

# 堆肥発酵熱回収のための充填層型加熱塔の解析

関 平和・小森友明

(金沢大学工学部土木建設工学科)

## Packed-column-type Heating Tower for Recovery of Heat Generated in Compost

Hirakazu SEKI and Tomoaki KOMORI

(Department of Civil Engineering, Faculty of Technology,  
Kanazawa University, Kanazawa 920, Japan)

Having had imagined the heat recovery from exhaust air out of a compost bed, experiments for rising the temperature of water (medium fluid) by a packed column heating tower of counter-flow-type were conducted. There was a considerably larger temperature rise of water (30°C of the maximum), and a higher value of the heat recovery efficiency (72% in average), as compared with those for the buried-tube-type heat extractor. Therefore, the proposed heat recovery system seemed likely to be valid.

An overall volumetric coefficient of enthalpy transfer of the tower  $Ka$  depended only on the mass velocity of dry air  $G$ , and it was arranged by the experimental equation  $Ka = 27G^{0.76}$  within the error of  $\pm 20\%$ .

Assuming the linearity between the enthalpy and temperature of saturated air, approximate solutions of the temperature of water and the enthalpy of moist air in the tower were derived.

It was illustrated that the volume of compost bed and the mass velocity of water in the tower which would be required to get the desired water temperature at the outlet of the tower could be graphically determined by the approximate solutions.

**Key words:** Composting, Heat recovery, Overall volumetric coefficient of enthalpy transfer, Packed column heating tower.

キーワード：充填層型加熱塔，総括エンタルピー移動容量係数，堆肥化，熱回収

## 1. 緒 言

堆肥発酵熱を抽出し，施設農業用の補助熱源として役立てることを目的に，堆肥槽内に挿入された熱交換パイプから直接に発酵熱を抽出する，いわゆる「内部熱交換方式」についてこれまで研究してきた(関・小森，1984b；1985a；1985b；1986；1987)。

一方，強制通気条件下での堆肥化反応に関するこれまでの検討結果(関・小森，1984a)によれば，発熱促進のための堆肥槽へ通気された後，槽外へ排出される湿り空気は，50～60℃でかつほぼ飽和状態であり，常温・常湿の空気に比べて顕・潜熱，すなわちエンタルピーが相当大きい。従って，もしこの排出空気の顕・潜熱を槽外で効果的に回収(「外部熱交換方式」と呼ぶ)できれば，

農業用補助熱源として極めて有効であろう。

このような排出空気の顕・潜熱を「外部熱交換方式」によって回収する方式については，既にThostrap(1985)，Verougstraeteら(1985)により double cooling tower heat exchanger/scrubberを用いたパイロット・プラント規模の実験が実施され，一部の試験結果が報告されている。しかし，装置設計のための理論的検討が十分になされていないのが実情である。

そこで，本論文では，「外部熱交換方式」の一例として，水を熱媒体とした充填層型向流式(化学工学協会，1988)の加熱塔(内田，1972)による顕・潜熱回収システムを提案する。そして，提示した熱回収システムの開発に向けて，試作の加熱塔を用いた装置工学的な実験により，装置設計に必要な加熱塔の総括エンタルピー移動容量係数を求めた。なお，ここでは4.で述べるように塔内充填物としてテラレット・パッキングを用いたが，それ

1990年8月9日 全国大会にて発表

1991年5月24日 受付，1992年9月10日 受理

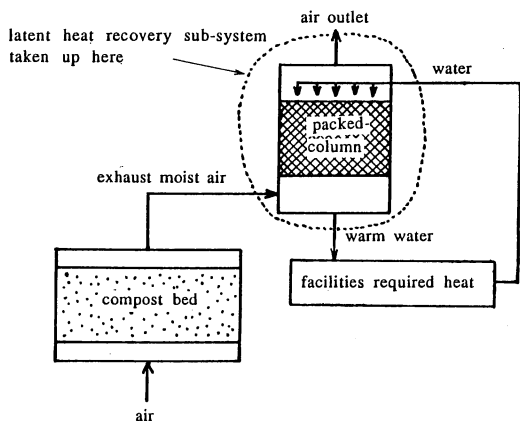


Fig. 1. Schematic representation of an external heat recovery system from compost.

を充填物とした場合の冷水塔，加熱塔の総括エンタルピー移動容量係数の測定結果については報告例が見当たらない。

## 2. 充填層型向流式加熱塔内の水・空気の状態変化の概要

ビルなどの屋内空調設備において，冷却水を繰り返し使用するために冷水塔が用いられるが，これは，塔内を流下する液状水の一部をそれと接触する空気中へ蒸発させ潜熱を放出させることにより液状水の温度を下げるもので，工学的には熱・物質同時移動操作の一種である。ここで取り上げた加熱塔の作動原理もこれとほぼ同じであるが，高湿空気の水蒸気の一部を凝縮させることにより発生した潜熱で水温上昇を図ろうとするものである(内田，1972)。従って冷水塔では，熱・水分両者の移動方向が「液状水→湿り空気」であるのに対し，加熱塔で

は，「湿り空気→液状水」となる点が異なる。冷水塔，加熱塔の塔内の状態変化の概略を対比してFig. 2に示す。冷水塔では空気を持つエンタルピーより気-液界面のそれの方が必ず大きいので操作線（塔内の任意の点における  $i$  と  $T$  の関係を表す線）が平衡曲線（飽和湿り空気のエントルピーと温度の関係を表す線）の右方にあるが，加熱塔は空気の減湿操作(化学工学協会，1988)に相当し，空気のエントルピーが気-液界面のそれより大きいので操作線は平衡曲線の左方にあるのが特徴である。

## 3. 総括エンタルピー移動容量係数の算出法

加熱塔の設計に当たり，塔性能について検討する必要がある。この種の水-空気直接接触装置における塔性能を最も率直に表現するものとして総括エンタルピー移動容量係数(林，1973)  $Ka$  が挙げられる。ここで， $K$  は総括エンタルピー移動係数， $a$  は装置単位容積当たりの気-液有効接触面積を表すが，この種の装置内では一般に  $a$  の値が明確でないので， $Ka$  を一つの係数として設計に利用することが多い。すなわち， $Ka$  は充填層単位容積当たりの熱移動量の大小を示すもので，塔構造の優劣を数量的に表すものといえる。そこで，まず， $Ka$  の算出法を記述する。

