

熱回路網モデルによる床暖房と温風暖房のエネルギー性能比較

Energy performance comparison based on thermal network models of floor and air heating systems

技術フェロー ○奥山 博康 (神奈川大学) 非会員 櫻井 一樹 (株式会社桧家住宅三栄)

Hiroyasu OKUYAMA*¹ Kazuki SAKURAI*²

*¹ Kanagawa University *² Hinokiya-juutaku-sanei Co.,Ltd.

Synopsis: Simplified computer simulations of the energy performance of floor and air heating systems were performed. In each system, a 3×3×3 m cubic space has an embedded pipe in the floor or a fan coil unit. The systems were modeled according to the thermal network concept, and comparisons were made of the heat flux to circulating water for maintaining thermal sensation such that the predicted mean vote index was near zero. Parameters of room air velocity, ventilation rate, and wall thermal characteristics were varied for continuous and intermittent heating conditions, and energy savings of several percent were consistently observed for floor heating.

1. はじめに

現在の冷暖房は冷温風の強制対流式が主流である。大面積の放射式冷暖房は快適であると言われているが、床暖房を除けば、あまり普及していない。また床暖房の実務的な設計と制御においては目標室温維持が条件として為されることが多く、放射式の良さが生かされていない。本研究では、この原因の一つが予測計算のモデルと解法にあると考え、熱換気回路網¹⁾シミュレーションプログラム NETS により、床暖房と長波長放射環境の熱回路網モデルと、温水加熱の循環装置系も含めた総合的で実用的なモデルを構築した。そして PMV の値を中立の 0 に維持するように温水加熱量を PID 制御で操作する計算機能を利用して、床暖房のエネルギー性能を温風暖房と比較検討した。この検討は、まず室が 1m 立方体の簡易的な小型モデルから始め、次に 3m 立方体室空間で長波長熱交換²⁾が実際に近い実大単純モデルでも行った。

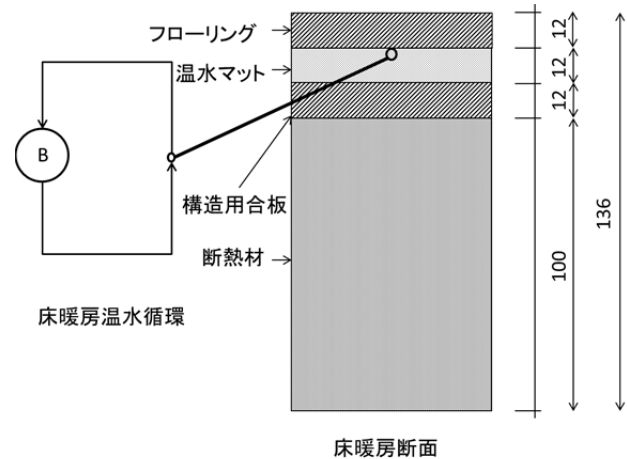


図-1 床暖房の温水循環モデル

2. 床暖房と温風暖房の工学的モデル化の基本概念

床と壁は主たる法線方向の熱流だけを考慮する 1 次元モデルとする。これに温水管からの放熱を組み込むモデル化には工夫を要する。図-1 に温水管と加熱循環水を含む床暖房の模式図を示す。床の法線方向一元伝熱断面図で、温水管が位置する層の節点と、管内温水の節点を結ぶ一般化熱コンダクタンスは、単位床面積に含まれる温水管の長さ、管の内・外径、管内表面伝達率と管厚の熱伝導率等から算出される。当初は温水管を含む 2 次元断面の有限要素法モデルを縮約して作る方法を考えたが、それより簡単で合理的である。また床の断面仕様と温水流量は温水マット技術資料³⁾を参考にした。一方、温風暖房のファン・コイル・ユニットは図-2 の様に温水と温風の出入り口温度差が 5°C 程度を狙って流量を仮定し熱交換器の貫流の一般化熱コンダクタンスを仮定した。

