

空気熱の鉄道フィールドへの活用の研究

Research on utilizing air thermal energy to the railway facilities



山口 慧祐*



布田 節雄*



谷田 直之**



佐藤 雅文***

To utilize air thermal energy to the railway facilities, the snow melting systems applied by air source heat pumps were experimented at the Kanamaki and Gonen snow melting bases on the Joetsu Shinkansen. From these experiments, system requirements in the cold area were clarified by adjusting the efficiency of defrosting operation, and the CO₂ reduction effect by the interlinking the heat pumps and boilers was confirmed.

●キーワード：空気熱、散水消雪、ヒートポンプ、ボイラー、寒冷地、CO₂削減

1. はじめに

空気熱とは外気温の熱そのものであり、そのままでは熱エネルギーとしての活用が難しいが、ヒートポンプを用いて冷媒の圧縮・膨張を行い、物資の状態変化を利用した熱交換により採熱・放熱が可能となる再生可能エネルギーである。ヒートポンプは電気を動力とし、成績係数(COP=冷房(暖房)能力÷消費電力)が非常に高い事が特徴であり、低炭素社会の実現に向け重要なシステムとして位置づけられている。この空気熱の鉄道フィールドへの活用に向け、本研究では空気熱源式ヒートポンプの上越新幹線散水消雪設備への適用を検証した。上越新幹線の散水消雪設備は、越後湯沢・新潟間のトンネル区間を除く総延長約70kmの区間に31箇所設置され、ボイラー(1箇所当たりの発生熱量9~35MW)により昇温された温水を、スプリンクラーにて軌道面上に散水することにより消雪を行うものである。散水消雪に使用するボイラーは化石燃料である灯油を使用し、その消費量は年平均約7,600kLと莫大である。そこで、ボイラーが昇温のために生成する熱量を空気熱源式ヒートポンプで代替し、化石燃料使用量を減らし、電気へ代替することにより、CO₂排出量の削減を目指す。

2. 散水消雪設備ヒートポンプシステムの概要

2.1 散水消雪ヒートポンプシステム

図1に散水消雪ヒートポンプシステムの概要を示す。本システムでは、散水消雪設備が稼働していないときに第一貯水槽に貯められた水をヒートポンプによって予熱することで、散水時のボイラーによる加熱量を削減する。

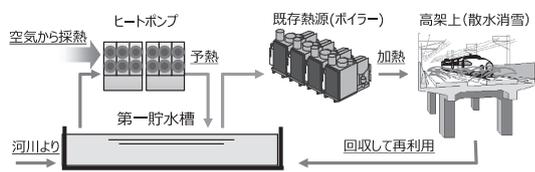


図1 散水消雪ヒートポンプシステム概要

2.2 散水消雪設備への適用に向けた課題

(1) 着霜による性能低下

空気熱源式ヒートポンプの熱交換器においては、空気が露点温度以下になった場合に結露が生ずる。さらに温度が氷点下以下になると、結露は霜となって付着し、熱交換効率を低下させるため、冷房と暖房を一時的に切り替え、除霜運転を行う必要がある。本システムは豪雪、寒冷、高湿度という厳しい条件下に設置するものであり、その影響を十分に検証する必要がある。

(2) ボイラーとの併用と昇温時間

散水消雪設備はボイラー単体でのシステムとなっているため、ヒートポンプによって昇温させた温水を効果的に利用するためには、予熱を加味したボイラーの運転を検討する必要がある。またヒートポンプは製造熱量がボイラーに比べて少なく、昇温には時間がかかるため、熱量を有効に活用するためには昇温時間とボイラー運転間隔の関係性を明確にし、設計しなければならない。

2.3 試験装置

2011年度~2014年度にわたって実施したフィールド試験において、検証内容に伴い、試験装置も変更を重ねた。下記にその変遷を示す。

2.3.1 金巻消雪基地(2011年度)

図2、図3に試験装置の概要を示す。金巻消雪基地では基礎試験としてヒートポンプを単独で運転し、寒冷地における低温水・低外気温条件下での運転性能評価を実施した。本装置は除霜運転用にクッションタンクを設け、ヒートポンプで製造した温水を貯めて、除霜の熱源として使用する。

