

水気耕栽培屋上緑化を利用した冷房熱源の効率向上に関する研究
(その2)冷房熱源の効率向上予測

Research on Improving Air-conditioners' Energy Efficiency Using Hydroponic Roof Planting
(Part 2) Prediction for Air-conditioners' Efficiency Improvement

王 福林(京都大学) 吉田 治典(京都大学) 山下 道子(京都大学)

Fulin WANG*¹ Harunori YOSHIDA*¹ Michiko YAMASHITA*¹

*¹ Kyoto University

Synopsis This part describes the modeling for calculating leaf transpiration rate, air temperature difference cooled down by roof plant, energy consumption of air-conditioners. The models are validated using the measured data. Finally these models are used to check how much air-conditioners' energy efficiency can be improved using hydroponic-cultivated plant to shade solar radiation and cool down air temperature by its transpiration. The calculation results show that from August 1st to September 30th, the air conditioners' energy consumption can be reduced by 8% for the products with top efficiency improvement rate accompanying to the decrease of outdoor air temperature.

はじめに

第一報では、水気耕栽培屋上緑化による空気冷却温度差の実測結果をまとめ、重回帰分析により解析した結果を報告した。本報では、植物葉の蒸散モデルを改良・利用し、空気冷却温度差を推定する物理モデルおよび冷房熱源のエネルギー消費量推定モデルを作成し、空気冷却からの冷房熱源効率向上予測を行った結果を報告する。

1. 蒸散モデル

1.1 葉の蒸散制御の仕組み

植物の蒸散は葉気孔の開閉より制御される。気孔は孔辺細胞の膨圧の変化によって開閉する。その膨圧変化は主に光にドライブされて起こると考えられる。孔辺細胞の中にある葉緑体は光を受けてATPを生成し、孔辺細胞で炭酸同化が行わないため、このエネルギーでカリウムイオンを孔辺細胞に取り組み、膨圧を増加させ、気孔を開く。または飽差・葉面温度などの要因が信号となってこの反応を調整すると知られている。飽差が増加すると過度の蒸散のよって葉内の水分ポテンシャルが低下し、信号となって膨圧低下が起こり、気孔が閉鎖する。

1.2 気孔の蒸散制御仕組みを考慮した蒸散モデル

前述の植物蒸散制御仕組みを考慮し、Jarvis¹⁾が蒸散モデルを提案した。Jarvis式に基づき、小杉ら²⁾³⁾が改良したモデル式を本研究で採用する(式1~8)。但し、この蒸散モデルでは空気境界層コンダクタンス g_a が一定値と仮定して計算するが、本研究では外部風速を考慮した g_a の計算式(式9)⁴⁾を導入し、蒸散量 M を計算した。外部風速を考慮すると考慮しない場合に計算した蒸散速

度と実測した値と比較した。二ヶ月の実測期間に亘って平均誤差は5.49%から2.95%に、%RMSEは20.32%から18.81%になり、モデル精度を向上することが確認した。その比較結果はFigure.1に示している。

$$M = \frac{r_m(W_i - W_a)}{r_s + r_a} \quad (1)$$

$$r_m = \frac{P}{R(T + 273.15)} \quad (2)$$

$$r_s = \frac{1}{g_s} \quad (3) \quad r_a = \frac{1}{g_a} \quad (4)$$

$$g_s = g_{s \max} \cdot f(Q) \cdot f(T) \cdot f(D) \quad (5)$$

$$f(Q) = \frac{g_{s \max} \cdot Q}{Q + g_{s \max} / a} \quad (6)$$

$$f(T) = \left(\frac{T - T_l}{T_o - T_l} \right) \left\{ \left(\frac{T_h - T}{T_h - T_o} \right)^{\left(\frac{T_h - T_o}{T_o - T_l} \right)} \right\} \quad (7)$$

