



Title	日本全国における外気冷房導入による冷房負荷削減効果の検討
Author(s)	長野, 克則; 持田, 徹; 林, 謙吾
Citation	衛生工学シンポジウム論文集, 10, 89-92
Issue Date	2002-10-31
Doc URL	<a href="http://hdl.handle.net/2115/7108">http://hdl.handle.net/2115/7108</a>
Type	bulletin (article)
Note	第10回衛生工学シンポジウム (平成14年10月31日 (木) -11月1日 (金) 北海道大学学术交流会館) . 3 建築環境・エネルギー利用 . P3-11
File Information	10-3-11_p89-92.pdf



[Instructions for use](#)

### 3-11 日本全国における外気冷房導入による冷房負荷削減効果の検討

長野 克則 (北海道大学) 持田 徹 (北海道大学) ○林 謙吾 (北海道大学)

#### はじめに

近年、夏期の室内環境を維持するため、冷房設備が一般化・高度化しており、冷房用のエネルギー消費量の増加は著しい。しかし、朝方や日没後の気温が比較的低くなる北日本においては、自然の冷風を機械空調とうまく連携して室内への取り込み制御が行えれば、機械空調に自然換気を取り合わせることは省エネルギーの面からだけでなく、快適さも兼ね備えた空調方式となり得る。このような概念は古典的であるものの、両者をエネルギーと快適性の両面から適切に制御する概念やシステムの設計方法、自然換気導入時の温熱感評価方法は未だ確立されていないといえる。外気導入を用いたハイブリッド空調に関する研究は、村上・加藤ら<sup>1)</sup>によってタスク&アンビエント空調の考えに基づいて行われており、床吹出し空調に外気を導入するモデルをk-εモデルに基づいて解析し、負担負荷、温度・空気齢・流入空気勢力範囲・decipolそれぞれの分布、ブロック間の冷熱移動量によって評価されている。しかし、全国における導入可能性を検討しているものはなく、空調方式も床吹出し空調のものがほとんどである。そこで、本研究では、日本全国842における冷房負荷および、室内に導入が可能であると考えられる冷熱量を推定し、外気冷房のポテンシャルマップを視覚的に表示することによって、外気冷房による冷房負荷削減の可能性を検討する。そして、空調方式や外気導入場所を変化させた場合の室の温度分布、および自然冷房負担率を示し、最適なモデルを検討する。これらにより、機械空調と自然換気が最適に制御される、いわゆる現代型ハイブリッド空調の設計指針の構築をエネルギー消費と温熱感の両面からアプローチし、実用化モデル構築への足がかりとする。

#### 1. 冷熱利用ポテンシャルの検討

まず、冷熱利用ポテンシャルについて検討を行う。基本となる冷房負荷は、冷房設計温度と外気温度との差に日数を乗じて求めるデグリーデーに内部発熱・日射量・実効放射量を考慮して求める拡張冷房デグリーデー法<sup>2)</sup>により簡易算出した。拡張冷房デグリーデー法は

$$Q = K_l / A \sum_{day} \sum_{time} \left( T_o - \left( T_s - \frac{G}{K_l} \right) - \frac{\varepsilon}{\alpha_o} I_{ij} + \frac{\eta_I}{K_l} I_{sj} \right)$$

ここで、

$Q$  : 冷房負荷 [W/m<sup>2</sup> = 3.6 × 10<sup>3</sup> MJ/(m<sup>2</sup>・year)]

$K_l$  : 熱損失係数 (= 5.92 × 10<sup>2</sup>) [W/K]

$A$  : 総床面積 (= 302.58) [m<sup>2</sup>]

$T_o, T_s$  : 日平均外気温度, 冷房設定温度 [°C]

$G$  : 日平均内部発熱量 (= 47) [W]

$\varepsilon$  : 長波長放射率 (= 0.9) [-]

$I_{ij}, I_{sj}$  : 日平均実効放射量, 日平均日射量 [W/m<sup>2</sup>]

$\eta_I$  : 総日射侵入率 (= 0.17) [m<sup>2</sup>]