(1) 金巻消雪基地の概要

散水軌道延長	2,400[m]
加熱機(ボイラー)	2.0[Gcal]×6台(≒14[MW])
第一貯水槽容量	1,646[m ³]

(2) 試験装置

空冷ヒートポンプチラー 160[kW]
クッションタンク 6.0[m³]

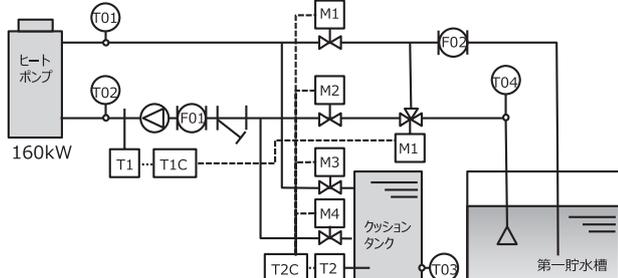


図2 金巻消雪基地 試験装置システム構成



図3 金巻消雪基地 ヒートポンプシステム

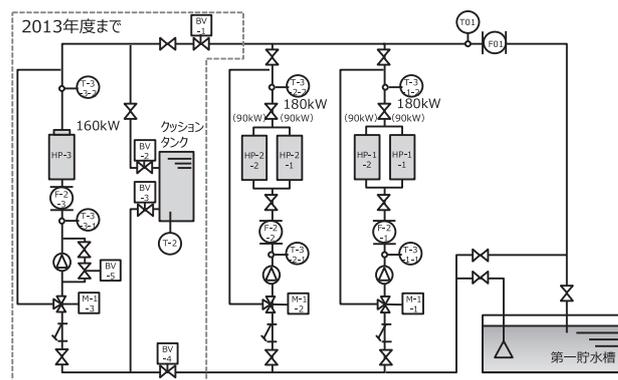


図4 五年消雪基地 試験装置システム構成



図5 五年消雪基地 ヒートポンプシステム

2.3.2 五年消雪基地 (2012年度～2014年度)

図4、図5に試験装置の概要を示す。規模の大きい消雪基地での実用化を目指すため、複数台(3台)のヒートポンプを設置し、貯水槽の温度分布や除霜運転の検証、既存のボイラーシステムと併用した場合の制御等について試験を実施した。新設したユニット型ヒートポンプチラーは2台で1ユニットとなっており、ユニット単独での除霜運転が可能である。また、2014年度にはユニット型ヒートポンプチラーのみのコンパクト化したシステムを構成し、タンクが無い場合の除霜限界試験を行った。

(1) 五年消雪基地の概要

散水軌道延長 3,651[m]
加熱機(ボイラー) 2.0[Gcal]×9台(≒21[MW])
第一貯水槽容量 3,719[m³]

(2) 試験装置

空冷ヒートポンプチラー 160[kW]×1台
— (ユニット型) 180[kW]×2台
(180kW=90kW+90kW)
クッションタンク 6.0[m³]

3. 散水消雪設備への空気熱源式ヒートポンプの実用化の研究

3.1 散水消雪設備への適用評価

3.1.1 寒冷地条件下における運転性能の検証

(1) 低温水運転性能評価

温水をヒートポンプで10℃昇温させる条件において温水入口温度を変化させたときの実測加熱能力、実測COPの比較を図6に示す。温水入口温度5℃では25℃と比較して加熱能力で8%、COPで33%程度高かった。また、試験条件下において機器の運転は安定していた。

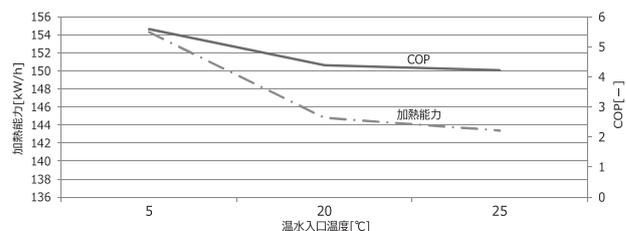


図6 温水入口温度と加熱能力・COPの関係

(2) 低外気温運転性能評価

外気温と加熱能力[kW/h]・COPの関係を調査した。また、除霜が無い状態での運転を100%能力運転と仮定し、外気温別に実際に発揮した能力比率を比較した。加熱能力は暖