$$f(D) = \frac{1}{1 + (D/b_1)^{b_2}} \quad (8)$$

$$g_a = 0.189 \sqrt{u/d} \quad (9)$$

2. 空気冷却温度差モデル

屋上緑化の蒸散により空気冷却効果は流体境界層理論を用いて解析する。境界層モデルは Figure.2 に示す。外部風速で空気が緑の架台に沿って流れる時に、緑の上で空気境界層が形成する。Figure.2 に示している x 軸の座標 x の地点で幅 x, y 軸方向で単位長さ、 z 軸方向で境界層厚さ分の分析対象とすれば、空気質量保守則は式 10 になる。空気エネルギー保守則は式 11 に示す。葉温度の変化より蓄えられる熱が無視すれば、葉のエネルギー収支式は式 12 になる。式 11 に代入すると、エネルギー保守則は式 13 になる。

$$u_0 \Delta d + \bar{u}_x d - \bar{u}_{x+\Delta x} (d + \Delta d) - u_{dx} \Delta x = 0 \quad (10)$$

$$\begin{aligned} [r_0 u_0 \Delta d h_0 + r_b \bar{u}_{b,x} d h_x - r_b \bar{u}_{b,x+\Delta x} (d + \Delta d) h_{x+\Delta x} \\ - r_b u_{d,x} \Delta x h_x - q \Delta x + M \Delta x r_w] \Delta t = \Delta H \end{aligned} \quad (11)$$

$$aJ + q - r_w M = 0 \quad (12)$$

$$\begin{aligned} [u_0 r_0 \Delta d h_0 + r_b \bar{u}_{b,x} d h_x - r_b \bar{u}_{b,x+\Delta x} (d + \Delta d) h_{x+\Delta x} \\ - r_b u_{d,x} \Delta x h_x + aJ \Delta x] \Delta t = \Delta H \end{aligned} \quad (13)$$

式 10, 13 を解くことが困難であり、且つ知りたいのは境界層の速度・エンタルピーの分布ではなく、境界層平均温度を求めることができれば、充分と考えられる。そこで境界層全体を対象とし、質量保守則は式 14 になる。平板に沿って流れる空気境界層の厚さ d は式 15 で求め

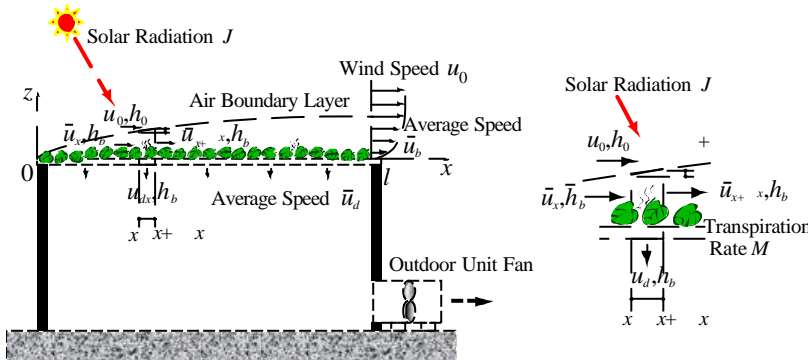


Figure.2 Air boundary layer model

る⁵⁾とすると、境界層の終端 $x=l$ のところの平均速度は式 16 で求める。同じくエネルギー保守則は式 17 になり、式 12, 16 を式 17 代入すれば、境界層のエネルギー保守則は式 18 になる。式 18 に右辺にある境界層のエネルギー変化量については、境界層に出入り空気の何千立米に対し境界層体積が何立米のオーダーであるため、境界層のエネルギー変化量を無視してもよいと考えられる。それでエネルギー保守則は式 21 になり 境界層空気の平均比エンタルピー計算式は導いた (式 22)。但し、外部風速 u_0 が小さくて、16 式で求めた \bar{u}_b がマイナスになる時は

