

多点噴霧及び多点点火方式を用いた噴霧燃焼 改善に関する研究

牧野, 幸一 / MAKINO, Kouichi

(発行年 / Year)

2008-03-24

(学位授与年月日 / Date of Granted)

2008-03-24

(学位名 / Degree Name)

修士(工学)

(学位授与機関 / Degree Grantor)

法政大学 (Hosei University)

2007 年度

修士論文

多点噴霧及び多点点火方式を用いた
噴霧燃焼改善に関する研究

A study of improvement for spray combustion
by using multi injection and multi ignition

指導教授 川上 忠重

法政大学大学院
工学研究科 機械工学専攻

06R1134 牧野 幸一

目次

第一章 緒論	1
1-1. 研究目的	1
1-2. 環境問題	2
1-2-1. 地球温暖化	2
1-2-2. 酸性雨	3
1-2-3. 光化学スモッグ	4
1-3. ガソリン機関	5
1-4. ディーゼル機関	6
1-5. NO_x	8
1-6. PM(粒子状物質)	9
1-7. HC(未燃炭化水素)	11
1-8. ガソリン機関との比較	12
1-9. 噴霧燃焼 ^{(3),(4)}	13
1-10. ルイス数 ⁽⁵⁾	16
1-11. レイノルズ数 ⁽⁶⁾	16
1-12. プラントル数 ⁽⁷⁾	17
1-13. シュミット数 ⁽⁸⁾	17
1-14. コモンレールシステム	17
1-15. 成層燃焼	18
1-16. 火炎伝播速度	19
1-17. 選択火炎伝播理論 ⁽⁹⁾	20
1-18. 不完全燃焼損失、燃焼効率 ⁽¹⁰⁾	20
第二章 実験装置及び方法	21
2-1. 実験装置	21
2-1-1. 噴霧装置	21
2-1-2. タイマ	21
2-1-3. イオンプローブ、点火プラグ	21
2-1-4. 圧力ピックアップセンサー	21
2-1-5. アンプ	22
2-1-6. PCD	22
2-1-7. イグナイター、コイル	22
2-1-8. バッテリー	22
2-1-9. 燃料	22
2-2. 実験方法	23
2-2-1. 噴霧量の測定	23

2-2-2. プロパン-空気混合気作成	23
2-2-3. 総括当量比及び n-ヘキサデカン噴霧量の算出	24
2-2-4. 燃焼実験	27
2-2-5. 噴霧方式	27
2-2-6. 点火方式	27
2-2-7. 電圧から圧力への単位変換	28
2-2-8. 熱発生率 ⁽¹¹⁾	29
補足	30
最高燃焼圧力	30
全燃焼時間	30
平均火炎伝播速度	31
最高燃焼圧力増加率	31
全燃焼時間減少率	31
平均火炎伝播速度増加率	31
第三章 実験結果及び考察	32
3-1. 噴霧量の測定	32
3-2. 中心点火を用いた燃焼実験	32
3-2-1. 単噴霧方式	32
3-2-2. 壁面噴霧方式	33
3-2-3. 対向噴霧方式 (90°)	34
3-2-4. 対向噴霧方式 (180°)	35
3-2-5. 噴霧方式の違いによる燃焼特性の比較	36
3-3. 二点点火方式を用いた燃焼実験	40
3-3-1. 点火位置[0,20mm]	40
3-3-2. 点火位置[0,40mm]	41
3-3-3. 点火位置[20,20mm]	42
3-3-4. 点火位置[40,40mm]	43
3-3-5. 点火位置の違いによる燃焼特性の比較	44
第四章 結論	48
参考文献	48
謝辞	49

第一章 緒論

1-1. 研究目的

近年、化石燃料やエネルギーの大量消費によって環境汚染が深刻化している。その中でも自動車から排出される NO_x 、 CO_2 、 SO_x 、HC、PM などによる環境被害が問題となっている。それに伴い、噴霧燃焼方式を用いた燃焼形態では、環境対策として PM、 NO_x 等の排出を極力抑制する必要がある、現在まで、直噴タイプの燃料供給を用いた場合の噴霧構造や、燃焼形態に着目した研究も数多く行われている^{1),2)}。しかしながら、噴霧燃料の燃焼室内への付着に伴い、未燃成分が発生してしまい、環境負荷への影響も指摘されている。また、成層燃焼を利用した希薄燃焼の研究も数多く行われており、有害排出物の低減がより一層求められている。

そこで、本研究ではこれらの点に着目し、多点噴霧方式を用いることにより、積極的に噴霧燃料の微粒化を促進させ、燃焼室内の燃料付着効果の低減を図り、また多点点火方式を用い、点火エネルギーの増加による燃焼促進効果に対する影響について検討を行なった。

1-2. 環境問題

1-2-1. 地球温暖化

地球の表面は、窒素や酸素等から構成される大気によって包まれている。太陽から地球に届いた日射エネルギーは、地表での反射や輻射熱として最終的に宇宙に放出されるが、一部は大気中に存在する様々な気体(温室効果ガス)によって吸収され、地表の平均温度は摂氏 15 度程度に保たれている。とりわけ、大気中の二酸化炭素は、0.03%と僅かであるが、温室効果に大きな役割を果たしている。しかし、近年、科学の発達、産業の発展に基づく人類の活発な行動に伴い、大気中の温室効果ガスの濃度が急激に増加し、地表の温度が異常な上昇を続けている。温室効果ガスが増加することによって起こる地球の平均気温の上昇を、「地球温暖化」と呼んでいる。地球温暖化の主要原因は、電力や自動車の使用などによって、CO₂排出量が急激に増加していることに起因する。

地球温暖化の環境への影響として、次のようなことが挙げられる。海への影響として、海水の温度上昇による体積の増加及び氷河が融けるなどによる海面の上昇や、陸地への影響として、蒸発や降雨といった水の循環が激しくなることによって、洪水が多発する地域がある一方、渇水や干ばつに苦しむ地域があるとといったように、水資源のバランスが崩れていることである。また、大気への影響として、対流圏や成層圏といった大気圏の温度構造が変化することなどにより、オゾン層にも複雑な影響を与え、更に光化学スモッグが発生しやすくなることによって、人の健康に影響を及ぼすことも考えられる。動植物への影響として、温暖化により多くの植物は長い年月をかけて高緯度へ、また山の上の方に生育地を移動させて気候の変化に適応させようとするが、高山植物などは気候の変化にうまく適応できないため、絶滅するものも出てくると思われる。また、トナカイや北極グマなどの極地周辺の動物が絶滅するおそれがあるほか、都市や海が障壁となって行き場を失う動物もある。その他の影響として、熱帯産の病害虫が日本にも定着し、農産物への被害が増大することや、国内でもマラリアのような熱帯性の病気にかかる危険性も高まると考えられる。



Fig.1 地球温暖化の原理

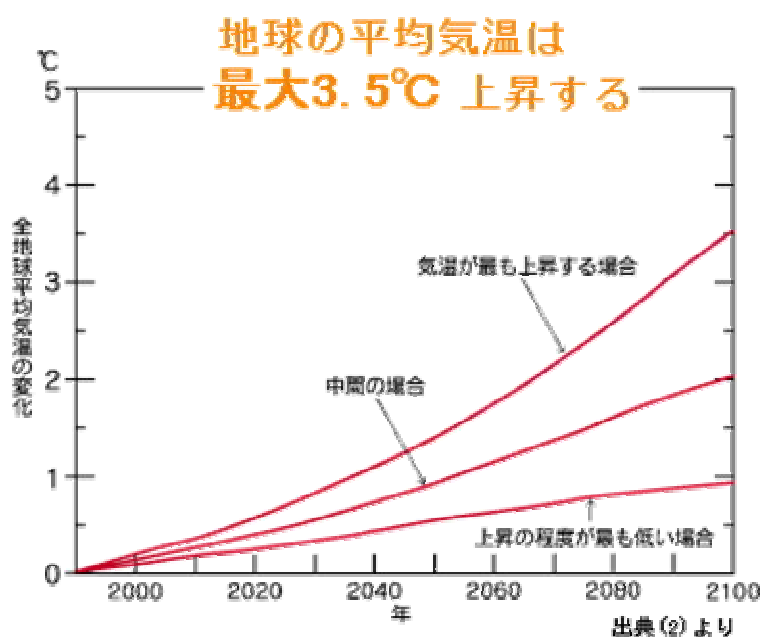


Fig.2 平均気温の推移

出典：IPCC 第1作業部会報告 気候変化 1995 気象庁 1996

1-2-2. 酸性雨

雨水は、空気中の二酸化炭素が溶け込んでいるため、通常 pH5.6 程度の弱酸性であるが、酸性雨とはこれより強い酸性を示す雨のことを言う。酸性雨は、石油や石炭等の化石燃料を燃やすと発生する酸性雨の原因物質（硫黄酸化物や窒素酸化物）が、空気中の水と化学反応して、強酸性の硫酸や硝酸に変化し、雨に混じって降るものである。酸性雨の原因物質は、主に自動車の排気ガスや工場の煙などに含まれている。また、空気中で生成した硫酸や硝酸は、雨や雪、霧などの状態（湿性）のほか、ガスや微粒子の状態（乾性）でも地表に降りて

くる。どちらも同じように、自然環境に大きな影響を与える。

酸性雨の影響は、特にヨーロッパや北米などで顕著で、広い面積で森林が枯れてしまうことのほかに、湖の水が酸性になり生き物がいない「死の湖」がたくさん出来てしまうなどの深刻な被害が出ている。また、自然環境以外でも、酸性雨によって建造物の金属やコンクリート、大理石などが溶かされてしまう被害が出ており、歴史的価値の高い建造物や像などでは大きな問題になっている。酸性雨およびその原因物質は、偏西風などの気流に乗って数千キロメートルもの遠距離を移動するため、国境を越えた広い範囲に被害をもたらす。したがって、一国の取り組みだけで問題を完全に解決することは出来ず、国際的な協力が必要になる。

日本で観測される雨はほとんどが酸性雨で、pHの年平均値は4.7～4.9の範囲にある（平成10年度～12年度）。日本の酸性雨は、国内で排出される大気汚染物質だけでなく、アジア諸国から排出されるものも原因の一つになっている。



Fig.3 酸性雨の原理

1-2-3. 光化学スモッグ

自動車の排気ガスや工場からの排出ガスに含まれる、 NO_x (窒素酸化物)やHC(未燃炭化水素)などが大気中に放出され、太陽光の照射を受けると、その紫外線によって光化学反応を起こして、オゾン、パーオキシアセチルナイトレート(PAN)、 CO_2 (二酸化窒素)、過酸化物等の酸化性物質、ホルムアルデヒド、アクロレイン等の還元性物質、エアロゾル等が生成する。また、 SO_2 (二酸化硫黄)が存在するときは、硫酸ミストが生成する。光化学反応によって生成する酸化性物質のうち、 NO_2 (二酸化窒素)を除いたものを光化学オキシダント（以下「オキシダント」と

いう。)と称し、光化学スモッグの指標としている。オキシダントは、一般に中性ヨウ化カリウム溶液を用いる測定方法によって測定されており、この場合の測定値の大部分はオゾンによるものであることが確認されているが、眼に対する刺激性物質として知られているホルムアルデヒド、アクロレイン等については、この測定法では測定できない。

このオキシダントは、大量に発生すると、目、鼻、喉など、呼吸器系に障害を与えると同時に、頭痛などの症状も引き起こす原因となる。

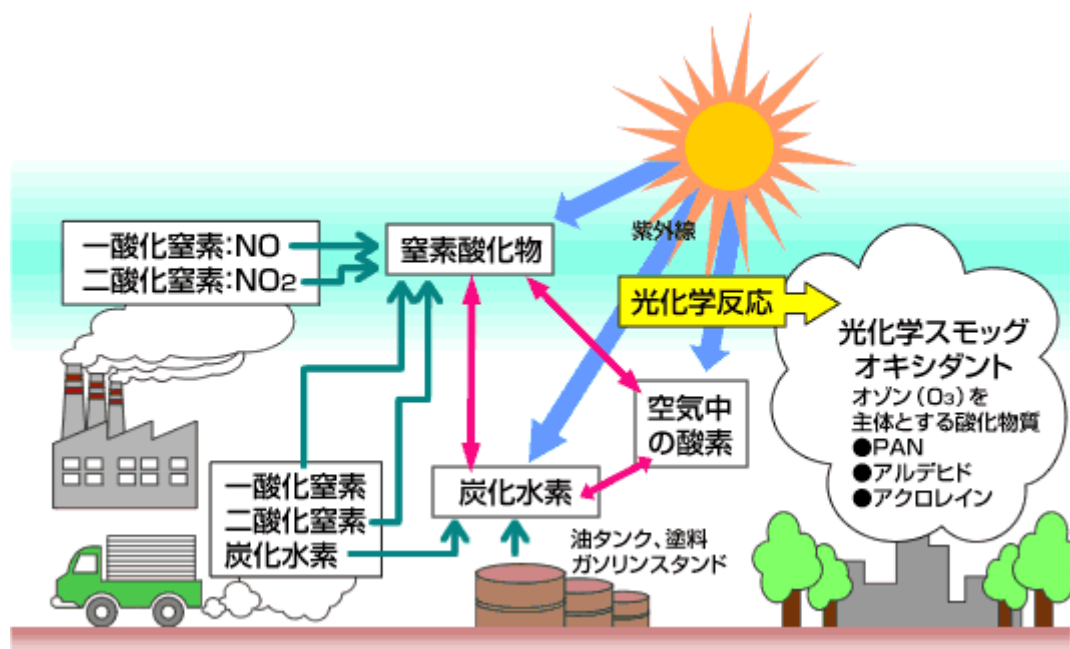


Fig.4 光化学スモッグの発生原因

1-3. ガソリン機関

ガソリンエンジン (Gasoline/Petrol engine) は、ガソリン機関ともいい、燃料(ガソリン)と空気の混合気をシリンダ中に吸入し、この混合気をピストンで圧縮したあと点火、燃焼・膨張させて(予混合燃焼)ピストンを往復運動させる内燃機関である。ごく少数ではあるが、往復運動を伴わない(ピストン、コンロッド、クランクシャフト、傘状給排気バルブを持たない)ロータリーエンジンも存在する。

自動車用ガソリンエンジンのほとんどは、オットーサイクル機関である。通常は、クランク機構で回転軸に出力する。燃焼は、混合気の体積が最小になる付近の短時間に一気に行われるため、容積がほぼ一定で燃焼する。このため、定積燃焼サイクル機関ともいう。

ガソリンエンジンは、排気量あたりの出力が大きく、また、高速回転による運転も容易で、振動や騒音が少なく静かであることから、乗用車はじめ小型商

業車、自動二輪車などの主流となっている。機関重量が軽く、 NO_x や PM の排出量は少ないが、 CO_2 や熱効率の面でディーゼル機関に劣る。

1-4. ディーゼル機関

ディーゼルエンジン (Diesel engine) は、ディーゼル機関ともいい、ドイツの技術者ルドルフ・ディーゼルが発明した内燃機関である。利点としては、熱効率が高く、 CO_2 、CO の排出量が少ないことである。欠点は、高圧で運転する為に騒音・振動が大きいことである。さらに、 NO_x 、PM の排出量が多いことである。圧縮して高温になった空気にディーゼル燃料（軽油や重油、初期には粉炭も用いられた）を吹き込んだ時に起きる、自己着火をもとにした爆発で、ピストンを押し出す（拡散燃焼）。理論サイクルとして低速のものはディーゼルサイクル（等圧サイクル）、高速のものはサバテサイクル（複合サイクル）が、理論サイクルとして取り扱われる。

