

用いられる。その後、燃焼排ガスはバグフィルター等を経由して煙突から外部へ排気される。なお、ロータリキルン等乾燥機に供給される生豚糞は0℃とする。また水蒸気発生器へは0℃の水を供給し、150℃の飽和水蒸気で回収すると仮定した。

2-2 計算式および方法

燃焼の計算は、参考文献1に記載の計算式および比熱などを用いた。豚糞の組成は参考文献2を参考にした (C=8.1, H=1.0, S=0.1, O=3.9, N=0.9, Cl=0.1, Na+K+P+Ca=0.4, 灰分=1.5, 水分83.0。単位は重量% wt%)。木炭の組成は参考文献3を参考にした (C=82, H=2, O=6, 灰分=2, 水分=8。単位は重量% wt%)。空気の絶対湿度の数値は参考文献4による。計算範囲は空気過剰率を1.0~3.0の範囲で、熱ロスは装置全体からの放熱量とし、発熱量は木炭および絶乾豚糞の発熱量の和を基準にして計算した。燃焼計算の条件は、(1) 燃焼炉内での燃焼温度は800℃以上で維持するとともに、(2) 水蒸気発生器出口での燃焼排ガス温度は300℃以上を確保するとした。

2-3 結果と考察

図2に生豚糞処理量と水蒸気発生量の計算例を示す。木炭1kgで燃焼炉温度を800℃以上、排気ガス温度を300℃以上に維持する場合の生豚糞処理量と水蒸気発生量の範囲について、空気過剰率を変えて計算した。

図2は空気過剰率が2.0の場合である。横軸は生豚糞処理量、縦軸は水蒸気発生量を示す。パラメータは燃焼系からの放熱(熱ロス)である。横軸と縦軸と線図とで囲まれた三角の領域が運用可能な範囲を示す。熱ロスが増大するほど、運用可能領域が狭まること、豚糞処理量と蒸気発生量とは相反する関係にあること、熱ロスが大きくなると、燃焼温度800℃を維持できなくなる領域が発生することが分かる。

図3は燃焼排ガス中の水分量の計算例を示す。豚糞のような高含水率の物質を焼却処理すると燃焼排ガス中に多量の水分を含有し、それが外部に排出した際に冷却されて、燃焼ガス中の水蒸気が結露または水滴となって地上に落下する可能性が

ある。そこで、木炭量を1kg、蒸気発生量を0kg、熱ロスを10%とした場合の計算を行った。横軸に生豚糞処理量を、縦軸に燃焼排ガスの絶対湿度を示す。線図は空気過剰率が1.5~2.5の場合を示す。図中の横点線は60~20℃の空気に対応した飽和絶対湿度である。本図より、空気過剰率が増加するほど空気量が増えるために燃焼排ガス中の絶対湿度は低下する。空気過剰率1.5の場合の線図より、豚糞処理量は11kg程度まで燃焼処理することが可能である。しかし、この場合の燃焼排ガスの絶対湿度は0.24kg/kg-air程度であり、60℃の飽和絶対湿度0.15kg/kg-airを超えている。このことから、燃焼排ガスを煙突から大気へ放出する前に、煙突内で多量の外気により燃焼排ガスを希釈する必要があると考えられる。

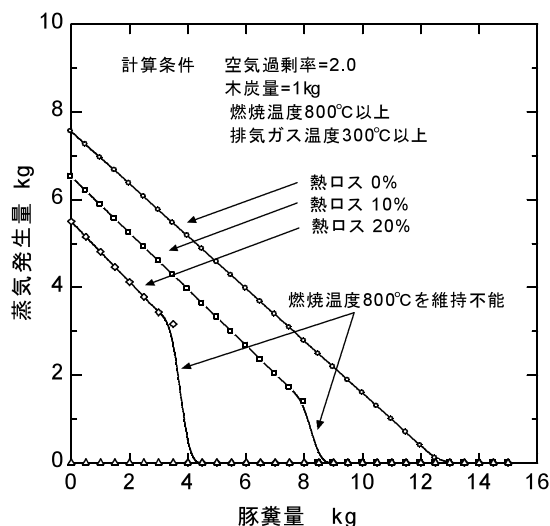


図2 豚糞処理量と蒸気発生量の関係 (空気過剰率2.0の場合)

