

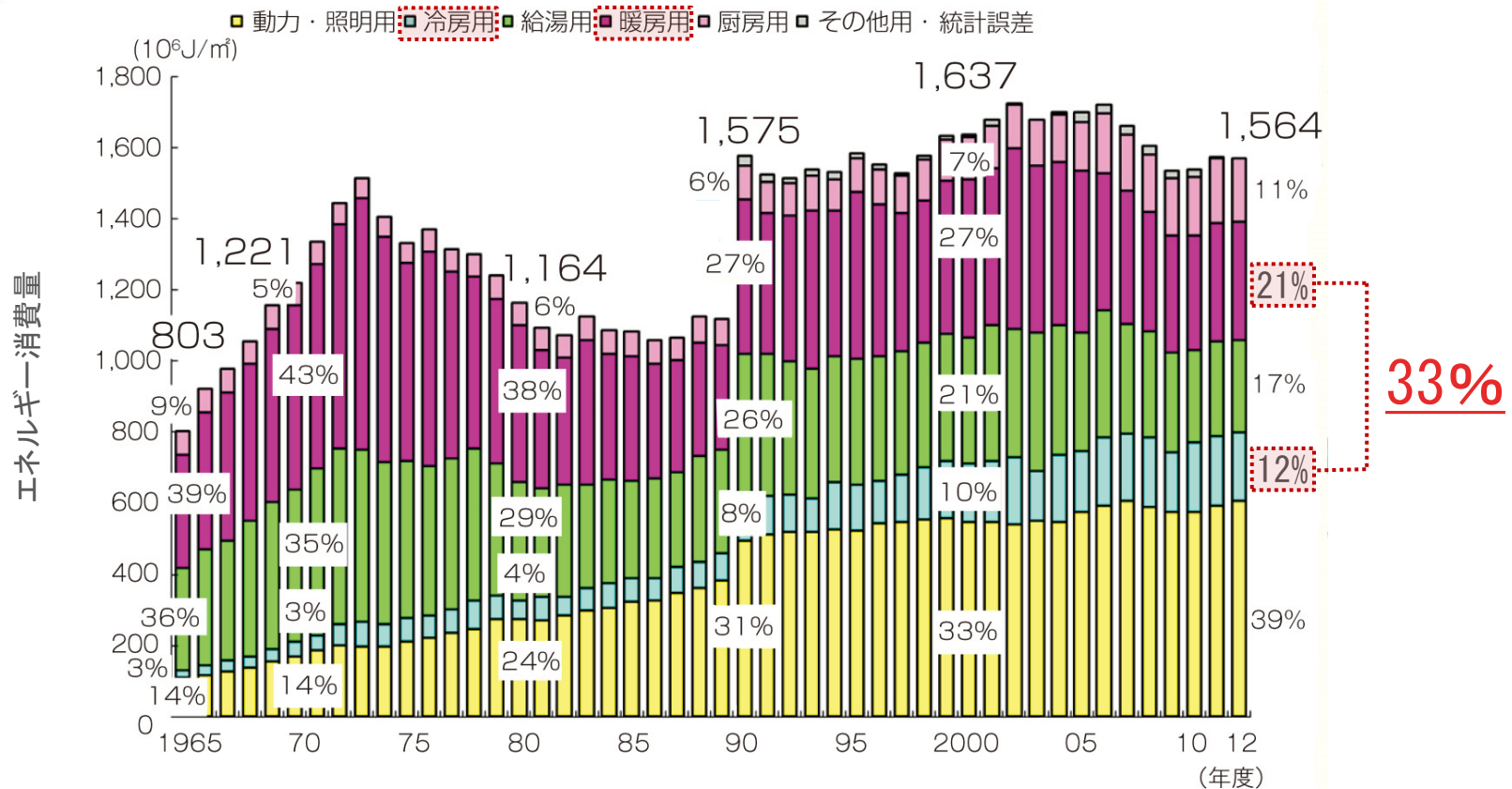
業務用空調を対象とした 地下水利用によるエネルギー削減効果に関する研究

指導教員

高橋 大智
赤林 伸一 教授



研究目的



我が国の業務部門におけるエネルギー消費の推移^{文1)}によると、暖冷房による消費は**全エネルギー消費の約1/3**を占めており、暖冷房機器の省エネルギー化が課題となっている。

文1) 経済産業省資源エネルギー庁:平成25年度エネルギーに関する年次報告, 2014年

特に、ヒートポンプにより暖冷房を行う空調機の場合、稼働時の暖冷房負荷、外気温に応じて成績係数(COP)が大きく変化するため、空調用エネルギー消費量の削減には厳寒期や暑熱期を含めた年間のCOPを向上させ、省エネルギーを図ることが重要となる。

COP

(Coefficient Of Performance)

ヒートポンプの冷房・暖房時の消費電力1kWあたりの冷房・暖房能力を表したものの。

本研究では、地下約10m以下で年間を通じて水温が約16°Cと一定な地下水を利用し、空調用室外機の吸込空気と熱交換を行い、COPの向上を図る場合の空調用エネルギー消費量の削減効果の検討を行うことを目的とする。

まず最初に、地下水と熱交換した空気を室外機へ給気するためのダクト内部の気流性状に関する数値流体解析 (CFD) を行い、ダクト形状による給気効率^{※1}の向上について検討を行う。

次に、全国842地域の気象条件, 建物条件ごとに熱負荷計算を行い、地下水と吸込空気を熱交換した場合の年間の暖冷房COP, 年積算空調用エネルギー消費量を算出し、地下水利用による全国の空調用エネルギー削減効果について検討を行う。

CFD

(Computational Fluid Dynamics)

流体の温度分布や速度分布をコンピュータで予測する数値解析・シミュレーション手法。

※1 給気効率は、室外機の吸込空気量に対する地下水と熱交換を行った空気量の割合。

表 1 各解析caseの概要

解析case	ダクト形状	ダクトサイズ[mm]			ダクト内流量
					[m ³ /s]
1	1	500(現状使用されているダクト)			11.15
2	2	上流: 500	中流: 300	下流: 200	11.15
3	3	上流: 500	中流: 300	下流: 200	11.15
4	3	上流: 500	中流: 300	下流: 200	13.38



