎高村 淑彦  
東京電機大学工学部教授  
百目鬼 英雄  
武蔵工業大学工学部教授  
坂元 耕三  
資源エネルギー庁  
省エネルギー対策課課長補佐  
山崎 正和  
(独法)産業技術総合研究所理事  
松村 徹  
東京電力(株)販売営業本部  
省エネルギー・効率利用推進グループ課長代理  
藤崎 巨  
東京ガス(株)エネルギー企画部  
エネルギー計画グループ課長  
中島 康久  
正エナール(株)  
技術企画部  
環境 エネルギーSBU主任部長(部長)  
鎌谷 昌宣  
日産自動車(株)生産管理部環境エネルギー室室長  
松田 一夫  
千代田化工建設(株)国内第2プロジェクト本部  
先端エナジー事業開発室GHGチーム  
鶴崎 敬大  
(株)住環境計画研究所首席研究員  
小林 彰  
(株)ビルブレイン代表取締役社長  
村田 博  
(有)アイエヌエス総合設備代表取締役  
判治 洋一  
(財)省エネルギーセンター技術部長  
◎印は編集委員長/敬称略/順不同

9 インフォメーション  
これからの行事/ホロニックエ  
ネルギーシンポジウム/その他

### ENERGYジャーナル

69 エネルギー事情  
「アメリカが抜けたら,国際公約  
ではなくなった」? 根津光雄

71 エネルギー政策  
風力発電の国内市場拡大に向け  
ての課題 青島桃子

73 産業・経済  
日本企業の経営観とCSR  
肥塚清光

75 地球環境  
経団連自主行動計画では本当に  
駄目なのか? 松本仁志

### Q & A

98 <熱管理>  
工場の水処理(応用編) (12 最終回)

100 <電気管理>  
三相誘導電動機の二次抵抗始動法  
(電動機の始動法3) (最終回)

102 製品紹介  
東芝ライテック/アルストム

104 新製品ニュース  
チノー/大幸産業/日本エマン  
ン/共和電業/レムジャパン

106 省エネニュース拾い読み(最終回)

108 BOOK  
建築設備の基礎講座「電気編」  
/石油ピークが来た

109 省エネレビュー  
省エネ政策の世界的な展開  
片山秀史

120 編集後記

巻末資料/新・エネルギー管理のため  
のデータシート◎  
湿り空気の露点計算方法

# BEMSの運転データ分析による 省エネ対策を施した設備更新事例

BEMSの設備運転・エネルギーデータを分析すると、夏季のピーク時においても、能力の約50%で賄え、それ以外は年間を通じて超低負荷運転となる期間が占める割合が、非常に高く、大きなエネルギーロスとなっているとみられる事例が明らかになった。その理由として、年間のピーク負荷を基準とする能力選定を行うことが原因の一つと考えられる。立命館大学としては、老朽化などによる設備機器更新の際には、BEMSデータを活用し、エネルギー効率的に現状の運用に合う形で設備更新や制御改良計画の立案と実施という試みを開始している。本稿では、その実施例とその効果について報告するとともに、学内のBEMSデータをさらに詳細に分析し、新築計画においても設計事務所に頼らない設備能力選定基準作りの着手とその効果の可能性を示す。

森岡 泰雄

学校法人立命館 財務部 管財課

## 1. はじめに

建物で使用されるエネルギーは、空調設備の用途に用いられる量が非常に大きく、50%とも60%とも言われる。この空調設備の設計は、年間最大負荷を賄えるように選定するピーク設計が基本である。立命館大学では、BEMS (Building and Energy Management System) 導入後、設備運転データおよびエネルギーデータの分析を行ってきた。その結果、夏季のピーク時においても、設備能力の50~60%で賄え、それ以外は、年間を通じて超低負荷運転が卓越することになり、大きなエネルギーロスとなっているとみられる事例が明らかになってきている。

この原因としては、空調などの能力選定方法が、発生頻度の極めて低い想定ピーク負荷以上の能力で選定されるケースが多いことが考えられる。さらに、これまで省エネ法が民生部門に対して比較的ゆるやかな規制であったことから、多くの建築

設備設計者がこのような選定をすることが通例であり、エネルギー効率的視点からの検討を求められたことが少なかったことも原因の一つであろう。

今回、熱源システムの冷却水ポンプの老朽化更新を実施するにあたり、この運転データを分析し、省エネ対策を最適に施した形で更新工事を行った。これによるエネルギー削減効果について報告する。