$\Sigma$  : 正のときのみに加算する特殊累和記号

で表される。外気温度は日本建築学会による拡張アメダス気象データ<sup>3)</sup>を利用し、日射量は同データから法線面直達日射量および水平面天空日射量のデータを利用して直散分離法によって求めた。なお、室のモデルは、日本建築学会のオフィス用標準問題<sup>4)</sup>を参考にした。はじめに、建物形状に関係なく存在している単位面積あたりの冷熱を冷熱利用賦存量として1年間の賦存量を換気回数 10 回/h として算出した。北日本を中心とした 18 都市の単位面積あたり年間冷熱利用賦存量を図-1 に示す。北日本では大量の冷熱が存在しており、沖縄を除くその他の地域でも、多くの冷熱が存在している。

次に、建物形状を考慮し、先に述べた拡張冷房デグリーデー法を用いて単位面積あたりの年間冷房負荷を算出した。算出の際、1 時間ごとの冷房負荷を推定し、それを 1 時間ごとに加算し、年間冷房負荷を算出した。冷房設計温度は 6~9 月を 26°C、4・5・10・11 月を 24°C、12~3 月を 22°C とし、賦存量と同様

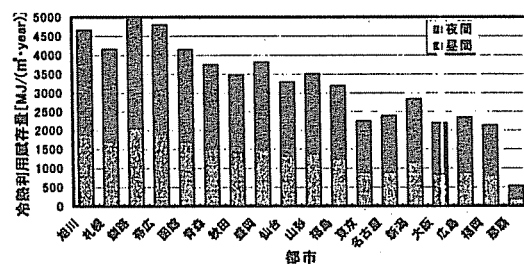


図-1 18都市の単位面積あたりの年間冷熱利用賦存量

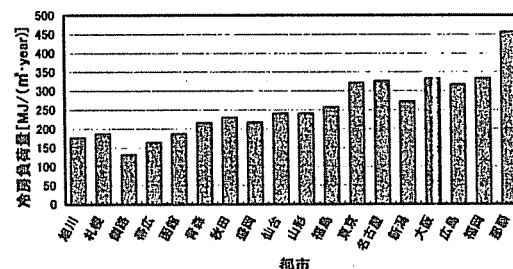


図-2 18都市の単位面積あたりの年間冷房負荷

に18都市の年間冷房負荷量を図-2に示す。北日本では単位面積あたり年間200MJ/m<sup>2</sup>前後、関東より西の地域で300MJ/m<sup>2</sup>前後の冷房負荷が生じている。

ここで、先に求めた換気回数10回/h時の冷熱利用賦存量のうち、冷房負荷発生時に利用可能であると考えられる単位面積あたりの冷熱量(冷熱利用可能量)を推定した。夜間は外気による室温低下を考慮して算出した。賦存量・冷房負荷と同様に、18都市における昼間、および夜間の単位面積あたりの換気回数10回/h時の冷熱利用可能量を図-3、および図-4に示す。まとめとして、18都市における冷房負荷、換気回数10回/h時の冷熱利用賦存量、および冷熱利用可能量とその冷房負荷に対する割合を表-1に示す。賦存量のうち、北海道で30~40%程、その他の北日本で50~60%程、関東から西の地域では75%前後が昼間の冷房負荷発生時の冷熱であり、利用可能な冷熱となっている。夜間は蓄冷効果を考えていることもあり、全国的に賦存量の30%前後の冷熱が利用可能である。どちらの場合においても冷房負荷を上回る冷熱量が利用可能であるため、多くの削減効果が期待できることが示された。

最後に、推定された換気回数10回/h時の冷熱量による負荷の低減を検討した。冷熱を利用する際、昼間は外気を直接利用

できるものとし、夜間は簡易的に蓄冷効果を考慮して求めた冷熱の20%を利用できるものとした。そして、昼間外気を導入した場合、さらにナイトパーズを加えた場合についての冷房負荷を推定した。18都市についての結果を図-5.1、図-5.2に示す。また、それらの一覧表を表-2に、削減率を図-6示す。直接冷熱利用により北海道で70%以上、その他の北日本では60~70%、沖縄を除くその他の地域では50~60%、さらにナイトパーズを加えると北海道で85%以上、その他の北日本では75~85%、沖縄を除くその他の地域では60%以上の冷房負荷の削減がみられる。東京でも、負荷の56.6%が昼間の外気導入で削減できる可能性をもっていることが示された。また、それぞれの外気導入時における全国842地点の冷房負荷削減効果を表

