

CFDを用いたバイオマス発電用放射伝熱型熱媒油ボイラの開発（最終報告）

Development of Thermal Oil Boiler of Radiant Heat Transfer Type for Biomass Power Generation with CFD (Final Report)

村田 彬* 下田浩史** 東元慎吾*** 塩見洋一****

Akira Murata Hirofumi Shimoda Shingo Higashimoto Yoichi Shiomi

再生可能エネルギーに対する市場の高まりの中、当社ではバイオマス発電に注目し、特に小規模分散型電源として期待される ORC（有機ランキンサイクル）を用いたバイナリ発電に取り組んでいる。バイナリ発電においては、熱媒油ボイラが必須であるため、第一報ではバイオマス発電用放射伝熱型熱媒油ボイラの基礎設計を実施し、その妥当性を CFD (computational fluid dynamics) を使用して確認できたことを報告した。本報では第一報での基礎設計をもとにさらなる検討により最終形状を決定し、詳細設計を実施したためこれらと CFD の有効性を含め報告する。

We are focusing on biomass power generation amid the growing market for renewable energy. In particular, we are working on binary power generation using the Organic Rankine Cycle (ORC), which we anticipate being as a small-scale distributed power source. Although thermal oil boilers are essential in binary power generation, the focus in the first report was the basic design of the radiant heat transfer thermal oil boiler for biomass power generation. Its effectiveness was then evaluated and confirmed using computational fluid dynamics (CFD). In this report, the final shape was decided after further examination based on the basic design in the first report. The detailed design was then carried out, which we will report on as well as the effectiveness of CFD.

1 緒言

今日、世界的に再生可能エネルギーの有効活用の必要性が論じられている。再生可能エネルギーのなかでもバイオマス発電は、他の再生可能エネルギーである太陽光発電、水力発電、風力発電に比べ、天候や気候、地形などの自然条件の影響を受けにくく、また発電量のコントロールが可能な安定電源として評価されており、欧米諸国を中心に多くの稼働実績を有している。

日本では豊かな土壌と雨の多い気候により森林資源が非常に豊富であり、間伐材や廃材など、今まで利用されていなかったバイオマス燃料が大量に存在すると報告されている。このことから、国内では再生可能エネルギーの買取価格を保証する固定価格買取制度（以下、FIT 制度）により、バイオマス発電は優遇されている。一例として、バイオマス発電により生み出された電力の買取価格は発電方式や規模によって変わるが、最高で太陽光発電により生み出された電力の最大約 2 倍～3 倍で、多数の企業がさまざまな形式でバイオマス発電への取り組みを進めている。特に 2,000 kW 未満の小規模バイオマス発電設備で買取価格が最も高くなる。この、小規模バイオマス発電設備に対し、当社ではバイナリ発電を提案している。

2 開発概要

バイナリ発電の市場導入を目指す上で、熱回収用の大型熱媒油用熱交換器の技術が不可欠となる。特に、バイオマス燃料の燃焼ガスからの熱回収は、高温の燃焼ガスからの熱回収となる。この高温域（700℃以上）では、伝熱管を直接排ガス中に挿入し、対流伝熱により熱交換させることは、材料の熱耐性・経済性を考慮した場合好ましくなく、放射伝熱を利用した熱交換が好ましい。当社は熱媒油ボイラの設計実績を持ち、今後の熱媒油ボイラの製造販売に積極的な方針であったボイラメーカーである株式会社ダイクレ殿（以下、ダイクレ）と熱媒油ボイラの設計を進めることとした。

3 第一報での報告内容

第一報では、簡易モデルおよび R1 モデルでの解析により、CFD の本ボイラへの有効性の確認や、基本的な設計方針に関する検討結果について報告した。

第一報で報告したボイラ設計案 R1 モデル外形を図 1、解析条件を表 1、表 2 に、解析結果を図 2、図 3 に示す。図 2 では、ボイラ内の熱媒油速度、燃焼ガス速度ともに、実現象に即した結果が確認できた。さらに図 3 では、伝熱の影響により中心部ガス温度がボイラ出口に近づくにつれ徐々に低下していることが確認できた。また、R1

モデルによる解析で求められた熱交換量は、設計計算で想定していた熱交換量よりも大きくなる結果となった。

しかし、R1モデルは熱媒油が非常に長い流路内を上下へ何度も往復しながら熱交換を行うため、熱交換には有利な設計ではあるものの、伝熱管壁ごとの温度の違いによるひずみによる不具合や空気抜き不良などの問題が考えられた。



図1 R1モデル

表1 R1モデル諸条件

ガス側条件	
ガス流量	39,473.7 [Nm ³ /h]
ガス流速	2.7 [m/s]
ガス入口温度	880.0 [°C]
ガス出口温度	780.0 [°C]
ガス側パス数	1
熱媒油側条件	
熱媒油流量	235,914.0 [kg/h]
熱媒油流速	2.1 [m/s]
熱媒油入口温度	295.5 [°C]
熱媒油出口温度	305.5 [°C]
熱媒油側パス数	8
伝熱面積	110.0 [m ²]

表2 R1モデル解析条件

熱媒油条件	流入量	65.5 [kg/s]
	流入温度	295.0 [°C]
	流入物	パーレルサーム 300
燃焼ガス条件	流入速度	2.7 [m/s]
	流入温度	880.0 [°C]
	流入物	空気
	吸収係数	0.1 [m-1]
熱媒管	材質物性	27 [°C] 炭素鋼物性
	放射率	0.8
放射伝熱モデル		Immersol モデル

