フィールド試験による変流量制御を導入したシステム性能の実証

少水量対応地中熱ヒートポンプビルマルチシステムの開発に関する研究(第2報)

EXPERIMENTAL PROOF OF THE PERFORMANCE OF SYSTEM APPLYING
VARIABLE WATER VOLUME CONTROL

Development of a low flow circulation ground source heat pump multi-split system (Part 2)

中村 靖*, 葛 隆生**, 長野 克則***

Yasushi NAKAMURA, Takao KATSURA and Katsunori NAGANO

Field test of the Ground Source Heat Pump (GSHP) system applying variable water volume (VWV) control and multi-split heat pump has been carried out in order to demonstrate the effect of reduction of circulation pumps' electric power consumption. It was confirmed that the constant differential temperature control is practicable method as the VWV control method. As the result of field test, the GSHP system applying VWV control could reduce approximately 80 % of circulation pumps' electric power consumption compared to the GSHP system applying constant water volume. Seasonal performance factor of the GSHP system was 4.51 and this result achieved the target value of more than 4.5. During the heating operation, seasonal performance factor of the GSHP system was 3.61 and the value was higher than the one of conventional system. In addition, it was shown that the decrease of system COP of GSHP system using antifreeze solution as heat carrier fluid is less than 15 % compared to the one of GSHP system using water.

Keywords : Ground Source Heat Pump, Low Flow Circulation, Multi-split system,

System coefficient of performance, Variable Water Volume Control

地中熱ヒートポンプ, 少水量循環方式, ビルマルチ, システム COP, 変流量制御

はじめに

地中熱ヒートポンプ(Ground Source Heat Pump:以下 GSHP とする)システムは高効率な暖房運転が可能な熱源システムとして、そのCO₂ 排出量の削減に有効な手段の一つとして考えられているが、温暖地域の中小規模建物においては熱媒の搬送動力が少ない空冷ビルマルチエアコンが普及しており、GSHP システムは熱媒の搬送動力を要するため、総合効率では優位性が後退することが挙げられ、GSHP システムの本格的な普及を妨げている一因となっている。

筆者らは温暖地域の中小規模建物における GSHP システムの導入拡大のため、一般的な汎用の水冷ビルマルチエアコンを地中熱利用に対応させ、その際に搬送動力を低減させ、総合効率を向上させることが可能な少水量対応型(Low Flow Circulation:以下 LF とする)地中熱ヒートポンプビルマルチシステムの開発に関する研究を行っている。前報¹⁾においては、フィールド試験において LF-GSHP ビルマルチシステムにおける循環ポンプのインバータ設定値を手動で変更し、システムの最適循環流量の検討を行い、循環ポンプの消費電力を加味したシステム COP(SCOP)を検討し、出力(負荷率)に応じて SCOP が最大となる循環流量を把握した¹⁾。

以上の結果を踏まえ、本報ではフィールド試験において循環ポンプに変流量制御運転を導入し、計画段階で目標としていた冷房期間 SCOP4.5 以上の達成を試みた。

本報では、変流量制御運転の概要について述べた上で、温暖地域の中規模建物における GSHP システムの導入拡大のために重要となる冷房運転において、まずは模擬負荷を与えてビルマルチの出力を変動させて行った変流量制御の負荷追従性確認試験の結果について述べ、続いて少水量対応、変流量制御の効果を示すこととなる期間性能評価、さらにはシステム性能評価の結果について報告する。また、暖房運転においても、負荷追従性確認試験、期間性能評価およびシステム性能評価の結果について報告する。

一方、GSHP システムは一般的なエアコンなどとして用いられている空気熱源ヒートポンプ(Air Source Heat Pump:以下 ASHP とする)システムと比較して、デフロスト(除霜)運転の必要が無いことなどから、元来寒冷地で高効率な暖房を行える熱源システムとして認知され、導入されてきた経緯がある。このことから、本システムは寒冷地においても十分に導入可能性を有しているシステムであるといえよう。しかしながら、設計次第で熱媒として水が使用できる温暖地とは異なり、寒冷地では凍結防止のため不凍液を使用することが必要不可欠となる。この場合、不凍液の粘性は水の場合よりも大きくなり、システム全体の性能が低下することも予想されることから、システム導入のためには不凍液使用時の試験を実施し、その高効率性を実証する必要がある。よって、本報では、LF-GSHP ビルマルチシステムについて、フィールド試験により、熱媒を不凍液(エ