地下水汲み上げ用ポンプ



空調用室外機及び給気用ダクト



給気用ファン

図 運用されてる地下水利用システム

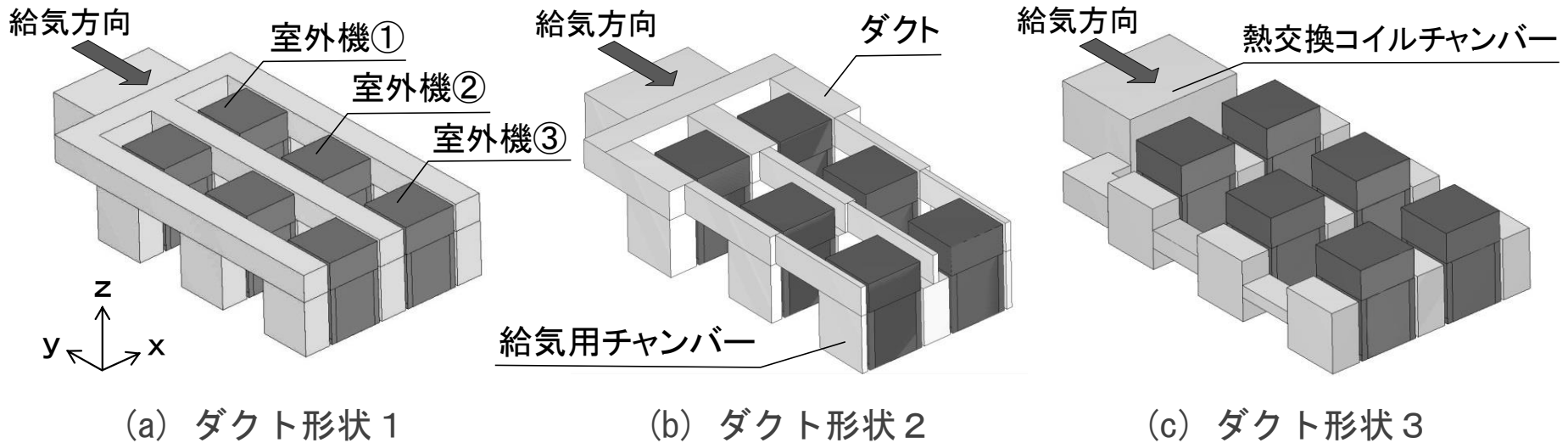
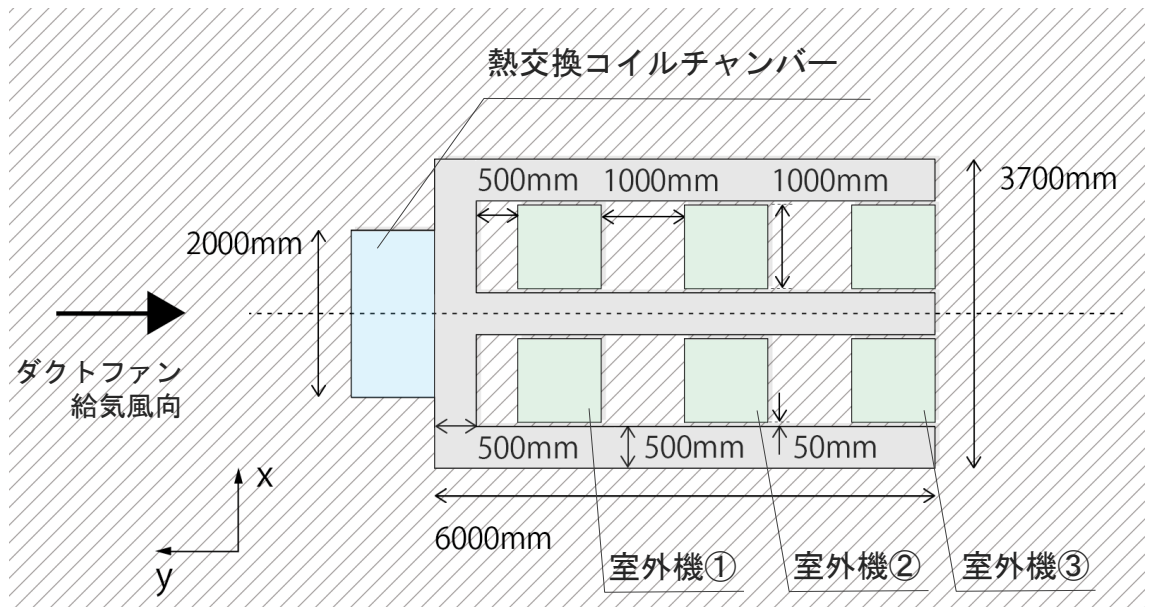


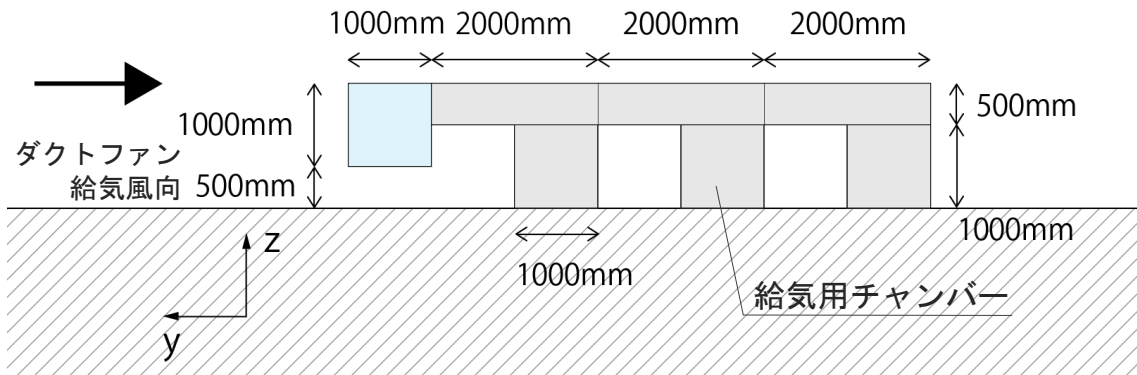
図 1 CFD解析モデル

解析モデルはダクトと給気用チャンバーによって構成され、各空調用室外機を熱交換コイルチャンバー側から順に室外機①, ②, ③と設定する。
 本モデルは y 軸を対称軸とした線対称であるため、モデル中心に対称境界条件を用いて解析を行う。

