HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	カーボンニュートラル液体合成燃料のディーゼル機関性能に関する研究
Author(s)	袁, 昊昱
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第16119号
Issue Date	2024-09-25
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k16119
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/93609
Type	doctoral thesis
File Information	YUAN_Haoyu.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

令和６年度

学位論文

カーボンニュートラル液体合成燃料のディーゼル機関性能に関する研究

Study on Diesel Engine Performance of Carbon-neutral Synthetic Fuels

北海道大学大学院工学院

エネルギー環境システム専攻

エンジンシステム研究室

袁　昊昱

目　次

第 1 章　序　論 **1**

1.1 本研究の背景 1

1.1.1 2050 年のカーボンニュートラルに向けた動向 1

1.1.2 ディーゼルエンジンの脱炭素化 4

1.1.3 カーボンニュートラル合成燃料 (e-fuel) の市場導入 6

1.2 カーボンニュートラル液体合成燃料 (e-fuel) に関する研究動向 7

1.2.1 Fischer-Tropsch (FT) 合成燃料の研究動向 7

1.2.2 オキシメチレンジメチルエーテル (OME) の研究動向 8

1.3 本研究の目的 9

1.4 本論文の構成 9

第 2 章　実験装置および方法 **11**

2.1 供試エンジン 11

2.1.1 燃料噴射装置 12

2.1.2 エンジン性能値の測定 14

2.2 急速圧縮膨張装置 (Rapid Compression Expansion Machine, RCEM) 22

2.2.1 急速圧縮膨張装置の構造 23

2.2.2 吸排気系 26

2.2.3 燃料噴射系 27

2.2.4 制御系 27

2.2.5 計測系 29

2.2.6 実験方法 29

第 3 章　GTL 燃料を用いた際のエンジン性能および噴霧燃焼特性 **31**

3.1 供試燃料 31

3.2 GTL を使用した際のエンジン性能およびエミッション特性 (エンジン実験) 32

3.2.1 実験条件 32

3.2.2 吸気酸素濃度がエンジン性能に与える影響 33

3.2.3 機関負荷がエンジン性能に与える影響 37

3.3 急速圧縮膨張装置における GTL の燃焼特性の画像解析 (RCEM 実験) 40

3.3.1 実験条件 40

3.3.2 筒内圧力および熱発生率履歴 40

3.3.3 撮影画像解析方法 41

3.3.4 OH ラジカル発光解析 42

3.3.5 二色法による kL 値解析 45
3.4 本章の結論 50
第 4 章　GTL への OME_{mix} 混合がエンジン性能および噴霧燃焼特性に与える影響 51
4.1 供試燃料 51
4.2 GTL-OME_{mix} 混合燃料のエンジン性能およびエミッション特性 (エンジン実験) 53
4.2.1 実験条件 53
4.2.2 吸気酸素濃度がエンジン性能に与える影響 54
4.2.3 機関負荷がエンジン性能に与える影響 58
4.3 急速圧縮膨張装置における GTL-OME_{mix} 混合燃料の燃焼特性の画像解析 (RCEM 実験) 61
4.3.1 実験条件 61
4.3.2 筒内圧力および熱発生率履歴 61
4.3.3 OH ラジカル発光解析 64
4.3.4 二色法による kL 値解析 75
4.4 本章の結論 81
第 5 章　GTL の沸点留分のエンジン性能および噴霧燃焼特性に与える影響 83
5.1 供試燃料 83
5.2 GTL の沸点留分がエンジン性能およびエミッション特性に与える影響 (エンジン実験) 85
5.2.1 実験条件 85
5.2.2 吸気酸素濃度がエンジン性能に与える影響 86
5.2.3 機関負荷がエンジン性能に与える影響 89
5.3 GTL の沸点留分が噴霧燃焼特性に与える影響の光学的調査 (RCEM 実験) 92
5.3.1 実験条件 92
5.3.2 筒内圧力および熱発生率履歴 92
5.3.3 二色法による火炎温度解析 93
5.4 本章の結論 95
第 6 章　研究の結果および今後の展望 97
6.1 OME_{mix} の混合がディーゼルエンジン性能に与える影響 98
6.2 GTL の組成調整によるディーゼルエンジンの熱効率向上 101
6.3 ミラーサイクルへの適用による e-fuel を用いたディーゼルエンジンの熱効率向上 102
参考文献 107
謝　　辞 115
Appendix A　エンジン実験におけるインジケータ線図の解析 117
Appendix B　二色法の原理および検定方法 131
Appendix C　急速圧縮膨張装置図面集 133

第 1 章　序　論

1.1 本研究の背景

1.1.1 2050 年のカーボンニュートラルに向けた動向

産業革命以降の人類活動が大気中の CO_2 濃度を大幅に増加させ，それが地球の気温上昇を引き起こしていることは広く認識されている (図 1-1)．気候変動に関する政府間パネル IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) の第五次評価報告書(Fifth Assessment Report, AR5) では，「人為的な影響が 1950 年代以来観測された温暖化の主要な原因であることは極めて確実である」と明確に述べられている[(1)]．近年，地球温暖化現象が深刻な問題となり，温室効果ガスの削減と地球温暖化対策が急務とされており，先進国のみならず世界各国でその対策や具体的政策などが活発に議論されている．1997 年に締結された京都議定書は気候変動対策の初期の国際的枠組みであったが，先進国にのみ強制的な削減目標を設定し，発展途上国には義務が課されていなかった．また，アメリカなど主要な温室効果ガス排出国が参加しなかったため，その効果は限定的であった[(5)]. 21 世紀の始まりから 2015 年までの数年間で, 世界の政治･経済状況が大きく変わり，中国やインドなどの新興経済国が急速に発展し温室効果ガスの排出量も顕著に増加した(図 1-2). このため, 気候交渉ではより広範な国々の利益と責任を考慮する必要があった. これらの背景を踏まえ，2015 年 12 月にフランス・パリで開催された第 21 回気候変動枠組条約締約国会議 (COP21) で，196 か締約国が「世界の平均気温上昇を産業革命以前と比べて 2 度より十分低く保ち，1.5 度以内に抑える努力をする」と合意した[(7)].

パリ協定ではすべての国が協力して気候変動に取り組むことを重視し，各国が自主的に削減目標 (NDCs：国が決定する貢献) を提出することが求められている．日本政府も 2020 年 10 月に「2050 年までに温室効果ガスの排出を全体としてゼロにする，すなわちカーボンニュートラル，脱炭素社会の実現を目指す」と宣言した．その過程として 2030 年までに 2013 年比での 46%もの排出量削減を目指すなど，脱炭素化社会を実現するための取り組みを続けている[(8)]．図 1-3 に 2022 年度における日本国内の部門別の CO_2 排出量および運輸部門の CO_2 排出量の推移を示す[(9)]．2022 年度では，運輸部門の CO_2 排出量が 1 億 9,200 万トンであり，日本国内全体の 18.5%を占めている．その中で，自動車 (マイカー，他旅客自動車，貨物車/トラク) 由来の CO_2 排出量は合計 1 億 6,400 万トンとなっており，運輸部門全体の 85.4%と最大となっており，自動車由来の CO_2 排出量の削減

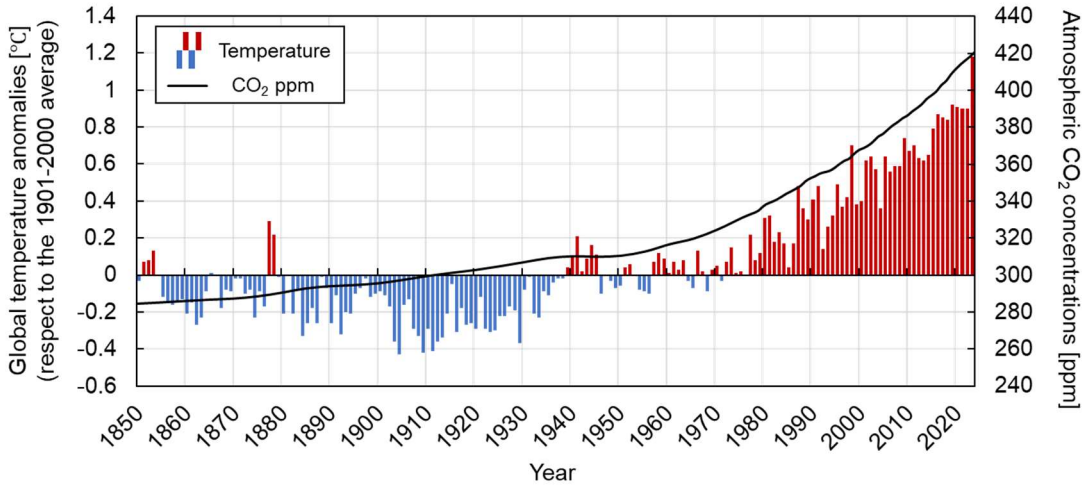


図 1-1　地球温暖化の傾向および大気中の CO_2 濃度 (1850~2023) [2-4]

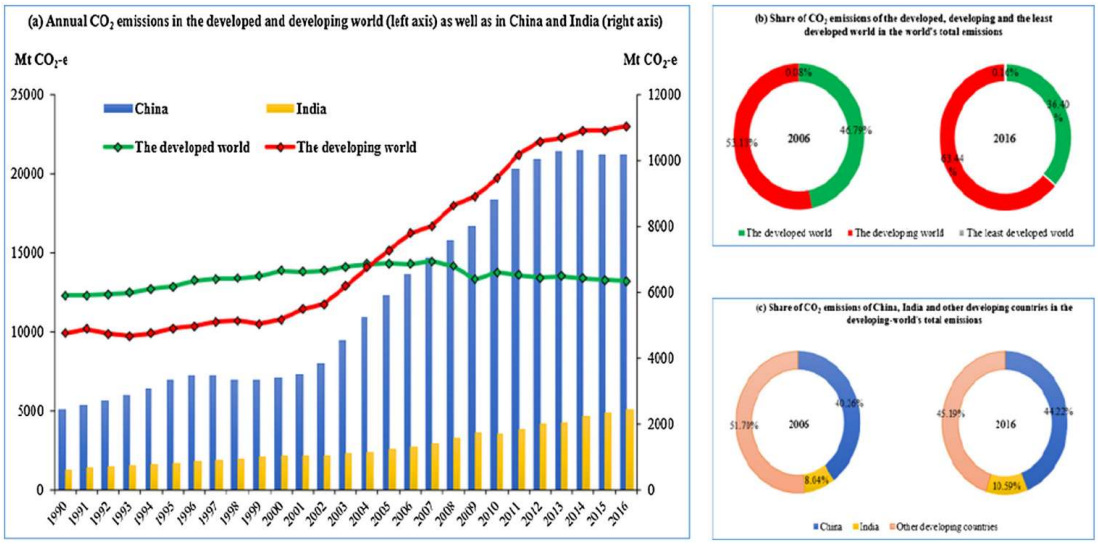
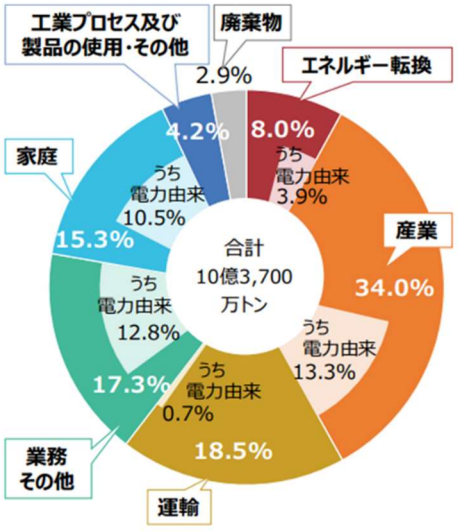
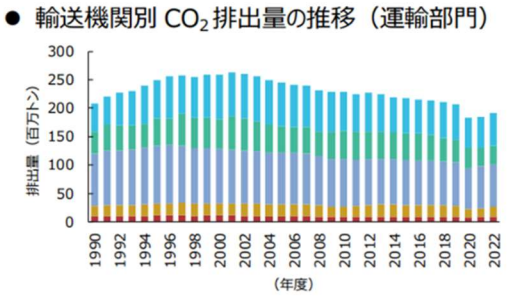


図 1-2　先進国，発展途上国，中国およびインドの CO_2 排出量の動態 (1990~2016) [6]

が急務となっている．

ここ十数年，排気規制強化や近年の目覚ましいバッテリー技術の進歩により，自家用車や運送業者の小型宅配用自動車などの分野でエンジンを用いずにモーターのみを駆動力とする BEV (バッテリーEV) のシェアが急速に拡大している．2050 年カーボンニュートラルを達成するため, 経済産業省も「乗用車では, 2035 年までに新車販売で電動車 100%を実現．商用車では，小型の車については 2040 年までに電動車・脱炭素燃料車 100% を目指し，大型の車については 2020 年代に 5,000 台の先行導入を目指すとともに，2030 年までに 2040 年の電動車の普及目標を設定」[8]を掲げた．しかし，蓄電池技術が急速に





	2022年度（百万トン）	シェア	変化率	
			2013年度比	前年度比
マイカー	58	30.4%	−11.5%	+7.2%
他旅客自動車	33	17.3%	−29.6%	+2.8%
貨物車／トラック	73	38.0%	−9.2%	−0.9%
旅客鉄道・船舶・航空	19	9.9%	−12.3%	+18.8%
貨物鉄道・船舶・航空	8	4.4%	−9.2%	+0.5%
計	192	100%	−14.5%	+3.9%

※マイカーは総合エネルギー統計の家計利用寄与（#811150）に相当する。
※他旅客自動車は、タクシー、バス、二輪車、社用車等を含む。

図 1-3　日本国内の部門別の CO_2 排出量および運輸部門の CO_2 排出量の推移 (2022) [9]

進歩しているとはいえ依然そのエネルギー密度 (重量あたりのエネルギー) は従来の化石液体燃料に比べ 50 分の 1 程度と大きく劣っており，小型・短距離の用途では BEV による代替が可能でも，大型・長距離の運送を行う大型トラック等は BEV への代替は現時点では難しい．なお，国際エネルギー機関 (IEA) の 2022 年度の調査[10]によりパリ協定の目標を達成するシナリオでは，再生可能エネルギーに移行するための鉱物の総需要は今後 20 年間で大幅に増加し，銅と希土類元素が 40% 以上，ニッケルとコバルトが 60~70%，リチウムが 90% 近くに達することが予想されている．さらに電気自動車の製造は従来の内燃機関車の 6 倍の鉱物資源が必要となり，EV と蓄電池はすでに家庭用電化製品に代わってリチウムの最大の消費者となっている．以上により，カーボンニュートラルを達成するため，鉱物の重要性が高まるにつれ，電気自動車の製造について，原材料の価格変動や供給の安定性に関する懸念が消えることはない．それに対し，内燃機関車の製造には，必要な鉱物資源がより少なく，生産技術も成熟しており，既存の設備で大量生産できるため，市場的には今後も製造・販売は続く可能性があると考えられている．一方，ドイツの内燃機関に関する研究コンソーシアム (FVV) では 2035 年から内燃機関車を禁止することにより，EU27 か国およびイギリスの運輸部門の脱炭素化は達成できるが，既存の内燃機関車に互換性のある合成燃料 (e-fuel) を介してさらなる脱炭素化を加速するオプションが制限され，EV の製造による CO_2 排出と総コストの増加により累計 CO_2 排出量が内燃機関の脱炭素化技術も活用した混合技術シナリオに比べ上回る[11]と明言した．

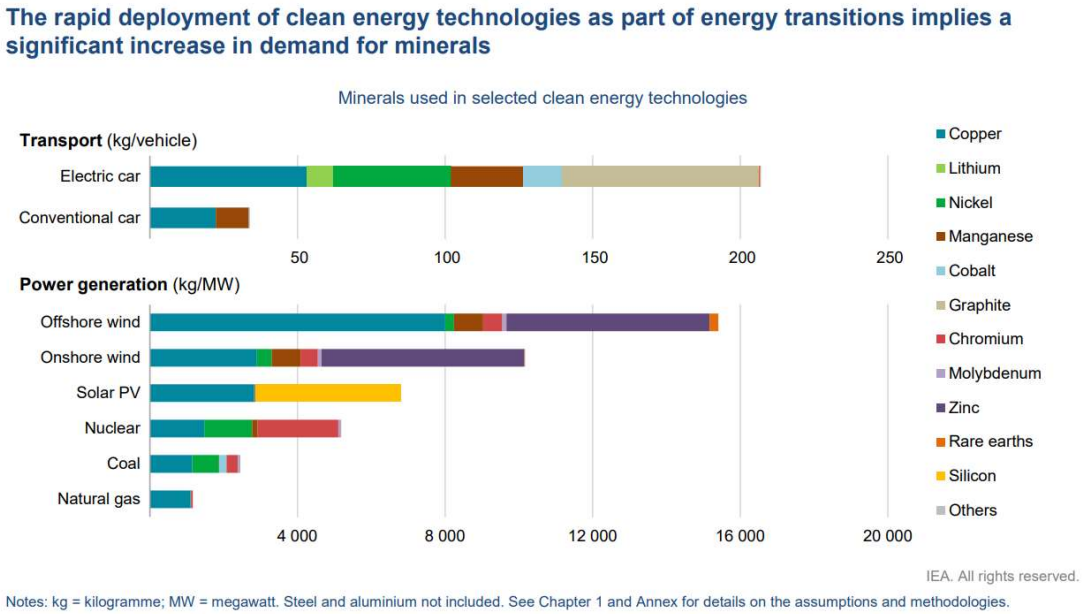


図 1-4　再生可能エネルギー技術で使用される鉱物の量[10]

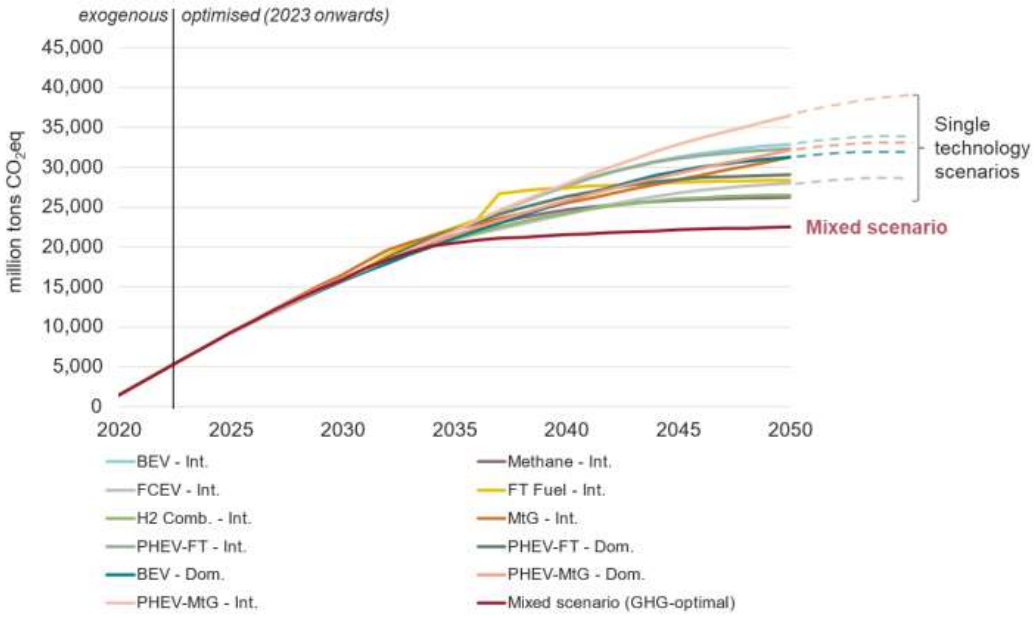


図 1-5　混合技術シナリオおよび単一技術シナリオにおける累計 CO_2 排出量[11]

1.1.2 ディーゼルエンジンの脱炭素化

このように，少なくとも今後数十年程度エンジンは自動車の駆動力として用いられると考えられカーボンニュートラルを達成するための手段として注目されているのが，再

生可能エネルギー由来の水素を利用して人工的に合成される燃料の総称であるカーボンニュートラル合成燃料 (e-fuel) がある．e-fuel は，大規模プラントや発電所，大気中から固定化された二酸化炭素と再生可能エネルギーを使用して製造される再エネ水素から合成され，使用に伴う二酸化炭素排出量が実質ゼロとなる．現在，軽油と似た燃焼特性を持ち，ディーゼルエンジンの代替燃料としてフィッシャートロプッシュ (Fischer-Tropsh, FT) 合成法により製造された FT 合成軽油とオキシメチレンジメチルエーテル (Oxymethylene dimethyl ethers, OME) が注目されている．FT 合成法は，一酸化炭素と水素から触媒反応を用いて炭化水素を合成する技術であり，再生可能エネルギー由来の水素およびを二酸化炭素回収・貯留技術 (Carbon dioxide Capture, Utilization and Storage, CCUS) 由来の CO_2 を利用する場合，カーボンニュートラルを実現することが可能となる (図 1-6)．FT 合成法はドイツの研究者 Franz Fischer および Hans Tropsch によって 1925 年に初めて導入され，1925 年 7 月 21 日に特許が取得された[13]．FT 合成燃料はパラフィン系炭化水素を主成分としており芳香族炭化水素をほとんど含まないため，従来の軽油と比較して発煙性が低いという特徴も有している[14, 15]．また，硫黄分を含まないため，FT 合成燃料をディーゼル車に適用することは，より厳しい排出規制を満たすことができるとされている[13]．



図 1-6 Fischer-Tropsch 合成法による液体合成燃料を製造するイメージ[12]

OME は，CH_3-O- (CH_2-O)n-CH_3 という一般構造を特徴とし，分子内の酸素質量分率が最大約 50% に達する．OME は二酸化炭素を起点とする反応から合成されたメタノールを原料として合成されるカーボンニュートラル含酸素燃料であり[16-18]，燃料噴霧内部の希薄化が達成できるため Soot の生成やその他のエミッションの排出の低減も期待できる[19~21]．しかし，製造コストが高くエネルギー効率が低いため，現状では OME の燃料としての利用は難しいと思われる[22].

1.1.3 カーボンニュートラル合成燃料 (e-fuel) の市場導入

既存の内燃機関車にカーボンニュートラル合成燃料 (e-fuel) を用いると運輸部門でのカーボンニュートラルの実現が考えられるが, e-fuel の製造は水素価格に大きく依存するため，現時点では高い製造コストが大きな課題となっている.

Schemme ら[23]は化学プロセスシミュレーターAspen Plus を用いて，再生エネルギー由来の電力を用いて水の電気分解により得られた H_2 と排気や大気から回収した CO_2 から各種 e-fuel を製造する際の必要エネルギーおよびコストについて検討している．図 1-7 および 1-8 に，それぞれ軽油 1 L と同等発熱量 (l_{DE}) の e-fuel を製造するための必要エネルギーおよびコストの比較を示す．いずれの燃料でも水素製造に要するエネルギーが大きいため水素製造コストの割合が最も高く, 全コストの 58-83%を占める. 水素価格を 4.6 €/kg_{H2} と仮定した場合，FT 合成油の製造コストは 2.30 €/l_{DE} であり， OME_{3-5} のコストは 3.46 から 3.96 €/l_{DE} で，比較対象とした e-fuel の中で最も高くなる[22].

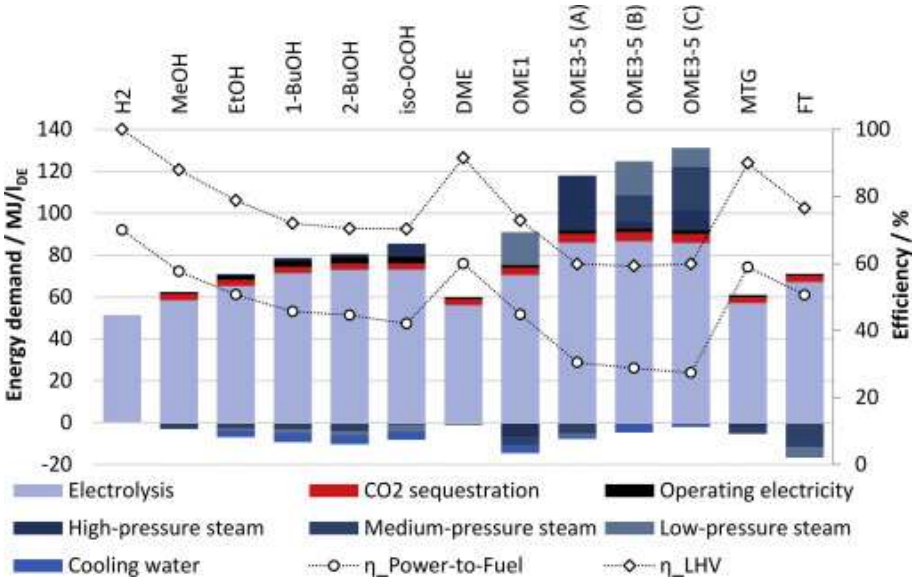


図 1-7 軽油 1 L と同じ発熱量 (l_{DE}) の e-fuel を製造するのに要するエネルギーの比較[23]

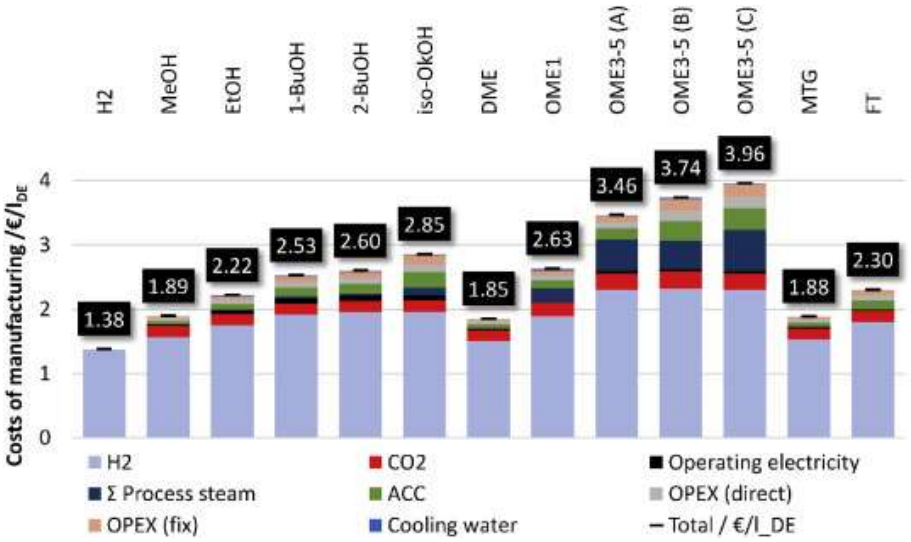


図 1-8 軽油 1 L と同じ発熱量 (l_{DE}) の e-fuel を製造するためのコストの比較[23]

経済産業省が策定した 2050 年カーボンニュートラルに伴うグリーン成長戦略[8]において 2040 年までの e-fuel の商用化を目標に掲げた．e-fuel の早期市場導入にあたり既存技術である FT 合成を活用し，ガソリンやジェット燃料，軽油といった幅広い液体燃料製品の製造が期待されている．また，2040 年以後の e-fuel の大規模商用化に関しては，燃料面では製造コストの低減をした上で含酸素燃料である OME の混合や FT 合成油の組成の選択性制御を実行が求められ，エンジン面では e-fuel に最適化したエンジンシステムの開発により，従来の軽油よりもディーゼルエンジンの高熱効率と低排出ガスを図れることが望ましい．

1.2 カーボンニュートラル合成燃料 (e-fuel) に関する研究動向

1.2.1 Fischer-Tropsch (FT) 合成燃料の研究動向

FT 合成法によって生産された液体燃料の物理的および化学的特性は，合成条件および使用された触媒の種類により異なっている[24]．一般的には FT 合成燃料は石油由来の軽油に比べて高いセタン価，低密度、発熱量、および動粘度を持っている[25]．

FT 合成燃料がエミッションの排出削減に有利であることがこれまでに報告されている[26,27]．Song ら[28]の研究では，石炭から合成された FT 合成軽油と市販軽油の混合燃料を用い，欧州定常サイクル (ESC) 試験法を使用して排出レベルに与える影響を調査し，FT 合成燃料の含有量の増加に伴い，正味 CO_2 排出が減少することを報告している．Cai ら[29]は，7.8 L ディーゼルエンジンで FT-軽油混合燃料の燃焼特性を調査し，FT-軽油混合

燃料は予混合燃焼期間中に軽油よりも低い熱発生率と圧力上昇率を示し，すすの排出の著しい低減効果があることを報告している．

Huang ら[30]，McMillian ら[31]，Zhang ら[32]は，FT 合成燃料または石油由来の軽油との混合燃料により予混合燃焼期間が短くなりと拡散期間が長期化しピーク燃焼圧力の低減，熱効率の向上，および PM (粒子状物質) と NOx (窒素酸化物) 排出の減少について報告している．Liang ら[27]は FT 合成軽油-ヘプタンパラフィン混合燃料を使用してエンジン試験を行い 8 bar IMEP (Indicated Mean Effective Pressure，図示平均有効圧力) で NOx 排出が著しく低減したことを報告している．

1.2.2 オキシメチレンジメチルエーテル (OME) の研究動向

Valentino および Iannuzzi[33]は，軽負荷ディーゼルエンジンの排出と性能に対する複数の含酸素燃料の影響を調査し，燃料分子内の酸素の存在がすすの排出を削減する重要な要素であると述べている．含酸素燃料の使用に関する従来の研究では，PM (粒子状物質) の削減を示しており[34-49]，含酸素燃料の分子構造に C-C 結合を持たなく，その結果すす前駆体を抑制できるため使用を推奨している[34]．

しかし，ジメチルエーテル (DME) などの一部の含酸素燃料は，燃料性状 (蒸気圧など) が通常の軽油に大きく異なるため，機関構造の改造が必要な場合もある．DME は様々な機関で研究が行われており[50-55]ほとんど無煙燃焼の実現が可能であるが，低粘度，低潤滑性および常温で気体であるため，ディーゼルエンジンの燃料噴射システム改造する必要があるため，DME よりも高い粘度と沸点を持つ含酸素燃料が相応しい．

Burger ら[19]は，OME_n (n = 2~5) の物理特性により，特に粘度が高く沸点が高いため，DME および DMM がもたらす不利な点，特に燃料噴射システムの改造に関する問題を克服できると述べているが，さらに長鎖状の OME は，低温で燃料が凝固し，フィルタや燃料噴射システムで詰まりを引き起こす．

Pellegrini ら[56]は軽油に 7.5% の OME を混合した場合と市販軽油を比較したところ，NOx 排出レベル一定に保ち粒子状物質 (PM) の大幅な削減が達成したが，より高い EGR 率および含酸素燃料使用による排気ガス温度低下によりディーゼル酸化触媒 (DOC) 活性が低下し，多環芳香族炭化水素 (PAH) の排出が増加を報告している．また，OME を使用する場合，2000 rpm 以上の機関回転速度条件で 30 nm 以上の粒子数が減少することが観察された．さらに，3~4%の出力損失と燃費悪化もみられた．

Pastor ら[57]は，可視化ディーゼルエンジンを用いて複数の軽油と OME 混合燃料を使用した際の二色法による画像解析を行い，軽油に OME を混合するとすすの発生量を大幅に抑制できることを明らかにした．また，佐々木ら[22]も同様の軽油 OME 混合燃料を用いて，OME 混合がインジェクターからの噴霧や燃焼特性に与える影響について定容容器を用いて実験し，OME の蒸発性の良さが噴霧の微粒化に寄与していることや，含酸素燃料である OME による噴霧内当量比の改善効果を実証している．

1.3 本研究の目的

本研究では，軽油および FT 合成油や含酸素燃料の OME を含むカーボンニュートラル液体合成燃料を用いた場合のエンジン性能 (熱効率関連因子、排気エミッション) およびシリンダ内での噴霧燃焼過程に対し，

1. FT 合成法で製造された GTL や含酸素燃料の OME を含む液体合成燃料を用いた場合のエンジン性能に関しては単気筒ディーゼルエンジンを用いて調査する
2. 急速圧縮膨張装置を設計・作成し，可視化画像解析により GTL および含酸素燃料の OME を含める液体合成燃料の特徴的な噴霧燃焼特性を調査し，そのうえエンジン性能に及ぼす影響のメカニズムを解明する
3. 液体合成燃料の特徴を活かし，ディーゼルエンジンのさらなる高熱効率かつ低排出を図る燃料処方やエンジンシステムに関する考察および提案をする

ことを目的とする．

1.4 本論文の構成

本論文は全 6 章から構成されており，その概要は以下の通りである．

第 1 章は序論であり，本研究の背景，目的，および本論文の構成を記述した．

第 2 章では，エンジン実験および急速圧縮膨張装置実験で用いた実験装置，またその実験方法について記述した．

第 3 章では，FT 法で合成された GTL (Gas-To-Liquids) 液体合成燃料を用いた際のエンジン性能およびエミッション特性をエンジン実験した結果について記述した．なお，燃焼室内部の噴霧燃焼に対しては，開発した急速圧縮膨張装置を用いて直接撮影および紫外発光撮影の両手法で軽油と GTL の噴霧燃焼特性を比較した．3.1 に供試燃料の性状を説明した．3.2 ではエンジン性能およびエミッション特性を軽油と GTL の比較結果を示

し，小型ディーゼルエンジンにおける石油由来の軽油から FT 液体合成燃料への置き換えの可能性を考察した．エンジン性能結果を燃焼面から評価するために 3.3 では急速圧縮膨張装置を用い，実機相当雰囲気において可視化観察により GTL および軽油の噴霧燃焼過程及びすすの生成・酸化を調査した．

第 4 章では，第 3 章に記述した FT 法で合成された GTL をベース燃料とし，エンジン実験および急速圧縮膨張装置を用い，OME の混合がエンジン性能・エミッション特性および燃焼室における噴霧燃焼過程に与える影響を調査した．4.1 に供試燃料の性状を説明し，4.2 では GTL-OME 混合燃料を用いた際のエンジン性能およびエミッション特性を GTL との比較で示し，OME 混合の影響を検討した．4.3 では急速圧縮膨張装置を用い，直接撮影および紫外発光撮影の両手法で OME の混合が実機相当雰囲気における噴霧燃焼過程及びすすの生成・酸化に与える影響について画像評価を行った．

第 5 章では， FT 法で合成された GTL を沸点領域で軽質から重質までの 4 つの蒸留温度帯に分留し，エンジンおよび急速圧縮膨張装置で GTL の沸点留分が燃焼性能に与える影響を調査した．5.1 に供試燃料の性状を説明し，5.2 では軽質・重質 GTL 留分を未分留の GTL に 50 vol.% 混合し，エンジン性能およびエミッション特性をエンジン実験で検討した．5.3 では急速圧縮膨張装置を用いて二色法による火炎温度解析でエンジン実験から得られた結果の原因を究明した．

第 6 章は結論であり，本研究で得られた成果を総括し，今後の研究の展望について述べた．

第 2 章　実験装置および方法

本章では，エンジン実験および急速圧縮膨張装置実験で用いた実験装置，またその実験方法について記述する．

2.1 供試エンジン

エンジン実験には，200 MPa までの高圧燃料噴射が可能なコモンレール噴射システムを有し，外部駆動のスーパーチャージャーによる過給および低圧ループ・クールド EGR が可能な単気筒・水冷・四ストロークサイクル・直噴式ディーゼルエンジンを用いた．図 2-1 に供試エンジンおよび計測機器のレイアウトを，図 2-2 に供試エンジンの外観，表 2-1 に供試エンジンの主要諸元をそれぞれ示す．

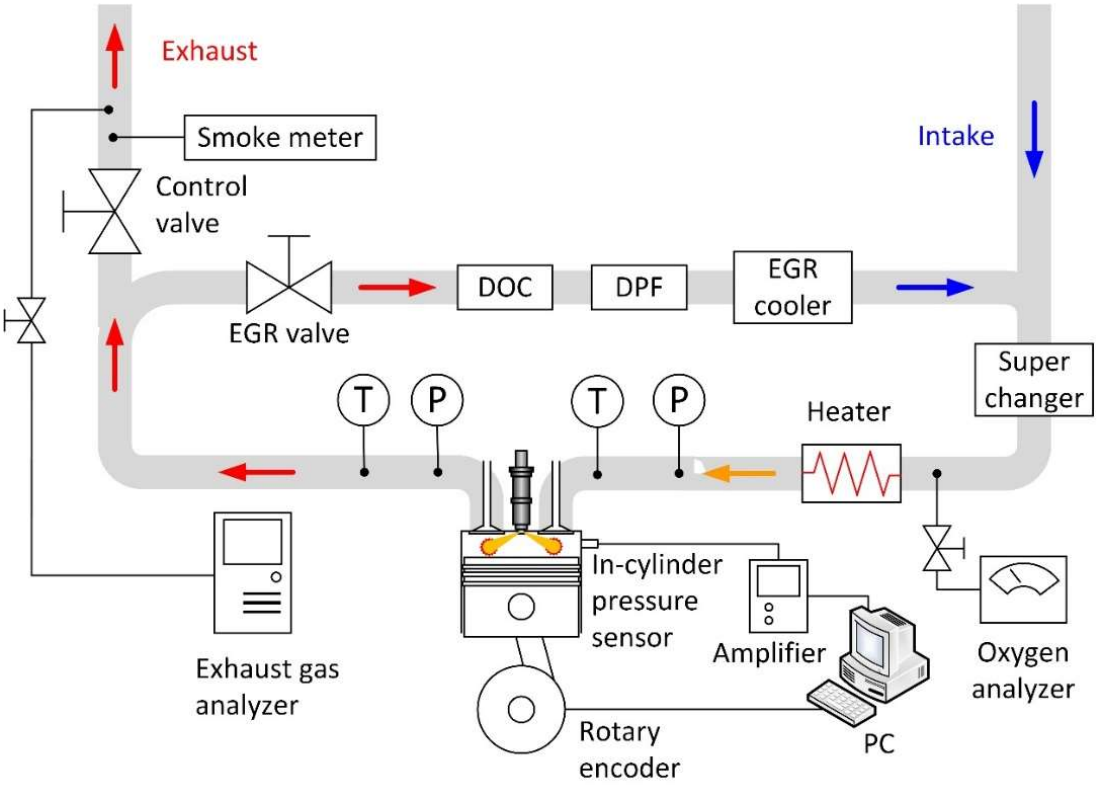


図 2-1 実験装置の配置

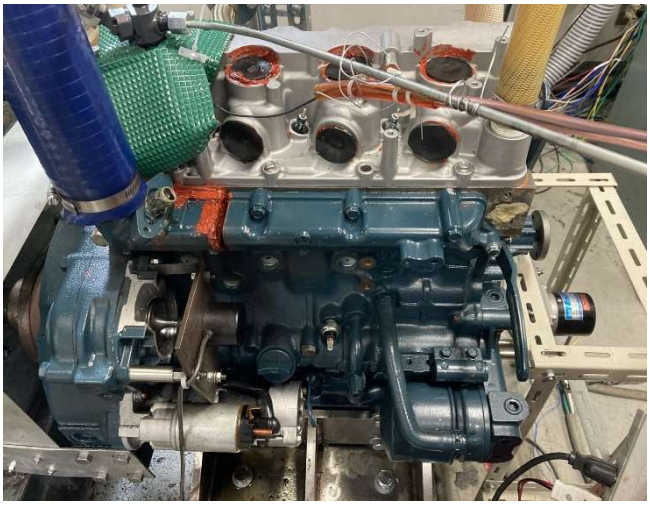


図 2-2 供試エンジンの外観 (Kubota V2607-DI-E3B)

表 2-1 供試エンジンの主要諸元

Engine name	Kubota V2607-DI-E3B
Number of cylinders	1
Type	Water Cooled, Direct injection, Common-rail system
Bore × Stroke	87 mm × 110 mm
Compression ratio	19.0
Displacement	654 cm^3
Intake valve Open/Close	−14° ATDC/−140° ATDC
Exhaust valve Open/Close	130° ATDC/14° ATDC
Combustion chamber	Re-entrant type

2.1.1 燃料噴射装置

燃料噴射システムには，図 2-3 に示す 200 MPa までの高圧噴射が可能なコモンレールシステム (FC design, Fi–CMR) を用いた．なお，GTL-OME 混合燃料では OME による樹脂製部材の膨潤を防ぐため，図 2-4 に示す膨潤処理を施したコモンレールを用いた．本燃料噴射システムはコモンレール，コモンレール圧力センサ，燃料ポンプ，噴射時間コントローラ，噴射タイミングコントローラ，および燃料噴射圧力コントローラを有している．燃料噴射圧力は，コモンレールに取り付けた圧力センサにより検出し，燃料噴射圧力コントローラによって制御した．燃料噴射量は噴射時間コントローラで噴射時間を 0.001 ms 刻みで調節することにより設定することができる．また，燃料噴射時期は燃料

噴射タイミングコントローラにより 0.5 °CA 刻みで噴射時期を設定することができ，噴射回数および噴射時期を独立に設定することができる．なお，クランクアングルの検出は，クランクシャフトに取り付けられたインクリメンタル式ロータリーエンコーダ多摩川精機, TS5015N502) によって行った．また，インジェクターには表 2-2 にノズル諸元を示すピエゾ式インジェクター (DENSO, G4P) を使用した．

表 2-2 エンジン実験で使用したインジェクターノズル諸元

Injector type	Denso G4P piezo type
Nozzle hole diameter	ϕ0.133 mm
Number of holes	10
Spray cone angle	155°
Total flow rate	1112 cc/min @10 MPa



図 2-3 コモンレールシステム (FC design, Fi–CMR)

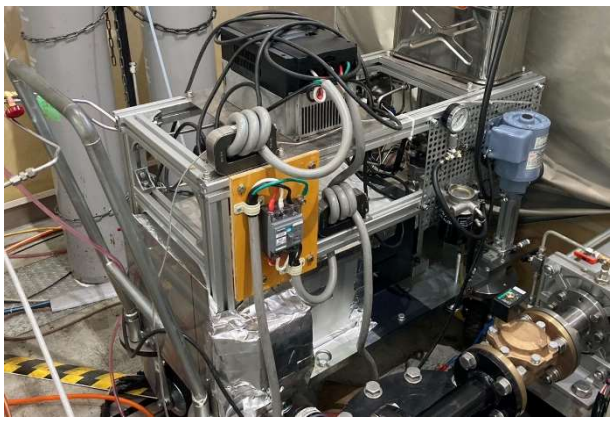


図 2-4 膨潤処理を施したコモンレール

2.1.2 エンジン性能値の測定

(1) 動力の吸収

供試エンジンの始動および動力の吸収には図 2-5 に示す UK 形交流電気動力計 (特殊電機製造株式会社, UCSU-D-35) を用いた.



図 2-5 動力計制御盤 (特殊電機製造株式会社, UCSU-D-35)

(2) エンジン回転速度

エンジン回転速度は，エンジン回転計 (ONO SOKKI, DIGITAL TACHOMETER TM-2110) を用いて測定した．本回転計は，エンジンのクランクシャフトに取り付けられたインクリメンタル式ロータリーエンコーダ (多摩川精機, TS5015 型) から出力される 360°ごとのパルス信号を計測し，その時間間隔から回転速度を計測するものである.

(3) 軽油の燃料消費量

供試燃料消費量は，図 2-6 に示すラジアルピストンタイプ燃料流量計 (TOYO CONTROLS, 213-311/295-000) をコモンレールと燃料タンクの間に配置するとともに，その出力を図 2-7 に示す FLOW INDICATOR (TOYO CONTROLS, TC-8003) に接続して表示・測定した.

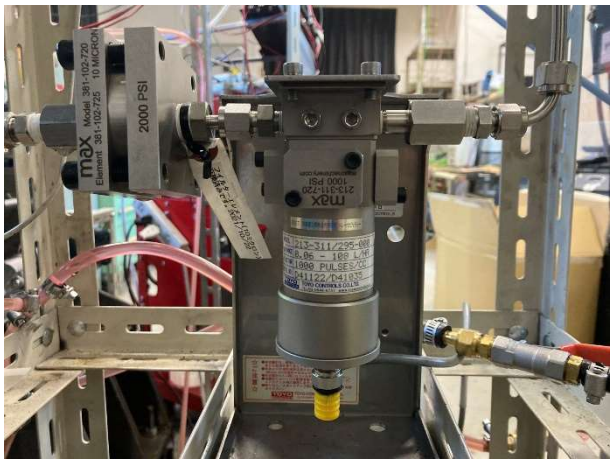


図 2-6 燃料流量計 (TOYO CONTROLS, 213-311/295-000)



図 2-7 燃料流量インジケータ (TOYO CONTROLS, TC-8003)

(4) 吸入空気流量

吸気脈動による影響を減少させるため，図 2-8 に示す左右にゴム膜を張ったサージタンクを吸気管に取り付け，サージタンクの入口に丸型オリフィスを設けて，その差圧を図 2-9 に示すデジタルマノメータ (Sokken, PE-33-D) で測定することによりエンジンの吸入空気量を求めた．オリフィスの直径は 29.1 mm，流量係数は 0.82 である．



図 2-8 サージタンク



図 2-9 デジタルマノメータ (Sokken, PE-33-D)

(5) 吸気温度

吸気温度は，吸気管取り付けフランジ面から 1600 mm 上流に K 型熱電対 (CHINO, KT27A) を設置し，電子温度調節器 (OMRON, E5CB) で測定した.

(6) 吸気圧力

吸気圧力は，吸気管取り付けフランジ面から 1400 mm 上流に圧力計 (CONVUM, MPS-35) を設置して測定した.

(7) 排気温度

排気温度は, 排気管取り付けフランジ面から 50mm 下流に K 型熱電対 (CHINO, KT27A) を設置し，電子温度調節器 (OMRON, E5CB) で測定した.

(8) 排気圧力

排気圧力は，吸気管取り付けフランジ面から 1100 mm 下流に圧力計 (CKD, PPXR01N6M) を設置して測定した．

(9) 冷却水温度

冷却水温度は冷却水タンクとポンプ (三菱電機, 25CP-155K) の間の流路に設置した K 型熱電対 (CHINO, KT27A) を用いて測定し，電子温度調節器 (OMRON, E5CS) によって所定の 80℃ になるように，ヒータによる加熱あるいは冷水による冷却により温度を調節した．

2.1.3 吸排気成分の測定

(1) 吸気成分の測定

吸気中の O_2 濃度は，図 2-10 に示す磁気風式酸素濃度計 (Shimadzu, POT-8000) で測定した．本装置は，非磁性材料でできた測定部内に強力な永久磁石により不均一な磁場を形成し，磁性体である酸素の含有量に比例した磁気風を熱線で測定するものである．ゼロ点校正には N_2 高純度ガス (純度 99.99%以上) を使用し，大気を酸素濃度 21 vol.%としてスパン校正を行った．



図 2-10 磁気風式酸素濃度計 (Shimadzu, POT-8000)

(2) 排気成分の測定

排気吐煙の測定には，図 2-11 に示すスモークメータ（AVL 415SE）を使用し，ISO 10054

に規定された測定方法で測定した．本装置は，吸引した一定量の排気を濾紙に吹付け，排気が付着した濾紙の反射光強度を光電管測定器で測定するものである．スモークメータへの排気の吸引はシリンダヘッドの排気管取り付けフランジ面から 3000 mm 下流より採取した．

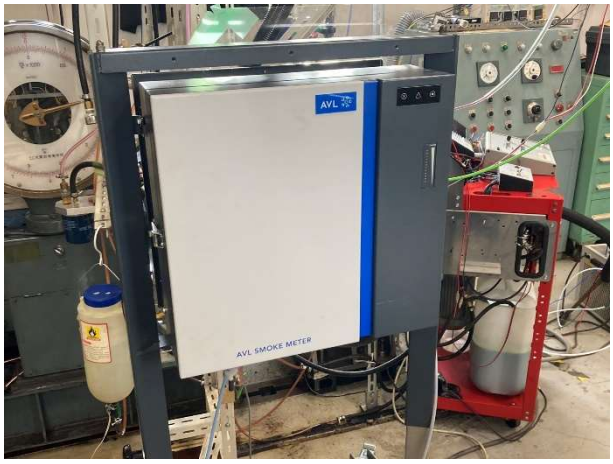


図 2-11　スモークメータ (AVL 415SE)

排気の総炭化水素 (THC)，窒素酸化 (NOx)，一酸化炭素 (CO)，および二酸化炭素 (CO_2) の測定には図 2-12 に示す排気ガス測定装置 (ベスト測器 BEX-5100D) を用いた．排気はシリンダヘッドの排気管取り付けフランジ面から 3200 mm 下流で採取し，ガスは採取位置から 191℃ に保温された加熱導管を介して装置へ導入した．以下に各分析装置の測定原理を示す．

a. THC 濃度の測定

THC の測定には，水素炎イオン化検出器 (Flame Ionization Analyzer，ベスト測器 BEX-5100D MODEL BHF-100U) を用いた．濃度の定量は検出器中の酸化炎によって有機化合物を熱分解させることで生ずるイオン電流によって行う．酸化炎の燃料は H_2-He 混合ガス (H_2: 40 vol.%) を，助燃ガスおよびゼロ点の校正ガスは圧縮空気を，スパン校正はプロパン標準ガス (濃度 1503 ppm) をそれぞれ用いた．

b. NOx 濃度の測定

NOx 濃度の測定には，減圧型化学発光法 (CLD) 分析計 (ベスト測器 BEX-5100D

MODEL BCL10IUV) を用いた．測定原理は，NO が O_3 と反応して生成する励起状態の NO_2 が基底状態に移行する過程において化学発光が生じることを用いたものである．この化学発光の強度は試料ガス中に含まれる NO ガス量と比例関係にあるため，その発光強度を測定することにより NO 濃度を求めることができる．NO_2 は炭素系触媒により事前に NO_2 を NO に変換し，NOx (NO, NO_2) を測定して NO との差異から定量することができる．オゾン発生器には O_2 ガス (濃度 99.99 vol. %以上) を供給し，ゼロ点校正は N_2 高純度ガス (濃度 99.99 vol.%以上) をスパン校正は NO 標準ガス (濃度 936 ppm) をそれぞれ用いた．

c. CO および CO_2 濃度の測定

CO および CO_2 の濃度測定には，非分散型赤外線 (NDIR) ガス濃度計 (ベスト測器 BEX-5100D MODEL BFI-500U) を用いた．測定原理は CO および CO2 がそれぞれ固有の赤外線波長を吸収する性質を利用し，測定ガスに赤外線を放射した際の赤外線の吸収量を測定する．ゼロ点校正は N2 高純度ガス (濃度 99.99%以上) ，スパン校正は CO 標準ガス (濃度 9.5 vol.%) をそれぞれ使用した．



図 2-12 排気ガス測定装置 (ベスト測器 BEX-5100D)

2.1.4 インジケータ線図の測定

インジケータ線図の取得は，ピエゾ式圧力ピックアップ (KISTLER 6056A) をシリン

ダヘッドのグロープラグ装着口に取り付け，燃焼室内の圧力を測定することによって行った．なお，インジケータ線図の取得は以下の 2 つの手法で行った．

(1) A/D 変換器

圧力ピックアップからの信号は図 2-13 に示すチャージアンプ (KISTLER 5011B) に入力され，出力された信号をデジタルオシロスコープ (Tektronix TDS2014) に入力するとともに，図 2-14 に示す A/D 変換器 (Interface CBI-320412) を通じてコンピュータにデジタル信号として記録した．コンピュータに入力される圧力信号は，クランクシャフトに接続されたインクリメンタル式ロータリーエンコーダ (多摩川精機 TS5015N502) から出力される 360°CA ごとのパルス信号を A/D 変換開始のトリガ信号として，また同エンコーダから出力される 0.1°CA ごとの角度信号を A/D 変換間隔信号として記録した．

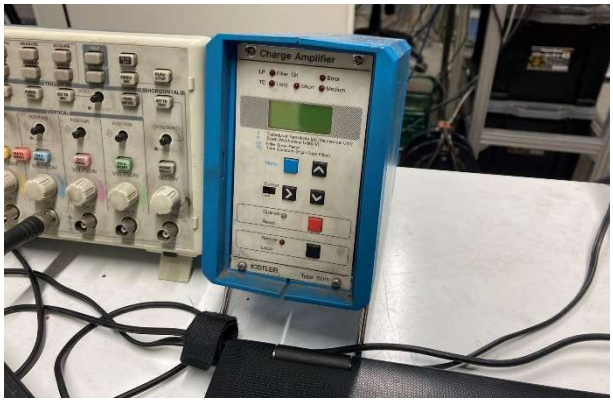


図 2-13 チャージアンプ (KISTLER 5011B)



図 2-14 A/D 変換器 (Interface CBI-320412)

(2) 燃焼解析装置

圧力ピックアップからの信号は図 2-15 に示すチャージアンプ (KISTLER 5018) に入力され，出力された信号をデジタルオシロスコープ (Tektronix TDS2014) に入力するとともに，図 2-16 に示す燃焼解析装置 (小野測器 DS-3000) に入力し，クランクシャフトに接続されたインクリメンタル式ロータリーエンコーダ (多摩川精機 TS5015N502) から出力される 360°CA ごとのパルス信号をサンプリングのトリガ信号として，また同エンコーダから出力される 0.1°CA ごとの角度信号をサンプリング間隔信号としてインジケータ線図を取得した．従って，得られるインジケータ線図は，クランクシャフトが 1 回転するごとに 3600 点得られるデータを 100 サイクル分取得したものを，通過域端周波数を 450Hz，阻止域端周波数を 700 Hz とした 11 次のバターワースフィルタにより燃焼振動の減衰処理を行ったのち，アンサンブル平均処理により平滑化したものである．



図 2-15 チャージアンプ (KISTLER 5018)



図 2-16 燃焼解析装置 (小野測器 DS-3000)

2.2 急速圧縮膨張装置 (Rapid Compression Expansion Machine, RCEM)

液体合成燃料の噴霧・燃焼過程を可視化調査するため，四ストロークエンジンにおける圧縮・燃焼・膨張過程を模擬できる急速圧縮膨張装置を設計・製作した．図 2-17 に急速圧縮膨張装置の実験系の概略を示す．実験は次の手順で行われる．

a) シリンダの外周に覆われたリボンヒーターを用い，シリンダ壁面を 100℃ まで暖機する．

b) 吸気ガス混合タンク (Intake gas mix tank) 内に空気 (Air) および窒素 (N_2) を一定の分圧で充填し，攪拌ファンで混合し実験条件に応じて指定した酸素濃度の吸気ガスを作る．

c) 混合した吸気ガスを過給状態でシリンダ内に供給する．

d) エアタンク (Air tank) に圧縮空気を蓄え，ソレノイドバルブ (Solenoid valve) を開放し，圧縮空気でカム (Cam) を駆動する．

e) 装置側面に取り付けられたロータリーエンコーダ (Rotary encoder) により実際のエンジンのクランク角度に相当するピストン位置を検出し，上死点近傍における設定した噴射時期で燃料噴射コントローラ (Injection controller) で最大 3 段の燃料噴射を実施する．

f) 燃焼室の下部に装着した石英ガラスを通して，ディーゼル燃焼をピストン下面から高速ビデオカメラで観察する (図 2-18).

本装置は急速圧縮膨張装置，吸排気系，燃料噴射系，制御系および計測系により構成される．以下にその詳細について述べる．

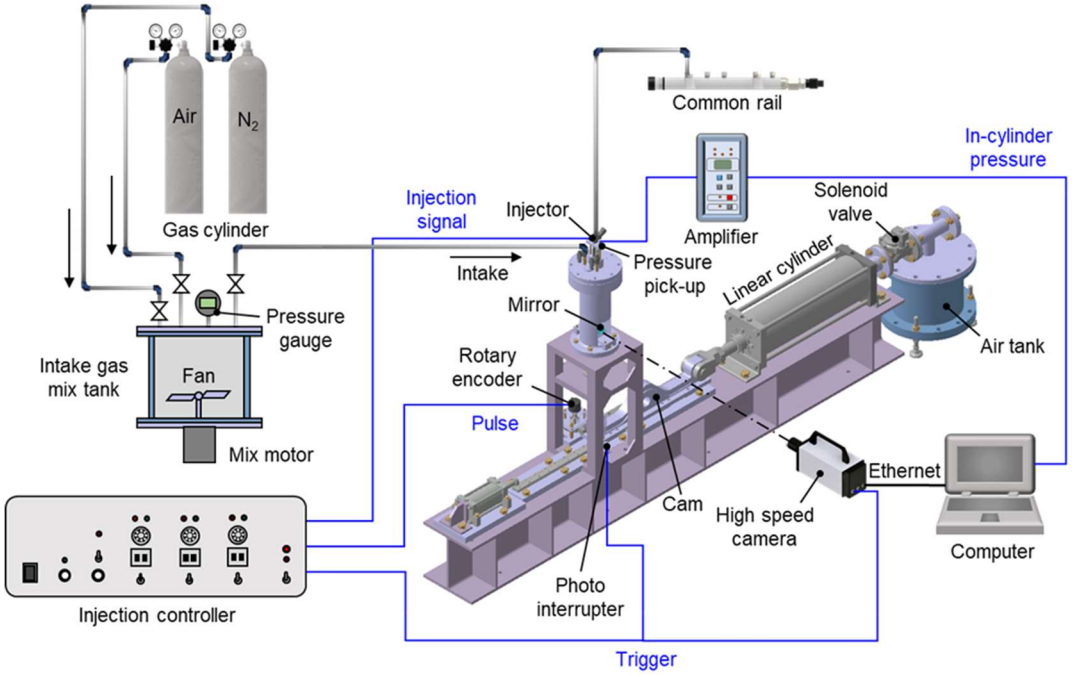


図 2-17 急速圧縮膨張装置概略図

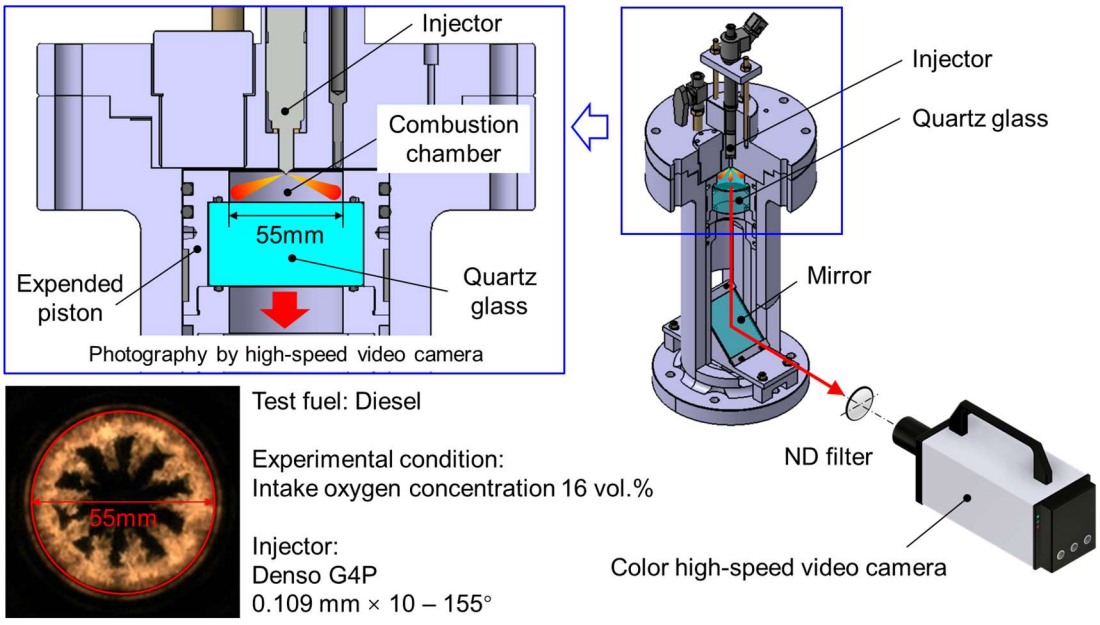


図 2-18 シリンダ内部の構造および高速ビデオカメラで撮影するイメージ

2.2.1 急速圧縮膨張装置の構造

図 2-19 に急速圧縮膨張装置の外観を示す．本研究で用いた急速圧縮膨張装置は，エアタンクに圧縮空気を蓄え，パルスジェットバルブ (CKD, PDV3-80A) を開放して圧縮空気をセレックスシリンダ (CKD, SCS2-LB-200R-500-Y) に放出させる．セレックスシリン

ダのピストンおよびビストンロッドの先端に取り付けたカムが圧縮空気の流入に駆動され水平方向に移動する．カムの動きによりカム上に配置されたローラフォロア，ボアスプラインおよび延長ピストンがカムの輪郭曲線に沿って垂直方向に変位させ圧縮・膨張行程を行うものである．装置の右側には，ショックアブソーバー (TAIYO, SSH-20-30-X) が配置されており，カムの運動エネルギーを吸収してカムの動きを停止させる．延長ピストンが上死点近傍に到達した時点で，燃焼噴射コントローラで設定した噴射時期および噴射時間により，シリンダヘッドに取り付けたインジェクター (DENSO, G4P) を用いて燃焼室内に燃料を噴射した．燃焼室は内径ϕ55 mm，高さ 15 mm の円筒形で，燃焼室の下部に直径ϕ75 mm，厚さ 40mm の合成石英ガラスを装着した (図 2-18)．筒内圧力信号は，ピエゾ式圧力ピックアップ (KISTLER, 6058A) によって取得した．シリンダの外周は断熱材 (ニチアス, No.8401) で覆われており，シリンダ周囲への放熱が抑制されている．

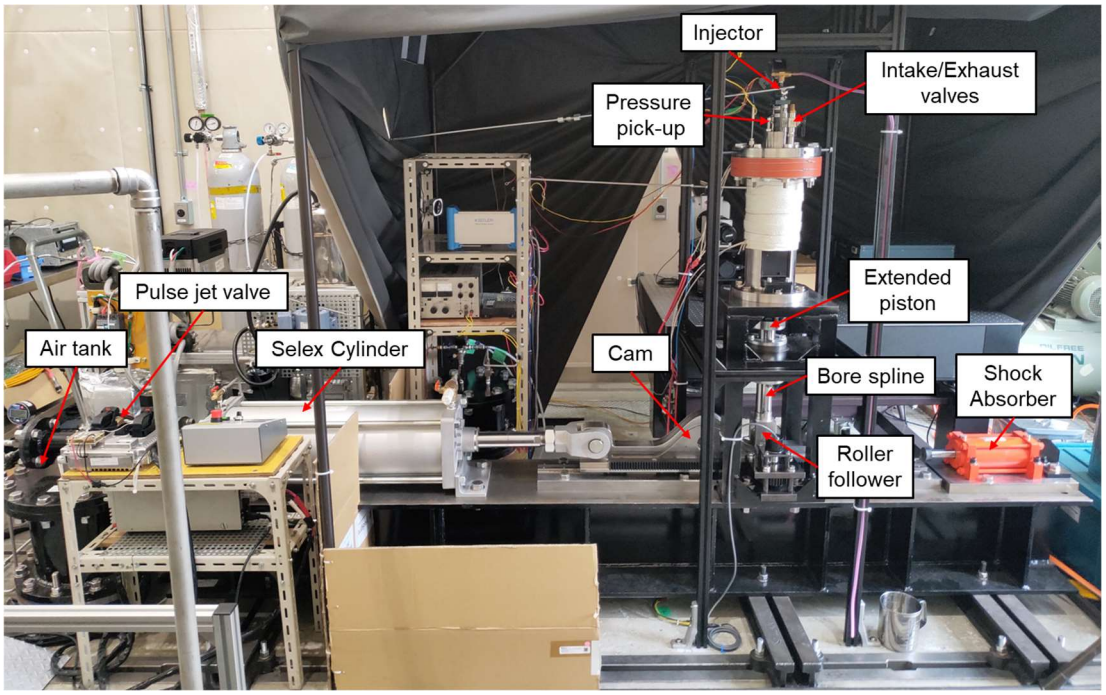


図 2-19 急速圧縮膨張装置の外観

(1) 急速圧縮膨張装置の主要諸元

表 2-3 に本装置の主要諸元を示す．

表 2-3 急速圧縮膨張装置の主要諸元

Bore and stroke	ϕ 100 × 100 mm
Displacement	785 cm^3
Compression ratio	16.7
Nozzle hole	ϕ 0.109 × 10 – 155°
Combustion cavity shape	Cylindrical

(2) カムのプロフィール

実際のエンジンのシリンダ内容積変化を正確に模擬するため，オフセットクランク機構を参考にしてカムのプロフィールを設計した．オフセットクランク機構を考慮した場合，上死点から任意のクランク角度θにおけるシリンダ内容積 V_i は次式で与えられる．

$$V_i = \frac{\pi}{4}D^2\left\{\sqrt{(l+r)^2 - e^2} - rcos\theta - \sqrt{l^2 - (rsin\theta - e)^2}\right\} + V_c \quad (2\text{-}1)$$

D: ボア直径 [m]

l: コネクティングロッド長さ [m]

r: クランク半径 [m]

e: オフセット幅 [m]

θ: クランク角度 [rad]

V_c : 隙間容積 [m^3]

i: クランク角度を表す添え字 [−]

カムのプロフィールを可能な限りシンプルにするため，本設計の場合，オフセット幅 e を 0，コネクティングロッド長さ l をクランク半径rの 3 倍とした．従って，下死点をゼロ基準としたピストンの縦変位 y_i は次式で与えられる．

$$y_i = -rcos\theta + \sqrt{9r^2 - (rsin\theta)^2} - 2r \quad (2\text{-}2)$$

上式中のクランク角度θをカムの横変位 x に変換するため，本設計の場合，1 rad に対応するカムの横変位を 50 mm とした．また，設計したピストンストローク 100 mm を代入すると，カムの任意の横変位 x における縦変位 y_i は次式で与えられる．

$$y_i = 50cos\left(\frac{x}{50}\right) + \sqrt{22500 - \left(50sin\left(\frac{x}{50}\right)\right)^2} - 100 \text{ [mm]} \quad (2\text{-}3)$$

図 2-20 に式 (2-3) によって得られたカムのプロフィールを示す.

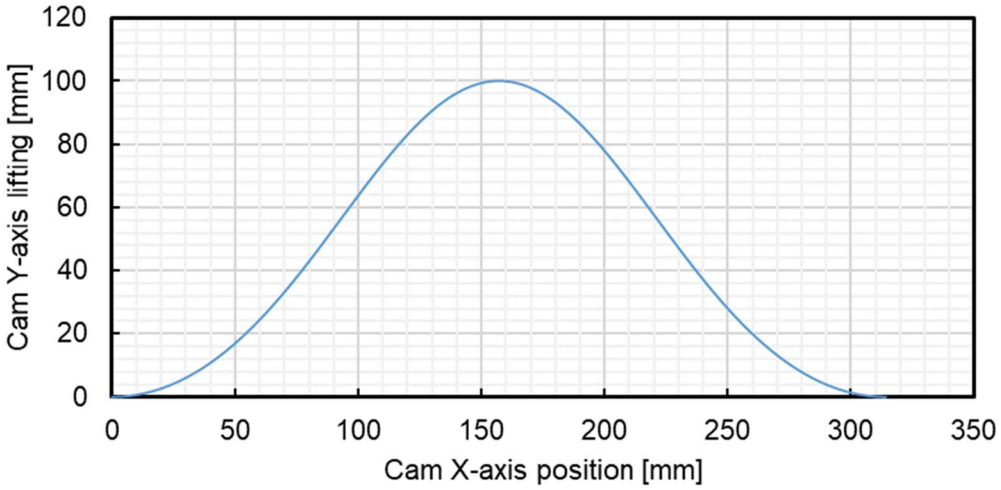


図 2-20 カムのプロフィール

2.2.2 吸排気系

急速圧縮膨張装置の実験で吸気 EGR を模擬するため，図 2-21 に示す吸気ガス混合タンクを製作した．実験を行う前にタンク内に空気 (Air) および窒素 (N_2) を一定の分圧で充填し，タンク内部に配置された攪拌ファンで混合することにより，実験条件に応じて指定した酸素濃度の吸気ガスを作った．空気および窒素の充填量は，吸気側に設けたデジタル圧力計 (長野計器, GC04-174 0~1 MPa) によって計測した．吸気ガス中の酸素濃度は, 図 2-22 に示す酸素濃度計 (Shimadzu, POT-101) で測定した. ゼロ点の校正には N_2 の高純度ガス (純度 99.99%以上) を使用し，スパン校正は大気で行った．混合した吸気ガスはシリンダヘッドに取り付けられたボールバルブ (Swagelok, SS-43GF4RT) を用いて手動でシリンダ内に導入され，吸気圧力はデジタル圧力計 (長野計器, GC04-174 0~0.3 MPa) によって計測した．実験後の排気は吸気の導入と同様にボールバルブ (Swagelok, SS-43GF4RT) を用いて大気開放にした. なお, 本実験で使用したデジタル圧力計は 0.001 MPa の精度で計測可能である.