## 2. 設備更新計画について

### 2-1 設備更新ポイント

立命館大学びわこ・くさつキャンパス内のコアステーション棟の地下1階に設置されている3台のガス吸収式冷温水機(685RT 以下、「熱源」と呼ぶ)の冷却水ポンプの更新を行う計画であった。冷却水ポンプは、前年度の冷房期に故障が頻発していたことが本計画の最初の動機である。

この熱源システムの概要図と関連機器仕様を図-1および表-1に示す。本熱源システムは、学内の10棟に空調用冷温水を供給している(図-2参照)。

熱源系統図：コアステーション

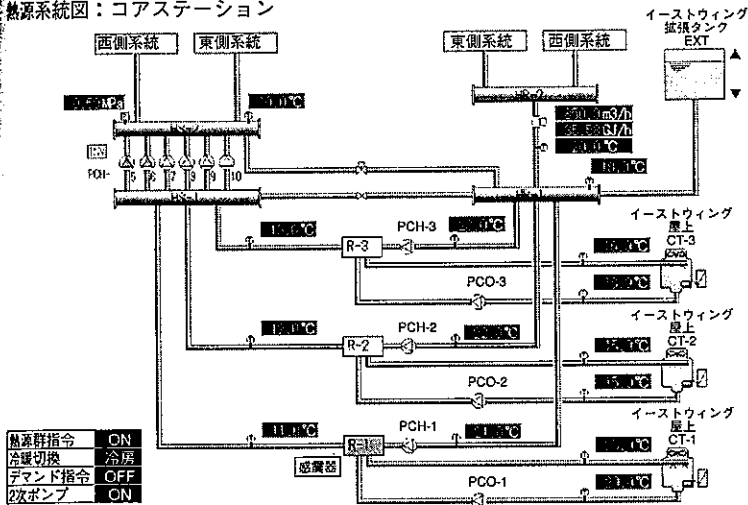


図-1 熱源システム概要図

表-1 熱源システム機器仕様

| 機器名称          | 記号        | 仕様  |
|---------------|-----------|---|
| ガス吸取式<br>冷温水機 | R-1,2,3   | 冷却能力：2408kW (685RT)、冷水温度：7-12℃<br>暖房能力：2254kW、温水温度：60-54.4℃ |
| 冷温水1次ポンプ      | PCH-1,2,3 | 流量：348m <sup>3</sup> /h、揚程：15m、電気容量：26kW                    |
| 冷却水ポンプ        | PCD-1,2,3 | 流量：696m <sup>3</sup> /h、揚程：37m、電気容量：110kW                   |
| クーリングタワー      | CT-1,2,3  | 能力：1200RT、ファン：3.7kW×5台/CTJ台当り                               |
| 冷温水2次ポンプ      | PCH-5     | 流量：140m <sup>3</sup> /h、揚程：65m、電気容量：45kW、インバータ有             |
| 冷温水2次ポンプ      | PCH-6     | 流量：140m <sup>3</sup> /h、揚程：65m、電気容量：26kW                    |
| 冷温水2次ポンプ      | PCH-7,8,9 | 流量：280m <sup>3</sup> /h、揚程：65m、電気容量：75kW                    |

この更新計画において、課題としたことは、単純な同能力機器への置換えを前提とするのではなく、省エネ対策面の検討を加味して行うことであった。冷却水ポンプの更新を実施するという事は、近い将来、熱源本体および冷温水ポンプ更新も必要

となることが予想されるため、これらの更新も念頭においた計画立案を目指した。さらに、冷却水ポンプ以外の部分においても制御面などの改善により、イニシャルコストを抑えながら省エネ対策を施せる部分がないかどうか併せて検討した。本計画立案には、本学に設置されている中央監視システムに蓄積されている運転・エネルギーデータを詳細に分析することにより行った。

### 2-2 熱源運転状況の分析

#### (1) 熱源稼働率分析

熱源 (685RT) 3台は、負荷熱量に応じて台数制御されている。2006年冷房期 (5/7~10/31) までの1時間ごとの運転台数データから、各運転台数の発生頻度について図-3に示す。

