

ZEB 化推進を見据えた外気処理空調システムの課題と展望

Challenges and Prospects of Dedicated Outdoor Air Handling Unit Systems regarding to widespread of ZEB

4.環境工学 - 17.空調システム

正会員 ○尹 奎英

Gyuyoung Yoon

外調機 ZEB 化推進 室内顕熱比
外気負荷

1. はじめに

日本版 ZEB の先進事例¹⁾を見ると、建物のエネルギー消費量は低減されて、その用途別構成は明らかに変わっていることがわかる。主に照明・コンセント、空調用途のエネルギー消費量の削減が功を奏した結果である。加えて、照明・コンセントの削減割合は他の用途に比べて大きく、相対的に空調用エネルギー比率が比較的高くなる傾向が現れている。ZEB 化推進による、このような建物のエネルギー消費構造変化は今後も加速することが予想されている。

上述のエネルギー消費構造を空調熱負荷の観点から考えると、照明・コンセント負荷の低減による室内負荷減少が著しいことが推察される。一方で、外気導入にともなう外気負荷は大きく変わらないままであり、その比率はより大きくなっていくことが予想される。また、これをうけて、外気導入量の適正化や熱回収、外気の高度な処理は今後重要度を増すものと考えられる。

つぎに、室内負荷の顕熱比が小さくなると予想される。それは、顕熱負荷の大幅な抑制は期待できるものの、主な潜熱源である人体からの潜熱負荷は変わらないからである。これに対して、温度と湿度を同一空調機で制御するやり方（例えば、変风量単一ダクト方式）では、冷房運転時においてこれまでの湿度制御不全問題²⁾がより顕著に現れる可能性が高い。

以上のことを踏まえて、本研究では外気処理専用空調機（以下、外調機）に着目して、ZEB 化推進に伴い生じる空調熱負荷の変化に柔軟に対応できる外気処理方式を検討し課題を整理したので報告する。

2. 外気処理方式の分類

表 1 に外気処理方式の分類を示す。外気処理方式は外気処理専用機（以下、外調機）の有無、外気処理方法、そして処理外気の給気方法によって分類できる。

外調機の有無については、外気処理用の専用空調機を

有し外気を前処理する方式、外調機をもたず空調対象室の室内負荷と合わせて単一空調機で処理する方式で分類できる。

つぎに、外気の処理方法においては、熱回収方式（例えば、全熱交換器）、コイル方式、デシカント方式に分類できる。なお、温湿度制御有無の観点からも分類できる。

給気方式においては、調和した外気を対象室へ吹き出す際に室内負荷処理空調機（以後、室内機）の吹き出しと混合させるか否かで分類できる。図 1 に示すように、個別給気方式は外調機と室内機の吹き出し気流は対象室へそれぞれ導入される。混合給気方式は、外調機の吹き出し気流は室内機の吹き出し側、あるいは吸込み側に接続されたダクトを通して混合されて対象室へ導入される。

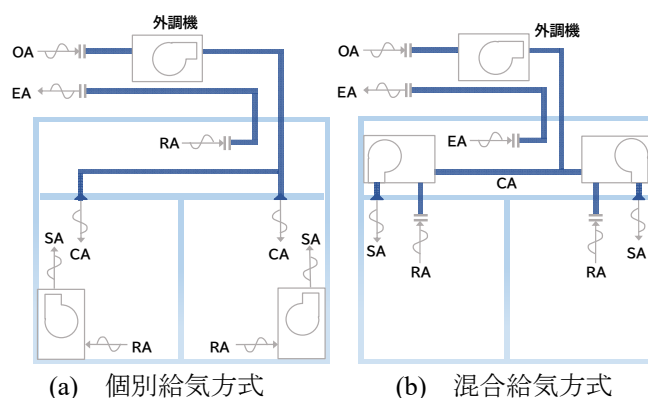


図 1 外気処理空調システムの給気方式

表 1 外気処理方式の分類

外調処理専用機の有無	外調機有り 外調機無し
外気の処理方法	熱回収方式（温度・湿度なりゆき） コイル方式（調温のみ、湿度なりゆき） デシカント方式（調温、調湿）
処理外気の給気方法	個別給気方式 混合給気方式（ターミナル方式）

3. 外気処理のケーススタディ

ここでは前述の各外気処理方式に対して、ZEB 化推進に伴う空調熱負荷の変化への対応性を検討する。

本検討のために、基準階床面積は約 900m²、西側にコアをもち、南北に長い執務室を有する東京所在のオフィスビルを想定した。外周部より 3m までの執務空間をペリメータゾーンとし、それ以外の執務空間をインテリアゾーンと設定した。