* 新日鉄住金エンジニアリング(株) 博士(工学)

** 北海道大学大学院工学研究院 准教授・博士(工学)

*** 北海道大学大学院工学研究院 教授・博士(工学)

Nippon Steel & Sumikin Engineering, Ph. D

Associate Prof, Faculty of Engineering, Graduate School of Hokkaido University, Ph. D

Prof, Faculty of Engineering, Graduate School of Hokkaido University, Dr. Eng

チレングリコール 40%水溶液)とした場合の暖房性能についても検証した。

記号

c_p : 定圧比熱	[kJ/(kg・K)]
COP : ヒートポンプ COP	[-]
E : 消費電力	[W]
G : 体積流量	[m³/s]
Q : 熱量	[W]
Q_{hp} : ヒートポンプ採熱量、熱出力	[W]
T : 温度	[°C]
ρ : 密度	[kg/m³]

添え字

- 1 : ヒートポンプ 1 次側
- 2 : ヒートポンプ 2 次側
- f : 熱媒流体
- c : ヒートポンプ冷房時
- h : ヒートポンプ暖房時
- in : 入口
- out : 出口
- p : 熱媒循環ポンプ

ビルマルチ室内機(吸込、吹出両方にセンサーを設置)

図 1 LF-GSHP ビルマルチフィールド試験系統図

1. LF-GSHP ビルマルチフィールド試験の概要

前報¹⁾で紹介した通り、LF-GSHP ビルマルチシステムのフィールド試験は 2007 年 6 月より北海道石狩市で行われた。試験系統図を図 1 に、LF-GSHP ビルマルチの仕様を表 1 に、循環ポンプおよび配管の仕様を表 2 に示す。地中熱交換器として使用する杭と水冷ビルマルチヒートポンプを接続し、地中熱交換器によって採放熱を行い、ヒートポンプ二次側に接続したビルマルチ室内機によってユニットハウス(延床面積 29 m²、天井高さ 2.5 m、2 階建)の暖冷房を行う。図 1 に示される通り 2 階のビルマルチ室内機はヒートポンプ出力 3.2 馬力相当×3 台となっており、2 階の室内機のみで 10 馬力相当の室内機出力が得られるようにしている。また、模擬的な冷房負荷を発生させる灯油温水ボイラは、ヒートポンプの冷房能力 28 kW 以上の模擬負荷を発生できるようにしている。暖房運転時は、模擬負荷装置の系統を用いて、プレート熱交換器によりヒートポンプ一次側熱媒の加熱も可能となっており、これにより暖房運転時の採熱による過度の温度低下および熱媒の凍結を防ぐことができるようになって

2. 変流量制御最適化の考え方

前報¹⁾では循環流量を定格流量の 96 L/min、約 50%流量の 50 L/min、約 30%流量の 30 L/min と変更して行き、各流量におけるシステムの性能を評価する安定運転試験を行った。改めてその結果を図 2(上)に示す。

図 2(上)ではヒートポンプの出力割合に対する SCOP を示している。出力割合が 30～50%程度の範囲では、循環流量 30 L/min の場合に SCOP の値が最大となっている。次に出力割合が 75%程度に増えると、循環流量 50 L/min の場合に SCOP の値が最大となっている。さらに出力割合 100%近辺では循環流量 96 L/min の場合に SCOP が

表 1 LF-GSHP ビルマルチの仕様

外形寸法	高さ 1000×幅 780×奥行 550
冷媒	R410A
圧縮機	全密閉スクロール式インバータ搭載型 電動機出力: 6.14kW(10 HP)
熱交換器	プレート式熱交換器
熱源水循環量	96 L/min
定格出力	冷房: 28.0kW($T_{WB}=19^{\circ}\text{C}$ 、 $T_{lm}=30^{\circ}\text{C}$) 暖房: 31.5kW($T_{DB}=20^{\circ}\text{C}$ 、 $T_{lm}=20^{\circ}\text{C}$)