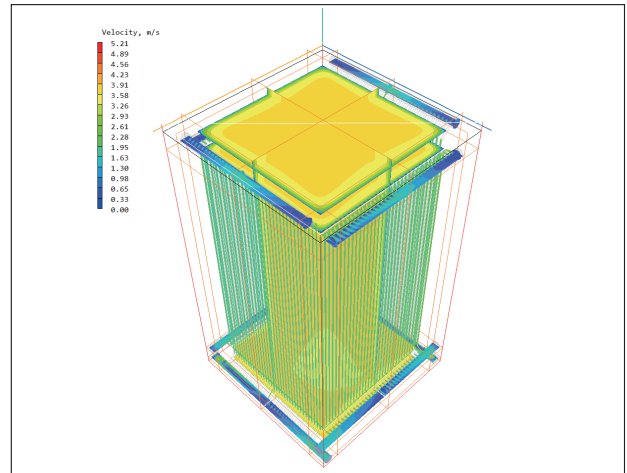


図2 R1速度コンター図

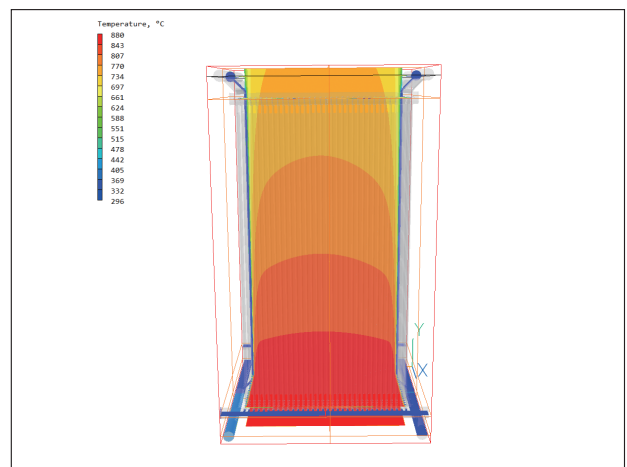


図3 R1温度コンター図 (中心断面)

4 改善モデルでの検討

4.1 R2モデルの検討

本報告ではR1モデルより流体の流れ方向や形状を見直し、メンテナンスおよび運用リスク、施工性をさらに考慮したモデルの検討を実施した。R1モデルの構造上の懸念点である熱媒油の流路形状を解決するため、伝熱面積はR1モデルと同等とし、流路形状をシンプルなものに変更したR2モデルを考案した(図4)。

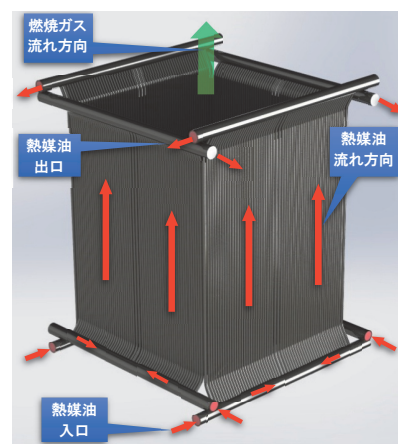


図4 R2モデル

R2モデルはR1モデルと形状、伝熱面積、流速などを同じにし、熱媒油の流れ方向を下から上方向のみで管壁を往復移動しない構造に変更したものである。対流伝熱の考え方であればこの形状では熱媒油の滞留時間がかなり減るため、熱交換量も大幅に減る結果となるはずである。なお、このモデルは2方向に対称性があるため1/4モデルでの解析としている。Phoenicsではモデル端面を鏡面モデルとして解析を行うことが可能なため、対称性があるモデルの場合、1/2、1/4モデルで解析を実施しても1/1モデルと理論上同じ結果となる。

4.2 R2モデルでの解析

R2モデルでの解析条件を表3に、解析結果を図5、図6に示す。

図5より、熱媒油の流れを変更しても管壁のそれぞれの管でほぼ同様の流速となることがわかる。ただし、流路面積合計が大きくなるため流速は遅くなるが、図6より入口（下側）から出口（上側）にかけて燃焼ガス温度の低下が確認でき、R2モデルでもR1モデル同様に放射伝熱によりガス中心部が冷却されていることがわかる。R1モデルとR2モデルの熱交換の比較を表4に示す。R2モデルはR1モデルに比べ若干の熱交換量の低下が見られたが、設計計算値を十分満たす結果となった。

表3 R2モデル解析条件

熱媒油条件	流入量	65.5 [kg/s]
	流入温度	295.0 [°C]
	流入物	バーレルサーム 300
燃焼ガス条件	流入速度	2.7 [m/s]
	流入温度	880.0 [°C]
	流入物	空気
	吸収係数	0.1 [m ⁻¹]
熱媒管	材質物性	27 [°C] 炭素鋼物性
	放射率	0.8
放射伝熱モデル		Immersol モデル