房起動から次の暖房起動までを1サイクルとし、その積算能力（積算加熱能力-除霜時冷却能力）を1時間あたりに割り戻して算出した。図7に示すとおり、各数値共に外気温が低い場合は能力も低い。これは、低外気温時は着霜の影響が大きく、加熱運転を行っている時間に対する停止および起動時ロスの割合が増え、1サイクル中の加熱運転時間が短くなっているためである。また、低外気温条件下においても機器は安定して稼働した。

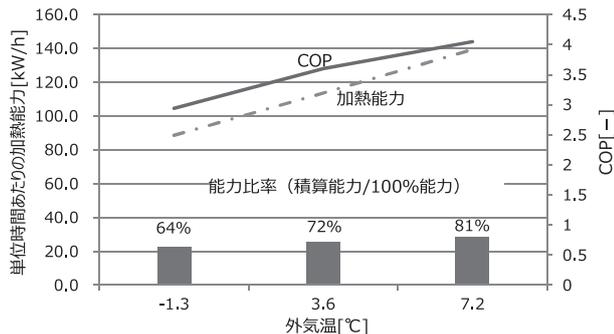


図7 外気温と加熱能力・COPの関係

3.1.2 第一貯水槽の温度分布

第一貯水槽の水を予熱して利用するにあたり、槽内の温度ムラ、温度成層の発生が想定された。そこで、槽内温度分布の確認について、温度分布シミュレーションを実施する方法と温度センサーを設置し温度を実測する方法との2つから検証を行った。

(1) 温度分布シミュレーション

表1に温度分布シミュレーション条件を、図8にシミュレーション結果を示す。吸込口から最も遠い第一貯水槽角部を落し口とし、温水を供給した場合、槽内に大きな温度ムラは発生せず、温度は均一に広がると推測された。

表1 第一貯水槽温度分布シミュレーション条件

蓄熱槽	寸法 37m×30m×h4.9m (水位 3.5m)
	容量 実容積 V3,550m ³
温度位置 (シミュレーション)	貯水槽底部から 300 mm (L)、1,750 mm (M)、3,200 mm (H)
ヒートポンプ 加熱能力	加熱能力 480kW (160kW×3台)
	循環水量 41.3m ³ /h
	昇温 (出入口温度差 ΔT) 10°C
計算条件	境界条件：周囲壁面と床面断熱 (コンクリート壁面との熱出入りを無視する)
	天井面：空気層なし、水位高さに断熱面を設定 (風の影響・水面蒸発なし)
初期条件	貯水槽初期温度 水温 4°C
除霜運転	常時熱量を製造するものとし、除霜運転は考慮しないものとする
貯水槽温度の時間推移	ヒートポンプ加熱能力と貯水量との関係から水温の時間変化は平均温度 $T = 0.111 \times t (\text{時間}) + 4^\circ\text{C}$ 1時間後 (予想) 平均温度 4.1°C
シミュレーションソフト	Flow Designer ソフト

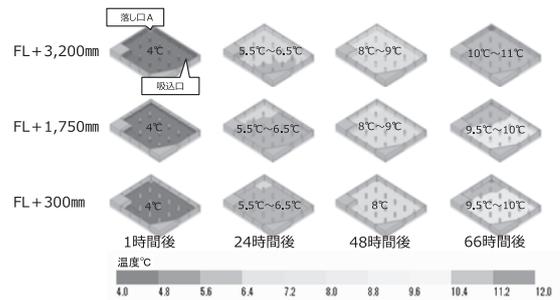


図8 貯水槽の温度シミュレーション

(2) 槽内温度分布実測

シミュレーションにより、均一に温度が上昇することが予測できたため、槽内温度状態を実測し確認を行った。第一貯水槽内の柱に対し底部から500mm位置 (L)、1,750mm位置 (M)、3,000mm位置 (H) に各12個の水温センサーを図9のように取り付け、平面12点×高さ3点の計36点で計測を行った。表2にヒートポンプを運転させ48時間経過後の平均温度を示す。実測結果より、槽内に温度ムラ、温度成層は確認されなかった。また、シミュレーションの有効性を確認できた。

