

博士(工学)学位論文

業務用厨房における天井給気型
置換換気・空調方式に関する研究

2015 年 3 月

荻田 俊輔

目次

学位論文題目：業務用厨房における天井給気型置換換気・空調方式に関する研究

第1章 序論

1.1	序	1-1
1.2	研究目的	1-3
1.3	業務用厨房の必要換気量	1-4
1.4	厨房における温熱環境基準および評価指標	1-6
1.5	既往研究と本研究の位置づけ	1-9
1.6	論文構成	1-10
1.7	論文フロー図	1-12
1.8	用語	1-13
	第1章に関する参考文献	1-14

第2章 ガス厨房における天井給気型置換換気・空調方式の有効性の検討

2.1	序	2-1
2.2	実験による壁面置換換気方式と天井置換換気方式の比較	2-2
2.2.1	実験概要	2-2
2.2.2	実験結果および考察	2-7
2.2.3	CFD 解析概要	2-9
2.2.4	CFD 解析結果と考察	2-12
2.3	天井置換換気方式と局所空調方式の比較	2-17
2.3.1	実験概要	2-17
2.3.2	実験結果および考察	2-20
2.3.3	CFD 解析概要	2-22
2.3.4	CFD 解析結果と考察	2-25
2.4	3種のレストランの厨房を対象とした CFD 解析例	2-28
2.4.1	CFD 解析概要	2-28
2.4.2	CFD 解析ケース	2-31
2.4.3	CFD 解析結果と考察	2-32
2.5	まとめ	2-35
	第2章に関する参考文献	2-36
	第2章に関する既発表文献	2-37

第3章 電化厨房における天井給気型置換換気・空調方式の換気量低減にむけた検討

3.1	序	3-1
3.2	調理者による擾乱の影響に関する実験	3-2
3.2.1	実験室、擾乱発生装置および実験ケース	3-2
3.2.2	実験結果および考察	3-7
3.3	フード袖壁の効果の検討	3-9
3.3.1	フード袖壁の形状および実験ケース	3-9
3.3.2	実験結果および考察	3-10
3.4	天井排気口の効果に関する実験	3-11
3.4.1	天井排気口および実験ケース	3-11
3.4.2	実験結果および考察	3-11
3.5	天井置換換気方式に関する実験	3-12
3.5.1	実験方法および実験ケース	3-12
3.5.2	実験結果および考察	3-14
3.6	まとめ	3-17
	第3章に関する参考文献	3-17
	第3章に関する既発表文献	3-18

第4章 小規模電化厨房への天井給気型置換換気・空調方式の適用の検討

4.1	序	4-1
4.2	夏期実測結果に基づく局所空調方式と置換換気方式のCFD解析	4-1
4.2.1	実測によるCFD解析の境界条件の取得	4-1
4.2.2	解析ケースおよび解析条件	4-2
4.2.3	解析結果および考察	4-5
4.3	CFD解析による置換換気方式の省エネ性と快適性向上の検討	4-7
4.3.1	解析ケースおよび解析条件	4-7
4.3.2	解析結果および考察	4-9
4.4	実験による局所空調方式と天井置換換気方式の検討	4-11
4.4.1	実験施設、実験ケースおよび実験条件	4-11
4.4.2	実験結果および考察	4-14
4.5	実在店舗における厨房内温熱環境と空調消費電力量の実測	4-17
4.5.1	実測対象厨房	4-17
4.5.2	実測方法	4-20
4.5.3	実測結果および考察	4-21
4.6	外気処理空調機系統における省エネルギー効果の計算	4-32
4.6.1	計算条件	4-32
4.6.2	取入れ外気の負荷	4-32
4.6.3	外気冷房が可能な時間	4-34
4.7	まとめ	4-35
	第4章に関する注釈	4-36
	第4章に関する参考文献	4-36
	第4章に関する既発表文献	4-37

第5章 中規模電化厨房への天井給気型置換換気・空調方式の適用の検討

5.1	序	5-1
5.2	実測概要	5-1
5.2.1	実測対象厨房	5-1
5.2.2	実測条件	5-3
5.3	排気フード捕集性状	5-6
5.3.1	局所空調方式と天井置換換気方式の比較	5-6
5.3.2	袖壁・背板の効果	5-6
5.3.3	人の動きによる擾乱の検討	5-7
5.4	厨房内温熱環境	5-9
5.4.1	夏期の実測結果	5-10
5.4.2	冬期の実測結果	5-11
5.5	空調・換気用エネルギー消費量	5-12
5.5.1	ファン消費電力量	5-12
5.5.2	空調消費エネルギー	5-13
5.5.3	冷暖房エネルギーの年間試算	5-14
5.6	CFD解析による検討	5-16
5.6.1	解析ケース	5-18
5.6.2	CFD解析と実験結果の比較	5-19
5.6.3	食堂からの移送空気の温度変更の影響	5-19
5.6.4	吹出口位置変更の影響	5-19
5.7	まとめ	5-21
	第5章に関する参考文献	5-21
	第5章に関する既発表文献	5-22

第 6 章 総括

6.1	全体の総括	6-1
6.2	今後の展望と課題	6-3

付録 1	付録-1
謝辞	謝辞-1
論文要旨(和文)	論文要旨-1
論文要旨(欧文)	英文要約-1
研究業績一覧	研究業績-1

第 1 章

序 論

第 1 章

序論

1.1 序

日本の外食産業の市場規模は、高度経済成長期に右肩上がり増加してきたが、平成 9 年をピークにやや減少傾向にあり、東日本大震災に遭遇した平成 23 年度は 22 兆円台まで落ち込んだものの平成 24 年度には 23 兆円に持ち直している(図 1.1)。特に飲食店、社員食堂、病院給食などを含む「給食主体部門」の市場規模は外食産業全体の約 80%を占めており、非常に大きな産業部門である¹⁾。また、給食主体部門において業務用厨房内で働く作業者は多いにもかかわらず、業務用厨房内の温熱・空気環境は必ずしも良好でなく、作業者の快適性・健康性維持や労働生産性向上が課題の 1 つと考えられる。一方、業務用厨房の換気・空調に消費されるエネルギーが非常に多いことが指摘されており²⁾、前述のように市場規模の大きさを考慮すると業務用厨房の換気・空調により消費するエネルギーの低減はいまの日本において重要な課題である。特に、業務用厨房の換気・空調システムでは全外気運転が一般的であり、換気量の多さがエネルギー消費に大きく影響する。

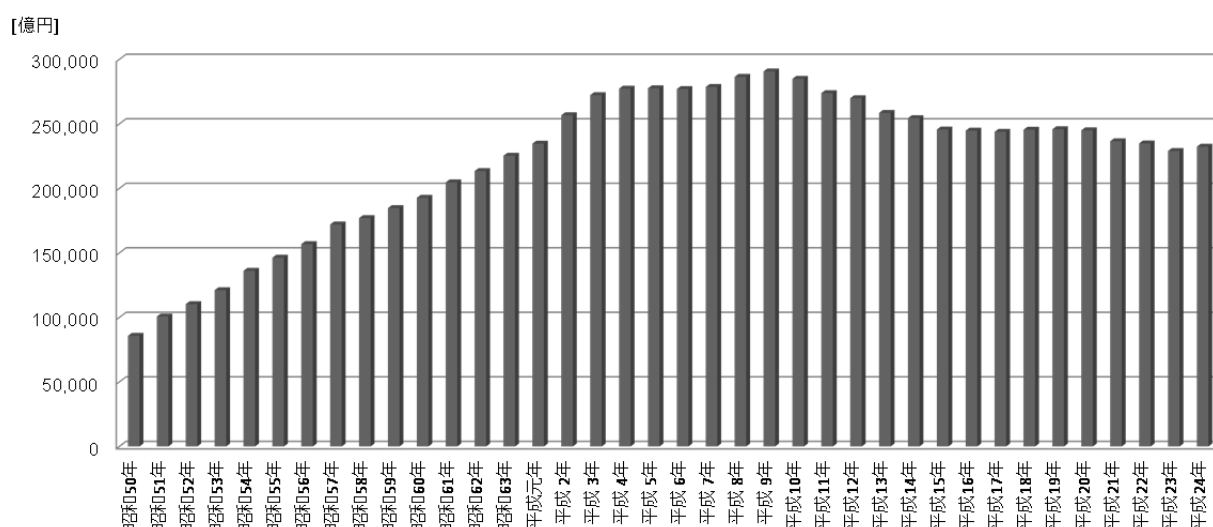


図 1.1 外食産業の市場規模

業務用厨房の規模や形態は多種多様であるため、供食スタイルや食文化などに応じた特色が存在する。調理機器を熱源により分類すると、ガスと電気の 2 種類が一般的である。また、調理により分類すると焼く(グリドル)、揚げる(フライヤ)、茹でる(茹で麺器)、蒸す(スチームコンベクションオーブン)などその調理に見合う調理機器が存在し、それぞれの機器ごとに熱・油煙・水蒸気・臭気・排ガスなどが大量に発生するため、それらを速やかに換気により除去することが重要となる。

日本では業務用厨房の換気・空調方式として、パンカルーバ型吹出し口(以降、パンカルーバと記す)を用いて局所的に換気・空調を行う方式(以降、局所空調方式と記す)を採用することが多い。この方式では必要換気量の一部のみを温度調整し、パンカルーバから吹き出し、調理作業者に気流感を与えることを意図している。しかし、この方式では温度調整していない空気を直接厨房に導入することが多く、外気取入口近傍では温熱環境が悪化する懸念がある。さらに、パンカルーバからの吹出し気流は調理機器上の熱上昇流に対し擾乱と

なり、排気フードの捕集率を低下し、熱上昇流が作業域側に逸流することにより温熱・空気環境を悪化させる。調理時に発生する油煙(オイルミスト)には化学物質が溶解しており、粒子径の小さいオイルミストは人体の呼吸器内部に到達し、肺胞壁などに沈着し、健康影響を引き起こすことが示唆されている^{3),4),5)}。また焼き魚の煙など加熱調理によって生成する物質の中には、発がん性を有する変異原物質が含まれていることが明らかにされており⁶⁾、排気フードでの速やかに捕集することが重要であり、そのためには厨房内を静穏な環境にして、排気捕集効率を高めることが望ましい。

業務用厨房においては、O-157 やノロウイルスをはじめとする細菌による食物汚染などの食品衛生に関する課題もある。これら様々な課題に対して、業務用厨房の換気・空調システムが重要であるにもかかわらず、計画・設計では軽視される傾向にある。業務用厨房を計画していく上で、施主(オーナー)が明確な設計コンセプトを持ち、その意向を建築設計者が反映して、厨房設計者が厨房機器レイアウトをし、設備設計者による換気・空調システムの設計まで進めることが望ましいが、このようなことは少ない。また、高効率の電化厨房機器や厨房内温熱・空気環境に配慮した低放射型のガス機器などを適用する際の業務用厨房における換気・空調システムの設計手法が十分に確立されていないということもあるが、様々な換気システムや空調システムを評価する項目が整備されていないということも課題として挙げられる。明確な設計コンセプトのもとに換気・空調システムを選定し、長所・短所を把握した上で、業務厨房設計に携わるすべての者が共通認識をもって設計がなされていくことが重要である⁷⁾。

日本における業務用厨房の必要換気量として、燃焼を伴うガス厨房においては、建築基準法⁸⁾などによって最低基準が定められており、一般的には国土交通省監修の建築設備設計基準⁹⁾に示されている「排気フードの投影面積に0.3m/sを乗じた値」が採用されることが多い。厨房機器の種類に関わらず、同じ換気量となる。この必要換気量の全てに対し温湿度を調整し、厨房内に導入した場合、空調・換気システムに対する初期費用や運用時のエネルギー消費が多くなる。一方、ANSI/ASHRAE Standard 154-2003¹⁰⁾では調理機器を負荷の大小によって4種類に分け、さらに排気フードをその設置状況により5種類に分けるなど、必要換気量が細かく規定されている。ドイツ技術者協会の厨房換気に関するガイドライン(VDI 2052)¹¹⁾では、調理機器ごとに熱上昇流の風量を求め、換気・空調方式などを考慮して必要換気量を算出する。このように欧米に比べ、業務用厨房の必要換気量に関する国内規格は過度に単純であり¹²⁾、厨房機器の種類や排気フードの形状・配置などに応じた換気量が設定できない。特に、規格が制定された当時には想定されなかった電磁調理機器や低放射・集中排気型機器を適用した厨房には適切な換気量が適用できず、省エネルギーの面において課題がある。

業務用厨房の換気・空調設備による省エネ性能を高めるためには、少ない換気量で調理により発生する熱上昇流を厨房内に拡散させずにスムーズに排気フードに捕集される状況を作ることが重要である。厨房内をできるだけ静穏な状態とし、調理機器上の熱上昇流に対する擾乱を抑える必要がある。厨房内における擾乱としては、主に換気・空調用の吹出し口からの吹出し気流による擾乱(以降、空調擾乱と記す)と、厨房内で作業する調理者が調理や移動により室内気流が乱される擾乱(以降、人体擾乱と記す)の2つが挙げられる。空調擾乱を抑制するために、本研究では置換換気・空調方式に着目する。また、空調擾乱や人体擾乱による影響を考慮して、排気フードに袖壁を設置して、排気フードの捕集性状を高めることが米国などでは推奨されている¹³⁾。また、北欧においては業務用厨房内の排気フード捕集性能試験の技術基準として、Nordtest Method VVS088¹⁴⁾が定められているが、パネルの移動速度や移動頻度・周期などの規定に関する明確な根拠は示されていない。

業務用電化厨房で使用される調理機器は燃焼排ガスを出さず、その多くは熱効率が高いという特長を持ち、さらに調理機器からの放射熱の影響が小さいため、厨房内の温熱環境を良好な状態に維持し易いと考えられ

る。厨房内の温熱・空気環境は良好となるものと期待される。しかし、日本では電化厨房の特長を活かした計画手法の整備が進んでいない。建築設備設計基準⁹⁾においては、電化厨房の必要換気量は排気フードの投影面積に 0.3m/s を乗じた値と調理機器の定格消費電力量の 30 倍を乗じた値のどちらか大きい方を採用することとされているが、一般に前者の数値を採用することとなり、燃焼式厨房と同様な必要換気量で設計されることとなる。この理由の一つとして、電化厨房ではガス厨房に比べ調理機器上の熱上昇流が弱い¹⁵⁾ことにより、厨房内で発生する空調擾乱や調理擾乱の影響を受けやすいことが挙げられる。したがって、安易に換気量を減らすと、熱上昇流が換気・空調気流などによる擾乱の影響を受け、熱上昇流内に含まれる油煙・熱・臭気などが排気フードで捕集されない割合が増え、厨房内温熱・空気環境が悪化する懸念がある。すなわち、電化厨房の特性を活かすためには擾乱を抑え、厨房内に静穏な気流場を形成する必要がある、置換換気・空調方式が適していると考えられる。しかし、一般に日本の厨房は狭く、壁面に大面積の置換換気・空調方式用吹出口を設置するのは困難である。

1.2 研究目的

本研究では、業務用厨房内の温熱・空気環境の改善と省エネルギーの観点から換気・空調用の吹出し気流が調理機器上の熱上昇流に対する擾乱とならない置換換気・空調方式(Displacement Ventilation System)に着目する。日本国内の厨房は床面積が小さいことを考慮し、天井に置換換気用吹出し口を設置する天井給気型置換換気・空調方式(以降、天井置換換気方式と記す)を提案し、その有効性を実験室および CFD 解析により検討を進める。実験や実測では排気フードの捕集率を求めるのは容易ではなく、業務用厨房の空調・換気システムを評価するために、CFD 解析の結果から直接捕集率(Direct Capture Efficiency: 以降、DCE と記す)¹⁶⁾を算定しフードの捕集性状を評価する。居住域(作業域)の換気性状は居住域を対象とした有効換気容積(Effective Ventilated Volume: 以降、EVV と記す)¹⁷⁾により評価し、実在店舗での実測では簡易捕集率により捕集性状を評価する。さらに本研究における天井置換換気方式では、置換換気・空調方式において温度成層が形成されることにより天井付近に高温の熱溜まりができる可能性があるため、この温度の高い空気の誘引を抑制するために吹出面を天井から下げた方式としているのが特長である。

天井置換換気方式の有効性を示すために、壁面に吹出し口を設置した一般的な置換換気・空調方式(以降、壁面置換換気方式と記す)や VHS やパンカルーバ型吹出し口などの従来の空調・換気方式(以降、局所空調方式と記す)を温熱環境ならびに空気環境や省エネルギー効果の比較を検討する。業務用厨房においてはさらにフードがある日本国内の業務用厨房における従来の必要換気量「排気フードの投影面積に 0.3m/s を乗じた値」より少ない換気量とすることが可能な業務用電化厨房に着目し、天井置換換気方式を適用した場合の換気量低減の可能性を検討する。また、天井置換換気方式を実在するファミリーレストラン(以降、ファミレスと記す)店舗の小規模業務用厨房に適用し、その有効性を温熱、空気環境などにより検討する。さらには、実在の社員食堂の中規模業務用厨房に適用し、実測と CFD 解析により局所空調方式と比較し、天井置換換気方式の有効性を検討することを目的とする。

厨房の規模に関して明確に定義された既往の文献などは見当たらないが、厨房機器メーカーによる分類を参考に、本論文では小規模厨房は 150 食/回以下、中規模厨房は、150～700 食/回、大規模厨房は 700 食以上と分類する¹⁸⁾。

1.3 業務用厨房の必要換気量

日本における業務用厨房の必要換気量として、①機器のエネルギー消費量から算出する方法(ガス厨房と電化厨房で異なる)、②排気フードの面風速による方法、③換気回数による方法の 3 種類がある。一般的には国土交通省監修の建築設備設計基準⁵⁾に示されている「排気フードの投影面積に 0.3m/s を乗じた値」が採用されることが多い。ガス厨房や電化厨房で調理機器の種類や特性が異なるにも関わらず、同じ換気量となる。

(1) 機器のエネルギー消費量による方法(ガス厨房)

燃焼を伴うガス厨房においては、建築基準法⁴⁾などによって有効換気量の最低基準が次のように定められている。機器のエネルギー消費量(燃料消費量)に理論排ガス量と定数を乗じて算出する。定数は排気フードの設置状況および排気フードの形状により数値が定められている。図 1.2 に必要換気量の算定における排気フードの設置状況を示す。

$$\text{有効換気量}(V)[\text{m}^3/\text{h}] = \text{定数}(N) \times \text{理論排ガス量}(K) \times \text{燃料消費量}(Q)$$

$$\text{理論排ガス量}(K) : 0.93\text{m}^3/(\text{kW} \cdot \text{h}) \quad \text{都市ガス} \cdot \text{LP ガス}$$

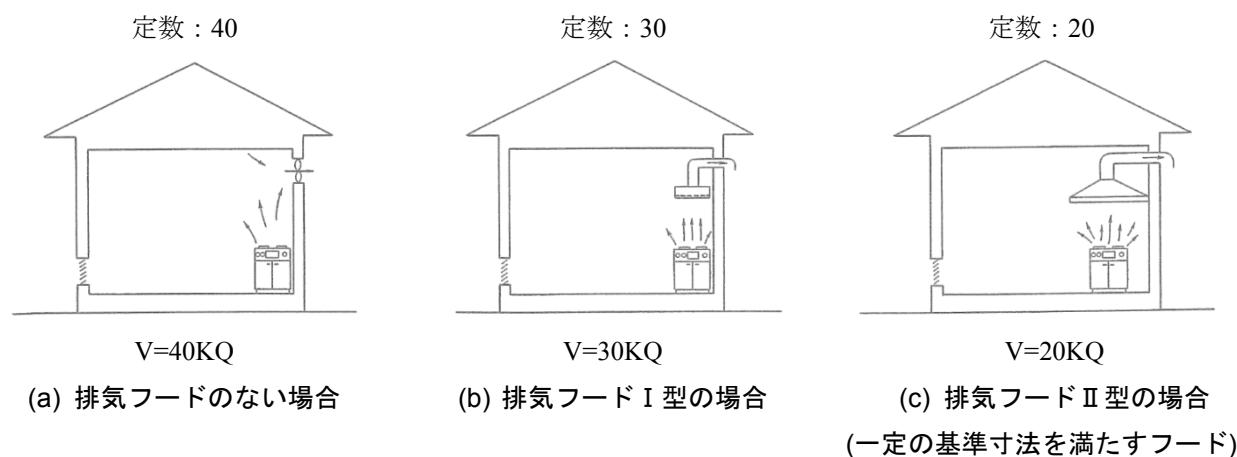


図 1.2 必要換気量算定における排気フードの設置状況など

(2) 機器のエネルギー消費量による方法(電化厨房)

電化厨房における機器のエネルギー消費量による方法としては、調理機器の電気容量に換気係数($30\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{kW})$)を乗じて必要換気を算出する方法がある。

$$\text{有効換気量}(V)[\text{m}^3/\text{h}] = \text{換気係数}(30) \times \text{調理機器の電気容量}(P)$$

(3) 排気フードの面風速による方法(ガス厨房/電化厨房)

排気フードの面風速による方法では、排気フードの投影面積(排気フードを真上から見たときの面積のこと)に排気フードの面風速 0.3m/s を乗じて算出する。フード面風速 0.3m/s は、1982 年 ASHRAE Handbook(Applications)の最低基準の数値をもとに用いられているが、現在の ASHRAE では削除されている。

$$\text{有効換気量}(V)[\text{m}^3/\text{h}] = 3,600 \times \text{排気フードの面風速}(0.30) \times \text{排気フードの投影面積}(A)$$

(4) 換気回数による方法(ガス厨房/電化厨房)

換気回数による方法では、ガス厨房においては単位時間あたり厨房容積の 40 回分、電化厨房においては単位時間あたりの厨房容積の 20 回分を最低限換気する必要がある、

【ガス厨房】

有効換気量(V)[m^3/h] = 換気回数(40 回/h) × 厨房の室容積(V_R)

【電化厨房】

有効換気量(V)[m^3/h] = 換気回数(20 回/h) × 厨房の室容積(V_R)

1.4 厨房における温熱環境基準および評価指標

(1) 厨房の温熱環境基準

業務用厨房における温熱環境基準としては、建築物における衛生的環境の確保に関する法律(ビル管法)において、温度 17～28℃、湿度 40～70%Rh の範囲で定められている。食品衛生法では、温度 25℃以下、湿度 80%以下とされているものの測定位置などに関する規定はない。一方、ドイツ技術者協会(VDI 2052)¹⁰⁾では、温度 18～26℃、湿度 30～80%Rh の範囲で、温度・湿度の測定位置を床上 0.75m と定めている。図 1.3 に空気線図における温熱環境基準のエリアを示す。

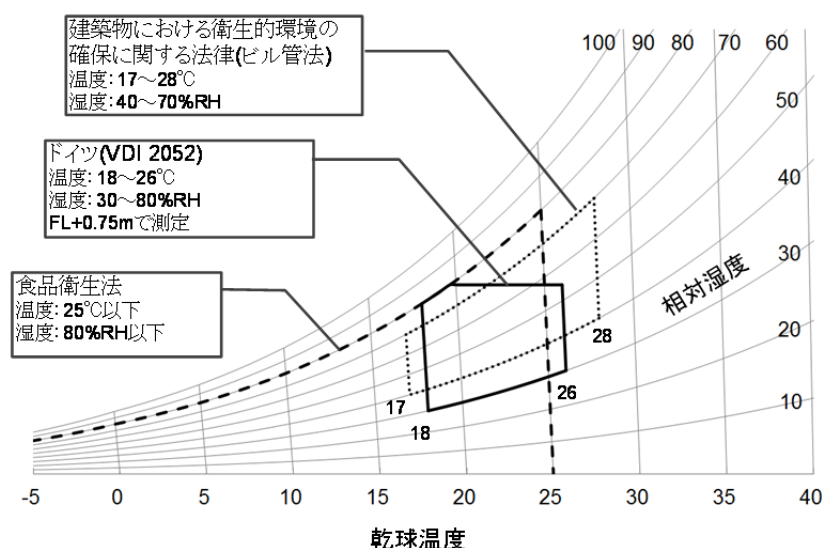


図 1.3 空気線図上での温熱環境基準

(2) 湿球黒球温度(WBGT)

湿球黒球温度(WBGT: Wet-Bulb Globe Temperature)¹⁹⁾は労働環境において作業者が受ける暑熱環境による熱ストレスの評価を行う簡便な指標であり、人体の熱収支に影響の大きい湿度、放射熱、気温の 3 つを取り入れた指標で、以下の式を用いて算出する。

$$(\text{屋内}) \text{WBGT} [^{\circ}\text{C}] = 0.7t_{\text{nw}} + 0.3t_g$$

t_{nw} : 自然湿球温度[$^{\circ}\text{C}$], $0.3t_g$: 黒球温度 [$^{\circ}\text{C}$]

熱中症による健康影響がある作業環境での有用な温熱環境指標である。厚生労働省労働基準局から「基安発第 0729001 号:熱中症の予防対策における WBGT の活用について(平成 17 年 7 月)」の通達が出されている。WBGT の基準値としては、代謝レベル、熱への順化の状況、気流に応じて表 1.1 のように細かく分けられている。

表 1.1 湿球黒球温度(WBGT)の基準値

区分 代謝レベル	例	WBGT 基準値 [$^{\circ}\text{C}$]			
		熱に順化している人		熱に順化していない人	
0 安静	安静	33		32	
1 低代謝率	楽な座位；軽い手作業(タイピング)、手及び腕の作業(点検、組立て)；ちょっとした歩き	30		29	
2 中程度代謝率	継続した頭と腕の作業(くぎ打ち、盛り土)；腕と脚の作業(建設車両操縦)；腕と胴体の作業(草むしり)	28		26	
3 高代謝率	強度の腕と胴体の作業；重い材料を運ぶ；大ハンマー作業；のこぎりをひく；草刈り；5.5～7km/h の速さで歩く；鋳物を削る	気流を感じないとき 25	気流を感じる とき 26	気流を感じないとき 22	気流を感じる とき 23
4 超高代謝率	最大速度の速さでとても激しい活動；斧をふるう；階段を上る、走る、7km/h 以上の速さで歩く	23	25	18	20

(3) 直接捕集率(DCE: Direct Capture Efficiency)

近藤ら¹⁶⁾により提案された指標であり、排気フードなどの捕集性状の評価するのに用いる。厨房では、局所排気装置(排気フード)の捕集率を高め、汚染質・熱を速やかに除去することが重要である。厨房などにおいて排気口が1つの場合、最終的に汚染質は排気フードで捕集されるため、排気フードから汚染質が逸流し作業空間の空気環境が劣悪な厨房と排気フードから汚染質の逸流がほとんどない良好な空気環境の厨房であったとしてもその排気フードにおける捕集率はどちらも1.0となる。そこで、仮想境界での汚染質流量の収支に着目し、再帰と逸流を繰り返す状況を無限級数の和であらわすことで、直接捕集率を求めることができる。

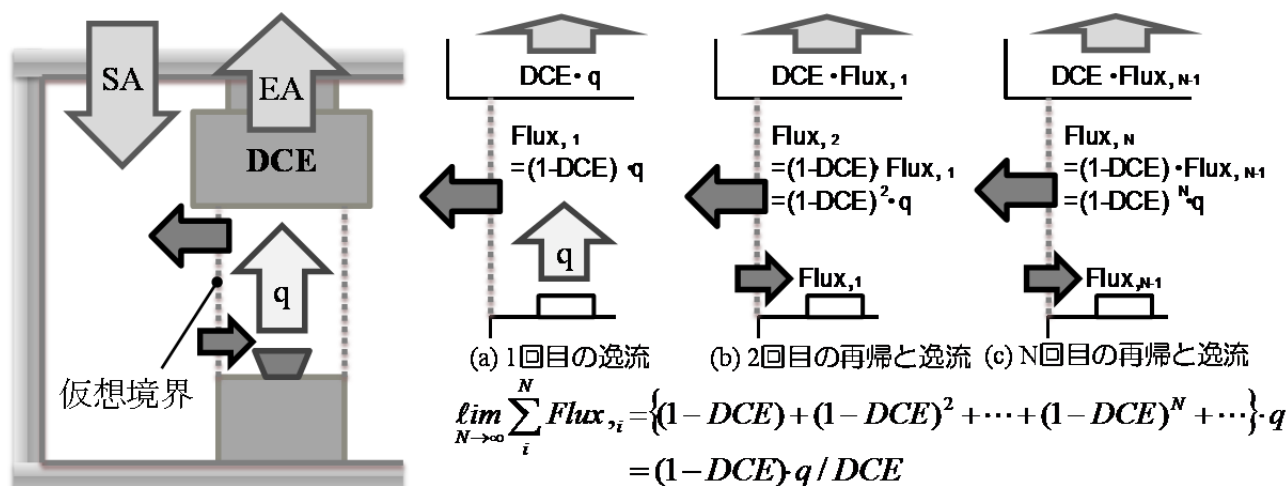


図 1.4 仮想境界での汚染質収支

(4) 有効換気容積(EVV: Effective Ventilated Volume)

近藤ら¹⁷⁾により提案された指標で、室容積のうち、有効に換気がなされている領域の容積を意味する。「有効に換気がなされている」とは、「完全混合状態と比べ、同等以上の換気がなされている」ことを意味し、重み関数により空気齢などから算出する。その部屋の換気性状の評価指標として用いることができる。

(5) 簡易捕集率

実験において排気フードから逸流することがない状況でトレーサガスを発生させ、排気フードに接続するダクト内で測定した完全捕集時の濃度(完全捕集濃度)に対して、調理機器上から一定量で発生させて該当する排気フードが接続されたダクト内で測定したトレーサガス濃度の割合を簡易捕集率(無次元化濃度)としてあらわし、排気フードの捕集性状を評価する指標である。

無次元化濃度の時間平均値を簡易捕集率とする。捕集性状の測定を行った後には厨房内のトレーサガス濃度がゼロになったことを確認した上で次の測定を行う。ただし、排気フードによるトレーサガスの再捕集は完全には無くすることはできないため、ここでは「簡易捕集率」と定義している。

1.5 既往研究と本研究の位置づけ

(1) 厨房の換気・空調システムに関する研究

業務用厨房の換気・空調システムを対象とした既往の研究としては、坂口ら²⁰⁾による給気位置と換気・空調効率に関する実験や、熊尾・村川²¹⁾による排気方式に関する実験があるが、これらは実際の厨房の一部を対象とした実験室における結果である。堀川ら²²⁾や熊尾・鳥越²³⁾は置換換気方式の 1 種である換気天井方式を実際の厨房に適用した事例について検討しているが、給気位置や換気量などを変化させた場合の厨房内温熱環境の検討は行っていない。本研究では換気・空調システムの違いによる検討や給気量を低減させた検討を行っている。

(2) 厨房の置換換気・空調方式の研究

業務用厨房における置換換気・空調方式の既往の研究としては、Kosonen ら²⁴⁾や Livchak ら²⁵⁾が実験と CFD 解析により置換換気方式の有効性を示している。ただし、これらの研究では調理者の動きに伴う擾乱の影響は考慮していない。また、Mattsson ら²⁶⁾や松本ら²⁷⁾はオフィス空間などの一般環境に置換換気方式を適用した状況を想定し、人の動きに伴う擾乱による換気効率への影響などについて検討している。本研究では、一般的な壁面置換換気方式だけでなく、天井から給気する天井給気型置換換気・空調方式の有効性を検討している。

(3) 厨房の調理者擾乱の研究

一方、業務用厨房における調理者の動きに着目した研究として、百瀬ら²⁸⁾のマネキンを用いた実験がある。また、住宅厨房における調理者の動きによる影響については、坂本ら²⁹⁾が有人実験と無人実験との比較から検討している。本研究では実験室における検討に関しては、北欧で定められた業務用厨房内の排気フードの捕集性能試験 Nordtest method VVS-088 で規定されている擾乱発生方法と同様に擾乱を発生させる。

1.6 論文構成

本論文は以下の章により構成されている。

第 1 章では、序論として外食産業の現状や業務用厨房の必要換気量や換気方式に関する課題について示し、日本の業務用厨房への適用を意図した置換換気・空調方式と本研究の意義および目的について述べている。

第 2 章では、ガス厨房を対象として本研究で着目する置換換気・空調方式において、はじめに欧米などで一般的にみられる吹出し口を壁面に設置した従来の置換換気・空調方式と天井置換換気方式との比較を実大実験により検討する。実験では、調理作業を想定した人体の擾乱が、置換換気・空調方式に与える影響についての検討を行う。実験や実測では排気フードの捕集率を求めるのは容易ではないので、CFD 解析の結果から直接捕集率(DCE)を算定し、排気フードの捕集性状を評価する。また、居住域(作業域)の空間内の換気の効率を有効換気容積により評価する。

さらに、実大実験により一般的な厨房の空調方式を想定した VHS およびパンカルーバ型吹出し口などの局所空調方式と天井置換換気方式を比較する。また、実大実験の状況をモデル化し、CFD 解析により温度場、フードの捕集性状および居住域の換気性状などの検討を行ない、置換換気・空調方式の吹出し口位置による影響について検討する。さらに、洋食・和食・中華の 3 種のレストランの厨房をモデル化し、CFD 解析により DCE、EVV などの評価指標に基づき、気流・温度分布などの比較・検討を行なう。

第 3 章では、換気量低減のために電化厨房に着目し、天井置換換気方式の有効性を検討する。しかしながら、電化厨房機器では熱上昇流が燃焼式ガス厨房機器に比べて弱いことから、擾乱の影響を受けやすい。そのため本研究では調理作業者の動きに伴う擾乱による影響について検討する。北欧で定められた業務用厨房内の排気フードの捕集性能試験 Nordtest method VVS-088 で規定されている擾乱発生方法と同様に擾乱を発生させ、排気フードの捕集率を向上させるためにフード袖壁の効果を検討している。また、空間上部に滞留する熱や汚染質を効率的に除去するために天井の排気口の効果についても検討する。さらには天井給気型置換換気方式、壁面から給気する一般的な置換換気・空調方式とパンカルーバを使用した局所空調方式の 3 方式を実験により比較し、有効性を明らかにする。

第 4 章では、天井置換換気方式を実在の厨房に適用に向けて検討を進める。特に、24 時間営業がなされることが多く、省エネルギーによる効果が大きく現れると期待されるファミリーレストランの小規模業務用電化厨房に着目する。実際の厨房に適用する前段階として、CFD 解析や調理者の動きに伴う擾乱を模擬した状態での実験を実施し局所空調方式との比較をおこなう。さらに、天井給気型置換換気方式を実在するファミリーレストランに適用し、夏期と冬期において実測をおこない、暑熱環境下における熱中症の指標である WBGT や PMV などの温熱環境指標から厨房内温熱環境を評価し、また外気負荷と外気冷房が可能な期間を試算し、省エネルギー効果を検討する。また、厨房内作業員へのアンケートを実施し、その効果の確認をおこなう。

第 5 章では、前章に対して、オフィスビルに計画される社員食堂の中規模業務用電化厨房の適用に向けた検討として、天井置換換気方式の有効性を実測と CFD 解析により検討する。前章で検討したファミリーレストランの小規模業務用電化厨房では調理用加熱機器は壁に沿ってライン状に配置され、排気フードが全て壁付型であった。一方、本章で対象とする社員食堂の中規模厨房では比較的多くの加熱機器が作業テーブルを囲うようなアイランド型のレイアウトであり、加熱機器配置や排気フードの形態が異なり、規模がやや大き

い業務用厨房における天井置換換気方式の有効性を本章で検討する。また、実測により測定した電力消費量から省エネルギーについて評価する。

第 6 章では、本研究の全体のまとめと、本研究の成果と今後の課題について示している。

以上をまとめ、次ページに本研究のフロー図を示す。

1.7 論文フロー図

学位論文題目：業務用厨房における天井給気型置換換気・空調方式に関する研究

第 1 章 序論

外食産業の現状と業務用厨房における温熱環境、換気・空調方式の課題
研究目的

実験室・CFD 解析による有効性の検討

第 2 章

ガス厨房における天井給気型置換換気・空調方式の有効性の検討

- ・ 壁面の吹出し口と天井給気型置換換気・空調方式による比較検討
- ・ 局所空調方式(VHS, パンカルーバ)と天井給気型置換換気・空調による比較検討
- ・ 3 種のレストラン厨房における CFD 解析による比較検討
- ・ フード捕集性状を DCE、居住域の換気性状を EVV による換気効率指標にて評価検討

第 3 章

電化厨房における天井給気型置換換気・空調方式の換気量低減にむけた検討

- ・ 局所空調方式(パンカルーバ)と天井給気型置換換気・空調方式による比較検討
- ・ 換気量低減にむけた検討
- ・ 袖壁や天井排気口の有効性の検討
- ・ 人体擾乱による影響を Nordtest method VVS-088 と同様に発生させ検討

実在店舗への適用に関する検討

小規模厨房(ファミレス店舗)を対象

第 4 章 小規模電化厨房への天井給気型置換換気・空調方式の適用の検討

- ・ CFD 境界条件取得のための実測調査
- ・ 実験室実験における擾乱の影響、袖壁・天井排気口の有効性の検討
- ・ 人体擾乱による影響の検討
- ・ 実在厨房に適用した天井給気型置換換気・空調方式の実測調査
- ・ 作業環境の熱ストレスの指標となる湿球黒球温度(WBGT)により厨房内環境を評価

中規模厨房(社員食堂)を対象

第 5 章 中規模電化厨房への天井給気型置換換気・空調方式の適用の検討

- ・ CFD 境界条件取得のための実測調査
- ・ 実験室実験における擾乱の影響、袖壁・天井排気口の有効性の検討
- ・ 人体擾乱による影響の検討
- ・ 実在厨房に適用した天井給気型置換換気・空調方式の実測調査
- ・ 実験において簡易捕集率によりフードの補習性状を評価
- ・ PMV、湿球黒球温度(WBGT)により厨房内環境を評価

第 6 章 総括

全体のまとめ、今後の課題

1.8 用語

(1) 置換換気・空調方式(Displacement Ventilation System)

置換換気・空調方式とは、壁面などに大きな吹出し口を設置し、比較的低い風速(0.2～0.3m/s)で空間下部に給気することにより、換気・空調を行う方式である。

(2) Nordtest Method(擾乱発生装置)

北欧で定められた業務用厨房内の排気フードの捕集性能試験の技術基準である。厨房機器の前に幅 0.5m×高さ 1.0m のパネルを速度 0.5m/s で 1.0m 間を移動させることにより人体擾乱を模擬する。

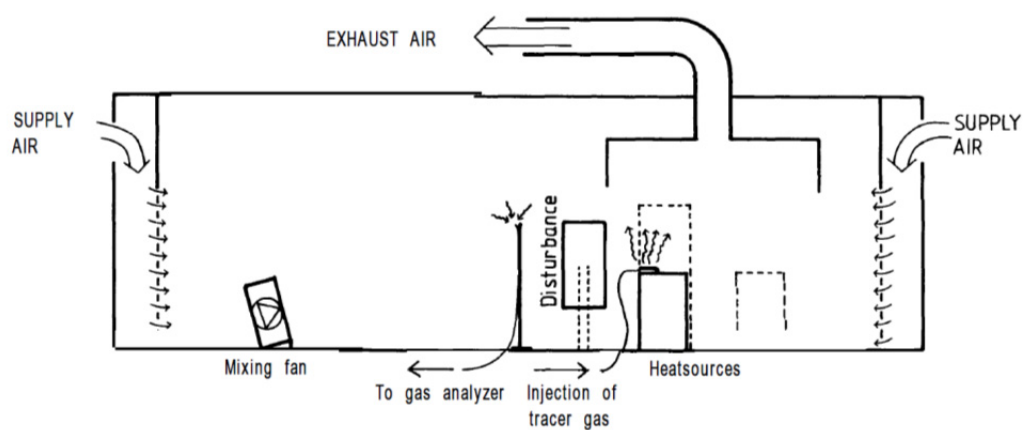


図 1.5 Nordtest Method の概念図

第 1 章に関する参考文献

- 1) 平成 24 年外食産業市場規模推計について、食の安全・安心財団 附属機関外食産業総合調査研究センター、2013.6
- 2) 近藤靖史、長澤康弘、川瀬貴晴、永瀬修、石川登志樹、室田岳志、赤林伸一：業務用ちゅう房におけるエネルギー消費量と換気・空調システム、空気調和・衛生工学、第 75 巻、第 9 号、pp.761～770、2001.9
- 3) B. Andrejs, J. Fauss, M. Weigl and P. Rietschel: Ventilation in Kitchen-Aerosol Concentration and Key Components in the Vapor, Proceedings of Indoor Air 2002, pp.292-297, 2002
- 4) 吉野一・近藤靖史・高橋佑樹・岩下剛：業務用厨房において調理時に発生する化学物質、日本建築学会大会学術講演梗概集(北陸)、環境工学Ⅱ、pp.661-662、2010.9
- 5) 田中伸幸・津崎昌東・占部亘・宮永俊之：調理排気に含まれる化学成分の測定手法の開発、日本建築学会大会学術講演梗概集(東北)、環境工学Ⅱ、pp.607-608、2009.8
- 6) 講談社サイエンティフィク：食品衛生学 食べ物と健康 第 3 版、2014.2
- 7) 荻田俊輔：業務用ちゅう房の換気・空調システム、平成 25 年 11 月、空気調和・衛生工学、空気調和・衛生工学 Vol.87 No.11、pp.43-49
- 8) 国土交通省：建築基準法施行令第 20 条の 3、建設省告示第 1826 号、1970
- 9) 建築設備設計基準(平成 21 年度版) 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修、pp.386-389、2006
- 10) ANSI/ASHRAE Standard 154-2003, Ventilation for Commercial Cooking Operations. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- 11) Ventilation equipment for kitchens (VDI 2052), Verein Deutscher Ingenieure, 2006.4
- 12) 長澤康弘、近藤靖史、片山俊、町井義生：業務用厨房の換気設備に関する国内規格・法令の課題と海外規格の比較、日本建築学会大会学術講演梗概集(環境工学Ⅱ、選抜梗概)、pp.633-636、2009.8
- 13) Food Service Consultants International North America: Commercial Kitchen Ventilation, “Best Practice”, Design and Specification Guidelines, 2006.9
- 14) Nordtest method VVS088: Building Large Scale Kitchen Range Hoods-Hood Efficiency and Pressure Drop, www.nordtest.org, 1990.9
- 15) 百瀬敏成、佐藤隆二、山中俊夫、甲谷寿史：業務用厨房における外乱気流がフードの捕集性能に及ぼす影響、日本建築学会計画系論文集第 560 号、pp.15-22、2002.10
- 16) 近藤靖史、荻田俊輔：CFD による局所換気装置の直接捕集率(DCE)の算定、日本建築学会環境系論文集、第 584 号、pp.41-46、2004.10
- 17) 近藤靖史、阿部有希子、長澤康弘：室内換気性状の評価手法としての有効換気容積の定義と算定法(第 1 報) 有効換気容積の定義と 2 次元 CFD 解析による算定例、日本建築学会環境系論文集、第 601 号、pp.29-34、2006.3
- 18) 業務用電化厨房における換気性能評価手法に関する調査検討、業務用電化厨房における換気性能評価手法検討委員会報告書、空気調和・衛生工学会、2012 年 3 月
- 19) JIS Z 8504: 1999(ISO 7243: 1989): 人間工学-WBGT(湿球黒球温度)指数に基づく作業者の熱ストレスの評価—暑熱環境、日本工業規格
- 20) 坂口淳、赤林伸一、近藤靖史、川瀬貴晴、荻田俊輔：業務用厨房の高効率換気・空調システムに関する研究 その 1 実大実験による換気・空調効率の測定、日本建築学会計画系論文集、第 534 号、pp.33-40、2000.8
- 21) 熊尾隆丈、村川三郎：業務用電化厨房における頂部型排気方式による熱除去と作業空間に形成される温

-
- 熱環境 静穏環境における IH レンジを対象とした実験的研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 73 巻, 第 627 号, pp.581-589, 2008.5
- 22) 堀川晋, 渡邊英樹, 秋元孝之他: 業務用厨房における換気天井システムに関する研究 その 1~その 3, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2, pp.1057-1062, 2011.9
- 23) 熊尾隆丈, 鳥越依順之: 全電化厨房を備えた某レストランにおける換気システムの排熱性状と厨房内温熱環境の形成に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 76 巻, 第 666 号, pp.679-688, 2011.8
- 24) Kosonen, R. and Mustakallio, P.: Analysis of Capture and Containment Efficiency of a Ventilated Ceiling, International Journal of Ventilation, Volume 2, No.1 pp.33-43, 2003.6
- 25) Livchak, A., Schrock, D. and Sun, Z.: The Effect of Supply Air System on Kitchen Thermal Environment, ASHRAE annual meeting, OR-05-8-3, 2005.2
- 26) Mattson, M. and Sandberg, M.: Velocity Field Created by Moving Objects in Rooms, Proc. of 4th International Conference on Air Distribution in Rooms(RoomVent '96), pp.547-554, 1996.7
- 27) 大庭勇作, 松本博: 置換換気された室内における人体の移動が室内空気分布に及ぼす影響に関する研究 その 1 一方向移動モデルを対象とした実験、日本建築学会大会学術講演梗概集(北陸) D-2 環境工学Ⅱ、pp.813-814、 2002.8
- 28) 百瀬敏成, 佐藤隆二、山中俊夫: 業務用厨房の給排気設計に関する研究 (その 3) フライヤ調理時における横風の影響およびレンジにおける調理人移動の影響、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1149-1152、 1999.9
- 29) 坂本淳、倉渕隆、奥田篤、相澤芳弘、遠藤智行、近藤靖史: 住宅厨房内の温熱・空気環境に関する研究 (その 13) 調理者の行為が捕集率に及ぼす影響についての検討、日本建築学会大会学術講演梗概集(九州) D-2 環境工学Ⅱ、 pp.711-712、 2007.8
- 30) 一般社団法人日本厨房工業会: 厨房設備工学入門 第 4 版
- 31) 日本建築設備・昇降機センター: 2005 年版 換気・空調設備技術基準・同解説
-

第 2 章

ガス厨房における

天井給気型置換換気・空調方式の有効性の検討

第2章

ガス厨房における天井給気型置換換気・空調方式の有効性の検討

2.1 序

本章では、本研究で着目する置換換気・空調方式(Displacement Ventilation System)において、欧米などで一般的にみられる壁面給気型置換換気・空調方式(以降、壁面置換換気方式と記す)と天井給気型置換換気・空調方式(以降、天井置換換気方式と記す)との比較を実大実験により検討する^{1),2)}。また、実験を行った業務用厨房をモデル化し、CFD 解析により検討する。実験では、調理作業を想定した人体擾乱が、換気・空調方式に与える影響についての検討を行う。一般に実験では排気フードの捕集性状を検討する際、トレーサガスを発生し、どれだけ排気捕集するかを測定し捕集率を評価することが多い。しかしこのような方法では一旦居住域に流出した汚染質が局所換気区域に戻り捕集されたものも捕集率に含まれてしまうため、容易に測定できない。一方、CFD 解析では、フードの捕集性状を直接捕集率(Direct Capture Efficiency: 以降 DCE)³⁾により評価することができる。換気性状は居住域を対象とした有効換気容積(Effective Ventilated Volume: 以降 EVV)⁴⁾にて評価することができる。完全混合状態と同等以上に換気されている容積を EVV と呼ぶ。EVV は、空気齢・空気余命・空気寿命の各々から算出可能だが、本研究では空気齢より EVV を算出する。

壁面置換換気方式と天井置換換気方式の比較につづき、ここでは実大実験により一般的な厨房の空調方式である VHS およびパンカルーバ型吹出し口を想定した従来の換気・空調方式(以降、局所空調方式と記す)と天井給気型置換換気・空調方式を比較する。また、実大実験の状況をモデル化し、CFD 解析により温度場、フードの捕集性状および居住域の換気性状などの検討を行ない、置換換気・空調方式の吹出し口位置による影響について検討する。さらに、文献 5 より抜粋した設計図案より洋食・和食・中華の 3 種のレストランの厨房をモデル化し、対流と放射を連成した CFD 解析を行ない、気流・温度分布などの比較・検討を行なう。フードの捕集性状は DCE により評価し、換気性状は、居住域を対象とした EVV を算出して検討する。

厨房における作業環境として、温熱環境や空気質環境が大変重要である。本章では、空間温度、グローブ温度などから評価する。実験においてはトレーサガスを調理汚染質と見立てて厨房内における挙動や分布などを検討する。CFD 解析では調理機器上部より汚染質を発生させて、DCE(直接捕集率)の評価をすると共に、居住域の濃度分布についても検討をおこなう。健康影響が指摘されているオイルミストに関して、近藤ら⁶⁾の既往の研究では調理時に発生するオイルミストのほとんどの粒子は $1\mu\text{m}$ 以下であり、CFD 解析では $1\mu\text{m}$ 以下のオイルミストは Passive Scalar(バックグラウンドの流体に影響を与えないスカラー)であると仮定できることが示されていることから、CFD 解析での居住域濃度分布の検討により空気質の検討としても十分可能であると考ええる。また、ガス厨房では調理機器上の熱上昇流に燃焼により発生する二酸化炭素などの排ガスも含まれるが、本研究でプリュームに差異はないものとして排ガスも熱上昇流に含めて検討する。

2.2 実験による壁面給気型方式と天井給気型置換換気・空調方式の比較

2.2.1 実験概要

(1) 実験施設

都内 TG 社厨房実験室において実験を行った。実験室(7.25m×3.2m×3.0m^H)および測定点などを図 2.1 に、実験施設の設備概要などを表 2.1 に示す。また、今回の実験に用いた置換換気・空調方式用の吹出し口を写真 2.1 に示す。

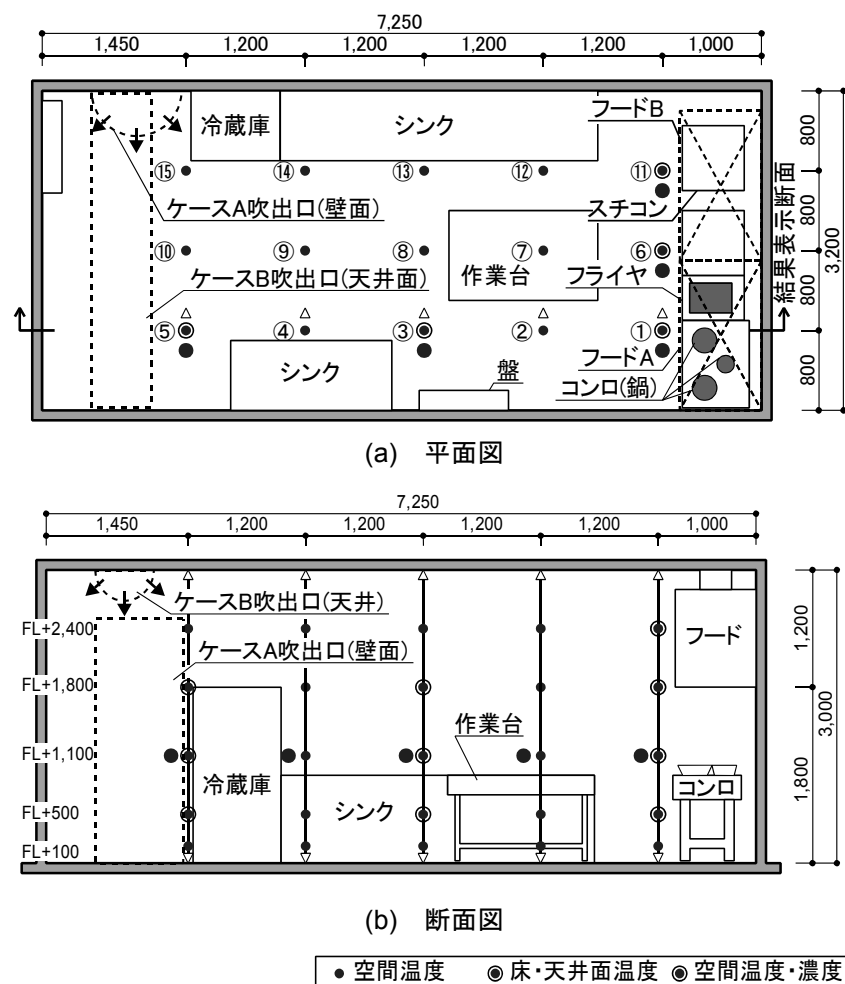


図 2.1 実験施設および測定点概要図

単位[mm]

表 2.1 実験施設設備概要

(1) 実験室の仕様

吹出し温度条件	0～40℃
吹出し湿度条件	30～85Rh%
厨房換気量	150～11,700m ³ /h (1.4～108kQ)
厨房機器容量	ガス式: 最大 116kW、電気式: 最大 100kW
空調能力	可変

(2) フード排気風量

フード排気風量 (フード面風速)	1,800m ³ /h (0.41m/s)	厨房機器ガス消費量(合計): 40.2[kW] 40kQ=1,494m ³ /h
	2,800m ³ /h (0.31m/s)	厨房機器ガス消費量(合計): 68.1[kW] 40kQ=2,530m ³ /h
	kQ	: 理論燃焼ガス消費量[m ³ /h]
	Q	: 燃料消費量[kW]
	k	: 燃料の単位燃焼当たりの理論排ガス量(=0.93[m ³ /kWh])

(3) 吹出し口形状・サイズ

壁面吹出し口 (ケース A)	半円筒型(891φ)、H=2,400mm(鋼板製、パンチングメタル(開口率: 40%))	
	吹出し面風速	1,800m ³ /h=0.15m/s
		2,800m ³ /h=0.23m/s
天井吹出し口 (ケース B)	半円筒型(600φ)、L=2,600mm(布製)	
	吹出し面風速	1,800m ³ /h=0.20m/s
		2,800m ³ /h=0.32m/s

(4) フードサイズ

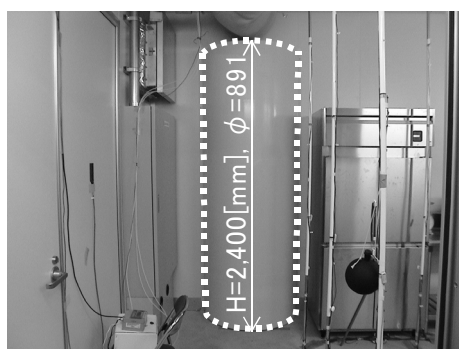
フード A	820mm×1,500mm×600mm ^H
フード B	820mm×1,500mm×600mm ^H

(5) 厨房機器のガス消費量

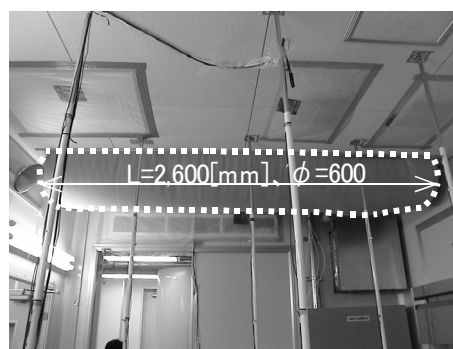
フード A	ガスコンロ	29.7kW(大: 12.8kW×2、小: 4.1kW)
	フライヤ	10.5kW
フード B	スチコン	27.9kW(スチームコンベクションオープン)

(6) その他

- ・実験の実施期間は、2002 年 10 月 7 日(月)～11 月 6 日(木)
- ・フード排気風量が 1,800m³/h の実験ではフード A のみ使用する。2,800m³/h の実験ではフード A・フード B を使用し、中央の仕切りを取り外す。
- ・試験室と隣室の差圧が 0 になるように給気量を調整する。
- ・ガスコンロの上の鍋 3 つとフライヤの直上でトレーサガス(SF₆)を発生させた。排気濃度の値を 100 とし、作業域の 16 点の値を無次元化した。
- ・照明の合計消費量は、256W(蛍光灯 8 本)とする。壁面上部に設置する。



(a) 壁面吹出し口(ケース A)



(b) 天井吹出し口(ケース B)

写真 2.1 置換換気・空調用吹出し口の外観

(2) 実験ケース、実験条件

実験ケースを表 2.2 に示す。フード排気風量⁷⁾として、1,800m³/h(フード面風速: 0.41m/s)と 2,800m³/h(フード面風速: 0.31m/s)の2条件とする。フード排気風量は、フード面風速(0.3m/s 以上)、ガス消費量に基づく必要換気量(40kQ 以上)の両者を満足する値として設定した。厨房機器発熱量としてガスコンロとフライヤを稼働させた 40.2kW と、ガスコンロとフライヤに加えてスチームコンベクションオーブン(以降 スチコンと記す)を稼働させた 68.1kW の2条件、調理作業の擾乱が無・有の2条件、空調吹出し温度として 22.0℃と 23.5℃の2条件を想定した。空調消費エネルギーは、空調空気と外気とのエンタルピー差と換気量から算出する。外気条件は、温度 30℃、湿度 60Rh%、比エンタルピー71.4kJ/kg(DA)と想定した。合計 8 ケースの実験を行った。測定・実施項目を表 2.3 に、計測機器類を表 2.4 に示す。

表 2.2 実験ケース

ケース	換気・空調方式 (吹出し口形状)	フード 排気風量 [m³/h]	厨房機器 発熱量 [kW]	擾乱の有無	吹出し温度 [℃]	空調消費 エネルギー [kW]
Case 1-1	壁面置換換気方式 (壁面吹出し口)	1,800	40.2	無	22.0	8.9
Case 1-2		2,800			23.5	
Case 1-3			68.1	有	22.0	13.9
Case 1-3-d					23.5	
Case 2-1	天井置換換気方式 (天井吹出し口)	1,800	40.2	無	22.0	8.9
Case 2-2		2,800			68.1	
Case 2-3			有	22.0		13.9
Case 2-3-d				23.5		

表 2.3 測定・実施項目

測定・実施項目		測定実施方法
空間温湿度分布		熱電対、小型温湿度計を用い、計 90 点を 1 分毎に計測
ガスコンロ上のプリューム温度		熱電対をグリッド状(10×5cm、10×8 ポイント)にし、1 分毎に計測
空間内濃度分布		トレーサガス(SF ₆)を用い、空間内濃度を計 18 点測定
風速	キャノピー境界面	3 次元超音波風速計にて測定
	吹出し口	3 次元超音波風速計にて測定
表面温度		ガスコンロ廻りの壁表面温度をサーモビューワで撮影
可視化	ガスコンロ	発煙片を用いて、ガスコンロ上のプリュームを観察
	室内	スモークジェネレータを用いて、給気口より流動パターンおよび温度成層を観察

表 2.4 計測機器

種類	計測機器	備考
温度計測	DARWIN DS600-00-1M	横河電機
	CADAC2 MODEL9220A・9200A	江藤電気
	グローブサーモメータ	吉野計測
温湿度計	おんどとり RH TR-72	ティアンドデイ
トレーサガス(SF ₆)計測	FLOW CONTROL UNIT MC-10A	コフロック
	Multipoint Sampler and Doser Type1303	INNOVA Brüel & kjaer
	Single-gas MonitorType3425	
3次元 超音波風速計	ULTRASONIC ANEMOMETER MODEL WA-390	カイジョー電機
表面温度	Neo Thermo TVS-600	日本アビオニクス
可視化	漏煙試験用発煙片	昭和金属工業
	ポータースモーク PS-2001	ダイニチ工業

厨房機器の稼働条件として、ガスコンロ上の3つの鍋とフライヤにはそれぞれ水を投入し、湯の沸騰状況を目視しながら、湯温が下がらない程度に水を少しずつ供給し、沸騰状態を保つ湯沸かし条件とした。スチコンは、扉の開閉などはおこなわず、常に稼働する状態を保つように自動運転させた。実験では、負荷の発生が最大となるように厨房機器の稼働条件を与えたため、実際の厨房より機器稼働率の高い状況を想定した。実際の厨房機器の使われ方を想定した負荷発生の状況の検討も必要であると考えている。

調理作業を想定した人体の擾乱有りのケースでは、図2.2に示すように厨房機器近くの作業台周囲を1往復あたり10秒間(歩行速度: 約0.5m/s)で2人が周回した。

実験結果は、室内温度がほぼ定常状態に至るのを確認した後に、負荷を保った状態で、ガスコンロ上の3つの鍋とフライヤ直上よりトレーサガス(SF₆)を発生させ、1時間測定した値を用いた。また、トレーサガス(SF₆)の発生状況を写真2.2に示す。

