

外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール「BEST」の開発（その 70）

空調システム計算における計算時間間隔の影響

Development of an Integrated Energy Simulation Tool for Buildings and MEP Systems, the BEST (Part70)

Study on Simulation Time Intervals for a System Simulation

正会員 ○長井 達夫（東京理科大学） 正会員 二宮 博史（日建設計）
 正会員 久保木 真俊（日建設計） 正会員 石野 久彌（首都大学東京名誉教授）
 正会員 郡 公子（宇都宮大学） 正会員 村上 周三（建築研究所）

Tatsuo NAGAI*¹ Hiroshi NINOMIYA*² Masatoshi KUOBOKI*²

Hisaya ISHINO*³ Kimiko KOHRI*⁴ Shuzo MURAKAMI*⁵

*¹ Tokyo University of Science *² Nikken Sekkei Ltd.

*³ Emeritus Prof., Tokyo Metropolitan University *⁴ Utsunomiya University *⁵ Building Research Institute

In this paper, we investigate the effect of simulation time interval on the calculated results such as temperature or heat transfer in the system simulation of the BEST program. Case studies show that the selection of the time interval has a large effect on the room temperature control, thus shorter time step such as 1 or 5 minute is preferable for the evaluation of the thermal environment of a room. On the other hand, longer time step is also acceptable for the estimation of the total energy consumption of HVAC systems. The effect of the component calculation order and thermal capacity is also investigated.

はじめに

BEST のシステムシミュレーションでは、時刻ステップ内の繰り返し計算は行わず、機器等の計算モジュール間でデータを順次受け渡したら次の時刻ステップに進むエクспリシット法を採用している。この計算法は収束計算を行う必要がないものの、必ずしも熱・物質収支がバランスしているとは限らず、計算時間間隔を十分に小さく取ることを前提としている。本報では、エクспリシット法を採用している BEST のシステムシミュレーションについて、計算時間間隔を変化させたケーススタディを実施し、妥当な計算時間間隔の目安を見出すことを目的とする。

最初に空調機サブシステムのみを対象とし、続いてセントラルシステム全体を対象とした検討を行う。併せて、熱収支アンバランスを低減する方法について若干の検討を加える。

1. 空調機サブシステムにおける検討

1.1 対象システムおよび計算条件¹⁾

基準階のインテリア・ペリメータをカバーする 2 台の空調機からなるサブシステムを対象とする。インテリア空調機は VAV、ペリメータ空調機は定風量とし、ともに外気導入を行う。熱源側は計算せず、空調機の入口水温は 7°C で固定とする。室概要および空調機の仕様を表-1 に示す。計算対象期間は 7/1~7/31 とする。

表-1 建築および設備概要

項目	仕様	ゾーン	仕様
概要	インテリア200m ² 、ペリメータ100m ² (ともに間口20m)、中間階、天井高2.7m、ペリメータ窓面積率57%	インテリア	冷房能力:27,000W、送風量:4,600m ³ /h、外気量:800m ³ /h 送風機:415Pa(静圧)、2.5kW(定格消費電力)、INV 冷温水コイル:83L/min、0.53m ² 、6列
立地	東京(実在データ)		
外壁構成	RC150mm、硬質ウレタン発泡板25mm(内断熱)		
内部発熱	照明:19.4W/m ² 、コンセント:14.4W/m ² 、在室:0.14人/m ² (いずれも日中ピーク)	ペリメータ	冷房能力:20,900W、送風量:3,550m ³ /h、外気量:400m ³ /h 送風機:90Pa(機外静圧)、1.5kW(定格消費電力)、定回転 冷温水コイル:60L/min、0.5m ² 、4列
空調	設定温度26°C、空調時間:月~金の8:30~22:00、外気導入4m ³ /m ² h、		

1.2 シミュレーションにおけるフィードバック制御

対象サブシステムにおいて、水量は空調機テンプレート内の PID モジュールによる室温制御（ペリメータ CAV）あるいは給気温度制御（インテリア VAV）によって決定され、さらにインテリア VAV については、室との接続を行うテンプレート内の風量制御用 PID モジュールによって室温制御を行う。VAV の給気温度補償については、各 VAV ユニットの風量を合計し、最小・最大空調機風量および前時刻ステップの風量などより変更温度差を決定し、冷温水コイル 2 方弁制御用 PID モジュールの設定値変更用いられる。