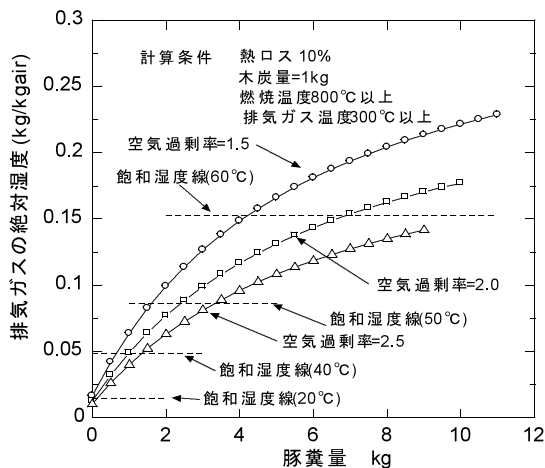


図3 燃焼排ガスの絶対湿度の予測

2-4 まとめ

木炭・豚糞燃焼に関する簡易モデル計算を行い、以下の知見が得られた。

- (1) 空気過剰率が高値となるほど豚糞処理および蒸気発生の運用可能領域が狭まる。本報告書には図示していないが、空気過剰率3.0以上では燃焼炉内温度800°Cを維持できない場合も発生する。これらのことから、より低空気過剰率で燃焼させるためには、木炭・豚糞と空気との混合・接触性の改善が必要と考えられる。
- (2) 燃焼装置全体からの放熱ロスについても、熱ロスが増加するほど燃焼温度の維持が困難となる。このことから、可能な限り装置の保温を行う必要があると考えられる。
- (3) 燃焼排ガスの絶対湿度の計算から、燃焼排ガスを大気へ放出する前に煙突内で多量の空気により希釈して絶対湿度を低下させる必要があると考えられる。

3 平成17年度の予測計算

3-1 燃焼炉内の熱発生と熱移動計算モデル

図4に実行した木炭豚糞混練燃料の燃焼炉内の熱発生と熱移動に関する予測計算の領域を示す。木炭豚糞燃焼炉へ供給される物質は水分率10%の乾燥豚糞とこれに混練した助燃剤の粉末木炭、燃焼点火用バーナーの灯油、ロータリキルンで乾燥処理した豚糞の乾燥臭気成分を含有した湿り空気と炉床から供給される新鮮空気である。一方、燃焼炉から排出されるのは燃焼排気ガスのみと仮定した。

図5に燃焼炉内の熱発生性と炉壁への熱移動に関する計算モデルを示す。木炭豚糞混練燃料の燃焼熱と点火用灯油バーナーの熱発生により燃焼炉内のガスは昇温して燃焼炉外へ排出される。一方、燃焼炉内壁は燃焼ガスから熱を吸収して昇温し、吸収された熱は断熱材を熱伝導して炉壁外へ放熱される。

3-2 計算法および計算仮定

木炭豚糞混練燃料を構成する水分率10%の豚糞と粉末木炭および灯油の燃焼熱量等はそれぞれ参考文献2および3を用いて求めた。

一方、熱移動計算に関しては、①炉内燃焼ガス

と炉内壁との間の熱放射伝熱式と燃焼炉内対流伝熱式（炉内風速=1.0m/sとし、空気の熱物性値を用いた）を適用した。②燃焼炉断熱材内部の熱移動については、図5に示した計算モデルをメッシュ分割し、断熱材の熱物性値を用いて非定常の熱伝導計算を実行した。③炉外壁と周囲との間は熱放射伝流式と対流伝熱式（炉外周囲風速=1.0m/sとし、空気の熱物性値を用いた）を適用した。なお、断熱材のメッシュ幅は2mm、計算時間幅は1秒とした。

計算を行う上の仮定として、豚糞および粉末木炭は炉内へ投入後、直ちに着火するとした。また炉内燃焼ガス温度が800°Cに達した時に点火用の灯油バーナーの熱発生を0とするようにプログラムした。

