

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	酸素水素燃焼発電システムの基礎研究
Title(English)	
著者(和文)	武埴浩太郎
Author(English)	Kotaro Takehana
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第11739号, 授与年月日:2022年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:野崎 智洋,店橋 護,小酒 英範,末包 哲也,志村 祐康
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第11739号, Conferred date:2022/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:,,,,
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

令和3年度 学位論文（博士）

酸素水素燃焼発電システムの
基礎研究

東京工業大学 工学院
機械系 機械コース

武埴 浩太郎

目次

第1章 緒論	3
1.1 研究の背景.....	3
1.2 次世代の発電技術.....	6
1.3 水素発電の位置づけと低炭素社会実現に向けた足掛かり	11
1.4 本研究の目的.....	15
1.5 参考文献.....	16
第2章 酸素水素燃焼発電サイクルの基本特性.....	19
2.1 本章の目的.....	19
2.2 酸素水素燃焼発電サイクルの概要および特徴.....	19
2.3 解析について.....	22
2.3.1 解析方法・解析条件	22
2.3.2 熱効率解析およびエクセルギー解析.....	25
2.4 酸素水素燃焼発電サイクルの優位性.....	27
2.5 酸素製造動力を考慮した場合の送電端効率の概算結果.....	33
2.6 本章のまとめ.....	35
2.7 参考文献.....	35
第3章 不凝縮ガスが発電特性に及ぼす影響	37
3.1 本章の目的.....	37
3.2 解析について.....	37
3.2.1 解析方法・解析条件	37
3.2.2 酸素製造法について	40
3.3 残存酸素・残存水素の推定.....	41
3.4 窒素酸化物生成の推定.....	48
3.5 本章のまとめ.....	50
3.6 参考文献.....	50
第4章 酸素水素燃焼における火炎安定性	52
4.1 本章の目的.....	52
4.2 計測原理.....	52
4.2.1 OH 自発光.....	52
4.2.2 平面レーザ誘起蛍光法（PLIF : Planar Laser Induced Fluorescence）	53
4.3 実験装置および計測方法.....	53

4.4	実験条件.....	56
4.5	燃焼安定範囲および吹き消え限界.....	58
4.6	火炎構造について.....	60
4.7	本章のまとめ.....	63
4.8	参考文献.....	63
第5章 結論		65
謝辞.....		67
付録.....		69
A.1	燃焼器における圧力損失.....	69
A.2	参考文献.....	71

第1章 緒論

1.1 研究の背景

天然ガス、石炭、石油等の化石燃料は、我々の暮らしや産業を支える重要なエネルギー源である。一方、我が国は天然資源に恵まれていない。図 1.1 に主要国の一次エネルギー自給率の推移を示す。日本のエネルギー自給率は 11.8%と主要である 35 か国中では 2 番目に低い数値となっている[1-1]。そのため、化石燃料のほとんどは海外からの輸入に依存せざるを得ない。さらに、2011 年には東日本大震災の影響で国内の原子力発電所が停止し、電力のエネルギー源として火力発電への依存が不可欠になっている[1-2]。我が国が自律的に資源を確保することが難しいことを考慮すると、エネルギーセキュリティ面では脆弱性を有している。

地球温暖化は社会全体が取組むべきグローバルな課題である。地球温暖化の原因である温室効果ガス、特に二酸化炭素（CO₂）の排出量削減が求められている。図 1.2 に各産業部門における国内の CO₂ 排出量を示す[1-3]。グラフから、エネルギー分野が一番大きい割合で占めている。エネルギー分野における CO₂ 排出の大部分は発電由来で、石炭・石油・天然ガス等の化石燃料由来の火力発電によるものである。図 1.3 に各国別の CO₂ 排出量を示す。日本は 5 番目に排出量が多い国であり、重い責任を担っていると言える[1-1],[1-4]。

平成 27 年にフランスのパリで行われた第 21 回気候変動枠組条約締約国会議（COP21: The 21th session of the Conference of the Parties）では京都議定書の後継となる温室効果ガス排出量削減の取組として「パリ協定」が採択された。具体的な目標は、世界の平均気温上昇を産業革命以前に比べて 2℃ より低く保持し、1.5℃ に抑えるよう努力することである。また、21 世紀後半に温室効果ガス排出量を実質ゼロにすることも目標としている。我が国は中期目標として、2030 年の温室効果ガス排出量を 2013 年度比で 26%削減することを目標として定められた[1-5]。途上国を含むすべての排出主要国が、温室効果ガス削減の努力が求められ、低炭素社会に向けた取組が必要不可欠となる。

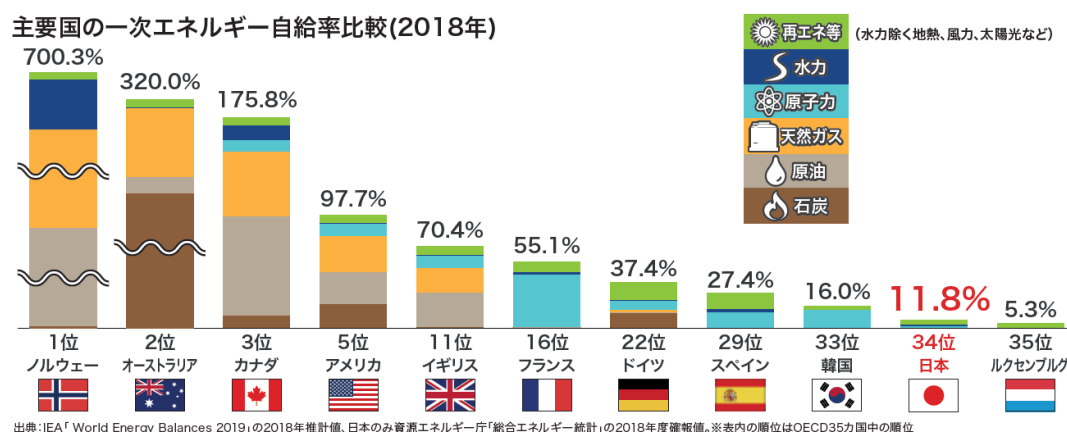


図 1.1 主要国の一次エネルギー比較[1-1]

経済面の観点について、東日本大震災があった 2011 年以降、原子力発電所の停止により、化石燃料由来である火力発電からの電力供給が増加した。そのため、天然ガスの輸入量が増加し、電気料金が増加した。図 1.4 に我が国の 2010 年以降の電気料金の推移を示す[1-1]。2014-2016 年度の電気料金は原油価格の下落より低下したが、2010 年度比で見ると高い水準となっている。火力発電の燃料である天然ガスや原油は、輸入先の社会情勢にも影響し変動するため、さらなる高騰の可能性も否定できない。

上記の件から、我が国ではエネルギーセキュリティ面の脆弱性による課題を解決するためのエネルギー安全保障の確保、温室効果ガスのさらなる排出量削減の課題、経済面での課題を同時並行で解決していく必要がある。長期エネルギー需要の見通しとして、安全性（Safety）を大前提としたエネルギーセキュリティ（Energy Security）、環境適合性

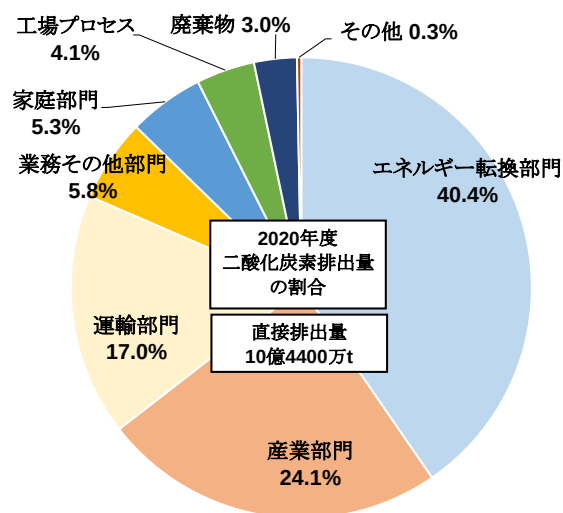


図 1.2 我が国の各産業部門における CO₂ 排出量[1-3]

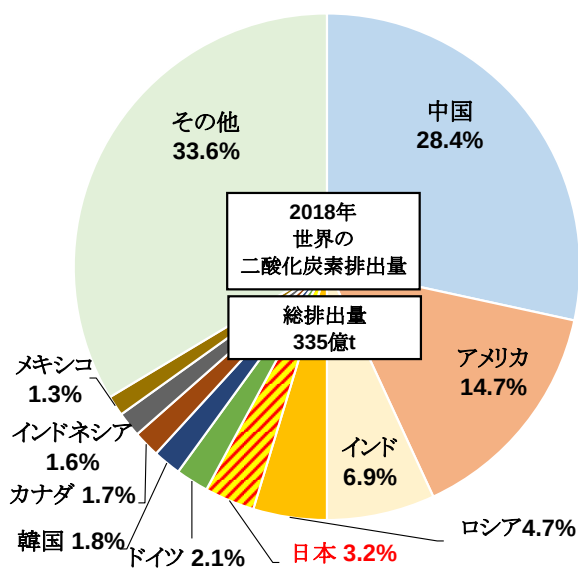


図 1.3 世界の CO₂ 排出量[1-1],[1-4]

(Environment), 経済性 (Economic efficiency) を同時達成する取組をエネルギー政策の基本方針として進めている。エネルギー法政策の基本方針として、2030 年度の電源構成は図 1.5 に示した通りである[1-1],[1-6]。2018 年度と比較し、2030 年度は原子力発電・再生可能エネルギーの電力源が促進されている。原子力発電は安定性を前提としつつ、可能な限り依存度を低減させて電力供給する立ち位置となる。再生可能エネルギーは低炭素社会に貢献する重要なエネルギー源であり、今後も積極的に導入される見込みがある。一方、火力発電を代替できるほどのポテンシャルをもっておらず、コストや立地面での課題も残っている。原子力発電や再生可能エネルギーは課題が残っている一方、火力発電は比較的安定したエネルギー源である。温室効果ガス排出の問題、燃料の海外依存はあるものの、我が国の火力発電に関する技術は世界トップクラスの水準であり、環境面での技術も高い。火力発電はエネルギーを支えていく最重要なエネルギー源であり、電源供給の基盤となる存在である。

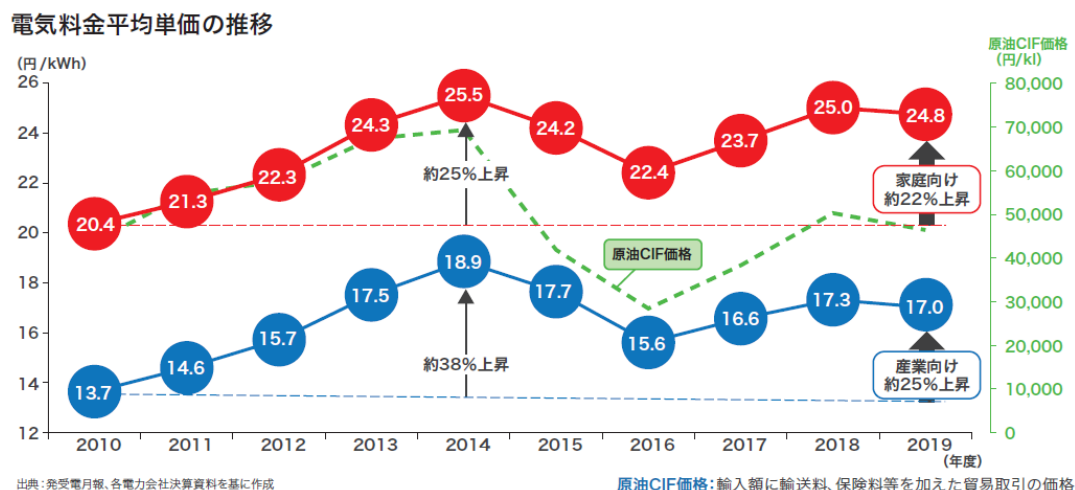


図 1.4 日本における 2010 年以降の電気料金の推移[1-1]

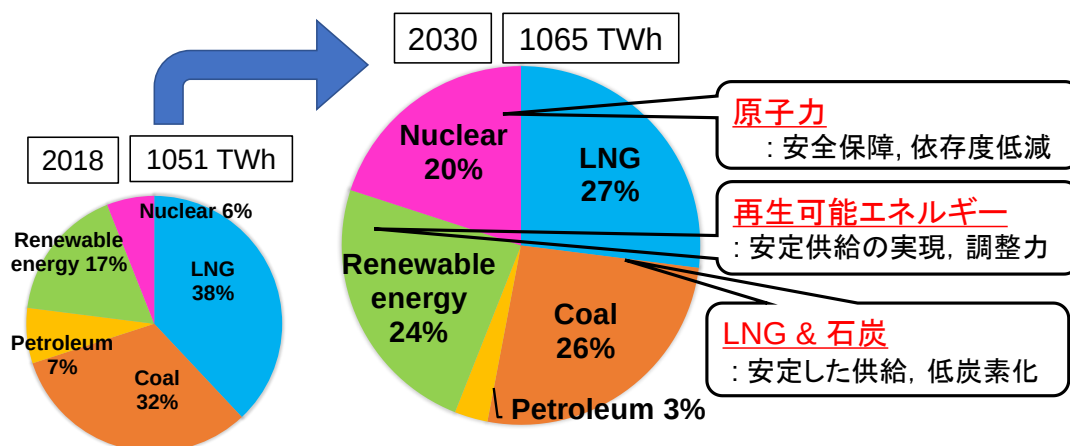


図 1.5 2030 年度における電源構成[1-1],[1-6]

1.2 次世代の発電技術

火力発電は比較的安定したエネルギー源のため、LNG 火力や石炭火力のさらなる高効率化を図り、環境負荷低減も考慮しながら、早期の技術確立・実用化に向けた取組が進められている。具体的には 2030 年度に向けた技術開発では LNG 火力・石炭火力のさらなる高効率化の開発を進めている。図 1.6 に次世代火力発電の技術ロードマップを示す[1-7],[1-8]。このロードマップは 2016 年に取りまとめられた。2030 年度までに向けて、LNG 火力ではガスタービンコンバインドサイクル (GTCC: Gas Turbine Combined Cycle)、石炭火力では先進超々臨界圧火力発電 (A-USC: Advanced-Ultra Super Critical power plant) や石炭ガス化複合発電 (IGCC: Integrated coal Gasification Combined Cycle) を対象にさらなる高効率化または早期実用化に向けた取組が進められている。高効率化の具体的な例として、ガスタービン入口温度の高温化の開発が進められ、現在はガスタービン入口温度 1700℃ の技術開発が行われている。コンバインドサイクルに燃料電池を組合わせたトリプルコンバインドサイクルも技術開発が進められている。

次世代火力発電の技術ロードマップに記載された発電サイクルの他に、超臨界 CO₂ サイクル発電がある[1-9]。アメリカでは 50 MW 級の実証試験設備が建設されており、2022 年に 300 MW 級の発電所を稼働に向けて、商用化の研究がされている。発電システムについては後ほど詳しく述べる。

2030 年以降を見据えた技術開発では、水素発電の開発が進められている。水素発電は、既存の火力発電の燃料を化石燃料から水素に置き換えることで CO₂ 排出量を削減できる可能性がある。そのため、温室効果ガス削減のためのオプションとして意義がある。天然ガス



図 1.6 次世代火力発電の技術ロードマップ[1-8]

の一部を水素に代替する水素混焼ガスタービン[1-10]、水素専焼ガスタービンの実用化を目指した研究が推進されている[1-11]。小型の自家発電は、NEDO、川崎重工業株式会社、株式会社大林組により 2020 年に水素専焼ガスタービンの技術実証試験が開始され、世界初の成功が報告されている[1-12]。

上記に記載した発電技術の特徴について、下記に述べる。水素発電については 1.3 節、2 章で詳しく述べる。

(1). ガスタービンコンバインドサイクル (GTCC: Gas Turbine Combined Cycle)

ガスタービンコンバインドサイクルの概要図を図 1.7 に示す[1-8],[1-13]。この発電サイクルは、ガスタービンサイクル (ブレイトンサイクル) と蒸気タービンサイクル (ランキンサイクル) が排熱回収ボイラを介して複合されたシステムである。高温の燃焼ガスがガスタービンへと流入し、タービン駆動で発電する。タービンからの排出ガスは排熱回収ボイラで熱エネルギーとして回収し、外部へと排出する。回収した熱エネルギーを用いて高温の蒸気を作り、蒸気タービンを駆動させて発電する。そのため、単一ガスタービンサイクルよりも多くの電力をまかなうことができる。ガスタービンサイクルの作動流体は大部分が N_2 (その他 O_2 , CO_2 , H_2O , Ar 等), 蒸気タービンサイクルの作動流体は H_2O である。ガスタービンコンバインドサイクルはガスタービン入口温度を高温化することで、熱効率の高効率化を図っている。我が国では、 $1600^{\circ}C$ 級ガスタービンで LHV 基準の熱効率 62% (HHV 基準では 55%) を達成し[1-14]、これは世界最高である。現在は $1700^{\circ}C$ 級ガスタービンの実用化に向けた開発が進められている。

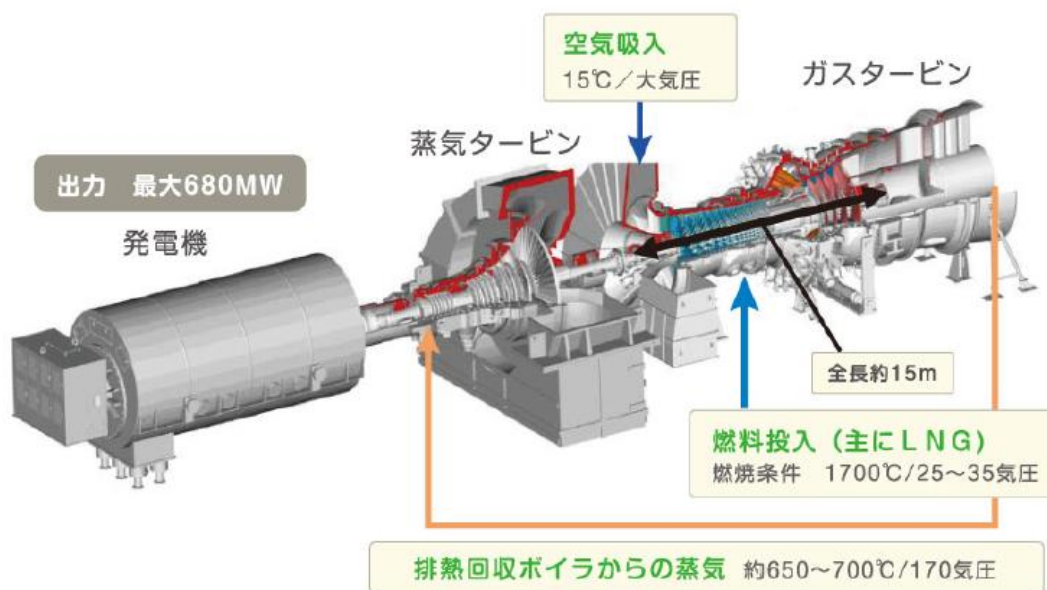


図 1.7 ガスタービンコンバインドサイクルの概要図[1-8]

(2). 先進超々臨界圧火力発電 (A-USC: Advanced-Ultra Super Critical power plant) [1-8]

代表的な石炭火力として、先進超々臨界圧火力発電 (A-USC) がある。従来の石炭火力の特徴であるボイラと蒸気タービンを組合わせた汽力発電技術の一種である。従来型の超々臨界圧火力発電 (USC: Ultra Super Critical power plant) は、温度 593°C 以上、圧力 24 MPa の蒸気を用いて発電するが、A-USC は温度 700°C、圧力 35 MPa の上記条件で研究開発が進められている[1-15],[1-16]。図 1.8 に A-USC の系統図を示す[1-8]。A-USC の要素技術開発は現在進められており、送電端効率 46-48% (HHV 基準) が見込まれている。

(3). 石炭ガス化複合発電 (IGCC: Integrated coal Gasification Combined Cycle)

石炭ガス化複合発電は、石炭をガス化し、ガスタービンコンバインドサイクルと組合わせることで発電する方式である。石炭ガス化複合発電の系統図を図 1.9 に示す[1-8]。石炭をガス化した後、精製ガスとして処理し、燃焼器、ガスタービンへと流入する。ガスタービンから流出されたガスは排熱回収ボイラで熱エネルギーが回収され、外部へ排出される。排熱回収ボイラで回収された熱エネルギーを用い、蒸気タービンで発電する。燃焼の石炭は細かく砕いた微粉炭が用いられる。石炭ガス化ガスは一酸化窒素(CO)、 H_2 が主成分となる。IGCC は従来の石炭火力である超々臨界圧火力発電 (USC: Ultra Super Critical power plant) と比べ、高効率が見込まれ、発電量あたりの排ガス中の NO_x 、 SO_x 、ばいじんなどの排出量が低減される。将来的には 1700°C 級ガスタービンの実用化を目指している (HHV 基準では 46-50%) [1-17]。IGCC には石炭をガス化する際、酸素を用いる酸素吹きと空気を用いる空気吹きがある。酸素吹きの場合、作動流体中に窒素が存在せず燃焼ガスが上がるので、石炭のガス化が容易である。しかし、酸素製造のための設備 (空気分離装置) が必要となり、酸素製造による所内動力が大きくなる。そのため、送電端効率が小さくなってしまうことが欠点となる。空気吹きの場合、酸素製造の設備が不要になるため送電端効率の点では優れている。一方、空気による石炭ガス化のため、窒素が作動流体として流入し、石炭ガスが生成しづらくなるのがデメリットである。

(4). 燃料電池複合発電

ガスタービンと蒸気タービンに固定酸化物形燃料電池 (SOFC: Solid Oxide Fuel Cell) を組合わせた複合発電システムのことを示す[1-8]。具体的には天然ガス焚きのガスタービン燃料電池複合発電 (GTFC: Gas Turbine Fuel Cell combined cycle) と石炭ガス化燃料電池複合発電 (IGFC: Integrated coal Gasification Fuel Cell combined cycle) がある。GTFC は天然ガスや石炭ガスを改質して取り出した水素を用いて燃料電池で発電する。残ったガスは燃焼器へ流入後、ガスタービンへ流入し発電する。排ガスは排熱回収ボイラで熱エネルギー回収し、そのエネルギーを用いて発生した高温蒸気で蒸気タービン駆動

し発電する。IGFC は石炭をガス化させた際に含まれる水素を抽出し、空気中の酸素を用いて燃料電池で発電する。残りのガスは燃焼器へ流入後ガスタービンに流入し発電、排熱回収ボイラで回収した熱エネルギー用い、発生した高温蒸気より蒸気タービンで発電する。GTFC, IGFC とともに 2025 年ごろに技術確立を目指し、開発が進められている[1-8]。

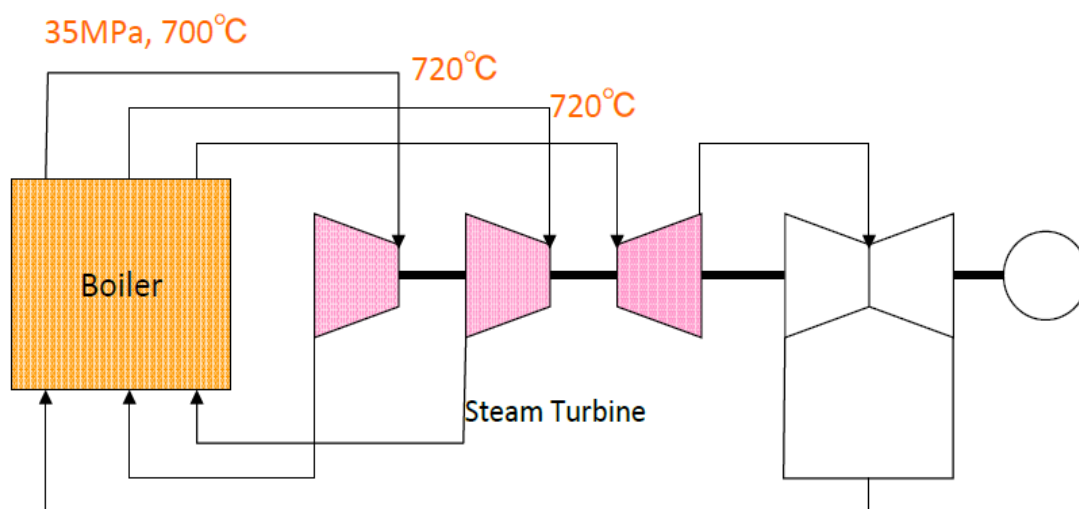


図 1.8 先進超々臨界圧火力発電の概要図[1-8]

