

506 自然エネルギー利用温室の開発に関する研究 ～雪山下部流水熱交換方式雪冷房の適用～

Study on Development of Greenhouse using Natural Energy

-Application of snow cooling with the type of heat exchange by water stream under the snow mound-

○学 森井 拓也(室工大・院) 正 媚山 政良(室工大) 佐々木賢知(室工大・院)
清野 勝博(楢崎製作所) 向井 猛(北海道富士電機) 須田 紘司(室工大)
MORII Takuya, Muroran Institute of Technology, 27-1 Mizumoto-cho, Muroran-shi, Hokkaido
KOBAYAMA Masayoshi, do.
SASAKI Masanori, do.
SEINO Katsuhiko, Narasaki Seisakusyo Co., Ltd.
MUKAI Takeru, Hokkaido Fuji Electric Co., Ltd
SUDA Hiroshi, Muroran Institute of Technology

Key words : Snow, Greenhouse, Cooling, Water stream type, Snowmelt water

1. 緒言

現在の通年栽培における温室内の環境は、夏期における温室内の著しい温度上昇による、作物の育成阻害、品質低下、労働環境の悪化などの問題¹⁾があり、一般の冷凍機による冷房では、大型の冷凍機が多数必要であり、電気消費量が激しい。また、北海道のような寒冷地の冬期では、暖房負荷が大きいため化石燃料の消費量が激しく、昨今の原油価格高騰により、ますます暖房コストが高騰している。これらの問題を解決するために我々は、雪の持つ冷熱エネルギーに着目し、電気使用量の軽減のために融雪水を用いた雪冷房、暖房負荷軽減のために断熱された温室を適用し、今後雪保存に用いたバーク材を利用したボイラーによる暖房も計画している。本報告では、雪山下部流水熱交換方式の熱交換特性と雪冷房の性能を実験的に調査し、考察した結果を報告する。

2. 実験装置概要

2.1. 雪山熱交換システム

本実験で使用した雪山は幅 30.0m、奥行き 34.0m、高さ 5.0m であり、断熱材として厚さ 0.3m のバーク材で覆われている。雪山下部流水熱交換システムを Fig.1 に示す。雪山下部に 50A の鉄管があり、ピッチ 0.5m、Φ5 の穴が開いており、そこから熱交換された温水が噴出する。循環水が雪と熱交換しながら、雪山下部側端、下端に掘られた側溝へと流れ、一次貯水槽に集められ、沈殿物を除去した後、二次貯水槽へと流れるシステムである。

2.2. 冷水循環式冷房システム

冷房システム図を Fig.2 に示す。本冷房システムは、雪山で得られた冷水を水中ポンプにより機械室へ送り、フィルター、サイクロンセパレータにより、砂、泥を除去した後熱交換器を通り雪山へと戻る。これが一次循環である。二次循環は温室内ファンコイルユニット(以下、FCU)で昇温された循環水が熱交換器で冷却され再び温室内 FCU へと戻る循環である。

2.3. 冷房対象温室

本実験で使用した温室は、間口 3.6m、奥行き 9.0m、軒高さ 2.8m の切妻型温室であり、入口側に奥行き 1.8m の機械室を設けており、床、壁、天井を 100mm の断熱材で断熱した栽培室を持つ構造である。採光性向上のため、4 分割された天井の断熱材(以下、天井板)と南側側壁面の断熱材を回転させることにより日射を取り込む構造であり、壁面の断熱材表面にアルミ蒸着シートを張ることにより光を乱反射させる仕組みとなっている。

3. 実験条件および実験方法

3.1. 雪山下部流水熱交換

・流量 80, 100, 120, 140 L/min のとき、雪山入口温度を 12℃とし、流量 100 L/min のとき、雪山入口温度を 6, 8, 10, 12, 14℃とした。

