

外気導入量の最適化と年間エネルギー消費量の解析 オフィス空間を対象とした規準化居住域濃度に関する研究(第3報)

OPTIMIZATION OF SUPPLY FRESH AIR RATE AND ANALYSIS OF ENERGY CONSUMPTION Study on Normalized Concentration in an Occupied Zone in Office Space (Part 3)

菊池世欧啓*, 小林信行**, 伊藤一秀***

Seohiro KIKUCHI, Nobuyuki KOBAYASHI, Kazuhide ITO

In generally ventilation design are considered under completely mixed condition of contaminants in a whole room. However contaminants in a room are not always uniformly distributed and it is necessary to introduce the concept of ventilation efficiency into the ventilation design. From the viewpoint of energy conservation, the necessity for minimizing the ventilation rate with the indoor contaminant concentration level controlled under the restriction value is high. In this paper, the values of the normalized concentration in an occupied zone (C_n) in an office space are calculated by CFD simulation techniques for several different ventilation systems and the minimum ventilation rate, which maintained the averaged concentration in an occupied zone under the regulated values, are analyzed using C_n indices. Furthermore, energy consumption and CO₂ emission associated with the change in ventilation rate are analyzed.

In this analysis, for most ventilation systems, the C_n is around 1.0, but it changes greatly depending on the supply inlet velocity and temperature for the large circulation flow system. In the case in which applied C_n index, the energy consumption decreased about 9.8% compared with the case in which assume perfect mixed condition in this analytical conditions.

Keywords : Air-conditioning system, Office Space, CFD, Normalized Concentration in an Occupied Zone, Energy Consumption
空調システム, オフィス空間, 計算流体力学, 規準化居住域濃度, エネルギー消費量

1. 序

サステナブル社会への転換が叫ばれる現在、建築を取り巻く環境においても健康性・安全性を確保した上で化石燃料の使用を最小化し、省エネルギーを追求する要求が高まっている。特に我が国のCO₂排出量の約1/3を占める建築関連業界においては、その果たすべき役割も大きく、建築のサステナビリティ向上のために環境負荷削減を積極的に推進する必要性が高い^{文1)}。

生活の大部分を過ごす室内環境に着目した場合、一般的なオフィスビルにおいては、LCE (Life Cycle Energy)の60%程度をオフィス使用に伴うランニングコストが占めており、この部分において環境負荷の低減、エネルギー消費量の最適化を検討する必要がある。特に室内環境では、省エネルギーに対する配慮の他、健康・安全性、快適性ならびに生産性をも確保する必要性があり、最適解の提示が困難な典型的なトレードオフ問題となっている。

本報を含む一連の研究は、オフィス空間の空気環境に着目し、換気設計の際の基礎データとなりうる規準化居住域濃度^{文2)}のデータベースを構築し、換気設計の実務者が容易に居住域での空気質レベルを確保した上で外気導入量の最適化を図ることが可能な設計支援ツールの提供を最終目的としている。本論文においては、室内の空気汚染の総合的な指標であるCO₂濃度を用いて、居住域の平均CO₂濃度がその許容値である1000ppmを下回るように、換気効率の考え方をういて外気導

入量を調整することを外気導入量の最適化と表現する。室内の空気質レベルを維持しながら外気導入量の削減が図れる場合は外気処理に必要なエネルギーの省力化が図れることになる。また逆に換気効率が低い場合には、空気質レベルの維持のために外気導入量が増になる場合もある。

既報^{文3,4)}においては、各種の空調システムならびに各種の熱負荷条件を対象としてモデル化したオフィス内の流れ場、温度場、汚染質濃度場のCFD(計算流体力学)解析を行い、規準化居住域濃度のデータベースを提示している。特に汚染質濃度場の解析においては、各種の室内汚染源を想定した解析を行うことで、設計段階における規準化居住域濃度の事前予測を行う際の最適な汚染質発生条件を検討している。

本報では、既報^{文3,4)}において流れ場、汚染質濃度場の解析を行った5種類のオフィス空調システムに関して、外気導入量を変化させた場合の年間エネルギー消費量、CO₂排出量ならびに設備総コストの解析を行い、外気導入量の最適化を行った場合の環境負荷削減量の定量的評価を試みる。

2. 年間エネルギー消費量解析概要

一般的なオフィス等の居住空間では、新鮮外気の取入を目的とした換気のみを独立して行うことは稀であり、再循環を伴う空調システム中に一部新鮮外気を導入し、冷暖房と共に外気供給を行うことが一般的である。一般的な空調系統の概略を図1に示す。オフィス等の居室に対する供給空気量(吹出風量)は、居室内部での完全混合を仮定し

※本論文は、参考文献^{文3,4)}に示してある発表内容に、新たに行った解析結果を加えて加筆し、まとめたものである。

* 川本工業開発課 博士(工学)

** 東京工芸大学学長 工博

*** 東京工芸大学工学部 助教授・工博

Kawamoto Industries, Ltd. Dr. Eng.
President, Tokyo Polytechnic University, Dr. Eng.
Associate Prof., Tokyo Polytechnic Univ., Dr. Eng.

た上で、室内の設計目標温度を達成するために必要な供給空気量として、吹出空気温度ならびに室内熱負荷を基に算出されることが通常である。この供給空気量に対し、法的に規制された在室者一人当たりに必要な新鮮外気量、いわゆる Min. OA を混入させることで室内汚染質濃度を一定値以下に制御することとなる^{注1)}。

しかしながら、室内の汚染質濃度場が均一であり、完全混合の仮定が成立する場合は稀であり、一般的には不均一濃度場が形成されていることが通常である⁵⁾。不均一濃度場が形成されている場合においては、室内完全混合の仮定に対し、実際の居住域平均濃度が完全混合濃度より高い場合、居住域においては新鮮外気量が不足することを意味し、また実際の居住域平均濃度が低い場合は、過剰の外気量が供給されていることとなる。

本研究ではこの不均一濃度場を積極的に利用し、室全体ではなく、人が存在する居住域^{注2)}を制御対象として定めることで空調システムの省エネルギー化を図る。特に、本解析では HASS 102^{注2)} で定められた換気効率指標である規準化居住域濃度を用いて外気導入量を決定した場合の環境負荷削減量を年間エネルギー消費量、CO₂ 排出量ならびに設備総コストの 3 つの指標により定量的に解析する。

2.1 解析対象オフィスならびに熱負荷条件

解析対象オフィスを図 2 に示す。本解析対象は既報^{3,4)}にて報告しているオフィス空間ならびに空調システムと同一である。室内の気流分布に影響をおよぼす発熱源の位置、什物の有無、壁面の幾何形状、吹出口の形状等の条件は複雑多岐にわたるため簡略化しモデル化された基本的な条件の下で解析している⁵⁾。室は幅 6.4m (x)、奥行 12.8m (y)、高さ 2.7m (z) の空間容積を設定している。計算は対称性を考慮し y 方向に関し半分の領域を対象としている。このオフィス空間に対し、代表的なオフィスの空調方式を 5 種類設定している。CASE1 および CASE2 は吹出口が天井に点在する事務室の一般的な空調方式、CASE3 および CASE4 は室内に大循環流の形成を意図した空調方式である。CASE5 は置換換気を模擬しており、壁下部から低速気流を吹出し天井から吸込む空調方式である。吹出口形状は、CASE1 および CASE2 では 0.3m × 0.3m、CASE3 は幅 2.0m × 高さ 0.5m のガリ型を仮定している^{注3)}。CASE4 は幅 0.6m × 高さ 0.15m のスロット型を想定し、CASE5 は幅 1.27m × 高さ 1.2m の多孔パネル型吹出口を想定している^{注4)}。

表 1 に熱負荷条件を示す。流れ場は低 Re 型 k-ε モデル (Abe-Nagano model)⁵⁾ に基づく 3 次元解析を行っている^{3,4)}。熱負荷は夏期の冷房条件と冬期の暖房条件を設定し、照明負荷は天井全体に