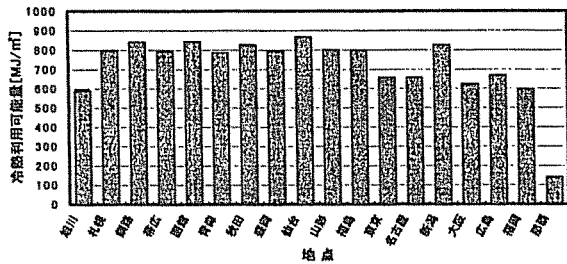


図-3 18都市の単位面積あたりの年間の昼間冷熱利用可能量

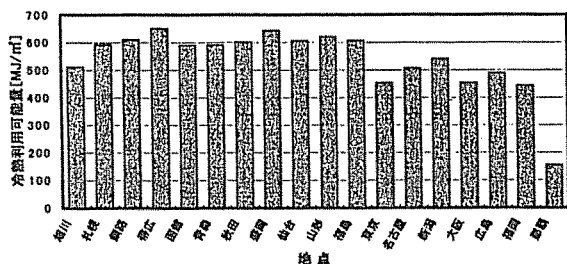


図-4 18都市の単位面積あたりの年間の夜間冷熱利用可能量

表-1 18都市の冷房負荷・冷熱量

	冷房負荷	昼間		夜間	
		賦存量	利用可能量	賦存量	利用可能量
旭川	177.0	1893.7	590.6 (31.2)	2774.8	511.8 (18.4)
札幌	187.5	1713.5	800.2 (46.7)	2481.2	592.5 (24.1)
釧路	132.0	2082.2	841.9 (40.8)	2879.1	811.2 (21.2)
帯広	184.4	1803.9	782.4 (41.6)	2898.8	852.1 (22.5)
函館	187.0	1892.8	844.9 (49.9)	2464.4	591.2 (24.0)
青森	216.5	1501.4	786.8 (52.4)	2258.8	591.4 (26.2)
秋田	230.1	1407.0	829.0 (58.9)	2065.7	602.1 (29.1)
盛岡	218.2	1485.3	795.7 (53.2)	2328.0	644.3 (27.7)
仙台	240.5	1328.8	867.8 (65.4)	1973.3	608.8 (30.7)
山形	241.2	1378.7	802.1 (58.2)	2138.0	820.8 (29.0)
福島	257.8	1236.4	800.3 (64.7)	1962.2	607.5 (31.0)
東京	322.0	883.3	658.4 (74.5)	1370.3	454.1 (33.1)
名古屋	326.9	883.0	657.6 (74.5)	1520.2	507.5 (33.4)
新潟	272.6	1149.8	828.8 (71.9)	1697.0	541.9 (31.9)
大阪	332.8	838.1	623.8 (74.4)	1382.5	454.4 (33.3)
広島	317.9	890.5	669.5 (75.2)	1457.5	489.4 (33.6)
福岡	334.1	812.3	597.7 (73.6)	1327.9	443.8 (33.4)
那覇	457.1	189.2	142.3 (75.2)	347.4	154.3 (44.4)