Micro-Peak2010 ver2.02 を用いて熱負荷計算を行い、簡便のため、基準階におけるインテリアゾーン (357.1m²) の熱負荷のみを対象に検討した。業務時間は 9 時～17 時まで、在室や点灯スケジュールは一般的な事務所ビルのものを与えた。なお、外気導入量は 30m³/h・人とし全熱交換器 (交換効率 60%) を採用するものとした。人員密度は 0.15 人/m² とした。さらに、照明とコンセントの発熱強度を 20W/m²、10W/m² と異なる 2 ケースについて熱負荷を算出し検討した。

図 2 に最大冷房負荷日における空調熱負荷を示す。まず照明とコンセントの発熱強度が 20W/m² のケースにおいて、最大冷房負荷は 16 時に出現し 36.8kW (103.1W/m²) となり、室内負荷は 31.7kW で顕熱比は 0.86 であった。これに対して、発熱強度の低い 10W/m² においては、最大冷房負荷は 15 時に出現し 28.4kW (79.5W/m²) と小さくなった。なお、室内負荷は 23kW となり、発熱強度の高い 20W/m² のケースに比べて約 27.4% 小さくなった。顕熱比は 0.8 となった。このように照明とコンセントの内部発熱の低減によって、室内負荷は減少し顕熱比は低下することを確認でき、潜熱負荷の未処理が増大する可能性が高まることがわかる。

上記のことをうけて、ここからは外調機の採用を前提として検討を進める。なお、外気の処置方法はコイル方式を前提にして、外調機と室内機の熱負荷処理分担を評価する。評価の際、外調機の給気温度は図 3 に示すように①～④までの 4 通りの温度設定に対して熱負荷処理の分担を検討した。なお、④の給気温度は最大負荷時である 16 時の未処理負荷がゼロとなる温度とした。

熱負荷処理の分担を算出するために、まず導入外気を設定の給気温湿度に調和させるための処理熱量 (外調機処理負荷) を算定したのち、残った外気負荷を室内負荷と合算して室内機に調和させる熱負荷とする。また、室内機の処理負荷は室内機の給気温湿度を 15°C・95%rh とし循環風量と処理負荷、そして、未処理負荷を算定した。外調機及び室内機の処理負荷は、湿り空気線図上の状態点変動を表計算ソフトにより再現して求めた。つぎに算出式を示す。

$$Q_{o,SH} = cpV_o \cdot (t_o - t_{o,SA})$$

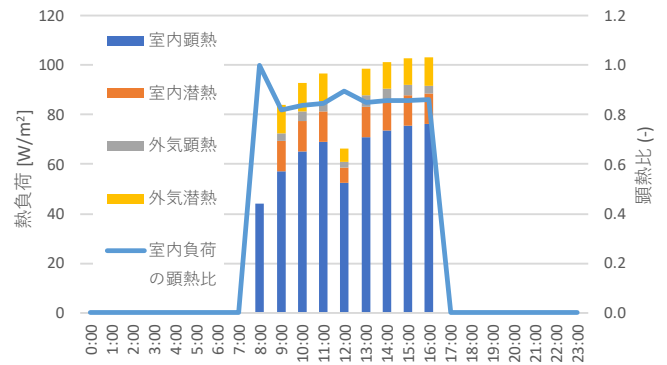
$$Q_{o,LH} = \frac{\gamma\rho}{V_o \cdot (x_o - x_{o,SA})}, \quad x_{o,SA} = MIN(x_o, x_{o,SA,95\%})$$

$$Q_{i,SH} = cpV_i \cdot (t_r - t_{i,SA}), \quad V_i = \frac{L_{i,SH}}{cp \cdot (t_r - t_{i,SA})}$$

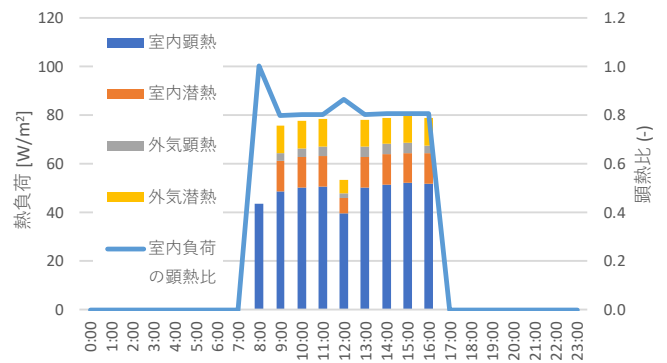
$$Q_{i,LH} = \gamma\rho V_i \cdot (x_r - x_{i,SA}), \quad x_{i,SA} = MIN(x_r, x_{i,SA,95\%})$$

