負荷予測と数理計画法による変風量空調システムの最適制御と自然通風利用による
エネルギー削減効果に関する研究

(Study on the effective energy reduction of VAV system and natural ventilation based on optimal control with load prediction and mathematical programming)

吉田　友紀子
（YOSHIDA, Yukiko）

名古屋大学大学院環境学研究科　博士（工学）

2013 年

目　次

第１章　序章 ---------- 1
1.1　研究の背景と目的 ---------- 1
1.2　地球温暖化対策の課題（空調用エネルギー消費構造の概要）---------- 6
1.3　本論文の研究対象と論文構成 ---------- 8

第２章　環境負荷低減技術と変風量空調システムの運用実態---------- 17
2.1　はじめに ---------- 17
2.2　環境負荷低減技術と変風量空調システム ---------- 24
2.2.1　環境負荷低減技術の概要 ---------- 24
2.2.2　環境負荷低減技術の評価 ---------- 27
2.2.2.1　建物外皮性能：日射遮蔽性能の向上 ---------- 27
2.2.2.2　照明：高効率照明と照明自動制御システム ---------- 29
2.2.2.3　換気：自然通風利 ---------- 32
2.3　BEMS を利用した空調システムの評価 ---------- 34
2.3.1　空調システムの評価---------- 34
2.3.2　計測項目---------- 36
2.4　変風量空調システムの運用実態 ---------- 41
2.4.1　変風量（VAV）制御の基本性能 ---------- 41
2.4.2　変風量（VAV）制御の運用実態 ---------- 45
2.4.3　オフィス発熱機器の使用実態---------- 50
2.4.3.1　オフィス発熱機器の定格と実測の比較---------- 50
2.4.3.2　照明系統・コンセント系統電力消費 ---------- 51
2.4.3.3　研究対象建物における内部発熱の設計値と実測値の比較---------- 53
2.4.4　夏期における室内温度設定変更による空調実験 ---------- 55
2.4.4.1　室内温度設定 28℃時の運用結果---------- 58
2.4.4.2　室内温度設定 27℃時の運用結果---------- 62
2.4.4.3　室内温度設定 26℃時の運用結果---------- 66
2.4.4.4　最大負荷運転（VAV 給気風量 100%）---------- 70
2.4.4.5　最小負荷運転（VAV 給気風量 30%）---------- 73
2.4.5　中間期における室内温度設定変更による空調実験---------- 77
2.4.6　冬期における室内温度設定変更による空調実験---------- 82
2.4.6.1　室内温度設定 24℃時の運用結果---------- 83

2.4.6.2　室内温度設定 23℃時の運用結果---------- 86
2.4.6.3　室内温度設定 22℃時の運用結果 ---------- 88
2.5　アンケート調査---------- 90
2.6　変風量空調システムにおける運用改善手法の検討---------- 98
2.6.1　室内中央温度と VAV 系統室内感知温度の補正---------- 98
2.6.2　外気温と室内設定温度 ---------- 103
2.6.3　ペリメータ負荷と運用改善---------- 104
2.6.4　インテリア負荷と運用改善---------- 106
2.6.5　ペリメータとインテリアの室内空気の混合損失---------- 111
2.6.6　室内環境条件の見直し---------- 113
2.7　まとめ---------- 115

第 3 章　変風量空調システムにおける負荷予測と数理計画法による最適運転
---------- 117
3.1　はじめに ---------- 117
3.2　変風量空調システムにおける数理計画型モデル予測制御の概要---------- 120
3.2.1　空調システム---------- 120
3.2.2　通信システム---------- 123
3.2.3　内部発熱の検討---------- 124
3.2.4　数理計画型モデル予測制御における負荷予測---------- 127
3.2.5　変風量空調システムの数理計画型モデル予測制御---------- 131
3.3　変風量空調システムの数理計画型モデル予測制御における空調実験---------- 133
3.3.1　空調実験の概要---------- 133
3.3.2　夏期における代表日の空調実験---------- 137
3.3.2.1　Case1：夏期におけるスキンロード制御（FCU）+AHU 運転--------- 137
3.3.2.2　Case2：夏期における AHU 運転 ---------- 141
3.3.3　冬期における代表日の空調実験---------- 150
3.4　室内設定温度と快適性---------- 163
3.5　室内顕熱負荷と内部発熱負荷合計---------- 165
3.6　数理計画型モデル予測制御による運用改善---------- 166
3.7　数理計画型モデル予測制御によるエネルギー削減効果---------- 168
3.8　まとめ ---------- 172

第 4 章　変風量空調システムと自然通風利用---------- 175

4.1　はじめに---------- 175
4.2　変風量空調システムと自然通風併用（ハイブリッド空調）の運用実態---------- 177
4.2.1　中間期における代表日の空調実験 ---------- 180
4.2.1.1　Case3：中間期における機械換気（外気冷房）---------- 180
4.2.1.2　Case4：中間期における自然換気（窓開閉）　---------- 187
4.3　変風量空調システムと自然通風利用における運用改善手法の検討---------- 191
4.4　空調運転モードの変更による運用改善手法---------- 203
4.5　自然通風利用のための居住者用エネルギー管理モニタ---------- 206
4.5.1　居住者用エネルギー管理モニタの概要---------- 206
4.5.2　自然通風利用を考慮した空調モード（リアルタイム）の設定---------- 212
4.5.3　気象データ---------- 214
4.5.4　室内環境 ---------- 214
4.5.5　快適性申告---------- 216
4.5.6　居住者の環境意識と行動 ---------- 217
4.6　変風量空調システムと自然通風利用によるエネルギー削減効果---------- 218
4.7　LCEM ツールによる変風量空調システムの運用改善削減効果の試算---------- 219
4.8　まとめ ---------- 223

第 5 章　結論-低炭素社会システムの実装に向けて---------- 225
5.1　本論文の主な成果と結論---------- 225
5.2　今後の研究課題---------- 227
5.2.1　建物・地域モニタリングシステムの構築 ---------- 227
5.2.2　モニタリングによる対策効果の検証　---------- 228
5.2.3　エネルギーシステムの統合：既存機器のエネルギー利用効率の向上---- 230
参考文献一覧 ---------- 231

謝辞---------- 239

第１章　序章

1.1　研究の背景と目的

現在，1997 年の京都議定書締結から 15 年の時を経て，2012 年に京都議定書の第一約束期間（2008 年度～2012 年度）を終えようとしている。日本政府はより迅速かつ大幅なエネルギー削減目標を掲げており，エネルギー需要側の建物対策が重要視されるようになった。

2007 年 11 月，気候変動に関する政府間パネル（IPCC）第 4 次評価報告書統合報告書の政策決定者向け要約（Summary for Policymakers：以下，SPM）[1] が掲載した**図 1.1.1** が示すとおり，CO_2 排出量削減に対して費用対効果が最も得られる分野は建築部門と報告された。以後，世界中の政府関係者間における共通の認識として，建築分野の対策に注目が集まっている。

日本国内においては，2005 年をピークに人口減少傾向がみられ [2]，国内の建築着工数も減少傾向 [3] にあり，さらに，2007 年米国の住宅バブル崩壊に始まった世界的な金融危機の問題が起きた。2011 年 3 月 11 日に東日本大震災が起きたため，省エネルギーに貢献する環境負荷低減技術の普及は，社会システムの将来像を考える上でも緊急の課題である。

図 1.1.1 Estimated sectoral economic potential for global mitigation for different regions as a function of carbon price in 2030 from bottom-up studies, compared to the respective baselines assumed in the sector assessments, IPCC, 2007 より作成 [1]

表 1.1.1 に示すとおり，IPCC 第 4 次報告書では既に実用化されている温室効果ガス削減技術を提示しており，**表 1.1.1** の技術に対しては技術導入を積極的に図るべきであることが示された。さらに，2030 年までに実用化見込みの温室効果ガス削減技術（**表 1.1.2**）を示し，今後の建築分野における研究開発の発展が望まれる技術として，商業ビルの統合デザインと太陽光発電システムを組み込んだビルの 2 つが特定された。

表 1.1.1　既に実用化されている温室効果ガス削減技術 [4)]

建築	高効率照明と昼光利用 省エネ家電と空調機器 高効率調理機器 断熱強化 暖冷房への太陽エネルギー利用（パッシブソーラー等） フロン回収と代替冷媒

表 1.1.2　2030 年までには実用化見込みの温室効果ガス削減技術 [4)]

建築	商業ビルの統合デザイン （インテリジェント計測と制御） 太陽光発電システムを組み込んだビル

IPCC 第 4 次報告書は，**表 1.1.3** に示すとおり温室効果ガス削減に有効な政策を提示しており，例えば，機器性能基準やラベリング，建築基準法と認証，さらにデマンド・サイド・マネジメントの需要管理により，運用時の対応としてエネルギー利用効率を上げるなど，政策と関連した社会システムづくりが重要であることが示された。

表 1.1.3　温室効果ガス削減に有効な政策 [4)]

建築	機器性能基準とラベリング 建築基準法と認証 DSM（デマンド・サイド・マネジメント，需要管理） 公的部門率先導入プログラム ESCO 事業へのインセンティブ

環境先進国として有名なドイツでは，建築物のエネルギー性能に係る欧州指令（EPBD）に準拠して，連邦政府による総合エネルギーと気候保護プログラム（IEKP）に基づく国内の仕組みを**図 1.1.2** のとおり構築している。建築法典（BAU-GB）といわれる日本の建築基準法にあたる法律，省エネ法（EnEG）と呼ばれる法律，市町村レベルの建設誘導プランといわれる土地利用計画 F プランと B プランと呼ばれる地区詳細計画を記した建築利用令（BauNVO）がある。B プランでは，土地利用計画には罰則付きの拘束力がある。さらに，再生可能エネルギー熱法を併用して，再生可能エネルギーの利用促進を社会システムに導入し，円滑に運用できていることがわかる。

図 1.1.2　ドイツの法制度まとめ（2008 年吉田作成）

日本の CO_2 排出量（UNFCCC 報告値）[5] は，独立行政法人国立環境研究所温室効果ガスインベントリオフィスによると，業務その他部門と家庭部門は 1990 年比では増加傾向にあり，喫緊の対策が必要な状況にある。建築分野では建物用途やあるべき社会の将来像を提示したうえで，新築建物のみならず，運用時のエネルギー管理を徹底する必要がある。

図 1.1.3　日本国 CO_2 排出量（UNFCCC 報告値）[5]

一般に，環境配慮とは持続可能な社会を意味することが多く，物質循環を含めた建設，運用，廃棄などの建物サイクル全体の環境負荷を定量化し，長期的・広域的に環境負荷の低減を行う社会システムの将来像のことを指す。地球規模では CO_2 排出量の削減を意味する低炭素社会の構築 [6] を意味する場合もあり，都市計画・まちづくりでは緑豊かな暮らしやすい環境を提示されることが多い。中でも，省エネルギーは環境配慮でもあり，かつ，低炭素社会の実装には欠かせない。

日本国内閣府は，低炭素社会の実現に向けて，2008 年 7 月に環境モデル都市 [7] を選定した。都市の選定には，100 万人以上の大規模な都市，30 万人程度の中規模な都市や人口の少ない過疎地域が選定されており，2050 年前後までの長期における温室効果ガスの削減目標，その中間的な目標としての中期（2030 年前後）の温室効果ガス削減目標とその達成に向けた取組方針のためのアクションプラン（具体の行動計画）を作成させており，平成 21 年度以降から平成 25 年度末までに 5 年以内に具体化する取組内容を示す提案をさせている。低炭素社会ビジョンは有識者による議論が進められており，最適解の提示は模索中である。

花木 [6] によると，**表 1.1.4** のように，コンパクトシティ形成による都市計画，再生可能エネルギーの都市への導入，省エネルギーを通じた排出削減対策を有機的に組み合わせてゆく必要があることが示された。ここで，都市の制約条件もありつつ，低炭素化対策を導入するための特徴として，以下を挙げている。

1) 都市の建物および基盤施設の建設，さらに人間の居住地の変更は 50 年以上を要するゆっくりとした変化である点
2) 都市内の面的な建物の分布が対策を立案し，実現する際に重要であるという点（特に，地域冷暖房の導入）
3) 規制と誘導の両者が必要であるという点
4) 都市の活用と魅力を生かしつつ低炭素化の対策を導入することが必須であり，活力をそぐ形での低炭素化は持続可能ではないという点

さらに，**図 1.1.4** の都市規模別は，大都市，中規模都市，小規模市町村の分類に分けられ，それぞれの規模に有効な低炭素都市戦略の概念が整理された。

ここで，建築に関連する項目として，コンパクトシティの形成が挙げられる。A-1 郊外居住から都心居住への転換，A-2 拡散型商業立地の集約化，B-1 再生可能エネルギー（コジェネ・地域冷暖房含む）導入は，同時に考える必要がある。また，セクター別の対策にあるように，C-1 戸建住宅から集合住宅への住み替え，C-2 適正な一人あたり住宅床面積，C-3 住宅の省エネ設計は，コンパクトシティ形成に関わり相互作用がある。業務部門の C-4 業務床面積の抑制，C-5 業務建物の省エネ設計もコンパクトシティ形成に強く関連しており，セクター別の対策を実行するとコンパクトシティ形成が行われるという構図がある。

そこで，セクター別の対策とコンパクトシティ形成による対策効果の論点を整理することが，低炭素社会実装のために重要な手がかりとなることがわかる。

表 1.1.4　都市における種々のレベルの対策（花木）[6)]

対策のレベル		対策の内容	制約条件
A.コンパクトシティ形成		A-1.郊外居住から都市居住への転換	中心地の活力の保持
		A-2.拡散型商業立地の集約化	
B.再生可能エネルギー導入		B-1.再生可能エネルギー（コジェネ・地域冷暖房含む）導入	初期投資費用
C.セクター別直接対策	家庭部門	C-1.戸建て住宅から集合住宅への住み替え	生活の質の保持 居住の自由度の保持
		C-2.適正な一人あたり住宅床面積	
		C-3.住宅の省エネ設計	
	業務部門（事務所、商業施設）	C-4.業務床面積の抑制	業務機能の確保
		C-5.業務建物の省エネ設計	
	運輸部門	C-6.モーダルシフト	モビリティの確保
		C-7.自動車単体効率向上	

まず，低炭素都市戦略に対する議論を行うため，各施策とその効果を明示する定量化が必要とされる。本論文では低炭素社会実装のため，大都市と中規模都市に有効な高効率都市の形成に必要なオフィスの空調負荷削減方法の検討，空調システムの高効率化を目指した負荷予測手法の開発，変風量空調システムの最適運転の調整に主眼を置いた。これは，表 1.1.2 に示した IPCC が掲げる 2030 年までには実用化見込みの温室効果ガス削減技術として商業ビルの統合デザイン（インテリジェント計測と制御）が提示されたことによる。

図 1.1.4　規模別の低炭素都市の戦略（花木）[6)]

1.2　地球温暖化対策の課題（空調用エネルギー消費構造の概要）

我が国の 1990 年度の CO_2 排出量（**図 1.2.1**）のうち，建築分野に関連する新築工事，改修工事，建物運用工事が，全体の約 1/3（伊香賀ら[8]）を占める。内訳は，新築工事が全体の 12%，改修工事 1%，建物運用が 25%を占めており，建物運用時の CO_2 排出量が最も多い。2005 年度は，新築工事が全体の 7%，改修工事 2%，建物運用 32%となり，CO_2 排出量が増加した。大幅な CO_2 排出量削減には，建物運用時のエネルギー消費を抑える必要があることが明らかである。

また，**表 1.2.1** に示すとおり，建物用途別にエネルギー消費構造[9]が異なる。

図 1.2.1　我が国の 1990 年度の CO_2 排出量（伊香賀ら：LCA 指針，日本建築学会）[8]

表 1.2.1　業務用ビルエネルギー消費の現状[9]

建物用途	有効資料数	年間総消費量GJ		消費原単位（MJ/m2・年）	
		(9.83MJ換算)	(9.76MJ換算)	平均値 (1)	平均値 (2)
事務所	458	10,711,546	10,642,875	1,868	1,856
デパート	32	2,862,047	2,843,933	3,042	3,023
店舗,飲食店	36	2,173,084	2,159,697	2,848	2,831
ホテル	60	1,966,373	1,956,961	2,566	2,554
病院	43	3,282,373	3,266,878	2,935	2,921
学校	22	923,808	918,419	1,879	1,868
マンション	9	170,160	169,143	1,313	1,306
その他	176	5,864,860	5,830,181	2,389	2,374
全建物	836	27,954,214	27,788,086	2,255	2,241

出典：(財) 日本ビルエネルギー総合管理技術協会「建物エネルギー消費量調査報告書」，平成 19 年度

現状では，日本全体の CO_2 排出量を把握するために，建物用途別及び建物規模別の十分な情報が得られていないため，一般社団法人日本サスティナブル建築協会では，非住宅建築物の環境関連データベースのサイト[10]を公開し，有識者による解析が進められている。

図 1.2.2 は，レンタブル比 60%以上（熱源有）のテナントビルを対象に，**表 1.2.2** の項目と細目に従って分類したオフィスビルのエネルギー消費割合[11]である。空調用エネルギー消費が約 4 割，照明・コンセント用エネルギー消費が約 4 割を占める。都市部では，オフィスの特性を考慮し，空調負荷削減を試みることが低炭素社会の実装に結びつく。

図 1.2.2　オフィスビルのエネルギー消費構造[11]

（出典：財団法人省エネルギーセンターHP より作成）

表 1.2.2　オフィスビルにおけるエネルギー消費先区分[11]

エネルギー消費先区分		主なエネルギー消費機器
項　目	細　目	
熱　源	熱源本体	冷凍機、冷温水機、ボイラ、他
	補気動力	冷却水ポンプ、冷却塔、冷温水1次ポンプ、他
熱搬送	水搬送	冷温水2次ポンプ
	空気搬送	空調機、ﾌｧﾝｺｲﾙﾕﾆｯﾄ、他
給　湯	熱源本体	ボイラ、循環ポンプ、電気温水器、他
照明・コンセント	照明	照明器具
	コンセント	事務機器、他
動　力	換気	便所換気用ﾌｧﾝ、駐車場ﾌｧﾝ、他
	給排水	揚水ポンプ、他
	昇降機	エレベータ、エスカレータ
その他		トランス損失、他

1.3　本論文の研究対象と構成

オフィスの空調負荷削減には，主に建物の外皮向上や内部発熱負荷（照明，機器，人体）による室負荷の抑制，または，自然通風利用などの空調運転停止や室内温度設定等の室内条件の緩和により空調システムの運用方法を変更する手法がある。

国土交通省は，建築物の計画から建設，運用，廃棄にいたるまでのライフサイクルを通じた環境負荷の低減に配慮し，我が国の建築分野における環境保全対策の模範となる官庁施設として「グリーン庁舎[12]（図 1.3.1）」の整備を推進している。

図 1.3.1　国土交通省大臣官房官庁営繕部・グリーン庁舎[12]より作成

図 1.3.1 に示される環境負荷削減技術は，以下のように分類できる。

建物外皮性能の向上：十分な断熱，高性能ガラス，庇による直射光のカット

内部発熱負荷抑制：高効率照明，きめ細かい照明制御

自然エネルギー利用：落葉樹による日射のカット，排水再利用，雨水利用，雨水散水，太陽光発電，自然換気

ヒートアイランド対策：屋上緑化，透水性舗装

ライフサイクルアセスメント：躯体の長寿命化，エコマテリアルによる内装，主要設備機器の高効率化

研究対象建物である独立行政法人国立環境研究所敷地内にある地球温暖化研究棟（2001 年竣工，延床面積 4885 ㎡，茨城県つくば市）[13] は，国土交通省が定める「グリーン庁舎指針」に則り，地球環境保全技術が多く導入された。そのため，実在する建物で地球環境保全技術の検証を行うことで，地球温暖化対策への貢献を求められた。

近年，大幅なエネルギー削減を実現するために環境配慮型の建築設計が行われており，自然通風利用が注目される。自然通風利用は，窓を開けて室内に外気を直接取り入れ，かつ，空調機の運転停止を伴うもの，または自然換気と機械の併用運転（以下，ハイブリッド空調）による運用をいう。また，自然通風利用は，時間帯により期待される空調負荷削減効果が異なり，昼間の利用は居住者の快適性を重視つつ，中間期の冷房負荷削減を目的としたものである。夜間の利用は，ナイトパージと呼ばれる室内の冷却効果を利用して空調運転開始時の冷房負荷を抑える役割がある。

なお，外気冷房は，空調機の運転を前提としており，空気調和・衛生用語辞典（空気調和・衛生工学会編）によると，「中間期から冬期において冷熱源装置で冷熱を得て冷房するのではなく，室温より低温の外気を冷房負荷に見合う量だけ取り入れて室内を冷房するもの」のことである。

本論では，昼間の自然通風利用による中間期の冷房負荷削減のみ検討した。昼間の自然通風利用にも大きく２種類があり，風上と風下の圧力差を利用する風力換気と室内外の温度差を利用した重力換気がある。どちらの換気方式を主に採用するかは，建物規模や建物設計者の判断による。また，R.de Dear（2002）が提唱する Adaptive model[14]（図 1.3.2）によると，自然通風利用可能な外気温と快適性指標である作用温度には関係性があることが示されている。

図 1.3.2　Variable temperature standard, adaptive method- Natural ventilation. Adaptive model for predicting optimum comfort temperature and acceptable temperature ranges (80% and 90% general comfort criteria) in naturally ventilated buildings, R.de Dear（2002）より作成[14]

さらに，快適性を示す世界標準指標として知られる ASHRAE-55 快適域（1992，**図 1.3.3**）は，人体にとって快適と考えられる温度，湿度の設定に幅がある点に特徴がある。近年，ASHRAE-55 快適域が頻繁に更新されており，近々では 2010 年に改訂されたところである。**図 1.3.4** 中の ASHRAE-55 快適域（2010）では，着衣量が明記された。

図 1.3.3　ASHRAE-55 快適域（1992）[15]

図 1.3.4　ASHRAE-55 快適域（2010）[16]

よって，居住者に対して衣服の調節など適切な情報を伝えることにより，室内環境が変化しても，個人にとっては最適な室内環境条件が存在する。また，最近の研究成果から，快適性は心理的な要素も含んでおり，金，田辺ら [17] は自然換気の自動制御より手動制御を好む傾向があることを明らかにした。高田らは，2011 年 4 月から 2013 年 3 月に設置された日本建築学会次世代型温熱快適域〔若手奨励〕特別研究委員会にて，建物用途により求められる快適性の範囲が異なることを指摘しており [18]，内容を精査している状況にある。

近年，須藤，加藤ら [19] により空気温度，作用温度，平均皮膚温度，着衣量，風速を変数とした温冷感申告値を制御目標としたパーソナル空調システムも開発されている。また，村上昌史は，居住者参加型空調制御方式に関する研究 [20] において，名古屋大学博士論文を

2008 年に提出した。

現在の課題は，居住者が快適性に応じて室内環境設定を操作する状況があること，エネルギー管理者はエネルギー削減を行う義務を課せられる状況にあること，この 2 つを同時に結びつけて，低炭素社会実装をすみやかに行う必要があることである。

一方，技術の普及が進む変風量空調システムは，室内温度設定を固定（空調エリア内にある各室の室内設定温度を加重平均したもの）し，各室の室負荷に応じて給気風量を変化させ，必要となる室負荷を処理する理論に基づく省エネルギー技術である。

よって，変風量空調システムにおける室内温度設定を見直し，快適性を満足させつつ，自然通風利用を伴う運用改善によりエネルギー削減を図ることが可能であると考えた。

変風量空調システムの既往研究に関して，井上・松本らの VAV 制御の省エネルギーに関する研究[21]や，松尾らの空調システムの空調モードの予測[22]や，木村らの風量計測により省エネルギー性能を把握する研究[23]により，室内熱負荷計算の精度向上や，設計時空調負荷の最適化を目的とした検討が行われた。高草木の目標値追従特性と制御パラメータに関する研究[24]，前原らの制御パラメータの最適化に関する研究[25]，中原による最適化制御の定義に関する研究[26]，朱・丹羽らによる VAV 空調システムの動的挙動の把握に関する研究[27]において，空調機内の計算モデルを構築し，空調機内挙動の改善手法が検討された。また，宮田らにより VAV 制御の不具合検知手法[28]が報告され，VAV 制御において，運用改善が必要な状況がある。熱源側の予測制御は，吉田治典により蓄熱制御の合理化手法[29]から，気象データのトレンドを利用した開発がなされている。また，室内空調システムの予測制御手法は，伊香賀らが空調機器に学習能力をつける情報システムの開発[30]に着手している。

本論では，都市部のエネルギー消費構造に大きく影響するオフィスビルにおいて，設計時の性能検証（地球環境保全技術の効果検証），さらに，運用時のエネルギー削減（負荷予測と数理計画法による変風量空調システムの運用改善）について，実測とシミュレーションの比較を行った。これらは，いわゆる閉鎖系空間における理論に基づき既往研究において最適化が試みられてきた分野であり，エネルギー管理者の立場から運用改善が検討されたものである。筆者は変風量空調システムにおける既往研究と運用実態の比較から，これらの問題点を指摘し，空調負荷削減のための運用改善手法を提示する。例えば，実際の運用では，空調機の運用停止を含めた自然通風利用も行われる。そのため，今回の最適化の検討では，居住者の立場に立ち，室内環境を快適に，かつ，空調機の運用停止を含めたエネルギー削減を行うための合理化・総合化を提示するものである。よって，いわゆる空調機の機器運転時における最適化のみを検討したものではないことを改めて明記させていただく。めざすべき低炭素社会実装のため，空調システムの運用の在り方を提示したもので，大幅なエネルギー削減の可能性を探るものである。

オフィスビルのエネルギー消費を，室内環境と空調機の挙動の実測により，双方を同時に，かつ，詳細に把握した例は少なく，本論におけるエネルギー消費削減効果の検証は，今後のエネルギー政策の方向性を考慮するうえで貴重なデータであると考えられる。

2004 年には，建物熱負荷計算ツールに関する IEA 国際会議 SHC Task34/ECBCS Annex43 が開催され，熱負荷シミュレーションツールの検証が進められた [31]。ここで，シミュレーションの性能を確認するための BESTTEST は，当時，世界で最も計測点が最も多いと認められた研究対象建物である地球温暖化研究棟 [13] が，建物モデルとなった。筆者は，第 2 回の SHC Task34/ECBCS Annex43 研究会合に参加し，建物と計測システムの概要を報告した。本論では，数ある熱負荷シミュレーションの中でも世界標準として信頼性が高い空調負荷計算ソフト・TRNSYS[32] を用いて，負荷予測の検討を行った。

一方，国内では，松尾陽先生が 1985 年に開発された Fortran を基盤にした HASP プログラム [33] に代わり，世界標準を視野に入れるため Java を用いた The BEST プログラム [34] が 2005 年より開発された。ただし，本論では The BEST プログラムが開発中であったことから，世界標準とされる TRNSYS[32] や国内で知名度の高い MicroHASP/TES[35] を用いて，熱負荷計算を行った。

2006 年 7 月，国土交通省大臣官房営繕部より，建築物の空調システムシミュレーションを行うことができる LCEM（ライフサイクルエネルギーマネジメント）ツール [36] が無償で公開された。企画から運用まで，同一ツール上で評価が可能な LCEM ツール Ver3.02（国土交通省営繕部監修）は，2009 年 8 月 26 日に国土交通省 WEB ページより公開されている。

LCEM ツールは，顕熱負荷・潜熱負荷の 1 時間データをあらかじめ入力し，室内温湿度設定条件に基づく給気温度，熱量を推定できる。今回，MicroHASP/TESver.2.4[35] による熱負荷計算結果を基に，LCEM ツールを用いて空調システムシミュレーションを行い，実測と計算結果を比較し，運用改善手法を検討し，理想的な運用時のエネルギー削減量を試算した。

なお，空調システムの検討範囲は，中原信生（1981 年）[37] が提示した**図 1.3.5** のうち，建物の室負荷に関係する冷暖房負荷，室内環境，気象・内部発熱と空調機のみである。

図 1.3.5　空調設備の最適化の構造とメイン～サブシステム（中原）より作成 [37]

本論では，特にエネルギー削減に影響する室内の熱負荷を中心に検討を行った。熱負荷は，図 1.3.6 の各段階[38]に分けられる。また，図 1.3.6 の除去熱量を，「空調負荷」と示す。

図 1.3.6　熱負荷の種類[38]

建物の空調負荷削減手法の評価は，下記における１）～４）について，研究対象建物の実測データを用いて検討を行った。

０）　装置容量の選定

１）　室内の設計温湿度：夏期（26℃，50%），冬期（22℃，40%～50%）

２）　冷房負荷

３）　暖房負荷

４）　年間の空調負荷計算：各地の平均年の標準気象データを用いるか，運用改善前となる 2004 年の気象データを用いて熱負荷計算を行う。

図 1.3.7　計測点の概要

図 1.3.7 の計測点に基づく，一般的な熱負荷の種類と記号を，**表 1.3.1** に示す。

表 1.3.1　熱負荷の種類

熱負荷の種類		熱負荷の内容	
室内負荷(kJ/h)		記号	式
ペリメータ負荷（Q_{Skin}）	窓ガラスからの日射熱負荷	Q_{GI}	$Iw \times \eta$
	窓ガラスからの貫流熱負荷	Q_{GK}	$K_G \times (t_o - t_p)$
インテリア顕熱負荷（Q_{iS}）	外壁、屋根、天井・床・内壁からの熱負荷(kJ/h)	Q_W	$\Sigma K_W \times (t_o - t_i)$
	すきま風による顕熱負荷(kJ/h)	Q_{vent}	$C\rho\gamma \times V_{sukima} \times (t_o - t_i)$
	人体発熱による顕熱負荷(W)	H_{HS}	60（W/人）×在室密度（人/m²）×床面積（m²）
	照明の発熱による熱負荷(W)	H_{LS}	照明電力（通常15W/m²）×床面積（m²）
	機器の発熱による熱負荷(W)	H_{ES}	コンセント電力（各室想定値W/m²）×床面積（m²）
インテリア潜熱負荷（Q_{iL}）	人体発熱による潜熱負荷(W)	H_{HL}	40（W/人）×在室密度（人/m²）×床面積（m²）
外気負荷(kJ/h)	顕熱	Q_{OAS}	$C\rho\gamma \times V_o \times (t_o - t_i)$
	潜熱	Q_{OAL}	$C\rho\gamma \times V_o \times (x_o - x_i)$

Iw	：壁面日射量	〔W/m²〕	
η	：ガラスの日射熱取得率	〔 - 〕	0.42
K_G	：ガラスの熱貫流率	〔W/m²・K〕	2.55
K_W	：壁の熱貫流率	〔W/m²・K〕	
t_o	：外気温度	〔℃〕	
t_p	：FCU室内感知温度	〔℃〕	
t_i	：VAV系統室内感知温度	〔℃〕	
Cp	：空気比熱	〔kJ/（kg(DA)・K）〕	1.006
Cp	：標準空気比熱	〔Wh/℃・m^3〕	0.34（＝1.21/3600）
γ	：空気密度	〔kJ/℃・m^3〕	1.2
V	：標準空気比容積	〔m^3/kg(DA)〕	0.83
V_{sukima}	：すきま風の風量	〔m^3/h〕	
V_o	：外気量	〔m^3/h〕	
x_o	：外気絶対湿度	〔kg/kg(DA)〕	
x_i	：室内絶対湿度	〔kg/kg(DA)〕	

本論の論文構成を，**図 1.3.8** に示す。

「**第 2 章環境負荷低減技術と変風量空調システムの運用実態**」は，環境配慮型建物における環境負荷低減技術の性能と，既存の変風量空調システムにおける運用実態を示す。

その後，「**第 3 章変風量空調システムにおける負荷予測と数理計画法による最適運転**」による運用改善のため，前日の天気予報データを用いる負荷予測と数理計画法による空調制御による変風量空調システムの改良について検討を行った。

「第 4 章変風量空調システムと自然通風利用」では，第 3 章にて検討を行った室内温度設定の変更のみならず，自然通風を利用する空調モード判定（冷房，暖房，機械換気，自然換気）を考案することにより空調負荷削減手法を考案した。また，BEMS 技術を応用した「居住者用エネルギー管理モニタ」を構築した。最終的に，自然換気を含めた空調モード判定を用いて，快適，かつ，大幅なエネルギー削減の運用をめざした。本論における自然通風利用は，機械換気と併記するため，以降より「自然換気」と記す。

図 1.3.8　論文の構成

環境省は，2004 年 2 月に民生（業務）分野における温暖化対策技術導入マニュアルを Web 上に公開した [39]。

その他，設計時の建物性能評価は，行政・自治体を中心に開発が進められている CASBEE（建築環境総合性能評価システム）[40] により，建物用途別及び新築・改築時やヒートアイランド対策も含めた基本的な建物性能を，Q（建築物の環境品質）と L(建築物の環境負荷）という概念を用いて，建築物の環境効率（BEE）の評価が行われている。性能検証（コミッショニング）は，設計時のみならず，運用時，改修時におけるエネルギー削減が期待されている。建物性能の格付け，建物性能評価システムの電子化や地域情報システム等による街区単位の見える化 [41] による情報の共有化が進められており，地域エネルギーも定量化が

検討されているため，これらを総合化する社会システムの構築が望まれている。本論を発展させて，自然換気利用可能な街区の在り方を検討すれば，環境負荷低減型の街区デザインをスタディすることになる。

第 2 章　環境負荷低減技術と変風量空調システムの運用実態

2.1　はじめに

本章では，国土交通省（旧建設省）指針による「グリーン庁舎指針」[12] に基づき，環境負荷低減技術が多く導入され，技術の導入効果・検証を目的として建設された独立行政法人国立環境研究所地球温暖化研究棟 [13]（**図 2.1.1**，**図 2.1.2**，4884.58 ㎡，3F，RC 構造，茨城県つくば市）の建物性能評価を行った。施設概要を，**表 2.1.1**，**表 2.1.2** に示す。

図 2.1.1　国立環境研究所内地球温暖化研究棟配置図

図 2.1.2　地球温暖化研究棟外観

表 2.1.1　地球温暖化研究棟の施設概要

施設名称	独立行政法人国立環境研究所地球温暖化研究棟
場所	茨城県つくば市小野川 16-2
施設用途	研究棟，実験棟
敷地面積	230,627m^2
用途地域	第２種住居地域，都市計画研究学園一団地公官庁施設
防火地域	無指定
その他の地域・地区	第二種文教地区
構造及び規模	鉄筋コンクリート構造　３階　（塔屋１階）
建築面積	2059.86 m^2
延床面積	4884.58 m^2
空調面積	２・３階南側事務所面積　839.16 m^2 （東側 189.06 m^2×2，西側 230.52 m^2×2） ２・３階北側実験室面積　633.33×2+ 155.04=1421.7m^2 １階交流会議室 163.14 m^2 会議室 45.82 m^2 １階機械室 439.2+58.4+45.82×2=589.24m^2
設計	大谷幸夫研究室・日本設計　設計共同体
監理	国土交通省大臣官房官庁営繕部 筑波研究学園都市施設管理センター 株式会社大谷研究室

表 2.1.2　設備概略

空調方式	インテリア：エアーハンドリングユニット（AHU）+変風量（VAV）制御 ペリメータ：ファンコイルユニット（FCU）
配管方式	AHU:4 管式，FCU:2 管式
熱源	蒸気焚吸収式冷凍機（RA-1，2）・エネルギーセンターからの蒸気を使用。 ガス焚吸収式冷温水発生器(RH-1)・都市ガス（13A）を使用。 冷水熱交換器（HE-C1,C2）・水蓄熱槽からの冷水を使用。 蒸気熱交換器（HE-H1,H2）・エネルギーセンターからの蒸気を使用。
給水方式	重力式給水
自動制御	既設中央監視装置に，サブ・セントラルユニット(SCU)を増設して，計測機器の管理点を中央管理点に追加。 空調機：ネットワークに対応した DDC 方式
蓄熱方式	水蓄熱（210m^3）

環境配慮型技術の評価は，**図2.1.3**中の灰色で示すように南側を対象としたものであり，西側ウィングは約20°東側に振れている。南北方向に開口を設けた計画になっており，中廊下（**図2.1.4**）を挟んで南側が事務所用途の研究室，北側が特殊空調を必要とする実験室に割り当てられている。中央部には，エレベーターホール（**図2.1.5**），ラウンジ・アトリウム（**図2.1.6**）が配置されている。

図 2.1.4　中廊下

図 2.1.5 エレベーターホール

図 2.1.6 ラウンジ・アトリウム

図 2.1.3　各階ウィングの概要

研究対象エリアにおける各ウィングの概要を，**表2.1.3**に示す。東西で床面積に差はあるものの，設計時の精度から考えると，人員密度，照明密度には大差が無いことから，比較対象となりえることを確認した。

表2.1.3　研究対象エリア内ウィングの概要

ウイング名		面積[m^2]※1	人員密度[人/m^2]	照明密度[W/m^2]	TTガラス	アルミルーバー※2	バルコニーの高アルベド化※3
2階	西	263.5	0.10	12	なし	あり	なし
	東	183.9	0.07	12	あり	あり	なし
3階	西	261.8	0.07	12	あり	なし	あり
	東	183.9	0.07	14	あり	なし	あり

研究対象エリア（2階及び3階の西ウィングと東ウィング）のうち，3階東を重点計測エリア，そのうちの1室を代表室（図2.1.7）とし，検討を行った。また，評価対象の空調機械室は，それぞれのエリアの両サイドに位置している。

図 2.1.7　研究対象エリアの概要

地球温暖化研究棟の空調システムを，図 2.1.8 に示す。

南面の 2 階及び 3 階の両サイドから，冷温水が 4 管式のエアーハンドリングユニット（以下，AHU）に供給される。居室は，変風量（VAV）制御により空調され，窓側は 2 管式のファンコイル（以下，FCU）が設置された。2 管式の切り替えは，7 月 1 日に冷水，12 月 1 日に温水へ切替られる。

図 2.1.8　地球温暖化研究棟・空調システム

表 2.1.4 に，評価対象となる空調機の性能一覧を示す。

表 2.1.4　建物内事務所エリアの空調機性能一覧

系統名称	系統	吹出口		吸込口	
		風量(m³/h)（寸法）	個数	風量(m³/h)（寸法）	個数
2 階西フロア 用途：事務所	VAV	255（ダクト径 200φ）	22	1020（500×500） 765　（500×500）	4 2
	FCU	280（200×200） 210（200×200）	1 10	280（400×400） 420（400×400）	1 5
	空調機	冷却；28.3ｋW　加熱；11.1ｋW　加湿蒸気量；2.9Kg/h 風量，静圧 6110m³×222Pa　定格電力 3.7kW			
2 階東フロア 用途：事務所	VAV	260（ダクト径 200φ） 250（ダクト径 200φ） 240（ダクト径 200φ） 245（ダクト径 200φ）	4 4 4 6	1040（500×500） 1000（500×500） 960　（500×500） 735　（500×500）	1 1 1 2
	FCU	210（200×200） 280（200×200）	8 1	420　（400×400） 280（500×500）	4 1
	空調機	冷却；26.4ｋW　加熱；15.1ｋW　加湿蒸気量；2.8Kg/h 風量，静圧 5800m³×195Pa　定格電力 3.7kW			
3 階西フロア 用途：事務所	VAV	300（ダクト径 200φ） 210（ダクト径 200φ） 275（ダクト径 200φ） 300（ダクト径 200φ）	2 12 4 4	600　（500×500） 1200（500×500） 1100（500×500） 1200（500×500）	1 3 1 1
	FCU	280（200×200） 280（200×200）	10 1	420　（400×400） 280　（400×400）	5 1
	空調機	冷却；32.9ｋW　加熱；19.3ｋW　加湿蒸気量；3.3Kg/h 風量，静圧 6950m³×166Pa　定格電力　5.5kW			
3 階東フロア (重点計測ｴﾘｱ) 用途：事務所	VAV	350（ダクト径 200φ） 280（ダクト径 200φ） 298（ダクト径 200φ） 290（ダクト径 200φ）	4 4 4 6	1400（450×450） 1120（450×450） 1190（450×450） 865　（450×450）	1 1 1 2
	FCU	280（200×200） 280（200×200）	8 1	560　（400×400） 280　（400×400）	4 2
	空調機	冷却；36.3ｋW　加熱；25.1ｋW　加湿蒸気量；3.3Kg/h 風量，静圧 6800m³×192Pa　定格電力　5.5kW			

研究対象建物の熱源システムを，**図 2.1.9** に示す。

エネルギーセンターより送られる蒸気の供給を蒸気焚吸収式冷凍機（RA-1，2），熱交換器（HE－H1，H2）が受けている。

ガス焚吸収式冷温水発生器（RH）は，都市ガス（13A）を使用している。

表 2.1.5 に熱源機器の性能を示す。また，水蓄熱槽（210m^3）を有している。

冷房負荷は，南側実験室及び北側実験室の集計により約 200 冷凍トン程度となる。その負荷を，蒸気焚き吸収式冷凍機（RA-1，RA-2）とガス焚き冷温水発生機で対応するように設計された。蓄熱槽は，冷水専用とし，年間冷房や夜間冷房に使用する。蓄熱槽が利用できない場合でも，実験室等は空調可能な熱源容量が確保された。冬期の冷房負荷の発生が増大すると昼間の蒸気利用量が変動するため，暖房負荷からガス焚き冷温水発生器の負荷容量が設定され，残負荷を熱交換器容量で賄う計画となっている。熱交換器は，清掃時を考慮してバックアップが用意された。

熱源はガスより蒸気の利用を優先するが，夏期の再熱負荷，冬季の冷房負荷，他棟の実験内容により将来蒸気利用可能蒸気量が変動した場合を考慮して，蒸気焚き吸収式冷凍機とガス焚き冷温水発生器を同容量とし，互いに補完できることが考慮された。

図 2.1.9　地球温暖化研究棟の熱源システム

表 2.1.5　地球温暖化研究棟内における熱源機一覧

機器名	仕様
RH-1　直だき吸収式冷温水機 （ガスだき　二重効用）	冷却能力：460ｋW　加熱能力：380ｋW 動力：3Φ-200V-8.6kVA 定格　冷凍 COP＝1.1，加熱 COP=0.93
RA-1　吸収冷凍機 （蒸気だき　二重効用）	冷却能力：460ｋW 動力：3Φ-200V-8.8kVA 定格 COP＝1.14
RA-2　吸収冷凍機 （蒸気だき　二重効用）	冷却能力：313ｋW 動力：3Φ-200V-6.9kVA 定格 COP=1.14
HE-C1，HE-C2　熱交換器 （プレート形）	熱交換量：272ｋW 1 次側供給量，供給圧力　780L/min，30Kpa 1 次側出入口温度（出口･入口）12.0℃/7.0℃ 2 次側水量又は蒸気量及び供給圧力　780L/min，30Kpa 2 次側出入口温度（出口/入口）8.0℃/13.0℃
HE-H1，HE-H2　熱交換器 （U 字管式円筒多管形）	熱交換量：340ｋW 1 次側供給量，供給圧力　566Kg/h/0.196MPa 1 次側出入口温度（出口/入口） 2 次側水量又は蒸気量及び供給圧力　974L/min，38.8KPa 2 次側出入口温度（出口/入口）55℃/50℃

ただし，今回の検討では，南側事務所の空調システムのみを評価した。なぜなら，2・3 階北側実験室も同一の熱源システムを利用するため，南側事務所の負荷予測を熱源システムに応用することができないからである。

2.2　環境負荷低減技術と変風量空調システム

2.2.1　環境負荷低減技術の概要

設計時に環境配慮型設計がなされた地球温暖化研究棟（**表 2.2.1**）[13] は，国土交通省「グリーン庁舎指針」[12] に準拠しており，多様な環境負荷低減技術（**図 2.2.1**）が採用されたため，CASBEE 評価はランク A（**図 2.2.2**）に位置し，評価は良好であった。

表 2.2.1　CASBEE 入力情報

①建物概要 注1				
建物名称	地球温暖化研究棟			
建物用途	事務所			
建設地・気候区分	茨城県つくば市		地域区分Ⅲ	
地域・地区	第2種住居地域、第二種文教地区			
竣工年	2001年5月　竣工	階数	3階+塔屋1階	
敷地面積	231 ㎡	構造	SRC造	
建築面積	2,060 ㎡	平均居住人員	90 人	
延床面積	4,885 ㎡	年間使用時間	8,660 時間/年	

図 2.2.1　研究対象建物に導入された対策技術 [13]

■建物外皮性能：日射遮蔽性能の向上（自律応答型調光（TT）ガラス+Low-εガラス）

・複層ガラスの導入

・昼光利用

・バルコニー

■**照明：高効率照明と照明自動制御システム**

・照度センサと昼光利用による自動初期照度補正システムの採用

■**換気：自然通風利用**

■**空調**：VAV 最適運転制御（空気/水搬送装置の省エネルギー）

■雨水利用

■屋上緑化

図 2.2.2 地球温暖化研究棟の CASBEE 評価

設計時に検討された SMASH による熱負荷計算（**図 2.2.3**，**表 2.2.2**）の結果[13]を，**表 2.2.3** に示す。日射遮蔽性能の向上による冷房負荷削減は，Low-E と先進的な自律応答型調光ガラス（以下，TT ガラス）を用いた場合に，最大 9%となった。標準的な省エネ性能を満たす Low-E（複層）ガラスと庇の効果を合わせると 7%削減，換気・通風を併用すると 50%削減となり，自然通風利用時において，大幅な冷房負荷削減が見込まれる。さらに，屋上緑化技術を併用すると，最大 52%の冷房負荷削減の可能性が示された。

図 2.2.3 SMASH 計算モデル[13]

表 2.2.2　SMASH 計算条件 [13)]

1月平均気温	2.5℃
8月平均気温	25.5℃
暖房期間	11月15日～3月31日
冷房期間	6月15日～9月31日
壁・断熱材	ポリスチレン25mm（内側）
屋根・断熱材	硬質ウレタン25mm（外側）

表 2.2.3　熱負荷計算プログラム SMASH による通年の冷房負荷削減効果の数値シミュレーション [13) 48)]（個別技術を段階的に導入した場合の比較）

熱 負 荷 削 減 対 策	case1	case2	case3	case4	case5	case6	case7
窓：普通ガラス	○						
複層ガラス		○					
Low-E（複層）ガラス			○		○	○	○
Low-E（複層）白濁ガラス				○			
庇（ひさし）					○	○	○
換気・通気						○	○
屋上緑化							○
冷房負荷削減率 * （%）	100	109	98	91	93	50	48

※case1を100%とした場合の冷房負荷削減率

2.2.2　環境負荷低減技術の評価

研究対象建物に導入された環境負荷低減技術の性能を，以下に示す。建物の外皮性能の評価は井上隆ら，換気の評価は澤地孝男らと共に検討を行った。

2.2.2.1　建物外皮性能：日射遮蔽性能の向上 [43)～48)]

■複層ガラスの導入：

設計時に検討された窓ガラスの光学特性を**表 2.2.4** に，日射熱取得率を**図 2.2.4** に示す。TT ガラス（**図 2.2.5**）の白濁時に最も日射を反射させるため，日射熱取得率は最も小さい。ただし，本論では，建物全体に普通ガラス 6 ㎜+空気層 6 ㎜+Low-ε ガラス 6 ㎜〔熱貫流率 U:2.55W/（㎡・K），日射熱取得率 0.42〕が導入されたものとして評価した。

表 2.2.4 ガラスの光学特性 [45)]

	可視光			日射		
ガラスの種類	透過率(%)	反射率(%)	吸収率(%)	透過率(%)	反射率(%)	吸収率(%)
普通ガラス	90.4	8.2	1.4	85.8	7.7	6.5
Low-Eガラス(film)	73.5	5.4	21.1	51.2	28.6	20.3
Low-Eガラス(glass)	75.6	5.9	18.5	41.0	19.4	39.5
TTガラス(透明時)	88.0	8.6	3.4	76.0	7.7	16.3
TTガラス(白濁時)	23.8	45.2	31.0	18.7	37.0	44.3

※filmとは、Low-E膜側から太陽光が入射する場合
※glassとは、ガラス面側から太陽光が入射する場合

図 2.2.4 ガラスの日射熱取得率 [45)]

図 2.2.5　TT ガラスの構成 [43)～48)]

■昼光利用：

2，3階南面居室は，床上900mmを境に，下段にはTTガラス[43)～47)]とLow-Eガラスを組み合わせた複層ガラス（室外側：Low-Eガラス，室内側：TTガラス）を導入し，中段には日射の透過率を低く抑え，可視光透過率の高い遮蔽型Low-Eガラスを採用している（**図2.2.6**）。

