「省エネルギーセンター」ダウンロードファイル（無断転載、翻訳を禁ず）

5.3　システム別の診断ポイントと対策技術

5.3.1　空調システム

1．システムと機器構成のイメージ

空調システムは、セントラル方式と個別方式に大別される。

1）セントラル方式

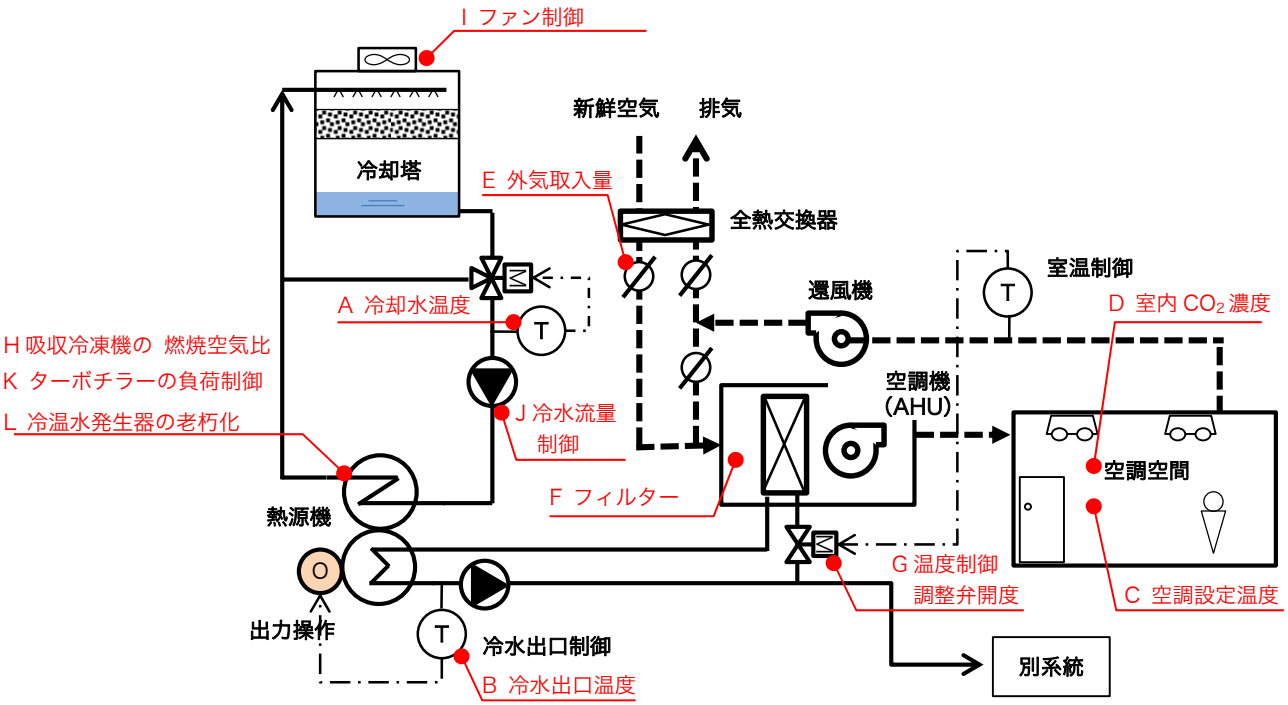


図 5.3.1-1　セントラル空調方式のシステム構成例

セントラル空調システムは、主に大規模空調に採用されており、空調の質が高いこと、ならびに集中管理による管理・メンテナンスの容易さを特徴とする。同システムは、①熱源設備、②空調機設備、および③熱搬送設備により構成されている。①熱源設備は、空調機に供給する冷水または温水（あるいは蒸気）を製造する設備である。

冷水製造設備をチラーといい、ターボ冷凍機、吸収冷凍機、水冷チラーおよび空冷チラーがある。温水製造設備としては温水ボイラーの他、空冷ヒートポンプチラーや冷温水発生機のような冷暖兼用設備がある。冷温水発生機は、駆動源がガスや A 重油等の燃料であり、電力のデマンド対策として大型ビルに採用されるケースが多い。ターボチラーは冷房専用ではあるが、高性能のため大規模冷房用に多く採用されている。空冷ヒートポンプチラーは冷暖兼用で省エネ性能にも優れている上、空冷のためメンテナンスが容易で、近年は多く使われている。