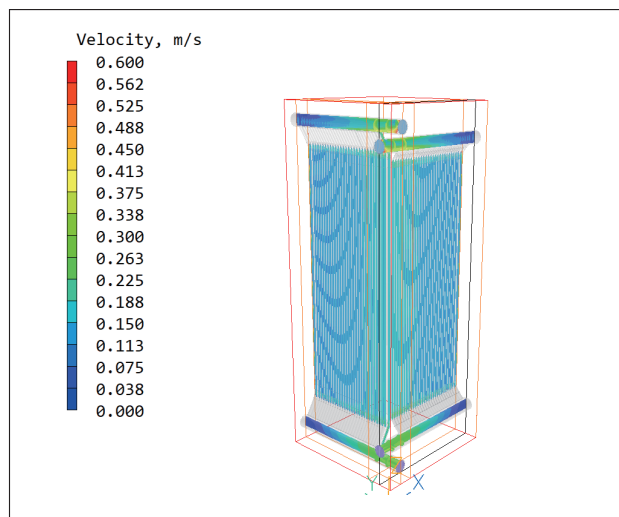


図5 R2速度コンター図（1/4モデル）

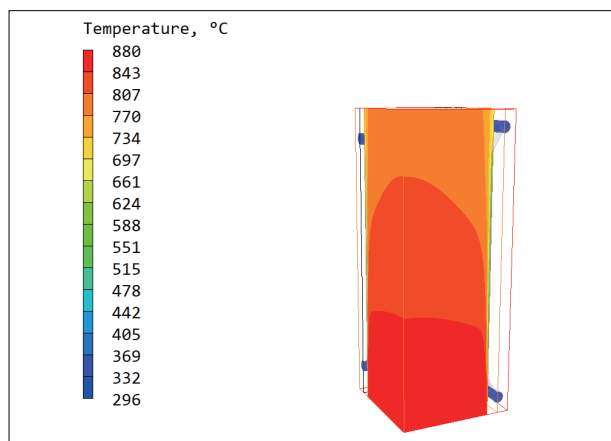


図6 R2温度コンター図（1/4モデル）

表4 R1, R2モデル熱交換結果比較

	設計計算値	R1	R2
ガス出口平均温度 [°C]	780	720	750
ガス入口-出口差 [°C]	100	160	130

4.3 壁面の熱バランス

R2モデルの壁面部分の温度コンター図を図7に示す。R1モデルに比べ、R2モデルでは温度の偏りが大きく見られた。壁面中心部(1/4モデルのため、モデル両端)に行くほど高温であり、これは最上部、つまり流路終わりに近づくほど温度差は顕著で、流路によっては最大約20°C程度の熱媒油の温度差が見られた。この高温部での局所的な熱集中による熱媒油の劣化が懸念された。

R1、R2モデルではガスの流路を四角柱形状としているため、放射伝熱の特性上、四角柱の角部分では受熱角度が狭く、熱交換が抑制されることが原因と考えられる。局所過熱を避ける点では、海外で実績の多い円柱形状が好ましい。しかしながら、メンブレプレート構造は円柱形状と比較して製作コスト、輸送性、現地施工性などの経済性に優れており、メンブレプレート構造のまま局所加熱を軽減し得る形状が求められた。そこで、円柱形状に近い形で、かつメンブレプレート型の製作性を損なわない多角柱形状のE1モデルを考案した。

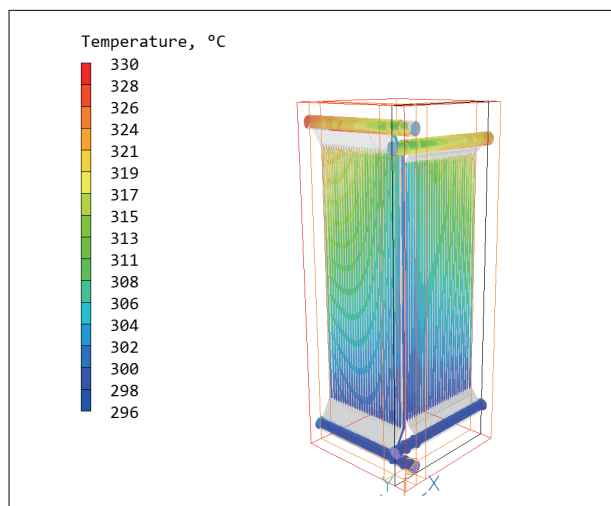


図7 R2温度コンター図（壁面部分）

4.4 E1 モデルの検討

E1 モデルは四角柱形以上の多角柱で検討した。施工性を考え、八角柱形状のE1 モデル（図8）を作成し、シミュレーションを行った。

E1 モデルの解析条件を表5に示す。E1 モデルも対称性がある形状のため、1/4 モデルでの解析を実施した。温度コンター図を図9、図10に示す。

また、R2 モデルと E1 モデルの熱交換の比較を表6に示す。R2 モデルと E1 モデルに熱交換量の差はほとんどなく、E1 モデルでも設計上必要な熱交換量を満たす結果となった。

さらに、それぞれ局所過熱部を拡大した温度コンター図を図11と図12に示す。図12からわかるように、E1 では流路ごとの熱媒油の温度差は最大10℃程度となり、狙い通り R2 よりも局所過熱を抑えることが可能な結果となった。

