

(12) 下水汚泥と都市ごみの混焼における熱収支

HEAT BALANCE IN CO-COMBUSTION OF SEWAGE SLUDGE AND MUNICIPAL REFUSE

京才俊則*, 桜井克信*, 岡久宏史**

Shunsoku KYOSAI*, Katsunobu SAKURAI*, Hirofumi OKAHISA**

ABSTRACT; One of the fundamental factors in selecting a system of co-combustion of dewatered sewage sludge and municipal refuse is a water content of feed sludge to a furnace, namely dewatered sludge or sludge dried by excess heat from the furnace. Comparison of heat balance between two co-combustion systems was carried out in this study. The feed sludge to System 1 and to System 2 was dewatered sludge and dried sludge, respectively. The two Systems had the same units of a grate-fired waterwalled combustion unit, a boiler, a generation unit, an exhaust gas treatment unit and so on except a sludge drying unit for System 2. Following are the results of this study. A. A range of an autogeneous co-combustion ratio is wider in System 2 than in System 1. The co-combustion ratio means a ratio of dewatered sludge incinerated to refuse incinerated by weight. B. Comparison of energy costs between the two Systems reveals that System 2 is better than System 1 when autogeneous combustion is not possible, but there is little difference between the two Systems if autogeneous combustion is realized. C. Even if a low heat value is constant, the higher the water content is, the lower the value of sludge as fuel is. In order to solve the problem, new three definitions of heat value are compared with the low heat value.

KEYWORDS; co-combustion, sewage sludge, municipal refuse, low heat value

1. はじめに

下水汚泥の焼却には一般に多量の補助燃料を必要とする。一方同じ都市系廃棄物である都市ごみは自然することが多いので、両者を混合して焼却することにより、都市系廃棄物の効率的な処理が可能となる。このため、建設省土木研究所では混焼システムはどのように選択するべきかという問題を中心に、混焼技術の確立を目的とした研究を行っている¹⁾。

一般的なごみ焼却炉であるストーカ炉で汚泥を混焼する場合の最も基本的な選択因子のひとつは、炉に投入する汚泥の性状である。すなわち、脱水汚泥とするか、炉からの廃熱で処理した乾燥汚泥とするかである。そこで本論では乾燥機の有無の他は同じ混焼システムを用いて、炉投入汚泥を脱水汚泥とする場合(システム1)と乾燥汚泥とする場合(システム2)の熱収支シミュレーションを行い、熱収支から2つのシステムを比較検討した。

また、熱収支の検討の過程で、低位発熱量は焼却における熱特性を必ずしも正確に表現するものではないことを見出し、新しい発熱量の定義について考察した。

* 建設省土木研究所下水道部 Water Quality Control Div., Public Works Research Institute,
Ministry of Construction, ** 建設省下水道部 Dep. of Sewerage and Sewage Purification,
Ministry of Construction

2. 熱収支シミュレーションに用いた混焼システム (図-1)

システム 1 では脱水汚泥が炉に投入される。システム 2 では、ごみ焼却施設に搬入された脱水汚泥は水蒸気乾燥機を経て乾燥汚泥となり炉に投入される。ストーカ炉からの排ガスが持っている廃熱はボイラーで水蒸気として回収される。その水蒸気は、燃焼用空気の予熱機、排ガスの白煙防止用熱交換機、及びシステム 2 では乾燥機に利用される。これらへ利用しても水蒸気が余る場合は、余剰水蒸気でタービンを回し発電する。ボイラーからの排ガスは、ばいじん除去、除湿のための水スクラバー、白煙防止のための熱交換機を通して、煙突から大気へ放出される。システム 2 における乾燥機からの排ガスは除湿のための水スクラバーを通り、燃焼用空気として用い脱臭される。スクラバーで除湿を行わないと、乾燥機で汚泥から除去された水分が炉に戻ることになり、熱収支上、システム 1 とシステム 2 は本質的に同一となる。