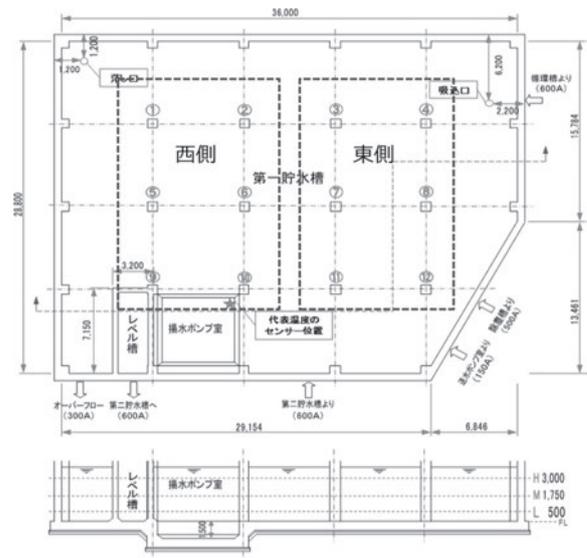


図9 水温センサー設置箇所平面図

表2 ヒートポンプ運転48時間後の平均温度

平均温度 [°C]	センサー設置箇所					
	西側			東側		
	L 500 mm	M 1,750 mm	H 3,000 mm	L 500 mm	M 1,750 mm	H 3,000 mm
	9.63	9.95	9.95	9.55	9.92	10.12

3.1.3 除霜運転方式の検証

空気熱源ヒートポンプシステムでは除霜運転が効率に大きく影響を与える。本試験では、クッションタンクに貯湯した温水を使用する方法 (タンク方式) と、ユニット型ヒートポンプチラーによる機器単体での除霜運転 (ペアデフロスト方式) の2種類のシステムを検証した。また、安定で効率的な機器構

成の要件を把握するべく、起動時における空除霜用熱源水の下限温度を確認した。

(1) ペアデフロスト方式とタンク方式の比較

ペアデフロスト方式の概要を図10に示す。ヒートポンプを2台1組のペア構成とし、どちらか1台のヒートポンプが除霜運転条件に達した場合、ペアとなるもう1台のヒートポンプが除霜運転用の熱源水を製造し、供給する。

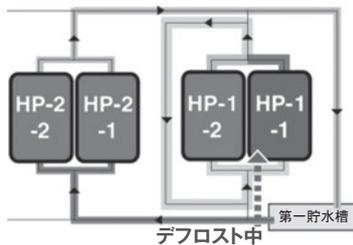


図10 ペアデフロスト方式

これにより、除霜用の貯湯タンクが不要となる。タンク方式との比較は実際の運転稼動データにより行った。その結果を図11に示す。試験中システムは安定して稼動し、製造熱量はペアデフロスト方式がタンク方式に比べ12%ほど高いが、COPはタンク方式が高い結果となった。しかし、タンク方式における製造熱量には除霜用タンク昇温のための製造熱量も含まれており、この熱量分を除いた場合、タンク方式の積算能力は2,261kWhとなり、COPは、3.74となる。したがって、ペアデフロスト方式とタンク方式は安定性、能力共に遜色がなく、タンク無しのシステム構成も可能である。