※ 2 ダクト給気口と室外機吸込口は50mm離れて設置されている。

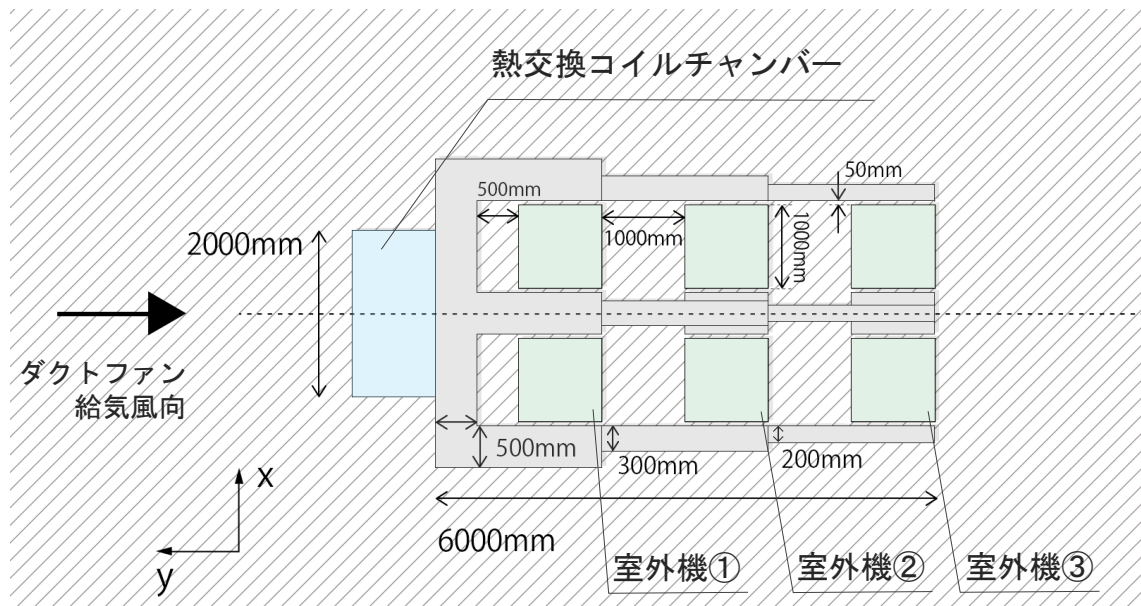


case1 ダクト形状1 平面図

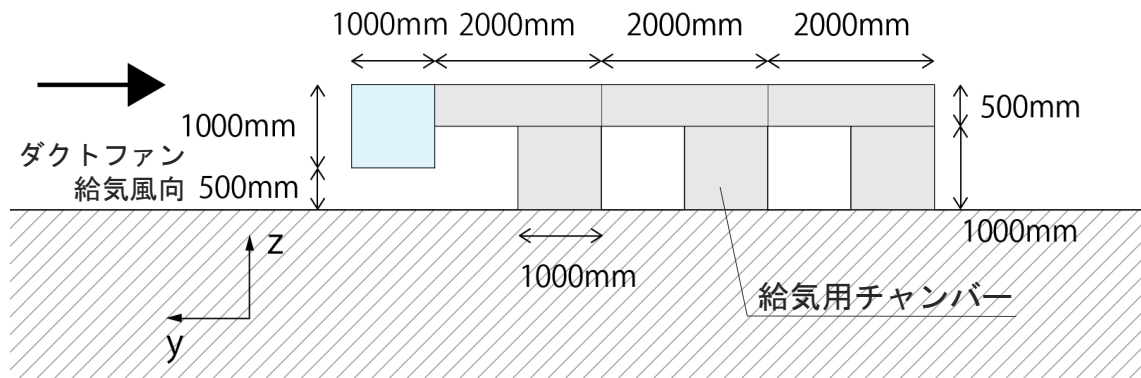


case1 ダクト形状1 平面図

図 CFD解析モデル

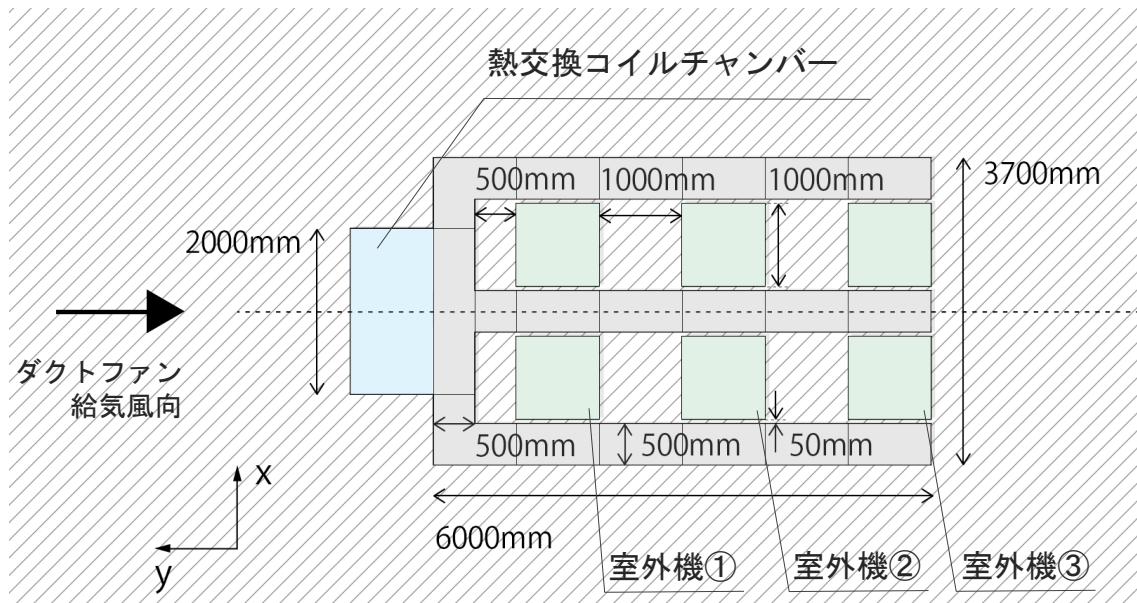


case2 ダクト形状2 平面図

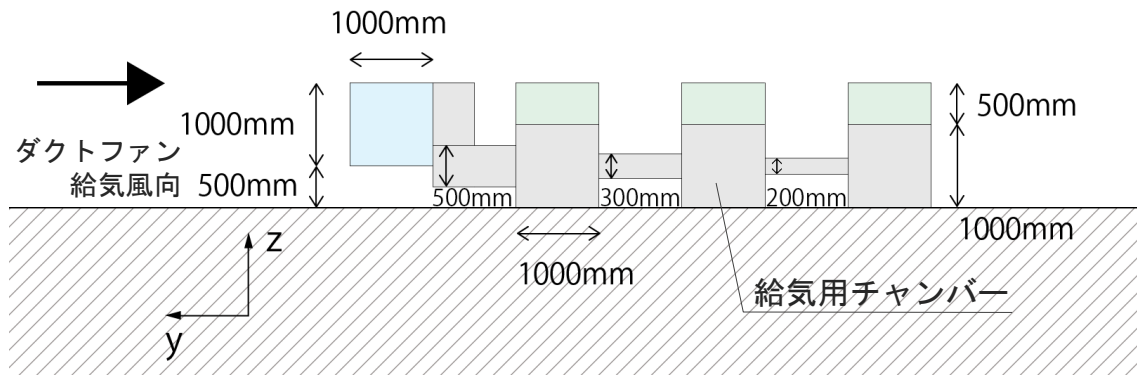


case2 ダクト形状2 平面図

図 CFD解析モデル



case3, 4 ダクト形状3 平面図



case3, 4 ダクト形状3 平面図

図 CFD解析モデル

表 2 CFD解析条件

乱流モデル		標準k-ε モデル		
解析領域		25m(x) × 60m(y) × 30m(z)		
境界条件	流入	Ymax: 1/4乗則(基準高さ10m、流速0.1m/s)		
	流出	Ymin面	自然流出	
		Zmax面	表面圧力境界条件(0.0Pa)	
	壁境界	Xmax面	対象境界条件	
		Xmin面	フリースリップ	
		Zmin面	対数則	
		部分面	対数則	
	流体と接するすべての面	対数則		
解析領域メッシュ数		102(x) × 251(y) × 57(z)=1,459,314		