表 2 循環ポンプおよび配管の仕様

循環ポンプ	定格流量 96 L/min 定格揚程 180 kPa 消費電力 1.5 kW
主管長	4 m
主管口径	40A
枝管長	最大 20 m
枝管口径	25A

最大となり、50 L/min、30 L/min の少水量の場合よりも明らかに優位となった。これより出力に応じて循環流量を変化させる変流量制御運転を導入することが、システムの性能を最も向上する運転であることを確認した。

出力に応じて循環流量を変化させる変流量制御の方法は、二次側負荷熱量比例制御、二次側定流量方式の場合の還り温度比例制御、ヒートポンプから圧縮機の回転数などを電気信号として受け取る負荷出力比例制御などが挙げられる²⁾が、図 3 に示すようにヒートポンプ一次側の出入口の温度差を測定し、それを一定に保つように循

環ポンプの回転数を調節する一次側温度差一定制御が、二次側直膨方式でも採用可能、ヒートポンプを選ばない、比較的安全な温度センサーだけで制御可能といった特徴から、汎用性や制御性、設置の容易さを考慮し最適であると考え、その採用を検討した。以下に一次側温度差一定制御による変流量制御の概要について説明する

冷房時のヒートポンプ一次側の放熱量 Q_{hplc} は一次側出入口温度差と循環流量を用いて以下の式により計算することができる。

$$Q_{hplc} = c_{pf} \rho_f G_f (T_{lout} - T_{lin}) \tag{1}$$

(1)式を G_f について解くと、

$$G_f = \frac{Q_{hplc}}{c_{pf} \rho_f (T_{lout} - T_{lin})} \tag{2}$$
 が得られる。(2)式より G_f は Q_{hplc} に比例し、一次側出入口温度差が一定であれば、 Q_{hplc} の増減に応じて G_f が増減することがわかる。また、(2)式よりヒートポンプ一次側の放熱量 Q_{hplc} と冷房負荷 Q_{hp2c} が比例関係となれば、 G_f は Q_{hp2c} にも比例することとなる。ここで、 Q_{hplc} と Q_{hp2c} には以下の関係がある。

$$Q_{hplc} = Q_{hp2c} + E = Q_{hp2c} + \frac{Q_{hp2c}}{COP_c} = \frac{Q_{hp2c}(COP_c + 1)}{COP_c} \tag{3}$$

ここで、 COP_c は冷房時のヒートポンプ COP である。(2)式に(3)式を代入して、

$$G_f = \frac{Q_{hp2c}}{c_{pf} \rho_f (T_{lout} - T_{lin})} \frac{(COP_c + 1)}{COP_c} = \frac{Q_{hp2c}}{c_{pf} \rho_f (T_{lout} - T_{lin})} C_c \tag{4}$$

が得られる。従って、 COP_c が一定であれば、 G_f は Q_{hp2c} に比例することとなるが、本試験で使用しているビルマルチは前報¹⁾で示したように Q_{hp2c} に応じて COP が変動する部分負荷特性を有している。しかしながら、ビルマルチの冷房定格 COP は 4.56 であり¹⁾、この値より(4)式の係数 C_c を求めると 1.22 である。一方で、COP が前報¹⁾のフィールド試験の結果より想定される 3～10 の間で変動しても係数 C_c の範囲は 1.1～1.33 の範囲にとどまり、定格に対する変化幅は ±10% 以内に収まる。これより、 COP_c を一定と見做し、一次側出入口温度差を一定にするように循環流量を変化させることで、出力に応じた変流量制御を実現できると考えた。

同様に、暖房時における G_f は以下の式により与えられる。

$$G_f = \frac{Q_{hp2h}}{c_{pf} \rho_f (T_{lin} - T_{lout})} \frac{(COP_h - 1)}{COP_h} = \frac{Q_{hp2h}}{c_{pf} \rho_f (T_{lin} - T_{lout})} C_h \tag{5}$$