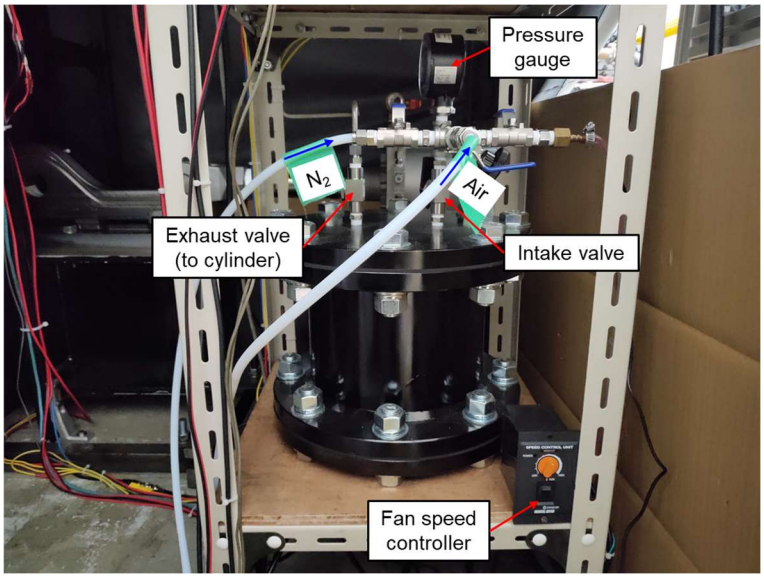


図 2-21 吸気ガス混合タンク

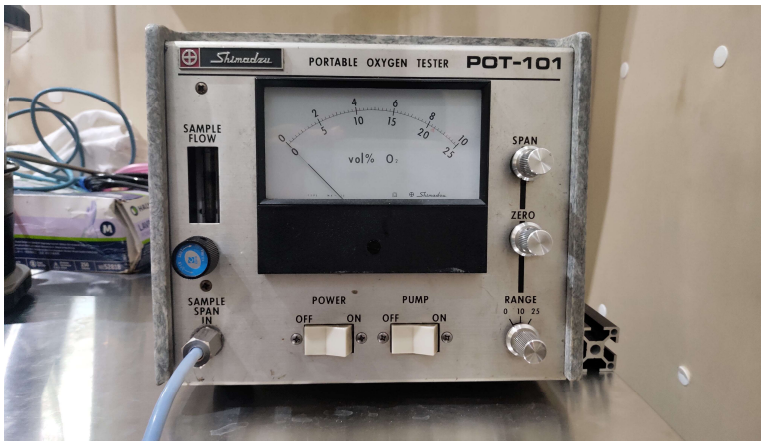


図 2-22 酸素濃度計 (Shimadzu, POT-101)

2.2.3 燃料噴射系

急速圧縮膨張装置の実験で用いた燃料噴射系には，2.3 節に述べた 200 MPa までの高圧噴射が可能なコモンレールシステム (FC design, Fi–CMR) および膨潤防止処理を施したコモンレールにより燃料噴射圧力を供給した．なお，燃料噴射時期および噴射時間の制御は，2.8.4 節に後述する燃料噴射コントローラを用いて行った．

2.2.4 制御系

図 2-23 に本実験で使用した燃料噴射コントローラを示す．本燃料噴射コントローラに

よって燃料噴射時間は 0.02 ms から 2 ms まで連続的に調節することにより設定することができる．また，燃料噴射時期はクランクアングルの検出により 0.5 °CA 刻みで噴射時期を設定することができ，最大 3 段噴射の噴射時期を独立に設定することができる．図 2-24 に示すように急速圧縮膨張装置側面に取り付けられたフォトインタラプタ (Omron, EE-SX970-C1) で圧縮開始のトリガー位置を，カムに連動されたインクリメンタル式ロータリーエンコーダ (Omron, E6C2-CWZ6C) によりカムの位置を計算し，実際のディーゼルエンジンに相当するクランク角度を求めた．高速ビデオカメラの撮影時期は，フォトインタラプタによりカムの下死点位置に配置された遮光ブロックが通過した時点で出力されたトリガ信号を高速度ビデオカメラに印加し，撮影開始のトリガとした．



図 2-23 燃料噴射コントローラ

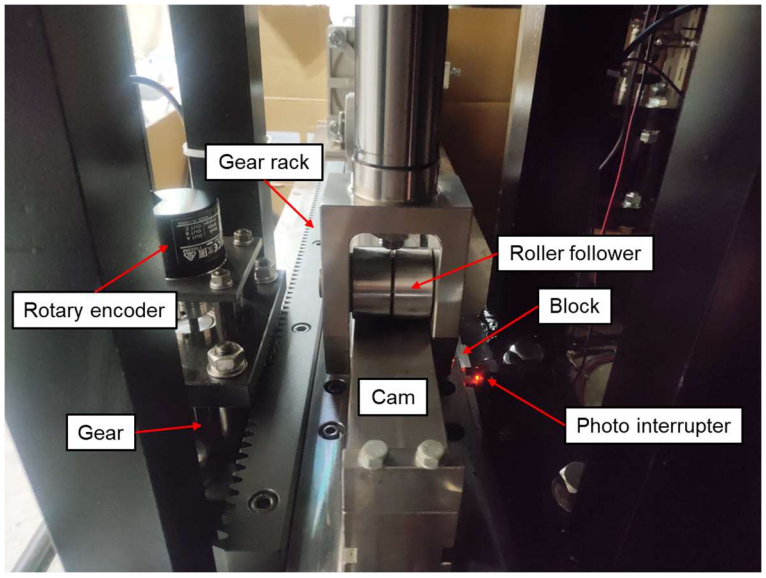


図 2-24 急速圧縮膨張装置のカム周辺

2.2.5 計測系

急速圧縮膨張装置のシリンダ内圧力信号は，ピエゾ式圧力ピックアップ (KISTLER, 6058A) によって検出し，チャージアンプ (KISTLER, type 5018) を介してアナログの電圧値に変更後，ロータリーエンコーダ (Omron, E6C2-CWZ6C) から出力される 0.5 °CA ごとのパルス信号およびフォトインタラプタ (Omron, EE-SX970-C1) からのトリガ信号とともに，A/D 変換器 (Interface CSI-320412) を通じてコンピュータにデジタル信号として記録した．サンプリング周期は 40000 Hz とした．計測系に用いられたセンサー類の性能データは表 2-4 に示す.

表 2-4 センサー類の性能データ

Sensor	Maker and type	Accuracy
In-cylinder pressure sensor	KISTLER, 6058A	200 ±50 °C, ≦±0.5% 23…350 °C, ≦±2%
Photo interrupter	Panasonic, PM-K45	≦80μs
Rotary encoder	Omron, E6C2-CWZ6C	Duty accuracy: ±0.1T Phase accuracy: ±0.07T

2.2.6 実験方法

本研究には，高速ビデオカメラを用いて直接撮影法により，ピストンが上死点近傍に到達した時点で急激な圧縮によって生じた高温高圧場に噴射して燃焼させた燃料噴霧火炎の輝炎の撮影を行った．さらに，直接撮影像に二色法[58]を適用し，火炎温度およびスス濃度とその光路長の積である KL 値を算出した．図 2-25 に直接撮影の光学系を示す．撮影には高速度ビデオカメラ (NAC, MEMRECAM GX-8) を用い，カメラレンズには焦点距離 105 mm の Micro-Nikkor (Nikon) を使用した．この際，撮影速度 20000 fps，露光時間 1.5 μs，画像サイズ 384×384 pixel，空間分解能 0.185 mm/pixel の条件で動画を取得した．被写界深度および輝度の飽和を考慮し，カメラレンズの F 値は 5.6 に設定した．

ディーゼル燃焼の高温酸化反応においては，波長 308nm 付近に OH ラジカルの化学種自発光が観測されることが知られている[59]．本研究では，燃焼室内の噴霧燃焼および燃焼室壁面へ衝突する際の噴霧燃焼特性を観察するため，OH ラジカルを主体とする紫外発光の撮影を行った．図 2-26 に紫外発光撮影における光学系を示す．透過中心波長 308 nm，半値幅 20 nm の光学干渉フィルタ (Invisible vision, 308nm Band-Pass Filter) を介して，

モノクロ高速度ビデオカメラ (NOBBYTECH, Phantom v1612)，イメージインテンシファイア (NAC, UVi) および UV レンズ (Nikon, UVNikkor 105 mm) から構成される撮影系により動画を取得した．撮影条件は，撮影速度 20000 fps，露光時間 49.47 μs，画像サイズ 384×384 pixel，空間分解能 0.196 mm/pixel とした．この際，カメラレンズの F 値を 8 とし，適切な輝度を得るため，イメージインテンシファイアの露光時間を 47 μs，ゲインを吸気酸素濃度条件に応じて設定した．

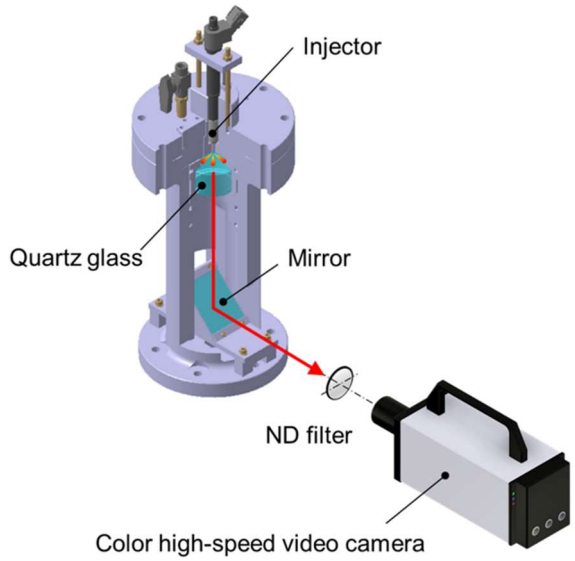


図 2-25 直接撮影の光学系

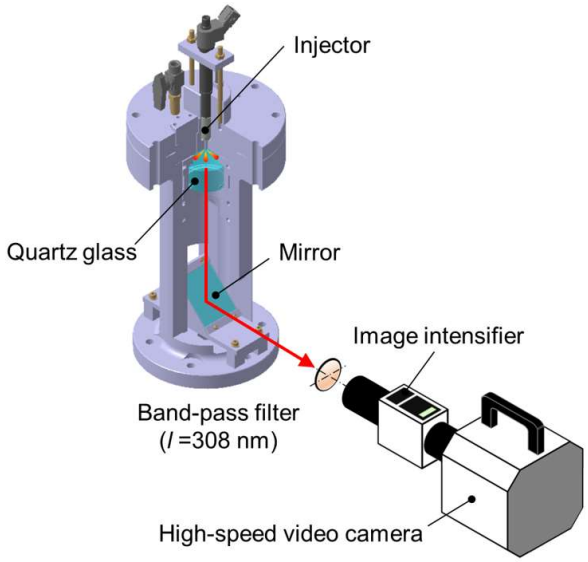


図 2-26 紫外発光撮影の光学系

第 3 章 GTL 燃料を用いた際のエンジン性能および噴霧燃焼特性

現時点で再生エネルギー由来のグリーン水素により FT 法で合成される e-fuel である FT 合成燃料の入手は難しいため，本研究では同じ FT 法で天然ガスから合成される GTL (Gas-To-Liquids) を用いた．e-fuel である FT 合成燃料と GTL は原料が異なるだけで製品のセタン価や蒸留特性，組成などの品質には差が無いため，e-fuel である FT 合成燃料の代替として用いることができる．

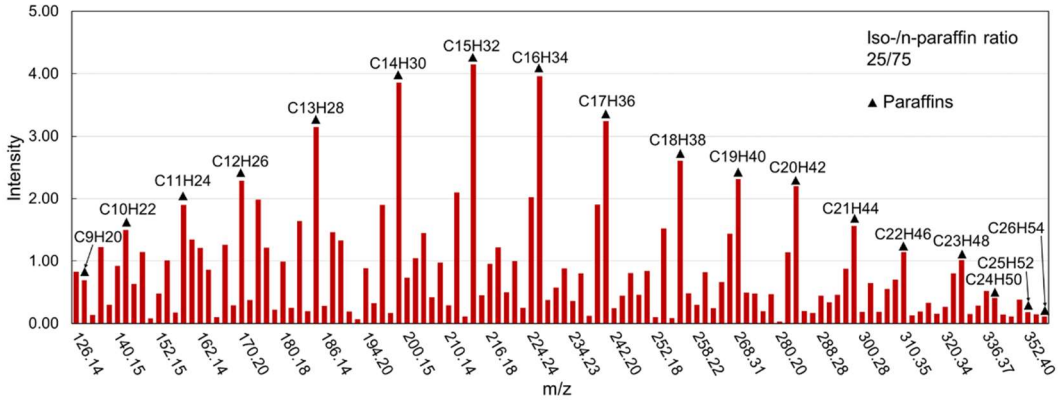
本章では，エンジン実験により GTL と軽油のエンジン性能 (熱効率関連因子およびエミッション性能) を評価し，さらに急速圧縮膨張装置を用いて燃焼室内の燃焼を直接撮影および紫外発光撮影の両手法を用いて評価した．

3.1 供試燃料

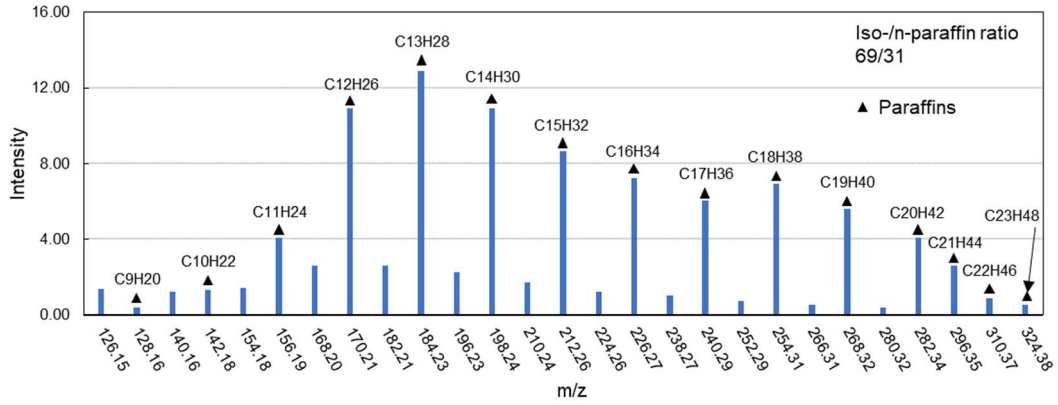
GTL はセタン価が高く，硫黄分を含まないという特徴があり，芳香族炭化水素をほとんど含まないため，従来の軽油と比較して発煙性が低い[14,15]．表 3-1 にエンジンおよび急速圧縮膨張装置実験で使用した JIS2 号軽油および GTL の燃料性状の比較を示す．図 3-1 に GC-MS 分析で測定した軽油および GTL の燃料組成. 分析結果により, 軽油と GTL の燃料組成に両燃料とも炭素数が C9 から C23 くらいの炭化水素が支配的であるが, GTL ではほとんどパラフィン系 (図 3-1 に▲で示す) で構成される．軽油の平均分子構造は $C_{17.4}H_{33.2}$，GTL は $C_{16.1}H_{33.9}$，両燃料には大きな差がない．

表 3-1 供試燃料の燃料性状

Test fuel	Unit	JIS No. 2 Diesel fuel	GTL
Cetane number	-	59.7	66.2
Density (15 °C)	g/cm^3	0.826	0.779
Kinematic viscosity (30 °C)	mm^2/s	3.842	3.230
Carbon content	w.%	86.2	85.0
Hydrogen content	w.%	13.8	15.1
Oxygen content	w.%	<0.1	<0.1
Stoichiometric air-fuel ratio	-	14.7	15.0
Sulfur content	w. ppm	6	<1
Aromatic content	w.%	18.5	0.30
Lower heating value	MJ/kg	43.3	43.5



(a) JIS No. 2 Diesel fuel



(b) GTL

図 3-1 軽油および GTL の燃料組成 (GC-MS 分析結果)

3.2 GTL を使用した際のエンジン性能およびエミッション特性 (エンジン実験)

3.2.1 実験条件

エンジン実験では，EGR 条件下における軽油に対して GTL を使用する際のディーゼルエンジン性能およびエミッション特性を評価するため，すべて供試燃料に対してメイン噴射による投入熱量を維持して機関負荷を図示平均有効圧力 (Indicated Mean Effective Pressure, IMEP) 900 kPa 一定に保ち吸気酸素濃度 21 vol.%から 11 vol.%まで変更した実験を実施した (表 3-2)．さらに吸気酸素濃度を 14 vol.%一定に保ちメイン噴射による投入熱量を変更することで機関負荷を 300 kPa から 900 kPa まで変更した実験を実施した (表 3-3)．吸気圧力は機関負荷条件に応じて設定した．いずれの実験条件もエンジン回転速度を 1600 rpm，吸気温度を 30 ℃とし，燃料噴射開始指示時期はパイロット噴射を-10.5 °CA ATDC 一定に保ち，メイン噴射は着火タイミングが常に上死点で生じるように逐次調整した．

表 3-2 吸気酸素濃度変更実験のエンジン運転条件

Engine speed	1600 rpm
Engine load (IMEP)	900 kPa
Intake pressure (abs.)	140 kPa
Intake temperature	30 °C
Fuel injection pressure	150 MPa
Indicated injection timing	Polit: -10.5°CA ATDC Main: Variable for TDC ignition
Input energy	Polit: 75 J/cycle Main: Variable for IMEP
Intake oxygen concentration	21 ~ 11 vol.%
Coolant temperature	80 °C

表 3-3 機関負荷変更実験のエンジン運転条件

Engine speed	1600 rpm				
Engine load (IMEP)	300 kPa	450 kPa	600 kPa	750 kPa	900 kPa
Intake pressure (abs.)	101 kPa	110 kPa	120 kPa	130 kPa	140 kPa
Intake temperature	30 °C				
Fuel injection pressure	150 MPa				
Indicated injection timing	Polit: -10.5°CA ATDC Main: Variable for TDC ignition				
Input energy	Polit: 75 J/cycle Main: Variable for IMEP				
Intake oxygen concentration	14 vol.%				
Coolant temperature	80 °C				

3.2.2 吸気酸素濃度がエンジン性能に与える影響

図 3-2 に IMEP 900 kPa の機関負荷条件で，クールド EGR により吸気酸素濃度 (Intake oxygen concentration, O_{2in}) を変化させた際の軽油および GTL の熱効率関連因子 (グロス図示熱効率 Gross indicated thermal efficiency，等容度 Degree of constant volume，燃焼効率 Combustion efficiency，冷却損失 Cooling loss，および排気損失 Exhaust loss) を示す．軽油および GTL の両燃料とも吸気酸素濃度の低下に伴い燃焼温度が低下するため冷却損失が低減し，図示熱効率は吸気酸素濃度 14 vol.%付近で最大となるが，さらに吸気酸素濃度を低下させると燃焼効率が著しく悪化するため，図示熱効率は低下する．発熱の等容度は，セタン価が低い軽油で燃焼の予混合化が進行するため GTL よりわずかに向上す

る．また，排気損失は両燃料に顕著な差はないが，燃焼の予混合化により軽油では上死点近傍で急峻な燃焼が生じて冷却損失が増大するため，GTL と比較して軽油の図示熱効率はわずかに低下する．

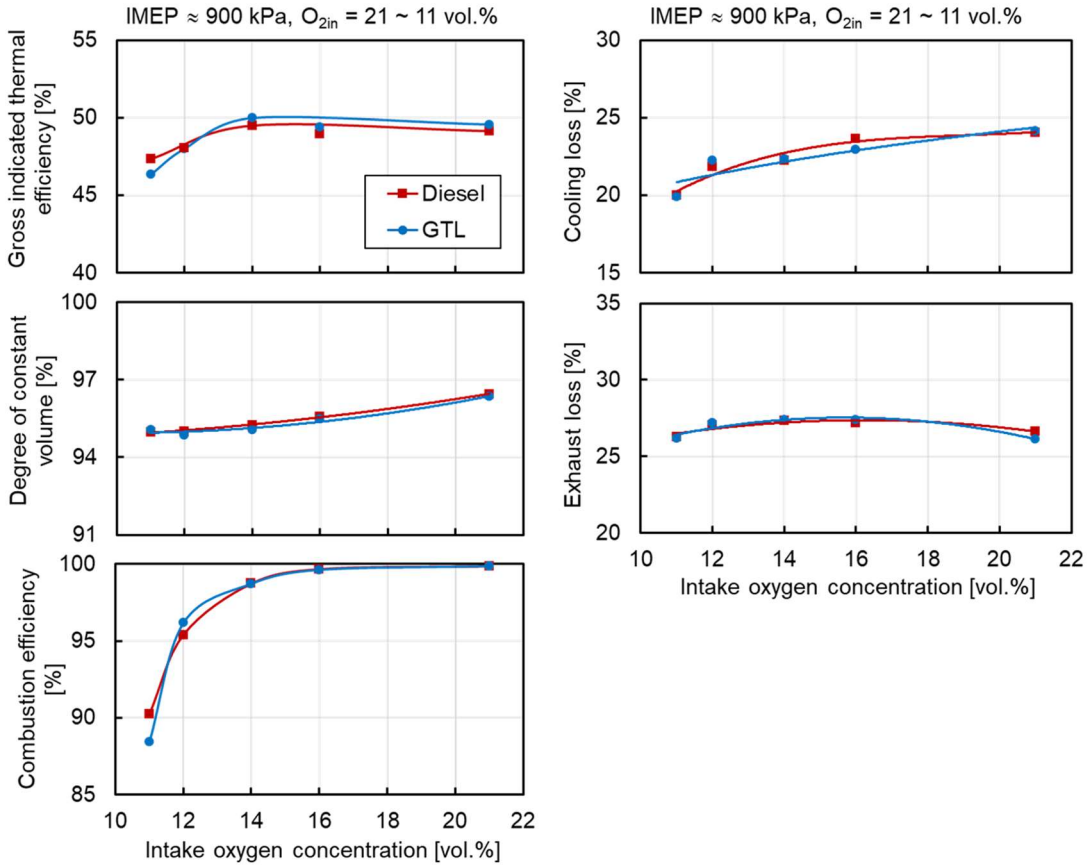


図 3-2 軽油および GTL の熱効率関連因子 (パラメータ：吸気酸素濃度)

図 3-3 に吸気酸素濃度 16, 14, 12 vol.% 条件における軽油および GTL の筒内圧力履歴 (In-cylinder pressure)，熱発生率 (Rate of heat release, ROHR) および筒内平均ガス温度 (In-cylinder mean gas temperature) を示す．クールド EGR による吸気酸素濃度の低下に伴い両燃料とも拡散燃焼が主体の典型的なディーゼル燃焼形態から予混合化ディーゼル燃焼形態に変わる．セタン価が低い軽油では噴霧の予混合化が進行し上死点近傍で燃焼が急峻になり，すべての吸気酸素濃度条件において上死点近傍で熱発生率のピーク値は高く，筒内平均ガス温度も GTL と比べてわずかに上昇する．なお，吸気酸素濃度条件が低い場合，クールド EGR により吸気ガス中の CO_2 濃度が上昇するため，作動ガスの比熱比が低下し，燃料に関わらず筒内圧力が低下する．

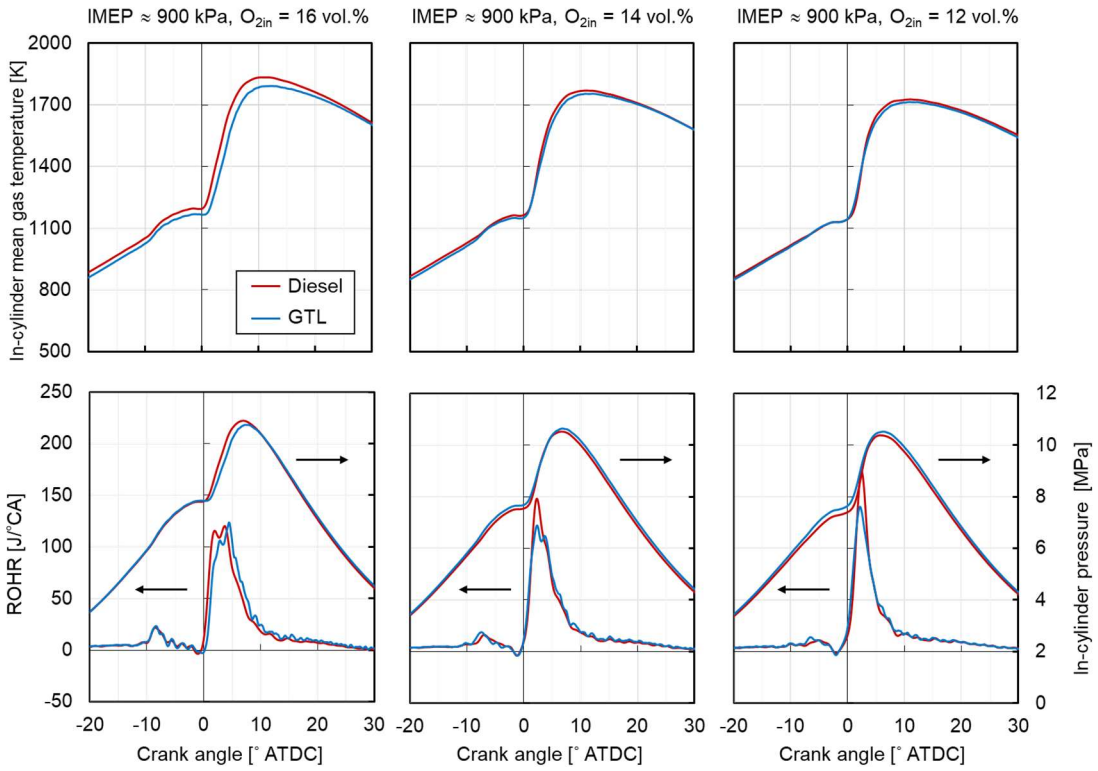


図 3-3 軽油および GTL の筒内平均温度，圧力履歴および熱発生率
(吸気酸素濃度 16, 14, 12 vol.%)

図 3-4 に燃焼解析に用いた燃焼重心 (CA50) および燃焼期間 (CA10-90) の定義を示す．メイン噴射でシリンダ内に投入した燃料の燃焼による総発熱量の 50%のクランク角度位置を燃焼重心 (CA50) と記載し，総発熱量の 10% (CA10) から 90% (CA90) まで発熱する期間を燃焼期間 (Combustion duration) と定義した．

図 3-5 に各吸気酸素濃度における軽油および GTL の燃焼重心 (CA50) および燃焼期間 (CA10-90) を示す．21 vol.%および 16 vol.%の高吸気酸素濃度条件において GTL の燃焼重心の方が遅角しており，拡散燃焼が支配的な燃焼形態であることを示す．それに対して 14 vol.% から 11 vol.%までの中・低吸気酸素濃度条件では，着火遅れの長期化により両燃料とも燃料噴霧の予混合化が進行する予混合燃焼が主体の燃焼形態となり燃焼重心が進角し，燃料による燃焼重心の差異が小さくなる．

一方，燃焼期間については，吸気酸素濃度 21 vol.%から 12 vol.%では，吸気酸素濃度の低下に伴い後燃え期間が伸張し燃焼期間は長期化するが，12 vol.% 以下では予混合燃焼が主体の燃焼形態となるため両燃料とも燃焼期間が短縮する．また，拡散燃焼が優位となるために GTL はすべての吸気酸素濃度条件において燃焼期間がさらに長期化する．

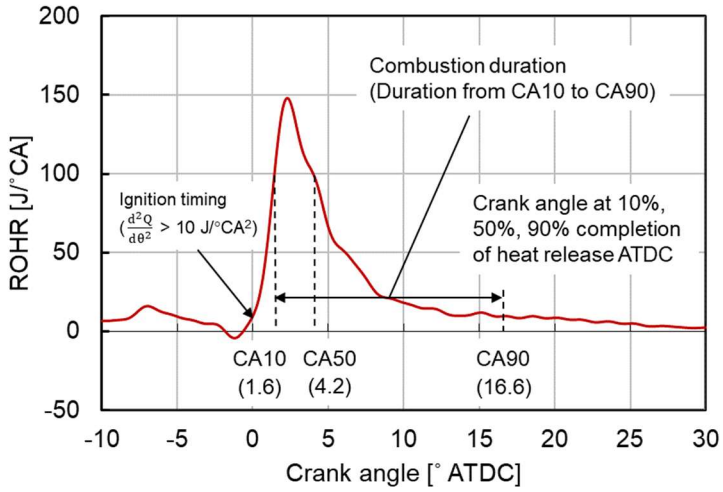


図 3-4 燃焼重心 (CA50) および燃焼期間 (CA10-90) の定義

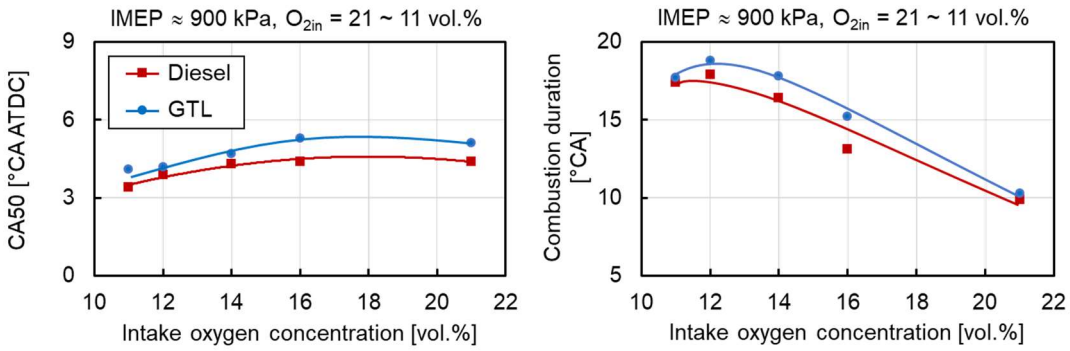


図 3-5 軽油および GTL の燃焼重心および燃焼期間 (パラメータ：吸気酸素濃度)

図 3-6 に軽油および GTL を用いた際の排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC，窒素酸化物 NOx，および黒煙 Smoke) を吸気酸素濃度に対して示す．CO および THC の排出は吸気酸素濃度の低下に伴い排出が増加しており，特に吸気酸素濃度 14 vol.%以下では酸素が不足する高当量比領域が広がり，噴霧燃焼が悪化したため未燃成分の排出が増加する．NOx の排出は燃焼温度に支配され，吸気酸素濃度 21 vol.%において軽油では上死点近傍での急峻な予混合燃焼により燃焼温度が GTL に比べて上昇するため NOx の排出増加がみられるが，EGR による吸気酸素濃度の低下に伴い燃焼が低温化するため NOx の排出は顕著に減少し，特に吸気酸素濃度が 14 vol.%以下では 60 ppm 以下となり，燃料による顕著な差異がない．低吸気酸素濃度条件においてすすの酸化が抑えられるために Smoke は吸気酸素濃度が低下に伴い両燃料とも増加するが，すべての

吸気酸素濃度条件において GTL の Smoke 排出は軽油の実験結果を下回る．これは GTL 中に芳香族炭化水素をほとんど含まないため，すすの生成が抑制されたためである．

以上より，GTL を使用すると燃焼効率が向上し冷却損失が低減するため通常の軽油と比較してわずかに図示熱効率が向上し，低酸素運転条件では Smoke の排出低減が期待できる．

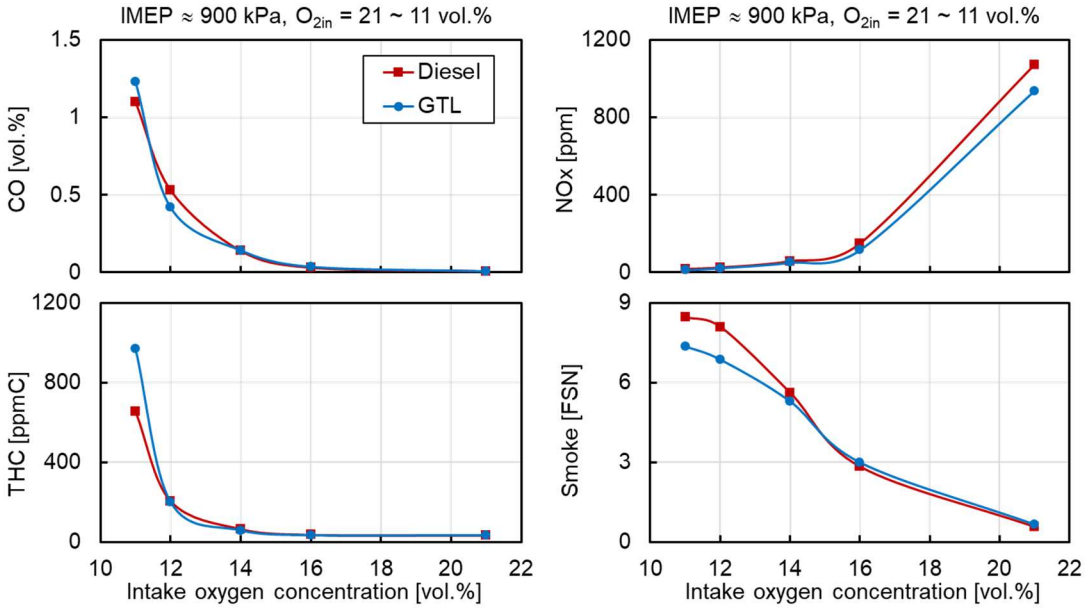


図 3-6 軽油および GTL の排気エミッション (パラメータ：吸気酸素濃度)

3.2.3 機関負荷がエンジン性能に与える影響

図 3-7 に吸気酸素濃度 14 vol.%における機関負荷を変更した際の軽油および GTL の熱効率関連因子 (グロス図示熱効率 Gross indicated thermal efficiency，等容度 Degree of constant volume，燃焼効率 Combustion efficiency，冷却損失 Cooling loss，および排気損失 Exhaust loss) を示す．IMEP 900 kPa では GTL の図示熱効率はわずかに高いが，機関負荷の低下に伴い両燃料の冷却損失の差が小さくなるため，IMEP 750 kPa 以下の中・低負荷条件における図示熱効率は同等となる．一方，燃焼効率は両燃料とも IMEP 600 kPa 以下で悪化し，これは低負荷条件において噴霧が過度に希薄化し未燃成分の排出が増加したためであると考えられる．そのため，機関負荷の低下に伴い両燃料とも燃焼期間が短縮し (図 3-8) 等容度が高い燃焼形態に変わるが，IMEP 750 kPa 以下では燃料によらず図示熱効率は低下する．なお，排気損失は機関負荷条件に関わらず燃料間に顕著な差異がない．

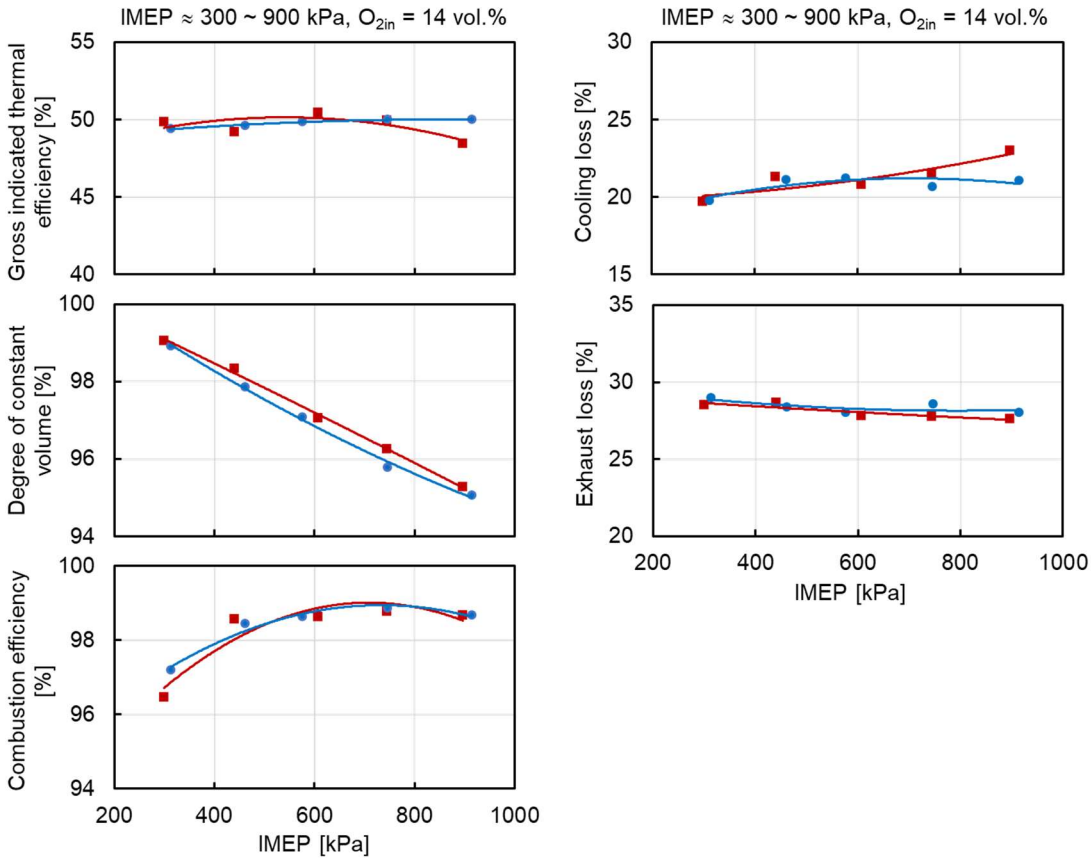


図 3-7 軽油および GTL の熱効率関連因子 (パラメータ：機関負荷)

図 3-8 に吸気酸素濃度 14 vol.%における機関負荷を変更した際の軽油および GTL の燃焼重心 (CA50) および燃焼期間 (CA10-90) を示す. 機関負荷の低下に伴い両燃料とも燃焼重心が進角し，燃焼期間も単調に短縮する．IMEP 900 kPa および 750 kPa の中・高負荷条件において GTL はセタン価が高く拡散燃焼が主体となるため燃焼重心が軽油に比べて遅角し，燃焼期間も長期化する．一方，IMEP 600 kPa およびその以下の中・低負荷条件では燃料噴射期間が十分に短いため，燃焼重心および燃焼期間に関して燃料間の差異は小さい.

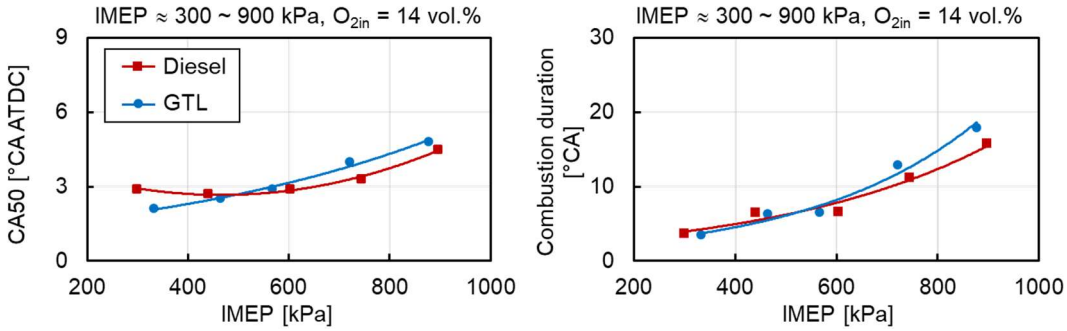


図 3-8 軽油および GTL の燃焼重心および燃焼期間 (パラメータ：機関負荷)

図 3-9 に吸気酸素濃度 14 vol.%における機関負荷を変更した際の軽油および GTL の排気エミッション (一酸化炭素 CO，未燃炭化水素 THC，窒素酸化物 NOx，および黒煙 Smoke) を示す．CO の排出に燃料間に顕著な差はみられないが，高負荷と低負荷条件において排出が増加する．高負荷条件における排出の増加は機関負荷に対して EGR 率が高く当量比が増加したためであり，低機関負荷条件では燃料噴霧の過度な希薄化により燃焼が緩慢化したためであると考えられる．THC の排出も燃料による顕著な差はみられない．低負荷条件での THC 増加は燃料噴霧の過度な希薄化によるものである．NOx の排出は機関負荷の低下に伴い単調に減少し，予混合化がさらに進行する軽油ではすべての機関負荷条件で GTL の NOx 排出を上回るが，EGR による燃焼の低温化により NOx の排出は概ね 50 ppm 以下まで抑制される．Smoke の排出は，芳香族炭化水素をほぼ含まない GTL で軽油の排出を下回るが，機関負荷の低下に伴い排出も少なくなる．

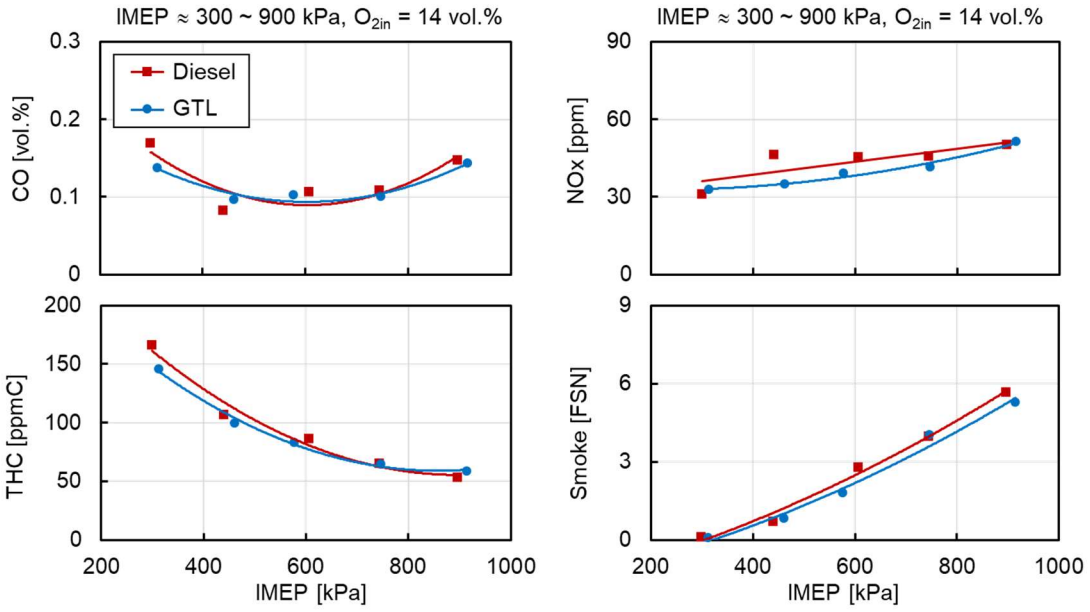


図 3-9 軽油および GTL の排出エミッション (パラメータ：機関負荷)

3.3 急速圧縮膨張装置における GTL の燃焼特性の画像解析 (RCEM 実験)

3.3.1 実験条件

急速圧縮膨張装置における実験条件を表 3-4 に示す. 相当エンジン回転数 (Equivalent engine speed) はピストンが下死点 (BDC) から上死点 (TDC) までの圧縮行程の継続時間を測定して算出した. 実験は軽油および GTL の両燃料を使用し, 相当エンジン回転数を 1030 rpm，吸気酸素濃度を 16 vol.% 一定とし，エンジン実験の上死点付近での雰囲気密度に合わせるように吸気圧力 (ピストン下死点における初期シリンダ内圧力) を 160 kPa とした. 図 2-24 に示すように急速圧縮膨張装置の側面にインクリメンタル式ロータリーエンコーダが取り付けられており, 出力されたパルス信号からカムの位置を計測し, 実際のディーゼルエンジンに相当するクランク角度を求めている.

燃料噴射はパイロット・メインの二段噴射とし，パイロット噴射の噴射開始指示時期を-7 °CA ATDC に設定し，投入熱量が 50 J/cycle となるよう各燃料での噴射期間を調整した．また，メイン噴射の噴射開始指示時期を-4°CA ATDC に設定し，投入熱量が 900 J/cycle となるよう各燃料での噴射期間を調整した．二段噴射での総投入熱量は IMEP 750 kPa の機関負荷条件に相当する．燃料の低位発熱量と密度が異なる (表 3-1) ため，軽油および GTL を用いた際の噴射期間が違うが，シリンダ内の総当量比はほぼ同等 (軽油: 0.54，GTL: 0.55) である．なお，構造上の安全性を確保するため，燃料噴射圧力はエンジン実験よりも低い 75 MPa とした.

表 3-4 急速圧縮膨張装置における実験条件

Test fuel	Diesel	GTL
Equivalent engine speed	1030 rpm	
Intake oxygen concentration	16 vol.%	
Intake pressure (abs.)	160 kPa	
Intake temperature	38 °C	
Fuel injection pressure	75 MPa	
Injection signal timing	Polit: -7 °CA ATDC Main: -4 °CA ATDC	
Input energy, E_{in}	Polit: 50 J/cycle Main: 900 J/cycle	
Injection duration	Polit: 0.090 ms Main: 0.455 ms	Polit: 0.085 ms Main: 0.460 ms
Total equivalence ratio	0.54	0.55

3.3.2 筒内圧力および熱発生率履歴

図 3-10 に急速圧縮膨張装置を用いて取得した軽油および GTL の筒内圧力履歴 (In-cylinder pressure) および熱発生率 (ROHR) を示す．パイロット噴射の噴射開始指示時期が両燃料とも共通であるが，セタン価の高い GTL がより早い熱発生率の立ち上り時期を呈する．また，セタン価の低下による着火遅れの延長により軽油燃料噴霧の予混合化が進行するため，軽油では上死点近傍で急峻な熱発生率ピークを示している．なお，GTL の単位体積当たりの低位発熱量が軽油に比べて若干低いため噴射期間をわずかに延長するが，燃料噴射終了後に後燃えによる熱発生率は軽油と同様の傾向がみられる．

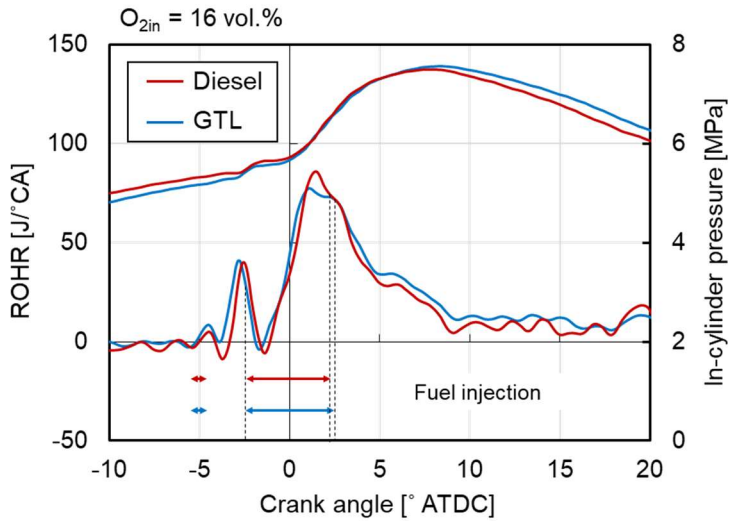


図 3-10 軽油および GTL の筒内圧力履歴および熱発生率 (実験条件：表 3-4 参照)

3.3.3 撮影画像解析方法

噴霧燃焼過程およびすすの生成・酸化について，空間的差異および時間的変化を詳細に考察するため，図 3-11 (a) に示す半径方向のラジアル解析 (Radial analysis) および (b) に示す円周方向のセクター解析 (Sector analysis) の 2 つの解析方法を導入し，噴霧燃焼の紫外発光および二色法による kL 値について画像解析をした．ラジアル解析では，撮影画像を噴射ノズル中心からの距離 (Distance from nozzle) に応じて半径方向幅 1 ピクセルの環状領域に分割して半径ごとに周方向に積算して平均値を求め，それをクランク角度ごとのすべての画像に対して平均紫外発光輝度 (Average UV luminosity) および kL 値 (kL valve) を算出した．また，セクター分析では，噴射ノズルの中心軸を原点とし図に示す 1/4 の扇形領域を中心角 (Sector angle) 1° ごとに分割して噴射ノズル中心から 15mm

から 27.5mm の範囲で半径方向に積算し，クランク角度に対して各角度範囲での平均紫外発光輝度および kL 値を算出した．

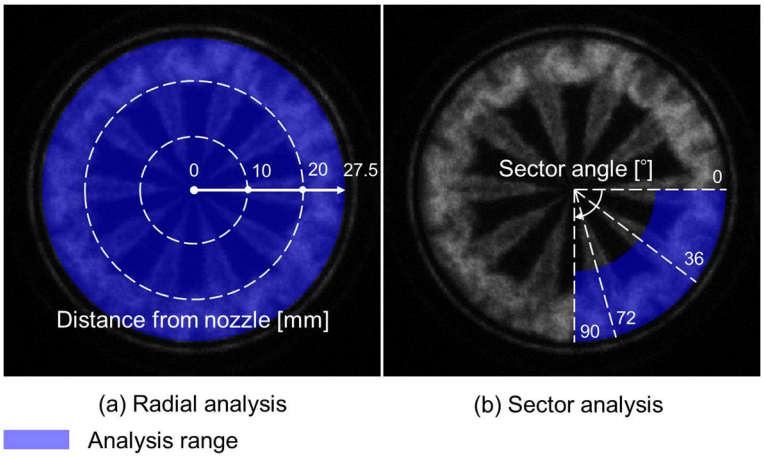


図 3-11 撮影画像解析方法イメージ

3.3.4 OH ラジカル発光解析

図 3-12 に各クランク角度における軽油および GTL の噴霧燃焼の紫外発光撮影画像を示す．2.2.6 節に述べたように，適切な輝度を得るため，イメージインテンシファイアのゲイン (Gain of the image intensifier) を 52 と設定して撮影を行った．

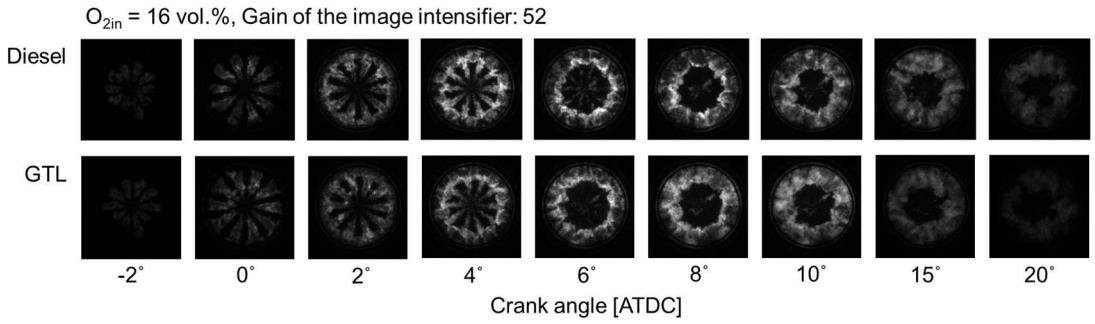


図 3-12 軽油および GTL の噴霧燃焼の紫外発光撮影画像 (実験条件：表 3-4 参照)

図 3-13 は，図 3-12 に示した軽油および GTL の噴霧燃焼の OH ラジカルを主体とする紫外発光画像の左下 4 分の 1 の領域をクランク角度ごとに RGB 画像[60]に変換したものである．両燃料には大きな差異がみられないが，セタン価の低い軽油では 0°CA ATDC において燃焼室壁面近傍における噴霧燃焼が GTL よりわずかに遅延する．軽油燃料噴霧

は燃焼室壁面近傍に蓄積され，2°CA ATDC で急激な予混合的な燃焼が生じて強い OH ラジカル発光が観測される．図 3-10 においても軽油の熱発生率が上死点近傍で急峻なピークを示しており，セタン価による着火遅れの差異が噴霧の燃焼形態に影響を与えることが急速圧縮膨張装置の OH ラジカル発光画像と熱発生率の両面から明らかとなった．6° CA ATDC から 10° CA ATDC においては燃焼室壁面に当たった燃料噴霧同士が衝突後に巻き上がり，両燃料とも燃焼室中心に近い領域で強い OH ラジカル発光がみられる．15° CA ATDC 以後においては GTL の OH ラジカル発光が軽油に比べて早く消失しており，燃料の動粘度[61]や蒸留性状の影響によって GTL 燃料噴霧の空気との混合が促進されたためと考えられる．

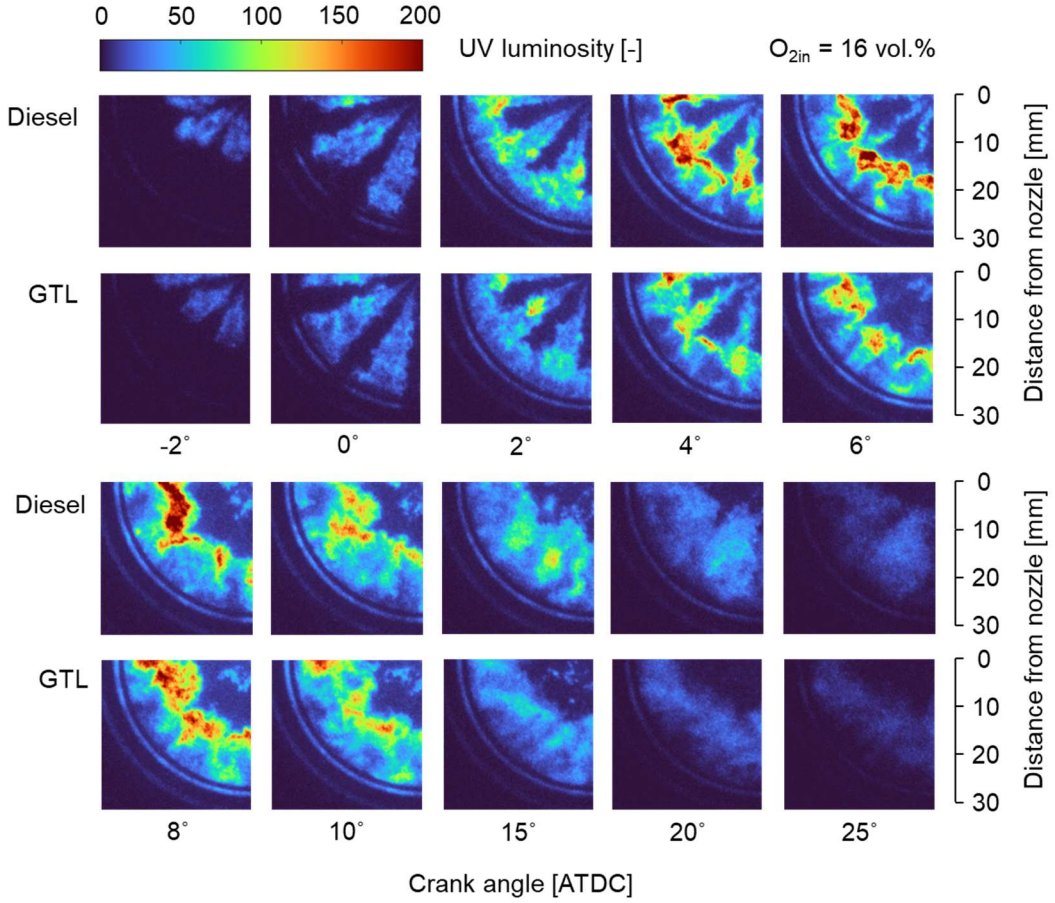


図 3-13 軽油および GTL の噴霧燃焼における紫外発光撮影画像 (RGB 画像)

3.3.3 節に記述したラジアル解析 (Radial analysis) の結果を図 3-14 に示す．図 3-14 の縦軸は図 3-11 (a) の噴射ノズル中心からの距離 (Distance from nozzle) を示す．両燃料に顕著な差はみられないが，0° CA ATDC から 5° CA ATDC において燃焼室壁近傍 (Areas

close to wall, 図中の赤枠) に低輝度領域がみられ，これは燃料噴射時の噴霧が燃焼室壁面への衝突や噴霧間干渉により燃焼室壁近傍に燃料過濃領域が形成され酸素供給が不足となっており，燃料噴霧の高温酸化が抑制されたためであると考えられる．一方，3° CA ATDC から 11° CA ATDC においては噴射ノズルから 16 mm から 22 mm の領域で高輝度領域 (Areas of high UV luminosity, 図中のシアン色の枠) がみられる．これは燃料噴霧が壁面衝突後の巻き上がり，未燃燃料が燃焼室中心近くに残存する酸素と反応して燃焼が活発となり高輝度の OH ラジカル発光が観察されるためであると考えられる．なお，図 3-14 の 3° CA ATDC から 11° CA ATDC における噴霧燃焼が図 3-10 に示した噴射終了後の後燃え期間に対応しており，噴射終了後に未燃燃料が燃焼室壁付近の過濃領域から燃焼室中心近くの酸素が残存する領域に巻き上がって酸素と十分に混合することにより顕著な後燃えが生じる．

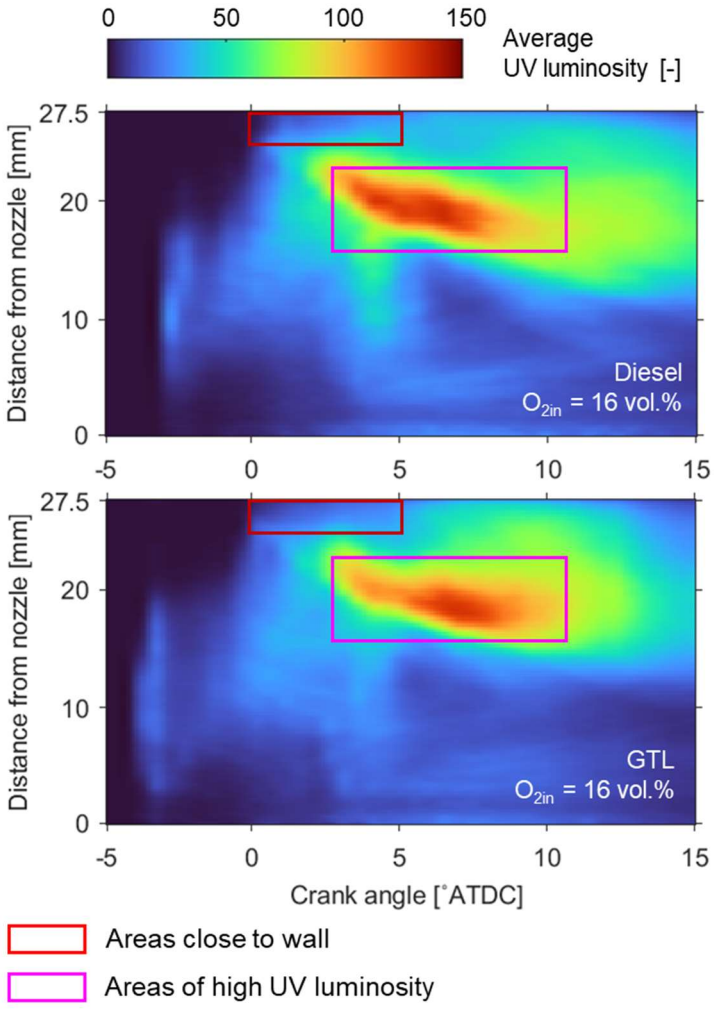


図 3-14 軽油および GTL のラジアル解析 (Radial analysis) による
半径方向の紫外発光平均輝度分布

図 3-15 に 3.3.3 節に記述したセクター解析 (Sector analysis) の結果を示す. 縦軸は図 3-11 の右図中のセクター角度 (Sector angle) に対応する. 噴霧中心軸 (Spray central axis) は赤い鎖線で示す. セクター角度に対する紫外発光平均輝度の分布に燃料による差はみられないが, 噴霧間干渉が生じる領域 (Areas of spray-to-spray interaction, 図中のシアン色の枠) において 0° CA ATDC から 2.5° CA ATDC の噴射継続時間中で両燃料とも低紫外発光輝度を示しており, 燃料によらず噴霧間干渉領域での噴霧燃焼が抑制されたことを示している.

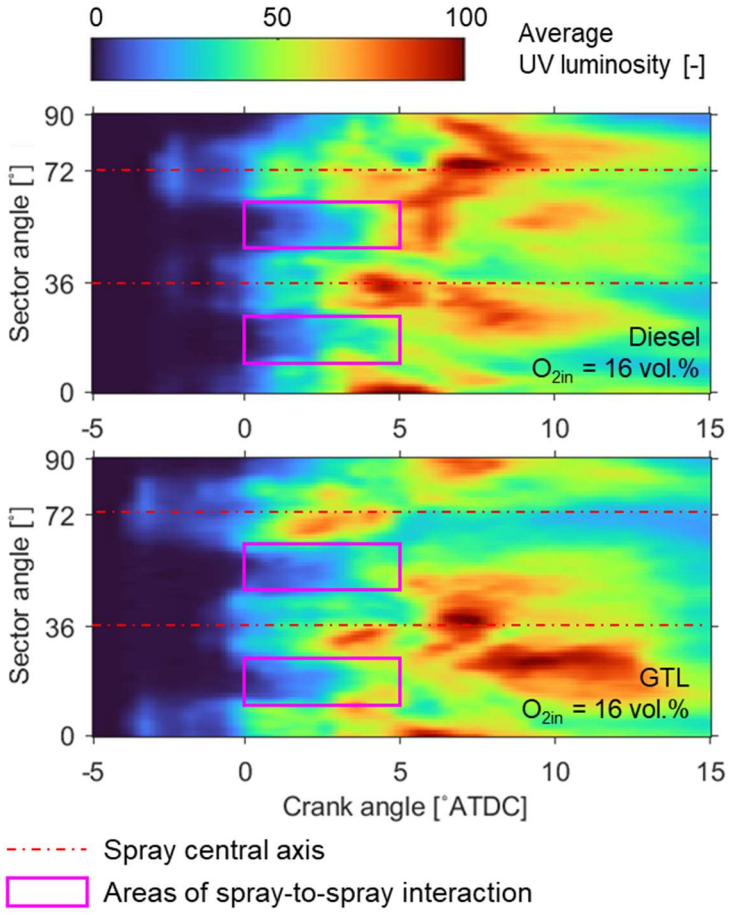


図 3-15 軽油および GTL のセクター解析 (Sector analysis) による
0°から 90°中心角範囲での紫外発光平均輝度分布

3.3.5 二色法による kL 値解析

図 3-16 に軽油および GTL の噴霧燃焼の直接撮影画像を示す. 2.2.6 節に述べたように, 適切な輝度を得るため透過率 50%の ND フィルタを用いて撮影を行った.

