



落下冷水による大空間の冷房に関する研究空間内熱 負荷と冷水流量の関係について

メタデータ	言語: jpn 出版者: 北海道開発技術センター 公開日: 2012-08-31 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 高橋, 章太郎, 媚山, 政良, 榎, 清, 下田, 慎, 佐藤, 孝信 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/1625

CTC05-I-083

落下冷水による大空間の冷房に関する研究
空間内熱負荷と冷水流量の関係について

高橋 章太郎 (室蘭工業大学機械システム工学専攻)
 媚山 政良 (室蘭工業大学 機械システム工学科)
 榎 清 ()
 下田 慎 ()
 佐藤 孝信 (檜崎製作所)

Study on the dropping water type air conditioning the effect of
between heat load and water flow rate

S. Takahashi (Muroran Institute of Technology)
 M. Kobiyama (Muroran Institute of Technology)
 K. Enoki (Muroran Institute of Technology)
 M. Shimoda (Muroran Institute of Technology)
 T. Sato (Narasaki seusakusyo Co., Ltd.)

COLD
REGION
TECHNOLOGY
CONFERENCE 2005



1. 緒言

近年、アトリウムのような天井、側壁がガラス張りの大規模吹抜空間を有する建造物が目立っている。アトリウムとは吹抜の建物内に池などの中庭があり、開放感や安らぎを与える効果がある。冬季は日射による採暖という利便性も備えているが、夏季は空間内の温度上昇、池などからの加湿により、冷房負荷の増加を助長させている。このような問題の解決のため近年新エネルギーとして認められた「雪」に着目した。

1トンの雪は石油換算で約10.8リッターに相当する冷熱エネルギーを有し、さらに雪1トンあたり約30kgの二酸化炭素排出量を抑制できる¹⁾。

本研究ではこの雪を用いた冷房システムの1つとして落下冷水冷房を提案している²⁾。

本システムは空間上部の一部分よりシャワー状に雪解け水を落下させ、水と空気を直接顕熱交換し空間内を冷却除湿するというシステムであり、空間内空気の比エンタルピーの低下並びに水溶性ガスの吸収に寄与するものと期待される。

本報告では熱負荷と冷水流量が空間内の温湿度に及ぼす影響を実験的に調べた。

2. 実験装置および実験方法

実験装置の概略図を Fig.1 に示す。

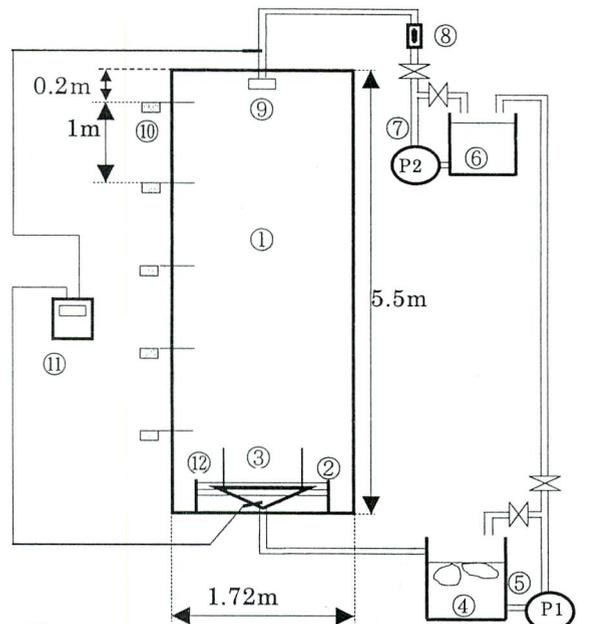


Fig.1 Diagrammatic illustration of experimental apparatus

- ①Cooling space
- ②cord heater
- ③Receiving saucer
- ④tank(A)
- ⑤pump (A)
- ⑥tank(B)
- ⑦pump (B)
- ⑧flow meter
- ⑨nozzle
- ⑩temperature and humidity recorder
- ⑪data recorder
- ⑫tin plate fence