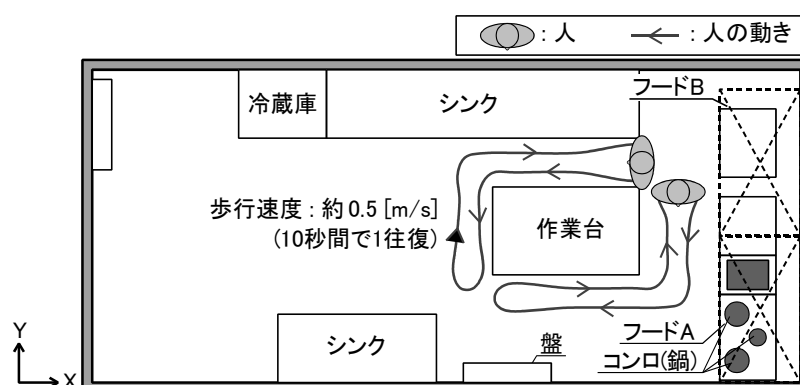
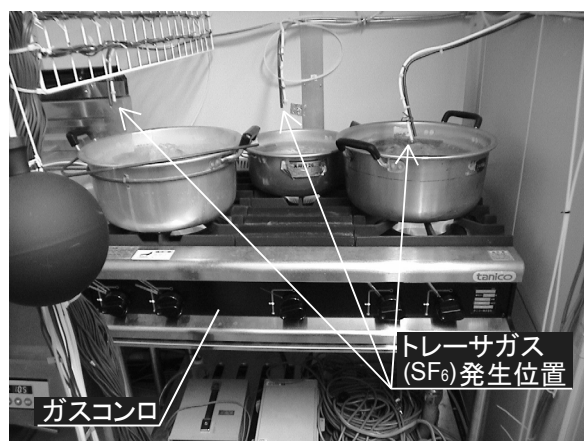


図2.2 調理作業を想定した人体の擾乱



(a) ガスコンロ上



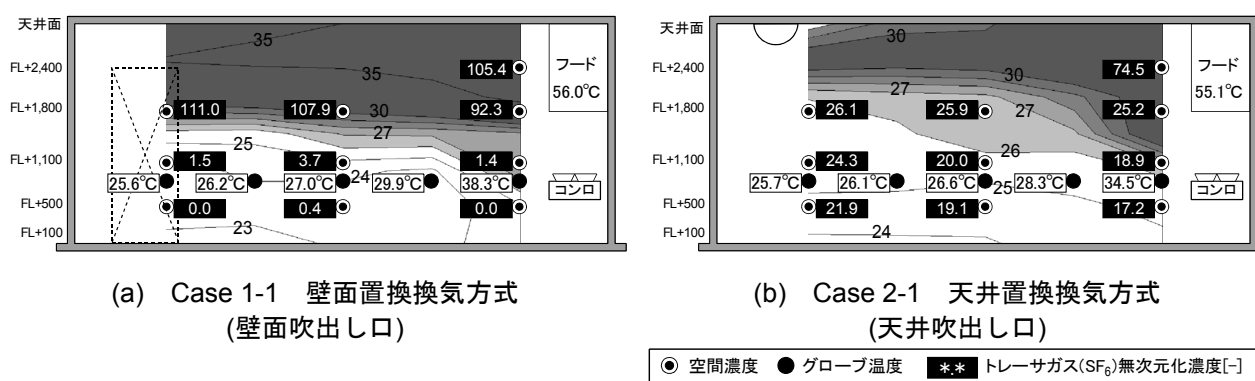
(b) フライヤ上

写真2.2 トレーサガス(SF₆)発生状況

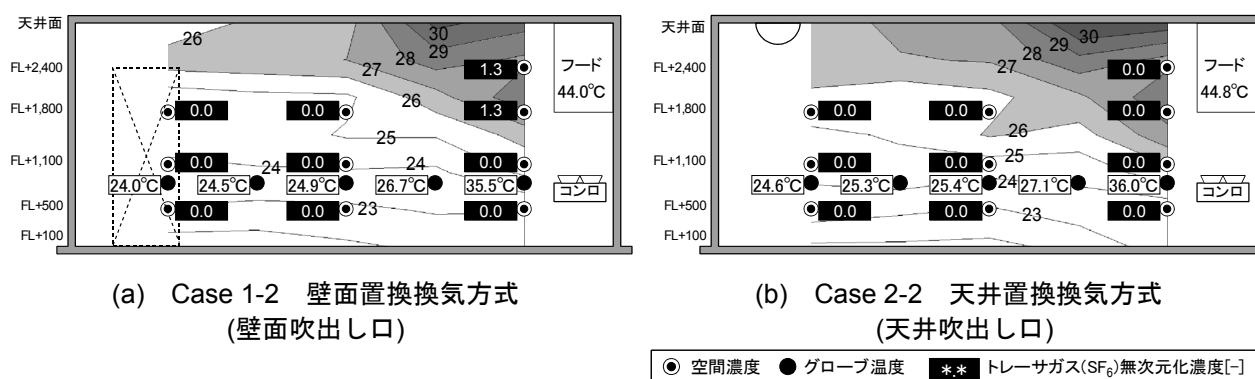
2.2.2 実験結果および考察

(1) フード排気風量 $1,800\text{m}^3/\text{h}$ 、発熱量 40.2kW 、給気温度 22.0°C の場合(図 2.3 参照)

Case 1-1(図 2.3(a))は温度成層が顕著であり、フード下端にあたる FL+1,800 付近より上部で温度が高く、トレーサガス濃度も温度分布に対応している。このような温度成層はガスコンロからの熱上昇流の一部がフードから漏出したことや放射によりフードや壁面が温められることで、対流熱伝達により空気へと伝わったことによるものと思われる。一方、Case 2-1(図 2.3(b))は Case 1-1 同様、ガスコンロからの熱上昇流の一部がフードから漏出したことにより、FL+1,800 付近から天井にかけて温度がやや高くなっている。濃度分布は空間上部では Case 1-1 と同様に高い値となっているが、FL+1,100 以下の領域では一様に高い濃度分布となっている。これは、フードから漏出したトレーサガスが天井付近の空間で天井からの給気と混合することによるものと思われる。実験室内の気流性状は、吹出し口からのゆっくりとした空調気流が床面に沿ってフード側へと移動し、温度成層を形成する様子が Case 1-1、2-1 とともに可視化実験により確認されている。

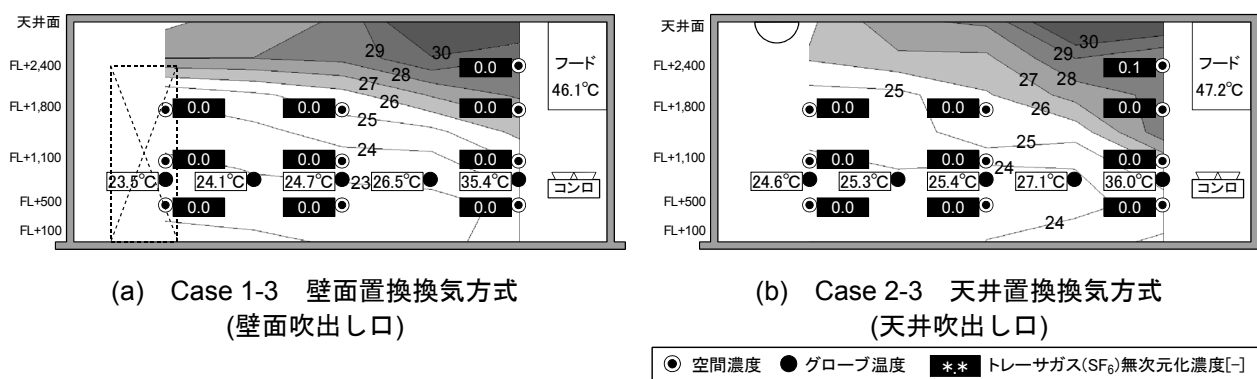
図 2.3 $1,800\text{m}^3/\text{h}$ 、 40.2kW 、 22.0°C 時の空間温度・濃度(2) フード排気風量 $2,800\text{m}^3/\text{h}$ 、発熱量 40.2kW 、給気温度 23.5°C の場合(図 2.4 参照)

Case 1-2、B-2(図 2.4)の空調消費エネルギーは、Case 1-1、2-1(図 2.3)と同じである。すなわち、給気温度を高くし、フード排気風量を多くしている。このような Case 1-2(図 2.4(a))、B-2(図 2.4(b))では、フード側天井付近以外は高温領域がなく、温度成層も顕著でない。また、Case 1-1、2-1 より、空間温度および濃度が低い。これはフード排気風量を多くすることによりフードの捕集効率が向上し、この結果、温熱環境が良好になったものと考えられる。

図 2.4 $2,800\text{m}^3/\text{h}$ 、 40.2kW 、 23.5°C 時の空間温度・濃度

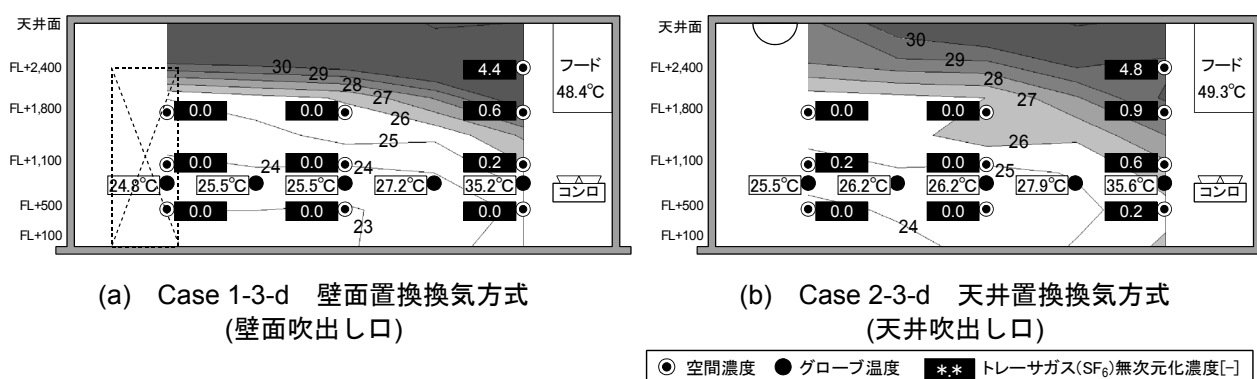
(3) フード排気風量 $2,800\text{m}^3/\text{h}$ 、発熱量 68.1kW 、給気温度 22.0°C の場合(図 2.5 参照)

Case 1-3(図 2.5)はフード側の天井付近の一部に 30°C 程度の領域が見られた以外は高温の領域は無く、温度成層も Case 1-1 に比べ顕著でない。また、空間濃度も低く、良好な環境であることが分かる。一方、Case 2-3(図 2.5(b))は Case 1-3 と同様にフード側の天井付近の一部に高温の領域が見られた以外は高温の領域は無い。また、空間濃度も低く、ほぼ良好な環境であることが分かる。この Case 1-3、B-3 ではガスコンロのほかにスチコンが稼動しているが、この厨房機器からの燃焼排ガスはフード下端近くで、排出されるような機構になっているため、フードの捕集効率が極めて高い。このため Case 1-1、2-1 に比べ温熱環境が良好である。

図 2.5 $2,800\text{m}^3/\text{h}$ 、 68.1kW 、 22.0°C 時の空間温度・濃度(4) フード排気風量 $2,800\text{m}^3/\text{h}$ 、発熱量 68.1kW 、給気温度 22.0°C 、擾乱有りの場合(図 2.6 参照)

人の動きによる擾乱を想定した Case 1-3-d(図 2.6(a))、B-3-d(図 2.6(b))は、擾乱を想定していない場合(図 2.5(a)、図 2.5(b))と比較し、居住域の温度および濃度分布に大きな差異はないが、天井付近の領域で温度および濃度が上昇した。これは擾乱によって、フードの捕集効率が低下し、ガスコンロ上の熱上昇流の一部が漏出したものと考えられる。また、天井付近に停滞する高温空気は天井部分に別途排気口を設けるなどの工夫により、改善することができるものと考えられる。

今回の実験では、調理作業を想定し厨房内中央の作業台周辺を歩く人体による擾乱を検討したが、実際の厨房では様々な動きが考えられる。このような動きについても把握し、厨房内温熱環境との影響を検討することが必要であると考えられる。

図 2.6 $2,800\text{m}^3/\text{h}$ 、 68.1kW 、 22.0°C 、擾乱有りの空間温度・濃度

2.2.3 CFD 解析概要

(1) 解析モデルなど

実験を行った業務用厨房を図 2.7 に示すようにモデル化し解析する。検討する計算モデルのシステム概念図を図 2.8 に示す。実験で用いた半円筒状の吹出し口を CFD 解析でできるだけ再現するため、図 2.9 に示すように壁面吹出し口では 11 個の直方体を並べ、23 面(総面積 4.50m^2)より低風速にて吹出すモデルとする。また、天井吹出し口においては、7 個の直方体を並べ、15 面(総面積 3.84m^2)より低風速にて吹出すモデルとし、それぞれ風速が一樣に吹出しているものと想定した。

表 2.5 に解析条件を、表 2.6 に給・排気条件を示す。CFD 解析には、標準 $k-\varepsilon$ モデルを用い、温度場は放射と対流の連成解析を行う。内部発熱は、実験において鍋等で沸騰・蒸散する水分量を測定しており、これから潜熱量を求めた。今回の CFD 解析における発熱量は、実験でのガス発熱量から潜熱量を差し引いた顕熱量を与えている。ここでは、ガスコンロの炎のモデル化などはおこなっていない。分割図を図 2.10 に示す。

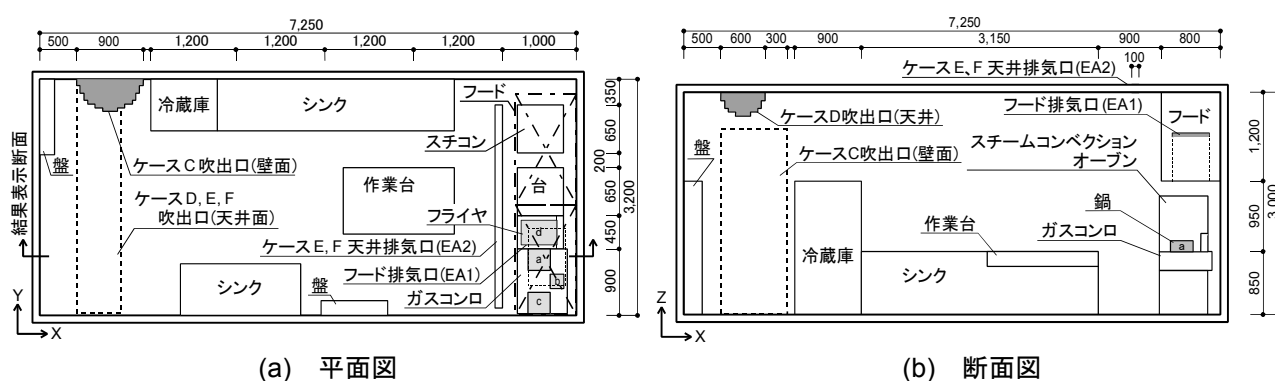


図 2.7 解析モデル

単位[mm]

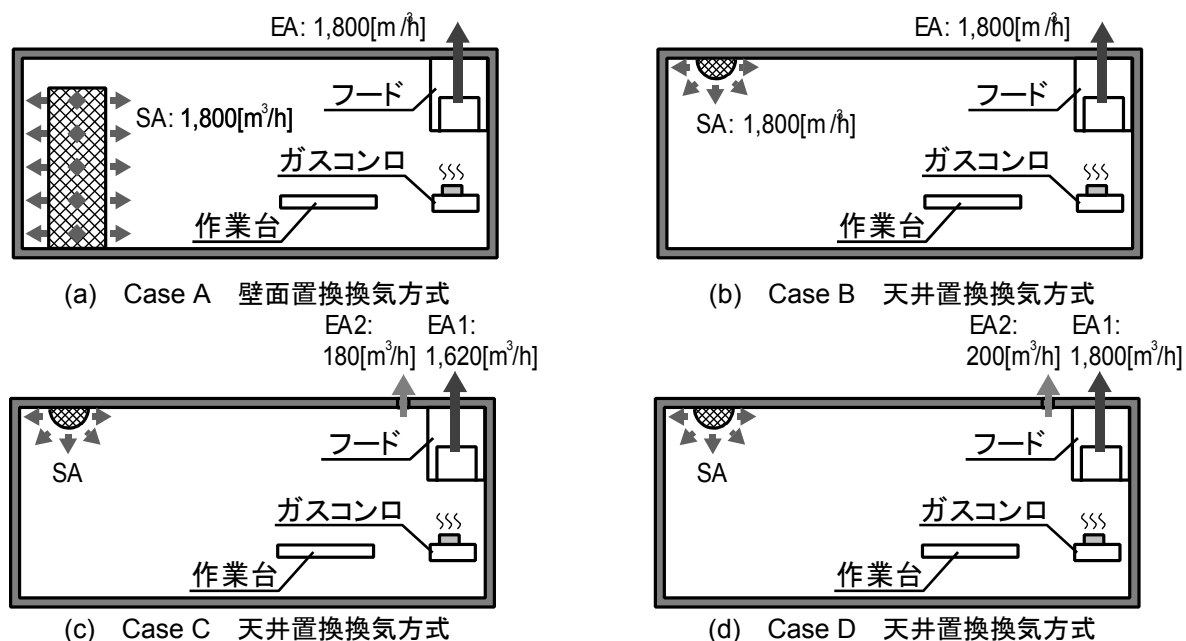


図 2.8 システム概念図

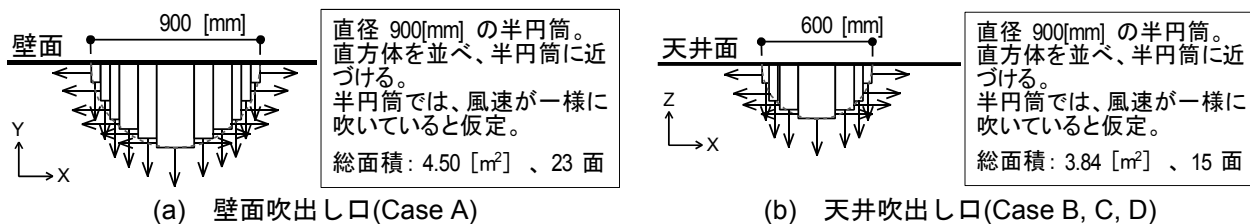


図 2.9 吹出し口モデル

表 2.5 解析条件等

解析領域(X・Y・Z)	7.55m×3.50m×3.45m	
メッシュ分割	Case A : 113(X)×65(Y)×62(Z)=455,390 メッシュ Case B, C, D : 103(X)×65(Y)×61(Z)=408,395 メッシュ	
ソフト	ソフトウェアクレイドル STREAM Ver. 3.12	
乱流モデル	標準 k-ε モデル	
内部発熱	調理器具 : 24,120W ガスコンロ 17,820W a: 7.68kW, b: 2.46kW, c: 7.68kW フライヤ d: 6,300W 照 明 : 32W×8	
壁面境界条件	速度	一般化対数則
	温度	各壁面要素(i)の温度を熱平衡式から算出 $q_{CD}(i) + q_{CV}(i) + q_R(i) = 0$ (流入を正、流出を負) $q_{CD}(i)$: 壁面要素(i)での貫流熱量 $q_{CV}(i)$: 壁面要素(i)での対流熱伝達量 $q_{CV}(i) = -\alpha_c(\Theta_w(i) - \Theta_f(i))$ α_c (対流熱伝達率)は全壁面で $4.65 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 、ガスコンロ・フライヤで $18.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ $\Theta_f(i)$ は流体第1セル温度℃ $q_R(i)$: 壁面要素(i)での放射熱伝達量 $q_R(i) = -4T_m^3 \cdot \sigma \cdot \epsilon_i \sum B_{ij}(\Theta_w(i) - \Theta_w(j))$ T_m は平均絶対温度(300K)、 B_{ij} は Gebhart の吸収係数、 σ はステファン-ボルツマン定数、 ϵ_i は i 面の放射率(全壁面で 0.9)

表 2.6 給・排気条件

		Case A	Case B	Case C	Case D
給気口	風量	1,800m³/h			2,000m³/h
	風速	0.11m/s	0.13m/s		0.14m/s
	温度	T _{in} =22℃			
フード 排気口	サイズ	0.5m×0.7m			
	風量	1,800m³/h			
	風速	1.43m/s		1.29m/s	1.43m/s
天井 排気口	サイズ			2.7m×0.1m	
	風量			180m³/h	200m³/h
	風速			0.19m/s	0.21m/s

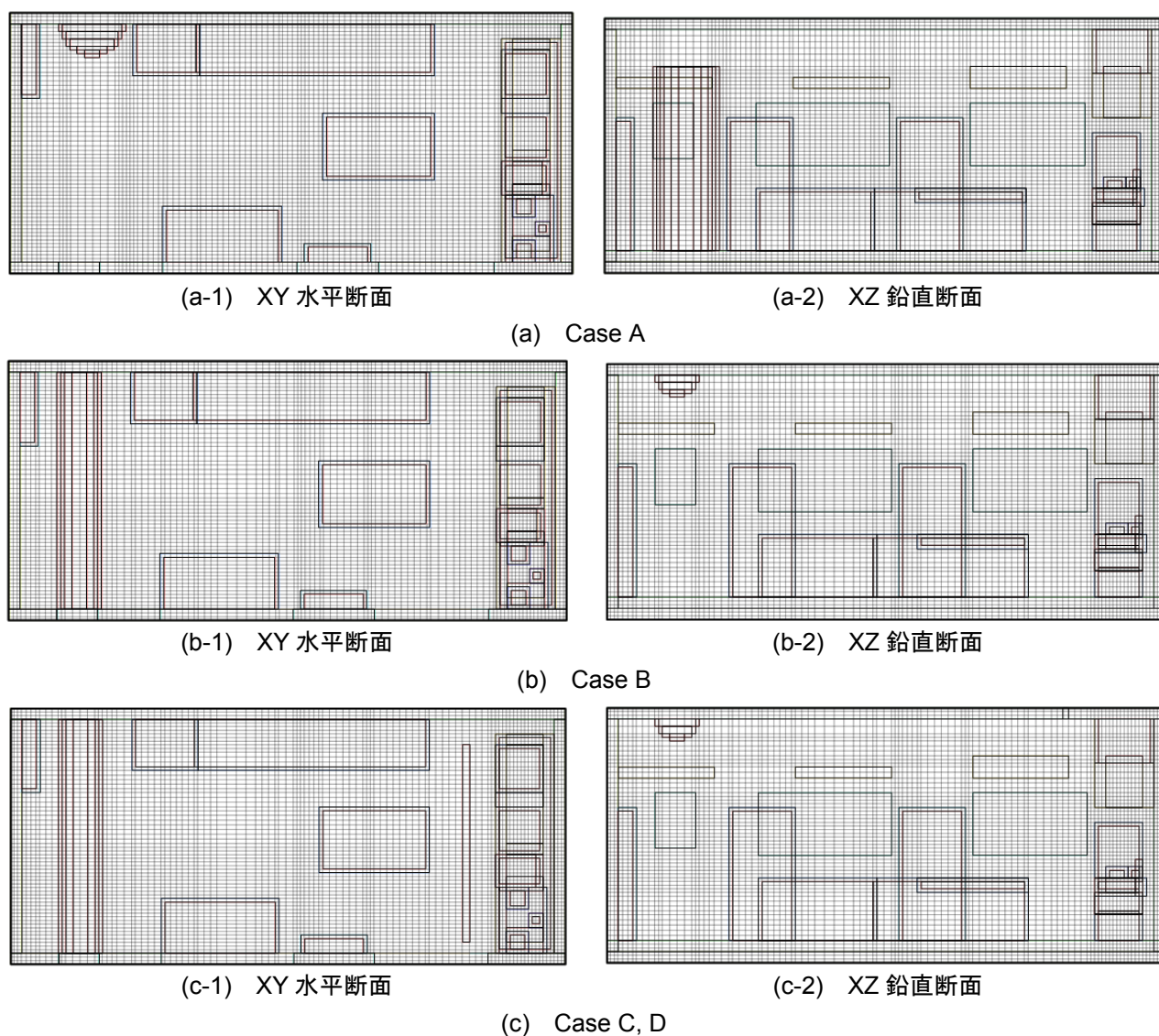


図 2.10 メッシュ図

(2) 解析ケース

解析ケースを表 2.7 に示す。実験と同様に置換換気・空調方式において吹出し口を壁面に設置したモデル (Case A :実験での Case 1-1 に対応)、吹出し口を天井に設置したモデル (Case B :実験での Case 2-1 に対応) である。また、Case B の実験結果において天井付近に熱溜りが見られたため、その熱溜り部を小さくするために天井に排気口を想定し、厨房の換気量を $1,800\text{m}^3/\text{h}$ と変えずにフードでの排気風量を $1,620\text{m}^3/\text{h}$ 、天井排気口での排気風量を $180\text{m}^3/\text{h}$ としたモデル (Case C)、排気フードの排気風量を $1,800\text{m}^3/\text{h}$ と変えずに、厨房の換気量を $2,000\text{m}^3/\text{h}$ 、天井排気口での排気風量を $200\text{m}^3/\text{h}$ としたモデル (Case D) を想定する (図 2.8)。

表 2.7 解析ケース

	Case A	Case B	Case C	Case D
換気方式	置換換気			
吹出し口	壁面	天井		
排気口	フード		フード + 天井	

2.2.4 CFD 解析結果と考察

(1) 実験結果と CFD 解析結果との比較

実験では Case 1-1(図 2.3(a))は、FL+1,800mm 付近より上部で温度が高く、また SF₆濃度も高い。Case 2-1(図 2.3(b))は、ガスコンロの前と FL+2,400mm 付近から天井にかけて温度が高くなっている。

CFD 解析による厨房内の気流分布を見ると天井吹出し口の Case B(図 2.11(b))は、壁面吹出し口の Case A(図 2.11(a))に比べて気流速度の高い部分が見られた。これは Case B では、給気風速が Case A に比べてやや高いことや天井吹出し口からの空調気流が壁面に沿うように床面に到達していることにより、気流速度の高い箇所で 0.5m/s 程度となっている。また、Case B の天井吹出し口から吹出された空調気流が壁面に沿って流れる状況は、可視化実験でも確認されており、実験と対応している。さらに、床面を沿う空調気流がシンク周囲に沿って流れている様子が Case A、B において確認できる。温度分布に関しては Case A(図 2.12(a))、Case B(図 2.12(b))の両ケースとも温度成層が見られた。Case A では、空調気流が居住域下部にもぐり込んでおり、FL+500mm 付近で約 24℃となり、天井付近では 35℃以上の領域も見られた。Case A では厨房内居住域で吹出し口に近い場所では、FL+1,100mm 付近で 24℃程度であり、ガスコンロ近傍においても 26～29℃となっており、ほぼ良好な温度分布となる。一方、天井付近では、35℃以上の熱溜りがみられ、調理機器からの熱上昇流の一部が居住域側に漏出したりすることや、約 50℃の高温となるフードの壁面等からの対流熱伝達などにより、天井付近の空間温度が高くなったものと思われる。これらの状況は、実験結果(図 2.3(a))と対応する。

Case B(図 2.12(b))では、床面近傍 FL+500mm で 26～28℃となっており、居住域 FL+1,100mm 付近では 30℃前後になっているのが分かる。FL+1,800mm より天井付近では、35℃以上となっている部分が Case A(図 2.12(a))より多く見られた。Case B では天井付近に滞留した熱溜りが、天井吹出し口からの空調空気と混合してしまう割合が、Case A に比べて若干多いために、Case B の温度分布が高くなったものと思われる。

Case A(図 2.12(a))では実験結果と CFD 解析結果がほぼ同様の温度分布を示している。一方、Case B では、気流分布は可視化実験と CFD 解析でほぼ同じ性状となったが、CFD 解析の温度分布は実験より、若干高い結果となった。この差は、実験における室の熱容量の影響など様々な要素が考えられるが、今回の実験および CFD 解析の結果だけでは明確に理由を特定できない。

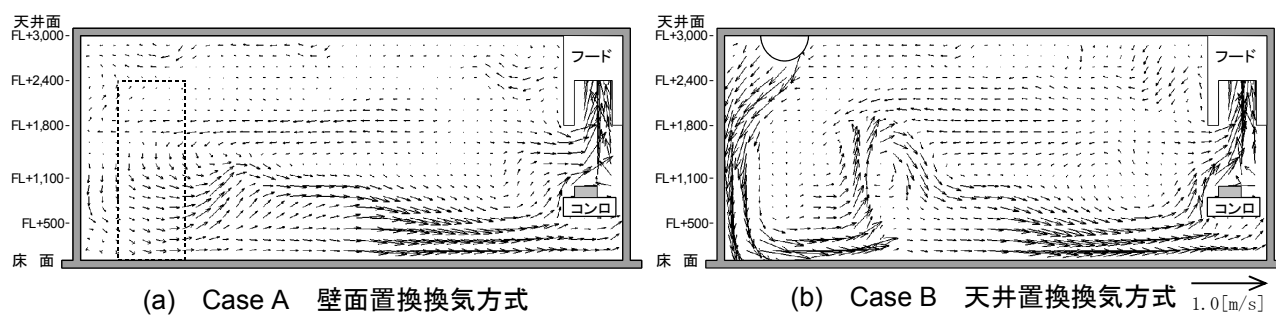


図 2.11 CFD 解析結果 気流分布

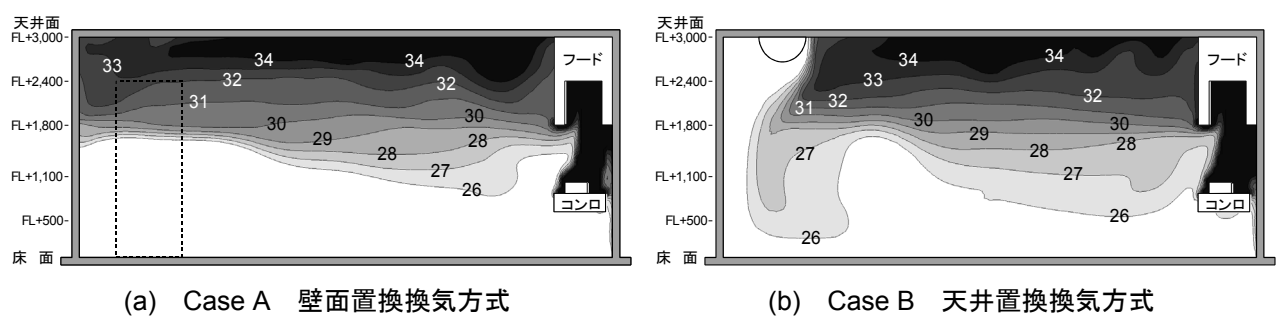


図 2.12 CFD 解析結果 温度分布

(2) CFD 解析による改善案の検討

実験および CFD 解析において、両ケースとも置換換気・空調方式の特徴である温度成層が見られ、天井付近では 35℃以上となる高温領域が見られた。この熱溜りを取り除くことができれば、居住域の温度分布はさらに良好となる。また、ドイツ技術者協会の厨房換気に関するガイドライン(VDI 2052)¹⁰⁾では、フード排気以外の厨房室内の天井においてフード排気風量の 10%程度を排気することを推奨している。本研究では日本の業務用厨房へ適用を意図している Case B の天井吹出し口について、居住域側の天井に別途設けた排気口による上部熱気を排除する場合を検討する。

天井排気口の風量は、フード排気風量の 10%程度と想定する。Case C は厨房の換気量を 1,800m³/h と変えずにフードでの排気風量を 1,620m³/h、天井排気口での排気風量を 180m³/h とした。Case D では、排気フードの排気風量を 1,800m³/h と変えずに、厨房の換気量を 2,000m³/h、天井排気口での排気風量を 200m³/h とした。

気流分布は、Case C(図 2.13(a))、Case D(図 2.13(b))ともに Case B(図 2.11(b))と同様であった。

温度分布は、フードでの排気風量が少なくなった Case D(図 2.14(a))では、放射熱伝達の影響や調理機器から発生した熱上昇流の一部がフードで捕集されずに、居住域へ漏出する割合が多くなり、厨房内の温度分布は、Case B(図 2.12(b))とほぼ変わらない結果となった。これに対し、フードでの排気風量を変えずに給気量を増やした Case D(図 2.14(b))では、FL+500mm 付近で 25℃、FL+1,800mm 付近でも 28℃となり、天井に停滞した熱溜りを天井排気口によって取り除くことができる。このことから、天井に排気口を設置することは、居住域の温熱環境や空気環境を良好にする改善案の 1 つであるといえる。

熱溜りを除去するために天井排気口を設けた Case C においては、フードでの排気風量を少なくしてしまったために、フードで排気できない熱上昇流が居住域へ漏れる傾向がやや高まる。この漏れた熱気は天井排気口で除去できる量を超えてしまったため、天井の熱気が除去されなかったことが分かる。このことから、フードでの排気風量を充分確保することも重要な要素であると考えられる。

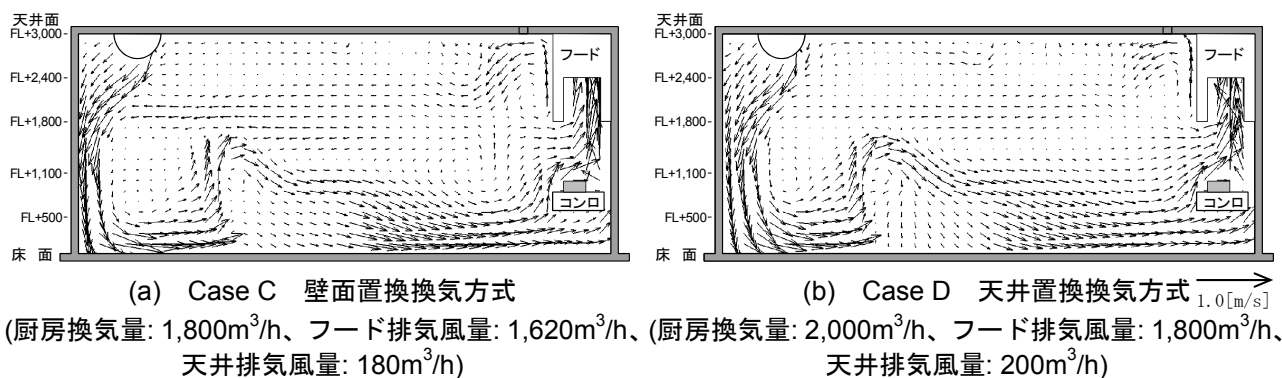


図 2.13 CFD 解析結果 気流分布

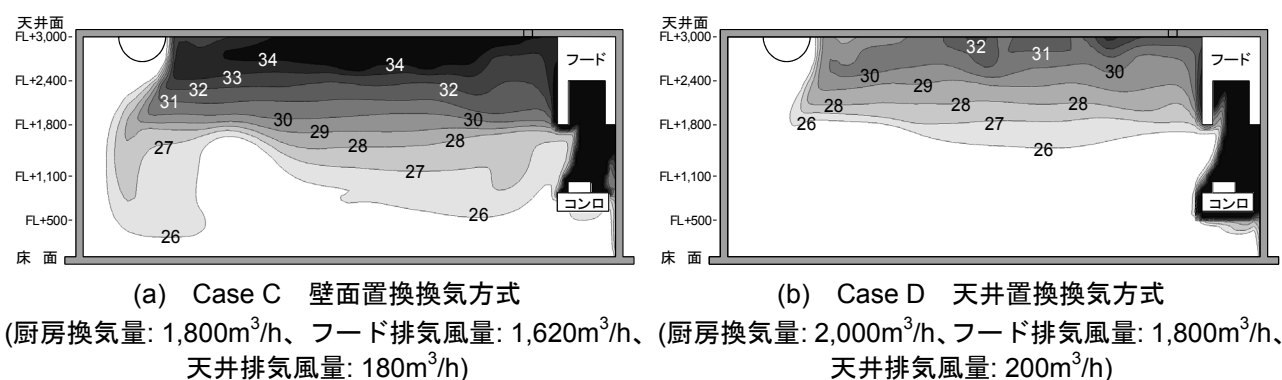


図 2.14 CFD 解析結果 温度分布

単位[°C]

(3) DCE と EVV の算定結果

DCE と EVV の算定結果を表 2.8 に示す。DCE は、図 2.1、図 2.15 に示すフードキャノピーの境界面とフード中央部にある仕切り板の下面を仮想境界面とし、物質収支により DCE を算出する。EVV は、フードキャノピーを除く領域とフードキャノピーと空間 FL+1.8m より上部の空間を除く領域を対象として算出する。DCE の値は、全ケースにおいて 100% となり、調理機器上から発生させた汚染質は、居住域へ漏出しないことが分かる。実験における Case 1-1(図 2.3(a))、2-1(図 2.3(b))では居住域にトレーサガス(SF_6)が漏出していたのに対し、CFD 解析における Case A、D では、DCE の値が 100% となり実験と CFD 解析の対応がみられなかった。レンジ近傍では空気温度が非常に高温となるため、空気の膨張があり、また水蒸気や燃焼ガスの発生がある。従って実際には、これらの影響によりレンジ上部の熱上昇流での熱・空気の混合・拡散が活発であるものと予想される。CFD 解析では、このような影響を考慮していないため、これらの熱上昇流が実際よりスムーズに捕集されていると考えられる。CFD 解析における熱上昇流のモデル化については、今後の検討課題である。

置換換気・空調方式は、熱上昇流に対する擾乱が小さいといえる。EVV の値は、全ケースにおいて 58% 前後となり、天井に設置した吹出し口から置換換気・空調を行った場合でも壁面に設置した吹出し口の場合と同様の結果となった。各ケースにおいて EVV の値に差がみられなかったのは、換気回数が多いことにもよる。

表 2.8 DCE と EVV の算定結果

換気効率指標	Case A	Case B	Case C	Case D
DCE(直接捕集率)	100%	100%	100%	100%
EVV(有効換気容積)	58%	58%	58%	59%

2.3 天井置換換気方式と局所空調方式の比較

2.3.1 実験概要

(1) 実験施設

前節と同じ厨房実験室において実験を行なう。実験施設(7.25m×3.2m×2.6m^H)および測定点の概要を図2.15に、実験施設の設備概要を表2.9に示す。また、今回の実験に用いた吹出し口を写真2.3に示す。

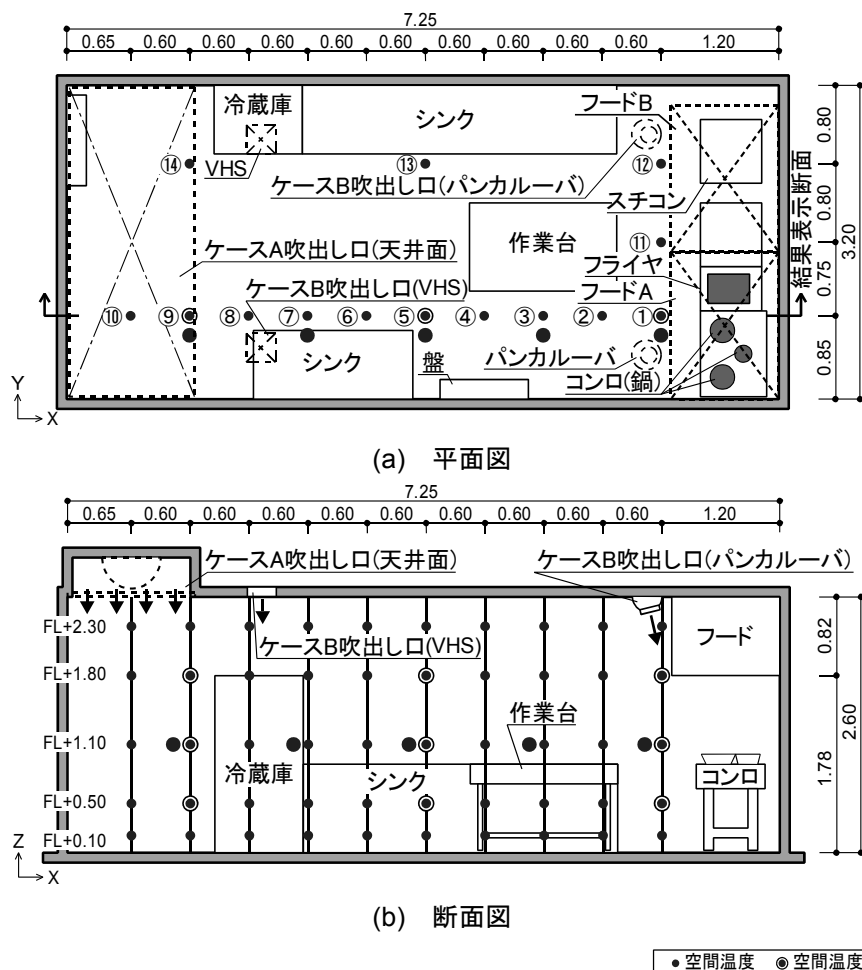


図 2.15 実験施設および測定点概要図

単位[m]



置換換気・空調用で日本の厨房事情を考慮し、天井に設置し、低風速で居住域に空調空気を供給する吹出し口

(a) 天井吹出し口



縦羽根(V)、横羽根(H)にシャッター(S)をつけたもので、可動式の羽根で気流方向や到達距離を可変できる吹出し口

(b) VHS



手動で吹出し方向変えることができる構造で、自由な方向に温・冷風を送ることのできる局所空調用の吹出し口

(c) パンカーレーバ

写真 2.3 吹出し口

表 2.9 実験施設設備概要

(1) フード排気風量

フード排気風量 (フード面風速)	1,800m ³ /h (0.41m/s)	厨房機器ガス消費量(合計): 40.2kW 40kQ=1,494m ³ /h
	2,800m ³ /h (0.31m/s)	厨房機器ガス消費量(合計): 68.1kW 40kQ=2,530m ³ /h
	kQ : 理論燃焼ガス消費量[m ³ /h] Q : 燃料消費量[kW] k : 燃料の単位燃焼当たりの理論廃ガス量(=0.93m ³ /kWh)	

(2) 吹出し口形状・サイズ

天井給気型 置換換気・空調方式	1.30m×3.20m、4.16m ² 鋼板、パンチングメタル開口率 60% 吹出面風速: 0.20m/s (1,800m ³ /h)、0.31m/s (2,800m ³ /h)	
局所空調方式 (VHS、パンカルーバ型吹出し口)	VHS	0.30m×0.30m、吹出面風速: 0.92m/s (1,800m ³ /h)
	パンカルーバ	PK-CH #14 アルミ製、吹出面風速: 5.90m/s (1,800m ³ /h)

(3) フードサイズ

フード A	1.10m×1.40m×0.82m ^H
フード B	1.10m×1.40m×0.82m ^H

(4) 厨房機器のガス消費量

フード A	ガスコンロ	29.7kW(大: 12.8kW×2、小: 4.1kW)
	フライヤ	10.5kW
フード B	スチコン	27.9kW

(5) その他

- ・実験の実施期間は、2003 年 10 月 15 日(水)～11 月 28 日(金)
- ・試験室と隣室の差圧が 0 になるように給気量を調整する。
- ・フード排気量が 1,800m³/h の実験ではフード A のみを使用する。2,800m³/h の実験ではフード A、フード B の両方を使用し、フード A、B 間の仕切りを取り外す。
- ・空調消費エネルギーは、空調空気と外気とのエンタルピー差と換気量から算出する。外気条件は、温度 30℃、相対湿度 60%、比エンタルピー 71.4kJ/kg(DA)とした。
- ・ガスコンロの上の鍋 3 つとフライヤの直上でトレーサガスとして SF₆を放出した。排気濃度の値を 100 とし、居住域の 9 点、給気ダクトの 1 点および排気ダクトの 2 点の値を無次元化した。
- ・照明の合計消費量は 256W(32W 蛍光灯 8 本)とする。壁面上部に設置する。
- ・実験時は前日から 24 時間空調を行ない、躯体蓄熱の影響を最小限になるようにした。
- ・PMV(Predicted Mean Vote)の算出条件は代謝量 2.0met、着衣量 0.5clo とし、ケース B の測定点①での風速は実測値 1.51m/s とし、他測定点の風速は 0.05m/s とした。

(2) 実験ケースおよび測定項目など

実験ケースを表 2.10 に示す。フード排気風量⁶⁾として、1,800m³/h(フード面風速: 0.41m/s)と 2,800m³/h(フード面風速: 0.31m/s) の 2 条件、厨房機器発熱量としてガスコンロとフライヤを稼働させた 40.2kW と、ガスコンロとフライヤに加えてスチコンを稼働させた 68.1kW の 2 条件、調理作業に伴う人体による擾乱は無い状態で、空調吹出し温度は 16℃に設定し、合計 3 ケースの実験を行なった。測定・実施項目を表 2.11 に、計測機器類を表 2.12 に示す。

厨房機器の稼働条件は前節と同様に、ガスコンロ上の 3 つの鍋とフライヤにはそれぞれ水を投入し、湯の沸騰状況を目視しながら、湯温が下がらない程度に水を少しずつ供給し、沸騰状態を保つ湯沸かし条件とした。スチコンは、扉の開閉などは行なわず、常に稼働する状態を保つように自動運転させた。

実験結果は、室内温度がほぼ定常状態に至るのを確認した後に、負荷を保った状態で、ガスコンロ上の 3 つの鍋とフライヤ直上よりトレーサガス(SF₆)を発生させ、1 時間測定した値の平均値を用いた。また、トレーサガス(SF₆)の発生状況は、前節と同様である。

表 2.10 実験ケース

ケース	空調方式	フード 排気風量 [m ³ /h]	厨房機器 発熱量 [kW]	擾乱 の有無	吹出し条件		空調消費 エネルギー [kW]
					温度 [℃]	湿度 [%]	
Case 3-1	天井給気型	1,800	40.2	無	16	80	19.4
Case 3-2	置換換気・空調方式	2,800	68.1		16	80	30.1
Case 4-1	局所空調方式 (VHS、パンカルーバ型吹出し口)	1,800	40.2		16	80	19.4

表 2.11 測定・実施項目

測定・実施項目		測定・実施方法
空間温湿度分布		熱電対・無線式小型温湿度計を用い、1 分毎に計測。
ガスコンロ上のプルーム温度		熱電対により 80 点(1 格子が 10cm×5cm のグリッドの交点で測定、10×8 ポイント)を 1 分毎に計測。
空間内濃度分布		トレーサガス(SF ₆)を用い、空間内濃度を計 9 点測定。
風速	キャノピー境界面	3 次元超音波風速計を用いて測定。
	吹出し口	熱式風速計で計測。
表面温度		厨房室内をサーモビューワで撮影。
蒸発量(潜熱)		蛇口に流量計を接続して測定。
可視化	ガスコンロ	発煙片を用いて、ガスコンロ上のプルームを観察。
	室内	スモークジェネレータを用いて、給気ダクト内で発生させる。

表 2.12 計測機器

種類	計測機器	備考
温度	CADAC2 MODEL9220A、9200A	江藤電気
	グローブサーモメータ	吉野計測
温湿度	おんどとり RTR-51、RTR-57C	ティアンドデイ
トレーサガス (SF ₆)濃度	FLOW CONTROL UNIT MA-10A	コフロック
	Multipoint Sampler and Doser Type1303	INNOVA
	Single-gas MonitorType3425	Brüel & kjaer
キャノピー 境界面風速	ULTRASONIC ANEMOMETER MODEL WA-390	カイジョー電機
吹出し口風速	クリモマスター風速計	KANOMAX
表面温度	Neo Thermo TVS-600	日本アビオニクス
蒸発量(潜熱)	流量センサ IR-OPFLOW	サヤマ トレーディング
	流量表示器 SP562	
可視化	Laser Emission GLG-3262	NEC
	Ion Laser Power Supply GLS-3260J	NEC
	漏煙試験用発煙片	昭和金属工業
	ポータースモーク PS-2001	ダイニチ工業

2.3.2 実験結果および考察

(1) 空調方式による比較(図 2.16(a)、図 2.16(b)、表 2.13)

実験結果表示断面を図 2.15(a)中の矢印で示す。空間平均温度は、図 2.15(a)で示す測定位置①～⑩までの 10 測定点を FL 高さ(測定高さ)別に平均化した数値である。各ケースの温度分布は、T 型熱電対により測定した 50 点(X 方向 10 点、Z 方向 5 点)の空間温度を等高線図で示し、各ケースの濃度分布を比較するために、空間濃度値を完全混合濃度で無次元化した値を示す。FL+1.1m での PMV 算出値を示す。Case 3-1 の空間温度は、表 2.13 に示す FL 高さ別の空間平均温度からもわかるように Case 2-1 に比べて 1～2℃低くなっている。Case 4-1 では、Case3-1 に比べ SF₆ のフードからの漏出量が多く、パンカルーバからの高風速給気の影響により、フードから熱上昇流が漏れていると考えられる。可視化実験においても Case 4-1 で熱上昇流の漏出を確認した。また、Case 4-1 のレンジ近傍では、パンカルーバにより気流速度が高く、これを PMV の算定の際に与えると PMV は+0.5 となった。他の点では同じ気流速度を想定しており、Case 3-1 のレンジ近傍では+2.1 となる。絶対湿度においても Case 4-1 は Case 3-1 に比べてやや高い。コンロ近傍の PMV は、Case 4-1 の局所空調方式のほうが良好な値となったものの、空気質・温熱環境など総合的に判断すると Case 3-1 の置換換気・空調方式のほうが良好な状況となっている。

(2) フード排気風量 2,800m³/h、発熱量 68.1kW の場合(図 2.16(c))

スチコンの稼動により発熱量を上げ(表 2.9(5))、フード A、B の両方を使用し、フード排気風量が多い Case 3-2 では、表 2.13 に示す FL 高さ別の空間平均温度からもわかるように居住域の温度は Case 3-1 に比べ約 3℃低い。これはスチコンの発熱の多くがスチコン付属の小型の排気筒を介して、フード下端で排出されており、フードの捕集性状が非常に良好であったためと考えられる。

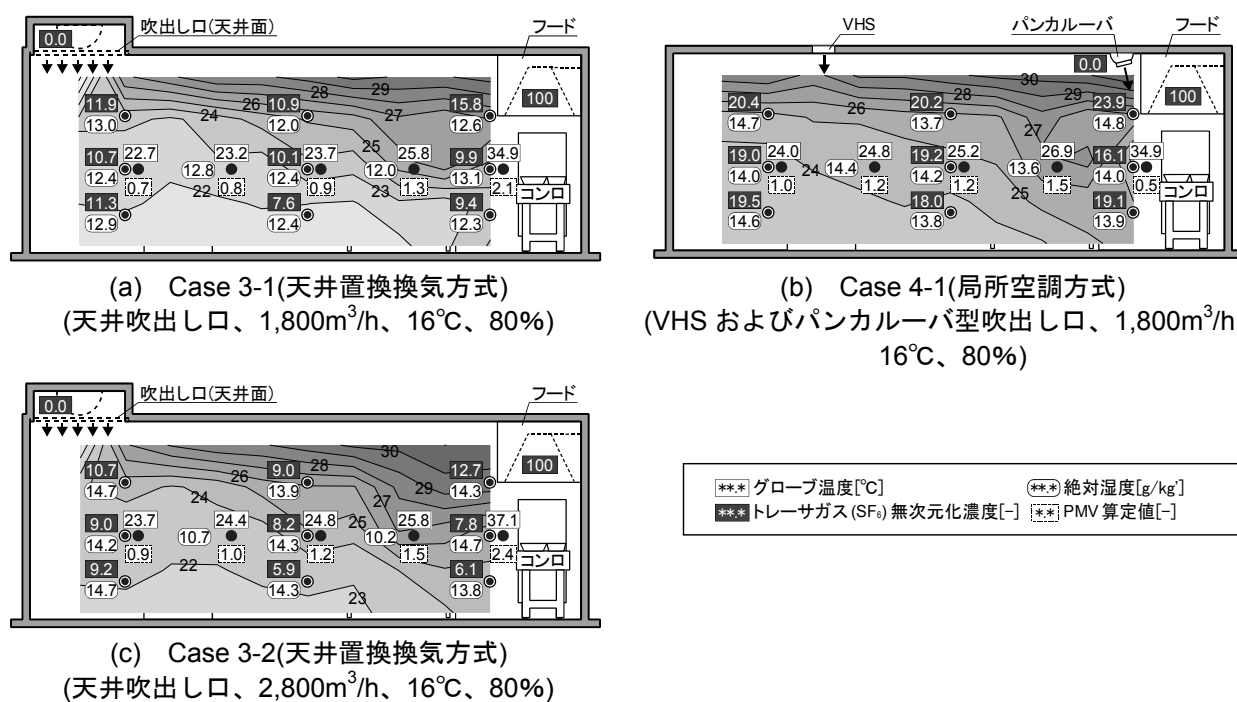


図 2.16 実大実験による空間温度・濃度・PMV

表 2.13 FL 高さ別の空間平均温度

	Case 3-1	Case 4-1	Case 3-2
FL+2.3m	28.2°C	29.7°C	23.0°C
FL+1.8m	24.8°C	25.6°C	21.9°C
FL+1.1m	23.7°C	24.8°C	21.4°C
FL+0.5m	22.2°C	24.2°C	19.5°C
FL+0.1m	21.8°C	23.8°C	18.8°C

2.3.3 CFD 解析概要

(1) 解析概要(図 2.17、図 2.18、表 2.14、表 2.15)

実験を行なった業務用厨房を図 2.17 に示すようにモデル化し解析する。表 2.14 に解析条件を、表 2.15 に給・排気条件を示す。CFD 解析には、標準 $k-\varepsilon$ モデルを用い、温度場は対流と放射の連成解析を行なう。

内部発熱は、鍋等で沸騰・蒸散する水分量を測定しており、これから潜熱量を求めた。今回の CFD 解析における発熱量は、実験でのガス発熱量から潜熱量を差し引いた顕熱量を与えている。算出した顕熱量はガス発熱量の 6 割程度であった。なお、壁面などで結露が発生していない状況では、湿度による温度分布への影響はほとんどないので、温度分布を CFD 解析で求める際には、潜熱の影響を無視する場合が多い。ただし、調理機器からの高温の水蒸気の発生、湿度による浮力¹¹⁾や空気中の水蒸気による放射エネルギーの吸収¹²⁾については、この影響が大きい場合には考慮すべきであると考えられるが、これらについては今後の検討課題としたい。

パンカルーバの吹出角度を $0.18\text{m} \times 0.18\text{m} \times 0.05\text{m}$ の仮想 BOX¹³⁾を想定し、仮想 BOX 境界面に対して接線方向の風速成分を与えることにより、吹出方向を鉛直下向き 28.5 度に設定した。

フードの捕集性状は DCE により評価し、換気性状は、居住域を対象とした EVV を算出して検討する。

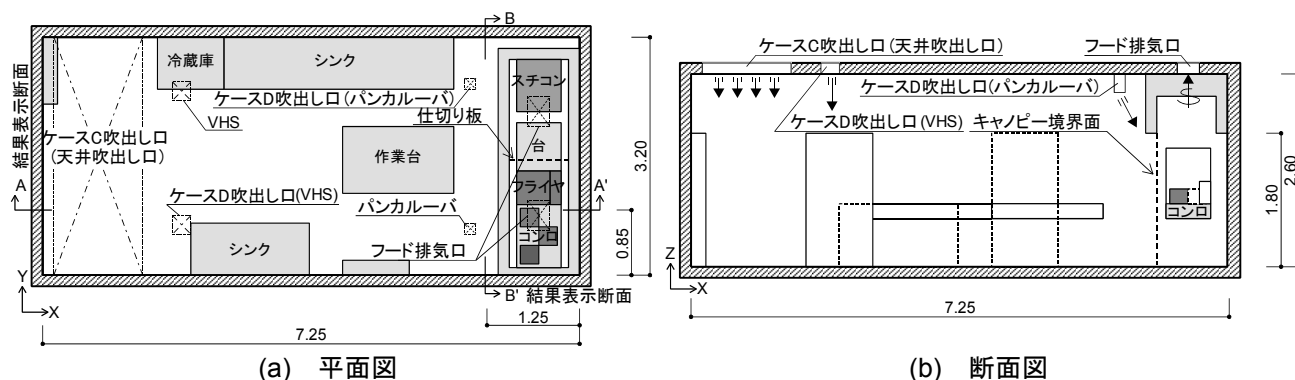


図 2.17 解析モデル

単位[m]

表 2.14 解析条件等

解析領域(X・Y・Z)		7.25m×3.20m×2.60m
メッシュ分割		95(X)×63(Y)×49(Z)=293,265 メッシュ
ソフト		ソフトウェアクレイドル STREAM Ver. 3.12
乱流モデル		標準 k-ε モデル
内部発熱		ガスコンロ: 18.9kW フライヤ : 6.68kW 照 明 : 32W×8
壁面条件	速度	一般化対数則
	温度	<p>各壁面要素(i)の温度を熱平衡式から算出 $q_{cd}(i) + q_{cv}(i) + q_R(i) = 0$ (流入を正、流出を負) $q_{cd}(i)$: 壁面要素(i)での貫流熱量 $q_{cv}(i)$: 壁面要素(i)での対流熱伝達量 $q_{cv}(i) = -\alpha_c(\Theta_w(i) - \Theta_i(i))$ α_c(対流熱伝達率)は全壁面で 4.65W/(m²・K) $\Theta_i(i)$は流体第1セル温度[°C] $q_R(i)$: 壁面要素(i)での放射熱伝達量 $q_R(i) = -4T_m^3 \cdot \sigma \cdot \epsilon_i \sum B_{ij}(\Theta_w(i) - \Theta_w(j))$ T_mは平均絶対温度(300K)、B_{ij}は Gebhart の 吸収係数、σはステファン-ボルツマン定数、 ϵ_iは i 面の放射率(全壁面で 0.9)</p>

表 2.15 給・排気条件

給気条件	天井吹出し口 (SA1)	$U_{in}=0.13\text{m/s}$ (1.20m(X)×3.20m(Y)), $k_{in}=1.69 \times 10^{-4}\text{m}^2/\text{s}^2$, $\epsilon_{in}=1.61 \times 10^{-5}\text{m}^2/\text{s}^3$ $T_{in}=16.0^\circ\text{C}$
	VHS (SA2)	$U_{in}=1.06\text{m/s}$ (0.28m(X)×0.28m(Y)) $k_{in}=1.12 \times 10^{-2}\text{m}^2/\text{s}^2$, $\epsilon_{in}=9.98 \times 10^{-3}\text{m}^2/\text{s}^3$ $T_{in}=16.0^\circ\text{C}$
	パンカルーバ (SA3)	$U_{in}=5.15\text{m/s}$ (0.18m(X)×0.18m(Y)) $k_{in}=2.65 \times 10^{-1}\text{m}^2/\text{s}^2$, $\epsilon_{in}=1.78\text{m}^2/\text{s}^3$ $T_{in}=16.0^\circ\text{C}$
排気条件(EA)		$U_{out}=1.43\text{m/s}$ (0.50m(X)×0.70m(Y))

(2) 解析ケース

解析ケースを表 2.16 に示す。検討する計算モデルのシステム概念図を図 2.18 に示す。天井吹出し型置換換気・空調方式モデルを Case E(実験での Case 3-1 に対応)とし、局所空調方式の VHS およびパンカルーバ型吹出し口のモデルを Case F(実験での Case 4-1 に対応)とした。また、Case E について吹出し口位置を変更した場合について検討する。吹出し口を室のほぼ中央にした Case G、フード寄りにした Case H を検討する。

表 2.16 解析ケース

	Case E	Case F	Case G	Case H
空調方式	置換換気	局所空調	置換換気	
吹出し口	天井吹出し口(SA1)	VHS(SA2) および パンカルーバ(SA3)	天井吹出し口 (SA1)	
吹出し口位置	---	---	室中央	フード寄り

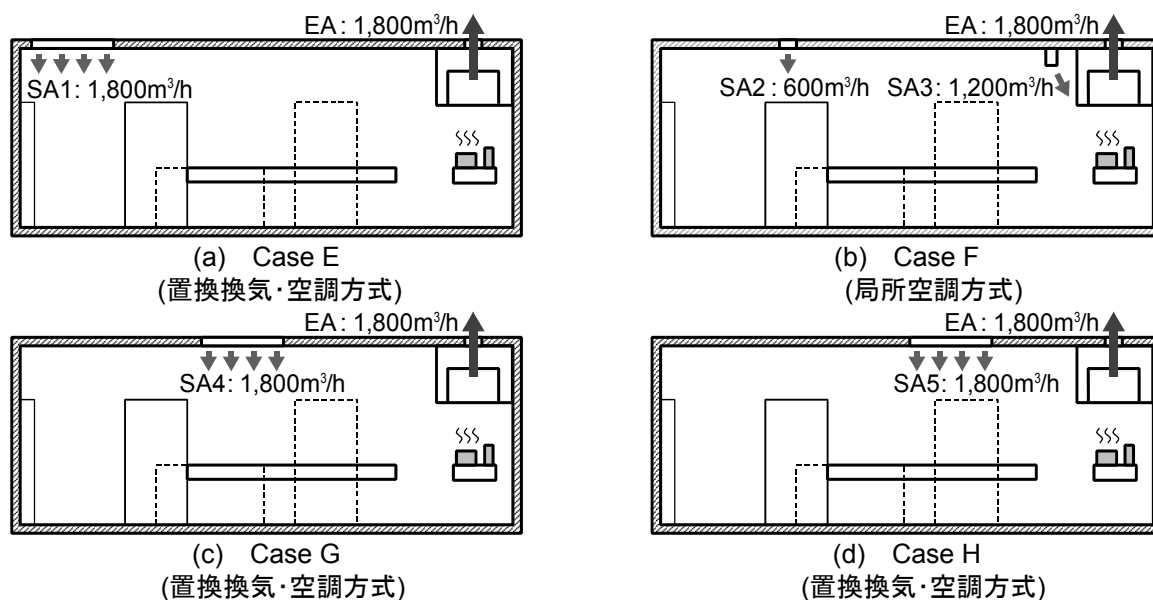


図 2.18 システム概念図

2.3.4 CFD 解析結果と考察

(1) 局所空調方式と置換換気・空調方式の比較(図 2.19、図 2.20、表 2.17)