表 1 室内熱負荷条件 [W]

	照明	人体	OA 機器	日射	熱貫流 (窓)	壁面蓄熱	合計
夏期冷房	1638 (20)	1104 (13)	3200 (39)	2765 (34)	625 (8)	—	9332 (114)
冬期暖房	—	—	—	—	-2028 (-25)	-6810 (-83)	-8838 (-108)

() の値は床面積当りの発熱量 [W/m²]、室内に向かう熱流を正 (+) とする

表 2 解析対象空調条件

空調条件 (Δθ)	設計目標温度 [°C]	熱負荷 [W/m ²]	吹出温度 [°C]	吹出風量 [m ³ /h]	換気回数 [回/h]*
(1) 等温換気	—	—	—	2210	10.0
(2) 冷房 (低温) (-16 [°C])	26	+114	10	1741	3.9
(3) 冷房 (一般) (-10 [°C])	26	+114	16	2786	6.3
(4) 冷房 (差小) (-3 [°C])	26	+114	23	9287	21.0
(5) 暖房 (一般) (+10 [°C])	22	-108	32	2639	6.0
(6) 暖房 (差小) (+3 [°C])	22	-108	25	8769	19.9

* 吹出風量と室容積から算出した値

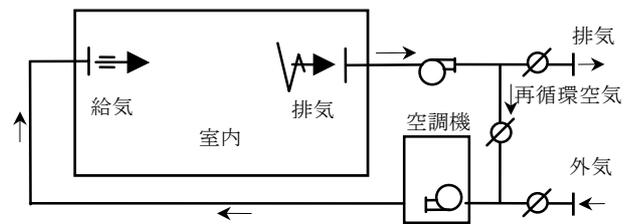
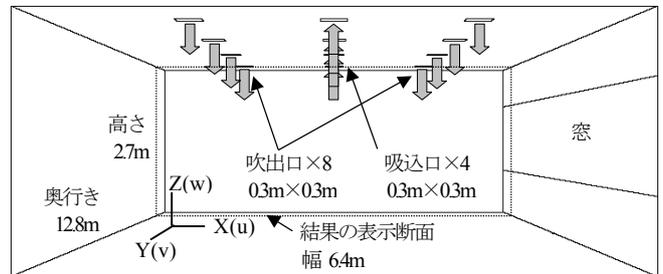
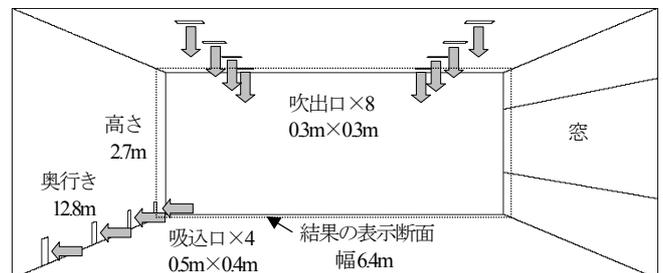


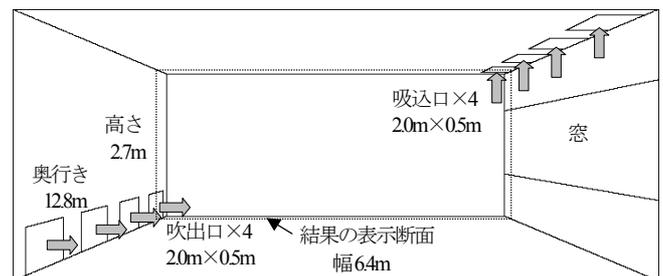
図 1 空調系統図



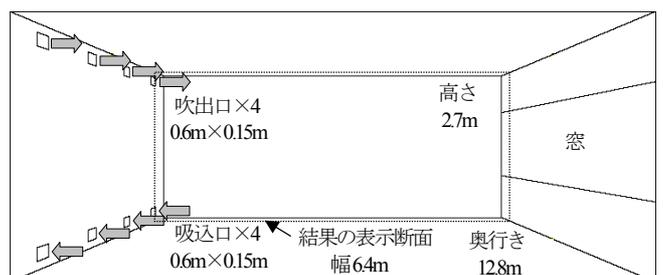
(1) CASE1 (天井吹出・天井吸込方式)



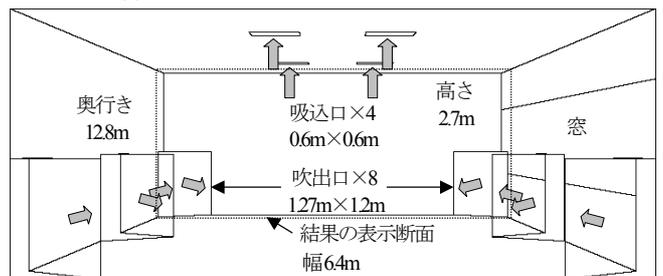
(2) CASE2 (天井吹出・壁下部吸込方式)



(3) CASE3 (壁下部吹出・天井吸込方式)



(4) CASE4 (壁上部吹出・壁下部吸込方式)



(5) CASE5 (壁下部低速吹出・天井吸込方式)

図 2 解析対象オフィスと空調方式

均一に、人体とOA機器の負荷は床面全体に均一に与えている。窓面には日射負荷を与えている^{注5)}。汚染質は空間で一様発生するとの仮定の下で濃度場解析を行っている^{注3)}。

表2に解析対象とした空調条件を示す。各空調条件では設計目標温度と室内熱負荷を同一とし、吹出風速と吹出温度を変化させて空調条件を設定している。吹出風速と温度は等温換気(室内熱負荷を無視し、等温仮定とする空調条件)のほか冷房・暖房5種類の計6種類を想定している。空調条件(1)は等温換気の場合で室内の熱負荷は仮定していない。空調条件(2)は設計目標温度と吹出空気温度差が大きい低温吹出のケース、空調条件(3)は吹出温度差が10℃の場合の冷房ケース、空調条件(4)は吹出温度差が小さい冷房ケースを示す。また空調条件(5)は吹出温度差が10℃の場合の暖房ケース、空調条件(6)は吹出温度差が小さい暖房ケースを示す。

吹出風量は表1に示す熱負荷と、設計目標温度を一定とした場合の吹出温度差より算定している。

2.2 規準化居住域濃度の解析概要

本研究で使用する換気効率指標である規準化居住域濃度は、局所領域(本研究では居住域)平均濃度(C_a)と完全混合濃度(C_p)の比として定められている。定義式を(1)式に示す^{注2)}。

$$C_n = \frac{C_a - C_0}{C_p - C_0} \quad (1)$$

ここで、 C_0 は取入外気の汚染質濃度 [m^3/m^3]を示す。

規準化居住域濃度は空調調和・衛生工学会の換気規格であるHASS102における換気効率指標である^{注2)}。また、基本必要換気量の算定式を(2)式に、規準化居住域濃度 C_n を用いた設計必要換気量(必要外気導入量)の算出式を(3)式に示す。

$$Q_p = \frac{M}{(C_i - C_0)} \quad (2)$$

$$Q = Q_p \times C_n \quad (3)$$

ここで、 Q_p は基本必要換気量 [m^3/h]、 M は室内における汚染質発生量 [m^3/h]、 C_i は室内の汚染質設計基準濃度 [m^3/m^3]、 Q は設計必要換気量 [m^3/h]を示す。

本研究では、オフィス空間を対象として各種の空調システムならびに熱負荷条件の下で(1)式に従い規準化居住域濃度 C_n を算出するとともに、(3)式を用いて設計必要換気量を算出し、年間エネルギー消費量等の解析を行う。比較のため、室の完全混合を仮定した場合、すなわち(2)式で示される基本必要換気量を採用した場合、Min. OA(在室者一人当たり $30\text{m}^3/\text{h}$)を導入した場合、ならびに全外気運転の場合の解析も併せて行う。

