蓄熱地下水を熱源とした冷・暖房の研究*

(快適性を根拠とした熱ふく射設計)

梅 宮 弘・道^{*1}, 瀬戸口 隆 之^{*2}

A Study of Cooling and Heating Utilizing Aquifer Thermal Energy Storage

(Design of Radiation Cooling and Heating with Thermal Comfort)

Hiromichi UMEMIYA and Takayuki SETOGUCHI

With the use of aquifer thermal energy storage for heating and cooling, one of the main aims of this study was to establish a method for keeping energy consumption levels low while heating or cooling utilizing a large quantity of stored water. Therefore we have proposed continuous cooling and heating requirements whereby the difference between the ambient air temperature and the water temperature is minimized. This paper reports the subjective ratings of the room thermal sensations by a large number of Japanese subjects while the thermal condition was monitored. Radiation, thermal convection and evaporation were analyzed using a cylindrical model to approximate the human body. The results indicated that thermal comfort was obtained under the following conditions: (1) the ratio of the radiation heat transfer coefficient to that of convection was 2.34 for cooling and 2.19 for heating, and (2) the ratio of heat loss by evaporation to the sum of radiation and convection was 0.052 for cooling and 0.050 for heating. Finally, a new thermal design process based on thermal comfort was proposed.

Key Words: Aquifer Thermal Energy Storage, Air Conditioning, Thermal Radiation, Natural Convection, Humidity, Subject Rating of Thermal Sensation, Thermal Design

1. 結 言

本研究室では、地水帯水層蓄熱法による自然エネルギーの多段階有効利用の研究を行っている。本研究の最大の目的は、大容量・低密度エネルギー利用法の確立にある。これまで、蓄熱適性地の選定法⁽¹⁾や、鉄コロイド効果による蓄熱性能向上法⁽²⁾、無雪道路の施工法⁽³⁾など各要素の熱設計法を提案してきた。

一方、もう一つの有効利用法である蓄熱地下水を熱源とした冷・暖房⁽⁴⁾で、わが国の気候の特徴である夏期の高湿・高温、冬期の低温に対する冷・暖房能力不足を指摘した。そこで、この不足分を補う程度の低落差ヒートポンプの導入の提案を行ってきたが⁽⁵⁾、その定量解析についてはいまだ未整理であった。

本研究では、日本人学生を対象にした温冷感・快適性申告実験を行い、その結果をもとにした小温度差冷・暖房の熱設計の確立を目指した。すなわち、(1) 総計 146 名の日本人学生による申告実験を行い、温冷感・快適性申告値を求めると同時に(2) 人間周りの熱環境を人間の円筒に見立てた伝熱現象で近似し、その

熱流をふく射項と対流項とに分離して検討した結果、両者の比が快適指標となること、(3) 湿度の影響では総伝熱量に対する蒸発熱量の比が同じく快適指標になることが明らかになった。そして、上記快適指標を基礎とした熱設計法にまとめることができたので、その内容を報告する。

記 号 表

A : 面積	m^2
clo : 着衣量	$\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$
d : 直径	m
F : (着衣) 効率	
f : 形態係数	
g : 重力の加速度	m / s^2
Gr : グラスホフ数	
H_t : 身長	m
h : 熱伝達率	$\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$
I_{clo} : 着衣抵抗	$\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$
K : 熱通過率	$\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$
L, s : 距離	m
$\dot{M}$: 体積流量	m^3 / s
$\dot{m}$: 質量流量	kg / s
Nu : ヌッセルト数	

* 平成 3 年 5 月 31 日 第 28 回伝熱シンポジウムにおいて講演、原稿受付 平成 4 年 2 月 28 日

^{*1} 正員、山形大学工学部 (〒992 米沢市城南 4-3-16)。

^{*2} 正員、ダイキン工業(株) (〒591 堺市金岡町 1304)。

p : 水蒸気分圧 Pa
 p^* : 飽和水蒸気圧 Pa
 Q : 熱流量 W
 Ra : レイリー数
 TSV: 温冷感申告
 W_i : 体重 kg
 X : 絶対湿度 kg/kg
 β : 体積膨張率 K^{-1}
 ϵ : ふく射率
 θ : 温度 K
 θ : 温度 $^{\circ}C$
 α : ルイスの係数 K/Pa
 λ : 熱伝導率 $W/(m \cdot K)$
 ν : 動粘度 m^2/s
 σ : ステファン・ボルツマン定数 $W/(m^2 \cdot K^4)$
 ϕ : 相対湿度
 ψ : 表面からの垂線とのなす角 $^{\circ}$
 ω : 皮膚のぬれ面積率
 添字
 a : 外気
 cha : 蓄熱
 e : 侵入
 he : 頭
 in : 代謝
 M : 代謝
 pcl : 着衣透湿
 r : 室内
 W : 外壁
 bo : 体
 cl : 着衣伝熱
 fe : 足
 i : 人体モデル表面番号

