

東京大学大学院新領域創成科学研究科
人間環境学専攻

2019 年度

修士論文

強燃性冷媒の室内漏洩時の安全性評価

2020 年 2 月 6 日提出

指導教員 飛原 英治 教授



学籍番号 47186692

芦原 直也

目次

記号表.....	1
第1章 序論.....	3
1.1 研究背景.....	3
1.1.1 冷凍空調機器と冷媒の歴史.....	3
1.1.2 次世代冷媒について.....	4
1.1.3 次世代冷媒の課題.....	5
1.2 関連研究.....	7
1.3 冷媒のリスク評価.....	8
1.4 研究目的.....	9
第2章 数値計算概要.....	11
第3章 家庭用エアコン.....	14
3.1 計算モデル.....	14
3.2 メッシュ妥当性.....	16
3.3 モデル妥当性検証実験概要.....	17
3.3.1 実験室と実験の系統.....	17
3.3.2 濃度計概要と取り付け位置.....	18
3.3.3 その他試験装置.....	19
3.3.4 酸素濃度計較正.....	20
3.4 モデル妥当性.....	21
3.4.1 計算結果との濃度変化の比較 (R744, 換気口有).....	21
3.4.2 計算結果との濃度変化の比較 (R744, 換気口無).....	26
3.4.3 計算結果との濃度変化の比較 (R32, 換気口有).....	27
3.5 壁掛けエアコン計算結果.....	28
3.5.1 計算による冷媒の流れの可視化.....	28
3.5.2 可燃体積の時間変化.....	30
3.5.3 可燃体積の時間積分値と可燃体積消滅時間.....	35
3.5.4 計算結果と国際規格の比較.....	36
3.5.5 ファンの効果.....	39
3.6 床置きエアコン計算結果.....	41
3.6.1 計算による冷媒の流れの可視化.....	41
3.6.2 可燃体積の時間変化.....	43
3.6.3 計算結果と国際規格の比較.....	46
3.6.4 ファンの効果.....	47

第4章 業務用ショーケース	50
4.1 計算モデル.....	50
4.2 メッシュ妥当性.....	51
4.3 モデル妥当性検証実験概要.....	52
4.3.1 実験室と実験の系統.....	52
4.3.2 濃度計概要と取り付け位置.....	54
4.3.3 その他試験装置.....	54
4.3.4 実験条件.....	56
4.4 モデル妥当性.....	56
4.4.1 業務用ショーケースモデルのリークチェック	56
4.4.2 計算結果と濃度変化の比較	58
4.5 計算結果.....	63
4.5.1 計算による冷媒の流れの可視化.....	63
4.5.2 可燃体積の時間変化.....	65
4.5.3 計算結果と国際規格との比較	70
4.5.4 機械室ファンの効果.....	72
第5章 結論.....	74
5.1 研究結果.....	74
5.2 今後の方針.....	75
参考文献.....	76
付録.....	80
謝辞.....	84

記号表

Symbol	Dimension	Meaning
A	m^2	Floor area
A_o	m^2	Outlet area
Ap	-	Tolerance
BV	cm/s	Burning velocity
C	vol. %	Outlet concentration
C_{fan}	vol. %	Outlet refrigerant concentration when working fan
D	-	Overlap probability of space–time product of flammable gas, ignition and rapid leakage
D_{AB}	cm^2/s	Molecular diffusivity
F	-	Factor of safety
Fp	-	Ignition probability
g_i	m/s^2	Gravitational acceleration
GWP	-	Global warming potential
H_c	MJ/kg	Heating value
h_0	m	Installation height
Ip	-	Probability of ignition per space-time
k	m^2/s^2	Turbulence energy
k_0	-	The ratio of specific heats of refrigerant vapor
LFL	kg/m^3	Lower flammable limit
Lp	-	Probability of rapid leakage
M_A, M_B	$kg/kmol$	Molecular weights of A and B
MIE	mJ	Minimum ignore energy
m	kg	Refrigerant charge amount
\dot{m}_{leak}	kg/s	Assumed leak rate from the system
m_{max}	kg	Maximum allowable charge
\dot{M}_s	-	The choked flow mass flux
ODP	-	Ozone depletion potential
p	Pa	Pressure
P_{atm}	Pa	Atmospheric pressure; 101325 Pa
P_d	MPa	Condensing pressure
P_0	Pa	The saturated vapor pressure of refrigerant at the specified saturation temperature
Q	m^3/h	Flow rate of fan
R	$kJ/(kmol \cdot K)$	Universal gas constant
T	K	Temperature
T_{leak}	s	Leak time
UFL	kg/m^3	Upper flammable limit
t	s	Time
T_{CA}, T_{CB}	K	Critical temperatures of A and B
t_{pre}	min	Presence time
u_i	m/s	Absolute fluid velocity component in direction x_i
\dot{V}_{air}	m/s	Outlet air velocity when working fan
\dot{V}_{fan}	m/s	Outlet velocity when working fan
V_{out}	m/s	Outlet velocity
V_{CA}, V_{CB}	cm^3/mol	Critical volumes of A and B
V_{FL}	m^3	Flammable volume
Vp	-	Probability of space–time product of flammable gas

\dot{V}_{ref}	m/s	Outlet refrigerant velocity when working fan
x_i	-	Cartesian coordinate ($i = 1, 2, 3$)
X_m	-	Mole fraction
Y_m	-	Mass fraction of a component
ε	m^2/s^3	Turbulent energy dissipation rate
ρ	kg/m^3	Density
ρ_0	kg/m^3	Density of refrigerant vapor at the specification temperature
$\int V_{FL} dt$	$m^3 \cdot min$	Space-time product of flammable gas
τ_{ij}	Pa	Stress tensor components

第1章 序論

1.1 研究背景

1.1.1 冷凍空調機器と冷媒の歴史

冷媒は冷凍空調機器には欠かせない要素であり、冷媒の状態変化により冷却、加熱を行っている。冷却時において冷媒は圧縮、凝縮、膨張、蒸発を繰り返し行い、加熱時はこの逆のサイクルを行う。

1920年代までは、アンモニアや二酸化炭素(以下、R744)といった自然冷媒が冷凍空調機器に用いられてきた。1930年代には、米国にてフロンガスが開発され、フロンを冷媒として使用する動きが加速した。当初開発されたフロン冷媒は、クロロフルオロカーボン(以下、CFC)であり、その後、ハイドロクロロフルオロカーボン(以下、HCFC)が開発され、これらを合わせて特定フロンと呼称する。特定フロンはその後、世界で広く用いられてきたが、1974年に米国のローランドとモリーナは、フロン冷媒に含まれている塩素原子がオゾン層の破壊の可能性を指摘し、1985年には英国のファーマンらが南極上空のオゾン層が毎年減少している事象についての論文を発表した^[1]。1987年にはオゾン層破壊物質の削減と将来的な廃止を定めたモントリオール議定書^{[2][3]}が採択され、またそれに基づき1988年には日本でオゾン層保護法が制定され、翌年からフロンの生産規制が始まった。特定フロンはその後の生産規制により、2019年末にて日本をはじめとする先進国で撤廃がされ、途上国でも2029年末までの撤廃を目指している^[4]。

その後、1990年代にはオゾン層破壊能(以下、ODP)を有しないハイドロフルオロカーボン(以下、HFC)が開発され、今日まで広く使用されている。これらを代替フロンと呼称するが、代替フロンはODPがゼロであるものの、高い地球温暖化係数(以下、GWP)を有していることから、1997年の京都議定書^[5]にて排出削減の対象とされた。京都議定書では、代替フロンを含めた温室効果ガスを1990年(一部、1995年)を基準年とし、全体で5%削減するというトップダウン方式が採用され、日本においては6%削減という目標が割り当てられ、達成することができた^[6]。2015年には、京都議定書に代わる2020年以降の温室効果ガスの排出削減等のための新たな取り組みを、歴史上始めて原則すべての国が参加し、公平に行われる枠組みとしてパリ協定が採択された(2019年12月現在、米国はパリ協定からの離脱を正式に国連に表明している)。また、2016年にはオゾン層破壊物質に関して定めたモントリオール議定書に、新たにHFCを規制対象とする改正提案(キガリ改正)が採択された。

2015年に国内規制法として施行されたフロン抑制法に基づき、我が国では2013年のフロン排出量を100としたときのフロン削減計画を立てており、図示したものをFig. 1-1に示す。我が国では、以前から冷凍・空調機器の冷媒に関する研究や、開発が進められており、また近年低GWP冷媒や自然冷媒を一部冷凍・空調機器に採用し

ているため、2020年度見通し、また2013年比で40%削減となる2025年度に関してもフロンの排出スケジュールを達成できる見通しとなっている。しかし、2029年には2013年比で70%がフロン排出抑制法の目標値であるが、現状のペースを維持すると目標値を下回ることができないと試算されている。現在の最もGWPの低いHFC冷媒を使用した機器の普及だけでは、キガリ改正に沿った大幅な削減目標を達成することは不可能であると考えられることから、将来的にはさらに低GWPのフロン冷媒又はフロン以外の冷媒を使用した機器に転換する必要があると考えられている^[7]。これらの冷媒を次世代冷媒と定義し、本研究の対象としている。

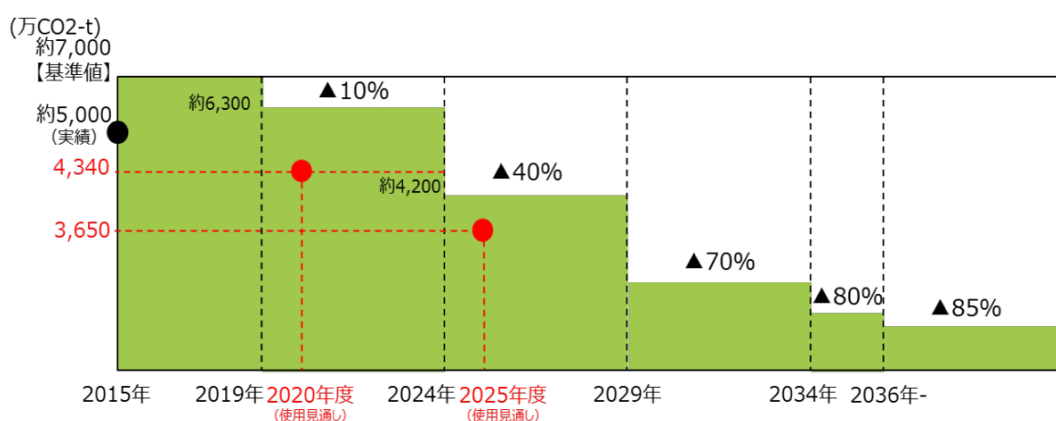


Fig. 1-1 Japan's CFCs emission reduction schedule based on the CFCs Emission Control Law

1.1.2 次世代冷媒について

次世代冷媒の導入の背景に関しては、前項にて述べた通りである。次世代冷媒としては、1) 低GWPフロン冷媒、2) ノンフロン冷媒の2種類に分類することができる。低GWPフロン冷媒は、従来のフロン冷媒に対してGWPが大きく抑えられているが、ノンフロン冷媒と比較すると、依然高い数値を示しているため、近年の傾向としては、ノンフロン冷媒への移行が推進されている。

現段階の次世代冷媒の導入及び検討に関する概要は、2019年3月の「フロン類の使用の合理化及び管理の適正化に関する法律の一部を改正する法律案」の閣議決定時の参考資料ではTable 1-1のように報告されている。Table 1-1では進捗度合いに応じて、3つの領域に分類されているが、特に主要な製品群であるエアコン及び、小型業務用冷凍冷蔵庫においては、次世代冷媒の候補すら見つかっていないと報告されている。これらの分野については特に関係業界、関係団体において、精力的に研究開発が進められている^[8]。

Table 1-1 Introduction situation of alternative refrigerants^[9]

領域	分野	現行冷媒(GWP)	次世代冷媒(GWP)
代替が進んでいる, 又は進む見通し	家庭用冷凍冷蔵庫	HFC-134a (1430)	イソブタン (4)
	自動販売機	HFC-134a (1430) HFC-407C (1770)	CO ₂ (1), イソブタン (4) HFO-1234yf (1)
	カーエアコン	HFC-134a (1430)	HFO-1234yf (1)
代替候補はあるが, 普及には課題	超低温冷凍冷蔵庫	HFC-23 (14800)	空気 (0)
	大型業務用冷凍冷蔵庫	HFC-404A (3920)	NH ₃ (1), CO ₂ (1)
	中型業務用冷凍冷蔵庫 (別置型ショーケース)	HFC-410A (2090)	CO ₂ (1)
代替候補を検討中	小型業務用冷凍冷蔵庫	HFC-404A (3920) HFC-410A (2090)	代替冷媒候補検討中
	業務用エアコン	HFC-410A (2090) HFC-32 (675)	
	家庭用エアコン	HFC-32 (675)	

1.1.3 次世代冷媒の課題

次世代冷媒は ODP が 0 であり、GWP も小さいことから、環境負荷が小さいのは前項までに言及したが、多くの場合 GWP の小さい物質は化学反応性が相対的に高い。すなわち GWP を小さくするには、赤外線吸収係数を小さくするか、大気寿命を短くする必要があるが、後者の場合は大気中での燃焼性を高いことを意味している。よって、GWP の小さい物質を選択することで、逆に燃焼性、有害性、分解物生成、省エネ性能 (エネルギー使用量) の側面ではリスクを高める、所謂リスクトレードオフの関係にある^[10]。代表的な次世代冷媒の燃焼に関する物性値を Table 1-2 にまとめた。LFL と UFL はそれぞれ、燃焼範囲の下限と上限を表しており、濃度がこの範囲内のとき燃焼が起こる。BV は燃焼速度であり、火炎が未燃ガスを取り込む速度である。MIE は最小着火エネルギーであり、着火を起こすのに必要な最小エネルギーである。Table 1-3 は ISO817 の冷媒の燃焼性等級と代表的な冷媒をまとめたものである。先述したように、次世代冷媒として期待されている GWP の低い冷媒は、燃焼性を有するものが多い。冷媒を国際的な規則に則って実用化するためには、これらを基にリスク評価をしていく必要がある。

冷凍空調機器から可燃性冷媒が漏えいして火災事故になるためには Fig. 1-2 に示すような 3 条件 (冷媒の急速漏洩、可燃空間の存在、着火源の存在) が重なる必要がある。3 条件を独立事象と仮定すると、火災事故の発生確率は、冷媒の急速漏洩の発生確率と可燃空間の存在確率と着火源が存在する確率の積となるので、火災事故の発生確率を求めるためには 3 要素のそれぞれの発生確率を求める必要がある^[11]。

Table 1-2 Physical and flammability properties of refrigerants^{[12][13]}

	R32	R290	HFO-1123	R600a	R744
化学式	CH ₂ F ₂	C ₃ H ₈	CF ₂ =CHF	C ₄ H ₁₀	CO ₂
分子量 [g/mol]	52	44	82	58	44
密度 [kg/m ³]	2.11	1.76	—	2.37	1.98
GWP	675	<3	0.3	4	1
LFL [vol%]	13.3	1.8	6.3	1.67	—
UFL [vol%]	29.3	9.5	31.7	7.66	—
BV [cm/s]	6.7	38.7	6.6	34.2	—
MIE [mJ]	15	0.246	—	0.62	—

Table 1-3 Representative refrigerants and flammability rank from ISO817^[14]

Flammability class	Definition	Representative refrigerant
Class 3 (強燃)	LFL ≤ 3.5 vol% or $H_c \geq 19 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	R290, R600a
Class 2 (弱燃)	LFL > 3.5 vol% and $H_c < 19 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	R152a
Class2L (微燃)	In Class 2, $S_{u,max} \leq 10 \text{ cm}\cdot\text{s}^{-1}$	R717, R32, R143a R1234yf, R1234ze(E)
Class 1 (不燃)	No flame propagation	R134a, R410A, R22

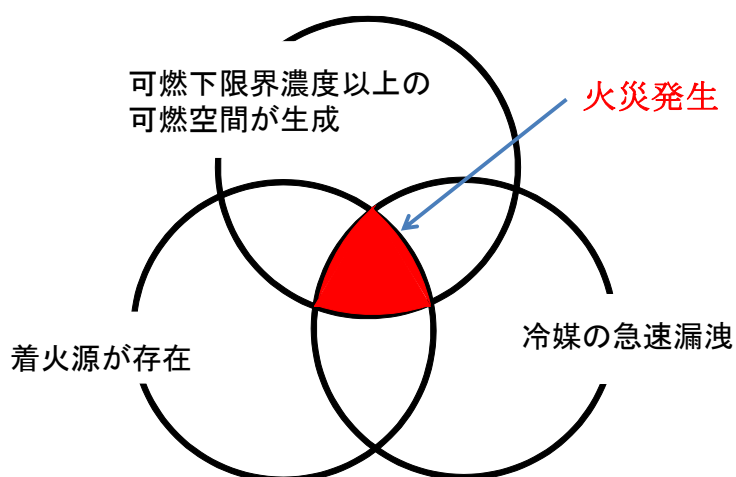


Fig. 1-2 Conditions for fire accident occurrence

1.2 関連研究

可燃空間の存在に関しては、服部が微燃性冷媒 R32 や R1234yf を対象とし、数値流体解析にて室内漏洩に関する研究を最初に行った^[15]。解析ソフトには、汎用熱流体解析コード STAR-CD を用いて計算と、計算モデルの妥当性検証実験を行い一定の成果を出している。しかし、当該研究においては、計算と実験による冷媒濃度分布の比較において、大きな差が生じており、課題となっていた。その後、玉井により計算モデルの妥当性を向上させるため、解析ソフトを Ansys Fluent を使用し、実験室条件等の改良等が行われてきたが、計算モデルの妥当性を証明するには至らなかった^[16]。他方、馬場らは R290 が室外機から漏洩した際のリスク評価に関して、数値計算を通じてを行い、室外機のベランダへの設置法毎のリスク評価と、最適な設置法の評価を行った^[17]。Colbourne らは壁掛けエアコンから冷媒漏洩実験を R744 でを行い、それらによると充填量を減らし、流速を上げた際、低地点での濃度が低くなることが報告されている^[18]。Tang らは、エアコン内部の配管に穴が空いた際の急速漏洩についての実験を R290 にて行った。吹出口直下にて濃度の測定を行ったが、充填量 400 g で LFL を大幅に超える濃度を記録している^{[19][20]}。服部らは、床置きエアコンから R32 が漏洩した際の計算と実験を行った。それらによると、空調機のファンを消した状態で、計算と実験の濃度分布の相関が確認できなかったが、ファンを回した状態の場合、相関が示された^{[21][22]}。Jin らは、R32 の床置きエアコンからの漏洩に関して、部屋に換気口を設けて計算を行った。計算結果から、冷媒が下部に滞留することから下部の換気口の影響が大きいと結論付けた^[23]。業務用ショーケースに関しては、山下らが R290 がショーケースから漏洩した際に関する解析を行い、冷媒が庫内に充填された状態から、ショーケースの扉が急に消えるという条件での可燃域がどのような条件下でどのように発生するかを示した^[24]。

着火源の評価に関しては、今村や滝沢らによって行われており、着火源はスパークと裸火となると想定されるとしている。室内及び室外機周辺の着火源としては、スパークとしてはマッチやフォークリフトの爪の金属接触や石油ライターを、裸火は可燃域外から持ち込まれるマッチやライター類とサービス時に使用される溶接バーナーを着火源と看做している^{[12][25][26]}。また R290 や R32 が漏洩・滞留した空間内で照明スイッチを動作させた場合の着火特性について実際に実験的に評価し、一定の成果が示された^{[25][27]}。

またこれらに関連し、本研究室ではエアコンのポンプダウン時の冷媒圧縮機の爆発事故に関する研究を行っており、東らは圧縮機の破壊事故の原因を探るために、圧縮機を模型エンジンで模擬し、混合ガスをディーゼルエンジンを用いて圧縮した実験を行い、冷媒の低濃度領域において燃焼による高圧力が発生することを確認し、潤滑油が第一に自己着火を起こし、冷媒の燃焼へと伝搬する可能性が高いことを報告している^[28]。Wu らはノンフロン次世代冷媒の一種として期待されている、HFO 系冷媒の各燃焼特性値を多くの文献からまとめており、それらによると HFO 冷媒の可燃性特性は、雰囲気条件と燃焼プロセスによる影響を大きく受けることが示されており、予防措置と消火方

法を開発するためのガイドとなることが期待されている^[29].

1.3 冷媒のリスク評価

冷媒のリスク評価では、FTA を用いて着火発生確率を求めている。FTA の構成は、1.1.3 項にて言及したが、冷媒が漏洩する確率と漏洩した冷媒が可燃濃度となって存在する確率（可燃体積の時間積分値）、それに着火源の存在確率、急速漏洩が発生する確率を掛け合わせることで冷媒への着火確率が求まる。なお、可燃体積の時間積分値と着火源存在確率の項が時間的、空間的に一致する程度を表す項を重なり割合とした。結果、着火確率は式(1-1)のような単純な式で表され、その値が許容値以下であれば、安全が確保される。

$$A_p > F_p = L_p \times V_p \times I_p \times D \quad (1-1)$$

各項は A_p : 許容値, F_p : 着火確率, L_p : 急速冷媒漏洩が発生する確率, V_p : 可燃空間の時空積, I_p : 時間空間あたりの着火源存在確率, D : 可燃体積の時間積分値と着火源存在確率, 急速漏洩の重なり割合である。

日本冷凍空調工業会（以下、JRAIA）で実施した家庭用エアコンの A2L 冷媒に対するリスク評価では、リスクアセスメントで判定基準となる事故発生率の許容値について、製品評価技術基盤機構の資料を根拠としている。具体的には、100 万台市場に存在する製品に関しては、使用時（室内、室外）の目標を 100 年に 1 回以下の事故発生となる 10^{-8} 件/台年以下としている。日本市場で使用されている家庭用エアコンの総台数は 1 億台であり、使用時の目標は 10^{-10} 件/台年となる。なお使用時以外の輸送保管、据付け、修理、廃棄の各ステージでは職業人としての義務感などで許容度は大きくなると仮定し、許容値は使用時の値の 10 倍程度大きい、つまり 10^{-9} 件/台年以下で受容できるとされている^[30]。

内蔵ショーケースの国内普及台数は、2014 年度時点で 190 万台であった。JRAIA の年度別内蔵ショーケース国内出荷台数推移より、2014 年以降の出荷台数の増減幅が非常に小さいため、2016 年における国内普及台数も 2014 年度と同等と考えて 190 万台としている。許容できる事故の発生確率は、家庭用エアコンと同様、100 年に 1 回以下の重大事故が発生するレベルと考え、市場に普及している台数 190 万台から 5.26×10^{-9} 件/台年 ($=1/(1.9 \times 10^6)/100$) を許容レベルとしている。また使用時以外は常に機器を取り扱う専門の作業者が携わっているため、許容レベルを使用時よりも 1 桁上げて 5.26×10^{-8} 件/台年としている^{[30][31]}。

1.4 研究目的

Table 1-2 に示す可燃性冷媒は、いずれも空気よりも密度が高いため、空調機から漏洩した際、床面に滞留するものと考えられる^[32]。この時、Fig. 1-2 に示すように冷媒が急速に漏洩し、冷媒濃度が燃焼範囲内にあり、さらに着火源が存在すると、着火し火災に発展する危険が生じる。ゆえに、これらの冷媒を空調機に使用するには、適切な安全基準を作成する必要がある。そこで本研究では、家庭用エアコンや業務用ショーケースから強燃性冷媒が室内に漏洩する際の冷媒の濃度拡散を数値流体解析を用いて再現する。国際規格にて可燃性冷媒の冷凍空調機器への最大の充填量が規定されており、それらとの比較を行う必要があるが、可燃性冷媒の最大充填量は室内の床面積や冷媒の漏れ高さ、冷媒の燃焼下限濃度から算出される。そのため、これらのパラメータを軸に膨大な条件を対象としなくてはならないため、実験的手法で行うことは困難であり、数値計算を行う必要がある。しかし、多種多様な条件下での大空間における冷媒漏洩試験は困難であるため、数値流体解析により計算を行う。しかし、計算結果の妥当性を検証するためには、最低限の試験が必要である。そこで、室内空間における冷媒漏洩時の濃度分布について実機システムを用いた実験的検証を行う。実証実験と数値計算の結果から数値計算手法の妥当性を検証した上で、式(1-1)の V_p に相当する可燃濃度域の体積の時間積分を計算し、燃焼事故発生確率を求めるための基礎データを取得する。

対象とする機器は、Table 1-1 にて次世代冷媒の代替候補を検討中であり、冷凍空調機器の中でも主要な製品群である家庭用エアコンと業務用ショーケースとした。また、これらの機器は Fig. 1-3 に示すように冷凍空調機器の中でも、特に冷媒の排出量が多いことが示されている。冷媒の漏洩は Fig. 1-4 に示すように様々であるが、特に多いのが使用時漏洩である。使用時の漏洩を防ぐことは現状困難であることから、漏洩時に環境負荷が少ないこと、また漏洩しても安全にしようできることが重要である。

また、冷媒としては強燃性冷媒である R290 を対象とする。冷媒の選定の際には、ODP や GWP などといった環境性能の他に、省エネ性、冷媒の性能、安全性の考慮が必要であり、それらの条件を考慮し決定した。また、冷凍空調機器に関する規格は国際標準化機構 (International Organization for Standardization: ISO) 及び、国際電気標準会議 (International Electrotechnical Commission: IEC) にて定められており、本研究において随時参照している。

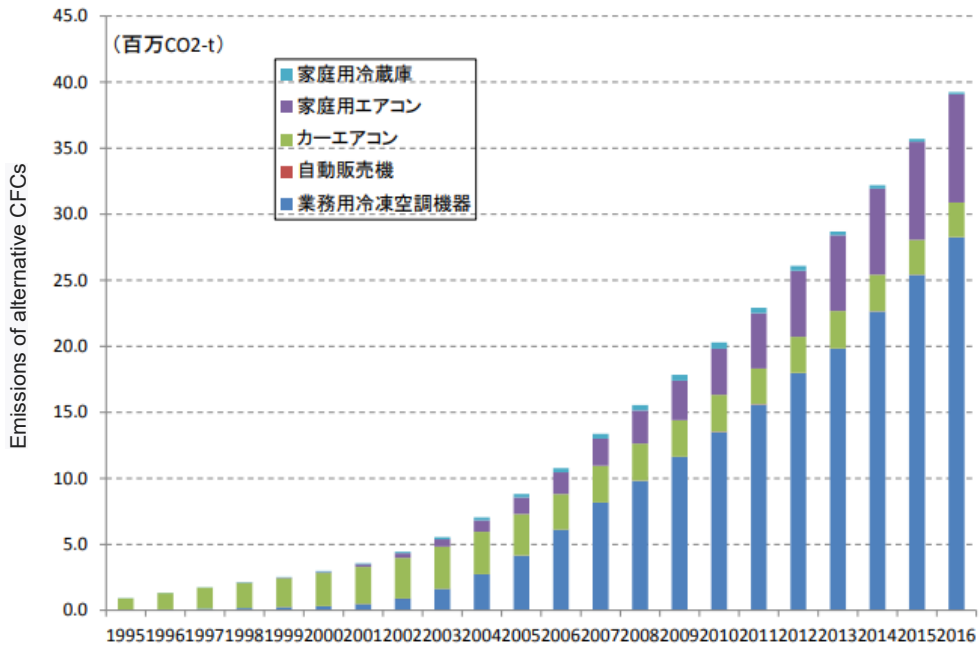


Fig. 1-4 Breakdown of refrigerant emissions in refrigeration and air-conditioner [33]

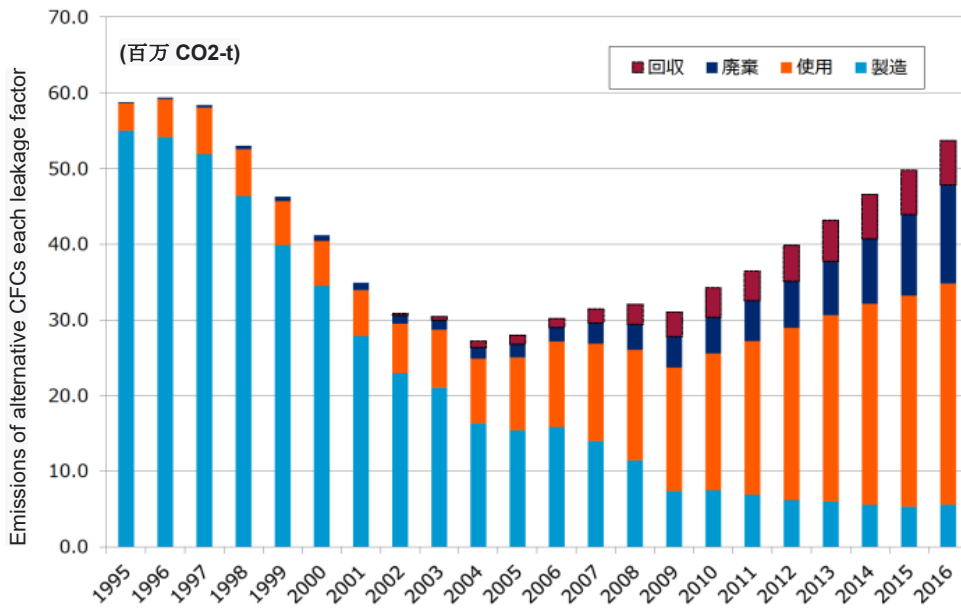


Fig. 1-5 Changes in emissions of alternatives CFCs [33]

第2章 数値計算概要

本研究では数値流体解析を行い，冷媒漏洩時の室内での現象について再現している．計算に使用するソフトはANSYS社のFluent 18.1である．CFDシミュレーションでは質量・エネルギー・運動量の保存式の離散化が必要であるが，Fluentではこの離散化有限体積法によって行っている．有限体積法とはFig. 2.1に示すように計算領域をControl Volume (CV)に分割し，質量・エネルギー・運動量の保存式を積分することで得られた連立代数方程式を解くという方法である^{[35][36]}．CVごとに流れ場は，空気と冷媒の混合物流れとし，密度の計算には理想気体の状態方程式を用いた．3次元空間での混合物の移流拡散問題の基礎方程式は以下の通りである．

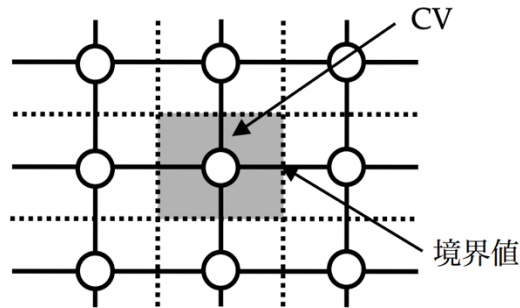


Fig. 2.1 Finite volume method

- ・質量保存式 (連続の式) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (2-1)$$

- ・理想気体の状態方程式 :

$$\rho = \frac{p}{RT \left(\frac{Y_A}{M_A} + \frac{Y_B}{M_B} \right)} \quad (2-2)$$

- ・Navier-Stokes 方程式 :

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + g_i (\rho - \rho_o) \quad (2-3)$$

- ・移流拡散方程式 :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_m) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j Y_m - \rho Y_m \frac{D}{X_m} \nabla X_m \right) = 0 \quad (2-4)$$

また、冷媒拡散時の分子拡散係数は以下の式^[37]より算出し、温度、圧力によらず一定とみなした。

$$D_{AB} = \frac{1.5 \times 10^{-5} T^{1.81}}{p(T_{CA} \cdot T_{CB})^{0.1405} \cdot (V_{CA}^{0.4} + V_{CB}^{0.4})^2} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \quad (2-5)$$

これらの式から算出した、本研究にて使用する各冷媒と空気の拡散係数を Table 2-1 に示す。

Table 2-1 Diffusion coefficient

	R290-Air	R32-Air	R744-Air
Diffusion coefficient [m ² /s]	1.11 × 10 ⁻⁵	1.35 × 10 ⁻⁵	1.59 × 10 ⁻⁵

また、本計算では乱流計算を採用している。乱流計算には Realizable k-ε モデル^[14]を使用した。k は乱流エネルギー、ε はエネルギー散逸率であり、以下の式で表される渦粘性 ν_T が基礎方程式に考慮される。

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2-6)$$

上式の乱流エネルギー k、エネルギー散逸率 ε は次の 2 式の解から与えられる。

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\frac{\nu_T}{\sigma_k} + \nu \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} \quad (2-7)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} + \nu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\} \quad (2-8)$$

上式の P_k は平均速度勾配による乱れエネルギーの生成を示しており、次式で与えられる。

$$P_k = 2\nu_T \bar{D}_{ij} \bar{D}_{ij} \quad \left(\bar{D}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (2-9)$$

定数群は次の通りである。

$$C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3, \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92$$

計算方法は非定常圧縮流れとし、計算アルゴリズムには SIMPLE^{[38][39]}法を用いた。通常、有限体積法では、運動方程式と連続の式は逐次的に説かれ、この場合連続の式が圧力方程式として使用される。しかし、非定常圧縮流れの場合、密度と圧力の間に直接的

な関係がないため、離散化した連続の式に圧力が明示的に現れてこない。SIMPLE 法は、連続の式に圧力の項を導入することによって、速度と圧力を同時に計算している離散化法として、圧力は Presto!, その他は二次精度中心差分法を用いた。収束判定の最たる指標は残差であり、「ある変数の収束計算 n 回目の残差は、収束計算 $n-1$ 回から n 回の間の各セルの変数の変化量の総和÷各セルのその変数の n 回目の時点での値の総和」である。エネルギーに関しては、 10^{-6} 、その他の物理量に関しては 10^{-3} の残差をすべて下回った段階で、反復計算は終了し次のタイムステップへと移行するようなシステムとした。

第3章 家庭用エアコン

本章では、家庭用エアコン(IEC 60335-2-40^[40])からの冷媒の室内漏洩に関する計算を行う。計算結果の妥当性を確認した上で、壁掛けエアコンと床置きエアコンの計算結果について考察する。

3.1 計算モデル

実験室モデルについての概要は Fig. 3-1 にまとめた。計算モデルは 3.3 節にて行う冷媒漏洩実験のために建設した実験室と同等のサイズである 3800 mm×2400 mm×2550 mm とし、エアコンの対面に、φ100 mm の排気口とドア下隙間 900 mm×7 mm を設けた。メッシュは境界近傍が細くなるようにした。メッシュ数に関しては、次節にてメッシュの妥当性を検証し、適切なメッシュ数となるよう設定した。初期条件としては、ゲージ圧力を 0 Pa にし、雰囲気温度は 300 K、濃度は 100 vol. % Air とした。排気口とドア下隙間には、圧力境界を設定した。