「省エネルギーセンター」ダウンロードファイル（無断転載、翻訳を禁ず）

②空調機設備は、熱源設備からの冷・温水熱をそれぞれ、冷風または温風に変換して空調空間へ移送する設備である。図 5.3.1-1 に示した空調機は、エアハンドリングユニット（AHU）といわれ、室内循環空気の冷却、または加熱の温度調整の他に、加湿、減湿による湿度調整、その他、除塵等空気清浄化処理も行なっている。

さらには、新鮮空気の導入および室内空気の排出（換気処理）も行なう。AHU は、地階等機械室あるいは、各地上階機械室に設置される。もう一つの空調機として窓際等に設置されるファンコイルユニット（FCU）には、通常換気機能はない。また、換気専用の空調機として外調機を用いることがあるが、外調機は効率向上のため、冷媒直膨方式[*1]をとることが多い。

＊1 冷媒直膨方式
空調機で空気を冷却、加熱するための媒体として冷・温水に代えて冷媒を用いるもの。冷・温水を介さず、直接空気を冷却、または加熱するため、冷凍機の性能（COP）を高くできる。コラム「空調システムのロスとエクセルギー」参照。

③熱搬送設備は、熱源設備と空調機、および空調機と空調空間を結ぶ設備で、冷温水を搬送するポンプ、冷温水配管等からなる水搬送システムと、冷温風を搬送するファン、ダクト等からなる空気搬送システムがある。通常、ファンは空調機に内蔵されている。

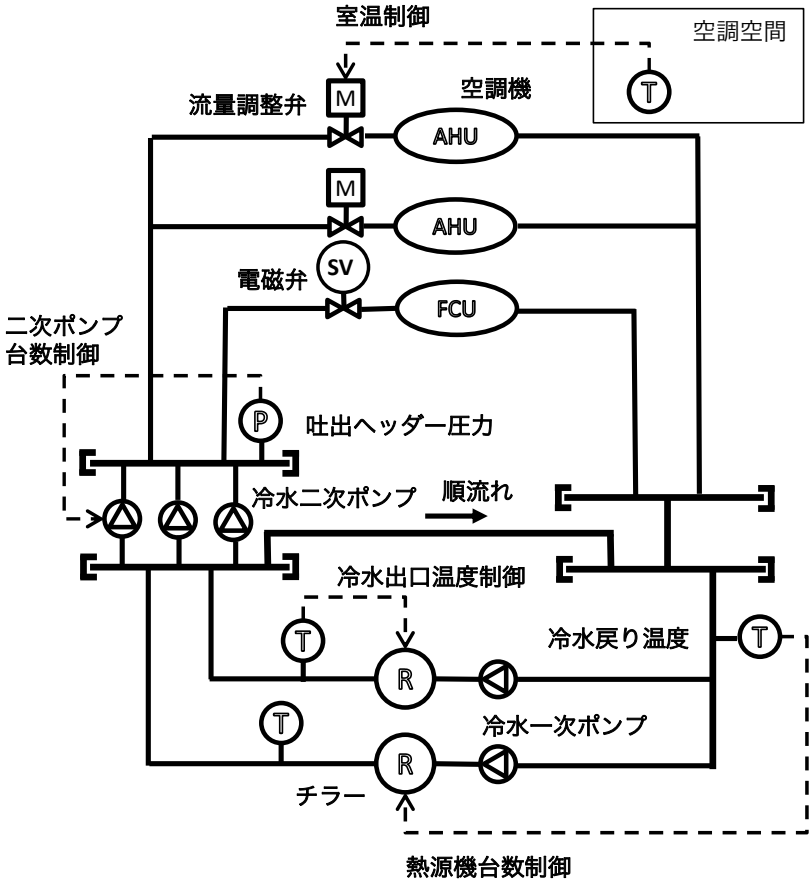


図 5.3.1-2　セントラル空調方式の制御

「省エネルギーセンター」ダウンロードファイル（無断転載、翻訳を禁ず）

次に、セントラル空調方式の制御について述べる。図 5.3.1-2 に、典型的なシステム構成の場合を示す。セントラル空調方式は、規模が大きいため複数の熱源機を持つことが普通である。また、負荷側（二次側という）においても多くの系統が、多数の空調機を持っている。

チラーの運転制御は、通常、チラーの冷水出口温度が一定（通常 7℃）になるようチラーの容量制御を行なう。チラーが容量制御機能（ターボ冷凍機のベーン制御、スクリュー冷凍機のスライド弁制御や冷温水発生機の溶液循環量制御等）を持たない場合は台数制御を行なうことになる。複数台あるチラーの台数制御は、冷水戻り温度（図 5.3.1-2 参照）が一定になるよう行なう。冷水戻り温度は、チラーの冷却能力と空調機負荷の大小関係を反映しているので、この温度のトレンドを診てチラーの増減を決定する。

