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

第4部 機器性能評価手法

2021 年度 WGIVの進捗

公益社団法人日本冷凍空調学会 次世代冷媒に関する調査委員会

2022年6月1日

目次

1. はじめに		2
2. 東京大学	の進捗	4
2.1 はじめ	ات	4
2.2 日本空	調冷凍研究所の成果	5
2.2.1 試	験設備の概要	5
2.2.2 負	荷試験の目的	6
2.2.3 試	験方法	6
2.2.4 負	荷試験による測定と課題抽出	7
2.2.4.1 勇	は なる 平衡式 室形 熱量計による 負荷 試験 	7
2, 2, 4, 2	同一試験設備を使用した負荷試験による運転特性比較	9
2. 2. 4. 3	空気エンタルピー測定装置による負荷試験の可能性	21
2.2.4.4	空気エンタルピー測定装置を用いた自荷試験の課題	24
23 東京大学		25
231 環		25
232 11	2017-05-2-0 M2	26
233 對	vi バランス式による圧縮機回転数非固定の試験	29
235 =		32
3	こ≫/····································	33
31 総論		
3.2 事業概:	—————————————————————————————————————	
3.2 学来似.	9	. 00
	20日回ナムに因うの事末例女	. 04
3/11/世	町2月17月20日20日 能証価生置開発	. 04 34
3/3/1/1	北町川夜世別元・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	/1
3.4.2 1主	北計画衣庫の女当に快祉・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	41 11
ひ. 4. 5 「土」	北計Ⅲ衣旦でぼうに夫理転ナーチの収得	44

1. はじめに

公益社団法人日本冷凍空調学会では、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO) から調査事業「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷凍空調技術の最適化及び評価手法の開発」 (2018 年~2023 年)を受託し、実施している.本調査事業の目的は、NEDO 委託事業「省エネ化・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」で実施されている研究開発項目① 「次世代冷媒の基本特性に関するデータ取得及び評価」、及び研究開発項目②「次世代冷媒の安全性・ リスク評価手法の開発」の成果を効率的に国際規格化・国際標準化等へ結びつけることである.

この目的を達成するために、日本冷凍空調学会に次世代冷媒に関する調査委員会を組織し、研究開発 項目に応じてワーキンググループ(WGI、WGII、WGII)を設置し、研究の進捗に伴う情報交換と課題の 抽出、国内外への成果の発信を行うこととした.

機器性能評価手法に関しては,2020年度まではWGIにおいて,性能解析技術の一環として早稲田大 学が検討を行ってきたが,2021年度からは東京大学においても機器性能評価に関するテーマを追加して 検討することになった.また,機器性能試験方法および評価方法の改善のニーズは高く,関連団体であ る日本冷凍空調工業会,日本空調冷凍研究所,日本電機工業会においても,種々の検討が行われている.

そこで、今年度から新たに機器性能評価手法に関する WGIVを設置して検討を進めることになった.委員構成を Table 1-1 に示す.

	メンバー
主査	齋藤潔(早稲田大学)
委員	飛原英治(大学改革支援・学位授与機構), 陳昱(東京大学),伊藤誠, 鄭宗秀(早稲田大学), 谷達也(日本空調冷凍研究所),平田亮太, 室園宏治(日本冷凍空調工業会),坂下俊(日本冷凍空調工業会/パナソニック), 高藤亮一(日本冷凍空調工業会/日立ジョンソンコントロールズ空調), 中川英知(日本電機工業会/三菱電機),村田勝則(日本電機工業会/ダイキン工業), 片岡修身(日本冷凍空調学会/ダイキン工業)
オブザーバー	宮岡洋一(早稲田大学),齊藤静雄(東京大学),東朋寛(電力中央研究所), 弱田晃(日本冷凍空調工業会),平良繁治,山下浩司, 佐藤建彦(日本電機工業会),加瀬知子, 藤垣聡(NEDO),森智和,佐野亨,高橋辰彦,牛腸誠,田村光祐, 井上順広(東京海洋大)
事務局	河野恭二(日本冷凍空調学会),上村茂弘,西口章

Table 1-1 Member list of working group IV

本報告書は、次世代冷媒に関する調査委員会 WGIV「機器性能評価手法」の 2021 年度の成果をまとめた ものである.執筆者を Table 1-2 に示す.

	執筆者	
2. 東京大学の進捗	谷 達也(日本空調冷凍研究所),平田 亮太 齋藤 静雄(東京大学),伊藤 誠 飛原 英治(大学改革支援・学位授与機構)	
3. 早稲田大学の進捗	齋藤 潔(早稲田大学),鄭 宗秀, 宮岡 洋一	

Table 1-2 Author list

免責事項

本報告書に掲載されている情報の正確性については万全を期しているが,著者および当学会は利用者が 本報告書の情報を用いて行う一切の行為について,何らの責任を負うものではありません.本報告書の 利用に起因して利用者に生じた損害につき,著者および当学会としては責任を負いかねるので御了承く ださい.

2. 東京大学の進捗

2.1 はじめに

空調負荷に応じて圧縮機回転数を連続的に変化させて、省エネルギー運転を実現する技術はわが国が 世界に誇れるものである. 圧縮機回転数のインバータ制御技術を活用した空調機の省エネルギー性を正 しく評価する方法を確立し、世界に普及させることは、我が国の産業の発展に欠かせないものである. JIS C 9612:2013 ルームエアコンディショナでは、圧縮機回転数を固定して冷房運転時に2点、暖房運 転時に3点の性能を計測し、通年エネルギー消費効率 APF を計算する方法を定めている. しかし、この 方法は以下のような問題点を有している. 圧縮機回転数が可変であることが特徴であるにもかかわらず、 回転数を固定して試験している. 冷暖房負荷が小さくなると、圧縮機の連続運転はできなくなり断続運 転が始まる. そのときの性能低下を正確に評価できない.

海外では、2015年9月にフォルクスワーゲン社のディーゼル車において、排出ガスを低減させる装置 を、型式指定時等の台上試験では働かせる一方、実際の走行では働かないようにする不正ソフトが組み 込まれていたことが環境保護局(EPA)によって発表された.この事件を契機に、エアコンの性能試験 を行うときに、圧縮機回転数を固定するなど、実運転とは異なる状態にすることに問題があることが指 摘され、性能試験を行うにはエアコンメーカから技術情報を得る必要があることも問題視されるように なった.エアコンを実際に使用される状態にして性能試験を行うことの重要性が高まっている.

以上のような背景に基づいて,圧縮機を制御アルゴリズムに従って自由に運転し,外気温度や冷暖房 負荷が変化したときの運転性能を試験し,通年のエネルギー効率を算出する方法(以後,「負荷試験法」 と呼ぶ.)を開発することを目的としている.

東京大学は所有する小型ルームエアコン用環境試験室を利用して,負荷試験法の検討を始めた.また, 日本空調冷凍研究所は所有するルームエアコン試験設備を用いて,負荷試験法の問題点について検討を 行った.

2.2 日本空調冷凍研究所の成果

JIS 規格に基づくエアコンの能力測定は、圧縮機周波数を固定した状態で行われるため、製造者から 固定方法の情報が必要となることから、ユーザー側の視点に立って、エアコンの設置状態に近く、かつ、 ユーザーによる操作のみで行える試験(ここでは「負荷試験」と呼ぶ)を推奨、検討する動向が国内外 で見られるようになった.

本報告では,現在,国内で複数保有されている試験設備で負荷試験を行う場合の技術課題の抽出とル ームエアコンを使用して検証した試験結果を考察する.

2.2.1 試験設備の概要

試験設備は日本空調冷凍研究所(以後,「日空研」という.)に設置されている以下の仕様の設備を使用した.

<試験設備1>

- ・平衡式室形熱量計(JIS B 8615-1 に基づく試験装置)
- ・能力測定可能範囲 【冷房能力】0.9~7.1 kW
 ・体積 【室内側内室】 44.1 m³
 【暖房能力】0.9~8.0 kW
 【室外側内室】 44.1 m³
- ・設備側冷却方式 ブラインチラー



Fig. 2.2-1 Balanced ambient room-type calorimeter No.1 (elevation)

<試験設備2	2 > 1

•	平衡式室形熱量計	(JIS B 8615-1	に基づく試験装置)			
•	能力測定可能範囲	【冷房能力】	0.2~16.0 kW	・体積	【室内側内室】	92.9 m ³
		【暖房能力】	$0.2 \sim 20.0 \text{ kW}$		【室外側内室】	92.9 m ³
•	設備側冷却方式	ブラインチラ・	_			

34 🧖 or 🔜 🤕 or 政 電力測定W 電力測定W 電力測定W · 建空気量測定装置 加熱器 電力測定W 温度测定T 差圧測定 電力測定W)-冷却水 冷却水 電力測定W) 供試機 蒸気 (温度測定 (温度測定 温度測定T)重量測定G (温温県 湯温度 (温度測定T)電力測定(加速 温度測定T 電力測定W)(重量測定G) 冷却水 冷却水 排水 定G)(温度測定T 空気調和機 空気調和機 温度測定T)重量測定G) RA or SA sa or 脑 空気調和機 空気調和相 RA RA 室内側 外室 室内側 内室 室外側 内室 室外側 外室



<試験設備3>

・空気エンタルピー測定装置(JIS B 8615-1 に基づく試験装置)

能力測定可能範囲	【冷房能力】	$0.0 \sim 10.0 \rm kW$	・体積	【室内側】	139 m ³
	【暖房能力】	$0.0 \sim 13.0 \text{kW}$		【室外側】	75 m^{3}

·設備側冷却方式 直膨式冷凍機



Fig. 2.2-3 Tunnel air enthalpy test method arrangement (elevation)

JIS 規格の能力測定に基づく Fig.2.2-1, Fig.2.2-2 及び Fig.2.2-3 の設備は日本冷凍空調工業会(日冷工) より 2021 年度の原機認定を受けており試験精度が認められている.

2.2.2 負荷試験の目的

2019 年に欧州では負荷試験の方法として, 圧縮機周波数を固定しない試験方法 DTM (Dynamic Test Method) をドイツの BAM (ドイツ連邦材料試験所)が提唱, BAM が主催したラウンドロビンテストに 日冷工からの依頼試験で参画し, 日空研において実機検証の実績がある. その際,供試機の室温制御や 試験設備の大きさ (熱容量)が測定結果に大きく影響し, 再現性, 繰り返し性にも課題があることが分 かっている.

本報告では,負荷試験の欠点を理解しつつ,供試機側の影響やその他,負荷試験に影響する要因と試 験の技術的な課題抽出を行うことを目的としている.

2.2.3 試験方法

平衡式室形熱量計<試験設備1>及び<試験設備2>では、供試機の表示能力に対し、加熱ヒーター 量、加湿ヒーター量と冷却水温度、冷却水量を調節することにより、試験設備の室内側へ負荷として顕 熱及び潜熱を投入する.