図-3より、5/7~10/31の総合時間4272時間の内、9%しか全台数停止、つまり熱源システム停止時間がない。これは、冷温水供給建物の内、実験、研究室関連棟系統などが、夜間も利用するため熱源をほとんど停止できない状況であるためだと推察できる。逆に、7月、8月の冷房ピーク期間のなかの38時間 (1%) だけしか、熱源が3台運転とならない。本熱源システムは、期間の80%は、1台運転で賄えていることがわかる。熱源が、3台運

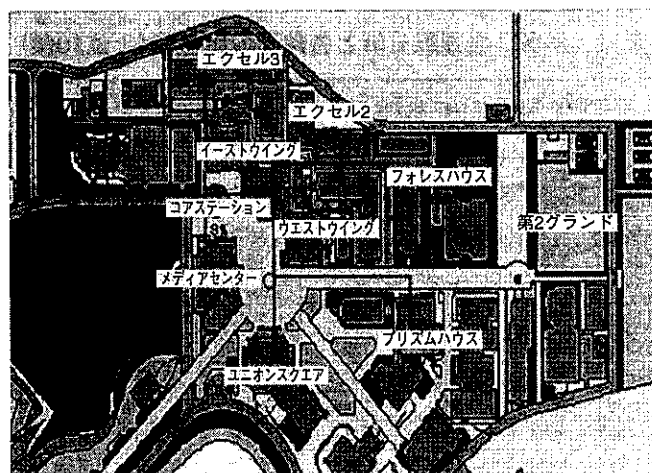


図-2 空調用冷温水供給系統

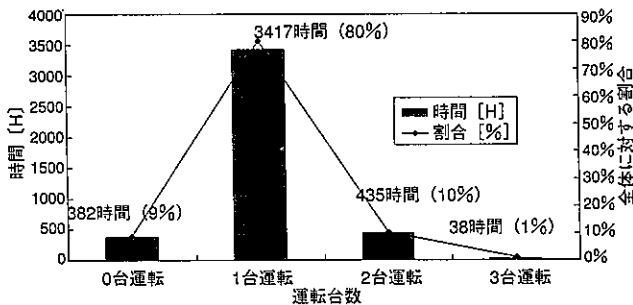


図-3 2006年冷房期(5/7~10/31)熱源運転台数頻度

転となった日時とそのときの各熱源ガス使用量及び運転出力値を表-2に示す。

表-2より、ガス使用量から見ると、212%が最も負荷の高いときの熱源総合運転出力であり、運転台数に換算すると、2.12台ということになる。つまり、ほぼ2台運転までで賄えるということが言える。

つぎに、冷房期の80%を占める1台運転について、その稼働率帯別の発生頻度(時間)を図-4に示す。ここでいう稼働率とは、(1時間あたりの熱源ガス使用量[m<sup>3</sup>/h])/(熱源1台の定格ガス流量[m<sup>3</sup>/h])としている。図-3から、1台運転中の負荷率が、50%以下となる頻度は全体の63%と非常に高い。つまり、低レベルでの部分負荷で運転している時間が非常に長いことを示す。

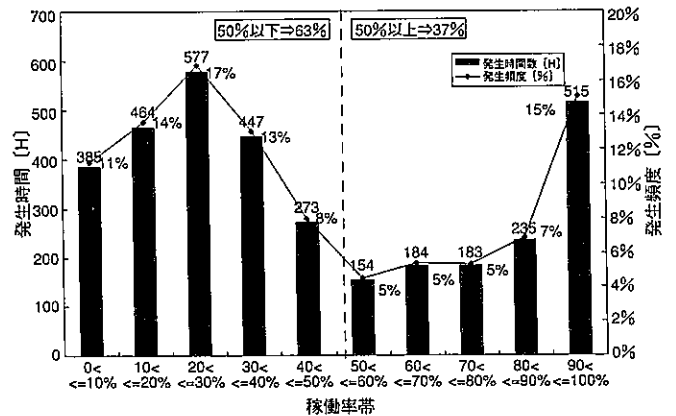


図-4 熱源1台運転時の各稼働率帯に対する発生時間・頻度

一般的な熱源特性として、50%以下での部分負荷運転における燃費はよくない。1台運転の際もかなりの時間は、低負荷運転していることを示している。

以上の考察をまとめると、次のようになる。

- ほぼ24時間、熱源システムは稼働している。
- 全体の80%は、1台運転で対応できる。
- 全体の1%だけ、3台運転となったが、負荷的には2台運転でほぼ対応可能である。
- 1台運転時における63%の時間は、稼働率50%以下の低負荷運転である。

