

空冷ヒートポンプの排熱利用システムに関する研究 - その2 システムの実用化とその運転実績 -

長井 大祐* 関根 秀弥**
城所 義雄***

要 旨

前報¹⁾では、空冷ヒートポンプの排熱利用システムの概要と実験室レベルで行った運転実験結果について報告を行っている。

本年度は、前年度の運転実験結果を基に、当社技術研究所内コンピュータールーム用年間冷房型ヒートポンプエアコンから排熱を回収し、厨房用給湯に利用するシステムとして実用化を行った。本報では、この実用化事例の約7カ月の運転実績について報告を行う。

運転結果は、夏期(8~9月)においては、平均約50℃の温水を生成し、研究所内厨房の給湯用熱量の約90%をまかなう良好なものであった。

1. はじめに

本研究は1998年度からの継続研究であり、その研究結果から最大約50℃の温水を生成し、給湯用熱源として十分な能力を期待できることが確認できた。しかしながら、蓄熱水槽内水温が低い場合には冷媒過冷却による冷房能力の低下が見られ、実用化するに当たりこの点に注意を払う必要が生じた。本年度はこの点も考慮し、年間を通じて排熱回収が期待できるコンピュータールームから排熱回収を行い、最も給湯負荷がある厨房にその排熱を利用

するシステムで実用化を行う計画とした。本報では、その運転実績結果について報告する。

2. システムの概要

前述のように今回実用化したのは、当社技術研究所研究本館2階コンピュータールームの年間冷房型エアコンからの冷房排熱回収を、屋上に設置した蓄熱槽(FRP製貯湯槽)内熱交換器により行い、研究本館5階厨房の給湯に利用したものである。排熱回収により温められた水

