

国土舘大学審査学位論文

「環境適応型省エネルギー空調システムの評価法と技術の開発」

長澤 敦氏

氏 名 長澤 敦氏
学位の種類 博士(工学)
報告番号 乙第52号
学位授与年月日 令和3年3月20日
学位授与の要件 学位規則第4条第2項該当
学位論文題目 環境適応型省エネルギー空調システムの評価法と技術の開発
論文審査委員 (主査) 教授 大高 敏男
(副査) 教授 本田 康裕
(副査) 准教授 佐藤 公俊
(副査) 名誉教授 岸本 健

博士論文

題 目 環境適応型省エネルギー空調システムの評価法と技術の開発

氏 名 長澤 敦氏

環境適応型省エネルギー空調システム
の評価法と技術の開発

長澤 敦氏

博士学位審査論文

環境適応型省エネルギー空調システム
の評価法と技術の開発

Development of evaluation methods and technologies for energy-saving air-conditioning systems adapted to the environment.

2021年3月

長澤 敦氏

目次

第1章 緒言	1
1.1 背景	1
1.2 目的	1
1.3 構成	2
第2章 現状評価基準の問題点の把握	4
2.1 家庭用エアコンの通年エネルギー消費効率 (APF)	4
2.1.1 冷房期間エネルギー消費効率	4
2.1.2 暖房期間エネルギー消費効率	5
2.1.3 通年エネルギー消費効率	6
2.2 問題点のまとめ	6
2.2.1 外気温特性の考慮	6
2.2.2 温度ごとの発生時間	6
2.2.3 定格能力と中間能力と最小能力	7
2.2.4 建築物熱負荷の低減化	7
2.2.5 立ち上がり負荷の考慮	7
第3章 評価基準の問題点解決方法	10
3.1 新APFの提案	10
3.2 新評価基準「環境試験室法」の提案	13
3.2.1 「環境試験室法」の建物の負荷の決定	14
3.2.2 「環境試験室法」の室内温度測定点の決定	14
3.2.3 「環境試験室法」の発生時間の決定	15
3.2.4 「環境試験室法」の評価結果	16
第4章 空調機の省エネ開発検討	20
4.1 室内外温度条件に適応する空調機について (省エネ技術Ⅰ：小能力強化)	20
4.1.1 外気温度の依存について	20
4.1.2 圧縮機の低容量化	20
4.2 空調の除湿について (省エネ技術Ⅱ：省エネ除湿)	22
4.2.1 現在の家庭用空調の除湿	22
4.2.2 省エネ除湿の基本コンセプト	26
4.3 未利用エネルギーについて (省エネ技術Ⅲ：冷媒ポンプ)	26
4.3.1 未利用のエネルギーとは	27

4.3.2	冷媒ポンプによる省エネ技術	28
4.3.3	家庭用エアコンでの解決策	33
4.4	立ち上がり負荷について（省エネ技術Ⅳ：配管の圧力損失低減）	34
4.4.1	冷房条件の立ち上がり負荷	34
4.4.2	圧力損失低減の技術	35
第5章	小能力強化型圧縮機の開発（省エネ技術Ⅰ）	38
5.1	圧縮機を選択	38
5.2	圧縮のメカニズム	39
5.3	シリンダ可変型圧縮機の開発	40
5.3.1	構想	40
5.3.2	圧縮機構の開発	42
5.3.3	冷凍サイクル機構の開発	44
5.4	デュアルコンプレッサ運転の性能確認結果	46
5.5	まとめ	52
第6章	省エネ除湿の開発（省エネ技術Ⅱ）	56
6.1	可変熱交除湿の基礎開発	56
6.2	除湿域の決定	57
6.3	制御方式	59
6.4	室内機の吹き出し風向	62
6.5	効果の検証	63
6.5.1	運転特性・除湿量	63
6.5.2	省エネ比較	68
6.6	まとめ	69
第7章	冷媒ポンプの開発結果（省エネ技術Ⅲ）	72
7.1	冷媒ポンプの構想	72
7.2	超低圧縮比ヒートポンプ方式の冷媒ポンプ開発	76
7.2.1	圧縮機の使用範囲	76
7.2.2	必要な能力の算出	78
7.3	まとめと今後の展望	84
7.4	各技術Ⅰ～Ⅲの期間エネルギー評価	85
第8章	配管の圧力損失低減による省エネ技術の開発（省エネ技術Ⅳ）	88
8.1	吸込み管の圧力損失	88
8.2	吸込み管長と性能の関係	89
8.2.1	吸込み管の短縮化	89
8.2.2	吸込み管長が性能におよぼす影響	90
8.3	ゴムホース管採用の効果検証と課題の検証	92

8.3.1	振動評価シミュレーション	92
8.3.2	振動の実機評価	95
8.4	耐圧および耐久テスト	96
8.5	まとめ	97
第9章	新室内形態による省エネ技術の開発（省エネ技術V）	100
9.1	エアコン室内形態の比較	101
9.2	新形態エアコンの構想	101
9.3	「四方向天カセ」と「新形態エアコン」の評価	103
9.3.1	実機による送風特性の比較	103
9.3.2	実機による騒音特性の比較	106
9.4	「新形態エアコン」の熱交換効率予測	106
9.5	「新形態エアコン」の省エネ性の検証	107
9.6	新形態エアコンのまとめ	108
第10章	結言	111
第11章	今後の展望	112
11.1	空調機の技術	112
11.2	環境との相性	112
11.3	未利用エネルギー	113
第12章	謝辞	122
第13章	付録	123

記号と用語表

APF	: 通年エネルギー消費効率 Annual Performance Factor
AHRI	: アメリカ暖房冷凍空調学会 Air-conditioning, Heating & Refrigeration Institut
CSTL	: 冷房期間総合負荷
CSEC	: 冷房期間消費電力量
COP	: 成績係数 Coefficient of Performance
HSTL	: 暖房期間総合負荷
HSEC	: 暖房期間消費電力量
$\Phi_{ful}(29)$: 29°Cにおける冷房能力
Q 値	: 熱通過率、熱損失係数
Cd 値	: 断続係数
C 値	: 相当すき間面積・・・通常換気計算に用いる
Qc	: 冷房定格温度条件での建物負荷
CO ₂	: 二酸化炭素
P-h 線図	: モリエル線図

第1章 緒言

1.1 背景

現在、空調機は家庭内の電気使用量の高位にあり、資源エネルギー庁 2009 年データでは全体の 7.5%を占めている。

世界的な環境問題の重要課題¹⁾である地球温暖化防止や国連採択 SDG's のエネルギーをみんなにそしてクリーンに、気候変動に具体的な対策を、つくる責任つかう責任²⁾等に表現されているように、空調機の製造業に課せられた責任は大きい。

したがって、空調機の省エネ性能向上は、国としてまた世界的に大きな目標³⁾である。1995 年ごろから、空調業界は政府の指導もあり省エネ技術の開発を続けてきた⁴⁾。同時により正しく省エネ性を表すための評価基準も進化させてきた⁵⁾。

従来は空調機の性能表示は冷房暖房の定格性能の表示のみであったが、1981 年にインバータタイプのエアコンが発売されて以降、2000 年には普及率が 99%となったため、小さな能力を発揮する部分負荷の性能表示をする事となった。しかし、それだけでは性能表示は不十分と判断され、一年間に使用する総エネルギーの考え方をを用いる方向に変わっていった。

現在は、空調機の省エネ性の目安である効率表現は、通年エネルギー消費効率 (Annual Performance Factor 以下 APF) があり、一年間に使用するエネルギーの総和を一年間の消費電力量の総和で除した無次元数で表わされている。従来の定格性能表示も並行して表示することが義務化されている⁶⁾。

この計算基準は米国の空調学会 AHRI にて表わされた複雑な計算方式を元に進化してきたが、歴史的な経過と共にかなり簡略化した計算方式になっている。2005 年に JIS 化されてから、すでに 15 年以上経過し、建築基準法の改正^{7,8,9)}や気候や生活パターンの変動もあり、現在の空調機の性能を必ずしも正確に評価できていない^{10,11,12)}。

1.2 目的

空調機の性能をより正確に評価する方法の提案と省エネ性向上のための技術開発を目的とする。2 と 3 章にて、次の 4 点の環境因子において現在の JIS 基準の APF をより実運転に適応した正しい評価に改善する検討を行ない、新 APF 基準を提案する。

環境因子とは下記である。

- 1) 空調機を使用する時間帯
- 2) 一年間での使用期間
- 3) 空調機の外気温の測定条件
- 4) 建築物の熱負荷

4~8 章に、新 APF 基準に適応すべく 4 点の省エネ技術の開発結果を報告する。それは I) 小能力性能の強化、II) 省エネ除湿の開発、III) 冷媒ポンプ方式の開発、IV) 配管の圧力損失低減技術、である。

9章に、建築物の環境変化を鑑みた、新たな室内形態を考案し、従来形態より省エネ性の高い構造の技術開発を行なった。V) 新室内形態による省エネ技術、とする。なお、省エネ技術はI～Vの通し番号とした。

空調機の性能や効率向上は様々な部品やシステムの開発による。空気と冷媒の熱交換効率向上と面積拡大、送風性能の向上のためファン効率向上やファンケーシング最適化、冷凍サイクル系の圧力損失制御、圧縮機の機械的効率改善、モータ駆動制御の効率改善、等々によるところが大きい。

一般に効率向上の方向は JIS 基準や省エネ法の仕様値を満足させる事にある。ただし、前述したように JIS 基準や省エネ法基準では実運転の効率とは合致しない点が多々あり、あくまでも目安としての評価基準と銘記している。空調機開発の方向性にズレが生じないよう正確に評価できる基準が必要である。今後も進化する情報化社会において、既存の評価技術や省エネ技術も進化するべきである。

1.3 構成

実環境に対して、適応すべき空調機の評価基準を構築し、その評価基準に適応した省エネ性技術開発、新たな省エネ技術の開発を行なった。以下のような流れで構成する。

1章：緒言

2章：現状評価基準の査定と問題点の把握

3章：実環境に合致した二つの評価基準の構築

4章：空調機の省エネ技術開発検討

I. 小能力強化, II. 省エネ除湿, III. 冷媒ポンプ, IV. 圧力損失低減

5章：小能力強化型圧縮機の開発

6章：省エネ除湿の開発

7章：冷媒ポンプ方式の開発

8章：配管の圧力損失低減による省エネ技術の開発

9章：新室内形態による省エネ技術の開発

10章：まとめ

11章：今後の展望

第1章の参考文献

- 1) (財) 省エネセンター：平成 27 年度国際エネルギー使用合理化等対策事業，
(機器分野の省エネ普及促進事業)，平 28.3
- 2) 国連広報センター：SDGs (エス・ディー・ジーズ) とは？ 17 の目標ごとの説明
事実と数字,2019-1-21
- 3) 環境省：京都議定書目標達成計画 平成 17 年発行
<http://www.env.go.jp/earth/ondanka/kptap/plan.html>
- 4) 長澤敦氏：冷凍空調学会誌「空調機器の効率改善・トップランナー方式」Vol.20.2000.3
- 5) 日本冷凍空調工業会：ルームエアコンディショナの期間消費電力量算出基準，
JRA4046:2004 平成 11 年 6.17 制定，平成 16 年 9.22 改正
- 6) 日本産業標準調査会：日本産業規格 JISC9612:2013
- 7) 国立研究開発法人建築研究所：建物のエネルギー消費性能に関する技術情報
<https://www.kenken.go.jp/becc/>
- 8) 国土交通省 改正省エネルギー法関連情報 平成 18 年 4.14
https://www.mlit.go.jp/jutakukentiku/build/jutakukentiku_house_tk_000045.html
- 9) 国土交通省：「建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律について」平成 27 年 7.1
https://www.mlit.go.jp/jutakukentiku/jutakukentiku_house_tk4_000103.html
- 10) 飛原英治，渡辺なお，田中航祐：パッケージエアコンディショナの期間エネルギー消費
に関する研究，日本冷凍空調学会論文集 21(2), 157-165, 2004-06-30
- 11) 浅間 英樹，赤林 伸一，坂口 淳：家庭用エアコンの実使用時における成績係数に関する
研究，日本建築学会環境系論文集 2007 年 72 巻 613 号 p. 35-40
- 12) 飛原英治，党超鋌：環境に調和したエネルギー技術を創造する，東京大学大学院新領域
創成科学研究科，人間エネルギー環境学研究室(飛原・党研究室) 冷凍 Refrigeration
93(1091), 624-629, 2018-09

第2章 現状評価基準の問題点の把握

2.1 家庭用エアコンの通年エネルギー消費効率 (APF)

APF は冷房期間と暖房期間の 2 シーズンで構成されている。冷房期間は部屋の温度を 27℃、暖房期間は 20℃とし、部屋の負荷を一定条件にして、外気温の変化に応じて空調機を運転することを想定している。気象データから外気温一度ごとの発生時間を決めて、温度ごとの能力と消費電力を計算し、能力の総和を消費電力の総和で除する。以降、7.1kW クラス以下の空調機をエアコンと称する。

2.1.1 冷房期間エネルギー消費効率

冷房期間総合負荷 (CSTL) は JIS 定格冷房能力を外気 33℃時とし、これを全負荷として 100%、外気 23℃時を無負荷とし 0%としている。33℃と 23℃を直線で結び、線形近似としている。この負荷直線に東京地方一年間の冷房シーズンの外気温発生時間を積算した結果を使用している。

ところが、外気温 33℃にて部屋の温度を 27℃する能力を定格冷房能力とすると、非常に負荷の高い建築物となる。現在の建築基準法に於ける断熱特性は、Table 1 に示すように、1992 年以降の改正により、高断熱化してきており建物負荷が低減されている。1999 年の次世代省エネルギー基準において、IV地域では熱通過率が Q 値=2.7W/m²・K となっている。たとえば、2.2kW クラスの 6 畳用のエアコンで外気温 33℃のときに部屋の温度を 27℃とすると、定格冷房能力である 2.2kW は必要なく、立ち上がりと安定時を含めても約 0.2～1.0kW で充分である。つまり JIS 基準の冷房負荷想定のおよそ半分以下であることを示している。

Table 1 IV地域の住宅の省エネルギー基準

住宅の省エネルギー基準	旧省エネルギー基準 昭和 55 年 1980 年	新省エネルギー基準 平成 4 年 1992 年	次世代省エネルギー基準 平成 11 年 1999 年	改正省エネルギー基準算出シート 平成 21 年 2009 年
Q 値 (W/m ² ・K)	5.2	4.2	2.7	1.9

冷房期間総合負荷に対し、その負荷における消費電力量の総和を冷房期間消費電力量 (CSEC) と言い、定格冷房能力の消費電力、中間冷房能力の消費電力、外気温 29℃の冷房低温能力の消費電力、と断続による効率低下係数から算出される。

JIS 基準では冷房低温能力は線形近似した係数で算出しており、実測はしていない。定格冷房性能と中間冷房性能の間は成績係数 COP を直線近似して能力と消費電力を算出してい

る。

Fig.1 に示すように第二回住宅エネルギーシンポジウム¹⁾の実際の住宅での調査結果をプロットすると、冷房の外気温に対する効率は、ゆるやかにカーブしており直線ではない。

また、JIS 基準では、負荷が軽いときを想定した最小能力や断続能力も係数近似している。

メーカーの仕様決定や測定の工数を考慮すると止むを得ないところではあるが、実使用時のエアコンの性能特性との乖離を埋める必要がある。

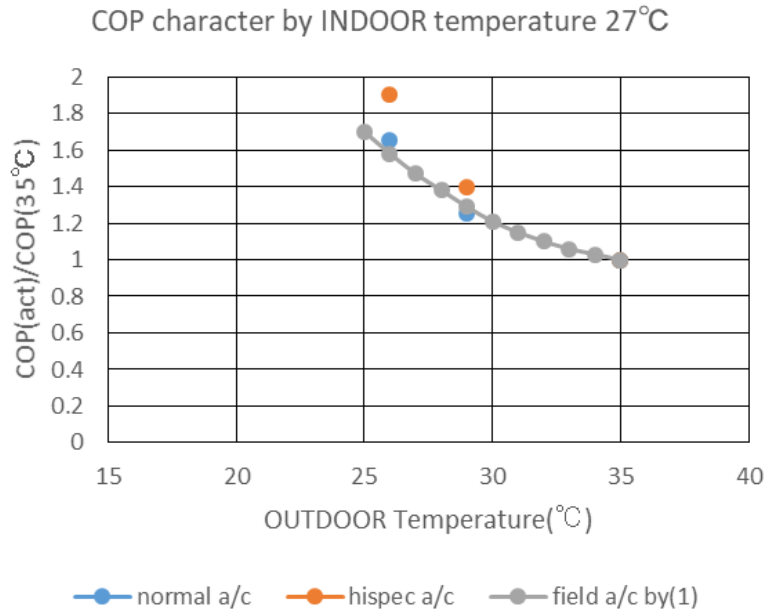


Fig.1 定格基準に対する実住宅 COP 比率の外気温特性

2.1.2 暖房期間エネルギー消費効率

暖房は無着霜温度領域と着霜領域があるので想定する能力と消費電力が冷房とは異なる。暖房期間総合負荷 (HSTL) は JIS 定格暖房標準能力を外気 7°C 時として、この点から無着霜を前提として 0°C まで直線とし、0°C 時の負荷を定格暖房標準能力に 0.82 乗じた数値としている。定格能力の 82% が 0°C の負荷にあたる。また、外気 17°C を無負荷とし 0% としている。この負荷直線に東京地方一年間の暖房シーズンの外気温発生時間を積算した結果を使用している。冷房と同様に実際の建物より高負荷である。

一方、暖房期間消費電力量 (HSEC) は、定格暖房標準能力の消費電力、中間暖房標準能力の消費電力、外気 2°C 条件の暖房低温能力における消費電力、外気 -8°C 条件の暖房低温能力における消費電力、と断続効率低下係数で算出される。JIS 基準では -8°C 暖房低温能力は線形近似した係数で算出しており、実測はしていない。

定格暖房標準性能と中間暖房性能の間は成績係数 COP を直線近似して能力と消費電力を算出している。これについては前項の冷房のような実測データがないので真偽は不明であ

る。

無着霜領域を 5.5℃以上として、それ以上を線形近似時し、着霜領域を 5.5℃未満として線形近似している。着霜領域は定期的に霜取りを行なう除霜動作を要するので効率が低下するため、負荷計算上分けている。

2.1.3 通年エネルギー消費効率 (APF)

冷房シーズンと暖房シーズンを総合して、効率を算出すると下記式 (1) となる。

$$APF = (CSTL + HSTL) / (CSEC + HSEC) \quad (1)$$

なお、計算に使用している通年の外気温発生時間は東京地方の気象データから引用しており、いくつかの条件がある。例えば、冷房シーズンは一日平均温度が 22℃以上となる 3 回目の日から、日平均温度が 22℃以上である最終日より 3 回前の日としており、時刻は 6 時から 24 時までの間をカウントする。

JIS 基準には各地域による外気発生時間を掲載しており、JIS 基準に基づく計算結果と実際の数値と合わない場合に補正するツールとなっている。ただし、この補正係数を使用しても時間帯は変わらず、冷房シーズンの熱帯夜や暖房シーズンの深夜は運転しない事を意味している^{2,3,4)}。

冷房暖房ともに、定格能力と中間能力は JIS に決められた運転条件で測定された数値にて計算されるので安定運転状態を基礎データとしている。運転開始時から部屋の温度が安定するまでの高負荷条件は考慮されていない。一日の間に少なくとも 1 回以上は発生しうる。立ち上がり負荷と呼び、空調機開発では早く目標温度となるための技術に注力している。

2.2 問題点のまとめ

2.2.1 外気温特性の考慮

冷房シーズンに於ける外気温 29℃の冷房低温能力はエアコンのコンプレッサの仕様により定格能力との差が発生する。したがって、定格能力からの係数計算は、例えば 29℃の定格運転能力は $\Phi_{ful}(29) = 1.077 \times \Phi_{ful}(35)$ となり一律となっている。実運転のエアコンの使用においてかなり頻度の高い運転条件であるので、一律に係数計算するのは妥当ではない。実測した結果では、35℃の冷房定格運転の効率を 100%とすると、係数算出値は 118% に対しロータリコンプレッサ搭載のエアコンの実測値は 130%となり 12 ポイントの差がある。暖房シーズンも同様であるが、冷房ほど外気温度の幅が少ないので影響度は低い。

2.2.2 温度ごとの発生時間

JIS 基準では夜間の 0 時～6 時までは評価していない。暖房シーズンは時間的な補正は必

要ないと考えられるが、冷房シーズンは熱帯夜(25℃以上)の時間が長いので補正が必要である。23～30℃の発生時間は約20%増える見込みである。また、建築物の負荷が減少すると、冷房期間が増える傾向にある。屋内における電化製品等の熱負荷が増加しているため、外気温が低くても冷房を使用しているケースが散見される。前述のように日本建築学会「第二回住宅エネルギーシンポジウム」調査¹⁾結果では4月中旬で外気が20℃からの冷房使用が記載されている。同様に生活パターンも、昼間よりも夜間の方の使用率が増加しており、考慮の必要がある。

2000年前後よりエアコンは除湿機能の搭載が増えており、一般の除湿運転は冷房運転より消費電力が大きく、年間の消費電力量に影響が出やすい。梅雨時期は6～7月と比較的長いので、除湿シーズンの正当な評価基準を追加するべきである。

2.2.3 定格能力と中間能力と最小能力

JIS基準では冷房暖房ともに定格と中間能力の2点の数値を使用して計算している。最小能力は線形近似して計算に用いており、効率は中間能力の仕様値をそのまま使用している。ゆえに最小能力の実仕様値の数値を計算に加えるべきである。下記理由が考えられる。

- 1) 製品の圧縮機によって中間能力と最小能力の特性に差がある。
- 2) 最小能力は実使用時の運転時間が長いので全体の効率への影響が大きい。

加えられなかった理由は、JIS基準を設定した2005年ではカロリメータの測定精度が低く、最小能力の0.2～1.0kWの評価が困難であるからとしている。JIS基準の基礎となった日本冷凍空調工業会の基準⁵⁾に由来する。

2.2.4 建築物熱負荷の低減化

前項2.1.1に記載したように改正建築基準法に沿った建物^{2,3,4)}は、平成20年(2008年)総務省統計局資料では日本全国既存住宅の40%以上に達している。Fig.2とFig.3に2タイプの建物における一年間の建物の空調負荷に対する冷暖房使用発生時間を示す⁶⁾。Fig.2は昭和55年(1980年)の住宅でQ値=5.2である。B範囲は空調機が断続運転する領域で、A範囲は小能力の領域を示す。Fig.3は平成4年(2022年)の2×4住宅でQ値=4.2であり、運転時間の分布には大きな差がある。Fig.3は建物の断熱性能が改善されているので、空調負荷が低減⁶⁾され、低負荷時の発生時間が伸長している⁷⁾。断熱性能が上がることで、最大能力の使用頻度は低減するが、最小能力の使用頻度は増加する。特に冷房時は、室内負荷(テレビ等の電化製品)が恒常的に存在するので、さらに冷房時間の発生時間が増加する傾向にある。この点を考慮すると、冷房期間は4月から10月まで必要とし、除湿運転の季節まで含む形となることが望ましい。

2.2.5 立ち上がり負荷の考慮

APF基準では、立ち上がり時の高負荷運転は考慮されていないが、実際の家庭での運転

パターンでは頻繁に発生する。冷房シーズンの帰宅時は部屋の温度が高い状態で、目標温度びなるまでは、運転開始してから約 10~20 分は必要である。建築物の断熱性が高くなっているため時間は短縮化される方向ではあるが、部屋の蓄熱性にも左右される。

エアコンの高負荷時の効率が APF に影響を与える可能性を日本冷凍空調工業会にて審議⁵⁾したが、測定が困難であることと定格能力で代行できると判断した経緯がある。実際はエアコンの電流上限の影響が大きいので、最大能力の効率改善が最も有効である。

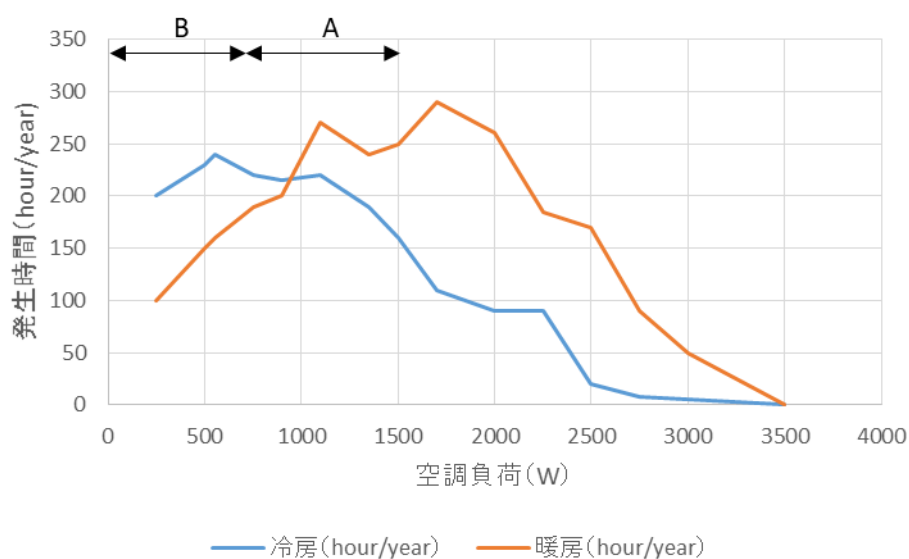


Fig.2 昭和 55 年 (1980) の住宅における一年間の各空調負荷発生時間 (Q = 5.2)

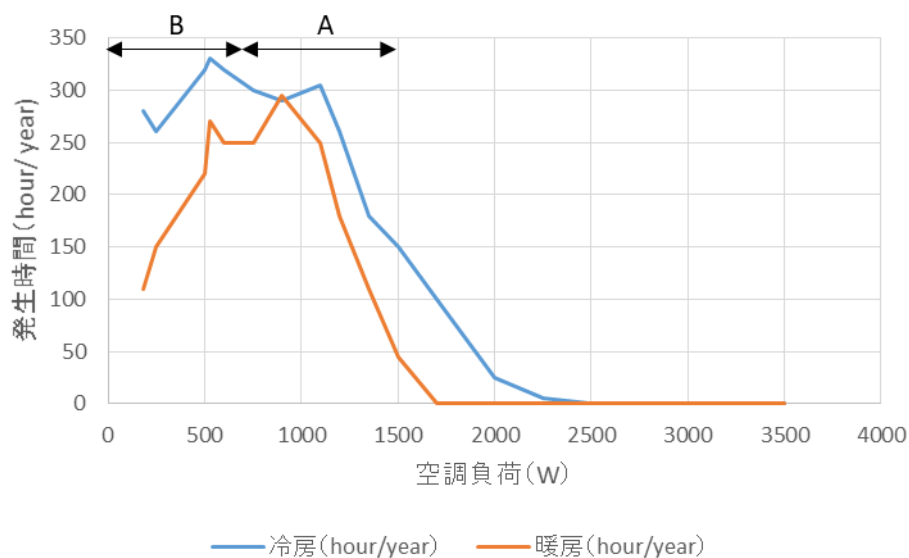


Fig.3 平成 4 年 (1992) の 2×4 住宅における一年間の各空調負荷発生時間 (Q = 4.2)

第2章の参考文献

- 1) 日本建築学会 「第二回住宅エネルギーシンポジウム」報告資料 2004.5.13
- 2) 国立研究開発法人建築研究所：建物のエネルギー消費性能に関する技術情報
<https://www.kenken.go.jp/becc/>
- 3) 国土交通省 改正省エネルギー法関連情報 平成 18 年 4.14
https://www.mlit.go.jp/jutakukentiku/build/jutakukentiku_house_tk_000045.html
- 4) 国土交通省「建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律について」平成 27 年 7.1
https://www.mlit.go.jp/jutakukentiku/jutakukentiku_house_tk4_000103.html
- 5) 日本冷凍空調工業会：ルームエアコンディショナの期間消費電力量算出基準,
JRA4046:2004 平成 11 年 6.17 制定, 平成 16 年 9.22 改正
- 6) 清水克浩, 北市昌一郎, 池谷智, 長岡良明, 石嶋満義：あらゆる住宅負荷に対応する
省エネエアコン「大清快NDRシリーズ」の開発, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文
集 第 38 回, 日本機械学会, 2004.4
- 7) 日経アーキテクチュア誌：オフィス冷房は設備過剰 , (1066), pp52-57, 2016-02-25
2013-1

第3章 評価基準の問題点解決方法

3.1 新 APF 基準の提案

JIS 基準となっている仕様を基礎に、2 章記述の問題点を解決する新 APF 基準の提案を行なう。建物負荷の軽減、運転時刻の夜間延長、冷房除湿期間、最少能力の重要性と外気による性能特性の考慮をして下記の Table2 に表現した。

- ① 算出方法 基本的に JIS 基準と同様に建物負荷と性能測定点から外気温毎の空調機の消費電力を算出し、発生時間をかけあわせて、積算する。
- ② 建物負荷 夜間を主体とするので、日射負荷を無くし、除湿運転期間を考慮して冷房の負荷ゼロ点を 23℃から 20℃に下げる。
- ③ 使用期間 冷房期間 6 月～9 月を 4 月～10 月に延長する。根拠は日本建築学会第二回住宅エネルギーシンポジウム¹⁾の報告において、4 月からの冷房使用が多く散見されることに起因している。
- ④ 使用時間 冷房は 18 時～6 時、暖房は 18 時～1 時とする。Table2 内のグラフに示すように冷暖房の使用時間は夜の使用率が 70%に達している。生活のパターンから推定すると、一般に勤務労働者は昼間不在で夜は帰宅後に使用する。と推定した。
- ⑤ 測定点 冷房の中間能力は外気温 29℃で測定し、最小能力は外気温 24℃で実測し、直線近似推定は廃止する。また、暖房は定格能力の温度条件で最小能力を実測とする。これらは実負荷特性に合わせる事を目的とする。除湿機能を有する機器は冷房最小能力の数値に除湿能力を用いる。
- ⑥ 総空調負荷 Table2 に示すように JIS 条件での冷暖房の負荷比率は 26 (冷房) : 74 (暖房) であるが、新 APF 基準では 40 : 60 となる。前述の建築学会シンポでは新省エネ住宅の負荷で 54 : 46、次世代省エネ住宅の負荷で 50 : 50 と報告されているので、新 APF 基準は実負荷に近づいている。今後は暖房と冷房の負荷比率を同等レベルにする調整する必要がある。

2.2.5 で述べた立ち上がり負荷については、新基準に織り込みのは困難と判断した。しかし、4 章以降の技術開発にはこの要素も考慮した。

Table 2 JIS 基準 APF と新 APF 基準の条件の比較

		JIS基準APF (昼夜)		新APF基準 (夜間)	
①算出方法		JIS算出方法		JIS算出方法	
	補足説明	建物負荷と各性能測定点から外気温度別のエアコン消費電力を算出し、消費電力と発生時間をかけあわせて算出する方式。			
②建物負荷	冷房35℃	2800W (日射、内部負荷あり)		1400W (JIS×0.50) (日射負荷無し、内部負荷有り)	
	暖房0℃	3191W (日射、内部負荷なし)		2369W (JIS×0.74) (日射、内部負荷なし)	
	冷房0点	23℃		20℃	
	暖房0点	17℃		17℃	
	設定根拠	夜間使用のため冷房期は日射負荷を加味しない。 冷房負荷=外気熱伝導負荷(*)+内部負荷(JIS)+換気負荷(JIS)で算出。(暖房は内部負荷無し) (*外気熱伝導負荷はQ値5.6kcal/m2/h/kで試算。2×4住宅の1.5倍相当(日本住宅設備協会調査) 除湿頻度の増加、建物性能実態を考慮し、内部負荷による冷房負荷0点を20℃に見直す。			
③使用期間	冷房期	6/2～9/21 (一日平均気温≥23℃)		4/22～10/26 (一日平均気温≥20℃)	
	暖房期	10/28～4/14 (一日平均気温≤17℃)		10/28～4/14 (一日平均気温≤17℃)	
	設定根拠	除湿頻度の増加、建物性能実態を考慮した冷房負荷0点の見直しに伴い、冷房期(除湿含む)の期間が拡大する。暖房は同じ。 日本建築学会「第2回住宅エネルギーシナリオ」調査結果にも4月中旬から冷房使用が記されている。 新基準の冷房期間は2000年東京地区データより設定。			
④使用時間	冷房期	6～24時 :1569h(冷房期間積算時間)		18～6時 :1498h(冷房期間積算時間)	
	暖房期	6～24時 :2707h(暖房期間積算時間)		18～1時 :1158h(暖房期間積算時間)	
	設定根拠	日本建築学会「第2回住宅エネルギーシナリオ」の全国調査結果より、エアコン使用時間を設定。 一般家庭では夜間使用率が全体70%に達し、冷房時間(34.2%)>暖房時間(26.8%)となる。 <在宅者> 昼間は窓開けて未使用 夕刻から窓を閉め使用 <勤務者> 昼間は不在で未使用 帰宅後エアコンを使用		<p>冷暖房使用時間実態(建築学会実態調査結果)</p>	
⑤測定点	冷房定格	27/35	実測値	27/35	実測値
	冷房中間	27/35	実測値	27/29	実測値
	冷房最小	—	推定値	27/24	実測値
	暖房定格	20/7	実測値	20/7	実測値
	暖房中間	20/7	実測値	20/7	実測値
暖房最小	—	推定値	20/7	実測値	
暖房2℃	20/2	実測値	20/2	実測値	
設定根拠	冷房中間最小測定外気は負荷点外気と差が大、精度向上のため測定点を見直す。 冷房低負荷時は、冷房では冷えず除湿しない等の理由により、除湿運転の使用頻度が高いとし、冷房最小性能には除湿性能を用いる。				
⑥総空調負荷	冷房期	1667kwh	26%	833kwh	40%
	暖房期	4789kwh	74%	1266kwh	60%
	年間	6456kwh	100%	2100kwh	100%
	結果の妥当性	日本建築学会「第2回住宅エネルギーシナリオ」調査結果での総空調負荷は以下の通り。 冷暖負荷比では、現行基準は暖房負荷が大きすぎる。新案の比率は妥当。 総負荷では、夜間とすれば新案も妥当。(新案で昼夜設定試算すると5200kwh)			
		住宅別	旧省エネ住宅	新省エネ住宅	次世代省エネ住宅
	冷房期	2600kwh	4.2%	2800kwh	5.4%
	暖房期	3600kwh	5.8%	2300kwh	4.6%
	年間	6200kwh	100%	5100kwh	100%

Table 2 のような改善結果が示すように、冷暖房期の負荷比率は現状の JIS 基準の省エネ

法の APF より新 APF 基準の方が、実使用や実機に近い評価を得ることができる。

Table 3 に高級機種（以下 A）と普及機種（以下 B）の現行 JIS 基準 APF と今回検討した新 APF 基準の計算結果の比較を示す。APF の絶対値が JIS 基準より高い値を示しているが、これは中間能力の COP を最小能力に線形近似している影響であり、特に B の方が顕著に表れている。また、A と B で最も大きな差が発生しているのは、最小能力の大小である。冷房時に A=400W、B=700W であり、B の方が断続する頻度が高く、効率が低くなる結果となっている。JIS 基準ではここまで大きな差は発生しない。通年の電力量は通年負荷を減らしたので、JIS 基準より小さくなっている。しかし、経産省委託事業の平成 21 年度エネルギー消費状況調査²⁾において、約一万件の住宅ではエアコンの通年消費電力量が 436～858kWh の範囲となっているので、新 APF 基準の数値結果である A の 449kWh、B の 817kWh の数値は実態に近い。

Table 3 JIS 基準 APF と新 APF 基準の数値比較（A：高級機種 / B：普及機種）

		A	B
冷房定格	能力(W)	2800	2800
	入力(W)	450	575
	COP	6.22	4.87
冷房中間	能力(W)	1300	1500
	入力(W)	165	250
	COP	7.88	6.00
冷房最小	能力(W)	400	700
	入力(W)	40	155
	COP	10.00	4.52
暖房定格	能力(W)	4000	4000
	入力(W)	650	810
	COP	6.15	4.94
暖房中間	能力(W)	1900	2100
	入力(W)	260	345
	COP	7.31	6.09
暖房最小	能力(W)	400	700
	入力(W)	45	170
	COP	8.89	4.12
暖房2°C	能力(W)	5800	4000
	入力(W)	1720	1180
	COP	3.37	3.39
定格平均	COP	6.19	4.90
中間平均	COP	7.59	6.04
最小平均	COP	9.44	4.32
①JIS基準APF current standard APF	総合負荷(kwh)	5295	5295
	電力量(kwh)	892	1092
	APF	5.9	4.8
②新APF基準 new standard APF	総合負荷(kwh)	2100	2100
	電力量(kwh)	449	817
	APF	4.6	2.5

建物性能と気象条件で変わるので、これを基本に補正をする事は可能である。本来 1994 年度の JISC9612³⁾には参考 2 の項に全てのデータを取得して計算する厳密法と言う評価指標があったが、2004 年以降の JIS 基準ではデータ測定点を減じ、簡易的に算出する評価法になっている。厳密法に回帰すれば精度はあがるが、測定点数が多く工数が高くなり、現実的でなくなっている。更に天候や建物負荷、生活パターンが変化しているので、本提案の新 APF 基準をひとつの解決策と考えている。

しかし、この新基準においても問題点が残る。測定点をベースに線形近似する部分は全てのエアコンの特性に当てはまるかは確認できないこと、断続運転の特性 Cd 値は依然と固定値を使用している事である。快適性を損なわずに省エネ性を向上させる⁴⁾エアコン開発の方向性に合致させるのには、よりフィールドに近い評価方法が必要である。その解決策を次項に記す。

3.2 新評価基準「環境試験室法」の提案

建築業界は省エネ住宅の開発や評価に注力しており、同時に付帯設備であるエアコンや換気についても研究している。実際にフィールドでのエネルギー調査⁵⁾は数多く施行されており、住宅の断熱・気密構造とエアコン機器⁶⁾の性能は密接な関係をもっている。

「住まい方とエネルギー消費実態の全国調査」が建築学会主催で 2002 年より開始され、最終報告が 2005 年 6 月に報告されている⁷⁾。全国 76 軒の実際の住宅に測定装置を設置し、大々的な調査が行われた。エアコンのみならず冷蔵庫・照明等の家電製品、給湯器の消費エネルギーや使用時間帯等が測定され貴重なデータが残っている。エアコンにおいては、吹出し風速と吹出し温度・吸込み温度により簡易的に性能も推定しており、効率 (COP) も算出している例もある。これ以降に経済産業省の委託事業において「平成 21 年度エネルギー消費状況調査」⁸⁾や (財) 省エネルギーセンター委託事業の「住宅におけるエネルギー使用に係る実態調査事業及び情報提供事業」^{9,10)}が報告されている。いずれも実際の住宅でのエネルギー使用量の把握が目的で、省エネ法策定のベースとなっている。

そこで建築業界が実際のモデル住宅を使用した実験を数多く行っているのをそれらを参考に実態に即した新基準を構築した。

本報告で提案する「環境試験室法」とは、各エアコンメーカーが実負荷評価に使用している実際のモデル住宅を利用するものである。温度および湿度等を調整できる試験室内にモデル住宅を装備しており、6 畳から 20 畳の部屋を有する一戸建てを設けている。各部屋の中は空間及び壁や床に 30 点～120 点の温度や湿度データを取得できるシステムとなっている。建物の断熱性を表す熱通過率 Q 値や換気回数に影響のあるすき間面積 C 値、日射等を調整する機能を備えている場合も多い。一般的には環境試験室または人工気象室と呼ばれている。

外気温度に相当する試験室内温度を変化させれば、冷房暖房それぞれのシーズンにおけるエアコンの特性値を確認できる。試験室内のモデル住宅の Q 値や C 値を決め、測定する

外気温を数ポイント決めれば、ほぼ実態と同様のエアコン特性が測定できる。メーカー間のエアコンの仕様（圧縮機や熱交換器の特性等）に関わらず、外気温の特性や断続特性等が正當に評価できる。この結果を年間の外気温発生時間で積算する事により、期間総合負荷と期間消費電力を導きだせるので、新たな通年エネルギー効率（APF）が算出できる。

建物の負荷特性と外気温発生パターンを合理的に決める必要があるが、建築学会や NEDO において、実負荷を検証した例も多くあるので、それらを参考とする。また、外気温発生パターンは現状の JIS 基準 APF と同様に気象データより代表を選択し、地域差は後で補正すれば良いと考える。

3.2.1 「環境試験室法」の建物の負荷の決定

日本住宅設備システム協会調査報告（NEDO）によれば、一般 2×4 住宅では日射影響のある冷房屋間の見かけの熱通過率は 7.85 kcal/m²・K で、SI 単位では 9.13 W/m²・K である。10 畳間で内部負荷を JIS 基準の 10m²あたり 3 人とすると 490W となり、JIS の定格冷房能力条件（室内 27℃/室外 35℃）で算出すると 1377W となる。式（2）に示す。