今，Fig. 3のように塔内の任意微小高さ  $dz$  間のエネルギー収支をとると，

液相について

$$LC_p \frac{dT}{dz} = -Ka(i - i_w) \quad (1)$$

気相について

$$G \frac{di}{dz} = -Ka(i - i_w) \quad (2)$$

となる(Cheremisinoff, 1986)。よって，液量  $L$ ，ガス

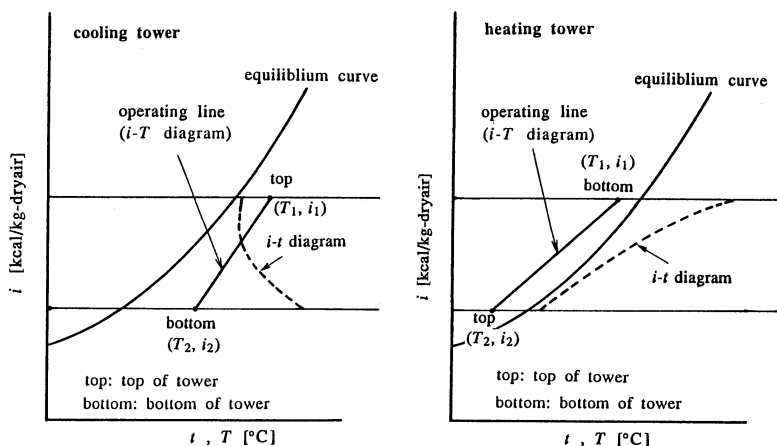


Fig. 2. Schematic illustrations of enthalpy-temperature diagram for cooling and heating towers.

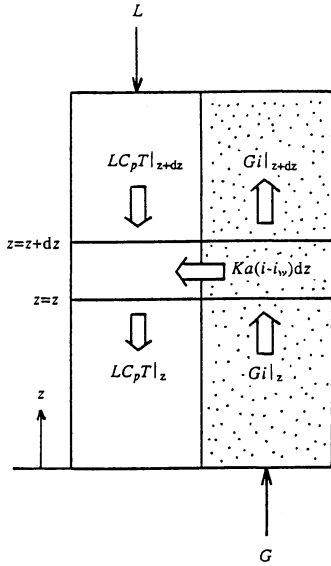


Fig. 3. Energy balance in a differential element of a packed-column heating tower.

量  $G$  が一定で、かつ、 $Ka$  が塔内で一定であると仮定すると、式(1)、(2)を積分することにより  $Ka$  の算出式は次のごとく与えられる(内田, 1972)。

$$Ka = \frac{L}{Z} \int_{T_2}^{T_1} \frac{C_p dT}{i - i_w} \quad (3)$$

あるいは

$$Ka = \frac{G}{Z} \int_{i_2}^{i_1} \frac{di}{i - i_w} \quad (4)$$

理論的には、式(3)、(4)のどちらを用いても  $Ka$  は算出できるが、本実験では、5.1で指摘のごとく塔への送風ダクト内の中央部で測定した風速実測値から間接的に測定した  $G$  の値は誤差が大きかったので、流量実測値から直接に得られた  $L$  の値を用いる式(3)により  $Ka$  を求めることにした。

$Ka$  の具体的算出手順は以下の通りである。まず、塔底、塔頂における  $t, t_{wb}$  の実測値から Fig. 4 の手順により  $i_1, i_2$  を算出し、操作線の式  $i = (i_1 - i_2)/(T_1 - T_2)(T - T_2) + i_2$  を得る。この場合、操作線、平衡曲線の位置関係は Fig. 5 のようになる。Fig. 5 において、操作線  $cd$  上の任意点から  $i$  軸に平行な線が平衡曲線と交わる点のエンタルピーが  $i_w$  を与える。次に、操作線  $cd$  間を微小温度増分  $\Delta T$  ごとに  $N$  等分 ( $\Delta T = (T_1 - T_2)/N$ ) し、各分割点における総括エンタルピー推進力  $i(m) - i_w(m)$  ( $m = 1 \sim N+1$ ) を求める。そして、この値の逆数を取り、温度区間  $T_2$  から  $T_1$  にわたり台形公式により式(3)の積分項を数値積分すると、 $Ka$  は次式から計算することができる。

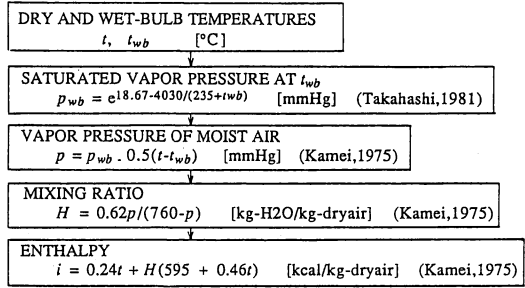


Fig. 4. Procedure of estimating enthalpy of moist air.

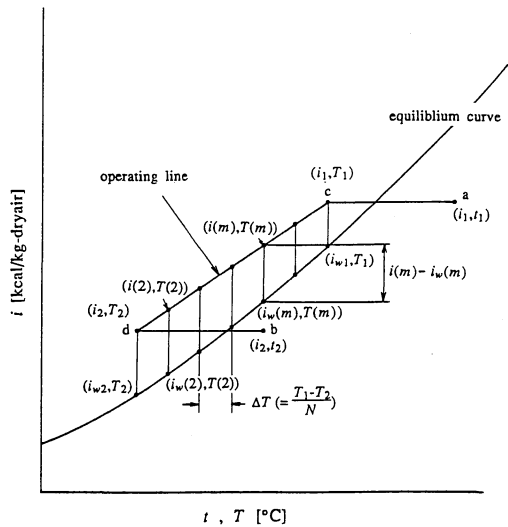


Fig. 5. Enthalpy-temperature diagram showing evaluation procedure of the overall volumetric coefficient of enthalpy transfer  $Ka$ .