ここで(4)式と(5)式において、 $Q_{hp2c} = Q_{hp2h}$ で温度差の絶対値が同じ値であると考え、 C_h は 1 以下となるため暖房時の循環流量は冷房時よりも小さくなってしまふ。これより、一次側温度差一定制御による変流量制御を導入する場合には、暖房時の設定温度差を冷房時よりも小さくする必要がある。

試験結果より考えられた出力割合に対する SCOP が最大となる循環流量を図 2(下)①に示す。一方、熱媒出入口温度差一定制御により負荷出力に応じて流量を変化させると図 2(下)②のようになる。図 2(下)①のような変流量制御運転を行うのであれば、出力割合に対しての循環流量の増加割合が途中で変更されるため、やや複雑な制御運転が必要となることが想定される。しかしながら、図 2(上) か

図 2 LF-GSHP ビルマルチシステムの冷房出力と SCOP の関係(上) および変流量制御運転の概念図(下)

図 3 変流量制御運転の系統図(仕様は本試験で用いた機器仕様)

図 4 模擬負荷装置(ボイラ)の出力の一例

ら明らかなようにヒートポンプ各出力割合において、出力割合に等しい割合の循環流量であっても試験結果で得られた出力割合に対する SCOP が最大となる循環流量と SCOP は差がないため、熱媒出入口温度差一定制御により図 2(下)②に示されるように出力割合の増加に応じて循環流量を増大させ、出力割合 100% で定格流量 96 L/min となるように制御することにより、比較的容易に①と SCOP が同等の制御を行うことができる。ただし、最小流量は熱源機器の運転可能な 30 L/min とし、これを下回る操作量をインバータ機器側で受け取る場合については、機器側で最小出力値(循環流量)が 30 L/min となるように設定して、図 2(下)②のように最小循環流量を保つこととした。また、50% 以下における 50 L/min の SCOP は 30 L/min の SCOP に比べさほど劣らないので、循環ポンプのインバータ絞リ

限界等で 30L/min を下限値とすることが難しい場合は 50L/min 以下であれば許容範囲であると考えられる。

3. 変流量制御の導入によるシステム性能の実証

3.1 冷房運転における負荷追従性確認

模擬負荷装置を用いて図 4 に示されるような時間毎に段階的に変化する冷房負荷を与えて、変流量制御運転の負荷追従性確認試験を行った。

代表日における差温一定制御運転における出力・消費電力およびヒートポンプ出入口温度・循環流量の変化を図 5 に示す。循環流量は負荷変動と同じ変動を示し、若干振れ幅があるものの安定していることがわかる。さらには、図 6 に運転中のヒートポンプ出力に対する循環流量を示す。全運転時間帯のうち約 9 割の時間帯で、設定した循環流量に対し±10 L/min の範囲内で運転が行われており、高い負荷追従性が確保されていることがわかる。これらのことから、本方式は実用可能な精度で変流量制御運転が行えることが確認された。

3.2 冷房運転における期間性能評価

ここでは、実際の建物負荷を想定して冷房期間運転時の性能評価を行った。図 7 に実際に試験で行った各負荷率の運転時間と、文献³⁾を参考に実際の建物を想定した負荷率毎の運転時間を示す。試験では負荷追従の確認のため、高出力(負荷)運転を長時間行っているが、文献³⁾のように実際の建物では高出力の運転割合は少なくなっていることがわかる。この高出力運転を評価に含めた場合、全体の出力に占める高出力運転の割合も多くなる上、既報¹⁾でも示した通り高出力運転は性能が低くなるため、高出力運転の実測データは文献³⁾と同じ運転時間分のみを扱うこととした。