表 室外機及びダクトファン性能

室外機の吸込風量(カタログ値)	223m ³ /min
室外機の吸込口面積	2m ² /台
室外機の吸込面風速	1.86m/s
給気ダクトファン風量	40140m ³ /h

CFD解析は等温で行い、給気効率の算出は熱交換コイルチャンバー内で一定量のトレーサーガスを一様に発生させ、各室外機の吸込口における濃度分布から計算する。

解析対象地域は全国842地域とし、気象データは日本建築学会拡張アメダス気象データ(標準年)を用いる。

空調負荷の計算は熱負荷シミュレーションソフトTRNSYSにより行う。

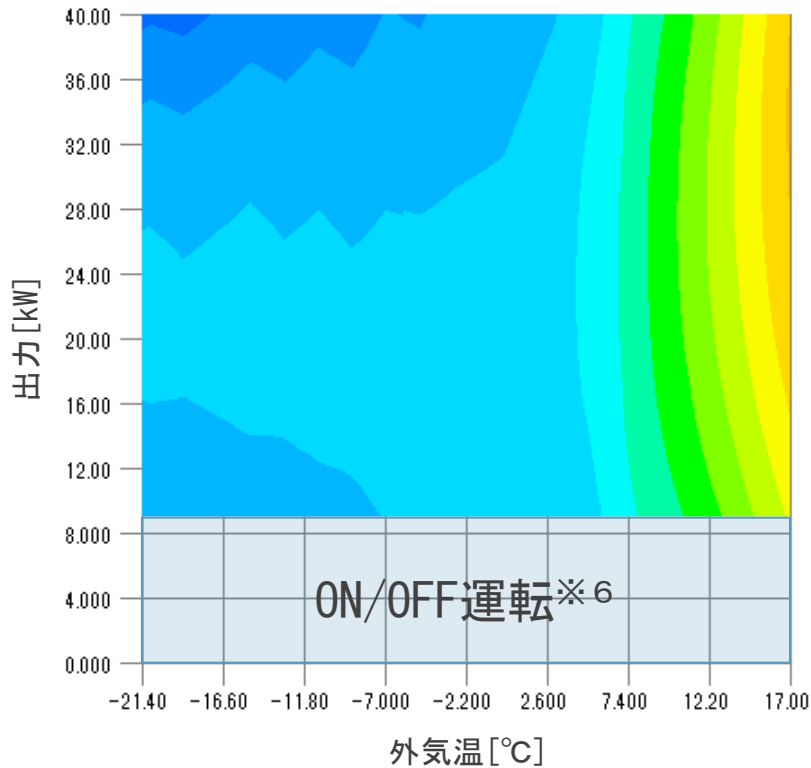
解析対象モデルは延床面積の異なる4つの建物モデル^{※4}とし、空調負荷に応じて空調機の稼働台数を変化させる場合(台数制御)と変化させない場合、吸込空気熱交換時のバイパスファクター(BF)^{※5}を100%(外気給気)、30%、10%と設定した場合のそれぞれについて年間計算を行う。

算出した空調負荷と各時刻の外気温をCOPマトリックスと照合することで年間の暖冷房COPを算出し、年積算空調用エネルギー消費量を算出する。

※3 本研究で対象とする業務用空調機の暖房最大出力は外気温により変化するが、本論文では一律40kWを暖房最大出力とする。

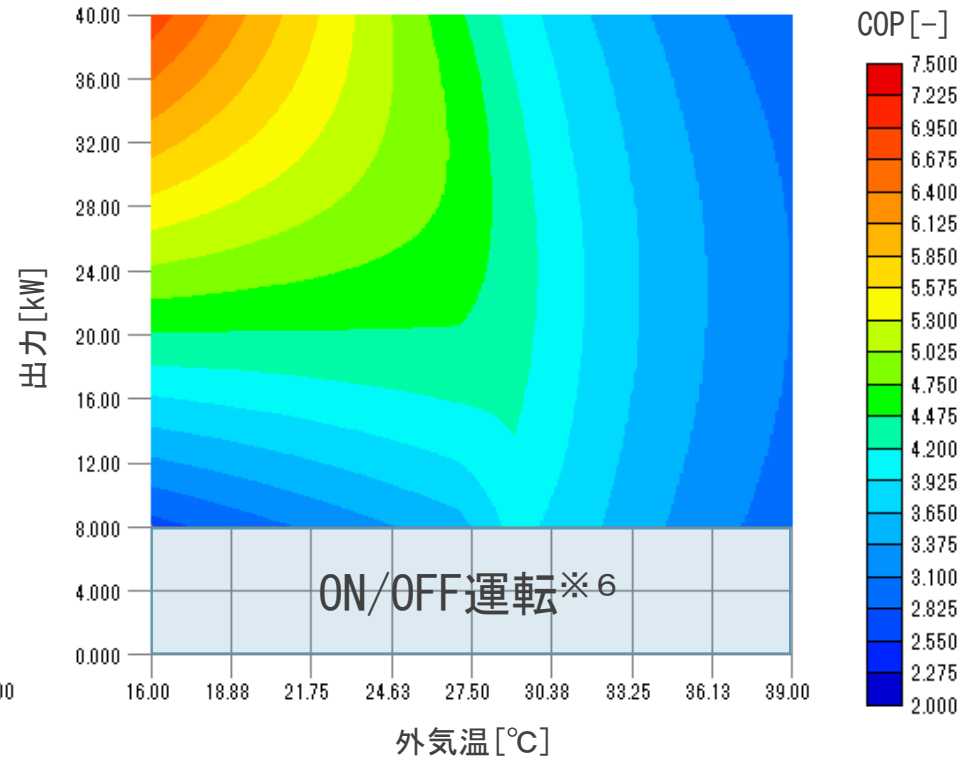
※4 本研究で対象とする建物は介護老人保険施設を想定している。

※5 熱交換部を通過した全空気量に対する熱交換部に触れずに素通りした空気量の割合。



(a) 暖房時

(暖房定格出力: 45 [kW])



(b) 冷房時

(冷房定格出力: 40 [kW])

図2 室外機のCOPマトリックス

※6 ON/OFF運転は定格出力の20%以下の空調負荷時に切替わるとし、その時のCOPは暖冷房とも出力40kWのCOPの50%と仮定した。

表 各解析caseの概要

解析case	台数制御	延床面積	BF
1	なし	1,000m ²	100%
2			30%
3			10%
4		2,000m ²	100%
5			30%
6			10%
7		5,000m ²	100%
8			30%
9			10%
10		10,000m ²	100%
11			30%
12			10%
13	100%		
14	あり	1,000m ²	30%
15			10%
16			100%
17		2,000m ²	30%
18			10%
19			100%
20		5,000m ²	30%
21			10%
22			100%
23		10,000m ²	30%
24			10%