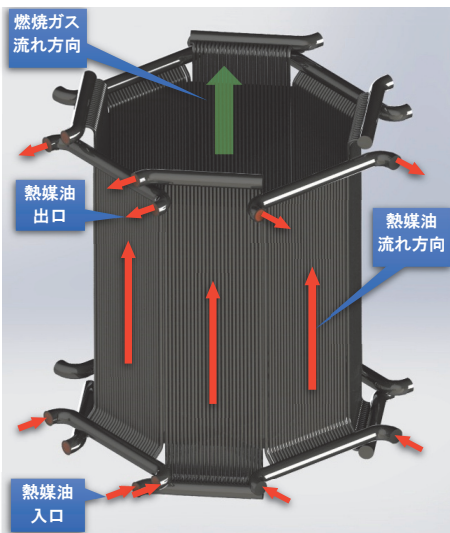


図8 E1モデル

表5 E1モデル解析条件

熱媒油条件	流入量	65.5 [kg/s]
	流入温度	295.0 [°C]
	流入物	パーレルサーム 300
燃焼ガス条件	流入速度	2.7 [m/s]
	流入温度	880.0 [°C]
	流入物	空気
	吸収係数	0.1 [m-1]
熱媒管	材質物性	27 [°C] 炭素鋼物性
	放射率	0.8
放射伝熱モデル		Immersol モデル

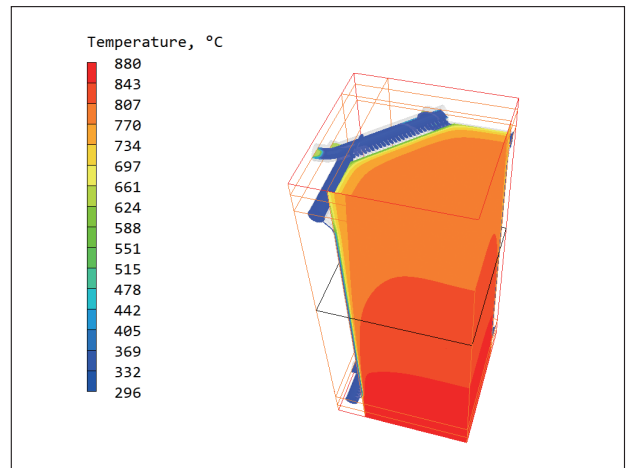


図9 E1温度コンター図（燃焼ガス部分）

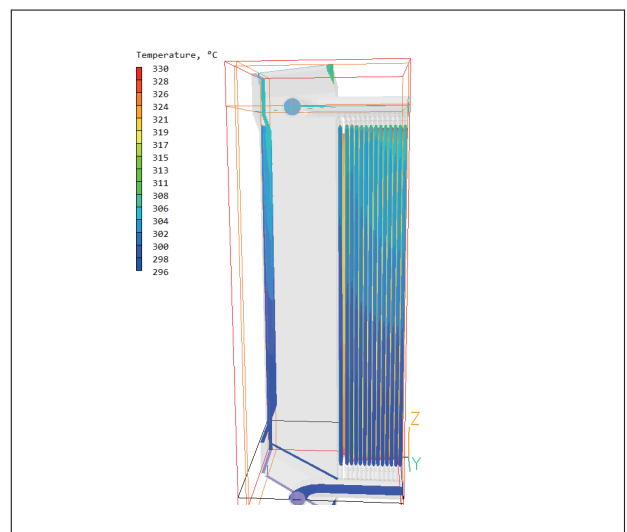


図10 E1温度コンター図（壁面部分）

表6 R2、E1モデル熱交換結果比較

	計算値設計	R2	E1
ガス出口平均温度 [°C]	780	750	761
ガス入口-出口差 [°C]	100	130	119

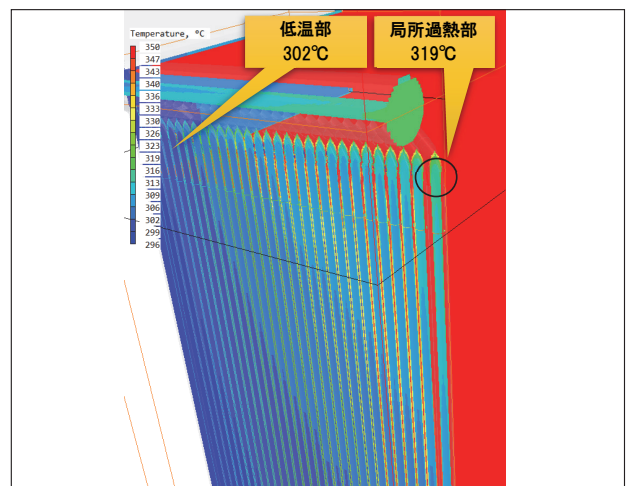


図11 R2温度コンター図（管壁局所過熱部）

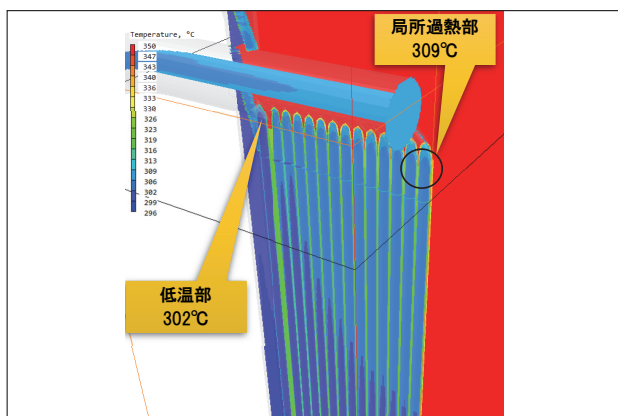


図12 E1温度コンター図（管壁局所過熱部）

4.5 管壁詳細の検討

管壁部分の検討のため、R2 モデルおよび E1 モデルでの熱媒油温度のシミュレーション結果の詳細な解析を繰り返し行ったところ、管壁の局所過熱により管壁温度は熱媒油の使用温度範囲より高く、どちらのモデルでも熱媒油の使用可能温度を上回る可能性が明らかになった。それぞれの局所過熱部の温度コンター図を図13と図14に示す。