1.3 計算時間間隔が室温等の時間変動に及ぼす影響

ΔT （計算時間間隔）を 1 分、5 分、10 分と変化させた場合の、インテリアの室温およびインテリア用空調機の水量・風量の時間変動を図-1 に示す。ここで、前記 3

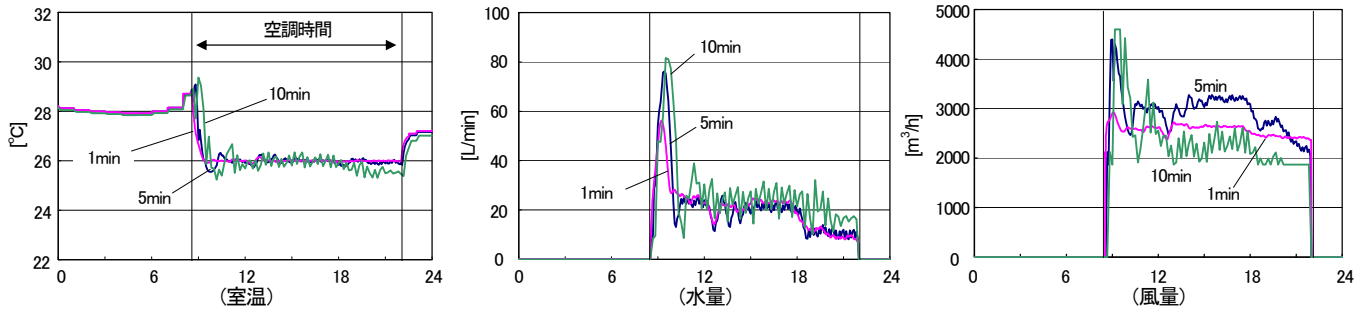


図-1 計算時間間隔の時刻変動への影響 (インテリア VAV, 7/3)

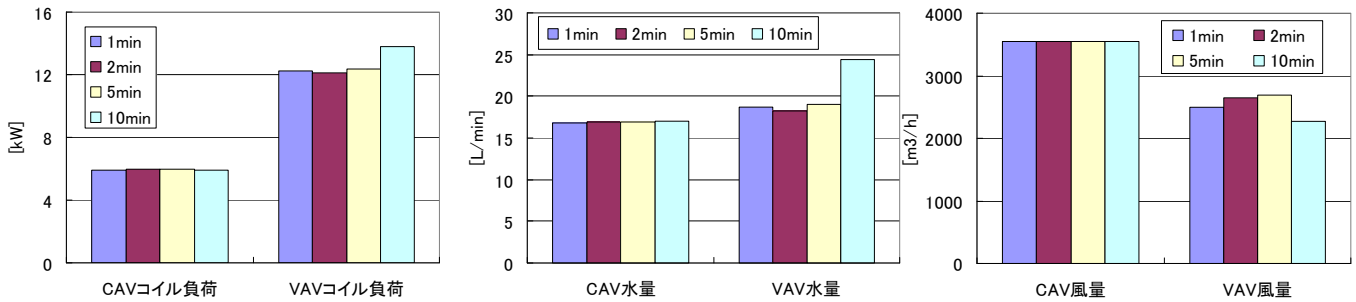


図-2 計算時間間隔の月平均値への影響 (Case1, 7月, 稼動時間帯の平均値)

つの PID モジュールの PI パラメータの設定は、後述の方法により $\Delta T=5$ 分の場合について 1 回だけ実施し、計算時間間隔変更時にはパラメータ変更は行わない方法 (Case1) とした。繰り返し計算を行わない関係上、空調開始の 8:30 から 1, 2 ステップ遅れて風量・水量が立ち上がる場合がある。さらに、VAV による室温のフィードバック制御の応答遅れにより、室温が設定温度 26°C を最初に下回るまでに要する時間は、 ΔT によらず 1h 程度を要している。その後の室温制御性については、 $\Delta T=1$ 分では非常に安定しているが、 ΔT が大きくなるにつれてハンチングが目立つようになる。