Q_C : 冷房定格温度条件での建物負荷

$$Q_C = \text{熱通過率} \times \text{床面積} \times \text{内外温度差} + \text{内部負荷} \quad (2)$$

$$9.13 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]} \times 16.2 \text{ [m}^2] \times (35 - 27) \text{ [K]} + 490 \text{ [W]} = 1377 \text{ [W]}$$

今後、建築事情で変化する可能性はあるが、この数値を建物負荷とする。2.8kW クラスの 10 畳用エアコンでは、JIS 定格能力条件温度での実負荷は中間能力程度と判断できる。平成 25 年（2013 年）の建築基準法では更に Q 値は低いが、市場での普及を考慮すれば現在はこの程度の負荷が妥当と判断する。

同一試験室で暖房評価をするので、暖房負荷は一義的に決定する。JIS の定格暖房標準能力負荷（室内 20℃/室外 7℃）で 600W となる。

3.2.2 「環境試験室法」の室内温度測定点の決定

日本の家屋を基準として 10 畳間を基本に考えると、被空調の空間は、床面が長手方向 4500mm、短手方向 3600mm 長方形となり、高さは 2400mm の直方体となる。

部屋の温度の平均を取得するために測定点を 60 点とした。（日本の空調企業は 36 点～120 点：1998 年日冷工調査）60 点の内訳は Fig.4 に示す。水平面に 12 点、そのポイントから垂直面に 5 点で床から 50, 300, 800, 1300, 1800mm とした。6～12 畳まではこの方式で測定点とする。窓や壁の輻射影響を軽減する為に、測定点を壁に対して 500mm 以上離れた。相対湿度は温度に依存するので絶対湿度を 1 点取得する事とした。

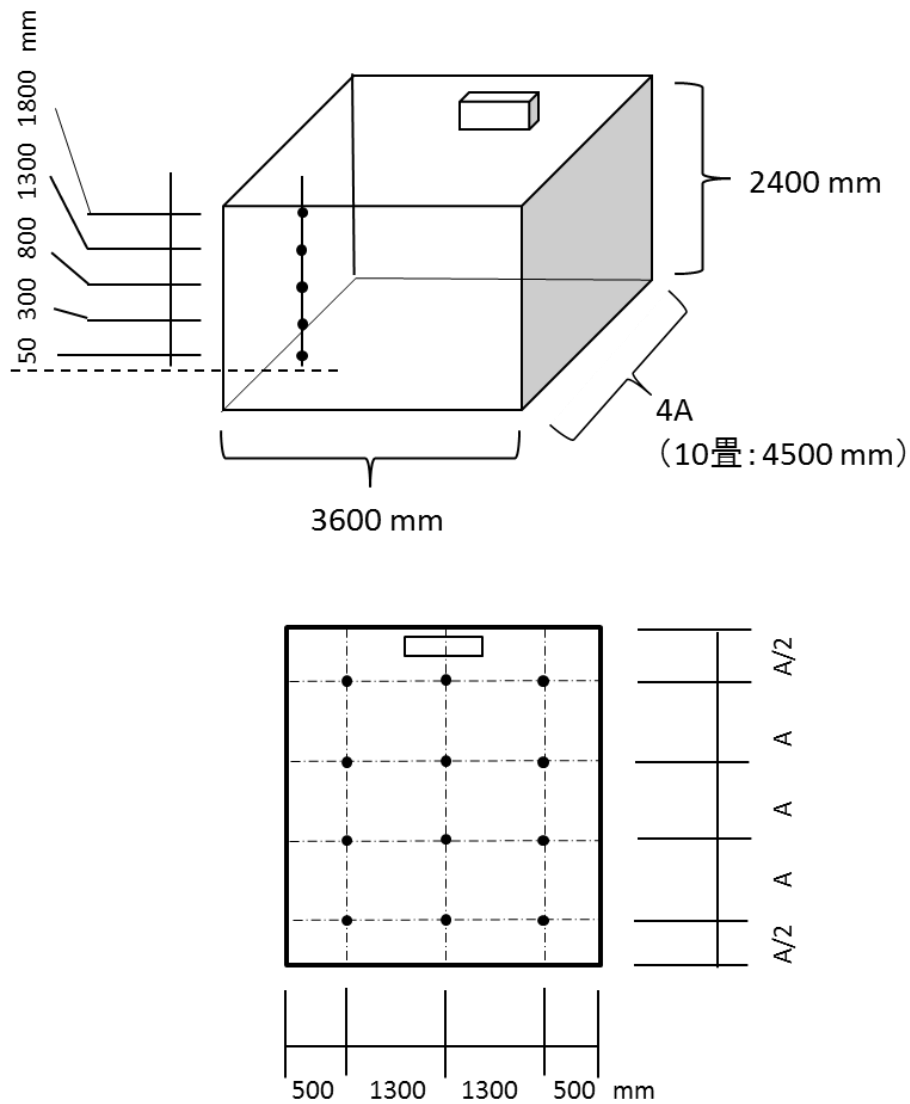


Fig.4 環境試験室 10 畳間の温度測定点 60 点の位置

3.2.3 「環境試験室法」の発生時間の決定

年間の温度ごとの発生時間は JIS 基準⁹⁾に準拠する。下記 Table 4 ・ Table 5 のように東京地方の気象データをベースに、外気温度 1K ごとの発生時間を設定している。

Table 4 東京地域の冷房シーズン一年間の外気温度ごとの発生時間⁸⁾

温度区分	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	計
外気温度 °C	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	-
発生時間 h	161	201	197	191	213	182	166	123	86	39	10	0	0	0	0	1569

Table 5 東京地域の暖房シーズン一年間の外気温ごとの発生時間⁸⁾

温度区分	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
外気温度 °C	-14	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1
発生時間 h	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	5
温度区分	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	計
外気温度 °C	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	-
発生時間 h	25	75	121	176	207	257	281	315	271	225	234	197	130	111	75	2707

冷暖房共これらの数値を用いて、通年エネルギー消費効率(APF)を算出する。外気温は1Kごとに測定する評価と代表3点の評価を次項にて比較したが、代表3点を推奨案とした。外気温は代表の外気温冷暖各々3点ずつ測定し、JIS基準の計算と同じ方法で計算する。

データは1Kごとに測定したが、この提案での評価値は、冷房条件では26, 29, 33°Cの3点、暖房条件では2, 7, 13°Cの3点とした。これらの温度条件は発生時間が多い事と線形推定の幅を均一化させる事を意図している。

3.2.4 「環境試験室法」の評価結果

第一段階として、全ての外気温1Kごとに実測を試みた。被測定エアコンは東芝製285NDR (Table3 高級機種A) を使用し、冷房と暖房の測定を実施した。

Fig.5 は冷房運転時の外気温度とエアコンの消費電力の特性を表わしている。外気温度を横軸、エアコンの消費電力を縦軸としたグラフである。建物負荷直線はJIS基準の建物負荷と推奨建物負荷を併記した。推奨建物負荷は19~23°Cの負荷を追加している。熱帯夜ではこの温度帯でのエアコン使用が日常化しているからである。一方、JIS基準の外気温度ごとの発生時間と参考に2000~2003年の東京における外気温度の発生時間を記載した。JIS基準は1980~1990年の気象データを参考にしているが、2000年以降の気象データと合致していない。今後の課題である。

Fig.6 は暖房運転時の外気温とエアコンの消費電力の特性を表わしている。同様に外気温を横軸、エアコンの消費電力を縦軸としたグラフである。二種類の建物負荷も併記している。エアコンの消費電力に外気温2°Cにおいて変曲点があるのは、その温度以下では除霜運転が付加されるからである。

この実験では、外気温1Kごとに測定したが、前述のように冷暖房各3点のデータを用いて計算する。3.1項の新APF基準とJIS基準APFの比較の表に加えた結果をTable5に示す。より厳密に近い環境試験室法の結果の方が新APF基準試算結果に近い。

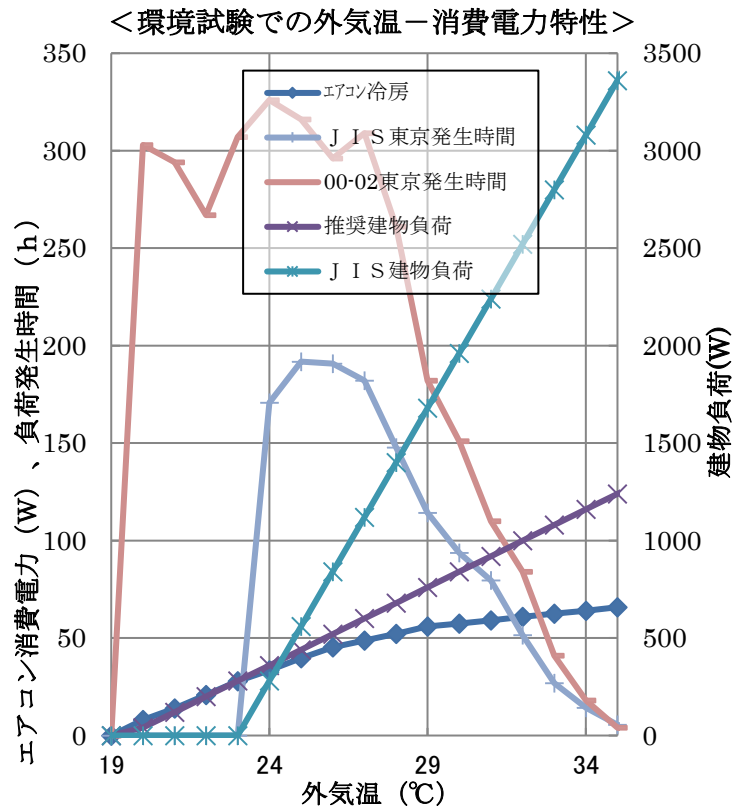


Fig.5 冷房シーズンにおける環境試験での外気温ごと発生時間と建物負荷

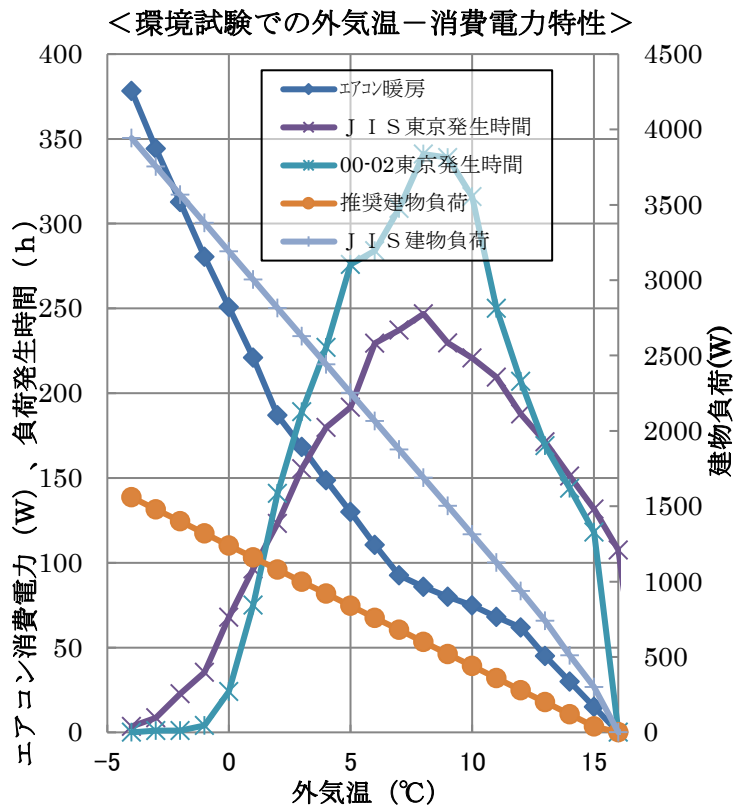


Fig.6 暖房シーズンにおける環境試験での外気温ごと発生時間と建物負荷

Table 6 JIS 基準 APF, 新基準 APF と環境試験室法の数値比較

A: 高級機種 B: 普及機種

		A	B
JIS基準APF	総合負荷(kWh)	5295	5295
	消費電力量(kWh)	892	1092
	APF	5.9	4.8
新APF基準	総合負荷(kWh)	2100	2100
	消費電力量(kWh)	449	817
	APF	4.6	2.5
環境試験室法(3点法※)	総合負荷(kWh)	2100	2100
	消費電力量(kWh)	457	914
	APF	4.6	2.3

※冷房：33,29,26°C／暖房：2,7,12°C

第3章の参考文献

- 1) 日本建築学会：「第二回住宅エネルギーシンポジウム」報告資料 2004.5.13
- 2) 経済産業省資源エネルギー庁委託調査「平成21年度エネルギー消費状況調査」平22.3
- 2) 日本産業標準調査会：日本産業規格 JISC9612:1994
- 4) 温熱環境委員会：夏期オフィスの冷房に関する提言，空気調和衛生工学会 2014.4.24
- 5) (財)省エネルギーセンター委託「平成13年度 - 平成16年度省エネルギー設備等導入促進情報公開対策事業 住宅におけるエネルギー使用に係る実態調査事業及び情報提供事業」平18年.3
- 6) 飛原英治：ユーザの立場を重視した冷凍空調機器の性能評価法の確立に向けて（機器の高効率化とCO2削減）日本冷凍空調学会誌，冷凍 80(935), pp771-777, 2005-09
- 7) 日本建築学会：「第三回住宅エネルギーシンポジウム」報告資料 2005.
- 8) 経済産業省：「平成21年度エネルギー消費状況調査」平24年9月4日
- 9) (財)省エネルギーセンター委託「平成13年度 - 平成16年度省エネルギー設備等導入促進情報公開対策事業 住宅におけるエネルギー使用に係る実態調査事業及び情報提供事業」平18年.3
- 10) (財)省エネセンター：平成27年度国際エネルギー使用合理化等対策事業，（機器分野の省エネ普及促進事業），平28.3

第4章 空調機の省エネ開発検討

実態に近い通年エネルギー消費効率の新 APF 基準の提案を行なった。JIS 基準 APF とは異なるこの基準における省エネルギー性能を向上させるための技術開発を行なう。外気温度による軽負荷での断続運転時間を低減する方法、4月～6月に運転される除湿運転の消費電力低減と冷房シーズンの朝方の外気温度を利用する方法、エアコン運転開始時の立ち上がり負荷の効率向上策について考察する。

4.1 室内外温度条件に適応する空調機について（省エネ技術 I：小能力強化）

4.1.1 外気温度の依存について

冷房運転において、実際の一般家庭では外気温度が 28℃以下でも運転を継続させている。3章の環境試験室法で使用した負荷は 35℃で定格能力の約 50%の負荷で運転しており、外気温 29℃では約 40%，24℃では 25%である。通常はインバータエアコンであっても、28℃以下では断続運転する機会が多い。前出の第二回住宅エネルギーシンポジウム報告では、76軒中ほぼ 100%の家庭が断続運転を記録している。この運転は、停止と運転を繰り返すので冷凍サイクルの過渡時の特性から、安定以降の能力を発揮するまでの不安定要素があり、効率が低下する。これを一般的に Cd 値として効率低下係数として使用している。

従って、エアコンの省エネルギー性を向上させるにはなるべく断続運転しないように、最小能力値を下げる事と小能力でも効率を保持する¹⁾と言う二つの点に注力している。鍵となる技術開発は冷凍サイクル内の圧縮機の回転数を低減させる事と圧縮機の排除容積を低減させる事である。つまり効率を低下させずに、圧縮機の低回転化と低容量化する事が大きな課題となる¹⁾。

4.1.2 圧縮機の低容量化

低回転化の技術は電氣的なインバータ制御により、6～9Hz までは可能となっている。定格能力を保持しながら、6Hz 域の運転をしても 2.8kW クラスのエアコンでは 0.3kW 以上の能力が発揮されてしまい、断続運転にいたる場合が多い。

そこで低容量化に注目した。日本の各エアコンメーカーは圧縮機の機構を 2 種類持っている。ロータリータイプとスクロールタイプ²⁾である。

Fig.7 にロータリータイプ、Fig.8 にスクロールタイプの圧縮部の機構を示す。Fig.7 のロータリータイプは円筒シリンダの中を図内ハッチング部の円筒のローラーが偏心摺動運動して、矢印の方向に冷媒が流れ、圧縮されて吐き出される。

Fig.8 のスクロールタイプ³⁾は渦巻き状の壁を持つシリンダとローラーが組み合わさり、偏心摺動運動して外周から入った冷媒を中心に向かって圧縮し、中央から吐き出される。

それぞれの特徴はあるが、各社この 2 タイプを使い分けている。圧縮機に求められる仕様は、①能力、②効率、③低騒音・低振動、④軽量・コンパクト等がある。性能は排除容積

によって決まり、効率はモータや機構部の損失等によって決まる。低騒音・低振動化は種々の要因はあるが、偏心量に起因する場合が多い。同一能力を発揮する場合、スクロールタイプの方がロータリータイプより偏心量を少なくできるが、ロータリータイプも 2 シリンダ構造にして、この問題を解決している。

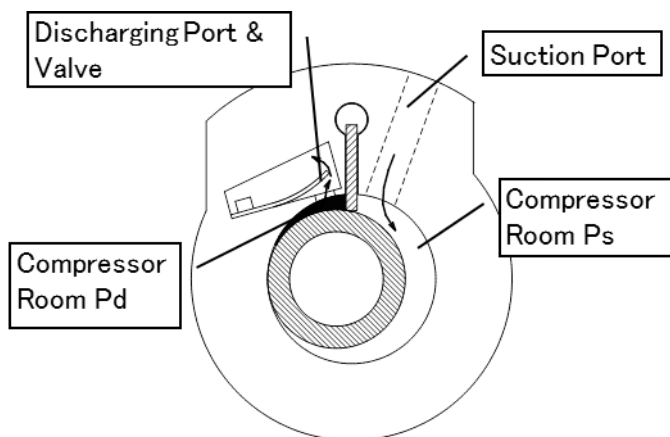


Fig.7 ロータリータイプの圧縮機構造

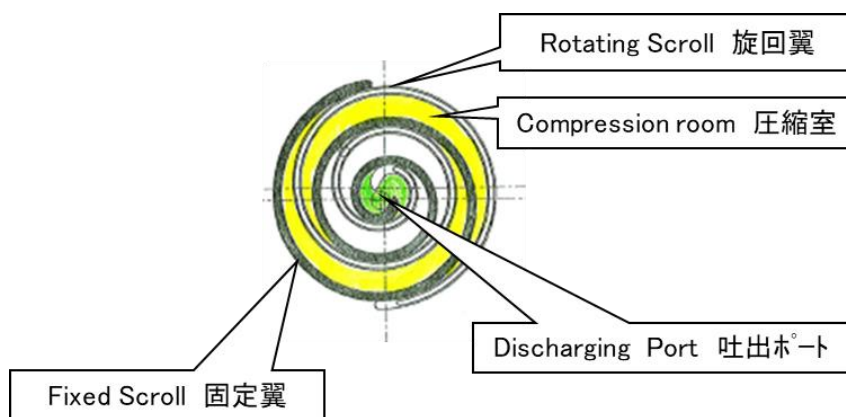


Fig.8 スクロールタイプの圧縮機構造²³⁾

低容量化により断続運転がなくなり、エアコン全体システムの効率を上げる事ができるが、そのためにはには、回転数を低減させる方法がある。これはモータのトルク制御等と圧縮機の摺動特性の維持（油膜形成）が主要課題となり、現在は 6~9Hz まで低減させる事ができている。いずれも回転数を下げても効率を維持する事が課題であり、一般論ではあるが、圧縮機の低回転域では効率が低下する傾向がある。Fig.9 はロータリータイプとスクロールタイプを実験結果から比較した図である。横軸を回転数比で 1 を定格能力時の回転数を示

し、縦軸をそれぞれのピーク効率を 1 として概念的な作図を行なった。小能力域では若干ロータリータイプが有利である。

小能力域では圧縮機の排除容積を小さくすれば良いのであるが、所定の定格能力を保持する事が優先となっており、さらに APF 基準にて数値を向上させるため中間能力と定格能力での効率を最大にするように設計している。ここでの設計とは、圧縮機の排除容積とモータの回転数ごとの効率のマッチングを意味する。

圧縮機の開発目標は定格能力と中間能力の効率を保持しながら、最小能力を低減させ、かつその効率を高める事にある。解決策 I として 5 章に後述する。

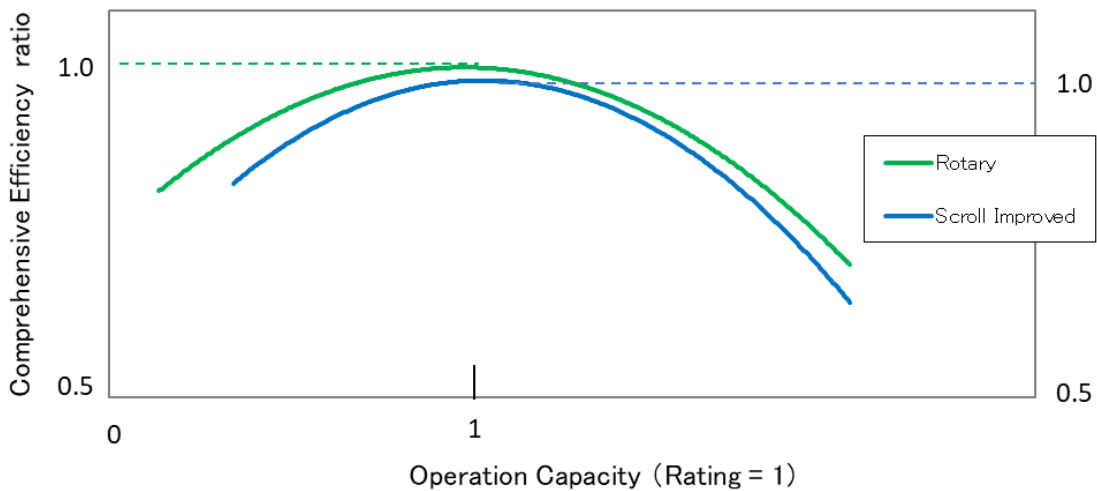


Fig.9 圧縮機の最大効率に対する負荷特性（一般例）

4.2 空調の除湿について（省エネ技術Ⅱ：省エネ除湿）

4.2.1 現在の家庭用空調の除湿

一般家庭において、梅雨時は室温を下げずに除湿をする要求があり、その場合は専用の除湿機を使用するかエアコンの除湿機能を使用する。一般的にエアコンでも高級機は室温を下げない除湿機能が搭載されており、エアコンの室内側に露点以下の除湿用熱交換器と冷えた空気を暖める再加熱熱交換器に分離する構造となっている。これを再熱除湿と呼ぶ。専用の除湿機や設備用では、この方式以外に吸着剤を利用したデシカント式⁴⁾を利用するタイプもあるが、エアコンではほとんどが再熱除湿タイプである。

なお、普及機にはこの機能はなく、インバータ装置を利用した低速回転の冷房を「ドライ」と呼んでアピールしているが、厳密には除湿ではない。

再熱除湿のシステムは Fig.10 に示す家庭用エアコンの分解図の中の熱交換器に機構が組

み込まれている。このタイプをフィン&チューブ構造と称して、アルミニウムの薄板に銅パイプを差し込み、銅パイプに冷媒を流し、アルミニウムの薄板にて熱交換する。

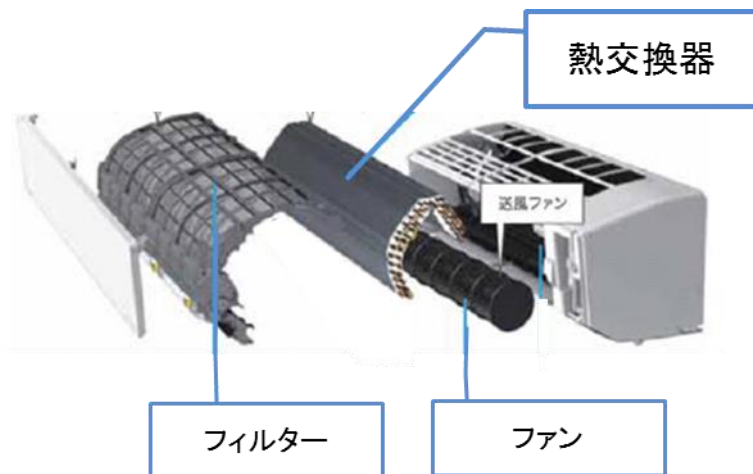


Fig.10 エアコン室内機の分解構造図

除湿機能の無い室内機の熱交換器側面を Fig.11 に示す。銅パイプを中心に熱交換器の横から見た図であり、冷房の流れで表現している。冷媒が①入口からパイプ二本分を通り、②の分岐管にて二方向に分かれ、③の合流管出口より合流してから流れ出る。

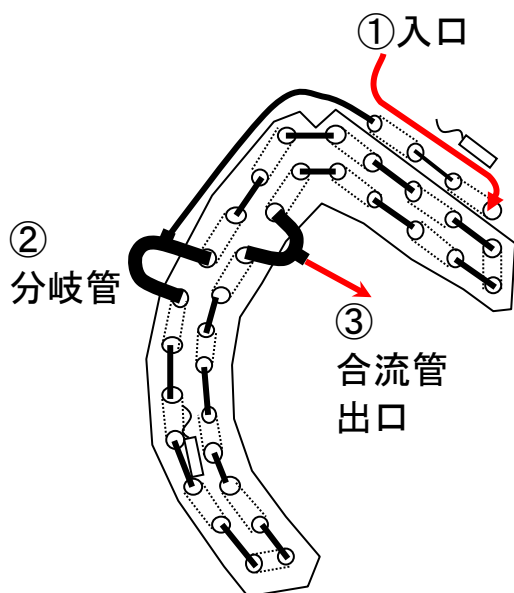


Fig.11 除湿機能のない室内熱交換器の側断面と配管

これに対し、除湿機能の有る熱交換器は Fig.12 のように、冷媒が①入口から約半分の熱

交換器を通った後に一旦合流して②二方弁を通り，二方弁を出た後に残りの半分の熱交換器を通り③合流して流れ出る．この二方弁は閉弁時に減圧可能な小さな隙間を有し，開弁時は大流量が確保できるようになっている．

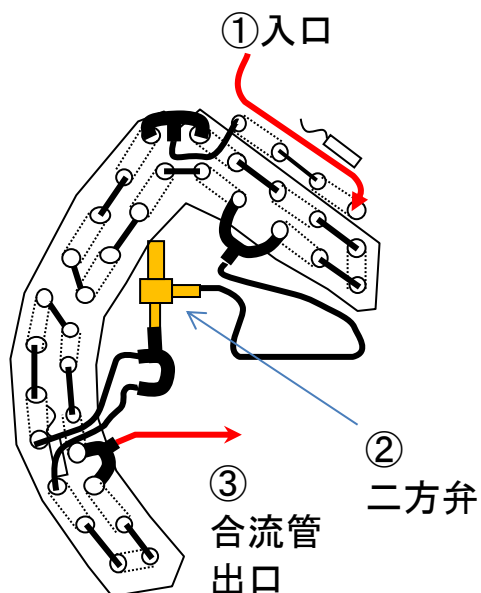


Fig.12 除湿機能のある室内熱交換器の側断面と配管

実際に除湿運転時は Fig.13 のように入口側の熱交換器半分が高温となり，出口側の熱交半分が低温となる．低温側で除湿した空気を高温側の空気が暖める事により，吸込み温度と同等の吹き出し温度となり，室内温度を変化させずに湿度のみを下げる事ができる．

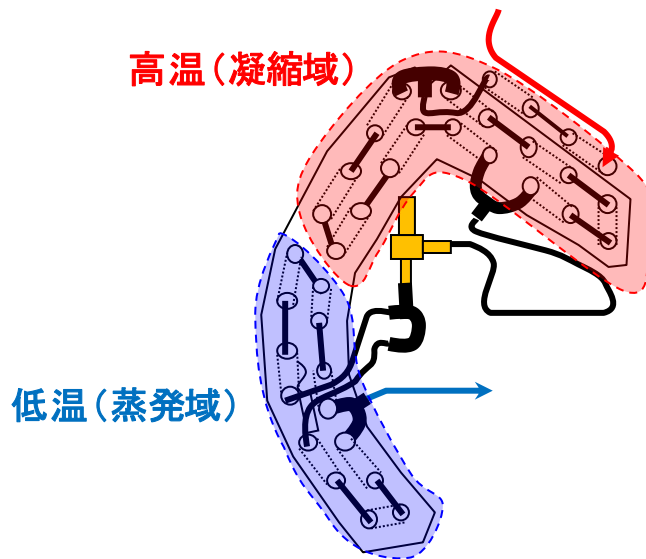


Fig.13 除湿運転時の熱交換器の代表的温度分布図

この状態を空気線図で表わすと Fig.14 のようになる⁵⁾。温度 24℃/相対湿度 60%の状態から、温度 24℃/相対湿度 50%に移行した例を示す。この時の低温（蒸発域，除湿用）側の熱交換器の温度は 10～12℃として、露点温度の 15℃以下に調整する。高温側は低温側の冷房能力を打ち消す為に約 27℃以上の温度に調整する。

いずれも温度センサーで検知しながら、冷凍サイクルバランスをとる制御⁶⁾を行なう。これらの作用により、再熱除湿が完成し、部屋の温度を下げない除湿が可能となる。しかし、この除湿方式は消費電力が高く、8 畳間で外気温 24℃、室温 24℃/相対湿度 60%の状態を 50%に移行させる為に、300～600W のエネルギーを消費する。この点が再熱除湿のウイークポイントである。

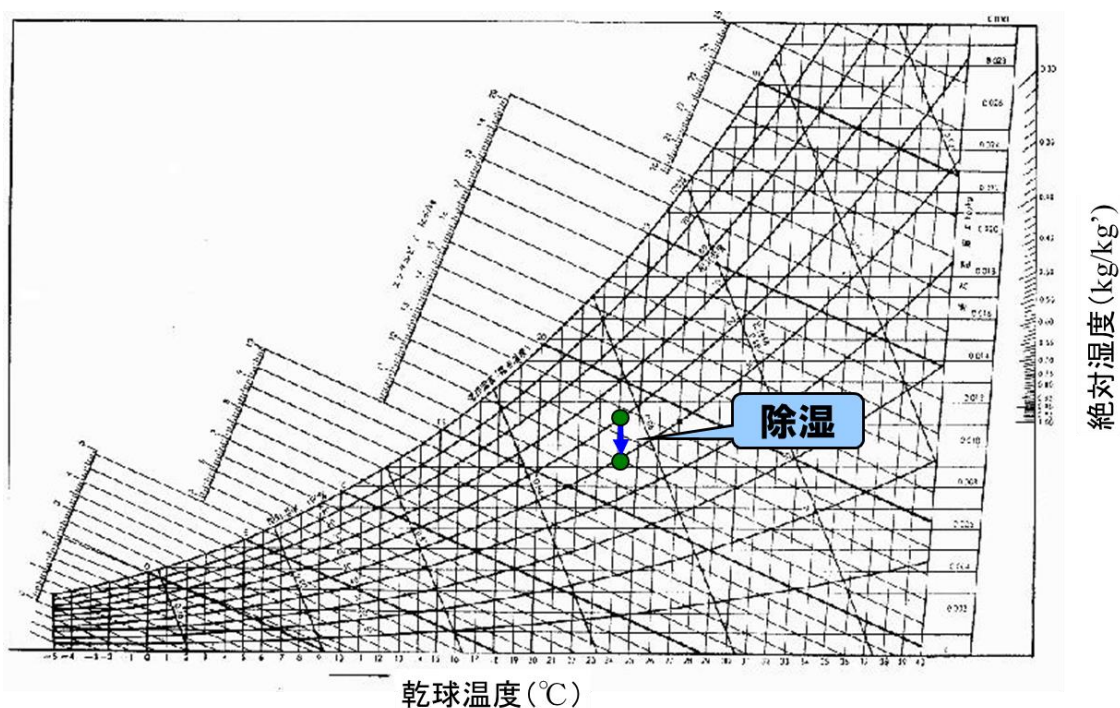


Fig.14 除湿運転前後の空気状態変化図

4.2.2 省エネ除湿の基本コンセプト

前項のウイークポイントである高い消費電力を下げる為に、熱交換器の一部だけ冷却する可変熱交除湿方式を考案した。空気温湿度によって冷却する熱交換器面積が変化するのでこの名称となっている。熱交換器の一部だけ冷却し、その他の熱交換器の大半を完全にスーパーヒート領域にする方式で、再熱する必要がないので消費電力は半分以下となる。この方式には二つの問題があり、従来から採用されてこなかった。問題点は①エアコンの内部結露、②冷凍サイクルの不安定、である。これらを解決した結果を6章にて述べる。

現在、省エネ法によりエアコンの省エネ化が進んでいる。その解決策は圧縮機の機械効率とモータ効率、圧縮機の制御効率、冷凍サイクル、ファンとファンモータ等の改善である。冷凍サイクルの改善では熱交換器の効率改善と面積増加が有効であり、各社とも熱交換器が大きくなる傾向にある。これにより冷房では蒸発温度が高くなり潜熱が取れにくくなっている。つまり、「この冷房は、温度は下がるがサラッとしにくい。」⁷⁾と言う評価となる。一般冷房も温度のみを低減させる顕熱冷房から湿度も同時に低減させる潜熱冷房³⁾への移行ができるようなシステムが必要で、6章で述べる解決策の方式を利用することができる。

4.3 未利用エネルギーについて (省エネ技術Ⅲ：冷媒ポンプ)

冷房シーズンの朝方の外気温度は22~25°Cとなる場合が一般的であるが、部屋の熱負荷が継続しているため室温27°C前後で冷房運転を継続している。吸気タイプの換気扇で外気導入できれば、省エネ性が向上する。このように未利用のエネルギーをエアコンでも利用する

システムを構築するため、一般の未利用エネルギーの利用例を調査し、考察を行なう。

4.3.1 未利用のエネルギーとは

空調に特化した場合、未利用エネルギーとは廃熱（排熱）と自然エネルギーを指し、後者に注目すると素材としては太陽、外気、宇宙、地面、地中、地下水、火山活動等がある。一般的には利用価値のあるエネルギーをいかに移動させて伝えるか、いかに蓄えるか、が課題である。言葉を置き換えると①熱伝達・熱搬送と②蓄熱となり、それらをイニシャルコストとランニングコストを抑えて実現することが重要である。

ヒートポンプやヒートパイプはすでに環境適応型の熱搬送装置として認知されている。冷凍サイクルの重要部品である熱交換器も継続的に効率向上を目指している。

熱源から被熱源に効率よく伝えることが省エネ向上につながり、CO₂ 排出量削減の原動力となる。空調機の場合は、空気と主にフロンガスの冷媒との熱交換となるが、この空気は自然界に存在するモノであり、過去よりいろいろな方法で活用してきた。中世代は建物の構造や立地場所等を選択し、基本的に空調装置がなくても快適になるよう工夫してきた歴史があるが、現在では立地条件や経済的な理由からエアコン等の人工的な装置が不可欠となっている。

そこで利用できそうな熱源と被熱源についてまとめてみた。過去から現在で有効な利用方法があるか探してみる。

Table 7 に示すように、縦軸左に熱源、横軸上部に被熱源を列記し、マトリックス状の中に利用状況を記載してみる。現状の工業製品と歴史ある民生道具まで網羅して、俯瞰すると、自然界に存在する⁸⁾ 空気・水^{9,10)}・地下・太陽¹¹⁾・火 等を運用すれば、未利用エネルギーを活かすことができる¹²⁾。そのために高効率な工業製品がうまれている。

次項に様々な分野での実施例を述べる。

Table 7 熱源と被熱源のマトリックス表

熱源 \ 被熱源		冷媒 (C系、水、空気も含む)	水			空気	地	人(モノ)
			閉回路の水	開回路の水	地下水 湧水			
冷媒 (C系、水、空気も含む)		二元サイクル 水冷媒、空気冷媒	水冷チラー(内)	給湯(A2W) 冷水器	-	ヒートポンプ(内) ヒートパイプ(先) 冷凍機内	-	輻射パネル 伝熱 冷凍機内
水	閉回路の水	地中熱ヒートポンプ 冷凍機(外) 水冷チラー(外)	-	-	-	チラー(内)、AHU	-	コンクリート冷却
	開回路の水	-	-	-	-	冷風扇、噴霧	散水、噴霧	給湯、飲料
	地下水 湧水	地下水利用水冷 チラー ヒートポンプ熱交換	水冷クーリングタ ワー(新機構) 直膨チラー	-	-	わきみずクーラー 的(直膨)	散水、噴霧	水浴び
空気		ヒートポンプ(外) ヒートパイプ(元) 冷凍機	クーリングタワー	-	-	扇風機・換気 (前川製作所 パスカルエア)	チセ(改) 長澤システム	空調
地		(地中熱ヒートポンプ 、ブライン)	地中熱回収用 融雪	-	-	クールチューブ 里山、古民家 洞窟	-	輻射、地面蓄熱
火		冷媒加熱	ボイラー ラジエーター他(欧州 の家屋)	ボイラー 一般給湯	-	暖炉 ガス・石油ストーブ こたつ	チセ (アイヌの古民家)	暖炉、囲炉裏 こたつ、たき火、ス トープ
太陽(日)		-	太陽熱、減圧沸騰 太陽熱蓄熱	太陽熱温水器	温水池	パッシブハウス 温室(農業用) トロンブ壁	パッシブハウス 躯体蓄熱	日光浴、日向ぼっこ
宇宙		-	輻射冷蔵庫	-	輻射冷蔵庫水活用	-	-	-

4.3.2 未利用エネルギー利用実施例

①外気を利用する例：現在、データセンターは世界各国に存在し、かなり高いエネルギーを使用していると同時にそこで発生する熱を排気する事が大きな課題となっている。通常は空調装置を用いて冷却するが、省エネルギー推進の観点から数々の方式が検討実施されている。Google社はコンテナタイプのパッケージ化されたデータセンターを作成し、世界レベルで配置しており、比較的気温の低い夜側のデータセンターのみを稼働し、全体の熱負荷を低減している。この地球規模での省エネ推進は巧妙である。また、日本国内の例ではFig.15の様な外気温を利用するシステムが稼働している。冷却塔¹³⁾により外気温を使って一次側の水を冷やし、熱交換により二次的に水を循環してデータセンター庫内を冷やすシステムである¹⁴⁾。外気温が高くて冷却不足を起こす時は通常の空調装置に切り替える。

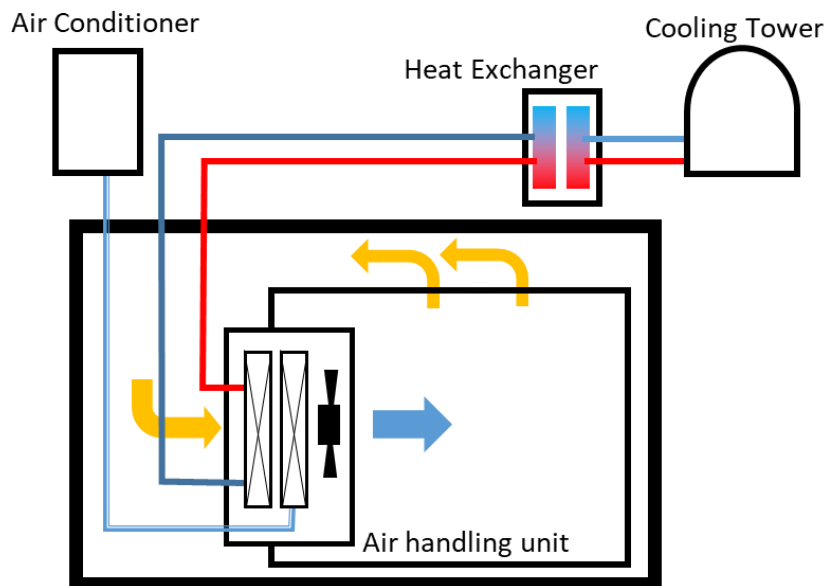


Fig.15 データセンターにおける外気温利用のフリークーリングシステム

同様に外気を直接利用する方法として、Fig.16 に示すようなチラーシステムがある。この場合はクーリングタワーとは異なり、直接冷媒を冷やして、二次的にクローズループの水を冷やしている。圧縮機とポンプが並列で組み込まれ、弁によって切り替えるシステムとなっている¹⁵⁾。例えば、冷房シーズンの朝方は外気温が 22~25℃程度なので、冷媒を圧縮せずにポンプで循環するだけで水を冷やす事ができる。つまりヒートポンプをヒートパイプとして駆動させる事になる。この方式を以降 [冷媒ポンプ] と称する。

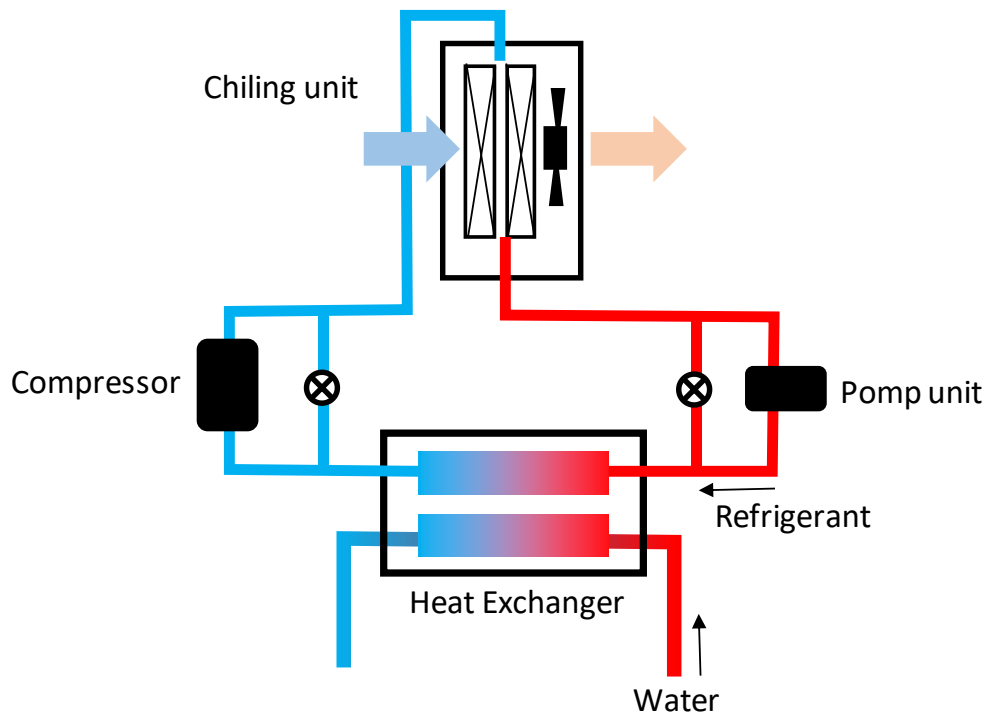


Fig.16 チラーにおける外気温利用フリークーリングシステム

②地中熱を利用する例:地中 5m の温度は年間を通じて約 15~18℃なので, 夏は冷房, 冬は暖房に利用できる. 地下水の温度もほぼ同様である.