規準化居住域濃度の解析のほか、室内の空気汚染の総合的な指標である CO_2 (二酸化炭素)を対象とした CO_2 濃度解析も行う。 CO_2 濃度解析の際には、外気濃度 C_0 を 350 [ppm]と仮定し、室内汚染源として人体からの CO_2 発生のみを仮定し、1人当たりの発生量を 0.02 [$\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{人}$] (極軽作業)と設定する。本解析ではオフィスの人員密度を 0.2 [$\text{人}/\text{m}^2$]と仮定しており、在室人員は全16名となる。

2.3 年間エネルギー消費量・ CO_2 排出量・設備総コストの解析概要

図3に年間エネルギー消費量、 CO_2 排出量ならびに設備総コストの解析フローを示す。各空調システムにおいて吹出風量中の外気量が(a) 全外気の場合、(b) Min. OA [$30\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{人}$]の場合、(c) 排気口平均 CO_2 濃

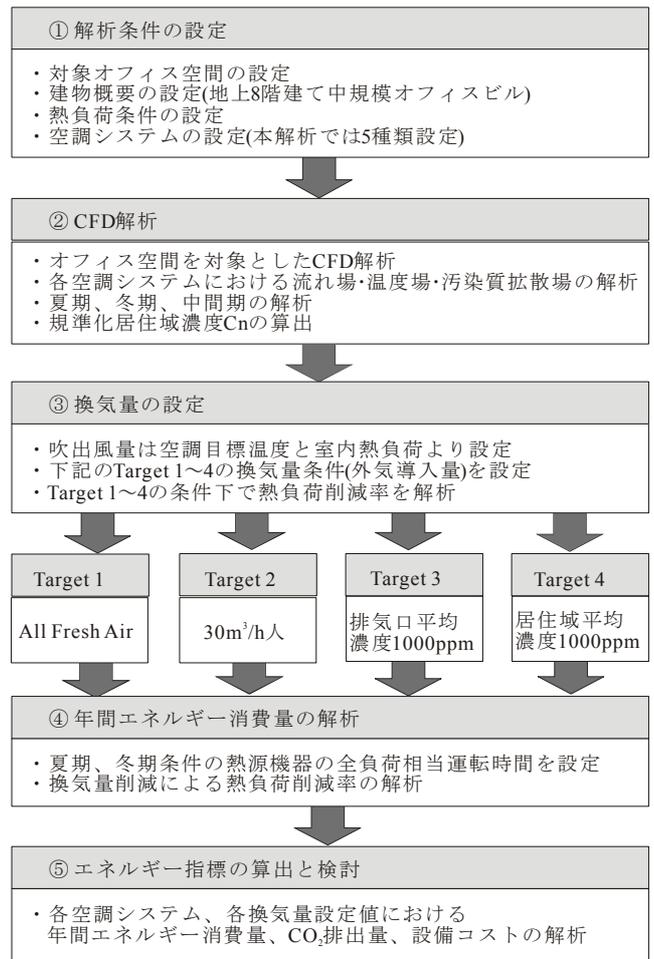


図3 エネルギー指標の解析フロー

表3 年間エネルギー消費量の算定条件

対象建物	中規模事務所ビル 地上8階建て 地域:札幌,福岡,東京 (延床面積 4000 [m^2]=解析空間が48室であると仮定 空調システムは定風量単一ダクト方式とする)
熱源機器	直焚き吸収式冷温水発生器, 温水ボイラ 設備償却年数: 15年 年間金利: 3%
負荷需要	表1: 室内熱負荷, 表4: 外気負荷を参照 室内温湿度 冷房 26 [$^{\circ}\text{CDB}$] 50 [%RH] 暖房 22 [$^{\circ}\text{CDB}$] 40 [%RH]
エネルギー需要(年間)	全負荷相当運転時間 [h] ^{注6)} 冷房: 533時間, 暖房: 425時間(札幌) 冷房: 608時間, 暖房: 293時間(福岡, 東京)
各原単位	電力 エネルギー原単位: 10.26 [MJ/kW] CO_2 原単位: 143 [$\text{g-C}/\text{kW}$] ガス エネルギー原単位: 46.5 [MJ/m^3] CO_2 原単位: 858 [$\text{g-C}/\text{m}^3$]

表4 地域別の外気負荷

外気導入量・空調条件	負荷	オフィス外気負荷(1室分) [W]		
		(札幌)	(福岡)	(東京)
(a)全外気 (All Fresh Air)	(3)冷房一般	34193	43113	37166
	(5)暖房一般	43506	29816	30424
(b)最小外気 (Min. OA)	(4)冷房差小	113979	143712	123890
	(6)暖房差小	145011	99378	101406
(c)排気口平均 CO_2 濃度 1000 [ppm]	(3)冷房一般(4)冷房差小	5891	7427	6403
	(5)暖房一般(6)暖房差小	7914	5423	5534
(d)居住域平均 CO_2 濃度 1000 [ppm]	(3)冷房一般(4)冷房差小	6039	7614	6564
	(5)暖房一般(6)暖房差小	8112	5560	5673
外気 ^{注7)}	居住域平均 CO_2 濃度 1000 [ppm]の外気負荷は、(c)の各都市の外気負荷に表9の C_n を適用したケースとなる。 夏: 28.9°C 63.1% (札幌) 33.9°C 58.8% (福岡) 33.3°C 56.4% (東京) 冬: -8.4°C 62.4% (札幌) 2.1°C 50.7% (福岡) 2.0°C 31.2% (東京)			

※ 外気負荷は顕熱負荷および潜熱負荷を含む

度すなわち完全混合濃度が 1000 [ppm]となる外気量の場合、(d) 居住域平均 CO₂濃度 1000 [ppm]を達成する最小外気量の場合、の 4 条件を適用した場合のエネルギー指標の解析を行う。(d) の解析条件は(c)の外気量に表 9 の規準化居住域濃度 C_nを適用したケースに相当する。

表 3 に年間エネルギー消費量の算定条件を示す⁶⁾。対象建物として、図 2 に示す解析対象オフィス空間が 48 室存在する地上 8 階建ての中規模事務所ビルを想定する。地域は札幌、東京、福岡の 3 都市を対象とし、空調システムとして定風量単一ダクト方式を仮定する。熱源は直焚き吸収式冷温水発生器を使用し、補助として温水ボイラを用いる。設備償却年数は 15 年、年間金利は 3%を想定する。熱負荷条件として室内負荷を表 1 に、地域別の外気負荷を表 4 に示す⁷⁾。年間エネルギー需要は、表 3 に示した全負荷相当運転時間 T_L [h]を仮定し解析を行う^{9,10,11)}。室内負荷は冷房時ならびに暖房時で各々一定値を与える⁸⁾。外気負荷は吹出風量中の外気量が各地域、各空調条件別に算出された負荷である。また解析に使用したエネルギー原単位ならびに CO₂原単位は表 3 に示すとおりである^{12,13)}。

一般に大きな熱負荷と考えられている外気負荷に対し、規準化居住域濃度を加味した換気設計を行うことで、基本必要換気量の削減、即ち外気負荷軽減の達成が期待される。さらには外気負荷軽減に伴う熱源機器容量の最適化も期待される。しかしながら採用した空調システムにより形成される室内流れ場の換気効率が悪い場合は、設計必要換気量の増大となり、エネルギー消費量の増加となる場合も存在することとなる。

3. 規準化居住域濃度・CO₂濃度の解析結果

流れ場、温度場ならびに汚染質濃度場の解析結果の詳細に関しては既報³⁾を参照のこと。

3.1 全外気運転の場合の規準化居住域濃度と居住域平均 CO₂濃度

表 5 に全外気運転の場合、すなわち再循環空気量が 0%の場合の規準化居住域濃度 C_n 解析結果を示す。汚染質は空間で一様発生の仮定を用いている。一般に全外気運転は、中間期や冬期に室内に直接外気を導入して冷房を行う運転方法である。表 5 中の網掛け部分は C_n が 1.0 を上回るケースであり、C_n により導入換気量を増加させなければならないケースとなる。一方、表 6 に示した全外気運転の場合の居住域平均 CO₂濃度の解析結果によれば、全てのケースで室内汚染質の総合的指標である設計基準濃度 1000[ppm]⁵⁾を下回る結果となっている。当然のことながら全外気運転における必要換気量を検討する場合には、C_n と CO₂濃度による検討が必要となる。

