

放熱器の配置が熱的快適性と 熱損失にいかに関与するか

Wie beeinflusst die Heizflächenanordnung im Raum die thermische
Behaglichkeit und den Wärmeverlust?

Dipl.-Ing. Hans Erhorn, Dipl.-Ing. Michael Szerman, o. Prof. Dr.-Ing. Karl Gertis
(BAUPHYSIK, 5/1986, Wilhelm Ernst & Sohn Verlag)

田 中 辰 明*訳

キーワード：暖房(Heating), 床暖房(Floor Heating), ラジエータ暖房(Radiator Heating), 熱的快適性(Thermal Comfort)

ラジエータを窓下に設置した場合、内壁に設置した場合、床暖房・天井暖房・温風暖房など各種暖房システムの比較をつぎの四つの事項について行った。①熱的快適性、②熱負荷、③室内の実際の温度分布、④熱消費量。各種の文献を基に比較を行ったが、研究が行われた時代によって建物の断熱状態も異なり、厳密な比較は困難である。

著者略歴

Hans Erhorn 1975年、ベルリン高等工業専門学校卒業。Ing. (grad.)の資格を取得。1975～1979年、技術士事務所にフリー従事。1977～1980年、ベルリン高等工業専門学校講師。1980年、ベルリン工科大学にてDipl. Ing.の資格を取得。1979～1984年、エッセン大学建築物理学教室助手。それ以来、StuttgartのFraunhofer研究所建築物理学部熱空気調和学部(部長はK. A. Gertis教授)の熱工学科主任。

Michael Szerman 1984年、エッセン大学でDipl. Ing.の資格を取得。1984年、エッセン大学建築物理学教室助手。1985年以後、StuttgartのFraunhofer研究所建築物理学部熱空気調和学部(部長はK. A. Gertis教授)の熱工学科研究員。

Karl Gertis 1963年、ミュンヘン工科大学でDipl. Ing.の資格を取得。1969年、Stuttgart大学で工学博士

* (株)大林組技術開発本部企画管理部 正会員

この翻訳は、ベルリンのWilhelm Ernst & Sohn出版社のご好意により、掲載されるものである。

Diese Übersetzung erscheint mit der freundlichen Genehmigung des Wilhelm Ernst & Sohn Verlags Berlin.

号を受く。1972年、大学教授の資格を取得。同時にStuttgart大学講師。1977年、エッセン大学建築物理・建築材料学教室主任教授。StuttgartとHolzkirchenのFraunhofer研究所建築物理学部門理事。

まえがき

今日では、建物外被の熱通過率は非常に小さくなっている。また、将来さらに小さくなっていくであろう熱通過率¹⁾と減少していく換気熱負荷²⁾により、熱負荷は以前より大幅に減少している。DIN 4701³⁾による熱負荷計算法では、暖房システムの影響を考慮していないが、VDI 2067⁴⁾の年間熱消費量計算は各種暖房システムについて行われており、一部大きく影響している。この報文は、暖房システムと放熱器位置が熱損失と熱的快適性に与える影響について報じる。

1. 従来の研究

各種暖房システムの比較は、つぎの四つの事項について行われた。

- 1) 熱的快適性
- 2) 熱負荷
- 3) 室内の実際の温度分布
- 4) 熱消費量

個々について、ここでは文献から重要事項を紹介する。

1.1 熱的快適性

この分野の総括的研究は、Frankによって紹介されている⁵⁾。Frankは、着衣の状態と裸体の状態について、ラジエータ暖房と天井暖房の表面熱負荷の比較を行って

いる。ここでは、著しい両者の差は認められていない。同じ試験対象で被験者に対するアンケート調査が後になって行われた⁹⁾。ここでは、天井暖房を施すことで“住宅の質”を向上させることが顕著となっている。各種暖房システムについて被験者を使って快適性の試験が Lebrun⁷⁾, Olesen と Thorshange⁸⁾ によって行われた。この研究では、断熱状態が良好な建物では、快適性に関し、個々の暖房システムでわずかの差しかないのが認められている。快適性に関する調査は、放熱器が内壁の近くに設置された場合と窓の下に大きな平板放熱器が設置された場合について行われた。Mayer と Künzle は、放熱器が内壁に沿って設置された場合、慣習的な窓下設置の場合と比較して熱的快適性に関し、不利な影響があるか調査を行った⁹⁾。ここでは、断熱が良く、換気回数が少ない場合は、両者とも良好な快適性が認められた。しかし、放熱器が内壁に沿って設置された場合は、人体からの放熱に関し、大きな不均一性が認められた。窓の気密性が不良の場合は、内壁に沿って放熱器を設置した場合、窓の近傍で不快性が認められた。Bach は、窓の近くにラジエータを設置した場合、床暖房・天井暖房の場合について、室内の人体の熱的快適性について調査を行った¹⁰⁾。ここでは、ラジエータを窓の下に設置した場合が最も良い結果を得ている。Kast と Klan は、低温式暖房用放熱器の熱的快適性への影響を調査したが、各種の暖房システムに関し、顕著な差異を認めていない。Caluwaerts と Marret は、快適性を考慮したうえで各種の断熱強度に対して、設置すべき暖房システムの選定を行っている¹²⁾。この場合、断熱の状態が悪ければ、窓の近くにラジエータを設置した場合と温風暖房の場合のみ設定した要求事項を満足したが、断熱が良好な建物では暖房システムによる差異は認められなかった。文献調査によると、今日一般的になっている断熱水準では、すべての慣習的暖房システムが熱的快適性を満足することが判明した。

1.2 熱 負 荷

暖房システムが熱負荷に及ぼす影響については、Schmidt が相互の比較を行っている¹³⁾。研究結果は参考文献(14), (15)にまとめられているが、Schmidt は“今日一般的な断熱強度で、一般的な暖房システムを用いた場合、差異は3%以下である”と記述している。したがって、暖房システムの影響を無視した DIN 4701⁹⁾の新しい草案は正当なものと認められる。