には、境界層の末端から出て行く空気がなく、全ての空気が緑を通して空調熱源機へ吸込まれると考え、エネルギー保守則は式 23 になる。それで緑を通した後の空気の平均比エンタルピー計算式は 24 式になる。

$$u_0 d_l - \bar{u}_b d_l - \bar{u}_d l = 0 \quad (14)$$

$$\frac{d}{x} = 0.380 / \left(\frac{u_0 x}{n} \right)^{1/5} \quad (15)$$

$$\bar{u}_b = u_0 - \bar{u}_d \frac{l}{d_l} \quad (16)$$

$$(h_0 r_0 u_0 d_l - \bar{h}_b r_b (\bar{u}_b d_l + \bar{u}_d l) - ql + M l r_w) \Delta t = \Delta H \quad (17)$$

$$(h_0 r_0 u_0 d_l - \bar{h}_b r_b u_0 d_l + aJl) \Delta t = \Delta H \quad (18)$$

$$\Delta H = \bar{h}_b^{t+\Delta t} \bar{r}_b^{t+\Delta t} V_b^{t+\Delta t} - \bar{h}_b^t \bar{r}_b^t V_b^t \quad (19)$$

$$V_b = \int_0^l x dx = 0.136 \left(\frac{u_0}{v} \right)^{-1/5} l^{14/5} \quad (20)$$

$$h_0 r_0 u_0 d_l - \bar{h}_b r_b \bar{u}_b d_l + aJl = 0 \quad (21)$$

$$u_b > 0 \text{ の時: } \bar{h}_b = \frac{h_0 r_0 u_0 d_l + aJl}{r_b \bar{u}_b d_l} \quad (22)$$

$$h_0 r_0 u_0 d_l - \bar{h}_b r_b \bar{u}_d l + aJl = 0 \quad (23)$$

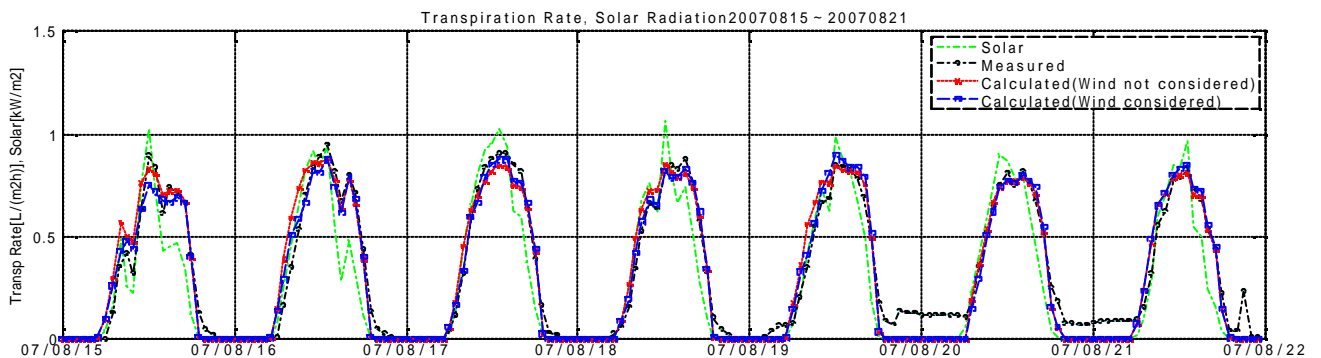


Figure.1 Comparison of calculated and measured transpiration rate

$$u_b < 0 \text{ の時: } \bar{h}_b = \frac{h_0 r_0 \bar{u}_d + aJ}{r_b \bar{u}_d} \quad (24)$$

同じく境界層空気平均絶対湿度 \bar{x}_b は、境界層の水蒸気質量保守則から求める。 \bar{u}_b がプラスの時に式 25 で、マイナスの時に式 26 で求める。

$$u_b > 0 \text{ の時: } \bar{x}_b = \frac{x_0 r_0 u_0 d_l + Ml}{r_b u_0 d_l} \quad (25)$$

$$u_b < 0 \text{ の時: } \bar{x}_b = \frac{x_0 r_0 \bar{u}_d + M}{r_b \bar{u}_d} \quad (26)$$