3.2 Min.OA の場合の規準化居住域濃度と居住域平均 CO₂濃度

表 7 に吹出風量中の外気量が最小(30[m³/h・人])の場合の規準化居住域濃度 C_n を示す⁹⁾。このケースでは、吹出風量の総量は全外気運転の場合と同一であるが、30 [m³/h・人]に相当する外気量の他は再循環空気占めることとなる¹⁰⁾。本報では再循環空気がある場合を考慮した規準化居住域濃度を C_n'として表記する。本解析条件下での再循環率は各空調条件により 72~95%となる。表中の網掛け部分以外の C_n'は 1.0±0.1 未満の値であることを示す。これは汚染質発生源が主に人間であり、換気回数が 6 回/h 以上かつ再循環率が 70%以上であれば、室内は定常完全混合状態とみなして良いとする HASS 102 換気規格の条件²⁾とほぼ一致する。一方、表 8 に示した吹出風量中の外気量が最小(30[m³/h・人])の場合の居住域平均 CO₂濃度の解析結果によれば、解析ケース 30 種類中、18 ケースで

表 5 吹出風量が全て外気の場合の規準化居住域濃度 C_n [-]

空調条件	再循環率[%]	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5
(1)等温吹出	0	0.92	1.02	1.25	0.84	0.74
(2)冷房(低温)	0	0.95	0.97	1.09	0.86	0.58
(3)冷房(一般)	0	0.98	1.03	0.90	0.89	0.73
(4)冷房(差小)	0	0.96	1.00	1.33	0.87	0.85
(5)暖房(一般)	0	1.53	0.99	1.24	0.85	1.52
(6)暖房(差小)	0	0.96	1.00	1.55	0.99	1.49

* 網掛け部分は、C_nが 1.0 を上回る場合を示す。

表 6 吹出風量が全て外気の場合の居住域平均 CO₂濃度 [ppm]

空調条件	再循環率[%]	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5
(1)等温吹出	0	455	505	618	416	366
(2)冷房(低温)	0	507	518	582	459	310
(3)冷房(一般)	0	456	479	418	414	339
(4)冷房(差小)	0	369	384	511	334	327
(5)暖房(一般)	0	721	467	584	401	716
(6)暖房(差小)	0	371	386	599	383	576

* 網掛け部分は表 5 の C_n が 1.0 を上回っている場合を示す。

表 7 吹出風量中の外気量が最小(30 [m³/h 人])の場合(Min.OA)の C_n' (再循環空気を考慮した C_n) [-]

空調条件	再循環率[%]	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5
(1)等温吹出	78	0.96	1.01	1.12	0.92	0.87
(2)冷房(低温)	72	0.97	0.98	1.05	0.93	0.78
(3)冷房(一般)	83	0.99	1.01	0.95	0.95	0.88
(4)冷房(差小)	95	0.98	1.00	1.12	0.95	0.94
(5)暖房(一般)	82	1.25	1.00	1.11	0.93	1.24
(6)暖房(差小)	95	0.98	1.00	1.21	1.00	1.19

* 網掛け部分は C_n'が 1.0±0.1 以上となる場合を示す。

表 8 吹出風量中の外気量が最小(30 [m³/h 人])の場合の居住域平均 CO₂濃度 [ppm]

空調条件	再循環率[%]	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5
(1)等温吹出	78	977	1027	1140	937	888
(2)冷房(低温)	72	990	1001	1065	942	792
(3)冷房(一般)	83	1007	1031	970	966	891
(4)冷房(差小)	95	1001	1017	1144	967	959
(5)暖房(一般)	82	1266	1012	1130	946	1262
(6)暖房(差小)	95	1001	1017	1229	1013	1206

(排気口 CO₂濃度が 1000 [ppm]となる場合の外気量は 492[m³/h])

* 網掛け部分は、絶対濃度が 1000 [ppm]を超える場合を示す。

表 9 居住域平均 CO₂濃度を 1000 [ppm]に制御する場合の規準化居住域濃度 C_n' [-]

空調条件	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5
(1)等温吹出	0.96	1.01	1.12	0.92	0.87
(2)冷房(低温)	0.97	0.98	1.05	0.93	0.78
(3)冷房(一般)	0.99	1.01	0.95	0.95	0.87
(4)冷房(差小)	0.98	1.00	1.13	0.95	0.94
(5)暖房(一般)	1.25	1.00	1.11	0.93	1.24
(6)暖房(差小)	0.98	1.00	1.21	1.00	1.19

* 網掛け部分は、C_n'が 1.0 を上回る場合を示す。

設計基準濃度の 1000[ppm]を上回っている(表中の網掛け部分)。外気量は 30 [m³/h・人]を確保しているにもかかわらず室内に不完全混合濃度場が形成されている場合には、CO₂濃度が設計基準濃度以上となる場合が存在することを示している。よって外気導入量が一般的に設計

時に用いられる外気量 30[m³/h・人]を満たしている場合でも C_n と CO₂ 濃度による検討が必要となる(本解析に設定した人員密度の条件下では、Min.OA 条件における排気口平均 CO₂ 濃度は 1017[ppm]である)。

3.3 排気口平均 CO₂ 濃度 1000[ppm]の場合の規準化居住域濃度と居住域平均 CO₂ 濃度

本節で示す排気口平均 CO₂ 濃度が 1000 [ppm]となる外気量を適用した場合は、後述する居住域平均 CO₂ 濃度が 1000 [ppm]の場合との比較のため、室内での完全混合を仮定し、質点系を想定した場合の検討を示す。当然の事ながら完全混合濃度の仮定のため、全解析ケースで規準化居住域濃度 C_n' は 1.0 となる。また、居住域平均 CO₂ 濃度も完全混合濃度と一致し、1000 [ppm]となる。

3.4 居住域平均 CO₂ 濃度 1000[ppm]の場合の規準化居住域濃度と再循環率の上限

表 9 に居住域平均 CO₂ 濃度を 1000 [ppm]に制御する場合の規準化居住域濃度 C_n' の解析結果を示す。表中の網掛部分は C_n' が 1 を超える場合を示している。それ以外のケースは C_n が 1.0 未満となっており基本必要換気量の低減につながる。この場合は居住域平均 CO₂ 濃度が許容値の 1000[ppm]以下に保ちながら外気量が減量され外気導入時の熱負荷を低減できることになる。すなわち室内空気質を良好に保ったまま省エネルギー化を行うことが可能になる。これとは逆に網掛部分は C_n が 1.0 を上回るため、外気導入量が増加し投入エネルギー量が増加する場合となる。

3.5 外気導入量の最適化による外気負荷の増減

図 4 に居住域平均 CO₂ 濃度を 1000 [ppm]に制御する場合の再循環率(再循環空気量に対する吹出風量の比)の上限を、表 10 に居住域平均 CO₂ 濃度を 1000 [ppm]に制御する場合の外気量を示す。再循環率が高い場合は給気に占める外気の割合が少なく省エネ効果の高いケースとなる。例えば CASE4 は図 4 のグラフに示すとおり、どの空調条件の場合も他のケースと比較して比較的再循環率が高い値を示し、外気量は表 10 に示すとおり他のケースと比較して少なくなっていることから外気量の削減によって省エネを図る事が可能なケースとなる。また CASE5 は暖房時を除き、他のケースと比較して冷房時における再循環率が最も高く、外気量が最も少ないことから冷房時の省エネ効果が期待できるケースである。反対に CASE3 はすべての条件下で再循環率は低く、外気量が多くなっておりエネルギー消費量が高いケースとなる。これら外気量の削減による省エネ効果の程度については、次章にて具体的な数値を算出して示す。