内壁のふく射特性が重要な意味をもってくる。Gertis と Erhorn は、赤外線反射壁紙と放熱器にホイルを添付して使用した場合の省エネルギーの可能性について調査した^{16), 17)}。Kast と Klan は、これと同様の試験を各種暖

房システムについて行った。断熱程度の悪い建物では、当然のことながら熱負荷の減少率は高かったが、同時に結露発生の危険性も高かった^{19), 20)}。今日一般的となっている断熱を施した場合[$K=0.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]、このような壁紙を外壁内表面に張り付けた場合3~4%、内表面全体に張り付けた場合は8~9% 暖房エネルギーを節約することが認められた。後者の方法は、室内仕上げや家具が比較的大きいふく射数をもつ場合、結果は芳しくないが、理論的には当然である。日曜大工的方法で省エネルギーを図ることは可能であるが、この結果を過大評価してはいけない。

1.3 室内の実際の温度分布

熱負荷に関するすべての研究では単純化が行われ、暖房されている部屋では温度分布が均一であるという仮定が行われている。しかし、実際に各種暖房システムで測定を行うと、温度分布は暖房システムによって大きく違ってくるのがわかる。

Settele は、ラジエータ暖房・暖炉暖房・天井暖房・床暖房の場合の典型的な温度分布を紹介している²¹⁾。Schlappmann は床暖房について²²⁾、Claus などは放熱器を使用した暖房について²³⁾、温度分布の研究を行っている。Mayer と Künzle は、ラジエータを外壁に沿って設置した場合と、内壁に沿って設置した場合の温度分布の相違を実験している^{9), 24)}。Frank は、天井暖房を施した場合の温度分布を示し、ラジエータ暖房の場合と比較している^{5), 6)}。Olesen^{8), 25)} と Fanger²⁶⁾ は、9種類の暖房システムについて研究を行い、その典型的な温度分布を示している。Rheinländer は、各種暖房システムに対して室内温度分布を求める計算プログラムを開発している²⁷⁾。床暖房システムの場合のみ温度分布はほぼ均一になる。その他の暖房システムでは、場所によって強い分布が生じている。特に、窓の下にラジエータを設置した場合、窓付近での温度分布は顕著である。Caluwaerts などは、各種暖房システム・放熱器位置に対し、部屋中央の空気温度分布を示している⁵³⁾。室内高さ*では、一列形平板放熱器の場合、温風暖房の場合、温度分布がほぼ均一である。二列形以上の平板放熱器と天井暖房では、室内高さ方向で大きな温度分布が生じている。同様に、放熱器を内壁に沿って設置した場合と外壁に沿って設置した場合でも温度分布が異なってくる。熱負荷計算で均一の温度分布として取り扱っていることは、近似値計算としては正しい。

1.4 熱 消 費 量

熱消費量の実測を行うと、熱負荷計算の場合より、実際は温度分布の影響があるのと同様に外乱(日射熱)の影響

* Raumhöhe

響を受けることから、暖房システムが熱消費量に影響してくる。従来の研究では、さまざまな結果が報告されている。Frank は、天井暖房を行った住宅では、同じ住宅でラジエータで暖房した場合より 17% 消費エネルギーが少ないと算定している⁹⁾。

Mayer と Künzel は、内壁に沿ってラジエータを設置した場合、慣習的な窓下に放熱器を設置した場合より 10~12% 暖房用エネルギー消費が少なくなると報告している⁹⁾。両名は本報の冒頭でも述べたように、Frank が単に天井暖房とラジエータ暖房の場合の比較⁹⁾しかしていないことを非難している。Haendly は、床暖房は放熱器による暖房や温風暖房の場合より 4~7% 暖房用エネルギー消費が多くなると算定している²⁸⁾。これについては、建物の利用状態に関する記述がないので結果については論評しにくい。Kast と Klan は、各種の暖房システムに関し、エネルギー消費量を示している²⁹⁾。ここでは、暖房期間(10月から4月)の計算による全エネルギー消費量を比較しているが、参考文献²⁹⁾では、慣習的な送り温水温度 90°C と、返り温水温度 70°C のラジエータ暖房を基準として、それとの比較を示している。測定結果によると、床暖房では 16%、低温式暖房では 2% エネルギー消費量が慣習的なラジエータ暖房の場合より増大し、天井暖房では 9%、温風暖房では 15% 減少している。残念なことこの実験は、今日一般的になっている断熱水準³⁰⁾では、許容されない条件[例えば、単層ガラス・外壁の熱通過率 3.6 W/(m²·K)]や各種の境界条件について行われた。この結果を、実際に現在の状況に直接応用することは不可能である。後になって Kast と Klan は、他の境界条件では両方のシステムの差は少ないことを発表している⁵⁴⁾。例えば、ラジエータ暖房と平面暖房(天井暖房・床暖房)は、システムによる隣室への放熱量を見れば、その差が 2% 以下であるとしている。ここで比較が行われている温風暖房は、他の暖房システムと比べて、特に送風機の出力を考慮した場合、ばらつきが大きい。

Caluwaerts などは、各種暖房システムに対し、熱伝達率を変化させた場合のエネルギー消費量を示している。そして、つぎの値を推奨している。

- 1) ふく射暖房: $\alpha_t = 6 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$
- 2) 温風暖房: $\alpha_t = 12 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$
- 3) すべてのそれ以外のシステム: $\alpha_t = 8 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$

このことは、システムによる伝導熱損失に影響してくる。かつて一般的であった断熱水準の建物⁵⁰⁾では、伝導熱損失の相違が 25% にまで達している。断熱の良い建物では、この相違が 5% 以下である。Olesen が実験室で行った結果では、熱負荷よりも熱消費量のほうが少