熱媒油接触面の管壁の熱媒油膜温度が R2 モデルで 400°C 程度、E1 モデルで 370°C 程度となり、熱媒油の使用可能温度 370°C を超える、もしくはぎりぎりの温度となることが予測された。

この対策として、放射伝熱部の後段に配列する対流伝熱部との熱媒油のフローを見直し、熱媒油ボイラ全体としての熱回収量、熱媒油入出口の温度条件を変えずに、放射伝熱部の入口温度を 295.5°C から 240°C へ低減し、この状態で R2 モデルでの解析を実施した。

この解析結果より作成した温度コンター図を図15に示す。

結果、管壁の最高温度は 350°C 程度となり、熱媒油の最高使用温度よりも低い温度での運転が可能であることが確認できた。

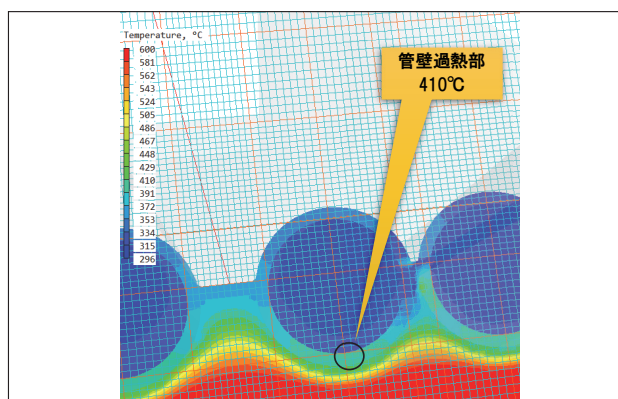


図13 R2温度コンター図（局所過熱部）

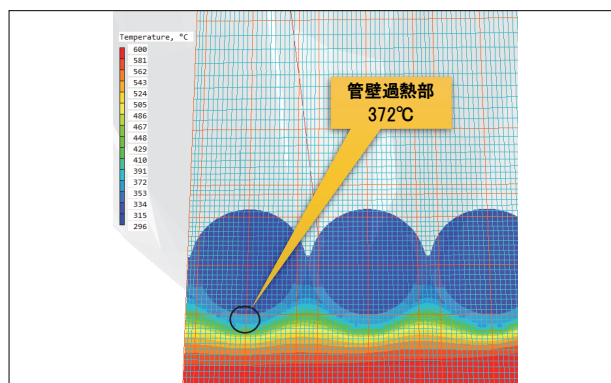


図14 E1温度コンター図（局所過熱部）

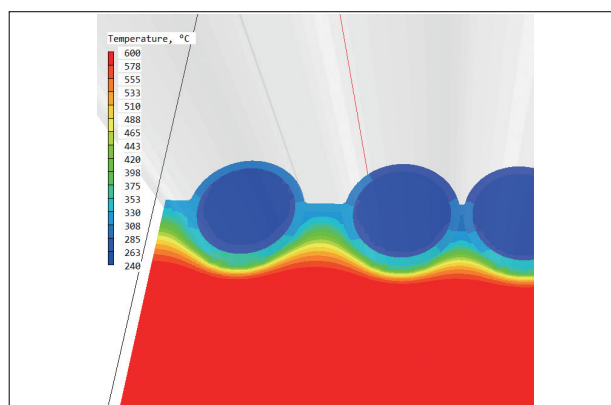


図15 条件変更R2温度コンター図（局所過熱部）

4.6 最終設計モデルの選定

R2 モデルと同様に熱媒油入口温度を 240°C とし、E1 モデルで解析を実施すればより管壁温度が低くなるのが容易に予想されるが、フローの変更により、R2 モデルでも管壁の局所過熱により熱媒油の劣化を抑えられるため、比較的施工性の良い R2 モデルで最終設計を行うこととした。

4.7 CFD 計算の妥当性について

最終設計モデルでの机上計算と CFD による計算結果の比較を表7に示す。

どちらの計算も入口温度は前段の設備の設定温度のため共通である。結果として、2種類の計算手法によりほぼ近似した値が得られた。そのため、本計算結果を基本として最終設計を行うこととした。

表7 机上計算とCFD計算結果の比較

	ガス入口温度 [°C]	ガス出口温度 [°C]	熱媒油入口温度 [°C]	熱媒油出口温度 [°C]
机上計算結果	880	781.2	240.4	252.8
CFD 計算結果	880	778.4	240.4	252.0

5 まとめ

以上のシミュレーション結果より、得られた知見を以下にまとめる。

- a) R1 モデルに加え、施工性を考慮した R2 モデル、E1 モデルで、必要な熱交換量を満たした。
- b) R2 モデルと E1 モデルの局所過熱は、より円柱形状に近い E1 モデルで抑制された。
- c) 熱媒油管壁温度を下げ熱媒油管の劣化を抑えるため、フローを見直し熱媒油のボイラ入口温度を 295.5℃ から 240℃ に変更したところ、R2 モデルで熱媒油使用可能温度範囲内での運転が可能な温度まで熱媒油管壁温度を抑えることができた。
- d) 机上計算による計算結果と CFD による計算結果を比較したところ、近似した値であることが確認された。このことから、机上での計算方法が一定の妥当性を有すると評価できるため、机上計算をもとに詳細設計が可能と判断できた。