南面の窓まわりは，図**2.2.7**に示すように1500mmの深い庇があり，夏期及び中間期の直達日射の遮蔽を行うこと（**図2.2.8**）で，床上900mm以上の在室者の視界を確保しつつ，床下900mm以下に設置されたTTガラスの有効利用を図っている。

■バルコニー：

バルコニー面の高アルベド化，昼光利用と照明制御との組み合わせにより，熱流入の抑制と昼光利用の両立を図る。バルコニーの高アルベド化に関しては，その効果を検討できるよう3階のみ（**図2.2.7○部分**）に採用されている。

2階では，ライトシェルフ効果を狙ったルーバー（**図2.2.7□部分**）が採用されているが，2階西は遮蔽型Low-Eガラスを窓全面に採されている。**図2.2.8**に，窓まわりの断面図を示す。夏期には庇により直射日光を遮り，熱を遮断し，昼光を天井面にあてることにより昼光利用を試みている。中間期は，ルーバーや手すりの反射を利用して，室内の天井部に昼光を集めている。窓の下面に複層TTガラスを利用することで，直射日光が室内に入ることを妨げ，光を室内に取り込む計画となっている。

図 2.2.6　窓周り内観

2階　　3階

図 2.2.7　各階バルコニーの仕様

図 2.2.8　窓まわり断面

2.2.2.2　照明：高効率照明と照明自動制御システム[48)]

研究対象エリアでは，建物設計段階で照明の省エネルギー化について検討がなされた。

使用電力量の中で季節変動の少ない照明電力を確実に節電することにより，電気エネルギーの節約及びその電力量に相当する発電時の CO_2 排出量の抑制が期待される。

下記に，設計時の照明計画を示す。

■照度センサと昼光利用による自動初期照度補正システムの採用：

研究対象エリアの照明器具の配置（**図 2.2.9**）は，室奥まで三列で分担，それぞれ窓面より 1200mm，3550mm，5900mm の位置に配置された。照度センサ（**図 2.2.10**）は窓際及び室中央の天井面に一ヶ所ずつ設置され，窓際一列目の制御は窓際のセンサにより，窓際二列目及び三列目の制御は室中央のセンサにより一括で制御される。

研究対象エリアの照明制御は，天井に設置された照度センサにより机上面照度を測定，昼光と人工光の合成照度が 700lx になるように連続調光する（出力値の下限値は設定されていない）。照明機器の構成は，以下のとおりである。

- 照度センサと調光形照明器具を組み合わせることにより，昼光分も含めて初期照度からランプ寿命末期照度まで一定の照度に制御
- 照明器具：Hf32W×3 本　埋込下面開放調光可能型安定器+照度センサ
- 主たる照明器具・照度

実験室	蛍光灯	照度	600lx
研究対象エリア（研究室）	蛍光灯	照度	700lx
廊下	蛍光灯	照度	200lx
玄関ホール	蛍光灯	照度	300lx

図2.2.9　照明配置図(1スパン)

図 2.2.10　照度感知センサ部

本建物で導入した昼光利用，照明制御などの効果を把握するために，建物全体と計測対象室の年間と月別の照明電力消費の実態について検討を行った。

図2.2.11は，建物外壁面の南面日射量と照明出力率の関係を見たものである。なお，解析データ（2002年）は平日の勤務時間帯（9:00～18:00）の居室部分に限定しており，出力率は昼光がえられない夜間に照明を点灯した場合の消費電力量を，定格出力（100%）とした。いずれの階・ウィングにおいても南面日射量の増加に伴い出力率は概ね低下している。採り込んだ昼光により照明出力を低下させ，昼光を効果的に利用出来たことがわかる。

図 2.2.12 に示すように，照明自動制御を導入することにより，期間全体では南面全体で約 25%の削減が得られた（**図 2.2.12**）。

図 2.2.11　照明電力出力率と南面日射量との関係 [48)]

図 2.2.12　照明電力出力率（月別）[48)]

太陽高度の高い期間においては，深い庇による直達日射の遮蔽と天空拡散光の取り込み，太陽高度の低い期間においては，TT ガラス及び遮蔽型 Low-E ガラスによる熱流入の抑制と，TT ガラスによりほぼ完全拡散となった可視光の有効利用がなされていたと考えられる。

高性能ガラスのうち，LE（Low-E ガラス）+TT（TT ガラス）を用いることにより，照明用と空調用のエネルギー消費量を削減する（**図 2.2.13**）ことがわかる。

LE（Low-E ガラス）+TT（TT ガラス）における照明用エネルギー消費量は，1 次エネルギー換算（1kw 昼間 9970ｋJ）を使用すると，222MJ/㎡・年になる。

これは，2004 年度運用実績から，3 階東（重点計測エリア）の照明用 1 次エネルギー消費が 220MJ/㎡・年，研究対象エリア平均値が 267MJ/㎡であることから，概ね設計時の目標どおりの運用を行えたといえる。

図 2.2.13　ガラスの性能効果によるエネルギー消費量の比較[48)]
（東京，事務所，南，庇なし）

2.2.2.3　換気：自然通風利用[48)]

研究対象建物には屋内通風ルート（図2.2.14）が設計され，２階，３階部分から居室の窓面上部に設置された排煙窓(図2.2.15)より自然通風を取り込み，居室内のガラリ（図2.2.16）を通じて廊下へ空気を送り，３階廊下の空間上部の開口（図2.2.17）より，廊下から天井裏を通して屋外へ空気が流れる。なお，排煙窓は手動で操作する方式であり，空調システムとの連動は行われていない。

図 2.2.14　自然通風利用の概要

図 2.2.17　天井裏の開口部

図 2.2.16　換気用ガラリ

図 2.2.15 研究対象エリアの室内内観[48)]

設計時に，通風用開口部の設置位置及び大きさを検討するため，外部風の特徴の分析及びVentSimを用いた換気回路網計算（図2.2.18）が行われた。

■設計時・重点計測エリアにおけるVentSim計算結果

以下のとおり，典型的な気象条件下による換気回数は，約5回と推定された[48]。

条件；真南の風　（軒高風速　2m/s）
　　外気温　　：25℃
　　建物内温度：27℃
　　（風圧係数の決定法はASHRAEの方法による）

	換気量(m^3/h)		室体積(m^3)		換気回数（回/h）
① 室1	624	÷	119	＝	5.24
② 室2	624	÷	119	＝	5.24
③ 室3・代表室	624	÷	119	＝	5.24
④ 室4	1227	÷	167	＝	7.35

図 2.2.18 研究対象エリアの自然通風利用計画[48]

我が国の業務建物における空調負荷削減手法の用途別内訳は，第 1 章で述べたように，冷房を主とした空調用エネルギー消費が多い。設計時の空調負荷計算結果のみならず，実測により空調負荷を確認し，自然通風利用による空調負荷削減効果を確認する重要がある。

2.3　BEMSを利用した空調システムの評価

2.3.1　空調システムの評価

重点計測エリアの空調システム(**図 2.3.1**)は，4 室と空調システムの最小単位である 1 台のユニット形空調機（AHU：4 管式）と，同空調エリア内にあるファンコイルユニット（FCU：2 管式）を有している。加湿は蒸気式で，エネルギーセンターから送られる高圧蒸気を減圧する形で各室の空調機に供給される。

図 2.3.1　重点計測エリア（214 ㎡，代表室 48 ㎡）の空調及び BEMS 通信システム概要

設計時の代表室におけるピーク日の熱負荷計算結果(**表 2.3.1**)は，以下のとおりである。インテリア負荷は，夏期冷房負荷 135.2W/㎡，冬期暖房負荷 135W/㎡。ペリメータ負荷は，夏期冷房負荷 41.7W/㎡，冬期暖房負荷 95.9W/㎡であった。**表 2.3.1** より，選択された AHU の冷却能力はピーク負荷の約 1.4 倍，加熱能力はピーク負荷の約 1 倍であった。

表 2.3.1　代表室におけるピーク日の熱負荷計算結果

			9時	10時	11時	12時	13時	14時	15時	16時	17時	18時
夏期	ペリメータ負荷	W/㎡	40.7	41.2	41.45	41.7	41.2	40.7	37.8	34.9	34.9	34.9
	インテリア負荷	W/㎡	119.1	122.9	124.8	126.7	131	135.2	134.3	133.4	133.4	133.4
冬期	ペリメータ負荷	W/㎡	−93.6	−94.8	−95.3	−95.9	−94.8	−93.6	−86.9	−80.3	−80.3	−80.3
	インテリア負荷	W/㎡	−135									

設計時における AHU の空気線図を**図 2.3.2** に示す。夏期の冷房時及び冬期の暖房時におけるピーク時刻による熱負荷から空調機が選定された。

図 2.3.2　AHU 設計時の空気線図

図 2.3.3 に，変風量空調システムの検証フローを示す。特に，建物南面を研究対象エリアとしており，建物の照明・コンセント別および各フロア空調機の熱量・流量の計測値[48)~50)]を，BEMS を用いて記録した。

図 2.3.3　変風量空調システムの検証フロー

2005 年 7 月 25 日より，BEMS（**図 2.3.4**）による計測を開始した。新規に敷設された BEMS は BAC－net に対応しており，既存の通信ラインと併用して運用を行った。また，監視・計測データは，BEMS の機器情報登録用 PC に 1 ヶ月間，自動的に保存された。UIC の 1 ユニットの管理ポイントは 1000 点，機器が保有する DDC の管理ポイントは最大 10 点である。DDC の情報を UIC の管理ポイントに登録することで，中央制御室内にて監視・記録が可能となった。

図 2.3.4 国立環境研究所内 BEMS の構成

2.3.2　計測項目

研究対象建物の計測ポイントを**表 2.3.2** に示す。計測項目は，南面 2，3 階各ウィングの居室部分インテリアの AHU の各処理熱量（4 系統）と，各居室部分におけるペリメータ部の FCU の処理熱量を把握している。FCU・AHU は，中央管理室における全館一括の発停スケジュールにより制御が行われている。

研究対象建物における代表室の計測システムの概要(**図 2.3.5**)と，計測機器を**表 2.3.3** に示す。南面日射量，外気温，室温，窓表面温度，PMV，照度，可視画像，電力使用量，熱量・流量往還温度差，室内温湿度，VAV 風速，VAV 系統室内温湿度を計測する。

計測システムは，社団法人空気調和・衛生工学会の「設備システムに関するエネルギー性能計測マニュアル」[42] に則り，室内環境と空調機内挙動を把握できる構成とした [51]。

表 2.3.2　計測ポイント一覧

						計測間隔
エネルギー消費	電力	室内	2階東，2階西，3階東，3階西電力量		照明系統(8個)， コンセント系統(4個)	10分
			代表室，代表室の隣室		照明3系統(6個) コンセント系統(2個)	10分
		熱源機	各ポンプ電力量		積算(3個)	1時間
			HR動力電力量		積算(4個)	1時間
		全体	受電電力(施設課管理点)		瞬時(1個)，積算(1個)	1時間
			動力盤	熱源機系統電力	瞬時(1個)，積算(1個)	1時間
				空調系統電力	瞬時(1個)，積算(1個)	1時間
				その他(EV，制御用盤内)	積算(7点)	1時間
			電灯盤	OA系統電力	瞬時(1個)，積算(6個)	1時間
				その他(衛生)	積算(1個)	1時間
熱量	室内	AHU冷温水消費熱量			瞬時：(2F西−1個，2F東−1個， 3F西−1個，3F東−1個) 冷水：積算(2F西−1個，2F東−1個 ，3F西−1個，3F東−1個) 温水：積算(2F西−1個，2F東−1個 ，3F西−1個，3F東−1個)	10分
		FCU冷温水消費熱量			瞬時：(FCU建物全体冷水1個， FCU建物全体温水1個，3階1個，3 階東1個，代表室1個) 積算：(FCU建物全体冷水1個， FCU建物全体温水1個，3階1個，3 階東1個，代表室1個)	10分
	熱源機	蓄熱槽出入り積熱量			瞬時(目視計測機器有り)	
		熱交換器積熱量			瞬時(目視計測機器有り)	
水流量	室内	便所および給湯(今後，設置予定)			男女別便所	1ヶ月
		AHU冷温水流量			瞬時：(2F西−1個，2F東−1個， 3F西−1個，3F東−1個) 冷水：積算(2F西−1個，2F東−1個 ，3F西−1個，3F東−1個) 温水：積算(2F西−1個，2F東−1個 ，3F西−1個，3F東−1個)	10分
		FCU冷温水流量			瞬時：(FCU建物全体冷水1個， FCU建物全体温水1個，3階1個，3 階東1個，代表室1個) 積算：(FCU建物全体冷水1個， FCU建物全体温水1個，3階1個，3 階東1個，代表室1個)	10分
	全体	上下水量(平成17年度以降新規計測追加)			瞬時(1個)，積算(1個)	1ヶ月
室内環境	VAV系統室内感知温度・各室給気風量 (2005年7月以降，追加)				瞬時(2F−2個，3F−4個) 積算(2F−2個，3F−4個)	10分
	給気温度　(平成17年度以降新規計測追加)				瞬時(1F−1個，2F−2個，3F−2個)	10分
	給気露点温度(平成17年度以降新規計測追加)				瞬時(1F−1個，2F−2個，3F−2個)	10分
熱源廻り温度	水蓄熱槽外融取出しおよび還温度				瞬時(目視計測機器有り)	
	冷温水発生機出入温度				瞬時(目視計測機器有り)	
外界条件	外気温　(2005年7月以降，追加)				瞬時(1個)，積算(1個)	10分
	相対湿度　(2005年7月以降，追加)				瞬時(1個)	10分
	感雨信号　(2005年7月以降，追加)				瞬時(1個)	10分

図 2.3.5　代表室内計測システムの概要

【室内環境の代表値】

- FCU の室内感知温度
- VAV 系統室内感知温度
- 室内相対湿度（既存建物に追加設置）

【空調評価システム】

冷水弁開度※1，温水弁開度※1，加湿弁開度※1，給気温度※1，給気露点温度※1，積算熱量，積算流量，瞬時熱量※1，瞬時流量※1，各室 VAV 給気風量※1，空調機ファン動力

注釈)※1：中央制御室内 BEMS でデータ収集を行う際は，室内側及び熱源側空調システム内計測点を上位の BEMS 管理点情報追加作業により計測可能となった。

表 2.3.3　測定機器表

番号	測定項目	計測機器名	仕様	測定間隔
図 2.3.6	南面日射量	精密全天日射計	スペクトル範囲：305～2800nm 感度：7～17μV/Wm^{-2}。インピーダンス：40～100Ω。応答時間：5秒。スペクトル選択性：±2%	5 分
図 2.3.7	外気温・室温	T 熱電対（C-C） 線径：0.32 mm	－40℃以上 125℃未満 許容差：±0.5℃ 電気抵抗：6.17Ω/m	5 分
図 2.3.8	窓表面温度	赤外線熱電対	動作温度：-25～70℃。精度±2%～8%，測定波長 6.5～14μm。 応答速度：63%応答にて約 300ms	5 分
図 2.3.9	PMV	PMV 計	Dry Heat Loss Module 0～205W/㎡ 精度：0.1W/㎡	5 分
図 2.3.10	照度	照度計	測定範囲 0.1～199901x/オートレンジ，受光素子：シリコンフォトダイオード。確度：±5% 斜入射光特性：余弦則に近似	5 分
図 2.3.11	可視画像	デジタルカメラ	有効画素数：3.2 メガピクセル レンズ：4 倍ズームニッコールレンズ，撮像感度：ISO100 相当	30 分
図 2.3.12	電力使用量	電力量計	出力容量：24VDC，10mA パルス単位：1kW/pulse 伝送方式：半 2 重通信 伝送速度：4800bps	15 分
図 2.3.13	熱量・流量 往還温度差	電磁熱流量計	出力：4～20mA　DC　パルス出力 流体導電率：300μS/m 以上 精度：指示値の±0.5%（設定レンジの 20%以上の流量において）	10 分
図 2.3.14	熱量・流量 往還温度差	挿入形温度センサ	計測範囲：－50～200℃ 検出精度：±（0.15＋0.002|t|）℃，t：測定温度 規定電流：1mA	

 図 2.3.15	室内温湿度	温湿度計	湿度センサ：ポリマー（高分子薄膜，0～100%RH），温度センサ：白金測温抵抗体（0～50℃） 出力：DC1～5V リニア 定格電源電圧：DC12V	10 分
 図 2.3.16	VAV 風速	風速計（4ch）	アナログ出力：0～5V 指向性プローブ:0.1m/s～50m/s 応答性約 1 秒 測定精度±0.1m/s～0.2m/s	5 分

在室人数の計測は，赤外線センサを用いて計測を行う在室人数カウントシステム（**図 2.3.17**）を構築した。このシステムは，独自に開発したシステムであるため，安全面を考慮し，運用上の BEMS に接続せず別系統のシステムを構築し，1 台の PC により個別にデータ収集を行った。

【在室人数カウントシステム】

2 個の精密赤外線センサから発せされる 2 本のレーザーを，ドアに取り付け(**図 2.3.17**)，計測長さ 1m に接触する人の出入りを，0.01 秒の時差で感知する。センサ部から管理用パソコンにデータを送り，自動的に解析を行う。センサ感度調整を行った後，9 割以上検知した。

※点線内の機器は同一
※センサ部を，直視すると，赤い残像が残るため，保護材を設置した。

図 2.3.17　在室人数カウント計測（左，計測対象は，矢印方向 1m，右：センサ部）

2.4　変風量空調システムの運用実態

変風量空調システムにおける空調機の挙動と室内環境の関係から空調負荷削減手法を検討するため，設計時の空調負荷計算結果のみならず，運用時の実測により空調削減効果を確かめることが重要である。空調実験を行うにあたり，地球温暖化研究棟内執務者の協力が必要とされた。

2.4.1　変風量（VAV）制御の基本性能

研究対象建物に導入された AHU は，以下の機能を有している。

■VAV 制御:各室の室内温度設定値と各室の VAV 系統室内温度感知温度から各室の要求風量（V_i，**図 2.4.1** 及び**図 2.4.2**）を算出して，VAV ユニットのダンパ開度（$V_i/V_{SA,}$，**式 1**）を決定する比例制御（P 制御）により，室内温度制御を行う。各室の計測室温に対し，各室の設定室温との差分から冷暖房要求を判断し，各室の VAV 給気風量，つまり，各室の VAV ユニットのダンパ開度を調整する。

P 制御：$Y = \frac{1}{PB}(t_i - t_{ac}) + Y_0 = K \times z + Y_0$　　・・・式 1

Y:ダンパ開度（%），PB:比例帯（℃），t_i:室内温度（℃）t_{ac}:室内設定温度（℃），
Y_0:偏差 0 時の自動制御ダンパ開度

図 2.4.1　室内温度制御（冷房時）

図 2.4.2　室内温度制御（暖房時）

その他にも，以下の制御が同時に行われた。

・給気温度制御：AHU 給気温度により，冷水弁，温水弁の比例制御（**図 2.4.3**）を行う。

・給気露点温度制御：AHU 給気露点温度により加湿弁の比例制御（**図 2.4.4**）を行う。加湿禁止給気温度は 18℃である。

・ウォーミングアップ制御：

立上がり時，外気・排気ダンパ・閉，還気ダンパ・開とし，予冷/予熱を行い，加湿は停止。設定は 30 分とされた。

・外気冷房制御：

外気冷房有効時，ダンパ切換及び AHU 給気温度によりダンパ開度の比例制御を行う（**図 2.4.5，2.4.6**）。以下の条件により，外気冷房が有効となる。

1）外気温度＜室内温度（設計時：26℃）－0.5℃

2）外気温度＞外気温度下限設定値（設計時：10℃）

図 2.4.3　給気温度制御

図 2.4.4　給気露点温度制御

図 2.4.5 外気冷房制御の有効範囲

図 2.4.6 外気冷房制御

・給気風量制御：

各 VAV 定格風量設定値を基に，各室の VAV 系統室内感知温度から算出される室内温度平均値と，各室の室内温度設定（t_{ac}）の加重平均より算出される室内温温度設定平均値の差から必要 AHU 給気風量合計（ΣV_i）を算出する。必要 AHU 給気風量合計（ΣV_i）に応じて，給気ファン回転数制御（**図 2.4.7**）を行う。

図 2.4.7 給気風量制御

・給気温度ロードリセット制御：

空調機の最大風量・最小風量時において，最適給気温度制御による給気温度設定値（t_{SA-i}）を自動的に変更する。

以上，AHU 内の制御は，**表 2.4.1** のとおりに動作する。

表 2.4.1　AHU 動作表

	外気冷房判断	外気バイパスMD※	排気バイパスMD※	還気MD※	熱交外気MD※ 熱交排気MD※	冷水弁 温水弁	加湿弁
ウォーミングアップ中	無効	0%	0%	100%	閉	温度制御	0%
	有効	温度制御 （最少開度なし）	温度制御 （最少開度なし）	外気バイパスMDと逆動作	閉	温度制御	0%
ウォーミングアップ完了	無効	0%	0%	通常開度	開	温度制御 除湿制御	加湿制御
	有効	温度制御 （最少開度あり）	温度制御 （最少開度あり）	外気バイパスMDと逆動作	閉	温度制御 除湿制御	加湿制御
空調機停止時		0%	0%	100%	閉	0%	0%
※MD:モーターダンパー							

・空調モード判定：

各室の VAV 系統室内感知温度（t_i）と室内設定温度（t_{ac}）の差により，**表 2.4.2** の冷暖状態判定を行い，冷房モード，暖房モード，換気モードの空調運転（**図 2.4.8**）を行う。

FCU の空調モードを，**図 2.4.9** に示す。

表 2.4.2　空調モードの室内環境条件

空調モード	室内温度設定（t_{ac}、℃）	空調モードOFF条件	空調モードON条件
冷房	t_{ac}=25, 26, 27, 28	$t_p \leqq t_{ac}$ $t_i \leqq t_{ac}-0.2$℃	$t_p \geqq t_{ac}+1$℃ $t_i \geqq t_{ac}+0.2$℃
暖房	t_{ac}=22, 23, 24	$t_p \geqq t_{ac}$ $t_i \geqq t_{ac}$	$t_p \leqq t_{ac}-1$℃ $t_i \leqq t_{ac}-0.2$℃

※ t_p：FCU 室内感知温度

図 2.4.8　AHU 室内感知温度（t_i）と AHU 冷暖状態判定

図 2.4.9　FCU 室内感知温度(t_p)と FCU 冷暖状態判定

2.4.2　変風量（VAV）制御の運用実態

図 2.4.10 に，研究対象エリア（2F＋3F）における FCU 冷温水及び AHU 冷温水の 2004 年度の消費熱量を示す。外気温 20℃以上にて，FCU 冷水と AHU 冷水の併用運転が行われた。

外気温 10℃以下になると，FCU 温水と AHU 冷水の併用運転が行われている。

図 2.4.10　研究対象エリア（2F+3F）における冷温水消費熱量（2004 年度）

重点計測エリアの AHU 冷水・FCU 温水消費熱量（図 2.4.11）も，研究対象エリア（2F+3F）の消費熱量とほぼ同様の傾向を示したため，以後，重点計測エリアの詳細な検討を行った。

図 2.4.11　重点計測エリアにおける冷温水消費熱量（2004 年度）

代表室における AHU 冷水・FCU 温水消費熱量（**図 2.4.12**）も，重点計測エリア，研究対象エリア（2F+3F）と同様の傾向を示した。よって，重点計測エリアの空調実態と代表室の室内環境の関係を詳細に検討することにした。

図 2.4.12　代表室における冷温水消費熱量（2004 年度）

図 2.4.13 に示すとおり，重点計測エリアの AHU 冷水消費熱量は，年間を通じてピークが発生する時間は極めて少ないことがわかる。装置容量より多い時間帯は約 20 時間であった。

図 2.4.13　重点計測エリア〔3 階東（AC-3-2 系統）〕AHU 冷水消費熱量(2005 年)

図 2.4.14 より，AHU 温水消費熱量は装置能力の半分以下であり，かつ，運転時間も極めて少ないことが分かる。夏期にも AHU 温水消費熱量が確認された。しかし，2005 年度は，空調機内の弁開度を記録しておらず，詳しい挙動の解明はできなかった。

図 2.4.14　重点計測エリア〔3 階東（AC-3-2 系統）〕AHU 温水消費熱量(2005 年)

FCU 冷水消費熱量は装置能力の半分以下（**図 2.4.15**）を示しており，設計時の FCU 装置容量が過大であったといえる。高性能な建物であるため，ペリメーターレス空調が可能であったことも考えられる。

図 2.4.15　重点計測エリア〔3 階東（AC-3-2 系統）〕FCU 冷水消費熱量(2005 年)

FCU 温水消費熱量（図 2.4.16）は，装置能力の半分以下を示し，設計時の FCU 装置容量が過大であったことがわかる。

図 2.4.16　重点計測エリア〔3 階東（AC-3-2 系統)〕FCU 温水消費熱量(2005 年)

計測日 2005 年 8 月 1 日～9 月 31 日の研究対象エリアにおける VAV 給気風量を示す。

既存の VAV 制御による AHU 給気風量は，図 2.4.17 から図 2.4.20 に示すとおり，どの空調機も VAV 給気風量 40%の頻度が最も多い。なお，2 階西の VAV 風量 3 は，計算機が多く設置されている部屋のため，他に比べて給気風量 100%の頻度が多い。

図 2.4.17　2 階西（AC-2-1 系統）VAV 給気風量（2005 年）

図 2.4.18　2 階東（AC-2-2 系統）VAV 給気風量（2005 年）

図 2.4.19　3 階西（AC-3-1 系統）VAV 給気風量（2005 年）

図 2.4.20　重点計測エリア〔3 階東（AC-3-2 系統）〕VAV 給気風量(2005 年)

2.4.3　オフィス発熱機器の使用実態

近年のオフィスビルは，熱負荷にしめる内部発熱の影響が大きい傾向にある。そのため，設計時における内部発熱想定と運用時における内部発熱の実態を照合する必要がある。

2.4.3.1　オフィス発熱機器の定格と実測の比較

重点計測エリア（3 階東）内代表室のコンセント用電力消費量にカウントされる電源タップと発熱機器の間に電力計を設置し，発熱機器の電源を入れ，各電力消費を計測した。

瞬時値を計測するために BEMS 計測値と誤差が生じるおそれも懸念されたが，計測実施日のコンセント用電力消費の平均値（BEMS）が 691Wh であり，今回の機器調査結果（瞬時値）621.1Wh との関係は比較的良好であった（**表 2.4.3**）。

表 2.4.3 より，発熱機器の定格は，実測値より高いことを確認した。これは，発熱機器の定格は，発熱機器の動作時における最大値を示したものと考えられる。発熱機器の動作がスリープ状態になると，待機電力となる。よって，通常の使用状態では，機器の定格値よりコンセント電力消費量は少なくなる。

発熱機器の瞬時値調査の結果を用いて，1 人当たりコンセント用電力消費量は，デスクトップパソコンおよび液晶モニタを使用した場合を算出すると約 155Wh となった。

＜調査方法＞電力計を使用。電力計の仕様は，以下のとおりである。

定格周波数　50/60Hz，　消費電力　　1.7W

表 2.4.3　代表室の発熱機器調査

	発熱機器	寸法(幅x 高さx 奥行)cm	重さ	定格	動作時(最大	スリープ時	実測(W)	使用頻度	省エネ法に基づくエネルギー消費効率※
1	DELL INSPIRON5100	33.5 x 4.65 x 27.5cm	3.69 kg	31.5W	40.5	0.5	39	高	S区分0.0004
	TOSHIBADynabookSS S1/170PNMF	26.2 x 2.6 x 21.4cm	1.34Kg(バッテリパック装着時)	45W	35	0.1	24	低	S区分0.00013
	電話				0.8		0.7	高	
2	DELL XPS	22.2 x 49.1 x 48.8cm	19kg	460W	141	0.1	95	高	発熱量 1000(Btu)
	IBM Xseries@205	16.5 x 47 x 50.8cm	19.5kg	340W	117	7	97	高	発熱量 200(Btu)
	DELLモニタ2001FP 20.1インチ	44.7 x 45.8 x 24.55cm	8.5kg	50W	90	3	44.5	高	
3	IBM NetVista A30p(8311)	19.1 x 40.6 x 41.3cm	10.2kg	50W	154	3.1	65	高	Q区分0.00048
	DELLモニタ 1905FP 19インチ	41.53 x 42.5 x 2.14cm	6.92kg	32W	65	3	30.2	高	
4	パソコン工房	20.0 x42.5 x 46.0cm			120	2.5	110	高	
	IBMモニタ9514-B04/B24	37.9 x 35.2x18.8cm	5.3kg	29W	54	4.4	20.5	高	エネルギー消費効率 約20W
共通	CANON LBP-5700	59.0 ×64.3 ×68.34cm	56kg	84W	384(1130)	42	95.2	高	クラスB情報処理装置(VCCI クラスB)、国際エネルギースタープログラム適合、グリーン購入法
合計							621.1		

2.4.3.2　照明系統・コンセント系統電力消費

研究対象エリアにおいて，計測期間中の単位面積あたり照明・コンセント用電力消費の平均値を時刻別に算出した。計測期間 2005 年 12 月 29 日～2006 年 2 月 5 日のデータを，**図 2.4.21** に示す。

1 室の在室者が多い 2 階西エリアでは，コンセント用電力消費量がやや高めの 17Wh/㎡～20Wh/㎡を示した。在室人数がやや少ない 2 階東エリアは，10Wh/㎡～15Wh/㎡内を推移した。

この値は，社団法人空気調和衛生工学会空気調和設備委員会熱負荷シミュレーションと装置容量小委員会の報告書[52) 53)]と同様に，実測による機器発熱は 20Wh/㎡以下であった。これは，実際の稼働率が影響すると考えられる。よって，機器発熱を過大に見積もると，結果として設備機器の容量が過大なものが選定される。

研究対象エリアの計測期間中の照明用電力消費量の平均値（**図 2.4.21**）を時刻別に算出すると，1 日のうち最大 9Wh/㎡であることがわかった。これは，Hf 蛍光灯+照明自動制御を導入した効果と考えられる。詳細を見ると，2 階東・西エリアの照明電力消費量は日中も同じ値を示しており，3 階東・西エリアの照明電力消費量は 4Wh/㎡程度と少ない。2 階及び 3 階の別，東と西ウィングが同様の傾向を示すことから，2 階は樹木の影の影響を受けて室内が暗くなり，照明の出力が多くなり，照明電力が消費されたと考えられた。

図 2.4.21　単位面積あたり照明・コンセント用電力消費量（期間平均値）

在室人数パターンは，在室人数カウントシステム（40 ページ）を用いて計測を行った。

研究対象エリア内の在室密度は，設計時の人員密度は 0.07～0.1 人/㎡であるにも関わらず，在室密度の日平均は 0.03 人/㎡～0.05 人/㎡であり半分程度の在室率であった（**図 2.4.22**）。

図 2.4.22　研究対象エリアの在室密度

図 2.4.23 に示すように，在室人数が多いエリアほど在室者が少なくなる時間帯に，1 人当たりの電力消費量が多くなる。これは，在室人数の多い部屋にコピー機など共通使用機器が多く，待機電力も多くなるためと考えられる。

図 2.4.23　1 人当たり照明・コンセント用電力消費量

年間の研究対象エリア毎の照明用電力消費量を，図 2.4.24 に示す。在室人数の多い研究対象エリアではコンセント電力消費が多い。照明電力消費量は，樹木の影などの影響を受けるため，3 階より 2 階のエリアの電力消費が大きくなったと考えられる。ただし，照明及びコンセント電力量の消費割合は，年間ほぼ一定であった。

図 2.4.24　研究対象エリア毎の照明用電力消費量（2004 年度）

2.4.3.3　研究対象建物における内部発熱の設計値と実測値の比較

研究対象建物の設計値と実測値の比較を，**表 2.4.4** に記す。研究対象建物の在室人数は約 0.1 人/㎡である。研究対象建物における在室率は 36%～74%とエリアごとにばらつきがあり，研究対象エリアの平均値は約 55%である。研究対象エリアにおけるコンセント電力消費量及び照明電力消費量の平均値は，ピーク想定値の半分程度であった。よって，設計時は，発熱機器定格値の合計に，稼働率 50%程度をかけて内部発熱を想定するとよい。

表 2.4.4　研究対象建物における内部発熱の設計値と実測値の比較

研究対象エリア		面積※1	1人あたり占有面積	在室人数	在室率	機器定格総合	コンセント実測	照明実測	TTガラス	アルミルーバー※2	バルコニーのアルベド化※3
単位		㎡	㎡/人	人/㎡	%	Wh/㎡	Wh/㎡	Wh/㎡	有無	有無	有無
3階	東	214	15.3	0.07	36	19	10	4	あり	なし	あり
	西	261	13.1	0.08	65	23	12	5	あり	なし	あり
2階	東	214	19.4	0.05	45	14	5	8	あり	あり	なし
	西	261	13.8	0.07	74	31	17	7	なし	あり	なし
研究対象エリア	平均値		15.4	0.07	55	22	11	6	なし	なし	なし
	ピーク値		**13.1**	**0.08**	**100**	**31**	**29**	**26**			
設計時の想定値（ピーク値）			**9.6**	**0.10**	**100**	**29**		**20**			

※1　:南面居室部分のみ
※2　:上段ガラスと中段ガラスの間の高さに庇（1.5m）と並行に取り付けられた垂直なルーバー
※3　:高反射率の塗料で、自然光を多く室内に取り込むことができる

2004 年運用実績は，**図 2.4.25** に示すとおり，設計時熱負荷計算における LE 複層ガラス，設計時熱負荷計算における LE 複層ガラスと自然通風利用を考慮した二次側熱量より多い。

よって，運用時における内部発熱の実態に合わせて，夏期，中間期，冬期の集中実測を行い，代表日の室内環境，アンケート調査，BEMS データから従来の VAV 制御の運用改善を検討することにした。

図 2.4.25　設計時と運用改善前（2004 年度）の比較

2.4.4　夏期における室内温度設定変更による空調実験

外界条件の変化に応じた空調システムと室内環境の関係を検討する上で，ペリメータ負荷，インテリア負荷の負荷分担を，空調機の VAV 系統室内感知温度，FCU 室内感知温度との関係から検討する。

夏期の実測スケジュールは，**表 2.4.5** に示すとおり，空調の調整期間も含めて 4 週行い，アスマン温度計を用いて室内温度検証作業も実施した。実験データは，参考資料に記す。

表 2.4.5　短期実測スケジュール（夏期）

		代表室・重点計測エリア	研究対象エリア計測		
		3階東ウィング	3階西ウィング	2階東ウィング	2階西ウィング
温度	①7/31(日)～8/6(土)	28℃	26℃	27℃	28℃
	②8/21(日)～8/27(土)	26℃	28℃	28℃	27℃
	③9/4(日)～9/10(土)	27℃	28℃	28℃	26℃
	④9/11(日)～9/17(土)	28℃	27℃	26℃	28℃

室内設定温度（T_{ac}）26℃，27℃，28℃の室内上下温度分布を，**図 2.4.26** に示す。

ペリメータ（窓側）は，室内設定温度よりやや高温になり，上下温度差が少なくなる。中央・インテリアでは，天井付近の温度がやや高くなるものの，居住域（床上 1200mmまで）はほぼ設定室温を満足する運用であった。

図 2.4.26　室内温度設定変更に伴う代表室内上下温度（標準偏差）

気象データは，インターネット上に公開されている気象庁茨城県つくば（館野）観測所[54]のアメダス観測値を用いて，代表日の検討を行った。なお，つくば（館野）観測所と研究対象建物の位置は道路を隔てた向かい側にあり距離は近い。

表 2.4.6 より，代表日は，AHU と FCU の併用運転有無，室内設定温度（28℃，27℃，26℃）の VAV 給気風量目標値（通常）において，外気温の最高気温が 30℃以上の夏日を選定した。VAV 給気風量の最大（100%）と最小（30%）は，外気温がやや低い。これは，実験日が限られていたためである。

表 2.4.6　代表日の外界条件（降水量，気温，風速，日照時間）

AHU	FCU	室内設定温度	VAV給気風量目標値	代表日	降水量	最大1時間降水量	平均気温	最高気温	最低気温	平均風速	日照時間
運転	運転	℃	%	2005年	mm	mm	℃	℃	℃	m/s	時間
○	×	28	通常(40%)	8月5日	0	0	28.4	34.2	23.2	1.6	11.6
○	○	28	通常(40%)	8月4日	0	0	28.2	33.1	23.5	1.8	11.2
○	×	27	通常(40%)	9月7日	3	3	27.2	31.5	24.9	6.4	4.2
○	○	27	通常(40%)	9月8日	0	0	28.1	33.9	24.1	3.2	11.6
○	×	26	通常(40%)	8月26日	28	9	26.6	32.2	23.4	4.5	3.7
○	○	26	通常(40%)	8月23日	0	1	26.5	31.2	22	3.5	1.7
○	○	28	最大(100%)	8月30日	0	0	24.5	29.9	18.6	2	7.1
○	○	28	最小(30%)	8月31日	0	0	23.5	28.3	20.2	1.6	2.7

表 2.4.7 に示すとおり，代表日の相対湿度は 70%以上であった。全天日射量は 10MJ/㎡以上あり，できるだけ近い外界条件となるように代表日を選定した。

表 2.4.7　代表日の外界条件（相対湿度・全天日射量）

AHU	FCU	室内設定温度	VAV給気風量目標値	代表日	相対湿度	全天日射量	天気概況
					平均	合計	昼
運転	運転	℃	%	2005年	%	MJ/㎡	(06:00-18:00)
○	×	28	通常(40%)	8月5日	75	24.1	晴
○	○	28	通常(40%)	8月4日	80	24.3	晴
○	×	27	通常(40%)	9月7日	83	15.9	曇後時々雨
○	○	27	通常(40%)	9月8日	71	22.4	晴
○	×	26	通常(40%)	8月26日	83	12.2	曇一時雨
○	○	26	通常(40%)	8月23日	83	13.3	曇
○	○	28	最大(100%)	8月30日	79	18	晴後曇一時雨
○	○	28	最小(30%)	8月31日	83	11.8	曇一時雨

各室内設定温度に関連して，空調エリア内の室負荷処理量と室内温度の関係を把握するため，代表室内上下温度を計測した。なお，計測点は，ペリメータ（窓側）が窓面から 1m，中央が 3.5m，インテリアが 6m である。

○FCU+AHU 併用運転と AHU 運転のサーモ画像（通常運転：VAV 給気風量 40%時）

室内温度設定（T_{ac}）28℃時における検討を，**図 2.4.29～図 2.4.32** に示す。FCU＋AHU 併用運転（**図 2.4.29，30**），AHU 運転（**図 2.4.31,32**）を比較すると，AHU 運転の方が窓面の温度が高い。FCU 運転の送風を停止すると，体感では窓面付近の熱が拡散しないため，涼しく感じる箇所もあったことから，詳細な検討を行うことにした。

図 2.4.27　室内概観

図 2.4.28　代表室内概観

図 2.4.29　FCU+AHU 運転

室内温度 28℃設定時サーモ画像午後

図 2.4.30　FCU+AHU 運転

代表室内室内温度 28℃設定サーモ画像午前

図 2.4.31　AHU 運転

室内温度 28℃設定時サーモ画像午後

図 2.4.32　AHU 運転

代表室内室内温度 28℃設定サーモ画像午後

実験を行った室内温度設定（26℃，27℃，28℃）ごとの室内上下温度分布，研究対象エリア内の各室における温度･湿度の計測値と給気温度および VAV 給気風量を時系列に示す。

2.4.4.1 室内温度設定 28℃時の運用結果

図 2.4.33 において，FCU+AHU 併用運転と AHU 運転の室内上下温度分布を比較すると，いずれもペリメータ（窓側）の温度が設定温度である 28℃より若干高い。

インテリア（中央・廊下側）の居住域にあたる床上 1200 ㎜は，いずれも設定室温の 28℃以内の範囲を示した。

図 2.4.33　代表室内上下温度（室温 28℃設定時）

図 2.4.34 に，重点計測エリアの内部発熱を示す。照明電力及びコンセント電力の時系列変化は一般的なパターンを示した。

図 2.4.34　重点計測エリアにおけるコンセント・照明電力（室温 28℃設定）

勤務時間帯の VAV 系統室内感知温度は，ほぼ設定値である 28℃をみたしている（図 2.4.35）。室内相対湿度も 50%程度に抑えられており，室内環境は良好に制御されている。

図 2.4.35　3 階東・室内環境（AHU 運転：室温 28℃設定）（2005 年 8 月 5 日）

空調運転直後は運転前の室温から設定温度にするために冷却が必要になった（図 2.4.36）。午後 2 時から 3 時は外気温が上昇するため外界の影響を受けて室負荷が多くなったことから，VAV 給気風量が増加し（図 2.4.36），冷房処理熱量が増加した（図 2.4.37）と考えられる。

図 2.4.36　3 階東・空調システム（AHU 運転：室温 28℃設定）（2005 年 8 月 5 日）

図 2.4.37 の空調実態から，AHU 運転開始直後に，AHU 冷水消費熱量の消費が多く，ATF の値は小さくなる。AHU 冷水消費熱量が少なくなる昼の時間帯において，ATF の値が大きい。

図 2.4.37　3 階東・空調実態（AHU 運転：室温 28℃設定）（2005 年 8 月 5 日）

AHU 運転（図 2.4.35）と FCU+AHU 運転（図 2.4.38）の室内温湿度を比較しても VAV 系統室内感知温度に違いがみられず，設定室温である 28℃をほぼ満足した。

図 2.4.38　3 階東・室内環境（FCU+AHU 運転：室温 28℃設定）（2005 年 8 月 4 日）

FCU+AHU 運転の空調機は空調運転立ち上がり時に給気風量が増加し（図 2.4.39），外気温が最も高くなる午後 2 時ごろにも給気風量がやや増加した。

図 2.4.39　3 階東・空調システム（FCU+AHU 運転：室温 28℃設定）（2005 年 8 月 4 日）

研究対象建物の外皮性能（窓ガラス等）がよいことから，ペリメーターレス空調とすることが可能な建物であったとも考えられる。ただし，ペリメータ（窓側より 1m）は，設定温度よりやや高温になるため，あらかじめ居住者に利用法を説明するなどの工夫が必要である。

FCU+AHU 運転（図 2.4.40）の空調機は，運転立ち立ち上がり時に FCU が稼働するものの，その後は AHU 運転（図 2.4.37）とほぼ同様の挙動を示した。

図 2.4.40　3 階東・空調実態（FCU+AHU 運転：室温 28℃設定）（2005 年 8 月 4 日）

2.4.4.2 室内温度設定 27℃時の運用結果

FCU+AHU 併用運転と AHU 運転の室内上下温度分布を比較する（図 2.4.41）と，いずれもペリメータ（窓側）の温度が設定温度である 27℃より若干高い。ただし，快適性の許容限界である 28℃を下回っていることがわかる。インテリア（中央・廊下側）の居住域にあたる床上 1200 mmは，設定室温付近を示しており大差はみられない。

図 2.4.41　代表室内上下温度（室温 27℃設定時）

図 2.4.42 に，重点計測エリアの内部発熱を示す。照明電力及びコンセント電力の時系列変化は一般的なパターンを示したが，FCU+AHU 併用運転時のコンセント電力は通常の半分程度であった。しかし，空調機の挙動に影響はなかったために評価することとした。

図 2.4.42　重点計測エリアにおけるコンセント・照明電力（室温 27℃設定）

図 2.4.43 は，重点計測エリア（3 階東）内の各室における FCU 室内感知温度及び VAV 系統室内感知温度，室内相対湿度を示す。室内温度は 27℃，相対湿度は 50%程度を示し，各室はほぼ同様の値を示した。

図 2.4.43　3 階東・室内環境（AHU 運転：室温 27℃設定）（2005 年 9 月 7 日）

AHU 運転（図 2.4.44）と後述の FCU＋AHU 併用運転（図 2.4.47）の空調システムを比較しても，空調機動力削減に繋がる VAV 給気風量の変化にさほど差異は見られない。空調運転開始時の給気風量は 60%程度と多く，午後に 40%程度と少なくなる。

図 2.4.44　3 階東・空調システム（AHU 運転：室温 27℃設定）（2005 年 9 月 7 日）

図 2.4.45 は，空調運転直後の冷水消費熱量，ファン動力が多く，運転前の室温から設定温度に達するまで冷却が必要になったと考えられる。午後の冷水処理熱量はピーク時の半分程度の消費であった。

図 2.4.45　3 階東・空調実態（AHU 運転：室温 27℃設定）（2005 年 9 月 7 日）

FCU+AHU 併用運転（図 2.4.46）では，空調運転開始時において，室内相対湿度のばらつきが大きくなった。

図 2.4.46　3 階東・室内環境（FCU＋AHU 運転：室温 27℃設定）（2005 年 9 月 8 日）

図 2.4.47 より，空調運転開始時の給気風量は 60%程度と多く，午後に 40%程度と少なくなる。空調運転開始直後の室内温度は，設定温度 27℃を下回っており，過剰な冷却が行われたといえる。

図 2.4.47　3 階東・空調システム（FCU＋AHU 運転：室温 27℃設定）（2005 年 9 月 8 日）

図 2.4.48　3 階東・空調実態（FCU＋AHU 運転：室温 27℃設定）（2005 年 9 月 8 日）

日中の FCU+AHU 空調運転（図 2.4.47，図 2.4.48）は，AHU 運転（図 2.4.44，図 2.4.45）より，空調運転開始時の冷水消費熱量が多い。これは，窓面負荷を処理した分の熱量が増加したと考えられた。

室内温度 27℃設定の環境では，室内環境には FCU+AHU 運転と AHU 運転に大きな違いが見られず，AHU 運転でも問題なく運用できることがわかった。

2.4.4.3 室内温度設定 26℃時の運用結果

図 2.4.49 より，AHU 運転のペリメータ（窓側）の温度が設定温度である 26℃より若干高いことがわかる。FCU+AHU 併用運転時のペリメータ（窓側）は設定温度 26℃付近を示した。

インテリア（中央・廊下側）の居住域にあたる床上 1200 ㎜は，いずれも設定室温付近を示しており大差はみられない。

図 2.4.49　代表室内上下温度（室温 26℃設定）

図 2.4.50 に，重点計測エリアの内部発熱を示す。照明電力及びコンセント電力の時系列変化は一般的なパターンを示した。

図 2.4.50　重点計測エリアにおけるコンセント・照明電力（室温 26℃）

室内温度 26℃設定時の AHU 運転（**図 2.4.51** 及び**図 2.4.52**）より，FCU＋AHU 併用運転（**図 2.4.54** 及び**図 2.4.55**）の方が，室内設定温度に対し，精度よく空調されていることが確認できる。

図 2.4.51　3 階東・室内環境（AHU 運転：室温 26℃設定）（2005 年 8 月 26 日）

空調運転直後は，運転前の室温から設定温度にするために冷却が必要になり，午後 2 時から午後 3 時は外気温が上昇するため外界や室負荷の影響を受けて，処理熱量が増加したと考えられる。他の室内温度 28℃設定時及び 27℃設定時に比べて，VAV 給気風量が多いことから 26℃設定時の方が，冷房負荷が多く処理されたと考えられる。また， 27℃設定時と同様に，AHU 運転でも問題なく運用できると考えられた。

図 2.4.52　3 階東・空調システム（AHU 運転：室温 26℃設定）（2005 年 8 月 26 日）

室内温度 26℃設定時の空調実態（**図 2.4.52** と**図 2.4.53**）より，空調運転直後は設定温度にするために冷却が必要になったことがわかる。

図 2.4.53　3 階東・空調実態（AHU 運転：室温 26℃設定）（2005 年 8 月 26 日）

FCU+AHU 併用運転（図 2.4.54）は設定室温である 26℃に対して，各室ほぼ設定どおりの運用を行った。

図 2.4.54　3 階東・室内環境（FCU＋AHU 運転：室温 26℃設定）（2005 年 8 月 23 日）

VAV 給気風量（図 2.4.55）が午後に減少したのは，外界の影響によると考えられる。また，FCU の運転が日中を通して稼働したため（図 2.4.56），設定温度 26℃では常に FCU を稼働せざるを得ないことがわかった。