なくなっているが、これは日射熱が使用されたり、間欠の暖房運転が行われたのと、暖房システムの制御性を考慮したことによる²⁵⁾。ただ、実際の温度分布は、熱消費量の相違に影響している。試験では、すべての実測された熱消費量は、床暖房の熱消費量を基準として比較している。Olesen は、つぎの値を割増しとして発表している。

- 0~1% : 床暖房
- 0~3% : 窓下配置のラジエータ暖房
- 4~7% : 天井ふく射暖房
- 5~6% : 内壁に沿って設置したラジエータ暖房
- 6~11% : 窓下に配置したコンパクト暖房
- 7~13% : 温風暖房

この結果は、快適域が窓の近くであるとして求められたものである。基準としている快適域の場所が変化した場合は、増減量も変化してくる。Mayer と Künzel の実験結果⁹⁾と Frank の実験結果⁹⁾を一致させることは(Olesen が考慮しなかった)、間欠暖房運転や面暖房での制御の遅れが結果に影響してしまうので困難である。VDI 2067⁴⁾による年間熱負荷計算では、制御装置に従ってある最低の要求を設定しているが、ここではつぎの補正係数を用いている³¹⁾。

- 1.03~1.07 : 面暖房
- 0.85~1.00 : ラジエータ暖房とコンパクト暖房
- 0.80~0.93 : 温風暖房

ラジエータ暖房またはコンパクト暖房を基準として、同じ熱負荷に対して面暖房では 3~26% 多く、温風暖房では -20%~9% 多く暖房エネルギーを消費する。この結果は、Kast と Klan の実験結果と一致する²⁹⁾。表-1 にすべての結果を整理した。ここで基準となっているのは、慣習的な窓下にラジエータを設置した暖房で、かつて一般的であった境界条件を用いているが、それは現状にはそぐわないものになっている。表からシステムの相違によって、また発表者の試験結果に部分的に大きなばらつきがあるが、これは物理的に説明しにくいものである。今日一般的となっている断熱水準での暖房システムの相違に関しては、新しい境界条件に関し、詳細な実験を行う必要がある。

2. 暖房システムによる人体からの不均一な放熱

Mayer と Künzel が指摘しているように⁹⁾、暖房システムはエネルギー消費量とともに人体からの熱放散にも影響を及ぼす。つぎの研究者は、この問題をさらに掘り下げている。Fanger によって広範囲に経験的に行われた実験研究により、人体の熱放散バランスを数式で表すことが可能になった³²⁾。Mayer³⁴⁾と Höpfe³⁵⁾は、さら

表-1 多数の研究者の著作による各暖房システムにおける熱消費量

[%]

暖房システムまたは 放熱面の施工法	システム条件による消費量の大小(窓下に設置したラジエータを基準にする)						
	Frank ⁶⁾	Mayer, Künzel ⁹⁾	Haendly ²⁸⁾	Kast, Klan ²⁹⁾	Kast, Klan ⁵⁴⁾	Olesen ²⁵⁾	VDI 2067 ⁴⁾
窓下設置のラジエータ暖房	0	0	0	0	0	0	0
窓下設置のコンベクタ暖房	—	—	—	—	0	+3~+8	0
内壁設置のラジエータ暖房	—	-10~-20	—	—	—	+2~+3	—
床暖房	—	—	+4~+7	+16	-1~+13	-3~0	+3~+26
天井暖房	-17	—	—	-9	—	+1~+4	+3~+26
温風暖房	—	—	—	-15	+44	+4~+9	-20~+9

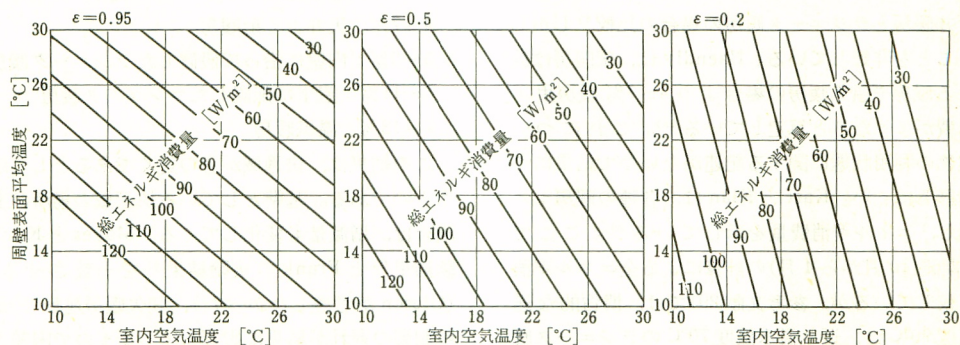


図-1 さまざまな総エネルギー消費量・周壁表面ふく射特性条件下における熱的快適性を得るために必要な室温および周壁表面平均温度の相関図

に広範囲の影響パラメータについて研究調査を行った。参考文献33)で与えられた関係で熱的快適性について、つぎのような調査が行われた理論的研究として参考文献11), 13), 18)などがあるが、均一な室温分布と定常状態を基礎として扱っている。人体での対流熱伝達率は、参考文献18)で記述されているように、 $\alpha_k = 4.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ と設定されている。参考文献13)で記述されている効果温度の算定とMayerによる測定³⁴⁾で対流熱伝達率は同じ値となっている。人間は、活動によって生産される熱(総エネルギー消費量)と人体から周囲に放散される熱がバランスしているような状態では、不快とは感じない。作業強度による総エネルギー消費量は、参考文献32), 33)に示されている。睡眠中の人間の総エネルギー消費量は、体表面積あたり $40 \text{ W}/\text{m}^2$ であるのに対し、働いている場合は作業強度によって $104 \sim 371 \text{ W}/\text{m}^2$ となっている。図-1に、一般事務所での着衣状態[参考文献32)によると1 clo]で熱的快適性を保証するのに、必要な室温と部屋周壁の平均表面温度と総エネルギー消費量の関係を示した。