壁掛けエアコンモデルに関しては Fig. 3-2 に示す。一方の壁の床面から 2100 mm の位置に設置し、吹出口と流入口を設けた。境界条件には、吹出口は流速と濃度を設定した。吹出口流速 V_{Out} は式(3-1)から

$$V_{Out} = \frac{100}{C} \cdot \frac{m}{\rho t_{leak} A_0} \quad (3-1)$$

を用いて算出する。各項は、 C : 吹出濃度[vol. %]、 m : 冷媒充填量[kg]、 t_{leak} : 漏洩時間[s]、 A_0 : 吹出口面積[m²]である。漏洩時間は、IEC 規格^[40]に基づき 4 min で全量室内に放出するようにしている。吹出口の冷媒濃度は過去の研究において 25 vol. %が使用されているが、経験的に求められたものである。そこで本研究では、付録の Fig. B に示すように吹出濃度が計算結果に与える影響を調査し、結果が危険側に振れる 50 vol. %を採用することとした。また、吹出口面積が 0.02408 m²、吹出濃度 50 vol. %であることから、式(3-2)で壁掛けエアコンの吹出口速度を算出している。

$$V_{Out} = \frac{0.3461m}{\rho} \quad (3-2)$$

冷媒種に関しては、通常の計算では R290 と R32 を対象とした。また、冷媒漏洩実験との比較の際には、R744 としている。IEC 規格では実際に漏えい試験を行う内容になっており、R290 での試験には防爆試験室が必要になる^[40]。しかし、R290 の代わりに R744 で試験を行えば、防爆試験室がなくなるため、R744 での代替試験が可能になるように、日本から IEC/61C/WG4 に提案を行って採用され、大気圧・常温での密度差が ±5 %の冷媒であれば使用できることが規定されている^[30]。

床置きエアコンモデルに関しては、Fig. 3-3 に示す。床置きエアコンは製品により、吹出口と流入口が前面だけでなく、側面や上面にあるものもあるが、本研究においては多くの製品において設置してある前面に吹出口と流入口を1つずつとした。吹出口速度は吹出口面積が 0.03355 m^2 、吹出濃度 50 vol. % であることから式(3-1)を変換し、式(3-3)から算出する。

$$V_{out} = \frac{0.2484m}{\rho} \quad (3-3)$$

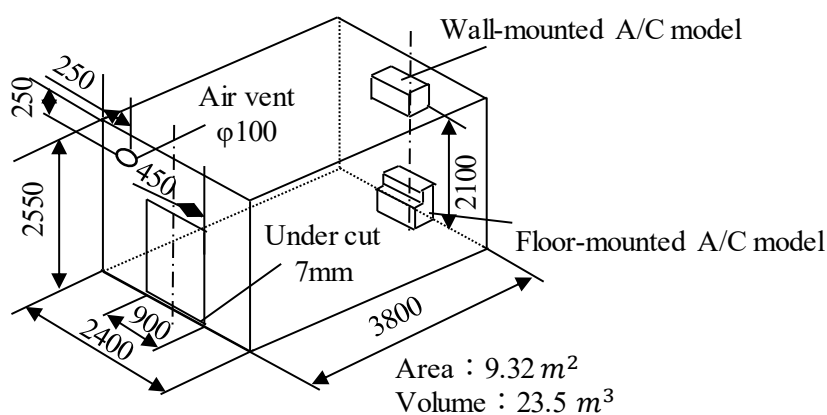


Fig. 3-1 Modeled room

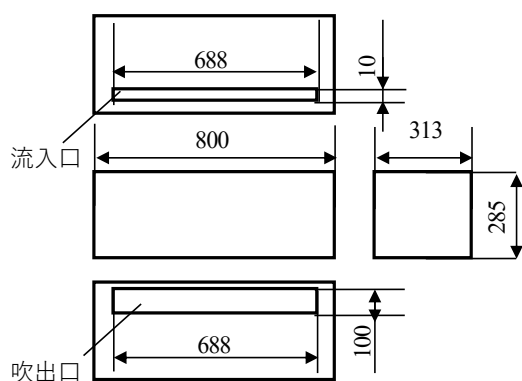


Fig. 3-2 Details of wall-mounted indoor unit model

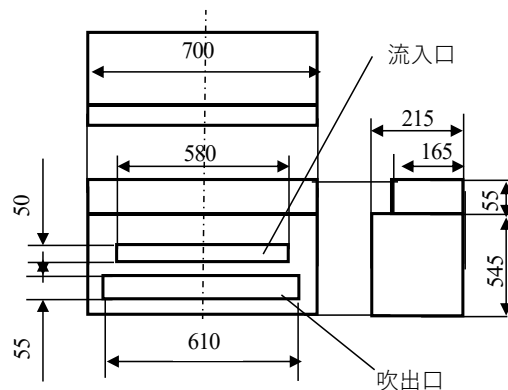


Fig. 3-3 Details of floor-standing indoor unit model

3.2 メッシュ妥当性

一般的にメッシュは細かく切れば切るほど、計算精度は向上する。しかし一般的にメッシュ数が増えると、その分計算時間を要するため、その双方に考慮してメッシュの選定をしなければならない。文献調査の結果から^{[4][42]}、本研究で使用している居室容積では 4×10^5 程度のメッシュ数が必要であることが示されており、その前後のメッシュ数を調査した。Fig. 3-4 には次節で行うモデル妥当性検証実験にて設置する酸素濃度計の位置を示しているが、Fig. 3-5 には、R744 冷媒を 4 min で漏洩するよう計算した際の、漏洩終了時 (240 s) の Fig. 3-4 記載の Group A での各濃度を示しており、横軸に各メッシュ数を採っている。これらの結果から、メッシュ数が大きくなるにつれ濃度は徐々に収束していく。本研究では計算時間も考慮し、メッシュ数 4.75×10^5 個を採用した。

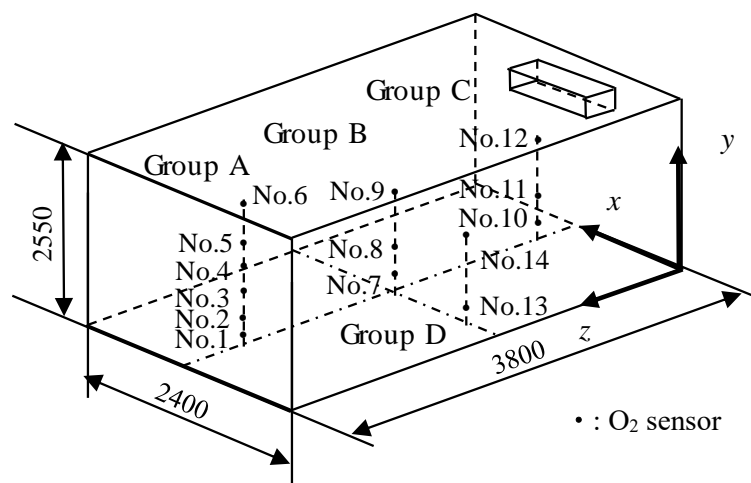


Fig. 3-4 Concentration measurement points

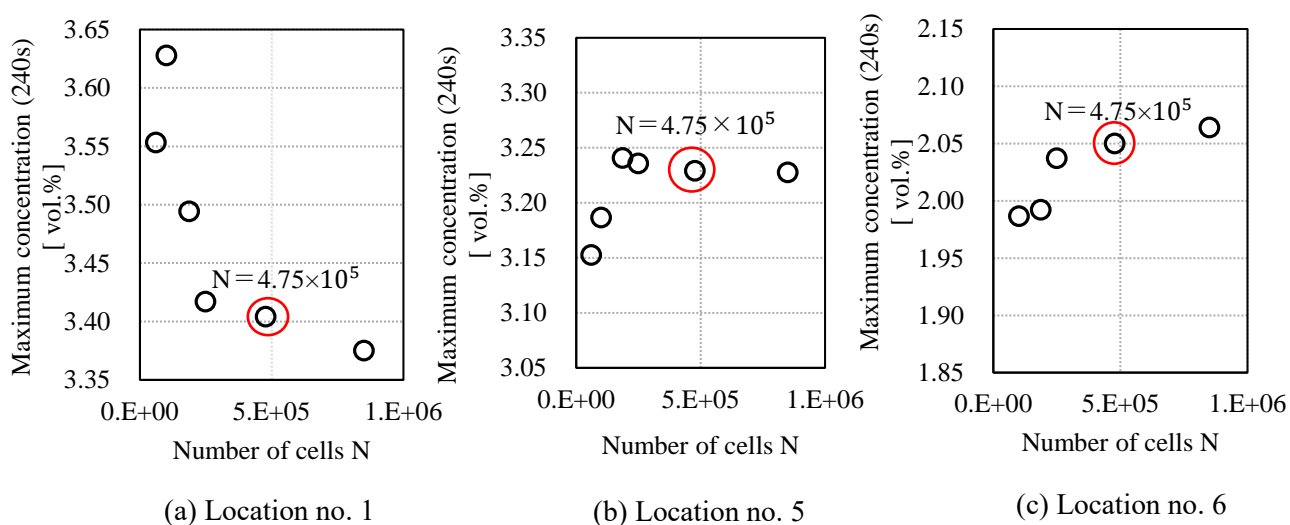


Fig. 3-5 Check of mesh dependency at the group A

計算手法の妥当性を検討するうえで、空間内の収支を確認する必要がある。本研究における境界は、1) Outlet (エアコン吹出口), 2) Inlet (エアコン吸込口), 3) Vent(排気口), 4) Door gap (ドア下隙間) の4点であり、それぞれの境界の流速を面積で積分し、体積流量を算出し、それらの時間変化を Fig. 3-6 に示す。エアコンが作動している 240 s 以前は、Outlet から気体が放出され、同量の気体が Inlet から吸い込まれている。また同時に、Vent と Door gap での空間外との換気が行われている。240 s 以降は Vent と Door gap での空間外との換気のみが行われている。これらの結果から、本計算モデルは収支が取れていると判断した。

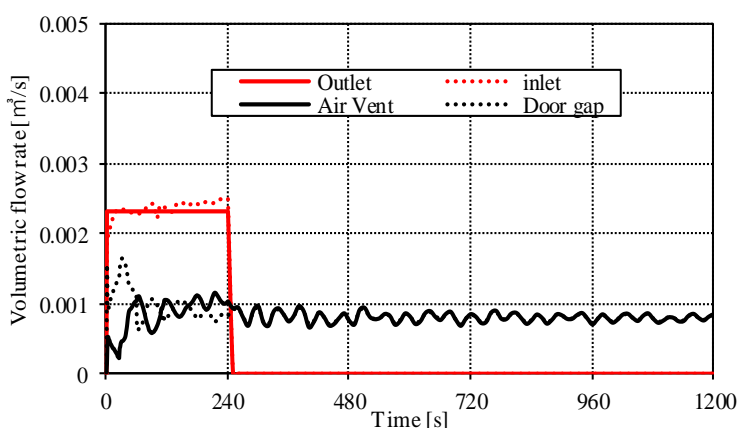


Fig. 3-6 Volume balance

3.3 モデル妥当性検証実験概要

3.3.1 実験室と実験の系統

冷媒漏洩実験を行うにあたり実験室の建設を行った。建設図面に関しては付録の Fig. A に添付した。実験室は、Fig. 3-1 の計算モデルと同様の形状である。Fig. 3-1 に示すように、5600 mm×4600 mm の空間に、仕切り壁を取り外した広さの実験室 A 及び、仕切り壁を設置したときの上部の実験室 B を建設し、それぞれ実験室 A は業務用ショーケースの冷媒漏洩実験、実験室 B は家庭用エアコンの冷媒漏洩実験の実施を目的とした。室内の壁には、全面断熱材を張り、外部温度の影響を受けないようにしてある。実験室 B には Fig. 3-2 に示す壁掛けエアコンの模型を床から 2100 mm の地点に 1 台設置し、エアコンと対面する壁面には 900 mm×7 mm のドア下隙間と φ100 mm の排気口を設置し、室外への換気を行えるよう設計した。装置の全体図を Fig. 3-7 に示す。ボンベから取り出す冷媒は圧力調整弁で一定圧に制御されて取り出される。使用するガスは R290 と物性値の近い R744 及び R32 とし、漏洩時間は IEC 規格にて規定されている 4 分で全量漏洩とする^[40]。各物性値は Table 1-2 (p. 6) に示す。また、漏洩量は適宜変更していく。

3.3.2 濃度計概要と取り付け位置

濃度測定用のセンサには、低濃度酸素濃度計を用いており、その濃度計の仕様を Table 3-1、そしてその外観を Fig. 3-8 に示す。濃度測定原理として拡散式を採用しているため吸引式と異なり、室内空間でのガスの収支が崩れないということや、応答速度が速いといった利点があるため、当該濃度計を採用した。また、濃度計の取り付け位置を Table 3-2 及び Fig. 3-4 に示す。濃度計は計 14 個を部屋の形状に考慮し 4 地点に設置した。それぞれの地点を Group A~Group D と定義し、各地点に任意の高さに数個濃度計を設置した。数値流体解析では、この 14 箇所の濃度の時間変化を計算し、実測値との比較を行う。

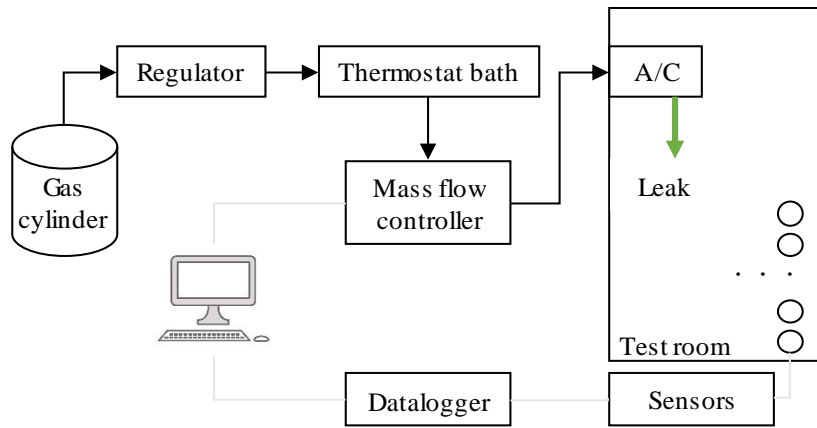


Fig. 3-7 Schematic of experimental setup

Table 3-1 Properties of sensors

	O ₂ Sensor	CO ₂ Sensor
Model	ICHINEN JIKCO (JICO-O2 Ver.3)	RIKEN KEIKI (RI-600)
Range	0.00~25.00 %O ₂	0.00~5.00 %CO ₂
Accuracy	±0.5 %	±5 %F.S.
Resolution	0.01%	0.01%
Response speed	less than 5 s	less than 60 s



Fig. 3-8 Appearance of O₂ sensors

Table 3-2 Locations of oxygen concentration sensors [mm]

Group A		Group B		Group C		Group D	
1	(1200, 100, 3300)	7	(1200, 100, 1900)	10	(1200, 100, 500)	13	(500, 100, 1900)
2	(1200, 200, 3300)	8	(1200, 400, 1900)	11	(1200, 400, 500)	14	(500, 1000, 1900)
3	(1200, 400, 3300)	9	(1200, 100, 1900)	12	(1200, 1000, 500)		
4	(1200, 600, 3300)						
5	(1200, 1000, 3300)						
6	(1200, 1500, 3300)						

3.3.3 その他試験装置

・マスフローコントローラー

実験にはフジキン社製のマスフローコントローラーFCST1500を用い、流量の制御を行った。その仕様を Table3-4 に、外観を Fig.3-9 に示す。

Table 3-4 Specification for mass flow controller

流量レンジ	250 SLM
流量制度	±2%F.S. (精度保証範囲：15 ~ 35 °C)
流量設定信号	0 ~ 5 VDC
流量出力信号	0 ~ 5 VDC
応答時間	≦3sec
必要差圧	150 ~ 300 kPa



Fig. 3-9 Appearance of mass flow controller

・壁掛けエアコン模型

冷媒は Fig. 3-10 に示すような壁掛けエアコンの模型を作製し、冷媒を模型内に放出し、内部を通り室内へ漏洩させている。実機は内部構造が複雑であり、また機種毎に異なること、冷媒漏洩部が毎度同じ箇所でないということがあり、より解析環境に近い模型の作製が最良と考えた。冷媒吹出し時の冷媒濃度や吹出し方向を一様にするために、模型内に吹出した冷媒を、メッシュ付きのアルミ板にて拡散させ、その後ハニカム構造を有した整流板により、整流化させている。エアコン模型は、市販の板材により作製しているが、隙間はアルミテープなどにより吹出口以外は完全に密封している。吹出口は三菱電機製壁掛けルームエアコン MSZ-HXV400S-W に準拠して、35×688 mm とした。通常の壁掛けエアコンは吸込口があるが、本模型では冷媒が逆流しないよう、設けていない。

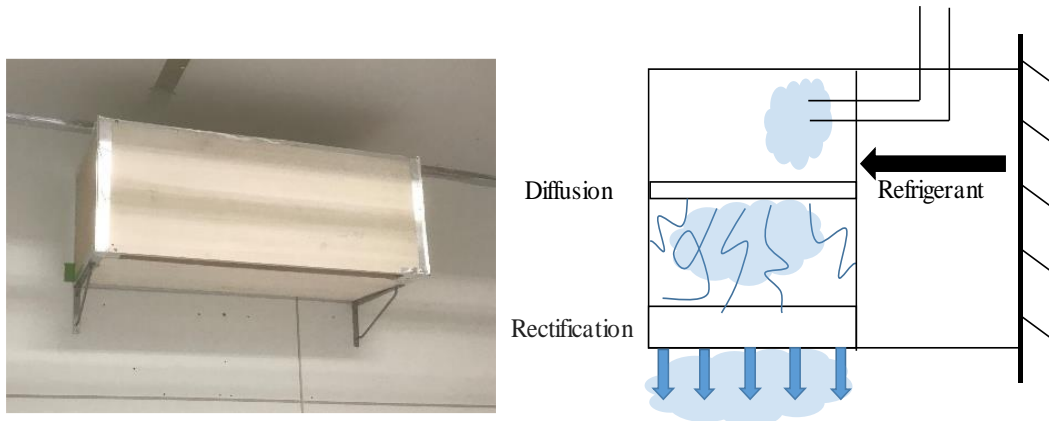


Fig. 3-10 Internal structure of wall-mounted air conditioner

3.3.4 酸素濃度計校正

本研究では酸素濃度計を用いて R744 の濃度を測定している. この精度を確認するために, 室内に基準とする Table 3-1 に示す二酸化炭素濃度計を設置し, 室内を完全密閉にして校正実験を行った. R744 を 200 g から 2500 g の間で漏洩させ, かつ常時ファンにて攪拌し, 濃度を均一にした状態を維持する. その後, 各濃度計の応答速度を考慮し, 十分安定したときの濃度の平均値と二酸化炭素濃度計の平均値を比較し, その相対誤差を採った結果を Fig. 3-11(a) に示しており, 凡例には計 15 個のセンサを示している. また, 各センサの校正に関しては, 付録の Fig. C にまとめてある. 冷媒濃度 X_{ref} は酸素濃度 X_{O_2} と初期酸素濃度 $X_{O_2,atm}$ から式(3-4)を用いて算出した.

$$X_{ref} = (X_{O_2} - X_{O_2,atm}) \frac{100}{X_{O_2,atm}} \quad (3-4)$$

また, その後に各濃度計の補正関数を最小二乗法から算出し, 補正をかけたものを Fig. 3-11 (b) に示す. 校正によってばらつきを抑えることができていることが示された. 絶対誤差は各濃度で同程度生じていたため, 基準濃度が低い点の相対誤差が大きい値を示している. 二酸化炭素計の測定誤差は Table 3-2 に示すようにフルスケールで $\pm 5\%$ であり, 十分な精度を有していると考えられる. これらの校正試験から, 冷媒の測定精度は 2.3%となった.

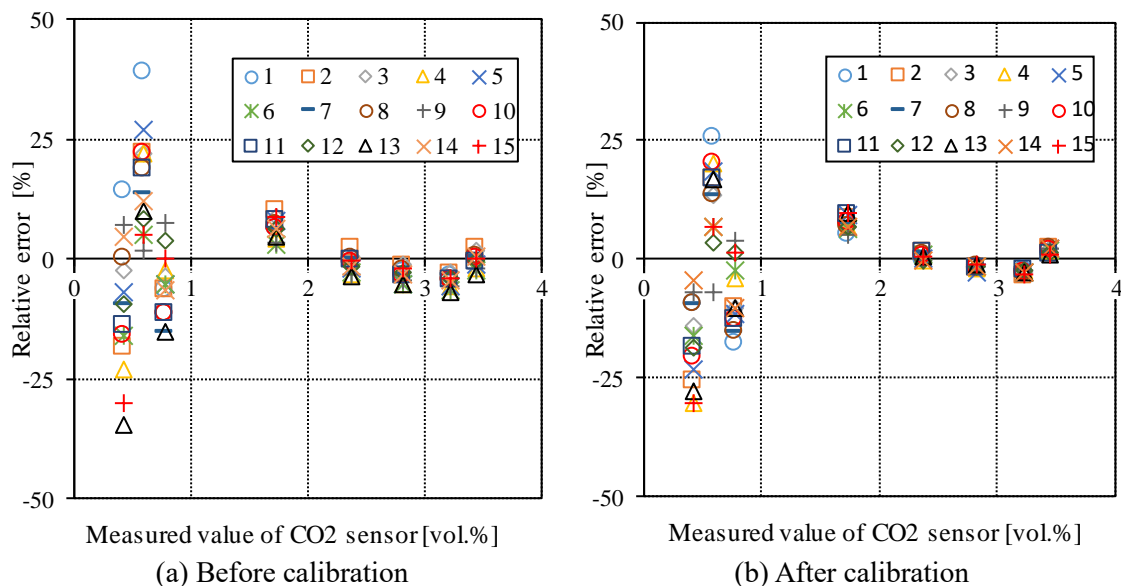


Fig. 3-11 Results of calibration tests of oxygen sensors

3.3.5 実験条件

実験条件については、Table 3-5 にまとめた。3.1 節に記載の通り R290 は R744 に代替の上、実験を行った。基準となる充填量は実際の使用状況^{[43][44]}や国際規格^[40]を元に R744 の場合は 200~500 g を 4 min で漏洩させた。また冷媒の密度が異なり、現在一般的に使用されている R32 についても実験を行う。冷媒充填量に関しては、過去の研究の研究をもとに 500 g とした^{[45][46]}。

Table 3-5 Experimental conditions

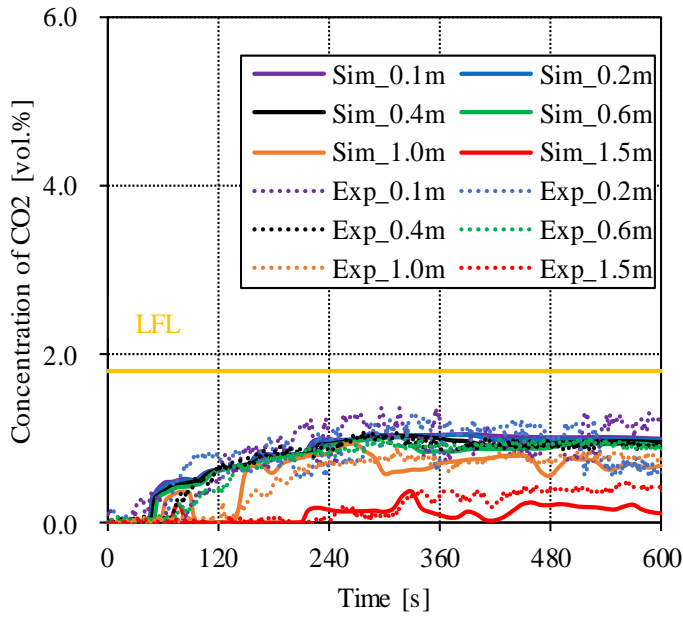
No.	Refrigerant	Vent	Amount [g]
1-1			200
1-2	R744	exist	300
1-3			400
1-4			500
2			R744
3	R32	exist	500

3.4 モデル妥当性

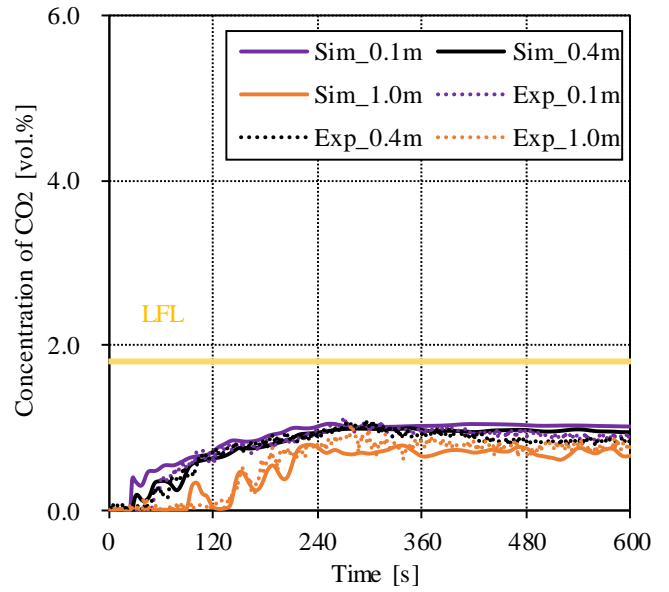
3.4.1 計算結果との濃度変化の比較 (R744, 換気口有)

冷媒として R744 を採用し、排気口及びドア下隙間を解放した状態で測定した実測値と計算を比較した結果を Fig. 3-12~Fig. 3-15 に示す。縦軸には、冷媒濃度(R744 濃度)を採り、横軸には時間を採っている。測定点に関しては、Fig. 3-4 に示している通りである。吹出し終了時の 240 s までは濃度が上昇し、その後濃度が安定もしくは減

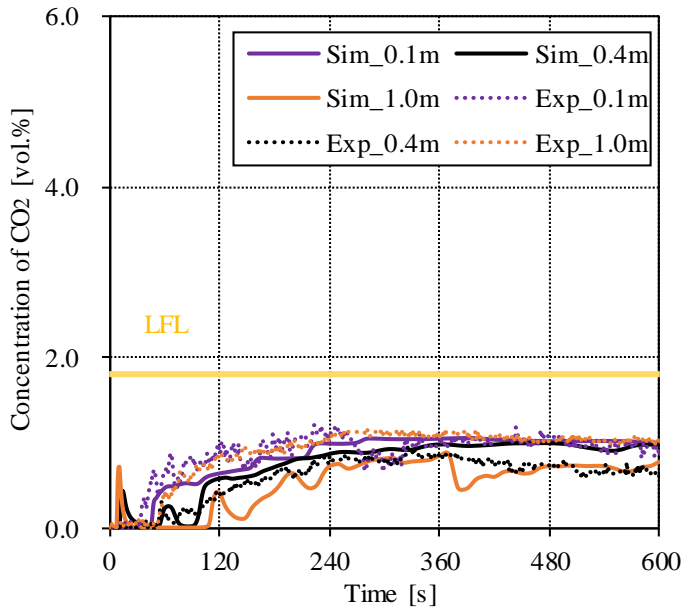
少していくという漏洩実験で生じた現象を数値計算にて再現出来ている。冷媒は空気よりも密度が高く、その密度差により下部に滞留する。そのため、必然的に低地点での冷媒濃度が高くなるが、その高濃度点での計算値と実測値の差が特に低いことから、計算の妥当性が高いと考えられる。



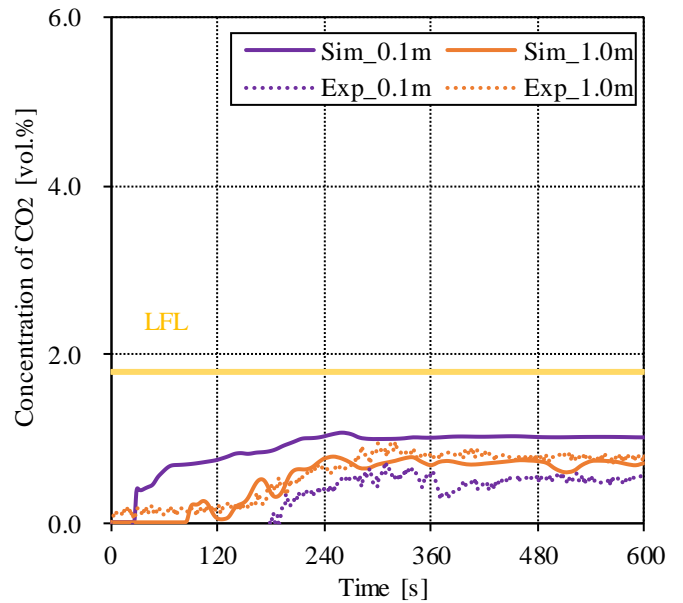
(a) Group A



(b) Group B

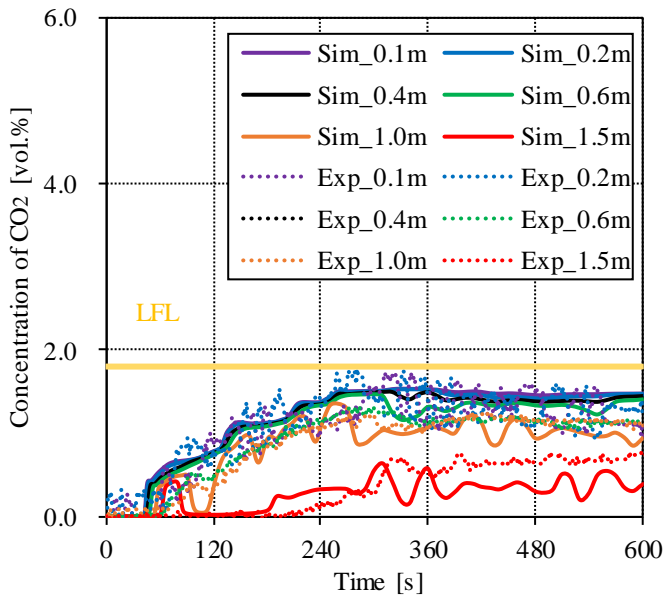


(c) Group C

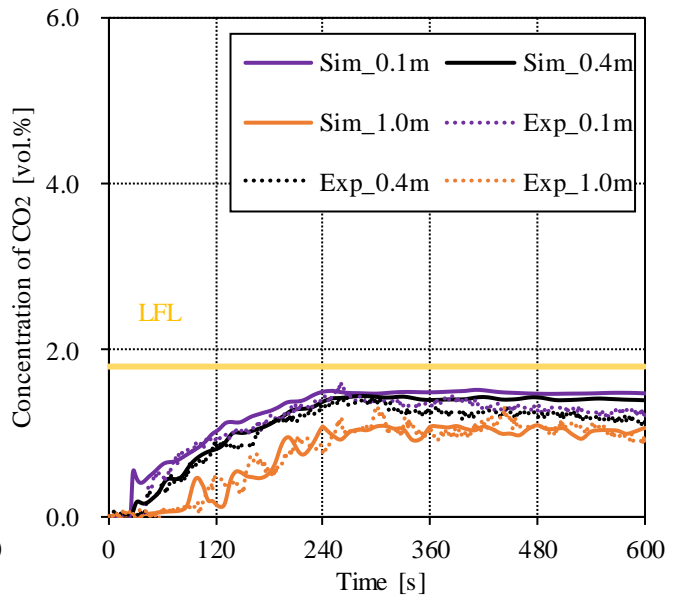


(d) Group D

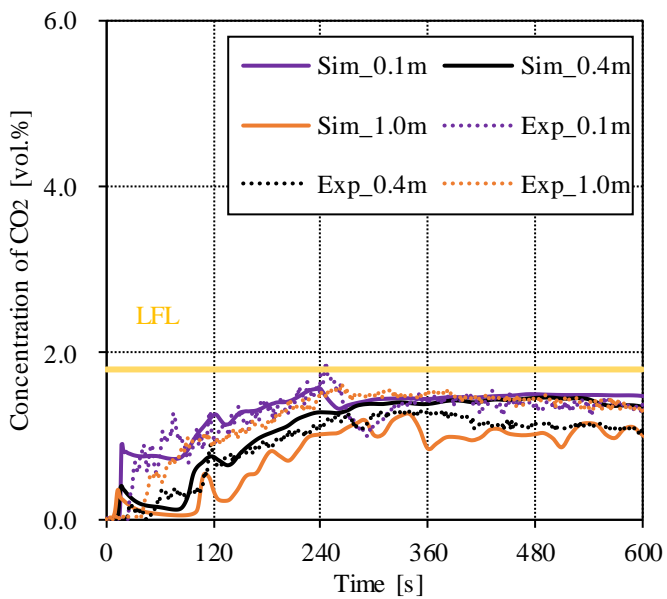
Fig. 3-12 Results of time change of concentration simulation and experiment (No.1-1)



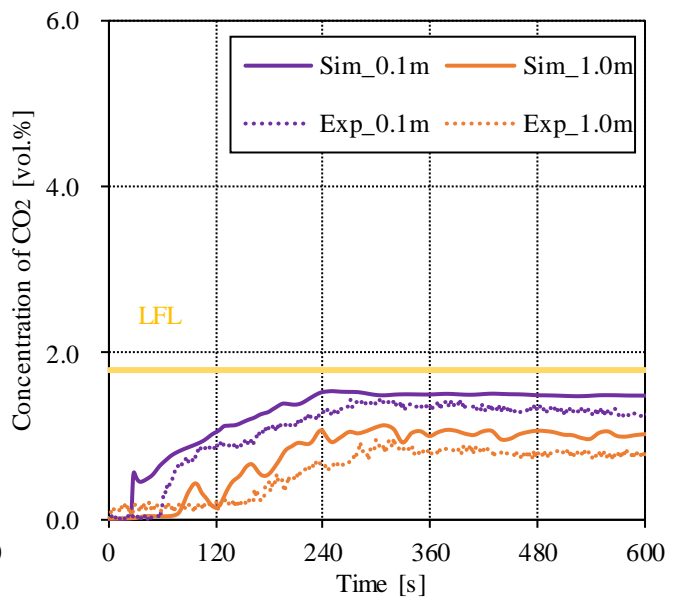
(a) Group A



(b) Group B



(c) Group C



(d) Group D

Fig. 3-13 Results of time change of concentration simulation and experiment (No.1-2)