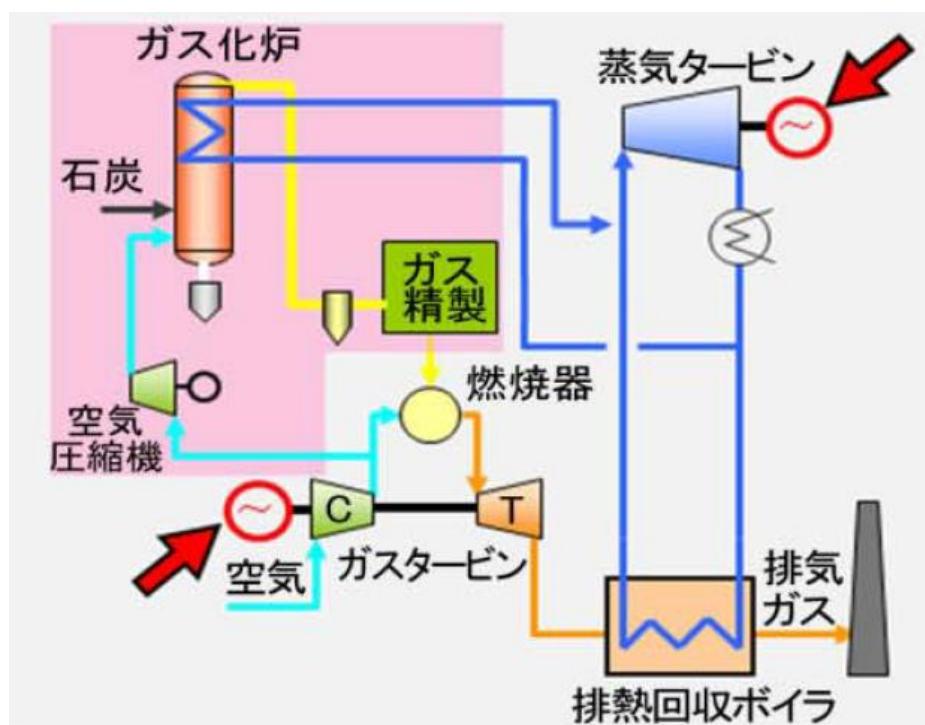


図 1.9 石炭ガス化複合発電の概要図[1-8]

(5). 超臨界 CO₂ サイクル発電

超臨界 CO₂ サイクル発電は、8 Rivers 社が開発した発電サイクルであり、開発者である Rodney Allam 氏の名前から、Allam cycle とも呼ばれている[1-9],[1-18]。この発電サイクルは、8 Rivers 社をはじめ、Net Power 社、CB&I 社、Exelon 社、東芝が商用化を目指して開発が取組まれている。図 1.10 に超臨界 CO₂ サイクル発電の概要図を示す。この発電サイクルは、超臨界 CO₂ を作動流体とするセミクローズドサイクルが特徴である。燃料の天然ガスを高温高压条件のもと、純酸素で量論完全燃焼し、タービンを回転させて発電する。タービンからの排ガスは熱交換器を経て冷却される。排ガス中には CO₂ のほかに H₂O が含まれているため、気水分離器で H₂O を除去した後、CO₂ は高压ポンプで圧縮される。燃焼により生成された分の CO₂ は高压条件のまま回収され、大部分の CO₂ は燃焼器へ再循環する。現在は 50 MW 級の実証プラントの建設が進められており、300 MW 級の商用化を目指して開発が進められている[1-19]。

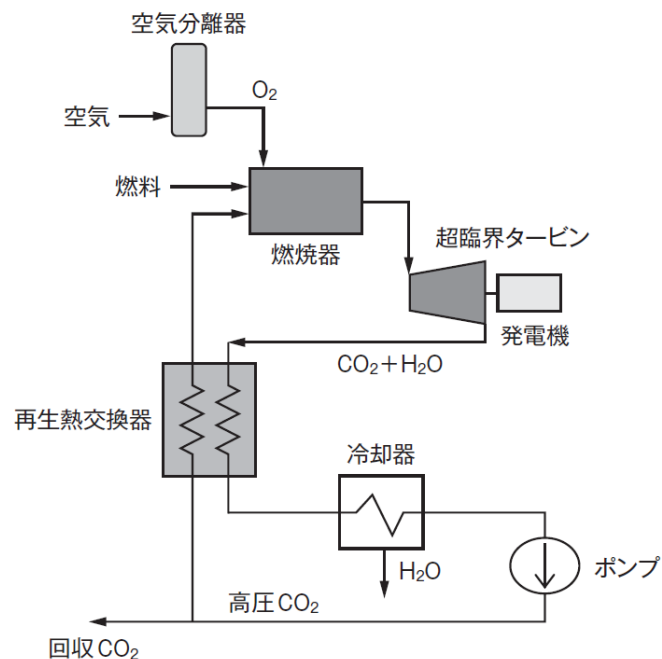


図 1.10 超臨界 CO₂ サイクル発電の概要図[1-18]

1.3 水素発電の位置づけと低炭素社会実現に向けた足掛かり

火力発電は比較的安定なエネルギー源であるが、CO₂排出の削減には限界がある。我が国は化石燃料のほとんどを海外に依存しているためエネルギーセキュリティ面が脆弱であること、地球温暖化対策のため温室効果ガス排出量のさらなる削減が求められていること、これらを同時並行で解決していくことは不可欠である。

水素は低炭素社会実現に向けたエネルギー源として中心的な役割を果たすことが期待されており、CO₂削減効果が大きいと言われている。水素は、2014年のエネルギー政策の第四次計画でエネルギーセキュリティ面での課題と温室効果ガス削減の課題を解決するための取組で策定され、水素社会実現に向けて、水素製造、貯蔵、輸送、利用までのサプライチェーンを視野に取組が推進されている[1-20]。さらに、2018年には第五次エネルギー基本計画が策定され、環境価値を含めた水素の調達・供給コストを従来のエネルギーと遜色がない水準まで低減させる等、水素エネルギーの目指すべき方向性が示された[1-21]。

第四次計画での策定に基づき、水素社会実現に向けて「水素・燃料電池戦略ロードマップ」が取りまとめられた[1-22]。ロードマップでは、以下3つのフェーズに分けて、水素社会実現を目指すとしている[1-22]。

フェーズ1：水素利用の飛躍的拡大（現在～）

定置用燃料電池やFCVの利用を大きく広げ、世界に先行する水素・燃料電池分野の世界市場を獲得

フェーズ2：水素発電の本格導入・大規模な水素供給システムの確立（2020年後半をめぐりに実現）

水素需要をさらに拡大しつつ、水素減を未利用エネルギーに広げ、「電気・熱」に「水素」を加えた新たな二次エネルギー構造の確立

フェーズ3：トータルでのCO₂フリー水素供給システムの確立（2040年後のに実現）

水素製造にCCSを組み合わせ、または再生可能エネルギー由来の水素を活用し、トータルでCO₂フリー水素供給システムを確立

水素社会実現に向けて、水素・燃料電池戦略ロードマップにおける目標・設定を図1.11に示す[1-23]。ここで、2020年半ばから水素利用技術の確立を設定し、2030年までの商用化を目指し計画が進められている。

水素基本戦略は、2017年に「第2回再生可能エネルギー・水素等関係閣僚会議」において決定された[1-24]。2050年を視野に入れて、水素をエネルギーとして活用していくための方向性が示された。水素社会実現に向けて、水素・燃料戦略ロードマップを踏まえて次の10の実施項目を達成することが掲げられた[1-24]。

- 電力分野での水素利用は、水素発電の実現に向けた目標が設定されている。水素発電は、

図 1.11 水素・燃料電池戦略ロードマップにおける目標・設定[1-23]

天然ガス火力発電同様の調整力や供給の役割が可能だと考えられており、再生可能エネルギーの導入による調整電源・バックアップ電源としての役割を果たしつつ、CO₂削減の有効手段となりうる [1-30]。水素を安定的かつ大量に消費する水素発電の目指すべき目標について、2030 年頃の商用化を実現し、その段階で 17 円/kWh のコストを目指す（参考までに LNG 火力単価は 12 円/kWh） [1-31]。そのために必要となる水素調達量として、年間 30 万 t 程度を目安とする（発電容量で 1GW 程度に相当）。さらに、将来的には、水素を年間 500 万～1000 万 t 程度（発電容量で 15~30 MW）調達し、既存の LNG 火力発電と同等の 12 円/kWh を目指している [1-24]。現状では、褐炭由来の水素発電は、2030 年では石炭や LNG 火力発電より発電コストは割高になるが、再生可能エネルギーによる発電と比べて安くなることが報告されている [1-27]。

水素発電の開発について、LNG（天然ガス）の一部を水素に代替した水素混焼発電の要素技術開発および実証に取り組んでいる [1-10]。将来的には水素専焼ガスタービンの実用化を目指した研究が推進されている。水素の燃焼特性に応じた燃焼器の開発は不可欠である。拡散燃焼方式や予混合燃焼方式の開発・実証が進められており、開発課題である燃焼の安定性（逆火防止）や NO_x 低減を達成するための燃焼技術の取組が進められている。小型の自家用発電について、NEDO、川崎重工業株式会社、株式会社大林組により 2020 年に水素専焼ガスタービンの技術実証試験が開始され、世界初の成功が報告されている。図 1.12 に水素専焼ガスタービンの技術実証試験における運転状態を示す制御画面を示す [1-12]。さらに、ドライ燃焼方式による水素専焼発電により、水噴射方式と比べて発電効率が高く NO_x 排出量も低減できたことも報告され、同時に技術実証試験により周辺の公共施設への電力供給も達成した [1-12]。

水素発電の 1 つであり、高効率水素利用技術として、酸素水素燃焼を基盤とする発電サイクルがある [1-32]。このサイクルは、従来である空気水素燃焼する発電サイクルとシステ

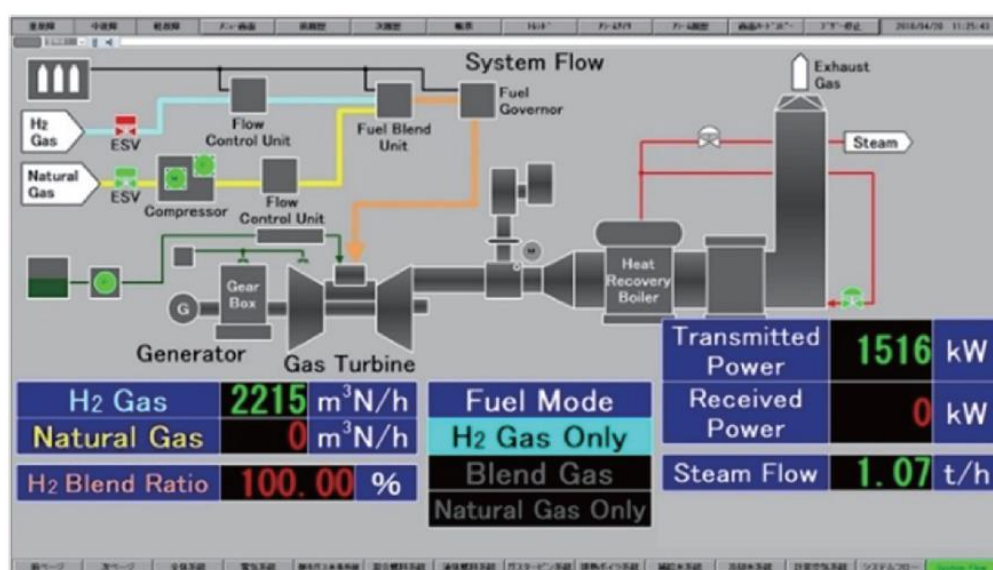


図 1.12 水素専焼ガスタービンの技術実証試験における運転状態を示す制御画面 [1-12]

ム構成が異なっている。そのため、現在は基盤的な要素研究が検討されている段階である。酸素水素燃焼発電サイクルは、ガスタービンサイクルと蒸気タービンサイクルが統合されたセミクローズドサイクルで構成されている。特に酸素水素量論完全燃焼条件では、作動流体が H_2O のみとなり、水素の特性を活かした発電サイクルとして期待できる。

酸素水素燃焼発電サイクルの研究は、水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術研究開発（WE-NET：World Energy Network）までさかのぼる[1-33],[1-34]。WE-NET 研究開発プロジェクトは、世界各地にある様々な種類・形態の再生可能エネルギーを水素等の輸送可能な二次エネルギーに転換、需要地への輸送、貯蔵、発電等の利用に至る広い範囲を対象に、水素利用国際クリーンエネルギーネットワークの導入を可能とする技術確立を目的とし、1993 年から 2002 年までの 10 年間実施された。第 I 期（1993 年～1998 年）計画における研究項目のうち、酸素水素燃焼発電技術に係る研究のサブタスク 8 において、「水素燃焼タービンの開発」の基礎研究や要素技術研究が実施された[1-33]-[1-35]。サブタスク 8 では、酸素水素燃焼発電サイクルを構成する要素として、水素燃焼タービン最適システムの評価、燃焼制御技術の開発（燃焼器の燃焼方式、基本構造）、タービン翼・ロータ等主要構成機器の開発、主要補機類の開発、超高温材料の開発が実施された[1-33],[1-34]。これらで得られた知見は、ガスタービンの高効率化に向け研究が反映されている。WE-NET 研究開発プロジェクトは 2002 年で終了することになったが、前述で述べた「第四次エネルギー基本計画」では、水素利用技術の実用化は燃料電池にとどまらず水素発電まで広げた。これより、水素発電は水素利用技術の一つとして重要であることが再確認されたことになる。当時の WE-NET 研究開発プロジェクトは、パイロットプラントの概念設計の段階で休止したため、開発技術の実用化には至っていないが、WE-NET で培われた知見は、最近の水素混焼・水素専焼の研究開発に活用されている。

ここまですを踏まえ、空気水素燃焼（水素専焼）発電サイクルと酸素水素燃焼発電サイクルの特徴を整理したものを表 1.1 に示す[1-34]。これらの系統図は 2 章で示すことにする。

現在、我が国では、水素・燃料戦略ロードマップおよび水素基本戦略より、2030 年を見据えて水素発電の本格導入を目指している。WE-NET で培われた知見を踏まえつつ、水素社会実現に向けた過渡期の間に、水素発電の目指すべき形態、方式を検討する必要がある。酸素水素燃焼発電サイクルは発電効率が高効率であること、 CO_2 排出の削減、 NO_x 排出削減に貢献できる可能性がある。大量の水素が導入される 2030 年以降を見据えた水素社会において、次世代高効率発電技術の候補になると考える。

表 1.1 空気水素燃焼（水素専焼）発電サイクルおよび酸素水素燃焼発電サイクルの特徴[1-34]

	空気水素燃焼（水素専焼）発電サイクル	酸素水素燃焼発電サイクル
長所	ガスタービン開発の実績 既存の発電所の燃料を水素に代替できる よう開発が進められている CO ₂ 排出削減効果あり	大気排出なし，CO ₂ 排出削減， NO _x 排出削減，高効率 液化水素の冷熱利用の可能性
短所	NO _x 排出	システム構成が複雑 パイロットプラントまでの開発段階 まで至っていない 酸素製造等による所内動力増加の 可能性
発電規模	中，大容量（～1000 MW）	中，大容量（～1000 MW）
発電効率	LNG 火力発電と同等	発電端効率は従来の火力発電より 高効率
供給	液化水素または気化水素	液化水素または気化水素 液化酸素または気化酸素
開発段階	混焼は商用化済 専焼は実証試験段階	基礎・要素研究段階

1.4 本研究の目的

水素は低炭素社会実現に向けて重要な役割を果たすことが期待されており，CO₂ 削減効果としてのポテンシャルがある。水素は一次エネルギーからの製造法も確立しており，将来は褐炭等の未利用エネルギーを用い，現地での CCS と組み合わせることで安価に入手できる可能性がある。水素発電は次世代水素利用技術として期待されており，特に酸素水素燃焼発電サイクルは，エネルギー安全保障の確保および CO₂ 排出量の大幅な削減を可能する電力オプションとして期待されている。

本研究は，2030 年以降を見据えた次世代発電技術として期待される酸素水素燃焼発電サイクルを対象に，熱効率解析およびエクセルギー解析，酸素水素燃焼の平衡計算，酸素水素燃焼における火炎安定性を主とした基礎研究を目的とする。

第 2 章では，従来の火力発電である空気 LNG 燃焼 GTCC，2030 年頃の実現を見据えた空気水素燃焼 GTCC と比較しながら，酸素水素燃焼発電サイクルの基本特性を明らかにする。具体的には熱力学的解析を行い，サイクル構成の観点から酸素水素燃焼発電サイクルが高

効率であることを明らかにする。さらにエクセルギー解析を行い、エクセルギーの観点から発電サイクルの各構成機器の損失を明らかにしつつ、酸素水素燃焼発電サイクルの優位性を明らかにする。酸素水素燃焼発電サイクルにおける酸素製造動力は送電端効率に大きな影響を及ぼすため、酸素製造動力を考慮した送電端効率の概算結果を示す。

第 3 章では、酸素水素燃焼の平衡計算により不凝縮ガスが発電特性に及ぼす影響を明らかにする。第 2 章では酸素水素量論完全燃焼を仮定しているが、実際に量論完全燃焼は困難である。さらに製造された酸素には不純物が含まれる可能性がある。すなわち、酸素水素燃焼による未燃ガスや酸素製造時の不純物は不凝縮ガスとして、発電サイクルに悪影響を及ぼす。そこで、酸素水素燃焼について、酸素純度および当量比により不凝縮ガスが発電特性に及ぼす影響を評価する。さらに深冷空気分離法による酸素製造を考慮した場合について、酸素が低純度だと窒素が不凝縮ガスとして混在する。残存窒素は NO 生成に大きな影響を及ぼす可能性があるため、平衡計算より NO 生成が発電特性に及ぼす影響を明らかにする。

第 4 章では、酸素水素燃焼における火炎安定性について検討する。具体的には、水素流速・酸化剤流速および当量比、窒素による希釈率を条件として、それらの条件が吹き消えまたは安定性に及ぼす影響を調べた。これより、非予混合火炎の吹き消え限界を図示化し、火炎の安定限界について論じる。

第 5 章では結論として、酸素水素燃焼発電システムに関する本研究の成果をまとめる。

1.5 参考文献

- [1-1]. 経済産業省，資源エネルギー庁；日本のエネルギー2020 エネルギーの今を知る 10 の質問，(2020).
- [1-2]. 経済産業省；エネルギー基本計画，2021 年 10 月.
- [1-3]. 国立研究開発法人国立環境研究所；2020 年度（令和 2 年度）温室効果ガス排出量（速報値）について 添付資料，
<http://www.nies.go.jp/whatsnew/20211210/20211210.html>，(アクセス 2022 年 1 月 10 日)
- [1-4]. 環境省；世界のエネルギー起源 CO₂ 排出量（2018 年）．
http://www.env.go.jp/earth/201222_co2_emission_2018.pdf(アクセス 2022 年 1 月 10 日)
- [1-5]. 経済産業省；次世代火力発電に係る技術ロードマップ，次世代火力発電の早期実現に向けた協議会，2016 年 6 月．
- [1-6]. 経済産業省，資源エネルギー庁；エネルギー基本計画（素案）の概要，2021 年 7 月．
- [1-7]. NEDO；高効率・環境にもやさしい次世代火力発電，Focus NEDO, 62 (2016), pp.4–11.
- [1-8]. 経済産業省；次世代火力発電に係る技術ロードマップ 技術参考資料集，次世代火力発電の早期実現に向けた協議会，2016 年 6 月．
- [1-9]. Allam, R., Martin, S., Forrest, B., Fetvedt, J., Lu, X., Freed, D., Brown Jr., G. W., Sasaki, T.,

- Itoh, M. and Manning, J.; Demonstration of the Allam cycle: An update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture, *Energy Procedia*, 114, (2017), pp.5948-5966.
- [1-10]. 井上慶, 宮本健司, 道免昌平, 田村一生, 川上朋, 谷村聡 ; 水素・天然ガス混焼ガスタービンの開発, *三菱重工技報*, Vol.55, No.2 (2018).
- [1-11]. Nose, M., Kawakami, T., Araki, H., Senba, N., and Tanimura, S., Hydrogen-fired gas turbine targeting realization of CO₂-free society, *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, Vol.55, No.4 (2018).
- [1-12]. 堀川敦史, 山口正人, 青木茂樹, Funke, H., H.-W., Kusterer, K. and Wirsum, M.; 2 MW 級ガスタービン用水素専焼ドライ低 NO_x 燃焼器の開発とエンジン実証試験, *日本ガスタービン学会誌*, Vol.49, No.4, (2021).
- [1-13]. 正田淳一郎 ; 発電用ガスタービン技術の変遷と将来展望, *日本機械学会誌*, Vol.119, No.1173 (2016), pp.434-437.
- [1-14]. 石坂浩一, 斉藤圭司郎, 伊藤栄作, 由里雅則, 正田淳一郎 ; 1700°C 級超高温ガスタービンの要素技術の開発, *三菱重工技報*, Vol.54, No.3 (2017), pp.23-3.1
- [1-15]. 福田正文 ; 先進超々臨界圧火力発電(A-USC)技術開発, *スマートプロセス学会誌*, Vol.3, No.2 (2014), pp.78-85.
- [1-16]. 大熊喜朋, 青木裕, 室木克之, 高井幸心, 久布白圭司 ; 700° C 級 A-USC ボイラ実証のための実証試験結果, *IHI 技報*, 58-3 (2018), pp.38-46.
- [1-17]. 電力中央研究所 ; 電中研レビュー, 石炭ガス化複合発電技術 第 1 章 石炭ガス化複合発電技術開発の経緯, *電中研レビュー* No.57, (2016), pp.7-23.
- [1-18]. 岩井保憲, 伊東正雄 ; 超臨界 CO₂ サイクル発電用ガスタービン燃焼器, *東芝レビュー*, Vol.70, No.5 (2015), pp.16-19.
- [1-19]. Tollefson, J; Zero-emissions plant begins key test, *Nature*, Vol.557 (2018), pp.622-623.
- [1-20]. 経済産業省 ; 第四次エネルギー基本計画, (2014).
- [1-21]. 経済産業省 ; 第五次エネルギー基本計画, (2018).
- [1-22]. 経済産業省 ; 水素・燃料電池戦略ロードマップ, (2014).
- [1-23]. 経済産業省 ; 水素・燃料電池戦略ロードマップ～経済産業省の取組について～ (概要), (2019).
- [1-24]. 経済産業省 ; 水素基本戦略, (2017).
- [1-25]. Dincer, I. and Acar, C.; Review and evaluation of hydrogen production methods for better sustainability, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.40 (2015), pp.11094–11111.
- [1-26]. Nikolaidis, P. and Poullikkas, A.; A comparative overview of hydrogen production processes, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol.67 (2017), pp.597–611.
- [1-27]. 山下誠二, 吉野泰, 吉村健二, 新道憲二郎, 原田英一 ; 低炭素社会に向けた水素チ

- エーシンの実現可能性検討, エネルギー・資源学会論文誌, 35-2 (2014), pp.33–38.
- [1-28]. Kamiya, S., Nishimura, M. and Harada, E.; Study on introduction of CO₂ free energy to Japan with liquid hydrogen, Physics Procedia, Vol.67 (2015), pp.11–19.
- [1-29]. Chapman., A., J., Fraser, T. and Itaoka, K.; Hydrogen import pathway comparison framework incorporating cost and social preference: Case studies from Australia to Japan, International Journal of Energy Research, Vol.41 (2017), pp.2374–2391.
- [1-30]. 経済産業省；水素発電に関する検討会 報告書, (2015).
- [1-31]. 経済産業省；今後の水素政策の検討の進め方について, (2020).
https://www.meti.go.jp/shingikai/energy_environment/suiso_nenryo/pdf/018_01_00.pdf ,
 (アクセス 2022 年 1 月 10 日)
- [1-32]. Sanz, W., Braun, M., Jericha, H. and Platzer, M. F.; Adapting the zero-emission Graz cycle for hydrogen combustion and investigation of its part load behaviour, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.43 (2018), pp.5737–5746.
- [1-33]. 一般財団法人エンジニアリング協会 WE-NET ホームページ,
<https://www.ena.or.jp/WE-NET/index.html> (アクセス 2022 年 1 月 10 日)
- [1-34]. 松本俊一；酸素水素燃焼タービン発電技術の動向, 季報 エネルギー総合工学, Vol.41, No.2 (2018), pp.41-54.
- [1-35]. 森塚秀人, 幸田栄一, 斎川路之, 三巻利夫；水素燃焼タービン発電システムの検討-高温酸素吹きランキンサイクル統合タービン発電システムの基本性能-, 電力中央研究所報告, 研究報告:W94022 (1995).