j : 壁番号
 o : 作用
 sk : 皮膚
 C : 対流
 E : 蒸発
 ha : 手
 k : 快適
 out : 出口
 R : ふく射
 t : 総合

2. 日本人による温冷感・快適性申告実験

かつて提案された快適性指標に、日本人を対象にしたものは少ない。そこで、図1に示すような温冷感・快適性申告実験室（以下、申告実験）を製作し、山形大学工学部生を対象に、申告実験を行った。

申告実験室は、床に耐圧ビニールホースを埋設した床ふく射装置と壁・天井に鋼管を設置した天井・壁ふく射装置の2種類のふく射冷暖房装置で構成されている。熱源水は、蓄熱地下水（夏：約12.6 $^{\circ}C$ 、冬：約23 $^{\circ}C$ ）およびそれを熱源としたヒートポンプ温冷水（夏：約10 $^{\circ}C$ 、冬：約30 $^{\circ}C$ ）を併用し、温度・湿度などの調節に用いた。特に湿度の限界を見る実験では、放熱器表面を水でぬらして室内に蒸発させる加湿器や市販の除湿器を導入した。

図2に申告実験方法の流れ図を示す。被実験者を熱的に中立にするため、まず約30 min 控え室にて待機してもらい、身長・体重および体温の測定を行う。着衣量は、ほぼ一定にする（夏：約0.6 clo、冬：約1.0 clo）。入室後は、60 min 机上作業（代謝量：約1.2 met）を果たし、入室直後および10 min ごとに、図3のスケールをもとに温冷感・快適性を申告してもらう。

表1 特性値

Name	Symbol	Value	Unit
Stefan-Boltzmann constant	σ	5.67×10^{-8}	$W/m^2 K^4$
Emissivity (Human body)	ϵ	0.98	-
Gravitation acceleration	g	9.81	m/s^2
Prandtl number(Air)	Pra	0.717	-
Thermal conductivity (Air)	λ_a	2.61×10^{-2}	W/mK
Kinematic viscosity (Air)	ν_a	1.58×10^{-5}	m^2/s
Skin wetness ⁽⁶⁾	ω	0.06	-
Lewis relation	κ	1.65×10^{-2}	K/Pa
Clothing Thermal resistivity(Cooling)	I_{clo}	0.095	$m^2 K/W$
(Heating)	I_{clo}	0.155	$m^2 K/W$
Metabolic rate	M	1.2	met
		70	W/m^2

図1 温冷感・快適性申告実験室

その間、室内温度・各壁の表面温度は T 形熱電対温度計、湿度は熱電対温度計をガーゼで巻いた乾球・湿球温度計を用いて測定する。また、熱線風速計を設置し、実験時の風速範囲を測定する。また、実験中に熱電対温度計を用いて人間の頭・手・足・体の皮膚表面温度を測定し、代表温度として平均皮膚表面温度 θ_{sk} を算出する。

$$\theta_{sk} = 0.097\theta_{he} + 0.471\theta_{bo} + 0.053\theta_{ha} + 0.379\theta_{te} \quad \dots\dots\dots (1)$$

被実験者の平均身長・体重・体表面積・皮膚温度をまとめたものを表 2 に示す。この値を人間の代表モデルとして 3 章に用いることとする。

3. 実験結果の熱解析⁽⁶⁾

人間の快適性の要素は多種多様であり、それを厳密に解析するならば、生理学・心理学の分野まで踏み込まなければならない。しかし、快適冷暖房の実用的な熱設計法を提案するとき、人間と非等温熱環境との熱的授受をモデル化して解析し、その他の要素を補正項として修正する手法が適当であると考えられる。