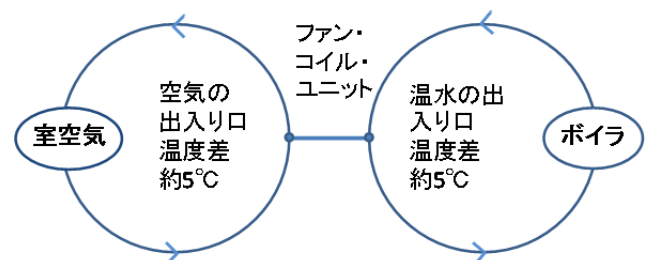


図-2 温風暖房の温水・温風循環モデル

3. 小型簡易モデルでの試算

まず簡単な 1m 立方体室空間の小型モデルで、床暖房と温風暖房を、連続暖房と間欠暖房で比較計算をし、可能性を検討した。床面以外の、天井と壁の 5 面は熱的に一様なドーム状と見なし、室内表面間の長波長放射伝熱は、この面と床の二面間だけに近似した。両暖房方式で

制御操作量は循環水への供給熱流とし、室空間中央のPMVを制御量とした。PID制御の3つの係数は、事前のステップ熱供給の励振とPMVの応答から計算した。間欠暖房は7時～22時の間の15時間の暖房とした。例えば間欠床暖房のPMV変化を図-3に、主な温度と熱流の変化を図-4に示す。

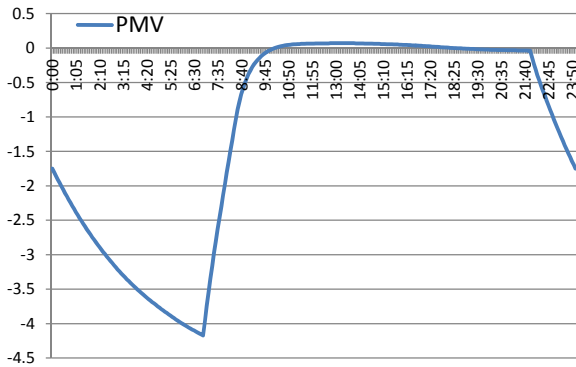


図-3 小型簡易モデルのPMV変化

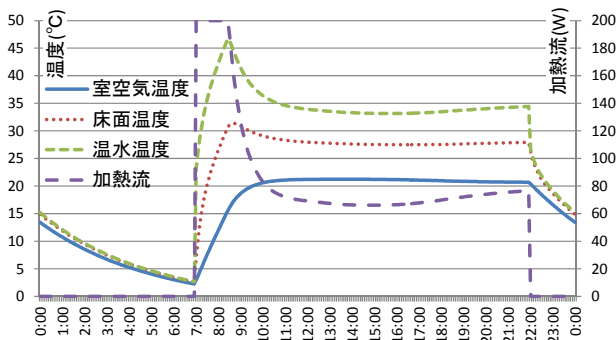


図-4 小型簡易モデルの温度・熱流変化

両暖房方式の小型簡易モデルに、典型的な冬の24時間の外気温の変動⁴⁾を与えて、周期定常に至った1日分の計算結果から、単位床面積当たりの暖房時間平均加熱流と室空気温度、床面温度の比較を行った結果を表1に示す。床暖房と温風暖房のPMVの値は連続暖房、間欠暖房ともに0に近く制御した。床暖房の方が僅かに加熱流が小さく、室温も低くてすむ傾向が見られる。

表-1 小型簡易モデルの平均加熱流と温度

	床暖房		温風暖房	
	連続	間欠	連続	間欠
PMV	0	-0.15	0	-0.14
平均加熱流[W/m ²]	37.8	49.9	38.3	50.5
平均室空気温度[°C]	21.1	20.4	22.2	21.8
平均床面温度[°C]	25.3	25.5	21.4	20.2

4. 実大単純モデルの条件と結果

同様の比較を3m立方体室の実大単純モデルでも行った。なお両モデルともに内・外装の合板厚は12mm、断熱厚はグラスウール32kで100mm、基準の換気回数は0.5回/h、基準の気流速は0.1m/secとした。さらに換気回数は、0.25、1と2回/hも、気流速は0.05と0.2m/secも計算した。RC造と呼ぶモデルは、壁体断熱性能は木造と同じで、節点の比熱を2.5倍にしたモデルである。

表-2 実大単純モデルの平均加熱流と温度

	床暖房		温風暖房	
	連続	間欠	連続	間欠
PMV	0	-0.41	0	-0.15
平均加熱流[W/m ²]	44.4	55.8	45.6	59.1
平均室空気温度[°C]	20.9	19.0	22.2	21.7
平均床面温度[°C]	26.5	25.1	21.4	20.1