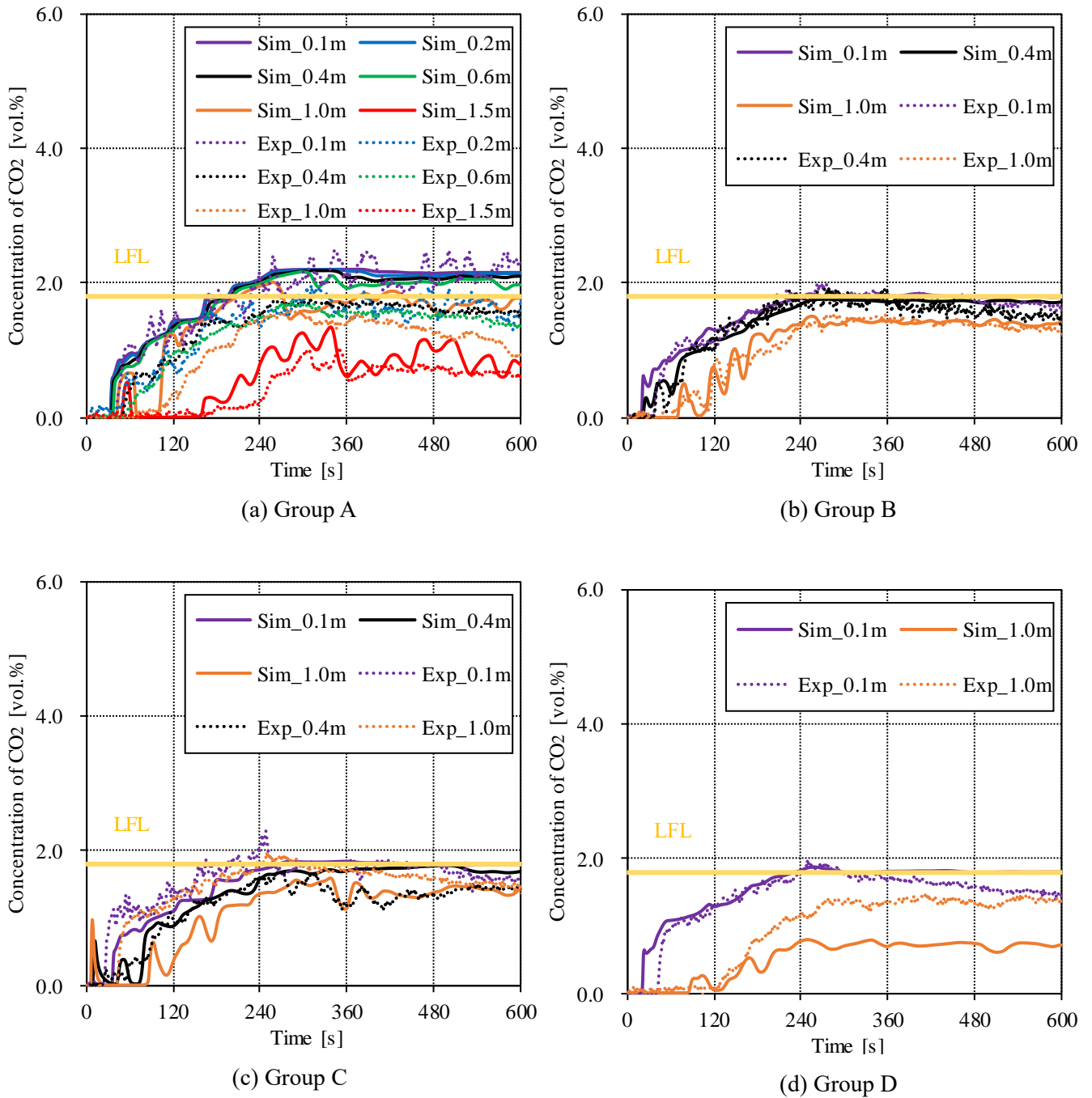
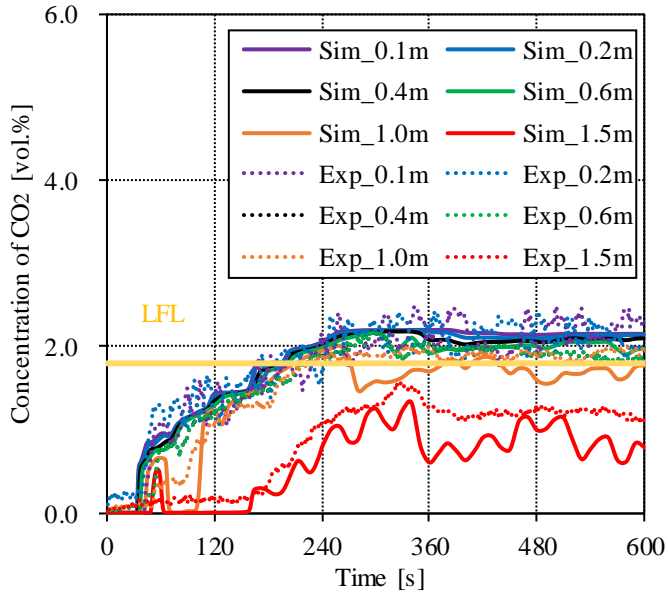
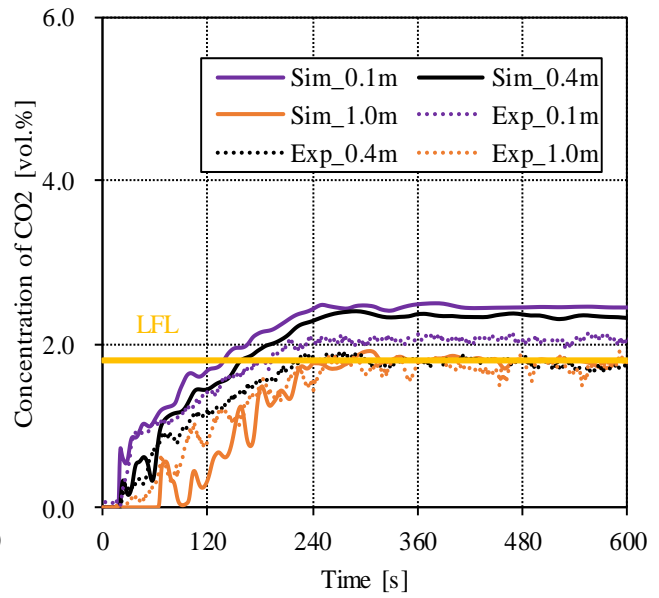


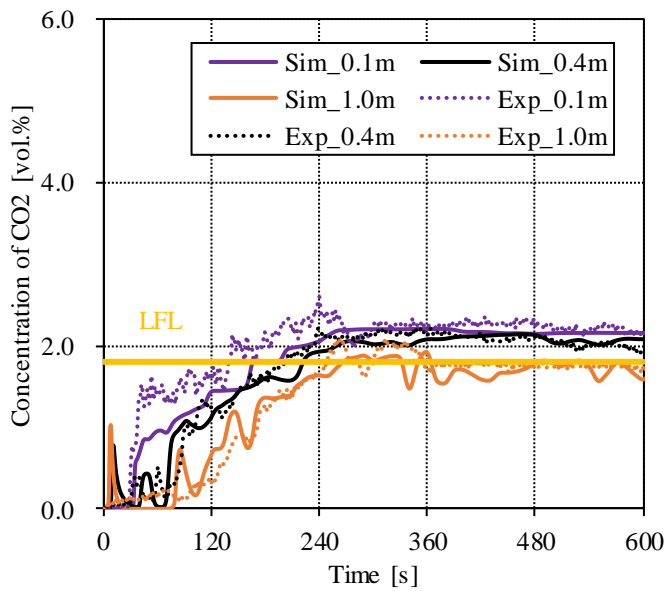
Fig. 3-14 Results of time change of concentration simulation and experiment (No.1-3)



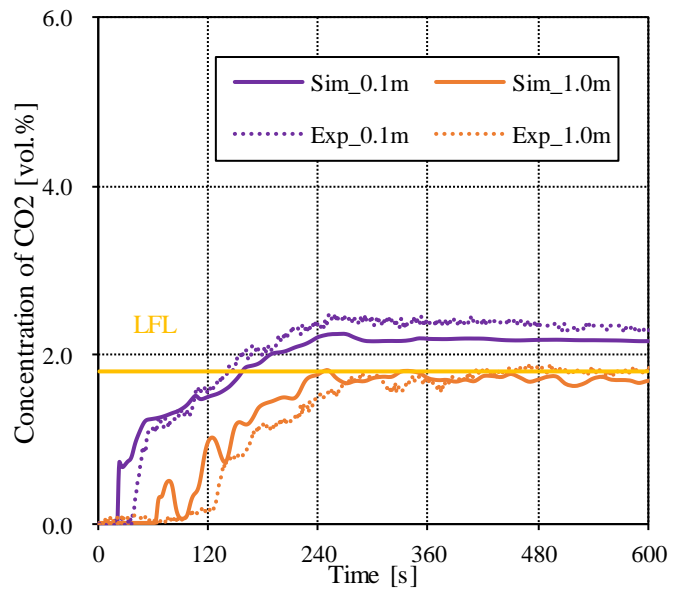
(a) Group A



(b) Group B



(c) Group C



(d) Group D

Fig. 3-15 Results of time change of concentration simulation and experiment (No.1-4)

3.4.2 計算結果との濃度変化の比較 (R744, 換気口無)

冷媒として R744 を採用し、排気口及びドア下隙間を封印した状態で測定した実測値と計算を比較した結果を Fig. 3-16 に示す。縦軸には、冷媒濃度 (R744 濃度) を採り、横軸には時間を採っている。測定点に関しては、Fig. 3-4 に示している通りである。

換気, 吸気が行われぬ場合の妥当性評価を行った場合も、実測値と計算値の傾向が近いことが示された。これらの結果から漏洩空間の境界を変更した場合も、計算の妥当性が示されていると判断した。

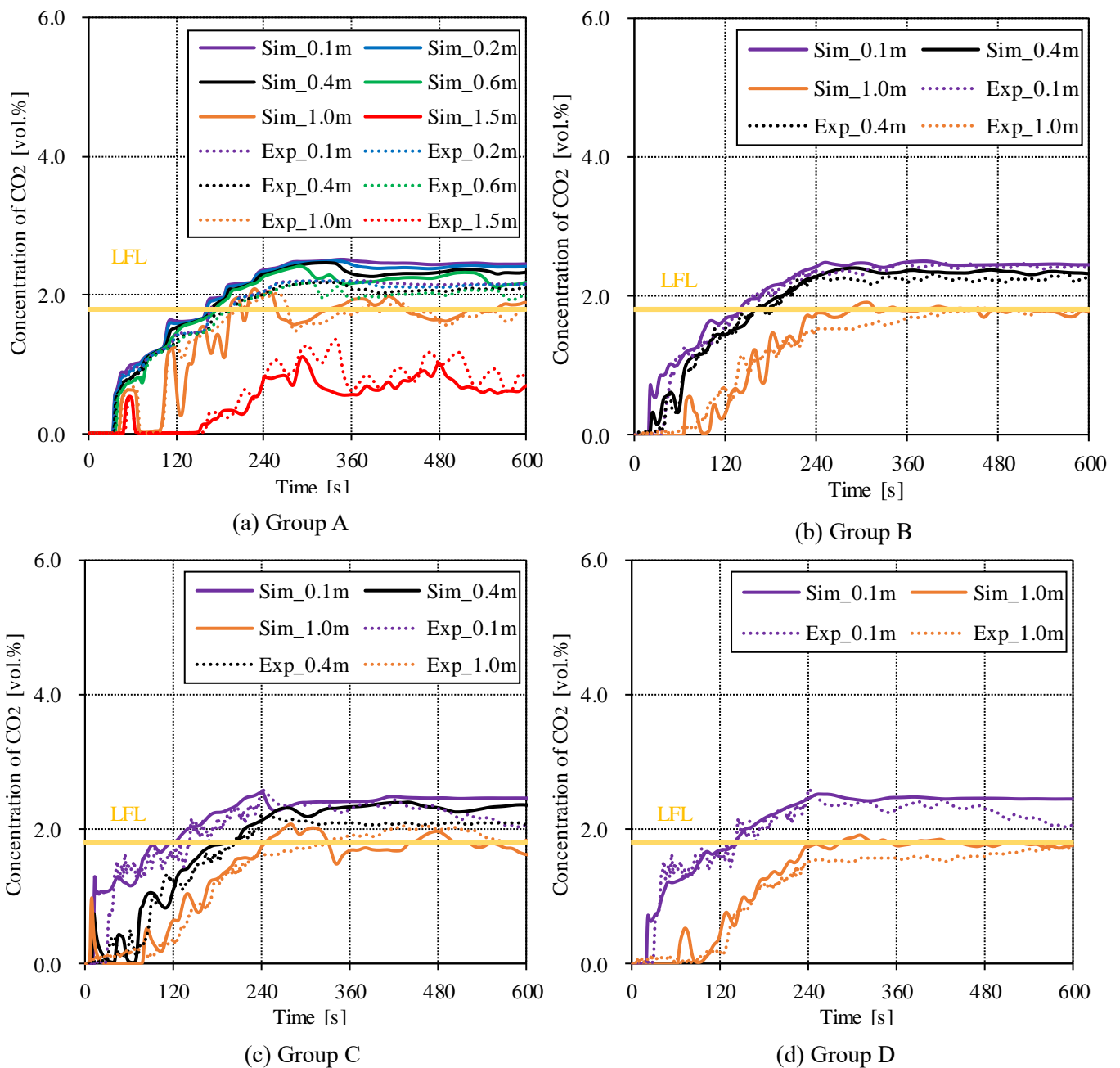


Fig. 3-16 Results of time change of concentration simulation and experiment (No.2)

3.4.3 計算結果との濃度変化の比較 (R32, 換気口有)

冷媒として R32 を採用し、排気口及びドア下隙間を解放した状態で測定した実測値と計算を比較した結果を Fig. 3-17 に示す。縦軸には、冷媒濃度(R32 濃度)を採り、横軸には時間を採っている。測定点に関しては、Fig. 3-4 に示している通りである。

冷媒を R32 として妥当性評価を行った場合も、これまでの R744 と同様、実測値と計算値の傾向が近いことが示されている。物性が変わった場合も、計算の妥当性が示されていると判断した。

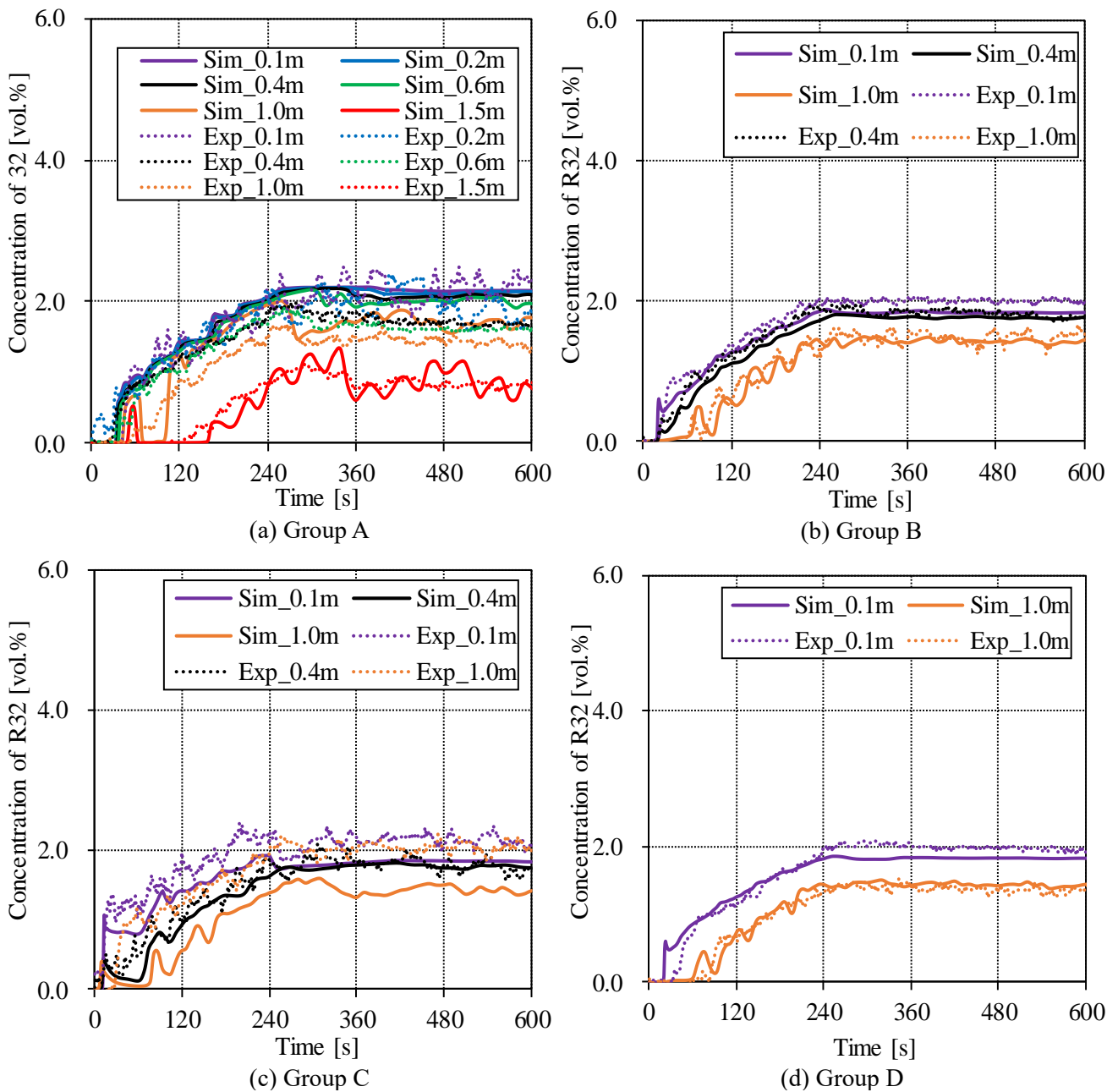


Fig. 3-17 Results of time change of concentration simulation and experiment (No.3)

3.5 壁掛けエアコン計算結果

計算条件に関しては、Table 3-6 にまとめた。これらそれぞれの条件で、冷媒漏洩計算を行う。3.5.1 項及び、3.5.2 項では可燃体積や可燃体積の時間積分値といった指標を用いてリスク評価を行った。また、3.5.3 項では IEC 規格を考慮し、リスク評価とリスク回避手法の提案を行った。冷媒の漏洩量に関しては、3.5.3 項に示す基準をもとに、床面積と LFL を変えることにより室内空間の可燃域の発生具合を考慮し、適宜設定していく。

Table 3-6 Calculate conditions

	Floor area A [m ²]	Refrigerants (LFL [kg/m ³])	Release height h ₀ [m]
1	2	R290 (0.038)	2.1
2	5		
3	7.4		
4	9.12		
5	10.24		
6	12		
7	15		
8	18.49		
9	21.28		
10	2	R32 (0.307)	
11	5		
12	7.4		
13	9.12		
14	10.24		
15	12		
16	15		
17	18.49		
18	21.28		

3.5.1 計算による冷媒の流れの可視化

Fig. 3-18 には、Table 3-6 に示す条件の No. 4 の際の漏洩開始後 60 s 後までの 10 s 毎の冷媒濃度分布を示す。この際の、吹出口の流速は 0.1 m/s である。冷媒は漏洩時に吹出口から真下に向かい、10 s と 20 s の間に床に到達する。その後、床にぶつかったガスは流れの方向が水平方向に代わり、漏洩開始後 50 s 部屋の端に到達する。到達したガスは、エアコン側の壁面へ巻き返していく。これらの過程を冷媒漏洩終了まで繰り返し行い、冷媒は室内に蓄積されていく。

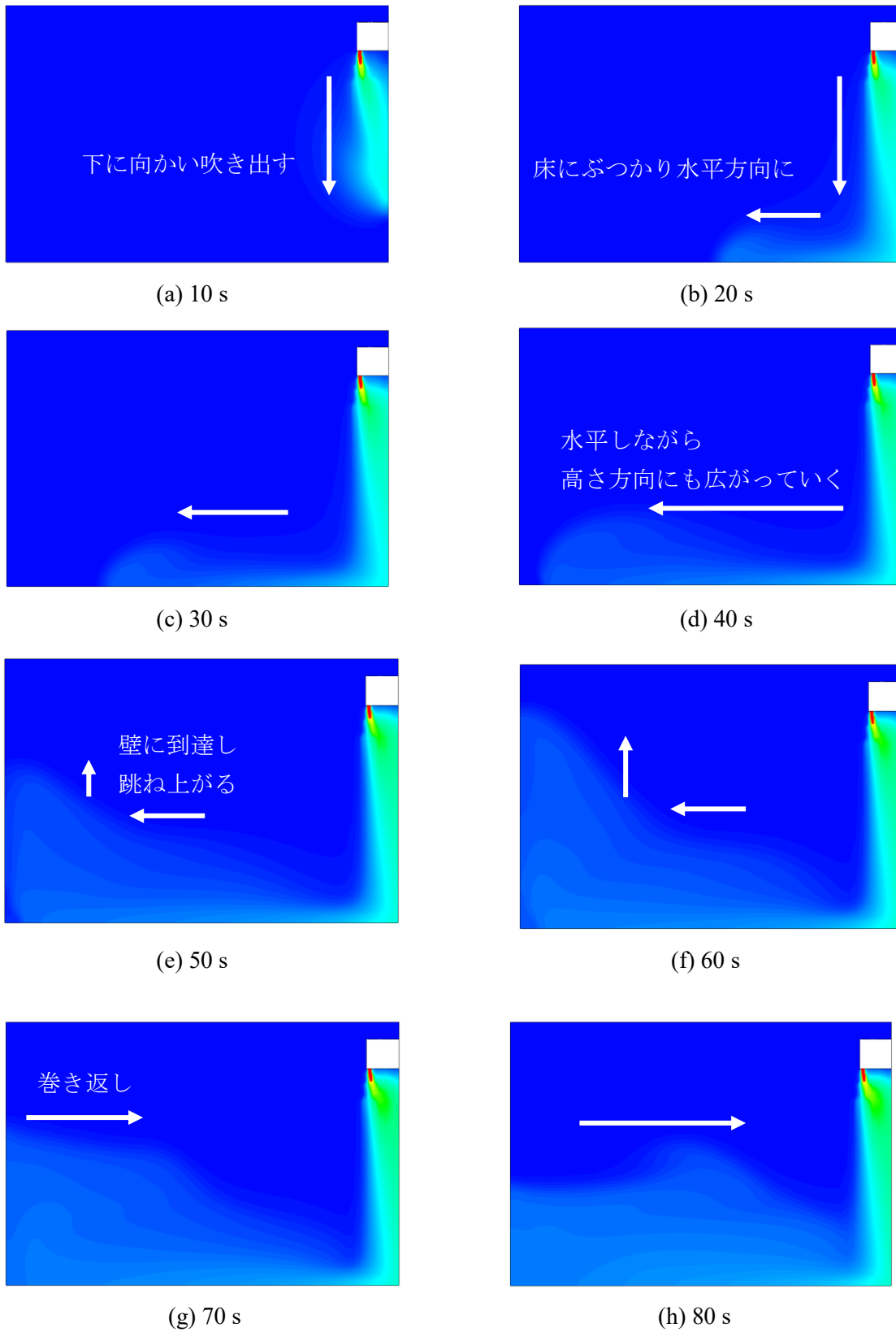


Fig. 3-18 Concentration distribution of wall-mount air-conditioner (0~60 s)

Fig. 3-19には漏洩終了後(4 min)から、10 minまでの2 min毎の冷媒濃度分布を示す。漏洩終了時には吹出口直下は高濃度であるが、これらの高濃度域もやがて床面に広がっていき、消滅する。また、Fig. 3-18で言及したようなガスの挙動は、室内の流速が収まるまで漏洩終了後も継続する。漏洩開始後10 min後には室内の流速が概ね収まっており、高さ方向の濃度分布が概ね均一になっている。また、冷媒と空気の密度差により、ガスは下側に滞留することが予想されたが、本計算においても同様の傾向が示された。同時に、冷媒漏洩で生じる室内空間の対流により、冷媒と空気が完全に攪拌されることはないことも確認できた。

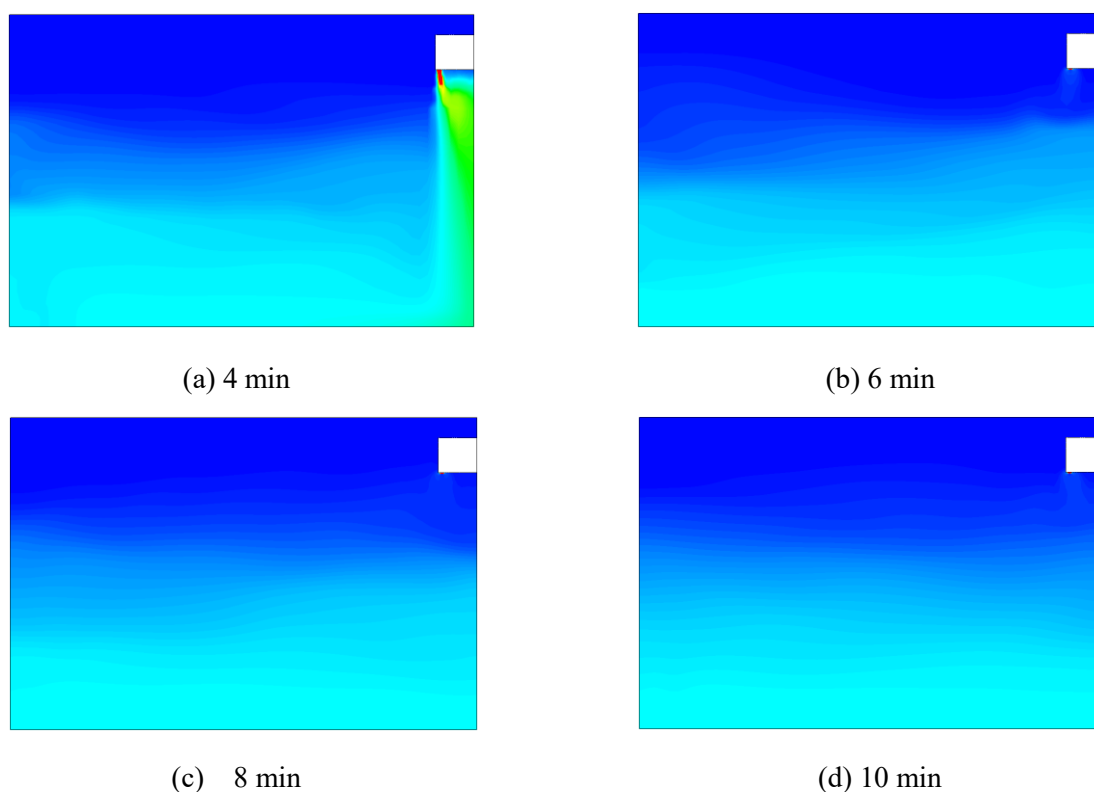


Fig. 3-19 Concentration distribution of wall-mount air-conditioner (4~10 min)

3.5.2 可燃体積の時間変化

Fig. 3-20~Fig. 3-28には、面積ごとのR290の可燃体積の時間変化をまとめたものを示す。縦軸に可燃体積を採り、横軸には時間を採っている。また、ここで指す可燃体積は、冷媒の可燃域濃度が存在する体積のことである。可燃域濃度は、LFLとUFLの間の濃度域であり、Table 1-2からR290の可燃域は1.8~9.5 vol. %と定義している。また、本研究において漏洩量終了後直ちに可燃濃度域が消滅する冷媒漏洩量を便宜上、限界冷媒量 m_{lim} と定義した。

Fig. 3-20及びFig. 3-21では、400 gと500 gで可燃体積が大きくなることが示され

ている。漏洩開始と同時に可燃体積は増加していき、最大値は漏洩終了時の 240 s 付近であり、その後長い時間をかけて減少していく。同一漏洩量での最大可燃体積は、面積の狭い 5 m²の方が高い数値を示しているが、消滅に要する時間はいずれも 6.25 m²の方が大きくなるという結果となった。また、可燃体積は最大値を示した後は、一定のペースで減少している。これは、気体の密度差により、冷媒がドア下隙間から徐々に室外にガスが放出されていると推察される。また、それぞれ漏洩量が 200 g のとき、可燃体積は室内空間に発生するが、その量は小さく Fig. 3-29 に示すようにエアコンの吹出口直下にしか存在しない。そのため、漏洩時に発生した流速により攪拌され可燃域は漏洩終了と共に消滅する。

Fig. 3-22 及び Fig. 3-23 では、漏洩量 400 g も可燃域が吹出口直下にしか発生しないため、漏洩終了後ただちに冷媒漏洩によって発生する対流により攪拌され、可燃域は消滅する。また、漏洩量 500 g に関しても面積の拡大と共に、最大可燃体積及び可燃体積の消滅時間は減少していく。Fig. 3-21 から床面積が 10.24 m² のときに漏洩量 500 g のときの可燃体積は一気に減少しており、このとき 600 s 程度で可燃体積は消滅している。Fig. 3-25 から、12 m² では、漏洩量 500 g の可燃体積は漏洩終了後 1 min 以内で消滅し、Fig. 3-26 のから、15 m² のときに、漏洩終了後攪拌され、可燃体積は直ちに消滅する。Fig. 3-27 及び Fig. 3-25 では、漏洩量 600 g についての計算も行った。18.49 m² では可燃体積は発生するが、その可燃体積は小さく、漏洩終了後 4 min 程度で消滅することが示された。また、21.28 m² では漏洩量 600 g の可燃体積は漏洩終了後 1 min 以内で消滅することが示された。これらの結果から同一漏洩量の場合、面積の拡大に伴い漏洩時のリスクが低減できることが示されている。また、数値計算を行うことにより条件を変えて計算を行えるため、比較的容易に可燃性冷媒の室内漏洩時のリスクが予想できる。

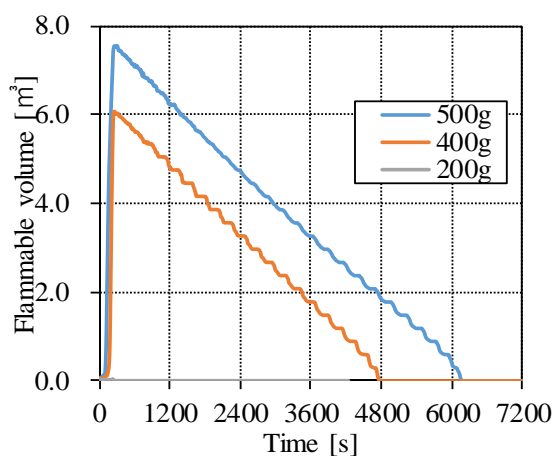


Fig. 3-20 A=5 m², R290, h₀=2.1 m

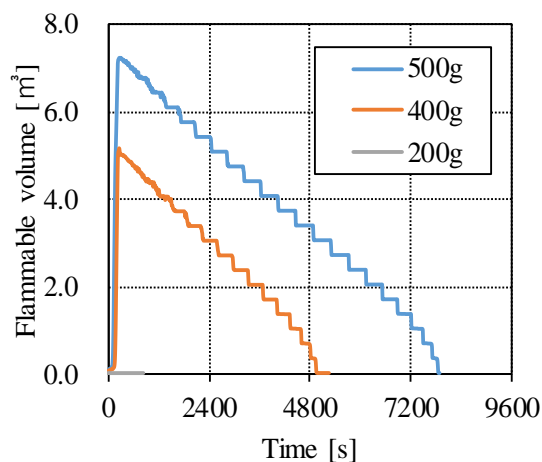


Fig. 3-21 A=6.25 m², R290, h₀=2.1 m

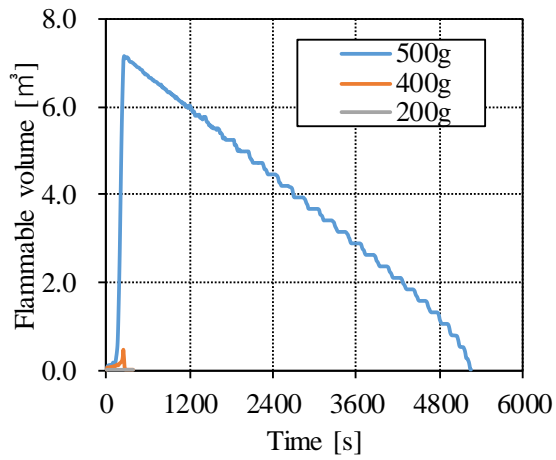


Fig. 3-22 $A=7.4 \text{ m}^2$, R290, $h_0=2.1 \text{ m}$

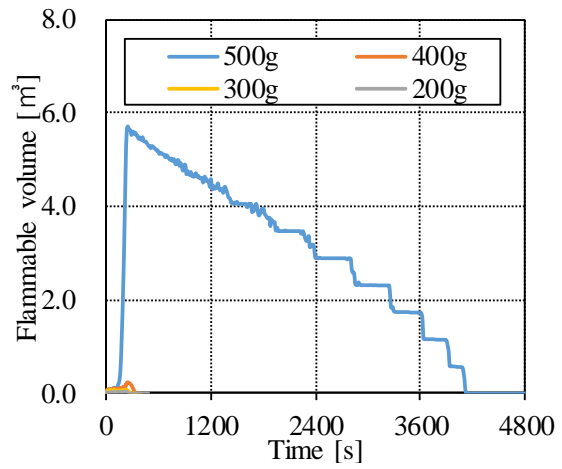


Fig. 3-23 $A=9.12 \text{ m}^2$, R290, $h_0=2.1 \text{ m}$

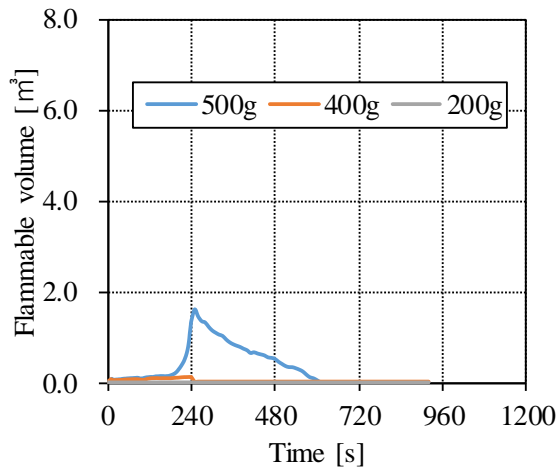


Fig. 3-24 $A=10.24 \text{ m}^2$, R290, $h_0=2.1$

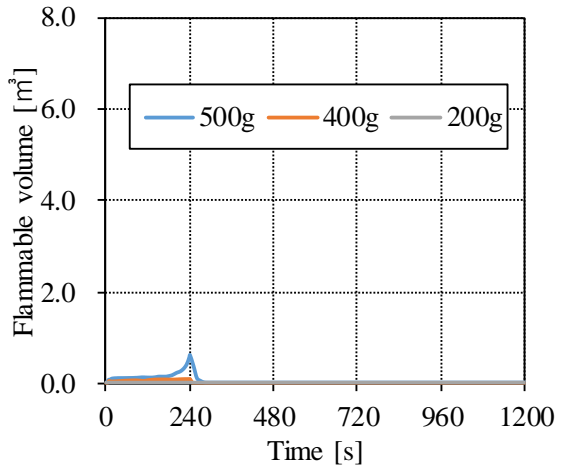


Fig. 3-25 $A=12 \text{ m}^2$, R290, $h_0=2.1 \text{ m}$

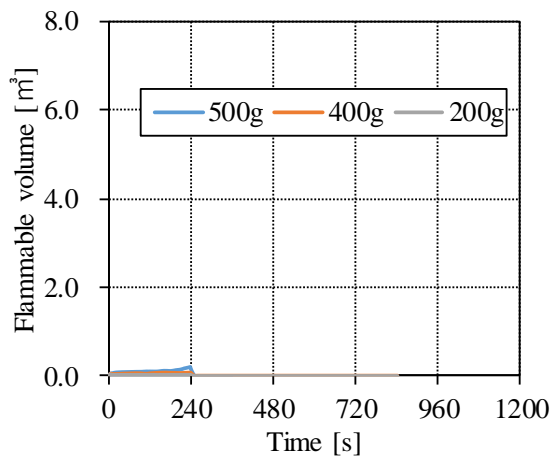


Fig. 3-26 $A=15 \text{ m}^2$, R290, $h_0=2.1 \text{ m}$

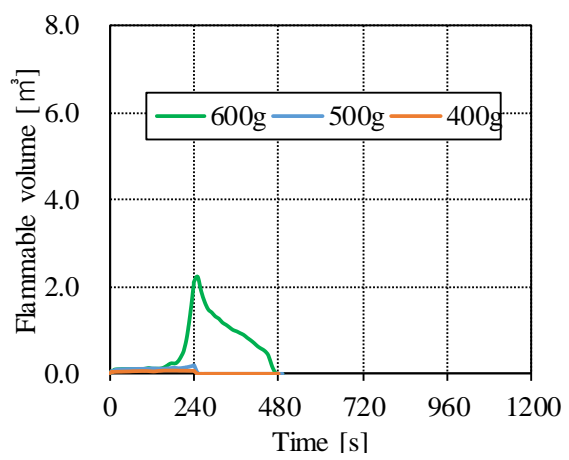


Fig. 3-27 $A=18.49 \text{ m}^2$, R290, $h_0=2.1$

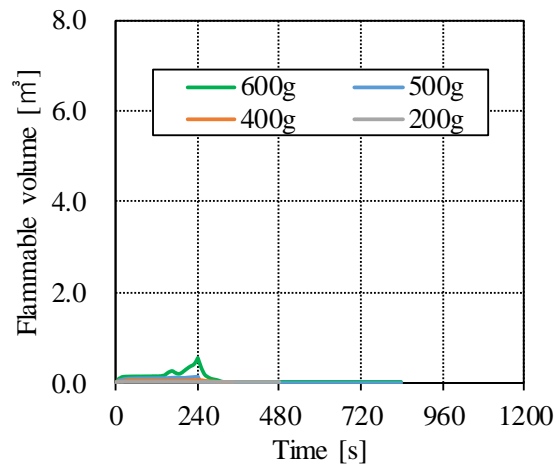
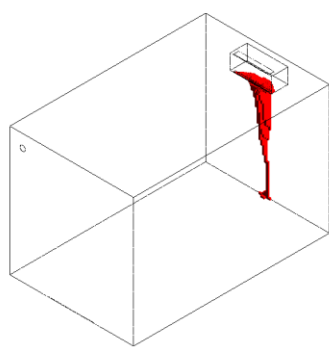
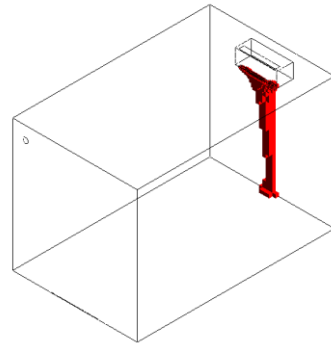


