

## 熱負荷の局所排気の性能評価方法

正会員 ○奥山博康 1\* 正会員 佐々木真人 2\*  
正会員 三浦靖弘 1\* 正会員 大西由哲 1\*

総合性能指標 温冷感指標 省エネ指標  
局所排気 日射熱負荷 居住域熱負荷

## はじめに

冷暖房の熱負荷の局所排気とは、窓や外壁等の外皮まわりで発生する日射熱負荷や、内外温度差による貫流熱負荷、あるいは機器発熱負荷等が室内の居住領域に及ぶ前に、その近傍で送風機や自然の力により排気してしまう省エネ手法のことを言うものとする。これは従来の熱負荷計算モデルの概念では扱い難い上に、省エネ性能だけでなく温冷感性能も総合的に考慮しなければならない。従ってこの省エネ手法の設計には、新たな性能評価法が必要となるので、本論では考案した評価方法について述べるものである。

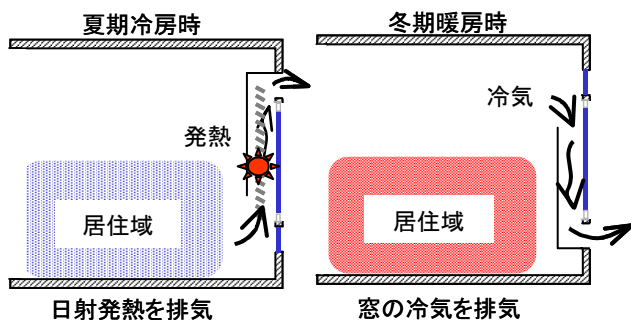


図1 熱負荷の局所排気の事例

ここに例示する図は、夏期の窓周りの日射熱負荷の排気と、冬期の冷たい窓面による下降流の局所排気を示す。

## 評価方法の問題点

(a) 空気の汚染物質を局所排気するという言葉はよく用いられるが熱負荷の局所排気という言葉はあまり用いられていない。熱の場合には排気するだけでなく排熱回収という考え方もある。また汚染物質拡散系の拡散形態では対流・移流が支配的であるが、温度の拡散系では伝導や放射も存在する。従って汚染物質の局所排気の方法論や評価方法が使えるか、という問題がある。

(b) 次に従来の熱負荷計算モデルでは室内温度は一樣混合の場合が多いが、日射で熱せられた窓面やブラインドの近傍あるいは温度境界層の様に、熱負荷発生源近くの温度は居住域の温度と異なると考えなければならない。あるいは不安定な温度境界層に頼らず、二重窓にした通気層を利用して排気する方法も考えられるが、この場合

には従来の熱負荷計算モデルの様に外皮の法線方向の熱流だけを考慮したモデルでは不十分であり、別の計算モデルが必要になってくる。

(c) 省エネ性能評価には熱負荷を用いることが考えられる。しかし(b)で述べた様な空間内の温度分布を考慮できる CFD モデル等を用いるとすれば、従来の熱負荷計算モデルの様に室温を与えることはできない。そこで何をもって熱負荷とするかの問題がある。ただし従来の熱負荷の計算法を包括した一般性を持つことが望ましい。

(d) エネルギーを十分使用できるのであれば温冷感を向上することは容易なのだから、問題は最小エネルギーで最大の熱的快適性を得ることにある。相反する温冷感性能と省エネ性能を総合的に考慮できる一つの評価指標により、この最適化を行えるようにしなければならない。こうした指標をどの様に組み立てるかの問題がある。

(e) 評価指標の計算式は冷房と暖房で変えるのではなく、ともに同じ式で統一的一般性を持つことが必要である。評価指標は常に正であって、良し悪しは値の大小で行えるようにすることが望ましい。しかし予測平均申告値 PMV では負の値も出てくるので、このままでは利用できない問題がある。

## 幾つかの評価指標と総合評価指標

前述した問題点を踏まえ、次に幾つかの過程的な指標と最終的な総合評価指標を導入する。

(1) 熱負荷局所排気温度効率  $\eta_e$ 

居住域の平均的な温度を  $\theta_i$  とする。排気温度  $\theta_e$  は  $\theta_i$  から離れていればいる程に熱負荷の排気ポテンシャルは大きいと考えられる。比率は外気温  $\theta_o$  との差  $\theta_o - \theta_i$  をとるのが妥当である。

$$\eta_e = \frac{\theta_e - \theta_i}{\theta_o - \theta_i} \quad (1)$$

(2) 熱負荷局所排熱量  $E_h$ 

前記の  $\eta_e$  に対し熱負荷局所排熱量なるフラックスを次式で定める。居住域温度  $\theta_i$  から排気温度  $\theta_e$  の差に  $c_p$  の空気比熱、 $\rho$  の密度、 $q_e$  の排気体積風量を乗じる。