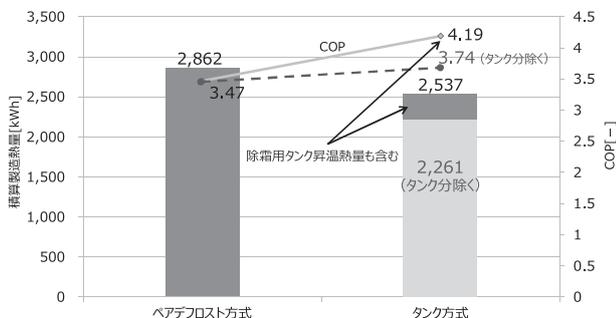


図11 ペアデフロスト方式とタンク方式の製造熱量比較

(2) 空除霜用熱源水下限温度の検証

シーズンスタート時や停電等により停止した場合、起動時には暖房設定でも冷房運転から始動する(空除霜)本試験装置では補機としてヒーターを設置し、空除霜時はヒーターによって温水を作ることによってシステムの安定性を担保している。ここで、安定性を確保した上でコンパクトな機器構成を検討するために、機器として限界となる空除霜用熱源水の温度を知る必要がある。試験では空除霜時の機器制御パラメータを変更しながら、限界温度を検証した。試験結果の代表としてHP-1-1の試験データを表3に示す。この試験から、空除霜時は熱源水から4℃程度の吸熱を必要とすることがわかった。また、内蔵圧縮機2台中1台を停止させることで吸熱を半減させ試験を行ったところ、熱源水温度が下限まで下がる事は無く切替が成功した。したがって、圧縮機を片

肺運転制御とすることで、機器単体での空除霜用熱源水は吸熱分2℃+余裕1℃の3℃以上であれば問題ないと確認できた。ここから通常運転の場合は空除霜用熱源水の下限温度は5℃以上(吸熱4℃+余裕1℃)、圧縮機片肺運転の場合は下限温度3℃以上とし、必要により補機等を設置して温度を担保する必要があると結論付けた。

【試験内容】

- ①機器を安定した加熱運転状態とする。
- ②電源ブレーカーを遮断し、ブレーカー再投入後、自動復帰する際の除霜運転(空除霜)の挙動を確認する。

【空除霜完了条件(暖房回路への切替条件)】

次の条件のうち、どちらかを満たした場合に切替実行

- ①圧縮機の差圧が0.4MPa確保
- ②空除霜始動後180秒経過

【機器停止条件(機器保護)】

- ①冷水下限異常(設定値)0℃

表3 空除霜用熱源水 限界試験結果(HP-1-1)

HP1-1								
No.	試験条件		空除霜 試験データ				外気温 [°C]	判定
	圧縮機始動周波数 [Hz]	始動周波数保持時間 [s]	水入口温度 [°C]	水出口温度 [°C]	差圧 No.1/No.2 [MPa]	所用時間 [s]		
1	20	60	4.07	0.39	0.15/0.23	167	2.5	NG(冷水下限異常)
2	20	60	3.08	0.51	0.16/0.20	85	3.5	NG(冷水下限異常)
3	30	60	4.07	0.04	0.35/0.36	80	3.7	NG(冷水下限異常)
4	40	60	4.18	-0.3	0.12/0.10	21	3.6	NG(冷水下限異常)
5	30	30	4.07	0.28	0.10/0.08	41	3.2	NG(冷水下限異常)
6	20	120	4.07	0.85	0.18/0.17	180	2.8	OK(180秒経過 強制)
7	30	120	4.29	0.04	0.22/0.18	127	1.5	NG(冷水下限異常)
8	30	120	4.29	2.64	0.29/-	126	3.5	OK(圧縮機片肺運転)
9	40	120	4.29	1.86	0.36/-	83	3.8	OK(圧縮機片肺運転)

3.1.4 製造熱量とCO₂削減効果

五年消雪基地における第一貯水槽の温度上昇および基地稼動実績データ(2013年2月20日~2013年2月27日)を図12に示す。基地が稼働していない場合、ヒートポンプの予熱により、貯水槽の温度が徐々に上昇しており、この昇温熱量分だけボイラー加熱熱量を削減している。期間中のボイラーとヒートポンプの製造熱量を図13に示す。ヒートポンプは期間中の総製造熱量の23.8%を製造した。また、一部の製造熱量が灯油から電気へ置き換わったことによるCO₂削減率は12.9%である。さらに、仮に熱量製造の比率が変わらなるとすると、年間の相当CO₂削減量は図14のとおり56[t-CO₂]となる。