単位はMJ/(m<sup>2</sup>・year). ( )内は利用可能量/賦存量で%

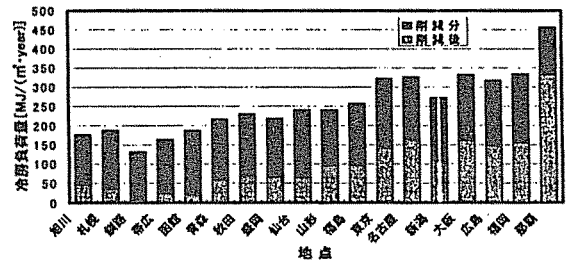


図-5.1 18都市の昼間外気導入効果

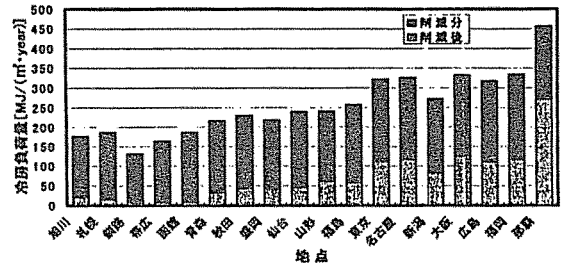


図-5.2 18都市の昼夜外気導入効果

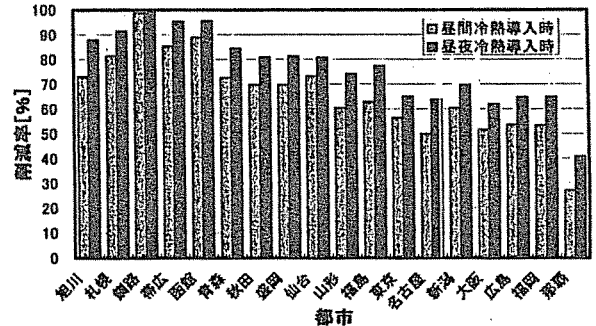


図-6 18都市の外気導入による冷房負荷削減率

表-2 18都市の冷房負荷削減効果

	年間	昼間冷熱利用	+ナイトパーズ
旭川	177.0	47.7 (73.1)	21.4 (87.9)
札幌	187.5	34.7 (81.5)	15.9 (81.5)
釧路	132.0	1.3 (99.0)	0.1 (99.9)
帯広	184.4	23.8 (85.5)	7.3 (95.5)
函館	187.0	20.5 (89.0)	8.0 (95.7)
青森	216.5	58.9 (72.8)	33.3 (84.6)
秋田	230.1	69.4 (69.9)	43.5 (81.1)
盛岡	218.2	68.3 (69.6)	40.5 (81.4)
仙台	240.5	64.2 (73.3)	45.9 (80.8)
山形	241.2	95.4 (60.4)	62.0 (74.3)
福島	257.8	95.6 (62.8)	58.2 (77.4)
東京	322.0	139.9 (56.6)	112.0 (65.2)
名古屋	326.9	183.3 (56.0)	117.9 (83.9)
新潟	272.6	107.8 (60.5)	83.1 (89.5)
大阪	332.8	160.7 (51.7)	126.4 (62.0)
広島	317.9	147.3 (53.7)	111.4 (65.0)
福岡	334.1	155.8 (53.4)	117.1 (65.0)
那覇	457.1	333.1 (27.1)	270.1 (40.9)

※ MJ/(m<sup>2</sup>・year). ( )内は削減率(%)

したポテンシャルマップを図-7、図-8に示す。これからも換気回数 10 回/h で昼間外気を導入する際、さらにナイトパーージも加える際の両者において、視覚的にもかなりの削減効果があることが図から分かる。また、昼間外気導入の際で、日本全国平均では約 67% の削減効果がみられた。

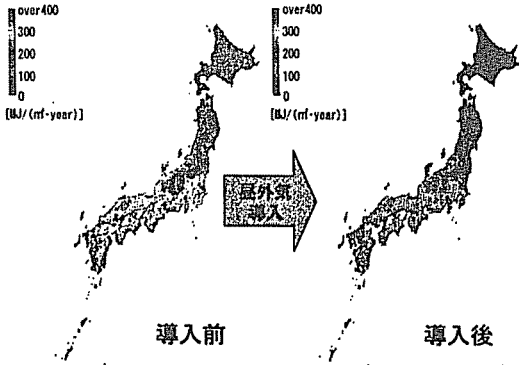


図-7 昼間外気導入した場合の冷房負荷マップ

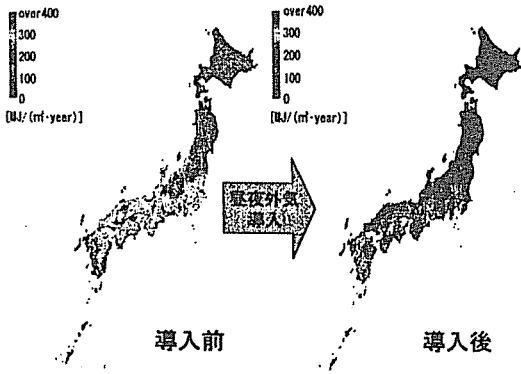


図-8 昼夜外気導入した場合の冷房負荷マップ

2. 機械換気と自然換気併用時の室内温熱環境の予測

機械換気と自然換気併用時の室内の温度分布を CFD により検討する。室形状は先に述べたオフィス用標準問題をを用いた。図-9 に計算対象空間の透視図および平面図を示す。計算はパ