EXPERIMENTAL DATA	
$t_1 = 41.8^\circ\text{C}$	$t_{wb1} = 41.2^\circ\text{C}$
$t_2 = 19.3^\circ\text{C}$	$t_{wb2} = 19.3^\circ\text{C}$
$T_1 = 30.3^\circ\text{C}$	$T_2 = 17.0^\circ\text{C}$
$L = 8430.12 \text{ kg}/(\text{m}^3 \text{ hr})$	
ENTHALPY	
$i_1 = 41.910 \text{ kcal}/\text{kg-dryair}$	
$i_2 = 13.086 \text{ kcal}/\text{kg-dryair}$	
OVERALL VOLUMETRIC COEFFICIENT OF ENTHALPY TRANSFER	
$Ka = 13047.6 \text{ kcal}/(\text{m}^3 \text{ hr} \Delta i)$	for $N = 10$
$Ka = 12611.5 \text{ kcal}/(\text{m}^3 \text{ hr} \Delta i)$	for $N = 50$
$Ka = 12596.6 \text{ kcal}/(\text{m}^3 \text{ hr} \Delta i)$	for $N = 100$
$Ka = 12591.8 \text{ kcal}/(\text{m}^3 \text{ hr} \Delta i)$	for $N = 500$
$Ka = 12591.6 \text{ kcal}/(\text{m}^3 \text{ hr} \Delta i)$	for $N = 1000$

Fig. 6. Example of the calculated results of  $Ka$  for different values of  $N$ .

$$Ka = \frac{L C_p (T_1 - T_2)}{Z N} \left[ \frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{i_1 - i_{w1}} + \frac{1}{i_2 - i_{w2}} \right\} + \sum_{m=2}^N \frac{1}{i(m) - i_w(m)} \right] \quad (5)$$

分割数  $N$  が大きいほど式 (5) の計算精度が増す。

実験から直接得られたデータに基づき、上述の手順により種々の  $N$  の値に対して求めた  $Ka$  の算出結果の一例を Fig. 6 に示す。  $N \geq 500$  では 6 桁までほとんど同一値となることが分かる。他の実験についても  $N \geq 500$  ではほとんど一定値に収束したので、ここでは  $N = 500$  として求めた  $Ka$  の値をその実験における  $Ka$  とした。

#### 4. 実験装置及び実験方法

Fig. 7 に本実験に使用した充填層型加熱塔の縦断面図を示す。加熱塔は内円筒の内径が 200 mm、外円筒の内径が 300 mm の塩化ビニル製二重円筒型の塔で高さは 1200 mm である。塔内には気-液接触面積を増大させるため Fig. 8 に示すようなテラレット・パッキングと呼ばれるポリプロピレン製の充填物〔比熱：0.41 kcal/(kg °C)、1 個の質量：3.53 g〕を 1100 個不規則に充填した。この充填物は送風時の塔内圧力損失を小さくする目的で成型された製品である。又、内円筒と外円筒の隙間（空洞）部分を 300 mm の間隔で仕切り、熱伝導率の小さい静止空気の影響により、塔内から系外への熱損失を抑制した。なお、加熱塔の内、外管壁及びその隙間に存在する静止空気中の熱伝導と外管壁面から外気への熱放散を考慮して熱損失の総括伝熱係数を求め、塔内温度と外気温との差を温度推進力として管壁からの放熱量を見積もったところ、その最大値は 9 kcal/hr であった。一方、回収熱量の最小値は 1655 kcal/hr であった。従って、放熱量は回収熱量の 0.5% 以下と小さく加熱塔の側壁はほぼ断熱条件を達成できたといえる。

実験装置の全景を Fig. 9 に示す。送風機から送られた空気は堆肥槽からの出口空気と同等の状態、すなわち、50~60 °C で相対湿度 90% 以上の高湿度の空気を作り出すため、加湿器を経るようにしてある。加湿器は厚さ 10 mm のアクリル樹脂板で作成した箱型容器の中に充填物（テラレット・パッキング）を詰めたものである。加湿器の真下の恒温水槽で約 70 °C に熱せられた水がポンプにより加湿器へ圧送され、加湿器上部の多数の孔から器内へ流下し、送風機によって加湿器側面から送入される空気と十字流（クロスフロー）型に接触して空気を加熱、加湿する機能を具備している。加湿器の下部から排出された温水は再び恒温槽へ戻るようにしてある。加熱、加湿された空気は矩形ダクト（180 mm × 180 mm）を経て塔底から塔内へ流入する。

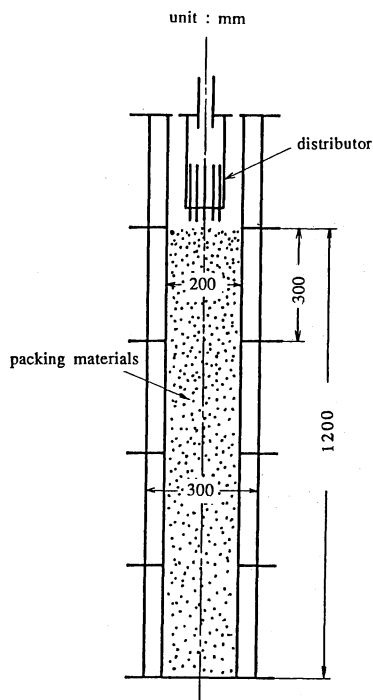


Fig. 7. Vertical cross section of heating tower.

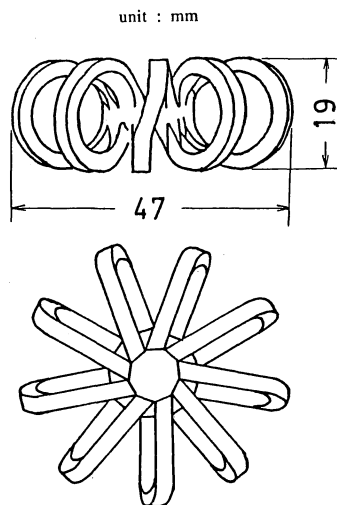


Fig. 8. Sketch of a packing material (tellerette).