第21回寒地技術シンポジウム (2005)

本実験で使用している実験装置は、底面積 1.72m×1.72m、高さ 5.5m を厚さ 100mm のスタイロフォーム (熱伝導率 0.037 [W/m・k]) で断熱したものである。

本装置はタンク A において雪氷により水を冷却し、ポンプ A によりタンク B に送る。タンク B でさらに冷却しポンプ B を経由し、バルブで流量を調節した後、ノズルより冷房空間へ水を放出し、熱交換を行う。落下した水は受皿で回収し、タンク A へ戻り再び使用する循環系になっている。

ノズルはアクリル製で直径 84mm の円周上に直径 3mm の穴を等間隔に 18 個開けたものを使用。

下部に敷設されたヒーターは実際のアトリウム の熱負荷を模して 1kW から 3kW まで調整が可能になっている。

冷水の入口温度は雪解け水の使用を想定しているので約 0°C に近くなるようにした。

受皿付近には高さ 60cm のブリキ製の囲いを設置した。これは冷水の水の飛散防止と共に実際の大空間においては床面積が広いので冷水に誘引された同伴流が空間内を対流するとは考えにくい。

そこで本装置においても対流の影響を極力少なくするために設置した。

測定点は空間内の 5 箇所にある空間内温度湿度、水の入口出口部の計 7 箇所とする。

実験手順は次の通りである。

- 1) 空間内をコードヒーターで 60°C まで暖め、上がった所でヒーターを止め 50°C にする。
- 2) 空間内温度が約 50°C 均一になった時に各実験条件に合わせた熱負荷をかけ、流量計で流量を調整し流水入口出口温度と空間内温度湿度の測定を開始する。
- 3) 空間内温度、湿度に時間的变化がなくなったときに測定を終了する。

3.実験結果および考察

3.1 空間内空気状態の遷移

実験条件 15L/min, 熱負荷 1kW 時における空間内温度の時間的变化を Fig.3-1-1 に、湿度の時間的变化を Fig.3-1-2 に示す。また熱負荷 1kW 時の各流量における空気線図を Fig.3-1-3 に示す。

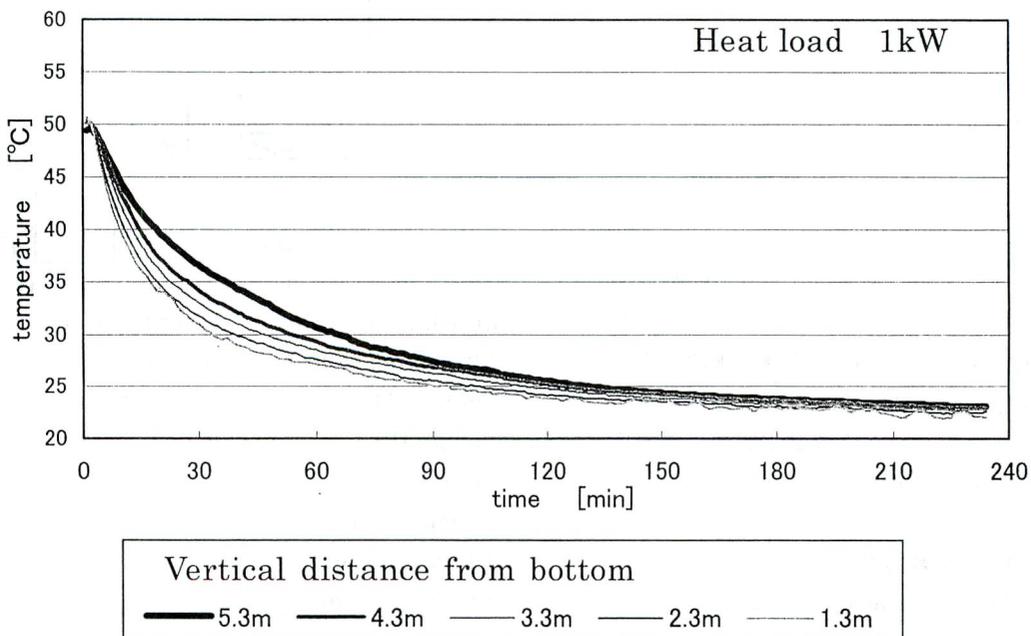


Fig.3-1-1 air temperature

第21回寒地技術シンポジウム (2005)