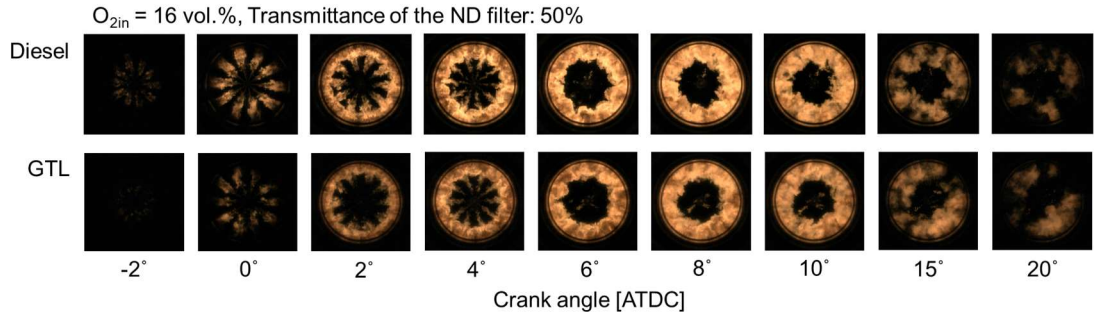


図 3-16 軽油および GTL の噴霧燃焼の直接撮影画像 (実験条件：表 3-4 参照)

図 3-17 に，図 3-16 の直接撮影法画像を二色法で解析した kL 値分布の時間経過 (クランク角度) を示す．軽油の方が kL 値の検出が早期化しており，燃料組成中に含まれる不飽和結合を多くもつ芳香族炭化水素の相互結合により，すすの前駆物質と考えられる多環芳香族炭化水素[62] (polycyclic aromatic hydrocarbon, PAH) が燃焼の初期から生成し燃焼過程ですすを発生しやすいことが原因であると考えられる．

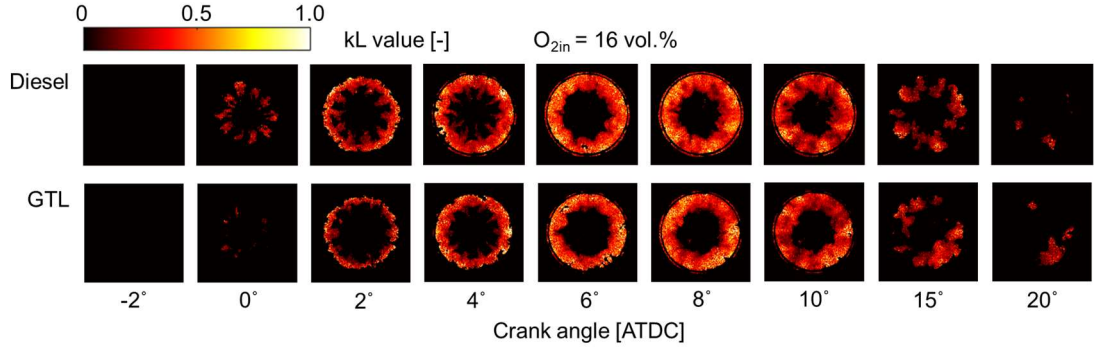


図 3-17 軽油および GTL の二色法を用いて解析した燃焼室内の kL 値分布

図 3-18 に燃焼室での kL 値の積算値をクランク角度に対して示す．kL 値はすすの濃度に比例するため，積算 kL 値で燃焼過程における燃焼室でのすすの総量を定量的に評価できる．GTL の積算 kL 値がほぼ全燃焼過程において軽油を下回っており， GTL を使用すると軽油よりも燃焼過程におけるすすの生成が抑制されることが分かる．なお，15° CA ATDC 以降においては GTL の積算 kL 値の減少が遅くなり，軽油が GTL の kL 値を上回るが，これは GTL の発熱の等容度が低いため筒内平均温度が軽油に比べ低下しすすの酸化が若干緩慢になると考えられる．

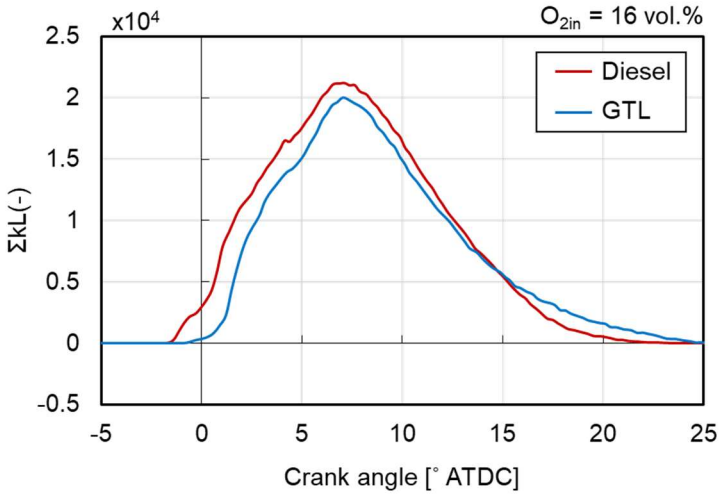


図 3-18 軽油および GTL の二色法を用いて解析した積算 kL 値

燃焼過程において燃焼室でのすすの分布について考察するため，3.3.3 節に記述したラジアル解析 (Radial analysis) およびセクター解析 (Sector analysis) を用い，軽油および GTL の半径方向の平均 kL 値分布を図 3-19 に，また，0°から 90°の中心角範囲での平均 KL 値分布を図 3-20 にクランク角度に対してそれぞれ示す．燃料によらず 5° CA ATDC から 10° CA ATDC において噴射ノズル中心からの距離が 20 mm から 27.5mm の燃焼室壁面近傍 (Areas close to wall, 図 3-19 中のシアン色の枠)，また噴霧中心軸 (Spray central axis, 図 3-20 中の白い鎖線) 間の噴霧間干渉領域で高 kL 値がみられる．これは噴霧が燃焼室壁面への衝突や噴霧間干渉により局所的に当量比の大きく燃料過濃領域が形成されすすが生成するためである．

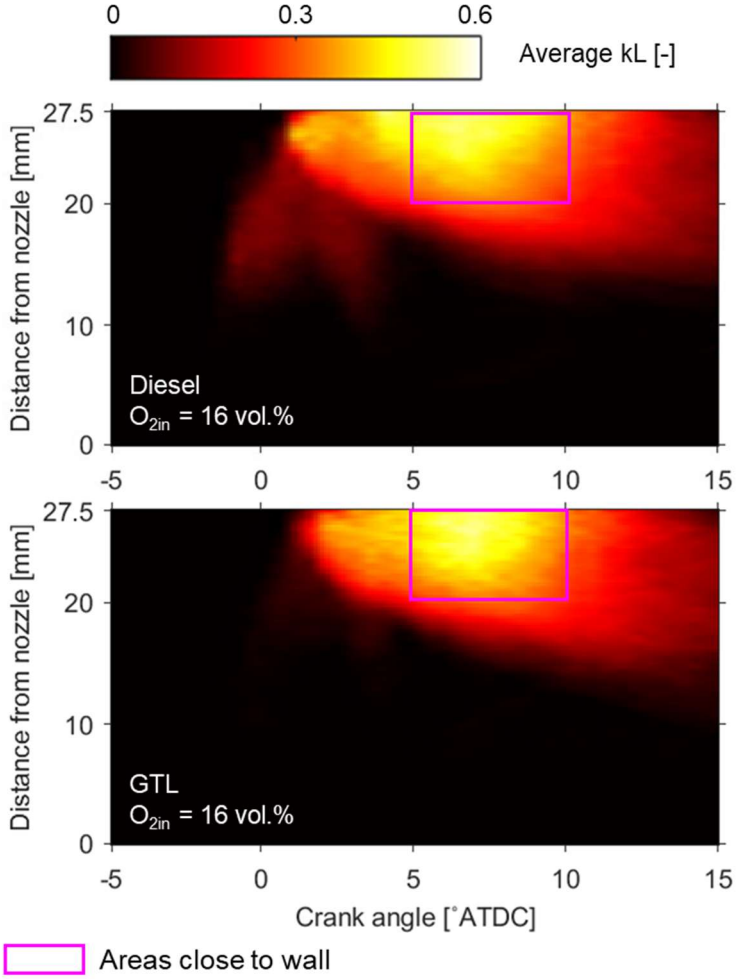


図 3-19 軽油および GTL のラジアル解析 (Radial analysis) による
半径方向の平均 kL 値分布

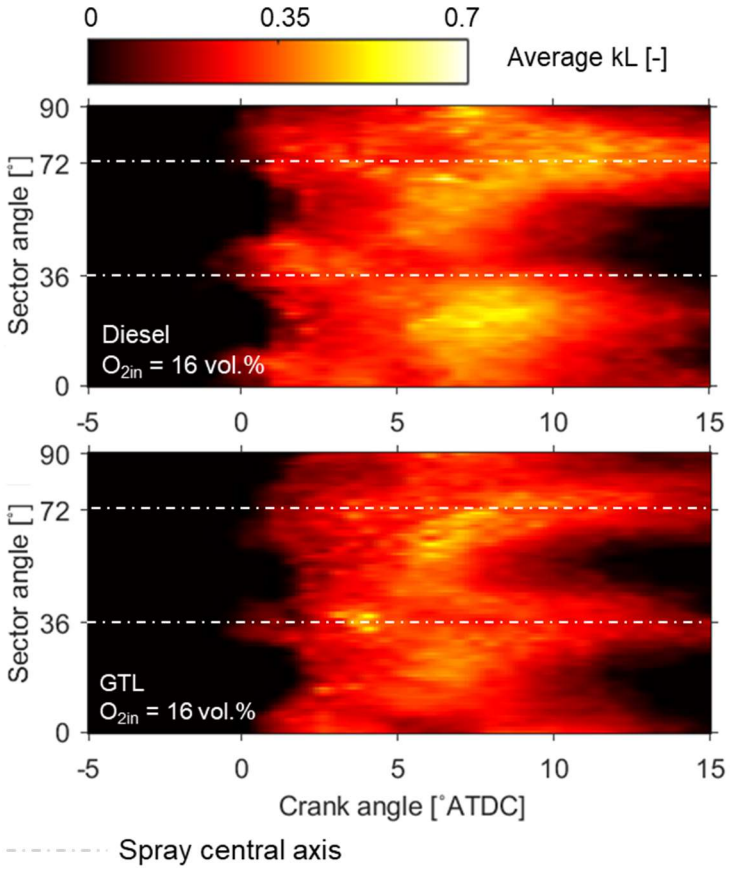


図 3-20 軽油および GTL のセクター解析 (Sector analysis) による
0°から 90°中心角範囲での平均 kL 値分布

3.4 本章の結論

本章では，FT 法で合成された GTL 液体合成燃料を用いた際のエンジン性能および排気エミッション特性をエンジン実験で調査し，急速圧縮膨張装置を用いて軽油および GTL の噴霧燃焼特性を比較した．

本章に得られた結果は，およそ以下の通りである．

エンジン実験の結果より，

1. セタン価が高い GTL は拡散燃焼が主体の燃焼形態となるため冷却損失が低減し，軽油と比較して図示熱効率がわずかに向上するが，GTL は軽油とほぼ同様な燃焼性能を有すると考えられる．
2. THC，CO，NOx の排出は軽油と GTL で差はないが，軽油は燃料中に 18 %程度の芳香族成分を含むため，吸気酸素濃度条件 14 vol.%以下において GTL を用いると Smoke の排出を抑制できる．

急速圧縮膨張装置実験の画像解析より，

3. 炭化水素系燃料の GTL および軽油では燃料噴射時の噴霧が燃焼室壁面への衝突や噴霧間干渉により燃焼室壁近傍に燃料過濃領域が形成され，その後に未燃燃料が燃焼室中央部付近の酸素が残存する領域で再酸化される現象が，熱発生率の「後燃え」として計測される．

第 4 章　GTL への OME_{mix} 混合がエンジン性能および噴霧燃焼特性に与える影響

本章では，第 3 章に記述した Fischer-Tropsch 法で合成された GTL をベース燃料とし，OME_{mix} の混合によりディーゼルエンジン性能および排気エミッションに与える影響をエンジン実験で調査し，その原因を燃焼面から急速圧縮膨張装置実験で究明した．

4.1 供試燃料

OME は図 4-1 に示す分子構造を有し，n は分子中のメチレンオキシ結合の長さを表す．エンジン実験では GTL と，その GTL に OME_3，OME_4，および OME_5 を体積比で 6:3:1 の割合で混合した OME_{mix} を混合した GTL-OME_{mix} 混合燃料を用いた．急速圧縮膨張装置実験においては，GTL-OME_{mix} 混合燃料を調和した際に表 4-1 に示した OME_1 ~ OME_7 によって構成された OME_{mix} を使用した．軽油に近い性質を持つ OME_3 ~ OME_5 が支配的であり，OME_3，OME_4，および OME_5 の体積比が 6:3:1 に大きな差がなかったため，エンジン実験で用いた OME_{mix} と同等であると考えられる．

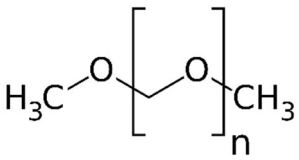


図 4-1 OME_n の分子構造

表 4-1 エンジンおよび急速圧縮膨張装置実験で使用した OME_{mix} の組成

Component	Mixing ratio [vol.%]	
	OME_{mix} (Engine experiment)	OME_{mix} (RCEM experiment)
OME_1	-	0.02
OME_2	-	0.14
OME_3	60.00	46.59
OME_4	30.00	29.70
OME_5	10.00	16.98
OME_6	-	5.67
OME_7	-	0.90

なお，GTL- OME_{mix} 混合燃料には燃料噴射系の燃料潤滑部の焼付きを防ぐため，潤滑性向上剤 (Infineum R656) を 550 ppm 混合した．表 4-2 および表 4-3 にエンジンおよび急速圧縮膨張装置実験で使用した各供試燃料の燃料性状をそれぞれ示す．

表 4-2 エンジン実験で使用した供試燃料性状

Test fuel	Unit	GTL	OME_{mix}	GTL+30 vol.% OME_{mix} (G70O30)	GTL+50 vol.% OME_{mix} (G50O50)
OME blending ratio	vol.%	-	100	30	50
Cetane number	-	66.2	57.3	72.2	71.0
Density (15 °C)	g/cm^3	0.779	1.055	0.855	0.911
Kinematic viscosity (30 °C)	mm^2/s	3.230	1.223	2.008	1.691
Carbon content	w.%	85.0	43.5	69.9	61.2
Hydrogen content	w.%	15.1	8.7	12.8	11.4
Oxygen content	w.%	<0.1	46.1	17.1	26.9
Stoichiometric air-fuel ratio	-	15.0	6.0	11.8	9.9
Aromatic content	w.%	0.30	-	0.21	0.15
Lower heating value	MJ/kg	43.5	19.4	34.8	29.6

表 4-3 急速圧縮膨張装置実験で使用した供試燃料性状

Test fuel	Unit	GTL	OME_{mix}	GTL+30 vol.% OME_{mix} (G70O30)	GTL+50 vol.% OME_{mix} (G50O50)
OME blending ratio	vol.%	-	100	30	50
Cetane number	-	66.2	59.3	-	-
Density (15 °C)	g/cm^3	0.779	1.067	0.864	0.922
Kinematic viscosity (30 °C)	mm^2/s	3.230	1.387	-	-
Carbon content	w.%	85.0	43.4	69.8	61.1
Hydrogen content	w.%	15.1	8.7	12.8	11.4
Oxygen content	w.%	<0.1	46.6	17.3	27.2
Stoichiometric air-fuel ratio	-	15.0	6.0	11.7	9.8
Aromatic content	w.%	0.30	-	0.21	0.15
Lower heating value	MJ/kg	43.5	19.3	34.6	29.9

4.2 GTL-OME_{mix} 混合燃料のエンジン性能および排気エミッション (エンジン実験)

4.2.1 実験条件

エンジン実験では，3.2.1 節に記述した軽油および GTL の実験条件と同様に，GTL-OME_{mix} 混合燃料に対して機関負荷 IMEP 900 kPa 一定に保ち吸気酸素濃度を変更した場合と吸気酸素濃度 14 vol.%一定に保ち機関負荷を変更した場合の二条件で実験した．

吸気酸素濃度を変更させた実験条件を表 4-4 に示す．機関負荷を図示平均有効圧力 (IMEP) 900 kPa，吸気圧力を 140 kPa，吸気酸素濃度をクールド EGR により 21 vol.%から 11 vol.%まで変更し，エンジン性能および排気エミッションを調査した．

機関負荷を変更させた実験条件を表 4-5 に示す．機関負荷を IMEP で 300, 450, 600, 750 および 900 kPa の条件において吸気圧力をそれぞれ 101, 110, 120, 130 および 140 kPa と適宜過給を行いつつ，クールド EGR により IMEP 900 kPa 条件において図示熱効率が最大となる吸気酸素濃度 14 vol.% 一定に保ちエンジン性能およびエミッション特性を調査した．

いずれの実験条件もエンジン回転速度を 1600 rpm，吸気温度を 30 ℃とし，燃料噴射開始指示時期はパイロット噴射を-10.5 °CA ATDC とし，メイン噴射は着火が常に上死点で生じるように逐次調整した．

表 4-4 吸気酸素濃度変更実験のエンジン運転条件

Engine speed	1600 rpm
Engine load (IMEP)	900 kPa
Intake pressure (abs.)	140 kPa
Intake temperature	30 °C
Fuel injection pressure	150 MPa
Indicated injection timing	Polit: -10.5°CA ATDC Main: Variable for TDC ignition
Input energy	Polit: 75 J/cycle Main: Variable for IMEP
Intake oxygen concentration	21 ~ 11 vol.%
Coolant temperature	80 °C

表 4-5 機関負荷変更実験のエンジン運転条件

Engine speed	1600 rpm				
Engine load (IMEP)	300 kPa	450 kPa	600 kPa	750 kPa	900 kPa
Intake pressure (abs.)	101 kPa	110 kPa	120 kPa	130 kPa	140 kPa
Intake temperature	30 °C				
Fuel injection pressure	150 MPa				
Indicated injection timing	Polit: -10.5°CA ATDC Main: Variable for TDC ignition				
Input energy	Polit: 75 J/cycle Main: Variable for IMEP				
Intake oxygen concentration	14 vol.%				
Coolant temperature	80 °C				

4.2.2 吸気酸素濃度がエンジン性能に与える影響

図 4-2 に IMEP 900 kPa の機関負荷条件で，クールド EGR により吸入酸素濃度を変化させた際の GTL，GTL に OME_{mix} を 30 vol.% 混合した G70O30，および GTL に OME_{mix} を 50 vol.% 混合した G50O50 の熱効率関連因子 (グロス図示熱効率 Gross indicated thermal efficiency，等容度 Degree of constant volume，燃焼効率 Combustion efficiency，冷却損失 Cooling loss，および排気損失 Exhaust loss) を示す．すべての供試燃料に対して吸気酸素濃度の低下に伴い燃焼温度が低下するため冷却損失が低減し，図示熱効率は吸気酸素濃度 14 vol.%付近で最大となるが，さらに吸気酸素濃度を低下させると燃焼効率が著しく悪化するため，図示熱効率は悪化する．一方，OME_{mix} を混合すると低吸気酸素濃度条件においても高い燃焼効率を維持し図示熱効率の悪化も緩和される．GTL に OME_{mix} を 30 vol.% 混合すると冷却損失が低減するが，排気損失の増大により GTL を使用した場合と比較して図示熱効率が同程度となる．さらに GTL に OME_{mix} を 50 vol.% 混合すると冷却損失が増大し，図示熱効率も GTL を使用した場合と比較して悪化する．なお, OME_{mix} の混合により燃料噴射終了後の後燃え期間が短縮する (図 4-4) ため, OME_{mix} の混合割合に応じて発熱の等容度が改善し，特に OME_{mix} を 50 vol.%の混合した G50O50 燃料では，GTL に比較して 1%程度の等容度向上がみられる．

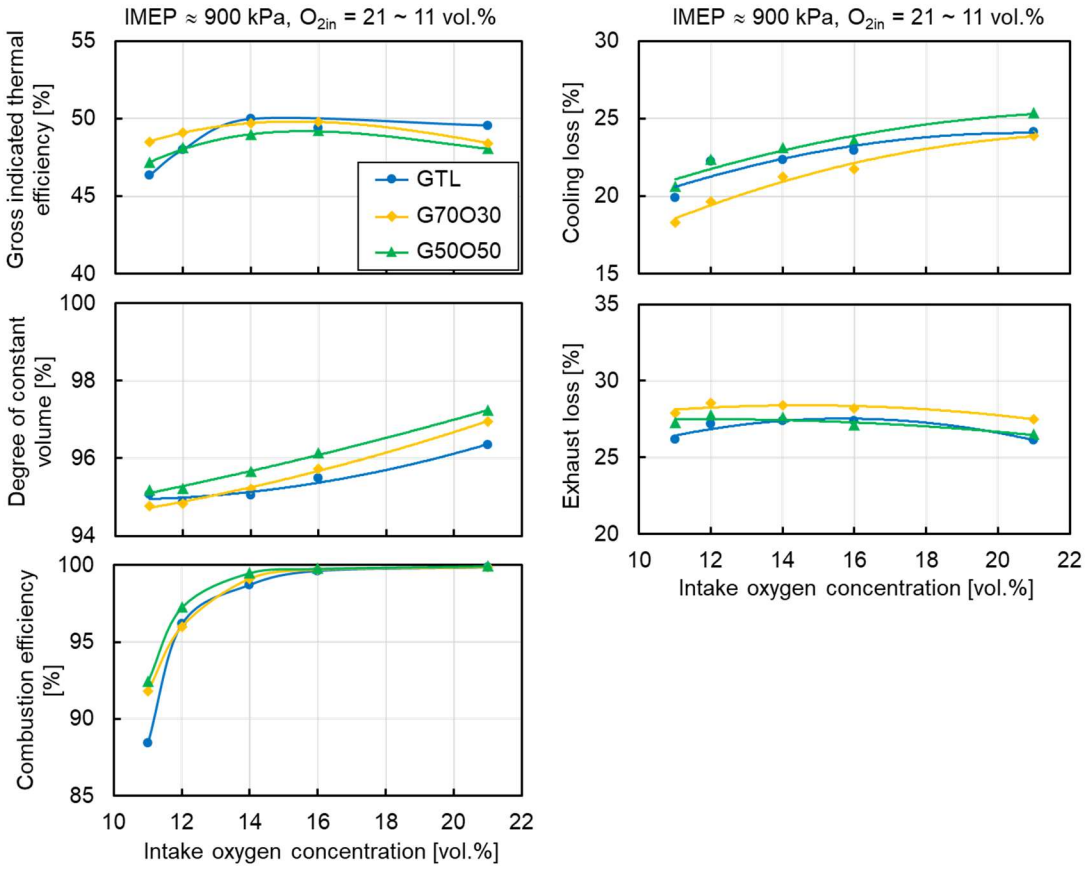


図 4-2 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の熱効率関連因子
(パラメータ：吸気酸素濃度)

図 4-3 に吸気酸素濃度 16, 14, 12 vol.% 条件における GTL，G70O30，および G50O50 燃料の筒内圧力履歴 (In-cylinder pressure)，熱発生率 (Rate of heat release, ROHR) および筒内平均ガス温度 (In-cylinder mean gas temperature) をクランク角度に対して示す．筒内圧力は OME_{mix} を 30 vol.%の混合した G70O30 では GTL と顕著な差はないが，50 vol.%まで混合率を増加させると燃料噴射期間の長期化し，吸気酸素濃度条件に関わらず筒内圧力が最大となるクランク角度が遅角する．熱発生率は吸気酸素濃度 16 vol.%条件ではすべての供試燃料において典型的なディーゼル燃焼形態を呈するが，さらに吸気酸素濃度低下させると GTL では予混合化ディーゼル燃焼形態に変わる．一方，OME_{mix} の混合によりセタン価が上昇し，また低位発熱量の低下により燃料噴射期間が長期化するため GTL- OME_{mix} 混合燃料では吸気酸素濃度を低下させても拡散燃焼が主体となる燃焼形態を維持する．図 4-4 に吸気酸素濃度 14 vol.%条件における 5 °CA ATDC から 35 °CA ATDC の後燃え期間での熱発生率を示す. 同じ機関負荷で運転するためには, OME_{mix} を GTL に

混合すると燃料噴射期間を伸張させる必要があるが，燃料噴霧内部の当量比が改善し燃焼が活発化するため後燃えによる燃焼が速やかに終了する．

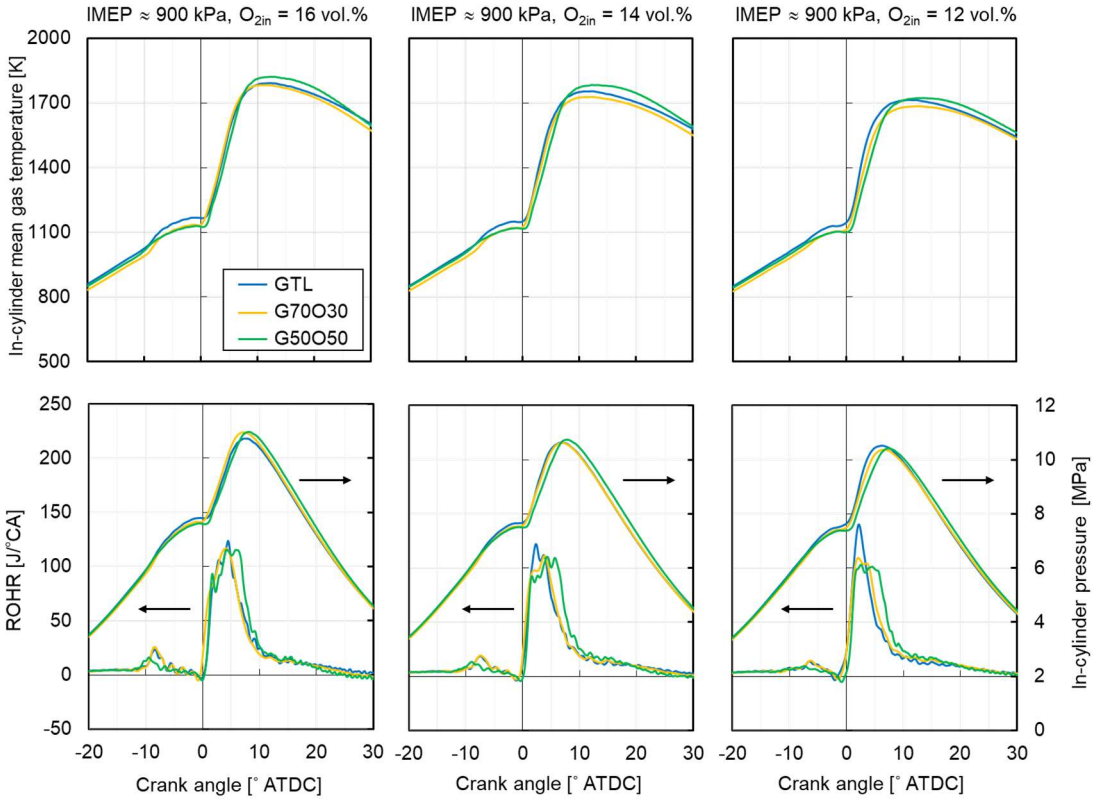


図 4-3 GTL および GTL- OME_{mix} 混合燃料の筒内圧力履歴および熱発生率
(吸気酸素濃度 16, 14, 12 vol.%)

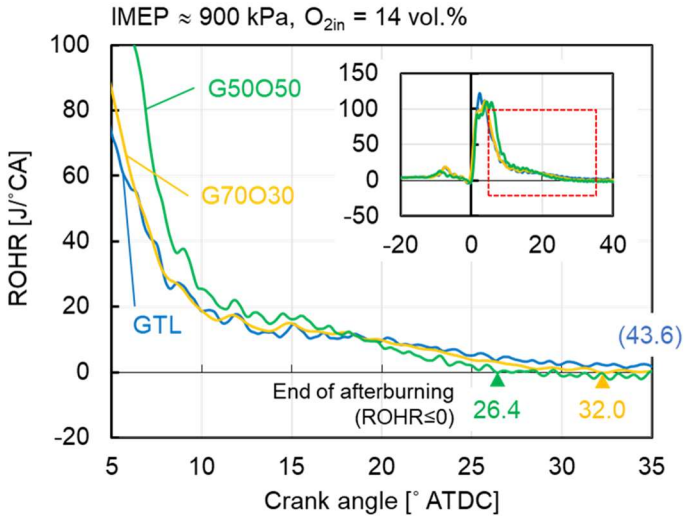


図 4-4 GTL および GTL- OME_{mix} 混合燃料の後燃え期間での熱発生率
(吸気酸素濃度 14 vol.%, 5-35 °CA ATDC)

GTL，G70O30，および G50O50 燃料の各吸気酸素濃度条件における燃焼重心 (CA50) および燃焼期間 (CA10-90) を図 4-5 に示す．燃焼重心は OME_{mix} を 30 vol.% 混合した場合では GTL と顕著な差はないが，OME_{mix} を 50 vol.% 混合した場合は燃料の低位発熱量が低下により燃料噴射期間が長期化するため燃焼重心は遅角する．また，OME_{mix} の混合により後燃え期間が短縮するため，燃焼重心が遅角するにも関わらず燃焼期間は短縮する．

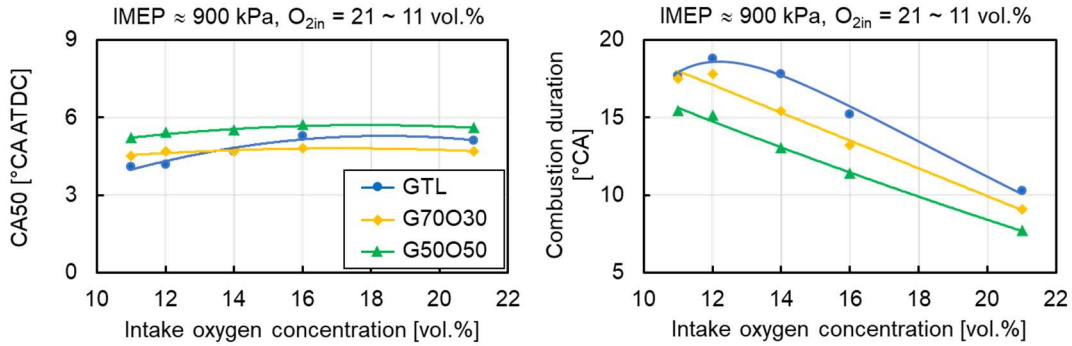


図 4-5 GTL および GTL- OME_{mix} 混合燃料の燃焼重心および燃焼期間
(パラメータ：吸気酸素濃度)

GTL，G70O30，および G50O50 燃料の各吸気酸素濃度条件における排気エミッション (一酸化炭素 CO，未燃炭化水素 THC，窒素酸化物 NOx，および黒煙 Smoke) を図 4-6 に示す．吸気酸素濃度の低下に伴い当量比が上昇し燃焼が緩慢化するため CO および THC の排出が増加するが，OME_{mix} の混合により燃料噴霧内部の局所当量比が改善され GTL を単体で用いた場合と比較して排出が抑制される．NOx は OME_{mix} の混合によりわずかに排出は増加するが燃料による差はみられず，吸気酸素濃度 14 vol.%以下では 60 ppm 以下まで抑制される．Smoke は OME_{mix} の混合により燃料噴霧内部の当量比が低減するため Soot の生成が抑制され顕著に減少する．

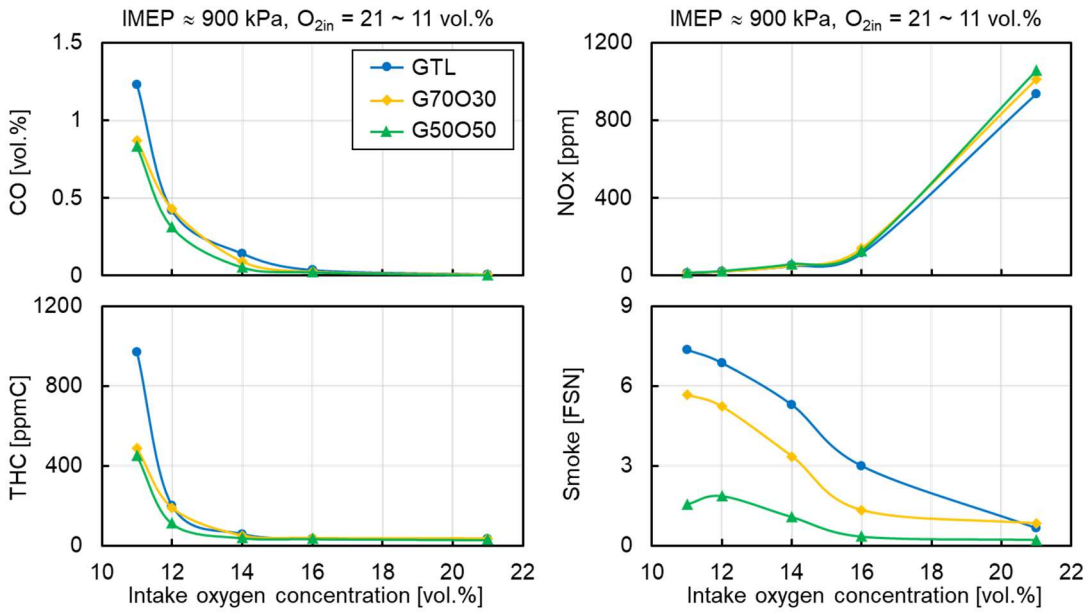


図 4-6 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の排気エミッション
(パラメータ：吸気酸素濃度)

4.2.3 機関負荷がエンジン性能に与える影響

機関負荷を変更した際の GTL，G70O30，および G50O50 燃料の熱効率関連因子 (グロス図示熱効率 Gross indicated thermal efficiency，等容度 Degree of constant volume，燃焼効率 Combustion efficiency，冷却損失 Cooling loss，および排気損失 Exhaust loss) を図 4-7 に示す．OME_{mix} を 30 vol.% 混合した場合は冷却損失が低減するため図示熱効率が最も高くなるが，混合割合を 50 vol.% に向上させると冷却損失が増大し，GTL を使用した場合と比較して同等以下となる．OME_{mix} の混合により燃料の理論空燃比が低下し噴霧内部の燃焼が活発になるため，燃焼効率は OME_{mix} 混合割合の増加に伴い向上し，特に OME_{mix} を 50 vol.% 混合した場合ですべての機関負荷条件で燃焼効率は最高となるが，図示熱効率が GTL よりも低いのは冷却損失の悪化によるためと考えられる．なお，発熱の等容度は OME_{mix} 混合割合の違いによる差はみられないが，OME_{mix} の混合により後燃え期間が短縮するためわずかに発熱の等容度が向上する．しかし，機関負荷の低下に伴い等容度の差異がなくなる．排気損失に OME_{mix} の混合による顕著な差はない．冷却損失は OME_{mix} を 30 vol.% 混合した際に最小となるが，OME_{mix} の混合割合を 50 vol.%にすると冷却損失は増大し GTL よりも冷却損失が大きくなる．これは燃焼室壁近傍の噴霧燃焼が活発化や燃料噴射期間が長期化することが原因であると考えられる．

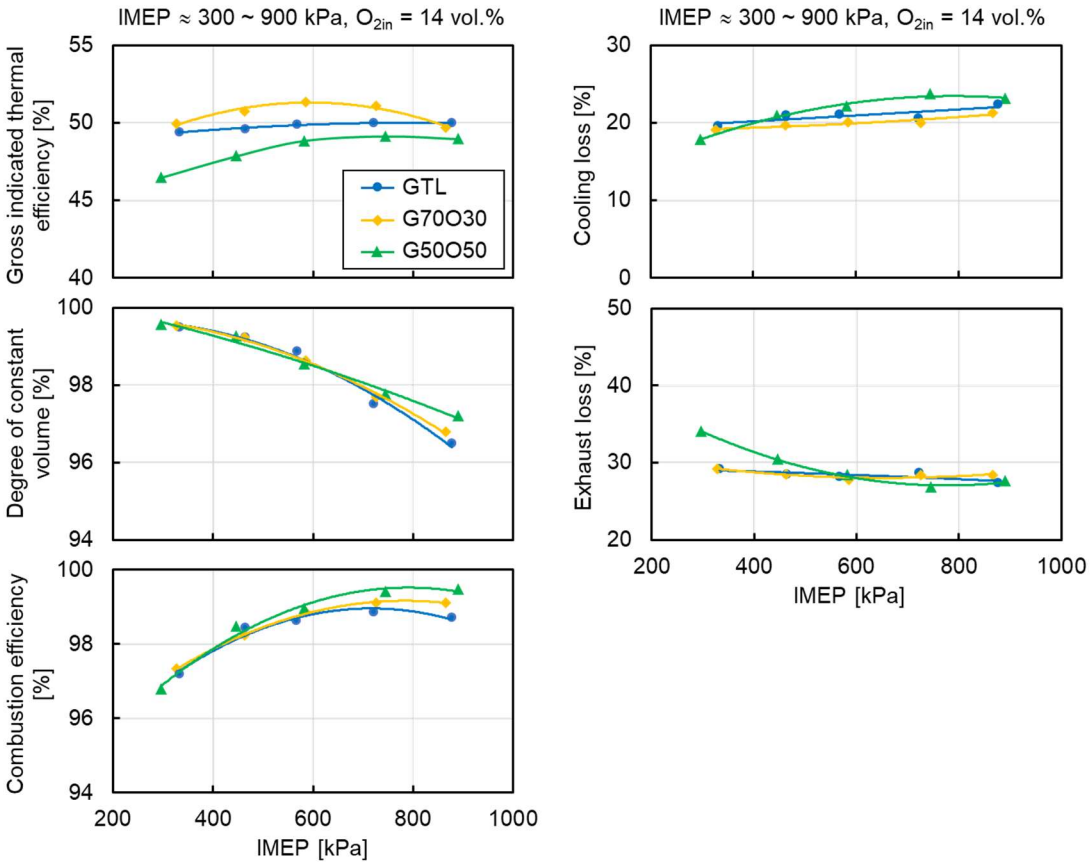


図 4-7 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の熱効率関連因子
(パラメータ：機関負荷)

機関負荷を変更した際の GTL，G70O30，および G50O50 燃料の燃焼重心 (CA50) および燃焼期間 (CA10-90) を図 4-8 に示す．G70O30 では GTL と比較して燃焼重心に差はみられないが，OME_{mix} を 50 vol.% 混合すると燃料の低位発熱量が低下し燃料噴射期間が長くなるため燃焼重心は遅角する．一方，OME_{mix} の混合により後燃え期間が短縮するため，燃焼重心が遅角しているにも関わらず OME_{mix} の混合割合の増加に伴い燃焼期間は短縮する．

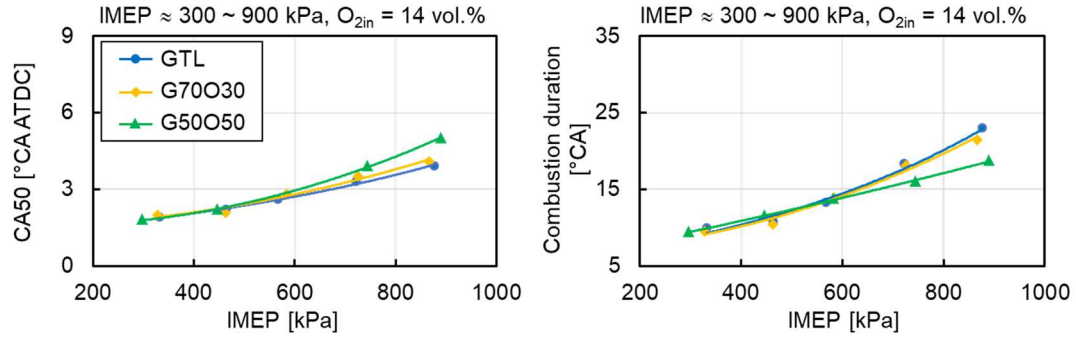


図 4-8 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の燃焼重心および燃焼期間
(パラメータ：機関負荷)

機関負荷を変更した際の GTL，G70O30，および G50O50 燃料の排気エミッション (一酸化炭素 CO，未燃炭化水素 THC，窒素酸化物 NOx，および黒煙 Smoke) を図 4-9 に示す．OME_{mix} を混合すると燃料噴霧内部での酸化が促進するため CO および THC の未燃成分の排出を低減でき，特に GTL および G70O30 燃料では高機関負荷条件における CO の排出が顕著であるのに対し，G50O50 では CO の排出を抑制できる．一方，燃料噴霧が過度に希薄化し未燃成分の排出が増加する低機関負荷条件では CO の排出抑制効果は小さい．NOx の排出は燃焼温度の影響を受けるため OME_{mix} の混合割合による顕著な差はみられず機関負荷の低下に伴い排出は減少し，また EGR による燃焼の低温下により NOx が 60 ppm 以下と低レベルに抑えられている．Smoke の排出は OME_{mix} の混合割合に応じて顕著に抑制されており，特に OME_{mix} を 50 vol.% 混合した場合には IMEP が 600 kPa 以下では Smoke はほとんど排出されない．

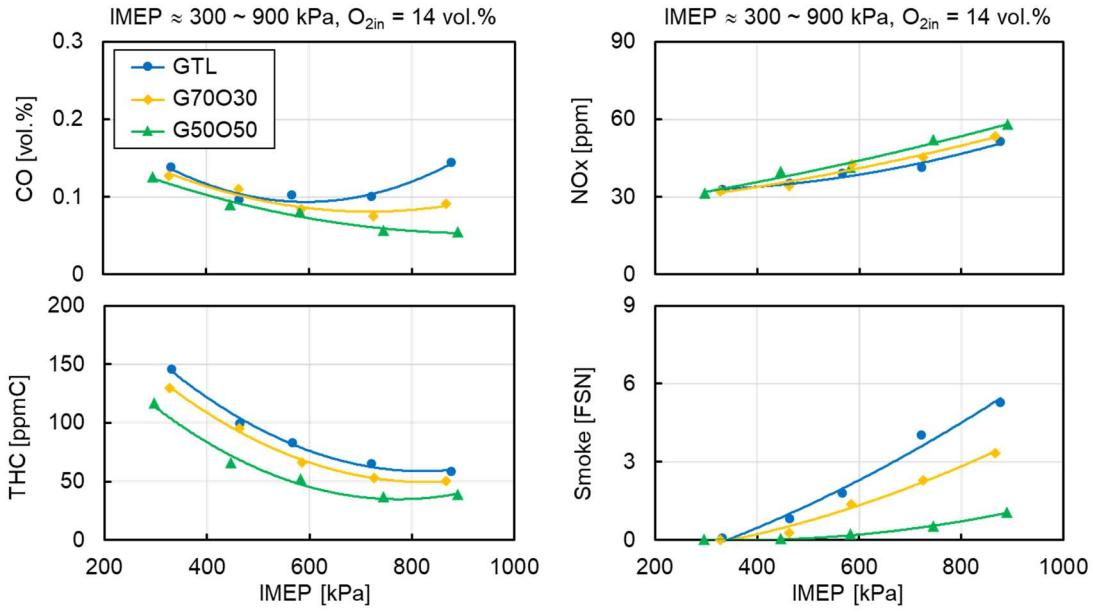


図 4-9 GTL および GTL-OME 混合燃料のエミッション特性
(パラメータ：機関負荷)

4.3 急速圧縮膨張装置における GTL-OME_{mix} の燃焼特性の画像解析 (RCEM 実験)

4.3.1 実験条件

急速圧縮膨張装置における実験条件を表 4-6 に示す．実験は 4.1.2 節に記述した GTL，GTL に OME_{mix} を 30 vol.% 混合した G70O30，および GTL に OME_{mix} を 50 vol.% 混合した G50O50 燃料を使用し，相当エンジン回転数を 1030 rpm となる条件で吸気酸素濃度を 16, 14, 12 vol.%と変更して実験を行った．

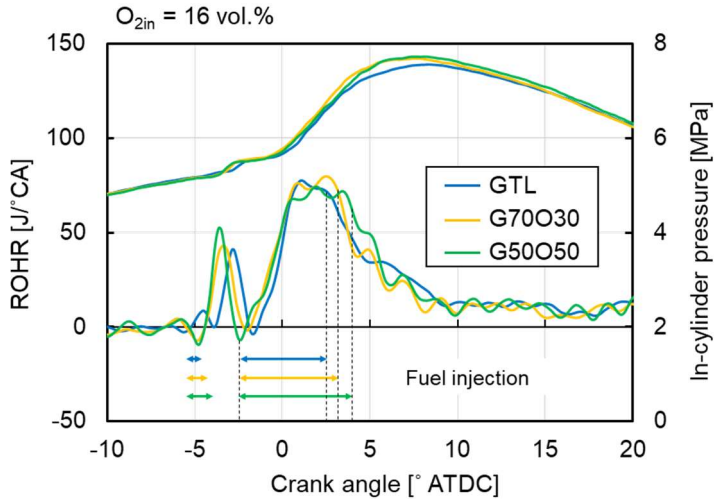
エンジン実験の上死点付近での雰囲気密度に合わせるように吸気圧力 (ピストン下死点における初期シリンダ内圧力) を 160 kPa とした．また，燃料噴射はパイロット・メインの二段噴射とし，パイロット噴射の噴射開始指示時期を-7 °CA ATDC に設定し，パイロット噴射の供給熱量が 50 J/cycle となるよう各燃料での噴射期間を調整した．メイン噴射の噴射開始指示時期を-4°CA ATDC に設定し，メイン噴射の供給熱量は 900 J/cycle となるよう各燃料での噴射期間を調整した．二段噴射での総供給熱量は GMEP 750 kPa の機関負荷に相当する．OME_{mix} は GTL と比べ低位発熱量が半分以下であるため，供給熱量を一定にすると GTL- OME_{mix} 混合燃料の噴射期間は長期化するが，シリンダ内の総当量比がほぼ同等である．なお，構造上の安全性を確保するため，燃料噴射圧力はエンジン実験よりも低い 75 MPa とした．

表 4-6 急速圧縮膨張装置における実験条件

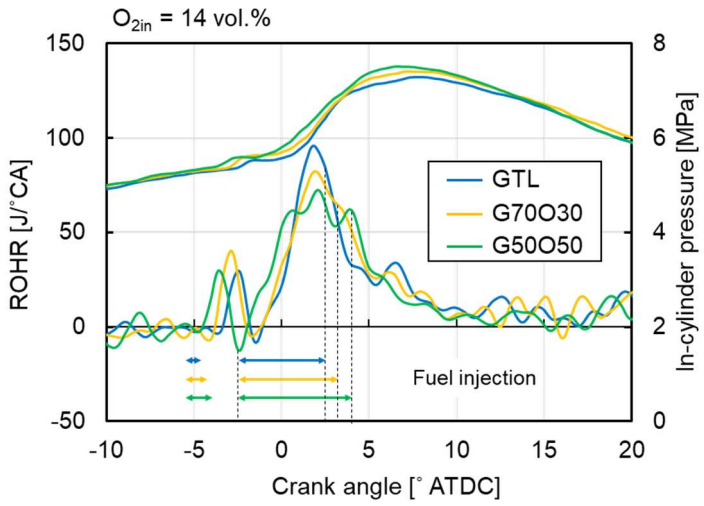
Test fuel	GTL	G70O30	G50O50
Equivalent engine speed	1030 rpm		
Intake oxygen concentration	16, 14, 12 vol.%		
Intake pressure (abs.)	160 kPa		
Intake temperature	38 °C		
Fuel injection pressure	75 MPa		
Injection signal timing	Polit: -7 °CA ATDC Main: -4 °CA ATDC		
Input energy	Polit: 50 J/cycle Main: 900 J/cycle		
Injection duration	Polit: 0.085 ms Main: 0.460 ms	Polit: 0.100 ms Main: 0.560 ms	Polit: 0.105 ms Main: 0.620 ms
Total equivalence ratio (O_{2in} = 16, 14, 12 vol.%)	0.55, 0.63, 0.73	0.54, 0.62, 0.72	0.53, 0.61, 0.71

4.3.2 筒内圧力および熱発生率履歴

急速圧縮膨張装置で取得した GTL，G70O30，および G50O50 燃料の各吸気酸素濃度条件における筒内圧力履歴 (In-cylinder pressure) および熱発生率 (ROHR) を図 4-10 に示す．いずれの吸気酸素濃度条件においても，GTL-OME_{mix} 混合燃料ではパイロット・メイン噴射の着火時期が OME_{mix} の混合割合に応じて進角し，燃料の着火性が向上することが分かる．なお，吸気酸素濃度 16 vol.%条件において，いずれの燃料とも予混合化が不十分となり拡散燃焼が支配的な燃焼形態を呈するが，吸気酸素濃度が低下すると，GTL および G70O30 燃料では予混合化が進行し主燃焼が急峻になる．それに対し，OME_{mix} を 50 vol.%の混合した G50O50 燃料では，吸気酸素濃度が 14 vol. %においても拡散燃焼が支配的な燃焼形態を維持している．

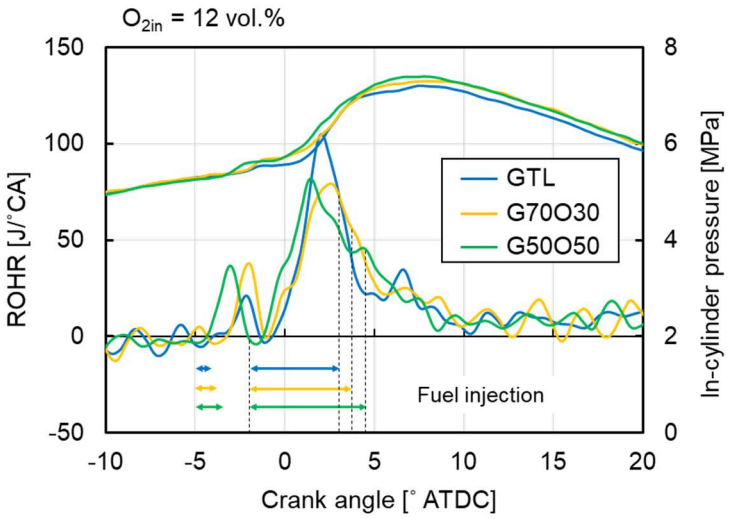


(a) 吸気酸素濃度 16 vol.%



(b) 吸気酸素濃度 14 vol.%

図 4-10 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の筒内圧力および熱発生率履歴



(c) 吸気酸素濃度 12 vol.%

図 4-10 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の筒内圧力履歴および熱発生率

また，拡散燃焼が支配的になる吸気酸素濃度 16 vol.%条件において，GTL-OME_{mix} 混合燃料のメイン噴射の噴射期間は低位発熱量が低い OME_{mix} の混合割合に応じて伸張するが，図 4-11 に示すように，特に OME_{mix} を 50 vol.%の混合した G50O50 燃料では燃料噴射終了 (図中の破線) 直後に熱発生率の低下がみられ後燃え期間の縮退がみられる．後燃えの抑制は燃焼の等容度を高め，ディーゼルエンジンの熱効率を向上させるのに有利であり，OME_{mix} の混合による熱効率の向上が期待できる．

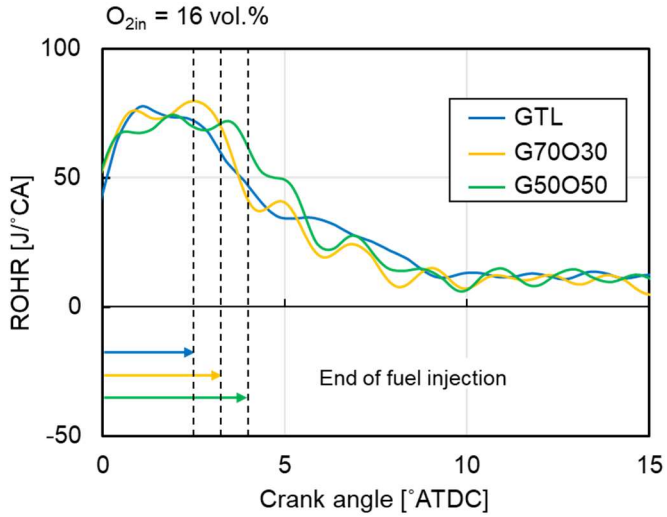
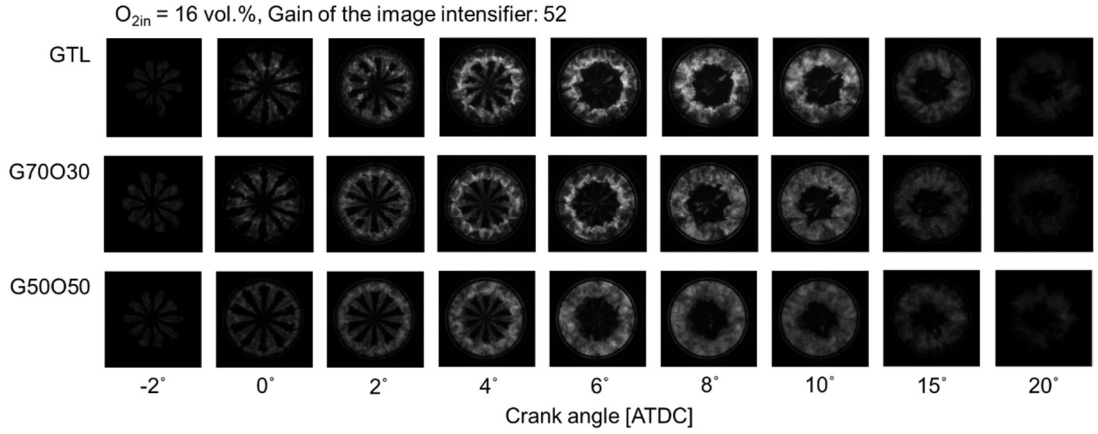


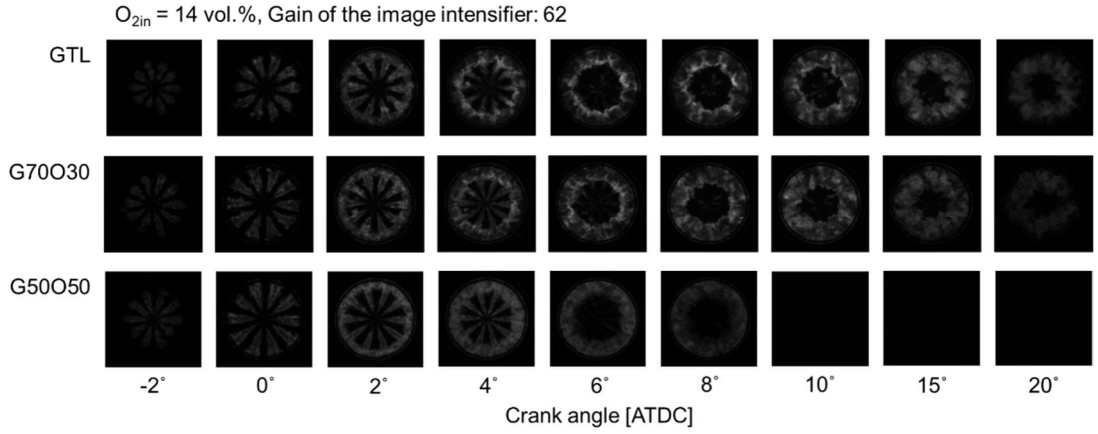
図 4-11 吸気酸素濃度 16 vol.% における GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の熱発生率 (0~15 °CA ATDC)

4.3.3 OH ラジカル発光解析

GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の各吸気酸素濃度条件における噴霧燃焼の紫外発光撮影画像を図 4-12 に示す．各吸気酸素濃度条件に応じてイメージインテンシファイアのゲインを設定したため，異なる吸気酸素濃度間での画像の比較はできないが，吸気酸素濃度の低下に従って，適切な輝度を得るためにゲイン設定値が大きくなり，噴霧燃焼による紫外発光輝度が弱くなる．

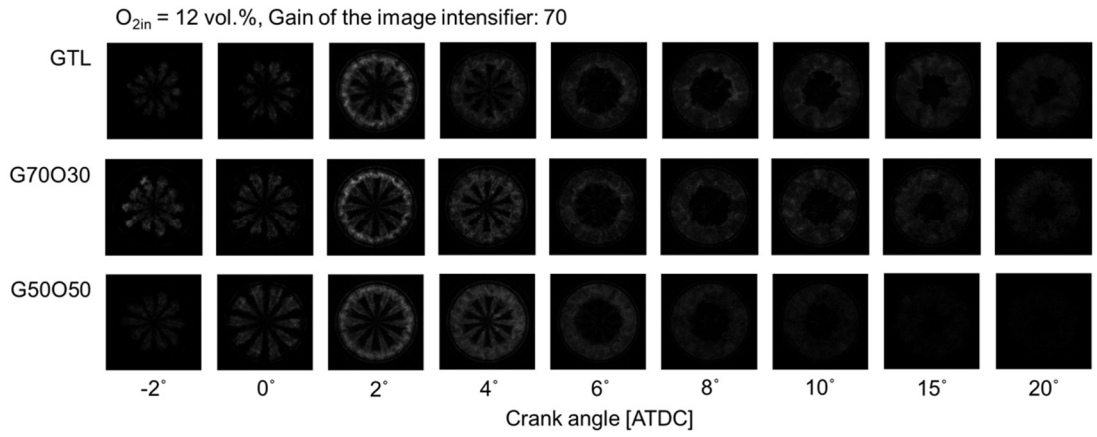


(a) 吸気酸素濃度 16 vol.%



(b) 吸気酸素濃度 14 vol.%

図 4-12 GTL および GTL-OME 混合燃料の噴霧燃焼の紫外発光撮影画像

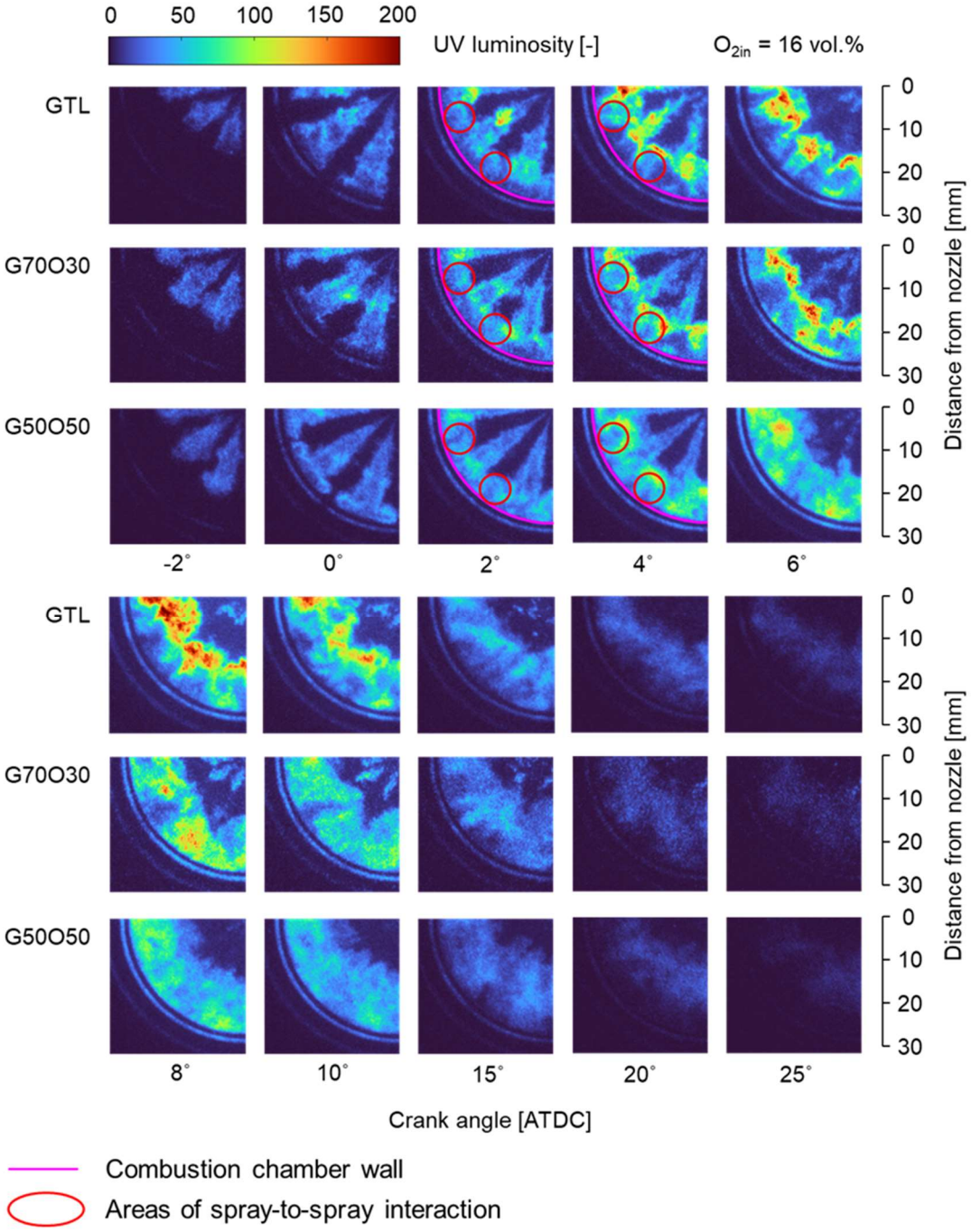


(c) 吸気酸素濃度 12 vol.%

図 4-12 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の噴霧燃焼の紫外発光撮影画像

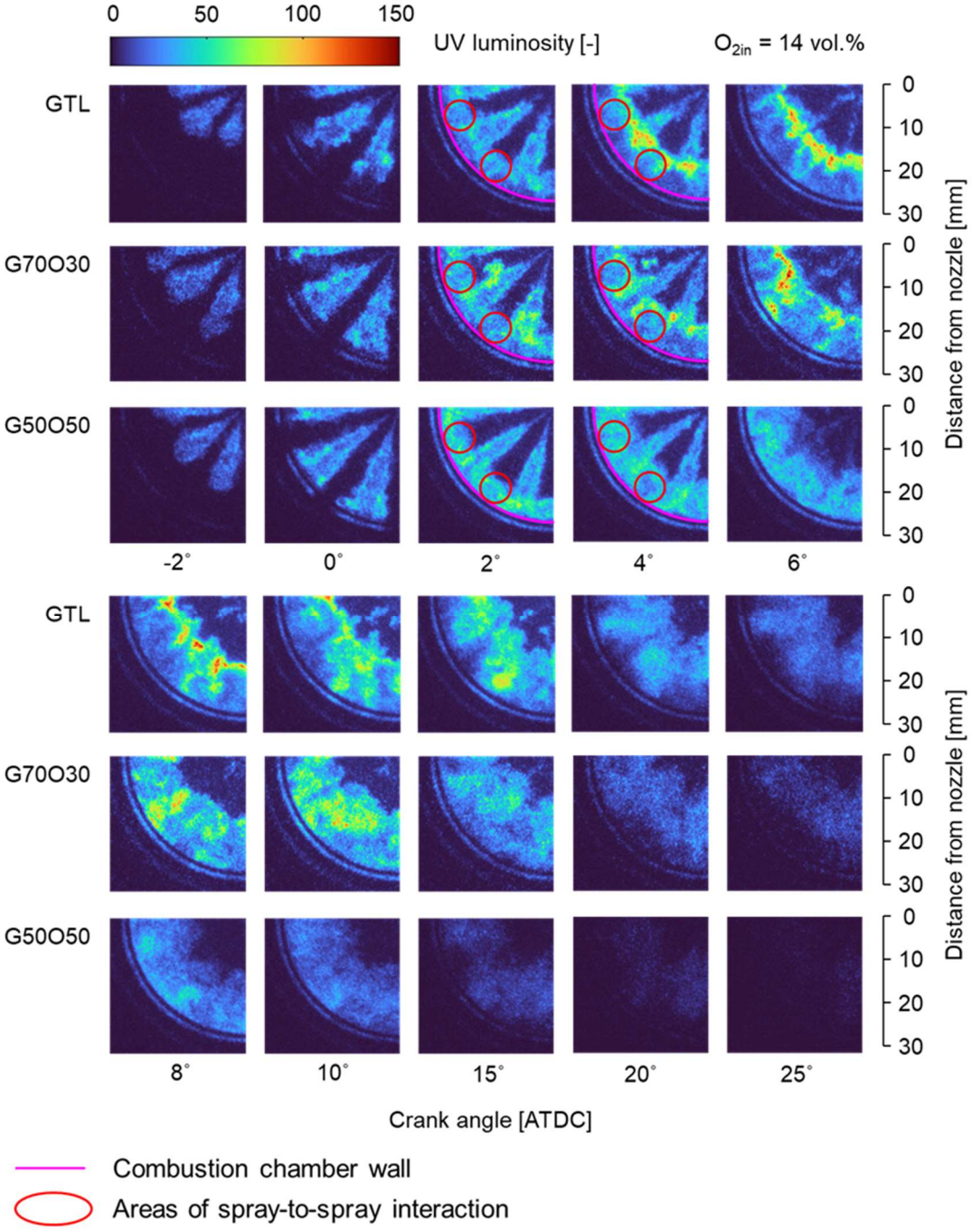
図 4-13 は，図 4-12 に示した GTL および GTL-OME 混合燃料の各吸気酸素濃度条件における噴霧燃焼の OH ラジカルの紫外発光画像の左下 4 分の 1 の領域をクランク角度ごとに RGB 変換したものである．OME 分子内に含有される酸素原子により燃料の理論空燃比が低下し，燃料過濃領域での噴霧燃焼を促進することが可能である[63]．その結果，吸気酸素濃度 16 vol.%および 14 vol.%の 4 °CA ATDC において，G50O50 燃料 (OME_{mix}50 vol.%混合燃料) は GTL と比較して燃焼室壁面近傍および噴霧間干渉領域 (図中の赤丸の領域) においてより高い OH ラジカル発光輝度がみられ，燃料噴霧内での酸化反応が活発となることを示している．

一方，吸気酸素濃度 12 vol.%条件では，GTL および G70O30 燃料では着火遅れの伸張により予混合化が進行し，図 4-10 (c) に示すとおり 2 °CA ATDC において急激な予混合的燃焼を生じ，図 4-13 (c) において局所に強い OH ラジカル発光がみられるが，赤丸の噴霧間干渉領域においては OH ラジカル発光のほとんどない領域が存在する．それに対し，G50O50 ではそのような領域はほとんどみられず，OME_{mix} の混合による高当量比領域での噴霧燃焼を促進する効果が確認できる．これは図 4-2 に示した GTL-OME_{mix} 混合燃料が 14 vol.%以下の低吸気酸素濃度条件にいてもより高い燃焼効率を維持している要因であると考えられる．なお，いずれの吸気酸素濃度条件でも 15° CA ATDC 以降においては GTL-OME_{mix} 混合燃料の OH ラジカル発光が OME_{mix} の混合割合に応じて早く消えており，これは OME_{mix} の混合による後燃え低減効果であると考えられる．



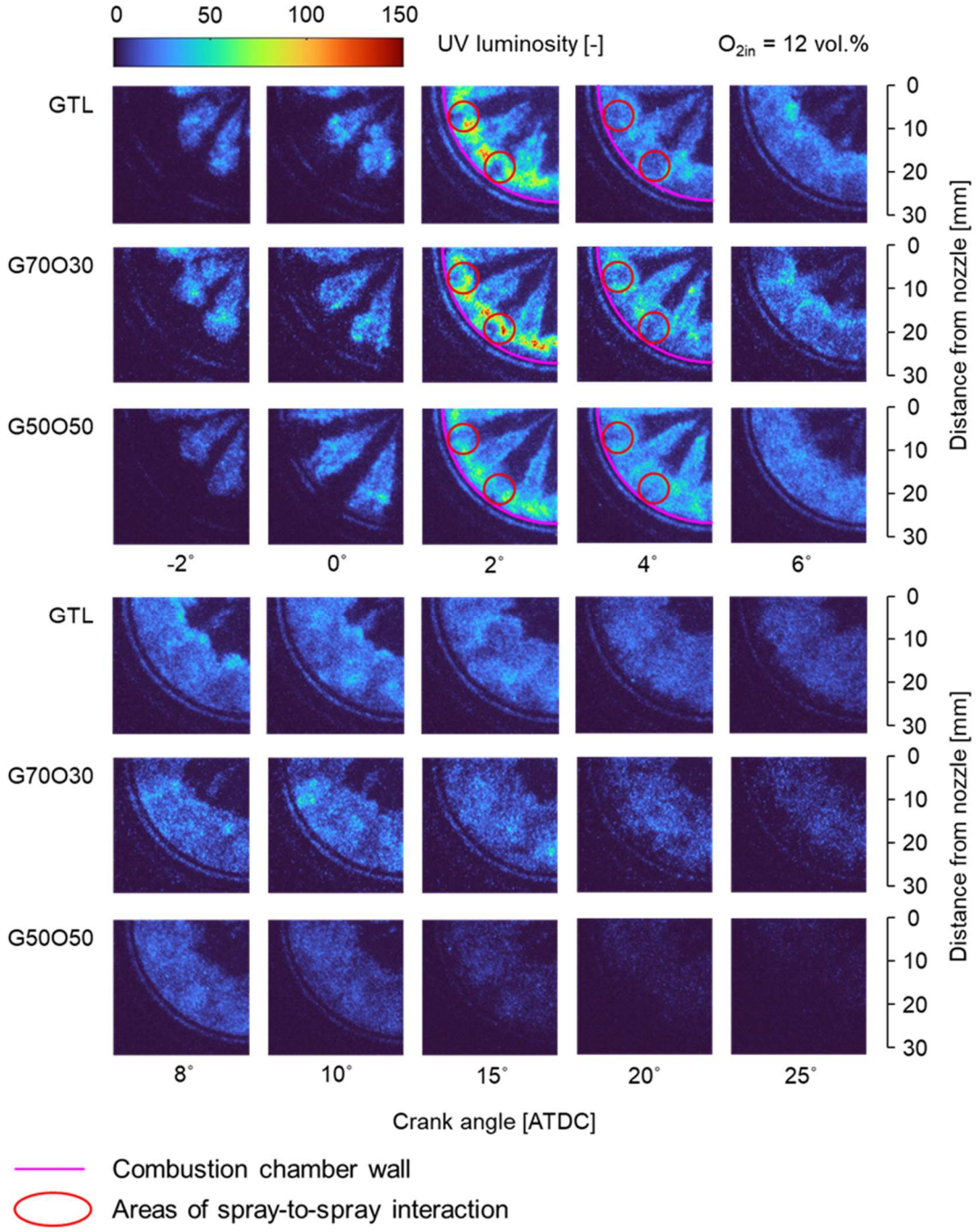
(a) 吸気酸素濃度 16 vol.%

図 4-13 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の噴霧燃焼における紫外発光 RGB 画像



(b) 吸気酸素濃度 14 vol.%

図 4-13 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の噴霧燃焼における紫外発光 RGB 画像



(c) 吸気酸素濃度 12 vol.%

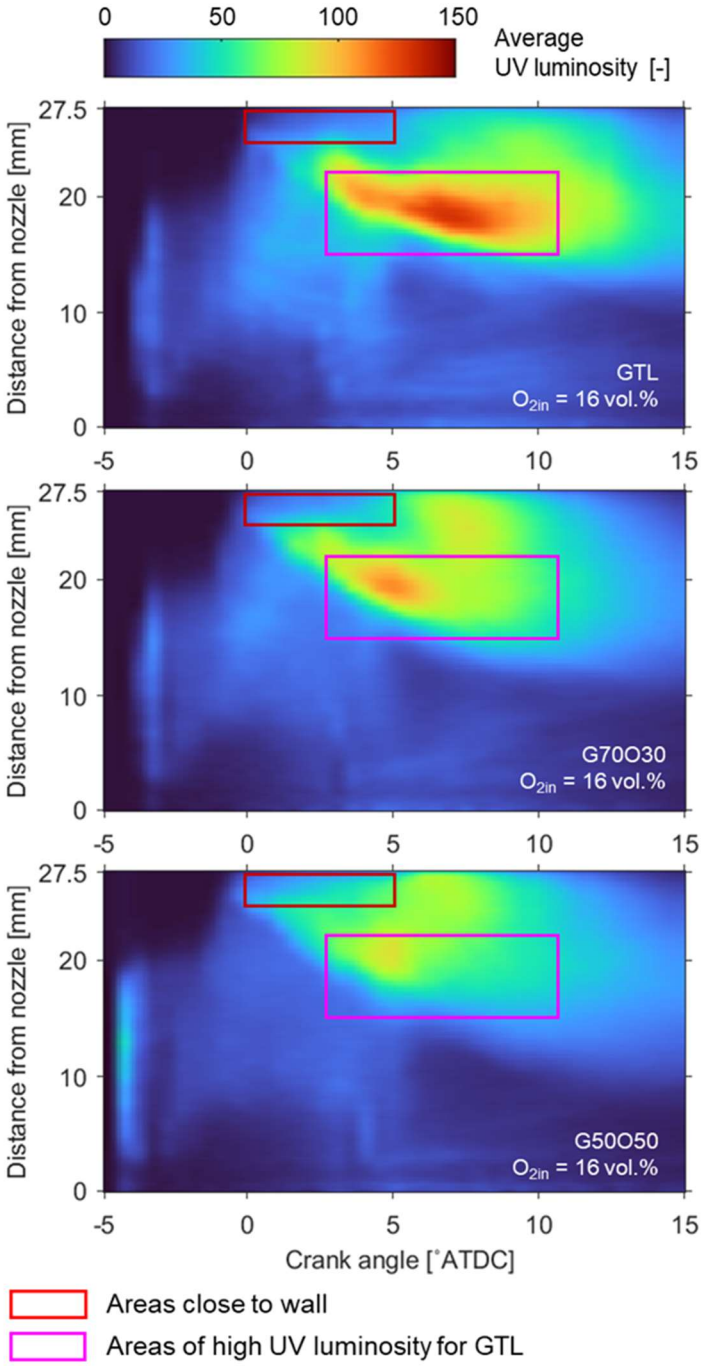
図 4-13 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の噴霧燃焼における紫外発光 RGB 画像

図 4-14 に，3.3.3 節に記述したラジアル解析 (Radial analysis) を用い，クランク角度に対する GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の半径方向の紫外発光平均輝度分布の分析結果を示す．縦軸は図 3-10 (a) の噴射ノズルからの距離 (Distance from nozzle) を示している．

吸気酸素濃度 16 vol.%条件では，GTL では燃料噴射時の噴霧が燃焼室壁面への衝突や噴霧間干渉によって燃焼室壁近傍に燃料過濃領域が形成されて酸素供給が不足し，燃料噴霧の化が抑制され，0° CA ATDC から 5° CA ATDC において燃焼室壁近傍に低輝度領域が現れる．それに対し，GTL-OME_{mix} 混合燃料を用いると，OME_{mix} 混合割合を増やすほど 0° CA ATDC から 5° CA ATDC において燃焼室壁近傍の OH ラジカル発光輝度が強くなり，OME の混合による燃焼室近傍の燃料過濃領域での燃焼促進効果が確認できる．なお，3° CA ATDC から 11° CA ATDC では GTL のほうが燃料噴霧が壁面衝突後の巻き上がりによって未燃燃料が燃焼室中心近くの酸素が残存している領域に進入し，燃焼の活発化により噴射ノズルから 16mm から 22 mm の範囲 (図中のシアン色の枠) で高輝度の OH ラジカル発光が示されている．一方，GTL-OME_{mix} 混合燃料では OME_{mix} の混合割合に応じてこの領域での OH ラジカル発光輝度が低下する．これは OME_{mix} の混合により図 4-10 (a) に示した噴射終了後の後燃え期間に対応しており，OH ラジカル発光輝度の低下が OME_{mix} の混合による後燃えの低減効果を示している．

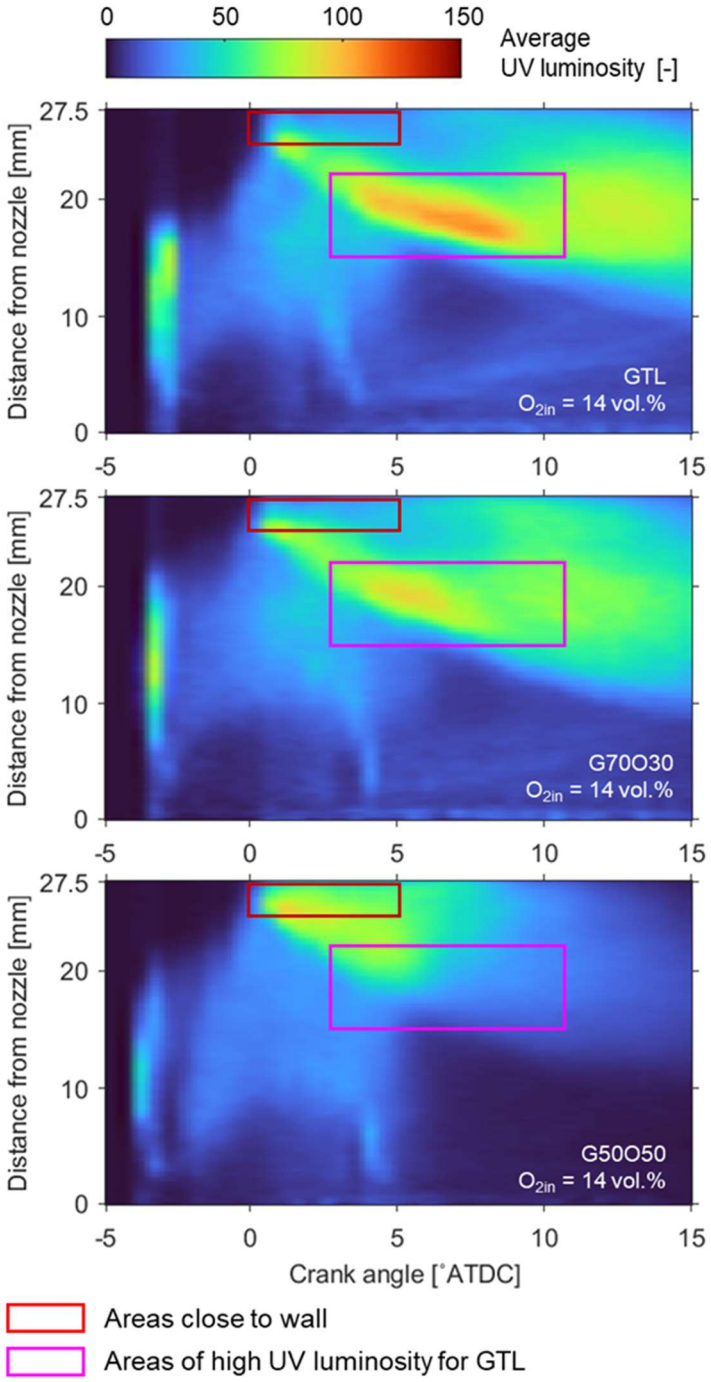
吸気酸素濃度 14 vol.%条件では 16 vol.%条件とほぼ同傾向の解析結果がみられるが，吸気酸素濃度 12 vol.%条件においてはシアン色の枠で示される領域でいずれの燃料も高輝度の OH ラジカル発光がみられない．それに対して着火性の低い GTL および G70O30 燃料では 2 °CA ATDC で，着火性の高い G50O50 燃料では 1 °CA ATDC で燃焼室壁面近傍に短時間の強い OH ラジカル発光がみられる．これは 12 vol.%の低吸気酸素濃度条件においては，図 4-10 (c) に示すようにいずれの燃料とも主燃焼が急峻になる予混合的な燃焼形態となり，また燃焼室内部の酸素濃度が全体的に低下しているため，4° CA ATDC 以降における後燃え期間での OH ラジカル発光が不明瞭となっていると考えられる．