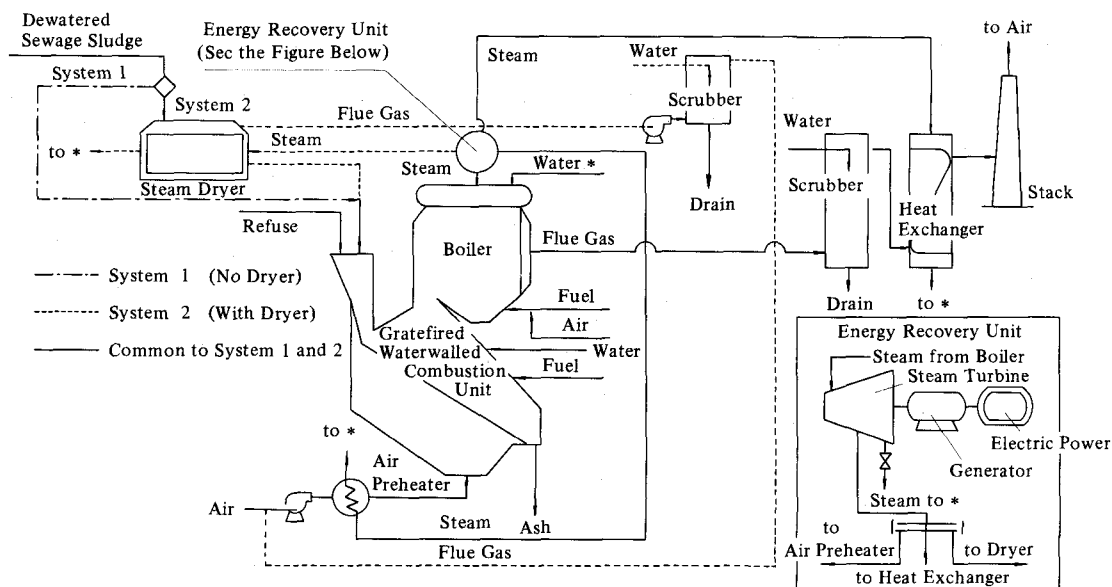


Fig. 1 Flowsheet of Co-combustion System

3. シミュレーションの条件 (表-1)

シミュレーションに用いた汚泥、ごみの性状、炉の燃焼条件、装置の操作条件、物性常数、及びシステム制御ダイアグラムを表-1に示す。汚泥、ごみの可燃分組成、可燃分高位発熱量は一般的な値を用い一定とした。脱水汚泥の含水率は60%から5%きざみで80%までの5通り、可燃分率は40%から10%きざみで80%までの5通りの組合せで、25種類の脱水汚泥を用いた(汚泥1~汚泥25)。ごみは可燃分率は75%に固定し、含水率を30%から5%きざみで70%までの9段階に変化させた(ごみA~ごみI)。乾燥機で得られる汚泥の含水率は40~60%とした。汚泥、ごみに対する空気比の下限値は文献²⁾を参考にして1.7とした。各装置の効率、及び操作条件は一般的な値を用いた。

ストーカ炉出口の温度は 800～950℃の範囲で次のように制御する。炉投入混合物の発熱量が低く、温度が 800℃に達しない場合は重油をたいて 800℃とする。発熱量が上がり温度が 800℃となると補助燃料は不要となり、混合物は自然域に入る。発熱量がさらに上がり、温度が 950℃になると、炉を保護するために温度を 950℃に保つための制御に入る。まず予熱機で上げている燃焼用空気温度を下げる。この操作でも 950℃にならない場合、システム 2 では汚泥の含水率を最大 60%まで上げる。システム 1、システム 2 の次の操作は空気比を最大 2.2 まで増加させることである。以上の操作でも 950℃に保てない場合は、炉に水スプレーをして、強制的に 950℃とする。

蒸気利用は熱利用（空気予熱機，熱交換機，乾燥機）を優先させる。熱利用に用いる蒸気の比エンタルピーは下限値（661 kcal/kg）とする。蒸気量は熱利用に必要な総エンタルピーを下限値で割って求める（これをここでは熱

Table 1 Simulation Conditions

1. Characteristics of Heavy Oil, Feed Refuse and Feed Sludge

a. Composition & High Heat Value (HCV) of Combustible

	C(%)	H(%)	N(%)	S(%)	CL(%)	O(%)	HCV(KCAL/KG)
HEAVY OIL	85.4	12.6	0.4	0.9	0.0	0.7	10,800
REFUSE	53.0	8.0	2.0	0.5	1.0	35.5	5,500
SLUDGE	52.0	8.0	6.0	1.5	0.1	32.4	5,500

b. NO. & Low Heat Value (LCV) of Dewatered Sludge

A \ B	40	50	60	70	80
60	1; 453	2; 656	3; 859	4; 1061	5; 1264
65	6; 322	7; 499	8; 677	9; 854	10; 1032
70	11; 191	12; 343	13; 495	14; 647	15; 799
75	16; 59	17; 186	18; 313	19; 440	20; 566
80	21; -72	22; 29	23; 131	24; 232	25; 334

A: Water Content (%)

B: Combustible (%)

c. Name & LCV of Refuse

REFUSE	A	B	C	D	E	F	G	H	I
WATER CONTENT	30	35	40	45	50	55	60	65	70
COMBUSTIBLE	75	75	75	75	75	75	75	75	75
LCV	2,483	2,263	2,043	1,823	1,603	1,383	1,163	943	723

d. LCV Calculation (kcal/kg)

$$LCV = HCV_c \times (1 - WC/100) \times 100/100 - 597 \times (9 \times H/100 \times (1 - WC/100) \times 100/100 + WC/100))$$

$$HCV_c = HCV \text{ of combustible (kcal/kg)}$$

$$WC = \text{Water content (\%)}$$

$$O = \text{combustible (\%)}$$

2. Combustion Conditions of Furnace

a. Theoretical Values (per 1 kg of combustible)

$$\text{Dry Air (kg)} = 1/23.3 \times (32/12 \times C + 16/2 \times (H - Cl/35.5) + 32/32 \times S - O)$$

$$\text{Water Made by Combustion (kg)} = 1/100 \times 18/2 \times (H - Cl/35.5)$$

$$\text{Flue Gas (kg)} = (\text{Dry Air}) + 1 - (\text{Water Made by Combustion})$$

3. Efficiency of Other Facilities

- a. Boiler 90%
- b. Steam Dryer 95%
- c. Steam Air Heater 95%
- d. Generator 65%

4. Operation Conditions of Facilities

a. Furnace

Air Ratio to Sludge & Refuse 1.7 - 2.2
to Heavy Oil 1.3

Outlet Gas Temperature 800 - 950 °C

b. Boiler

Outlet Gas Temperature 280 °C

Generated Steam Temp. 170 - 265 °C

Enthalpy 661 - 704 kcal/kg

Pressure 8 - 18 ata.