- 吸入行程：ピストンが下がり、空気のみをシリンダ内に吸い込む行程。
- 圧縮行程：ピストンが上死点まで上がり空気を圧縮する行程。
- 爆発行程：高圧のシリンダ内に燃料を噴射・燃焼し、下死点まで押し下げられる行程。
- 排気行程：慣性によりピストンが上がり燃焼ガスをシリンダ外に押し出す行程。

燃料の噴射には高圧ポンプが使用され、燃焼方式の違いで、単室の直接噴射式と副室式（予燃焼室式・渦流室式）に分かれる。

● 直接噴射式

この方式は、単室式でピストンの頂部に形成された凹形状の燃焼室の中に燃料噴射弁から燃料を噴射し、圧縮されて高温高圧になっている空気により着火燃焼させるものである。

燃焼室の形が簡単で、ヘッドの製作も容易であり、燃焼室の放熱面積が少ないため燃料の消費が少なく、始動も容易であるが、シリンダ径が小さすぎると燃料と空気の混合がうまくいかず、燃焼が悪くなるので小型には適用限界がある。なお、燃焼圧力が高いため運転中の振動、騒音が大きくなる傾向がある。

● 予燃焼室式

この方式は、ピストン頂部に形成された主燃焼室の他にシリンダヘッドに予燃焼室という副室が設けられており、その副室の中の高温高圧の空気は燃料の

一部を着火燃焼させ、それによる爆発力で、残りの燃料をピストン頂部の主燃焼室に噴出させ、そこで残りの燃料を燃焼させる二段燃焼式である。従って、燃焼が柔らかで、シリンダ内の最高圧力も低く、比較的悪い燃料でも使用できる。

- 渦流室式

この方式は、シリンダヘッドに球状の渦流室を設け、圧縮行程でその燃焼室の中に空気の渦流を起こさせ、そこへ燃料噴射弁により燃料を噴射させて、燃料の大部分を燃焼させ、残りの一部の燃料をピストン上部とシリンダヘッド下面との間の燃焼室で燃焼させる二段燃焼式で、直接噴射式と予燃焼室式の中間の特性を持っている。なお、渦流室内の高温の空気は、シリンダヘッドに熱を奪われて温度が下がるため、直接噴射式に比べ始動性が劣る。そのためにグロープラグを設けているエンジンが多い。

過給器との相性は、

- 空気のみを圧縮するため、高い圧縮比のエンジンでもノッキングが起こらない。
- シリンダ内に直接燃料を噴射するため、ターボチャージャーでもターボラグがない。

これは、ガソリン直噴エンジンでも同様である。これらの理由から、ターボチャージャーやスーパーチャージャーを装備するものが多い。特に、トラックなどの大型のディーゼル車では、ターボチャージャーはほとんどの車についている。

特に、ディーゼルエンジンの場合は、過給すればするほど実圧縮比が上がるため、燃料消費率がよくなる。つまり、いかに燃料を燃やすかではなく、いかにより多くの空気を使うかにかかっている。高濃度の酸素による金属焼損を無視、もしくは克服できるのであれば、酸素のみ吸気させることで飛躍的に燃料消費率の改善が図られるだけでなく、 NO_x の問題も解決される。

しかし、ガソリンエンジンでは、過給すればそれだけ混合ガスがシリンダに入るため、燃料消費率が悪化する。ガソリン直噴エンジンの場合も混合気の希薄化には限界があり、抜本的な低燃費には繋がらない。ただ、過給をおこなうディーゼルは、無過給に比べて馬力特性がガソリンエンジンに似た、最高回転数の 8 割付近を頂点とする放物線状を描くことになり、また、トルク特性はアイドリング付近を頂点として回転が上昇するにしたがって、低下の一途をたどる。

無過給は、全域にわたって馬力・トルクともにフラットであることを考慮す

ると、長距離をゆったりと走行することを目的とする自動車、および街中でいわゆるゴーストストップが要求される自動車は、無過給のかわりに総排気量をあげること、トラックのように馬力が必要で、かつ低燃費を必要とする自動車は、過給を行うほうが得策である。エンジンルームをあまり広く確保できない自動車も同様に過給を行い、要求される出力を確保しつつエンジンを小型化する方法がとられる。

1-5. NO_x

窒素酸化物（略称 NO_x ）は、窒素が酸化したものを指す。一酸化窒素（ NO ）・二酸化窒素（ NO_2 ）など。（そのほか一酸化二窒素（ N_2O ）・三酸化二窒素（ N_2O_3 ）・四酸化二窒素（ N_2O_4 ）・五酸化二窒素（ N_2O_5 ）など。）自動車の排気ガスなどから生じて、大気汚染の原因物質のひとつとされている。 NO_x の生成機構として主に次のようなものがある。

i) Fuel NO_x

燃料中に窒素酸化物が含まれていると、これが燃焼過程において NO に変換される。以下に反応式示す。

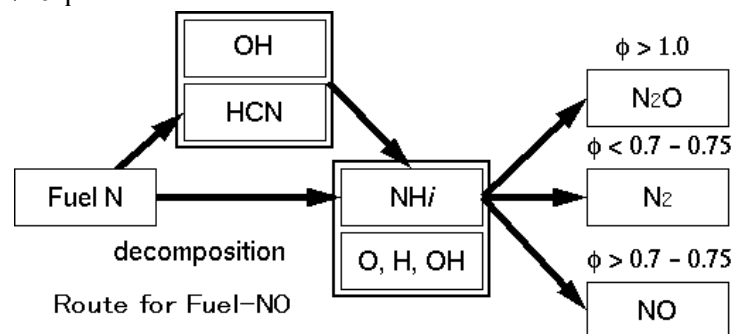
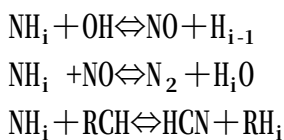
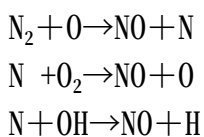


Fig.5 Fuel NO_x の生成機構

ii) Thermal NO

当量比が1よりも小さい燃料希薄火炎においては、 NO の発生は主にZeldovich機構と呼ばれる次の反応により生ずると考えられている。



3番目の式は拡大Zeldovich機構によるものである。酸素が少ないとき、3番目が働く。

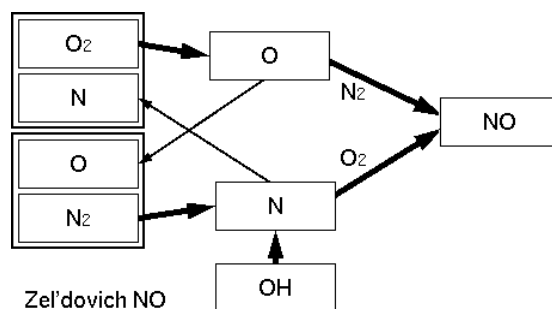


Fig.6 Thermal NO の発生機構

この Thermal NO の生成量は、燃焼温度に対する依存性が極めて強く、温度に対して指数関数的に生成する。1800 K 以上の高温で大量に生成される。

iii) Prompt NO

希薄火炎の場合、NO は火炎の反応帯で少しずつ生成される。しかし、過濃混合気では、NO は火炎の反応帯内で急激(Promptly)に生成される。これを Prompt NO と言い、希薄混合気の火炎の反応帯後流で生成する Zeldovich NO とは区別する。Zeldovich NO は、主として燃焼用空気中の N_2 を直接の生成源としているのに対し、Prompt NO は、 CH_2 などが N_2 と反応して出来る HCN、CN、 NH_3 などを生成源としている。

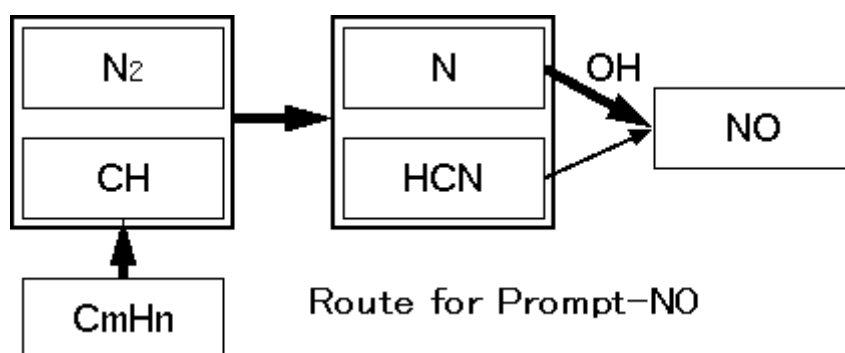


Fig.7 Prompt NO の発生機構

1-6. PM(粒子状物質)

ガソリン機関から排出される PM は、アンチノック剤として鉛を使用していた頃には 0.1g/km 程度存在していたが、無鉛ガソリンの場合、触媒内で硫黄分が反応して出来るエアロゾル程度となり極めて少ない。一方、ディーゼル機関で

は、黒鉛として排出されるものと可溶性有機成分 SOF とがあり、その量は小型車の場合でも 0.2~0.6g/km と高い値になっている。よって、以下にディーゼル機関から排出される PM について記述する。

ディーゼル排出ガス中の 99.9% 以上はガス状の成分であり、残りの 100ppm 程度が粒子状物質 (PM) となる。PM の化学的な性状は、エンジンの運転条件や燃料の性状、燃焼状態によって大きく異なる。

ディーゼルエンジンの燃焼は、燃料を高圧でシリンダ内に噴射することにより、微細な燃料液滴に分裂して、燃料噴霧と高温空気との混合気を作る。混合気は、高温中で低級炭化水素に分解して、着火に必要な温度と濃度に達した特定の場所で火炎核が発生し燃焼が開始する。このとき、混合気は空間的、時間的に不均質な状態で分布しており、当量比が 1 に近い領域では、2,000K 以上の高温となり一酸化炭素 (NO) が生成される。当量比が 1 より大きい燃料過濃な領域では、酸素不足となってスス (Soot) が発生する。逆に当量比が 1 より小さい燃料希薄な領域では、部分的に酸化した燃料が未燃のまま取り残される。これらのススや未燃の炭化水素成分がエンジンから排出されて排気煙となる。したがって、排気煙には、エンジンの高負荷時に排出される黒煙と、冷態時や低負荷時の青白煙が含まれる。

一般的には、ディーゼル PM は元素状の炭素からなるススの周囲に比較的沸点の高い有機物や硫酸塩などが吸着しているものと考えられる。

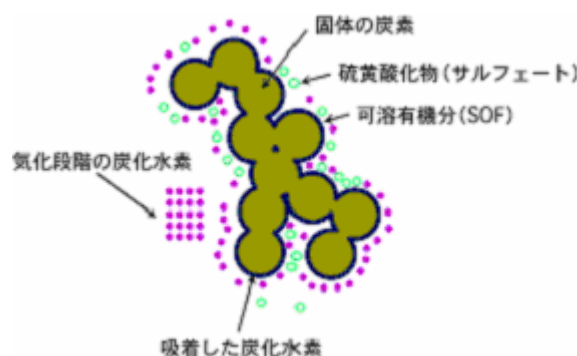


Fig.8 ディーゼル粒子とガス状化合物

ディーゼル PM を元素別に見ると、主元素は炭素 (C) であり PM の 60% を占めている。その他、リン (P)、ホウ素 (B)、アルミニウム (Al)、鉄 (Fe)、マグネシウム (Mg)、亜鉛 (Zn)、カルシウム (Ca) などの金属分も微量ながら含まれている。

PM は、排気煙をフィルタに捕集して質量濃度で評価したもので、有機溶媒に溶ける可溶性有機分 (Soluble Organic Fraction: SOF) と不溶分 (Insoluble Organic

Fraction：ISF）に分けられる。可溶有機分（SOF）の成分は、未燃燃料と潤滑油であり、不溶分（ISF）の成分は、固形炭素物（Solid carbon またはスス：Soot）および硫黄酸化物（ SO_x ）である。

スス（Soot）は、PM 中でも特に燃焼（＝酸化）が難しいといわれている。

可溶有機分（SOF）の割合は、エンジンの型式や運転条件により異なり、重量で PM の数%～80%程度を占める。

スス（Soot）や可溶有機分（SOF）の排出量は、エンジンの運転状況に大きく左右されるが、硫黄酸化物（サルフェート）は燃料中の硫黄分に大きく影響を受ける。

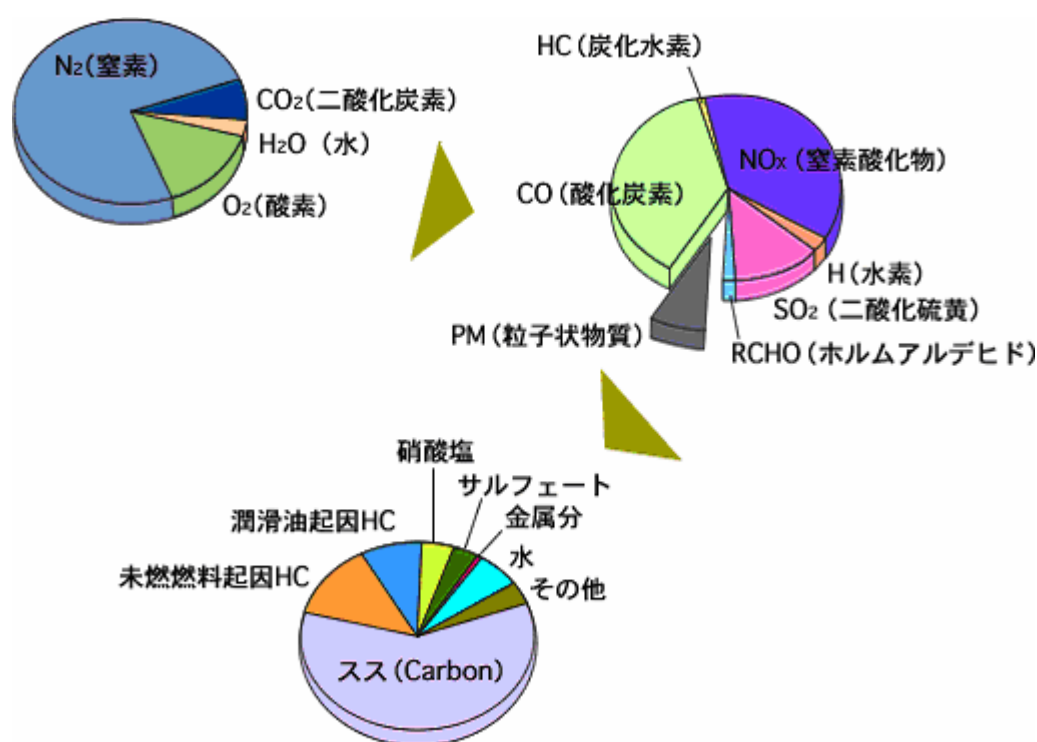


Fig.9 ディーゼル排ガス、PM の構成

1-7. HC(未燃炭化水素)

HC 成分には、燃料成分そのものと、燃焼中間生成物(PAH)とがある。燃料成分そのものの有害性は、燃料蒸気を短時間吸入する程度であれば問題ない。しかし、問題となってくるのは中間生成物であり、特に多環芳香族は高沸点燃料を使うディーゼル機関に多い。

ガソリン機関では、混合気の一部が圧縮行程において、ピストンリング隙間、プラグ隙間などの火炎の届かない部分に押し込められる。また、一部はシリンダ壁のオイル中に吸収される。これらの燃料は膨張行程中に一部燃焼するが、

壁面近くは温度も低く消炎域であるので未燃分が多い。膨張に伴い上述の押し込められていたガスが体積を増大し壁面付近に滞留する。次の排気行程では、ピストンの上昇によりシリンダ壁付近の未燃分は、かきとられながら排出していく。また、オーバーリーン域、あるいはミスファイヤー時にも発生する。