表 3 熱負荷計算条件

		caseA	caseB	caseC	caseD	
延床面積[m ²]		1000	2000	5000	10000	
階数		1				
階高[m]		4				
容積[m ³]		4000	8000	20000	40000	
室内設定温度[°C]	冷房	26				
	暖房	24				
室内相対湿度[%]	通年	50				
人員数[人]	職員	20.5	40.9	102.3	204.6	
	入居者	施設入居	13.5	27	67.4	134.9
		短期入居	1.4	2.8	7	14
		生活介護	4.8	9.6	24	47.9
合計		40.1	80.3	200.7	401.3	
内部負荷原単位	換気量[m ³ /h/人]	30 (外気導入量)				
	人体発熱量[W/人]	100 (正座、軽作業を想定)				
	照明発熱量[W/m ²]	10 (病院病室: 8~12[W/m ²]、学校: 10~15[W/m ²] を参考)				
合計内部負荷[kW]	時刻	0時~6時	7.3	14.7	36.7	73.5
		6時~17時	10.7	21.4	53.4	106.8
		17時~0時	14	28	70.1	140.1

解析結果 | CFD解析

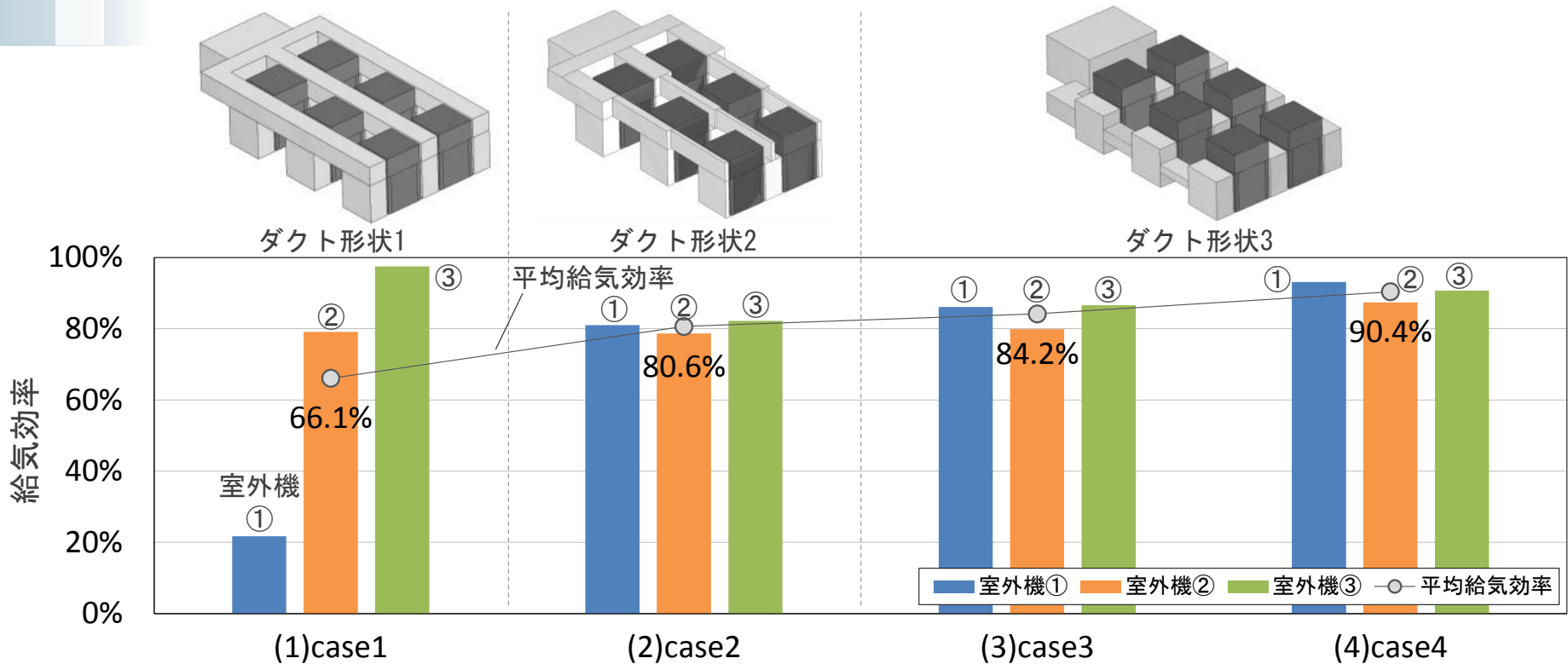
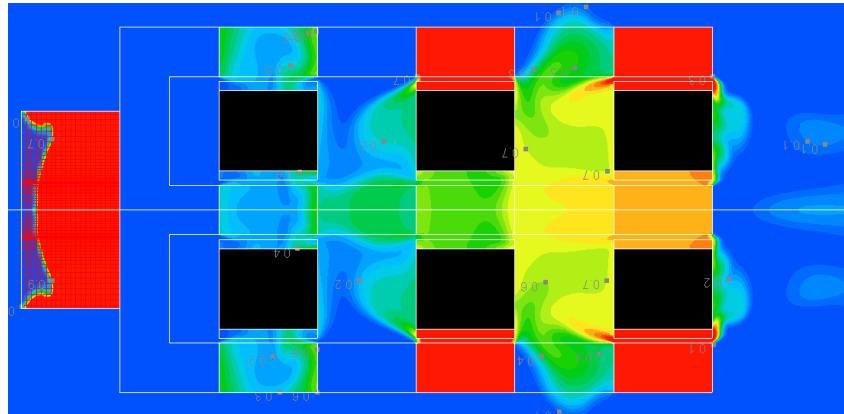


図3 各室外機への給気効率及び平均給気効率

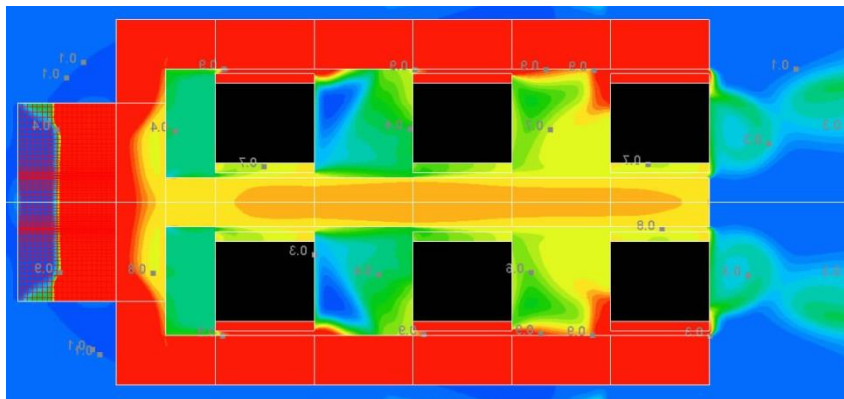
case1では各室外機の給気効率に偏りがあり、平均給気効率は66.1%である。
 case2, 3では、case1のダクト形状に対し、ダクト断面積を変化させ、上流から下流にかけて段階的に断面積を小さくすることにより、ダクト内圧力分布が改善され、各caseの平均給気効率は80%前後となる。
 case4では、ダクトが給気チャンバー中央を貫通するよう設計し、給気風量を1.2倍とすることで平均給気効率は90.4%と向上する。