Table 2.2-1 及び Table 2.2-2 に負荷の設定条件,供試機の設定及び設備側の設定条件を示す.

冷房設定負荷	供試機設定		室外温	L度(°C)
(対表示能力)	設定温度(℃)	設定風速	乾球温度	湿球温度
100%	27±α	自動/強	35.0	(24.0)
50%	27±α	自動/強	29.0	(19.0)
25%	27±α	自動/強	26.0	(16.0)

Table 2.2-1 Cooling test conditions (α: temperature adjustment with remote controller)

Table 2.2-2 Heating test conditions (α: temperature adjustment with remote controller)

暖房設定負荷	供試機設定		室外温	L度(℃)
(対表示能力)	設定温度(℃)	設定風速	乾球温度	湿球温度
100%	20±a	自動/強	7.0	6.0
50%	20±α	自動/強	12.0	10.4
25%	20±α	自動/強	14.5	13.2

2.2.4 負荷試験による測定と課題抽出

2.2.4.1 異なる平衡式室形熱量計による負荷試験

Table 2.2-3 に本項で使用した<供試機1>の主要な仕様値を示す.

定格冷房能力(kW)	2.8	定格暖房標準能力(kW)	3.6
定格冷房消費電力(W)	800	定格暖房標準消費電力(W)	910
EER	(3.50)	СОР	(3.96)

Table 2.2-3 Specifications $\langle EUT \text{ No. } 1 \rangle$

はじめに,試験設備の違いが結果にどう現れるかを検証した. Table 2.2-1 及び Table 2.2-2 の条件設定 において<試験設備1> Fig.2.2-1 及び <試験設備2> Fig.2.2-2 の試験設備による試験結果を比較し た.両者の設備は投入する負荷を自動で目標値に合わせることができないためマニュアル(手動)で調 整した.また,供試機の室温制御により温度変動が発生すると投入負荷を狙い通りに合わせるのは非常 に難しいことが分かっており,ここでは,なるべく投入負荷の差を小さく調整し結果を比較した.

Table 2.2-4 Comparison between calorimeters, load factor 100% in cooling, <EUT No.1>

	冷房運転(設定温度 27/風速 自動)		
試験設備	<試験設備1>	<試験設備2>	
負荷(W)	2,804	2,799	
消費電力(W)	884	863	
EER	3.17	3.24	
室内乾球(℃)	27.92	27.05	
室内湿球(℃)	18.61	18.80	
室外乾球(℃)	35.00	35.01	
室外湿球(℃)	23.96	24.00	
運転状態	非定常サイクル	定常	

Table 2.2-4 は冷房運転における<試験設備1>及び<試験設備2>による結果, Fig. 2.2-4 及び Fig. 2.2-5 に室内温度及び冷房能力のグラフを示す. <試験設備1>と<試験設備2>において投入負荷の差異は殆ど無いが,供試機の運転リモコンの設定温度は同一でも, <試験設備1>では室内温度が変動し,供試機によって制御された平均室内温度は<試験設備2>と比較すると高い温度となった. また,湿球温度にも差異が見られた.

室温制御特性は供試機毎に異なり試験設備内の供試機周囲の気流なども影響する可能性がある.また, 湿球温度は供試機の熱交換器蒸発温度によって決まるため供試機の圧縮機周波数の変動により湿球温 度の変動が誘発される可能性もある.



Fig. 2.2-4 Cooling operation, load factor 100%, indoor air temperature and capacity, calorimeter No.1 (*Average calculated during the period | | in figures and all figures of this type from the next are with same calculation)



Fig. 2.2-5 Cooling operation, load factor 100%, indoor air temperature and capacity, calorimeter No.2

Table 2.2-5 は暖房運転における<試験設備1>及び<試験設備2>による結果を示す.冷房運転と同様に投入負荷が極力同じになるよう調節した.暖房運転では定常状態のデータが取得でき,異なる試験設備における再現性を示す結果となった.どちらも設定温度に対して室内温度は高めに制御されており,室内温度の差異は0.12deg,消費電力では26W(2.43%)となったが,マニュアル調節のため試験結果に対する繰返し性の課題があり,この程度の差が試験結果において限界と推測される.

	暖房運転(設定温度 20/風速 強風)		
試験設備	<試験設備1>	<試験設備2>	
負荷(W)	3,600	3,600	
消費電力(W)	1,070	1,044	
COP	3.37	3.45	
室内乾球(℃)	21.61	21.49	
室内湿球(℃)	15.86	14.09	
室外乾球(℃)	6.98	7.00	
室外湿球(℃)	6.01	6.00	
運転状態	定常	定常	

Table 2.2-5 Comparison between calorimeters, load factor 100% in heating, <EUT No.1>

Fig. 2.2-6 及び Fig. 2.2-7 に室内温度及び暖房能力のグラフを示す. 室温制御は概ね安定しており, <試験設備1>と<試験設備2>において投入負荷の差異が無い状態を異なる試験設備で再現できた. 平衡式室形熱量計では,供試機の室温制御特性が結果大きく影響する. 特に室温変動が起こった場合, 試験設備の室内側内室の熱容量は非定常サイクル時間に差異が発生する要因の一つである. 暖房運転で は室温制御に安定状態が見られたが,再現性や繰返し性の観点では試験数が少ないのではっきりした言 及はできない.



Fig. 2.2-6 Heating operation, load factor 100%, indoor air temperature and capacity, calorimeter No.1



Fig. 2.2-7 Heating operation, load factor 100%, indoor air temperature and capacity, calorimeter No.2

2.2.4.2 同一試験設備を使用した負荷試験による運転特性比較

エアコンの負荷試験において,負荷の消費側の条件,すなわち供試機の運転方法は消費者が行う操作 から選択されるべきである.試験結果に影響する可能性があるパラメータを選んで負荷試験による差異 を検証した.ここでは同一試験設備により運転リモコンで選択できる設定風速(強風/自動)をパラメ ータとして相対比較を行った.

1) 同一供試機<供試機1>による設定風速比較

投入負荷を 50%に減らし設定風速による影響を冷房運転で検証した. Table 2.2-6 に<供試機1>を用いて定格冷房能力の 50%負荷を狙い,設定風速を変え冷房運転による負荷試験で差異を検証した結果を示す. 運転状態は Fig. 2.2-8 及び Fig. 2.2-9 のグラフに示す通り定常運転が得られた.

<供試機1>における設定風速の違いは室内温度,消費電力に現れており EER への影響が大きいため,機器の検証数を増し,機器側の設定方法の検討も必要性が高い.

<供試機1>	冷房運転 50%(設定温度 27)	
設定風速	強風	自動
負荷(W)	1,414	1,382
消費電力(W)	213	268
EER	6.63	5.16
室内乾球(℃)	26.73	27.34
室内湿球(℃)	18.72	19.05
室外乾球(℃)	28.98	28.99
室外湿球(℃)	19.36	19.42
運転状態	定常	定常

Table 2.2-6 Comparison between airflow settings, load factor 50% in cooling, <EUT No.1>



Fig. 2.2-8 Cooling operation, load factor 50%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No. 1 >



Fig. 2.2-9 Cooling operation, load factor 50%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No. 1 >

2) 断続運転領域による設定風速比較

投入負荷を25%に減らし設定風速による影響を暖房運転で検証した. Table 2.2-7 に<供試機1>を用いて定格暖房能力の25%負荷を狙い,設定風速を変えて暖房運転による負荷試験で差異を検証した結果を示す. 運転状態は Fig. 2.2-10 及び Fig. 2.2-11 のグラフに示す通り,25%の負荷において圧縮機の断続運転が発生している.負荷はほぼ同等に与えることができ,平均室温の再現性も良い.設定風速の差は消費電力(COP)と断続運転1サイクル時間に現れている.ただし,<供試機1>による結果であり,すべてを代表するものではないため,これらの差異は,供試機を変えて確認する必要性が高い.

Table 2.2-7 Comparison between airflow settings, load factor 25% in heating, <EUT No.1>

<供試機1>	暖房運転 25%(設定温度18)		
設定風速	強風	自動	
負荷(W)	880	879	
消費電力(W)	166	178	
COP	5.30	4.94	
室内乾球(℃)	21.78	21.78	
室内湿球(℃)	14.27	14.24	
室外乾球(℃)	14.53	14.40	
室外湿球(℃)	13.20	13.13	
圧縮機状態	ON/OFF	ON/OFF	
1サイクル(分)	30.5	74.8	



Fig. 2.2-10 Heating operation, load factor 25%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No. 1 >



Fig. 2.2-11 Heating operation, load factor 25%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No. 1 >

3) 異なる供試機における設定風速比較

負荷の消費側である供試機の設定は, 試験者がユーザーの立場で選択できるパラメータとなり, また, 供試機の室温制御特性は結果に大きく影響するため, 異なる製造メーカの供試機を別にもう一台 (<供試機2>とする)使用し同一試験設備で相対比較を行った. 仕様値を Table 2.2-8 に示す.

Table 2.2-8 Specifications <eut no.2=""></eut>				
定格冷房能力(kW) 2.8 定格暖房標準能力(kW) 3.6				
定格冷房消費電力(W) 750 定格暖房標準消費電力(W) 86				
EER (3.73) COP (4.1				

Table 2.2-9 に<供試機2>の冷房運転で設定風速を変えた<試験設備1>による負荷試験結果を示す. 投入負荷をJIS 試験結果に合わせるため参考としてJIS 試験の結果を付記した.運転状態は Fig. 2.2-12 及び Fig. 2.2-13 のグラフに示す通り定常運転となることを確認した.

Table 2.2-9 Comparison between airflow settings, load factor 100% in cooling, <EUT No.2>

<供試機2>	冷房運転 100%(設定温度 27)			
設定風速	強風	自動	(参考)JIS試験	
負荷(W)	2,906	2,870	2,894	
消費電力(W)	752	742	704	
EER	3.86	3.87	4.11	
室内乾球(℃)	26.82	28.55	27.01	
室内湿球(℃)	18.87	19.02	19.02	
室外乾球(℃)	35.00	35.00	34.99	
室外湿球(℃)	23.99	23.99	23.98	
運転状態	定常	定常	定常	



Fig. 2.2-12 Cooling operation, load factor 100%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>



Fig. 2.2-13 Cooling operation, load factor 100%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

Table 2.2-10 に<供試機2>の定格冷房能力の 50%負荷を狙い設定風速を変え<試験設備1>で負荷 試験を行った結果とFig. 2.2-14 及びFig. 2.2-15 に運転状態を示す.