図 2.19 に各ケースの温度分布を示す。また、実大実験の結果を図 2.20 に、DCE および EVV の算定結果を表 2.17 に示す。Case E(図 2.19(a))では置換換気の特徴である温度成層が現れており、実験結果(図 2.20(a))とほぼ対応する。また、調理器具からの熱上昇流は居住域に拡散することなくフードによって捕集されるため、DCE の値も 100%となっている(表 2.17)。天井付近に見られる熱溜まりは、40～80℃の高温となるフードの表面等からの熱伝達や照明発熱により、天井面やフード近傍の空気温度が上昇し、この結果、形成されたものと考えられる。居住域(～FL+1.8m)の空間温度は、20～26℃となっている。また、EVV の値は 96.2%を示しており(表 2.17)、居住域の空気齢はほとんどの領域で完全混合状態の空気齢(=1)より小さくなっていることがわかる。

一方、Case F(図 2.19(b))では居住域のほとんどの領域で 23～25℃となっており、ケース E に比べやや高い。これは、パンカルーバの吹出気流が調理器具からの熱上昇流の擾乱となり、その一部が居住域へ漏れているためであり、DCE の値も 93.4%となっている(表 2.17)。EVV の値は 95.1%を示しており(表 2.17)、居住域の空気齢は Case E と同様にほとんどの領域で完全混合状態の空気齢(=1)より小さくなっていることがわかる。業務用厨房では、換気回数が多く、EVV の差は顕著でなかった。実験結果では温度成層が形成されている(図 2.20(b))が、CFD 解析では顕著でない。これは、CFD 解析ではパンカルーバによる熱上昇流への影響がやや小さく評価されたことによる。また、図 2.19(b)と図 2.20(b)を比較すると、VHS 吹出し口下部などで差異が見られる。これは実験では VHS 吹出し口の羽の角度を多少拡散するように調整したことや、詳細な空間温度を実験では測定できておらず、CFD 解析でみられるような吹出し口からの気流に対応した温度分布がとらえられなかったことによると考えられる。

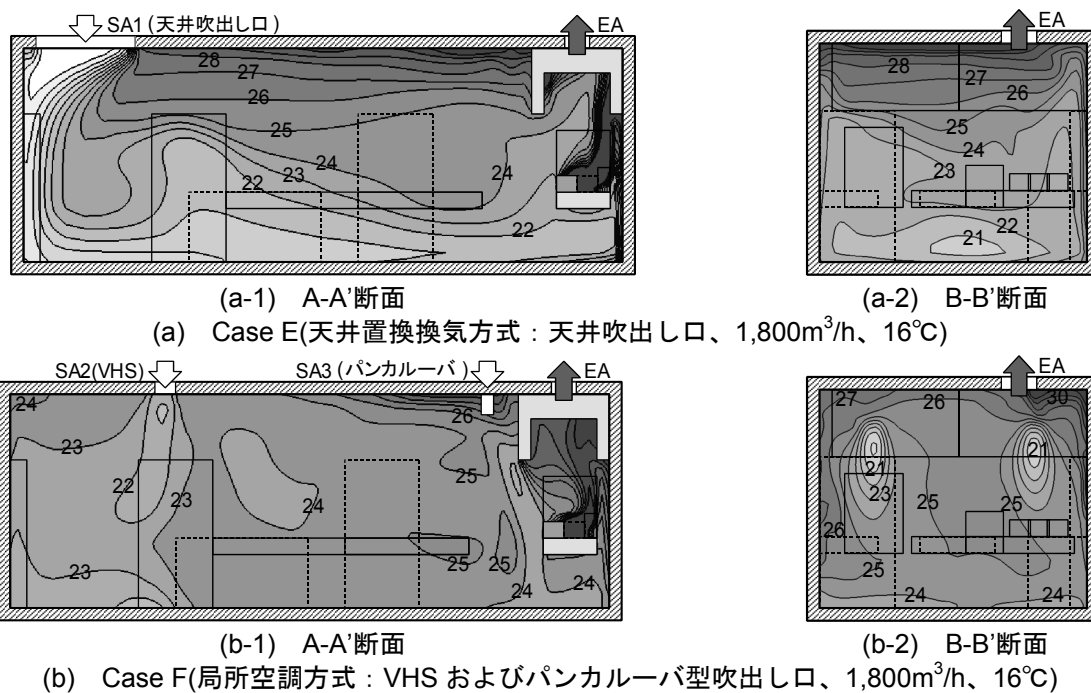


図 2.19 CFD 解析による温度分布(鉛直断面)

単位:[°C]

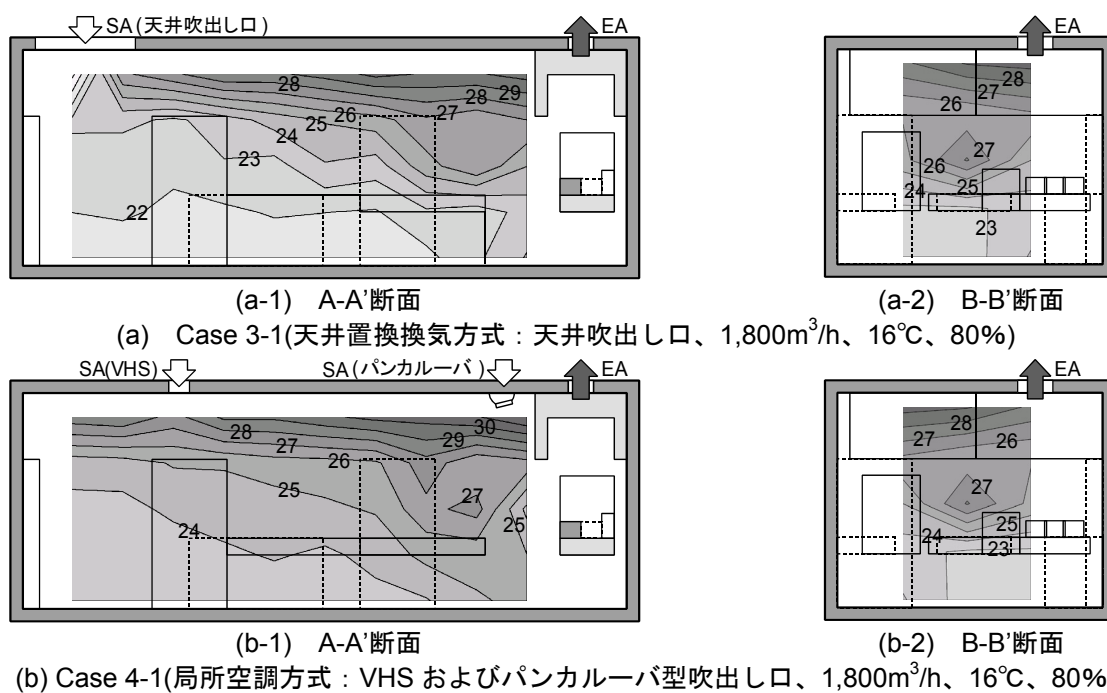


図 2.20 実大実験による温度分布(鉛直断面)

単位:[°C]

表 2.17 DCE および EVV の算定結果

ケース	DCE(直接捕集率)	EVV(有効換気容積)
Case E	100%	96.2%
Case F	93.4%	95.1%

(2) 置換換気・空調方式の吹出し口位置による影響(図 2.21、表 2.18)

図 2.21 に各ケースの温度分布を、表 2.18 に DCE および EVV の算定結果を示す。Case G(図 2.21(a))では吹出し口からの空調空気は床面に到達し、調理器具からの熱上昇流に誘引されるかたちでフードから排気されている。調理器具からの熱上昇流に対する擾乱が小さく、DCE の値も 100%となっている(表 2.18)。また、Case H(図 2.19(a))と同様に、良好な温熱環境となっている。一方、Case D(図 2.21(b))では居住域温度が Case C および Case A と比べやや高くなっている。これは吹出し口からの空調空気の一部がフードにより直接排気されショートサーキットを形成しているためと考えられ、さらに EVV の値が 91.5%と Case A に比べやや低くなっていることから確認できる(表 2.18)。

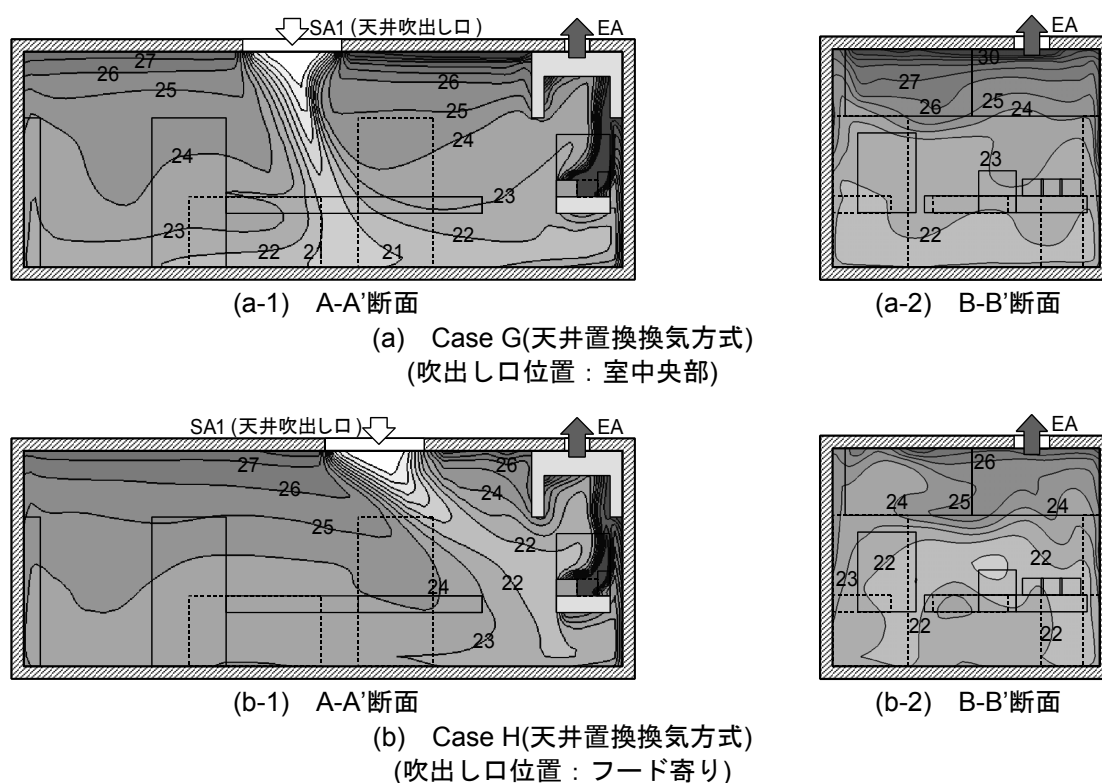


図 2.21 CFD 解析による温度分布(鉛直断面)

単位:[°C]

表 2.18 DCE および EVV の算定結果

ケース	DCE(直接捕集率)	EVV(有効換気容積)
Case G	100%	93.7%
Case H	100%	91.5%

2.4 3種のレストランの厨房を対象としたCFD解析例

2.4.1 CFD解析概要

前節までは、実大実験室モデルを対象に、大きな吹出し口面積を要する置換換気・空調方式を床面積の小さい日本の厨房に適用するための実験やCFD解析を行ない検討をすすめてきた。ここでは、洋食・和食・中華の3種のレストランの厨房をモデル化し、対流と放射を連成したCFD解析を行ない、VHS型吹出し口を用いた従来方式と天井給気型置換換気・空調方式の気流・温度分布などの比較・検討を行なう。フードの捕集性状はDCEにより評価し、換気性状は、居住域を対象としたEVVを算出して検討する。

洋食・和食・中華レストランの厨房を図2.22のようにモデル化する。厨房の天井高は2.6mとする。表2.19～表2.21に解析条件および給・排気条件などを示す。また、空調方式として、従来方式(VHS型吹出し口)と天井吹出し型置換換気・空調方式をCFD解析により比較する。メッシュ分割図を図2.23に示す。

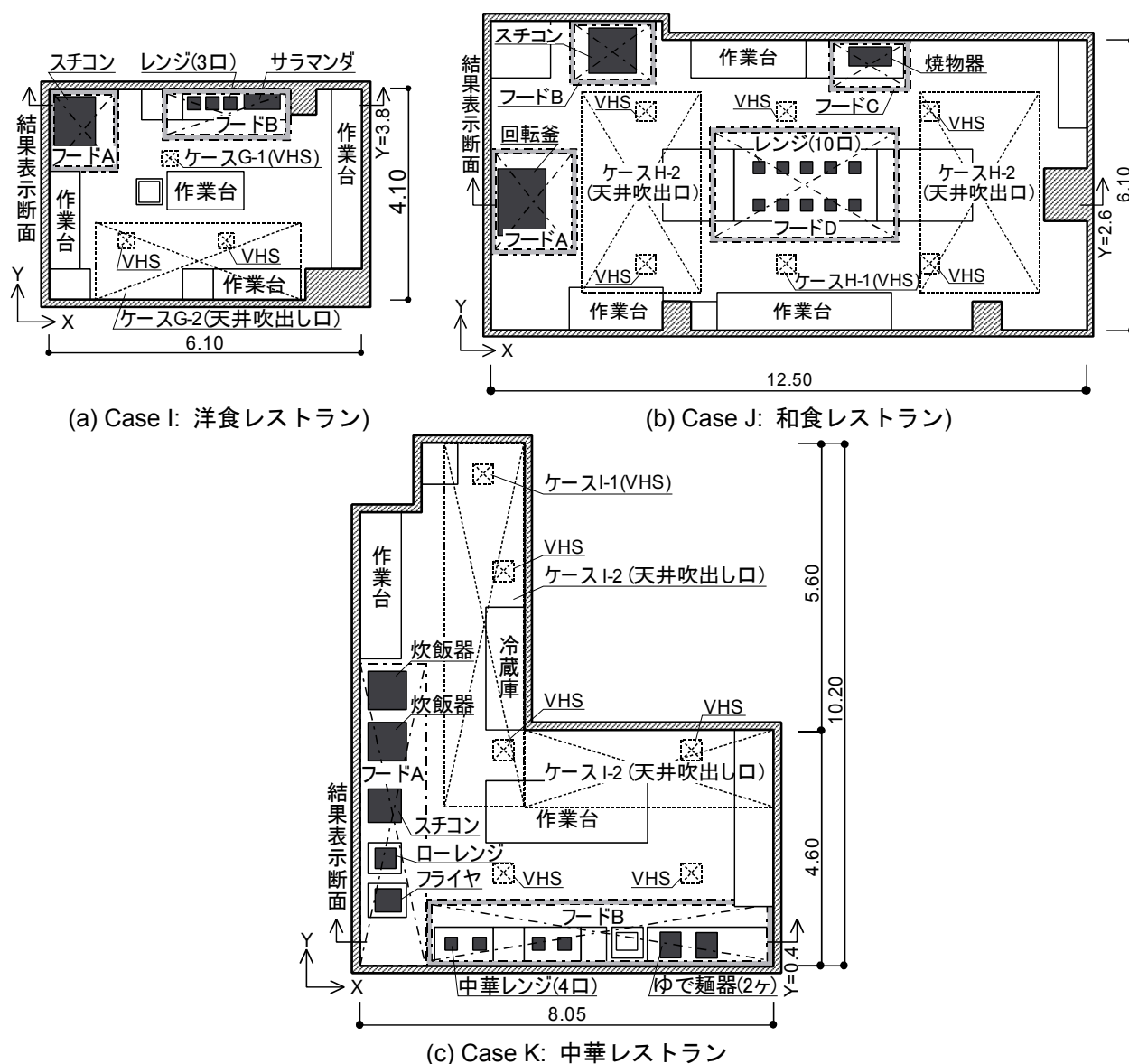


図 2.22 解析モデル平面図

単位:[m]

表 2.19 解析条件および給・排気条件(Case I: 洋食レストラン)

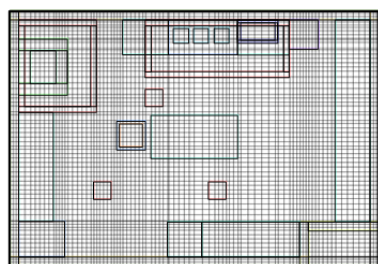
解析領域(X・Y・Z)		6.40m×4.40m×2.90m
メッシュ分割		110×77×52= 440,440 メッシュ
ソフト		ソフトウェアクレイドル STREAM Ver. 3.12
乱流モデル		標準 k-ε モデル
内部発熱		ガスレンジ(3 口) : 7,600W×3、スチコン : 18,000 W サラマندا : 4,400W
給気条件	VHS (Case I-1)	0.30m×0.30m=0.09m ² ×3 箇所、U _{in} =3.91m/s 風量 3,800m ³ /h、21.7℃
	天井吹出し口 (Case I-2)	4.00m×1.50m=6.00m ² ×1 箇所、U _{in} =0.18m/s 風量 3,800m ³ /h、23.4℃
排気条件	フード A	1.15m×1.40m=1.61m ² 、U _{out} =0.37m/s、風量 1,800m ³ /h
	フード B	2.30m×0.80m=1.84m ² 、U _{out} =0.36m/s、風量 2,000m ³ /h

表 2.20 解析条件および給・排気条件(Case J: 和食レストラン)

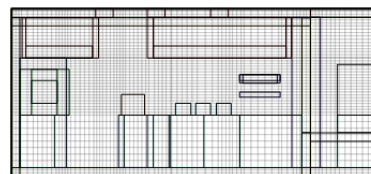
解析領域(X・Y・Z)		12.80m×6.80m×2.90m
メッシュ分割		162×106×53= 910,116 メッシュ
ソフト		ソフトウェアクレイドル STREAM Ver. 3.12
乱流モデル		標準 k-ε モデル
内部発熱		ガスレンジ(10 口) : 7,600W×10、スチコン : 43,800W 焼物器 : 5,600W、回転釜 : 22,800W
給気条件	VHS (Case J-1)	0.40m×0.40m=0.16m ² ×6 箇所、U _{in} =4.43m/s 風量 15,300m ³ /h、21.8℃
	天井吹出し口 (Case J-2)	2.50m×4.20m=10.50m ² ×2 箇所、U _{in} =0.20m/s 風量 15,300m ³ /h、23.5℃
排気条件	フード A	1.90m×1.50m=2.850m ² 、U _{out} =0.34m/s、風量 3,500m ³ /h
	フード B	1.50m×1.05m=1.575m ² 、U _{out} =0.37m/s、風量 2,100m ³ /h
	フード C	1.40m×0.80m=1.120m ² 、U _{out} =0.37m/s、風量 1,500m ³ /h
	フード D	3.65m×2.10m=7.665m ² 、U _{out} =0.30m/s、風量 8,200m ³ /h

表 2.21 解析条件および給・排気条件(Case J: 中華レストラン)

解析領域(X・Y・Z)		8.05m×10.20m×2.90m
メッシュ分割		105×128×46=618,240 メッシュ
ソフト		ソフトウェアクレイドル STREAM Ver. 3.12
乱流モデル		標準 k-ε モデル
内部発熱		中華ガスレンジ(4 口) : 13,900W×4、ローレンジ : 20,900W スチコン : 18,100 W、フライヤ : 4,400W 炊飯器(2 ケ) : 20,900W×2、ゆで麺器(2 ケ) : 9,400W×2
給気条件	VHS (Case K-1)	0.40m×0.40m=0.16m ² ×6 箇所 U _{in} =4.31m/s、風量 14,900m ³ /h、23.1℃
	天井吹出し口 (Case K-2)	7.10m×1.55m=11.01m ² ×1 箇所、4.85m×1.50m= 5.60m ² ×1 箇所 U _{in} =0.23m/s、風量 14,900m ³ /h、23.8℃
排気条件	フード A	5.60m×1.00m=5.60m ² 、U _{out} =0.34m/s、風量 6,800m ³ /h
	フード B	6.45m×1.00m=6.45m ² 、U _{out} =0.35m/s、風量 8,100m ³ /h

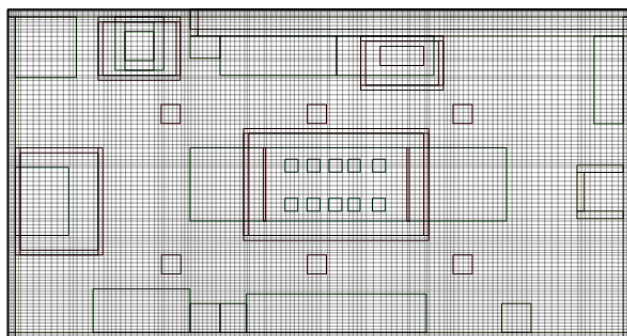


(a-1) XY 平面

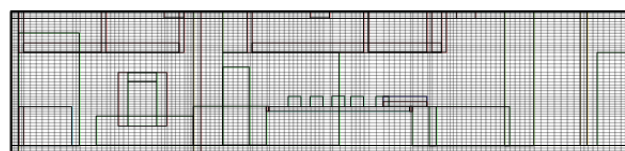


(a-2) YZ 断面

(a) Case I: 洋食レストラン

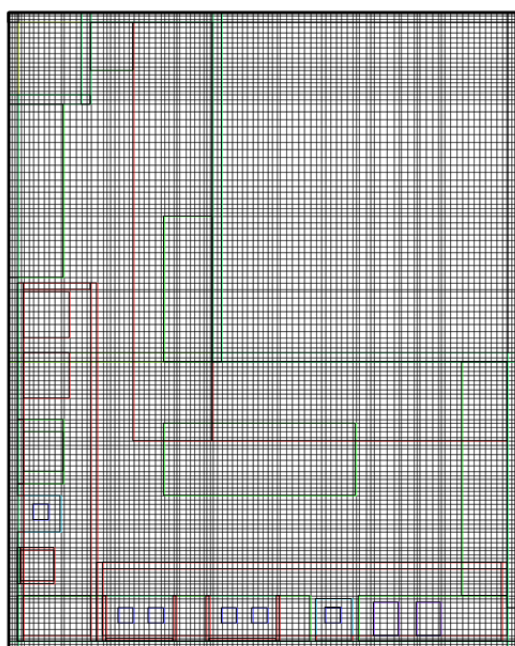


(b-1) XY 平面

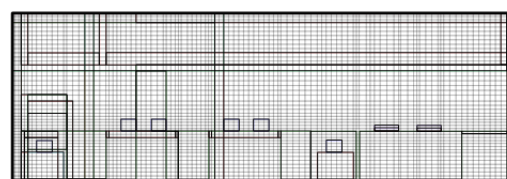


(b-2) YZ 断面

(b) Case J: 和食レストラン



(c-1) XY 平面



(c-2) YZ 断面

(c) Case K: 中華レストラン

図 2.23 メッシュ図

2.4.2 CFD 解析ケース

解析ケースを表 2.22 に示す。発熱量は各調理形態に対応したものを想定した。各ケースの給気温度は、居住域の平均温度が約 24℃となるように調整した。居住域は、フードキャノピーを除く空間領域のことをいい、置換換気・空調方式ではフードキャノピーと FL+1.8m より上部の空間を除く空間領域のことをいう。空調消費エネルギーは、空調空気と外気とのエンタルピー差と換気量から算出する。外気条件は、温度 30℃、相対湿度 60%、比エンタルピー 71.4kJ/kg(DA)とした。

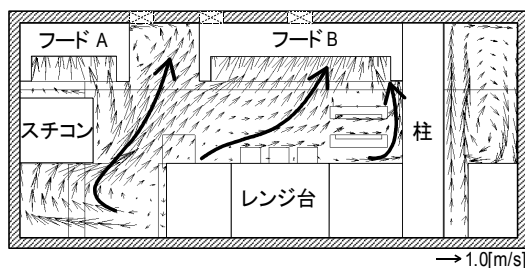
表 2.22 解析ケース

ケース	レストランの種類	厨房床面積	空調方式	空調消費エネルギー
Case I-1	洋食	24.35m ²	従来	20.7kW
Case I-2			天井置換換気	13.8kW
Case J-1	和食	72.69m ²	従来	81.6kW
Case J-2			天井置換換気	53.7kW
Case K-1	中華	58.26m ²	従来	58.9kW
Case K-2			天井置換換気	47.3kW

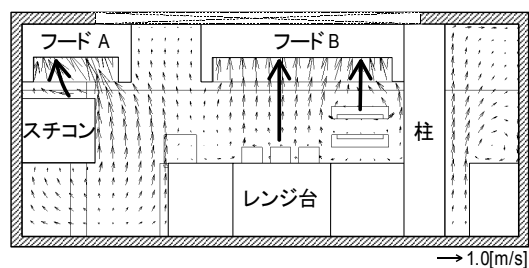
2.4.3 CFD 解析結果と考察

(1) Case I(洋食レストラン)(図 2.24)

Case I-1(従来方式)と Case I-2(天井置換換気方式)では、空調給気の影響により居住域の気流速度に差異がみられる(図 2.24(a)参照)。Case I-1 では、調理機器上の熱上昇流が空調給気の影響により、右側に流れる傾向がみられ、居住域へ一部が漏出している。しかし、フード B の右側にある柱があることにより、居住域へと漏出しようとする熱上昇流を抑えて捕集性状が向上する結果となっている。一方、Case I-2 では、調理機器上の熱上昇流は空調給気の影響をほとんど受けないことがわかる。

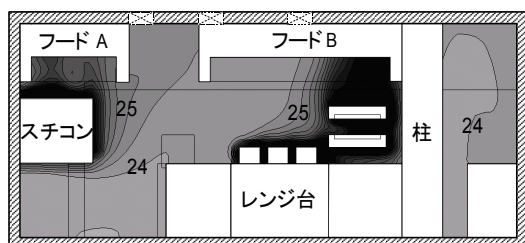


(a-1) Case I-1(従来方式)

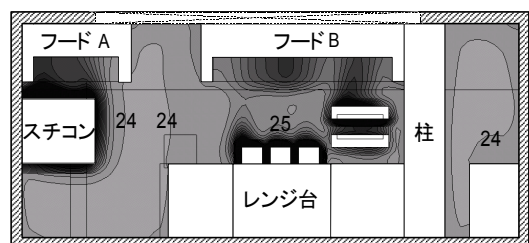


(a-2) Case I-2(天井置換換気方式)

(a) 気流分布



(b-1) Case I-1(従来方式)



(b-2) Case I-2(天井置換換気方式)

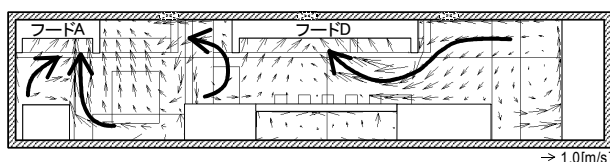
(b) 温度分布

単位:[°C]

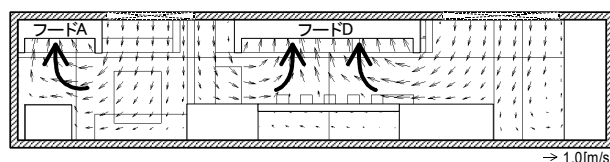
図 2.24 CFD 解析結果 Case I(洋食レストラン)

(2) Case J(和食レストラン)(図 2.25)

Case J-1(従来方式)と Case J-2(天井置換換気方式)では、Case I と同様に空調給気の影響により居住域の気流速度に差異がみられる(図 2.25(a)参照)。Case J-1 では、調理機器上の熱上昇流が空調給気の影響により、左側に傾く傾向がみられ、居住域へ一部が漏出している。置換換気・空調方式のフード A では空調給気の影響は小さく調理機器からの熱上昇流は壁面に沿って上昇することで居住域への漏出がほとんどみられない。

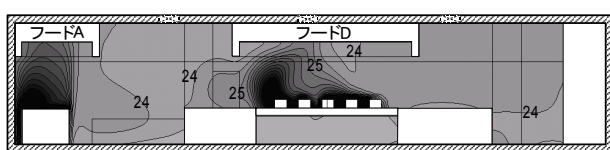


(a-1) Case J-1(従来方式)

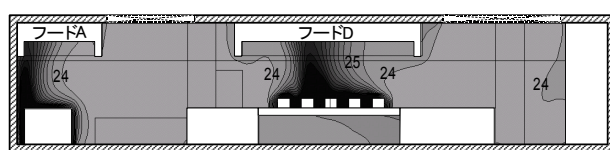


(a-2) Case J-2(天井置換換気方式)

(a) 気流分布



(b-1) Case J-1(従来方式)



(b-2) Case J-2(天井置換換気方式)

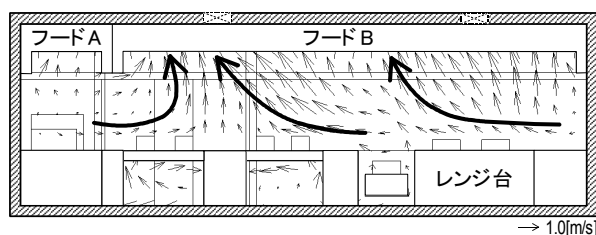
(b) 温度分布

単位:[°C]

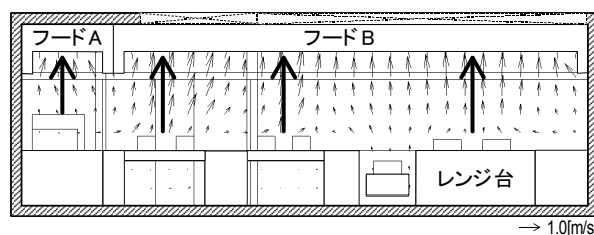
図 2.25 CFD 解析結果 Case H(和食レストラン)

(3) Case K(中華レストラン)(図 2.26)

Case K-1(従来方式)と Case K-2(天井置換換気方式)では、Case I、J と同様に空調給気の影響により居住域の気流速度に差異がみられる。Case K-1 では、調理機器上の熱上昇流が左側に流れる傾向がみられるが、Case K-2 では、その影響がほとんどなく熱上昇流が、スムーズにフードへと向かっている(図 2.26 参照)。

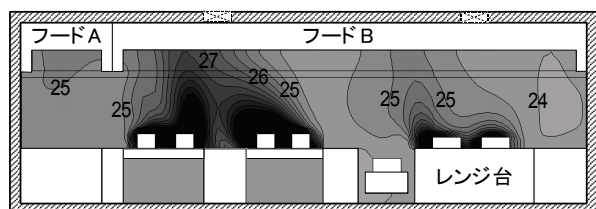


(a-1) Case K-1(従来方式)

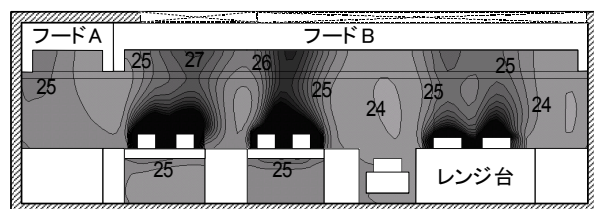


(a-2) Case K-2(天井置換換気方式)

(a) 気流分布



(b-1) Case K-1(従来方式)



(b-2) Case K-2(天井置換換気方式)

(b) 温度分布

単位:[°C]

図 2.26 CFD 解析結果 Case K(中華レストラン)

(4) 空調消費エネルギー、DCE および EVV の比較(表 2.22～2.24)

本計算例では従来方式に比べて置換換気・空調方式では給気温度を 0.7～1.7℃高くしても同様な厨房内温度となり、表 2.22 に示すように約 20～30%の空調消費エネルギーが削減できると期待される。各フードにおける捕集性状の算定結果(DCE)を表 2.23 に示す。従来方式では、ケース K-1 のフード A を除き、DCE の値が置換換気・空調方式に比べて、低くなっている。これは、空調給気からの気流が擾乱となり、調理機器からの熱上昇流の一部が居住域に漏出していることがわかる。一方、置換換気・空調方式では、空調給気が擾乱になるような状況はみられず、DCE は 100%に近い値となり、フードの捕集性状が良好である。

各ケースの換気性状の算定結果(EVV)を表 2.24 に示す。業務用厨房は換気回数が多いため、居住域の EVV に顕著な差はみられないが、置換換気・空調方式の EVV は、従来方式よりやや大きい。

表 2.23 DCE 算定結果

ケース		フード A	フード B	フード C	フード D
I(洋食)	I-1(従来方式)	100%	92.2%	---	---
	I-2(天井置換換気方式)	100%	100%	---	---
J(和食)	J-1(従来方式)	80.5%	99.9%	52.5%	92.6%
	J-2(天井置換換気方式)	99.8%	100%	94.0%	99.9%
K(中華)	K-1(従来方式)	81.3%	91.6%	---	---
	K-2(天井置換換気方式)	99.9%	100%	---	---

表 2.24 EVV 算定結果

ケース		EVV
I(洋食)	I-1(従来方式)	98.9%
	I-2(天井置換換気方式)	99.6%
J(和食)	J-1(従来方式)	98.1%
	J-2(天井置換換気方式)	98.7%
K(中華)	K-1(従来方式)	99.1%
	K-2(天井置換換気方式)	99.3%

2.5 まとめ

本章では、はじめに業務用厨房に置換換気・空調方式として一般的な壁面に設置した吹出し口の場合(Case 1、Case A)と天井に設置した吹出し口の場合(Case 2、Case B)について実験およびCFD解析を行ない、流れ場・温度場を検討した。

- (1) 実験においては、壁面置換換気方式(Case 1)は、熱上昇流の一部がフードから漏出し、温度成層が顕著であった(Case 1-1)。一方、天井置換換気方式(Case 2)は Case 1 と同様な温度分布となるが、天井からの給気と熱気が混合するため、居住域の温度およびトレーサガス濃度がやや高い傾向となった(Case 2-1)。
- (2) 実験におけるフード排気風量が多い Case 1-2、2-2 は空調消費エネルギーが同等である Case 1-1、2-1 と比較し、良好な環境であり、壁面置換換気方式および天井置換換気方式の差異は小さいことがわかった。また、実験における調理作業を想定した Case 1-3-d、2-3-d では、人体の移動による擾乱により、フードの捕集効率がやや低下し、コンロ上の熱上昇流が漏れ、調理作業を想定していない場合(Case 1-3、2-3)に比べて厨房内上部の温度およびトレーサガス濃度がやや上昇した。
- (3) CFD解析では、天井給気型方式による Case B においても、壁面置換換気方式の Case A と同様に置換換気・空調方式の温度成層の状態となることが確認できた。厨房内の温熱環境をさらに良好にするために、天井付近の熱溜りを除去することを意図して、居住域側の天井部分に排気口を別途設けた場合(Case C、D)を検討した。フードでの排気風量を確保した上で、天井排気口から天井付近に停滞する熱気を除去することにより、厨房内温熱環境を改善することができることを明らかにした。
- (4) フードの捕集性状を DCE、居住域の換気性状を EVV による換気効率指標を用いて評価した。
- (5) 実験と CFD 解析を比べると、Case 1、Case A では気流分布・温度分布ともほぼ対応した。Case 2、Case B では、気流分布は同様の傾向を示したが、温度分布にやや差が見られた。

次に、天井置換換気方式の場合(Case 3、Case E)に対して、VHS およびパンカルーバ型吹出し口を用いた局所空調方式の場合(ケース 4、F)について実大実験およびCFD解析を行ない、温熱・空気環境を検討した。

- (6) 実大実験では、天井置換換気方式(Case 3-1)のほうが、局所空調方式(Case -1)に比べて熱上昇流の漏出が少なく、作業空間の温湿度を低く保つことができることがわかった。フード排気風量が多い Case 1-2 では、スチコンの発熱の多くがスチコン付属の小型の排気筒を介して、フード下端で排出されており、フードの捕集性状が非常に良好であったため、作業空間の温度が低くなった。
- (7) CFD解析による吹出し位置の検討では、吹出し位置がフードに近い場合は、ショートサーキットの形成などによる居住域の温熱環境への影響がみられることから、吹出し口位置を適切に配置することが必要である。
- (8) 実験と CFD 解析を比較すると、ケース A、C では結果がほぼ対応した。ケース B、D では、パンカルーバの吹出し気流の影響がやや小さいことにより、結果の一部に差がみられた。なお局所空調方式と天井置換換気方式の比較では、調理作業に伴う人体の移動による擾乱の影響については、考慮していない。実際の厨房では調理作業や人体の移動による擾乱が、厨房内の温熱・空気環境に影響を及ぼすこともあるため、考慮することが望ましい。

最後に、3 種類(洋食・和食・中華)の業務用厨房を対象に、CFD 解析により、従来の換気・空調方式と天井置換換気方式について、空調消費エネルギーの検討を行ない、フードの捕集性状を DCE により、居住域の換気性状を EVV を用いて評価し、天井置換換気方式の有効性を明らかにした。

- (9) 従来方式は、空調給気による厨房内の気流速度が高く、調理機器上の熱上昇流への擾乱の影響がみられ

たが、天井置換換気方式では、空調給気による調理機器からの熱上昇流への擾乱の影響はほとんどなく、フードの捕集性状が従来方式に比べ良好であり、DCE の値も高かった。置換換気・空調方式は、従来方式に比べて給気温度を高くすることができ、空調消費エネルギーも少なくすることが可能であることを明らかにした。

第2章に関する参考文献

- 1) 荻田俊輔, 近藤靖史: 業務厨房における置換換気空調システムの有効性に関する研究, 日本建築学会関東支部研究報告集, pp.197-200, 1999.3
- 2) 荻田俊輔, 近藤靖史: 数値解析による業務用厨房の置換換気空調システムの有効性に関する研究, 日本建築学会大会(中国) 学術講演梗概集 D-2 環境工学Ⅱ, pp.649-650, 1999.7
- 3) 近藤靖史, 荻田俊輔: CFD による局所換気装置の直接捕集率(DCE)の算定, 日本建築学会環境系論文集, 第 584 号, pp.41-46, 2004.10
- 4) 近藤靖史, 阿部有希子, 長澤康弘: 室内換気性状の評価手法としての有効換気容積の定義と算定法(第 1 報) 有効換気容積の定義と 2 次元 CFD 解析による算定例, 日本建築学会環境系論文集, 第 601 号, pp.29-34, 2006.3
- 5) 日本電熱協会監修: 業務用電化厨房設計の指針, 2000
- 6) 近藤靖史, 川口明伸, 吉野一, 荻田俊輔: 業務用厨房内で発生する油煙の粒度分布とエアロゾルとしての特性, 日本建築学会環境系論文集, 第 76 巻, 第 664 号, pp.547-554, 2011.6
- 7) 建築設備設計基準(平成 18 年度版) 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修, pp.386-389
- 8) SHASE-S102 換気基準・同解説: 空気調和・衛生工学会, 2003
- 9) 村上周三, 加藤信介: 新たな換気効率指標と三次元乱流数値シミュレーションによる算出法, 空気調和・衛生工学会論文集, No32, pp.91-102, 1986.10
- 10) Ventilation equipment for kitchens(VDI 2052), VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, April 2006
- 11) 近藤靖史, 長澤康弘, 藤村淳一: 室内空気流の水蒸気が空間温度分布に与える影響(その 1) 湿度による浮力の影響を考慮した室内温熱環境予測, 日本建築学会計画系論文集, 第 534 号, pp.57-62, 2000.8
- 12) 近藤靖史, 小笠原岳, 藤村淳一: 室内空気流の水蒸気が空間温度分布に与える影響(その 2) 水蒸気による放射エネルギーの吸収・放射を考慮した室内温熱環境解析, 日本建築学会計画系論文集, 第 547 号, pp.67-74, 2001.9
- 13) 近藤靖史, 長澤康弘, 張本和芳, 守屋賢志: 数値流体解析における空調用天井吹出口のモデリング手法等温実大実験と数値シミュレーション(その 1), 日本建築学会計画系論文集 第 557 号, pp.65-72, 2002.7

第2章に関する既発表文献

- [1] 荻田俊輔, 近藤靖史, 川瀬貴晴, 吉野一, 永瀬修, 平田俊明: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究 (その 1) 厨房内温度および排気捕集性状に関する実験, 日本建築学会大会(東海) 学術講演梗概集 D-2 環境工学Ⅱ, pp.1101~1102, 2003.9
- [2] 吉野一, 近藤靖史, 川瀬貴晴, 荻田俊輔, 長澤康弘, 石川登志樹, 永瀬修, 村上高: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究 (その 2) 厨房内温度および排気捕集性状に関する実験, 空気調和・衛生工学会大会(松江) 学術講演論文集, pp.381~384, 2003.9
- [3] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究 (その 3) 数値流体解析 (CFD)による気流・温度分布の検討, 空気調和・衛生工学会大会(松江) 学術講演論文集, pp.385~388, 2003.9
- [4] 荻田俊輔, 近藤靖史, 川瀬貴晴, 吉野一, 永瀬修, 平田俊明: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究 (その 4) 天井置換吹出口の有効性に関する実験, 日本建築学会大会学術講演梗概集(北海道) D-2 環境工学Ⅱ, pp.1159-1160, 2004.8
- [5] 吉野一, 近藤靖史, 荻田俊輔: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究 (その 5) CFD 解析による従来方式と置換換気方式の比較, 日本建築学会大会学術講演梗概集(北海道) D-2 環境工学Ⅱ, pp.1161-1162, 2004.8
- [6] 安達聡子, 吉野一, 近藤靖史, 荻田俊輔: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究 (その 7) 従来方式と天井吹出口による置換換気・空調方式の CFD 解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集(近畿) D-2 環境工学Ⅱ, pp.731-732, 2005.9
- [7] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 安達聡子: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究 (その 10) 各種の厨房形態における気流・温度分布の CFD 解析, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集(札幌), pp.1117-1120, 2005.8
- [8] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 川瀬貴晴, 平田 俊明: 業務用厨房における置換換気・空調方式に関する研究(その 1) 天井設置型吹出し口による置換換気・空調方式の有効性の検討, 日本建築学会環境系論文集, 第 73 巻, 第 628 号, pp.759-766, 2008.6
- [9] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 西川向一: 業務用厨房における置換換気・空調方式に関する研究(その 2) 従来の換気・空調方式と天井吹出し型置換換気・空調方式の比較, 日本建築学会環境系論文集, 第 75 巻, 第 648 号, pp.179-187, 2010.2

第 3 章

電化厨房における天井給気型置換換気・空調方式の 換気量低減にむけた検討

第3章

電化厨房における天井給気型置換換気・空調方式の換気量低減にむけた検討

3.1 序

本章では、換気量低減のために業務用電化厨房に着目し、天井給気型置換換気・空調方式(以降、天井置換換気方式と記す)の有効性を検討する。業務用電化厨房では燃焼を伴わない機器が設置されるため、建築基準法で定められている算定方法は適用されない。したがって、調理により生成される熱や汚染質を排気フードで厨房内に拡散させることなく捕集することができれば、換気量の低減を図ることが可能となる。しかしながら、電化厨房機器では熱上昇流が燃焼式のガス厨房機器に比べて弱いことから、擾乱の影響を受けやすい。業務用電化厨房において、天井置換換気方式を適用し、換気量を低減した状況においても排気フードの捕集率が高く維持できるかどうかを明らかにする。

はじめに調理作業者の動きに伴う擾乱による影響について検討する。北欧で定められた業務用厨房内の排気フードの捕集性能試験 Nordtest method VVS-088¹⁾で規定されている擾乱発生方法と同様に擾乱を与える。すなわち、幅 0.5m、高さ 1.0m の板を一定条件で移動させる。次に、調理者による擾乱の影響を軽減し得る排気フードのフード袖壁の効果を検討する。電化厨房設備では、調理機器の加熱方式がガス厨房の燃焼系には該当しないため、調理機器とフードの離隔距離がある程度緩和できると考えられ、フード袖壁を設置することを検討する。ASHRAE Handbook²⁾で示されているフード袖壁の形状を参考に 3 種類のフード袖壁を用いて実験を行う。さらに、排気フードから溢流した熱や油煙などを空間上部で排気する天井排気口の効果を検討する。ドイツ技術者協会の厨房換気に関するガイドライン(VDI 2052)³⁾や建築設備設計基準⁴⁾では、天井に排気口を設け、必要換気量の 10%程度を天井から排気することを推奨している。特に、置換換気・空調方式では温度成層の形成により熱や汚染質が空間上部に滞留する傾向が有り、これらを効率的に除去するために、天井排気口の設置は重要であると考えられ、この効果を実験により検討する。

最終節では実験により、天井置換換気方式、壁面から給気する一般的な置換換気・空調方式(以降、壁面置換換気方式と記す)とパンカルーバを使用した局所空調方式の 3 方式を比較する。この比較により壁面置換換気方式と同等の室内温熱・空気環境を天井置換換気方式により形成できるかを検討する。また、天井置換換気方式におけるフード袖壁と天井排気口の有効性を再確認し、有効性を明らかにする。

3.2 調理者による擾乱の影響に関する実験

3.2.1 実験室、擾乱発生装置および実験ケース

(1) 実験施設

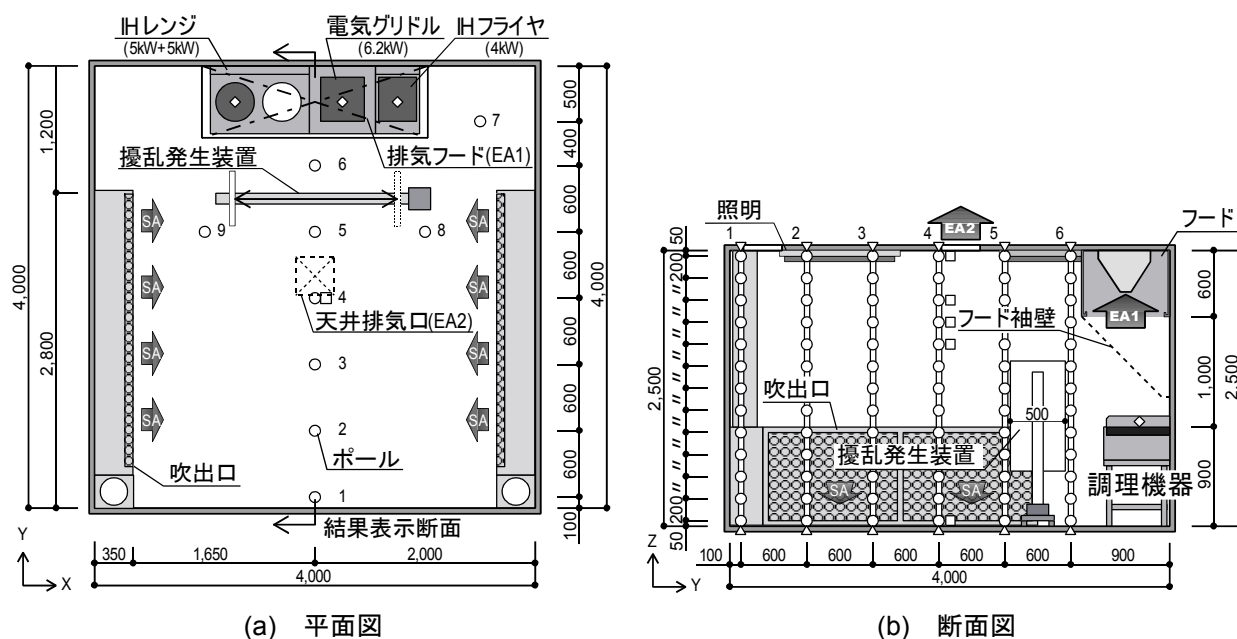
表 3.1 および図 3.1 に示すように壁面置換換気方式とした厨房実験室(4.0m×4.0m×2.5mh)において実験を行った。実験室の壁面に接するように IH レンジ、電気グリドル、IH フライヤ(写真 3.2)を設置し、各点に設置した熱電対により温度を測定する。欧米に比べ日本の厨房は面積が小さく、壁面に接するように調理機器を配置するレイアウトが多いと考えられるため、本研究ではこのような配置の厨房を対象として検討を進めた。一方、アイランド型の配置の厨房においてもフードの捕集性状などが問題となることが多い。これについては今後検討する必要があると考える。また、IH レンジ鍋面・電気グリドル鉄板面・IH フライヤ油面の直上(3箇所)で下向きにトレーサガス(SF₆)を定量発生(0.3L/min)させ、定量ポンプで測定点の空気をサンプリングし、濃度を測定する。トレーサガス(SF₆)を放出するにあたり、供給リングなどは使用せずにマスフローコントローラにて一定量(0.3L/min)を供給した。事前に供給リングによるトレーサガスの供給も検討したが、供給リングに水滴が付着するなどして均一に放出することが困難であったため、本研究では鍋の中心の湯面直上から油面に向けて放出させた。すなわち、トレーサガスを調理機器上から発生させた場合、それが室内に逸流する度合いと室内の濃度は対応すると考えられ、本研究では濃度を測定することにより、フードの捕集状況を検討している。業務厨房において湿度に関する検討が重要であると考えられる。特に、日本の気候では結露への留意が重要であるが、本研究では湿度の測定は実施していない。しかし、調理機器上で発生する水蒸気の挙動はトレーサガスを水蒸気と同様に発生させた場合の室内濃度分布により検討できると考えられる。トレーサガスでは結露などの現象は再現できないが、水蒸気の対流(移流)や乱流拡散はトレーサガスのそれとほぼ相似となると考えられる。なお、結露を含めた湿度に関する検討を別途実施する必要がある。一方、文献 5 において実験により直接捕集率を測定する方法を検討しているが、逸流した SF₆ が再捕集されないように、補助的なフードと天井排気口を設置する必要があった。このような補助的なフードを設置すると、気流場や温度場への影響が出るため、ここでは文献 5 で検討した方法は採用していない。

壁面置換換気方式の吹出口(SA)は、吹出口面をフィルタで覆い、均一に空気を供給するようにした。

排気フードの形状・大きさは火災予防の観点と捕集性状の観点の 2 つにより決まると考えられる。火災予防の観点においては、燃焼ガスの拡散がない電化厨房においても油を扱う場合などは火源となる鍋やフライヤが存在するため、火源からの距離(離隔距離)はガス厨房と同様とするのが一般的である。また、捕集性状の観点からは排気フードの張り出し幅(オーバーハング)が重要であり、これによってフードの大きさが左右される。張り出しの幅が大きいほど、溢流が少なくなる傾向があるが、一方、排気フード下端の捕集風速(面速)は低くなるという問題が出てくる。本研究では表 3.1 に示している通り、フードの前面の張り出し幅は 75mm、側面の張り出し幅は 50mm としている。これは国内の複数の事例を参考として一般的な張り出し幅を当時検討した結果、採用した寸法である。なお、適切な張り出し幅については今後検討すべき項目であると考えている。

表 3.1 實驗室概要(壁面置換換氣方式)

実験室	4,000mm(X)×4,000mm(Y)×2,500mm(Z)		
床・壁・天井	断熱パネル 厚さ 42mm 断熱性能: 0.49W・m ² /K		
給・排気口	吹出口 (SA)	壁吹出口: 2 箇所 各 1 方向(側面)に吹出す 吹出し温度: 24℃ 吹出し開口寸法: 900mm×1,200mm×4 吹出し風速 : 0.148m/s (フード面風速 0.5m/s 時) : 0.088m/s (フード面風速 0.3m/s 時) : 0.059m/s (フード面風速 0.2m/s 時) 多孔板(パンチング)開口率: 60%	
	排気フード (EA1)	1,950mm(W)×650mm(D)×650mm(H) 張り出し幅: 75mm(X 方向)、50mm(Y 方向)	
	天井排気口 (EA2)	VHS、350mm×350mm、90m ³ /h	
照明	蛍光灯: 40W×2 本	4 箇所	



凡例 ○:空間温度 △:表面温度 □:SF₆濃度 ◇:SF₆発生点

図 3.1 実験室および測定位置

單位:[mm]

(壁面置換換気方式)



(a) IH レンジ



(b) 電気グリドル



(c) IH フライヤ

写真 3.2 調理機器など

IH フライヤには約 11L の植物油を投入し設定温度を 180℃とし、調理負荷として金属パイプに一定温度・流量(18.0℃、1.70L/min)の水を流した模擬負荷装置をフライヤ油槽内に設置する。電気グリドルは設定温度を 220℃とした。IH レンジ上には鍋を 2 口あるうちの外側 1 箇所を設置し、約 7L の水を入れ、鍋の湯が吹きこぼれずに常に湯気が発生している保温状態を想定し、厨房機器の設定温度を 80℃とした。鍋内の湯量は定量ポンプによって、一定となるようにした。なお、本研究では調理機器を壁面に接するように配置しており、この場合熱上昇流は壁面に沿って上昇することを可視化により確認している⁶⁾。実験設備の概要を表 3.2 に、測定項目を表 3.3 に、測定機器を表 3.4 に示す。

擾乱発生装置は Nordtest method VVS-088¹⁾で規定されている擾乱発生方法と同様に擾乱を与えた。擾乱発生装置を写真 3.3 に示す。ただし、Nordtest method VVS-088 では擾乱発生装置のパネルの移動速度を 0.5m/s としているが、本研究では 0.2m/s とした。これは Nordtest method VVS-088 では実験室の容積を 160±50 m³ としているが、本研究での実験室は 40 m³ と小さく、事前の可視化実験で移動速度を 0.5m/s とすると過大な擾乱が観察されたことを考慮している。適切なパネルの移動速度については、別途検討が必要であると考えているが、本研究では実験室の容積を考慮して移動速度を 0.2m/s とした。また、移動幅は 1.5m で、調理機器の長手方向の中心より、0.9m 離れた地点が装置の中心となるように設置する。Nordtest method VVS088¹⁾ではパネルの移動幅は 1.0m であるが、本研究では調理機器の長手方向にあわせるため 1.5m とした。

表 3.2 実験設備概要

項 目	仕 様
IH レンジ (卓上タイプ)	型番：FIC9060100B(フジマック)、外形[mm]：900(W)×600(D)×265(H) 質量：56kg、電源：3 相 200V、総合消費電力：10kW (5.0kW+5.0kW)
電気グリドル (卓上タイプ)	型番：FEFT60-1TS(フジマック)、外形[mm]：600(W)×600(D)×265(H) 質量：92kg、電源：3 相 200V、総合消費電力：6.2kW
IH フライヤ (卓上タイプ)	型番：FIF114(フジマック)、外形[mm]：350(W)×600(D)×265(H) 油槽[mm]：300(W)×455(D)×115(H)、フライ面積[mm]：300(W)×317(D) 油量：11L、質量：34kg、電源：単相 200V、総合消費電力：4.0kW
鍋	型番：ND-302(ベストコ)、外形[φ]：直径 260mm
フード袖壁	プラダンシート(半透明、厚み：3mm) 外形： Case2-L-d：160×325、30 度、Case3-L-d：285×325、45 度 Case4-L-d：610×650、45 度
空調機	型番：UAVZ4AR(ダイキン) インバータ制御、 1,800m ³ /h×400Pa、電源：3 相 200V、0.75kW 冷却能力：16.1kW(冷却コイル)、加熱能力：23.2kW(温水コイル)
給気ファン	型番：BFS-550TUA1-60(三菱電機)、2,500m ³ /h×760Pa、電源：3 相 200V、1.4kW
排気ファン	型番：BFS-550TUA1-60(三菱電機)、2,500m ³ /h×760Pa、電源：3 相 200V、1.4kW
定量ポンプ	型番：Piz8-31-VEC-HWJ(タクミナ)、ソレノイド駆動、流量：100ml/min
擾乱発生装置	電動スライダ(オリエンタルモータ)仕様、型番：1840-NOE、重量：36kg モーションコントロールカード(Hivertec)、制御用ノート PC：Latitude D520(DELL)

表 3.3 測定項目

測定項目	測定方法
空間温度	熱電対を用い、1分毎に計測する。
風量	ピトー管よりダクト内動圧を測定し算出する。 トレーサガス(SF ₆)を用い、ダクト内濃度を測定し算出する(予備実験時)。
空間内濃度	トレーサガス(SF ₆)を用い、空間内濃度を測定する。
吹出し風速	熱線式風速計で計測する。
可視化(調理機器上)	エアロゾルジェネレータを用いて、調理機器(フライヤ)上で発生させる。

表 3.4 測定機器

測定項目	測定機器	備考
温度	K 型熱電対、T 型熱電対	江藤電気
	CADAC2 MODEL9220A、9200A	
	グローブ球 MT-01GT	
風量	ピトー管(総静圧管)	山本電機 製作所
	マノシス圧力伝送器	
空間内濃度 ・風量	FLOW CONTROL UNIT MC-10A	小島製作所
	リアルタイムガスモニタ Type1313	INNOVA
	Multipoint Sampler and Doser Type1303	
	シングルガスモニタ Type3425	
	メドバキュームポンプ LV-125	Linicon
	SF ₆ ガスボンベ	住友精化
吹出し風速	熱線式風速計 クリモマスター6511	KANOMAX
調理模擬負荷	流量センサ IR-OPFLOW	サヤマトレーディング
	流量表示器 SP562	
実験室内外差圧	微差圧計(±100Pa)	山本電機製作所
可視化	Green laser sheet 1000m/G	カトウ光研
	ポータースモーク PS-2001	ダイニチ工業
	エアロゾルジェネレータ ATM226	TOPAS
	ビデオカメラ HVR-Z1J	SONY
	デジタル1眼レフカメラ EOS 30D	CANON



写真 3.3 擾乱発生装置

実験ケースは表 3.5 に示すように、フード排気量(フード面風速)と擾乱の有無を組み合わせた 6 ケースである。パネルの移動速度については、別途検討が必要であると考えているが、本研究では実験室の容積を考慮して移動速度を 0.2m/s とした。また、移動幅は 1.5m で、調理機器の長手方向の中心より、0.9m 離れた地点が装置の中心となるように設置する。実験ケースは表 3.5 に示すように、フード排気量(フード面風速)と擾乱の有無を組み合わせた 6 ケースである。

表 3.5 実験ケース(調理者擾乱の有無とフード排気量)

ケース	フード形状	フード排気量 (フード面風速)	擾乱	空調方式
Case 1-H	通常の箱型	2281.5m ³ /h (0.5m/s)	無	壁面置換換気方式
Case 1-H-d			有	
Case 1-M		1368.9m ³ /h (0.3m/s)	無	
Case 1-M-d			有	
Case 1-L		912.6m ³ /h (0.2m/s)	無	
Case 1-L-d			有	

3.2.2 実験結果および考察

実験結果を図 3.2 に示す。

(1) 温度分布

各ケースでの比較を容易にするために、空間温度は測定位置①～⑥までの 90 点(Y 方向 6 点、Z 方向 15 点)の測定結果を平均化(時間)し、等高線図として示す。次章以降も同様である。

擾乱無しのケースである Case 1-H、Case 1-M、Case 1-L(図 3.2(a)～(c))では、フード排気量が多いほど空間温度が低い。特に、最も排気量が多い Case 1-H(フード面風速 0.5m/s)では、厨房全体の温度がほぼ一様となっていることから換気量はやや過大になっていると考えられる。これに対して排気量を最も小さくした Case 1-L(フード面風速 0.2m/s)では、空間上部で高温となる領域が確認されるが、空間下部の領域(FL+1,650mm 以下)では概ね良好な温度分布が置換換気により形成されている。一方、擾乱有りの Case 1-H-d、Case 1-M-d、Case 1-L-d(図 3.2(d)～(f))では、擾乱を発生させたことにより、それぞれのケースについて擾乱無しの場合に比べて空間上部は高温となっており、排気フードの捕集率が低下していると考えられ、擾乱の影響は無視できない。ただし、空間下部の FL+1,650mm 以下の領域では大きな差異は見られない。

