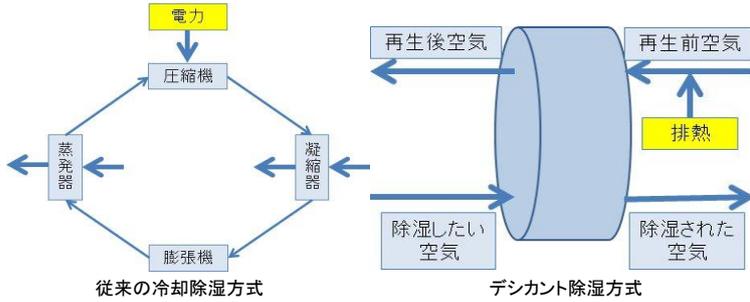


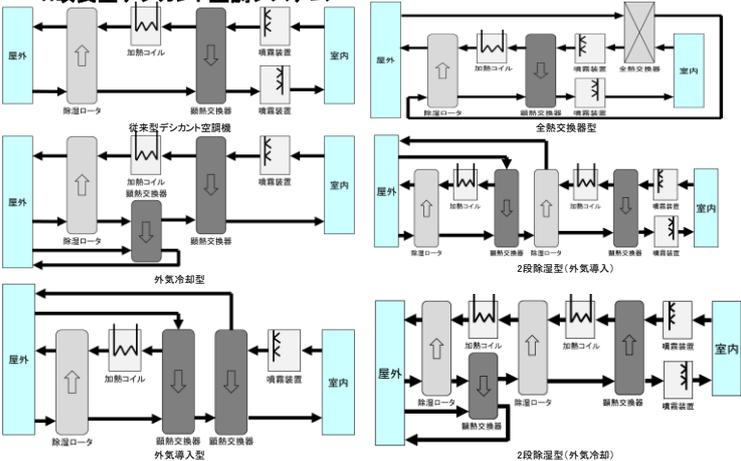
外気冷却式デシカント空調システムにおける省エネルギー性と冷房能力に関する検討

岡田裕也(大阪電気通信大学) 森幸治(大阪電気通信大学) 添田晴生(大阪電気通信大学)

従来の空調機はヒートポンプ式によるものが一般的であり、除湿には、冷却除湿が採用されている。一方、デシカント式では、あらかじめ除湿した空気を冷却し、適切な温度、湿度の空気を供給できる。デシカントとは湿分を吸い込む吸湿材のことを意味し、ヒートポンプ式とは異なり、デシカント式はシリカゲルなどを用いて水分を吸湿させて取る。また、ヒートポンプ式は電気駆動が一般的であるのに対し、デシカント式は熱源を選ばない熱駆動の為、ゴミ処理排熱や太陽熱などを有効利用することができる。



1. 改良型デシカント空調システム



2. 解析手法

2.1 除湿ロータ

除湿ロータにおけるエンタルピーの効率を式(1)で表す。また、除湿効率に関しては相対湿度の関数であるため、相対湿度の効率として式(2)で表す。

$$\eta_h = \frac{h_{l,out} - h_{l,in}}{h_{h,in} - h_{l,in}} = \frac{h_{h,in} - h_{h,out}}{h_{h,in} - h_{l,in}} \quad \dots(1)$$

$$\eta_\phi = \frac{\phi_{l,out} - \phi_{l,in}}{\phi_{h,in} - \phi_{l,in}} = \frac{\phi_{h,in} - \phi_{h,out}}{\phi_{h,in} - \phi_{l,in}} \quad \dots(2)$$

2.2 熱交換器

顕熱交換器では顕熱のみが交換されるものとする。ここで、低温側と高温側の空気の風量、密度、比熱が等しい場合、低温側と高温側の温度効率は等しくなり、式(3-1)で表せる。

全熱交換器では顕熱・潜熱ともに交換されるものとする。顕熱交換機と同様に低温側と高温側の条件が等しい場合、温度効率は等しくなる。また、全熱交換器では温度効率と絶対湿度効率はおおむね等しくなるため、ここでは絶対湿度効率は温度効率と等しいものとして式(3-1)、(3-2)で表す。

$$\eta_t = \frac{t_{l,out} - t_{l,in}}{t_{h,in} - t_{l,in}} = \frac{t_{h,in} - t_{h,out}}{t_{h,in} - t_{l,in}} \quad \dots(3-1)$$

$$\eta_x = \frac{X_{l,out} - X_{l,in}}{X_{h,in} - X_{l,in}} = \frac{X_{h,in} - X_{h,out}}{X_{h,in} - X_{l,in}} \quad \dots(3-2)$$

2.3 噴霧装置

噴霧装置では噴霧する水の温度は空気の湿球温度 t_s に等しいとすると、空気は湿球温度一定で変化(断熱飽和変化)し、噴霧水の比エンタルピー h_s は噴霧量、水の比熱 c_{pw} とすれば式(4)で、また噴霧装置出口の空気の比エンタルピー h_5 は式(5)で表される。ただし、噴霧された空気は水の噴霧量だけ絶対湿度が増加する。

$$h_s = l \cdot c_{pw} \cdot t_s \quad \dots(4)$$

$$h_5 = h_4 + h_s \quad \dots(5)$$

2.4 熱源

熱源では除湿ロータを介して外気の除湿に必要な温度まで加熱する。この際、熱源出口の絶対湿度と除湿ロータでの除湿に必要な相対湿度を用いて、必要となる熱源出口温度が算出される。