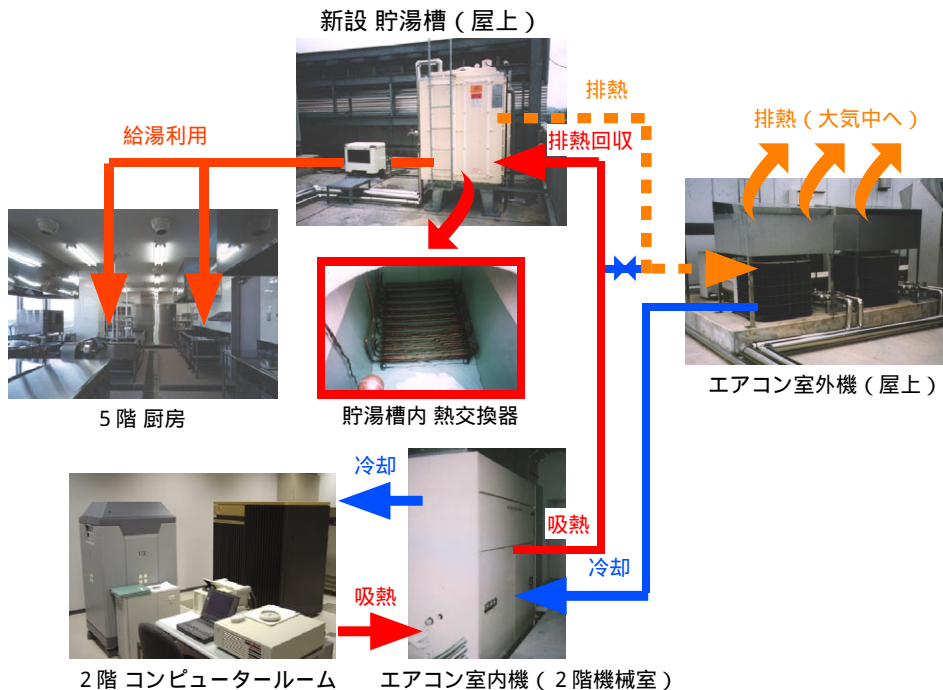


図 - 1 概要図

*技術研究所 **建築設計部 ***シンガポール営業所

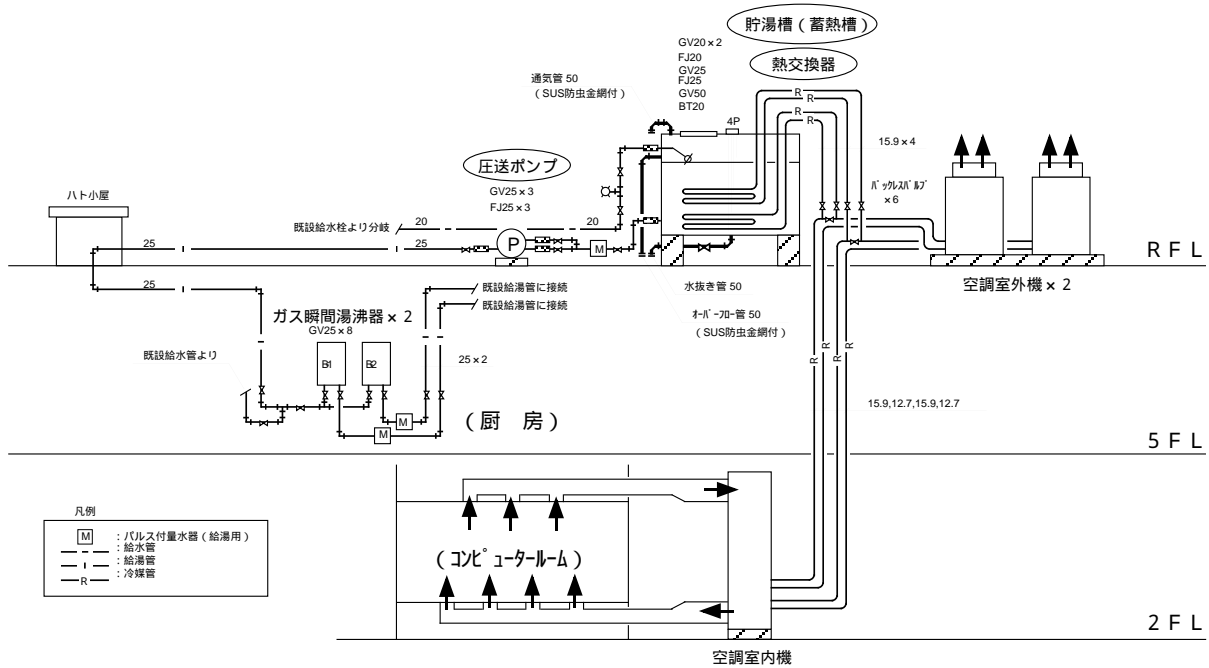


図 - 2 系統図

は厨房の既設の湯沸器（LPG仕様）で設定温度まで加温され給湯が行われる。

本事例は既設設備の改修工事となり、具体的には、既設エアコン室外機近傍の冷媒配管を延長し、新設の貯湯槽（蓄熱槽）内熱交換器に接続を行った。また、水槽から厨房へ給湯を行うために小型圧送ポンプの設置、および給湯配管工事を行った。

システム全体の熱の流れを表す概念図を図 - 1 に、系統図を図 - 2 に示す。

2.1 システムの仕様

今回実用化したシステムの主な機器の仕様を下記に示す。

- ・電子計算機専用パッケージエアコン(空冷式) (既設)
 - 年間冷房型
 - 冷房能力：24.4kW
 - 消費電力：13kW
- ・蓄熱槽（FRP製貯湯槽）
 - 有効容量：2m³
 - 寸法：2.0m × 1.0m × 1.5m
 - 保温仕様：硬質ウレタンフォーム 80mm
- ・熱交換器（銅チューブ式）
 - 仕様材料：15.9 フィン付銅管
 - 寸法：1.0m × 0.98m × 0.25m
 - （配管長 10m × 2系統）

本事例の熱交換器は、既設の冷媒配管の延長をなるべく抑えつつ熱交換器表面積を確保するため、フィン付銅管仕様としている。

前年度の実験結果から蓄熱水槽内水温が低い場合の冷媒過冷却による冷房能力の低下は、冷媒圧力制御がある程度可能なタイプの膨張弁であれば解消できるとの見通しを得た。今回選択したコンピュータールーム空調用の年間冷房型エアコンは感温膨張弁であり、このタイプの膨張弁であることから特に改造等の処置を施していない。

3. 計測結果および考察

本システムを実際に使用されている建物に導入し、その運転結果を計測することで、定常でない実際の温熱需要に対する本システムの有効性を確認することが本年度の実用化実験の目的である。主な計測項目は水温、冷媒温度、流量、消費電力量等である。計測期間は1999年8月1日から2000年2月29日までの7カ月である。