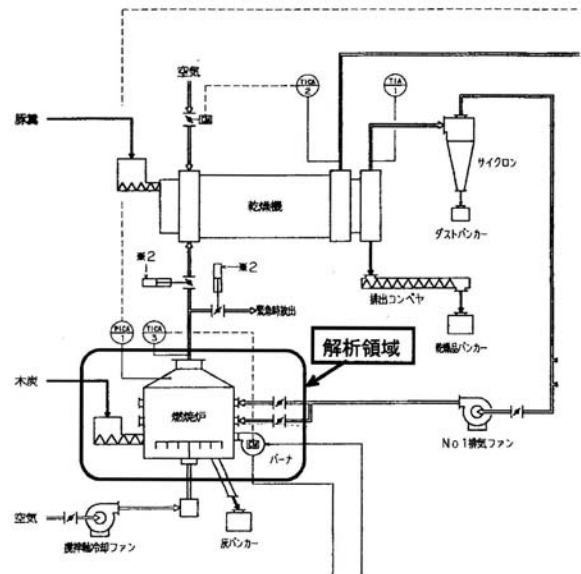


図4 熱の発生と移動計算の領域

3-3 結果と考察

図6は燃焼炉内への空気供給量を変えた場合の炉内ガス温度の計算例である。空気過剰率 n を2.0から1.5へ下げると、同じ燃料供給条件であっても炉内ガス温度は短時間でより高温度に達することが分かる。一方、空気過剰率を2.5、3.0と増加すると燃焼ガス温度は計算条件の安定燃焼温度800°Cを超えることができない。すなわち、燃焼に利用されない空気を過剰に供給すると燃焼ガスの温度が低下することが分かる。

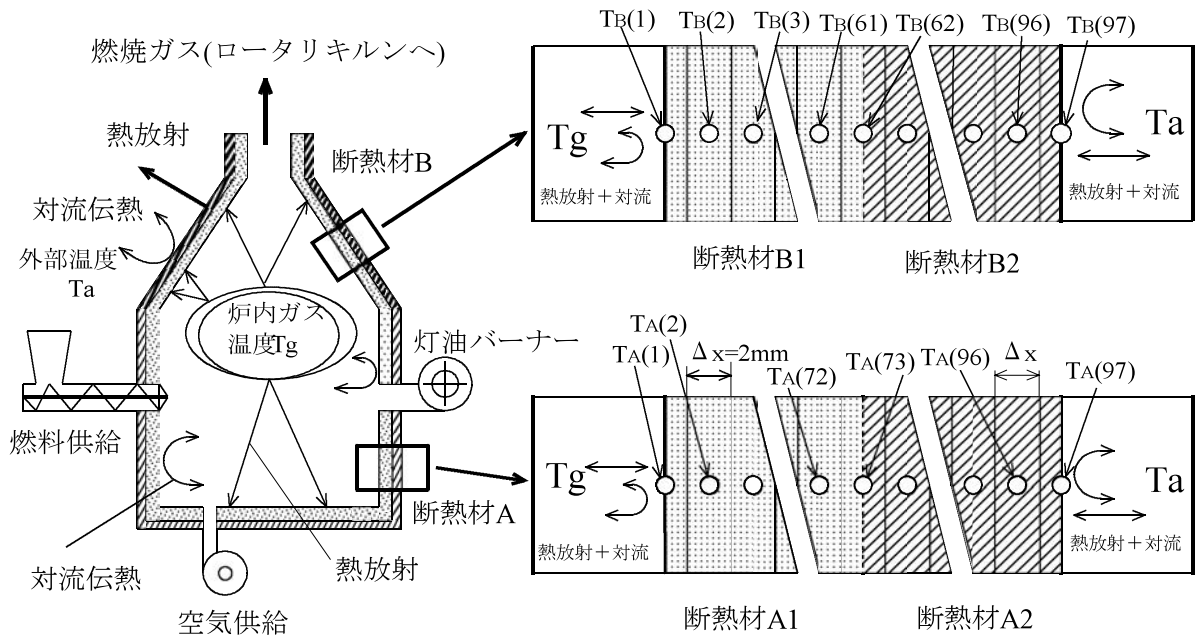


図5 燃焼炉内の熱発生と熱移動計算モデル

図7に木炭豚糞混練燃料を増減した場合の炉内燃焼ガスの予測温度を示す。記号Fは燃焼炉へ供給する木炭豚糞混練燃料量の倍率を示す。木炭豚糞混練燃料量を0.5倍 (F=0.5) にすると、炉内燃焼ガスは800°Cを維持するが、この条件では点火用灯油バーナーが断続的に点火しており灯油バーナーを完全停止にすることはできない。一方、木炭豚糞混練燃料量を1.5倍、2.0倍 (F=1.5, F=2.0) へ増加すると点火用灯油バーナーの停止時刻が早まり、自律燃焼が可能となることが分かる。

