堆肥発酵熱回収操作の物質, エネルギー, エクセルギー収支 (2) 微視的収支式の妥当性

関 平 和・小 森 友 明

金沢大学工学部土木建設工学科

Mass, Energy and Exergy Balances for Heat Recovery Operation from Compost Part 2. Validity of Microscopic Balance Equations

Hirakazu SEKI and Tomoaki KOMORI

Department of Civil Engineering, Kanazawa University, Kanazawa 920, Japan

The validity of the microscopic balance equations proposed in Part 1 is discussed, based on the experimental results of heat recovery from a composting heat generator using a trial heat exchanger.

The calculated result of the final apparent density of compost materials packed in the generator is about 10% larger than the experimental result, because there was a gravitational leakage of water from the bottom of the generator in this experiment. However, the calculated results of temperature in the generator, temperature of medium fluid at the outlet of the heat exchanger, and distributions of the generated heat and exergy show relatively good agreement with the experimental results of them. Therefore, the theoretical treatment based on the microscopic balance equations seems likely to be valid to simulate the heat recovery system from the composting heat generator.

In this experiment, maximum amount of exergy possible to be recovered is about 4%, which is smaller than the value previously estimated under the assumption of perfect mixing of compost materials. It is due to heat conduction occurring in the generator during heat recovery.

On the other hand, the amount of exergy actually recovered by medium fluid is merely 0.3% of the whole amount of exergy generated in composting, and almost all the amount of generated exergy is lost out of the heat generator or dissipated due to irreversibility of the process.

To make larger the enthalpy and exergy efficiencies, the following methods will be advantageous, that is, 1) Introduction of external heat recovery system from exhaust air out of heat generator, and 2) Change of the medium fluid in the heat exchanger from water to air.

(Received May 28, 1993)

1993年5月28日受付

結 言

第1報¹⁾で述べた堆肥材料内の微視的収支式の妥当性を検討するため、試作熱交換器による堆肥発酵熱回収操作を対象に、微視的収支式に基づき理論的に求められた堆肥槽内の温度、熱交換器出口における熱媒体の温度、槽全体のエネルギー収支、エクセルギー収支を、実験結

果と比較した。さらに、理論および実験結果に基づいて熱回収のエンタルピー効率(槽内での発生熱量に対する回収熱量の比)、エクセルギー効率(槽内で遊離したエクセルギーに対する回収エクセルギーの比)を求め、それらを高めるための具体的な方策をいくつか示唆した。

実験装置および実験方法

実験装置は Fig. 1 に示すように堆肥槽と通気装置か

らなる。堆肥槽は八角柱型の容器で、側壁と底部、上部は厚さ 200 mm のスチロフォーム板で断熱されている。その寸法の詳細を Fig. 2 に示す。槽内の鉛直中心軸から 0.05 m, 0.1 m 離れた位置に、それぞれ鉛直方向に 0.2 m の間隔で合計 8 個の、また、通気空気の槽出入口に 1 個ずつの銅-コンスタンタン熱電対を設置してある。槽内の鉛直中心軸上には試作の熱交換器を備えてある。熱交換器は Fig. 3 に示すように、二重管（内管は内径 18 mm, 厚さ 1 mm の銅管, 外管は内径 31 mm, 厚さ 2 mm の銅管）になっており、熱媒体である水が内管上部から流入し底部へ達した後、外管と内管の隙間を流れて上昇する際に槽内の混合堆肥材料から外管へ伝わる熱を回収できるような「熱汲み上げ型」の構造にしてある。熱媒体の出入口には銅-コンスタンタン熱電対を設置してある。通気装置は送風機と加湿器（テラレット・パッキング²⁾）が充填されている）からなり、加湿器を出た空気はほぼ飽和状態（相対湿度 98% 以上）となって槽底部に送り込めるようにしてある。水は高架水槽から水道に送られ浮子式流量計を経て熱交換器へ流れ込むようにしてある。

鶏ふん、米ぬか、おがくず（乾物質量比 21 : 21 : 58）を素材として最適堆肥化条件³⁾を基準に混合・加水して調製した混合堆肥材料（含水率 $w=0.548$ kg/kg (dry base), C/N 比 29）を堆肥槽に投入した後、通気を開始する。なお、通気流量 G はこれまでの知見⁴⁾に基づき

槽の横断面 1 m^2 当たり 1 hr に約 15 kg となるよう適宜手動で制御したが、完全には一定値に保たれず Fig. 4 のように経時的に変動した。なお、気相の平均分子量を 30 とし、気圧を 1 気圧とみなして気体の質量を体積に変換すれば通気流速はほぼ 11.2 m/hr である。

槽内の温度変化を連続的に観測し、実験開始後 42 hr で槽内の平均温度が約 323 K (50°C) に達したので通水による熱回収を開始した。なお、通水流量 L も Fig. 5 に示すように経時的に変動した。また、実験中の槽内の発熱量 G_t を求めるために槽出口ガスの O_2 濃度をガルバニ電池式酸素濃度計（測定精度 $\pm 0.5\%$ ）で 2 hr ごとに測定した。そして、槽中心から 0.05 m 離れた位置の温度が約 298 K (25°C) に低下した時点 ($t=476$ hr) で通水を停止し実験を終了した。なお、実験前後の混合堆肥材料の容積 V , 見掛け密度（湿潤密度） ρ , 含水率 w , 燃焼熱 ΔH_c は Table 1 に示すとおりであった。

熱回収操作の数学的モデル化

Table 1 によれば、混合堆肥材料の容積 V , 含水率 w の値は実験前後でほとんど変わらなかった。ただし、表に示した w は、実験終了時に、高さ方向にほぼ等間隔に七つの層に区切って測定した各層の値を、平均して得られた槽内平均値である。 w は実際には各層において、すなわち、水平方向にはほとんど変化しなかったが（平均値に対する相対的な偏差は 5% 以内）、槽の上部から

Fig. 1 Experimental apparatus.