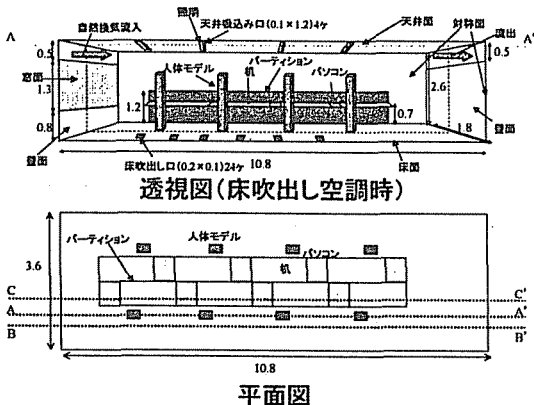


図-9 計算対象空間

表-3 発熱量

発熱体	日射(窓面)	照明	パソコン	人体	計
単位熱量	100W/m <sup>2</sup>	48W/台	200W/台	98W/人	-
全発熱量[W]	234(2.34m <sup>2</sup> )	192(4台)	800(4台)	396(4人)	1622

ーティション部分で対称であるため、手前 1.8mで行うものとする。表-3 に解析対象内にある発熱体の熱量<sup>5)</sup>を示す。窓の熱量はブラインドを考慮したときのものとし、0.3m×0.1m×1.7mの人体モデルを4体置き、パソコンを4台置いた。このときの全発熱量 1622W を  $q_i$  [W] とする。計算では対流のみを考え、吹出し温度 19°C および 20°C、吹出し風速 0.3m/s の機械空調と併用して 24°C および 23°C の外気を窓上または窓下より換気回数 10 回/h で導入し、空調方式、および外気導入口の設置位置を変化させて室内の温度の分布を計算した。このときの解析パターンを表-4 に示した。床吹出し空調時は 0.2m×0.1m の吹出し口を 24ヶ所、天井吹出し空調時は 0.1m×1.0m の吹出し口を 4ヶ所、空調流出口は天井に 0.1m×1.2m の流出口を 4ヶ所設けた。自然換気導入口および流出口は高さ 0.5m とした。また、流入口、および流出口の空気温度より自然冷房負担率  $\eta$  を推定した。この際、外気流入温度を  $T_{Min}$  [°C]、外気流出平均温度を  $T_{Nout}$  [°C]、空調入口温度を  $T_{Cin}$  [°C]、空調出口平均温度を  $T_{Cout}$  [°C]、外気流量を  $V_N$  [m<sup>3</sup>/h]、空調流量を  $V_C$  [m<sup>3</sup>/h] とし、自然冷房負担率  $\eta$  は次式で求める。

$$\eta = \frac{Q_N}{Q_T} = \frac{Q_N}{Q_N + Q_C}$$

ここで、

- $Q_N$ : 外気による除去熱量 [W]
- $Q_C$ : 空調による除去熱量 [W]
- $Q_T$ : 全体の除去熱量 [W]

さらに除去熱量  $Q$  [W] の計算式を次に示す。

$$Q = C_{pa} \times \rho \times V \times (T_{out} - T_{in}) / 3.6$$

ここで、

- $C_{pa}$ : 空気の定圧比熱 (=1.0) [kJ/kg·°C]
- $\rho$ : 空気の密度 (=1.2) [kg/m<sup>3</sup>]
- $V$ : 空気流量 [m<sup>3</sup>/h]
- $T_{in}, T_{out}$ : 入口空気温度, 出口空気温度 [°C]

また、図-9 に平面図に示すように、人体モデル上に A-A' 断面、その手前 2 メッシュ上 B-B' 断面、奥 4 メッシュ上に C-C' 断面を取った。計算メッシュ数は 72×18×26 とした。境界条件は連続した部屋の一部であるため、断熱境界条件とした。