ディーゼル機関のように、燃料が燃焼の直前に燃焼室内に供給される場合には、ガソリン機関のような HC の発生パターンはない。最も発生しやすいのは、噴霧が燃焼室壁面に衝突して、そこに付着した燃料の燃焼が進行しない場合である。また、ノズルのサックボリュームと呼ばれる部分の燃料が、膨張行程で蒸発、あるいは部分燃焼することによっても発生する。また、このほかに潤滑油に起因する場合、あるいは着火遅れ期間中に空気流動によって噴霧の一部がオーバーリーンになり、燃え残る場合もある。

1-8. ガソリン機関との比較

ディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンに比べ燃費が良いことや耐久性に優れていることから、商用車に広く用いられている。

ディーゼルエンジンとガソリンエンジンの主な相違点は燃焼方式にあり、ガソリンエンジンが、燃料と空気の混合気をシリンダ内に吸入して電気火花で強制点火するのに対して、ディーゼルエンジンでは空気のみ吸入し、圧縮した高温空気中に燃料を噴射し、自己着火させる。このため、ガソリンエンジンよりも圧縮比を高くして自己着火を確実にし、また、ディーゼル用の燃料としても自己着火性の良い、セタン価の高い軽油や重油が用いられる。

出力の制御は、ガソリンエンジンの場合、混合気量を吸気絞りなどで加減して行う。このため負荷により空燃比が大きく変化する。

これら燃焼方式、出力の制御の違い、すなわち、ディーゼルエンジンでは圧縮比が高く、吸気絞りがないために燃費が優れている。

ディーゼルエンジンは、燃料をシリンダ内に直接噴射するため、混合気形成時間が短く、空気利用率をガソリンエンジンなみに高めることは難しい。一方では、圧縮比が高く、さらに、運動部分の質量も大きいため摩擦損失が大きい。

また、高回転域では、摩擦馬力が増加して、回転数を上げてても出力を取り出せないこと、運動部分の質量が大きいための部品強度限界、燃料噴射系の性能限界などにより、ガソリンエンジンに比べて最高回転数は概して低い。

また、ディーゼルエンジンは燃焼圧力が高く、これに耐える構造とするためエンジンの本体構造の強度や剛性を高くしている。このため、出力あたり、排気量あたりのエンジン質量はガソリンエンジンに比べ大きい。

また、それぞれの機関での排気成分で比較すると、ディーゼル機関はガソリン機関に比べ NO_x 、PM の排出量が多い。 NO_x が多いのはディーゼルが空気過剰

状態で燃焼している為と、排気中に大量の空気が存在するため、触媒が使いづらい為である。PMが多いのは、ディーゼルが一種の層状燃焼であり、実際の燃焼は、燃料噴射近傍の燃料過剰のところで行われ、局部的空気不足を生じやすい為である。

1-9. 噴霧燃焼^{(3),(4)}

工業的には、液体燃料を噴霧器によって無数の微細な油滴に微粒化（または霧化）し、表面積を広げるとともに、空気との混合をよくして燃焼させる噴霧燃焼が多用される。応答性がよく、高負荷燃焼が可能で、種々の混合パターン、したがって火炎形態が選べる点で、工業目的によく適合している。

噴霧燃焼を構成する素過程としては、液体燃料の微粒化、噴霧の流動と混合、油滴／噴霧の蒸発・着火・燃焼等があり、噴霧の点火と自発着火、噴霧中での火炎伝播現象、保炎、噴霧火炎からの放射伝熱、有害物質の生成等が関係する。最近では油滴群燃焼（油滴集合燃焼）といって、一つ一つの油滴が個々に蒸発や燃焼をするのではなく、不均一にグループを作って、グループ単位で燃焼するという考え方が支持されており、グループの作り方によって、燃焼の仕方や有害物質のでき方が違うとされている。

噴霧燃焼においては、時間的にも空間的にも粒径の異なる無数の燃料液滴が燃焼するが、おのおのの粒についてみると、予熱、蒸発、空気との混合、着火、燃焼、消炎となる。ディーゼル燃焼のような間欠噴霧燃焼は、時間的にも非定常であり、また、燃焼室が小さく、燃料の一部が燃焼室壁に衝突などして、非常に複雑である。噴霧燃焼では、一般に液滴間の相対距離が近く、個々の液滴の周りに形成される火炎が互いに干渉することが多い。そこで、理想的な噴霧燃焼の分類について、Chiu らが提唱している群燃焼について簡単に紹介する。

噴霧火炎は、個々の燃料液滴の燃焼ではなく、液滴塊の燃焼、すなわち群燃焼に支配される。液滴間の無次元距離と液滴個数から、Fig.10 に示すように、四つの燃焼形態に分けることができる。ここで、Fig.10 の無次元距離は、

$$S = \frac{0.1}{\left(1 + 0.276 R_e^{1/2} Pr^{1/3}\right)} \left(\frac{S}{d}\right)$$

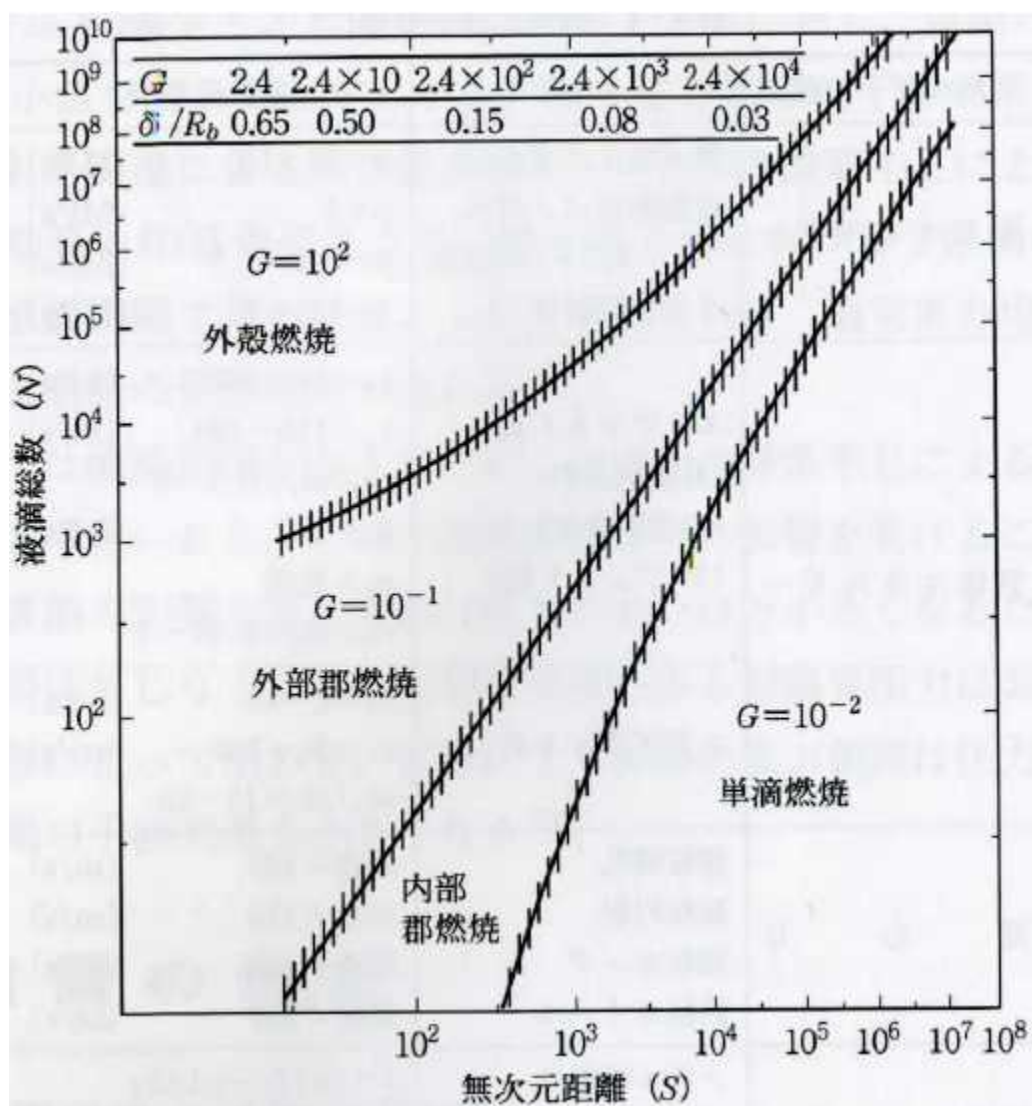


Fig.10 液滴間の無次元距離と燃焼形態

それぞれの領域については、直径 d の均一粒径液滴からなる直径 R_b の球形液滴塊の群燃焼を理論的に解析し、Fig.11 に示される四つの燃焼形態があり得ることを Chiu らは示した。そして、どの燃焼形態が現れるかを判定する群燃焼数 (Group Combustion Number) G を定義した。

$$G = 1.50 C_u L_e N (d/R_b) \ln(1+B)$$

あるいは、

$$G = 1.50 C_u L_e N^{2/3} (d/s) \ln(1+B)$$

ここで、 C_u は流れに対する換算係数、 L_e は Lewis 数、 N は液滴の総数、 s は平均液滴間距離、 B は伝達数、 G は液滴塊に含まれる液滴の総蒸発率と拡散

による液滴塊内外のガス成分交換率の比に対応している。

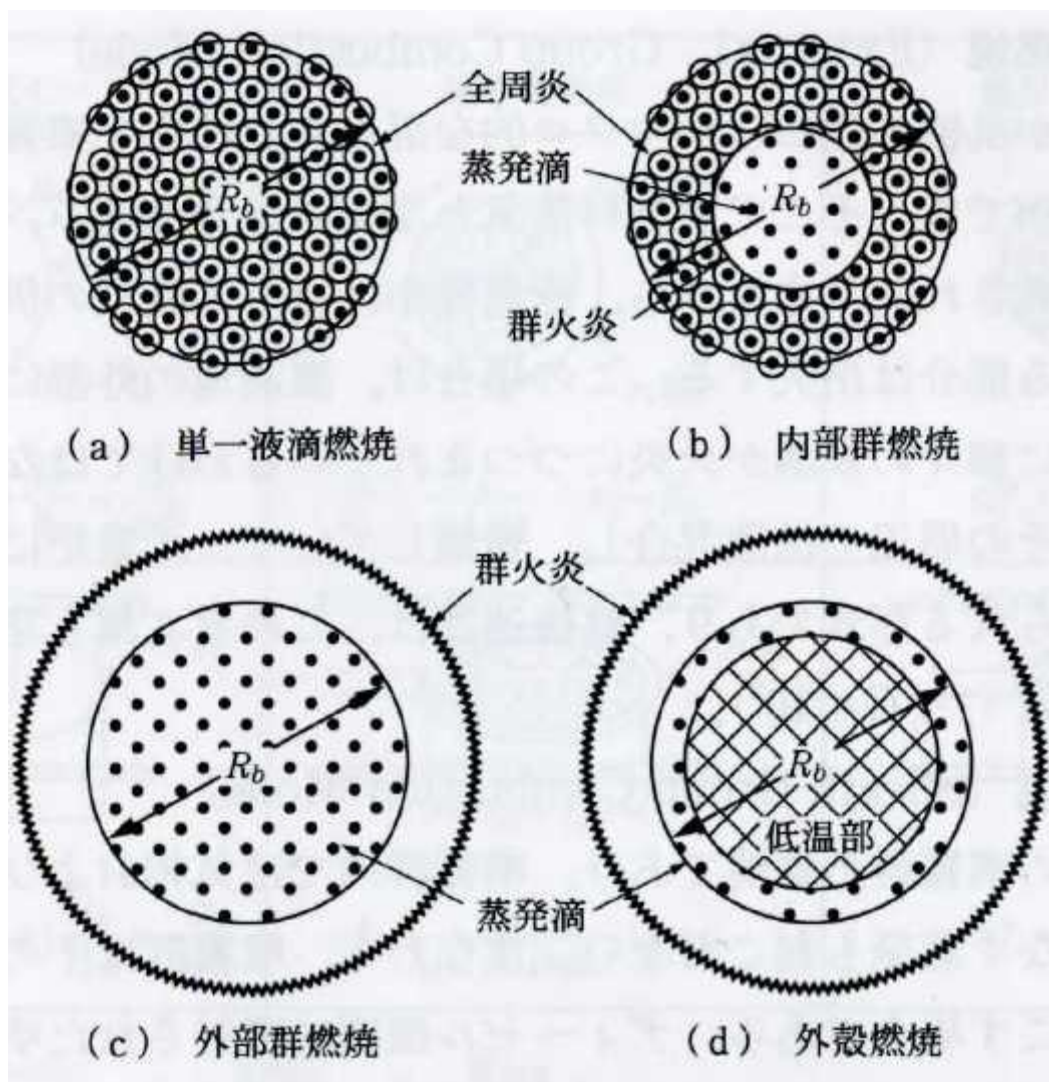


Fig.11 液滴群燃焼の 4 形態

[1] 単一液滴燃焼 (Single Droplet Combustion Mode)

噴霧群を構成する個々の液滴間の距離が十分離れている場合であり、酸素の供給がよいため、液滴は個々に全周炎に囲まれて燃焼する ($G < 10^{-2}$)。

[2] 内部群燃焼 (Internal Group Combustion Mode)

噴霧の濃度が薄くなると、噴霧群の周辺では液滴間距離が個々の液滴が形成する火炎より大きくなる状態が出現する。このような状態になると、火炎は液滴ごとに形成されるが、噴霧群の中心部では外部群燃焼と同じ状態が保たれる。すなわち、液滴塊中心部で酸素の供給が不足気味となり、共通の群火炎を作って燃焼するが、外周炎では単一液滴燃焼が続いている。単一液滴燃焼と、外部

群燃焼が噴霧群内で混在している状態である。蒸発の遅い重質油の燃焼の場合に、このような燃焼状態が現れる ($10^{-2} < G < 1$)。

[3]外部群燃焼 (External Group Combustion Mode)

高濃度の噴霧が、乱流拡散によりマクロ的な混合を受けると、噴霧群の中に比較的低濃度の部分が出来、そこでは、燃料蒸気と空気の混合が進み、可燃混合気が噴霧群の中に形成される。すなわち、総蒸発率に比べて酸素の供給が大きく不足し、単滴燃焼する部分は消失する。この場合は、液滴塊の外部に群火炎が形成される。このために、個々の液滴が火炎につつまれているわけではなく、多くの液滴を含む蒸気塊がその周辺で拡散混合し、燃焼していく。工業炉における、炉内噴霧燃焼の火炎にみられる形式であり、燃焼速度は、このガス塊と空気との混合速度で律速されている ($1 < G < 10^2$)。

[4]外殻燃焼 (Sheath Group Combustion Mode)

非常に高濃度の噴霧群の燃焼であり、噴霧群内では、気相および周囲の火炎からの熱の流入が少なく、蒸発も起こらない。すなわち、噴霧群はその周辺でのみ蒸発と、拡散燃焼を起こす場合である。ディーゼル機関に噴射された噴霧は、噴射直後において非常に高濃度であり、その着火直後の燃焼状態などがこの場合に相当し、火炎は噴霧の周辺に沿って発達し、内部の噴霧の蒸発と燃焼は、その後の空気との混合によって起こる。すなわち、液滴の密集度が高すぎて液滴塊の外部に形成される ($10^2 < G$)。