表面温度に分布がある場合、平均表面温度は人体と表面のふく射関係から式(1)のようになる。

$$T_{um} = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^n \phi_{Mj} T_{uj}^4} \quad \dots\dots (1)$$

ここに、

T_{um} : 平均部屋周壁表面温度

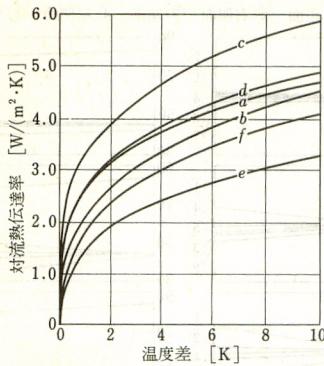
ϕ_{Mj} : 人体と表面Jとのふく射形態係数

T_{uj} : 面Jの表面温度

図-1から、従来の赤外線特性をもつ表面では、周壁表面温度が低下すると快適性を確保するのに、低下分と同じだけ室温を上昇させなければならないことを示している。しかし、室温と周壁表面温度が任意の温度差になるということはない。参考文献13)によると従来の表面では、その温度差は $\pm 8 \text{ K}$ より大きくはならない。参考文献47)では、温度差が最大 $\pm 3 \text{ K}$ となることを推奨している。赤外線処理を行った表面($\epsilon = 0.2$)では同じ快適性を前提とすると、表面温度を低下させても室温をわずかに上昇させることで同じ快適性が保たれる。推奨される室温は、ふく射率が小さい壁表面の場合は従来一般的であった壁表面の場合より低くてよいことになる。この差が省エネルギー量となるのである。

Diebschlagは、赤外線反射の壁紙を用いると同じ快適性を得るのに室温を4Kまで下げられ、省エネルギー的であると報告している⁵⁵⁾。

多くの場合、人体からの総熱放散しか考慮されない。しかし、暖房システムによっては、人体からの不均一な熱放散が生じる。Szermanは、周壁の形態係数を算定する計算プログラムを開発し、これを用いて計算を行った。プログラムは解析解^{33), 37), 38)}と比較し、正当性が実証されている。計算結果の最大誤差は2%以下である。ふく射熱交換の計算では、参考文献39)で閉鎖空間での



- 注 a: $\alpha_k = 2.67\sqrt{\Delta t}$ [参考文献 33) による]
 b: $\alpha_k = (2.21 - 0.004 \frac{t_w + t_i}{2})\sqrt{\Delta t}$ [参考文献 33) による]
 c: $\alpha_k = 3.3\sqrt{\Delta t}$ [参考文献 44) による]
 d: $\alpha_k = 2.7\sqrt{\Delta t}$ [参考文献 43) による]
 e: $\alpha_k = 1.52\sqrt{\Delta t}$ [参考文献 45) による]
 f: $\alpha_k = 1.91\sqrt{\Delta t}$ [参考文献 41), 42) による]

図-2 下から上へ向かう熱流をもつ水平面におけるさまざまな対流熱伝達率

多重反射を考慮した式が与えられている。参考文献 40) で述べられているように、従来の表面では最初の反射のみを考慮すれば十分であった。加熱されていない表面での対流熱伝達率は、参考文献 33) で式(2)~(4)のように定められている。

垂直面

$$\alpha_k = (1.7 - 0.003 t_g)\sqrt{\Delta t} \quad \dots\dots (2)$$

水平面：下から上方への熱流(加熱された床、天井は加熱されていない)

$$\alpha_k = (2.21 - 0.004 t_g)\sqrt{\Delta t} \quad \dots\dots (3)$$

水平面：上から下方への熱流(加熱された天井、床は加熱されていない)

$$\alpha_k = (1.19 - 0.002 2t_g)\sqrt{\Delta t} \quad \dots\dots (4)$$

ここに、

α_k : 対流熱伝達率 [W/(m²·K)]

t_g : 境界層温度 [= (表面温度 + 室内空気温度) / 2] [°C]

Δt : 温度差 (= |表面温度 - 室内空気温度|) [K]

他の研究者の値^{41)~45)}と比較を行うと、この式はほぼ中央に位置するようになる。図-2に、水平面の下から上方への各種の式による計算結果を示した。建築部材への熱伝導は一次元で行われており、熱橋は考慮されていない⁴⁶⁾。一方、放熱器の後方にある腰壁による補足の熱損失は、参考文献 17) の方法で考慮されている。換気量に関しては、最低限の換気回数 $n_L = 0.5 \text{ h}^{-1}$ が使用されている²⁾。

この報文においては、係数 b を選んだ。これは、全数値の平均的な値となっているからである。

2.1 試験された暖房システム

後述のモデル実験室では、ラジエータ暖房⁴⁷⁾、床暖房と天井暖房の試験が基本として行われた。ラジエータ暖房の場合、まず窓下にラジエータを設置した例について、また無窓の外壁と内壁に沿って設置した例について実験が行われた。面暖房の場合は、加熱面が均等に分散しているようにした。すなわち、表面温度が均一になるようにしたのである。天井と床は、それぞれ断熱されていると見なされた。面暖房では、表面温度が基本的に快適性に影響する。表面温度は、後述の人体モデルが選定された総エネルギー消費量を放出できるように選定される。ラジエータの大きさは、参考文献 3) の熱負荷計算によって求められ、最低限断熱を行った場合は参考文献 30) の方法で求められる。平均温水温度は 80°C である。ラジエータは窓下の胸壁の中に収められ、DIN 4703⁴⁸⁾ に合致している。部屋の断熱が良いほど、放熱器が同じ物を使用している限り、平均温水温度は低くてよいことになる⁴⁹⁾。