この場合の冷房期間運転時の試験結果として、6 月 4 日～10 月 13 日の冷房出力と消費電力量の日変化を図 8 に示す。図 8 には循環ポンプが標準流量(96 L/min)で運転するものとした場合の消費電力量の変化も示す。定流量運転時はヒートポンプの出力にかかわらず運転時間に応じて消費電力量が増大するが、変流量運転はヒートポンプの出力に応じて循環ポンプ消費電力も削減されるため、消費電力量が大幅に削減されていることがわかる。さらには冷房期間の出力・消費電力量および平均 COP・SCOP と、定流量運転時を想定した場合の循環ポンプ消費電力量および平均 SCOP を表 3 に示す。結果より平均 SCOP は 4.51 となり、当初目標としていた SCOP4.5 以上を達成できることが示された。また、定流量運転時との比較では、循環ポンプ消費電力で約 80%、システム全体で約 20%の消費電力削減効果が得られることがわかった。

3.3 冷房運転におけるシステム性能評価

図 2 に示した安定運転試験におけるヒートポンプ出力と SCOP の相関より、ヒートポンプ出力変化に合わせて循環流量を制御する変流量制御運転を行ったが、ここでは循環ポンプ消費電力を含むシステム性能特性を検証するため、変流量制御運転におけるヒートポンプ出力と SCOP の相関を図 9 に示す。図中の実線で示す称呼値^{注 1)}SCOP は既報¹⁾で示した各循環流量の HP 一次側入口温度 30℃におけるヒートポンプ出力～称呼値 COP の相関により求まるヒートポンプ消費電力に、実験により得られた循環ポンプ消費電力(96L/min 時:0.39 kW、50 L/min 時:0.09kW、30 L/min 時:0.04 kW)を加算して得た値である。実測 SCOP は実測値の COP を吸込み WB 温度 19℃、HP 一

図 5 10 月 13 日の冷房出力・消費電力およびヒートポンプ出入口温度・循環流量の変化

図 6 10 月 13 日の運転中の冷房出力に対する循環流量

図 7 試験によって得られた負荷率と運転時間
実際の建物を想定した場合の負荷率と運転時間

図 8 冷房期間の冷房出力と消費電力量の日変化

表 3 冷房期間の運転結果(循環ポンプ定格運転時の
ヒートポンプ運転時間は変流量運転時と等しいものとする)

	ヒート ポンプ 出力	ヒート ポンプ 消費電力	平均 COP	循環 ポンプ 消費電力	合計消費 電力	平均 SCOP
	[kW]	[kW]	[-]	[kW]	[kW]	[-]
変流量運転時	6687	1390	4.81	92	1482	4.51
定格流量運転時				431	1821	3.67
変流量/定格流量	-	-	-	0.21	0.81	1.23

次側入口温度 30℃条件に合うように補正した値である。変流量制御を加えた連続運転時は安定運転試験とは異なり、圧縮機の回転数の変更などによるインバータのエネルギー損失などにより少し COP が低下する部分が見られるものの実測 SCOP は概ね称呼値 COP から求めた SCOP に合致しており、大きな低下は見られないことがわかる。

3.4 暖房運転における負荷追従性確認

冬期暖房期間中には、暖房運転における変流量制御運転の負荷追従性確認試験を行った。暖房試験は冷房試験とは異なり暖房負荷は成り行きで行った。

まず、暖房運転における差温一定制御変流量運転の結果として、代表日における出力・消費電力およびヒートポンプ出入口温度・循環流量の変化を図 10 に示す。暖房負荷すなわちヒートポンプ出力は概ね 7kW から 18kW の間で推移しており、その増減に応じて循環流量も増減している。冷房運転時に行った制御の比例帯の調整により、暖房運転においても循環流量は負荷変動によく追従していると言える。

さらに、図 11 に運転中のヒートポンプ出力に対する循環流量を示す。実際に暖房負荷の存在するヒートポンプ出力 18kW 程度までは設定した循環流量に対し概ね±10 L/min の範囲内で運転が行われており、実質的には高い負荷追従性が確保されていると言え、暖房運転においても実用可能な精度で変流量制御運転が行えることが確認された。