<供試機2>	冷房運転 50%(設定温度 27.5)		
設定風速	強風	自動	
負荷(W)	1,423	1,382	
消費電力(W)	170	268	
EER	8.37	5.16	
室内乾球(℃)	27.32	27.34	
室内湿球(℃)	19.17	19.05	
室外乾球(℃)	29.00	28.99	
室外湿球(℃)	19.36	19.42	
運転状態	定常	定常	

Table 2.2-10 Comparison between airflow settings, load factor 50% in cooling, <EUT No.2>







Fig. 2.2-15 Cooling operation, load factor 50%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

Table 2.2-11 に<供試機2>の定格冷房能力の 25%負荷を狙い設定風速を変え<試験設備1>で負荷 試験を行った結果と Fig. 2.2-16 及び Fig. 2.2-17 に運転状態を示す. 運転リモコンの設定温度が異なるの は室内温度を 27℃に近づけるように操作したためである.

<供試機2>	冷房運転 25%(設定温度 28.5/28)		
設定風速	強風(28.5)	自動(28)	
負荷(W)	792	763	
消費電力(W)	112	110	
EER	7.07	6.93	
室内乾球(℃)	26.98	27.29	
室内湿球(℃)	17.50	17.63	
室外乾球(℃)	26.00	26.00	
室外湿球(℃)	17.30	17.25	
運転状態	定常	定常	

Table 2.2-11 Comparison between airflow settings, load factor 25% in cooling, <EUT No.2>



Fig. 2.2-16 Cooling operation, load factor 25%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>



Fig. 2.2-17 Cooling operation, load factor 25%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

<供試機2>では定格冷房能力の50%及び25%負荷において定常運転することを確認した.<供試機1>とは運転特性が異なり,目標とする室温に対する供試機の制御特性の違いが現れている.ここでは, 圧縮機のON/OFFが出現するまで負荷の低減を試みた.

Table 2.2-12 に<供試機2>の定格冷房能力の 15%負荷を狙い設定風速を変え<試験設備1>で負荷 試験を行った結果と Fig. 2.2-18 及び Fig. 2.2-19 に運転状態を示す. <供試機2>において定格冷房能力の15%負荷で圧縮機のON/OFF サイクルとなり、また、設定風速により1サイクルの時間が異なっていることを確認した.

<供試機2>	冷房運転 15% (設定温度29)		
設定風速	強風	自動	
負荷(W)	394	417	
消費電力(W)	54	64	
EER	7.30	6.52	
室内乾球(℃)	26.78	26.79	
室内湿球(℃)	18.18	18.10	
室外乾球(℃)	24.79	24.79	
室外湿球(℃)	16.11	16.11	
圧縮機状態	ON/OFF	ON/OFF	
1サイクル(分)	20.0	33.0	

Table 2.2-12 Comparison between airflow settings, load factor 15% in cooling, <EUT No.2>



Fig. 2.2-18 Cooling operation, load factor 15%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>



Fig. 2.2-19 Cooling operation, load factor 15%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

同様に暖房運転で<供試機2>を用い,設定風速を変え<試験設備1>で行った負荷試験の結果を Table 2.2-13 に示す.投入負荷をJIS 試験結果に合わせるため参考として JIS 試験の結果を付記した.運転状態を Fig. 2.2-20 及び Fig. 2.2-21 に示す.

<供試機2>	暖房運転 100%(設定温度 18.5)			
設定風速	強風	自動	(参考)JIS試験	
負荷(W)	3,684	3,725	3,741	
消費電力(W)	804	906	826	
COP	4.59	4.11	4.53	
室内乾球(℃)	19.66	20.14	20.01	
室内湿球(℃)	14.05	12.57	14.72	
室外乾球(℃)	6.99	6.99	7.00	
室外湿球(℃)	6.00	6.01	6.00	
運転状態	定常	定常	定常	

Table 2.2-13 Comparison between airflow settings, load factor 100% in Heating, <EUT No.2>

暖房運転では運転リモコン設定温度に対して室内温度を暖め気味に運転することが分かり、室内側で 室内温度を JIS 暖房標準条件の 20℃に近づけるため、運転リモコンの設定温度を 18.5℃に変更して対応 した. グラフより定格暖房能力の 100%付近の運転状態は安定していることが分かる.



Fig. 2.2-20 Heating operation, load factor 100%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>



Fig. 2.2-21 Heating operation, load factor 100%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

Table 2.2-14 に<供試機2>の定格暖房能力の 50%負荷を狙い,設定風速を変え<試験設備1>で行った負荷試験結果とFig. 2.2-22 及びFig. 2.2-23 に運転状態を示す.

<供試機2>	暖房運転 50%(設定温度 18.5)		
設定風速	強風	自動	
負荷(W)	1,873	1,884	
消費電力(W)	268	271	
COP	6.99	6.93	
室内乾球(℃)	19.73	20.00	
室内湿球(℃)	14.33	14.61	
室外乾球(℃)	11.99	11.99	
室外湿球(℃)	10.33	10.33	
運転状態	定常	定常	

Table 2.2-14 Comparison between airflow settings, load factor 50% in Heating, <EUT No.2>



Fig. 2.2-22 Heating operation, load factor 50%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>



Fig. 2.2-23 Heating operation, load factor 50%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

Table 2.2-15 に<供試機2>の定格暖房能力の 25%負荷を狙い,設定風速を変え<試験設備1>で行った負荷試験結果とFig. 2.2-24 及びFig. 2.2-25 に運転状態を示す.

<供試機2>	暖房運転 25%(設定温度 18.5)		
設定風速	強風	自動	
負荷(W)	936	966	
消費電力(W)	128	132	
COP	7.31	7.32	
室内乾球(℃)	20.00	20.00	
室内湿球(℃)	14.14	14.70	
室外乾球(℃)	14.50	14.50	
室外湿球(℃)	13.20	13.20	
運転状態	定常	定常	

Table 2.2-15 Comparison between airflow settings, load factor 25% in Heating, <EUT No.2>



Fig. 2.2-24 Heating operation, load factor 25%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>



Fig. 2.2-25 Heating operation, load factor 25%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

<供試機2>では冷房運転と同様に暖房運転においても25%負荷まで定常運転を行っていたので,圧縮機のON/OFF運転を確認するため,さらに投入負荷を減らして運転状況を確認した.

Table 2.2-16 に<供試機2>の定格暖房能力の 15%負荷を狙い,設定風速を変え<試験設備1>で行った負荷試験結果とFig. 2.2-26 及びFig. 2.2-27 に運転状態を示す.

<供試機2>	暖房運転 15%(設定温度17.5/18.5)		
設定風速	強風(17.5)	自動(18.5)	
負荷(W)	541	565	
消費電力(W)	93	112	
COP	5.82	5.04	
室内乾球(℃)	20.64	21.64	
室内湿球(℃)	13.77	14.01	
室外乾球(℃)	15.51	15.56	
室外湿球(℃)	14.24	14.16	
圧縮機状態	ON/OFF	定常	
1サイクル(分)	95.0	_	

Table 2.2-16 Comparison between airflow settings, load factor 15% in Heating, <EUT No.2>



Fig. 2.2-26 Heating operation, load factor 15%, airflow High, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>



Fig. 2.2-27 Heating operation, load factor 15%, airflow Automatic, indoor air temperature and capacity <EUT No.2>

定格暖房能力の15%負荷では設定風速によって安定状態に差異が見られた. 圧縮機の ON/OFF 運転 を確認するため、さらに投入負荷の低減を試みた. 定格暖房能力の10%に減少させると、設定風速によ らず圧縮機の ON/OFF 運転となった. 1 サイクルの時間は、強風:13 分/自動:15 分の断続運転とな った.

4) 供試機による差異分析

本報告では平衡式室形熱量計を用いて供試機の運転リモコン設定による差異を同一設備において相 対比較を行った.非定常サイクルや断続運転では設備の熱容量が結果に影響することが分かっているが, 安定領域では供試機の運転特性の相対比較は可能と考える.<供試機1>と<供試機2>について平衡 式室形熱量計<試験設備1>で測定した結果をエネルギー消費効率で比較した.

負荷試験では供試機の吸込空気温度(乾球温度・湿球温度)を JIS 試験レベルに合わせることは困難 であるが,できる限り運転リモコンの設定温度で調整し JIS 試験の空気温度に近づけた.ただし,冷房 運転の空調負荷率 50%以下において供試機の吹出温度が露点に満たない場合は湿球温度を成り行きで 測定した.

Table 2.2-17 及び Table 2.2-18 は、<供試機1>について冷房及び暖房運転で行った負荷試験の代表デ ータを空調負荷率毎に設定風速、エネルギー消費効率で整理したものである.<試験設備1>を使用し、 それぞれの空調負荷率を投入負荷の目標値として設定風速の違いを見るため、極力同じ負荷となるよう 供試機を運転しながら試験設備をマニュアルで調節した.

表中の同一空調負荷率における運転リモコンの設定温度は、設定風速強風及び自動運転で同一である が、各空調負荷率で運転リモコンの設定温度は室内温度を JIS 試験の標準条件(冷房 27℃/暖房 20℃) に近づけるため調節しており全て同一の設定温度ではない.投入負荷は比較的良く合わせることができ ているので、運転特性の違いが現れていると思われる.

室内平均温度(乾球/湿球) <冷房:供試機1>						
設定風速	強風		自動			
空調負荷率(%)	投入負荷(W)	室内温度(℃)	EER	投入負荷(W)	室内温度(℃)	EER
100(2.8kW)		-/-	_	2,809	26.74/18.55	3.09
50(1.4kW)	1,414	26.73/18.72	6.63	1,382	27.34/19.05	5.16
25(0.7kW)	705	26.73/17.77	6.18	713	26.69/17.24	6.09

Table 2.2-17 Comparison between airflow settings in cooling <eu< th=""><th>T No.1></th></eu<>	T No.1>
--	---------

Table 2.2-18 Comparison between airflow settings in heating <EUT No.1>

室内平均温度(乾球) <暖房:供試機1>						
設定風速		強風			自動	
空調負荷率(%)	投入負荷(W)	入負荷(W) 吸込温度(℃) COP			吸込温度(℃)	COP
100(3.6kW)	3,600	21.61	3.37	3,600	19.55	3.08
50(1.8kW)	1,901	19.92	5.89	1,875	19.88	4.77
25(0.9kW)	880	21.78	5.30	879	21.78	4.94

Fig. 2.2-28 で空調負荷率を横軸に取りエネルギー消費効率を比較した. 設定風速による運転特性に差異が見られることが分かる.



Fig. 2.2-28 Energy efficiency comparison <EUI No.1>

Table 2.2-19 及び Table 2.2-20 は,同様に<供試機2>について行った負荷試験の代表データを空調負荷率毎に設定風速,エネルギー消費効率で整理したものである.マニュアルによる投入負荷調節のため,投入負荷には 0.5~5%程度の差異が発生しており負荷の合わせ込みは難しい.

運転リモコンの設定温度によって室内温度を調節するため,JIS 試験における標準条件にぴったり合わせることは困難であるが、概ね乾球温度、湿球温度で±0.3の範囲を狙うことができた.ただし、冷房 運転における空調負荷率の小さい領域では、吹出温度が露点温度以上となるため、能力に影響のない領 域では安定的な投入負荷を優先させるため湿球温度は成り行きとする方が良いと思われる.