Fig. 2 Details of compost container.

Fig. 3 Heat exchanger.

Fig. 4 Time course of mass flow rate of air aerated into compost bed G .

Fig. 5 Time course of mass flow rate of water flowing into heat exchanger as a medium fluid L .

Table 1 Initial and final values of volume V , apparent density ρ , moisture content w (wet base) and heat of combustion ΔH_c of mixed compost materials.

	V (m^3)	ρ (kg/m^3)	w (kg/kg)	$-\Delta H_c$ (kJ/kg)
Initial	0.295	541.4	0.548	17137
Final	0.295	432.9	0.550	16514

下部へ向かって徐々に大きな値を示した (0.476 (最上層), 0.603 (最下部)). また, 槽内の鉛直中心軸から等距離の位置における温度実測値も槽の上下部で最大 10°C の差を生じ, 含水率, 温度が明らかに高さ方向に分布していた. しかし, 本実験では発熱量 G_t は次章で述べるように槽内での酸素消費量に基づき槽全体にわたる平均値として測定し, 場所的な分布を把握できなかったため, 実験全体の精度上, 結果の整理に当たっては含水率 w については槽内全体の平均値の時間的変化のみに着目することとし, 槽内温度 T については高さ方向の平均値を用い, 水平方向 (半径方向) の変化のみに着

目することとした。

したがってここでは、モデル化に当たり、実験結果との比較が可能な程度で、かつ、数学的な取扱いが複雑になりすぎないことに配慮し、以下の仮定を設ける。

(1) 堆肥槽に投入された混合堆肥材料の容積 V は近似的に一定に保たれるものとする。

(2) 槽内含水率 w は時間的、空間的にほぼ一定に保たれ、 w のみの関数⁵⁾である堆肥材料の見掛け比熱 C_p は一定とみなせる。

(3) 堆肥材料の見掛け密度 ρ は時間的に変化するが、槽内では場所に無関係に均一とみなせる。

(4) 通気空気は高さ方向 (z 方向) のみに 1 次的に流れるものとする。

(5) 堆肥化による CO_2 と H_2O の発生モル比は 1 : 1 である⁶⁾。

(6) 通気空気のうち、水蒸気を除いた乾き部分の質量速度 $\rho_a v [= G/(1+H)]$ は高さ方向に変化しないものとする。

(7) 槽から排出される通気空気のエンタルピー i_{ou} は排出空気温度 T_{aou} における飽和空気のエンタルピー $i_s(T_{aou})$ で近似できる。

(8) 槽内温度 T は熱交換器の半径方向 (r 方向) のみに分布する。

(9) 熱交換器内の熱媒体の流れは押し流れとみなす。

以上の仮定の下にまず物質収支式は、 $\Phi_{ms} = G_i / \Delta H^0$ の関係¹⁾と仮定 (5) から導かれる $\Phi_{mL} = -\omega_c (18/12) \times \Phi_{ms}$ の関係を第 1 報¹⁾の式 (36) に代入すると、

$$\frac{d\rho}{dt} = \left(\omega_c \frac{18}{12} - 1 \right) \frac{G_i}{(-\Delta H^0)} - \frac{\rho_a v}{V} \times \int_{r_1}^{r_2} \{H_s(T_{aou}) - H_{in}\} 2\pi r dr \quad (1)$$

ここで、 ω_c は固相中の炭素 C の質量分率、 $\rho_a v$ は堆肥槽の単位水平断面積当たり単位時間に槽内を通過する空気の乾き部分の質量、すなわち、空気の乾き部分の質量速度、 T_{aou} は通気空気の槽出口温度で、実験的に槽内温度よりもいくぶん低い値となることが分かったが²⁾、通気流速が小さいため槽出口付近では自然対流の影響も受けて空気が複雑に流動するため⁴⁾、 T_{aou} を理論的に推定するのは難しい。そこでここでは T_{aou} を T の関数として $T_{aou} = \eta(T - 273) + 273$ [K] のように与えることとした。ただし、 η は槽の構造、操作によって決まる特性値 ($0 < \eta < 1$) でここでは試行的に 0.8 とした。また、 $H_s(T_{aou})$ は出口空気の混合比で T_{aou} における飽和空気の混合比を表す。

上記仮定に基づき、 r 方向のみの熱流を考慮すれば伝熱過程を Fig. 6 のようにモデル化できる。この場合、エネルギー収支式 (第 1 報¹⁾の式 (37)) は次のように書き表される。

$$C_p(T - T_0) \frac{d\rho}{dt} + C_{pf} \rho \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r K_{eff} \frac{\partial T}{\partial r} \right) - \frac{\rho_a v}{l} (i_{ou} - i_{in}) + G_i \quad (2)$$