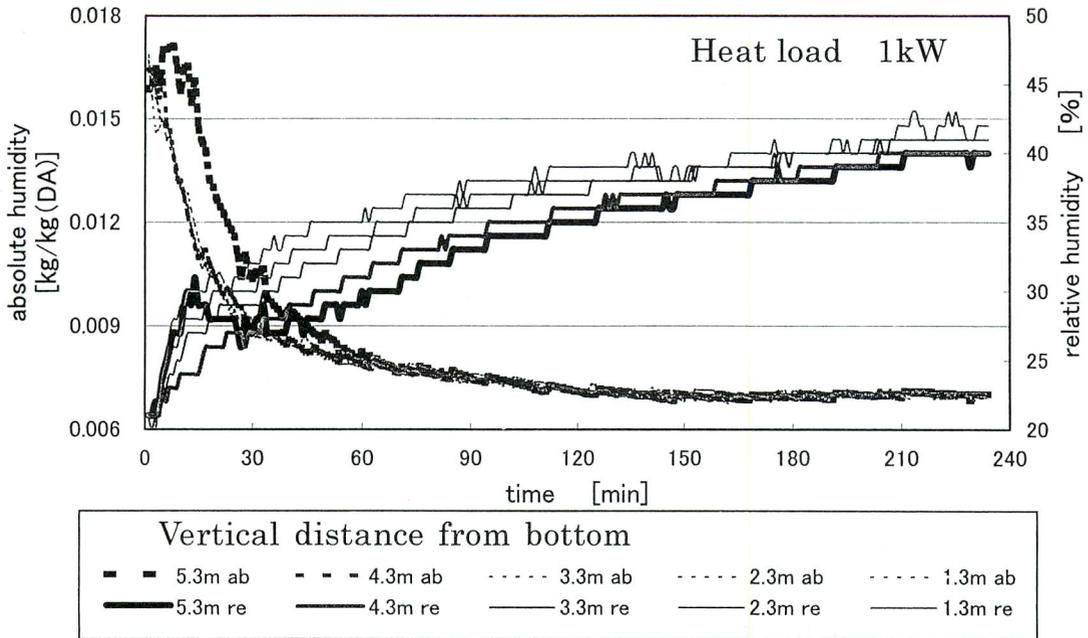
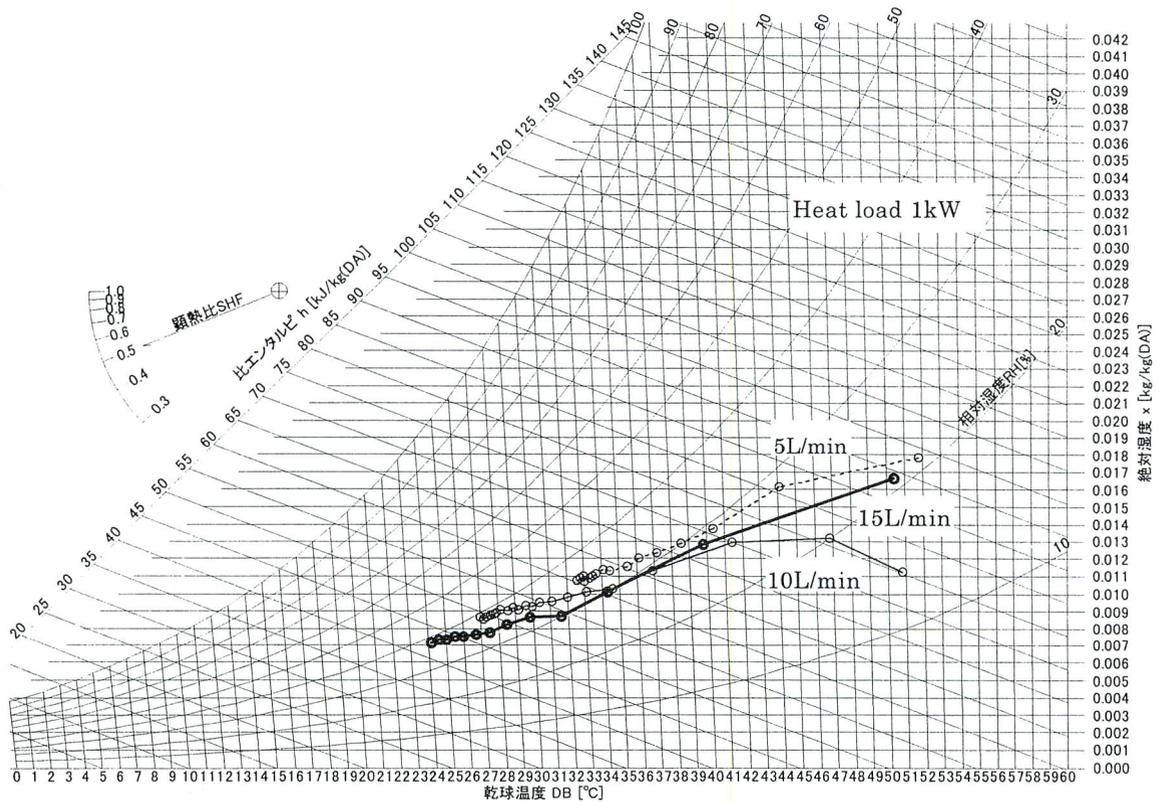