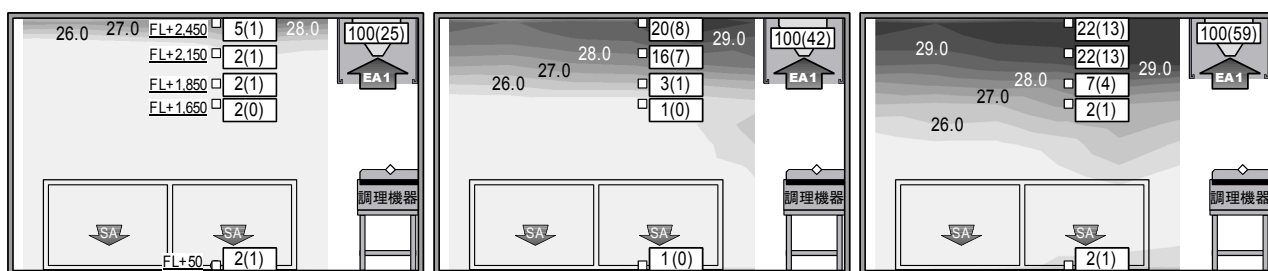
(2) トレーサガス濃度分布

各ケースでの比較を容易にするために、空間濃度値を排気濃度で無次元化した値[%]を示し、濃度測定値 [ppm]を併記する。次章以降も同様である。

擾乱無しの Case 1-H、Case 1-M、Case 1-L(図 3.2(a)～(c))では、フード排気量の多いケースの方が SF₆の捕集性状が良好である。特に、最も排気量が多い Case 1-H(フード面風速 0.5m/s)では、床から天井まで濃度値に大きな変化はなく、ほぼ完全に捕集できていることがわかる。これに対して、排気量が最も小さい Case 1-L(フード面風速 0.2m/s)では、空間上部で濃度値が若干高くなっている。しかし、擾乱の無いケースにおいては FL+1,650mm 以下の濃度分布に大きな差異は見られない。

一方、擾乱有りの Case 1-H-d、Case 1-M-d、Case 1-Ld(図 3.2(d)～(f))では、擾乱無しの場合と比べ、それぞれのケースにおいて空間上部において高濃度になっており、擾乱の影響が確認できる。ただし、空間下部の FL+1,650mm 以下の領域では濃度値は低い。なお、別途行った可視化実験や CFD 解析⁷⁾により、今回用いた擾乱発生装置では移動パネルの斜め後方で渦が生じ、これが調理機器上の熱上昇流の主な擾乱となることが確認されている。また、熱上昇流はパネルの移動と平行な方向に周期的に揺れ、その揺れ幅が大きく、熱上昇流の一部がフードの幅から逸脱する場合にフードの捕集性状が悪くなる状況が観察されている。

以上のように、置換換気方式の場合、空間下部の温熱・空気環境は擾乱の有無による差異は小さいが、空間上部では温度やトレーサガス濃度が高く、排気フードの捕集率向上や空間上部に滞留する熱や汚染空氣の除去が重要となる。



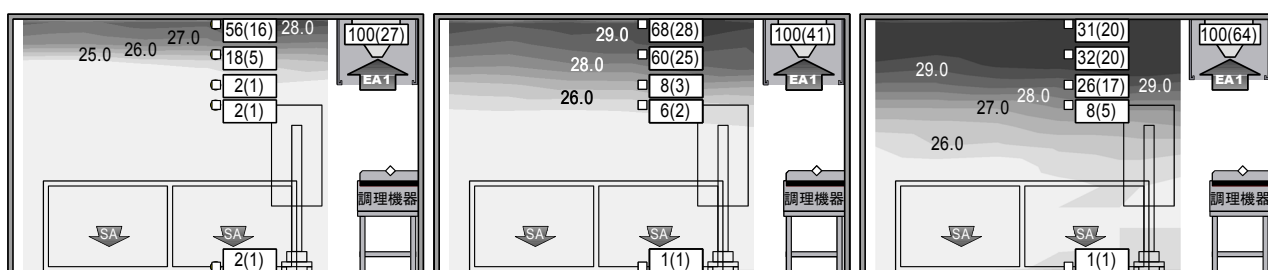
(a) Case 1-H

風量 2281.5m³/h (面風速 0.5m/s)

(b) Case 1-M

風量 1368.9m³/h (面風速 0.3m/s)

(c) Case 1-L

風量 912.6m³/h (面風速 0.2m/s)

(d) Case 1-H-d

風量 2281.5m³/h (面風速 0.5m/s)

(e) Case 1-M-d

風量 1368.9m³/h (面風速 0.3m/s)

(f) Case 1-L-d

風量 912.6m³/h (面風速 0.2m/s)


* 白枠内=排気濃度で無次元化[%] * 白枠()内=SF₆濃度 単位[ppm] 25℃  30℃

図 3.2 実験結果(調理者擾乱の有無とフード排気量)

3.3 フード袖壁の効果の検討

3.3.1 フード袖壁の形状および実験ケース

排気フードに ASHRAE Handbook²⁾に基づき 3 種類のフード袖壁を取り付けた実験を行う。フード袖壁の形状を図 3.3 に示す。なお、本研究では調理機器を壁面に接するように配置しており、調理機器上の熱上昇流は壁面に沿う傾向がある⁶⁾。このためフード袖壁の形状はこれを考慮し、壁に近くなるほど袖壁の下端が下がるような三角形の形状としている。実験ケースを表 3.6 に示す。フード排気量は $912.6\text{m}^3/\text{h}$ (面風速 0.2m/s) とし、前節で検討した擾乱発生装置を作動させる。その他の実験条件は前節と同じである。

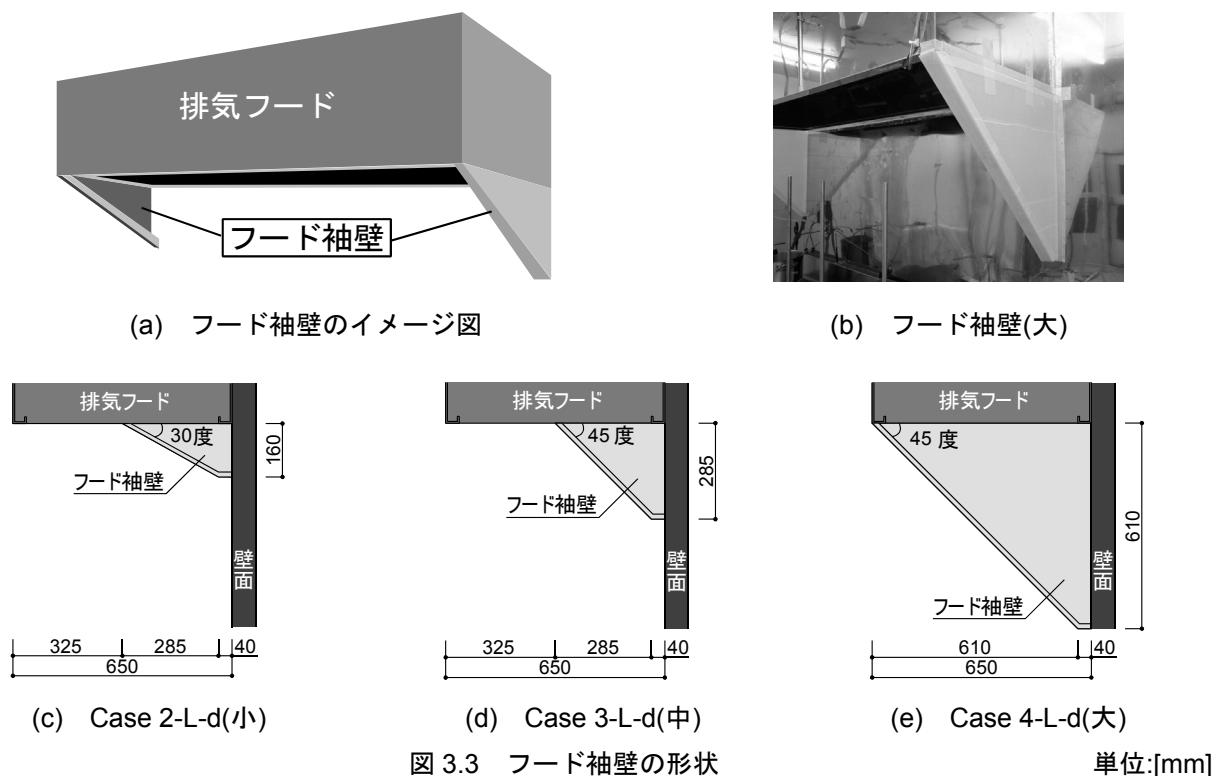


表 3.6 実験ケース(フード袖壁の効果)

ケース名	フード袖壁 形状	フード排気量 (フード面風速)	擾乱	空調方式
Case 2-L-d	小	$912.6\text{m}^3/\text{h}$ (0.2m/s)	有	壁面給気型 置換換気方式
Case 3-L-d	中			
Case 4-L-d	大			

3.3.2 実験結果および考察

実験結果を図 3.4 に示す。

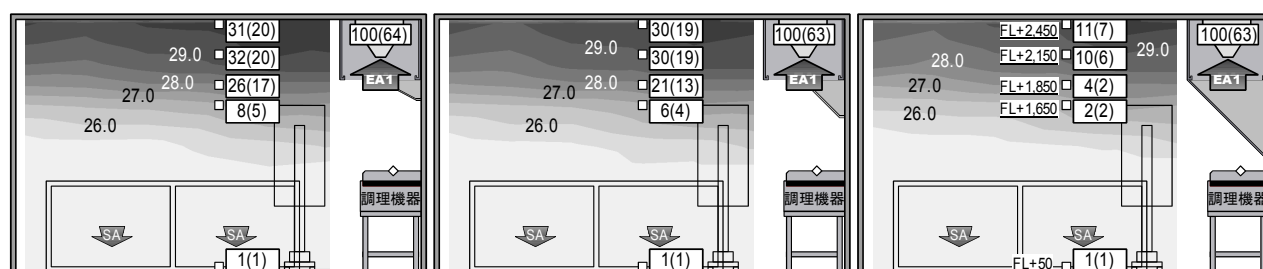
(1) 温度分布

フード袖壁無しのケースである Case 1-L-d(図 3.2(f))と大きさの異なるフード袖壁を付けた Case 2-L-d、Case 3-L-d、Case 4-L-d(図 3.4(a)～(c))を比較すると、FL+1,650mm 以下の空間下部の温度分布に大きな差異は見られないが、空間上部の温度はフード袖壁の効果により低くなる傾向にある。特に、フード袖壁が大きいケースである Case 4-L-d(図 3.4(c))では、擾乱が無く、フード排気量が $1368.9\text{m}^3/\text{h}$ (フード面風速 0.3m/s)の Case 1-M(図 3.2(b))と空間温度が同様であることが確認できる。

(2) トレーサガス濃度分布

Case 4-L-d(図 3.4(c))は擾乱が有り、フード排気量が低風量($912.6\text{m}^3/\text{h}$ (面風速 0.2m/s))のケースであるが、フード袖壁をつけることによって、擾乱が無く、フード排気量が $1368.9\text{m}^3/\text{h}$ (面風速 0.3m/s)の Case 1-M(図 3.2(b))と、空間上部の濃度値[ppm]が同等であることが確認できる。さらに、Case 1-H-d(図 3.2(d))のような排気量が多いケースと比べても濃度値が同程度かやや低い。フード袖壁の大きさをやや小さくした Case 3-L-d(図 3.4(b))と、さらに小さくした Case 2-L-d(図 3.4(a))では、フード袖壁のない場合と比べると濃度が低くなっており、フード袖壁の効果が確認できるが、Case 4-L-d ほど顕著ではない。また、この 2 つのケースの濃度値はほぼ等しい。

このように厨房での作業性の観点から Case 4-L-d のような大きなフード袖壁を設けることができない場合、空間上部に高温・高濃度の領域がやや広く残る。この高温・高濃度領域を改善するには、次節で示すような天井排気口を設置することが有効であると考えられる。



(a) Case 2-L-d (袖壁：小)

(b) Case 3-L-d (袖壁：中)

(c) Case 4-L-d (袖壁：大)

* 白枠内=排気濃度で無次元化[%] * 白枠()内=SF₆濃度 単位[ppm] 25°C 30°C

図 3.4 実験結果(フード袖壁の効果)

3.4 天井排気口の効果に関する実験

3.4.1 天井排気口および実験ケース

ドイツ技術者協会の厨房換気に関するガイドライン(VDI 2052)³⁾や建築設備設計基準⁴⁾を参考として、天井に排気口を設け、必要換気量の10%程度を天井から排気することを想定する。すなわち、フードの排気量は912m³/h(フード面風速0.2m/s)とし、天井排気量を約90m³/hとし、VHS型(350mm×350mm)の天井排気口を実験室中央天井に設置した。実験ケースを表3.7に示す。なお、3.2節で検討した擾乱発生装置を作動させる。その他の実験条件は3.2節と同じである。

表 3.7 実験ケース(天井排気口の効果)

ケース	給気量 [m ³ /h]	フード排気量 (フード面風速)	天井排気量 [m ³ /h]	擾乱
Case 1-L-d	912.6	912.6m ³ /h (0.2m/s)	0	有
Case 1-L-d-c	1,002.6		90	

3.4.2 実験結果および考察

実験結果を図3.5に示す。

(1) 温度分布

Case 1-L-d(図3.5(a))は、空間上部の高温領域は広いが、天井排気口を設置したケースのCase 1-L-d-c(図3.5(b))では、空間上部の高温領域が小さくなっている。

(2) トレーサガス濃度分布

Case 1-L-d-c(図3.5(b))では、Case 1-L-dよりも空間上部の濃度値は低いことが確認できる。

以上のように、置換換気方式の場合、温度成層が形成され、空間上部に熱や汚染質が滞留することから、室内の天井に設置する排気口の効果は大きい。



* 白枠内=排気濃度で無次元化[%] * 白枠()内=SF₆濃度 単位[ppm] 25℃ 30℃

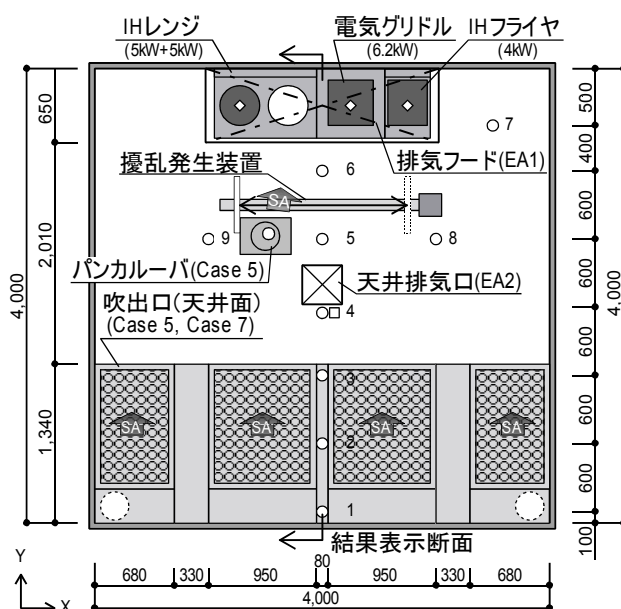
図 3.5 実験結果(天井排気口の効果)

3.5 天井置換換気方式に関する実験

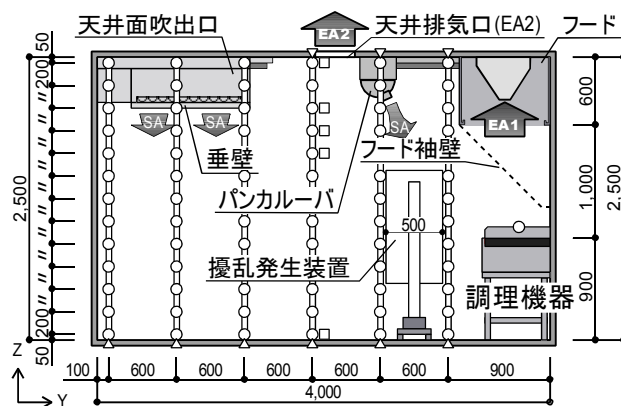
3.5.1 実験方法および実験ケース

天井置換換気方式の有効性を検討するため、壁面置換換気方式と国内の業務用厨房で使用されるパンカーブによる局所空調方式とを実験により比較する。また、既に壁面置換換気方式におけるフード袖壁と天井排気口の効果を検討しているが、ここでは天井置換換気方式におけるこれらの効果を検討する。

本節で検討する実験室と測定位置を図 3.6 に、給・排気条件を表 3.8 に、実験ケースを表 3.9 に示す。壁面置換換気方式における給・排気条件は前章までと同じであり、天井置換換気方式では写真 3.4 に示すように天井面に多孔板から $0.083\text{m/s} \sim 0.092\text{m/s}$ で給気する。局所空調方式において、パンカーブのみでは給気量が足りないため、天井給気型置換換気のケースにおける天井給気口を併用することにより換気量を確保する。設計温度を 25.0°C とし、各ケースにおいて給気による投入顕熱量が同じになるような給気温度とする。局所空調方式の場合、パンカーブ吹出し温度 16.0°C 、天井面吹出し温度 28.1°C とした。置換換気方式の場合、吹出し温度を 23.5°C に設定した。フード排気量は $912.6\text{m}^3/\text{h}$ (面風速 0.2m/s) とし、2 節で検討した擾乱発生装置を作動させる。その他の実験方法などは前節までと同様である。



(a) 平面図



(b) 断面図

凡例 ○:空間温度 △:表面温度 □:SF₆濃度 ◇:SF₆発生点

図 3.6 実験室および測定位置

単位:[mm]

表 3.8 給・排気条件(天井置換換気方式の検討)

(1) 吹出口

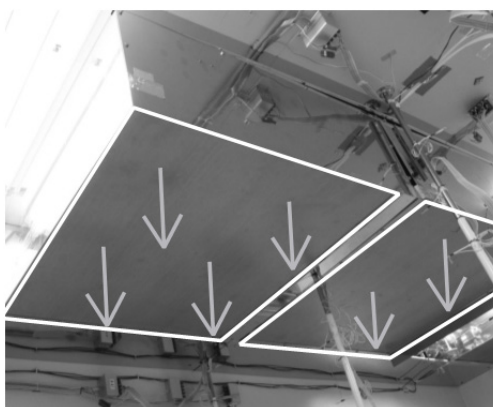
吹出口 (SA)	局所空調 方式	パンカルーバ: 1 箇所 吹出し温度: 16.0℃、吹出し開口寸法: $\phi 190\text{mm}$ 給気風量: 350m ³ /h、吹出し風速: 3.4m/s
		天井吹出口: 2 箇所、各 1 方向(下面)方向に吹出す 吹出し温度: 28.1℃、吹出し開口寸法: 910mm×1,000mm、610mm×1,000mm 給気風量: 562.6m ³ /h、吹出し風速: 0.1m/s、多孔板(パンチング)開口率: 50.9%
	天井置換 換気方式	天井吹出口: 4 箇所、各 1 方向(下面)方向に吹出す、吹出し温度: 23.5℃ 吹出し開口寸法: 910mm×1,000mm×2、610mm×1,000mm×2 給気風量: 912.6m ³ /h、1,002.6m ³ /h、吹出し風速: 0.083m/s、0.092m/s 多孔板(パンチング)開口率: 50.9%

(2) 天井排気口

排気口(EA2)	VHS、350mm×350mm、90m ³ /h
----------	-------------------------------------

表 3.9 実験ケース(天井置換換気方式の検討)

ケース	フード形状	フード 排気量 (面風速)	天井 排気量	空調方式
Case 5-L-d	通常の箱型	912.6m ³ /h (0.2m/s)	0m ³ /h	局所空調方式
Case 6-L-d				壁面置換換気方式
Case 7-L-d			0m ³ /h	天井置換換気方式
Case 7-L-d-s	フード袖壁有			
Case 7-L-d-c	通常の箱型		90m ³ /h	



(a) 天井に設置した吹出口



(b) 可視化状況

写真 3.4 天井置換換気方式の吹出口

3.5.2 実験結果および考察

実験結果を図 3.7 に示す。

(1) 天井置換換気方式と局所空調方式との比較

a) 温度分布

空間下部の温度は、局所空調方式の Case 5-L-d(図 3.7(a))の方が壁面給気型置換換気方式の Case 6-L-d(図 3.7(b))より約 0.5℃低い。これは、Case 5-L-d では擾乱発生装置および空調気流による擾乱の影響で排気フードから漏れた熱上昇流の影響があるものの、パンカルーバからの 16.0℃の低温給気による影響が卓越していたためと考えられる。

Case 6-L-d では温度成層が顕著である。これは、置換換気方式とした場合、漏出した高温空気と吹出し空気の混合が少ないためであり、一方、パンカルーバを用いた場合、吹出口付近で漏出した高温空気と吹出し空気が混合している。壁面給気型置換換気方式の Case 6-L-d(図 3.7(b))と天井給気型置換換気方式の Case 7-L-d(図 3.7(c))において、空間下部での温熱環境に大きな差異はない。また、Case 7-L-d においては、天井付近の高温領域が小さい。これは天井面吹出口から給気された 23.5℃の空気が、空間下部だけでなく空間上部の温度分布にも影響していると考えられる。

b) トレーサガス濃度分布

FL+1,850mm 以上では Case 6-L-d(図 3.7(b))の方が Case 5-L-d(図 3.7(a))に比べ濃度が高い。しかし、空間下部では Case 6-L-d の方が Case 5-L-d に比べ濃度が著しく低い。これは、空間上部に滞留する高濃度空気をパンカルーバの吹出し気流が空間下部へ吹き下ろすためであると考えられる。この状況は可視化実験においても確認している。Case 6-L-d は Case 7-L-d(図 3.7(c))に比べて上部の濃度が高く、下部の濃度が低い。また、Case 6-L-d は作業域と空間上部を境に濃度変化が顕著であるが、Case 7-L-d は床面から天井面にかけて徐々に濃度が高くなっている。壁面から給気する場合は、空間上部の高濃度空気との混合が極めて少ないが、天井から給気を行う場合、空間上部の空気を誘引・拡散させる可能性があるため、誘引しないような工夫が必要である。本実験では、天井面からの給気による空間上部の空気の誘引を少なくすることを意図して、給気チャンバーにより天井面から 450 mm 下げた位置から吹出している。

(2) 天井給気型置換換気方式におけるフード袖壁の有効性

Case 7-L-d(図 3.7(c))に比べフード袖壁を付けた Case 7-L-d-s(図 3.7(d))は、空間下部での温度には大きな差異は見られないが、フード近傍における温度はやや低い。また、Case 7-L-d に比べて天井付近などでトレーサガス濃度が低く、フード袖壁の有効性が確認できる。また、調理機器を壁面に接して配置しているため、熱上昇流は壁面に沿って上昇しやすく、三角形の袖壁の効果がより顕著となる。また、Case 7-L-d-s において、FL+2,450mm に比べ FL+2,050mm での濃度が高い。これは、天井付近の熱溜まりの多くは照明発熱によるもので、フードから漏れた熱上昇流は FL+2,050mm 付近で停滞していると考えられる。

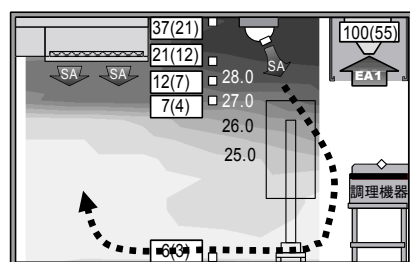
(3) 天井置換換気方式における天井排気の有効性

Case 7-L-d-c(図 3.7(e))では、Case 7-L-d(図 3.7(c))と比べると高温領域が小さくなっていることや、FL+1,850mm 以上で濃度が低くなっていることから、空間上部の熱や汚染物質の除去を目的とする天井排気口の有効性が確認できる。その状況は可視化においても確認できている(写真 3.5)。

(4) 照明発熱の影響に関する確認実験

Case 7-L-d-s(図 3.7(d))において、床面から天井面にかけての温度上昇に伴い、濃度も徐々に上昇すると予想したが、FL+2,050mm での濃度が FL+2,450mm の濃度より高くなった。この現象を確認するため、空間上部の高温領域の形成がフードから逸流した熱によるものか、天井に設置した照明の発熱によるかを確認するため、実験室内の照明発熱が無い条件で実験を行った。

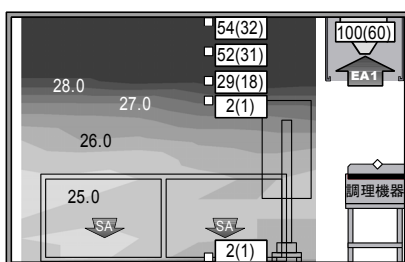
図 3.7(f)に実験結果を示す。天井付近の高温領域はかなり小さくなり、Case 7-L-d-s(図 3.7(d))と比べて全体的に室内温度が低い。また、濃度は床面から天井面にかけて徐々に高くなっている。このことから、Case 7-L-d-s(図 3.7(d))では照明発熱により天井付近の高温領域が形成され、フードから漏出した熱上昇流が FL+2,050mm 付近で停滞する状況であったため、FL+2,450mm の濃度値が高くならなかったと考えられる。



(a) Case 5-L-d

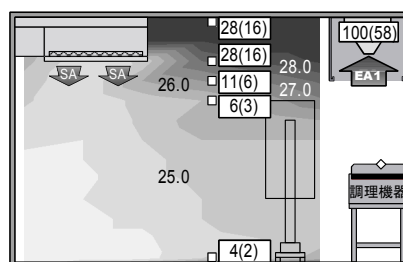
局所空調方式

(パンカルーバ: $350\text{m}^3/\text{h}$ 、 16.0°C)
(天井吹出口: $562.6\text{m}^3/\text{h}$ 、 28.1°C)



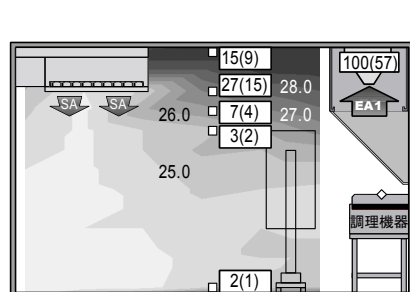
(b) Case 6-L-d

壁面置換換気方式

(壁面吹出口: $912.6\text{m}^3/\text{h}$ 、 23.5°C)

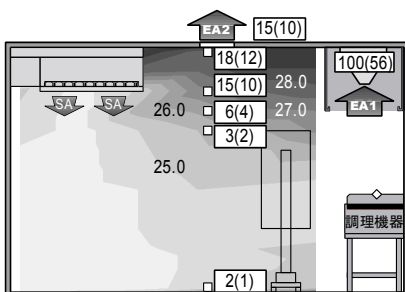
(c) Case 7-L-d

天井置換換気方式

(天井吹出口: $912.6\text{m}^3/\text{h}$ 、 23.5°C)

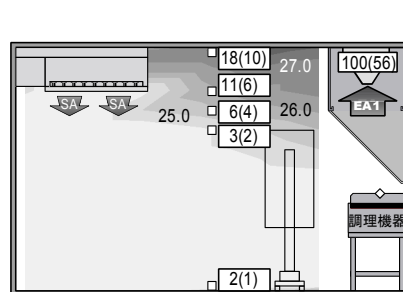
(d) Case 7-L-d-s

天井置換換気方式+フード袖壁

(天井吹出口: $912.6\text{m}^3/\text{h}$ 、 23.5°C)

(e) Case 7-L-d-c

天井置換換気方式+天井排気口

(天井吹出口: $1,002.6\text{m}^3/\text{h}$ 、 23.5°C)

(f) Case 7-L-d-s

天井置換換気方式+フード袖壁

(天井吹出口: $912.6\text{m}^3/\text{h}$ 、 23.5°C)
(照明発熱無し)

* 白枠内=排気濃度で無次元化[%]

* 白枠()内= SF_6 濃度[ppm]

24°C  29°C

図 3.7 実験結果(天井置換換気方式の検討)



写真 3.5 天井排気口の可視化状況

3.6 まとめ

本章では、換気量低減のために業務用電化厨房に着目し、調理者の動きに伴う擾乱の影響を実験室において検討した。業務用電化厨房において、天井給気型置換換気・空調方式を適用し、換気量を低減した状況においても排気フードの捕集率が高く維持できることを検証した。また、調理者による擾乱の影響を軽減し得るフード袖壁や天井排気口の有効性を検討した。

- (1) 調理者の動きなどを模擬した擾乱を与えた場合、空間上部の温度・トレーサガス濃度は高くなる。このことから、調理者の動きに伴う擾乱の影響は無視できないと考えられる。ただし、空間下部の温度・トレーサガス濃度への擾乱の影響は比較的小さい。
- (2) 排気フードにフード袖壁をつけることによって、排気フードの捕集性状は良好となり、置換換気方式では空間上部に熱や汚染空気などが滞留する傾向が有り、天井排気口を設置することにより、これらを除去することが有効であることがわかった。
- (3) さらにパンカルーバによる局所空調方式と比べ置換換気方式を適用した場合の方が室内温熱・空気環境が良好である。また、天井給気型置換換気方式においても壁面給気型置換換気方式とほぼ同等の室内温熱・空気環境が形成されることを確認し、フード袖壁と天井排気口の有効性を確認した。

第3章に関する参考文献

- 1) Nordtest method VVS088: Building Large Scale Kitchen Range Hoods-Hood Efficiency and Pressure Drop, www.nordtest.org, 1990.9
- 2) 2007 ASHRAE Handbook - HVAC Application, CHAPTER 31 KITCHEN VENTILATION, Hood Side Panels. 31.7, 2007
- 3) Ventilation equipment for kitchens (VDI 2052), Verein Deutscher Ingenieure, 2006.4
- 4) 建築設備設計基準(平成 18 年度版) 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修, pp.386-389
- 5) 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子: 業務用電化厨房の換気・空調に関する研究 (その 5) 排気フードの直接捕集率の測定, 日本建築学会大会学術講演梗概集(中国)D-2, 環境工学Ⅱ, pp.651-652, 2008.9
- 6) 鈴木陽介, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 長澤康弘: 業務用電化厨房の換気・空調に関する研究 (その 3) 排気フードからの逸流とフード形状に関する検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集(九州)D-2, 環境工学Ⅱ, pp.729-730, 2007.8
- 7) 中島裕史, 鈴木陽介, 近藤靖史: 室内における移動物体周辺の気流性状に関する実験と CFD 解析 (その 1) 実験および CDSM 法と流体占有率を用いた CFD 解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集(北陸)D-2, 環境工学Ⅱ, pp.617-618, 2010.9

第3章に関する既発表文献

- [1] 吉野一, 近藤靖史, 荻田俊輔, 藤田美和子:業務用電化厨房の換気・空調に関する研究 (その6) 置換換気システムにおけるフード排気量と擾乱の影響, 日本建築学会大会学術講演梗概集(中国) D-2 環境工学Ⅱ, pp.653-654, 2008.9
- [2] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子:業務用電化厨房の換気・空調に関する研究 (その7) 置換換気システムにおける換気量低減手法としてのフード袖壁の有効性, 日本建築学会大会学術講演梗概集(中国) D-2 環境工学Ⅱ, pp.655-656, 2008.9
- [3] 藤田美和子, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔:業務用電化厨房の換気・空調に関する研究 (その8) 置換換気システムにおける天井排気の有効性, 日本建築学会大会学術講演梗概集(中国) D-2 環境工学Ⅱ, pp.657-658, 2008.9
- [4] 川口明伸, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 山本泰成:業務用電化厨房の換気・空調に関する研究 (その9) 実験による局所空調方式と置換換気・空調方式の比較, 日本建築学会大会学術講演梗概集(東北) D-2 環境工学Ⅱ, pp.615-616, 2009.8
- [5] 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 山本泰成, 川口明伸:業務用電化厨房の換気・空調に関する研究 (その10) 置換換気・空調方式におけるフード袖壁と天井排気の有効性, 日本建築学会大会学術講演梗概集(東北) D-2 環境工学Ⅱ, pp.615-616, 2009.8
- [6] 近藤靖史, 荻田俊輔, 吉野一, 藤田美和子:業務用電化厨房における置換換気・空調システムに関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第77巻, 第676号, pp.481-489, 2012.6

第 4 章

小規模電化厨房への 天井給気型置換換気・空調方式の適用の検討

第 4 章

小規模電化厨房への天井給気型置換換気・空調方式の適用の検討

4.1 序

本章では、前章までの実験室や CFD 解析における研究成果を踏まえ、天井給気型置換換気・空調方式(以降、天井置換換気方式と記す)を実在の厨房に適用に向けて検討を進める。特に、24 時間営業がなされることが多く、省エネルギーによる効果が大きく現れると期待されるファミリーレストラン(以降、ファミレスと記す)の小規模業務用電化厨房に着目する。

天井置換換気方式を実際の厨房に適用する前段階として、ファミレスの厨房を対象として、CFD 解析や調理者の動きに伴う擾乱を模擬した状態での実験を実施し、局所空調方式との比較をすることにより、空調給気による調理機器上の熱上昇流への影響を示し、厨房内温熱環境の状況や換気量の低減効果やフード袖壁などの影響を検討する。局所空調方式は、温度調節しない外気(以降、外気と記す)を OA ガラリから導入する。さらに、天井置換換気方式を実在するファミレス厨房に適用し、実験室で検討した温熱環境や電力消費量の実測などにに基づき検討を進める。夏期と冬期において厨房内の温湿度と空調消費電力量を測定し、厨房内温熱環境や省エネルギー効果を検討し、また、厨房内粉じん濃度の計測や厨房内作業員へのアンケートを実施し、局所空調方式と比較する。さらに、天井置換換気方式における外気負荷と外気冷房が可能な期間を計算し、局所空調方式と比較する。

4.2 夏期実測結果に基づく局所空調方式と置換換気方式の CFD 解析

4.2.1 実測による CFD 解析の境界条件の取得

測定は横浜市にあるファミレスの厨房(床面積: 約 35m²)を対象に 2007 年 9 月に実施した。また、厨房はバックヤード側に外気取入れ口(以降、OA ガラリと記す)があり、パントリー側に料理提供口(以降、Dish Up 開口と記す)と食器返却口(以降、Wash Up 開口と記す)がある。測定の項目としては、厨房内天井・壁・床表面温度、調理機器の表面温度、吹出し口・排気フードおよびガラリなどの開口の風速である。表面温度は赤外線放射温度計(NEC Avio 赤外線テクノロジー Neo Thermo TVS-600)により、風速は熱式風速計(Kanomax クリモマスター風速計 6511)により測定した。

厨房では 4 個のパンカルーバからの給気による局所空調を行っており、作業する調理人の数は、閑散時で 1~2 名、繁忙時で 3~4 名であった。昼食の繁忙時間帯である 12 時から 13 時のパントリーの空気温度は 28.8℃で、外気温は 26.4℃であり、これらを参考にして CFD 解析の境界条件を与えた。実測は 9 月に実施したが、実測日の外気温は低かった。また、食堂は空調しているが、昼食の繁忙時間帯である 12 時から 13 時のパントリーの空気温度は高く、28.8℃であった。OA ガラリ、Dish Up①開口、Wash Up①開口での風速(代表点 8 点による算術平均値)は、それぞれ 0.78m/s、0.40m/s、0.20m/s であった。なお、繁忙時間帯での厨房内の測定は十分にはできなかったが、例えば FL+0.5m の 2 箇所での測定結果は 29.3℃、27.3℃であり、FL+1.5m (出入口付近)で 26.6℃、FL+2.45m の 2 箇所で 32.8℃、30.9℃であった。

4.2.2 解析ケースおよび解析条件

測定で得られた値を境界条件とした CFD 解析を行い、局所空調方式における温熱環境の再現と天井置換換気方式における温熱環境の検討を行う。局所空調方式と天井置換換気方式の解析モデルを図 4.1 と図 4.2 に示す。乱流モデルは標準 $k-\varepsilon$ モデルを用い、温度場は放射と対流の連成解析を行う。なお、放射計算で必要となる形態係数はモンテカルロ法(各壁面要素から射出されるパーティクル数:40,000)で算出した。

解析ケースを表 4.1 に示す。本研究に協力頂いた厨房の管理者などとのヒアリングから、天井置換換気方式では、局所空調方式における温熱環境より良好な環境を維持しつつ、省エネを達成することを現実的な目標とした。従って、前節では局所空調方式の Case 1 の温熱環境の結果を比較対象として、天井置換換気方式の結果を検討することとした。また、厚生労働省「大量調理施設衛生管理マニュアル」では調理場の温度として 25℃以下を目標と定めているので、この値も参考にしている。空調給気をパンカルーバから行う局所空調方式を想定した Case 1 と天井置換換気方式とした Case 2 と Case 3 では天井給気口の位置による影響を検討した。天井置換換気方式における天井給気口の位置は下記の 2 点を考慮して設定した。

- ① 吹出し気流が調理機器上の熱上昇流の擾乱とならない位置とする。
- ② 天井給気口下部の空間温度が低くなることによる作業への影響をできるだけ小さくする。

これらを考慮し、図 4.2(a)に示すように天井給気口位置は調理機器からできるだけ離し、主たる作業空間の上部には設置しないこととした。すなわち、Case 2 では天井給気口を OA ガラリ近傍に、Case 3 と Case 4 では Dish Up 開口近傍に設置した状況を想定した。なお、後述のように、厨房上部の高温空気と置換換気用の天井給気口からの空気の混合が懸念されるため、このような混合を抑制することを意図して Case 4 では天井給気口周囲に垂れ壁を取り付けた状況を想定した。

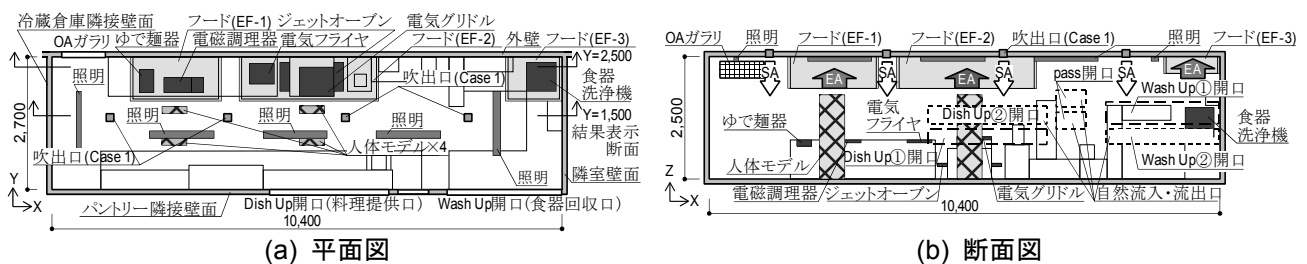


図 4.1 解析モデル(局所空調方式)

単位:[mm]

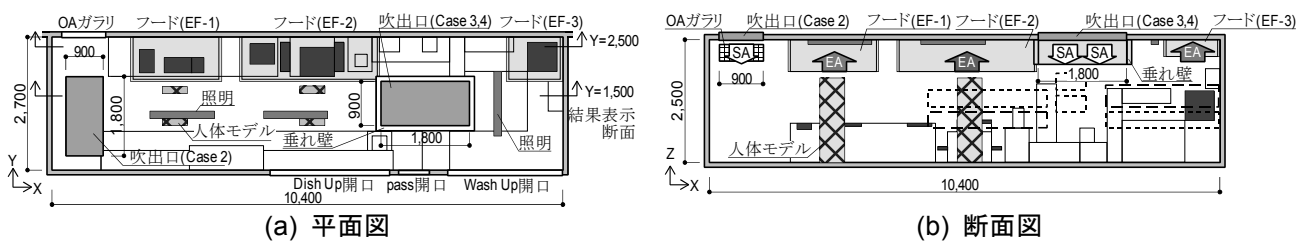


図 4.2 解析モデル(天井置換換気方式)

単位:[mm]

表 4.1 解析ケース

解析ケース	排気風量	給気口(SA)	吹出口位置	給気温度	吹出口垂れ壁
Case 1	4,240m ³ /h	局所空調方式:パンカルーバ	天井 4 箇所	18.4℃	---
Case 2			OA ガラリ近傍		なし
Case 3			Dish Up 開口		
Case 4			近傍		あり(500mm)

解析条件を表 4.2 に、発熱機器の熱境界条件を表 4.3 に示す。温度・発熱量などの条件は、昼食の繁忙時間帯である 12時から13時の測定結果の平均値などを用い、流入条件のパンカルーバの風速は設計値を用い、OA ガラリ、Dish Up①開口、Wash Up①開口の風速は測定値を用いた。CFD 解析や実験における調理機器の負荷の多くは、別途実施したファミレスの厨房における消費電力の計測値(昼間の繁忙時間帯 1 時間平均値)を参考に設定した。流出条件の排気風量は排気ダクト断面で測定した風速値とダクト断面積から算出し、排気フードに接続するダクト断面に風速を規定した。パントリーとの間の境界の一部(図 4.1 中の Dish Up②開口、Wash Up②開口、pass 開口では風量収支を合わせるために自然流入・流出(勾配 0 としたノイマン型境界条件)とした。Wash Up②開口と Dish Up②開口と pass 開口には食器が積まれており、開口部に障害物がある状況で、その状況は変化していたため風速は測定していない。一方、Wash Up①開口と Dish Up①開口には障害物がなく、比較的安定した状況で風速が測定できた。これらも踏まえて、Wash Up①開口と Dish Up①開口には風速の測定値を規定し、Wash Up②開口と Dish Up②開口と pass 開口は自然流入・流出条件とした。壁面境界条件において、壁面の放射率は 0.9 とし、フードやシンクの放射率は油汚れなどの状態を考慮して 0.8 とした。

実測対象とした厨房でのパンカルーバは、結露防止のため、周囲の空気を誘引する形状となっており、通常より吹出し温度がやや高い。

表 4.2 解析条件

解析領域		10.4m(X)×2.7m(Y)×2.5m(Z)
乱流モデル		標準 k - ε モデル
メッシュ 分割数	Case 1	159 (X)×55 (Y)×52 (Z) = 454,740 mesh
	Case 2	168 (X)×59 (Y)×54 (Z) = 535,248 mesh
	Case 3, 4	169 (X)×60 (Y)×54 (Z) = 547,560 mesh
流入条件	局所空調方式: パンカルーバ	風速: 3.70m/s、風量: 1,199m ³ /h、T _{in} : 18.4℃ 、設置個数: 4 k _{in} :1.8×10 ⁻¹ m ² /s ² 、ε _{in} :8.4×10 ⁻² m ² /s ³
	天井置換 換気方式	風速: 0.21m/s、風量: 1,199m ³ /h、T _{in} : Case 2, 3 ,4: 18.4℃ k _{in} : 4.2×10 ⁻⁴ m ² /s ² 、ε _{in} : 2.3×10 ⁻⁵ m ² /s ³
	OA ガラリ	風速: 0.78m/s、風量: 1,021m ³ /h、T _{in} : 26.4℃、k _{in} : 6.2×10 ⁻³ m ² /s ² 、ε _{in} : 2.0×10 ⁻⁴ m ² /s ³
	Dish Up①開口	風速: 0.40m/s、風量: 749m ³ /h、T _{in} : 28.8℃、k _{in} : 1.6×10 ⁻³ m ² /s ² 、ε _{in} : 5.3×10 ⁻⁵ m ² /s ³
	Wash Up①開口	風速: 0.20m/s、風量: 662m ³ /h、T _{in} : 28.8℃、k _{in} : 4.0×10 ⁻⁴ m ² /s ² 、ε _{in} : 3.3×10 ⁻⁶ m ² /s ³
流出条件	排気 フード	EF-1 風速: 2.50m/s(ダクト断面)、風量: 1,080m ³ /h
		EF-2 風速: 4.70m/s(ダクト断面)、風量: 2,723m ³ /h
		EF-3 風速: 1.40m/s(ダクト断面)、風量: 437m ³ /h
自然流入・流出条件		Dish Up②・Wash Up②・Pass 開口、合計 1.86m ² 、流入温度(T _{in}): 28.8℃
壁面境界 条件	温度	発熱機器: 表面温度+対流熱伝達率による規定(表 4.3) 発熱量+対流熱伝達率による規定(表 4.3) 放射率: 0.9(壁面など), 0.8(フード・シンク)
	速度	一般化対数則
外部境界 条件	外気	温度: 26.4℃、熱貫流率:2.6 W/(m ² ・℃)、(対流熱伝達率: 外気側 18.0W/(m ² ・℃)、 厨房側 4.7W/(m ² ・℃)、壁体内の熱伝導を考慮)
	隣室	温度: 30.0℃、熱貫流率:1.8 W/(m ² ・℃) (対流熱伝達率:隣室側、厨房側ともに 4.7W/(m ² ・℃)、壁体内の熱伝導を考慮)
	天井	天井材外側表面温度: 30.0℃、熱貫流率 2.1 W/(m ² ・℃) (対流熱伝達率:厨房側 4.7W/(m ² ・℃)、天井材内部の熱伝導を考慮)
	パントリー 隣接壁面	温度:28.8℃、熱貫流率:1.8 W/(m ² ・℃)、(対流熱伝達率: パントリー側、厨房側 ともに 4.7W/(m ² ・℃)、壁体内の熱伝導を考慮)
	床	床材外側表面温度: 24.0℃、熱貫流率:3.6 W/(m ² ・℃) (対流熱伝達率:厨房側 4.7W/(m ² ・℃)、床材内部の熱伝導を考慮)
	冷蔵倉庫	庫内温度: 5.0℃、熱貫流率:0.5W/(m ² ・℃) (対流熱伝達率:厨房側 4.7W/(m ² ・℃)、壁体内の熱伝導を考慮)

表 4.3 発熱機器の熱境界条件

(1) 表面温度+対流熱伝達率による規定

名称	部位	規定温度 [℃]	対流熱伝達率 [W/(m ² ・K)]
電気フライヤ	表面	180	180
電気グリドル	表面(高温)	250	180
	表面(低温)	200	180
ジェット オープン	前面部分	54	10
	側面(出口)	70	25
	側面(入口)	90	25
	コンベア	100	50
電磁調理器	表面(高温)	240	180
	表面(低温)	50	10
食材コーナー	コールド	20	4.7
その他の表面	---	28	4.7

(2) 発熱量+対流熱伝達率による規定

名称	発熱量 (定格消費電力) [W]	対流熱伝達率 [W/(m ² ・K)]
食器洗浄機	869.0 (4,345)	25
電子レンジ	153.4 (1,120)	4.7
自動ゆで麺器	100.0 (6,250)	100
照明	76.0	4.7
炊飯器	50.0 (2,630)	4.7
湯せん用寸胴鍋	200.0	4.7
皿保温器	50.0	4.7
人体モデル	120.0	4.7

4.2.3 解析結果および考察

(1) 局所空調方式

空調給気の気流が確認できる鉛直断面($Y=1.5\text{m}$)と調理機器の熱上昇流が確認できる鉛直断面($Y=2.0\text{m}$)の解析結果を示す。

局所空調方式を想定した Case 1 の解析結果を図 4.3 に示す。Case 1 の空調給気の吹出し温度は 18.4°C であり、吹出し気流が空間下部の床面付近まで到達している。空間下部の領域で 26°C 、その他の領域で $25\sim 28^{\circ}\text{C}$ となり、後述する天井置換換気方式に比べ上下温度差は小さい。これは、空間上部の高温空気を吹出し気流が誘引し、厨房内の混合が活発であることによる。OA ガラリ近傍では 18.4°C のパンカルーバからの吹出し気流が空間下部に到達しているため、OA ガラリからの 26.4°C の外気は空間上部を流れることとなり、OA ガラリと排気フード(EF-1)との間でショートサーキットが生じている状況が見られる(図 4.3(b))。また、今回の検討では外気温度が 26.4°C であるが、外気温度が高くなる状況においては、空間温度が高くなると予想される。

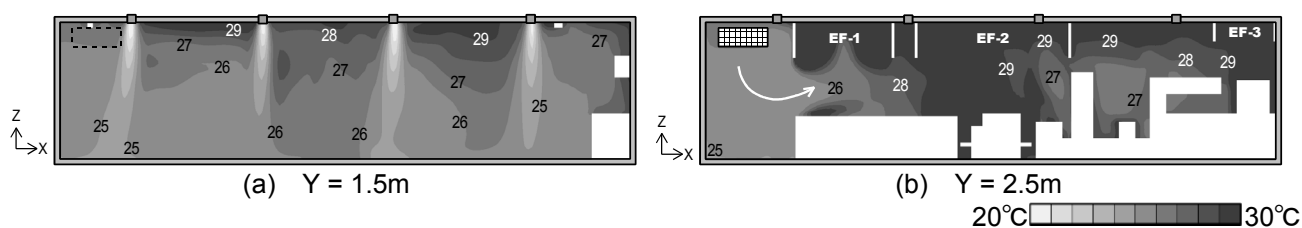


図 4.3 Case 1(局所空調方式: パンカルーバ) 解析結果 X-Z 断面
(給気口: パンカルーバ 4 箇所、給気温度: 18.4°C 、OA ガラリ: 26.4°C)

(2) 天井置換換気方式

天井置換換気方式の解析結果を図 4.4 に示す。置換換気用の天井給気口を OA ガラリ付近に設置した Case 2(図 4.4(1-a))では、天井置換換気方式の特徴である温度成層が形成されている。しかし、天井給気口を OA ガラリ付近に設置したため、空間下部に到達する天井給気口からの吹出し気流により、OA ガラリからの 26.4°C の外気は空間上部を流れることとなり、OA ガラリと排気フード(EF-1)との間でショートサーキットが生じる。さらに OA ガラリからの外気の流れが排気フード(EF-1)下の調理機器から発生した熱上昇流を押し出し、直上の排気フード(EF-1)で捕集されずに、右側の排気フード(EF-2)により捕集される様子が見られる(図 4.4(1-b))。

置換換気用の天井給気口を Dish Up 付近に設置した Case 3(図 4.4(2-a))では、Case 2 に対して、やや良好な温熱環境が形成されている。しかし、給気位置を天井面と同じ高さとしているために、天井近傍の高温空気を吹出し気流が誘引してしまい、作業域の空間温度がやや高くなっている。Case 2 で見られた OA ガラリからの外気の影響は Case 3 では顕著でない(図 4.4(2-b))。これは Case 2 では天井給気口が OA ガラリから比較的離れた位置にあるためである。

天井付近の高温空気の誘引をなくすために、置換換気用の天井給気口の周囲に垂れ壁(500mm(H))を設けた Case 4(図 4.4(3-a))では、Case 3 よりも天井近傍を除き低く、FL+1.8m までの作業域での平均空気温度は Case 3 では 25.2°C 、Case 4 では 24.8°C であった。このことにより、置換換気用の天井給気口に垂れ壁を設置することは、作業域の温熱環境を良好にするための有効な方法であると考えられる。置換換気用の天井給気口の周囲に想定した垂れ壁の寸法は、垂れ壁下端と作業者の頭部との間隔を十分にとり、視線の妨げにならない

ことを考慮した上で、できるだけ垂れ壁下端を下げ、空間上部の高温空気を置換換気の給気が誘引しないように設定した。ただし、調理作業の障害とならないような工夫がさらに必要であると考えている。

以上のように、局所空調方式より天井置換換気方式の方が厨房内温度は良好となり得ることと、置換換気用の天井給気口の位置と垂れ壁の影響をCFD解析により検討した。

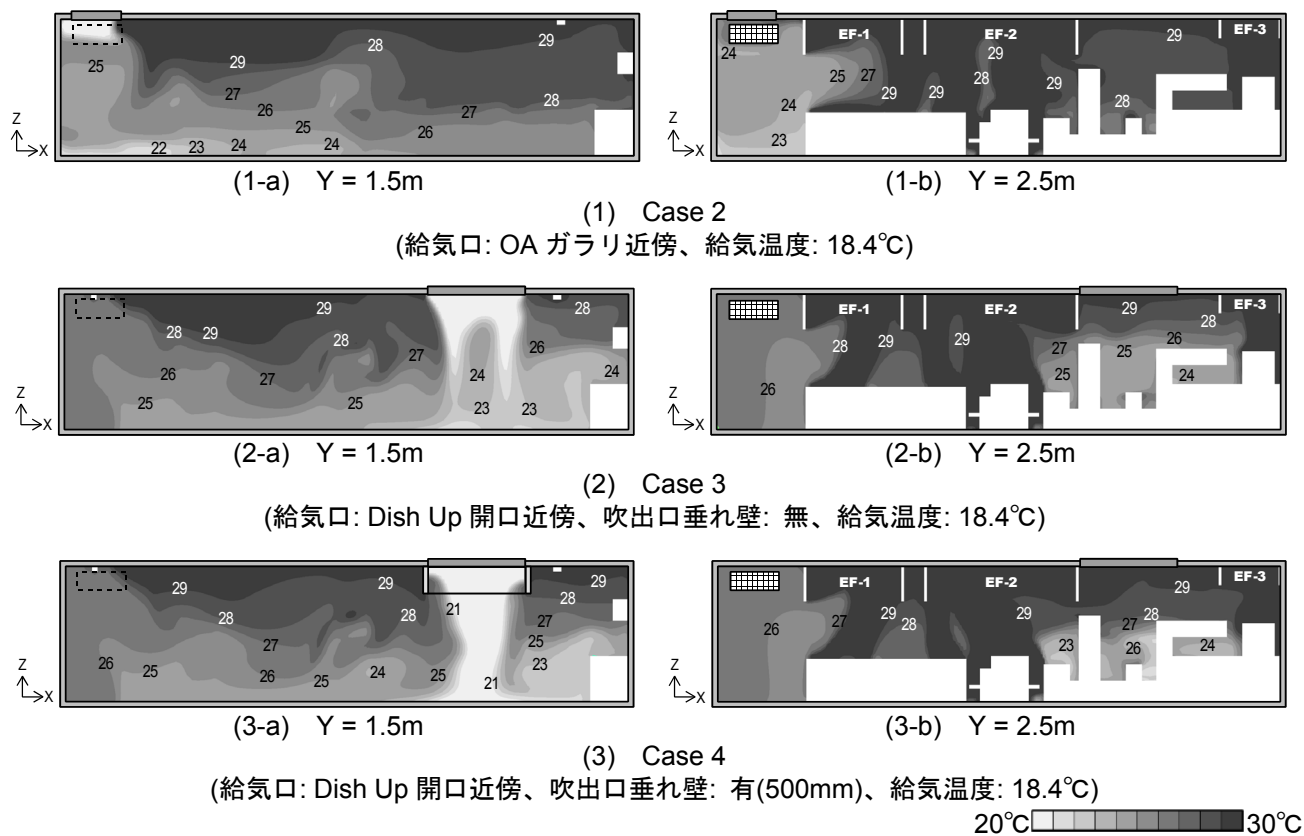


図 4.4 天井置換換気方式 解析結果 X-Z 断面

4.3 CFD 解析による置換換気方式の省エネ性と快適性向上の検討

4.3.1 解析ケースおよび解析条件

ここでは、前節で検討した天井給気型置換換気・空調方式に関して、さらに省エネルギー性と快適性の向上を意図した検討を CFD 解析により行う。局所空調方式の解析モデルは前節の図 4.1 と同じであり、天井置換換気方式の解析モデルを図 4.5 に示す。本節では置換換気用の天井給気口の位置を厨房とパントリーの境界に沿って配置している。これは、前節において Case 2 では OA ガラリと排気フード(EF-1)のショートサーキットが見られたことと、Case 3 と Case 4 では作業域の一部の空気温度が低かったことを考慮し、さらに照明レイアウトなどとの整合性を総合的に考えた結果の配置である。また、前節の結果を踏まえ、天井置換換気方式では給気口周囲には 50cm の垂れ壁を想定する。解析ケースを表 4.4 に示す。また、前節で示した実測時の条件では外気温が高くなかったが、ここでは外気温が 35℃の夏期を検討する。局所空調方式では外気温が低い冬期 Case 1-w を検討している。また、天井置換換気方式では OA ガラリからの外気の導入は行わないこととしており、パントリーからの移送空気量はケースによって異なる(表 4.4 参照)。省エネルギーを意図して換気量を低減した条件、給気温度を上げた条件を検討した。解析条件を表 4.5 に示す。発熱機器の熱境界条件は前節と同様である。

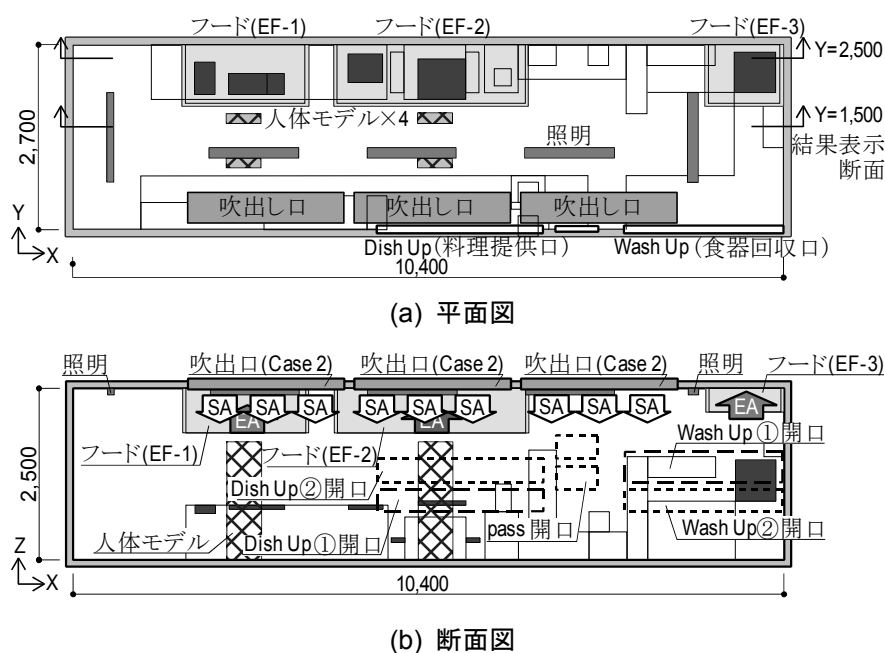


図 4.5 解析モデル(置換換気方式)

単位:[mm]

表 4.4 解析ケース

解析 ケース	排気風量 [m ³ /h]	給気口 (SA)	給気温度	パントリー からの移送量	OA ガラリ (流入温度)
Case 1-s	4,240	局所空調方式: パンカルーバ	18.4℃	2,020 m ³ /h	有(35.0℃)
Case 1-w					有(0.6℃)
Case 2-1		天井給気型 置換換気方式	21.4℃	3,041 m ³ /h	---
Case 2-2					---
Case 2-3	3,217			2,018 m ³ /h	---

表 4.5 解析条件

解析領域(X)×(Y)×(Z)			10.6 m(X)×2.9 m(Y)×2.7 m(Z)
乱流モデル			標準 k - ε モデル
メッシュ分割数			159 (X)×55 (Y)×52 (Z) = 454,740 mesh
流入 条件	パンカルーバ		表 4.2 参照
	置換換気(天井)		風量:1,199m ³ /h (風速: 0.12m/s)、T _{in} : Case 2-1: 18.4℃, Case 2-2～2-3: 21.4℃
	OA ガラリ (Case 1)		風量:1,021m ³ /h (風速: 0.78m/s)、T _{in} : Case 1-s: 35.0℃, Case 1-w: 0.6℃
	Dish Up①開口		風量:749m ³ /h(風速: 0.40m/s), T _{in} : 28.8℃
	Wash Up①開口		風量:662m ³ /h (風速: 0.20m/s), T _{in} : 28.8℃
流出 条件	排気 フード	EF-1	風量:1,080m ³ /h (フード面風速: 0.19m/s)
		EF-2	風量:Case 1-s, 1-w, 2-1, 2-2: 2,723m ³ /h(フード面風速: 0.31m/s) Case 2-3: 1,700m ³ /h(フード面風速: 0.20m/s)
		EF-3	風量: 437m ³ /h (フード面風速: 0.12 m/s)
自然流入・流出条件			Dish Up②・Wash Up②開口: 1.86m ² , T _{in} : 28.8℃
壁面応力条件			表 4.2 参照
外部境界条件			外気温度: Case 1-s, Case 2-1～2-3: 35℃、Case 1-w: 0.6℃ 上記以外の条件は表 4.2 参照
発熱機器の熱境界条件			表 4.3 参照

4.3.2 解析結果および考察

(1) 局所空調方式

空調給気の気流が確認できる鉛直断面(Y=1.5m)と調理機器の熱上昇流が顕著に確認できる鉛直断面(Y=2.5m)の解析結果を示す。

局所空調方式を想定した解析結果を図4.6に示す。夏期を想定したCase 1-s(図4.6(1))では、OA ガラリからの外気の影響によって、作業域で27℃以上となっている。一方、冬期を想定したCase 1-w(図4.6(2))では作業域で12～23℃となっており、特にOA ガラリに近いフード(EF-1)の下部では外気の導入に伴うコールドドラフトにより、低温の領域が見られ、温熱環境が悪化している。