同様に、エクセルギー収支式 (第 1 報¹⁾の式 (38)) も r 方向のみの熱流を考慮すると次のように書かれる。

$$C_p \{ T - T_0 + T \ln(T_0/T) \} \frac{d\rho}{dt} + C_{pf} \rho \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r K_{eff} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \frac{\partial T}{\partial r} \right\} - \frac{\rho_a v}{l} (e_{ou} - e_{in}) + G_X - T_0 \sigma \quad (3)$$

いっぽう、熱交換器内を流れる熱媒体の内管および内管と外管の間の環状路内のエネルギー収支式は仮定 (9) を考慮してそれぞれ次のように与えられる。

$$C_{pf} W \frac{dT_{f1}}{dz} + 2\pi r_{pi} U_p (T_{f2} - T_{f1}) = 0 \quad (4)$$

$$C_{pf} W \frac{dT_{f2}}{dz} + 2\pi r_{ri} U(T_{f1} - T_{f2}) - 2\pi r_{pi} U_p (T_{f2} - T_{f1}) = 0 \quad (5)$$

そして、境界条件、初期条件は次のように与えられる。

$$K_{eff} \frac{\partial T}{\partial r} = U \left(T - \frac{1}{l_p} \int_0^{l_p} T_{f2} dz \right) \quad (r = r_i) \quad (6)$$

$$-K_{eff} \frac{\partial T}{\partial r} = U_w (T - T_a) \quad (r = r_2) \quad (7)$$

$$T_{f1} = T_{fin} \quad (z = 0) \quad (8)$$

$$T_{f1} = T_{f2} \quad (z = l) \quad (9)$$

$$\rho = \rho_i \quad (t = 0) \quad (10)$$

$$T = T_i \quad (t = 0) \quad (11)$$

式 (6)~(11) を満たす式 (2), (3), (4), (5) の解析的厳密解を求めるのは困難なので、ここでは、熱媒体の温度 T_{f1} , T_{f2} についてのみ解析解を求め、槽内温度 T , 見掛け密度 ρ については差分法により数値解を求めることにする。まず、式 (8), (9) を満たす式 (4), (5) の解のうち、槽との熱交換に直接関係する環状路内の温度 T_{f2} の解⁷⁾のみを示すと、

$$T_{f2} = \frac{T_{fin} - T_{f1}}{\lambda_2 e^{\lambda_2} - \lambda_1 e^{\lambda_1}} \left\{ \lambda_2 \left(1 + \frac{\lambda_1}{N} \right) e^{\lambda_2 + \lambda_1(z/l_p)} - \lambda_1 \left(1 + \frac{\lambda_2}{N} \right) e^{\lambda_1 + \lambda_2(z/l_p)} \right\} + T_{f1} \quad (12)$$

ただし、式中のパラメータ $\lambda_1, \lambda_2, N, N_s$ は、

$$\lambda_1 = \frac{N_s + \sqrt{N_s^2 + 4NN_s}}{2},$$

$$\lambda_2 = \frac{N_s - \sqrt{N_s^2 + 4NN_s}}{2}, \quad N = \frac{2\pi r_{f1} U_1 l_p}{C_{pf} W},$$

$$N_s = \frac{2\pi r_1 U_1 l_p}{C_{pf} W} \quad (13)$$

熱交換器内口温度 T_{rou} は式 (12) の z を 0 とおいて次のようになる。

$$T_{rou} = \frac{T_{fin} - T|_{r_1}}{\lambda_2 e^{i_2} - \lambda_1 e^{i_1}} \left\{ \lambda_2 \left(1 + \frac{\lambda_1}{N} \right) e^{i_2} - \lambda_1 \left(1 + \frac{\lambda_2}{N} \right) e^{i_1} \right\} + T|_{r_1} \quad (14)$$

また、式 (12) から次の関係：

$$T|_{r_1} - \frac{1}{l_p} \int_0^{l_p} T_{r2} dz = \alpha (T|_{r_1} - T_{fin}) \quad (15)$$

ただし、

$$\alpha = \frac{1}{\lambda_2 e^{i_2} - \lambda_1 e^{i_1}} \left\{ \lambda_2 \left(1 + \frac{\lambda_1}{N} \right) e^{i_2} \frac{e^{i_1} - 1}{\lambda_1} - \lambda_1 \left(1 + \frac{\lambda_2}{N} \right) e^{i_1} \frac{e^{i_2} - 1}{\lambda_2} \right\}$$

が導かれるので、境界条件式 (6) は次のように書き換えられる。

$$K_{eff} \frac{\partial T}{\partial r} = \alpha U (T|_{r_1} - T_{fin}) \quad (r = r_1) \quad (16)$$

次に、槽内の温度分布を求めるに当たり、Fig. 7 に示すように槽内を r 方向に N 個のブロックに区切り、エネルギー収支式 (2) を差分化すると Table 2 に示すような差分表示式が得られる。初期値から微小時間刻み Δt ごとに各ブロックの温度 $T(i, j+1)$ 、槽全体の見掛け密度 $\rho(j+1)$ を逐次計算する。なお、実際の計算に当たっては $N=20$ 、 Δr に対する Δt の設定は数値解の安定性を考慮して $\{K_{eff}/(C_p \rho)\} \Delta t / \Delta r^2 = 0.28$ となるように選んだ。