Feed Water Temp. 140 °C

Enthalpy 142 kcal/kg

c. Steam Dryer

Inlet Air 20 °C, 0.05kg-H₂O/kg-Dry Air

Outlet Air 80 °C, 0.5kg-H₂O/kg-Dry Air

Dried Cake 80 °C, 40% - 60% of Water Content

Enthalpy of Inlet Water 661 kcal/kg

Enthalpy of Drain 171 kcal/kg

d. Steam Air Heater

Heated Air Temp. 20 - 150 °C

Enthalpy of Inlet Steam 661 kcal/kg

Enthalpy of Drain 171 kcal/kg

e. Scrubber

Outlet Gas 40 °C, 0.0488 kg-H₂O/kg-Dry Air (saturated)²

Water Temp. Inlet : 20 °C, Outlet : 50 °C

f. Heat Exchanger for White Smoke Prevention

Outlet Gas Temp. 95 °C

Enthalpy of Inlet Steam 661 kcal/kg

Enthalpy of Drain 171 kcal/kg

g. Steam Turbine

Enthalpy of Inlet Steam 661 - 704 kcal/kg

Enthalpy of Outlet Steam

Back Pressure or Extraction 661 kcal/kg

Condensation 563 kcal/kg

5. Other Conditions

a. Basis of Heat Balance Calculation 0 °C & HCV

b. Ambient Air 20 °C, 0.01 kg-H₂O/Dry Air

c. Gas Density Dry Air 1.29 kg/Nm³

Flue Gas 1.34 kg/Nm³

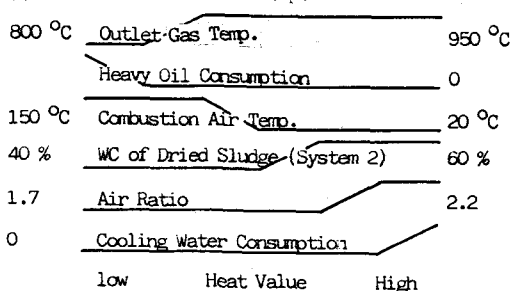
Steam 0.80 kg/Nm³

d. Gas Specific Heat at Constant Pressure (Average Value from 0 °C to the temperature)

TEMP(°C)	0-150	0-400	0-650	0-800
DRY AIR	0.242	0.247	0.253	0.256
FLUE GAS	0.249	0.253	0.259	0.262
STEAM	0.451	0.467	0.484	0.496

6. Diagrams of System Control

a. Control of Outlet Gas Temp. from Furnace



b. Selection of Steam Turbine for Electric Generation

Heavy Oil Consumption for Boiler 0

661 kcal/kg Enthalpy of Generated Steam 704 kcal/kg

No	by Back	by Extrac-
Electric	Pressure	tion and
Generation	Turbine	Condensation
		Turbine

利用蒸気量という)。ボイラーからの発生蒸気の総エンタルピーが熱利用必要量より少ない場合、蒸気の比エンタルピーは下限値とし、不足分の蒸気量は補燃して賄い、発電は行わない。一方、発生蒸気の総エンタルピーが熱利用必要量以上ある場合は発電する。蒸気量を熱利用蒸気量としたときの発生蒸気の比エンタルピーが上限値（704 kcal/kg）未満の場合には背圧タービンをを用い発電する。背圧は比エンタルピーの下限値とする。蒸気量を熱利用蒸気量としたときの発生蒸気の比エンタルピーが上限値以上となる場合は、比エンタルピーは上限値として発生蒸気量を増やし、抽気復水タービンをを用い発電する。熱利用に必要な総エンタルピーは比エンタルピーの下限値で熱利用蒸気量を抽気して賄い、残りの蒸気は 563 kcal/kg で復水する。

図-2 にシュミレーションに用いたプログラムのフローチャートを示す。

4. シミュレーション結果

シュミュレーションは汚泥 25 種類、ごみ 9 種類、システム 2 種類の組合せの 450 ケースについて、一般的には混焼比（ごみに対する搬入脱水汚泥の重量比）を 0～0.1 に変化させて行った。混焼比 0～1.0 の範囲ではすべてのケースにおいて炉冷却用スプレー用水量は 0、また発生蒸気の比エンタルピーは 704 kcal/kg となった。

シュミュレーションの例として炉投入混合物の発熱量の小さいケース（汚泥 24、ごみ H）、中程のケース（汚泥 14、ごみ F）、及び大きいケース（汚泥 4、ごみ C）の結果を図-3 に、また自然燃する混焼比の範囲を表-2 に示す。なお、本論では炉、及びボイラー補燃用の重油を使用しないでも混合物が燃焼する場合を自然としている。