図 2.4.55　3 階東・空調システム（FCU＋AHU 運転：室温 26℃設定）（2005 年 8 月 23 日）

図 2.4.56　3 階東・空調実態（FCU＋AHU 運転：室温 26℃設定）（2005 年 8 月 23 日）

次に，VAV 制御による空調負荷削減の可能性を確認するため，最大風量運転である VAV 給気風量 100%と最低風量運転となる VAV 給気風量 30%における計測結果を示す。

2.4.4.4 最大風量運転（VAV 給気風量 100%）

代表室を含む 3 階東（AC-3-2 系統）の重点計測エリアにおいて，室内温度 28℃設定，空調機内給気温度 16℃固定の設定状態で VAV 給気風量を 100%に変化させた。

午後の上下温度（図 2.4.57）及びサーモ画像（図 2.4.58 から図 2.4.61）が示すとおり，設定値を下回る 25℃程度を示す箇所が見られ，居住者からやや寒いと申告をえた。

図 2.4.57　代表室内上下温度（FCU+AHU 運転：室温 28℃設定）（2005 年 8 月 30 日）

図 2.4.58　代表室サーモ画像 1

図 2.4.59　代表室サーモ画像 2

図 2.4.60　代表室サーモ画像 3

図 2.4.61　代表室サーモ画像 4

図 2.4.62 に，重点計測エリアの内部発熱を示す。照明電力及びコンセント電力の時系列変化は一般的なパターンを示した。

図 2.4.62　重点計測エリアにおけるコンセント・照明電力（給気風量 100%）

VAV 給気風量 100%設定時の空調システムの運用実態を，図 2.4.63，図 2.4.64 及び図 2.4.65 に示す。給気温度，VAV 給気風量は 1 時間データでは定値を示すが，室内温度は±1℃を推移した。

特に，空調立ち上げ時に室温が高くなった。これは，AHU 暖房運転により室温が上昇したと考えられる。また，実験途中から室温が上昇した部屋がある（図 2.4.63）が，これは室内温度が 26℃と低くなったことにより居住者が空調の電源を OFF に操作したと考えられる。

図 2.4.63　3 階東・室内環境（FCU＋AHU 運転：室温 28℃設定 VAV 給気風量 100%）
（2005 年 8 月 30 日）

図 2.4.64　3 階東・空調システム（FCU＋AHU 運転：室温 28℃設定 VAV 給気風量 100%）
（2005 年 8 月 30 日）

概して，VAV 給気風量が 100%と多い（図 2.4.64）ため，AHU 冷水消費熱量（図 2.4.65）は多くなった。

図 2.4.65　3 階東・空調実態（FCU＋AHU 運転：室温 28℃設定 VAV 給気風量 100%）
（2005 年 8 月 30 日）

実験日は前日から空調運転がなされたが，室内環境を把握するうえで VAV 給気風量 100%時の特徴を把握することはできた。天井面が広く冷却されたため，居住域以外の冷却は不要であると考えられた。

2.4.4.5 最小風量運転（VAV 給気風量 30%）

代表室を含む重点計測エリア（AC-3-2 系統）において，室内温度 28℃設定，給気温度 16℃固定の状態で VAV 給気風量を 30%に変化させた。計測日の最高気温が 28.8℃であったため，夏期の評価には難しいデータ（**図 2.4.66**）となった。

サーモ画像（**図 2.4.67～図 2.4.70**）より，発熱機器付近は 30℃程度を示し，体感はやや暑いと予想される。

図 2.4.66　代表室内上下温度（FCU+AHU 運転：室温 28℃設定）（2005 年 8 月 31 日）

図 2.4.67　代表室サーモ画像 1

図 2.4.68　代表室サーモ画像 2

図 2.4.69　代表室サーモ画像 3

図 2.4.70　代表室サーモ画像 4

図 2.4.71 に，重点計測エリアの内部発熱を示す。照明電力及びコンセント電力の時系列変化は一般的なパターンを示した。

図 2.4.71　重点計測エリアにおけるコンセント・照明電力（給気風量 30%）

VAV 給気風量 30%設定時の時系列変化（図 2.4.72）を示す。各室の室内温度がみだれており，設定室温よりやや高温を示した部屋もあるため，良好な運転がなされたとは言いがたい。

図 2.4.72　3 階東・室内環境（FCU＋AHU 運転：室温 28℃設定 VAV 給気風量 30%）
（2005 年 8 月 31 日）

給気風量（図 2.4.73）は空調運転開始後に 60%程度と多くなり，その後，30%程度を示した。

図 2.4.73　3 階東・空調システム（FCU＋AHU 運転：室温 28℃設定 VAV 給気風量 30%）
（2005 年 8 月 31 日）

AHU 冷水消費熱量（図 2.4.74）は空調運転開始時以降において，やや低い値を示したことから，省エネルギー性は高いことが確認された。

図 2.4.74　3 階東・空調実態（FCU＋AHU 運転：室温 28℃設定 VAV 給気風量 30%）
（2005 年 8 月 31 日）

夏期代表日の冷温水消費熱量を，**図 2.4.75** にて比較する。

室内温度設定 28℃，27℃，26℃のいずれにおいても AHU 運転の運転は，FCU+AHU 併用運転より消費熱量が少ない。

室内温度設定 28℃に比べて室内温度設定 26℃の運転では,FCU 冷水消費熱量が増加した。よって，FCU+AHU 併用運転より AHU 運転の運用において，空調負荷削減を見込むことができる。

VAV 給気風量 100%固定運転のとき AHU 冷水消費熱量は最も多く，AHU 温水消費熱量も確認され，過剰な熱量が消費されたと考えられる。

VAV 給気風量 30%固定運転のとき，AHU 冷水消費熱量は少なくなった。ただし，外気温がやや低いため他の日と単純に比較することはできない。

空調実験の代表日の比較により，冷温水消費熱量の傾向をおおむね把握できた。

図 2.4.75　夏期代表日における冷温水消費熱量

2.4.5　中間期における室内温度設定変更による空調実験

外気温がほぼ同様である中間期の代表日を選定した（表 2.4.8，表 2.4.9）。AHU 運転の場合と，FCU+AHU 併用運転が行われており，その結果を比較する。

表 2.4.8　中間期代表日の外界条件（降水量，気温，風速，日照時間）

AHU	FCU	室内設定温度	VAV給気風量目標値	代表日	降水量	最大1時間降水量	平均気温	最高気温	最低気温	平均風速	日照時間
運転	運転	℃	%	2005年	mm	mm	℃	℃	℃	m/s	時間
○	×	26	通常(40%)	10月13日	0	0	17.2	22.4	10.3	2.2	9.5
○	○	25	通常(40%)	10月21日	0	0	17.2	21.2	12.6	2.5	6.5

表 2.4.9　中間期代表日の外界条件（相対湿度・全天日射量）

AHU	FCU	室内設定温度	VAV給気風量目標値	代表日	相対湿度平均	全天日射量合計	天気概況昼
運転	運転	℃	%	2005年	%	MJ/㎡	(6:00-18:00)
○	×	26	通常(40%)	10月13日	79	16.7	晴
○	○	25	通常(40%)	10月21日	81	12.8	晴一時曇

図 2.4.76 より，中間期のペリメータが昼ごろに高温の 29℃になった。これは，太陽高度が夏期に比べて低くなり，直達日射が窓面にあたった影響によるものと考えられる。インテリア部は 26℃から 27℃付近を示しており，ほぼ設定温度の範囲にある。

図 2.4.76　代表室内上下温度（AHU 運転）（2005 年 10 月 13 日）

図 2.4.77 に，代表日における重点計測エリアの内部発熱を示す。AHU 運転，FCU+AHU 併用運転の代表日において，照明電力及びコンセント電力の時系列変化はいずれも一般的なパターンを示した。

図 2.4.77　重点計測エリアにおけるコンセント・照明電力（中間期）

図 2.4.78 から，室 2・VAV 系統室内感知温度が 27℃から 28℃と他よりやや高温を示す部屋があることがわかった。これは，室 2 において窓を開けた可能性が考えられ，空調の運用方法が部屋によりばらつきがあることがわかる。

図 2.4.78　3 階東・室内環境（AHU 運転）（2005 年 10 月 13 日）

図 2.4.79 より，室 2 における VAV 給気風量が多いことがわかる。これは，窓を開けることにより室温が上昇し，室内設定温度である 26℃にするために，VAV 給気風量が増加したことが考えられる。なお，室 4 は，他の室 2 から室 3 に比べて，1.5 倍の広さがある。

図 2.4.79　3 階東・空調システム（AHU 運転）（2005 年 10 月 13 日）

図 2.4.80 より，12 時と 14 時は，給気温度と外気温が等しい時間があるにも関わらず，冷水を消費している。

図 2.4.80　3 階東・空調実態（AHU 運転）（2005 年 10 月 13 日）

次に，中間期・代表日における FCU+AHU 併用運転時の運用結果を示す。

図 2.4.81 から，AHU 運転と同様に，ペリメータ（窓側）の温度が高温になることがわかる。また，FCU 運転に伴い窓面付近の空気が掻き混ぜられることから，インテリア（中央）における室温も 26℃から 28℃とばらつきが生じたと考えられる。

図 2.4.81　代表室内上下温度（FCU+AHU 運転）（2005 年 10 月 21 日）

図 2.4.82 では，室内温度がみだれており，各室内感知温度は 24℃から 28℃と幅が生じている。

図 2.4.82　3 階東・室内環境（FCU+AHU 運転）（2005 年 10 月 21 日）

図 2.4.83 より，室 2 は午前中に，室 4 は午後に，VAV 給気風量が多い。

図 2.4.83　3 階東・空調システム（FCU+AHU 運転）（2005 年 10 月 21 日）

図 2.4.84 の AHU 冷水消費熱量は，前述の図 2.4.80 に比べて小さい。FCU が日中を通して稼働しており，ペリメータ部の冷却処理がなされれば，インテリア部の冷房は少なくて済むことがわかる。

図 2.4.84　3 階東・空調実態（FCU+AHU 運転）（2005 年 10 月 21 日）

2.4.6　冬期における室内温度設定変更による空調実験

空調システムと室内環境の関係を検討する上で，ペリメータ負荷と居住者の行動及び使い方に影響を与えるインテリア負荷の負荷分担と室内温度設定値の関係を検討するため，室内設定温度を変更した空調実験（**表 2.4.10**）を行った。

実験スケジュールは，休日も含めて 1 週間ごとの計測データを取得した。

表 2.4.10　短期計測スケジュール（冬期）

		代表室・重点計測エリア	研究対象エリア計測		
		3階東ウィング	3階西ウィング	2階東ウィング	2階西ウィング
温度	①12/12（月）-12/18（日）	23℃	23℃	23℃	23℃
	②12/19（月）-12/25（日）	24℃	24℃	24℃	24℃
	③1/9（月）-1/15（日）	22℃	22℃	22℃	22℃

冬期代表日の外界条件を**表 2.4.11**，**表 2.4.12** に示す。平均気温がほぼ同様になるように選定した。

表 2.4.11　代表日の外界条件（降水量，気温，風速，日照時間）

AHU	FCU	室内設定温度	VAV給気風量目標値	代表日	降水量	最大1時間降水量	平均気温	最高気温	最低気温	平均風速	日照時間
運転	運転	℃	%	2005年	mm	mm	℃	℃	℃	m/s	時間
○	○	24	通常(40%)	12月21日	--	--	1.8	9.6	-3.4	1.2	4
○	○	23	通常(40%)	12月13日	--	--	1.4	8.1	-4.7	2.9	8.8
○	○	22	通常(40%)	1月11日	--	--	2	10.3	-5.2	1.8	9.4

表 2.4.12　代表日の外界条件（相対湿度，全天日射量）

AHU	FCU	室内設定温度	VAV給気風量目標値	代表日	相対湿度	全天日射量	天気概況
					平均	合計	昼
運転	運転	℃	%	2005年	%	MJ/㎡	(06:00-18:00)
○	○	24	通常(40%)	12月21日	73	7	曇後晴
○	○	23	通常(40%)	12月13日	57	11.1	晴
○	○	22	通常(40%)	1月11日	65	11.7	快晴

図 2.4.85 に，冬期代表日における重点計測エリアの内部発熱を示す。

室温設定 24℃の照明電力が若干高いが，午後はほぼ同様の照明電力 6Wh/㎡を使用した。冬期代表日のコンセント電力消費量は 15Wh/㎡程度を使用した。よって，各室温設定変更による運用結果の差は室内温度設定，VAV 給気風量設定と外界条件の変化の影響によるものと考えられる。

図 2.4.85　重点計測エリアにおけるコンセント・照明電力（冬期）

2.4.6.1　室内温度設定 24℃時の運用結果

図 2.4.86 に，冬期の室内温度 24℃設定時の代表室内上下温度分布を示す。

計測点は，ペリメータが窓面から 1m，中央が 3.5m，インテリアが 6m である。ペリメータ付近の上下温度の推移は大きく，温度幅が 2℃程度あることから，不快となりえる状況が確認された。中央・インテリアにおいては，空間上部ほど室温設定値より高温を示しており，内部発熱による温度上昇が考えられた。

図 2.4.86　代表室内上下温度（FCU+AHU 運転：室温 24℃設定）
（2005 年 12 月 21 日）

図 2.4.87 及び図 2.4.88 のサーモ画像より，照明，パソコンなどのモニタ，ブラインドが高温を示すことがわかった。

図 2.4.87 サーモ画像午前

図 2.4.88 サーモ画像午後

設定温度 22℃から 24℃付近で空調されており，午後に設定温度より高めの室温を示した（図 2.4.89）。

図 2.4.89　3 階東・室内環境（FCU＋AHU 運転：室温 24℃設定）

図 2.4.90 の南面日射量のピークに対して外気温のピークは約 2 時間遅れており，窓面付近を除くインテリアの室内温度にはさほど影響していない。

VAV 給気風量の変化は，空調立上げ時に多くなり，12 時以降の VAV 給気風量は 40%程度を示した。

図 2.4.90　3 階東・空調システム（FCU＋AHU 運転：室温 24℃設定）

図 2.4.91 に示すとおり，空調運転開始時に FCU 温水が多く消費された。

日中は AHU 冷水消費熱量が確認され，また少量の AHU 温水消費熱量も確認されたことから，空調負荷削減の観点から運用改善の余地があると考えられた。

図 2.4.91　3 階東・空調実態（FCU＋AHU 運転：室温 24℃設定）

2.4.6.2　室内温度設定 23℃時の運用結果

室内温度 24℃設定時と同様に，インテリア（中央・廊下側）において室温設定値より高めの値が計測されており（**図 2.4.92**），空間上部ほど室温が高い。冬期は太陽高度が低いため，ペリメータ付近では日射の影響があると考えられる。**図 2.4.93** より，ペリメータ付近の室内温度が 12 時前後において設定値より 1℃以上高い温度を示したことがわかる。

図 2.4.92　代表室内上下温度（FCU+AHU 運転：室温 23℃設定）（2005 年 12 月 13 日）

図 2.4.93　3 階東・室内環境（FCU+AHU 運転：室温 23℃設定）（2005 年 12 月 13 日）

VAV 給気風量合計（図 2.4.94）が空調開始時にピークを示しておらず，正午前後において，VAV 給気風量が最大を示した。室内相対湿度の変化に応じて，VAV 給気風量が変化していることがわかる。

図 2.4.94　3 階東・空調システム（FCU＋AHU 運転：室温 23℃設定）

図 2.4.95 に示すとおり，午前の FCU 温水消費熱量が多く，日中は AHU 冷水が消費され，午後 4 時には FCU 温水と AHU 冷水熱量が同時に消費された。VAV 給気温度をみると日中を通して室内温度設定である 24℃より低く，冷房運転が行われた。VAV 給気風量の変化（図 2.4.94）と AHU 給気温度の変化（図 2.4.95）を合わせると，加湿運転に伴い，室温が上昇し，冷却が行われた可能性も考えられる。

図 2.4.95　3 階東・空調実態（FCU＋AHU 運転：室温 23℃設定）

2.4.6.3　室内温度設定 22℃時の運用結果

図 2.4.96 に示すとおり，ペリメータ（窓側）・インテリア（中央・廊下側）に共通して，居住者が滞在する正午から午後 4 時にかけて，室内温度計測値は設定室温を上回った。

図 2.4.96　代表室内上下温度（FCU+AHU 運転：室温 22℃設定）（2006 年 1 月 11 日）

図 2.4.97 より，室内温度，相対湿度の変化は，内部発熱および外界条件の変化が影響したためと考えられ，空調制御ロジックへの影響について検討が必要となった。

図 2.4.97　3 階東・室内環境（FCU+AHU 運転：室温 22℃設定）（2006 年 1 月 11 日）

室内温度，室内相対湿度（図 2.4.98）の変化は，図 2.4.100 における AHU 給気温度，AHU 給気露点温度の推移と類似している。VAV 給気風量は，午後 4 時に一時的に多い。これは，室内温度が一時的に設定温度である 22℃より高くなったためと考えられる。

図 2.4.98　3 階東・空調システム（FCU＋AHU 運転：室温 22℃設定）

図 2.4.99 から，空調運転開始時に AHU 温水・FCU 温水が消費され暖房運転のみとなるが，日中は AHU 冷水熱量が消費された。また，室内温度設定 22℃では，AHU 冷水消費熱量が多い。これは，日中において，内部発熱や外界からの影響により，設定室温である 22℃よりも室温が高くなるためと考えられる。

図 2.4.99　3 階東・空調実態（FCU＋AHU 運転：室温 22℃設定）

2.5　アンケート調査

室内温度設定変更に伴う快適性を把握するため，実験スケジュール中（1 週間）の計測データを取得している期間に，全 3 回アンケート調査を行った。

アンケートの調査表は，参考資料として巻末に記した。回答者数は，重点計測エリアを含む同様の空調運用設定を行った居室の執務者に対して，半数程度であった。

実験期間中における空調時間帯の相対湿度は，室内設定温度（t_{ac}）24℃のとき 37%，室内設定温度（t_{ac}）23℃のとき 32%，室内設定温度（t_{ac}）22℃のとき 42%であった。

図 2.5.1，**図 2.5.2** より，温熱環境の快適感申告アンケートから，室温設定（t_{ac}）24℃より 22℃の方が「不快」の回答が多く，午後に冬期室温設定（t_{ac}）24℃から 22℃になるにつれ，執務者から「やや不快」，「不快」と申告された。また，ペリメータゾーンの執務者の方が，インテリアゾーンの執務者より「不快」と申告する傾向がある。

ただし，「不快」の回答には，「暑くて不快」，「寒くて不快」の両方が含まれる。

図 2.5.1　室内温度設定変更に伴うアンケート（快適感）（午前）

図 2.5.2　室内温度設定変更に伴うアンケート（快適感）（午後）

図 2.5.3，図 2.5.4 より，足元の冷感に関するアンケート申告結果から，室温設定（t_{ac}）24℃より 22℃の方が「非常に感じる」の回答が多い。午後に冬期室温設定（t_{ac}）22℃から24℃になるにつれ，執務者から足元の冷感は「感じない」の申告が多くなる。

図 2.5.3　室内温度設定変更に伴うアンケート（足元の冷感）（午前）

図 2.5.4　室内温度設定変更に伴うアンケート（足元の冷感）（午後）

図 2.5.5，図 2.5.6 において，空間上部の温感に関するアンケート申告結果から，室温設定（t_{ac}）24℃の午後に，インテリア中央部の執務者から「非常に感じる」の回答が見られた。午前の冬期室温設定（t_{ac}）20℃，23℃では，ペリメータゾーンの執務者から「感じる」，「やや感じる」の申告が見られる。これは，FCU 暖房運転の影響と考えられる。

図 2.5.5　室内温度設定変更に伴うアンケート（空間上部の温感）（午前）

図 2.5.6　室内温度設定変更に伴うアンケート（空間上部の温感）（午後）

図 2.5.7，図 2.5.8 における空間上部の冷感に関するアンケート申告結果から，室温設定（t_{ac}）22℃の午後に，インテリア中央部の執務者から「非常に感じる」の回答が見られた。これは，AHU 冷房運転の影響によると考えられる。

ペリメータゾーン，インテリア廊下側の執務者から空間上部の冷感を「非常に感じる」の申告が見られる場合は，外界条件の影響によると考えられる。

図 2.5.7　室内温度設定変更に伴うアンケート（空間上部の冷感）（午前）

図 2.5.8　室内温度設定変更に伴うアンケート（空間上部の冷感）（午後）

図 2.5.9，図 2.5.10 における気流感に関するアンケート申告結果から，室温設定（t_{ac}）22℃の実験において，ペリメータゾーン，インテリア中央部の執務者から「非常に感じる」の回答が見られた。これは，FCU 暖房，または，送風運転の影響と考えられる。FCU の運用は，設定温度になると送風運転を自動的に行うが，窓面負荷を処理しないために，停止した方が望ましい。これは，近藤靖史らと共同研究により，CFD 解析を行った結果[55]と一致する。インテリア中央部の執務者からの気流感「非常に感じる」の申告は，室温設定（t_{ac}）24℃，22℃時に確認された。これは，AHU 冷房運転によるものと考えられる。

図 2.5.9　室内温度設定変更に伴うアンケート（気流感）（午前）

図 2.5.10　室内温度設定変更に伴うアンケート（気流感）（午後）

図 2.5.11，図 2.5.12 における窓面からの輻射に関するアンケート申告結果から，室温設定（t_{ac}）23℃において，ペリメータゾーン，インテリア廊下側の執務者から「感じる」「やや感じる」の回答があった。これは，窓面からの輻射の影響によるものではなく，室内混合損失[56]が発生し，過剰な FCU 暖房運転の影響によるものと考えられる。この質問項目は，太陽高度が低い冬期に床上 900 ㎜に設置された TT ガラスの白濁による影響を把握するものである。結果として，インテリア中央部の執務者からの窓面からの輻射は，「感じない」ものと考えられる。

図 2.5.11　室内温度設定変更に伴うアンケート（窓面からの輻射）（午前）

図 2.5.12　室内温度設定変更に伴うアンケート（窓面からの輻射）（午後）

図 2.5.13，図 2.5.14 における空調運転の適切さに関するアンケート申告結果から，室温設定（t_{ac}）24℃から 22℃になるにつれて，ペリメータゾーン，インテリア中央部の執務者から「不適切」の回答があった。これは，快適感申告と同じ傾向を示した。よって，室内混合損失による過剰な FCU 暖房運転，AHU 冷房運転と，室内温度 22℃にするための冷却運転への不満と考えられる。冬期に冷気を感じることは，執務者にとって不快であり，空調システムの運用改善が望まれる結果となった。

図 2.5.13　室内温度設定変更に伴うアンケート（空調運転の適切さ）（午前）

図 2.5.14　室内温度設定変更に伴うアンケート（空調運転の適切さ）（午後）

2.6　変風量空調システムにおける運用改善手法の検討

2.6.1　室内中央温度と VAV 系統室内感知温度の補正

研究対象エリア内の室内操作盤（**図 2.6.1**）において，室内温度と VAV 系統室内感知温度の比較を行った。

室内温度トラブル対応：2005 年 8 月 1 日-8 月 7 日（8：00-20：00）
室内温度設定：2 階西 28℃，2 階東 27℃，3 階西 26℃，3 階東 28℃
空調機設定　：（設計値）給気温度上限 26℃，下限 16℃，給気露点温度 15.5℃

図 2.6.1　室内操作盤部分写真

図 2.6.2 から**図 2.6.9** に示す通り，実験中の FCU 室内感知温度と VAV 系統室内感知温度は，FCU+AHU 運転時と AHU のみ運転時の比較を行うと，AHU のみ運転時の室内温度にばらつきが大きい結果となった。

図 2.6.2　2 階西室温 28℃/FCU+AHU 運転

図 2.6.3　2 階西室温 28℃/AHU のみ運転

図 2.6.4　2 階東室温 27℃/FCU＋AHU 運転

図 2.6.5　2 階東室温 27℃/AHU のみ運転

図 2.6.6　3 階西室温 26℃/FCU＋AHU 運転

図 2.6.7　3 階西室温 26℃/AHU のみ運転

図 2.6.8　3 階東室温 28℃/FCU＋AHU 運転

図 2.6.9　3 階東室温 28℃/AHU のみ運転

一方，空調機内の挙動は，短期計測中の設定値 26℃，27℃，28℃の VAV 系統室内感知温度が設定値を示したことから，機械内の動きには問題がないことが確認された（**図 2.6.10**）。

よって，実際の室内温度と制御用指示値（FCU・VAV 系統室内感知温度）の誤差があると考えられ，アスマン温度計による室内実測値と制御用指示値（FCU・VAV 系統室内感知温度）の補正を行った。

図 2.6.10　空調機４系統の VAV 系統室内感知温度と各室風量

また，室内空調操作盤内に内蔵された室内 VAV 感知温度センサの精度が±1℃あったため，これが悪影響を及ぼしていると考えられた。

そのため，空気通過可能な室内温度センサ（センサ精度±0.3℃）に交換した。改善後は，室内中央付近にある空調還気口付近の床上 2m に**図 2.6.11** のとおり，風通しのよい状態で設置した。

図 2.6.11　AHU 室内感知温湿度センサ（改善後：還気口付近，高さ：床上 2.0m）

○　室内温度補正後　(8/22 アスマン温度計を用いて補正実施)

温度補正後の FCU 室内感知温度と VAV 系統室内感知温度との近似直線は，大きな問題として取り扱う程度の範囲にはないまでに改善された（**図 2.6.12** から**図 2.6.15**，**表 2.6.1**）。

実際の室内温度の取り扱いについては，センサ位置を含めて，事前に計測精度の検証が必要であることがわかった。

図 2.6.12　2 階西 FCU/VAV 系統室内感知温度

図 2.6.13　2 階東 FCU/VAV 系統室内感知温度

図 2.6.14　3 階西 FCU/VAV 系統室内感知温度

図 2.6.15　3 階東 FCU/VAV 系統室内感知温度

2005 年 8 月 22 日，アスマン温度計を用いた室温実測値と中央制御室内指示値の点検を実施した。**表 2.6.1** に示すとおり，誤差が±2℃が確認された場所では，中央制御室内指示値を修正するため，空調機内 DDC コントローラーを操作し，FCU・VAV 系統室内感知温度の補正を行った。

表 2.6.1　アスマン温度計実測値と指示値の検証（2005 年 8 月 22 日）

国立環境研究所地球温暖化研究棟南面空調点検(室温)					20050822　NIES/CGER			20050824-25	
					東都計装　桑野・小田倉			NIES/CGER　吉田	
20050822		実験対象ポイント	実測値	指示値	指示値の誤差	補正値	補正後実測値	補正後指示値	補正後指示値誤
2階東		2F_S_E1総括管理官室FCU温度	26.1	26.4	0.3	0.0	26.4	26.5	0.1
		2F_S_E1総括管理官室VAV温度	26.0	27.4	1.4	−0.9	26.8	27.1	0.3
		2F_S_E2ｾﾝﾀｰ長室FCU温度	25.8	26.3	0.5	0.0	26.8	27.1	0.3
		2F_S_E2ｾﾝﾀｰ長室VAV温度	25.4	26.7	1.3	−0.8	27.0	26.8	−0.2
		2F_S_E3モニ管理室FCU温度	25.5	25.5	0.0	0.0	27.8	27.9	0.1
		2F_S_E3モニ管理室VAV温度	25.4	26.3	0.9	−0.4	28.4	28.2	−0.2
		2F_S_E4モニ研究室1FCU温度	26.4	26.9	0.5	0.0	27.4	28.3	0.9
		2F_S_E4モニ研究室2FCU温度	26.6	27.3	0.7	0.0	27.6	27.8	0.2
		2F_S_E4モニ研究室VAV温度	26.7	27.8	1.1	−0.6	27.4	28.6	0.8
2階西		2F_S_W1CGER事務室FCU温度	27.2	27.2	0.0	0.0	26.8	26.9	0.1
		2F_S_W1CGER事務室VAV温度	26.4	28.0	1.6	−1.1	26.2	27.1	0.9
		2F_S_W2CGER事務室FCU温度	25.9	26.3	0.4	0.0	25.8	26.0	0.2
		2F_S_W2CGER事務室VAV温度	26.1	28.0	1.9	−1.4	26.0	26.8	0.8
		2F_S_W3CGER事務室FCU温度	25.8	26.0	0.2	0.0	25.2	25.6	0.4
		2F_S_W3CGER事務室VAV温度	26.1	28.0	1.9	−1.4	25.8	26.8	1.0
		2F_S_W4CGER事務室FCU温度	25.8	26.0	0.4	0.0	26.0	26.4	0.4
		2F_S_W4CGER事務室VAV温度	26.1	28.0	1.9	−1.4	26.0	26.8	0.8
		2F_S_W5CGER事務室FCU温度	25.4	25.5	0.1	0.0	26.0	26.3	0.3
		2F_S_W5CGER事務室VAV温度	26.0	27.8	1.8	−1.3	26.0	26.9	0.9
		2F_S_W6CGER事務室FCU温度	26.0	26.6	0.6	0.0	25.8	26.4	0.5
2ラウンジ		2Fﾗｳﾝｼﾞ2温度FCU(28℃)	27.4	27.9	0.5	0.0			
3階東		3F_S_E1会議室(2)FCU温度	26.7	27.2	0.5	0.0	25.0	26.0	1.0
		3F_S_E1会議室(2)VAV温度	26.8	28.0	1.2	−0.7	24.6	25.6	1.0
		3F_S_E2低公害車室FCU温度	27.0	27.2	0.2	0.0	24.8	26.4	1.6
		3F_S_E2低公害車室VAV温度	26.0	28.0	2.0	−1.0	25.0	26.2	1.2
		3F_S_E3ｲﾍﾞﾝﾄﾘｰ室FCU温度	25.8	26.7	0.9	−0.4	26.0	26.4	0.4
		3F_S_E3ｲﾍﾞﾝﾄﾘｰ室VAV温度	25.2	26.7	1.5	−1.0	25.6	25.7	0.1
		3F_S_E4吸収量解析1FCU温度	26.3	26.7	0.4	0.0	24.8	25.8	1.0
		3F_S_E4吸収量解析2FCU温度	26.2	27.0	0.8	0.0	25.0	25.6	0.6
		3F_S_E4吸収量解析VAV温度	26.4	27.8	1.4	−0.9	24.8	25.8	1.0
3階西		3F_S_W1衛星観測室FCU温度	26.3	27.3	1.0	0.0	28.5	28.8	0.3
		3F_S_W1衛星観測室VAV温度	26.6	27.8	1.2	−0.7	28.8	28.9	0.1
		3F_S_W2影響ﾓﾃﾞﾙ室VAV温度	26.0	26.9	0.9	−0.4	27.4	27.4	0.0
		3F_S_W2経済分析室FCU温度	27.1	27.5	0.4	0.0	*27.0	28.1	1.1
		3F_S_W3国際対策室FCU温度	26.5	27.0	0.5	0.0	27.4	27.5	0.1
		3F_S_W3社会系室VAV温度	26.3	28.2	1.9	−1.4	27.4	28.4	1.0
		3F_S_W4技術評価室FCU温度	26.5	27.5	1.0	0.0	27.4	28.2	0.8
		3F_S_W4適応対策室VAV温度	26.1	27.8	1.7	−1.2	27.4	27.5	0.1
		3F_S_W5炭素管理室FCU温度	25.7	25.9	0.2	0.0	27.8	27.9	0.1
		3F_S_W5炭素管理室VAV温度	25.3	26.5	1.2	−0.7	28.0	27.0	−1.0
		3F_S_W6吸収源ﾓﾃﾞﾙ1FCU温度	25.2	25.4	0.2	0.0	28.2	28.4	0.2
		3F_S_W6吸収源ﾓﾃﾞﾙ2FCU温度	25.1	25.9	0.8	0.0	29.2	30.1	0.3
		3F_S_W6吸収源ﾓﾃﾞﾙVAV温度	25.0	27.2	2.2	−1.5	29.2	29.1	−0.1
3ラウンジ		3Fﾗｳﾝｼﾞ3温度FCU(28℃)	28.6	29.6	1.0	0.0			

2.6.2　外気温と室内設定温度

導入された VAV 制御の挙動と外気温の関係を把握するため，2005 年 7 月 29 日～2006 年 2 月 5 日の計測データを用いて，温度差⊿t（外気温 t_o—室内設定温度 t_{ac}）と消費熱量の関係を図 2.6.16 に示す。

夏期の室内温度 28℃設定時には，外気温より室内温度が高くなることはない。また，室内温度 27℃や 26℃設定時では，⊿t（外気温 t_o—室内設定温度 t_{ac}）が 0℃付近またはマイナスを示すことから，外気を取り入れ可能な範囲があると考えられる。⊿t（外気温 t_o—室内設定温度 t_{ac}）が 0℃付近において AHU 冷水熱量が消費されており，さらなる空調負荷削減が可能であると考えらえる。

図 2.6.16　重点計測エリア AC-3-2 系統空調機の挙動（内外温度差と消費熱量）

今後，室内環境および空調システムの最適運転を検討するために，室内温度設定と共に，VAV 給気風量の調整，または，室内温度設定に伴う換気運転の設定範囲の見直し，積極的な外気冷房，自然通風利用などを行うことがさらなる空調負荷削減へ結びつくと考えられる。

研究対象建物の特性を考慮しつつ，一般オフィスでも適用可能な運用改善手法についても検討を行うべきであることがわかった。

2.6.3　ペリメータ負荷と運用改善

前述のとおり，既存の FCU 運転は計測される FCU 室内感知温度±１℃に基づき，冷房，送風，暖房が判定される。従来制御では，予測制御といった事前の情報を利用した運転はなされていない。ペリメータ部は季節別の外界条件の変化を受けやすく，時々刻々と変化する外界条件に追従することで，空調負荷削減が可能になる。本研究では，外界条件に追従する FCU 運転を，スキンロード制御と呼ぶことにした。

また，研究対象建物の研究対象エリアにおける居室の窓開口率が 90%以上であることから，窓面負荷 H_{skin}は，建物に導入された Low-E 複層ガラス（普通ガラス 6mm+空気層 3mm+Low-ε ガラス 6mm）の性能を考慮して，以下の**式 2** より算出した。

窓面負荷 $H_{skin}=Iw\times\eta+K_G\times(t_o-t_p)$　　・・・**式 2**

Iw：窓面日射量〔W/㎡〕

η：ガラスの日射熱取得率（0.42）

K_G：ガラスの熱貫流率〔2.55W/㎡ K〕

t_o：外気温〔℃〕

t_p：ペリメータ温度〔℃〕≒FCU 室内感知温度〔℃〕

図 2.6.17 より，窓面負荷（**式 3** 算出値）と冷温水消費熱量により，室内熱負荷と外界条件変化に対する空調システムの応答を見たところ，窓面負荷 H_{skin}25W/㎡以下になると冬期 FCU 温水消費熱量が増加した。窓面負荷に応じて消費される熱量の違いがあるため，空調負荷削減と運用改善を結びつける必要があることがわかった。

図 2.6.17　窓面負荷（算出値）と FCU 冷温水消費熱量（2005 年）

よって，今回のスキンロード制御は，**図 2.6.17** の窓面負荷を基に夏期 25W/㎡，冬期－40W/㎡に設定した。室内における内部発熱負荷の最大値や，人体に対する放射環境の問題を踏まえて検討した値である。また，スキンロード制御における FCU の運用は，既存の FCU と同様に設定室温に近い状況になると送風運転に切替わる。ただし，FCU 送風運転により窓面付近の負荷が拡散され，空調負荷削減に結びつかない状況も確認された。そのため，FCU の送風運転は不要であり，FCU が室温設定値を示す場合，FCU 運転を停止することが望まれる。

図 2.6.18 より，ペリメータの熱処理を行うファンコイルユニット（FCU）の温水消費熱量は，FCU 冷水消費熱量より多いことが分かる。通常，インテリア空調以外に必要となる熱処理は FCU によりまかなわれる。外気温 25℃付近において，やや FCU 冷水消費量が増加した。これは，中間期の太陽高度が低く，日射が室内に侵入した影響であると考えられる。冬期の FCU 暖房運転は，室内混合損失を生じるおそれもあり，AHU 運転と合わせた運用改善を検討する必要がある。

図 2.6.18　重点計測エリアの FCU 冷温水消費熱量と外気温（2005 年）

FCU 空調システムの改善手順は，以下のようにまとめられる。

1）外皮性能を確認する。
2）室内温度センサ精度・設置位置を確認する。
3）外皮性能を考慮したペリメータ部の熱負荷を算出する。FCU 運転をする場合に空調負荷削減が見込めない状況では，FCU の運転を停止するよう制限をかける。スキンロード制御により，FCU 運転が必要な時間帯を把握し，スケジュール運転を行うことができれば，エネルギー削減に貢献できる。
4）居住者に，適切な空調の使い方に関する情報（センサ付近の環境管理等）を提供する。

2.6.4　インテリア負荷と運用改善

インテリア負荷に関する設計時の室内顕熱負荷 Q_{iSI}（式 3, W）は，空気比熱（Cp: 1.006, kJ/(kg・K)），空気密度（γ: 1.2, kg/℃・m^3），給気風量（$V_i = \Sigma F_{vav,}$ m^3/h, $F_{vav,}$：各室風量），温度差⊿t(加重平均室内温度（t_i）−給気温度 t_{SA-i}, ℃）より，以下のとおり算出できる。

$$Q_{iSI}\ (\mathrm{W}) = Cp\gamma \times (t_i - t_{SA-i}) \times \Sigma F_{vav} \div 3.6 \qquad \cdots \text{式 3}$$

ここで Q_{iSI}<0：暖房負荷，Q_{iSI}>0：冷房負荷と判定できる。

夏期と冬期の室内顕熱負荷 Q_{iSI} を図 2.6.19 に示す。

室内顕熱負荷 Q_{iSI}50W/m²以上において，夏期の AHU 冷水消費熱量が存在する。冬期の AHU 冷水消費熱量は，室内顕熱負荷 Q_{iSI}0W/m²に存在する。室温設定に対し VAV 系統室内感知温度が室内設定温度より 0.2℃以上高温を示し，冷房運転が作動したことによる。

よって，室内顕熱負荷に応じて，AHU 冷水消費熱量が消費されるように改善すべきである。

図 2.6.19 室内顕熱負荷 Q_{iSI} と季節別の AHU 冷水消費熱量

重点計測エリア（３階東ウィング）における夏期の AHU 給気温度と VAV 給気風量の関係を図 2.4.20 に示す。図 2.4.20 より，AHU 給気温度 16℃付近の頻度が高く，VAV 給気風量は 40%～60%を示す。夏期の ATFw は，期間平均 11.7 と比較的に良好な値を示した。

図 2.6.20　夏期：重点計測エリアにおける AHU 給気温度と VAV 給気風量（2005 年）

重点計測エリア（３階東ウィング）における中間期の AHU 給気温度と VAV 給気風量を図 2.6.21 に示す。AHU 給気温度 26℃付近と高く，VAV 給気風量は 40%～60%を示した。

図 2.6.21　中間期：重点計測エリアにおける AHU 給気温度と VAV 給気風量（2005 年）

重点計測エリア（３階東ウィング）における冬期の AHU 給気温度と VAV 給気風量を図 2.4.22 に示す。AHU 給気温度 22℃～24℃の頻度が最も多く，室温に近い状態であったことがわかる。VAV 給気風量は，20%～60%と幅がある。

図 2.6.22　冬期：重点計測エリアにおける AHU 給気温度と VAV 給気風量（2005 年）

重点計測エリアにおける給気風量と AHU 冷水消費熱量の関係を図 2.4.23 に示す。夏期の VAV 給気風量下限値（30%，2040m^3/h）付近に AHU 冷水消費熱量が多い箇所も確認された。中間期・冬期では VAV 給気風量が多く AHU 冷水消費熱量が少ない時間帯が多いため，外気冷房が行われた可能性が考えられる。ただし，さらなるエネルギー削減の可能性があるかどうか，季節別に AHU の運用を検討すべきである。

図 2.6.23　重点計測エリア〔3 階東（AC-3-2 系統)〕AHU 消費熱量(2005 年)

図 2.4.24 に，重点計測エリアにおける AHU 給気温度と ATFw を示す。AHU 給気温度 16℃付近において ATFw は 7～32 を示し，夏期の ATFw 平均値は 11.7 であることから成績係数はよい。図 2.4.24 より，AHU 給気温度 26℃付近では ATFw は 10 以下を示し，成績係数が悪い。

図 2.6.24　夏期：重点計測エリアにおける AHU 給気温度と ATF（2005 年）

図 2.4.25 より，AHU 給気温度 24℃～26℃の頻度が高く，そのときの ATFw は 5 以下を示した。AHU 給気温度 24℃～26℃は，室内設定温度とほぼ同じ値である。よって，室内設定温度付近における AHU 給気温度の運用を見直す必要がある。

AHU 給気温度 16℃のときに ATFw は 10 程度を示したものの，中間期の ATFw 平均は 0.99 と成績係数は良くないため，中間期の運用改善が望まれることがわかった。

夏期の給気温度は 16℃付近を示し，中間期・冬期の給気温度は 24℃～26℃となり，室内設定温度とほぼ同値になる。

図 2.6.25　中間期：重点計測エリアにおける AHU 給気温度と ATF（2005 年）

冬期では AHU 給気温度 22℃～24℃の頻度が最も多く（図 2.6.26），そのときの ATFw は 5 以下を示す。AHU 給気温度 16℃のとき，ATFw は最大で 8 程度を示した。冬期の ATFw 平均値は 1.8 と成績係数の値は低く，運用改善が必要といえる。

図 2.6.26　冬期：重点計測エリアにおける AHU 給気温度と ATF（2005 年）

夏期の ATFw は 10 以上を示す時間帯が多く，中間期・冬期の ATFw は 10 以下を示した。中間期・冬期の ATFw の値が低いことから，中間期・冬期の運用改善が必要である。

2.6.5　ペリメータとインテリアの室内空気の混合損失

室内混合損失[56]は，①ペリメータとインテリアの室内空気の混合損失，②4 管式の AHU 冷温水同時消費によるエネルギーロスが考えられるが，ここでは，①ペリメータとインテリアの室内空気の混合損失を検討する。

表 1.3.1 におけるインテリア供給熱量 Q_i（kJ/h）を室内顕熱負荷 Q_{iS2}（**式 4**，kJ/h）から算出すると，温度差⊿t(AHU 還気温度 t_{RA-i}−AHU 給気温度 t_{SA-i}，℃）より，

Q_{iS2}（kJ/h）$= Cp\gamma \times (t_{RA-i} - t_{SA-i}) \times \Sigma F_{vav}$　　・・・**式 4**

内部発熱負荷合計 HG（W）$= 0.7H_{HS} + 0.5H_{LS} + 0.7H_{ES}$　　・・・**式 5**

H_{HS}：人体 60W/人，H_{LS}：照明，H_{ES}：コンセント負荷

※内部発熱負荷合計 HG[57]※：室内熱取得要素に対する瞬時応答係数の輻射熱分と表面熱流を媒介とした部材内表面対流分の重み係数（対流+輻射/熱取得）を考慮した顕熱負荷と定義される。

室内混合エネルギー損失量 $ML/2$[56] $= Q_i - HG - H_{OA}$　　・・・**式 6**

式 4 の運用時室内顕熱負荷 Q_{iS2} とインテリア側の室内混合エネルギー損失量 $ML/2$[56]（kJ/h，**式 6**）を比較した（**図 2.6.27**）。

図 2.6.27　室内顕熱負荷 Q_{iS2} と室内混合エネルギー損失量（$ML/2$）

対象建物は断熱性能がよいため，インテリア室内負荷 H_i≒内部発熱負荷合計 HG(**式 5**)と考えられ，室温設定(t_{ac}) 23℃運用時におけるインテリア側室内混合エネルギー損失量[56]（$ML/2$）は多い。

図 2.6.27 の Q_{iS2}≒0 付近，温度差⊿t(t_{RA-i}-t_{SA-i}，℃）≒0 の場合，AHU 還気温度(t_{RA-i})，AHU 給気温度（t_{SA-i}）の温度差がなく，インテリア側室内混合エネルギー損失量（$ML/2$）[56] は少ない。

よって，**図 2.6.28** より，室内混合エネルギー損失量 ML/2 が大きいときに，FCU 暖房運転の影響を受ける AHU 還気温度の上昇と AHU 冷房運転のため AHU 給気温度が低下するため，温度差⊿t（AHU 還気温度 t_{RA-i}-AHU 給気温度 t_{SA-i}，℃）が大きくなることがわかった。

図 2.6.28　AHU 還気温度と AHU 給気温度の温度差と室内混合エネルギー損失量（$ML/2$）

2.6.6　室内環境条件の見直し

図 2.6.29 において，センサ更新後のペリメータにおける FCU 室内感知温度と室内代表温度の関係を示す。FCU 室内感知温度は夏期に室内代表温度よりやや高くなり，冬期ではやや低いため，外気温の影響を受けやすいといえる。

図 2.6.30 において，センサ更新後のインテリアにおける AHU 室内感知温度と室内代表温度の関係を示す。夏期に，AHU 室内感知温度より室内代表温度が 2℃程度低いプロットが確認された。これは，VAV 給気風量が少なく処理される内部発熱量が少なくなり，センサ位置が床上 2m にあるため，やや高温を示したと考えられる。空調負荷削減の観点から，室内全体を空調するのではなく，居住域（床上 1.2m）に関する快適性を適切に評価できるとよい。

図 2.6.31 に，冬期の室内温度設定に伴う PMV 計測値（代謝量 1.2met，着衣量 0.8clo）と室内温度の関係を示す。室内温度 22℃設定時に PMV が 0 付近を示した。室内温度が高くなるほど PMV との相関においてばらつきが大きくなる。冬期の空調システムの運用は，PMV 値 0.5 以下を目標とするために，室内温度 26℃以下とすべきであることがわかった。

図 2.6.29　ﾍﾟﾘﾒｰﾀにおける室内代表温度

図 2.6.30　ｲﾝﾃﾘｱにおける室内代表温度

図 2.6.31　PMV 計測値と室内温度の関係

アンケート調査による冬期の不快感の申告結果（**図 2.5.1**，**図 2.5.2**）と PMV 計測値（**図 2.6.31**）を合わせると，VAV 制御を用いた室温設定（t_{ac}）24℃運用時（相対湿度 37%）の室内環境は，執務者にとって「快適」であることがわかった。

これは，ASHRAE 快適域（**図 2.6.32**）[16]を満足する目標値である。

建物性能が異なると室温設定や相対湿度は若干異なると考えられるが，室内の温度・湿度に幅がある ASHRAE 快適域内を制御目標とすることに問題はない。

図 2.6.32　空調モード判定の改善・空気線図 [16]

これまで，VAV 制御は室内温度設定を一定に保ち，給気風量を変化させることにより，各室の室内顕熱負荷を処理し，搬送動力を削減する技術として開発されてきた。

今回，冬期室内温度設定（t_{ac}）22℃より室中央部の温度は高くなる現象が起きており，さらに，アンケート調査から執務者は室内温度設定（t_{ac}）24℃運用時の方が「快適」と回答することがわかった。よって，冬期室内温度設定（t_{ac}）の下限値を 20℃に設定し，室温が 24℃まで上昇しても執務者にとって問題はないといえる。言い換えれば，設定室温を保つために必要となる冷却は不要である。このように VAV 制御の導入に加えて，室内温度幅設定を行うことがさらなる空調負荷削減に結び付くと考えられる。ASHRAE 快適域 [16]（**図 2.6.32**）を引用すると，理論上の室内温度設定の上限値は，着衣量 0.5clo の場合，27℃まで可能と考えられる。

さらに，FCU 暖房運転の影響を受ける AHU 還気温度の上昇と AHU 冷房運転のため AHU 給気温度が低下するため，AHU 還気温度と AHU 給気温度の温度差⊿t（$t_{RA-i}-t_{SA-i}$，℃）が大きい時に冷暖房運転を行うと，室内混合損失を生じるおそれがある。そのため，AHU 還気温度と AHU 給気温度の温度差を少なくするために，FCU 暖房運転と AHU 冷房運転ではなく，FCU 暖房運転と必要外気量のみを取り込む AHU 換気運転を組み合わせれば，室温は上昇するものの ASHRAE 快適域 [16]（**図 2.6.32**）内にある空気の AHU 冷房運転は不要になる。よって，AHU

換気運転によりインテリア供給熱量（Q_i）は少なくなり，**式 6** より室内混合エネルギー損失量（$ML/2$）[56] を削減できる。ここで，AHU 吹出温度は AHU 給気口に設置した熱電対の計測値を示しており，AHU 給気温度は BEMS データのことである。理論的には，AHU 給気温度と AHU 吹出温度は同一のものと考えてよい。