一方、熱回収媒体である水は貯水槽からポンプにより内径 13 mm の導水管を通して加熱塔頂へ圧送された後、塔頂部で内径 110 mm、高さ 230 mm の塩化ビニル樹脂性の円筒の底に内径 8 mm、厚さ 1 mm、長さ 80 mm の銅管を 12 本等間隔に挿入・固定して作成した液分配器を通して塔内に均一に散布されるようにした。散布された水は塔底部より送入される高湿度空気と向流的に接触し、

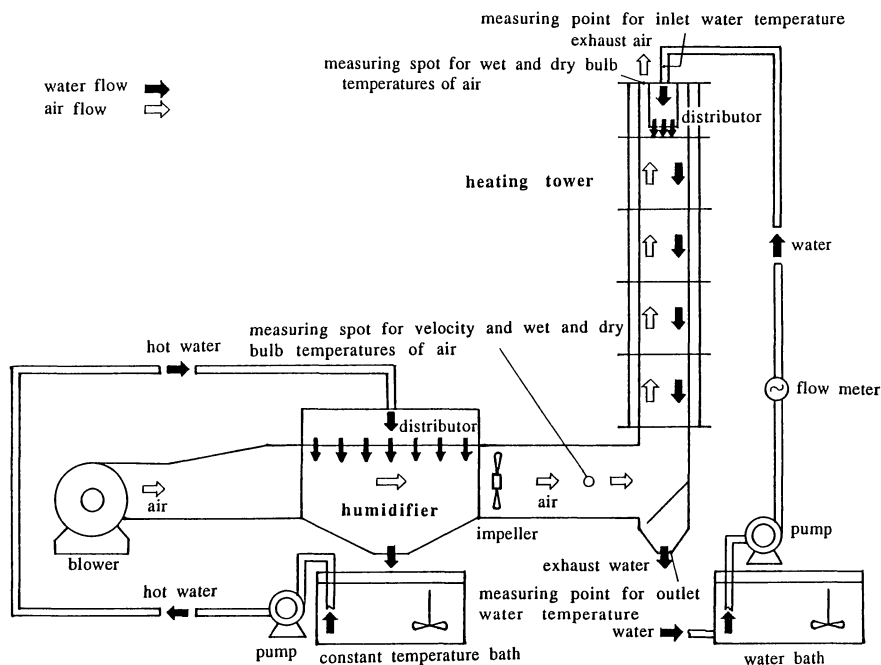


Fig. 9. Survey view of the experimental apparatus.

湿り空気の顕・潜熱を取得して昇温しつつ塔底へ落下し排水される。又、貯水槽内の水は加熱塔への給水によって失われるが、その分は水道から常時補給し、貯水槽内の水量は常に一定となるようにした。塔底部から送入される湿り空気は塔内を通過する間に一部の水蒸気が凝縮するため減湿し、塔頂より大気へ放出される。

塔頂、塔底部にはサーミスタ温度計(測定誤差 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ )を6個設置した。その内の4つは塔出入口の水溫、空気溫度の測定に用い、残りの2つには湿ったガーゼを巻き出入口空気の湿球溫度を測定できるようにした。塔本体と加湿器との間のダクト部分には羽根車を取り付け、入口空気の溫湿度ができるだけ均一になるようにした。ダクト内の空気の流れは乱流(レイノルズ数 $Re > 6700$ )で風速には場所的な差がほとんどないものと考え、本実験ではダクト中央部において熱線風速計で風速を測定した。ただし、レイノルズ数はダクト断面の相当直径(0.18 m)、その値にダクト内の風速を乗じ、空気の動粘性係数で除して求めた。この風速計は $0\sim 80^{\circ}\text{C}$ の空気を測定対象とし、精度は $\pm 2\%$ 以内である。熱線風速計は空気の湿度変化により熱拡散率が変化すると測定に誤差を生ずるが、仮にダクト内の空気がほぼ $50^{\circ}\text{C}$ の飽和空気であるとした場合、その熱拡散率は約 $0.089\text{ m}^2/\text{hr}$ で、乾き空気のそれ(約 $0.094\text{ m}^2/\text{hr}$ )に比べ約5%小さい程度なので、測定結果に与える湿度の影響はほとんどないものと考えられた。風量は送風機入口に取り付けた風量

制御板を移動させることにより調節した。塔への送水量は水道メーターで測定した。なお、水道メーターのアナログ表示の計器針で10 l排出に要する時間を計測し、メスリンダーによる実測流量と比較したところ、計器針の指示値は $\pm 2\%$ 以内の範囲内で実測値と一致することを確認した。

塔頂へ供給される水量はポンプへの電圧をスライダックにより変えることによって各種の一定値に設定し、その都度、定常状態に達した後の水溫、水量、空気の乾湿球溫度及び風速を読み取った。

## 5. 実験結果とその考察

### 5.1 出口水溫、出口空気のエンタルピーと加熱塔による熱回収効率

Table 1 に熱回収実験で得られた空気の出入口における乾球・湿球溫度、相対湿度、出入口水溫、ダクト内の風速、水の体積流量の実測値の代表的なものを示す。これらの値は実験開始から約5分経過し、塔内の溫・湿度がほぼ定常状態に達し、時間的に安定な値となったときのものである。入口空気は相対湿度が90%以上の高湿度状態となっている。なお、ここには示さなかったが、他の実験についても定常状態までの所要時間は約5分、入口空気の相対湿度はTable 1 に示した結果とほぼ同様に90%以上であった。Table 2 にTable 1 に示した各実験についての $G$ 、 $L$ の値、出口水溫 $T_1$ 、出口空気のエ

Table 1 Experimental results of air and water temperatures, air velocity in a duct and water flow rate to the heating tower