4.1 システム 1 とシステム 2 の全体的な比較

図-3 及び表-2 よりシステム 1 とシステム 2 を比較すると次のようである。

- 炉投入混合物の低位発熱量は、汚泥を廃熱で乾燥しているシステム 2 のの方が高いため、炉出口温度はシステム 2 のの方が高い。但し、両システムの炉出口温度が下限値（800℃）、ないしは上限値（950℃）にともに達している場合は同じになる。
- 自然燃する混焼比の範囲はシステム 2 のの方が大きくとれる。
- システム 2 ではごみ専焼で自然しない場合でも混焼比をあげると、炉補燃用重油消費量は減少し、自然することが多い。これは、乾燥後の汚泥の発熱量が自然点以上にあるためで、b も同様の理由による。
- どちらのシステムでも自然する場合の回収電力量は、両システムではほぼ等しい。システム 2 では乾燥汚泥が炉に投入されるため発生エンタルピーは多くなるが、その一部は汚泥乾燥に用いられ、結果としてタービンで利用されるエンタルピーがシステム 1 と 2 ではほぼ等しくなるためである。
- 補燃する場合の回収電力量はシステム 2 より 1 の方が多い。これはシステム 1 の方が炉補燃用重油消費量が多く、その分だけ発電に回せるエンタルピーが増えるためである。

4.2 自然燃する混焼比

含水率 60%、可燃分率 80% で低位発熱量が 1,264 kcal/kg と高い汚泥 5 とごみの混焼を除くと、ごみ A、C、

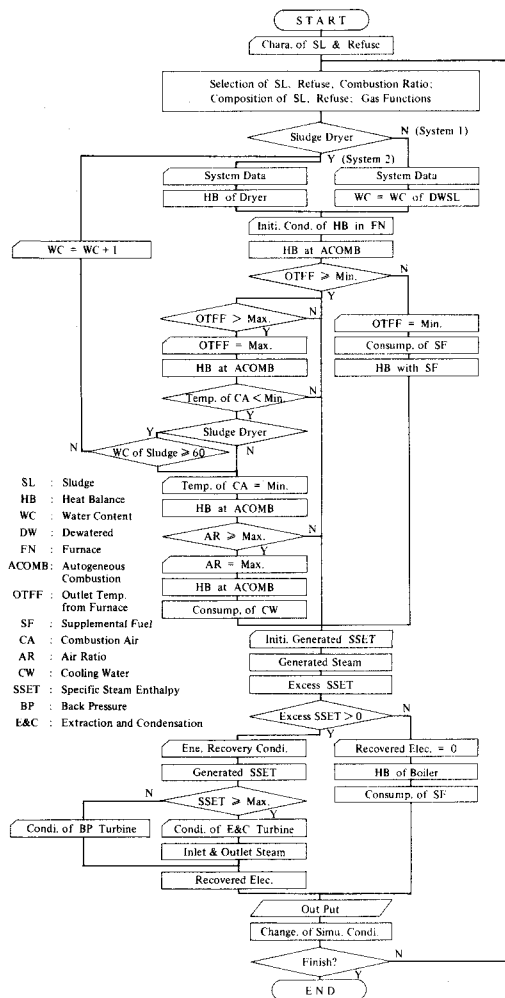


Fig. 2 Simulation Flowchart

Table 2 Range of Autogenous Co-Combustion Ratio

System				1					2				
Sludge	Refuse			A	C	E	G	I	A	C	E	G	I
	Water Content(%)			30	40	50	60	70	30	40	50	60	70
	Combustible(%)			75	75	75	75	75	75	75	75	75	75
	LCV (kcal/kg)			2,483	2,043	1,603	1,163	723	2,483	2,043	1,603	1,163	723
1	60	40	453	0-2.63	0-1.75	0-0.88	Only 0	×*	0-*	0-	0-	0-	5.2-
2	60	50	656	0-3.65	0-2.43	0-1.21	Only 0	×	0-	0-	0-	0-	2.0-
3	60	60	859	0-5.95	0-3.95	0-1.97	Only 0	×	0-	0-	0-	0-	1.2-
4	60	70	1,061	0-15.9	0-10.6	0-5.27	Only 0	×	0-	0-	0-	0-	0.88-
5	60	80	1,264	0-	0-	0-	0-	8.1-	0-	0-	0-	0-	0.68-
11	70	40	191	0-1.62	0-1.08	0-0.54	Only 0	×	0-8.2	0-6.4	0-4.6	0-2.8	×
12	70	50	343	0-1.85	0-1.23	0-0.62	Only 0	×	0-18	0-14	0-10	0-6.2	Only 26
13	70	60	495	0-2.17	0-1.45	0-0.72	Only 0	×	0-	0-	0-	0-	1.6-
14	70	70	647	0-2.62	0-1.75	0-0.87	Only 0	×	0-	0-	0-	0-	1.2-
15	70	80	799	0-3.31	0-2.20	0-1.10	Only 0	×	0-	0-	0-	0-	0.92-
21	80	40	-72	0-1.16	0-0.78	0-0.39	Only 0	×	0-4.0	0-3.0	0-2.2	0-1.2	×
22	80	50	29	0-1.24	0-0.83	0-0.41	Only 0	×	0-4.8	0-3.6	0-2.6	0-1.6	×
23	80	60	131	0-1.33	0-0.88	0-0.44	Only 0	×	0-6.0	0-4.8	0-3.2	0-2.0	×
24	80	70	232	0-1.43	0-0.95	0-0.47	Only 0	×	0-8.4	0-6.6	0-4.6	0-2.6	×
25	80	80	334	0-1.54	0-1.03	0-0.51	Only 0	×	0-12	0-10	0-7.6	0-4.4	1.4-1.6