Fig.17 に日本気象協会の関東地方のデータ¹⁶⁾を抜粋した地下 5m の一年間の変化図を示す. 地下 5m の温度は, 夏冬ともに地表の温度より 10deg 以上の差があるので, 利用価値がある. Fig.18 様に, ヒートポンプサイクルの中に熱源として地中や地下水の熱を利用して省エネ性を高めるシステムがある. 気象条件によって, 負荷側の容量が大きくシステムの熱量不足が発生する事もあるので, 電気的な空調システムを併用する事が多い.

地下 5m の年間温度推移をみると, 15.1℃から 18.6℃の変化があり, 地表面の温度変化と位相がほぼ逆転している. つまり地中温度が夏は低め, 冬は高め¹⁷⁾となっており益々利用するのに好都合な動きになっているのである. 地表の土の膨大な蓄熱作用がこの結果を産み, 北海道の先住民であるアイヌのチセの家¹⁷⁾はこの温度変化を利用している¹⁸⁾.

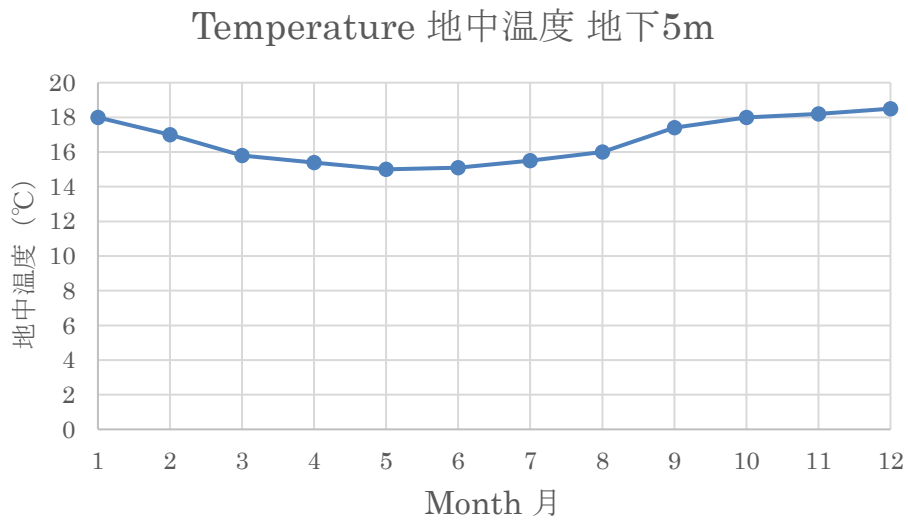


Fig.17 地下5mにおける一年間の地中温度変化

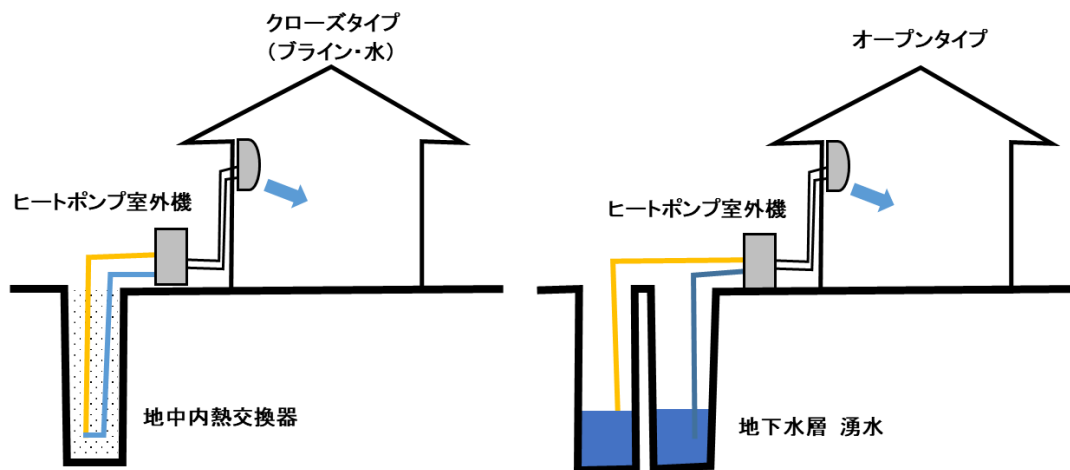


Fig.18 地中熱利用ヒートポンプ例¹⁶⁾

また、Fig.19 のように、地下の熱をヒートパイプによって汲み上げて融雪に利用している例も多く存在する。

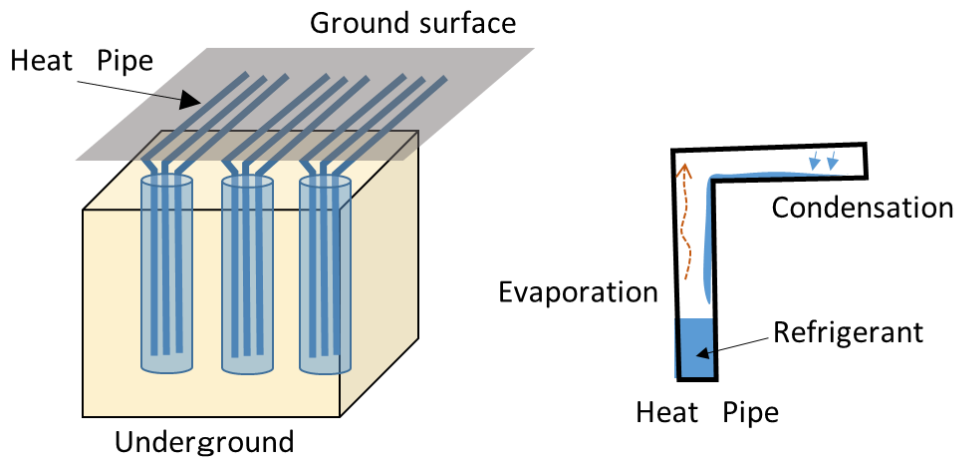


Fig.19 地中熱利用における融雪ヒートパイプシステム

③排熱を利用する例：ゴミの焼却場や発電所等では，排熱¹⁹⁾を利用して空調や給湯に使用している例がある^{20,21)}．現在は設備に巨額の投資が必要なので限定的であるが，化石資源が枯渇の危機を迎えた時は一気にこの方向に進む可能性がある^{10,14)}．関連図を Fig.20 に示す²²⁾．

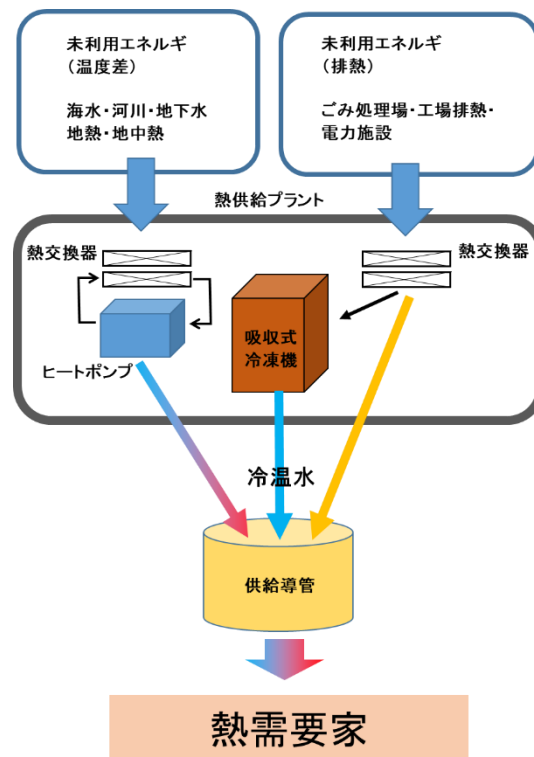


Fig.20 排熱利用システムの概念図

4.3.3 家庭用エアコンでの解決策

空調機にて自然のエネルギーを利用した省エネシステムを考案する。前項の外気温利用のチラーシステムの構成を利用する方法があり、特願 2009-217901 にて特許提案されている。このシステムの構成の特徴は、並列でポンプを付帯せずに圧縮機をポンプの様に動作させる事にある。つまり圧縮機を利用した冷媒ポンプである。

Fig.21 に最も単純な家庭用エアコンの構成図を示す。冷房を想定した場合、冷凍サイクルの蒸発器が室内側で、凝縮器が室外側となり、室外機の中に圧縮機と膨張弁を装備している。通常は圧縮機で低温低压のガス状冷媒を高温高压のガス状冷媒に移行させる。その後、等圧条件下の凝縮器にてガス状から液状に変換する時に放熱する。その後、膨張弁にて膨張させて、低压の液状冷媒となり、等圧条件下にて液状からガス状冷媒に変化するとき吸熱する。この放熱が暖房、吸熱が冷房の原理となる。

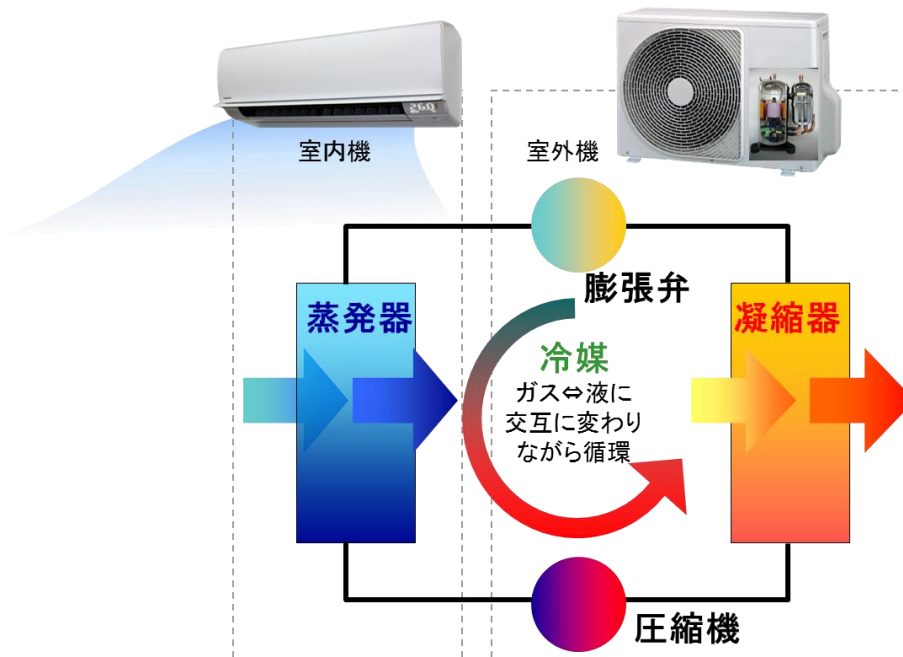


Fig.21 冷凍サイクル概念図

この循環を一般的に冷凍サイクル^{11,19)}と呼び、状態変化を圧力と比エンタルピのモリエル線図で表わすと Fig.22 のようになる。冷媒の気体と二相域と液体の境界を黒実線で示し、等圧変化と断熱変化を繰り返す様子が見える。圧縮機にて高温高压のガス冷媒に移行させるのが一般的空調であるが、これをポンプの様に作動させると圧力はわずかな上昇で冷媒を移動させるようになり、Fig.23 左図に示すガスポンプ方式の循環サイクルとなる。冷房シーズンにおいて、朝方の外気 25°C の熱を 30°C の室内側に運ぶと言う形となり、消費電力はかなり低減される。Fig.23 右図はサイクルを逆転させて、液ポンプ作用をさせた場合を示す。

しかし、圧縮機をポンプのように利用するには、問題があり、簡単ではない。これらを解決し、実用化方法を開発したので7章にて述べる。

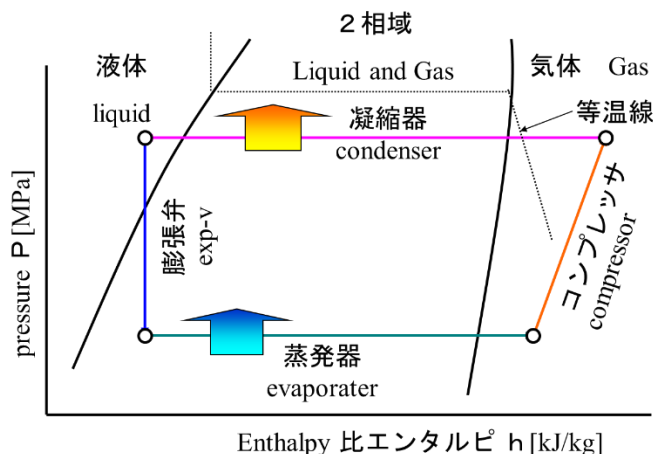


Fig.22 一般的ヒートポンプのモリエル線図

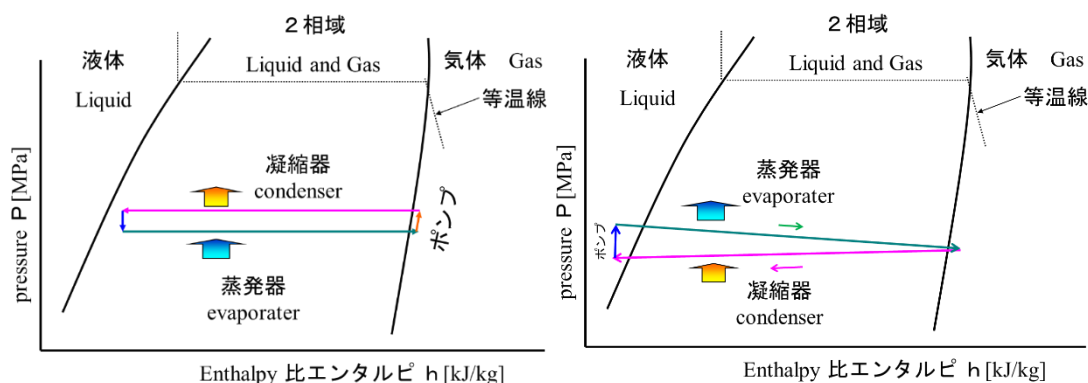


Fig.23 冷媒ポンプ作用時のモリエル線図

4.4 立ち上がり負荷について (省エネ技術IV：配管の圧力損失低減)

4.4.1 冷房条件の立ち上がり負荷

一般家庭用エアコンの約70%は6~10畳用で、2.2~2.8kWクラスである。冷房シーズンにおいて外気温33°Cのとき、部屋の温度を27°Cに到達させるまでには約10分必要である。家の熱通過率と換気率、さらに蓄熱負荷があるのでバラツキがある。特に集合住宅の最上階は屋上がコンクリートの巨大な蓄熱槽となるため長時間高負荷運転となる。

運転初期は最大能力運転となるので、高負荷運転の効率は冷房期間エネルギー効率に影響がある。しかし、3章で述べたように一般的には時間も短いので影響は少ないと判断され、基準化していない。新APF基準でも織り込むことが困難であった。

しかし、実運転での省エネ開発としては取りまななくてはならない。最大能力運転での効

率向上のポイントは、圧縮機、制御器、熱交換器やファン等があるが、冷凍サイクルの配管に発生する圧力損失を低減することも重要であり、特に循環量の多いときに効果がある。

2.8kW クラスの最大能力は Table 8 の仕様表に示すように冷房条件では 4.0kW である。循環量は約 90kg/h なので、この条件での技術開発を目標とする。暖房条件は除霜等の他の因子があるので省略した。

Table 8 エアコン 2.8kW クラスの仕様表

形名		室内	RAS-285NDR
項目		室外	RAS-285NADR
名称		東芝ルームエアコン デュオ(スプリット形)	
機能による種類		冷房・暖房兼用	
冷房能力	定格能力 [kW]	2.8	
		(0.3~4.0)	最小能力~最大能力
暖房能力	定格能力 [kW]	3.6	
		(0.3~8.0)	最小能力~最大能力
	定格低温能力 [kW]	5.8	

4.4.2 圧力損失低減の技術

エアコンの冷凍サイクルには圧縮機等の主となる部品以外に、これらを接続する配管部品があり、圧力損失が省エネ性の阻害要因となっている。これまで、これら配管部品は、銅製の配管が採用されており、特に圧縮機周辺の配管は長尺化により、振動を吸収する構成となっている。

エアコンの基礎的な冷凍サイクルモデルを Fig.24 に示す。主な部品は圧縮機、四方弁、室外機熱交換器、膨張弁、室内機熱交換器で構成されている。これらの部品を接続しているのが配管部品であり、室外機内で最も長尺なのが図中太線の吸込み管である。

図中の矢印の流れは冷房サイクル時の冷媒流れ方向を表した。

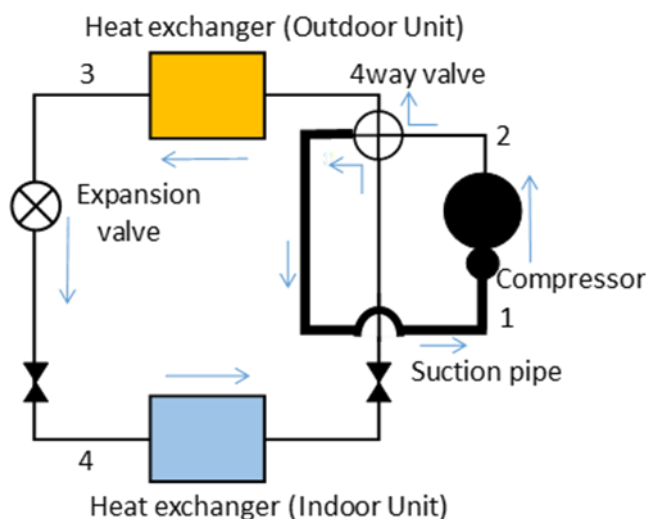


Fig. 24 冷凍サイクルモデル

圧縮機の吸込み部を 1, 吐出部を 2, 室外機熱交換器出口部を 3, 室内機熱交換器入口部を 4, としたときの概念的モリエル線図 (P-h 線図) を Fig.25 に示す. 破線で示した青色線図が理論上の状態を表す. 実線で示した赤色線図が実際の状態を表し, 4 から室内機熱交換器での冷媒蒸発が始まり, 蒸発終了後, 気相のみとなった比エンタルピー 420kJ/kg 付近から圧力が低下し, 圧縮機吸込み口 1 に達している. 楕円形赤破線で示した. この圧力低下は, Fig.24 中の太線の吸込み管が長尺であることが主たる要因である.

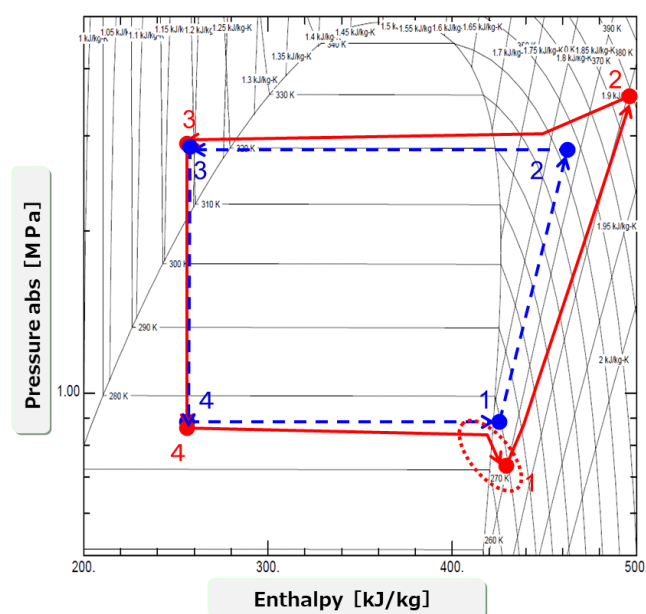


Fig. 25 冷凍サイクルのモリエル線図

この長尺である吸込み管の圧力損失を低減するため, 銅管をゴムホースに変更して短尺化の技術開発を行なったので 8 章にて報告する.

第4章の参考文献

- 1) 長友繁美：空調分野における省エネルギー技術について-ルームエアコンディショナの効率向上技術，日本マリンエンジニアリング学会誌 第44巻，第5号 2009.pp31-36
- 2) 正藤慶一：そこが知りたい家電の新技术，家電 Watch，2010,2
- 3) 森下悦生：スクロール圧縮機の基礎技術，ターボ機械 21巻 12号 pp720-728.1993
- 4) Jurgen Schumacher, Ursula Eicker : Simulation silarer Kuhiverfahren, HfT Stuttgart, Band 56-Zweites Symposium, pp176-183, 2003
- 5) 宇佐美智和子：外気と地中との温度タイムラグを活用する地熱住宅，日本地熱学会学術講演会講演要旨集 2001
- 6) 長澤敦氏：マイルームエアコンの開発，東芝家電技報 1988.1
- 7) 長澤敦氏：家庭用エアコンの快適性制御，東芝レビュー 1993.4
- 8) 安倍ら：クールアース構想，経済産業省，平 19年
- 9) 飛原英治監修：ノンフロン技術自然冷媒の潮流，(財)ヒートポンプ蓄熱センター編 オーム社 pp105-121
- 10) 佐藤春樹：水で地球を冷やす，第二回日本熱物性学会生活環境懇談会講演，2007.9
- 11) 一色尚次著：熱力学概論，養賢堂, pp279-293
- 12) 長澤敦氏著：温熱空調の絵，MEKEY出版，pp26
- 13) 大隅和男著：冷凍の理論，オーム社 pp143
- 14) 廣田博美：クリーンデータセンターへの取り組み，UNISYS TECHNOLOGY REVIEW 第100号.5. 2009
- 15) Carrier 社：チラーカタログ 2003年版
- 16) 日本気象協会：エコホームズ株式会社 HP <http://www.37eco.jp/07062437.php>
- 17) 宇佐美智和子：伝導型地中熱活用住宅の研究：その 1) アイヌ住居「チセ」に倣った地熱住宅の温熱環境(地中熱利用, 環境工学 II) 日本建築学会学術講演梗概集 2003. 7
- 18) 宇佐美智和子：アイヌ住居(チセ)の長期温度測定：土間床の地中温度について(熱環境, 環境工学, 計画系)，日本建築学会北海道支部研究報告集 1990-03-22
- 19) 田中俊六監修：図解ヒートポンプ，オーム社, pp79
- 20) 家電製品協会編：スマートマスター2018，NHK出版, pp26
- 21) 宿谷昌則著：エクセルギーと環境の理論，北斗出版, pp66-77
- 22) 環境省 HP：環境展望台，未利用エネルギー，2019

第5章 小能力強化型圧縮機の開発（省エネ技術Ⅰ）

5.1 圧縮機の種類

現在、主流であるロータリータイプとスクロールタイプにおいて、低回転から高回転域で効率が保持しやすい機構は前者であるので、ロータリータイプについて開発する。ロータリータイプは、どのような圧力条件でも過圧縮や不足圧縮が生じにくいことと圧縮ガスの反力による軸方向荷重が発生しないので高回転から低回転域にわたり摺動部の漏れ損失を低減できるからである^{2,3)}。

高性能エアコンの圧縮機は2シリンダタイプがほとんどであり、低振動化、低速化、高速化を狙っている。本論ではこのタイプを利用して最小能力強化圧縮機を開発を行なった。

Fig.26 はロータリータイプの圧縮機の1シリンダタイプの側面構造図である。上部にあるパイプが高温高压の冷媒の出口で、サブタンク上部にあるパイプが吸込み口である。容器内の中央にモータ部、それに軸連結された圧縮機械部があり、垂直方向を中心に回転する。Fig.29 の機構は上面から俯瞰した機械部である。

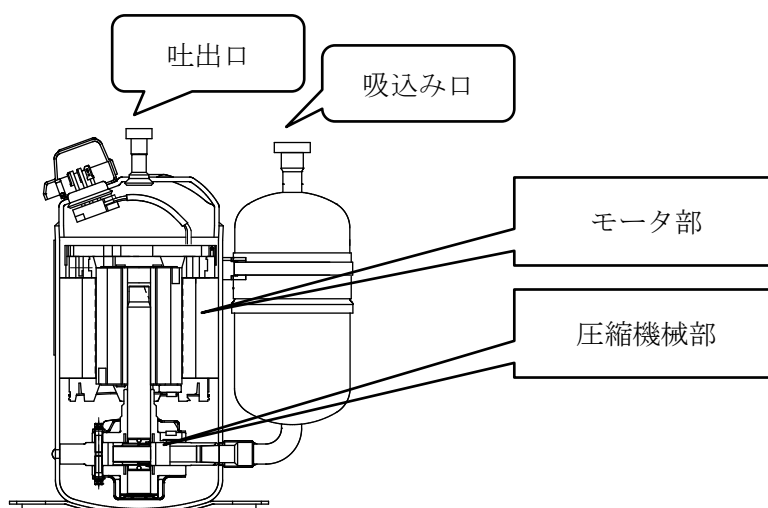


Fig.26 ロータリー圧縮機1シリンダタイプ

Fig.27 は2シリンダタイプの側面構造図であり、圧縮機械部が上下に分割され、180度の角度位置となっている。全体の容積が同じなら、2シリンダタイプはひとつの圧縮部の容積が半分になり、低振動となり得る。結果、低速化と高速化が可能となり、最小能力を低減できるようになっている。実際は回転数を低減させる低速化のみでの低容量化には限界があるので後述の機構改善を行なった。

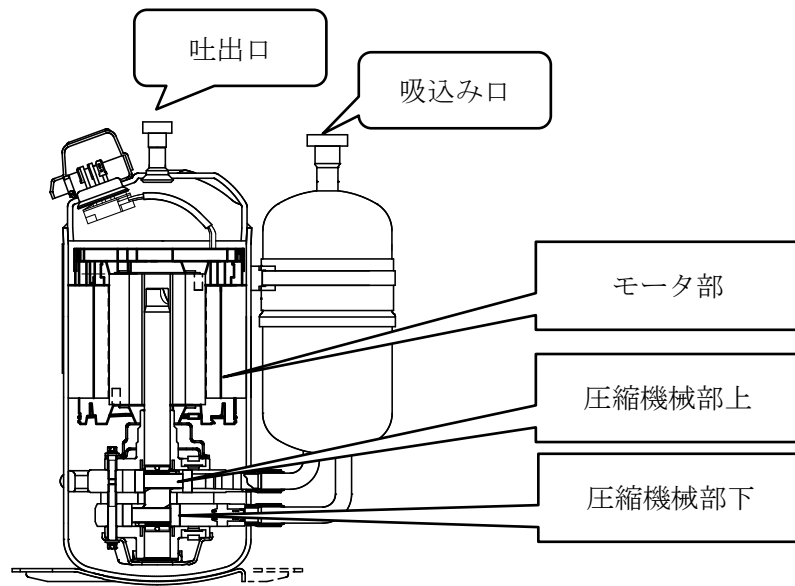


Fig.27 ロータリー圧縮機 2 シリンダタイプ

Fig.28 は実際の圧縮機のカットモデル写真を示す。モータ部と圧縮機械部の様子が確認でき、機械部の拡大写真は 2 シリンダの上シリンダと下シリンダを示す。

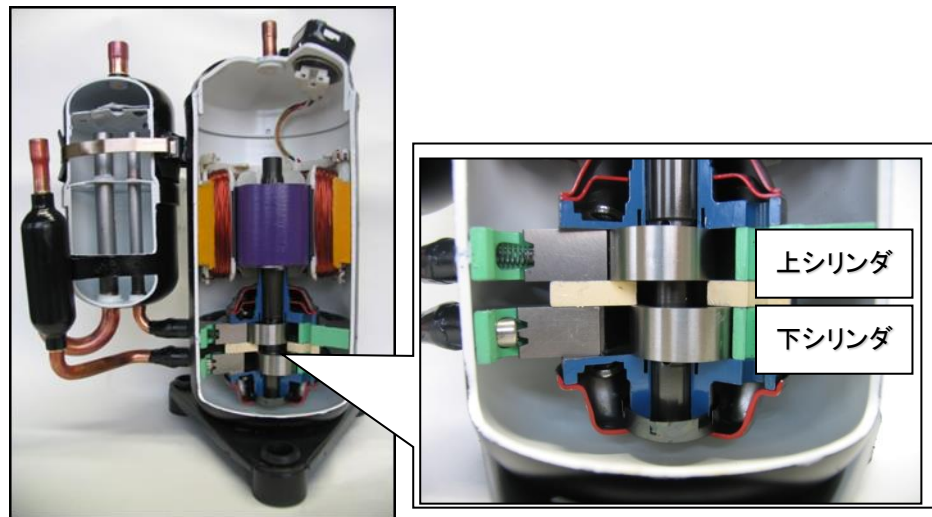


Fig.28 2 シリンダタイプのカットモデル

5.2 圧縮のメカニズム

圧縮部は、シリンダ（圧縮室 compressor room）の中に内燃機関のピストンに相当するローラーがあり、シリンダ内を偏心運動する。ブレードと言う仕切り板を挟んで回転方向側に吸込み口、回転方向逆側に吐出口を設け同時に 2 室の圧縮運動を行なう。Fig.30 に模

式図を示す。

その空調としてのプロセスを Fig.30 に示す。ローラーが回転すると同時に冷凍サイクル上の冷媒ガスが循環する様子⁴⁾を表わしている。

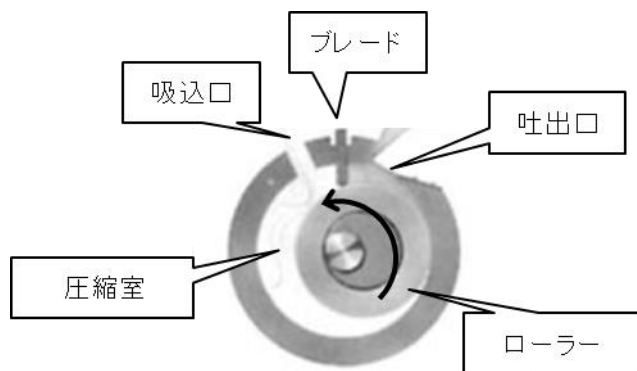


Fig.29 ロータリー圧縮機の圧縮メカニズム

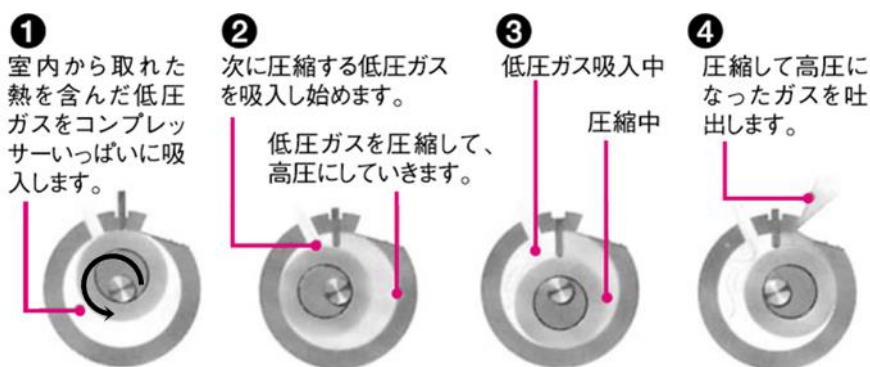


Fig.30 各ローラ角での冷媒ガスの状態

5.3 シリンダ可変型圧縮機の開発

5.3.1 構想

2シリンダタイプの圧縮機は両方のシリンダのトータル容量で性能を発揮している。通常は10畳タイプの2.8kWクラスで12から14ccの容量を選択する。定格能力と中間能力の効率を最大とするためであり、モータ効率と圧縮部の機械損を考慮した結果である。13ccとした場合、上下それぞれ6.5ccのシリンダとなり、片方のみ圧縮仕事をさせれば半分の容量の圧縮機となる。

大容量13ccと小容量6.5ccの圧縮機が同一機の中にある事に注目した。

圧縮機の回転数 Hz と全体効率の関係をグラフで示すと、Fig.31 に示すように山なりの

曲線となる。全体効率とは圧縮機単体の能力を駆動制御装置込みの消費電力で除した数値とし、容積効率、摺動等の機械損失、漏れ損失等を含む。通常は所要の定格能力（10 畳用エアコンの場合は 2.8kW）を発揮する回転数を効率が最大になるように、圧縮機の排除容積やモータ効率を合わせる。圧縮機の機械損失やモータの特性から、低速回転と高速回転域では効率が低下する傾向がある。この事例の場合、定格能力は 65Hz の回転数で発揮するように設計している。

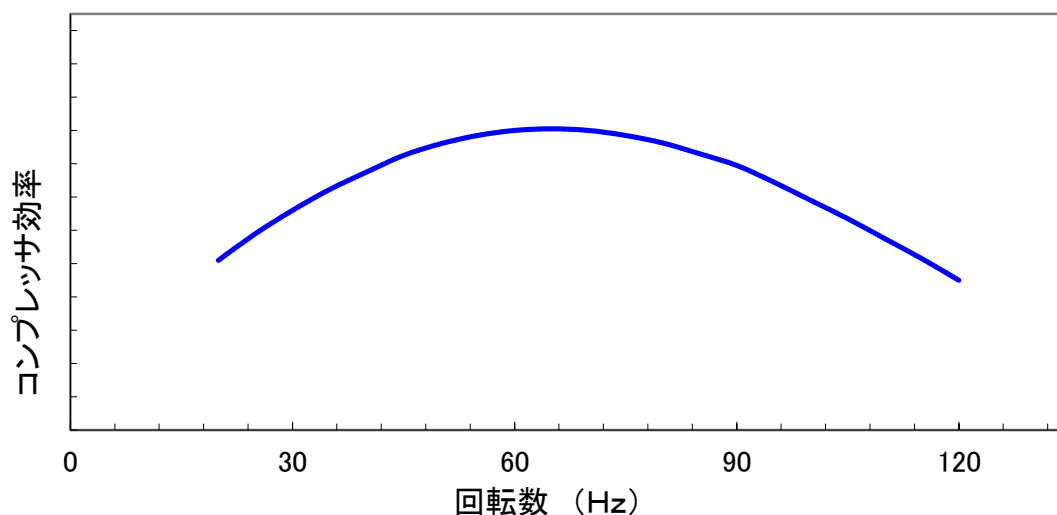


Fig.31 一般的な圧縮機の回転数と効率の関係曲線

したがって、2.8kW 用のエアコンは圧縮機の排除容積を約 13cc とすれば 60Hz 近傍で最大効率を発揮できるわけである。半分の 1.4kW を最大効率にするには排除容積を約 6.5cc とすることが望ましい。

13cc の圧縮機の低回転域の効率を上げる為に、6.5cc の圧縮機を合体させる事ができれば、全体効率を向上でき、しかも実質小能力化も可能となる。

横軸を回転数から空調負荷／定格能力の無次元に変換すると 1kW～4kW レベルの性能ではほぼ相似の効率カーブとなるので、Fig.32 に示す 13cc の圧縮機の効率曲線の低速域の赤丸破線付近の効率を上げるには、6.5cc の小圧縮機と合体させる事で、トータルの効率を向上できる。Fig.33 に模式図を示した。

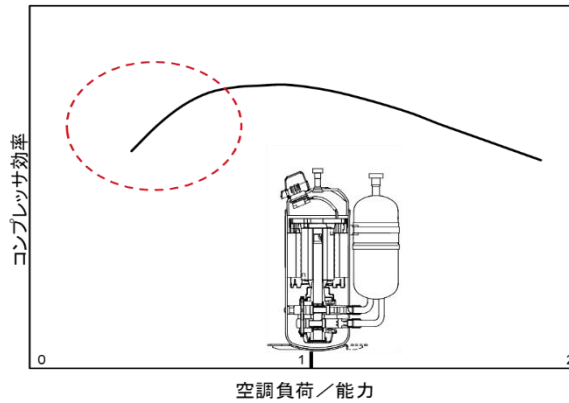


Fig.32 圧縮機の効率曲線

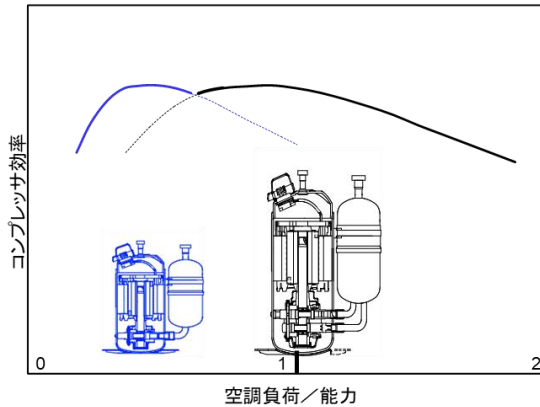


Fig.33 排除容積の大きい圧縮機と小さい圧縮機の効率曲線

2 シリンダの上下の片方だけ能力発揮するように駆動させる事ができればこの論理が成り立ち、小能力から大能力まで高効率を保持できる⁵⁾。同時に最小限界回転数が 10Hz の場合は、排除容積が半分になるので、実質 5Hz 相当の小能力が可能となる。1 章で述べたように、建物の断熱性能が向上すると、エアコンが断続運転しないように小能力化が必要で小能力でも効率を維持する事が必要となる。両方の点で省エネルギー圧縮機が可能となる⁶⁾。

シリンダ可変型圧縮機をデュアルコンプレッサとし、以降この名称を使用する。

5.3.2 圧縮機構の開発

圧縮機シリンダ部を上部から見た断面構造 Fig.34 にて説明する。片方のシリンダの圧縮仕事を休止させるには、空転させる方法があり、5. 2 項で述べたように図の中のブレードをローラーから引き離せば可能である。ブレードはバネでローラーに押し付けられているが、運転開始後圧縮機内の吐出圧力が上昇すると同時にブレードを押し付ける方向に吐出圧力が加わる構造となっている。つまり運転開始時のみバネの力を必要とするのである。ブレードを Fig.35 のように左端にバネを圧縮する形で停止していれば、圧縮仕事はなく、

機械損失も最小限に抑えられる。

バネが無ければ、初期の空転はできるが、他方のシリンダで圧縮仕事をするので、通常と同様にブレードに左側から背圧と言う圧力が加わるのでローラー方向に押さえつけられ、空転にはならない。そこでバネを除去した上で、吸込口に吐出圧力を加えてブレード背圧と同一圧力とし、空転させる。この場合、吸込口に吐出圧力を誘導する切り替え装置と、初期に駆動を安定させるためのブレード吸着用磁石を必要とする。この構造を Fig.36 に示す。

