

は従来空調機の室外器での着霜の原因である。湿度高い空気は表面温度が0℃以下（空気の露点温度より低い）の熱交換器と熱交換することにより、飽和状態となり空気から水蒸気が凝縮し、熱交換器の表面に着霜する。そのため、空気の湿度が下げれば、着霜を防ぐことができる。本システムでは、外気を湿式デシカントの除湿器で除湿され、その乾燥された空気がヒートポンプの蒸発器へ送られ、熱交換しても蒸発器に霜が着かなくなる。

最初、主な冷房、暖房運転条件に対し、システムのシミュレーションを行った。潜熱・顕熱分離型空調システムの全体 COP は式 1 のように、顕熱 COP、潜熱 COP 及び SHF(顕熱比)から影響を受ける。顕熱 COP、潜熱 COP、また SHF が増加すればするほど、全体 COP は向上する。夏場、外気温度が増加する（相対湿度が同じ）と、顕熱 COP が低下することにより、全体 COP は低下する。外気相対湿度が増加する（温度が同じ）と、潜熱 COP と SHF が低下するとにより、全体 COP は低下する。冬場、外気温度が増加する（相対湿度が同じ）と、顕熱 COP が向上することにより、全体 COP は上昇する。外気相対湿度が増加する（温度が同じ）と、潜熱 COP と SHF が向上するとにより、全体 COP は上昇する。

$$COP_{total} = \frac{SHF / (1 - SHF) + 1}{(SHF / (1 - SHF)) \times 1 / COP_{SHRU} + 1 / COP_{LHRU}} \quad (1)$$

潜熱・顕熱分離型空調システムの省エネ性を把握するために、夏と冬を分け、従来空調システムとの性能比較を行った。結果を Fig.2,3,と 4 に示す。

結果から見ると、夏、外気相対湿度が60%以下の場合、潜熱・顕熱分離型空調の省エネ-効果が見られる。冬、低温・高湿の着霜温度領域で、潜熱・顕熱分離型空調の省エネ-効果が見られる。他の温・湿度領域では、潜熱・顕熱分離型空調は従来空調+電気加湿システムの性能より約2倍大きいが、従来空調+水加湿システムの性能と大体同じになる。

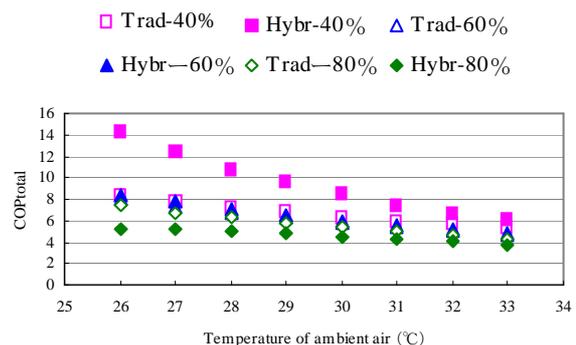


Fig.2 Comparison of COP_{total} between traditional air-conditioning and hybrid air-conditioning in summer

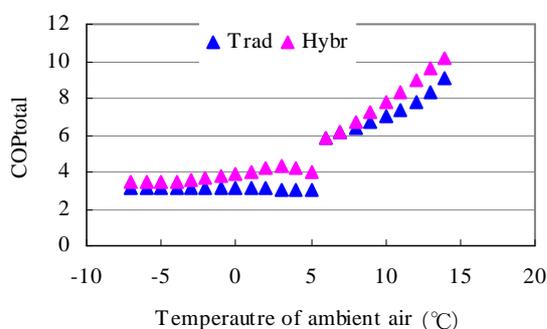


Fig.3 Comparison of COP_{total} between traditional air conditioning and hybrid air conditioning in winter when the defrosting operation is necessary

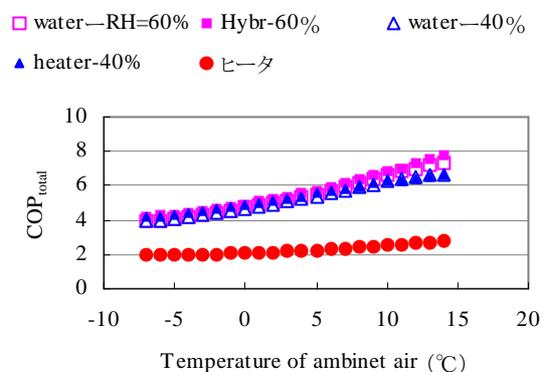


Fig.4 Comparison of COP_{total} between traditional air conditioning and hybrid air conditioning in winter when the defrosting operation is not necessary