1-10. ルイス数⁽⁵⁾

$$L_e = \frac{S_c}{P_r} = \frac{a}{D}$$

熱と物質の拡散速度の比を表す。これが1のとき、濃度場と温度場が相似になる。2つの場が相似であることが分かれば、測定や計算は一方だけで済ませられる。ここで、 D と a は分子拡散係数と熱拡散率で、 λ を熱伝導率とすると、

$$a = \frac{\lambda}{C_p \rho}$$

である。

1-11. レイノルズ数⁽⁶⁾

$$R_e = \frac{uL}{\nu}$$

慣性力と粘性力の比で、種類や寸法の異なる粘性流体の流れの相似性を表す。

なお、 u を u' に、 L を乱れのミクロスケール L_T やマクロスケール L_E に変えると、乱流レイノルズ数といって乱流渦の相似性を表す無次元数となる。

1-12. プラントル数⁽⁷⁾

$$P_r = \frac{\nu}{a}$$

運動量と熱の拡散速度の比で、これが1のとき、速度場と温度場が相似になる。

1-13. シュミット数⁽⁸⁾

$$S_c = \frac{\nu}{D}$$

運動量と物質の拡散速度の比で、これが1のとき速度場と濃度場が相似になる。

1-14. コモンレールシステム

ディーゼルエンジンは本質的に熱効率がよく、燃費に優れているため、CO₂の排出を低減して地球の温暖化防止に寄与する特性を備えている。しかし、排出ガス中にPM(粒子状物質)やNO_xなどの有害成分がガソリン車より多く含まれていたため、その抑制が大きな課題となっていた。燃料噴射の分野で、この課題の解決に大きな役割を果たしているのがコモンレールである。

コモンレールとは、「共通のレール(蓄圧室)」を意味し、ディーゼルエンジン自体は従来と基本的に変わらないが、燃料をエンジン内に噴射する仕組みが大きく異なる。これまでの噴射システムでは、気筒ごとに機械式の装置を設置して、燃料の加圧と噴射制御を行っていた。噴射圧力は、最大でも50MPa(500気圧)程度で、噴射圧力がエンジン回転速度に依存することや、気筒ごとに制御するため、噴射バラつきが出やすい等の課題があった。これに対して、コモンレールシステムは、ポンプで燃料を加圧して、それをコモンレールに蓄圧する。コンピュータでインジェクタ(噴射ノズル)を制御して、各気筒に燃料を噴射する。その結果、

1. 最新のシステムでは最大180MPa(1800気圧)という超高压まで燃料の加圧が可能のため、燃料粒を超微粒子にできるうえ、1燃焼サイクルの任意のタイミングで噴射できる他、複数回の噴射も可能。
2. コモンレールに蓄えた燃料を噴射するので、低速走行から高速走行まで安定した噴射が得られる。

3. ひとつのコモンレールから燃料を供給するため、全気筒の燃料圧力が一定になり、気筒間の噴射バラつきが大幅に小さくできる。
 4. 燃料噴射量、噴射タイミング、噴射圧力をコンピュータで精密に制御できるので、エンジンの条件や走行状態などにあわせて噴射特性の最適化をはかり、つねに最適な燃焼状態を確保できる。
- といった数々の画期的なメリットを備えている。

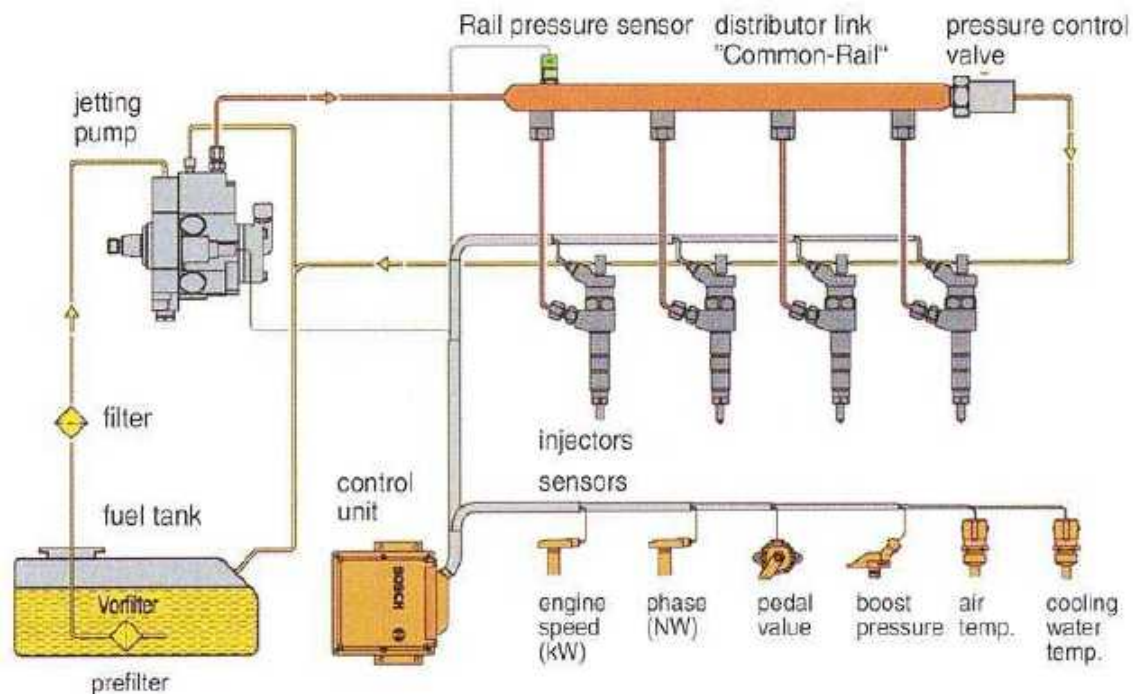


Fig. 12 Common-Rail system

1-15. 成層燃焼

成層燃焼 (Stratified charge combustion) とは、ガソリン機関で主に燃費向上技術として用いられる燃焼方法である。成層燃焼を用いる事によって、不安定な引火を安定させる事が可能となる。これにより、燃費の向上と共に NO_x 生成の抑制とともに、CO、HC 等による汚染物質も軽減されるという利点がある。

通常、ガソリンエンジンでは、スロットルバルブより空気を吸入し、インテークマニホールドで吸入した空気にインジェクターにより微粒化したガソリンを吹きつけ混合する。11~17:1 程度の混合気 (重量比。空気重量:ガソリン重量) をインテークポートよりシリンダ内に吸入し、圧縮後点火~燃焼~排気させる。

ガソリンと空気を混合する際、吸入した空気全てに均一にガソリンを混合する場合を均一混合と言い、一般的に広く用いられている。均一混合においては、いかにムラなく均一に空気とガソリンを混合できるかが、燃焼を安定させる為

に重要である。

一方、成層燃焼では、ピストン下降に伴うシリンダ内の気流などを利用し、ガソリンと空気が均一に交じり合うことを防ぎ、混合気の濃い層（可燃層）と殆ど空気だけの層に分け、可燃層が、圧縮行程後期にスパークプラグ近傍に集まるように、シリンダ内気流を制御する。これによって、シリンダ内全体の混合比で見ると、最大 55 : 1 (EGR 含む) 程度の超希薄燃焼を可能としている。成層燃焼は、一部リーンバーンエンジン及び、筒内直噴エンジンの部分負荷運転時に用いられている。

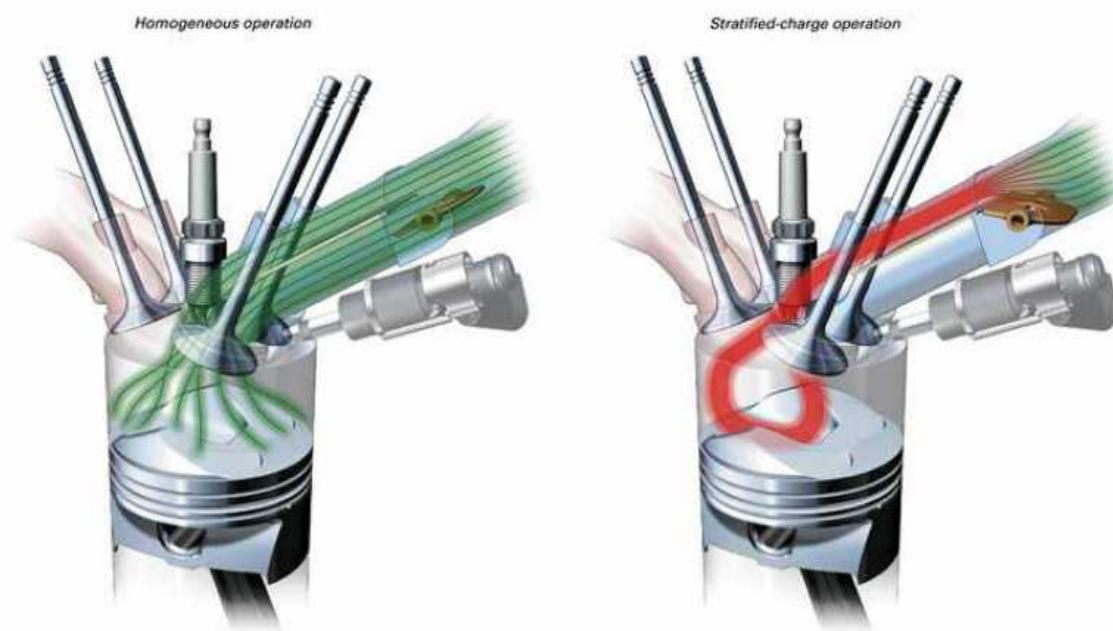


Fig.13 Homogeneous combustion and Stratified charge combustion

1-16. 火炎伝播速度

火炎伝播は、熱伝導、分子拡散、化学反応を原動力として、自力で伝播する性質を持っている。火炎は、複雑な形を持ち、自分で誘起した流れに乗って火炎各部の法線方向に伝播するが、静止観察者から見たみかけの伝播速度のことを火炎伝播速度と呼ぶ。それに対して、火炎前方の未燃混合気に相対的な火炎伝播速度の火炎面法線方向の分速度を燃焼速度と呼ぶ。燃焼速度は、単位面積の火炎面が単位時間に消費する未燃混合気の体積と定義することもでき、複雑な形状の火炎にはこの方が便利である。火炎伝播速度や燃焼速度はバーナ火炎の安定性などと密接な関係があり、これらの値を正確に把握することは燃焼器の設計を適切に行ううえで極めて重要である。

1-17. 選択火炎伝播理論⁽⁹⁾

気体燃料と空気を十分に混合したガスをガラス管に封入し、その一端に点火すると、火炎が点火位置から未燃部分に向かって伝播していく。このような現象を火炎伝播という。混合気を均一な濃度に調整しても完全に均一な濃度分布にするのは困難である。噴霧燃焼の場合では、特に、濃度分布を均一にするのは困難である。このために、燃焼時に瞬間的には非常に不均一な火炎が生じており、火炎は伝播しやすいところを通過してランダムに伝播している。これを選択火炎伝播という。燃空比が上がると、渦の影響で火炎の伝播しやすい領域が急速に増えて、燃焼速度が増加する可能性が高い。

1-18. 不完全燃焼損失、燃焼効率⁽¹⁰⁾

燃焼装置に供給された燃料の低発熱量 H_l と、実際に燃焼過程で発生した熱量 Q_c との差 $\Delta H_l (=H_l - Q_c)$ を不完全燃焼損失、 $\eta_c = Q_c / H_l$ を燃焼効率という。 η_c の大体の範囲は火格子燃焼炉や流動床炉で 0.8~0.97、微粉炭炉や重質油燃焼炉で 0.9~0.98、ガス燃焼炉で 0.95~0.99 といったところで、燃料の質や NO_x 低減対策などによっても値が変わってくる。

第二章 実験装置及び方法

2-1. 実験装置

Fig.16 に、本研究に用いられた実験装置の概略図を示す。本体は、主に燃焼容器、噴霧装置、点火装置、遅延回路及びデータサンプリング制御系から構成されている。

燃焼容器は、内径 160mm、長さ 120mm の円筒形（内容積約 2500cc）で、圧力ピックアップセンサ、点火装置、噴霧装置、火炎伝播観察用イオンプローブ及び吸排気用コックが取り付けられている。また、点火用銅線の長さを調整することにより、火花点火位置を燃焼容器中心から壁面近傍まで変化させることが可能となっている。

噴霧装置は、燃料供給用燃料タンク、噴霧量調整燃料ポンプ、インジェクター、噴霧タイミング調整遅延回路等から構成されており、噴霧量調整燃料ポンプ内の圧力を燃料供給バイパス管の開閉開度を調整することにより、噴霧量を調整することが可能となっている。

なお、点火は汎用の自動車用リレー回路を利用した、火花点火方式が採用された。

2-1-1. 噴霧装置

噴霧量調節燃料ポンプは、BOSCH 製（0-580-254-950）、インジェクターは、三菱自動車工業 車名ピスタチオに採用されている GDI エンジン用電子制御燃料噴霧インジェクターを採用した。

2-1-2. タイマ

OMRON 社製：H5CX - L8（デジタルタイマー）を使用した。

2-1-3. イオンプローブ、点火プラグ

日本特殊陶業社製：CR7HS（スパークプラグ）を使用した。本実験を行うに当たり、上記のスパークプラグの先端にピアノ線を溶接して取り付けした。それにより、点火用銅線の長さを調整することにより、火花点火位置を燃焼容器中心から壁面近傍まで変化させることが可能となっている。

2-1-4. 圧力ピックアップセンサ

ピエゾ型圧力変換器を使用した。圧力センサを用いて、燃焼室内の燃焼圧力の観察を行った。この装置は、小型の為に燃焼室形状を殆ど変更せずに取り付けることが出来る。

2-1-5. アンプ

KISTLER 社製 Type-5007 を使用した。

2-1-6. PCD

共和電業社製：PCD-320A PCD-320 シリーズは、USB インタフェースを経由してパソコンに接続するだけで、計測できる測定器である。センサインタフェースは、電圧であり、ひずみゲージや電圧出力型センサを、背面の入力端子に直接接続し、付属の制御ソフトウェア（PCD-30A）を起動し、パソコンで測定を行う。センサインタフェース 1 ユニットで 4 チャンネルの測定が可能である。さらに、USB ハブを併用し同期ケーブルでユニット間を接続することにより、最大 4 ユニット 16 チャンネルまで拡張することができる。

2-1-7. イグナイター、コイル

イグナイター及びコイルは、MITSUBISHI 社製 JII7 5604 A 及び 90048-52111 F-681 を使用した。

2-1-8. バッテリー

GS ユアサ製：12V 40B19R を使用した。

2-1-9. 燃料

本実験では常温で使用可能な n-ヘキサデカンを使用した。n-ヘキサデカンの物性値を以下に示す。

Table 1 Fuel specifications

比重	0.773
屈折率	1.4345
引火点[°C]	135
分子量	226.4446
融点[°C]	18.17
沸点[°C]	287
蒸気密度	7.8
動粘度[mm ² /s] 37.8°C時	3.071
動粘度[mm ² /s] 98.9°C時	1.263
色	無色

2-2. 実験方法

2-2-1. 噴霧量の測定

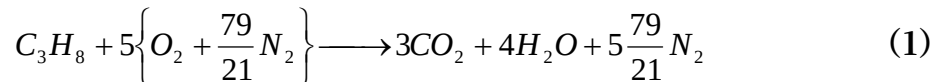
噴霧装置の噴霧量の計測実験方法を以下に示す。

- ① 燃料噴霧インジェクターへの通電時間を、デジタルタイマーにて設定する。
- ② 噴霧量調整燃料ポンプ内の圧力を燃料供給バイパス管の開閉開度を調整することにより、所定の圧力に設定する。
- ③ 燃料噴霧を 10 回行う。
- ④ 燃料噴霧インジェクターから噴霧された燃料を容器に収集する。
- ⑤ 精密質量秤にて、噴霧燃料の質量を計測する。
- ⑥ ③～⑤の作業を合計 30 回行う。