$t=0 \sim t$ までの間のエネルギー収支の内訳は式 (2)

を時空領域にわたって積分すると次のようになる。

$$H_{gen} = H_{acc} + H_{loss1} + H_{loss2} + H_{rec} \quad (17)$$

ただし、

$$H_{gen} = \int_0^t \int_V G_X dV dt$$

$$H_{acc} = \int_0^t \int_V \left[C_p (T - T_0) \frac{d\rho}{dt} + C_p \rho \frac{\partial T}{\partial t} \right] dV dt$$

$$H_{loss1} = \int_0^t \int_V \left[\frac{\rho_2 v}{l} \{ i_s (T_{aor}) - i_{i1} \} \right] dV dt$$

$$H_{loss2} = 2\pi r_2 l \int_0^t U_s (T|_{r_2} - T_i) dt$$

$$H_{rec} = 2\pi r_1 l \int_0^t \alpha U (T|_{r_1} - T_{fin}) dt$$

ここで、 H_{gen} は槽内で発生した熱量、 H_{acc} は槽内に顕熱として蓄積される部分、 H_{loss1} は通気空気に乗って槽

Fig. 6 Schematic representation of heat transfer for the heat recovery process.

Fig. 7 Discretized domain of compost bed for one dimensional model of heat transfer.

外へ放出される部分、 H_{loss2} は槽壁から槽外へ損失する部分、 H_{rec} は熱媒体によって回収される部分を表す。

いっぽう、 $t=0 \sim t$ までの間のエネルギー収支の内訳は式 (3) を時空領域にわたって積分すると次式となる。

$$E_{gen} = E_{acc} + E_{loss1} + E_{loss2} + E_{rec} + E_{dis} \quad (18)$$

ただし、

$$E_{gen} = \int_0^t \int_V G_X dV dt$$

$$E_{acc} = \int_0^t \int_V \left[C_p \{ T - T_0 + T_0 \ln (T_0 / T) \} \frac{d\rho}{dt} \right] dV dt$$

Table 2 Difference equations used for numerical calculation.

$$\begin{aligned}
 & \bullet \frac{\rho(j+1)-\rho(j)}{\Delta t} = \left(\omega_c \frac{18}{12} - 1 \right) \frac{G_i(j)}{(-\Delta H^0)} - \frac{\rho_a v(j)}{V} \sum_{i=1}^N \{H_S(T_{\text{aou}}(i, j)) - H_{\text{in}}\} 2\pi \Delta r \left\{ r_1 + \left(i - \frac{1}{2} \right) \Delta r \right\} \\
 & \bullet C_p \rho(j) \frac{T(i, j+1) - T(i, j)}{\Delta t} = \frac{1}{\Delta r \left\{ r_1 + \left(i - \frac{1}{2} \right) \Delta r \right\}} \left[\begin{aligned} & \left(r_1 + i \Delta r \right) K_{\text{eff}} \frac{T(i+1, j) - T(i, j)}{\Delta r} \\ & - \left\{ r_1 + (i-1) \Delta r \right\} K_{\text{eff}} \frac{T(i, j) - T(i-1, j)}{\Delta r} \end{aligned} \right] \\
 & \quad - \frac{\rho_a v(j)}{l} \{i_S(T_{\text{aou}}(i, j)) - i_{\text{in}}\} + G_i(j) - C_p \{T(i, j) - T_0\} \frac{\rho(j+1) - \rho(j)}{\Delta t} \quad (i=2 \text{ to } N-1) \\
 & \bullet C_p \rho(j) \frac{T(1, j+1) - T(1, j)}{\Delta t} = \frac{1}{\Delta r \left\{ r_1 + \frac{1}{2} \Delta r \right\}} \left[\begin{aligned} & \left(r_1 + \Delta r \right) K_{\text{eff}} \frac{T(2, j) - T(1, j)}{\Delta r} - r_1 K_{\text{eff}} \frac{T(1, j) - T(0, j)}{\Delta r} \end{aligned} \right] \\
 & \quad - \frac{\rho_a v(j)}{l} \{i_S(T_{\text{aou}}(1, j)) - i_{\text{in}}\} + G_i(j) - C_p \{T(1, j) - T_0\} \frac{\rho(j+1) - \rho(j)}{\Delta t} \quad (i=1) \\
 & \bullet C_p \rho(j) \frac{T(N, j+1) - T(N, j)}{\Delta t} = \frac{1}{\Delta r \left\{ r_1 + \left(N - \frac{1}{2} \right) \Delta r \right\}} \left[\begin{aligned} & r_2 K_{\text{eff}} \frac{T(N+1, j) - T(N, j)}{\Delta r} \\ & - \left\{ r_1 + (N-1) \Delta r \right\} K_{\text{eff}} \frac{T(N, j) - T(N-1, j)}{\Delta r} \end{aligned} \right] \\
 & \quad - \frac{\rho_a v(j)}{l} \{i_S(T_{\text{aou}}(N, j)) - i_{\text{in}}\} + G_i(j) - C_p \{T(N, j) - T_0\} \frac{\rho(j+1) - \rho(j)}{\Delta t} \quad (i=N) \\
 & \bullet T(N+1, j+1) = \frac{K_{\text{eff}} T(N, j+1) + U_w(\Delta r/2) T_a}{K_{\text{eff}} + U_w(\Delta r/2)} \\
 & \bullet T(0, j+1) = \frac{K_{\text{eff}} T(1, j+1) + \alpha U(\Delta r/2) T_{\text{fin}}}{K_{\text{eff}} + \alpha U(\Delta r/2)}, \quad \text{where } U=0 \text{ before recovering heat}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + C_p \rho \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \frac{\partial T}{\partial t} \Big] dV dt \\
 E_{\text{loss}1} &= \int_0^t \int_V \left[\frac{\rho_a v}{l} \{e_S(T_{\text{aou}}) - e_{\text{in}}\} \right] dV dt \\
 E_{\text{loss}2} &= 2\pi r_2 l \int_0^t U_w(T|_{r_2} - T_0) \left(1 - \frac{T_0}{T|_{r_2}} \right) dt \\
 E_{\text{rec}} &= C_{\text{pf}} W [T_{\text{fou}} - T_{\text{fin}} + T_0 \ln(T_{\text{fin}}/T_{\text{fou}})] \\
 E_{\text{dis}} &= T_0 \int_0^t \int_V \sigma dV dt
 \end{aligned}$$