Fig.3-1-2 relative and absolute humidity



湿り空気 h-x 線図(全圧力P=101.325kPa)

Fig.3-1-3 Psychrometric chart

第21回寒地技術シンポジウム (2005)

これら3つの図より、実験開始直後は空間内が急激に冷却減湿のされた状態となる。これは冷水の温度と空間内の温度には大きな差があったので冷水と空気の間での顕熱交換が活発に行なわれたものと考えられる。また冷水を飽和状態の空気と考えると冷水の飽和水蒸気分圧よりも空気の水蒸気分圧の方が高いので冷水表面に水蒸気が凝縮されるため比エンタルピも減少する。この状態が続き、ヒーターより供給される熱量と、壁を通し外部へ流出する熱量と冷水の吸収する熱量が等しくなると定常状態となる。この傾向はどの実験条件においてもほぼ同様であった。

3.2 熱負荷による温度と湿度の違い

十分に時間が経ち定常状態に達した時の各熱負荷と温度と絶対湿度の関係を Fig.3-2-1, Fig.3-2-2 に示す。

ここで熱負荷が 3kW、流量 5L/min、10L/min 時における温度、絶対湿度がプロットされていないがこれは、この2つの実験条件においては実験開始時に温度が上昇し冷却できなかつたためであり、データとして記載しなかつた。また次の吸収熱量についても同様である。3 kW 時においては 20L/min、25L/min、30L/min の流量においても実験を行った。