【CO₂削減量】

実績データ(2/20~2/26)よりCO₂削減率:12.9[%]

ボイラーのみの場合の年間灯油使用量:174[kL]

灯油削減量:174×12.9×2.49[t-CO₂/kL]=56[t-CO₂]

CO₂排出係数:灯油 2.49[kg-CO₂/L](環境省公表)

:電力 0.56[kg-CO₂/kWh](2012 東北電力)

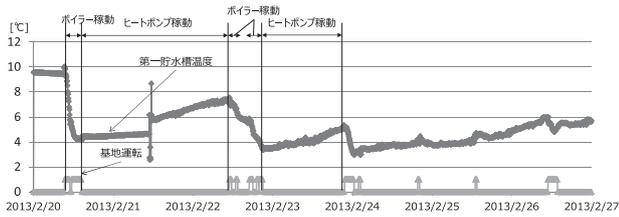


図12 五年消雪基地 第一貯水槽温度変化

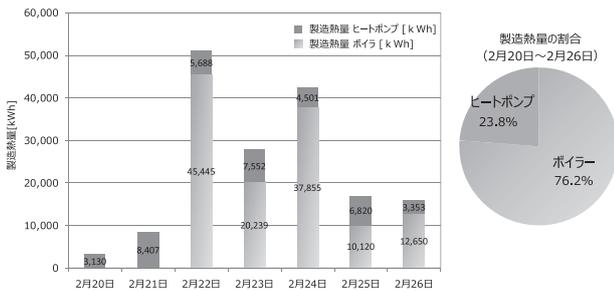


図13 ボイラーとヒートポンプの製造熱量

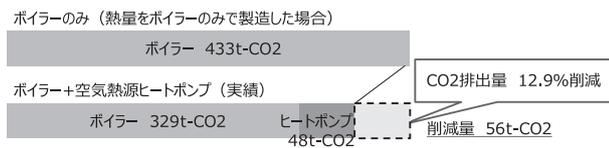


図14 年間ベースのCO₂削減効果

3.2 ボイラーとの併用運転の評価

3.2.1 貯水槽の予熱を考慮した制御の検証

散水消雪設備は、降雪検知器によってある一定の降雪強度を検知し条件が揃った場合に起動を開始する。散水指令温度は返送水温度によって算出するが、起動時の初期散水指令温度は、設定値(緩冬期9℃・厳冬期10℃)によって決められる。ボイラーの立ち上台数は、散水指令温度と第一貯水槽水温の差を基に、各消雪基地のパラメーターにより演算した台数に、「熱源機初期立上台数(設定値)」を加算して制御を行う。散水消雪ヒートポンプシステムでは第一貯水槽の予熱を行うことから、起動時に十分に貯水槽温度が高い場合は、「熱源機初期立上台数」を削減できる可能性がある。図15にボイラーシステム制御変更前の消雪基地稼働状況、図16にボイラーシステム変更後の消雪基地稼働状況を示す。図15から、起動開始から約30分間は第一貯水槽温度が下降していないことが分かる。また、第一貯水槽温度が散水指令温度より高いにもかかわらず、この間にボイラー1台が立ち上り、無駄に運転していることが確認できた。そこで、第一貯水槽温度が散水指令温度よりも高い場合は、返送水が戻って来る30分間はボイラーを点火する必要がないことから、初期散水時の「熱源機初期立上台数」設定を0台運転に変更し試験を行った。図16より、消雪基地自動運転起動時に第一貯水槽水温度が、初期散水指令温度の9℃以上に達していたためにボイラーは起動せず運転を抑え