以上より，室内の運用改善は，1）室内温度幅設定，2）混合損失の低減のための換気運転が有効といえる。

AHU 空調システムの運用改善手順は，以下のようにまとめられる。

1）運用時の実態にあった室内負荷の推定を行う。

2）部屋の用途に合わせて，設計時の VAV 給気風量を実態に見合った VAV 給気風量に調整する。

3)内部発熱負荷に応じて，季節別に空調機内の室内温度設定，VAV 給気風量の変更，空調モード判定（冷房，暖房，機械換気，自然換気）を行う。

2.7　まとめ

BEMSシステムを用いて，建物運用評価に必要なビル管理制御及び室内環境評価の計測点を確保し，データの蓄積・解析を行った。データ解析には，研究対象エリア・重点計測エリア・代表室における電力消費・空調実態の傾向を把握し，重点計測エリアの運用結果が研究対象エリア内の運用を代表しえることを確認した。

まず，建物設計時の環境負荷低減技術の検証を行った。環境配慮型建物における窓面負荷と内部発熱の取り扱い方法を把握した。次に，室内温度設定変更に伴う既存の VAV 制御の空調機内挙動を季節別に確認した。研究対象建物は，室温設定 27℃時において，FCU+AHU 併用運転を必ずしも必要としない AHU 運転のみでもインテリア（中央・廊下側）の室内環境は良好に保たれることがわかった。AHU 運転でも良好なインテリアの室内環境を構築できる研究対象建物は，建物の外皮（窓ガラス及び庇），気密性の性能がよいことが考えられる。また，窓から 1m以内のペリメータ（窓側）は快適性を確保することが難しいため，居住者にあらかじめ説明を行う必要がある。

空調システムの運用改善には，冬期のFCU暖房とAHU冷房併用運転時における室内混合損失の発生が懸念された。冬期は室内温度設定変更ごとにアンケート調査も実施し，快適性申告と室内環境計測データを解析した結果，室内の快適性と空調システムの運用改善を結びつける必要があることがわかった。

室内混合損失が生じないように快適性の向上を図るには，FCU暖房運転の影響を受けるAHU還気温度の上昇とAHU冷房運転のためAHU給気温度が低下するため，AHU還気温度とAHU給気温度の温度差Δt（$t_{RA-i}-t_{SA-i}$，℃）が大きい時に，室内混合損失が生じるおそれがある。よって，室内設定温度を一定に保つ従来の変風量空調システムの運用条件を見直し，室内

設定温度に幅を持たせる設定により，ASHRAE快適域内におけるAHU換気運転を積極的に行うことで，室内混合損失を低減できる。

研究対象建物は，設計時の建築環境総合性能評価システム（CASBEE）の評価が高い建物であるにも関わらず，運用時における空調システムの運用改善が必要とされた。空調システムの運用改善手法として，室内温度センサの位置の検討，ASHRAE快適域の範囲を利用した室内温度設定に幅をもたせ，換気運転（機械換気，自然換気）の積極的な利用がエネルギー削減に効果的であると考えられた。

以上，室内温度設定の変更等に伴う空調制御の改善手法を検討した結果，シミュレーション・制御と連携した一連の予測制御システムを開発するうえで必要な情報をえた。

【協力体制】

① 国立環境研究所エネルギーセンター内操作の設定条件変更など；
　独立行政法人国立環境研究所総務部施設課，エネルギーセンター(㈱裕生)

② 空調機器の調整；㈱山武，㈱東都計装

③ 　実測データの精度検証；独立行政法人国立環境研究所，東京理科大学，独立行政法人建築研究所

第 3 章　変風量空調システムにおける負荷予測と数理計画法による最適運転

次に，気象データから外皮性能及び内部発熱による室負荷を予測し，変風量空調システムの最適制御を行う運用改善手法を検討した。動的熱負荷シミュレーションを用いて，室内設定に基づく 1 時間ごとの室負荷と PMV 値から，１時間ごとの空調運転モードと発停を予測し，冷暖房時には数理計画法による最適制御を行う運転手法を採用することで，技術の評価を行った。ここでは，室内環境条件の見直し（室内温度設定に幅を設け，送風運転を行う）が効果的な運用改善手法であることが実証された。

第 3 章では，冷房モード（Case1：FCU+AHU 運転・Case2：AHU 運転）と暖房モード（Case5：FCU+AHU 運転）を述べる。**第 4 章**にて，換気モード（Case3 機械換気・Case4 自然換気）の検討結果を示す。

3.1　はじめに

国内の建物評価は，行政が利用する建築環境総合性能評価システム（CASBEE）があると前章で述べた。

一方，研究レベルでは建物情報を詳細に入力し，時々刻々と室内環境を予測するような動的熱負荷計算プログラムを用いて建物性能評価を行う。動的熱負荷計算プログラムは，世界的には 345 本 [52] の建築エネルギー関連ソフトウェアが登録されており，うち空調関連では 100 本のソフトウェアが登録されている。ただし，日本の動的熱負荷計算プログラムが登録されておらず，村上周三，石野久彌らを中心に，財団法人建築環境・省エネルギー機構において，The BEST プログラム [34] が開発されている。2004 年には，The BEST プログラムが開発段階であったため，本研究では，海外で最も信頼性の高い TRNSYS[32] を利用した。TRNSYS は，DOE（米国エネルギー省）が提供する Energy Plus[58] にも採用されており，米国のウィスコンシン大学，CSTB（フランス建築研究所），トランスソーラー（ドイツ）の 3 者が共同開発を行う。事前調査では，現地視察も行った。

空調システムの最適運転に関連する既往研究 [59] [60] は，中原信生らが大阪大林ビル（1973 年竣工）において，1981 年に CO_2 濃度制御と外気冷房の稼働 [61] を報告した。さらに，学習係数法による予冷熱負荷を検討し，空調運転起動時の挙動が改善された [62]。同ビルにおける負荷予測を用いた事例は，1982 年にカルマンフィルタにおける熱負荷予測を用いた蓄熱システムの運用 [63] について報告された。その後，丹羽栄治らが 1995 年に制御パラメータの設定不全がシステムの動特性に及ぼす影響とその最適調整法 [64] において，レスポンスファクター法に基づく室内負荷に応じた空調機内の挙動の最適化を検討した。そのほか，高草木明は，2003 年に VAV 制御方式空調設備における室温変動モデルと目標値追従特性からの制御パラメータに関する研究 [24] において，給気温度と室温のそれぞれの変動の相互の影響を考慮した温度変動の数理モデルを導き，過度応答のシミュレーションプログラムを作成した。ここで，丹羽と高草木ともに，変風量空調システムにおける空調機内の制御パラメータの最適化を検討した。ただし，実測とシミュレーションを照合し，リアルタイムに制御を運用した事例は報告されていない。今回のように，変風量空調システムにおける動的熱負荷予測と数理計画法における空調運転の双方を実装した運用実績は報告されていないといえる。

熱源システムの予測制御技術は，吉田治典ら [29] が 1997 年に３日前の気象データを用いて，予測制御の運用実績を報告した例もある。

本論文では，計算精度の高い動的熱負荷計算プログラムと数理計画法における空調制御システムを結

びつけ，実測により大幅な空調負荷削減の可能性を探ることにした。変風量空調システムにおいて，動的熱負荷計算による負荷予測と数理計画法による最適制御の運用実績を国内で作ること，さらに運用改善によるエネルギー削減の可能性を検討することにした[65)～88)]。

ここで，本論文で用いる変風量空調システムの負荷予測と数理計画法による最適制御（以下，数理計画型モデル予測制御）について，述べる。

最適化手法は，機械・電子工学分野において盛んに研究されており，大きく静的システム（線形システム），動的システム（非線形システム）がある。通信技術の発展に伴い，静的システムから動的システムへと技術が進歩してきた。

「最適化」とは，どのような条件にあるのか，考える事象の入力条件及び設定範囲が，求める解に制限を与える。つまり，「最適化」の計算結果が実際の事象に合わない場合，入力条件や設定範囲を見直すべきであり，その「最適化」のための最適化は，評価したい事象の実測による照合が必要とされる。

今回，評価を行った変風量空調システムは，竣工時において基本的なフィードバック制御によるＰ制御（比例制御）が導入された。フィードバック制御は，線形システムの解析のひとつといわれ，出力値の結果を入力値として用いる点に特徴がある。入力値と出力値を目標値の偏差の１次関数（瞬時値）で制御するものである。現在では，偏差の積分に比例して入力値を変化させる動作のPI制御（比例＋積分制御）の普及が進む。ただし，目標値の前後で出力値がハンチングする現象が起きやすいと報告されている。また，急激な出力値の変化に対応する偏差の微分に比例して，入力値を変化させるPID制御（比例＋積分＋微分制御）が開発されており，既に普及段階にある。よって，Ｐ制御は歴史のある静的システム（線形システム）の運用を行った結果の評価といえる。ただし，従来制御は，**第２章**で述べたとおり空調システムの運用改善が必要とされた。

一方，今回検討する数理計画型モデル予測制御[89)]は，1961年にKalmanが多変数制御用として提唱した動的システム（非線形システム）の最新制御を採用した。状態空間モデルを用いて得られたホライズンによる温湿度制御予測結果，及び温湿度の設定値や実績値を要素とする連立方程式や不等式制約条件式を作成し，これをオンライン＆リアルタイム演算で解く。これは，従来制御と大きく異なる。ただし，この場合も，「最適化」を考慮するうえで，空調システムが稼働状態にあることが前提となっている。このように，「最適化」を考慮した計算結果と運用実態を比較することと，エネルギー削減をいかに結びつけたらよいかを検討した。さらに，**第４章**では，実際の運用に則した自然通風利用を考慮することにより，空調システムの運転停止を含めた「最適化」を検討すべきであることを述べる。

制御を行う目的となる負荷の種類と定義は，**第１章**14ページに記した。

第３章で述べる数理計画型モデル予測制御の通信技術は，2005年３月末に国立環境研究所敷地内に敷設されたBAC-net，つまり，インターネットと同一回線であるTCP-IP通信を利用した。

以降，開発された数理計画型モデル予測制御（新制御）の運用結果を示す。

図3.1.1に示すとおり，2006年７月19日から数理計画型モデル予測制御に必要な計測ポイントを取得でき，制御に必要な調整が時々刻々と進められた。

2006年８月４日からTRNSYS-GAMS数理計画型モデル予測制御の通信テストが開始され，８月10日に夏期実験用の通信テストが終了した。その後，シミュレーション及び実測データの妥当性の検討を進めた結果，2006年８月30日から予定された数理計画型モデル予測制御による運用が可能となった。

期間中，通信トラブルが生じたため，局所的に大きな値を示した。空調実験を行うための前提であるシステムの通信状況の確認に時間を要した。数理計画型モデル予測制御システムの計算結果の妥当性を確認したうえで，日々の不具合を調整しながら空調実験を行ったところ，2007 年 1 月 10 日ごろから冷温水消費熱量が極めて少ない空調運転を実現できた。

図 3.1.1　冷温水熱量（上：運用改善前，下：運用改善後）

次に，変風量空調システムの数理計画型モデル予測制御 [89]（以下，新制御と省略する場合がある）を行うための手順や，代表日などの運用結果を基に，空調負荷削減を行うための手法について述べる。弁開度と熱流量の関係は，図 3.1.2 のとおりであった。

図 3.1.2　AHU 冷水弁開度と冷温水熱流量（2006/7/16-2007/2/28）

3.2　変風量空調システムにおける数理計画型モデル予測制御の概要

3.2.1　空調システム

数理計画型モデル予測制御 [88) 89)] の概要を示す。前日の天気予報データを用いて，1 時間ごとの負荷予測を行い，1 時間ごとの AHU・FCU 発停をスケジュールし，数理計画法に基づく空調システムの運用をリアルタイムに行った。**図 3.2.1** に，数理計画型モデル予測制御（新制御）[65) ~89)] の計算フローを示す。新制御は，まず，建物管理者が決定する室内環境設定（空調モード）に応じ，TRNSYS によるシミュレーションの計算結果から，1 時間毎のインテリア空調負荷（Q_{INTE}），窓面負荷（Q_{PERI}），PMV 算出結果を得る。PMV の計算結果，窓面負荷（Q_{PERI}）の結果を基に，GAMS では 1 時間ごとの FCU・AHU 冷暖房運用計画を決定する。その後，FCU・AHU 空調の発停を実行する。計算前に，建物条件，システム条件，１日分の気象データ（前日 20：00 の天気予報値），外気温，相対湿度，日照時間をあらかじめ入力する。AHU 運転の空調モードが決まると，時々刻々と変化する室内温度・相対湿度を秒単位でリアルタイムに制御される。

図 3.2.1　数理計画型予測モデルの計算フロー

なお，AHU 冷水弁，温水弁，加湿弁の開度に下限値が存在するのは，弁に付けられたゴムの厚みがあり，完全に閉まらないためである。

研究対象エリア内の空調システム（**図 3.2.2**）は，空調機（AHU＋VAV 制御）とファンコイルユニット（FCU）併用運転を行う。基本的な空調機器の性能は，**第 2 章 2.4.1** 変風量（VAV）制御の基本性能において示した。

TRNSYS-GAMS 計算用 PC と BAC-Flex 制御監視装置を，中央監視室内の BEMS（BAC-net，応答 7 秒程度）に接続し，数理計画型モデル予測制御（新制御）[88) 89)] を構築した。

図 3.2.2　重点計測エリア内の数理計画型予測制御システム [88)] の構成

代表室の室内環境を詳細に把握するため，熱電対を用いて温度計測を行う約70点を追加し，データロガー（CADAC）からパソコンに接続し，新制御運用時にはBEMSにてデータを収集した。そのため，空調制御の挙動と室内環境の評価を，時間的なズレを考慮することなく，同時刻のデータを比較できた。

表 3.2.1 に，数理計画型モデル予測制御における研究対象エリア内の主要計測ポイント一覧を示す。

表 3.2.1　研究対象エリア（建物南側 2 階及び 3 階）における主要計測ポイント一覧

		研究対象エリア	重点計測エリア	代表室
室内電力消費量	照明	○	○	○(系統別)
	コンセント	○	○	○
空調実態	FCU熱量・流量	○(補正必要)	○	○
	AHU熱量・流量	○	○	×
	VAV稼動状況	×	○(温湿度)	○(温湿度・風速計有り)
室内環境	PMV	×	×	○
	上下温度5点×3本	×	×	○
	グローブ温度球	×	×	○
	窓面温度	×	×	○
	吹出し温度	×	×	○
外界条件		壁面日射量、外気温		

室内概観を，**図3.2.3～図3.2.5**に示す。

図 3.2.3　代表室ペリメータ概観

図 3.2.4　代表室のインテリア概観

図 3.2.5　代表室の概観

3.2.2　通信システム

TCP/IP 通信と従来通信を併用している BEMS（応答 7 秒程度）を用いて，空調システムの動作状況や室内環境などの計測データを毎時 10 分計測値や 30 分積算値を取得できるよう，2005 年 8 月よりモニタリング，データ収集を開始した。

数理計画型モデル予測制御[88) 89)]は，TCP/IP 通信技術を用いる BAC-net を経由し，空調機毎の管理・制御が可能な空調監視システム BAC-Flex[54) 62)]を用い，TRNSYS-GAMS 空調負荷計算用 PC を連動させ予測制御を行った(**図 3.2.6**)。

図 3.2.6　BEMS システムの概要[88)]

既存の中央制御室内管理システムも平常どおり運転したため，新制御の実行は情報の上書きにより行った。新制御の実行（TRNSYS 計算実行から GAMS 空調負荷計算用 PC 上の実行結果が得られるまで）に，約 5 分かかる。毎正時には BEMS 接続機器が一斉に計測情報を記録・発停に関する動作をするため，中央制御室内の通信に負荷がかかりシステム障害が生じた。そのため，毎時 5 分ごろに新制御の指令を行うように設定した。

BAC-net 構築システム内の基本サーバーは，汎用性の高い Linux を用いた。計測ポイントは，**第 2 章 2.3.1** 計測項目に示したとおりである。空調システムの運転調整ための評価項目は，設備システムに関するエネルギー性能計測マニュアル（社団法人空気調和・衛生工学会）[42)]に定められており，本システムでは評価に必要なデータを総合的に取得できることを確認した。

3.2.3　内部発熱の検討

シミュレーションの入力に用いるため，在室人数及び照明・コンセント電力による内部発熱の想定を，検討した。

負荷予測を行うための熱負荷計算TRNSYSの入力値は，2005年12月～2006年2月の平均より算出されたパターン値（**図3.2.7**）を用いた。その検討結果を記す。実測は，新制御を行う直前のデータで比較を行い，運用可能かどうかを判断した。

図 3.2.7　BEMS 内部発熱スケジュール（2005.12～2006.2 における期間平均値）

A:在室人数

在室人数は，実測に基づくパターン値（**図3.2.7**）と実測は一致しない(**図3.2.8**)。なぜなら，人間の行動は予測できないからである。ただし，人間が照明・コンセント電力を消費するため，内部発熱等による負荷を予測するために，在室人数と関連付ける必要がある。

図 3.2.8　在室人数の想定値と実測

B:照明系統電力消費量

研究対象建物では，Hf 型照明 32W が導入され，初期照度補正による照明自動制御を行っているため，**図 3.2.9** に示すとおり，壁面日射量（南面）に対し照明電力消費が少なく（上限は 6W/㎡），相関があることが確認できる。ただし，計測値は，相関式に対しやや幅がある。これは，壁面日射量の測定点における木の陰の影響によると考えられ，建物全体に相関式が利用できないと判断した。

図 3.2.9　壁面日射量（南面）と照明電力

１日の電力消費量を予測するため，①長期計測により得られたパターン値（**図 3.2.7**），②1 人あたりの照明・コンセント電力消費量をあらかじめ算出し，瞬時の在室人数計測値に合わせて負荷を把握するものを比較した。結果として，実測に最も近い値は，**図 3.2.10** よりパターン値であることがわかった。

図 3.2.10　照明系統電力消費量の予測（2006/9/1～9/4）

C:コンセント系統電力消費量

コンセント系統電力消費に関わるパソコン，モニタ，プリンターの機器発熱の増減は，居住者の省エネルギー機器の購入努力や所有台数に左右される。

１日の電力消費量を予測するため，長期計測により得られたパターン値（**図 3.2.7**），１人あたりのコンセント系統電力消費量（使用機器の電力使用量（瞬時値）の合計）から在室有無を把握し，時刻別熱負荷を比較した。結果として，実測に最も近い値は，**図 3.2.11** よりパターン値であることがわかった。

図 3.2.11　コンセント系統電力消費量の予測（2006/9/1～9/4）

D:内部発熱負荷合計 HG

前述の内部発熱負荷合計 HG[57] は，室内伝熱の貫流応答を考慮した内部発熱負荷の顕熱負荷である。

図 3.2.12 より，照明系統，コンセント系統と同様に，内部発熱負荷合計 HG（**式 5**）は，実測に対しパターン値が最も近い傾向を示した。

図 3.2.12　内部発熱負荷合計 HG の予測（2006/9/1）

数理計画型モデル予測制御の負荷予測は，パターン値（**図 3.2.6**）を用いることに決定した。

3.2.4　数理計画型モデル予測制御における負荷予測

研究対象建物は，茨城県つくば市に位置する。地域性を検討するため，東京とつくばの気象データを比較した（図 3.2.13，図 3.2.14）。

東京よりつくばの方が，夏期は涼しく，冬期は寒い傾向にある。同地域の気象庁観測データと研究対象建物の計測データを比較すると，相関は比較的よく，年間を通して研究対象建物の計測値の方が 3℃程度高いことが確認できる。よって，気象庁観測データを，気象庁観測値から地域特性を踏まえた気温補正を行うことにより，時々刻々と変化する空調制御に利用できると判断した。

図 3.2.13　標準気象データの比較

図 3.2.14　気象庁観測値と BEMS 計測値の比較

空調システムの数理計画型モデル予測制御（新制御）[65)～89)] は，TRNSYS 上の建物モデルとシミュレーションによる負荷予測と GAMS によって FCU・AHU の発停を時間単位で管理し，AHU は発停モードに応じてリアルタイムの制約条件に基づく変風量空調システムの新制御を併用する手法[65)～89)] である。

研究対象建物の TRNSYS における建物モデルは，全体を 55 のゾーンに分割したモデルである。しかし，全体を一度に計算することは TRNSYS の仕様上不可能である（output 数の上限を超える）ため，全体を 13 の領域に分けて出力した。全体のプロジェクト作成画面を，**図 3.2.15** に示す

図 3.2.15　プロジェクト作成画面 [88)]

下記のとおり，TRNSYS における 1 日の動的熱負荷計算を行った。

①　TRNSYS ソフトウェア上に，**表 3.2.2** のとおり，建物方位，建物空調面積，階高，庇，ガラス性能，壁や天井等の断熱性能等の建物条件を入力し，建物モデルを構築した。

表 3.2.2　設計時の建物性能

項目	仕様
ガラス	普通ガラス6mm＋空気層6mm＋Low－ε 6mm 〔熱貫流率U：2.55W/（㎡・K）〕
外壁	増打コンクリート20mm+普通コンクリート180mm＋ポリスチレンフォーム25mm＋空気層6mm＋プラスターボード12.5mm 〔熱貫流率U：0.9W/（㎡・K）〕
内壁	プラスターボード12.5mm＋プラスターボード9.5mm＋空気層6mm＋プラスターボード9.5mm＋プラスターボード12.5mm 〔熱貫流率U：2.9W/（㎡・K）〕
天井	押えコンクリート80mm＋アスファルト類5mm＋普通コンクリート150mm＋ポリスチレンフォーム25mm＋空気層6mm＋プラスターボード9.5mm＋ロックウール化粧吸音板12.5mm 〔熱貫流率U：0.7W/（㎡・K）〕

②　外界条件は，前日 20：00 の天気予報より 3 時間ごとに示される天気予報値を平均して 1 時間値を算出し，外気温 t_{out}，相対湿度，日照時間データを入力に用いた。

③　季節別の運用モードに基づき，建物管理者が室内環境（室温・室湿度）の空調設定条件（**表 3.2.3**）を決定する。

表 3.2.3　TRNSYS の計算条件 [88)]

	暖房設定温度 23℃ 冷房設定温度 25℃ 設定湿度 40%	暖房設定温度 20℃ 冷房設定温度 27℃ 設定湿度 40%
外気取入・冷房禁止	計算条件 1	計算条件 2
外気取入・冷房許可	計算条件 3	計算条件 4
・気象条件は、前日20:00の天気予報値（外気温、湿度、日照時間）を用いる。 ・平日、休日の区別はある。 ・室内発熱量については、実測に基づいたパターン値（表1）を使用する。 ・運転スケジュール(暖房 制御／成り行きフラグ) ・運転スケジュール(冷房 制御／成り行きフラグ) ・発熱量スケジュール(在室人数 人/m2) ・発熱量スケジュール(照明 W/m2) ・発熱量スケジュール(電源機器 W/m2) ・発熱量に換算するAHUﾌｧﾝ動力スケジュール (W/m2) ・外気取入冷房スケジュール		

④　内部発熱は，BEMS データから求めた期間平均値から室内発熱スケジュール〔**図 3.2.7**，**表 3.2.4**，在室人数（人/㎡，１人あたり 60W）：H_{HS}，照明負荷（W/㎡）：H_{LS}，OA 機器等のコンセント負荷（W/㎡）：H_{ES}〕を入力した。なお，シミュレーション入力値の妥当性は，前述のとおり検討した。

22 時から翌 21 時まで 1 時間ごとに設定され，ファイル(拡張子 sci)で提供される。

表 3.2.4　スケジュールの設定（入力ファイル）[88)]

22	24	40	0	25	40	0	0	0	5	0	1
23	24	40	0	25	40	0	0	0	5	0	1
0	24	40	0	25	40	0	0	0	5	0	1
1	24	40	0	25	40	0	0	0	5	0	1
2	24	40	0	25	40	0	0	0	5	0	1
3	24	40	0	25	40	0	0	0	5	0	1
4	24	40	0	25	40	0	0	0	5	0	1
5	24	40	0	25	40	0	0	0	5	0	1
6	24	40	0	25	40	0	0	0	5	0	1
7	24	40	0	25	40	0	0	0	5	1.43	1
8	24	40	1	25	40	1	0	0	5	15.2	1
9	24	40	1	25	40	1	0.0378	3.987	12.43	17.85	1
10	24	40	1	25	40	1	0.0431	3.773	11.87	22.43	1
11	24	40	1	25	40	1	0.0439	3.732	11.97	17.48	1
12	24	40	1	25	40	1	0.0303	3.454	11.32	17.35	1
13	24	40	1	25	40	1	0.0368	3.433	11.41	15.09	1
14	24	40	1	25	40	1	0.0434	4.502	11.97	14.45	1
15	24	40	1	25	40	1	0.0422	5.127	11.29	13.2	1
16	24	40	1	25	40	1	0.0456	5.404	11.61	12.24	1
17	24	40	1	25	40	1	0.0443	5.113	11.03	12.91	1
18	24	40	1	25	40	1	0.0367	4.501	9.93	15.46	1
19	24	40	1	25	40	1	0.032	3.858	8.72	18.68	1
20	24	40	0	25	40	0	0	0	5	0.49	1
21	24	40	0	25	40	0	0	0	5	0	1

⑤ TRNSYS 計算(**表 3.2.2～表 3.2.4**)を実行すると,インテリア空調負荷(Q_{INTE}:**式 7**),窓面負荷(Q_{Skin}),PMV が算出される。

インテリア空調負荷 $Q_{INTE} = Q_{AllS} + Q_{AllL} - Q_{AirS} - Q_{AirL} - Q_{Skin} - Q_{Vent}$　　・・・**式 7**

ただし，インテリア空調機顕熱負荷:Q_{AllS} (kJ/h) ，インテリア空調機潜熱負荷:Q_{AllL} (kJ/h)，窓面負荷:Q_{Skin} (kJ/h)，室内換気顕熱負荷:Q_{AirS} (kJ/h)，すきま風:Q_{Vent} (kJ/h)，室内換気潜熱負荷:Q_{AirL} (kJ/h))

なお，窓開口率が 90%以上であるため，外壁の負荷＝窓面負荷とみなした。
室内換気負荷は，換気回数 6 回/h の空気循環を考慮した。
ファン熱は，BEMS から求めた期間平均値より時刻別パターン値（日平均）を用いた。

・室内熱容量の設定

書籍・家具等のもつ室内熱容量をダミーの壁とみたて，隣接する壁の全面積に対し，幅 0.4m の本棚があり，書籍（密度・熱伝導率・比率は木材に準じる，充填率 70%）があると設定された。本棚以外の空間にも，前述同様の熱容量があると仮定された。熱容量の把握は困難であるため，室温変動の実測値を見比べながらある程度推測し設定した。

⑥　FCU 空調によるスキンロード制御は，TRNSYS 窓面負荷 Q_{skin} の値を参照し，**図 2.6.17** より，$Q_{skin} \geqq 25$W/㎡のとき冷房運転，$Q_{skin} \leqq -40$W/㎡のとき暖房運転を行う。

⑦　空調運転スケジュールは，外気冷房の有無の 2 ケースについて予測値を算出し，1 時間毎の冷暖房・換気の運用を判定する。

また，新制御システム[88]は，以下の部分からなる。

(1)TRNSYS：建物の熱負荷計算を行う。

(2)GAMS：熱負荷計算結果に基づいて空調機器の制御データを作成する。

(3)NAS(Network Access Storage)：原則としてすべてのデータを管理する。

(4)BACFlex Point Server：各機器の個別の計測情報を管理する。

(5)BACFlex I-CONT Emulator：プロトタイプでは計測点からの情報を同期している。実際には BACFlex I-CONT を介して BEMS の情報がここに入る。

3.2.5　変風量空調システムの数理計画型モデル予測制御

毎時 5 分に空調機毎の DDC コントローラへ指令が実行された後，空調機に変風量空調システムの数理計画型モデル予測制御を採用することにより，制御サイクル（20 秒）毎に繰り返し，各部屋の温湿度制御問題を個別に解いて，各操作量（**図 3.2.16**：温水弁，冷水弁，加湿弁）を求める。部屋の解を集計し，多数派と判定された冷水または温水需要の弁開度の中から最大値を選び，空調機には選ばれた最大値の弁開度を指令する（**図 3.2.17**）[88) 89)]。このとき，少数派となった部屋は現状維持されるが制御サイクルが 20 秒であるため，次の演算までに室内環境が極端に悪化することはない。

図 3.2.16　空調系の作用概念 [88) 89)]

図 3.2.17　制御方法の構成 [88) 89)]

式 8 に示す状態空間モデルを用いて得られたホライズンによる温湿度制御予測結果，及び温湿度の設定値や実績値を要素とする連立方程式や不等式制約条件式を作成し，これをオンライン，かつ，リアルタイム演算で解く。2 つの弁のみが動作するため，冷水弁，温水弁，加湿弁の全てが，同時に開くことがない。

このとき，目的関数 J は，以下のとおりである。

目的関数 $J = (y_1 - y_{1,SP})^2 + (y_2 - y_{2,SP})^2 + u_1^2 + u_2^2 + u_3^2$　→最小化　・・・**式 8**

y_1 ：制御量である温度，　y_2 ：湿度

$y_{1,SP}$ ：温度設定値，　$y_{2,SP}$：湿度設定値

u_1 ：冷却アクチュエーター

　　$= \Delta u_1 + u_{0,1}$　（初期値）

u_2 ：加熱アクチュエーター

　　$= \Delta u_2 + u_{0,2}$　（初期値）

u_3 ：加湿アクチュエーター

　　$= \Delta u_3 + u_{0,3}$　（初期値）

不等式制約条件

u_1 ，　u_2 ，　$u_3 \geqq 0\%$，u_1 ，　u_2 ，　$u_3 \leqq 100\%$

座標原点：空調を実施していない場合の温度と相対湿度の組に相当。なお，空調を一旦開始した後では，現在時点で座標原点が何℃, 何%RH なのかを言い当てることは，不可能である。

■制御の構成 [75) 88)]

・少数派の弁は一挙に閉めるのではなく，所定の刻みで徐々にかつ速やかに閉めるように指令する。

・多数派となる部屋の風量は，各部屋で解として得られた冷水または温水の弁開度と弁全開 100%との比で，部屋の仕様最大風量と仕様最小風量の間を比例配分する。少数派となった部屋の風量は，仕様最小風量とする。

・空調機の加湿弁開度は，全部屋の解の単純平均を指令する。

■補助的な省エネ機能 [75) 88)]

（A）現時点でどの弁とどの弁が開いているかを判断し，開いている弁が閉じる方向に，温度設定値および湿度設定値を許された幅内で徐々に変更する。徐々に変更することで運転モードが突然に変化する等，空調制御にとって好ましくない事態に陥らないように配慮した。

（B）室内温度が所定値（26℃）を上回らないと冷水を使わない，所定値（20℃）を下回らないと温水を使わない，とする条件を採用した。

（C）室内湿度が所定値（40%RH）を下回らないと加湿蒸気を使わないとする条件も採用した。

・その他の機能

（D）部屋の仕様最大風量は，冷水使用時と温水使用時で，別々に値を設定した。

計測，熱負荷計算，制御の概念図を，**図 3.2.18**[88] に示す。システムは，室内環境(気温・湿度等)，機器の稼働状況・冷温水消費熱量などの計測器，建物の熱負荷計算ソフト，制御システム（既設も含む），それらのインターフェースと通信ネットワークで構成される。このほか建物の仕様やシステム外部の気象要素などのデータが必要となる。

図 3.2.18　数理計画型モデル予測制御の概念図 [88)]

3.3　変風量空調システムの数理計画型モデル予測制御における空調実験

変風量空調システムの新制御における冷房モード（Case1：FCU+AHU 運転・Case2：AHU 運転）と暖房モード（Case5：FCU+AHU 運転）の運用結果を示し，その特徴を示す。

3.3.1　空調実験の概要

AHU 空調モードの改善は，**図 3.3.1** に示すとおり，暖房時における室内温度設定下限値と冷房時における室内温度設定上限値の間に換気運転（夏期：積極的な外気冷房，中間期：自然換気，ハイブリッド換気，冬期：最小外気取入+還気を循環させる機械換気）を設けた。なお，暖房時の室内温度設定下限値と冷房時の室内温度設定上限値は，ASHRAE 快適域（**図 2.6.32**）内にあるものとした。

空調運転開始時刻は，最多勤務開始時間である 9 時の 1 時間前である 8 時に運用を開始する。このことにより，夏は室内温度設定がやや高い 27℃，冬はやや低い 20℃にも関わらず，最多勤務開始時間である 9 時ごろには室内環境が設定温度になるように配慮している。

図 3.3.1　AHU 室内感知温度(t_i)と AHU 冷暖状態

FCU の空調運転モード（**図 3.3.2**）は，従来制御と同様とした。スキンロード制御では，1 時間ごとの発停スケジュールが組まれる。ただし，今回の実験では送風モードの運転を行ったが，近藤靖史らと共に CFD 解析による検討を行った結果[50) 55) 88)]，送風運転を停止した方が窓面負荷を拡散させることなく，エネルギー削減の観点から望ましいことが分かっている。

図 3.3.2　FCU 室内感知温度(t_p)と FCU 冷暖状態判定

空調モードの設定を変更したうえで，空調実験は，**表 3.3.1** の検討ケース，**表 3.3.2** のスケジュールに示すとおり行った。外界条件に応じて，大きく冷房モード，換気モード，暖房モードがある。

表 3.3.1　空調モードの検討ケース及び実験内容一覧 [88)]

モード判定	空調モード	制御		No	BACnetシステム連携	空調運転	実験内容	19℃	20℃	21℃	22℃	23℃	24℃	25℃	26℃	27℃	28℃
外気温26℃以上	冷房モード	Case1	スキンロード制御（FCU）＋AHU運転	①	従来制御	FCU/AHU	FCU運転/AHU冷房運転							●	●	●	■
				②	TRNSYS-GAMS	FCU/AHU	スキンロード制御/AHU冷房運転							●	●	●	※
		Case2	AHU運転	①	従来制御	AHU	室内設定温度（一定）							●	●	●	■
				②	TRNSYS-GAMS	AHU	室内設定温度（一定）							●	●	●	※
外気温16～26℃	換気モード	Case3	機械換気（外気冷房）	①	従来制御	AHU	室温設定（一定）						●	●	●		
				②	TRNSYS-GAMS	AHU	外気冷房判定						●	△	△		
		Case4	自然換気（窓開閉）	①	窓開閉あり/TRNSYS-GAMS	AHU	窓開閉あり/AHU冷房停止						●	●	●		
外気温16℃以下	暖房モード	Case5	スキンロード制御（FCU）＋AHU運転	①	従来制御	FCU/AHU	FCU暖房運転/AHU冷暖房運転	－	－	－	■	■	■				
				②	TRNSYS-GAMS	FCU/AHU	スキンロード制御/AHU冷暖房運転	●←	→				●				

○実験データ取得予定、△実験データ取得後補正、●実験データ取得済み、■実験データ取得済み（2005年度）、※別エリア（恒温恒湿型空調システム）にて実験データ取得

※スキンロード/TRNSYS-GAMS冷房運転：

※スキンロードなし/TRNSYS-GAMS冷房運転：

※TRNSYS-GAMS窓開閉判定

※TRNSYS-GAMS冷房運転中間期：

※TRNSYS-GAMS外気冷房運転：

表 3.3.2　空調実験スケジュール [88)]

	制御		No	BACnetシステム連携	実験日
外気温26℃以上	Case1	スキンロード制御（FCU）+AHU運転	①	従来制御	2005年8月～9月
			②	TRNSYS-GAMS	2006年8月10日～9月16日、9月22日～24日
	Case2	AHU運転	①	従来制御	2006年8月10日～9月9日
			②	TRNSYS-GAMS	2005年8月～9月、2006年7月19日～8月4日
外気温16～26℃	Case3	機械換気（外気冷房）	①	従来制御	2006年9月17日、2006年9月25日～9月26日，9月28日～9月30日，10月1日～10月3日
			②	TRNSYS-GAMS	2006年12月31日，2007年1月1日～1月3日
	Case4	自然換気（窓開閉）	①	窓開閉あり/TRNSYS-GAMS	2006年10月28日
外気温16℃以下	Case5	スキンロード制御（FCU）+AHU運転	①	従来制御	2005年12月12日～13日、12月21日、2006年12月24日～26日
			②	TRNSYS-GAMS	2007年1月4日～1月12日、1月15日～2月2日

図 3.3.3 から図 3.3.5 に，2006 年夏期以降における数理計画型モデル予測制御の運用状況を示す。

図 3.3.3　夏期 Case1・2 実験データ（2006 年 7 月 19 日～2006 年 10 月 3 日）

図 3.3.4　中間期 Case3・4 実験データ（2006 年 9 月 20 日～2006 年 12 月 3 日）

図 3.3.5　冬期 Case5 実験データ（2006 年 12 月 1 日～2007 年 1 月 18 日）

空調実験中に通信エラーがあったものの，数理計画型モデル予測制御を運用・稼動することができた。次に，季節別の数理計画型モデル予測制御の各種空調実験について，代表日の運用結果を述べる。

3.3.2　夏期における代表日の空調実験

夏期の新制御における代表日は，従来制御の代表日と共に，平均気温 27℃程度，最高気温は 30℃，相対湿度は約 80%の日を選定した。代表日の外界条件のうち，降水量，気温，風速，日照時間を**表 3.3.3** に，相対湿度・全天日射量を**表 3.3.4** に示す。Case1：夏期におけるスキンロード制御（FCU）+AHU 運転と，Case2：夏期における AHU 運転の運用結果を示す。

表 3.3.3　代表日の外界条件（降水量，気温，風速，日照時間）

AHU	FCU	室内設定温度	VAV給気風量目標値	代表日	降水量	最大1時間降水量	平均気温	最高気温	最低気温	平均風速	日照時間
運転	運転	℃	%	yyyy/mm/dd	mm	mm	℃	℃	℃	m/s	時間
○	○	26	通常(40%)	2005/8/23	0	1	26.5	31.2	22	3.5	1.7
○	○	25	低風量	2006/9/10	0	0	27.5	32.9	24	1.9	6.4
○	×	27	通常(40%)	2005/9/7	3	3	27.2	31.5	24.9	6.4	4.2
○	×	27	低風量	2006/9/5	0	0	26	32.6	19.9	2.4	10.4

表 3.3.4　代表日の外界条件（相対湿度・全天日射量）

AHU	FCU	室内設定温度	VAV給気風量目標値	代表日	相対湿度平均	全天日射量合計	天気概況昼
運転	運転	℃	%	yyyy/mm/dd	%	MJ/㎡	(6:00-18:00)
○	○	26	通常(40%)	2005/8/23	83	13.3	曇
○	○	25	低風量	2006/9/10	89	17.1	曇後一時晴
○	×	27	通常(40%)	2005/9/7	83	15.9	曇後時々雨
○	×	27	低風量	2006/9/5	76	22.1	曇後一時晴

3.3.2.1　Case1：夏期におけるスキンロード制御（FCU）+AHU 運転

■Case1:スキンロード制御（FCU）+AHU 運転の概要

FCU 空調によるスキンロード制御は，TRNSYS 窓面負荷 Q_{skin}の値を参照し，**図 2.6.17** のとおり，Q_{skin}≧25W/㎡のとき冷房運転を行う。これは，**2.6.3 ペリメータ負荷と運用改善**において検討した値である。TRNSYS シミュレーション結果を基に，1 時間ごとに FCU 発停のスケジュールが組まれる。

FCU の室内設定温度は，AHU の室内設定温度に対して，夏は＋1℃とした。これは，近藤靖史らと共に CFD 解析[50) 55) 88)]を行うことで，AHU と FCU の室温設定と運用の適切さを検討した結果である。

ただし，スキンロード制御における FCU の運用は，既存の FCU と同様に設定室温に近い状況になると換気運転に切替わる。従来制御では，FCU 運転を停止した場合，自動的に電源が入らない。新制御では，居住者が FCU 停止時に FCU のスイッチを入れると，FCU は運転される。ただし，1 時間ごとに発停がスケジュールされているため，毎定時 5 分になると発停の操作がスケジュール通りに変更される。

■Case1-②新制御:スキンロード制御（FCU）+AHU 運転：室内温度設定 25℃以下の運用結果

室内温度設定が 25℃と低いことから，執務者からのクレームが懸念されたため，休日に運用を行った。ペリメータ部の室内温度設定は 26℃，AHU の室内設定温度は上限 25℃の運用となる。**図 3.3.6** より，10：00-18：00 の空調時間帯は，室内温度設定どおり，ペリメータ部 26℃，インテリア部 25℃の運用ができた。空調運転開始直後と終了時刻では若干室温が高くなる傾向にある。

図 3.3.6　代表室内上下温度（FCU＋AHU 運転：室温 25℃設定）（代表日：2006 年 9 月 10 日）

図 3.3.7 に示すとおり，スケジュールは，休日の運用で行った。待機電力コンセント電力のみを考慮した。

図 3.3.7　3 階東・内部発熱負荷（FCU＋AHU 運転：室温 25℃設定）（代表日：2006 年 9 月 10 日）

室内環境は，**図 3.3.8** に示すとおり，FCU 室内感知温度が VAV 系統室内感知温度より 1℃高い運用を行った。**図 3.3.9** より，代謝量 1.2met，着衣量 0.8clo のとき，PMV は 0.5 程度を示した。**図 3. 3.10** に示すとおり，空調運転開始直後に VAV 給気風量が多い。VAV 系統感知温度は，ほぼ設定温度を示した。

図 3.3.8　3 階東・室内環境（FCU＋AHU 運転：室温 25℃設定）（代表日：2006 年 9 月 10 日）

図 3.3.9　3 階東・PMV（FCU＋AHU 運転：室温 25℃設定）（代表日：2006 年 9 月 10 日）

図 3. 3.10　3 階東・空調システム（FCU＋AHU 運転：室温 25℃設定）（代表日：2006 年 9 月 10 日）

AHU 冷水弁，各室の FCU 冷水弁，外気ダンパの挙動を，図 3.3.11 に示す。空調運転開始直後に外気を

直接取り入れる外気（OA）ダンパが開いた。その後，AHU 冷水弁が作動したことにより，外気をリターン時に混ぜる外気（RA）ダンパに切り替わった。外気（RA）ダンパは，その後最低開度を維持した。

FCU 冷水弁は，室形状が他の部屋より 1.5 倍大きい室 4 において稼働した。室 3 も，気温が高い午後 2 時から午後 4 時にかけて稼働した。

図 3.3.11　3 階東・弁開度・外気ダンパ開度（FCU＋AHU 運転：室温 25℃設定）
（代表日：2006 年 9 月 10 日）

空調実態を，**図 3.3.12** に示す。FCU 冷水熱量は，気温の高い午後 0 時から午後 3 時に消費されたことがわかる。AHU は，空調運転開始直後に冷水熱量を消費しており，午後に少なくなる傾向にある。ATF は，午後のピーク時間帯に 20 程度を示した。晴天日かつ外気温 30℃以上の状況における室温設定 25℃の新制御による運用は，AHU 冷水熱量 400kJ/㎡・h 程度を消費しており，エネルギー消費量は多い。

図 3.3.12　3 階東・空調実態（FCU＋AHU 運転：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 9 月 10 日）

3.3.2.2　Case2：夏期における AHU 運転

■AHU 運転の概要

AHU 運転とは，ペリメータ部の FCU 空調を稼働させず，AHU 運転のみで室内負荷を処理する方式である。窓面より 1m 離れたペリメータ部は，外界の影響により快適性を確保することが難しい。そのため，あらかじめ居住者に説明を行い，室内の使い方について理解を求めた。室内設定を中心に，室温の上限を室内温度設定＋1℃まで許容する。例えば，室内設定温度 27℃の運用は，室内温度 28℃を上限とした。これは，従来制御の運用誤差が±0.5℃あること，FCU 室内感知温度と VAV 系統室内感知温度のセンサ精度が±0.3℃あることを考慮した結果，室内環境を 28℃以下に運用するための方策である。

■Case2-②新制御：AHU 運転：室内温度設定 27℃（室内温度 28℃以下）の運用結果

図 3.3.13 に示すとおり，室内上下温度は空間上部ほどやや高温になる。居住域の室内環境を見ると，ペリメータ部は 28℃付近を示し，インテリア部は 10：00-18：00 において設定温度の 27℃を示した。

図 3.3.14 より，シミュレーション入力値より実測の照明電力はやや低く，コンセント電力は多い。しかし，内部発熱負荷を合計するとシミュレーション入力値と実測はほぼ同程度であった。

図 3.3.13　代表室内上下温度（AHU 運転：室温 27℃設定）（代表日：2006 年 9 月 5 日）

図 3.3.14　3 階東・内部発熱負荷（AHU 運転：室温 27℃設定）（代表日：2006 年 9 月 5 日）

図 3.3.15 の室内環境から，室内温度は FCU 室内感知温度と VAV 系統室内感知温度は，共に 28℃以下を示し，良好な運用ができた。午後に室内相対湿度が高くなった。ただし，PMV（図 3.3.16）は，ほぼ一定を示しており，快適性は損なわれていないといえる。新制御の変風量空調システムは，従来制御と異なり，空調運転開始直後に VAV 給気風量（図 3.3.17）が増加することはない。

図 3.3.15　3 階東・室内環境（AHU 運転：室温 27℃設定）（代表日：2006 年 9 月 5 日）

図 3.3.16　3 階東・PMV（AHU 運転：室温 27℃設定）（代表日：2006 年 9 月 5 日）

図 3.3.17　3 階東・空調システム（AHU 運転：室温 27℃設定）（代表日：2006 年 9 月 5 日）

図 3.3.18 より，空調運転開度直後は，外気を直接取り入れる OA ダンパの開度が 100%を示したことが分かる。午前 9 時以降，AHU 冷水弁が作動しており，外気をリターン時に混ぜる外気（RA）ダンパが最小開度を示した。AHU 冷水消費熱量（図 3.3.19）は，日中を通してほぼ負荷が平準化した。空調運転開始直後に，AHU 冷水消費熱量が増加することがなく，ピーク時間帯も ATF による成績係数も 10 以上を示したことから，理想的な空調運転が行われたといえる。AHU 給気温度と AHU 給気露点温度は，室内相対湿度が変化した時間帯（図 3.3.15）に，やや高い温度を示した。これは，外気の相対湿度が上昇したためと考えられる。

図 3.3.18　3 階東・弁開度・外気ダンパ開度（AHU 運転：室温 27℃設定）（代表日：2006 年 9 月 5 日）

図 3.3.19　3 階東・空調実態（AHU 運転：室温 27℃設定）（代表日：2006 年 9 月 5 日）

■ ①従来制御−従来制御−室内温度設定 27℃（代表日 2005 年 9 月 7 日平日），②　夏期冷房運転：新制御−室内温度設定 27℃（代表日 2006 年 9 月 5 日平日）を比較する。

A:夏期代表日のエネルギー消費

図 3.3.20 に示すとおり，新制御の運用結果の方が TRNSYS 計算結果に近く，省エネルギー性が高い。

なお，代表日の AHU 冷水消費熱量は，TRNSYS のシミュレーション入力値である照明電力，コンセント電力，在室人数からなる内部発熱負荷に合わせた。従来制御（代表日 2005 年 9 月 7 日平日）と新制御（代表日 2006 年 9 月 5 日平日）における外気温（気象庁），VAV 系統室内感知温度，FCU 室内感知温度はほぼ同様といえる。TRNSYS の冷房負荷と外気負荷の合計値は，新制御の AHU 冷水消費熱量よりやや値を示した。これは，天気予報値である外気温（気象庁）が若干低いためと考えられる。

図 3.3.20　室内温度設定変更による空調用二次側熱量　※内部発熱負荷は同値

B:夏期の空調実態

従来制御(2005 年 9 月 7 日，室温設定 27℃)は，**図 3.3.21** に示すとおり，午前に AHU 冷水熱量が 700kJ/㎡・h 以上を示し，午後はやや少ない。新制御（2006 年 9 月 5 日，室温設定 27℃）の AHU 冷水消費熱量は 1 日 400kJ/㎡・h 以下を示し，従来制御より負荷が平準化したことがわかる。空調機は AHU 冷水熱量のみを消費しており，計測室温も同程度で冷水流量が少ないことから負荷削減が実現できたといえる。