ただし、緑架台の下方方向に流れる空気平均速度は式 27 で求める。

$$\bar{u}_d = \frac{V}{l} \quad (27)$$

境界層空気の比エンタルピーと絶対湿度がわかれば、空気比エンタルピーの定義式 28 より 空気平均温度が求められる (式 29)。それで、緑の蒸散により空気の冷却温度差は式 30 で求められる。

$$\bar{h}_b = C_{pa} \bar{q}_b + \bar{x}_b (C_{pw} \bar{q}_b + r_{w0}) \quad (28)$$

$$\bar{q}_b = \frac{\bar{h}_b - \bar{x}_b r_{w0}}{C_{pa} + \bar{x}_b C_{pw}} \quad (29)$$

$$\Delta q_T = q_0 - \bar{q}_b \quad (30)$$

上記の方法で、8月15日から9月23日に実測期間において 空気の冷却温度差が計算し、実測値と比較した。8月15日から22日の一週間の比較は Figure.3 に示す。期間全体の平均推定誤差は 3.32%、%RMSE は 94.02%であった。精度はそれほど高くないが、完全な物理モデルであり 実測値による補正が不要のため、汎用性が持ち、蒸散量・冷却温度差の実測値ないところでも適用できるメリットがある。

3. 日射遮蔽モデル

日射遮蔽効果は空調室外機が日射にあたって吸収した

日射熱及び周りとの長波長放射での交換熱により、室外機のファン風量分の空気温度を上昇させた具合で評価する。それで空気の上昇温度は式 31 で計算する。ただし、水気耕屋上緑化を利用した場合、室外機にあたった日射量はほぼゼロであることが実測より確認したため、式 31 の aJ は 0 になり、この分の熱による温度上昇は水気耕屋上緑化により防がれ、日射遮蔽効果になる。

$$\Delta q_s = \frac{q_L + aJ}{rVC_{pa}} \quad (31)$$

4. 冷房熱源の効率向上予測

前述のモデル式を利用して空気の冷却温度差を推定でき、その温度差を用いて冷房熱源の効率向上量を推定する。ここで下記の 2 種類の方法を述べる。

4.1 一般化した冷房熱源効率向上推定モデルによる方法

冷房熱源の効率向上率 (省エネルギー率) S は式 31 で定義する。式 31 に示すように冷房熱源の成績係数 (COP) の向上率 R がわかれば、 S が求められる。それで代表的な空調機メーカー 6 社の COP の向上率 R 比較を行った (Figure.4 の左図)。比較結果より、COP 向上率の近似曲線の傾きは 3 つのグループにわかれており、COP 向上率が高・中・低の 3 種類のモデルを作成すれば、ほぼ全メーカーに対応する一般化の効率向上推定モデルが作成できる (Figure.4 の右図)。このモデルに冷却温度差を入力すれば、冷房熱源の効率向上率を予測することができる。

$$S = \frac{E - E_g}{E} = 1 - \frac{COP}{COP_g} = 1 - \frac{COP}{COP(1+R)} = \frac{R}{1+R} \quad (31)$$

4.2 熱負荷シミュレーションによる方法

4.1 節で述べた方法が簡単であるが、冷房熱源の平均的な性能を用いて予測するため、もっと精度高く予測する必要がある場合には適用できない。そこで熱負荷シミュレートして、これと前述の方法で求めた冷却された空気温度を冷房熱源の消費エネルギー推定モデル⁶⁾に入力すれば、より正確の効率向上量 (省エネ量) を推定することができる。ここで、オフィス用標準問題に準じ、簡略化した建物モデルを作成し、札幌・東京・大阪・那覇の四地域での建物の熱負荷をシミュレートし、提案したシステム