6 最終計画

最終のフローを図 16 に、物質収支計算を図 17 に示す。この物質収支をもとに、R2 モデルをベースとした熱媒油ボイラの放射伝熱部について、ボイラメーカーであるダイクレ殿にて詳細計画を実施した。熱媒油ボイラの外形図を図 18 に示す。

図 16、図 17 に基づき、バイオマス燃料消費量日量 86 ton (乾燥後水分 20 % 燃料)、発電端出力 2,000 kW バイオマス発電プラント設備について、実際のユーザからの引合いに対し計画を行った。図 19 にプラントの全体計画図を示す。

7 結言

本研究により、バイオマス発電用放射伝熱型熱媒油ボイラ形状の検討を行い、最終設計モデルの検討および詳細設計を完了した。

今後は、実機運用データより設計および解析へのフィードバックを行い、品質の向上を目指し、製品開発に臨む予定である。

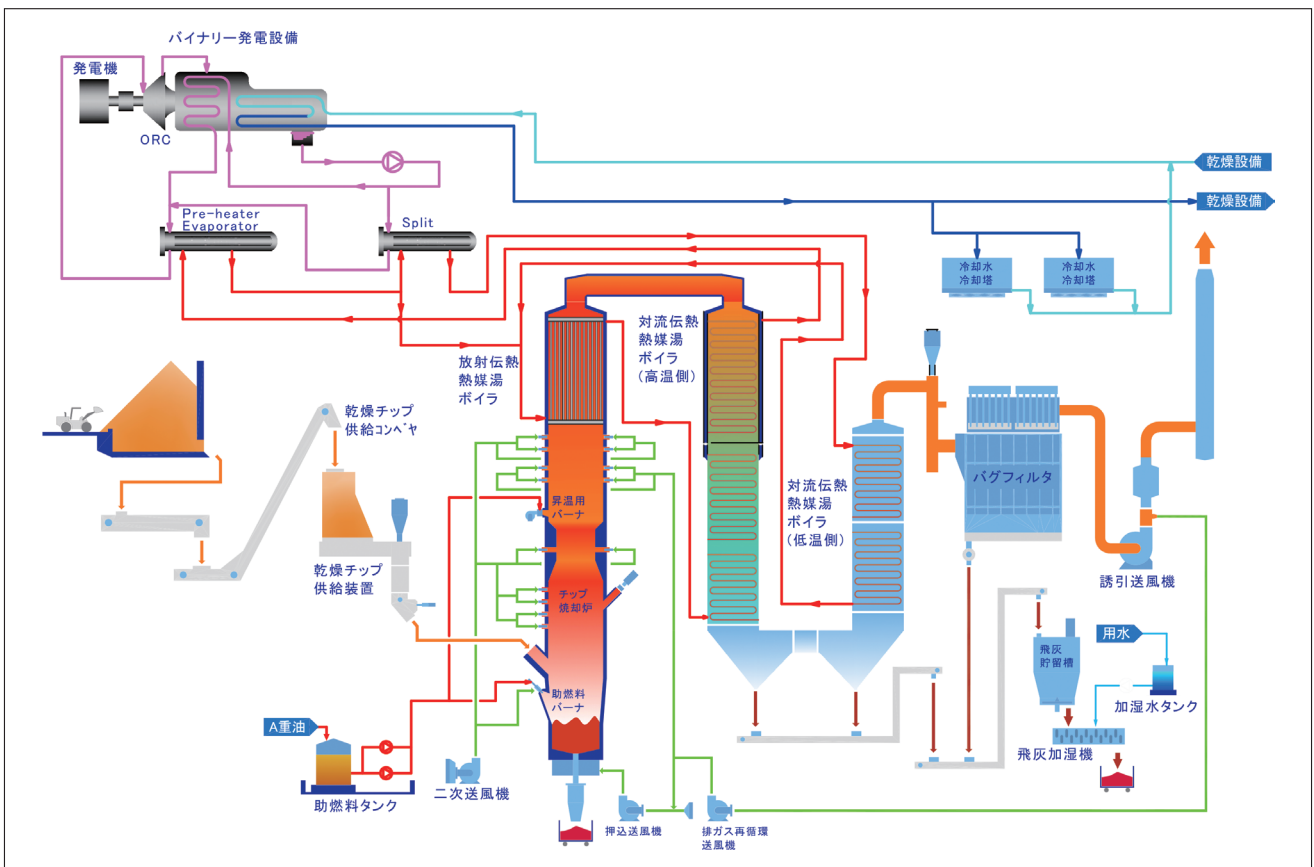


図 16 バイオマス発電フロー

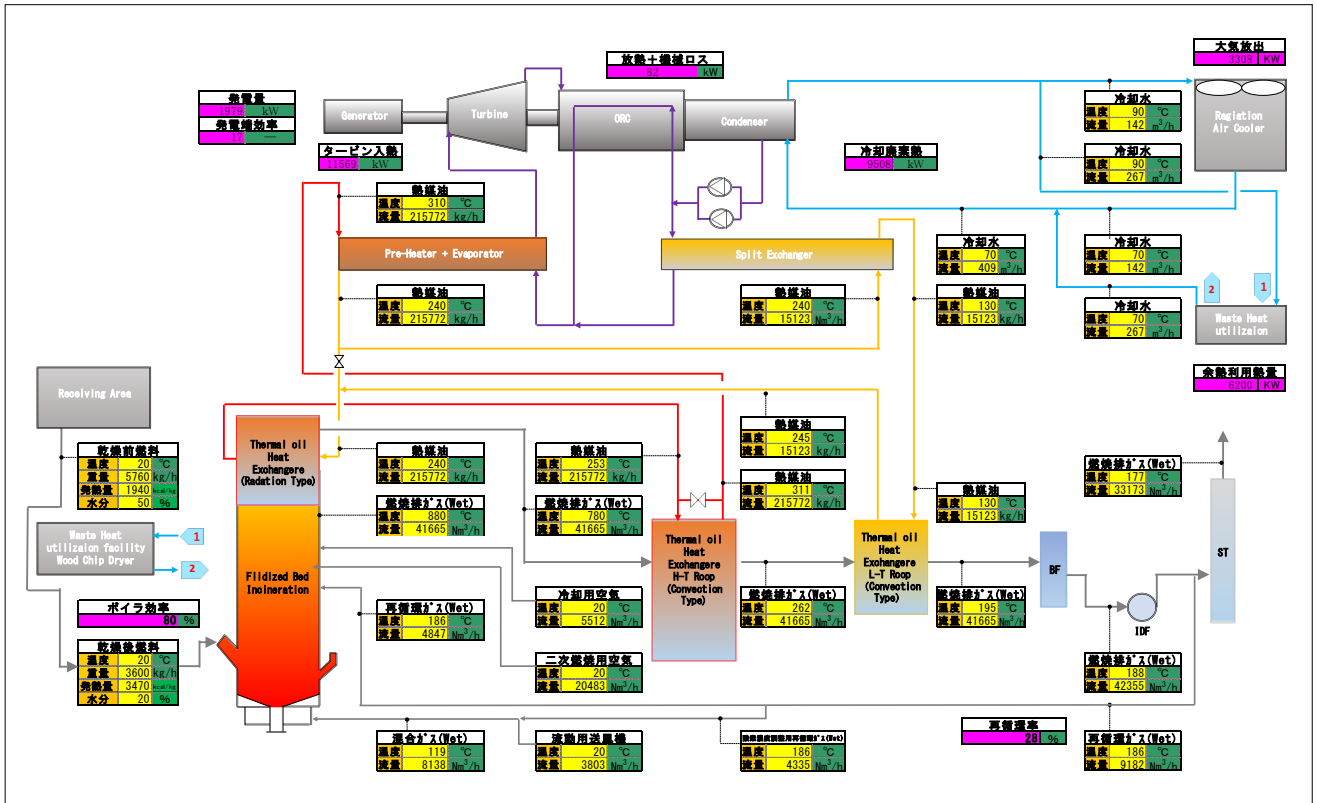


図17 物質収支計算

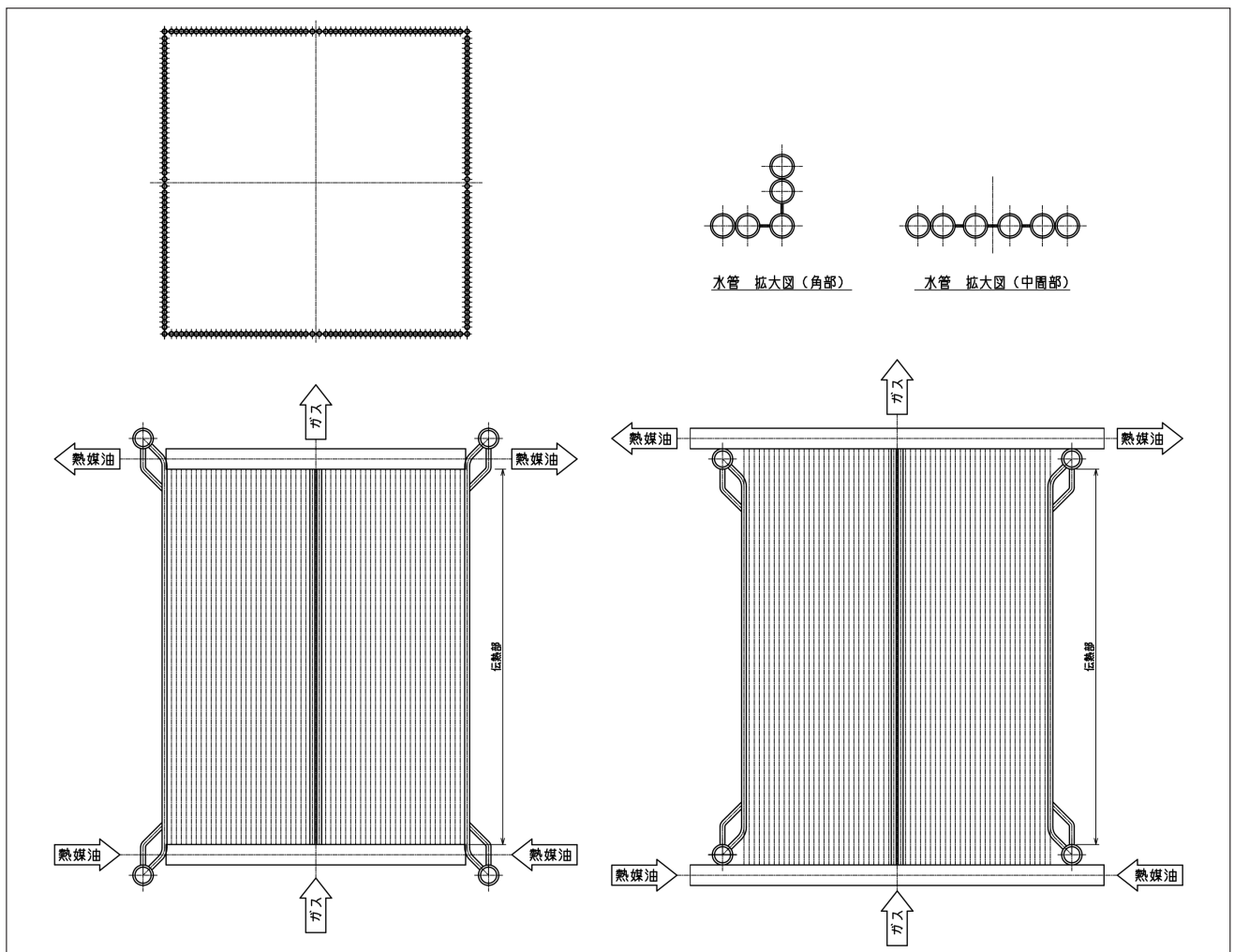


図18 熱媒油ボイラ最終外形図

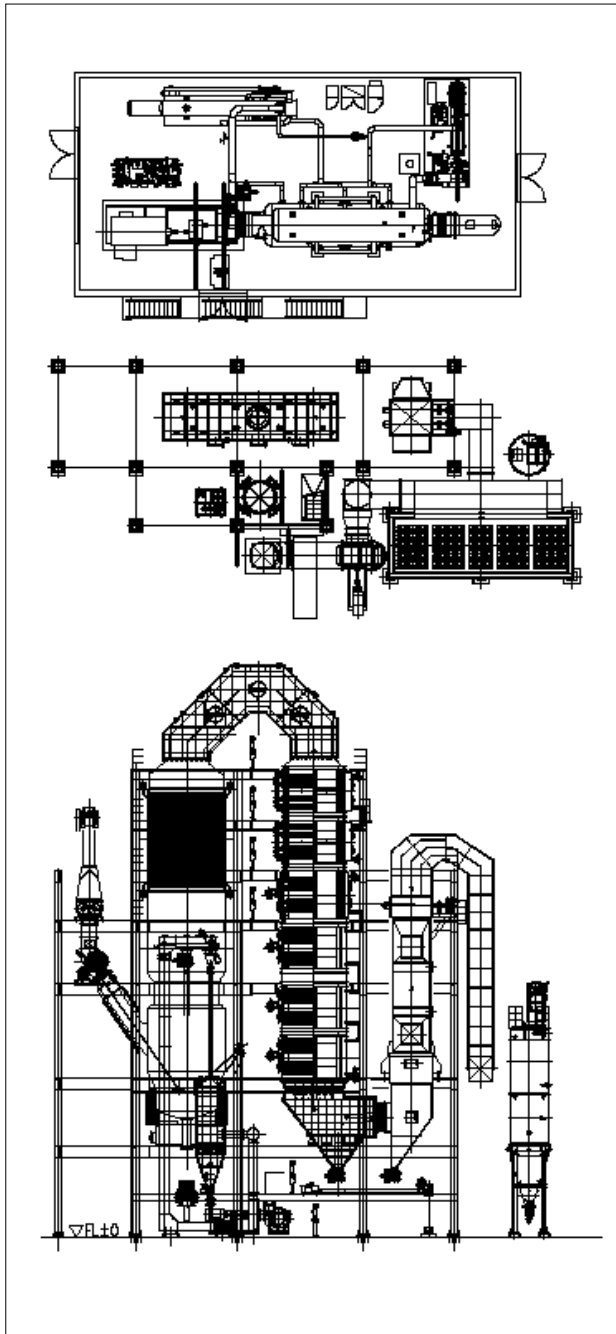


図19 バイオマス発電プラント設備
全体計画図

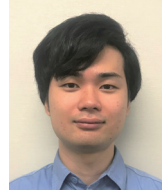
参考文献：

- 1) 一般社団法人機械工学会：伝熱工学資料 改定第5版、
一般社団法人機械工学会（2009）、pp.131-164
- 2) 北村健三・大竹一友：基礎伝熱工学、共立出版株式
会社（1991）、pp.152-153
- 3) V. K. Fassle, H. Leib and H. Spahn
：Korrosionen an Müllverbrennungskesseln,
Mitteilungen der VGB(1968), Vol.48, pp. 126 - 139

執筆者：

村田 彬

2017 年入社
プラント設計に従事



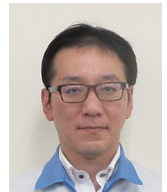
下田浩史

2002 年入社
株式会社クリモトビジネスアソシ
エイツにて CAE 業務に従事



東元慎吾

株式会社ダイクレ



塩見洋一

龍谷大学 先端理工学部 教授
博士（工学）