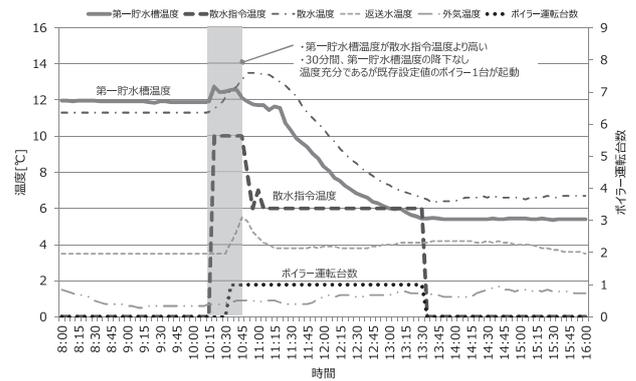


図15 既存ボイラーシステム制御における稼働状況

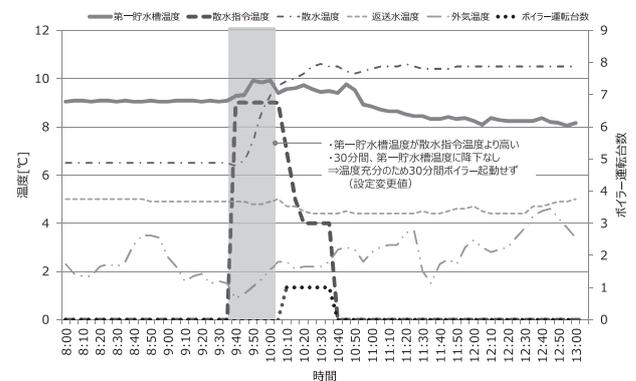


図16 既存ボイラーシステム制御設定変更後の稼働状況

る事ができたことが分かる。ただし、初期立上台数継続時間(30分)終了後には、温度偏差は無かったものの最小点火台数(設定値)である1台のボイラーが運転し、散水指令温度が低いにも関わらず散水温度を更に上昇させている。初期立上台数継続時間後のボイラー運転制御アルゴリズムなどを検討し、基地ごとの設定値を設備状態に合わせて動的に変更することが出来れば、更にボイラー運転を削減出来ると考えられる。今回、変更した制御では初期立上台数継続時間中のボイラー運転を抑え、無駄な運転を解消させることができた。また、「熱源機初期立上台数」を0台とした場合でも散水温度は散水指令温度に追従していることから、基地の散水温度システムに支障しないことが確認できた。

【2/6の設定値】

- ・熱源機初期立上台数 1台
- ・熱源機最小点火台数 1台

【3/2の設定値(変更)】

- ・熱源機初期立上台数 0台
 - ・熱源機最小点火台数 1台
- (初期立上台数継続時間 30分)

3.2.2 予熱運転による効果

(1) 消雪基地における予熱運転と昇温時間

ヒートポンプは散水消雪設備の規模に対して、昇温能力

が小さく、予熱に時間がかかる。そのため、有効に活用するためには基地ごとに期待できる昇温時間を知る必要がある。そこで、2012年度～2014年度の3年間の五年消雪基地における運転データを基に、基地の起動間隔時間[h]を調査し、回数比率から期待できる昇温時間について考察した。図17に五年消雪基地の3年分の起動間隔の回数比率を示す。ここから任意の比率で期待できる起動間隔（昇温時間）を決める事が可能と考える。例えば、回数比率より、全起動回数中50%は運転間隔が11[h]以下または11[h]以上となる。したがって、昇温時間は11[h]以上を起動回数の50%で期待できると考えられる。ただし、環境や気候条件により変動する数値のため、より多くのサンプルから基地ごとに統計的に値を求める必要性がある。

(2) 昇温時間とCO₂削減量の関係について

ヒートポンプとボイラーを併用した場合のCO₂削減効果について昇温時間との関係を考察する。2014年度の試験データから試算条件を下記のとおりとし、検証した。

【試算条件（五年消雪基地）】

ヒートポンプ能力（実績）：125[kW/h]×2台 COP：3.56

灯油発熱量：8,216[kcal/L]

貯水槽容量：3,719[m³]

温度上昇幅Δt：5℃

貯水槽を5℃上げるために必要な熱量：21,622[kW]

CO₂排出係数：灯油 2.49[kg-CO₂/L]（環境省公表）

：電力 0.59[kg-CO₂/kWh]（2013 東北電力）

【試算：5℃上昇に必要な昇温時間（ヒートポンプ）】

（必要な熱量）÷（ヒートポンプ能力）

21,622[kW] ÷ 250[kW/h] = 86.5[h] ≒ 90[h]