Run	$t_1$ [°C]	$t_{wb1}$ [°C]	$h_1$ [φ]	$t_2$ [°C]	$t_{wb2}$ [°C]	$h_2$ [φ]	$T_2$ [°C]	$T_1$ [°C]	$u$ (m/hr)	$w$ (m <sup>3</sup> /hr)
1	43.2	43.1	99.5	18.8	18.6	98.8	16.6	30.4	3456	0.3103
2	41.1	40.0	94.3	19.2	18.8	97.5	17.2	27.5	3708	0.3204
3	43.3	42.4	95.4	18.4	17.8	96.3	16.0	30.7	3492	0.2700
4	41.5	40.7	95.8	19.2	19.0	98.8	17.5	27.6	3492	0.3333
5	41.1	39.3	90.9	16.2	16.0	98.7	15.3	22.1	2772	0.3673
6	43.8	43.6	99.0	23.0	22.8	98.8	16.8	41.6	2700	0.1241
7	37.7	37.1	96.8	22.6	22.3	98.2	16.1	36.7	2484	0.0800
8	48.2	48.2	100.0	23.2	23.0	98.8	17.9	40.8	3096	0.2118
9	52.2	51.7	97.6	23.7	23.4	98.2	18.0	48.3	2196	0.1455
10	44.3	42.9	93.0	18.6	18.4	98.8	16.5	35.5	2772	0.1655

Table 2 Comparison of the calculated results of water temperature at the outlet of tower  $T_1$  and enthalpy at the outlet of tower  $i_2$  with the experimental results (Calc. and Expe. indicate calculated results and experimental results, respectively)

Run	$G$ [kg/m <sup>3</sup> hr]	$L$ [kg/m <sup>3</sup> hr]	$T_2$ [°C]	$i_1$ [kcal/kg]	$T_1$ [°C]		$i_2$ [kcal/kg]	
					Calc.	Expe.	Calc.	Expe.
1	4059	9884	16.6	46.16	30.29	30.4	12.83	12.56
2	3936	10237	17.2	39.50	27.44	27.5	12.87	12.71
3	3878	8599	16.0	44.55	30.47	30.7	12.47	11.95
4	3822	10616	17.5	40.92	27.54	27.6	13.03	12.87
5	2899	11699	15.3	38.12	21.96	22.1	11.25	10.67
6	3129	3953	16.8	47.33	41.71	41.6	15.86	16.00
7	2824	2548	16.1	34.15	36.31	36.7	15.91	15.56
8	3561	6744	17.9	59.60	41.41	40.8	15.07	16.23
9	2574	4632	18.0	71.07	48.54	48.3	16.10	16.53
10	3011	5271	16.5	45.66	35.09	35.5	13.11	12.40

ンタルピー  $i_2$  の値を示す。  $L$  は  $w$  に水の密度を乗じ、塔断面積で除することによって求めた。  $G$  は当初ダクト中央部の風速測定値  $u$  に乾燥空気密度とダクト断面積を乗じ、塔断面積で除することによって求めたが、その値から塔内で湿り空気の失った熱量  $G(i_1 - i_2)$  を算出したところ、塔内で水が得た熱量  $L(T_1 - T_2)$  と最大 20% の差異を生じ、塔内の全熱収支式  $G(i_1 - i_2) = L(T_1 - T_2)$  を満足しないことから、その値は誤差が大きいことが分かった。これはダクト内の流れが乱流状態であっても、実際には流速の場所的分布が無視できず、  $u$  の測定値がダクト内の断面平均速度と異なったためと思われる。そこでここでは、上述の塔内の全熱収支式に  $L$ 、  $T_1$ 、  $T_2$ 、  $i_1$ 、  $i_2$  の実験値を代入して  $G$  の値を求めた。このように、  $G$  の測定は風速測定値から間接的に測定すると誤差が大きいので、今後、正確な測定は例えばプロペラ型流量計、ベンチュリ計、電磁流量計などによるべきであると思われる。

Table 1, 2 以外の他の総ての実験をも含めて本実験ではガス量  $G$ 、液量  $L$  の範囲はそれぞれ 1000~5000 kg-dry air/(m<sup>3</sup> hr)、2000~13000 kg/(m<sup>3</sup> hr) であった。

ただし、  $G$  の値は上述の方法で全熱収支式から求めた値である。以前に、通気量を 3.4, 12.0, 17.5 m<sup>3</sup> dry air/(m<sup>3</sup> hr) の 3 種類に変えて堆肥化実験を行った結果 (関・小森, 1984) によれば、槽内の温度、発熱量を最も高い値に維持できたのは 12.0 m<sup>3</sup> dry air/(m<sup>3</sup> hr) の場合であった。そこで、ここでも堆肥化に好適な通気量を 12.0 m<sup>3</sup> dry air/(m<sup>3</sup> hr) であるものと想定し、槽容積を  $V$ 、乾燥空気密度を  $\rho_a$ 、加熱塔の断面積を  $S$  とすると  $G$  と  $V$  の間に次式が成り立つ。

$$12 \rho_a V = GS \tag{6}$$

上式によりここで行った総ての実験における  $G$  の範囲 [1000~5000 kg-dry air/(m<sup>3</sup> hr)] に基づき堆肥槽容積を見積もると 2.6~12.8 m<sup>3</sup> に相当する。

又、  $T_1 - T_2$  は 10~30°C であった。この場合、堆肥槽単位容積当たりの回収熱量は  $12 \rho_a (i_1 - i_2)$  で与えられるが、Table 2 の結果からこの値を見積もると 300~800 kcal/(m<sup>3</sup> hr) で、「内部熱交換方式」による回収熱量がせいぜい 200 kcal/(m<sup>3</sup> hr) 程度 (Seki and Komori, 1987) であるのに対して 1.5~4 倍大きな値になっている。これは、熱源である堆肥槽から熱回収媒体である水への

伝熱において、「内部熱交換方式」では堆肥槽内の熱伝導が伝熱速度を支配するのに対し、ここで取り上げた「外部熱交換方式」では湿り空気によって持ち出された熱源のエンタルピーが熱回収媒体との対流伝熱によって移動するため回収熱量が大きくなったためと思われる。