3.1 蓄熱槽内温度

図 - 3 に、各月（夏期：8～9月、中間期：10～11月、冬期：12～2月）における蓄熱槽内水温の変化、表 - 1 にその月平均値を示す。本システムにより排熱回収を行った熱量は、この蓄熱槽内水温と給水温度との温度差分となる。コンピュータールームは年間を通じて冷房負荷があるものの、冬期は減少するので計画段階から高温度

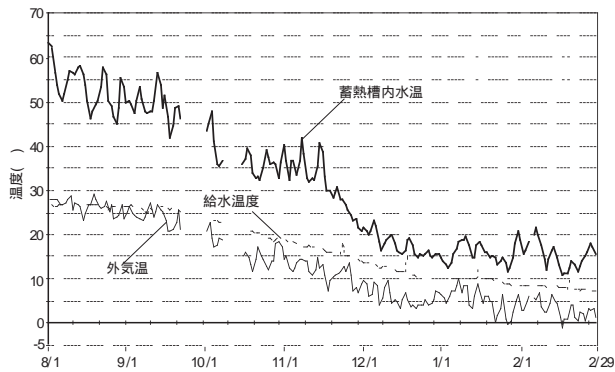


図 - 3 蓄熱槽内水温

表 - 1 蓄熱槽内水温 月平均値

	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月
蓄熱槽内水温月平均値(°C)	53.3	49.1	37.4	31.4	17.7	15.9	15.2
給水温度平均値(°C)	26.4	25.7	20.9	16.5	12.0	9.7	8.0

の温水は製造出来ないことを予測していたが、給水温度との温度差は減少するものの確保されていることが確認できた。

蓄熱槽内水温は月平均値で 15.2 ~ 53.3 となり、最も条件の良い(排熱の多い)夏期には約 50 の温水を作ることが可能であった。

3.2 排熱利用率

厨房における給湯用熱量に対する排熱利用熱量が占める割合を図 - 4 に、比率(排熱利用率 = 排熱利用熱量 / 給湯用熱量)の月平均値を表 - 2 に示す。

夏期、中間期においては当施設厨房における給湯需要の半分以上を排熱回収によりまかなったことになり本排熱利用システムの有効性を十分に確認できる結果となった。特に夏期においては給湯需要の約 90% が排熱利用という高い数字を達成できた。

冬期の排熱利用率は約 25% と夏期、中間期と比べると低い数字となっているが、これは図 - 4 が示すように冬期の厨房の全給湯用使用熱量の増加(夏期の約 2 倍)による影響が最も大きいと考えられ、排熱利用による加熱量自体が大幅に減少したわけではないことが理解できる。よって、冬期においても本事例のような年間冷房型からの排熱回収であれば一定の加熱量が期待できることが判る。

4. 運転効率の確認

本システムは冷房運転している空調機から排熱回収を

表 - 2 月平均排熱利用率

	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月
月平均排熱利用率(%)	88.3	86.7	59.6	53.6	23.9	23.5	24.4