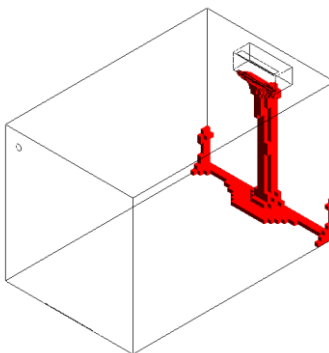
Fig. 3-28 $A=21.28 \text{ m}^2$, R290, $h_0=2.1 \text{ m}$



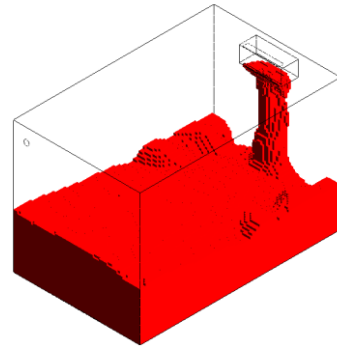
(a) 200 g



(b) 300 g



(c) 400 g



(d) 500 g

Fig. 3-29 Flammable volume (240 s)

$A=9.12 \text{ m}^2$, R290, $h_0=2.1 \text{ m}$

Fig. 3-30～Fig. 3-34 には、面積ごとの R32 の可燃体積の時間変化をまとめたものを示す。縦軸に可燃体積を採り、横軸には時間を採っている。また、ここで指す可燃体積は、冷媒の可燃域濃度が存在する体積のことである。可燃域濃度は、LFL と UFL の間の濃度域であり、Table 1-2 から R32 の可燃域は 13.3～29.3 vol. % と定義している。

R32 は LFL が R290 に対して高いため、全体的に冷媒漏洩量が多くても可燃体積が小さくなることが示された。R32 は LFL が高いため、限界冷媒量を超えても直ちに可燃濃度域が床面に広がらず、吹出口直下にのみ存在するため可燃域濃度の消滅には時間を要さないことが示された。

これまでの R290 と R32 の計算結果から、限界冷媒量を Table 3-7 にまとめた。安全係数のようなものを考慮しない場合、Table 3-7 に示す冷媒の充填量ではエアコン付近に着火源が存在しない限り、燃焼のリスクは低いと考えられる。

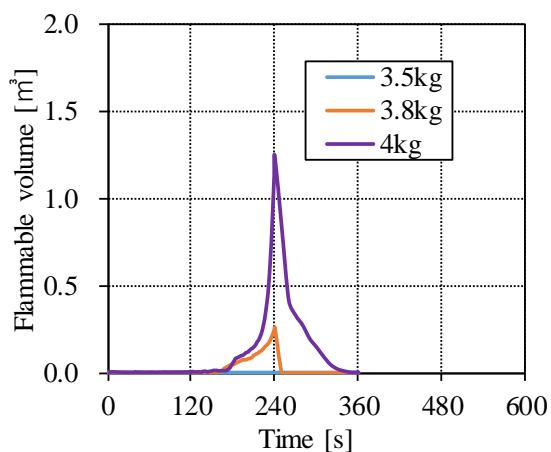


Fig. 3-30 A=7.4 m², R32, h₀=2.1 m

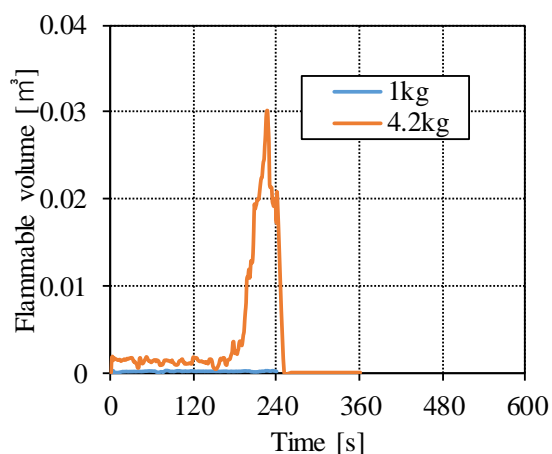


Fig. 3-31 A=9.12 m², R32, h₀=2.1 m

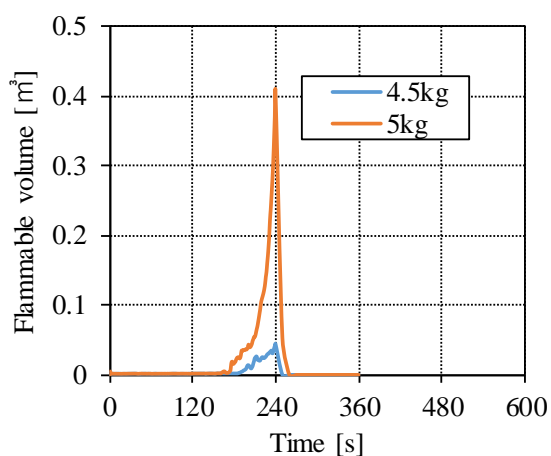


Fig. 3-32 A=10.24 m², R32, h₀=2.1 m

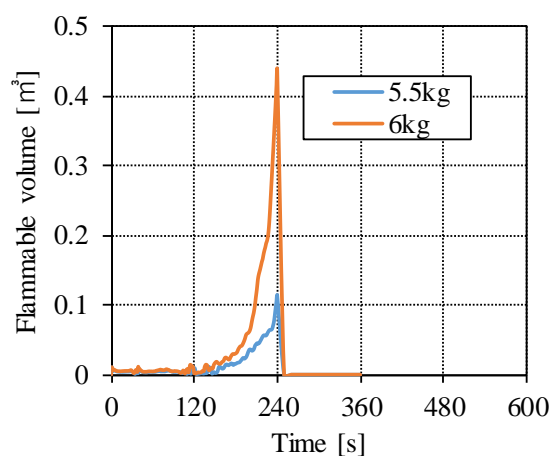


Fig. 3-33 A=12 m², R32, h₀=2.1 m

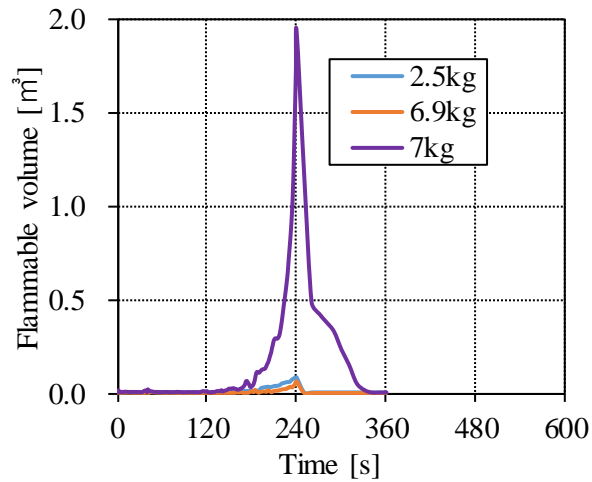


Fig. 3-34 A=18.49 m², R32, h₀=2.1 m

Table 3-7 Limit refrigerant charge obtained by calculation [kg]

Area [m ²]	2	5	7.4	9.12	10.24	12	15	18.49	21.28
R290	0.1	0.2	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.5	0.55
R32	1.7	2.5	3.5	4.2	4.9	5.2	6	6.9	8

3.5.3 可燃体積の時間積分値と可燃体積消滅時間

前項にて、可燃体積について言及したが、本項では可燃体積の時間積分[m³・min]について言及する。可燃体積の時間積分値は可燃体積がどの程度の時間の長さで存在するかを、空間と時間の積分値で表している。一般的に、可燃域濃度が室内空間に存在する時間が長ければ長いほど着火のリスクが高まる。可燃体積の時間積分値の大小は危険度を示す指標であり、リスクアセスメントでは重要な指標となる。

Fig. 3-35 には Table 3-7 に示す各限界冷媒量の漏洩終了時の可燃体積の時間積分値をまとめた。R290 の結果から面積の拡大に伴い、限界冷媒量での可燃体積の時間積分値が大きくなる傾向であることが示された。実際は、面積の拡大に伴い単調に可燃体積の時間積分値が増加することが考えられるが、室内のメッシュサイズの影響により単調に変化していないものと考えられる。可燃体積の消滅時間を軸に考察した時、面積が拡大することにより、限界冷媒量も増加することができるが、同時に限界冷媒量が増加することで冷媒漏洩中に室内に発生する可燃体積は増加するため、燃焼のリスクが高まる可能性が示唆された。R32 に関しては、可燃体積は吹出口直下のみにわずかに存在する程度であり、メッシュのサイズを考慮すれば厳密ではないため、その傾向が表れていないことが推察される。

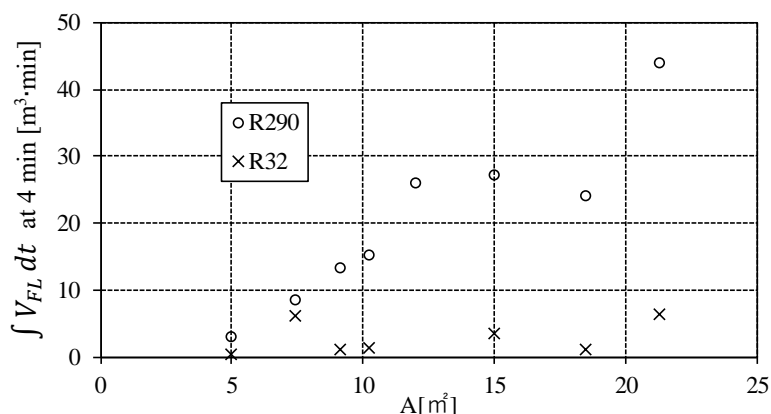


Fig. 3-35 Space-time product of flammable gas at the end of leakage

3.5.4 計算結果と国際規格の比較

リスク評価を行うにあたり，国際規格との比較が重要である．先述の通り，冷凍空調機器に関する事項は IEC により規格化されており，家庭用エアコンに関しては，IEC60335-2-40 に規格化されている．IEC では，可燃性冷媒の最大充填量 m_{max} [kg] に関して，式(3-5)が適用されるとしている．また，式(3-5)から算出された最大充填量を超えていたとしても，エアコンのファンを作動させた場合には，式(3-6)の最大充填量が適用されるとしている．

$$m_{max} = 2.5 \times (LFL)^{(5/4)} \times (A)^{1/2} \times h_0 \quad (3-5)$$

$$m_{max} = F \times LFL \times A \times 2.2 \quad (3-6)$$

これ 3 式の各項は，F：安全率(A2L 冷媒では 0.75，A2 及び A3 冷媒では 0.5)，LFL：燃焼下限濃度[kg/m³]， h_0 ：吹出口高さ(ただし，吹出口高さが 0.6 未満の場合 0.6 とする．本研究では壁掛けエアコンは 2.1，床置きエアコンは 0.6)，A：床面積[m²]．

本計算により求めた面積毎の限界冷媒量を IEC 規格で指す最大充填量とし，それらと式(3-5)及び式(3-6)から算出される最大充填量をまとめたものを Fig. 3-36 に示す．縦軸に最大充填量[kg]と採り，横軸に床面積[m²]を採っている．Fig. 3-36 から床面積が 5 m² 以下のとき，R290 と R32 の双方において計算値が式(3-5)を下回るという結果となった．5 m² は 3 帖程度であり，一般家庭のエアコンを設置するような部屋にしては小さすぎると考えられるため，無視してもよいと考えられる^[47]．それに対し，床面積が 7.4 m² 以上のとき式 (3-5) を上回るという結果となった．計算値と式(3-5)の差は，面積が拡大するにつれ拡大していくという結果となった．式(3-6)との比較すると，R290 に関しては，9.12 m² 以下において計算値が下回るという結果となった．しかし，先述した通り式(3-6)はエアコンのファンを作動させた場合の規定であるため，ファンを作動させていない本計算においては問題視する必要はない．

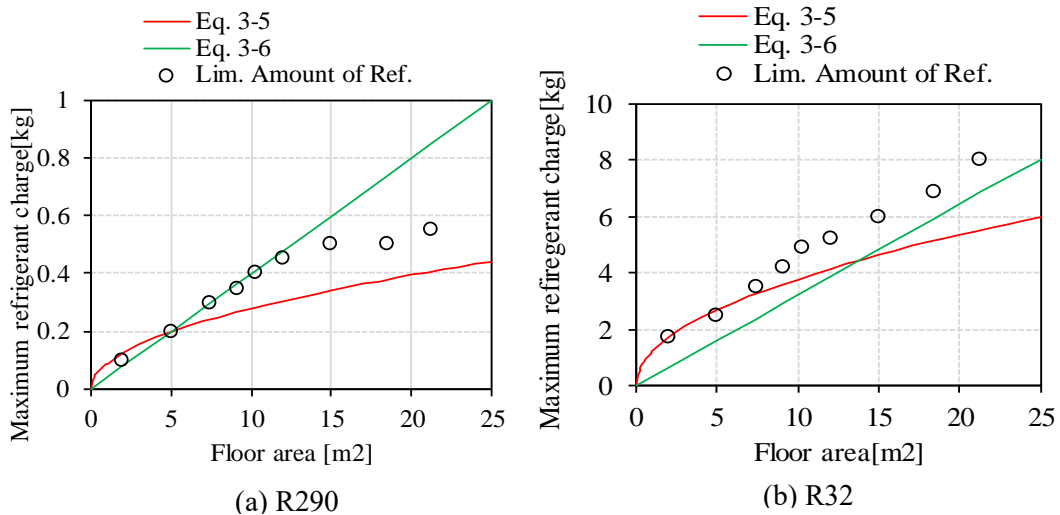


Fig. 3-36 Comparison of maximum allowable charge between calculated value and IEC formula

本計算結果から、現在 IEC にて定められている規格の緩和を行える可能性が示唆された。そこで、Fig. 3-37 では式(3-5)の A の指数部を変化させ計算値とのフィッティングを試みた。赤い曲線が現行式の 0.5 乗であり、0.7 乗までの曲線を示した。床面積が 7.4 m² 以上に焦点を当てて言及すれば、R290、R32 の双方で床面積の指数が 0.6 のときに最も計算値に近いことが示された。仮に指数部が 0.6 乗になった場合、床面積 25 m² では現行式より R290 が約 0.1 kg、R32 が約 1 kg 充填量を拡大することができ、大きな規制緩和になると考えられる。

しかし、床面積が 5 m² 以下では先述の通り現行式においても計算値を超えるという結果となっている。また、R32 においては、計算値は 1 次での補間も十分可能である。これらの事象を踏まえると床面積の指数部以外、すなわち式(3-5)に代わる新たな式を作成することも議論する必要があると考えられる。また、R32 に関しては 2010 年度前後から家庭用エアコンにて使用されてきているが、実際の使用状況^{[48][49]}を本計算結果は大幅に上回っており、安全に運用もできものと考えられる。

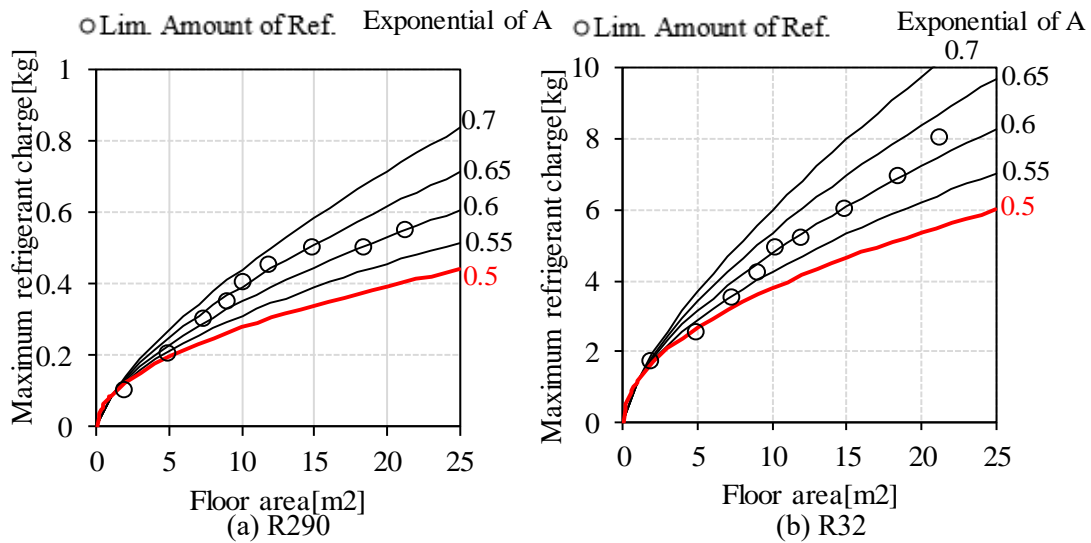


Fig. 3-37 Fitting by changing the exponent part of A

フィッティングを行うにあたり、各変数は変更せず、係数と指数を変更するものとする。また、計算値は限界漏洩量であることから、計算値を超えてはいけないという点に留意した。計算値と式(3-5)の関係を整理すると、

- (1) 計算値は面積の狭い点において式(3-5)を下回る。
- (2) 面積が拡大するにつれ計算値と式(3-5)の差が拡大する。
- (3) 床面積の指数部を変更したとき、R290 と R32 とともに 0.6 程度が最も計算値に近い結果となる。すなわち、LFL の項に関しては相関が高い。

以上の3点が挙げられる。式(3-5)は面積の狭い点において傾きが大きく、面積が広い点に進むにつれ傾きが小さくなる。そのため、面積の狭い点での傾きを小さくするために、係数を小さくしていく。また、面積の広い点において傾きを大きくするために面積の指数を大きくしていく。また、(3)から LFL の指数は変更しない。これらの作業から、計算値に非常に近い軌跡を描く式(3-7)を導出した。

$$m_{max} = 1.5 \times (LFL)^{(5/4)} \times (A)^{3/4} \quad (3-7)$$

また、計算値と式(3-7)を比較した結果を Fig. 3-38 に示す。図から、式(3-7)を用いることで、すべての点において計算値を下回ることが可能となった。また、面積の広い点において従来の最大充填量より増やすことが可能となった。

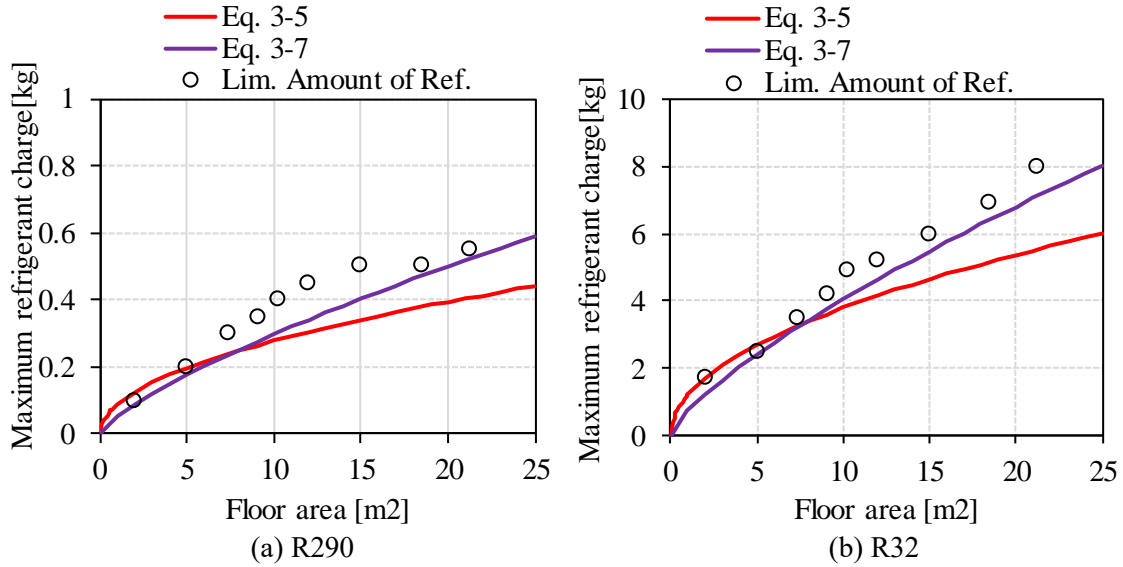


Fig. 3-37 Comparison between new and derived formulas derived from calculated values

3.5.5 ファンの効果

次に、式(3-6)について検討する。Fig. 3-36 から R290 においては床面積が 9.12 m² 以上の面積で計算値が下回っている。R32 に関しては、すべての面積において計算値が式(3-6)を上回っていることから議論の対象としない。そこで、R290 においては床面積が 9.12 m² 以上の面積についてファンを稼働させたときの可燃体積の時間変化を確認した。ファンの流量 Q_{min} [m³/h] に関しては式(3-8)^{[50][51]}から算出した。

$$Q_{min} = 3600 \frac{5Y\sqrt{A_0}\dot{m}_{leak}^{3/4}}{h_0^{1/8}[LFL(1-F)]^{5/8}} \quad (3-8)$$

各項は、 Y : 定数(室外機の場合 1.5, 室内機の場合 1), \dot{m}_{leak} : 基準漏れ流量[kg/s]であり、 \dot{m}_{leak} に関しては式(3-9)から算出する。

$$\dot{m}_{leak} = \left(\frac{167}{432}\right) \dot{M}_s \quad (3-9)$$

各項は、167: 質量流量の参照値[g/min], 432: 係数, \dot{M}_s : チョーク流れ質量流束であり、 \dot{M}_s に関しては式(3-10)から算出する。

$$\dot{M}_s = 0.61 \sqrt{k_0 \rho_0 (p_0 - p_{atm}) \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (3-10)$$

各項は、0.61: 流出係数, k_0 : 露点での冷媒蒸気の比熱容量, ρ_0 : 露点での冷媒蒸気

の密度[kg/m^3], p_0 : 露点での蒸気圧[Pa], p_{atm} : 大気圧 1.01325×10^5 Pa とする. 冷罵が R290 の際, 式 (3-8)より $Q_{min} = 185.4 \text{ m}^3/\text{h}$ となる.

また, IEC に提案されたドラフト^[50]によると, 「機器の冷媒検知センサが LFL の 25 %濃度のときに A2L 冷媒の際に 30 s 以内, A2 及び A3 冷媒の際に 20 s 以内に検知しなくてはならない」とされている. ファンは, 冷媒を検知した後に稼働するというシステムであるため, 提案された検知までの時間で最も遅い場合の漏洩開始後 30 s をファンの稼働開始時刻とした. また, ファン稼働時の吹出口からの流速 \dot{m}_{fan} [m/s] は, 通常稼働時の冷媒の体積流速 \dot{V}_{ref} [m^3/s]と通常稼働時の体積流速 \dot{V}_{air} [m^3/s]から, 式(3-11)から算出した.

$$\dot{m}_{fan} = \frac{(\dot{V}_{ref} + \dot{V}_{air}) + \frac{Q_{min}}{60}}{A_0} \quad (3-11)$$

また, ファン稼働時の冷媒の吹出濃度 C_{fan} [vol. %]は式(3-12)から算出した.

$$C_{fan} = \frac{\dot{V}_{ref}}{(\dot{V}_{ref} + \dot{V}_{air}) + \frac{Q_{min}}{60}} \quad (3-12)$$

Fig. 3-36 において計算値が式(3-6)を下回る床面積 9.12 m^2 から 21.29 m^2 に関してファンによる可燃濃度域の攪拌の影響を計算により求め, それらの結果を Fig. 3-38 にまとめた. 縦軸には可燃体積を採り, 横軸には時間を採っている. 図中の 1~3 の数字は, 計算状況について示したものであり,

- | | |
|-------------------------|---------------------------------------|
| (1) 冷媒量を通常漏洩させている過程. | 吹出流速: $\dot{V}_{ref} + \dot{V}_{air}$ |
| (2) ファン稼働と冷媒漏洩を行っている過程. | 吹出流速: \dot{m}_{fan} |
| (3) ファン稼働のみの過程. | 吹出流速: $Q_{min}/60$ |

である. また, 漏洩終了後ただちに可燃体積が消滅する限界の漏洩量である冷媒漏洩量は Table 3-8 にまとめたが, これらは式(3-6)から算出された面積毎の質量である. 計算結果から, 2)の過程開始後 4 s 以内に 9.12 m^2 及び 12 m^2 の可燃体積は消滅し, その他は 4 s から 7 s で可燃体積がエアコンの吹出口直下のみ(可燃体積で 10^{-3} m^3 オーダー)となり, 3)の過程開始直後に可燃体積は消滅という結果となった. これらすべての結果において, ファン稼働開始直後にファンによる対流で可燃濃度域は攪拌され消滅し, ファンの効果が非常に高いことが示された. また, 1)の過程で生じる可燃体積は床面積が広がるにつれ, 大きくなっていることが図から分かる. 可燃体積が最大になるのは床面積が 21.29 m^2 の際, 漏洩開始 30 s 前後の約 0.2 m^3 であり, Fig. 3-20~ Fig. 3-28 と比較して分かるように非常に小さく, 強燃性冷媒使用時の可燃リスク低減にファンの有用性が高いことが示唆された.

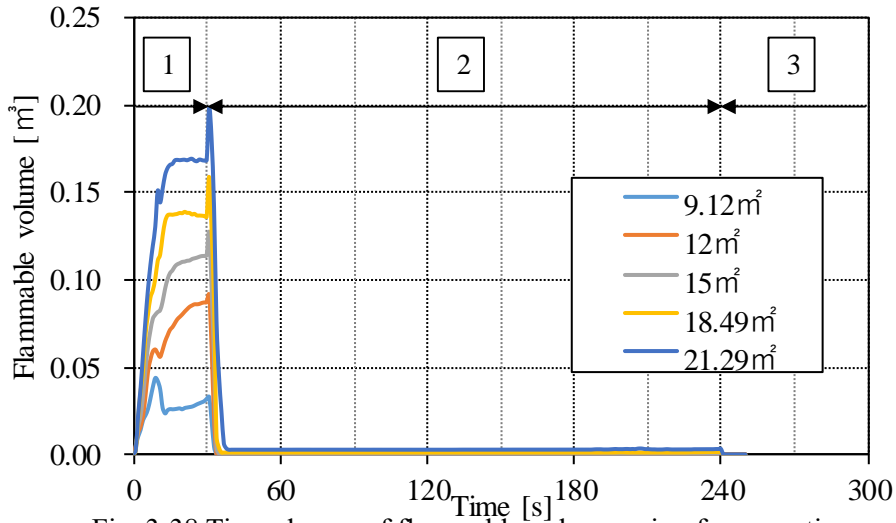


Fig. 3-38 Time change of flammable volume using fan operation

Table 3-8 Refrigerant charge calculated from eq. 3-6

Floor area [m]	9.12	10.24	12	15	18.49	21.29
Amount of R290 [kg]	0.38	0.42	0.50	0.59	0.77	0.88

3.6 床置きエアコン計算結果

3.6.1 計算による冷媒の流れの可視化

Fig. 3-39 には、床面積 9.12 m^2 にて R290 が 500 g 漏洩した際の漏洩開始後 60 s 後までの 10 s 毎の冷媒濃度分布を示す。この際の、吹出口の流速は 0.07 m/s である。冷媒は漏洩時に吹出口から水平方向にに向かい、漏洩開始後 50 s で床置きエアコンの対面の壁に到達する。その後、到達したガスは、エアコン側の壁面へ巻き返していく。

Fig. 3-40 には、 300 s までの 1 min 毎の冷媒濃度分布を示す。Fig. 3-39 にて水平方向の冷媒の流れに関して言及したが、これらの過程を繰り返しながら、徐々に冷媒が室内に蓄積されていく。また、その際冷媒は室内を上昇していくが、Fig. 3-19 の同一面積、同一冷媒量にて示した壁掛けエアコンのコンター図と比較すると、冷媒の上昇は床置きエアコンの方が生じていない。床置きエアコンは、水平方向にガスが流出することから、上昇が抑えられ、床面に高濃度のガスが滞留するものと推察される。

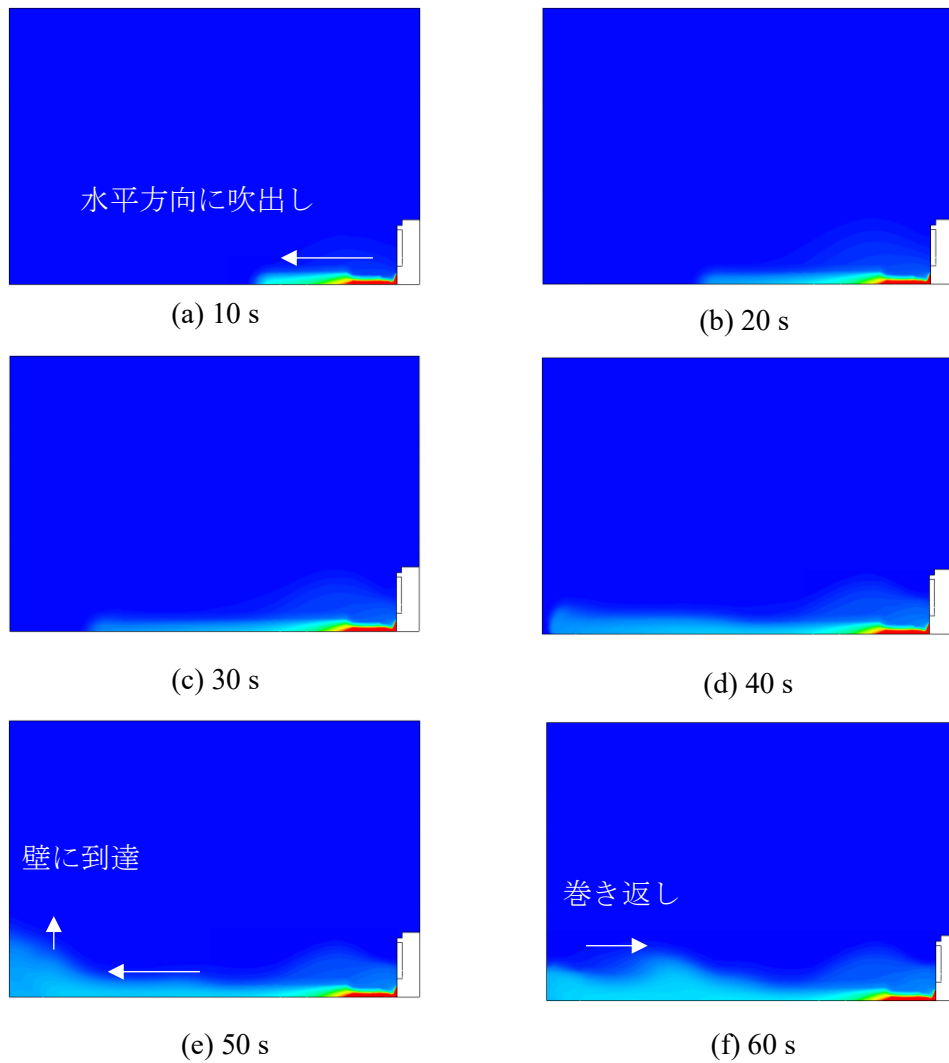


Fig. 3-39 Concentration distribution of wall-mount air-conditioner (0~60 s)

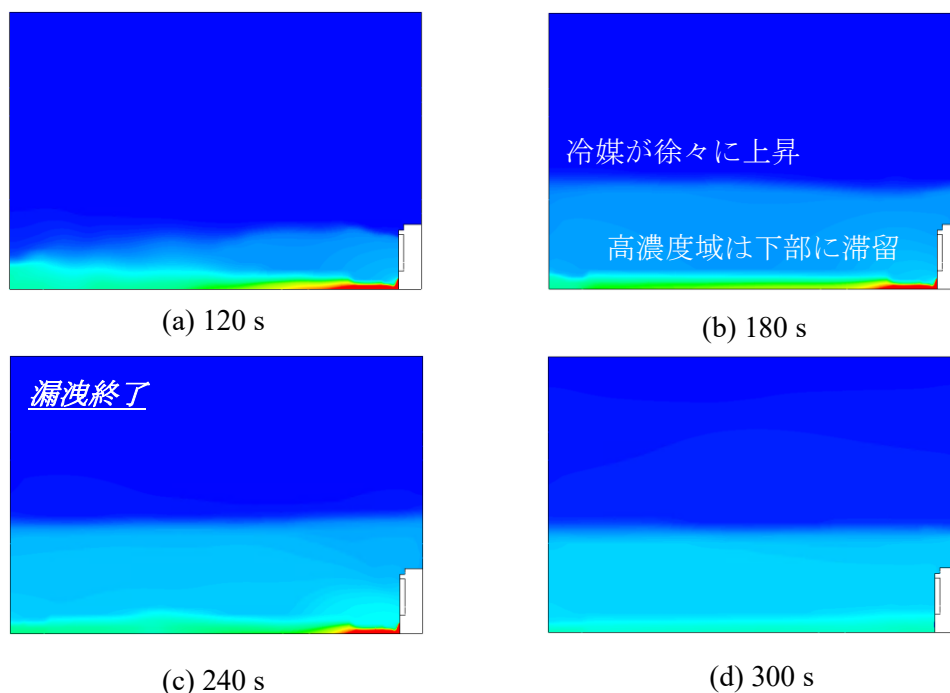


Fig. 3-40 Concentration distribution of wall-mount air-conditioner (120~300 s)