* × No Autogenous Co-Combustion Range

0- Autogenous Co-Combustion is possible in any Co-Combustion Ratio

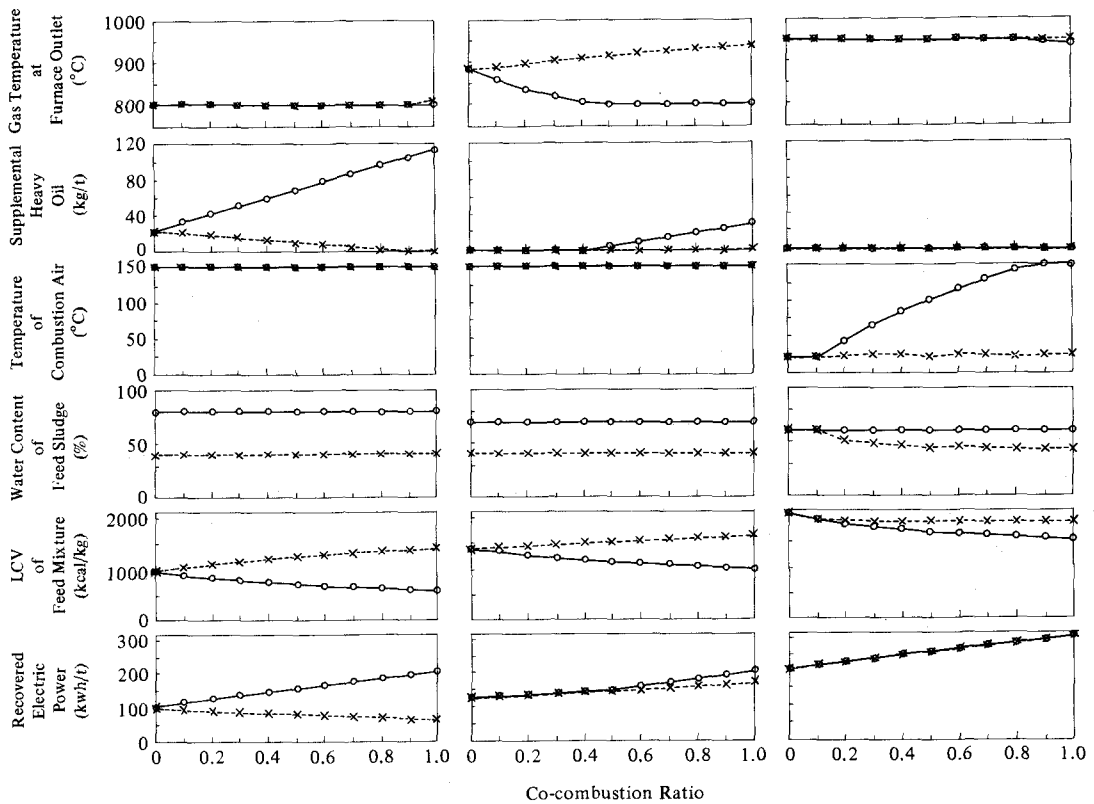


Fig. 3 Simulation Results of Co-combustion

Eではシステム1において自燃混焼比に上限がある。この上限以上になると炉補燃用の重油が必要となる。システム2でも自燃範囲に上限がある場合があるが、この上限はシステム1の場合と異なって、これ以上の混焼比ではボイラー用の補助燃料が必要となる。

図-4にシステム1におけるごみFとの自燃上限混焼比、及びその時の炉投入混合物の低位発熱量と、汚泥の低位発熱量との関係を示す。同図によると、全体的には汚泥の低位発熱量の増加とともに自燃する上限混焼比も増加するが、汚泥の低位発熱量は同じでも、含水率が高い程自燃上限混焼比は小さくなっている。さらに、含水率が高い程、自燃上限混焼比における炉投入混合物の低位発熱量は高くなっている。これは次のことによる。含水率が大きな汚泥を燃やす程、燃焼ガス中の水蒸気量は多くなる。水蒸気は排ガスに含まれるため、水蒸気も800℃まで昇温しなくてはならない。従って、燃焼ガスを800℃にするのに必要な低位発熱量は高くなり、結果として自燃上限混焼比は小さくなる。また含水率が等しい場合は、汚泥の低位発熱量が増加するとともに、自燃上限混焼比における炉投入混合物の低位発熱量は上昇しているが、これも相対的に炉投入混合物中の水分量が増加しているためである（ごみFの含水率は55%）。

図-5は低位発熱量を一定とし、含水率と可燃分率を変化させた汚泥をごみFとシステム1で混焼する場合の自燃上限混焼比とその時の炉投入混合物の低位発熱量を求めたものである。同図より、低位発熱量が同じでも含水率の高い汚泥程、自燃上限混焼比は小さく、その時の炉投入混合物の低位発熱量は高くなることが明らかである。以上のことから、焼却においては低位発熱量は燃焼物の熱的特性を正確に規定するものではないことが見出される。このことについては4.4節で議論する。