以上の手順によって、1 回の平均噴霧量を算術する。燃料噴霧インジェクターへの通電時間および噴霧量調整燃料ポンプ内の圧力を変更し、それぞれの条件での燃料噴霧量を計測する。

2-2-2. プロパン-空気混合気の作成

本研究での燃料は、純度 99.9% のプロパン (C_3H_8) を使用し、酸化剤には空気組成の代用として、窒素 79vol%、酸素 21vol% の混合気体を使用する。プロパン-空気混合気の実験は、ドルトンの分圧の法則に基づいて行われる。プロパンが化学量論比で完全燃焼する際の総括化学反応を(1)式に示す。



(1)式より、プロパン-空気混合気の理論空燃比は、

$$\frac{V_a}{V_p} = \frac{1}{0.042} \quad (2)$$

次に、当量比の定義を次式に示す。

$$\text{当量比 } \phi = (\text{理論空燃比}) / (\text{実際の空燃比}) \quad (3)$$

(2)、(3)式より、当量比 ϕ は、

$$\phi = \frac{M_a/M_p}{(P_t - P_a)/P_p} = \frac{M_a/0.042}{(P_t - P_a)/P_p} \quad (4)$$

ここで、 P_t は作成する混合気の全圧、 P_p はプロパンの分圧とする。従って、圧力 P_t のプロパン-空気混合気のプロパン分圧 P_p は、

$$P_p = \frac{0.042}{1 + 0.042} P_t \quad (5)$$

となる。よって、(5)式から、各当量比φのプロパンー空気混合気を作成することができる。

密閉された容器内において、混合気の濃度を正確にコントロールするのに最も適した方法は分圧法である。しかし、希薄混合気においては、混合気濃度の微妙な変化により燃焼現象が大きく異なってくるために、混合気の実成には細心の注意を払う必要がある。

次に混合気作成の手順を示す。

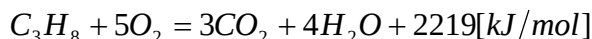
1. 真空ポンプで混合タンク内を真空にする。
2. 真空になったら窒素を大気圧よりやや高めに入れ、大気開放する。
3. 精密圧力計を混合タンクに接続する。
4. 分圧法によって指定された値まで窒素を入れ、次に酸素を入れる。
5. 同様に、プロパンを指定された値まで入れる。
6. 混合タンク内の電動ファンを作動させて 30 分以上攪拌する。

本研究では、以上の手順で混合気を作成し用いた。

2-2-3. 総括当量比及び n-ヘキサデカン噴霧量の算出

本実験では、プロパンー空気混合気に n-ヘキサデカンを噴霧し燃焼しているため、総括当量比という考え方を用いた。容器内に導入するプロパンー空気混合気の発熱量と、噴霧した n-ヘキサデカンの発熱量を足したものがプロパンー空気混合気のみ発熱量と同じになるようにし、そのときのプロパンー空気混合気の当量比を、総括当量比として定義した。発熱量から n-ヘキサデカンの噴霧量を逆算した。以下に、その算出方法を示す。

まず、プロパンの総括反応式を以下に示す。



上式より、1mol のプロパンを完全燃焼させるのに 5mol の酸素が必要であることが分かる。よって、酸素 5mol を含む乾燥空気は比の計算より、

$$x = 5 \times \frac{100[\text{vol}\%]}{21[\text{vol}\%]} = 23.81[\text{mol}]$$

となり、約 23.81mol の乾燥空気が必要である。よって、プロパンー空気混合気は 24.81mol ということになる。今回使用した燃焼容器の体積は 2.5l のため、標準状態での 1mol の体積は 22.4l なので、容器内のプロパンー空気混合気の mol 数は、比の計算より、

$$y = \frac{2.5}{22.4} [\text{mol}]$$

となる。また、容器内のプロパン－空気混合気内に含まれるプロパンの mol 数は、比の計算より、

$$z = \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}]$$

よって、当量比 $\phi = 1$ の時のプロパン－空気混合気の発熱量は、

$$Q = \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 9.982 [\text{kJ}] \cdots \cdots \textcircled{1}$$

となる。本実験で使ったプロパン－空気混合気の当量比 $\phi = 0.65, 0.7, 0.75, 0.8$ における発熱量は①式より、

$$Q_{0.65} = 0.65 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 6.4883 [\text{kJ}]$$

$$Q_{0.7} = 0.7 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 6.9874 [\text{kJ}]$$

$$Q_{0.75} = 0.75 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 7.4865 [\text{kJ}]$$

$$Q_{0.8} = 0.8 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 7.9856 [\text{kJ}]$$

次に、同様に本実験で用いた総括当量比 $\Phi = 0.8, 0.9, 1.0, 1.1$ に相当する、プロパン－空気混合気の発熱量を算出する。

$$Q_{0.8} = 0.8 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 7.9856 [\text{kJ}]$$

$$Q_{0.9} = 0.9 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 8.9838 [\text{kJ}]$$

$$Q_{1.0} = 1.0 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 9.982 [\text{kJ}]$$

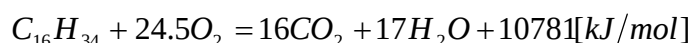
$$Q_{1.1} = 1.1 \times \frac{2.5}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 10.9802 [\text{kJ}]$$

となる。次表に、各総括当量比 Φ におけるプロパン－空気混合気の当量比 ϕ に対する n－ヘキサデカンの発熱量を示す。

Table 2 n-ヘキサデカンの発熱量 [kJ]

	$\phi=0.65$	$\phi=0.7$	$\phi=0.75$	$\phi=0.8$
$\Phi=0.8$	1.4968	0.9969	0.4969	—
$\Phi=0.9$	2.4968	1.9969	1.4969	1.0000
$\Phi=1.0$	3.4938	2.9938	2.4938	1.9969
$\Phi=1.1$	4.4938	3.9938	3.4938	2.9969

次に、噴霧する n-ヘキサデカンの総括反応式を用い、n-ヘキサデカンの噴霧量を算出する。n-ヘキサデカンの総括反応式を以下に示す。



上記の式より、噴霧する n-ヘキサデカンの発熱量から、n-ヘキサデカンの噴霧量を以下の式より算出する。

任意の n-ヘキサデカンの発熱量を X とし、そのときの mol 数を Y とすると、

$$Y = \frac{X}{10781}[mol]$$

となる。上記の式を用い、n-ヘキサデカンの質量及び体積を以下の式から求める。n-ヘキサデカンの分子量は 226.2[g/mol]、密度は 0.774[g/cm³]である。

$$Z = \frac{X}{10781} \times 226.2[g] = \frac{X}{10781} \times 226.2 \times \frac{1}{0.774}[g/cm^3]$$

また、[g/cm³] = [g/ml] である。

上式を用い、算出した n-ヘキサデカンの噴霧量を以下の表に示す。

Table 3 n-ヘキサデカンの噴霧量 [ml]

	$\phi=0.65$	$\phi=0.7$	$\phi=0.75$	$\phi=0.8$
$\Phi=0.8$	0.037	0.025	0.012	
$\Phi=0.9$	0.062	0.050	0.037	0.025
$\Phi=1.0$	0.087	0.075	0.062	0.050
$\Phi=1.1$	0.112	0.099	0.087	0.075

対向噴霧方式を用いた実験では、上記の噴霧量の半分を片方の噴霧装置から噴霧した。

2-2-4. 燃焼実験

燃焼実験の方法を以下に示す。

- ① 燃焼容器内を真空にする。
- ② あらかじめ作成しておいた所定の当量比のプロパン-空気混合気を導入する。
- ③ 大気開放し、燃焼容器内を室温・大気圧の状態にする。
- ④ 燃焼容器内に燃料を噴霧し、遅延回路を介して火花点火を行う。
- ⑤ 最高燃焼圧力、全燃焼時間及び平均火炎伝播速度等を観測する。

以上の手順によって、単噴霧方式における最高燃焼圧力、全燃焼時間及び平均火炎伝播速度等を測定した。プロパン-空気混合気の当量比は 0.65、0.70、0.75、0.80 に設定し、総括当量比は 0.8、0.9、1.0、1.1 になるように噴霧量を変化させた。最高燃焼圧力は大気圧を基準として計測した。

2-2-5. 噴霧方式

本実験で用いた噴霧方式について以下に示す。

- 1) 単噴霧方式（燃焼室右方向の単一のインジェクターによる、燃焼室壁面方向への噴霧）
- 2) 壁面噴霧方式（燃焼室中心から左に 10mm の場所に、一辺 40mm の正方形のアルミ板を設置し、このアルミ板に向かって噴霧する）
- 3) 対向噴霧方式(180°)（燃焼室の左右に設置されたインジェクター両方を用いて、燃焼室中心方向に対向噴霧する）
- 4) 対向噴霧方式(90°)（燃焼室上方向と右方向のインジェクターを用いて、燃焼室中心方向に対向噴霧する）

2-2-6. 点火方式

本実験では、以下の 2 つの点火方式を採用した。

- 中心点火（燃焼室の水平軸から反時計回りで 45° 方向の壁面に設置された点火プラグを用い、プラグ先端に燃焼室中心までの長さのピアノ線取り付け、それにより点火する）
- 二点点火（燃焼室の水平軸から反時計回りで 45°、225° 方向の壁面に設置された点火プラグを用い、プラグ先端に以下の点火位置の長さのピアノ線取り付け、それにより点火する）

- 1) 0,20mm
- 2) 0,40mm
- 3) 20,20mm
- 4) 40,40mm

なお、本実験では、中心点火は上記の全ての噴霧方式について行ったが、二点点火は対向噴霧方式(180°)の実験のみ行った。

2-2-7. 電圧から圧力への単位変換

圧力ピックアップセンサで得られる燃焼圧力の値は、PCDを用いたPC上では出力が電圧で表示される。しかし、圧力での考察が望まれるため、電圧から圧力への換算が必要となる。そのため、基準重鎮型圧力計を用いて、圧力換算が行われた。

基準重鎮型圧力計は、株式会社品川製作所基準重鎮型圧力計（型式 WT-2、器物番号 N0.4660、最高限界圧力 100kg/cm²、最低限界圧力 1kg/cm²、ラム断面積 1/4cm²、昭和 45 年 10 月）を使用した。

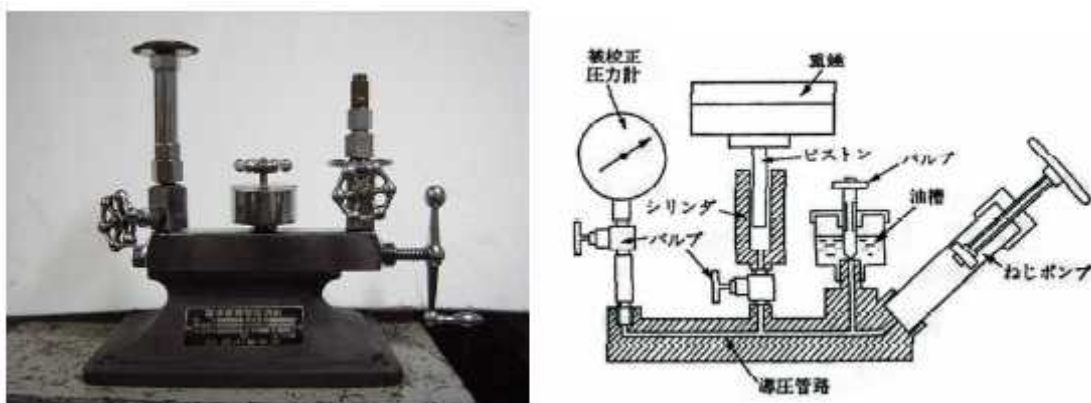


Fig.14 基準重鎮型圧力計

上図より、右側の先端に圧力センサを左側の皿の上には錘を載せる。管内にはオイルが充填されており、左側のバルブを回すことにより錘が自由落下し、同時に、充填された中のオイルが錘に押されて右側に移動することによって圧力が発生する。その圧力がオイルを伝わって右側の圧力センサに伝える。その時の錘の圧力が圧力ピックアップセンサを介して、オシロスコープにて電圧で観察される。

ひとつの錘に対して 20 回程度測定し、その算術平均値を用いて線形近似を求

めた。線形近似は一次関数の式で表すことが出来るので、その式を電圧－圧力変換式として用いる。基準重鎮型圧力計の錘を、 4kg/cm^2 から 1kg/cm^2 刻みで 7kg/cm^2 まで変えて計測を行った。 $1\text{kgf/cm}^2=9.80665\times 10^4\text{N/m}^2$ より、 $4\text{kg/cm}^2\times 9.80665\times 10^4=392266\text{N/m}^2$ 、 $1\text{Pa}=1\text{N/m}^2$ より、 $392266\text{N/m}^2=0.3922\text{MPa}$ となる。

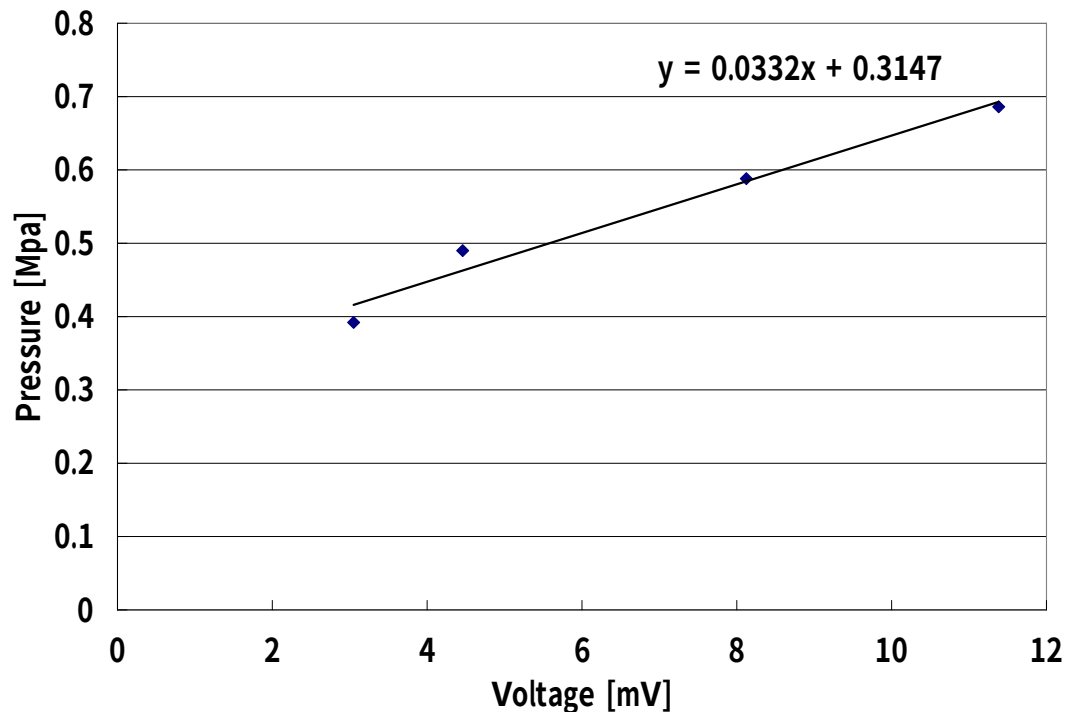


Fig.15 Pressure Calibration Equation

求められた線形近似の一次関数の式は、 $y=0.0332x+0.3147$ となった。ここで x は電圧 (V)、 y は圧力 (MPa) となる。この式に電圧値を代入することで、圧力値を求めた。