室内平均温度(乾球/湿球) <冷房:供試機2>						
設定風速	強風			自動		
空調負荷率(%)	投入負荷(W)	室内温度(℃)	EER	投入負荷(W)	室内温度(℃)	EER
100(2.8kW)	2,906	26.82/18.87	3.86	2,892	28.21/19.11	3.86
50(1.4kW)	1,423	27.32/19.17	8.37	1,501	26.69/18.71	6.44
25(0.7kW)	792	26.98/17.50	7.07	763	27.29/17.63	6.93
15(0.42kW)	394	26.78/18.18	7.30	417	26.79/18.10	6.52
10(0.28kW)	282	26.80/17.86	7.62	280	26.72/17.85	6.36

Table 2.2-19 Comparison between airflow settings in cooling <EUT No.2>

Table 2.2-20 Comparison between airflow settings in heating <EUT No.2>

室内平均温度(乾球) <暖房:供試機2>						
設定風速	強風			自動		
空調負荷率(%)	投入負荷(W) 室内温度(℃) COP			投入負荷(W)	室内温度(℃)	COP
100(3.6kW)	3,684	19.66	4.59	3,725	20.14	4.11
50(1.8kW)	1,873	19.73	6.99	1,884	20.00	6.94
25(0.9kW)	936	20.00	7.31	966	20.33	7.32
15(0.54kW)	541	20.64	5.82	565	21.64	5.04
10(0.36kW)	345	20.73	4.26	325	20.75	4.01

Fig. 2.2-29 で空調負荷率を横軸に取りエネルギー消費効率を比較した.設定風速による運転特性に差異が見られるのと、<供試機2>では断続運転領域で冷房運転と暖房運転に運転特性の差異が見られる.



Fig. 2.2-29 Energy efficiency comparison <EUI No.2>

5) 結果のまとめ

平衡式室形熱量計による負荷試験では、供試機の制御特性により室温変動や圧縮機 ON/OFF が発生 した場合、試験設備の熱容量の影響を受けることが分かっている.したがって、定量的な評価には課題 が残り、この課題を取り除く手段は現時点で見当たらない.この課題は設備に依存するところが大きい が、将来的に解決できた際、次に重要となるのは供試機をどういう条件で運転するのが良いかという評 価対象側の条件設定と考えられる.

市場における供試機の運転パターンは様々であるが,運転モード(冷房・暖房)の決定後,次に設定 温度,風速,風向の組合せが殆どと思われ,本報告では,特に運転リモコンの設定風速を変えて負荷試 験による相対比較を行った.今回の試験で以下の知見が得られた.

①本報告における設定風速は結果に影響を及ぼした.供試機の最大風量と実用上選択される設定風速として選択した運転に差異が発生しているので,評価上重要な因子である.

- ②市場における実据付け状態と試験設備への設置状態で室内温度分布が異なるため、供試機の室温制 御と運転リモコンの設定温度との関係にズレが生じると思われ、測定条件の合わせ込みに運転リモ コンによる設定温度変更の操作が多くなる。
- ③供試機の室温制御が安定する状態であれば相対評価が可能と考える.ただし,JIS 試験のように空 気条件を満足するのは困難なため,運転特性全体を評価する試験方法として捉える方が良い.
- ④本報告で行ったマニュアルの負荷調整は自動化できると考えられるが、室内温度制御は機器が行い

空気条件は供試機の室温制御に委ねられるため、JIS 試験レベルの室内温度に合わせるのは難しい と思われる.

2.2.4.3 空気エンタルピー測定装置による負荷試験の可能性

本項では空気エンタルピー測定装置を用いてどのように負荷試験を行うのが良いか,また,圧縮機周 波数を固定しないで能力特性をどのように計測できるか,平衡式室形熱量計の負荷試験では計測に時間 が掛かるため,試験を効率的に行う方法はないかを検証することを目的に試験を行った.

供試機の設定温度と吸込空気温度との差異をパラメータと仮定し、空気エンタルピー測定装置 <試験設備3>を用いて運転リモコン操作のみで供試機を運転し相対比較を行った.今回使用した空気 エンタルピー測定装置は、室温調節用の冷却装置に直膨式の冷凍機を用いた一般的に存在する仕様の装 置で、平衡式室形熱量計のように冷却側を固定できない設備である.したがって、設備側に投入した負 荷の熱量は分からないが、供試機の圧縮機周波数は固定せず任意の条件で運転し、吸込空気と吹出空気 のエンタルピー差より供試機側で消費した負荷として評価することとした.

1) 試験条件

Table 2.2-21 に供試機及び設備側の条件設定を示す.供試機は圧縮機周波数を固定せずに運転し,吸込 空気の条件は設備側の調節計により乾球温度,湿球温度を調節した.

	12	8 1 1
<供試機2>	室内側空気条件	室外側空気条件
圧縮機周波数非固定	設備制御	設備制御

	m .	1	· · · ·	•	.1 1	•	•	
Table 7.7-71	lest	conditions	with	21r	enthalny	measuring	equinm	ent
	1050	conditions	VV I UII	an	chunalpy	measuring	equipin	un

空気エンタルピー測定装置で圧縮機周波数を固定せずに供試機を運転する場合も様々な供試機の運転パターンが考えられるが、まず、試験設備の特性影響を考察するため、供試機側の設定条件を運転リモコンの設定温度と吸込空気温度との差のみとし、設定風速は強風に固定、他の設定は変えず、この差をパラメータとする有効性の評価に特化して試験を行った.

2) 冷房運転測定結果

冷房運転の測定を Table 2.2-22 の方法で行った.供試機の設定温度と吸込空気温度との差をパラメータとし,供試機の運転状態,室温の安定状況を考察すことを目的とした.

供試機設定温度	27° C
室内側吸込温度	吸込温度-設定温度 をパラメータとし、0~3(deg)を目安に変動させる
	(湿球温度:標準条件と相対湿度を合わせる)
室外側温度	乾球温度 35℃ / 湿球温度 24℃
能力測定	空気エンタルピーを測定(室温が変動する場合は積算による)

Table 2.2-22 Procedure of air enthalpy in cooling operation



Fig. 2.2-30 Characteristics of temperature difference between indoor air temperature and setting vs cooling capacity, airflow High

Fig.2.2-30 に<供試機2>の冷房運転特性測定結果を示す.吸込温度が運転リモコンの設定温度を下回っていても冷房能力は定格能力(図中の赤破線)近傍にあり,吸込温度が設定温度よりも1.5℃以上低くならないと能力が絞られない結果となった.逆に,吸込温度が設定温度よりも-0.5℃以上高いと定格能力の近傍またはそれよりも大きな能力で運転している.



Fig. 2.2-31 Characteristics of indoor air temperature variation vs cooling capacity, airflow High

Fig. 2.2-31 は運転リモコンの設定温度(27℃)対して吸込空気温度を 0.5℃刻みで下げた場合の運転 状況をグラフにしたものである.吸込温度を 24.5℃まで下げると供試機は停止した.また,吸込温度を 24.8℃に上げることにより冷房運転が再開した.図中 | 間の冷房能力は 447W,消費電力は 145W で この供試機の最小能力近傍と思われる.これらの結果より以下に考察する.

- ① 供試機は温度差 -2deg まで定常運転をしており,室温制御的には安定状態を保っている.
- ②供試機の吸込温度は設備側の調節計により一定になるよう制御されているため、運転リモコン設定温度との差が常に維持される。
- ③供試機の室温制御において運転リモコン設定温度との差が変わらないため、供試機側が能力不足 または能力超過を連続的に認識した運転になっている.
- ④供試機の吸込温度と設定温度差を 0.5℃刻みで調整したが、この調整幅が大きすぎた可能性がある (中間性能近傍の運転が現れない).

ただし、国内のエアコンメーカの中から選んだ任意の1種類の機種であり代表する結果ではないので、 推測の範囲内での考察である.

3) 除霜を伴う暖房運転測定結果

暖房運転の試験は Table 2.2-22 方法で行った.供試機の設定温度と吸込空気温度との差をパラメータ とし、冷房運転と同様に供試機の運転状態、室温の安定状況を考察すことを目的とした.

Table 2.2-22 Procedure of air enthalpy in heating operation

室内側吸込温度	乾球温度 20℃ / 湿球温度 14.5℃
供試機設定温度	吸込温度-設定温度 をパラメータとし、0~3(deg)を目安に変動させる
室外側温度	乾球温度 2℃・湿球温度 1℃ / 乾球温度 7℃・湿球温度 6℃
能力測定	空気エンタルピーを測定(室温が変動する場合は積算による)

Fig. 2.2-32 に<供試機2>の暖房低温条件において運転リモコン設定温度と吸込温度差を変え暖房能力を測定した結果を示す.



Fig. 2.2-32 Characteristics of temperature difference between indoor air temperature and setting vs heating capacity with defrosting, airflow High

吸込空気温度を一定にして,運転リモコンの設定温度を+0.5~10 deg の範囲で高く設定し暖房能力を 測定した.運転リモコン設定温度-吸込空気温度≥1.5deg の領域では暖房能力の変動は殆どなく,1deg 以下に設定温度を下げると暖房能力は低下し,除霜の間隔が42分から72分に伸びた.しかし,暖房能 力の低下は小さく,運転リモコン設定温度がプラス側の領域では暖房能力は定格暖房低温能力(図中の 赤破線)近傍にある.この結果より以下に考察する.

- 供試機は平衡式室形熱量計による計測時に、暖房運転時は高め(あたため気味)の室温制御をすることが分かっており、暖房低温条件においても同様の運転状態になっている。
- ②供試機の吸込温度は一定になるよう設備側で制御されており、設定温度との差が常に保たれる室 温制御となるため、供試機側で能力不足を連続的に認識した結果により暖房運転が継続される.

4) 除霜を伴わない暖房運転測定結果

Fig. 2.2-33 に<供試機2>の暖房標準条件において運転リモコン設定温度と吸込空気温度との差を変 え暖房能力を測定した結果を示す.



Fig. 2.2-33 Characteristics of temperature difference between indoor air temperature and setting vs heating capacity without defrosting, airflow High

供試機は平衡式室形熱量計による計測時に,暖房運転時は高め(あたため気味)の室温制御をするこ とが分かっており,ここでは運転リモコンの設定温度を吸込空気温度より下げた領域で暖房能力測定を 行うようにした.その結果,運転リモコン設定温度-吸込空気温度≧-2degまで暖房運転を行っている. この結果より以下に考察する.

- ① 供試機は温度差 -1.5deg まで定常運転をしており, 室温制御的にはほぼ状態を保っている.
- ② 運転リモコン設定温度を-2deg に下げると暖房能力の変動が発生,最小能力近傍の運転と推定.
- ③供試機の吸込温度は一定になるよう設備側で制御されており、設定温度との差は常に維持される 室温制御となるが、冷房運転とは異なりこの温度差により、定格暖房標準能力(図中の赤破線) よりも小さい中間性能領域が現れたのは冷房運転との室温制御特性の違いと思われる.
- ④ 冷房運転と比較して同一温度差における能力のバラつきが見られる.エアコンの再立ち上げや設定温度変更時に起きていたが原因は推定できない.