2.2 人体モデル

冒頭に述べたように、加熱面の表面温度とその結果生じる室内空気温度は、人体モデルが選定された総エネルギー消費量を消費するように選定される。従来の研究では、人体モデルはさまざまな直径の球や直方体または同様のもので作られてきた¹³⁾。Schmidt は、個々の人体モデルで形態係数による相違は少ないとしている¹³⁾。したがって、この研究では直方体のモデルが選定され、平均の人体表面積が 1.80 m² になるようにされた³³⁾。そして、この人体モデルの幅は 35 cm、奥行き 15 cm、高さ 1.75 m であった。前面表面積と後面表面積は 0.61 m²、側面表面積は 0.26 m²、頂部表面積、これは頭部を意味するが、0.05 m² である。人体モデルは、事務室衣を着衣している [参考文献 32) により、着衣の状態は 1 clo]。これは、0.155 m²·K/W の熱通過抵抗に相当する³³⁾。人体の中心部温度は 37°C 一定に保たれた。相当熱通過抵抗は、快適な表面温度³³⁾ と総エネルギー消費量から決められる。この値は、人体モデルのすべての面で同一、かつ一定に選定された。

2.3 モデル実験室

実験研究は室内で行われたが、その室内寸法は参考文献 18) で使用されたものと一致している。この実験室は 2 面が外壁になっているが、そのうち 1 面は無窓である。2 面の内壁、天井と床は良く断熱が行われている。図-3 に実験室の展開図を示す。ここで選定された放熱器の位置も示されている。人体モデルは、図-3 に示すように、すべての実験研究で実験室の中央で窓に目を向けて座っている。この実験研究で用いられた境界条件と諸

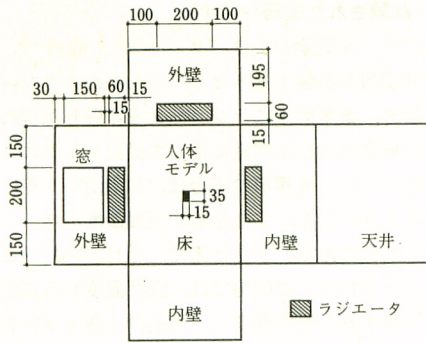


図-3 研究の基準にした部屋の展開図(人体モデルとラジエータの位置)

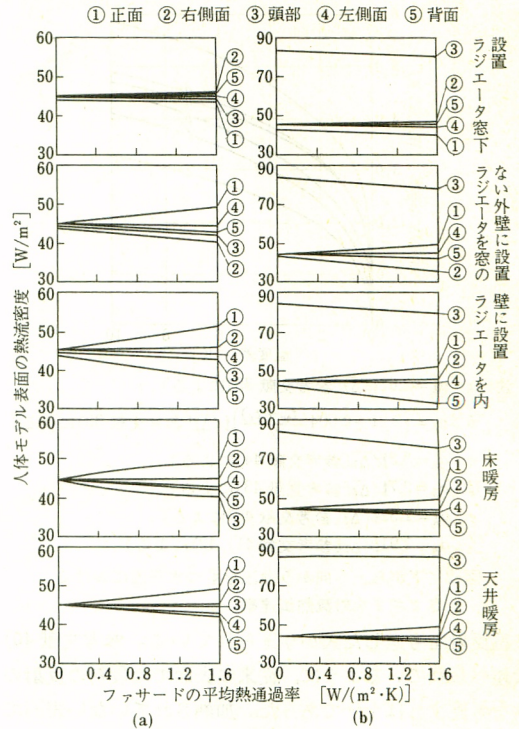
表-2 実験研究で用いられた境界条件と数値

サイズ	数値ないし数値範囲
熱伝達率(参考文献 50)および一部は参考文献 30)に基づいて]	
外壁	0.3 ~ 1.2 W/(m ² ·K)
窓	1.5 ~ 3.1 W/(m ² ·K)
熱伝達率	
外側の総合熱伝達率 α_{ges} [参考文献 50)による]	25 W/(m ² ·K)
内側の対流熱伝達率 α_k [表面構造 ³³⁾ による]	不定
内側の対流熱伝達率 α_k [人体 ¹⁸⁾ による]	4.5 W/(m ² ·K)
内側のふく射熱伝達率 α_r [全表面, 計算による]	不定
温度	
外気温度	-10℃
室内空気[放熱器出力と快適性による]	不定
平均放熱面温度[快適性に基づく]	不定
人体モデル	
総エネルギー消費量[リラクセス時, 起立状態, 参考文献 33)による]	70 W/m ²
人体表面積[参考文献 33)による]	1.80 m ²
表面放射率	
建物表面	0.95
ラジエータ	0.925
窓ガラス	0.94
人体モデル	0.95

数値を表-2に示す。

3. 実験研究の結果

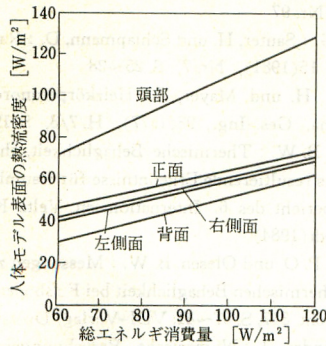
この実験研究では、まず第一に人体モデルからの不均一熱放散が研究対象となった。ここでは、Frankの快適性評価⁵¹⁾が用いられたが、ここで各表面での熱流密度の差が 23.26 W/m²以上であると、人体からの不均一熱放散を生じている。放熱出力とその結果生じる室内空気温度は、人体からの全放熱量が総エネルギー消費量と一致



- 注 1) ファサードの熱通過率は平均的とし、さまざまな室内暖房システムを使った場合を示している。
 2) (a)は従来のモデル試験に相当して着帽、(b)は無帽の場合を示す。
 3) 基準にした数値は、総エネルギー消費量 70 W/m²(リラクセス時, 起立時), 着衣 1.0 cloである。