第2章 酸素水素燃焼発電サイクルの基本特性

2.1 本章の目的

本章では、低炭素社会実現に向けて、次世代発電サイクルとして期待される酸素水素燃焼発電サイクルの基本特性について述べる。本章は、文献[2-1]をもとにまとめている。

酸素水素燃焼発電サイクルは、グラーツ工科大学の Jericha 教授により考案された酸素水素燃焼を基盤とする発電サイクルである[2-2]。この発電サイクルは従来の発電サイクルとシステム構成が異なり、ガスタービンサイクルと蒸気タービンサイクルが統合されたセミクローズドサイクルが特徴となる。酸素水素燃焼発電サイクルは、従来提案されている水素を燃料とする発電サイクルと比較して、発電端効率が優れていると報告されている[2-3],[2-4]。Sanz らは、1500°C、40 bar のガスタービン入口条件で熱効率 68.5% (LHV 基準) と高効率であること、さらに部分負荷の可能性を報告している[2-2]。山下らは、1600°C 級のガスタービンコンバインドサイクル (Gas Turbine Combined Cycle: GTCC) と同等の、1200°C 級の酸素水素燃焼発電サイクルで実現できることを報告した[2-5]。燃焼圧力や燃焼器入口温度を高くとることにより燃焼のエクセルギー損失が低減されるため、酸素水素燃焼発電サイクルは高効率であることが示されている[2-6]。壹岐らは、燃焼のエクセルギー損失以外を低減することで高効率化を図った[2-7]。このように次世代の高効率発電として期待される酸素水素燃焼発電サイクルだが、現在開発が進められている空気水素燃焼 (水素専焼) GTCC と比較した場合、どれぐらい高効率になるかは明らかになっていない。

低炭素社会実現に向けて、水素利用技術の一つである発電システムの需要は高まっているため、酸素水素燃焼発電サイクルの特徴を把握することは意義がある。本章では、熱効率解析およびエクセルギー解析を行い、従来の火力発電である空気 LNG 燃焼 GTCC、現在開発が進められている空気水素燃焼 GTCC と比較しながら、酸素水素燃焼発電サイクルを評価し、その優位性を明らかにする。酸素製造動力を考慮した送電端効率も概算で示し、酸素水素燃焼発電サイクルが高効率であることを明確にする。

2.2 酸素水素燃焼発電サイクルの概要および特徴

酸素水素燃焼発電サイクル (Oxy-hydrogen cycle) の概要系統図を図 2.1 に示す。酸素水素燃焼発電サイクルは、ガスタービンサイクル (ブレイトンサイクル) と蒸気タービンサイクル (ランキンサイクル) が統合された、セミクローズドサイクルになっているのが特徴である。特に燃料が H_2 の場合、純酸素による量論完全燃焼では、ガスタービンサイクルおよび蒸気タービンサイクルの作動流体は H_2O のみになる。高温の蒸気がガスタービンで膨張した後 (図 2.1 の 2 番)、再生熱交換器 (過熱器、蒸発器、節炭器) によって熱エネルギーが回収される。再生熱交換器の途中で蒸気は一部分岐され (図 2.1 では蒸発器と節炭器の間で

GT: Gas Turbine
 CP: Compressor
 ST: Steam Turbine
 ECO: Economizer
 EVA: Evaporator
 SH: Superheater

Oxy-hydrogen cycle

Thermal efficiency (LHV basis): 70%
 LHV : 150 MW
 Output : 105 MW

Temperature [°C]

Specific entropy [kJ/kgK]

1550°C
5.0 MPa

695°C
0.1 MPa

650°C
14 MPa

121°C
0.005 MPa

10' → 10

8 → 9

20

比較対象として、ガスタービンコンバインドサイクル (Gas Turbine Combined Cycle: GTCC) の概要系統図および T - s 線図をそれぞれ図 2.3, 図 2.4 に示す。GTCC はガスタービンサイクルと蒸気タービンサイクルが排熱回収ボイラを介して複合したシステムである。図 2.4 から、ガスタービンサイクル (赤線) と蒸気タービンサイクル (黒線) がそれぞれ独立していることがわかる。

酸素水素燃焼発電サイクルと GTCC では T - s 線図が全く異なることから、サイクル構成が本質的に異なることがわかる。酸素水素燃焼発電サイクルは、ガスタービンサイクルおよび蒸気タービンサイクル中の作動流体を H_2O のみとでき、外部に放出せず効率よく熱利用することができるため、水素の特性を活かした次世代発電技術として期待できる。

酸素水素燃焼発電サイクルで定義された高圧タービンと低圧タービンは、GTCC の高圧タービン・低圧タービンと役割が異なる。一方、同じ名称を与えると説明がわかりづらくなってしまう。ここでは、酸素水素燃焼発電サイクルの高圧タービンと低圧タービンはそれぞれ蒸気タービン 1 (ST1), 蒸気タービン 2 (ST2) とし、GTCC では蒸気タービン(ST)と呼ぶことにする。

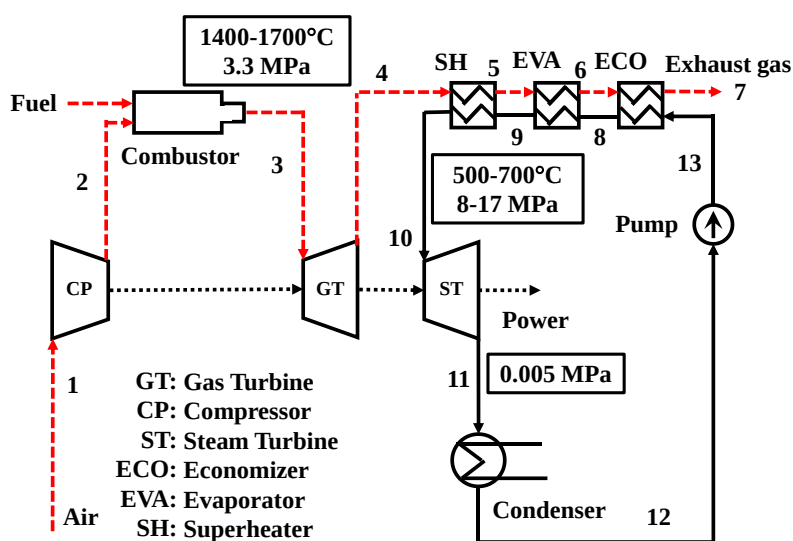


図 2.3 ガスタービンコンバインドサイクル (GTCC) の概要系統図

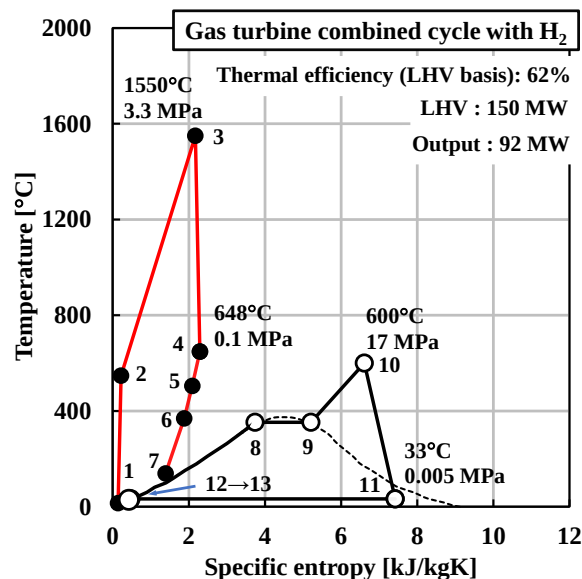


図 2.4 ガスタービンコンバインドサイクル (GTCC) の温度と比エントロピーの関係図 (T - s 線図)

2.3 解析について

ここでは、本章における解析方法・解析条件，さらに解析手段である熱効率解析およびエクセルギー解析について述べる。

2.3.1 解析方法・解析条件

本章の解析では，一般財団法人電力中央研究所が開発した熱効率解析汎用プログラム“EnergyWin®”を用いた。EnergyWin®では，エネルギーバランス，質量バランスを考慮して計算される。物性について，水・蒸気の物性計算には，IAPWS-IF97(IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam)が組込まれている[2-8]。ここでは，10 MPa までの圧力範囲では 2000°C，100 MPa までの圧力範囲では 800°C まで適用可能である。その他の気体の物性はガスタービンの燃焼ガス用の物性計算式である Matsunaga らの文献[2-9]に，NIST(National Institute of Standards and Technology)の Chemistry WebBook[2-10]中の式が組込まれている。EnergyWin®上では，燃焼器やタービン等の構成機器を組合せることで熱力学的な解析をすることができる。本解析について，各構成機器における断熱効率，圧力損失は，酸素水素燃焼発電サイクルのシステム解析を主とした文献を参照し[2-2]-[2-5]，固定値として設定した。熱損失は考慮していない。燃焼器入口温度，燃焼器出口温度・圧力，高圧タービン入口温度・圧力，復水器入口圧力は固定パラメータとし，収束計算した。収束計算は，“コントローラ”と呼ばれるコンポーネントを用いて計算できる。解析の一例として，酸素

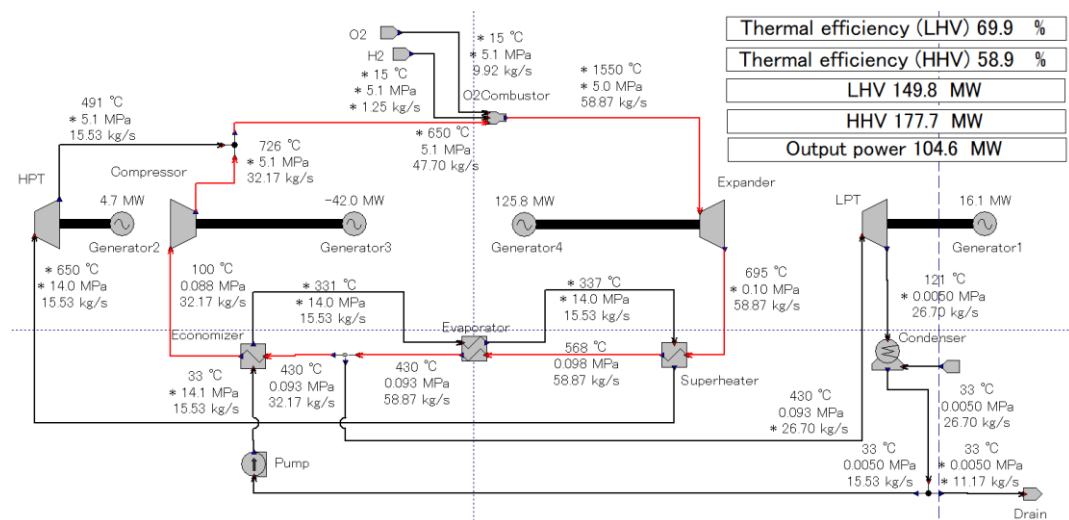


図 2.5 EnergyWin®で解析した酸素水素燃焼発電サイクルの詳細系統図

水素燃焼発電サイクルの詳細系統図を図 2.5 に示す。図中のパラメータの左にある*マークは固定したことを示し、*マークがないもの、熱効率、出力が算出結果を示している。

本章の解析条件を表 2.1 に示す。解析条件は、WE-NET 研究開発当時に検討された数値を参照した[2-2]-[2-5]。なお、参照した条件は 1993 年-2002 年度の頃に検討された数値のため、近年に報告された酸素水素燃焼発電サイクルの解析条件も表 2.1 に示している。酸素水素燃焼発電サイクルの発電出力は、表 2.1 で示した文献を参照し、約 100 MW として解析した。比較対象である GTCC についても、約 100 MW として解析した。復水器入口圧力は 5.0 kPa とした。燃料について、酸素水素燃焼発電サイクルは H_2 、GTCC は LNG または H_2 とした。LNG は CH_4 純度 100%， H_2 は純度 100%，酸素水素燃焼発電サイクルの酸化剤である O_2 は純度 100%とした。燃料および O_2 は 15℃、燃焼器入口圧力で供給されるとした。これは、 H_2 および O_2 はともに液相加圧により高圧条件で供給でき、それらの圧縮動力を低減できる可能性があるためである。本解析でのポンプ効率は 100%としたが、発電サイクルの計算ではポンプ効率の違いによる発電効率への影響はほとんどないことを確認している。機械損失は回転数依存がないと仮定した。

本解析では、酸素水素量論完全燃焼を仮定した（燃焼後の不凝縮ガスである O_2 および H_2 の分圧はゼロ）。ガスタービンサイクル（図 2.1 の赤点線）の作動流体 H_2O は常に過熱蒸気になるようにした。蒸気タービン 1 の入口温度は 650℃（図 2.1 の 11 番）とし、それを踏まえてガスタービン出口温度は約 700℃（図 2.1 の 2 番）とした。また、ガスタービン出口温度が約 700℃ になるようガスタービン出口圧力を設定した。ガスタービン入口温度は、1400℃、1550℃、1700℃ とした。1400℃ を設定した理由について、これは各流路で 700℃ を超えないようにしたためである。700℃ の根拠は、現在検討が進められている 700℃ 級先進超々臨界圧ボイラの技術を適用できる仮定に基づいている[2-11]。1700℃ は、次世代火力発電に係る技術ロードマップを参照した[2-12]。さらに、1400℃、1700℃ の中間値である

表 2.1 酸素水素燃焼発電サイクルおよび GTCC の解析条件

Reference	This work	Ref.[2-2]	Ref.[2-3]	Ref.[2-4]	Ref.[2-5]
Capacity	100 MW	Oxy-hydrogen cycle: 200 MW	Oxy-hydrogen cycle: 50 MW GTCC: 500 MW	Oxy-hydrogen cycle: 500 MW	Oxy-hydrogen cycle: 300 MW GTCC: 1000 MW
Compressor isentropic efficiency	89%	88%	88%	90%	87%
Gas turbine isentropic efficiency	92%	92%	90%	90%	87%
Steam turbine or Steam turbine 1 isentropic efficiency	84%	90%	83-93%	90%	87%
Steam turbine 2 isentropic efficiency	89%	90%	83-93%	90%	87%
Mechanical efficiency	99%	99.6%	99%	99%	98.9%
Generator efficiency	99.5%	98.5%	98.5%	99%	98%
Pump isentropic efficiency	100%	70%	-	90%	-
Heat exchanger pressure loss	Gas phase: 5.0 kPa Liquid phase: 50 kPa	Hot side: 2.5% (3 kPa) Cold side: 3.15% (600 kPa)	Hot side: 3-5% Cold side: 1% (350 kPa)	4.3%	Hot side: 10 kPa Cold side: 300 kPa
Combustor pressure loss	0.10 MPa	0.17 MPa	5% (0.2 MPa)	5% (0.25 MPa)	100 kPa

1550°C も解析条件に加えた。

空気 LNG 燃焼および空気水素燃焼 GTCC について、次世代火力発電に係る技術ロードマップを参照し[2-12]，ガスタービンおよび圧縮機の圧力比を 28，34 とした。ガスタービン入口温度は，1400°C，1550°C，1700°C とした。これより，ガスタービン出口温度は 559-565°C，648-655°C，738-746°C と算出された。この結果と酸素水素燃焼発電サイクルのガスタービン出口と蒸気タービン 1 入口の温度差が約 50°C であることから，ガスタービン入口温度が 1400°C，1550°C，1700°C のとき，蒸気タービン 1 入口温度はそれぞれ 500°C，600°C，700°C とした。また，ガスタービン入口温度 1400°C のとき蒸気タービン 1 入口圧力 8 MPa，ガスタービン入口温度 1550°C，1700°C のとき蒸気タービン 1 入口圧力 17 MPa[2-12]とした。これは，復水器入口における H₂O の乾き度 0.9 としたためである。

酸素水素燃焼発電サイクルでは再生・再熱サイクルを考慮せず，蒸気タービン 1 を単段とした。GTCC も同様の条件より，高圧，中圧，低圧タービンをまとめて単段の蒸気タービンとした。ガスタービン翼の冷却について，酸素水素燃焼発電サイクルでは空気ではなく H₂O で冷却することになるが，冷却用の空気を H₂O に変更するだけでは解析は困難である。そ

ここで、本研究では冷却を考慮しなくても耐熱性に問題がないと仮定して解析した。比較対象である GTCC もタービン冷却を考慮せず解析した。

2.3.2 熱効率解析およびエクセルギー解析

熱効率解析汎用プログラム“EnergyWin®”における熱効率の定義式を式(2.1)、タービン出力および圧縮機動力の算出式をそれぞれ式(2.2)、式(2.3)に示す。

$$\eta_{th} (\%) = \frac{P_{Output}}{Q_{in}} \times 100 = \frac{P_{T1}\eta_{m1}\eta_{gen1} + P_{T2}\eta_{m2}\eta_{gen2} + P_{T3}\eta_{m3}\eta_{gen3} - \frac{P_{C4}}{\eta_{m4}\eta_{mot4}}}{Q_{in}} \times 100 \quad (2.1)$$

$$P_{Ti} = (H_{in\ i} - H_{out\ i}) \times \eta_{isen\ i}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (2.2)$$

$$P_{Ci} = \frac{(H_{out\ i} - H_{in\ i})}{\eta_{isen\ i}}, \quad i = 4 \quad (2.3)$$

η_{th} は熱効率、 P_{output} は発電出力、 Q_{in} は燃料投入熱量(本解析では低位発熱量)、 P_T はタービン出力、 P_c は圧縮機動力、 η_m は機械効率、 η_{gen} はタービンの発電機効率、 η_{mot} は圧縮機のモータ効率、 H_{in} は系に流入するエンタルピー、 H_{out} は系から流出するエンタルピー、 η_{isen} はタービンまたは圧縮機の断熱効率を表す。EnergyWin®では発電サイクルの計算を実行することで、発電出力や熱効率が自動で算出される。なお、式(2.1)はタービンまたは圧縮機が同軸でない場合の熱効率を示している。参考として、タービンまたは圧縮機が同軸である場合の熱効率を式(2.4)に示す。

$$\eta_{th} (\%) = \frac{P_{Output}}{Q_{in}} \times 100 = \frac{(P_{T1} + P_{T2} + P_{T3} - P_{C4})\eta_m \eta_{gen}}{Q_{in}} \times 100 \quad (2.4)$$

同軸の場合、正味出力に対して機械効率および発電機効率が乗じ発電出力が算出される。同軸でない場合、それぞれのタービンに対して機械効率および発電機効率が乗じた出力と、圧縮機に対して機械効率およびモータ効率が除された動力の総和が発電出力となる。すなわち、圧縮機動力の扱いが異なるため、同軸ではない場合(本解析)と同軸の場合では熱効率が異なる。タービンまたは圧縮機が同軸でない場合、同軸である場合の酸素水素燃焼発電サイクルの詳細系統図をそれぞれ図 2.6、2.7 に示す。解析から、熱効率の差は 0.2 ポイントとなった。本解析では、同軸でない場合、すなわち式(2.1)を用いて熱効率を算出した。

エクセルギーは、系が外界と平衡に達するまでの最大仕事を表している。エクセルギーの

定義について、式(2.5)に示す。

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (2.5)$$

e は比エクセルギー， h は比エンタルピー， T は温度， s は比エントロピー，添え字 0 は基準条件（15℃，0.1013 MPa）を表す。式(2.5)は作動流体の温度と圧力で決まり，物理エクセルギーと定義される。燃料のエクセルギーは化学エクセルギーと定義される。表 2.2 に CH₄ と H₂ の高位発熱量，低位発熱量，エクセルギーをそれぞれ示す[2-13]。

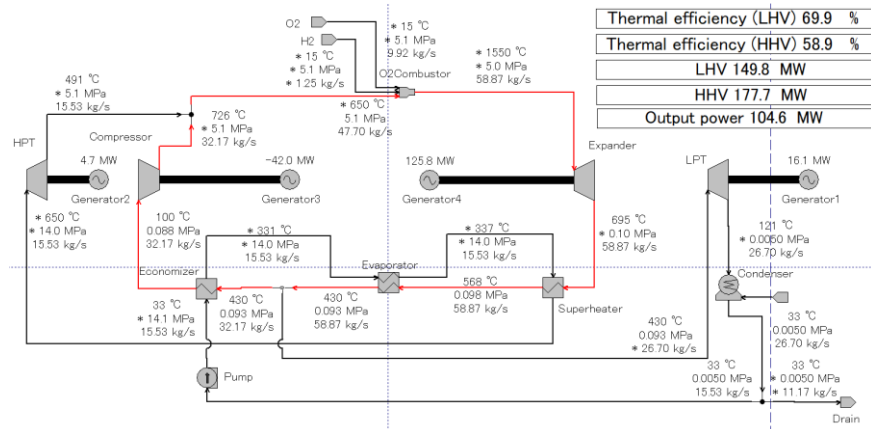


図 2.6 タービンまたは圧縮機が同軸でない場合の酸素水素燃焼発電サイクルの詳細系統図

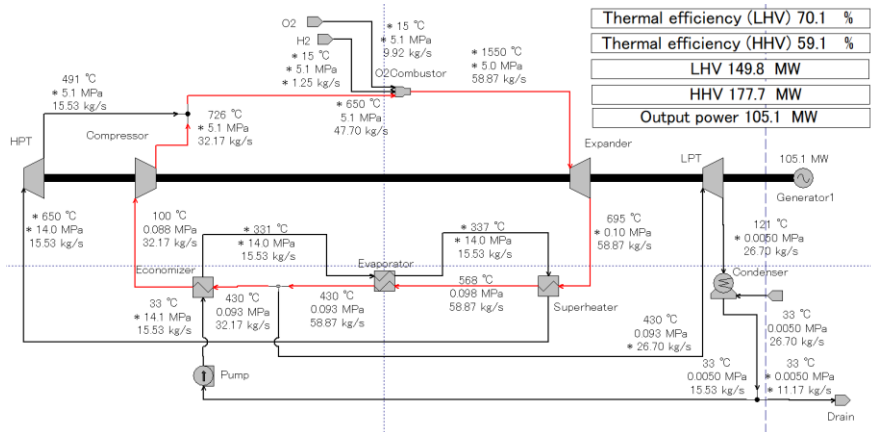


図 2.7 タービンまたは圧縮機が同軸の場合の酸素水素燃焼発電サイクルの詳細系統図

表 2.2 CH₄および H₂ における高位発熱量，低位発熱量およびエクセルギー[2-13]

Fuel	LNG (CH ₄ : 100%)	H ₂
Higher heating value (HHV) [MJ/kg]	55.5	142
Lower heating value (LHV) [MJ/kg]	50.0	120
Exergy [MJ/kg]	51.0	118

エクセルギー解析では、エンタルピーでは評価できないエントロピーの増大に基づいた損失を評価することができる。これはエクセルギー損失と呼ばれ、燃焼、伝熱、混合等の過程により発生する、熱力学第一法則では評価できない指標である。エクセルギー解析では、エクセルギー損失を最小化する方策を見つけることで各構成機器の損失を低減させ、システム全体の改善や最適化に役立てることができる。本解析での発電サイクルのエクセルギー効率、エクセルギー損失、エクセルギー損失の割合をそれぞれ式(2.6)-(2.8)に示す。

$$\eta_E (\%) = \frac{P_{\text{Output}}}{E_{\text{Fuel}}} \times 100 \quad (2.6)$$

$$E_{\text{Loss}} = (E_{\text{Fuel}} + \sum E_{\text{in}}) - \sum E_{\text{out}} \quad (2.7)$$

$$\eta_{E_{\text{Loss}}} (\%) = \frac{E_{\text{Loss}}}{E_{\text{Fuel}}} \times 100 \quad (2.8)$$

η_E はエクセルギー効率、 E_{Fuel} は燃料の化学エクセルギー、 E_{Loss} はエクセルギー損失、 E_{in} はある系に流入する物理エクセルギー、 E_{out} はある系から流出する作動流体の物理エクセルギー、 $\eta_{E_{\text{Loss}}}$ はエクセルギー損失の割合を表す。EnergyWin®の解析結果からシステムにおける各流路の状態量（温度、エンタルピー、エントロピー）を取得、式(2.5)に代入して手動で各流路のエクセルギーを計算し、式(2.6)-(2.8)に代入することで各構成機器のエクセルギー損失を見積もった。

2.4 酸素水素燃焼発電サイクルの優位性

酸素水素燃焼発電サイクルの基本特性を把握するため、空気 LNG 燃焼 GTCC および空気水素燃焼 GTCC と比較しながら、熱効率とガスタービン入口温度・圧力の関係を明らかにする。酸素水素燃焼発電サイクルのガスタービン入口圧力 2.0-5.0 MPa および、空気 LNG 燃焼 GTCC または空気水素燃焼 GTCC のガスタービン入口圧力 3.3 MPa におけるガスタービン入口温度と熱効率の関係図を図 2.8、そのときの発電サイクルの代表的なパラメータを表 2.3 に示す。ただし、酸素水素燃焼発電サイクルの蒸気タービン 1 入口圧力は 14 MPa[2-2],[2-4]で固定した。酸素水素燃焼発電サイクルは、空気 LNG 燃焼 GTCC または空気水素燃焼 GTCC と比べて、熱効率は 2-11 ポイント高くなった。本解析において、ガスタービン入口条件が 1700°C、5.0 MPa における酸素水素燃焼発電サイクルの熱効率は最大となり、そのとき 71.0%となった（参考までに、EnergyWin®で解析した系統図を図 2.9 に示す）。

酸素水素燃焼発電サイクルのガスタービン入口圧力 2.0 MPa において、ガスタービン入口温度を 1550°C から 1700°C に増加させたのにもかかわらず、熱効率は減少した。ガスタービン入口温度（ガスタービン入口圧力は固定）を増加させるとガスタービン出口圧力は低下す

るため、熱交換器の圧力損失の影響が大きくなる。これより、ST2 の圧力比が小さくなり、ST2 出力が減少する。すなわち、熱交換器の圧力損失による ST2 の圧力比低下の影響が大きいと考えられる。ガスタービン入口圧力 2.0 MPa のとき、熱交換器の圧力損失による影響が大きいことからガスタービン入口温度を増加させても熱効率は下がってしまう可能性があるため、サイクル条件としては最適ではないと考える。

空気 LNG 燃焼 GTCC および空気水素燃焼 GTCC の解析結果について簡略に述べる。燃料を LNG から H₂ に置き換えると、熱効率は約 1 ポイント増加した。燃料が H₂ の場合、燃焼ガス中に含まれる H₂O の体積比が増加するため、燃焼ガスの比熱比が大きくなる（標準