水量・風量についても同様の傾向が見られるが、風量において、日中の平均的な値が ΔT によってかなり異なっている。これは、水量の差に起因しており、さらには給気温度設定値が ΔT によって異なった推移となっていることに原因がある。給気温度設定値の決定ロジック、および計算時間間隔によって水量・風量の組み合わせが変わりうることを示している。

1.4 計算時間間隔が空調機処理熱量等に及ぼす影響

図-2 に、7 月の空調機稼動時間帯のコイル負荷、水量、風量の時間平均値を示す。ペリメータ空調機 (CAV) については計算時間間隔の影響は微小であるが、インテリア VAV については差異が見られ、特に $\Delta T=1\sim 5$ 分の場合と、 $\Delta T=10$ 分との間で差異が大きくなっている。

1.5 PID パラメータチューニングの有無の影響

前述の PID パラメータ調整法 Case1 に加えて、BEST 専門版のデフォルト値のままとした場合 (Case0)、および ΔT ごとにパラメータチューニングをした場合

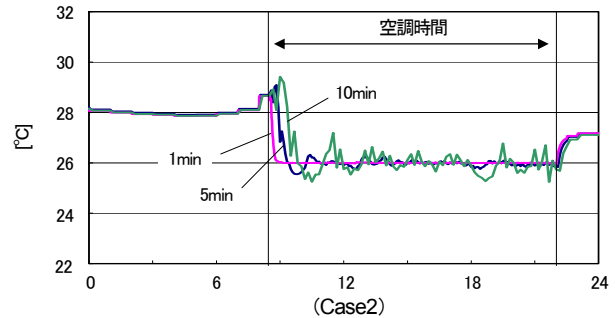
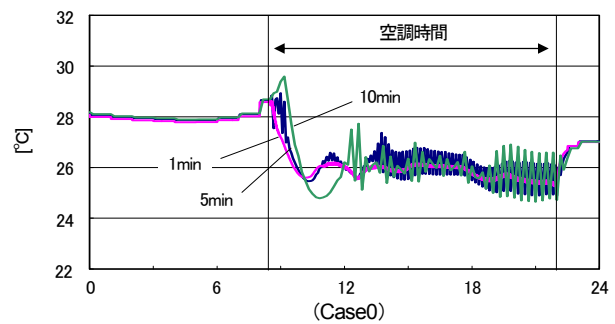


図-3 PID 調整の有無による室温制御への影響 (インテリア VAV, 7/3)

(Case2) について検討する。チューニングは、限界感度法を参考にして行った^{注1)}。また、微分時間は 0 のままとし、PI 制御とした。

図-3 に Case0 (デフォルト値のまま) および Case2 (各 ΔT でチューニング) の場合の、インテリア室温の変動の例を示す。デフォルト値のままの場合、応答も鈍く、かつ $\Delta T=5, 10$ 分ではハンチングが見られる。Case2 では、設定温度に達するまでの時間が短くなっているが、 $\Delta T=10$ 分の場合には振動的な振る舞いが残る。室内環境評価など、室温設定値との乖離が問題となるような場

合には、計算時間間隔を短めに設定し、かつPIDのパラメータチューニングを行った方が良いことが分かる。

2. 全体システムにおける検討

2.1 対象システムおよび計算条件

前節までと異なり、以降ではセントラル方式の空調システム全体を対象とし、計算時間間隔が年間エネルギー消費量に及ぼす影響等について検討する。表-2に対象建物・空調設備概要を示す。室側の計算対象は基準階の執務室部分であり、階数(14)倍したもの(流量)を熱源側に戻す。また、空調ゾーンを西側ペリメータ、インテリア、東側ペリメータの3つに再構成するなどの簡略化を図っている。PIDパラメータチューニングは行わず、すべてデフォルト値のままとする。

2.2 年間1次エネルギー消費量の検討

図-4に計算時間間隔ごとの要因別年間1次エネルギー消費量を示す。 ΔT の影響はあまり見られない。 $\Delta T=1$ 分を基準とした場合、 $\Delta T=5$ 分の場合で2%の増加、 $\Delta T=10$ 分の場合で5%の増加となった。熱源、搬送動力等の要因別にみたときの顕著な変化傾向は見られない。