図-4 熱的に快適な状態にある着衣の人体モデルの身体の各部分における熱流密度

するように選定された。図-4は、5種類の試験を行った暖房システムについて、ファサードの熱通過率が平均的である場合の人体の個々の表面での熱流密度を示している。ここでは、対流とふく射による熱流密度を扱っている。呼吸や発汗による熱損失は、ここでは示されていない。それは、この評価が参考文献 51)によると、無視しても差し支えないものとされ、関心が持たれていないことによる。図からわかるように、ラジエータが内壁に沿って設置されている場合に、最も大きな不均一熱放散が生じている。窓下に放熱器が設置されている場合、熱放散が均一となる。平面暖房と無窓の外壁に沿って放熱器が設置されている場合、ほぼ中間的な不均一放散が生じている。周壁が断熱されている状態であっても、換気熱損失により、加熱面温度、周壁の表面温度に少しの差が生じる。断熱条例³⁰⁾で許容される範囲の平均的熱通過率のファサードの建物で快適性を保証する暖房システムについては、Fanger³²⁾とFrank⁵¹⁾によって述べられている。図-4(a)の場合と反対で、体は着衣の状態



注 基準数値は、人体モデルの着衣 1.0 clo、ファサードの平均熱通過率 $1.3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ である。

図-5 人体モデルの総エネルギー消費量による熱的快適状態での人体モデルから放出される熱流密度(内壁にラジエータを設置した場合)

あっても、無帽であれば図-4(b)に示すような人体各部からの熱流密度の状態となる。無帽の状態(人体モデルの頂部水平面に被覆なし)では、着帽の状態より熱流密度が2倍も大きくなっていることがわかる。このことは、Frankのフリゴリメータ*を使用した測定からも証明されている⁹⁾。ここで総エネルギー消費量は、約 $90 \text{ W}/\text{m}^2$ である⁶²⁾が、これはやや多めである。参考文献33)では、無帽の状態の頭部の熱流密度は、少なくとも $70 \text{ W}/\text{m}^2$ になっているが、これがすべてに使われている。

不均一な放熱があり良くない暖房システム——内壁に沿って設置されたラジエータ暖房では、どのような総エネルギー消費量するとき人体各部から異なった放熱があり、不快と感じるのか試験が行われた。この場合、総エネルギー消費量を $60 \text{ W}/\text{m}^2$ (静かに座った状態)から $120 \text{ W}/\text{m}^2$ (軽い作業の状態)の間で変化させた場合について試験を行った。図-5にその結果を示したが、総エネルギー消費量が減少すると不均一な人体からの放熱がわずかに増大していることがわかる。このモデル実験室では、人体モデルは参考文献51)によって不快感はない。無帽の場合、着帽の場合よりも総エネルギー消費量の増加とともにわずかながら放熱量が増大している。人体モデルが部屋のほかの場所、例えば窓の近くや他のラジエータの近くにいる場合は、状態がまた変わってくる。

暖房システムによる熱損失の相違は、参考文献15)によると $\pm 3\%$ の範囲内である。これを表-3に、実験室で参考文献50)でいう“最低限断熱”を施した場合、参考文献30)の一般的断熱の場合、そして高断熱の場合について比較して示した。計算例では、ただ部屋に導入するエネルギーのみをみた。ここでは、例えばシステムによ

* Frigorimeter, Thilenius と Domo によって使用された快適性のメータ。電気を使用し、一定温度に保つ。

表-3 さまざまな断熱強度をもつモデルルーム内で行った個々の試験に基づく熱損失対照 [%]

暖房システム/ 放熱面の施工法	相対的熱損失		
	最低限の 保温 ⁵⁰⁾	一般の 保温 ³⁰⁾	優れた 保温
窓下設置のラジエータ暖房	0	0	0
窓のない外壁に設置したラジエータ暖房	+4	+2	+1
内壁設置のラジエータ暖房	-2	-1	-1
床暖房	-2	-1	-1
天井暖房	+1	0	0

注 パーセント表示は、窓下に設置したラジエータによる暖房を基準にしている。

て生じる隣室への熱損失は無視した。

4. まとめと実際の結果

本報では、断熱条例によって決定される熱損失の範囲で、すべての暖房システムについて快適性との関係を記述した。人体の個々の表面からの放熱に対し、最も平衡がとれているのは窓下にラジエータを設置した暖房と平面暖房の場合である。両者とも不均一な熱放散が比較的少ないからである。内壁に沿ってラジエータを設置した場合、不均一熱放散の影響を比較的強く受ける。しかし、こうした放熱面設置の場合でも快適性は得られている。熱損失に関しては、ファサードの断熱強度が同じであれば、暖房システムによる差は無視できる。

熱消費量に関しては、何名かの研究者により、実測値で大きな相違が生じている。これは、実験研究が今日では許可されない断熱程度で行われたことによるもので、この結果を直接今日の状況には換算できない。今日一般的である断熱強度や境界条件(利用の影響)での熱消費量との比較研究を行えば明らかになる。ここに記した研究が、間もなく専門家によって定めた境界条件の下に実験研究が行われ、補足されることを希望する。

参考文献

- 1) Gertis, K. und Erhorn, H.: Superdämmung oder Wärmerückgewinnung? Wo liegen die Grenzen des energiesparenden Wärmeschutzes? Bauphysik 3(1981), H. 2, S. 50~56
- 2) Erhorn, H. und Gertis, K.: Mindestwärmeschutz und/oder Mindestluftwechsel? Ges.-Ing.(107)(1986), H. 1, S. 7~15
- 3) DIN 4701: Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden, Beuth-Verlag, Berlin, März(1983)
- 4) VDI 2067: Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen, Blatt 2: Raumheizung(Entwurf), VDI-Verlag, Düsseldorf, März(1985)
- 5) Frank, W.: Das Raumklima in radiator-und deckenbeheizten Räumen, Ges.-Ing., 85(1964), H. 9, S. 270~274