(2) 天井置換換気方式

天井置換換気方式を想定した解析結果を図4.7に示す。全てのケースで、温度成層が確認でき、調理機器上の熱上昇流の擾乱も顕著でなく、熱上昇流は壁面に沿って排気フードに向かっている。Case 2-1(図4.7(1))では、作業域温度は、OA ガラリからの外気の流入がないため、22～24℃程度で静穏かつ良好な温熱環境となっている。ただし、Case 2-1は局所空調方式のCase 1-sよりもパントリーからの移送空気が約1,000m³/h多く、食堂の空調エネルギーを併せて考えると必ずしも省エネルギー的であるとは限らない。Case 2-2(図4.7(2))では、Case 2-1に比べて3℃給気温度が高いが、作業域で25℃前後となっており、温熱環境は概ね良好である。換気量を約25%低減したCase 2-3(図4.7(3))では、厨房空間内の温度がCase 2-2と比べて高くなるものの、作業域の温度は24～27℃程度である。また、Case 2-3でのパントリーからの移送空気量は局所空調方式のCase 1-sとほぼ同じであり、局所空調方式より換気量が少なく、給気温度が高いことを考慮すると省エネルギー的な状況である。なお、吹出口を厨房とパントリーとの境界近傍の天井に設けると吹出し気流がパントリー側に逆流する可能性があるが、今回の条件ではパントリー側への逆流は見られなかった。しかし、吹出口の位置によってはパントリー側への逆流が生じる可能性があると考えられ、吹出口の位置には十分な配慮が必要である。

以上のように、天井置換換気方式では空調気流による擾乱の影響が局所空調方式に比べ小さく、排気フードの捕集性能が良好となるため、換気量を削減できる可能性がある。これに伴い、外気の導入が必要なくなり、厨房内の快適性向上が期待できる。さらに、冷房時の給気温度を上げることができれば、外気冷房の長期化などで省エネルギーと空調機の小サイズ化を達成できる可能性がある。

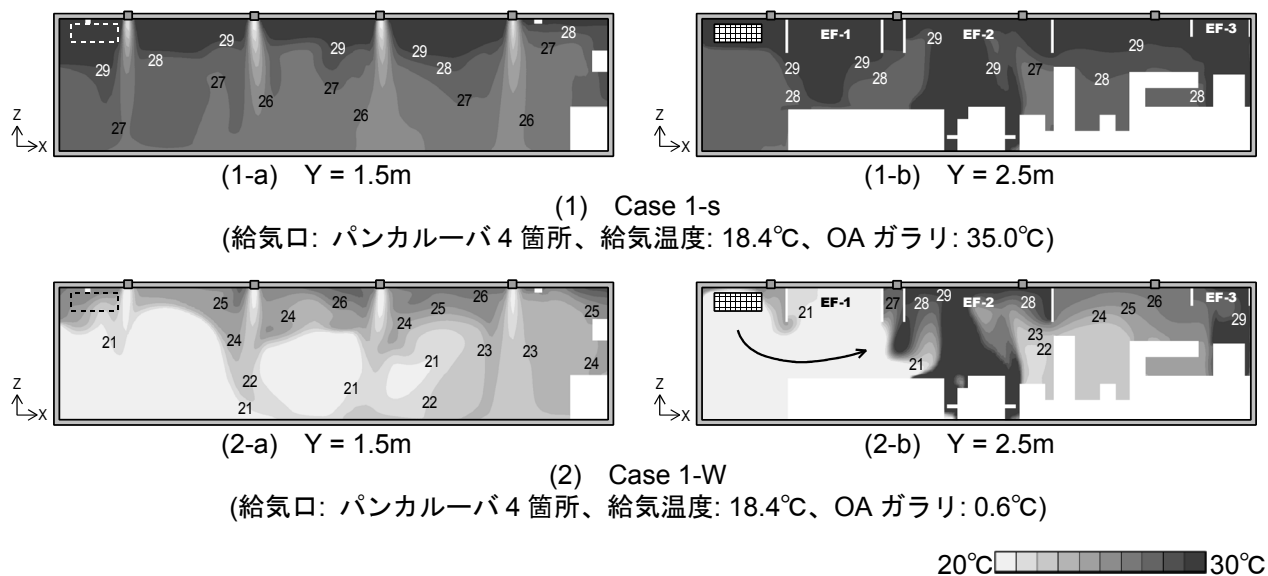


図 4.6 局所空調方式 解析結果 X-Z 断面

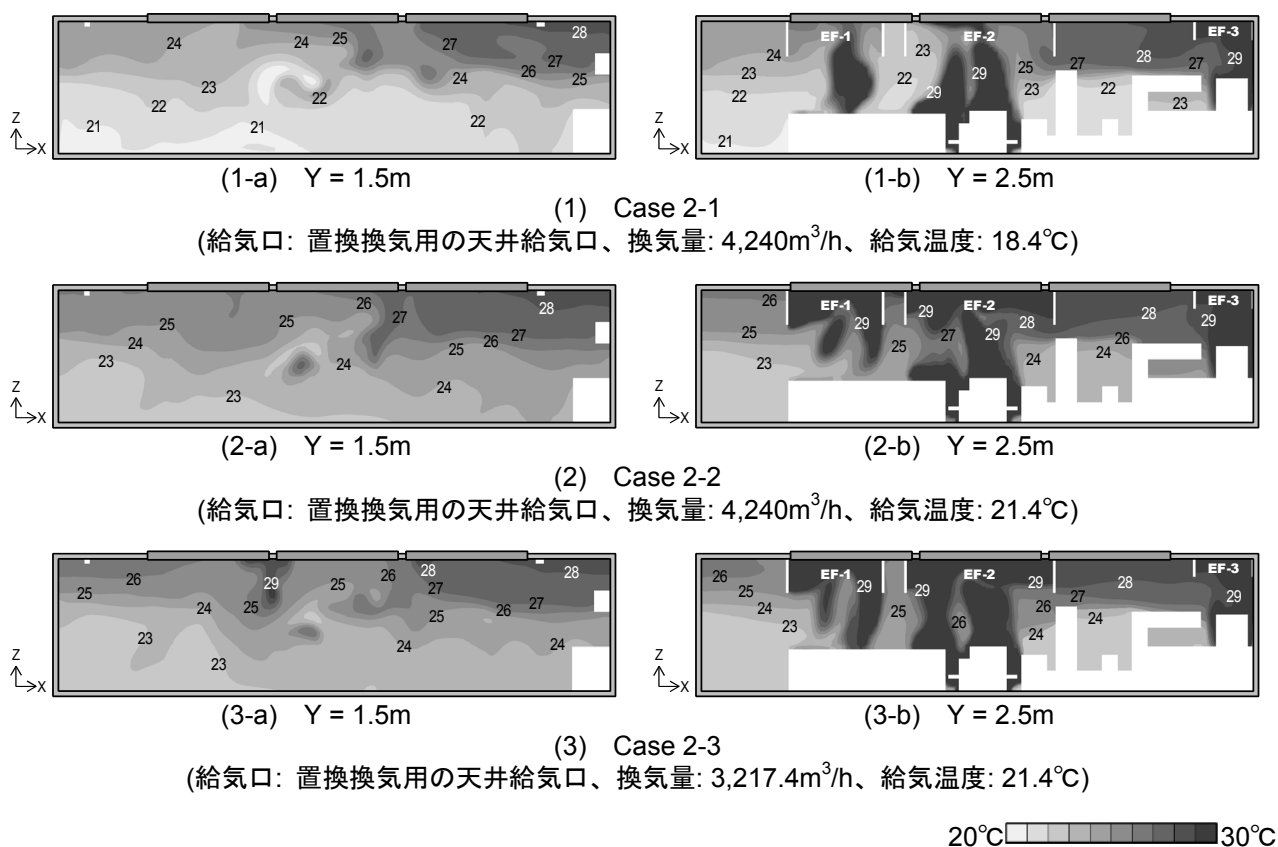


図 4.7 天井置換換気方式 解析結果 X-Z 断面

4.4 実験による局所空調方式と天井置換換気方式の検討

4.4.1 実験施設、実験ケースおよび実験条件

名古屋市 C 社内の厨房実験施設において実験を行なった。実験室(7.82m×2.7m×2.5mH)および測定点などを図 4.8 と表 4.6 に示す。この施設では前々節と前節の CFD 解析で検討したファミレスの厨房環境を実験により検討できる。前章までの CFD 解析では調理者による擾乱を考慮していなかったが、実験では Nordtest VVS088¹⁾に準拠し、擾乱を発生させている。ただし、CFD 解析モデル(図 4.1、図 4.2、図 4.5)中の食器洗浄機とその上にある排気フード(EF-3)や照明の一部は実験スペースの制約により実験では再現していない。実験ケースを表 4.7 に示す。実験においても給気口(SA)をパンカルーバとした局所空調方式と給気口を多孔板とした天井置換換気方式を比較する。フード排気量(フード面風速)は 3,775m³/h(0.3m/s)と 2,517m³/h(0.2m/s)の 2 条件とし、天井排気口とフード袖壁の効果を検討する。擾乱発生装置の移動速度は 0.3m/s と 0.5m/s の 2 条件とし、給気温度は想定季節などにより変化させている。測定項目・計測機器を表 4.8 と表 4.9 に示す。厨房機器の稼動条件を表 4.10 に示す。各ケースとも 3 つの鍋(直径 30cm)およびゆで麺器に水を入れ、湯を沸かす。フライヤには植物油を投入し、180℃に加熱し、グリドルとジェットオーブンは 250℃に加熱し、擾乱発生装置を稼動させた状態で、トレーサガス(HFC 134a)をグリドル直上で発生させ、60 分程度経過後の安定した状態で温度・濃度を測定した。実験状況を写真 4.1 に示す。

実験における調理機器の負荷の多くは、別途実施したファミレスの厨房における消費電力の計測値(昼間の繁忙時間帯 1 時間平均値)を参考に設定した。

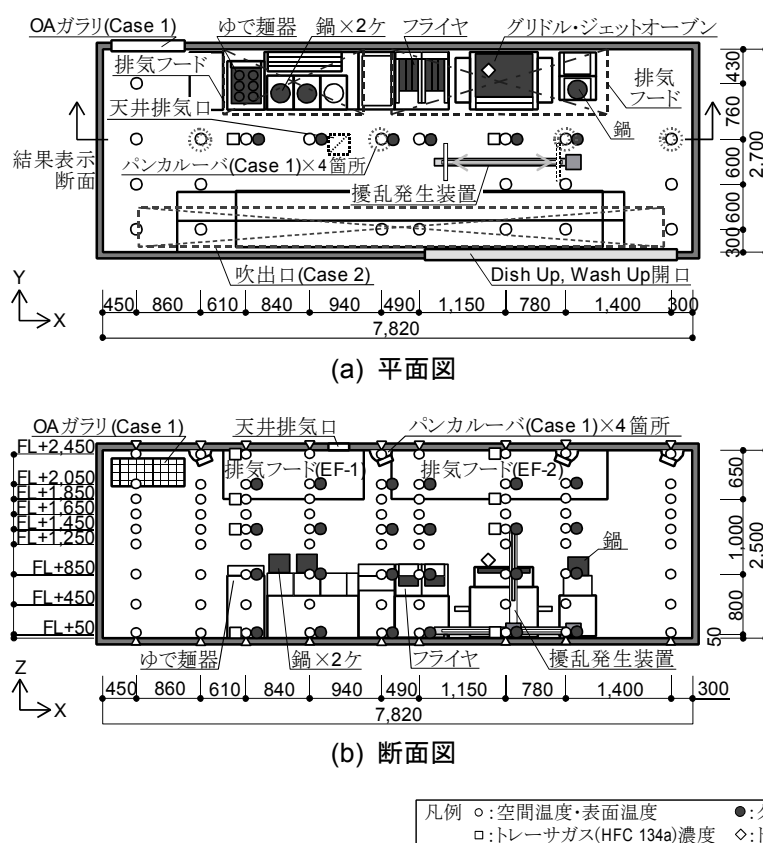


図 4.8 実験概要および測定点

単位:[mm]

表 4.6 実験室の設備概要

実験室寸法(内寸)		7,796mm×2,696mm×2,500mm
床・壁・天井		断熱パネル(42mm)、断熱性能: 0.49W/(m ² ・K)
空調機	外気条件用	5,400m ³ /h×350Pa×3.7kW、乾球温度: 5～35℃、相对湿度: 30～80% 冷房能力: 58kW、暖房能力: 70kW
	隣室条件用	1,080m ³ /h×200Pa×0.75kW、乾球温度: 20～30℃、相对湿度: 0～80% 冷房能力: 23kW、暖房能力: 13kW
	厨房内条件用	5,400m ³ /h×350 Pa×3.7kW、乾球温度: 10～35℃、相对湿度: 成り行き 冷房能力: 137kW、暖房能力: 70kW
給気口	局所空調	パンカルーバ: 165φ(#12)、アルミ製
	置換換気	多孔板: 500mm×880mm×8 枚、アルミ製 パンチングメタル開口率 40%
	隣室	790mm×700mm×2 枚、785mm×700mm×2 枚 アルミ製 パンチングメタル開口率 50%
	OA ガラリ	多孔板: 900mm×400mm×1 枚、アルミ製 パンチングメタル開口率 50%
排気口	排気フード(EA-1)	2,850mm×850mm×650mm、SUS430 1.0t、袖壁: プラスチック段ボール
	排気フード(EA-2)	1,850mm×850mm×650mm、SUS430 1.0t、袖壁: プラスチック段ボール
	天井排気口	HS、200mm×200mm
内部 発熱	電磁調理器	卓上型、外形: 350mm×450mm×280mm 総合消費電力: 2.5kW×5 台、鍋: 直径 300φ
	電気グリドル	外形: 750mm×750mm×265mm、総合消費電力: 10.7kW
	ジェットオーブン	外形: 1,400mm×902mm×655mm、総合消費電力: 12.5kW
	電気フライヤ	卓上型、外形: 350mm×800mm×310mm、 フライ面積: 420mm×280mm、油量: 18L、総合消費電力: 6.0kW
	ゆで麺器	外形: 504mm×652mm×800mm、総合消費電力: 6.2kW
	照明	蛍光灯: 42W×2 本×4 箇所

表 4.7 実験ケース

ケース	給気口(SA)			OA ガラリ (外気)		フード 排気量 [m³/h] (フード 面風速)	パントリー からの 移送量		天井 排気 [m³/h]	袖壁	擾乱 速度	想定 季節	投入 熱量※ [W]
	種類	風量 [m³/h]	温度 [°C]	風量 [m³/h]	温度 [°C]		風量 [m³/h]	温度 [°C]					
Case 1-M-s	局所空調 方式: パンカ ルーバ	1,600 (400× 4)	16.4	600	35	3,775 (0.3m/s)	1,575	26	無	無	0.3m/s	夏期	4,541
Case 1-M-w			20.2		10			24				冬期	2,534
Case 1-L-s			16.4	無	917		26	夏期				4,541	
Case 1-L-w			20.1				24	冬期				2,587	
Case 2-L-s-1	天井置換 換気方式: 天井給気 口	1,600	18.0	無	無	2,517 (0.2m/s)	1,167	26	有 (250)	有	0.5m/s	夏期	3,696
Case 2-L-s-2													
Case 2-L-s-3													
Case 2-L-s-4											0.3m/s		
Case 2-L-s-5											20.0	冬期	3,696
Case 2-L-w			18.0				24	0.3m/s					

※ 表 4.7 中の投入熱量は給気口(SA)の風量に、外気と給気のエンタルピー差と空気密度とを乗じて算出

表 4.8 測定項目

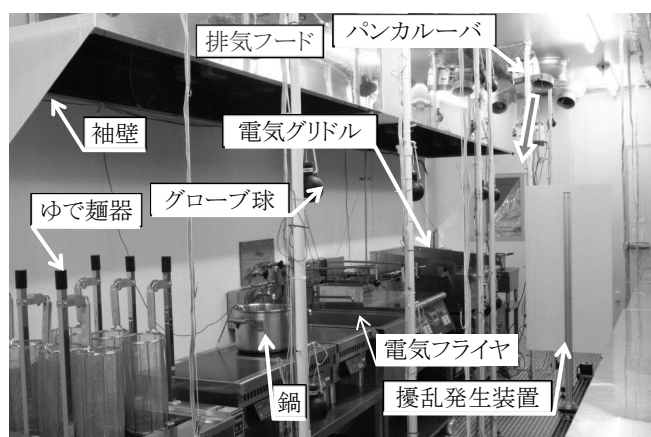
測定項目	測定・実施方法
空間温度分布	T 型熱電対を用い計 221 点を 1 分毎に計測
トレーサガス濃度	グリドル直上にて 1.0 L/min でトレーサガス(HFC 134a)を発生させ、室内 8 点で計測
風量	トレーサガス(HFC 134a)を用い、ダクト内濃度を測定し算出(予備実験時)
風速	微風速計を用い計 24 点を 1 分毎に計測
グローブ温度	グローブ球を用い計 24 点を 1 分毎に計測
試験室内外差圧	微差圧計により試験室の内外差圧を計測

表 4.9 計測機器

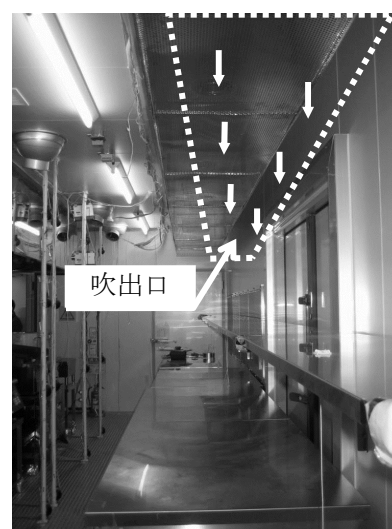
種類	計測機器	備考
温度	T 型熱電対	横河電機
	データロガー(DC 100)	
	グローブ球(75mm)	
風量・ トレーサガス	マスフローコントローラ	コブロック
	ガスモニタ(Type 1414-2)	INOVA
	サンプラ&ドーズ(Type 1309)	
	HFC 134a ガスボンベ	住友精化
風速	微風速計 1570	KANOMAX
試験室内外差圧	微差圧計(±100Pa)	山本電機製作所

表 4.10 厨房機器稼動条件

厨房機器	設定温度 [°C]	消費電力量[kW]		台数 [台]
		設定値	定格値	
電磁調理器	---	0.78	2.5	3
電気グリドル	250	1.80	10.6	1
ジェットオーブン	250	6.62	12.5	1
電気フライヤ	180	0.70	6.4	2
ゆで麺器	96	2.80	6.2	1



(a) 調理機器および排気フードなど



(b) 置換換気用の天井給気口

写真 4.1 実験風景

4.4.2 実験結果および考察^{注4.1)}

(1) 夏期条件における局所空調方式と天井置換換気方式の比較

Case 1-M-s(図 4.9(a))の局所空調方式では、パンカルーバの下部で局所的に温度の低い箇所が見られるが、全体的に温度が高い。Case 2-L-s-1(図 4.9(e))の天井置換換気方式では、Case 1-L-s(図 4.9(c))の局所空調方式に比べて作業域(FL+1.8m 以下)の温度は比較的低く、温度成層が形成されている。Case 1-L-s(図 4.9(c))のトレーサガス濃度は、上下方向でほぼ均一になっている。Case 1-M-s(図 4.9(a))のトレーサガス濃度が低いのは、フード排気量が多いことによると考えられる。

(2) 冬期条件における局所空調方式と置換換気方式の比較

Case 1-M-w(図 4.9(b))の局所空調方式では、OA ガラリからの外気の影響により温度が低い。一方、フード排気量を小さくした Case 1-L-w(図 4.9(d))では、作業域において温度が高い。Case 2-L-w(図 4.9(j))の置換換気方式では、作業域の温度は 25℃から 28℃程度であった。

(3) 天井排気口およびフード袖壁の有効性の検討

天井排気口がある Case 2-L-s-2(図 4.9(f))では、天井排気口がない Case 2-L-s-1(図 4.9(e))に比べて空間上部の温度が低く、天井排気口の効果が確認できる。また、フードの袖壁がある Case 2-L-s-3(図 4.9(g))では、フードの袖壁が無い Case 2-L-s-2(図 4.9(f))に比べて擾乱発生装置近傍の空間温度が低くなっており、袖壁の効果が確認できる。

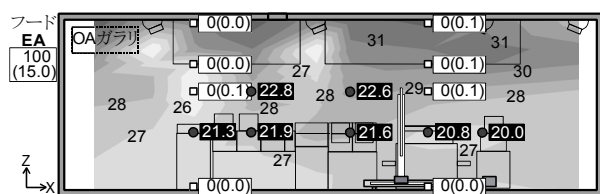
(4) 擾乱発生装置の移動速度および給気温度の検討

擾乱発生装置の移動速度が 0.5m/s の Case 2-L-s-4(図 4.9(h))では、移動速度が 0.3m/s の Case 2-L-s-3(図 4.9(g))に比べて、空間上部の高温領域が広く、トレーサガス濃度もやや高い。これは、Case 2-L-s-4 では擾乱発生装置の移動速度が高いため、フードの捕集性能が低下したことによると考えられる。また、給気温度が 20℃ の Case 2-L-s-5(図 4.9(i))では、給気温度が 18℃の Case 2-L-s-3(図 4.9(g))に比べて空間上部の高温領域が広い。

(5) 湿球黒球温度(WBGT)²⁾の算定

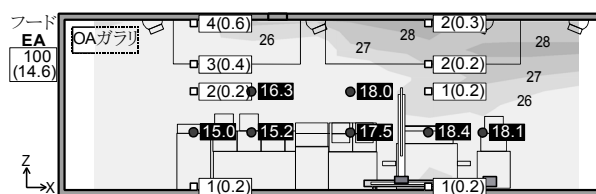
作業環境における熱ストレスの指標となる湿球黒球温度(WBGT)の算出を行なった。結果を図 4.9 の図中(黒枠内の数値)に示す。作業者の代謝率レベルが高代謝率(強度の腕と胴体の作業)であり、熱に順化していない作業で、かつ気流を感じないときの WBGT の基準値は 22℃である¹⁷⁾。局所空調方式の Case 1-M-s(図 4.9(a))では、FL+1,450mm でこの基準値を超える箇所がみられたが、それ以外のケースでは基準値である 22℃より低くなっている。

以上のように、調理擾乱を模擬的に与えた上で、実験により局所空調方式と天井置換換気方式を比較し、天井排気口とフード袖壁の有効性を示した。



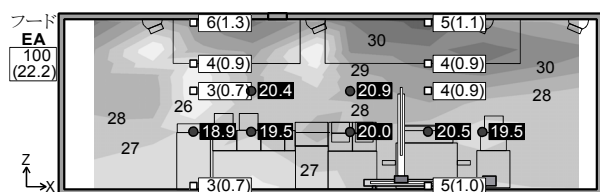
(a) Case 1-M-s 局所空調方式

(給気口: パンカルーバ, フード排気量: 3,775m³/h(フード面風速: 0.3m/s))
(天井排気: 無, 袖壁: 無, 擾乱: 0.3m/s, 給気温度: 16.4°C, 夏期)



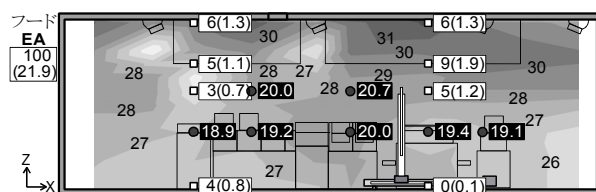
(b) Case 1-M-w 局所空調方式

(給気口: パンカルーバ, フード排気量: 3,775m³/h(フード面風速: 0.3m/s))
(天井排気: 無, 袖壁: 無, 擾乱: 0.3m/s, 給気温度: 20.2°C, 冬期)



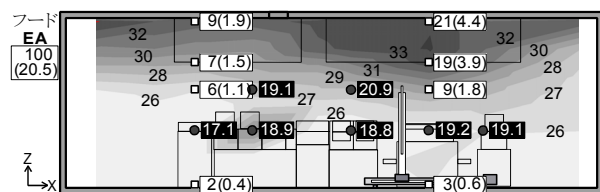
(c) Case 1-L-s 局所空調方式

(給気口: パンカルーバ, フード排気量: 2,517m³/h(フード面風速: 0.2m/s))
(天井排気: 無, 袖壁: 無, 擾乱: 0.3m/s, 給気温度: 16.4°C, 夏期)



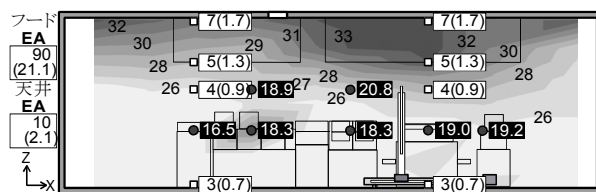
(d) Case 1-L-w 局所空調方式

(給気口: パンカルーバ, フード排気量: 2,517m³/h(フード面風速: 0.2m/s))
(天井排気: 無, 袖壁: 無, 擾乱: 0.3m/s, 給気温度: 20.1°C, 冬期)



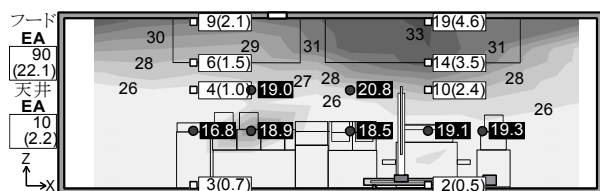
(e) Case 2-L-s-1 天井置換換気方式

(給気口: 多孔板, フード排気量: 2,517m³/h(フード面風速: 0.2m/s))
(天井排気: 無, 袖壁: 無, 擾乱: 0.3m/s, 給気温度: 18.0°C, 夏期)



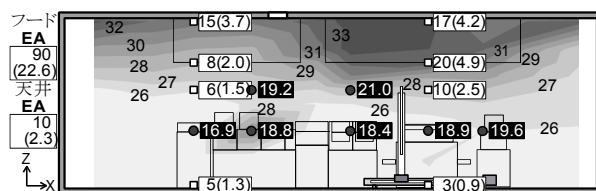
(f) Case 2-L-s-2 天井置換換気方式

(給気口: 多孔板, フード排気量: 2,517m³/h(フード面風速: 0.2m/s))
(天井排気: 有, 袖壁: 無, 擾乱: 0.3m/s, 給気温度: 18.0°C, 夏期)



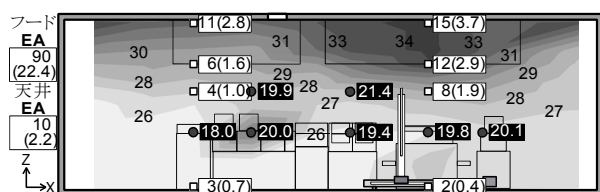
(g) Case 2-L-s-3 天井置換換気方式

(給気口: 多孔板, フード排気量: 2,517m³/h(フード面風速: 0.2m/s))
(天井排気: 有, 袖壁: 有, 擾乱: 0.3m/s, 給気温度: 18.0°C, 夏期)



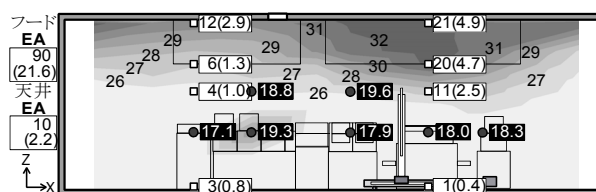
(h) Case 2-L-s-4 天井置換換気方式

(給気口: 多孔板, フード排気量: 2,517m³/h(フード面風速: 0.2m/s))
(天井排気: 有, 袖壁: 有, 擾乱: 0.5m/s, 給気温度: 18.0°C, 夏期)



(i) Case 2-L-s-5 天井置換換気方式

(給気口: 多孔板, フード排気量: 2,517m³/h(フード面風速: 0.2m/s))
(天井排気: 有, 袖壁: 有, 擾乱: 0.3m/s, 給気温度: 20.0°C, 夏期)



(j) Case 2-L-w 天井置換換気方式

(給気口: 多孔板, フード排気量: 2,517m³/h(フード面風速: 0.2m/s))
(天井排気: 有, 袖壁: 有, 擾乱: 0.3m/s, 給気温度: 18.0°C, 冬期)

* 黒枠内=WBGT[°C] * 白枠内=完全混合濃度で無次元化[%] * 白枠()内=トレーサガス(HFC 134a)濃度[ppm]

25°C 35°C

図 4.9 実験結果 X-Z 断面

単位: [°C]

4.5 実在店舗における厨房内温熱環境と空調消費電力量の実測

4.5.1 実測対象厨房

名古屋市内にある独立した平屋建てのファミレス厨房(厨房床面積: 約 40m²、24 時間営業)を対象とした。店舗は客席数 100 席程度の一般的な規模であり洋食を提供している。実測を行った店舗の平面図を図 4.10 に、厨房内の調理機器レイアウトを図 4.11 に、主要な調理機器の仕様を表 4.11 に示す。この厨房では、天井置換換気方式と局所空調方式とを切り替えることができるように設計されている。2008 年 8 月～2009 年 2 月中旬の約 7 か月間と 2009 年 8 月の 1 週間に局所空調方式の状態で測定し、2009 年 2 月中旬～9 月の約 8 か月間に天井置換換気方式の状態で測定した。給・排気口レイアウトを図 4.12 に、空調システム構成を図 4.13 に、給・排気条件を表 4.12 に示す。

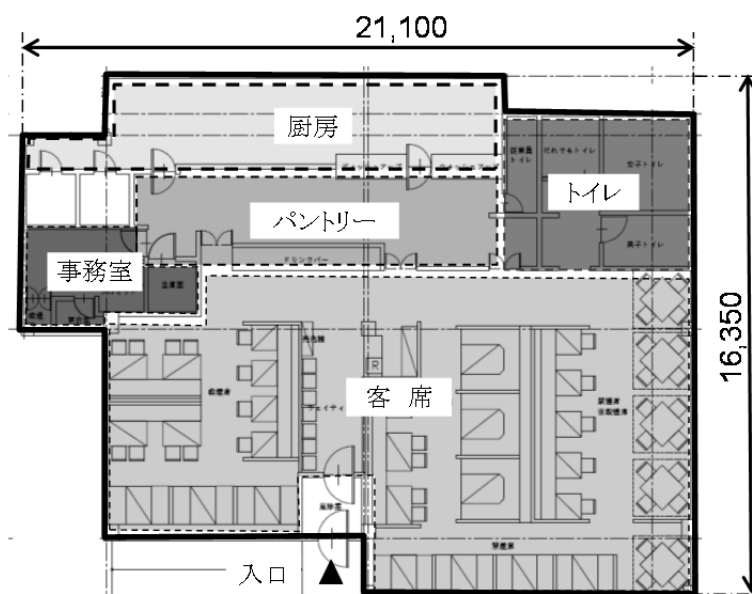


図 4.10 店舗平面図

単位:[mm]

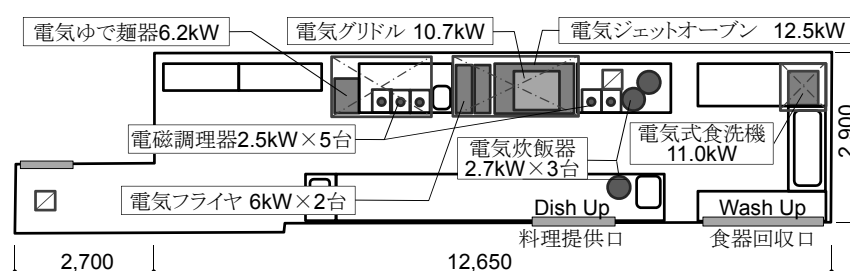
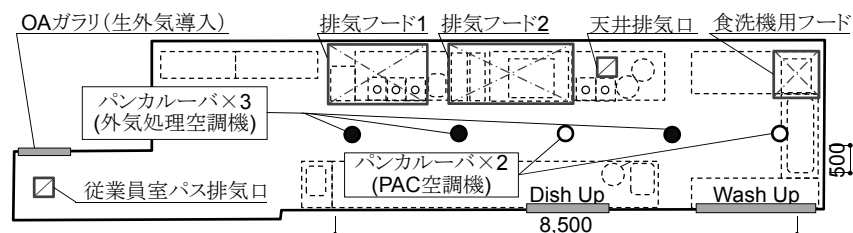


図 4.11 厨房内の調理機器レイアウト

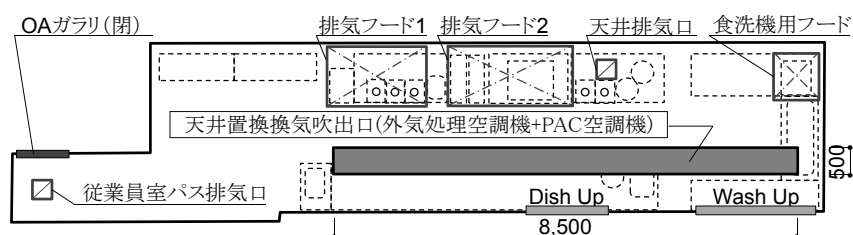
単位:[mm]

表 4.11 主要な調理機器の仕様

機器名	定格消費電力[kW]	台数
電磁調理器	2.5	5
電気炊飯器	2.7	3
電気グリドル	10.7	1
電気フライヤ	6.0	2
電気ジェットオーブン	12.5	1
電気ゆで麺機	6.2	1
電気式食器洗浄機	11.0	1



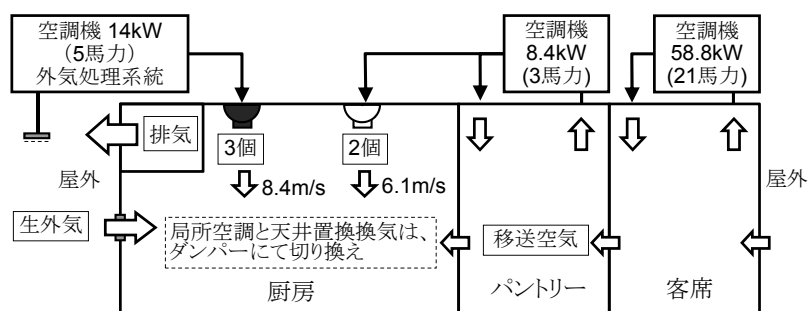
(a) 局所空調



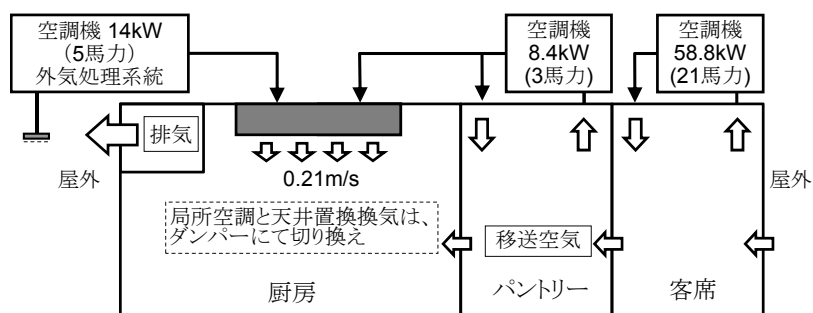
(b) 天井置換換気

図 4.12 給・排気口レイアウト

単位:[mm]



(a) 局所空調



(b) 天井置換換気

図 4.13 空調システム構成

表 4.12 給・排気条件

		局所空調		天井置換換気	
		風量 [m ³ /h]	面風速 [m/s]	風量 [m ³ /h]	面風速 [m/s]
排気量	排気フード1	2,045	(0.43)	1,050	(0.22)
	排気フード2	3,030	(0.48)	1,600	(0.26)
	食洗機用フード	760	(0.36)	760	(0.36)
	天井排気口	268	-	268	-
	従業員室パス排気口(設計風量)	360	-	360	-
	合計	6,463	-	4,038	-
給気量	外気処理空調機	1,628	(8.37)	1,628	(0.21)
	PAC 空調機	795	(6.13)	795	
	OA ガラリ	1,430	-	0	-
	その他流入(Dish up ,Wash up)	2,610	-	1,615	-
	合計	6,463	-	4,038	-

前節で得られた検討結果に基づき、天井置換換気方式における換気量は局所空調方式より約4割少なくし、外気の導入を行わない。また、排気フードには三角形の袖壁を設け(写真4.2 参照)、厨房内上部の高温・高濃度となっている調理汚染物の誘引を少なくするため、天井面より400mm下の位置の給気口(開口率40%のパンチングメタル)から約0.15m/sの低風速で吹出した(写真4.3 参照)。局所空調方式では5つのパンカルーバから給気(平均吹出風速：約4.8m/s)を行い、従来の店舗と同様にOAガラリから外気の導入を行う。



写真 4.2 排気フード袖壁



写真 4.3 天井置換換気吹出口

4.5.2 実測方法

測定項目を表 4.13 に、計測機器を表 4.14 に、測定点を図 4.14 に示す。常時設置した計測機器により厨房内温湿度および調理機器と空調機の消費電力量を長期間測定した。また、特定の期間には図 4.14 に示す①～⑩の 10 か所で温湿度・風速・放射温度を 3 分間隔で移動計測した。

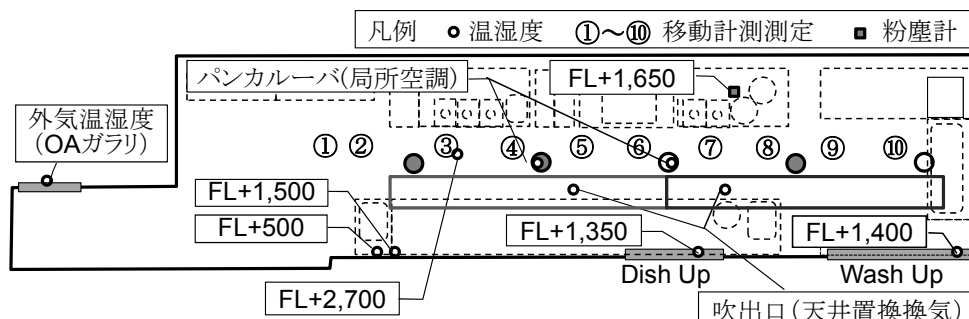


図 4.14 測定点

単位:[mm]

表 4.13 測定項目

測定項目	測定・実施方法
温熱環境測定(移動計測) (温度・湿度・風速・放射温度)	FL+850、+1,450mm
厨房内温度分布 (移動計測: 上下 10 点)	FL+50, +450, +850, +1,050, +1,250, +1,450, +1,650, +1,850, +2,050, +2,650mm
風量	トレーサガス(HFC 134a)を用い算出
厨房機器・空調機消費電力量	電流値で計測(主管は電力計測)、電圧と力率を乗じて補正
温湿度(常時設置)	厨房内 6 点、空調吹出口 2 点、OA ガラリ(外気温度)1 点
粉じん濃度	FL+1,650mm

表 4.14 計測機器

種類	計測機器	備考
温熱環境測定 (移動計測)	T 型熱電対	
	データロガー(XL122)	横河電機
	グローブ球(φ 75mm)	吉野計測
	温湿度記録計(TR-72U)	T&D
	熱式風速計(1570)	KANOMAX
風量・ トレーサガス濃度	マスフローコントローラ	コフロック
	ガスモニタ(Type 1414-2)	INOVA
	サンブラ&ドーズ(Type 1309)	
	HFC134a ガスボンベ	住友精化
温湿度(常時設置)	温湿度ロガー(3670)	HIOKI
消費電力量	クランプロガー(3673)	HIOKI
粉じん計	エアロゾルモニター(8533)	TSI

4.5.3 実測結果および考察

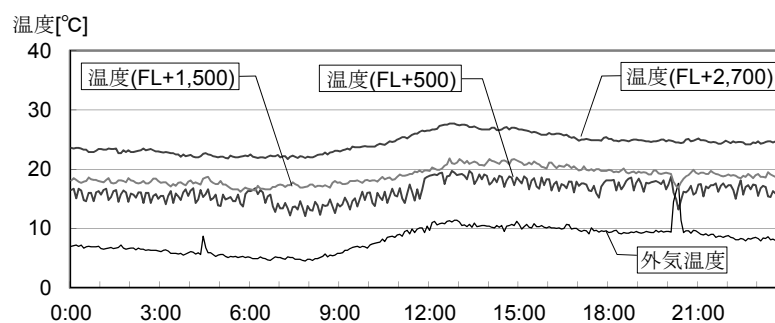
局所空調方式と天井置換換気方式について冬期・夏期の代表日の結果を示し、考察する。

(1) 厨房内温熱環境と空調消費電力量

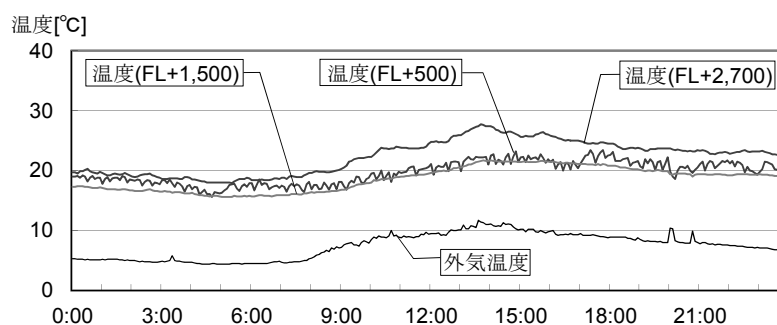
a) 冬期の厨房内温度と空調消費電力量の時間変化(図 4.15～図 4.18)

局所空調方式と天井置換換気方式において外気条件が同様な冬期1日の厨房内温度を図 4.15 と図 4.16 に、空調消費電力の時間変化を図 4.17 に示す。局所空調方式での厨房内温度は FL+1,500mm で 17～21℃であるに対し、FL+500mm では 13～19℃であり、夜間に足元の温度低下が大きい。一方、天井置換換気方式では、FL+1,500mm で 16～22℃、FL+500mm では 17～23℃であった。すなわち、天井置換換気方式では換気量を低減し、外気を導入しないため、夜間の温度低下が改善されている。天井置換換気方式では Dish-Up(料理提供口)の温度がやや高い。また、厨房用空調消費電力については両者に大きな差がないが、天井置換換気方式では客席用空調消費電力量が局所空調方式の約半分となっている。これは天井置換換気方式の場合、厨房の換気量が低減したことにより、客席から厨房への移送空気の量が約 60%に減り、この結果、客席部分の外気負荷が低減されたことによると考えられる。15～16 時の間の移動計測による厨房内の温度分布の結果を図 4.18 に示す。図の中央右寄りにある電気グリドル・電気ジェットオープン近傍の温度が他の領域に比べて高くなっている。

局所空調方式では天井置換換気方式よりも外気処理空調機系統の給気温度が 1.4℃高く、PAC 空調機系統の給気温度が 2.3℃高いにも関わらず、厨房内作業域(FL+1,850mm 以下の領域)の平均温度は、0.3℃低くなっている。これは局所空調方式では OA ガラリから外気を導入していることによると考えられる。

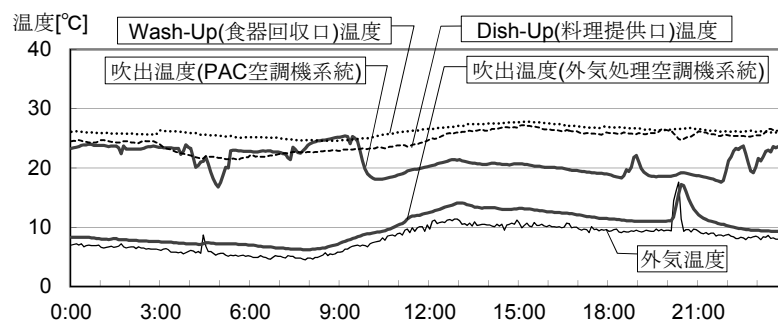


(a) 局所空調(計測日: 2009 年 1 月 14 日)

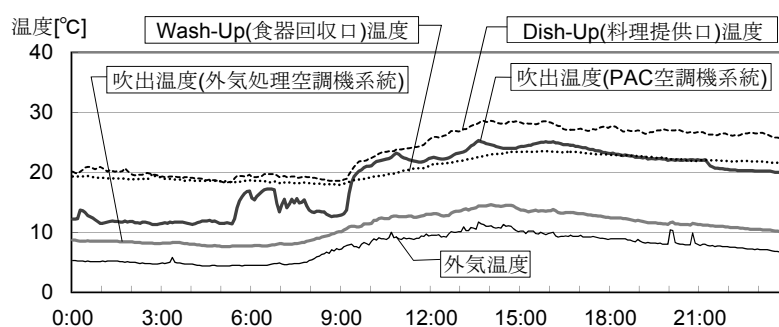


(b) 天井置換換気(計測日: 2009 年 3 月 26 日)

図 4.15 厨房内温度の時間変化(冬期)

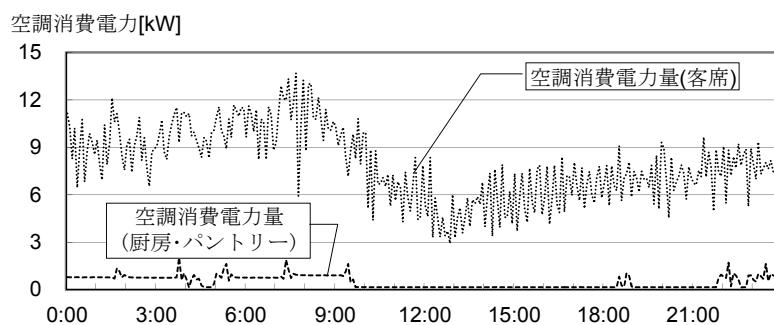


(a) 局所空調(計測日: 2009 年 1 月 14 日)



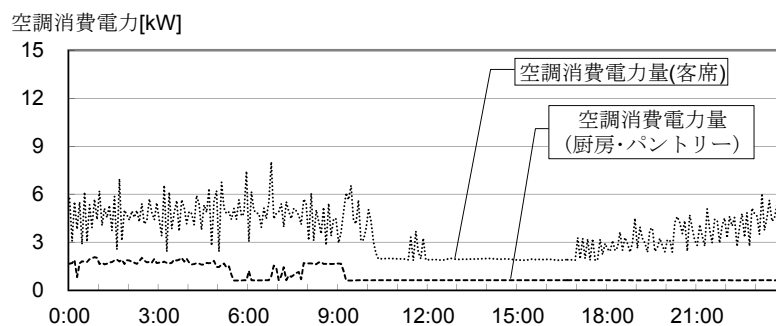
(b) 天井置換換気(計測日: 2009 年 3 月 26 日)

図 4.16 厨房内の空調機吹出温度と Dish-Up および Wash-Up 温度の時間変化(冬期)



(a) 局所空調(計測日: 2009 年 1 月 14 日)

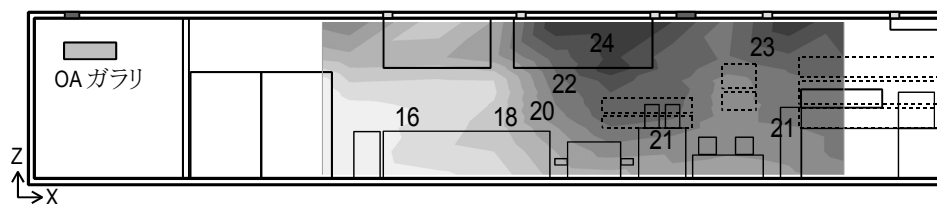
空調消費電力量: 203kWh/日



(b) 天井置換換気(計測日: 2009 年 3 月 26 日)

空調消費電力量: 110kWh/日

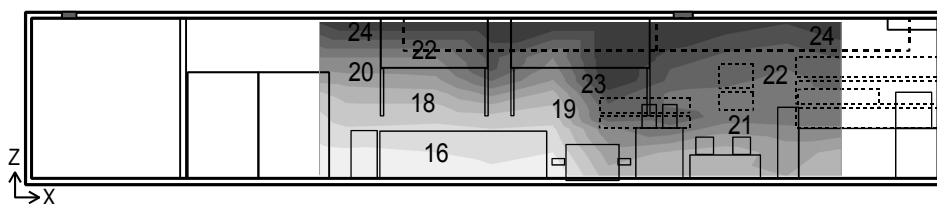
図 4.17 空調消費電力の時間変化(冬期)



(a) 局所空調

(計測日時: 2009 年 1 月 16 日 15:20~16:25)

吹出温度(外気処理空調機系統): 11.6°C、吹出温度(PAC 空調機系統): 22.0°C
 外気温度: 11.4°C、空調消費電力量 厨房・パントリー: 0.54kW、客席: 3.56kW
 厨房機器消費電力量: 15.5kW ※ 数値は計測中の平均値



(b) 天井置換換気

(計測日時: 2009 年 2 月 16 日 14:50~15:45)

吹出温度(外気処理空調機系統): 10.2°C、吹出温度(PAC 空調機系統): 19.7°C
 外気温度: 8.1°C、空調消費電力量 厨房・パントリー: 0.69kW、客席: 1.91kW
 厨房機器消費電力量: 14.3kW ※ 数値は計測中の平均値

15°C  25°C

図 4.18 厨房内温度分布の実測結果(冬期)

b) 夏期の厨房内温度と空調消費電力量の時間変化(図 4.19～図 4.22)

外気条件が同様な夏期1日の厨房内温度を図4.19と図4.20に、空調消費電力の時間変化を図4.21に示す。調理機器からの放熱や外部からの貫流の影響が大きく、既設の空調機容量は十分ではなかった。このため厨房内温度は、局所空調方式では FL+1,500mm、FL+500mm で 25～33℃であり、天井置換換気方式では FL+1,500mm で 27～30℃、FL+500mm で 27～32℃であり、やや高い。局所空調方式と天井置換換気方式において、Dish-Up の温度は Wash-Up の温度に比べてやや高く、局所空調方式と比べると天井置換換気方式の方が 13 時以降は 1.8℃ほど低くなっている。また、外気温度がピークとなる 14 時頃では、天井置換換気方式は局所空調方式と比べると FL+2,700mm 以外ではやや低い温度となっている。天井置換換気方式では夜間の客席用空調機の稼働率が低くなっており、天井置換換気方式では局所空調方式に比べて日積算で 20%程度の消費電力量の削減となっている。15～17 時の間の移動計測による厨房内の温度分布の結果を図 4.22 に示す。夏期においても局所空調方式では外気処理空調機の給気温度が 22.7℃と天井置換換気方式よりも 1.3℃低いにも関わらず、厨房内の作業域の平均温度は、2.1℃高くなっている。すなわち、天井置換換気方式では効率的に空調がなされていると考えられる。

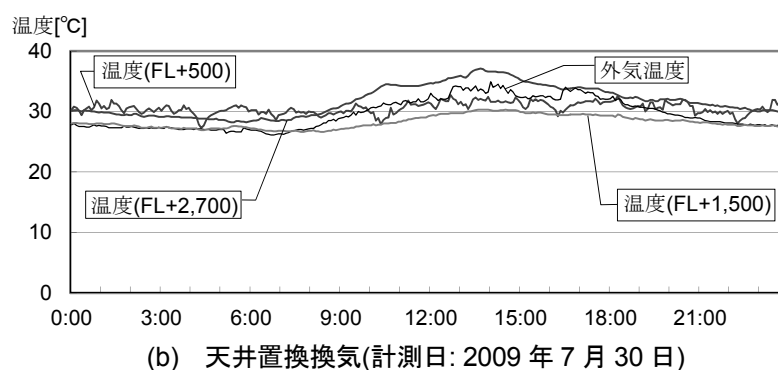
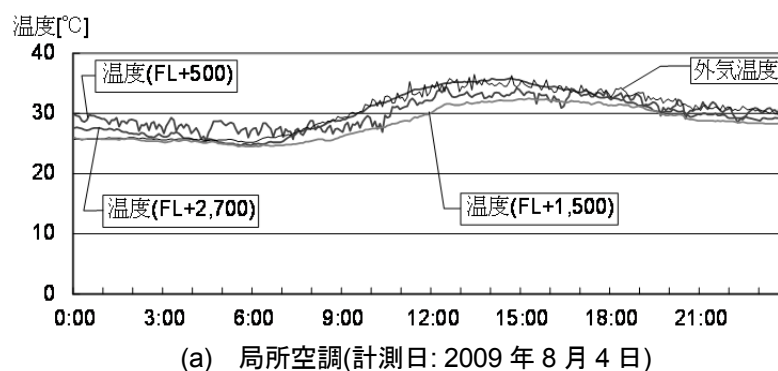
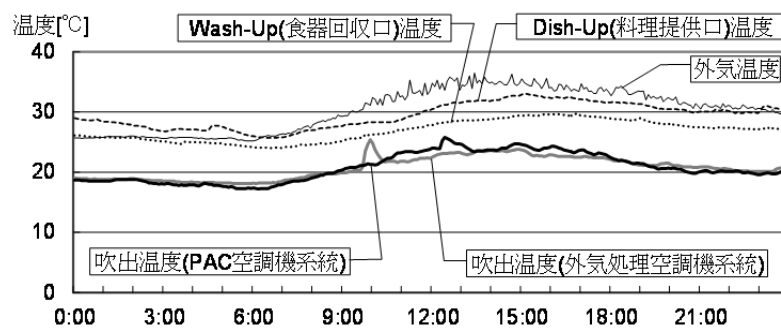
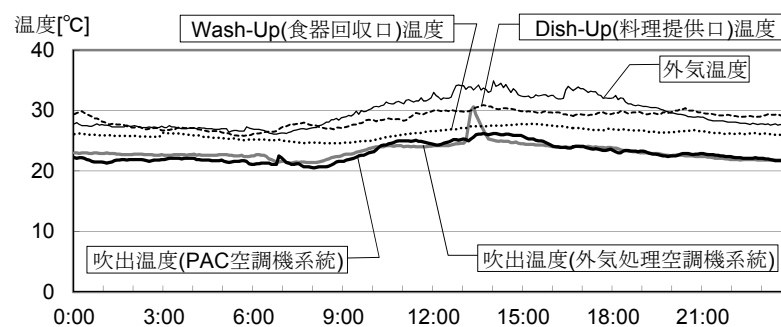


図 4.19 厨房内温度の時間変化(夏期)

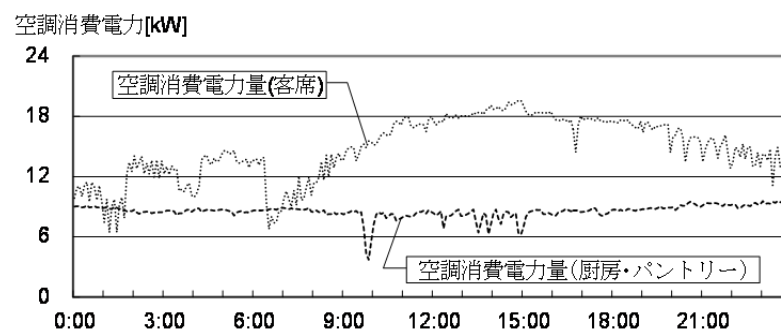


(a) 局所空調(計測日: 2009 年 8 月 4 日)



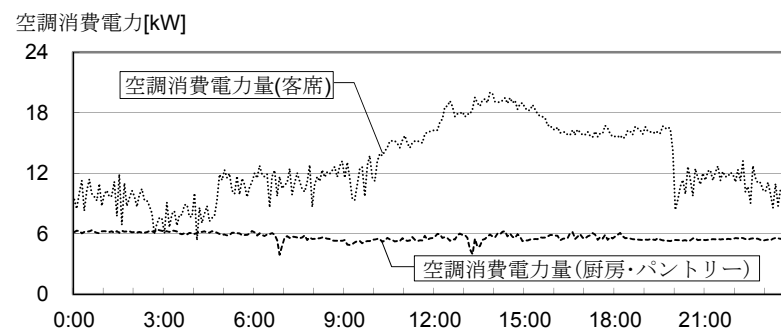
(b) 天井置換換気(計測日: 2009 年 7 月 30 日)

図 4.20 厨房内の空調機吹出温度と Dish-Up および Wash-Up 温度の時間変化(夏期)



(a) 局所空調(計測日: 2009 年 8 月 4 日)

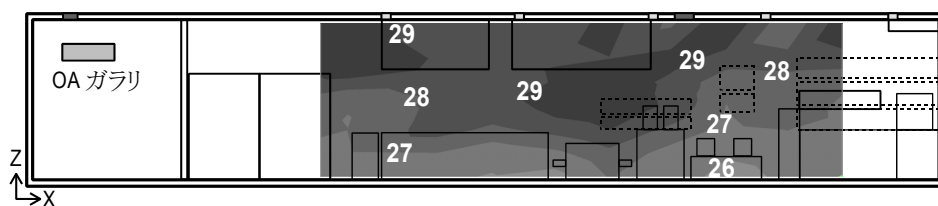
空調消費電力量: 559kWh/日



(b) 天井置換換気(計測日: 2009 年 7 月 30 日)

空調消費電力量: 449kWh/日

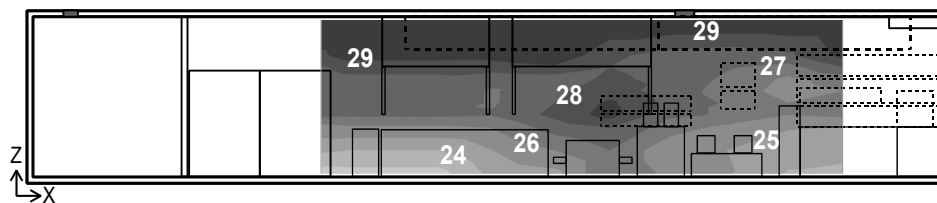
図 4.21 空調消費電力の時間変化(夏期)



(a) 局所空調

(計測日時: 2009 年 8 月 4 日 15:20~16:40)

吹出温度(外気処理空調機系統): 22.7℃、吹出温度(PAC 空調機系統): 23.9℃
 外気温度: 34.2℃、空調消費電力量 厨房・パントリー: 8.48kW、客席: 17.9kW
 厨房機器消費電力量: 21.1kW ※ 数値は計測中の平均値



(b) 天井置換換気

(計測日時: 2009 年 7 月 30 日 15:45~17:10)

吹出温度(外気処理空調機系統): 24.0℃、吹出温度(PAC 空調機系統): 24.0℃
 外気温度: 34.2℃、空調消費電力量 厨房・パントリー: 5.6kW、客席: 16.1kW
 厨房機器消費電力量: 19.1kW ※ 数値は計測中の平均値

20℃  30℃

図 4.22 厨房内温度分布の実測結果(夏期)

c) 日平均外気温度と日平均厨房内温度の関係(図 4.23)

日平均外気温度と日平均厨房内温度の関係を図 4.23 に示す。冬期(1～3 月)において、局所空調方式は天井置換換気方式より厨房内温度が低く、18℃を下回る日も見られるが、天井置換換気方式では、18℃以下となる日は見られない。夏期(7～9 月)において、局所空調方式は天井置換換気方式より厨房内温度が高く 30℃を超える日も多く見られる。

日平均外気温度とは、OA ガラリに設置した温度記録計の 5 分毎のデータの日平均であり、日平均厨房内温度とは、厨房内に常時設置した FL+500、FL+1,500 の温度記録計の 5 分毎のデータの日平均である。

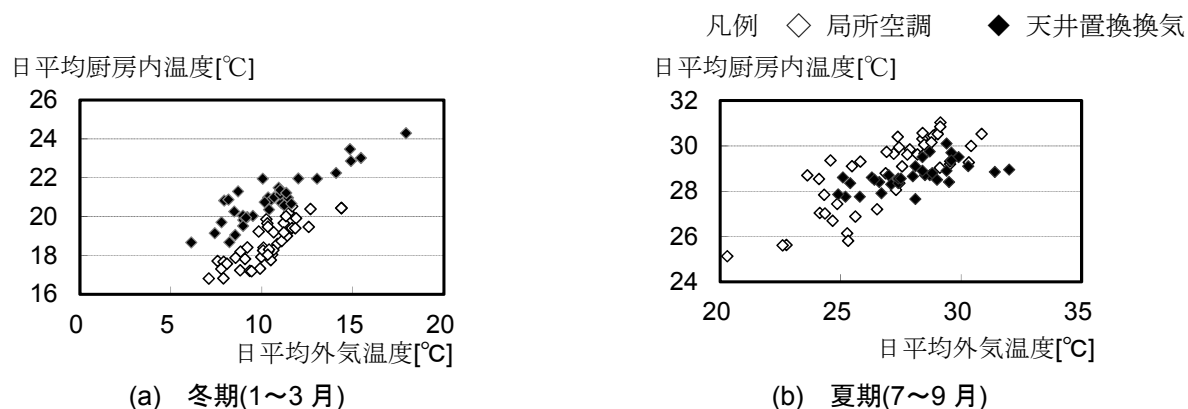


図 4.23 日平均外気温度と日平均厨房内温度の関係

d) 日平均外気温度と空調消費電力量の関係(図 4.24)

日平均外気温度と空調消費電力量の関係を図 4.24 に示す。冬期(1～3 月)および夏期(7～9 月)の両方で空調消費電力量は、天井置換換気方式の方が局所空調方式に比べて少ない。これは天井置換換気方式では換気量を低減させたことにより外気負荷が減ったためである。ただし、実測した店舗においては空調機容量が十分ではなかったために、天井置換換気方式と局所空調方式との差が小さくなった可能性が高い。もし、十分な能力の空調機が導入されていれば省エネ効果がさらに顕著となると考えられる。