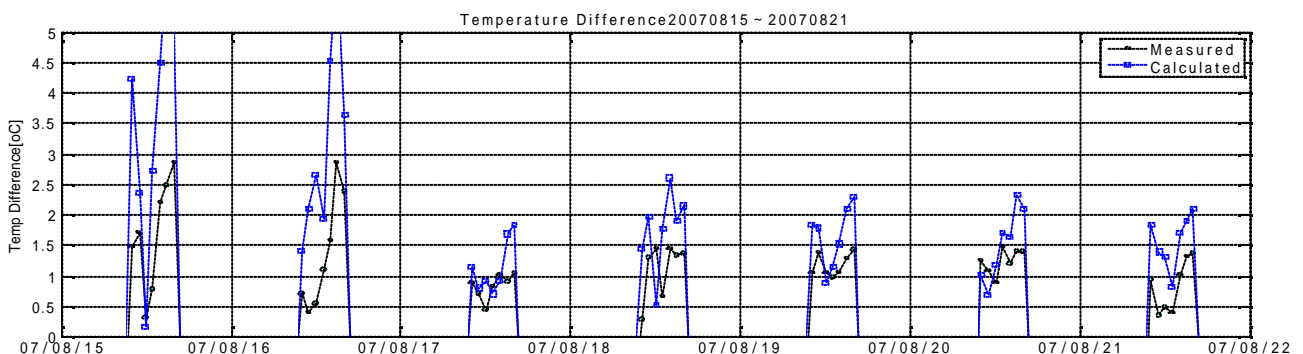


Figure.3 Comparison of calculated and measured air temperature difference

が各地域でそれぞれの程度省エネ効果を得られるかを検討した。8月1日～9月30日の期間において、緑が成長して、冷却効果を利用できるため、この期間における省エネ効果の試算した、その結果を Table.1 に示す。二ヶ月間の積算エネルギー消費量は、効率向上率が小のグループで約 1%，中のグループで約 6%，高のグループで約 8%のエネルギー削減できることがわかった。

5. まとめ

本報では植生理モデル及び冷房熱源の効率向上推定モデルを作成し、札幌・東京・大阪・那覇の四地域での建物に水気耕屋上緑化の日射遮蔽・蒸散冷却効果を空調室外に適用する場合の省エネ効果を予測した。各地域で省エネルギー率は同程度であり、効率向上量の高・中・低の三グループ冷房熱源機において、それぞれ約 8%，6%，1%であることがわかった。

記号

- a : 光に対して気孔が開く反応の効率
- b_1 : 気孔コンダクタンスが 1/2 になる飽差の値
- b_2 : 飽差の関数の曲率
- COP : 冷房熱源の成績係数 [-]
- C_{pa} : 乾き空気比熱, 1.005 [kJ/(kgDA)]
- C_{pw} : 水蒸気の比熱, 1.846 [kJ/(kg)]
- g_a : 葉面境界層コンダクタンス [mol/m²s]
- $g_{s,max}$: 最大気孔コンダクタンス [mol/m²s]
- g_s : 気孔コンダクタンス [mol/m²s]
- D : 飽差 [kPa]
- E : 冷房熱源のエネルギー消費量 [kPa]
- h : 空気エンタルピー [kJ/kgDA]
- J : 全天日射量 [kW/m²]
- M : 蒸散速度 [kg/(m²s)]
- l : 緑化の水平長さ [m]
- q : 空気から葉への顕熱交換量 [kW/m²]
- Q : 光合成有効放射 [umol/m²s]
- r_a : 葉面境界総抵抗 [m²s/mol]
- r_s : 気孔抵抗 [m²s/mol]
- $r_{w,0}$: 0 での水の蒸発潜熱, 2501 [kJ/kg]

- R : 冷房熱源の COP 向上率 [-]
- S : 冷房熱源の効率向上率 [-]
- T : 葉面温度 []
- T_o : 最適温度 []
- T_h : 最高限界温度 []
- T_l : 最低限界温度 []
- u : 風速 [m/s]
- V : 空気流量 [m³/s]
- W_i : 葉面上での飽和水蒸気分圧 [mb/mb]
- W_a : 大気の水蒸気分圧 [mb/mb]
- x : 空気の絶対湿度 [kg/kgDA]
- 短波長吸収率 [-], 葉: 0.56, 空調室外機: 0.76
- r : 空気密度 [kg/m³]
- 境界層厚さ [m]
- Δt : 時間間隔 [s]
- ΔH : 境界層空気エネルギー変化量 [kJ]
- q : 空気乾球温度 []
- 下付き
- 0 : 境界層外部空気
- b : 境界層空気