除湿器/再生器は湿式デシカントの主要要素であるため、湿式除湿器・再生器を試作し、その除湿・再生性能を解明する実験を行った。実験装置の概略図を Fig. 5 に示す。実験装置はテストセクション部、充填層、空気供給源、溶液ポンプ、溶液熱交換器、溶液冷却（加熱）器、電気ヒータ及び空気ファンから構成された。空気と溶液の温度は熱電対で、空気絶対湿は露点計で、空気流量は差圧流量計で、溶液流量は質量流量計で、溶液濃度は密度計と温度計より測った。

溶液の液滴は空気に飛散するかどうかは湿式デシカントの一つの問題点である。本実験で、風速が 1 m/s 以下の時、溶液が飛散しないことは分かった。物質伝達率に与える影響を実験により明らかにした。除湿、再生両方とも、風速、また溶液流速が増加すればするほど、物質伝達率が上昇する。更に、溶液温度の影響により、除湿過程の物質伝達率 (K) が溶液再生過程の物質伝達率より高いことを分かった (Fig.6)。また、夏場外気湿度高いため、溶液を再生することが難しく、冬場、外気湿度低いため、空気の除湿することが難しいことが実験より分かった。除湿器・再生器を設計するために、物質伝達率の相関式を提出した。除湿過程の物質伝達率相関式を次式(2)に示し、加湿過程の物質伝達率相関式を次式(3)に示す。相関式から得られた計算値と実験結果の誤差は 20%以内となっている。

夏と冬の外気条件、及びヒートポンプ有効動作範囲（蒸発と凝縮の温度差が 30℃ ～ 40℃）を考慮すると、夏の溶液冷却、加熱温度が 20℃、55℃前後で、冬の溶液冷却、加熱温度が 0℃、35℃前後であることが分かった。

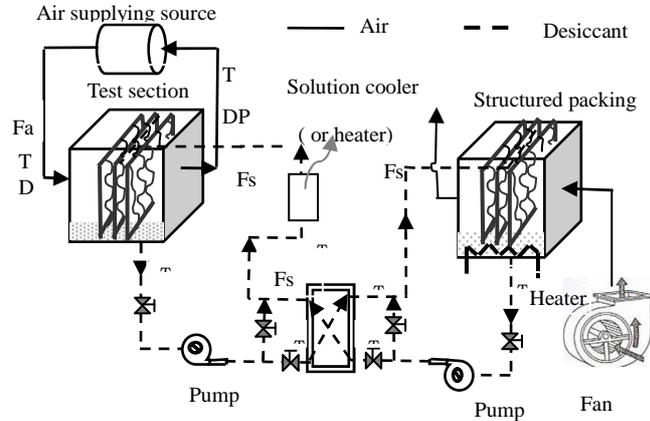


Fig.5 Schematic of the experimental system

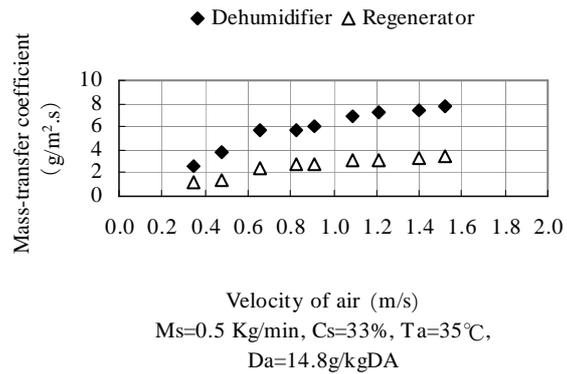


Fig.6 Comparison of K obtained from dehumidification and regeneration experiments

$$\overline{K}_G \left(\frac{d_e}{D_G \rho_G} \right) = 0.0038 \text{Re}_G^{0.52} \text{Sc}_G^{0.33} \text{Re}_L^{0.28} \text{Sc}_L^{0.33} \quad (2)$$

$$\overline{K}_G \left(\frac{d_e}{D_G \rho_G} \right) = 0.0038 \text{Re}_G^{0.39} \text{Sc}_G^{0.33} \text{Re}_L^{0.39} \text{Sc}_L^{0.33} \quad (3)$$