また，河辺ら[63]は，燃焼室壁面近傍領域での過剰な燃焼が熱流束の増加につながり，結果としてディーゼルエンジンの冷却損失が増加する可能性があることを指摘した．これは 4.2 節に記述したエンジン実験で高 OME_{mix} 混合割合の G50O50 を用いた際に，より高い冷却損失が得られた原因であると考えられる．



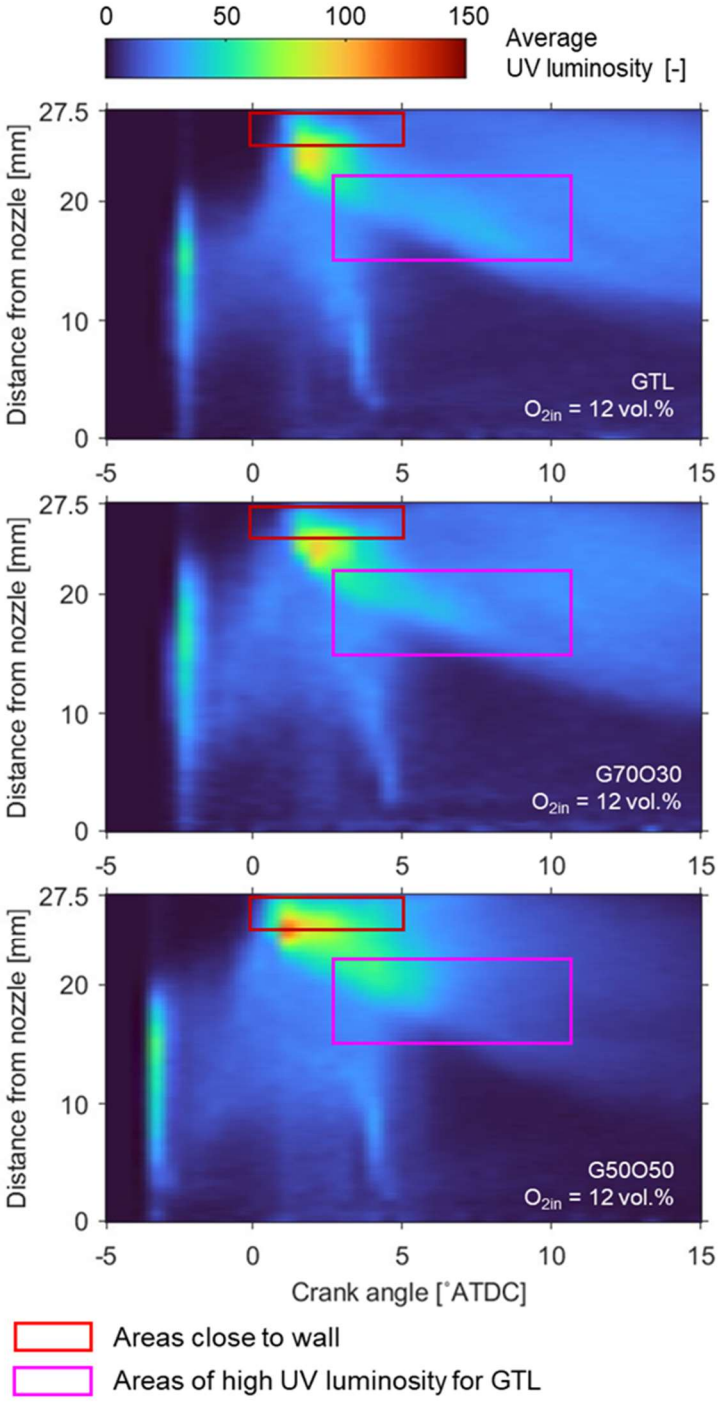
(a) 吸気酸素濃度 16 vol.%

図 4-14 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料のラジアル解析による
半径方向の紫外発光平均輝度分布



(b) 吸気酸素濃度 14 vol.%

図 4-14 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料のラジアル解析による
半径方向の紫外発光平均輝度分布

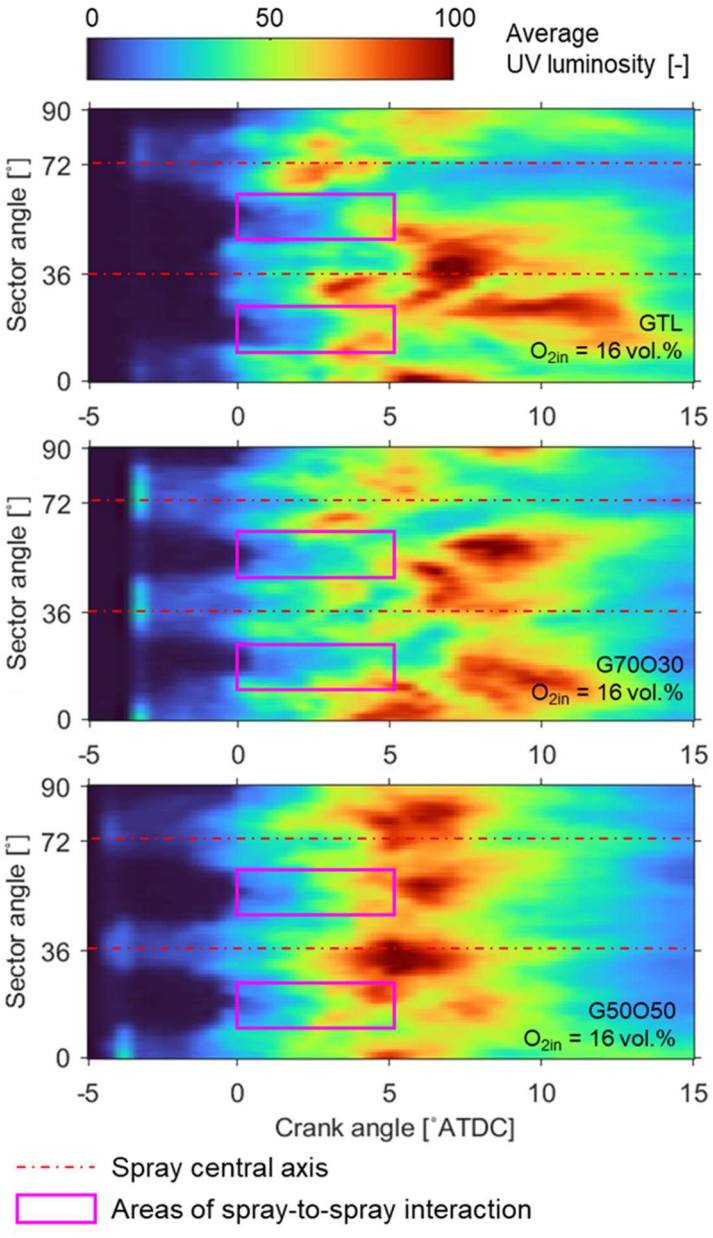


(c) 吸気酸素濃度 12 vol.%

図 4-14 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料のラジアル解析による
半径方向の紫外発光平均輝度分布

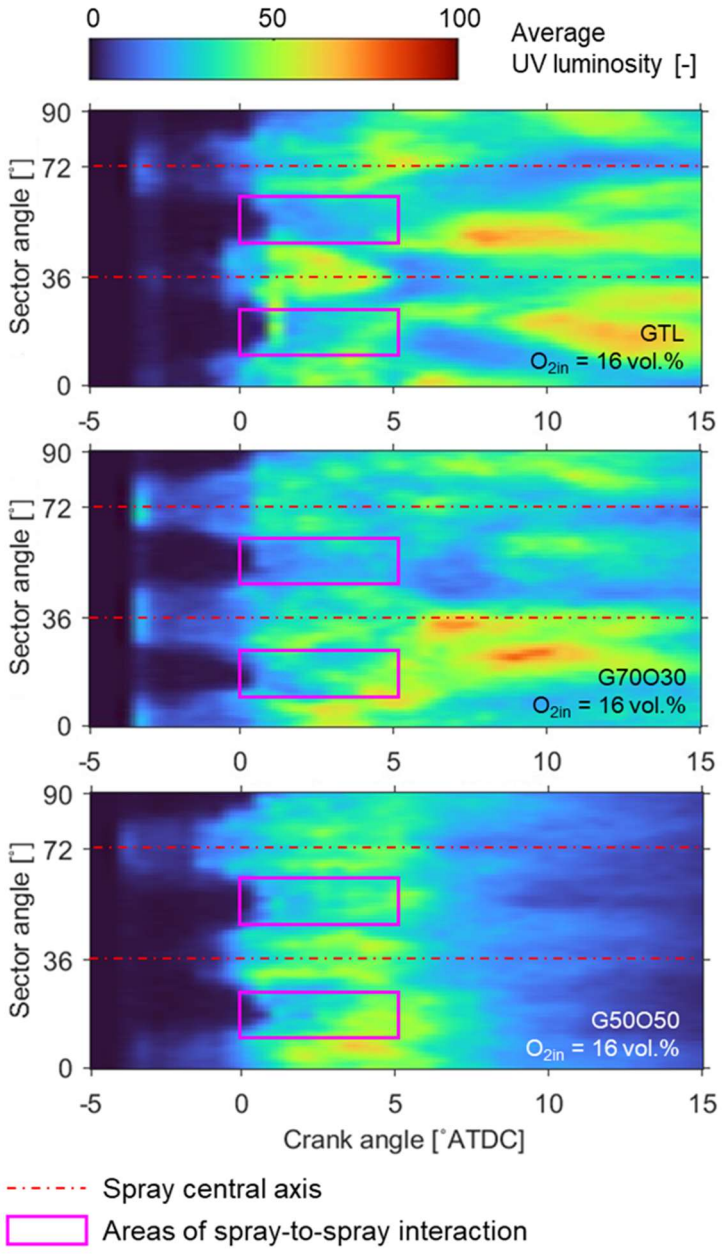
図 4-15 に，3.3.3 節におけるセクター解析 (Sector analysis) を用い，各クランク角度に対して GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の 0~90°角度範囲での紫外発光平均輝度分布の

解析結果を示す．図中の縦軸は図 3-10 (b) のセクター角度 (Sector angle) に対応している．この結果より，GTL-OME_{mix} 混合燃料を用いた場合，0° CA ATDC から 5° CA ATDC の拡散燃焼期間中に噴霧間干渉が生じる領域 (図中のシアン色の枠) において OME_{mix} 混合割合に応じてより強い OH ラジカル発光輝度がみられ，特に吸気酸素濃度が低下する場合，OME_{mix} の混合による噴霧間干渉領域での噴霧燃焼を促進する効果が確認できた．



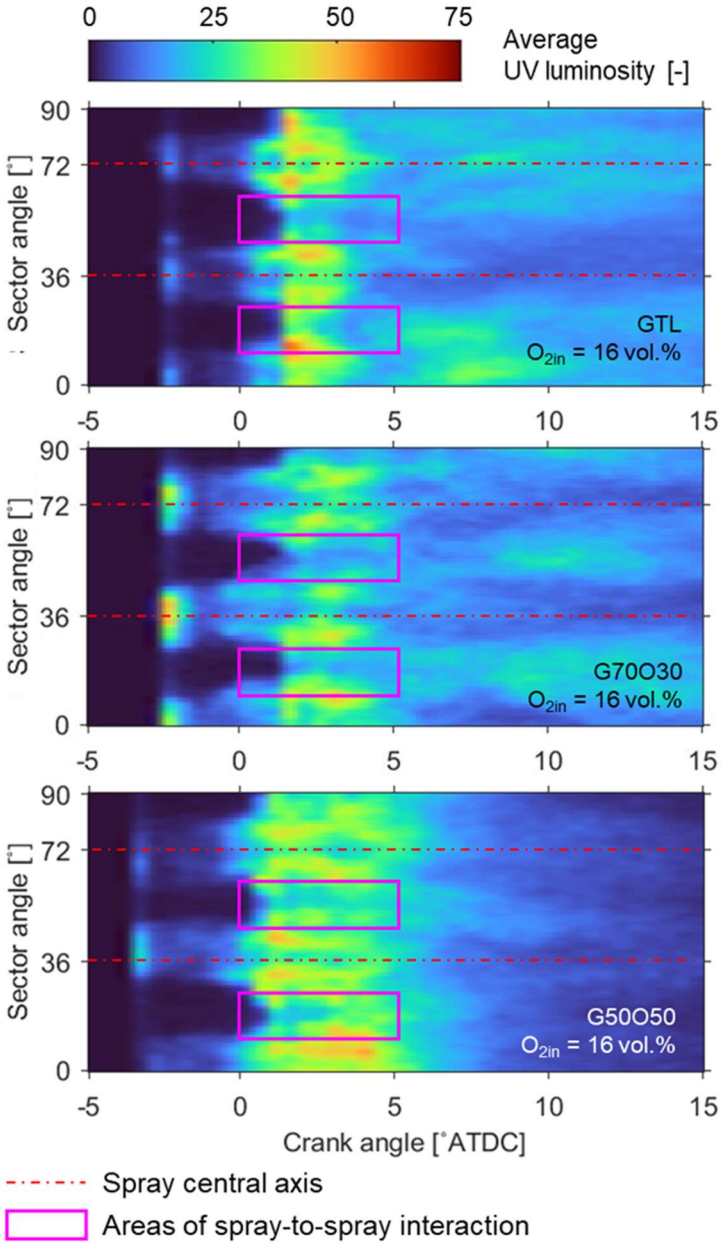
(a) 吸気酸素濃度 16 vol.%

図 4-15 GTL および GTL- OME_{mix} 混合燃料のセクター解析による
0°から 90°中心角範囲での紫外発光平均輝度分布



(b) 吸気酸素濃度 14 vol.%

図 4-15 GTL および GTL-OME 混合燃料のセクター解析による
0°から 90°中心角範囲での紫外発光平均輝度分布



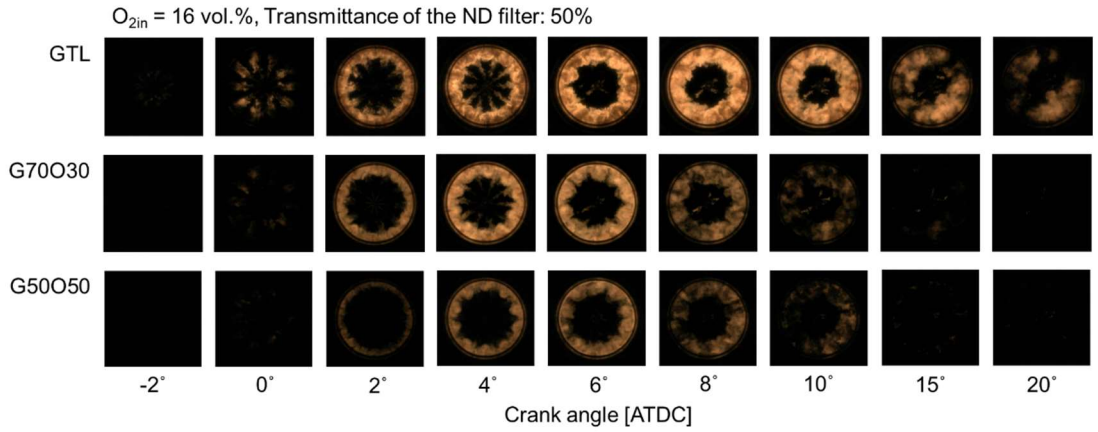
(c) 吸気酸素濃度 12 vol.%

図 4-15 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料のセクター解析による
0°から 90°中心角範囲での紫外発光平均輝度分布

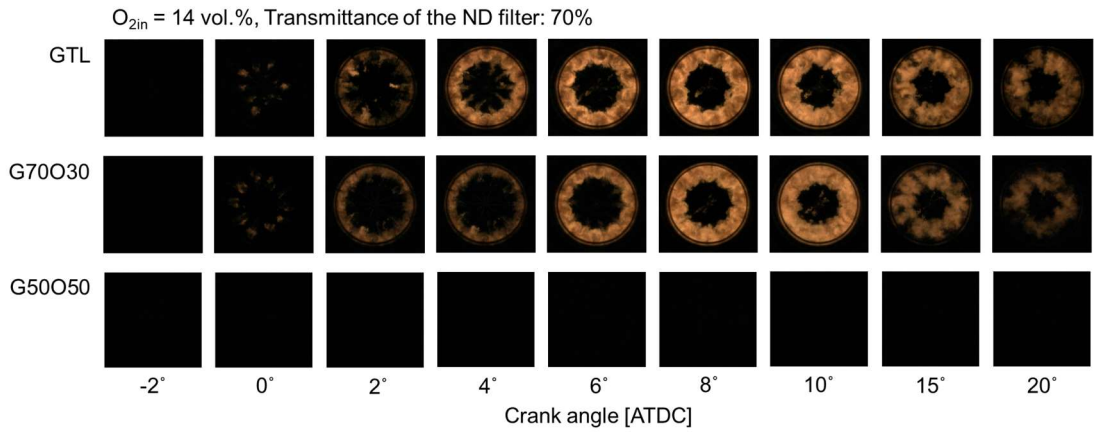
4.3.4 二色法による kL 値解析

図 4-16 に GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の各吸気酸素濃度条件における噴霧燃焼の直接撮影画像を示す．2.2.6 節に述べたように，適切な輝度を得るため，吸気酸素濃度 16 vol.% 条件では透過率 50%，14 vol.% 条件では 70%の ND フィルタを用い，12 vol.% 条件では ND フィルタを設置せず撮影を行った．吸気酸素濃度の低下に伴い輝炎の消滅

が緩慢となり，これはすすの酸化が抑制されているためである．すすが十分に酸化されない状態で排気に至るため，低吸気酸素濃度条件では Smoke の排出が増加する．なお，GTL-OME_{mix} を 50 vol.%の混合した G50O50 燃料では，吸気酸素濃度 16 vol.%条件において極めて弱い輝炎がみられ，吸気酸素濃度 14 vol.%および 12 vol.%条件において完全に不輝炎となる．

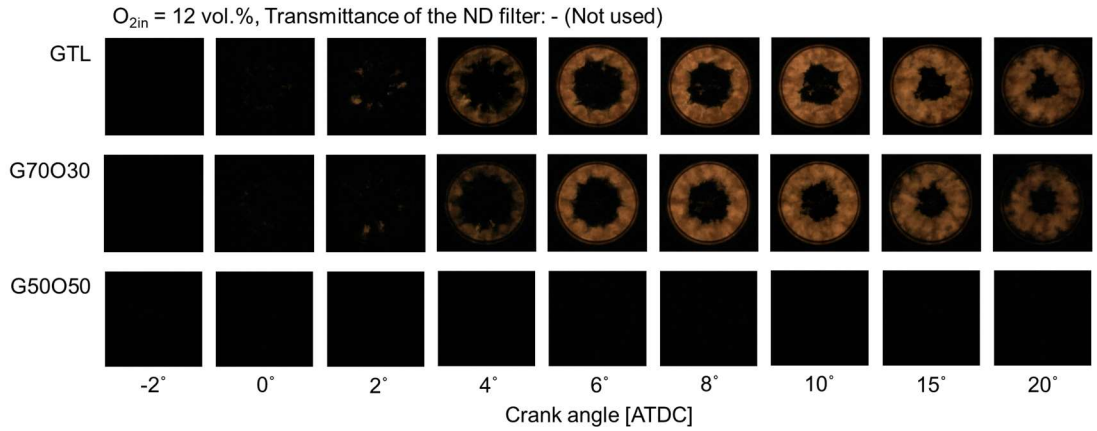


(a) 吸気酸素濃度 16 vol.%



(b) 吸気酸素濃度 14 vol.%

図 4-16 GTL および GTL- OME_{mix} 混合燃料の噴霧燃焼の直接撮影画像



(c) 吸気酸素濃度 12 vol.%

図 4-16 GTL および GTL- OME_{mix} 混合燃料の噴霧燃焼の直接撮影画像

14 vol.%および 12 vol.%の低吸気酸素濃度条件では G50O50 燃料が不輝炎であったため，吸気酸素濃度 16 vol.%条件の結果に基づいて解析を行った．図 4-16 (a) に示した吸気酸素濃度 16 vol.%条件における直接撮影法画像に対して二色法を用いて解析した kL 値分布を 4-17 に示す． 図 4-18 に燃焼室での kL 値の積算値を示す．GTL-OME_{mix} 混合燃料では燃焼室での積算 kL 値が GTL に比べ大幅に低減しており，特に OME_{mix} を 50 vol.%の混合した G50O50 燃料ではその傾向が顕著であり，図 4-15 (a) に示した輝炎の発生・消滅の傾向と一致している．この結果，OME_{mix} を混合することで燃焼過程における燃焼室内のすすが大幅に減少し，OME_{mix} の混合が Smoke の排出を削減できることが実証された．

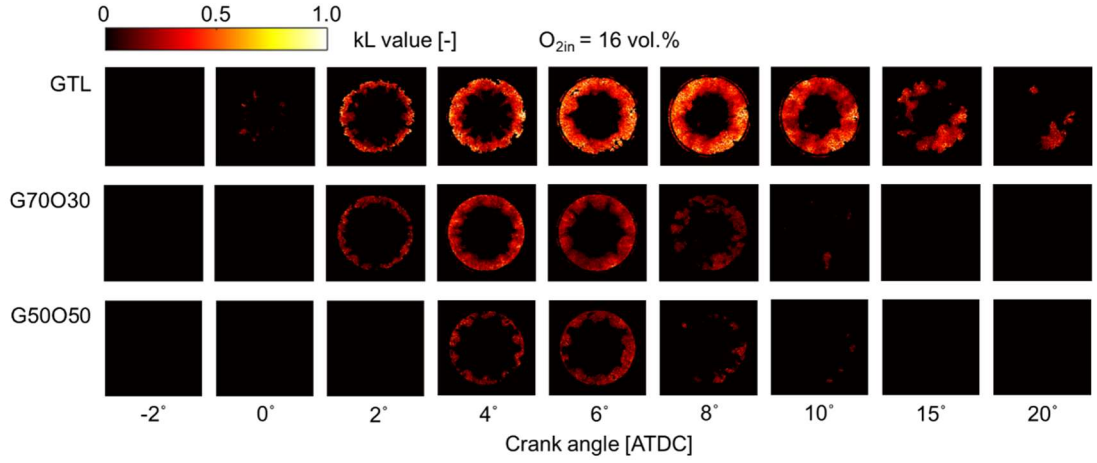


図 4-17 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の二色法を用いて解析した平均 kL 値分布
(吸気酸素濃度 16 vol.%)

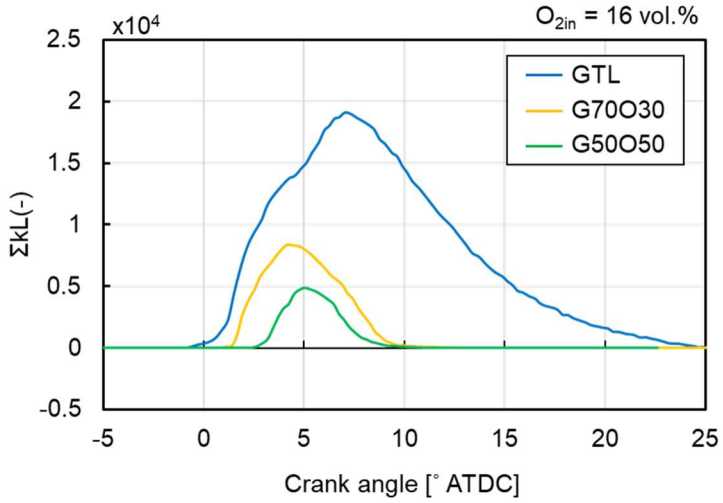


図 4-18 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の二色法を用いて解析した積算 kL 値
(吸気酸素濃度 16 vol.%)

3.3.3 節に記述したラジアル解析 (Radial analysis) およびセクター解析 (Sector analysis) を用い，GTL および GTL-OME 混合燃料の半径方向の平均 kL 値分布を図 4-19，0°から 90°の中心角範囲での平均 kL 値分布を図 4-20 にクランク角度に対してそれぞれ示す．平均 kL 値分布では，燃料によらず 5° CA ATDC から 10° CA ATDC において燃焼室壁面近傍，また噴霧中心軸間の噴霧間干渉領域で高 kL 値がみられ，これは噴霧が燃焼室壁面への衝突や噴霧間干渉により局所的に当量比の大きく燃料過濃領域が形成され，すすが生成していることを示している．なお，理論空燃比が低いため，OME_{mix} を GTL に混合すると燃料過濃領域での局所的当量比が低減し，OME_{mix} 混合割合の増加に伴いすすの形成が抑制され，平均 kL 値が低下する．

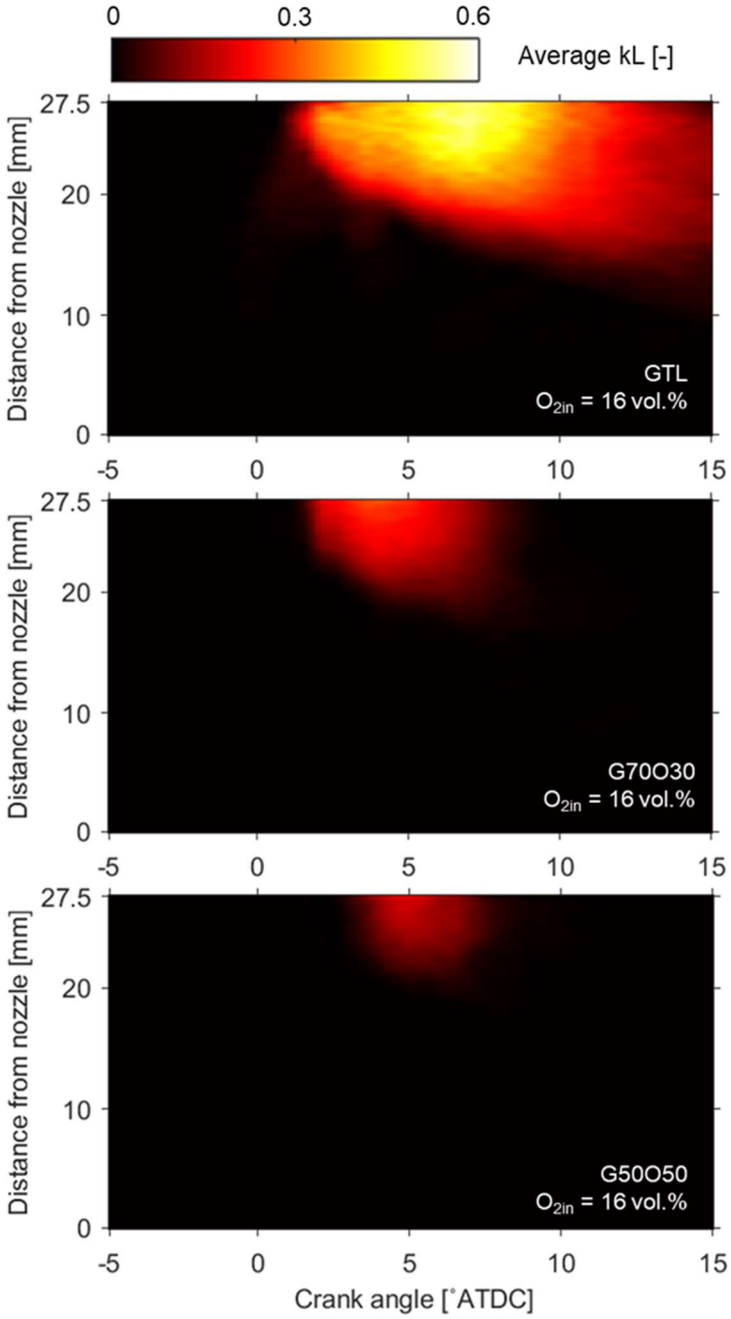


図 4-19 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料のラジアル解析による
半径方向の平均 kL 値分布 (吸気酸素濃度 16 vol.%)

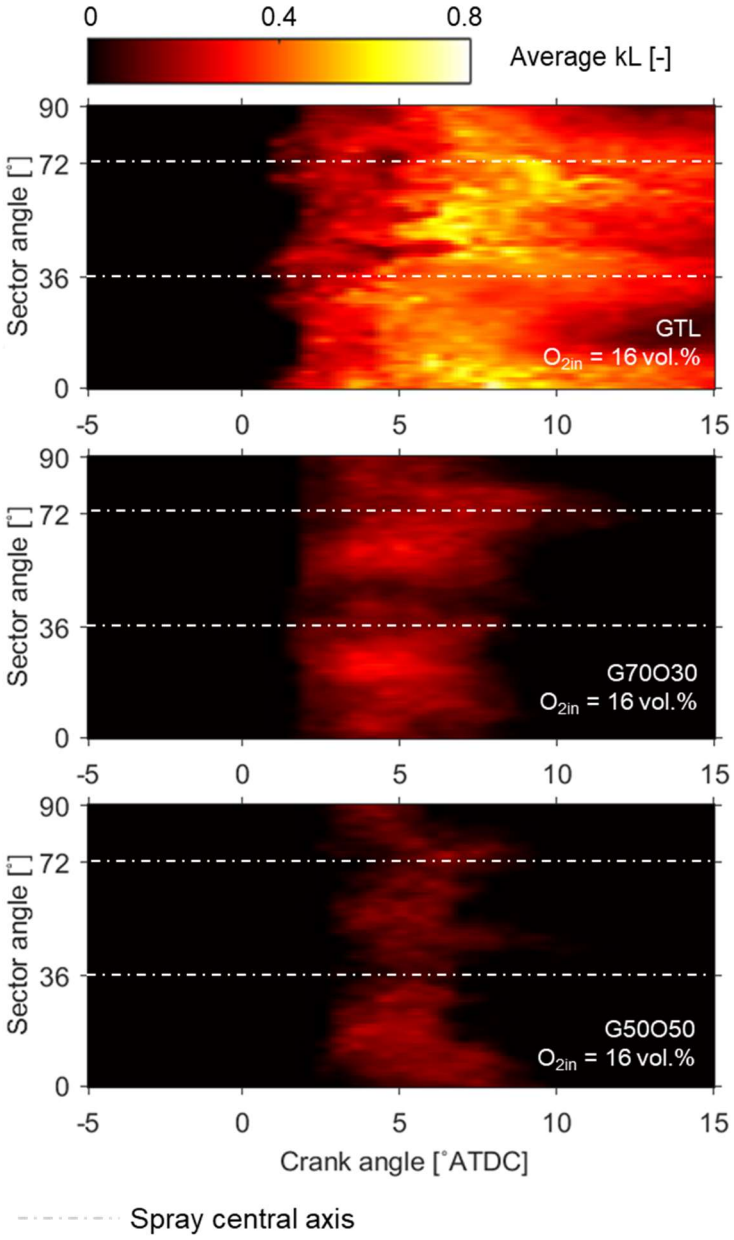


図 4-20 GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料のラジアル解析による
0°から 90°の中心角範囲での平均 kL 値分布 (吸気酸素濃度 16 vol.%)

4.4 本章の結論

本章では，GTL への OME_{mix} 混合によりディーゼルエンジンの熱効率および排出ガスに与える影響をエンジン実験で評価し，急速圧縮膨張装置実験の画像解析より，OME_{mix} 混合による Smoke 低減と後燃えの短縮のメカニズムを調べた．

本章に得られた結果は，およそ以下の通りである．

エンジン実験の結果より，GTL に OME_{mix} を混合すると，

1. OME_{mix} の低位発熱量が低いため, 噴射期間長期化するが, 後燃えが短縮するため, インジェクター諸元を最適化して噴射期間を短縮すれば，発熱の等容度が高い燃焼が期待できる．
2. 低酸素状態でも高い燃焼効率を維持し, 排出ガス中の CO および THC の未燃成分の排出が低減する．
3. 混合割合に応じて Smoke の排出が低減できる．
4. OME_{mix} を大量に混合すると冷却損失増大により，熱効率が低下する．

急速圧縮膨張装置実験の画像解析より，GTL に OME_{mix} を混合すると，

5. 燃料噴射期間中に燃焼室壁近傍の燃料過濃領域においても燃焼が進行し，噴射終了後における未燃燃料の再酸化が抑制され後燃え期間が短縮する．
6. 燃料の理論空燃比が低下するため，燃焼室壁近傍の燃料過濃領域での局所的当量比が低減し，すすの形成が抑制される．

第 5 章　GTL の沸点留分がエンジン性能および噴霧燃焼特性に与える影響

本章では，FT 合成燃料の沸点領域を軽質から重質までの 4 つの蒸留温度帯に分留し，それぞれの沸点留分がエンジン性能およびエミッション特性に与える影響をエンジン実験で調べ，その原因に対して急速圧縮膨張装置の可視化実験で解析した．

5.1 供試燃料

FT 合成燃料のそれぞれの沸点留分が燃料の燃焼性能に与える影響を調査するため，前述した GTL 軽油を用いたほか，GTL を初留点から 25%留出温度 (IBP-T25) までの軽質 GTL 留分，25%から 50%留出温度 (T25-T50) までの中軽質 GTL 留分，50%から 75%留出温度 (T50-T75) までの中重質 GTL 留分, 75%留出から終点 (T75-EP) までの重質 GTL 留分に分留し，その中の軽質 GTL 留分 (GTL Light) または重質 GTL 留分 (GTL Heavy) を GTL に体積比 1：1 で混合した混合燃料 (G50L50, G50H50) をエンジン実験で使用した．また，沸点留分が噴霧燃焼に与える影響を明らかにするため，急速圧縮膨張装置では軽質・重質 GTL 留分を直接に用いて実験を行った．表 5-1，5-2 にそれぞれの供試燃料の性状を，図 5-1 に蒸留性状を，図 5-2 に燃料組成をそれぞれ示す．

表 5-1 軽質・重質 GTL 留分および GTL の燃料性状 (急速圧縮膨張装置実験で使用)

Test fuel		Unit	GTL	GTL Light (IBP-T25)	GTL Heavy (T75-EP)
Density (15 °C)		g/cm^3	0.777	0.757	0.786
Kinematic viscosity (30 °C)		mm^2/s	3.230	1.610	7.010
Distillation temperature	IBP	℃	207.5	190.0	301.0
	10 vol.%	℃	238.5	200.0	311.0
	50 vol.%	℃	258.0	208.0	317.0
	90 vol.%	℃	284.0	219.0	329.0
	EP	℃	328.5	228.5	336.0
Carbon content		w.%	84.6	-	-
Hydrogen content		w.%	15.2	15.3	14.8
Oxygen content		w.%	<0.1	-	-
Lower heating value		MJ/kg	43.7	43.9	43.7

表 5-2 G50L50 および G50H50 混合燃料の燃料性状 (エンジン実験で使用)

Test fuel		Unit	GTL	G50L50	G50H50
Density (15 °C)		g/cm^3	0.777	0.767	0.786
Kinematic viscosity (30 °C)		mm^2/s	3.230	2.734	4.530
Distillation temperature	IBP	°C	207.5	194.5	220.5
	10 vol.%	°C	238.5	205.5	246.0
	50 vol.%	°C	258.0	222.5	301.5
	90 vol.%	°C	284.0	298.0	325.5
	EP	°C	328.5	322.5	336.0
Carbon content		w.%	84.6	-	-
Hydrogen content		w.%	15.2	14.5	14.4
Oxygen content		w.%	<0.1	-	-
Lower heating value		MJ/kg	43.7	43.9	43.9

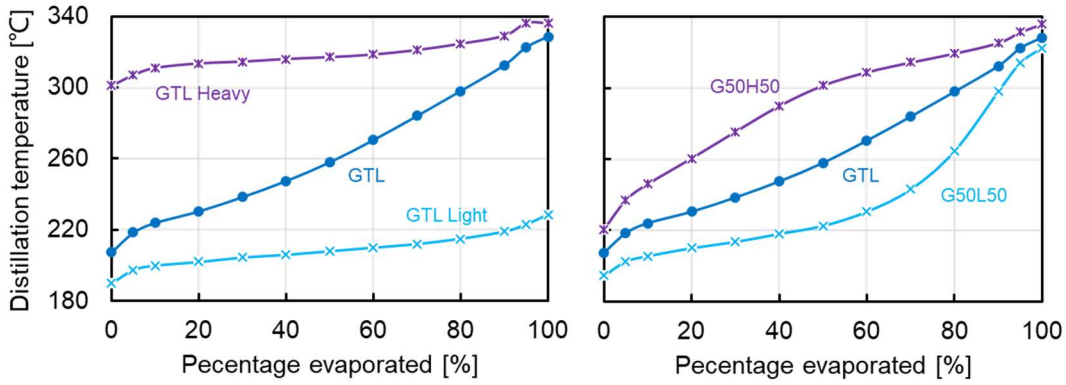
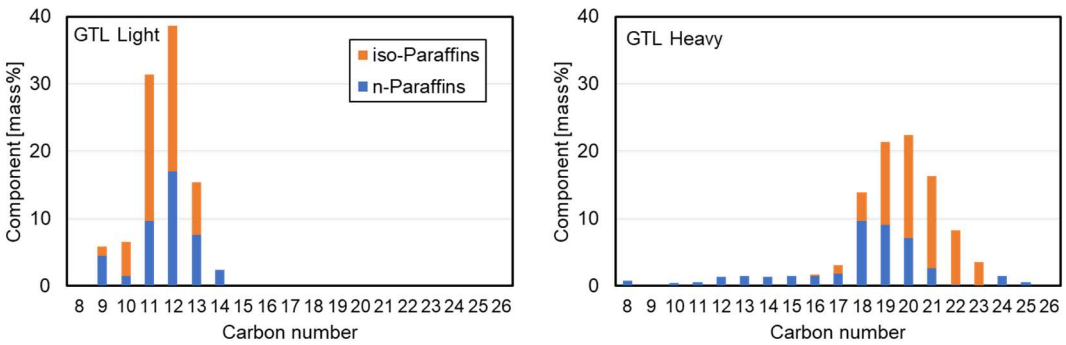
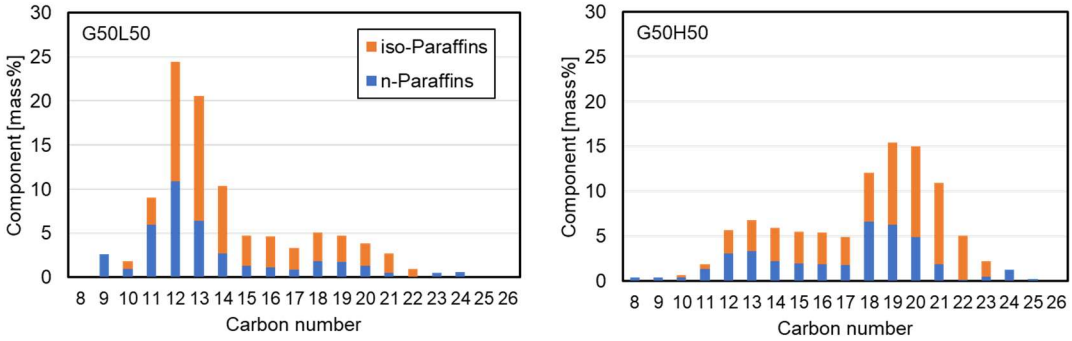


図 5-1 供試燃料の蒸留性状



(a) 軽質・重質 GTL 留分 (急速圧縮膨張装置実験で使用)

図 5-2 供試燃料の組成



(b) G50L50 および G50H50 混合燃料 (エンジン実験で使用)

図 5-2 供試燃料の組成

5.2 GTL の沸点留分がエンジン性能およびエミッション特性に与える影響 (エンジン実験)

5.2.1 実験条件

各吸気酸素濃度と負荷条件において GTL の沸点留分がディーゼルエンジンの熱効率および排出エミッションに与える影響を解明するため，すべて供試燃料に対して機関負荷をグロス図示平均有効圧力 (Gross Indicated Mean Effective Pressure, GMEP) で 900 kPa 一定に保ち吸気酸素濃度 21 vol.%から 11 vol.%まで変更して実験を実施した (表 5-3)．さらに，吸気酸素濃度を 14 vol.%一定に保ち機関負荷を 300 kPa から 900 kPa まで変更した実験を実施した (表 5-4)．いずれの実験条件もエンジン回転速度 1600 rpm，吸気温度を 30 ℃ とし，燃料噴射開始指示時期はパイロット噴射を-10.5 °CA ATDC 一定に保ち，メイン噴射は着火タイミングが常に上死点で生じるように逐次調整した．

表 5-3 吸気酸素濃度変更実験のエンジン運転条件

Engine speed	1600 rpm
Engine load (GMEP)	900 kPa
Intake pressure (abs.)	140 kPa
Intake temperature	30 °C
Fuel injection pressure	150 MPa
Indicated injection timing	Polit: -10.5°CA ATDC Main: Variable for TDC ignition
Input energy	Polit: 75 J/cycle Main: Variable for GMEP
Intake oxygen concentration	21 ~ 11 vol.%
Coolant temperature	80 °C

表 5-4 機関負荷変更実験のエンジン運転条件

Engine speed	1600 rpm				
Engine load (GMEP)	300 kPa	450 kPa	600 kPa	750 kPa	900 kPa
Intake pressure (abs.)	101 kPa	110 kPa	120 kPa	130 kPa	140 kPa
Intake temperature	30 °C				
Fuel injection pressure	150 MPa				
Indicated injection timing	Polit: -10.5°CA ATDC Main: Variable for TDC ignition				
Input energy	Polit: 75 J/cycle Main: Variable for IMEP				
Intake oxygen concentration	14 vol.%				
Coolant temperature	80 °C				

5.2.2 吸気酸素濃度がエンジン性能に与える影響

図 5-3 に GMEP 900 kPa の機関負荷条件で，クールド EGR により吸入酸素濃度 (Intake oxygen concentration, O_{2in}) を変化させた際の G50L50 および G50H50 の熱効率関連因子 (グロス図示熱効率 Gross indicated thermal efficiency，等容度 Degree of constant volume，燃焼効率 Combustion efficiency，冷却損失 Cooling loss，および排気損失 Exhaust loss) を示す. 両燃料とも吸気酸素濃度の低下に伴い燃焼温度が低下するため冷却損失が低減し，図示熱効率はわずかに増加するが，吸気酸素濃度を 14 vol.%以下に低下させると燃焼効率が悪化し，図示熱効率も悪化する．両燃料に等容度の差はみられないが，重質 GTL 留分を 50 vol.% 混合した G50H50 ではすべての吸気酸素濃度条件において冷却損失が増大するため，図示熱効率が悪化する．一方，軽質 GTL 留分を 50 vol.% 混合した G50L50 では燃焼効率がすべての吸気酸素濃度条件において燃焼効率がわずかに低下するが，冷却損失が優位になるため，図示熱効率が改善する．

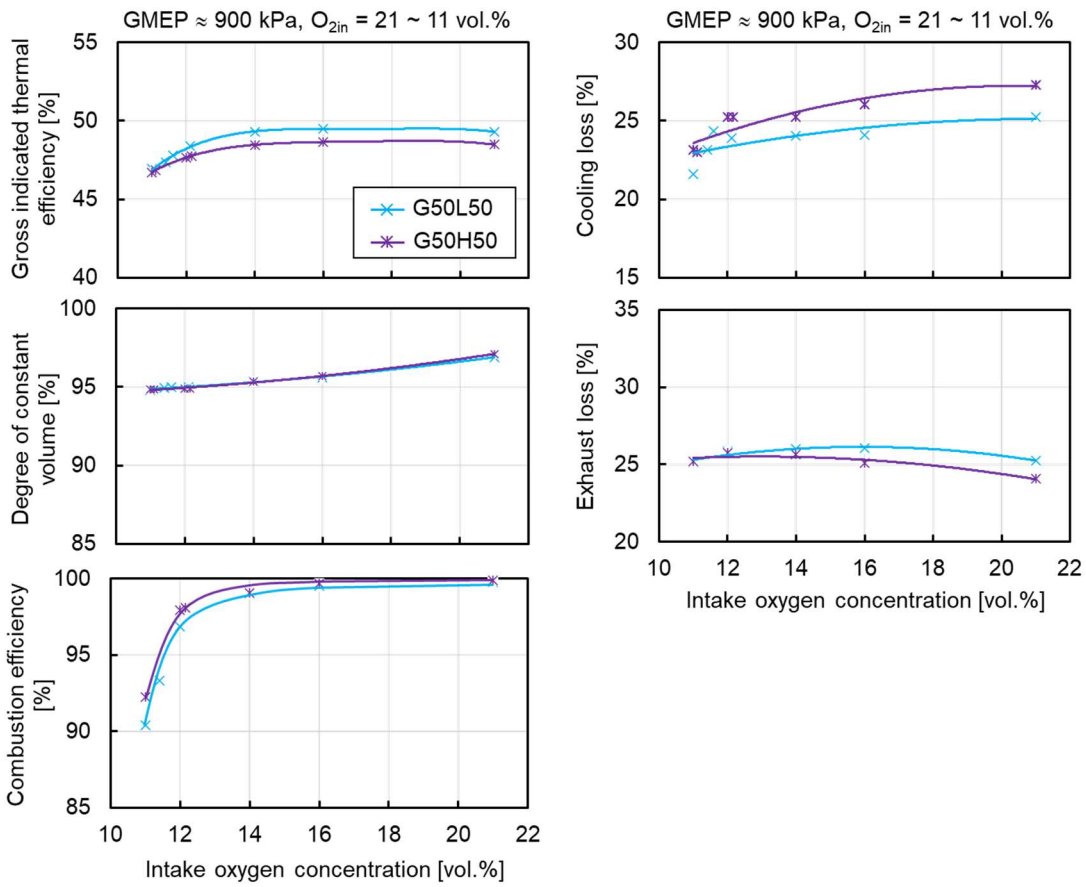


図 5-3 G50L50 および G50H50 の熱効率関連因子 (パラメータ：吸気酸素濃度)

図 5-4 に吸気酸素濃度 16, 14, 12 vol.% 条件における G50L50 および G50H50 燃料の筒内圧力履歴 (In-cylinder pressure)，熱発生率 (Rate of heat release, ROHR) および筒内平均ガス温度 (In-cylinder mean gas temperature) をクランク角度に対して示す．両燃料に筒内圧力履歴の顕著な差はみられないが，同一のパイロット噴射の指示時期を与えても熱発生率では G50L50 が遅角，G50H50 が進角するため，重質 GTL 留分の方が軽質 GTL 留分よりもセタン価が高いと考えられる．

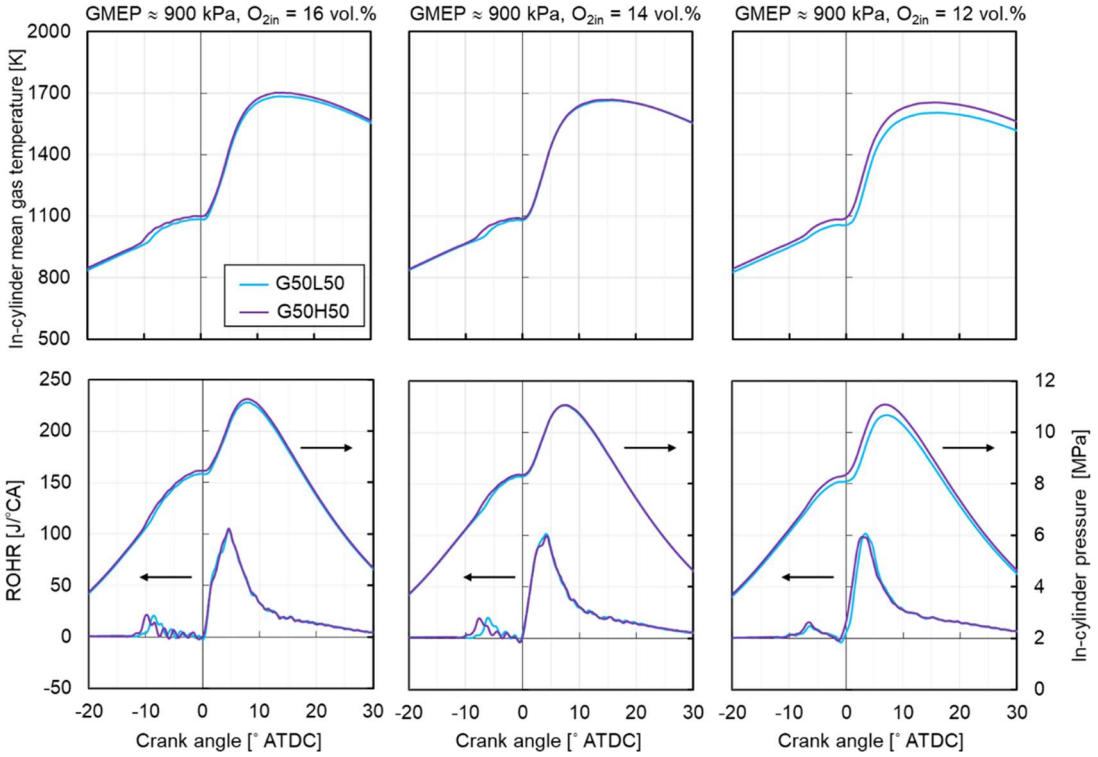


図 5-4 G50L50 および G50H50 の筒内圧力履歴および熱発生率
(吸気酸素濃度 16, 14, 12 vol.%)

図 5-5 に G50L50 および G50H50 燃料の各吸気酸素濃度条件における排気エミッション (一酸化炭素 CO, 未燃炭化水素 THC, 窒素酸化物 NOx, および黒煙 Smoke) を示す. CO および THC の排出は両燃料とも吸気酸素濃度の低下に伴い当量比が上昇し燃焼が悪化するため増加する. G50L50 では未燃成分の排出が高まっており, 燃焼効率が低下することを示している. これは G50L50 では軽質 GTL 留分中に炭素数が 13 以下の沸点が低い鎖状炭化水素が支配的であるため, 燃料の蒸発に優れ過度な希薄化により未燃成分の排出が増加したためと考えられる. NOx の排出は燃焼温度に依存し, EGR により吸気酸素濃度が 14 vol.%以下では 60 ppm 以下まで抑制され燃料による差がみられないが, 吸気酸素濃度 21, 16 vol.% 条件では G50H50 を用いると NOx の排出は増加する. Smoke は吸気酸素濃度の低下に伴い増加し, 燃料間に顕著な差はみられない.

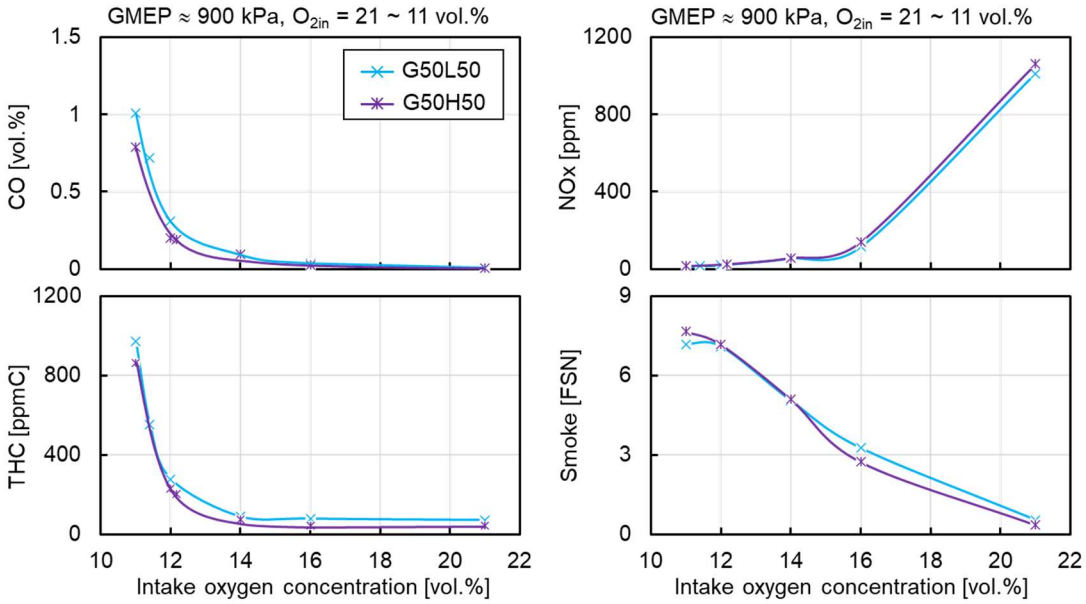


図 5-5 G50L50 および G50H50 のエミッション特性 (パラメータ：吸気酸素濃度)

5.2.3 機関負荷がエンジン性能に与える影響

機関負荷を変更した際の G50L50 および G50H50 燃料の熱効率関連因子 (グロス図示熱効率 Gross indicated thermal efficiency，等容度 Degree of constant volume，燃焼効率 Combustion efficiency，冷却損失 Cooling loss，および排気損失 Exhaust loss) を図 5-6 に示す．GMEP 600 kPa 以上の中・高負荷条件においては軽質 GTL 留分を 50 vol.% 混合した G50L50 の燃焼効率が図示熱効率はわずかに高いが，機関負荷の低下に伴い両燃料の冷却損失の差が小さくなるため，GMEP 450 kPa 以下の中・低負荷条件において熱効率は同等となる．燃焼効率は両燃料とも GMEP 750 kPa 程度の中・高機関負荷条件で最大となるが，G50L50 の方が全負荷条件において低下する．これは低機関負荷条件または軽質 GTL 留分の混合より燃料噴霧が過度に希薄化し未燃成分の排出が増加したためであると考えられる．

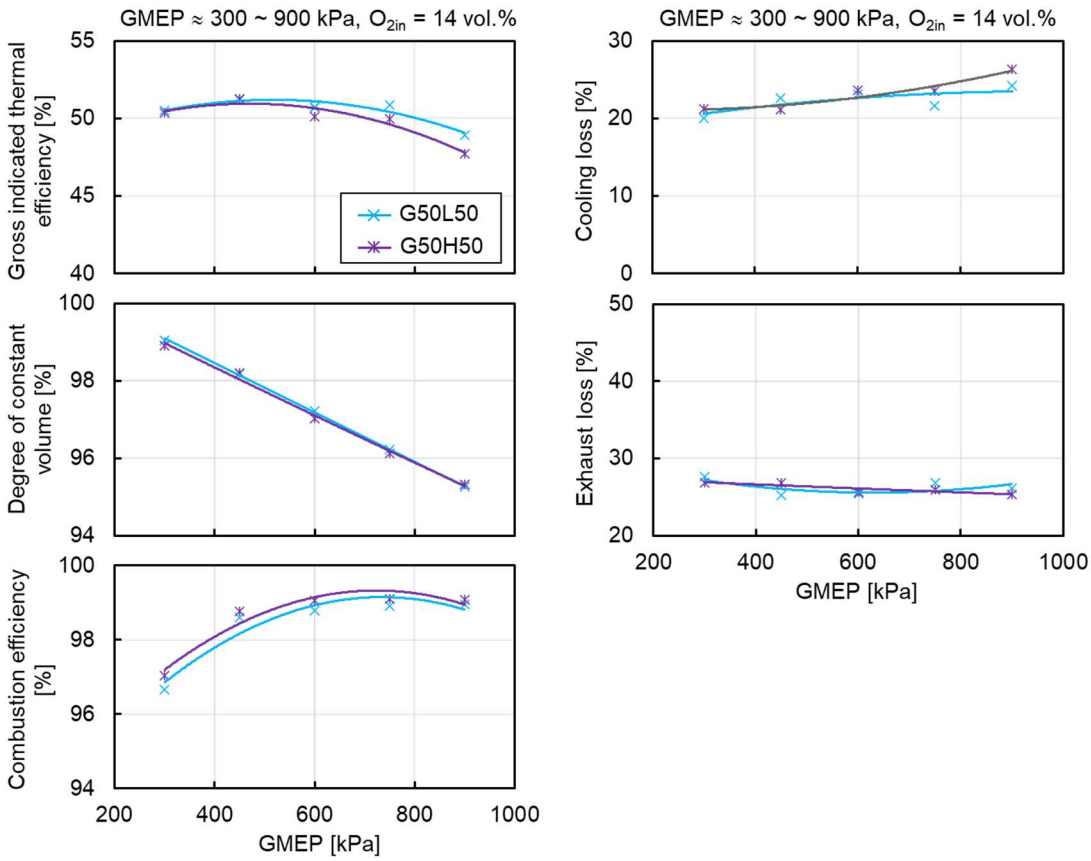


図 5-6 G50L50 および G50H50 の熱効率関連因子 (パラメータ：機関負荷)

機関負荷を変更した際の G50L50 および G50H50 燃料の排気エミッション (一酸化炭素 CO，未燃炭化水素 THC，窒素酸化物 NOx，および黒煙 Smoke) を図 5-7 に示す．CO の排出に顕著な差はみられないが，高機関負荷と低機関負荷条件で排出が増加する．高負荷条件における排出の増加は EGR 率が高く当量比の増加によるもので，低機関負荷条件での CO 増加は燃料噴霧の過度な希薄化により燃焼が緩慢化したためだと考えられる．THC の排出は低機関負荷条件になると増加し燃料噴霧の過度な希薄化によるものであると考えられ，軽質 GTL 留分を混合するとさらに燃料の希薄化を促進し，さらに高い排出を示す．NOx の排出は機関負荷の減少に伴い単調に減少し，燃料間の差異はない．Smoke の排出は燃料によらず機関負荷の低下に伴い排出が少なくなる．

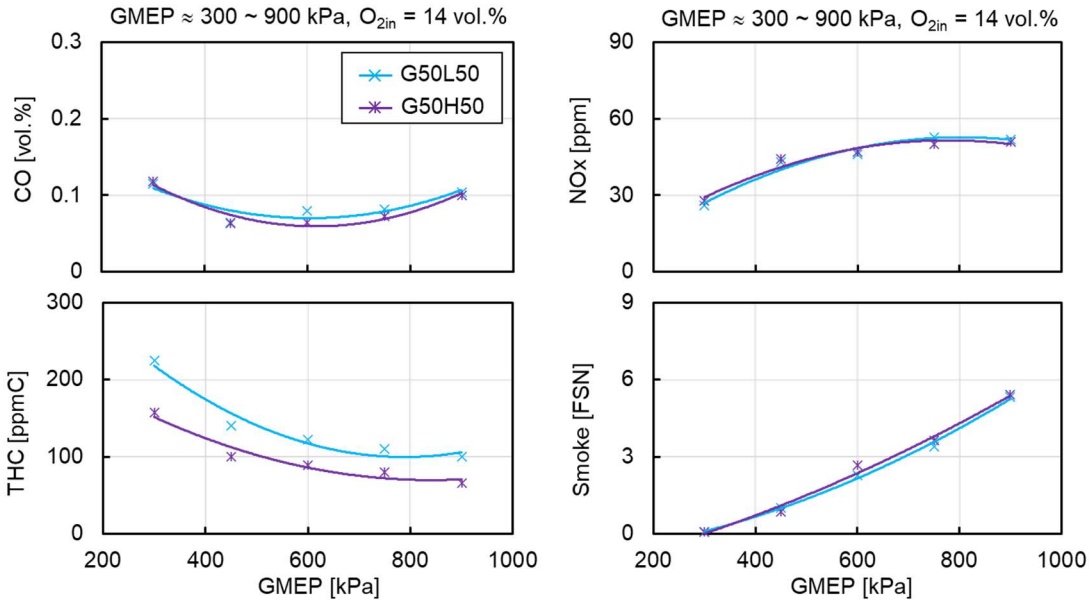


図 5-7 G50L50 および G50H50 のエミッション特性 (パラメータ：機関負荷)

5.3 GTL の沸点留分が噴霧燃焼特性に与える影響の光学的調査（RCEM 実験）

5.3.1 実験条件

急速圧縮膨張装置における実験条件を表 5-5 に示す．軽質・重質 GTL 留分が噴霧燃焼に与える影響を明らかにするため，急速圧縮膨張装置実験では 5.1 節に述べた軽質 GTL 留分 (GTL Light) および重質 GTL 留分 (GTL Heavy) を直接用い, 相当機関回転数を 1030 rpm となる条件で吸気酸素濃度を 16 vol.% に一定に保ち実験を行った．エンジン実験の上死点付近での雰囲気密度に合わせるように吸気圧力 (ピストン下死点における初期シリンダ内圧力) を 160 kPa とした．また，燃料噴射はパイロット・メインの二段噴射とし，パイロット噴射の噴射開始指示時期を-7 °CA ATDC に設定し，投入熱量が 50 J/cycle となるよう各燃料での噴射期間を調整した．また，メイン噴射の噴射開始指示時期を-4°CA ATDC に設定し, 投入熱量が 900 J/cycle となるよう各燃料での噴射期間を調整した．なお，軽質・重質 GTL 留分の低位発熱量が同等である (表 5-1) ため，噴射期間は同一であり，二段噴射での総投入熱量は IMEP 750 kPa の機関負荷条件に相当する．急速圧縮膨張装置の構造上の安全性を確保するため，燃料噴射圧力はエンジン実験よりも低い 75 MPa とした．

表 5-5 急速圧縮膨張装置における実験条件

Test fuel	GTL Light	GTL Heavy
Equivalent engine speed	1030 rpm	
Intake oxygen concentration	16 vol.%	
Intake pressure (abs.)	160 kPa	
Intake temperature	38 °C	
Fuel injection pressure	75 MPa	
Injection signal timing	Polit: -7 °CA ATDC Main: -4 °CA ATDC	
Injection duration	Polit: 0.085 ms Main: 0.460 ms	
Total equivalence ratio	≈ 0.55	

5.3.2 筒内圧力および熱発生率履歴

急速圧縮膨張装置を用いて取得した軽質および重質 GTL 留分の筒内圧力履歴 (In-cylinder pressure) および熱発生率 (Rate of heat release, ROHR) を図 5-8 に示す．エンジン

実験における熱発生率 (図 5-4) と同様に，パイロット噴射の噴射開始指示時期は両燃料とも共通であるが，重質 GTL 留分のセタン価が高いためより早い熱発生率の立ち上り時期を呈している．燃料噴射終了後に後燃えによる熱発生率は両燃料がほぼ同様の傾向がみられる．

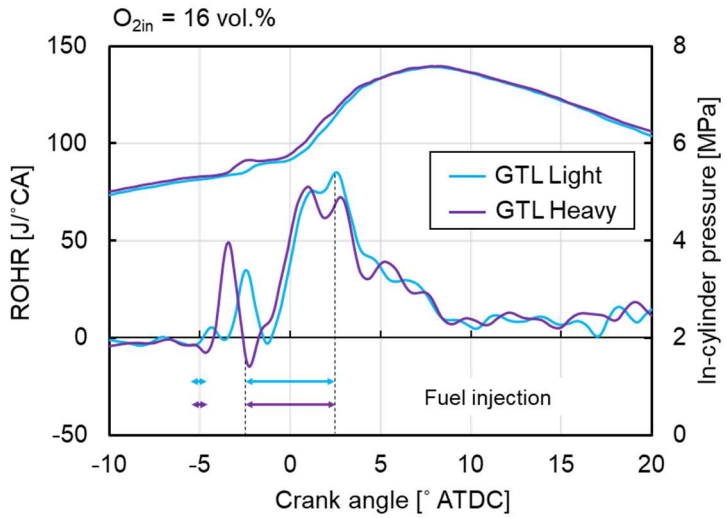


図 5-8 軽質および重質 GTL 留分の筒内圧力履歴および熱発生率
(実験条件：表 5-5 参照)

5.3.2 二色法による火炎温度解析

5.2 節で前述したエンジン実験で得られた結果では，G50L50 および G50H50 燃料では同様な熱発生率を示すが，G50H50 の方がより高い冷却損失を示し，高吸気酸素濃度条件において NOx の排出も増加する．この原因を解明するため，直接撮影法画像を用いて軽質および重質 GTL 留分の噴霧燃焼による火炎温度を二色法で解析した．図 5-9 に軽質および重質 GTL 留分の噴霧燃焼の直接撮影画像を示す．2.2.6 節に述べたように，適切な輝度を得るため透過率 50%の ND フィルタを用いて撮影を行った．

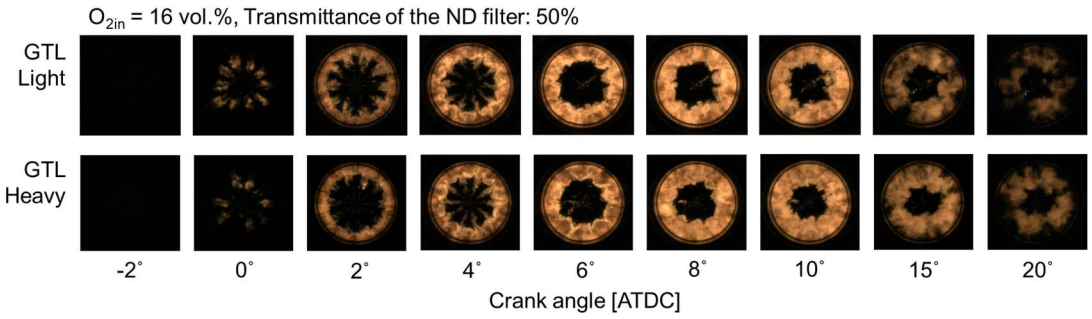


図 5-9 軽質および重質 GTL 留分の噴霧燃焼の直接撮影画像
(実験条件：表 5-5 参照)

図 5-10 に，図 5-9 の直接撮影法画像を用いて二色法により解析した火炎温度分布の時間経過 (クランク角度) を 3.3.3 節に記述したラジアル解析 (Radial analysis) を用い，軽質および重質 GTL 留分の半径方向の平均火炎温度分布をクランク角度に対して示す. 燃料によらず噴霧燃焼による火炎の平均温度は 2600 から 2800 ℃であり，重質 GTL 留分を用いると 15° CA ATDC 以降の火炎後流における局所的な高温領域の滞留時間が伸張するため，壁面熱伝導による冷却損失が増加すると考えられる．また，NOx の排出は高温領域の滞留時間の伸張に伴い排出が増加するが，吸気酸素濃度が 14 vol.%以下に両燃料とも 60 ppm 以下まで抑制される (図 5-5，図 5-7).