3.5 暖房運転における期間性能評価

次に、2 週間程度の暖房運転において期間性能評価を行った。

2月24日～3月8日の暖房出力と消費電力量の日変化を図 12 に示す。図 12 には循環ポンプが標準流量(96 L/min)で運転するものとした場合の消費電力量の変化を示す。暖房運転は試験期間中 24 時間運転を行ったため、定流量運転時はヒートポンプの出力にかかわらず消費電力量は毎日一定となるが、変流量運転ではヒートポンプの出力に応じて循環ポンプ消費電力が削減されるため、消費電力量が大幅に削減されていることがわかる。さらには暖房期間の出力・消費電力量および平均 COP・SCOP と、定流量運転時を想定した場合の循環ポンプ消費電力量および平均 SCOP を表 4 に示す。結果より平均 SCOP は 3.61 となり、冬期暖房においても高い SCOP で運転できることが示された。また、定流量運転時との比較では、循環ポンプ消費電力で約 70%、システム全体で約 10% の消費電力削減効果が得られることがわかる。冷房時に比べて削減効果がやや低いのは、運転期間が比較的暖房ピーク期に近い短期間の試験であり、定流量と変流量の差が大きくなる中間期に近い低負荷期を含んでいないためと考えられる。

3.6 暖房運転におけるシステム性能評価

暖房運転においても、循環ポンプ消費電力を含むシステム性能特

図 9 冷房出力に対する実測 SCOP と称呼値 SCOP の比較

図 10 3 月 8 日の暖房出力・消費電力および
ヒートポンプ出入口温度・循環流量の変化

図 11 3 月 8 日の運転中の暖房出力に対する循環流量

図 12 暖房期間の暖房出力と消費電力量の日変化

性を評価するため、変流量制御運転におけるヒートポンプ出力と SCOP の相関を図 13 に示す。図中の実線で示す称呼値 SCOP は冷房運転同様で、各循環流量の HP 一次側入口温度 10℃におけるヒートポンプ出力～称呼値 COP の相関により求まるヒートポンプ消費電力に、実験により得られた循環ポンプ消費電力(96L/min 時:0.70 kW、50 L/min 時:0.16 kW、30 L/min 時:0.08 kW)を加算して得た値である。実測 SCOP は実測値の COP を吸込み DB 温度 20℃、HP 一次側入口温度 10℃条件に合うように補正した値である。暖房出力はほぼ 18kW 以下で運転しているため、循環流量は 30～50L/min で運転していると見られ、実測 SCOP は概ね称呼値 COP から求めた SCOP に合致していることがわかる。

4. 不凍液使用時のシステム性能評価

4.1 試験概要

LF-GSHP ビルマルチシステムの一次側熱媒を水から不凍液(エチレングリコール 40%水溶液)に変更し、水使用時と同様に暖房試験を実施し、システムの性能評価を行った。負荷は水を用いた場合と同様に成り行きとしたが、厳寒期の運転を想定し、ヒートポンプの入口温度が 2℃になるまではボイラによる加熱は実施しなかった。以下に各試験の結果と考察を示す。

4.2 暖房運転におけるシステム性能評価

変流量制御(差温一定制御運転)にて、12月15日～2月6日の1ヶ月半程度の暖房運転においてシステム性能評価を行った。

代表日(2月6日)における出力・消費電力およびヒートポンプ出入口温度・循環流量の変化を図 14 に示す。ヒートポンプの入口温度は 2℃に保たれており、出力に応じて循環流量が増大し、それによりヒートポンプの出口温度も 1℃程度に保たれていることが伺える。

不凍液使用時の暖房運転におけるヒートポンプ出力と SCOP の相関を図 15 に示す。図中の実線で示す称呼値 SCOP は水使用時の各循環流量の HP 一次側入口温度 10℃におけるヒートポンプ出力～称呼値 $COP \times 0.9$ (ブライン使用による性能低下)の相関により求まるヒートポンプ消費電力に、実験により得られた循環ポンプ消費電力(96L/min 時:0.88 kW、50 L/min 時:0.25 kW、30 L/min 時:0.12 kW)を加算して得た値である。実測 SCOP は実測値の COP を吸込み DB 温度 20℃、HP 一次側入口温度 10℃条件に合うように補正した値である。実測 SCOP は称呼値 SCOP をやや上回る結果となっており、不凍液使用による性能低下は想定よりも小さいことが示された。また、不凍液使用時の SCOP は同程度の水使用時の条件と比較しても低下の割合は 15%未満の範囲で収まることがわかった。連続運転でも日平均 SCOP が 3.3～3.5 となり、寒冷地の冬期を想定した暖房運転の SCOP としては良好な値を得ることができた。