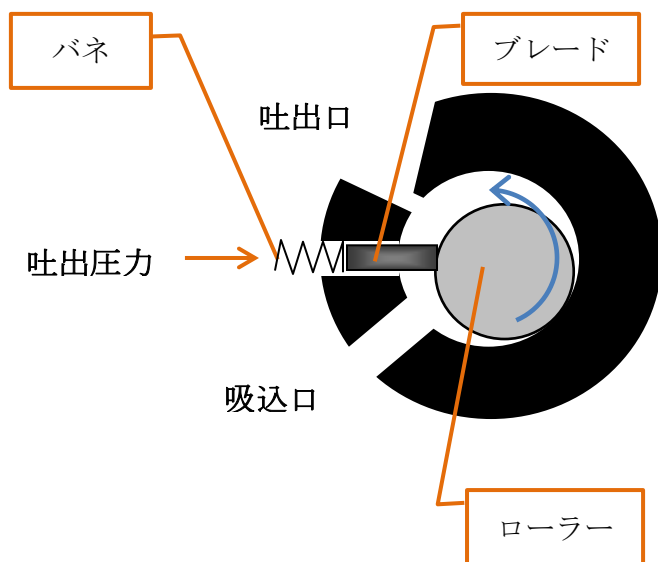


Fig.34 圧縮機の上部から見た断面図

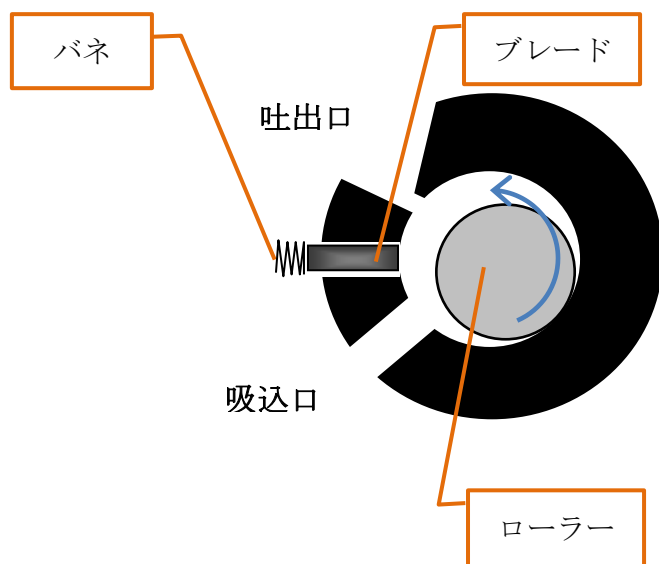


Fig.35 バネを圧縮した状態で保持した場合の上部から見た断面図

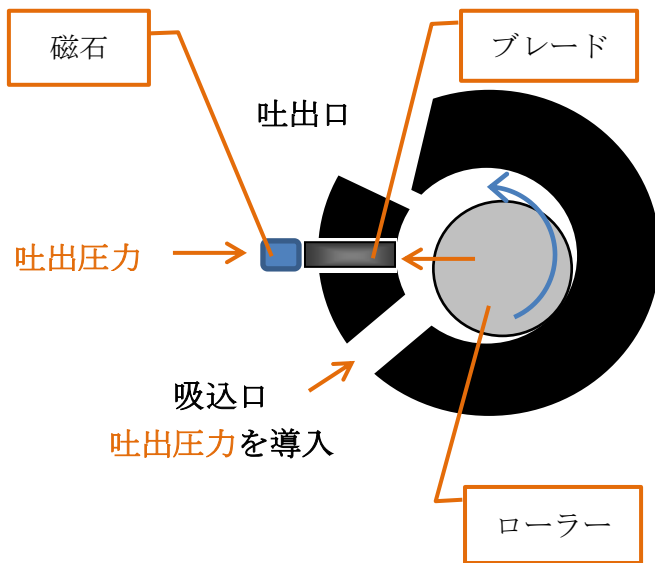


Fig.36 バネを磁石に変えブレードを保持状態にしている断面図

5.3.3 冷凍サイクル機構の開発

圧縮機内の 2 シリンダの片方を前項の構造として、吸込口を別々の経路とする。従来のシリンダ構造を A タイプ、空転させる事ができるシリンダ構造を B タイプとした場合、B タイプのシリンダの吸込口に仕掛けを施し、冷凍サイクル上の吸込みと吐出それぞれを切り替える機構とする。

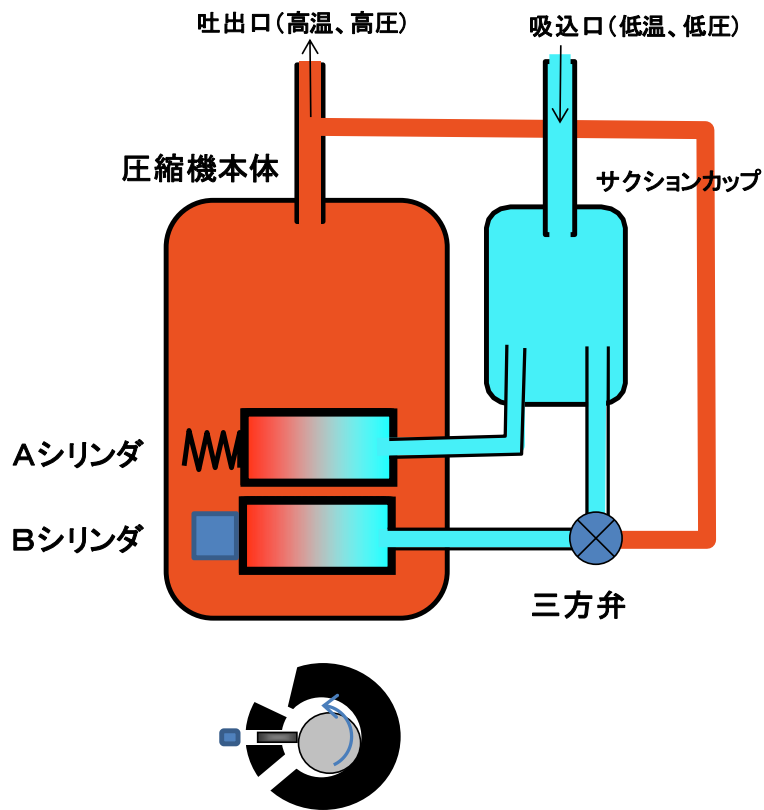


Fig.37 2シリンダ1シリンダ切り替え構造の圧縮機の通常状態

Fig.37 にシステム構成を示す。両シリンダにて圧縮した吐出圧力のかかる高圧力部を赤，吸込み圧力の低圧部青で示す。圧縮機内部は高圧で満たされるので，ブレード背圧が高圧で押されている。この状態はA，Bシリンダ両方とも圧縮仕事をしている。従って三方弁は吸込口から入った低温低圧の冷媒ガスをBシリンダに送り，吐出から分岐しているガスを遮断している。

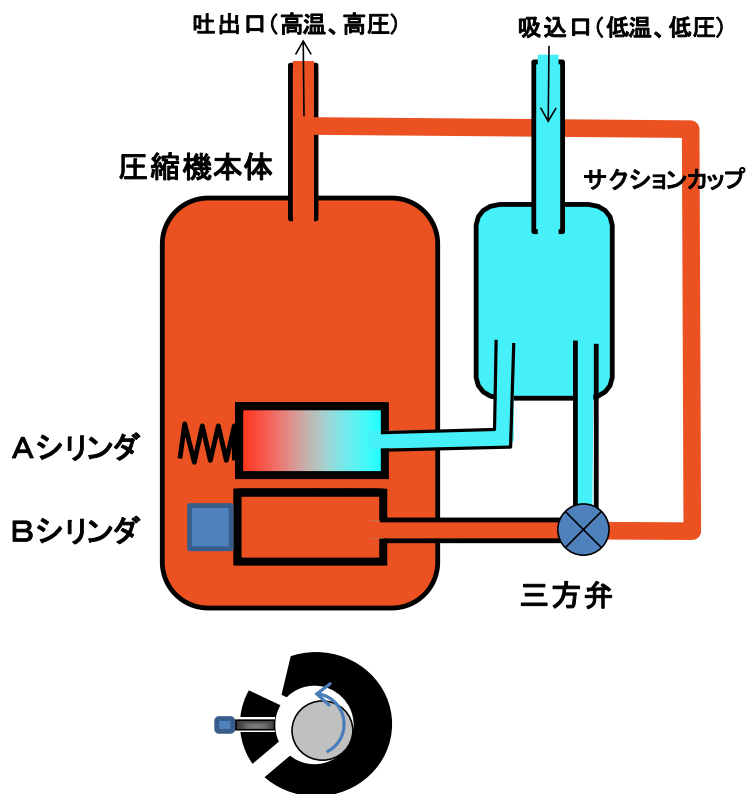


Fig.38 B シリンダを空転させて、A シリンダのみで圧縮運転している状態

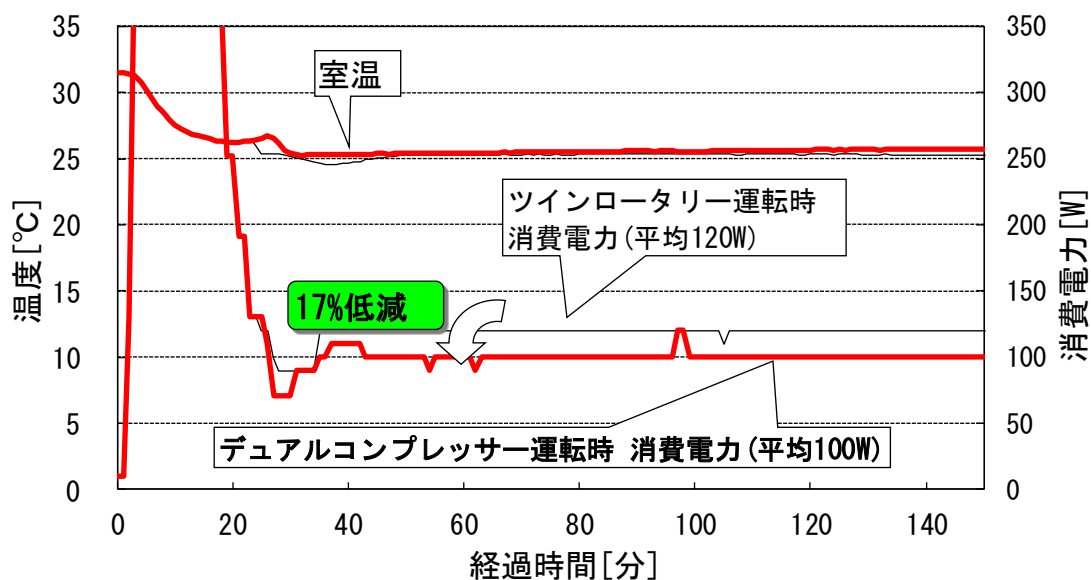
B シリンダを空転させ、A シリンダのみ圧縮仕事をさせるのには、Fig.38 のように三方弁を切り替えて、吐出からの高温高圧冷媒ガスを B シリンダに流すことにより可能となる。図中に示すように、B シリンダ中の吸込み口から高圧ガスが流入するので、プレートが磁石に付き、シリンダ内のローラーは空転する。このとき A シリンダのみ圧縮仕事をし、B シリンダは空転し、回転バランスのみの役割となる。

見かけ上は、両シリンダ運転時は大きな容量の圧縮機となり、A シリンダのみの運転時は小さな容量の圧縮機となる。これにより Fig.33 のように低速域では青いライン、中高速域では黒いラインの効率カーブを得られる事となる。

5.4 デュアルコンプレッサ運転の性能確認結果

これらの圧縮機と 2 シリンダと 1 シリンダの切り替え機構を用いて、エアコンの運転確認を実施した。4. 1 項で提案している小能力の強化と言う点で、冷房シーズンの軽負荷時が最も効果が現れる。環境試験室において室内温度 25℃目標として外気温を 31℃と 29℃の 2 条件にて検証した。2 シリンダ運転のみの場合をツインロータリ運転と称し、1 シリンダ運転に切り替える場合をデュアルコンプレッサ運転と称する。

Fig.39 に示すように外気温が 31℃条件では両運転とも ON-OFF 断続運転を繰り返すようなことはなく、安定運転となっている。両運転ともに回転数は 10Hz となり断続運転によるロスはない。消費電力はそれぞれ 100W と 120W でデュアルコンプレッサ運転が 20W 分の 17%消費電力低減に寄与している。これが小容量化による効率の改善結果となる。



環境試験室測定仕様
 建物: 平屋10畳間, 天井高さ2.4m,
 熱通過率9.13 W/m²・K, 内部負荷490W
 温度測定: T熱電対0.32 × 12p JISO.4等級・・・175点
 風速測定: 多点風速計F6204E・・・63点
 湿度測定: センサ特As204型
 電力・電流測定: YEW2533-13, YEW2533
 データロガー: TR2731, TR2741E, TR2741B
 ハイブリッドレコーダ: YEW3088

Fig.39 外気温 31℃の冷房試験における通常ツインロータリ運転とデュアルコンプレッサ運転の比較

Fig.40 に示すように外気温 29℃条件では、冷房負荷が軽くなるため、デュアルコンプレッサ運転は 1 シリンダに切り替わり、同じ 10Hz 運転でも断続する事はなく消費電力は 53W となっている。ツインロータリ運転は断続運転となり、95W で負荷低減に見合わない低効率となっている。消費電力の低減率は下記 Table 9 のように明らかな差が発生している。

環境試験室の冷房負荷は 31℃で 602W, 29℃で 361W であるので、COP を算出すると、デュアルコンプレッサ機種は 6.8 の高い数値を示している。

Table 9 冷房運転室内温度設定 27℃の環境試験データ比較

	外気 31℃ 消費電力 [W]	外気 29℃時 消費電力 [W]	消費電力 低減率 [%]	COP 31℃負荷:602W /29℃負荷:361W
デュアルコンプレッサ 運転	100	53	47%	6.0/6.8
ツインロータリ運転	120	95	21%	5.2/3.8
ツインロータリ運転に 対するデュアル運転の 消費電力低減率	17%	44%		

ON-OFF の断続運転は冷凍サイクル上のロスが大きく、これを解決することが省エネ設計の大きな解決策であることが明確となった。

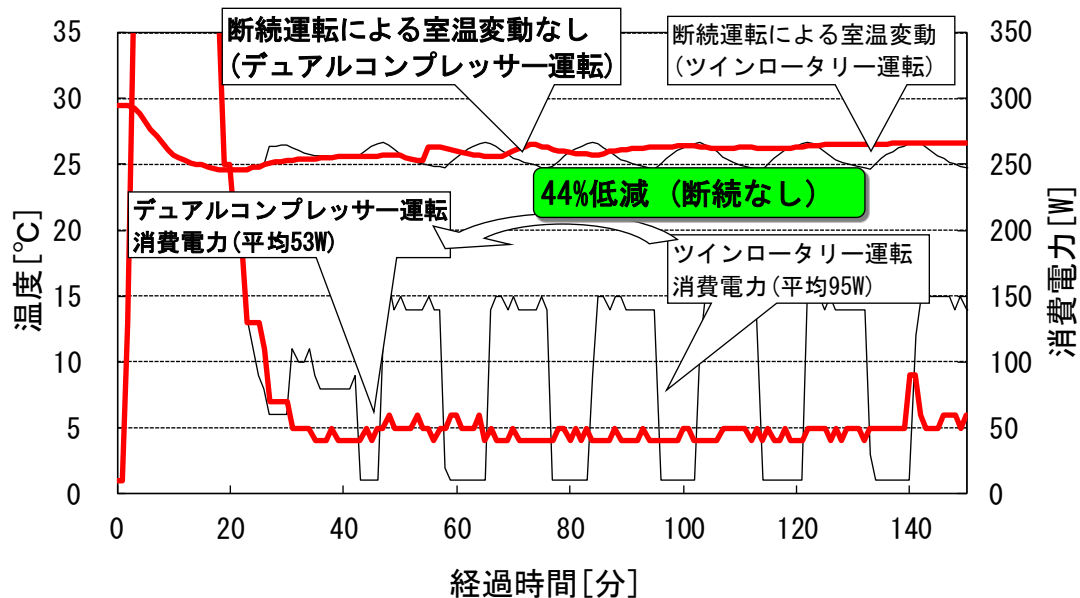


Fig.40 外気温 29℃の冷房試験におけるツインロータリ運転とデュアルコンプレッサ運転の比較

これは環境実験室⁸⁾による確認結果であるが、実際の建物での評価結果を評価する。2012年に鹿児島県立大学の細野准教授が評価した結果^{5,9)}を2.8kWクラスに換算してCOPデータの数値を計算し直すと冷房のシーズンではFig.41のように表現できる。デュアルコンプレッサ機種(図中Dual compA/C)のエアコンと一般機種(図中Normal A/C)のエアコン

の運転特性を実測 COP で表している。縦軸を COP，横軸をエアコンの能力負荷としている。負荷による COP 変動特性を外気温 25, 30, 35℃それぞれにおいて実測 COP をプロットしたものである^{10,11,12)}。

負荷の低い 2.0kW 以下では，一般機種とデュアルコンプレッサ機種の COP の差が顕著に表れており，小能力化の効果が高いことを示している。更に外気温が低い 25℃の条件では 1.5kW の負荷の条件下で一般機種が COP=6 に対し，デュアルコンプレッサ機種は COP=10 を示しており高効率を確保している。環境実験室での消費電力低減 44%の実力を示すことができた。なお，一般機種で約 1.5kW 以下のデータがないのは断続運転となり，COP がばらつくので表現し難いためと推定している。

同様に Fig.42 は暖房シーズンの COP とエアコン負荷の関係を示している。暖房負荷の低い外気 12℃の 1kW 以下の条件下では一般機種は断続運転によりデータがないが，デュアル機種は COP=6 となっており，高い効率を発揮している。

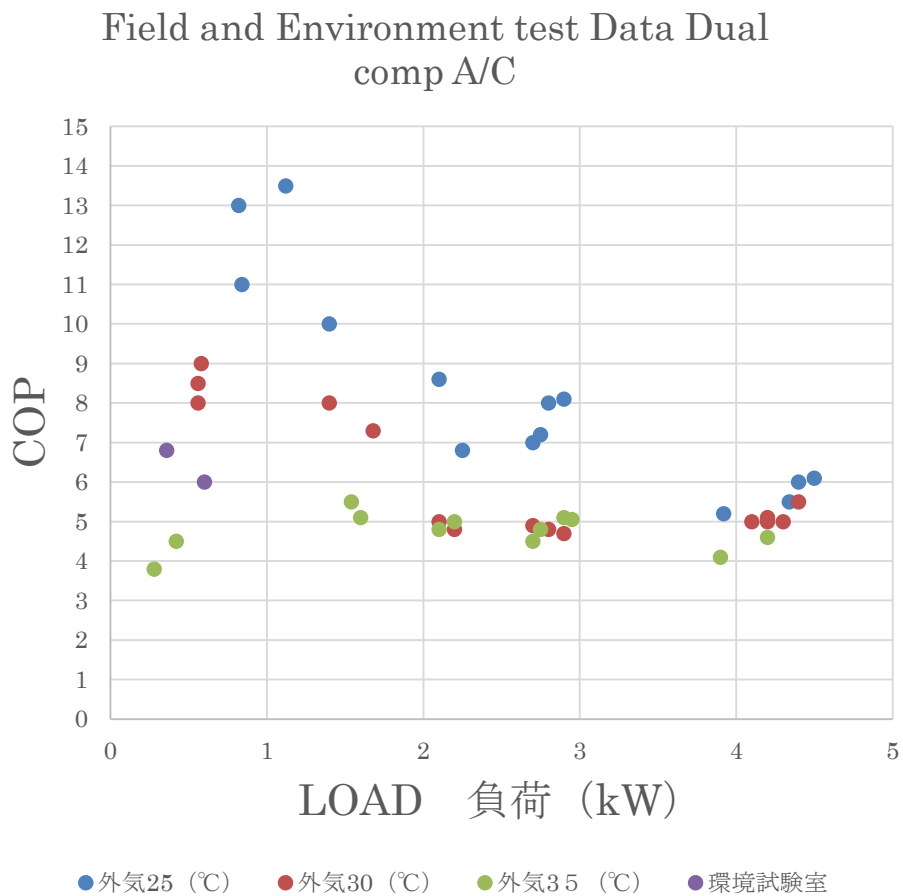
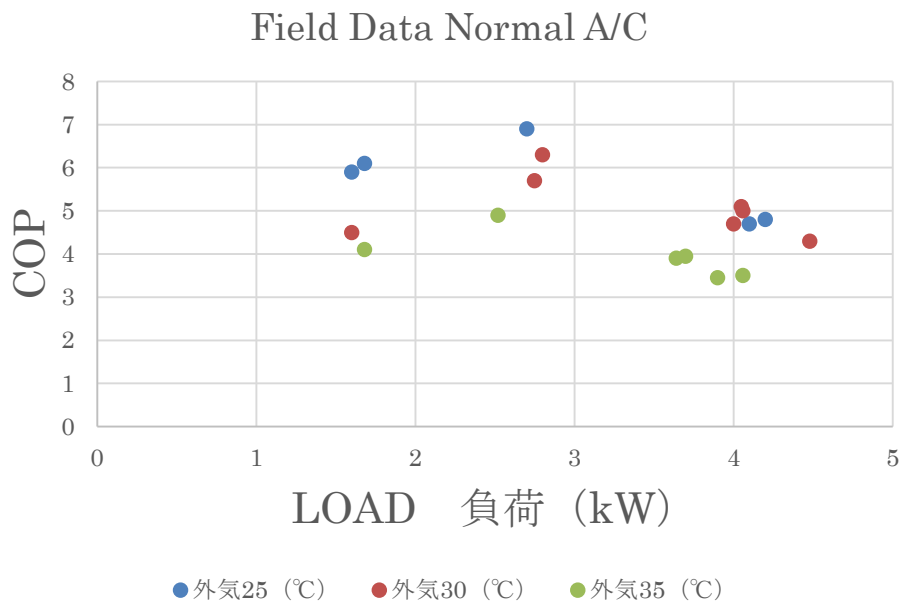


Fig.41 冷房運転の実測 COP と負荷の外気温特性 と 環境試験室のデータ

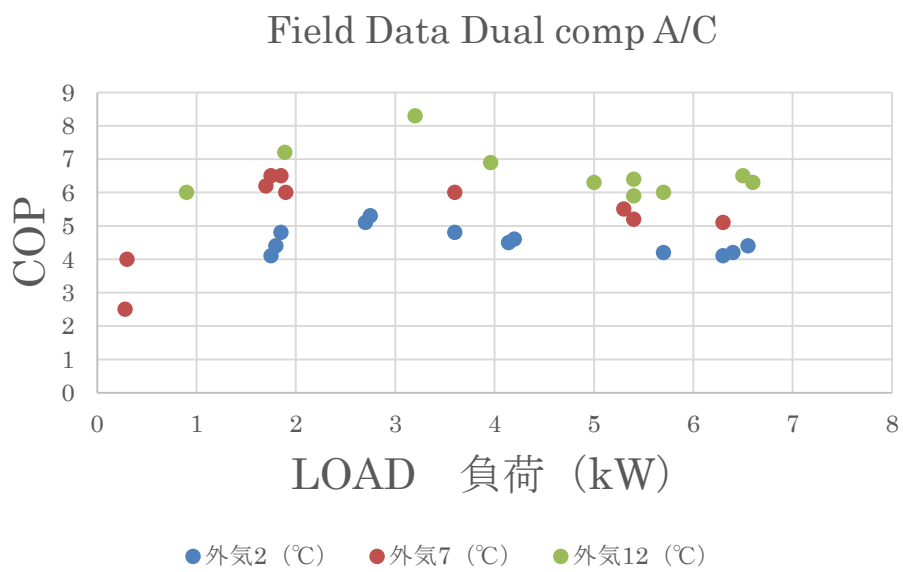
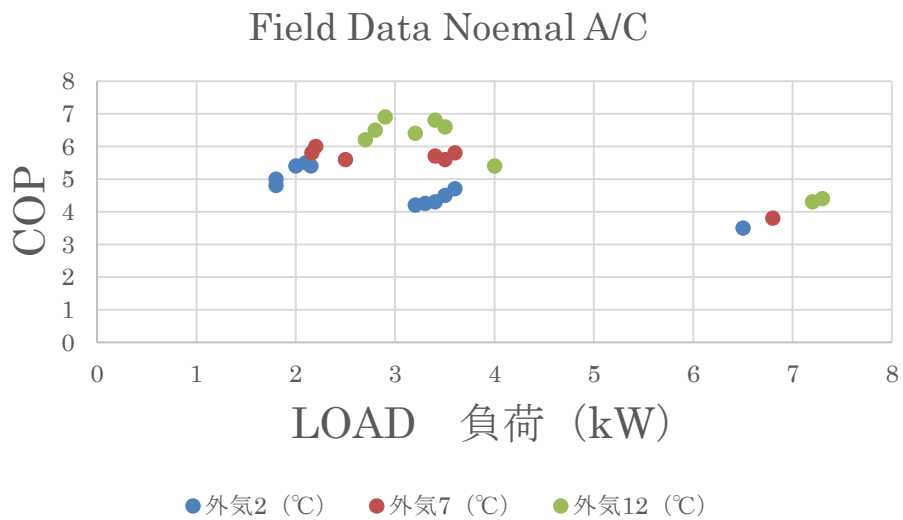


Fig.42 暖房運転の実測 COP と負荷の外気温特性

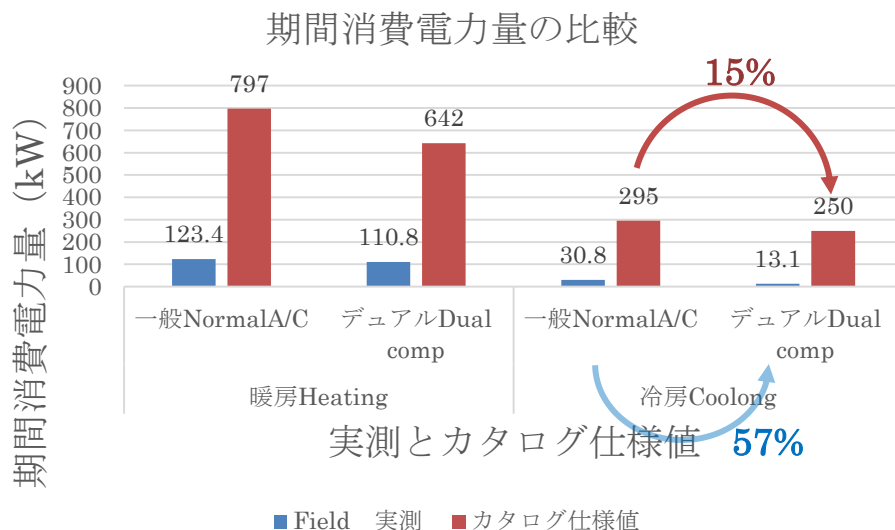


Fig.43 一般機種とデュアル機種の実測期間消費電力量とカタログ仕様値の比較

フィールドでの実測データ¹²⁾とカタログ仕様値¹³⁾の期間消費電力量を一般機種とデュアル機種で比較した。カタログ仕様値は JIS 基準 APF をベースとしている。一年間の運転でどの程度の省エネ性が発揮されるかを Fig.43 に示す。カタログ値の数値が大きいのとは別問題^{14,15,16)}として、一般機種に対するデュアル機種の期間消費電力量はいずれも低減できている。特に冷房シーズン実測データの低減率が大きく、57%下がっている。カタログ値の低減率は 15%であり、2 章にも述べたが省エネ評価基準の JIS 基準 APF はフィールドの実測データとは合わない場合もある。^{17,18,19,20,21)}

5.5 まとめ

3 章にて提案した、新 APF 基準と環境試験室法は、より一般の住宅の実態に合わせるべく作成した評価基準である。最小能力を小さくできた効果は、最小能力運転の仕様値をインプットする事により新 APF 基準にて評価比較できる。実際に Table3 に示した結果の中で、高級機 A はデュアルコンプレッサ搭載で普及機 B は一般コンプレッサ搭載機種である。この計算結果を Table 10 に整理した。新 APF 基準の方がデュアルコンプレッサによる効果は 184%と高い。現行 JIS 基準 APF でも効果は 123%と効果が出ているが、これは中間能力の高効率仕様値が効いている。

Table 10 デュアルコンプレッサ運転の各 APF の効果

		高級機A デュアルコンプレッサ	普及機B 一般コンプレッサ	省エネ効果 APF%
①JIS基準APF	総合負荷[kwh]	5295	5295	123%向上
	電力量[kwh]	892	1092	
	JIS基準APF	5.9	4.8	
②新APF基準	総合負荷[kwh]	2100	2100	184%向上
	電力量[kwh]	449	817	
	新APF基準	4.6	2.5	

このように最小能力の効率を保持したまま、より低く抑えることが通年エネルギー消費効率向上に寄与する。この開発はロータリータイプの 2 シリンダ圧縮機を活用したが、シリンダ切り替えのみならず、低回転での機械損失や電氣的な損失を改善できれば、効率を保持しながらの小能力化は可能である。冷凍サイクルの心臓部である圧縮機には継続的な開発を行なう。

第5章の参考文献

- 1) (社) 日本冷凍空調学会：冷媒圧縮機，日本冷凍空調学会，pp69～71
- 2) (社) 日本冷凍空調学会：冷媒圧縮機：日本冷凍空調学会出版,pp69～71,2013
- 3) (社) 日本冷凍空調学会：冷凍サイクルの動特性と制御：日本冷凍空調学会 2009
- 4) 長澤，内山：回転式圧縮機の動特性，日本機械学会，東海大会 1979.2
- 5) 細井昭憲，山手美穂，安浪夕佳：コンプレッサ容量可変方式ルームエアコンの COP
日本建築学会学術講演梗概集 2012.9pp935～936
- 6) 竹谷ら：次世代家庭用ルームエアコン大清快，東芝レビュー 2006.4
- 7) 川辺ら：空調用デュアルステージコンプレッサ，東芝レビュー 2004.4
- 8) 河野匡志，赤羽元，熊谷雅彦 [他]，飛原英治，坂本雄三：人工環境試験装置を用いた
空調・給湯機器の性能評価に関する研究：環境試験装置の構築と機器性能の評価事例，
空気調和・衛生工学会 論文集 36(169), pp31-38, 2011
- 9) 澤地ら：実測に基づくルームエアコンディショナの COP 算出方法--ルームエアコンの冷
暖房 COP およびエネルギー消費量に関する研究(その 2)， 空気調和・衛生工学会 論文
集 2013
- 10) 細井昭憲，澤地，三浦：人工気候室における測定結果に基づく冷暖房 COP の部分負荷
特性，日本建築学会環境系論文集 622 号 2007.pp65～72
- 11) 細井昭憲，澤地，三浦：実測に基づくルームエアーコンディショナーの COP 算出法 ル
ームエアーコンディショナの冷暖房およびエネルギー消費量に関する研究 その 2，日本建
築学会環境系論文集，654 号，pp881～888，2010
- 12) 細井昭憲，澤地，三浦： 実使用時のルームエアーコンディショナーの COP 評価 ル
ームエアーコンディショナーの冷暖房 COP およびエネルギー消費量に関する研究その 3
日本建築学会環境系論文集，681 号，pp82～102，2012
- 13) 東芝エアコンカタログ 2004-4 春号，RAS-285NDR,RAS-285ND
- 14) 岡本洋明，田中千歳，飛原英治：家庭用ルームエアコンの使用実態調査：第 1 報：運
転率による実測結果の考察，日本冷凍空調学会論文集 30(2), pp169-179, 2013-06-30
- 15) 岡本洋明，田中千歳，飛原英治：家庭用ルームエアコンの使用実態調査:第 2 報:クラ
スター分析と運転率関数の決定，日本冷凍空調学会論文集 30(2), pp181-189, 2013-06-30
- 16) 岡本洋明，田中千歳，飛原英治：家庭用ルームエアコンの使用実態調査(空調分野にお
ける評価技法(1),オーガナイズドセッション 4(1))， 空気調和・冷凍に関する連合講演会
講演論文集 (46), 43-46, 2012-04-17
- 17) 澤地孝男：省エネルギー基準適合住宅における一次エネルギー消費の実態：その 1 調
査方法と一次エネルギー消費の実態(熱負荷計算・省エネルギー,環境工学 II,学術講演会・
建築デザイン発表会) 日本建築学会学術講演梗概集 2015(環境工学 II), pp1353-1354,
2015-09-04

- 18) 澤地孝男：住宅・建築物における省エネルギー性能の評価手法の開発研究(自立循環プロジェクト・フェーズ 4)の成果と今後に向けた課題建築環境, 省エネルギー機構誌 2015
- 19) 澤地孝男：建築物の新たな省エネルギー基準 一次エネルギー消費量を主要な尺度とする性能評価法, 建築設備&昇降機 2015-03-15
- 20) 澤地孝男：実験住宅における家庭用ルームエアコンの実働性能評価実験:ルームエアコンの性能評価に関する研究 その 1, 日本建築学会環境系論文集 2013
- 21) 羽原宏美,瀬戸裕直,三浦尚志,西澤繁毅,澤地孝男(評論): エアコン吹き出し風量の現測定方法に関する検討, 日本建築学会技術報告集 2008-10-20

第6章 省エネ除湿の開発（省エネ技術Ⅱ）

6.1 可変熱交除湿の基礎開発

可変熱交除湿とは、冷房時の冷媒蒸発を行なう熱交換器のある一部の面積範囲を露点以下にする方法¹⁾で、その面積範囲を変化させることにより適切な除湿する方法を言う。

Fig.44 のモリエル線図の下部蒸発線上で上流側の液相か気液二相の状態では露点以下の温度を保ち、それ以降の下流側は露点以上の温度となり気相となる。この気相状態をスーパーヒートと言う。通常の冷房は熱交換器の前面あるいは全体の半分以上の面積を気液二相の蒸発温度に保持するように冷凍サイクル全体を調整する。なぜなら冷房の効率を上げるためと、途中からのスーパーヒートによる結露を防止するためである。たとえば Fig.45 のエアコン室内機の熱交換器パイプ断面図²⁾においては吸込み前面の青い部分は蒸発温度を保持し、赤い部分はスーパーヒートとなり温度上昇する。このようなバランスであれば内部あるいは吹き出し部分に結露することはない。通常の冷房は蒸発温度域とスーパーヒート域の面積を調整して結露を防止するようにする。モリエル線図上の膨張弁の絞り量によって調整しており、弁を絞って狭くするほどスーパーヒート量が増加し、逆に緩めるとスーパーヒート量が減少する。

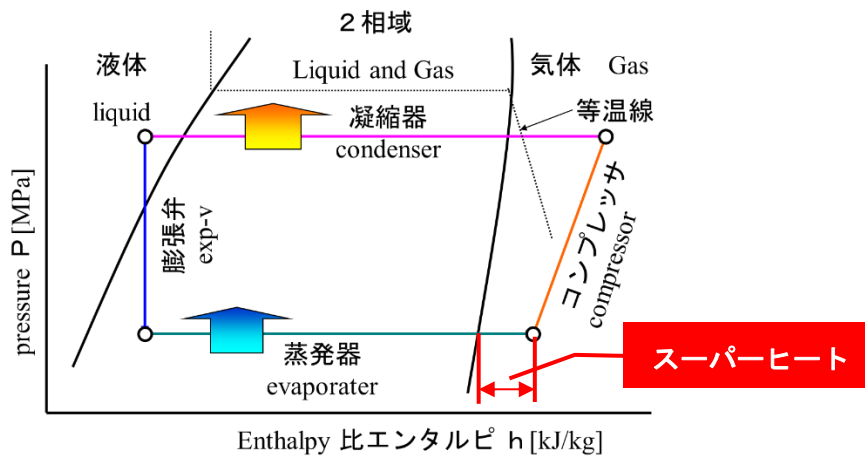


Fig.44 ヒートポンプ冷凍サイクルのモリエル線図

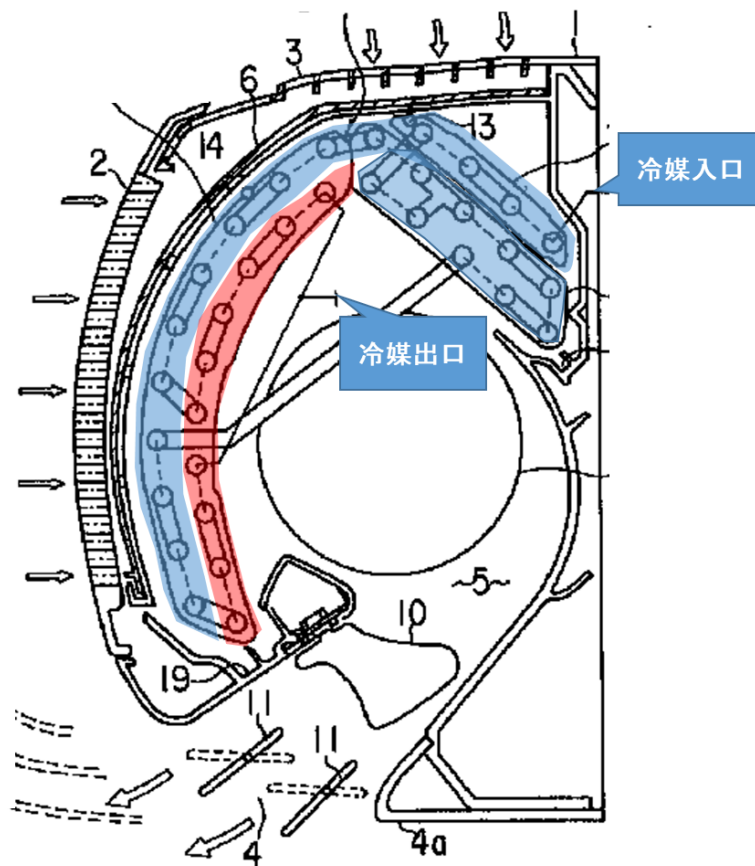


Fig.45 エアコン室内機断面図（熱交換器＋ファン＋ルーバ＋外殻）⁹⁾

6.2 除湿域の決定

可変熱交除湿は膨張弁を過剰に絞り、蒸発域の面積を小さくすると同時に蒸発温度を下げて露点以下に保つ方式である。蒸発域は熱交換器全体の一部とし、それ以外をスーパーヒート域とするので除湿しない空気との混合が考えられ、内部結露のリスクがある。空気エンタルピ上の混合比率から、露点以下の蒸発域の面積を熱交換器全体の15%以内に抑えれば室内および吹き出し部に結露はしない。Fig.46の例のように蒸発域を調整すると共に蒸発温度を室内の露点以下に保つことにより除湿する。そのために複雑な制御をし、条件を決めている。Fig.46の入口に近い青い部分を蒸発域として露点温度より低い設定とし、以降のパイプをスーパーヒート域として温度を高くするよう設定している。この図の場合は蒸発域を銅パイプ4本分としているので全体34本の面積比率は約12%である。

もうひとつの重要な要素は室温の低下を抑えることにある。部屋の除湿が目的であるので、室温が下がっては快適性を損なう。多くの再熱除湿はこの点に留意しているのでFig.13のように露点以下で除湿する部分と同等能力の暖房部分を設けているのである。蒸発部分

が全体の 15%以下とは言え、室温が下がらないように冷房能力を調整する必要がある。この方式については部屋の熱負荷を人間 1 名分の 120W とテレビ等の家電負荷の 80W の合計 200W とし、したがって目標は 200W 以下の冷房能力とした。

室温条件を 24℃/60%とした場合、露点温度は約 18.5℃なので蒸発域を 15~17℃に保つこと、冷房能力を 200W 以下に抑えることを考慮する。したがって、2.8kW 用のエアコンにおいては圧縮機の運転を 9~14Hz とする。

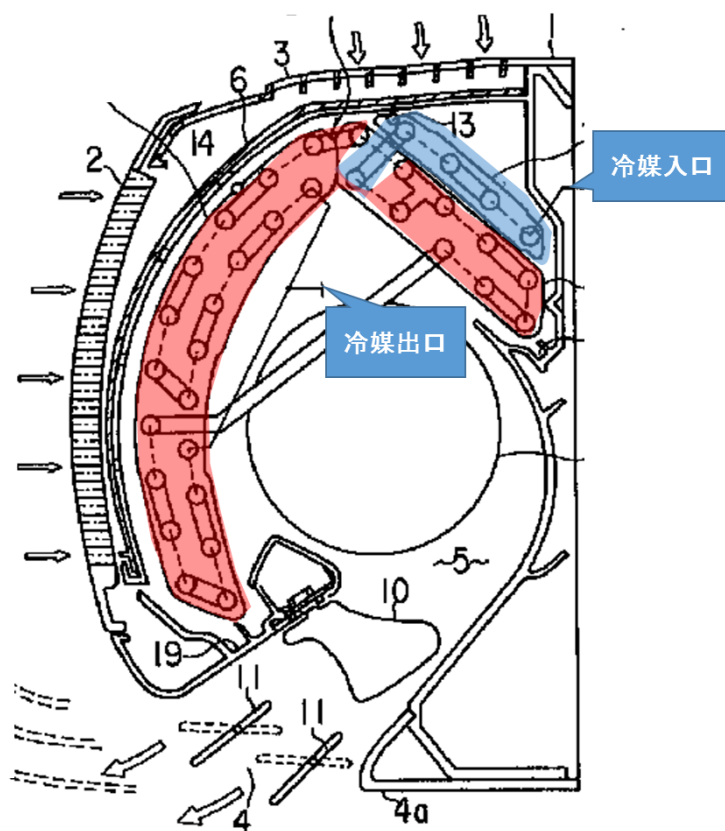


Fig.46 可変熱交除湿のエアコン室内断面図

この条件で冷房能力を計算する。下記式 (3) に示す。

Q_c : 冷房能力

$$Q_c = Q \cdot \rho \cdot C \cdot X \quad (3)$$

Q : 風量 250 [m³/h] (微風時)

X : 吹出し温度差 [K]

T_a : 吸込み温度 (室温) 24 [°C]

ρ : 空気密度 1.166 [kg/m³]