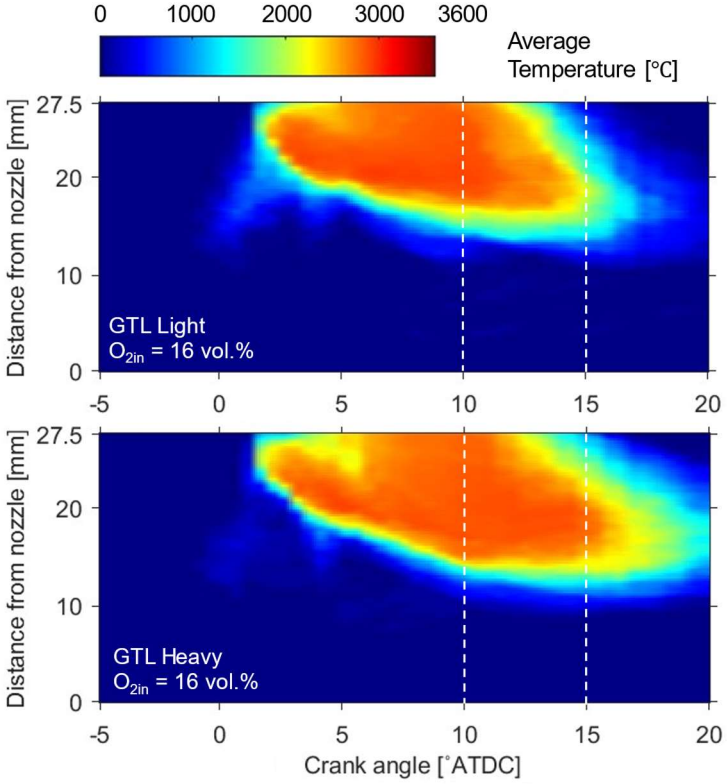


図 5-10 軽質および重質 GTL 留分のラジアル解析による半径方向の平均火炎温度分布

5.4 本章の結論

本章では，GTL を 4 つの沸点留分に分留し，軽質 GTL 留分と重質 GTL 留分がディーゼル燃焼に与える影響についてエンジン実験で評価し，急速圧縮膨張装置を用いて画像解析を行った．

本章に得られた結果は，およそ以下の通りである．

エンジン実験の結果より，

1. 軽質 GTL 留分は燃料の蒸発が促進され過度な希薄化により CO および THC の排出が増加し，燃焼効率が低下する．
2. 重質 GTL 留分は軽質 GTL 留分よりもセタン価が高いため着火性に優れるが，冷却損失の増加により熱効率は低下する．

急速圧縮膨張装置実験の画像解析より，

3. 重質 GTL 留分は噴霧燃焼の火炎後流における高温領域の滞留時間が伸張し，壁面熱伝導による冷却損失が増加するため熱効率が低下すると考えられる．

第 6 章　研究の結果および今後の展望

市場に普及している内燃機関車をすべて電気自動車に置き換えることは困難であり，既存の内燃機関車にカーボンニュートラル液体合成燃料 (e-fuel) を用いることは運輸部門での脱炭素化を実現する現実的な選択肢の一つである．カーボンニュートラル液体合成燃料を市場導入し既存のディーゼルエンジンで使用する際には，従来の軽油よりも高熱効率と低排出ガスが求められるが，その特徴を活かした燃料処方や最適化したエンジンシステムの開発ができることが望ましい．

本研究では，Fischer-Tropsch (FT) 合成燃料および含酸素燃料である OME_{mix} を対象燃料とし，エンジン実験で熱効率関連因子と排気エミッションを計測し，急速圧縮膨張装置を用いて可視化観察による燃焼の画像解析でエンジン性能に及ぼす影響のメカニズムを解明し，さらなるディーゼルエンジンの高性能化を図るための知見を得ることができた．なお，本来であれば大気中の二酸化炭素と水の電気分解より得られる水素から合成される e-fuel を実験に用いるべきであるが，生産量が少なく入手が難しいことから，本研究では天然ガスから同様に FT 合成される GTL を用いて実験を実施した．

GTL は軽油とほぼ同等の燃焼性能を持ち，芳香族の含有量が少ないため Smoke 排出を低減する効果があり，化石燃料である軽油の代替として現行のディーゼルエンジンに用いることが可能であるが，高セタン価の GTL を活かしたエンジンシステムを導入できれば，さらなるエンジンの高性能化が期待できる．本研究では，含酸素カーボンニュートラル燃料である OME_{mix} との共用や GTL の組成面から燃料がディーゼルエンジン性能に与える影響について調査した．

本研究で用いた液体合成燃料の GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料の特徴を直感的に表すため，現行のディーゼルエンジンに用いた際のエンジン性能 (熱効率、排気エミッション) を化石由来の軽油と比較して評価した．その結果を図 6-1 に示す．

燃料	エンジンシステム	熱効率	排気エミッション
軽油 (化石由来)	現行のディーゼルエンジン	△ (基準)	△ (基準)
GTL (FT法で合成)	現行のディーゼルエンジン	△ (軽油と同等)	○ (Smoke排出低減)
GTL-OME_{mix} 混合燃料	現行のディーゼルエンジン	× (大量に混合すると 熱効率低下)	◎ (Smoke排出大幅低減)

図 6-1 評価マトリックス①
(現行のディーゼルエンジンでの評価)

6.1 OME_{mix} の混合がディーゼルエンジン性能に与える影響

OME_{mix} は Smoke 排出に抑制効果があり，特に OME_{mix} を 50 vol.%混合する燃料では，高負荷・高 EGR 条件でも Smoke の排出が低減する．また，急速圧縮膨張装置による噴霧燃焼の画像解析結果より，炭化水素系燃料の軽油および GTL では燃料噴射期間中に燃料噴霧が燃焼室壁面に衝突し，燃焼室壁近傍で噴霧間干渉し，燃料過濃領域が形成されて酸化が不十分となっている．その後，この未燃燃料が燃焼室中心近くの酸素が残存する領域に巻き上がり再酸化が起きていることを明らかにした．この噴射終了から再酸化が生じる時間は熱発生率において「後燃え期間」として計測されるが，後燃え期間を短縮できれば熱効率のさらなる向上が期待できる．OME_{mix} を GTL に混合して用いると燃料の理論空燃比を低下させるため，燃料噴射期間中に燃焼室壁近傍の燃料過濃領域においても燃焼が進行し，噴射終了後における未燃燃料の再酸化が抑制され後燃え期間を短縮できるが，本研究で用いたインジェクターは軽油用のため発熱量の低い OME_{mix} を混合して用いると噴射期間が伸張し，熱効率が向上する結果を得られなかった．

この課題に対し，

a)　インジェクターのノズル噴孔数を変えずに噴孔径を広げる

b)　高圧噴射をする

c)　インジェクターのノズル噴孔径を一定にして噴孔数を増やす

などの手法が考えられるが，a) は本研究室で 2023 年度の河辺らの研究[63]により，含酸素燃料に対して，ノズル噴孔径の拡大により噴射期間の短縮に伴い等容度 (Degree of constant volume) が向上するが，冷却損失 (Cooling loss) が増大するため，図示熱効率 (Indicated thermal efficiency) がさらに低下することが報告されている (図 6-2).

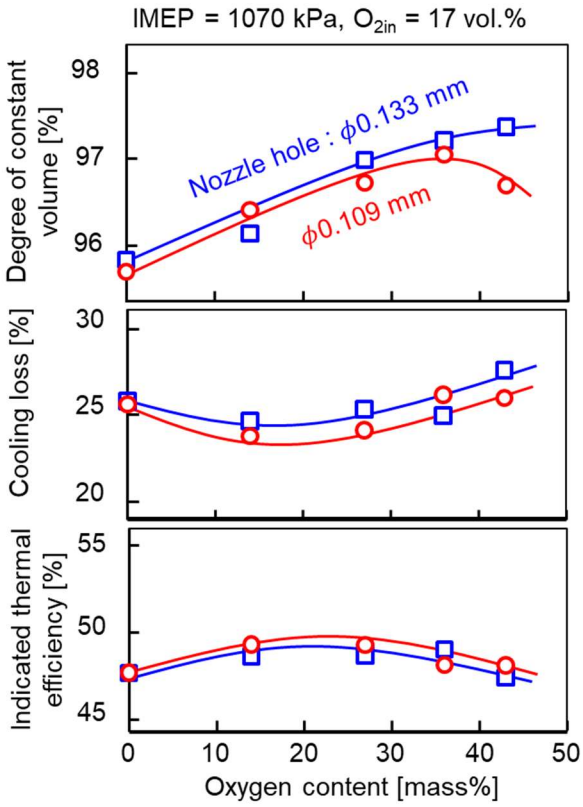


図 6-2 ノズル噴孔径が燃料の酸素含有率に対する熱効率関連因子に与える影響[63]

b) に関しては現時点で乗用車用ディーゼルエンジンでも 200 MPa の燃料噴射圧を持ち，大型商用車用では 240 MPa も実用化されているため，例えば OME_{mix} 50 vol.% の混合割合の場合は軽油と同じ噴射期間を得るには噴射圧力をおよそ 40% 以上向上させなければならず，現行ディーゼルエンジンで実現することは困難である．

c) について，稲垣ら[64]はノズル噴孔数を増加させ噴霧火炎を高分散化させる方法で，ディーゼルエンジンの燃焼の改善を提唱した．しかし，噴孔数の過度な増加は隣接する噴霧間の干渉による燃焼の緩慢化やスス生成を助長する課題が生じる[65]．本研究室の新山ら[66]は，ノズル噴孔数の増加が噴霧燃料およびスス生成に及ぼす影響について，三次元 CFD 解析ソフトウェア (AVL, FIRE) を用いて解析をした．その結果は図 6-3 に示す．ノズル噴孔数を 8 から 16 に増やすと，予混合的燃焼および拡散燃焼の熱発生率のピークが上昇し，噴射終了後に熱発生率は早期に低下するが，後燃え期間においては緩慢な燃焼が継続する．また，すすの質量分率の時系列変化に関しては，ノズル噴孔数を 8 から 16 に増やすと，噴霧間干渉が顕著となりすすの量が大幅に増加する．

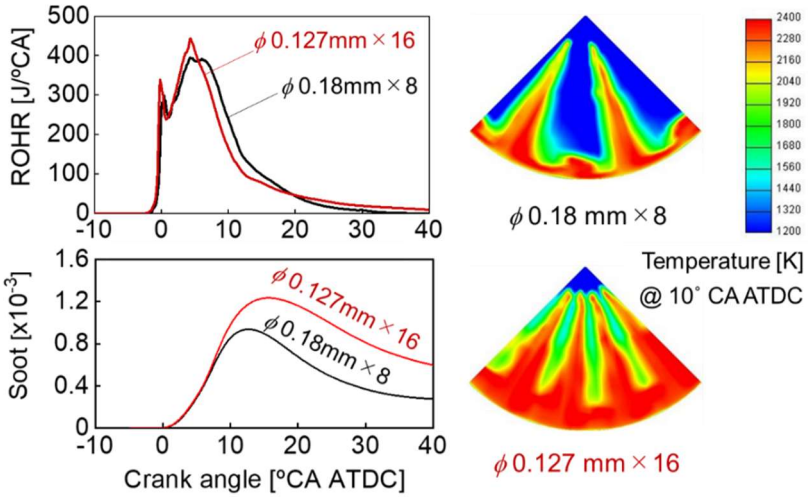


図 6-3　ノズル噴孔数の増加が熱発生率，すすの生成および火炎温度分布に与える影響[63]

図 6-4 にノズル噴孔数の増加がヒートバランス (排気損失 Exhaust loss，冷却損失 Cooling loss，図示熱効率 Indicated thermal efficiency) に与える影響を示す．ノズル噴孔数を 8 から 16 に増やすと冷却損失を低減できるが，後燃え期間では緩慢な燃焼により等容度が低下するため，図示熱効率がわずかに低下する．

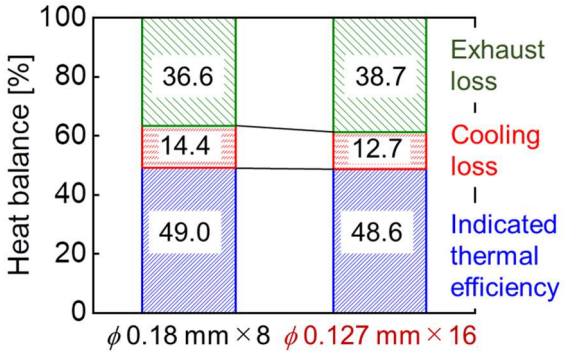


図 6-4　ノズル噴孔数の増加がヒートバランスに与える影響[63]

一方，第 4 章の研究結果から，OME_{mix} の混合により噴霧間干渉領域での噴霧燃焼が促進し，すすの生成も抑制されるため，多噴孔インジェクターを用いれば，噴霧間干渉の影響を緩和できる．例えば，c)のケースにおいて，OME_{mix} の混合量を噴孔面積に合わせて調整し GTL と同じ噴射期間で OME_{mix} 混合燃料を噴射することができれば，後燃えの低減と等容度の高い燃焼の相乗効果による熱効率の向上が期待できる．多噴孔インジェクターを適用した際の GTL-OME_{mix} 混合燃料のエンジン性能評価を図 6-5 に示す．

燃料	エンジンシステム	熱効率	排気エミッション
軽油 (化石由来)	現行のディーゼルエンジン	△ (基準)	△ (基準)
GTL-OME_{mix} 混合燃料	現行のディーゼルエンジン	× (大量に混合すると 熱効率低下)	◎ (Smoke排出大幅低減)
GTL-OME_{mix} 混合燃料	多噴孔インジェクターを適用	○ (後燃えの低減による 熱効率向上が期待できる)	◎ (Smoke排出大幅低減)

図 6-5 評価マトリックス②
(多噴孔インジェクターを適用した際の GTL-OME_{mix} 混合燃料の評価)

6.2 GTL の組成調整によるディーゼルエンジンの熱効率向上

第 5 章の研究結果から，沸点が 300℃以上の重質 GTL 留分は燃焼室内の高温ガス滞留時間が伸張し壁面熱伝導による冷却損失が増加するため，熱効率が低下することが明らかとなった．そのため，製造時に GTL の高沸点留分を除去すれば熱効率の向上を図れると考えられる．

重質 GTL 留分の除去が燃焼室内の高温ガス滞留時間に及ぼす影響を実証するため，5.1 節に述べた軽質 GTL 留分 (IBP-T25), 中軽質 GTL 留分 (T25-T50), および中重質 GTL 留分 (T50-T75)を再混合し，急速圧縮膨張装置で二色法を用いて噴霧燃焼による火炎温度の時系列変化を解析した (実験条件は表 5-5 に参照).

図 6-6 に，二色法により解析した軽質 GTL 留分 (GTL Light)，重質 GTL 留分 (GTL Heavy)，GTL，重質留分をカットした GTL (GTL w/o Heavy) の半径方向の平均火炎温度分布をクランク角度に対して示す.

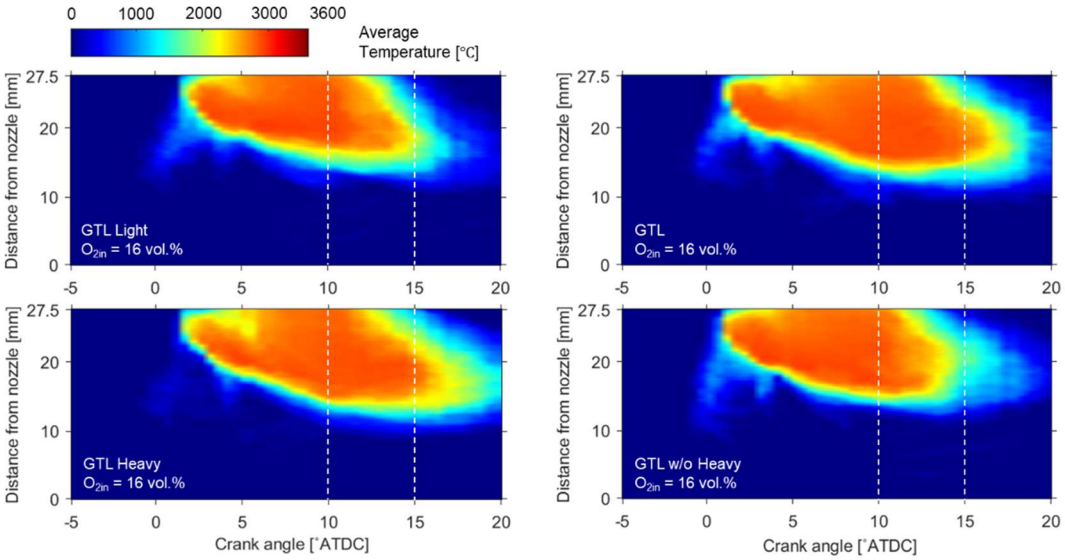


図 6-6 各燃料の二色法による半径方向の平均火炎温度分布

解析結果より，沸点領域が 300℃以上の重質留分を含める GTL および GTL Heavy では，15° CA ATDC 以降の火炎後流における局所的な高温領域の滞留時間が伸張するが，重質 GTL 留分をカットした GTL w/o Heavy を用いると GTL に比較して燃焼室内の高温ガス滞留時間が短縮することが明らかとなった．燃焼室内における高温ガス滞留時間の短縮により，高沸点領域の重質留分を除去した GTL を用いてディーゼルエンジンの熱効率向上が期待できる．重質留分を除去した GTL のエンジン性能評価を図 6-7 に示す．

燃料	エンジンシステム	熱効率	排気エミッション
軽油 (化石由来)	現行のディーゼルエンジン	△ (基準)	△ (基準)
FT合成燃料 (e-Fuel, GTL)	現行のディーゼルエンジン	△ (軽油と同等)	○ (Smoke排出低減)
GTL (重質留分除去)	現行のディーゼルエンジン	○ (熱効率向上が期待できる)	○ (Smoke排出低減)

図 6-7 評価マトリックス③
(重質留分を除去した GTL の評価)

6.3 ミラーサイクルへの適用による e-fuel を用いたディーゼルエンジンの熱効率向上

ミラーサイクルは R. H. Miller [67] により提唱されたサイクルで複雑な機構を用いず，吸気バルブの遅閉じ，または早閉じによって，低圧縮・高膨張のアトキンソンサイクル

を実現できる．

図 6-8 は有効圧縮比 ε_c と有効膨張比 ε_e の等しい通常のサイクルと，吸気バルブ遅閉じによるミラーサイクルサイクルの例を示す．通常のサイクルでは，ピストン下死点の位置で吸気バルブを閉じるが，ミラーサイクルでは吸気バルブをピストン圧縮行程中に閉じる．ミラーサイクルでは吸気バルブの開弁期間が通常のサイクルに比べ短いため，吸入空気量が通常のサイクルに比べ低くなるため，過給機により吸入空気量を補う必要がある．ミラーサイクルを適用することにより，通常のサイクルに比べ圧縮行程における圧縮圧力が低下するため，筒内ガス温度が低減し冷却損失の低下につながる．また，高膨張比になるため図示熱効率を高めることができる．

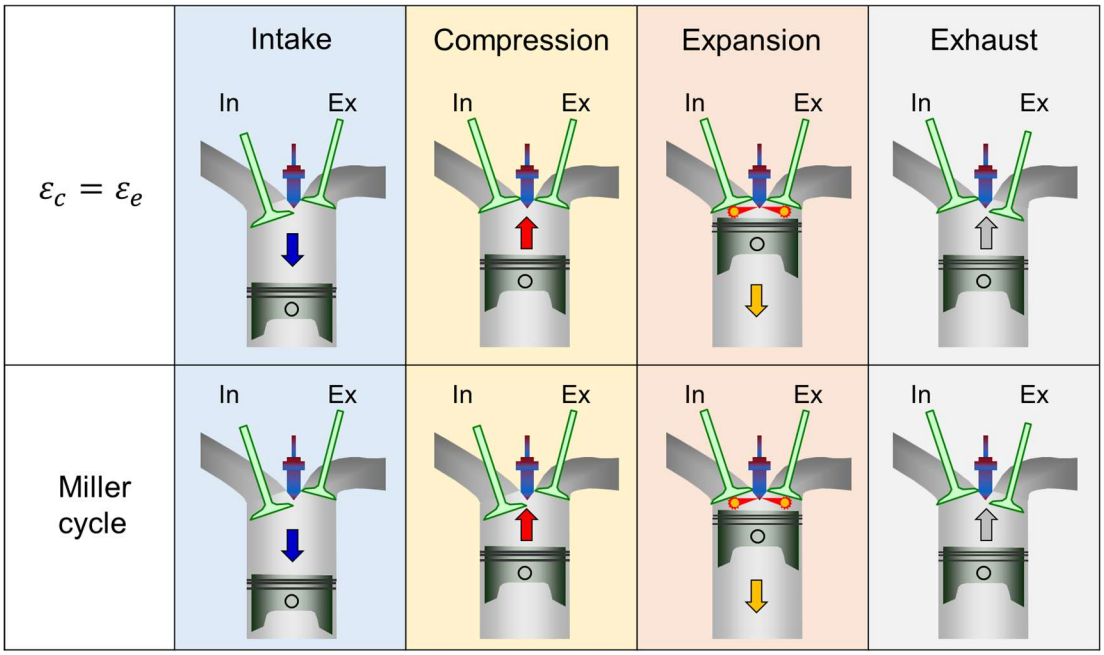


図 6-8 通常サイクルおよび吸気バルブの遅閉じによりミラーサイクルの比較

図 6-9 に吸気バルブの遅閉じによる複合ミラーサイクルの P-V 線図を示す.

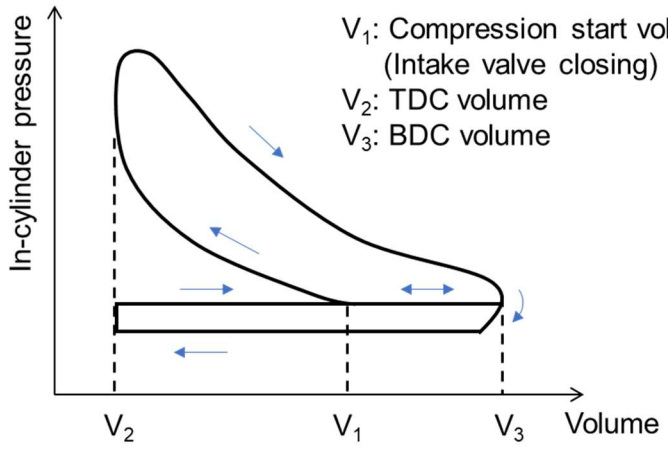


図 6-9 ミラーサイクルの P-V 線図

複合ミラーサイクルの理論熱効率η_{th}は次式で与えられる.

$$\eta_{\mathrm{th}} = 1 - \varepsilon^{(1-\kappa)} \frac{\alpha(\xi\alpha^{-\kappa}\sigma^{\kappa}-1)+\kappa(\alpha-1)}{\kappa\xi(\sigma-1)+\xi-1} \tag{6-1}$$

η_{th}: 理論熱効率 [-]

ε: 圧縮比(V_1/V_2) [Pa]

ξ: 圧力比 [-]

κ: 比熱比 [-]

α: 膨張比/圧縮比(V_3/V_1) [-]

σ: 締切比 [-]

一方，複合サイクルの理論熱効率η_{th}は次式で表される.

$$\eta_{\mathrm{th}} = 1 - \varepsilon^{(1-\kappa)} \frac{\xi\sigma^{\kappa}-1}{\kappa\xi(\sigma-1)+\xi-1} \tag{6-2}$$

ここで，圧縮比 ε を 14, 膨張比を 18 (膨張比/圧縮比αを 1.29) とすれば，複合サイクルの理論熱効率η_{th}は 51.0%，複合ミラーサイクルの理論熱効率η_{th} は 54.5%となる．FT 合成燃料 (e-fuel, GTL) や OME_{mix} はセタン価が高く，低圧縮でも着火することができるため圧縮仕事を低減することができ，低圧縮・高膨張の高効率ミラーサイクルディーゼルエンジンに適用することが可能と考えられる.

図 6-10 にミラーサイクルディーゼルエンジンに適用した際の GTL および GTL-OME_{mix} 混合燃料のエンジン性能評価を示し，エンジンと燃料をセットで高性能化を図ることが見込める．

燃料	エンジンシステム	熱効率	排気エミッション
軽油 (化石由来)	現行のディーゼルエンジン	△ (基準)	△ (基準)
GTL (FT法で合成)	現行のディーゼルエンジン	△ (軽油と同等)	○ (Smoke排出低減)
GTL-OME_{mix} 混合燃料	現行のディーゼルエンジン	× (大量に混合すると 熱効率低下)	◎ (Smoke排出大幅低減)
GTL (重質留分除去)	現行のディーゼルエンジン	○ (熱効率向上が期待できる)	○ (Smoke排出低減)
GTL-OME_{mix} 混合燃料	多噴孔インジェクターを適用	○ (後燃えの低減による 熱効率向上が期待できる)	◎ (Smoke排出大幅低減)
GTL (重質留分除去)	ミラーサイクルエンジン	◎ (更に熱効率向上)	○ (Smoke排出低減)
GTL-OME_{mix} 混合燃料	多噴孔インジェクターを適用 ミラーサイクルエンジン	◎ (更に熱効率向上)	◎ (Smoke排出大幅低減)

図 6-10 評価マトリックス④
(ミラーサイクルディーゼルエンジンに適用した際の評価)

参考文献

[1] 気象庁, "IPCC 第 5 次評価報告書 (AR5) ", 2013. https://www.data.jma.go.jp/cpdinfo/ipcc/ar5/index.html

[2] National Centers for Environmental Information, "NOAAGlobalTemp". https://www.ncei.noaa.gov/products/land-based-station/noaa-global-temp

[3] European Environment Agency, "Trends in atmospheric concentrations of CO_2 (ppm), CH_4 (ppb) and N_2O (ppb), between 1800 and 2017". https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/daviz/atmospheric-concentration-of-carbon-dioxide-5

[4] Global Monitoring Laboratory, "Carbon Cycle Greenhouse Gases, Trends in Atmospheric Carbon Dioxide (CO_2)". https://gml.noaa.gov/ccgg/trends/global.html

[5] 環境省, "気候変動に関する国際連合枠組条約の京都議定書", 1997. https://www.env.go.jp/earth/ondanka/mechanism/kpeng_j.pdf

[6] Jiang, J., Ye, B. and Liu, J., "Research on the peak of CO_2 emissions in the developing world: Current progress and future prospect", Applied Energy, Vol. 235, pp. 186-203, 2019.

[7] 外務省, "国連気候変動枠組条約第 21 回締約国会議 (COP21), 京都議定書第 11 回締約国会合 (CMP11) 等", 2015. https://www.mofa.go.jp/mofaj/ic/ch/page18_000435.html

[8] 内閣官房, 経済産業省, 内閣府, 金融庁, 総務省, 外務省, 文部科学省, 農林水産省, 国土交通省, 環境省, "2050 年カーボンニュートラルに伴うグリーン成長戦略", 2021. https://www.meti.go.jp/policy/energy_environment/global_warming/ggs/index.html

[9] 環境省, "2022 年度の温室効果ガス排出・吸収量 (詳細) ", 2024. https://www.env.go.jp/content/000215754.pdf

[10] IEA, "The Role of Critical Minerals in Clean Energy Transitions", 2022. https://www.iea.org/reports/the-role-of-critical-minerals-in-clean-energy-transitions

[11] FVV, "FVV Fuels Study IVb | Full report (H1313 | 2022)", 2022. https://www.fvv-net.de/fileadmin/Storys/000.00_Wie_schnell_geht_nachhaltig/FVV_H1313_1452_Future_Fuels_FVV_Fuel_Study_IVb_2022-12.pdf

[12] 国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構, "CO_2 からの液体合成燃料一貫製造プロセス技術の研究開発に着手", 2021. https://www.nedo.go.jp/news/press/AA5_101410.html

[13] Geng, L., Xiao, Y., Li, S., Chen, H. and Chen, X., "Effects of injection timing and rail pressure on particulate size-number distribution of a common rail DI engine fueled with fischer-tropsch diesel synthesized from coal", Journal of the energy institute, Vol.95, pp. 219-230, 2021.

[14] 小熊光晴, 辻村拓, 塩谷仁, 後藤新一, "自動車用非石油系燃料の研究開発動向", 日本燃焼学会誌, Vol.49, No.148, pp. 105-111, 2007.

[15] 内田登, 阪田一郎, 北野康司, 岡部伸宏, 坂本頼子, "FTD 合成燃料を用いたディーゼル燃焼の改善", 自動車技術会論文集, Vol. 41, No.1, pp. 85-90, 2010.

[16] Burger, J., Siegert, M., Ströfer, E. and Hasse, H., "Poly (oxymethylene) dimethyl ethers as components of tailored diesel fuel: properties, synthesis and purification concepts", Fuel, Vol. 89, No.11, pp. 3315-3319, 2010.

[17] Burger, J., Ströfer, E. and Hasse, H., "Production process for diesel fuel components poly (oxymethylene) dimethyl ethers from methane-based products by hierarchical optimization with varying model depth", Chemical Engineering Research and Design, Vol.91, No.12, pp. 2648-2662, 2013.

[18] Burger, J. and Hasse, H., "Multi-objective optimization using reduced models in conceptual design of a fuel additive production process", Chemical Engineering Science, Vol.99, pp. 118-126, 2013.

[19] 森田真一, 岡本毅, 瀬戸雄史, 小松明, 石川直也, "軽油への OME 混合が燃料性状とディーゼル機関性能に及ぼす影響", 日本機械学会論文集, Vol. 87, No. 897, pp. 20-00374, 2021.

[20] 佐々木旺雅, 樋熊航, 境田悟志, 田中光太郎, 金野満, 瀬戸雄史, 石川直也, "実機相当雰囲気における OME-軽油混合燃料の噴霧および燃焼特性", 日本機械学会論文集, Vol.87, No.895, pp.20-00361, 2021.

[21] Cai, L., Jacobs, S., Langer, R., vom Lehn, F., Heufer, K. A. and Pitsch, H., "Auto-ignition of oxymethylene ethers (OME_n, n = 2-4) as promising synthetic e-fuels from renewable electricity: shock tube experiments and automatic mechanism generation", Fuel, Vol.264, No.15, 116711, 2020.

[22] 金野満, 酒井康行, "OME (Polyoxymethylene dimethyl ether) の燃焼特性と e-fuel としての可能性", 日本燃焼学会誌, Vol.63, No.206, pp. 316-323, 2021.

[23] Schemme, S., Breuer, J. L., Köller, M., Meschede, S., Walman, F., Samsun, RC., Peters, R., and Stolten, D., "H_2-based synthetic fuels: A techno-economic comparison of alcohol, ether and hydrocarbon production", International journal of hydrogen energy, Vol.45, No.8, pp. 5395-5414, 2020.

[24] Khodakov, A. Y., Chu, W. and Fongarland, P., "Advances in the development of novel cobalt Fischer-Tropsch catalysts for synthesis of long-chain hydrocarbons and clean fuels", Chemical reviews, Vol.107, No.5, pp. 1692-1744, 2007.

[25] Gill, S. S., Tsolakis, A., Dearn, K. D. and Rodríguez-Fernández, J., "Combustion characteristics and emissions of Fischer-Tropsch diesel fuels in IC engines", Progress in Energy and Combustion Science, Vol.37, No.4, pp. 503-523, 2011.

[26] Sun, W., Sun, Y., Guo, L., Zhang, H., Yan, Y., Zeng, W., and Lin, S., "Comparative assessment of n-butanol addition in CTL on performance and exhaust emissions of a CI engine", Fuel, Vol.303, 121223, 2021.

[27] Liang, Z., Yu, Z., Liu, H., Chen, L. and Huang, X., "Combustion and emission characteristics of a compression ignition engine burning a wide range of conventional hydrocarbon and alternative fuels", Energy, Vol.250, 123717, 2022.

[28] Song, C., Gong, G., Song, J., Lv, G., Cao, X., Liu, L. and Pei, Y., "Potential for reduction of exhaust emissions in a common-rail direct-injection diesel engine by fueling with Fischer-Tropsch diesel fuel synthesized from coal", Energy Fuel, Vol.26, No.1, pp. 530-535, 2012.

[29] Cai, P., Zhang, C., Jing, Z., Peng, Y., Jing, J. and Sun, H., "Effects of Fischer-Tropsch diesel blending in petrochemical diesel on combustion and emissions of a common-rail diesel engine", Fuel, Vol.305, 121587, 2021.

[30] Huang, J., Wang, Y., Li, S., Roskilly, A. P., Yu, H. and Li, H., "Experimental investigation on the performance and emissions of a diesel engine fuelled with ethanol-diesel blends", Applied Thermal Engineering, Vol.29, No.11-12, 2009.

[31] McMillian, M. H. and Gautam, M., "Consideration for fischer-tropsch derived liquid fuels as a fuel injection emission control parameter", SAE transactions, pp. 1138-1148, 1998.

[32] Zhang, C., Jing, Z., Cai, P., Li, Y., Sun, H., Huang, W., Jing, J., Wang, H., and Yu, X., "Experimental investigation on combustion and emission characteristics of Fischer-Tropsch diesel/gasoline in a multi-cylinder heavy-duty diesel engine under different loads", Fuel,

Vol.324, 124504, 2022.

[33] Valentino, G. and Iannuzzi, S., "Effect of Different Fuels Properties on Emissions and Performance of a Light Duty Four-Cylinder Diesel Engine Under Premixed Combustion", SAE Technical Paper, No. 2014-01-2674, 2014.

[34] Cheng, A. S., "Effects of oxygenates blended with diesel fuel on particulate matter emissions from a compression–ignition engine", Ph.D. Thesis, The University of California, Berkeley, 2002.

[35] Sirman, M. B., Owens, E. C. and Whitney, K. A., "Emissions comparison of alternative fuels in an advanced automotive diesel engine", SAE technical paper, No.2000-01-2048, 2000.

[36] Kenney, T. E., Gardner, T. P., Low, S. S., Eckstrom, J. C., Wolf, L. R., Korn, S. J., and Szymkowicz, P. G., "Overall results: phase I ad hoc diesel fuel test program", SAE technical paper, No.2001-01-0151, 2001.

[37] Ogawa, H., Nabi, M. N., Minami, M., Miyamoto, N., and Bong-Seock, K., "Ultra low emissions and high performance diesel combustion with a combination of high EGR, three-way catalyst, and a highly oxygenated fuel, dimethoxy methane (DMM)", SAE technical paper, No.2000-01-1819, 2000.

[38] Beatrice, C., Bertoli, C., D'alessio, J., Del Giacomo, N., Lazzaro, M., and Massoli, P., "Experimental characterization of combustion behaviour of new diesel fuels for low emission engines", Combustion science and technology, Vol.120, No.1-6, pp. 335-355, 1996.

[39] Kocis, D., Song, K., Lee, H. and Litzinger, T., "Effects of dimethoxymethane and dimethyl carbonate on soot production in an optically-accessible DI diesel engine", SAE technical paper, No.2000-01-2795, 2000.

[40] Cheng, A. S., Dibble, R. W. and Buchholz, B. A., "The effect of oxygenates on diesel engine particulate matter", SAE technical paper, No.2002-01-1705, 2002.

[41] Svensson, K. I., Richards, M. J., Mackrory, A. J. and Tree, D. R., "Fuel composition and molecular structure effects on soot formation in direct-injection flames under diesel engine conditions", SAE technical paper, No.2005-01-0381, 2005.

[42] Hallgren, B. E. and Heywood, J. B., "Effects of oxygenated fuels on DI diesel combustion

and emissions", SAE Technical Paper, No.2001-01-0648, 2001.

[43] Liotta, F. J. and Montalvo, D. M., "The effect of oxygenated fuels on emissions from a modern heavy-duty diesel engine", SAE Technical Paper, No. 932734, 1993.

[44] Mueller, C. J., Pitz, W. J., Pickett, L. M., Martin, G. C., Siebers, D. L., and Westbrook, C. K., "Effects of oxygenates on soot processes in DI diesel engines: experiments and numerical simulations", SAE Technical Paper, No.2003-01-1791, 2003.

[45] Siebers, D., Higgins, B. and Pickett, L., "Flame lift-off on direct-injection diesel fuel jets: oxygen concentration effects". SAE Technical Paper, No.2002-01-0890, 2002.

[46] Bertoli, C., Del Giacomo, N. and Beatrice, C., "Diesel combustion improvements by the use of oxygenated synthetic fuels", SAE technical paper, No.972972, 1997.

[47] Zhu, R., Miao, H., Wang, X. and Huang, Z., "Effects of fuel constituents and injection timing on combustion and emission characteristics of a compression-ignition engine fuelled with diesel-DMM blends", Proceedings of the combustion institute, Vol.34, No.2, pp. 3013-3020, 2013.

[48] Akasaka, Y., Sasaki, T., Kato, S. and Onishi, S., "Evaluation of oxygenated fuel by direct injection diesel and direct fuel injection impingement diffusion combustion diesel engines", SAE technical paper, No.901566, 1990.

[49] Liotta, F. J., & Montalvo, D. M., "The effect of oxygenated fuels on emission from a modern heavy-duty diesel engine", SAE technical paper, No.932734, 1993.

[50] Sorenson, S. C. and Mikkelsen, S. E., "Performance and emissions of a 0.273 liter direct injection diesel engine fueled with neat dimethyl ether", SAE technical paper, No.950064; 1995.

[51] Kajitani, S., Chen, Z. L., Konno, M. and Rhee, K. T., "Engine performance and exhaust characteristics of direct injection diesel engine operated with DME", SAE technical paper, No.972973, 1997.

[52] Konno, M., Kajitani, S., Oguma, M., Iwase, T. and Shima, K. I., "NO emission characteristics in CI engine fueled with neat dimethyl ether", SAE technical paper, No.1999-01-1116; 1999.

[53] Kajitani, S., Chen, Z. L., Konno, M. and Rhee, K. T., "Engine performance and exhaust characteristics of direct-injection diesel engine operated with DME", SAE technical paper,

No.972973, 1997.

[54] Fleisch, T., McCarthy, C., Basu, A., Udovich, C., Charbonneau, P., Slodowske, W., Mikkelsen, SE., and McCandless, J., "A new clean diesel technology: demonstration of ULEV emissions on a Navistar diesel engine fueled with dimethyl ether", SAE technical paper, No.950061, 1995.

[55] Wong, G., Edgar, B. L., Landheim, T. J., Amlie, L. P., Dibble, R. W., and Makel, D. B., "Low soot emission from a diesel engine fueled with dimethyl and diethyl ether", WSS/CI Paper, 95F-162, 1995.

[56] Pellegrini, L., Patrini, R. and Marchionna, M., "Effect of POMDME blend on PAH emissions and particulate size distribution from an in-use light-duty diesel engine", SAE technical paper, No.2014-01-1951, 2014.

[57] Pastor, J. V., García, A., Micó, C., & Lewiski, F., "An optical investigation of Fischer-Tropsch diesel and Oxymethylene dimethyl ether impact on combustion process for CI engines", Applied Energy, Vol.260, 114238, 2020.

[58] 松井幸雄, 神本武征, 松岡信, 小栗彰, "ディーゼル機関の火炎温度の測定に関する研究", 日本機械学会論文集 (第 2 部), Vol.44, No.377, pp. 228-238, 1978.

[59] Dec, J. E. and Espey, C., "Chemiluminescence Imaging of Autoignition in a DI Diesel Engine", SAE Technical Paper, No.982685, 1998.

[60] MathWorks, Inc. "インデックス付きイメージを RGB イメージに変換", https://jp.mathworks.com/help/matlab/ref/ind2rgb.html

[61] 廣安博之, 新井雅隆, 田端道彦, "ディーゼル噴霧の粒径に及ぼす燃料粘度の影響", 日本舶用機関学会誌, Vol.20, No.3, pp. 194-202, 1985.

[62] 三好明, "燃焼からの PAH とすす粒子生成の化学反応", 日本燃焼学会誌, Vol.59, No.187, pp. 55-60, 2017.

[63] Kawabe, T., Inoue, K., Mori, K., Ishikawa, T., Kobashi, Y., Shibata, G., and Ogawa, H. "Mechanism of the reduction in afterburning and thermal efficiency improvement with highly oxygenated fuels in diesel combustion", International Journal of Engine Research, Vol.24, No.10, pp. 4362-4372, 2023.

[64] 稲垣和久, 水田準一, 冬頭孝之, 橋詰剛, 伊藤弘和, "高分散噴霧と筒内低流動を利用した低エミッション高効率ディーゼル燃焼：燃焼コンセプトの提案と単筒エンジン

による基本性能の検証", 自動車技術会論文集, Vol.42, No.2, pp.439-444, 2011.

[65] 堀部直人, 隅本貴, 小溝達也, 石山拓二, "噴射ノズル仕様および燃焼室形状がディーゼル機関におけるアフター噴射の黒煙低減効果に与える影響", 自動車技術会論文集, Vol.46, No.1, pp.71-76, 2015.

[66] 新山紘史, 小橋好充, 柴田元, 小川英之, "大小噴孔を交互配置した多噴孔燃料噴射ノズルによる噴霧間干渉の抑制効果 (単噴孔ノズルを用いた噴孔径および燃料噴射速度の影響検討) ", 第 31 回内燃機関シンポジウム論文集, No.64, 2020.

[67] Miller R. H., "Supercharging and internal cooling cycle for high output", Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Vol.69, No.5, pp. 453-457, 1947.

謝　辞

本研究は，国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) の委託事業として行った研究成果である．ここに謝意を表する．

研究にあたり，終始適切なご指導を賜った北海道大学大学院柴田 元准教授には深謝の意を表します．さらに，本論文の作成にあたり，同大学院藤田 修教授，永田 晴紀教授，ならびに村井 祐一教授から多くの貴重なご指導とご助言を賜りました．感謝申し上げます．

本研究の遂行にあたり，研究期間を通じ北海道大学エンジンシステム研究室小川 英之名誉教授には貴重なご助言や数々のご支援を賜りました．ここに謹んで御礼を申し上げます．また，e-fuel 班の楊 俣睿氏，附田 拓真氏，西野 純平氏，山本 寛也氏，田中 柊輔氏をはじめとするエンジンシステム研究室の研究室員各位，および学生諸君には多大なるご協力を頂きました．ここに深甚なる感謝の意を表す次第です．

令和 6 年 8 月

袁 昊昱

Appendix A　エンジン実験におけるインジケータ線図の解析

A.1 熱発生率の解析

A.1.1 熱発生率の基礎式

熱発生率の算出方法を示す．シリンダ内の作動ガスを半完全ガスと仮定して熱力学第一法則を適用すると次式が得られる．

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + P\frac{dV}{d\theta} = nC_v\frac{dT}{d\theta} + P\frac{dV}{d\theta} \tag{A-1}$$

Q: シリンダ内への入熱量 [J]

U: 作動ガスの内部エネルギー [J]

V: シリンダ内体積 [m3]

C_V: 作動ガスの定積モル比熱 [J/ (mol・K)]

n: 作動ガスのモル数 [mol]

T: 作動ガスの平均温度 [K]

P: シリンダ内圧力 [Pa]

θ: クランク角度 [°CA]

ここで，マイヤーの関係式より，

$$C_v = \frac{R}{\kappa - 1} \tag{A-2}$$

R : 一般ガス定数 [J/ (mol・K)]

κ: 作動ガスの比熱比 [-]

また，理想気体状態方程式 $PV = nRT$ の両辺を nR で除し，クランク角度で微分すると次式が得られる．

$$\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}\theta} = \frac{1}{nR}\left(V\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}\theta} + P\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}\theta}\right) \tag{A-3}$$

従って，(A-1) 式に (A-2) 式および (A-3) 式を代入して整理すると，熱発生は次式で求められる．

$$\frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}\theta} = \frac{1}{\kappa - 1}\left(V\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}\theta} + \kappa P\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}\theta}\right) \tag{A-4}$$

A.1.2 熱発生率の算出方法

(a) 吸入行程終了時の作動ガス量および組成

i. 吸入行程終了までにシリンダ内に流入する作動ガス量の測定

吸入行程終了時までにシリンダ内へ導入される作動ガスは，EGR を行わない場合は外部から流入する新気とシリンダ内残留ガスとなるが，EGR を行う場合はこれらに EGR ガスを加えたものとなる．

EGR を行った場合，EGR ガス量 V_{EGR} は次式で与えられる．

$$V_{EGR} = V_0 - V_{air} \tag{A-5}$$

V_0 : EGR を行わない場合の吸入空気量 [m3/cycle]

V_{air} : EGR を行った場合の新気量 [m3/cycle]

本実験では，EGR を行わない場合の吸入空気量 V_0 および EGR を行った場合の新気量 V_{air} は丸型ノズルを用いて測定することで (7) 式より EGR ガス量 V_{EGR} を求めた．なお，EGR を行わなかった場合 (VEGR＝0) ，EGR を行わない場合の吸入空気量 V_0 と EGR を行った場合の新気量 V_{air}r が一致する．

EGR を行わない場合の吸入空気量 V_0 および EGR を行った場合の新気量 V_{air} は以下の式で与えられる．

$$V_0 = C\frac{\pi}{4}{d_o}^2\sqrt{2\left(\frac{\Delta P_0}{\rho_{air}}\right)}\cdot\frac{(2\cdot 60)}{n_e} \tag{A-6}$$

$$V_{air} = C\frac{\pi}{4}{d_o}^2\sqrt{2\left(\frac{\Delta P_{air}}{\rho_{air}}\right)}\cdot\frac{(2\cdot 60)}{n_e} \tag{A-7}$$

C : 丸型ノズルの流出係数 [-]

d_o : 丸型ノズル口径 [m]

ρ_{air} : 新気の密度 [kg/m^3]

ΔP_0 : EGR を行わない場合の丸型ノズル差圧[Pa]

ΔP_{air} : EGR を行った場合の丸型ノズル差圧 [Pa]

なお，新気の密度 ρ_{air} は次式で与えられる．

$$\rho_{air} = 1.2931\frac{273.15}{T_{air}+273.15}\frac{P_{air}}{101325} \tag{A-8}$$

T_{air} : 大気温度 [ºC]

P_{air} : 大気圧 [Pa]

ii. 新気のガス量および組成

新気の見かけの分子量 M_{air} は次式で与えられる．

$$M_{\mathrm{air}} = \frac{1}{P_{\mathrm{air}}}\{18.016P_{\mathrm{w}} + 28.84\,(P_{\mathrm{air}} - P_{\mathrm{w}})\,\} \tag{A-9}$$

P_w : 新気の水蒸気分圧 [Pa]

なお，新気の水蒸気分圧 P_w は次式で与えられる．

$$P_{\mathrm{w}} = 6.11 \times 10^{7.5\frac{T_{\mathrm{w}}}{T_{\mathrm{w}}+237.3}} \cdot \frac{Rh}{100} \tag{A-10}$$

T_w : 湿球温度 [ºC]

Rh: 相対湿度 [%]

従って，1 サイクルあたりに機関に導入される新気のモル数 n_{air} は次式で与えられる．

$$n_{\mathrm{air}} = V_{\mathrm{air}}\frac{\rho_{\mathrm{air}}}{M_{\mathrm{air}}} \cdot 1000 \tag{A-11}$$

また，新気中における水蒸気，酸素，および窒素のモル数 $n_{air\,H2O}$，$n_{air\,O2}$，および $n_{air\,N2}$ は以下の式で与えられる．

$$n_{\mathrm{air\,H2O}} = n_{\mathrm{air}}\left(\frac{P_{\mathrm{w}}}{P_{\mathrm{air}}}\right) \tag{A-12}$$

$$n_{\mathrm{air\,O2}} = n_{\mathrm{air}}\left(0.21\frac{P_{\mathrm{air}} - P_{\mathrm{w}}}{P_{\mathrm{air}}}\right) \tag{A-13}$$

$$n_{\mathrm{air\,N2}} = n_{\mathrm{air}}\left(0.79\frac{P_{\mathrm{air}} - P_{\mathrm{w}}}{P_{\mathrm{air}}}\right) \tag{A-14}$$

iii. EGR ガスのガス量および組成

EGR ガスの成分を厳密に測定することは困難なため，ここでは EGR ガス成分を水蒸気，酸素，二酸化炭素，および窒素と仮定した．この場合，EGR ガスの見かけの分子量 M_{EGR} および密度 ρ_{EGR} は次式で与えられる．

$$M_{\mathrm{EGR}} = \frac{1}{100}\,(18H_2O_{\mathrm{EGR}} + 32O_{2\,\mathrm{ex}} + 44CO_{2\,\mathrm{ex}} + 28N_{2\,\mathrm{ex}}) \tag{A-15}$$

$$\rho_{\mathrm{EGR}} = \frac{P_{\mathrm{EGR}}M_{\mathrm{EGR}}}{RT_{\mathrm{EGR}}} \cdot \frac{1}{1000} \tag{A-16}$$

H_2O_{EGR}: EGR ガス中の水蒸気濃度 [vol %]

$O_{2\,ex}$: 排出ガス中の酸素濃度 [vol %]

$CO_{2\,ex}$: 排出ガス中の二酸化炭素濃度 [vol %]

$N_{2\,ex}$: 排出ガス中の窒素濃度 [vol %]

$P_{\mathrm{w\,EGR}}$: EGR ガスの水蒸気分圧 [Pa]

T_{EGR}: EGR ガス温度 [ºC]

なお，EGR ガス圧力 P_{EGR} は大気圧と仮定し，排出ガス中の酸素濃度 $O_{2\,\mathrm{ex}}$ および排出ガス中の二酸化炭素濃度 $CO_{2\,\mathrm{ex}}$ は実測値を用いた．EGR ガスは露点以下であると仮定することで，EGR ガスの水蒸気濃度 H_2O_{EGR} および排出ガス中の窒素濃度 $N_{2\,\mathrm{ex}}$ は次式で与えられる．

$$H_2O_{\mathrm{EGR}} = \frac{100}{P_{\mathrm{EGR}}}\left(6.11 \times 10^{7.5\frac{T_{\mathrm{EGR}}}{T_{\mathrm{EGR}}+237.3}} \cdot 100\right) \tag{A-17}$$

$$N_{2\,\mathrm{ex}} = 100 - \left(H_2O_{\mathrm{EGR}} + O_{2_{\mathrm{ex}}} + CO_{2_{\mathrm{ex}}}\right) \tag{A-18}$$

従って, 1 サイクルあたりに機関に導入される EGR ガスのモル数 n_{EGR} は次式で与えられる．

$$n_{\mathrm{EGR}} = V_{\mathrm{EGR}}\frac{\rho_{\mathrm{EGR}}}{M_{\mathrm{EGR}}} \cdot 1000 \tag{A-19}$$

また，EGR ガス中における水蒸気，酸素，二酸化炭素，および窒素のモル数 $n_{\mathrm{EGR\,H2O}}$，$n_{\mathrm{EGR\,O2}}$，$n_{\mathrm{EGR\,CO2}}$，および $n_{\mathrm{EGR\,N2}}$ は以下の式で与えられる．

$$n_{\mathrm{EGR\,H2O}} = n_{\mathrm{EGR}} \cdot H_2O_{\mathrm{EGR}} \tag{A-20}$$

$$n_{\mathrm{EGR\,O2}} = n_{\mathrm{EGR}} \cdot O_{2_{\mathrm{EGR}}} \tag{A-21}$$

$$n_{\mathrm{EGR\,CO2}} = n_{\mathrm{EGR}} \cdot CO_{2_{\mathrm{EGR}}} \tag{A-22}$$

$$n_{\mathrm{EGR\,N2}} = n_{\mathrm{EGR}} \cdot N_{2_{\mathrm{EGR}}} \tag{A-23}$$

iv. 残留ガスのガス量および組成

残留ガス中の成分は，窒素，酸素，二酸化炭素，および水蒸気のみで構成され，酸素および二酸化炭素は排気ガス成分を求め，窒素が 78%で一定であり，残りの成分が水蒸気であると仮定して算出した．すなわち，各成分のモル数 $n_{\mathrm{r\,N2}}$，$n_{\mathrm{r\,O2}}$，$n_{\mathrm{r\,CO2}}$，および $n_{\mathrm{r\,H2O}}$ は以下の式で与えられる．

$$n_{\mathrm{r\,N2}} = 0.78\frac{P_{\mathrm{r}}V_{\mathrm{c}}}{RT_{\mathrm{r}}} \tag{A-24}$$

$$n_{\mathrm{r\,O2}} = \frac{O_{2\,\mathrm{ex}}}{100}\frac{P_{\mathrm{r}}V_{\mathrm{c}}}{RT_{\mathrm{r}}} \tag{A-25}$$

$$n_{\mathrm{r\,CO2}} = \frac{CO_{2\,\mathrm{ex}}}{100}\frac{P_{\mathrm{r}}V_{\mathrm{c}}}{RT_{\mathrm{r}}} \tag{A-26}$$

$$n_{\mathrm{r\,H2O}} = \left(1 - 0.78 - \frac{O_{2\,\mathrm{ex}}}{100} - \frac{CO_{2\,\mathrm{ex}}}{100}\right)\frac{P_{\mathrm{r}}V_{\mathrm{c}}}{RT_{\mathrm{r}}} \tag{A-27}$$

V_c: 隙間容積 [m^3]

P_r: 残留ガス圧力 [Pa]

T_r: 残留ガス温度 [K]

なお，P_rは排気圧力，T_rは排出ガス温度とそれぞれ等しいとした．また，隙間容積 V_c は次式で与えられる．

$$V_{\mathrm{c}} = \frac{V_{\mathrm{h}}}{\varepsilon - 1} = \frac{\pi}{4}D^2 \cdot 2r \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \tag{A-28}$$

V_h: 行程容積 [m^3]

ε: 圧縮比 [-]

D: シリンダ直径 [m]

r: クランク半径 [m]

v. 吸入行程終了時の作動ガス組成

吸入行程終了 (Intake valve closed: IVC) 時の作動ガス中の水蒸気，酸素，二酸化炭素，および窒素のモル数 $n_{\mathrm{H2O\,IVC}}$，$n_{\mathrm{O2\,IVC}}$，$n_{\mathrm{CO2\,IVC}}$，および $n_{\mathrm{N2\,IVC}}$ は以下の式で与えられる．

$$n_{\mathrm{H2O\,IVC}} = n_{\mathrm{air\,H2O}} + n_{\mathrm{EGR\,H2O}} + n_{\mathrm{r\,H2O}} \tag{A-29}$$

$$n_{\mathrm{O2\,IVC}} = n_{\mathrm{air\,O2}} + n_{\mathrm{EGR\,O2}} + n_{\mathrm{r\,O2}} \tag{A-30}$$

$$n_{\mathrm{CO2\,IVC}} = n_{\mathrm{EGR\,CO2}} + n_{\mathrm{r\,CO2}} \tag{A-31}$$

$$n_{\mathrm{N2\,IVC}} = n_{\mathrm{air\,N2}} + n_{\mathrm{EGR\,N2}} + n_{\mathrm{r\,N2}} \tag{A-32}$$

従って，吸入行程終了時の作動ガスのモル数 n_{IVC} は次式で与えられる．

$$n_{\mathrm{IVC}} = n_{\mathrm{H2O}} + n_{\mathrm{O2}} + n_{\mathrm{CO2}} + n_{\mathrm{N2}} \tag{A-33}$$

(b) 投入燃料の発熱量およびモル数

1 サイクルあたりの燃料消費量 m_{fuel} は次式で与えられる．

$$m_{\mathrm{fuel}} = T_{\mathrm{fuel}}\frac{2\cdot 60}{n_{\mathrm{e}}}\rho_{\mathrm{fuel}} \tag{A-34}$$

T_{fuel}: 1 秒あたりの燃料消費量 [cm^3/s]

ρ_{fuel}: 供試燃料の密度 [g/cm^3]

また，1 サイクルあたりの投入燃料量 Q_{fuel} およびモル数 n_{fuel} は次式で与えられる．

$$Q_{\mathrm{fuel}} = m_{\mathrm{fuel}} H_{\mathrm{u}} \tag{A-35}$$

$$n_{\mathrm{fuel}} = \frac{m_{\mathrm{fuel}}}{M_{\mathrm{fuel}}} \tag{A-36}$$

H_{u}: 供試燃料の低発熱量 [J/g]

M_{fuel}: 供試燃料の分子量 [-]

従って，1 サイクルの投入燃料に含まれる各成分のモル数 $n_{\mathrm{fuel\,H}}$，$n_{\mathrm{fuel\,O}}$，$n_{\mathrm{fuel\,C}}$，および $n_{\mathrm{fuel\,N}}$ は以下の式で与えられる．

$$n_{\mathrm{fuel\,H}} = n_{\mathrm{fuel}} H_{\mathrm{fuel}} \tag{A-37}$$

$$n_{f\mathrm{uel\,O}} = n_{\mathrm{fuel}} O_{\mathrm{fuel}} \tag{A-38}$$

$$n_{\mathrm{fuel\,C}} = n_{\mathrm{fuel}} C_{\mathrm{fuel}} \tag{A-39}$$

$$n_{\mathrm{fuel\,N}} = n_{\mathrm{fuel}} N_{\mathrm{fuel}} \tag{A-40}$$

H_{fuel}: 供試燃料中の水素モル数割合 [-]

O_{fuel}: 供試燃料中の酸素モル数割合 [-]

C_{fuel}: 供試燃料中の炭素モル数割合 [-]

N_{fuel}: 供試燃料中の窒素モル数割合 [-]

(c) シリンダ内容積 V，容積変化率 dV/dθ，圧力上昇率 dP/dθ，およびシリンダ内ガス温度 T の計算

オフセットクランク機構を考慮した場合，任意のクランク角度θにおけるシリンダ内容積 V は次式で与えられる．

$$V_i = \frac{\pi}{4} D^2 \left\{ \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - r\cos\theta - \sqrt{l^2 - (r\sin\theta - e)^2} \right\} + V_{\mathrm{c}} \tag{A-41}$$

l: コネクティングロッド長さ [m]

e: オフセット幅 [m]

θ: クランク角度 [rad]

容積変化率 dV/dθ は，(A-41) 式の両辺を二項展開し，微小項を省略したものをクラン

ク角度 θ で微分した次式で与えられる．

$$\left(\frac{dV}{d\theta}\right)_i = \frac{\pi}{4}D^2 r\left(\sin\theta - \frac{e}{l}cos\theta + \frac{r}{2l}sin2\theta\right)\frac{\pi}{180} \quad \text{(A-42)}$$

なお, オフセットクランク機構がない場合のシリンダ内容積 V および容積変化率 dV/dθ は (42) 式および (43) 式のオフセット幅 e を 0 とすることで得られる．

一方，任意のクランク角度 θ における圧力上昇率 dP/dθ は，インジケータ線図から得たシリンダ内圧力 P を各種の数値微分法によって計算することにより得られるが，本実験では Stirling の数値微分法の第三項以下を省略した次式により求めた．

$$\left(\frac{dP}{d\theta}\right)_i = \frac{1}{12h}(P_{i-2} - 8P_{i-1} + 8P_{i+1} - P_{i+2}) \quad \text{(A-43)}$$

h: データ間隔 [ºCA]

また，任意のクランク角度 θ におけるシリンダ内作動ガス温度 T は，次式で与えられる．

$$T_i = \frac{P_i V_i}{n_i R} \quad \text{(A-44)}$$

(d) シリンダ内作動ガスの比熱比 κ

シリンダ内作動ガスの比熱比 κ を求めるには，JANAF の比熱，Kuhl の比熱などの近似式が提案されているが，本実験では谷下の比熱式を用いて各種ガスの定圧比熱 C_p を求め，それをもとに比熱比 κ を算出した．

シリンダ内作動ガスは比熱の温度依存性を考慮した半完全ガスとして取り扱う．本研究では NASA の比熱式を用いて各種ガスの定圧比熱 Cp を求め，それをもとに比熱比 κ を算出した．

NASA の比熱式は次式で与えられる．

$$C_p = R\,(a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4) \quad \text{(A-45)}$$

各種ガスに対する定数 a_1，a_2，a_3，a_4 は，表 A-1 に示すとおりである．

表 A-1　NASA の比熱式の係数

気体	T [K]	a_1	a_2 ×10^{-3}	a_3 ×10^{-6}	a_4 ×10^{-9}	a_5 ×10^{-12}
H_2O	~ 1000	3.387	3.475	-6.355	6.969	-2.507
	1000~	2.672	3.056	-0.873	0.120	-0.006
O_2	~ 1000	3.213	1.113	-0.576	1.314	-0.877
	1000~	3.698	0.614	-0.126	0.018	-0.001
CO_2	~ 1000	2.276	9.922	-10.11	6.867	-2.117
	1000~	4.454	3.140	-1.278	0.239	-0.017
N_2	~ 1000	3.299	1.408	-3.963	5.642	-2.445
	1000~	2.926	1.488	-0.568	0.101	-0.007

各種ガスの定圧比熱をそれぞれ $C_{\mathrm{p\,H2O}}$，$C_{\mathrm{p\,O2}}$，$C_{\mathrm{p\,CO2}}$，$C_{\mathrm{p\,N2}}$ とすると，シリンダ内作動ガスの定圧比熱 C_p および比熱比 κ は，次式で与えられる．

$$C_{\mathrm{p}\,i} = \frac{1}{n_i}\left(n_{\mathrm{H2O}\,i}C_{\mathrm{p\,H2O}\,i} + n_{\mathrm{O2}\,i}C_{\mathrm{p\,O2}\,i} + n_{\mathrm{CO2}\,i}C_{\mathrm{p\,CO2}\,i} + n_{\mathrm{N2}\,i}C_{\mathrm{p\,N2}\,i}\right) \quad \text{(A-46)}$$

$$\kappa_i = \frac{C_{\mathrm{p}\,i}}{C_{\mathrm{p}\,i} - R} \quad \text{(A-47)}$$

さらに，任意のクランク角度 θ における比熱比の変化率 dκ/dθ は次式で与えられる．

$$\left(\frac{d\kappa}{d\theta}\right)_i = \frac{\kappa_i - \kappa_{i-1}}{h} \quad \text{(A-48)}$$

(e) 熱発生率 dQ/dθ の計算

任意のクランク角度 θ における熱発生率 dQ/dθ は，(A-5) 式に (A-41) 式，(A-42) 式，(A-43) 式，(A-47) 式，(A-48) 式の各式から得られる値を代入することにより次式で与えられる．

$$\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_i = \frac{1}{k_i - 1}\left\{V_i\left(\frac{dP}{d\theta}\right)_i + k_i P_i\left(\frac{dV}{d\theta}\right)_i\right\} \quad \text{(A-49)}$$

(f) 燃焼率 dB/dθ の計算と作動ガス組成

任意のクランク角度 θ における燃焼率 dB/dθ は熱発生率 dQ/dθ と壁面への冷却損失 dQ_w/dθ から次式で求められる．

$$\left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i = \frac{1}{Q_{\mathrm{fuel}}}\left\{\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_i + \left(\frac{dQ_\mathrm{w}}{d\theta}\right)_i\right\} \quad \text{(A-50)}$$

従って，i から i+1 番目のクランク角度にかけて dB/dθ の燃料が燃焼したことにより生ずる i+1 番目のクランク角度における各シリンダ内作動ガスのモル数およびシリンダ内作動ガスのモル数は以下の式で表される．

$$n_{\mathrm{H2O}\,i+1} = n_{\mathrm{H2O}\,i} + \frac{1}{2} n_{\mathrm{fuel\,H}} \left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i \tag{A-51}$$

$$n_{\mathrm{O2}\,i+1} = n_{\mathrm{O2}\,i} + \left(-\frac{1}{4} n_{\mathrm{fuel\,H}} - n_{\mathrm{fuel\,C}} + \frac{1}{2} n_{\mathrm{fuel\,O}}\right) \left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i \tag{A-52}$$

$$n_{\mathrm{CO2}\,i+1} = n_{\mathrm{CO2}\,i} + n_{\mathrm{fuel\,C}} \left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i \tag{A-53}$$

$$n_{\mathrm{N2}\,i+1} = n_{\mathrm{N2}\,i} + \frac{1}{2} n_{\mathrm{fuel\,N}} \left(\frac{dB}{d\theta}\right)_i \tag{A-54}$$

$$n_{i+1} = n_{\mathrm{H2O}\,i+1} + n_{\mathrm{O2}\,i+1} + n_{\mathrm{CO2}\,i+1} + n_{\mathrm{N2}\,i+1} \tag{A-55}$$

燃焼が開始する以前の各作動ガス成分のモル数および作動ガスのモル数は吸入行程終了時のシリンダ内作動ガス組成から (A-29) - (A-33) 式により算出される．一方，燃焼が開始して以降の各作動ガス成分のモル数およびシリンダ内作動ガスのモル数は，(A-51) - (A-55) 式により得られ，これらをフィードバックすることで次のクランク角度におけるシリンダ内作動ガス温度および比熱比の算定に用いる．

A.2 発熱の等容度η_{glh}の算出方法

ピストン上死点に位置するときに発熱が瞬時に生じた場合，つまり，等容燃焼においてサイクルの理論熱効率が最大となるが，それ以外のクランク位置で発熱が生ずれば熱効率は低下する．発熱の等容度とは，任意のクランク位置で発熱が生じた場合の仕事と等容燃焼を行った理論オットーサイクルによる仕事の比を表すものである．

図示熱効率η_{i}と発熱の等容度η_{glh}との間には冷却損失がないと仮定すれば，近似的に次の関係が成り立つ．

$$\eta_{\mathrm{i}} = \eta_{\mathrm{u}} \cdot \eta_{\mathrm{th}} \cdot \eta_{\mathrm{glh}} \tag{A-56}$$

η_{th}: オットーサイクルの理論熱効率 [-]

η_{u}: 燃焼効率 [-]

なお，オットーの理論熱効率η_{th}は次式で与えられる．

$$\eta_{\mathrm{th}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \tag{A-57}$$

従って，発熱の等容度は機関で実現されるサイクルの有利性を示す重要な因子の一つである．インジケータ線図を二本の断熱線と等容線で囲まれた多数の微小オットーサイクルに分割すると，その微小サイクルの熱効率$\eta_{\mathrm{th}\theta}$は次式で表される．

$$\eta_{\mathrm{th}\theta} = 1 - \frac{1}{{\varepsilon_\theta}^{\kappa-1}} \tag{A-58}$$

ε_θ: 微小オットーサイクルの圧縮比 [-]

ここで，微小オットーサイクルの圧縮比 ε_θ は次式で与えられる．

$$\varepsilon_\theta = \frac{V_1}{V_\theta} \tag{A-59}$$

V_1: 下死点でのシリンダ内容積 [m^3]

V_θ: 発熱時のシリンダ内容積 [m^3]

熱発生率を壁面への熱損失を含まない見かけの熱発生率を $\mathrm{d}Q/\mathrm{d}\theta$とすれば，微小オットーサイクルから取り出される仕事 W_eは次式となる．

$$W_\mathrm{e} = \oint \eta_{\mathrm{th}\theta} \frac{dQ}{d\theta} d\theta \tag{A-60}$$

発熱の等容度η_{glh}は，上式による微小オットーサイクルの仕事 W_e とオットーサイクルから取り出させる理論仕事$\eta_{\mathrm{th}} \cdot Q$ との比として，次式のように与えられる．

$$\eta_{\mathrm{glh}} = \frac{1}{\eta_{\mathrm{th}Q}} \oint \eta_{\mathrm{th}\theta} \frac{dQ}{d\theta} d\theta \tag{A-61}$$

ここで，Q は次式で求められる．

$$Q = \oint \frac{dQ}{d\theta} d\theta \tag{A-62}$$

本実験では (A-55) 式および (A-57) 式の各値は数値積分により求めた．数値積分としては，前進 Gregory – Newton 補間公式の四項をとり，図に示すような四点の区間の中央二点間で積分することにより次式が与えられる．

$$\mathrm{Q} = \sum \frac{h}{24} \left\{ -\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{i-1} + 13\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_i + 13\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{i+1} - \left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{i+2} \right\} \tag{A-63}$$

従って，発熱の等容度η_{glh}は次式で求められる．

$$\eta_{\mathrm{glh}} = \frac{1}{\eta_{\mathrm{th}Q}} \sum \frac{h}{24} \left\{ -\left(\eta_{\mathrm{th}\theta} \frac{dQ}{d\theta}\right)_{i-1} + 13\left(\eta_{\mathrm{th}\theta} \frac{dQ}{d\theta}\right)_{i} + 13\left(\eta_{\mathrm{th}\theta} \frac{dQ}{d\theta}\right)_{i+1} - \left(\eta_{\mathrm{th}} \ \frac{dQ}{d\theta}\right)_{i+2} \right\} \quad \text{(A-64)}$$

A.3 図示平均有効圧力および図示熱効率の算出方法

機関の図示仕事はインジケータ線図より得られる *P-V* 線図の面積であり，ネットの図示仕事 $W_{\mathrm{i_n}}$ は次式で与えられる．

$$W_{\mathrm{i_n}} = \oint P_{\mathrm{i}} \left(h \frac{dV}{d\theta}\right)_{\mathrm{i}} \quad \text{(A-65)}$$

また，ネットの図示平均有効圧力 IMEP (Indicated Mean Effective Pressure) およびネットの図示熱効率 $\eta_{\mathrm{i_n}}$ は以下の式で与えられる．

$$IMEP = \frac{W_{\mathrm{i_n}}}{V_{\mathrm{h}}} \quad \text{(A-66)}$$

$$\eta_{\mathrm{i_n}} = \frac{W_{\mathrm{i_n}}}{Q_{\mathrm{fuel}}} \quad \text{(A-67)}$$

A.4 エンジン性能の解析

A.4.1 熱効率関連因子（燃焼効率，排気損失，およびその他の損失）の算出方法

(a) 燃焼効率および未燃損失の算出

燃焼効率 η_{c} は測定した排出ガス組成をもとに算出した．燃焼によって生じた排出ガスに含まれる CO および THC の持つ熱量 Q_{ex} は，CO の発熱量 283 kJ/mol，THC の発熱量 H_{u} を用いて式 (A-28) で与えられる．なお，THC の成分は供試燃料と同一成分であると仮定した．

$$Q_{\mathrm{ex}} = 1000 n_{\mathrm{fuel}} \cdot C_{\mathrm{fuel}} \left(A83e + H_{\mathrm{u}} C\right) \quad \text{(A-68)}$$

e: 投入燃料中の炭素 1 mol が燃焼した際に生じる排出ガス中の CO モル数 [mol]

c: 投入燃料中の炭素 1 mol が燃焼した際に生じる排出ガス中の THC モル数 [mol]

ここで，投入燃料中の炭素 1 mol が燃焼した際に生じる排出ガス中の一酸化炭素および未燃炭化水素モル数 *e*，*c* は以下の式で求められる．

$$e = n_{\mathrm{ex_d}} \frac{CO_{\mathrm{ex}}}{100} \quad \text{(A-69)}$$

$$c = \frac{n_{\mathrm{ex_d}} THC_{\mathrm{ex}}}{10^6 \cdot C_{\mathrm{fuel_{mol}}}} \quad \text{(A-70)}$$

$n_{\mathrm{ex_d}}$: 投入燃料中の炭素 1 mol が燃焼した際に生じる乾き燃焼ガスのモル数 [mol]

従って，燃焼効率 η_c は次式で与えられる．

$$\eta_c = 1 - \frac{Q_{\mathrm{ex}}}{Q_{\mathrm{fuel}}} \tag{A-71}$$

また，未燃損失 ϕ_u は燃焼効率 η_c を用いて次式で与えられる．

$$\phi_{\mathrm{u}} = 1 - \eta_{\mathrm{c}} \tag{A-72}$$

(b) 排気損失の算出

排気損失 ϕ_{ex} は吸排気のエンタルピ差により次式で算出した．

$$\phi_{\mathrm{ex}} = \frac{\Delta H}{Q_{\mathrm{fuel}}} \tag{A-73}$$

ここで，吸排気のエンタルピ差 ΔH，排気内部エンタルピ H_{out}，および吸入空気内部エンタルピ H_{in} は以下の式で表される．

$$\Delta H = H_{\mathrm{out}} - H_{\mathrm{in}} \tag{A-74}$$

$$H_{\mathrm{out}} = \sum_i m_{\mathrm{out}_i} \int_{300}^{T_{\mathrm{ex}}} C_{\mathrm{p\ out}_i} dT \tag{A-75}$$

$$H_{\mathrm{in}} = \sum_i m_{\mathrm{in}_i} \int_{300}^{T_{\mathrm{in}}} C_{\mathrm{p\ in}_i} dT \tag{A-76}$$

ΔH：排出，吸入エンタルピの差 [J]

H_{out}：排気ガスエンタルピ [J]

H_{in}：吸入ガスエンタルピ [J]

m_{out_i}：燃焼終了時の水蒸気，酸素，二酸化炭素，窒素の各モル数 [mol]

m_{in_i}：吸入の水蒸気，酸素，二酸化炭素，窒素の各モル数 [mol]

T_{ex}：排気温度 [K]

T_{in}：吸気温度 [K]

$C_{\mathrm{p\ out}_i}$：燃焼終了時の水蒸気，酸素，二酸化炭素，窒素の各定圧比熱 [J/ (g·K)]

$C_{\mathrm{p\ in}_i}$：吸入の水蒸気，酸素，二酸化炭素，窒素の各定圧比熱 [J/ (g·K)]

式 (A-75) および式 (A-76) 中の吸気弁閉じ直後の温度 T_{in} および排気弁開き直前の温度 T_{ex} と吸・排気温度の実測値とは，残留ガスとの混合や排気ブローダウンにおける急速膨張などの影響により一致しないと考えられる．そこで，吸気弁閉じ直後の温度 T_{in} は計測吸気温度 T_{in_m} の新気と計測排気温度 T_{ex_m} の残留ガスの混合ガスと仮定し，排気弁開