そこで先に示した申告実験結果を用いて、モデル化を行った。ここでは、図 4 に示すように人間の円筒モデルを提案する。文献⁽⁷⁾より、日本人の体表面積 A_{sk} は次式となる。

$$A_{sk} = 0.204 H_t^{0.725} W_t^{0.425} \dots\dots\dots (2)$$

表 2 申告実験仕様

	Number	Mean height [m]	Mean weight [kg]	Mean body surface area [m ²]	Mean skin surface temp. [°C]
Cooling	66	1.72	64.5	1.77	32.6
Heating	80	1.72	64.4	1.77	32.5

Measurement

- (1) Weight, Height, Temperature
- (2) Every 2 minutes: Room temperature, Humidity
- (3) Every 10 minutes: Thermal sensation vote
: Air velocity

図 2 申告実験方法の流れ

図 3 温冷感申告スケール

人間の平均皮膚表面温度 θ_{sk} が円筒の表面温度、表面積が A_{sk} 、高さが H_t に相当する。これを非等温熱環境下におくと、図 5 に示すような熱収支図が成り立つ。マクロ的に考えると、人間の活動量によって示される代謝量から、ふく射・対流・蒸発作用による熱損失量を差引いた値が人体の熱負荷 Q_{sk} に相当する。よって、式(3)のような熱平衡式が成り立つ。

$$Q_{sk} = Q_M - (Q_R + Q_C + Q_E) \dots\dots\dots (3)$$

ふく射熱損失量 Q_R は、 θ_{sk} と壁表面温度 θ_w との幾何学的関数により示され、厳密には、ステファン・ボルツマンの法則より絶対温度の四乗に比例する式で示されるが、ここでは式(5)のようにふく射熱伝達率 h_R を定義し、線形関数化して解析を行った。

$$Q_R = \sigma \epsilon F_{cl} A_{sk} (\theta_{sk}^4 - \theta_w^4) \\ = F_{cl} A_{sk} h_R (\theta_{sk} - \theta_w) \dots\dots\dots (4)$$

ここで $F_{cl} = 1 / (h_{clo} + 1)$: 着衣効率⁽⁶⁾

$$h_R = \sigma \epsilon (\theta_{sk}^2 + \theta_w^2) (\theta_{sk} + \theta_w) \dots\dots\dots (5)$$

対流熱損失量 Q_C は、室内空気温度 θ_r と θ_{sk} との関数となり式(6)で示される。

$$Q_C = F_{cl} A_{sk} h_C (\theta_{sk} - \theta_r) \dots\dots\dots (6)$$

まず、人間の快適性に占めるふく射と対流の影響を検証するには、このモデルを用いてふく射熱伝達率 h_R と対流熱伝達率 h_C を算出し、申告実験結果との特性を見ることで一般化できる。また、ふく射熱損失量

図 4 人体の円筒モデル

図 5 微小モデルにおける熱収支図

Q_R と対流熱損失量 Q_C は、顕熱損失量である。よって、式(4)と式(6)の和となり、

$$Q_R + Q_C = h_t F_{cl} A_{sk} (\theta_{sk} - \theta_o) \quad (7)$$

ただし、

$$h_t = h_R + h_C \quad (8)$$

$$\theta_o = \frac{h_R \theta_R + h_C \theta_r}{h_t} \quad (9)$$

とまとめることが可能である。

蒸発熱損失量 Q_E は、発汗作用によりモデル表面の一部が飽和水で満たされ、飽和水と空気中との間の潜熱移動現象で示される。よって、物質伝達現象に水の蒸発潜熱を乗じたものとなり、式(10)で示される。

$$Q_E = F_{pcl} A_{sk} \omega h_c (p_{sk}^* - \phi_r p_r^*) \quad (10)$$

以上より、申告実験結果における湿度の影響を検証するには、式(7)の顕熱項と式(10)の潜熱項との比をとったときの特性を見るのが適当であると考えられる。以上の二点を解析して連立することにより、快適性とふく射・対流・蒸発項の割合が算出されることになる。

申告実験結果をふく射・対流・蒸発に分離して解析したものを以下に示す。

3.1 ふく射熱伝達項 申告実験におけるふく射の影響を見るため、式(5)をもとにふく射熱伝達率 h_R を算出した。

図6にふく射熱伝達率計算フローを示す。前述の円筒モデルを底面・側面に分割し、各表面と各壁の形態係数をシンプソン則を用いて数値計算する。なお、申告実験における被実験者の位置に円筒モデルを置き、モデル各表面と壁との重ね合わせで算出する。室内表面温度の測定値を算出された形態係数の重み付け平均し、平均ふく射温度 θ_R を算出する。なお、室内表面温度として放熱器からのふく射現象の項を含んでいる壁表面温度を採用し、放熱器表面で支配される項を補正項として考えた。最後に平均ふく射温度 θ_R ・平均皮膚表面温度 θ_{sk} の値を式(5)に代入してふく射熱伝達率