C : 比熱 1.066 [kJ/(kgK)]

$$250 \times 1.166 \times 1.066 \times X = 720 \text{ [kJ/h]} \quad (\doteq 200\text{W})$$

$$\rightarrow X = 2.2 \text{ [K]}$$

結果より室温 24°C に対し、マイナス 2.2K の約 22°C 程度の吹き出し温度におさえれば室温は下がらないと言える。

実測より、蒸発温度 12°C で蒸発域 4 本するとき、吹き出し温度は約 22°C となるように目標値を定めた。

6.3 制御方式

Fig.47 に冷媒の流れと温度センサー 3 個の位置を示す。図中の冷媒入口より青い線に沿って流れて、途中の T ジョイント部で赤い線とオレンジ色の線に分かれる。分かれた冷媒は合流して出口にたどりつく構成となっている。温度センサーは入口パイプの T_j センサー、中間パイプにあたる T_c センサー、室内の空気を吸い込む位置にある T_a センサーを配置する。露点温度 T_r を計算するには、相対湿度が必要であるが、目標湿度を 60% としたので温度データから Table11 の様に一義的に決まる。

3 つの温度データ、圧縮機の回転数 Hz と冷凍サイクルの膨張弁の絞り開度にて制御を行なう。蒸発域を熱交全体の 15% 以下に抑えながら、蒸発温度を露点以下に調整するためには、 T_c センサーと T_j センサーとの差を一定に保つことでほぼ達成できた。2.8kW クラスのエアコンでは 5deg とした。これを ΔT_{cj} としてコントロールする。

制御は部屋の目標温度に対して 1°C 以内なら、圧縮機の運転 Hz を 9~14Hz とし、次に T_a に対する目標露点温度 T_r を Table11 より算出し、入口温度 T_j を T_r 以下としつつ、 ΔT_{cj} を 5deg に調整する。制御フローは Fig.48 に示す。なお、図中のショートサーキット等の制御は 6.2 項にて解説する。

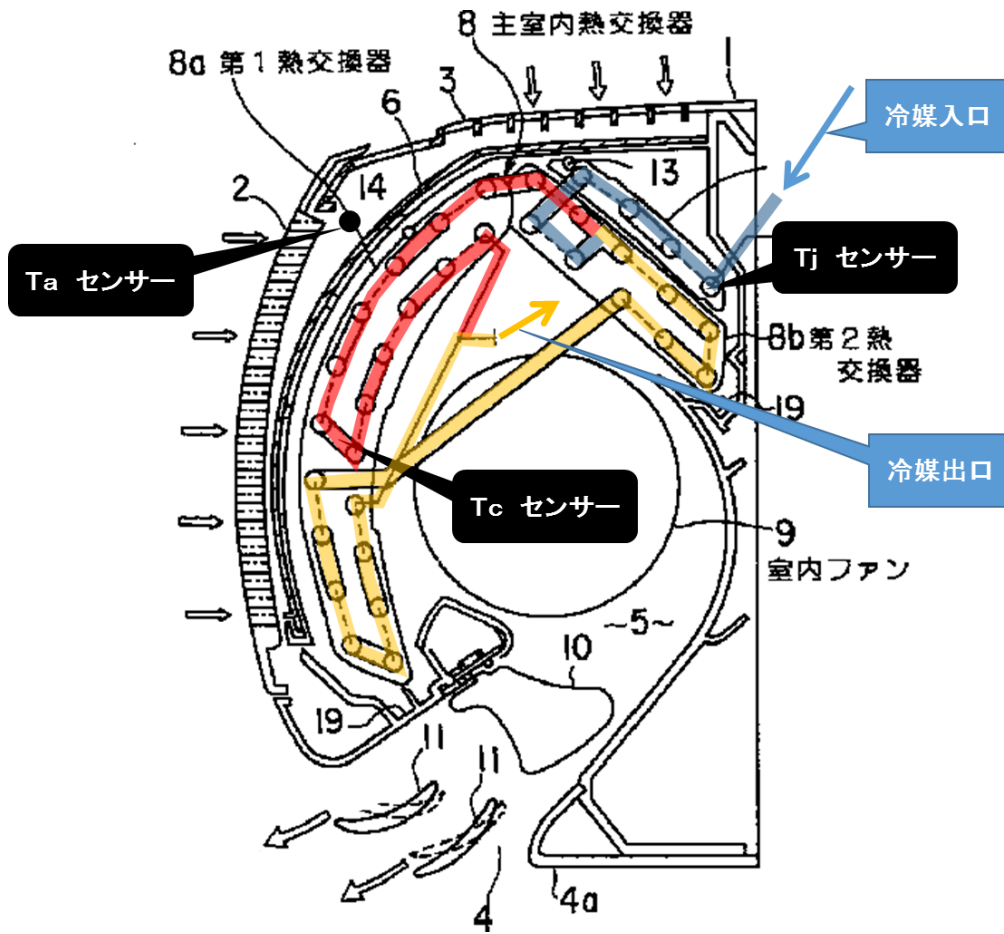


Fig.47 熱交換器の冷媒の流れと温度センサー位置

Table 11 目標湿度 60 %の露点温度『Tr』

吸込み温度 Ta [°C]	目標露点温度 Tr [°C]
22	17
23	17.5
24	18.5
25	19.5
26	20.5
27	21
28	22
29	22.5
30	23.5

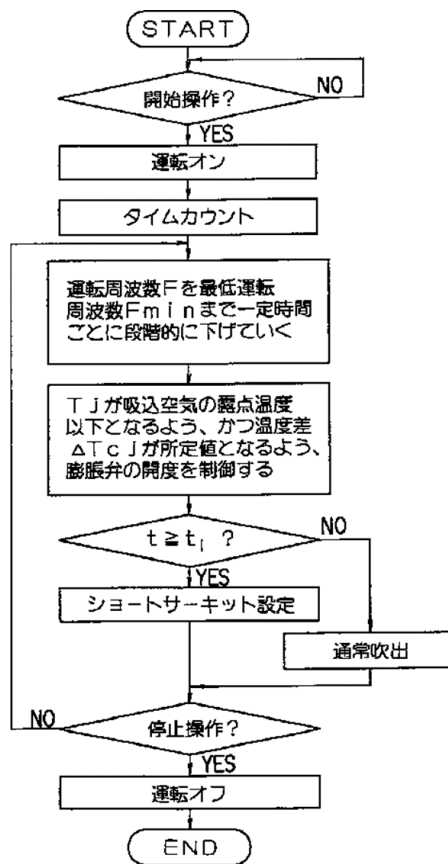


Fig.48 除湿制御のフローチャート

これをモリエル線図に表わすと Fig.49 となる. 通常の冷房サイクルを破線で示しており, 蒸発域以降のスーパーヒートはほぼゼロに抑えている. 可変熱交除湿サイクルは T_j を露点以下に保ち, ΔT_{cj} を目標 5deg としてスーパーヒート域を調整している. エンタルピー差で確認できるように, スーパーヒート域では冷房能力は極小である. 圧縮機回転数を 14Hz 以下にする事で循環量を低減させており, 低温側の蒸発熱交換器を通過する空気に対してはほぼ 90%以上の潜熱冷房としている. このような除湿特化の冷房サイクルを形成させた.

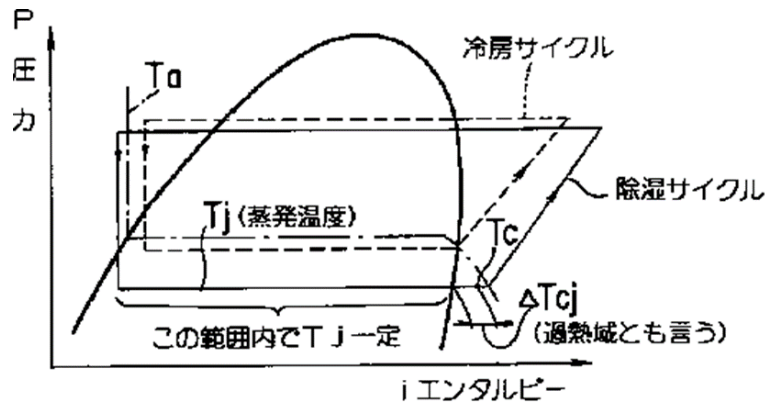


Fig.49 除湿サイクルのモリエル線図

6.4 室内機の吹き出し風向

90%の潜熱冷房でも冷房能力は 200W を超える場合が生じるので、室温を下げずに除湿をするために熱交換器のスーパーヒート域の空気を循環させて室内の居住域に到達しないよう工夫を施した。Fig.50 に示すように実線の水平ルーバは通常時の角度位置を表わし、破線の水平ルーバはショートサーキット時の状態を表わす。ショートサーキット時は吹出した風が熱交換器下部に再度吸込む形となる。この状態では除湿量が低減してしまうので、室温がある程度低下したときのみ実行する制御とした。具体的には $T_a \geq t1$ のときにショートサーキット位置とする。

$T_a \geq t1$ ・・・ルーバをショートサーキット位置に変更

T_a ：吸込み温度

$T1$ ：リモコン設定目標温度 (T_s) $-0.5deg$

これらを組み込んだフローチャートが Fig.46 となる。また、室温に相当する T_a とリモコン設定目標温度 T_s と圧縮機の運転回転数 H_z とルーバ動作の制御図を Fig.51 に示す。

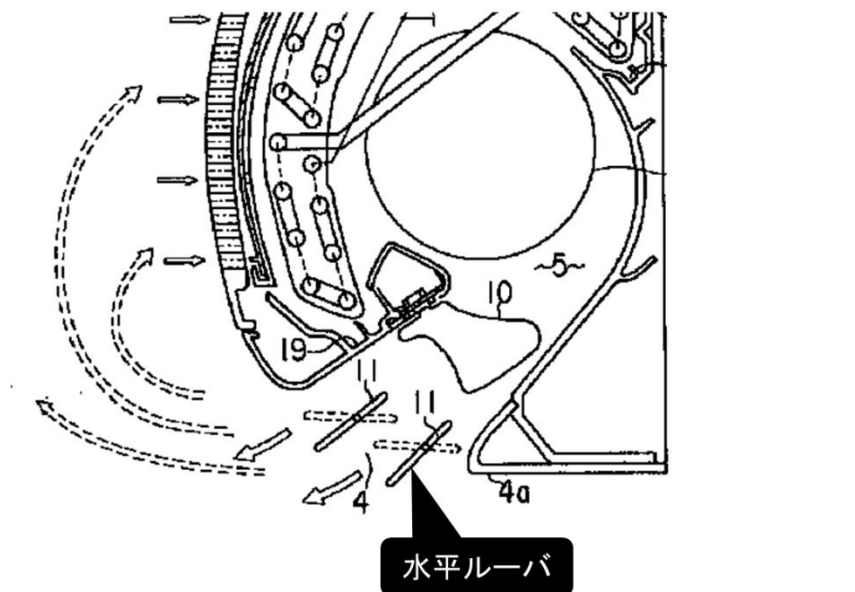


Fig.50 吹き出し口水平ルーバの動き（通常位置、ショートサーキット位置）

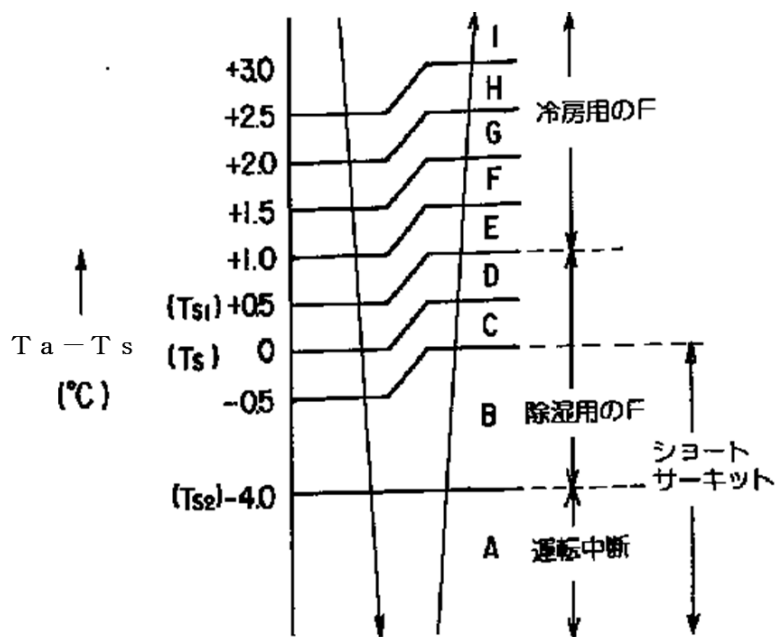


Fig.51 室温 T_a とリモコン設定目標温度 T_s の差分とルーバ位置の制御図

6.5 効果の検証

6.5.1 運転特性・除湿量

JIS の除湿条件にて、カロリメータ試験室にて測定すると Table 12 に示すように 280cc/h の除湿量が確保できる。同時に過負荷条件にて確認し、ほぼ不具合なく 300cc/h の除湿量が確保できた。このような JIS に規定されたカロリメータ試験では実際の運転での評価は不明であるので、Fig.4 で紹介した環境試験室にて実際の家屋を想定した実験を行なった。冷房能力を推定するために、部屋内は在室人数無しの無負荷にて実施した。

Table 12 JIS 規定試験室（カロリーメータ）での確認結果

	標準条件 (24℃・80%/24℃) 標準配管5m/標準冷媒	過負荷条件 (32℃・70%/3℃) 延長配管15m/-100g
熱交換器入口温度[℃]	12.2	7
熱交換器入口から1本目パイプの温度[℃]	11.8	6.7
熱交換器入口から2本目パイプの温度[℃]	11.5	15.1
除湿量[cc/h]	280	300
圧縮機出口温度[℃]	91.7	96.4

Fig.52 は外気温度 24℃湿度 80%にて、室温目標温度を 24℃としたときの 10 畳間環境試験室の確認結果である。横軸が時間、縦軸に温度、湿度、エアコンの入力等を記録しており、ほぼ安定運転に入った状態である。部屋の湿度は 58%，入力(消費電力)は 105W，平均除湿量は 150cc/h，室温平均は 22.2℃となっている。室温平均温度は外気温より 1.8deg 下がっているが、室内は無負荷で試験を行なっているため部屋内の負荷が 200W ならば、環境試験室の熱通過率は 4.85W/deg・m² なので室温は 24℃を保持できる見込みである。

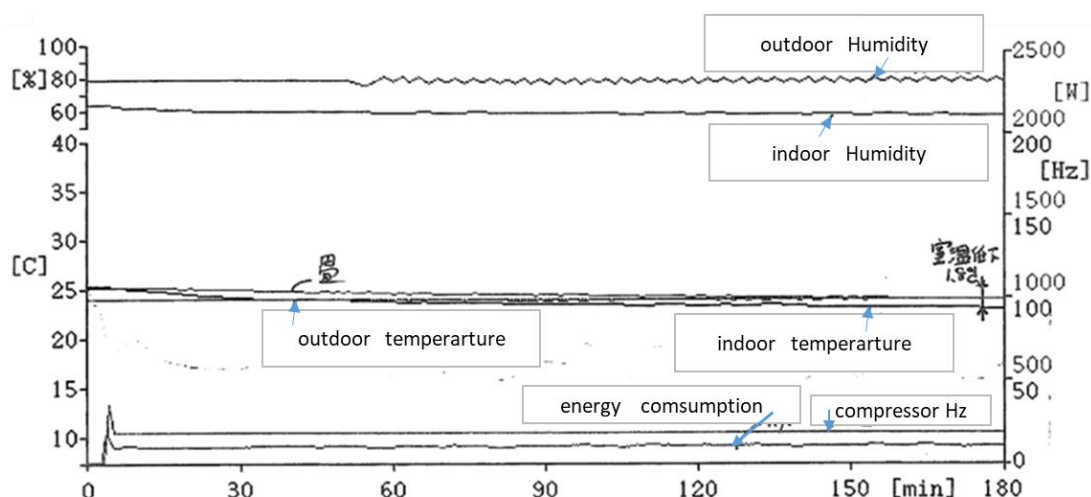


Fig.52 環境試験室での除湿運転確認結果，外気は JIS 除湿条件

この現象を空気線図にて表わすと下記の Fig.53 に示すようになり、運転開始時の 24℃/80%が安定時に 22.2℃/58%の絶対湿度差から、部屋内の除湿量が計算できるが、建物の条件によってもばらつくので実測値を重視した。安定時の室内温湿度つまりエアコン吸

込み温湿度と熱交換器の低温側の露点温度から絶対湿度の低下量が算出できるので、通過風量が測定できていれば除湿量が計算できる。同時にエンタルピ差より冷房能力が算出できるが、今回は低温側の除湿域と高温側のスーパーヒート域の通過風量比が不明なので、能力は環境試験室の熱通過率から推定した。

$$\text{顕熱冷房能力} = 1.8\text{deg} \times 4.85 \times 16.4 = 143\text{W}$$

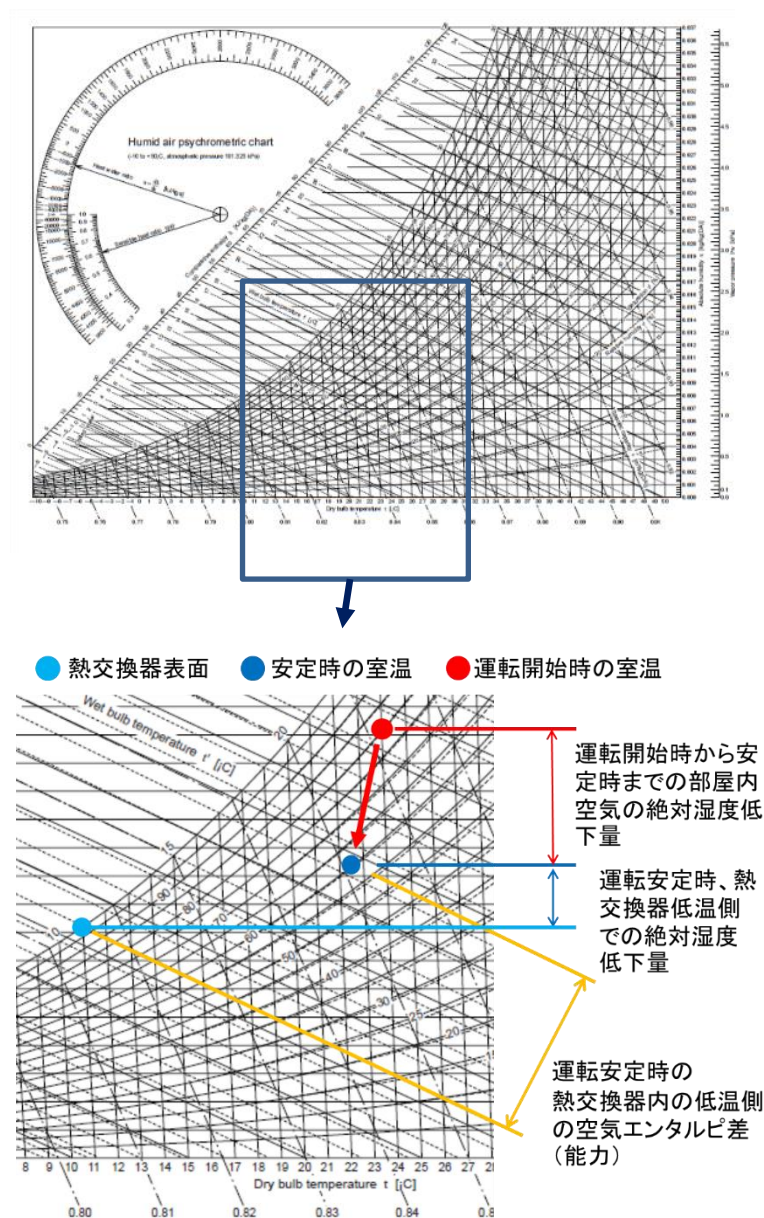


Fig.53 環境試験室での運転開始から安定までの空気状態

本環境試験の運転開始から安定時までの制御を確認するため、エアコンの制御シーケンス内のコントロール結果を検証した。Fig.54 に示したのは、エアコンが認識している部屋の温度 T_a 、熱交換器中間温度 T_c 、熱交換器入口温度 T_j と T_c の温度差 $\Delta T_{c,j}$ 、圧縮機の運転

回転数 Hz, 膨張弁の開度 (メカトロ弁開度 PLS), スーパーヒート量 SH をプロットしたトレンドグラフである. 圧縮機は 9Hz で安定運転しており, ΔT_{cj} の目標温度 5deg を保持するために, 膨張弁の開度 (PLS) を頻繁に変更しているのが見られる. これらの制御フローは目標通りに動いており, 結果目標湿度に到達している.

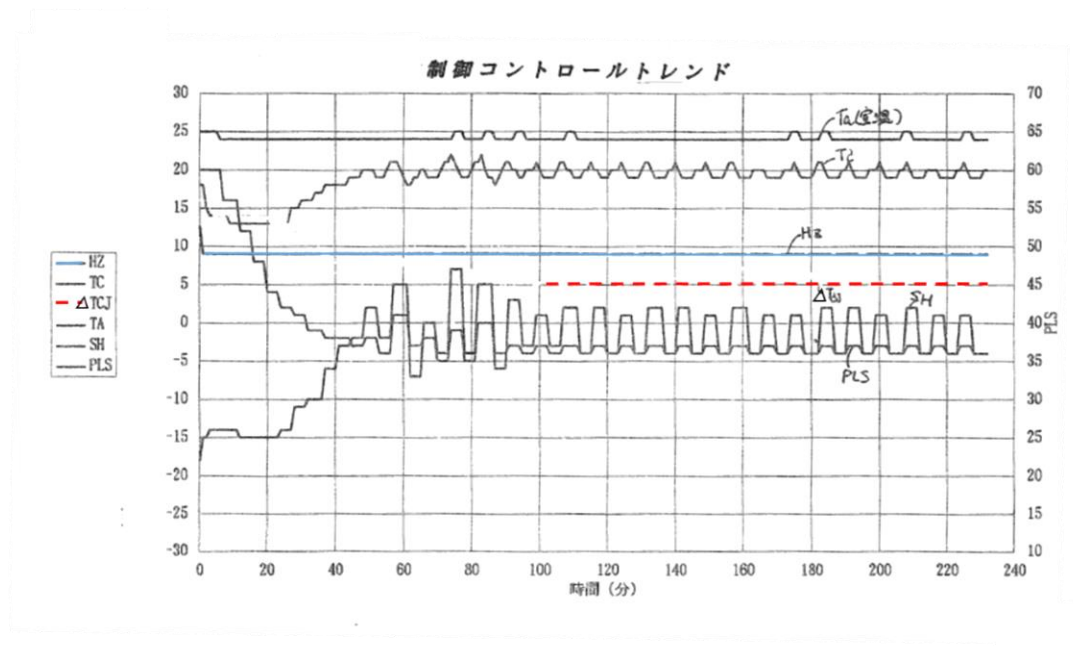


Fig.54 除湿運転の制御コントロールトレンド

環境試験室においては, その他の条件も確認した. Fig.55 は夏シーズンを想定して外気温 30°C/70%で実験し, 途中から在室者を 2 名増加して負荷変動させて性能及び, コントロールが妥当であるかを検証している.

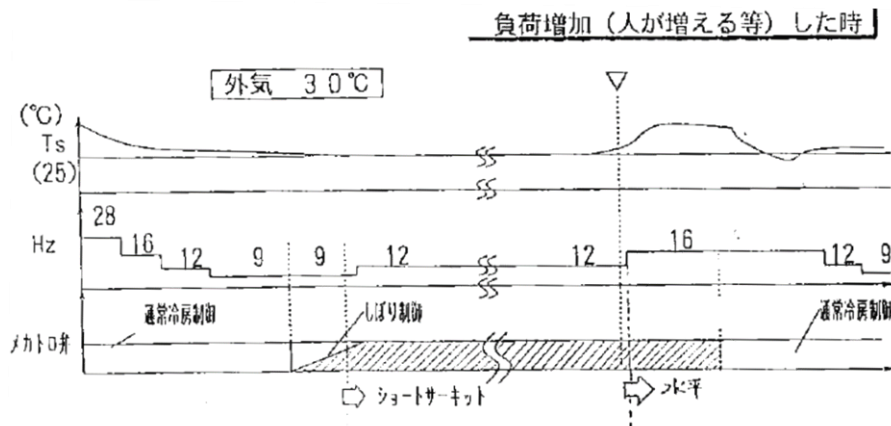


Fig.55 環境試験結果 外気温度 30°C/70%, 途中から負荷を増加

Fig.56 は梅雨シーズンにおける安定運転の確認と、一日の外気温度パターンを想定した確認を実施したものである。異常値は見られない。

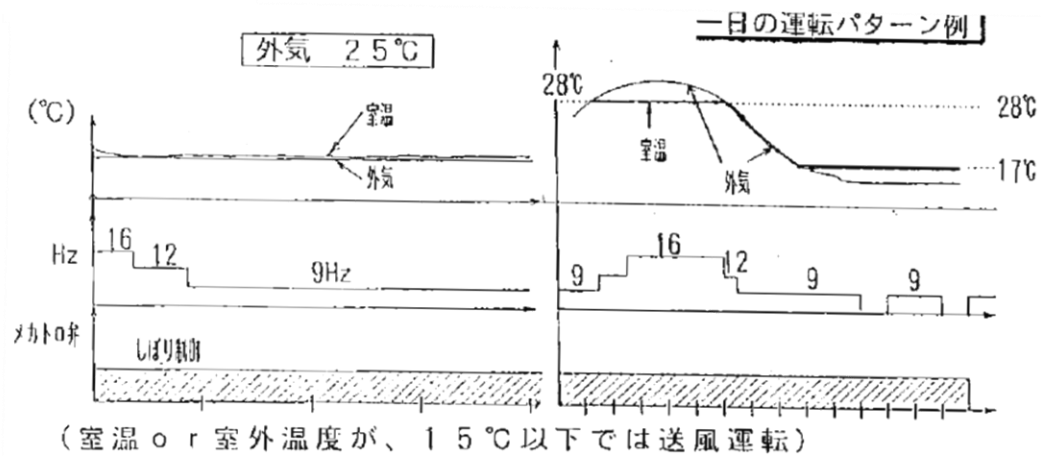


Fig.56 環境試験で梅雨シーズンの安定運転と一日の外気温度パターンを想定

さらに、カロリメータ試験室において様々な温度条件で除湿量を確認した結果を Fig.57 に示す。各温度の相対湿度を 80% とした。日本の梅雨時や冷房シーズン、秋雨時等を考慮して確認したが、ほぼ全温度領域で除湿量が確保できる。同時に冷凍サイクル温度の信頼性を確認したが、本論では省略する。

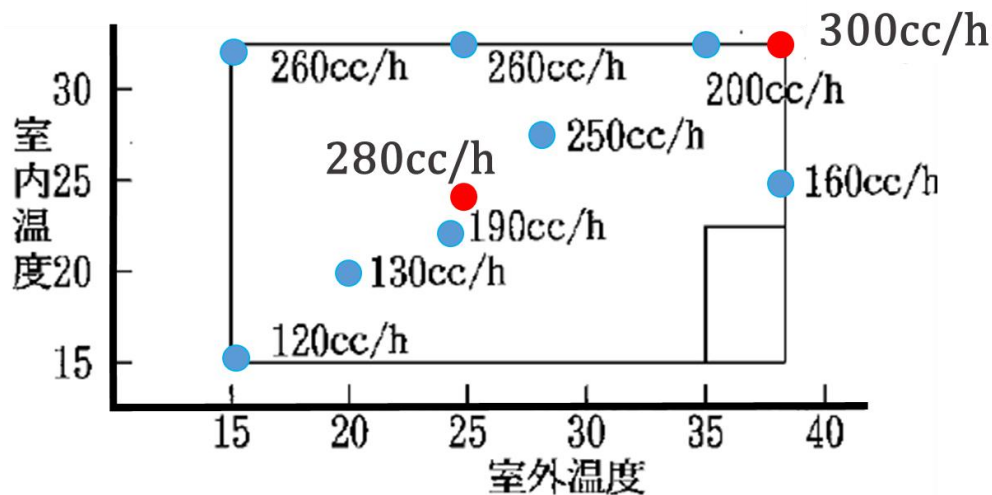


Fig.57 カロリーメータ試験における各温度条件における除湿量 相対湿度：80%

6.5.2 省エネ比較

家庭用エアコンには除湿機能は三種類ある。インバータエアコンが発売された1985年ごろは、圧縮機の低回転数の冷房を用いてドライ機能を謳っており、厳密には低能力冷房であった。これを便宜的に冷房除湿と称する。1990年代に各社より、4.2項で紹介した再熱除湿タイプが開発されほとんど日本の全メーカーがこの方式を採用した。室内に二方弁や膨張弁等の部品が必要となり複雑であったため、高級機種のみでの採用であった。普及機種は冷房除湿方式を継続する形である。

Table13 に省エネ除湿，再熱除湿，冷房除湿の環境試験室での比較実験データを示した。公平化の為，性能と仕様は同等機種での比較とし，同一条件とした。到達湿度は省エネ除湿が58%で再熱除湿は49%と約10%の差はあるものの，消費電力は約1/6となり，大きく省エネとなっている。ビル管理法では相対湿度は40~70%²⁾を，特に病院は50~60%を推奨³⁾しており，必要十分なレベルとみられる。一方，冷房除湿は到達湿度が77%とほとんど除湿できていないことがわかる。ヒトの体感において10%の相対湿度差に有意差があるかは今後の研究にゆだねたい。

Table 13 省エネ除湿とそれ以外の除湿方式との比較データ

環境試験室実験データ
外気温度 24°C/80%

	省エネ除湿 新除湿方式	再熱除湿	冷房除湿
到達湿度[%]	58	49	77
除湿量[cc/h]	150	353	65
電力[W]	105	638	64
平均温度[°C]	22.2	22.4	23
室温低下量[°C]	-1.8	-1.6	-1.1
風速[m/s]	0	0.2	0.2

実運転は前述の環境試験室法にて評価できるが、機器そのものの厳密な評価にはなっていない⁴⁾。そのため、JIS 条件の温度条件に到達湿度を 60%にしてカロリーメータ試験室にてこの 3 方式の比較を実施した。室内温度と湿度を一定にコントロールするので、単位消費電力あたりの除湿量が計算により求められる。これを除湿効率として比較した。Table14 に結果を示す。省エネ除湿は僅差であるが高い効率 1.01 となっている⁵⁾。

Table 14 除湿方式による除湿効率の比較

カロリーメータ試験結果
室内温湿度(24°C/60%)

	省エネ除湿	再熱除湿	冷房除湿
電力 [W]	107	587	219
除湿量 [cc/h]	108	582	155
除湿効率 [cc/Wh]	1.01	0.99	0.71

現在の省エネ法の JIS 基準では、除湿期間の設定が無い事と、再熱除湿と冷房除湿との評価手法を同一にする事ができておらず、正当に評価する方法がないのが現状である。今後の省エネ法審議の際は除湿性能の評価法も確率すべきである。

また、デシカントによる吸着式等は⁵⁾、小規模システムでは採用の実例はないが、更なる省エネ除湿のポテンシャルがあるので期待できる。⁶⁾

6.6 まとめ

可変熱交除湿方式によって省エネ除湿を確立した。前述の一年間での省エネ効果を検証する。Table15 に示すように、24°C/80%の試験室データでの結果では従来の再熱除湿方式

に対し、約 1/6 の消費電力になっているが、到達湿度が 58%で、再熱除湿の 49%より 10ポイント高く、同一条件比較を行なう。Table15 に示すように潜熱比を 50%とした場合に、再熱除湿方式の到達湿度を 58%とすると、消費電力は 271W、除湿量は 150cc と計算される。省エネ除湿の 105W に対し、2.6 倍と大きく、論理的にも傾向は合っている。

一年間で除湿運転を必要とする期間を外気温が 24℃の時と仮定すると、JIS の APF 基準上では 217 時間となるので、省エネ除湿の電力量は 22.8kWh となる。再熱除湿が 58.8kWh となるので、この期間の消費電力量の省エネ分は 36kWh となり、再熱除湿に対する省エネ除湿の省エネ効果は 61%となる。

Table15 外気温 24℃相対湿度 80%時の省エネ除湿と再熱除湿の比較（環境試験室法）

	省エネ除湿 新除湿方式	再熱除湿	
	実測	実測	計算
到達湿度[%]	58	49	58
除湿量[cc/h]	150	353	150
電力[W]	105	638	271
平均温度[℃]	22.2	22.4	22.4
24℃(217時間)の部屋 総合負荷[kWh] 【8畳間、2.2W/m2K】	$(2.2 \times (24 - 22.2) \times 13.2 + 120) \times 217 = 37,383\text{Wh}$ ※室内負荷120Wとする。 37.4		
消費電力量[kWh] (217時間/年)	22.8	138.4	58.8

省エネ効果: 電力量差36kWh, 61%低減

1995 年ごろから、環境問題より家庭用機器の省エネが注目され、特に消費者にとって家庭内の消費電力の最も大きい製品はエアコンと言う認識が上位であった。各社とも省エネ開発が急務であり冷蔵庫やエアコンにおいては省エネ法が施行される事になる。

このタイミングで当時の通産省が現在の省エネ大賞の前身である省エネバンガード 2 1 大賞を開始した。当時から省エネ法は冷房と暖房のみで、除湿運転は適用除外であったので、再熱除湿の消費電力が大きいことには注目していなかった。

これに先駆けて、2004 年に東芝が本報告の可変熱交除湿方式の省エネ除湿を商品化するも、認知度が低く普及しなかったが、2020 年 9 月段階では 3 社がこの方式を採用している。

第6章の参考文献

- 1)特許 特願平 8-49031
- 2) (社)日本冷凍空調学会：日本冷凍史，日本冷凍空調学会出版，平 10 改訂， pp350
- 3) 関信弘：冷凍空調工学，森北出版株式会社， pp2-5
- 4) 竹田明弘：高断熱・高气密住宅における調湿機能付換気機器の調湿効果と消費電力について（特集 未来の住宅が提供する新しい暮らし）冷凍 91(1063), pp325-330, 2016-05
- 5) Jurgen Schumacher,Ursula Eicker：Simulation silarer Kuhiverfahren,HfT Stuttgart,Band56-Zweites Symposium,pp176-183,2003
- 6) 細井ら：ルームエアコンおよび住宅用セントラルエアコンの潜熱負荷と COP 評価法:蒸発温度とコンプレッサ COP の算出方法その 1，建築学会環境系論文集 597-606, 2018
- 7) 長澤、逢坂：ドライルーム省エネ除湿システムの開発および性能評価，日本冷凍空調学会年次大会講演論文集，JSRAE Annual Conference, E312-1-4, 2017

第7章 冷媒ポンプの開発結果（省エネ技術Ⅲ）

未利用エネルギーの利用について検討した中で、4. 3. 3 項について検討する。家庭用エアコンにて可能な外気温利用システムを構築し、シミュレーションによる効果の検証を行った。

7.1 冷媒ポンプの構想

一般家庭用として有効なのは 4. 3. 3 項で述べたように冷房シーズンの外気温利用であるが、直接的に空気を導入する方式ではなく、^{1,2)}エアコンの冷凍サイクルを利用するシステムについて検討した。

Fig.58 に夏場の昼と朝方の模式図を示した。例えば、昼間は外気温 35°C と高く、室温を 27°C とするようエアコンを運転している。一方、朝方は外気温が 25°C と低いにもかかわらず室内に人間等の熱負荷があるため同様にエアコン運転を継続している。室温 27°C より低い 25°C の外気を利用すれば省エネなシステムとなり得る。

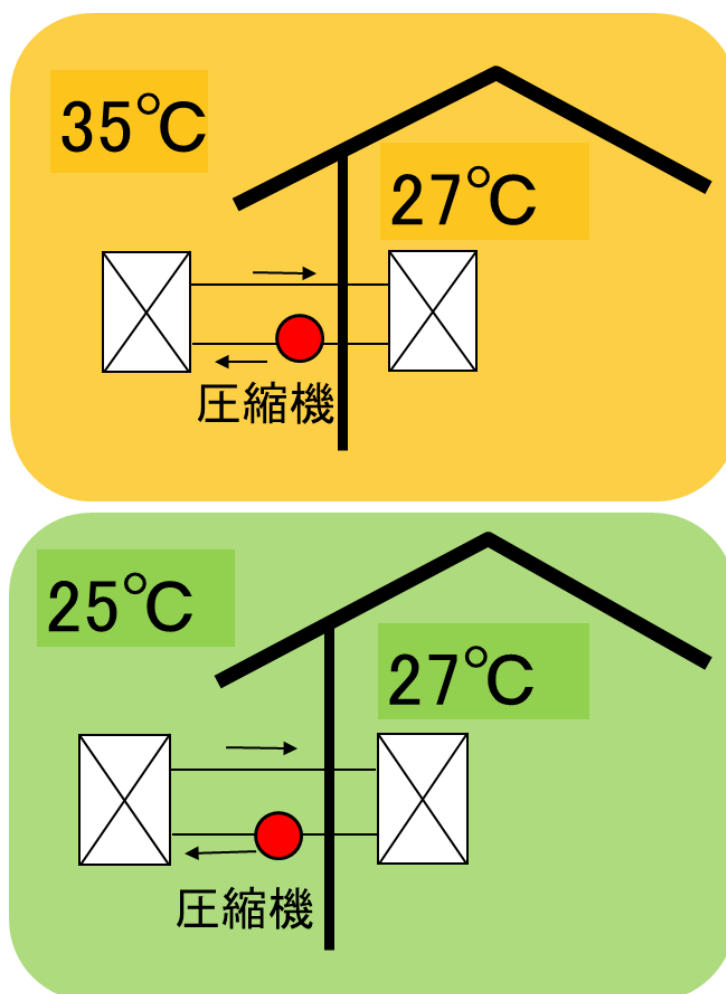


Fig.58 家庭の夏場の昼間（上図）夏場の朝方（下図）

4章で紹介したフリークーリングのチラーシステムをわかりやすく一元冷媒システムで表わすと Fig.59 のようになる。昼間は圧縮機にてヒートポンプ運転を行ない、朝方はポンプにより外気温の熱を室内に送り込む熱搬送を行なっている。この方式はポンプで輸送している冷媒は液状態であり、液ポンプ方式^{3,4)}であるので、容積型のポンプを採用している。輸送効率が高いので通常はこのシステムを利用する。

このシステムとしてはビルディング、工場、ホテル等の大規模システム^{5,6)}では費用対効果が見込める。ただし、これも日本を含む世界各国で評価基準が確立されていないので、普及が限定的なのは残念である⁷⁾。

これをそのまま家庭用に利用すれば良いのであるが、圧縮機とポンプの並行システムはその他に切り替え弁が必要で、コスト重視の家庭用には不向きである。また夏場の朝方のみの利用とするとわずかに年間120時間程度なので投資は難しい。

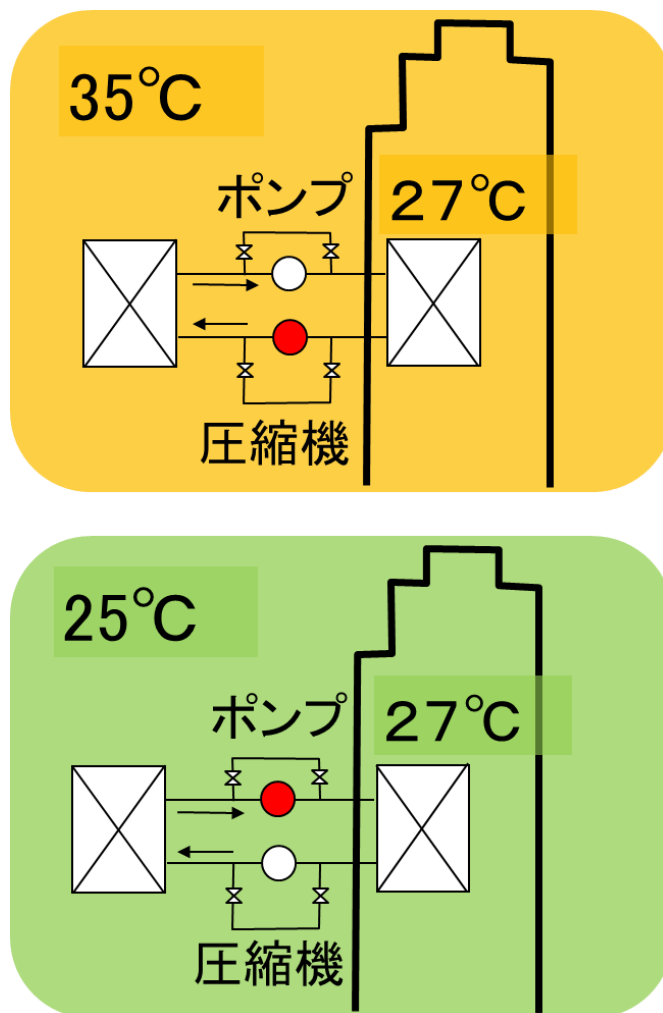


Fig.59 ビル用フリークーリング夏場の昼間（上図）夏場の朝方（下図）（運転中の圧縮機やポンプを赤色で示した）

そこで、家庭用エアコンでは、圧縮機をそのままポンプとして利用する方法が考えられ

る。二種類の方法が考えられ、液ポンプ方式とガスポンプ方式である。

液ポンプ方式とはフリークーリングのように容積型のポンプ機能を圧縮機に採用する事で下記二点の問題点がある。この解決には、新しいアイデアの圧縮機の開発が必要となり、現段階では困難とみられる。