き直前の温度 Tex は計測排気温度 T_{ex_m} を排気管内で排ガスが断熱膨張した後のガス温度であると仮定することで，式 (A-77) および式 (A-78) によって推算した．ただし，実測排気温度 T_{ex_m} は，排気マニホルドのバルブ周辺における熱損失と排気の運動エネルギーで失われるエンタルピ損失により断熱膨張温度よりも若干低くなっていることが考えられるが，本研究ではその影響は小さいものとして無視している．

$$T_{\mathrm{in}} = \frac{T_{\mathrm{in_m}}}{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}+\frac{1}{\varepsilon}\left(\frac{T_{\mathrm{in_m}}}{T_{\mathrm{ex_m}}}\right)} \tag{A-77}$$

$$T_{\mathrm{ex}} = T_{\mathrm{ex_m}}\left(\frac{V_{\mathrm{ex_m}}}{V_{\mathrm{EVO}}}\right)^{\kappa-1} \tag{A-78}$$

T_{in_m}: 計測吸気温度 [K]

T_{ex_m}: 計測排気温度 [K]

V_{ex_m}: 排気温度計測点での排出ガス体積 (理想気体の状態方程式より算出) [m3]

V_{EVO}: 排気行程開始 (Exhaust valve open) 時のシリンダ内容積 [m3]

なお，吸入ガスおよび燃焼ガスの各成分のモル数は燃焼効率を算出する際に用いた投入燃料中の炭素 1 mol が燃焼した際に生じる乾き燃焼ガスのモル数 n_{ex_d} と排ガス計測の実測値から算出した．

(c) 冷却損失の算出

冷却損失ϕ_wは，ヒートバランス法により次式を用いて算出した．

$$\phi_{\mathrm{w}} = \eta_{\mathrm{c}} - \eta_{\mathrm{i_n}} - \phi_{\mathrm{ex}} \tag{A-79}$$

A.4.2 空気過剰率および当量比の計算

EGR ガス中に酸素が含まれる場合，それを考慮した空気過剰率 λ は次式で与えられる．

$$\lambda = \frac{\left(100-CO_{\mathrm{ex}}-\frac{THC_{\mathrm{ex}}}{10^4}\right)+\left(\frac{H/C}{4}\frac{1-\frac{2CO_{\mathrm{ex}}}{3.5CO_{2_{\mathrm{ex}}}}-\frac{O/C}{4}-\frac{N/C}{4}}{1+\frac{2C}{3.5C}\frac{\mathrm{ex}}{2_{\mathrm{ex}}}}\right)}{4.764\left(1+\frac{H/C}{4}-\frac{O/C}{2}+S/C\right)\left(CO_{\mathrm{ex}}+CO_{2_{\mathrm{ex}}}+THC_{\mathrm{ex}}\right)} \tag{A-80}$$

H/C: 燃料成分中に含まれる炭素 1 mol に対する水素原子のモル比 [-]

O/C: 燃料成分中に含まれる炭素 1 mol に対する酸素原子のモル比 [-]

N/C: 燃料成分中に含まれる炭素 1 mol に対する窒素原子のモル比 [-]

S/C: 燃料成分中に含まれる炭素 1 mol に対する硫黄原子のモル比 [-]

CO_{ex}: 排出ガス中の一酸化炭素濃度 [vol. %]

THC_{ex}: 排出ガス中の未燃炭化水素濃度 [ppmC]

当量比ϕは空気過剰率λの逆数であるから，次式で与えられる．

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \tag{A-80}$$

A.4.3 燃焼特性値の計算

本研究では，燃焼特性値を式 (A-50) で与えられるメイン噴射による燃焼率の積算値から 10%熱発生時期 CA10，50%熱発生時期 CA50，および 90%熱発生時期 CA90 を算出した．

A.4.4 着火時期の判定

本研究ではメイン噴射による着火時期を熱発生率の一階微分値$d^2Q/d\theta^2$が 10J/°CA^2 を上回った時点とし，いずれの条件においても上死点近傍で着火するように燃料噴射時期コントローラで燃料噴射開始指示時期を設定した．

Appendix B　二色法の原理および検定方法

B.1 二色法の原理

プランクの法則において，黒体表面からの放射輝度Iは絶対温度Tおよび波長λを変数とした以下の式で与えられる．

$$I(\lambda,T) = 2hc^2/(\lambda^5 \cdot (e^{\frac{hc}{\lambda KT}} - 1)) \tag{B-1}$$

h：プランク定数，6.626×10^{-34} [J·s]

K：ボルツマン定数，1.381×10^{-23} [J/K]

c：光速，2.998×10^{8} [m/s]

T：絶対温度 [K]

上式において，$\lambda \leq 1 \times 10^{-6}$ m の波長域では近似的に以下の Wien の式が成り立つ．

$$I(\lambda,T) = \frac{2hc^2}{\lambda^5 \cdot e^{\frac{hc}{\lambda KT}}} \tag{B-2}$$

式 (B-2) において，$C_1 = hc^2$，$C_2 = K/hc$と置くと以下の式が得られる．

$$I(\lambda,T) = \frac{2C_1}{\lambda^5 \cdot e^{\frac{-C_2}{\lambda T}}} \tag{B-3}$$

C_1：定数，5.955×10^{-17} [J·m2]

C_2：定数，1.439×10^{-2} [K·m]

絶対温度Tおよび波長λの火炎の放射輝度は，放射率を$\varepsilon_{\lambda T}$とすると以下の式で与えられる．

$$I'(\lambda,T) = \varepsilon_{\lambda T} \cdot \frac{2C_1}{\lambda^5} \cdot e^{\frac{-C_2}{\lambda T}} \tag{B-4}$$

式 (B-4) において，放射率を 1 として算出される温度は輝度温度であり，以下の式が成り立つ．

$$I'(\lambda,T) = \frac{2C_1}{\lambda^5} \cdot e^{\frac{-C_2}{\lambda T_a}} \tag{B-5}$$

T_a：輝度温度 [K]

次に，火炎中のすすの放射率をε_λとすると以下の式が得られる．

$$\varepsilon_\lambda = 1 - e^{-\frac{kL}{\lambda^\alpha}} \tag{B-6}$$

k：ススによる吸収係数

L：ススが存在する空間の厚み

α：波長域によって決まる定数

式 (B-6) を式 (B-4) に代入すると，

$$I'(\lambda,T)=\left(1-e^{-\frac{kL}{\lambda^{\alpha}}}\right)\cdot\frac{2C_1}{\lambda^5}\cdot e^{\frac{-c_2}{\lambda T}} \tag{B-7}$$

が得られ，式 (B-5) と式 (B-7) を等値すると，

$$\frac{2C_1}{\lambda^5}\cdot e^{\frac{-c_2}{\lambda T_a}}=\left(1-e^{-\frac{kL}{\lambda^{\alpha}}}\right)\cdot\frac{2C_1}{\lambda^5}\cdot e^{\frac{-c_2}{\lambda T}} \tag{B-8}$$

が得られるので，kL 値は以下の式で与えられる．

$$kL=-\lambda^{\alpha}\ln\left(1-e^{\frac{C_2}{\lambda_1}\left(\frac{1}{T}-\frac{1}{T_{a1}}\right)}\right)=-\lambda^{\alpha}\ln\left(1-e^{\frac{C_2}{\lambda_2}\left(\frac{1}{T}-\frac{1}{T_{a2}}\right)}\right) \tag{B-9}$$

を解くことにより，すすの真温度Tが算出される．

B.2. 輝度温度の検定方法

標準光源には，ハロゲンランプを内蔵する輝度箱 (NAC，LSB-1NC2) を用いた．図 5-6 に温度検定の光学系を示す．輝度箱は，回転ターレットに透過率の異なる八種類の ND フィルタを内蔵しており，高速度ビデオカメラでそれぞれの ND フィルタを通した輝度値を取得し，最高輝度における輝度温度を放射温度計 (CHINO，IR-HA) を用いて測定した．二波長 (606 nm および 541 nm) における輝度値と対応した輝度温度とのキャリブレーションには，温度画像解析ソフトウェア (NAC，Thermias) を用いた．高速度ビデオカメラ，カメラレンズなどの光学系，および撮影条件は 2.2.6 節に記載した直接撮影時と同様とした．本撮影条件では輝度箱に付属の拡散板を使用すると適切な輝度値を得ることが困難であったため，透過率 20%および 70%の二種類の ND フィルタを検定用に追加で使用した．

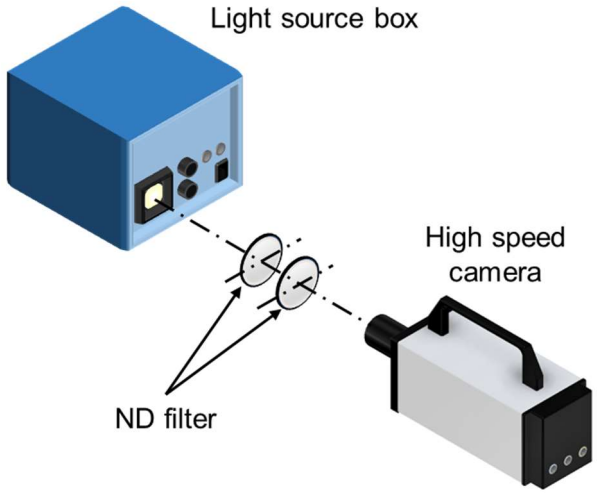


図 B-1 温度検定における光学系

Appendix C　急速圧縮膨張装置図面集

C.1 急速圧縮膨張装置部品・図面表

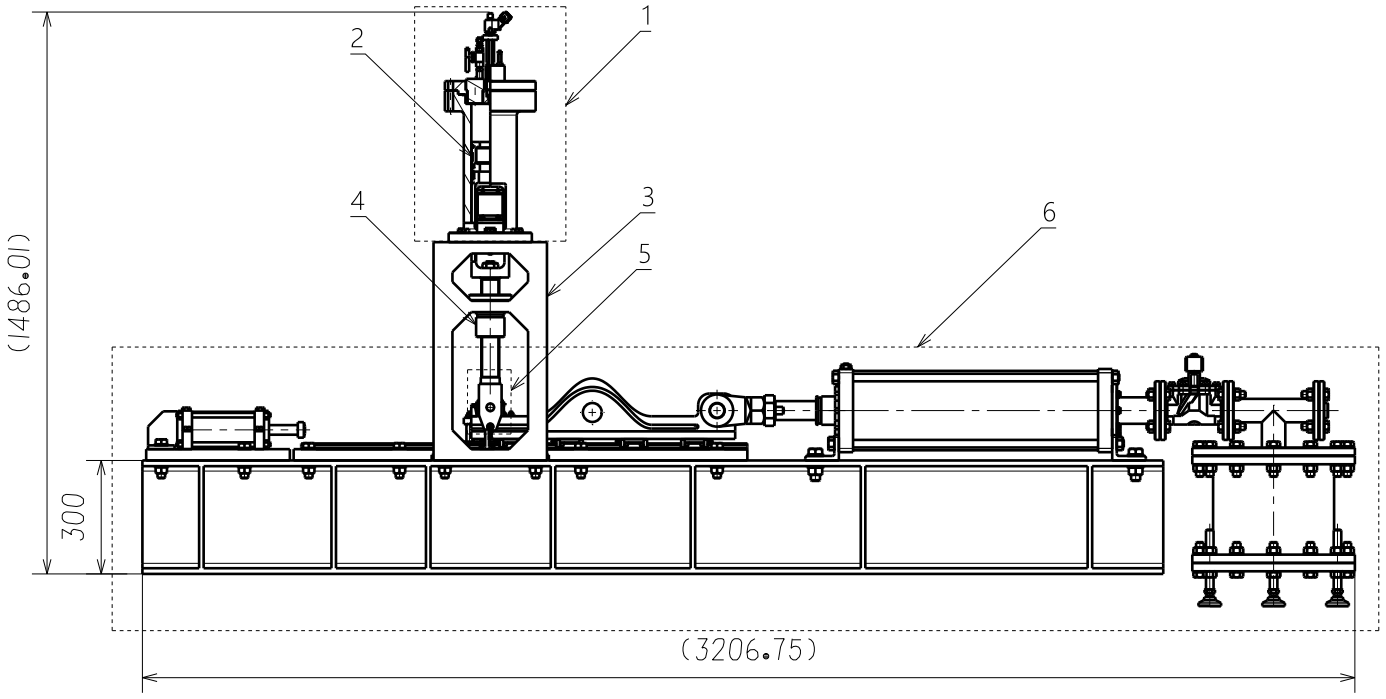
番号	名称	図番・型番	材質	数量	備考
1	急速圧縮膨張装置	RCEM	-	-	全体組立図
2	シリンダアセンブリ	RCEM-1	-	1	組立図
3	シリンダボディ	RCEM-1-1	SUS303	1	
4	シリンダヘッド	RCEM-1-2	SUS303	1	
5	グロープラグアダプタ	6544Q	-	1	Kistler
6	インジェクター押さえ	RCEM-1-4		1	
7	インジェクター	Denso G4P	-	1	Denso
8	吸排気バルブ	SS-43GF4RT	-	2	Swagelok
9	吸排気バルブ継手	RCEM-1-7	SUS303	2	
9	観察窓メクラ	RCEM-1-8	SUS303	1	
10	反射ミラーアセンブリ	RCEM-1-9	-	1	組立図
12	反射ミラー	TFA-6690R03-P	-	1	シグマ光機
13	反射ミラー土台	RCEM-1-10	A1100	1	
14	反射ミラー押さえ	RCEM-1-11	A1100	2	
16	反射ミラー支柱	RCEM-1-12	A1100	2	
17	延長ピストンアセンブリ	RCEM-2	-	1	組立図
18	延長ピストン上部	RCEM-2-1	A7075	1	
19	延長ピストン中部	RCEM-2-2	A7075	1	
20	延長ピストン下部	RCEM-2-3	A7075	1	
21	石英ガラス	RCEM-2-4	-	1	コニックテクノ
22	O リング	G60	-	2	規格品
23	O リング	P90	-	2	規格品
24	ウェアリング	JF-7002-1	PTFE	1	日本エクセル
25	ヤグラ	RCEM-3	S45C	1	
26	ボールスプライン	SSPF50-1-360	-	1	日本ベアリング
27	ボールスプライン軸端末加工	RCEM-4	-	-	追加工図面
28	ローラフォロアアセンブリ	RCEM-5	-	1	組立図
29	ローラフォロア台座	RCEM-5-1	SUS303	1	
30	ローラフォロア	NART20VUUR	-	2	日本トムソン
31	ローラフォロアシャフト	RCEM-5-3	SK-4	1	
32	ボルトピン	RCEM-5-1	-	2	

33	架台およびカムの駆動・停止装置	RCEM-6	-	1	組立図
34	急速圧縮膨張装置架台	RCEM-6-1	SS400	1	
35	ダイナソフター	SSH-20-30X	-	1	TAIYO
36	バックアップブロック	RCEM-6-3	S45C	1	
37	ダイナソフターベース	RCEM-6-4	SS400	1	
38	リニアスライドガイド	SGW27TE4-1180	-	1	日本ベアリング
39	レールベース	RCEM-6-6	SS400	1	
40	カム	RCEM-6-7	S45C-H	1	
41	カムストッパー	RCEM-6-8	S45C	1	
42	遮光ブロック	RCEM-6-9	A1100	1	
43	ラック	SRFD2.5-1000HJ	-	1	小原歯車工業
44	フォトインタラプタ	PM-K45	-	1	Panasonic
45	センサ支柱	RCEM-6-12	S45C	1	
46	セレックスシリンダ	SCS2-LB-200R-500-Y	-	1	CKD
47	セレックスシリンダ端面加工	RCEM-6-13	-	-	追加工図面
48	フランジ配管	RCEM-6-14	S45C	1	
49	電磁弁	AP21-50F-03A-AC100V	-	1	CKD
50	蓄圧タンクアセンブリ	RCEM-6-16	-	1	組立図
51	タンクボディ	RCEM-6-17	SS400	1	
52	T 字管付きフランジ	RCEM-6-18	SS400	1	
53	端面フランジ	RCEM-6-19	S45C	1	
54	板フランジ	JIS5K 300A	SS400	1	規格品
55	レベリングフット	FPMS-60-M20-158-H	-	3	NBK
56	ロータリーエンコーダアセンブリ	RCEM-7	-	1	組立図
57	ロータリーエンコーダ	EE-SX970-C1	-	1	Omron
58	ロータリーエンコーダ基盤	RCEM-7-2	S45C	1	
59	カップリング		-	1	NBK
60	ロータリーエンコーダ支柱	RCEM-7-4	S45C	4	
61	歯車基盤（上）	RCEM-7-4	S45C	1	
62	歯車支柱	RCEM-7-6	S45C	4	
63	歯車基盤（下）	RCEM-7-7	S45C	1	
64	平歯車	SS2.5-40J25	-	1	小原歯車工業
65	シャフト	RCEM-7-9	S45C	1	
66	深溝玉軸受	6005ZZ	-	2	NSK

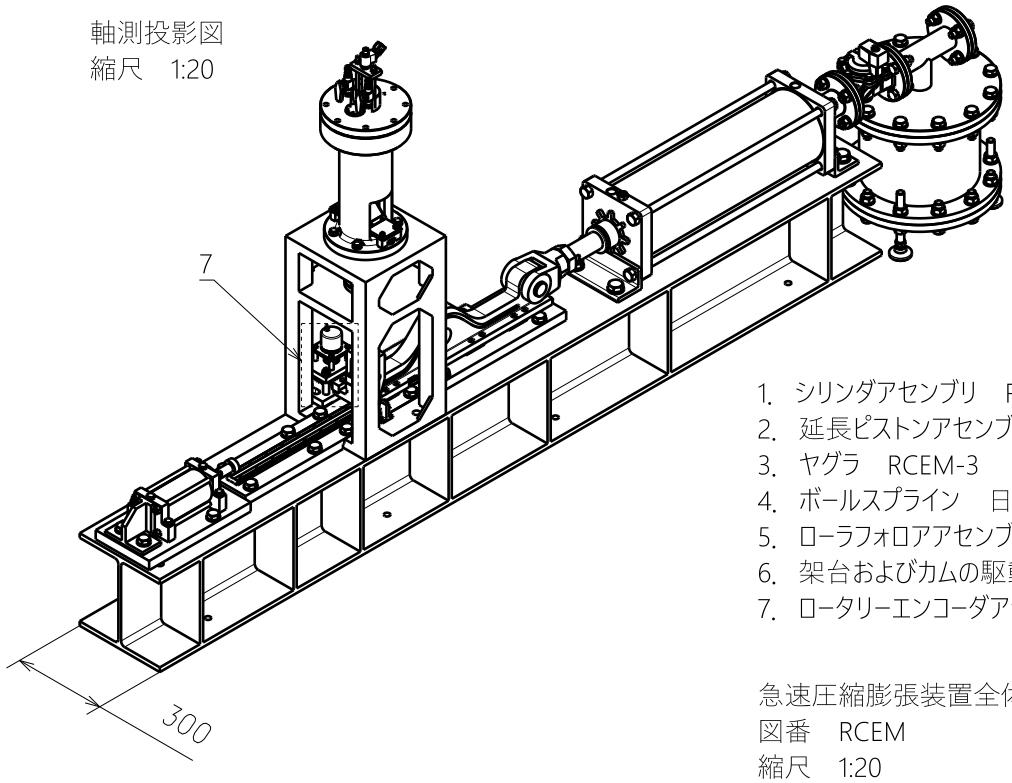
急速圧縮膨張装置図面集

Drawings of Rapid Compression and Expansion Machine

北海道大学大学院工学院
エネルギー環境システム専攻
エンジンシステム研究室
袁　昊昱



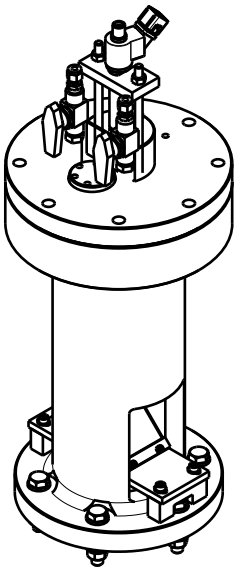
軸測投影図
縮尺　1:20

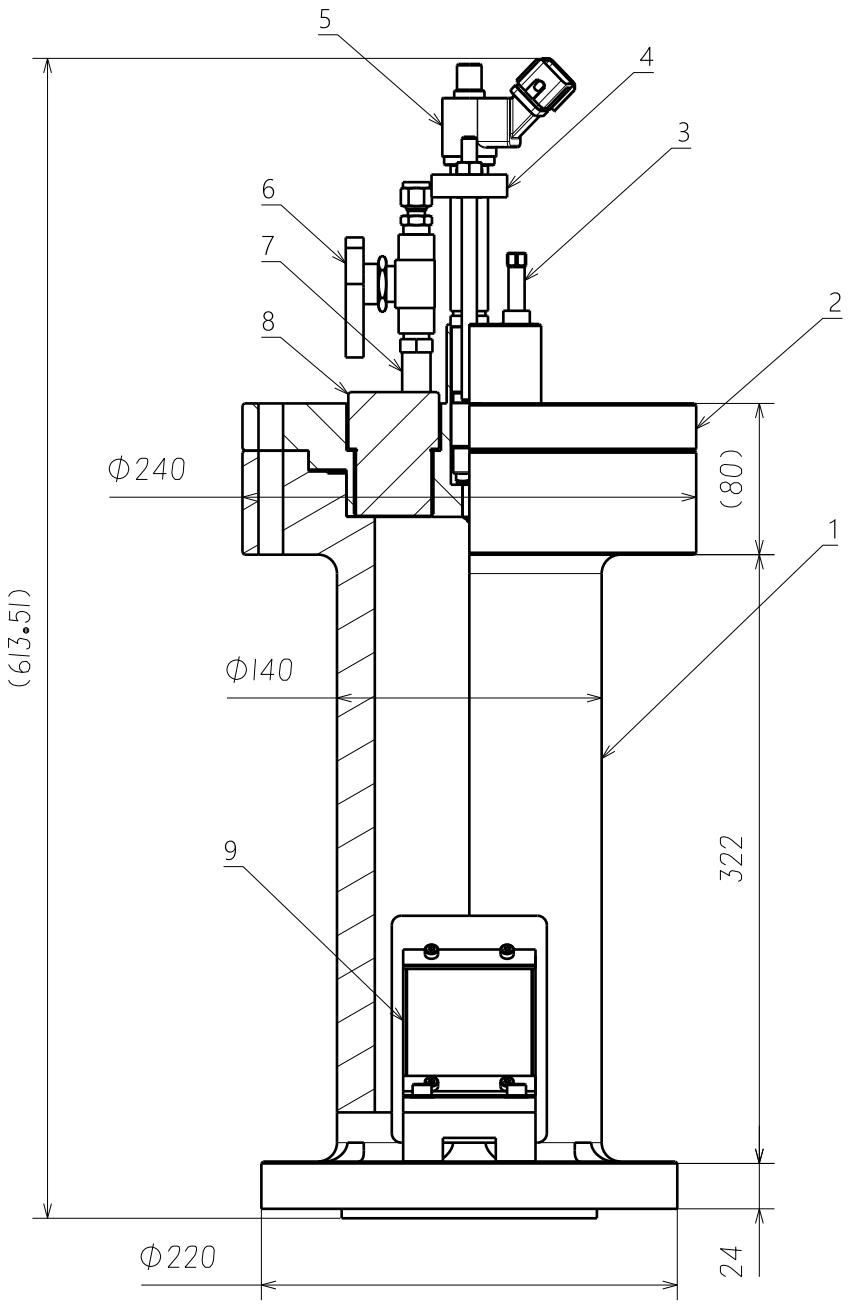


1. シリンダアセンブリ　RCEM-1
2. 延長ピストンアセンブリ　RCEM-2
3. ヤグラ　RCEM-3
4. ボールスプライン　日本ベアリング　SSPF50-1-360
5. ローラフォロアアセンブリ　RCEM-5
6. 架台およびカムの駆動・停止装置　RCEM-6
7. ロータリーエンコーダアセンブリ　RCEM-7

急速圧縮膨張装置全体組立図
図番　RCEM
縮尺　1:20
北海道大学エンジンシステム研究室

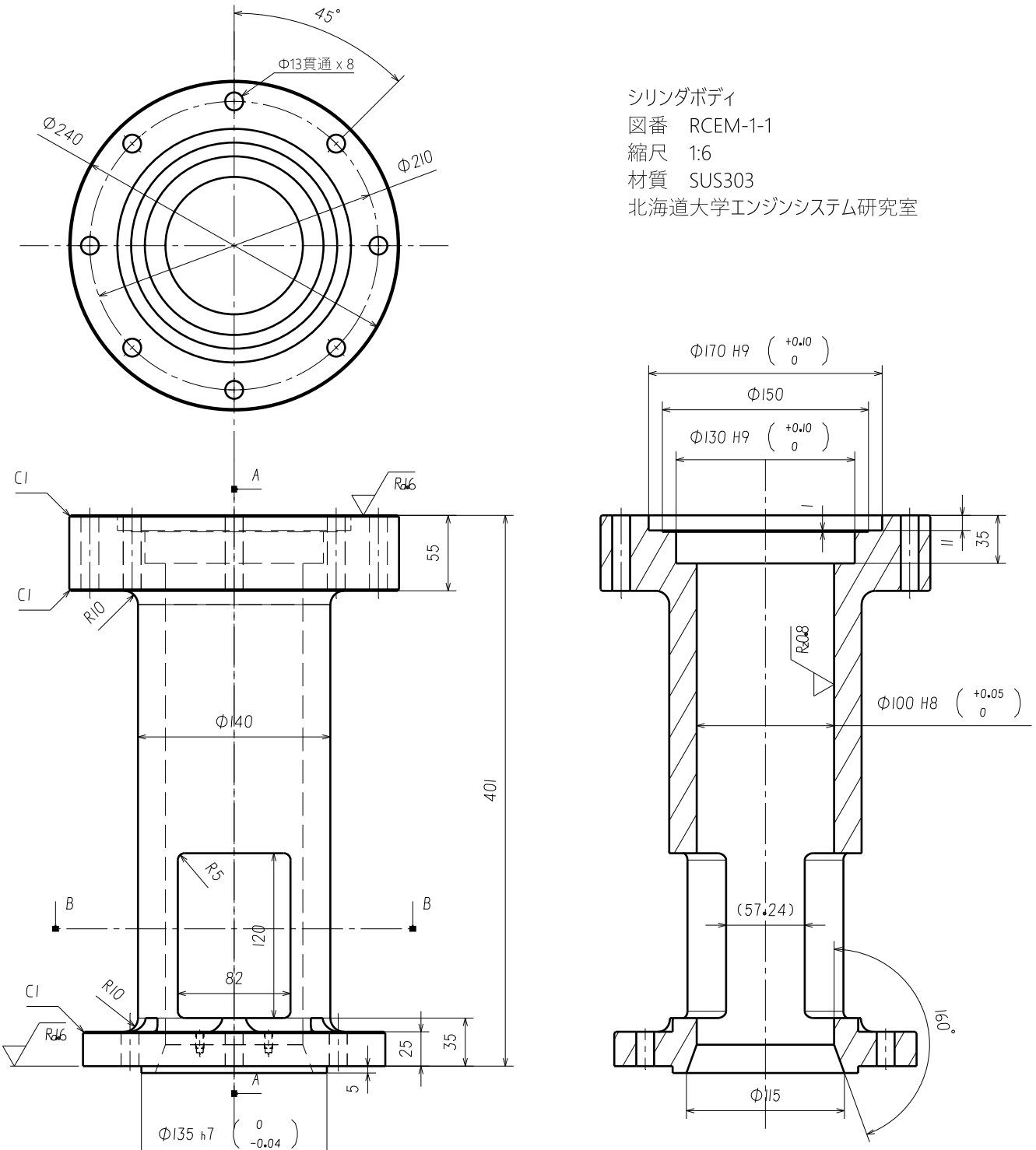
参考図
縮尺　1:8



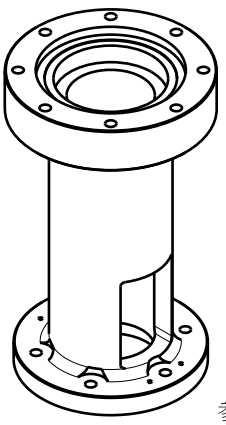


1. シリンダボディ　RCEM-1-1
2. シリンダヘッド　RCEM-1-2
3. グロープラグアダプタ　Kistler 6544Q
4. インジェクタ押さえ　RCEM-1-4
5. インジェクタ　Denso G4P
6. 吸排気バルブ　Swagelok SS-43GF4RT
7. 吸排気バルブ継手　RCEM-1-7
8. 観察窓メクラ　RCEM-1-8
9. 反射ミラーアセンブリ　RCEM-1-9

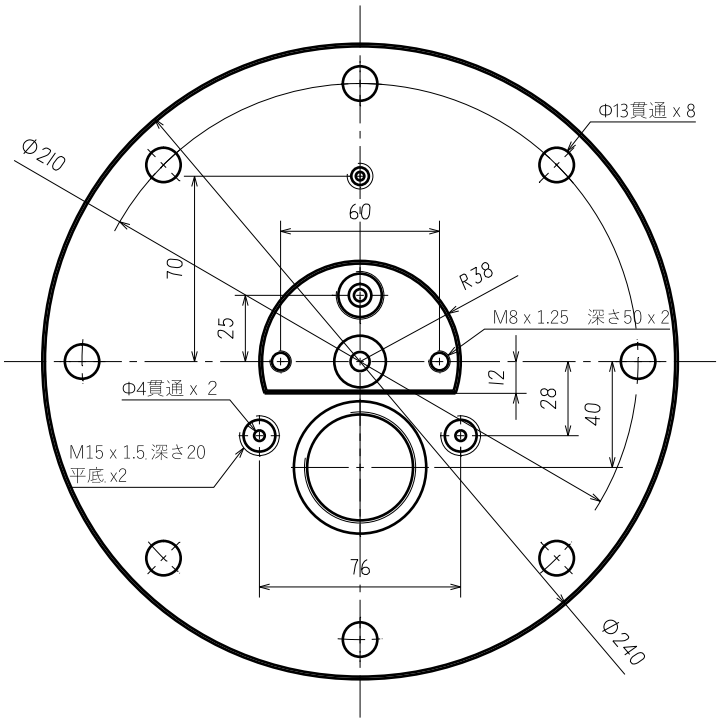
シリンダアセンブリ
図番　RCEM-1
縮尺　1:4
北海道大学エンジンシステム研究室

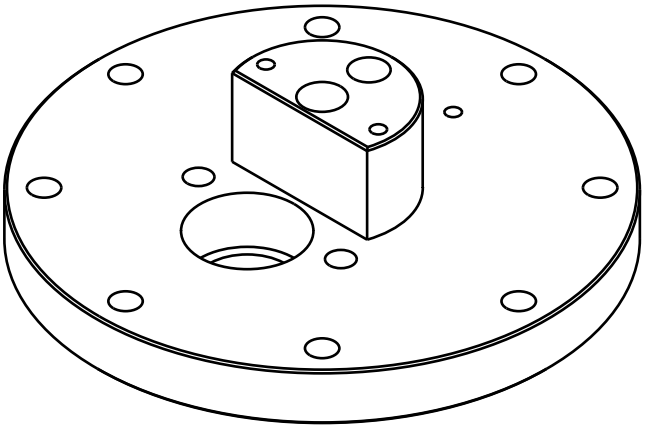


シリンダボディ
図番　RCEM-1-1
縮尺　1:6
材質　SUS303
北海道大学エンジンシステム研究室

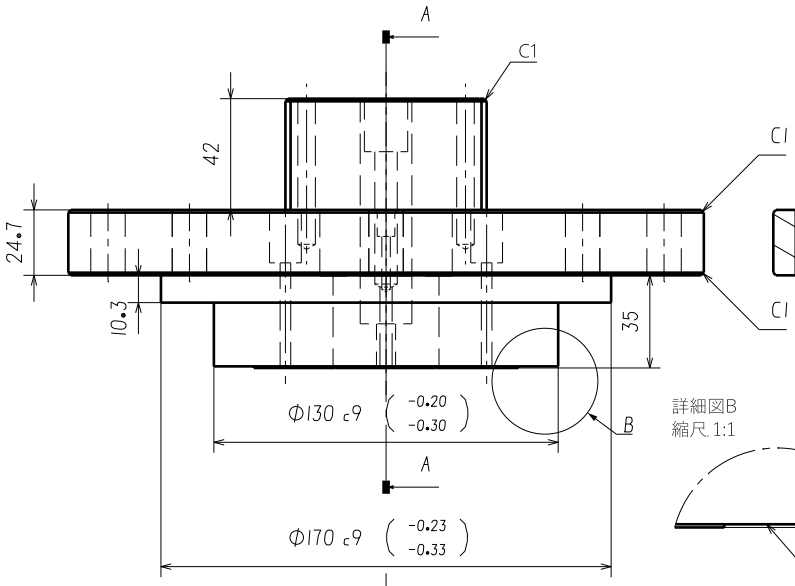


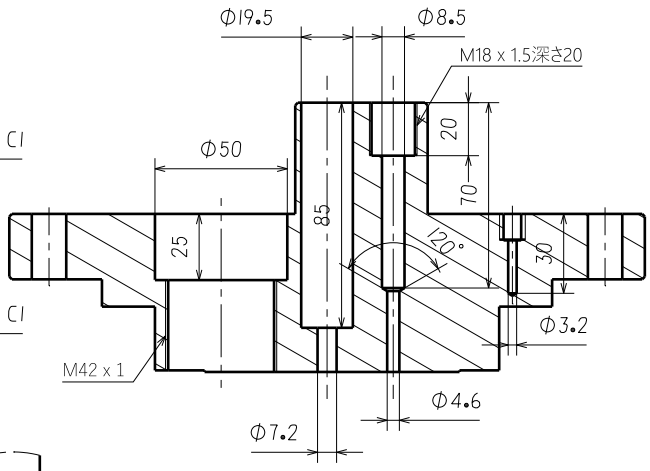
参考図
縮尺　1:12



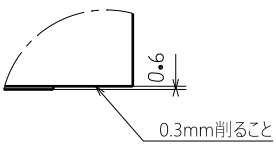


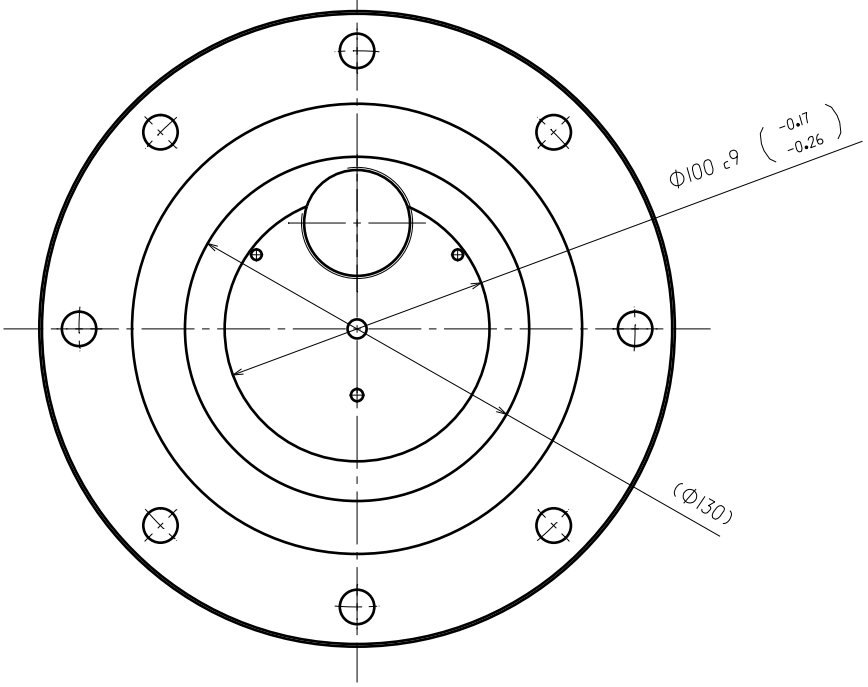
参考図
縮尺　1:4



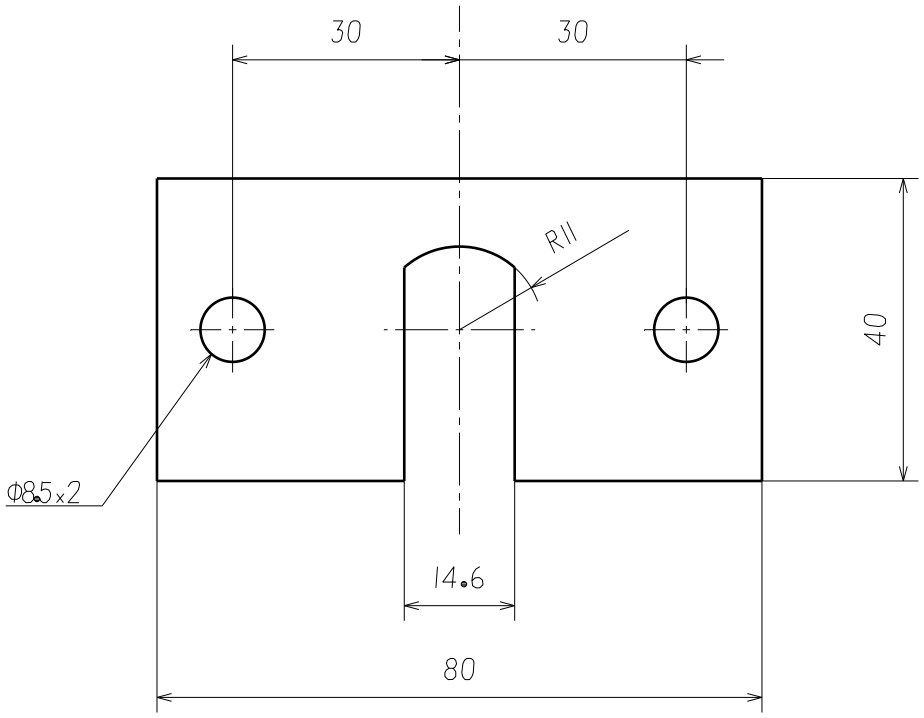


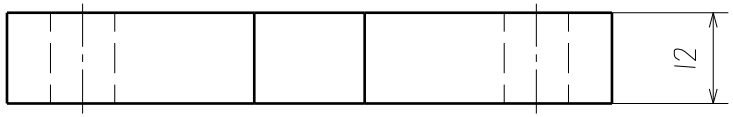
詳細図B
縮尺 1:1

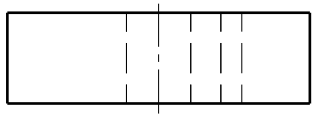




シリンダヘッド
図番　RCEM-1-2
縮尺　1:4
材質　SUS303
北海道大学エンジンシステム研究室

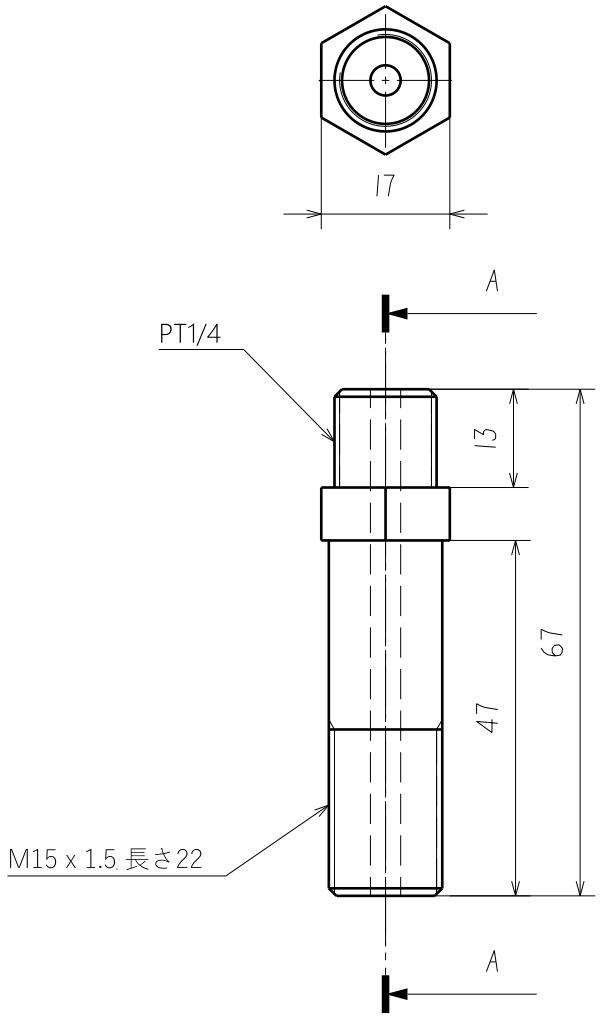


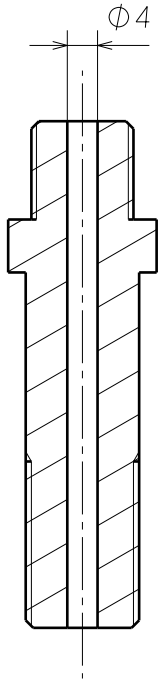


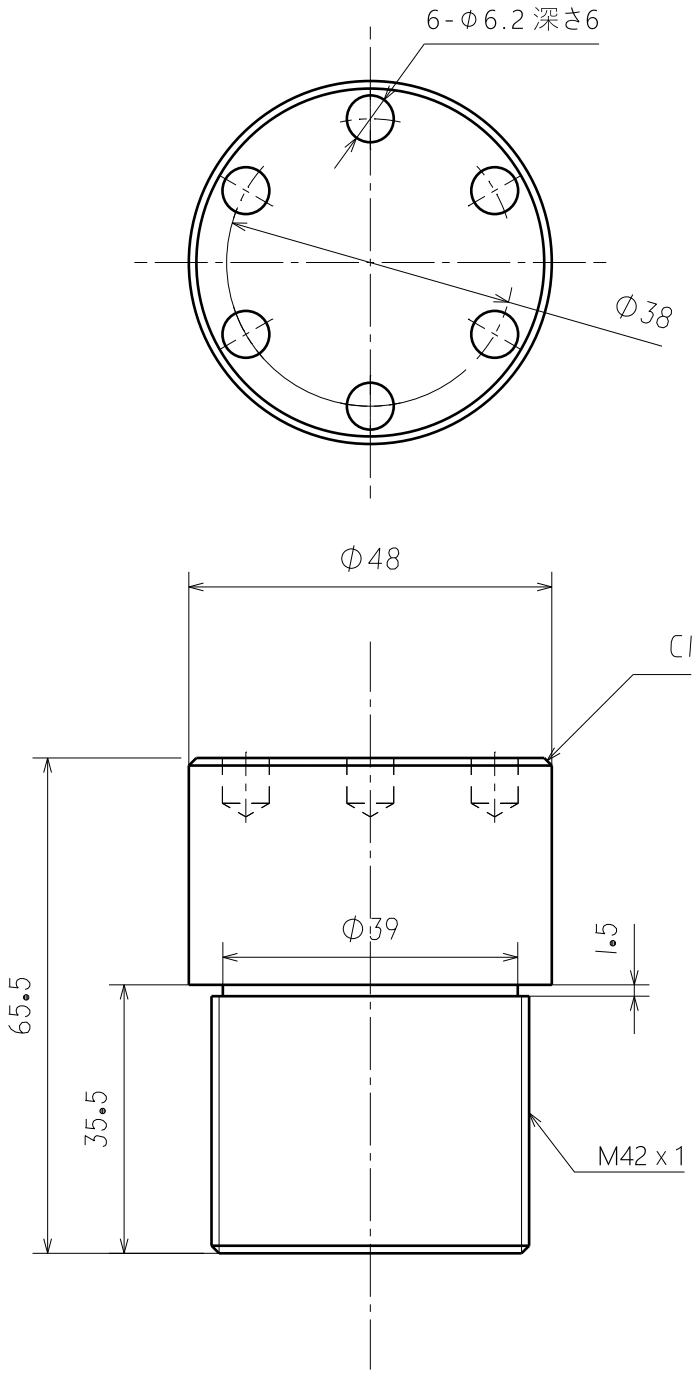


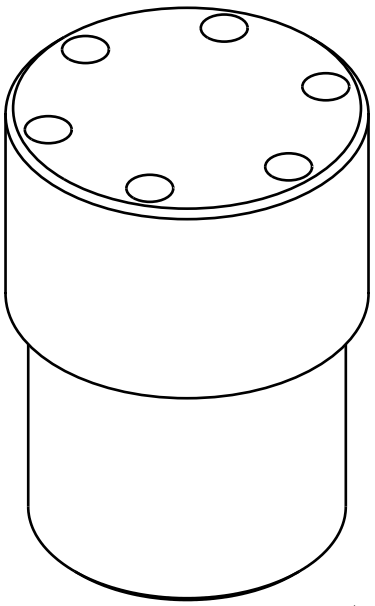
インジェクタ押さえ
図番　RCEM-1-4
縮尺　1:1
材質　S45C　全体焼き入れ
北海道大学エンジンシステム研究室

吸排気バルブ継手　M15-PT1/4
図番　RCEM-1-7
縮尺　1:1
材質　SUS303
北海道大学エンジンシステム研究室



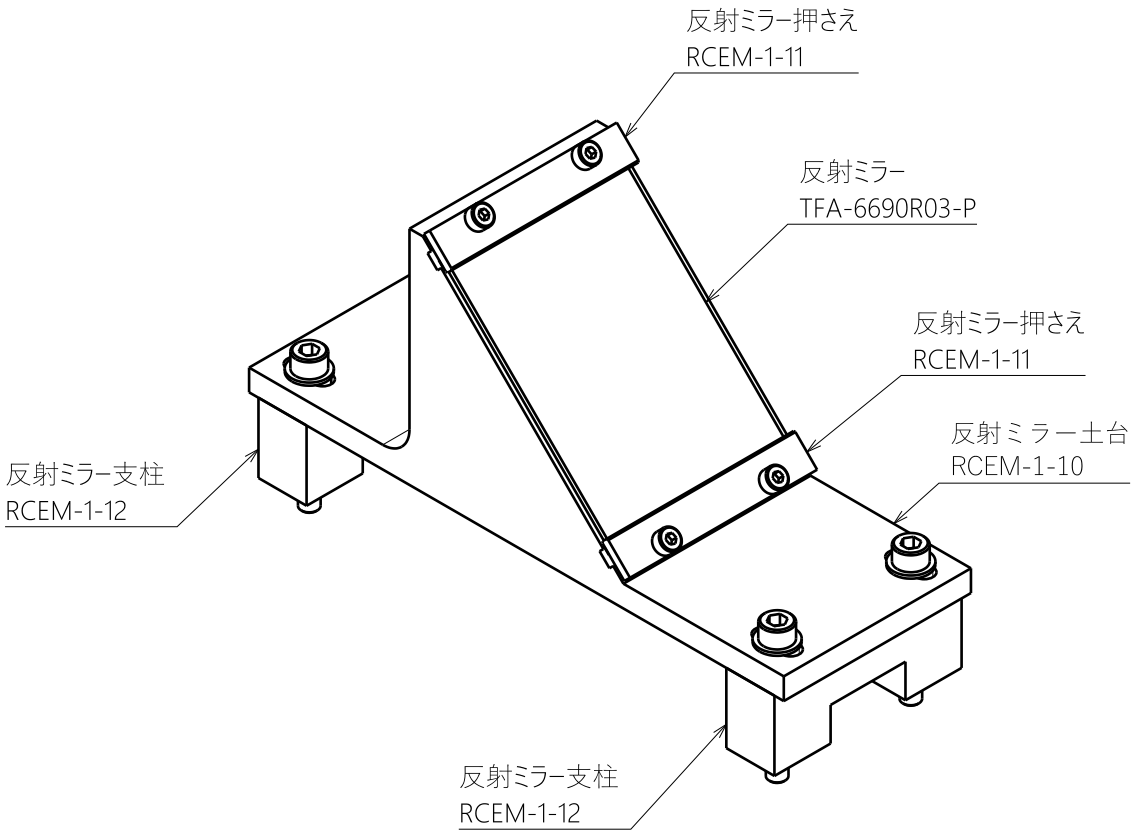




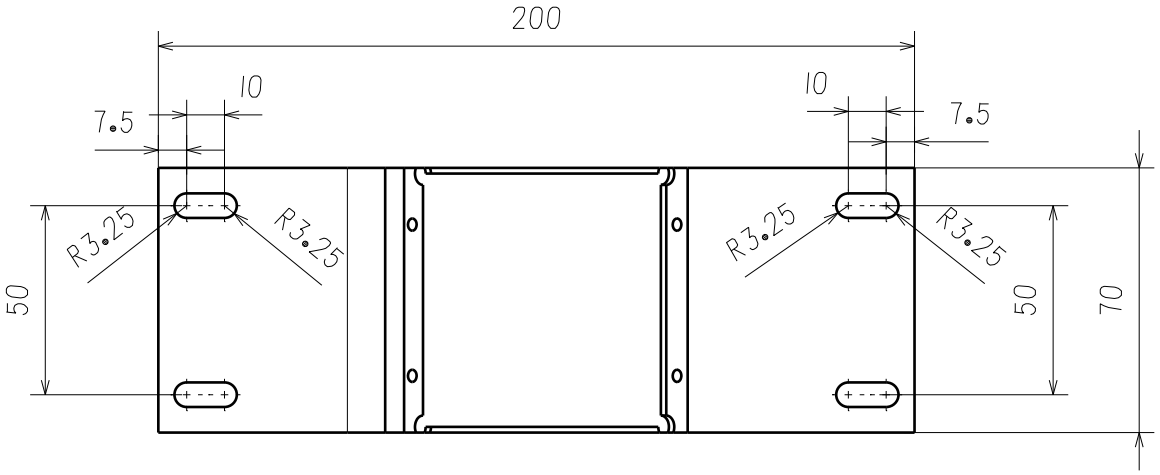


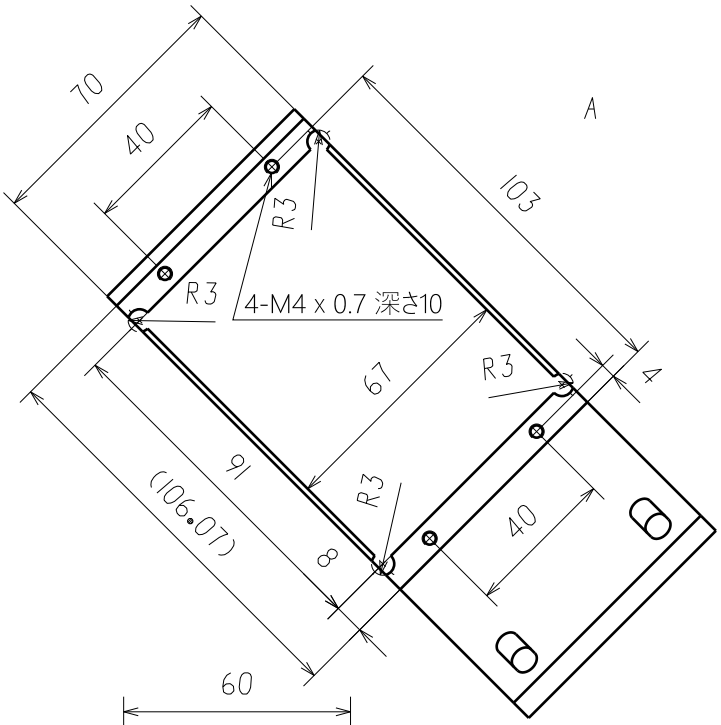
参考図
縮尺　1:1

観察窓メクラ
図番　RCEM-1-8
縮尺　1:1
材質　SUS303
北海道大学エンジンシステム研究室

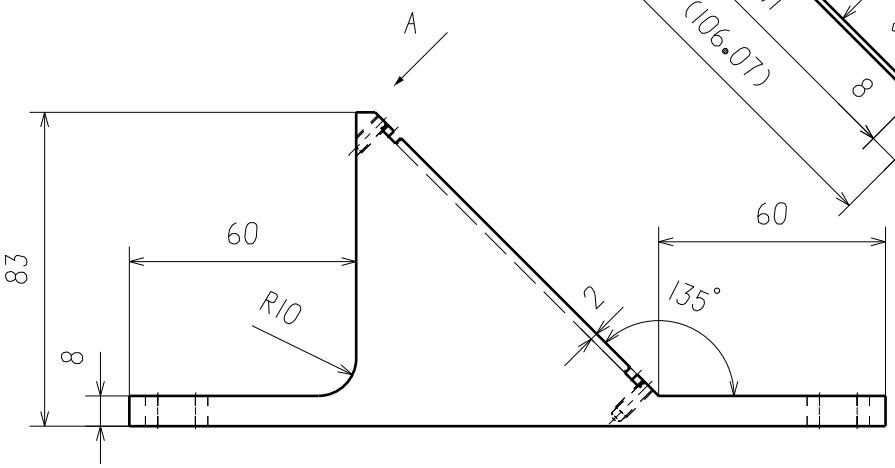


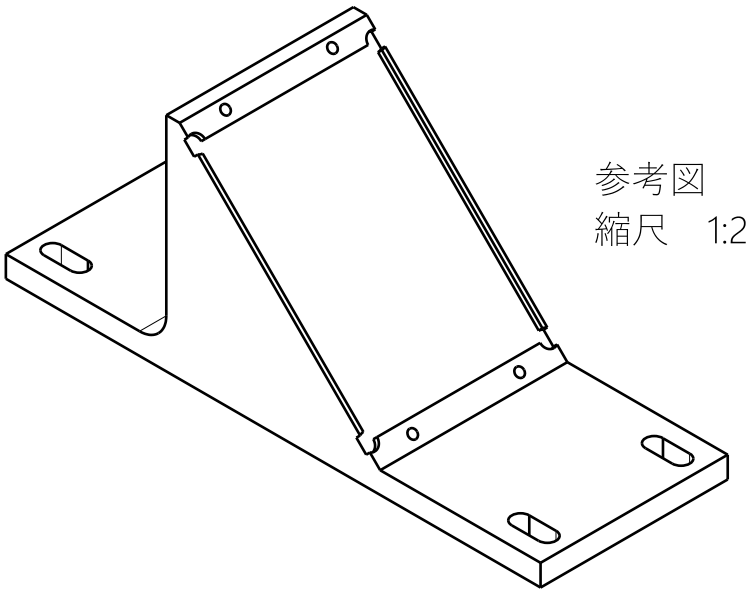
反射ミラーアセンブリ
図番　RCEM-1-9
縮尺　1:2
北海道大学エンジンシステム研究室



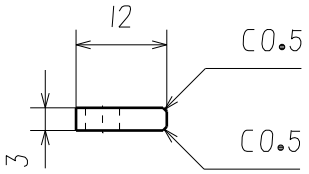


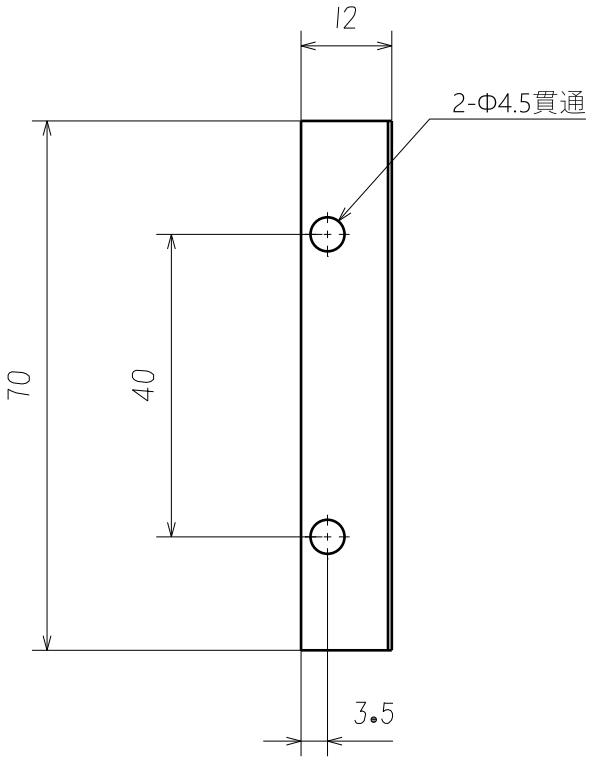
反射ミラー土台
図番　RCEM-1-10
縮尺　1:2
材質　A1100　黒染め
北海道大学エンジンシステム研究室

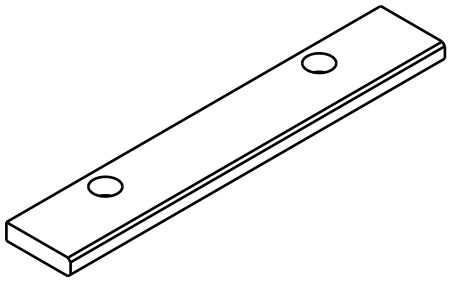




参考図
縮尺　1:2

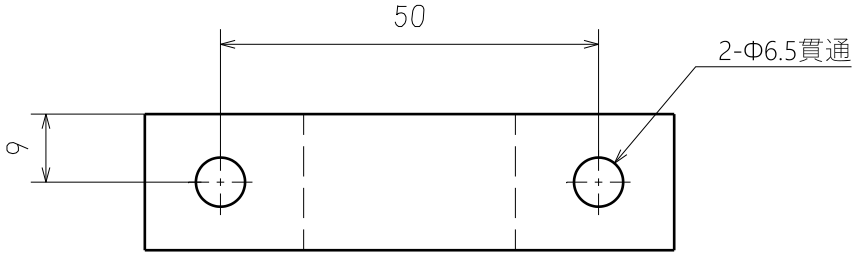


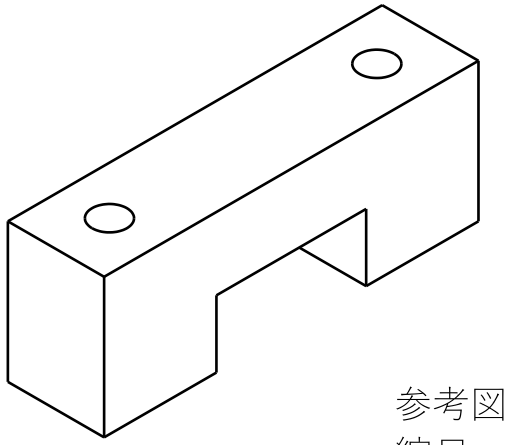




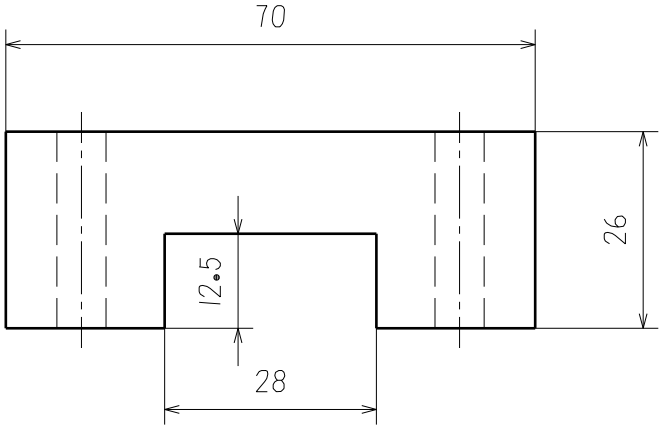
参考図
縮尺　1:1

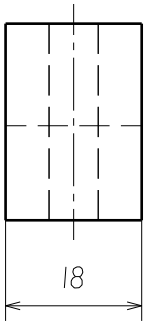
反射ミラー押さえ
図番　RCEM-1-11
縮尺　1:1
材質　A1100　黒染め
北海道大学エンジンシステム研究室





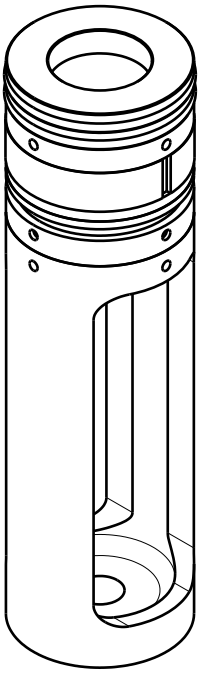
参考図
縮尺　1:1

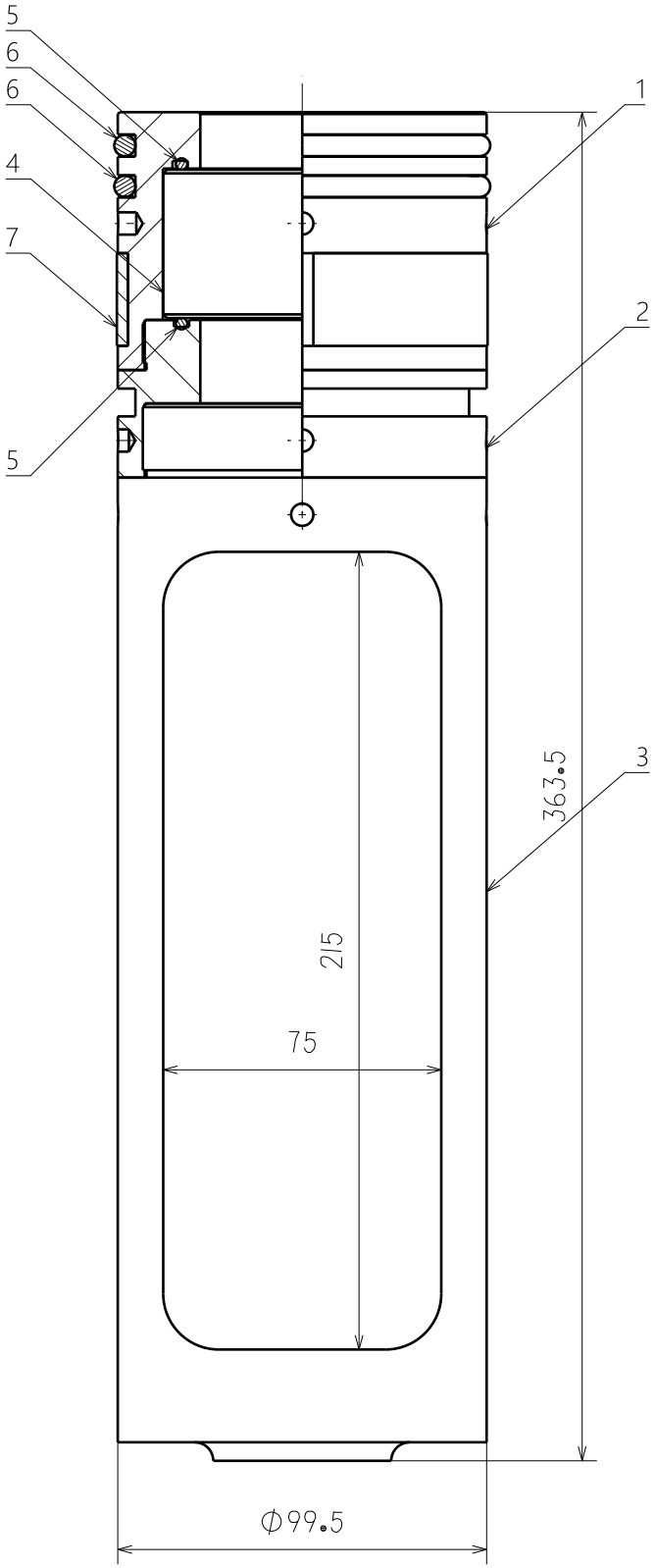




反射ミラー支柱
図番　RCEM-1-12
縮尺　1:1
材質　A1100　黒染め
北海道大学エンジンシステム研究室

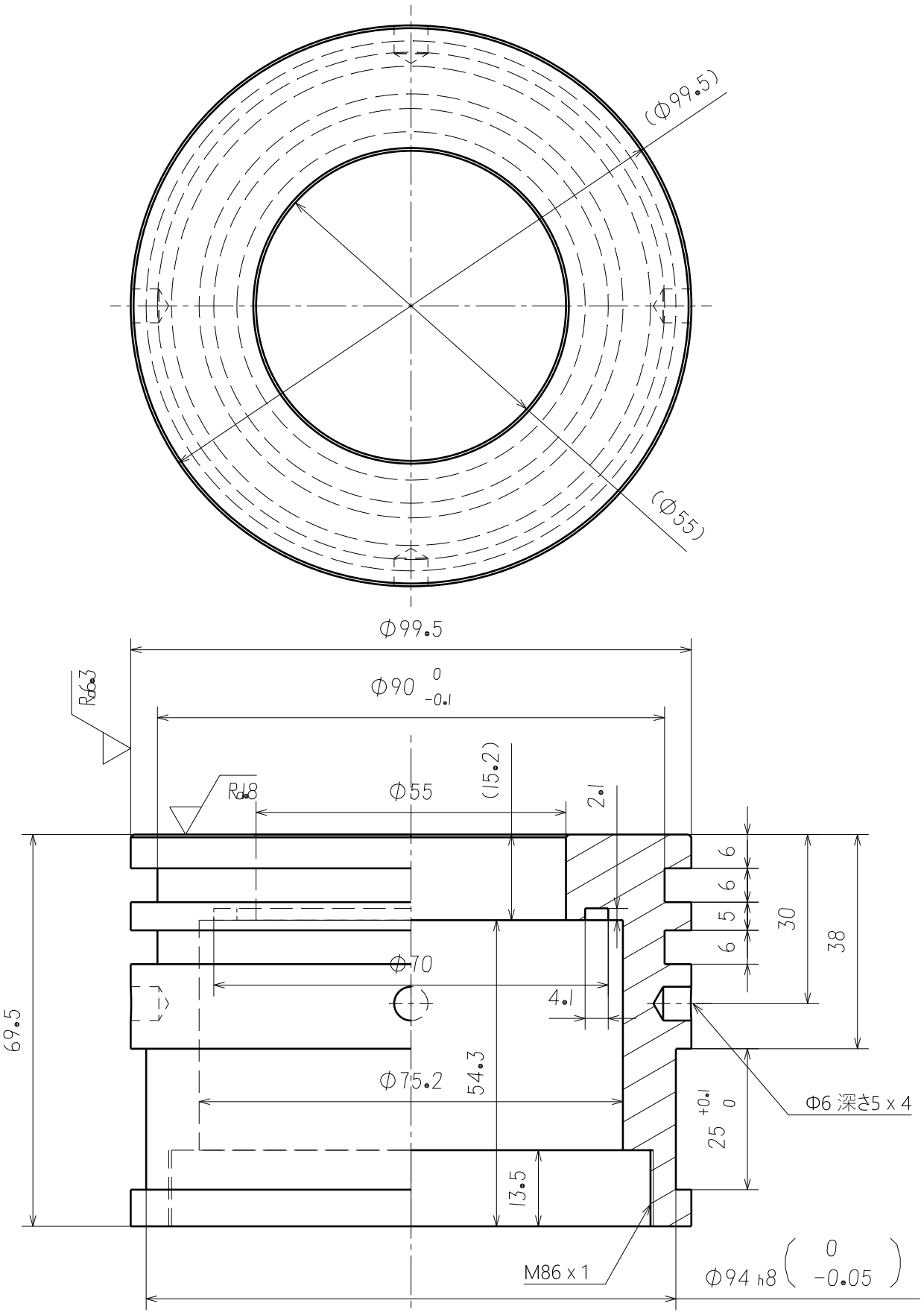
参考図
縮尺　1:4



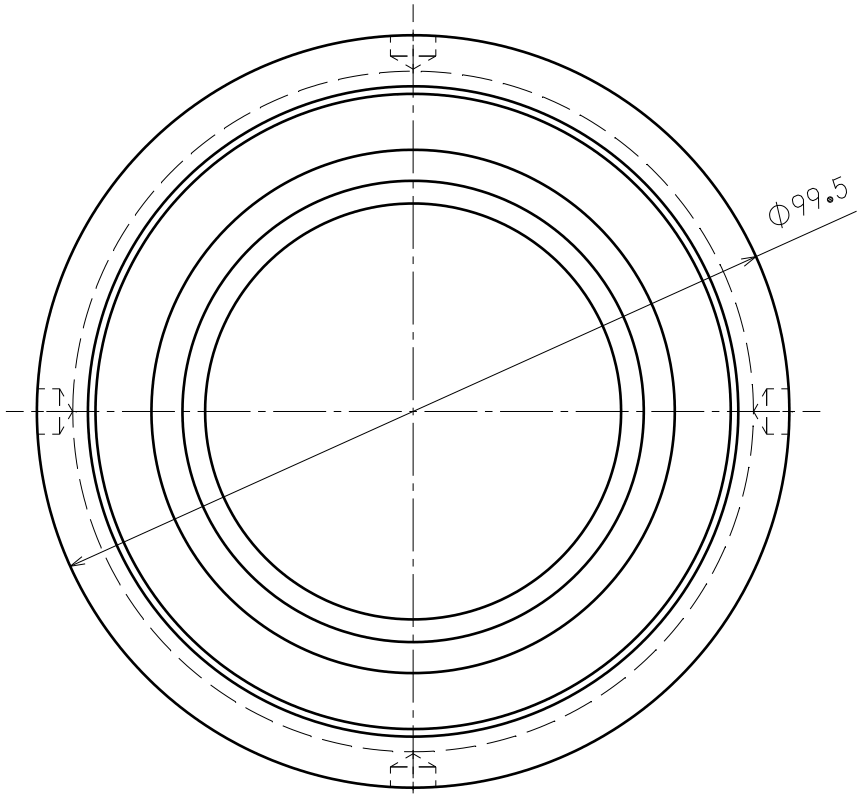


1. 延長ピストン上部　RCEM-2-1
2. 延長ピストン中部　RCEM-2-2
3. 延長ピストン下部　RCEM-2-3
4. 石英ガラス　シグマ光機　RCEM-2-4
5. Oリング　規格品　G60
6. Oリング　規格品　P90
7. ウェアリング　日本エクセル　JF-7002-1