ここで、 E_{gen} は堆肥化により槽内で遊離するエクセルギー量、 E_{acc} は槽内に顕熱のエクセルギーとして蓄積される部分、 $E_{\text{loss}1}$ は通気空気に乗って槽外へ放出される部分、 $E_{\text{loss}2}$ は槽壁から槽外へ損失する部分、 E_{rec} は熱媒体によって回収される部分、 E_{dis} は槽内の反応、伝熱、熱交換などの不可逆過程に伴う散逸エクセルギー量を表す。

式 (17)、(18) の各項は T 、 ρ の計算結果に基づき数値積分することで求められる。

なお、計算のフローチャートは Fig. 8 に示すとおりである。

Fig. 8 Flow chart for the computer simulation of the heat recovery process.

計算条件

計算に必要な入力データは、1) 堆肥材料と熱媒体の熱的物性値、2) 装置（堆肥槽と熱交換器）の寸法に関するもの、および 3) 実験操作条件に大別される。これらの値を Table 3 に列挙した。ただし、堆肥槽の断面は八角形であるが、計算上は円形断面とみなすこととし、それと等価な断面積を持つ円の半径を求め、堆肥槽の相当半径 r_2 の値とした。また、操作条件のうち、室温 T_a 、堆肥槽への通気空気の入口温度 T_{in} と混合比 H_{in} 、通気空気の乾き部分の質量速度 $\rho_a v$ 、熱交換器への熱媒体流入温度 T_{fin} と流入質量速度 W は経時的に変化したので 2 hr ごとの測定値を用いた。さらに、ここでは槽内で発生（遊離）した発酵熱の回収という物理的操作を対象に、槽内で発生（遊離）したエネルギー、エクセルギーの配分を理論的に計算する方法の確立を目的としているので堆肥化の反応解析の詳細には触れないこととする。したがって、槽内の発熱量 G_t は槽内で消費された O_2 量に比例するという関係（ O_2 消費量から発熱量への換算係数は $1.38 \times 10^4 \text{ kJ/kg-O}_2^{9)}$ から実験的に算出された値を入力データとして与えることとした。このようにして得られた G_t の入力データは Fig. 9 に示すとおりである。

Table 3 Input data for numerical calculation.

Physical properties of compost bed and medium fluid of heat exchanger	
ρ_i	541.4 (kg/m ³)
C_p	2.89 (kJ/(kg K))
K_{eff}	3.35 (kJ/(m hr K))
$\Delta H_c (= \Delta H^0 = \Delta E^0)$	-16828 (kJ/kg)
ρ_f	1000 (kg/m ³)
C_{pf}	4.19 (kJ/(kg K))
Dimensions of compost container and heat exchanger	
l	1.0 (m)
l_p	1.0 (m)
r_1	0.0175 (m)
r_2	0.29 (m)
r_{pi}	0.009 (m)
V	0.295 (m)
Operating conditions (only for constant values)	
T_i	290.7 (K)
T_0	290.7 (K)
ω_c	0.428 (-)
U	251 (kJ/(m ² hr K))
U_w	0.84 (kJ/(m ² hr K))
U_p	381 (kJ/(m ² hr K))

Fig. 9 Time course of the rate of heat generation in compost bed.