2-2-8. 熱発生率⁽¹¹⁾

エンジンの燃焼状態を把握する最も確実な方法は、燃焼圧力の計測であるが、これだけでは定量的な燃焼の評価は出来ない。そこで、燃焼による熱発生の変化的変化、すなわち、エンジンの回転角に対してどのような割合で燃焼したかという熱発生率を求めることが重要である。熱発生率を正確に計算するには燃焼に関する多くの知識を必要とするが、ここでは最も簡単な計算方法を用いた。シリンダ内ガスの状態が一様であると仮定すると、内部エネルギー dU 、熱発生 dQ 、仕事 PdV の間には熱力学第一法則より次式が成り立つ。

$$dU = dQ - PdV$$

シリンダ内ガスの質量を m 、単位質量当たりの内部エネルギーを u とし、熱発生率をクランク角 θ による微分形で表せば、

$$\frac{dQ}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} + m \frac{du}{d\theta}$$

となる。内部エネルギーは定容比熱を c_v 、温度を T 、定数を c とすれば、

$$u = c_v \cdot T + c$$

によって表されるので、

$$\frac{dQ}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} + m \cdot c_v \frac{dT}{d\theta}$$

が得られる。比熱に関する式および状態方程式はガス定数を R とすると、

$$c_p - c_v = R$$

$$PV = mRT$$

となり、これを用いれば、

$$\frac{dQ}{d\theta} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) P \frac{dV}{d\theta} + \frac{c_v}{R} V \frac{dP}{d\theta}$$

が得られる。比熱 c_v （正確には温度によって変化するが）、ガス定数 R は燃焼ガス（正確には未燃ガスと燃焼ガスの混合気体であるが）の物性値から得られる。本研究では、クランク角 θ を時間変化 t に置き換えた。また、定容容器であることから $dV=0$ となり、次式のように変化した。

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{c_v}{R} V \frac{dP}{d\theta}$$

この式を用いて、本実験では熱発生率を算出した。

Table 4 物性値

Φ	0.65	0.70	0.75	0.80
C_v [kJ/kgK]	0.7408	0.7421	0.7433	0.7446
R [kJ/kgK]	0.2844	0.2841	0.2838	0.2835

補足

最高燃焼圧力

本実験では、圧力ピックアップセンサが圧力を検知してから、最も燃焼圧力が高い値を最高燃焼圧力とした。

全燃焼時間

本実験では、圧力ピックアップセンサが圧力を検知してから最高燃焼圧力に達するまでの時間を全燃焼時間とした。

平均火炎伝播速度

燃焼容器の中心から燃焼容器壁面までの距離を全燃焼時間で除したものを平均火炎伝播速度とした。

最高燃焼圧力増加率

$$I_f = \frac{P - P_s}{P_s} \times 100$$

ここで、

- P：各条件での最高燃焼圧力
- P_s ：比較対象の最高燃焼圧力

また、 P_s は、中心点火では単噴霧方式、二点点火では対向噴霧方式(180°)中心点火を用いた。

全燃焼時間減少率

$$I_f = \frac{T_s - T}{T} \times 100$$

ここで、

- T：各条件での全燃焼時間
- T_s ：比較対象の全燃焼時間

また、 T_s は、中心点火では単噴霧方式、二点点火では対向噴霧方式(180°)中心点火を用いた。

平均火炎伝播速度増加率

$$I_f = \frac{S - S_s}{S_s} \times 100$$

ここで、

- S：各条件での平均火炎伝播速度
- S_s ：比較対象の平均火炎伝播速度

また、 S_s は、中心点火では単噴霧方式、二点点火では対向噴霧方式(180°)中心点火を用いた。

第三章 実験結果及び考察

3-1. 噴霧量の測定

Fig.17 に、燃料噴霧インジェクターへの通電時間に対する噴霧量を、噴霧量調整燃料ポンプ内の圧力をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの噴霧量調整燃料ポンプ内の圧力においても、噴霧量は燃料噴霧インジェクターへの通電時間の増加に伴って増加し、ほぼ線形で遷移する。

3-2. 中心点火を用いた燃焼実験

3-2-1. 単噴霧方式

Fig.18～24 に、単噴霧方式を用いた燃焼実験の結果を示す。

Fig.18 に、単噴霧方式を用いた場合の噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。また、総括当量比 $\Phi=0.8$ の場合に着目してみると、どの噴霧前プロパン-空気混合気を用いた場合においても、最高燃焼圧力は最大となっている。これは、成層燃焼場を用いる場合には、燃焼容器内の混合気層の占める割合が重要であることを示唆している。また、得られた最高燃焼圧力はプロパン-空気混合気のみで燃焼させた場合よりも著しく減少している。これは、単噴霧方式では、微粒化及び燃焼場に与えられた乱れの影響による燃焼促進効果が低下し、さらに燃料の燃焼室壁面への付着による熱損失増大による火炎温度低下に起因するものである。

Fig.19 に、単噴霧方式を用いた場合の噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間は単調に減少している。総括当量比の増大すなわち噴霧量の増大に伴って、全燃焼時間は増大する。これは、先の最高燃焼圧力と同様の結果である。

Fig.20 に、単噴霧方式を用いた場合の噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播

速度は増大している。これは、先ほどの最高燃焼圧力および全燃焼時間の結果と一致する。

Fig.21～24 に、単噴霧方式を用いた場合の、各総括当量比における点火からの時間に対する熱発生率の変化を、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比においても、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の希薄側への移行に伴って最大熱発生率は減少し、最大熱発生率が得られる点火からの時間も遅延している。これは、噴霧量の増大に伴って、燃焼促進効果の低減および、燃料の燃焼室壁面への付着による熱損失増大による火炎温度低下に起因するものであり、先の結果とも一致している。

3-2-2. 壁面噴霧方式

Fig.25～31 に、壁面噴霧方式を用いた燃焼実験の結果を示す。

Fig.25 に、壁面噴霧方式を用いた場合の噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。また、総括当量比 $\Phi=0.9$ の場合に着目してみると、どの噴霧前プロパン－空気混合気を用いた場合においても、最高燃焼圧力は最大となっている。これは、成層燃焼場を用いる場合には、燃焼容器内の混合気層の占める割合が重要であることを示唆している。

Fig.26 に、壁面噴霧方式を用いた場合の噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間は単調に減少している。また、単噴霧方式と比較して、壁面噴霧方式を用いた場合、総括当量比が理論量論比付近での燃焼において、全燃焼時間に大きな差異は観察されなかった。これは、どの総括当量比においても燃料が壁面に衝突することにより燃料の微粒化が促進し、燃焼が改善したためと考えられる。

Fig.27 に、壁面噴霧方式を用いた場合の噴霧前のプロパン－空気混合気の

当量比に対する平均火炎伝播速度を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播速度は増大している。これは、先ほどの最高燃焼圧力および全燃焼時間の結果と一致する。

Fig.28～31 に、壁面噴霧方式を用いた場合の、各総括当量比における点火からの時間に対する熱発生率の変化を、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比においても、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の希薄側への移行に伴って最大熱発生率は減少し、最大熱発生率が得られる点火からの時間も遅延している。

3-2-3. 対向噴霧方式 (90°)

Fig.32～38 に、対向噴霧方式 (90°) を用いた燃焼実験の結果を示す。

Fig.32 に、対向噴霧方式 (90°) を用いた場合の噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。対向噴霧方式(90°)を用いた場合では、総括当量比が理論量論比付近での燃焼において、最高燃焼圧力に大きな差異は観察されなかった。これは、どの総括当量比においても燃料の微粒化が促進し、燃焼が改善したためと考えられる。

Fig.33 に、対向噴霧方式 (90°) を用いた場合の噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間は単調に減少している。また、どの総括当量比においても、全燃焼時間に大きな差異は観察されなかった。これは、先の最高燃焼圧力の結果と一致している。

Fig.34 に、対向噴霧方式 (90°) を用いた場合の噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、噴霧後の総括当量比をパラメ

ータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播速度は増大している。これは、先ほどの最高燃焼圧力および全燃焼時間の結果と一致する。

Fig.35～38 に、対向噴霧方式（90°）を用いた場合の、各総括当量比における点火からの時間に対する熱発生率の変化を、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比においても、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の希薄側への移行に伴って最大熱発生率は減少し、最大熱発生率が得られる点火からの時間も遅延している。

3-2-4. 対向噴霧方式（180°）

Fig.39～45 に、対向噴霧方式（180°）を用いた燃焼実験の結果を示す。

Fig.39 に、対向噴霧方式（180°）を用いた場合の噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。また、対向噴霧方式（180°）を用いた場合では、総括当量比が理論量論比付近での燃焼において、最高燃焼圧力に大きな差異は観察されなかった。これは、どの総括当量比においても燃料の微粒化が促進し、燃焼が改善したためと考えられる。

Fig.40 に、対向噴霧方式（180°）を用いた場合の噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間は単調に減少している。また、どの総括当量比においても、全燃焼時間に大きな差異は観察されなかった。これは、先の最高燃焼圧力の結果と一致している。

Fig.41 に、対向噴霧方式（180°）を用いた場合の噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴

霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播速度は増大している。これは、先ほどの最高燃焼圧力および全燃焼時間の結果と一致する。

Fig.42～45 に、対向噴霧方式（180°）を用いた場合の、各総括当量比における点火からの時間に対する熱発生率の変化を、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比においても、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の希薄側への移行に伴って最大熱発生率は減少し、最大熱発生率が得られる点火からの時間も遅延している。これは、噴霧量の増大に伴って燃焼促進効果が低減していることを意味している。

3-2-5. 噴霧方式の違いによる燃焼特性の比較

Fig.46～95 に噴霧方式の違いによる燃焼特性の比較を示す。

● 最高燃焼圧力

Fig.46、49、52、55 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、噴霧方式をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および噴霧方式においても、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。また、どの総括当量比および総括当量比においても、対向噴霧方式（180°）を用いた場合、最高燃焼圧力の値は最も大きく、対向噴霧方式（180°）の燃焼促進効果の有効性が示唆される。

Fig.58 に、噴霧後の総括当量比に対する最高燃焼圧力を、噴霧方式をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても、対向噴霧方式（180°）を用いた場合、最高燃焼圧力の値は最も大きく、対向噴霧方式（180°）の燃焼促進効果の有効性が示唆される。

● 全燃焼時間

Fig.47、50、53、56 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、噴霧方式をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および噴霧方式においても、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、

全燃焼時間は単調に減少している。また、どの総括当量比および総括当量比においても、対向噴霧方式（180°）を用いた場合、全燃焼時間の値は最も小さく、先の最高燃焼圧力の結果と一致している。

Fig.59 に、噴霧後の総括当量比に対する全燃焼時間を、噴霧方式をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても、対向噴霧方式（180°）を用いた場合、全燃焼時間の値は最も小さく、先の最高燃焼圧力の結果と一致している。

● 平均火炎伝播速度

Fig.48、51、54、57 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、噴霧方式をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および噴霧方式においても、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播速度は増大している。また、どの総括当量比および総括当量比においても、対向噴霧方式（180°）を用いた場合、平均火炎伝播速度の値は最も大きく、先の最高燃焼圧力および全燃焼時間の結果と一致する。

Fig.60 に、噴霧後の総括当量比に対する平均火炎伝播速度を、噴霧方式をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても、対向噴霧方式（180°）を用いた場合、平均火炎伝播速度の値は最も大きく、先の最高燃焼圧力および全燃焼時間の結果と一致する。

● 最高燃焼圧力増加率

Fig.61～64 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力増加率を、噴霧方式をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および噴霧方式においても、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力増加率は減少している。これは、噴霧前のプロパン-空気混合気が希薄側に移行するに従って噴霧量は増大しており、単噴霧方式を用いた場合、微粒化及び燃焼場に与えられた乱れの影響による燃焼促進効果が低下し、さらに燃料の燃焼室壁面への付着による熱損失増大による火炎温度低下により、最高燃焼圧力が低下しているためと考えられる。また、どの総括当量比および噴霧方式においても、対向噴霧方式（180°）を用いた場合、最高燃焼圧力増加率の値は最も大きく、先の結果と一致する。

Fig.65 に、噴霧後の総括当量比に対する最高燃焼圧力増加率を、噴霧方式をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの噴霧方式においても、噴霧後の総括当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力増加率は増大している。

● 全燃焼時間減少率

Fig.66～69 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパンー空気混合気の当量比に対する全燃焼時間減少率を、噴霧方式をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および噴霧方式においても、対向噴霧方式（180°）を用いた場合、全燃焼時間減少率の値は最も大きく、先の結果と一致する。

Fig.70 に、噴霧後の総括当量比に対する全燃焼時間減少率を、噴霧方式をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの噴霧方式においても、噴霧後の総括当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間減少率の値は増大している。これは、単噴霧方式を用いた場合、噴霧後の総括当量比の増大に伴い、噴霧量もともに増加しているためと考えられる。

● 平均火炎伝播速度増加率

Fig.71～74 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパンー空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度増加率を、噴霧方式をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および噴霧方式においても、噴霧前のプロパンー空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播速度増加率は減少している。この理由は、前述の通りである。また、どの総括当量比および噴霧方式においても、対向噴霧方式（180°）を用いた場合、平均火炎伝播速度増加率の値は最も大きく、先の結果と一致する。

Fig.75 に、噴霧後の総括当量比に対する平均火炎伝播速度増加率を、噴霧方式をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても壁面噴霧方式と比較して対向噴霧方式（180°）を用いた場合、平均火炎伝播速度上昇率が高いことがわかる。また、希薄側および過濃側へ移行するに従い、平均火炎伝播速度上昇率は増大している。特に、過濃側での平均火炎伝播速度上昇率の値が高い点については、単噴霧方式において燃料の壁面への付着によって平均火炎伝播速度が減少したためと考えられる。さらに、壁面噴霧方式および対向噴霧方式における過濃領域においては、噴霧直

後に熱解離を考慮した場合の最適當量比(本実験では総括当量比 $\Phi=1.2$ 付近)の混合気領域が発生し、その選択火炎伝播により熱損失が低下したためと考えられる。

● 熱発生率

Fig.76～90 に、各噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比および噴霧後の総括当量比における、点火からの時間に対する熱発生率の変化を、噴霧方式をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および噴霧方式においても、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の希薄側への移行に伴って最大熱発生率は減少し、最大熱発生率が得られる点火からの時間も遅延している。これは、前述の通りである。また、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の希薄領域においては、どの総括当量比および噴霧方式においても、熱発生率はピークを迎えることなく燃焼が終了しており、燃料の未燃分が残り、燃焼が緩慢であることが分かる。また、対向噴霧方式(180°)を用いた場合、どの総括当量比においても最大熱発生率は大きく、最大熱発生率が得られる点火からの時間も短い。

● 最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間

Fig.91～94 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間を、噴霧方式をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および噴霧方式においても、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間は減少している。これは、前述の通りである。また、どの総括当量比および噴霧方式においても、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の希薄領域において、最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間にばらつきがあるが、これは前述の通り、燃焼が緩慢だったため、熱発生率のピークが早まったためである。

Fig.95 に、噴霧後の総括当量比に対する最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間を、噴霧方式をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの噴霧方式においても、噴霧後の総括当量比の違いに関わらず、最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間は、大きくばらついており、どの噴霧方式が最も短いとは言えないため、先の熱発生率のグラフと両方を参照して検討する必要がある。

3 - 3. 二点点火方式を用いた燃焼実験

3 - 3 - 1. 点火位置[0,20mm]

Fig.96～102 に、点火位置[0,20mm]における燃焼実験の結果を示す。

Fig.96 に、点火位置[0,20mm]における、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。また、対向噴霧方式(180°)および二点点火を用いた場合は、総括当量比が理論量論比付近での燃焼において、最高燃焼圧力に大きな差異は観察されなかった。これは、どの総括当量比においても燃料の微粒化が促進し、燃焼が改善したためと考えられる。