図 4 に最大負荷日における空調熱負荷の処理内訳を示す。なお、照明とコンセントの発熱強度 20W/m² のケースの結果のみを示す。

まず給気温度①のケース (図 4(a)) をみると、16 時の処理熱負荷は外調機が 1.1kW、室内機が 29.6kW となりほとんどの負荷を室内機が処理したこととなる。このときの室内機風量は 7,492m³/h であり、室内未処理負荷は



(a) 照明とコンセントの発熱強度：20W/m² のケース



(b) 照明とコンセントの発熱強度：10W/m² のケース

図 2 最大冷房負荷日における熱負荷

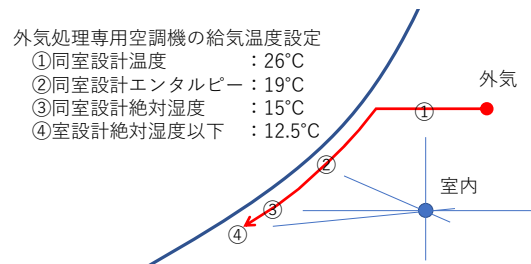


図 3 外調機の給気温度設定

潜熱の 6.1kW が発生した。未処理負荷の発生は、室内機の処理負荷の顕熱比は 0.76 と低く、潜熱処理のための給気温度はより低くする必要があったため、未処理の外気負荷が室内負荷に加わったことが原因である。このような未処理負荷の発生は外気導入を行った 9 時から 16 時まで見られる。なお、この時間帯の日積算未処理負荷は 45.8kWh となった。

8 時には予冷運転が行われ外気導入はなく、15.7kW の室内顕熱負荷のみが発生している。これに対して、室内機の給気温度は 15℃としており、過冷却除湿による潜熱の過処理が生じている。

給気温度の②③④ (図 4(b)(c)(d)) をみると、順に外調機の処理負荷分担が大きくなると同時に、室内機の未処理負荷が減っていくことがわかる。これは外調機の給気温度が低く設定されるにつれて潜熱処理量が増して室内機処理負荷の顕熱比を高めたことが原因である。このように、外調機の給気温度は低めに設定して外気の温度緩和のみではなく、除湿できる設計にすることが望ましいといえる。

表 2 に最大負荷日及び 6 月～9 月までの月代表日における日積算処理負荷分担を示す。なお、照明・OA 機器の内部発熱強度はともに 20W/m²である。

各月の室内機未処理負荷と循環風量は給気温度を低くする (①→②→③→④) につれて減少していくことがわかる。給気温度④のケースにおいて、室内未処理負荷は最大負荷日においてほぼゼロであったが、各月代表日においては未処理負荷が発生した。これは、外調機による処理後であっても室内処理負荷の顕熱比は大きく上昇されず、0.9 を下回り未処理負荷が発生したためである。室内機の給気温度を制御して未処理潜熱を抑制することは考えられるが、給気温度低下による再熱要求の発生には注意が必要である。

室内機の循環風量は 6 月代表日の給気温度④のケースでもっとも小さくなり、36.3m³/m²となった。外気導入量は 33.8m³/m²であり、わずかにこれを上回っている。

表 3 に表 2 と同様に日積算処理負荷分担を示す。なお、照明・OA 機器の内部発熱強度はともに 10W/m²のケースを示す。外調機の給気温度④のケースの給気温度は最大負荷時に未処理負荷がゼロとなるように 11.3℃とした。

室内機未処理負荷の推移は前述のケースと同様に外調機の給気温度を低くするにつれて減少していくことがわかる。室内機の循環風量をみると、6 月代表日の給気温度④のケースで最小となり、2.5 m³/m²となった。これは外気導入量の 33.8 m³/m²を大きく下回る風量であり、室内顕熱負荷がゼロとなる時間帯 (9 時～13 時の間) が存