4.3 システム1とシステム2のエネルギー費用比較

評価関係を次のように定義して、エネルギー費用によるシステム1とシステム2の比較を行った。なお、単位当りの混合物を焼却するのに必要な炉、ボイラー、排煙処理装置、乾燥機等のエネルギーはシステム1と2で同じとした。

$$C = (a_F \cdot \Delta F - a_E \cdot \Delta E) / (1 + X)$$

(円 / t・処理量)

$$\Delta F = F_{S1} - F_{S2}$$

$$\Delta E = E_{S1} - E_{S2}$$

F_{Si} : システム*i*における重油消費量 (kg/t・処理量)

E_{Si} : システム*i*における発電量 (kwh / t・処理量)

a_F : 重油単価 (90円 / kg)

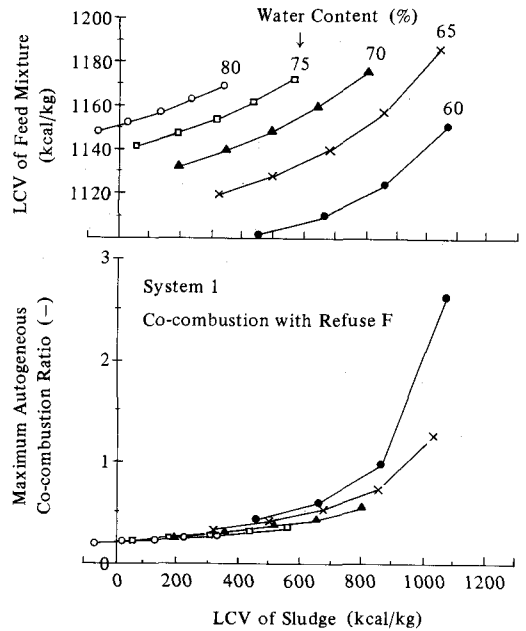


Fig. 4 LCV of Sludge and Maximum Autogeneous Co-combustion Ratio

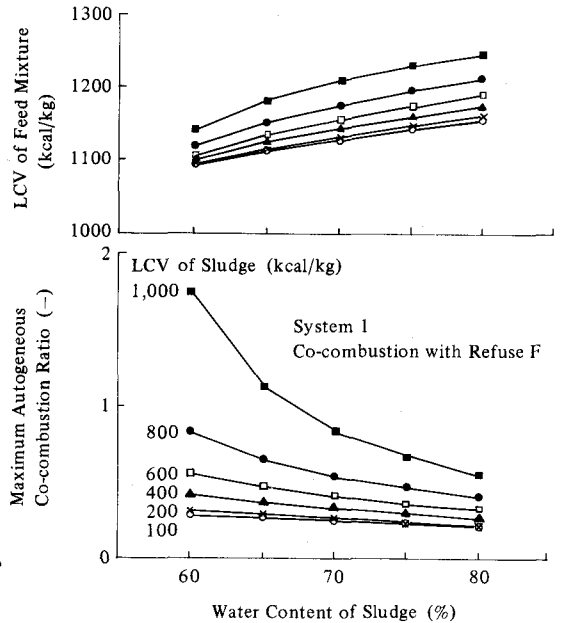


Fig. 5 Maximum Autogeneous Co-combustion Ratio (LCV of Sludge is Constant)

a_E : 電力料金 (20 円 / kWh)

X : 混焼比 (—)

$C > 0$ のとき: システム 2 の方がエネルギー費用からは有利

$C < 0$ のとき: システム 1 の方がエネルギー費用からは有利

すなわち、重油によるエネルギー費用の出費と発電によるエネルギー費用の回収の差から、より少なく出費、あるいはより多く回収するシステムを有利とする。また、1人1日当りの脱水污泥、ごみの発生量はそれぞれ、200~300 g、1,000 g程度であることから混焼比は0.3に固定して評価した。

システム1とシステム2の重油費用と回収電力代を污泥19を例として図-6に示す。システム1ではごみG、H、I、システム2ではごみH、Iとの混焼が自然していないので重油消費があるが、消費量はシステム1の方が多く、回収電力量も多い。ごみA~Fではどちらのシステムとも自然するために重油消費はなく、回収電力量もほぼ等しい。

污泥の含水率を60、70、80%としたときの污泥の低位発熱量と評価関数の値(C値)の関係を図-7に示す。同図よりシステム1とシステム2のエネルギー費用を比較すると次のようである。

污泥の含水率を60、70、80%としたときの污泥の低位発熱量と評価関数の値(C値)の関係を図-7に示す。同図よりシステム1とシステム2のエネルギー費用を比較すると次のようである。

- 両システムにおいても自然しない場合はシステム2の方が有利で、C値は污泥含水率が同じならば一定である。この場合、C値は污泥含水率が大きい程大きくなる。
- システム1では自然しないで、システム2では自然する場合もシステム2の方が有利である。C値は污泥の低位発熱量が小さくなる程、また污泥含水率が大きくなる程大きくなる。
- 両システムとも自然する場合は2つのシステムの差はそれ程大きくない。