2.5 COPの定義

室内熱負荷に対する投入熱量をCOP1、外気負荷に対する投入熱量をCOP2として、式(6)および(7)に示す。

$$COP_1 = \frac{h_{room,out} - h_{room,in}}{h_{coil,out} - h_{coil,in}} \quad \dots(6)$$

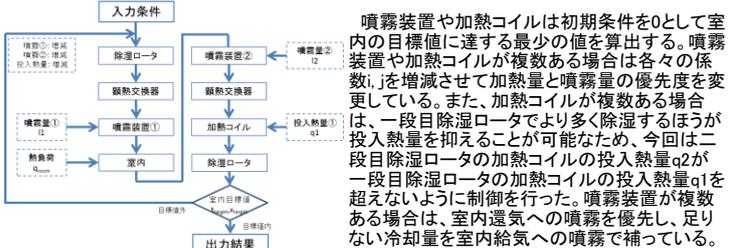
$$COP_2 = \frac{h_{atmosphere,in} - h_{room,in}}{h_{coil,out} - h_{coil,in}} \quad \dots(7)$$

3. 計算フロー

本研究では太陽熱や排熱などの利用を目的として、冷却コイルを用いないデシカント空調システムの省エネルギー性についての検討を行う。そこで、デシカント空調システムの数値モデルを作成し、定常状態におけるエネルギー消費、COPなどをシミュレーションによりパラメータスタディすることで、デシカント空調システムの省エネルギー化や性能向上を図ることを目的とする。

3. 計算フロー

図15に示すように各装置を関数として定義し、外気条件・室内目標条件を入力値として、噴霧量および投入熱量を増減させ、各部分での空気の温度・湿度を徐々に変化させ室内温度・湿度を室内目標条件に収束させて解析を行う。噴霧装置での噴霧量の制御を式(8)、加熱コイルでの投入熱量の制御を式(9)、室内の収束条件を式(10)にそれぞれ示す。



$$l_{new} = l_{old} + (i \times (t_{room} - t_{target})) \quad \dots(8)$$

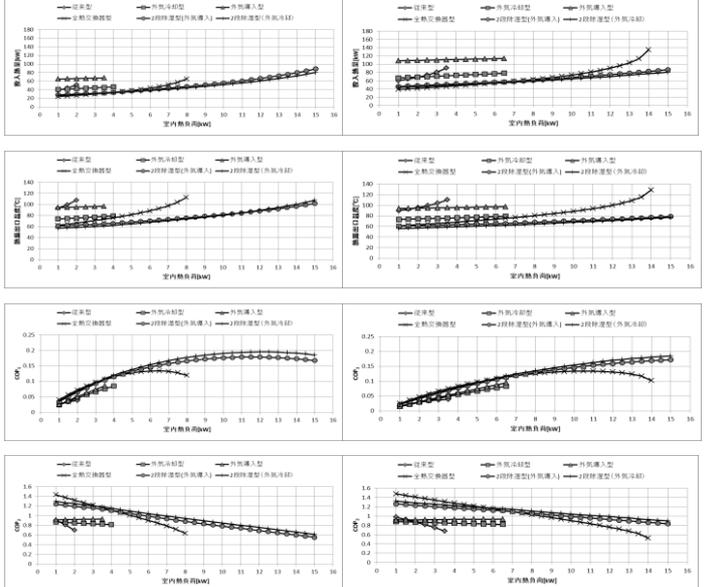
$$q_{new} = q_{old} + (j \times (x_{room} - x_{target})) \quad \dots(9)$$

$$(|t_{room} - t_{target}| \leq 0.01), (|x_{room} - x_{target}| \leq 0.00001) \quad \dots(10)$$

4. 数値解析におけるパラメータスタディ

外気温度34[°C]、外気絶対湿度0.021[kg/kg(DA)]、室内温度27[°C]、室内絶対湿度0.011[kg/kg(DA)]、顕熱比を0.8、顕熱交換器の効率 η_c および全熱交換器の効率 η_n を80%として、室内熱負荷を1.0~15.0[kW]と変化した場合の、風量3000,5000[m³/h]における投入熱量、COP、熱源出口温度を解析する。また、除湿ロータの効率についてはカタログ値を用いてエンタルピー効率 η_h を10%、相対湿度効率 η_ϕ を95%とする。

5. 解析結果



5. 結言

本報では、冷却コイルを用いないデシカント空調システムの冷房・除湿能力、省エネルギー性について数値解析を行った。

除湿ロータが1段の場合では、外気冷却を用いることでCOP1、COP2ともに外気導入型に比べて5~12%低下するが冷房・除湿能力が最も高くなる可能性がある。

また、除湿ロータを2段にすることで、従来型と比較して冷房・除湿能力が大幅に向上し、熱源出口温度を低く抑えることができる可能性がある。さらに、一次側除湿ロータ出口に顕熱交換機を導入することで外気を導入する場合と比較してほぼ同等の熱源出口温度で投入熱量が最大で6.7~9.6%程度削減でき、COP1,COP2ともに最大で6.9~9.8%程度向上する可能性がある結果となった。