## (2) 冷温水2次側流量分析

表-2 熱源3台運転日時と各熱源の出力値(上位10傑)

| 順位 | 月  | 日時     | R-1ガス             | R-2ガス             | R-3ガス             | R-1      | R-2      | R-3      | 総合運転出力(*2) |
|----|----|--------|-------------------|-------------------|-------------------|----------|----------|----------|------------|
|    |    |        | 使用量               | 使用量               | 使用量               | 運転出力(*1) | 運転出力(*1) | 運転出力(*1) |            |
|    |    |        | m <sup>3</sup> /h | m <sup>3</sup> /h | m <sup>3</sup> /h | %        | %        | %        | %          |
| 1  | 8月 | 30日12時 | 151.3             | 170.6             | 74                | 81%      | 91%      | 40%      | 212%       |
| 2  | 7月 | 14日21時 | 117.4             | 165.6             | 103.8             | 63%      | 89%      | 58%      | 210%       |
| 3  | 9月 | 04日21時 | 178.4             | 132.2             | 79.6              | 95%      | 71%      | 43%      | 209%       |
| 4  | 7月 | 07日21時 | 112.4             | 158.2             | 104.6             | 60%      | 85%      | 56%      | 201%       |
| 5  | 6月 | 29日14時 | 149.5             | 170.7             | 44.7              | 80%      | 91%      | 24%      | 195%       |
| 6  | 7月 | 11日12時 | 146.7             | 51                | 165.1             | 78%      | 27%      | 88%      | 194%       |
| 7  | 6月 | 21日16時 | 126.5             | 52.2              | 169.9             | 68%      | 28%      | 91%      | 186%       |
| 8  | 7月 | 11日21時 | 117.2             | 96.1              | 134.6             | 63%      | 51%      | 72%      | 186%       |
| 9  | 7月 | 12日21時 | 98.4              | 137.2             | 111.9             | 53%      | 73%      | 60%      | 186%       |
| 10 | 7月 | 13日21時 | 149.4             | 107.9             | 88.1              | 80%      | 58%      | 47%      | 185%       |

(\*1) ガス吸取式冷温水機の定格ガス流量 187m<sup>3</sup>/h。

(\*2) 3台フル能力運転のときを300%とする。

表-3 冷温水2次ポンプ台数制御ステップ

| 台数制御Step | 台数 | 運転ポンプ  |
|----------|----|--|
| 1 段目     | 2  | 140m <sup>3</sup> /h_INVポンプ+140m <sup>3</sup> /h_ポンプ                             |
| 2 段目     | 3  | 140m <sup>3</sup> /h_INVポンプ+140m <sup>3</sup> /h_ポンプ+280m <sup>3</sup> /h_ポンプ    |
| 3 段目     | 4  | 140m <sup>3</sup> /h_INVポンプ+140m <sup>3</sup> /h_ポンプ+280m <sup>3</sup> /h_ポンプ×2台 |
| 4 段目     | 5  | 140m <sup>3</sup> /h_INVポンプ+140m <sup>3</sup> /h_ポンプ+280m <sup>3</sup> /h_ポンプ×3台 |