空調消費電力量とは、厨房系統の空調機と客室系統の空調機の日積算電力量(kWh/日)である。

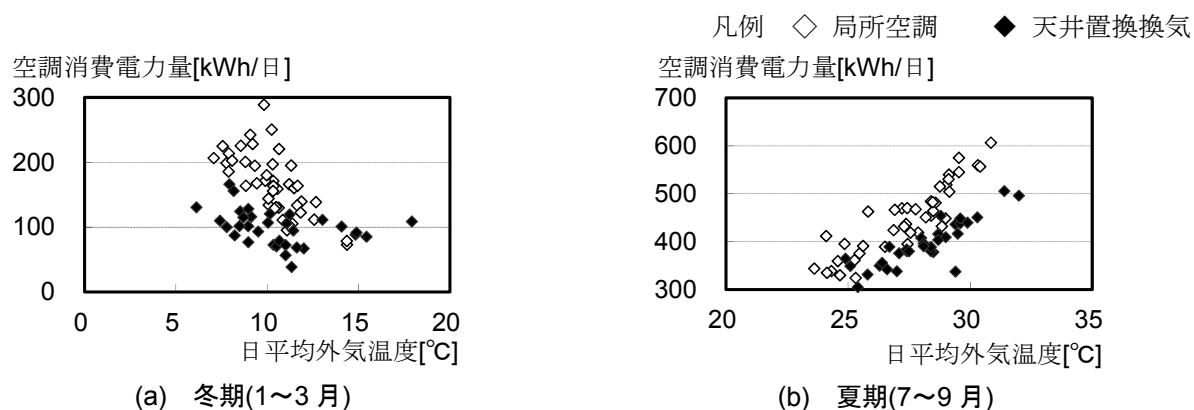


図 4.24 日平均外気温度と空調消費電力量の関係

e) 店舗面積と空調消費電力量の関係(表 4.15、図 4.25)

店舗の面積と電力量の実測結果を表 4.15 に、厨房・パントリーおよび客席の面積比率と空調消費電力量比率の関係を図 4.25 に示す。空調消費電力量比率は冬期(1～3 月)および夏期(7～9 月)の実測値から 1 日の電力量の平均値を算出し、厨房・パントリーと客席の空調消費電力量との割合として示す。ファミレス店舗は独立した建屋であり、厨房・パントリーの面積比率は 25.5%、客席の面積比率は 59.2%である。冬期の店舗全体の空調消費電力量比率は、局所空調で 14.7%、天井置換換気で 8.0%と夏期に比べて低くなっている。夏期の店舗全体の空調消費電力量比率は、局所空調で 40.5%、天井置換換気で 32.5%と空調で消費する電力量の割合が大きいことがわかる。厨房・パントリーの空調消費電力量比率でみると、局所空調で 14.8%、天井置換換気で 9.8%であり、面積に対する消費電力量は客席より厨房・パントリーのほうが多くなっている。また、電化厨房では、調理機器の電力量が多くなることから、冷暖房による電力消費量の占める割合はガス厨房に比べて小さくなる。

表 4.15 店舗面積と空調消費電力量

	面積[m ²] (比率[%])				消費電力量[kWh/日] (比率[%])			
	厨房	パントリー	客席	店舗全体	季節	厨房・ パントリー 空調	客席空調	店舗全体
局所空調	41.07 (13.8)	34.56 (11.6)	176.0 (59.2)	297.12	冬期	12(0.9)	191(13.8)	1,081
					夏期	205(14.8)	354(25.6)	1,381
天井置換 換気					冬期	23(1.7)	87(6.3)	1,081
					夏期	136(9.8)	313(22.7)	1,381

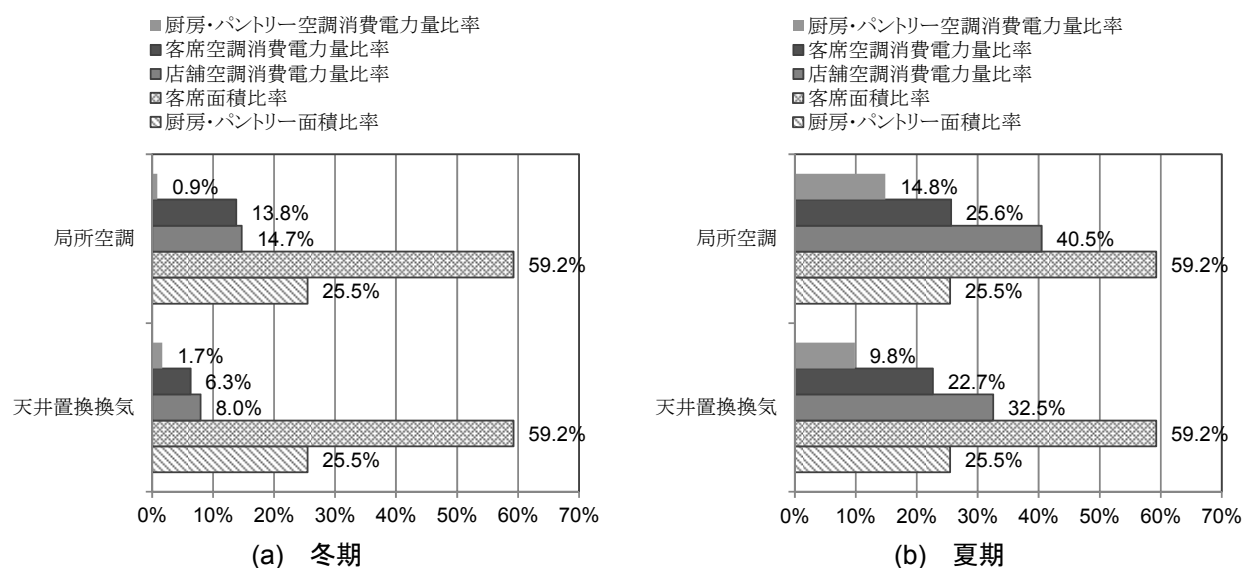


図 4.25 店舗面積と空調消費電力量の関係

(2) 標準新有効温度 SET*

移動計測により測定した温湿度、風速、放射温度のデータから FL+850mm と FL+1,450mm における SET* を算定した結果を図 4.26 に示す。SET* の設定条件として、夏期・冬期ともに代謝量(met 値)は 1.6、着衣量(clo 値)は 0.6 として算出した。冬期の SET* は、局所空調方式では 19.0~27.2℃であるのに対し、天井置換換気方式では 21.3~27.3℃であった。天井置換換気方式では OA ガラリからの外気の影響が無いため、局所空調方式に比べて厨房内での分布が小さい。夏期の SET* では、局所空調方式では 30.5~33.7℃であるのに対し、天井置換換気方式では 29.6~32.4℃であり、わずかに低くなった。

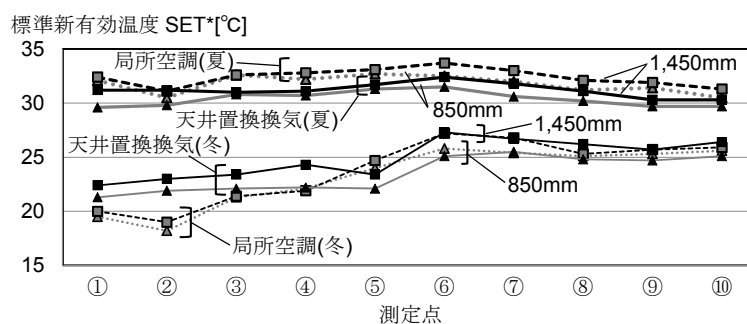


図 4.26 SET*の算出結果(冬期および夏期)

(3) 粉じん濃度

調理作業に伴い発生するオイルミストや粉じんなどの影響を把握するために、7月29日～8月5日の期間に粉じん計を調理作業に影響を及ぼさないFL+1,650mmの高さに設置して、1分間隔で連続的に厨房内粉じん量を測定し、1日の平均粉じん濃度とした結果を図4.27に示す。今回の粉じん濃度測定で使用した粉じん計は、粒径範囲が $0.1\sim 15\mu\text{m}$ で、濃度範囲が $0.001\sim 150\text{mg}/\text{m}^3$ の仕様のものを用いた。平日の結果と比較すると天井置換換気方式と局所空調方式に大きな差は無かった。また、週末の平均粉じん濃度は平日と比較するとやや高く、 $0.15\text{mg}/\text{m}^3$ を超える状況がみられた。これは店舗への来客数の影響や天井置換換気方式ではOAガラリからの外気の流入を無くしたことなどが要因として考えられるが、今回の測定では明確な理由は特定できていない。

実測対象厨房の近くにある2つのファミレス店舗における1日ごとの来客数の推移を図4.28に示す。週末の来客数は平日に比べて、約1.7倍となっている。

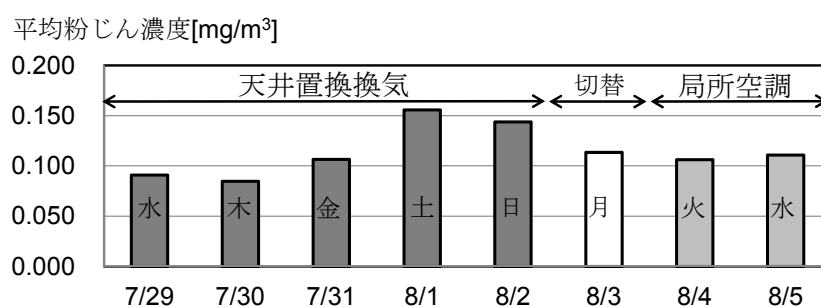


図 4.27 日平均粉じん濃度の変化(夏期)

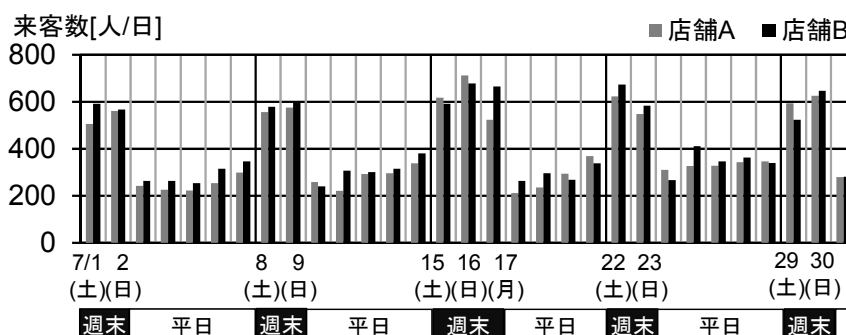


図 4.28 ファミレス店舗の1日ごとの来客数の推移の例

(2006年7月1日～31日、実測対象厨房の近くにあるファミレス店舗)

(4) アンケート調査

厨房内の作業環境を検討するために、調理作業者を対象としたアンケート調査を実施した。甲谷らのPOEM-K(Post-Occupancy Evaluation Method-Kitchen)³⁾を参考に温熱環境と空気の状態について重要度と満足度を調査した。結果を図4.29に示す。なお、アンケートの対象者数は7人～10人であった。

温熱環境と空気の状態の評価では、厨房のにおいや清浄度を重要視している調理作業者が多い。においや清浄度に関しては、天井置換換気方式が冬期に満足度がやや低下しているが、「どちらでもない」という申告範囲であった。また、気流については、天井置換換気方式では吹き出し風速を低くした影響が表れることが懸念されたが、夏期のアンケート結果においては局所空調方式との差は見られず、冬期ではやや満足度が向上した。

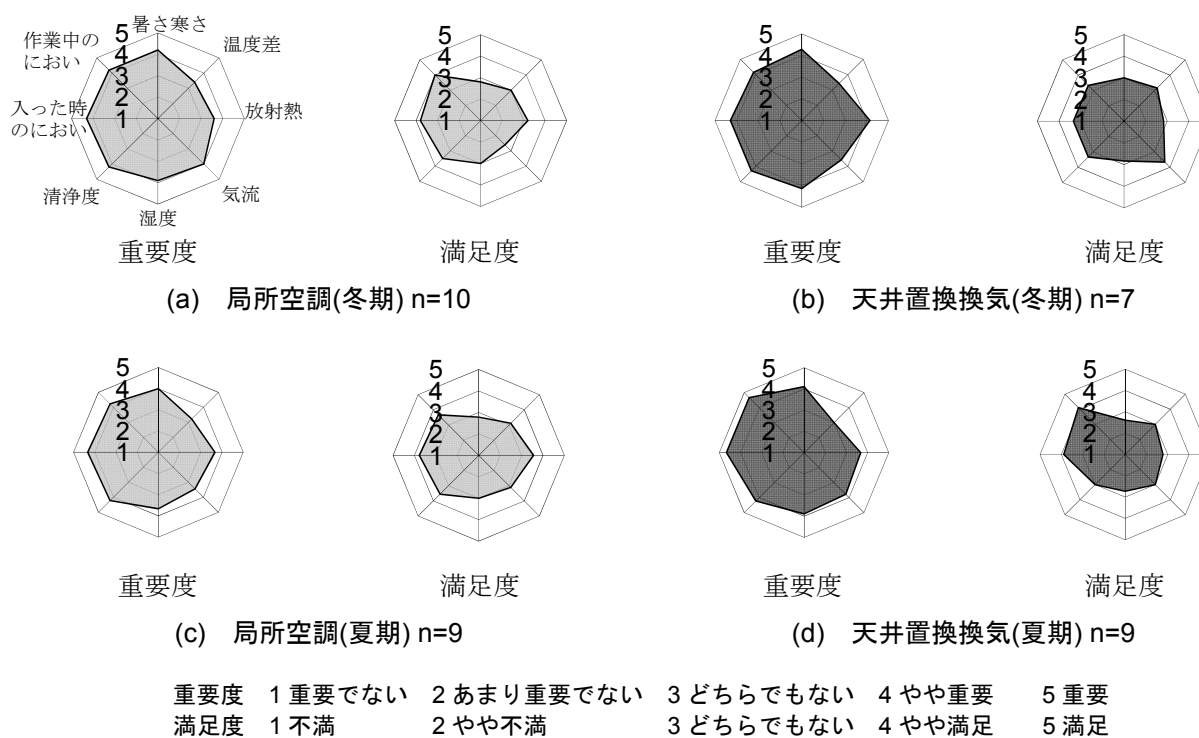


図 4.29 温熱環境と空気の状態のアンケート結果

4.6 外気処理空調機系統における省エネルギー効果の計算

実測結果より、天井置換換気方式では換気量を低減した場合においても厨房内温熱環境を局所空調方式とほぼ同等の状態に維持できることを確認した。ここでは、天井置換換気方式の省エネ効果を拡張アメダス気象データの外気温湿度を用いて、取入れ外気の負荷と外気冷房が可能な時間を計算した結果を示す。取入れ外気の冷房負荷は顕熱負荷と潜熱負荷の合計とし、暖房負荷は加湿を行っていないので、顕熱負荷のみとした。外気冷房が可能な時間は、外気冷房が可能な時間は、各期間の全時間数から冷房時間と暖房時間を差し引いた時間[h]とする。

4.6.1 計算条件

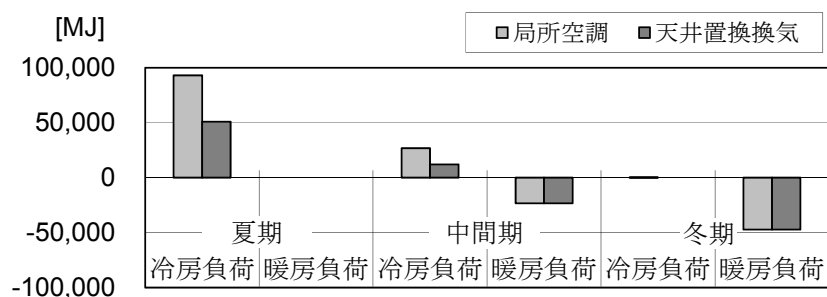
計算条件を表 4.16 に示す。期間は夏期(7～9月)、中間期(4～6月、10～12月)、冬期(1～3月)とし、場所では実測をおこなった名古屋とする。換気は24時間運転とし、換気量は局所空調方式・天井置換換気方式ともに外気処理空調機系統の給気量と同じ $1,630\text{m}^3/\text{h}$ とする。局所空調方式の給気温度湿度は一般的な空調機の吹出温度差($\Delta t=10^\circ\text{C}$)から 16°C 、95%Rh とし、天井置換換気方式の給気温度湿度は既往の研究より 20°C 、95%Rh とする。また、冬期・中間期の外気冷房の判定条件として、調理作業へのヒアリングなどから給気温度の範囲を局所空調方式では $12\sim 16^\circ\text{C}$ とし、天井置換換気方式では $12\sim 20^\circ\text{C}$ とする。夏期の外気冷房の判定条件としては、局所空調方式では 16°C 以下、天井置換換気方式では 20°C 以下とする。外気導入量である換気量と外気冷房の判定条件と拡張アメダス気象データ⁴⁾の外気温湿度と空気密度から1時間ごとの外気の顕熱・潜熱負荷を算出し集計する。

4.6.2 取入れ外気の負荷

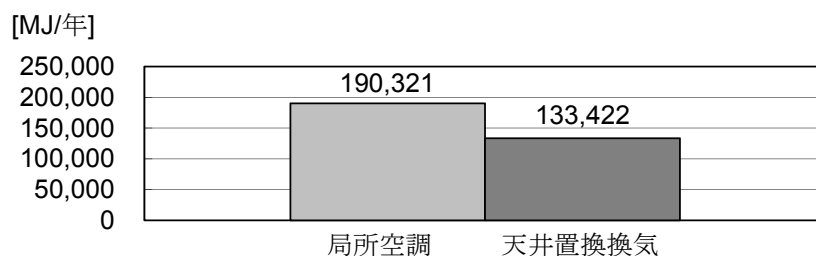
取入れ外気の負荷の計算結果を図 4.29 に示す。夏期の冷房負荷については、局所空調方式が天井置換換気方式の約 1.8 倍となっている(図 4.29 (a))。中間期の冷房負荷については、局所空調方式が天井置換換気方式の約 2.2 倍となっており、暖房負荷については、ほぼ同じ値になっている(図 4.29(a))。年間で集計すると、天井置換換気方式の方が約 30%取入れ外気の負荷は小さい(図 4.29(b))。

表 4.16 省エネルギー効果の計算条件

期間	夏期(7～9 月)		2,208 時間(h)
	中間期(4～6 月, 10～12 月)		4,392 時間(h)
	冬期(1～3 月)		2,160 時間(h)
場所			名古屋
換気の運転時間			24 時間(h)
換気量(外気導入量)			1,630 m ³ /h
給気 温湿度	局所空調	温度	16 °C
		絶対(相対)湿度	11g/kg' (96%Rh)
	天井置換換気	温度	20 °C
		絶対(相対)湿度	14g/kg' (95%Rh)
外気冷房 判定条件	局所空調	夏期	16 °C以下
		中間期	12-16 °C以内
		冬期	12-16 °C以内
	天井置換換気	夏期	20 °C以下
		中間期	12-20 °C以内
		冬期	12-20 °C以内
空気密度			1.275kg/m ³ (1atm, 4°C)
定圧比熱			1,007 J/(kg・K)
蒸発潜熱			2,500 J/g



(a) 期間ごとの集計



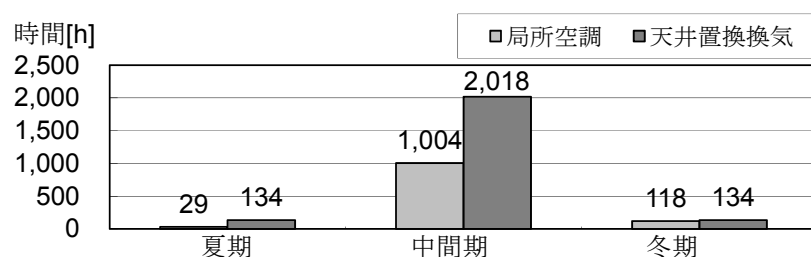
(b) 年間集計

図 4.29 取入れ外気の負荷

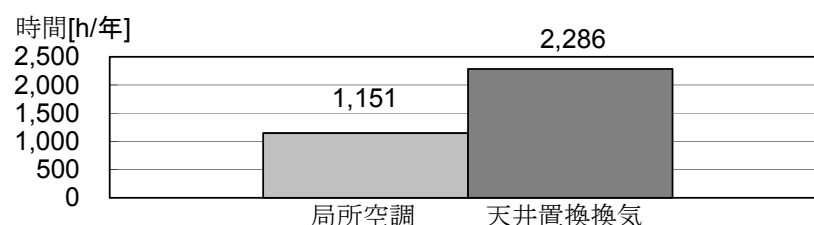
4.6.3 外気冷房が可能な時間

外気冷房が可能な時間を表 4.16 に示す判定条件で計算し、結果を図 4.30 に示す。期間ごとの外気冷房が可能な時間を図 4.30(a)に示す。夏期において局所空調方式では 29 時間であるのに対して、天井置換換気方式では 134 時間、外気冷房が可能となる(図 4.30(a))。中間期においては局所空調方式が 1,004 時間であるのに対して、天井給気型置換換気では 2,018 時間、外気冷房が可能である(図 4.30(a))。冬期においては局所空調方式が 118 時間であるのに対して、天井給気型置換換気では 134 時間、外気冷房が可能である(図 4.30(a))。このように夏期、中間期、冬期のいずれの期間においても局所空調方式に比べて天井置換換気方式の方が外気冷房可能時間が多い。また、年間で集計すると、局所空調方式が 1,151 時間であるのに対して、天井給気型置換換気空調方式は 2,286 時間である(図 4.30(b))。すなわち、天井置換換気方式の方が約 2 倍の時間、外気冷房が可能である。夏期における冷房時間は局所空調方式で 2,179 時間、天井置換換気方式で 2,074 時間となり、天井置換換気方式の方が 105 時間、冷房が必要となる時間が少なくなる(図 4.30(c))。中間期における冷房時間は局所空調方式で 2,076 時間、天井置換換気方式で 1,062 時間となり、天井置換換気方式の方が 1,014 時間、冷房が必要となる時間が少なくなる(図 4.30(c))。

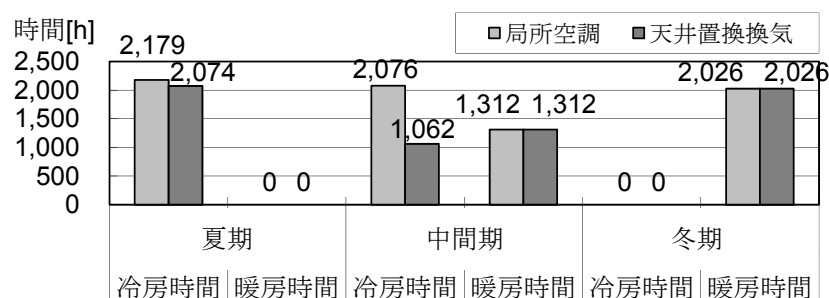
このように、天井置換換気方式では外気冷房と組合せることにより一層の省エネ効果が期待できる。



(a) 外気冷房可能時間の期間ごとの集計



(b) 外気冷房可能時間の年間集計



(c) 冷房時間・暖房時間

図 4.30 外気冷房が可能な時間と冷房時間・暖房時間

4.7 まとめ

本章では、実在するファミレスの厨房を対象とした測定結果に基づき CFD 解析により厨房内の温熱環境の再現を行った。また、その厨房に天井置換換気方式を適用した場合を想定し、給気口位置や換気量・給気温度などについて CFD 解析により検討した。さらに、調理擾乱を模擬的に与えた上で、実験により局所空調方式と天井置換換気方式を比較し、天井排気口とフード袖壁の有効性を示した。

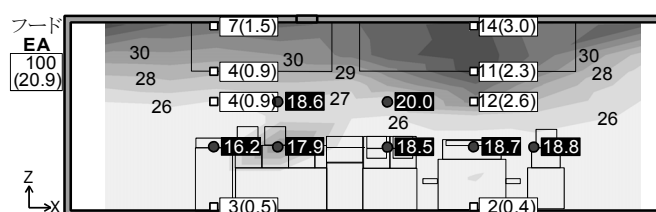
- (1) 外気を直接厨房内に導入すると、厨房内温熱環境は夏期・冬期ともに良好ではない場合が多いことがわかる。天井置換換気方式は局所的に空調する局所空調方式に比べ、空調給気による調理機器の熱上昇流への影響が小さくなり、厨房内温熱環境は良好となり得る。
- (2) 天井置換換気方式では天井給気口の周囲に垂れ壁を設けるなど、空調給気と空間上部の高温空気との混合を抑制する工夫が有効であるといえる。しかしながら、天井置換換気方式における給気口位置は排気フードの捕集性状や厨房内温熱環境に影響を及ぼすため、適切な配置計画が必要であるといえる。
- (3) また、天井置換換気方式では空調気流による擾乱の影響が局所空調方式に比べ小さく、排気フードの捕集性能が良好となるため、換気量を削減できる可能性がある。これに伴い、外気の導入が必要なくなり、厨房内の快適性向上が期待できる。さらに、冷房時の給気温度を上げることができれば、外気冷房の長期化などで省エネルギーと空調機の小サイズ化を達成できる可能性があることがわかる。

次に、ファミレスの厨房環境を再現できる厨房実験施設を使用し、夏期と冬期において厨房内温度や空調消費電力量等を測定し、厨房内温熱環境や省エネルギー効果を検討した。また、厨房内粉じん計測や厨房内作業者へアンケートを実施し、局所空調方式と比較した。さらに、拡張アメダス年標準気象データの外気温湿度を用いて取入れ外気の負荷と外気冷房が可能な時間を計算した。なお、今回実測対象としたファミレスの厨房では、空調機容量が適切ではなかった。

- (4) 局所空調方式では OA ガラリから外気を導入した影響が厨房内温度に現れており、特に冬期に顕著であることを示した。
- (5) 実験による局所空調方式と天井置換換気方式の温熱環境の比較では天井置換換気方式においては換気量を低減すると、客席から厨房への移送空気を減らすことができ、客席の空調負荷が低減できることを明らかにした。
- (6) アンケート調査では、温熱環境と空気の質の評価では、厨房のにおいや清浄度を重要視している調理作業者が多かった。粉じん濃度計測の結果では、平日において天井置換換気方式と局所空調方式で大きな差は見られなかった。
- (7) 取り入れ外気の負荷を年間で集計すると、天井置換換気方式の方が約 30% 取入れ外気の負荷は小さかった。外気冷房可能時間は天井置換換気方式では局所空調方式の約 2 倍であった。天井置換換気方式では局所空調方式に比べ、夏期においては 105 時間、中間期においては 1,014 時間冷房する時間が少なくなることから、外気冷房と組合せることにより一層の省エネ効果が期待できることを示した。

第4章に関する注釈

注 4.1) CFD 解析の Case 2-3(図 4.7(3))に対応する条件での実験結果を補図に示す。ただし、厨房のモデルが CFD 解析と実験で異なり、厨房の X 方向の長さが CFD 解析では 10.4m で、実験では 7.82m である。また、実験スペースの制約により、CFD 解析モデルにはある食器洗浄機とその上の排気フード(EF-3)などを図 4.8 の実験室では入れていない。このように厨房モデルが異なるため、補図に示した実験結果は CFD 解析結果と若干異なる結果となった。また、実験結果の方が空間温度は高く、排気フードの捕集率が CFD 解析より低くなっていると推測される。これは CFD 解析における調理機器上の熱上昇流に対し、適切なモデル化を組み込むことにより、両者の対応は良好になると考えられる。



補図 4.1 実験結果 天井置換換気方式

(給気口: 多孔板, フード排気量: 2,517m³/h(フード面風速: 0.2m/s))
(天井排気: 無, 袖壁: 無, 擾乱: 無, 給気温度: 18.0℃, 夏期)

第4章に関する参考文献

- 1) Nordtest method NT VVS088: Buildings: Large scale kitchen range hoods – hood efficiency and pressure drop, 1990.9
- 2) JIS Z 8504: 1999(ISO 7243: 1989): 人間工学－WBGT(湿球黒球温度)指数に基づく作業者の熱ストレスの評価－暑熱環境, 日本工業規格
- 3) 甲谷, 相良, 山中, 千原: 業務用厨房の作業環境評価法(POE)に関する研究 (その 4)作業者による環境評価及び POEM-K 調査表の提案, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2, pp.751-752, 2006.9
- 4) 拡張アメダス気象データ(名古屋), (公社)日本建築学会編, 2000.1
- 5) Håkon Skistad, Elisabeth Mundt, Peter V. Nielsen, Kim Hagström, Jorma Railio: REHVA Guide Books No.1, Displacement Ventilation in Non-industrial Premises, 2004.4(空気調和・衛生工学会編、置換換気ガイドブック－基礎と応用－, 2007.3)

第4章に関する既発表文献

- [1] 吉田龍平, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 永瀬修, 三矢裕司, 星野弘昌, 小笠原岳: ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第1報) CFD 解析による従来システムと置換換気システムの比較, 空気調和・衛生工学会大会(草津)学術講演会論文集, pp.1049-1052, 2008.8
- [2] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 飯塚和夫: ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第2報) 実験による従来システムと置換換気システムの比較, 空気調和・衛生工学会大会(熊本)学術講演会論文集, pp.1075-1078, 2009.9
- [3] 藤田美和子, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 飯塚和夫: ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第3報) 実在厨房における従来システムと置換換気システムの比較, 日本建築学会大会(北陸) 学術講演梗概集 D-2 環境工学Ⅱ, pp.681-682, 2010.9
- [4] 藤田美和子, 飯塚和夫, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔: ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第4報) 実在厨房における置換換気システムの評価, 空気調和・衛生工学会大会(山口)学術講演会論文集, pp.1699-1702, 2010.9
- [5] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 飯塚和夫: ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第5報) 実在厨房を対象とした検討と外気冷房期間の試算, 空気調和・衛生工学会大会(山口)学術講演会論文集, pp.1703-1706, 2010.9
- [6] 近藤靖史, 荻田俊輔, 吉野一, 藤田美和子, 小笠原岳: ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第1報) CFD 解析と実験による局所空調方式と天井置換換気方式の比較, 日本建築学会環境系論文集, 第77巻, 第682号, pp.977-986, 2012.12
- [7] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子: ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第2報) 実在厨房における局所空調方式と天井置換換気方式の比較, 日本建築学会環境系論文集, 第79巻, 第697号, pp.247-254, 2014.3

第 5 章

中規模電化厨房への 天井給気型置換換気・空調方式の適用の検討

第 5 章

中規模電化厨房への天井給気型置換換気・空調方式の適用の検討

5.1 序

本章では、天井給気型置換換気・空調方式(以降、天井置換換気方式と記す)を社員食堂の中規模業務用電化厨房に適用し、天井置換換気方式の有効性を実測と CFD 解析により検討する。前章で検討したファミリーレストランの小規模業務用電化厨房では調理用加熱機器は壁に沿ってライン状に配置され、排気フードが全て壁付型であった。一方、本章で対象とする社員食堂の中規模厨房では比較的多くの加熱機器が作業テーブルを囲うように配置され、主たる調理機器である IH レンジや電気フライヤの上部にある排気フード(後述のフード A)はアイランド型である。このように、加熱機器配置や排気フードの形態が異なり、規模がやや大きい業務用厨房における天井置換換気方式の有効性を本章で検討する。

実測では、パンカルーバを用いた局所的に換気・空調を行う方式(以降、局所空調方式と記す)と天井置換換気方式について、夏期と冬期における厨房内の温熱環境とフードの捕集性状、給排気ファンや年間の冷暖房エネルギー消費量などを比較する。また、夏期の実測データを元に CFD 解析を用いて厨房内温熱環境を解析し、局所空調方式と天井置換換気方式を比較・検討する。さらに、天井置換換気用吹出口の位置を変更した場合の厨房内温熱環境を検討する。

5.2 実測概要

5.2.1 実測対象厨房

1 日の設計食数が 200 食程度の社員食堂の中規模業務用電化厨房(約 76m²)を対象とした。この厨房では局所空調方式と天井置換換気方式の切り換えが可能である。厨房平面図と排気口位置を図 5.1 に、給気口と温湿度測定的位置を図 5.2 に示す。主要な調理機器は、フード A の下にある IH レンジと電気フライヤ、フード B の下にあるスチームコンベクションオーブン(以降、スチコンと記す)、フード C の下にある茹で麺器、フード D の下にある立体炊飯器、ウォーマーテーブル、食器洗浄機である。天井置換換気用吹出口の吹出面は写真 5.1(1)に示すように天井から 200mm 下げ、吹出し気流による空間上部の高温空気の誘引を抑制するような工夫を行っている。アイランド型のレイアウトになっている IH レンジと電気フライヤの上にあるフード A には写真 5.1(2)に示すように袖壁と背板が、茹で麺器の上にあるフード C には袖壁が取り付けられるようになっている。

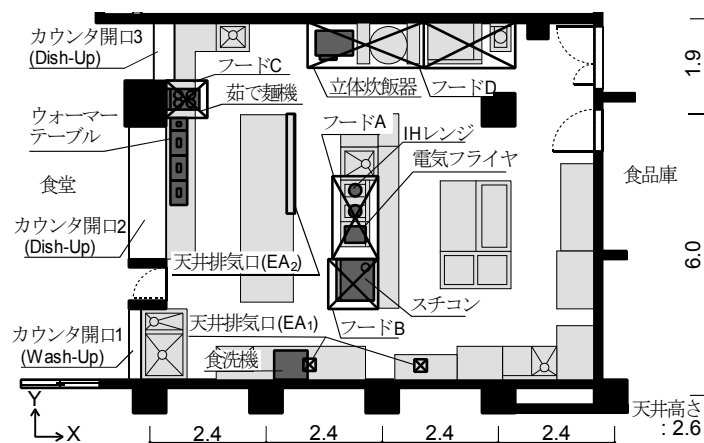


図 5.1 厨房平面図と排気口位置

単位:[m]

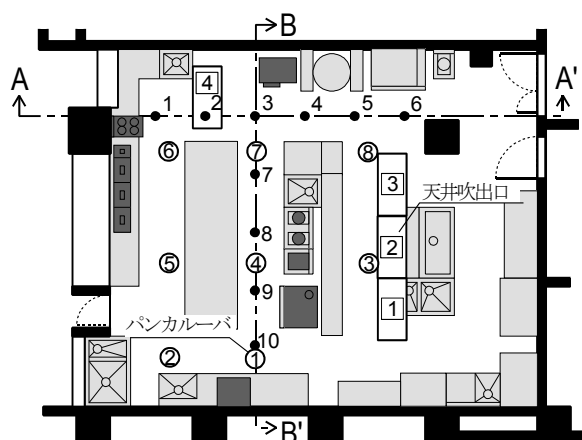


図 5.2 給気口と温湿度測定の位置



(1) 天井置換換気用吹出口



(2) フード A の袖壁・背板

写真 5.1 実測状況

5.2.2 実測条件

給気条件を表 5.1 に、排気条件を表 5.2 に示す。表 5.1 と表 5.2 において天井置換換気方式の給気風量と排気風量が夏期と冬期でやや異なっている。これは天井置換換気方式と局所空調方式は季節により切り替えて実測を行ったが、この切り替えの際にできるだけ風量が同じになるように調整したが、測定した結果、若干の差異があった。また、表 5.2 中の食品庫の換気量が局所空調方式と天井置換換気方式で異なっているが、これも同様に、できるだけ風量が同じになるように調整したが、測定結果には差異があった。

表 5.1 や表 5.2 に示す風量は、マスフローコントローラにより一定のトレーサガス(SF_6)発生量 $M[\text{L/min}]$ を各系統の上流側ダクト内で与え、ガスモニタによる濃度測定値 $C[\text{ppm}]$ から算出している。マスフローコントローラは質量流量計であるが、設定(表示)値は標準状態(0°C 、1 気圧)に換算した流量 $[\text{L/min}]$ である。一方、ガスモニタでは質量濃度 $[\text{mg/m}^3]$ で計測し、体積濃度 $[\text{ppm}]$ に変換した値を表示している。体積濃度は温度に依存しないので、表 5.1 や表 5.2 に示した風量は標準状態での値である。表 5.2 中のフード面風速は風量をフード開口面積で除した値である。風量測定に用いた機器を表 5.3 に示す。

局所空調方式では 8 か所に設置したパンカルーバ①～⑧から空調空気を夏期は 19°C で、冬期は約 14°C で給気し、3 か所の天井吹出口 1～3 から温度調整を行っていない外気(以降、外気と記す)を吹出す。天井置換換気方式では 4 箇所の天井吹出口 1～4 から空調空気を夏期は約 21°C で、冬期は約 15°C で給気し、外気は吹出さない。排気はフード A～フード D、天井排気口 (EA1、EA2)、食品庫扉のガラリから行う。排気フードのオーバーハング(張出し寸法)は、ASHRAE Handbook(文献 4)を参考として、負荷が大きい機器上のフードでは 150mm 以上、負荷が小さい機器上のフードでは 100mm 以上とすることとした。結果として、フード A のオーバーハングは幅方向で 175mm、奥行き方向で 150mm し、フード C のオーバーハングは幅方向で 175mm、奥行き方向で 210mm とした。また、調理機器とフード下端の離隔距離は 1,000mm を目安に考え、フード A では 1,050mm、フード C では、1,100mm とした。

小規模業務用電化厨房に関する前章の検討結果^{1)～3)}から、天井置換換気方式では局所空調方式に比べ効率的な換気・空調が期待できるため、換気量を約 3 割低減し、給気温度も $1\sim 2^\circ\text{C}$ 高く設定した。小規模業務用電化厨房に関する前章の検討では、天井置換換気方式は局所空調方式よりも 30～40%換気量を減らした場合においても局所空調方式と同様な厨房内温熱環境が得られた。本研究で対象とした中規模厨房では小規模厨房よりも調理者による擾乱の影響は小さいと考えられ、小規模厨房での検討結果を参考にして、換気量を設定しておけば安全側の計画となると考え、局所空調方式より換気量を約 30%減らした。局所空調方式における食堂からの移送流の量は天井置換換気方式より約 $900\text{m}^3/\text{h}$ 多い。なお、夏期の食堂の空気温度は約 28°C 、冬期は約 21°C であった。また、厨房が使用されている状況を検討するために、表 5.4 に示すように主要な調整機器に模擬負荷をかけた。模擬負荷の条件は、通常の調理における使用状況と同様な機器負荷率にするために調理者から使用実態をヒアリングし、調理機器の設定を行った。

表 5.5 に実測ケースを示す。夏期と冬期に天井置換換気方式と局所空調方式の実測を行い、結果を比較する。また、天井置換換気方式ではフード A に背板と袖壁を設置し、フード C に袖壁を設置したケースを Case 2-s-2 と Case 2-w-2 とし、袖壁・背板の有効性の検討を行う。Case 2-s-1 と Case 2-w-2 のみフード捕集性状の測定日は、2011 年 8 月 3 日と 2011 年 12 月 8 日であり、温熱環境の測定日と異なる。

表 5.1 給気条件

空調空気の吹出口	局所空調方式	パンカルーバ(PK#14):①～⑧の計 8 か所 風量: 夏期・冬期 3,667m ³ /h、温度: 夏期約 19℃、冬期約 14℃
	天井置換換気方式	天井吹出口 ①～④の計 4 か所(下方向に吹出す) 吹出口サイズ:1.2m×0.6m、多孔板(パンチング)開口率 22.6%: 2 重 風量: 夏期 3,712m ³ /h 冬期 3,711m ³ /h、温度: 夏期約 21℃、冬期約 15℃
外気の吹出口	局所空調方式	天井吹出口 ①～③の計 3 か所(下方向に吹出す) 吹出口サイズ:1.2m×0.6m、多孔板(パンチング)開口率 22.6%: 2 重 風量: 夏期・冬期 1,620m ³ /h
食堂側からの移送流	局所空調方式	風量: 夏期・冬期 2,213m ³ /h、温度: 夏期約 28℃、冬期約 21℃
	天井置換換気方式	風量: 夏期 1,388m ³ /h 冬期 1,269m ³ /h、温度: 夏期約 28℃、冬期約 21℃

表 5.2 排気条件

フード名	季節	排気風量(フード面風速)		寸法 [m] (W)×(D)×(H)
		局所空調方式	天井置換換気方式	
フード A (IH レンジ+電気フライヤ)	夏期	1,970m ³ /h	1,460m ³ /h(0.23m/s)	1.65×1.05×0.7
	冬期	(0.32m/s)	1,300m ³ /h(0.21m/s)	
フード B (スチコン)	夏期	1,310m ³ /h	250m ³ /h(0.06m/s)	1.1×1.1×0.7
	冬期	(0.3m/s)	260m ³ /h(0.06m/s)	
フード C (茹で麺器)	夏期	700m ³ /h	870m ³ /h(0.36m/s)	0.8×0.85×0.7
	冬期	(0.29m/s)	860m ³ /h(0.35m/s)	
フード D (立体炊飯器)	夏期	2,880m ³ /h	1,490m ³ /h(0.16m/s)	2.4×1.1×0.7
	冬期	(0.3m/s)	1,560m ³ /h(0.16m/s)	
天井排気口 EA ₁	夏期	230m ³ /h	240m ³ /h	0.25×0.25
	冬期		240m ³ /h	
天井排気口 EA ₂	夏期	0m ³ /h	440m ³ /h	0.15×2
	冬期		480m ³ /h	
食品庫扉の ガラリ	夏期	410m ³ /h	350m ³ /h	0.7×0.1 ^{※1}
	冬期		280m ³ /h	

※1 食品庫扉のガラリの寸法は、実際のものではなく CFD 解析で設定した開口部の寸法を示す

表 5.3 風量測定およびフード捕集性状測定に用いた機器

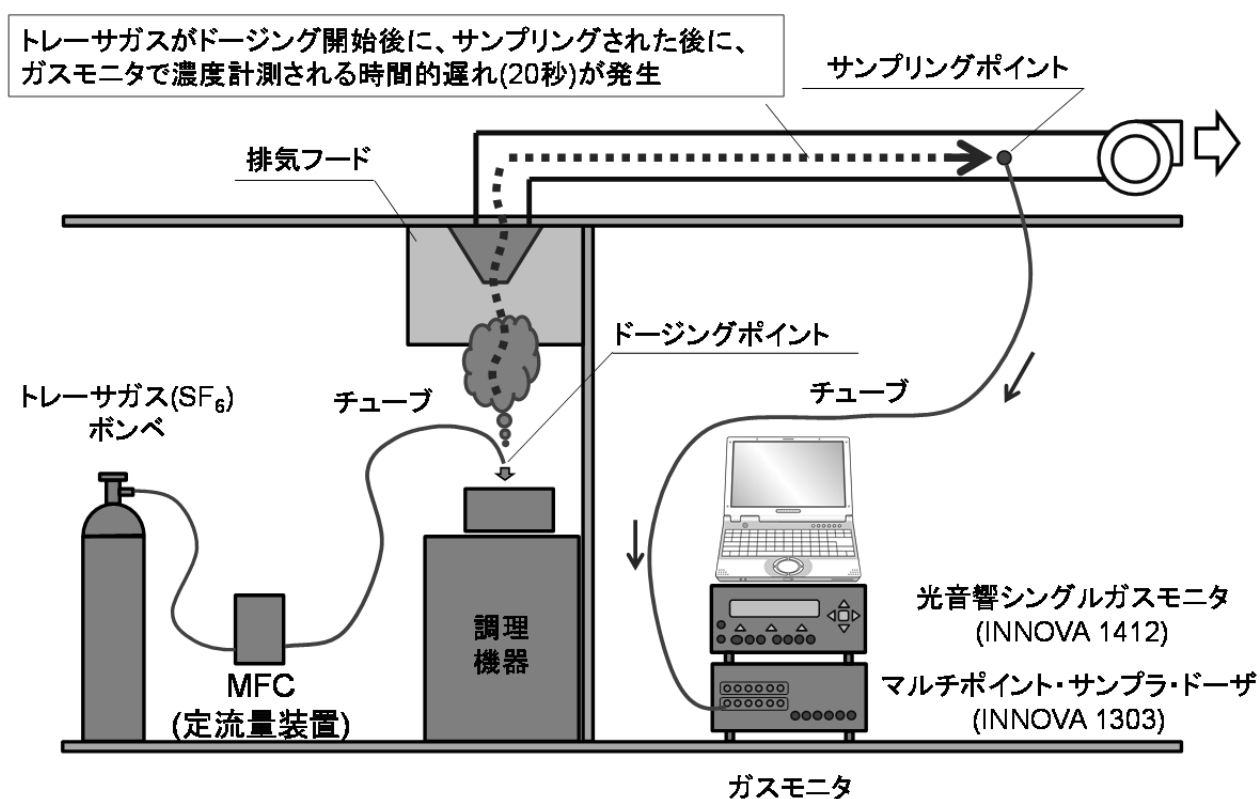
測定項目	測定機器	メーカー
フード 捕集性状	Multipoint Sampler and Doser 1303	INNOVA
	Fermentation Monitor 1313	
	マスフローコントローラ 8550MC-0-1-1	コフロック

表 5.4 調理機器と発熱条件

排気位置	調理機器	発熱条件 ()内定格
フード A	IH レンジ	沸騰状態 2.5kW(3kW)+2.5kW(5kW)
	電気フライヤ	180℃設定(6kW)
フード B	スチコン	連続運転(10.1kW)
フード C	茹で麺器	沸騰状態(6.1kW)
フード D	電気式立体炊飯器 (三段式)	30 分毎に一段ずつ運転(15.3kW)
天井排気口 EA ₁	食器洗浄機	15 分に一度運転(8kW)
—	ウォーマーテーブル	85℃設定(4.5kW)

表 5.5 実測ケース

ケース名	換気・空調方式	換気量	袖壁・背板	測定日
Case 1-s	局所空調方式	7,500m ³ /h	無	2012 年 7 月 26 日
Case 2-s-1	天井置換換気方式	5,100m ³ /h		
Case 2-s-2	天井置換換気方式		有	2011 年 8 月 4 日
Case 1-w	局所空調方式	7,500m ³ /h	無	2012 年 12 月 13 日
Case 2-w-1	天井置換換気方式	4,980m ³ /h		
Case 2-w-2	天井置換換気方式		有	2011 年 12 月 9 日

図 5.4 トレーサガス(SF₆)濃度計測の概要

5.3 排気フード捕集性状

表 5.3 に示す測定機器を用いた。図 5.3 に示すように調理機器上から一定量で発生させた場合のトレーサガス(SF₆)の排気ダクト内濃度を、100%捕集時の濃度で除した無次元化濃度の時間変化を図 5.4 に示す。トレーサガス濃度は、フード A とフード B と天井排気の 3 系統が合流したダクト内で、かつ、フード A から 3m 以上離れた位置で測定した。これはフード A 単独のダクト系で濃度を測定するとトレーサガスが十分に混合せず、捕集性状を検討することができなかつたためである。フード B などからの空気が合流した状態での濃度測定値ではあるが、100%捕集時の濃度で無次元化しているので捕集性状はできると考えた。

無次元化濃度の 20 秒から 140 秒までの平均値を簡易捕集率とする。トレーサガスのドーピング開始時を測定開始とする。トレーサガスがドーピング開始後に、サンプリングされた後に、ガスモニタで濃度計測される時間的遅れが 20 秒程度発生するためである(図 5.3)。捕集性状の測定を行った後には厨房内のトレーサガス濃度がゼロになったことを確認した上で次の測定を行った。ただし、排気フードによるトレーサガスの再捕集は完全には無くすことはできないため、「簡易捕集率」と記した。また、全てのケースでできるだけ同条件となるように同じ時間帯の測定結果を使用した。なお、100%捕集時の濃度はグリースフィルタのドレンソケットからチューブをグリースフィルタのチャンバ内に入れ、トレーサガスを発生させて測定した。また、天井置換換気方式ではフード A の調理機器前の約 2m の間を人が 7~8 秒で往復し、その擾乱の影響を確認した。北欧の技術基準 Nordtest Method VVS088(文献 5)では、調理機器前を 1.0m×0.5m のパネルが 0.5m/s で移動している状態でフードの捕集率を測定する。本研究ではこの方法を参考にして人が移動することとした。その結果を図 5.5 に示す。この時の簡易捕集率は、人体が移動している 60 秒から 140 秒までの無次元化濃度の平均値とした。さらに、表 5.6 に簡易捕集率と無次元化濃度の変動係数を示す。変動係数は標準偏差を平均値で除した値で定義され、ここでは変動する無次元濃度の標準偏差を簡易捕集率で除して算出した。

5.3.1 局所空調方式と天井置換換気方式の比較

天井置換換気方式の Case 2-s-1 と Case 2-w-1(図 5.4(2))では局所空調方式の Case 1-s と Case 1-w(図 5.4(1))に比べ、フード A とフード C 共に簡易捕集率が高い。変動係数は、局所空調方式の Case 1-s と Case 1-w では、フード A は 0.19, 0.20、フード C は 0.14, 0.10 に対し、天井置換換気方式の Case 2-s-1 と Case 2-w-1 ではフード A は 0.10, 0.09、フード C は 0.07, 0.11 であり、多くのケースで天井置換換気方式の方が変動係数が小さい。これは局所空調方式では、パンカルーバからの吹出し気流の影響により調理機器上の熱上昇流の変動が大きくなっているが、天井置換換気方式では厨房内が比較的静穏な状態であり熱上昇流の変動が小さいものと考えられる。

5.3.2 袖壁・背板の効果

袖壁や背板を設置した天井置換換気方式の Case 2-s-2 と Case 2-w-2(図 5.4(3))においては、フード A とフード C の両方とも簡易捕集率は 1.0 となっており、袖壁や背板を設置していない天井置換換気方式の Case 2-s-1 と Case 2-w-1(図 5.3(2))に比べ簡易捕集率が向上している。すなわち、袖壁や背板の設置は、熱上昇流のフードからの漏出を低減させるのに有効であると考えられる。ただし、袖壁や背板の設置は厨房内の見通しを悪くするなどの作業効率面での課題がある。なお、袖壁や背板がある場合の方が変動係数は小さくなるものと予想されたが、天井置換換気方式ではフードの簡易捕集率は 0.96~1.00 と高く、この結果、変動係数についても袖壁や背板の有無に関わらず比較的低い値となり、顕著な差異は見られなかった。

5.3.3 人の移動による擾乱の影響

天井置換換気方式の Case 2-s-1 と Case 2-w-1(図 5.4(2)、図 5.5(1))では人の移動による擾乱がある場合の方が簡易捕集率はやや低下し、さらに変動係数も高くなっていることから調理機器上の熱上昇流が乱されていることが確認できる。また、袖壁と背板を設置したことにより簡易捕集率が向上している(図 5.5(2))。すなわち、人体擾乱がある場合においても袖壁や背板の設置は有効であると考えられる。ただし、人体擾乱がある状況においても袖壁や背板がある場合の方が変動係数は小さくなるものと予想されたが、今回の結果ではその傾向は確認できなかった。

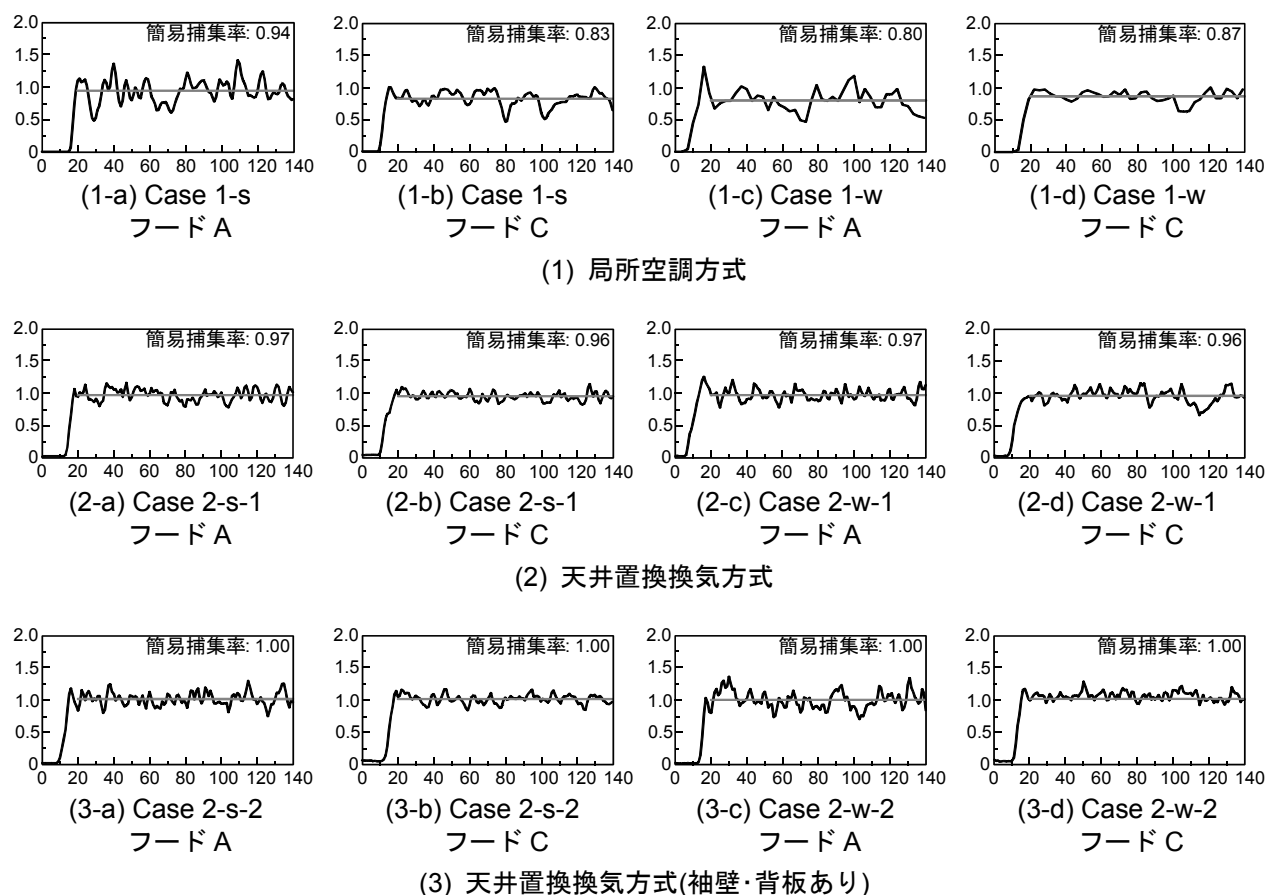


図 5.4 排気フードの捕集性状 無次元化濃度

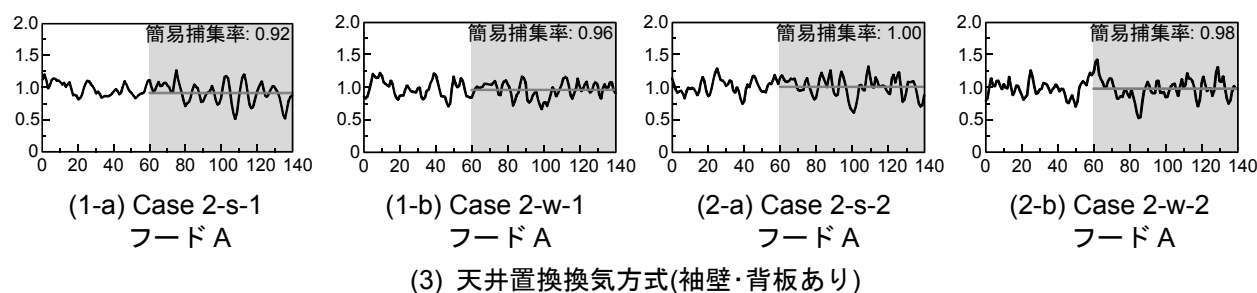
図 5.5 排気フードの捕集性状の測定 無次元化濃度
(人の移動がある場合)

表 5.6 簡易捕集率と無次元化濃度の変動係数

ケース名	簡易捕集率 ()内人の移動有		変動係数 ()内人の移動有	
	フード A	フード C	フード A	フード C
Case 1-s	0.94	0.83	0.19	0.14
Case 2-s-1	0.97 (0.92)	0.96	0.10 (0.18)	0.07
Case 2-s-2	1.00 (1.00)	1.00	0.10 (0.15)	0.07
Case 1-w	0.80	0.87	0.20	0.10
Case 2-w-1	0.97 (0.96)	0.96	0.09 (0.12)	0.11
Case 2-w-2	1.00 (0.98)	1.00	0.13 (0.17)	0.06

5.4 厨房内温熱環境

表 5.7 に測定機器を示す。図 5.2 に ● で示した 10 か所にポールをたて、それぞれ高さ方向 6 点に無線式小型温湿度計を設置した。茹で麺器前のポール 1 と IH レンジ前のポール 8 の高さ 1.1m に PMV 計を設置した。PMV 計では、夏期と冬期ともに clo 値は 0.6clo、活動量は 1.6met と設定した。図 5.6 と図 5.7 にそれぞれ夏期と冬期の温熱環境の実測結果を示す。さらに実測により得られたデータより、前章の小規模厨房(ファミレス店舗)と同様に、暑熱環境における温熱指標である WBGT(湿球黒球温度[°C])を算出した。結果は図 5.2 に示した A-A'断面と B-B'断面における温度コンタ（等高線）図で表し、PMV の測定値を図中の ● の右に風速値を()内に、WBGT の算定値を黒枠内に示す。また、表 5.8 に作業域内平均温度を示す。作業域内平均温度は、各ポールの FL+0.1m, 0.6m, 1.1m, 1.7m の平均温度とした。

表 5.7 温熱環境測定機器

測定項目	測定機器	メーカー
温湿度	温度ロガー(RTR-52)、温湿度ロガー(RTR-53)	T&D
PMV	PMV 計(AM-101)	京都電子工業

表 5.8 作業域内平均温度

ケース名	Case 1-s	Case 2-s-1	Case 2-s-2	Case 1-w	Case 2-w-1	Case 2-w-2
A-A'断面	25.6°C	25.3°C	24.3°C	18.7°C	19.7°C	18.8°C
B-B'断面	25.1°C	26.7°C	25.7°C	18.7°C	20.7°C	20.0°C

5.4.1 夏期の実測結果

(1) 局所空調方式と天井置換換気方式の比較(図 5.6(1), (2))

天井置換換気方式(図 5.6(2))の方が局所空調方式(図 5.6(1))より温度成層が顕著である。全てのケースにおいて、業務用厨房の温熱環境の目標とされる 25℃以下は満たされていない⁶⁾。厚生労働省「大量調理施設衛生管理マニュアル」(文献 6)では、調理場は温度 25℃以下、相対湿度 80%以下が望ましいとしている。A-A'断面では、天井置換換気方式の温度(図 5.5(2-a))は局所空調方式(図 5.6(1-a))より低く、作業域内平均温度は 0.3℃低い。一方、B-B'断面の作業域内平均温度は 1.6℃高い。厨房全体の換気量が少ないことと給気温度が約 2℃高いことを考慮すると、天井置換換気方式の方が効率的な空調がなされていると考えられる。ただし、天井置換換気方式において B-B'断面では空調給気が十分には到達していないため、A-A'断面より温度が高くなった懸念がある。これについては次節の CFD 解析により検討を行う。

(2) 袖壁・背板の効果(図 5.6(2), (3))

フードに袖壁・背板を設置した Case 2-s-2(図 5.6(3))では Case 2-s-1(図 5.6(2))より温度が低く、作業域内平均温度は A-A'断面と B-B'断面ともに約 1℃低い。すなわち、袖壁・背板の設置によりフードからの熱上昇流の漏出が低減し、厨房内温環境は良好となっていると考えられる。

(3) PMV の測定結果(図 5.6(1), (2))

夏期の全てのケースで PMV は正值となった。局所空調方式(図 5.6(1))の方が天井置換換気方式(図 5.6(2))より 0 に近い値となった。これは局所空調方式の方が天井置換換気方式より測定点での空気温度がやや低く、さらにパンカルーバからの吹出し気流の影響により風速が高かったためである。

(4) WBGT の算出結果(図 5.6(1), (2), (3))

WBGT は 21.7～24.2℃となった。天井置換換気方式の方が厨房全体の換気量が少なく、給気温度が約 2℃高い状況で A-A'断面では、局所空調方式(図 5.6(1))の方が天井置換換気方式(図 5.6(2))より 0.5℃低い。B-B'断面ではパンカルーバの吹出し気流の影響によりほぼ同じ値となった。また、袖壁・背板の設置により、WBGT は 2℃前後低くなることがわかる(図 5.6(3))。