ここで、 $\text{Re} = \frac{ud_e}{\nu}$ $\text{Sc} = \frac{\nu}{D}$ D-拡散係数 m²/s d_e-空気チャネルの当量直径 m
 ρ -密度 kg/m³ ν -空気動粘度係数 m²/s

湿式デシカント全体の実験装置を組み、最適な冷却・再生温度、COPなどを解明する実験を行った。実験装置は Fig.5 と大体同じである。ただ右側の充填層の部分はテストセクション部になった。主に三つの実験条件（夏場発生頻度一番多い日、高温高湿の日、低温高湿の日）を作り、夏季の除湿実験を行った。

除湿 COP は外気絶対湿度による影響が大きいことが見られた。外気絶対湿度が 15g/kgDA から 19g/kgDA まで上昇すると、除湿 COP は 2.9 から 2.1 まで減少することが分かる (Fig. 7)。

様々な溶液濃度に関する限界溶液冷却温度及び最適な加熱温度が実験結果より得られた。溶液濃度が増加すると、限界溶液冷却温度が高くなり、最適な加熱温度も高くなる。更に、溶液濃度が増加すると、除湿 COP は上昇し、濃度が 31%を超えてから、濃度が増加することにより、COP は低下する (Fig. 8)。この実験条件にたいする最適な溶液濃度が 31%前後ということが分かる。この時の限界溶液冷却温度が 24°Cで、最適な加熱温度が 52°Cということが分かった。更に、排熱及び太陽熱を使う場合でも、高い除湿効率を維持するために、低い溶液濃度で除湿できるように、20°C左右の溶液冷却温度が必要である。

全体的に考慮すると、塩化リチウム溶液を除湿剤として使う場合、適用な濃度範囲は 30%~35%という事が分かった。この濃度の塩化リチウム溶液に対して、温度が 20°C~25°Cの冷熱源及び 50°C~60°Cの温熱源が必要であることが分かった。この温度範囲は及びヒートポンプ有効動作範囲になる。

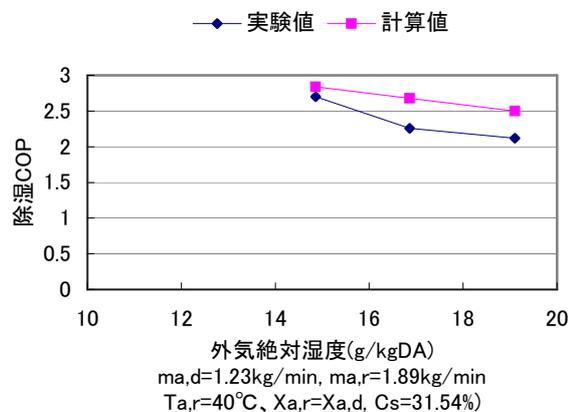


Fig.7 Comparison of experimental COP and calculating COP

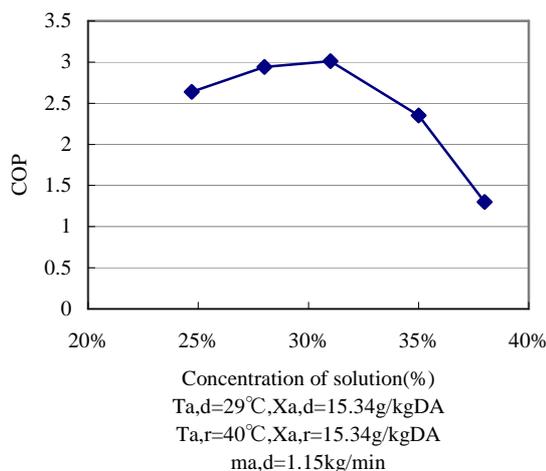


Fig.8 Effect of concentration of solution on COP of dehumidifying system