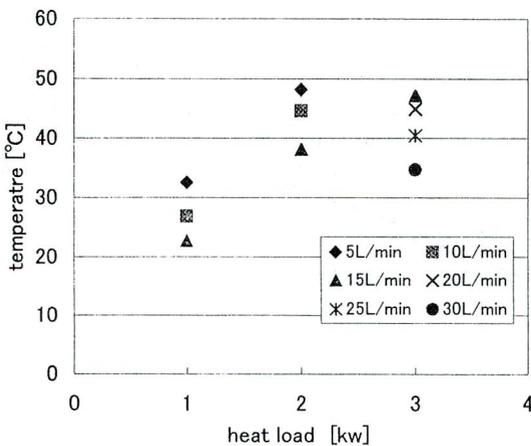


Fig.3-2-1 temperature by changing heat load

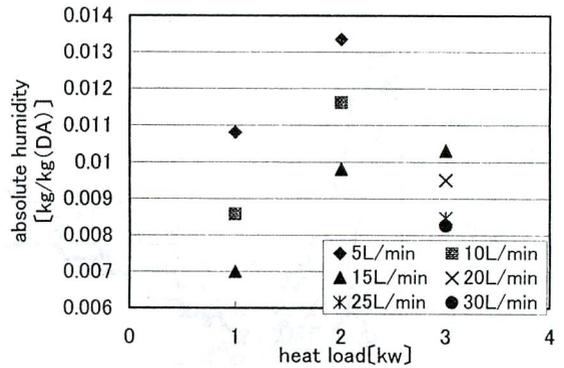


Fig.3-2-2 absolute humidity by changing heat load

これらの図より熱負荷が小さいほど、また流量が多いほど空間内温度、絶対湿度を低くすることができることが分かる。

これは流量が多くなるにつれ空間中に存在する水滴量が多くなる。また落下する水滴の径が大きくなり水滴の落下速度が速くなる。そのため熱伝達率が高くなり空気と冷水の顕熱交換が活発に行なわれ空気の温度を低くできるものと考えられる。さらに熱伝達率は高くなるが径が大きい事と空間中に存在する水滴量が多いため水滴そのものの温度は上がりにくいので空気の水蒸気分圧と冷水の飽和水蒸気分圧の差が大きくなり絶対湿度が低くなったものと考えられる。

また熱負荷が大きいほど落下直後から空気と冷水の顕熱交換が活発に行われるが、空間下部に行くにつれ水温が高まり顕熱交換されにくくなり空間内温度が高くなったと考えられ得られる。それと同時に水温が高まり空気の水蒸気分圧と冷水の飽和水蒸気分圧の差が小さく絶対湿度が高くなったと考えられる。

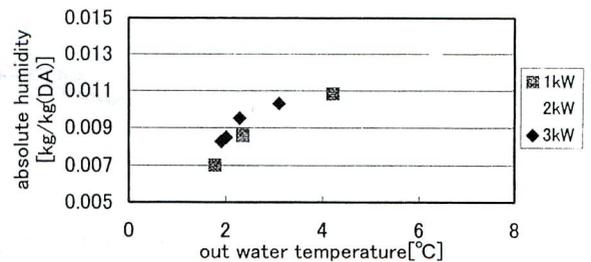


Fig.3-2-3 relation between out water temperature and absolute humidity

第21回寒地技術シンポジウム (2005)

3.3 熱負荷による冷水の吸収熱量の違い

定常状態に達した時の各熱負荷と冷水の吸収熱量の関係を図.3-3-1に示す。

$$\text{吸収熱量 } Q = c_w \rho V(T_{out} - T_{in}) \dots (1)$$

Q : 冷水の吸収熱量 [W] c_w : 水の比熱 [J/kg・K]

ρ : 水の密度 [kg/m³] V : 冷水の流量 [m³/s]

T_{out} : 冷水出口温度 [K] T_{in} : 冷水入口温度 [K]

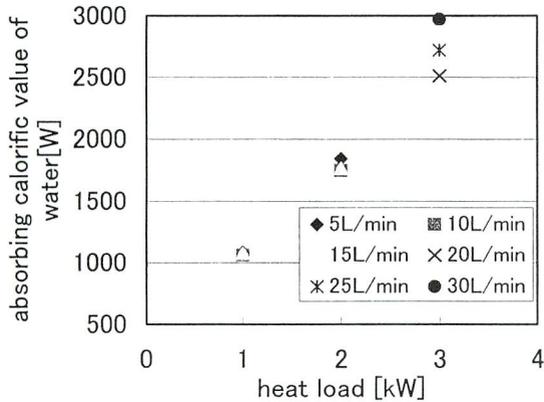


Fig.3-3-1 absorbing calorific value of water by changing heat load

この図より熱負荷により吸収熱量も変化するが定常状態においては熱負荷 1kW, 2kW 時は流量を変化させても吸収熱量はほとんど変わらないことが分かる。また負荷が高くなるにつれ熱負荷と吸収熱量の間の差が大きくなっていることも分かる。