一方、空調機の運転制御は、室温が一定になるよう空調機の能力制御を行なう。空調機の能力制御は、通常、空調機への冷温水量を流量調整弁で制御する。ここで、空調空間が複数ある場合は、空調空間からの戻りダクト内温度を室温とみなしている。空調空間が複数ある場合の室温制御は、送風量を可変にする VAV 制御を行なうことが多い。

これら空調機へ冷温水を送水する冷水二次ポンプの台数制御は、吐出ヘッダー圧力を一定に保つように行なう（図 5.3.1-2 参照）。

ノート

チラーの台数制御の検討では、多くのチラーが低負荷で同時運転していないか、確認します。

運転台数を集約した方が省エネになる場合が多い。

2）個別空調方式

個別空調とは、部屋ごとに空調機を設置する方式で、熱源からの熱搬送に原則、冷温水を使用せず冷媒によるものをいう。部屋ごとに運転制御が可能で、個別対応に優れ、利便性に優れている。また、搬送動力が不要で、冷媒直膨のためシステム COP も高い。近年は、大規模ビルにも多く使われるようになっており今後は、ビル空調の主力となっていくであろう。

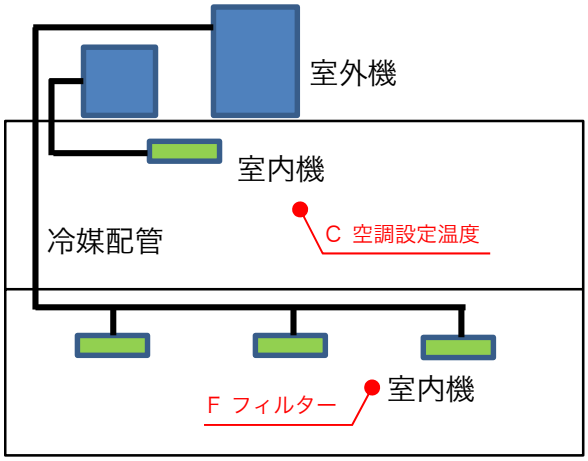


図 5.3.1-3　個別空調方式のシステム構成例

ノート

リモコンが部屋の入口外側壁に設置されていて、室温制御のための温度センサーがリモコン内にある場合が稀にあります。これは初歩的なミスですが注意したいところです。

「省エネルギーセンター」ダウンロードファイル（無断転載、翻訳を禁ず）

コラム

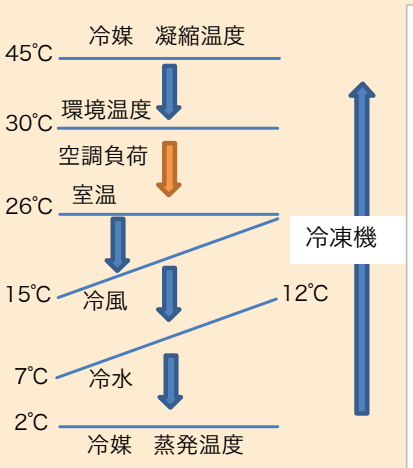
空調システムのロスとエクセルギー

冷房に必須である冷凍機のエネルギーロスは通常の熱勘定では把握できず、エクセルギー（有効エネルギー）の概念を用いて初めて正しく理解することができる。ここでは熱力学的な厳密性には目をつむり、エクセルギー評価について簡易に説明する。

エクセルギーとは、環境の温度と温度差のある熱エネルギーを有効と認め、その有効度を測る指標である。有効度は、まったくロスのない理論サイクル（カルノーサイクル）を実施したときに熱エネルギーから得ることのできる機械仕事の大きさで測られ、その量は環境との温度差に比例する。逆に、逆カルノーサイクルを実施してこのエクセルギーを得ようとすると、その環境との温度差に比例した仕事が必要となる。すなわち、実際の冷凍機においても冷熱を得るには、そのエクセルギーの大きさ（環境との温度差）に比例した動力が必要になるということである。