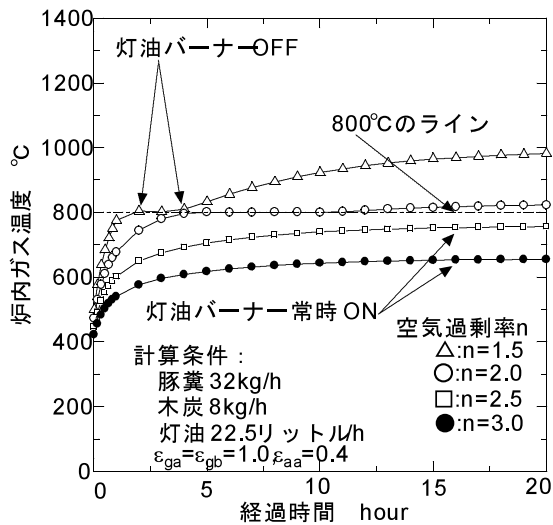


図6 炉内ガス温度と空気過剰率の関係

3-4 まとめ

木炭豚糞混練燃料の燃焼炉内熱発生性と熱移動に関する計算を行った結果、①空気過剰率の削減と②木炭豚糞混練燃料量の増加が自律燃焼への必要条件であることなどの指針を得た。

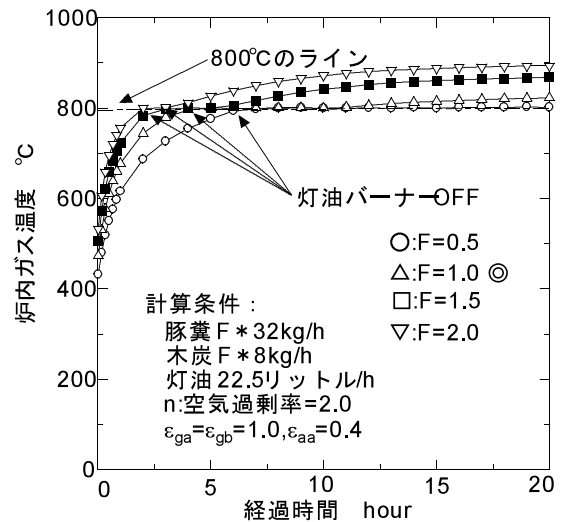


図7 炉内ガス温度と豚糞木炭供給量

4 平成18年度の予測計算

4-1 排熱回収に関する計算モデル

本稿では燃焼排ガスを用いて木材乾燥等に利用する水蒸気の発生と生豚糞木炭混練燃料の乾燥と

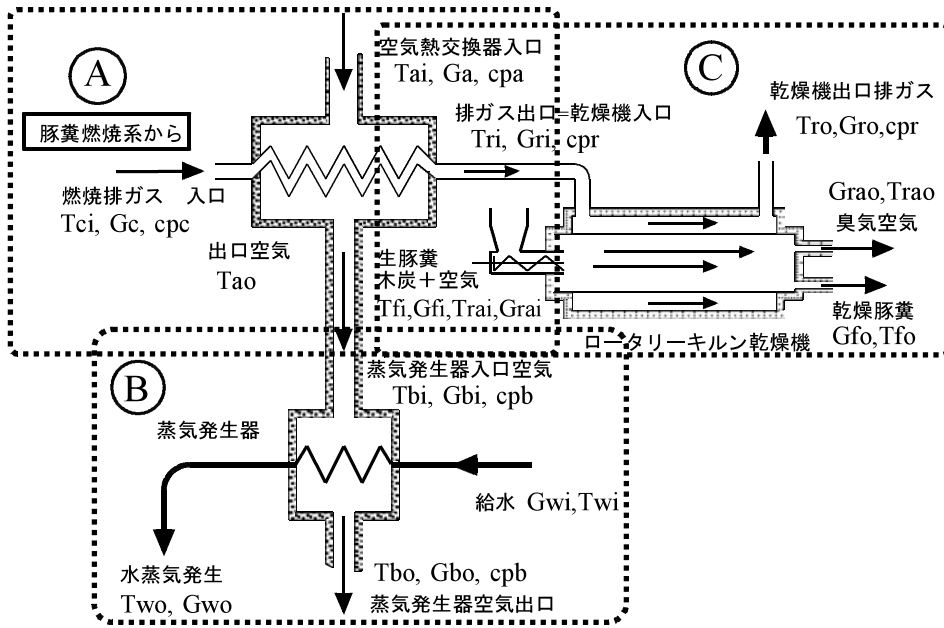


図8 排熱回収に関する計算モデル

を行う場合の熱交換法について検討した。

図8に計算モデルを示す。燃焼排ガスはA領域内の空気熱交換器で蒸気発生器へ供給する新鮮空気を加熱した後、生豚糞木炭混練燃料の乾燥に活用したあと排気される。B領域内の蒸気発生器では空気熱交換器から供給された高温の新鮮空気によって水を水蒸気へ変換する。C領域内のロータリーキルン乾燥機では、空気熱交換器を通過した燃焼排ガスを利用して、生の豚糞と木炭の混練燃料を乾燥する。なお、この計算では燃焼排ガスの供給量は一定とし、空気熱交換器へ供給する新鮮空気量を増減した場合について行った。

4-2 計算方法および仮定

A領域内の空気熱交換器では、この熱交換器に関する温度効率の計算式と実験データから得られた温度効率とを用いて、空気熱交換器へ供給する新鮮空気量を変えた場合の空気熱交換器出口の新鮮空気および燃焼排ガスの温度を予測した。