圧縮機の液ポンプ方式の問題点

- ①圧縮機の軸強度不足（液圧縮は過大な負荷）
- ②潤滑油不足（液冷媒を吸い込むため）

今回、この方式は断念した。

ガスポンプ方式についても二点の問題点がある。

圧縮機のガスポンプ方式の問題点

- ①冷媒の循環量不足（ガス輸送なので、必要とする能力に達しない）

容量向上のため、運転回転数 Hz を上げる方法もあるが、中央のブレードジャンプの問題があり、現在では 40Hz が限界である。

- ②高低圧差が極小のため、潤滑油の循環等の信頼性が不足する。

これらを解決すべく、二つの方法を試みた。ヒートパイプ方式と超低圧縮比ヒートポンプ方式である。

前者のヒートパイプ方式については圧縮機を利用せずに位置エネルギーのみを利用したヒートパイプサイクルの実験を試みた。結果的に成果が出なかったため中断したが、将来的には活用の道があると考えられる。基本構成はエアコンの室内と室外のファンを回転させ、室内機と室外機に高低差をつけて重力で冷媒を循環させる方式である。Fig.60 の構成を作成し、実験をおこなった。

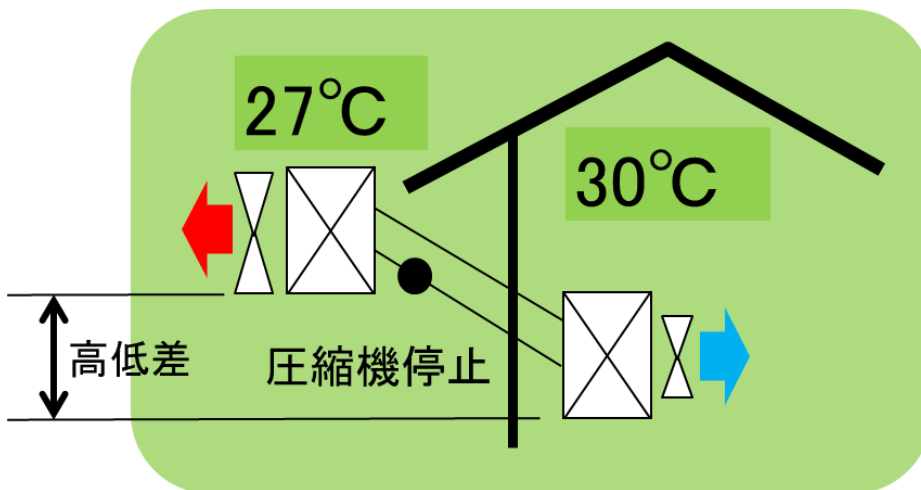


Fig.60 ヒートパイプ方式の構成

実験結果を Table 16 に示す。室内温度を 30°C、室外温度を 27°C とし、室内と室外のファンのみを運転し、冷房能力が発揮できるかを確認した。

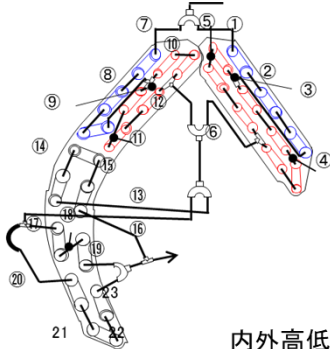
膨張弁の開度を調整するも、種々の条件で、室内機の吸込みと吹出し温度差はなく、ほぼ能力ゼロであった。膨張弁の抵抗と冷凍サイクル内の上下配管等が原因で冷媒循環ができていないと思われる。また、冷凍サイクル内における冷媒流れにおいて重力差を打ち消す仕掛けが無く、基本設計に再考の必要がある。通常のヒートパイプでも流れを形成する為には重力やポンプの初期動作が必要であり、このシステムには圧縮機の液圧縮運転を初期で行なわなければならない、機構の新開発が必要となる。

Table 16 ヒートパイプ方式の実験結果

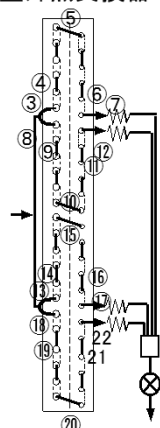
試験条件	-	室内ファン低	外ファン有	PMV全開	室内温度上	外ファン有	PMV全開	室外温度低
	急速	微風	急速	←	←	←	←	←
室内(乾球/湿球)	30.0°C/-°C	←	←	←	32.0°C/-°C	←	←	←
室外(乾球)	27.0°C/-°C	←	←	←	27.0°C/-°C	←	←	20.0°C/-°C
配管長	5.0m	←	←	←	←	←	←	←
室内吸込み空気温度[°C]	28.5	28.5	29.2	29.3	31.6	30.8	31.6	30.7
吹出し空気温度[°C]	30.0	29.7	29.9	29.8	32.2	32.3	32.2	32.4
室外吸込み空気温度[°C]	27.5	27.1	26.7	26.5	27.3	27.1	27.3	19.8
内ファン	1450rpm	870rpm	1450rpm	←	←	←	←	←
外ファン	0rpm	←	500rpm	←	0rpm	500rpm	←	←
PMV	160 PLS	←	←	500 PLS	160 PLS	←	500 PLS	←

膨張弁開度
(全開500PLS)

室内熱交換器



室外熱交換器



内外高低差500mm

もうひとつの超低圧縮比ヒートポンプ方式は通常の冷凍サイクルを用いるが、圧縮機の圧縮比を限界まで下げて、ポンプとコンプレッサの中間を狙った方式である。低流量の冷媒ポンプとなるが、有効な結果がでたので報告する。

今までの検討結果を Fig.61 の系統図に示す⁸⁾。

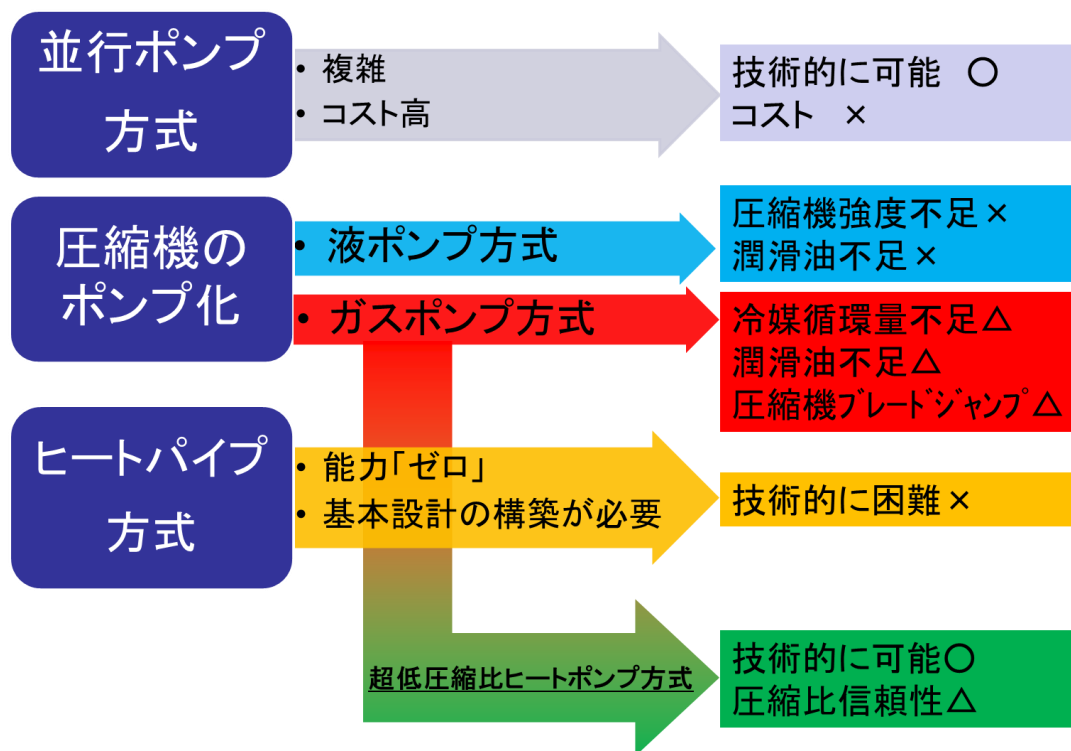


Fig.61 冷媒ポンプ方式の検討図

7.2 超低圧縮比ヒートポンプ方式冷媒ポンプの開発

7.2.1 圧縮機の使用範囲

通常圧縮機は信頼性を保持するために、圧縮比の範囲を規定している。特に潤滑油の循環のためと高圧と低圧を仕切るブレードの特性のためであり、運転回転数 Hz によって詳細に規制している。Fig.62 は使用範囲の一例であるが、30Hz～100Hz は圧縮比 2 以上、約 8 以下を保持する条件がある。10Hz～30Hz ではおよそ図中の破線以上の点描範囲を保持している。これは圧縮機メーカーによって異なるのであくまでも参考とする。

あらゆる温度条件と圧縮機の回転数およびファンの回転数と変化因子が多いが、全てを確認するのが通常の開発で必要となる。これを逸脱する場合は、圧縮機やファンの回転数を制御でコントロールすることにより範囲におさめている。

ガスポンプ方式として駆動させるときも、圧縮比が 1.0 近傍となるので信頼性の評価と対応が必要となる。

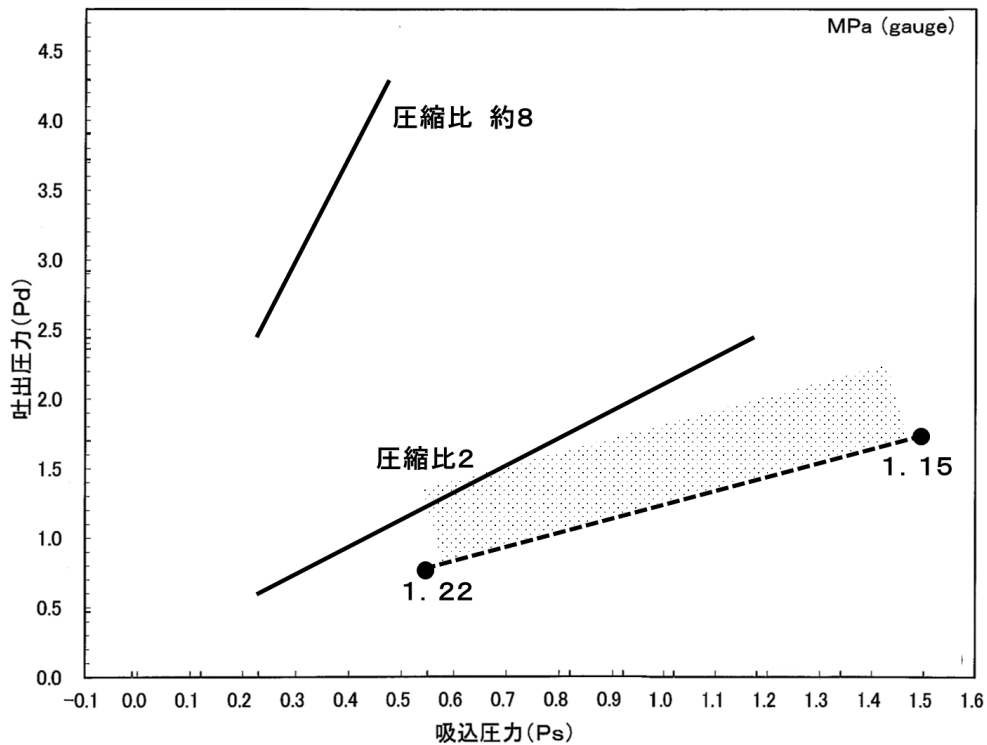


Fig.62 圧縮機の使用範囲の一例

今回 2.5kW のエアコンをサンプルとして評価を行なった。このエアコンにおける JIS 条件での 6.6Hz 相当の冷房最小能力運転は、圧縮比が 1.39 となりヒートポンプとしての冷凍サイクルを形成している。室外機で凝縮、室内機で蒸発して能力を発揮している。

JIS 規定の定格能力条件、中間能力条件、最小能力条件での運転確認結果を Table17 に示す。能力および入力、温度、圧力等のデータを示した。例えば冷房最小能力条件の運転時、圧縮機の回転数は 6.6Hz で凝縮器中間 T_c 温度は 36.5°C で、室外気温 35°C に対して放熱している事をあらわしている。同時に蒸発器入口と出口温度は 24~25°C で、室内温度 27°C に吸熱していることがわかる。

その他の条件でも同様に通常の冷凍サイクルが形成されている。これらをの圧縮比の数値をプロットすると Fig.63 ようになり、使用範囲を超えてはおらず、圧縮機の信頼性は保持できる。

Table 17 エアコン 2.5kW クラスの実運転データ

室内外 温度条件	JIS条件		JIS条件	JIS条件
	室内温度[°C]	27	27	27
	室外温度[°C]	35	35	35
		定格	中間	最小
圧縮機回転数[Hz] 排除容積 13.4cc(2cly-1cly)		26	18	6.6
能力[W]		2641	1185	202
入力[W]		491	161	51
COP		5.48	7.36	3.96
圧力	吐出圧力Pd[MPa·abs]	2.43	2.38	2.27
	凝縮器入口[MPa·abs]	—	—	—
	凝縮器出口[MPa·abs]	—	—	—
	蒸発器入口[MPa·abs]	—	—	—
	蒸発器出口[MPa·abs]	—	—	—
	吸込み圧力Ps[MPa·abs]	1.13	1.51	1.63
	圧縮比	2.15	1.57	1.39
サイクル 温度	圧縮機吐出Td[°C]	68.5	55.9	44.5
	コンデ入口[°C]	64	51.5	38
	コンデ中間Tc[°C]	42.3	38.6	36.5
	コンデ出口[°C]	39.4	38.4	—
	エバ入口[°C]	17.9	21.5	25
	エバ出口[°C]	18.4	22.1	24
	圧縮機吸込みTs[°C]	18.6	24.8	28

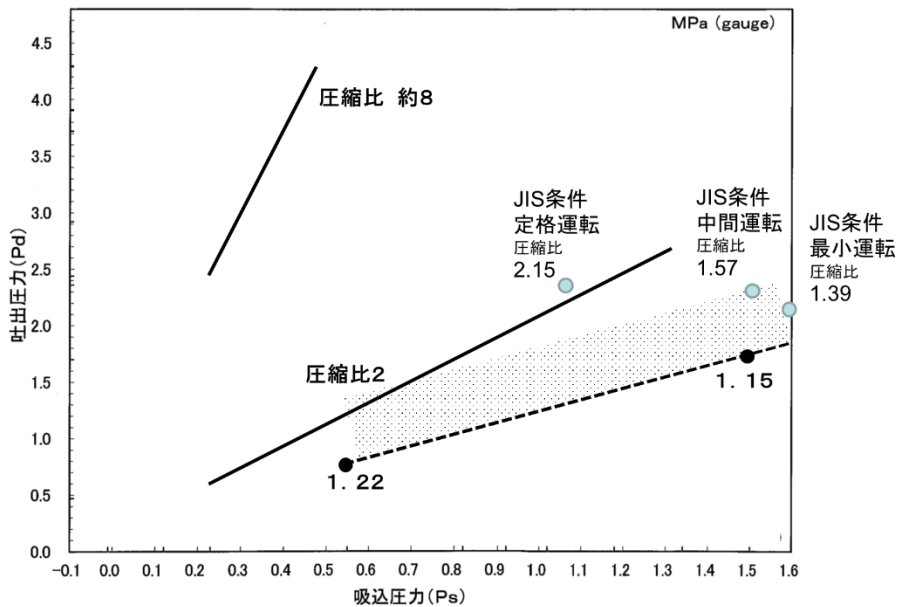


Fig.63 エアコン 2.5kW クラスの圧縮比図

7.2.2 必要能力の算出

本論では家庭用エアコンの冷房シーズンにおける朝方、例えば外気温が 25°Cで室内温度

が 27°C のとき、外気の方が室内温度より低いのに、通常の冷房運転している事に注目している。工場などの大きなシステムに利用しているフリークーリングを家庭用エアコンに採用する方法を検討してきた。

一般家庭の 8 畳間において、熱負荷はどの程度となるか、算出を試みた。Fig.64 に一般家庭の熱負荷モデルを示す。換気は法令で 0.5 回/h となっているが今回は無視した⁹⁾。室外からの熱侵入を $Q1$ 、ヒトや電気製品の発熱を $Q2$ 、家などの蓄熱分の放熱を $Q4$ 、エアコンの吸熱を $Q3$ とする。

従って、エアコンの必要熱量 $Q3$ は下記式 (4) となる。

$Q3$: エアコンの必要熱量[W]

$$Q3=Q1+Q2+Q4 \quad (4)$$

$Q1$: 建物の熱負荷

$Q1^4$: 熱負荷 4 熱還流率が建築基準法平成 4 年新省エネ基準 4.2 [W/m²・K]

$Q1^{21}$: 熱負荷 21 熱還流率が建築基準法平成 21 年改正省エネ基準 1.9 [W/m²・K]

8 畳間=13.2 [m²]

内外温度差: 35-27=8 [K]

$Q1^4$: 熱負荷 4

$$Q1^4=4 \times 13.2 \times 8=444 \quad [W]$$

$Q1^{21}$: 熱負荷 21

$$Q1^{21}=1.9 \times 13.2 \times 8=201 \quad [W]$$

$Q2$: ヒトの発熱 120 [W/人] 今回 2 人, テレビ等の家電負荷を 50W とする

$$Q2=120 \times 2 + 50=290 \quad [W]$$

$Q4$: 蓄熱熱量 躯体条件によって幅が大きいので今回はゼロとした

$Q3^4$: エアコンの必要熱量 (吸熱量: 平成 4 年の建築基準建築物)

$$Q3^4=444+290=743[W] \text{ となる.}$$

$Q3^{21}$: エアコンの必要熱量 (吸熱量: 平成 21 年の建築基準建築物)

$$Q3^{21}=201+290=491[W] \text{ となる.}$$

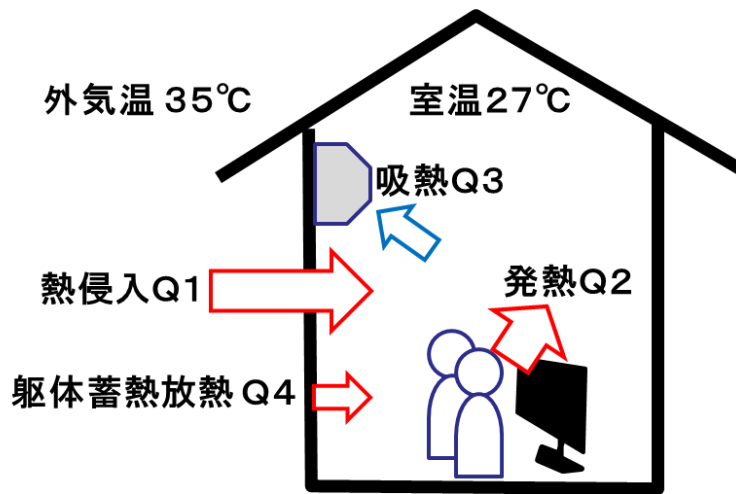


Fig.64 一般家庭の熱負荷モデル

これら外気温と室温を変化させて算出すると Table 18 のようになる。外気温が 35°C の JIS 条件でも必要能力は 491~743W で、中間性能 1185W 十分な値となっている。外気温が 29°C では 340~401W で、通常の夏場シーズンではこの程度の能力があれば快適に過ごせる。

冷房シーズンの朝方を想定した外気温 25°C では 180~240W で、室内の熱負荷を打ち消す程度の能力で済む。

室内温度を 30°C の場合を計算してみると 13~165W となり、住宅性能の良い方の負荷が高くなっている。これは今後、更に住宅性能が向上すると、一年間の大半で冷房が必要となる事を示唆している。

つまり、外気を利用する価値がさらに必要となるのである。

Table 18 各外気温と室温におけるエアコンの必要能力

8畳間の場合の2.5kWエアコンの必要能力[W]			
室温[°C]	外気温[°C]	住宅の性能	エアコンの必要能力[W]
27	35	平成4新省エネ法	734
		平成21改正省エネ	491
27	29	平成4新省エネ法	401
		平成21改正省エネ	340
27	25	平成4新省エネ法	180
		平成21改正省エネ	240
30	25	平成4新省エネ法	13
		平成21改正省エネ	165

7.2.3 シミュレーションによる超低圧縮比ヒートポンプ方式の査定

シミュレーションにあたり、エアコンの仕様とモデルを Table 19 と Fig.65 に示した。エアコンは 2.5kW クラスとし、基礎的な表示仕様は Table 17 に示す通りでこの実データをシミュレーション用に使用した。

Table 19 シミュレーション用のエアコンの仕様

仕様		
室内	筐体	RAS-255DRS 250H×790W×255D
	熱交換器	2列／異径14段円弧／630L パイプΦ6.35／Φ7
		アルミフィン FP1.1／105μm パス 1-2
		二方弁DVP-S725DQ2
	ファン	横流ファンΦ88×635L
ファンモータ	WDF-140-30-1	
室外	筐体	RAS-255ADR 550H×780W×290D
	熱交換器	1列24段-Φ7 アルミフィン FP1.3／105μm パイプΦ7
		パス 2パス
		圧縮機
	PMV	CAMΦ1.4
	4VV	STF-H0108
	分流	キャピラリタイプ
	ファン	PJ421
	ファンモータ	ICF-140-43-4R
	駆動装置INV	IPM 100V-15A
リアクタ	CH-55-2FC	

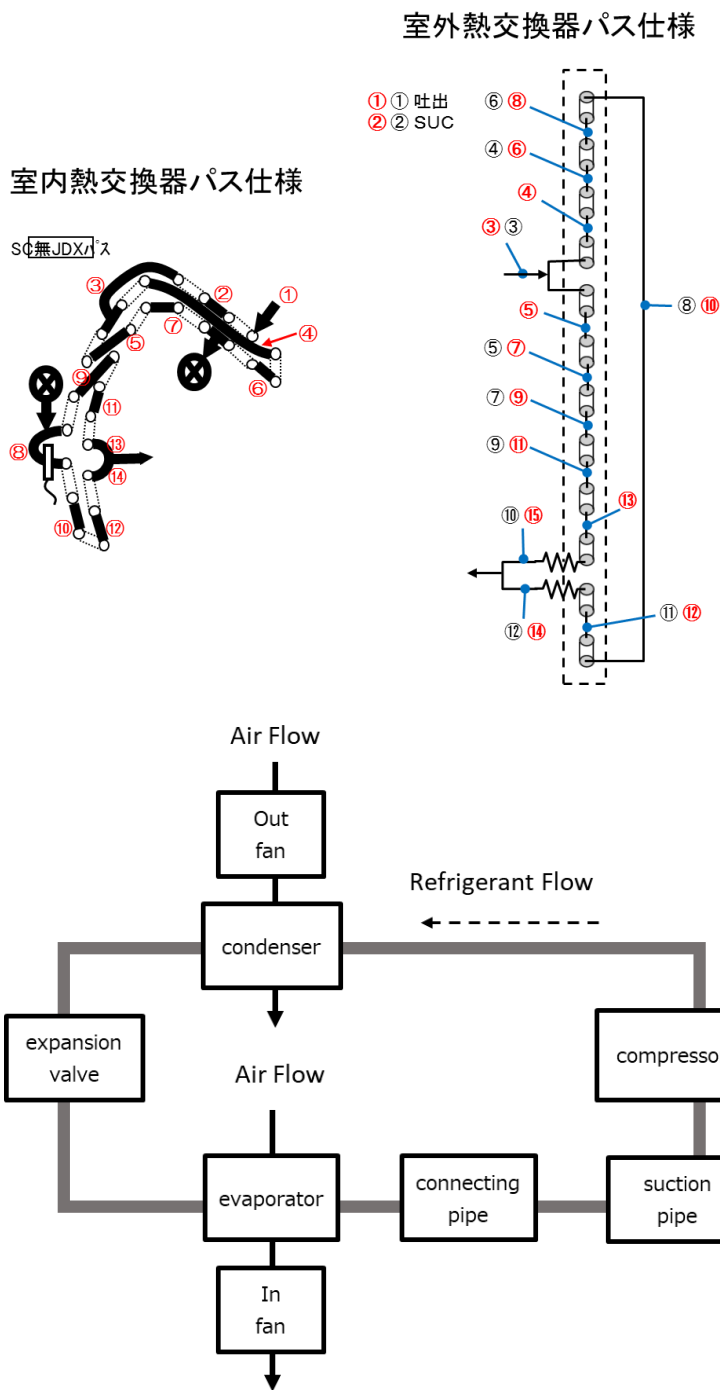


Fig.65 シミュレーションモデルとエアコンの熱交換器仕様

必要能力を 200W とした場合、室温 27℃外気温 25℃では最小能力運転でも能力過多となる。また、圧縮比保持のため保護制御が働き、実運転では若干高めの運転回転数 (18Hz)

で断続運転する事となる。

したがって、冷凍サイクルシミュレーションにより、外気温 27 と 25℃条件での最小能力運転での算出を試みた。

室内 27℃室外温度 35℃条件の JIS 条件での最小能力運転データは実測値で、外気温を低温化させたデータをシミュレーションした。結果を Table 20 に示す。

Table 20 シミュレーションによる冷凍サイクルの外気温特性

最小能力運転での温度条件変化のシミュレーション

室内外 温度条件		JIS条件	朝方 I	朝方 II	朝方 III
	室内温度[°C]	27	27	27	30
室外温度[°C]	35	27	25	25	
運転条件		最小	最小	最小	最小
圧縮機回転数[Hz]		6.6	6.6	6.6	6.6
排除容積 6.8cc (1cyl)					
サイクルシミュレーション能力[W]		188	188	188	412
サイクルシミュレーション入力[W]		51	33.4	29.2	30
COP		3.69	5.63	6.44	13.7
圧力	吐出圧力Pd[MPa·abs]	2.19	1.79	1.69	1.7
	凝縮器入口[MPa·abs]	2.19	1.78	1.69	1.7
	凝縮器出口[MPa·abs]	2.19	1.78	1.69	1.7
	蒸発器入口[MPa·abs]	1.56	1.56	1.56	1.56
	蒸発器出口[MPa·abs]	1.56	1.56	1.56	1.56
	吸込み圧力Ps[MPa·abs]	1.56	1.56	1.56	1.56
	圧縮比	1.41	1.15	1.08	1.09
サイクル 温度	圧縮機吐出Td[°C]	48	34.7	31.5	31.9
	コンデ入口[°C]	36.9	29.1	27.2	27.4
	コンデ中間Tc[°C]	36.9	29.1	27.1	27.4
	コンデ出口[°C]	36.9	29.1	27.2	27.4
	エバ入口[°C]	24.4	24.4	24.4	25.4
	エバ出口[°C]	24.4	24.4	24.4	24.9
	圧縮機吸込みTs[°C]	24.4	24.4	24.4	25.4
冷媒循環量[kg/h]			8.43	8.43	8.57

このシミュレーション結果を圧縮機の使用範囲にプロットすると Fig.66 のようになり、いずれも使用範囲をはずれている。この程度の逸脱程度は耐久試験等の確認で製品化の可能性はあるが、高低圧差がわずか 0.13MPa と低いため、潤滑油の開発も必要と考えられる。

ここで注目したいのは、本目的である省エネ性である。COP は JIS の温度条件時よりも高くなっており、朝方 II の条件では 6.44 で入力値（消費電力値）もわずか 29.2W である。朝方 III の条件では能力が 412W となるので COP が 13.7 と非常に高い値を示している。実際は能力が過剰となり、断続運転となってしまう事が予想される。

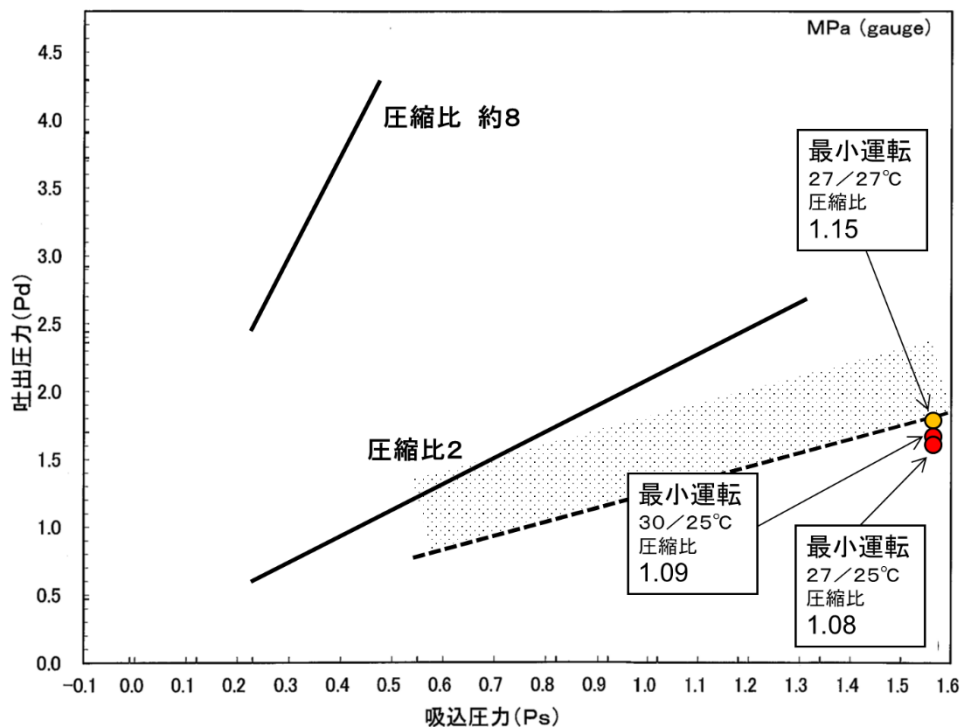


Fig.66 シミュレーション結果の圧力使用範囲図の位置

7.3 まとめと今後の展望

圧縮機の信頼性を確保して、超低圧縮比ヒートポンプ方式を採用すれば、外気温利用のフリークーリングに近い冷媒ポンプとなり得る。COP が 13 を超える可能性も高い。ここで Fig.41 の「日本建築学会全国大会論文 2012.9.4、熊本県立大学細野准教授報告」のデータを見ると外気温 25°C の負荷 0.5kW 以下で実 COP の数値が 13.5 を示している。このとき、部屋の負荷が比較的 low 超低圧縮比ヒートポンプ方式冷媒ポンプのサイクル条件で連続運転したのではないかと推定できる。保護機能が働く限界条件で運転した可能性がある。

低圧縮比ヒートポンプ方式の運転は、現在の圧縮機の仕様において、潤滑油の改善や信頼性試験の確認で実現の可能性がある。前述したようにブレードを押さえるバネ力を上げなくても、低圧縮比のガス式冷媒ポンプが可能である事を示している。

これらの結果を踏まえて、APF への効果を検証する。JIS における APF 計算の冷房シーズン発生時間は、24 と 25°C の合計が 460 時間、26 と 27°C を合計すると 481 時間である。簡易的に朝方を 5:00~8:00 の 3 時間と定義し、時間比率を 3/24 として計算すると約 118 時間 (24~25°C : 57.5 時間, 26~27°C : 60.5 時間) となる。これをシミュレーションにより能力を同一とした場合の連続運転と断続運転で求めると、Table 21 の計算結果となる。断続運転のシミュレーションは便宜的に断続時間の ON 時間を 3 分、OFF 時間を 2 分 30 秒と定め、ON 時間の圧縮機運回転数 (Hz) は 10~12Hz とした。結果、この 118 時間を

従来の一般機種（断続運転）と比較すると、消費電力量が 21.3%低減できることになる。なお、本論では暖房について検討していないが、十分可能性はある¹⁰⁾ので今後進めていきたい。

この方式は、通常冷凍サイクルで可能なフリークーリングなので、家庭用のみならず店舗用などの業務用としての展開も有効である。

Table21 東京地方の冷房シーズンの朝方に超低圧縮比ヒートポンプ方式冷媒ポンプで連続運転した場合と一般機種で断続運転した場合の省エネ効果

最小能力運転での冷媒ポンプ連続運転と一般機種断続運転の消費電力量差のシミュレーション

室内外 温度条件		JIS条件	朝方Ⅰ	朝方Ⅱ	朝方Ⅲ
	室内温度[°C]	27	27	27	30
室外温度[°C]	35	27	25	25	
冷媒ポンプ 連続運転	運転条件	最小	最小	最小	最小
	圧縮機回転数[Hz]	6.6	6.6	6.6	6.6
	排除容積 6.8cc(1cyl)				
	サイクルシミュレーション能力[W]	188	188	188	412
	サイクルシミュレーション入力[W]	51	33.4	29.2	30
	COP	3.69	5.63	6.44	13.7
一般機種 断続運転	断続運転(On:3min/Off:2.5min)	6.6Hz/0	6.6Hz/0	6.6Hz/0	6.6Hz/0
	総合能力[W]	188	188	188	412
	総合入力[W]※	64.8	42.4	37.1	38.1
	COP	2.9	4.43	5.07	10.8
※Off時のファンモータ入力は省略					
朝方の総合時間 57.5H(24°C~25°C) 60.5H(26°C~27°C) の消費電力量	冷媒ポンプ連続運転[Wh]	57.5×33.4+60.5×29.2=3687.1			
	一般機種断続運転[Wh]	57.5×42.4+60.5×37.1=4682.6			
	冷媒ポンプ連続運転の効果	21.3%の省エネ効果			

7.4 各技術（Ⅰ～Ⅲ）の期間エネルギー評価

デュアルコンプレッサ運転、省エネ除湿、超低圧縮比ヒートポンプ方式冷媒ポンプの効果を経験評価する。除湿時間と朝方の時間は一年間の総合負荷と重複する時間もあるが、全体の比率としては低いので、単純な加算方式を用いる。Table10, 15, 21をまとめるとTable22となる。JIS基準APFでもCOPが4.47から5.63となり、126%の向上が見られ、新APF基準ではCOPが2.23から4.24となり、190%の向上が見られる。実使用では年間の電気代が半分近くになる事を示している。

Table22 省エネ技術3方式合体機種と一般機種との総合効率の比較

		デュアルコンプレッサ運転 省エネ除湿 超低圧縮比ヒートポンプ冷媒ポンプ	一般機種	効果[%] 本論提案方式／一般 機種
JIS基準APF	通年の総合負荷[kWh]	5355	5355	
	通年の総合電力量[kWh]	952	1198	79%
	APF(総合効率)	5.63	4.47	126%
新APF基準	通年の総合負荷[kWh]	2160	2160	
	通年の総合電力量[kWh]	509	923	55%
	APF(総合効率)	4.24	2.34	181%

第7章の参考文献

- 1) 関信弘編：冷凍空調工学，森北出版，pp215…空気空気熱交換
- 2) 木村健一編：民家の自然エネルギー技術，彰国社
- 3) 宇田川陽介，関口圭輔，柳正秀：データセンタ向け冷媒ポンプ併用型パッケージ空調機に関する研究(第4報)ポンプサイクルの特性把握，日本冷凍空調学会年次大会講演論文集，B135-1-4, 2014
- 4) C a r r i e r 2003年チラーカタログ，DX・Free
- 5) 柳正秀他：データセンタにおける外気冷熱を利用した冷却技術，電気学会誌 131(7), 424-428, 2011-07-01
- 6) 宇田川陽介：データセンタ用間接外気冷房型空冷パッケージ空調機の開発（その1）ポンプサイクルの性能特性検討，空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2013.3(0), 273-276, 2013
- 7) 羽山広文，二渡直樹，森太郎，菊田弘輝：外気冷房を導入したデータセンターの性能評価に関する研究 第4報 大学施設の計算機センターの性能評価，空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2013.3(0), 269-272, 2013
- 8) 藁谷至誠，柳正秀，植草常雄 [他]：間接外気冷房機能を組み込んだ年間冷房型空調機の開発，空気調和・衛生工学 75(11), 985-995, 2001-11-05
- 9) 環境科学フォーラム編：建物の換気技術，オーム社，pp36
- 10) 植草常雄 [他]，大島一夫，中尾正喜，前田暁：年間冷房型空調機の制御方法，空気調和・衛生工学会 論文集 17(49), pp63-73, 1992

第8章 配管の圧力損失低減による省エネ技術の開発（省エネ技術IV）

配管系の圧力損失を低減するため、配管系の一部にゴムホース管を使用し、その他の銅管の応力集中を低減させ、全長を短くすることで圧力損失の低減を試みた。

2.8kW クラスの最大冷房能力の 4kW における解析モデルによる数値計算の検証を行った。また、銅配管系と一部ゴムホース管を含む配管組立て（以下、ゴムホース配管系）の応力と振動解析を実施した。解析を元に実機を製作して、振動テストと冷暖房それぞれの耐久テストを 5000 時間行なった¹⁾。

8.1 吸込み管の圧力損失

2.8kW クラスのエアコンでは、圧縮機吸込み管は、 $\phi 9.52\text{mm}$ 又は $\phi 12.7\text{mm}$ の外径で長さが 800~1200mm 程度が一般的である。

この吸込み管を流れる冷媒（R410A）が 100%気相としたとき、吸込み管の長さで圧力損失の関係を下記ファニングの式(5)にて計算すると Fig. 67 のようになる。計算条件には、入口ゲージ圧力 1000kPa、入口温度 11.0°C、質量流量 90.0 kg/h（冷房最大能力 4.0kW 相当）を用いた。吸込み管には外径 $\phi 9.52\text{mm}$, $\phi 12.77\text{mm}$, $\phi 15.88\text{mm}$, 肉厚 0.8mm を用い、いずれも直管とみなした。一般的に多用される $\phi 9.52\text{mm}$ 管は圧力損失が大きい傾向にある。

ファニングの式

$$\Delta p = 4f(L/D) (\rho V^2/2) \quad (5)$$

Δp	: 圧力損失	[Pa]
L	: 管の長さ	[m]
D	: 管径	[m]
ρ	: 冷媒密度	[kg/m ³]
V	: 流速	[m/s]
f	: 摩擦損失係数	$f=0.046Re^{-0.2}$

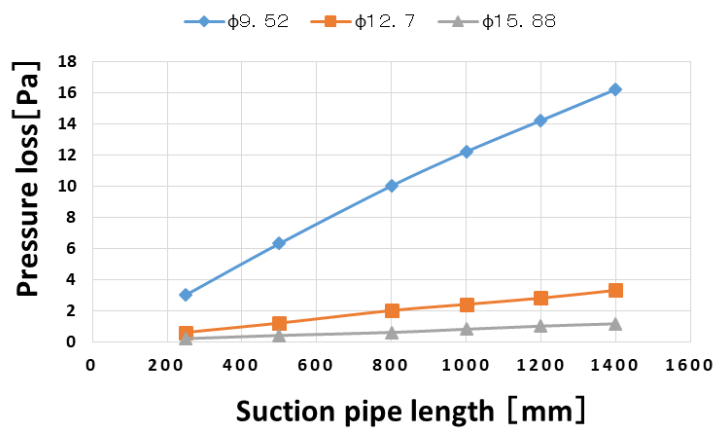


Fig. 67 吸込み管の圧力損失

8.2 吸込み管長と性能の関係

8.2.1 吸込み管の短縮化

家庭用エアコンの普及タイプ 2.8kW クラスの圧縮機周辺のレイアウトを Fig. 68 に示す。圧縮機、四方弁、パッキンバルブ、銅配管の結合図で、銅配管端部 [A] は室外熱交換器に固定され、パッキンバルブは外装筐体に固定されている。従って、圧縮機の運転振動は圧縮機の吐出・吸込み管と固定部である端部 [A] とパッキンバルブの間で吸収されるよう設計されている。

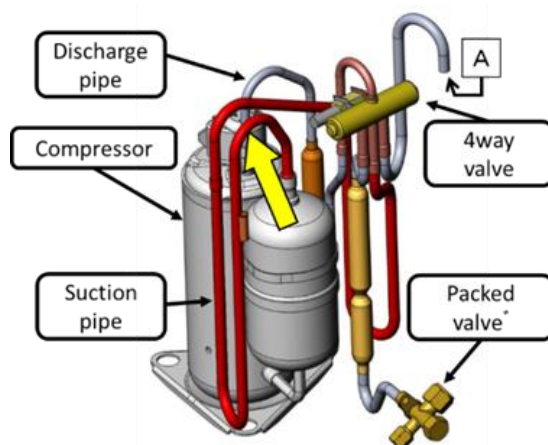


Fig. 68 圧縮機の周辺配管

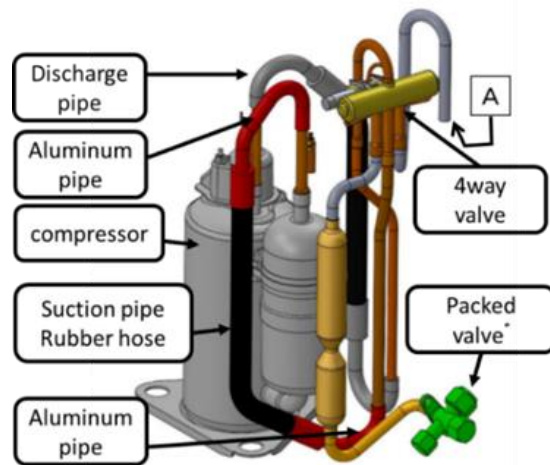


Fig. 69 ゴムホースを使った圧縮機の周辺配管

この例では、吸込み管の外径は $\phi 9.52\text{mm}$ （肉厚 0.8mm ）で長さは 1400mm である。Fig.68 の赤いパイプが吸込み管であり、一回目の U 字曲げ部（黄矢印）が最も応力集中する場所である。これを短尺化するためには圧縮機の振動による応力集中を低減する必要があり、一部にゴムホースを用いて、銅配管部の応力集中を減らす方法を選択した²⁾。Fig. 69 のように一部分をゴムホース管で形成し、総寸法を 800mm に短尺化した。圧力損失は Fig. 67 より約 3.3kPa の低減が見込める。今回は製造上の都合でゴムホース両端はアルミニウム管で結束しているが、内面粗さは同等と判断した。ゴムホースの内面はナイロンコーティングがされていることと冷凍サイクル内は圧縮機の潤滑油が循環しており、 $2\sim 3\mu\text{m}$ の油膜が形成されているので銅管とゴムホースの内面粗さは同等として計算した。ただし、ゴムホース内径は $\phi 11.0\text{mm}$ であるので実機では理論計算以上に圧力損失は低いと予想される。また、以降の振動評価の為に吐出配管系も一部ゴムホース管を使用しているが、内径、全長は等しいため、性能評価には影響はないと考える。