図は、外気温度 30℃の環境下に室温を 26℃に維持する冷房運転のエネルギーの流れと各流体の持つエクセルギーをセントラル空調システムについて示したものである。室温を維持するためには、30℃の環境から 26℃の室内に流れ込む熱と内部発熱とからなる冷房熱を除去しなければならない。室内から冷風、冷水、蒸発冷媒と温度の高い方から低い方へ冷房熱を移動させた後、冷凍機で冷媒ガスを圧縮し、環境温度より高い凝縮温度まで高めて、冷房熱と圧縮機動力熱を合わせた冷房排熱を環境に廃棄している。そして、この圧縮のために冷凍機は動力を消費している。図の右側には、冷房負荷 1kW の熱エネルギー流に対する各低温流体のエクセルギー流を示した。これをエクセルギー評価すると、空調空間の小さなエクセルギー（13W）の維持のために蒸発冷媒が持つ大きなエクセルギー（92W）を消費し、圧縮機に過大な負荷をかけていることが分かる。

これは、図に示した通り冷風や冷水をつくるための熱交換器が介在しているために冷媒の蒸発温度が押し下げられていることによる。これより、熱交換器の数を減らすこと（パッケージ空調機では、冷水が介在しない）、および熱交換器で生じる 2 流体の温度差を小さくすることが冷媒蒸発温度を上げること、すなわち冷凍機の省エネである。したがって、冷凍機のロス分析においては、熱交換器で失われるエクセルギー解析が重要になる。なお、凝縮温度を下げることが重要であることは論を待たない。



冷房負荷　Q=1kW
環境温度　To＝30℃＝303K
室温　　Tr＝26℃＝299K
冷風温度　Ta＝(26+15) /2＝20.5℃
　　＝293.5K
冷水温度　Tw＝(7+12) /2＝9.5℃
　　＝282.5K
蒸発冷媒　Te＝2℃＝275K
冷熱エクセルギー
　　E ＝ (To−T) /To×Q　　(1)
ここで、E　：冷熱エクセルギー
　　To：環境温度（K）
　　T　：各流体温度（K）
　　Q　：冷房負荷
これより、各流体のエクセルギー流は、
　室内空気：　　13W
　冷風：　　31W
　冷水：　　68W
　蒸発液冷媒：　92W

図　冷房過程の温度と冷熱のエクセルギー

「省エネルギーセンター」ダウンロードファイル（無断転載、翻訳を禁ず）

2．空調システムに特有なエネルギーロス

●空調設定温度の過剰によるエネルギーロス

冷房設定温度が低めに、また暖房設定温度は高めに設定される傾向がある。

これら過剰な空調は熱源機のエネルギー消費を増大させる。

●過剰換気によるエネルギーロス

換気風量は、最大負荷で設計されている。負荷量（在室人数）に応じて、換気量が過大にならないよう注意が必要である。

●搬送設備によるエネルギーロス

空調機のフィルターが目詰まりすると必要風量を確保することが難しくなる。その結果、冷媒の凝縮温度の上昇（暖房時）、蒸発温度の低下（冷房時）が生じ、冷媒直膨の場合、コンプレッサーの負担が増加する。

●熱源機におけるエネルギーロス

冷凍機使用の熱源機では、冷水から熱を奪い、その熱を高温にして冷却水（水冷）または外気（空冷）へ放出する。これらの熱移動が少ない温度差で、スムーズに行なわれるような環境を整えなければならない。