単位時間当たりの塔内への流入空気のエンタルピーに対する回収熱量の比、すなわち加熱塔による熱回収効率  $\eta$  は次式によって求めることができる。

$$\eta = \frac{(T_1 - T_2) C_p L}{G i_1} \times 100 \quad (7)$$

実験結果を式(7)に代入して算出された  $\eta$  は平均72%で「内部熱交換方式」の熱回収効率〔最大60% (Seki and Komori, 1987)〕よりも高い。厳密には、式(7)の分母に通気のための送風動力を加算して  $\eta$  を論ずるべきであるが、ここでは実際の堆肥槽を用いた実験をしていないので、送風動力を正確に見積もることができない。そこで堆肥槽の高さを1mと仮定して既報の結果 (新井・鈴木, 1979) を参考に送気抵抗を概算すると250mmAqとなる。更に、送風機の総合効率を50%と仮定して各実験における送風動力を算出するとこの値は80~140 kcal/hrとなり、加熱塔への流入熱量(3000~7000 kcal/hr)の約2.5%に過ぎない。従って、 $\eta$  は送風動力を考慮した場合でも約70%になることから、この方法の有効性が指摘される。

### 5.2 総括エンタルピー移動容量係数と液量、ガス量の関係

式(3)によって求めた  $Ka$  と  $L$ ,  $G$  の関係は Fig. 10, 11 に示す通りである。これらの図によれば  $Ka$  は  $L$  にはほとんど依存せず、 $G$  のみに依存することが分かる。

そこで、実験から得られた  $Ka$  を  $G$  のみの関数として表し、最小二乗法によって整理すると  $\pm 20\%$  の範囲内で次のような実験式にまとめられた。

$$Ka = 27 G^{0.76} \quad (8)$$

本実験では充填物に沿って流れる水の流下状態が安定しており、外部から観察した限りでは一部に偏って流下することはなかった。このように塔内の液分布が良好な場合、内田(1972)によれば、 $Ka$  の実験式は

$$Ka = C L^m G^n \quad (C: \text{constant}) \quad (9)$$

と表され、 $n$  の値は0.6~0.8で、かつ、 $m+n=1$  になることが指摘されている。ただし、この式の適用範囲は明確に示されていないが、内田(1972)が引用した実験結果から類推すると  $L = 1.0 \times 10^3 \sim 1.5 \times 10^4 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{hr})$ ,  $G = 1.0 \times 10^3 \sim 1.0 \times 10^4 \text{ kg-dry air}/(\text{m}^2 \text{hr})$  と考えられる。又、 $C$  は充填物の種類、大きさ、充填の仕方に関係する実験定数である。本実験で得られた式(8)においては  $n=0.76$  であり上述の範囲内に入っている。ただ、

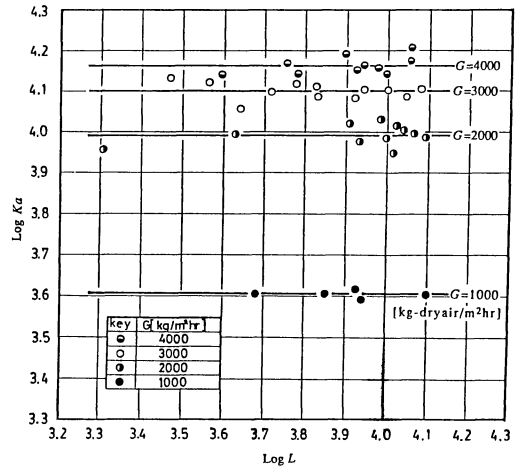


Fig. 10. Relation between overall volumetric coefficient of enthalpy transfer  $Ka$  and mass velocity of water  $L$ .

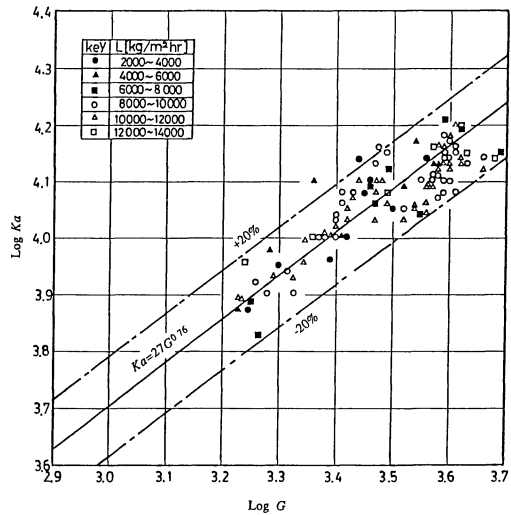


Fig. 11. Relation between overall volumetric coefficient of enthalpy transfer  $Ka$  and mass velocity of air  $G$ .

内田の式によれば、本実験の場合には  $m=0.24$  になるものと予想されるが、Fig. 10 をみる限りでは  $L$  の影響はほとんど現れなかったため、式(8)の形で整理した。この種の装置内の流れは極めて複雑で、仮に  $G$ ,  $L$ ,  $T_2$ ,  $i_1$  などの条件を全く同一にして実験を繰り返したとしてもその都度流れの状態を完全に再現することは困難である。又、 $Ka$  は塔内で一定不変と仮定して算出された塔全体の平均値である。従って、ここでは  $Ka$  のバラツキが塔内の局所的移動現象の総合的な結果として必然的に現れたものなのか、実験誤差によるものなのかを明らかにす

ることはできなかった。ただ、 $m=0.24$ と仮定して $L^m$ を計算しても本実験の範囲〔 $L=2000\sim 13000\text{ kg}/(\text{m}^2\text{ hr})$ 〕では $6.2 < L^{0.24} < 9.7$ であり、ほぼ $\pm 20\%$ の誤差範囲内で $L^{0.24}=8.0$ と近似できるので、液量 $L$ の影響を定数項にまとめたことはほぼ妥当であったといえよう。