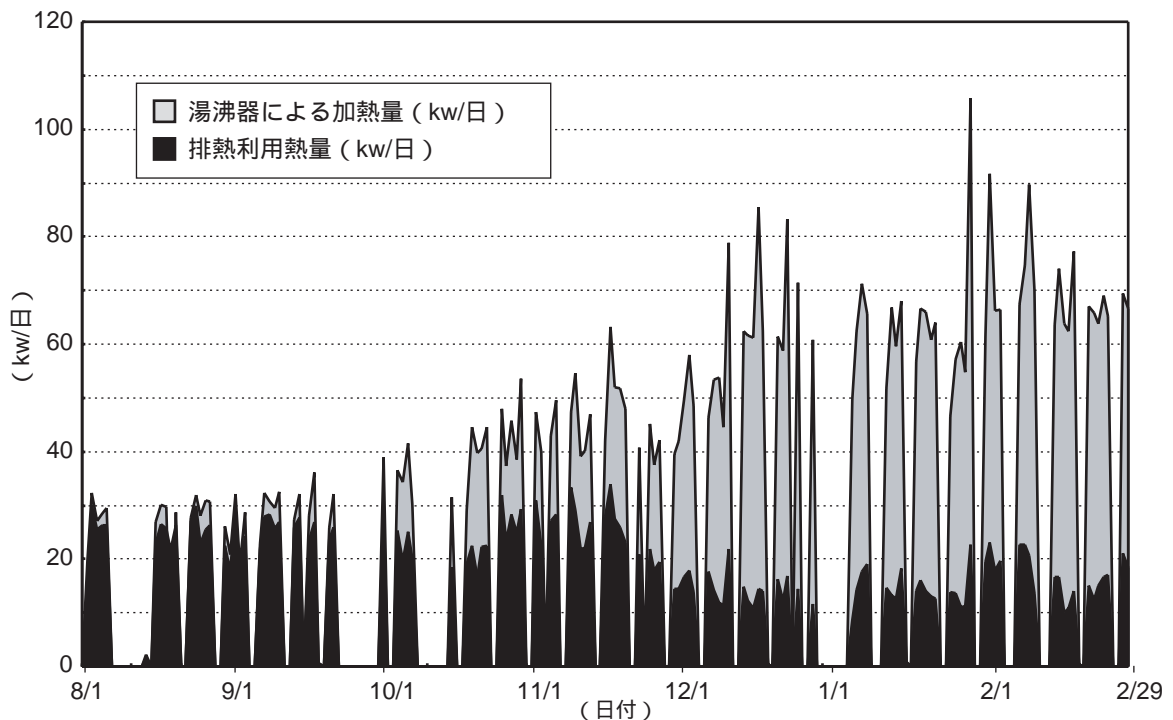


図 - 4 排熱利用熱量の給湯用熱量に占める割合

行うため、その排熱回収による空調機本来の冷房運転時の効率低下が無いが確認するため、通常冷房運転時と排熱回収運転における消費電力量および冷房能力の計測を行った。

4.1 計測結果

本システムは年間を通じて排熱回収運転を行っており、比較のため、9月後半に一週間だけ排熱回収を行わない運転(冷媒配管に設置した切替バルブにより冷媒を熱交換器に導かない通常冷房運転)を行い、24時間における外気温度および冷房負荷条件に近い排熱回収運転時データと比較を行った。測定した結果を表-3に示す。

表-3 運転効率

排熱回収運転 (1999.10.1)					通常運転 (1999.9.23)						
時刻	外気温	排熱量	冷房能力	消費電力量	COP	時刻	外気温	排熱量	冷房能力	消費電力量	COP
		kw/h	kw/h	kw				kw/h	kw/h	kw	
0:00	21.3	18.06	16.97	6.58	2.6	0:00	17.2	21.26	16.91	6.26	2.7
1:00	20.7	19.09	17.04	6.57	2.6	1:00	17.1	21.76	16.32	6.24	2.6
2:00	20.8	18.79	16.74	6.56	2.6	2:00	17.3	21.56	17.53	6.28	2.8
3:00	20.9	18.26	16.60	6.55	2.5	3:00	17.6	22.29	16.34	6.29	2.6
4:00	20.8	17.93	17.17	6.53	2.6	4:00	18.1	21.81	16.98	6.32	2.7
5:00	20.4	18.83	17.27	6.53	2.6	5:00	18.2	21.62	16.46	6.31	2.6
6:00	19.8	19.60	16.81	6.49	2.6	6:00	18.5	21.83	16.83	6.30	2.7
7:00	20.1	19.29	16.95	6.54	2.6	7:00	19.1	21.99	16.70	6.34	2.6
8:00	20.6	19.17	17.28	6.51	2.7	8:00	20.0	22.58	16.08	6.38	2.5
9:00	21.1	18.44	17.82	6.48	2.8	9:00	21.2	23.67	16.46	6.44	2.6
10:00	21.6	18.14	17.05	6.54	2.6	10:00	22.6	24.16	16.29	6.53	2.5
11:00	22.2	17.73	17.24	6.54	2.6	11:00	23.1	23.39	16.60	6.55	2.5
12:00	22.0	17.87	16.96	6.54	2.6	12:00	23.4	23.29	16.62	6.60	2.5
13:00	21.0	18.99	18.27	6.47	2.8	13:00	24.6	21.97	16.79	6.55	2.6
14:00	21.4	17.91	18.17	6.49	2.8	14:00	24.6	19.05	16.64	6.53	2.5
15:00	21.4	18.04	17.85	6.51	2.7	15:00	23.9	19.52	16.68	6.51	2.6
16:00	20.9	18.72	17.31	6.50	2.7	16:00	22.1	21.36	16.62	6.45	2.6
17:00	21.2	17.16	17.92	6.51	2.8	17:00	21.1	21.44	16.94	6.41	2.6
18:00	21.2	16.54	17.74	6.51	2.7	18:00	20.2	20.95	17.09	6.39	2.7
19:00	20.8	17.77	17.09	6.55	2.6	19:00	19.7	20.91	16.33	6.39	2.6
20:00	21.0	16.43	16.56	6.54	2.5	20:00	19.4	20.22	17.37	6.37	2.7
21:00	20.8	16.52	17.24	6.51	2.6	21:00	18.8	20.20	17.17	6.34	2.7
22:00	20.8	16.33	17.17	6.49	2.6	22:00	18.9	20.45	17.40	6.34	2.7
23:00	20.7	16.78	16.99	6.52	2.6	23:00	19.7	18.83	16.74	6.34	2.6
平均値	21.0	18.02	17.26	6.52	2.6	平均値	20.3	21.50	16.75	6.39	2.6
合計		432.39	414.23	156.56		合計		516.09	401.88	153.46	