4. 外気量の増減による熱負荷増減率の解析結果

年間を通じたエネルギー消費量・CO₂ 排出量・設備総コストの解析を行うため、外気量の増減量と地域別の補正係数から各地域別の熱負荷増減率を求める。本節以降では対象オフィスビルの空調システムを定風量単一ダクト方式と仮定し、表 2 に示す空調条件より冷房時および暖房時の吹出温度差 Δθ の等しい場合を組合せて空調条件 A および空調条件 B を設定する(表 4 参照)。空調条件 A とは吹出温度差が 10℃ の場合の空調条件(3)および(5)の組合せであり、空調条件 B とは吹出温度差が 3℃ の場合の空調条件(4)および(6)の組合せである。そのため、以降の検討は表 2 に示す空調条件のなかで、空調条件(3)(4)(5)(6)に着目して行う。

4.1 外気量の増減量

表 11 に居住域平均 CO₂ 濃度が 1000 [ppm]になるように最適に制

表 10 居住域平均 CO₂ 濃度が 1000 [ppm]の場合の外気量 [m³/h]

空調条件	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5
(1)等温吹出	464	500	608	439	411
(2)冷房(低温)	473	481	532	442	366
(3)冷房(一般)	485	503	460	457	413
(4)冷房(差小)	481	492	612	457	452
(5)暖房(一般)	799	489	596	444	790
(6)暖房(差小)	481	492	731	490	694

(排気口 CO₂ 濃度が 1000 [ppm]となる場合の外気量は 492 [m³/h])

※ 網掛けは外気量が 492 [m³/h]よりも多い場合を示す

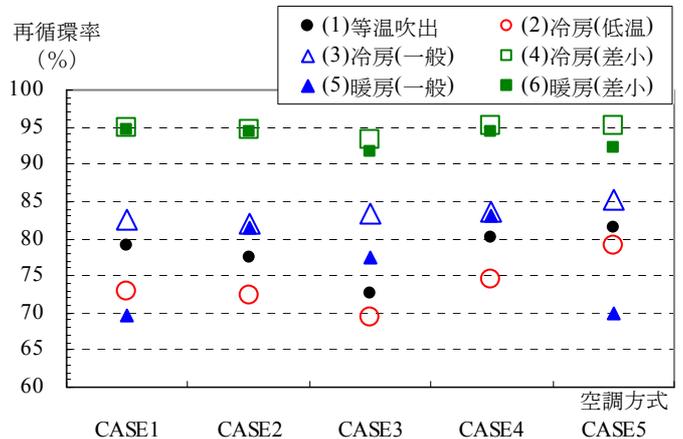


図 4 居住域平均 CO₂ 濃度が 1000 [ppm]の場合の再循環率 [%]

表 11 外気量の増減量 ΔQ [m³/h]

空調条件	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5
(1)等温吹出	-28	8	116	-53	-81
(2)冷房(低温)	-19	-11	40	-50	-126
(3)冷房(一般)	-7	11	-32	-35	-79
(4)冷房(差小)	-11	0	120	-35	-40
(5)暖房(一般)	307	-3	104	-48	298
(6)暖房(差小)	-11	0	239	-2	202

※ 年間エネルギー消費量等の検討は大線以下の(3)~(6)の空調条件にて行う
※ 網掛けは外気量が低減できる場合を示す。

表 12-1 外気量の増減による熱負荷増減率(札幌) [%]

空調条件の組合せ	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5
A 吹出温度差 Δθ=10[℃]					
(3)冷房(一般)	-0.3	0.5	-1.4	-1.6	-3.8
(5)暖房(一般)	10.2	-0.1	4.6	-2.9	9.9
B 吹出温度差 Δθ=3[℃]					
(4)冷房(差小)	-0.5	0.0	3.9	-1.5	-1.7
(6)暖房(差小)	-0.6	0.0	8.6	-0.1	9.9

※ 網掛けは負荷増減率がマイナスであり熱負荷が低減できる場合を示す。

表 12-2 外気量の増減による熱負荷増減率(福岡) [%]

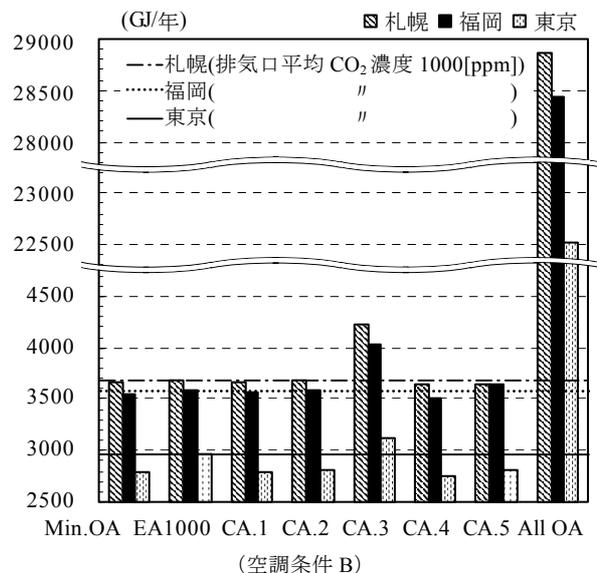
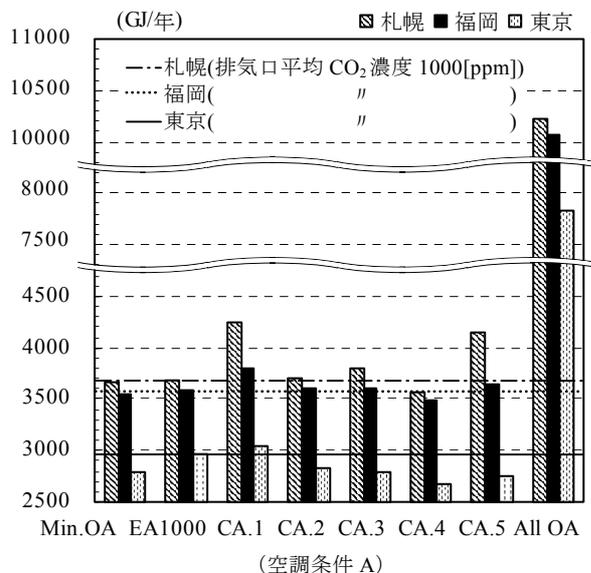
空調条件の組合せ	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5
A 吹出温度差 Δθ=10[℃]					
(3)冷房(一般)	-0.3	0.6	-1.7	-2.0	-4.8
(5)暖房(一般)	7.0	-0.1	3.1	-2.0	6.8
B 吹出温度差 Δθ=3[℃]					
(4)冷房(差小)	-0.6	0.0	4.9	-1.9	-2.2
(6)暖房(差小)	-0.4	0.0	5.9	-0.1	5.3

※ 網掛けは負荷増減率がマイナスであり熱負荷が低減できる場合を示す。

表 12-3 外気量の増減による熱負荷増減率(東京) [%]

空調条件の組合せ	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5
A 吹出温度差 Δθ=10[℃]					
(3)冷房(一般)	-0.3	0.5	-1.5	-1.7	-4.1
(5)暖房(一般)	7.1	-0.1	3.2	-2.0	6.9
B 吹出温度差 Δθ=3[℃]					
(4)冷房(差小)	-0.5	0.0	4.2	-1.6	-1.9
(6)暖房(差小)	-0.4	0.0	6.0	-0.1	5.4

※ 網掛けは負荷増減率がマイナスであり熱負荷が低減できる場合を示す。



Min.OA: 最小外気量(30[m³/h 人])の場合 EA1000: 排気口濃度 1000[ppm]の場合 CA.: ケース(CASE1~5)
 All OA: 全外気運転の場合 ※ 図中の横線は排気口濃度 1000[ppm]の値(規準化居住域濃度にて調整した値との比較用)