2.3 熱量収支の検討

空気系(室、OAチャンバー、RA・SAファン、コイル、加湿器)、冷温水系(コイル、1次ポンプ、熱源)、冷却水系(熱源、冷却塔、冷却水ポンプ)のそれぞれについて、各要素機器における加熱量(空気系については全熱加熱量)の総和(以下、熱量アンバランス)がどの程度か検討する。

図-5に、ある1日の熱量アンバランスの時間変動を示す。グラフには、各循環系のうち唯一の冷却側要素である、コイル、熱源、冷却塔における冷却量についても併せて示す。熱量アンバランスが大きくなるのは、①立ち上げ時、②熱源台数変化時(10時ごろに冷温水発生機1台運転から、HPチラー+冷温水発生機の2台運転になっている)、③熱源運転ハンチング時である。これら以外の時間帯については熱量アンバランスは比較的小さいも

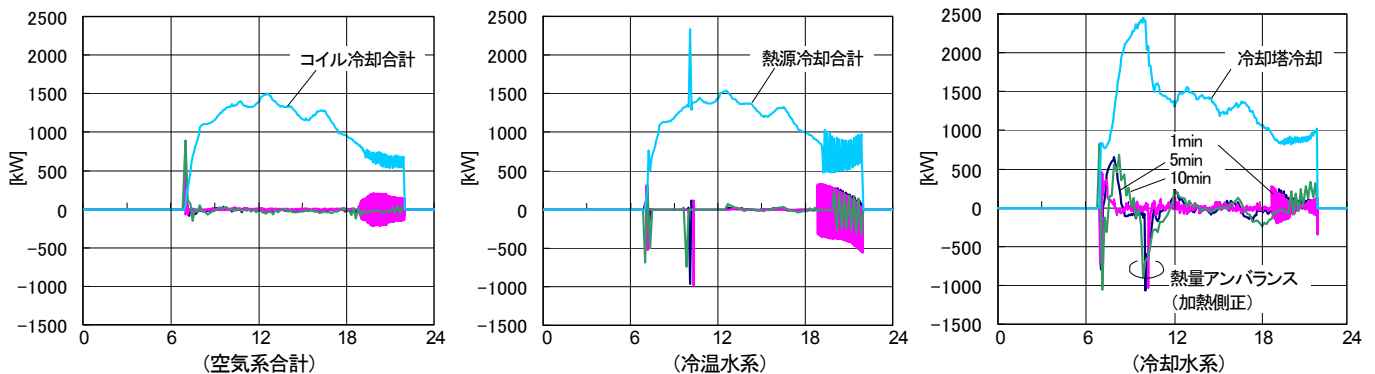


図-5 各循環系における熱量アンバランスの時刻変動 (7/3)

表-2 Aビル建築・空調設備概要

建築概要	立地	東京
	建物用途	事務所
	建築面積	1,497.75㎡
	延床面積	20,580.88㎡
	階数	地上14階、地下1階
	構造	S造、一部SRC造、RC造
空調概要	基準階概要	南北17.6m×東西51.2m(執務室部分) 東西に窓開口
	熱源設備	吸収式冷温水発生機(ベース機) × 1台 冷却能力: 1407kW、加熱能力1178kW
		電動空冷HPチラー × 1台 冷却能力: 935kW、加熱能力990kW
		各階空調機+VAVユニット方式
	空調方式	インテリア系統(AHU1) × 1台/階
		東ペリメータ系統(AHU2) × 1台/階
西ペリメータ系統(AHU3) × 1台/階		

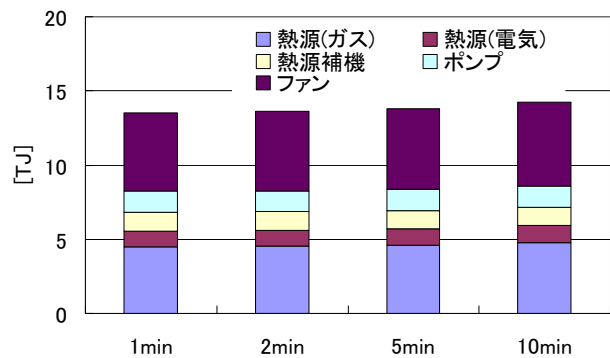


図-4 要因別1次エネルギー消費量(年間)