5) 結果のまとめ

エアコンに対する負荷を設定温度と吸込空気温度との差で捉え、これを変数として測定した能力の特 性を評価した.供試機サンプルが少ないため代表する結果になっていないが、この変数と冷暖房能力と の相関関係はあるものの、関係性を定量的に結びつけるまでには至らなかった.

大きく影響するのは機器の室温制御方法であるが,吸込温度と運転リモコン設定温度との差により能 力が調整されるインバータエアコンの特性以外に,市場での使い方を配慮したエアコンメーカ独自の仕 様が盛り込まれていると,設備と機器の両側面からの影響度合いを見出さなければならない.

早稲田大学が開発した数理的性能評価手法²⁻¹⁾では空気エンタルピー測定装置が計測に用いられ,室 内空気条件を演算する室内モデルによって供試機へ吸込空気条件がインプットされる.このシステムと 本報告の測定方法との違いは,本報告の場合,ある釣り合い点における計測が行われているのは同じで も,投入されている負荷が管理されていないという点で大きな違いがある.

例えば、冷房運転の検証において運転リモコンの設定温度に対して、本報告による方法で吸込空気温度を下げると、ある温度(検証では24.5℃)で供試機は冷房運転を停止するが運転を再開しない(Fig.2.2-31).一方、前述の室内モデルではこのような状況の場合、供試機が停止すると室内モデルの演算において室内空気温度は上昇し、その結果運転を再開することになる.

2.2.4.4 空気エンタルピー測定装置を用いた負荷試験の課題

1)設備装置

空気エンタルピー測定装置は、ルームエアコンからビル用マルチまで幅広い能力帯において測定が可 能であり、供試機の風量測定や吸込、吹出空気温度の計測のため平衡式室形熱量計に比べて不確かさ数 値が大きくなる要因はあるものの、設備面で試験室の二重構造が不要で直膨式冷凍機を冷却用に採用で きるため設備コストを抑えられる.そういう面では、負荷試験は空気エンタルピー測定装置においても 測定可能な手法でなくてはならない.

2)課題抽出と対応

本報告で使用した試験設備は一般的な空気エンタルピー測定装置の設備であり、本試験結果からの課 題は国内の多くの設備に共通な課題として抽出できる.主要な課題は以下の通りと考えられる.

①冷却設備に直膨式冷凍機を使用しているため、投入熱負荷の固定は困難であり負荷の値が不明 ②平衡式室形熱量計のような試験室からの熱漏洩を計測システムに配慮していない設備

この二つの課題に対し,エアコンへの投入熱負荷の目標値を設定しコントロールができることは必要 であり,仮にエンタルピー測定装置で設備側が投入する熱負荷を測定することができる場合には,様々 な大きさで作られる空気エンタルピー測定装置において,平衡式室形熱量計で課題となった機器の室温 制御に試験設備の熱容量の影響が発生しない新たな手法や考え方を考案しなくてはならない.本報告で は,熱負荷を供試機の設定温度と吸込空気温度との差に置き換えたが,潜熱は考慮せずに実施した.ま た,この差の大きさと能力との間の関係性が評価できていない.今後も,圧縮機周波数を固定しない試 験方法という観点で取組みを継続したい.

2.3 東京大学の成果

2.3.1 環境試験室の概要

東京大学所有のルームエアコン用カロリーメータは、試験棟内に設置されており、棟内の温度は制御可能である.カロリーメータは、定格冷房能力4kWのルームエアコンを対象にJIS B8615-1:1999「エアコンディショナー第1部:直吹き形エアコンディショナとヒートポンプー定格性能及び運転性能試験方法」、JIS C9612:2005「ルームエアコンディショナ」に定められた試験(以下,標準試験と記す)及び、 負荷試験を行うことができる.受風チャンバを用いる空気エンタルピー法と、投与負荷=能力とする 熱バランス型の両方で供試機の能力を測定できる. Table 2.3-1, 2.3-2, 2.3-3 にそれぞれ東京大学所有のカ ロリーメータの大きさ、仕様、試験の種類についてまとめている.

Table 2.3-1 Calorimeter dimensions

カロリーメータ、試験室の形状と寸法				
室内側	熱バランス式	$3,900W \times 3,450D \times 2,800H$ (37.674m ³)		
室外側	—	$3,900W \times 3,450D \times 2,800H$ (37.674m ³)		

試験室温度の範囲,供試機への投与負荷と能力測定法室内側温度[]20~27室外側温度[]-7~35投与負荷[kW]・冷房運転:0.6~4.0 (SHF=0.6~1.0)・暖房運転:0.6~5.0・暖房運転:0.6~5.0精度:供試機の処理した熱量標準試験時:±5%以内と投与負荷の差負荷試験時:±10%以内能力測定法・空気エンタルピー式・熱バランス式

Table 2.3-2 Calorimeter specifications

Table 2.3-3 Test types

試験の種類				
○負荷試験所定の温湿度条件の下,	・非定常試験(冷房・暖房試験)			
熱負荷量を制御した試験				
○能力試験	 ・定常試験(標準試験:冷房試験/暖房試験) 			
	 ・非定常試験(除霜試験:暖房試験) 			
○熱量計試験室内側試験室(熱量計)	・熱平衡試験熱バランスの試験			
の基礎データ	・熱漏洩係数試験熱バランス後に			
	周囲壁の熱漏洩係数を求める			

Figs. 2.3-1~5 に試験棟内のカロリーメータ,室外側,室内側試験室内部の写真と室内側に設置してある供試機能力測定のための受風チャンバ等の写真を示す.



Fig. 2.3-1 Calorie meter, outdoor unit test room (left) and indoor unit test room (right)



Fig. 2.3-2 Outdoor unit test room



Fig. 2.3-3 Indoor unit test room



Fig. 2.3-4 Wind receiving chamber in the indoor unit test room

2.3.2 JIS 試験と結果

JIS 試験に用いた供試機は汎用のルームエアコンである.供試機の仕様は Table 2.3-4 に示した.なお, 供試機は購入先より同時に同機種2台購入し,1台は日本空調冷凍研究所にて1台は東大にて JIS 試験 を行った.

汎用ルームエアコン:M社製のセパレート形(インバータ)				
必言	定格能力[kW]	2.8		
印厉	消費電力[W]	800		
咳苦	定格能力[kW]	標準	3.6	
		低温	3.5	
吸历	巡弗委士 [11]	標準	910	
	伯貢电刀[W]	低温	1,320	
通年エネルギー消費効率			5.8	
JIS C 9612:2005			5.8	

Table 2.3-4 Test machine specifications

供試機の試験室への設置は JIS 規格(B 8615-1:2013)の機器の据え付けに従い行った.JIS 試験の冷 房定格・中間能力試験と暖房定格・中間能力試験は,Table 2.3-5,2.3-6の冷房能力,暖房能力の試験条件 の下で行った.各試験は,JIS 規格(B 8615-1:2013)とM社の性能試験固定モードに従い,圧縮機回 転数を固定して行った.能力測定は空気エンタルピー法と熱バランス法の2方法で行った.なお,圧縮 機回転数を測定するために,小野測器製のアドバンストタコメータFT-7200を用い,圧縮機モーターか らの漏洩磁束を測定するセンサーを圧縮機外壁に取り付け測定した.

 標準定格試驗条件(JIS B 8615-1:2013)

 室内側吸込み空気
 乾球温度[]
 27

 湿球温度[]
 19

 室外側吸込み空気
 乾球温度[]
 35

湿球温度[]

27

24

Table 2.3-5 Cooling test conditions

Table 2.3-6Heating test conditions

試験棟内の温度[]

標準定格試験条件(JIS B 8615-1:2013)					
暖房	宝内側吸込り空気	乾球温度[]	20		
	主的側板込み至れ	湿球温度[]	15		
	安め 側吸込 ひ売与	乾球温度[]	7		
	主外側奴匹み至メ	湿球温度[]	6		
試験棟内の温度[]		24			

Table 2.3-7, 2.3-8 に JIS 試験による冷房定格能力,冷房中間能力試験の結果をそれぞれ示した.表内に は比較のために同社同機種による日空研(日本空調冷凍研究所)の RAC2(平衡式室形熱量計)による 試験結果も併記した.定格能力の比較では,冷房能力のカタログ値を基準にすると,日空研の値,東大 の空気エンタルピー法による値と熱バランス法による値はそれぞれ,1.038,1.046,1.052 であり,同様 に消費電力は 0.922,0.896,0.919 であり,COP は 1.126,1.169,1.146 であった.また,日空研の冷房 能力,消費電力,COP の値を基準にした東大の空気エンタルピー法による値はそれぞれ 1.01,0.97,1.04 であり,同様に熱バランス法による値は 1.01,0.997,1.02 であった.定格能力の JIS 試験では,東大の 空気エンタルピー法による値と日空研の値との差が±4%以内に,熱バランス法における差は±2%以内で あることが分かった.

冷房中間能力において同様の比較を行うと,日空研の冷房能力,消費電力,COPの値を基準にすると, 東大の空気エンタルピー法の値はそれぞれ 1.04, 0.987, 1.05 であり,同様に熱バランス法では 1.03, 0.996, 1.03 であった.中間能力の JIS 試験では,東大の空気エンタルピー法による値は日空研の値との 差が±5%以内に,熱バランス法における差は±3%以内であることが分かった.

	カタログ	日本空調冷凍研究所	東大	
	値	(熱バランス法)	空気エンタルピー法	熱バランス法
冷房能力[W]	2800	2907	2930(1.01)*	2946(1.01)
消費電力[W]	800	737.5	717(0.97)	735(0.997)
COP	3.5	3.94	4.09(1.04)	4.01(1.02)
顕熱比(SHF)	-	1.0	1.0	1.0
供試機吹き出し温度[]	-	17.9	17.1	-
風量(標準空気)[m ³ /min]	-	-	13.9	-
圧縮機回転数[Hz]	-	-	65	65

Table 2.3-7 Results of cooling rated capacity test

*()内は日本空調冷凍研究所の値との比較を示す

	日本空調冷凍研究所	東大	
	(熱バランス法)	空気エンタルピー法	熱バランス法
冷房能力[W]	1321	1368.8(1.04)*	1356.1(1.03)
消費電力[W]	208.1	205.4(0.987)	207.3(0.996)
СОР	6.35	6.66(1.05)	6.54(1.03)
顕熱比(SHF)	1.0	1.0	1.0
供試機吹き出し温度[]	22.1	21.4	-
風量(標準空気)[m³/min]	-	11.5	
圧縮機回転数[Hz]	-	23.9	23.9

Table 2.3-8 Results of cooling half capacity test

*()内は日本空調冷凍研究所の値との比較を示す

Table 2.3-9, 2.3-10 に JIS 試験による暖房標準能力,暖房中間能力試験の結果を示した.冷房能力の場合と同様に比較すると,暖房能力のカタログ値を基準とし比較すると,日空研の値,東大の空気エンタルピー法による値,熱バランス法による値はそれぞれ1.031,0.995,1.016 であり,同様に消費電力はそれぞれ0.956,0.948,0.942 であり,COP はそれぞれ1.078,1.048,1.078 であった.また,日空研の暖房能力,消費電力,COP の値を基準にした東大の空気エンタルピー法による値はそれぞれ0.965,0.992,0.972 であり,同様に熱バランス法による値は0.986,0.986,1.0 であった.暖房の標準能力のJIS 試験では,東大の空気エンタルピー法による値と日空研の値との差が±3.5%以内に,熱バランス法における差は±1.4%以内であることが分かった.