ダクトファン
給気風向



(1) case1 (ダクト形状1)

ダクトファン
給気風向



(4) case4 (ダクト形状3)

$$\text{トレーサーガス濃度[-]} = \frac{\text{各点のトレーサーガス濃度 [g/m}^3\text{]}}{\frac{\text{トレーサーガス発生量 [g/s]}{\text{給気風量 [m}^3\text{/s]}}}$$

トレーサーガス濃度[-]

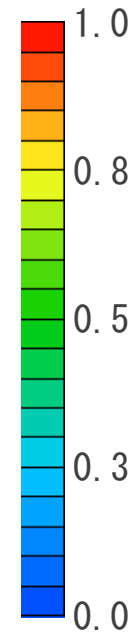


図 トレーサーガス濃度分布
(高さ0.5m：室外機吸込口を中心断面)

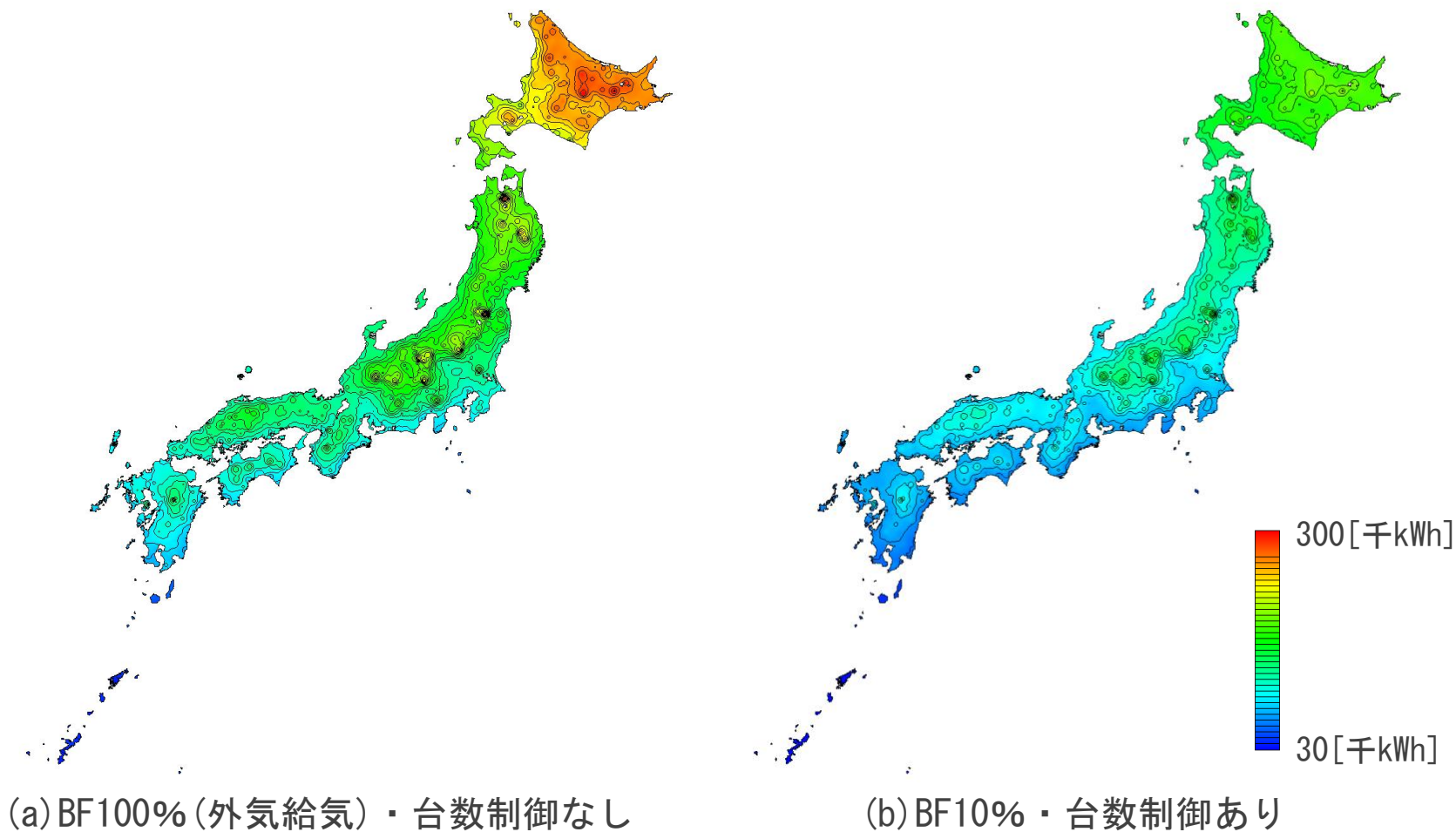


図 全国842地域における年積算空調用エネルギー消費量マップ
(caseB:延床面積 2000m²)