8.2.2 吸込み管長が性能におよぼす影響

エアコンの性能シミュレーションにより、配管長による圧力損失と性能の関係を算出した。実機におけるゴムホースの内径は銅パイプよりも太いが、シミュレーションでは内径を同一として計算する。冷房最大能力 4.0kW での評価とした。 $\phi 12.7\text{mm}$ 配管で長さ 500mm ときの COP（成績係数）を 100% として 3 種類の配管の比較グラフを Fig.70 に示す。 $\phi 9.52\text{mm}$ 配管について配管長と能力・入力・COP の関係を Table 23 に示す。ゴムホース管の採用で吸込み配管の全長が 1400mm から 800mm になることにより、COP が 1.8 ポイント改善する。省エネ向上策として有効である。

解析条件は Fig. 71 に示すように冷房 JIS 定格条件とし、冷媒は R410A とした。シミュ

レーターは Fig. 71 に示すモジュール方式の解析モデルをベースとし、東芝キャリア（株）社内ソフトウェアを使用した。なお、配管の曲げによる圧力損失と断熱性の差は考慮せずに実施した。ゴムホースの肉厚は 2mm であり、銅管の 0.8mm より断熱性も 1000 倍以上高いが、質量流量を 90kg/h としてシミュレーションしているため、配管長 1000mm 以下では無視できる。

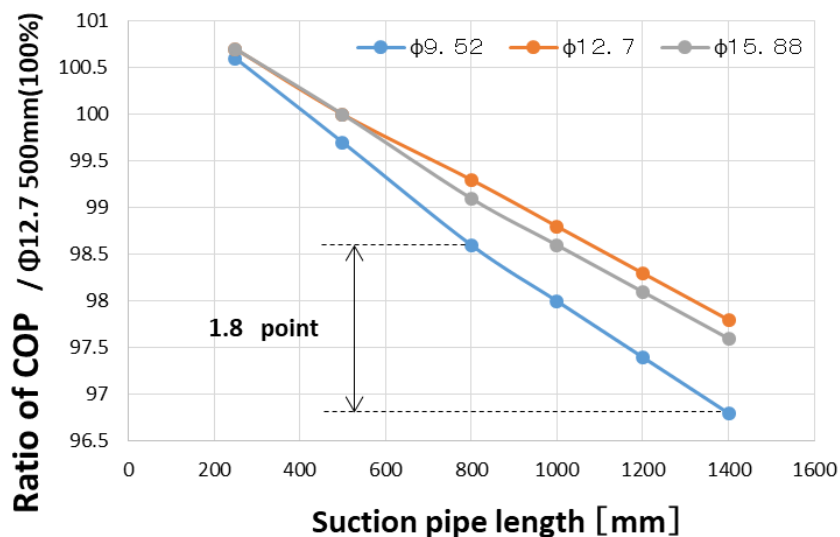


Fig. 70 吸込み管 φ9.52 の長さと COP の関係（φ12.7, 500mm を基準 100%）

Simulation conditions

- Products model :Residential air conditioner 4.0kW
- Refrierant : R410A
- Operation mode : Cool/Rating(outdoor 35.0°CDB/24.0°CWB indoor 27.0°CDB/19.0°CWB)
- Connecting pipe : φ9.5/t0.8/5m
- Compressor : 13.0cc
- Heat Exchanger
 Condenser : φ7.0/PP21.0/RP23.0/FP1.3/2row/24tier/flat fin
 Evaporater : φ6.4/PP19.1/RP12.5/FP1.1/3row/16tier/flat fin

※Do not consider pressure loss due to bending

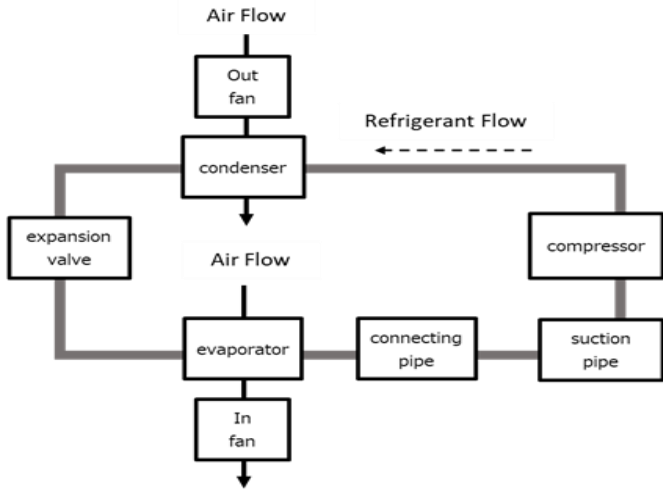


Fig. 71 冷凍サイクルシミュレーションモデル

Table 23 φ9.52mm 管の吸込み管長さと COP のシミュレーション結果

Pipe length [mm]	Performance [W]	Energy consumption [W]	COP	
				Ratio
250	4000	996	4.016	100.6%
500	4001	1005	3.981	99.7%
800	4002	1016	3.939	98.6%
1000	4003	1023	3.913	98.0%
1400	4000	1035	3.865	96.8%

※ at φ12.7mm, length 500mm COP[100%]

8.3 ゴムホース管採用の効果検証と課題の検証

8.3.1 振動評価シミュレーション

実機ゴムホース配管系の試作品には、カーエアコンに使用されている R134a 用、内径φ11mm±0.4 のゴムホースを流用した。特殊なカシメ部品を使い、ホース両端をアルミニウム管と固定密着させ、アルミニウム管を銅管にろう付けして組み立てた。製作にあたり、配管系の応力と振動幅（振幅）についてシミュレーションを行い、現状量産品の銅配管系との

比較を試みた。

振動解析に用いたソフトウェアは ANSYS Workbench Mechanical ver19.2 である。Table 24 に構造解析用物性値，Table 25 に解析条件を示す。圧縮機側配管端部配管に振動を模擬するように圧縮機重心位置に質点を設け，モーメントを与え，圧縮機反対側配管端部を固定した。メッシュは比較する解析モデルの形状が異なることから要素サイズ 1.0mm で統一している。質点は圧縮機重量を圧縮機重心に付与し，各配管接続に連結している。共振値の比較のためにモーメントは 1Nm とした³⁾。配管長は前述のように銅配管系は 1400mm，ゴムホース配管系は 800mm とした。なお，ゴムホースの外径は $\phi 17.8\text{mm}$ ，肉厚は 3.4mm とした。

Fig.72 に圧縮機の運転回転数に対する振幅 (Table25 内 Amplitude max point) を示す。銅配管系を橙色，ゴムホース配管系を黒色にて描画した。振幅のピークは共振点と考えられ，吹き出し内にその時の配管応力値を示した。圧縮機の回転範囲は 12Hz から 85Hz であり，図中の黄色のエリアで示した。今回の振動解析は実際より大きめのモーメントをインプットしているので，振幅等の絶対値は実機とは異なる。回転全域では銅配管系はおおよそ 22Hz に共振点がある。一方ゴムホース配管系は 9Hz に共振点があり，これら共振点に振幅のピーク値がある。

配管の一部をゴムに置き換えたことで共振点が低回転側にシフトし，圧縮機運転範囲外となった。圧縮機の運転範囲内で考えれば，銅配管系の最大応力は 22Hz 近傍の共振点の 244MPa であり，ゴムホース配管系の最大応力は 31Hz 近傍の 182MPa である。

Table 24 解析用物性値

material	density [kg/m ³]	Young's modulus [GPa]	Poisson's ratio
copper	8300	110	0.34
aluminum	2770	71	0.33
rubber	980	4.5	0.49

Table 25 振動応力解析の条件設定

	Copper pipe assembly		Rubber hose assembly	
mesh size	1	mm	1	mm
mass	37,000	kg	168,000	kg
moment	38.3	Nm	38.3	Nm
analysis model				

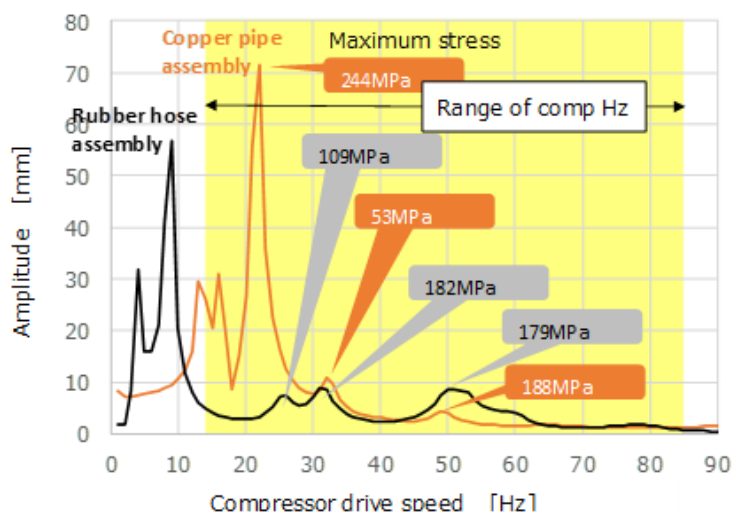


Fig. 72 圧縮機回転数に対する配管応力と振動の解析結果

Fig.73 に銅配管系、ゴムホース配管系、それぞれで最大応力を示した圧縮機回転数における配管応力の解析結果をコンター図にて示す。銅配管系では R 部に最大応力が集中し、ゴムホース配管系は四方弁と銅管連結部に応力が集中していることがわかる。銅配管系は全長 1400mm に対し、ゴムホース配管系は 800mm と短縮しているが、ゴムのヤング率が低いために、最大応力値は 25%低減している。

この結果より、ゴムホース配管系の試作品はこの形状で評価可能と判断した。

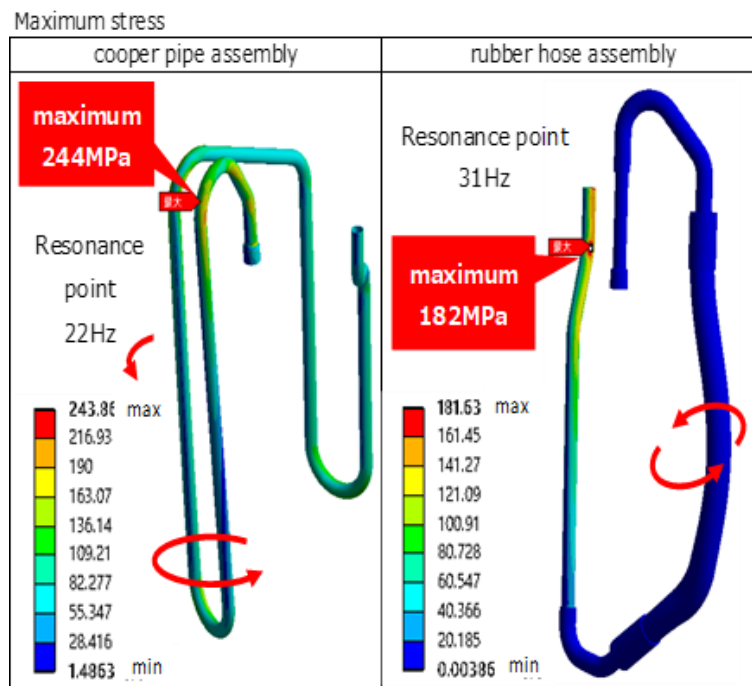


Fig. 73 最大配管応力の位置と数値

8.3.2 振動の実機評価

振動評価に用いた実機写真を Fig.74 に示す。

本検討での冷凍サイクルの冷媒は R32 を使用して、製品筐体と配管系の振動テストを冷房条件で行い、評価方法は振幅測定とした⁴⁾。この銅配管系は現状の市販製品の形状なので、振幅の比較によって、振動以外の騒音等の性能についても必要十分かが推定可能である。

Fig.75 にエアコンの製品筐体上部中央の振動テスト結果を示す。横軸を圧縮機運転回転数、縦軸に振幅をプロットした。ゴムホース配管系の方が現状の銅配管系より振幅が小さく良好な結果を得ている。

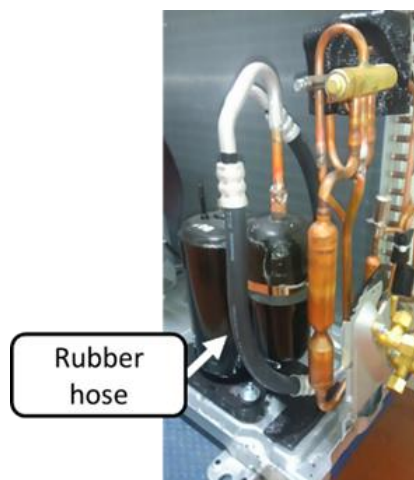


Fig. 74 ゴムホース配管の試作品

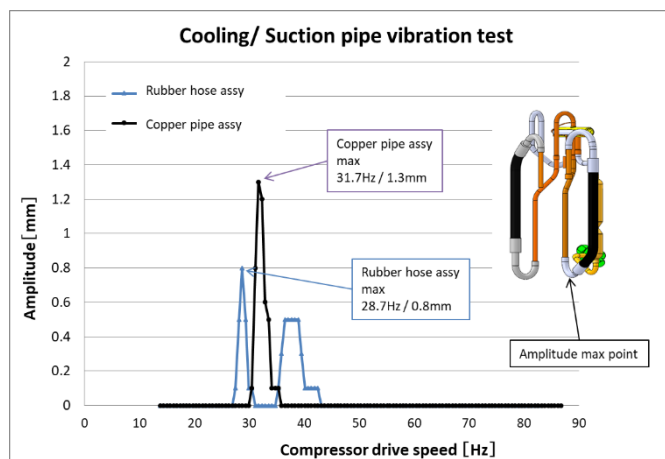


Fig. 75 室外筐体振動試験の振幅実測値

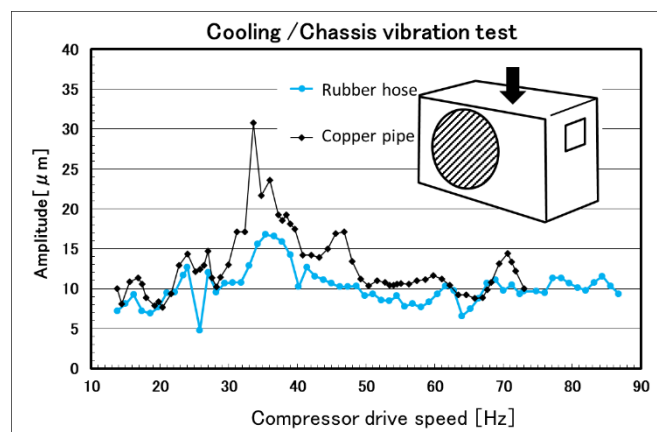


Fig. 76 配管振動試験の振幅実測値

Fig.76 に吸込み配管そのものの振動テストの結果を示す。図中の配管組立ての矢印部 Amplitude max point の測定結果を示す。同様に横軸に圧縮機回転数，縦軸に振幅をプロットした。銅配管系において 35Hz にピークを持ち，ゴムホース配管系では 30Hz と 40Hz にピークを持っているが，振幅はゴムホース配管系の方が 40%以上小さい。ゴムホース管の特性であるヤング率の低い事による振動吸収で，良好な結果を得ている。

8.4 耐圧および耐久テスト

実用化のためには，信頼性確認が必要である。今回，静圧による破壊圧力を確認する耐圧テストとエアコンの連続運転による耐久テストを行った。

ゴムホース管の耐圧テストでは，破壊圧力は 23.7MPa であった。圧縮機吸込み側配管の圧力は，運転時よりも高温下での保管条件の方が高い。45℃の飽和圧力が 2.8MPa である R32 冷媒であっても安全率を含めて，耐圧性能は十分と判断した。Fig. 77 左図に試験外観，右図にゴムホース管破壊部を示す。

連続運転による耐久テストを冷房と暖房条件にて実施した。Table 26 の温度条件で各 1 台ずつ 5000 時間実施し、配管折れやゴムホースの物性についての異常は検出されなかった。



Fig. 77 ゴムホース配管の耐圧試験結果

Table 26 冷房 1 台と暖房 1 台の 5000 時間耐久テストの温度条件

Condition	Unit No.	Indoor [°C]	Outdoor [°C]
Cooling	1	23~28	32~38
Heating	1	20~28	5~10

8.5 まとめ

・家庭用エアコンの冷凍サイクルにおいてゴムホース製配管の採用により、圧縮機の吸込み配管長さを 1400mm から 800mm に短縮でき、空調性能の COP を 1.8 ポイント改善できる解析結果となった。

運転開始時の立ち上がり負荷を 4kW とし、始動時 10 分間の電力量を 900Wh とすると、成績係数 1.8 の改善を見込むと 884Wh に低減できる。一年間の冷房期間を 4 月 22 日から 10 月 26 日とすると 187 日となり、1 日 2 回始動すると仮定すれば 374 回となる。1 回 16Wh の改善とすれば年間で 5984Wh の省エネとなるので、通年の総合電力量が 500kWh ~1200kWh のレンジでは APF において 0.02~0.04 ポイントの改善効果である。

この 10 分間連続で 4kW の能力発生していないので、効果はばらつく可能性はある。実際の運転状態での定量的な評価が必要であるので、空気エンタルピ装置による測定するべきで、今後を期待する。

この省エネ技術を加えて I ~IV の効果を総合的に評価すると Table 27 となる。

Table 27 省エネ技術搭載後の総合 APF の比較

		デュアルコンプレッサ運転 省エネ除湿 超低圧縮比ヒートポンプ冷媒ポンプ 配管圧力損失低減	一般機種	効果[%] 本論提案方式／一般 機種
JIS基準APF	通年の総合負荷[kWh]	5355	5355	
	通年の総合電力量[kWh]	952	1198	79%
	APF(総合効率)	5.63	4.47	126%
新APF基準	通年の総合負荷[kWh]	2160	2160	
	通年の総合電力量[kWh]	503	923	55%
	APF(総合効率)	4.29	2.34	183%

効率向上のシミュレーション以外に下記のような振動系の良い結果がもたらせれ実用化の基礎となる。

- ・ ゴムホースの活用にあたり、振動や応力の解析を実施し、良好な結果を得た。
- ・ 試作品を製作し、筐体や冷凍サイクル配管の振幅を測定し、既存の製品に対し、同等以上の結果を得た。
- ・ 試作品の運転連続テストを 5000 時間実施し、問題なきことを確認した。

ゴムホースの活用が省エネ性向上に効果があること、長時間使用に耐えうる事を確認できた。ゴムホース仕様には透過性の数値が記載されており、通常 0.0～3.8g/m/72h の範囲となっているが、5000 時間の耐久前後では重量差はなく透過していない。通常の空調機器の圧力条件と温度条件では性能や環境に影響が発生するレベルではないと判断する。

第 8 章の参考文献

- 1) 長澤敦氏, 太田諭, 田中誠 : 日本冷凍空調学会論文集 2020.9.Vol.37, No.3
- 2) Tsunoda,K, 自動車用ゴムホース. 日本ゴム協会誌 2007, 80(10),pp375-379.
- 3) Wang,J.Yokota,M. Nagaya,K, Method for Reducing Vibration Noise Transmission in Pipe systems by Reducing Bending Vibrations Using CurvedTube lements.Transactions of the JSME ,1995,61(590) (in Japanese)
- 4) Kannon,R. Tomimasu,K. and Kato,T. 家庭用エアコンの加振力.Transactions of the JSME, 1992, 16(4),pp20-23(in Japanese)
- 5) Tsunoda,K, Fracture Mechanics of Rubber, 日本ゴム協会誌, ,2014,87(5),pp168-174(in Japanese)

第9章 新室内形態による省エネ技術の開発（省エネ技術V）

エアコンの室内形態は約五種類あり、壁掛け・天井カセット・天井吊下げ・床置き・ダクトの各タイプがある。家庭用は壁掛けあるいは天井カセットタイプが主流で、業務用は天井カセットあるいは天井吊下げタイプが主流である。

これらは据え付け場所による制約から形態が決まる場合が多く、制約がなければ更なる省エネ性能の向上の余地がある。

主に店舗用のエアコンとして市場に数多く流通しているのは「四方向天井カセット型」であり、一般的に処理風量の観点から最も効率が高い形態と言われている。日本市場の約60%はこのタイプである。（以降「四方向天カセ」と称する。）

近年、ビルディング内店舗のリノベーションや新規店舗においては高天井にするため、化粧天井を省いてむき出し状態にするスケルトン天井を採用するケースが多くみられる。心理的解放感を得ることとレイアウトの自由度が高いことが理由である。この場合、天井吊下げタイプが一般的であるが、省エネ性向上と風向特性向上の観点から「四方向点カセ」を選択されるケースが増えている。Fig.78Dのような例である。

このような設置場所では、他の形態より吸込み面積や吹き出し面積等の制約が抑えられるので、風の流れの流路抵抗を減らすことができる。送風特性の改善することにより更なる省エネ性能を向上させる「新形態エアコン」を検討した。

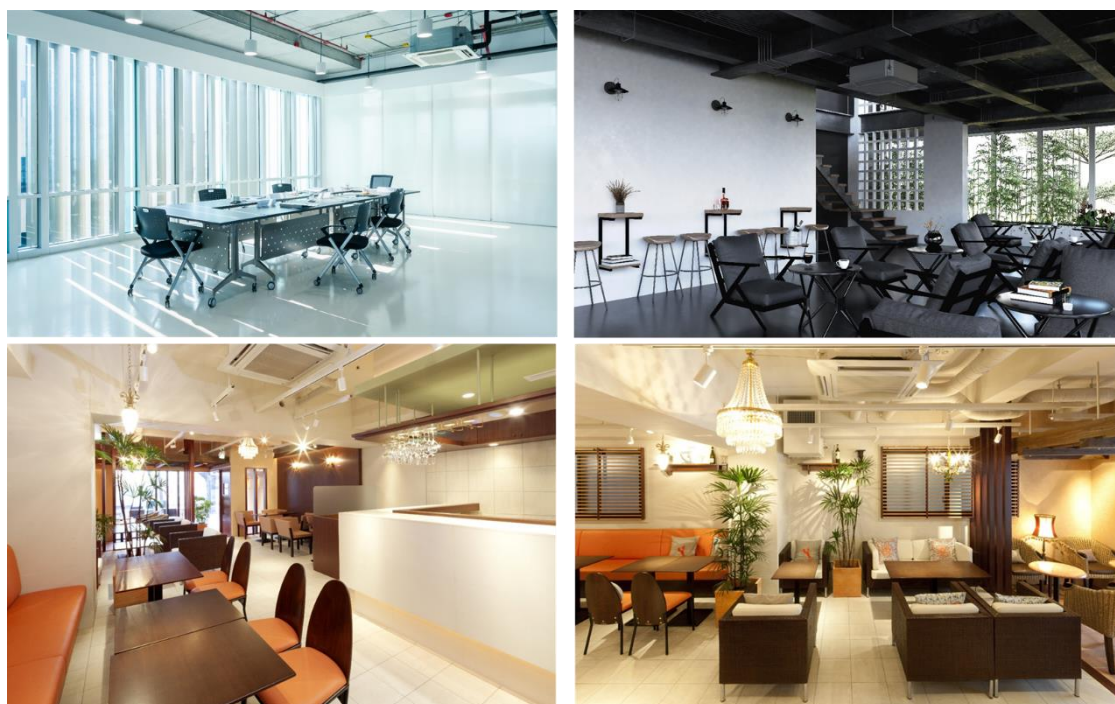


Fig.78 スケルトン天井における「四方向天カセ」の設置例

室内の代表的な形態4種類と「新形態エアコン」の比較図を Fig.79 に示した。それぞれ

の形態について、全体容積、吸込み吹き出し面積、熱交換器の面積、簡易流路抵抗等を評価得点で比較する。



Fig.79 エアコンの室内形態の種類

9.1 エアコン室内形態の比較

エアコンの室内形態は据え付けられる場所と要求性能によって、多岐にわたる制約を受ける。容積や高さ寸法、有効吸込み吹き出し面積、空調空間の大きさ、送風静圧、モータ入力等々である。

現状の形態を送風性能のポイントに絞って評価した。ファンの特性は据え付け場所の制約から決定される場合が多いので、評価の中に含まれるよう配慮した。騒音特性は開発因子としては重要であるが、省エネ性を中心とした評価なので省略した。

Table 28 に示すように既存の形態では「四方向天カセ」が最も送風特性が良好である。後述する「新形態エアコン」はそれを超える優位性がある。両形態を比較しながら、室内形態の省エネ性向上を図った。

Table 28 エアコン室内形態の送風特性評価

	流路面積比率 (A1+A2)/V		流路曲げ回数 1=90°		性能面積比率 A3/V		2000m ³ /h時の モータ入力		総合順位
	[m ⁻¹]	順位	[回]	順位	[m ⁻¹]	順位	[W]	順位	
四方向天カセ	3.28	2	2	2	3.08	1	127	3	2
天吊り	2.47	4	3	3	1.50	4	123	3	4
壁掛け	2.88	3	1	1	2.11	3	104	2	3
埋込ダクト	2.18	5	3	3	1.25	5	138	4	5
新形態エアコン	5.96	1	1	1	2.99	2	40	1	1

容積:V
吸込み面積: A1
吹出し面積: A2

容積:V
熱交換器面積: A3

4馬カクラス(P112)

9.2 新形態エアコンの構想

現状の「四方向天カセ」は Fig.80 左図のような構造となっており下面中央のφ370mmの円形部から吸い込み、四角形構造の4辺の長方形部分から吹き出す。送風用のファンは高静圧のターボタイプを採用し、熱交換器以降の流路抵抗に合った設計をしている。Fig.79 右図のように同一面に吸込み口と吹き出し口を設置する為、筐体内で90度の風向変更を2回で合計180度行なう必要がある。

この同一面での吸込み吹き出しの制約を除外すれば、風向変更回数が低減でき、送風特性

が向上し、空調の性能効率向上と騒音低減を目論むことができるので、これを改善点の根幹として新形態を考案した²⁾。

側面から吸込み、下面から吹出す構造とすれば、筐体内の風向変更は90度となり、抵抗は低減される。しかし、遠心タイプのターボファンでは方向が逆となるので、軸流ファンを採用した。また、吹き出し抵抗が低減できるので低回転で風量を確保できる比較的静圧の低い軸流ファンを選択した。

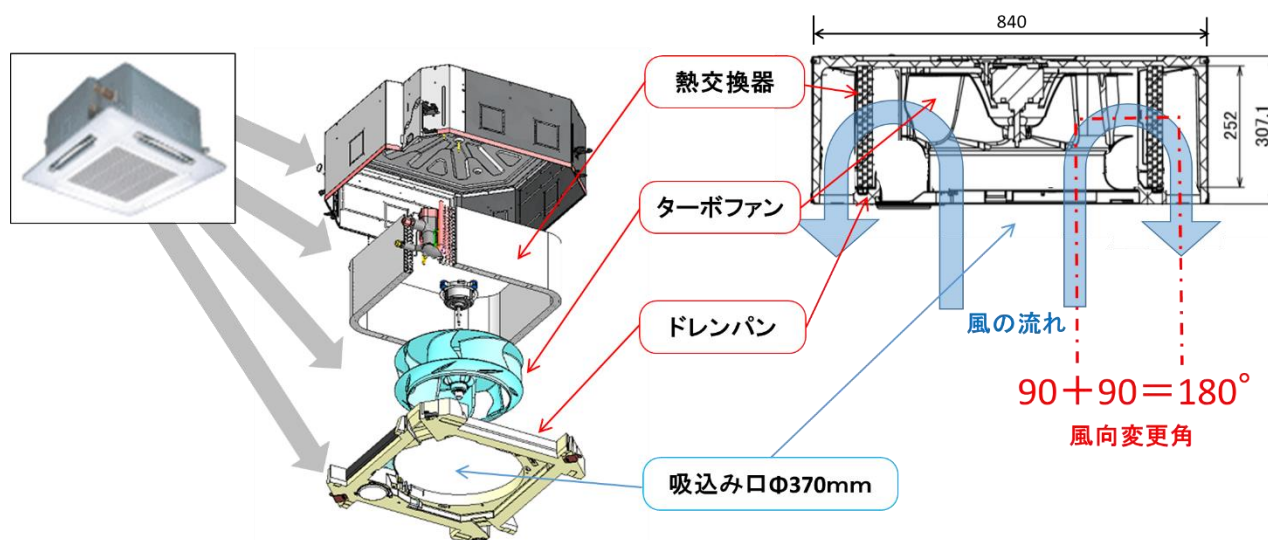


Fig.80 「四方向天カセ」の分解図（左図）と横断面図（右図）

Fig.81 に今回開発した「新形態エアコン」の分解構造図と側断面における風の流れを示す。熱交換器の最大寸法を考慮し、全体を円筒形として高さ寸法は「四方向天カセ」と同一とし、外径は正四角形の一辺と合わせた。それぞれ外径寸法を同一とした円筒形と略正四角柱形なので、円筒形の「新形態エアコン」の体積は21.5%低減できる。熱交換器の容量は同一として、空調性能を比較できる仕様とした。

現行ターボファン仕様は直径φ490mm、高さ176mm、羽根枚数7枚、重量2670gであり、概略形状はFig.82左図、遠心型であるので中央の円部から吸込み、放射状に吹き出す構造となっている。軸流ファンの仕様は直径φ560mm、高さ137mm、羽根枚数3枚、重量873gであり、形状はFig.82右図である。

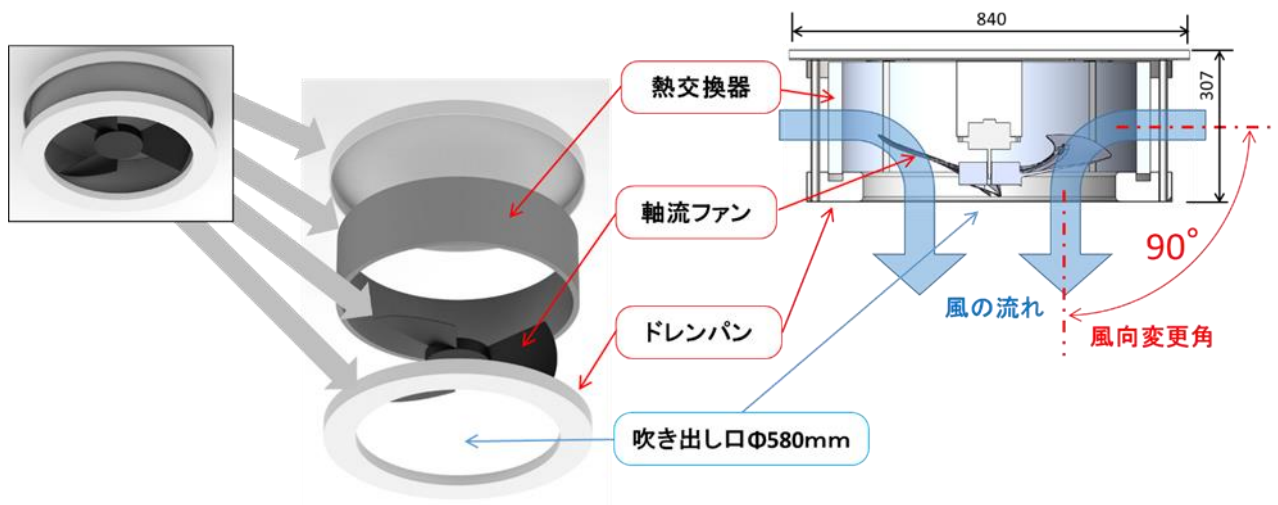


Fig.81 「新形態エアコン」の分解図（左図）と横断面図（右図）

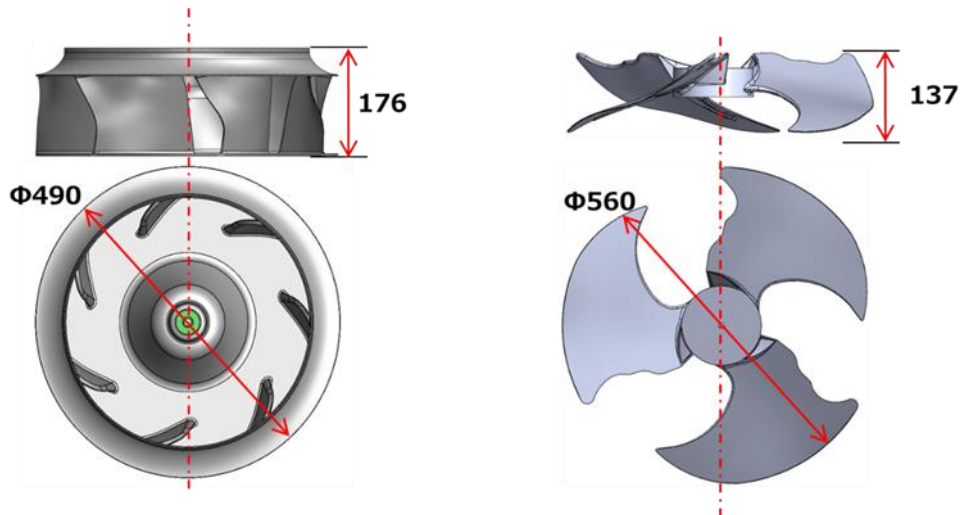


Fig.82 「四方向天カセ」のファン（左図）と「新形態エアコン」のファン（右図）

9.3 「四方向天カセ」と「新形態エアコン」の評価

9.3.1 実機による送風特性の比較

「新形態エアコン」の試作品 Fig.83 を作成し、送風特性の測定を行ない「四方向天カセ」と比較した。

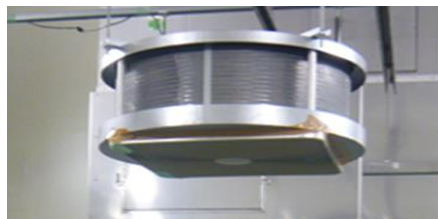


Fig.83 「新形態エアコン」試作品

「四方向天カセ」に組み込まれたターボファン式製品の現状最高回転数 730rpm における風量 2340m³/h を発揮できるポイントで比較する。Table 29 に実機試験より測定した³⁾、回転数・通風抵抗・通風入力・騒音値・軸動力の比較データを示す。「新形態エアコン」の方が、同一風量において通風抵抗が 1/4 以下、モータ入力が 1/2 以下、騒音値が約 5dB 低減できる等の優位な結果となった³⁾。

Table 29 風量 2340 m³/h 時の送風性能の比較

	回転数 [rpm]	筐体内通風		騒音値 [dB(A)]	軸動力 [W]
		抵抗 [Pa]	モータ入力 [W]		
「四方向天カセ」ターボファン	730	82	121	51.4	90
「新形態エアコン」軸流ファン	540	18	53	46.7	29

これらは筐体構造の優位性を表しており、Table 30 に示すようにこの優位性は筐体内流路の曲がり角度を 90 度に低減させている事、吸込み面積、吹き出し面積共に拡大している事に起因する。

Table 30 吸込み・吹き出し面積と流路の曲がり角度の比較

	吸込み面積 [m ²]	吹き出し面積 [m ²]	筐体内流路曲がり角 吸込み→吹き出し
「四方向天カセ」ターボファン	0.292	0.184	90+90=180°
「新形態エアコン」軸流ファン	0.586	0.264	90°

実機の詳細な試験結果を以下に示す。Fig.84 左図は横軸に風量 Q と縦軸にモータ入力の特性グラフで、風量全域で「新形態エアコン」のモータ入力が低い特性となっている。エアコンのモータ入力は圧縮機の次に消費電力が高いのでこれを低くできればシステム全体の省エネ性が向上する。Fig.84 右図⁴⁾は横軸に風量 Q 、縦軸に通風抵抗（圧力換算） P_s とファン効率 η_t をプロットしたもので、それぞれのファン単体の通風抵抗とファン効率曲線を示している。製品システムとしての通風抵抗を「四方向天カセ」は●、「新形態エアコン」は▲で示しており、それぞれ右肩上がりの曲線となる。この曲線と P_s - Q 特性との交点が製品の負荷点である。このグラフより、製品システムの負荷点である風量 2340m³/h のファン単体通風抵抗 P_s を求めると、それぞれ 82Pa と 18Pa の数値となる。

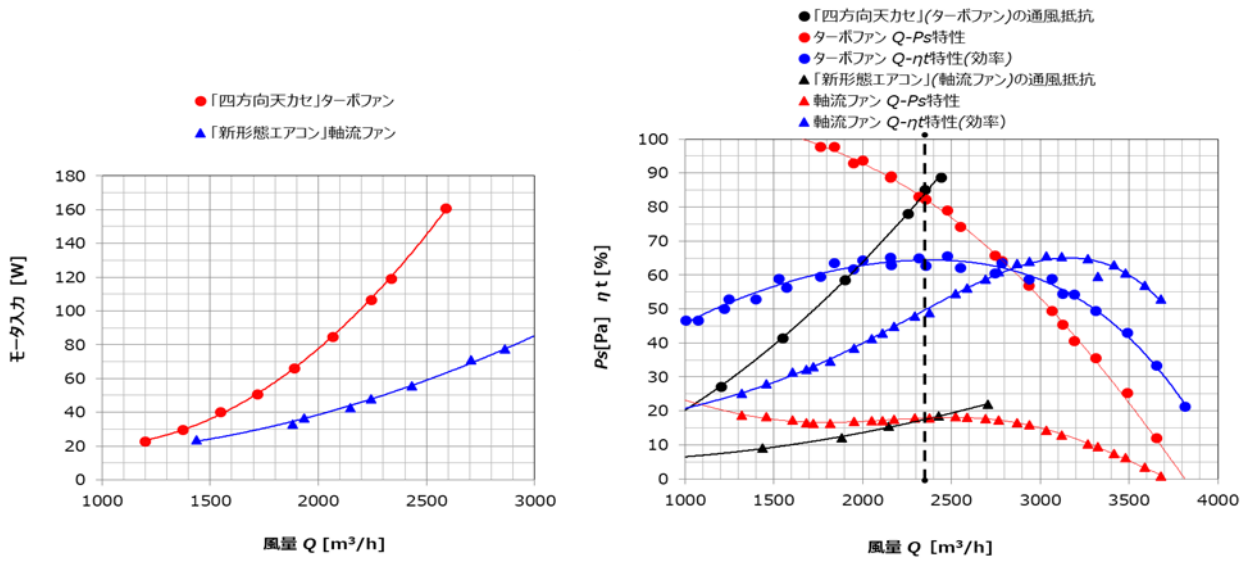


Fig.84 「四方向天カセ」と「新形態エアコン」のモータ入力特性（左図）と P_s - Q 特性・ファン効率・通風抵抗（右図）の比較

風路の抵抗と吹き出し面積等が軸動力に影響をおよぼすので送風エネルギーを試算する。製品システムとしての送風エネルギー E は下記式 (6) より算出できる。

$$\text{送風エネルギー: } E = (Pd + Ps) \times Q \quad (\text{W}) \quad (6)$$

- Q : 風量 [m³/s]
- Pd : 動圧 ($=\rho/2 \times (Q/A)^2$) [Pa]
- Ps : 静圧 (通風抵抗) [Pa]
- ρ : 空気密度 [kg/m³]
- A : 吹出面積 [m²]

計算結果は Table 31 に示すように送風エネルギー E は「四方向天カセ」が 56W に対し、「新形態エアコン」は 14W と約 1/4 の低減効果となり、送風システムの効率改善傾向を示している。

Table 31 Calculation result of blast energy

	A : 吹出面積 [m²]	P_s : 静圧 (通風抵抗) [Pa]	E : 送風エネルギー [W]
「四方向天カセ」ターボファン	0.192	82	56
「新形態エアコン」軸流ファン	0.245	18	14

9.3.2 実機による騒音特性の比較

風量向上と入力低減による効率向上が、省エネ性を向上させる。製品としては、使用時の騒音低減も大きな開発因子であり、通常効率を高めて、且つ騒音低減する設計となる。計算結果で送風エネルギーが低減されているので騒音レベルも下がると予想されたが、実機で測定を実施した⁴⁾。Fig.85に結果を示す。全体にわたり「新形態エアコン」の騒音低減効果を確認できるが、特に使用負荷点の2340m³/hの風量においては約5dBの低減効果を確認できた。