図 3.3.21　夏期代表日の冷温水熱量（2006 年 9 月 5 日）

C:夏期のインテリア空調負荷

代表日（2006 年 9 月 5 日）の TRNSYS インテリア空調負荷（Q_{INTE}）は 16 時に 120W/㎡以上を示し，外部の影響が遅れて室内環境に反映されることが予想された（**図 3.3.22**）。これは，研究対象建物は 1.5m の庇を有しているため，輻射の影響による窓面負荷や内部発熱負荷の影響により，室内から屋外・廊下方向に顕熱が移動したと考えられた。よって，FCU 運転は，1 日不要と判定された。制御結果を，風量と室温から室内顕熱負荷 Q_{iS1}(**式 4**)を算出し，床面積あたりの値を示す。空調床面積あたりの値を TRNSYS にて算出されるインテリア空調機顕熱負荷(Q_{ALLS})からファン熱と外気負荷を引き，室内顕熱負荷 Q_{iS1} と比較する。TRNSYS にて算出される室内顕熱負荷（Q_{iS}）［インテリア空調機顕熱負荷（Q_{ALLS}）－ファン熱－外気顕熱負荷（Q_{OAS}）（日積算 615W/㎡）］は，実測による室内顕熱負荷 Q_{iS1} （日積算 311W/㎡）より大きい（**図 3.3.20**）。ただし，TRNSYS の窓面負荷，内部発熱負荷（照明・コンセント電力量）の入力情報と実測による違いではない（**図 3.3.14**）こと，VAV 系統室内感知温度が目標値を示しており未処理負荷ではないことを確認したため，空調範囲を居住域のみとした VAV 給気風量を少なくしたため，室内顕熱負荷 Q_{iS1}の値が小さくなったと考えられる。TRNSYS では空間全体が設定室温になるために必要な負荷処理を前提した計算を行うこと，新制御の運用は居住域のみの空調を前提とした運用を行うことから，計算対象の違いが空調システムの運用実態として示されたと考えられた。

図 3.3.22　夏期代表日の室内負荷（2006 年 9 月 5 日）

D:夏期の VAV 制御（給気風量と室内環境）

図 3.3.23 に示すとおり，従来制御は，計測室温と設定室温の差分から冷暖房要求を判断し，VAV 給気風量を調整する。従来制御は室温が高温である空調運用開始時から室温が 26.5℃程度を感知するまで VAV 給気風量は 70%以上を示し，午後には最低風量の 30%程度を示した。新制御では，予測結果に基づきあらかじめ必要となる内部発熱を考慮したスケジュール運転を，最多勤務開始時間である 9 時の 1 時間前から行った。省エネ運転のため居住域（床上 1.2m）のみを空調範囲としたため，VAV 給気風量は日中を通して 30%～40%を示した。さらに，快適性の許容限界（計測室温上限 28℃）を制御の目標としたことから，設定室温 27℃に対し，FCU・AHU 室内感知温度センサは，26.5℃～27.5℃を推移した（**図 3.3.23**）。

図 3.3.23 夏期代表日の VAV 制御(2006 年 9 月 5 日)

E:夏期の室内環境

図 3.3.24 より，夏期の新制御代表日における PMV(INNOVA1221,設定：着衣量 0.8clo,代謝量 1.2met)の実測値は 1.0 以上を示し，着衣量の調節を行い，快適性の確保が必要な運用であったことがわかる。どちらかといえば，新制御の PMV の方が従来制御に比べて，やや快適側の運用といえる。

図 3.3.24 夏期代表日における従来制御と新制御の PMV

図 3.3.25 に，10 分データ示す。新制御の室内中央温度（床上 1200mm）は日中を通して 27℃付近を示し，新制御の VAV 系統室内感知温度とほぼ同値を示した。従来制御の室内中央温度（床上 1200mm）は，午前 10 時ごろに 26℃付近を，午後 2 時には 28℃を示しており，温度差 2℃の幅が見られる。従来制御における VAV 系統室内感知温度は設定値である 27℃付近を示しており，センサ付近と室内中央温度で温度差が生じている。新制御の AHU 給気温度は，従来制御の AHU 給気温度よりハンチングが少ない運用ができていることから，室内環境が安定し，エネルギーロスの少ない運用が行えたといえる。

図 3.3.26 は，10 分データである。新制御における外気相対湿度が午後 3 時から上昇するにつれ，室内相対湿度も同様に 50%から午後 7 時に 60%へと変化した。新制御の AHU 給気露点温度は，従来制御の AHU 給気露点温度よりもハンチングが少ない。よって，新制御の方が，室内環境が安定し，エネルギーロスの少ない運用が行えている。ただし，湿度は省エネルギーの観点からなりゆきの運用を行ってい

るために，日中の変化はいたしかたない。

図 3.3.25 夏期代表日における従来制御と新制御の外界条件，室内環境と AHU 給気温度

図 3.3.26 夏期代表日における従来制御と新制御の外界条件，室内環境と AHU 給気露点温度

F:夏期のアンケート調査

実験開始前に，居住者に対してあらかじめ空調実験の概要に関する説明会を開催し，ペリメータレス空調に関する室内の使い方や居住者の着衣量の調節が必要となる点に理解を求めた。

室温 27℃を目標とした冷房実験(計測室温平均 26.7℃, 最大 28.3 度, 最小 21.4℃, 平均湿度 58.1%, PMV 平均 0.96, 最大 1.4, 最小 0.4) 期間中のアンケート調査では, **図 3.3.27** に示すとおり, 新制御では「やや暑い」・「暑い」との回答が半数以上を占めた。しかし, **図 3.3.28** では, 省エネ対策のための室温管理は,「そのままでよい」,「室温を上げたい」という回答が 9 割ほどあった。

研究対象建物の居住者すべてが, 政府が求める夏期 28℃という室温設定に対し施策を推奨する立場にあるため, 環境意識の高まりから室温を上げたいという回答をえたと考えられる。室温を下げたいと回答した居住者は, パソコン 2 台を所有するなど個人の執務環境に起因し, 温熱環境が悪化したことが懸念された。新制御実験期間中の居住者の行動（**図 3.3.29**）は,「窓を開けた」,「衣服で調節した」という回答がえられ, 適切な省エネ行動と空調運用情報を結びつけることで, さらなるエネルギー削減が可能であると考えられた。

図 3.3.27　新制御運用時のアンケート結果（温冷感）

図 3.3.28　新制御運用時のアンケート結果（省エネ対策の室温管理）

図 3.3.29　新制御運用期間中のアンケート結果（居住者の行動）

G:夏期における外界の影響と空調負荷

従来制御・室温 $t_{ac,s}$27℃設定時における 2005 年 9 月 7 日の運用実績（**図 3.3.30**）では, 外界条件と FCU・AHU 冷水熱量総量との相関係数が 0.4 であるため, やや相関があった。

一方，新制御室温 $t_{ac,s}$27℃を目標とした 2006 年 9 月 5 日の運用実績は，従来制御に比べ外気温と熱量の相関が低く，相対的に FCU・AHU 冷水消費は少ない。対象建物は省エネ等級区分第三等級レベルの外皮性能を有しており，かつ，ペリメータレス空調の運用としたことにより，外界の影響が少ない運用になったことが考えられる。

同じ外気温に対し，新制御は従来制御より FCU+AHU 冷水消費熱量の合計値が従来運転より少なく，空調負荷が削減できている。また，設定室温より外気温が低い場合は，外気取入れが有効であると考えられる。ただし，時々刻々と外界条件は変化するため，設定室温と外気温の整合性を確かめる必要がある。

図 3.3.30　従来制御と新制御のエネルギー消費量（夏期冷温水熱量）

次に，冬期の運用結果を示す。

3.3.3　冬期における代表日の空調実験

冬期の新制御における代表日は，従来制御の代表日と共に，平均気温 2℃程度，最高気温は 10℃程度，晴れの日を選定した。代表日の外界条件のうち，降水量，気温，風速，日照時間を**表 3.3.5** に，相対湿度・全天日射量を**表 3.3.6** に示す。Case5：冬期におけるスキンロード制御（FCU）+AHU 運転の運用結果を示す。

表 3.3.5　代表日の外界条件（降水量，気温，風速，日照時間）

AHU	FCU	室内設定温度	VAV給気風量目標値	代表日	降水量	最大1時間降水量	平均気温	最高気温	最低気温	平均風速	日照時間
運転	運転	℃	%	yyyy/mm/dd	mm	mm	℃	℃	℃	m/s	時間
○	○	23	通常(40%)	2005/12/21	－	－	1.8	9.6	−3.4	1.2	4
○	○	23	低風量	2007/1/9	－	－	3.7	9.7	−0.8	3	9.5
○	○	20	低風量	2007/1/11	－	－	2.6	10.8	−3.8	2	7.9

表 3.3.6　代表日の外界条件（相対湿度・全天日射量）

AHU	FCU	室内設定温度	VAV給気風量目標値	代表日	相対湿度平均	全天日射量合計	天気概況昼
運転	運転	℃	%	yyyy/mm/dd	%	MJ/㎡	(6:00−18:00)
○	○	23	通常(40%)	2005/12/21	73	7	曇後晴
○	○	23	低風量	2007/1/9	50	12	快晴
○	○	20	低風量	2007/1/11	68	11.3	晴

■Case5：冬期におけるスキンロード制御（FCU）+AHU 運転の概要

FCU 空調によるスキンロード制御は，TRNSYS 窓面負荷 Q_{skin} の値を参照し，**図 2.6.17** より，Q_{skin}≦−40W/㎡のとき暖房運転を行う。これは，**2.6.3 ペリメータ負荷と運用改善**において検討した値である。TRNSYS シミュレーション結果を基に，1 時間ごとに FCU 発停のスケジュールが組まれる。

FCU の室内設定温度は，AHU の室内設定温度に対して，冬は−1℃とした。これは，近藤靖史らと共に CFD 解析[50) 55) 88)] を行うことで，AHU と FCU の室温設定と運用の適切さを検討した結果である。

ただし，スキンロード制御における FCU の運用は，既存の FCU と同様に設定室温に近い状況になると換気運転に切替わる。従来制御では，FCU 運転を停止した場合，自動的に電源が入らない。新制御では，居住者が FCU 停止時に FCU のスイッチを入れると，FCU は運転される。ただし，1 時間ごとに発停がスケジュールされているため，毎定時 5 分になると発停の操作がスケジュール通りに変更される。

新制御における冬期の室内温度設定とは，室内温度を設定以上に保つことを目標にした運用のことである。室内温度設定以下になると AHU 暖房を行い，室内温度 20℃以上から 26℃までは換気運転を行う。

■Case5−②新制御：スキンロード制御（FCU）+AHU 運転：室内温度設定 23℃以上の運用結果

図 3.3.31 において，代表室内上下温度を示す。ペリメータ部は，空調運転開始直後の午前 8 時に，20℃より低い 19℃程度を示した。日中は，FCU 暖房運転の影響により，FCU 吹出口のある天井面の温度は，24℃から 30℃の範囲にある。ペリメータ部床上 1200mm は空調運転開始直後の午前 8 時を除き，22℃から 26℃を示しており，ASHRAE 快適域内にあるといえる。足のくるぶしにあたる床上 100mm と頭の位

置にあたる床上 1200mm の温度差は 1℃程度であるため，温度差は少なく，快適な環境であったと考えられる。インテリア中央部では，床上 1200mm は 23℃から 25℃を示し，床上 100mm は 22℃付近を示した。そのため，床上 1200mm と床上 100mm の温度差が 3℃になる状況も懸念される。インテリア中央部の天井面は最大 28℃を示し，ペリメータ部の天井面付近の温風が中央部の空気と混合されたと考えられる。インテリア廊下側の天井面は最大 26℃を示すものの，床上 100mm は，20℃から 22℃程度と，他に比べて温度がやや低い。また，床上 1200mm では 23℃から 24℃を示しており，床上 1200mm と床上 100mm の温度差が 3℃，または，2℃とやや温度差が大きく，執務者にとって，不快となる環境になる恐れがある。

図 3.3.31　代表室内上下温度（FCU＋AHU 運転：室温 23℃設定）（代表日 2007 年 1 月 9 日）

図 3.3.32 において，照明電力，コンセント電力及び在室人数の時刻別推移を示す。代表日のコンセント電力は日中を通してやや大きく，在室人数もシミュレーション値よりやや多い。照明電力は，シミュレーション値よりやや少ない。よって，内部発熱負荷合計は，シミュレーション入力値よりやや高いと予想される。内部発熱負荷は，室温上昇に寄与するため，暖房用エネルギーはより削減され，省エネな空調運転ができる。

図 3.3.32　3 階東・内部発熱負荷（FCU＋AHU 運転：室温 23℃設定）（代表日 2007 年 1 月 9 日）

図 3.3.33 では，各室の VAV 系統室内感知温度，FCU 室内感知温度，室内相対湿度の時刻別推移を示す。室 3 の FCU 室内感知温度が 21℃程度を示したものの，他は設定温度である 23℃以上を示した。室 3 の

VAV 系統室内感知温度は，午後 4 時に 26℃近くまで室温が上昇したことがわかる。室内相対湿度は，30%から 40%を示しており，おおむね予想通りの運用を行うことができた。

図 3.3.34 の PMV（代謝量 1.2met，着衣量 0.8clo）は，空調運転開始直後の午前 8 時を除き，午前 9 時から午後 8 時まで，PMV 値は±0.5 を示しており，快適性は保たれたと考えられる。

図 3.3.33　3 階東・室内環境（FCU＋AHU 運転：室温 23℃設定）（代表日 2007 年 1 月 9 日）

図 3.3.34　3 階東・PMV（FCU＋AHU 運転：室温 23℃設定）（代表日 2007 年 1 月 9 日）

図 3.3.35 において，空調システムの挙動を示す。室内中央温度と VAV 系統室内感知温度は，共に，室内温度設定 23℃以上，かつ，26℃以下を示しており，運用の目標を達成している。FCU 室内感知温度は 20℃から 21℃を示しており，やや設定より低い値を示した。これは，**図 3.3.33** から室 3 の運用に限った現象であり，**図 3.3.36** では，室 3 の FCU 温水弁は動いており，スキンロード制御の不具合で FCU 運転が停止していた訳ではない。**図 3.3.31** の室内環境の時刻別推移で確認したとおり，室内はペリメータ部，インテリア部共に設定温度の 23℃をほぼ満たしているため，室内設定温度 23℃における運用目標は達成できている。FCU 室内感知温度付近の壁面がやや温度が低くても問題はなく，負荷の予測に対して，室内に必要な FCU 暖房は供給されたといえる。

室内相対湿度（**図 3.3.35**）は，30%から 40%を示し，午前中に変化が大きいものの，PMV（**図 3.3.34**）は，比較的になだらかな推移を示しており，室内環境は安定していたと考えられる。

図 3.3.36 の空調実態から，AHU 加湿弁が日中を通して運用を行っており，冬期は加湿が必要とされることがわかる。FCU 温水弁は，空調運転開始直後の午前 8 時から午前 12 時，午後 4 時以降に動いている。

冬期は太陽高度が低く，窓面に直射日光が当たることを考慮すると窓面負荷が大きくなり，日中の FCU 暖房運転は不要になる。そのため，AHU 加湿のみが室内に必要とされ，内部発熱負荷が室温上昇に寄与し，室温は 23℃以上を保つことができると考えられる。

図 3.3.35　3 階東・空調システム（FCU＋AHU 運転：室温 23℃設定）（代表日 2007 年 1 月 9 日）

図 3.3.36 では，午前 11 時に，瞬時的に AHU 冷水弁が稼働した。しかし，図 3.3.33 より，室内中央温度床上 1200mm は 26℃を超えていないため，VAV 系統室内感知温度センサ付近のある床上 2000mm の位置で室温が上昇したために，室温 26℃を感知し AHU 冷水弁が作動したものと考えられる。ただし，居住域のみを空調範囲とすれば，室内の冷却は不要であったと考えられる。

図 3.3.36　3 階東・弁開度・外気ダンパ開度

（FCU＋AHU 運転：室温 23℃設定）（代表日 2007 年 1 月 9 日）

図 3.3.37 に示すとおり，空調運転開始直後と夕方に FCU 温水熱量を消費したことがわかる。また，午前 11 時に AHU 冷水熱量を消費した。これは，FCU 暖房により室温が上昇したこと，図 3.3.35 の室内相対湿度が高くなったことが原因と考えられる。瞬時的な AHU の挙動により，室内環境は一時的に混乱したといえる。日中を通して，AHU 加湿が行われた。

図 3.3.37　3 階東・空調実態

（FCU＋AHU 運転：室温 23℃設定）（代表日 2007 年 1 月 9 日）

■Case5-②新制御:スキンロード制御（FCU）+AHU 運転：室内温度設定 20℃以上の運用結果

図 3.3.38 に示す代表室内上下温度では，ペリメータ部は 20℃から 27℃と室内温度の幅が広く，インテリアは中央及び廊下側で 22℃から 25℃を示した。室内の天井面は，床面 100mm より温度が高い。

目標とする室内温度 20℃以上の環境を構築している。ただし，ペリメータ部は 27℃とやや高温を示した。床上 1200mm と床上 100mm の温度差は，ペリメータ部では小さく，インテリア側で最大 3℃の違いが見られる。足元の温度を上げる工夫により，より快適な室内環境を構築できると考えられる。

図 3.3.38　代表室内上下温度（FCU＋AHU 運転：室温 20℃設定）（代表日 2007 年 1 月 11 日）

図 3.3.39 の内部発熱負荷は，代表日の照明電力はシミュレーション入力値より少なく，コンセント電力と在室人数はシミュレーション入力値よりやや多い。ただし，内部発熱負荷は室温上昇に寄与するため，負荷予測に基づく最適運転を行ううえで，空調モードが異なることはなく，運用上の問題はない。

図 3.3.39　3 階東・内部発熱負荷（FCU＋AHU 運転：室温 20℃設定）（代表日 2007 年 1 月 11 日）

室内環境は**図 3.3.40** より，午前 9 時から午後 8 時の間は，VAV 系統室内感知温度が室内設定温度 20℃以上をほぼ示しており，目標の運用を達成したことがわかる。FCU 室内感知温度は，設定室内温度よりマイナス 1℃低い値で運用を行ったため 19℃を示す場合もある。

図 3.3.40　3 階東・室内環境（FCU＋AHU 運転：室温 20℃設定）（代表日 2007 年 1 月 11 日）

PMV（**図 3.3.41**）は，午前 9 時から午後 8 時の間に±0.5 程度を示しており，良好な運用を行えたことがわかる。室温上昇を許容しているため，室内環境は一定にならない点が特徴といえる。

図 3.3.41　3 階東・PMV（FCU＋AHU 運転：室温 20℃設定）（代表日 2007 年 1 月 11 日）

図 3.3.42 における空調システムの挙動から，室内中央温度と VAV 系統室内感知温度はほぼ等しく，午前 9 時から室内温度 20℃以上の運用を行ったことがわかる。室内温度は最大 25℃を示しており，FCU 室内感知温度も 22℃まで上昇している。これは，冬期の太陽高度が低く日射が室内へ侵入したことと，内部発熱負荷が室温上昇に寄与したことが考えられる。VAV 給気風量は約 30%と少なく安定しており，気流感は少ないと予想される。室内相対湿度がやや変化しているものの，30%付近であり，快適性への影響はないと考えられる。

図 3.3.42　3 階東・空調システム（FCU＋AHU 運転：室温 20℃設定）（代表日 2007 年 1 月 11 日）

図 3.3.43 の弁開度・外気ダンパ開度は，AHU 加湿弁のみを稼働させたことがわかる。FCU 温水弁も空調運転開始時の午前 8 時に動いたのみである。外気（RA）ダンパも最小開度を示し，最低外気量を確保しつつ，加湿のみを行うことで，室内温度上昇を行いつつ室内環境を構築したといえる。

図 3.3.43　3 階東・弁開度・外気ダンパ開度
（FCU＋AHU 運転：室温 20℃設定）（代表日 2007 年 1 月 11 日）

図 3.3.44 の空調実態では，空調運転開始時間の午前 8 時に FCU 温水熱量を消費したものの，AHU 冷水は消費しておらず，AHU 加湿のみを行った。そのときの AHU 給気温度は，室内温度とほぼ同様である 22℃から 24℃を示した。そのため，AHU 給気口からの気流により，居住域内の不快感は生じないと考えられる。よって，数理計画型モデル予測制御を行った運用の結果を一般的な空調機においても，AHU 加湿のみを行う運用を行えば同様の室内環境を構築できる。また，FCU 暖房もスケジュール運転が可能な従来制御であれば，空調運転開始直後のみ運用すればよい。

図 3.3.44　3 階東・空調実態（FCU＋AHU 運転：室温 20℃設定）（代表日 2007 年 1 月 11 日）

■従来制御−室温設定 23℃（2005 年 12 月 13 日），室温設定 24℃（2005 年 12 月 21 日）と新制御−室温設定 23℃以下暖房（2007 年 1 月 9 日），室温設定 20℃以下暖房（2007 年 1 月 11 日）を比較する。

A:冬期代表日のエネルギー消費

図 3.3.45 では，従来制御と新制御の代表日における空調用二次側熱量を比較する。なお，この時，内部発熱負荷は，TRNSYS シミュレーション入力値に合わせた。従来制御の室温 24℃（一定）に比べて，新制御における室温 20℃から 26℃の室内環境はほぼ同等だが，エネルギー削減は半分程度に抑えられる。これは，AHU 冷房運転を停止することにより，室内混合損失も生じないためと考えられる。

図 3.3.45　室内温度設定変更による空調用二次側熱量　※内部発熱負荷は同値

B:冬期の空調実態

従来制御の室温 20℃の運用は，室温 23℃運用時に比べて AHU 冷水熱量が多く消費され，居住者からクレームがあったため，実験が途中で中断された。そのため，従来制御は，室温 23℃運用時と比較する。

図 3.3.46 より，従来制御 23℃の運用では，FCU 温水消費が 350kJ/㎡･h 以上を示し，AHU 冷温水消費が確認された。新制御は運用開始時に FCU 温水 230kJ/㎡･h を消費し，その後に冷温水は消費されていない。

図 3.3.46　冬期代表日の冷温水熱量（2007 年 1 月 11 日）

C:冬期のインテリア空調負荷

代表日の室内負荷(**図 3.3.47**)は，TRNSYS 窓面負荷が－40W/㎡を示し，9 時，10 時，16 時以降において FCU 暖房運転が必要と判断された。よって，午前 8 時から FCU 運転を行うロジックが組まれ，徐々に室内環境を整えている。TRNSYS インテリア空調負荷から，室内は冷房運転が 1 日中必要と判定された。実際の運用は室温 26℃以下まで換気運転を行うため，室内顕熱負荷 Q_{iS1} は 1 日中 10W/㎡以下を示した。

図 3.3.47　冬期代表日の室内負荷（2007 年 1 月 11 日）

D:冬期の VAV 制御（給気風量と室内温度）

図 3.3.48 に示すように，従来制御では，空調運転開始時から設定室温 $t_{ac,w}$23℃まで，VAV 給気風量が 70%以上を示し，その後，設定室温を維持する挙動を示す。

一方，新制御の VAV 給気風量は，近藤靖史らとの共同研究[50) 55) 88)]により CFD を用いた検討を行った結果，居住域（床上 1.2m）に有利な室内条件となる VAV 給気風量を設定したため，風量の変動は少なかった。

新制御の設定室温 $t_{ac,w}$20℃では，FCU・AHU 室内感知温度センサは 20℃以上を示し，室温を 20℃～25℃に保持していることが確認できた。

図 3.3.48　冬期代表日の VAV 制御（2007 年 1 月 11 日）

冬期の従来制御では，室温 23℃設定及び 24℃設定時とも，FCU 温水・AHU 冷水同時消費による室内混合損失が懸念された。さらに，新制御の運用においても設定値を従来と同様 23℃以下暖房運転とすると，若干の AHU 冷水消費が確認された。これは，FCU 暖房運転の影響であることが確認されたため，最終的に Case5-②新制御 20℃以下暖房とする幅制御（AHU 冷水使用禁止かつ外気取入制御運転停止：室内温度設定 20℃～26℃）により，室内空気を循環させ，FCU 温水のみ使用することにより，省エネ運転が実現した。この省エネ運転により，窓側の室温がやや下がるものの，室内中央付近の温度は従来制御と変わらない程度に保つことを確認した。

E:冬期の室内環境

図 3.3.49 から**図 3.3.51** に示す計測値は，10 分データである。

図 3.3.49 に示すとおり，新制御・代表日の室内は PMV0.0 以上を示し，11 時から 15 時には PMV0.5 以上を示したため，やや暖かいと評価された。**図 3.3.38** より，室内温度の窓側床上 1.2m の温度が，室内温度中央部床上 1.2m より高いため，主に FCU 暖房運転と外界からの日射による影響であると考えられた。従来制御室温 24℃の運用とほぼ同様な室内環境であったことがわかる。

図 3.3.49　冬期代表日における従来制御と新制御の PMV

図 3.3.50 において，従来制御・新制御の外気条件，室内環境と AHU 給気温度を比較すると，新制御の AHU 給気温度はなめらかに変化するのに対して，従来制御の AHU 給気温度は 20℃から 25℃内を往来しており，ハンチングを起こしていることがわかる。新制御の VAV 系統室内感知温度と従来制御の VAV 系統室内感知温度はそれほど違いが見られないため，従来制御における AHU 給気温度のハンチングによるエネルギーロスを，新制御は解消しているといえる。

図 3.3.51 の AHU 給気露点温度を見ると，AHU 給気温度と同様に，従来制御ではハンチングを起こしていることが確認できる。また，新制御の AHU 給気露点温度は 2℃から 3℃であるのに対し，従来制御の AHU 給気露点温度は 8℃から 10℃とやや高い。そのため新制御の方が従来制御に比べて，加湿量は少ない。よって，新制御の室内相対湿度は 35%前後を示し，従来制御の室内相対湿度は 40%程度となる。

図 3.3.50　冬期代表日における従来制御と新制御の外界条件，室内環境と AHU 給気温度

図 3.3.51　夏期代表日における従来制御と新制御の外界条件，室内環境と AHU 給気露点温度

F:冬期のアンケート調査

従来制御における室温 23℃一定制御時に行った空調制御運用の適切さ（個人の省エネ知識と快適性を総合した評価）に関する調査結果（**図 3.3.52**）では，不適切・やや不適切という回答が 50%あった。これは，頭部に冷気を感じ不快と申告した居住者がいたことから，従来制御の外気冷房運転では 10℃の外気を室内に取り入れる運用が行われたことが原因であると推測された。

以上のように，建物竣工時の機器性能検査に合格した空調機が，運用時に改善を必要とされた。

新制御における室温 $t_{ac,w}$20℃（室温 20℃から 26℃：換気）実験期間中[計測室温平均 22.5℃（最大 25.3℃，最小 19.3℃），平均湿度 38.1%， PMV 平均 0.39（最大 0.8，最小-0.3）]のアンケートは，適切・やや適切の回答が約 8 割あり，居住者の理解をおおむね得ることができた。

図 3.3.52　システム運用前後のアンケート結果（冬期）

G:冬期における外界の影響と空調負荷

冬期の各種実験ケースにおける空調負荷と外気温を，**図 3.3.53** にて比較した。新制御・代表日(2007 年 1 月 11 日)，室温 $t_{ac,w}$20℃設定における 1 時間あたりの FCU・AHU 冷温水熱量はわずかであった。しかし，新制御・室温 $t_{ac,w}$23℃設定（室温 23℃以下暖房運転，室温 26℃以上冷房運転，2007 年 1 月 9 日）の運用では，AHU 冷水が消費され，冷温水消費熱量は従来制御室温 $t_{ac,w}$23℃運用時より多い。これは，FCU 暖房の室温 22℃設定を風量・中にて運用したため，AHU 設定値 23℃以上に室温が上昇し，計測室温 26℃以上の冷房運転が行われ，居住域外も空調したため過剰な運転が行われたことが考えられる。これは，近藤靖史らとともに CFD 解析による共同研究 [50) 55) 88)] を行った結果，FCU 暖房と AHU 冷房による室内混合損失を促進させたと考えられた。

図 3.3.53　従来制御と新制御のエネルギー消費量(冬期冷温水熱量)

3.4　室内設定温度と快適性

以上より，数理計画型モデル予測制御（新制御）[88) 89)] の冷房モードと暖房モードにおける VAV 制御の運用結果について，運用改善手法を給気風量と室内温度の関係からまとめる。

夏期における従来制御は，**図 3.4.1** に示すとおり運転開始時から設定室温に至るまで，給気風量を変化させ,設定室温を一定に保つことを目的とした運用が行われてきた。近藤靖史らと共に室内気流の CFD 解析を行った結果 [50) 55) 88)]，給気風量と室内温度の関係から，室内への給気風量が多いと居住域以外の壁面も空調範囲に含むことがわかった。そのため，新制御では居住域（床上 1.2m）のみを空調範囲と位置づけ，天井吹出口より供給される冷暖房に対し空調負荷削減を図った。夏期の新制御は，給気風量は 30%から 40%と少なく，AHU 室内感知温度センサは，室温 27℃を目標に 28℃以下を示した。

冬期の従来制御(**図 3.4.2**)は，夏期同様に運転開始時に給気風量が 80%を超え，設定室温である 23℃付近を一定に示した。新制御では室温 26℃以内では最小外気取り入れを行い，空気の循環を行う換気運転をするため，AHU 室内感知温度センサは設定室温である 20℃以上 26℃以下を示す。室内温度の幅は勤務開始である午前 9 時を基準に，日中の室内温度は 22℃から 25℃まで約 3℃の範囲を推移する。冬期の

新制御は,室内温度の範囲を許容するため,室温 26℃以上を示す場合にのみ AHU 冷房を行う。そのため,従来の設定室温を一定に保つための制御と異なる。日射や内部発熱などの顕熱による温度上昇を許容することにより，冬期の冷房負荷削減を行った。

図 3.4.1　夏期 VAV 制御の空調実態（VAV 給気風量と室内感知温度）

図 3.4.2　冬期 VAV 制御の空調実態（VAV 給気風量と室内感知温度）

3.5　室内顕熱負荷と内部発熱負荷合計

図 3.5.1 に内部発熱負荷合計 HG と冬期の室内顕熱負荷 Q_{is1}（**式 3**）を，**図 3.5.2** に内部発熱負荷合計 HG と冬期の室内顕熱負荷 Q_{is2}（**式 4**）を示す。いずれも，AHU 冷水消費時間帯のみを示している。

ただし，内部発熱負荷合計 HG[57]　（**式 5**）は，室内熱取得要素に対する瞬時応答係数の輻射熱分と表面熱流を媒介とした対流分の重み係数（対流+輻射/熱取得）を考慮した顕熱負荷顕熱負荷と定義される。内部発熱負荷合計 HG の重み係数は，既往研究[57] により実測等で確かめられた経験値である。

○室内顕熱負荷 Q_{iS1}(Wh) ＝Cp×〔加重平均室内温度（t_i）　－AHU 給気温度（t_{SA-i}）〕×Σf_{vav}　　**式 3**

○室内顕熱負荷 Q_{iS2}(Wh) ＝Cp×〔AHU 還気温度（t_{RA-i}）　－AHU 給気温度（t_{SA-i}）〕×Σf_{vav}　　**式 4**

ただし，Cp：空気比熱〔 0.34 Wh/℃・m³〕，　F_{vav} ：VAV 給気風量〔m³/h 〕

○内部発熱負荷合計 HG[57]　(W)　= $0.7H_{HS}$＋ $0.5H_{LS}$ ＋ $0.7H_{ES}$　　・・・**式 5**

ただし，H_{HS} (W)：人体 60W/人 ，H_{LS} ： 照明電力（W），H_{ES}：コンセント電力（W）

図 3.5.1 の室内顕熱負荷 Q_{iS1} の方が，**図 3.5.2** の室内顕熱負荷 Q_{iS2} より，1 月の室内顕熱負荷は内部発熱負荷合計 HG と相関が良く，密閉した空間が構築されたと考えられる。12 月は室内顕熱負荷が変動していることから，建物上部の開口部が完全に閉じられておらず，建物全体の気密性が低い状態であったと考えられる。1 月の方がより寒さが厳しく，建物上部の開口部が閉じられたため，建物全体の気密性が上がり，空気が流れにくい状況になっていたことが考えられる。

よって，対象建物は断熱性能がよく内部発熱が支配的であるため，以下の関係を確認できる。

冬期インテリア室内負荷 Q_{INTE}　≒冬期室内顕熱負荷 Q_{iS1}

≒内部発熱負荷合計 HG[57]

図 3.5.1 内部発熱負荷合計 HG と室内顕熱負荷 Q_{is1}

図 3.5.2 内部発熱負荷合計 HG と室内顕熱負荷 Q_{is2}

3.6　数理計画型モデル予測制御による運用改善

重点計測エリア（３階東ウィング）における夏期の AHU 給気温度と VAV 給気風量の関係を**図 2.6.1** に示す。**2.6.1** より，AHU 給気温度 16℃付近の頻度が高く，VAV 給気風量は 20%から 60%を示す。夏期の ATFw は，期間平均 10.4 と比較的に良好な値を示した。ただし，従来制御の ATFw は 11.7 であったため，新制御の成績係数は若干悪くなった。これは，AHU 給気温度 16℃の運用のみならず，17℃，18℃の運転頻度が高くなり，ファン動力が多くなったことが原因と考えられる。

図 2.6.1　夏期：重点計測エリアにおける AHU 給気温度と VAV 給気風量（2006 年）

重点計測エリア（３階東ウィング）における冬期の AHU 給気温度と VAV 給気風量を**図 2.6.2** に示す。AHU 給気温度 16℃から 18℃の頻度が最も多く，AHU 給気風量は 20%から 30%付近が最も多い。AHU 給気温度が 20℃以上の場合は，AHU 給気口からの給気温度が室温に近い状態であったと考えられる。

図 2.6.2　冬期：重点計測エリアにおける AHU 給気温度と VAV 給気風量（2006 年）

図 2.6.3 に，重点計測エリアにおける AHU 給気温度と ATFw を示す。夏期の AHU 給気温度は 16℃から 18℃の頻度が最も多い。夏期の ATFw 平均値は 10.4 を示したことから，比較的に空調機の成績係数はよい。**図 2.4.24** より，AHU 給気温度 24℃付近では ATFw は 10 以下を示し，成績係数が悪い。ただし，AHU 給気温度 24℃から 26℃を示す頻度は少ないため，エネルギー削減のための運用としては，妥当な運転であったと考えられる。

図 2.6.3　夏期：重点計測エリアにおける AHU 給気温度と ATF（2006 年）

冬期は AHU 給気温度 16℃から 18℃の頻度が最も多く（**図 2.6.4**），そのとき，冬期の ATFw 平均は 7.0 を示す。AHU 給気温度 16℃のとき，ATFw は最大で 15 程度を示した。冬期の ATFw 平均値は 7.0 と従来制御の成績係数より改善がなされている。

図 2.6.4　冬期：重点計測エリアにおける AHU 給気温度と ATF（2006 年）

3.7　数理計画型モデル予測制御によるエネルギー削減効果

システム開発段階における研究対象建物の実測の詳細については，既に**第 2 章**にて述べた。今後，BEMS 及び変風量空調システムの普及段階へ移行するためには期待される運用改善効果を明らかにしておく必要がある。そこで，検討ケースと実測の実施状況を**表 3.7.1** にまとめた。ただし，室内負荷条件は，居室や建物性能ごとに異なるため，省エネ性能と室内設定温度の関係は，建物ごとの検討が必要である。なお，夏期の新制御実験では，省エネ運転であることを確認しているが，改良が必要な検証実験を残している（**表 3.7.1**※印）。

表 3.7.1　従来制御と新制御に関する省エネ性能比較

	冷房モード				換気モード				暖房モード	
	Case1		Case2		Case3		Case4		Case5	
	スキンロード制御		冷房運転		外気冷房		窓開閉有無		スキンロード制御	
	①	②	①	②	①	②	①	②	①	②
	従来制御	新制御	従来制御	新制御	従来制御	新制御	従来制御	新制御	従来制御	新制御
19℃									▲●	△
20℃									▲●	◎
21℃									▲●	○
22℃									▲●	○
23℃									▲●	●
24℃					▲	※	▲	△	○	●
25℃	▲	▲	▲	▲	○	※	○	◎	▲●	●
26℃	▲	○	▲	○	△	※	▲	△	▲●	●
27℃	○	◎※	○	◎※						
28℃	△	△	△	△						

省エネ	優◎	省エネという観点から、理想的な運転が可能である。
	良○	ややエネルギーを消費するが、標準的な快適性が保たれる
	△	省エネ運転であるが、人によりやや寒いまたはやや暑いなど、快適性に問題が出やすい
非省エネ	▲	省エネ運転とならず、過剰な冷房用エネルギーが消費される。
	●	省エネ運転とならず、過剰な暖房用エネルギーが消費される。

AHU 運転頻度は，夏期は AHU 冷水熱量消費 200 kJ/㎡･h 未満となる冷房運転が約 150 時間，AHU 冷水熱量消費 200 kJ/㎡･h 以上 400 kJ/㎡･h 未満となる冷房運転が約 200 時間，AHU 冷水熱量消費 400 kJ/㎡･h 以上 600 kJ/㎡･h 未満となる AHU 冷房運転が約 100 時間であるため，最大負荷時より部分負荷時の運転頻度が高い。また，夏期に風量から算出した室内顕熱負荷 Q_{iSI}50 kJ/㎡･h 以上 100kJ/㎡･h 未満を示す頻度が最も多く約 250 時間であった。室内顕熱負荷 Q_{iSI} が 100kJ/㎡･h 以上 150kJ/㎡･h 未満を示す頻度は 100 時間未満であるため，運用時の部分負荷に合わせて運用を改善する必要がある。冬期は，室内顕熱負荷 Q_{iSI}0kJ/㎡･h 以上 50kJ/㎡･h 未満を示す頻度が約 150 時間あり，若干の冷水消費が確認されたため，冬期の冷房需要をゼロとすることは難しいと考えられた。

最終的に，**図 3.7.1** において，VAV 制御の運用改良後における空調機の性能を，風量から算出した室

内顕熱負荷 Q_{iSI} と AHU 冷水消費熱量の関係から比較すると，夏期では従来制御の AHU 冷水消費熱量が最大 800 kJ/㎡･h と多く，新制御の AHU 冷水消費は最大でも 600 kJ/㎡･h であり，新制御の方が省エネルギー運転であるといえる。冬期において，従来制御は室内顕熱負荷 Q_{iSI}0kJ/㎡･h に AHU 冷水消費熱量が確認されたことに対し，新制御の AHU 冷水消費熱量は少ない。また，新制御は，風量から算出した室内顕熱負荷 Q_{iSI} の変化による冷房需要に応じて AHU 冷水熱量を消費しており，適切な運用へと改善がなされたといえる。

図 3.7.1　VAV 制御の空調実態（室内顕熱負荷と AHU 冷水熱量）

■予測値と実績値の比較

実験期間中の数理計画型モデル予測制御の運用実績(1 週間)を，図 3.7.2 に示す。TRNSYS を用いたシミュレーション結果は，新制御を行った実測に比べてやや値が大きい。これは，TRNSYS シミュレーションに基づき，1 時間ごとの FCU と AHU 発停の運用判定を行った空調システムの制御結果に対し，居住域のみを空調範囲とするため VAV 給気風量の設定を変更したこと，冬期における室内混合損失の解消，室温の変化を許容すること，さらに実態に合わせたリアルタイム演算を用いた数理計画型モデル予測ホライズン制御方法を導入したことによる空調負荷削減分であると考えられる。

図 3.7.2　空調種類別の運用実績（1 週間）

前述したとおり，空調システムの運用改善は，外界条件と室内環境の条件に左右される。今回の数理計画型モデル予測制御の効果は，さらに，熱源システムの運用改善に反映されることで，大幅なエネルギー削減に結びつけることができる。しかし，残念ながら，熱源システムと連動した数理計画型モデル予測制御の運用実験を行うことができなかった。以下に理由を示す。

① 熱源システムの設計上の問題

夏期の電力ピークカットのため夜間蓄熱を行う水蓄熱槽が設置されたが，蒸気吸収式冷凍機が導入され，電力と蒸気と異なるエネルギー源が利用されたため，ピークカットによる電力削減のメリットを享受できない。ターボ式冷凍機などの電力を消費する機器に変更する必要が生じた。

② インターネット利用による天気予報

インターネットを利用した天気予報速報値（１時間値）は，財団法人気象業務支援センターより，テキストファイル形式で入手できる。しかし，提供されるテキストファイルを読み取り，BEMS に利用するために BEMS 上のデータベースに情報を格納する必要がある。しかし，テキストファイル形式を入手するための国立環境研究所内通信システムが不安定であり，たびたびテキストを入手できない現象が起きていた。ときには，財団法人気象業務支援センターのメンテナンスが行われ情報提供サービスが中断されることもあり，熱源システムを運用するまでの安全性を確保するまでに至らなかった。

③ 熱源廻りの計測項目

国立環境研究所のエネルギー管理システムは，空調系統と電気系統が分かれているため 2 つのモニタリングシステムが存在している。よって，空調系 BEMS 機能を用いてデータ収集できる熱源廻りの計測ポイントは，**表 3.3.29** のとおり温度や流量を中心とした計測項目のみである。しかし，実際の熱源システムの評価（**表 3.7.2**）には，熱源機動力を含めた評価が必要であるため，運用改善の検討は容易ではない。これらが設計時に，空調システムを評価できるようあらかじめ考慮されていないことによる弊害といえる。

また，現在の熱源管理設計法では，１時間ごとのスケジュールについて，季節別（夏期・中間期・冬期）の３パターンを定めているのみである。

設計時の条件を確認するための性能検証「コミッショニング」は，設備工学として，１つの研究分野が確立されている。しかし，運用時の実態に合わせた室内負荷スケジュールの見直しについては，コミッショニング上でも行われていない。季節別の運用方法の切り替えは，夏期（６月～９月），中間期（１０月，１１月，４月，５月），冬期（１２月，１月～３月）のカレンダーに合わせて行われており，日々の気象条件により，熱源管理方法が変えられるような運用は一般には行われていない。

よって，設備と情報システムの連携が進むにつれ，数理計画型モデル予測制御技術の向上が望まれることになるといえよう。

表 3.7.2　熱源廻り計測項目（SHASE-M0007-2005）

計測項目	TSC21ネーミングコード	計測有無（ランク）		
		1	2	3※
水冷チラー　冷却水入口温度	WCR_TWcd_in			●
水冷チラー　冷却水出口温度	WCR_TWcd_out			●
冷温水発生機　冷却水入口温度	GAR_TWcd_in			●
冷温水発生機　冷却水出口温度	GAR_TWcd_out			●
水冷チラー　冷水　流量	WCR_GW			●
水冷チラー　冷却水流量	WCR_CT_GW			●
冷温水発生機　冷水流量	GAR_GW			●
冷温水発生機　冷却水流量	GAR_CT_GW			●
西側FCU 還水温度	PPchr[ws,FCU]_TW			●
水冷チラー 還水温度	PPchr[WCR]_TW			●
冷温水発生機 還水温度	PPchr[GSR]_TW			●
貯湯槽 還水温度	PPchr[hw,ST]_TW			×
1FPAC 還水温度	PPchr[1f,PAC]_TW			●
南側FCU 還水温度	PPchr[ss,FCU]_TW			●
東側FCU 還水温度	PPchr[es,FCU]_TW			●
東側空調機 還水温度	PPchr[es,AHU]_TW			●
西側空調機 還水温度	PPchr[ws,AHU]_TW			●
水冷チラー 往水温度	PPchs[WCR]_TW			●
冷温水発生機 往水温度	PPchs[GAR]_TW			●
外気温度	DBO			●
水冷チラー compNo.1　電力量	WCR[comp1]_PPE			×
水冷チラー compNo.2　電力量	WCR[comp2]_PPE			×
水冷チラー 一次ポンプ　電力量	WCR_Pc_PPE			×
水冷チラー 冷却水ポンプ　電力量	WCR_Pcd_PPE			×
水冷チラー 冷却塔　電力量	WCR_CT_PPE			×
冷温水発生機　ガス消費量	GAR_GGG			●
冷温水発生機　本体　電力量	GAR_PPE			×
冷温水発生機 一次ポンプ　電力量	GAR_Pc_PPE			×
冷温水発生機 冷却水ポンプ　電力量	GAR_Pcd_PPE			×
冷温水発生機 冷却塔　電力量	GAR_CT_PPE			×

また，最適化手法も発展がなされている。赤木ら[90]がAI技術等におけるオブジェクト指向によるモデリングと最適化手法の複合化の方策について言及している。

1)　基本設計は，「設計・評価・再設計」の過程を繰り返しながら，設計解をリファインしてゆくことにより行われるものとして，そのリファインの操作を支援する立場から最適化手法を融合する。

2)　1）の立場から，過去の設計事例における実績を積極的に参照し，それに適切な修正を加えるなど，設計者の判断に基づいて設計解を逐次的に改善してゆくようにする。

3)　数理計画法を適用するための定式化において，制約条件や目的関数は，設計を行う以前に完全に定まっているものではなく，得られた設計解の問題点に対応して，その都度，上記の繰り返しのなかで徐々に明らかにされていくものである。このような最適化手法を適用する過程で，設計者の判断に従って定式化に柔軟な変更が加えられるようにする。

これらは，システムの実用化において，必要不可欠な考え方であるといえる。
さらに，基本概念に基づいて設計支援手法を実現し，設計解を逐次的に改善していくために，赤木らのシステム設計過程[90]より，以下の２つの段階に分けて考えるべきであると示されている。

(1)　満足化の過程：設計条件などの必要最低限の機能を満たす設計可能解（満足解）を得る過程

(2)　最適化の過程：(1) で得られた設計解に対してさらに修正を加え，目標間のバランスをはかりながら，より高い機能を有する設計解を得る過程

まず，低炭素社会システムの実装を研究成果の目的とすれば，普及が進む変風量空調システムを，(1) 満足化の過程に基づいて運用改善が図られるべきである。そのうえで，(2) 最適化の過程にあたる，負荷予測と数理計画法による最適運転が実装されることが望まれる。

3.8　まとめ

・地球温暖化研究棟を対象とした数理計画型モデル予測制御におけるシミュレーションの実装

開発したプロトタイプならびに地球温暖化研究棟の数理計画型モデル予測制御において，開発したシミュレーション・システムは，ネットワーク上のサーバーを介して行われる計測とシミュレーション，シミュレーションと制御の間のデータのやり取りを実用的な速度で行ない，システム全体が稼動した。計算モデルの改良とシステム稼動の各種検討ケースに基づいて，省エネルギー，快適性の確保などの目的に応じての自動制御が可能となった。エネルギー消費量・空調システム動作・室内環境・外界条件など多岐に渡る詳細な項目をオンラインで計測・収集し，基礎的なデータによる計測システムの妥当性検証，空調システムの調整などを行い，システムの全体調整を行った。
空調システムの評価に関しては，AHU 冷温水消費熱量などのエネルギー消費と，形成される室内環境を同時に検討することで自動制御の改善点を明らかにした。

・地球温暖化研究棟を対象とした数理計画型モデル予測制御の空調実験：

夏期・冬期の代表日における運転実績データから，数理計画型モデル予測制御システムが実際に構築され，機能することを実証した。実在建物において，天気予報に基づき 1 時間ごとの窓面負荷，インテリア空調負荷(TRNSYS-GAMS オフィスモデル)計算結果を FCU･AHU 冷暖房の運用に反映させる数理計画型モデル予測制御を用いて，夏期・冬期の VAV 制御の運用改善を行った。

・ **数理計画型モデル予測制御の実装**：AHU 給気温度，AHU 給気露点温度のハンチングが解消される。負荷をあらかじめ予測することにより，空調運転の発停を把握することができる。空調機器の 1 日の発停スケジュールを 1 時間毎に把握でき，熱源の適切な運用計画に応用できる。

・ **空調範囲と冬期の室内混合損失解消**：居住域のみ（床上 1.2m，窓面 1m を除く）を制御するため必要な VAV 給気風量を少なくし，かつ，冬期の室内混合損失を解消する換気運転を中心に行うと省エ

ネルギー性の高い運用を行うことができる。

- **環境配慮型建物における室内顕熱負荷の扱い**：建物の外皮性能が優れれば，室内は外界からの影響を受けにくくなり，結果として，冬期の密閉状態の時に，室内顕熱負荷 Q_{iS1}≒内部発熱負荷合計 HG に近い値を示す。