の、冷却水系については冷却塔冷却量が時間的に変化している時間帯において比較的大きな熱量アンバランスが発生しており、 ΔT が大きいくときほどその傾向が顕著である。しかし、1ヶ月の積算値(図-6)で見ると、冷却側熱量合計と加熱側熱量合計のアンバランスはそれほど大きくはなく、 $\Delta T=10$ 分の場合の冷却水系で2~3%のアンバランスである。

2.4 冷却水系の熱量アンバランスについて

前節において、冷却水系の熱量アンバランスが大きめであったので、その原因と対策について考察する。

(1) 冷却水系のモジュール構成

図-7に示すように、3方弁による熱源入口水温一定制御を行っているが、3方弁モジュールは冷却水の戻り(熱源→冷却塔)の情報についても受け渡しをする拡張化さ

れた扱いとなっている。冷却塔から3方弁に向かう流量は、PID モジュールから3方弁に渡される操作量によって決定される(図中の入出力の記述参照)。その他のモジュールは物理的な入出力関係に従って入口状態から出口状態を計算する。ただし、流量について、ポンプと熱源についてのみ on-off 信号を受けて定格水量を出力する。

(2) 計算順序の影響

デフォルト(計算順序 A)では、図-7 に示すように、熱源よりも先に3方弁を計算するため、ステップの終了時点において図中 b の箇所において温度の不一致(以下温度アンバランス)が生じる(図-8 左)。箇所 a, c についても同様である。熱源と3方弁の計算順序を入れ替える(計算順序 B)ことにより、b における温度アンバランスが解消する他、a, c におけるアンバランスも改善される(図-8 右)。なお、図-8 左の21時ごろの振動的な温度アンバランスは空冷チラーの on-off 運転の影響である。冷却水系全体の熱量アンバランス(図-9 左。図-5 右に相当)も計算順序 A から B に変えることで改善が見られる。

(3) 熱容量体の影響

配管内の水や機器類の熱容量を1質点のタンク^{注2)}で模擬し、図-7 の a の箇所に挿入した場合(計算順序は図-7 参照)、タンク内の熱量変化を考慮した冷却水系熱量アンバランスは熱容量がない場合より減少する結果となった(図-9 左)。 $\Delta T=1$ 分とすることにより、熱量アンバランスは更に低減されるが、空冷チラーの影響による夕方のアンバランスは解消されない(図-9 右)。

3. まとめ

BEST のシステム計算における計算時間間隔の影響について検討した。室温の制御性に対する計算時間間隔の影響は大きいものの、処理熱量やエネルギー消費量の月・年積算値に与える影響は大きくはなかった。熱量収支についても期間積算で見ると大きな問題はないが、過渡的な熱量収支のアンバランス解消のためには、適切なモジュール計算順序を設定した上で、計算時間間隔を1分程度と短くする必要がある。熱容量体の効果については更に検討が必要である。

【注釈】注1) 最初に積分時間を無限大、微分時間を0とした上で、比例ゲインを調整して、制御量(室温および給気温度)が継続的に振動しはじめる安定限界の比例ゲインを探し、その半分を比例ゲインとして適用した。次に積分時間については、制御量の制御誤差(RMSE)の1ヶ月集計値(7月を対象とした)が最小となるような積分時間を決定した。
注2) コージェネレーション用予熱槽(前進差分による)を利用した。槽容量は各計算時間間隔が安定条件の半分となるように設定した。

【参考文献】1) 長井達夫他: 建築エネルギー・環境シミュレーションツール BEST における計算時間間隔に関するシステム側の検討、日本建築学会大会学術講演梗概集、2010

【謝辞】本報は、(財)建築環境・省エネルギー機構内に設置された産官学連携による環境負荷削減のための建築物の総合的なエネルギー消費量算出ツール開発に関する「BESTコンソーシアム」・「BEST企画委員会(村上周三委員長)」および専門版開発委員会(石野久彌委員長)、行政支援ツール開発委員会(坂本雄三委員長)、統合化WG(石野久彌主査)の活動成果の一部であり、関係各位に謝意を表するものである。統合化WG名簿(順不同)主査: 石野久彌(首都大学東京名誉教授)、委員: 井上隆(東京理科大学)、一ノ瀬雅之(東京大学)、内海康雄(宮城工業高等専

