

大学におけるガス吸収式冷温水発生機の負荷特性と運転効率の分析

建築都市デザイン学科 2280070025-0 日下部 祥
(指導教員 近本智行)

1. はじめに

熱源システムの設備容量は年間のピーク負荷に対応して設計されるが、実際は定格値を大きく下回る部分負荷運転が多い。本研究では立命館 BKC の主要熱源機であるガス吸収式冷温水発生機(以下 ABS^{注1)})の大学特有負荷とそれに伴う運転効率を明らかにすることを目的とした。

2. 分析対象と運転システム

BKC では熱源として 15 台の ABS に加えて、GHP^{注2)}、EHP^{注3)} を運用している。本研究では主要な 3 台^{注4)}の ABS を対象とした。(定格能力、定格 COP を表 1 に示す)なお、他の ABS は一部を除いてガス消費量などの計測法によって十分な分析ができない。また、対象熱源は設置棟を含めて 10 棟(BKC 主要建物の総床面積の 35%)の空調エネルギーを賄っており、BKC 空調機全体の温室効果ガス排出量の約半分^{注5)}を占めている。対象熱源は図 1 のようなシステムで二次側の負荷に応じて連動して運転しており、3 台の冷却塔ポンプと二次ポンプの 1 つはインバータ制御である。本研究では表 2 に示したように、二次側の 10 棟を 6 つの使用用途に分類し、それぞれの負荷が熱源の運転に与える影響を分析した。なお、分析には 2008 年度の実測データを用いている。

3. 分析結果

3-1 建物用途毎の時刻別原単位

図 2、3 に建物用途毎の時刻別原単位を示した。これは冷暖房時期^{注5)}毎に 0 時から 23 時の 24 時刻別に 1 時間データを集計し、単位面積あたりに換算したものである。まず全体の傾向としての冷暖房時の差異を考察する。7 時から 10 時にかけての朝の立ち上がり時の負荷変動の仕方に大きな差が見られる。これは外気温変動の違いによるものだと考えられる。理工研究室棟と実験室棟では深夜の負荷が他棟と比べ相対的に大きく 24 時間負荷が存在することや、一日の中で頻繁な負荷変動が起きていることが確認された。また、冷房時に着目すると、オフィス棟や教室棟では昼休憩の時間帯に負荷が落ちていることが確認でき、それに伴って食堂棟の負荷が増加していることがわかる。しかし理工研究室棟や実験室棟ではこの時間帯の負荷は増加しており、実験や研究活動が継続して行われていると推測される。

表 1. R-1, R-2, R-3 定格能力

	定格能力	燃料使用量	定格COP	冷温水入口温度	冷温水出口温度
	kcal/h	m ³ (N)		°C	°C
冷水系	2,071,440	187	1.15	12.8	6.8
温水系	1,939,000	209	0.96	54.4	60

表 2. 対象建物の概要(2008年データ)

建物用途	二次側建物名称	延床面積 [m ²]	CO ₂ 総排出量 [t-CO ₂]	原単位 [kg-CO ₂ /m ²]	竣工年
オフィス棟	コアステーション	6,898	231.1	33.5	1993
理工研究室棟	イーストウィング	12,206	869.1	71.2	1993
	ウエストウィング	12,206	714.1	58.5	1993
図書館棟	メディアセンター	5,922	461.4	77.9	1993
食堂棟	ユニオンスクエア	6,677	825.3	123.6	1993
教室棟	ブリズムハウス	9,503	578.8	60.9	1993
	フォレストハウス	5,056	137.0	27.1	1993
実験室棟	エクセル1	5,973	462.9	77.5	1993
	エクセル2	5,248	764.1	145.6	1993
	エクセル3	5,652	611.5	108.2	1993