### 5.3 塔内の温度・エンタルピー分布の解析

与えられた $L, G$ の値の下で、塔内の温度・エンタルピー分布が計算できれば、塔設計に直接に役立つので、本項ではその算出方法を述べる。

飽和空気のエントルピー $i_w$ は温度と非線形の関係(内田, 1972)となり、基礎式である式(1), (2)が非線型方程式となるので、温度、エンタルピーの分布を求めるには、厳密には数値解法に依らねばならない。しかし、Fig. 12に例示するごとく、熱回収媒体である水の温度上昇が $15^\circ\text{C}$ 以内でそれほど大きくない場合には $\pm 5\%$ の誤差範囲で $i_w$ を温度 $T$ の一次近似式 $i_w = A + BT$  ( $A, B$ は定数)で表すことができ(林, 1973)、基礎式を線形近似できるので、 $i, T$ の解析的近似解を求めることが可能になる。解析解は、逐次計算や解の安定性について吟味が不用で、かつ、計算プログラムが容易であるという利点がある。

上述の考察から飽和空気のエントルピーを温度の一次式で表し、 $T, i$ の基礎式(1), (2)を書き改めると次のようになる。

$$LC_p \frac{dT}{dz} = -Ka \{ i - (A + BT) \} \quad (10)$$

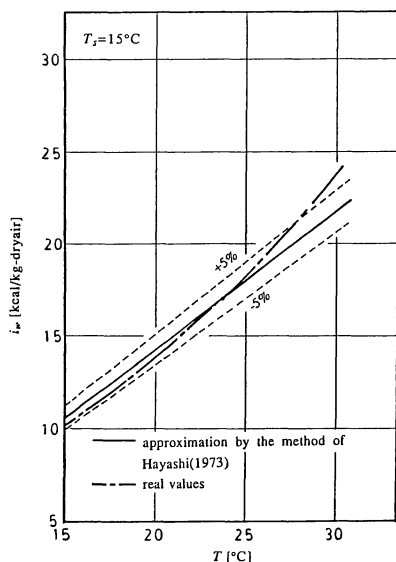


Fig. 12. Relation between enthalpy of saturated air  $i_w$  and temperature  $T$ .

$$G \frac{di}{dz} = -Ka \{ i - (A + BT) \} \quad (11)$$

境界条件は、

$$i = i_1 \quad (z=0) \quad (12)$$

$$T = T_2 \quad (z=Z) \quad (13)$$

式(12), (13)を満たす連立常微分方程式(10), (11)の解は寺澤(1954)の手順に従い次のように得られる。

$$T = \frac{(A + BT_2 - i_1)G}{BG e^{\alpha Z} - LC_p} (e^{\alpha z} - e^{\alpha Z}) + T_2 \quad (14)$$

$$i = \frac{(A + BT_2 - i_1)LC_p}{BG e^{\alpha Z} - LC_p} (e^{\alpha z} - 1) + i_1 \quad (15)$$

ただし、

$$\alpha = Ka \left( \frac{B}{LC_p} - \frac{1}{G} \right) \quad (16)$$

なお、紙数の都合上割愛するが、加熱温度範囲が $15^\circ\text{C}$ 以上の場合には、塔全体を高さ方向に2つ以上の部分に分けて考え、各部分での水温上昇が $15^\circ\text{C}$ 以内となるようにすれば、上述と類似の方法で塔内の温度、エンタルピー分布を求めることができる。

近似解、式(14), (15)から得られた出口水温 $T_1$ 、出口空気のエントルピー $i_2$ の計算値をTable 2に実測値と共に併記した。これらの計算値は実測値と非常によく一致しており、本解法の妥当性は明らかである。

### 5.4 塔内の温度・エンタルピー分布及び出口水温線図

近似解、式(14), (15)の妥当性が示されたので、これらの式による塔内の温度・エンタルピー分布の計算結果の一例をFig. 13に示す。図によれば、水温及び湿り空気のエントルピーは塔下部において変化が顕著なことが分かる。

次に、近似解により塔出口の平均水温 $T_1$ を計算し、 $G, L$ と $T_1$ の関係を表す線図を作成した。その一例をFig. 14に示す。ただし、Fig. 14は塔底からの入口空気を温度 $t_1=50^\circ\text{C}$ の飽和空気、塔頂からの入口温度を $T_2=15^\circ\text{C}$ として操作した場合についてのものであり、別の入口条件の場合にはその条件下での出口水温を近似解によって求め、その結果に基づいて別途の線図を用意しなければならない。しかし、近似解を用いてのその作業はそれほど労力を要しないであろう。このようにして得られた線図を用いれば所定の出口水温を得るためのガス量すなわちそれに相当する堆肥槽容積と、液量を決定できる。

## 6. 結 言

堆肥槽から排出される高温高湿の空気からの熱回収システムの開発を目的に、テラレット・パッキングを充填



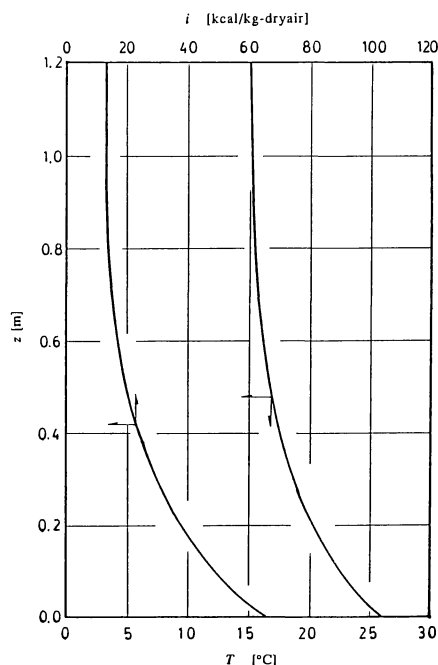


Fig. 13. Calculated results of water temperature and enthalpy profiles in the tower for the case of  $t_1 = 50^\circ\text{C}$ .