ただし、これらの計算では熱交換器の熱貫流率は一定であるとした。B領域内の蒸気発生器の計算でも空気熱交換器と同様にして、蒸気発生器に関する温度効率式と実験データから得られた温度効率を用いて水蒸気発生量を予測した。C領域内のロータリーキルン乾燥機の場合も同様である。ただし、ここでは計算の簡略化のために、豚糞乾燥に要す

る蒸発潜熱は水のそれと同値と仮定した。

4-3 結果と考察

図9は、空気熱交換器に関する計算例を示す。横軸は空気熱交換器へ供給した新鮮空気 (W_a) と燃焼排ガスの容量流量 (W_c) の比 (W_a/W_c) を示す。縦軸は空気熱交換器を通過した燃焼排ガスおよび新鮮空気の温度である。なお、 $W_a/W_c = 1$ の時の◎印は実測温度を示す。本図より、容量流量比 W_a/W_c が小さくなるほど、すなわち、

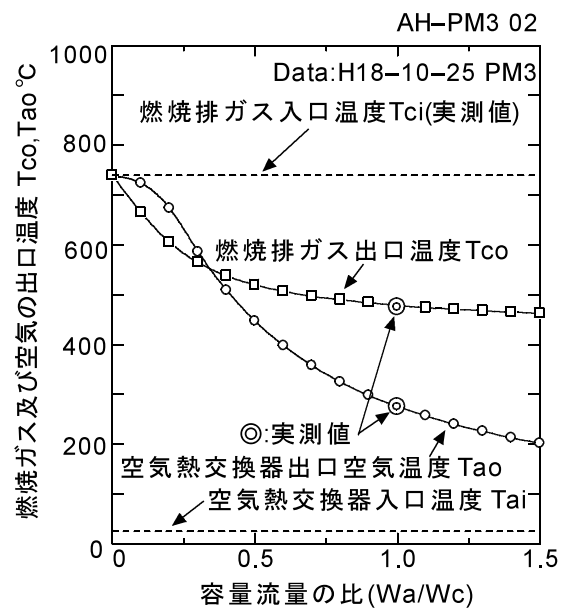


図9 空気熱交換器に関する計算例

空気熱交換器への空気供給量が減少するほど、燃焼排ガスおよび新鮮空気の温度ともに高値となることが分かる。

図10に蒸気発生器に関する計算例を示す。横軸は、図9と同様に空気熱交換器に供給した新鮮空気と燃焼排ガスの容量流量の比である。左縦軸は蒸気発生器出入口の空気温度、右縦軸は蒸気発生量を示す。Wa/Wc = 1の時の◎印は実測の温度および蒸気発生量を示す。本図より、容量流量比Wa/Wcが小さくなるほど、すなわち、空気熱交換器への空気供給量が減少するほど、蒸気発生量が増加する。Wa/Wcが0.4付近で最大値となるが、Wa/Wcが0.4より小さくなると蒸気量が減少する。蒸気発生を増加するには、高温で、しかも多量の空気を供給する必要があることが分かる。