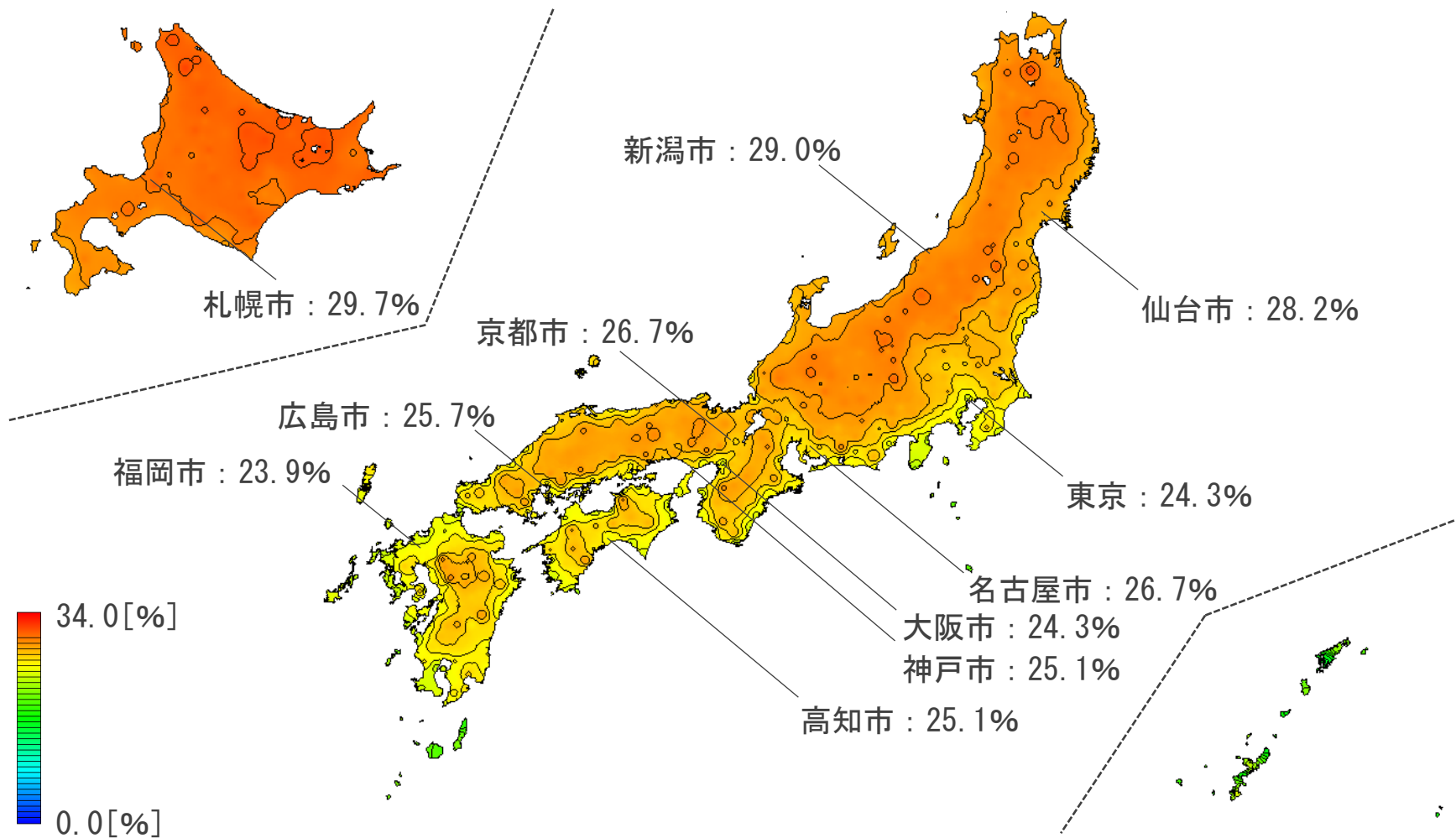


図4 全国842地域における空調用エネルギー削減率^{※7}マップ
(caseB:延床面積 2000m²・BF10%・台数制御あり)

※7 BF100%, 台数制御なしの場合の解析結果を削減の基準値とする。

解析結果 | 熱負荷計算

表 熱負荷解析case

	caseA	caseB	caseC	caseD
延床面積[m ²]	1000	2000	5000	10000

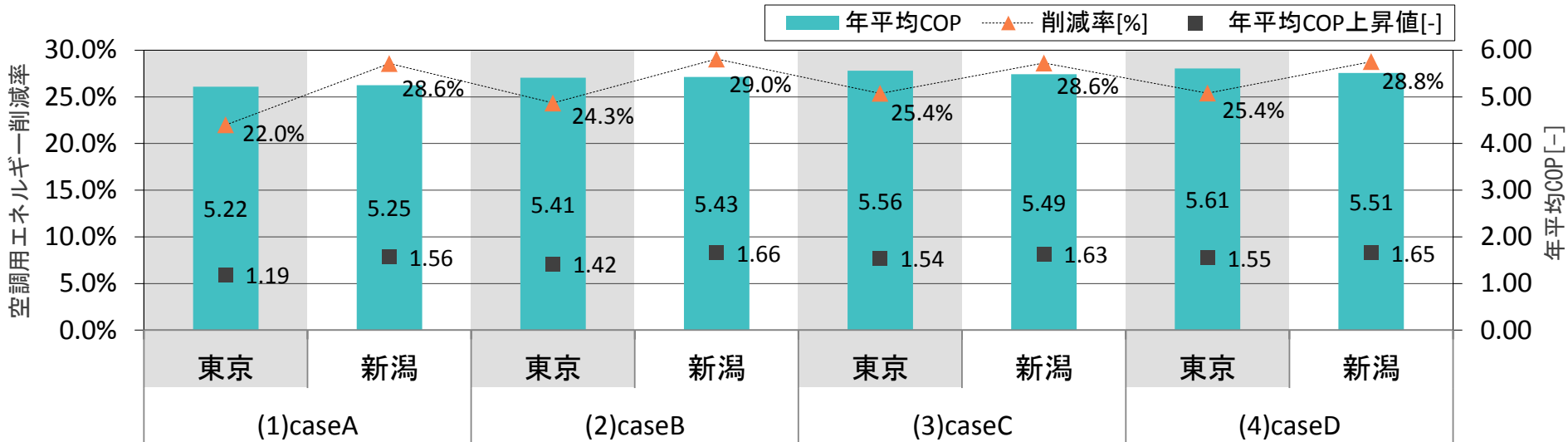


図5 各caseの年平均COP, 空調用エネルギー削減率(東京・新潟)
(BF10%・台数制御あり)