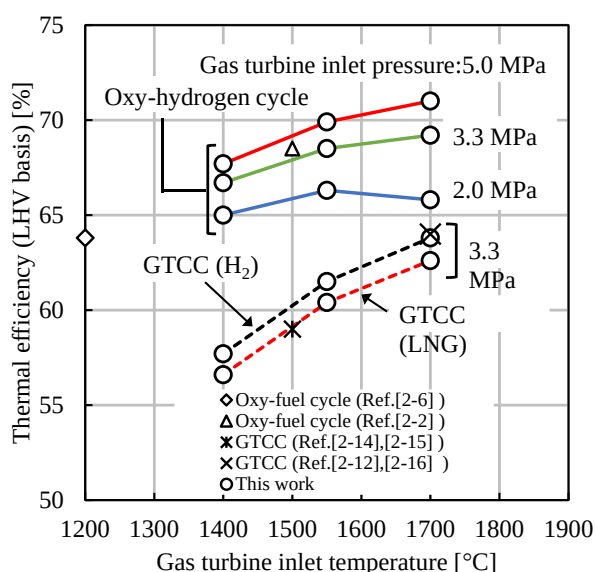


図 2.8 酸素水素燃焼発電サイクルのガスタービン入口圧力 2.0-5.0 MPa および空気 LNG 燃焼 GTCC または空気水素燃焼 GTCC のガスタービン入口圧力 3.3 MPa におけるガスタービン入口温度と熱効率の関係

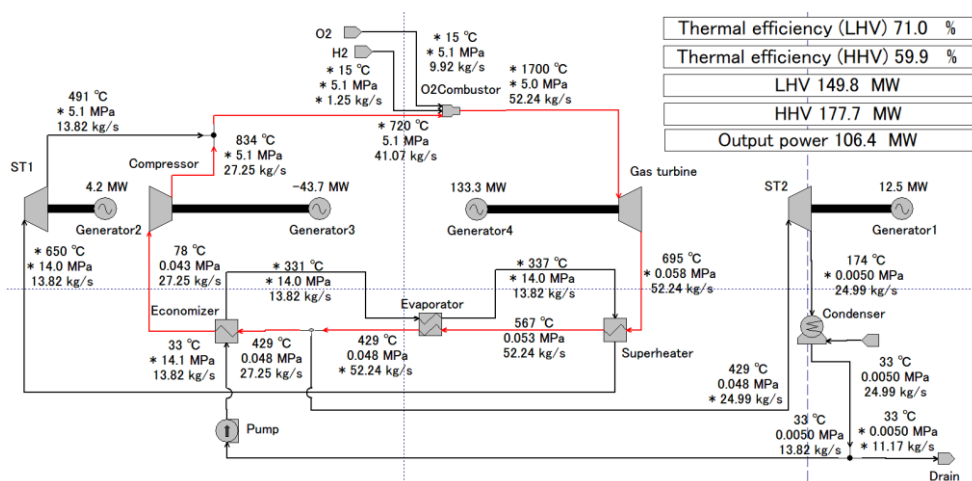


図 2.9 酸素水素燃焼発電サイクルの系統図および解析結果（表 2.3 Oxy-hydrogen cycle ガスタービン入口条件：5.0 MPa, 1700°C）

表 2.3 酸素水素燃焼発電サイクルのガスタービン入口圧力 2.0-5.0 MPa および空気 LNG 燃焼 GTCC または空気水素燃焼 GTCC のガスタービン入口圧力 3.3 MPa における代表的なパラメータおよび算出結果

		Oxy-hydrogen cycle									GTCC (H ₂ or LNG)		
ST1 inlet pressure	MPa	14											
ST1 inlet temperature	°C	650											
ST inlet pressure	MPa										17	17	8
ST inlet temperature	°C										700	600	500
Gas turbine inlet pressure	MPa	5.0			3.3			2.0			3.3		
Gas turbine inlet temperature	°C	1700	1550	1400	1700	1550	1400	1700	1550	1400	1700	1550	1400
Combustor inlet temperature	°C	720	650	600	720	650	600	720	650	600	548	548	548
Compressor outlet temperature	°C	834	726	649	861	751	672	896	779	697	548	548	548
Pressure ratio of compressor	-	119	58	30	147	64	32	233	81	35	34	34	34
Pressure ratio of gas turbine	-	86	49	27	86	49	27	83	49	27	28	28	28
ST2 inlet temperature	°C	429	430	434	426	431	437	422	428	437			
ST2 inlet pressure	MPa	0.05	0.09	0.18	0.03	0.06	0.11	0.01	0.03	0.07			
Pressure ratio of ST2	-	9.6	19	35	5.6	12	23	2.8	6.2	13			
Condenser inlet pressure	MPa	0.005											

状態だと比熱比は 0.001 増加) ことに起因するが、熱効率 1 ポイントの増加にとどまる。

本解析結果の妥当性を示すため、図 2.8 に他文献と比較した結果を示している。文献で用いた熱効率および代表的なパラメータを表 2.4 に示す。空気 LNG 燃焼 GTCC について、1500 °C 級の実機データと本解析結果はパラメータ設定等の条件が異なるため直接比較はできないが、解析結果は大きく逸脱しなかった。本解析の空気 LNG 燃焼 GTCC では、タービン抽気の給水加熱による再生サイクルや再熱サイクルは考慮しておらず、排熱回収ボイラのピンチ解析による最適化も行っていない。これより、解析ではタービン冷却を考慮していないにもかかわらず、本解析結果と実機プラントの熱効率に大きな差が出なかったと考えられる。本解析のガスタービン入口温度 1700°C における空気 LNG 燃焼 GTCC の解析結果は 63% となり、現在開発中の 1700°C 級 GTCC で見込まれている熱効率 64% と比べ、1 ポイント低い結果となった。本解析で再熱サイクルを考慮していない点を踏まえると、解析結果

表 2.4 参考文献による酸素水素燃焼発電サイクルおよび空気 LNG 燃焼 GTCC の
代表的なデータ

	Oxy-hydrogen cycle		GTCC with LNG/Air combustion	
	Ref.[2-6]	Ref.[2-2]	Ref.[2-14],[2-15]	Ref.[2-12],[2-16]
Gas turbine inlet temperature	1200°C	1500°C	1500°C	1700°C
Steam turbine inlet pressure	5 MPa	4 MPa	Less than 2.1 MPa	2.5-3.5 MPa
Steam turbine 1 inlet temperature	650°C	580°C		
Steam turbine 1 inlet pressure	14 MPa	17 MPa		
Steam turbine inlet temperature			650°C	650°C
Steam turbine inlet pressure			13 MPa	17 MPa
Thermal efficiency	63.8% (LHV basis)	68.5% (LHV basis)	59% (LHV basis) 53% (HHV basis)	64% (LHV basis) 57% (HHV basis)

は妥当である。酸素水素燃焼発電サイクルの実機データはないため、他文献による結果と比較したが、結果に大きな逸脱はなかった。以上より、本研究の解析結果は妥当であることを明確にした。

本解析では、発電サイクルの各流路を温度が 700°C 以上にならないという制約のもと、解析を行った。その結果、大部分の流路では 700°C 以下となり、条件を満たす結果となった。一方、ガスタービン入口温度 1700°C における酸素水素燃焼発電サイクルの燃焼器入口温度は、サイクル計算の都合上、700°C 以上の条件で設定した（表 2.3 参照，図 2.9 では 720°C）。さらに、ガスタービン入口温度 1550°C，1700°C では圧縮機出口温度が 700°C 以上（表 2.3 参照）となり、特にガスタービン入口条件 1700°C，2.0 MPa のとき最高 896°C となった。すなわち、現状の火力発電技術では実現が難しい流路箇所も明らかになった。これより、燃焼器、タービン、圧縮機の耐熱性の適正値を考慮した場合の解析、冷却過程を考慮した解析は今後の検討課題である。水蒸気雰囲気下における高温環境に耐久性・耐熱性のある材料開発は課題があり、今後の技術確立が求められる。

ここから酸素水素燃焼発電サイクルの優位性について考察する。

ガスタービン入口温度 1550°C において、ガスタービン入口圧力 2.0, 3.3, 5.0 MPa における酸素水素燃焼発電サイクル，ガスタービン入口圧力 3.3 MPa における空気 LNG 燃焼 GTCC および空気水素燃焼 GTCC の出力およびエクセルギー効率を図 2.10 に示す。出力または動力について、酸素水素燃焼発電サイクルの場合はそれぞれガスタービン，ST1，ST2，圧縮機，GTCC はそれぞれガスタービン，ST，圧縮機を示している。酸素水素燃焼発電サイクルの全タービン総和（ガスタービン+ST1+ST2）は，空気 LNG 燃焼 GTCC および空気水素燃

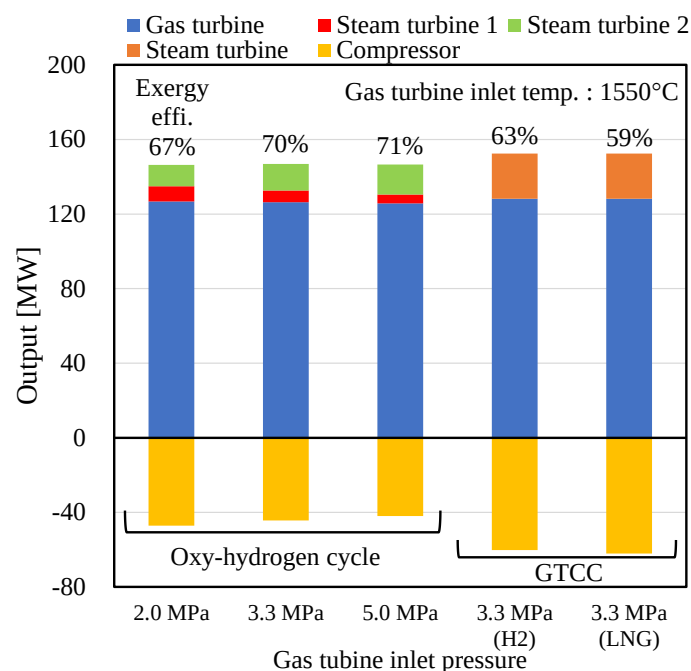


図 2.10 ガスタービン入口温度 1550°C における酸素水素燃焼発電サイクル, 空気 LNG 燃焼 GTCC または空気水素燃焼 GTCC のそれぞれの出力およびエクセルギー効率

燃焼 GTCC の全タービン総和 (ガスタービン+ST) と比べて動力差は 5-6 MW となった。一方, 空気燃焼 GTCC と比較して, 酸素水素燃焼発電サイクルの圧縮機動力は 13-20 MW 小さくなった。酸素水素燃焼発電サイクルは, 再生熱交換器の途中で H₂O の一部が分岐され, ST2 を経て復水器で飽和水に凝縮される。この飽和水はポンプで給水加圧されるため, 圧縮動力が小さくなる。すなわち, ガスタービンサイクルにおける圧縮機動力の差の影響が大きいため, 酸素水素燃焼発電サイクルは空気 LNG 燃焼 GTCC または空気水素燃焼 GTCC より高効率になる。

次に, ガスタービン入口温度 1550°C における酸素水素燃焼発電サイクル, 空気 LNG 燃焼 GTCC, 空気水素燃焼 GTCC の各構成機器におけるエクセルギー損失の内訳をそれぞれ図 2.11 に示す。図 2.11 に示す各構成機器におけるエクセルギー損失の具体的な数値に加え, エクセルギー損失の割合, エクセルギー効率は表 2.5 に示している。エクセルギー解析の結果から, 燃焼器におけるエクセルギー損失が全構成機器の中で最も大きくなる。酸素水素燃焼発電サイクルは, 空気 LNG 燃焼 GTCC または空気水素燃焼 GTCC と比べて燃焼器におけるエクセルギー損失は 2-4 ポイント低くなった。空気燃焼 GTCC について, 燃料が LNG から H₂ に置き換えると燃焼器におけるエクセルギー損失は 2 ポイント低減した。これは H₂ のエクセルギー率が CH₄ より小さいためである。ガスタービン入口圧力 3.3 MPa で比較すると, 燃焼器におけるエクセルギー損失は酸素水素燃焼発電サイクルが空気水素燃焼 GTCC より 2 ポイント低減しており, エクセルギー損失の総和では 3 ポイント低減している。燃焼器におけるエクセルギー損失が低減する理由として, 大きく二つある。一つ目は燃焼生成

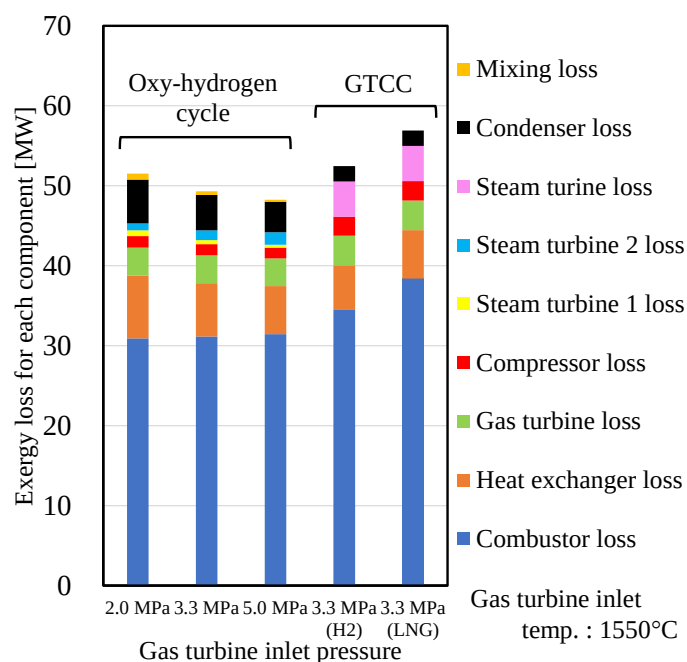


図 2.11 ガスタービン入口温度 1550°C における酸素水素燃焼発電サイクル, 空気 LNG 燃焼 GTCC または空気水素燃焼 GTCC のそれぞれのエクセルギー損失の内訳

物と作動流体が H_2O と同一物質であるためである。これより混合のエクセルギー損失が小さくなった。表 2.5 に示したガスタービン入口条件 1550°C, 3.3 MPa における場合を例に説明する。酸素水素燃焼による燃焼器のエクセルギー損失は、空気水素燃焼による燃焼器のエクセルギー損失より 4-7 MW (2-4 ポイント) 低下した。これは酸素水素燃焼の燃焼器における燃焼生成物 H_2O と、燃焼器を再循環する作動流体 H_2O が同じだからである。空気水素燃焼では、燃焼器へ流入する作動流体の空気と燃焼生成物が異なる物質のため混合によるエクセルギー損失が大きくなる。すなわち、一つ目は燃焼生成物と作動流体が H_2O と同一物質になるのは酸素水素燃焼発電サイクルの大きな特徴であり、熱効率向上にも貢献する。二つ目の理由は、酸素水素燃焼発電サイクルは圧縮機の圧力比を高く設定できるため、燃焼器入口温度高く設定できることに起因する。これらの理由から燃焼器におけるエクセルギー損失は低減し、酸素水素燃焼発電サイクルの熱効率およびエクセルギー効率は高効率となった。蒸気タービンにおけるエクセルギー損失が小さくなったことも、酸素水素燃焼発電サイクルが優位となった点である。これは、酸素水素燃焼発電サイクルの蒸気タービン 1 (図 2.11 の黄色) の圧力比 2.8-6.7, 蒸気タービン 2 (図 2.11 の水色) の圧力比 6.2-18.6 となり、空気燃焼 GTCC の蒸気タービン (圧力比 3400, 図 2.11 のピンク色) と比べて小さいためである。

本節では、空気 LNG 燃焼 GTCC および空気水素燃焼 GTCC と比較しながら、酸素水素燃焼発電サイクルを対象にガスタービン入口温度・圧力をそれぞれ変化させた場合における評価をし、酸素水素燃焼発電サイクルは優位性があることを明らかにした。

表 2.5 ガスタービン入口温度 1550°C における酸素水素燃焼発電サイクル，空気 LNG 燃焼 GTCC または空気水素燃焼 GTCC のそれぞれのエクセルギー損失，エクセルギー損失の割合の数値，エクセルギー効率

		Oxy-hydrogen cycle			GTCC (H ₂)	GTCC (LNG)
Gas turbine inlet pressure	MPa	5.0	3.3	2.0	3.3	
Combustor loss	MW	31	31	31	35	38
	%	21	21	21	23	25
Heat exchanger loss	MW	6.0	6.7	7.9	5.6	6.1
	%	4.1	4.5	5.3	3.8	4.0
Gas turbine loss	MW	3.5	3.5	3.5	3.7	3.7
	%	2.3	2.4	2.4	2.5	2.4
Compressor loss	MW	1.4	1.4	1.4	2.4	2.4
	%	0.9	0.9	1.0	1.6	1.6
Steam turbine 1 loss	MW	0.3	0.5	0.7		
	%	0.2	0.3	0.5		
Steam turbine 2 loss	MW	1.6	1.2	0.9		
	%	1.1	0.8	0.6		
Steam turbine loss	MW				4.4	4.4
	%				3.0	2.9
Condenser loss	MW	3.8	4.4	5.5	1.9	1.9
	%	2.6	3.0	3.7	1.3	1.3
Mixing loss	MW	0.2	0.4	0.8		
	%	0.2	0.3	0.5		
Total loss	MW	48	49	52	53	57
	%	33	33	35	36	37
Exergy efficiency	%	71	70	67	63	59

本章では酸素水素量論完全燃焼を仮定しているが，当量比 1.0 における水素の完全燃焼は実際に困難である。残存する酸素または水素は不凝縮ガスとして平均凝縮熱伝達率を低下させ，復水器の性能を低下させるため，脱気する必要がある。酸素水素燃焼による不凝縮ガスについては 3 章で述べる。

2.5 酸素製造動力を考慮した場合の送電端効率の概算結果

酸素水素燃焼発電サイクルにおいて，酸素製造動力は送電端効率に大きな影響を及ぼすため，考慮する必要がある。ここでは酸素製造法として，深冷空気分離法，圧力スイング吸着法，高温空気分離膜法の酸素製造動力を考慮した場合におけるそれぞれの送電端効率の概算を示す。なお，酸素製造動力は文献調査より参照した[2-17]。参照したそれぞれの酸素製造法の動力は表 2.6 に示している。酸素製造法について，詳しくは 3 章で述べる。ここで

は、酸素水素燃焼発電サイクルの解析結果である熱効率（発電端効率）から、文献調査に基づいた酸素製造動力を差し引いて送電端効率を算出した。また、 O_2 純度 100% で量論完全燃焼を対象としたため、 O_2 純度による不凝縮ガスが発電サイクルや発電効率に及ぼす影響は考慮していない。

ガスタービン入口条件 1550°C, 3.3 MPa における酸素水素燃焼発電サイクルの熱効率および送電端効率、空気水素燃焼 GTCC の熱効率を図 2.12 に示す（それぞれの発電サイクルは、表 2.3 に示したときの解析結果を参照）。酸素製造動力を考慮すると、熱効率は 4-6 ポイント低下した。空気水素燃焼 GTCC の熱効率と比較したとき、酸素水素燃焼発電サイクルの送電端効率は 1-3 ポイント高くなった。すなわち、酸素水素燃焼発電サイクルは、酸素製造動力を考慮した送電端効率で比較しても、空気水素燃焼 GTCC の熱効率よりも高くなる可能性を示している。同時に、次世代の酸素製造技術である高温酸素分離膜法が確立すれば、送電端効率のさらなる高効率化の可能性も示している。以上より、次世代の発電技術として大きな利点を有している。

表 2.6 酸素製造技術のそれぞれの製造動力[2-17]

Method	Cryogenic Air Separation (CAS)	Pressure Swing Adsorption (PSA)	High Temperature Oxygen Transport Membrane (OTM)
Production energy	930 kJ/kg (Purity of 99.6 mol%)	860 kJ/kg (Purity of 93.0 mol%)	580 kJ/kg (Purity of 99.9 mol%)

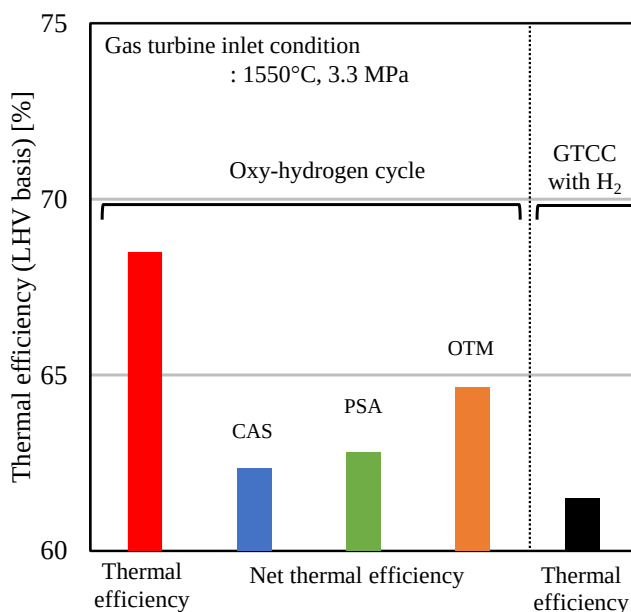


図 2.12 ガスタービン入口温度および圧力がそれぞれ 1550°C, 3.3 MPa の場合の酸素水素燃焼発電サイクルの熱効率および酸素製造動力を考慮した送電端効率と空気水素燃焼 GTCC の熱効率

酸素製造が酸素水素燃焼発電サイクルに及ぼす影響について考察する。本節では O_2 純度 100% を仮定しているが、実際には O_2 純度の影響も考慮しなければならない。深冷空気分離法では、 O_2 純度が高いと製造動力が増加するのが欠点である。一方、 O_2 純度が低いと酸素製造動力は低減するが、不凝縮ガスが燃焼ガスに混在し、平均凝縮熱伝達率の低下による復水器の性能低下等、発電サイクルの性能に悪影響を及ぼす可能性がある。不凝縮ガスを取り除くための脱気装置も不可欠になり、今後は脱気動力を考慮する必要がある。製造された酸素純度が発電特性に及ぼす影響を考慮した解析は 3 章で詳しく述べる。

2.6 本章のまとめ

本章では、酸素水素燃焼発電サイクル、空気 LNG 燃焼 GTCC、空気水素燃焼 GTCC の熱効率解析およびエクセルギー解析を行い、酸素水素燃焼発電サイクルの基本特性を明らかにした。

酸素水素燃焼発電サイクルは、空気 LNG 燃焼 GTCC または空気水素燃焼 GTCC と比較して、熱効率は 2-11 ポイント高くなった。これは酸素水素燃焼サイクルにおける圧縮動力が空気 LNG 燃焼 GTCC および空気水素燃焼 GTCC と比べて小さくなるためである。これは酸素水素燃焼発電サイクルの再生熱交換器の途中で H_2O の一部が分岐され、復水器を経て凝縮された飽和水はポンプで給水加圧される影響が大きい。酸素水素燃焼発電サイクルが高効率であるもう一つの要因として、燃焼器におけるエクセルギー損失低減の影響が大きいためである。これは、酸素水素燃焼の燃焼生成物と燃焼器へ再循環される作動流体(H_2O)が同じ物質であるため、混合によるエクセルギー損失が低減されることに起因する。

酸素水素燃焼発電サイクルにおいて、酸素製造動力を考慮すると、熱効率は 4-6 ポイント低下した。それでも、空気水素燃焼 GTCC の熱効率と比較したとき、酸素水素燃焼発電サイクルの送電端効率は高効率となる可能性が高い。そのため、次世代の発電技術として大きな利点をしている。

2.7 参考文献

- [2-1]. 武埴浩太郎, 岡崎健, 野崎智洋 ; 酸素水素燃焼発電サイクルのエクセルギー解析および性能解析, エネルギー・資源学会論文誌, 42-5 (2021).
- [2-2]. Sanz, W., Braun, M., Jericha, H. and Platzler, M. F.; Adapting the zero-emission Graz cycle for hydrogen combustion and investigation of its part load behaviour, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.43 (2018), pp.5737–5746.
- [2-3]. 森塚秀人, 幸田栄一, 斎川路之, 三巻利夫 ; 水素燃焼タービン発電システムの検討-高温酸素吹きランキンサイクル統合タービン発電システムの基本性能-, 電力中央研

- 究所報告, 研究報告:W94022 (1995).
- [2-4]. Milewski, J.; Hydrogen utilization by steam turbine cycles, *Journal of Power Technologies*, 95-4 (2015), pp.258–264.
 - [2-5]. 山下誠二, 矢嶋理子, 吉村健二, 西村元彦; 水素酸素燃焼タービンのエクセルギー解析, *日本ガスタービン学会誌*, 45-3 (2017), pp.170–177.
 - [2-6]. 山下誠二, 武浩司; 高効率ガスタービンのエクセルギー解析, *エネルギー・資源学会論文誌*, 37-5 (2016).
 - [2-7]. 壹岐典彦, 濱純, 古谷博秀, 高橋三餘; 発電用水蒸気循環型水素 - 酸素燃焼複合タービンシステムの解析, *水素エネルギーシステム*, 23-2 (1998), pp.2–7.
 - [2-8]. Fernandez-Prini, R. and Dooley, R. B.; Release on the IAPWS industrial formulation 1997 for the thermodynamic properties of water and steam, *The International Association for the Properties of Water and Steam*, Erlangen, Germany (1997).
 - [2-9]. Matsunaga, N., Hoshino, T. and Nagashima, A.; Critical assessment of thermophysical properties data of combustion gases for calculating the performance of gas turbine, *Proceedings of Tokyo Gas Turbine Congress*, (1983), pp.321–328.
 - [2-10]. NIST (National Institute of Standards and Technology) Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database Number 69; <https://webbook.nist.gov/chemistry/>, (アクセス日 2022.1.10.).
 - [2-11]. 大熊喜朋, 青木裕, 室木克之, 高井幸心, 久布白圭司; 700°C 級 A-USC ボイラ実証のための実証試験結果, *IHI 技報*, 58-3 (2018), pp.38–46.
 - [2-12]. NEDO; 高効率・環境にもやさしい次世代火力発電, *Focus NEDO*, 62 (2016), pp.4–11.
 - [2-13]. 吉田邦夫; エクセルギー工学 (1999), p.63, 共立出版.
 - [2-14]. 塚越敬三, 六山亮昌, 正田淳一郎, 岩崎洋一, 伊藤栄作; 高効率ガスタービンの運転実績と今後の開発動向, *三菱重工技報*, 44-4 (2007), pp.2–7.
 - [2-15]. 川上潔, 河合潤, 永井雅明; 1500°C 級ガスタービンコンバインドプラントの設計と試運転実績 -東京電力(株)川崎火力発電所第1号系列の建設-, *三菱重工技報*, 46-2 (2009), pp.30–33.
 - [2-16]. 正田淳一郎; 発電用ガスタービン技術の変遷と将来展望, *日本機械学会誌*, 119-1173 (2016), pp.434–437.
 - [2-17]. 浅野浩一, 中尾吉伸; 高効率酸素製造技術の開発動向-石炭火力発電における酸素製造設備-, *電力中央研究所報告, 調査報告:M14010* (2015).