表-3 気流速の違いによる温度と加熱流の変化

	床暖房		温風暖房	
	連続	間欠	連続	間欠
気流速[m/sec]	0.05		0.2	
PMV	0	-0.41	0	-0.16
平均加熱流[W/m ²]	44.1	55.6	47.1	61.1
平均室空気温度[°C]	20.8	18.9	22.8	22.4
平均床面温度[°C]	26.4	25.0	22.1	20.7

表-4 RC造

	床暖房		温風暖房	
	0.1	0.05	0.1	0.2
気流速[m/sec]	0.1	0.05	0.1	0.2
連続暖房[W/m ²]	44.4	44.2	45.6	47.1
間欠暖房[W/m ²]	63.2	63.0	63.5	65.6

表-5 設計変数の違いによる加熱流の変化

	床暖房 [W/m ²]		温風暖房 [W/m ²]	
	0.1	0.05	0.1	0.2
換気回数 [回/h]	1	54.3	54.1	56.6
	2	73.3	73.3	78.7
	0.25	39.3	39.1	40.1
断熱材厚 [mm]	50	71.0	70.8	73.5
	75	53.9	53.7	55.6
	150	34.1	33.9	34.9
グラスウール 24k	46.0	45.8	47.4	49.0

床暖房モデルは図-5 に、温風暖房モデルは図-6 に示す。