以上に述べた条件で解析した各パターンの  $Q_T, Q_N, Q_C, \eta$ 、

表-4 空調方式および外気導入条件

空調方式	空調温度 [°C]	空調流量 [m <sup>3</sup> /h]	外気導入口	外気温度 [°C]	外気流入量 [m <sup>3</sup> /h]
S-1	19	432.0	天井側	24	505.4
S-2	20	432.0	天井側	23	505.4
S-3	19	432.0	床側	24	505.4
F-1	19	518.4	天井側	24	505.4
F-2	20	518.4	天井側	23	505.4
F-3	20	518.4	床側	23	505.4

表-5 解析結果

空調方式	$Q_T$ [W]	$Q_N$ [W]	$Q_C$ [W]	$\eta$ [%]	平均温度 [°C]		
					A-A'断面	B-B'断面	C-C'断面
S-1	1595	280	1315	17.5	26.7	25.8	28.1
S-2	1513	420	1093	27.7	26.4	25.5	27.8
S-3	1675	360	1315	21.5	26.7	25.9	28.1
F-1	1553	180	1373	11.6	25.5	24.0	26.8
F-2	1508	340	1168	22.5	25.5	24.1	26.8
F-3	1587	440	1148	27.7	25.5	24.3	26.9

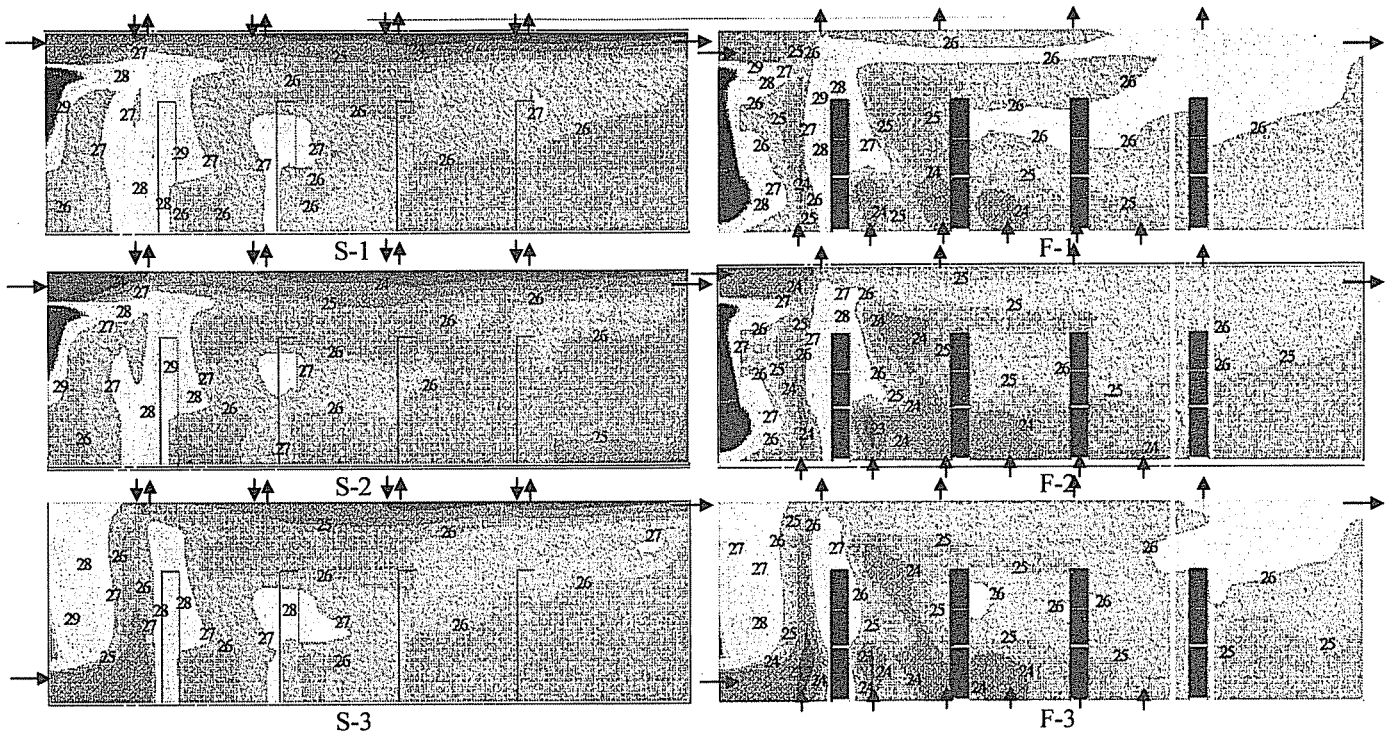


図 - 10 6 パターンの A - A' 断面の温度分布

各断面での居住空間の平均温度をそれぞれ表-5 に、A-A' 断面におけるコンター図を図-10 に示す。ここでは、 $Q_T$  が全内部発熱量  $q_i$  とほぼ等しくなるように設定した。この 6 つのパターンでは、外気温度が比較的高いため、自然冷房負担率が低くなっている。しかし、どちらの空調方式においても、外気温度を  $1^{\circ}\text{C}$  下げ、空調温度を  $1^{\circ}\text{C}$  上げると、自然冷房負担率は 10% 以上増加している。さらに、外気導入口を床から 0.5m にすると、天井から 0.5m 幅とした場合よりも 5% 前後負担率が増加する結果となった。天井吹き出し空調と床吹き出し空調を比べると、床吹き出し空調では、吹き出し風量が若干大きくなったため、平均温度が  $1^{\circ}\text{C}$  ほど低くなっている。しかし、天井吹き出し空調では、発熱負荷要素が何もない B-B' 断面では  $26^{\circ}\text{C}$  弱、人体のある A-A' 断面では  $26^{\circ}\text{C}$  後半という平均気温を示しているが、パソコンがある C-C' 断面では  $28^{\circ}\text{C}$  を越える平均温度を示した。