第3章 不凝縮ガスが発電特性に及ぼす影響

3.1 本章の目的

本章は、文献[3-1]をもとにまとめている。

第2章では酸素水素燃焼発電サイクルの基本特性を明らかにしたが、そのときの条件として、酸素水素量論完全燃焼を仮定している。一方、現実には量論完全燃焼は困難である。さらに、酸素水素燃焼発電サイクルは酸素製造を考慮しなければならないが、製造された酸素には不凝縮ガスが含まれている。深冷空気分離法による酸素製造を考慮した場合、酸素純度が低くなると製造動力は下がるが、窒素やアルゴンが不凝縮ガスとして混在する。酸素純度が高くなると不凝縮ガス濃度は下がるが、酸素製造動力は増加する。

酸素と水素の完全燃焼について、実際には困難であり、未燃酸素または未燃水素が不凝縮ガスとして残存する可能性がある。作動流体中に含まれる残存ガスは発電サイクル内を再循環するため、ある程度蓄積し、復水器の平均凝縮熱伝達率の低下に影響を及ぼす可能性もある[3-2]。そのため、酸素水素燃焼による未燃ガスや酸素製造時の不純物による不凝縮ガスを推定することは重要である。

そこで、本章では平衡計算より酸素水素燃焼の未燃ガス、不凝縮ガスを推定し、発電特性に及ぼす影響を明らかにする。さらに、平衡計算より NO 生成が発電特性に及ぼす影響を明らかにする。

3.2 解析について

ここでは本章での解析方法・解析条件、酸素製造法について述べる。

3.2.1 解析方法・解析条件

本解析の化学平衡計算について、熱力学データベース MALT の熱力学データベース作業グループにより編集された MALT for Windows (Materials-oriented Little Thermodynamic Database for PC)を用いた。MALT for Windows には計算プログラムとしてギブスエネルギー最小化法による平衡計算を行う“gem”という計算プログラムがある。化学反応に関与する化合物をあらかじめ選択し、反応物質の初期モル数、反応温度、圧力を解析条件として設定することで、平衡計算の結果が自動的に計算される。

本章の解析について、ガスタービン入口条件 1550°C, 5.0 MPa の場合における酸素水素燃焼発電サイクル[3-1]の解析結果を基準とした。そのときの解析条件を表 3.1 に示す。第2章で設定した解析条件（表 2.1 参照）と比較し、再生熱交換器の圧力損失以外はすべて同じ設定で解析している。なお、再生熱交換器における圧力損失の設定は、解析結果にほとんど影

響を及ぼさず、第2章と同等の性能結果が得られていることを確認している。解析の一例として、EnergyWIn®で解析したガスタービン入口条件 1550℃、5.0 MPa、当量比 1.00 の場合における酸素水素燃焼発電サイクルの系統図を図 3.1 に示す。

酸素水素燃焼発電サイクルの特徴は作動流体の大部分が H₂O という点である。このため、H₂O の熱解離による影響を明確にすることは重要であるため、燃焼器入口を平衡計算の条件として設定した。平衡計算について、化学主成分は、O、O₂、O₃、H、H₂、OH、HO₂、H₂O、H₂O₂、Ar、

表 3.1 ガスタービン入口条件 1550℃、5.0 MPa の場合における
酸素水素燃焼発電サイクルの解析条件

Compressor isentropic efficiency	89%
Gas turbine isentropic efficiency	92%
Steam turbine or Steam turbine 1 isentropic efficiency	84%
Steam turbine 2 isentropic efficiency	89%
Mechanical efficiency	99%
Generator efficiency	99.5%
Pump isentropic efficiency	100%
Heat exchanger pressure loss	Hot side: 0.003 MPa Cold side: 0.05 MPa
Combustor pressure loss	0.10 MPa

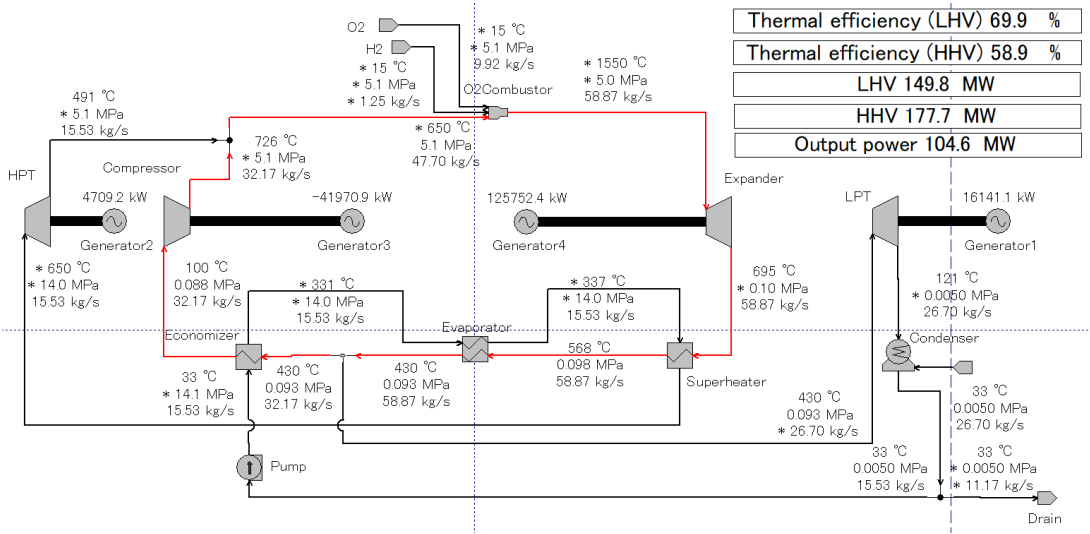


図 3.1 EnergyWIn®で解析したガスタービン入口条件 1550℃、5.0 MPa、当量比 1.00 の場合における酸素水素燃焼発電サイクルの系統図

N, N₂, N₃, NO, NO₂, NO₃, N₂O, N₂O₃, N₂O₄, N₂O₅ の 20 成分を考慮した。酸素水素燃焼の当量比は 0.90-1.10[3-3]-[3-5], 圧力は 5.0 MPa とした。温度設定について, 本解析では, 投入した熱量により 2000°C まで達成できると仮定し, 温度は 1200-2000°C の範囲を条件とした。これらの条件をまとめたものを表 3.2 に示す。当量比 0.90-1.10 のとき, EnergyWIn®で解析したガスタービン入口条件 1550°C, 5.0 MPa で得られた燃焼器まわりのガスの質量流量を参照し, 酸素水素燃焼の平衡計算をおこなった。平衡計算で用いた条件を表 3.3 に示す。

水素純度について, 我が国では水素は液化された状態で輸入されることを想定しているため, 高純度 (99.99 mol%以上) で供給される。以上より, 本解析では水素純度 100 mol% とした。

表 3.2 平衡計算における解析条件

Chemical species	O, O ₂ , O ₃ , H, H ₂ , OH, HO ₂ , H ₂ O, H ₂ O ₂ , Ar, N, N ₂ , N ₃ , NO, NO ₂ , NO ₃ , N ₂ O, N ₂ O ₃ , N ₂ O ₄ , N ₂ O ₅
Equivalence ratio	0.90-1.10
Temperature	1200—2000°C
Pressure	5.0 MPa

表 3.3 酸素水素燃焼の平衡計算における反応物質の初期モル数

Equivalence ratio	H ₂ O [mol]	H ₂ [mol]	O ₂ [mol]	N ₂ [mol]	Ar [mol]
0.90	2546.6	620.1	384.2	7.8	31.2
0.95	2587.0	620.1	345.5	7.5	29.9
0.98	2609.4	620.1	323.9	7.3	29.2
0.99	2616.7	620.1	316.9	7.2	28.9
1.00	2623.8	620.1	310.0	7.2	28.7
1.01	2632.2	620.1	301.9	7.1	28.4
1.02	2640.0	620.1	294.5	7.0	28.1
1.05	2663.2	620.1	272.2	6.8	27.4
1.10	2701.8	620.1	235.0	6.5	26.1

3.2.2 酸素製造法について

ここでは、酸素製造法について述べる。酸素水素燃焼発電サイクルにおいて、酸素製造による製造動力や酸素純度は発電サイクルの性能に大きな影響を及ぼすため、酸素製造法は重要な検討事項である。代表的な酸素製造法として、深冷空気分離法、圧力スイング吸着法、高温酸素分離膜法がある。

深冷空気分離法 (Cryogenic Air Separation: CAS) は、空気を約-170°C の極低温まで液化し、蒸留によって酸素、窒素、アルゴンに分離する方法である。化学反応ではなく気液平衡を利用し、さらに原料も空気なため、安全に酸素、窒素、アルゴンを製造することができる。既存の技術では大容量で製造することができる。また、酸素ガスだけでなく液化酸素も製造することができるのは利点である。

圧力スイング吸着法 (Pressure Swing Adsorption: PSA) は、ゼオライトのような吸着剤を用いて、圧力を変動させ窒素を吸着除去し、酸素を濃縮する技術である。圧力スイング吸着法は製造過程が非常にシンプルであること、製造時間が速い、起動時間が速いことが利点である。

高温酸素分離膜法 (High Temperature Oxygen Transport Membrane Method: OTM) は、次世代の大型酸素製造法として期待されている。高酸素分圧側と低酸素分圧側の酸素分圧差により、高酸素分圧側で酸素は自発的にイオン化する。その後セラミックス膜を通して低酸素分圧側へ移動し、脱イオン化により純酸素が生成される。大きな利点としては、低動力で高純度酸素を製造できること、製造プロセスがシンプルであることである。さらに、石炭ガス化複合発電 (Integrated coal Gasification Combined Cycle: IGCC) で適用可能性があり、高温高圧 (800-900°C, 1.4-2.0 MPa) の排ガスを有効利用することで効率向上の可能性がある。

それぞれの酸素製造法の酸素純度、代表的な製造動力、酸素発生量、利点、欠点をまとめたものを表 3.4 に示す[3-6]-[3-8]。本章では深冷空気分離法により酸素が製造されるとした。これは、酸素水素燃焼発電サイクルにおける液化水素を冷熱として利用することで、送電端効率にはさらに改善させる可能性があるためである[3-9]。なお、本章の深冷空気分離法における酸素および不純物の純度、そのときの製造動力を表 3.5 に示す[3-8]。

表 3.4 代表的な酸素製造方法[3-6]-[3-8]

Method	Cryogenic Air Separation (CAS)	Pressure Swing Adsorption (PSA)	High Temperature Oxygen Transport Membrane (OTM)
O ₂ purity	85-99.9 mol%	90-95 mol%	ca. 99.9 mol%
Production energy	930 kJ/kg (Purity of 99.6 mol%)	860 kJ/kg (Purity of 93.0 mol%)	580 kJ/kg (Purity of 99.9 mol%)
Amount of O ₂ production	171,000 kg/h	11,400 kg/h	7,100 kg/h (143,000 kg/h in the future)
Advantage	● Possible to produce a large amount of O₂ ● Possible to generate both liquified and gaseous O₂ ● Improvement of process by utilizing liquified H₂ as low-temperature heat reservoir in oxy-hydrogen cycle	● Simple process to design ● Quick to produce ● Easy to install and start-up	● High O₂ purity at low production energy ● Simple process to design ● Possible to utilize exhaust air at high temperature and pressure (800-900°C and 1.4-2.0 MPa) effectively in IGCC
Disadvantage	● Larger production energy for O₂ purity of over 97~98 mol% ● Requirement of large site ● Long start-up and shutdown	● Limited scalability ● Low O₂ purity ● Impossible to co-produce N₂ or Ar	● Difficult to produce a large amount of O₂ in the circumstances ● Difficult to utilize exhaust air at high temperature and pressure effectively in oxy-hydrogen cycle ● Impossible to co-produce N₂ or Ar

表 3.5 3 章における深冷空気分離法の酸素および不純物の純度および製造動力[3-8]

Composition of oxygen Produced by cryogenic air separation unit	O ₂ -95 mol% N ₂ -1 mol% Ar-4 mol%
Oxygen production	876 kJ/kg

3.3 残存酸素・残存水素の推定

酸素水素量論完全燃焼は技術的に困難であるため、残存酸素、残存水素の影響は考慮しなければならない。ここでは、平衡計算より残存酸素、残存水素を推定する。当量比 1.00 のときの温度と各化学種 (H₂, O₂, OH, H, O) の関係を図 3.2 に示す (詳しい計算条件は表 3.3 の当量比 1.00 の条件を参照)。図 3.2 から、水素・酸素はともに残存した。当量比 1.00 で水素または酸素が残存する理由について、高温環境による H₂O の熱解離が要因である[3-3]。H₂O の熱解離は、以下 2 つの反応式(3.1), (3.2)があげられる。



H_2O の熱解離による影響は、平衡計算で得られた結果を下記の式(3.3)に代入することで確認した。

$$\frac{[\text{H}_2] - (2[\text{O}_2] + 1/2[\text{OH}])}{[\text{H}_2]} \quad (3.3)$$

$[\text{H}_2]$ は平衡計算結果の物質質量(mol), $[\text{O}_2]$ は平衡計算結果の物質質量(mol), $[\text{OH}]$ は平衡計算結果の物質質量(mol)を表している。式(3.3)中の $2[\text{O}_2]$ は式(3.1)の残存酸素の2倍の平衡値を表す残存水素, $1/2 [\text{OH}]$ は式(3.2)の OH の化学種の $1/2$ 倍の平衡値を表す残存水素である。すなわち式(3.3)は、平衡計算結果による残存水素と、平衡計算結果による残存酸素・ OH から算出される残存水素の誤差を表している。結果として誤差は 0.01 となり、 H_2O の熱解離より H_2 , O_2 , OH が生成することを確認できた。

H_2O の熱分解より生じる H_2 , O_2 , OH は、タービンで急激に膨張・冷却したときに反応が凍結したと仮定すると、平衡計算結果の温度に対する濃度で不凝縮ガスが生成されてしまう。すなわち、当量比 1.00 の場合でも H_2O の熱解離により H_2 , O_2 , OH が生成され、タービン出口に残存してしまう可能性があることを示した。

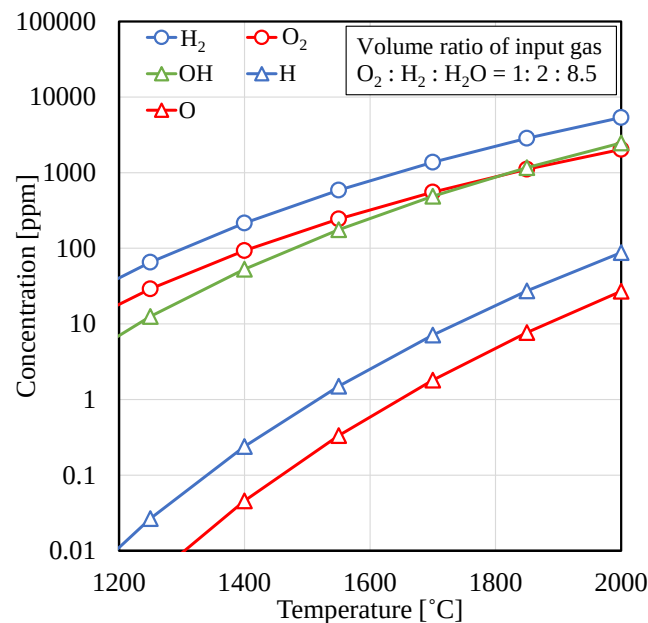


図 3.2 当量比 1.00 における温度と各化学種 (H_2 , O_2 , OH , H , O) の関係

本解析では作動流体 H_2O であることから、作動流体 N_2 の場合と比べて、 H_2O の熱解離による H_2 , O_2 , OH はより多く生成される。空気燃焼と比較して、 H_2 , O_2 , OH の生成量がどの程度増加するかを考察するため、作動流体 H_2O を N_2 に置き換えた条件で解析した。表 3.6 に当量比 1.0、酸素水素燃焼の平衡計算における作動流体 H_2O を N_2 に置き換えた場合の計算条件を示す。作動流体 H_2O または N_2 の場合における温度と H_2O 物質量の関係を図 3.3、温度と OH の物質量の関係を図 3.4、温度と H_2 または O_2 の物質量の関係を図 3.5 に示す。作動流体 N_2 のときと比較して、作動流体 H_2O では、平衡反応後の H_2O 生成量は 5.2 倍、 OH 生成量は 3.2-3.3 倍、 H_2 生成量は 2.6 倍、 O_2 生成量は 4.1-4.2 倍となった。これより、 H_2O の熱解離は酸素水素燃焼により生じる H_2O の熱解離のみならず、作動流体 H_2O も熱解離していることがわかる。以上より、作動流体 H_2O における酸素水素燃焼の場合、空気燃焼と比較して、 H_2O の熱解離により H_2 , O_2 , OH が多く生成されることを明確にした。

表 3.6 当量比 1.0、酸素水素燃焼の平衡計算における作動流体 H_2O を N_2 に置き換えた場合の反応物質の初期モル数

Main working fluid	Equivalence ratio	H_2O [mol]	H_2 [mol]	O_2 [mol]	N_2 [mol]	Ar [mol]
H_2O	1.00	2623.8	620.1	310.0	7.2	28.7
N_2	1.00	0	620.1	310.0	2631.0 (=7.2+2623.8)	28.7

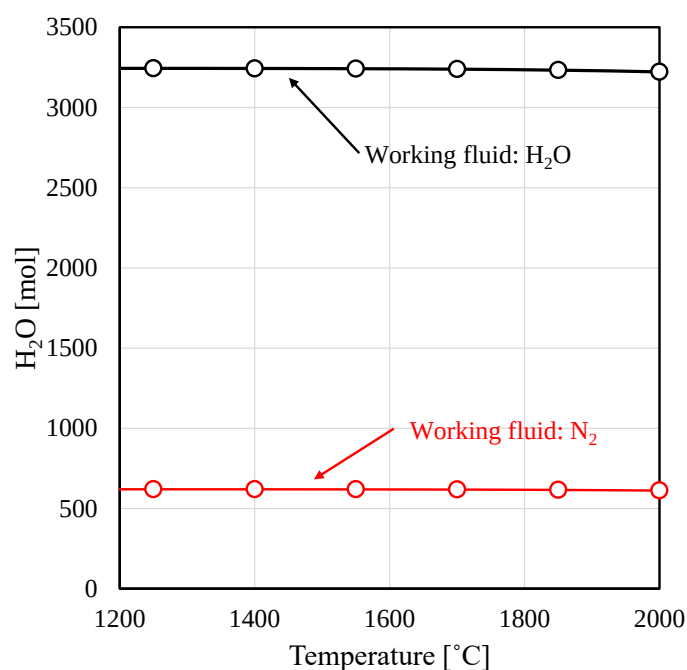


図 3.3 作動流体 H_2O または N_2 の場合における温度と H_2O 物質量の関係

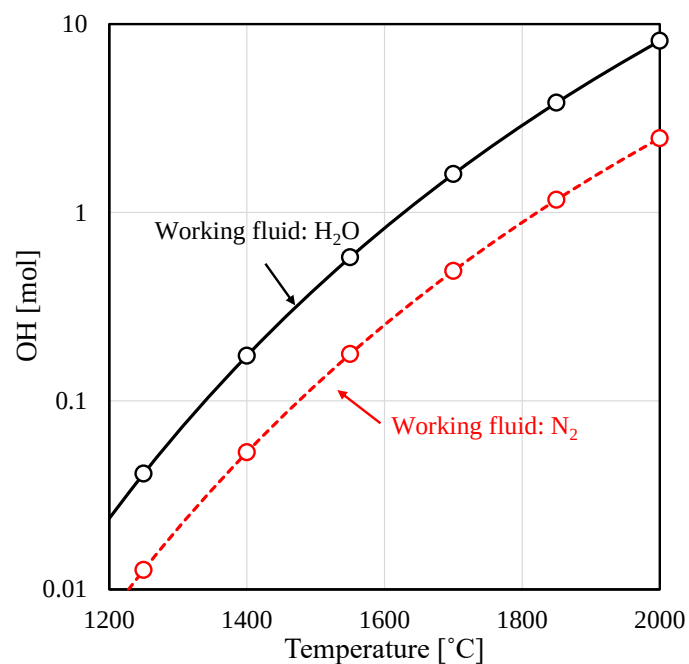


図 3.4 作動流体 H₂O または N₂ の場合における温度と化学種 OH の物質量の関係

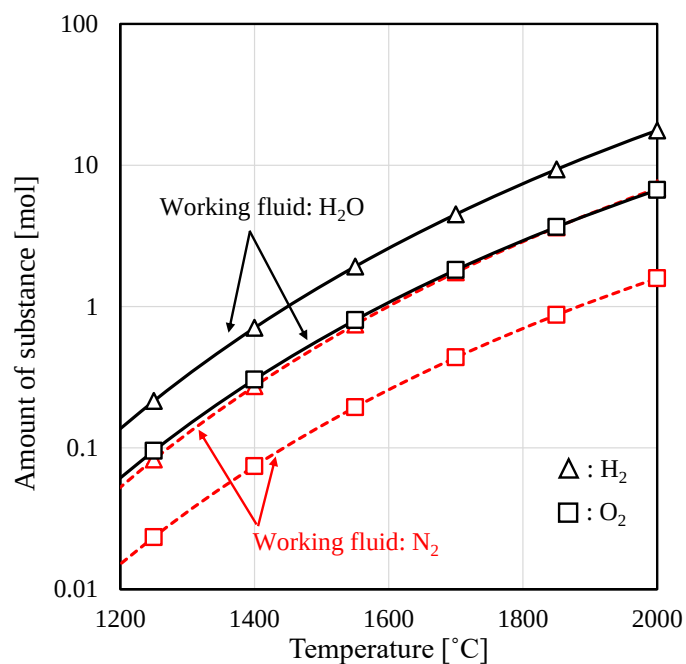


図 3.5 作動流体 H₂O または N₂ の場合における温度と H₂, O₂ の物質量の関係

当量比 0.90-1.10 のときの温度と各化学種 (H₂, O₂, OH, H, O) の関係をそれぞれ図 3.6-3.10 に示す (詳しい計算条件は表 3.3 参照)。 $\phi < 1$ のとき, $\phi > 1$ の場合と比較して OH はより多く生成された。これは反応式(3.4), (3.5)による影響が大きいと考えられる。



O_2 が過剰なため O へと分解され (式(3.4)), 燃焼生成物または作動流体 H_2O と反応することで OH の生成が促進させると考えられる (式(3.5))。

OH は活性化学種のため, タービンで急激に膨張・冷却したときに反応が凍結したと仮定すると, 反応式(3.6)より酸素が不凝縮ガスとして残存する可能性がある。ただし, 詳細はシミュレーション等を用いた解析が必要である。