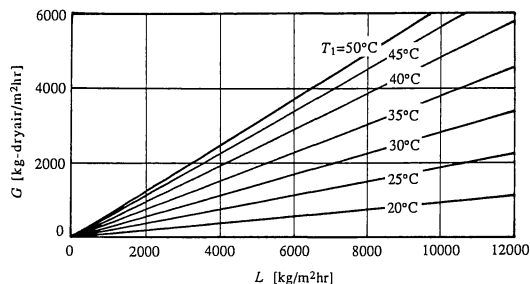


Fig. 14. Relation between water temperature at the outlet of the tower  $T_1$  and mass velocities of water  $L$  and air  $G$  for the case of  $t_1 = 50^\circ\text{C}$  and  $T_2 = 15^\circ\text{C}$ .

物とした向流式充填層型加熱塔による熱回収実験を行った。又、塔内の温度、エンタルピー分布を解析的に誘導した。更に、熱媒体温度を所定の値にまで高めるのに必要な操作条件設定の指針となる出口水温線図を例示した。その結果得られた知見は以下のようにまとめられる。

1) 本実験において、熱媒体である水の出入口温度差は最大  $30^\circ\text{C}$  にも達し、かつ、熱回収効率は平均  $72\%$  と比較的高く、本システムの有効性が指摘された。

2) 本実験で用いた加熱塔については、 $Ka$  は液量  $L$  の影響をほとんど受けないことが分かった。そして、 $Ka$  が  $\pm 20\%$  の範囲内で  $Ka = 27G^{0.76}$  なる実験式にまとめら

れた。

3) 飽和空気のエントルピーを温度の一次式によって近似する方法は、計算手順が簡単な上、塔内の水温及びエンタルピー分布の推算に有効である。

4) 近似解を用いてガス量、液量と塔出口水温の関係を表す線図を作成することにより、所定の出口温度条件を得るために必要な堆肥槽容積、液量を容易に決定できる。

### 使用記号

$a$	加熱塔容積 $1\text{m}^3$ 当たりの気-液接触面積	$[\text{m}^2/\text{m}^3]$
$C_p$	液(水)の比熱	$[\text{kcal}/(\text{kg}^\circ\text{C})]$
$G$	乾き空気の質量速度	$[\text{kg-dry air}/(\text{m}^2\text{hr})]$
$H$	湿り空気の混合比	$[\text{kg-H}_2\text{O}/\text{kg-dry air}]$
$h$	湿り空気の相対湿度	$[\%]$
$i$	湿り空気のエントルピー	$[\text{kcal}/\text{kg-dry air}]$
$i_w$	水温に対する飽和エンタルピー	$[\text{kcal}/\text{kg-dry air}]$
$K$	総括エンタルピー移動係数	$[\text{kcal}/(\text{m}^2\text{hr}di)]$
$Ka$	総括エンタルピー移動容量係数	$[\text{kcal}/(\text{m}^3\text{hr}di)]$
$L$	液(水)の質量速度	$[\text{kg}/(\text{m}^2\text{hr})]$
$N$	操作線の分割数	$[-]$
$S$	加熱塔の断面積	$[\text{m}^2]$
$T$	液(水)温	$[\text{C}^\circ]$
$T_s$	基準温度	$[\text{C}^\circ]$
$t$	ガス(空気)温度	$[\text{C}^\circ]$
$u$	ダクト内の風速	$[\text{m}/\text{hr}]$
$V$	加熱塔の容積	$[\text{m}^3]$
$w$	加熱塔への供給水量	$[\text{m}^3/\text{hr}]$
$Z$	塔高	$[\text{m}]$
$z$	温水塔高さ方向の距離	$[\text{m}]$
$\eta$	熱回収効率	$[\%]$
$\rho_a$	乾燥空気密度	$[\text{kg-dry air}/\text{m}^3]$

(添字)

1 : 塔底, 2 : 塔頂,  $w_b$  : 湿球

### 引用文献

- 新井英隆・鈴木和夫, 1979: 第6章 町田市の実例, 「下水汚泥の堆肥化実例集(熊沢喜久雄監修)」, アイピーシー, 203~264.
- Cheremisinoff, N. P., 1986: Chapter 34 Cooling tower operations, Handbook of heat and mass transfer, Vol. 1: Heat transfer operations, Gulf publishing company, 1065-1101.
- 林 良茂, 1973: 直交流気・液接触装置に関する研究,

- 大阪大学博士論文, 28.
- 化学工学協会, 1988: 化学工学便覧 改訂5版, 丸善, 625-652.
- 亀井三郎, 1975: 化学機械の理論と計算(第2版), 315-342.
- 関 平和・小森友明, 1984 a: 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**(2), 213-222.
- 関 平和・小森友明, 1984 b: 埋設管内通水方式による堆肥発酵熱抽出の試み, 農業気象, **40**(3), 219-228.
- 関 平和・小森友明, 1985 a: 埋設管内通水方式による堆肥発酵熱抽出の試み(第2報 近似解法と操作条件の検討), 農業気象, **41**(1), 57-61.
- 関 平和・小森友明, 1985 b: 堆肥発酵熱の抽出・蓄積に関する研究(第1報 循環通水方式による熱抽出・蓄熱実験), 農業気象, **41**(3), 257-264.
- 関 平和・小森友明, 1986: 堆肥発酵熱の抽出・蓄積に関する研究(第2報 循環通水方式による熱抽出・蓄熱過程の理論解析), 農業気象, **41**(4), 337-344.
- Seki, H. and Komori, T., 1987: Application of Heat Generated in Compost to Soil Warming, *J. Agr. Met.*, **43**(3), 189-202.
- 高橋幹二, 1981: 環境保全(1)「新体系土木工学」, 技報堂出版, 286.
- 寺澤寛一, 1954: 自然科学者のための数学概論(増訂版), 岩波書店, 260-261.
- Thostrap, P., 1985: Heat Recovery from Composting Solid Manure, Composting of Agricultural and Other Wastes, edited by Gasser, J. K. R., Elsevier, 167-180.
- 内田秀雄, 1972: 湿り空気と冷却塔(改訂版), 裳華房, 1-213.
- Verougstraete, A., Nyns, E. J. and Naveau, H. P., 1985: Heat Recovery from Composting and Comparison with Energy from Aerobic Digestion, Composting of Agricultural and Other Wastes, edited by Gasser, J. K. R., Elsevier, 135-146.