Fig.97 に、点火位置[0,20mm]における、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間は単調に減少している。また、どの総括当量比においても、全燃焼時間に大きな差異は観察されなかった。これは、先の最高燃焼圧力の結果と一致している。

Fig.98 に、点火位置[0,20mm]における、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播速度は増大している。これは、先ほどの最高燃焼圧力および全燃焼時間の結果と一致する。

Fig.99～102 に、点火位置[0,20mm]における、各総括当量比における点火からの時間に対する熱発生率の変化を、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比においても、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の希薄側への移行に伴って最大熱発生率は減少し、最大熱発生率が得られる点火からの時間も遅延している。これは、噴霧量の増大に伴って燃焼促進効果が低減していることを意味している。また、二段燃焼の様相を呈している。これは、二点点火を行うことにより、同時に発生した火炎の干渉効果によって、燃焼室中心付近の未燃混合気圧力が増大したためと考えられる。

3 - 3 - 2. 点火位置[0,40mm]

Fig.103～109 に、点火位置[0,40mm]における燃焼実験の結果を示す。

Fig.103 に、点火位置[0,40mm]における、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。また、対向噴霧方式(180°)および二点点火を用いた場合には、総括当量比が理論量論比付近での燃焼において、最高燃焼圧力に大きな差異は観察されなかった。これは、先の結果と一致している。

Fig.104 に、点火位置[0,40mm]における、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間は単調に減少している。また、どの総括当量比においても、全燃焼時間に大きな差異は観察されなかった。これは、先の結果と一致している。

Fig.105 に、点火位置[0,40mm]における、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播速度は増大している。これは、先ほどの最高燃焼圧力および全燃焼時間の結果と一致する。

Fig.106～109 に、点火位置[0,40mm]における、各総括当量比における点火からの時間に対する熱発生率の変化を、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比においても、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の希薄側への移行に伴って最大熱発生率は減少し、最大熱発生率が得られる点火からの時間も遅延している。これは、噴霧量の増大に伴って燃焼促進効果が低減していることを意味している。また、二段燃焼の様相を呈している。これは、二点点火を行うことにより、同時に発生した火炎の干渉効果によって、燃焼室中心付近の未燃混合気圧力が増大したためと考えられる。

3 - 3 - 3. 点火位置[20,20mm]

Fig.110～116 に、点火位置[20,20mm]における燃焼実験の結果を示す。

Fig.110 に、点火位置[20,20mm]における、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。また、対向噴霧方式(180°)および二点点火を用いた場合には、総括当量比が理論量論比付近での燃焼において、最高燃焼圧力に大きな差異は観察されなかった。これは、先の結果と一致している。

Fig.111 に、点火位置[20,20mm]における、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間は単調に減少している。また、どの総括当量比においても、全燃焼時間に大きな差異は観察されなかった。これは、先の結果と一致している。

Fig.112 に、点火位置[20,20mm]における、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播速度は増大している。これは、先ほどの最高燃焼圧力および全燃焼時間の結果と一致する。

Fig.113～116 に、点火位置[20,20mm]における、各総括当量比における点火からの時間に対する熱発生率の変化を、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比においても、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の希薄側への移行に伴って最大熱発生率は減少し、最大熱発生率が得られる点火からの時間も遅延している。これは、噴霧量の増大に伴って燃焼促進効果が低減していることを意味している。また、二段燃焼の様相を呈している。これは、二点点火を行うことにより、同時に発生した火炎の干渉効果によって、燃焼室中心付近の未燃混合気圧力が増大したためと考えられる。

3 - 3 - 4. 点火位置[40,40mm]

Fig.117～123 に、点火位置[40,40mm]における燃焼実験の結果を示す。

Fig.117 に、点火位置[40,40mm]における、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。また、対向噴霧方式(180°)および二点点火を用いた場合は、総括当量比が理論量論比付近での燃焼において、最高燃焼圧力に大きな差異は観察されなかった。これは、先の結果と一致している。

Fig.118 に、点火位置[40,40mm]における、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間は単調に減少している。また、どの総括当量比においても、全燃焼時間に大きな差異は観察されなかった。これは、先の結果と一致している。

Fig.119 に、点火位置[40,40mm]における、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、噴霧後の総括当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においても噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播速度は増大している。これは、先ほどの最高燃焼圧力および全燃焼時間の結果と一致する。

Fig.120～123 に、点火位置[40,40mm]における、各総括当量比における点火からの時間に対する熱発生率の変化を、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比においても、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の希薄側への移行に伴って最大熱発生率は減少し、最大熱発生率が得られる点火からの時間も遅延している。これは、噴霧量の増大に伴って燃焼促進効果が低減していることを意味している。また、二段燃焼の様相を呈している。これは、二点点火を行うことにより、同時に発生した火炎の干渉効果によって、燃焼室中心付近の未燃混合気圧力が増大したためと考えられる。

3 - 3 - 5. 点火位置の違いによる燃焼特性の比較

Fig.124～223 に点火位置の違いによる燃焼特性の比較を示す。

● 最高燃焼圧力

Fig.124、127、130、133、136、139、142、145 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの点火位置においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最高燃焼圧力は増大している。また、どの総括当量比においても、最高燃焼圧力の値は中心点火の場合が最も高い。これは、二点点火を行うことにより、同時に発生した火炎の干渉効果によって、燃焼室中心付近の未燃混合気圧力が増大したためと考えられる。

Fig.148、149 に、噴霧後の総括当量比に対する最高燃焼圧力を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、最高燃焼圧力は、どの総括当量比においても、中心点火を用いた場合が最も高く、先の結果と一致している。

● 全燃焼時間

Fig.125、128、131、134、137、140、143、146 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの点火位置においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、全燃焼時間は減少している。また、どの総括当量比においても、全燃焼時間の値は中心点火の場合が最も低い。これは、先の結果と一致している。

Fig.150、151 に、噴霧後の総括当量比に対する全燃焼時間を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、全燃焼時間は、どの総括当量比においても、中心点火を用いた場合が最も低く、先の結果と一致している。

● 平均火炎伝播速度

Fig.126、129、132、135、138、141、144、147 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの点火位

置においても噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、平均火炎伝播速度は増大している。また、どの総括当量比においても、平均火炎伝播速度の値は中心点火の場合が最も高い。これは、先の結果と一致している。

Fig.152、153 に、噴霧後の総括当量比に対する平均火炎伝播速度を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、平均火炎伝播速度は、どの総括当量比においても、中心点火を用いた場合が最も高く、先の結果と一致している。

● 最高燃焼圧力増加率

Fig.154～157、159～162 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力増加率を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および点火位置においても、最高燃焼圧力増加率の値は負の値である。これは、二点点火を行うことにより、中心点火と比較して最高燃焼圧力が減少していることを意味する。これは、先の結果と一致している。

Fig.158、163 に、噴霧後の総括当量比に対する最高燃焼圧力増加率を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および点火位置においても、最高燃焼圧力増加率の値は負の値である。これは、先の結果と一致している。

● 全燃焼時間減少率

Fig.164～167、169～172 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比に対する全燃焼時間減少率を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および点火位置においても、全燃焼時間減少率の値は負の値である。これは、二点点火を行うことにより、中心点火と比較して全燃焼時間が増加していることを意味する。これは、先の結果と一致している。

Fig.168、173 に、噴霧後の総括当量比に対する全燃焼時間減少率を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および点火位置においても、全燃焼時間減少率の値は負の値である。これは、二点点火を行うことにより、中心点火と比較して全燃焼時間が増加していることを意味する。これは、先の結果と一致している。

● 平均火炎伝播速度増加率

Fig.174～177、179～182 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度増加率を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および点火位置においても、平均火炎伝播速度増加率の値は負の値である。これは、二点点火を行うことにより、中心点火と比較して平均火炎伝播速度が減少していることを意味する。これは、先の結果と一致している。

Fig.178、183 に、噴霧後の総括当量比に対する平均火炎伝播速度増加率を、噴霧方式をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および点火位置においても、平均火炎伝播速度増加率の値は負の値である。これは、二点点火を行うことにより、中心点火と比較して平均火炎伝播速度が減少していることを意味する。これは、先の結果と一致している。

● 熱発生率

Fig.184～213 に、各噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比および噴霧後の総括当量比における、点火からの時間に対する熱発生率の変化を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比においても、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の希薄側への移行に伴って最大熱発生率は減少し、最大熱発生率が得られる点火からの時間も遅延している。また、どの総括当量比においても、点火位置 20,20mm および 40,40mm の噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比が希薄域においては、若干中心点火を用いた場合よりも熱発生率が大きくなっており、この領域においては、二点点火の燃焼促進効果が示唆される。

● 最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間

Fig.214～217、219～222 に、各総括当量比における、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比に対する最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および点火位置においても、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間は減少している。これは、前述の通りである。また、どの総括当量比および点火位置においても、噴霧前のプロパン－空気混合気の当量比の希薄領域において、最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間にばらつきがあるが、これは前述の通り、燃焼が緩慢だったため、熱発生率のピー

クが早まったためである。また、点火位置 20,20mm および 40,40mm において、最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間は、中心点火よりも短くなっており、二点点火を用いることにより燃焼制御が可能になる。

Fig.218、223 に、噴霧後の総括当量比に対する最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間を、点火位置をパラメータとして示す。これらの図から明らかなように、どの総括当量比および点火位置においても、噴霧前のプロパン-空気混合気の当量比の理論量論比側への移行に伴って、最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間は減少している。これは、前述の通りである。また、点火位置 20,20mm および 40,40mm において、最大熱発生率が得られるまでの点火からの時間は、中心点火よりも短くなっており、二点点火を用いることにより燃焼制御が可能になる。

第四章 結論

本研究で得られた結論を以下に示す。

- 1) 対向噴霧方式(180°)を用いた場合、最高燃焼圧力および平均火炎伝播速度は、同一総括当量比において単噴霧方式よりも高い。
- 2) 対向噴霧方式(180°)を用いた場合、熱発生率は単噴霧方式よりも高い。
- 3) 過濃領域における同一総括当量比においては、噴霧量を変化させることにより、選択火炎伝播が発生する。
- 4) 対向噴霧方式を用いた場合には、最適な噴霧条件が存在する。
- 5) 二点点火を用いることにより、燃焼生成物の制御が可能になる。

参考文献

- 1) 原田・ほか2名、機論、67-660, B (2001), 2141-2144
- 2) 西島・ほか2名、機論、68-670, B (2002), 1821-1826
- 3) 水谷幸夫、燃焼工学、1977, p158~p160、森北出版
- 4) 新岡嵩、河野通方、佐藤順一、燃焼現象の基礎、2001、p207~p210、オーム社出版
- 5) ム社出版
- 6) 水谷幸夫、燃焼工学、1977, p34、森北出版
- 7) 水谷幸夫、燃焼工学、1977, p34~p35、森北出版
- 8) 水谷幸夫、燃焼工学、1977, p34、森北出版
- 9) 水谷幸夫、燃焼工学、1977, p35、森北出版
- 10) 水谷幸夫、燃焼工学、1977, p156~p157、森北出版
- 11) 水谷幸夫、燃焼工学、1977, p52~p53、森北出版
- 12) Iwabuchi, Y. et al. : Trial of New Concept Diesel Combustion System, SAE Paper199-01-0185
- 13) Arai, M. et al. : Inter-impingement process of diesel sprays, ILASS-ASIA-99, P.27-32 (1999)
- 14) Chiba, T. et al. : Inter-Spray Impingement of Two Diesel Sprays, ICLASS200, P.1272-1278 (2000)

謝辞

本研究を行うにあたり、終始ご指導下さいました川上忠重教授に熱く御礼申し上げますとともに、心より感謝の意を示します。また、研究を行うにあたりお忙しい中、実験装置の作成及び貴重な助言を下さった島貫貞三氏に心より感謝の意を示します。最後に研究を行うにあたり色々と協力してくださった大学院生の皆様、学部生の皆様にも感謝致します。有難うございました。