暖房中間能力において同様の比較を行うと、日空研の暖房能力、消費電力、COPのそれぞれの値を基準にすると、東大の空気エンタルピー法の値はそれぞれ 0.973、0.989、0.984 であり、同様に熱バランス法では 0.993、0.981、1.013 であった. 中間能力の JIS 試験では、東大の空気エンタルピー法による値と日空研の値との差が±2.7%以内に、熱バランス法における差は±1.9%以内であることが分かった.

Table 2.5-9 Results of heating fated capacity test				
	カタロ 日本空調冷凍研究所		東大	
	グ値	(熱バランス法)	空気エンタルピー法	熱バランス法
暖房能力[W]	3600	3710	3581(0.965)*	3658.5(0.986)
消費電力[W]	910	869.5	862.5(0.992)	856.9(0.986)
COP	3.96	4.27	4.15(0.972)	4.27(1.0)
供試機吹き出し温度[]	-	32.4	32.9	-
風量(標準空気)[m ³ /min]	-	-	13.6	-
圧縮機回転数[Hz]	-	-	94.2	94.2

Table 2.3-9 Results of heating rated capacity test

*()内は日本空調冷凍研究所の値との比較を示す

	日本空調冷凍研究所	東大	
	(熱バランス法)	空気エンタルピー法	熱バランス法
暖房能力[W]	1659	1614.2(0.973)*	1647.3(0.993)
消費電力[W]	261.9	259.0(0.989)	256.9(0.981)
СОР	6.33	6.23(0.984)	6.41(1.013)
供試機吹き出し温度[]	27.3	27.5	-
風量(標準空気)[m ³ /min]	-	10.5	
圧縮機回転数[Hz]	-	40.0	40.0

Table 2.3-10 Results of heating half capacity test

*()内は日本空調冷凍研究所の値との比較を示す

2.3.3 熱バランス式による圧縮機回転数非固定の試験

ルームエアコンの圧縮機の回転数を非固定とし、冷暖房の負荷試験を熱バランス法により行った.負荷試験は以下のように行った.Table 2.3-11, 2.3-12 に示す乾球・湿球温度条件の下で所定の熱負荷を室内 側試験室に与えた後にエアコンを運転する,エアコンはリモコンの設定に従い運転し室内を平衡状態に 導く,エアコン能力を求めるときは平衡状態になったところのデータを処理した.なお,負荷試験にお けるリモコン設定は Table 2.3-13 のように設定した.

	定格(中間)負荷[kW]	2.8(1.4)*	
冷房室内側吸込み空気室外側吸込み空気	乾球温度[]	27	
	湿球温度[]	19	
	乾球温度[]	35	
	主が則效込み主义	湿球温度[]	24
試験棟内の温度[]		25	

Table 2.3-11 Cooling load test conditions

*()は中間負荷試験の場合

Table 2.5 12 Heating foud test conditions			
	標準(中間)負荷[kW]	3.6(1.9)	9)*
	暖房 室内側吸込み空気	乾球温度[]	20
暖房		湿球温度[]	15
		乾球温度[]	7(12)
至外側吸込み空気		湿球温度[]	6(10.34)
試験棟内の温度[]		20	

Table 2.3-12 Heating load test conditions

*()は中間負荷試験の場合

Table 2.3-13 Remote control settings

	U
運転状態	冷房(暖房)
風速	強
風向 (1~5)	3
温度	27(18,20)*
*(いい)「一の旧人	

*()は暖房の場合

冷房負荷試験のトレンドグラフを Figs. 2.3-5, 2.3-6 にそれぞれ示した. Fig. 2.3-5 の冷房負荷(2.8kW)の場合は、周期約180分の減衰振動(消費電力,圧縮機回転数)が発生していると共に、室内側乾球・湿球温度は逆位相で振動しているのが分かる.平衡状態には20時間以上かかっている.中間の冷房負荷(1.4kW)では、Fig. 2.3-6 に示すように減衰振動は1周期半で収まり約4時間で平衡状態になっている.



Fig. 2.3-5 Trend graph of cooling load test (2.8kW)



Fig. 2.3-6 Trend graph of cooling load test (1.4kW)

冷房負荷(2.8kW)と冷房中間負荷(1.4kW)の試験結果をTable 2.3-14, 2.3-15 に示した. Table 2.3-14 中の室内側 DB/WB は、室内側試験室の初期状態から平衡状態では表に示す温湿度に安定したことを示 している.また、同条件下の日空研の試験状態は振動が持続するのに対して、東大の試験は減衰振動後 に平衡状態となった.日空研の試験ではリモコンによる風速設定は(パワフル+自動)であった.日空 研の冷房能力、消費電力、COP の各値を基準にした東大のそれは 1.042, 0.898, 1.161 であった.冷房中 間負荷試験は日空研,東大共に平衡状態に至った.中間負荷試験の日空研の冷房能力,消費電力,COP の各値を基準にした東大のそれは1.022,1.352,0.757 であった.冷房定格,中間負荷試験において,東 大の値と日空研の値との差はそれぞれ±16.1%,±35.2%以内であることが分かった.平衡状態における室 内側乾球温度は成り行きとなるが,リモコン温度設定27℃で日空研と東大の試験結果によると両者とも に,定格負荷で27℃よりやや高め,中間負荷ではやや低めとなった.

冷房定格負荷(熱バランス法)			
	日本空調冷凍研究所東大		
冷房負荷(能力)[W]	2804	2922(1.042)*	
消費電力[W]	884	794(0.898)	
COP	3.17	3.68(1.161)	
顕熱比(SHF)	0.8	1.0	
室内側 DB/WB []	27.9/18.6	27.2/18.0	
圧縮機回転数[Hz]	69.7	70.6	
状態	サイクル連続	定常	

Table 2.3-14Results of cooling load test (2.8kW)

*()内は日本空調冷凍研究所の値との比較を示した

Table 2.3-14	Results of	cooling	intermediate	load test ($(1.4 \mathrm{kW})$
10010 10 1.		••••		10000 0000 0	

冷房中間負荷(熱バランス法)			
	日本空調冷凍研究所東大		
冷房負荷(能力)[W]	1414	1444.6(1.022)*	
消費電力[W]	213	287.9(1.352)	
COP	6.63	5.02(0.757)	
顕熱比(SHF)	0.99	1.0	
室内側 DB/WB []	26.7/18.7	26.8/18.4	
圧縮機回転数[Hz]	22.9	27.9	
状態	定常	定常	

*()内は日本空調冷凍研究所の値との比較を示した

暖房の標準・中間負荷試験においては,振動が起こることはなかった.標準負荷試験において,日空研の暖房能力,消費電力,COPの各値を基準にした東大のそれは1.031,0.989,1.024であった.東大の値と日空研の値との差は±3.1%以内であることが分かった.暖房の中間負荷試験では,日空研の暖房能力,消費電力,COPの各値を基準にすると東大の各値は1.011,0.975,1.036であった.従って,東大の値と日空研の値との差は±3.6%以内であることが分かった.Table 2.3-15, 2.3-16より室内側乾球温度はリモコン設定温度より約1~2℃高くなった.

暖房標準負荷(熱バランス法)			
	日本空調冷凍研究所	東大	
暖房負荷(能力)[W]	3600	3647(1.031)*	
消費電力[W]	1070	1058(0.989)	
COP	3.37	3.45(1.024)	
リモコン設定温度[]	20	20	
室内側入口 DB/WB[]	21.6/15.9	21.1/16.6	
圧縮機回転数[Hz]	89.6	98.4	
状態	定常	定常	

 Table 2.3-15
 Results of heating standard load test (3.6kW)

*()内は日本空調冷凍研究所の値との比較を示した

暖房中間負荷(熱バランス法)			
	日本空調冷凍研究所	東大	
暖房負荷(能力)[W]	1901	1921(1.011)*	
消費電力[W]	323	315(0.975)	
COP	5.89	6.10(1.036)	
リモコン設定温度[]	18	18	
室内側入口 DB/WB[]	19.9/14.8	19.3/14.5	
圧縮機回転数[Hz]	39	42.3	
状態	定常	定常	

 Table 2.3-16
 Results of heating intermediate load test (1.9kW)

*()内は日本空調冷凍研究所の値との比較を示した

2.3.5 まとめ

東京大学所有のルームエアコン用カロリーメータを使用しJIS 試験(冷房定格,冷房中間,暖房標準, 暖房中間)を行った.供試機は汎用のM社製のルームエアコン(冷房定格 2.8kW)を用い,JIS 試験は 固定モードで行った.また,圧縮機回転数を非固定にした負荷試験(冷房定格負荷,冷房中間負荷,暖 房標準負荷,暖房中間負荷)を行った.各試験結果は,同社同機種の供試機による日空研の試験結果と 比較し以下のようにまとめることができた.

- 冷房定格・中間能力の JIS 試験において、日空研と同じ熱バランス法による東大の試験結果は、日 空研の値(エアコン能力、消費電力、COP)との差が±3%以内にあること、また、空気エンタルピ 一法による試験結果は日空研の値との差が±5%以内にあることを示した。
- 2) 暖房標準・中間能力の JIS 試験において,熱バランス法による東大の試験結果は日空研の値との差が±1.9%以内にあること,空気エンタルピー法の試験結果は日空研の値との差が±3.5%以内にあることを示した.
- 3) 東大のルームエアコン用カロリーメータによる冷暖房の JIS 試験結果を日空研の値と比較し、日空研との差が数%以内であることから、東大のルームエアコン用カロリーメータの精度は良好といえる.
- 4) 冷房定格・中間負荷試験を圧縮機回転数非固定で熱バランス法により行い日空研の結果と比較した. 冷房定格負荷試験では振動が発生した.冷房定格・中間負荷試験における東大の値と日空研の値と の差はそれぞれ±16.1%,±35.2%以内であることを示した.
- 5) 暖房標準・中間負荷試験を圧縮機回転数非固定で熱バランス法により行い日空研の結果と比較した. 暖房標準・中間負荷試験における東大の値と日空研の値との差はそれぞれ±3.1%, ±3.6%以内である ことを示した.