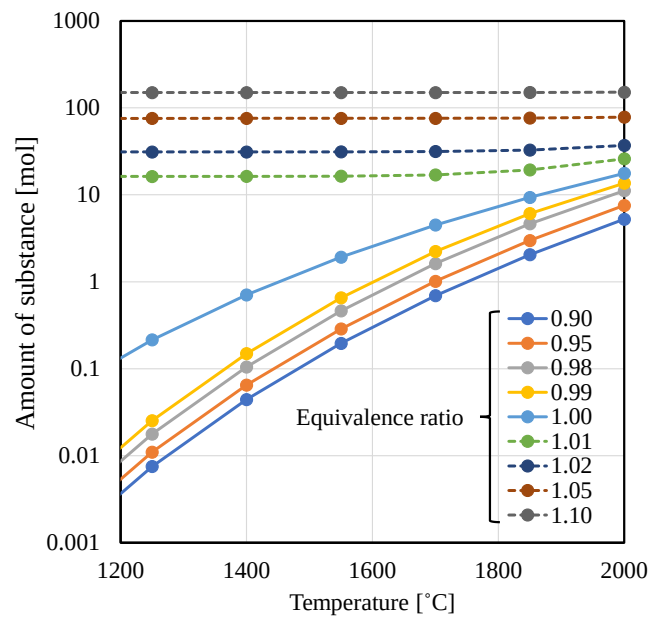


図 3.6 当量比 0.90-1.10 における温度と H_2 濃度の関係

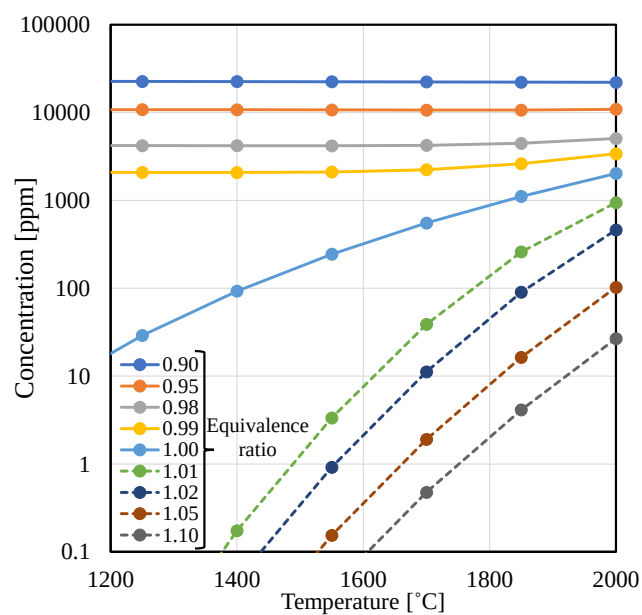


図 3.7 当量比 0.90-1.10 における温度と O₂ 濃度の関係

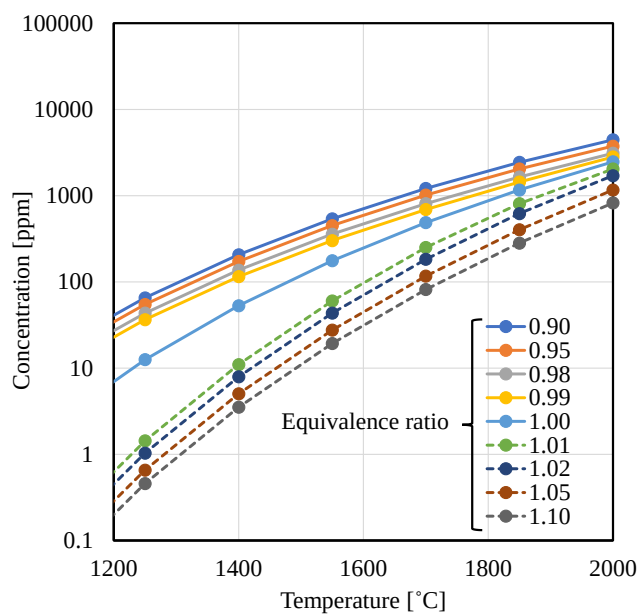


図 3.8 当量比 0.90-1.10 における温度と化学種 OH の関係

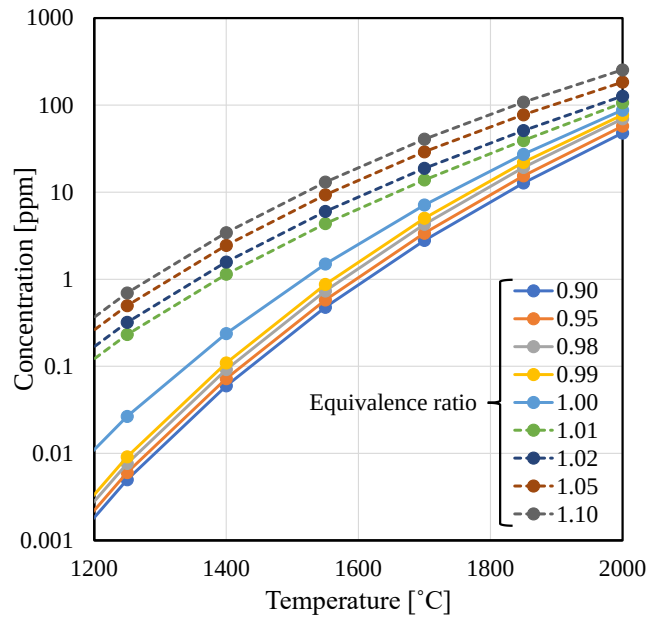


図 3.9 当量比 0.90-1.10 における温度と化学種 H の関係

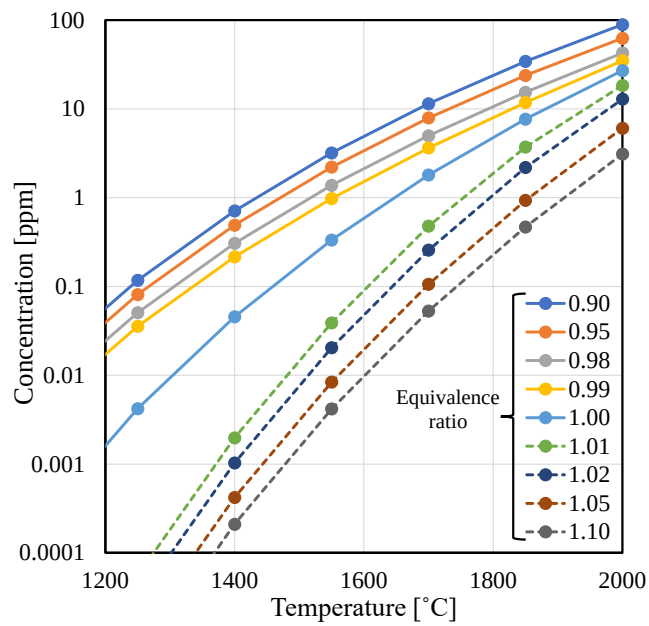


図 3.10 当量比 0.90-1.10 における温度と化学種 O の関係

3.4 窒素酸化物生成の推定

ここでは、残存した酸素および窒素により NO が生成されることを明らかにする。供給される酸素純度 95% のときにおける窒素酸化物生成の推定をした。本解析では、NO_x の 99.9% 以上が NO を占めるため、ここでは NO について議論する。NO は、酸素水素燃焼発電サイクル内を再循環する H₂O 濃度によって NO 濃度は異なるため、ここでは 1 kWh あたりの NO 生成量で評価した。NO 生成量の評価は式(3.7)を用いて求めた。

$$\text{NO [g/kWh]} = \frac{\text{NO emission [g/h]}}{\text{Output electricity [kW]}} \quad (3.7)$$

当量比を変化させた場合における温度と NO 物質量の関係を図 3.11 に示す。当量比 1.00 を基準に、 $\phi < 1$ では NO 生成量が急激に増加、 $\phi > 1$ では NO 生成量が急激に減少していることがわかる。この結果は実エンジンにおける NO の評価と直接関連付けることはできず、ホットスポットの影響に関する議論はできないが、NO 生成の傾向については相対的な評価ができると考える。

酸素水素燃焼発電サイクル 1550°C、5.0 MPa の場合において、当量比 0.95-1.05 における酸素水素燃焼の NO 生成量、脱硝装置を備えた現存の火力発電システムの NO 排出量[3-10]を比較したものを図 3.12 に示す。 $\phi = 1$ における NO 生成量は 0.029 g/kWh となり、現存の火力発電システム（0.2 g/kWh）と比較して約 1/7 倍抑えられるが、 $\phi = 1$ でも NO は生成さ

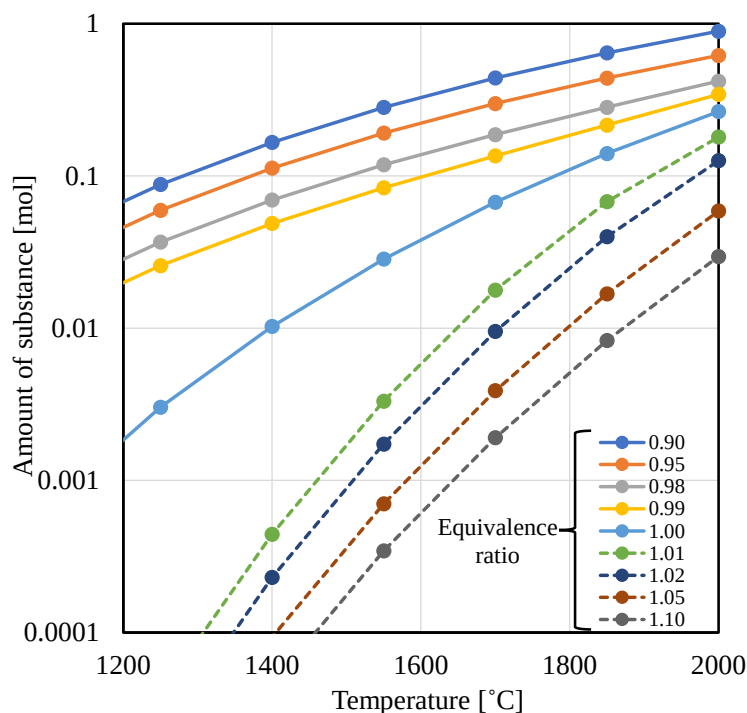


図 3.11 当量比を変化させた場合における温度と NO 物質量の関係

れてしまう。 $\phi=0.95$ では、現存の火力発電システム (0.2 g/kWh) と同程度の NO が排出されてしまうと考えられる。 $\phi > 1$ の場合について、 $\phi = 1.01$ のときの NO 生成量は、 $\phi = 1$ と比較して約 1/10 倍に抑えることができる。すなわち、 $\phi > 1$ では劇的に NO の生成量が小さくなることがわかる。

以上を踏まえると、 $\phi \leq 1$ では NO は生成され、酸素水素燃焼発電サイクルではゼロエミッションを達成することは難しいと言える。

また、実際の非予混合燃焼では平衡値より NO が多く生成されている。つまり、実際の燃焼では平衡値よりも多くの NO が生成される可能性があり、窒素が残ると NO 生成は避けられない可能性を示唆している。すなわち、(平衡値 NO) < (実際の NO)であり、平衡値が NO 生成量の最小値を示しているわけではない。

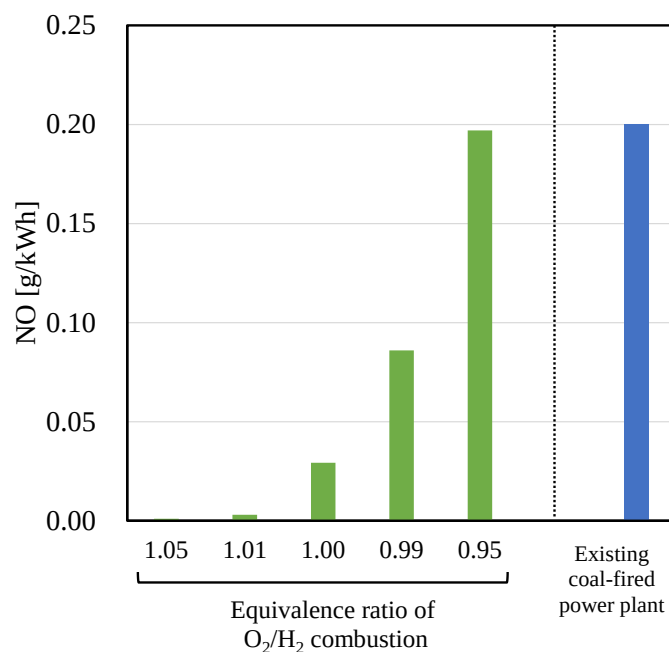


図 3.12 当量比 0.95-1.05 における酸素水素燃焼の NO 生成量，脱硝装置を備えた現存の火力発電システムの NO 排出量の比較

3.5 本章のまとめ

本章では、酸素水素燃焼の平衡計算を行うことで未燃ガス、不凝縮ガスを推定し、発電特性に及ぼす影響を明らかにした。当量比 1.00、圧力 5.0 MPa、酸素純度 95 mol%（不純物の窒素 1 mol%、アルゴン 4 mol%）の条件下において、酸素・水素はともに残存した。これは、高温環境による H_2O の熱解離が要因である。作動流体 H_2O を N_2 に置き換えた条件の解析について、作動流体 N_2 のときと比較して、作動流体 H_2O では平衡反応後の H_2O 生成量は 5.2 倍、 OH 生成量は 3.2-3.3 倍、 H_2 生成量は 2.6 倍、 O_2 生成量は 4.1-4.2 倍となった。これより、 H_2O の熱解離は酸素水素燃焼により生じる H_2O の熱解離のみならず、作動流体 H_2O も熱解離していることを明確にした。

当量比 $\phi < 1$ のとき、 $\phi > 1$ の場合と比較して OH は H_2O の熱解離からより多く生成された。これは、 O_2 が過剰なため O へと分解され、燃焼生成物または作動流体 H_2O と反応することで OH の生成が促進されと考えられる。さらに、 OH は活性化学種のため、タービンで急激に膨張・冷却したときに反応が凍結したと仮定すると、酸素が不凝縮ガスとして残存する可能性があることを示した。

作動流体中に残存窒素が含まれる場合について、平衡計算より NO 生成を推定した。 $\phi = 1$ における NO 生成量は 0.029 g/kWh となり、 $\phi = 1$ の条件でも NO は生成されることを示した。当量比 $\phi = 1.01$ のときの NO 生成量は、 $\phi = 1$ と比較して約 1/10 倍に抑えることができることから、 $\phi > 1$ では劇的に NO の生成量が小さくなることが明らかとなった。 $\phi < 1$ の場合、 $\phi = 1$ を基準に当量比が減少すると NO 生成量は急激に増加した。 $\phi = 0.95$ では、現存の火力発電システム (0.2 g/kWh) と同程度の NO 排出が懸念され、 $\phi \leq 1$ の条件では酸素水素燃焼発電サイクルはゼロエミッションを達成することは困難である。

3.6 参考文献

- [3-1]. Takehana, K., Rahman, H., M., Okazaki, K. and Nozaki, T.; Impact of non-condensable gas on oxygen-hydrogen combustion power generation system, Proceedings of International Conference on Power Engineering-2021 (2021), Paper No. ICOPE-2021-0231.
- [3-2]. 木下進一, 高城敏美; 水素層流拡散火炎における NO_x 生成特性に関する数値解析, 日本機械学会論文集 (B 編), Vol.63 (610), (1997), pp.2190-2194.
- [3-3]. 長谷川武治; 水素燃焼タービンの基礎燃焼特性-水素, 酸素ならびに活性化学種の生成・分解特性についての解析的検討-, 電力中央研究所報告, 研究報告:W96007 (1997).
- [3-4]. 香月靖生, 長谷川武治; 水蒸気中の水素・酸素燃焼における基礎燃焼特性-小型バーナを用いた燃焼実験による着火・吹き消え特性と残存水素・酸素排出特性の検討-, 電力中央研究所報告, 研究報告:W97014 (1998).
- [3-5]. Tanneberger, T., Schimek, S., Paschereit, C. O. and Stathopoulos, P.; Combustion efficiency

- measurements and burner characterization in a hydrogen-oxyfuel combustor, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol.44 (2019), pp.29752–29764.
- [3-6]. 浅野浩一, 中尾吉伸 ; 高効率酸素製造技術の開発動向-石炭火力発電における酸素製造設備-, 電力中央研究所報告, 調査報告:M14010 (2015).
- [3-7]. Kneer, R., Toporov, D., Forster, M, Christ, D., Broeckmann, C., Pfaff, E., Zwick, M., Engels, S. and Modigell, M.; OXYCOAL-AC: Towards an integrated coal-fired power plant process with ion transport membrane-based oxygen supply, *Journal of Energy & Environmental Science*, Vol.3 (2010), pp.198–207.
- [3-8]. Hu, Y., Li, H. and Yan, J.; Integration of evaporative gas turbine with oxy-fuel combustion for carbon dioxide capture, *International Journal of Green Energy*, Vol.7, No.6 (2010), pp.615–631.
- [3-9]. 山下誠二, 矢嶋理子, 吉村健二, 西村元彦 ; 水素酸素燃焼タービンのエクセルギー解析, *日本ガスタービン学会誌*, 45-3 (2017), pp.170–177.
- [3-10]. 電気事業連合会; FEPC(The Federation of Electric Power Companies of Japan) INFOBASE 2020 (オンライン), <https://www.fepc.or.jp/library/data/infobase/>, (アクセス日, 2022.1.10).

第4章 酸素水素燃焼における火炎安定性

4.1 本章の目的

酸素水素燃焼発電サイクルでは、酸素と水素を燃焼させ、水蒸気で燃焼領域の希釈をする。そのため、酸素水素燃焼の燃焼特性の把握は、酸素水素燃焼発電サイクルのサイクル成立性を検討する上でも重要となる。過去に、水蒸気中における酸素水素量論燃焼条件下において、水蒸気の供給方式や水蒸気・酸素供給温度が残存酸素・残存水素に及ぼす影響について報告されている[4-1]。また燃料が水素における非予混合燃焼による火炎安定の実験的検討[4-2],[4-3]、数値計算[4-4]も近年明らかにされている。しかしながら、酸素水素燃焼において、希釈ガスの影響による安定・吹き消え限界は明らかにされていない。酸素水素燃焼における噴流非予混合火炎について、希釈ガス、流速、当量比が燃焼特性に及ぼす影響を検証するために、基礎実験データを取得することは意義がある。

第4章では、酸素水素燃焼における火炎安定性について検討する。具体的には、水素流速・酸化剤流速および当量比、窒素による希釈率を条件として、それらの条件が吹き消えまたは安定性に及ぼす影響を明らかにする。これより、非予混合火炎の吹き消え限界を図示化し、火炎の安定限界について論じる。

4.2 測定原理

ここでは、OH 自発光と平面レーザ励起蛍光法について述べる。

4.2.1 OH 自発光

燃焼反応の過程で、原子や分子が電子的に励起されたラジカルになり、エネルギー準位の低い状態へ遷移するときに発光を生じる。これを自発光と呼ぶ。火炎中のラジカル自発光、特に OH 自発光は計測が容易で時間連続的な計測が可能なため、燃焼反応の強度の指標として用いられる。燃料が水素における燃焼の場合、反応式 (4.1) - (4.2) が主な反応と考えられる[4-5]。



OH ラジカルは既燃領域に存在することが知られており、OH ラジカルの化学発光を画像

化して、燃焼反応領域を可視化することができる。

4.2.2 平面レーザー誘起蛍光法 (PLIF: Planar Laser Induced Fluorescence)

平面レーザー励起蛍光法は、レーザー光の照射により特定の原子や分子を励起し、励起状態から基底状態への遷移過程で発行強度を計測する方法である[4-5],[4-6]。分子の電子的励起状態の落差を利用する点では自発光計測と共通しているが、能動的に原子や分子を励起させる点では異なる。PLIF 法は、特定の領域にシート状のレーザーを照射することで二次元の火炎構造を瞬間的にとらえることができ、乱流火炎のような複雑な構造解析をするのに優れている。

4.3 実験装置および測定方法

本研究における実験装置の概略図を図 4.1 に示す。燃料の水素はガスボンベから供給され、レギュレータにより約 4 気圧に減圧された後、マスフローコントローラにより流量が制御される。流量調整後、燃焼器へと流入し、最終的にダクトを介して排出される。酸化剤は窒素で希釈した酸素を用い、マスフローコントローラで流量調整後、混合され燃焼器へと流入する。

本実験に用いた燃焼器を図 4.2 に示す。燃焼器は、燃焼室、ノズルホルダー、ノズル、ダクトにより構成されている。ダクトの概略図は図 4.3 に示した通りである。本実験でのノズルを図 4.4 に示す。本実験で用いた燃焼器のノズルは、産業技術総合研究所の酸素水素燃焼器

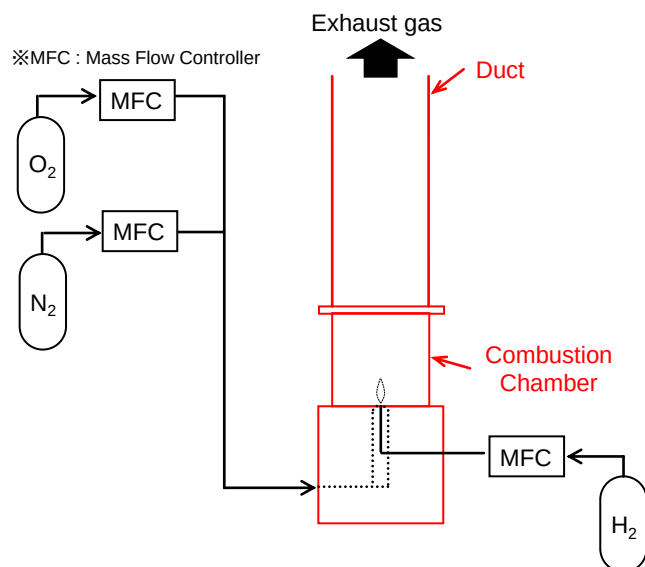


図 4.1 実験装置の概略図

の要素技術研究で試作されたノズルを用いた。このノズルは従来の Co-flow jet burner と比較して、火炎基部で酸素と水素を強制的に衝突・混合させることで、保炎や燃焼効率の向上が期待できると考えられ、採用された[4-7]。このノズルを用いた実験では、圧力、水蒸気希釈割合等の条件において安定な火炎が確認されたことが報告されている[4-7]。図 4.4 中の青丸線で示しているのが燃料噴射孔、赤丸線で示しているのが酸化剤噴射孔である。燃料ノズル径および酸化剤ノズル径はそれぞれ 0.5 mm であり、燃料噴射孔を中心に両端に 3 mm 間隔で酸化剤噴射孔が設けられている。酸化剤は 45° の角度で燃料噴射孔に向かって噴射される。同一の噴射孔が 2 mm 間隔で 3 対、すなわち燃料噴射孔 3 つ、酸化剤噴射孔 6 つの構造となっている。

OH 自発光計測システムの概略図を図 4.5 に示す。OH ラジカルの自発光は中心波長 320

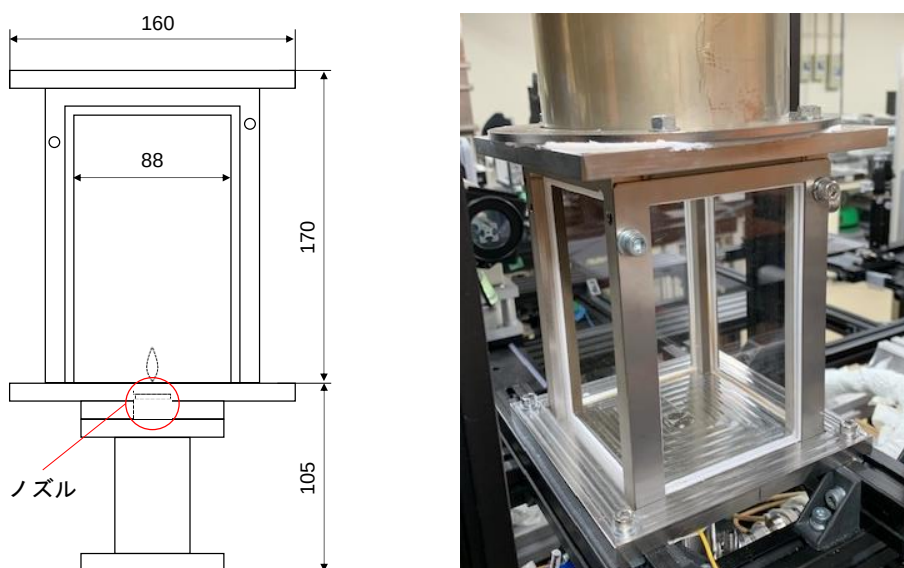


図 4.2 燃焼器の概略（左は概略図、右は写真）

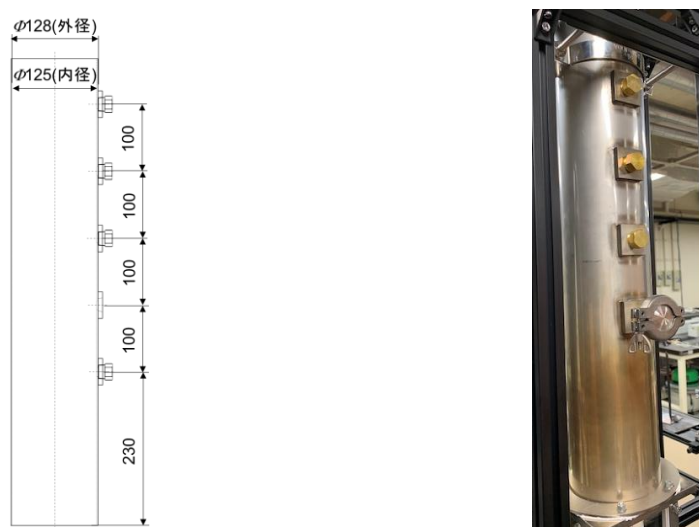


図 4.3 本実験でのダクトの概略（左は概略図、右は写真）

nm, 半値幅 44 nm のバンドパスフィルタ (Semrock, FF00-320/40-50-D) が装着された可視光域の望遠レンズ (Nikon, UV-105 mm F4.5) により集光される。イメージンテンシファイア (浜松ホトニクス, C10880-03F) により増幅され, 高速度 CMOS カメラ (Photoron, SA-X2, 1024 pixel×1024 pixel, 10 kHz) により撮影される。カメラ, イメージンテンシファイアの同時制御にはディレイ・パルスジェネレータ (Berkeley Nucleonics, MODEL 575 PULSE DELAY GENERATOR) が用いられ, ファンクションジェネレータ (Keysight Technology, 33512B) からの TTL 信号により計測開始タイミングが同期される。計測領域は 56.3 mm×56.3 mm (512 pixel×512 pixel), 空間解像度は 110 $\mu\text{m}/\text{pixel}$ である。OH 自発光計測の露光時間は 80 μs , 計測周波数は 1 kHz とした。測定については, 中央の燃料ノズル (噴流孔 3 つのうちの真ん中) にピントが合うよう, カメラ撮影をおこなった。