解析対象の延床面積で比較すると、地域ごとではどのcaseでも空調用エネルギー削減率及び年平均COPは概ね等しい値となる。

解析結果 | 熱負荷計算

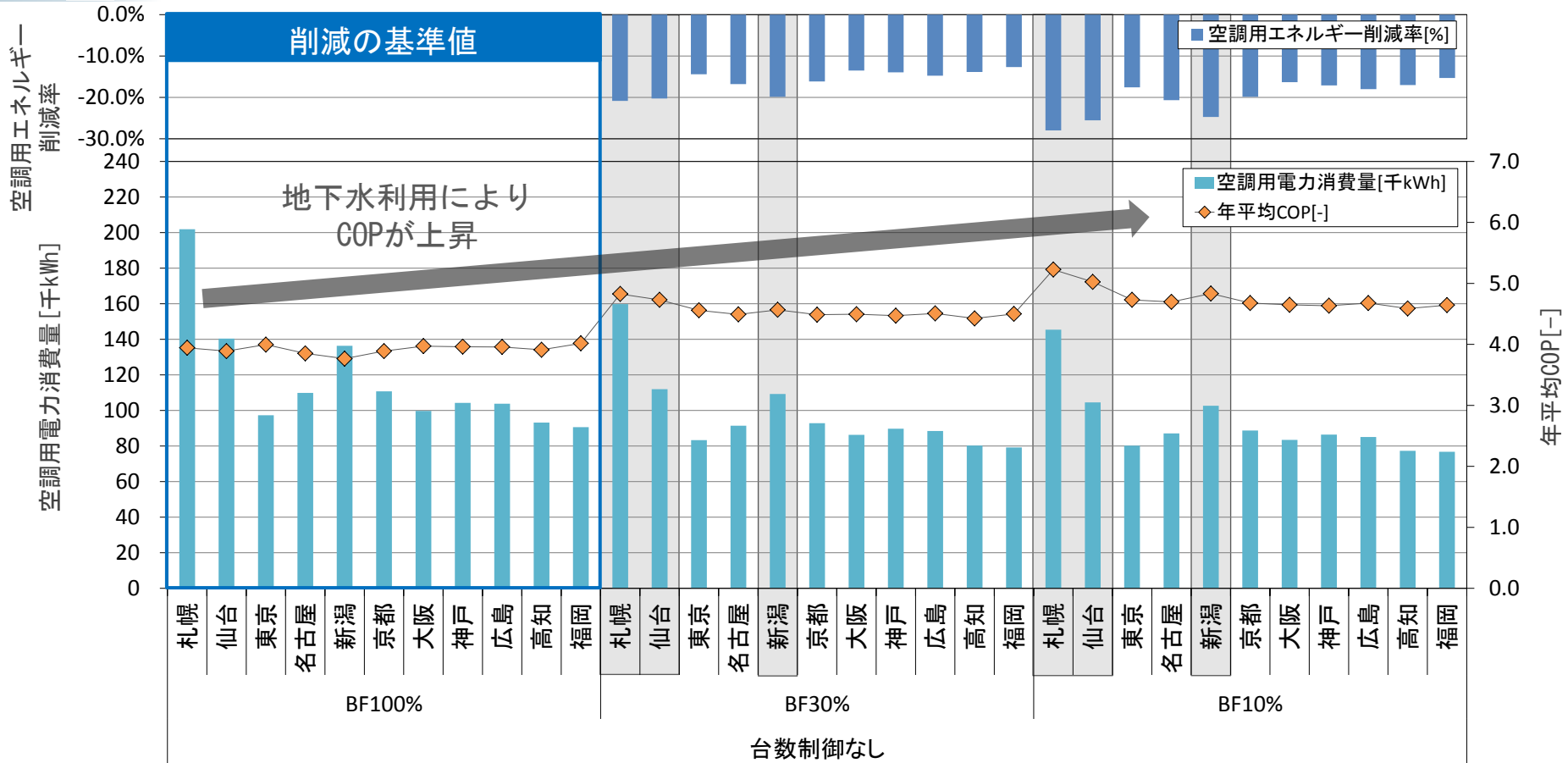


図6 主要11都市における空調用電力消費量, 年平均COP, 空調用エネルギー削減率 (caseB: 延床面積 2000m²)

外気と直接熱交換する場合と比較して、地下水を用いて熱交換を行うことでCOPが上昇しており、空調稼働時の地下水温度と外気温度の差が大きい地域ほど地下水利用によりCOPが上昇し、削減率が大きくなる。

解析結果 | 熱負荷計算

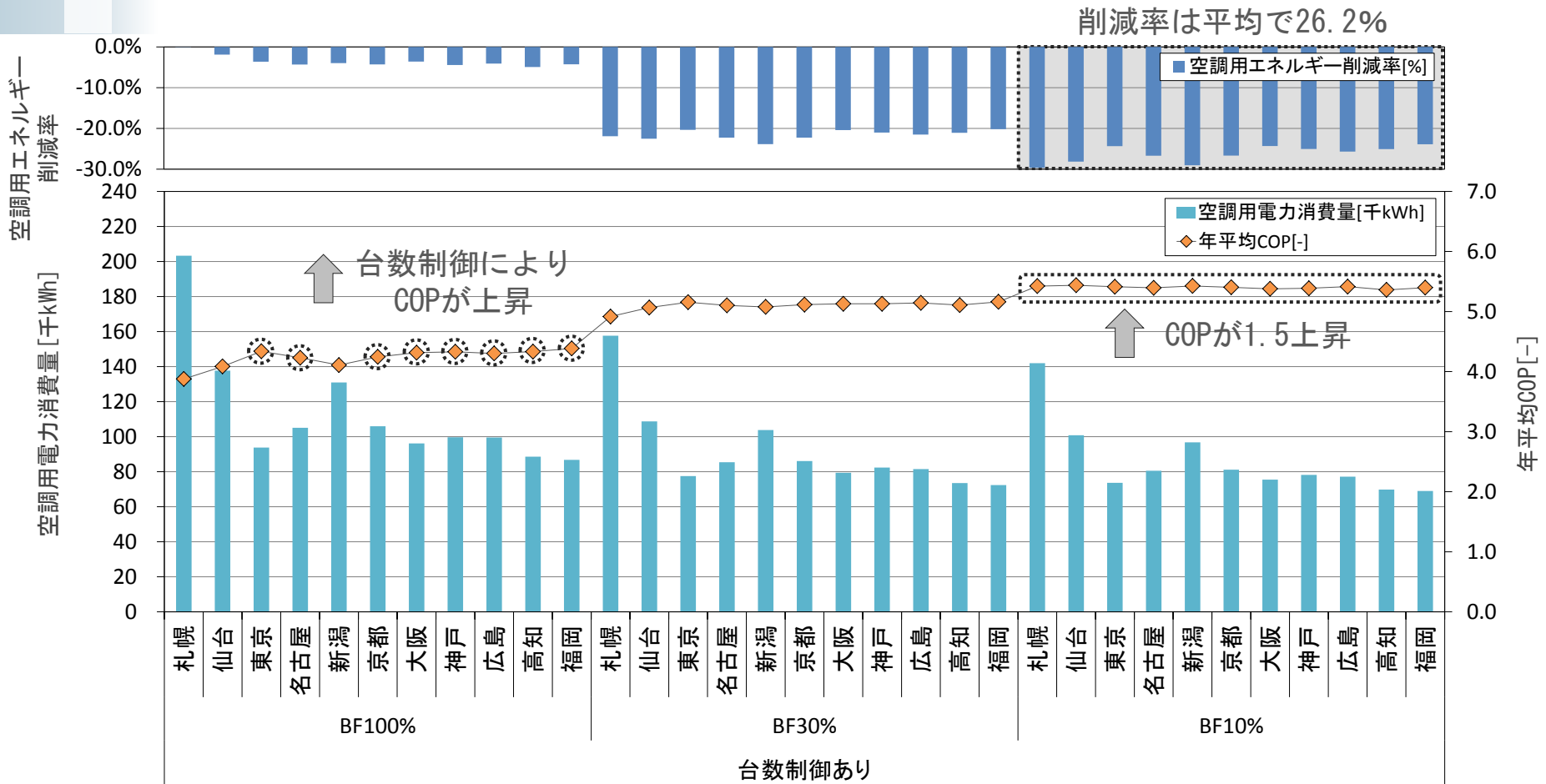


図6 主要11都市における空調用電力消費量, 年平均COP, 空調用エネルギー削減率 (caseB: 延床面積 2000m²)

空調機の稼働台数の制御を行う場合では、空調負荷の少ない地域でもCOPが上昇する。BF10%・台数制御ありの場合、11都市の年平均COPは1.5程度上昇し概ね5.4程度となり、削減率は11都市の平均で26.2%となる。

- ①給気ダクト形状を改善し、給気風量を増加することで、室外機への給気効率は約90%と上昇する。
- ②BF100%・台数制御ありの場合、空調用エネルギー削減率は全国的に20～30%となる。
- ③BF100%・台数制御ありの場合、主要11都市の年平均COPは1.5程度上昇し概ね5.4程度となり、空調用エネルギー削減率は平均で26.2%となる。
- ④空調稼働時の地下水温度と外気温度の差が大きい地域ほど、地下水利用によりCOPが上昇し、空調用エネルギー削減率が大きい。