参考文献

2-1) JSRAE, https://www.jsrae.or.jp/committee/jisedai_R/jisedai_R.html

3. 早稲田大学の進捗

3.1 総論

次世代冷媒を導入する場合には、安全性や GWP だけでなく、機器の実運転性能が評価すべき最重要 因子の一つである.それは、機器の実運転性能によってエネルギー起源の CO₂ 排出による地球温暖化影 響が決定されるからである.このため、工業界や学術界で公平・公正に共有できる実用機レベルまでの 性能評価手法や性能評価ツールの開発、これに基づいた冷媒評価の実施が強く望まれている.

そこで、本研究開発では、低 GWP 冷媒を導入した中小型規模の冷凍空調機器の性能を実用機レベル においてまで評価できる手法を確立し、工業界や学術界でも広く標準ツールとして活用が可能な共通解 析プラットフォームとしてのシミュレーションツールとして展開することを目指している.

3.2 事業概要

上記目的を達成するために、2018 年度より「性能解析技術研究開発」、「性能評価技術研究開発」、「シ ミュレーター開発とその活用」の3項目の研究開発を実施している.次世プロジェクト全体の目的は、 次世代冷媒を導入した機器性能を理論と試験の両方から高精度に評価できる技術を開発することであ る.ここで、「性能解析技術研究開発」の一部と「性能評価技術研究開発」の一部は、国立大学法人電気 通信大学に再委託し研究を進める.プロジェクト全体のイメージを Fig.3.2-1 に示す.赤枠で囲んだ範囲 が WG-IVで取り扱う機器性能評価手法になる.



Fig.3.2-1 Image of the whole project

3.3 機器性能評価手法に関する事業概要

上記目的を達成可能な次世代冷媒の省エネ性を実験レベルだけで比較検討することは不可能であ るため、数理解析技術を導入して研究を進めている.実用機レベルの機器性能を高精度に数理解析す るために、2018年度から継続して、機器を構成する各種デバイスの数理モデル、数値解析手法を確立 するための取り組みを行った.ここで、機器性能評価手法に関する事業は、以下のとおりである. 2 性能評価技術研究開発

2.1 ハイブリッド実運転性能評価装置の開発

2.2 実運転データの取得

詳細について以下に記述する.

3.4 性能評価技術研究開発

多様な冷媒を用いた実機性能を比較検討するためには、それぞれの冷媒において最適に設計された 機器に対して統一的な条件で性能を評価すべきであるが、その指針が明確となっていない.このため、 都合よく機器性能を高く見せるような操作をすることが可能となってしまう.そこで、本研究では、 性能評価方法を明確化するとともに、実運転性能をも測定可能な革新的な評価装置を新たに開発し、 評価方法の妥当性を検証することを目指している.

3.4.1 性能評価装置開発

低 GWP 冷媒の候補に非共沸混合冷媒があり,正確な評価のためには,実運転状態における正確な性 能試験評価が求められている.次世代冷媒の候補には,R290等の可燃性冷媒も含まれていることから, 防爆構造とすることとし,また,1室は横風仕様とすることにより HC 冷媒を採用したショーケースま で評価可能である.性能評価装置を開発することにより,次世代冷媒を採用した機器の性能比較を可能 とする数理解析技術を確立することとしている.性能評価装置は2018年度から開発に着手し,2020年 9月に完成した.装置は2020年10月に日本空調冷凍研究所(JATL)によって精度検証され,「準認定」 を取得した.

ア)装置の概要

<仕様>

- ・防爆仕様(可燃性冷媒の試験可能)
- ・室内機側 横風風速 0.2m/s±0.1m/s (ショーケースの JIS 試験可能)
- ・能力 5HP(14kW)相当まで計測可能
- ・外気温度 -7℃~46℃に対応
- ・空気エンタルピー法に基づく試験装置(ルームエアコン,パッケージエアコンの JIS 試験可能)

また, Fig.3.4-1 に建物外観図, Fig.3.4-2 に設置場所, Fig.3.4-3 室外機室外観, Fig.3.4-4 を室内機受 風チャンバー外観それぞれ示す.



Fig.3.4-1 Building exterior



Fig.3.4-2 Equipment appearance





Fig.3.4-3 Outdoor unit room exterior

Fig.3.4-4 Appearance of indoor unit wind chamber

Table3.4-1 に、完成した性能評価装置の基本仕様を示す.

構造			プレハブパネル組立式
	全体		W8000mm×D6800mm×H4125mm
寸法	室内	可側	W3800mm×H6800mm×H3000mm(有効)
	室外	侧	W4200mm×H6800mm×H3500mm(有効)
	室内	可側	77.52 m ³
1421貝	室外	侧	99.96 m ³
試験可能	室内	可側	7℃~35℃
温度	室外	侧	-10°C~50°C
石河	室内側		42t 硬質ウレタンフォーム保温
休価	室外	侧	75t 硬質ウレタンフォーム保温
	壁,天井パネル		内外装・0.4t カラー鋼板仕上げパネル
	床パネル		内外装・0.4t カラー鋼板仕上げパネル (補強板埋込)
仕上げ	床補	 前強	3.2t 鋼板+長尺塩ビニール貼り
	空調風白	室内側	壁面多孔子板からの水平吹出し及び壁面吸い込み
	空調風回	室外側	天井アルミ多孔板吹出し
壁及び窓	室外側		W2400mm×H2400mm 両開き扉(W300mm×H300mm 観測窓付)~3
印2日	室内側		防爆型 LED 灯(蛍光灯 40W×2 相当)~6
思切	室外	侧	防爆型 LED 灯(蛍光灯 40W×2 相当)~6

 Table3.4-1
 Performance evaluation device basic specifications

Fig.3.4-5 と Fig.3.4-6 に,天井埋込カセット形エアコン取り付け時の室内・室外機室の空気のフロ ー図を示す.室内機室では,室内機の手前にエアサンプラを置き,ダクトを通じて吸込み空気温湿 度測定器が接続されている.吸込み空気温湿度測定器後方に存在する吸引ファンにより,エアサン プラから室内機の吸込み空気を吸引し,吸込み空気の乾球・湿球温度を測定する.また,室内機に よって吸込まれた空気は室内機内の冷媒との熱交換を経て室内機から吹出される.吹出された空気 は吹出し空気温室度測定器に送り込まれ,吹出し空気の乾球・湿球温度を測定する.その後,吹出 し空気は上部の風量測定装置に送り込まれ,吹出し空気の風量を計測する.

室外機室でも室内機室と同様な過程で吹出し空気の温度・湿度・風量を測定している.異なる点は、空気調和機によって作り出される空気は天井から吹き出されている.



Fig.3.4-5 Air flow diagram in the indoor unit room



Fig.3.4-6 Air flow diagram in the outdoor unit room

ハイブリッド型実運転性能評価装置の定常状態での精度を確認するために,JATL が保有する装置 との比較を行った.この装置は空調分野において原機と呼ばれ,試験装置として性能装置を使用する 場合には,原機との精度確認を行う必要がある.試験の対象機器として,2つの空調機を用いた.1つ はJATL が保有するA 社製の校正機,もう1つは中部電力が保有するA 社製の空調機を対象とした. 中部電力が保有するA 社製の空調機はすでにJATL での試験がされている空調機である.なお,2つ の試験機は共に天井埋込力セット形エアコンである.Table 3.4-2 に2つの空調機の仕様を示す.

			JATL 保有機	中部電力保有機
供封拗重酒	相数		3	3
供訊機電原	電圧 V		200	200
周波数 Hz			50	60
仕様値	冷房標準	能力 W	7038	12500
		消費電力 W	1955	3310
	暖房標準	能力 W	7845	14000
		消費電力 W	2015	3300
	呕豆低泪	能力 W	9033	14500
	· 昄厉떣温 —	消費電力 W	3638	4980

Table3.4-2 Testing machine specifications

Table3.4-3 に試験条件を示す.本試験では JIS の年間性能を評価する際に用いられる 8 条件の中から,代表的な3条件を選択する.また,試験方法は JISB8615 に沿って行う.ここで,冷房試験を例にして試験方法について説明する.はじめに,負荷装置によって室内・室外温度を 27℃に定常させる. その後,空調機を運転する.ここで,定格能力で一定に運転させるために,室内機の設定温度は 18℃ と最小にし,室外機の圧縮機回転数は定格能力で運転する周波数で固定する.風量は最大で固定する.

2 つの試験機の具体的データについては非公表であるが, Table3.4-4 に試験結果を誤差として示す. すべての項目において誤差は 3%以内に収まっていることから, 2020 年 10 月 1 日に JATL より準認定 を取得した. 2021 年度には計測機器のトレサビリティ付き校正や装置の取り扱い説明書の作成など を進めており, 2022 年度に, 改めて JATL の試験を受けることで, 独自の位置づけである「サテライ トラボ」として認定されるよう進めていく予定である.

	室内温度		室外温度		
	乾球温度 ℃	湿球温度 ℃	乾球温度 ℃	湿球温度 ℃	
冷房標準試験	27	19	35	24	
暖房標準試験	20	14.5	7	6	
暖房低温試験	20	14.5	2	1	

Table3.4-3 Routine test conditions of the device

Table 3.4-4 Routine test result	Table _{3.4-4}	Routine	test resul	ts
---------------------------------	------------------------	---------	------------	----

	-			
		誤差(%)		
		JATL 保有機	中部電力保有機	
冷房標準試験	能力 W	-1.6	0.0	
	消費電力 W	-1.0	0.7	
暖房標準試験	能力 W	-1.5	-1.3	
	消費電力 W	-0.3	-0.2	
应己化泪封盼	能力 W	-2.4	-2.96	
昄厉似值武阙	消費電力 W	-1.5	-2.3	

イ)空調負荷を模擬するソフト(RoomEmulator)

室内環境と接続された空調機の特性を実験により検証する方法として,空調機とそれを備え付け た建物を設置し,これらを覆うサイズの試験室を構築する手法がある.しかし,この手法だと日射 の変化や室内熱負荷を任意に設定することは困難である.

そこで、実際の室内の代わりに、PC上の室内モデルへ変更することで空調機を取り巻く環境を任 意に設定することが可能になると考えられる.それだけでなく、現在普及している空調機の性能試 験室に室内モデルを追加することで、本性能評価装置を構築することができることも利点の一つで ある.

ここで、室内のモデル化の方法について解説する. Fig.3.4-7 の左図は実際の空調機と室内の関係に ついて示している. この図を見ると、空調機は室内の空気を吸い込み、温度調節をしたのち室内に 吹き出す. 空調機から吹き出された空気は室内の空気と混ざり合い、室内熱負荷を受け取りながら 新たな室内空気となる. その室内空気が再び空調機に取り込まれるというサイクルとなっている. まとめると、以下のことが言える.