図5 年間エネルギー消費量

御した場合の外気量から排気口平均 CO₂ 濃度 1000 [ppm]の外気量との差をとることで算出した外気量の増減量ΔQを示す。表 11 の負の値は外気量が排気口平均 CO₂ 濃度 1000[ppm]よりも少ないことで外気量を削減できる場合を示す。表から CASE4 の全ケースと CASE1 の(4)と(6)は冷房時、暖房時とも外気量が減っており熱負荷が低減されることで省エネを期待できるケースとなる。

4.2 熱負荷増減率の算定

表 4 に各都市別の外気負荷を示す。表は外気導入量の違いにより (a) 全外気運転の場合、(b) Min. OA の場合、(c) 排気口 CO₂ 濃度を 1000 [ppm]に制御した場合に分けて示している。各都市の選定は、東京に比較して暖房負荷が卓越している地域として札幌、冷房負荷が卓越している地域として福岡を想定している。札幌と福岡の外気負荷は東京の外気負荷を基に地域補正係数^{※11)}により求めている。

表 12-1~3 に外気量の増減量による熱負荷増減率を各都市別に示す。熱負荷増減率を以下に示す(4)式として定義する。

$$\eta = \left(\frac{L_a + L_r}{L_b + L_r} - 1 \right) \times 100 \quad (4)$$

ここで、 η は熱負荷増減率 [%], L_a は各解析条件での外気負荷 [W], L_b は完全混合を仮定した場合の外気負荷 [W], L_r は室内熱負荷 [W]を示す。居住域平均 CO₂ 濃度 1000 [ppm]に制御したケースを対象とした場合の熱負荷増減率 η は、完全混合濃度を仮定した排気口平均 CO₂ 濃度 1000 [ppm]の場合の全負荷(外気負荷+室内熱負荷) $L_b + L_r$ を規準として、規準化居住域濃度を適用した場合の全負荷 $L_a + L_r$ の割合を示すものとなる。

年間エネルギー消費量・CO₂ 排出量・設備総コストの算出の対象とするケースは、表 4 の(a) 全外気運転の場合、(b) Min.OA の場合、(c) 排気口 CO₂ 濃度 1000[ppm]の場合ならびに(d) 居住域平均 CO₂ 濃度を 1000 [ppm]に制御した場合の各々のケースである。

4.3 熱負荷増減率の解析結果

省エネが期待できるケースは表 12-1~3 において冷房、暖房の熱負荷増減率が両方とも-1.5%以上を示す空調条件 A の CASE4 や、-0.5%以上の空調条件 B の CASE1 である。逆に表 12-1~3 の空調条

件 B の CASE3 における組合せは冷房、暖房とも熱負荷増減率が+4%以上でエネルギー増が予想される。

5. 年間エネルギー消費量・CO₂ 排出量・設備総コストの解析結果

図 5 に年間エネルギー消費量、図 6 に年間 CO₂ 排出量、図 7 に年間設備総コストの解析結果を示す。各グラフには地域別の解析結果もあわせて示している。空調条件 A および空調条件 B 共に、Min. OA の場合、完全混合を仮定した場合(排気口濃度 1000 [ppm])、居住域平均 CO₂ 濃度を 1000 [ppm]に制御した場合、および全外気運転の場合、の解析結果を並べて示している。

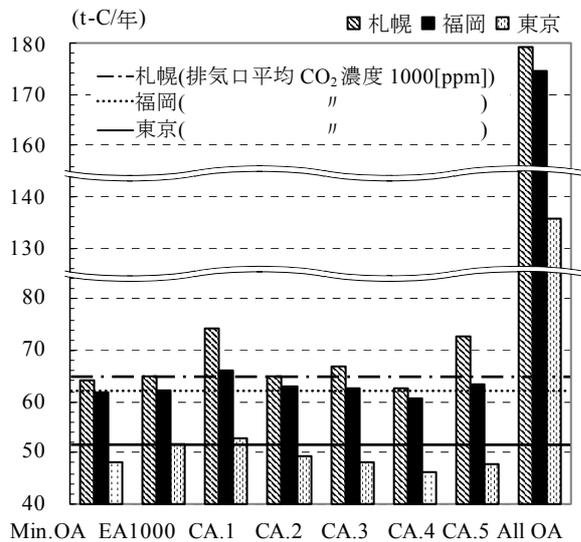
5.1 年間エネルギー消費量・CO₂ 排出量・設備総コストと熱負荷削減率および各都市の空調条件との関係

図 5,6,7 に示すとおり省エネ効果が期待された空調条件 A の CASE4 は、各都市とも年間エネルギー消費量・CO₂ 排出量・設備総コストが最小となった。同様に省エネ効果が期待された空調条件 B の CASE1 の東京は、年間エネルギー消費量・CO₂ 排出量・設備総コストが排気口平均 CO₂ 濃度 1000[ppm]の場合よりも各々5.8, 6.2, 1.7%の減となったが、札幌は 0.9, 0.9, 0.8%, 福岡は 0.7, 0.7, 0.8%の減にとどまった。東京の熱負荷増減率は-1.5%, 札幌と福岡は-0.5%であり熱負荷増減率の大小が年間エネルギー消費量等の算定に大きく影響を与えている。

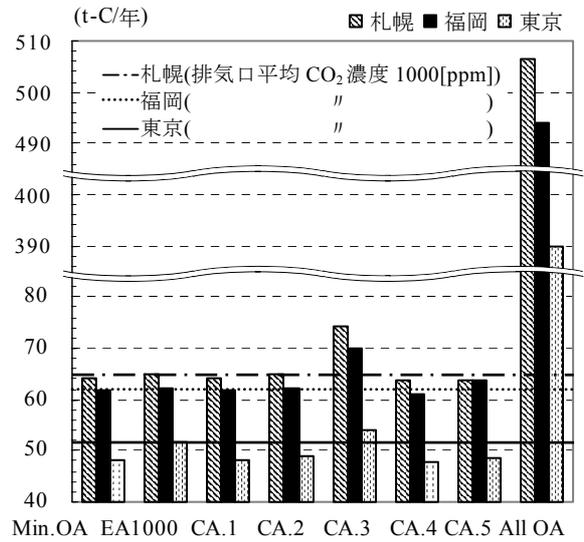
エネルギー増が予想された空調条件 B の CASE3 は各都市とも年間エネルギー消費量・CO₂ 排出量・設備総コストが最大となった。また空調条件 A の CASE1 と CASE5 は暖房時の熱負荷増減率が大きい(換気効率が悪い)ため年間エネルギー消費量・CO₂ 排出量・設備総コストが最大になったと考える。

各都市別に比較すると、札幌は、東京と福岡よりも年間エネルギー消費量・CO₂ 排出量・設備総コストの値が常に大きくなっている。これは札幌の暖房時の設計室温と外気温度の差が東京や福岡よりも大きいため暖房に要するエネルギー消費量が多くなるためである。

各ケースの解析結果から本解析条件・解析対象では年間エネルギー消費量等を低減するために暖房時の換気効率を改善することが重



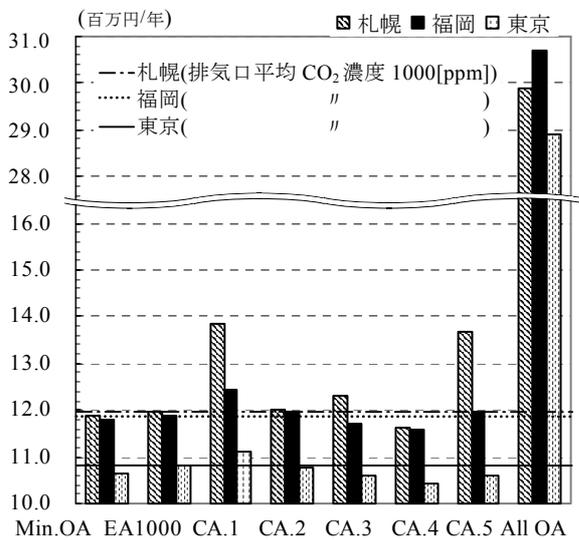
(空調条件 A)