りである。

G_t は $t=30 \sim 40$ hr に中温菌から高温菌への菌種交代期を迎えると一時的に低下した。そして、 $t=42$ hr には菌種交代がほぼ完了したものと判断し熱交換器へ熱媒体を流し熱回収を開始すると、熱交換による急激な冷却作用を受けて槽内温度が一時的に低下し (Fig. 11)、その影響で G_t もさらに低下したが、その直後には再び上昇した。このことは除熱による発熱促進効果の表れであろう。その後、槽内温度が $320 \sim 330$ K のほぼ安定した値になると G_t も $t \approx 300$ hr までの長時間にわたって $2000 \sim 3000 \text{ kJ/(m}^3 \text{ hr)}$ の値に保たれ、それ以降は基質の減少とともに徐々に低下した。

結果と考察

1. 槽内の見掛け密度、温度、熱媒体出口温度

Fig. 10 に堆肥槽内の見掛け密度 ρ の経時変化の計算値と初期および実験終了時の実測値を図示した。ただし、 ρ の値は実験開始および終了時において槽内に存在している水分を含んだ堆肥材料の全質量を計算し、その容積で除して求めた。終了時における計算値は 476 kg/m^3 で、実測値 433 kg/m^3 に比べ約 10% 大きくなった。これは、実験終了時に堆肥槽を解体して観察したところ、堆肥材料内の水分の一部が重力水として槽から浸出した形跡があったにもかかわらず、モデルでは槽内の液状水の移動を考慮しなかったためと考えられる。また、実験中の ρ の経時変化は測定できなかったためその計算結果の妥当性を詳しく論ずることはできないが、定性的に発熱の盛んな時期 (Fig. 9 より $t=60 \sim 80$ hr) では ρ の減少速度が大きいこと、安定した発熱状態が続く期間 ($t=80 \sim 300$ hr) では ρ が直線的に減少する傾向を示すことは、固相質量の減少速度が堆肥化速度に比例する¹⁰⁾ ことを的確に反映している。

Fig. 11 に $r=0.05 \text{ m}$, 0.1 m の位置における槽内温度

Fig. 10 Time course of the apparent density of compost bed ρ .

Fig. 11 Time course of temperature in compost bed.

Fig. 12 Time course of temperature of medium fluid at the outlet of heat exchanger T_{fou} .

T の経時的变化の計算値を実測値とともに示した。ただし、実測値は高さの異なる 4 点の測定値の平均値とし

た。実験前半の $t=20\sim 200$ hr では計算値は実測値よりも $5\sim 10$ K 低い値を示すが、それ以降では両者はほぼ一致している。また、計算値は数値的には $5\sim 10$ K 低いものの、前章で述べたように G_t の急激な低下に伴う $t=40\sim 45$ hr における一時的な温度低下も実測値とよく似た傾向を示している。ただ、 $t=68$ hr において計算値は極端に高い値 ($r=0.05$ m では 338 K (65°C), $r=0.1$ m では 351 K (78°C)) を示し、これは Fig. 9 において G_t が最大値を示す時刻と一致している。計算値が高い値を示したのはこの時刻における G_t の入力値が実際の値よりも大きかったためと考えられる。この理由の一つは発熱の盛んなこの時期には水蒸気発生量も多く、その影響で槽出口から排出されるガス中の水蒸気を酸素濃度計へ送る前に完全に除去できず、 O_2 濃度測定値が実際の O_2 濃度よりも低い値になったためと推測される。しかし、この時刻の近傍を除けば O_2 濃度測定値は実際の値に近く、それに基づいて算出された G_t の値も実際の値に近かったと考えられるため、全体的な変化の傾向、数値とも両者は比較よく一致している。

いっぽう、熱媒体である水の熱交換器出口温度 T_{fou} の経時的变化の計算値と実測値を Fig. 12 に併示したが、変化の傾向、数値ともに両者にはほぼ良好な一致が認められる。

2. エネルギー、エクセルギーの配分

Fig. 13, 14 に、堆肥槽内で遊離した熱エネルギー、熱的エクセルギーの配分を式 (17), (18) より計算し、実験結果に基づいて得られたものと対比して示した。 $t=0\sim 50$ hr において E_{acc} の実験値と計算値に若干の差異がみられるほかは計算結果は傾向、数値ともに全体的に実験結果とよく一致している。また、Table 4 に実験全期間におけるエンタルピー、エクセルギーの配分率 $H_{\text{acc}}/H_{\text{gen}}$, $H_{\text{loss 1}}/H_{\text{gen}}$, $H_{\text{loss 2}}/H_{\text{gen}}$, $H_{\text{rec}}/H_{\text{gen}}$, $E_{\text{acc}}/E_{\text{gen}}$, $E_{\text{loss 1}}/E_{\text{gen}}$, $E_{\text{loss 2}}/E_{\text{gen}}$, $E_{\text{rec}}/E_{\text{gen}}$, $E_{\text{dis}}/E_{\text{gen}}$ の実験値と計算値を示すが、両者にはほぼ良好な一致が認められる。

以上、1, 2 の結果から、ここで提示した微視的収支式に基づく発酵熱回収操作の理論的取扱いは物質収支に若干の差を生じたものの、熱収支、エクセルギー収支の予測計算に十分適用可能と考えられる。

3. エンタルピー効率とエクセルギー効率

Table 4 における $H_{\text{rec}}/H_{\text{gen}}$, $E_{\text{rec}}/E_{\text{gen}}$ の値はそれぞれ操作の全期間にわたるエンタルピー効率、エクセルギー効率を与える。エンタルピー効率は約 36%, エクセルギー効率は約 0.3% であった。これらの値は流体-流体系の熱交換プロセスを利用した温水暖房器、蒸気暖房器

Fig. 13 Change of the distribution of energy H_{acc} , H_{loss1} , H_{loss2} and H_{rec} with time.

Fig. 14 Change of the distribution of exergy E_{acc} , E_{loss1} , E_{loss2} , E_{rec} and E_{dis} with time.