図11に木炭豚糞混練燃料の乾燥処理に関する計算例を示す。横軸は、図10と同様で空気熱交換器に供給した新鮮空気と燃焼排ガス容量流量の比(Wa/Wc)である。縦軸は木炭豚糞混練燃料の生糞の投入量と乾燥後の排出量を示す。本図より、Wa/Wcが小さくなるほど木炭豚糞混練燃料の乾燥処理量が増加すると予測された。すなわち、Wa/Wcが小さくなるほど、より多量の高含水燃料を低含水燃料へ変換可能であると考えられる。これは、空気熱交換器へ供給する新鮮空気の容量流

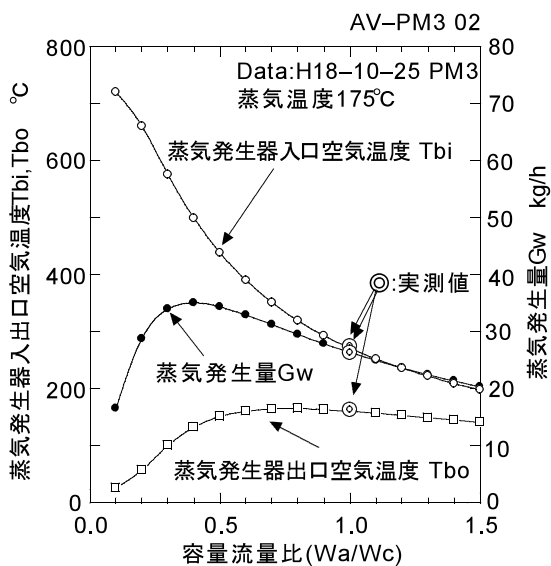


図10 蒸気発生量に関する計算例

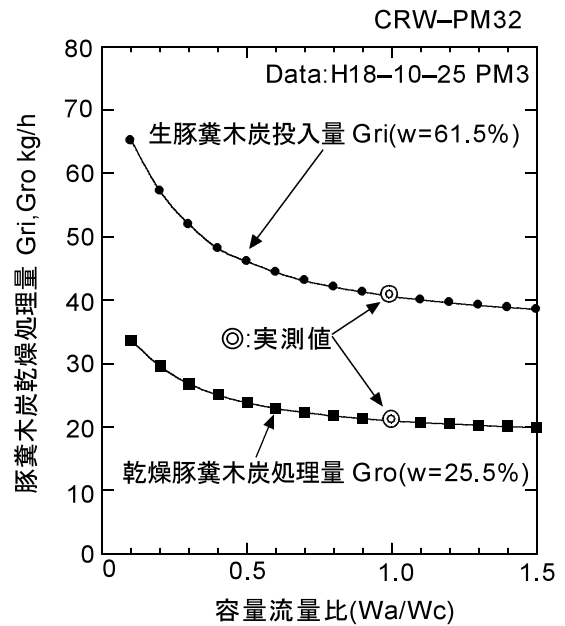


図11 木炭豚糞混練燃料の乾燥処理に関する計算例

量が減少するほど高温の燃焼排ガスがロータリーキルン乾燥機へ供給可能となるからである。

4-4 まとめ

空気熱交換器への新鮮空気の供給量を変化させた場合の水蒸気発生量と木炭豚糞混練燃料の乾燥処理量に関して予測計算を行ったところ、空気熱交換器への新鮮空気は現状の供給量よりも減じた方が水蒸気発生量、木炭豚糞混練燃料の乾燥量ともに増加すると予測された。

本研究を遂行するにあたり、宮崎大学工学部の平野公孝教授はじめ、「燃焼・排熱回収システムの開発グループ」の皆様のご支援をいただきました。ここに謝意を表します。

参考文献

- 1) 水谷幸夫, “燃焼工学”, 森北出版 (1984)
- 2) 野田他, “化学工学論文集”, (2001)
- 3) 熱工学編集委員会編, “熱工学便覧” (1999)
- 4) “機械工学便覧”, 日本機械学会 (1998)