3.6.2 可燃体積の時間変化

Fig. 3-41～Fig. 3-46 には、面積ごとの R290 の可燃体積の時間変化をまとめたものを示す。縦軸に可燃体積を採り、横軸には時間を採っている。

Fig. 3-31 と Fig. 3-42 を比較すると、漏洩量 100 g のとき可燃体積はほとんど発生せず、漏洩終了後早い段階で消滅する。漏洩量 200 g 及び 500 g では可燃体積の消滅時間が面積の広い 9.12 m² で大幅に短くなるという結果となった。しかし、Fig. 3-43 から Fig. 3-46 と比較した際、壁掛けエアコンや先述の相関が明確に表れていない。漏洩量 200 g では床面積 15 m² における可燃体積の消滅時間が最も長いことが図からも示されている。また、500 g においても床面積 9.12 m² における可燃体積の消滅時間は全面積で最も短いという結果となった。同一面積、同一漏洩量で壁掛けエアコンと比較した場合、可燃体積及び可燃体積の消滅時間はいずれも床置きエアコンの方が大きく、可燃性冷媒使用時の着火リスクが高いことが示唆された。このように壁掛けエアコンでは明確に示された床面積と可燃体積の消滅時間や最大可燃体積の相関が、床置きエアコンにおける R290 では示されなかった。

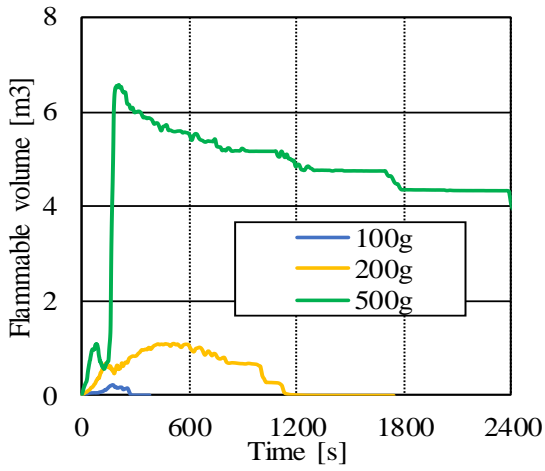


Fig. 3-41 A=7.4 m², R290

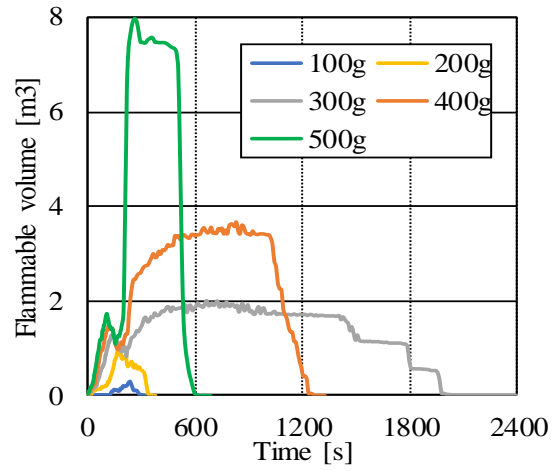


Fig. 3-42 A=9.12 m², R290

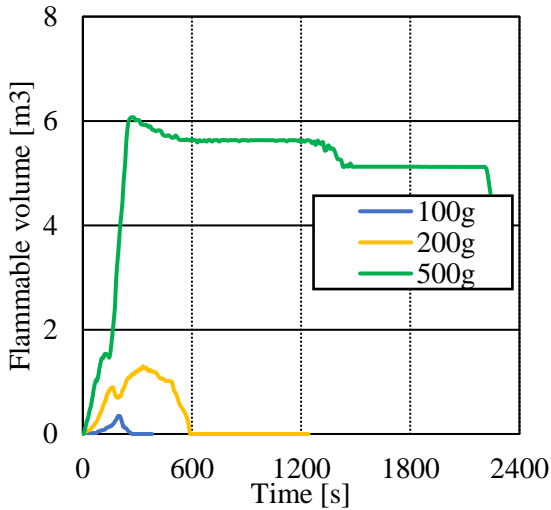


Fig. 3-43 A=12 m², R290

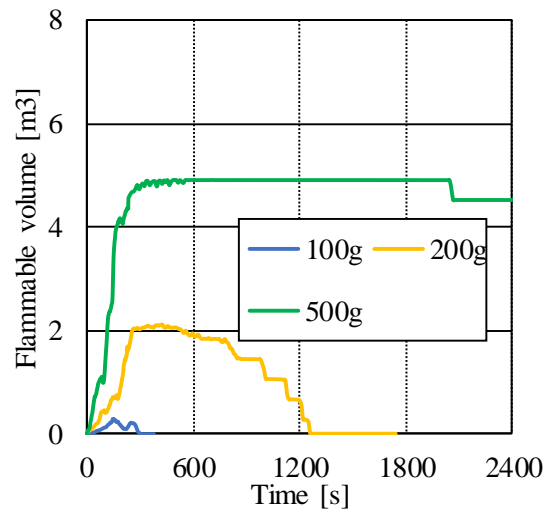


Fig. 3-44 A=15 m², R290

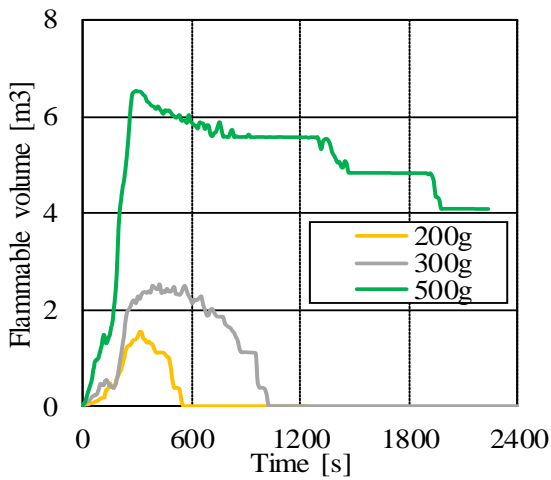


Fig. 3-45 A=18.49 m², R290

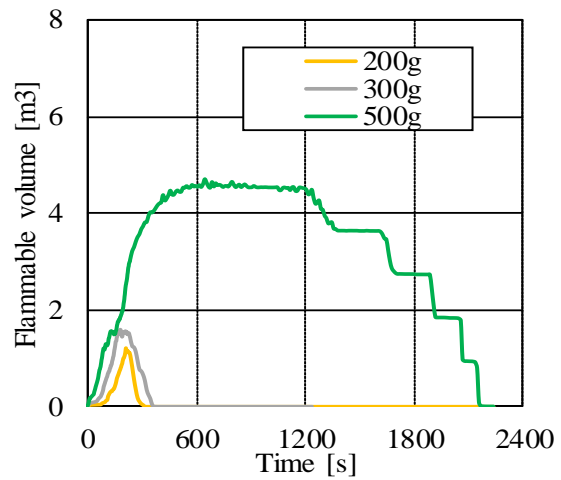


Fig. 3-46 A=21.29 m², R290

Fig. 3-47～Fig. 3-50 には、面積ごとの R32 の可燃体積の時間変化をまとめたものを示す。縦軸に可燃体積を採り、横軸には時間を採っている。

図から R32 に関しては R290 と比較すると、床面積と漏洩量の相関が取れているような結果が示された。LFL が R290 に対して高いことから、結果として同一面積、同一漏洩量の際、R290 よりも可燃体積及び消滅時間が小さくなるが、壁掛けエアコンの際と比較するとその低下の幅は小さいと推察される。また、Table 3-9 には、床置きエアコンの限界冷媒量に関してまとめたものを示す。空欄部分は、現段階において確認できていない点である。限界漏洩量の定義は壁掛けエアコンと同様であり、冷媒漏洩終了後ただちに可燃体積が消滅する限界の冷媒充填量である。結果から見ても分かるように床置きエアコンでは可燃性冷媒使用時の冷媒の充填量を大幅に抑える必要がある。

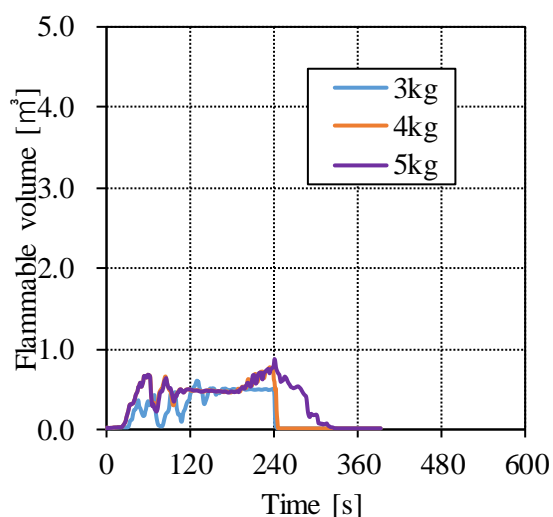


Fig. 3-47 A=9.12 m², R32

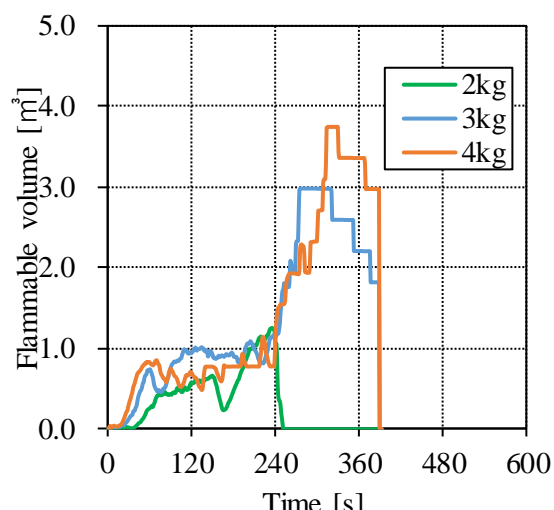


Fig. 3-48 A=12 m², R32

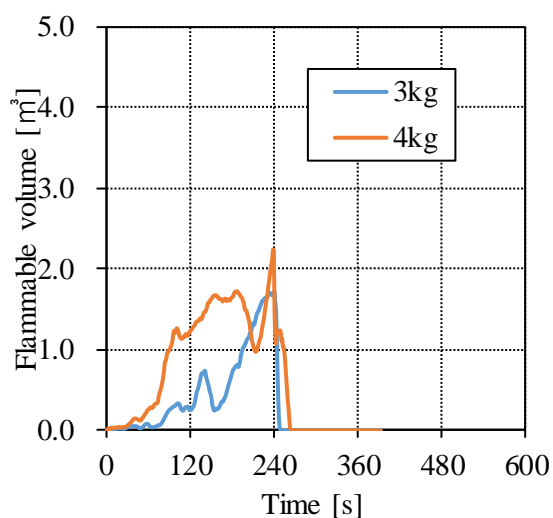


Fig. 3-49 A=15 m², R32

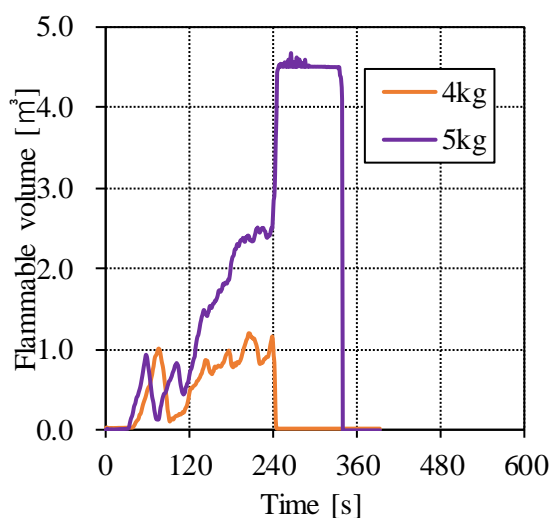


Fig. 3-50 A=21.29 m², R32

Table 3-9 Limit refrigerant charge obtained by calculation [kg]

Area [m ²]	5	9.12	12	15	18.49	21.28
R290	0.03	0.05	0.9	0.11	0.11	0.13
R32	2	4		4		4

3.6.3 計算結果と国際規格の比較

本計算により求めた面積毎の限界冷媒量を IEC 規格で指す最大充填量とし、それらと式(3-5)及び式(3-6)から算出される最大充填量をまとめたものを Fig. 3-51 に示す。縦軸に最大充填量[kg]と採り、横軸に床面積[m²]を採っている。

R290 において式(3-5)と比較した際、床面積が 9.12 m² 以下のとき式(3-5)を計算値が下回っていることが示されたが、床面積が 12 m² 以上の時は式(3-5)を若干上回った。低面積域にて式(3-5)を下回る傾向は、壁掛けエアコンにおいても同様であったが、床面積の拡大につれ計算値と式(3-5)の値の差が逆転し拡大するという壁掛けエアコンの際の傾向は、床置きエアコンでは確認されなかった。

R32 において式(3-5)と比較した際、全ての面積において計算値が式(3-5)を大幅に上回るという結果となった。床面積 9 m² 以上では、式(3-5)を上回ってはいるものの、漏洩量が 4 kg を超すと可燃体積の消滅時間に時間を要するという結果となった。

式(3-6)に関しては、壁掛けエアコンと同様の変数を用いて計算するため、壁掛け計算値エアコンに対して大幅に燃焼リスクが高まると考えられる床置きエアコンの計算値は大幅に下回っているものが多い。

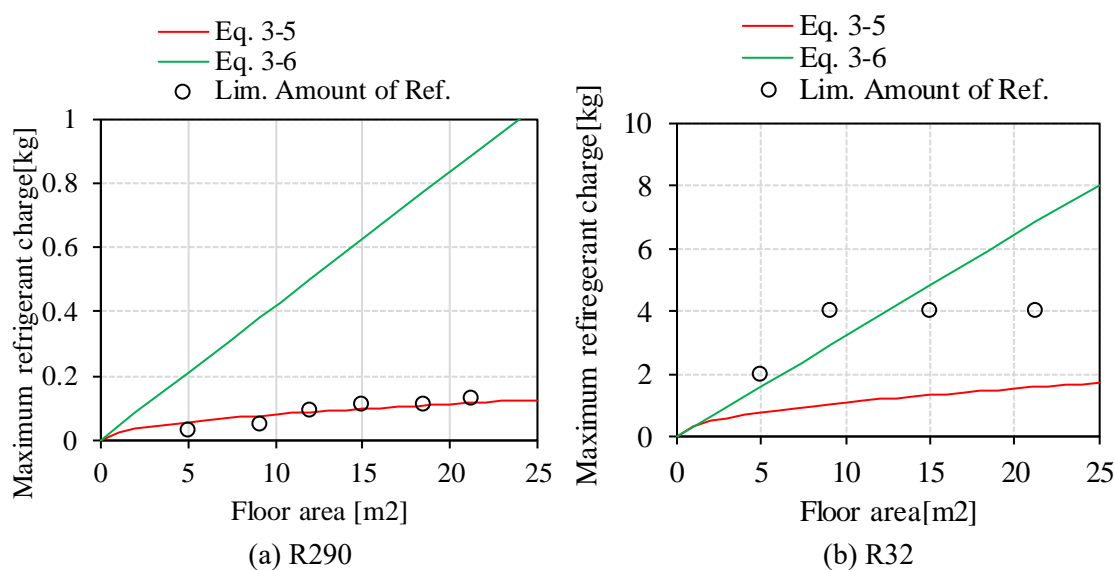


Fig. 3-51 Comparison of maximum allowable charge between calculated value and IEC formula

3.6.4 ファンの効果

前項にて、計算値が式(3-6)から算出される冷媒量と大きく差が生じていることに関して言及した。そこで、本項では床置きエアコンにてファンを稼働させた際の、可燃体積の時間変化について調査した。Fig. 3-52 には R290 の各面積におけるファン稼働時の可燃体積の時間変化を、Fig. 3-53 には R32 の各面積におけるファン稼働時の可燃体積の時間変化をそれぞれ示す。縦軸には可燃体積を採り、横軸には時間を採っている。冷媒の充填量は Table 3-10 に示す通りであり、これらの値は式(3-6)により算出している。図中の 1~3 の数字は、計算状況について示したものであり、

- (1) 冷媒量を通常漏洩させている過程。 吹出流速： $\dot{V}_{ref} + \dot{V}_{air}$
- (2) ファン稼働と冷媒漏洩を行っている過程。 吹出流速： \dot{m}_{fan}
- (3) ファン稼働のみの過程。 吹出流速： $Q_{min}/60$

としており、壁掛けエアコンにおけるファンと同様の条件である。

ファン稼働までの 1) の過程において、R290、R32 いずれの冷媒でも冷媒が室内に漏洩されることによる可燃体積の蓄積の様子は、壁掛けエアコンと同様である。床置きエアコンの場合、最大可燃体積は面積の広い 21.29 m^2 が最大であり、 0.8 m^3 程度になり、壁掛けエアコンの 4 倍程度の可燃体積が発生することが示された。2) の過程が始まると、可燃体積は徐々に減少していくが、壁掛けエアコンのときとは異なり、減少に時間を有することが図から分かる。R290 に関しては 5 m^2 及び 9.12 m^2 のとき、R32 に関しては 12 m^2 以下のとき、可燃体積はファンの攪拌による減少の後に、完全に消滅する。しかし、R290 が 15 m^2 以上のとき、R32 が 21.29 m^2 のときに関しては冷媒は 2) の過程において可燃体積が完全に消滅しないことが分かった。

各時刻でどのような現象が生じているか確認するため、Fig. 3-54~Fig. 3-56 に R290 について、床面積 9.12 m^2 、 15 m^2 、 21.29 m^2 の室内の可燃体積の様子を示した。Fig. 3-54 では床面積 9.12 m^2 の可燃体積の図を示すが、過程 1) 終了時刻には可燃体積が床面の一部に存在している。30 s 後には可燃体積は完全に消滅しており、その後発生することはない。 15 m^2 では可燃体積は過程 1) 終了時刻が最も多く、60 s では可燃体積が減少している過程である。240 s では 60 s でも存在している吹出口の延長線上に可燃体積が残っており、これが過程 2) の最中に完全に攪拌されず、常に存在していることが示された。 21.29 m^2 においても 15 m^2 と同様の傾向示されたが、吹出口の延長線上の可燃体積が 60 s から 240 s にかけて大幅に向上していることが示された。

これらの結果から、ファンによる室内の攪拌を行っても室内に可燃体積が残るとい現象は、床面積の大きさによるものではなく、冷媒の漏洩量によって生じるものと推察される。壁掛けエアコンにおいても、面積の広いところにおいてファンによって可燃体積が完全に消滅せず、エアコンの吹出口直下に残っているということが Fig. 3-38 にて示したが、こちらに関しても床置きエアコンと同様、冷媒の漏洩量が多い

ことによって生じているものと推察される。

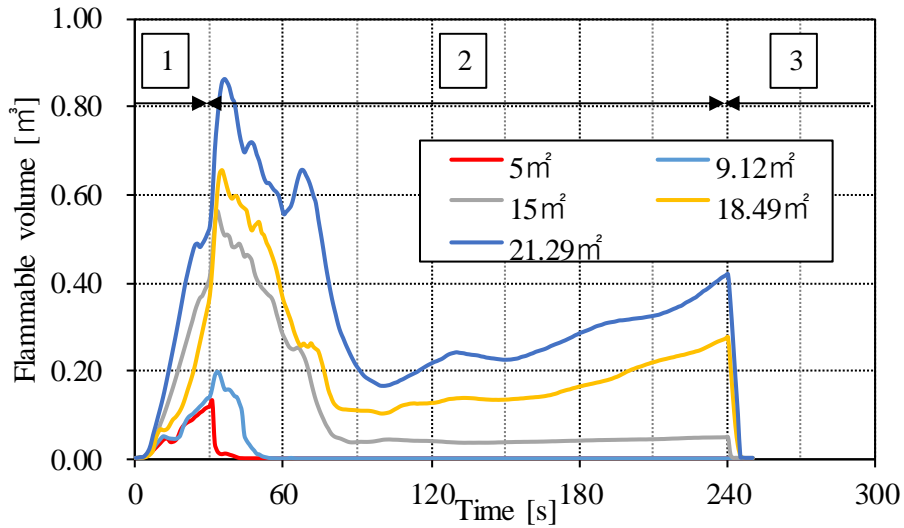


Fig. 3-52 Time change of flammable volume using fan operation (R290)

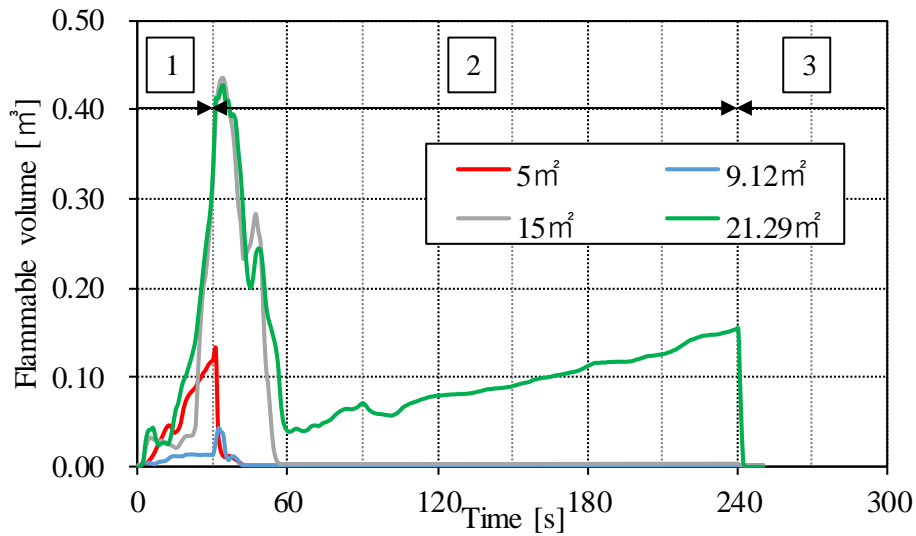


Fig. 3-53 Time change of flammable volume using fan operation (R32)

Table 3-10 Refrigerant charge calculated from eq. 3-6

Floor area [m]	5	9.12	15	18.49	21.28
Amount of R290 [kg]	0.21	0.38	0.59	0.77	0.88
Amount of R32 [kg]	1.69	3.08	5.07	(6.24)	7.12

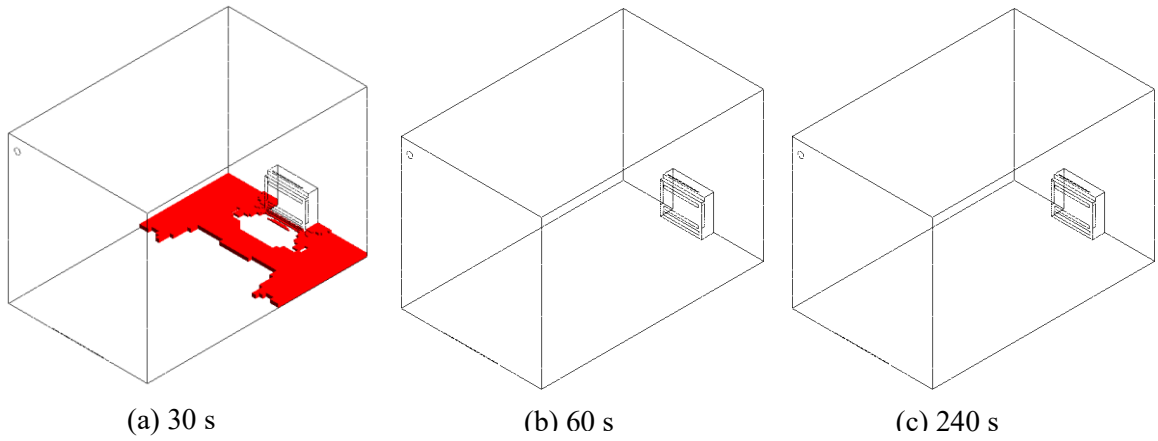


Fig. 3-54 Flammable volume at each time
R290, A=9.12 m²

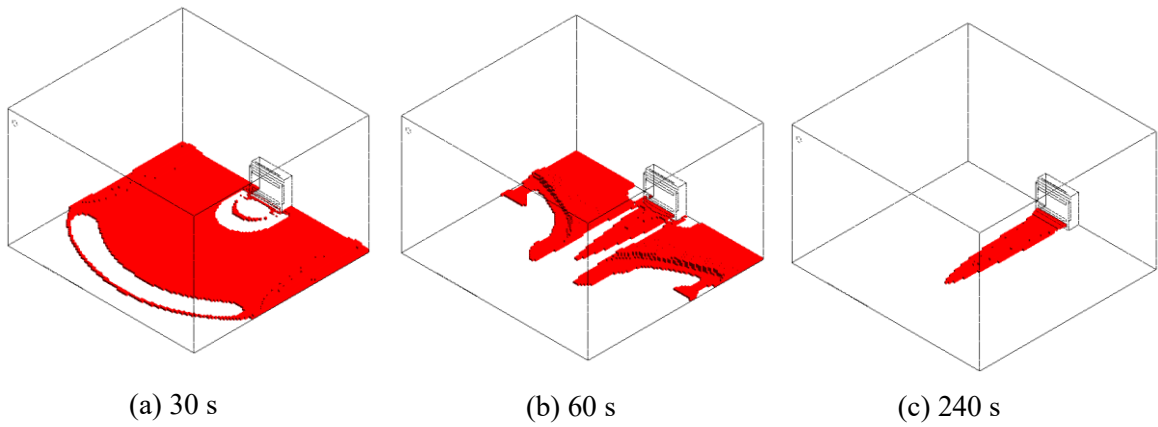


Fig. 3-55 Flammable volume at each time
R290, A=15 m²

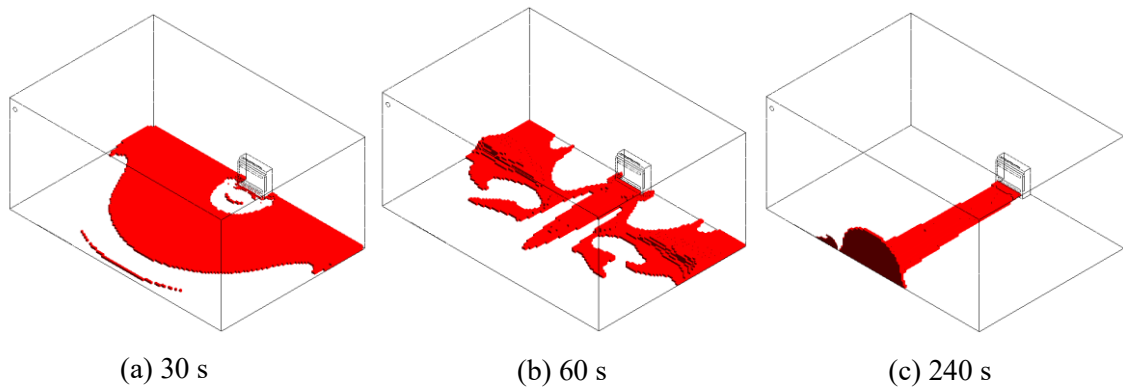


Fig. 3-56 Flammable volume at each time
R290, A=21.29 m²

第4章 業務用ショーケース

本章では、業務用ショーケース(IEC 60335-2-89^[52])からの冷媒の室内漏洩に関する計算を行う。計算の妥当性を検証したうえで、計算結果について言及する。

4.1 計算モデル

実験室モデルについての概要は、Fig. 4-1 にまとめた。計算モデルは、4.3 節にて行う冷媒漏洩実験のために建設した実験室と同等のサイズである $5600\text{ mm} \times 3800\text{ mm} \times 2550\text{ mm}$ とし、ショーケースモデル設置壁の側面の壁に $\phi 100\text{ mm}$ の排気口と、ショーケースモデルの対面にドア下隙間 $2200\text{ mm} \times 7\text{ mm}$ を設けた。メッシュは境界近傍及び、回転する扉近傍が細くなるようにした。メッシュ数に関しては、次節にてメッシュの妥当性を検証し、適切なメッシュ数となるように設定した。初期条件としては、ゲージ圧力を 0 Pa にし、雰囲気温度は 300 K 、濃度は 100 vol. \% Air とし、ショーケース庫内には充填量と庫内体積から計算し求められた冷媒濃度 $X\text{ vol. \% Ref.}$ を適宜設定している。排気口とドア下隙間には、圧力境界を設定した。

業務用ショーケースモデルに関しては、Fig. 4-2 に示す。ドア下隙間設置面の対面から 100 mm 離し、ショーケースの中心線と実験室モデルの中心線が一致するように設置した。冷媒種に関しては、通常計算では R290 を対象とした。また、冷媒漏洩実験との比較の際には、 R744 としている。スウィング扉の回転速度は、国際規格^[53]に基づき 3 s で 60° 回転するようにしている。

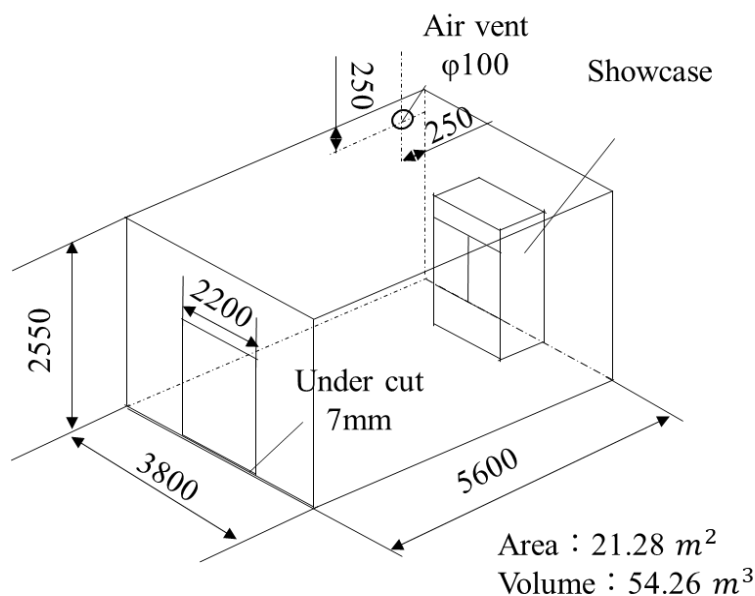


Fig. 4-1 Modeled room

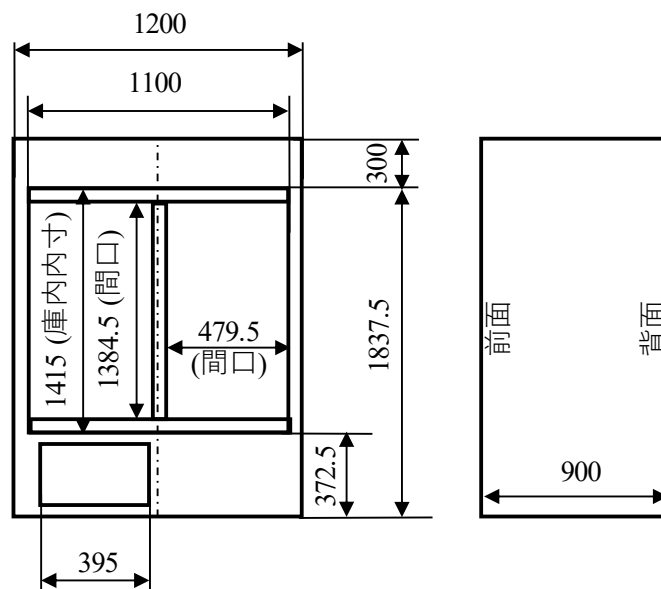


Fig. 4-2 Drawing of showcase

4.2 メッシュ妥当性

文献調査の結果から^{[41][42]}, 本研究で使用している居室容積では 1×10^6 程度のメッシュ数が必要であることが示されており, その前後のメッシュ数を調査した. 冷媒に R290 を採用し, 500 g を庫内に充填させた状態から, 3 s で 60° 扉を回転させ, 室内に充填させた. その際の, 室内に生じた可燃体積の時間変化をメッシュ数ごとにまとめたものを, Fig. 4-3 に示す. また, その時の 60 s から 300 s までの可燃体積を凡例にメッシュ数ごとにまとめたものを Fig. 4-4 に示す. これらの結果からメッシュ数が大きくなるにつれ濃度は収束していく. メッシュ数が 1.52×10^6 個と 2.17×10^6 個では計算時間が 2 倍程度異なることから, 本研究では計算時間も考慮し, メッシュ数 1.52×10^6 個を採用した.