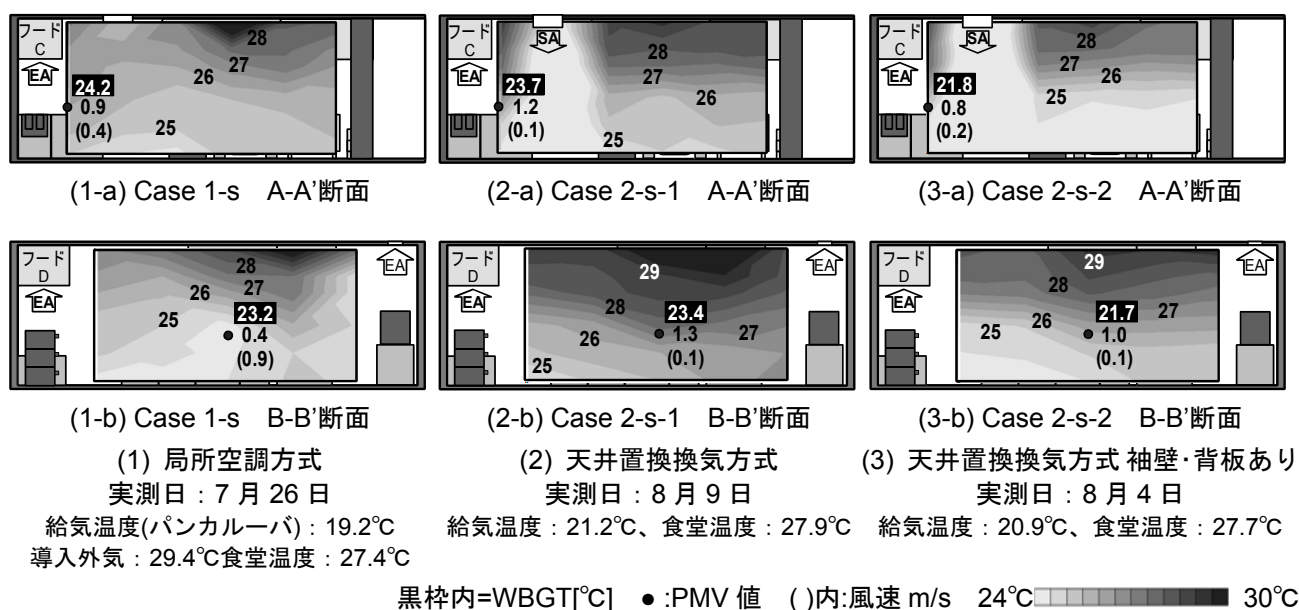


図 5.6 夏期の温度分布

5.4.2 冬期の実測結果

(1) 局所空調方式と天井置換換気方式の比較(図 5.7(1), (2))

局所空調方式(図 5.7(1))に比べ、天井置換換気方式(図 5.7(2))は温度成層が顕著である。冬期であるが、全てのケースで給気温度の測定値は 14～15℃程度の冷房状態であり、業務用厨房の温熱環境の目標とされる 25℃以下は満たされている。なお、冷房状態であるので、厨房内の温度が低いほど効率的に冷房がなされていると考えられる。

局所空調方式(図 5.7(1))の方が天井置換換気方式(図 5.7(2))より厨房内の温度が低く、作業域内平均温度は A-A'断面では約 1℃、B-B'断面では約 2℃低かった。これは、局所空調方式では天井置換換気方式より給気温度が低く、また給気量が多いことによると考えられる。一方、天井置換換気方式では局所空調方式より厨房全体の換気量が少ないことや、給気温度の測定値が約 1.5℃高いことを考慮すると、天井置換換気方式の方が効率的な冷房がなされていると考えられるが、夏期の実測結果ほど差は顕著ではない。

(2) 袖壁・背板の効果(図 5.7(2), (3))

袖壁・背板を設置した Case 2-w-2(図 5.7(3))では Case 2-w-1(図 5.7(2))より温度がやや低く、作業域内の平均温度は、A-A'断面で 0.9℃、B-B'断面で 0.7℃低い。すなわち、夏期と同様に、袖壁・背板の効果がみられる。ただし、Case 2-w-2 の給気温度が Case 2-w-1 より 0.7℃低いことを考慮すると、袖壁・背板の効果は夏期に比べ顕著ではない。

(3) PMV の測定結果(図 5.7(1), (2))

冬期の全てのケースで PMV は 0 以下となった。局所空調方式では PMV の負値が大きい。これは空間温度が低いことに加え、パンカルーバからの吹出し気流により測定点の風速が高いことによると考えられる。

(4) WBGT の算出結果(図 5.7(1), (2), (3))

WBGT は 12.2～16.0℃となった。冬期では暑熱環境の問題となるような状況は見られない。局所空調方式では、低湿度の外気が流入することから WBGT が低くなる。天井置換換気方式において袖壁・背板を設置すると、WBGT は約 4.0℃低くなることわかる(図 5.7(3))。

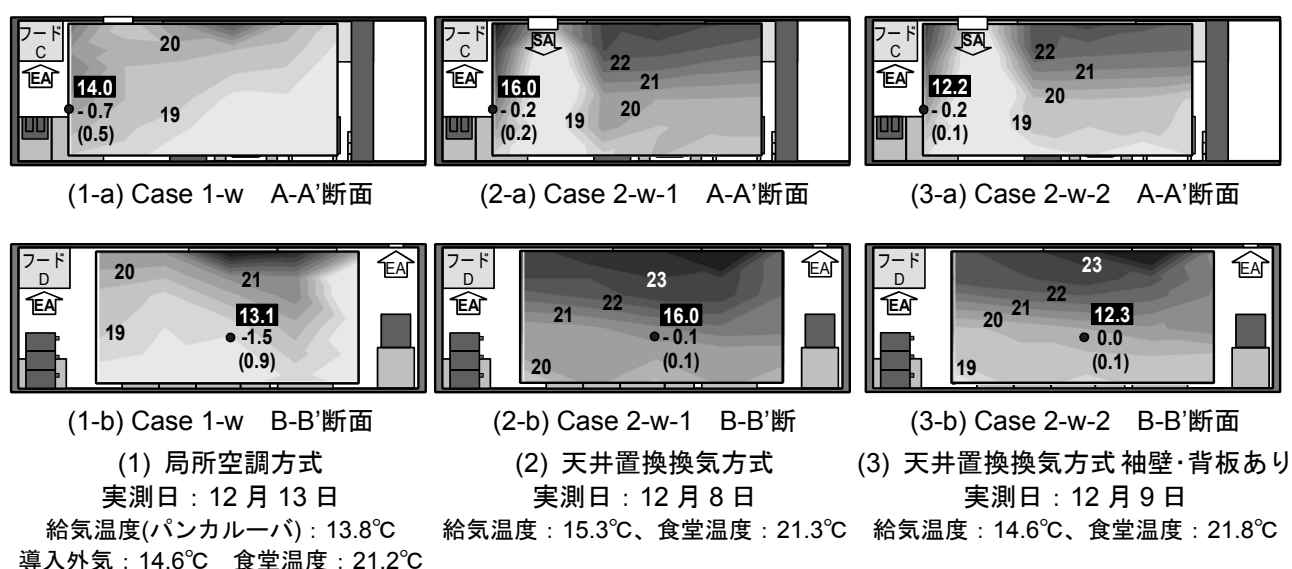


図 5.7 冬期の温度分布

5.5 空調・換気用エネルギー消費量

5.5.1 ファン消費電力量(表 5.9、図 5.8)

局所空調方式と天井置換換気方式の給気・排気ファンの消費電力量の測定結果を表 5.9 に示す。この測定結果をもとに、厨房の稼動時間を 1 日 7 時間、年間 250 日と仮定した場合の試算結果を図 5.8 に示す。換気量の少ない天井置換換気方式では、局所空調方式よりファンの消費電力が約 56%小さいことがわかる。

表 5.9 厨房における給排気ファン動力

	局所空調方式 (2 月 15 日)	天井置換換気方式 (1 月 24 日)
フード A～D 排気+天井排気	2,216W (7,570m ³ /h)	818W (5,160m ³ /h)
外気処理給気+外気※ ¹	1,687W (5,240m ³ /h)	840W (3,180m ³ /h)
食堂からの移送空気	--- (2,330m ³ /h)	--- (1,980m ³ /h)

※1：局所空調方式のみ外気を導入する

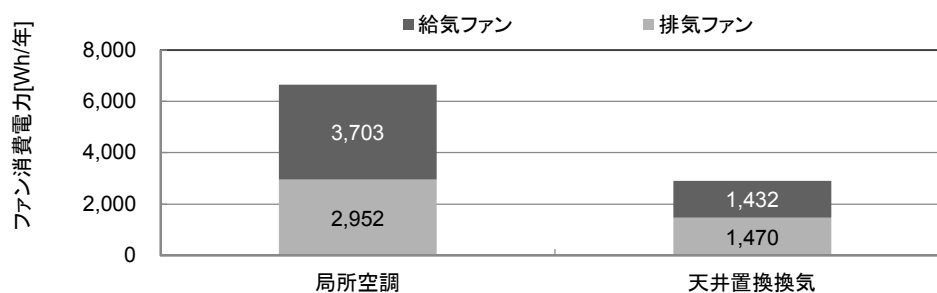


図 5.8 ファン消費電力量(試算)

5.5.2 空調消費エネルギー(図 5.9、図 5.10)

夏期の局所空調方式と天井置換換気方式の空調消費エネルギー、室内平均温度、室内外の比エンタルピー差の関連を検討する。室内平均温湿度は、厨房内に設置されたセンサ（FL+1,100mm）5 点の測定結果の平均であり、室内の比エンタルピーもこの値に基づく。エネルギーは各日 7 時から 15 時 30 分の積算値で、比エンタルピーや気温はその時間帯の平均値で検討する。

夏期における平均外気温と厨房内平均温度の関係を図 5.9 に示す。局所空調方式で厨房内平均温度が 25℃と大きく外れている日もあるが、厨房内平均温度は 26.5～27.0℃の間であった。厨房および食堂の空調消費熱量と室内外比エンタルピー差、平均外気温の相関を図 5.10 に示す。空調熱量と平均外気温の相関が比較的高く、年間エネルギー消費量は平均外気温を用いた近似式により試算を行なうこととした。

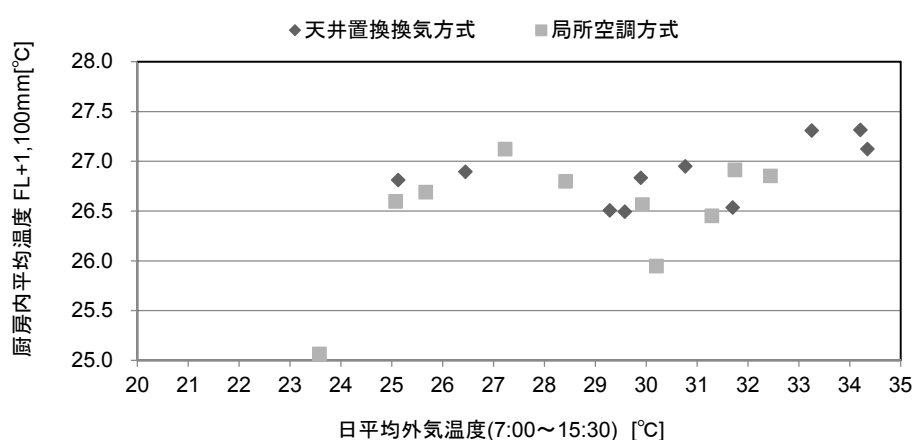


図 5.9 平均外気温と厨房内平均温度(夏期)

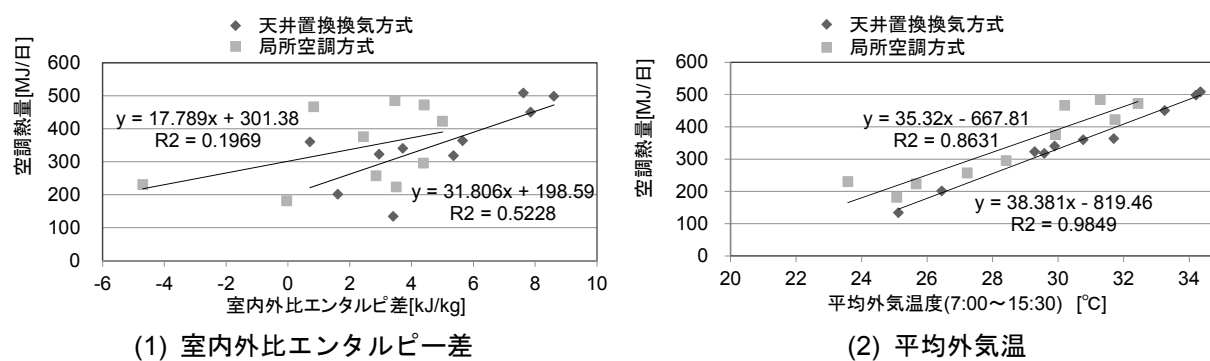
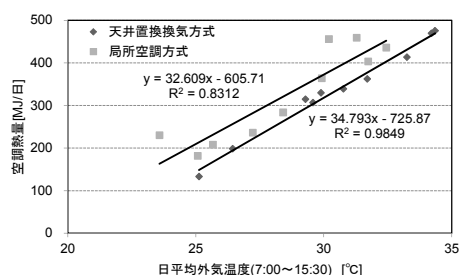


図 5.10 空調消費熱量との相関(厨房+食堂、夏期)

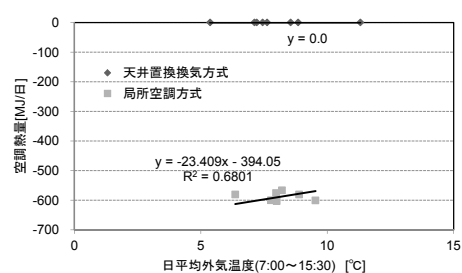
5.5.3 冷暖房エネルギーの年間試算(表 5.10、図 5.11、図 5.12)

厨房の全外気運転空調機(PAC と記す)は、外気と給気の温度差および定格風量から、食堂の空調機(AC-02 と記す)は、冷温水の温度差および水量から空調熱量を算出した。空調熱量は PAC と AC-02 について季節毎に整理し、平均外気温と空調熱量の相関を図 5.11 に示す。

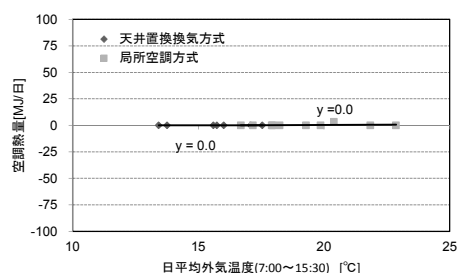
夏期では平均外気温との相関が比較的高い。また、天井置換換気方式の冬期や中間期では、厨房は空調されていない。一方、局所空調方式では外気を入れているため冬期は空調されている。これらの結果から年間の空調消費エネルギーを試算した結果を図 5.12 に示す。近似式に代入した外気温は、拡張アメダス気象データ標準年(浜松)を使用し、成績係数は表 5.10 に示す東京都環境物品等調達方針の値を採用した。天井置換換気方式は局所空調方式に比べ、厨房と食堂では消費エネルギーが約 24%小さくなる。



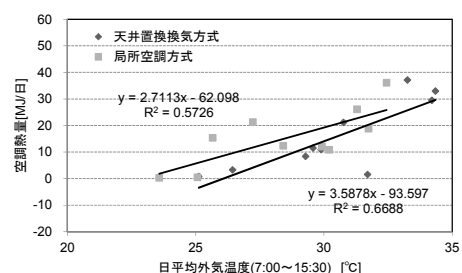
(1) 厨房用空調・夏期〈7～9月〉



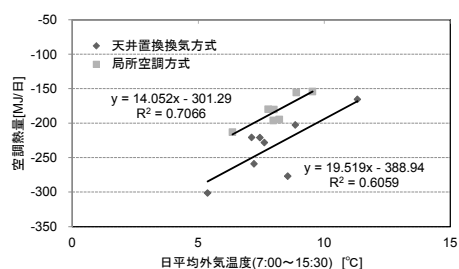
(2) 厨房用空調・冬期〈12～3月〉



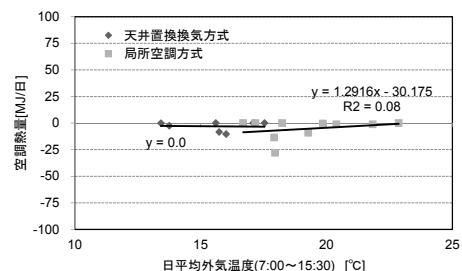
(3) 厨房用空調・中間期〈4～6,10～11月〉



(4) 食堂用空調・夏期〈7～9月〉



(5) 食堂用空調・冬期〈12～3月〉



(6) 食堂用空調・中間期〈4～6,10～11月〉

図 5.11 平均外気温と空調消費熱量(夏期、冬期、中間期)

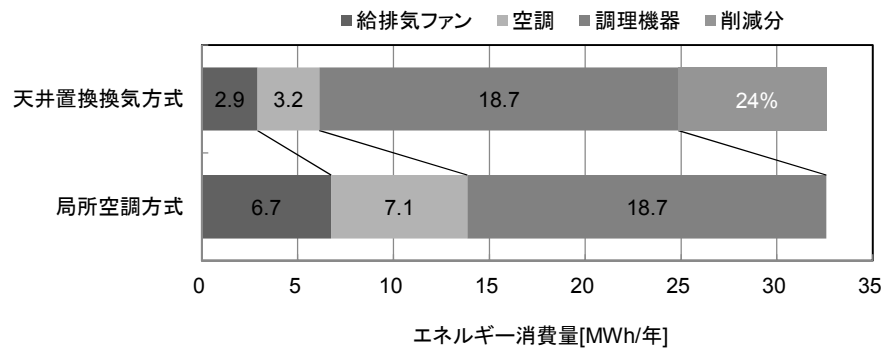


図 5.12 年間消費エネルギーの試算結果

表 5.10 空調用熱源機器の成績係数⁷⁾

熱源機器	温熱源	冷熱源
PAC(空気熱源 HP)	3.58	4.00
AC-02(熱回収 HP)	2.58	2.48
	搬送動力は 25%相当と想定	

5.6 CFD 解析による検討

夏期実測期間は震災後の節電期間であったため、食堂の空調設定温度が 26℃から 28℃に変更されており、食堂から厨房への移送流の影響により、通常より厨房内の温度は高くなっていた可能性がある。また、天井置換換気方式において天井吹出口の位置を変更することにより、さらに良好な厨房内温熱環境を得られると期待できる。これらについて CFD 解析により検討を行った。

表 5.11 に解析条件を示す。各吹出口の風速・風量は測定値と設定風量に基づいて規定し、吹出温度は測定値を規定した。また、排気フードは矩形でモデル化し、表 5.11 に示すサイズの開口をフード上部の中心に想定し、一様に風速を規定した。発熱量は実測時の平均消費電力から蒸発潜熱量を引いた値を設定した。さらに潜熱量が多かった IH レンジ、茹で麺器、ウォーマーテーブルには 100℃の蒸気が調理機器上面で発生するものとして流入境界条件を設定し、その発生量分は調理機器に近い排気口から排気されるものとした。なお、発熱量 Q [W]と水蒸気発生量 V [L/s]は次式で算出した。

$$Q = Q_t - X \cdot \rho \cdot L$$

$$V = \frac{\rho \cdot X}{M} \times \frac{373[\text{K}]}{273[\text{K}]} \times 22.4[\text{L/mol}]$$

ここで、 Q_t ：平均消費電力[W]、 X ：蒸発水量[L/s]、 ρ ：水の密度(=1,000g/L)、 L ：水の蒸発潜熱(=2,259J/g)、 M ：1 mol の水の質量(=18g/mol)。蒸発水量 X は表 5.3 に示す模擬負荷を一定時間(15 分間)かけた後、模擬負荷をかける前の水面の高さに戻るまで水を足し、足した水量から蒸発水量 X を算出した。

なお、CFD 解析では空気の密度変化は重力項のみに組み込み、空気を非圧縮性流体として扱うブシネスク近似を用いているので、温度による風量への影響は無視している。

表 5.11 解析条件

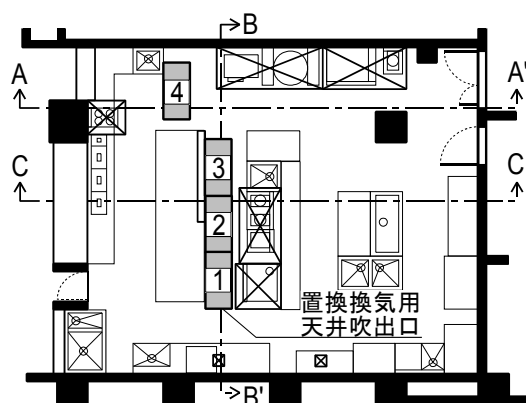
解析領域	9,900mm×7,800mm×2,995mm						
メッシュ数	171(X)×142(Y)×61(Z)=1,481,202 メッシュ						
乱流モデル	標準 k-ε モデル						
移流項	QUICK						
発熱条件	定格 3kW の IH レンジ: 220W、定格 5kW の IH レンジ: 177W、スチコン: 480W 電気フライヤ: 740W、茹で麺器: 288W 電気式立体炊飯器: 3,353W、食器洗浄機: 1,720W、 ウォーマーテーブル: 715W、照明: 各 64W、床には実測時の温度を規定						
流入条件				風量 [m³/h]	風速 [m/s]	温度 [°C]	寸法[m]
	パンカ ルーバ	局所空調方式	1	416	4.0	18.9	0.17(X)×0.17(Y)
			2	536	5.2	19.1	
			3	443	4.3	19.5	
			4	397	3.8	18.5	
			5	499	4.8	19.1	
			6	499	4.8	18.9	
			7	517	5.0	20.1	
			8	360	3.5	19.5	
	天井 吹出口	局所空調方式	1	661	0.26	29.4	0.6(X)×1.2(Y)
			2	339	0.13	29.3	
			3	620	0.24	29.4	
		天井置換 換気方式	1	1,074	0.41	21.3	
			2	782	0.30	22.1	
			3	894	0.34	20.9	
			4	962	0.37	20.6	
			カウンタ 開口	局所空調方式	1	計 2,213	
	2	2.83(Y)×0.8(Z)					
	3	1.2(Y)×0.8(Z)					
	天井置換 換気方式	1		計 1,388	0.084	27.9	1.5(Y)×0.9(Z)
		2					2.83(Y)×0.8(Z)
		3					1.2(Y)×0.8(Z)
	水蒸気 発生	定格 3kW の IH レンジ		5.2	0.036	100	0.2(X)×0.2(Y)
		定格 5kW の IH レンジ		5.1	0.035		0.4(X)×0.4(Y)
		茹で麺器		15.4	0.027		
		ウォーマーテーブル		6.1	3.5E-03		0.3(X)×1.6(Y)
	乱流エネルギー[m²/s²]			k _{in} =(U _{in} /10) ² U _{in} :吹出し風速[m/s]			
	k の散逸率[m²/s³]			ε _{in} =C _μ ^{3/4} ・k _{in} ^{3/2} /ℓ _{in} C _μ :モデル定数(=0.09) ℓ _{in} :吹出口寸法の短径			
	流出条件	フード A	局所空調方式	1,980.3	6.1		0.3(X)×0.3(Y)
天井置換換気方式			1,470.3	4.5			
フード B		局所空調方式	1,310.0	4.0	0.3(X)×0.3(Y)		
		天井置換換気方式	250.0	0.77			
フード C		局所空調方式	715.4	3.2	0.25(X)×0.25(Y)		
		天井置換換気方式	885.4	3.9			
フード D		局所空調方式	2,880.0	5.0	0.4(X)×0.4(Y)		
		天井置換換気方式	1,490.0	2.6			
天井排気口 EA ₁		局所空調方式	118.05	0.52	0.25(X)×0.25(Y)		
		天井置換換気方式	122	0.54			
天井排気口 EA ₂		局所空調方式	0.0	0.0	0.15(X)×0.2(Y)		
		天井置換換気方式	442.1	0.41			
食品庫扉の ガラリ		局所空調方式	410	1.6	0.7(Y)×0.1(Z)		
		天井置換換気方式	350	1.4			
壁面条件	速度	一般化対数則					
	温度	対流・放射連成解析 対流熱伝達率 α _c : 定格 3kW の IH レンジ: 50W/(m²・K)、定格 5kW の IH レンジ: 30W/(m²・K) 電気フライヤ: 25W/(m²・K)、スチコン: 10W/(m²・K) 茹で麺器: 50W/(m²・K) 電気式立体炊飯器: 200W/(m²・K)、食器洗浄機: 100W/(m²・K) ウォーマーテーブル: 50W/(m²・K)、その他の表面: 4.7W/(m²・K) 放射率: フード・調理機器などの金属面で ε=0.3、その他の表面で ε=0.9					

5.6.1 解析ケース

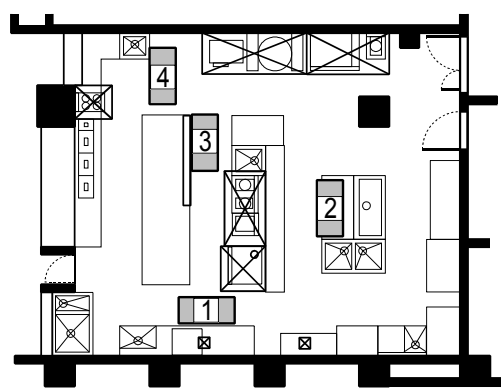
解析ケースを表 5.12 に示す。Case 1-s と Case 2-s-1 は夏期の局所空調方式と天井置換換気方式の実測時の条件に基づいて解析したものであり、食堂から厨房への移送空気温度は約 28℃である。一方、夏期の通常の食堂温度は 26℃程度であるため、Case 1-s_26 と Case 2-s-1_26 では食堂側からの移送空気の温度を 26℃とした。さらに夏期の実測結果では厨房内の作業域内平均温度が 25℃以下を満足するケースがなかったため、天井置換換気用吹出口の位置を変更することにより、作業域内平均温度を低くできるかを検討した。すなわち、図 5.13 に示すように Case 2-s-1-a と Case 2-s-1-b では B-B' 断面の温度を下げるために、天井置換換気用吹出口の一部を B-B' 断面に移動した。

表 5.12 解析ケース

ケース名	換気・空調方式 (換気量)	食堂からの 移送空気の温度	吹出口 位置変更
Case 1-s	局所空調方式 (7,531.6m ³ /h)	27.4℃	無
Case 1-s_26		26℃	
Case 2-s-1		27.9℃	
Case 2-s-1_26	天井置換換気方式 (5,131.6m ³ /h)	26℃	有
Case 2-s-1-a		27.9℃	
Case 2-s-1-b		27.9℃	



(1) Case 2-s-1-a



(2) Case 2-s-1-b

■: 天井吹出口

図 5.13 CFD 解析における吹出口位置の変更

5.6.2 CFD 解析結果と実測結果の比較

(1) 局所空調方式 Case 1-s(図 5.6(1)、図 5.14(1))

局所空調方式の解析結果(図 5.14(1))では実測結果(図 5.6(1))と同様に温度成層が顕著でない。また、作業域内平均温度の解析結果は実測結果より A-A'断面では約 0.7℃高い程度であり、B-B'断面ではほぼ同じであった。このように実測に近い結果が CFD 解析により得られた。

(2) 天井置換換気方式 Case 2-s-1(図 5.6(2)、図 5.14(3))

天井置換換気方式での解析結果(図 5.14(3))では実測結果(図 5.5(2))と同様に温度成層が形成されている。また、B-B'断面では A-A'断面より温度が高く、実測と同じ傾向が見られた。作業域内平均温度の解析結果は実測結果より A-A'断面ではほぼ同じであり、B-B'断面では約 0.9℃低い程度であり、差異は大きくない。このように天井置換換気方式においても実測に近い結果が CFD 解析により得られた。

5.6.3 食堂からの移送空気の温度変更の影響

食堂からの移送空気の温度を実測値から 26℃に変更した場合、局所空調方式(図 5.14(2))と天井置換換気方式(図 5.14(4))ともに厨房内の温度が低くなった。特に、局所空調方式ではその影響が顕著であり、B-B'断面では 25℃以下となった。これは、局所空調方式では大量の排気を補うため、天井置換換気方式に比べ多くの空気を食堂側から導入しているためである。また、これに伴い食堂の空調負荷は大きくなると予想される。

5.6.4 吹出口位置変更の影響

図 5.13(1)中の C-C'断面の気流分布を図 5.15 に示す。

(1) Case 2-s-1-a(図 5.14(5)、図 5.15(2))

天井置換換気用吹出口の位置を変更した Case 2-s-1-a(図 5.14(5))では、Case 2-s-1(図 5.14(3))に比べ B-B'断面の温度が低くなった。しかし、気流分布 Case 2-s-1-a(図 5.15(2))では、一部の吹出し気流が空間下部に到達する前にフード A に吸い込まれている。すなわち、吹出し風速が低い天井置換換気方式では、大量の排気を行うフードの近傍に吹出口を設置することは、望ましくないと考えられる。

(2) Case 2-s-1-b(図 5.14(6)、図 5.15(3))

Case 2-s-1-b(図 5.14(6))では、図 5.14(2)に示すように天井置換換気用吹出口の位置をフード近傍は避け、B-B'断面側に変更した。作業域内の平均温度は、Case 2-s-1-b(図 5.14(6))では Case 2-s-1(図 5.14(3))に比べ、A-A'断面では約 0.3℃低く、B-B'断面では約 1℃低くなった。作業域内の平均温度も 25℃以下を満たし、厨房内温熱環境は改善された。Case 2-s-1-b の気流分布(図 5.15(3))では吹出し気流がフード A へ直接吸い込まれる状況は見られなかった。

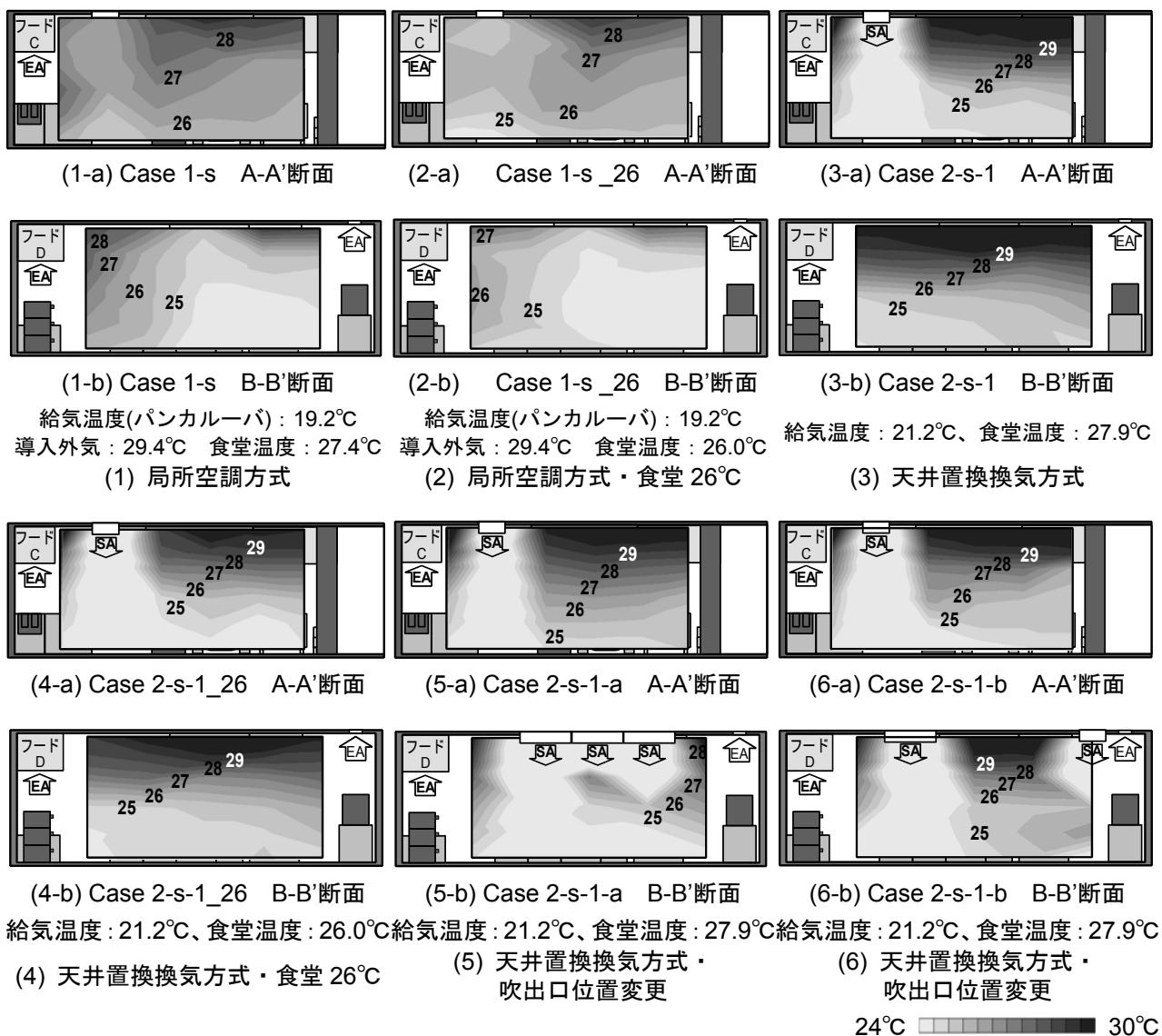


図 5.14 CFD 解析の温度分布

表 5.13 CFD 解析による作業域内平均温度の結果

	Case 1-s	Case 1-s_26	Case 2-s-1	Case 2-s-1_26	Case 2-s-1-a	Case 2-s-1-b
A-A'断面	26.3°C	25.7°C	25.2°C	24.9°C	25.5°C	24.9°C
B-B'断面	25.1°C	24.7°C	25.8°C	25.5°C	24.8°C	24.8°C

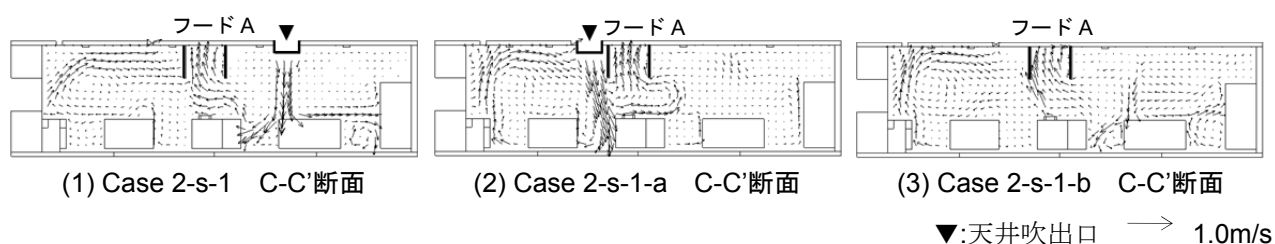


図 5.15 天井置換換気方式において吹出口位置を変更した場合の気流分布

5.7 まとめ

本章では、実在する社員食堂の中規模業務用電化厨房において、夏期と冬期の実測により天井置換換気方式と局所空調方式のフード捕集性状と厨房内温熱環境を比較した。天井置換換気方式では局所空調方式よりも厨房全体の換気量は約 3 割少なく、給気温度は 1～2℃高い状態とした。また、CFD 解析を用いて天井置換換気用吹出し口の位置を変更することによる夏期の厨房内温熱環境の改善効果などを検討した。さらに、給排気ファンの消費電力量や空調消費エネルギーから冷暖房エネルギーの年間試算をし、天井置換換気方式の省エネ効果を検討した。

- (1) 天井置換換気方式ではフード排気量を局所空調方式より約 30%少なくした場合においても、局所空調方式と同等以上のフード捕集性状が得られることを示した。
- (2) フードに袖壁や背板を設置する効果や人の移動による擾乱の影響を検討した。フードに袖壁や背板を設置することにより、熱上昇流のフードからの漏出を低減でき、人の移動による擾乱がある場合においてもその効果が期待できる。
- (3) 厨房全体の換気量と給気温度を考慮すると、天井置換換気方式の方が局所空調方式に比べ効率的な換気・空調がなされている。
- (4) CFD 解析を用いて天井置換換気用吹出口の位置を変更することによる夏期の厨房内温熱環境の改善効果などを検討した。
- (5) 天井置換換気用吹出口の位置を変更することにより厨房内の温熱環境は改善し、作業域内平均温度は 25℃以下を満たし得ることを CFD 解析により確認した。
- (6) 年間消費エネルギーの試算では、給・排気ファンにおいては約 56%少なくなり、厨房・食堂の消費エネルギーでは約 24%少なくなった。

第 5 章に関する参考文献

- 1) 近藤靖史、荻田俊輔、吉野一、藤田美和子、小笠原岳：ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第 1 報) CFD 解析と実験による局所空調方式と天井給気型置換換気方式の比較、日本建築学会環境系論文集、第 77 巻、第 682 号、pp.977-986、2012.12
- 2) 藤田美和子、飯塚和夫、近藤靖史、吉野一、荻田俊輔：ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第 4 報) 実在厨房における置換換気システムの評価、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.1699-1702、2010.9
- 3) 荻田俊輔、近藤靖史、藤田美和子、吉野一、飯塚和夫：ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第 5 報) 実在厨房を対象とした検討と外気冷房期間の試算、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.1703-1706、2010.9
- 4) ASHARAE : ASHARAE Handbook - HVAC Application, CHAPTER 33 KITCHEN VENTILATION, 2011
- 5) Nordtest method NT VVS088: Buildings: Large scale kitchen range hoods – hood efficiency and pressure drop, 1990.9
- 6) 厚生労働省：大量調理施設衛生管理マニュアル、最終改訂 2012.5
- 7) 平成 23 年度東京都環境物品等調達方針(公共工事)、東京都都市整備局, 2011.6

第5章に関する既発表文献

- [1] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 永瀬修, 川口明伸, 鈴木盛永: 天井置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の検討(その 1)~(その 2), 日本建築学会大会学術講演梗概集 D2 環境工学Ⅱ, pp.785-788, 2011.8
- [2] 鈴木盛永, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 永瀬修, 川口明伸: 天井置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の検討(その 3) 冬期における厨房内温熱環境とフードの捕集性状の実測, 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集, pp.1949-1952, 2011.9
- [3] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 永瀬修, 鈴木盛永: 天井置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の検討(その 4)~(その 5), 日本建築学会大会学術講演梗概集 D2 環境工学Ⅱ, pp.699-702, 2012.9
- [4] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 永瀬修, 鈴木盛永: 天井置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の検討(その 6) 実測によるフードの捕集性状と厨房内温熱環境の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集, pp.3049-3052, 2012.9
- [5] 永瀬修, 近藤靖史, 藤田美和子, 吉野一, 荻田俊輔, 鈴木盛永: 天井置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の検討(その 7) 厨房機器の負荷率と空調・換気用エネルギー消費量, 空気調和・衛生工学会大会学術講演会論文集, pp.3053-3056, 2012.9
- [6] 近藤靖史, 鈴木盛永, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 永瀬修: 天井給気型置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の温熱環境実測と CFD 解析, 日本建築学会環境系論文集, 第 78 巻, 第 692 号, pp.749-756, 2013.10
- [7] Shunsuke Ogita, Yasushi Kondo, Hajime Yoshino, Miwako Fujita and Osamu Nagase, Field Measurements of Thermal Environment of a Medium-sized Electric Commercial Kitchen with Ceiling Supply Displacement Ventilation System, The 13th International Conference on Indoor Air Quality and Climate (Indoor Air 2014) Proceeding of Indoor Air 2014, 2014.7

第 6 章

総 括

第6章

総括

6.1 全体の総括

本研究では、業務用厨房内の温熱・空気環境の改善と省エネルギーの観点から換気・空調用の吹出し気流が調理機器上の熱上昇流に対する擾乱とならない置換換気・空調方式に着目し、さらに日本国内の厨房は床面積が小さいことを考慮し、天井給気型置換換気・空調方式(以降、天井置換換気方式と記す)を提案し、その有効性をCFD解析や実験により検証した。一般的な置換換気・空調方式において温度成層が形成されることにより天井付近に高温の熱溜まりができる可能性があり、この温度の高い空気の誘引を抑制するために吹出し面を天井から下げた方式を提案した。これらの有効性を示すために、壁面給気型置換換気・空調方式(以降、壁面置換換気方式と記す)や現状の厨房で多く導入されているVHSやパンカルーバ型吹出し口などの従来の局所空調方式に対して、温熱環境、空気環境や省エネルギー効果を比較した。実験では、捕集率を低下させる要因の一つである調理者擾乱をNordtest Methodにより、実測では人体が移動することにより模擬して、その影響を検討した。実験や実測では、暑熱環境下での指標であるWBGTやPMV、SET*により評価をおこなった。さらに、実験や実測では排気フードの捕集率を求めるのは容易ではないので、CFD解析の結果から直接捕集率(DCE)を算定し、排気フードの捕集性状を評価した。また、居住域(作業域)の空間内の換気の効率を有効換気容積により評価した。さらに、フードがある日本国内の業務用厨房における従来の必要換気量「排気フードの投影面積に0.3m/sを乗じた値」より少ない換気量とすることが可能な業務用電化厨房に着目し、天井置換換気方式の有効性を実験室実験やCFD解析により、温熱環境・空気環境・省エネルギーの有効性を確認できたことから、実在するファミリーレストラン(以降、ファミレス)の小規模電化厨房や社員食堂の中規模電化厨房に適用し、その有効性を温熱環境、空気環境、省エネルギーの観点などから示した。

ここでは全体のまとめとして各章の主要な結論を総括し、今後の課題について述べる。

2章では、ガス厨房における換気・空調方式として一般的な壁面置換換気方式と天井置換換気方式の場合について実験およびCFD解析を行ない、温熱環境や空気環境を検討した。実験では容易に排気フードの捕集率が求められないため、CFD解析の結果から直接捕集率(DCE)を算定してフード捕集性状を評価した。また、居住域(作業域)空間においてどの程度有効に換気がなされているかを有効換気容積により評価した。しかしながら、居住域における空気環境の健康影響などを評価する指標として、排気フードで逸流した汚染質がどの程度居住域に影響を及ぼす割合を確立していくことが望まれる。フードでの排気風量を確保した上で、天井排気口から天井付近に停滞する熱気を除去することにより、厨房内温熱環境を改善することができることを明らかにした。天井面に排気口を設置することで、居住域の空気質を改善する効果も期待できる。天井置換換気方式と従来の局所空調方式について実大実験およびCFD解析を行なった。温熱・空気環境の検討から、天井置換換気方式のほうが、局所空調方式に比べて熱上昇流の漏出が少なく、作業空間の温湿度を低く保つことができることがわかった。CFD解析による吹出し位置の検討では、吹出し位置がフードに近い場合は、ショートサーキットの形成などによる居住域の温熱環境への影響がみられることから、吹出し口位置を適切に配置することが必要であることを示した。3種類(洋食・和食・中華)の業務用厨房を対象としたCFD解析では、従来方式と天井置換換気方式について、空調消費エネルギーの検討を行ない、フードの捕集性状をDCEにより、居住域の換気性状をEVVにより評価し、天井置換換気方式の有効性を明らかにした。

3 章では、換気量低減のために電化厨房に着目し、はじめに調理者の動きに伴う擾乱の影響を実験室において検討した。調理者の動きなどを模擬した擾乱を与えた場合、空間上部の温度・トレーサガス濃度は高くなる。このことから、調理者の動きに伴う擾乱の影響は無視できないと考えられる。次に調理者による擾乱の影響を軽減し得るフード袖壁や天井排気口の有効性を検討した。排気フードにフード袖壁をつけることによって、排気フードの捕集性状は良好となり、置換換気方式では空間上部に熱や汚染空気などが滞留する傾向が有り、天井排気口を設置することにより、これらを除去することが有効であることを示した。さらにパンカルーバによる局所空調方式と比べ置換換気方式を適用した場合の方が室内温熱・空気環境が良好であることを示した。また、天井置換換気方式においても壁面置換換気方式とほぼ同等の室内温熱・空気環境が形成されることを確認し、さらにフード袖壁と天井排気口の有効性を確認した。

4 章では、実在するファミレス厨房を対象とした調査結果を境界条件として、CFD 解析により厨房内の温熱環境の再現を行った。外気を温度調節せずに直接厨房内に導入すると、厨房内温熱環境は夏期・冬期ともに良好ではない場合が多いことを示した。天井置換換気方式は局所空調方式に比べ、空調給気による調理機器の熱上昇流への影響が小さくなり、厨房内温熱環境は良好となり得る。天井置換換気方式では天井給気口の周囲に垂れ壁を設けるなど、空調給気と空間上部の高温空気との混合を抑制する工夫が有効であることを明らかにした。ファミレスの厨房環境を実験施設に再現し、夏期と冬期の条件で厨房内温度や空調消費電力量等を測定し、厨房内温熱環境や省エネルギー効果を検討した。実験での確認後、実在厨房に適用し実測では、暑熱環境下での指標である WBGT により評価した。また、実在するファミレス店舗におけるアンケート調査では、温熱環境と空気の質の評価では、厨房のにおいや清浄度を重要視している調理業者が多いことを示した。さらに、拡張アメダス年標準気象データの外気温湿度を用いて取入れ外気の負荷と外気冷房が可能な時間を計算した。取り入れ外気の負荷を年間で集計すると、天井置換換気方式の方が約 30% 取入れ外気の負荷は小さく、外気冷房可能時間は天井置換換気方式では局所空調方式の約 2 倍であることがわかる。外気冷房と組合せることにより一層の省エネ効果が期待できることを示した。

5 章では、社員食堂の中規模業務用電化厨房において、夏期と冬期の実測により天井置換換気方式と局所空調方式のフード捕集性状と厨房内温熱環境を比較した。天井置換換気方式ではフード排気量を局所空調方式より約 30% 程度少なくした場合においても、局所空調と同等以上のフード捕集性状が得られることを示した。フードに袖壁や背板を設置することにより、熱上昇流のフードからの漏出をさらに低減でき、人の移動による擾乱がある場合においてもその効果が期待できることを確認した。厨房全体の換気量と給気温度を考慮すると、天井置換換気方式の方が局所空調方式に比べ効率的な換気・空調がなされている。また、実測と同様に CFD 解析においても、天井置換換気方式の方が局所空調方式に比べ効率的な空調がなされることを確認した。天井置換換気用の吹出口の位置を変更することにより厨房内の温熱環境は改善し、作業域内平均温度は 25℃ 以下を満たし得ることを CFD 解析により確認した。さらに、実測した給排気ファンや空調機の消費電力量から年間消費エネルギーを試算し、局所空調方式より厨房と食堂の消費エネルギーを 24% 程度少なくなったことを示した。

6.2 今後の展望と課題

以上のように、本論の主題である「業務用厨房における天井給気型置換換気・空調方式に関する研究」に関して概略をまとめている。研究により、明らかにした知見を踏まえ、業務用厨房における換気・空調方式に関する今後の課題と今後の展望を以下に示す。

業務用厨房の換気・空調設備による省エネ性能を高めるためには、少ない換気量で調理により発生する熱上昇流を厨房内に拡散させずにスムーズに排気フードに捕集される状況を作ることが重要である。厨房内をできるだけ静穏な状態とし、調理機器上の熱上昇流に対する擾乱を抑える必要がある。そのためには、置換換気・空調方式が適しており、面積が狭い日本の厨房への適用を考えた場合、本研究でその有効性を示した天井置換換気方式が有効であると考えられる。また、天井置換換気方式に加えて、熱効率がよく放射熱の少ない電化厨房を適用し、フード捕集率を高めるためのフード袖壁などを適用することで、厨房内の温熱・空気環境の改善と換気量の低減による省エネが可能であると考えられる。

本研究では、実験においては WGBT などにより、温熱環境の評価をおこなった。CFD 解析においてフード排気の捕集性状を DCE による換気効率指標、居住域の換気性状を EVV による換気効率指標で評価したが、排気フードから逸流した汚染質のどの程度が居住域に影響を及ぼすかを示す指標などが確立されることが課題として残っている。

厨房の換気・空調方式として本研究において有効性を示した天井置換換気方式が標準モデル(スタンダード)を目指していくことで、快適な作業空間と健康障害の影響がない理想的な温熱・空気環境へ近づけていけると考える。そのためには、天井置換換気方式の導入事例を増やし、換気量を低減するための必要換気量の設計手法を確立していくことが必要である。

本研究では、温度調節しない外気を厨房に導入し、居住域の一部をスポット的に空調することで済まされている課題の多い現状の業務用厨房の温熱環境、空気環境の課題に対し、相対的に天井置換換気方式を比較することをベースとして、実験、実測、CFD 解析により温熱環境や空気環境の理論を展開した。今後の社会情勢を踏まえると、今後もさらに健康面にも配慮した理想的な厨房環境を構築するための取り組みと研究が必要である。

また、業務用厨房は、調理の形態・業態、調理の種類により、様々な厨房が存在している。本研究において検討した厨房は以外の大規模な厨房や厨房以外の工場や教室など置換換気・空調システムの駆動力となる発熱体が存在する空間であれば、天井置換換気方式の適用はある程度応用が可能だと考える。さらに、本研究では、喫食エリアと厨房がセパレートされた厨房空間を対象としてきたが、近年はお客にオープンにした喫食エリアと厨房が一体となった店舗も存在する。このような様々な擾乱が複雑に影響を及ぼす空間での天井置換換気方式の有効性を検討し、快適で理想的な温熱・空気環境の厨房が望まれる。

付録 1

天井給気型置換換気・空調方式の導入事例

1.1 導入プロセス

図 1.1 に厨房設計の流れと、厨房換気・空調設計の関わりを示す。本研究では、5 章で検討した実在する既存の社員食堂厨房を改修する形で天井給気型置換換気・空調方式(以降、天井置換換気方式と記す)を導入した。ここでは、コンセプト・ゾーニング・調理機器レイアウトまで既に決定しているものとして、天井置換換気方式を導入した際の厨房換気・空調設計の事例を示す。

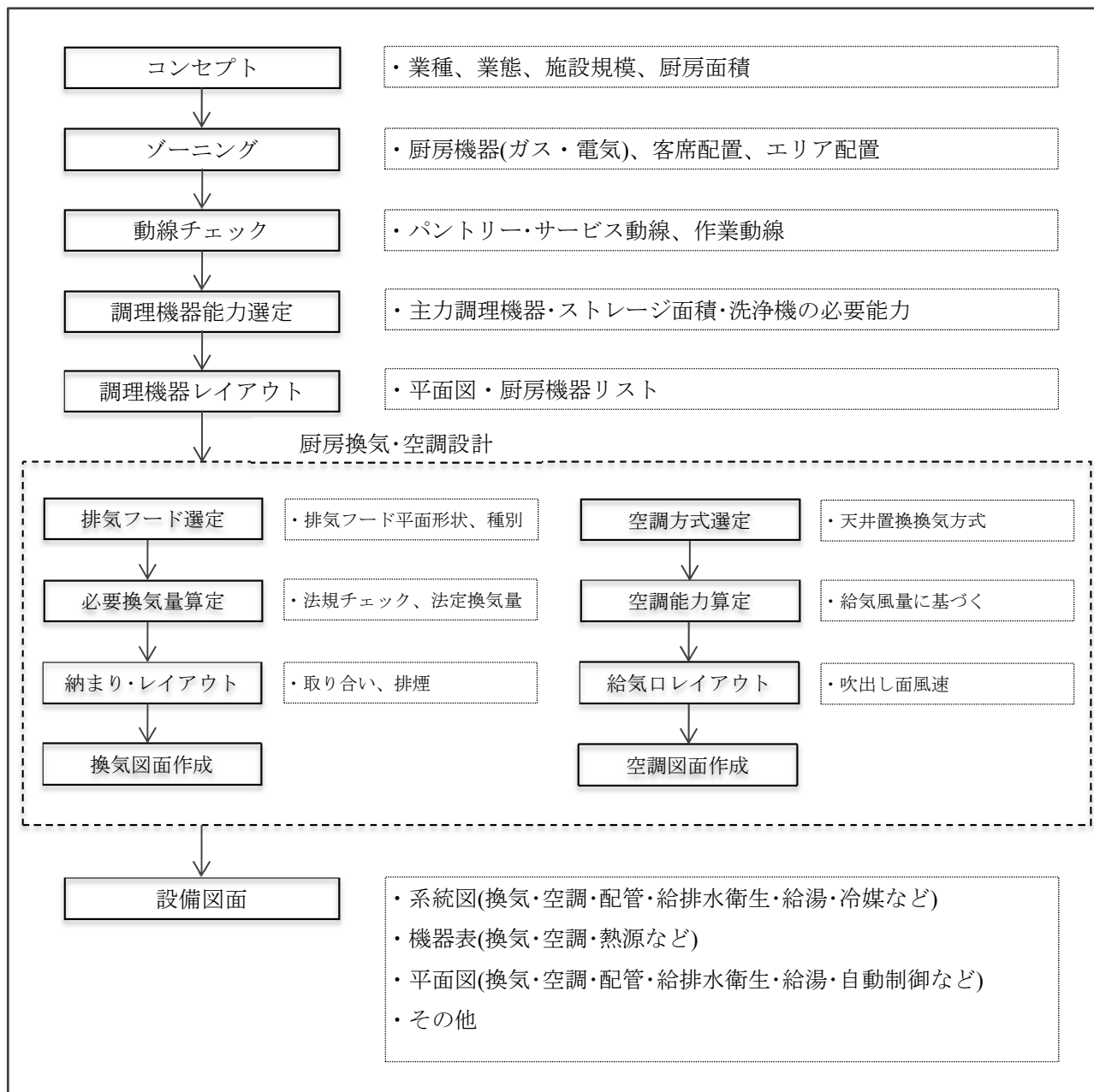


図 1.1 厨房設計によ設備図面作成までの流れ

1.2 厨房概要

調理機器の平面配置図を図 1.2 に示す。排気フードを設置する必要がある調理機器は電磁調理器、IH フライヤ、スチームコンベクションオーブン(以降、スチコンと記す)、茹で麺器、立体炊飯釜、電磁ローレンジ、回転釜、ブラストチラーである。

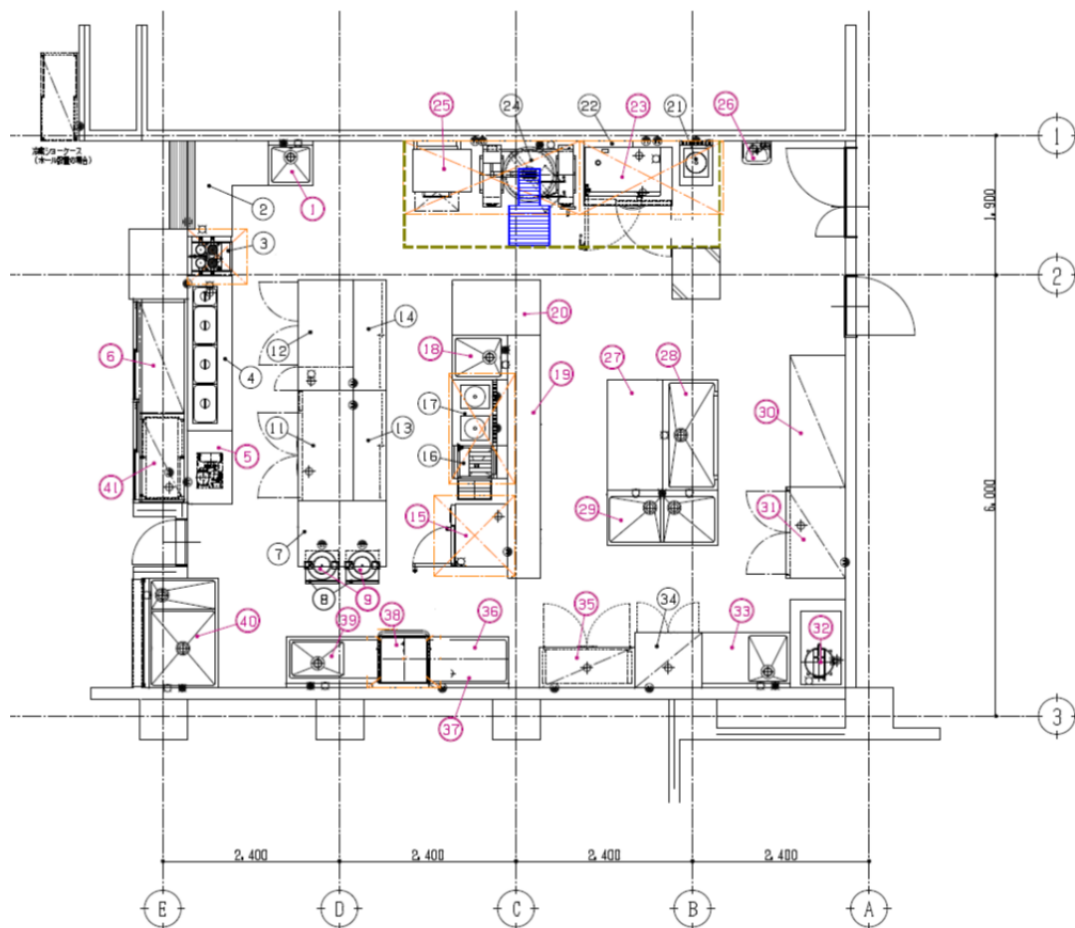


図 1.2 調理機器平面図

1.3 換気設計

1.3.1 排気フードの寸法

排気フードを必要とする調理機器を水平投影面で機器のすべてを覆い、機器からの張り出し寸法を 150～200mm として、排気フードの寸法を決定する。厨房機器と排気フードの寸法を表 1.1 に示す。

表 1.1 厨房機器と排気フード寸法

フード	調理機器	台数	電気容量		機器寸法[m]			フード		備考
			1 台当り	計	間口	奥行き	高さ	大きさ[m]	面積[m ²]	
A	電磁調理器	1	8.0	8.0	0.90	0.75	0.80	1.5×0.9	1.35	
	IH フライヤ	1	3.5	3.5	0.40	0.75	0.80			
	計	2		11.5						
B	スチコン	1	10.1	10.1	0.847	0.771	0.757	1.1×1.1	1.21	
	計	1		10.1						
C	茹で麺器	1	10.3	10.3	0.45	0.64	0.75	0.75×0.6	0.45	
	計	1		10.3						
D	電磁ローレンジ	1	12.4	12.4	0.45	0.60	0.45	1.9×1.0	1.9	
	立体炊飯器	1	15.3	15.3	0.79	0.69	1.3			
	計	2		27.7						
E	回転釜	1	13.5	13.5	1.26	1.01	0.85	2.8×1.5	4.2	HALTON
	スチコン	1	12.4	12.4	1.035	0.665	1.395			
	プラストチラー	1	1.18	1.18	1.20	0.88	0.8			
	計	3		27.08						

1.3.2 必要換気量の算定

必要換気量を算定するにあたり、ここでは VDI(ドイツ技術者協会)の基準に基づく方法、ASHRAE(米国暖房冷凍空調学会)の基準に基づく方法、日本国内の基準に基づく方法の 3 種類より算定する。厨房機器の稼働率に関しては、4 章の実測データを基に条件を設定した。算定基準の概要を表 1.2 に示す。

表 1.2 必要換気量の算定基準の概要

基準		算定方法	備 考
A	VDI※1	機器発熱量、機器負荷率、寸法や配置などから熱上昇流を算出	厨房機器からの潜熱・顕熱リスト 厨房機器の負荷率 換気システムによる漏出係数 フードの配置係数 機器負荷率 結露検討も数式化
B	ASHRAE※2	風量形状と厨房機器より算出	フードタイプ別に排気量を可変 厨房機器による排気量を可変 規格によるフード性能をリスト化 フードの張り出し長さや側板による影響も数値化している
C	①定格容量	風量係数と厨房機器の定格容量より算出	30m ³ /kWh
	②面風速	フード面積と面風速より算出	面風速は 0.3m/s 以上
	③換気回数	厨房容積より算出	電化厨房：20 回/h 換気

※1. ドイツ技術者協会(Verein Deutscher Ingenieure)は多岐にわたる分野の規格を発行

※2. 米国暖房冷凍空調学会(American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers)は空調システムに関連する工業規格やガイドラインも策定

(1) VDI の基準に基づく必要換気量の算定

VDI の基準に基づく必要換気量は、以下の計算式に基づき算定する。調理機器から発生する熱上昇流を算定する際の調理機器設置による減衰係数を表 1.3 に、排気フード風量を算定する際の熱上昇流の漏出計数を表 1.4 に示す。VDI の基準値で算定する際の負荷率は、4 章のファミレス店舗における実測値より「同時使用電力量/全定格電力」のピーク値の 5 分間平均とした。算定手順に基づき、必要換気量を計算した結果を表 1.5 に示す。全フードの排気風量の合計値となる必要換気量は、5,433m³/h となる。

【算定手順】

① 機器発熱量 (顕熱) ・水蒸気発生量

調理機器の発熱量は、(1.1)式により算定する。

$$Q_i = 0.5 \cdot P \cdot Q_s \quad \dots (1.1)$$

Q_i : 調理機器の発熱量[W]
 P : 接続負荷[kW]
 Q_s : 接続負荷あたりの発熱量[W/kW]