- **居住者の環境意識と室内環境設定**：夏期は，室温 27℃を目標に室温 28℃を上限とした AHU の運用を行うと省エネルギーを図ることができる。そのために，事前に執務者に着衣による調整が必要になることなど，あらかじめ想定される室内環境に理解を求める。冬期は，室温 20℃以下において AHU 暖房運転を行うこととし，室温 20℃から 26℃の間において，加湿運転のみとすることで，エネルギー削減を図りつつ，快適性の高い運用が可能であることが分かった。建物の外皮性能が優れれば，ペリメータレス空調として運用することができ，より省エネルギーを図ることができる。

さらに，運用時に想定される室内条件（窓面負荷，内部発熱負荷，空調範囲，居住者の環境意識，室内環境設定）に合わせて，部分負荷時を考慮した VAV 制御の運用改善を図ることが重要である。

第 4 章　変風量空調システムと自然通風利用

第 3 章では，冷房モード（Case1：FCU+AHU 運転・Case2：AHU 運転）と暖房モード（Case5：FCU+AHU 運転）を述べた。**第 4 章**では，換気モード（Case3 機械換気・Case4 自然換気）の検討結果を示す。

自然換気利用時に室負荷を予測する既往研究は報告されていない。本論では，環境配慮型建物において，内部発熱負荷合計 HG を用い，自然換気必要風量を簡易的に定量化することにより，自然通風利用の有効性を確認できることを報告する。ただし，昼間の自然通風利用には，窓の開閉動作を手動又は自動に行い，空調機を自動に停止または運転する際に，居住者による窓の開閉動作が必要となるため，自然通風利用可能な状態かどうかや空調機の稼働状況を知らせる仕組みが必要とされた。そのため，居住者向けにエネルギー管理用リアルタイムモニタを構築し，推奨空調モード設定（冷房，暖房，機械換気，自然換気）の表示，空調システムの稼働状況，室内温度設定及び計測値をリアルタイムに表示した。さらに，空調システム（VAV 制御）の設計思想を理解いただくための説明資料，居住者向けエネルギー管理モニタ利用マニュアルの情報を配布した。最終的に，環境配慮に対する居住者の共通認識を図り，室内温度設定の妥当性を各自が判断できるように情報提供を行うことで省エネ行動に結びつける仕組みを構築した。なお，構築したシステムは，標準化をめざすため，インターネットと同一の通信回線（TCP-IP 技術）を用いる BAC－net[93] を採用した。最終的に，室内温度幅設定（室温上限 28℃，室温下限 20℃），居住域空調（VAV 給気風量小），自然換気利用を考慮した空調モード（冷房，暖房，機械換気，自然換気）を考慮し，理想的な運用を行うことで大幅なエネルギー削減を期待できることを示した。つまり，空調機の運用停止を行い，自然通風利用を行う場合も考慮し，室内を快適に，かつ，エネルギー削減のための「最適運転」を図ることが，求められている低炭素社会実現のために不可欠といえる。よって，本論文における「最適運転」の意味は，空調機の運転状態を前提とする従来制御と異なる点について，あらかじめご了承願いたい。

4.1　はじめに

ポスト京都議定書対応に向け，気候変動に伴う危機回避を行うことを目的として，2050 年の二酸化炭素排出量を現在より大幅に削減することが求められている。日本国は，2009 年 9 月 22 日の洞爺湖サミットにおいて 25%削減目標を掲げた。特に，建築物の運用エネルギーの削減は，BEMS 技術や情報網の進歩に伴い早急な対応が望まれる [39]。これら大幅な削減目標を達成するため，これまで取り組まれてきた機器の効率改善のみならず，エネルギー需要そのものを削減する努力が必要とされている。

近年，設計時の環境配慮型建物は，自然通風利用を積極的に導入する傾向にある。しかし，研究対象建物のように，運用時に自然通風がうまく利用されていない場合もあり，空調機

の運用改善が必要な場合がある。また，延床面積 4000 ㎡以下業務ビル等では，自動制御により窓を開閉する装置を備える建物は少なく，窓の開閉は人間の動作を伴うことが多い。そのため，情報提供システム「居住者向けエネルギー管理モニタ」[94]を構築し，自然通風利用判定結果を知らせる仕組みが必要であると考えた。さらに，エネルギー管理者は，窓の開閉状況を監視し，空調システムの停止や熱源等の稼働を適切に運転するなど，省エネルギーに結び付ける努力が必要とされる。**表 4.1** に，オフィスの自然通風利用に関する既往研究を示す。いずれも，自然通風利用判定時に負荷予測を行った例は，報告されていない。

表 4.1　オフィスの自然通風に関する既往研究

	計算ツール	指標	検討項目	制約条件	備考
河野、吉田、藤木、高橋（2001.9）	レスポンスファクタ法	上下温度差を用いた温度差換気	①Adaptive Model(R. de Dear,1998)の90%の人が快適性を許容する範囲をもちいて、快適範囲とした。	①Adaptive Model(R. de Dear,1998)の外気温、作用温度の範囲	
		・重量流量の収支を計算	②昼の自然通風利用と、夜間のナイトパージの利用を検討した。		
高橋、吉田、藤木、河野（2001.9）	レスポンスファクタ法	上下温度差を用いた温度差換気	①昼間の換気口解放時の外気温の範囲	①昼間・外気温18℃～24℃、室温の目標を持った開閉制御が効果的	
		・重量流量の収支を計算	②夜間の換気口解放時の外気温の範囲	②夜間・室温の目標を持った開閉制御が効果的	
張、加藤、村上、近本、金（2001.10）空調方式：天井吹出し、天井吸込み式	CFD	タスク域の平均温度との差に基づく流入風のAr数＝g・β・（T_{in}−T_{ref}）・L/U　g：重力加速度〔m/s2〕、β：膨張率〔℃−1〕、Tin：自然換気流入空気温度〔℃〕、Tref：参照温度（タスク域の平均温度を参照温度とする）〔℃〕、L:自然換気流入口の高さ〔m〕、U:自然換気の流入速度〔m/s〕	①CFDによる室内のミクロな熱・空気の混合拡散現象	①結露を起こす恐れを考慮した外気の下限値16℃	※タスク域、アンビエント域、ペリメータ域の分割して、各領域の熱特性を解析する
			②室内温熱環境および換気効率性状	②設定室温（冷房負荷除去に有効な外気の上限値26℃）	
			③タスク域とアンビエント域の熱移動現象	③換気量の上限（書類が舞う気上面風速1.5m/sを仮定）	
			④省エネルギー効果（年間にわたる室内負荷削減、空調機ファン動力削減）	④夏期冷房ふかの標準値として70W/㎡を仮定し、負荷除去に必要な自然換気量を上限とする	※自然換気量として一律に10回/hの換気量を設定
					※空調目標温度（26℃）を達成されると空調吹出し風速0m/sとした。
義江（2001.9）	MicroHASP/1982	自然通風換気量	①札幌、仙台、東京、名古屋、大阪、福岡	①室温が設定温度の中央値（夏期26℃、中間期24℃）より高い	※風速1m/sのみを検討
		Q=nVU		②外気のエンタルピが室内よりも低い	※昼①②③、夜①③④を満たした場合に自然換気口を開ける
		V:室容積（m3）、		③外気温が夏期18℃以上、中間期17℃以上	
		U:風速（m/s）		④外気温が室温より低い	
岩瀬、加藤、林、田島、澤地、瀬戸、高橋（2002.8）		温度、圧力	①吹き抜け空間を利用し、自然換気と空調併用運転、ナイトパージによる省エネルギー効果を検討	①無風時は全開（45°）し、風速1m/s前後の風を正圧を受けると閉まる（逆流防止） ②吹き抜け上部の温度が高温になると、単独で開放（15°）し熱気を排出する。	
			②給気口に定風量制御機構を設けた自然換気システムを開発		
張、加藤、近本（2003.1）空調方式：床吹出し・天井吸込み方式	HASP/ACLD, HASP/ACSS	空調負荷	①空調負荷換気評価モデルの適用	①自然換気利用流入温度範囲18.8℃≦外気温度≦26.0℃	※外気の湿度は考慮していない
		q_{aircon}＝h－q_{vent}	T_{out}=T_{task}+α〔℃〕	②風量：5～15回	※換気量：換気回数10回/hで固定
		q_{vent}=Cp・ρ・V・（T_{out}－T_{in}）	Ttask：タスク域の平均温度〔℃〕	③室内発熱量の範囲87W/㎡～120W/㎡	※雨天時の判断：自然通風を利用しない
			α：自然換気流出空気温度とタスク域平均温度との差〔℃〕	④潜熱負荷：考慮しない。（顕熱負荷のみ考慮）	
鈴木、村上（2005.9）	CFD, GA	顕熱負荷	①自然通風流入・流出口の幅	①平均風速	
			②空調吹出口の位置・数	②平均温度	
			③窓面の形状	③上下温度差	
				④空調の吹出風速	
				⑤自然通風による換気回数	
水出、石野、郡、永田、長井、大原、植田、小林、金（2005.9）	BEMS、HASP/ACLD	外気温、室内温度、エンタルピー	①シーリングファン、自然換気、床吹き出し空調の3種類を組み合わせたハイブリッド空調の検討	①冷房立ち上がり時に、外気温度18℃以下のとき、空調機を始動させない。	
				②外気温度が18℃～28℃内のとき、降雨、強風、多湿の各種禁止条件に当てはまらず、かつ外気エンタルピーが室内より低い状態であれば、自然換気のみで空調システムが立ち上がる。	
			②ナイトパージの検討		
				③外部負荷、内部負荷が増大し、自然換気のみでは室内熱環境を維持できない場合に、シーリングファンの運転を開始し、気流感によって室内設定温度条件を緩和する。	
				④さらに負荷が増加すると床吹出し空調機が運転を開始し、空調機と連動して熱源システムが起動する。	
LIM、山中（2010.9）	CFD	噴流流量Q_x＝0.248√（Xmax/Ho)/Qo） 離脱距離 $X_{max}/H_oK=0.925Ar^{-2/3}$	空間のゾーン分けを行い、居住域と居住域の空間上部をモデリングした。	①温度分布のモデル化	

また，居住者に対して衣服の調節など適切な情報を伝えることにより，室内環境が変化しても，個人にとっては最適な室内環境条件が存在する。最近の研究成果から，快適性は心理的な要素も含んでおり，金，田辺ら[17]は自然換気の自動制御より手動制御を好む傾向があることを明らかにした。高田らは，2011 年 4 月から 2013 年 3 月に設置された日本建築学会次世代型温熱快適域〔若手奨励〕特別研究委員会にて，建物用途により求められる快適性の範囲が異なることを指摘しており[18]，内容を精査して状況にある。須藤，加藤ら[19]により空気温度，作用温度，平均皮膚温度，着衣量，風速を変数とした温冷感申告値を制御目標としたパーソナル空調システムも開発されている。また，村上昌史は，居住者参加型空調制御方式に関する研究[20]において，名古屋大学博士論文を 2008 年に提出した。

現在，居住者が快適性に応じて室内環境設定を操作する状況があること，エネルギー管理者はエネルギー削減を行う義務を課せられる状況にあること，この 2 つを同時に結びつけて，低炭素社会実装をすみやかに行う必要がある。

4.2　変風量空調システムと自然通風併用（ハイブリッド空調）の運用実態

■機械換気と自然換気の概要

近年，大幅なエネルギー削減を実現するために環境配慮型の建築設計が行われており，自然通風利用が注目される。自然通風利用は，窓を開けて室内に外気を直接取り入れ，かつ，空調機の運転停止を伴うもの，または自然換気と機械の併用運転（以下，ハイブリッド空調）による運用をいう。また，自然通風利用は，時間帯により期待される空調負荷削減効果が異なり，昼間の利用は居住者の快適性を重視つつ，中間期の冷房負荷削減を目的としたものである。夜間の利用は，ナイトパージと呼ばれる室内の冷却効果を利用して空調運転開始時の冷房負荷を抑える役割がある。

なお，外気冷房は，空調機の運転を前提とした点が自然通風利用と大きく異なる。

外気冷房は，空気調和・衛生用語辞典（空気調和・衛生工学会編）によると，「中間期から冬期において冷熱源装置で冷熱を得て冷房するのではなく，室温より低温の外気を冷房負荷に見合う量だけ取り入れて室内を冷房するもの」のことである。研究対象建物では，**図 4.2.1**（再掲）のとおり，外気冷房を行う。

図 4.2.1　外気冷房制御（再掲）

本論では，昼間の自然通風利用による中間期の冷房負荷削減のみ検討した。昼間の自然通風利用にも大きく２種類があり，風上と風下の圧力差を利用する風力換気（**図 4.2.2**）と室内外の温度差を利用した重力換気（**図 4.2.3**）がある。どちらの換気方式を主に採用するかは，建物規模や建物設計者の判断による。研究対象建物である地球温暖化研究棟の自然通風利用計画を，**図 4.2.4** に示す。

図 4.2.2　風力（圧力差）換気の概要

図 4.2.3　重力（温度差）換気の概要

図 4.2.4　地球温暖化研究棟における自然通風利用計画

※1 石原正雄：建築換気設計，朝倉書店，1969 年 [91]，　※2 斎藤平蔵：建築気候，共立出版，1974 年 [92]

■設計時・重点計測エリアにおけるVentSim計算結果[48)]
（2.2.2.3　換気：自然通風利用より再掲）

条件；真南の風　（軒高風速　2m/s）
　　外気温　　：25℃
　　建物内温度：27℃
　　（風圧係数の決定法はASHRAEの方法による）

	換気量（m^3/h）		室体積（m^3）		換気回数（回/h）
① 室1	624	÷	119	＝	5.24
② 室2	624	÷	119	＝	5.24
③ 室3・代表室	624	÷	119	＝	5.24
④ 室4	1227	÷	167	＝	7.35

図 2.2.18 研究対象エリアの自然通風利用計画（再掲）[48)]

よって，代表室では，自然換気（換気回数 5.2 回/h）を取り入れる設計がなされた。

4.2.1　中間期における代表日の空調実験

中間期における晴天日，平均気温 17℃程度，最高気温 20℃以上 10℃以上を示す代表日を選定した。代表日の外界条件のうち，降水量，気温，風速，日照時間を**表 4.2.1** に，相対湿度・全天日射量を**表 4.2.2** に示す。

表 4.2.1　代表日の外界条件（降水量，気温，風速，日照時間）

AHU	FCU	室内設定温度	VAV給気風量目標値	代表日	降水量	最大1時間降水量	平均気温	最高気温	最低気温	平均風速	日照時間
運転	運転	℃	%	yyyy/mm/dd	mm	mm	℃	℃	℃	m/s	時間
○	×	25	低風量	2006/11/7	1	0.5	16.7	23.4	7.6	4.7	6.8
○	×	25	低風量	2006/10/20	0	0	17.3	21.8	12.3	1.2	−
○	×	25	低風量	2006/10/28	0	0	16.4	21	13.2	1.6	4

表 4.2.2　代表日の外界条件（相対湿度・全天日射量）

AHU	FCU	室内設定温度	VAV給気風量目標値	代表日	相対湿度平均	全天日射量合計	天気概況昼
運転	運転	℃	%	yyyy/mm/dd	%	MJ/㎡	(6:00−18:00)
○	×	25	低風量	2006/11/7	55	10.9	晴
○	×	25	低風量	2006/10/20	89	6.6	曇
○	×	25	低風量	2006/10/28	84	11	曇後一時晴

4.2.1.1　Case3：中間期における機械換気（外気冷房）

従来制御−室温設定 25℃（代表日 2006 年 11 月 7 日平日），新制御−室温設定 25℃（代表日 2006 年 10 月 20 日平日）を比較する。

■Case3−①従来制御−室温設定 25℃（代表日 2006 年 11 月 7 日平日）

図 4.2.1 より，中間期のペリメータが昼ごろに高温 27℃程度まで温度が上昇したことがわかる。これは，太陽高度が夏期に比べて低くなり，直達日射が窓面に当たった可能性が考えられる。インテリア中央部は 23℃から 25℃付近を示しており，インテリア廊下側も 24℃程度を示し，設定範囲内にある。天井面，居住域，床上における上下温度差は少なく，執務者にとって，不快な環境であったとは考えにくい。

内部発熱負荷（**図 4.2.2**）は，コンセント電力はシミュレーション入力値とほぼ同様で，照明電力は実測値の方がシミュレーション入力値よりやや少なく，在室人数は実測値の方がやや多いため，合計値はほぼ同様であったと考えられる。

図 4.2.1　代表室内上下温度（外気冷房運転：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 11 月 7 日）

図 4.2.2　3 階東・内部発熱負荷（外気冷房運転：室温 25℃設定）
（代表日 2006 年 11 月 7 日）

代表日の室内環境を，**図 4.2.3** に示す。空調運転開始直後に，室温が 23℃程度まで低くなった。その後，26℃近くまで室温が上昇する部屋があった。室内相対湿度は，60%程度から 25%程度まで下がった。PMV（**図 4.2.4**）は，代謝量 1.2met，着衣量 0.8clo のときに＋0.5 付近を推移した。VAV 給気風量は，空調運転開始直後に少なく，外気温のピーク時間帯と同じ午後 2 時に最も多かった。これは，**図 4.2.6** に示すとおり，外気（OA）ダンパが，空調運転開始直後から全開の 100%を示したためである。そのため，外界条件の変化に追従して，室内環境も変化したことになる。AHU 給気温度（**図 4.2.7**）は，16℃程度とやや低い。これは，外気冷房を行ったことにより，AHU 給気温度が下がったことが確認できる。そのとき，**図 4.2.7** より，AHU 冷水熱量が消費された。これは，**図 4.2.3** より空調運転開始直後に室内相対湿度が下がっていることから，AHU 冷水を使用して除湿したことが考えられる。また，外気温が上昇したことから AHU 冷水を使用したとも考えられる。いずれにせよ，外気冷房運転時に AHU 冷水を使用する必要性があるのかどうか。よって，外気相対湿度が高い

場合は，外気冷房を行うことにより AHU 冷水消費熱量も多くなる可能性がある。

図 4.2.3　3 階東・室内環境（外気冷房運転：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 11 月 7 日）

図 4.2.4　3 階東・PMV（外気冷房運転：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 11 月 7 日）

図 4.2.5　3 階東・空調システム（外気冷房運転：室温 25℃設定）
（代表日 2006 年 11 月 7 日）

図 4.2.6　3 階東・弁開度と外気ダンパ開度（外気冷房運転：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 11 月 7 日）

図 4.2.7　3 階東・空調実態（外気冷房運転：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 11 月 7 日）

■Case3-②新制御-室温設定 25℃（代表日 2006 年 10 月 20 日平日）

新制御・機械換気（外気冷房）の代表日の運用状況を示す。室内環境（図 4.2.8）は，午後 8 時を除き，日中のペリメータ部，インテリア中央，廊下側ともに，室温 26℃程度を示した。天井面，床上 1200mm，床上 100mm の上下温度差は少なく，良好な室内環境が構築されたと考えられる。

内部発熱負荷（図 4.2.9）は，コンセント電力が大きく，照明電力はやや少なく，在室人数はやや高いものの，従来制御の代表日（代表日 2006 年 11 月 7 日）とほぼ同様の傾向を示した。

図 4.2.8　代表室内上下温度（機械換気運転：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 10 月 20 日）

図 4.2.9　3 階東・内部発熱負荷（機械換気運転：室温 25℃設定）
（代表日 2006 年 10 月 20 日）

図 4.2.10 より，各室の室内温度は 26℃，相対湿度は 50%付近を，日中を通して示したことから，良好な環境が構築されたといえる。

PMV（図 4.2.11）も，代謝量 1.2met,着衣量 0.8clo のとき，日中を通して，ほぼ一定を示し，変化は少なく，安定していたことがわかる。

AHU 給気風量（図 4.2.12）は，空調運転開始直後に 40%程度を示したが，その後は 30%程度とやや少なかった。このとき，室内相対湿度は，50%から 60%へのやや上昇したものの，PMV への影響は少なかったことがわかる。このとき，外気（OA）ダンパ（図 4.2.13）は全開の 100%であった。ただし，図 4.2.14 のとおり，AHU 冷水熱量は消費されていない。

図 4. 2. 10　3 階東・室内環境（機械換気運転：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 10 月 20 日）

図 4. 2. 11　3 階東・PMV（機械換気運転：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 10 月 20 日）

図 4. 2. 12　3 階東・空調システム（機械換気運転：室温 25℃設定）
（代表日 2006 年 10 月 20 日）

図 4.2.13　3 階東・弁開度と外気ダンパ開度（機械換気運転：室温 25℃設定）
（代表日 2006 年 10 月 20 日）

図 4.2.14　3 階東・空調実態（機械換気運転：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 10 月 20 日）

図 4.2.14 において，AHU 給気温度は 26℃程度とやや高く，AHU 給気露点温度の変化が見られないことから，外気を取り込む場合に，過剰な冷却は行われていない。それにも関わらず，室内環境は良好に保たれており，従来制御（代表日 2006 年 11 月 7 日）における AHU 冷水消費熱量は不要であったといえる。

4.2.1.2　Case4：中間期における自然換気（窓開閉）

自然換気における代表日の状況を示す。室内環境（**図 4.2.15**）は，ペリメータ部における温度がやや上昇した。また，インテリア中央部，廊下側の床上 1200mm における室温も 24℃から 27℃程度を推移する。このとき，天井面，床上 1200mm，床上 100mm の温度差は少ない。そのため，執務者にとって，不快な状況であったとは考えにくい。

内部発熱負荷（**図 4.2.16**）は，コンセント電力，照明電力，在室人数ともに，シミュレーション入力値よりやや少ない。

図 4.2.17 より，各室の FCU 室内感知温度は，24℃から 26℃を示したことがわかる。午後 5 時に，実験的に空調機の電源を入れた。このとき，VAV 系統室内感知温度は 26℃付近であった。PMV（**図 4.2.18**）は，1 から 0.3 を推移しており，午後 5 時には 0.5 以下であった。FCU 室内感知温度（**図 4.2.19**）は 24℃から 26℃を示し，VAV 系統室内感知温度は 26℃程度であったと考えられる。

図 4.2.15　代表室内上下温度（自然換気：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 10 月 28 日）

図 4.2.16　3 階東・内部発熱負荷（自然換気：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 10 月 28 日）

図 4. 2. 17　3 階東・室内環境（自然換気：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 10 月 28 日）

図 4. 2. 18　3 階東・PMV（自然換気：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 10 月 28 日）

図 4. 2. 19　3 階東・空調システム（自然換気：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 10 月 28 日）

午後 5 時の室内相対湿度（図 4.2.19）は高いものの，PMV（図 4.2.18）は低いことから，必ずしも AHU 運転は必要ではなかったことがわかる。図 4.2.20 より，午後 5 時に，外気(OA)ダンパが全開の外気冷房が行われた。そのとき，AHU 給気温度（図 4.2.21）は，26℃から 16℃まで降下した。そのため，室内環境が急激に変化したと考えられる。このように，自然換気を行う場合，空調機の発停により室内環境が急激に変化することから，リアルタイム制御による自然換気から機械換気への切替は，執務者の快適性を損なうおそれがある。負荷予測によりあらかじめ，1 日の運用を決めて自然換気を行うことが望まれる。室内環境が 26℃以上を示しても，気流感を感じることにより，快適と申告すると考えられる。

図 4.2.20　3 階東・弁開度と外気ダンパ開度（自然換気：室温 25℃設定）
（代表日 2006 年 10 月 28 日）

図 4.2.21　3 階東・空調実態（自然換気：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 10 月 28 日）

このときの室内風速を，**図 4.2.22** に示すように PMV 値から推定した。実測による午前の PMV 値は，風速 0m/s の PMV 推定値より高い。これは，日射の影響によると考えられ，午後 1 時以降は，PMV 推定値（室内風速 0m/s）と PMV 計測値の相関があることから，室内風速はほぼ 0m/s 程度であったと考えられる。

図 4.2.22　3 階東・PMV（自然換気：室温 25℃設定）（代表日 2006 年 10 月 28 日）（代謝量 1.2met，着衣量 0.8clo）

村上周三ら[93]によると，「対流場，放射場の連成シミュレーションによる冷房室内の温熱環境解析，その 1　連成シミュレーションの解法と室内モデルへの適用，空気調和・衛生工学会論文集，1995 年」において，閉鎖系空間では対流熱伝達と放射熱伝達をほぼ同等と扱ってよいが，開放系空間では対流熱伝達が大きくなるほど，放射熱伝達は小さくなると報告した。

近年，自然通風利用時における対流熱伝達が計測されており，小笠原ら[94]によるとある壁面における風速 1m/s の対流熱伝達率は風速 0.5m/s 時の約 1.2 倍であったと報告された。瞬時的に大きな値を示すが，ほぼ安定した値を示すことが確認されている。

今回，自然通風利用にあたり，風速が 0m/s であったことから，負荷の取り扱いについて懸念すべきほどではないと考えられる。

4.3　変風量空調システムと自然通風利用における運用改善手法の検討

自然通風利用にあたり，中間期における室負荷の推定を行った。

図 4.3.1 において，前述した機械換気運転（代表日 2006 年 10 月 20 日）における計測データから，代表室における室内環境を詳細に記す。

VAV 系統室内感知温度より室内中央温度（床上 1200mm）の方が，0.5℃程度高い値を示す。FCU 室内感知温度は，VAV 系統室内感知温度より低く，FCU 冷房運転は不要であった。また，室内中央温度（床上 1200mm）は，AHU 吹込口温度より高く，ダクト内温度より高い。外気温は，機械換気運転時の室内温度設定範囲と一致したため，壁体内の熱流入が少なく，内部発熱のみを処理したと考えられる。内部発熱負荷合計 HG（**式 5**）を算出し，室内顕熱負荷 Q_{iS1}（**式 3**）を算出し，**図 4.3.2** において比較した。すると，内部発熱負荷合計より室内顕熱負荷 Q_{iS1} の値が小さい。これは，自然通風利用計画によって，ドアガラリが取り付けられており，そのドアガラリを通して，廊下へと空気が流出したと考えられた。

図 4.3.1　3 階東・室内環境（代表日 2006 年 10 月 20 日）

図 4.3.2　3 階東・内部発熱負荷合計 HG と顕熱負荷（代表日 2006 年 10 月 20 日）

ドアガラリから廊下への空気流出は，以下のとおり算出した。

ドアガラリから廊下への空気流出した室負荷（W/㎡，**式 9**）

室内設定温度は，ASHRAE 快適域内を目標としているので室内温度は変動している。ここでは，室内設定温度＝室温中央温度床上 1200 ㎜として計算した。

＝代表室用の外気量（m^3/h）×（室内中央温度床上 1200㎜－ドアガラリ付近温度）÷代表室の床面積×0.34　　・・・**式 9**

図 4.3.2 より，内部発熱負荷合計 HG と室内顕熱負荷 Q_{iS1} とドアガラリから廊下への空気流出した室負荷を合計すると，ほぼ同様である。そのため，換気運転時における室負荷は，内部発熱負荷合計 HG を処理できればよいといえる。

次に，自然換気運転時の**自然換気必要風量 V_N（式 10）**は，内部発熱負荷合計 HG を用いて，以下のとおりと考えられる。

$$V_N = \frac{HG}{Cp(t_i - to)} \quad [m^3/h] \qquad \cdots \text{式 10}$$

Cp ：標準空気比熱(0.34)〔Wh/℃・m^3〕，　t_i ：室温(26)〔℃〕，t_o:外気温〔℃〕，

内部発熱負荷合計 HG （W）　= $0.7H_{HS}$＋ $0.5H_{LS}$ ＋ $0.7H_{ES}$

H_{HS} (W)：人体 60W/人 ，H_{LS} ： 照明（W） ，H_{ES}：コンセント負荷（W）

また，研究対象建物における代表室は，風向き方向が必ず**図 4.3.3** のように流れることが分かっており，風の流入口と流出口が異なるため，代表室合成αA は以下のとおり算出した。

$$\text{代表室合成}\alpha A = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{\alpha_1\alpha_2 A_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha_3 A_3}\right)^2}} \fallingdotseq 0.60$$

南側排煙窓 α_1：流量係数（0.67）[91)]

A_1:外気流入面積（5.5）〔㎡〕

南側排煙窓網戸 α_2：流量係数（0.35）[92)]

ドアガラリ α_3：流量係数（0.31）[91)]

A_3:外気流入面積（1.1）〔㎡〕

図 4.3.3　代表室における自然通風利用計画

澤地ら[48]により，建物方位別の風圧係数を推定することは困難と報告されたため，**式 11** を用いて算出される設計時に検討した風力（圧力差）換気の評価は難しいことがわかっている。

$$V_S = \alpha A v \Delta \mathrm{P} \times 3600 \quad 〔\mathrm{m^3/h}〕 \qquad ・・・式 11$$

α：流量係数，A ：外気流入面積〔㎡〕，v：風速〔m/s〕，ΔP：差圧〔Pa〕

そのため，重力（温度差）換気，すなわち，空気の浮力を利用した換気（**式 12**）による自然通風利用の評価を行えないか検討を行った。重力（温度差）換気は，理論的には風速 0m/s 時の検討を行っているため，安全側の評価を行える。

$$V_D = \alpha A \sqrt{2gh\left(\frac{t_i - t_o}{273 + t_i}\right)} \times 3600 \quad 〔\mathrm{m^3/h}〕 \qquad ・・・式 12$$

ただし，α：流量係数，A:外気流入面積〔㎡〕，g：重力加速度（m/s^2），t_i：室温〔℃〕 t_o：外気温〔℃〕，h：開口部の中心間の垂直距離〔m〕

前述のとおり代表室の合成αA はほぼ 0.6 を示すことから，以下のとおり検討を行った。

自然換気必要風量 V_N＜自然換気のための温度差換気 V_D　　・・・式 13

図 4.3.4 に示すとおり，午前 8 時から午後 5 時まで行った自然換気による運用において，自然換気必要量は自然換気量を満たしており，自然換気による運用は妥当であったといえる。このとき，温度差換気による換気回数は，約 9.8 回/h（1254m^3/h）と推定された。

また，自然換気（換気回数約 9.8 回/h）による室温上昇は，室温 26℃に対し約 1℃であることがわかった。

図 4.3.4　3 階東空調システム（自然換気+機械換気）（代表日：2006 年 10 月 28 日）

なお，以下の VentSim 計算結果より，図 4.3.3 の建物モデルを用いて，外気温度 23℃・室内温度 27℃における自然換気量は重点計測エリアにおいて 1028m³/h と算出された。代表室（3FE3）の自然換気量は 229m³/h であった。

■重点計測エリアのみ換気シミュレーション計算結果（VENTSIM_3 Version 3.0.6）

１.計算条件

・室温変動の計算：【行わない】（室温一定）

・風圧力の補正：【行わない】

・SRF 計算：【行わない】

・濃度計算：【行わない】

／時間分割数：60／出力間隔　：30／出力時間　：240／助走期間　：1／助走期間中のデータ出力：【行わない】

・入力単位：【SI 単位】　／　出力単位：【SI 単位】

1)空間設定

空間 No.	名称	温度（℃）	屋外基準ﾚﾍﾞﾙからの高さ(m)	床レベルの大気圧差（初期値）（ Pa ）
	外気	20.0	―	―
1	3FE1	27.0	9.450	-14.2532
2	3FE2	27.0	9.450	-14.2532
3	3FE3	27.0	9.450	-14.2532

4	3FE4	27.0	9.450	-14.2510
5	廊下	26.0	9.450	-14.2367

2)開口設定

単純開口 No	空間 No (小)	空間 No (大)	空間(小) の高さ(m)	空間(大) の高さ(m)	αA (cm2)	風圧係数ｺｰﾄﾞ番号
1	0	1	13.000	2.400	10800.000	0
2	0	2	13.000	2.400	10800.000	0
3	0	3	13.000	2.400	10800.000	0
4	0	4	13.000	2.400	16200.000	0
5	1	5	1.050	1.050	837.000	0
6	2	5	1.050	1.050	837.000	0
7	3	5	1.050	1.050	837.000	0
8	4	5	1.050	1.050	1674.000	0

隙間 No	空間 No (小)	空間 No (大)	空間(小) の高さ(m)	空間(大) の高さ(m)	隙間特性 a	隙間量 L	隙間特性 n	風圧係数ｺｰﾄﾞ番号
1	0	1	10.000	1.050	7.845	14.400	1.000	0
2	0	2	10.000	1.050	7.845	14.400	1.000	0
3	0	3	10.000	1.050	7.845	14.400	1.000	0
4	0	4	10.000	1.050	7.845	21.600	1.000	0

3)ﾌｧﾝ特性：(ﾌｧﾝﾃﾞｰﾀはありません)

4)動圧変化部特性：(動圧変化部特性はありません)

5)風速：風速(m/s)=　2.0

6)収束計算係数

数値微分の増分=　0.010000　流量計算における圧力許容誤差(Pa)= 0.009807

繰り返し回数　= 10　節点での連続則の許容誤差　(m3/h)= 0.010000

計算打ち切り回数= 1000

２.計算結果

ITTERATION NUM.= 1000

空間 No	名称	室温(℃)	ERR(m3/h)	PRESS.(Pa)
1	3FE1	27.0	-668.430330	-125.905675
2	3FE2	27.0	-668.430330	-125.905675
3	3FE3	27.0	-668.430330	-125.905675
4	3FE4	27.0	-920.272785	-125.903547
5	廊下	26.0	525.797418	-125.889197

開口 No　FLOW RATE(m3/h)

単純-　1 -790.38550	単純-　2 -790.38550	単純-　3 -790.38550
単純-　4 -1057.30925	単純-　5　106.62519	単純-　6　106.62519
単純-　7　106.62519	単純-　8　205.92184	隙間-　1　228.58037
隙間-　2　228.58037	隙間-　3　228.58037	隙間-　4　342.95831

建物全体での換気量(m3/h)=1028.69941

空間 No	名称	FRESH AIR(m3/h)	TRANSFERRED(m3/h)
1	3FE1	228.580366	0.000000
2	3FE2	228.580366	0.000000
3	3FE3	228.580366	0.000000
4	3FE4	342.958307	0.000000
5	廊下	0.000000	525.797418

また，澤地が計画した換気回路網を用いて，建物全体モデル（**図 2.2.17**）の再現計算を行ったところ，代表室（3FE3）の自然換気量は 218m^3/h となった。ただし，**図 4.3.4** の 12 時における代表室（3FE3）の自然換気量は，同条件下で 500m^3/h であった。澤地の結果は，外気温度 23℃・室内温度 27℃における自然換気量は重点計測エリアにおいて 974m^3/h と算出されておりやや大きいと考えられる。

■建物全体の換気シミュレーション計算結果（VENTSIM_3 Version 3.0.6）

１.計算条件

・**室温変動の計算：【行わない】（室温一定）**
・**風圧力の補正：【行わない】**
・**SRF 計算：【行わない】**
・**濃度計算：【行わない】**
　／時間分割数：60
　／出力間隔　：30
　／出力時間　：240
　／助走期間　：1
　／助走期間中のデータ出力：【行わない】
・**入力単位：【SI 単位】　／　出力単位：【SI 単位】**

1)空間設定

空間 No.	名称	温度 (℃)	屋外基準ﾚﾍﾞﾙからの高さ(m)	床レベルの大気圧差（初期値）(Pa)
	外気	23.0	―	―

1	3FE1	27.0	9.450	-13.2458
2	3FE2	27.0	9.450	-13.2458
3	3FE3	27.0	9.450	-13.2458
4	3FE4	27.0	9.450	-12.8319
5	3FE 廊下	26.0	9.450	72.3382
6	3FW1	27.0	9.450	-11.7396
7	3FW2	27.0	9.450	-13.2586
8	3FW3	27.0	9.450	-13.2586
9	3FW4	27.0	9.450	-13.2586
10	3FW5	27.0	9.450	-13.2586
11	3FW 廊下	26.0	9.450	70.3110
12	2FE1	27.0	5.450	-11.5205
13	2FE2	27.0	5.450	-11.5205
14	2FE3	27.0	5.450	-11.5205
15	2FE4	27.0	5.450	-11.4971
16	2FE 廊下	26.0	5.450	-20.6153
17	2FW1	27.0	5.450	-11.9172
18	2FW2	27.0	5.450	-11.5805
19	2FW3	27.0	5.450	-11.5805
20	2FW4	27.0	5.450	-11.5805
21	2FW5	27.0	5.450	-11.5805
22	2FW6	27.0	5.450	-11.5805
23	2FW 廊下	26.0	5.450	-32.4755
24	1F アトリウム	29.0	0.500	-24.2499
25	3FE 屋根裏	28.0	12.500	5.9710
26	3FW 屋根裏	28.0	12.500	5.8507

2)開口設定

単純開口 No	空間 No (小)	空間 No (大)	空間(小)の高さ(m)	空間(大)の高さ(m)	αA (cm2)	風圧係数ｺｰﾄﾞ番号
1	0	1	13.000	2.400	10800.000	0
2	0	2	13.000	2.400	10800.000	0
3	0	3	13.000	2.400	10800.000	0
4	0	4	13.000	2.400	16200.000	0
5	1	5	1.050	1.050	837.000	0
6	2	5	1.050	1.050	837.000	0
7	3	5	1.050	1.050	837.000	0

8	4	5	1.050	1.050	1674.000	0
9	0	6	13.000	2.400	5400.000	0
10	0	7	13.000	2.400	10800.000	0
11	0	8	13.000	2.400	10800.000	0
12	0	9	13.000	2.400	10800.000	0
13	0	10	13.000	2.400	10800.000	0
14	6	11	1.050	1.050	837.000	0
15	7	11	1.050	1.050	837.000	0
16	8	11	1.050	1.050	837.000	0
17	9	11	1.050	1.050	837.000	0
18	10	11	1.050	1.050	837.000	0
19	0	12	8.800	2.400	10800.000	0
20	0	13	8.800	2.400	10800.000	0
21	0	14	8.800	2.400	10800.000	0
22	0	15	8.800	2.400	16200.000	0
23	12	16	1.050	1.050	837.000	0
24	13	16	1.050	1.050	837.000	0
25	14	16	1.050	1.050	837.000	0
26	15	16	1.050	1.050	837.000	0
27	0	17	8.800	2.400	5400.000	0
28	0	18	8.800	2.400	10800.000	0
29	0	19	8.800	2.400	10800.000	0
30	0	20	8.800	2.400	10800.000	0
31	0	21	8.800	2.400	10800.000	0
32	0	22	8.800	2.400	10800.000	0
33	17	23	1.050	1.050	837.000	0
34	18	23	1.050	1.050	837.000	0
35	19	23	1.050	1.050	837.000	0
36	20	23	1.050	1.050	837.000	0
37	21	23	1.050	1.050	837.000	0
38	22	23	1.050	1.050	837.000	0
39	0	24	1.050	1.050	5670.000	0
40	16	24	1.050	5.800	37800.000	0
41	23	24	0.000	5.800	37800.000	0
42	5	24	0.000	0.000	37800.000	0
43	11	24	0.000	0.000	37800.000	0

44	0	24	0.500	14.950	11700.000	0
45	5	25	2.700	6.300	5750.000	0
46	11	26	2.700	6.300	6900.000	0
47	0	25	15.150	3.000	43875.000	0
48	0	26	15.150	3.000	53625.000	0

隙間 No	空間 No (小)	空間 No (大)	空間(小)の高さ(m)	空間(大)の高さ(m)	隙間特性 a	隙間量 L	隙間特性 n	風圧係数ｺｰﾄﾞ番号
1	0	1	10.000	1.050	7.845	14.400	1.000	0
2	0	2	10.000	1.050	7.845	14.400	1.000	0
3	0	3	10.000	1.050	7.845	14.400	1.000	0
4	0	4	10.000	1.050	7.845	21.600	1.000	0
5	0	6	10.000	1.050	7.845	7.200	1.000	0
6	0	7	10.000	1.050	7.845	14.400	1.000	0
7	0	8	10.000	1.050	7.845	14.400	1.000	0
8	0	9	10.000	1.050	7.845	14.400	1.000	0
9	0	10	10.000	1.050	7.845	14.400	1.000	0
10	0	12	5.800	1.050	7.845	14.400	1.000	0
11	0	13	5.800	1.050	7.845	14.400	1.000	0
12	0	14	5.800	1.050	7.845	14.400	1.000	0
13	0	15	5.800	1.050	7.845	21.600	1.000	0
14	0	17	5.800	1.050	7.845	7.200	1.000	0
15	0	18	5.800	1.050	7.845	14.400	1.000	0
16	0	19	5.800	1.050	7.845	14.400	1.000	0
17	0	20	5.800	1.050	7.845	14.400	1.000	0
18	0	21	5.800	1.050	7.845	14.400	1.000	0
19	0	22	5.800	1.050	7.845	14.400	1.000	0

3)ﾌｧﾝ特性 (ﾌｧﾝﾃﾞｰﾀはありません)

4)動圧変化部特性(動圧変化部特性はありません)

5)風速　風速(m/s)=　2.0

6)収束計算係数

数値微分の増分=　0.010000　流量計算における圧力許容誤差(Pa)= 0.009807

繰り返し回数　= 10　節点での連続則の許容誤差　(m3/h)= 0.010000

計算打ち切り回数= 1000

２.計算結果

ITTERATION NUM.= 731

空間 No	名称	室温(℃)	ERR(m3/h)	PRESS.(Pa)
1	3FE1	27.0	0.000003	-123.767273
2	3FE2	27.0	0.000003	-123.767273
3	3FE3	27.0	0.000003	-123.767273
4	3FE4	27.0	0.000005	-123.353400
5	3FE 廊下	26.0	0.000418	-38.183334
6	3FW1	27.0	0.000003	-122.261068
7	3FW2	27.0	0.000003	-123.780065
8	3FW3	27.0	0.000003	-123.780065
9	3FW4	27.0	0.000003	-123.780065
10	3FW5	27.0	0.000003	-123.780065
11	3FW 廊下	26.0	0.000374	-40.210477
12	2FE1	27.0	0.000011	-75.260455
13	2FE2	27.0	0.000011	-75.260455
14	2FE3	27.0	0.000011	-75.260455
15	2FE4	27.0	0.000006	-75.237036
16	2FE 廊下	26.0	0.007012	-84.355203
17	2FW1	27.0	0.000006	-75.657163
18	2FW2	27.0	0.000009	-75.320444
19	2FW3	27.0	0.000009	-75.320444
20	2FW4	27.0	0.000009	-75.320444
21	2FW5	27.0	0.000009	-75.320444
22	2FW6	27.0	0.000009	-75.320444
23	2FW 廊下	26.0	0.001974	-96.215396
24	1F アトリウム	29.0	-0.000056	-30.097600
25	3FE 屋根裏	28.0	0.000000	-140.221504
26	3FW 屋根裏	28.0	0.000000	-140.341720

開口 No	FLOW RATE(m3/h)		
単純- 1	-3814.72323	単純- 2	-3814.72323	単純- 3	-3814.72323
単純- 4	-7495.83670	単純- 5	-3596.65169	単純- 6	-3596.65169
単純- 7	-3596.65169	単純- 8	-7175.88112	単純- 9	-3621.94910
単純- 10	-3772.27191	単純- 11	-3772.27191	単純- 12	-3772.27191
単純- 13	-3772.27191	単純- 14	-3521.58907	単純- 15	-3554.05300

単純- 16 -3554.05300	単純- 17 -3554.05300	単純- 18 -3554.05300
単純- 19 950.20160	単純- 20 950.20160	単純- 21 950.20160
単純- 22 839.54032	単純- 23 1175.34468	単純- 24 1175.34468
単純- 25 1175.34468	単純- 26 1176.85027	単純- 27 1650.06459
単純- 28 1553.45377	単純- 29 1553.45377	単純- 30 1553.45377
単純- 31 1553.45377	単純- 32 1553.45377	単純- 33 1764.92117
単純- 34 1779.28792	単純- 35 1779.28792	単純- 36 1779.28792
単純- 37 1779.28792	単純- 38 1779.28792	単純- 39 14393.35692
単純- 40 4702.87730	単純- 41 10661.35880	単純- 42 -49937.99523
単純- 43 -55848.14353	単純- 44 76028.54568	単純- 45 31972.15862
単純- 46 38110.34209	単純- 47 -31972.15862	単純- 48 -38110.34209
隙間- 1 218.07154	隙間- 2 218.07154	隙間- 3 218.07154
隙間- 4 319.95559	隙間- 5 100.36003	隙間- 6 218.21891
隙間- 7 218.21891	隙間- 8 218.21891	隙間- 9 218.21891
隙間- 10 225.14309	隙間- 11 225.14309	隙間- 12 225.14309
隙間- 13 337.30996	隙間- 14 114.85658	隙間- 15 225.83416
隙間- 16 225.83416	隙間- 17 225.83416	隙間- 18 225.83416
隙間- 19 225.83416		

建物全体での換気量(m3/h)=107733.55366

空間 No	名称	FRESH AIR(m3/h)	TRANSFERRED(m3/h)
1	3FE1	218.071541	3596.651694
2	3FE2	218.071541	3596.651694
3	3FE3	218.071541	3596.651694
4	3FE4	319.955589	7175.881116
5	3FE 廊下	0.000000	49937.995233
6	3FW1	100.360032	3521.589066
7	3FW2	218.218910	3554.053000
8	3FW3	218.218910	3554.053000
9	3FW4	218.218910	3554.053000
10	3FW5	218.218910	3554.053000
11	3FW 廊下	0.000000	55848.143528
12	2FE1	1175.344691	0.000000
13	2FE2	1175.344691	0.000000
14	2FE3	1175.344691	0.000000
15	2FE4	1176.850277	0.000000

16	2FE 廊下	0.000000	4702.884313
17	2FW1	1764.921171	0.000000
18	2FW2	1779.287931	0.000000
19	2FW3	1779.287931	0.000000
20	2FW4	1779.287931	0.000000
21	2FW5	1779.287931	0.000000
22	2FW6	1779.287931	0.000000
23	2FW 廊下	0.000000	10661.360775
24	1F アトリウム	90421.902604	15364.236101
25	3FE 屋根裏	0.000000	31972.158618
26	3FW 屋根裏	0.000000	38110.342087

このとき，重点計測エリアのみの簡易な建物モデル（図 4.3.3）の外は外気温度を想定した計算結果であるにもかかわらず，計算結果がほぼ一致したのは，中間期において外気温と廊下側の温度は室内温度よりやや低いため，風の流入方向が計画時と一致したためと考えられる。よって，気温と室内設定温度，風向が同じ場合，代表室（3FE3）における自然換気量は，建物モデルによる違いは見られないと考えられる。

図 4.3.5 に，張らが示した自然換気併用ハイブリッド空調方式の制御概念図を示す。ここで，張は冷房負荷を 70W/㎡と固定した検討を行った。本論では，環境配慮型建物における内部発熱負荷合計 HG を用いて，自然換気量の推定を行い，その有効性を示す。

図 4.3.5　自然換気併用ハイブリッド空調方式の制御概念（張ら，2001 年）

4.4　空調運転モードの変更による運用改善手法

R.de Dear（2002）が提唱する Adaptive model[14]（**図 1.3.2**）によると，自然通風利用可能な外気温と快適性指標である作用温度には関係性があることが示されている。

地球温暖化研究棟の代表室における作用温度に近いグローブ温度と室内中央温度（床上 1100mm）を，**図 4.4.1** において比較した。グローブ温度 28℃において，室内中央温度（床上 1100mm）が 27.5℃を示した。ただし，空調制御誤差も考慮して，快適性の室内温度設定上限値は 27℃とした。

図 4.4.1　地球温暖化研究棟・実測による代表室中央部のグローブ温度と室内温度

図 4.4.2　自然換気利用可能域と ASHRAE 快適域（再掲）

前述のとおり各種空調実験を行った結果，**図 4.4.3** に示す数理計画型モデル予測制御の制御判定フローのとおりに 1 日の制御予測を行ったうえ，1 時間ごとの制御発停が行われ，さらにリアルタイム制御により，室内環境の実態と整合させるという一連の流れを確認することができた。

図 4.4.3　数理計画型モデル予測制御の制御判定フロー

図 4.4.4 に，代表日における屋外と室内の空気の状態を，空気線図を用いて示す。空気の状態から，４つの空調モードに分類でき，理論的な空調モード（**表 4.4.1**）を設定することができる。

① 冷房モード：外気・室内空気が，共に ASHRAE 快適域の範囲より高温多湿を示す。

② 暖房モード：外気・室内空気が，ASHRAE 快適域の範囲より低温低湿を示す。

③ 加湿モード：外気が低湿な場合に，加湿が必要となる。

④ 換気モード：室内空気が，ASHRAE 快適域の範囲内を示す。外気取入・自然通風モード：外気が室内より低温多湿，室内空気が ASHRAE 快適域内を示す。ただし，各室の在室人数や機器の使い方により，内部発熱負荷の影響による室温上昇程度が異なるため，事前に検討が必要である。