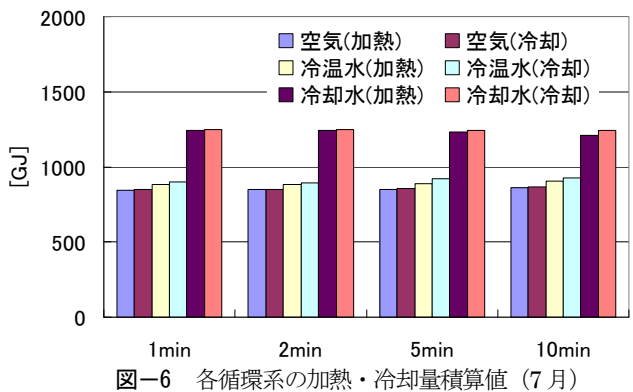


図-6 各循環系の加熱・冷却量積算値(7月)

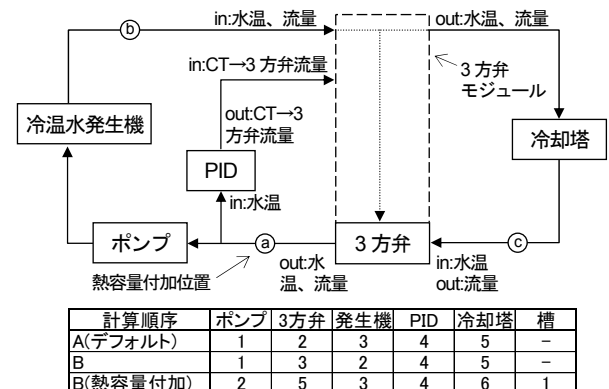


図-7 冷却水系のモジュール構成と計算順序

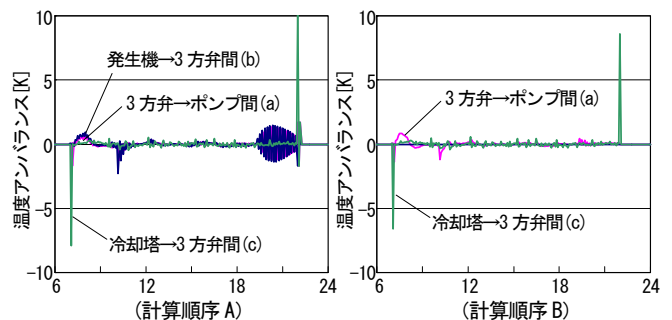


図-8 計算順序が温度アンバランス(図-7の各リンクにおける上流側温度-下流側温度[K])に及ぼす影響(7/3)

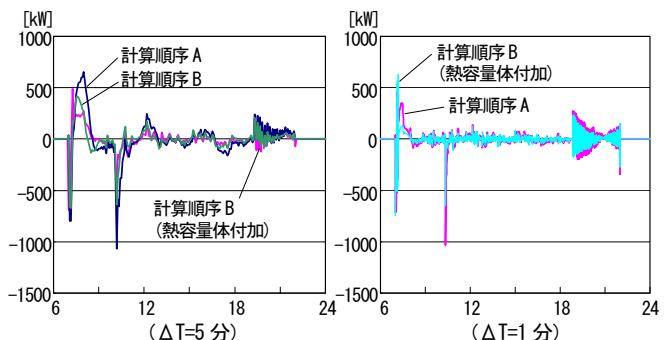


図-9 計算順序および熱容量体が冷却水系熱量アンバランスへ及ぼす影響(加熱側が正、7/3)

門学校)、大西晴史(関電工)、木下泰斗(日本板硝子)、久保木真俊(日建設)、工月良太(東京ガス)、黒本英智(東京電力)、郡公子(宇都宮大学)、孤田英晴(鹿島建設)、品川浩一(日本設計)、芝原崇慶(竹中工務店)、新武康(清水建設)、菅長正光(菅長環境・設備一級建築士事務所)、滝澤総(日建設)、滝澤博(元鹿島建設)、高橋亜璃砂(大林組)、長井達夫(東京理科大学)、二宮博史(日建設)、二宮秀典(鹿児島大学)、丹羽勝巳、野原文男、長谷川麻、田端康宏(以上、日建設)、平林啓介(三菱UFJ銀行)、柳井崇(日本設計、事務局)、生稲清久(建築環境・省エネルギー機構)