- ・室内温度は空調機の吹出空気、室内負荷の関数である
- ・空調機の入力は室内空気である

以上のことから, 吹出空気から室内空気を演算する室内モデル(RoomEmulator)を追加し, 演算され た室内空気を空調機が吸い込むようにすれば, 実際の室内を室内モデルに置き換えた試験が可能に なる.



Fig.3.4-7 Indoor modeling

以上の検討のもと、性能評価装置を Fig.3.4-8 のように構築した. 室内側を見ると空調機から吹き 出された空気の温湿度・風量が計測され、その計測値が RoomEmulator に渡される. RoomEmulator がその吹出空気から室内温湿度を算出し、温湿度再現装置によって算出された空気が実際に再現さ れる. 最後に再現された空気が空調機に吸い込まれるといった流れになっていることが確認でき る. また、空調機は室外温度にも影響されるため、室内温度計算時の室外空気を室外機に与えるよ うな仕組みも搭載している.

この評価装置では、空調負荷は仮想的に計算する. その計算ロジックをここで示すとともに、 Fig.3.4-9 と Fig.3.4-10 に計算例を示す. これにより、再現性ある非定常実運転性能データの取得が可能となる.



Fig.3.4-8 RoomEmulator calculation flow



性能評価装置は2021年5月に、ルームエアコンとショーケースの試験が同時にできることを目的に NEDOの許可の下、本学の費用で室内機室2を追加した. Fig.3.4.-11に性能評価装置の全体の平面図と 立面図を示す.赤枠で囲った範囲が NEDO 事業で構築した部分である.



Fig.3.4-11 Overall plan view and elevation view of the performance evaluation equipment

さらに、2022年3月には、空調能力が2.2kW~8.4kWのルームエアコンに対してより高精度の性能 評価が可能となるよう、断熱強化型ルームエアコン用受風室を追加設置した. Fig.3.4-12に断熱強化型 ルームエアコン用受風室の立面図を示す.



Fig.3.4-12 Elevation view of the heat-insulated wind receiving chamber for room air conditioner

3.4.2 性能評価装置の妥当性検証

今回開発した性能評価装置は、ルームエミュレーターを使って建物の空調負荷を模擬し、空調機の動的性能を評価できるようにしたことが特徴のひとつである.そこで、第三者機関にて、ルーム エミュレーターを使った試験を行い、その妥当性を検証した.

Fig.3.4-13 に試験を実施した中部電力の性能評価装置の外観写真と立面図を示す. この図からもわかるように中部電力の装置は主に 20 馬力から 30 馬力の業務用空調機の試験を実施するために作られている大型のものである. 試験には, 2020 年度に,本学でも借用して試験を実施した中部電力の所有する R32 冷媒のパッケージエアコン 5 馬力機(天井カセットタイプ)を用いた.



Fig.3.4-13 External photograph and elevation view of CEPCO's performance evaluation equipment

a) 圧縮機回転数固定試験の試験結果

Fig.3.4-14~Fig.3.4-10 に中部電力と本学性能評価装置で圧縮機回転数を固定試験した試験結果 を示す. Fig.3.4-9 は定格冷房標準試験(外気温度 35℃負荷率 100%), Fig.3.4.2-9 は中間冷房標準 試験(外気温度 29℃負荷率 50%), Fig.3.4.2-16 は定格暖房標準試験(外気温度 7℃負荷率 100%) であり、それぞれ左図が中部電力、右図が本学性能評価装置の結果である.



Fig.3.4-14 Rated cooling standard test





Fig.3.4-15 Intermediate cooling standard test



Fig.3.4-16 Rated heating standard test

Table3.4-5 に圧縮機回転数固定試験の結果の COP を示す. 圧縮機回転数を固定した試験では, 中部電力と早稲田大学の試験結果は,ほぼ一致する.

	CEPCO	WASEDA University
Rated cooling standard test	3.83	3.84
Intermediate cooling standard test	5.73	5.74
Rated heating standard test	4.52	4.45

Table3.4-5 Test results of COP by compressor rotation speed fixed

b) 圧縮機回転数非固定試験の試験結果

Fig.3.4-17~Fig.3.4-19 に中部電力と本学性能評価装置で圧縮機回転数を固定しないで実施した 試験結果を示す. Fig.3.4-17 は冷房外気温度 29℃, Fig.3.4-18 は冷房外気温度 35℃, Fig.3.4-19 は 暖房外気温度 7℃であり,負荷率いずれも 50%である.それぞれ左図が中部電力でのエミュレー ターを使わない試験,中図が中部電力でのエミュレーターを使った試験,右図が本学性能評価装 置の結果である. 2021 年度は,本学の試験において空調機が連続運転(定常運転状態)となる場 合の試験を比較検証した.



Fig.3.4-17 Partial load cooling performance test (29°C, 50%)



Fig.3.4-18 Partial load cooling performance test (35°C, 50%)



Fig.3.4-19 Partial load heating performance test $(7^{\circ}C, 50^{\circ})$

Table3.4-6 に圧縮機回転数非固定試験の結果の COP を示す. 中部電力でエミュレーターを使わ ない場合,装置の大きさに比べて試験をした空調機の能力が小さいため,不安定な運転になってお り,その COP はエミュレーターを使った場合や本学での試験結果よりも小さい値となっている. 一方,中部電力の装置でエミュレーターを使った場合,本学での試験とほぼ同様の動作となり,そ の COP は本学での試験結果とほぼ同等の値となっている. これにより装置が異なってもルームエ ミュレーターを使うことで同様の動作を再現できることが分かった.

	7 1	1	
	CEPCO		WASEDA
Partial load performance test			University
	Without Emulator	With Emulator	Without Emulator
cooling (29°C, 50%)	3.84	5.12	5.22
cooling $(35^{\circ}C, 50^{\circ})$	3.20	4.15	4.00
heating $(7^{\circ}C, 50^{\circ})$	3.73	4.43	4.04

Table3.4-6 Test results of COP by compressor rotation speed Non-fixed

c)試験結果のまとめ

圧縮機回転数固定試験では、装置が異なっても同等の結果が得られたことから、再現性のある試験が可能である.これに対し、圧縮機回転数非固定試験では、装置が異なるとエミュレーターを使わない場合は、装置によって空調機の運転状態が変わり再現性のある試験は不可能であることがわかった.

一方,装置が異なっても,エミュレーターを使うことによって,ほぼ同等の結果が得られたことから,再現性のある試験が可能であることが分かった.なお,空調機が断続運転(非定常運転状態) を伴う場合については,2022年度にルームエアコン用受風室を用いた試験を実施して確認を進めていくことにしている.

3.4.3 性能評価装置を使った実運転データの取得

ア)ルームエミュレーターを使った部屋の大きさ変化試験

今回開発した性能評価装置では,建物の部屋の大きさを模擬的に変化できる.そこで,建物の空調 空間である部屋の大きさが変化した場合の試験を実施した.試験には,最新の制御機能を有するA社 製 2021 年製造のR32 冷媒のパッケージエアコン4馬力機(天井カセットタイプ)を用いた.

Fig.3.4-20 に部屋の大きさを変化させた場合の空調機の動作を, Fig.3.4-21 に部屋の大きさを変化させた場合の COP を示す. なお, この試験は圧縮機回転数非固定, 冷房, 外気温度 35℃で部分負荷率 を変化させた場合の試験である.

この試験の結果,空調機が連続運転(定常運転状態)となる場合は,部屋の大きさを変えても COP は変化しないが,空調機が非連続運転(非定常運転状態)となる場合は,部屋の大きさや負荷によって多様に COP が変化することがわかった.



Fig.3.4-20 Result of room volume change test



Fig.3.4-21 Result of of COP by room volume change test

イ) ルームエアコンへの低 GWP 冷媒ドロップイン試験

性能評価装置を使って, R22 冷媒のルームエアコンに低 GWP 冷媒である R290 と R454C をそれぞ れドロップインして試験を実施した. 試験には,ある家庭で 20 年程度使用されていた B 社の 2001 年 製のルームエアコン 2.2kW 機を用いた. 試験に際しては,室外機,室内機の熱交換器を洗浄した後, 試験室に設置した. Fig.3.4-22 に試験の様子の写真を示す.



Indoor unit



Outdoor unit

Fig.3.4-22 Appearance of testing machine

a)試験条件

Table 3.4-7 ~ Table 3.4-8 に圧縮機回転数を固定した試験条件, Table 3.4-9 ~ Table 3.4-10 に圧縮機回転数を固定しないで実施した試験条件を示す. なお, R290, R454C のドロップイン試験の圧縮機回転数を固定した試験に際しては, 2021 年度は R22 冷媒での圧縮機回転数に合わせて実施した.

Test	Indoor temp. °C Dry / Wet	Outdoor temp. ℃ Dry / Wet	Partial load Ratio %
Standard cooling full capacity test		35 / 24	100
Standard cooling half capacity test		35 / 24	50
Low temperature cooling half capacity test	27 / 19	29 / 19	50
Low temperature cooling minimum capacity test		29 / 19	25

Table3.4-7 Test conditions with fixed compressor speed (cooling)

Table3.4-8 Test conditions with fixed compressor speed (heating)

Test	Indoor temp. °C Dry / Wet	Outdoor temp. °C Dry / Wet	Partial load Ratio %
Standard heating full capacity test		7/6	100
Standard heating half capacity test		7 / 6	50
Standard heating minimum capacity	20 / 15	7 / 6	25
test Standard heating extended capacity		2 / 1	100
test			

Table 3.4-9 Test conditions with non-fixed compressor speed (cooling)

Test	Indoor temp. °C Dry / Wet	Outdoor temp. °C Dry / Wet	Partial load Ratio %
Partial load	27/10	35 / 24 35 / 24	100 50
performance test	277 19	29 / 19	50
		29 / 19	25

Table3.4-10 Test conditions with non-fixed compressor speed (heating)

Test	Indoor temp. °C Dry / Wet	Outdoor temp. °C Dry / Wet	Partial load Ratio %
		7/6	100
Partial load performance test	90 / 15	7/6	50
	207 13	7/6	25
		2/1	100

b)試験結果

Fig.3.4-23 に圧縮機回転数を固定した試験結果を示す.また, Fig.3.4-24 に圧縮機回転数を固定した試験結果と圧縮機回転数を固定しないで実施した試験結果の比較を示す.

圧縮機周波数を R22 冷媒の定格に合わせた結果, R290 と R454C の能力は 15%ほど低下した. また, COP は, R290 が R22 よりも 5%程度高く, R454C は 13%程度低くなった.

圧縮機回転数を固定した試験と固定しない試験を比較すると、100%負荷の場合は、固定、非固定とも COP に大きな差異はないが、50%負荷では、非固定の方が固定よりも COP が下がる結果となった. なお、2022 年度は、能力を R22 冷媒に合わせた試験を実施することとしている.







Fig.3.4-23 Test results with fixed compressor speed

Fig.3.4-24 Comparison of tests with fixed and non-fixed compressor speeds