3．エネルギーロス把握のための計測方法

空調システムの計測箇所を図 5.3.1-4 に例示する。

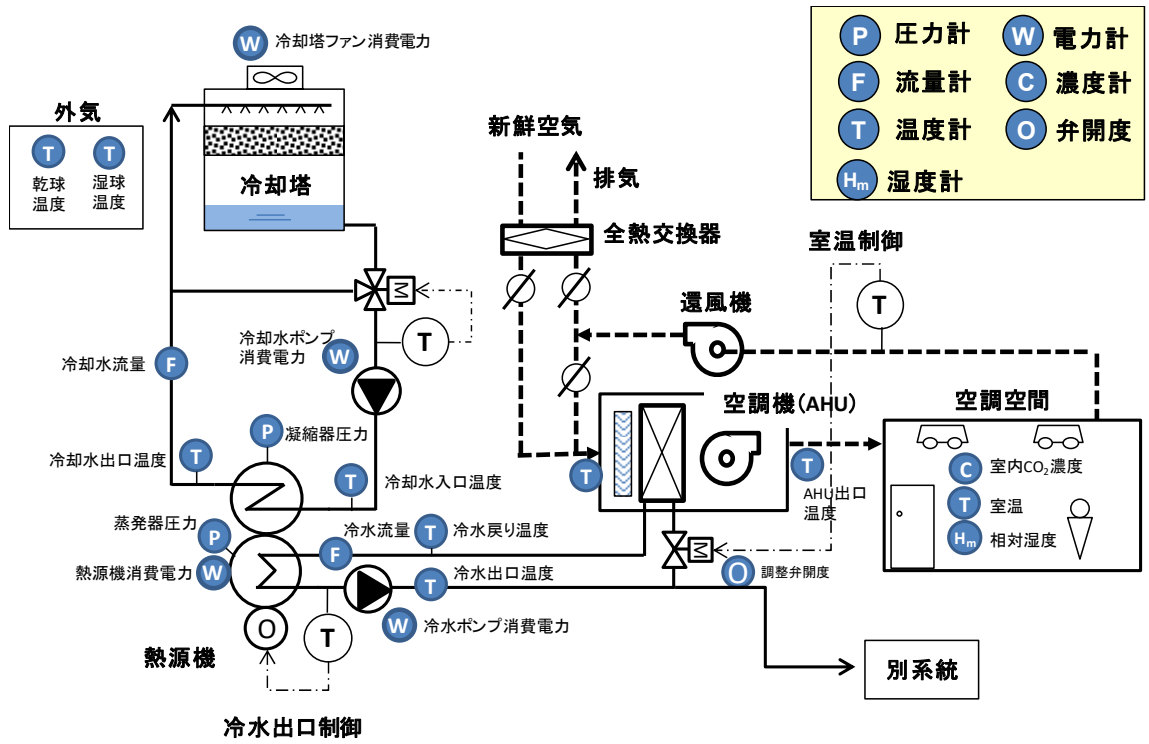


図 5.3.1-4　空調システムの計測箇所の例

「省エネルギーセンター」ダウンロードファイル（無断転載、翻訳を禁ず）

＊2 アプローチ
熱交換器の出口における 2 流体の温度差である。
出口とは、2 流体の温度差の小さい方を言う。
蒸発器：冷水出口温度－蒸発温度
凝縮器：凝縮温度－冷却水出口温度

1）発生段階のロス把握

●チラーのロス把握のための計測

チラーのロス防止は、2 つの熱交換器、すなわち蒸発器と凝縮器における熱交換のための温度差の拡大によるエクセルギーロスの増大を避けることである。熱交換のための温度差は、アプローチ*2 で評価できるが、その値は、設計思想により大きく変わるので、その適正値は一概には言えない。また、チラーの負荷率にも大きく影響されることにも注意が必要である。ただ、表 5.3.1-1 に示す値の上限を上回る場合は注意が必要である。

熱交換器における冷媒温度の計測は、圧力の読み取り値をその飽和温度*3 に換算して行なう。圧力計の取り付け位置は、圧縮機の吐出と吸入で、それぞれの飽和温度が凝縮温度と蒸発温度となる。

ノート

空冷式凝縮器では空気の出口温度は稀にしか計測されないため、アプローチという考えはあまり用いられません。表 5.3.1-1 では、凝縮温度の標準範囲を示しています。

表 5.3.1-1　チラーの熱交換器のアプローチの値

熱交換器		アプローチの値
蒸発器	乾式	3～5℃程度
	満液式	1～3℃程度
凝縮器	水冷式	1～3℃程度
	空冷式	凝縮温度＝外気温度+10～15℃程度

●**冷却塔のロス把握のための計測**

冷房排熱の放出先であるチラーの冷却水温度を低く保つことも省エネのために重要である。冷却水温度は外気の湿球温度に依存し、最大負荷時にアプローチ（冷却塔出口（冷却塔タンク内）の冷却水温度－外気湿球温度）が 5℃以下に保たれているかの確認が必要である（通常、アプローチ＝5℃になるよう冷却塔は選定される）。外気の温度・湿度の計測にはアスマン温湿計が使用される。

＊3 **飽和温度**
冷媒の種類ごとに用意されている「冷媒の熱物性表」に記されている。
通常、温度に対して飽和圧力（絶対圧力）が記載されているので値の補間処理が必要となる。

表 5.3.1-2　冷却能力計測の対象となる熱源機の消費エネルギーw

熱源機	測定対象
遠心（ターボ）冷凍機 スクリュー冷凍機	圧縮機駆動用電動機及び附属機器（運転中に作動する油ポンプ、インバータ装置とその制御回路等）の電力消費量
吸収冷凍機	冷凍機が消費する都市ガス、液化石油ガス、油、蒸気、加熱用温水などの流量 内蔵電動機及び制御回路の消費電力量
ガスヒートポンプ	ガスヒートポンプが消費するガス量と消費電力