OH PLIF 計測システムの概略図および測定断面を図 4.6 に示す。OH PLIF 計測のレーザ

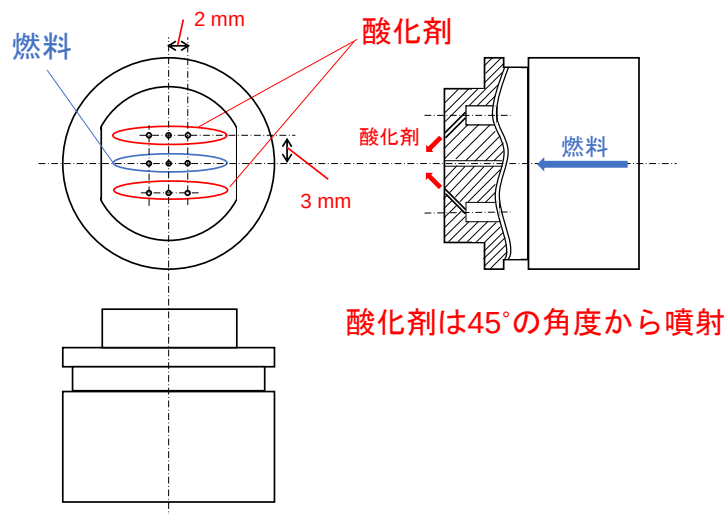


図 4.4 酸素水素燃焼で用いたノズルの概略図

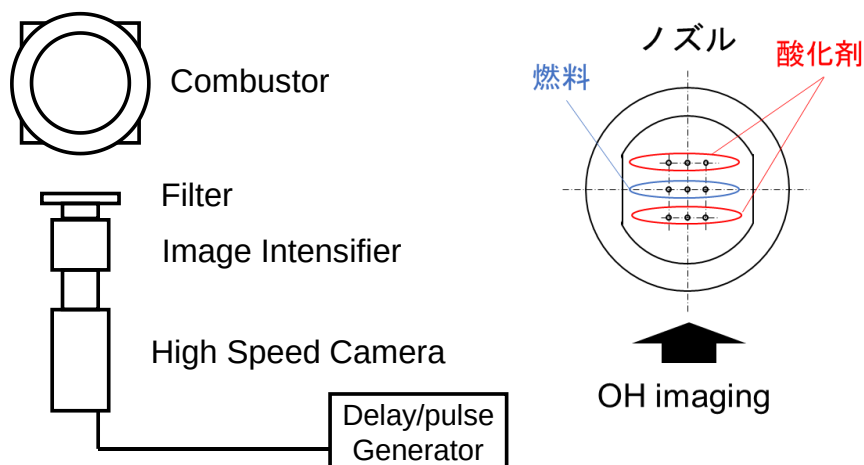


図 4.5 OH 自発光計測システムの概略図

システムは、Nd:YAG レーザ (Edgewave, IS120-2-L, 532 nm, 5 mJ/pulse) と色素レーザ (LIOP-TEC, LiopStar-HQ, Rhodamine 6G, 0.1 mJ/pulse) を用いた。OH PLIF では波長 283 nm 付近の $A^2\Sigma^-X^2\Pi$ 電子遷移の (1, 0) バンド吸収線を用いており、波長 306-320 nm の範囲で発せられる蛍光を検出した。レーザ光は波長 283.97 nm, パルスエネルギー 5 mJ である。OH ラジカルは中心波長 320 nm, 半値幅 44 nm のバンドパスフィルタ (Semrock, FF00-320/40-50-D) が装着された紫外域対応の望遠レンズ (SODERN, 100F/2.8, type CERCO2178) により集光される。イメージインテンシファイア (浜松ホトニクス, C10880-03F) により増幅され、高速度 CMOS カメラ (Photoron, SA-X2, 1024 pixel×1024 pixel, 10 kHz) により撮影される。火炎中に存在する分子やラジカルによるレイリー散乱光とラマン散乱光は工学フィルタを用いて除去している。レーザとカメラのタイミングを制御するために、ディレイパルスジェネレータ (BNC Model 575 Pulse/Delay Generator) を用い、計測開始のトリガーとしてファンクションジェネレータ (Keysight Technology, 33512B) を用いた。イメージインテンシファイアのゲート幅は 40 ns とした。計測領域は 56.3 mm×56.3 mm (512 pixel×512 pixel), 空間解像度は 110 $\mu\text{m}/\text{pixel}$ である。レーザ光は、反射ミラーを用いて燃焼器手前まで照射され、シート形成光学系より厚さ 0.4 mm のシートが形成され、燃焼室内の火炎の計測領域へと導かれる。

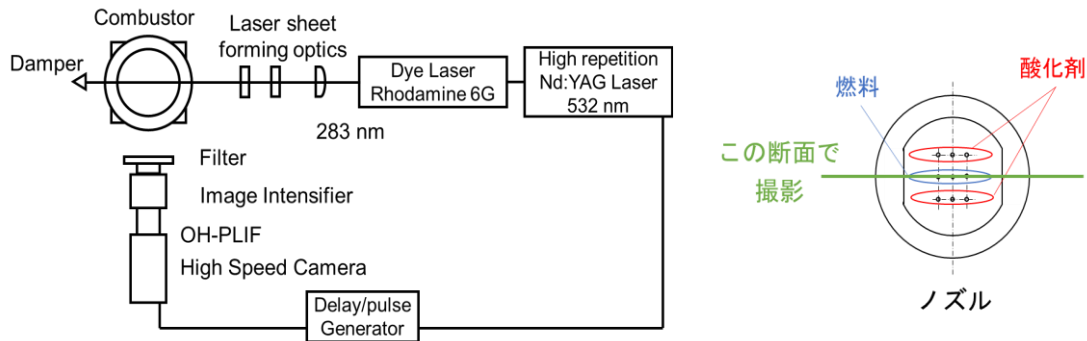


図 4.6 OH PLIF 計測システムの概略図

4.4 実験条件

本研究では、燃料である水素と酸化剤である窒素希釈酸素を噴射する非予混合火炎（拡散火炎）を対象とした。さらに、OH 自発光計測および OH PLIF 計測の燃焼実験における実験条件を表 4.1 に示す。 u_{Hydrogen} は水素流速, u_{Oxidizer} は酸化剤流速, L_{Hydrogen} は水素流量, L_{Oxidizer} は酸化剤流量, ϕ は当量比, DR (Dilution Ratio) は希釈率を表す。希釈率は、酸化剤流量に対する窒素流量を表している。本実験では実験中の安全確保のため、当量比 1 を超えな

い条件で実験をおこなった。また高温による燃焼器への負荷を抑えるため、希釈率は 60% 以上とした。

本実験の OH PLIF 計測の測定断面は図 4.6 の右図に示した通りである。本研究で用いたノズルの噴流孔の概略図を図 4.7 に示す[4-8]。水素は酸化剤(本実験では窒素希釈された酸素)よりも密度が低いため、水素噴流は酸化剤噴流と衝突後、干渉領域に侵入できず、噴流方向(x 方向)と垂直の z 方向に流動する[4-9]。すなわち、燃料ノズルを通る x - z 断面への水素の流動が懸念されるため、ノズル孔間の水素と酸素の混合を調べるためには図 4.6 の右に示した断面での計測が必要と判断した。

表 4.1 OH 自発光計測および OH PLIF 計測の燃焼実験における実験条件

	u_{Hydrogen} [m/s]	u_{Oxidizer} [m/s]	L_{Hydrogen} [L/min]	L_{Oxidizer} [L/min]	ϕ [-]	DR [%]
Case1	80	100	2.83	7.07	0.50	60
Case2	120	100	4.24	7.07	0.75	60
Case3	160	100	5.96	7.07	1.00	60
Case4	60	100	2.12	7.07	0.50	70
Case5	90	100	3.18	7.07	0.75	70
Case6	120	100	4.24	7.07	1.00	70
Case7	40	100	1.41	7.07	0.50	80
Case8	60	100	2.12	7.07	0.75	80

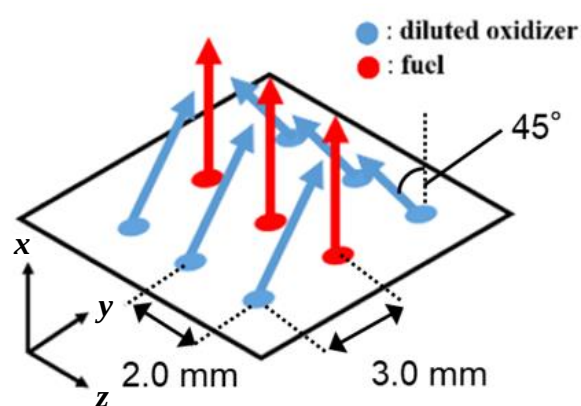


図 4.7 酸素水素燃焼で用いたノズルの噴流孔[4-8]

4.5 燃焼安定範囲および吹き消え限界

酸素水素燃焼における噴流非予混合火炎の燃焼安定限界について、希釈率(DR)60%, 70%, 80%における燃焼安定範囲をそれぞれ図 4.8-図 4.10 に示す。それぞれのグラフ中、実線で示した線から下の範囲が燃焼安定範囲を表している。なお本実験では、当量比 1.0, 希釈率 90% の場合で燃焼実験を行ったが、着火を確認することができなかった。図 4.8-図 4.10 から、窒素による希釈率および酸化剤流速が増加すると、燃焼安定領域が小さくなり、吹き消えやすくなった。酸化剤流速が増加すると、酸化剤の運動量が増加する。そのため、水素噴流は酸化剤

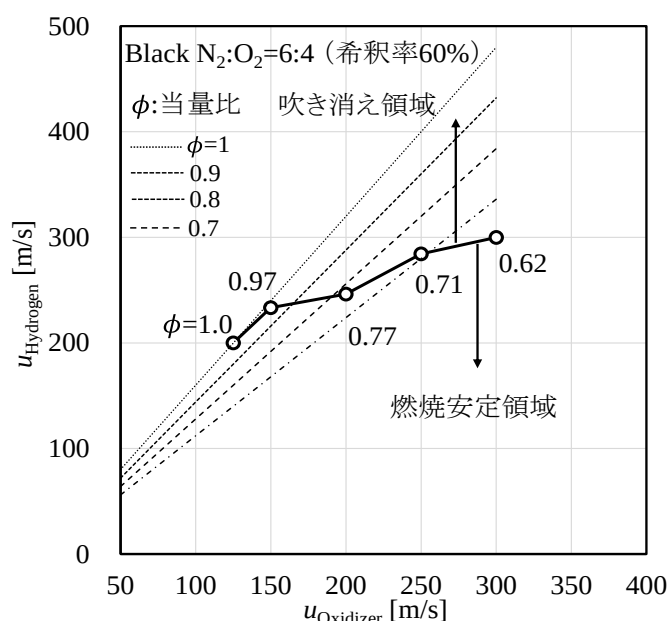


図 4.8 酸素水素燃焼における希釈率 60%のときの燃焼安定範囲

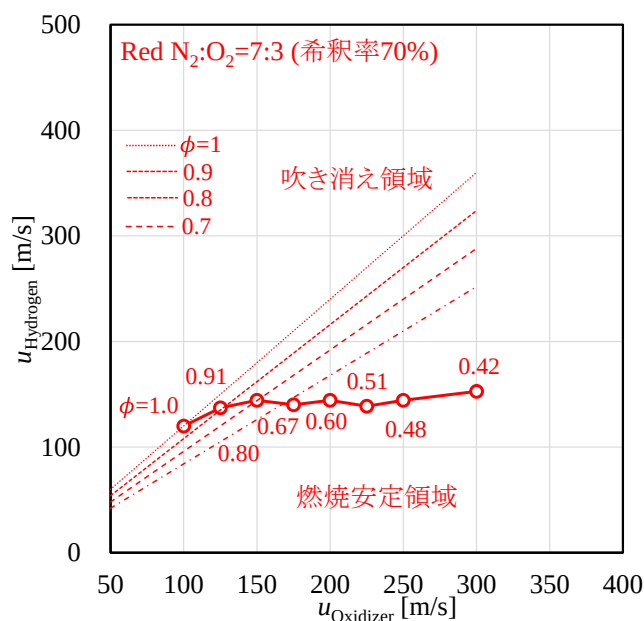


図 4.9 酸素水素燃焼における希釈率 70%のときの燃焼安定範囲

噴流と衝突後、干渉領域に侵入できず、噴流方向(x 方向)と垂直の z 方向に流動する(図 4.7 参照)。図 4.11[4-9]に、直接数値計算(Direct Numerical Simulation: DNS)による酸素水素燃焼の噴流非予混合火炎における水素、酸化剤の流線および水素の質量分率の解析結果を示す。このときの燃料および酸化剤噴流孔の概略図を図 4.12[4-9]に示す。図 4.11 から、水素噴流は酸化剤噴流を避けるように流動していることがわかる。以上より、混合が維持されづらくなり、火炎の維持が難しくなると考えられる。火炎安定性を向上させるには、酸素と水素をうまく混合すること、当量

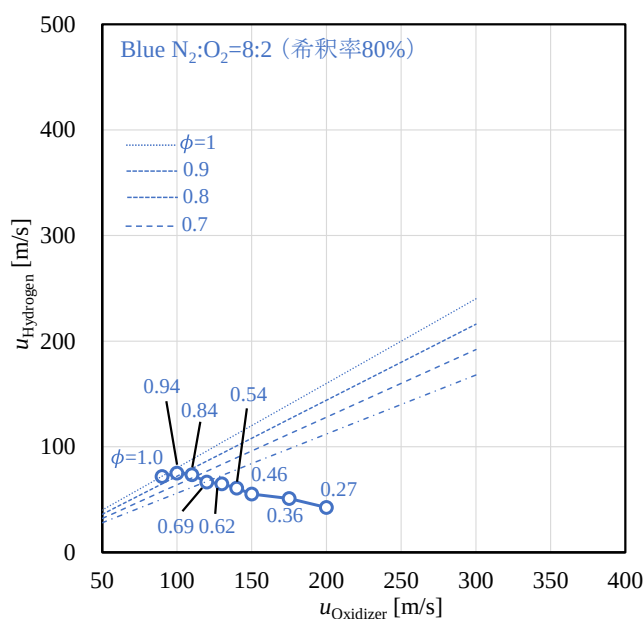


図 4.10 酸素水素燃焼における希釈率 80%のときの燃焼安定範囲

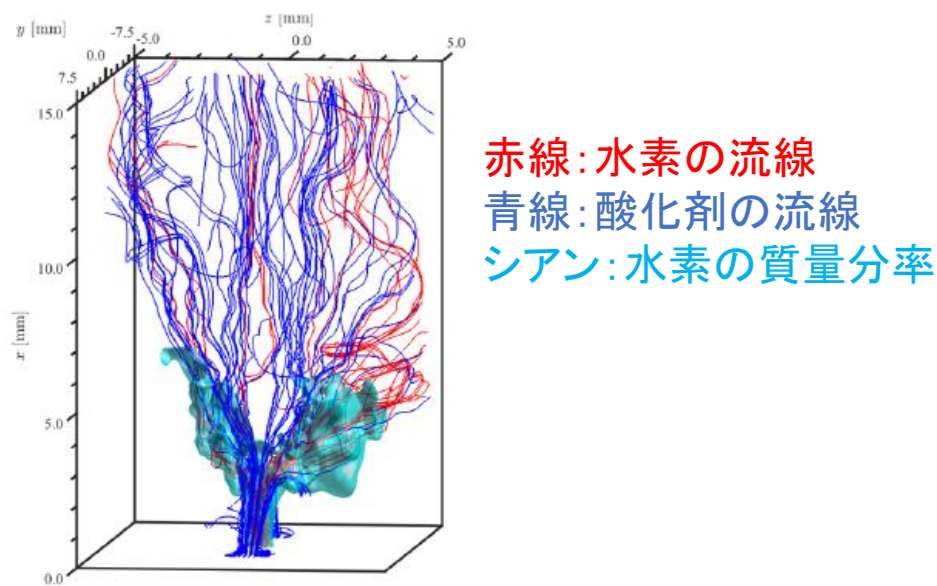


図 4.11 酸素水素燃焼の噴流非予混合火炎における水素、酸化剤の流線および水素の質量分率[4-9]

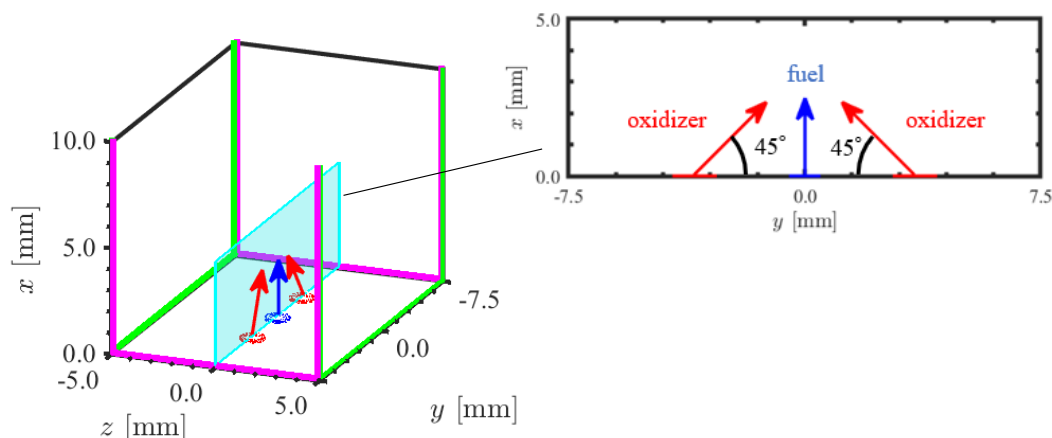


図 4.12 文献[4-9]で設定された燃料および酸化剤噴流孔の概略図[4-9]

比 1 の条件でも火炎が安定する酸化剤流速に設定することが重要とある。また、酸素水素燃焼発電サイクルでは高圧条件下のもと酸素水素燃焼されるが、本実験では大気圧雰囲気下で実験を行った。燃焼圧力が増加されると、燃焼が強化され、より保炎しやすくなることが報告されている[4-7]。すなわち、大気圧条件下での設定条件（当量比，流速等）で燃焼が安定する範囲を明らかにすることで，高圧条件下でも同等の設定条件（当量比，流速等）では燃焼が安定すると考えられる。

本実験結果と第 2 章の結果を関連付けて考察する。本実験では希釈率 80%（酸化剤流量に対する窒素流量）における燃焼安定領域は，60%または 70%と比べて小さくなっていることがわかる（図 4.10 参照）。一方，酸素水素燃焼発電サイクルシミュレーションを模擬した燃焼条件のときは希釈率 90%（ $O_2:N_2=1:9$ ）である。これより，酸素水素燃焼発電サイクルで設定した希釈条件では，希釈率 80%（図 4.10 参照）で示した燃焼安定領域よりもさらに小さくなる可能性があり，特に当量比 1.0 の条件では着火が困難である。

4.6 火炎構造について

図 4.13 に，酸素水素燃焼による噴流非予混合火炎の OH 自発光計測結果を示す。実験条件は表 4.1 に示したとおりである。火炎は 3 つに分かれており，中心には大きな火炎，左右には小さな火炎が形成される。本実験条件では，すべての火炎はノズルに付着しており，当量比が増加すると，左右の火炎は不安定になる[4-10]。

図 4.14 に酸素水素燃焼による噴流非予混合火炎の OH PLIF 計測結果を示す。希釈率 60%（Case1-3）のとき，希釈率 70%（Case4-6），80%（Case7,8）と比較して広範囲に広がっていることがわかる。水素は酸化剤（本実験では窒素希釈された酸素）よりも密度が低いため，水素

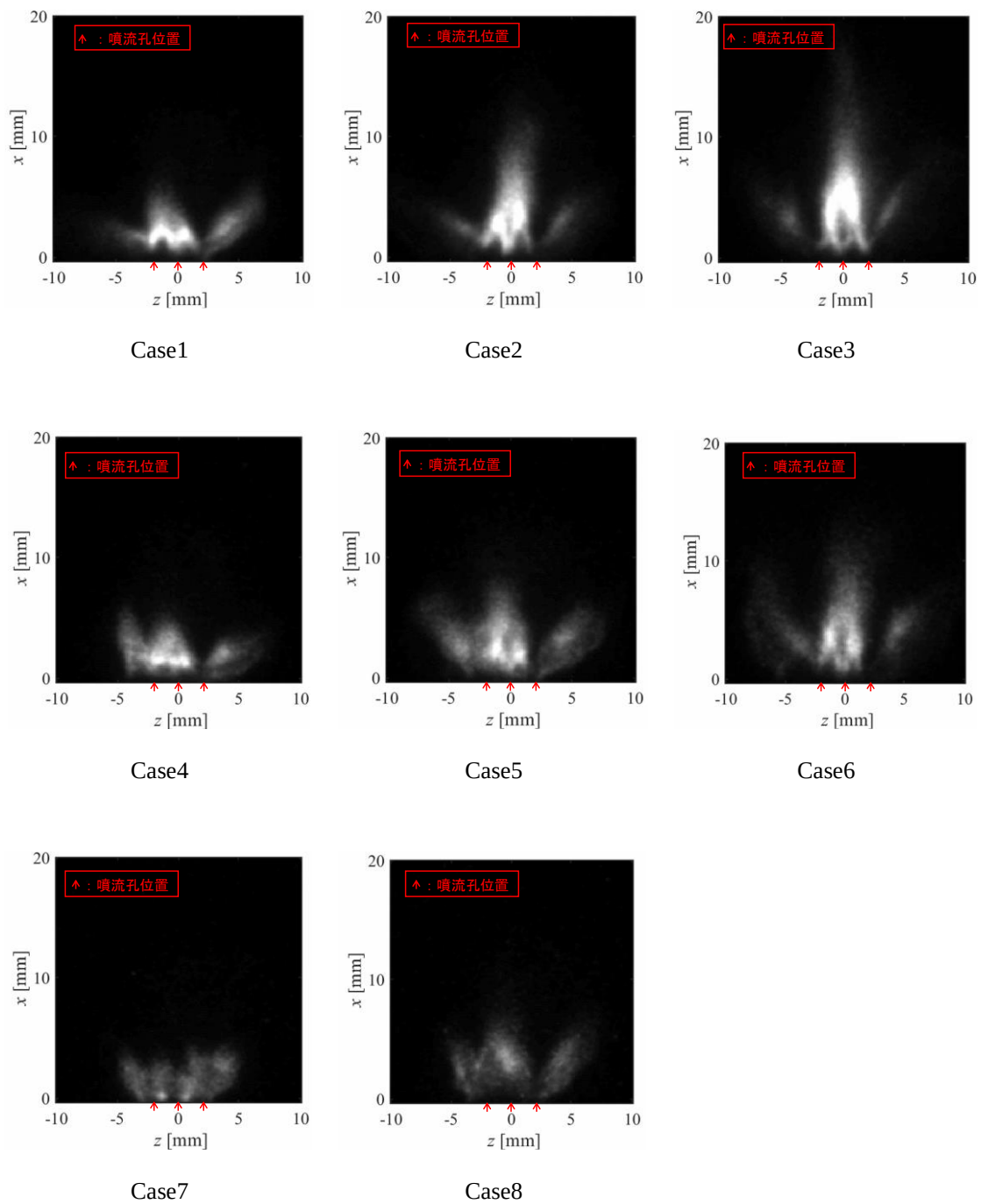


図 4.13 酸素水素燃焼による噴流非予混合火炎の OH 自発光計測結果

流速が増加すると図 4.14 に示す z 方向に流動する。

希釈率 80% (Case7,8) のとき、希釈率 60% (Case1-3), 70% (Case4-6) と比べて、OH ラジカル蛍光強度分布が小さくなった。窒素ガスの希釈率が高いと、酸素と水素の混合の促進効果は必ずしも大きくないと考えられる。