まとめ

LF-GSHP ビルマルチシステムのフィールド試験において、循環ポンプにヒートポンプ出入口温度差一定制御方式による変流量制御運転を試験した上で、2 年目の冷房試験、および暖房試験、不凍液使用時の暖房試験を実施し、以下の知見を得た。

- 1) 変流量制御におけるビルマルチ出力に対する流量制御の追従性については、負荷追従性確認試験において全運転時間帯のうち約 9 割の時間帯で、設定した循環流量に対し ± 10 L/min の範囲内で運

表 4 暖房期間の運転結果(循環ポンプ定格運転時のヒートポンプ運転時間は変流量運転時と等しいものとする)

	ヒート ポンプ 出力 [kWh]	ヒート ポンプ 消費電力 [kWh]	平均 COP [-]	循環 ポンプ 消費電力 [kWh]	合計消費 電力 [kWh]	平均 SCOP [-]
変流量運転時	3398	867	3.92	75	942	3.61
定格流量運転時	-	-	-	218	1085	3.13
変流量/定格流量	-	-	-	0.34	0.87	1.15

図 13 2月24日～3月8日の暖房出力(水使用時)に対する SCOP および称呼値 SCOP との比較

図 14 2月6日(ブライン使用時)の暖房出力・消費電力およびヒートポンプ出入口温度・循環流量の変化

図 15 12月15日～2月6日の暖房出力(ブライン使用時)に対する SCOP および称呼値 SCOP との比較

転が行われており、温度差一定制御方式により実用可能な精度で運転が行えることを確認した。

- 2) 建物実負荷を想定した冷房期間の運転評価では、期間平均 SCOP が 4.51 となり、目標 SCOP である 4.5 以上を達成することができた。また、循環ポンプ定格運転時と比較して、循環ポンプ消費電力の約 80%、システム全体の消費電力の約 20%を削減できるという結果が得られた。
- 3) 水使用時の暖房期間の運転評価では、期間平均 SCOP が 3.61 と

高い効率を達成することができた。また、循環ポンプ定格運転時と比較して、循環ポンプ消費電力の 70%弱、システム全体の消費電力の 20%弱を削減できるという結果が得られた。

- 4) 暖房運転時の不凍液使用時の SCOP は同程度の水使用時の条件と比較しても低下の割合は 15%未満の範囲で収まることがわかった。また、ヒートポンプ一次側入口温度が 2℃程度となる、寒冷地の冬期を想定した暖房連続運転でも日平均 SCOP が 3.3~3.5 となり、寒冷地の冬期を想定した暖房 SCOP としては良好な値を得ることができた。

謝辞

本研究の一部は地球温暖化対策技術開発事業「冷房主体の温暖地域にも普及拡大し得る少水量対応高効率地中熱ヒートポンプビルマルチシステムとその設計・運用方法の技術開発」(平成 18 年度~20 年度、新日鉄エンジニアリング株式会社)によったことを付記します。

また、本研究を行う際の、ビルマルチヒートポンプの性能検証に関してダイキン工業(株)および(株)藤原環境科学研究所代表取締役藤原陽三氏、当時北海道大学大学院工学研究科長野研究室の卒論生、修論生から御協力を頂きました。ここに記して謝意を表します。

注

注 1) 称呼値とは、JIS 規格による工場試験データをもとにサイクルシミュレーションにより求められる性能値のことである。この称呼値がメーカーのカタログや性能表に記載されている性能値である。