$$E_h = c_p \cdot \rho \cdot q_e \cdot (\theta_e - \theta_i) \quad (2)$$

### (3) 居住域熱負荷処理量 $Le$

CFD モデルでは冷暖房吹出し温度  $\theta_s$  と風量  $q_s$  は与える。従来の熱負荷計算モデルでは直接  $Le$  が求められる。

$$Le = c_p \cdot \rho \cdot q_s \cdot (\theta_i - \theta_s) \quad (3)$$

### (4) 居住域熱負荷増加量 $\Delta Le$

性能比較の基準になる居住域熱負荷処理量を  $Le_0$  とする。比較される負荷を  $Le$  とし、冷房負荷は正で暖房負荷は負とする。

$$\Delta Le = |Le| - |Le_0| \quad (4)$$

### (5) 熱負荷増加率 $Ce$

基準負荷に比べて増えれば  $Ce$  は正で減れば負となる。

$$Ce = \frac{\Delta Le}{|Le_0|} \quad (5)$$

### (6) 熱的満足度 PPS

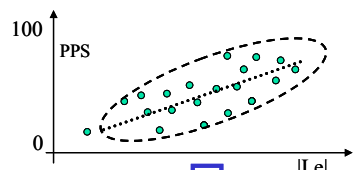
予測温冷感申告値 PMV と予測不快者率 PPD の理論により、夏冬一般に適用でき、常に正であって大きな値ほど良好な温冷感となる熱的満足度 PPS (Predicted Percentage of Satisfied) を導入する。

$$PPS = 100 - PPD \quad (6)$$

### (7) 熱的満足度対熱負荷基準化係数 DPDL

最終的な総合性能指標  $C_i$  は、前述の PPS が熱負荷  $Le$  に対する比率に相似なものにするが、両者の絶対値が大きく異なる上に物理単位が異なるので本係数 DPDL を導入する。DPDL は比較の基準とするケースにおける熱的満足度  $PPS_0$  と、外皮や床の単位面積あたりの熱負荷  $|Le_0|$  において  $C_i$  を 1 にするための係数である。

$$DPDL = \frac{PPS_0}{|Le_0|} \quad (7)$$



DPDL・|Le|とPPSの値を同程度にする

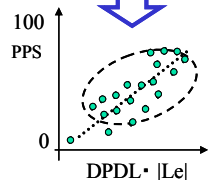


図2 基準化係数 DPDL

### (8) 総合性能指標 $C_i$

これまでの幾つかの指標を用いて本指標を導く。これは (熱的満足度) / (基準化熱負荷) なる比率の意味を持つ。  $C_i$  は大きな値ほど良い性能を表す。

$$C_i = \frac{\text{熱的満足度}}{\text{基準化熱負荷}} = \frac{PPS_j}{DPDL \times |Le_j|} \quad (8)$$

ここに添え字  $j$  はケース番号を表す。比較検討するケース群の中では共通の DPDL を用いなければならない。なお実際の評価においては、以上の各種の指標を総合的に勘案して行う必要がある。

### 熱負荷の局所排気の一考察

この省エネ手法は換気に関するものなので、熱回収器を設けた場合とも比較しなければならない。そこで定性的な思考実験を図3の様に試みた。日射や貫流の熱負荷を受ける外皮の内側に通気層を設けて排気する場合である。まず冬期で外気が  $0^\circ\text{C}$ 、室温  $22^\circ\text{C}$  の条件で熱回収器の有無による排気温度を考えると熱回収器による方が有利の場合が多いと考えられる。また建物の煙突効果により、排出口の高さでは逆向きの圧力がかかり不利になる場合が多い。次に夏期で外気は  $30^\circ\text{C}$ 、室温は  $26^\circ\text{C}$  で、外皮に日射が作用する場合を考える。日射熱により外皮と接する局所排気温度は外気温度よりも高くなる可能性があるのに対して、熱回収器からの排気温度は外気温を超えないから、この場合の局所排気は熱回収器よりも有利である。以上の考察から熱負荷の局所排気は窓周り日射熱負荷や高発熱機器負荷等に有効であると考えられる。

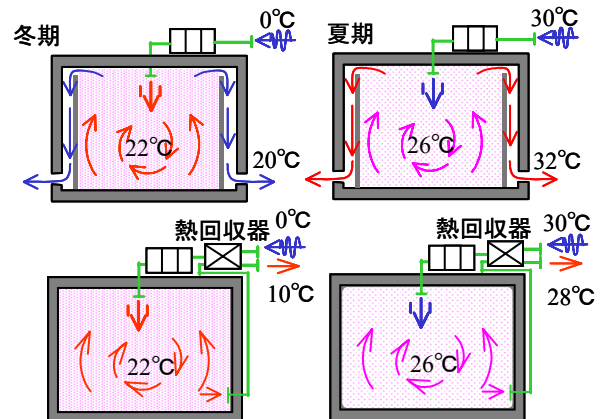


図3 局所排気の一考察

### あとがき

熱負荷の局所排気に限らず、様々な省エネ手法に対しても一般的に適用できる様に工夫したが、未だ検討と改良を要すると思われる。また具体的な数多くの試算と検証も必要である。さらに実測でも適用可能な様に非常性を考慮する必要がある。

### 謝辞

首都大学東京の永田明寛先生には PPD 利用の示唆を頂きました。日本工業検査(株)の益子智久氏には試行計算で協力頂きました。

\*1 清水建設株式会社・技術研究所

\*2 株式会社日本設計・環境設備設計部

\*1 Shimizu Corporation Building Services Engineering Group

\*2 NihonSekkei, Inc. Environment & MEP Engineering Div.