図6 ふく射熱伝達率 h_R 計算フロー

h_R を算出する。

測定結果を図7に示す。横軸に平均皮膚表面温度 θ_{sk} と平均ふく射温度 θ_R の差を縦軸にふく射熱伝達率 h_R をとる。図7の○は、冷房結果の測定値、□は暖房結果のものを示す。冷・暖房結果とも測定点の線形性が認められ、最小二乗法一次近似によりそれぞれ図7中の直線が得られた。

3.2 対流熱伝達項 申告結果の対流の影響を見るために、対流熱伝達率 h_C を算出した。実験結果より、実験室内の風速範囲は0.1 m/s以下と自然対流領域である。そこで、文献(8)自然対流におけるヌセルト数より算出する。

$$Nu_a = 0.515 (Rad_{sk}/H_t)^{1/4} + 0.683 (Rad_{sk}/H_t)^{1/24} \quad (11)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr$$

$$Gr = g\beta(\theta_{sk} - \theta_r) d_{sk}^3 / \nu^2$$

$$\beta = 1/\theta_r$$

$$h_C = (\lambda_a/d_{sk}) Nu_a \quad (12)$$

測定結果を、図8に示す。横軸に平均皮膚表面温度 θ_{sk} と室内温度 θ_r の差を、縦軸に対流熱伝達率 h_C をとると、ふく射熱伝達率 h_R と同様線形性が得られ、図8の直線を示す近似式が得られた。ふく射熱伝達率 h_R の数値と比較すると、冷・暖房結果とも約1/2.5である。よって快適性におよぼす影響が大きいのはふく射項であることが予想できる。

なお平均皮膚表面温度 θ_{sk} は、部屋内に極端な発熱体が存在しないので、近似的にふく射・対流同等のものとして扱った。

3.3 申告実験結果におけるふく射・対流項の影響 申告実験におけるふく射・対流項の影響を見るため、前述のふく射・対流熱伝達率の比を横軸に温冷感申告結果を縦軸にとると、図9となる。測定点(冷房:○, 暖房:□)により、次式のような近似線が得られた。

$$\text{冷房: } TSV = -6.13 + 2.62(h_R/h_C) \quad (13)$$

図7 ふく射熱伝達率 h_R

$$\text{暖房: TSV} = -6.38 + 2.92(h_R/h_C) \quad \cdots \cdots (14)$$

よって式(13), (14)より, 温冷感中立点において,

$$\text{冷房: } h_R/h_C = 2.34 \quad \cdots \cdots (15)$$

$$\text{暖房: } h_R/h_C = 2.19 \quad \cdots \cdots (16)$$

となる。表1に示す平均身長・体重・体表面積・皮膚表面温度をもつ人体モデルに式(15), (16)を適用して, 横軸に室内温度, 縦軸に平均ふく射温度をとると図10となる。図10の一線は冷房結果・一線は暖房結果を示す。申告結果におけるふく射項が無視できないために, 傾きの大きな曲線が得られた。室内の6壁面すべてを伝熱面とするとき, 室温とふく射温度が一致することを考慮に入れば, 逆にたどって, 小温度差冷・暖房の快適な最低温度とは, 快適線中立で, 室温とふく射温度が一致する温度と読取ることができる。したがって, 図10から小温度差冷・暖房の快適な最低温度を冷・暖房双方に対し, 約22°Cと読取ることができる。

3・4 湿度の影響 申告実験の湿度のおよぼす影響を検証するために, ふく射熱損失量 Q_R と対流熱損失量 Q_C の和に対する蒸発熱損失量 Q_E の割合を横軸に, 温冷感申告を縦軸にとると, 図11となる。同様に一次近似を行うと, 式(17), (18)となる。

$$\text{冷房: TSV} = -1.80 + 34.7y \quad \cdots \cdots (17)$$

$$\text{暖房: TSV} = -2.52 + 50.6y \quad \cdots \cdots (18)$$

ただし, $y = Q_E / (Q_R + Q_C)$

図8 対流熱伝達率 h_c

図9 温冷感申告実験結果(その1)