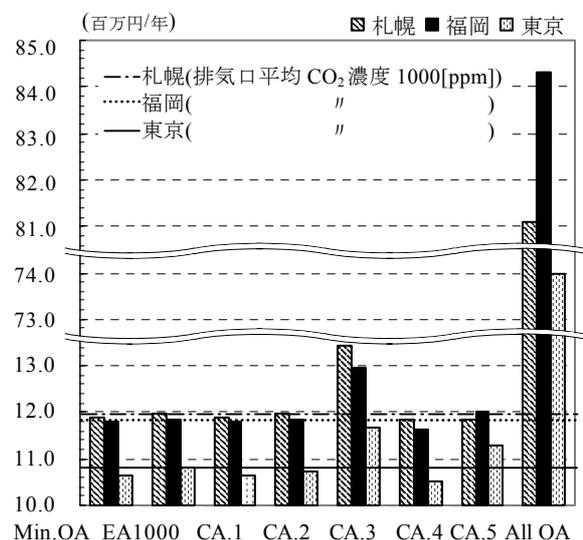
(空調条件 B)

Min.OA:最小外気量(30[m³/h 人])の場合 EA1000:排気口濃度 1000[ppm]の場合 CA.:ケース(CASE1~5)
 All OA:全外気運転の場合 図中の横線は排気口濃度 1000[ppm]の値(規準化居住域濃度にて調整した値との比較用)

図6 年間CO₂排出量



(空調条件 A)



(空調条件 B)

Min.OA:最小外気量(30[m³/h 人])の場合 EA1000:排気口濃度 1000[ppm]の場合 CA.:ケース(CASE1~5)
 All OA:全外気運転の場合 図中の横線は排気口濃度 1000[ppm]の値(規準化居住域濃度にて調整した値との比較用)

図7 年間設備総コスト

要となる^{注12)}。また、排気口平均CO₂濃度1000[ppm]の外気量の場合に比較して吹出風量が全て外気の場合は、年間エネルギー消費量・CO₂排出量・設備総コストが空調条件Aで約3倍、空調条件Bで約8倍の値になっていたことから、室内の汚染質対策として導入外気量増が考えられる場合には、年間エネルギー消費量等の極端な増加に注意しなければならない^{注13)}。

6. 結論

既報^{文3,4)}において5種類のオフィス空調システムの規準化居住域濃度解析を行った結果に関して、再循環空気を考慮した場合の規準化居住域濃度とCO₂濃度との比較を行った。さらに外気導入量を変化させた場合の年間エネルギー消費量、CO₂排出量ならびに設備総コストの解析

を行い、外気導入量の最適化を行った場合の環境負荷削減量の定量的評価を検討した結果、本解析では以下の結果を得た。

- (1) 外気量を最小外気量(30m³/h・人)として算出した場合、居住域の平均CO₂濃度は許容値の1000[ppm]を上回る場合がある。換気設計では換気効率による解析およびCO₂濃度による解析の両者の検討が重要である^{注14)}。
- (2) 居住域平均CO₂濃度が室内の許容値の1000[ppm]を満たす条件下における年間のエネルギー消費量、CO₂排出量および設備総コストの解析を行った結果、冷房時・暖房時も換気効率が1.0以下であるCASE4において排気口平均CO₂濃度1000[ppm]の場合よりも、トータルとして年間エネルギー消費量が最大9.8%、年間CO₂排出量が10.3%、設備総コストが3.8%削減された。

- (3) ほとんどのケースにおいて冷房時の換気効率がよく暖房時の換気効率が低いために年間エネルギー消費量等が増加する結果となった。冷暖房を同一の空調システムで行う場合の暖房時の換気効率改善は、室内の空気質とエネルギー消費改善による環境負荷の低減に共通した課題である。

記号

- C_n : 規準化居住域濃度 [-]
- C_n' : 再循環空気を考慮した規準化居住域濃度 [-]
- C_a : 局所領域(本研究では居住域)平均濃度 [m^3/m^3]
- C_p : 完全混合濃度 [m^3/m^3]
- C_o : 取入外気の汚染質濃度 [m^3/m^3]
- Q_p : 基本必要換気量 [m^3/h]
- M : 室内における汚染質発生量 [m^3/h]
- C_i : 室内の汚染質設計基準濃度 [m^3/m^3]
- Q : 設計必要換気量 [m^3/h]
- T_L : 全負荷相当運転時間 [h]
- ΔQ : 完全混合を仮定した外気量を規準とした場合の各ケースの外気量の増減量 [-]
- η : 熱負荷増減率 [%]
- L_a : 規準化居住域濃度を考慮した場合の外気負荷 [W]
- L_b : 完全混合を仮定した場合の外気負荷 [W]
- L_r : 室内熱負荷 [W]

注

- [1] 建築物における衛生的環境の確保に関する法律(通称ビル管法)では、特定建築物に対する建築物環境衛生管理基準が定められている。事務所等の居室の場合、外気導入量は通常30 [$m^3/h \cdot 人$]に在室者数を乗じて算出される。
- [2] 本研究では HASS 102²⁾に従い、居住域を床上 1.8m の空間として定める。
- [3] オフィスの吹出口の形状には、アネモ型などの複雑形状の輻流吹出口も多い。アネモ型の吹出口を有する室内の流れ場の CFD 解析を行う場合、P.V.法等の簡易モデルのほか、吹出口に多くのメッシュを配し、形状モデリングにも配慮を行うことが重要とされている³⁾。本解析は吹出気流が吹出口の面に垂直な方向に吹出されるとし簡略化して設定している。
- [4] 本解析は、市販の置換換気用吹出口(高さ 1.2 m)をモデル化して用いている。
- [5] OA 機器などの室内にある発熱源は気流分布に影響を及ぼす。また発熱源のほか、什器などの気流障害物や壁面などの幾何形状および汚染源などが気流分布さらに換気効率へ影響することは十分に考えられる。しかしながら気流分布や換気効率に影響するこれらの条件は複雑多岐にわたる。よって本論文ではこれらの条件を簡易にモデル化した基本的な条件の下での換気効率を示すものとする。
- [6] ここでは外気温度差が最大の場合の熱負荷を用いてエネルギー消費量を算出している(各地域の外気温湿度の条件は表 4 に示す)。実際には年間の外気温度の変動に合わせてエネルギー消費量の算定を行うべきであるが、ここでは熱源機器の全負荷相当運転時間(表 3 のエネルギー需要(年間)を参照)より年間の熱需要量を求めて年間のエネルギー消費量を算出した。年間の設備総コストはイニシャルコスト(1/15 年)+ランニングコストを示す。
- [7] 本報は、外気導入量に C_n を考慮した場合の外気量の増減の程度について、外気を室温まで冷暖房処理するのに必要なエネルギーの消費量を示すことで C_n の効果の評価することを目的としている。よってエネルギー消費量は、隙間風量を含まない空調熱負荷、換気動力等を含まない熱源側の機器のみによる限定した条件によって算定している。
- [8] 外気負荷の増減による差をみる理由から、室内負荷は地域別に算出せず東京・札幌・福岡とも一定値とした。
- [9] 新鮮外気量は $30 [m^3/h \cdot 人] \times$ 在室人員 $16 人(81.92[m^2] \times 0.2 [人/m^2]) = 16.4 [人] = 480 [m^3/h]$ としている。
- [10] 再循環空気が存在する場合の規準化居住域濃度の算出式は文献 2)を参照。
- [11] 札幌と福岡の冷暖房負荷は、表 13 に示した冷暖房負荷簡易計算法²⁾¹⁵⁾の地域補正係数と表 4 の冷暖房負荷を基に調整している。

表 13 冷房負荷および暖房負荷の地域補正係数 [-]