図 4.4.4　新制御：室内環境・外気と空調モード

表 4.4.1 空調モードと特性

空調モード	屋外環境	室内環境(設定)	室内環境(計測または計算結果)	空調機
①冷房モード	高温・多湿	室温26℃～27℃ 相対湿度50%～60%	室温上限値　28℃ 相対湿度上限値60%	顕熱除熱
②暖房モード	低温・多湿	室温20℃～26℃ 相対湿度30%～60%	室温下限値　20℃ 相対湿度30%～60%	顕熱加熱
③加湿モード	低温・低湿	室温下限値20℃～27℃ 相対湿度下限値30%	室温下限値20℃ 相対湿度下限値30%	加熱・加湿
④換気モード	常温・常湿	ASHRAE快適域	ASHRAE快適域	換気・空調停止

自然通風を利用するためには，空調システムの VAV 制御などにより連なった各室において，一斉に空調システムの運用停止を伴う。そのため，自然通風を利用するため，執務者とエネルギー管理者が情報を共有し，かつ空調エリアを一体的な運用が必要となる。そのため，手動による窓開閉を行う場合，情報システムを利用して，空調管理方法の改善を促す必要が生じた。

また，BEMS などを用いて自動制御により窓開閉を行う場合，図 4.4.3 の空調モード判定ロジックを用いて，気象情報（強風や雨天の場合）とともに，運用上問題なく迅速な管理を行うことができると考えられる。

4.5　自然通風利用のための居住者用エネルギー管理モニタ

本システムは，図 4.5.1 のとおり室毎に気象データ，1 時間ごとの室内環境計測値（室温，相対湿度）の閲覧，エネルギー管理者からのメンテナンス情報の掲示，快適性申告機能を有している。なお，室管理は，火元管理責任者に依存する。

4.5.1　居住者用エネルギー管理モニタの概要

オフィス用途の研究対象建物（図 4.5.1，第 2 章，第 3 章）が実装していた既存の BEMS の記録媒体は，紙やダットテープ（ユーザーが解析不能な記憶媒体）に依存していたため，データ解析が困難であった。そのため，デジタルデータを記憶する BEMS へ更新を行い，BAC-net[95] 通信（通信応答 7 秒）が敷設された。本システムは，新設 BEMS 上の情報をデータベース専用 PC に吐き出し同期させ，情報表示システム（WEB サーバ）用 PC と接続し，データベース専用 PC の情報を取得する構成とした [96]。従って，執務者から直接 BEMS 通信網にアクセスできず，データベース専用 PC 内の情報のみを閲覧するため，本システム敷設による既存・新設 BEMS の情報書き換え・誤動作に関する運用管理上の問題は発生しない。

図 4.5.1　TCP/IP 通信技術（BAC-net）を利用した開発システムの構成 [94]

BAC-net の仕様は世界的に標準化作業が進められており，国内の電気設備学会が，ANSI/ASHRAE135-1995 を翻訳する形で「ビルディングオートメーション用データ通信プロトコル」[95]を 2000 年 7 月に出版した。

従来は製造者が独自に仕様を決めていたため，他社システムとの共存が困難であったが，BAC-net 標準化技術が進み，各種システムの統合・共存が容易になった。本システムでは，電気設備学会に準じた標準形式ファイルを新設 BEMS より取得し，データベース用 PC(ユニテック製 BAC-net データ収集システム)内において，対象建物の建物管理情報と計測ポイントの関連づけを行った。例えば BAC-net の標準化ファイルは，**図 4.5.2** のとおり設定した。

図 4.5.2　データ表示用 Web サーバ内設定ファイル [96]

一般に，BEMS 内監視ポイントのデータを記録するには，**図 4.5.1** 内の中央監視室内のサーバに接続する UIC(ユニットコントローラー)に監視ポイントを登録する作業が必要である。**表 4.5.1** のとおり，空調実態を把握するため，空調機内にある FCU 熱量，AHU 熱量，FCU/AHU 弁開度，FCU/AHU 発停情報，VAV 給気風量のサブシステムである DDC 管理ポイントを上位(UIC)にあげ，設計時の管理ポイントを有する UIC に対し監視ポイントの追加作業を行った。さらに，照明電力とコンセント電力を計測点も追加した。

室内環境は，通常の BEMS が監視を行う外気温度，室内温度及び室内外の相対湿度を基本に，既存情報を利用した。外界条件は建物固有の観測データのほか，気象庁が 1 時間おきに公表しているインターネット上の情報を収集した。ネットワーク上における UIC と機器間の通信量を軽減するため，BEMS 内のデータ収集は毎時 5 分に行った。

さらに，今回開発した執務者の PC に常駐する「居住者向けエネルギー管理モニタ」から

の要求に応じ，TCP/IP・イントラネット通信を利用し，データベース内登録情報がリアルタイムに表示される。既に開発された室内環境設定の推奨値に基づいて，リアルタイムな情報を発信し，窓開閉可能な建物においては，窓開閉が可能かどうかを知らせることができる。空調負荷削減には居住者の行動を改善することも必要であり，新しい試みとして期待できる。

表 4.5.1　室内空調システムの監視ポイント

		実験対象エリア(214㎡)	実験対象室(48㎡)
室内電力消費量	照明	○	○
	コンセント	○	○
在室人数		○	○
空調実態	FCU熱量・流量	○	○
	AHU熱量・流量	○	
	FCU/AHU弁開度	○	FCUのみ○
	FCU/VAV稼働状況	○	○
	AHU動力	○	
	VAV供給風量	○(定格6800m^3)	○(定格980m^3)
室内環境	FCU/AHU室内感知温度	○	○
	FCU/AHU吹出し風速	×	○
外界条件		壁面日射量、外気温度、相対湿度、日照時間、外部風速	

空調負荷削減方策のうち，執務者の認識・行動を伴うものは，以下の４つである。

① 照明負荷削減

② コンセント負荷削減

③ 空調システムの ON/OFF，自然通風利用

④ 快適性範囲の許容（上限値，下限値の妥協，着衣量）

「居住者向けエネルギー管理モニタ」（**図 4.5.3**）[96) 注1)] は，1～14 の項目（1：空調推奨モード，8：照明電力，9：コンセント電力）を，執務者の PC 上にリアルタイムに表示する機能をもつ。ここで，執務者向け配布資料に記載した空調推奨モードの説明を，**表 4.5.2** に示す。空調制御システムの理解を求めるため，室内センサ精度の問題（センサ精度が悪いと空調負荷は増大する）や，各人の着衣量調整について，適切に判断してほしいことを記述した。さらに，リアルタイムモニタに表示する瞬時値に加えて，積算値は**図 4.5.3** 中 14 よりグラフ表示できる。

「居住者向けエネルギー管理モニタ」を利用する[注2)] には，業務用イントラネットから公開されたソフトウェアおよび説明マニュアルをダウンロードし，アプリケーションのインストールを行う必要がある。マニュアルには，PC 操作の流れについて，図を中心にわかりやすく解説し，利用促進を図る努力を行った。

システム構成は，Microsoft Windows OS XP 版（WEB サーバ IIS 標準装備）を基本に，

Microsoft が無料配布する Visual Web Developer 2005 Express Edition, Microsoft SQL Server 2005, Microsoft Visual Basic 2005 Express Edition を用いた。

「居住者向けエネルギー管理モニタ」(図 4.5.3) は，パソコンに接続された TCP/IP 通信を利用し，居住者の個々のモニタ画面にリアルタイムに表示する。以下の 1～14 に情報提供項目を記す。

1. Air-conditioning mode：空調モード
2. Outdoor temperature:外気温度
3. Outdoor velocity of the wind:外部風速
4. Indoor temperature set point:室内設定温度
5. Indoor humidity set point:室内設定湿度（設定可能な部屋のみ）
6. Indoor temperature:.室内計測温度
7. Indoor humidity:室内計測湿度
8. Energy consumption of lighting:照明電力消費量
9. Energy consumption of electrical outlets:コンセント電力消費量
10. Window side air-conditioning(Fan coil unit:FCU) ON/OFF:窓側空調システム ON/OFF
11. Air-handling unit (AHU)ON/OFF:室内側空調システム ON/OFF
12. Room number:部屋番号
13. Measurement date:計測日時
14. Graph of data(1day,1week,1month): 各計測データのグラフ化（1 日，1 週間，1 月）

図 4.5.3　国立環境研究所「居住者向けエネルギー管理モニタ」
（リアルタイムモニタの表示例）

表 4.5.2　空調モード表示一覧（居住者向けの説明）

空調ﾓｰﾄﾞ	表示	省エネﾓｰﾄﾞの説明	備考
冷房モード		室内温度 27℃以上かつ，外気温 26℃以上の状況において，冷房運転が必要となるモードです。 ※室内温度センター精度±0.3℃，空調制御誤差も考慮すると，実際の計測室温は，28℃程度となります。	人によっては，やや暑い，不快などの申告があります。快適感・温冷感は，個人差がありますので，必要に応じて下記の対応をお勧めします。 ・湿度を下げる ・風であおぐ ・着衣量の調整
換気モード		室内の空気循環を行うモードです。　冷房・暖房用エネルギーは消費いたしません。	ファン動力のみによる省エネ運転を行っています。
		窓開閉可能な状況をお知らせいたします。 ※窓開閉を行う際は，空調スイッチを停止することをお勧めいたします。	強風時など，窓開閉不可能な状況もありますので，各種判定を行い冷房負荷削減のための省エネ行動を行うことができます。
暖房モード		室内温度 20℃以下及び，外気温 10℃以下の場合，暖房運転が必要となります。 ※ 窓側が，外界条件を受けやすいため，適切な暖房が必要となります。	冬期は，室内のコンセント負荷（パソコン等）による発熱により，室温が上昇するため，勤務開始時間や日没後に表示されることがあります。

空調を停止した場合（表 4.5.3），室内環境に関する管理責任は室管理者に委ねられる。

表 4.5.3　空調運転状況

運用情報	表示	説明
空調運転停止		空調運転を停止しているため，室内環境は制御されておりません。 ビル管理法により 室内 CO_2 濃度 1000ppm 以上になる場合，健康への影響が懸念されます。

図 4.5.4　執務者向けの機能選択画面

本システムにおけるエネルギー管理者向けと執務者向けの情報は，同ネットワーク上の同機能を用いている（図 4.5.5）。

図 4.5.6 のとおり，セキュリティ管理のための ID とパスワードをあらかじめ各室に配布しており，インターネット上のログイン情報から自動的にエネルギー管理者と執務者を判定し，管理画面から必要な情報を提供する。

また，執務者から暑い，寒いなどの要求がシステム管理上の各室から申告されると，エネルギー管理者用画面において申告内容を一覧できる。室内環境設定や空調機内設定の変更，メンテナンスを行う際の連絡もインターネット上の情報網により迅速になる。

図 4.5.5　システムと執務者・エネルギー管理者の関係

図 4.5.6　開発システムのグラフ表示機能操作手順

4.5.2　自然通風利用を考慮した空調モード（リアルタイム）の設定

「居住者向けエネルギー管理モニタ」は，窓の開閉を手動で行う建物を対象に，自然通風利用可能な状態を執務者に知らせることを目的に開発された。そのため，執務者の自主的な空調運用管理基準を基に，自然通風利用を判定する空調推奨モードを作成した。

図 4.5.7 のとおり，数理計画型モデル予測制御 [75) 88)] の結果を応用した空調推奨モード判定に基づくシステムを構築した。空調推奨モードは，冷房モード，換気モード（機械換気と自然換気），暖房モードに分けられる。対象建物では省エネ運転を行うため，冷房室温設定 27℃，暖房室温設定 20℃が室内管理目標値として定められた。この場合，冷房・暖房運転以外は，換気モードとなり室内環境と屋外環境の PMV を算出し，屋外環境の PMV が優位な場合に自然通風利用可能となるように運用を行った。なお，空調推奨モードは，冷房室温設定 25℃と暖房室温設定 23℃を室内管理目標にした場合も設定できる。FCU/AHU 運転の判定は，**第 3 章**にて検討を行ったスキンロード制御の設定を利用した。

空調判定は，人体と環境との熱交換量に基づいて熱的中立温度を予測する方程式は，PMV (Predicted mean vote)指標（Fanger，1972，**式 14**）[97)] を用いている。気温，気湿，気流，放射熱，作業強度，着衣量の 6 因子を代入することにより，その条件で暖かいと感じるか，寒いと感じるかを数値として表現する。

$$PMV=(0.303e^{-0.36M}+0.028)[(M-W)-3.05*10^{-3}*\{5733-6.99(M-W)-p_a\}-0.42*\{(M-W)-58.15\}-1.7*10^{-5}M(5867-pa)-0.0014M(34-ta)-3.96\times10^{-8}fcl\times\{(\underline{tcl}+273)^4-(\underline{tr}+273)^4\}-fcl\cdot\underline{hc}(tcl-ta)]$$

・・・式 14

ただし，

$tcl=35.7-0.028(M-W)-Icl[3.96*10-8fcl*\{(tcl+273)4-(tr+273)4\}+fcl\cdot hc(tcl-ta)]$

$hc=2.38(tcl-ta)^{0.25}$　　$2.38(tcl-ta)^{0.25}>12.1(var)^{0.5}$　のとき

$hc=12.1(var)^{0.5}$　　$2.38(tcl-ta)^{0.25}<2.1(var)^{0.5}$　のとき

$fcl=1.00+1.290Icl$　　$Icl<0.078m^2\cdot℃/W$ のとき　　つまり，0.5clo 以下

$fcl=1.05+0.645Icl$　　$Icl>0.078m^2\cdot℃/W$ のとき　　つまり，0.5clo 以上

M:体表面積の新陳代謝率(1met=58W/m^2)
W:外部仕事（ここでは，0）[W/m^2]
Icl:衣服の熱抵抗[$m^2\cdot℃/W$]
fcl:裸体時皮膚表面積に対する着衣時の皮膚露出表面積の割合
ta:空気温度（℃）
tr:平均輻射温度（℃）
var:相対風速(m/s)
Pa:水蒸気分圧(Pa)
hc:対流熱伝導率[W/($m^2\cdot℃$)]
tcl:衣服の表面温度（℃）

PMV:＋3（暑い），＋2（暖かい），＋1（やや暖かい），0（どちらでもない），－1（やや涼しい），－2（涼しい），－3（寒い）までの，7 段階の温冷感のスケールを評価する。

PMV=0 で人間内部の熱生産と環境との熱損失が等しく熱的平衡状態にあり，暑くも寒くもない温冷感となる。PMV は同じ環境に曝される多くの人の熱的な評価の平均値を示す

図 4.5.7　空調推奨モード判定のシステムフロー

4.5.3　気象データ

気象庁のインターネット上から入手できる気象データのうち，気温と相対湿度を同軸に表示した(**図 4.5.8**)。天気予報データは，インターネット上から入手できる 3 時間値を 1 時間値に按分した。天気予報値を表示することで，執務者が計画的なエネルギー管理を行うこと，省エネ行動に結びつけられるように配慮した。

図 4.5.8　気象データの表示画面

4.5.4　室内環境

図 4.5.9 のように，室内温度と相対湿度の推移をグラフ表示できる。日射の影響を受け，在室人数が多く発熱機器を多用するほど室温が上昇するため，室温上昇に関わる現象は各室ごとに原因が異なる。

実際の運用改善を行ううえで必要となる調整方法，設備システムに関するエネルギー性能計測マニュアル (SHASE-M0007-2005) [42] 記述内容と研究成果を合わせて示す (**表 4.5.4**)。

室内環境は主に室温を評価しており，空調機駆動に関する主要素を担う。そのため，室内温度の代表性の確認が重要となることがわかる。空調モード判定や予測制御を行うにあたり，BEMS 上では予測値が監視項目に存在しない。そのため，今回は，室負荷の予測値を定義し，BEMS 上に登録する仕組みを考えた。空調モード判定とリアルタイム制御と設備用情報システムの管理を円滑に行い，柔軟な評価モニタリング(ビル・システムの実行改良用プラットフォーム)と制御を管理するための監視項目を決めた。

表 4.5.4　空調システム計測項目一覧（SHASE-M0007-2005）

計測項目	TSC21ネーミングコード	計測有無(ランク)		
		1	2	3※
外気温度	DBO			●
外気湿度	RHO			●
AHU－2(3F)給気温度	AHU[3F]_DBsa			●
AHU－2(3F)消費電力量	AHU[3F]_F_PPE			●
3F　室内温度1	RM[3F,1]_DB			●
3F　室内温度2	RM[3F,2]_DB			●
3F　室内温度3	RM[3F,3]_DB			●
3F　室内温度4	RM[3F,4]_DB			●
3F　室内湿度	RM[3F]_RH			●
AHU－3(3F)リターン温度	AHU[3F]_DBra			●
AHU－3(3F)冷温水入口温度	AHU[3F]_Twch_in			●
AHU－3(3F)冷温水出口温度	AHU[3F]_Twch_out			●
AHU－3(3F)冷温水流量	AHU[3F]_GWch			●
FCU－3(3F)冷温水入口温度	FCU[3F]_Twch_in			●
FCU－3(3F)冷温水出口温度	FCU[3F]_Twch_out			●
FCU－3(3F)冷温水流量	FCU[3F]_GWch			●
AHU－3(3F)冷水処理熱量	AHU[3F]_QWch			●
FCU－3(3F)冷水処理熱量	FCU[3F]_QWch			●
AHU－3(3F)　運転信号	AHU[3F]_iSWC			●
FCU－3(3F)　運転信号	FCU[3F]_iSWC			●

図 4.5.9　室内環境に関する計測データの表示画面

4.5.5　快適性申告

一般に，温熱感に関する評価は，「暑い」，「やや暑い」，「どちらともいえない」，「やや寒い」，「寒い」の 5 段階が用いられる。しかし，本システムは空調運用上の変更を間違いなくエネルギー管理者に伝達する必要があるため，「どちらともいえない」を「快適」と解釈することにより，空調運用上の伝達ミスを回避した（図 4.5.10）。

図 4.5.10　快適性に関する申告画面

4.5.6　居住者の環境意識と行動

今回，外界条件により気温と風速を表示させ，自然通風利用のため窓の開放可能かどうかの判定結果を空調推奨モードの掲示により提供した。また，照明系統とコンセント系統の電力消費量を延床面積当たりの表記を行うため，待機電力量を認識でき，パソコン稼働台数の上限を抑えるなどの環境行動と結びつけることが可能となった。

図 4.5.11 に，省エネ行動の実施状況についてアンケート調査（n＝48）の結果を示す。着衣量の調節，空調機の発停を行う執務者が多いことがわかる。さらに，省エネ行動により照明・コンセント電力消費を抑えることで，さらなる空調負荷削減が可能と考えられる。

図 4.5.12 の執務者の要望（n＝48）から，自然通風利用（窓の開閉）のための省エネ行動と省エネ知識を結びつけることによりさらなる空調負荷削減も期待できる。そのため，過去のデータを閲覧する機能を付加し，長期的に計測データを公開した。着衣量の変更など季節的な問題と共に，徹底した室管理を行い，室毎の計測値を蓄積することにより，計画的なエネルギー管理に役立てる試みを行うことができた。

図 4.5.11　執務者の省エネ行動に関するアンケート結果（2006 年）

図 4.5.12　執務者からの要望に関するアンケート結果

4.6　変風量空調システムと自然通風利用によるエネルギー削減効果

図 4.6.1 に，左から対象建物における重点計測エリア（3 階東）の 2004 年度の運用実績・内部発熱負荷補正（シミュレーション入力値），2004 年運用実績，2004 年度（冷房室温設定 27℃・暖房室温設定 24℃に固定した場合），2004 年度（新制御+自然通風）を想定した場合，設計時の自然通風利用を想定した空調負荷を比較する。2004 年の運用実績は，2004 年度の室温固定した従来制御より多く，運用改善が必要とされた。新制御による負荷予測を行い数理計画法による最適運転（数理計画型モデル予測制御）を導入すること，室内温度設定に幅を持たせて ASHRAE 快適域内に室内環境がある場合は換気運転を行うこと，VAV 給気風量を少なくし，居住域のみを空調範囲とすることを考慮すると，設計時の自然通風利用時とほぼ同様まで，二次側熱量を削減できることがわかった。

図 4.6.1　自然通風利用による理想的な空調負荷削減効果

4.7　LCEM ツールによる変風量空調システムの運用改善削減効果の試算

空調システムのモデル[98]を図 4.7.1 のとおり構築した。

室負荷は，財団法人ヒートポンプ・蓄熱センターが作成した MicroHASP/TESS[35]を用いて，実測に基づく内部発熱スケジュール（図 4.7.2，在室人数 0.1 人/㎡）を入力し，2004 年気象庁観測値を用いて年間の熱負荷計算を行った（図 4.7.3）。

図 4.7.1　重点計測エリア・空調システム評価のための LCEM ツールの概要[96]

図 4.7.2　実測に基づく内部発熱スケジュール

図 4.7.3　HASP 空調負荷（室温設定：夏期 27℃・冬期 24℃）

■オブジェクトの概要[96)]

AHU は各室に対応した変風量ユニット[注2)]，ダクト系，送風機（給気・還気，**図 4.7.4**），外気導入，蒸気加湿，加熱・冷却コイルからなり，配管から２次側ヘッダに接続する。FCU は各室から送風機，ファンコイル用コイルからなり，配管より２次側ヘッダに接続する。

外気条件（外気温 t_o，相対湿度 h_o）を用いた１時間毎の入力情報を基に，AHU・FCU の冷温水処理熱量が計算され，外気乾球温度（t_o）と冷温水出口温度（t_{SA-i}），コイル入口空気温度（t_{RA-i}）から空調機コイル能力を算出する。空調システムの挙動は**表 4.7.1**①～③式からなり，③より真の値 Q と誤差 ε から近似式を解く。

結果，二次側往水温（冷水 7℃，温水 28℃）からコイル出口空気温度（t_{SA-i}）・絶対湿度（x_{SA-i}），二次側水量，二次側還水温，二次側熱量（Q_i）を算出できる。

図 4.7.4　送風機モデル（左：給気用，右：還気用）

表 4.7.1　LCEM ツール内に利用された計算式

番号	項目	記号	計算式
①	冷却負荷〔kW〕	qt	$V \times 1.2 \times (hcai - hcao)/3600$
	風量〔m^3/h〕	Vi	
	コイル入口空気エンタルピー〔kJ/kg〕	$hcai$	
	コイル出口空気エンタルピー〔kJ/kg〕	$hcao$	
②	冷却負荷〔kW〕	qt'	$Row \times KF \times dtlm \times AF \times WSF/1000$
	列数〔Row〕	Row	
	伝熱係数〔W/㎡K・Row〕	KF	
	対数平均温度差〔－〕	$dtlm$	
	コイル正面面積〔㎡〕	AF	
	濡れ面係数〔－〕	WSF	$c1 \times SHF^2 + c2 \times SHF + c3$
	顕熱比〔－〕	SHF	$q_{SH}/(q_{SH}+q_{LH})$
③	①、②より	$f(Q)$	$qt' - qt + \varepsilon = 0$

① 室温の算出

$$t_i = t_{SA-i} + \frac{3600\ v \cdot Q_i}{(1.006 + 1.805x_{SA-i})\ V_{SA-i}} \quad \cdots (a)$$

ここで，t_i：室温〔℃〕，t_{SA-i}：給気温度〔℃〕，Q_i：顕熱負荷〔kW〕，V_{SA-i}：給気風量〔m^3/h〕，x_{SA-i}：給気の絶対湿度〔kg/kg’〕，v：空気比容積〔m^3/kg’〕（=0.83）

$$V_{RA-i} = V_{SA-i} - V_{EA} \quad \cdots (b)$$

V_{RA-i}：還気風量〔m^3/h〕
V_{EA}：排気風量〔m^3/h〕

②未処理顕熱負荷の算出

$$Q_{S,r} = Q_i - \frac{(1.006 + 1.805\,x_{SA-i})(t_{R,r} - t_{SA-i})V_{SA-i}}{3600\,v} \quad \cdots (b)$$

ここで，$Q_{S,r}$：未処理顕熱負荷〔kW〕，Q_i：顕熱負荷〔kW〕，
$t_{R,r}$：基準温度〔℃〕

② 処理潜熱負荷の算出

$$Q_{L,r} = Q_L - \frac{((2501 + 1.805t_{R,r})x_{R,r} - (2501 + 1.805t_{SA-i})x_{SA-i})V_{SA-i}}{3600v}$$

$\cdots$ (c)

ここで，$Q_{L,r}$：未処理潜熱負荷〔kW〕，Q_L：潜熱負荷〔kW〕，
$x_{R,r}$：基準絶対湿度〔kg/kg‘〕，

④要求風量の算出（変風量制御）
要求風量 Vは，以下で求める．

$$V = \frac{Q_i}{C\rho(t_i - t_{SA-i})} \quad \cdots (d)$$

ここで，V：要求風量〔m^3/h〕，Q_i：室顕熱負荷〔kW〕，
$C\rho$：空気の容積比熱（＝1.2）〔kJ/℃m^3〕，t_i：室内温度〔℃〕，t_{SA-i}：給気温度〔℃〕
他，詳細は**参考文献 98** を参照されたい。

■時刻別 LCEM ツール計算結果と実測の比較

LCEM ツール Ver3.02 は，2 管式の空調機にのみ対応する。対象建物は 4 管式の空調機を実装するが，AHU 温水熱量が微量であるため無視した。

実験代表日の熱量計算値（気象データ：2004 年気象庁観測値）と実測値を比較する（**図 4.7.5**）と，室温設定(t_{ac})24℃運用時の FCU 温水消費熱量は，FCU 温水熱量計算値とほぼ同程度であり，実測による AHU 冷温水消費熱量が計算値より若干少ない。室温設定(t_{ac})23℃運用時の FCU・AHU 冷温水消費熱量は大きく，**2.6.5** に述べた混合損失の影響によるものと考えられる。よって，室負荷の検討のみならず，運用時を想定した年間の空調機負荷削減を検討できる LCEM ツール Ver3.02 は，高効率な空調システムの運用に向けて改善するための有用な情報となりえる。

図 4.7.5　LCEM ツールによる二次側熱量（実験代表日）

以下，室内における運用改善効果を試算した。

1）居住域のみを空調範囲とする（VAV 給気風量小）

研究対象建物における 2004 年度における夏期室温設定(t_{ac})27℃・冬期室温設定(t_{ac})24℃の運用，かつ，VAV 給気風量を小（**図 4.7.6** 左から 2 つめ）は， MicroHASP/TES を用いた室内温度固定の計算結果（**図 4.7.6** 左から 1 つ目）と比較したところ，若干 AHU 冷水熱量が削減される。

2）居住域のみを空調範囲とする（VAV 給気風量小）+換気運転（室内温度 20℃から 26℃）

研究対象建物における 2004 年度における夏期室温設定(t_{ac})27℃・冬期室温設定(t_{ac})24℃時，かつ VAV 給気風量小の運用（**図 4.7.6** 左から 2 つめ）は，吉田らが評価を行った数理計画型モデル予測制御の結果[51]（冬期室内温度幅設定($t_{ac,h\,下限}$20℃～ $t_{ac,h\,上限}$28℃)において換気運転を行う（**図 4.7.6** 右から 2 つめ）と，エネルギー削減が見込まれる。

3）居住域のみを空調範囲とする（VAV 給気風量小）+換気運転（室内温度 20℃から 26℃）+自然通風の利用

図 4.7.6 右から 2 つ目における機械換気を想定した運用に比べて，MicroHASP/TES，LCEM ツールを用いた室内温度幅設定の計算結果，VAV 給気風量小，かつ，換気運転のうち自然換気を積極的に行う（**図 4.7.6** 右から 1 つ目）と，さらに二次側熱量が削減されることがわかった。従来制御の 2004 年度における夏期室温設定(t_{ac})27℃・冬期室温設定(t_{ac})24℃の場合に比べて，約 60%の冷房用エネルギー削減を削減できることがわかった。

図 4.7.6　室内環境条件の見直しによる運用改善効果

4.8　まとめ

本論では，環境配慮型建物において，内部発熱負荷合計 HG を用い，自然換気必要風量を簡易的に定量化することにより，自然通風利用の有効性を確認できることを報告した。ただし，昼間の自然通風利用には，窓の開閉動作を手動又は自動に行い，空調機を自動に停止または運転する際に，居住者による窓の開閉動作が必要となるため，自然通風利用可能な状態かどうかや空調機の稼働状況を知らせる仕組みが必要とされた。

そのため，居住者向けにエネルギー管理用リアルタイムモニタを構築し，推奨空調モード設定（冷房，暖房，機械換気，自然換気）の表示，空調システムの稼働状況，室内温度設定及び計測値をリアルタイムに表示した。システムの構築にあたり，各機器が保有するサブシステム DDC 内の情報であれば容易に UIC への監視ポイントの拡充作業を行えることがわかった。汎用性の高い TCP/IP 技術を利用してリアルタイムにデータ収集を行う機能と連動して構築できた。システムの設計では，BAC-net 標準化技術に対応したため，既存システムへの導入が容易になり，BEMS 技術の統合化の観点から汎用性の高いシステムの構築ができたといえる。

執務者向けエネルギー管理機能は，自然通風利用を行うため室内の窓開閉動作を促す空調推奨モードの表示や，照明・コンセント系統の電力消費量を明示することにより日々のエネルギー需要削減に向けた取り組みを実施した。さらに着衣量の調節による快適性の確保により，環境意識と適切な省エネ行動を結びつけることができる。

今回，エネルギー管理者と執務者を情報システム上の連携することにより共通の情報基盤を用いて，エネルギー管理のための協力体制を構築した。喫緊の課題であるエネルギー需要側の空調負荷削減方策のひとつとして，重要な役割を期待できる。

注釈）

注 1）本システムのシステム要件

・インストールに必要な条件は以下のとおり。

：PCのハードウェア条件

Processor ： Intel Pentium 300MHz 以上

Memory ： 128MB以上

Hard Drive ： 120MB以上の空きディスクスペース

Display ： 解像度：800 × 600 High Color（65536色）以上

：OSやブラウザ等のソフトウェア条件

OS ： Windows 2000 Professional Service Pack 4 以上

Windows XP Professional Service Pack 2 以上

browser ： Internet Explorer 5.5 Service Pack 2 以上

コンポーネント： Microsoft.net Framework 2.0

＊上記コンポーネントがインストールされていない場合，セットアップの段階で自動的にインストールされる。

：対象建物内LANに接続されている必要がある

注 2）本システムは，2007 年 4 月 13 日から 2010 年 7 月 12 日まで稼動した。

第５章　結論-低炭素社会システムの実装に向けて

5.1　本論文の主な成果と結論

本論は，次の手順のとおり変風量空調システムのエネルギー削減効果の検証を行った。

1)　実測システムの構築
2)　空調機の挙動と室内環境の両面から運用改善を検討
3)　負荷予測に基づく効率的な空調システムの導入
4)　一般オフィスへの適用を考慮した空調負荷削減手法の提案
5)　自然通風利用における必要換気量の定量化
6)　インターネットを利用した BEMS の高度利用

本研究では，日本の気象条件，建物使用実態に即した環境負荷低減手技術を検討するため，国立環境研究所地球温暖化研究棟の各部位におけるオフィス（研究室）内空間の快適性向上を図ったところ，省エネルギー技術として導入された変風量空調システムは，自然通風が利用されておらず，運用改善によるエネルギー削減が必要とされた。

室内温度幅設定（室温上限 28℃，室温下限 20℃），居住域空調（VAV 給気風量小），自然換気利用を考慮した空調モード（冷房，暖房，機械換気，自然換気）を考慮し，理想的な運用を行うことで大幅なエネルギー削減を期待できることを示した。なお，自然通風利用判定には，屋外と室内の温度・相対湿度のモニタリングシステムが必要であることがわかった。

＜室内温度設定＞

・変風量空調システム（VAV 制御）は，室内温度設定を固定し，給気風量を変化させることで空調を賄う理論の構築が行われてきた。一方，快適性評価は，ASHRAE 快適域が示す温度，湿度の設定に幅がある。今回，室内温度設定と快適性評価，混合損失の関係を見直したところ，室内温度設定に幅を設けること，FCU 暖房運転の影響を受ける AHU 還気温度の上昇と AHU 冷房運転のため AHU 給気温度が低下するため、AHU 還気温度と AHU 給気温度の温度差⊿t（$t_{RA-i}-t_{SA-i}$，℃）が大きい時に冷暖房運転を行うと，室内混合損失を生じるおそれがあることがわかった。

・気象データから外皮性能及び内部発熱による室負荷を予測し，変風量空調システムの最適制御を行う運用改善手法を検討した。動的熱負荷シミュレーションを用いて，1 時間ごとの室負荷を推定し，１時間ごとの空調運転モードと発停を予測した。冷暖房運転時には数理計画法による最適制御を採用することで技術の評価を行った。ここでは，室内温度設定に幅を設ける（室内温度設定に幅を設け，室内温度が ASHRAE 快適域内であるとき換気運

転を行う）ことが効果的な運用改善手法であることが実証された。なお，AHU 還気温度と AHU 給気温度の温度差を少なくするために、FCU 暖房運転と AHU 冷房運転ではなく、FCU 暖房運転と必要外気量のみを取り込む AHU 換気運転により室内混合損失が生じない運用が可能になることがわかった。

＜自然通風利用・ハイブリッド空調＞

・空調運転を停止させる自然換気モードの運用を行った。自然換気利用時の室負荷を，内部発熱負荷合計HGを用いて予測し，自然換気必要風量を定量化することにより，簡易的に自然通風利用の有効性を確認できた。ただし，昼間の自然通風利用には，窓の開閉動作を手動にて行う場合がある。そのとき，空調機を自動に停止または運転する際に，居住者による窓の開閉動作が必要となるため，自然通風利用可能な状態かどうかや空調機の稼働状況を知らせる仕組みが必要とされた。

＜居住者用エネルギー管理モニタ＞

・居住者向けにエネルギー管理用リアルタイムモニタを構築し，推奨空調モード設定（冷房，暖房，機械換気，自然換気）の表示，空調システムの稼働状況，室内温度設定及び計測値をリアルタイムに表示した。さらに，空調システム（VAV 制御）の設計思想を理解いただくための説明資料，居住者向けエネルギー管理モニタ利用マニュアルの情報を配布した。環境配慮に対する居住者の共通認識を図り，室内温度設定の妥当性を各自が判断できるように情報提供を行うことで省エネ行動に結びつける仕組みを構築した。なお，構築したシステムは，標準化をめざすため，インターネットと同一の通信回線（TCP-IP 技術）を用いる BAC－net を採用した。

従来の空調システムの最適運転では，空調機の運転を前提とした運用改善が試みられてきた。しかし，本論では，空調機の運転停止を伴う自然通風利用による環境負荷削減，つまり，エネルギー削減手法の一つとして，空調システムの運転における合理化・総合化を図った。

5.2　今後の研究課題

5.2.1　建物・地域モニタリングシステムの構築

オフィスでは，外皮性能向上と共に，空調システム運転の高効率化が重要であり，外皮性能の向上と空調負荷削減の相乗効果が期待できるような総合的なシステムの効率向上が望まれている。今後，環境低負荷技術が普及した場合の街区レベルの環境負荷低減効果[99]も明らかにする必要がある。

効率的な対策実施のため，規模（人口，面積等），自然条件，経済社会条件等で異なる国内外のさまざまな都市・地域を対象とした，建物・地域環境情報システム Environmental and Energy around Building Blocks（以下，EEBB，**図 5.2.1**）の構築に着手した[99)～107)]。

現在，地域エネルギー消費量の予測は日本国内を対象としている。これらは，汎用性の高い情報基盤を用いて構築されている。EEBB は，1 時間データを基に，国内における一般オフィス利用者を想定して空調判定を行う。

図 5.2.1 構築システム（EEBB）の概要（Yoshida，2008）

EEBB は，エネルギー管理者，居住者，自治体などにも，同様の情報を提供することができる。気象データは，計測機器による計測データ，気象庁の観測による AMEDAS データ，財団法人気象業務支援センターより配信される気象データの 10 分値，天気予報値（1 時間）や，財団法人日本気象協会の公開データ，日本建築学会の標準気象データがあり，それぞれの目的に合わせて，気象データを選択する。

5.2.2　モニタリングによる対策効果の検証

情報基盤として，日本建築学会標準気象データ 2000 年では 1 時間データを入手した。さらに，空調判定機能では，日本気象協会よりリアルタイムに取得できる天気予報を利用すればよい。

情報システムは，図 5.2.2 に示すとおり，入力情報と出力情報ごとに利用するアプリケーションが異なるものの，MySQL，PHP，Apache を基盤とした，主流な動的システムを構築しており，汎用性の高いシステムとすることができる。

図 5.2.2　EEBB における情報システムの構成

EEBB 情報システムの表示画面構成と DB 内に格納している計算に必要となるパラメータを示す（図 5.2.3）。

図 5.2.3 EEBB における画面遷移図

現在の開発状況について，表示例を図 5.2.4 に示す。今回，Google MAP 上において，地域特性を分かりやすく表示するために，地域人口を丸形状の大小により，値の大きさを表示した。今後，表示内容を利用者の目的に合わせて選択させるような機能を付加させることにより，最終目的である建物ごとのエネルギー消費量予測結果[105)～107)]や地域環境モニタリングシステムによる計測結果[108)]を表示できるという見通しを得た。

図 5.2.4 EEBB における情報システムの表示例

5.2.3　エネルギーシステムの統合：既存機器のエネルギー利用効率の向上

太陽エネルギー利用システムは，図 5.2.5 に示すように，パッシブ型，アクティブ型の 2 つのタイプに大別される。しかし，高層業務建物におけるパッシブ型設計のみの運用は難しいとされており，アクティブ型を併用する手法が一般的である。低層業務建物にパッシブ型設計を行い，省エネルギーを図ることが重要である。今回の検討のような低層業務建物であれは，執務者が手動で窓を開閉でき，満足度の高い運用が可能になると考えられる，

検討を行ったアクティブ型とパッシブ型の連動技術は，一般化されておらず，今後の発展が望まれる。また，他の低層業務建物，住宅等においても，自然通風等を利用したパッシブ型のみの運用が可能かどうか挑戦してゆきたい。

図 5.2.5　太陽エネルギー利用システムの分類（中原信生，空調システムの最適設計，1997）

参考文献

1) IPCC-SPM(Summary for Policymakers), Synthesis Report, Climate Change 2007, An Assessment of the Intergovernmental Panel on Climate Change, http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/wg3/ar4-wg3-spm.pdf

2) 日本の市区町村別将来推計人口（平成20年12月推計), 社会保障人口問題研究所, http://www.ipss.go.jp/

3) 建築着工統計, 国土交通省情報安全・調査課建設統計室, http://www.mlit.go.jp/statistics/details/jutaku_list.html

4) 省エネルギー, vol.59 No.7 June 2007, (財)省エネルギーセンター

5) 国立環境研究所温室効果ガスインベントリオフィス編「日本国温室効果ガスインベントリ報告書」 , http://www-gio.nies.go.jp/aboutghg/nir/nir-j.html

6) 脱温暖化2050プロジェクト, 独立行政法人国立環境研究所, http://2050.nies.go.jp/index_j.html

7) 環境モデル都市, 内閣府, http://www.kantei.go.jp/jp/singi/tiiki/kankyo/index.html

8) 建物の LCA 指針, 日本建築学会, http://news-sv.aij.or.jp/tkankyo/s0/site/arc08.html

9) 社団法人日本ビルエネルギー総合管理技術協会「建物エネルギー消費量調査報告書」, 平成 19 年度

10) 非住宅建築物の環境関連データベース, 一般社団法人日本サスティナブル建築協会, http://www.jsbc.or.jp/decc_download/index.html

11) オフィスビルのエネルギー消費構造の特徴, 一般財団法人省エネルギーセンター, http://www.eccj.or.jp/office_bldg/01.html

12) 官庁施設におけるグリーン化の推進, 国土交通省大臣官房 官庁営繕部, http://www.mlit.go.jp/gobuild/sesaku_green_green_tyousya.htm

13) M. Chikada, T. Inoue, T. Sawachi, Y. Genchi, and T. Ichinose: Proceeding of PLEA 2001, International Conference on Passive and Low Energy Architecture, 883-888 (2001) “Evaluation of Energy Saving Methods in A Research Institute Building, CCRH”

14) R.de Dear and G. S. Brager,Thermal comfort in naturally ventilated buildings: revisions to ASHRAE Standard 55, Energy and Buildings,34, P549-561, 2002

15) ANSI/ASHRAE Standard 55-1992 -- Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, ASHRAE, 1992

16) ANSI/ASHRAE Standard 55-2010 -- Thermal Environmental Conditions for Human

Occupancy, ASHRAE, 2010
17) 金政秀，川口知真，田辺新一，執務者による自然換気窓の開閉行為に関する研究，日本建築学会環境系論文集，No.74(643)，P 1075-1082，2009年
18) 建築環境設計のための次世代型温熱快適域シンポジウム，日本建築学会次世代型温熱快適域〔若手奨励〕特別研究委員会，2012年12月
19) 須藤美音，村上周三，加藤信介，宋斗三，大森敏明，人間の熱的適応性を考慮したパーソナル空調システムに関する研究　第3報-パーソナル空調による人体部位別温冷感特性の検討，空気調和・衛生工学会論文集，No.125，P1-10，2007
20) 村上昌史，居住者参加型空調制御方式に関する研究，名古屋大学博士論文，2008年
21) 井上宇市,松本敏男,VAV方式における省エネルギ第1報インテリアゾーンについて，空気調和・衛生工学会論文集，No.0，P15-23，1976年
22) 松尾陽，井上隆，文進希，空調システムの空調モードの予測，日本建築学会大会学術講演梗概集，4334，pp.667-668，1987年
23) 木村博則，橋本誠ら，風量計測により制御する VAV 方式の省エネルギー実測結果，空気調和・衛生工学会論文集，No.88，P43-51，2003 年
24) 高草木明，VAV 方式空調設備における室温変動モデルと目標値追従特性からの制御パラメータに関する研究，空気調和・衛生工学会論文集，No.88，P93-102，2003 年
25) 前原勝樹ら,VAV 空調システムの制御パラメータの最適化に関する研究－VAV ダンパ制御則とファンインバータ出力制御則の相互干渉が室温制御に及ぼす研究－，日本建築学会環境系論文集，No.618，P77-84，2007 年
26) 中原信生，空調設備の最適化制御に関する実践的研究第1報最適化の意義と手法，空気調和・衛生工学会論文集，No.17，P63-74，1981年
27) 朱頼心,丹羽英治ら,VAV 空気調和システムの動的挙動と BOFD のためのエネルギー・環境性能評価に関する研究，日本建築学会計画系論文集，No.461，P69-79，1994 年
28) 宮田征門ら,コミッショニングのための複数 VAV ユニットの不具合検知･診断手法，空気調和・衛生工学会論文集，No.114，pp.1-9，2006 年
29) 吉田治典，合理的運転管理のための冷暖房負荷予測，日本建築学会計画系論文集，第 495 号，P77-83，1997 年
30) 加藤彰浩，伊香賀俊治ら，学習機能に基づく空調システムの多目的最適制御に関する研究（第 1 報）制御手法の概要と中間期における検証実験，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，C-40，P1017-1020，2008 年
31) IEA SHC TASK 34/ECBCS Annex 43,Testing and Validation of Building Energy Simulation Tools，http://www.iea-shc.org/task34/
32) 熱負荷計算ソフトTRNSYS，http://www.trnsys.com/
33) HASPプログラム，社団法人建築設備技術者協会，http://www.jabmee.or.jp/hasp/
34) The BESTプログラム，財団法人建築環境・省エネルギー機構，

http://www.ibec.or.jp/best/
35) 蓄熱技術基準マニュアルブック，一般財団法人ヒートポンプ・蓄熱センター，2008年
36) ライフサイクルエネルギーマネジメント（ＬＣＥＭ），国土交通省大臣官房官庁営繕部，http://www.mlit.go.jp/gobuild/sesaku_lcem_lcem.html
37) 中原信生,空調設備の最適化制御に関する実践的研究　第1報-最適化の意義と手法,空気調和・衛生工学会論文集，No17，P63-74，1981年
38) 井上宇市，空気調和ハンドブック，1996年
39) 民生（業務）分野における温暖化対策技術導入マニュアル，環境省地球環境局，2004年，http://www.env.go.jp/earth/report/h15-07/all.pdf
40) 建築環境総合性能評価システム（CASBEE)，財団法人建築環境・省エネルギー機構，http://ibec.or.jp/CASBEE/index.htm
41) 吉田友紀子，井上隆，神村一幸，内海康雄，三田村輝章，百田真史，外岡豊，平野勇二郎，エネルギー消費削減目標への技術的解決について，空気調和・衛生工学会大会 2004，　B-43
42) 設備システムに関するエネルギー性能計測マニュアル，社団法人空気調和・衛生工学会，2006年
43) T. Inoue: Solar shading and day-lighting by means of autonomous responsive dimming glass:Practical application, Energy and Buildings, 35, 5, P463-471, 2003
44) T. Inoue, Y.Yoshida, T.Ichinose: Evaluation of Energy Saving Methods in a Research Institute Building: Effects of Thermotropic Glass, Passive and Low Energy Architecture 2003, G-15, P6-10, 2003
45) 蓮沼周，井上隆，河野匡志，百田真史，岩淵健一,宮下俊之，山田一樹：窓システム及び昼光利用照明制御の組み合わせ制御に関する実証的研究（その8）～自律応答型調光ガラス導入建物における検討～，空気調和・衛生工学会学術論文集，環境工学I，P201-204，2002
46) 蓮沼周，井上隆，河野匡志，百田真史，岩淵健一，宮下俊之，山田一樹：「窓システム及び人工照明の制御に関する研究（その18）～自律応答型調光ガラス導入建物における効果の実証～」,日本建築学会大会学術講演梗概集，D-1 環境工学I，P359-360，2002
47) 井上隆ほか：窓システム及び人工照明の制御に関する研究（その20）～自律応答型調光ガラス導入建物における効果～,日本建築学会大会学術講演梗概集,D-2 環境工学，P267-268,2003
48) 環境省地球環境局研究調査室，環境省地球環境研究総合推進費終了研究成果報告書「環境低負荷型オフィスビルにおける地球・地域環境負荷低減効果の検証」，平成

13年度～平成15年度
49) Yukiko YOSHIDA：Development of air conditioning technologies to reduce CO_2 emissions in the commercial sector, Carbon Balance and Management 2006, 1:12; doi:10.1186/1750-0680-1-12.
50) 吉田友紀子ら：BEMSを用いた業務対策の実態と総合評価手法について, CGER-REPORT-I079-2008, (2008), 独立行政法人国立環境研究所地球環境研究センター
51) 吉田友紀子, 藤沼康実：数理計画型モデル予測制御技術による省エネのためのVAV制御改良に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, (2010), No.651, pp. 455-464
52) 社団法人空気調和・衛生工学会, オフィスの内部発熱と熱負荷シミュレーション, 2009年
53) 「空調設備設計における建物の使われ方想定に関するアンケート調査」結果について, 空気調和・衛生工学会熱負荷シミュレーションと装置容量小委員会, http://www.shasej.org/iinkai/netsufuka/index.html
54) 気象庁茨城県つくば（館野）観測所, http://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/index.php
55) 近藤靖史, 小笠原岳, 太田恭兵, 神村一幸, 徐国海, 吉田友紀子：空調制気口の配置に起因するショートサーキットとミキシングロスに関するCFD解析, 空気調和衛生工学会論文集, No.126, p.27-30, 2007年9月
56) 伊藤尚寛, 中原信生：空気調和における室内混合損失防止に関する研究（第2報）期間損失発生量のケーススタディ, 空気調和・衛生工学会論文集, (1987), No.33,pp.13-22
57) 石野, 木村：空調熱負荷計算法における時系列重み係数の決定に関する研究, 日本建築学会論文報告集, 1973年
58) Energy Plus: http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/
59) 中原信生, 空調システムの最適設計, 名古屋大学出版会, 1997年
60) 中原信生:空調設備の最適化制御に関する実践的研究　第1報最適化の意義と手法, 空気調和・衛生工学会論文集, 1981年
61) 中原信生：空調設備の最適化制御に関する実践的研究　第2報大阪大林ビルの空調設備と最適化制御システム, 空気調和・衛生工学会論文集, 1981年
62) 中原信生：空調設備の最適化制御に関する実践的研究　第3報空調システムの最適化制御のソフトウェアと実績, 空気調和・衛生工学会論文集, 1982年
63) 中原信生：空調設備の最適化制御に関する実践的研究　第4報蓄熱運転・熱源選択最適化制御のソフトウェアと実績, 空気調和・衛生工学会論文集, 1982年
64) 丹羽栄治, 渡邊剛, 中原信生：VAV空気調和システムにおける制御パラメータの設定不全がシステムの動特性に及ぼす影響とその最適調整法に関する研究, 日本建築