Table 4 Ratios of distributed energy H_{acc} , H_{loss1} , H_{loss2} , H_{rec} to the energy generated in compost bed H_{gen} , and those of distributed exergy E_{acc} , E_{loss1} , E_{loss2} , E_{rec} , E_{dis} to the exergy released within compost bed E_{gen} over the period of experiment.

	H_{acc}/H_{gen}	H_{loss1}/H_{gen}	H_{loss2}/H_{gen}	H_{rec}/H_{gen}
Exp.	0.0006	0.584	0.0624	0.353
Cal.	0.0234	0.535	0.0680	0.374

	E_{acc}/E_{gen}	E_{loss1}/E_{gen}	E_{loss2}/E_{gen}	E_{rec}/E_{gen}	E_{dis}/E_{gen}
Exp.	0.00048	0.0325	0.00632	0.00270	0.958
Cal.	0.00047	0.0299	0.00759	0.00304	0.959

のエンタルピー効率⁹が60~70%, エクセルギー効率⁹が5~10%である¹¹⁾のに比べて極めて小さく、この種の低レベルエネルギーの回収の難しさを物語っている。しかし、ここで実施した実験は数学的モデルの検証に用いるためのもので必ずしも理想的な操作条件下で行ったわけではない。したがって、装置、操作の改良によってはこれらの値をより大きくする可能性が期待できる。そこで、以下にそのための具体的な対策を検討してみる。

Table 4によれば、特に通気空気による持ち出し熱量 H_{loss1} が大きいことからエンタルピー効率を高めるには、たとえば著者ら²⁾が最近提案したように槽外で高温・高湿の排出空気からの熱回収を図る外部熱交換方式の併用が望ましいといえよう。

いっぽう、エクセルギー効率が極めて小さかったのは、Table 4から分かるように槽内で遊離したエクセルギー E_{gen} の大部分が系外への放出・損失(E_{loss1} , E_{loss2})と不可逆性による散逸(E_{dis})部分に分配されたためである。この場合もエンタルピーと同様、通気空気の持ち出しエクセルギー E_{loss1} が大きいことから外部熱交換方式の併用が効率上昇のための一つの有効な方法と考えられる。さらに、散逸エクセルギー E_{dis} が遊離したエクセルギー E_{gen} の約96%を占め、最大限回収可能なエクセルギーは残りの4%にすぎない。この4%という値は第1報¹⁾の緒言で予測したとおり、堆肥槽を完全混合状態であると仮定して得られた理論エクセルギー効率約10%¹⁰⁾に比べて小さい。エクセルギー効率を高めるには、上述のように外部熱交換方式の併用により系外への放出 E_{loss1} を抑止することに加えて、伝熱過程の不可逆的な散逸 E_{dis} を少なくすることによって理論エクセルギー効率を10%に近づけることも重要である。そのための一つの対策としては、熱媒体として水の代わりに熱容量の小さい空気を用いて熱媒体の温度上昇を図り、堆肥材料と熱媒体の温度差を小さくすることが有効と考えられる。熱媒体を空気とすることは、この種の熱交換システムを温室の温風暖房に直接利用できる可能性につながるからでもある。

結 言

第1報¹⁾に示した堆肥材料内の微視的収支式を、試作熱交換器を用いた熱回収操作に適用し、収支式の妥当性を実験的に検討した。その結果、堆肥材料中の重力水の一部が槽底へ漏れ出たため見掛け密度の最終値の実験値と計算値に若干の差を生じたものの、堆肥槽内の温度、熱媒体の出口温度、遊離したエネルギー、エクセルギーの配分についての計算結果は実験結果と良好に一致し、

理論的取扱いの妥当性が示された。

ただし、本実験では最大限回収可能なエクセルギーは堆肥化過程で遊離したエクセルギーの約4%で、堆肥槽を完全混合槽とみなした場合の値(10%)よりも小さかった。これは温度分布の形成による槽内熱伝導に起因するものである。

いっぽう、熱媒体による実際の回収エクセルギーは遊離したエクセルギーの0.3%と極めて小さく、エクセルギーの槽外への放出、損失、散逸が大きかった。

以上の結果から、この方式の熱回収において、エンタルピー効率とエクセルギー効率を高めるには排出空気からの熱回収を図る外部熱交換方式の併用と、熱媒体を空気に変更し、エクセルギーの散逸を少なくすることが有望であると考えられた。