地域	冷房	暖房	地域	冷房	暖房	地域	冷房	暖房
札幌	0.92	1.43	福岡	1.16	0.98	東京	1.00	1.00

- [12] 本研究では、壁面の暖房負荷に空調運転時間外における蓄熱を考慮し、暖房負荷を熱的に厳しく設定している。
- [13] Etoらは床面積 11581 [m^2]を仮定したオフィスビルを対象として、定風量単一ダクト方式の場合、ならびに変風量単一ダクト方式の場合の 2 種類の空調システムを採用した場合において、外気導入量を変化させた際の実設備機器のイニシャルコスト、ならびにランニングコストの変化を推定している^{2)16,17)}。Etoらの推定によれば、アメリカ合衆国の代表的な都市に建設された上記のオフィスビルに対して、外気導入量を $9 [m^3/h \cdot 人](2.5 [L/sec \cdot 人])$ から $36 [m^3/h \cdot 人](10 [L/sec \cdot 人])$ に増加させた場合、設備機器のイニシャルコストの増加は 1% 以下、ランニングコストの増加は 5% 以下と推定している。本解析の場合には、最小外気量 $30 [m^3/h \cdot 人](8.3 [L/sec \cdot 人])$ から排気口平均 CO_2 濃度 1000 [ppm]における外気量 $30.75 [m^3/h \cdot 人](8.5 [L/sec \cdot 人])$ に増加した場合の東京の年間設備総コストの増加は 1.8%、年間エネルギー消費量の増加は 6.2%、年間 CO_2 排出量の増加は 6.6% となっており、換気量の増加がより敏感にエネルギー消費量増加に対応した結果となった。また、空調条件 A において外気量が最も削減された CASE4 と排気口平均 CO_2 濃度 1000 [ppm]の場合の東京の年間設備総コスト、年間エネルギー消費量、年間 CO_2 発生量の減少幅を比較すると排気口平均 CO_2 濃度 1000 [ppm] の外

気量 $30.75 [m^3/h \cdot 人](8.5 [L/sec \cdot 人])$ から、外気量が冷房時 $28.44 [m^3/h \cdot 人](7.9 [L/sec \cdot 人])$ 、暖房時 $27.72 [m^3/h \cdot 人](7.7 [L/sec \cdot 人])$ に減少した場合の年間設備総コストの減少は 3.8%、年間エネルギー消費量の減少は 9.8%、年間 CO_2 排出量の減少は 10.3% となった。従来の外気量の算出方法に比較して HASS 102 を用いた換気効率を検討することにより適切な空気質を維持しながら外気量の削減が行えた場合は、年間設備総コストの減額幅は大きくないがコスト削減が達成され、年間 CO_2 排出量は約 5%~10%の削減の可能性が示された。

- [14] 本論文では室内の換気効率とエネルギー消費量の関係について解析している。室内の空気環境は在室者の健康に影響をおよぼす温暖環境に対しても適切に維持されることが望まれることから、本研究では温暖環境の快適性を評価するために CFD の結果から在室者 5 人の場所を設定し PMV 値を解析している(表 14 に各ケースの在室者の平均値を示す)。CASE1 の(5)、CASE2 の(2)、CASE3 の(5)、CASE5 の(2)の条件を除き、解析結果は殆どのケースが ± 1.0 の範囲に入っている。

表 14 各ケースおよび各空調条件における PMV 値 [-]

	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5
(1) 等温吹出	-0.35	-0.37	-0.35	-0.45	-0.35
(2) 冷房(低温)	0.06	1.14	-0.74	0.11	-1.95
(3) 冷房(一般)	0.12	0.98	0.40	0.09	-0.63
(4) 冷房(差小)	-0.10	0.09	0.75	-0.63	-0.13
(5) 暖房(一般)	-2.12	-0.19	-1.27	0.21	0.91
(6) 暖房(差小)	-0.39	-0.91	-0.91	-0.30	-0.36

参考文献

- [1] 伊香賀俊治, 村上周三, 加藤信介, 白石靖幸(2000) 我が国の建築関連 CO_2 排出量の 2050 年までの予測 建築・都市の環境負荷評価に関する研究, 日本建築学会計画系論文集, No. 535, pp 53-58+
- [2] 空気調和・衛生工学会(1997) HASS 102 換気規準・同解析, 空気調和・衛生工学会, 1997.10
- [3] 菊池世政啓, 高橋雄司, 小林信行, 伊藤一秀(2002) オフィス空間を対象とした規準化居住域濃度に関する研究(第 1 報) 各種空調システムにおける流れ場・温度場・汚染質濃度場の CFD 解析: 日本建築学会計画系論文集, No. 562, pp 45-52
- [4] 菊池世政啓, 高橋雄司, 小林信行, 伊藤一秀(2004) オフィス空間を対象とした規準化居住域濃度に関する研究(第 2 報) 汚染質が不均一発生する場合の汚染質濃度場の CFD 解析: 日本建築学会環境系論文集, No. 576, pp 17-22
- [5] 伊藤一秀, 加藤信介, 村上周三(2000) 平均拡散場解析による Visitation Frequency, Purging Flow Rate の解析 不完全混合室内の居住域換気効率の評価に関する研究, 日本建築学会計画系論文集, No. 529, pp 31-37
- [6] 小川匠, 菊池世政啓, 伊藤一秀(2004) オフィス空間を対象とした規準化居住域濃度の CFD 解析(その 9) 什器モデルの有無が規準化居住域濃度予測精度に与える影響の検討, 室内環境学会総会講演集第 6 巻第 2 号, pp.138-139
- [7] 守屋賢志, 近藤靖史, 関口真由美, 張本和芳(2000) CFD 解析における空調用吹出口のモデリング, 空気調和・衛生工学会平成 12 年度学術講演会講演論文集 III, pp.1337-1340
- [8] K. Abe, T. Kondo, Y. Nagano(1994) A New Turbulent Model for Predicting Fluid Flow and Heat Transfer in Separating and Reattaching Flows -1, Flow Fields Calculations, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.37, No.1., pp139-151
- [9] 井上宇一編(1995) 空気調和ハンドブック 改訂 4 版, 丸善株式会社, 1995.1.30
- [10] 建設省住宅局建築指導課(1980) 事務所建築の省エネルギー 基準と計算の手引, 1980.11
- [11] 松尾陽, 坂本雄三, 阿部裕司, 梅主洋一郎, 日沖正行, 石黒邦道(2003) 空調を対象とする省エネルギー基準に関する研究(第 3 報)全負荷相当運転時間法を用いた CEC/AC 計算法に関する定評 空気調和・衛生工学会平成 15 年学術講演会講演論文集 I, pp.301-304
- [12] 尾島俊雄研究室(1995) 建築の光熱水源単位, 早稲田大学出版部, 1995.6.30
- [13] 伊香賀俊治, 外岡豊, 石福昭(1998) 建物の LCA データベースに関する研究 その 1. 1990 年産業連関表を利用したエネルギー・ CO_2 ・SO_x, NO_x 原単位, 日本建築学会学術講演梗概集 D-1 分冊, p.857-858
- [14] 小林信行, 伊藤一秀, 加藤信介(2001) 再循環空気がある場合の規準化居住域濃度の解析: 空気調和・衛生工学会講演論文集, II, pp545-548
- [15] 空気調和・衛生工学会(1993) HASS 112 冷暖房負荷簡易算定, 空気調和・衛生工学会, 1993.12
- [16] Eto J.H.(1990) The HVAC costs of increased fresh air ventilation rates in office buildings, part 2, Proceedings of the 5th International Conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air '90, Vol. 4, pp 53-58, Tronto-Indoor Air '90
- [17] Eto J.H. and Meyer, C.(1988) The HVAC costs of increased fresh air ventilation rates in office buildings, ASHRAE Transactions, Vol. 94 (2), pp 331-345

(原稿受理・採用決定年月日記載用余白 2 行)