学会計画系論文集，第 477 号，pp.19-28，1995 年
65) 内海康雄，神村一幸，井上隆，外岡豊，三田村輝章，百田真史，吉田友紀子，中根英昭：CO_2排出量削減のための空調機器の自動制御システム開発に関する研究（第 1 報)開発プロジェクトの概要，空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集，C-65，p.1737-1740，2005 年 7 月
66) 神村一幸，内海康雄，三田村輝章:CO_2排出量削減のための空調機器の自動制御システム開発に関する研究（第 2 報)自動制御の考え方，空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集，C-66，p.1741-1744，2005 年 7 月
67) 内海康雄，神村一幸，杵嶋修三，吉田友紀子，藤沼康実：CO_2排出量削減のための空調機器の自動制御システム開発に関する研究（第 3 報）開発した自動制御システムの構成と特徴，空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集，p.311-314，2006 年 9 月
68) 杵嶋修三，神村一幸，菊地健一，内海康雄，吉田友紀子：CO_2排出量削減のための空調機器の自動制御システム開発に関する研究（第 4 報）熱負荷シミュレーションと設備運転制御を統合した自動化システムのためのサーバプラットホーム(BAC Flex-BAC Flexible Platform)の開発，空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集，p.315-318，2006 年 9 月
69) 吉田友紀子，井上隆，一ノ瀬雅之，神村一幸，内海康雄，百田真史，杵嶋修三，藤沼康実:CO_2排出量削減のための空調機器の自動制御システム開発に関する研究（第 5 報）室内空調システムにおける省エネ制御改善のための検討，空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集，p.319-322，2006 年 9 月
70) 神村一幸，吉田友紀子，藤沼康実：CO_2排出量削減のための空調機器の自動制御システム開発に関する研究(第 6 報)実験室系空調の温度湿度コントローラの開発，空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集，p.323-326，2006 年 9 月
71) 小笠原岳，近藤靖史，吉田友紀子，神村一幸，徐国海：CO_2排出量削減のための空調機器の自動制御システム開発に関する研究（第 7 報）空調システムの省エネ性と室内温熱環境の改善に関する CFD 解析，空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集，p.327-330，2006 年 9 月
72) 神村一幸，杵島修三，平卯太郎，内海康雄，吉田友紀子，藤沼康実：CO_2排出量削減のための空調機器の自動制御システム開発に関する研究（第 8 報）開発した新しい BEMS の概要，空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集，I-5，p.617-620，2007 年 9 月
73) 内海康雄，神村一幸，杵島修三，吉田友紀子，藤沼康実：CO_2排出量削減のための空調機器の自動制御システム開発に関する研究（第 9 報）TRNSYS による熱負荷計算について，空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集，I-6，p.621-624，2007 年 9 月

74) 杵島修三，神村一幸，内海康雄，吉田友紀子，藤沼康実：CO_2排出量削減のための空調機器の自動制御システム開発に関する研究（第 10 報）BAC Flex について， 空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集，I-7，p.625-628，2007 年 9 月
75) 平卯太郎，神村一幸，杵島修三，吉田友紀子：CO_2排出量削減のための空調機器の自動制御システム開発に関する研究（第 11 報）VAV 空調の省エネルギー型温湿度制御， 空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集，I-8，p.629-632，2007 年 9 月
76) 吉田友紀子，井上隆，神村一幸，内海康雄，一ノ瀬雅之，百田真史，杵島修三，藤沼康実：CO_2排出量削減のための空調機器の自動制御システム開発に関する研究（第 12 報）開発システムの検証，空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集，I-9，p.633-636，2007 年 9 月
77) 吉田友紀子，井上隆，藤沼康実：CO_2排出量削減のための空調機器の自動制御システム開発に関する研究，（第13報）居住者向けエネルギー管理システムの構築，空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集，I-28，p.1469-1472，2008年8月
78) 内海康雄，神村一幸，井上隆，外岡豊，三田村輝章，中根英昭：CO_2削減のための建築設備の自動コントロールシステム技術に関する開発・研究その1プロジェクトの概要，日本建築学会学術講演梗概集，D-2，p.1333-1334，2005年9月
79) 神村一幸，内海康雄，三田村輝章：CO_2削減のための建築設備の自動コントロールシステム技術に関する開発・研究その2自動制御の考え方，日本建築学会学術講演梗概集，D-2，p.1335-1336，2005年9月
80) 吉田友紀子，井上隆，百田真史：CO_2削減のための建築設備の自動コントロールシステム技術に関する開発・研究 その 3 省エネ評価手法開発にむけたデータ計測体制整備および解析，日本建築学会学術講演梗概集，D-2，p.1337-1338，2005 年 9 月
81) 内海康雄，神村一幸，杵嶋修三，吉田友紀子，藤沼康実：CO_2削減のための建築設備の自動コントロールシステム技術に関する開発・研究 その4シナリオと計測値に基づく空調システムの自動制御，日本建築学会大会学術講演梗概集，p.1219-1220，2006年9月
82) 杵嶋修三，神村一幸，菊地健一，内海康雄，吉田友紀子：CO_2削減のための建築設備の自動コントロールシステム技術に関する開発・研究 その 5 自動コントロールのためのシステム共通プラットホーム BAC Flex(BAC Flexible Platform)の開発，日本建築学会大会学術講演梗概集，p.1221-1222，2006 年 9 月
83) 吉田友紀子，井上隆，一ノ瀬雅之，神村一幸，内海康雄，百田真史，杵島修三，藤沼康実：CO_2削減のための建築設備の自動コントロールシステム技術に関する開発・研究その 6 実測に基づく制御改善のための検討，日本建築学会学術講演梗概集 D-2，環境工学Ⅱ，p.1337-1338，2006 年 9 月
84) 神村一幸，吉田友紀子，藤沼康実：CO_2削減のための建築設備の自動コントロール

システム技術に関する開発・研究 その 7 実験室系空調の温度湿度制御方法の検討，日本建築学会大会学術講演梗概集，p.1225-1226，2006 年 9 月
85) 神村一幸，杵島修三，内海康雄，吉田友紀子，藤沼康実：CO_2削減のための建築設備の自動コントロールシステム技術に関する開発・研究その 8 開発システムの概要，日本建築学会学術講演梗概集，D-2，p.1017-1018，2007 年 8 月
86) 内海康雄， 神村一幸， 杵島修三， 吉田友紀子， 藤沼康実：CO_2削減のための建築設備の自動コントロールシステム技術に関する開発・研究 その 9TRNSYS による熱負荷計算について，日本建築学会学術講演梗概集，D-2，p.1019-1020，2007 年 8 月
87) 杵島修三，神村一幸，内海康雄，吉田友紀子，藤沼康実：CO_2削減のための建築設備の自動コントロールシステム技術に関する開発・研究 その 10 BAC-Flex について，日本建築学会学術講演梗概集，D-2，p.1021-1022，2007 年 8 月
88) 平成 16 年度～平成 18 年度環境省地球温暖化対策技術開発事業成果報告書「建築物における空調・照明等自動コントロールシステム技術開発」
89) 平卯太郎:モデル予測制御方法を用いた省エネ型温湿度制御,計測自動制御学会誌，43-9，pp.686-690，2004
90) 赤木新介，藤田喜久雄：設計エキスパートシステムの基礎と応用，コロナ者，1990 年
91) 石原正雄：建築換気設計，朝倉書店，1969 年
92) 斎藤平蔵：建築気候，共立出版，1974 年
93) 村上周三ら：対流場，放射場の連成シミュレーションによる冷房室内の温熱環境解析，その 1　連成シミュレーションの解法と室内モデルへの適用，空気調和・衛生工学会論文集，1995 年
94) 小笠原岳ら：居室内における対流熱伝達率の測定手法に関する研究，日本建築学会大会学術講演梗概集，2012 年 9 月
95) 社団法人電気設備学会，BACnet ビルディングオートメーション用データ通信プロトコル，2000 年 7 月
96) 吉田友紀子：居住者向けエネルギー管理用リアルタイムモニタの開発，日本建築学会技術報告集，第 17 巻第 35 号，p.249-253，2011 年 2 月
97) Fanger，P.O.，1972. Thermal comfort，New York，McGraw Hill Book Company.
98) 社団法人空気調和・衛生工学会：空調システムの最適化を目的とした統合的設計・運転手法に関する報告，2010年
99) 平成 20 年度～平成 22 年度環境省地球環境研究総合推進費研究成果報告書「低炭素型都市づくり施策の効果とその評価に関する研究」
100) 吉田友紀子，奥宮正哉：低炭素型都市づくり施策の効果とその評価に関する研究エネルギー需要評価を目的とした SET*を用いた街区計画と自然通風利用の効果，空気調和・衛生工学会大会学術講演会講演論文集,C-39，p.1071-1074，2010 年 9 月

101) 吉田友紀子, 自然通風を考慮した建物街区における空調負荷削減方策に関する研究, IBPSA-Japan 講演論文集, 2010 年 11 月

102) 吉田友紀子, 松本太, 一ノ瀬俊明 : 建物・地域環境情報システム技術に関する開発・研究その 1 開発システムの概要, 日本建築学会学術講演梗概集, 40517, p. 1075-1076, 2008 年 9 月

103) 吉田友紀子, 一ノ瀬俊明, 井村秀文 : 建物・地域環境情報システム技術に関する開発・研究その 2 名古屋中心部街区モデルの検討, 日本建築学会学術講演梗概集, 40565, p. 1193-1194, 2009 年 8 月

104) 吉田友紀子 : 自然通風利用によるオフィスの中間期冷房負荷削減方策に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 76 巻, 第 667 号, p. 809-815, 2011 年 9 月

105) 吉田友紀子, 奥宮正哉, 大西暁生, 一ノ瀬俊明, 東修, 谷川寛樹, 井村秀文 : 事務所系・住宅系の建物用途別延床面積推定手法「都市機能モデル」による地域エネルギー需要の予測, 第29回エネルギー・資源学会研究発表会講演論文集, 11-1, p. 135-138, 2010年6月

106) 吉田友紀子, 奥宮正哉, 大西暁生, 一ノ瀬俊明, 東修, 谷川寛樹, 井村秀文 : 低炭素型都市づくり施策の効果とその評価に関する研究その2～都市機能モデルによる地域エネルギー推計～, 日本建築学会大会学術講演梗概集(北陸) 40493, p. 1011-1012, 2010年9月

107) 大西暁生, 奥岡桂次郎, 戸川卓哉, 吉田友紀子, 井村秀文 : 低炭素型都市づくり施策の効果とその評価に関する研究その3～低炭素・低物質社会を目指した都市シミュレータの開発紹介～, 日本建築学会大会学術講演梗概集(北陸) 40494, p. 1013-1014, 2010年9月

108) 高口洋人, 中島裕輔, 須藤洋志, 吉田友紀子, 井上元 : EXPO2005 における都市環境モニタリングシステムの開発, 日本建築学会技術報告集, 24, p. 223-227, 2006 年 12 月

謝辞

名古屋大学奥宮正哉教授，久野覚教授，齋藤輝幸准教授には，本学位論文の作成に至るまでご指導いただきました。ここに厚く御礼申し上げます。東京理科大学大学院理工学研究科建築学専攻井上隆教授には，建物性能評価に関するご指導と，博士後期課程社会人特別選抜の学生として受け入れていただき感謝申し上げます。また，卒業論文をご指導いただいた早稲田大学教授・オーク構造設計代表取締役である新谷眞人教授には，実務を経験したことのない学生のささいな疑問に至るまでお答えいただき，次世代の建築デザインについて熱心な議論を通して，社会との接点について学ばせていただきました。現横浜国立大学小嶋一浩教授には，学部時代から博士進学に至るまで，個人の能力を生かすためのアドバイスをいただきました。国立環境研究所では，京都議定書をはじめとする国際社会の先端における議論を垣間見ることができ，井上元先生（当時，国立環境研究所地球環境研究センター統括研究管理官）から地球規模の地球温暖化現象について学び，分野の異なる人々が協力して問題を解決することの重要さに気づかせていただき，一ノ瀬俊明先生（国立環境研究所上席研究員，名古屋大学客員教授）をはじめとする都市工学分野の先生方との議論は，建築分野における問題意識の整理に大いに役立ちました。

第2章における「環境負荷低減技術と変風量空調システム」は，環境省地球環境研究総合推進費B-56，平成13年度～平成15年度「環境低負荷型オフィスビルにおける地球･地域環境負荷低減効果の検証」（課題代表者；一ノ瀬俊明（国立環境研究所）」の研究成果の一部を記載しました。第3章の「変風量空調システムにおける数理計画型モデル負荷予測制御」は，環境省石油特別会計地球温暖化対策技術開発事業（競争的資金）省エネ対策技術開発実用化開発，平成16年度～平成18年度「建築物における空調・照明等自動コントロールシステム技術開発」（課題代表者；中根英昭（国立環境研究所），途中より藤沼康実（元国立環境研究所）により，研究基盤をご支援いただきました。特殊ガラスによる外皮性能試験や空調温度変更に伴う室内環境実験，通風実験にあたっては，国立環境研究所地球温暖化研究棟に執務されている方々にご協力いただきました。研究成果報告にあたり日本建築学会地球環境委員会温暖化対策小委員会及び環境工学委員会サスティナブルシティ小委員会の協力を経て，日本建築学会と国立環境研究所が共催のシンポジウムを開催することができました。第4章「変風量空調システムと自然通風利用」は，第3章の続きを，環境省地球環境研究総合推進費平成20年度～平成22年度「低炭素型都市づくり施策の効果とその評価に関する研究(課題代表者：名古屋大学・井村秀文)」の研究の一部として実施させていただきました。自然通風利用により，さらなるエネルギー削減をめざして考察しました。

最後に，名古屋大学・国立環境研究所に奉職しながら本論文を完成することができたのは，井上元先生，藤沼康実先生，一ノ瀬俊明先生をはじめとする国立環境研究所の皆様，名古屋大学奥宮正哉教授，久野覚教授，齋藤輝幸准教授，飯塚悟准教授によるご理解のおかけです。吉田祐作，吉田百合子，友人の支えも忘れません。ここに感謝の意を記します。

従来制御運用時（2005 年度）における短期実測データを記す。

図.1　重点計測エリア（3 階東）の運用実態：室内設定温度 28℃（2005/7/31-8/6）

図.2　重点計測エリア（3 階東）の運用実態：室内設定温度 26℃（2005/8/21-8/27）

図.3　重点計測エリア（3 階東）の運用実態：室内設定温度 27℃（2005/9/4-9/10）

図.4　重点計測エリア（3 階東）の運用実態：室内設定温度 28℃（2005/9/11-9/17）

図.5　3階西ウィングの運用実態：室内設定温度 26℃（2005/7/31-8/6）

図.6　3階西ウィングの運用実態：室内設定温度 28℃（2005/8/21-8/27）

図.7　3階西ウィングの運用実態：室内設定温度 28℃（2005/9/4-9/10）

図.8　3階西ウィングの運用実態：室内設定温度 28℃（2005/9/11-9/17）

図.9　2 階東ウィングの運用実態：室内設定温度 27℃（2005/7/31-8/6）

図.10　2 階東ウィングの運用実態：室内設定温度 28℃（2005/8/21-8/27）

図.11　2階東ウィングの運用実態：室内設定温度 28℃（2005/9/4-9/10）

図.12　2階東ウィングの運用実態：室内設定温度 28℃（2005/9/11-9/17）

図.13　2階西ウィングの運用実態：室内設定温度 28℃（2005/7/31-8/6）

図.14　2階西ウィングの運用実態：室内設定温度 27℃（2005/8/21-8/27）

図.15　2階西ウィングの運用実態：室内設定温度 26℃（2005/9/4-9/10）

図.16　2階西ウィングの運用実態：室内設定温度 28℃（2005/9/11-9/17）

参考資料 2

■空調吹出口の位置と室内混合損失（CFD 解析による検討）

CFD 計算を行い，室内温度及び気流の変化に伴う室内環境の変化(**表 1**)について検討を行った。解析空間は代表室を対象とし，書籍棚等を簡略化したモデル（**表 2**）を用いた。本解析では空間の対称性から，1/2 領域について解析を行った。

表 3 に，解析ケースを示す。解析は、8 ケース 16 パターンについて行った。各 Case において，窓ガラスを単板ガラス(各 Case a)・複層ガラス(各 Case b)の 2 パターンを想定した。Case 1 ～ 6 は夏期を，Case 7，8 は冬期を想定している。

Case 1 は、2006 年 9 月 10 日の実測を想定している。Case 2 は、設定温度を Case 1 より 2℃高い 27℃とした。Case 3 は、VAV 給気風量を Case 2 の 1.5 倍となる 60%に変更したケースである。Case 4，5，6 は，それぞれ Case 1，2，3 の FCU 運転を停止としたケースであり，その他の条件は Case 1，2，3 と同様である。Case 7 は 2005 年 12 月 13 日の実測状態(設定温度 23℃)を，Case 8 は 2007 年 1 月 15 日の実測状態(設定温度 20℃)を想定している。

表 1　空調条件

ケース名			Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8
流入条件	AHU 吹出口	風速　[m/s]	0.17		0.26	0.17		0.26	0.17	
		風量(合計値)　[m^3/h]	398.1		596.7	398.1		596.7	398.1	
		温度　℃	16.9	18.9		16.9	18.9		23.7	
		乱流エネルギーk　[m^2/s^2]	3.0×10^{-4}		6.8×10^{-4}	3.0×10^{-4}		6.8×10^{-4}	3.0×10^{-4}	
		乱流エネルギーk の散逸率 ε [m^2/s^3]	3.0×10^{-5}		1.0×10^{-4}	3.0×10^{-5}		1.0×10^{-4}	3.0×10^{-5}	
	FCU 吹出口	風速　[m/s]	0.75			停止			0.75	
		風量(合計値)　[m^3/h]	270.0						270.0	
		温度　℃	FCU 吸込み温度を規定(送風)						29.4	24.0
		乱流エネルギーk　[m^2/s^2]	5.6×10^{-3}						5.6×10^{-3}	
		乱流エネルギーk の散逸率 ε [m^2/s^3]	2.0×10^{-2}						2.0×10^{-2}	
流出条件	AHU 吸込口	風速　[m/s]	0.68		1.04	0.68		1.04	0.68	
		風量(合計値)　[m^3/h]	398.1		596.7	398.1		596.7	398.1	
	FCU 吸込口	風速　[m/s]	0.47			停止			0.47	
		風量(合計値)　[m^3/h]	270.0						270.0	

表 2　計算条件（CFD 解析のための室内モデル）

解析領域	5.1 [m] (X)×6.7 [m] (Y)×2.7 [m] (Z)　X 方向については、空間の対称性から 1/2 領域を解析
格子分割数	34(X)×68(Y)×28(Z)
乱流モデル	標準 k-ε モデル
吹出口モデリング	AHU 吹出口：角形多層コーン型吹出口を想定し、改良 P.V.法を適用
AHU 吹出口	0.4 [m] ×0.4 [m] = 0.16 [m^2]　4 箇所設置
FCU 吹出口	1.0 [m]×0.05 [m] = 0.05 [m^2]　2 箇所設置
AHU 吸込口	0.4 [m] ×0.4 [m] = 0.16 [m^2]　1 箇所設置
FCU 吸込口	0.4 [m] ×0.4 [m] = 0.16 [m^2]　1 箇所設置
壁面応力条件	速度：一般化対数則 温度：【壁面】　温度(既知)と対流熱伝達率　5.0[W/(m^2・K)]を与える 【発熱体】　熱流を規定

空調条件を**表 3** に示す。Case 1，Case 4 の AHU 給気温度は，2006 年 9 月 10 日(10:00～15:00 平均)の実測値を採用した。Case 2，3，5，6 は，Case 1，Case 4 の AHU 給気温度に+2℃の値とした(設定温度の差をそのまま，給気温度に足した。)。Case 1，2，3 の FCU 運転状況は，送風運転を想定した。

表 3　解析ケース

ケース名		想定外気	空調運転モード AHU	空調運転モード FCU	VAV 給気風量 %	設定温度 ℃	窓ガラス
Case 1	a	夏期	冷房	on (送風)	40	25	単板
	b						複層
Case 2	a					27	単板
	b						複層
Case 3	a				60		単板
	b						複層
Case 4	a			off	40	25	単板
	b						複層
Case 5	a					27	単板
	b						複層
Case 6	a				60		単板
	b						複層
Case 7	a	冬期	暖房	on	40	23	単板
	b						複層
	a						単板

Case 7，8 の AHU 給気温度は，2007 年 1 月 15 日(16:00)の実測値を採用した。FCU 給気温度は，Case 7 は，2005 年 12 月 13 日(16:00～16:45 の平均)の実測値を採用した。Case 8 は，2007 年 1 月 15 日(16:00)の実測値を採用した。

表 4 に，熱境界条件を示す。今回の解析では，発熱体は消費電力量の 60%が対流により空気側に放熱するものと仮定し，別途実施した消費電力量調査に基づいて熱流規定を行った。その他の物体表面温度においては実測値と対流熱伝達率(対流熱伝達率 5.0 [W/(㎡・K)])を与えた。なお物体表面温度については，Case 1～Case 6 は 2006 年 9 月 10 日(10:00～15:00 平均)，Case 7 は 2005 年 12 月 13 日(16:00～16:45 の平均)，Case 8 は 2007 年 1 月 15 日(16:00)のそれぞれ実測値を採用した。

表 4　熱境界条件

(1) 温度規定 ℃　(対流熱伝達率 5.0 [W/(㎡・K)])

	Case 1～6		Case 7～8	
	単板ガラス	複層ガラス	単板ガラス	複層ガラス
ガラス面	30.3	29.2	19.2	22.0
壁面等(ペリメーター)	27.3		22.7	
壁面等(インテリア)	26.4		23.3	
机、パーティション(窓側)	26.5		24.3	
机、パーティション(中央)	25.8		25.3	
机、パーティション(廊下側)	24.6		25.5	

(2) 熱流規定

	位置	数量[個]	熱流[W/個]
PC モニタ 1	窓側座席	2	13.4
PC デスクトップ 1		2	63.4
実人体モデル		2	60.0
PC モニタ 2	中央座席	2	13.7
PC デスクトップ		2	73.4
人体模型		2	36.0
ノート PC	廊下側座席	2	11.6
照明	天井面	6	57.6
プリンタ上部表面	廊下側	1	42.4
プリンタ側面			21.2

解析結果を**図 1～図 8** に，解析結果から算出した室平均温度を**表 5** に，FCU の給気温度を**表 6** に示す。

なお本解析では，定常解析を用いたが，Case 3 － a，Case 3 － b，Case6 － a，Case 6 － b において解析結果に周期性がみられたため，代表サイクルを平均化した結果を示す。

(a) Case 1-a　(b) Case 1-b　(c) 表示断面位置

図 1　Case 1　解析結果（X 軸温度分布 X=1050[mm]）

(a) Case 2-a　(b) Case 2-b　(c) 表示断面位置

図 2　Case 2　解析結果（X 軸温度分布 X=1050[mm]）

(a) Case 3-a　(b) Case 3-b　(c) 表示断面位置

図 3　Case 3　解析結果（X 軸温度分布 X=1050[mm]）

(a) Case 4-a　(b) Case 4-b　(c) 表示断面位置

図 4　Case 4　解析結果（X 軸温度分布 X=1050[mm]）

(a) Case 5-a　(b) Case 5-b　(c) 表示断面位置

図 5　Case 5　解析結果（X 軸温度分布 X=1050[mm]）

(a) Case 6-a　(b) Case 6-b　(c) 表示断面位置

図 6　Case 6　解析結果(X 軸温度分布 X=1050[mm])

(a) Case 7-a　(b) Case 7-b　(c) 表示断面位置

図 7　Case 7　解析結果(X 軸温度分布 X=1050[mm])

(a) Case 8-a　(b) Case 8-b　(c) 表示断面位置

図 8　Case 8　解析結果(X 軸温度分布 X=1050[mm])

■Case 1 ～ 3 (夏期：FCU 送風運転)

各室平均温度を比較すると，各ケースで大きな差は見られない。次に温度分布に着目する。Case 1－a におけるペリメーターゾーン(ガラス面近く)の空間温度は 27℃程度であり，インテリアゾーン(廊下側)の空間温度は 26℃以下となる。AHU 吹出し温度が Case 1 － a より 2℃高い Case 2－a は，廊下側のインテリアゾーンにおける空間温度が 26℃以上となり，Case 1－a よりわずかに高い。しかし，ペリメーターゾーンや室中央座席付近の温度は Case 1 － a とほぼ同じであり，ほとんどの領域で設定温度(27℃)以下となる。空調風量が多く，吹出し風速が大きい Case 3-a は FCU 吹出し温度が Case 2 － a よりやや低いため，ペリメーターゾーンの空間温度が 27℃以下となった。また廊下側の温度は 26℃以下となった。

■Case 4 ～ 6 (夏期：FCU 停止)

各室平均温度を比較すると，各ケース大きな差は見られない。温度分布を見ると，Case 4 － a，Case 5 － a，Case 6 － a はそれぞれ Case 1 － a，Case 2 － a，Case 3 － a と同様の傾向を示している。Case 5 － a は，Case 4 － a，Case 6 － a と比較し，廊下側の空間温度が若干高いが，設定室温(27℃)以下となる。

■Case 7 ～ 8（冬期）

Case 7 － a では，FCU の吹出し気流が十分下降せずに，インテリアゾーンに流れている様子が確認できる。このため，冷房運転を行っているインテリアゾーンの空間温度 25℃～26℃の範囲が居住域まで達しており，Case 8－a より高くなっている。このことから，Case 7 － a では，暖房運転を行っている FCU 吹出し気流と，冷房運転を行っている AHU 吹出し気流と室内混合損失を起こしているものといえる。

表 5 平均温度

	温度℃		温度℃
Case 1-a	26.1	Case 1-b	26.0
Case 2-a	26.4	Case 2-b	26.3
Case 3-a	26.3	Case 3-b	26.2
Case 4-a	26.2	Case 4-b	26.1
Case 5-a	26.5	Case 5-b	26.4
Case 6-a	26.4	Case 6-b	26.5
Case 7-a	25.0	Case 7-b	25.0
Case 8-a	24.5	Case 8-b	24.6

表 6 FCU 給気温度

	温度℃		温度℃
Case 1-a	27.2	Case 1-b	27.0
Case 2-a	27.4	Case 2-b	27.2
Case 3-a	25.7	Case 3-b	26.3

参考資料3

地球温暖化研究棟-空調省エネ運転のための情報提供システム

― BAC-net system Real-time Monitorの利用方法 ―

第一版

平成19年4月

地球環境研究センター　建物省エネプロジェクト
藤沼康実・吉田友紀子

参考資料3

参考資料3

目　次

はじめに ---------- 1

１．リアルタイムモニタの概要 ---------- 2

1.1.利用方法

1.2.システム要件

２．セットアップとインストール手順 ---------- 2

2.1.DLLファイルのインストール

2.2.リアルタイムモニタのインストール

2.3.インストールの開始

2.3.1.「.net framework2.0」がインストールされいる場合

2.3.2.「.net framework2.0」がインストールされていない場合

2.4.アンインストール

2.4.1.リアルタイムモニタのアンインストール

2.4.2.DLLファイルのアンインストール

３．操作方法 ---------- 10

3.1.リアルタイムモニタの起動

3.2.リアルタイムモニタの非表示と再表示

3.3.リアルタイムモニタの終了方法

４．表示内容の説明とその他の使用方法 ---------- 12

4.1.表示内容の説明

4.2.空調運転推奨モードの説明

4.3.グラフ表示システムの使用方法

4.4.その他の使い方

５．その他 ---------- 16

参考　地球温暖化研究棟の空調システム ---------- 17

１．空調システムの概要

1.1.南側居室の空調システム

1.2.北側実験室の空調システム

２．実際の空調システムの操作

参考資料3

はじめに

空調の省エネを実現するためには、空調機の温度設定を低めに設定することや、不必要時の電源停止など、細かな機械制御を行う以外にも、窓の開閉による外気取入れを積極的に行うことによっても可能となります。

しかし、室内温度と外気の温度差を確認できなれば、空調機を稼動させたほうがよいのか、窓を開けたほうがよいのか、適切な判断ができません。

そこで、地球環境研究センター建物省エネプロジェクトでは、2004～2006年度の3年間にわたる研究成果の一つとして、「空調省エネ運転のための情報提供システム（以下、リアルタイムモニタ）」を開発しました。

このシステムでは、Windows搭載PCから、現在自分がいる部屋の室温や外気温などの環境情報を見ることができます。また数値を見やすく表示したり、現在の部屋の空調状況をアイコン化したりすることで、空調機を運用するか、外気を導入するのか判断が容易に行えます。

このシステムとプロジェクト研究の中核である「熱負荷シュミレーションモデルを用いた空調機制御」との併用により、更なる省エネ効果が実現できると考えます。

なお、空調システムの運転操作の実際などは、末尾の参考資料「地球温暖化研究棟の空調システム」をご参照下さい。

1.リアルタイムモニタの概要

・リアルタイムモニタは地球温暖化研究棟内の各部屋における温湿度、電力使用量などの情報を表示するとともに、現在の最適な（お勧めの）空調運転モードを表示します。
・リアルタイムモニタは起動後、タスクバーに常駐し、アイコンをダブルクリックすることでモニタ画面を表示します。
・Windows起動時に自動起動はしません（サービスとしては起動しません）。
・リアルタイムモニタは最新情報を確認するため、定期的（リアルタイムモニタが起動した時間から10分毎）にデータベースサーバと通信しています。
・その他、リアルタイムモニタの詳細については操作方法をご覧ください。

1.1.利用方法

・利用にあたっては、申請などは必要ありません、どなたでも利用できます。
・現時点で表示可能なデータは、地球温暖化研究棟内だけで、本館等には対応していません。
・セットアップは自動で行われます。セットアップ完了後、再起動無しでシステムをご利用いただけます（ただし、使用しているPCの状態によっては再起動が必要な場合もあります）。
・データベースとの通信を行うため、DLLファイルのインストール、レジストリの変更を行います。

１.2.システム要件

・インストールに必要な条件は以下のとおりです。

：PCのハードウェア条件は以下のとおりです

Processor	：	Intel Pentium 300MHz 以上
Memory	：	128MB以上
Hard Drive	：	120MB以上の空きディスクスペース
Display	：	解像度：800 × 600 High Color (65536色) 以上

：OSやブラウザ等のソフトウェア条件は以下のとおりです。

OS	：	Windows 2000 Professional Service Pack 4 以上 Windows XP Professional Service Pack 2 以上
browser	：	Internet Explorer 5.5 Service Pack 2 以上
コンポーネント	：	Microsoft.net Framework 2.0 ＊上記コンポーネントがインストールされていなければ、セットアップの段階で自動インストールされます。

：所内LANに接続されている必要があります

２．セットアップとインストール手順

・インストールは以下の流れで行われます。

①：DLLファイルのダウンロードとインストール
→　データベースとの通信に必要なDLLファイルをインストールします
②：リアルタイムモニタのインストール
→　全て自動でインストールされます
→　Microsoft .net framework 2.0がインストールされていない場合、先にこのインストールが始まります
③：完了
→　以上で使用可能です

・インストール後はスタートメニューのプログラムメニューにアイコンが登録されます。
・このプログラムは起動時にプログラムのUpdate版があるかを自動で確認します。バージョンアップなどでソフトがUpdateされた場合、今までのソフトの様にUpdate版をダウンロード・インストールすることなく、ソフトを起動するだけでUpdateされます。
・アンインストールは以下の流れで行われます。
①：「プログラムの追加と削除」からリアルタイムモニタを消去します。
②：「プログラムの追加と削除」からDLLファイルを消去します。

以下に操作手順を示します。

2.1.DLLファイルのインストール

注意：DLLファイルをインストールには管理者権限でログインしている必要があります。

・ブラウザからhttp://158.210.91.115/pgoledb/Pg_Oledb_installer.EXEを入力し、インストールをはじめます
・以下のダイアログが表示されるので「開く(O)」をクリックしてください
　＊「開く(O)」が選択できない場合、「保存(S)」をクリックして「Pg-Oledb-installer.exe」を

適当な場所に保存し、これをダブルクリックしてください。

・「開く(O)」をクリックすると、以下の画面が表示されます。
・「次へ(N)」をクリックして次に進みます

＊お使いのシステムによっては、以下の画面が表示される場合が有ります。
「はい(Y)」をクリックするとインストールが始まります。

・以下の画面が表示されたらインストールの完了です。
「完了(E)」をクリックして終了し、次に進みます

2.2.リアルタイムモニタのインストール

リアルタイムモニタは、インストールボタンをクリックすると、全て自動でインストールされます。インストール画面はお使いのPCの状態によって以下の2通りあります。

● Microsoft.net framework 2.0がインストールされている方
この画面が表示された方は、[2.3.1.]に進んでください

● Microsoft .net framework 2.0がインストールされていない方
この画面が表示された方は、[2.3.2.]に進んでください

この表示がある方はframeworkがインストールされていません

2.3.インストールの開始

2.3.1.「.net framework2.0」がインストールされている場合

・ブラウザからhttp://158.210.91.115/bacnet/RealTimeMonitor/publish.htmlを入力し、インストールをはじめます

・リアルタイムモニタのインストールが始まり、以下の画面が表示されます。
「インストール（I)」をクリックして、インストールを開始してください。
クリック後、全て自動で開始されます。

・インストールが完了すると以下の部屋番号選択画面が表示されます。
また、タスクバーにCGERマークのアイコンが表示されます

・ここでは、とりあえず部屋番号を303にしたまま「Set/Change」をクリックします

・画面に下記のようなモニタが表示され、モニタ上の時間が現在時間を示していれば、インストール完了です。使用方法・画面の説明は「３．操作方法」を参照してくださ

2.3.2.「.net framework2.0」がインストールされていない場合

・ブラウザからhttp://158.210.91.115/bacnet/RealTimeMonitor/publish.htmlを入力しインストールをはじめます

・「インストールボタン」をクリックして、インストールを開始してください。

・以下の画面が表示されたら「開く(O)」をクリックします

・Microsoft .net framework 2.0の使用許諾画面が表示されるので「同意する(A)」をクリックします

・Microsoft .net framework 2.0のダウンロードとインストールが開始されます
　　＊ダウンロード中

＊インストール中

・ダウンロードとインストールが完了すると、自動的にリアルタイムモニタのインストールが始まます。

・リアルタイムモニタのインストールが始まり、以下の画面が表示されます
「インストール(I)」をクリックして、インストールを開始してください
クリック後、全て自動で開始されます。

・インストールが完了すると以下の部屋番号選択画面が表示されます。
また、タスクバーにCGERマークのアイコンが表示されます

・ここでは、とりあえず部屋番号を303にしたまま「Set/Change」をクリックします

・画面にモニタが表示され、モニタ上の時間が現在時間を示していれば、インストール完了です。
使用方法・画面の説明は「３．操作方法」を参照してください

2.4.アンインストール

2.4.1.リアルタイムモニタのアンインストール

・「コントロールパネル」から「アプリケーションの追加と削除」の中にある、「BAC-net system Real-Time Monitor」を選択します。

・ここで「変更と削除(c)」をクリックします。

・以下のダイアログが表示されるので「OK (O)」をクリックしてください。

2.4.2.DLLファイルのアンインストール

・「コントロールパネル」から「アプリケーションの追加と削除」の中にある、「PostgreSQL用OLE DB Provider」を選択します。

・ここで「変更と削除（c)」をクリックします。
・以下のダイアログが表示されるので、「次へ（N)」をクリックします

・確認メッセージが表示されるので「はい（Y)」をクリックします。

・以下の画面が表示されると、アンインストールの完了です。
「完了（E)」をクリックして終了してください。

３．操作方法

ここでは、リアルタイムモニタの操作方法と画面の内容を説明します。

3.1.リアルタイムモニタの起動

・Windowsの「スタート」→「すべてのプログラム」→「CGER」の順にたどり、「CGER Real time monitor」をクリックします。

・リアルタイムモニタが起動します。起動処理中にUpdateする必要があるか、自動で確認します。確認にはネットワークの状態にもよりますが、温暖化棟内であればおおむね30秒程度かかります。

＊ Updateする必要があるとき

起動したとき、最新版のリアルタイムモニタがある場合、以下のダイアログが表示されるので、Updateを行ってください。

なお、Updateを行わない場合、「スキップ（S)」を選択してください

・リアルタイムモニタが起動すると、部屋番号選択画面が表示されます。

・部屋番号をプルダウンメニューで選択し、setボタンを押します。

※部屋番号は部屋の表札をご覧ください。

・部屋番号が選択されると、モニタが起動し、外気温、室内温湿度、コンセント電力使用量などが表示されます。
（部屋によってモニタ内容が異なるため、以下の画面と異なる内容が表示される場合も有ります）

3.2.リアルタイムモニタの非表示と再表示

・終了ボタンをクリックすると非表示となりPC画面上から消えます

・ただし、この状態では、モニタ画面が消えただけで、本体ソフトは終了していません（メモリに常駐しています）

・再びモニタ画面を表示するには、タスクバーのCGERアイコンをダブルクリックしてください

3.3.リアルタイムモニタの終了方法

・タスクバーのCGERアイコンを右クリックすると、メニューが表示されます

・メニューの中の「Exit」をクリックすると、リアルタイムモニタ本体が終了し、メモリから開放されます。

４．表示内容の説明とその他の使用方法

4.1.1.表示内容の説明

No.	項　目	データの説　明
1	空調おすすめモード	各種判定を基に表示します （運転モードについては、4.1.2.をご覧ください）
2	屋外気温(*1)	屋外で観測された毎正時の気温
3	室内温度設定値	選択した部屋の設定温度
4	計測室内温度	実際の室温、現在の室温を示します
5	屋外風速(*1)	屋外*で観測された毎正時の風速
6	室内湿度設定値	選択した部屋の設定温度（湿度設定可能な部屋のみ）
7	計測室内湿度	実際の湿度、現在の湿度を示します
8	照明電力消費量	単位面積あたりの照明電力使用量を示します
9	コンセント電力消費量	単位面積あたりのコンセント電力使用量を示します
10	窓側空調システム ON/OFF	窓側空調の稼動状態を示します。複数設置されている部屋は、1つでも運転した場合、表示はONになります。
11	廊下側空調システム ON/OFF	廊下側空調の稼動状態を示します。複数設置されている部屋は、1つでも運転した場合、表示はONになります。
12	計測日時	上記情報を取得した時間です（*2）
13	部屋番号	モニタで表示している部屋の番号です
14	各計測データのグラフ化	計測データを時系列で表示できます（*3）

*1：当面、外気の温度・風速は、アメダスデータ（つくば市長峰）のデータを利用しています。
*2：システムの特性上、すべての表示項目が同一時間でない場合もあります。
　　例）計測日時21:10でも、気温は21:10、湿度は21:00の場合もあります
*3:Login Graph Systemをクリックすると、その時点までの収録データがグラフで見ることができます。

4.1.2.空調運転推奨モードの説明

リアルタイムモニタでは、熱負荷シミュレーションによって得られた結果と、現在の温湿度などの環境条件から、省エネで、かつ快適な居住環境を実現するための空調利用方法を、「推奨モード」としてアイコンでお知らせします。

推奨モードには以下の3つのモードがあります。

空調ﾓｰﾄﾞ	表 示	説　　明
冷房モード Cooling mode		冷房運転をすることで室内の快適性を向上させることができる状況にあることを示しています（室内温度表示が27℃以上、かつ外気温度表示26℃以上の場合）。 ※やや暑い、不快などの感覚に個人差がありますので、必要に応じて、着衣量の調節などの対応をお願いします。
換気モード Ventilation mode		室内の空気循環のみを行うことで、快適性が維持されていることを示しています。 ※冷暖房用エネルギーを消費しない理想的な状況です。循環ファン動力のみ使用しています。
		空調を止めて、窓の開閉などにより、外気を取り込むと室内の快適性が向上することを示しています。外気の方が、設定された温度・湿度に近いことを示しています。 ※窓開閉を行う際は、空調スイッチを停止することをお勧めいたします。
暖房モード Heating mode		暖房運転をすることで室内の快適性を向上させることができる状況にあることを示しています（ただし、室内表示温度20℃以下、かつ外気温度表示10℃以下の場合）。 ※窓付近は外気の影響を受けやすいため、不快に感じることもあります。冬期は、パソコン等の発熱により、室温が上昇するため、日中、暖房モードが表示されないこともあります。

なお、推奨モード以外にも、現在の室内空調機運転状況示す、お知らせ表示があります。

運用情報	表 示	説　　明
運転停止 Ventilation -off		空調を停止しているため、室内環境が管理されていないことを示しています。 ※ビル管理法により、室内二酸化炭素濃度が1000ppm以上になる場合、健康への影響が懸念されるため、適時対応（窓やドア開閉など）し　てください。

*：廊下側空調（AHU）は通常、08～20時の間でスケジュール運転されています。それ以外の時間では、AHUはOFFとなっています

*：窓側空調システム（FCU）は、24時間、随時に冷房/暖房操作（季節ごとに選択されます）が可能です。

4.1.3.グラフ表示システムの使用方法

・「Login Graph System」をクリックします。

・ログイン画面が表示され、

◎ユーザー名　**部屋番号**
◎パスワード　**部屋番号_cger**　を入力し、情報が必要な部屋番号を入力しログインします。

部屋毎に天気情報、BEMS計測値、メンテナンス情報、快適性の申告情報を示します。
閲覧したい情報を選択し、グラフを表示させます。

・グラフ表示方法

① 期間変更： 1時間、1日、1週間、1ヶ月毎に表示を変更できます。
② データ間隔変更：10分、30分、1時間、1日を選択できます。

①および②を確認し、Graphボタンを押してください。
選択変更を行う際は、最後に選択完了ボタンを押してください。

なお、表示するグラフは、MAX、MINの数値を入力すると、レンジの変更ができます。

4.1.4.その他の使用方法

・部屋番号を変える
タスクバー上のCGERアイコンを右クリックし「Change Room」を選択すると、部屋選択画面が表示されるので、任意の部屋番号を選択してください。

・最新のデータを表示する
リアルタイムモニタは10分毎（モニタが起動してから１０分毎）にデータを自動更新します。タスクバー上のCGERアイコンを右クリックし「Update Date」クリックすると手動でデータのアップデートも可能です。最新のデータがある場合、「Update Date」をクリックすることでデータ値が更新されます。

・運転モードの確認

リアルタイムモニタから運転モードの内容を確認することができます。タスクバー上のCGERアイコンを右クリックし、表示されるメニューから「Mode Caption」を選択してください。モード説明画面が表示されます

・バージョンの確認

タスクバー上のCGERアイコンを右クリックし、表示されるメニューから「Version」をクリックします。

以下のバージョン情報表示ダイアログが表示されます

5．その他

本システムの利用方法など、ご質問がありましたら、以下までお知らせください。

CGER吉田（CGER)、津田・織田（GEF)：BEMS-CCRH@nies.go.jp

参　考

地球温暖化研究棟の空調システム

１．空調システムの概要

地球温暖化研究棟は、所内の他の建物とは異なり、数多くの省エネ技術が取り入れられており、空調システムも２・３階東西ウイングの南側居室系と北側実験室系に大きく異なり、それぞれ操作方法が違います。空調システムを十分理解の上、快適な作業環境を作ってください。

１．1.南側居室の空調システム

南側各室は一般空調仕様ですが、最新の空調システムが導入されています。各居室の空調システムは、外界条件（日射量・外気温等）からの熱負荷を制御するための空調システム（ペリメータ空調：AHU、窓側）と居室内の作業からの発熱を制御する空調システム（インテリア空調：FCU、廊下側）の２系統から構成されています。

ペリメータゾーン(窓際の室内空間部分)
：日射や外気温度など外部の熱変化の影響が大きいため、その部分を他と区分してファンコイルユニット(FCU)などで冷暖房を行う(ペリメータ空調)。
※窓際天井のスリット状の開口部、設定器は「窓側」と表示されています。
インテリアゾーン(ペリメータゾーンの内側部分)
：照明やOA機器、人間などからの発熱を制御するために冷暖房を行う(インテリア空調)
※天井のルーバー状の開口部、設定器は「廊下側」と表示されています。

(1) 空調系が２系統（インテリア空調；廊下側、とペリメータ空調；窓側）とあり、それぞれ空調システムの動作方法が異なります。

①インテリア空調(廊下側)
各ウイング毎に１式の空調機（AHU）が装備されており、そのAHUから温度制御された空気が各室のルーバー（四角型）から設定温度に応じて吹き出します。
※各ウイング内で１つでも設定器が"ON"になっていれば、空調システムは各室の温度設定で動作します。なお、同室にある複数の設定器の設定値は、加重平均されたものが設定値となります。

②ペリメータ空調(窓側)
窓側天井の細長いスリットが空気の吹き出し口になっており、空調機（FCU）それぞれに熱交換機能があるので、各設定器毎に独立制御できます（通常OFF)。

(2) 空調の運転：各ウイング毎に、エネルギーセンターからの自動操作で、8:00～20:00の時間帯にインテリア空調（廊下側）システムの空調機（AHU）が運転されます。
※なお、ペリメータ空調（窓側）は、時間外にも制御可能ですが、通常"OFF"にしておいてください。

(3) 空調システムの運転や温度設定は、各室の設定器で行います。
※各設定器が"OFF"になっていても、各ウイングの空調機(AHU)は、8:00～20:00の時間帯には運転されるため、ルーバーから空気が少し吹き出します。

(4) 実際の空調システムの運転は、今までの実績から以下のような運転で十分対応できます。

①夏期間の空調は居室の窓の断熱性能がよく、外部からの熱負荷が少ないためペリメータ空調（窓側）は使用せずに、インテリア空調（廊下側）の運転のみで対応できます。
②冬期間の空調は、外気温と室内温度差が大きいことと、室内への太陽光の入射により室内温度は上下します。変化の激しいペリメータ負荷を処理することが重要なため、ペリメータ空調（窓側）運転を基本とします。

1.2.北側実験室の空調システム

北側各室は、所内一般居室の空調システムとは異なり、各部屋個別に空調できるシステム使用です。これを、一般に「特殊空調」と呼んでいます。

（1）北側実験室の空調システムの概要
①各室に別個の空調システムが装備されており、24時間運転が可能な空調システムです。
②２Fと３Fで空調システムが異なります。
・２F北側の各室：１系統の空調システム(AHU系)
・３F北側の各室：２系統の空調システム(AHU系＋FCU系)
※なお、FCU（ファンコイルユニット）系は外部の熱負荷に対応した空調系であり、通常"OFF"にしてください。

（2）空調の運転：空調（AHU）系の温度設定は、エネルギーセンターで一括操作します。
※<u>各室で温度の設定はできません</u>(設定器もありません)
※従って、季節毎（冬/夏など）に空調温度の設定の変更を依頼する必要があります。

（3）各室の空調は、各室ドア横にある「ON/OFFスイッチ」で操作できます。

２．実際の空調システムの操作

2.1.南側居室

（1）各室の空調システムの温度設定やリアルタイムモニタの空調おすすめモードを確認し、設定器を操作する。
：夏期間：インテリア空調(廊下側)が自動運転されますが、空調不要の場合、
空調スイッチをOFFに操作してください。
※　窓を開けたときは、各室のインテリア空調（廊下側）を停止させてください。

：冬期間：ペリメータ空調(窓側)を各自で操作してください。
※原則、所内の一般居室の設定温度は28/19℃(夏/冬)です。
※8:00～20:00以外の時間帯には、エネルギーセンターで自動的に"OFF"になっており、設定器を"ON"にしても、作動しません。

（2）帰る時に、必ず空調システムの設定器を"OFF"にする。

2.2.北側実験室

（1）各室の希望温度設定を、あらかじめ施設課（エネルギーセンター）に依頼する必要があります。
※設定依頼先：施設課（内線2364)
※原則、所内の一般居室の設定温度は28/19℃（夏/冬）です。
※現在、特段の依頼がない限り、各室26℃設定になっています。

（2）空調制御したいときに、各室ドア横にある「ON/OFFスイッチ」を操作する。
※なお、３Fの各室にはFCU系の設定器が設置されていますが、通常"OFF"にしておいてください。