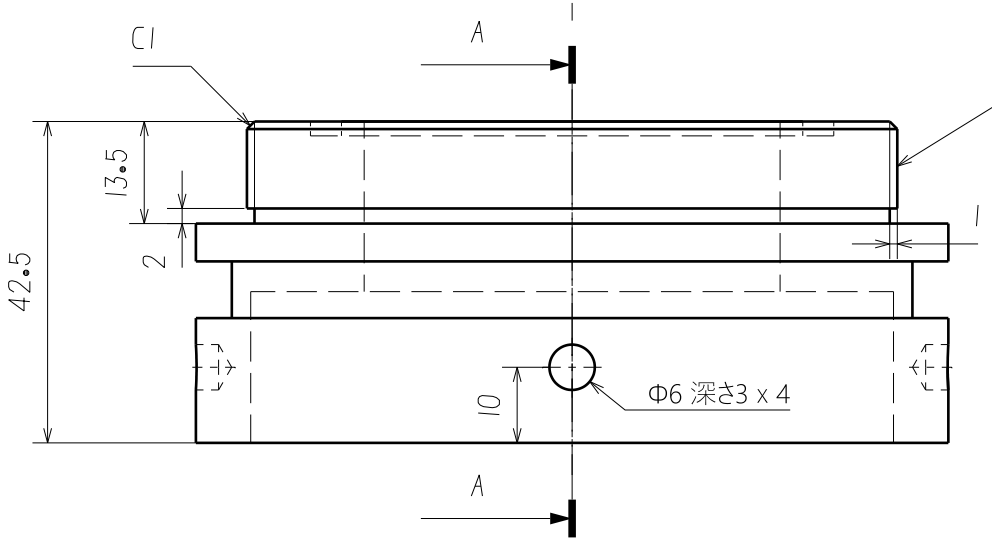
延長ピストンアセンブリ
図番　RCEM-2
縮尺　1:2
北海道大学エンジンシステム研究室

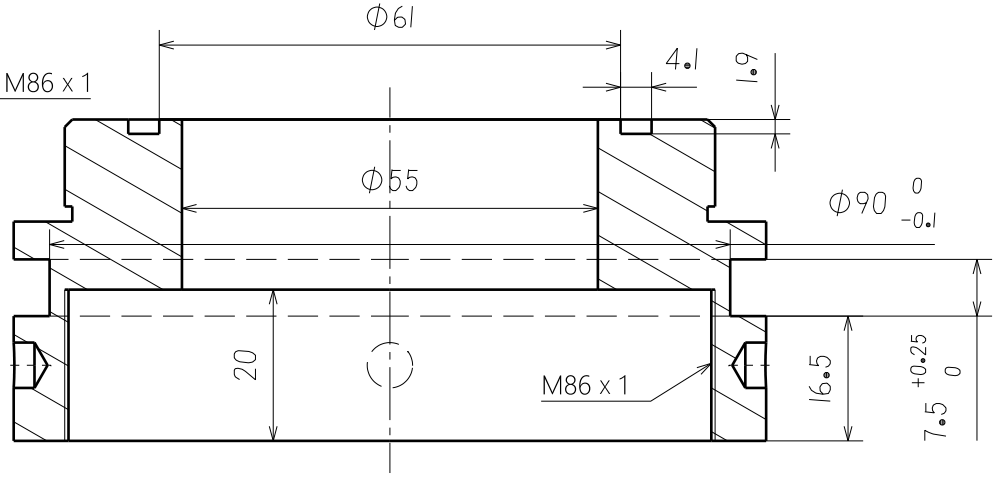


延長ピストン上部
図番　RCEM-2-1
縮尺　1:1
材質　A7075
北海道大学エンジンシステム研究室

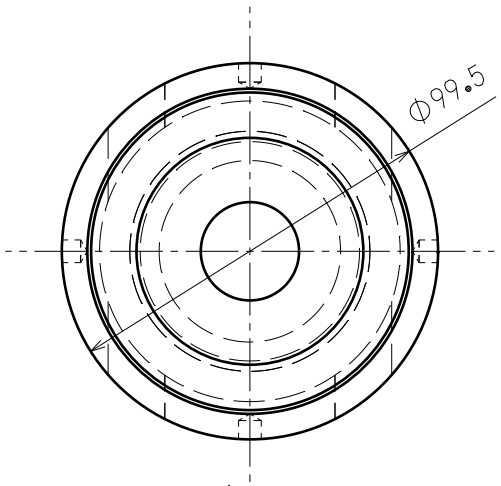


延長ピストン中部
図番　RCEM-2-2
縮尺　1:1
材質　A7075
北海道大学エンジンシステム研究室

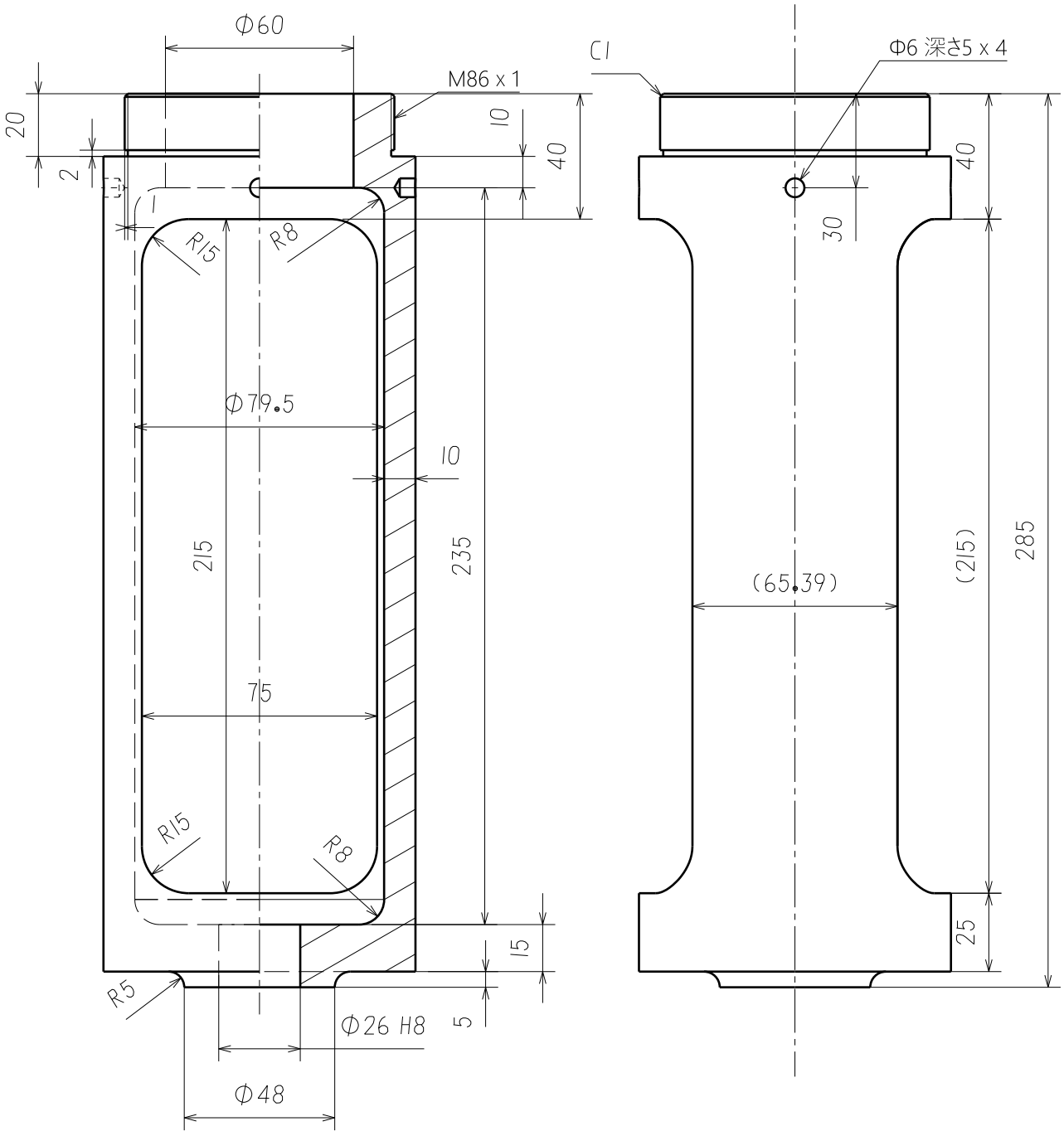


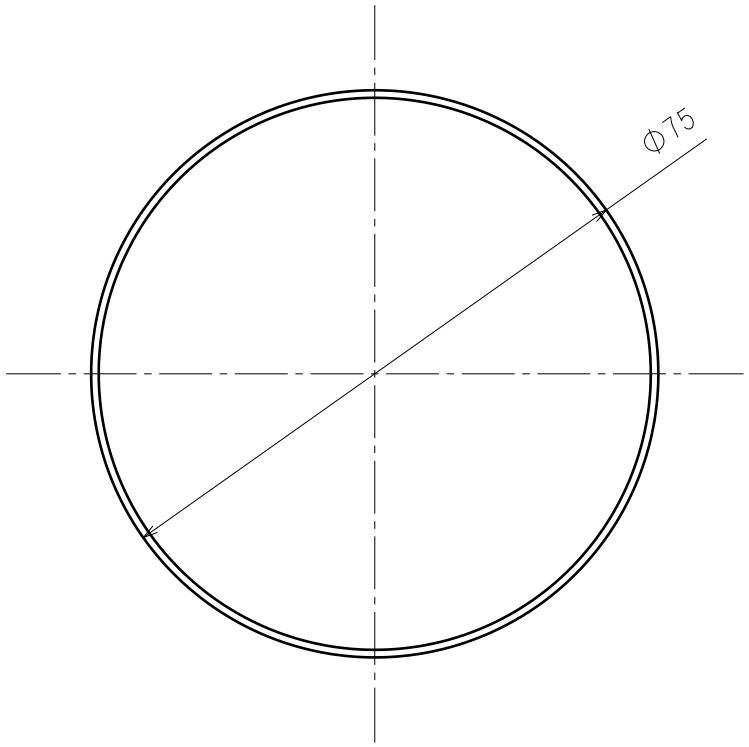


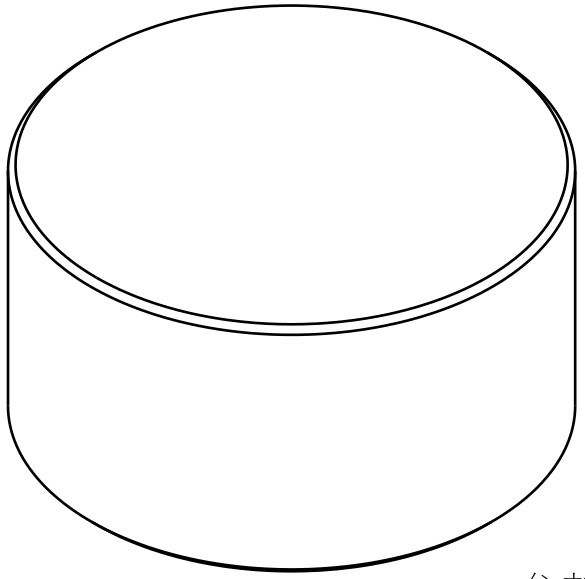
延長ピストン下部
図番　RCEM-2-3
縮尺　1:2
材質　A7075
北海道大学エンジンシステム研究室



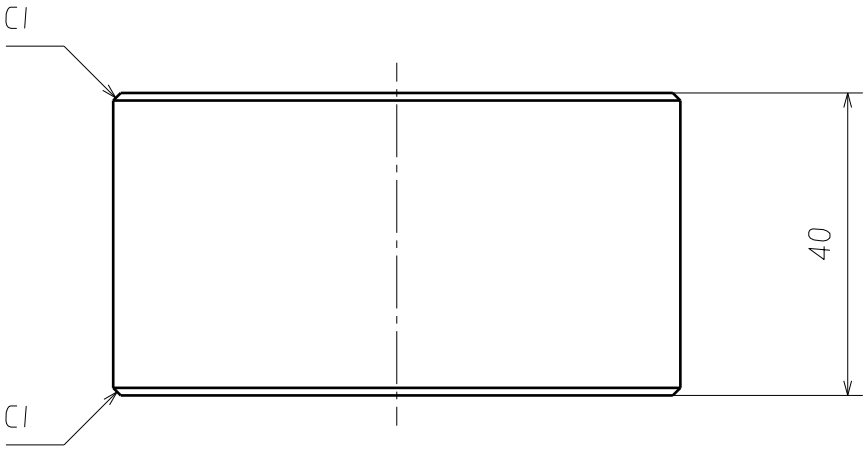
上面







参考図
縮尺　1:1



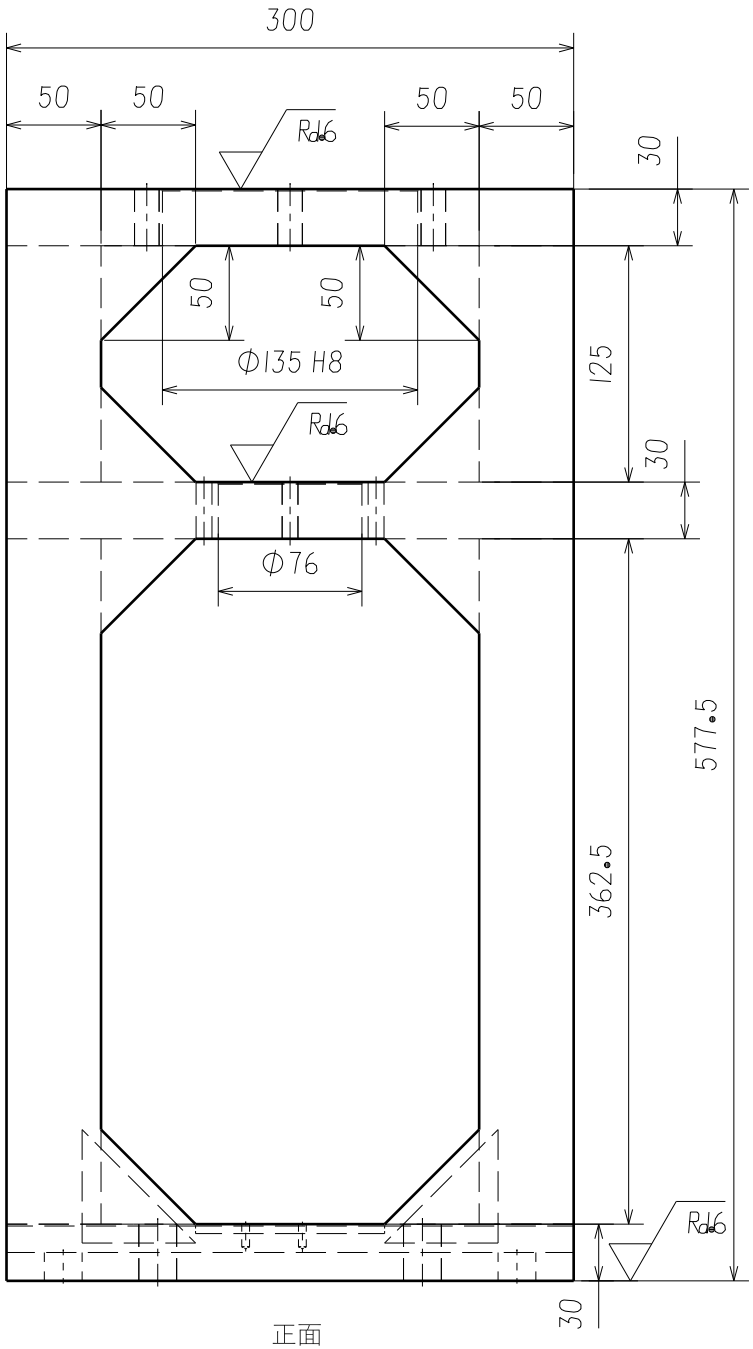
石英ガラス
図番　RCEM-2-4
縮尺　1：1
北海道大学エンジンシステム研究室

ヤグラ

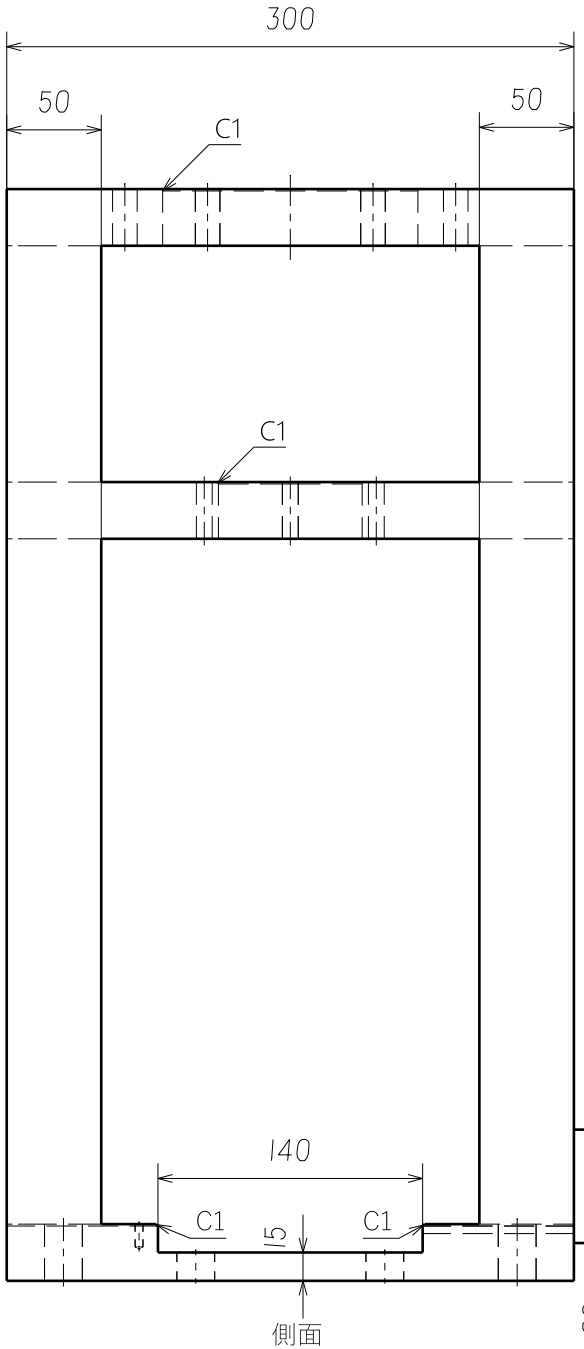
図番　RCEM-3　Page1

縮尺　1:4　材質　S45C

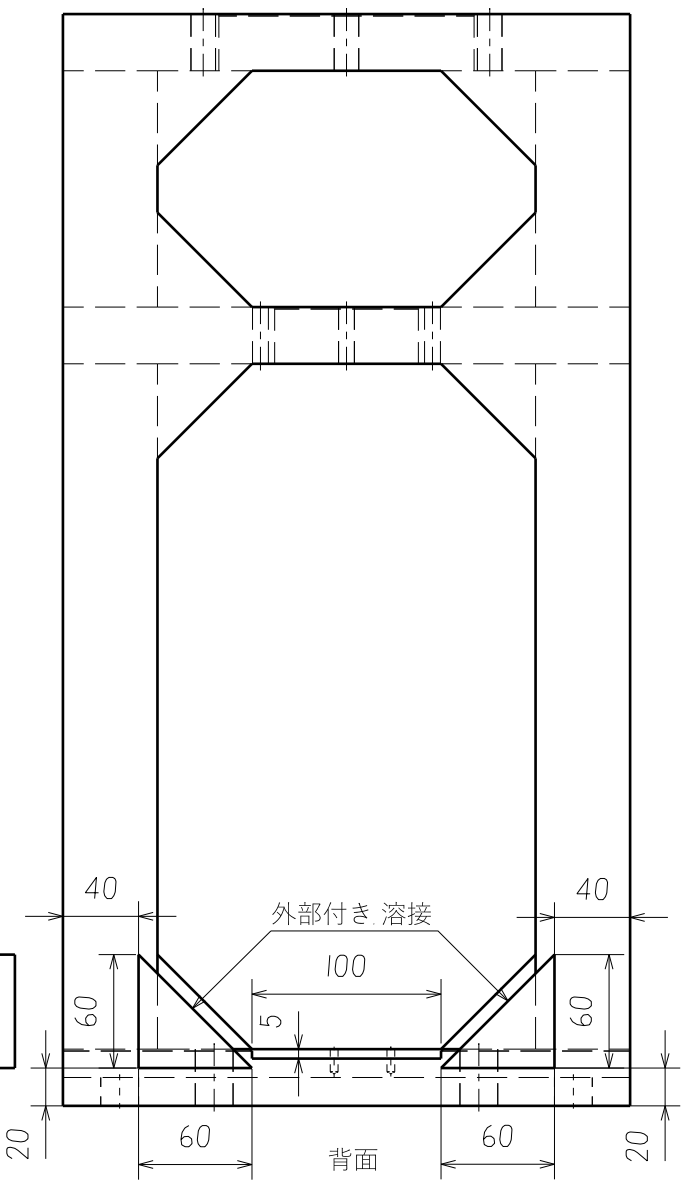
北海道大学エンジンシステム研究室



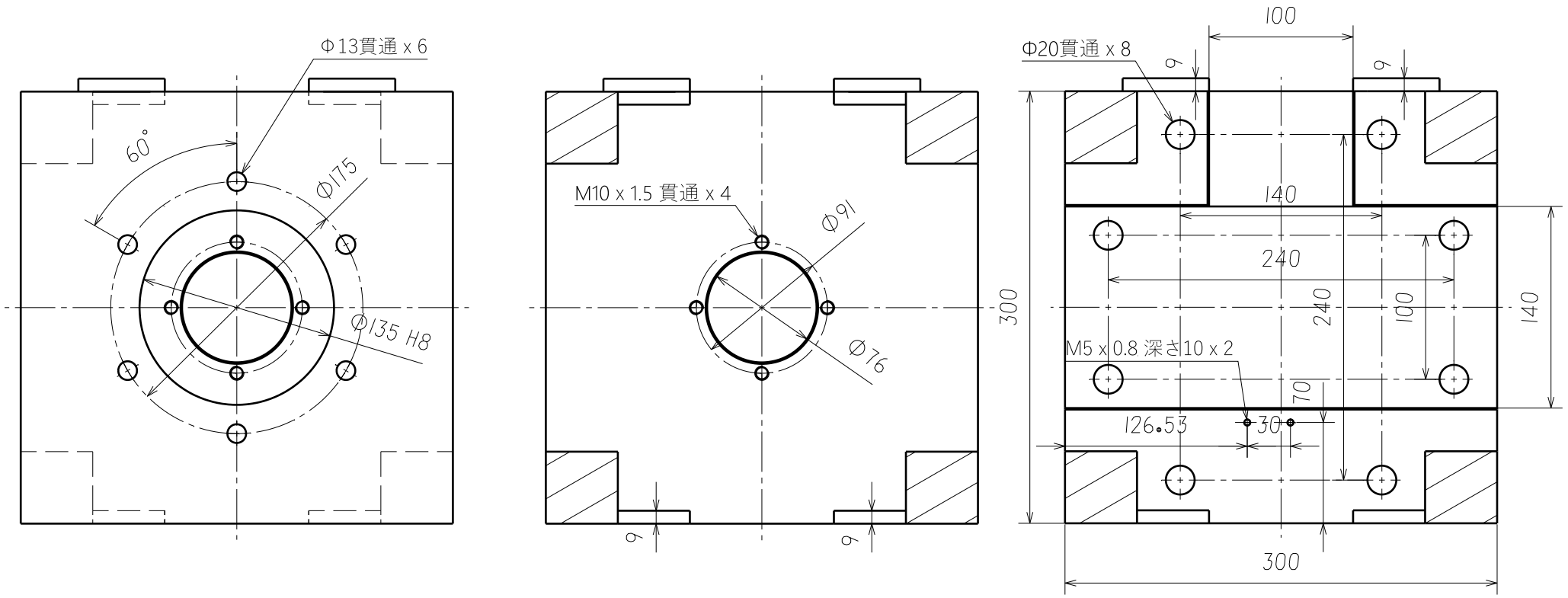
正面



側面



背面



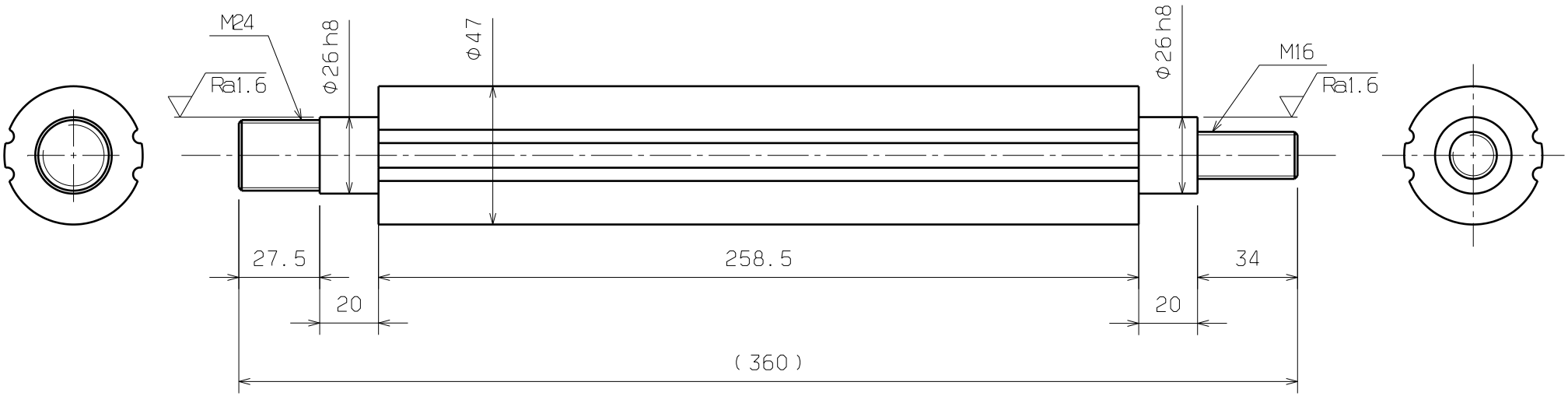
ヤグラ

図番　RCEM-3　Page2

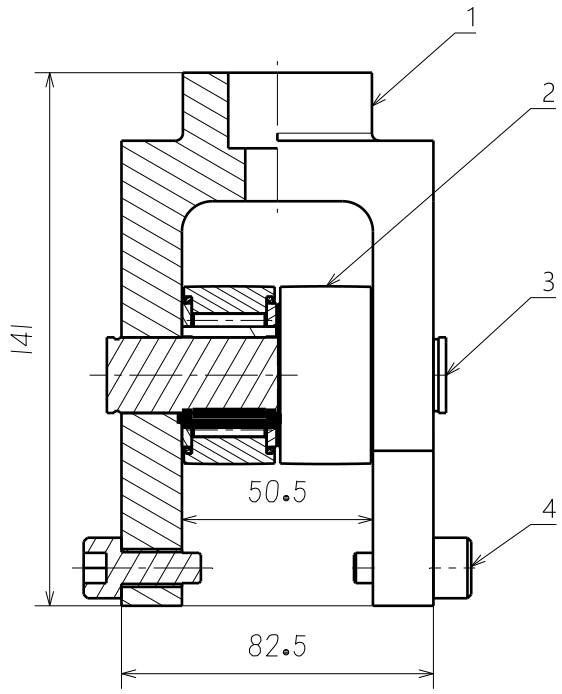
縮尺　1:4

材質　S45C

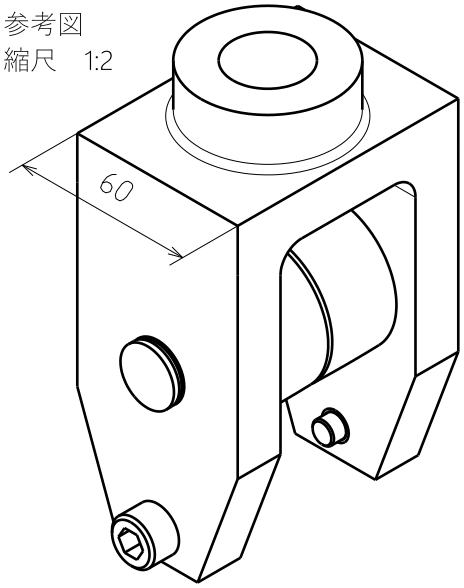
北海道大学エンジンシステム研究室



ボールスプライン軸端末加工図
対象型番　SSPF50-1-360
図番　RCEM-4
比例　1:2
北海道大学エンジンシステム研究室

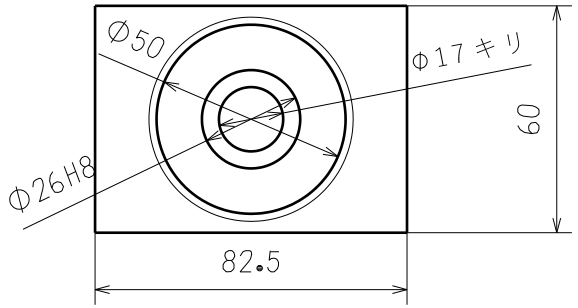


参考図
縮尺　1:2

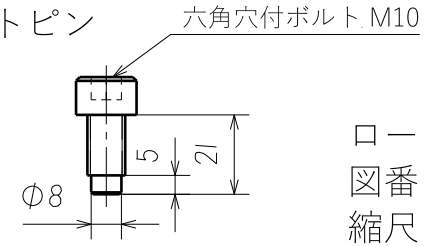


1. ローラフォロア台座　RCEM-5-1
2. ローラフォロア　日本トムソン　NART20VUUR
3. ローラフォロアシャフト　RCEM-5-3
4. ボルトピン　RCEM-5-1

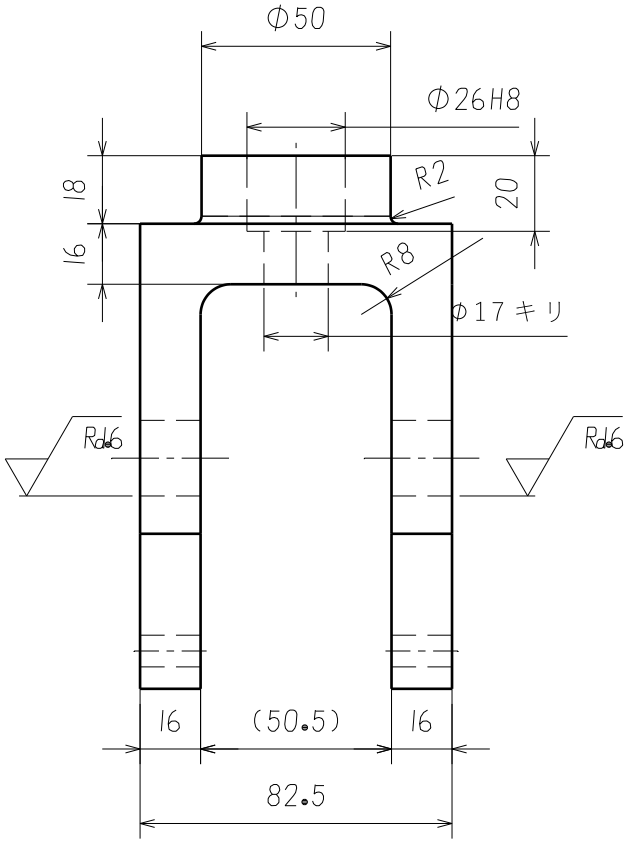
ローラフォロアアセンブリ
図番　RCEM-5
縮尺　1:1
北海道大学エンジンシステム研究室

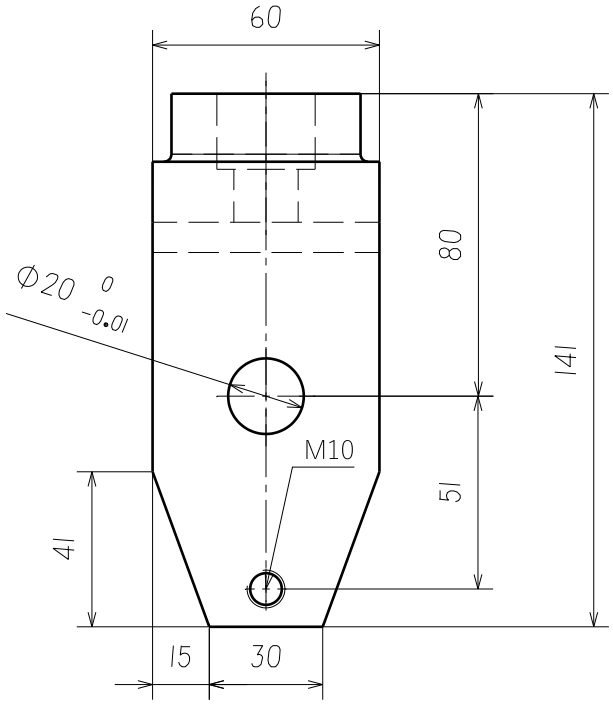


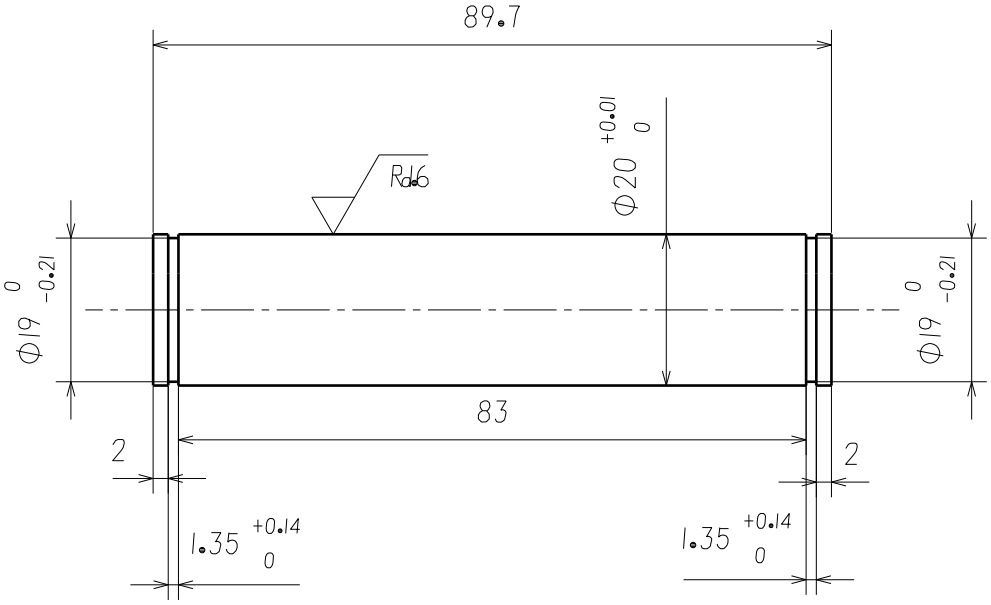
ボルトピン

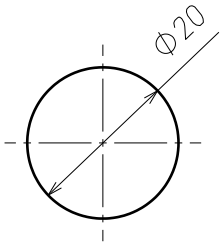


ローラフォロア台座およびボルトピン
図番　RCEM-5-1
縮尺　1:2
材質　SUS303
北海道大学エンジンシステム研究室

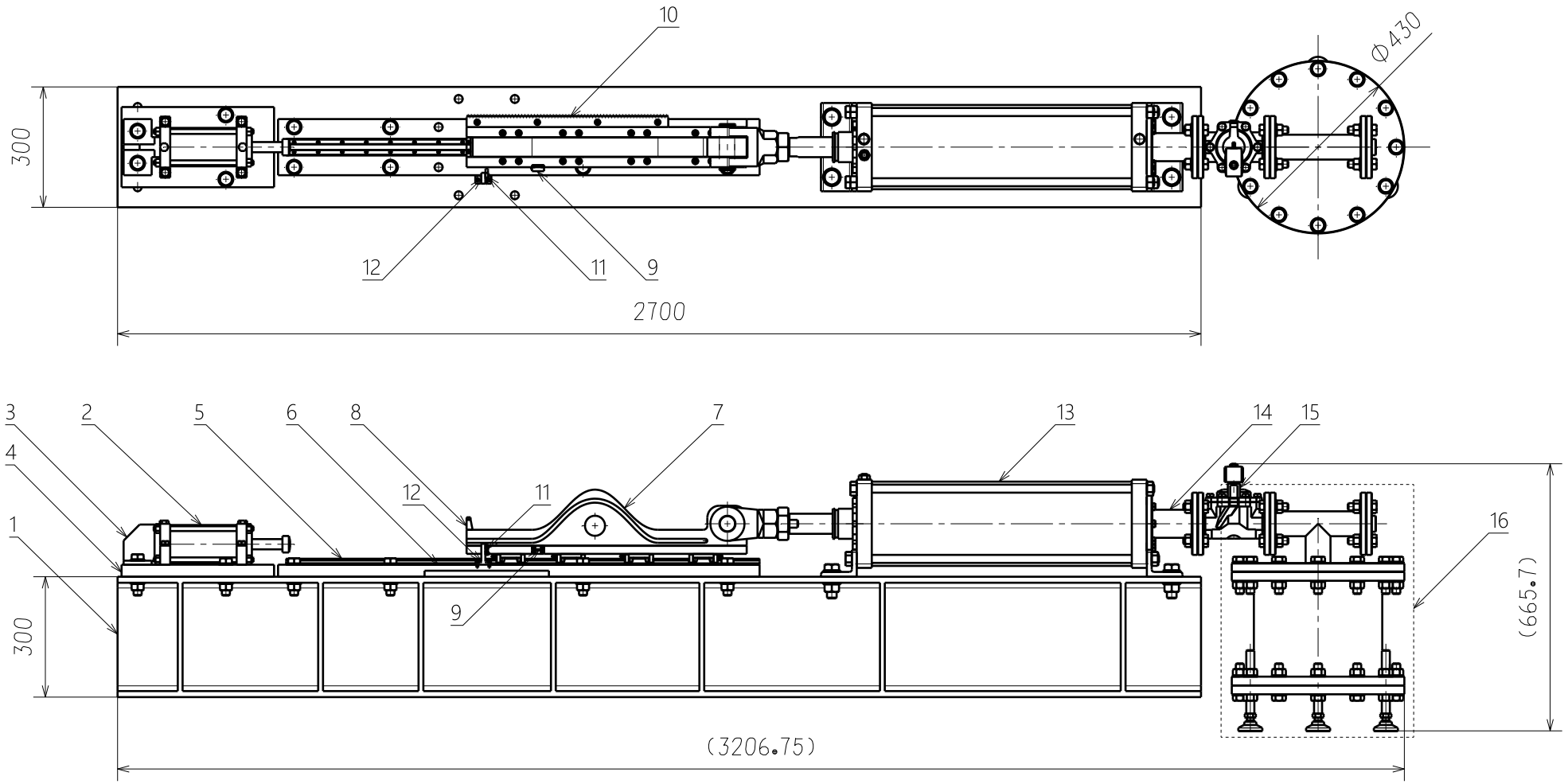






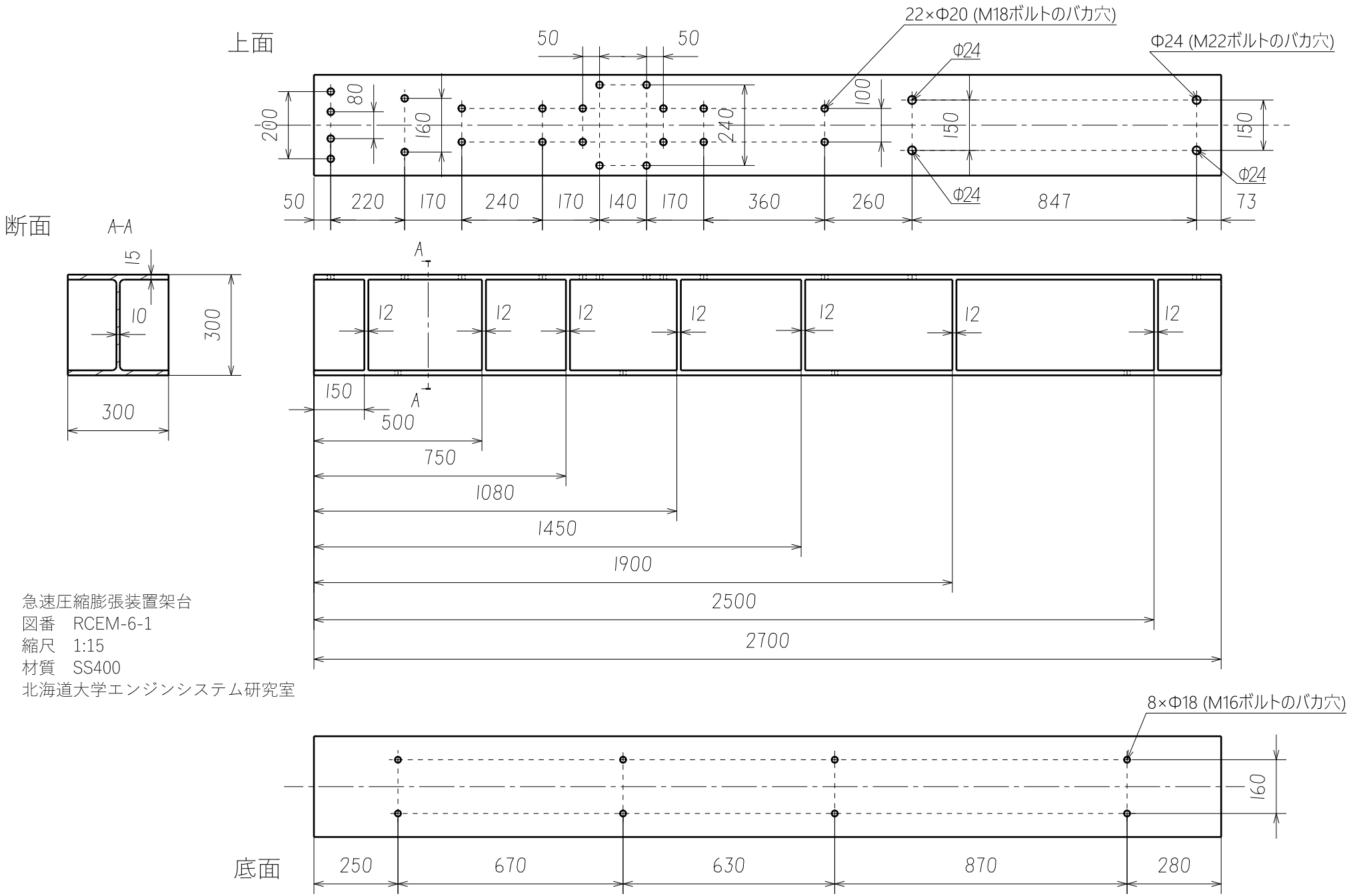


ローラフォロアシャフト
図番　RCEM-5-2
縮尺　1:1
材質　SK4
北海道大学エンジンシステム研究室

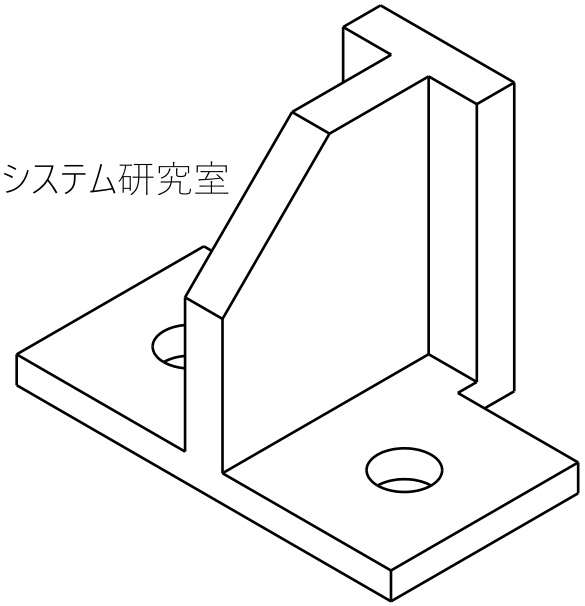


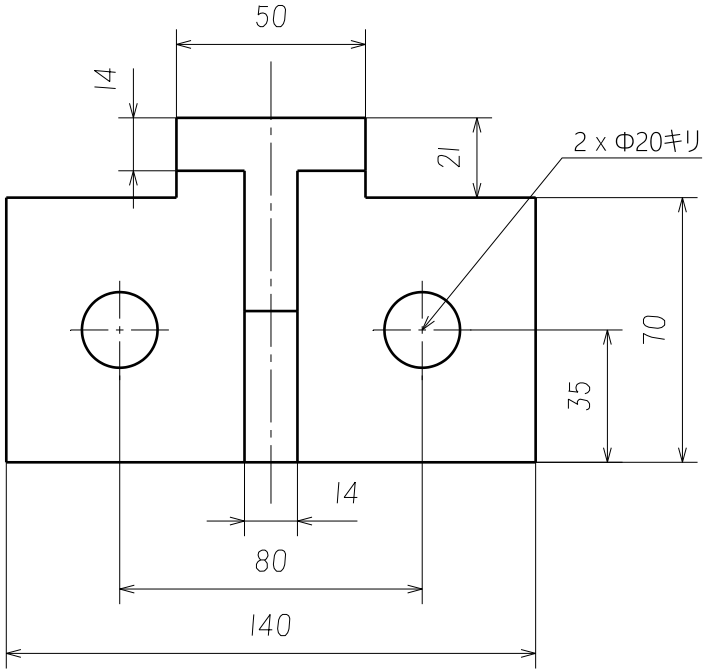
1. 急速圧縮膨張装置架台　RCEM-6-1
2. ダイナソフター　TAIYO　SSH-20-30X
3. バックアップブロック　RCEM-6-3
4. ダイナソフターベース　RCEM-6-4
5. リニアスライドガイド　日本ベアリング　SGW27TE4-1180
6. レールベース　RCEM-6-6
7. カム　RCEM-6-7
8. カムストッパー　RCEM-6-8
9. 遮光ブロック　RCEM-6-9
10. ラック　小原歯車工業　SRFD2.5-1000HJ
11. フォトインタラプタ　Panasonic　PM-K45
12. センサ支柱　RCEM-6-12
13. セレックスシリンダ　CKD　SCS2-LB-200R-500-Y
14. フランジ配管　RCEM-6-14
15. パイロット式２ポート電磁弁通電時開形　CKD　AP21-50F-03A-AC100V
16. 蓄圧タンクアセンブリ　RCEM-6-16

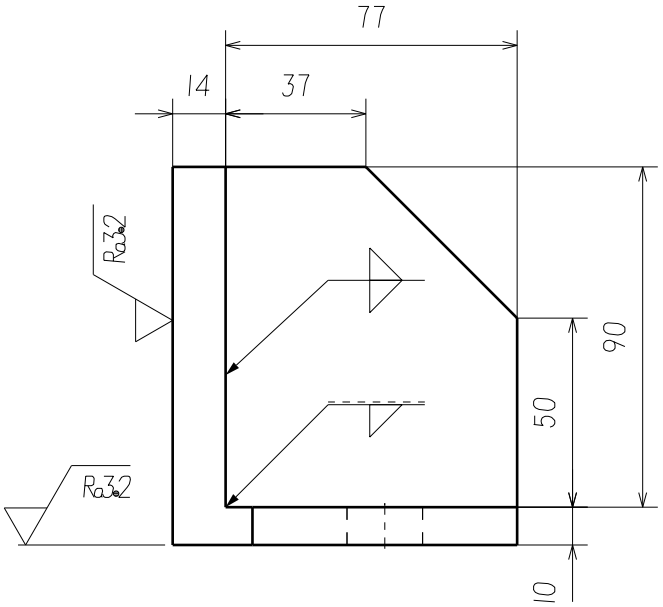
架台およびカムの駆動・停止装置
図番　RCEM-6
縮尺　1:15
北海道大学エンジンシステム研究室

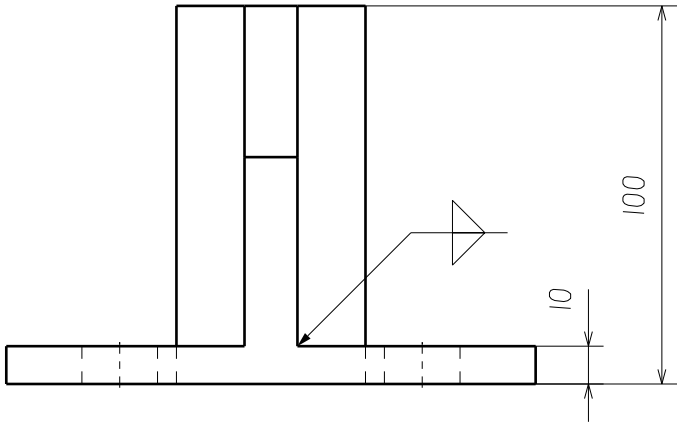

上面
22×Φ20 (M18ボルトのバカ穴)
Φ24 (M22ボルトのバカ穴)
Φ24
Φ24
Φ24
50
50
80
160
200
240
100
150
150
50
220
170
240
170
140
170
360
260
847
73
断面
A–A
15
10
300
300
A
A
12
12
12
12
12
12
12
150
500
750
1080
1450
1900
2500
2700
急速圧縮膨張装置架台
図番　RCEM-6-1
縮尺　1:15
材質　SS400
北海道大学エンジンシステム研究室
8×Φ18 (M16ボルトのバカ穴)
160
底面
250
670
630
870
280

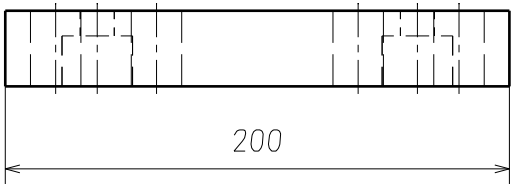
バックアップブロック
図番　RCEM-6-3
縮尺　1:2
北海道大学エンジンシステム研究室

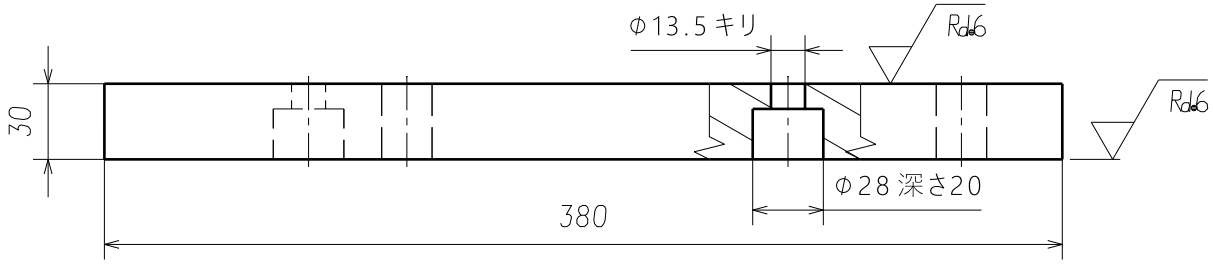


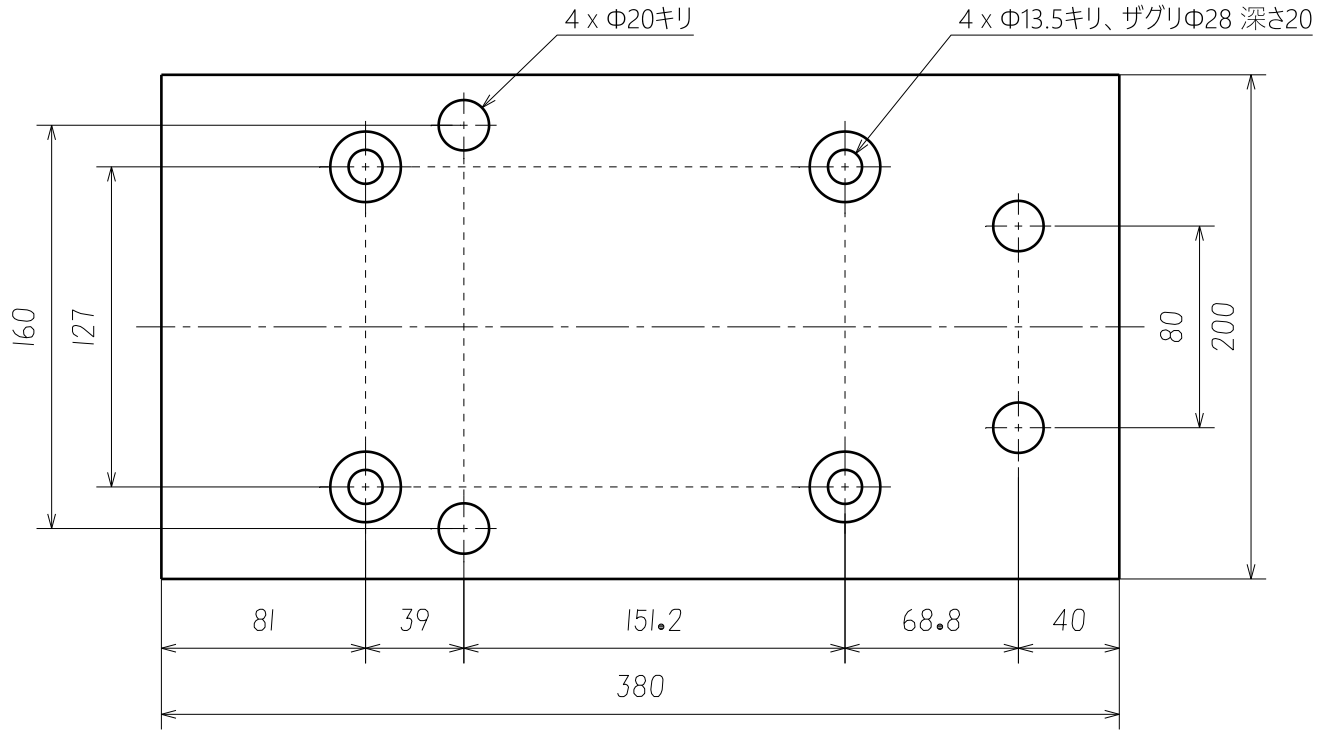






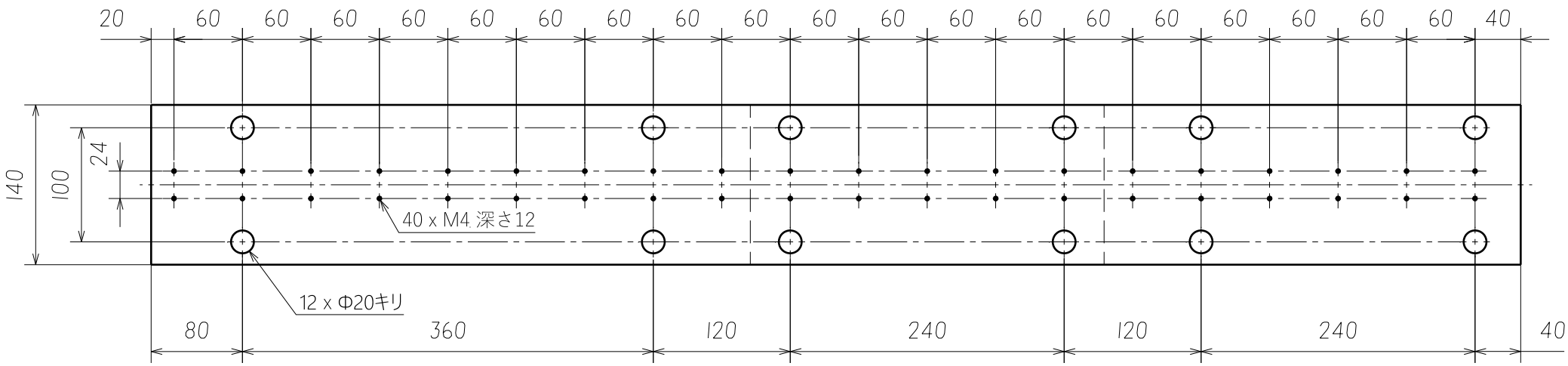


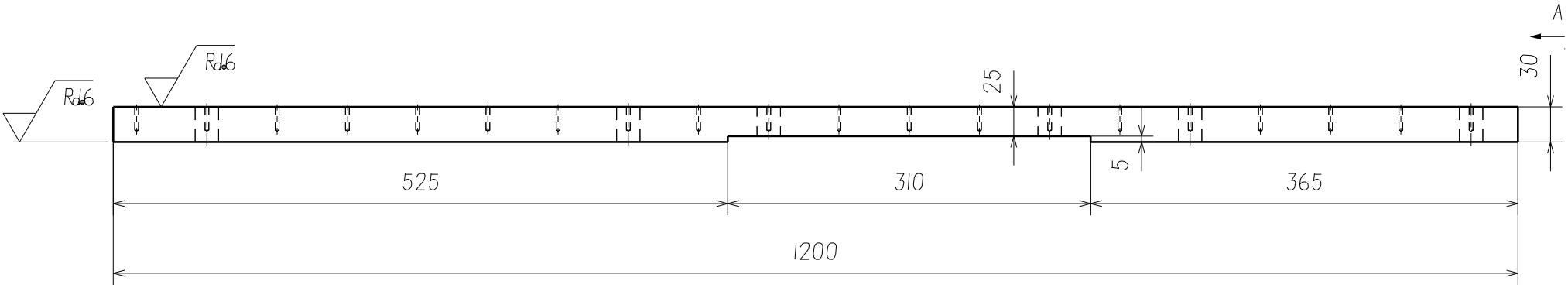


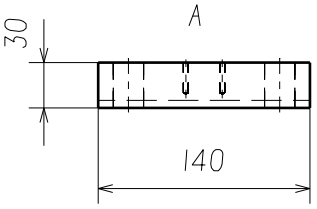


底面

ダイナソフターベース
図番　RCEM-6-4
縮尺　1:3
材質　SS400
北海道大学エンジンシステム研究室

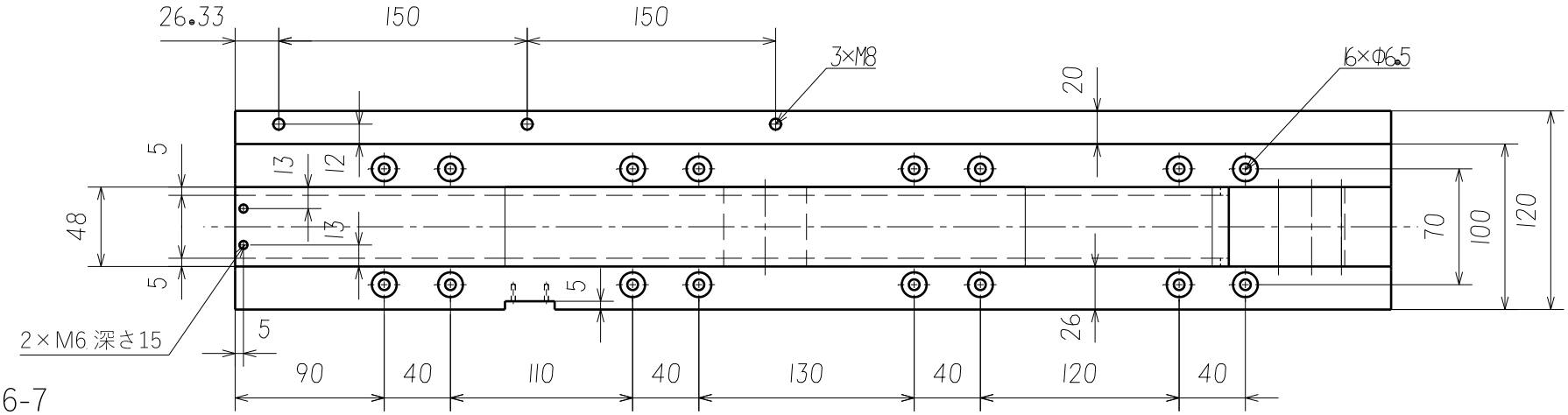


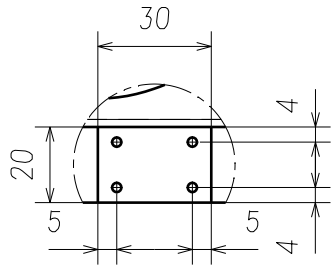




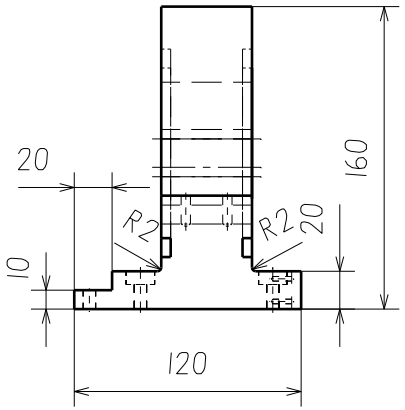
レールベース
図番　RCEM-6-6
縮尺　1:5
材質　SS400
北海道大学エンジンシステム研究室

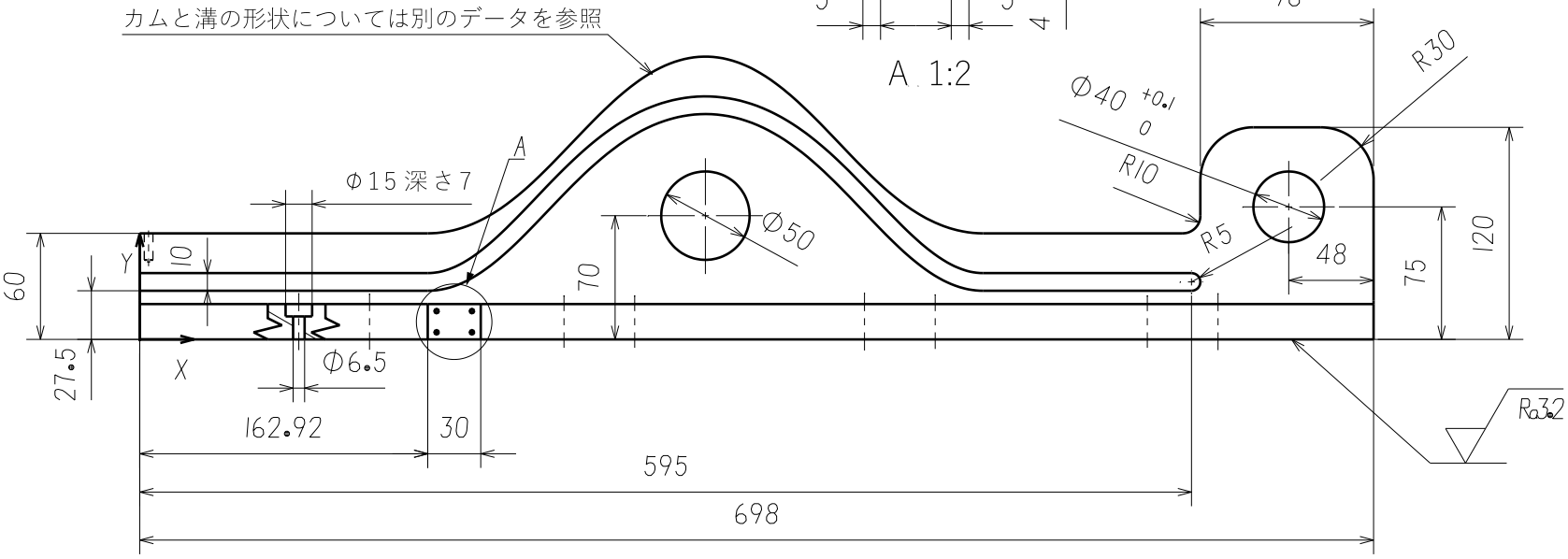
カム
図番　RCEM-6-7
縮尺　1:4
材質　S45C-H
北海道大学エンジンシステム研究室





A 1:2





参照データ１ - 外部プロファイル曲線座標　図番 **RCEM-6-7** に対応

2021.11.22

X (mm)	Y (mm)
0.000	60.000
1.000	60.000
2.000	60.000
3.000	60.000
4.000	60.000
5.000	60.000
6.000	60.000
7.000	60.000
8.000	60.000
9.000	60.000
10.000	60.000
11.000	60.000
12.000	60.000
13.000	60.000
14.000	60.000
15.000	60.000
16.000	60.000
17.000	60.000
18.000	60.000
19.000	60.000
20.000	60.000
21.000	60.000
22.000	60.000
23.000	60.000
24.000	60.000
25.000	60.000
26.000	60.000
27.000	60.000
28.000	60.000
29.000	60.000
30.000	60.000
31.000	60.000
32.000	60.000
33.000	60.000
34.000	60.000
35.000	60.000
36.000	60.000
37.000	60.000
38.000	60.000
39.000	60.000
40.000	60.000
41.000	60.000
42.000	60.000
43.000	60.000
44.000	60.000
45.000	60.000
46.000	60.000
47.000	60.000
48.000	60.000
49.000	60.000
50.000	60.000
51.000	60.000
52.000	60.000
53.000	60.000
54.000	60.000
55.000	60.000
56.000	60.000
57.000	60.000
58.000	60.000
59.000	60.000
60.000	60.000
61.000	60.000
62.000	60.000
63.000	60.000
64.000	60.000
65.000	60.000
66.000	60.000
67.000	60.000
68.000	60.000
69.000	60.000
70.000	60.000
71.000	60.000
72.000	60.000
73.000	60.000
74.000	60.000
75.000	60.000
76.000	60.000
77.000	60.000
78.000	60.000
79.000	60.000
80.000	60.000
81.000	60.000
82.000	60.000
83.000	60.000
84.000	60.000
85.000	60.000
86.000	60.000
87.000	60.000
88.000	60.000
89.000	60.000
90.000	60.000
91.000	60.000
92.000	60.000
93.000	60.000
94.000	60.000
95.000	60.000
96.000	60.000
97.000	60.000
98.000	60.000
99.000	60.000
100.000	60.000
101.000	60.000
102.000	60.000
103.000	60.000
104.000	60.000
105.000	60.000
106.000	60.000
107.000	60.000
108.000	60.000
109.000	60.000
110.000	60.000
111.000	60.000
112.000	60.000
113.000	60.000
114.000	60.000
115.000	60.000
116.000	60.000
117.000	60.000
118.000	60.000
119.000	60.000
120.000	60.000
121.000	60.000
122.000	60.000
123.000	60.000
124.000	60.000
125.000	60.000
126.000	60.000
127.000	60.000
128.000	60.000
129.000	60.000
130.000	60.000
131.000	60.000
132.000	60.000
133.000	60.000
134.000	60.000
135.000	60.000
136.000	60.000
137.000	60.000
138.000	60.000
139.000	60.000
140.000	60.000
141.000	60.000
142.000	60.000
143.000	60.000
144.000	60.000
145.000	60.000
146.000	60.000
147.000	60.000
148.000	60.000
149.000	60.000
150.000	60.000
151.000	60.000
152.000	60.000
153.000	60.000
154.000	60.000
155.000	60.000
156.000	60.000
157.000	60.000
158.000	60.000
159.000	60.000
160.000	60.000
161.000	60.000
162.000	60.000
163.000	60.000
164.000	60.010
165.000	60.035
165.999	60.078
166.997	60.136
167.994	60.211
168.990	60.302
169.984	60.409
170.977	60.532
171.967	60.672
172.955	60.826
173.940	60.997
174.923	61.183
175.902	61.384
176.878	61.601
177.851	61.832
178.821	62.078
179.786	62.339
180.747	62.614
181.705	62.904
182.657	63.207
183.606	63.523
184.550	63.854
185.489	64.197
186.423	64.553
187.353	64.922
188.277	65.304
189.197	65.697
190.111	66.102
191.020	66.519
191.923	66.947
192.822	67.386
193.715	67.836
194.602	68.297
195.485	68.767
196.362	69.248
197.234	69.738
198.100	70.238
198.961	70.746
199.816	71.264

200.667	71.790	233.338	99.594	263.352	130.381	298.087	155.335	339.017	156.485
201.512	72.325	234.038	100.308	264.076	131.071	299.010	155.719	339.952	156.131
202.352	72.867	234.736	101.024	264.802	131.758	299.939	156.089	340.882	155.763
203.187	73.418	235.434	101.740	265.532	132.443	300.874	156.445	341.806	155.380
204.017	73.976	236.130	102.458	266.264	133.124	301.814	156.785	342.724	154.984
204.841	74.541	236.825	103.177	266.998	133.802	302.759	157.111	343.637	154.575
205.661	75.114	237.520	103.896	267.736	134.477	303.710	157.421	344.543	154.152
206.476	75.693	238.213	104.617	268.477	135.149	304.666	157.715	345.443	153.717
207.286	76.279	238.906	105.338	269.221	135.817	305.627	157.992	346.338	153.270
208.092	76.872	239.598	106.060	269.969	136.481	306.592	158.253	347.226	152.811
208.893	77.471	240.289	106.782	270.720	137.141	307.562	158.497	348.109	152.341
209.689	78.076	240.980	107.505	271.474	137.798	308.536	158.723	348.986	151.860
210.481	78.687	241.671	108.228	272.232	138.450	309.514	158.932	349.856	151.369
211.268	79.303	242.361	108.952	272.994	139.098	310.496	159.122	350.721	150.867
212.052	79.925	243.051	109.676	273.759	139.741	311.481	159.295	351.581	150.355
212.831	80.552	243.741	110.400	274.529	140.380	312.469	159.449	352.434	149.834
213.605	81.184	244.431	111.124	275.302	141.013	313.459	159.584	353.282	149.304
214.376	81.821	245.121	111.848	276.080	141.642	314.452	159.701	354.124	148.765
215.143	82.462	245.811	112.572	276.862	142.265	315.448	159.799	354.961	148.217
215.907	83.109	246.501	113.295	277.649	142.883	316.445	159.877	355.792	147.662
216.666	83.759	247.191	114.019	278.440	143.495	317.443	159.936	356.618	147.098
217.422	84.414	247.882	114.742	279.235	144.101	318.442	159.976	357.439	146.527
218.174	85.073	248.573	115.464	280.036	144.700	319.442	159.997	358.255	145.948
218.923	85.735	249.265	116.186	280.841	145.294	320.000	160.000	359.065	145.362
219.669	86.401	249.957	116.908	281.651	145.880	320.442	159.998	359.871	144.770
220.411	87.071	250.651	117.629	282.466	146.460	321.441	159.980	360.672	144.171
221.151	87.745	251.345	118.349	283.286	147.032	322.441	159.942	361.468	143.566
221.887	88.421	252.039	119.068	284.111	147.596	323.439	159.885	362.259	142.955
222.620	89.101	252.735	119.786	284.942	148.153	324.436	159.809	363.046	142.338
223.351	89.784	253.432	120.503	285.778	148.702	325.432	159.713	363.829	141.715
224.079	90.470	254.130	121.219	286.620	149.242	326.425	159.599	364.607	141.087
224.804	91.158	254.829	121.934	287.467	149.773	327.416	159.466	365.381	140.454
225.527	91.849	255.530	122.648	288.320	150.295	328.405	159.314	366.151	139.816
226.247	92.543	256.232	123.360	289.178	150.808	329.390	159.143	366.917	139.173
226.965	93.239	256.936	124.071	290.042	151.311	330.372	158.955	367.679	138.526
227.681	93.938	257.641	124.780	290.913	151.804	331.350	158.748	368.438	137.874
228.394	94.638	258.348	125.487	291.789	152.286	332.325	158.524	369.192	137.218
229.106	95.341	259.056	126.192	292.671	152.757	333.295	158.282	369.944	136.558
229.815	96.045	259.767	126.896	293.558	153.217	334.261	158.023	370.691	135.894
230.523	96.752	260.480	127.598	294.452	153.666	335.222	157.748	371.436	135.226
231.229	97.460	261.194	128.297	295.352	154.102	336.179	157.456	372.177	134.555
231.934	98.170	261.911	128.994	296.258	154.526	337.130	157.148	372.916	133.881
232.636	98.881	262.630	129.689	297.169	154.937	338.076	156.824	373.651	133.203