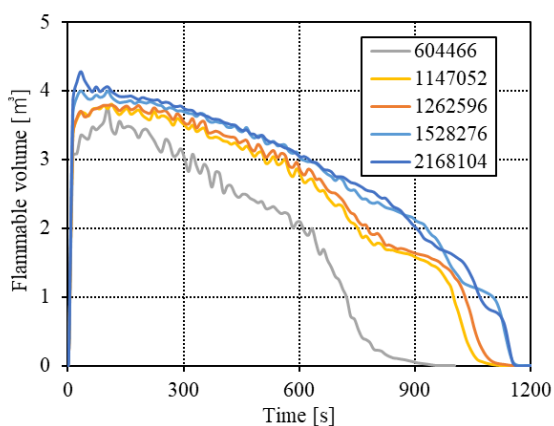


Fig. 4-3 Time variation of flammable

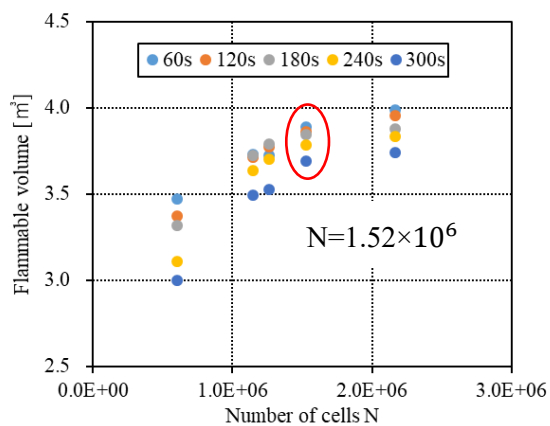


Fig. 4-4 Flammable volume at each time

本研究における境界は、1)Vent(排気口)、2)Door gap(ドア下隙間)の2点であり、それぞれの境界の流速を面積で積分し、体積流量を算出し、それらの時間変化を Fig. 4-5 に示す。扉が回転して間もなくは、室内に対流が生じているため、換気が盛んにおこなわれている様子が、図からも示されている。対流が収まるにつれ、換気は一定の流量で行われる。体積収支は概ね取れており、計算が正常に行われていることが示された。

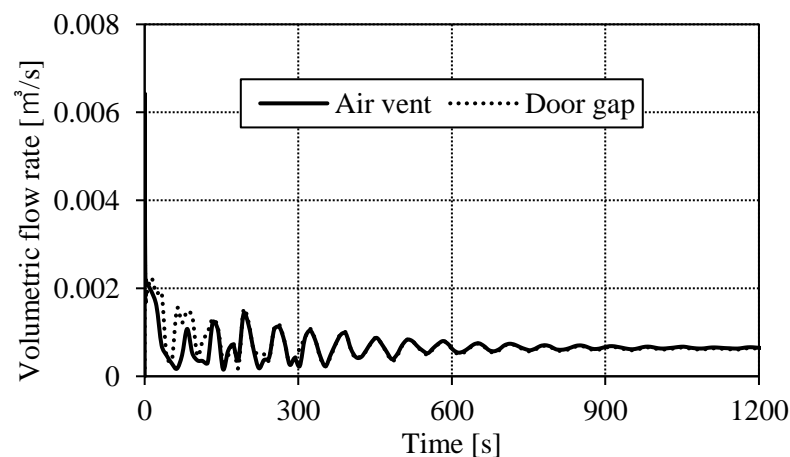


Fig. 4-5 Volume balance

4.3 モデル妥当性検証実験概要

4.3.1 実験室と実験の系統

冷媒漏洩実験を行うに当たり、実験室の建設を行った。実験室は、Fig. 4-1 の計算モデルと同様の形状である。実験室の建設に当っては、3.3.1 項に記載した通りであり、実験室 A として業務用ショーケースの冷媒漏洩実験の実験室とした。室内の壁には、全面断熱材を張り、外部温度の影響を受けないようにしてある。実験室 A には Fig. 4-2 に示す業務用ショーケースモデルを一方の壁面から 100 mm 離れた地点に設置し、ショーケースモデル設置壁の側面の壁に $\phi 100$ mm の排気口と、ショーケースモデルの対面にドア下隙間 2200 mm \times 7 mm を設置し、室外への換気を行えるよう設計した。装置の全体図を Fig. 4-6 に示す。ポンベから取り出す冷媒は圧力調整弁で一定圧に制御されて取り出される。使用するガスは R290 と物性値の近い R744 とした。漏洩時間は、IEC 規格^[52]にて以下のように規定されている。

$$\begin{aligned} \dot{m} &= 0.32 \times \dot{q} \times M \times \left(\frac{476}{\rho_r} \right) \\ &= \frac{152\dot{q}M}{\rho_r} \end{aligned} \quad (4-1)$$

ここで、 \dot{m} は冷媒の質量流量[g/min]、 \dot{q} は質量流束[(g/min)/mm²]、 ρ_r は35 °Cにおける冷媒の液密度[kg/m³]、 M は冷媒充填量[kg]、0.32は定数[mm²/kg]、476は35 °CにおけるR290の液密度[kg/m³]である。また、質量流束に関しては、

$$\dot{q} = 0.06c_d \sqrt{k\rho_0(p_0 - p_{atm}) \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (4-2)$$

から算出できる。ここで c_d は流量係数(ここでは0.61とする)とする。冷媒毎の各物性値を、Table 4-1に示す。

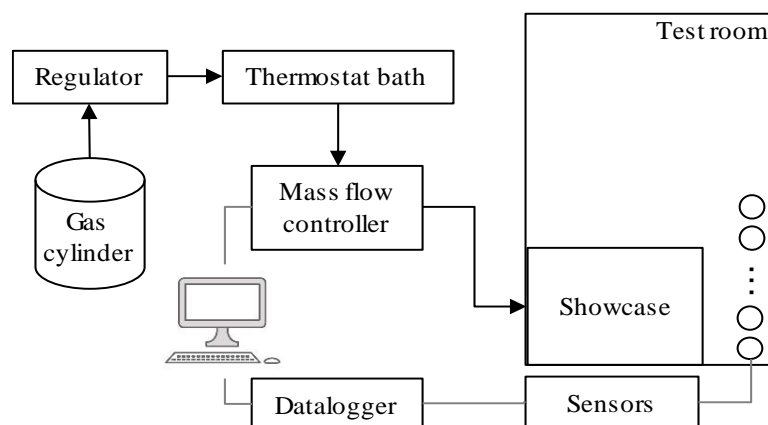


Fig. 4-6 Schematic of experimental setup

Table 4-1 Relevant properties and mass flux for selected flammable refrigerants^[52]

Refrigerant	Saturated Liquid density at 35 °C, ρ_r [kg/m ³]	Condition A (Dew point temperature 35 °C)				Condition B (Dew point temperature 63 °C)			
		Vapour pressure, p_o [Pa]	Ratio of specific heats k	Vapour density, ρ_o [kg/m ³]	Mass flux \dot{q} [(g/min)/mm ²]	Vapour pressure, p_o [Pa]	Ratio of specific heats k	Vapour density, ρ_o [kg/m ³]	Mass flux \dot{q} [(g/min)/mm ²]
R-32	917	$2,190 \times 10^6$	1,84	63	316	$4,200 \times 10^6$	3,37	150	810
R-143a	885	$1,620 \times 10^6$	1,52	77	279	$3,060 \times 10^6$	3,18	189	762
R-152a	873	$0,790 \times 10^6$	1,30	25	101	$1,610 \times 10^6$	1,46	52	225
R-E170	645	$0,780 \times 10^6$	1,26	16	81	$1,550 \times 10^6$	1,37	33	172
R-290	476	$1,220 \times 10^6$	1,32	27	134	$2,250 \times 10^6$	1,60	53	281
R-600	561	$0,330 \times 10^6$	1,14	8	32	$0,690 \times 10^6$	1,17	17	74
R-600a	538	$0,460 \times 10^6$	1,16	12	49	$0,930 \times 10^6$	1,21	24	106
R-1234yf	1054	$0,900 \times 10^6$	1,24	50	152	$1,760 \times 10^6$	1,49	108	343
R-1234ze(E)	1129	$0,670 \times 10^6$	1,19	35	106	$1,370 \times 10^6$	1,32	76	241
R-1270	488	$1,470 \times 10^6$	1,40	31	165	$2,690 \times 10^6$	1,83	64	352

NOTE For refrigerants for which the critical temperature is below the dew point temperature in condition A or condition B the vapour pressure at the critical temperature is used.

4.3.2 濃度計概要と取り付け位置

濃度測定用のセンサには、低濃度酸素濃度計を用いており、その濃度計の仕様を Table 3-1、そしてその外観を Fig. 3-7 に示す。また、濃度計の取り付け位置を Table 4-2 及び Fig. 4-7 に示す。濃度計は IEC 規格に規定されている 8 箇所と、室内の冷媒濃度分布を測定するための 6 箇所の計 14 箇所とした。後者の 6 個のセンサに関して、その取り付け地点を Group A、Group B と定義した。数値流体解析では、この 14 箇所の濃度の時間変化を計算し、実測値との比較を行う。

Table 4-2 Locations of oxygen concentration sensors [mm]

Group A		Group B	
9	(1900, 100, 5100)	12	(1900, 100, 2800)
10	(1900, 400, 5100)	13	(1900, 400, 2800)
11	(1900, 1000, 5100)	14	(1900, 1000, 2800)

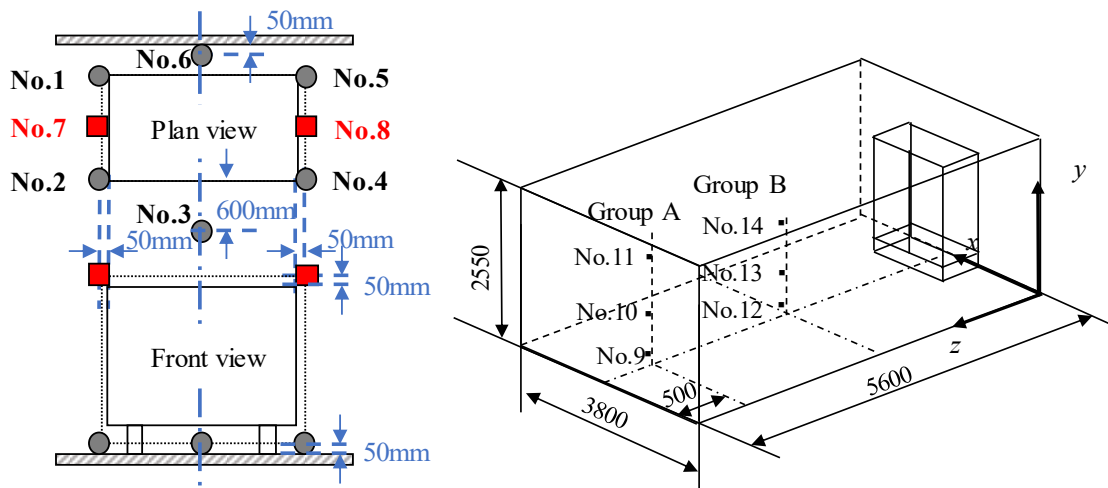


Fig. 4-7 Concentration measurement

4.3.3 その他試験装置

- ・マスフローコントローラー
3.3.3 項に記載。

- ・業務用ショーケース模型

冷媒は、Fig. 4-8 に示すような業務用ショーケース模型を作製し、室内に漏洩させている。実機は、棚をはじめとする障害物が多く存在し、内部構造が複雑となっている。そのため、模型の作製を行った。模型の本体は、プラスチック製の棒を組み、枠を作製した。その枠に断熱材を貼り付け、隙間はパテとシリコンボンドにて埋め込ん

でいる。また、機械室は下ユニットと上ユニットを取り外し可能な構造としている。扉には、アクチュエータを取り付け、扉の回転を制御するため、木材にて作製した。アクチュエータは Motor Run Yes 製の 300 mm ストローク、最高速度 100 mm/s のリニアアクチュエータを購入し、アルミフレームを組み、そこにアクチュエータの一端を、木製扉にもう一端を取り付けた。木製扉には、一端を本体と蝶番で取り付け、回転が行えるようにしている。また、全辺にマグネットパッキンを取り付け、本体にはマグネットシールを取り付けることにより、完全密閉となるような仕組みとしている。

また、冷媒の封入は Fig. 4-8 のような仕組みになっており、後方下部からホースをつなぎ、庫内へ冷媒を封入する。また、封入時に、封入分体積が増加するため、その分の空気を抜く必要がある。冷媒に使用する R744 は空気より密度が高いため、庫内下部に留まることから、上部から排出する。排出したガスは、室内に放出されないよう室外に放出する。また、庫内には、冷媒の攪拌用のファンを取り付けており、封入後電磁弁によって排出口を閉じ、庫内を攪拌し、冷媒が均一になるようにしている。

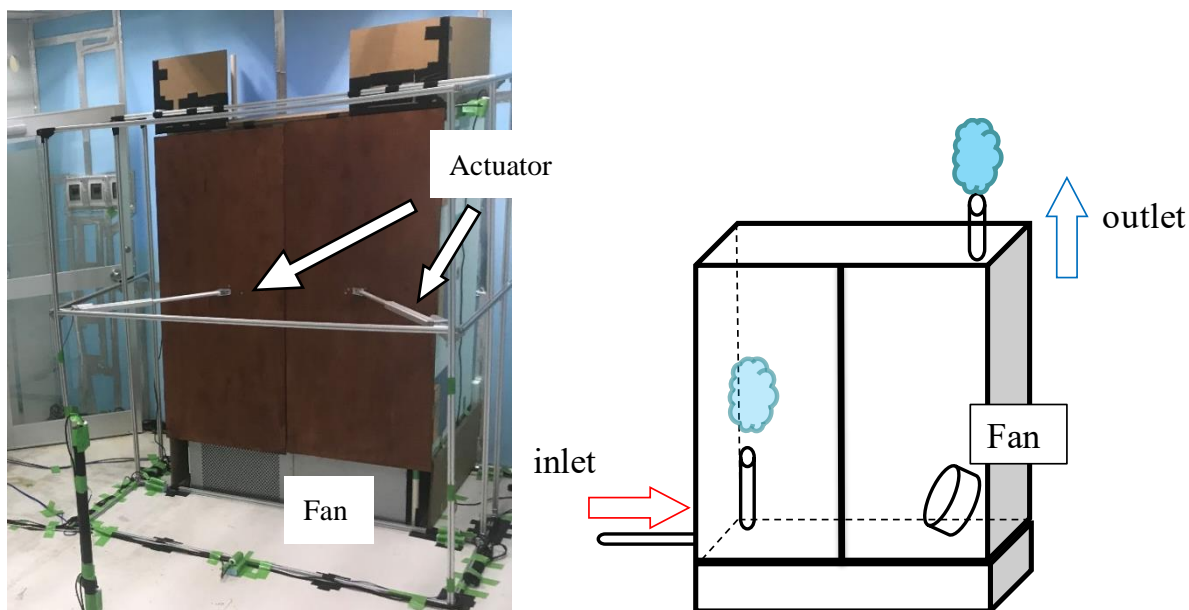


Fig. 4-8 Internal structure of showcase model

4.3.4 実験条件

実験条件については、Table 4-5 にまとめた。基準となる充填量は過去の研究や^{[24][47]}や国際規格^{[50][52]}を参考にした。IEC60335-2-89 の現在の規定では、可燃性冷媒を使用する冷凍サイクルには1つの冷凍サイクルあたり 150g を上限としており、これを超える場合は施設側の規格である ISO5149-1 が適用される。現在審議している改定案では、可燃性冷媒の最大冷媒充填量を LFL の 13 倍までとしている。R290 の場合、LFL が 0.038 kg/m³ なので、最大冷媒充填量は 494g となる。これらを踏まえ、本実験にて冷媒の漏洩量は 200～500 g とした。冷媒は家庭用エアコンの際と同様に、R744 で代替して行う。また、式(4-1)から算出した冷媒の封入時間も Table 4-5 に示している。

Table 4-5 Experimental conditions

No.	Refrigerant	Vent	Amount [g]	Refrigerant release time [min]
1			200	10
2	R744	exist	300	14
3			400	19
4			500	24

4.4 モデル妥当性

4.4.1 業務用ショーケース模型のリークチェック

モデルの妥当性試験を行うにあたり、実験に使用する業務用ショーケース模型が適正に使用できるか確認する必要がある。業務用ショーケース模型に関する事項は 3.3.5 項にまとめてあるが、完全密閉しておく必要がある。Fig. 4-9 には Table 4-5 に示す実験 No. 1 の実験中の室内の濃度分布について示す。縦軸には測定された酸素濃度から算出した R744 濃度を採り、横軸には時間を採っている。また、図中の 1~3 には実験行程を示しており、1)は電磁弁を開いた状態で冷媒を封入、2)は電磁弁を閉じた状態で庫内ファンを稼働し、攪拌している状態、3)は電磁弁を閉じ、庫内ファンを停止させ、スウィング扉を回転・解放させている状態である。凡例には各濃度センサの設置位置を示している。Fig. 4-9 からショーケース模型近傍の R744 濃度が若干上昇しているが、漏れは限定的であることが示された。また、行程 1)の過程での室外への冷媒の漏洩量を Fig. 4-10 にまとめた。測定方法は、排出口から外部に接続されているホースの先端に酸素濃度計を設置し、濃度を測定している。庫内の体積は一定であるため、封入体積と測定した濃度から冷媒量を算出した。排出されたガスは封入終了時に 0.00058 kg であり、封入冷媒の 0.11 %程度であることから、実証実験に大きな影響は及ばさないと考えられる。

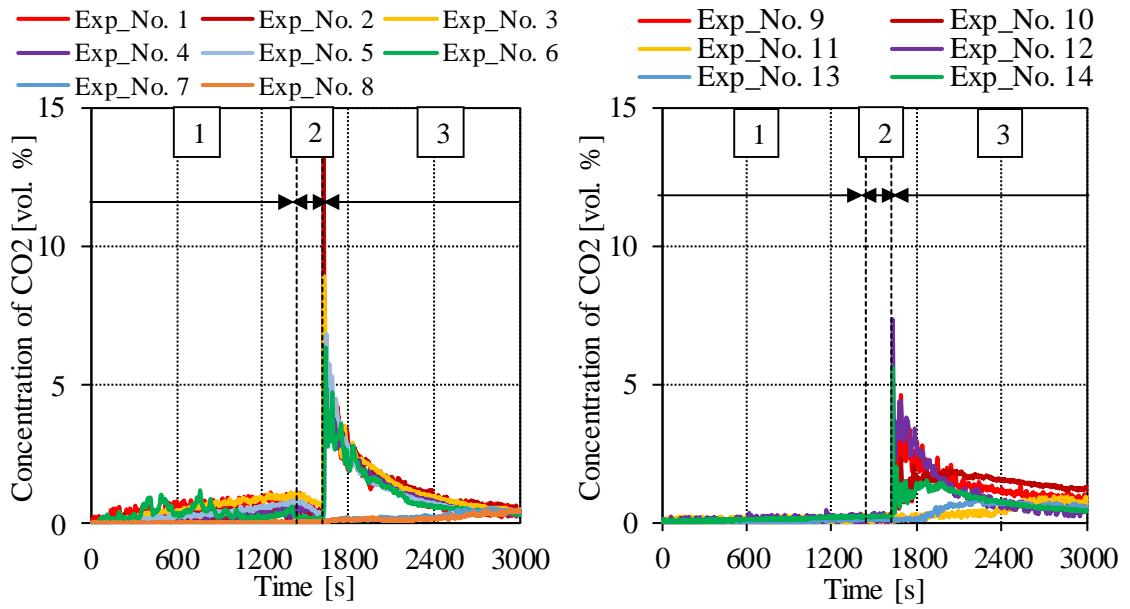


Fig. 4-9 Check for leakage from the model

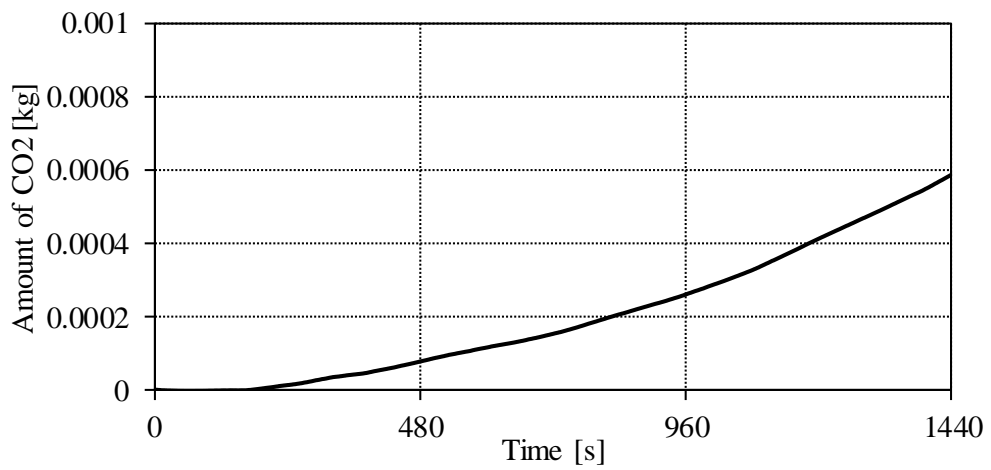


Fig. 4-10 Check for leakage from the model

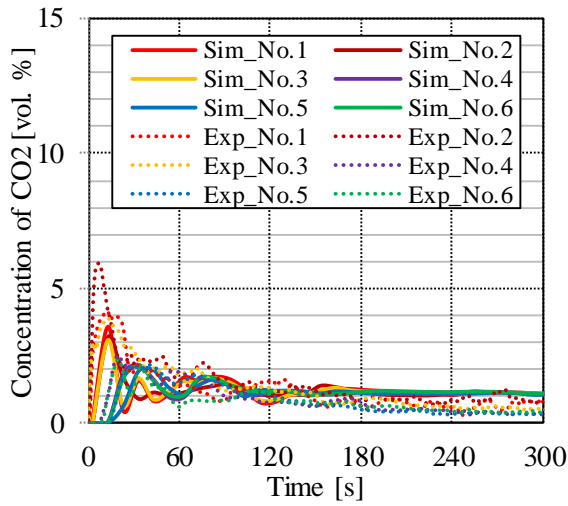
4.4.2 計算結果と濃度変化の比較

冷媒として R744 を採用し、排気口及びドア下隙間を解放した状態で測定した実測値と計算を比較した結果を Fig. 4-11～Fig. 4-113 に示す。縦軸には、冷媒濃度(R744 濃度)を採り、横軸には時間を採っている。測定点に関しては、Fig. 4-6 に示している通りである。

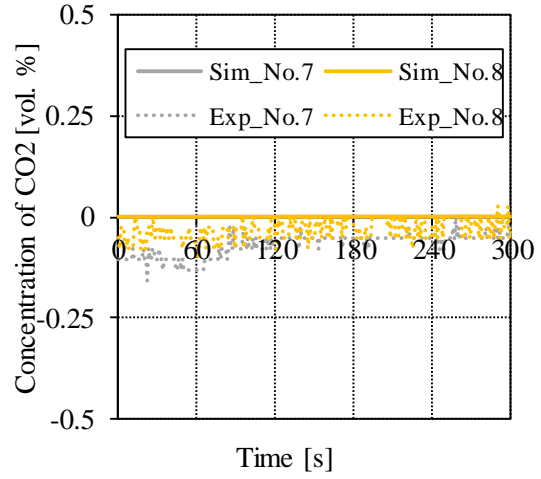
(a)及び(b)は IEC に規定している冷媒の測定箇所であるが、(a)に関しては一様に計算値と実測値の差が小さく、計算にて実験と同様の状況を概ね再現出来ていると思われる。扉回転時にすべての点、とりわけセンサ No.2 の濃度が急上昇し、扉が開いた後、濃度は上昇と下降を繰り返しながら徐々に逡減していく。(b)に関しては高地点計算値も測定値も非常に小さいことから、実験で使用しているセンサの測定精度では評価が難しいと考えられる。しかし、仮に実測値が正確に測定できていたとしても最大で 0.25 vol. %程度であることから No. 7 と No. 8 の結果に関しては無視してよいとも考えられる。

(c)及び(d)に関しては、独自で設定した室内の各点での測定結果であるが、計算値と実測値の大きな差は見受けられない。また、家庭用エアコンの実験の際も言及したが、冷媒の方が空気よりも密度が高いため、その密度差により部屋の下部に冷媒は滞留することが示されている。

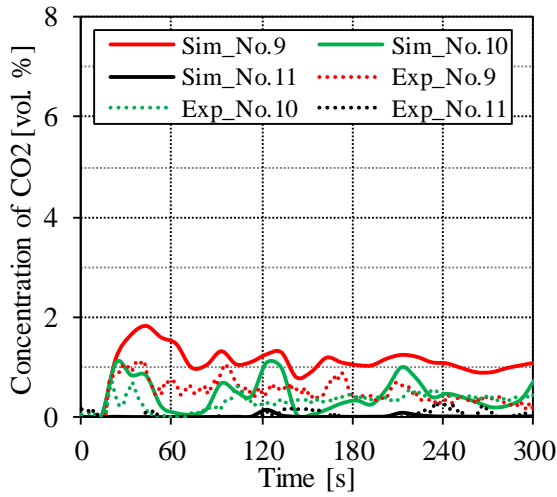
業務用ショーケースに関しては、室内にアクチュエータなどを取り付けるための障害物が実験では存在することや、扉のモーション等があるため壁掛けエアコンの結果と比較すると再現性は低いように思われるが、本報に掲載している条件以外の条件においても、同様に計算値と実測値において相関が取れていると考えられるため、計算モデルは一定の妥当性を有しているものと考えた。これらの結果から、実証実験による業務用ショーケースの計算手法に関しては一定の妥当性が示されたと考えられ、本研究においてはこれらの手法を用いて計算を行った。



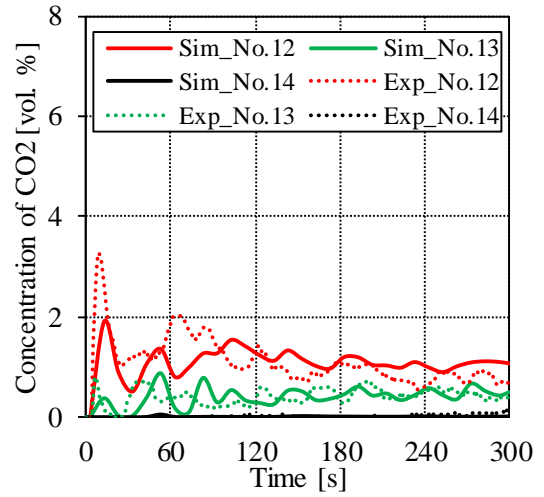
(a) Measurement points at No. 1~No. 6



(b) Measurement points at No.7, No. 8

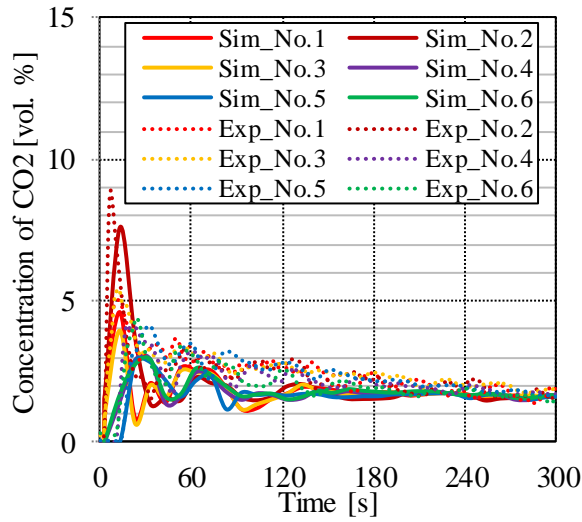


(c) Measurement points at No. 9~No. 11

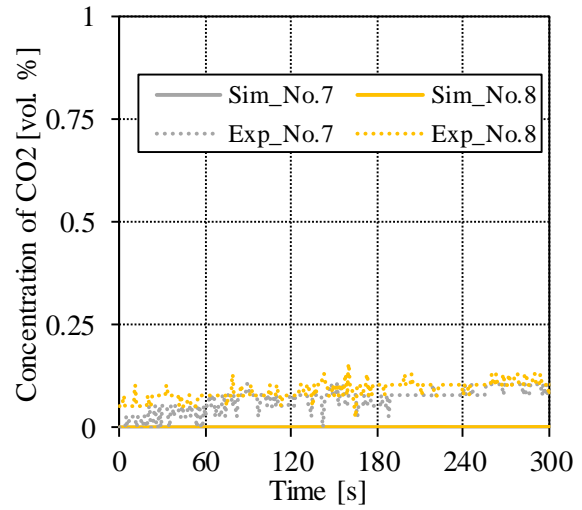


(d) Measurement points at No. 12~No. 14

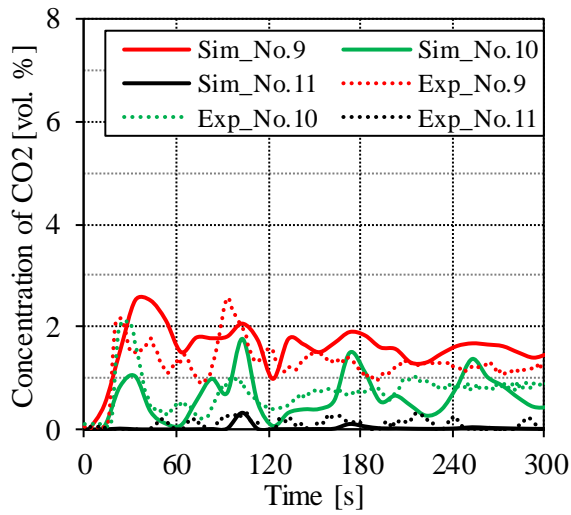
Fig. 4-11 Results of time change of concentration simulation and experiment (No.1)



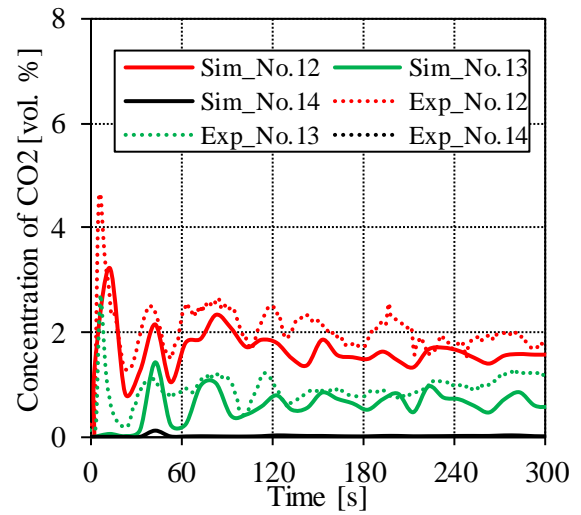
(a) Measurement points at No. 1~No. 6



(b) Measurement points at No.7, No. 8

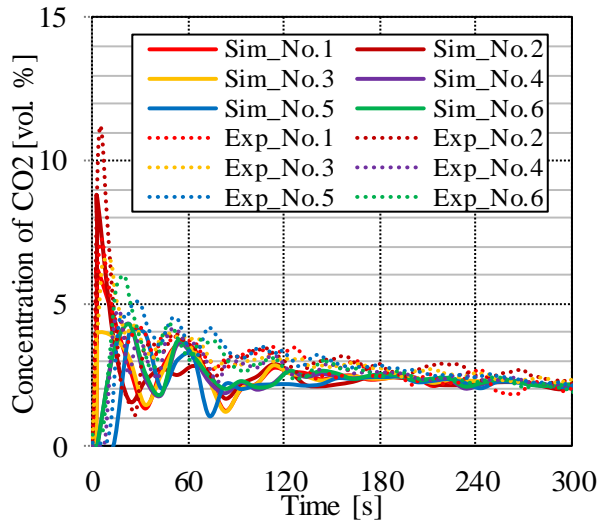


(c) Measurement points at No. 9~No. 11

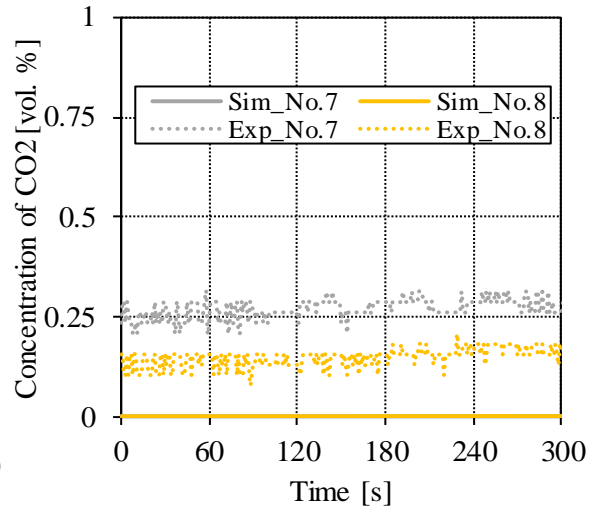


(d) Measurement points at No. 12~No. 14

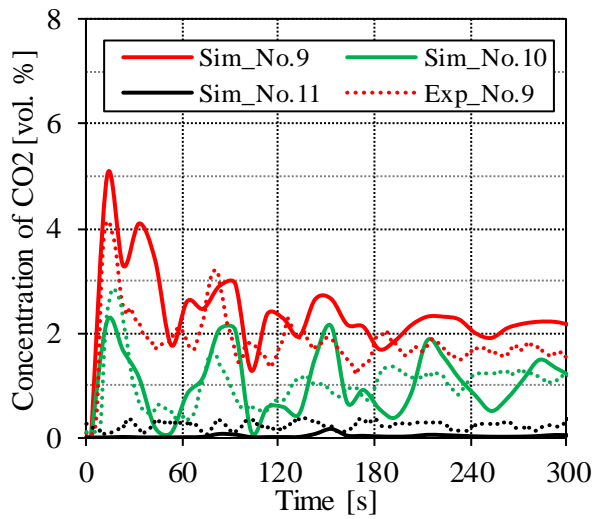
Fig. 4-12 Results of time change of concentration simulation and experiment (No.2)



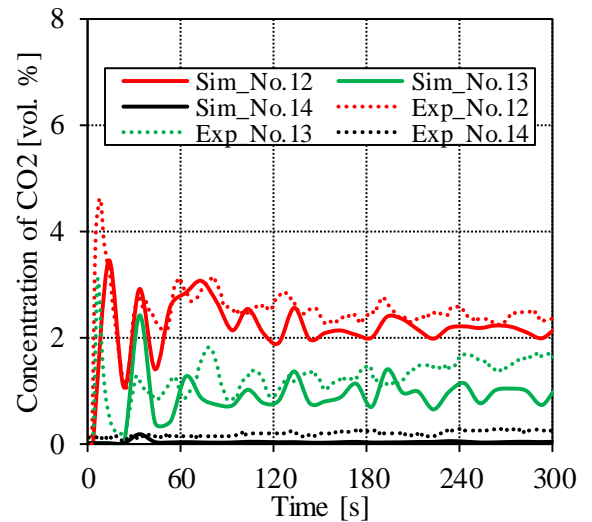
(a) Measurement points at No. 1~No. 6



(b) Measurement points at No.7, No. 8

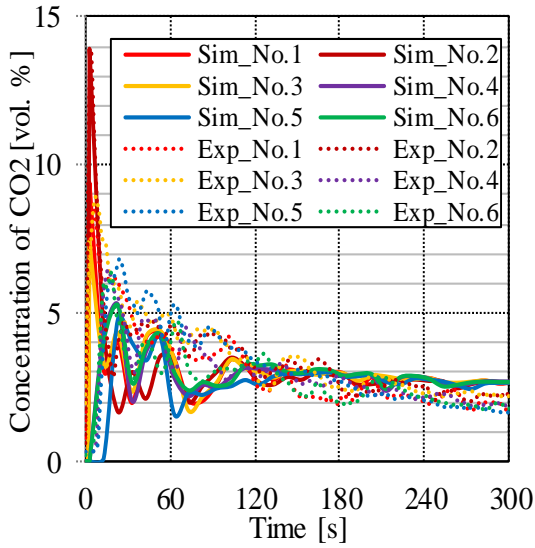


(c) Measurement points at No. 9~No. 11

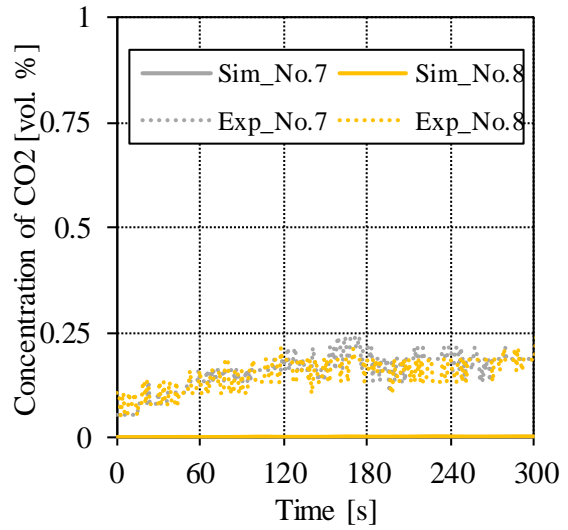


(d) Measurement points at No. 12~No. 14

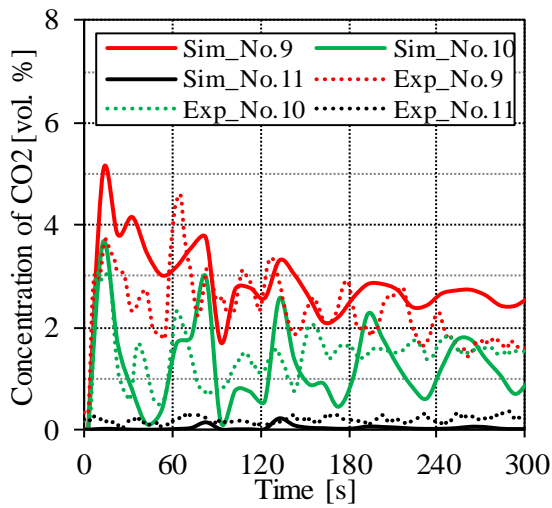
Fig. 4-13 Results of time change of concentration simulation and experiment (No.3)



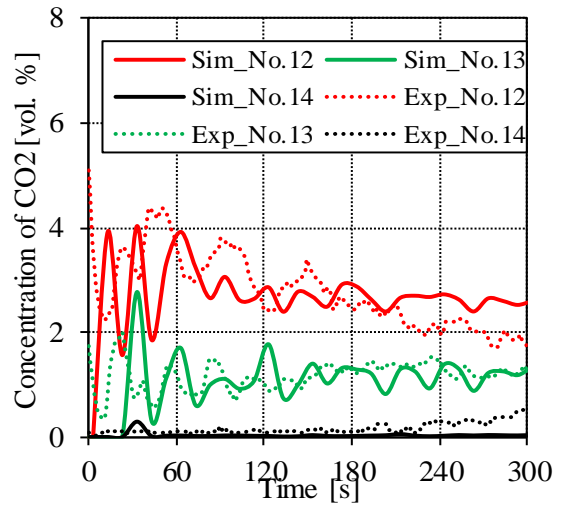
(a) Measurement points at No. 1~No. 6



(b) Measurement points at No.7, No. 8



(c) Measurement points at No. 9~No. 11



(d) Measurement points at No. 12~No. 14

Fig. 4-14 Results of time change of concentration simulation and experiment (No.4)