本論文に関連する既発表文献

- *1) 中村靖，葛隆生，長野克則他：少水量対応型地中熱ヒートポンプビルマルチシステムの開発(その 4)，平成 21 年度 空気調和・衛生工学会大会 学術講演会論文集，pp.169-172，2009
- *2) 葛隆生，中村靖，長野克則他：少水量対応型地中熱ヒートポンプビルマルチシステムの開発(その 5)，平成 21 年度 空気調和・衛生工学会大会 学術講演会論文集，pp.173-176，2009

参考文献

- 1) 中村靖，長野克則，葛隆生：少水量対応型地中熱ヒートポンプビルマルチシステムに関する研究，第1報システムの概要およびフィールド試験によるシステムの最適循環流量の検討，日本建築学会環境系論文集 第78巻 第684号 pp.165-174，2013.2
- 2) 大谷光幸：省エネルギー設計のポイント(3)水搬送系の効率を高めるポイント，空気調和・衛生工学 Vol.86 No.7 pp.79-84，2012
- 3) 日本冷凍空調工業会：JRA4048 パッケージエアコンディショナの期間エネルギー消費効率，2006

EXPERIMENTAL PROOF OF THE PERFORMANCE OF SYSTEM APPLYING VARIABLE WATER VOLUME CONTROL

Development of a low flow circulation ground source heat pump multi-split system (Part 2)

Yasushi NAKAMURA *, *Takao KATSURA* ** and *Katsunori NAGANO* ***

*Nippon Steel & Sumikin Engineering, Ph. D

**Associate Prof, Faculty of Engineering, Graduate School of Hokkaido University, Ph. D

***Prof., Faculty of Engineering, Graduate School of Hokkaido University, Dr. Eng

Field test of the low flow circulation Ground Source Heat Pump (LF-GSHP) system applying the variable water volume (VWV) control and the multi-split (water-cooled variable refrigerant flow air conditioning) heat pump has been carried out in order to demonstrate the effect of reduction of circulation pumps' electric power consumption. The test apparatus of LF-GSHP system was constructed in the experimental field in Ishikari, Hokkaido. The four foundation piles used as the ground heat exchangers were connected to the multi-split heat pump. The experimental house, which has the floor area of approximately 29 m², was air-conditioned by the multi-split heat pump and three air conditioning units. The heat pump has a scroll compressor of 10 HP and the each air conditioning unit has the rated cooling output of 9 kW and heating output of 10 kW. Additionally, the hot water boiler and fan-coil unit were also equipped in the experimental house in order to imitate cooling load. The VWV control that keeps the temperature difference between the inlet and outlet of the heat pump constant was installed.

In order to test the follow-up performance of the VWV control against the cooling output, the cooling load changing hourly step-by-step was imitated and the LF-GSHP was operated for cooling the experimental house. As the result of experiment, the error between the measured flow rate and the set flow rate was less than ± 10 L/min in approximately 90 % of the cooling time period. It was confirmed that the VWV control is practicable method as the VWV control method.

Additionally, the LF-GSHP system applying the VWV control has been operated during whole the cooling period and the system performance has been validated. As the result, the LF-GSHP system applying the VWV control could reduce approximately 80 % of the circulation pumps' electric power consumption and approximately 20 % of the system's electric power consumption compared to the GSHP system applying the constant water volume. The seasonal performance factor of the LF-GSHP system was 4.51 and this result achieved the target value of more than 4.5. During the heating operation, the LF-GSHP system applying the VWV control could reduce approximately 70 % of the circulation pumps' electric power consumption and approximately 10 % of the system's electric power consumption compared to the GSHP system applying the constant water volume. Then the seasonal performance factor of the GSHP system was 3.61 and the value was higher than the one of conventional multi-split air conditioning system.

In final, the heating test of LF-GSHP system using antifreeze solution as the heat carrier fluid was carried out. The result showed that the decrease of system COP of LF-GSHP system using antifreeze solution was less than 15 % compared to the one of GSHP system using water. Also, the dairy system COP of LF-GSHP system was 3.3~3.5 and the value was higher than the one of conventional multi-split air conditioning system in the cold climate region.

(2014年9月25日原稿受理, 2015年2月6日採用決定)