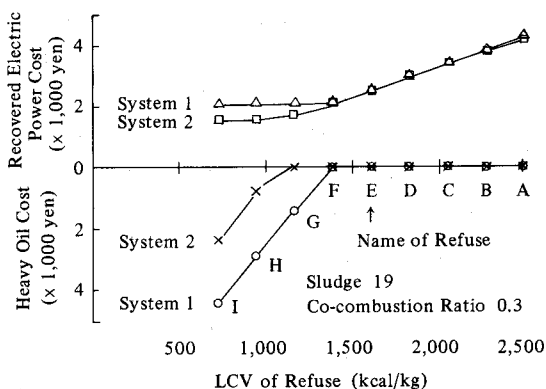


Fig. 6 Comparison of Heavy Oil and Recovered Electric Power Costs between Two Systems

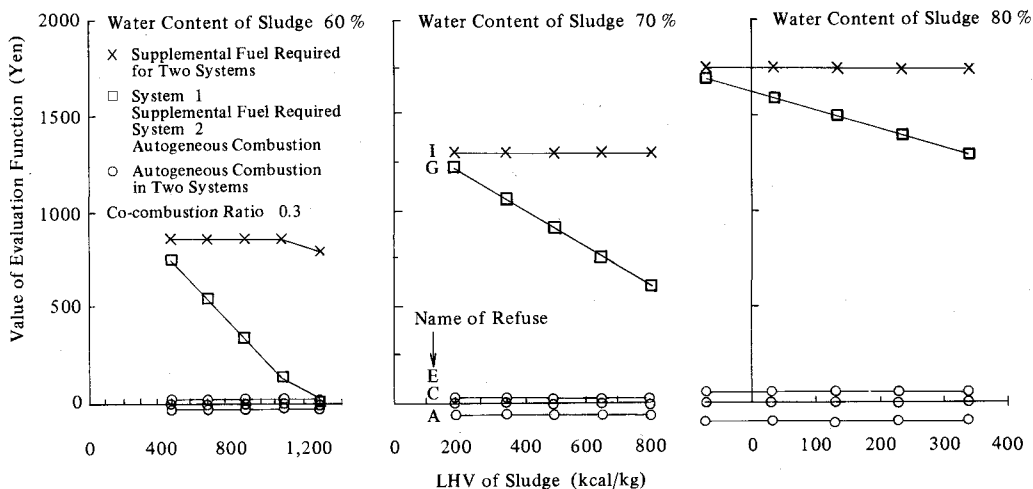


Fig. 7 Comparison of Energy Cost between Two Systems

4.4 燃焼物の熱的特性の表現法に関する考察

4.2で焼却においては低位発熱量は燃焼物の熱的特性を正確に規定するものではないことを指適した。すなわち、低位発熱量は同じでも含水率、可燃分率の高い燃焼物程、熱的価値は低いこと、それは燃焼物中の水分を燃焼温度まで上昇させるのに熱が消費されるためであることが見い出された。このため、ここでは低位発熱量に代って、焼却に対してより正確に燃焼物の熱的特性を表現する方法について考察する。

低位発熱量の問題点を解消するために、低位発熱量を含めて次の4つの発熱量について検討する。なお、低位発熱量以外の名称、及び定義は一部を除き、²⁾ここで初めて使うものであり今後の議論を要する。

$$\text{低位発熱量, LCV (kcal/kg)} = \text{HCV} \left(1 - \frac{M}{100}\right) \frac{C}{100} - 597 \left\{ \frac{9H}{100} \left(1 - \frac{M}{100}\right) \frac{C}{100} + \frac{M}{100} \right\}$$

$$\text{燃焼発熱量, ICV (kcal/kg)} = \text{LCV} - T \cdot C_{P,M} \left\{ \frac{9H}{100} \left(1 - \frac{M}{100}\right) \frac{C}{100} + \frac{M}{100} \right\}$$

$$\text{有効発熱量, ECV (kcal/kg)} = \text{ICV} - T (DG \cdot C_{P,DG} + HA \cdot C_{P,M}) - LAS$$

$$\text{自燃発熱量, ACV (kcal/kg)} = \text{ECV} - T \cdot (AR - 1) (DA \cdot C_{P,DA} + HA \cdot C_{P,M})$$

ここで、HCV：可燃分高位発熱量 (kcal/kg)

M：含水率 (%)

C：可燃分率 (%)

H：可燃分中の水素 (%)

T：排ガスの炉出口温度 (°C)

DA：燃焼用空気 (kg)

DG：空気比1で完全燃焼した場合の炉出口ガス (kg)

HA：燃焼用空気中水分 (kg)

$C_{P,M}$; $C_{P,DA}$; $C_{P,DG}$: 0°CからT°Cまでの水蒸気、空気、燃焼ガスの定圧比熱 (kcal/kg)

LAS：灰が炉から持ち出す熱量 (kcal/kg)

ICVはLCVから燃焼物中の水分をT°Cまでにあげるのに必要な熱量を引いたものである。ECVは空気比1で完全燃焼した場合の自燃計算から求めたものである。ACVは一般的な自燃計算から求めたもので空気比ARの項が含まれている。