この差は装置外部への放熱が原因と考えられる。本装置では外部へ放熱される熱量を考慮し熱収支を考えなければいけない。

熱負荷 3kW においては流量によって吸収熱量にばらつきが見られる。これは各流量によって吸収可能な熱量が異なるからであると考えられる。冷水の吸収可能熱量以上の熱量は外部へ放熱されているものと考えられる。1kW, 2kW 時には、冷水は吸収熱量に余力がありほとんどかわらなかつたと考えられる。

3.4 装置外部への放出熱量

先程も述べたとおり本実験装置においては外部へ流出する熱量も考慮しなければいけない。装置壁面付近内外の空気の流れを自然対流と考え、本実験装置を上下 5ヶ所に分割し、外部への流出熱量を(2)式より算出した。

$$\text{外部放出熱量} = Q_{out} = \sum_{i=1}^5 K(T_{out_i} - T_{in_i})A_i \dots (2)$$

K : 熱貫流率 [W/m²・k]

A_i : 各セクションにおける表面積 [m²]

T_{out_i} : 各セクションにおける装置外部の温度 [K]

T_{in_i} : 各セクションにおける装置内部の温度 [K]

熱貫流率 K を求めるにあたり必要な自然対流時の熱伝達率 h 、断熱材の熱伝導率 λ は

熱伝達率 h : 6 [W/m²・k]

熱伝導率 λ : 0.037 [W/m・k]

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\frac{1}{h_{tot}} + \frac{\sigma}{\lambda} + \frac{1}{h_{in}}}$$

σ : 壁材の厚さ [m]

λ : 壁材の熱伝導率 [W/mK] (=0.037W/mK)

h_{tot} : 壁材と外部環境との熱伝達率 [W/m²K]

h_{in} : 壁材と塔内空気との熱伝達率 [W/m²K]

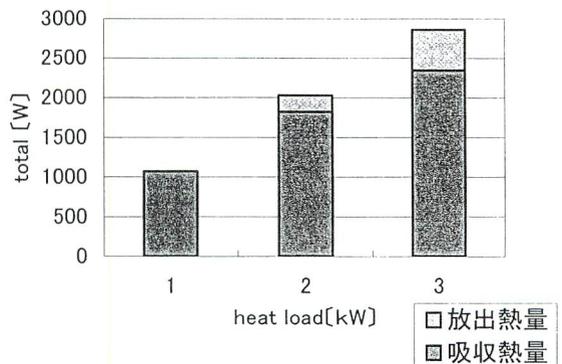


Fig.3-4 total calorific value

図より『吸収熱量+放出熱量』が熱負荷とほぼ等しい値となっていることが分かる。本実験のデータは信頼性のあるものだとと言える。

第21回寒地技術シンポジウム (2005)

4. 結言

本研究より以下の結果が得られた。

- ・ 熱負荷が低いほど，流量が多いほど空間内温度，絶対湿度を低くする事ができる。
- ・ 流量，熱負荷が変化すると空気線図上での軌跡も変化していく。
- ・ 本装置において流量 5L/min, 10L/min 時では熱負荷が 3kW(1014W/m²)の空間の冷房には適さない。

5. 参考文献

- 1) 媚山政良 利雪工学特論 2003年 pp15-16
- 2) 佐藤孝信 「落下冷水による大空間の冷房の可能性に関する研究」日本雪工学会誌 20巻2号 2004年 pp130-136