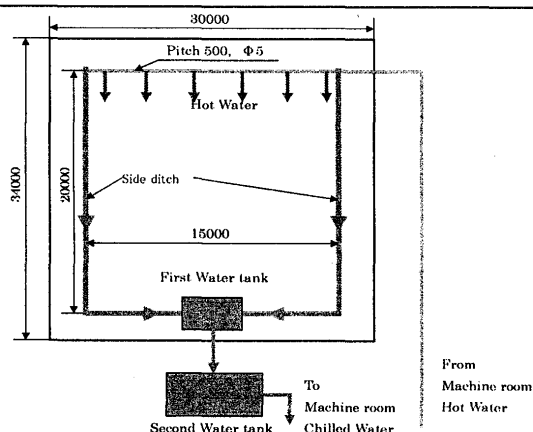


Fig.1 Heat exchange system by water stream under snow mound

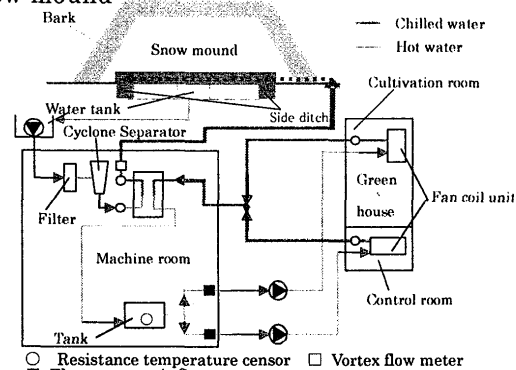


Fig.2 Cooling system by snow in greenhouse

- ・雪山入口温度は、温室内 FCU、二次循環量を調整することにより熱交換熱量を調整し、温度を決定した。
- ・温度測定点は雪山入口直前を入口温度、二次貯水槽入口の温度を出口温度とした。
- ・雪山下地面には 1 対 200 の自然勾配がついており、その勾配により流水は流れる仕組みとなっている。

3.2. 雪山下部流水熱交換方式雪冷房

- ・一次流量を 110 L/min、二次流量を 80 L/min とし、1 ヶ月連続試験を行った。
- ・冷房は栽培室内温度が 15℃以上で FCU、一次、二次のポンプが作動するよう制御し、冷房を行った。
- ・天井板は太陽高度により、栽培室内の採光量が最大となるように PLC(Programmable logic controller)によって角度を調整し運転した。

4. 実験結果および考察

4.1. 雪山下部流水熱交換方式の特性について

4.1.1. 雪山出口温度に及ぼす流量の影響

雪山入口温度 12℃一定で流量の変化に対する出口温度の変化を Fig.3 に示す。

Fig.3 より、流量が変化しても雪山入口温度が一定の

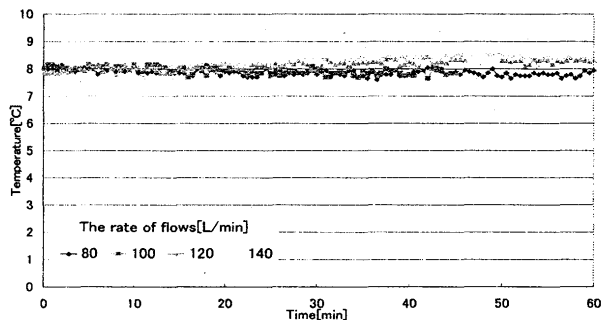


Fig.3 Temperatures by change the rate of flow at 12°C 場合, 出口温度の差があまり見られない. これは下部伝熱面では特定の水路(以下, 水道(ミズミチ))ができ, その周囲がブリッジと呼ばれる空洞を形成している. そのため, ブリッジによる伝熱面積が減少, 水道により循環水噴出し口から下端までの流れず, 横方向側溝へショートカットし流れることにより, 十分に熱交換されず一次貯水槽へと流れていると考えられる. これより流量の変化により, ショートカットする水量の変化分と熱交換熱量の変化分が相殺されることが, 流量を変化させても出口温度に差が見られない原因と考えられる.

4.1.2. 雪山出口温度に及ぼす入口温度の影響

流量 100L/min 時の雪山入口温度の変化に対する出口温度の変化を Fig.4 に, 単位面積あたりの実験時間平均熱交換能力を Fig.5 に示す. ここで熱交換能力 H は式(1)より算出した. ここに C_w :水の比熱[kJ/kg·K], V :流量[kg/s], ΔT_s :雪山出入口温度差[K], S :雪山下部熱交換面積($20 \times 15 = 300$)[m²]である.

$$H = \frac{C_w V \Delta T_s}{S} \dots (1)$$

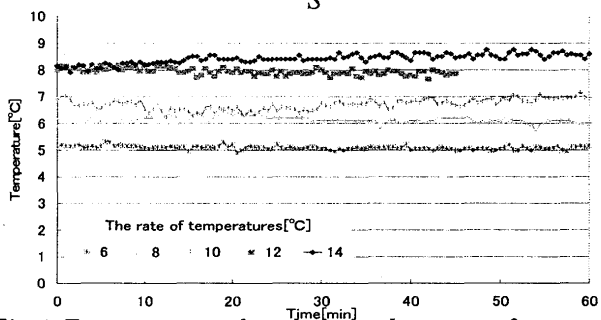


Fig.4 Temperatures by change the rate of entrance temperature at 100L/min

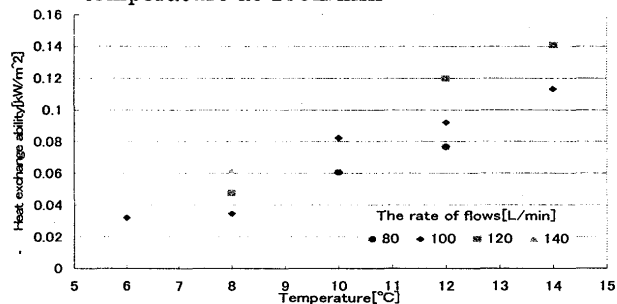


Fig.5 Heat exchange ability of average by change the entrance temperature and the rate of flow