一方、床吹き出し空調では、A-A' 断面では  $24^{\circ}\text{C}$  平均と若干低い平均温度を示したが、B-B' 断面では  $25^{\circ}\text{C}$ 、C-C' 断面でも  $27^{\circ}\text{C}$  を下回っていた。そのため、天井吹き出し空調の場合より床吹き出し空調の場合のほうが均一な室内温度分布を示している。さらに、床吹き出し空調では、冷房設計温度を仮に  $26^{\circ}\text{C}$  としても、それを下回る平均気温が A-A' 断面でもみられたので、さらに空調吹き出し温度を上げることも可能であろう。

以上より、除去熱量がほぼ同一であると考えて外気と併用して空調を行う際は、天井吹き出し空調を併用させるより、床吹き出し空調を併用させたほうが、より均一で快適な室内温熱環境を作ることができ、さらに外気導入口を床下から 0.5m 幅で取ることによって、さらに有効的であることが分かった。

### 3.まとめ

機械換気と自然換気を組み合わせたハイブリッド空調の導入に関して、まず冷熱利用ポテンシャルの検討および室内温熱環境の予測を行い、以下の結果を得た。

- 1) 日本では全国的に外気の利用可能冷熱が存在し、沖縄を除いて日本全国の都市では、冷熱利用賦存量が冷房負荷よりも大きくなっている。
- 2) 時刻毎に利用可能な冷熱により、冷房負荷削減効果を推定した。その結果、東京においても 56.6% が昼間の外気導入より削減できる可能性があることがわかった。
- 3) 外気併用冷房時室内温熱環境の検討を行った結果、外気併用冷房においては、床吹き出し空調が効果的であり、快適な温度分布を示す可能性があると同時に、外気導入口を床から 0.5m 取ることによってさらなる外気冷房負担率を得られる可能性があることが分かった。

#### 『参考・引用文献』

- 1) 村上、加藤ら：冷房時のオフィス空間における自然換気併用ハイブリッド空調方式に関する研究（その 1～その 14）、日本建築学会学術講演梗概集（1997-2000）
- 2) 空気調和・衛生工学会：期間負荷の略算法、空気調和・衛生工学便覧（第 12 版）第 5 編空気調和設備設計、pp101 - 106（1995）
- 3) 日本建築学会：拡張アメダス気象データ
- 4) 滝沢 博：標準問題の提案（オフィス用標準問題）、第 15 回熱シンポジウムテキスト、pp35 - 42、日本建築学会 環境工学委員会熱分科会（1985）
- 5) 空気調和・衛生工学会：室内発熱負荷、空気調和・衛生工学便覧（第 12 版）第 5 編空気調和設備設計、pp48 - 51（1995）