試算条件下においてヒートポンプで第一貯水槽を5℃昇温させるためには約90[h]必要である。このときの昇温時間とCO₂排出量の関係を図18に示す。仮に昇温時間が90[h]あった場合、起動1回分のCO₂削減量は1,971[kg-CO₂]となり、昇温が無い場合と比べて35%の削減となる。

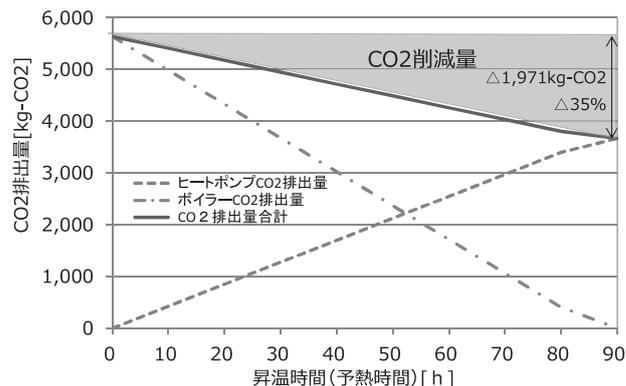


図18 昇温時間とCO₂削減量の関係（五年消雪基地）

4. まとめ

空気熱源式ヒートポンプの散水消雪設備への適用を検証するため、上越新幹線金巻消雪基地、五年消雪基地において実施したフィールド試験の成果を下記にまとめる。

(1) 散水消雪設備への適用評価

- ・低温水、低外気温の条件下において安定して稼働した。
- ・低外気温ほど着霜の影響による効率低下が見られた。
- ・ヒートポンプ運転時、第一貯水槽内温度はほぼ均一に広がった。
- ・除霜運転ではペアデフロスト方式とタンク方式の効率はほぼ同等であり、タンク無しシステムの構築も可能。
- ・本システムでは、空除霜時は通常5℃以上、圧縮機片肺運転時3℃以上を熱源水として担保する必要がある。
- ・五年消雪基地においてヒートポンプは期間中全体の23.8%の熱量を製造した。
- ・五年消雪基地においてCO₂削減率は12.9%であった。

(2) ボイラーとの併用運転の評価

- ・予熱が充分であれば熱源初期立上台数を削減できる。
- ・起動間隔から期待できる昇温時間の考え方を示した。
- ・昇温時間とCO₂削減量の関係を示した。

消雪基地毎に設備容量や気象条件が異なるため、本システムの導入にあたっては設置環境ごとの検討が必要であるが、環境負荷低減に大きく貢献出来るシステムである。再生可能エネルギーの活用方法の一つとして積極的に展開を図っていきたい。

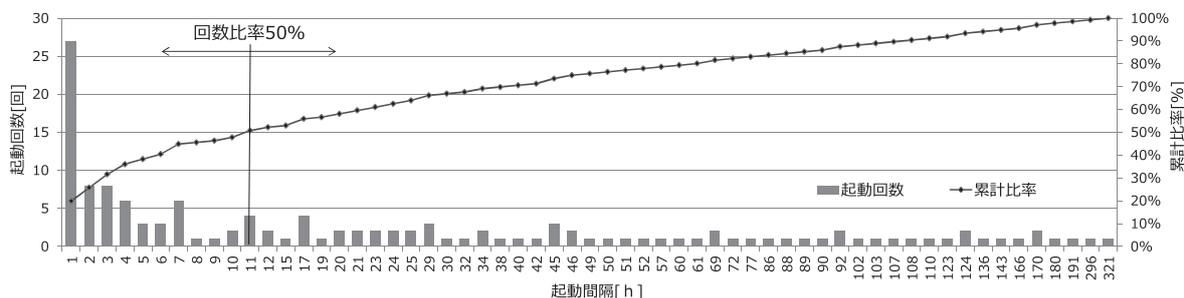


図17 (2012年度～2014年度) 五年消雪基地における起動間隔の回数比率