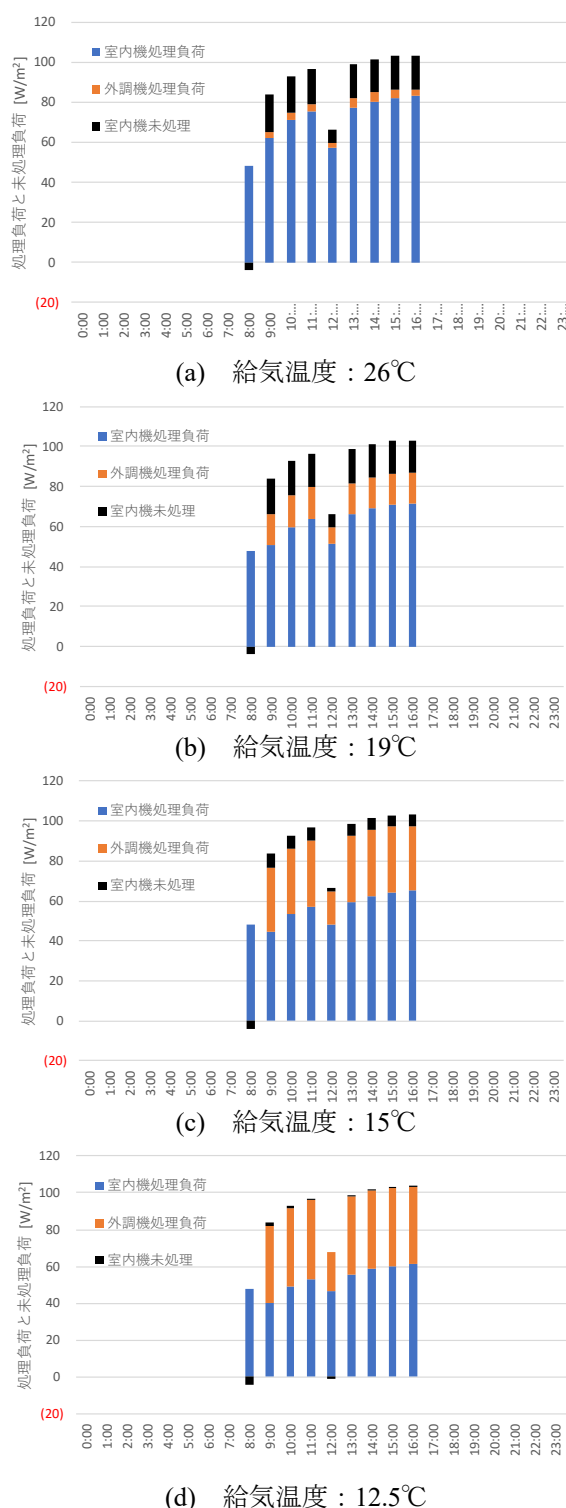


図 4 外調機の各給気温度に対する最大冷房負荷日の空調熱負荷処理状況

在したためである。9 月代表日においても同様に外気導入風量を下回る室内機循環風量となった。

このように、内部発熱減少に起因する室内負荷の減少に加えて、外調機の給気温度を低くすることで室内顕熱負

表2 日積算の処理負荷と室内機循環風量（照明・OA 機器：20W/m²）

	外調機処理負荷(Wh/m ²)				室内機処理負荷(Wh/m ²)				室内機未処理(Wh/m ²)				室内機循環風量(m ³ /m ²)			
	①	②	③	④	①	②	③	④	①	②	③	④	①	②	③	④
最大	28.8	116.5	245.6	316.9	636.5	551.5	502.9	472.6	124.2	121.5	41.0	-0.0	160.8	139.4	127.1	119.4
6月	0.0	66.5	139.6	210.9	288.3	211.9	169.8	143.6	69.8	85.8	54.7	9.7	72.9	53.6	42.9	36.3
7月	13.4	91.4	210.4	281.7	503.0	418.0	369.4	339.1	115.5	122.5	52.0	11.0	127.1	105.6	93.4	85.7
8月	13.4	91.4	210.4	281.7	503.0	418.0	369.4	339.1	115.5	122.5	52.0	11.0	127.1	105.6	93.4	85.7
9月	2.4	80.0	179.1	250.5	404.6	319.6	271.0	240.7	97.8	110.7	60.2	19.2	102.2	80.8	68.5	60.8