374.383	132.522	404.485	101.824	436.716	73.482	476.884	60.000	519.884	60.000
375.113	131.838	405.182	101.107	437.551	72.931	477.884	60.000	520.884	60.000
375.840	131.151	405.881	100.391	438.390	72.387	478.884	60.000	521.884	60.000
376.564	130.462	406.581	99.677	439.234	71.852	479.884	60.000	522.884	60.000
377.286	129.770	407.282	98.964	440.084	71.325	480.884	60.000	523.884	60.000
378.005	129.075	407.984	98.252	440.939	70.806	481.884	60.000	524.884	60.000
378.722	128.378	408.688	97.542	441.800	70.296	482.884	60.000	525.884	60.000
379.437	127.679	409.394	96.834	442.665	69.796	483.884	60.000	526.884	60.000
380.150	126.978	410.102	96.127	443.536	69.305	484.884	60.000	527.884	60.000
380.861	126.274	410.811	95.423	444.413	68.823	485.884	60.000	528.884	60.000
381.570	125.569	411.523	94.720	445.294	68.351	486.884	60.000	529.884	60.000
382.277	124.862	412.236	94.019	446.181	67.889	487.884	60.000	530.884	60.000
382.982	124.153	412.952	93.320	447.074	67.438	488.884	60.000	531.884	60.000
383.686	123.443	413.669	92.624	447.972	66.998	489.884	60.000	532.884	60.000
384.388	122.731	414.389	91.930	448.875	66.568	490.884	60.000	533.884	60.000
385.089	122.017	415.112	91.239	449.783	66.150	491.884	60.000	534.884	60.000
385.789	121.303	415.837	90.550	450.697	65.744	492.884	60.000	535.884	60.000
386.487	120.587	416.564	89.864	451.615	65.349	493.884	60.000	536.884	60.000
387.184	119.870	417.294	89.181	452.539	64.966	494.884	60.000	537.884	60.000
387.880	119.152	418.028	88.500	453.468	64.596	495.884	60.000	538.884	60.000
388.575	118.433	418.763	87.823	454.402	64.238	496.884	60.000	539.884	60.000
389.269	117.713	419.502	87.150	455.341	63.893	497.884	60.000	540.884	60.000
389.962	116.992	420.245	86.479	456.284	63.561	498.884	60.000	541.884	60.000
390.654	116.271	420.990	85.813	457.232	63.243	499.884	60.000	542.884	60.000
391.346	115.548	421.738	85.149	458.184	62.938	500.884	60.000	543.884	60.000
392.037	114.826	422.490	84.490	459.141	62.647	501.884	60.000	544.884	60.000
392.728	114.103	423.246	83.835	460.102	62.370	502.884	60.000	545.884	60.000
393.419	113.380	424.005	83.184	461.067	62.108	503.884	60.000	546.884	60.000
394.109	112.656	424.768	82.537	462.036	61.860	504.884	60.000	547.884	60.000
394.799	111.932	425.534	81.895	463.008	61.627	505.884	60.000	548.884	60.000
395.489	111.208	426.305	81.258	463.984	61.409	506.884	60.000	549.884	60.000
396.178	110.484	427.079	80.625	464.963	61.206	507.884	60.000	550.884	60.000
396.868	109.760	427.857	79.997	465.945	61.018	508.884	60.000	551.884	60.000
397.558	109.036	428.640	79.375	466.930	60.845	509.884	60.000	552.884	60.000
398.249	108.313	429.427	78.758	467.918	60.689	510.884	60.000	553.884	60.000
398.939	107.589	430.218	78.147	468.908	60.548	511.884	60.000	554.884	60.000
399.630	106.866	431.014	77.541	469.900	60.423	512.884	60.000	555.884	60.000
400.321	106.144	431.815	76.941	470.894	60.314	513.884	60.000	556.884	60.000
401.013	105.422	432.620	76.348	471.890	60.221	514.884	60.000	557.884	60.000
401.706	104.701	433.429	75.761	472.887	60.144	515.884	60.000	558.884	60.000
402.399	103.980	434.244	75.181	473.885	60.084	516.884	60.000	559.884	60.000
403.094	103.261	435.063	74.608	474.884	60.040	517.884	60.000	560.884	60.000
403.789	102.542	435.887	74.041	475.884	60.012	518.884	60.000	561.884	60.000

562.884	60.000
563.884	60.000
564.884	60.000
565.884	60.000
566.884	60.000
567.884	60.000
568.884	60.000
569.884	60.000
570.884	60.000
571.884	60.000
572.884	60.000
573.884	60.000
574.884	60.000
575.884	60.000
576.884	60.000
577.884	60.000
578.884	60.000
579.884	60.000
580.884	60.000
581.884	60.000
582.884	60.000
583.884	60.000
584.884	60.000
585.884	60.000
586.884	60.000
587.884	60.000
588.884	60.000
589.884	60.000
590.000	60.000

参照データ２ - 溝プロファイル（中心線）曲線座標　図番 **RCEM-6-7** に対応

2021.11.22

X (mm)	Y (mm)
0.000	32.500
0.920	32.500
1.920	32.500
2.920	32.500
3.920	32.500
4.920	32.500
5.920	32.500
6.920	32.500
7.920	32.500
8.920	32.500
9.920	32.500
10.920	32.500
11.920	32.500
12.920	32.500
13.920	32.500
14.920	32.500
15.920	32.500
16.920	32.500
17.920	32.500
18.920	32.500
19.920	32.500
20.920	32.500
21.920	32.500
22.920	32.500
23.920	32.500
24.920	32.500
25.920	32.500
26.920	32.500
27.920	32.500
28.920	32.500
29.920	32.500
30.920	32.500
31.920	32.500
32.920	32.500
33.920	32.500
34.920	32.500
35.920	32.500
36.920	32.500
37.920	32.500
38.920	32.500
39.920	32.500
40.920	32.500
41.920	32.500
42.920	32.500
43.920	32.500
44.920	32.500
45.920	32.500
46.920	32.500
47.920	32.500
48.920	32.500
49.920	32.500
50.920	32.500
51.920	32.500
52.920	32.500
53.920	32.500
54.920	32.500
55.920	32.500
56.920	32.500
57.920	32.500
58.920	32.500
59.920	32.500
60.920	32.500
61.920	32.500
62.920	32.500
63.920	32.500
64.920	32.500
65.920	32.500
66.920	32.500
67.920	32.500
68.920	32.500
69.920	32.500
70.920	32.500
71.920	32.500
72.920	32.500
73.920	32.500
74.920	32.500
75.920	32.500
76.920	32.500
77.920	32.500
78.920	32.500
79.920	32.500
80.920	32.500
81.920	32.500
82.920	32.500
83.920	32.500
84.920	32.500
85.920	32.500
86.920	32.500
87.920	32.500
88.920	32.500
89.920	32.500
90.920	32.500
91.920	32.500
92.920	32.500
93.920	32.500
94.920	32.500
95.920	32.500
96.920	32.500
97.920	32.500
98.920	32.500
99.920	32.500
100.920	32.500
101.920	32.500
102.920	32.500
103.920	32.500
104.920	32.500
105.920	32.500
106.920	32.500
107.920	32.500
108.920	32.500
109.920	32.500
110.920	32.500
111.920	32.500
112.920	32.500
113.920	32.500
114.920	32.500
115.920	32.500
116.920	32.500
117.920	32.500
118.920	32.500
119.920	32.500
120.920	32.500
121.920	32.500
122.920	32.500
123.920	32.500
124.920	32.500
125.920	32.500
126.920	32.500
127.920	32.500
128.920	32.500
129.920	32.500
130.920	32.500
131.920	32.500
132.920	32.500
133.920	32.500
134.920	32.500
135.920	32.500
136.920	32.500
137.920	32.500
138.920	32.500
139.920	32.500
140.920	32.500
141.920	32.500
142.920	32.500
143.920	32.500
144.920	32.500
145.920	32.500
146.920	32.500
147.920	32.500
148.920	32.500
149.920	32.500
150.920	32.500
151.920	32.500
152.920	32.500
153.920	32.500
154.920	32.500
155.920	32.500
156.920	32.500
157.920	32.500
158.920	32.500
159.920	32.500
160.920	32.500
161.920	32.500
162.920	32.500
163.920	32.513
164.920	32.553
165.920	32.620
166.920	32.713
167.920	32.833
168.920	32.979
169.920	33.151
170.920	33.350
171.920	33.575
172.920	33.826
173.920	34.102
174.920	34.404
175.920	34.731
176.920	35.084
177.920	35.461
178.920	35.863
179.920	36.289
180.920	36.739
181.920	37.213
182.920	37.711
183.920	38.231
184.920	38.774
185.920	39.340
186.920	39.927
187.920	40.536
188.920	41.166
189.920	41.817
190.920	42.489
191.920	43.180
192.920	43.890
193.920	44.619
194.920	45.367
195.920	46.133
196.920	46.916
197.920	47.716
198.920	48.533
199.920	49.365
200.920	50.213
201.920	51.076

202.920	51.953	245.920	95.221	288.920	125.974	331.920	131.551	374.920	111.859
203.920	52.844	246.920	96.184	289.920	126.391	332.920	131.384	375.920	111.097
204.920	53.748	247.920	97.137	290.920	126.794	333.920	131.204	376.920	110.322
205.920	54.664	248.920	98.082	291.920	127.184	334.920	131.011	377.920	109.535
206.920	55.593	249.920	99.017	292.920	127.559	335.920	130.803	378.920	108.735
207.920	56.533	250.920	99.942	293.920	127.920	336.920	130.583	379.920	107.922
208.920	57.484	251.920	100.858	294.920	128.267	337.920	130.348	380.920	107.098
209.920	58.445	252.920	101.763	295.920	128.601	338.920	130.100	381.920	106.261
210.920	59.416	253.920	102.658	296.920	128.920	339.920	129.838	382.920	105.413
211.920	60.397	254.920	103.542	297.920	129.226	340.920	129.563	383.920	104.553
212.920	61.385	255.920	104.415	298.920	129.517	341.920	129.273	384.920	103.682
213.920	62.382	256.920	105.277	299.920	129.795	342.920	128.970	385.920	102.800
214.920	63.387	257.920	106.127	300.920	130.059	343.920	128.653	386.920	101.906
215.920	64.398	258.920	106.965	301.920	130.310	344.920	128.322	387.920	101.003
216.920	65.416	259.920	107.792	302.920	130.546	345.920	127.976	388.920	100.089
217.920	66.439	260.920	108.606	303.920	130.769	346.920	127.617	389.920	99.165
218.920	67.467	261.920	109.408	304.920	130.979	347.920	127.244	390.920	98.231
219.920	68.500	262.920	110.198	305.920	131.174	348.920	126.857	391.920	97.288
220.920	69.537	263.920	110.974	306.920	131.356	349.920	126.456	392.920	96.336
221.920	70.578	264.920	111.738	307.920	131.525	350.920	126.041	393.920	95.375
222.920	71.621	265.920	112.489	308.920	131.680	351.920	125.612	394.920	94.406
223.920	72.667	266.920	113.227	309.920	131.822	352.920	125.168	395.920	93.429
224.920	73.714	267.920	113.952	310.920	131.950	353.920	124.711	396.920	92.444
225.920	74.763	268.920	114.663	311.920	132.064	354.920	124.239	397.920	91.451
226.920	75.813	269.920	115.361	312.920	132.166	355.920	123.753	398.920	90.452
227.920	76.862	270.920	116.045	313.920	132.253	356.920	123.253	399.920	89.447
228.920	77.911	271.920	116.715	314.920	132.328	357.920	122.738	400.920	88.435
229.920	78.960	272.920	117.372	315.920	132.389	358.920	122.210	401.920	87.417
230.920	80.007	273.920	118.015	316.920	132.437	359.920	121.667	402.920	86.395
231.920	81.052	274.920	118.644	317.920	132.471	360.920	121.111	403.920	85.367
232.920	82.094	275.920	119.259	318.920	132.492	361.920	120.540	404.920	84.335
233.920	83.134	276.920	119.861	319.920	132.500	362.920	119.955	405.920	83.299
234.920	84.170	277.920	120.448	320.920	132.494	363.920	119.356	406.920	82.260
235.920	85.203	278.920	121.021	321.920	132.475	364.920	118.743	407.920	81.218
236.920	86.231	279.920	121.580	322.920	132.443	365.920	118.116	408.920	80.173
237.920	87.255	280.920	122.125	323.920	132.398	366.920	117.476	409.920	79.126
238.920	88.273	281.920	122.655	324.920	132.339	367.920	116.821	410.920	78.078
239.920	89.286	282.920	123.172	325.920	132.266	368.920	116.153	411.920	77.029
240.920	90.293	283.920	123.674	326.920	132.180	369.920	115.471	412.920	75.980
241.920	91.293	284.920	124.162	327.920	132.081	370.920	114.775	413.920	74.930
242.920	92.286	285.920	124.636	328.920	131.969	371.920	114.066	414.920	73.881
243.920	93.272	286.920	125.096	329.920	131.843	372.920	113.343	415.920	72.834
244.920	94.251	287.920	125.542	330.920	131.703	373.920	112.608	416.920	71.788

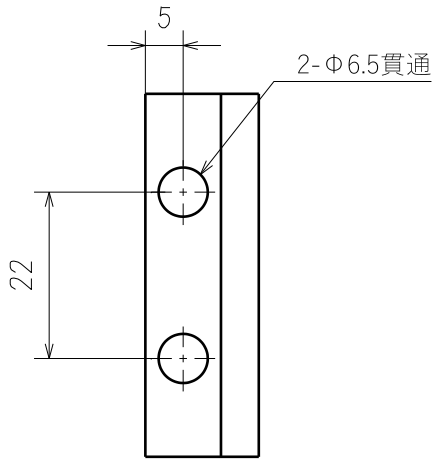
417.920	70.744
418.920	69.703
419.920	68.665
420.920	67.632
421.920	66.602
422.920	65.578
423.920	64.560
424.920	63.547
425.920	62.542
426.920	61.544
427.920	60.554
428.920	59.572
429.920	58.599
430.920	57.636
431.920	56.684
432.920	55.742
433.920	54.811
434.920	53.893
435.920	52.987
436.920	52.094
437.920	51.215
438.920	50.350
439.920	49.499
440.920	48.664
441.920	47.845
442.920	47.043
443.920	46.257
444.920	45.488
445.920	44.737
446.920	44.005
447.920	43.291
448.920	42.597
449.920	41.923
450.920	41.269
451.920	40.635
452.920	40.023
453.920	39.432
454.920	38.863
455.920	38.316
456.920	37.792
457.920	37.291
458.920	36.813
459.920	36.359

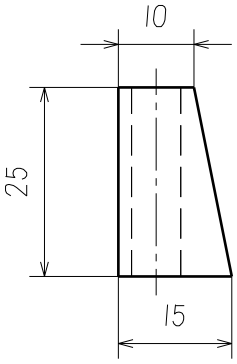
460.920	35.929
461.920	35.523
462.920	35.142
463.920	34.786
464.920	34.454
465.920	34.148
466.920	33.868
467.920	33.613
468.920	33.384
469.920	33.181
470.920	33.005
471.920	32.854
472.920	32.730
473.920	32.633
474.920	32.562
475.920	32.518
476.920	32.500
477.920	32.509
478.920	32.500
479.920	32.500
480.920	32.500
481.920	32.500
482.920	32.500
483.920	32.500
484.920	32.500
485.920	32.500
486.920	32.500
487.920	32.500
488.920	32.500
489.920	32.500
490.920	32.500
491.920	32.500
492.920	32.500
493.920	32.500
494.920	32.500
495.920	32.500
496.920	32.500
497.920	32.500
498.920	32.500
499.920	32.500
500.920	32.500
501.920	32.500
502.920	32.500

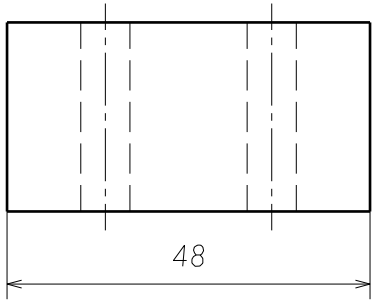
503.920	32.500
504.920	32.500
505.920	32.500
506.920	32.500
507.920	32.500
508.920	32.500
509.920	32.500
510.920	32.500
511.920	32.500
512.920	32.500
513.920	32.500
514.920	32.500
515.920	32.500
516.920	32.500
517.920	32.500
518.920	32.500
519.920	32.500
520.920	32.500
521.920	32.500
522.920	32.500
523.920	32.500
524.920	32.500
525.920	32.500
526.920	32.500
527.920	32.500
528.920	32.500
529.920	32.500
530.920	32.500
531.920	32.500
532.920	32.500
533.920	32.500
534.920	32.500
535.920	32.500
536.920	32.500
537.920	32.500
538.920	32.500
539.920	32.500
540.920	32.500
541.920	32.500
542.920	32.500
543.920	32.500
544.920	32.500
545.920	32.500

546.920	32.500
547.920	32.500
548.920	32.500
549.920	32.500
550.920	32.500
551.920	32.500
552.920	32.500
553.920	32.500
554.920	32.500
555.920	32.500
556.920	32.500
557.920	32.500
558.920	32.500
559.920	32.500
560.920	32.500
561.920	32.500
562.920	32.500
563.920	32.500
564.920	32.500
565.920	32.500
566.920	32.500
567.920	32.500
568.920	32.500
569.920	32.500
570.920	32.500
571.920	32.500
572.920	32.500
573.920	32.500
574.920	32.500
575.920	32.500
576.920	32.500
577.920	32.500
578.920	32.500
579.920	32.500
580.920	32.500
581.920	32.500
582.920	32.500
583.920	32.500
584.920	32.500
585.920	32.500
586.920	32.500
587.920	32.500
588.920	32.500

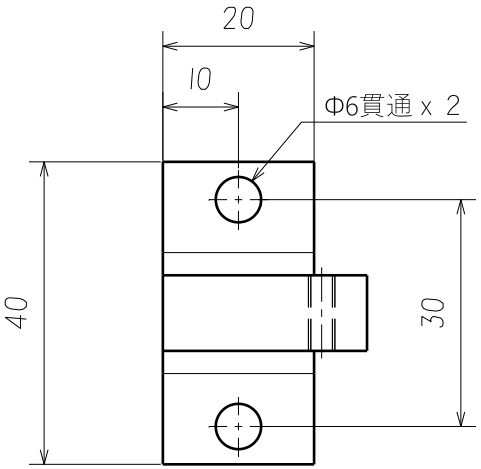
589.920	32.500
590.920	32.500
591.920	32.500
592.920	32.500
593.920	32.500
594.920	32.500
595.920	32.500

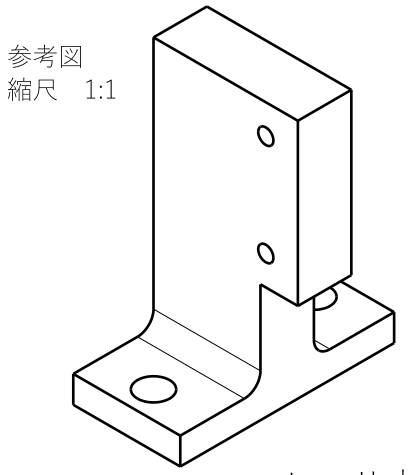




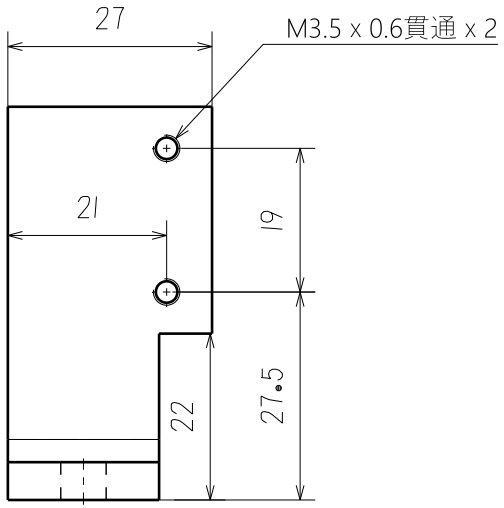


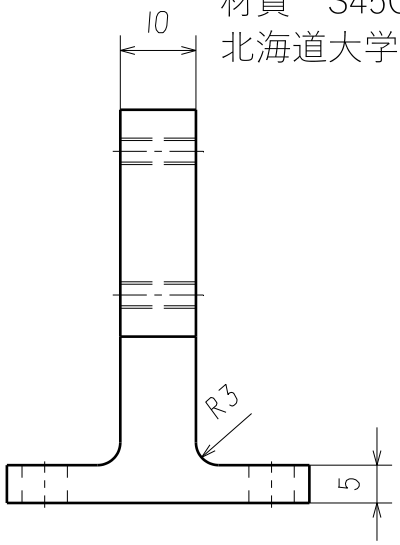
カムストッパー
図番　RCEM-6-8
縮尺　1:1
材質　S45C
北海道大学エンジンシステム研究室

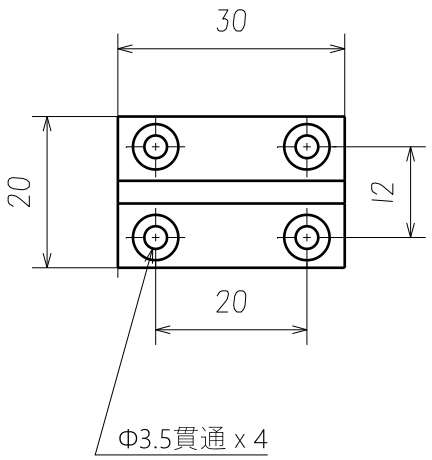


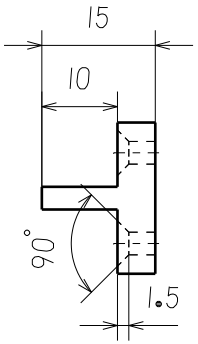


センサ支柱
図番 RCEM-6-9
縮尺 1:1
材質 S45C
北海道大学エンジンシステム研究室

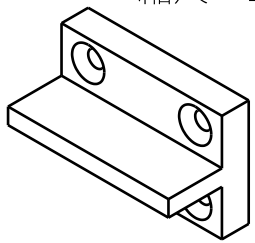




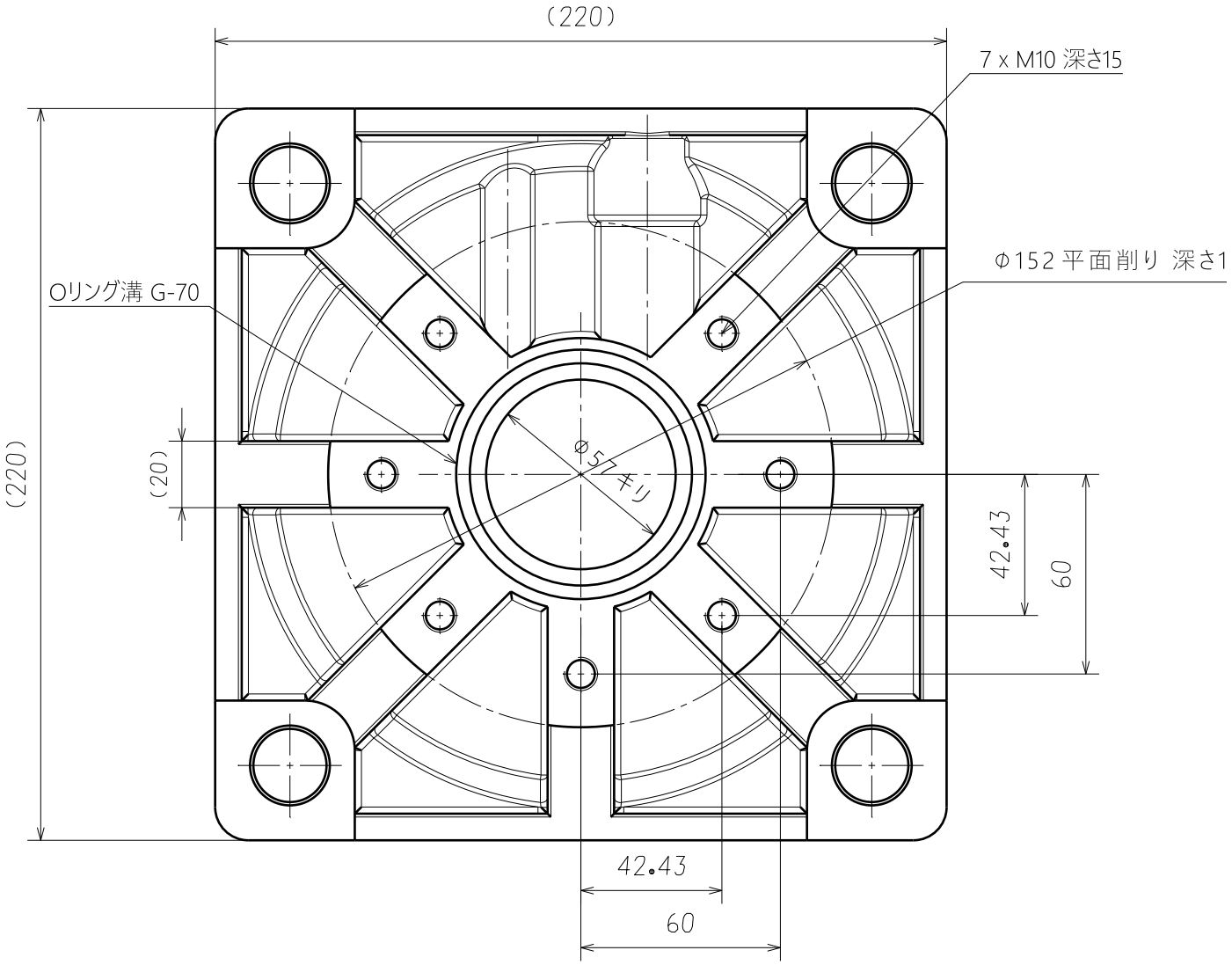


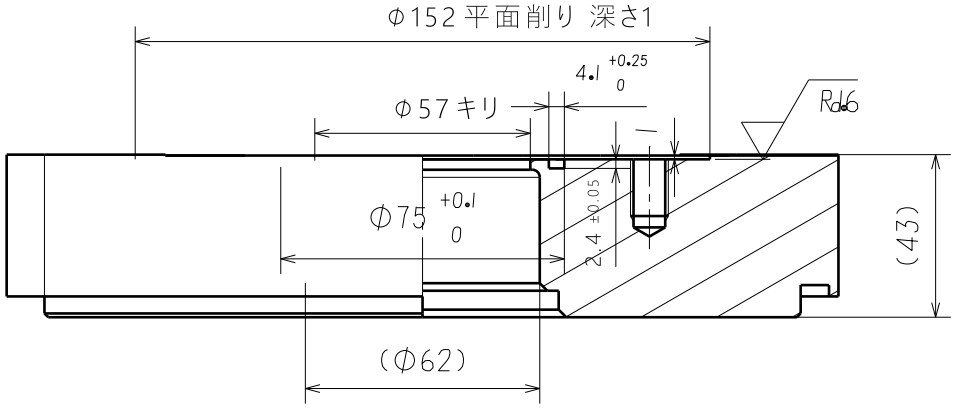


参考図
縮尺　1:1

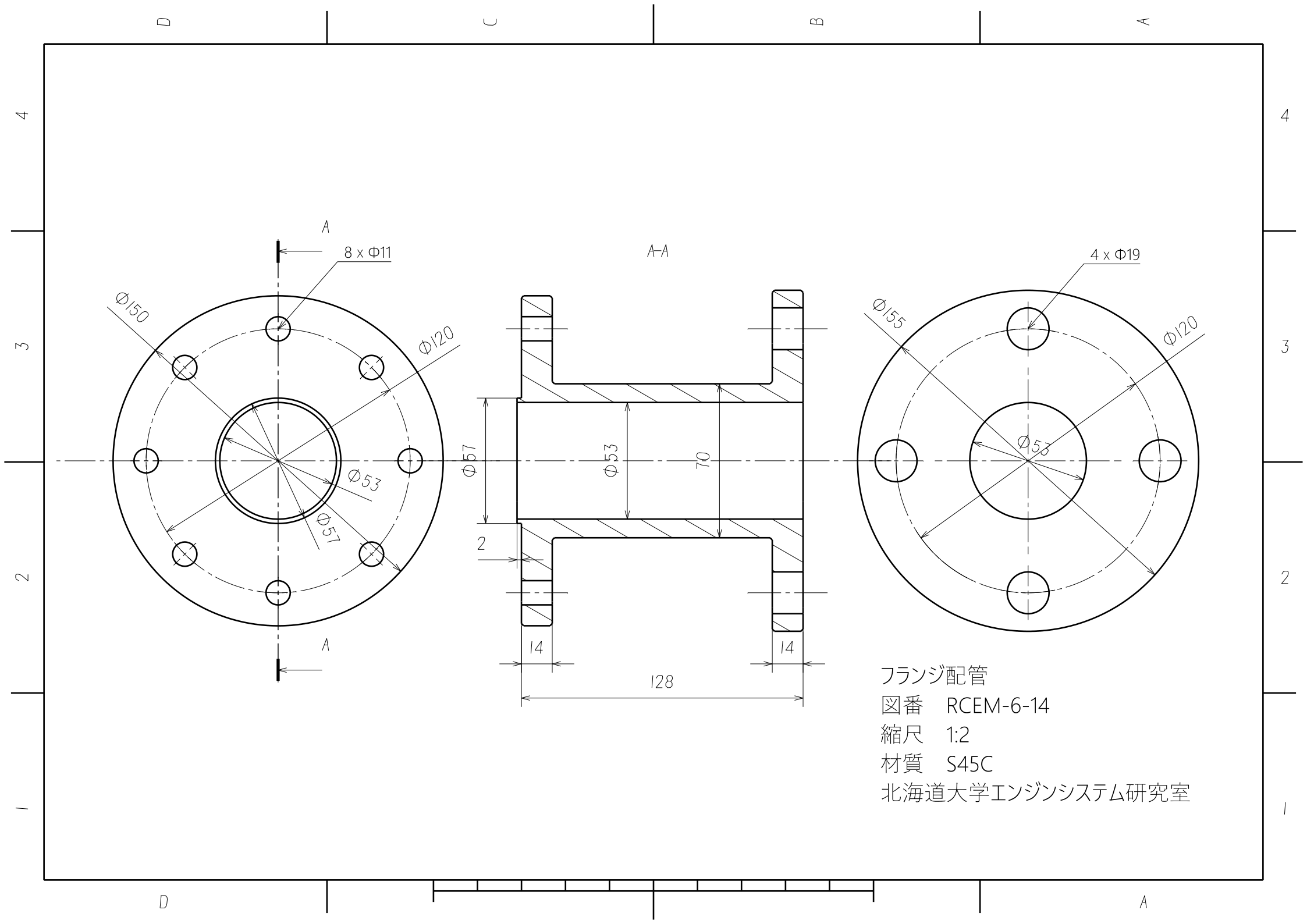


遮光ブロック
図番　RCEM-6-12
縮尺　1:1
材質　A1100
北海道大学エンジンシステム研究室

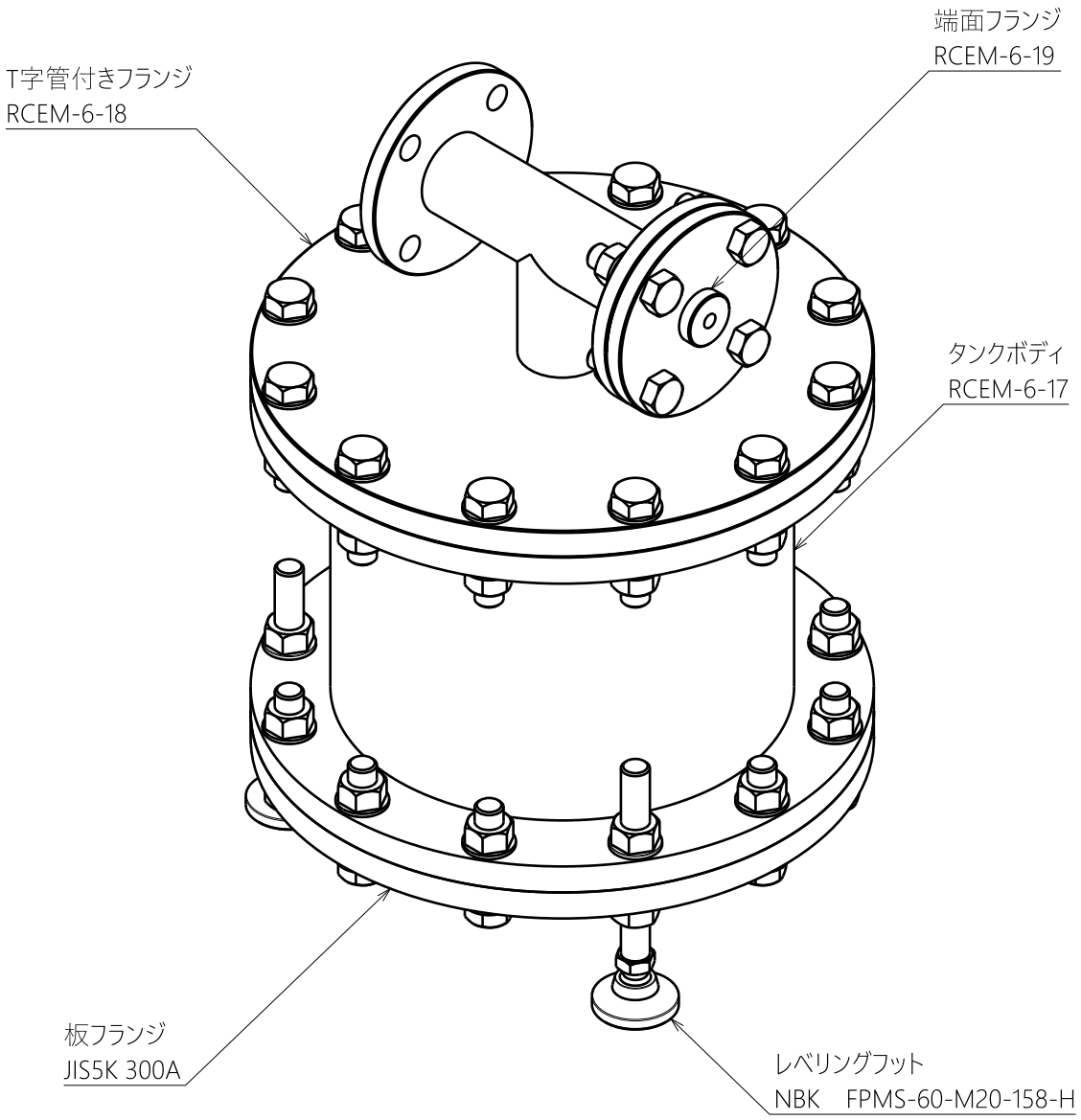




セレックスシリンダ端面加工
図番　RCEM-6-13
縮尺　1:2
北海道大学エンジンシステム研究室

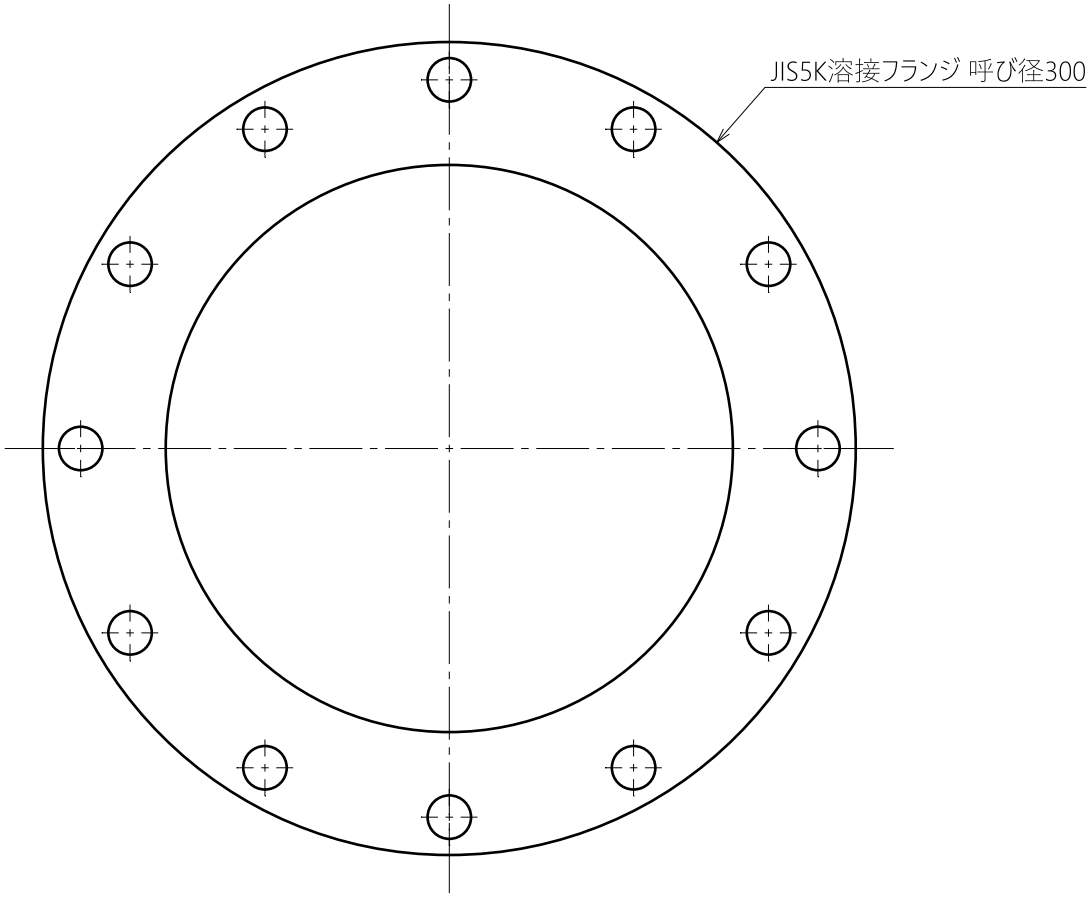


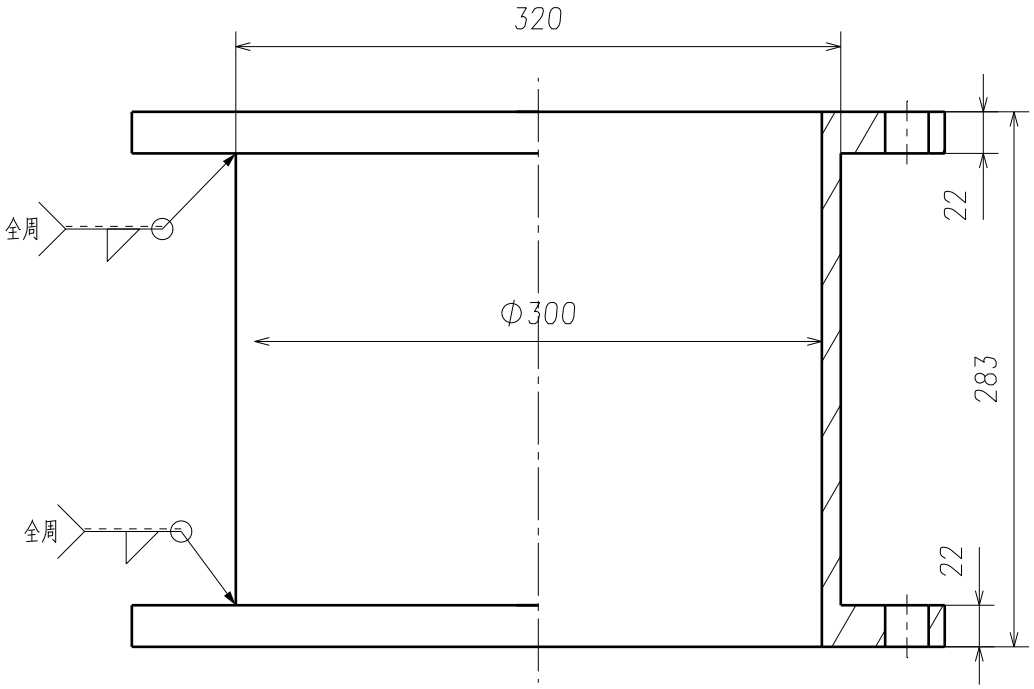
フランジ配管
図番　RCEM-6-14
縮尺　1:2
材質　S45C
北海道大学エンジンシステム研究室



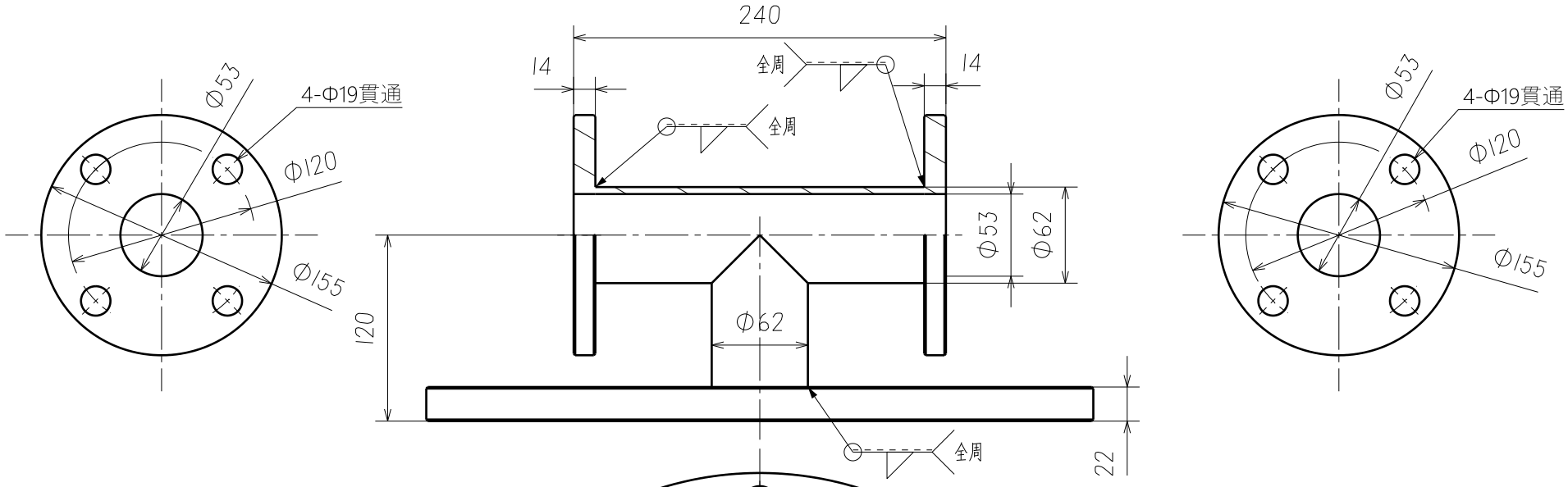
蓄圧タンクアセンブリ
図番　RCEM-6-16
縮尺　1:5
北海道大学エンジンシステム研究室

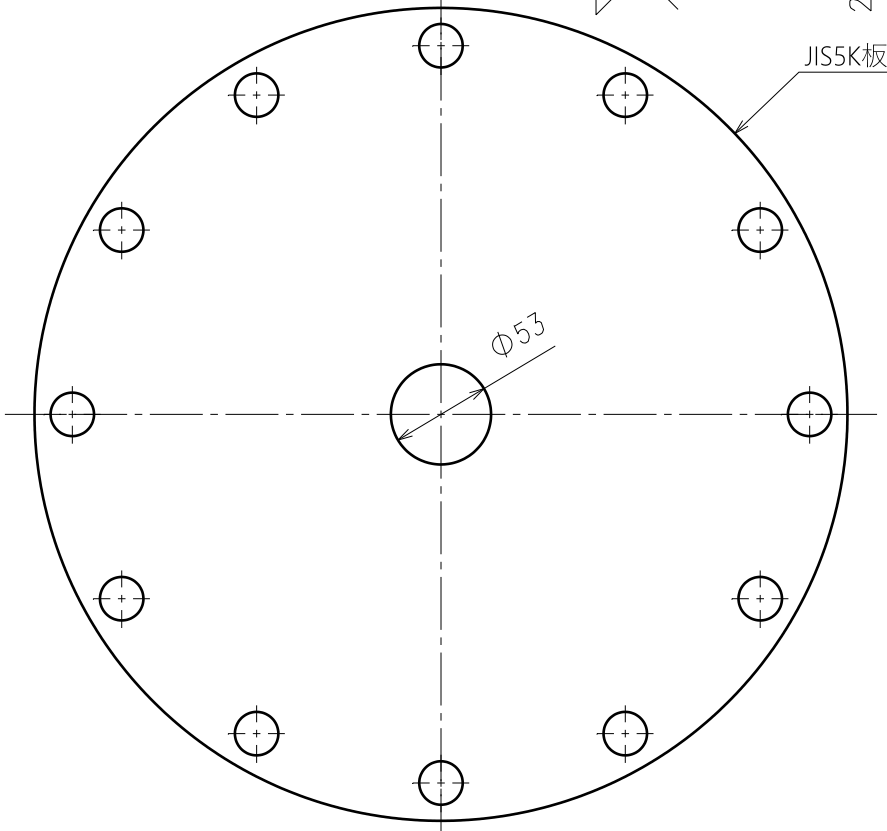
上面、底面同様



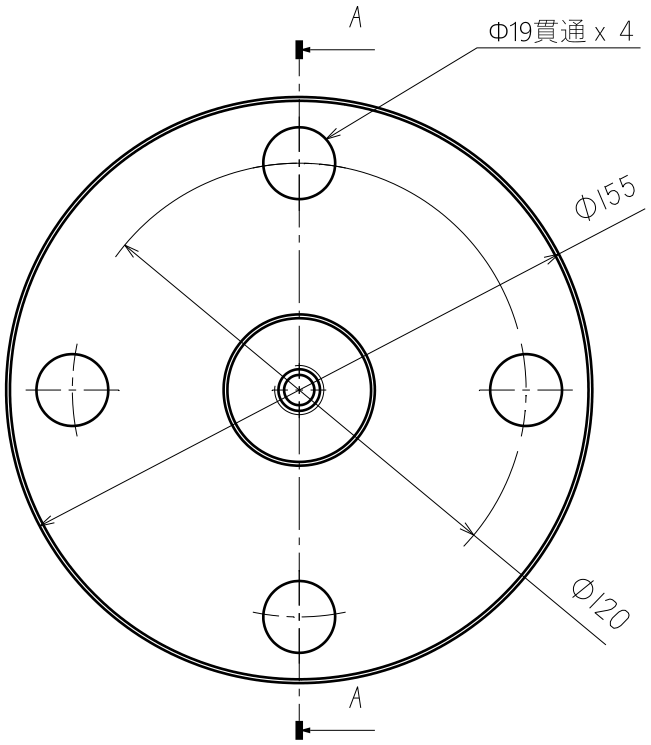


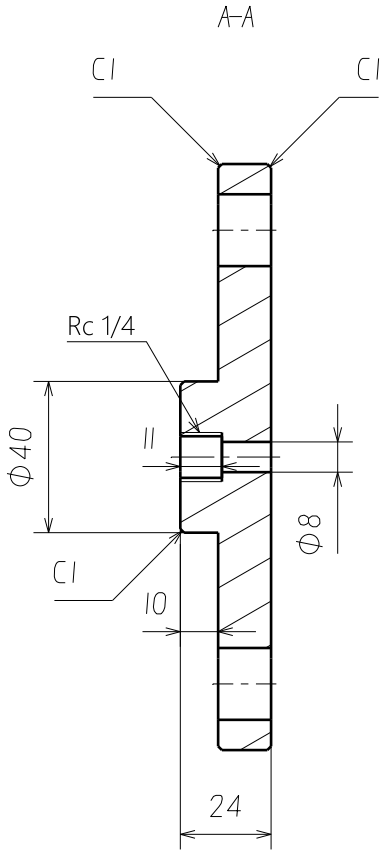
タンクボディ
図番　RCEM-6-17
縮尺　1:4
材質　SS400
北海道大学エンジンシステム研究室



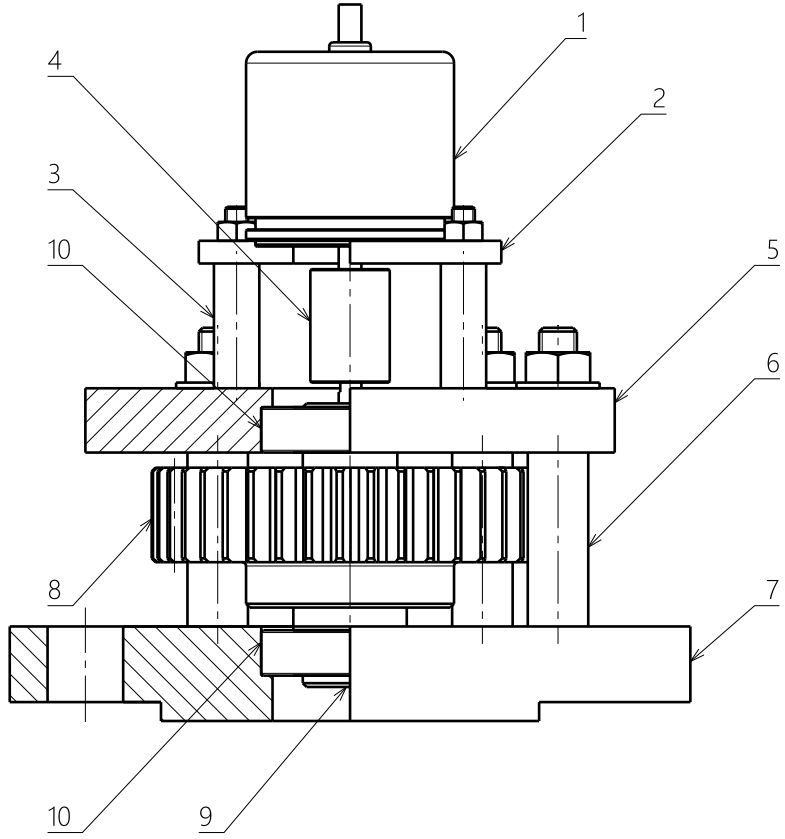


T字管付きフランジ
図番　RCEM-6-18
縮尺　1:4
材質　SS400
北海道大学エンジンシステム研究室

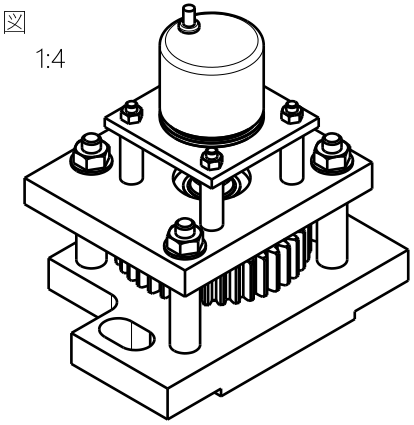




端面フランジ
図番　RCEM-6-19
縮尺　1: 2
材質　S45C　黒染め
北海道大学エンジンシステム研究室

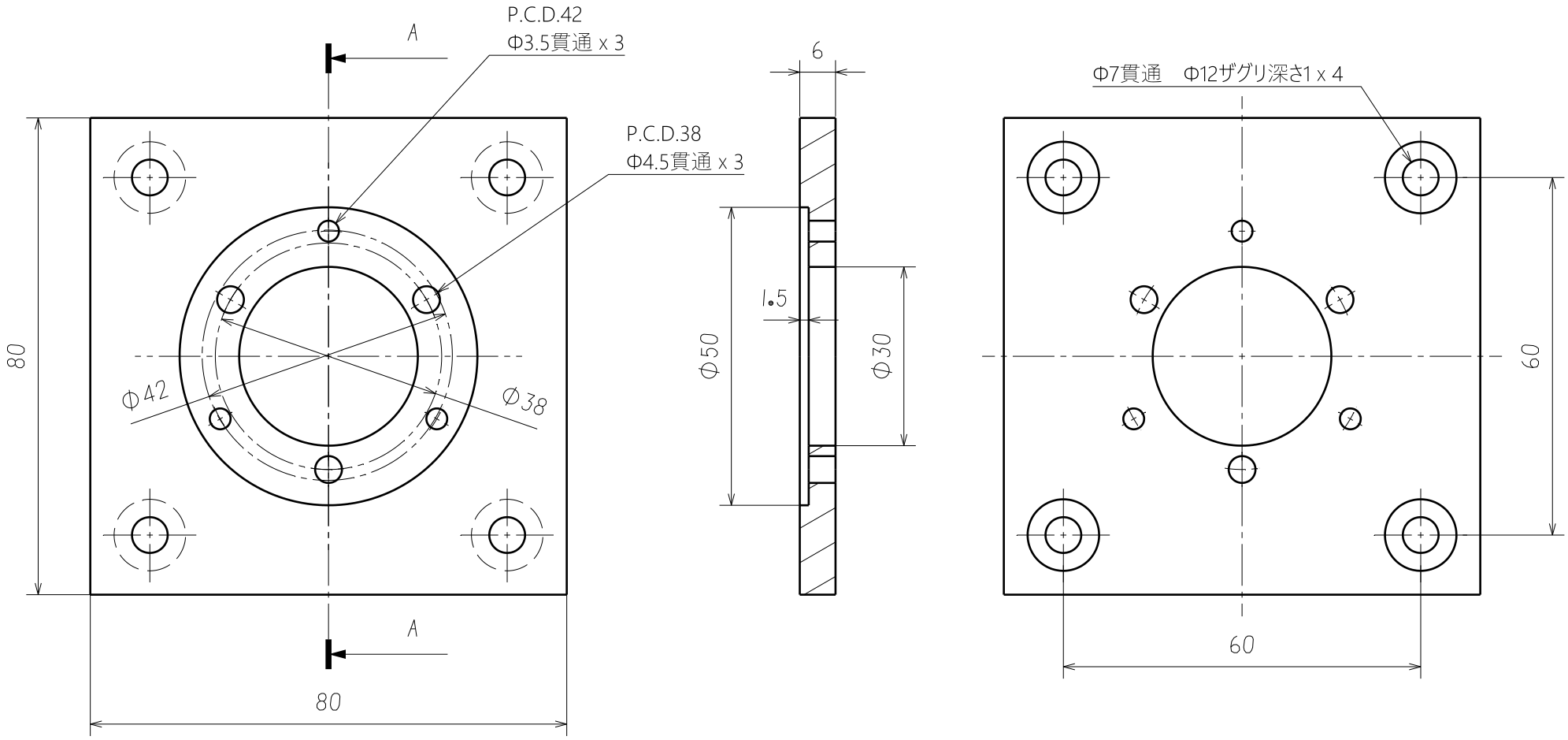


参考図
縮尺　1:4



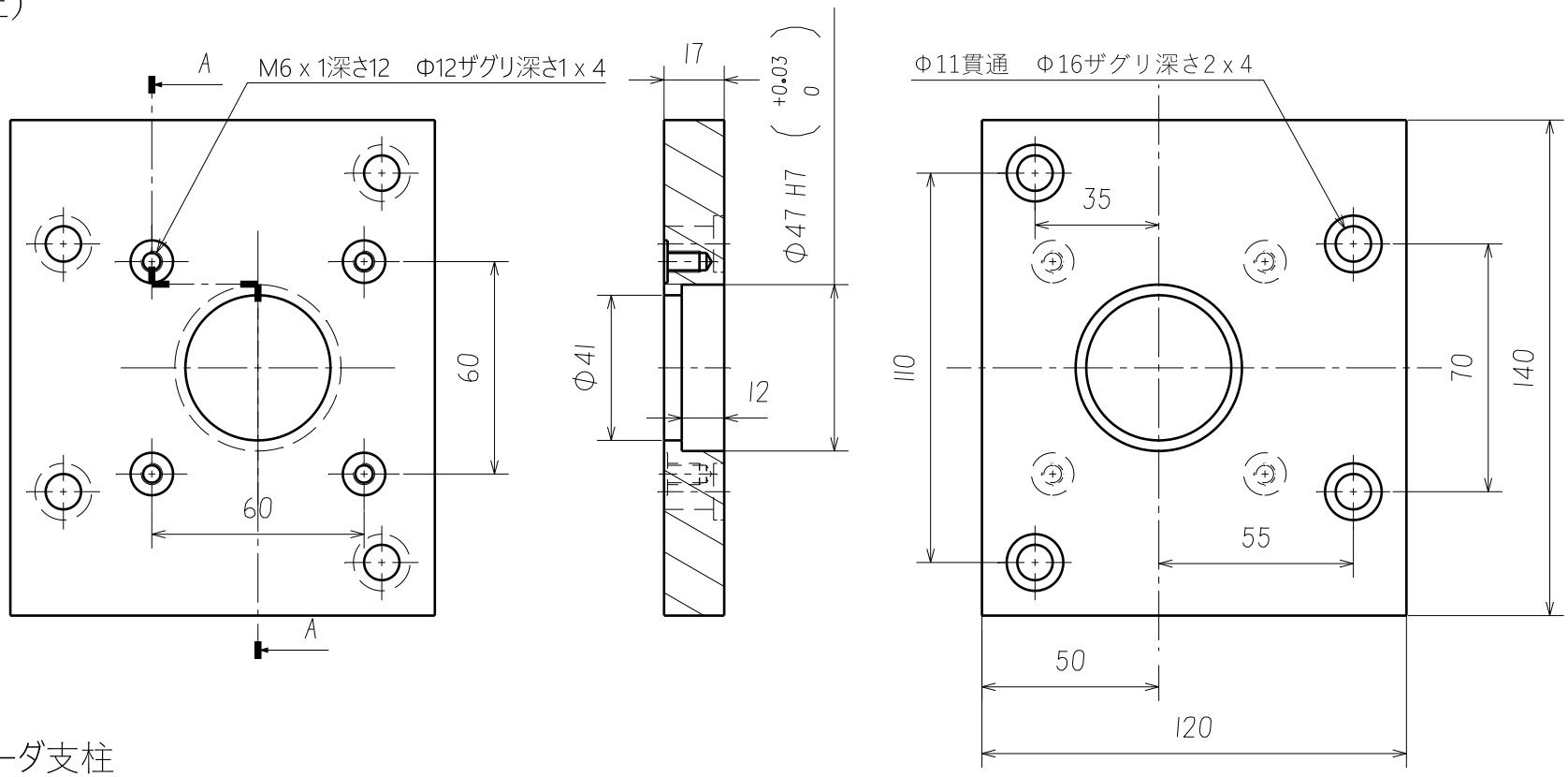
1. ロータリーエンコーダ　Omron　EE-SX970-C1
2. ロータリーエンコーダ基盤　RCEM-7-2
3. カップリング　NBK　6X6-K3B
4. ロータリーエンコーダ支柱　RCEM-7-4
5. 歯車基盤（上）　RCEM-7-4
6. 歯車支柱　RCEM-7-6
7. 歯車基盤（下）　RCEM-7-7
8. 平歯車　小原歯車工業　SS2.5-40J25
9. シャフト　RCEM-7-9
10. 深溝玉軸受　NSK　6005ZZ

ロータリーエンコーダアセンブリ
図番　RCEM-7
縮尺　1:2
北海道大学エンジンシステム研究室

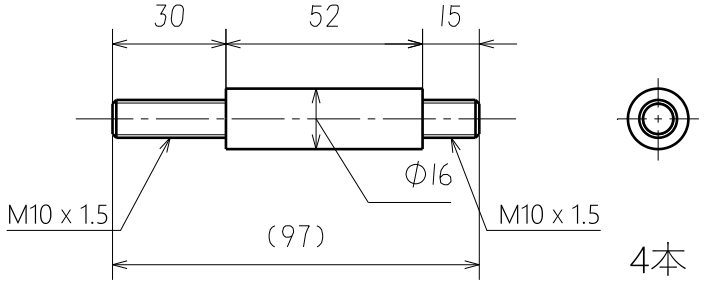


ロータリーエンコーダ基盤
図番　RCEM-7-2
縮尺　1:1
材質　S45C　黒染め
北海道大学エンジンシステム研究室

歯車基盤（上）

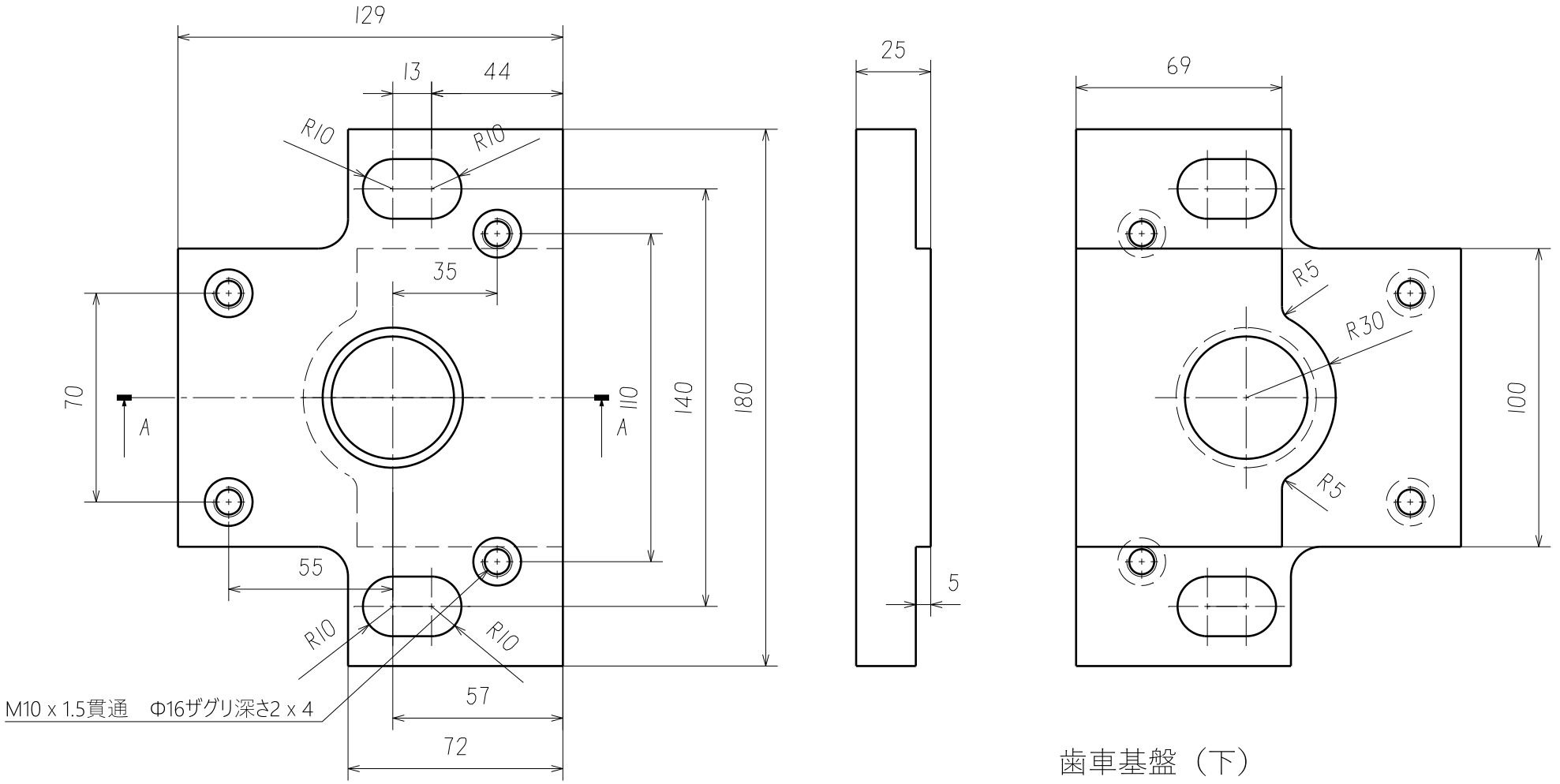


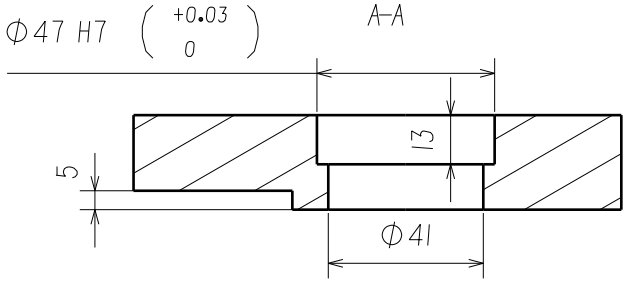
ロータリーエンコーダ支柱



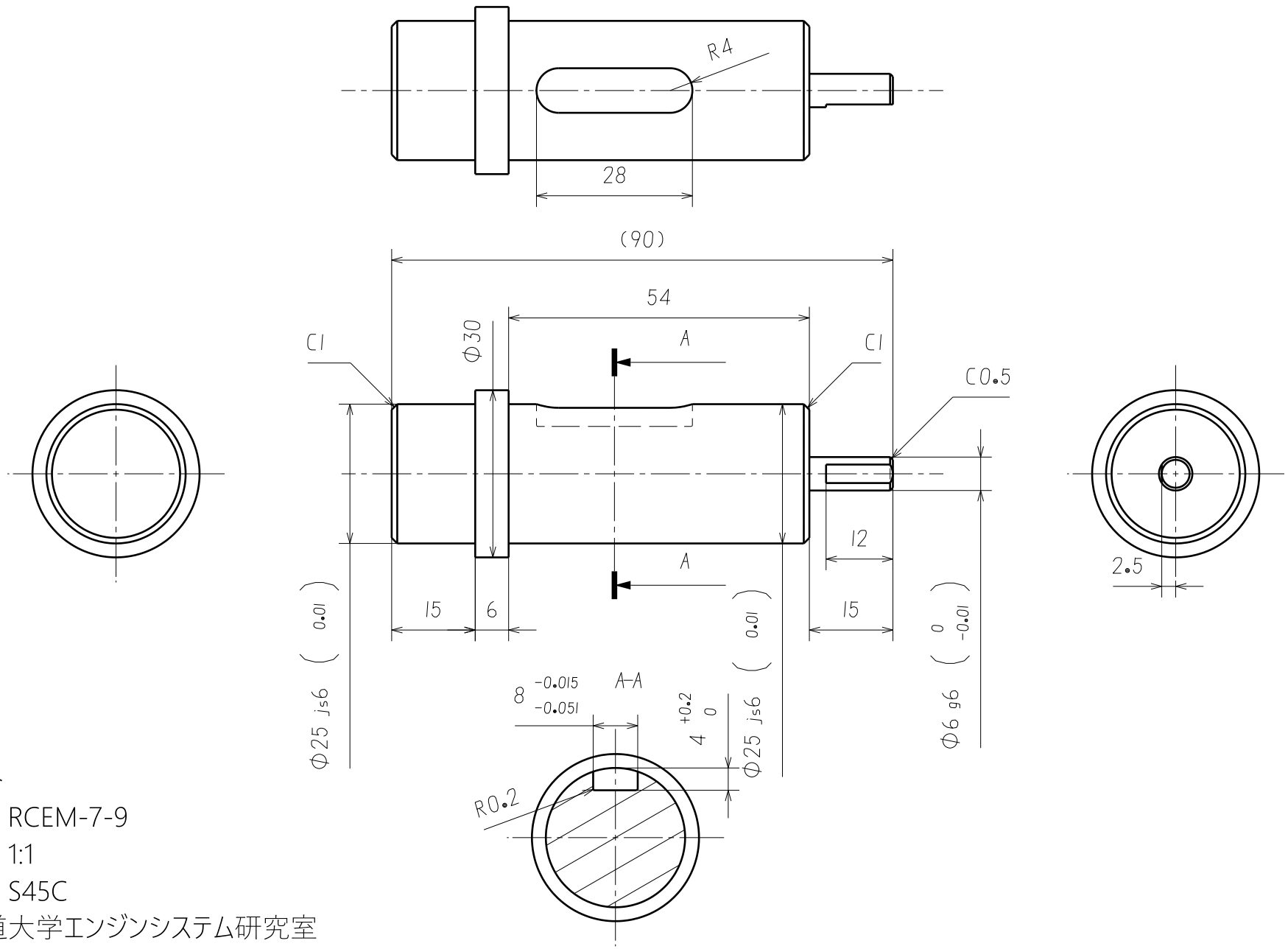
4本

歯車基盤（上）
ロータリーエンコーダ支柱
図番　RCEM-7-4
縮尺　1:2
材質　S45C　黒染
北海道大学エンジンシステム研究室





歯車基盤（下）
図番　RCEM-7-7
縮尺　1:2
材質　S45C　黒染
北海道大学エンジンシステム研究室



シャフト
図番　RCEM-7-9
縮尺　1:1
材質　S45C
北海道大学エンジンシステム研究室