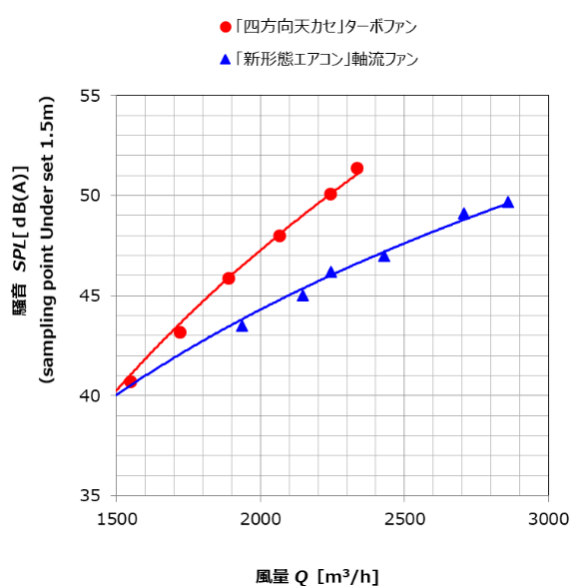


Fig.85 「四方向天カセ」と「新形態エアコン」の騒音・風量特性

9.4 「新形態エアコン」の熱交換効率予測

エアコンの性能評価には風量とファンモータ入力に加え、熱交換効率がある。熱交換器の面積、アルミフィン形状、銅パイプ形状、熱交換器周辺の風速分布等が熱交換効率に寄与する。「新形態エアコン」の熱交換器周辺の風速ベクトル分布をCFD解析⁵⁾にて、比較を試みた。解析ソフトはSCRYU/Tetra(定常解析、乱流数値計算:RANS, k-εモデル)を使用し、標準空気(非圧縮空気/20℃)にて実行した⁶⁾。風量は2340m³/hとした。Fig.86左図は四角形の熱交換器を想定しており、高風速域が対角線上に存在しているため速度ベクトル分布に高低差がある。Fig.86右図は「新形態エアコン」の円形熱交換器を想定しており、ほぼ均一な速度ベクトル分布となっている。熱交換器の速度分布は均一である方が熱交換効率に効果があるので、定性的ではあるが円形熱交の優位性を確認できた。

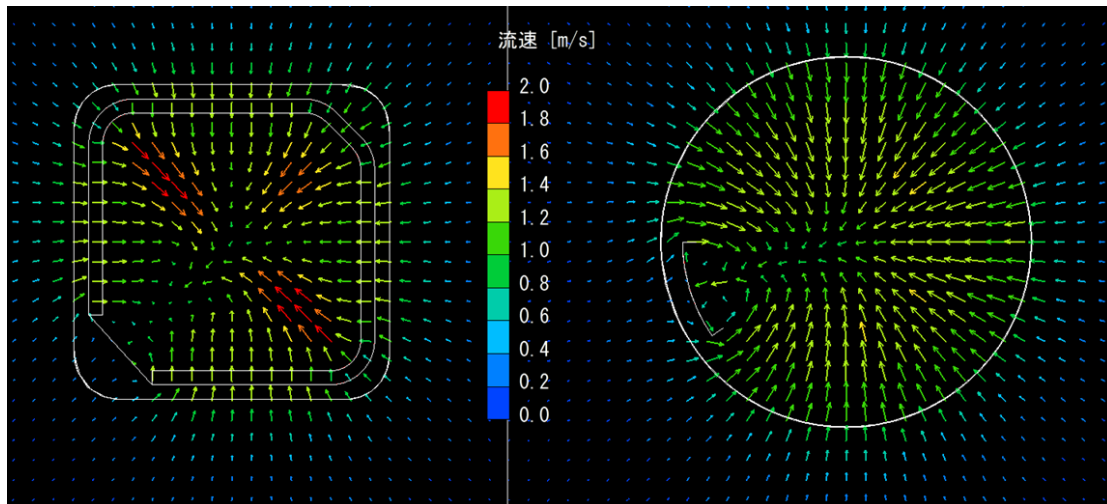


Fig.86 熱交換器周辺風速の CFD 解析

9.5 新形態エアコンの省エネ性の検証

「新形態エアコン」はモータ入力を 30W としたとき、風量は $1700\text{m}^3/\text{h}$ となり、「四方向天カセ」の $1380\text{m}^3/\text{h}$ に対して 23% 向上する。

これを 9 章の Fig.71 と Table 22 の同一条件でシミュレーションすると、COP は 4.9 ポイント向上する事がわかる。Table 32 と Fig.87 に結果を示す。

Table 32 冷凍サイクルシミュレーションによる COP 特性

室内風量	[-]	80%	90%	100%	110%	120%	130%	140%	150%
	[m3/h]	680	765	850	935	1020	1105	1190	1275
圧縮機回転数	[rps]	61.4	58.9	57.2 3432	55.9	54.6	53.4	52.4	51.5
能力	[W]	4000	4000	4003	4003	4000	4000	4001	4000
システム入力	[W]	1155	1114	1086	1064	1042	1021	1004	988
圧縮機	[W]	1075	1034	1006	984	962	941	924	908
室外ファン	[W]	50	50	50	50	50	50	50	50
室内ファン	[W]	30	30	30	30	30	30	30	30
システムCOP	[-]	3.463	3.591	3.686	3.762	3.839	3.918	3.985	4.049
	対 100% 風量	94%	97%	100%	102%	104%	106%	108%	110%

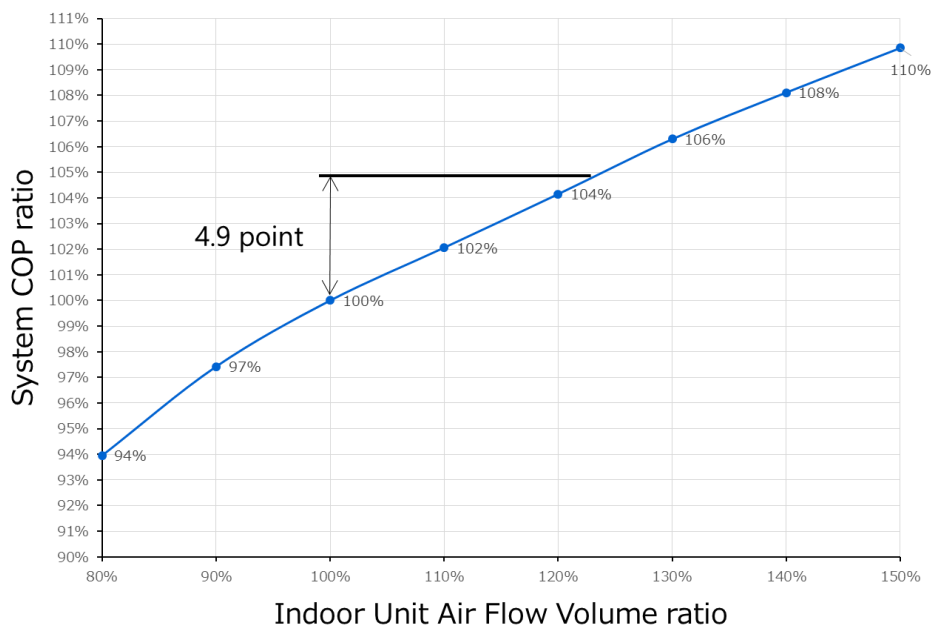


Fig.87 室内機風量による COP 改善効果

9.6 「新形態エアコン」のまとめ

業務用空調の半分以上を占める「四方向天カセ」の送風特性を改善すべく、新しい形態のエアコン室内機を考案し、実機試験と解析を行なった。側面吸込み方式とし、円形熱交換器を採用し、ターボファンを軸流ファンに変える事により、大幅な送風特性の改善ができた。

現状の「四方向天カセ」に対し、同一モータ入力で風量が 32%向上し、同一風量でモータ入力が 1/2、騒音が約 5dB (A) 低減できる効果を得ると同時に熱交換器の周辺風速分布も均一化できているので、総合的にエアコンの効率向上が期待できる⁸⁾。

第 8 章と同一条件でシミュレーションした場合では、省エネ性能が JIS 冷房運転条件で

COPは4.9ポイント向上することが見込める。

なお、この「新形態エアコン」は室内空間における風向特性の改善が図られており、エアコン下1mでの風速分布のバラツキが $\sigma=0.39$ と「四方向天カセ」の $\sigma=0.80$ よりも大きく改善している⁸⁾。室内空間の風速ムラが少ないと言う事は、冷房暖房の省エネ性につながるので、今後実機での運転評価に期待する。

Fig.88に「新形態エアコン」の据え付け想像図を記載する。店舗の空間に合ったデザインとなっている。

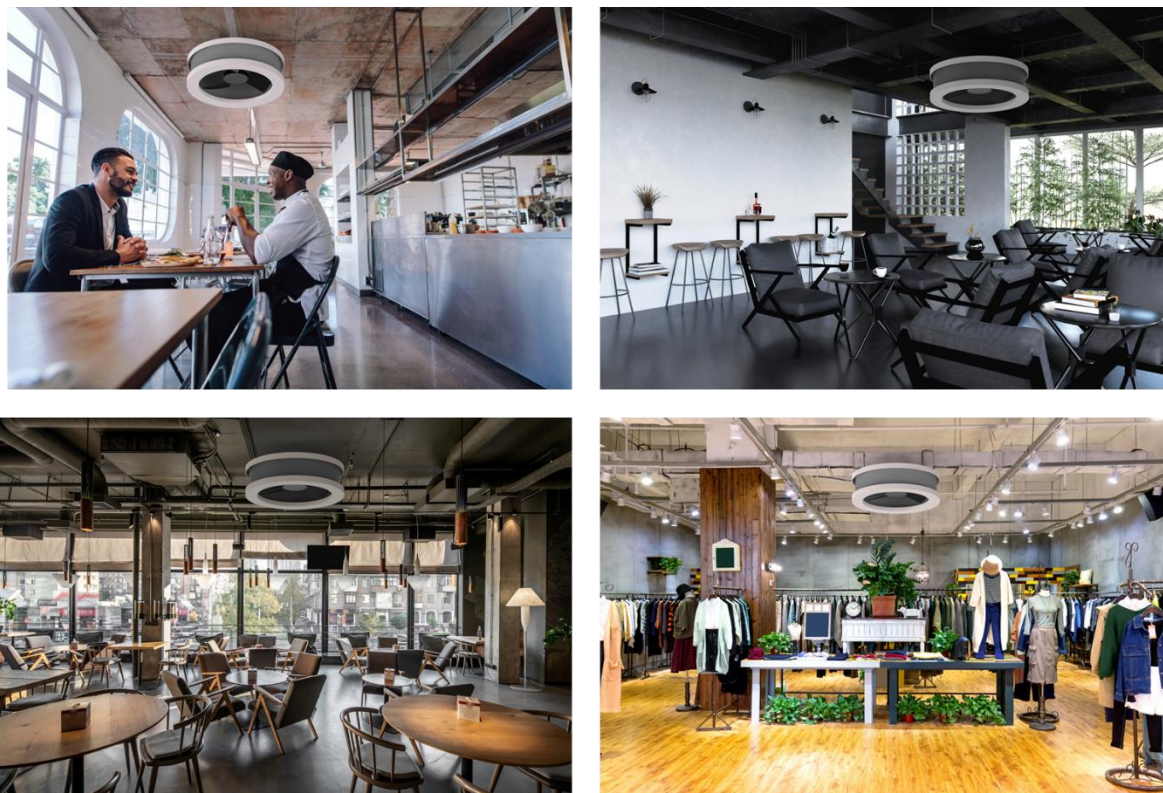


Fig.88 「新形態エアコン」の据え付け想像図

第9章の参考文献

- 1) 商店建築社, 商店建築 2月号(2019),pp77,88.
- 2) 長澤敦氏, 小見山嘉浩: 天井据付け型エアコンの風向特性最適化の研究 (吹き出し風向特性の最適化に於けるシミュレーションと実機解析), 設計工学, 55,5(2020),pp353.
- 3) 日本産業標準調査会: 日本産業規格 JISB8615-1, (2013), JISB8346, (1991).
- 4) 山本亨, 小島通雄, 林恭生著: 空調機の効率的運用に関する一考察, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集 (2017) pp206.
- 5) 数値流体力学編集委員会編: 非圧縮性流体解析, 東京大学出版会, (1996), pp1-17, 114-126.
- 6) 平川聡, 伊東由衣, 飯田玲香, 白石靖幸, 相楽典康: 空調システムシミュレーションとCFDの練成解析による空調性能シミュレータに関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, (2011),pp6-7.
- 7) 長澤敦氏, 小見山嘉浩: 天井据付け型エアコンの送風特性改善による空調性能の向上, 日本設計工学, Vol.56,No.1,pp.47-52,DOI:10.14953/jjsde.2020.2885
- 8) 長澤敦氏, 小見山嘉浩: 天井据付け型エアコンの風向特性最適化の研究日本設計工学論文集 Vol.55,No5(2020),pp353-360

第 10 章 結言

空調機，主に家庭用エアコンの建物や気候等の環境に合致した省エネ評価方法の開発と省エネ技術開発を行なった。

現状の省エネ法の JIS 基準 APF について，建物，気候条件や生活者の使い方の観点から評価基準の問題点を分析し，より正しく省エネ性を評価できる手法として新 APF 基準と環境試験室法を開発した。

これによって，実使用環境上で重要な省エネ技術の開発テーマを 4 件挙げ，それらの開発内容と評価結果を表した。これらの技術によって現状の JIS 基準 APF と新 APF 基準で評価し，APF は従来製品より，それぞれ 126%と 183%の改善効果を確認できた。

さらに，室内形態の省エネ性向上のため，新たな形態を考案し，開発評価を行なった。建築物の環境変化として，最近は天井面のないスケルトンの物件が増えており，いまだに天井カセットタイプの据え付け実態が散見される。この建築物に合った形態で，且つ省エネ性の高い室内機の開発を行ない，現在最も省エネ性の高い「四方向天カセ」に対し 4kW における COP で 4.9 ポイントの向上を確認できた。

空調機の開発は省エネ法の基準に則り推進するので，必ずしも使用実態に合った技術開発にならないことがある。基準は技術開発の方向性を決定するものなので非常に重要である。正しくない方向に開発投資することは無駄であるので改めたい。また，世界各地においては地域ごとで気候も使用者も異なるので，ローカルルールが必要である。

今後も，省エネ開発は継続していくので，これらを考慮したい。

第 11 章 今後の展望

省エネ技術開発は、世界的な地球温暖化の対応策として急務である。地球または人類にとって最善の空調やエネルギー利用のあり方を考察する。

11.1 空調機の技術

現在実装している技術とこれから実装されるであろう技術について述べた。1981年に開発されたインバータタイプの空調機を起点に、圧縮機の機械効率やモータ効率と電気制御器の効率が飛躍的に向上してきた。また、冷凍サイクル部品の熱交換器や膨張弁も年々効率が上がってきている。空調機の構造を担うファンやモータの総合的な送風効率向上もしておりである。2030年までには定格条件での COP は 7~8 に達する可能性が大きい。

ただし、環境問題として冷媒の選択が重要であり、地球温暖化に反する冷媒は使用規制を受けるのでこの規制を考慮した上での効率向上検討が必要である。また、効率向上と同時に暖房時では熱交換器の温度が下がる傾向となり快適性を損なう。冷房時では逆に熱交換器温度が上がり、快適性と除湿特性を損なう。論理的には COP を 20 以上にすることは可能であるが、ヒトの空調と言う意味での熱交換器の温度と企業投資的限界があるので、COP は 7~8 が限度とみている。したがって、定格条件にこだわらない実質的環境に合わせた効率向上が重要となる。

空調機の構造体も大きくなる傾向となるが、建築物の制約とライフサイクル^{1,2)}に対する制約が問題となってくる。

特に冷媒は、温暖化係数 GWP の低い方への規制となるので、早期に自然冷媒に切り替えるべきである。すでに二酸化炭素やプロパンは一部の製品で実用化されているので、安全性と効率向上の対応をすれば空調機器としても十分可能である。さらに無害な冷媒として空気や水を冷媒とした研究を目指している。

11.2 環境との相性

主に日本の気象条件、家の断熱性と使用時間等の環境に注力して、空調機の開発を行ってきた。世界各国では気象条件、家の構造や使用形態等が異なるのでそれぞれに合った機器の開発をすべきである。特に熱帯地域では暖房を必要とせず、一般家庭の電気容量も少ないのが実態である。文化的な要素も考慮が必要となり、インドネシアでは窓や戸を開け放したまま冷房運転する場所もある。この場合、インバータエアコンはかえって省エネではなくなり、数ポイントの固定運転の方が快適性と省エネ性を両立させやすい。

他の文化的多様性としては熱帯地域の商業施設は冷房の設定温度が低い傾向があり³⁾、冬の北海道地域は暖房温度の高い傾向がある。欧州のドイツ以北ではラジエタによる輻射暖房が中心で、空気温度をコントロールするわけではないので、エネルギー使用量と快適性の評価が困難である。PMV 指標が開発されたのもこのような背景があるからと考える。このよう

な多様性を考慮した機器や基準の開発が必要である。一例として、欧州の空調業界は lot6 や lot10 のような基準をつくり、日本の APF 基準より実態に近い評価手法となっている。

このように外気温度が多様な世界に注目して、7章の冷媒ポンプ方式をうまく利用すれば、COP10 以上を享受できるはずである。

11.3 未利用エネルギー

4章 Fig.20 に示すような自然界の温度差や排熱を利用すれば、更に省エネ性を向上できる。地球レベルでエネルギーを考えれば、エネルギー源は熱と電気と化学的な利用となり、時間的空間的な移動によって有効利用できる。それぞれのエネルギー源を相互変換することで利用価値が高まる。地球内の循環熱と太陽や宇宙からのエネルギー交換を視野に入れると、Fig.89 のイメージ図となる。蓄熱や熱移動の技術開発は小規模大規模を問わず未利用エネルギーの利用として有効であるが二つの問題がある。一つは設備あるいは機器のコストがかかること、もう一つは移動や再利用時のロスが発生することである。Fig.90 に未利用エネルギーの蓄積や変換と循環ロスの図を示す。企業努力や政府方針等で解決すべきである。

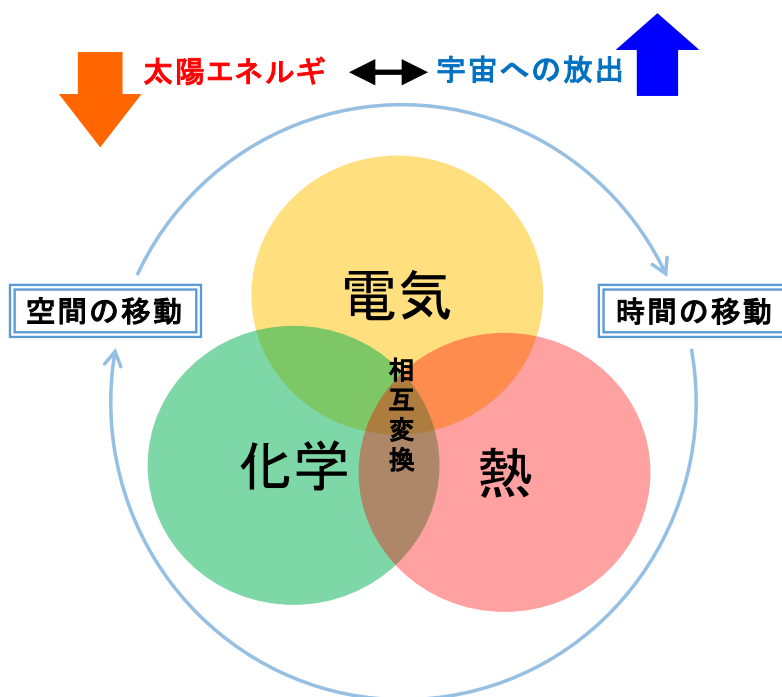


Fig.89 地球内エネルギー利用の相関図

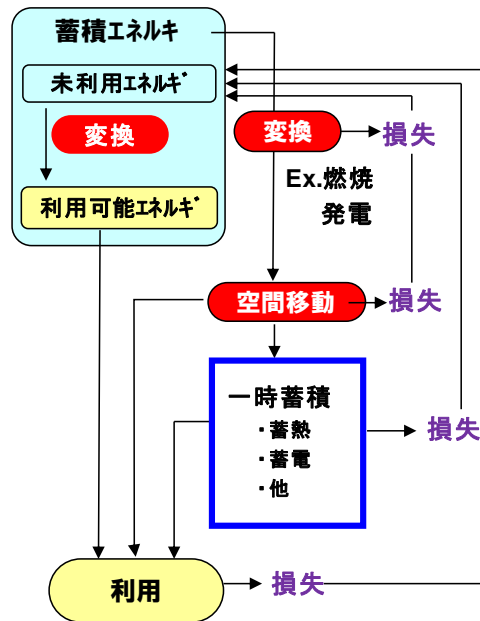


Fig.90 未利用エネルギーの蓄積，変換とロス

更に，太陽系レベルまで考慮してエネルギー利用の相関を作成した．Fig.91 に示すように1年間や24時間での時間的要素と水平垂直の空間的要を含んでいる．地球上の水，空気，土，光は固定循環を問わず熱源として重要な要素である．このような観点から温度差，蓄熱や熱移動を考察すべきである．

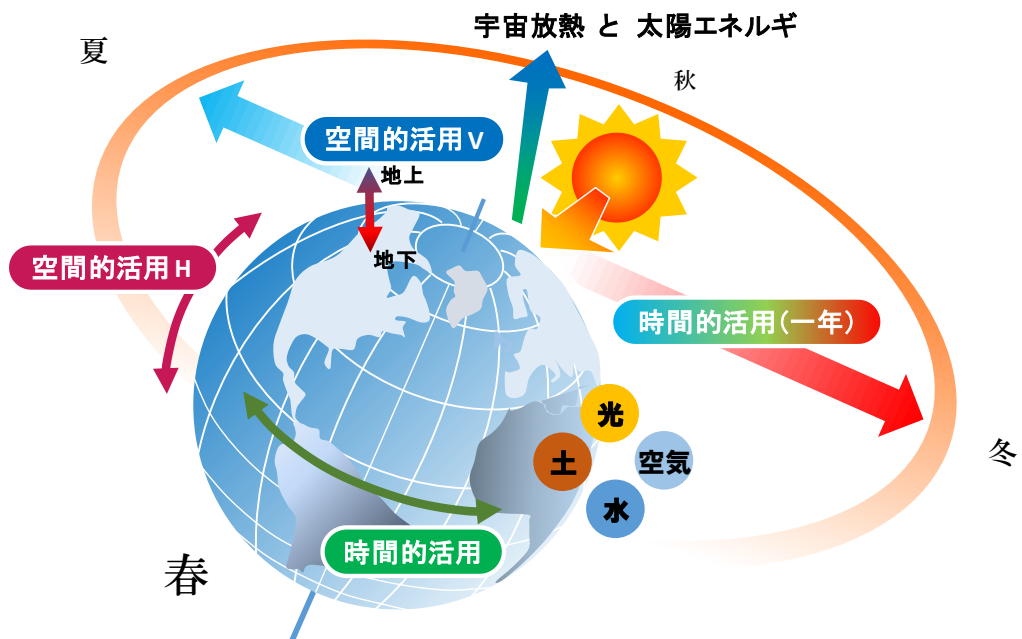
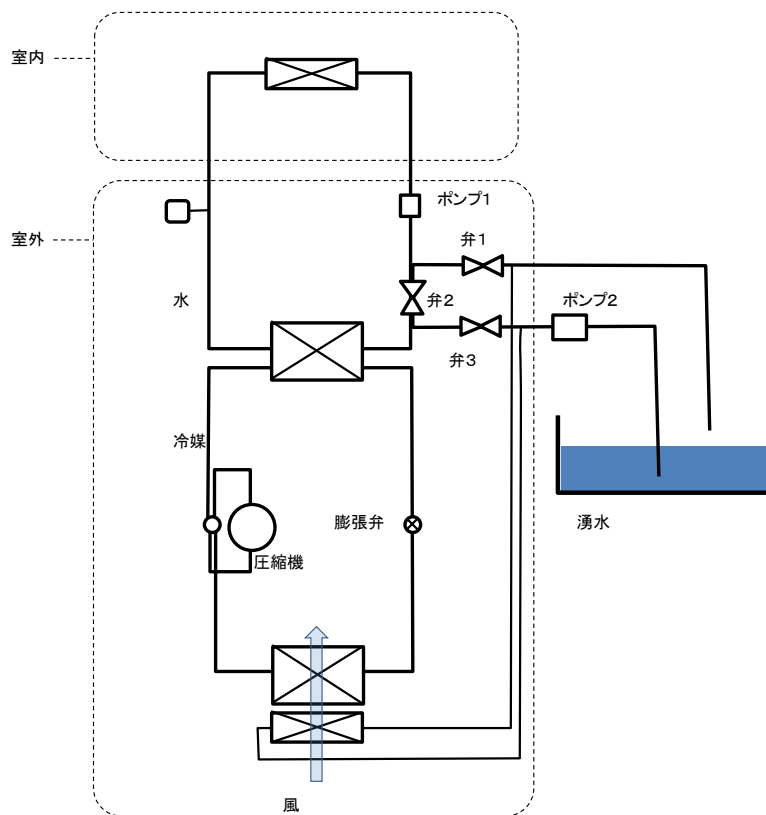


Fig.91 太陽系レベルのエネルギー相関

季節的溫度差を利用するシステム例として、雪蓄熱冷房があり、山形県米沢市役所では2018年まで実験していた。山形県では民家レベルまで実験に参加しているが長続きしないようであり、残念である。

逆に夏の暑い温度を冬に利用できないか、考察した。酢酸ナトリウム 3水和物や硫酸ナトリウム水和物は状態変化のヒステリシス特性があり、簡単なカイロとして商品化されている。40～50℃で温めて液化した後、マイナス10℃でも固体にならず状態を保つ性質を持つ。物理的な刺激を与えると発核して、固体化するので発熱する仕組みである。夏に大量の酢酸ナトリウム 3水和物を液化しておき、冬に発核させて暖房に利用するのである。現在は電氣的な信号で発核操作ができるので、より簡単にコントロールできるはずである。

一年を通した温度差の利用例としては4章 Fig.17の地中内温度の変化を利用した「アイヌのチセの家」⁴⁾は秀逸である。地下水や地中熱利用の空調機は年間を通じて15～18℃の熱を利用できるので効率が高い。残念ながら初期費用とメンテナンス費用がかかるので普及が限定的である。地域によっては、湧水が利用できることで、初期費用は抑えられる可能性が高い。静岡県地下水エネルギー研究会にて家庭用エアコンに利用した例を Fig.92 に示す。湧水をポンプでくみ上げて専用の熱交換器をとおして元の池に戻すシステムで、専用熱交をエアコンの室外機の吸込み側に設置する方式である。冷房時には冷凍サイクルの高压を下げる効果があり、省エネ性に寄与する。まだ、定量的な評価には至っていないので引き続き行なう予定である。



夏シーズン	弁1 開 弁2 閉 弁3 開	ポンプ1 OFF ポンプ2 ON
冬シーズン	弁1 閉 弁2 開 弁3 閉	ポンプ1 ON ポンプ2 ON

Fig.92 湧水エネルギー利用エアコン

日本の民家は夏の暑さを避けるために設計されている。太陽熱を避け、断熱性の良い藁ぶき屋根とし、夜間の温度を土壁に蓄熱して昼間の温度上昇を防いでいる。このような一日の温度差を利用する方法は、Google のデータセンターも行っている。世界中にセンターを配備して、温度の低い夜の地域のみ稼働すれば空調負荷が低減できるのである。「Follow the moon」方式と宣伝している。

1年間や24時間をとおした温度差や地面や池の蓄熱性を利用すれば、もっと省エネ性の高いシステムができる。技術としては汎用性の高い蓄熱装置とヒートパイプのような効率の良い熱移動装置の開発に期待している。

家庭用以外にも総合的に設備機器を設置し易く、且つ全国で 5 万店舗以上存在するコンビニエンスストアを対象に未利用エネルギー利用の考察を行なった。7 章の外気温が室温より低いときの冷房運転を直接空気利用する外気冷房，太陽光や雨水の利用，給湯器と冷凍機の相互エネルギー補完等を検討した。

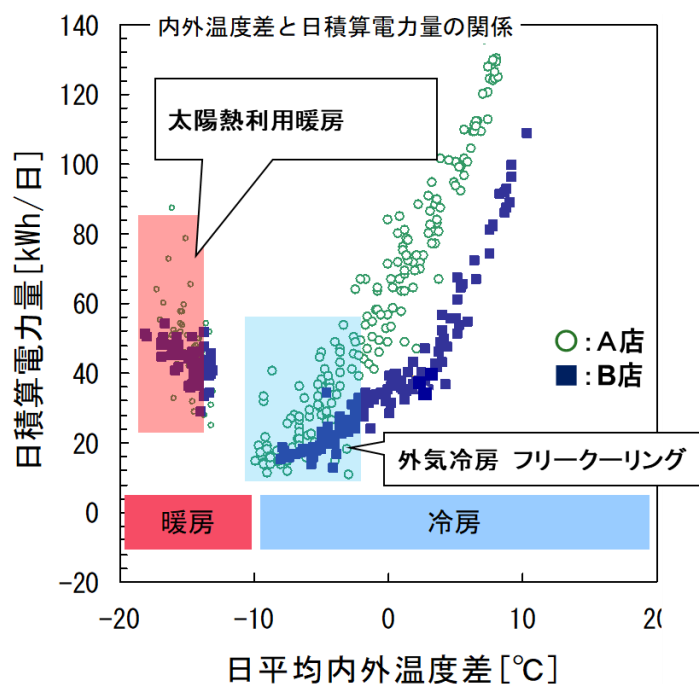


Fig.93 コンビニエンスストアの年間室内外気温度差と日積算電力量

4 店舗 2008～2009 年約一年間における一日当たりの室内と外気温度差平均に対する一日当たりの積算電力量を Fig.93 に示す。図中左下の青いエリアと右上の赤いエリアがそれぞれ利用できる範囲と判断できる。ソーラーチャンバー，ストレートダクトと空調機を組み合わせたシステムでこの二つのエリアを利用する。Fig.94 にシステム図を示す。

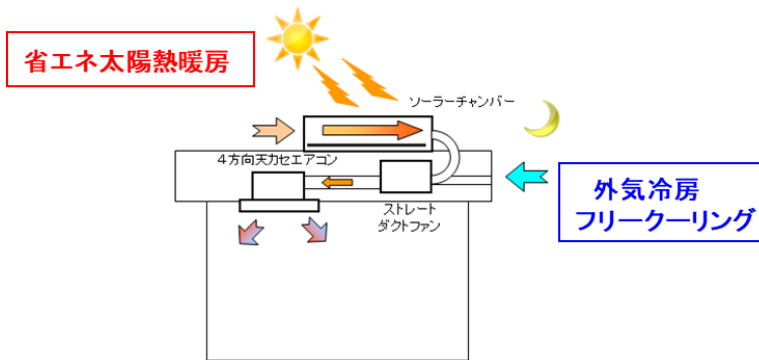


Fig.94 太陽熱暖房と外気冷房のシステム

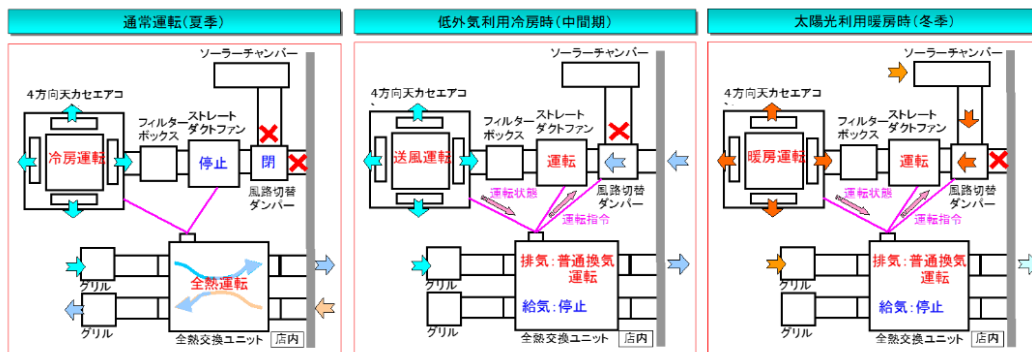


Fig.95 太陽熱暖房と外気冷房の空調機と全熱交換機の運転図

コンビニエンスストアの省エネ性の試算を行なった。Table 32 に示すように年間で461kWhの節約効果が期待できる。

Table 32 太陽熱暖房と外気冷房の節約効果

	外気冷房	太陽熱暖房	合計
試算条件	<ul style="list-style-type: none"> ・エアコン 0.5kW:2 台 ・ファン 0.1kW:2 台 ・運転時間: 中間期 4 時間/日, 3 ヶ月 ・電気代 17 円/kWh 	<ul style="list-style-type: none"> ・日射による 1 日当たりの平均受熱量: 2200[kcal/m²]/日, 変換効率 75% ・ソーラーパネル面積 3[m²] ・エアコンの COP=4 ・節約消費電力: $2200 \times 3 \times 0.75 \times 1.16 / 4 / 1000 = 1.44 \text{kw/日}$ ・運転時間: 冬季 4 ヶ月間 	
節約電力量[kWh]	288	173	461
節約電気代[円]	4896	2941	7837

雨水利用とドレン水利用を合体させた案が Fig.96 で、水の蒸発潜熱を鑑みると室外機への吸込み温度が約 2.5K 低減できる。高圧が下がることによる消費電力の低減効果は 5.6% なので、一日 12 時間を 40 日間利用すると仮定すれば年間 1344kWh の節約効果が見込める。

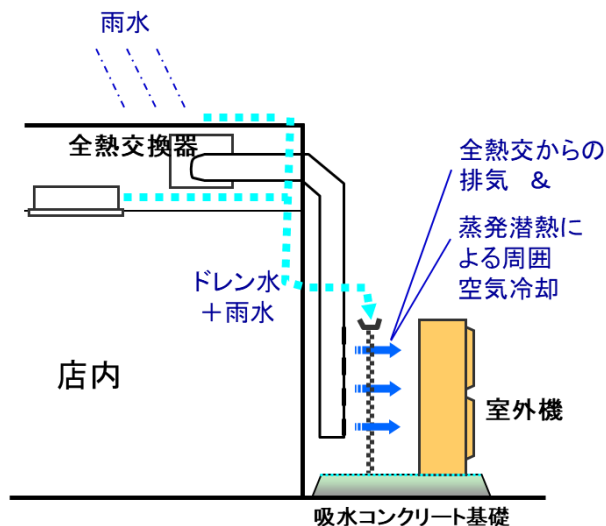


Fig.96 雨水とドレン水利用システム

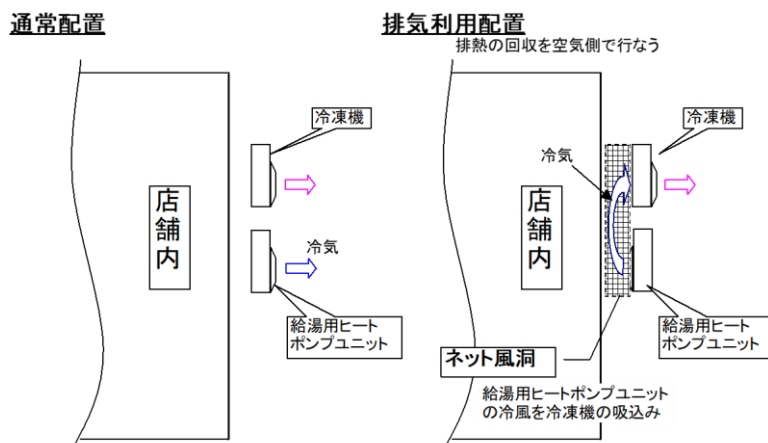


Fig.97 給湯器の室外排熱を冷凍機に利用するシステム

また、給湯器は年間を通して暖房運転、冷凍機は冷房しているので、室外機の排熱を相互利用すれば省エネ効果がある。一部のメーカーでは試験的に実用化しているが冷凍サイクルを組み込んだ大規模な装置となっている。この方式は Fig.94 に示すように給湯器の排熱をネット風洞をとおして冷凍機室外機に導入する装置で、インシヤルコストを低く抑えられる。給湯器運転中では冷凍機吸込み温度を 4K 低減できるので平均消費電力を 5.6kW と

すると、67W の低減効果がある。しかし、給湯器を使用する時間が短いので年間効果試算は省略する。

このように、コンビニエンスストアやスーパーマーケットは色々な熱源が分散しているので未利用エネルギーのシステムが組みやすい。これは日本の例であるが、熱帯地方のコンビニエンスストアの実験も推進しており、様々な知見と新たなアイデアがうまれてきている。今後、報告したい。

第 11 章の参考文献

- 1) 坂東茂, 飛原英治: 家庭用エネルギーシステムのライフサイクル評価, 日本冷凍空調学会論文集 2002 年 19 巻 2 号 p. 133-141 2002.07.31
- 2) 坂東茂ら: 家庭用コージェネレーションのライフサイクル評価, 日本機械学会年次大会講演論文集 2000.1(0), 747-748, 2000 2000.1
- 3) 田辺新一ら: 住空間再考, 萌文社, 41p
- 4) 宇佐美智和子: 外気と地中との温度タイムラグを活用する地熱住宅, 日本地熱学会学術講演会講演要旨集 2001
- 5) 中山昭雄編: 温熱生理学, 1981
- 6) 宮原康弘, 水野隆志郎, 武田邦彦ら: 伝統的製品である油団の材料工学的解析, マテリアルライフ学会誌 21(1), 33-39, 2009-02-28
- 7) 持田徹, 森山俊彦: 人体を円筒モデルとした対流熱伝達率の研究, 北海道大学工学部研究報告 (140), pp39-50, 1988-05
- 8) 長澤敦氏, 温熱空調の絵, MEKEY 出版, 2016-11, pp24

第 12 章 謝辞

本研究をまとめるにあたり，国士館大学工学部大高敏男教授に学会論文の投稿をはじめ丁寧なご指導を賜りましたことに心から感謝を申し上げます。また，審査にあたり国士館大学工学部本田康裕教授，佐藤公俊准教授，岸本健名誉教授の皆様には論文内容についてきめ細やかなご指導や励ましのお言葉を賜りました。心より感謝申し上げます。

東芝キャリア（株）技術統括部門の太田諭様，田中誠様、小見山嘉浩様におかれましては，第 8～9 章の技術開発に協力いただきまして感謝申し上げます。

また，同社の先輩・後輩諸氏の皆様に多くのご助言をいただきましたことに深く御礼申し上げます。

第13章 付録

本報告関連の登録特許

	出願No.	出願日	公開No.	公開日	登録No.	登録日
1	特願2013-88299	2013.04.19	特開2014-211283	2014.11.13	特許第6338822号	2018.05.18
2	特願2013-231983	2013.11.08	特開2015-94474	2015.05.18	特許第6258005号	2017.12.15
3	特願2009-217901	2009.09.18	特開2011-64436	2011.03.31	特許第5250519号	2013.04.19
4	特願2008-12827	2008.01.23	特開2009-174759	2009.08.06	特許第5101315号	2012.10.05
5	特願2003-425458	1992.02.24	特開2004-144471	2004.05.20	特許第3858020号	2006.09.22
6	特願2001-367508	1992.02.24	特開2002-228228	2002.08.14	特許第3754916号	2005.12.22
7	特願2000-311102	1994.01.18	特開2001-141256	2001.05.25	特許第3572248号	2004.07.02
8	特願平8-49031	1995.08.22	特開平9-72599	1997.03.18	特許第3526367号	2004.02.27
9	特願2001-1465	1994.08.29	特開2001-215042	2001.08.10	特許第3484420号	2003.10.17
10	特願平7-161875	1995.06.28	特開平9-14729	1997.01.17	特許第3480871号	2003.10.10
11	特願平7-161871	1995.06.28	特開平9-14726	1997.01.17	特許第3480869号	2003.10.10
12	特願2000-233325	2000.08.01	特開2002-48382	2002.02.15	特許第3443392号	2003.06.20

本報告関連の出願中及び審査中の特許

	出願No.	出願日	公開No.	公開日
1	特願2019-071547	2019.4.3		
2	特願2018-146834	2018.8.3		
3	特願2018-085639	2018.4.26		
4	特願2017-144218	2017.7.26		
5	特願2017-083038	2017.4.19		
6	特願2016-195666	2016.10.03	特開2018-59641	2018.04.12
7	特願2015-184802	2015.09.18	特開2017-58098	2017.03.23
8	特願2015-122841	2015.06.18	特開2017-9149	2017.01.12
9	特願2015-97225	2015.05.12	特開2016-211806	2016.12.15
10	特願2014-7109	2014.01.17	特開2015-135214	2015.07.27
11	特願2013-231983	2013.11.08	特開2015-94474	2015.05.18
12	特願2013-217386	2013.10.18	特開2015-78813	2015.04.23