●熱源機の冷却能力の計測

冷却能力を計測するための冷水流量、冷水出・入口温度、並びに性能を評価（COP の取得）するためのエネルギー消費量の測定を行なう。測定対象とするエネルギー消費量は熱源機の種類に応じて表 5.3.1-2 のとおりである。

「省エネルギーセンター」ダウンロードファイル（無断転載、翻訳を禁ず）

2）移送段階のロス把握

●チラー凝縮器の出入口温度差の計測

水冷凝縮器の冷却水出入口温度差が小さい場合は、冷却水ポンプの循環量を減少させると省エネになる可能性がある。

●空調機の能力調整弁開度の確認

空調機の能力調整弁開度が、恒常的に小さい場合は、室温調整のための空調機能力が十分足りていることを示している。この場合は、冷水の出口温度を緩和して(例えば 7℃→9℃へ)チラーの消費電力削減、または冷水ポンプ循環量を削減してポンプの消費電力を削減できる可能性がある。

3）消費段階のロス把握

●空調空間の室温、および相対湿度の計測

空調空間の室温、および相対湿度の計測は、過剰空調を避けるために必須である。快適さは、温度だけでなく湿度の影響も大きく受ける。快適さの指標として PMV[*4] があるが、冷房環境において PMV による快適な範囲には幅があり、快適感を維持できる範囲で室内の温・湿度の設定を緩和することにより、冷房負荷の削減が可能となる。

*4 PMV
☞ 用語解説

●室内 CO_2 濃度の計測

室内 CO_2 濃度の計測は、過剰な外気導入を避けるために重要である。

4．対策候補選定時に考慮すべき事項

●空調設定温度の過剰

国の推奨する室温（冷房 28℃、暖房 20℃）に近づけるよう努力する。室内気流の不適当による温度ムラが空調不良の原因である場合もある。サーキュレーターの設置等も検討する。

●過剰換気

給排気量が手動ダンパーで管理されている場合は、小まめにダンパー開度を調整する。室内 CO_2 濃度が 1,000ppm を超えない範囲で、なるべく風量を少なくする。

●搬送設備のロス

フィルターの清掃は小まめに行なう必要がある。熱搬送媒体である冷風（温風）は、必要量が確保されて、その機能を全うする。風量確保は空調システムの性能維持の基本である。

ノート

フィルター清掃の目的は、ファン消費電力の削減ではなく、熱交換器の性能維持です。

●熱源機のロス

以下に注意が必要である。

・冷却水設定温度を必要以上に高くしない。
・空調室外機の通風量を確保する。
・チラー冷水出口温度を緩和する。

「省エネルギーセンター」ダウンロードファイル（無断転載、翻訳を禁ず）

５．診断項目とチェックポイント

機器設備	診断ポイント	対策種類	対策の例	対策番号
空調機設備	製造環境および作業環境に適した運転時間、温度と湿度等を設定しているか C	運用改善	空調設定温度の緩和（製造環境および作業環境に適合した温度、湿度等を設定する）	113161
	事務所の空調区画、ブラインドの管理、運転時間、温度と湿度等を設定しているか		空調設定温度の緩和 C（運転時間、冷暖房温度、湿度等を設定する。国の推奨温度は、冷房温度 28℃、暖房温度 20℃）	113161
	空調機フィルターは目詰まりしていないか F		フィルターの清掃	112111
	各区画の空気調和設備の起動および停止条件等を設定しているか		作業または業務の開始時刻、終業時刻、作業人数等を踏まえた起動停止条件を設定する	
	空調機の温度制御流量調整弁の開度は小さくないか B、G		冷水出口温度の緩和	111141
			温水出口温度の緩和	111142
	室内 CO_2 濃度が低く過ぎないか D	部分更新・機能付加	CO_2 センサーを利用した外気量自動制御システムの導入	113221
	窓からの侵入熱は十分に低減されているか		熱線反射ガラス、選択透過フィルム、二重構造による外部侵入熱の低減	113271
	換気負荷の低減を図る E 同時に、中間期、冬期の外気冷房を行なう	設備導入	全熱交換器の採用	113311
	冷房と暖房が同時に必要とされる場合、熱回収システムについて検討したか		熱回収ヒートポンプなどの採用	111321
熱搬送設備	流体機械からの漏えいを防止し、配管の抵抗を低減する保守点検を行なっているか 保守点検記録	運用改善	漏洩箇所を補修し配管を清掃し異物を除去する	
	流体機械の吐出圧力および流量の見直しと最適化、負荷に応じた稼働台数の調整、回転数の変更等を設定しているか	運用改善	冷却水流量の適正化	131112
		部分更新・機能付加	ポンプの回転数制御機能の追加	240222
	複数のポンプに関する稼働台数の調整および負荷の適正配分を行なっているか	部分更新・機能付加	台数制御を導入し、必要に応じインバータ制御も考慮する	