両運転時のデータが示すように、室内機が同等の冷房運転を行っているのに対して、その消費電力量についても明確な差異は無い(従ってCOPもほぼ同じ)ので、本システムの排熱回収運転による空調機の効率低下は発生していないことが確認できた。

また、室外機排熱量のデータが示すように、24時間排熱回収運転時の排熱量(430kw/日)は、通常運転時の排熱量(520kw/日)に対して約16%減少しており、すなわちこの減少熱量(90kw/日)が給湯利用熱量および貯湯槽内蓄熱熱量として利用されたことになる。

5. 冷房熱量に対する排熱利用熱量の比率

本システムの冷房熱量に対する排熱利用熱量の比率を図-5に示す(9月1日~2月29日の半年間の厨房使用日)。半年間の合計冷房熱量は22,300kw、排熱利用熱量は1,800kwとなり、冷房熱量に対する排熱利用熱量の比率は約8%であった。

この比率を向上させるには、利用する給湯温度を下げる必要がある。冷房運転にともなう排熱を全て回収するには、室外機の放熱ファンを止めて、給湯温度を「エアコンの冷凍サイクル上の膨張弁への入口温度」に

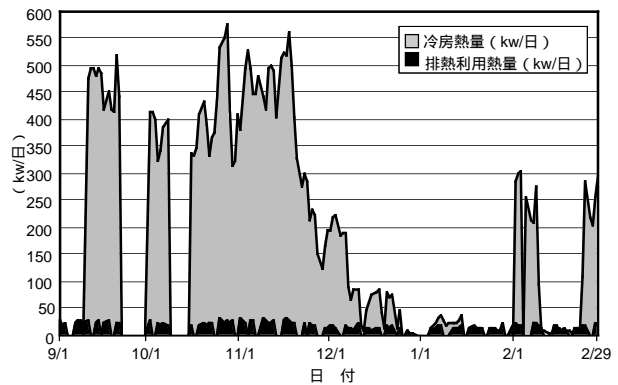


図-5 冷房熱量に対する排熱利用熱量の比率

下にすることが必要となる。しかし、「膨張弁への入口温度」は、給水温度に対して2~8程度しか高くなく、排熱を全て回収することは困難である。

6. まとめ

「空冷ヒートポンプの排熱利用システム」の実用化実験により以下の知見を得た。

最も条件の良い夏期には約50%の温水を作ることが可能であった。

最も条件の悪い冬期においても排熱利用による加熱量が確保できることが確認できた。

当施設厨房における給湯使用熱量に対する排熱利用熱量の割合は、夏期は約90%、中間期は約55%、冬期は約25%であった。特に夏期にはガス湯沸器(LPG仕様)による加温が殆ど必要なかったことになり化石燃料であるLPGの使用量、二酸化炭素発生量の削減に寄与できたと考えている。

本実用化事例で改修を施した既設エアコンの通常冷房運転と排熱回収運転での効率比較から、排熱回収運転によるエアコン本来の目的である冷房運転時の機器効率に、悪影響を及ぼさないことを確認することができた。

本研究によって、空調機器として広く普及している空冷ヒートポンプエアコンやチラー等からの簡易的な排熱利用の実現性を実証できたと考えている。

参考文献

1) 関根秀弥ほか: 空冷ヒートポンプの排熱利用システムに関する研究、五洋建設技術年報、Vol.29、pp.217~220、1999.