よって式(17), (18)より, 温冷感中立点において,

$$\text{冷房: } y = 0.052 \quad \cdots \cdots (19)$$

$$\text{暖房: } y = 0.050 \quad \cdots \cdots (20)$$

となる。一方, 湿度の快適性におよぼす影響を調べるために, ふく射支配条件下 ($h_R/h_C = 2.34$ in Cooling, $h_R/h_C = 2.19$ in Heating) で, 快適度を媒介変数として相対湿度と作用温度の関係を整理すると図12のような結果が得られる。ふく射支配かつ軽作業という条件下では, 快適感が高湿度に偏っていること, しかも, 冷房時よりも暖房時のほうが高い湿度が好まれていることを示している。

以上より, 快適性を人体からの熱損失要素を分離して解析し無次元化することにより, 実際の熱設計を行ううえで, 簡単かつ実用的なものとなった。またこの結果を用いて快適感の得られる限界温度・湿度を容易に知ることとなり, 低密度エネルギーによる小温度差冷暖房方式の実現も容易となる。

具体的な熱設計法を, 4章で述べる。

4. 快適性を加味した冷・暖房の熱設計

前述の二つの快適性指標を組み込んだ冷・暖房の熱設計法を提案する。図13に示す熱設計フローチャート

図10 申告実験における室温と平均ふく射温度の関係

図11 温冷感申告実験結果(その2)

図 12 申告実験における作用温度と相対湿度の関係

をもとに、具体的に以下に述べる。

(1) 設置場所の気象調査を行い、外気温度・湿度をまとめる。また設置する部屋の物性値を設定する。

(2) 使用者より身長・体重・平均皮膚温を設定し、円筒モデル化する。

(3) 円筒モデルおよび物性値より平均ふく射温度 θ_r を算出し、快適性指標より快適室温 θ_{rk} ・快適絶対湿度 X_{rk} を割り出す。これをもとに、冷・暖房が必要か否かを判断する。

(4) 熱源水の調査を行い、初期入口温度 θ_{cha} を設定する。蓄熱槽を用意し、仮想的にヒートポンプで温度 $d\theta_{in}$ だけ温度を上げる。

(5) 部屋内外を外気との開いた系モデルとして熱平衡式をたて、出口温度 θ_{out} を推算する。出口温度 θ_{out} を検証し、後の運転に支障をきたさない程度に $d\theta_{in}$ の幅を変化させる。

(6) $d\theta_{in}$ の最小幅より熱源ヒートポンプを選定する。

5. 結 論

蓄熱地下水冷・暖房の小温度差運転法を確立するため、以上のような申告実験およびその際の熱環境の解析を行い、以下の結論を得た。

(1) 総計 146 名による申告実験から日本青年層を対象とした新たな温冷感・快適性指標を得ることができた。

(2) 人間を円筒に近似して、人間周囲のふく射項と対流項に分離する解析手法を導入し、快適申告値と対比したところ、ふく射熱伝達率 h_r と対流熱伝達率 h_c の比が快適指標として使用できること、温冷感中立地点ではそれが冷房・暖房それぞれに対し 2.34, 2.19 であった。

図 13 熱設計フローチャート

(3) 湿度の影響は、蒸発熱損失量 Q_E とふく射熱損失量 Q_R と対流熱損失量 Q_C との比 $Q_E/(Q_R+Q_C)$ が快適指標となり、温冷感中立点では冷房・暖房それぞれに対し、0.052, 0.050 であった。

(4) 上記快適指標をもとに、簡単かつ実用的な冷・暖房回路の熱設計法を提案された。

なお、本実験における低落差ヒートポンプは、実験期間に相当する約 2 年間性能低下が見られず、COP 約 8 と高性能であった。これはダイキン工業(株)のご好意による試作機によった。ここに明記して深謝する。

文 献

- (1) 梅宮・佐々木, 機論, 54-507, B(1988), 3272-3277.
- (2) 梅宮・佐々木, 機論, 54-507, B(1988), 3238-3244.
- (3) 梅宮・大高, 機論, 56-532, B(1990), 3860-3868.
- (4) 梅宮・小林, 太陽エネルギー, 12-5(1987), 6-12.
- (5) 梅宮・瀬戸口, 第 28 回伝熱シンポジウム講演集, (1991), 811-813.
- (6) 中山編, 温熱生理学, (1981), 33-72, 理工学社.
- (7) Tanabe, S., 日本家政学会講演, 41(1990), 437-445.
- (8) 日本機械学会編, 伝熱工学資料, 第 4 版, (1986), 71.