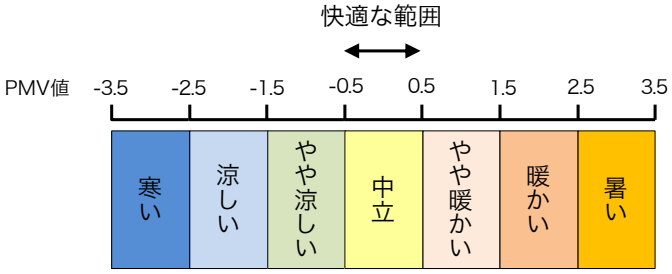
「省エネルギーセンター」ダウンロードファイル（無断転載、翻訳を禁ず）

機器設備	診断ポイント	対策種類	対策の例	対策番号
熱源設備	冷却塔の出口温度制御の設定値は適正か A	運用改善	冷却水温度の適正化	111131
	冷温水発生機の燃焼ガス排気の酸素（O_2）濃度は高くないか H		空気比改善（冷温水発生機の運転要領書に規定された範囲に入るよう調整する）	111121
	季節変化による負荷変動に応じた冷温水や冷却水の温度及び流量を設定しているか J		冷却水流量の適正化	111132
	熱源機の保温断熱材は健全か	部分更新・機能付加	損傷した保温断熱材を修復する	122221
	複数の冷凍機に関する稼働台数の調整および負荷の適正配分を行なっているか		台数制御を導入し、必要に応じインバータ制御も考慮する	
	冷却塔の冷却水出口温度制御をバイパス三方弁制御に代えてファン・インバータ制御を行う I		冷却塔ファン・インバータ制御	111241
	パッケージ空調機の老朽化更新	設備導入	高効率パッケージ空調機への更新	111351
	ターボチラーはインバータ化されているか K		高効率インバータターボチラーへの更新	111311
	冷温水発生機は老朽化していないか L	燃料転換	冷温水発生機を高効率空冷ヒートポンプチラーへ更新	111421

用語解説

PMV（Predicted Mean Vote）

人体の熱負荷と人間の温冷感を結びつけた温熱環境評価指数であり、ISO7730（1994）ともなっている。4 つの物理要素（室温、平均放射温度、相対湿度、平均風速）と 2 つの人間側の要素（着衣量、作業量）にもとづいて、人間がその時、暖かいと感じるか、寒いと感じるかを 7 段階評価尺度（「暑い」、「暖かい」、「やや暖かい」、「中立」、「やや涼しい」、「涼しい」、「寒い」）で表す。ISO の基準では、PMV が±0.5 以内となるような温熱環境を推奨している。（出典：日本冷凍空調学会）



「省エネルギーセンター」ダウンロードファイル（無断転載、翻訳を禁ず）

コラム

外気温度と空調用消費電力　（冷房の場合）

空調分野の省エネルギー対策による消費電力削減効果を算定するためには、外気条件の考慮が欠かせない。ここでは、パッケージエアコンを例にとり、外気温度による冷房用消費電力の変化を簡便に表すひとつの方法を示す。

（１）　外気温度と冷房負荷率

JIS B8616 2015「パッケージエアコンディショナ」の「期間エネルギー消費効率（APF）算出方法」に倣い、外気温度と冷房負荷率の関係を図１（事務所ビルの場合）の青色カーブのように想定する。なお、冷房負荷率は定格温度（35℃）の冷房負荷に対する比率で表される。

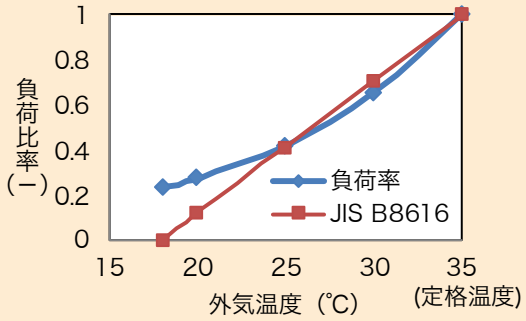


図１　外気温度と冷房負荷率

（２）　外気温度と空調機性能

JIS B8616 2015 パッケージエアコンディショナの表６ 中温性能（p.43）によると、外気温度 35℃の定格性能に対して、外気温度 29℃時は冷却能力が 7.7%増加し、消費電力は 8.6%減少するとしている。両者の比である COP は 17.8%（1.077/0.914＝1.178）向上し、単位温度当たりでは 3%（17.8%/（35℃ - 29℃）≒3%/℃）向上することになる。ここでは、外気温度が 1℃低下すると COP は 3%増加（3%/℃）するとして計算する。