- d : 緑架台の下方方向に流れる空気
- g : 水気耕屋上緑化を利用する場合
- l : 緑架台の長さ
- L : 長波長
- S : 日射遮蔽効果
- T : 蒸散効果
- 上付き
- t : 時刻 t
- : 平均値

参考文献

- 1) P.G.Jarvis: The interpretation of the variations in leaf water potential and stomatal conductance found in canopies in the field, Phil.Trans.R.Soc.Lond.B.273, pp.593-610, 1976
- 2) 小杉緑子, 小橋澄台, 柴田昌三: 数種常緑広葉樹の光合成・蒸散速度の日変化と季節変化について, 日本緑化工学会誌, Vol.19, No.4, pp.245-255, 1994
- 3) 佐藤愛, 吉田治典, 伊藤麻美子, 村上大輔: 温熱環境改善のための樹木の蒸散作用モデルに関する基礎的研究, 日本建築学会環境系論文集, No.598, pp.71-77, 2005.12
- 4) 久米篤, 大槻恭一, 熊谷朝臣, 小川滋 監訳: 生物環境物理学の基礎, 第二版, p113, 2003
- 5) 甲藤好郎, 伝熱概論, 養賢堂, p105, 1964
- 6) Fulin Wang, Harunori Yoshida, Satoshi Masuhara, Hiroaki Kitagawa, Kyoko Goto: Simulation-Based Automated Commissioning Method for Air-Conditioning Systems and Its Application Case Study, Proceedings of the 9th International Building Performance Simulation Association Conference, pp. 1307-1314, 2005

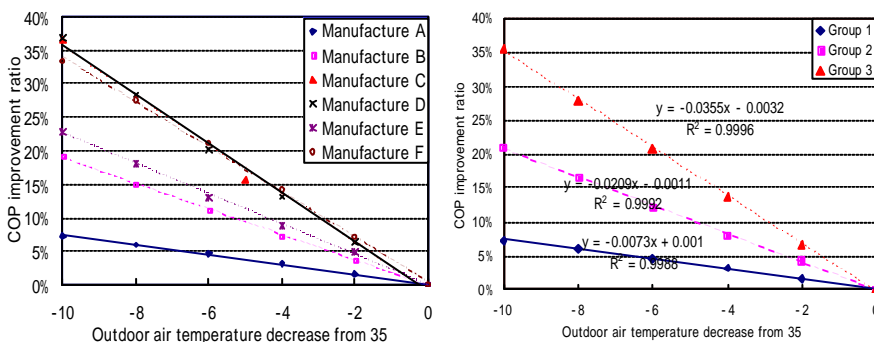


Figure.4 Generalized model for estimating COP improvement ratio

Table.1 Energy saving estimation for four cities from August 1st to September 30th

Manufacturer	Group 1			Group 2			Group 3					
	A		Energy saving rate	E		Energy saving rate	C		D		Energy saving rate	
	Energy consumption [kWh]	Use		Not Use	Energy consumption [kWh]		Use	Not Use	Energy consumption [kWh]	Use		Not Use
Sapporo	32396.30	32449.91	0.2%	26876.48	28371.19	5.3%	24250.59	26250.85	7.6%	24733.34	26492.37	6.6%
Tokyo	6353.16	6430.23	1.2%	5396.26	5726.88	5.8%	5252.81	5690.67	7.7%	4970.74	5355.23	7.2%
Osaka	10314.08	10438.78	1.2%	9595.27	10211.44	6.0%	8669.72	9465.12	8.4%	9089.36	9880.86	8.0%
Naha	12675.15	12801.64	1.0%	12050.77	12845.89	6.2%	10430.95	11445.15	8.9%	11388.72	12430.08	8.4%