使用記号

C_p : 混合堆肥材料の見掛け比熱[kJ/(kg K)], C_t : 熱交換器内熱媒体の比熱[kJ/(kg K)], E_{acc} : 任意時刻 t までに槽内に蓄積された熱的エクセルギー量[kJ/m³], E_{dis} : 任意時刻 t までの散逸エクセルギー量[kJ/m³], E_{gen} : 任意時刻 t までに槽内で遊離したエクセルギー量[kJ/m³], E_{loss1} : 任意時刻 t までに通気空気に乗って放出されたエクセルギー量[kJ/m³], E_{loss2} : 任意時刻 t までに槽壁を通して放出されたエクセルギー量[kJ/m³], E_{rec} : 任意時刻 t までに熱媒体によって回収されたエクセルギー量[kJ/m³], e_{in} : 通気空気の槽入口におけるエクセルギー[kJ/kg-DA], e_{ou} : 通気空気の槽出口におけるエクセルギー[kJ/kg-DA], G : 通気空気の質量流量[kg/(m² hr)], G_t : 堆肥槽内発熱量[kJ/(m³ hr)], G_s : 堆肥化により槽内で遊離するエクセルギー[kJ/(m³ hr)], H : 混合比[kg-H₂O/kg-DA], H_{acc} : 任意時刻 t までに槽内に蓄積された熱量[kJ/m³], H_{gen} : 任意時刻 t までに槽内で発生した熱量[kJ/m³], H_n : 通気空気の槽入口における混合比[kg-H₂O/kg-DA], H_{loss1} : 任意時刻 t までに通気空気に乗って放出された熱量[kJ/m³], H_{loss2} : 任意時刻 t までに槽壁を通して放出された熱量[kJ/m³], H_{rec} : 任意時刻 t までに熱媒体によって回収された熱量[kJ/m³], H_s : 飽和状態における混合比[kg-H₂O/kg-DA], i_{in} : 通気空気の槽入口におけるエンタルピー[kJ/kg-DA], i_{ou} : 通気空気の槽出口におけるエンタルピー[kJ/kg-DA], i_s : 飽和状態における空気のエンタルピー[kJ/kg-DA], K_{eff} : 混合堆肥材料の有効熱伝導率[kJ/(m hr K)], l : 堆肥槽の高さ[m], l_c : 熱交換部の長さ[m], N : 数値解における領域分割数[-], r : 半径方向距離[m], r_1 : 熱交換器外半径[m], r_2 : 混合堆肥材料の相当

半径 [m], r_{pi} : 熱交換器内管の内径 [m], T : 堆肥槽内温度 [K], T_a : 外気温 [K], T_{ain} : 通気空気入口温度 [K], T_{aou} : 通気空気出口温度 [K], T_{fi} : 熱交換器内管部温度 [K], T_{f2} : 熱交換器環状路内温度 [K], T_{fin} : 熱交換器入口温度 [K], T_{fou} : 熱交換器出口温度 [K], t : 時間 [hr], U : 混合堆肥材料と熱交換器外管の間の総括伝熱係数 [$\text{kJ}/(\text{m}^2 \text{ hr K})$], U_p : 熱交換器内管における総括伝熱係数 [$\text{kJ}/(\text{m}^2 \text{ hr K})$], U_w : 堆肥槽側壁から外気への熱損失の総括伝熱係数 [$\text{kJ}/(\text{m}^2 \text{ hr K})$], V : 混合堆肥材料の容積 [m^3], v : 堆肥槽内の断面平均通気速度 [m/hr], W : 熱媒体の質量流量 [kg/hr], w : 混合堆肥材料の含水率 (wet base) [kg/kg], z : 堆肥槽高さ方向距離 [m], Δt : 時間刻み [hr], Δr : 距離刻み [m], ΔH^0 : 堆肥化の標準反応熱 [kJ/kg-drystock], ΔH_c : 混合堆肥材料の標準燃焼熱 [kJ/kg-drystock], ΔE^0 : 堆肥化の標準エクセルギー変化 [kJ/kg-drystock], ρ : 混合堆肥材料の見掛け密度 [kg/m^3], ω_c : 固相中の炭素の質量分率 [-], σ : エントロピー生成速度 [$\text{kJ}/(\text{m}^3 \text{ hr})$], Φ_m : 堆肥化に伴う固相の生成率 [$\text{kg}/(\text{m}^3 \text{ hr})$], Φ_{mL} : 堆肥化に伴う液状水の生成率 [$\text{kg}/(\text{m}^3 \text{ hr})$].

文 献

- 1) 関 平和・小森友明. 1993. 堆肥発酵熱回収操作の物質, エネルギー, エクセルギー収支 (1) 堆肥材料内の微視的収支式の誘導. 生物環境調節 **31**: 197-203, 1993
- 2) 関 平和・小森友明. 1992. 堆肥発酵熱回収のための充填層型加熱塔の解析. 農業気象 **48**: 237-246.
- 3) 久保田宏・細野恭生. 1977. コンポスティング有機質固体廃棄物の土壌還元. 化学工学 **41**: 364-368.
- 4) 関 平和・小森友明. 1984. 強制通気時の堆肥化反応速度と熱・物質同時移動. 土木学会論文集 **351**: 213-222.
- 5) 関 平和・小森友明. 1983. 堆肥化過程における熱移動. 農業気象 **39**: 173-179.
- 6) 島田 修. 1982. 東京都の都市ごみコンポスト化処理実験報告. 都市と廃棄物 **12**(3): 29-43.
- 7) 田中 徹. 1990. サーモウェル型熱交換器による堆肥発酵熱抽出に関する研究. 金沢大学修士論文: 1-176.
- 8) 赤坂 隆. 1967. 「数値計算」417-427, コロナ社, 東京.
- 9) 藤田賢二・北脇秀敏. 1984. コンポスト原料の発生熱量. 都市と廃棄物 **14**: 19-25.
- 10) 関 平和・小森友明. 1992. 堆肥化過程におけるエネルギー変換構造. 農業気象 **48**: 225-235.
- 11) 信澤寅男. 1980. 「エクセルギー入門」58, オーム社, 東京.