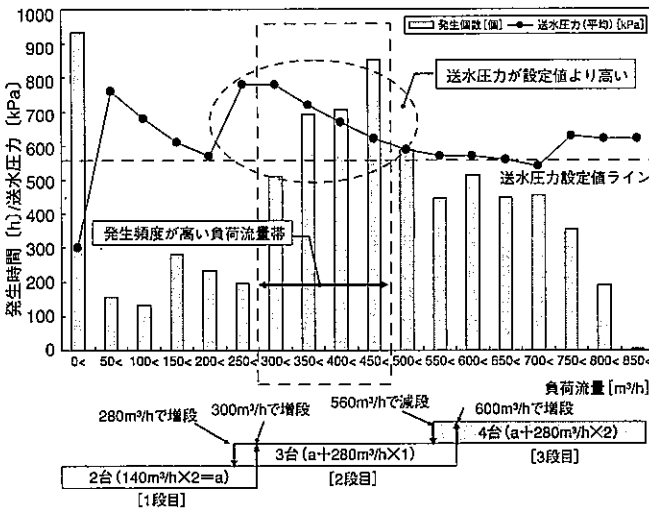


図-5 負荷流量帯別発生時間と送水圧力及び台数制御設定

2次側負荷流量とポンプ運転台との関係のデータを分析する。冷温水2次ポンプ廻りの制御は、負荷流量による140m<sup>3</sup>/h (45kW) のポンプ2台 (内1台インバータ) と280m<sup>3</sup>/h (75kW) ポンプ3台の合計5台の台数制御と吐出圧一定制御のためのインバータ制御および圧力逃がしバイパス弁制御を行っている。ポンプ台数制御パターンを表-3に、図-5に負荷流量帯別発生頻度 (発生時間) について示す。

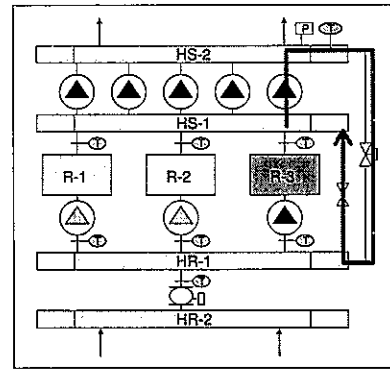
図-5より、表-3に示す台数制御ステップ2段目のポンプ3台運転時間がもっとも長い。また、その中でも負荷流量 (還水流量) は、300m<sup>3</sup>/h~500m<sup>3</sup>/hの範囲で多く発生している。この流量帯は、表-3の台数制御ステップ1段目では不足し、2段目では制御できず過剰となるという状況である。ポンプ吐出流量と負荷流量との差は、圧力逃がし用バイパス弁で逃がされている過剰分であり、この部分は搬送ロスとなる。また、この負荷流量帯の送水圧力平均値を見ると、780~620kPaであ

表-4 熱源出入口温度差別発生データ数 (冷房)

| ヘッド側温度差 Δt [°C] | 6.5 | 7.5 | 8.5 | 9.5 | 10.5 | 11.5 | 12.5 | 13.5 | 14.5 | 14.5 | 総括   |
|-----------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|
| 0.1~1.1         | 429 | 247 | 220 | 568 | 165  | 135  | 96   | 48   | 32   |      | 1940 |
| 1.1~2.1         | 26  | 199 | 270 | 137 | 99   | 79   | 59   | 28   | 4    |      | 901  |
| 2.1~3.1         |     | 105 | 169 | 162 | 165  | 110  | 85   | 18   | 1    |      | 815  |
| 3.1~4.1         |     | 105 | 52  | 7   | 26   | 27   | 16   |      | 1    |      | 234  |
| 4.1~5.1         |     |     | 45  | 16  | 5    |      |      |      |      |      | 66   |
| 総計              | 455 | 656 | 736 | 890 | 460  | 351  | 256  | 94   | 38   |      | 3956 |

注) 本熱源の冷房時定格出入口温度: 12-7°C (ΔT=5°C)

(0119)



冷温水2次ポンプ流量過剰によるR→S  
ヘッド間のショートサーキット

図-6 ショートサーキット発生メカニズム

り、送水圧力設定値580kPaよりも高く、吐出流量過多により送水圧を逃がしきれていないことを示している。

(3) 熱源出入口温度差分析

次に、熱源の出入口温度差についてのデータに着目した。温度差が小さければ、能力が発揮されていないと考えることができる。熱源1次側系統を循環する冷温水温度差 (往水1次ヘッド温度と還水1次ヘッド温度の差) の発生データ数 (発生時間) について表-4に示す。

表-4より、熱源出入口温度差が、送水温度が適正範囲 (冷房11.5°C以下) において、Δt=1.1°C以下の発生頻度は、熱源システム運転時間全体の41%を占める。Δt=2.1°C以下の発生頻度は65%である。これは、熱源の運転負荷率が、かなり低い状態で運転されているということを示す。この原因を次のように推定する。本熱源システムの送水圧力逃がし用バイパス経路は、往水2次ヘッドと還水1次ヘッド間で接続されている。(2)の分析

で、吐出流量過多となる発生頻度は非常に高いことを示した。この状況下では、吐出圧力が上昇を緩和するためのバイパス弁が大きく開き、送水側の低温水が還水側に多くの流量が戻るため、熱源の入口温度が低下するためと考えられる。図-6にそのメカニズムを示す。