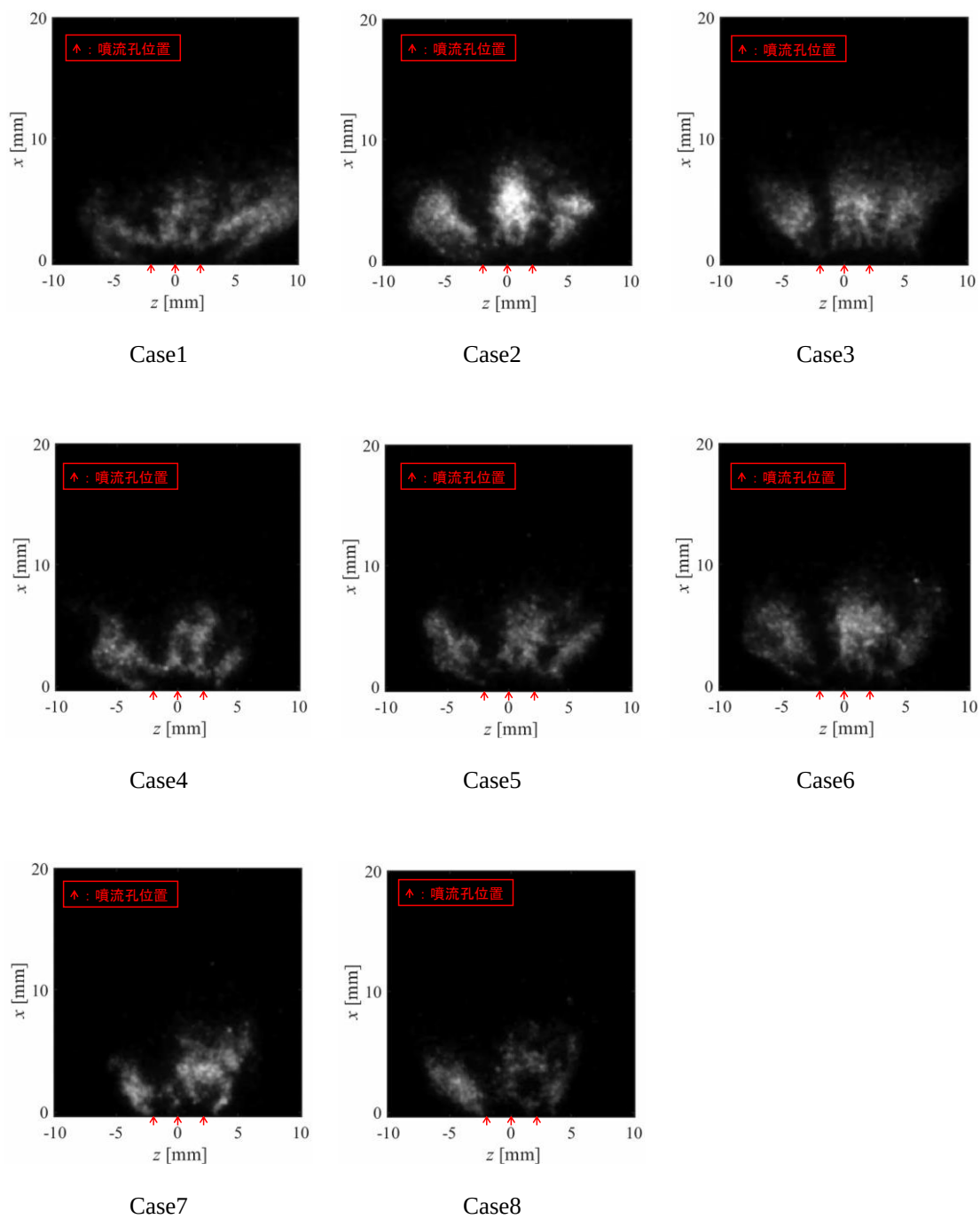


図 4.14 酸素水素燃焼による噴流非予混合火炎の OH PLIF 計測結果

4.7 本章のまとめ

本章では、酸素水素燃焼における燃焼安定性について実験的検討を行った。具体的には、水素流速・酸化剤流速および当量比、窒素による希釈率を条件として、それらの条件が吹き消えまたは安定性に及ぼす影響を調べた。

酸素水素燃焼における噴流非予混合火炎に対して、流量、当量比、希釈率をパラメータとすることで、非予混合火炎の吹き消え限界を図示化し、燃焼安定範囲を明らかにした。酸化剤流速が増加すると、燃焼安定領域が小さくなり、吹き消えやすくなった。酸化剤流速が増加すると、酸化剤の運動量が増加する。そのため、水素噴流は酸化剤噴流と衝突後、干渉領域に侵入できず、水素噴流は酸化剤噴流を避けるように流動する。これより、酸化剤流速が増加すると、水素との混合が困難になると考えられる。窒素の希釈率が低くなると、OH 自発光強度分布や OH PLIF 蛍光強度分布は広範囲に広がっていることを明確にした。

本実験では、当量比 1.0、希釈率 90%（酸化剤流量に対する窒素流量）の条件で着火を確認することができなかった。燃焼安定領域について、希釈率 80%の場合は、60%または 70%と比較して小さくなった。本章と第 2 章の結果を関連付けると、酸素水素燃焼発電サイクルシミュレーションを模擬した燃焼条件では希釈率 90%（ $O_2 : N_2 = 1 : 9$ ）である。これより、酸素水素燃焼発電サイクルで設定した希釈条件では、希釈率 80%で示した燃焼安定領域よりもさらに小さくなる可能性があり、当量比 1.0 では着火が困難であることを示した。

以上より、酸素水素燃焼における噴流非予混合火炎の燃焼安定範囲、吹き消え限界、燃焼特性を明らかにした。

4.8 参考文献

- [4-1]. 香月靖生, 長谷川武治; 水蒸気中の水素・酸素燃焼における基礎燃焼特性-小型バーナを用いた燃焼実験による着火・吹き消え特性と残存水素・酸素排出特性の検討-, 電力中央研究所報告, 研究報告:W97014 (1998).
- [4-2]. Oh, J., Yoon, Y.; Flame stabilization in lifted non-premixed turbulent hydrogen jet with coaxial air, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.35 (2010), pp.10569-10579.
- [4-3]. Hwang, J., Bouvet, N., Sohn, K., Yoon, Y.; Stability characteristics of non-premixed turbulent jet flames of hydrogen and syngas blends with coaxial air, International Journal of Hydrogen Energy, Vol.38 (2013), pp.5139-5149.
- [4-4]. Yoo, C., Sankaran, R., Chen, J.; Three-dimensional direct numerical simulation of a turbulence lifted hydrogen jet flame in heated coflow: flame stabilization and structure, Journal of Fluid Mechanics 640 (2009), pp.453-481.
- [4-5]. 立花繁, Laurent, Z.; 自発光画像法ならびに平面レーザ誘起蛍光法による燃焼流の計測, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol.41, No.3 (2006), pp.59-64.

- [4-6]. 朝田泰生, 山本和弘, 林直樹, 山下博史; 拡散火炎の PLIF 計測と熱発生速度の検討, 日本燃焼学会誌, Vol.52, No.160 (2010), pp.146-152.
- [4-7]. Fan, Y., Tsujimura T., Iki, N., Kurata, O. and Furutani, H.; Proceedings of ASME Turbo Expo 2021 (2021), Paper No. GT 2021-59425.
- [4-8]. Sato, K., Shimura, M., Minamoto, Y. and Tanahashi, M.; Large eddy simulation of steam-diluted O_2/H_2 turbulent non-premixed flame in a multi-cluster burner, Proceedings of the Second Asian Conference on Thermal Sciences (2nd ACTS) (2021), Paper No. ACTS-1267.
- [4-9]. Tomisawa, Y., Minamoto, Y., Shimura, M. and Tanahashi M.; DNS of steam diluted hydrogen/oxygen multi-cluster burner, 13th Asian-Pacific Conference on Combustion 2021 (2021).
- [4-10]. 宮下竜太, 志村祐康, 店橋護; 酸素水素交差噴流非予混合火炎の安定燃焼特性, 第 59 回燃焼シンポジウム講演論文集 (2021).

第5章 結論

本研究は、2030 年以降を見据えた次世代発電技術として期待される酸素水素燃焼発電サイクルを対象に、熱効率解析およびエクセルギー解析、酸素水素燃焼の平衡計算、酸素水素燃焼における火炎安定性を主とした基礎研究を目的とした。図 5.1 に本論文の構成を示し、以下に各章のまとめ・結論を示す。

第1章では、水素は低炭素社会実現に向けて重要な役割を果たすことが期待されており、エネルギー安全保障の観点や CO₂ のさらなる削減に貢献できる水素利用技術として、水素発電の開発は意義があることを述べた。特に酸素水素燃焼発電サイクルは、大量の水素が導入される 2030 年以降を見据えて、次世代高効率発電技術の候補となり、低炭素社会および水素社会実現に向けた電力オプションとして期待できることを示した。

第2章では、酸素水素燃焼発電サイクル、空気 LNG 燃焼 GTCC、空気水素燃焼 GTCC の熱効率解析およびエクセルギー解析を行い、酸素水素燃焼発電サイクルの基本特性を明らかにするとともにその優位性も明らかにした。酸素水素燃焼発電サイクルは、空気 LNG 燃焼 GTCC または空気水素燃焼 GTCC と比較して、熱効率は 2-11 ポイント高くなった。酸素水素燃焼サイクルにおける圧縮動力が空気 LNG 燃焼 GTCC および空気水素燃焼 GTCC と比べて小さくなるためである。これは酸素水素燃焼発電サイクルの再生熱交換器の途中で H₂O の一部が分岐され、復水器を経て凝縮された飽和水はポンプで給水加圧される影響が大きい。酸素水素燃焼発電サイクルが高効率であるもう一つの要因として、燃焼器におけるエクセルギー損失低減の影響が大きいためである。これは、酸素水素燃焼の燃焼生成物と燃焼器へ再循環される作動流体(H₂O)が同じ物質であるため、混合によるエクセルギー損失が

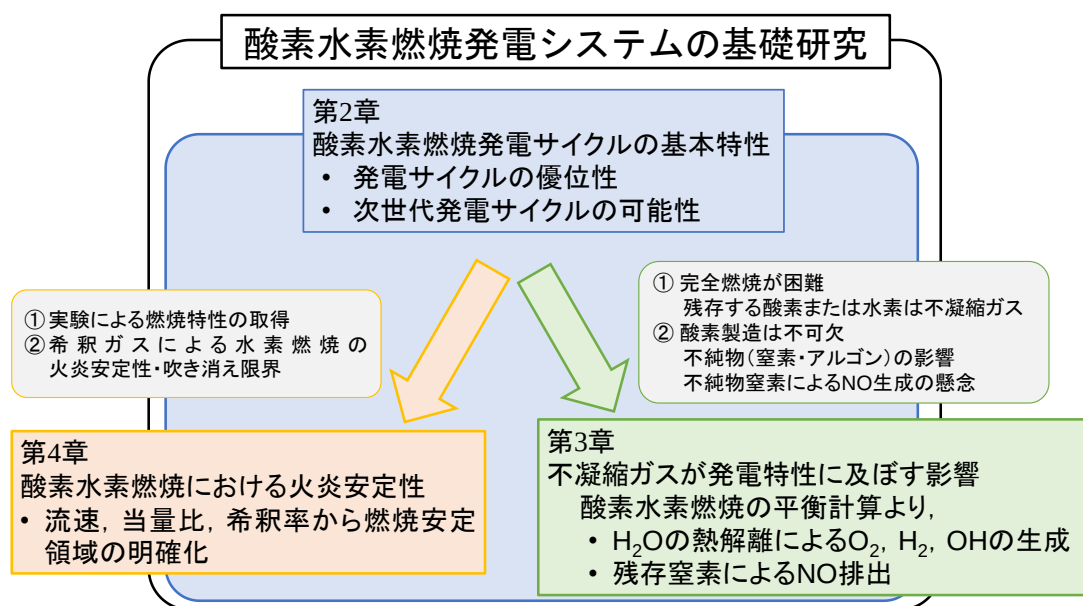


図 5.1 論文の構成

低減されることに起因する。酸素水素燃焼発電サイクルの酸素製造動力を考慮すると、熱効率は4-6ポイント低下した。それでも、空気水素燃焼 GTCC の熱効率と比較したとき、酸素水素燃焼発電サイクルの送電端効率は高効率となる可能性が高い。以上より、次世代の発電技術として大きな利点をしていることを示した。

第3章では、酸素水素燃焼の平衡計算を行うことで未燃ガス、不凝縮ガスの推定、発電特性に及ぼす影響を明らかにした。当量比 1.00、圧力 5.0 MPa、酸素純度 95 mol%（不純物の窒素 1 mol%、アルゴン 4 mol%）の条件下において、酸素・水素は残存した。これは、高温環境による H_2O の熱解離が要因である。作動流体 H_2O を N_2 に置き換えた条件において、作動流体 H_2O では、作動流体 N_2 と比較して、平衡反応後の H_2O 生成量は 5.2 倍、 OH 生成量は 3.2-3.3 倍、 H_2 生成量は 2.6 倍、 O_2 生成量は 4.1-4.2 倍となった。これより、 H_2O の熱解離は酸素水素燃焼により生じる H_2O の熱解離のみならず、作動流体 H_2O も熱解離していることを明確にした。当量比 $\phi < 1$ のとき、 $\phi > 1$ の場合と比較して H_2O の熱解離より OH はより多く生成された。これは、 O_2 が過剰なため O へと分解され、燃焼生成物または作動流体 H_2O と反応することで OH の生成が促進させると考えられる。また、 OH は活性化学種のため、タービンで急激に膨張・冷却したときに反応が凍結したと仮定すると、酸素が不凝縮ガスとして残存する可能性がある。さらに、作動流体中に残存窒素が含まれる場合について、平衡計算より NO 生成を推定した。 $\phi = 1$ における NO 生成量は 0.029 g/kWh となり、 $\phi = 1$ の条件でも NO は生成されることを示した。当量比 $\phi = 1.01$ のときの NO 生成量は、 $\phi = 1$ と比べて約 1/10 倍に抑えることができることから、 $\phi > 1$ では劇的に NO の生成量が小さくなることが明らかとなった。 $\phi < 1$ の場合、 $\phi = 1$ を基準に当量比が減少すると NO 生成量は急激に増加した。特に $\phi = 0.95$ のとき、現存の火力発電システム (0.2 g/kWh) と同程度の NO 生成量となる可能性がある。以上より、 $\phi \leq 1$ の条件では酸素水素燃焼発電サイクルはゼロエミッションを達成することは難しいと考えられる。

第4章では、酸素水素燃焼における噴流非予混合火炎に対して、流量、当量比、希釈率をパラメータとすることで、非予混合火炎の吹き消え限界を図示化し、燃焼安定範囲を明らかにした。酸化剤流速が増加すると、燃焼安定領域が小さくなり、吹き消えやすくなった。酸化剤流速が増加すると、酸化剤の運動量が増加する。そのため、水素噴流は酸化剤噴流と衝突後、干渉領域に侵入できず、水素噴流は酸化剤噴流を避けるように流動する。これより、酸化剤流速が増加すると、水素との混合が困難になると考えられる。本実験では、希釈率 80%（酸化剤流量に対する窒素流量）における燃焼安定領域は、60%または 70%と比べて小さくなった。また、当量比 1.0、希釈率 90%の条件で着火を確認することができなかった。酸素水素燃焼発電サイクルシミュレーションを模擬した燃焼条件のときは希釈率 90% ($\text{O}_2 : \text{N}_2 = 1 : 9$) である。これより、酸素水素燃焼発電サイクルで設定した希釈条件では、希釈率 80%で示した燃焼安定領域よりもさらに小さくなる可能性があり、当量比 1.0 では着火が困難であることを示した。 OH 自発光計測、 OH PLIF 計測では、窒素の希釈率が低くなると、 OH 自発光強度分布や OH PLIF 蛍光強度分布は広範囲に広がることを明確にした。

謝辞

博士論文を書き上げるにあたり、お世話になった方々にこの場を借りて感謝の意を申し上げます。

主指導教員である野崎智洋 教授には深い感謝を申し上げます。研究活動では、多くのご助言をいただきました。知識不足による未熟な疑問や質問に対しても、非常にご多忙である中、幾度となく丁寧に対応してくださりました。DC2 申請・論文投稿・学会発表では、お時間を割いていただき、ありがとうございました。修士課程 2 年間と博士課程 3 年間で、文章かつ口頭で伝える能力、そしてその重要性について学ぶことができ、貴重な経験になったと感じております。改めて深い感謝を申し上げます。

副指導教員である店橋護 教授に心より感謝しております。志村祐康 准教授に心より感謝しております。ご多忙の中、実験や研究活動に関して、適切なご指導および数多くのご助言を頂きました。また、実験装置を自由にに使わせていただいたことは、貴重な経験となりました。本当にありがとうございます。また、審査員を引き受けていただき、心より感謝しております。

小酒英範 教授、末包哲也 教授にはご多忙の中、審査員を引き受けていただきました。心より感謝しております。

秘書の谷恵子 様には、事務の面で多く助けていただき、研究に専念することができました。深く感謝いたします。

この博士課程 3 年間では野崎研究室の学生にも大変お世話になりました。先に博士課程を卒業された Firman さん、Sheng さん、齋藤さんは様々な面でお世話になりました。事務的な作業から研究面でのアドバイス等、多くのご助力を下さり、ありがとうございました。研究をひたむきに打ち込む姿は、まさに学生の鏡であり、とても刺激を受けておりました。D2 の Chen さん、Chunyan さん、Kim さんには事務的な作業や実験装置の使い方、研究に関するディスカッション・アドバイスでとても助けられました。ありがとうございます。夜分遅くまで研究に打ち込む姿にも刺激を受けていました。D1 の Li さんは、研究をひたむきに打ち込む姿がとても印象的で刺激を受けていました。事務作業の補助もありがとうございます。M2 の井関君、M1 の Husein さん、徐さん、佐々木君、B4 の中島君、Song 君にも、研究面や生活面など多くのことで助けられました。博士生活を乗り越えられたのも後輩のおかげだと思っています。特に井関君には、研究室の事務作業等のサポートとして頼ってしまうことが多かったですが、とても頼もしくて助けられました。ありがとうございます。

店橋・志村・源研究室を令和元年度に修士課程を修了された川端君、現在 M1 の宮下君に心から感謝いたします。ご多忙の中、何度も実験のサポートをしてくださり、実験方法の助言等も頂きました。本当にありがとうございます。

その他、野崎研究室で過ごした修士・博士課程の 5 年間で卒業された先輩である亀島さん、Lukman さん、幸田さん、室屋さん、山崎さん、同期の坂田君、高津君、田邊君、後輩の大塚君、柴田君、渡邊君、Dimas さん、村田君、若松君、永井君、寒河江君、出浦君、伊

藤君，牧野君には，研究室での学生生活を送るうえで大変お世話になりました。また野崎研究室のOBの方々にもお世話になりました。お話しできる機会は限られていましたが，遠方からのサポート感謝しております。

最後に，いつも心暖かく支えてくれた家族に感謝の意を示し，謝辞とさせていただきます。

2022 年 2 月

付録

A.1 燃焼器における圧力損失

第2章において、酸素水素燃焼発電サイクルのシミュレーション解析では、燃焼器における圧力損失は、参照した文献[2-2]-[2-5]の範囲内で圧力損失を設定した。一方、第4章の酸素水素非予混合燃焼実験で用いたノズルは、ノズル形状の制約から圧力損失は大きくなることが考えられる。そこで、水素非予混合燃焼の圧力損失を算出し、空気メタン非予混合燃焼の場合と比較しながら、考察した。

気体の場合、圧力損失は式(A.1)を用いて算出できる。

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{\rho v_2^2}{2} \frac{1}{\alpha^2 \varepsilon^2} \quad (\text{A.1})$$

P は圧力、 ρ は流体密度、 v は流速、 ΔP は圧力損失、 α は流量係数、 ε は補正係数を表す。下付き添字について、1 はノズルへ流入する前の断面、2 はノズル断面を示している。流量係数および補正係数は文献[A-1]を参照し決定した。

次に、酸素水素燃焼実験における圧力損失の計算条件を表 A-1 に示す。ここでは、酸素水素非予混合実験の条件(当量比 1.0, 酸化剤は窒素希釈された酸素、 $\text{O}_2 : \text{N}_2 = 2 : 8$)および測定結果(水素流速、酸化剤流速)を参照した。式(A.1)と表 A-1 から水素ノズル、酸化剤ノズルの圧力損失は、それぞれ 606 Pa, 14610 Pa と算出された。

次に空気メタン燃焼の場合の圧力損失を考える。本実験で用いたノズル径 0.5 mm の場合ではメタンは着火されなかった。これより、非予混合噴流燃焼器を用いた空気メタン燃焼実験で浮き上

表 A-1 酸素水素非予混合燃焼実験における圧力損失の条件

		備考	
水素密度 ρ	kg/m ³	0.084	大気圧, 20°C
水素流速 v	m/s	72	このときの体積流量 2.54 L/min
ノズル径 d	mm	0.5	噴流孔 3 つ
流量係数 α	-	0.6	文献[A-1]参照
補正係数 ε	-	0.998	文献[A-1]参照
酸化剤密度 ρ	kg/m ³	1.20	大気圧, 20°C $\text{O}_2 : \text{N}_2 = 2 : 8$ より空気密度参照
酸化剤流速 v	m/s	90	このときの体積流量 6.36 L/min
ノズル径 d	mm	0.5	噴流孔 6 つ
流量係数 α	-	0.6	文献[A-1]参照
補正係数 ε	-	0.963	文献[A-1]参照
酸化剤流速/水素流速 V	-	1.25	

がり火炎が確認されたときのメタン流速 11.2 m/s を参照し[A-2], 圧力損失を計算した。このとき実験で用いた燃焼器の概略図を図 A.1 に示す[A-2]。メタンは燃料ノズルから噴流され, 大気圧下で火炎が形成される。メタンの体積流量は, 本実験で計測した水素の高位発熱量と同じになるように設定し, これよりメタンノズル径 0.72 mm と仮定した。酸化剤流速(空気流速)は当量比 1.0 を仮定して算出した。酸化剤ノズル径は 1.44 mm と仮定した。これは, 酸化剤流速/水素流速=1.25(表 A-1 参照)と条件を合わせて「酸化剤流速/メタン流速=1.25」になるよう酸化剤ノズル径を仮定したためである。ノズルの噴流孔について, 水素の場合と条件を合わせてメタンノズルの噴流孔 3 つ, 酸化剤ノズルの噴流孔 6 つと設定した。以上を踏まえ, 空気メタン燃焼の場合の計算条件を表 A-2 に示す。メタンノズル, 酸化剤ノズルの圧力損失は, それぞれ 116 Pa, 328 Pa と算出された。

メタンと比較して, 水素を用いた場合のノズルの圧力損失は 5.2 倍, 酸化剤ノズルの圧力損失は 44.5 倍大きくなった。これは, 圧力損失が流速の 2 乗に比例するためである(式(A.1)参照)。ただし, 水素の密度はメタンの約 1/8 であるため, 水素ノズルの圧力損失は酸化剤ノズルの圧力損失より低くなっている($44.5/8=5.6$)。水素非予混合燃焼では水素の流速が大きく, これに伴って酸化剤の流速も大きくなるため(空気燃焼, 水蒸気希釈酸素にかかわらず), 燃焼器で大きな圧力損失が生じる可能性がある。酸素水素非予混合燃焼では, 圧力損失増加による発電効率の低下が懸念事項となる。

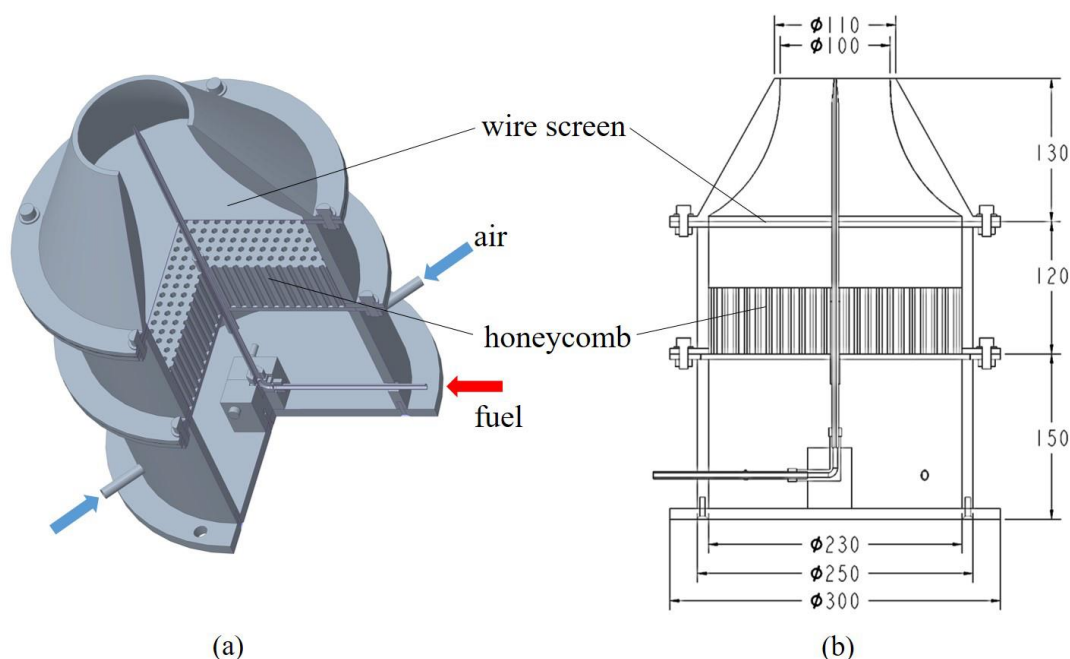


図 A.1 燃焼器の概略図[A-2]

表 A-2 空気メタン燃焼における圧力損失の条件

			備考
メタン密度 ρ	kg/m ³	0.668	大気圧, 20°C
メタン流速 v	m/s	11.2	このときの体積流量 0.82 L/min
ノズル径 d	mm	0.72	噴流孔 3 つ
流量係数 α	-	0.6	文献[A-1]参照
補正係数 ε	-	1	文献[A-1]参照
空気密度 ρ	kg/m ³	1.20	大気圧, 20°C O ₂ : N ₂ = 2 : 8 より空気密度参照
空気流速 v	m/s	14.0	このときの体積流量 8.2 L/min
ノズル径 d	mm	1.44	噴流孔 6 つ
流量係数 α	-	0.6	文献[A-1]参照
補正係数 ε	-	1	文献[A-1]参照
酸化剤流速/メタン流速 V	-	1.25	

A.2 参考文献

- [A-1]. 日本計測学会, しぼりによる流量測定方法 JIS (案), 計測, **11**(12) (1961), 777-799.
- [A-2]. 川端徹, 乱流噴流浮き上がり火炎の安定化機構に関する研究, 東京工業大学工学院機械系 修士論文 (2020).