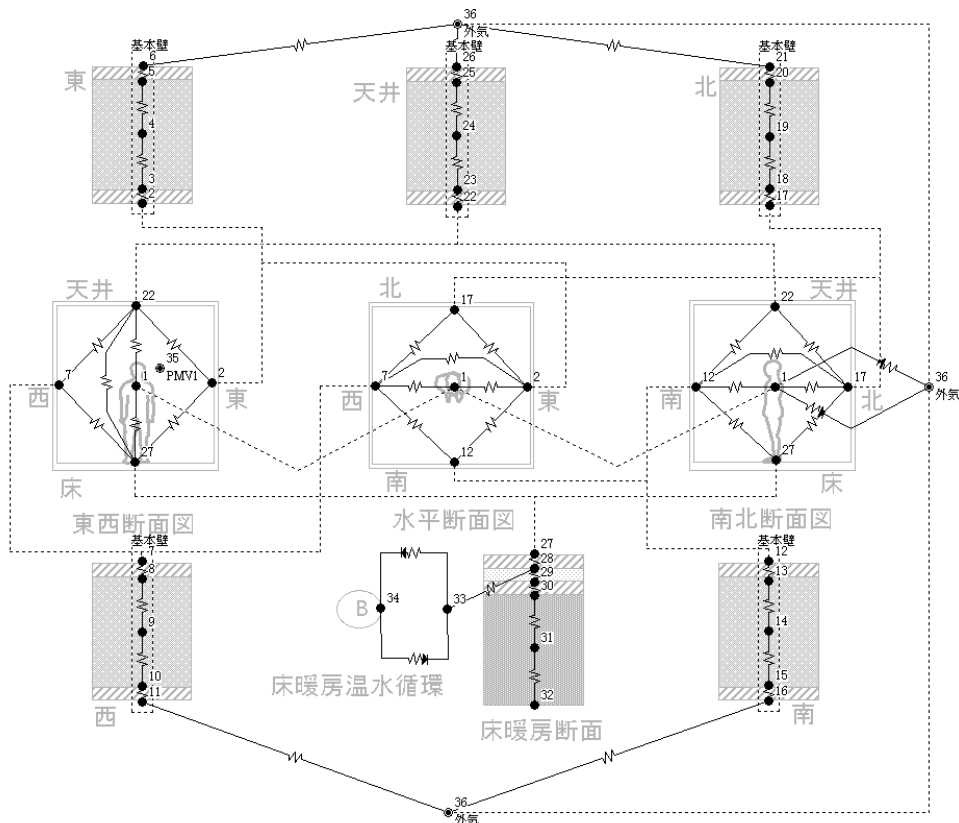


図-5 床暖房システムの熱回路網モデル

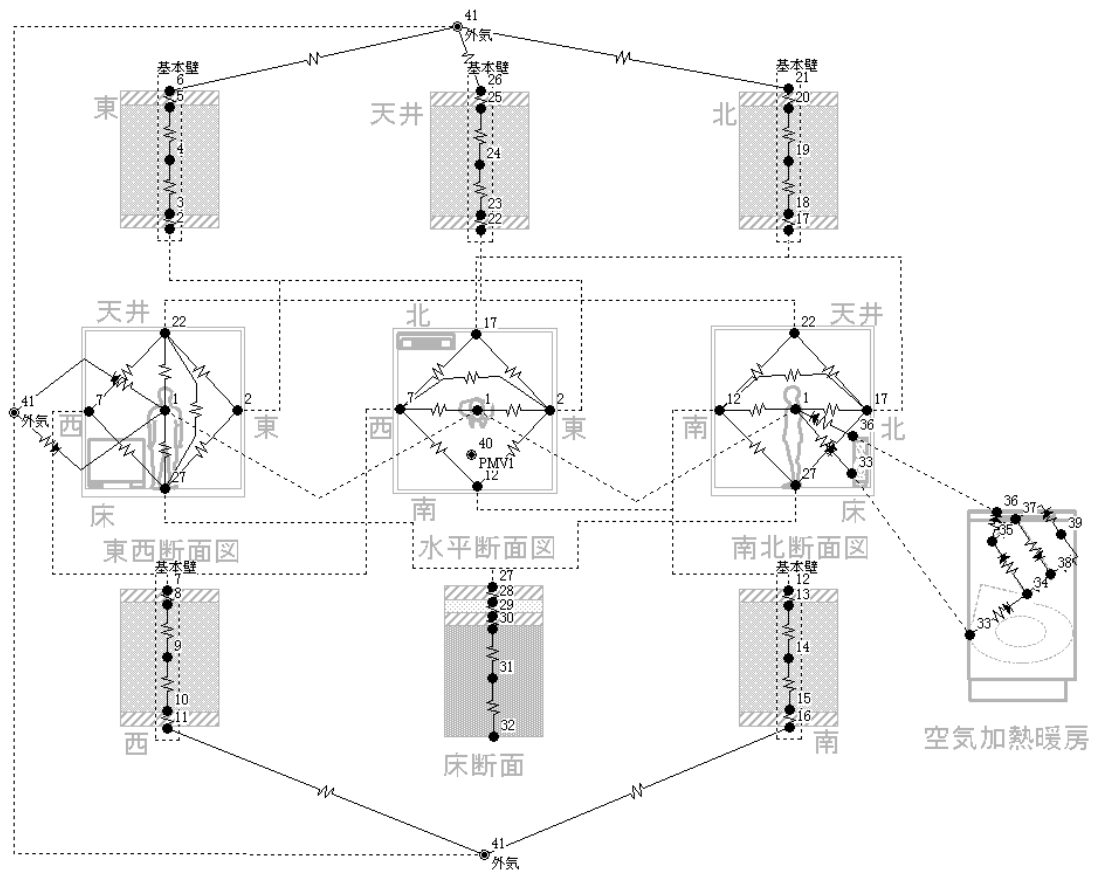


図-6 温風暖房システムの熱回路網モデル

図-5, 6において点線で結ばれた節点はNETSの同一化機能により同じ節点番号を持つ。この同一化機能により、モデル図を様々な視点から複数描くことができ、理解を容易にする効能がある。

温風暖房のファン・コイル・ユニットのモデルは基本的には図-2と同様であるが、熱交換器の貫流コンダクタンスは並列に2つのパスに分け、循環流体の温度変化は、流れ途中に4節点設けているが、実質的には3区間モデルで表現した。

人体は天井よりも床近くに位置する 경우가多く、それ故にMRT算出用の床・壁・天井の各面への重みは、PMVの評価点が床の中央にあり、高さが0.8mに位置するものとした時の形態係数から、床が0.33、4面の壁其々が0.115、天井が0.21とした。

温水加熱流は、暖房時間の平均値で、かつ単位床面積当たりで比較した。床暖房と温風暖房の温度と加熱流の比較を行った結果を表-2に示す。この傾向は簡易モデルと同様である。節点熱容量を元の木造モデルの2.5倍にしたRC造と呼ぶモデルでの比較結果は表-4に示す。