図-8は汚泥のそれぞれの発熱量を一定にし、含水率を60~80%変化させ、システム1でごみFと混燃した場合の自燃上限混焼比を示したものである (AR=1.7, T=800, LASは炉回りの熱損失に含むとして0, $C_{P,DA} = C_{P,DG}$ として計算)。なお、それぞれの汚泥の発熱量は含水率70%のとき、自燃上限混焼比が0.3になるように設定した。同図より、ACV一定の場合は含水率が60~80%に変化しても自燃上限混焼比は0.3と一定となるのに対し、ECV, ICV, LCV一定の場合はそれぞれ、

0.33~0.27, 0.35~0.26, 0.37~0.25と変化している。また、自燃上限混焼比における炉投入混合物のACVは20~30 kcal/kgとなった。この値は炉回りの熱損失に対応するものである。

図-9はACVを-400 kcal/kgと一定にした場合のLCV, ICV, ECVの変化を示したものである。

ここで4つの発熱量について考察する。LCV→ICV→ECV→ACVと行く程、実際の燃焼に即した発熱量となるため、発熱量の定義としてはこの順に優れていることを図-8で示した。しかし、LCVは燃焼物の特性のみで求めるのに対し、ICV, ECVはT, ACVではTとARという燃焼条件を入れなければ求められない。従って、TとARのうちTのみが固定できる場合はLCVよりICV, ECVを用いる方がよいと考えるが、ICVとECVでは

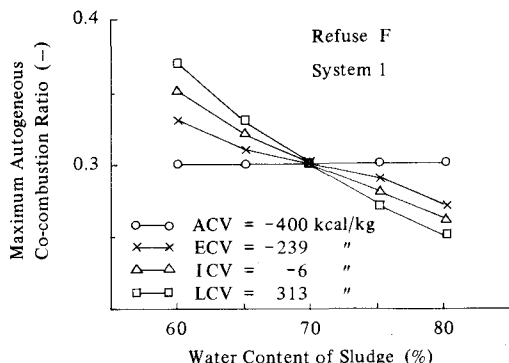


Fig. 8 Water Content of Sludge and Maximum Co-combustion Ratio - ACV, ECV, ICV, and LCV of Sludge are Constant

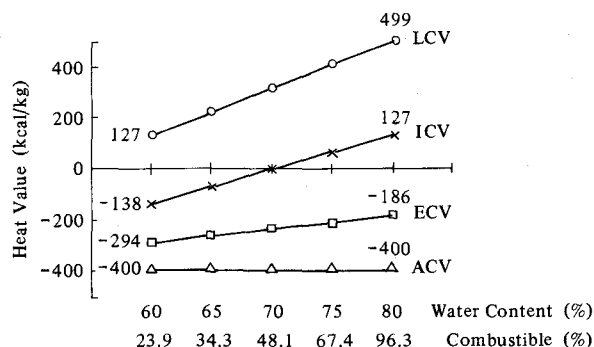


Fig. 9 Variation of ECV, ICV, and LCV at Constant ACV

ECVの方がよりACVに近づくためECVを用いるべきであろう。TとARを固定して検討できる場合は勿論、ACVが最も優れている。

5. 結 論

ごみ焼却炉（ストーカー炉）に汚泥を入れて混焼するシステムで、脱水汚泥のままで投入するシステム1と炉の廃熱を利用して乾燥汚泥として投入するシステム2をエネルギー収支から比較して次の結論を得た。

- 自然する混焼比の範囲はシステム2の方が広い。これはシステム2では乾燥汚泥が燃料として働くためである。
- エネルギー費用から両システムを比較すると、自然しない場合はシステム2の方が有利となるが、自然する場合は2つのシステムに大きな差はない。

また、燃烧物の熱的特性の表現について次のことを指摘した。

- 低位発熱量は一定でも、含水率、可燃分率の高い燃烧物程、焼却における熱的価値は低い。
- 低位発熱量に代って焼却における燃烧物の熱的特性を表現する方法として、燃烧発熱量、有効発熱量、及び自燃発熱量を定義し、これらの発熱量について比較検討した。これらの発熱量のうち、排ガスの炉出口温度を固定して考えられる場合は有効発熱量、炉出口温度とともに空気比も固定して検討できる場合は自燃発熱量を用いるべきことを示した。

6. おわりに

以上より、汚泥とごみを混焼する場合、炉からの廃熱で汚泥を乾燥させることはエネルギー的に有利な場合が多いことが示された。さらに汚泥を乾燥させると燃烧時間が短縮されたり、炉内における汚泥の分散がよくなったりするためより安定な混焼が可能となる。反面、そのためには乾燥機の設置費、維持管理費が必要となるマイナスもあるので、システムの選択に当っては総合的な検討が必要である。

参考文献

- 京才, 岡久, 下水汚泥と都市ごみの混焼について, 第21回下水道研究発表会講演集, 1984, 625-627
- 全国都市清掃会議, 昭和55年度廃棄物処理施設(ごみ処理施設)の標準設計方法に関する調査報告書, 17, 21, 昭56.3
- 佐野, 新燃料(その19), ボイラー技士, Vol. 39, No. 5, 427-440