② 調理機器から発生する熱上昇流

熱上昇流は、(1.2)式より算定する。算定に必要な気流直径は(1.3)式より求める。

$$V_i = 18 \cdot Q_i^{1/3} \cdot (z_i + 1.7d_i)^{5/3} \cdot r_i \cdot \varphi_i \quad \dots (1.2)$$

$$d_i = 2 \cdot L_i \cdot B_i / (L_i + B_i) \quad \dots (1.3)$$

V_i : 熱上昇流[m³/h]
 z_i : 熱源高さ[m]
 d_i : 気流直径[m]
 r_i : 機器設置による減衰係数[-] (表 1.3)
 φ_i : 機器負荷率[-]
 L_i : 機器幅[m]
 B_i : 機器奥行[m]

表 1.3 機器設置による減衰係数

独立配置	壁面配置
1.00	0.63

③ 排気フード風量 (フード給気量)

排気フード風量 : HE_i [m³/h]

(a) 排気フードに給気組込がない場合

$$HE_i = V_i \cdot a_i \quad \dots (1.4)$$

(b) 排気フードに給気が組込まれている場合

$$HE_i = V_i \cdot a_i + S_H \quad \cdot \cdot \cdot (1.5)$$

a_i : 熱上昇流の漏出係数[－](表 1.4)

フード内給気風量： S_H [m³/h]は、(a)または(b)のいずれかの風量とする。

(a) 排気フード風量の 15～20%

(b) 後述の(1.9)式と(1.4)式の差

表 1.4 熱上昇流の漏出係数

気流性状	給気口	漏出係数 a_i	
		組込がない場合	組込がある場合
混合流 (全般)	壁面設置	1.35	1.25
	天井設置	1.30	1.20
層流 (置換)	天井	1.20	1.15
	作業域	1.15	1.10

④ 厨房内排気風量

厨房内排気風量： E_j [m³/h]

(排気フードに覆われていない調理機器の対する排気風量)

(a) $V_j \geq 0.1\Sigma(HE_j)$ のとき

$$E_j = a_j \cdot V_j \quad \cdot \cdot \cdot (1.6)$$

a_j : 熱上昇流の漏出係数[－](表 1.4)

(b) $V_j < 0.1\Sigma(HE_j)$ のとき

$$E_j = V_j + V_a \quad \cdot \cdot \cdot (1.7)$$

V_a : 補助風量[m³/h] ($E_j \geq 0.1\Sigma(HE_j)$)

厨房全排気風量： E_k [m³/h]

$$E_k = \sum_{i=1}^n HE_i + E_j \quad \cdot \cdot \cdot (1.8)$$

⑤ 排気風量の確認(結露防止)

排気方式とは関係なく、各排気装置を対象に排気風量を確認する。

$$E = \frac{\sum_{j=1}^m m_{d,j} \cdot \varphi_j}{(x_{EA} - x_{SA}) \cdot \rho} \quad \cdot \cdot \cdot (1.9)$$

$m_{d,j}$: 水蒸気発生量[kg/kg(DA)]

φ_i : 機器負荷率[-]

x : 絶対湿度[kg/kg(DA)]

ρ : 密度[kg/m³] (= 1.2kg/m³)

$$x_{EA} - x_{SA} = 6.0g/kg(DA)$$

(厨房内最大絶対湿度は 16.5g/kg(DA)とする)

添字 : EA = 排気、SA = 給気

表 1.5 VDI の基準に基づく必要換気量の算定結果

(a) 厨房機器の条件など

フード	調理機器	台数	電気容量[kW]		機器寸法[m]			フード		フードまでの距離[m]		
			1 台当り	計	間口	奥行き	高さ	大きさ[m]	面積[m ²]	機器 上端	フード 下端	△Z
A	電磁調理器	1	8.0	8.0	0.90	0.75	0.80	1.65×1.05	1.73	0.80	1.8	1.000
	IH フライヤ	1	3.5	3.5	0.40	0.75	0.80			0.80		1.000
	計	2		11.5								
B	スチコン	1	10.1	10.1	0.847	0.771	0.757	1.1×1.1	1.21	1.017	1.8	0.783
	計	1		10.1								
C	茹で麺器	1	10.3	10.3	0.45	0.64	0.75	0.8×0.85	0.68	0.75	1.8	1.050
	計	1		10.3								
D	電磁ローレンジ	1	12.4	12.4	0.45	0.60	0.45	2.4×1.1	2.64	0.45	1.8	1.350
	立体炊飯器	1	15.3	15.3	0.79	0.69	1.3			1.30		0.500
	計	2		27.7								
E	回転釜	1	13.5	13.5	1.26	1.01	0.85	2.3×1.1	2.53	0.83	1.97	1.120
	スチコン	1	12.4	12.4	1.035	0.665	1.395			1.395		0.575
	ブラストチラー	1	1.18	1.18	1.20	0.88	0.8			0.80		1.170
	計	3		27.08								

(b) 算定結果

フード	調理機器	負荷率 Φ		機器発熱 [W/kW]		機器発熱量 Q[W]		気流直径 d[m]		配置 係数 γ	熱上昇流 V[m ³ /h]		漏出 係数 a	排気フード 風量 HE _i [m ³ /h]	
		単体	フード	単体	フード	単体	フード	単体	フード		単体	フード		単体	フード
A	電磁調理器	0.58	0.59	550	586	2,320	3,370	0.82	1.13	1.00	591	939	1.20	709	1,127
	IH フライヤ	0.60		600		1,050		0.52			316		1.20	380	
	計													1,089	
B	スチコン	0.70	0.70	700	700	3,535	3,535	0.81	1.10	1.00	690	976	1.20	828	1,171
	計													828	
C	茹で麺器	0.98	0.98	980	980	5,047	5,047	0.53	0.67	0.63	579	700	1.20	695	841
	計													695	
D	電磁ローレンジ	0.30	0.52	300	521	1,860	7,215	0.51	1.31	0.63	159	955	1.20	190	1,146
	立体炊飯器	0.70		700		5,355		0.74			354			424	
	計													615	
E	回転釜	0.70	0.32	700	321	4,725	4,340	1.12	1.95	0.63	843	711	1.15	970	818
	スチコン	0.70		700		4,340		0.81			395			454	
	ブラストチラー	0.70		700		413		1.02			348			400	
	計													854	

5,103

(2) ASHRAE の基準に基づく必要換気量の算定

ASHRAE の基準に基づく必要換気量は、表 1.6 に示す負荷区分別の厨房機器タイプと表 1.7 に示す厨房機器の負荷区分に応じたフードの必要最低排気風量から排気フードの長さを乗じて算定する。算定手順に基づき、必要換気量を計算した結果を表 1.8 に示す。全フードの排気風量の合計値となる必要換気量は、15,010m³/h となる。

表 1.6 負荷区分別の厨房機器タイプ

負荷区分	熱源	調理機器など
軽負荷 (200℃)	電気 or ガス	オーブン(標準、ベイク、ロースト、回転、再熱、対流、対流/スチーマ組合せ、コンベア、デッキまたはデッキ型ビザ、ペストリー用を含む) スチームジャケットケトル、コンパートメントスチーマ(加圧と大気圧の両方) チーズメルター、リサーマライザー
中負荷 (200℃)	電気	電気レンジ(オーブン付き/オーブンなし)
	電気 or ガス	ホットトップレンジ、グリドル、両面グリドル、フライヤ(オーブンディープフ アットフライヤ、ドーナツフライヤ、ケトルフライヤ、圧力フライヤを含む) パスタクッカー、コンベア(ピザ)オーブン、ティルティングスキレット/ブレイ ジングパン、回転式串焼き器
重負荷 (315℃)	ガス	オーブンバーナーレンジ(オーブン付き/オーブンなし)
	電気 or ガス	下火式ブロイラ、チェーン(コンベア)ブロイラ、中華レンジ、上火式(アップラ イト型)サラマンダーブロイラ
超重負荷 (370℃)	固形燃料(木材・炭・練炭・メスキートなど)を調理熱源の全部または一部に使用する調理機器	

表 1.7 厨房機器の負荷区分に応じたフードの必要最低排気風量

フードのタイプ	排気フード長さ 1m あたりの必要換気量[m ³ /h]([L/s])			
	軽負荷	中負荷	重負荷	超重負荷
壁付き型キャノピーフード リスト不掲載	1,116(310)	1,674(465)	2,232(620)	3,060(850)
リスト掲載	828～1,116 (230～310)	1,116～1,674 (310～465)	1,116～2,232 (310～620)	1,944～ (540～)
シングルアイランド型キャノピーフード リスト不掲載	2,232(620)	2,790(775)	3,348(930)	3,906(1,085)
リスト掲載	1,404～1,674 (390～465)	1,674～2,232 (465～620)	1,674～3,348 (465～930)	3,060～ (850～)
ダブルアイランド型キャノピーフード(片側) リスト不掲載	1,404(390)	1,674(465)	2,232(620)	3,060(850)
リスト掲載	828～1,116 (230～310)	1,116～1,674 (310～465)	1,404～2,232 (390～620)	2,790～ (775～)
眉毛型フード リスト不掲載	1,404(390)	1,404(390)	使用不可	使用不可
リスト掲載	828～1,404 (230～390)	828～1,404 (230～390)	---	---
後ろ棚/機器接近型フード パスオーバー型フード リスト不掲載	1,674(465)	1,674(465)	2,232(620)	使用不可
リスト掲載	558～1,116 (155～310)	1,116～1,674 (310～465)	1,674～2,232 (465～620)	不使用を推奨

表 1.8 ASHRAE の基準に基づく必要換気量の算定結果

フード	調理機器	台数	電気容量[kW]		機器寸法[m]			フード		面風速 [m/s]	排気 フード 風量 [m³/h]	フードタイプ (ASHRAE)
			1 台 当り	計	間口	奥行き	高さ	大きさ [m]	面積 [m²]			
A	電磁調理器	1	8.0	8.0	0.90	0.75	0.80	1.65×1.05	1.73	0.54	3,348	フードⅠ/中負荷/ シングルアイランド
	IH フライヤ	1	3.5	3.5	0.40	0.75	0.80					
	計	2		11.5								
B	スチコン	1	10.1	10.1	0.847	0.771	0.757	1.1×1.1	1.21	0.42	1,841	フードⅡ/軽負荷/ シングルアイランド
	計	1		10.1								
C	茹で麺器	1	10.3	10.3	0.45	0.64	0.75	0.8×0.85	0.68	0.34	837	フードⅡ/軽負荷/ 壁付け
	計	1		10.3								
D	電磁ローレンジ	1	12.4	12.4	0.45	0.60	0.45	2.4×1.1	2.64	0.34	3,181	フードⅡ/中負荷/ 壁付け
	立体炊飯器	1	15.3	15.3	0.79	0.69	1.3					
	計	2		27.7								
E	回転釜	1	13.5	13.5	1.26	1.01	0.85	2.3×1.1	2.53	0.52	4,687	フードⅠ/中負荷/ 壁付け
	スチコン	1	12.4	12.4	1.035	0.665	1.395					
	ブラストチラー	1	1.18	1.18	1.20	0.88	0.8					
	計	3		27.08								
13,894												

(3) 国内の基準に基づく必要換気量の算定

国内の基準に基づく必要換気量は、①定格容量 30m³/(kW・h)、②面風速 0.3m/s、③換気回数 20 回/h(電化厨房)で算出した最も大きな数値を用いる。国内の基準に基づく必要換気量の算定結果を表 1.9 に示す。厨房の容積は 197.6m³ より、換気回数に基づく必要換気量は 3,952 m³/h となり、結果として面風速(0.30m/s)で算出した風量が、最も大きくなることから 10,703m³/h を国内基準で算出した必要換気量とする。

表 1.9 国内の基準に基づく必要換気量の算定結果

フード	調理機器	台数	電気容量[kW]		機器寸法[m]			フード		①定格容量		②面風速	
			1 台 当り	計	間口	奥行き	高さ	大きさ [m]	面積 [m ²]	換気 係数	排気 フード 風量 [m ³ /h]	面風速 [m/s]	排気 フード 風量 [m ³ /h]
A	電磁調理器	1	8.0	8.0	0.90	0.75	0.80	1.65×1.05	1.73	30	345	0.3	1,868
	IH フライヤ	1	3.5	3.5	0.40	0.75	0.80						
	計	2		11.5									
B	スチコン	1	10.1	10.1	0.847	0.771	0.757	1.1×1.1	1.21	30	303	0.3	1,307
	計	1		10.1									
C	茹で麺器	1	10.3	10.3	0.45	0.64	0.75	0.8×0.85	0.68	30	309	0.3	734
	計	1		10.3									
D	電磁ローレンジ	1	12.4	12.4	0.45	0.60	0.45	2.4×1.1	2.64	30	831	0.3	2,851
	立体炊飯器	1	15.3	15.3	0.79	0.69	1.3						
	計	2		27.7									
E	回転釜	1	13.5	13.5	1.26	1.01	0.85	2.3×1.1	2.53	30	812	0.3	2,732
	スチコン	1	12.4	12.4	1.035	0.665	1.395						
	ブラストチラー	1	1.18	1.18	1.20	0.88	0.8						
	計	3		27.08									
2,600												9,493	

(4) 必要換気量の決定

各算定基準による風量を表 1.10 に示す。

VDI の基準に基づき算定した必要換気量が最小となった。ASHRAE 基準ではリスト掲載していないフードと想定したため最も多い値となった。リスト掲載されているフードを採用していた場合、最大 2/3 程度までは風量を小さくすることができるが、ASHRAE は完全捕集を前提としているため、排気風量は多くなるものと思われる。設計においては国内の算定値とするものの天井置換換気方式における風量は、VDI の基準値を参考にし、換気量の低減を検討した。

天井置換換気方式を採用する場合、温度成層が形成され、空調擾乱の影響は少なくなるものの調理作業や調理作業者の移動に伴う調理者擾乱の影響により排気フードで捕集できずに、逸流する熱上昇流が空間上部に滞留するためそれらを速やかに除去するために天井排気口を設置し、フード排気量の 10～15% 程度の排気を確保した。

表 1.10 各基準による必要換気風量の比較

フード	調理機器	台数	電気容量 [kW]	フード		VDI		ASHRAE		国内	
				大きさ [m]	面積 [m ²]	排気 フード 風量 [m ³ /h]	面風速 [m ³ /h]	排気 フード 風量 [m ³ /h]	面風速 [m ³ /h]	排気 フード 風量 [m ³ /h]	面風速 [m ³ /h]
A	電磁調理器	1	8.0	1.65×1.05	1.73	1,127	0.18	3,348	0.54	1,868	0.3
	IH フライヤ	1	3.5								
B	スチコン	1	10.1	1.1×1.1	1.21	1,171	0.27	1,841	0.42	1,307	0.3
C	茹で麺器	1	10.3	0.8×0.85	0.68	841	0.34	837	0.34	734	0.3
D	電磁ローレンジ	1	12.4	2.4×1.1	2.64	1,146	0.12	3,181	0.34	2,851	0.3
	立体炊飯器	1	15.3								
E	回転釜	1	13.5	2.3×1.1	2.53	818	0.09	4,687	0.52	2,732	0.3
	スチコン	1	12.4								
	ブラストチラー	1	1.18								
						5,103		13,894		9,493	

表 1.11 必要換気量の決定(設計時)

フード※1	排気風量[m ³ /h]			
	設計 (国内基準)		運用：換気量低減 (VDI 基準)	
フード A	1,870	7,930	1,450	5,090
フード B	1,310		250	
フード C	740		740	
フード D	2,860		1,500	
天井排気口(EA1)	250		250	
天井排気口(EA2)	450		450	
食品庫	410		450	

※1 フード E は展示・デモ用のため、天井排気口の風量を算出・集計の際の対象からは除外した

1.4 空調設計

1.4.1 給気風量

天井置換換気方式では、全外気方式としてすべての外気を温度調節して導入する。厨房内を負圧に保つため、排気風量の 70～90%程度を給気風量として算定する。

ここでは、既設の空調機を利用したため排気風量の 75%(約 3,700m³/h)を給気風量とした。

1.4.2 給気口レイアウト

天井置換換気方式における給気口の設置エリアは、排気フード近傍の作業エリアから少し離れた通路上部に設置した。

吹出し口面風速を 0.5m/s 以下にするためには、3,700 m³/h の風量では 2.1m²以上の吹出し面積が必要となる。施工性も考慮し、天井置換換気の給気口を 1.2m×0.6m を 1 ユニットとして、天井面に 4 箇所設置することとした。

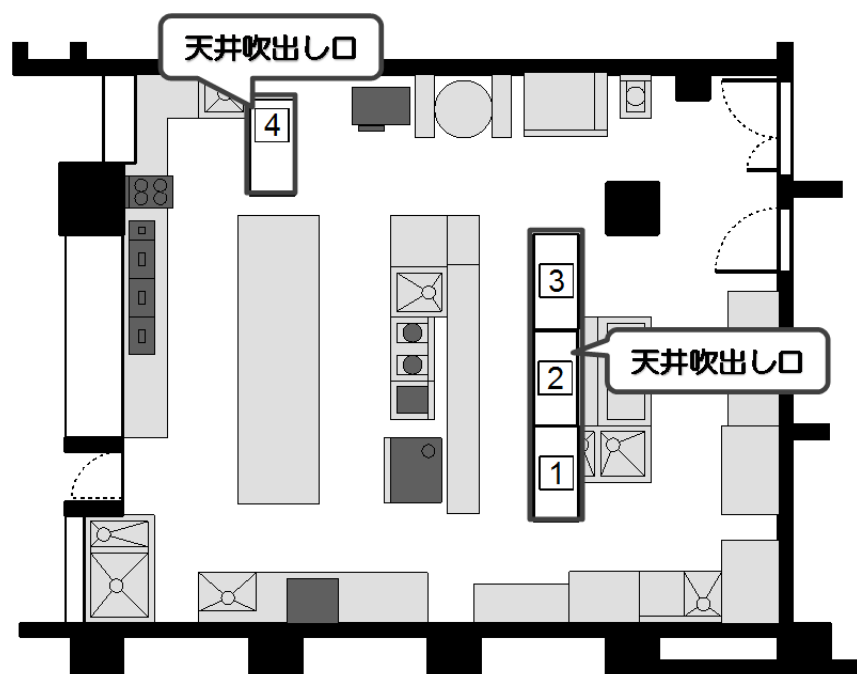


図 1.3 給気口レイアウト

謝 辭

論文要旨(和文)

論文要旨(欧文)

研究業績一覽

謝辞

本論文は、筆者が東洋熱工業(株)在職中に行った「業務用厨房における置換換気・空調方式の有効性に関する研究」に関して取りまとめたものである。

本研究を進めるにあたり、終始ご懇切丁寧なご指導ご鞭撻を賜りました東京都市大学工学部建築学科・近藤靖史教授に心より感謝と敬意を表します。近藤靖史教授には、武蔵工業大学に在学中から学士卒業論文をはじめ、修士論文、建築・環境工学に関する知識、実験や CFD 解析に関する指導、研究に向かう取り組み方、研究の楽しさなどをご教授頂きましたこと、言葉では表現できない程、深く感謝申し上げます。

また、本研究を遂行しまとめるにあたり東洋熱工業(株)技術統轄本部技術研究所/東京都市大学大学院工学研究科客員准教授・吉野一博士(工学)には研究活動のあらゆる局面において、貴重なご助言、ご指導、熱心な討議を数多く賜りました。また、中部電力技術開発本部エネルギー応用研究所・藤田美和子研究副主査には、実験に関するあらゆる局面において、多大なるご協力を賜りました。ここに記して深く感謝の意を表します。

本研究における実験を実施するにあたり、近畿大学准教授・長澤康弘博士(工学)(研究当時、武蔵工業大学技術員)には、実験計画から実験、データ整理など貴重なご助言・ご協力を賜りました。また、研究当時、東京ガス(株)・平田俊明氏、同・西川向一氏をはじめとする多数の方々には、実験室使用施設に関する調整、実験遂行のためのあらゆる局面において多大なるご協力を賜りました。(株)日建設計・永瀬修氏、研究当時、武蔵工業大学卒論生・中川純代氏(現 平塚市役所)には実験結果の取りまとめや CFD 解析など多大なるご協力を賜りました。千葉大学大学院工学研究科・川瀬貴晴教授、研究当時、武蔵工業大学大学院生・安達聡子氏、研究当時、武蔵工業大学研究生・江戸有希子氏(現 関電工)、研究当時、武蔵工業大学 卒論生 中澤徳史氏をはじめとする武蔵工業大学 大学院生・卒論生、千葉大学学生の皆様に多大なるご協力を賜りました。

電化厨房の実験室実験を実施するにあたり、研究当時、武蔵工業大学大学院修士課程・吉田龍平氏(現 東京電力)、同・鈴木陽介氏、同・高橋祐樹氏(現 ダイワハウス工業)、同・川口明伸氏(現 NTT ファシリティーズ)、研究当時、武蔵工業大学卒論生・和田有起氏、同・橋井美寛氏(現 鹿島建設)からの多大なるご協力を賜りました。中部電力(株)・倉持 高久氏、ホーコス(株)・藤井万千雄氏、同・山本泰成氏、研究当時、武蔵工業大学修士課程・三島広之氏(現 鹿島建設)をはじめとする武蔵工業大学(現在 東京都市大学)大学院生の方々には実験を進めるにあたり多大なるご協力を賜りました。研究当時、東洋熱工業(株)技術統轄本部技術研究所・佐々木秀次氏(現 東京海洋大学)、同・竹内仁哉氏には実験設備の構築から実験、データ整理まであらゆる局面においてご協力を賜りました。また、中部電力(株)、ホーコス(株)、東京都市大学との共同研究の一環として実施しました。

ファミリーレストランの業務用電化厨房の実測をおこなうにあたり、明星大学理工学部建築学科助教・小笠原岳博士(工学)(研究当時 武蔵工業大学技術員)には CFD 解析の解析や結果などのとりまとめに至る多くの局面において貴重なご助言研究当時、ジョナサン(現在 すかいらーく)・三矢裕司氏、同・星野弘昌氏をはじめとする、中部電力、日建設計、ジョナサン六角橋店従業員の方々、ジョナサン堀田店従業員の方々に多大なるご協力を賜りました。

社員食堂の業務用電化厨房の実測を実施するにあたり、中部電力・宮崎博之氏、研究当時 東京都市大学修士課程 鈴木盛永氏(現竹中工務店)、東京都市大学学部生・小俣良隆氏、同・鄭潤華氏、同・岩崎祐二氏、同・三留孝太氏をはじめ多くの方々に多大なご協力を賜りました。また、中部電力(株)、(株)日建設計、東京都市大学との共同研究の一環として実施しました。

本研究を進めるにあたり、CFD 解析では汎用気流解析ソフト「STREAM」(ソフトウェアクレイドル社製)を活用させて頂きました。

またこの研究の機会は、東洋熱工業(株)技術統轄本部技術研究所・岩宮正治顧問、同・上谷勝洋所長をはじめとする研究所所員、東洋熱工業(株)の社員の皆様から与えて頂いたものであります。

上記の方々のみならず、本研究における研究活動を通じてお世話になりました数多くの方々からのご支援、ご助力に支えられ本論文をまとめることができましたことを心より感謝申し上げます。

最後に、常に私を支えてくれた父・雄輔、母・美代子、いままでのいかなる時も優しく見守り、心の支えとなってくれた妻・道枝、愛娘・未来に心より感謝します。

論文要旨(和文)

論文主題: 業務用厨房における天井給気型置換換気・空調方式に関する研究

日本の外食産業の市場規模は、高度経済成長期に右肩上がり増加してきたが、平成9年をピークにやや減少傾向にあり、東日本大震災に遭遇した平成23年度は22兆円台まで落ち込んだものの平成24年度には23兆円に持ち直している。特に飲食店、社員食堂、病院給食などを含む「給食主体部門」の市場規模は外食産業全体の約80%を占めており、非常に大きな産業部門である。また、給食主体部門において業務用厨房内で働く作業者は多いにもかかわらず、業務用厨房内の温熱・空気環境は必ずしも良好でなく、作業者の快適性・健康性維持や労働生産性向上が課題の1つと考えられる。一方、業務用厨房の換気・空調用に消費されるエネルギーが非常に多いことが指摘されており、前述のように市場規模の大きさを考慮すると業務用厨房の換気・空調により消費するエネルギーの低減は日本の重要な課題である。特に、業務用厨房の換気・空調システムでは全外気運転が一般的であり、換気量の多さがエネルギー消費に大きく影響する。

業務用厨房の規模や形態は多種多様であるため、供食スタイルや食文化などに応じた特色が存在する。調理機器を熱源により分類すると、ガスと電気の2種類が一般的である。また、調理により分類すると焼く(グリドル)、揚げる(フライヤ)、茹でる(茹で麺器)、蒸す(スチームコンベクションオーブン)などとその調理に見合う調理機器が存在し、それぞれの機器ごとに熱・油煙・水蒸気・臭気・排ガスなどが大量に発生するため、それらを速やかに換気により除去することが重要となる。

日本では業務用厨房の換気・空調方式として、パンカルーバ型吹出し口(以降、パンカルーバと記す)を用いて局所的に換気・空調を行う方式(以降、局所空調方式と記す)を採用することが多い。この方式では必要換気量の一部のみを温度調整し、パンカルーバから吹き出し、調理作業者に気流感を与えることを意図している。しかし、この方式では温度調整していない空気を直接厨房に導入することが多く、外気取入口近傍では温熱環境が悪化する懸念がある。さらに、パンカルーバからの吹出し気流は調理機器上の熱上昇流に対し擾乱となり、排気フードの捕集率を低下し、熱上昇流が作業域側に逸流することにより温熱・空気環境を悪化させる。調理時に発生する油煙(オイルミスト)には化学物質が溶解しており、粒子径の小さいオイルミストは人体の呼吸器内部に到達し、肺胞壁などに沈着し、健康影響を引き起こすことが示唆されている。また焼き魚の煙など加熱調理によって生成する物質の中には、発がん性を有する変異原物質が含まれていることが明らかにされており、排気フードでの速やかに捕集することが重要であり、そのためには厨房内を静穏な環境にして、排気捕集効率を高めることが望ましい。

業務用厨房の換気・空調設備による省エネ性能を高めるためには、少ない換気量で調理により発生する熱上昇流を厨房内に拡散させずにスムーズに排気フードに捕集される状況を作ることが重要である。厨房内をできるだけ静穏な状態とし、調理機器上の熱上昇流に対する擾乱を抑える必要がある。厨房内における擾乱としては、主に換気・空調用の吹出し口からの吹出し気流による擾乱(以降、空調擾乱と記す)と、厨房内で作業する調理者が調理や移動により室内気流が乱される擾乱(以降、人体擾乱と記す)の2つが挙げられる。空調擾乱を抑制するために、本研究では置換換気・空調方式に着目する。また、空調擾乱や人体擾乱による影響を考慮して、排気フードに袖壁を設置して、排気フードの捕集性状を高めることが米国などでは推奨されている。

本研究では、「業務用厨房における天井給気型置換換気・空調方式に関する研究」をテーマとして、業務用厨房内の温熱・空気環境の改善と省エネルギーの観点から換気・空調用の吹出し気流が調理機器上の熱上昇流に対する擾乱とならない置換換気・空調方式(Displacement Ventilation System)に着目する。日本国内の厨房は

床面積が小さいことを考慮し、天井に置換換気用吹出し口を設置する天井給気型置換換気・空調方式(以降、天井置換換気方式と記す)を提案し、その有効性を実験室および CFD 解析により検討を進める。実験や実測では排気フードの捕集率を求めるのは容易ではなく、業務用厨房の空調・換気システムを評価するために、CFD 解析の結果から直接捕集率(Direct Capture Efficiency:以降、DCE と記す)を算定しフードの捕集性状を評価する。居住域(作業域)の換気性状は居住域を対象とした有効換気容積(Effective Ventilated Volume: 以降、EVV と記す)により評価し、実在店舗での実測では簡易捕集率により捕集性状を評価する。さらに本研究における天井置換換気方式では、置換換気・空調方式において温度成層が形成されることにより天井付近に高温の熱溜まりができる可能性があるため、この温度の高い空気の誘引を抑制するために吹出面を天井から下げた方式としているのが特長である。

天井置換換気方式の有効性を示すために、壁面に吹出し口を設置した一般的な置換換気・空調方式(以降、壁面置換換気方式と記す)や VHS やパンカーバ型吹出し口などの従来の空調・換気方式(以降、局所空調方式と記す)を温熱環境ならびに空気環境や省エネルギー効果の比較を検討する。業務用厨房においてはさらにフードがある日本国内の業務用厨房における従来の必要換気量「排気フードの投影面積に 0.3m/s を乗じた値」より少ない換気量とすることが可能な業務用電化厨房に着目し、天井置換換気方式を適用した場合の換気量低減の可能性を検討する。また、天井置換換気方式を実在するファミリーレストラン(以降、ファミレスと記す)店舗の小規模業務用厨房に適用し、その有効性を温熱、空気環境などにより検討する。さらには、実在の社員食堂の中規模業務用厨房に適用し、実測と CFD 解析により局所空調方式と比較し、天井置換換気方式の有効性を検討することを目的とする。

本論文は以下の章により構成されている。

第 1 章では、序論として外食産業の現状や業務用厨房の必要換気量や換気方式に関する課題について示し、日本の業務用厨房への適用を意図した置換換気・空調方式と本研究の意義および目的について述べている。

第 2 章では、ガス厨房を対象として本研究で着目する置換換気・空調方式において、はじめに欧米などで一般的にみられる吹出し口を壁面に設置した従来の置換換気・空調方式と天井置換換気方式との比較を実大実験により検討する。実験では、調理作業を想定した人体の擾乱が、置換換気・空調方式に与える影響についての検討を行う。実験や実測では排気フードの捕集率を求めるのは容易ではないので、CFD 解析の結果から直接捕集率(DCE)を算定し、排気フードの捕集性状を評価する。また、居住域(作業域)の空間内の換気の効率を有効換気容積により評価する。

さらに、実大実験により一般的な厨房の空調方式を想定した VHS およびパンカーバ型吹出し口などの局所空調方式と天井置換換気方式を比較する。また、実大実験の状況をモデル化し、CFD 解析により温度場、フードの捕集性状および居住域の換気性状などの検討を行ない、置換換気・空調方式の吹出し口位置による影響について検討する。さらに、洋食・和食・中華の 3 種のレストランの厨房をモデル化し、CFD 解析により DCE、EVV などの評価指標に基づき、気流・温度分布などの比較・検討を行なう。

第 3 章では、換気量低減のために電化厨房に着目し、天井置換換気方式の有効性を検討する。しかしながら、電化厨房機器では熱上昇流が燃焼式ガス厨房機器に比べて弱いことから、擾乱の影響を受けやすい。そのため本研究では調理作業者の動きに伴う擾乱による影響について検討する。北欧で定められた業務用厨房内の排気フードの捕集性能試験 Nordtest method VVS-088 で規定されている擾乱発生方法と同様に擾乱を発生させ、排気フードの捕集率を向上させるためにフード袖壁の効果を検討している。また、空間上部に滞留する熱や汚染質を効率的に除去するために天井の排気口の効果についても検討する。さらには天井給気型置換換気方式、壁面から給気する一般的な置換換気・空調方式とパンカーバを使用した局所空調方式の 3 方式を実験により比較し、有効性を明らかにする。

第4章では、天井置換換気方式を実在の厨房に適用に向けて検討を進める。特に、24時間営業がなされることが多く、省エネルギーによる効果が大きく現れると期待されるファミリーレストランの小規模業務用電化厨房に着目する。実際の厨房に適用する前段階として、CFD解析や調理者の動きに伴う擾乱を模擬した状態での実験を実施し局所空調方式との比較をおこなう。さらに、天井給気型置換換気方式を実在するファミリーレストランに適用し、夏期と冬期において実測をおこない、暑熱環境下における熱中症の指標であるWBGTやPMVなどの温熱環境指標から厨房内温熱環境を評価し、また外気負荷と外気冷房が可能な期間を試算し、省エネルギー効果を検討する。また、厨房内作業員へのアンケートを実施し、その効果の確認をおこなう。

第5章では、前章に対して、オフィスビルに計画される社員食堂の中規模業務用電化厨房の適用に向けた検討として、天井置換換気方式の有効性を実測とCFD解析により検討する。前章で検討したファミリーレストランの小規模業務用電化厨房では調理用加熱機器は壁に沿ってライン状に配置され、排気フードが全て壁付型であった。一方、本章で対象とする社員食堂の中規模厨房では比較的多くの加熱機器が作業テーブルを囲うようなアイランド型のレイアウトであり、加熱機器配置や排気フードの形態が異なり、規模がやや大きい業務用厨房における天井置換換気方式の有効性を本章で検討する。また、実測により測定した電力消費量から省エネルギーについて評価する。

第6章では、本研究の全体のまとめと、本研究の成果と今後の課題について示している。

論文要旨(欧文)

学位論文題目 : Title of Paper

Study on Ceiling Supply Displacement Ventilation System in a Commercial Kitchen

論文要旨 : Summary

In Japan, the size of the food service industry increases during periods of high economic growth. The industry has exhibited a decreasing trend since the economic peak in 1997. More recently, during the fiscal year 2011, the industry witnessed a depression to the 22 trillion yen level; this occurred in the aftermath of the Great East Japan Earthquake, which struck in March of that year. An improvement to 23 trillion yen followed in the financial year 2012.

A large sector of the Japanese food service industry is identified as the 'meal section'. This sector constitutes restaurants, company cafeterias, and hospital meal caterers, representing approximately 80% of the overall industry. It is vital to maintain the health of the industry workers and improve their productivity. One of the main concerns is the thermal environment of commercial kitchens, which should be appropriately controlled. However, the cost of the energy needed to supply ventilation and air conditioning in commercial kitchens is exceptionally high. This has subsequently resulted in energy conservation becoming an important issue in this sector. Commercial kitchen ventilation standards rely on the heating, ventilating, and air conditioning (HVAC) systems. The energy consumption is directly influenced by the rates of ventilation.

Establishing an energy efficient HVAC system in commercial kitchens is vitally important. This would require engineering smooth exhaust hood capture, which limits thermal plume diffusion and minimizes the amount of ventilation required in the cooking area. This necessitates still conditions in a kitchen. Thus, suppressing the thermal plume above an electric cooking apparatus is essential. Disturbance in a kitchen can occur through cooking, the movement of the staff, and the inlet airflow from the HVAC system. To minimize the influence of airflow and cooking operator disturbances, installation of side panel exhaust hoods, which are recommended in the United States, has been suggested to increase the efficiency of hood capture

The displacement ventilation (DV) system is an alternative method for controlling airflow disturbance. This study examines the applicability of a DV system in commercial kitchens using Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis and experimental investigations. Comparisons are made to general DV systems, and the HVAC system with VHS and punkah louver. Differences are investigated in the thermal environment and energy conservation when supply openings are installed at the wall or on the ceiling. The effectiveness of ceiling mounted supply openings for DV systems is also examined, considering the limited of floor space in Japanese kitchens. Furthermore, the objective is to examine if it is possible to reduce the usual ventilation rate requirements of electric commercial kitchens in Japan. DV systems, with ceiling-mounted supply openings, were installed in the small commercial kitchen of a family restaurant; the thermal and air environments were examined. In addition, surveys and CFD analysis were utilized in an

operational company cafeteria to gauge the kitchen functionality.

This thesis is divided into the following chapters:

Chapter 1: This section presents an introduction to the issues regarding the effectiveness of the ventilation rates and systems currently used in the commercial kitchens of the Japanese food service industry. This introduction describes the significance and purpose of the DV systems aimed at commercial kitchens in Japan.

Chapter 2: This paper presents two types of DV system that are investigated by CFD simulations and experiments. In case 1, the conventional displacement ventilation with supply openings installed on the walls is studied. Case 2 investigates the supply outlet installed on the ceiling. The indoor temperature and tracer gas concentrations are compared to the results from case 1. Additionally, the indices of ventilation efficiency, e.g., Direct Capture Efficiency (DCE) and Effective Ventilated Volume (EVV), are calculated on the basis of the CFD results.

This paper also introduces the thermal environment and ventilation performance of a full-scale mock-up kitchen model with two types of ventilation systems, namely the DV system with ceiling supply openings and the conventional HVAC system with VHS and punkah louver. In the experiments, the ventilation systems are compared in order to evaluate air temperature and contaminant concentration distributions in the kitchen. In the CFD simulations, the positions of the supply opening of displacement ventilation are studied. Three types of commercial kitchens are modeled using the CFD simulation, which are kitchens for European, Japanese, and Chinese restaurants.

Chapter 3: The DV system is suitable for electric commercial kitchens because it does not disturb the thermal plume over the electrical cooking apparatus. This paper presents the experimental results for the DV system in a laboratory room where three cooking apparatus (i.e., electrical fryer, griddle, and range) and an exhaust hood above are installed. The influence of the disturbance due to the cooking operation in the indoor environment, the effects of the side panels of the exhaust hood, and the ceiling exhaust opening are examined. The DV system with the ceiling mounted supply openings is also studied. This system is compared with general DV set-ups with wall mounted supply openings and local air conditioning systems, which are very popular in Japanese kitchens.

Chapter 4: The application of a ceiling mounted supply opening with the DV system is examined in a real kitchen. Following the research stage, the DV system with ceiling openings is installed in the working kitchen of a casual restaurant. This paper shows the results of the CFD simulation and experimental investigations conducted when the DV system is employed in real kitchens. For the experiments, a full-scale mock-up kitchen model, including a moving panel to simulate cooking disturbance, is constructed to compare the DV system with the conventional local ventilation system. The CFD simulation is carried out to determine the details of the system, such as the position of the ceiling openings, etc.

This paper presents the results of the field measurements of the thermal environment and the energy

consumption in a real kitchen, where the DV system was applied. The results show that the DV system can improve the thermal environment in a real kitchen and reduce the energy consumption of the HVAC system. Even if the ventilation rate was decreased in the DV system, the thermal environment remains almost the same as the conventional local cooling system with larger ventilation rates. This paper also shows that the estimated cooling period of the DV system with outdoor air is much longer than that of the conventional system.

Chapter 5: The previous chapters, which included the CFD simulations and experiments in a small-sized electric commercial kitchen, show that the DV system with ceiling supply openings is suitable for electric commercial kitchens. This is because the DV system does not disturb the thermal plume over the electric cooking apparatus. This paper presents field measurements of hood capture efficiency and thermal environment in a medium-sized electrical commercial kitchen, during summer and winter conditions. The measured data of the DV system with ceiling supply openings and the conventional HVAC system are compared. The CFD simulation is also conducted to study the proper positioning of the supply openings.

Chapter 6: The final chapter concludes the study with the main findings and outlook for the future.

研究業績一覧

- [1] 近藤靖史, 赤林伸一, 坂口淳, 荻田俊輔, 平塚正啓: 業務用厨房の高効率換気・空調システムに関する研究, その 15 実測・実験による夏期の厨房内温度等の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.601-602, 1997.9
- [2] 荻田俊輔, 近藤靖史, 赤林伸一, 坂口淳, 平塚正啓: 業務用厨房の高効率換気・空調システムに関する研究, その 16 実測・実験による中間期および冬期の厨房内温度等の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.603-604, 1997.9
- [3] 荻田俊輔, 近藤靖史, 赤林伸一, 坂口淳, 川瀬貴晴: 業務用厨房の高効率換気・空調システムに関する研究, その 17 実測・実験による厨房内温度等の検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.441-444, 1997.8
- [4] 荻田俊輔, 近藤靖史: 業務用厨房内における空調吹出し方向と厨房内温度の関連, 日本建築学会関東支部研究報告集 pp.337-340, 1998.2
- [5] 大津英幸, 近藤靖史, 荻田俊輔: 業務用厨房の高効率換気・空調システムに関する研究, 業務用厨房の温熱環境およびエネルギー消費の実態調査, 日本建築学会関東支部研究報告集 pp.341-344, 1998.2
- [6] 荻田俊輔, 近藤靖史, 赤林伸一: 業務用厨房の空調吹出方向と温熱環境の関連についての検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.281-284, 1998.8
- [7] 荻田俊輔, 近藤靖史, 赤林伸一: 業務用厨房の空調方法と厨房内温度に関する CFD による検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.973-974, 1998.9
- [8] 入交 麻衣子, 近藤靖史, 大津英幸, 荻田俊輔, 川瀬貴晴, 松田明彦: 業務用厨房の温熱環境およびエネルギー消費の実態調査 (その 1) 調査方法および厨房内温湿度の結果, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.967-968, 1998.9
- [9] 大津英幸, 近藤靖史, 荻田俊輔, 入交 麻衣子, 川瀬貴晴, 松田明彦: 業務用厨房の温熱環境およびエネルギー消費の実態調査 (その 2) エネルギー消費量の結果, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.969-970, 1998.9
- [10] 荻田俊輔, 近藤靖史: 業務厨房における置換換気空調方式の有効性に関する研究, 日本建築学会関東支部研究報告集 pp.197-200, 1999.2
- [11] 荻田俊輔, 近藤靖史: 数値解析による業務用厨房の置換換気空調システムの有効性に関する検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.649-650, 1999.9
- [12] 田所祐人, 近藤靖史, 荻田俊輔, 藤村淳一: 局所排気システムにおける直接捕集率(DCE)の定義とその算出法, 日本建築学会関東支部研究報告集 pp.237-240, 2000.2
- [13] 坂口淳, 赤林伸一, 近藤靖史, 川瀬貴晴, 荻田俊輔: 実大実験による換気・空調効率の測定, 業務用厨房の高効率換気・空調システムに関する研究 その 1, 日本建築学会計画系論文集, 第 534 号, pp.33-40, 2000.8
- [14] 田所祐人, 近藤靖史, 荻田俊輔: 局所排気システムにおける直接捕集率(DCE)に関する研究 (その 1) 直接捕集率(DCE)の検討とその算出法, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.633-636, 2000.9
- [15] 荻田俊輔, 近藤靖史, 長澤康弘, 田所祐人: 局所排気システムにおける直接捕集率(DCE)に関する研究 (その 2) 直接捕集率とその他の指標との比較および厨房換気への適用, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.637-640, 2000.9
- [16] 近藤靖史, 田所祐人, 荻田俊輔: 局所排気システムにおける直接捕集率の CFD による算定法, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.693-694, 2001.9

-
- [17] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 田所祐人: 地下駐車場における換気性状・換気効率に関する研究 (その 10) 自動車から排出される汚染質の濃度分布に関する CFD 解析, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.9-12, 2001.9
- [18] Y.Nagasawa, Y.Kondo, S.Ogita and H.Yoshino : Numerical Simulation of Direct Capture Efficiency for Local Ventilation Systems, Proceedings of Ventilation2003 pp.79-84, the 7th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control, 2003.8
- [19] 荻田俊輔, 近藤靖史, 川瀬貴晴, 吉野一, 長澤康弘, 石川登志樹, 永瀬修, 平田俊明: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究(その 1) 厨房内温度および排気捕集性状に関する実験, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.1101-1102, 2003.9
- [20] 王長彬, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 田中智基: Push-Pull 型局所換気装置の換気効率に関する研究 (その 1)Push-Pull 型局所換気装置の換気性状に関する実験, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.785-786, 2003.9
- [21] 吉野一, 近藤靖史, 荻田俊輔, 王長彬, 田中智基: Push-Pull 型局所換気装置の換気効率に関する研究,(その 2)大空間内の全般換気と Push-Pull 型局所換気装置の相互作用に関する CFD 解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.787-788, 2003.9
- [22] 吉野一, 近藤靖史, 川瀬貴晴, 荻田俊輔, 長澤康弘, 石川登志樹, 永瀬修, 村上高: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究 (その 2) 厨房内温度および排気捕集性状に関する実験, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.381-384, 2003.9
- [23] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究,(その 3)数値流体解析(CFD)による気流・温度分布の検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.385-388, 2003.9
- [24] 田中智基, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 王長彬: Push-Pull 型局所換気装置の換気効率に関する実験および CFD 解析, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.1377-1380, 2003.9
- [25] 近藤靖史, 王長彬, 吉野一, 荻田俊輔, 田中智基: Push-Pull 型局所換気装置の換気効率に関する実験および CFD 解析 (その 1)Push-Pull 型局所換気装置の換気性状に関する実験, 日本労働衛生工学会抄録集 pp.190-191, 2003.10
- [26] 荻田俊輔, 近藤靖史, 川瀬貴晴, 吉野一, 永瀬修, 平田俊明: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究,(その 4)天井置換吹出口の有効性に関する実験, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.1159-1160, 2004.8
- [27] 吉野一, 近藤靖史, 荻田俊輔: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究 (その 5) CFD 解析による従来方式と置換換気方式の比較, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.1161-1162, 2004.8
- [28] 近藤靖史, 荻田俊輔: CFD 解析による局所換気装置の直接捕集率(DCE)の算定, 日本建築学会環境系論文集, 第 584 号, pp.41-46, 2004.10
- [29] 安達聡子, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究 (その 7) 従来方式と天井吹出口による置換換気・空調方式の CFD 解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.731-732, 2005.9 月 1 日
- [30] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 安達聡子: 業務用厨房の置換換気・空調方式に関する研究 (その 8) 各種の厨房形態における気流・温度分布の CFD 解析, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.1117-1120, 2005.8
- [31] S.Ogita, Y.Kondo, H.Yoshino and S.Adachi : Study on Displacement Ventilation System in Commercial Kitchens Part1. Experiment and CFD Simulation of Wall-Mounted Diffuser and Ceiling Diffuser, Proceedings of Ventilation 2006, the 8th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control, 2006.5
-

-
- [32] H.Yoshino, Y.Kondo, S.Ogita and S.Adachi : Study on Displacement Ventilation System in Commercial Kitchens Part2. Comparison between Conventional HVAC System and Displacement Ventilation by Experiment and CFD Simulation, Proceedings of Ventilation 2006, the 8th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control, 2006.5
- [33] S.Adachi, Y.Kondo, S.Ogita and H.Yoshino : Evaluation Method of Direct Capture Efficiency And Effective Ventilated Volume, Proceedings of Ventilation 2006, the 8th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control, 2006.5
- [34] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 小山光彦, 藤田美和子 : 業務用電化厨房における油煙の移流・拡散性状に関する研究 (その 1) 調理機器からの油煙の粒度分布と油煙発生方法の検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.627-630, 2006.9
- [35] S.Ogita, Y.Kondo and H.Yoshino : CFD Simulations of Direct Capture Efficiency for Local Ventilation Systems, Proceedings of Roomvent 2007, the 10th International Conference on Air Distribution in Rooms, 2007.6
- [36] Y.Suzuki, Y.Kondo, H.Yoshino, S.Ogita and M.Fujita : Measurements on Particle Size of Oil Mist Emitted from Cooking Equipment, Proceedings of Roomvent 2007, the 10th International Conference on Air Distribution in Rooms, 2007.6
- [37] 吉田龍平, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 鈴木陽介, 藤田美和子 : 業務用電化厨房における油煙の移流・拡散性状に関する研究, 日本流体力学会年会講演論文集 pp.257, 2007.8
- [38] 吉野一, 近藤靖史, 荻田俊輔, 吉田龍平, 安達聡子, 藤田美和子 : 業務用電化厨房の換気・空調に関する研究 (その 1) 実験・実測による油煙濃度分布の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.725-726, 2007.8
- [39] 吉田龍平, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 安達聡子, 藤田美和子 : 業務用電化厨房の換気・空調に関する研究 (その 2) CFD 解析による油煙濃度分布の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.727-728, 2007.8
- [40] 鈴木陽介, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 長澤康弘 : 業務用電化厨房の換気・空調に関する研究 (その 3) 排気フードからの逸流とフード形状に関する検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.729-730, 2007.8
- [41] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 鈴木陽介 : 業務用電化厨房の換気・空調に関する研究 (その 4) 循環気流を利用した排気システムの検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.731-732, 2007.8
- [42] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 川瀬貴晴, 平田俊明 : 天井設置型吹出し口による置換換気・空調方式の有効性の検討, 業務用厨房における置換換気・空調方式に関する研究 (その 1), 日本建築学会環境系論文集, 第 73 巻, 第 628 号, pp.759-766, 2008.6
- [43] 吉田龍平, 近藤 靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 永瀬修, 三矢裕司, 星野弘昌, 小笠原岳 : ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第 1 報) CFD 解析による従来システムと置換換気システムの比較, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.1049-1052, 2008.8
- [44] 高橋佑樹, 近藤靖史, 岩下剛, 吉野一, 荻田俊輔, 吉田龍平 : CFD 解析による業務用厨房内の臭気指数分布の予測手法とその適用例, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.1301-1304, 2008.8
- [45] 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子 : 業務用電化厨房の換気・空調に関する研究,(その 5) 排気フードの直接捕集率の測定, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.651-652, 2008.9
- [46] 吉野一, 近藤靖史, 荻田俊輔, 藤田美和子 : 業務用電化厨房の換気・空調に関する研究,(その 6) 置換換気システムにおけるフード排気量と擾乱の影響, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.653-654, 2008.9
- [47] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子 : 業務用電化厨房の換気・空調に関する研究,(その 7) 置換換気システムにおける換気量低減手法としてのフード袖壁の有効性, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.655-656, 2008.9
-

-
- [48] 藤田美和子, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔: 業務用電化厨房の換気・空調に関する研究,(その 8) 置換換気システムにおける天井排気の有効性, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.657-658, 2008.9
- [49] R.Yoshida, Y.Kondo, H.Yoshino, S.Ogita and M.Fujita : Particle Size and Distribution of Oil Mist from Cooking Equipments in Electrical Commercial Kitchens, Proceedings of Indoor Air 2008, the 11th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, 2008.8
- [50] 川口明伸, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 山本泰成: 業務用電化厨房における換気・空調に関する研究,(その 9) 実験による局所空調方式と置換換気・空調方式の比較, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.615-616, 2009.8
- [51] 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 山本泰成, 川口明伸: 業務用電化厨房における換気・空調に関する研究,(その 10) 置換換気・空調方式におけるフード袖壁と天井排気の有効性, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.617-618, 2009.8
- [52] 吉野一, 近藤靖史, 山中俊夫, 荻田俊輔: 業務厨房内の温熱・空気環境に関する CFD 解析の現状と課題, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.641-644, 2009.8
- [53] 荻田俊輔, 小峯裕己, 近藤靖史: 業務厨房の換気・空調システムの設計コンセプトと分類, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.649-652, 2009.8
- [54] 高橋佑樹, 近藤靖史, 岩下剛, 光田恵, 吉野一, 荻田俊輔: 業務用厨房内の臭気物質分布の CFD 解析と卓越臭気物質に着目した予測臭気指数, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.657-660, 2009.8
- [55] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田 美和子, 飯塚和夫: ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第 2 報) 実験による従来システムと置換換気システムの比較, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.1075-1078, 2009.9
- [56] 川口明伸, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 山本泰成: 業務用電化厨房の換気・空調に関する研究 (その 11) 実験による局所空調方式と置換換気・空調方式の比較, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.1083-1086, 2009.9
- [57] 藤田美和子, 飯塚和夫, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔: 業務用電化厨房における油煙の移流・拡散性状に関する研究 (その 2) 調理機器鉛直方向の油煙の粒径分布と油煙発生方法の検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.1087-1090, 2009.9
- [58] 高橋佑樹, 近藤靖史, 岩下剛, 吉野一, 光田恵, 荻田俊輔: 業務用厨房内の臭気物質分布の CFD 解析と卓越臭気物質に着目した予測臭気指数, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.2059-2062, 2009.9
- [59] A.Kawaguchi, Y.Kondo, H.Yoshino, S.Ogita, M.Fujita and Y.Yamamoto : Experimental Study on Displacement Ventilation System for Electrical Commercial Kitchens, Proceedings of Ventilation 2009, the 9th International Conference on Industrial Ventilation, 2009.10
- [60] 太田恭平, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 川口明伸, 吉田龍平: 業務厨房における調理作業に伴う擾乱とフード形状が排気捕集性状に与える影響, 数値流体力学シンポジウム講演論文集, 2009.12
- [61] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 西川向一: 従来の換気・空調方式と天井吹出し型置換換気・空調方式の比較, 業務用厨房における置換換気・空調方式に関する研究 (その 2), 日本建築学会環境系論文集, 第 75 巻, 第 648 号, pp.179-187, 2010.2
- [62] 竹内仁哉, 吉野一, 荻田俊輔, 伊藤一秀, 中川則和, 高橋義弘, 近藤靖史: 置換換気方式を導入した食品工場における室内温熱環境の調査研究, 第 1 報—夏期・中間期の室内温熱環境の実態調査と省エネルギー効果の試算, 空気調和・衛生工学会論文集, 第 156 号, pp.19-27, 2010.3
- [63] 紫外線照射とオゾンによる業務用厨房排気中のオイルミスト分解に関する研究 (その 1) CO₂ と O₂ の濃度および臭気濃度の変化, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.663-664, 2010.9
-

-
- [64] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 川口明伸: 紫外線照射とオゾンによる業務用厨房排気中のオイルミスト分解に関する研究 (その 2) 紫外線照射前後におけるダクト内付着物の状態観察と化学分析, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.665-666, 2010.9
- [65] 藤田美和子, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 飯塚和夫: ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第 3 報) 実在厨房における従来システムと置換換気システムの比較, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.681-682, 2010.9
- [66] 近藤靖史, 川口明伸, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子: 業務用電化厨房における油煙の移流・拡散性状に関する研究 (その 3) 2 種類の測定システムによる油煙の粒度分布測定結果の比較, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.1663-1666, 2010.9
- [67] 川口明伸, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子: 紫外線照射とオゾンによる業務用厨房排気中のオイルミスト分解に関する研究 (その 3) CO₂, O₂ 濃度, 臭気濃度, ダクト内付着物およびオイルミスト粒度分布の測定, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.1667-1670, 2010.9
- [68] 藤田美和子, 飯塚和夫, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔: ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第 4 報) 実在厨房における置換換気システムの評価, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.1699-1702, 2010.9
- [69] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 飯塚和夫: ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第 5 報) 実在厨房を対象とした検討と外気冷房期間の試算, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.1703-1706, 2010.9
- [70] 近藤靖史, 川口明伸, 吉野一, 荻田俊輔: 業務用厨房内で発生する油煙の粒度分布とエアロゾルとしての特性, 日本建築学会環境系論文集, 第 76 巻, 第 664 号, pp.547-554, 2011.6
- [71] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 永瀬修, 川口明伸, 鈴木盛永: 天井置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の検討 (その 1) 冬期における厨房内温熱環境の実測, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.785-786, 2011.8
- [72] 鈴木盛永, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 永瀬修, 川口明伸: 天井置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の検討 (その 2) 冬期における厨房内フード捕集性状の実測, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.787-788, 2011.8
- [73] 鈴木盛永, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 永瀬修, 川口明伸: 天井置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の検討 (その 3) 冬期における厨房内温熱環境とフードの捕集性状の実測, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.1949-1952, 2011.9
- [74] 近藤靖史, 荻田俊輔, 吉野一, 藤田美和子: 業務用電化厨房における置換換気・空調システムに関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 77 巻, 第 676 号, pp.481-489, 2012.6
- [75] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 永瀬修, 鈴木盛永: 天井置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の検討 (その 6) 実測によるフード捕集性状と厨房内温熱環境の検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.3049-3052, 2012.9
- [76] 永瀬修, 近藤靖史, 藤田美和子, 吉野一, 荻田俊輔, 鈴木盛永: 天井置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の検討 (その 7) 厨房機器の負荷率と空調・換気用エネルギー消費量, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.3053-3056, 2012.9
- [77] 藤田美和子, 永瀬修, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔: 中規模業務用厨房における調理機器の負荷率 その 1 機器単体, 排気フード毎および厨房全体の負荷率の整理方法, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.693-694, 2012.9
- [78] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 永瀬修, 鈴木盛永: 天井置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の検討 その 4 実測によるフード捕集性状の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.699-700, 2012.9
-

-
- [79] 鈴木盛永, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 永瀬修天井置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の検討 その 5 実測による厨房内温熱環境の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.701-702, 2012.9
- [80] 近藤靖史, 荻田俊輔, 吉野一, 藤田美和子, 小笠原岳: ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第1報) CFD 解析と実験による局所空調方式と天井給気型置換換気方式の比較, 日本建築学会環境系論文集, 第 77 巻, 第 682 号, pp.977-986, 2012.12
- [81] 齋藤義博, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子: 業務厨房における調理行動の頻度と調理作業者の歩行速度の実態調査および解析 (その 1) 調理行動および調理者の歩行速度の解析方法, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.635-636, 2013.8
- [82] 澤田佳也, 近藤靖史, 齋藤義博, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子: 業務厨房における調理行動の頻度と調理作業者の歩行速度の実態調査および解析 (その 2) 調理行動および調理者の歩行速度の解析結果, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.637-638, 2013.8
- [83] 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 鈴木盛永, 岩崎裕仁, 三留考太業務用電化厨房のフード捕集率測定における擾乱発生装置のパネル移動速度と頻度に関する検討 その 1 実調理と模擬調理によるフード捕集率の実験方法, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.639-640, 2013.8
- [84] 三留考太, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 鈴木盛永, 岩崎裕仁: 業務用電化厨房のフード捕集率測定における擾乱発生装置のパネル移動速度と頻度に関する検討 その 2 実調理と模擬調理によるフード捕集率の実験結果, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.641-642, 2013.8
- [85] 永瀬修, 藤田美和子, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔: 業務用厨房の設計図書などに基づく換気・空調計画に関わる情報収集 その 1 調査対象厨房の概要と厨房規模などに関する情報, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.647-648, 2013.8
- [86] 宮崎博之, 永瀬修, 藤田美和子, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔: 業務用厨房の設計図書などに基づく換気・空調計画に関わる情報収集 その 2 排気フード・給気口・調理機器などに関する情報, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.649-650, 2013.8
- [87] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 永瀬修: 業務用電化厨房内の換気性状や厨房機器の負荷率などの実態調査 その 1 社員食堂厨房における吹出口の種類と排気フード廻りの風速, 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2 pp.653-654, 2013.8
- [88] 空調計画に関わる情報収集 (その 3) 厨房規模・排気フード・給気口・調理機器などに関する情報, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.17-20, 2013.9
- [89] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 永瀬修: 業務用電化厨房内における排気フード廻りの風速の実態調査, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.29-32, 2013.9
- [90] 齋藤義博, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子: 業務厨房における調理行動の頻度と調理作業者の歩行速度の実態調査および解析, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.33-36, 2013.9
- [91] 永瀬修, 近藤靖史, 藤田美和子, 吉野一, 荻田俊輔: 中規模業務用厨房における調理機器の負荷率 (その 2) 8 事例の消費電力測定結果に基づく設計負荷率の算定, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.37-40, 2013.9
- [92] 岩崎裕仁, 近藤靖史, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子: 業務用電化厨房のフード捕集率測定における擾乱発生装置の適切なパネル移動速度と頻度, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.61-64, 2013.9
- [93] 近藤靖史, 鈴木盛永, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子, 永瀬修: 天井給気型置換換気方式を適用した中規模業務用電化厨房の温熱環境実測と CFD 解析, 日本建築学会環境系論文集, 第 78 巻, 第 692 号, pp.749-756, 2013.10
- [94] 近藤靖史, 岩崎裕仁, 吉野一, 荻田俊輔, 藤田美和子: 業務用厨房のフード捕集率測定における調理行為に伴う擾乱を模擬したパネル移動速度と移動頻度に関する検討, 空気調和・衛生工学会論文集, 第 204 号, pp.77-83, 2014.3
-

-
- [95] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子: ファミリーレストランの厨房換気に関する研究 (第2報) 実在厨房における局所空調方式と天井給気型置換換気方式の比較, 日本建築学会環境系論文集, 第79巻, 第697号, pp.247-254, 2014.3
- [96] Shunsuke Ogita, Yasushi Kondo, Hajime Yoshino, Miwako Fujita, Osamu Nagase: Field Measurements of Thermal Environment of a Medium-sized Electric Commercial Kitchen with Ceiling Supply Displacement Ventilation System, Indoor Air 2014, the 13th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, 2014.7
- [97] 荻田俊輔, 近藤靖史, 吉野一, 藤田美和子, 永瀬修: 中規模業務用厨房の換気・空調計画に関する研究 第1報 排気フード廻りの空調擾乱の実態調査, 空気調和・衛生工学会論文集, 第211号, pp.1-6, 2014.10
- [98] 永瀬修, 近藤靖史, 藤田美和子, 吉野一, 荻田俊輔: 中規模業務用厨房の換気・空調計画に関する研究 第2報 厨房規模・排気フード・給気口・調理機器の調査, 空気調和・衛生工学会論文集, 第216号, pp.11-17, 2015.3

学位論文

卒業論文: 業務用厨房の高効率換気・空調システムに関する研究 -業務用厨房での実験・実測による検討-, 1997.3

修士論文: 数値解析による高温排熱空間の換気・空調効率に関する研究, 1999.3