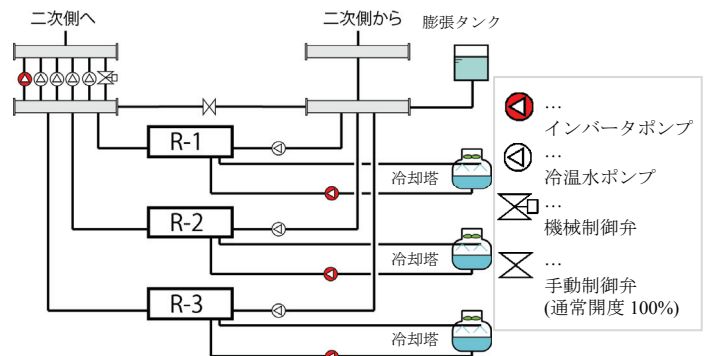


図 1. 対象ガス吸収式冷温水機の熱源システム

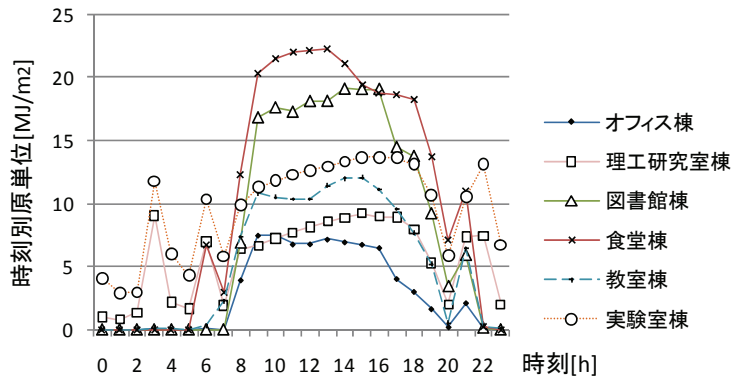


図 2. 冷房時 建物用途毎の時刻別原単位

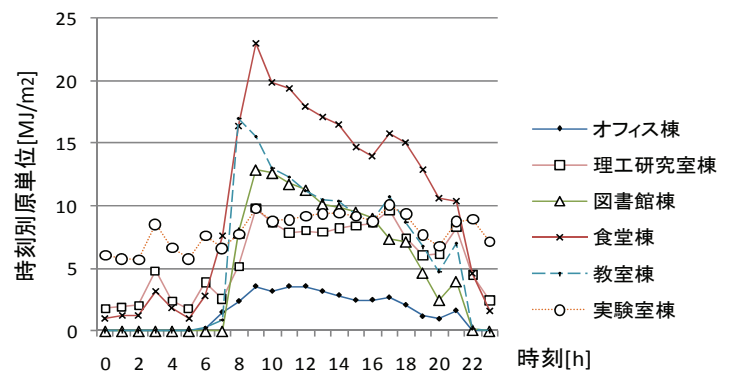


図 3. 暖房時 建物用途毎の時刻別原単位

3-2 二次側建物用途別 単位面積当たりの熱負荷

6種類の用途毎の単位面積、単位時間あたりの平均熱負荷原単位と稼働率を図4に示す。オフィス棟と図書館棟は冷房原単位が暖房時に比べて大きい。これはOA機器の利用率高いことに加え、外気温の低い深夜の運転が無いことが原因だと考えられる。理工研究室棟や実験室棟の冷房稼働率が暖房稼働率に比べて低いのは、冬期は研究成果をまとめる時期であり、利用人口の増加に伴い研究装置やOA機器、そして人体などの発熱体が増加することが原因だと考えられる。また、オフィス棟、図書館棟、食堂棟、教室棟は冷暖房時共に稼働率が低い。これは稼働時間が安定しており、深夜の熱負荷がほとんど無いことが原因だと考えられ、食堂棟の暖房稼働率が冷房時よりも高いのは、図3から分かるように暖房時には深夜の運転時間が存在していることに有る。

3-3 熱源部分負荷効率と月毎運転効率

冷房期と暖房期のR-1部分負荷効率を図5、6に示す。これは一時間毎に集計したデータを用いて算出した熱源COP^{注6)}と、その時の負荷率^{注7)}から算出した。負荷率が高くなるにつれて熱源COPも高い値をとる傾向が見られた。このように比例関係が色濃く出た原因は、熱源運転時間とガス使用量が比例関係にあることだと考えられる。この時間帯のみを取り出して傾向を探ったが特に傾向は見られなかった。次に、対象熱源3台総合の月毎運転効率、ガス消費量、平均熱源運転台数^{注8)}を図7^{注9)}に示す。運転台数が多い月はCOPが高い傾向にある。また、負荷率が低い月は熱源COPとシステムCOP^{注10)}の差が大きく、低負荷運転が補器のエネルギー消費量に影響を与えている可能性がある。また、熱源運転は負荷に応じて3台のローテーションで行われるが、負荷が少ないため1台のみの運転で負荷を賅っている時間が大半を占めていることがわかった。