4.5 計算結果

4.5.1 計算による冷媒の流れの可視化

Fig. 4-15 には、 21.29 m^2 における R290 を 500 g 漏洩させた際の漏洩開始から 3 s までの 1 s 毎の冷媒濃度分布を示す。Fig. 4-14 には 13 s から 63 s までの 10 s 毎の冷媒濃度分布であり、Fig. 4-15 には漏洩後 2 min から 20 min までの各時刻での冷媒濃度分布を示している。

Fig. 4-15 では、扉が回転している時間帯である。0 s の時点では庫内に冷媒が充填された状態であり、扉の回転開始とともに庫内の冷媒が室内に放出される現象が再現されている。この際、冷媒は空気との密度差から下方に向かうが、扉の回転により流速が発生するため、完全真下には流れず、水平方向にも流れている。庫内の冷媒濃度も先述の影響を受け、上側から濃度が低下していく。

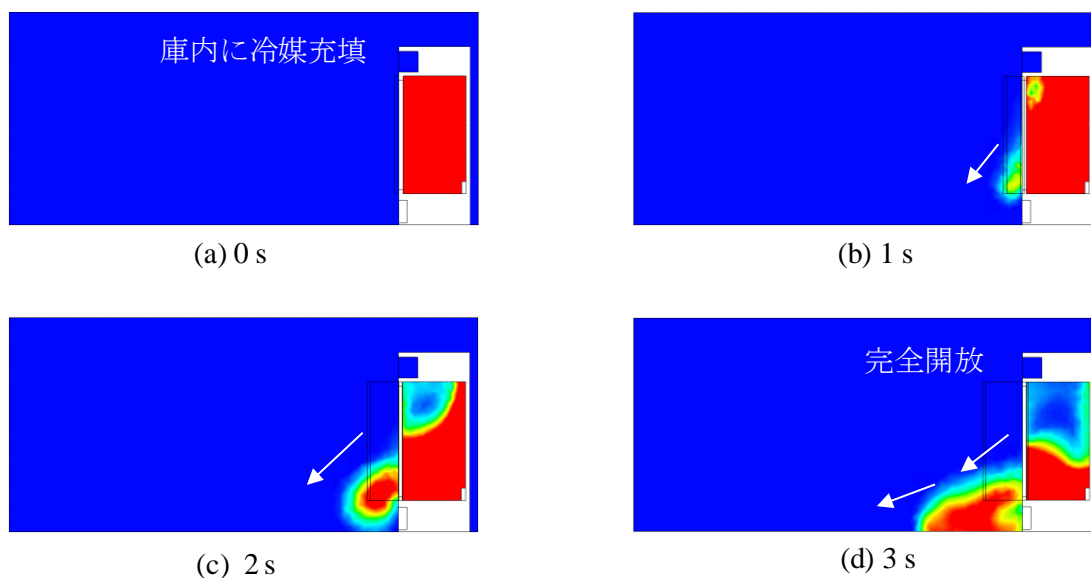


Fig. 4-15 Concentration distribution of showcase (0~3s)

Fig. 4-16 では床にぶつかったガスは流れの方向が水平方向に代わり、漏洩開始後 13 s 後には部屋の端に到達する。到達したガスは、ショーケース側の壁面へ巻き返していき、漏洩開始後 43 s 後にはショーケース側に到達する。その後、これらの流れを繰り返していき、流速が低下していくことからその波も次第に収まっていく。

4.4.2 項にて R744 の濃度分布を計算と実験により比較しているが、センサ取り付け位置 No. 9~No. 14 ではいずれの結果も濃度が振幅し、徐々に収まっていく過程が示された。これらの事象は、このような冷媒の流れによるものと考えられ、扉回転直後は同一地点でも時間によって濃度変化が激しく生じる。

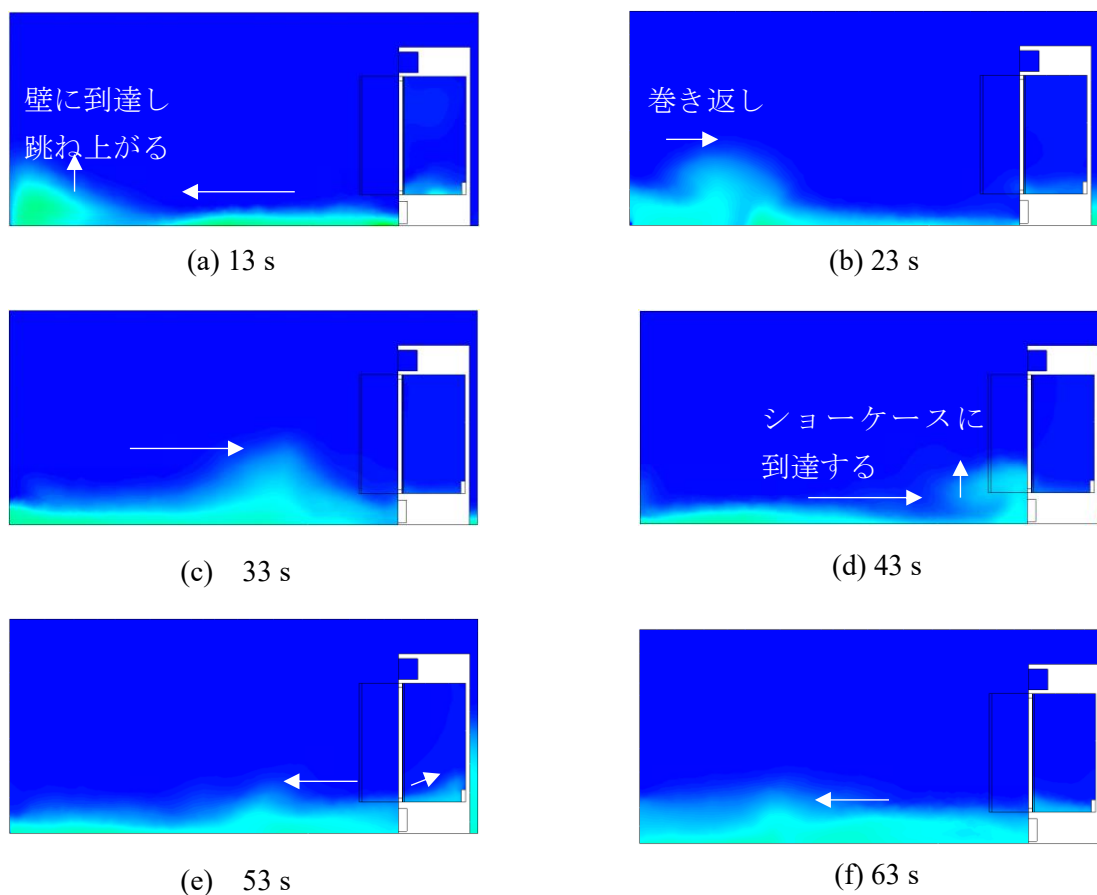


Fig. 4-16 Concentration distribution of showcase (13~63s)

Fig. 4-17 では冷媒の流れが次第に収まっていく過程が示された。漏洩開始後 10 min 後には室内の流速が概ね収まっており、高さ方向の濃度分布が概ね均一になっている。20 min では可燃体積は消滅しており、室内の冷媒濃度も 10 min に比べ低下していることが示された。しかし、部屋の上部の冷媒濃度は漏洩開始後ほぼ変わっていないことから、拡散の影響は極めて限定的と推察され、扉回転時に室内に生じる流速による対流と、ドア下隙間と排気口による換気が冷媒の濃度低下に与える影響が大きいものと推察される。

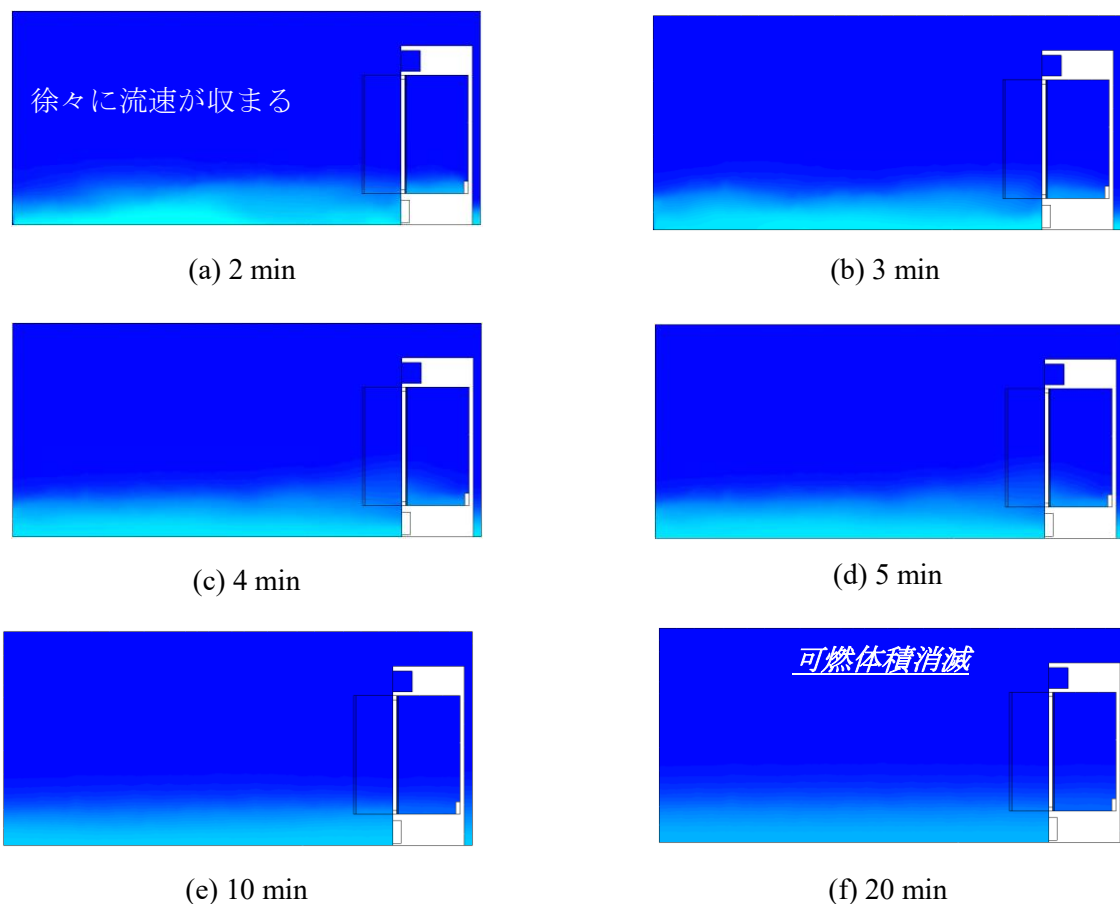


Fig. 4-17 Concentration distribution of showcase (123~1203s)

4.5.2 可燃体積の時間変化

Fig. 4-18 には部屋面積 21.29 m^2 における R290 の漏洩量ごとの可燃体積の時間変化をまとめたものを示す。縦軸に可燃体積を採り、横軸には時間を採っている。図から、冷媒漏洩量の増加につれ、可燃体積と可燃体積の消滅時間が拡大することが確認できる。可燃体積の最大値はスウィング扉が 60° 開いた 3 s 付近であり、その後は時間経過につれ可燃体積は減少していく。Fig. 3-28 の壁掛けエアコンの結果と比較すると同一面積、同一漏洩量での最大可燃体積、可燃体積の消滅時間は大きくなることが分かった。

また、Table 4-6 には部屋面積 21.29 m^2 における R290 の漏洩量毎の可燃体積の時間積分値と可燃体積の消滅時間をまとめた。

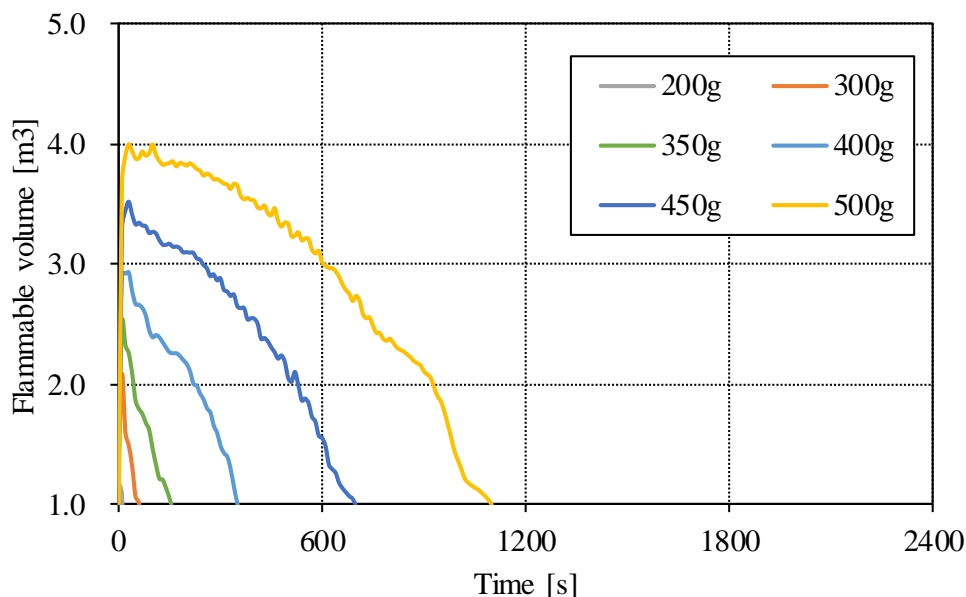


Fig. 4-18 Flammable volume variation (R290, A=21.29 m²)

Table 4-6 Space-time product of flammable gas and presence time (R290, A=21.29 m²)

Amount of R290 [kg]	0.2	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5
$\sum V_{FL} \cdot t$ [m ³ ·min]	6.5	8.4	11.4	19.7	31.4	55.6
Presence time [min]	0.7	2.4	4.2	7.6	13.4	19.3

Fig. 4-19 には部屋面積 15 m²における R290 の漏洩量ごとの可燃体積の時間変化をまとめたものを示す。先の結果と比較すると、本結果は床面積が縮小したことにより、全体的に可燃体積と可燃体積の消滅時間が増加していることが示された。最大可燃体積に関しては、若干本結果の方が高い数値を示しているが、ほぼ同様の結果であることから、面積の縮小は可燃体積の低下にかかる時間に及ぼす影響が大きいことが考えられる。また、Fig. 3-26 の壁掛けエアコンの結果と比較すると床面積 21.29 m²と同様に、同一面積、同一漏洩量での最大可燃体積、可燃体積の消滅時間は大きくなることが分かった。

また、Table 4-7 には部屋面積 15 m²における R290 の漏洩量毎の可燃体積の時間積分値と可燃体積の消滅時間をまとめた。先の結果と比較すると、可燃体積と可燃体積の時間積分値とともに、漏洩量が 0.2 kg では概ね数値は一致している。0.3 kg では、床面積 21.29 m²の際の 0.35 kg と 0.4 kg の中間程度、0.35 kg では床面積 21.29 m²の際の 0.45 kg 程度、0.4 kg では床面積 21.29 m²の際の 0.5 kg より高いという結果となった。

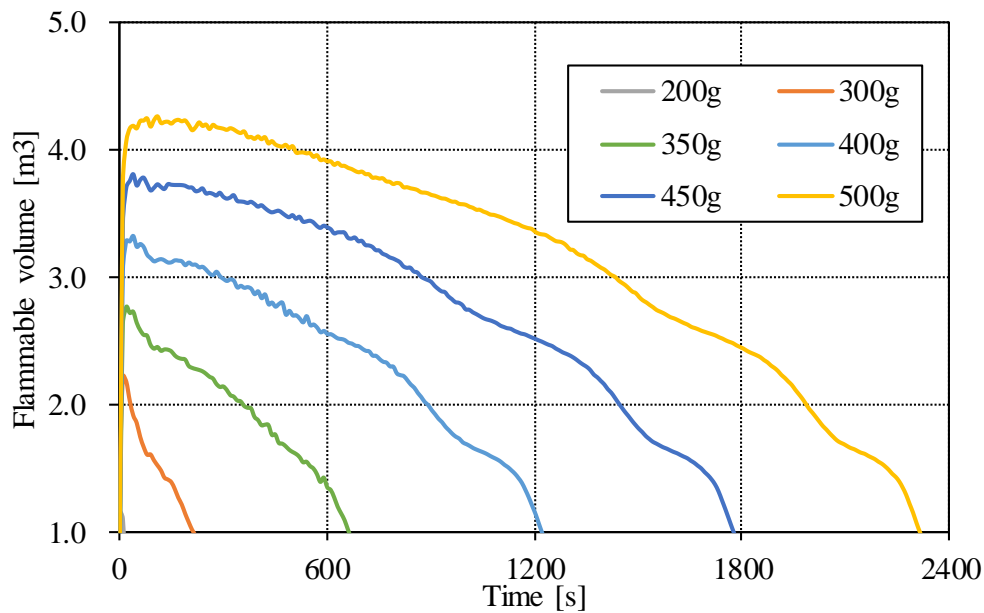


Fig. 4-19 Flammable volume variation (R290, A=15 m²)

Table 4-7 Space-time product of flammable gas and presence time (R290, A=15 m²)

Amount of R290 [kg]	0.2	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5
$\sum V_{FL} \cdot t$ [m ³ ·min]	6.5	12.9	24.6	52.0	90.2	124.2
Presence time [min]	0.7	5.7	13.7	23.4	32.6	41.6

Fig. 4-20 には部屋面積 30 m²における R290 の漏洩量ごとの可燃体積の時間変化をまとめたものを示す. 先の結果と比較すると, 本結果は床面積が拡大したことにより, 全体的に可燃体積と可燃体積の消滅時間が低下していることが示された. 最大可燃体積に関しては, 15 m²及び 21.29 m²と比較しても概ね同量であるが, 床面積の拡大によって可燃体積の消滅時間が大幅に低下することが示された.

また, Table 4-8 には部屋面積 30 m²における R290 の漏洩量毎の可燃体積の時間積分値と可燃体積の消滅時間をまとめた. 漏洩量が 0.2 kg での可燃体積の消滅時間は, 15 m²及び 21.29 m²と比較しても概ね一致していることから, 漏洩量が少ない場合, 床面積の影響を受けにくい傾向にあり, 漏洩量が多い場合床面積の影響を大きく受けることが示された.

Fig. 4-21 には 15 m², 21.29 m², 30 m²それぞれの可燃体積の時間積分値及び可燃体積の消滅時間と冷媒漏洩量との関係をまとめたものを示す. 図中の○は Table 4-6~Table 4-8 に示す各数値, 実線は近似式である. これらから冷媒漏洩量 m 及び床面積 A と可燃体積の時間積分値 $\int V_{FL} dt$ の相関と冷媒漏洩量 m 及び床面積 A と可燃体積の消滅時間 t_{pre} の相関を見出すことができ, それらの回帰方程式を式(4-3)及び式(4-4)にまとめた.

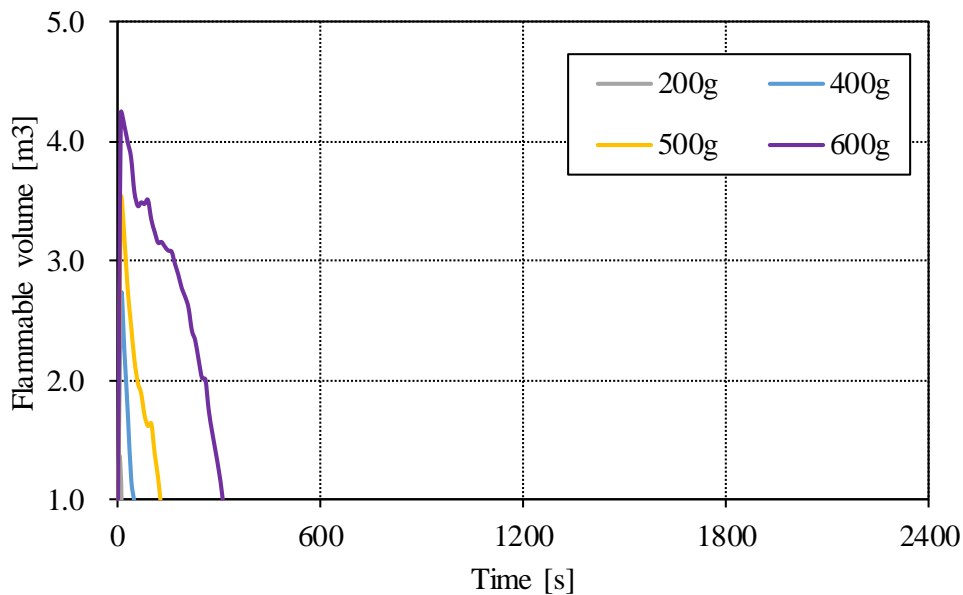


Fig. 4-20 Flammable volume variation (R290, A=30 m²)

Table 4-8 Space-time product of flammable gas and presence time (R290, A=30 m²)

Amount of R290 [kg]	0.2	0.4	0.5	0.6
$\int V_{FL} dt$ [m ³ ·min]	0.9	3.9	6.4	15.8
Presence time [min]	0.7	1.9	3.4	6.4

$$\int V_{FL} dt = (5.5 \times 10^4 e^{-1.7A}) \times e^{5m} \quad (4-3)$$

$$t_{pre} = (5.5 \times 10^3 e^{-1.7A}) \times e^{3.5m} \quad (4-4)$$

上記の式から得られる各漏洩量における算出値と計算値の相関係数 R は、図中に示しており、回帰方程式と計算結果の相関が非常に高いことが示された。これらの式は、面積毎に漏洩量と可燃体積の時間積分値及び漏洩量と可燃体積の消滅時間をまとめ、指数関数により近似した。この際、指数部は全面積でほぼ同値であったことから、それぞれ一定の値にした。また、係数部 (式(4-3)及び式(4-4)のカッコ部) は面積と可燃体積の時間積分値及び床面積と可燃体積の消滅時間の関係からまとめ、指数関数により近似し、係数部が得られた。

同一面積、同一漏洩量における壁掛けエアコンとの比較に関しては、先述した通りだが、可燃体積の時間積分値に関しても自明だが、壁掛けエアコンに比べ高い数値を示している。よって、業務用ショーケースにおける可燃性冷媒の使用は、家庭用エアコン以上にリスクが伴うことが予想され、リスク低減に向けた対策が必須である。

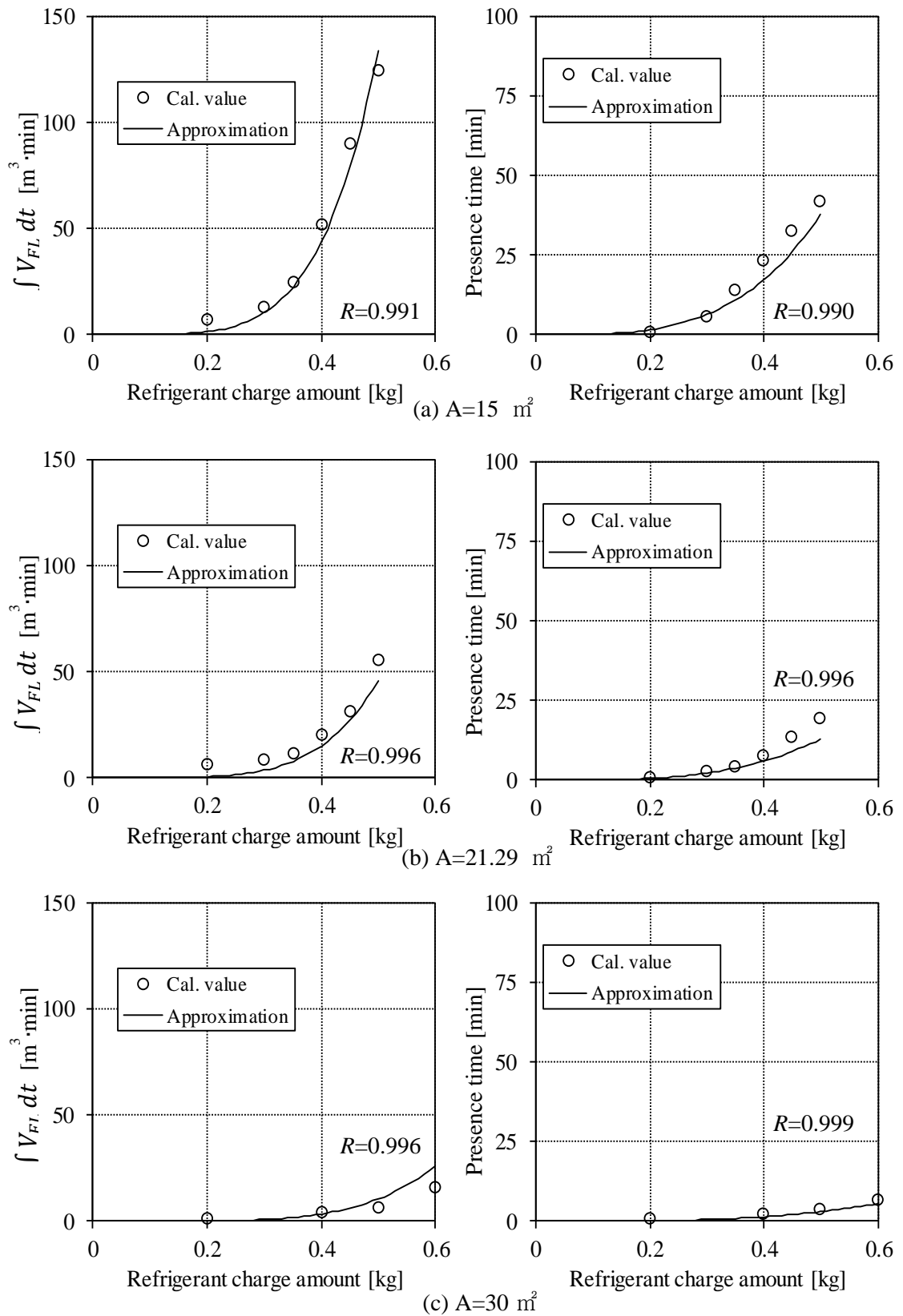


Fig. 4-21 Correlation between refrigerant leakage amount and space-time product of flammable gas / presence time

4.5.3 計算結果と国際規格との比較

リスク評価を行うにあたり、国際規格との比較が重要である。業務用ショーケースに関する事項は、家庭用エアコンと同様、主に IEC により規格化されており、IEC60335-2-89 に規格化されている。可燃性冷媒の充填量に関する一部事項は 4.3.4 項にて言及したが、現状 150 g 以内とされているが、LFL の 13 倍、質量換算すると 494 g までの引き延ばしを検討している状況である。

現状、150 g 以上の冷媒の充填に関しては IEC60335-2-89 には「Fig. 4-7 の No. 1~No. 8 のどの測定点においても、5 分を超える期間において LFL の 50% の濃度を超えてはならない。」という記載がある。この記載を基に、床面積 21.28 m² の冷媒量毎の測定点 No. 1~No. 8 の濃度分布に関しての評価を行い、まとめたものを Fig. 4-22 に示す。縦軸には R290 濃度を採り、横軸には時間を採っている。また、図中には 5 min (300 s) と LFL の 50% の濃度を記した。図から、漏洩量が 300 g~500 g のとき、漏洩開始から 5 min 後 LFL の 50% を No. 1~No. 6 の測定点で上回っている。それに対し、漏洩量が 200 g のとき、No. 1~No. 6 は LFL の 50% 近傍の値を示している。これらの結果を踏まえると、安全率等を考慮した場合、可燃性冷媒の充填量の現状規定である 150 g は妥当な指標であるとも考えられる。

また、一方で可燃性冷媒使用時の最小床面積を算出する式(4-3)が規定されている。

$$A_{min} = \frac{m}{0.25 \times 2.2 \times LFL} \quad (4-5)$$

式(4-3)にて最小床面積を定数とした際に、最大充填量に関する式に変換すると

$$m_{max} = 0.25 \times 2.2 \times LFL \times A \quad (4-6)$$

とすることができる。本式を適用すると、床面積が 21.29 m² のとき 445 g、床面積が 15 m² のとき 314 g とされる。

このように現状、業務用ショーケースにおいて可燃性冷媒を使用する際の最大充填量に関する規定は明確なものがない。また、1 章で言及したように計算の妥当性を実証実験をもとに行われているものが見受けられず、定量的なリスク評価が行えていないものと考えられる。

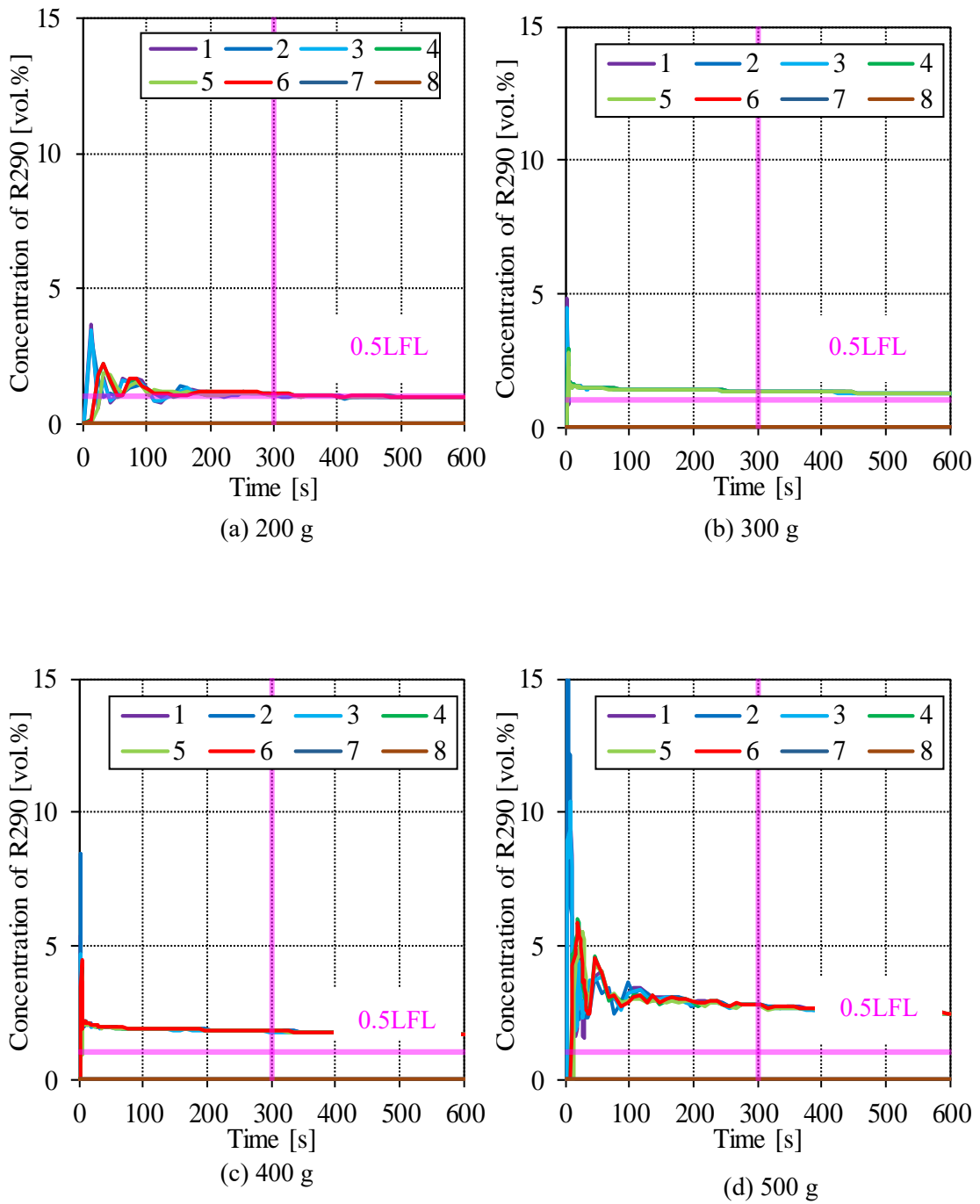


Fig. 4-22 Results of time change of concentration simulation and experiment
(R290, A=21.29 m²)

4.5.4 機械室ファンの効果

前項にて、業務用ショーケースの国際規格に関する課題について言及した。また、4.5.2 項にて、業務用ショーケースは壁掛けエアコンの結果と比較すると同一面積、同一漏洩量での燃焼リスクが高いことが示唆された。そこで、ファンによる攪拌の効果について検討する。家庭用エアコンにおいても、壁掛けエアコン及び床置きエアコンにおいてファンの稼働が燃焼リスクを大幅に低減できることが確認され、その有用性が確認された。本項では、業務用ショーケースにおいても同様のアプローチを試みた。業務用ショーケースはファンの設置個所は上下2箇所が想定されるため、上ユニット下ユニット双方を対象とした。床面積 21.29 m^2 にて、R290 における漏洩量 500 g の際の可燃体積の時間変化を Fig. 4-23 に示す。また、下ユニットの可燃体積の時間積分値に関する結果と可燃体積消滅時間の結果を Fig. 4-22 に、上ユニットの可燃体積の時間積分値に関する結果と可燃体積消滅時間の結果を Fig. 4-24 に示す。縦軸は、可燃体積の時間積分値と可燃体積消滅時間を採り、横軸にはファンの流速を採っている。図中には計算結果から導出した回帰方程式と相関係数 R を示している。

下ユニットに関しては、流速 $v < 2.5\text{ m/s}$ の際の可燃体積の時間積分値、可燃体積消滅時間の減少率が非常に大きいことが示されている。それに対して、上ユニットの $v < 2.5\text{ m/s}$ の際のファン風速と可燃体積の時間積分値及び可燃体積消滅時間の減少率は概ね一定であり、線形近似も十分可能である。 $v > 2.5\text{ m/s}$ に関しては下ユニット及び上ユニットで可燃体積の時間積分値と可燃体積消滅時間に関して、大きな差異は見受けられなかった。これらの結果から、燃焼リスクの低減には下ユニットにおけるファンの効果の方が高いことが示唆された。実際、冷媒濃度は下部の方が高いため、可燃体積は下部に滞留することがこれまでの研究結果から示されており、これらの結果は想定の内であるといえる。