Fig.4 より, 雪山入口温度が高いほど出口温度も高い結果となっているが, 各入口温度の差 2°C に比べ, 出口温度の差は 1°C と差が小さい. これは Fig.5 を見ると, 入口温度が高くなるほど熱交換能力が大きくなることから, より熱交換されるために出入口の温度差が大きくなる. これは入口温度が高いほど, 雪の融解温度(=0°C)との差が大きくなるため, 熱交換能力が増加するためである. Fig.5 より流量が多いほど熱交換能力が増加している. これは雪山入口温度一定の場合, 前述したように出

口温度も一定であることから, 流量が増加した分, 熱交換をより多く行ったためである. また, Fig.5, 100L/min, 6, 8°Cの結果を見ると, 8°C以下の入口温度では, 熱交換能力に変化がなくなっている. これは, これ以下の入口温度に下げても冷却能力が一定となる, すなわち温度差が一定となる可能性を示していると考えられる. また, どの流量においても熱交換能力が一定となる温度は, 流量によって出口温度に差が無いことから同じ 8°C程度になると考えられる. 本実験での最大熱交換能力は, 120L/min, 入口温度 14°C時の 0.26kW/m²であった.

4.2 雪山下熱交換方式雪冷房

4.2.1. 各温度変化

実験期間は 6/1~6/30 とし, 天候の良かった 6/28 を代表日とする. 6/28 の各温度変化について Fig.6 に示す.

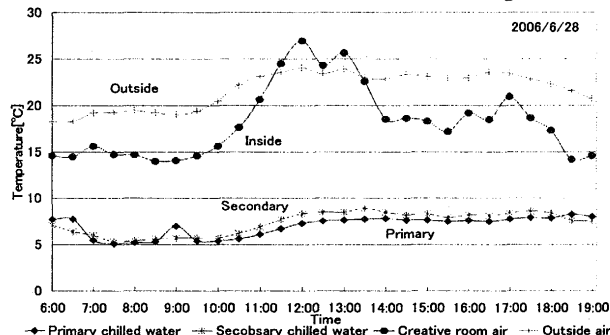


Fig.6 Change in each temperatures on June 28

Fig.6 より, 栽培室温度は日射による負荷の一番大きい正午を除き, 総じて外気温より 5°C程度下げることができ, 正午においても外気温と同程度まで冷房することが可能であった. これは本温室の構造上, 温室内負荷は日射が支配的であり, 壁体を通する熱が小さいため, 日射による負荷が大きい正午に室内温度が上昇している. 本実験での最大冷房能力は 26.2kW であった.

4.2.2. COP

COP の算出条件として, 二次側循環システムは同一システムと仮定した. 本実験の COP は式(2)より算出した. ここに ΔT :熱交換器一次出入口温度差[K], W :一次水中ポンプ定格出力(1.5kW)[kW]である.

$$COP = \frac{C_w V \Delta T}{W} \dots (2)$$

本実験で得られた実験期間内最大 COP は 12.5 であり, 冷房時間内(6:00~19:00)平均 COP は 6.14 であった. これは同規模の施設の冷房に用いられる一般の冷凍機(COP 2.4)と比べ最大で約 5 倍, 平均で約 2.5 倍であった.

5. 結言

本研究より以下の結果が得られた.

- 1) 雪山下部流水熱交換方式では, 雪山入口温度が一定の場合, 流量に変化があっても出口温度に差異は見られない.
- 2) 本実験において, 雪山入口温度高いほど, 流量が多いほど熱交換能力が大きくなるが, 8°C以下では熱交換能力が一定となる可能性がある.
- 3) 雪山下部流水熱交換方式雪冷房の最大冷房能力は 26.2kW であり, この熱交換方式で栽培室内を外気温度程度まで冷房が可能であり, 朝夕方で外気温度に比べ 5°C程度下げること可能であった.
- 4) 本実験で得られた COP は最大で 12.5, 時間内平均で 6.14 であった. これは一般の冷凍機に比べ, それぞれ約 5 倍, 約 2.5 倍であった.

6. 参考文献

- 1) 三原義秋, 温室設計の基礎と実際, 養賢堂, 1980, p160