- 6) Frank, W. : Raumklima, Wärmeverbrauch und Heizkosten in decken- und radiatorbeheizten Wohnungen, Klima-Technik(1970), H. 10, S. 6~12
- 7) Lebrun, J. : Differences in Comfort Sensations in Spaces heated in Different Ways, Belgian Experiments, In : Fanger, P. O. and Valbjörn, O. (Hrsg.) : Indoor Climate, Danish Building Research Institute, Copenhagen(1979)
- 8) Olesen, B. W. and Thorshage, J. : Differences in Comfort Sensations in Spaces heated by Different Methodes, Danish Experiments, In : Fanger, P. O. and Valbjörn, O. (Hrsg.) : Indoor Climate, Danish Building Research Institute, Copenhagen(1979)
- 9) Mayer, E. und Künzel, H. : Auswirkung der Heizkörperanordnung auf die thermische Behaglichkeit, Ges.-Ing., 100(1979), H. 4, S. 106~112
- 10) Bach, H. : Heizflächen in Räumen—Strahlund und Behaglichkeit, Eine Beispielrechnung, DAB(1972), H. 6, S. 343~346
- 11) Kast, W. und Klan, H. : Überlegung zur Wärmeleistung und Behaglichkeit von Niedertemperaturheizkörpern, Kongreßbericht des XXI. Internationalen Kongresses für technische Gebäudeausrüstung, Berlin(1980), S. 97~100
- 12) Caluwaerts, P. and Marret, D. : Influence of the Heating System on Thermal Comfort and Energy Consumption in Rooms, Kongreßbericht des XXI. Internationalen Kongresses für technische Gebäudeausrüstung, Berlin(1980), S. 101~105
- 13) Schmidt, P. : Untersuchungen zum Einfluß des Heizsystems und zum Außenflächenzuschlag bei der Wärmebedarfsrechnung, Dissertation, TU-Berlin(1980), Fortschrittsbericht der VDI-Zeitschriften(1981), Reihe 6, Nr. 80
- 14) Esdorn, H. und Schmidt, P. : Einfluß des Heizsystems auf den Wärmebedarf, VDI-Bericht 317, S. 65~72, VDI-Verlag, Düsseldorf(1979)
- 15) Schmidt, P. : Zum Einfluß des Heizsystems bei der Wärmebedarfsberechnung, HLH, 34(1984), H. 8, S. 341, 342
- 16) Gertis, K. und Erhorn, H. : Infrarot-wirksame Schichten zur Energieeinsparung bei Gebäuden? Ges.-Ing., 103(1982), H. 1, S. 20~34
- 17) Erhorn, H. und Gertis, K. : Wie lassen sich die Wärmeverluste in Brüstungen hinter Heizkörpern wirksam reduzieren? Ges.-Ing., 104(1983), H. 5, S. 237~253
- 18) Kast, W. und Klan, H. : Energieeinsparung durch infrarotreflektierende Tapeten, Ges.-Ing., 104(1983), H. 4, S. 181~197
- 19) Erhorn, H. : Wie effektiv sind wärmestrahlungsreflektierende Innenraumauskleidungen wirklich? Bauphysik 5(1983), H. 3, S. 97, 98
- 20) Erhorn, H. : Wärmeschutz mit Raumauskleidungen? Docu-Bulletin, 16(1984), H. 2, S. 2, 3 und 13
- 21) Settele, E. : Über die Auswirkung verschiedener Heizungsanordnungen auf die Temperaturverteilung im Raum, Ges.-Ing., 56(1933), H. 43, S. 505~509
- 22) Schlapmann, D. : Konvektiver Wärmeübergang an beheizten Fußböden, Dissertation, Universität Stuttgart(1982), Fortschrittsbericht der VDI-Zeitschriften(1982), Reihe 6, Nr. 97
- 23) Claus, G. : Sauter, H. und Schlapmann, D. : Raumheizkörper, CCI 15(1981), Nr. 7, S. 25~28
- 24) Künzel, H. und Mayer, E. : Heizkörperanordnung und Raumklima, Ges.-Ing., 98(1977), H. 7/8, S. 199~200
- 25) Olesen, B. W. : Thermische Behaglichkeit, ihre Grenzen und daraus resultierende Erkenntnisse für Raumheizflächen, Kongreßbericht des 6. Internationalen Velta-Kongresses, Norderstedt(1984)
- 26) Fanger, P. O. und Olesen, B. W. : Messungen zur Beurteilung der thermischen Behaglichkeit bei Fußbodenheizungen, VDI-Bericht 317, S. 37~41, VDI-Verlag, Düsseldorf(1979)
- 27) Rheinländer, J. : Numerische Berechnungen über das Einwirken verschiedener Heizsysteme auf Fallströmungen vor kalten Außenflächen, Kongreßbericht des XXI. Internationalen Kongresses für technische Gebäudeausrüstung, Berlin(1980), S. 110~113
- 28) Haendly, D. : Kostenvergleich der Niedertemperatur-Heizsysteme, VDI-Bericht 388, S. 39~44, VDI-Verlag, Düsseldorf(1980)
- 29) Kast, W. und Klan, H. : Heizflächenvergleich bei verschiedenen Betriebsweisen, Forschungsbericht BI 5-800181-106 des Bundesministers für Raumordnung, Bauwesen und Städtebau, Schriftenreihe "Bau- und Wohnforschung", Bericht F 1937, Bonn(1984)
- 30) Verordnung über einen energiesparenden Wärmeschutz bei Gebäuden(Wärmeschutz-Verordnung), BGBl., Teil I(1982), S. 209~219
- 31) Verordnung über energiesparende Anforderungen an heizungstechnische Anlagen und Brauchwasseranlagen(Heizungsanlagen-Verordnung), BGBl., Teil I(1982), S. 205~208
- 32) Fanger, P. O. : Thermal Comfort, McGraw-Hill Book Company, New York, Düsseldorf, Toronto(1970)
- 33) Glück, B. : Strahlungsheizung—Theorie und Praxis, Verlag C. F. Müller, Karlsruhe(1982)
- 34) Mayer, E. : Entwicklung eines Meßgerätes zur getrennten und integrativen Erfassung der physikalischen Raumklimakomponenten, Dissertation TU-München(1983)
- 35) Höppe, P. : Die Energiebilanz des Menschen, Münchner Universitäts-Schriften, Fachbereich Physik, Wissenschaftliche Mitteilung, Nr. 49, München(1984)
- 36) Szman, M. : Strahlungswärmeaustausch und damit korrelierende Behaglichkeit in geschlossenen Räumen, Rechnergestützte Untersuchung, Diplomarbeit im Fachgebiet Bauphysik der Universität Essen(1984), unveröffentlicht
- 37) Verein Deutscher Ingenieure(Hrsg.) : VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, 3. Auflage, VDI-Verlag, Düsseldorf(1977)
- 38) Kollmar, A. und Liese, W. : Die Strahlungsheizung, 4. Auflage, R. Oldenbourg Verlag, München(1957)
- 39) Siegel, R. and Howell, J. R. : Thermal Radiation Heat Transfer, McGraw-Hill Book Company, New York, Düsseldorf, Toronto(1972)
- 40) Wolfseher, U. : Der Wärmetransport an Bauteiloberflächen unter besonderer Berücksichtigung des langwelligen Strahlungsaustausches, Ges.-Ing., 102(1981), H. 4, S. 184~