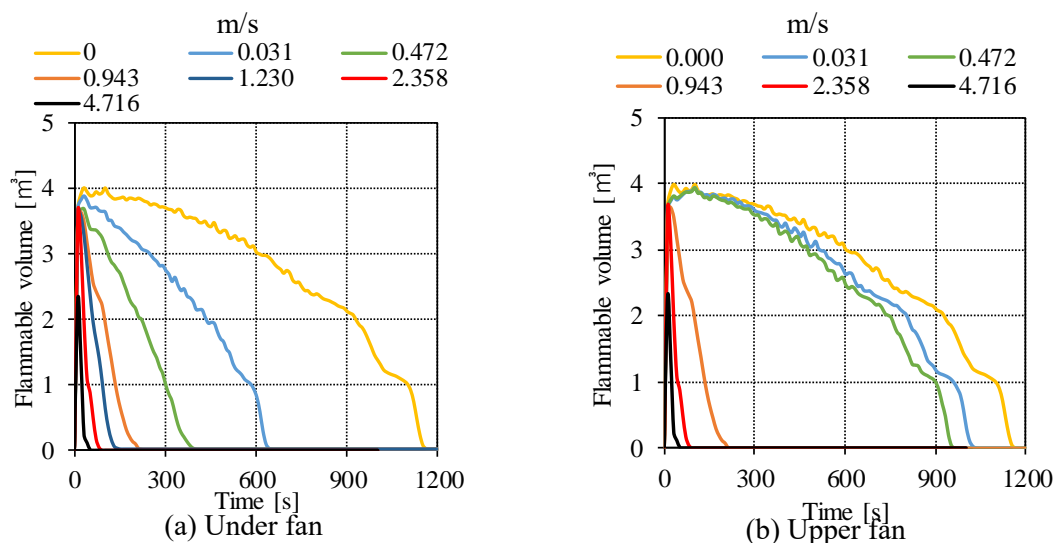


Fig. 4-21 Flammable volume variation

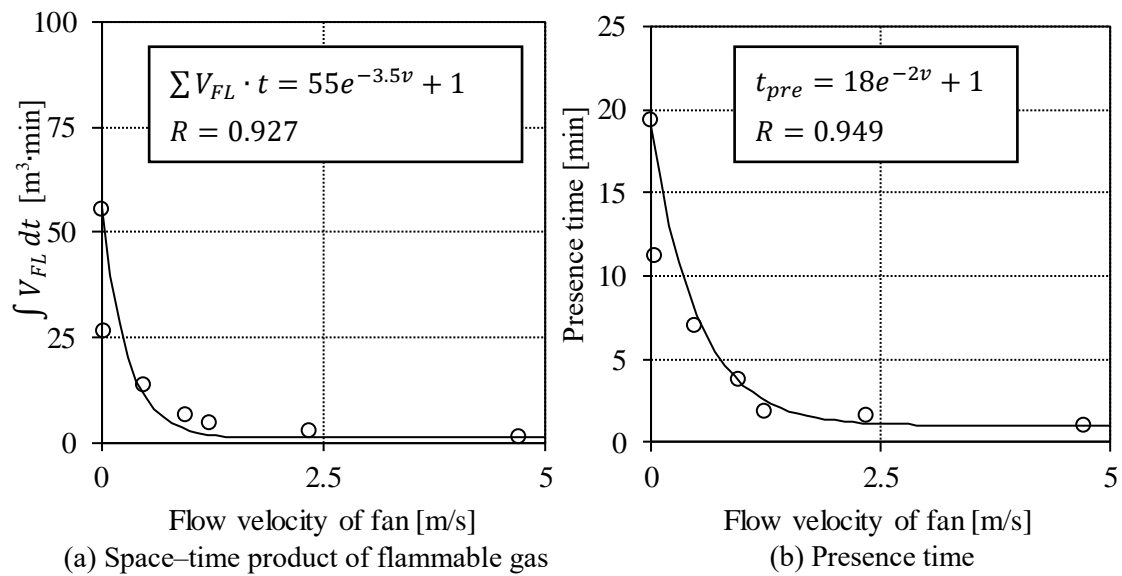


Fig. 4-23 Effect of under fan of showcase

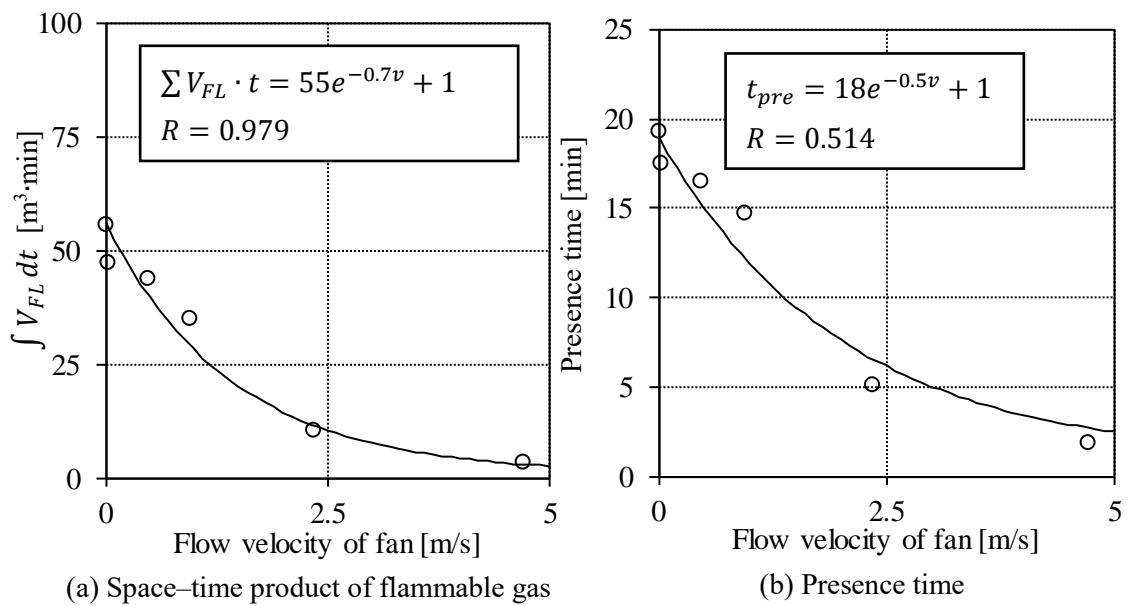


Fig. 4-24 Effect of upper fan of showcase

第5章 結論

5.1 研究結果

家庭用エアコン及び業務用ショーケースの次世代冷媒の候補とされている R290 が室内に漏洩した際のリスクアセスメントをする為の、数値流体解析による評価手法の信頼性評価と可燃体積の時間積分値の計算を行った。本研究から得られた知見を以下に示す。

➤ 壁掛けエアコン

- 1) 本研究にて用いた数値流体解析手法は、R744 及び R32 を用いて行った冷媒漏洩実験の結果の比較から非常に濃度分布の再現性が高いことが示され、計算手法の有用性が確認された。
- 2) R290 の計算結果から、可燃濃度域が床面に蓄積する漏洩量の際、室内の流速が収まるまでは対流により室内で波のようにガスが壁間を移動し、濃度差が小さくなる。その後対流が収まると、可燃体積は床面に広がり、濃度差もおおむね一定で蓄積する。排気口とドア下隙間による換気の影響ではほぼ一定のペースで可燃体積は減少していく。一方、可燃濃度域が床面に蓄積しない漏洩量の際、可燃濃度域は吹出口直下のみ存在し、室内の対流によって攪拌される。
- 3) R32 の計算結果から、限界漏洩量を超えた場合の消滅時間は、R290 と比較すると短くなることが示された。これは、可燃濃度域が床面に広がりにくいことが影響している。
- 4) ファンの稼働により、ファン稼働時の最大充填量に関する規格(式(3-6))にて安全に運用できる可能性が示唆された。

➤ 床置きエアコン

- 1) R290 及び R32 にて計算を行ったが、壁掛けエアコンと異なり床面積及び冷媒漏洩量と可燃体積との明確な相関が見受けられなかった。
- 2) ファンの稼働により、ファン稼働時の最大充填量に関する規格(式(3-6))にて安全に運用できる可能性が示唆されたのは、壁掛けエアコンと同様だが、漏洩量が多くなる床面積の広い範囲で一部可燃体積が局所的に発生することが示された。

➤ 業務用ショーケース

- 1) 本研究にて用いた数値流体解析手法は、R744 を用いて行った冷媒漏洩実験の結果の比較から濃度分布の再現性が高いことが示され、計算手法の有用性が確認された。
- 2) 計算により可燃体積の時間積分値と可燃体積の消滅時間について調査したが、

漏洩量が少ない場合、床面積の影響を受けにくい傾向にあり、漏洩量が多い場合床面積の影響を大きく受けることが示された。また、計算結果から回帰方程式を導出し、床面積及び漏洩量と可燃体積の時間積分値、床面積及び漏洩量と可燃体積の消滅時間の強い相関が示された。

- 3) 機械室ファンの効果を検討し、上ユニット及び下ユニットの風速と可燃体積の時間積分値と可燃体積の消滅時間の関係をまとめた。ファンの稼働により室内での着火リスクを大きく低減できる可能性が示唆された。また、それらの結果からファン風速と可燃体積の時間積分値、ファン風速と可燃体積の消滅時間の回帰方程式を導出した。これらの回帰方程式はリスク回避のためのファン使用時における風速選定にあたり、有用性の高いデータになるものと考えられる。

5.2 今後の方針

強燃性冷媒である R290 が本研究で対象としている 3 つの冷凍空調機器に採用される日が近い将来に来るものと考えられる。1 章で言及したように、フロン排出抑制法が日本では施行されており、2029 年に向け研究が加速されている。本研究の結果を踏まえ、強燃性冷媒を各機器に採用する際の課題と今後の方針について以下に示す。

➤ 壁掛けエアコン

壁掛けエアコンに関しては、今後国際規格の改訂等が行われるものと考えられるが、そこに向け、より詳細なデータの取得と、安全性評価を行っていく必要がある。

➤ 床置きエアコン

床置きエアコンに関しては、壁掛けエアコンに対して強燃性冷媒使用時の安全性が低いことが示唆された。そのため、ファンの使用等の安全の回避法の検討や、その際の定量的な安全性評価が重要である。今後も、一層それらの取り組みを行っていく必要がある。

➤ 業務用ショーケース

業務用ショーケースに関しては、家庭用エアコンと比較して国際規格上で強燃性冷媒の充填量等の記載がなされていない。本研究においては、可燃体積の時間積分値及び可燃時間消滅時間等と床面積及び冷媒漏洩量との相関を探求したが、これらの取り組みを今後も続け、より多くの条件での計算を行っていく必要がある。

参考文献

- [1] J. Farman et al., “Large losses of total ozone in Antarctica reveals seasonal ClO_x/NO_x interaction”, *Nature*, 315, (1985), p. 207-210.
- [2] Montreal protocol, 1987. Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer. United Nations (UN), New York, NY, USA (1987 with subsequent amendments).
- [3] United Nations Environmental Programme, Handbook for the Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer, Eighth edition, The United Nations Ozone Secretariat, Nairobi, Kenya, (2009).
- [4] M. Hu et al., “Experimental and numerical simulation analysis of R-290 air conditioner leak”, *Int. J. Ref.*, 90, (2018), p.163-167.
- [5] Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change, United Nations (UN), New York, NY, USA (1997).
- [6] 飛原英治, “冷凍空調用冷媒をめぐる最近の状況と展望”, 日本冷凍空調学会 関東地区事業推進会 最新の冷媒問題への対応と展望 2019, (2019).
- [7] 阿部正道, “フロン対策に関する NEDO の研究開発について”, 2019 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, (2019), p.1-24.
- [8] 酒井猛, “冷凍空調機器用冷媒に関する規制動向について”, 2019 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, (2019), C131.
- [9] 環境省 経済産業省, “フロン類の使用の合理化及び管理の適正化に関する法律の一部を改正する法律案 参考資料”, (2019).
- [10] 梶原秀夫, “リスクトレードオフを考慮した次世代低 GWP 冷媒の選定 —R-1234yf に対するリスクトレードオフ評価—”, *Synthesiology*, Vol. 6, No. 4, (2013). P.209-218.
- [11] The Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers, “Risk Assessment of Mildly Flammable Refrigerants Final Report 2016”, (2017).
- [12] K. Takizawa et al., “FLAMMABILITY PROPERTIES OF 2L REFRIGERANTS”, *The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2012*, (2012).
- [13] 日本フルオロカーボン協会, “特定フロン (CFC/HCFC) およびフルオロカーボン類の環境・安全データ一覧表”, <http://www.jfma.org/database/table.html>, (2019.12.4).
- [14] ISO817, “Refrigerants—Designation and safety classification”, *International Organization for Standardization*, (2014).
- [15] 服部達仁, “微燃性冷媒の漏えいシミュレーションに関する研究”, 東京大学大学院新領域創生科学研究科人間環境学専攻修士論文, (2013).
- [16] 玉井翔, “可燃性冷媒の室内漏洩時の濃度拡散に関する研究”, 東京大学大学院新領域創生科学研究科人間環境学専攻修士論文, (2018).
- [17] A. Baba, et al., “Study on risk assessment of air conditioner using R290”, *The 25th IIR*

- International congress of refrigeration, Montreal, Canada, (2019).
- [18] D. Colbourne, et al., “Equipment design and installation features to disperse refrigerant releases in rooms–part I: experiments and analysis”, *International journal refrigerant*, (2003),26, p. 667-673.
- [19] W. Tang et al., “The experiment study of R290 mass distribution and indoor leakage of 2 HP and 3HP split household air conditioner”, *International journal of refrigeration* 100, (2019), p. 246-254.
- [20] W. Tang et al., “Assessment of leakage and risk reduction of R290 in a split type household air conditioner”, *International journal of refrigeration*, (2018), 89, p. 70-82.
- [21] 服部ら, “室内空間における冷媒漏洩濃度実測と数値解析手法の確立”, *日本冷凍空調学会論文集*, (2016), Vol. 33, No. 2, p.133-142.
- [22] K. Hattori, et al., “Numerical method on predicting distribution of leaked refrigerant in indoor space and its experimental observation”, *The 24th IIR International Congress of Refrigeration*, Yokohama, Japan, (2015), p. 4782-4789.
- [23] W. Jin et al., “Experimental study on ventilation effect on concentration distribution of R32 leaking from floor type air conditioner”, *Energy procedia*, (2017), 105, p.4627-4634.
- [24] K. Yamashita, et al., “Study on method ensuring safety of built-in refrigerated display cabinet using R290”, *The 25th IIR International congress of refrigeration*, Montreal, Canada, (2019).
- [25] T. Imamura, et al., “Experimental evaluation of the possibility of ignition and flame propagation in accumulated difluoromethane (R32) from a kerosene cigarette lighter”, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, (2016), p.29-31.
- [26] 今村友彦ら, “微粘性冷媒搭載空調機器と化石燃料系暖房の同時使用におけるフィジカルハザード評価”, *日本冷凍空調学会論*, (2012), Vol. 29, No. 4..
- [27] K. Takizawa, “Study on Minimum Ignition Energy of Mildly Flammable Refrigerant”, *AIST*, (2011).
- [28] T. Higashi, et al., “Diesel combustion of oil and refrigerant mixture during pump-down of air conditioners”, *International journal of refrigeration*, (2017), 75, p.300-310.
- [29] X. Wu, et al., “State of the art on the flammability of hydrofluoroolefin (HFO) refrigerants”, *International journal of refrigeration*, (2019), 108, p. 209-223.
- [30] 日本冷凍空調学会, “次世代冷媒に関する調査委員会 「次世代冷媒・冷凍空調技術の基本性能・最適化・評価手法および安全性・リスク評価」平成30年度プログレスレポート”, (2019), 分冊 第2部 次世代冷媒の安全性・リスク評価 (WGII) の進捗.
- [31] Mitsubishi Research Institute, “Heisei 20 FY2007 energy use streamlining promotion infrastructure development project (survey on energy conservation measures of machinery

- and equipment etc.) report”, (2007), p. 224-227.
- [32] O. Kataoka, et al., “Flammability evaluation of HFC-32 and HFC-32/134 under practical operating conditions”, International Refrigeration Conference, Purdue, USA, (1996).
- [33] 産業構造審議会 製造産業分科会フロン類等対策ワーキンググループ 中央環境審議会 地球環境部会フロン類等対策小委員会合同会議, (2017).
- [34] E. Whitby ら, “有限体積法に基づく数値流体解析によるエアロゾルシミュレーション”, エアゾル研究, (1995), Vol. 10, No. 2, p.114-118.
- [35] S. V. Patankar, “Numerical heat transfer and fluid flow”, Hemisphere publishing corporation, Taylor & Francis Group, New York, (1980).
- [36] M. Zijlema et al., “Fine volume computation of incompressible turbulent flows in general co-ordinates on staggered grids”, International journal numerical methods fluid, (1995), 20, p. 621-640.
- [37] J. Shiokawa, “KIRK-OTHMER Concise Encyclopedia of Chemical Technology, Maruzen, Tokyo, Japan, (1988), p.1188.
- [38] T. H. Shih et al., “A new ke eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows-model development and validation”, Computers fluids, (1995), 24 (3), p.227-238.
- [39] S. V. Patankar, “A calculation procedure for heat”, Mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows, International journal heat mass transfer, (1972), 15, p. 1787.
- [40] IEC 60335-2-40, “Household and similar electrical appliance –Safety- Part 2-40: Particular requirements for electrical heat pumps, air-conditioners and dehumidifiers”, International Electrotechnical Commission, (2018).
- [41] German Guideline VDI6019, “Engineering methods for the dimensioning of systems for the removal of smoke from buildings”, Part 2, The Association of German Engineers (VDI) , (2009) , p. 35-45
- [42] 酒井ら, “室内 CFD 解析の解析条件に関する文献調査 解析条件の動向と解析格子の目安に関する検討”, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, vol. 4, (2015), p. 205-208.
- [43] “建築基準法第 28 条・建築基準法施工令第 20 条の 2” .
- [44] 片岡修身ら, “可燃冷媒の安全性規格の理論的背景” , 代替冷媒と環境 国際シンポジウム, (2000).
- [45] B. Liang et al., “Theoretical and experimental study of R22’s alternative refrigerants performance of R32/R290/R410A”, C. China Household Electrical Appliances Technology Conference, (2013)
- [46] Y. Zhou et al., “Application experimental study of R32 refrigeration compressor for air-conditioning”, Journal Refrigeration and Air Conditioning, (2011), 11(2), p.53-55.
- [47] 厚生労働省 社会保障審議会 児童部会, “第 34 回社会保障審議会 参考資料 資料 5-

- 6”, (2011), <https://www.mhlw.go.jp/stf/shingi/2r98520000012wth-att/2r98520000012wz2.pdf>, (2020.1.9).
- [48] B. Liang et al., “Theoretical and experimental study of R22’s alternative refrigerants performance of R32/R290/R410A”, C. China Household Electrical Appliances Technology Conference, (2013)
- [49] Y. Zhou et al., “Application experimental study of R32 refrigeration compressor for air-conditioning”, *Journal Refrigeration and Air Conditioning*, (2011), 11(2), p.53-55.
- [50] IEC 60335-2-40 61D/421/CD, “Amendment 1 – Household and similar electrical appliances – Safety – Part 2-40: Particular requirements for electrical heat pumps, air-conditioners and dehumidifiers (f1)”, International Electrotechnical Commission, (2019).
- [51] D. Colbourne et al., “Minimum airflow rates to dilute R290 concentrations arising from leaks in room air conditioners”, 13th IIR Gustav Lorentzen Conference, Valencia, Spain, (2018), p.73-82.
- [52] IEC 60335-2-89, “Household and similar electrical appliance –Safety- Part 2-89: Particular requirements for commercial refrigerating appliances and ice-makers with an incorporated or remote refrigerant unit or moter-compressor”, International Electrotechnical Commission, (2019).

付録

- ・本研究を行うにあたり、実験室を建設したのでその建設図面を Fig. A に示す。

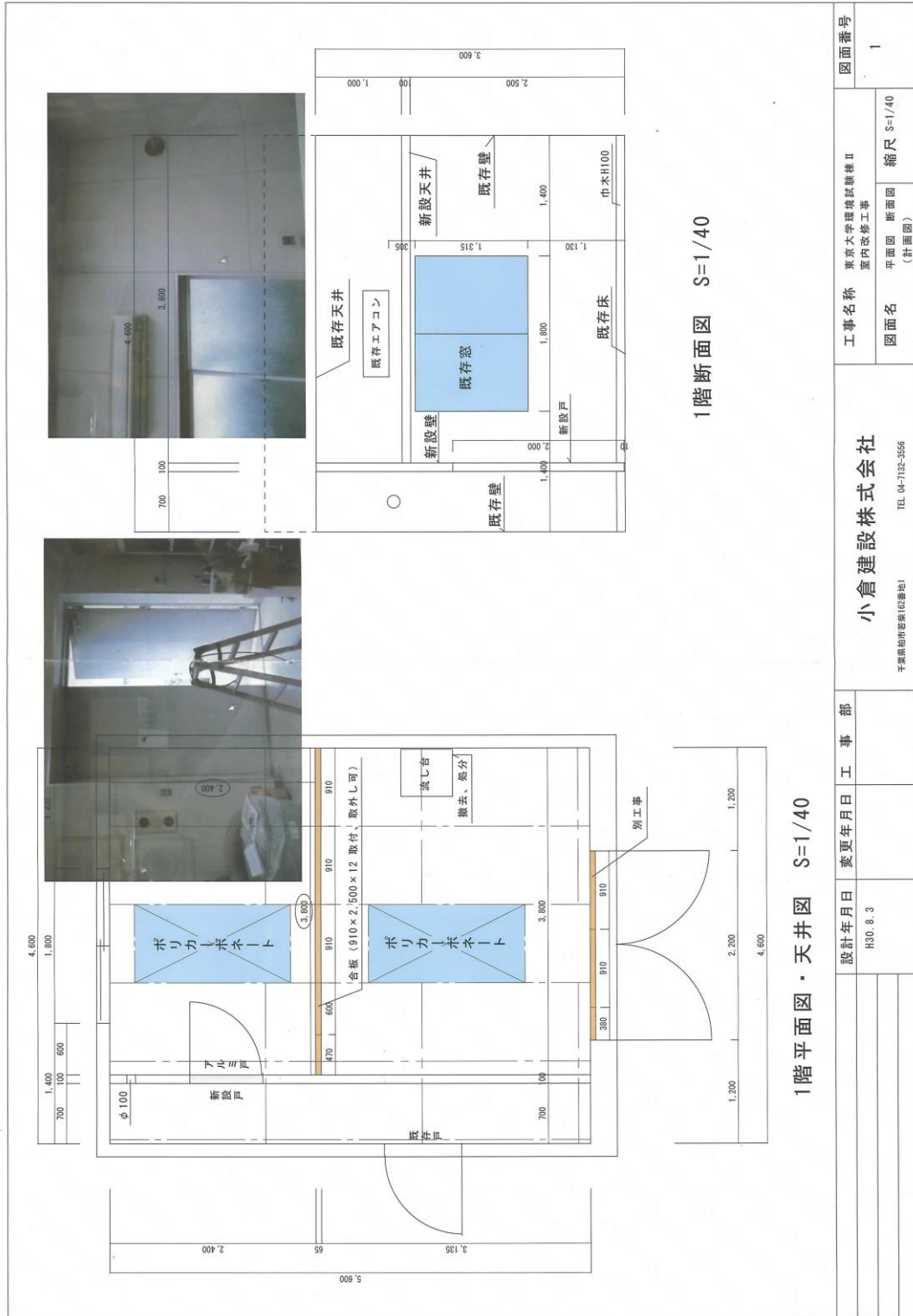


Fig. A Drawing of a constructed test room

設計年月日 H30.8.3	変更年月日	工事部	小倉建設株式会社 千葉県市原市(10番地) TEL. 04-7122-5556	工事名称 東京大学環境試験棟Ⅱ 室内改修工事	図面番号 1
1階平面図・天井図 S=1/40			図面名 平面図 断面図 (計画図)		縮尺 S=1/40

・吹出口濃度が計算結果に及ぼす影響を調査した。Fig. B には、冷媒に R32 を用い、床面積 9.12 m²、漏洩量 1 kg とし計算を行った結果をまとめた。

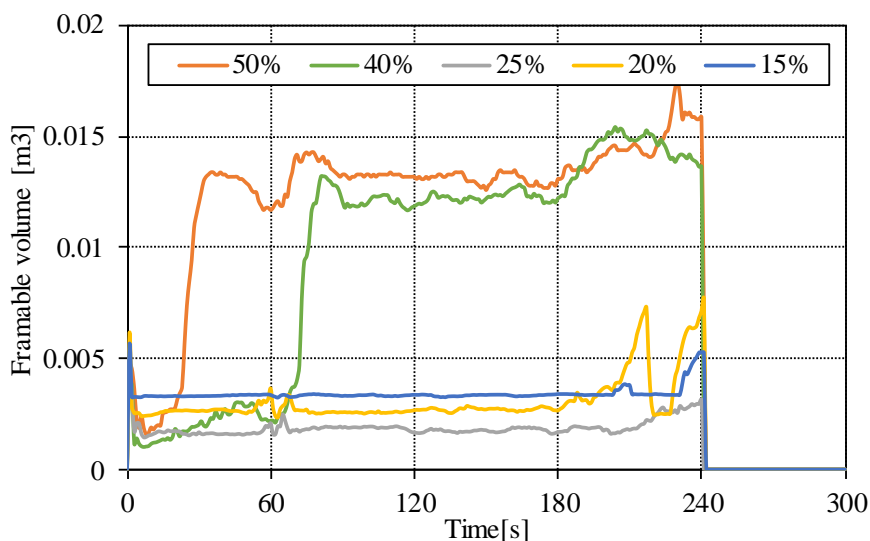
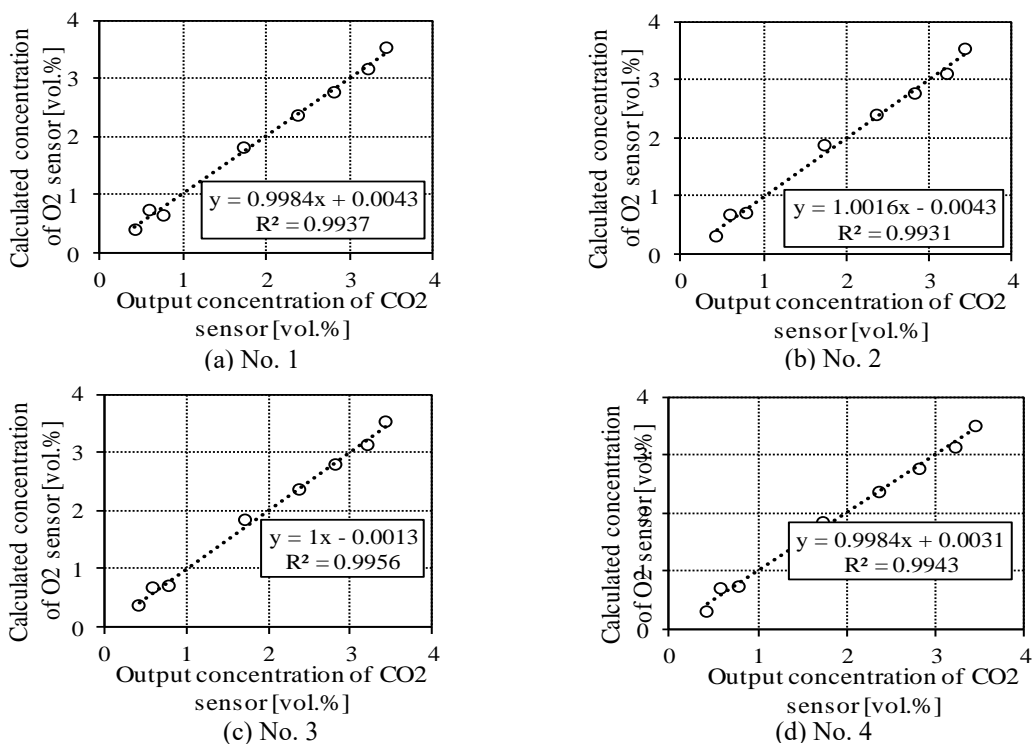


Fig. B Effect of outlet concentration on calculate result

・本研究にて使用した酸素濃度計の較正を実証実験の前に行った。その結果を Fig. A に示す。



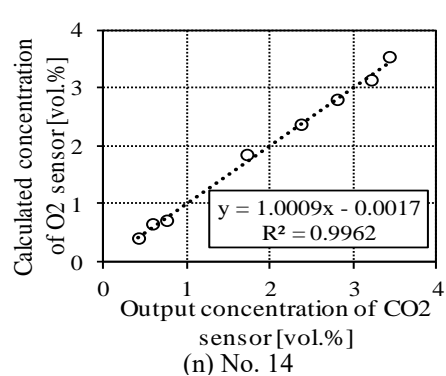
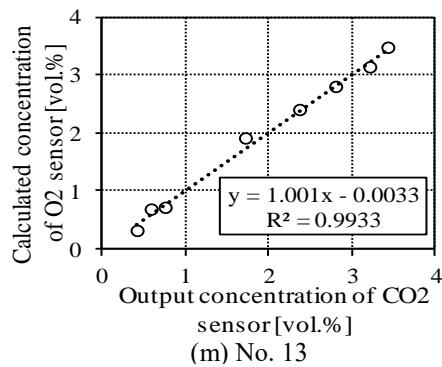
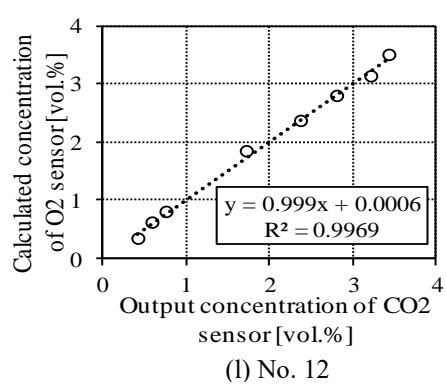
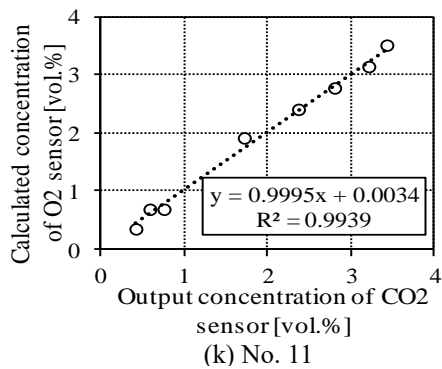
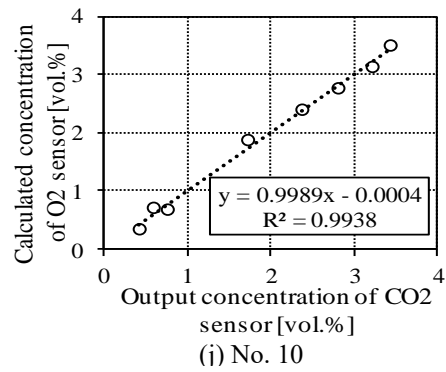
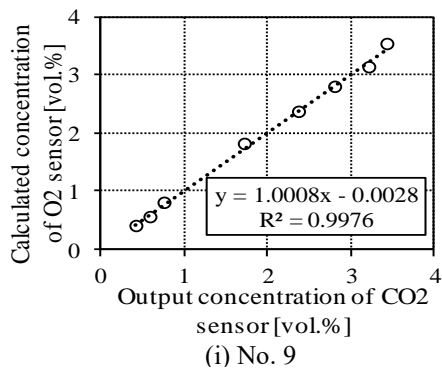
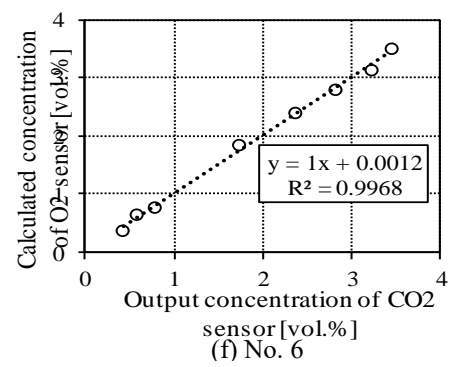
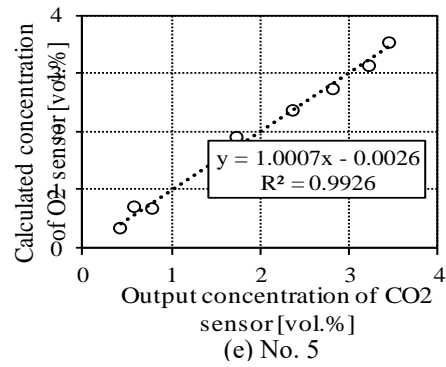


Fig. C Calibration results

・本計算においては壁掛けエアコンでは、吸込濃度を 0 vol. %Ref.としているが、床置きエアコンに関しては吸込口が低地点に存在するため、冷媒の吸込が多くなるものと予想された。そこで、床置きエアコンに関しては計算を行うにあたり、吸込口における R744 の吸い込み量について Fig. D にまとめた。漏洩終了時までに吸込んだ冷媒量と、漏洩量に対する吸込んだ冷媒量の割合を Table A に示す。これらの結果から、吸込量は微小であり、計算結果に及ぼす影響は少ないと考え、壁掛けエアコンと同様、吸込濃度を 0 vol. %Ref.とした。

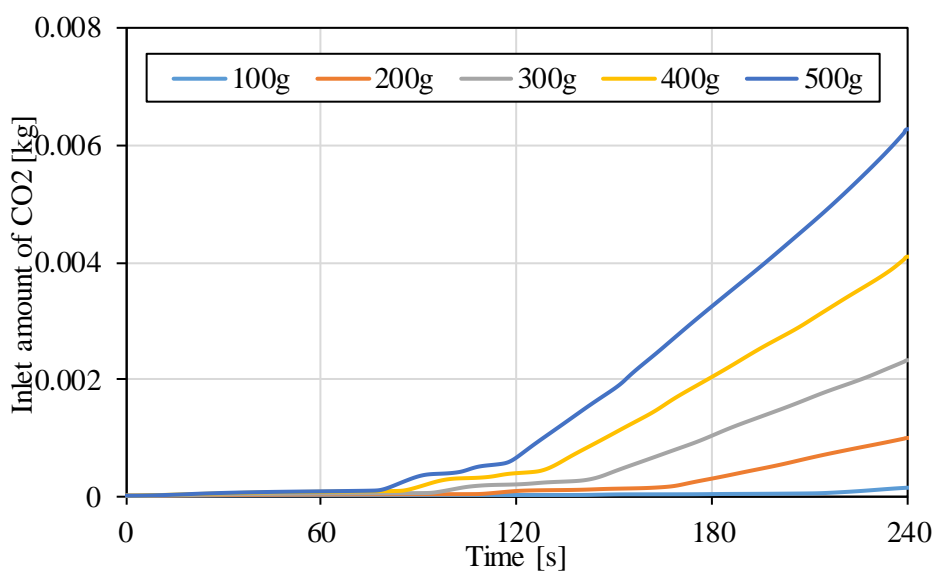


Fig. D Inlet amount of refrigerants using floor-mounted air- conditioner

Table A Effect of inlet amount of refrigerants

Leak amount [kg]	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
Inlet amount [kg]	0.00015	0.00101	0.00232	0.00410	0.00627
Inlet ratio [%]	0.14693	0.50603	0.77424	1.02382	1.25340

謝辞

指導教員の飛原英治先生には、2年間研究に関する御指導を賜りました。また、研究に留まらず、進路や生活面に関しても親身に相談に応じていただきました。心より御礼申し上げます。

また、党超鋺准教授、伊藤誠研究員、東朋寛研究員におかれましては研究に関して様々な角度からアドバイスをいただきました。また、平井翔氏に関しては、実験室の改装など多くの場面で協力していただきました。それ以外にも、研究室の方々、秘書の方々には研究面、生活面で広くサポートしていただきました。心より御礼申し上げます。

また、本研究は国立研究開発法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構の「省エネ・低温室効果を達成できる次世代冷媒・冷凍空調技術及び評価手法の開発」事業の一環として行われました。また、本プロジェクトに携わり、本研究に関して多くの指導をいただきました。産業総合研究所、公立諏訪東京理科大、日本冷凍空調学会、日本冷凍空調工業会の関係者の皆様に対してもここに感謝申し上げます。