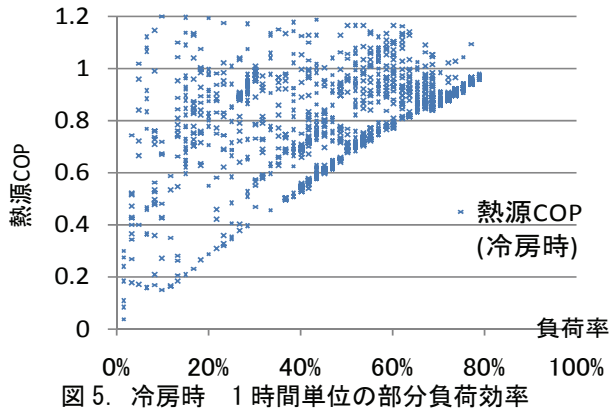


図5. 冷房時 1時間単位の部分負荷効率

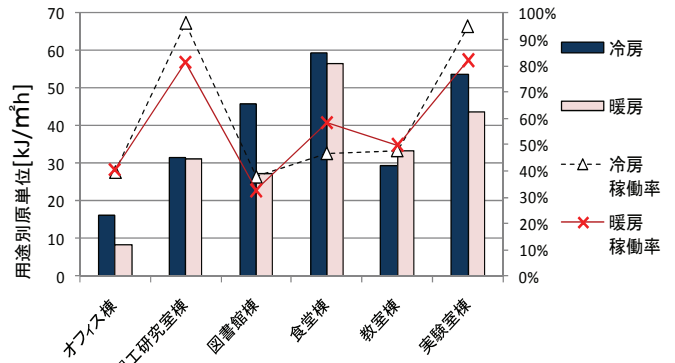


図4. 用途毎単位時間あたりの平均熱負荷原単位と稼働率

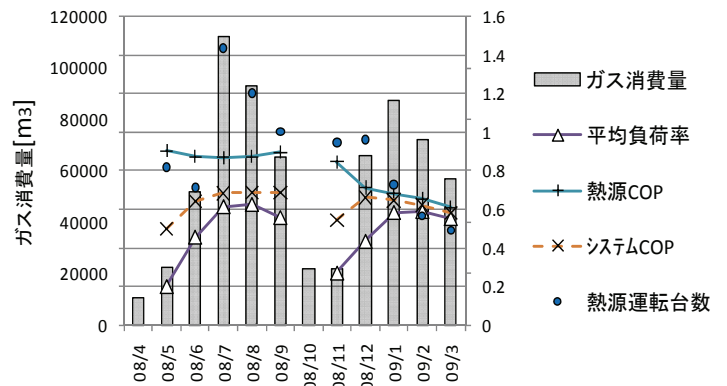


図7. 3台総合の月毎運転効率とガス消費量と運転台数

4. まとめ

本研究では、用途別の熱負荷が運転効率に与える影響を考察し、用途毎の負荷に大きな差異が有ることが明らかになった。それぞれの負荷の影響を見るには、今後さらに細かい単位での分析と負荷追従性についての分析が必要である。また、BKCのその他のABSの分析やGHP、EHPの負荷状況を分析すること、ABSの最適制御法の検討などが今後の課題となる。

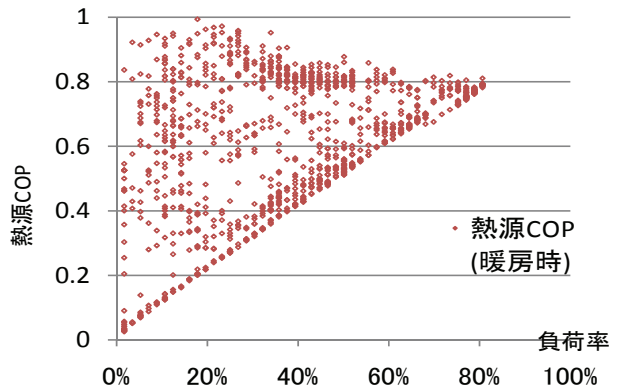


図6. 暖房時 1時間単位の部分負荷効率

注釈 注1) Absorptionの頭文字 注2) 電気ヒートポンプの略。電気エンジンで圧縮機を稼働させる。注3) ガスヒートポンプの略。ガスエンジンで圧縮機を稼働させる。注4) 本研究ではR-1、R-2、R-3と呼ぶ。3台は同機種(二重効用吸収冷凍機)、同容量、1993年設置 注5) 5月から9月が冷房運転、11月から3月が主な暖房運転期間。4月と10月に冷暖房の切り替え時期を迎える為、4、10月はガス消費量以外の月積算の分析では除外している。注6) 熱源COP=熱源出入口温度差*流量*熱源運転時間/ガス使用量 注7) 負荷率 熱源出入口温度差*流量*運転時間/熱源定格能力*運転時間 注8) 熱源の運転時間から算出。運転停止時は除外している。注9) COP、負荷率は月積算の数値から算出している。注10) システムCOP=熱源出入口温度差*流量*熱源運転時間/(ガス使用量+冷却塔ポンプ、冷温水ポンプ、冷却塔ファン消費電力等使用電力量) 参考文献 文1) 松村武志:立命館大学エコキャンパスに向けたエネルギー分析-建物用途毎のエネルギー消費特性-立命館大学2009年度卒業研究