186 u. 195~200

41) Bovy, A. J. : Untersuchungen zur konvektiven Wärmeübertragung an Außenflächen von Industrieöfen, Dissertation RWTH Aachen(1969)

42) Bovy, A. J. und Woelk, G. : Untersuchungen zur freien Konvektion an ebenen Wänden, Wärme- und Stoffübertragung, 31(1971), H. 4, S. 105~112

43) Griffith, E. and Davies, A. H. : The Transmission of Heat by Radiation and Convection, Food Investigation, Bord Special Report 9, London(1931)

44) Hencky, K. : Wärmeverluste durch ebene Wände, Verlag R. Oldenbourg, München(1921)

45) McAdams, W. H. : Heat Transmission. McGraw-Hill Book Company, New York, Düsseldorf, Toronto(1954)

46) Gertis, K. und Erhorn, H. : Jetzt : Wärmebrücken im Kreuzfeuer? Bauphysik, 4(1982), H. 4, S. 135~139

47) Recknagel, H., Sprenger, E. und Hönmann, W. : Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, 63. Auflage, Oldenbourg Verlag, München(1985)

48) DIN 4703 : Wärmeleistung von Raumheizkörpern, Beuth Verlag, Berlin, April(1977)

49) Bukau, F. und Bannach, G. : Das Leistungsverhalten von Raumheizkörpern in graphischer Darstellung, Haustechnische Rundschau, 73(1974), H. 10, S. 220~230

50) DIN 4108 : Wärmeschutz im Hochbau, Beuth Verlag, Berlin, August(1981)

51) Frank, W. : Die Erfassung des Raumklimas mit Hilfe des richtungsempfindlichen Frigorimeters, Ges.-Ing., 89(1968), H. 10, S. 301~308

52) Frank, W. : Kalorische Oberflächenbelastung, Gesamtwärmung und thermisches Behaglichkeitsempfinden, Ges.-Ing., 83(1962), H. 2, S. 29~35

53) Caluwaerts, P., Lebrun, J. und Marret, D. : Wärmeverluste mit unterschiedlichen Heizsystemen. Proc. 2. Internationaler Velta-Kongreß, St. Christoph(1980), S. 2~16

54) Kast, W. und Klan, H. : Energieverbrauch und Behaglichkeit bei verschiedenen Heizflächen, HLH, 36(1985), H. 12, S. 600~602

55) Dietschlag, W. : Klimatische Behaglichkeit des Menschen innerhalb Raumumschließungsflächen mit unterschiedlich starker Reflexion von Infrarot-Wärmestrahlung, GI, 106(1985), H. 3, S. 113~119

(昭和62. 2. 2 原稿受理)

本稿は、当学会が手続きを経て翻訳していますので、訳文の無断転載を禁じます。

スマートビルディング

The Smart Building
Jan Mider, Dave Retterer
(ASHRAE Journal, June 1984)

橋本幸博*訳

キーワード : 電算機利用(Computer Utilization), 自動制御(Automatic Control), 中央管制(Centralized Control Systems), 事務所(Offices)

シカゴのアソシエーツセンターは、空調制御・エネルギー管理、防災やエレベータなどの機能を扱うために、全体的に電算化されている。

はじめに

シカゴのスカイラインは、その建築で有名であり、それに付け加えられた最近の特筆すべきものに、かつてはワンパークプレイスとして知られた所にできたアソシエーツセンターがある。グランドパークとミシガン湖を見晴らす、ミシガン大通りとランドルフ通りに面した、

* 東洋熱工業(株)技術研究所 正会員

この優雅な建物は技術者の間からかなりの注目を浴びた。

41階建て、600 000 ft²(55 700 m²)の事務所ビルは、A. エプスタイン・アンド・サンズ社の建築・エンジニアリング会社によって設計され、コリンズ・アンド・タトル社によって開発・賃貸・管理がなされている。

1. 電話用 PBX が提供されているテナント

初めからこのビルは、全体的に電算化されたビルとして宣伝されてきた。空調制御・エネルギー管理、防災やエレベータなどのビルの機能は、電算機によって制御・監視されている。このビルは、テナントに中央構内交換装