（３）　外気温度と消費電力

空調機の消費電力は、

空調負荷（＝空調機能力）÷COP

で表される。

したがって、上記（１）、（２）より、外気温度に対する消費電力比率の変化は図２の通りとなる。なお、消費電力比率は定格温度（35℃）の消費電力に対する比率で表される。外気温度に対する消費電力比率の関係を回帰式で表すと式（１）のようになる。

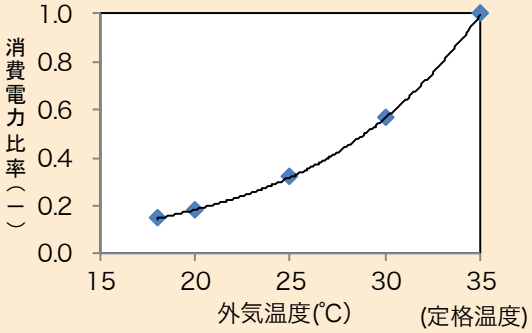


図２　外気温度と消費電力比率

$$\alpha = 8.15*10^{-5} \cdot t^3 - 3.75*10^{-3} \cdot t^2 + 7.119*10^{-2} \cdot t - 0.394 \qquad \text{式（１）}$$

ここで、α：消費電力比率（-）　　t：外気温度（℃）

「省エネルギーセンター」ダウンロードファイル（無断転載、翻訳を禁ず）

コラム

外気温度と空調用消費電力　（暖房の場合）

ここでは、引き続きパッケージエアコンを例にとり、外気温度による暖房用消費電力の変化を簡便に表すひとつの方法を示す。

（4）　外気温度と空調負荷率

JIS B8616 2015　「パッケージエアコンディショナ」の「期間エネルギー消費効率（APF）算出方法」に倣い、外気温度と暖房負荷率の関係を図３（事務所ビルの場合）の青色カーブのように想定する。なお、暖房負荷率は 0℃の暖房負荷に対する比率で表される。

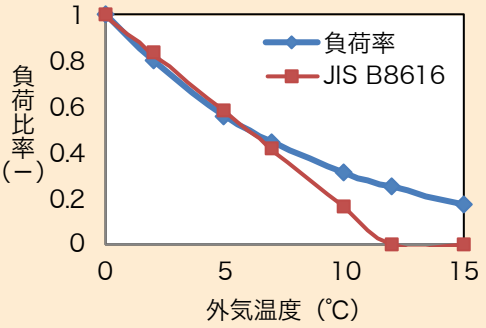


図３　外気温度と暖房負荷率

（5）　外気温度と空調機性能

JIS B8616 2015「パッケージエアコンディショナ」表 A.7 によると、外気温度 7℃の定格性能に対して、外気温度－7℃時は加熱能力が 36%、消費電力は 18%減少するとしている。両者の比である COP は、22%（0.64／0.82＝0.78）低下し、単位温度当たりでは、－1.6%（22%／（7－（－7））≒－1.6%）減少することになる。ここでは、外気温度が 1℃低下すると、COP は 2%低下（－2%／℃）するとして計算する。

（6）　外気温度と消費電力

空調機の消費電力は、

空調負荷（＝空調機能力）÷COP

で表される。

したがって、上記（4）、（5）より、外気温度に対する消費電力比率の変化は図４の通りとなる。

外気温度に対する消費電力比率の関係を回帰式で表すと式（2）のようになる。

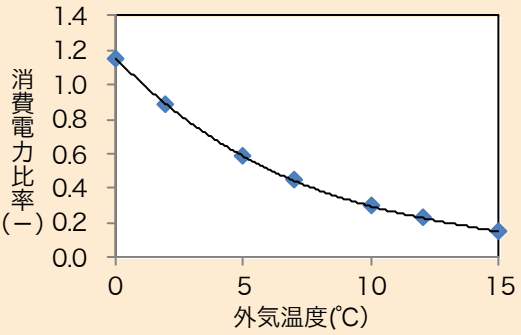


図４　外気温度と消費電力比率

$$\beta = -1.84*10^{-4} \cdot t^3 + 8.39*10^{-3} \cdot t^2 - 0.1515 \cdot t + 1.157 \qquad (2)$$

ここで、β：消費電力比率（－）　　t：外気温度（℃）