5. 考察

気流速が平均的な0.1m/sの場合の表-2の結果を基準とし、気流速が床暖房の様に静穏な0.05m/sと、温風暖房の様に大きな0.2m/sとした場合についての表-3の結果を比較し検討する。空気が静穏であれば低めの空気温度でも熱的中立にでき、気流速が大きめならば高めの空気温度が必要になる。つまり気流速の増大は代謝熱の放散も増やし暖房上は不利である。また温風が直接体にあたることは不快と感ずるのである。

ただし居住域平均気流速度を求めるためにCFD計算を必要とするのでは手間がかかり煩わしい。そこで室空間に対して送風機などで与える運動エネルギーおよび冷えた窓面や室内の発熱体の表面近くで生じる密度差による下降・上昇流などをマクロに把握し、居住域平均気流速度を数式記述できる可能性を今後探りたい。

次にRC造のように躯体の熱容量が大きい場合を表-4の結果から検討する。床暖房を間欠的に行えば床スラブの熱容量の悪影響を受けやすいことが表れている。ただし全ての節点の熱容量を木造モデルの2.5倍にしたことも影響したかもしれない。本来は温水管周りの材料は木造と同様に熱的に軽いはずである。

換気回数、断熱厚と密度の変化による比較を、3種類の気流速度別に、連続暖房の条件で行って表-5に示す。温風暖房は、換気量の増加に伴って暖めた空気が失われるので、著しく加熱流が増大する傾向が見られる。

全般に実大単純モデルでは気流速に比例して加熱流が増加している。表-3の連続的な床暖房の暖房時間での平均加熱流を基準にして比較すると、床暖房の間欠暖房で

26%加熱流が多く、温風暖房の連続暖房では7%加熱流が大きくなった。また温風暖房より床暖房の室空気温度が約2°C低い温度で間に合い、床面温度は約4°C床暖房の方が高い結果になった。RC造の場合、連続暖房を基準に間欠暖房との加熱流を比較すると、床暖房では43%、温風暖房では39%大きくなった。また制御量がPMV値で操作量が温水加熱流のPID制御において、目標値と実態の偏差の比例、積分、微分の項にかかる係数を自動的に求める現状の方法では、3係数の大小比を100:15:1程度に比例制御の係数を大きめに修正する必要が生じた。

またPID制御は単変数の制御量と操作量しか扱えない。しかし一般には複数変数の制御系なので複数の人体伝熱モデルを用いた最適レギュレータ制御⁵⁾を導入したい。

さらに床暖房は、体を床面に接触することで暖を得る場合も多く、この効果を考慮するためにも同様な人体伝熱モデルが必要になるであろう。

6. まとめ

本研究では床暖房の長波長放射環境のモデル化と、温水加熱の循環装置系も含めた総合的なモデル化を行い、省エネについて温風暖房と比較検討した。室内気流速0.1m/secでは加熱流が2~7%省エネで、室空気温度は1~3°C低くてすむが、床暖房が0.05m/sec、温風暖房が0.2m/secとすると、床暖房の方が6~11%省エネとなった。室空気温度も3~4°C低くてすむ。暖房時の気流速は人体放熱に影響するので、室内気流速度の工学モデルの研究も必要であろう。また床と人体の接触伝熱の効果も考慮できることが望ましい。さらに実際の建物と同様な条件での比較検討⁶⁾を行いたい。

参考文献

- 1) 奥山博康,建築物の熱回路網モデルに関する理論的研究,早稲田大学・博士号学位請求論文,1987年12月
- 2) 奥山博康,空間内表面間の長波長放射の無限回相互反射を考慮した熱回路網モデル,日本建築学会大会学術講演梗概集(東北),2009年8月,環境工学II,梗概番号41010, pp19-20
- 3) 東京ガス株式会社,温水マット技術資料(小根太入り・エコタイプ),IFM-12FBSK2433,2008年2月
- 4) 田中俊六他,最新建築設備工学,改訂版,井上書院,2011年8月,第2刷, p106, 表4-2
- 5) Hiroyasu Okuyama, Optimization Theory for State and Energy Supply Based on a Heat and Moisture Transfer Network Model and Numerical Investigation, Proceedings of the 7th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Nagoya Japan, July 21-26, volume (2), 1996, pp485-490
- 6) 清水裕幸他,異なる暖房方式を採用した居室の温熱環境評価に関する研究(その5)床暖房・エアコンにより形成される居室の温熱環境と投入熱量の把握,日本建築学会大会学術講演梗概集, pp57-58, 2008年9月