### 2-3 冷却水ポンプ更新と省エネ対策計画

#### (1) 熱源能力削減と冷却水ポンプダウンサイジング

2-1-(1)の熱源稼働率の分析結果から、3台それぞれの熱源（ガス吸収式冷温水機）のバーナーへのガスのインプット流量を絞り、実質的な能力のダウンサイズを行うことを検討した。これにより、熱源能力削減率分の冷却水流量を削減することができるので、冷却水ポンプのダウンサイズ更新が可能となる。ダウンサイズ幅は、2-1-(1)の分析結果から、1台分が余剰であることが示されたため、1台あたり30%能力削減しても賄える。

今回の計画では、熱源の老朽化による劣化を10%ほど見込んで、20%能力削減とした。熱源能力を20%削減するに伴って、冷却水ポンプは現在の110kWのものから2サイズ下げた75kWのポンプに更新する（表-5参照）。さらに、ポンプ供給電源にインバータを設置し、冷却水出口温度による変流量制御を行うこととした。冷却水ポンプをダウンサイズした上で、インバータ化を行えば、インシヤルコストも軽減できかつ省エネ効果も大きく期待できる計画である。

#### (2) 冷温水2次ポンプ台数制御パターン変更

2-2-(2)の負荷流量分析より、ポンプ台数制御パターンを次の表-6のように置換え、バイパス弁戻り流量によるロスが軽減するようにした。

これにより、図-6に示したように、発生頻度の高い負荷流量帯であり、かつ現状の台数制御のポンプ運転パターンでは、吐出流量過多となってしまう140m<sup>3</sup>/h以下、350~420m<sup>3</sup>/h、500~550m<sup>3</sup>/hの負荷流量帯において、最適な運転台数で運転す

表-5 熱源能力削減調整率と冷却水ポンプ能力選定

| 熱源調整    | 負荷制限率 (%) | 想定能力 (RT) | 必要冷却水量 (L/min) | 冷却水ポンプ選定電気容量 (kW) |
|---------|-----------|-----------|----------------|-------------------|
| 現状定格の場合 | 100%      | 685       | 11000          | 110               |
| 5%抑制    | 95%       | 651       | 10450          | 90                |
| 20%抑制   | 80%       | 548       | 8800           | 75                |
| 40%     | 60%       | 411       | 6600           | 55                |

表-6 2次ポンプ台数制御パターン変更

| 台数制御Step | 台数 | 運転ポンプ  |
|----------|----|--|
| 1 段目     | 1  | 140m <sup>3</sup> /h INVポンプ  |
| 2 段目     | 2  | 140m <sup>3</sup> /h INVポンプ+140m <sup>3</sup> /h ポンプ                             |
| 3 段目     | 2  | 140m <sup>3</sup> /h INVポンプ+280m <sup>3</sup> /h ポンプ                             |
| 4 段目     | 3  | 140m <sup>3</sup> /h INVポンプ+140m <sup>3</sup> /h ポンプ+280m <sup>3</sup> /h ポンプ    |
| 5 段目     | 3  | 140m <sup>3</sup> /h INVポンプ+280m <sup>3</sup> /h ポンプ×2台                          |
| 6 段目     | 4  | 140m <sup>3</sup> /h INVポンプ+140m <sup>3</sup> /h ポンプ+280m <sup>3</sup> /h ポンプ×2台 |
| 7 段目     | 4  | 140m <sup>3</sup> /h INVポンプ+280m <sup>3</sup> /h ポンプ×3台                          |
| 8 段目     | 5  | 140m <sup>3</sup> /h INVポンプ+140m <sup>3</sup> /h ポンプ+280m <sup>3</sup> /h ポンプ×3台 |

ることができるようになり、ロスが軽減されることを期待した計画である。

#### (3) 圧力逃がしバイパス配管系統の変更

2-2-(3)の熱源出入口温度差分析により、圧力逃がしのバイパス経路を往水2次ヘッドから往水1次ヘッド間に接続替えを行った。これにより、熱源送水側の冷水が、そのまま還水ヘッド側に流れ、結果的に熱源入口温度の低下が起ることを防ぐ。その結果、熱源出入口温度差をつけ、熱源能力を発揮させようとする計画である。