表3 日積算の処理負荷と室内機循環風量（照明・OA 機器：10W/m²）

	外調機処理負荷(Wh/m ²)				室内機処理負荷(Wh/m ²)				室内機未処理(Wh/m ²)				室内機循環風量(m ³ /m ²)			
	①	②	③	④	①	②	③	④	①	②	③	④	①	②	③	④
最大	28.8	116.5	245.6	348.8	478.1	393.1	344.6	299.7	137.3	48.0	19.3	-1.6	120.8	99.3	87.1	75.7
6月	0.0	58.2	121.7	211.2	121.5	57.0	30.9	10.0	71.1	29.7	16.4	-8.1	30.7	14.4	7.8	2.5
7月	13.4	91.4	210.4	313.7	312.0	227.1	178.5	133.7	131.2	49.4	24.2	3.3	78.9	57.4	45.1	33.8
8月	13.4	91.4	210.4	313.7	312.0	227.1	178.5	133.7	131.2	49.4	24.2	3.3	78.9	57.4	45.1	33.8
9月	2.4	80.0	179.1	282.4	217.4	134.6	92.5	57.1	113.3	44.3	23.9	-0.3	54.9	34.0	23.4	14.4

荷がゼロとなる時間帯が現れる。また、この時間帯は対象室の温調のみを考えるのであれば室内機を停止できる時間帯が存在することを意味する。

4. まとめと今後の展望

1) 外気処理専用空調機の有無（外調機の有用性）

ZEBの推進に伴い、室内負荷の減少と室内顕熱比の低下が加速すると予想される。室内負荷の減少を受けて、空調負荷に占める外気負荷の比率は増大し、外気負荷抑制及び高度な処理が今後も重要視されるといえる。また、室内顕熱比低下が加速するなか、室内温度と湿度を同一空調機で処理するやり方では湿度制御不全は見過ごせない問題となる。よって、外調機の有用性は高まっていくと考えられる。

2) 外気処理方法（コイル方式とデシカント方式）

外調機の採用を前提に、外気処理方法としてコイル方式に着目し外調機と室内機の熱負荷分担を明らかにした。今回の検討を通して、コイル方式に対して湿度制御不全の度合いを定量的に評価し、外調機の給気温度は低めに設定して除湿できる設計にすることが望まれることを示した。また本検討では、給気温度を固定した結果を示したが、熱負荷に応じて給気温度を制御することによって、未処理を最小限にすることは可能であろう。しかし、室内顕熱比の低下する条件下では、コイル方式によるなりゆきの除湿では再熱を必要とするなど十分な対応が難しいと考えられる。

3) 処理外気の給気方法（混合給気方式の是非）

室内負荷の減少と外調機の給気温度低下が相まって室内機の運転停止が見込まれるほど室内機が分担する負荷は極小化されると予想される。これに対応するためには、室内機の適切な容量選定と運転停止が可能な機構とする

ことが求められる。また、運転停止可能な機構とする場合は、混合給気方式は避けるか、導入外気量の確保と安定化のための対応が求められる。一方で、外調機の給気温度を低く設定した場合の対応として、混合給気方式を採用して室内機を換気運転することで、外調機の低温給気が引き起こすドラフトや結露問題を回避できる可能性が高い。さらには、暖房時の冷暖混在時（外気は加熱、室内は冷房）の対応によっては個別給気方式と混合給気方式とでトレードオフになる可能性がある。このために、冷房時のみならず暖房時の運転効率と比較検討を行うことが必要となる。

上記の検討内容を踏まえて、外気処理専用空調機の今後の課題と展望について述べる。外気処理専用空調機は、顕熱比低下に伴う湿度処理問題への柔軟な対応性能が期待でき、今後もその有用性は高まっていくと予想されている。また、その処理方式については、より高い品質の温湿度空間を要求される場合においてはデシカント方式の積極的な採用が必要と考えられる。

最後に、処理外気の給気方式については、個別給気方式と混合給気方式とでトレードオフが生じる可能性が高く、これらのことを十分検討のうえ、処理外気の給気方式を選定することが望ましい。

【記号】L：熱負荷[W], Q：処理熱量[W], V：風量[m³/h], t：乾球温度[°C], x：絶対湿度[kg/kg], C：定圧比熱[kJ/kg], ρ：空気密度[m³/kg] 添え字 o：全熱回収後の外気, i：室内, SH：顕熱, LH：潜熱, SA：給気, r：室内設定, 95%：飽和（相対湿度95%時）

【参考文献】

- 1) 空気調和・衛生工学会、ZEBのデザインメソッド、技報堂出版、2019.9
- 2) 空気調和・衛生工学会、第14版 空気調和・衛生工学会便覧
- 3 空気調和設備編、p.28、2010.2

謝辞：この研究は空気調和・衛生工学会、空調システムの設計・評価検討小委員会（主査：田中英紀）にて行われた委員会活動の一環である。ここに謝意を表す。