### 3. 効果検証

2-3の対策を実施後、冷房期間スタートの5/7から9/15現在までの消費電力量累計値とガス消費量累計値を2006年度結果と比較して、それぞれ図-7、図-8に示す。

比較する消費電力量計量ポイントは、本熱源システム電力を供給しているサブ変電所の受電点の電力量計の計量情報で比較し、ガス消費量は、熱源3台それぞれの供給用ガスメータ値で比較している。削減は、以下の通りで非常に大きな効果を上げている。

[電力量削減効果]

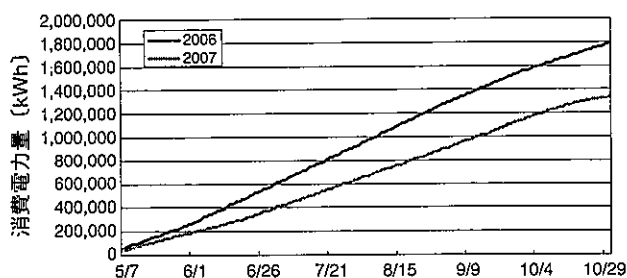


図-7 2006年と2007年消費電力量累計比較

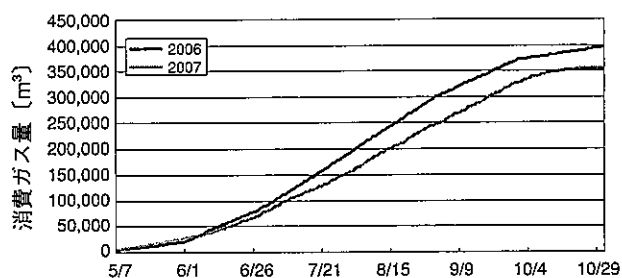


図-8 2006年と2007年ガス消費量累計比較

電力量：453,417 [kWh] 減 (削減率 25%)

コスト：¥5,495,414減

原油/CO<sub>2</sub>換算：116.6 [kL] 減/162.3 [t-CO<sub>2</sub>] 減

[ガス消費量削減効果]

ガス消費量：40,323 [m<sup>3</sup>] 減 (削減率 10%)

コスト：¥2,813,767

原油/CO<sub>2</sub>換算：46.8 [kL] 減/91.9 [t-CO<sub>2</sub>]

#### 4. 考察

冷却水ポンプ (110kW, 11000L/min, 37m) 3台の老朽化更新計画が発端であり、これを単純な同能力機器への更新を行わずに、BEMSデータを分析することにより、省エネ対策を加味した計画を立案し実施した結果、3章で示すような大幅なエネルギー削減効果が得られた。立案した内容は、次の3点である。

1) 熱源能力削減と冷却水ポンプダウンサイジング

2) 冷温水2次ポンプの台数制御パターンの変更  
3) 熱源COP改善のためのバイパス配管経路の改善

いずれもBEMSデータを活用することで判断できた内容である。具体的に言うと、1)については、3台の熱源のガス消費量データから稼働率を割り出した結果、1台分は余剰であるという事実を導き出した。2)については、負荷流量、運転台数、送水圧力データの頻度分析からポンプ台数制御パターンを改善する必要があることを見出した。3)については、熱源出入口温度差2℃以下の発生頻度が大半を占めるという結果を判明させ、この緩和策として、配管経路の変更が効果的であるという結論を導いた。

我々は、この対策業務により2つの重要事項を見出した。一つは、建築設備基準で示すピーク負荷設計結果をそのまま採用すれば、年間ほんの数%しか発生しないピーク条件期以外は、超低負荷運転が年間を通じて大半を占め、その結果非効率運転となり、大きなエネルギーロスを生じさせる可能性が高いということである。

もう一つは、運転データを蓄積し、それを分析することで、老朽化更新を行う際に効果的な企画立案が可能となるということである。建物のライフサイクル60年のうち、設備機器に関しては、おおよそ20年周期で更新が必要であるとされている。設備更新は、故障してから単純に同能力同機種に交換していくということはやめ、耐用年数等を考慮し、更新を設備システム全体として計画的に実施することが、大幅なエネルギー消費改善を図るためには重要である。

今後各方面において、このような視点で設備改修の実施を行う同時に、新築に関しても、既存のBEMSデータを元に、独自の能力選定基準を設けて、設備設計を行うことが、省エネ・CO<sub>2</sub>削減対策として重要であると考えられる。