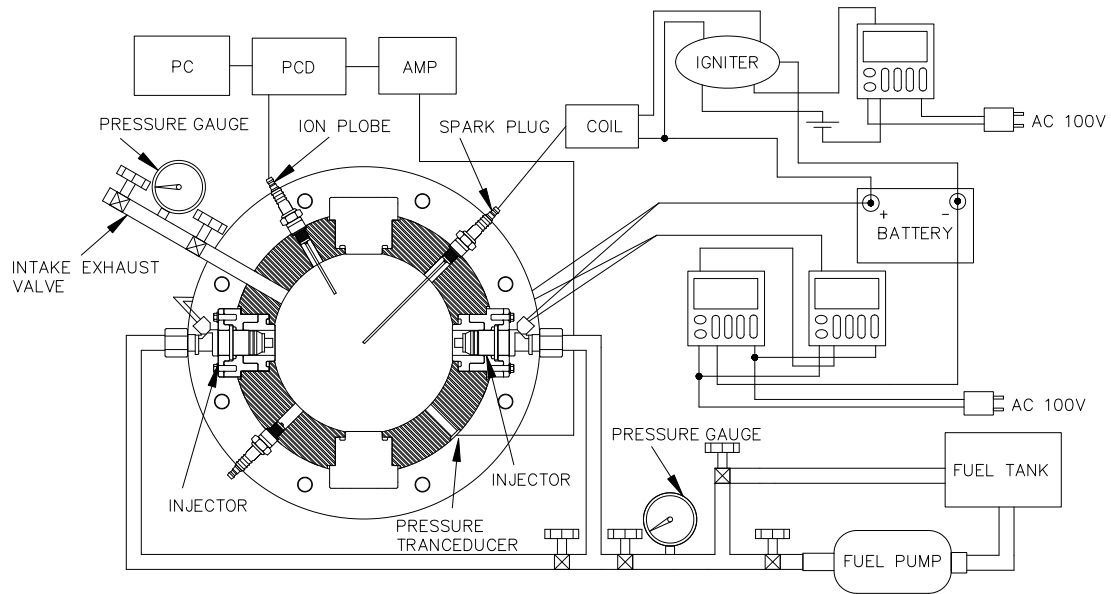


Fig.16 Schematic diagram of experimental apparatus

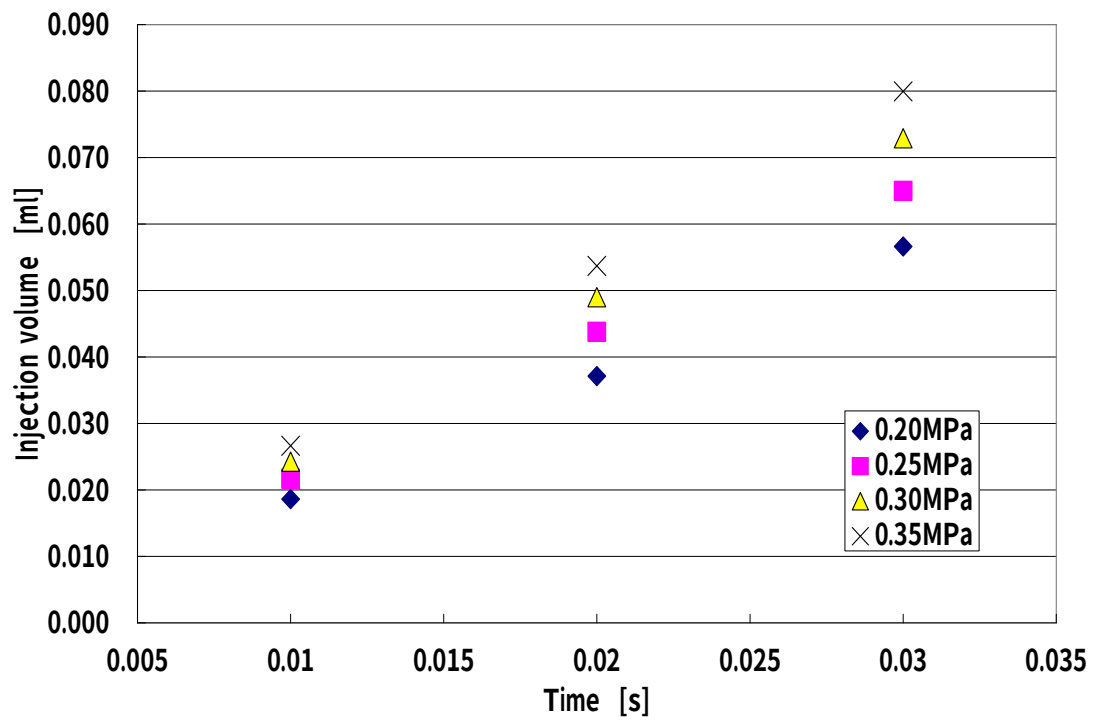


Fig.17 Volume of fuel injection

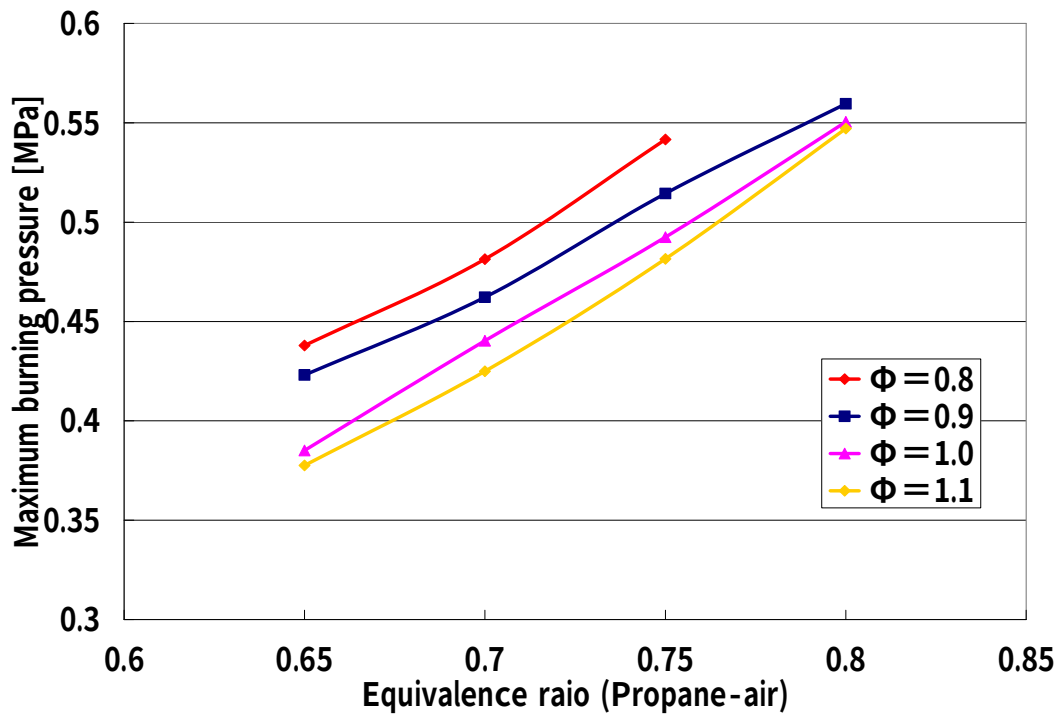


Fig.18 Maximum burning pressure (Single injection)

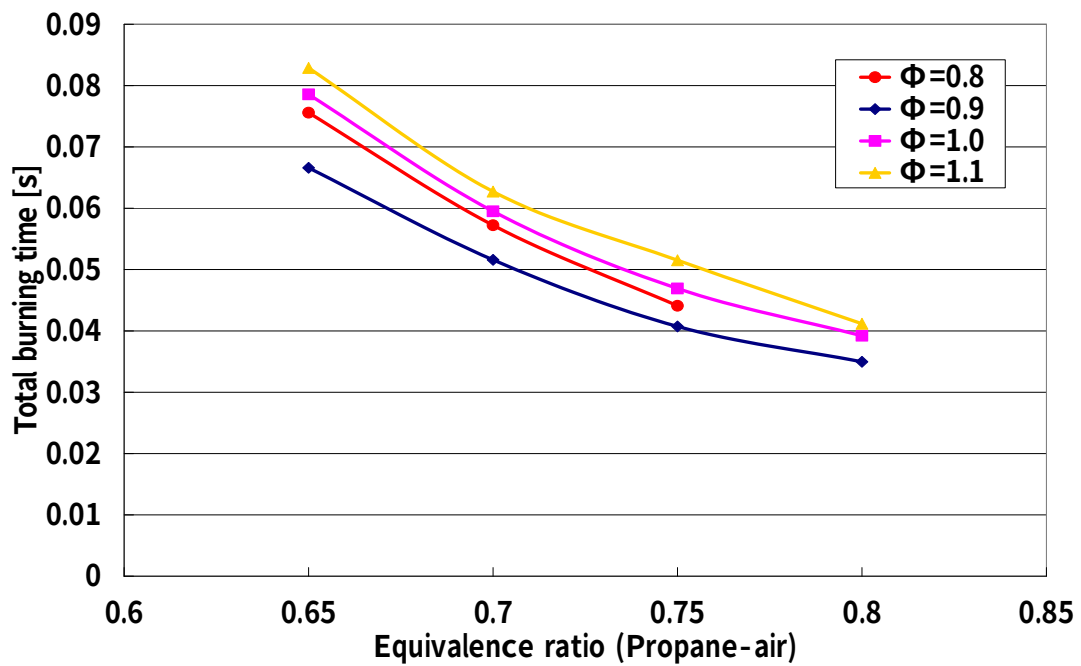


Fig.19 Total burning time (Single injection)

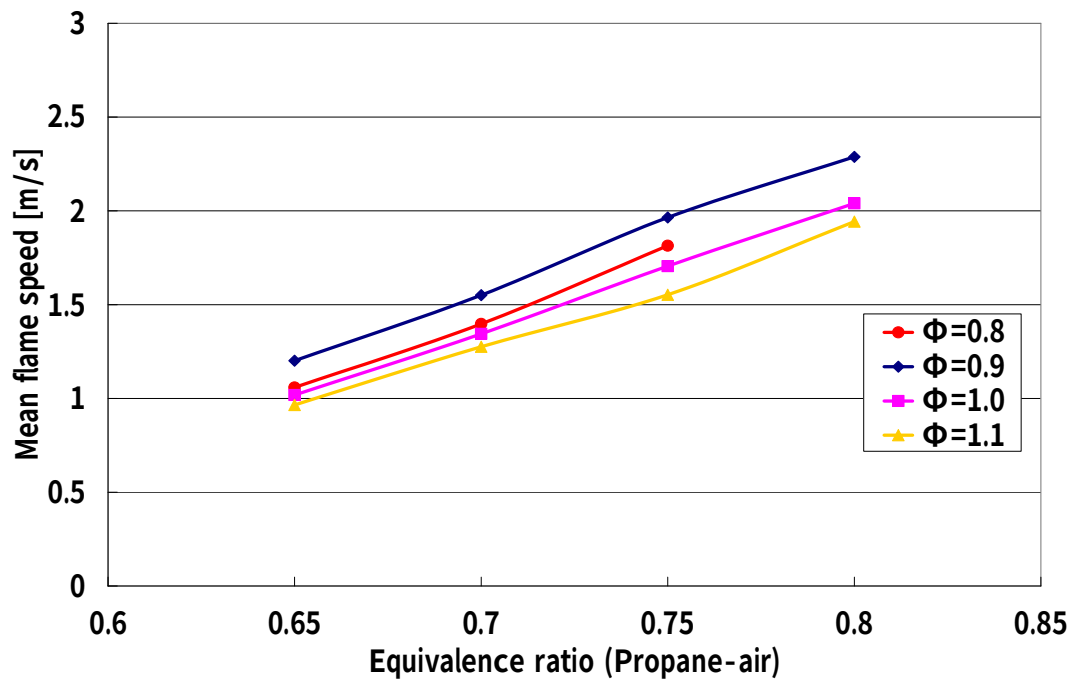


Fig.20 Mean flame speed (Single injection)

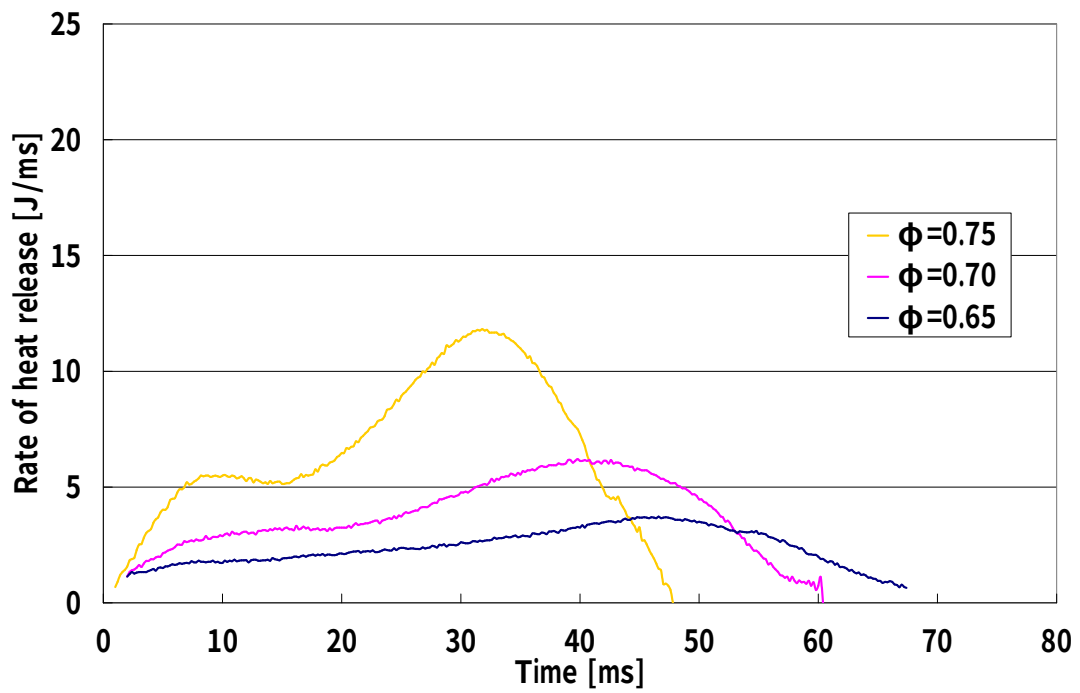


Fig.21 Rate of heat release (Single injection $\Phi=0.8$)

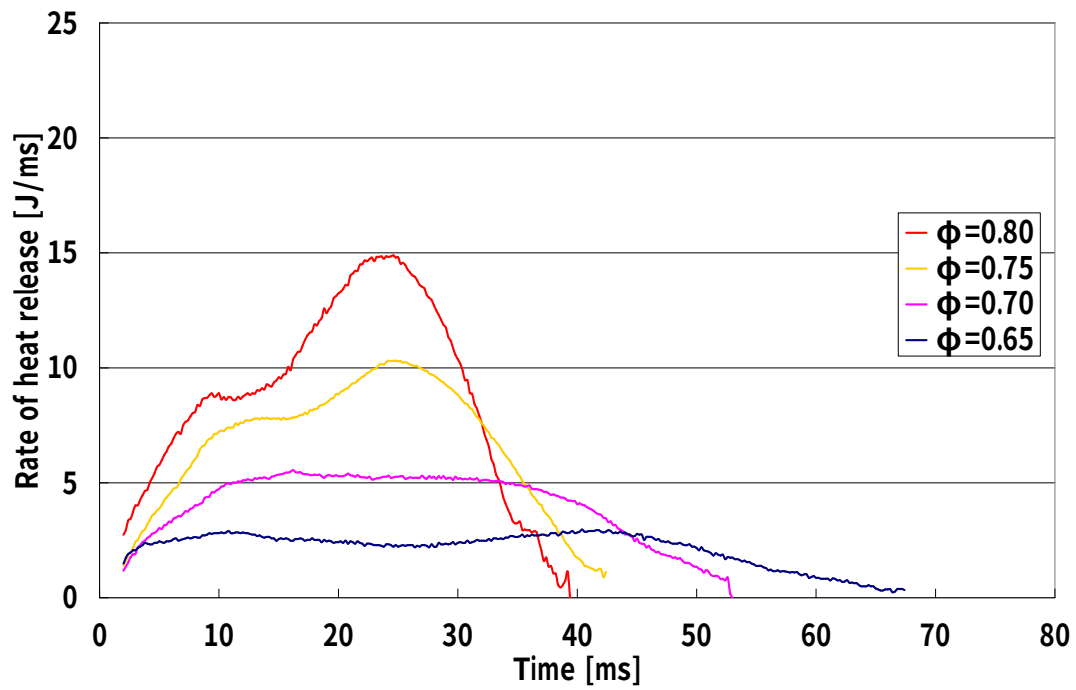


Fig.22 Rate of heat release (Single injection $\Phi=0.9$)

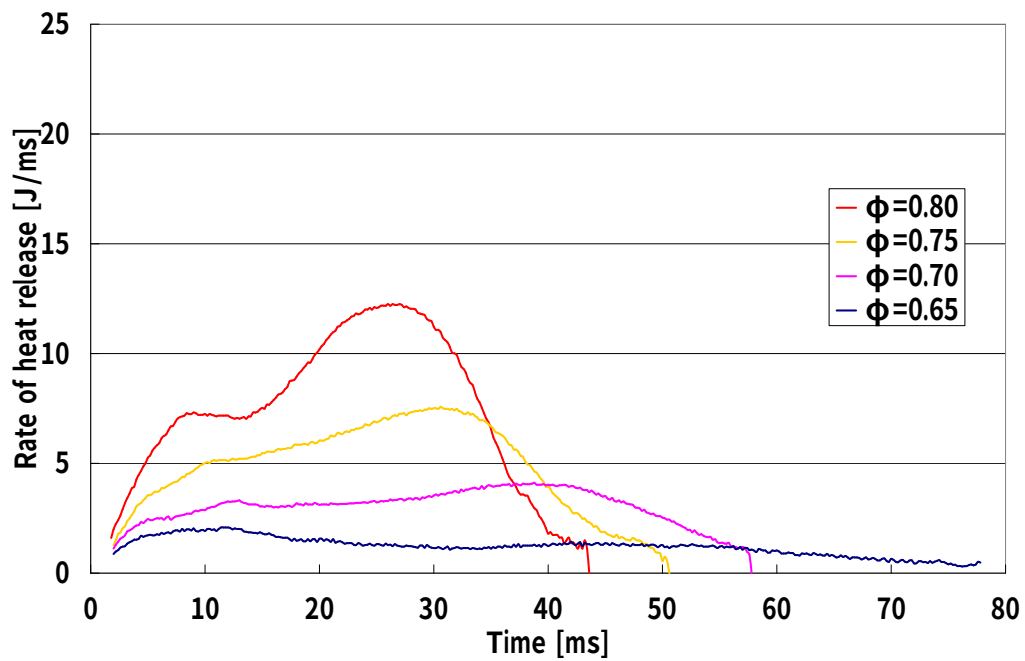


Fig.23 Rate of heat release (Single injection $\Phi=1.0$)

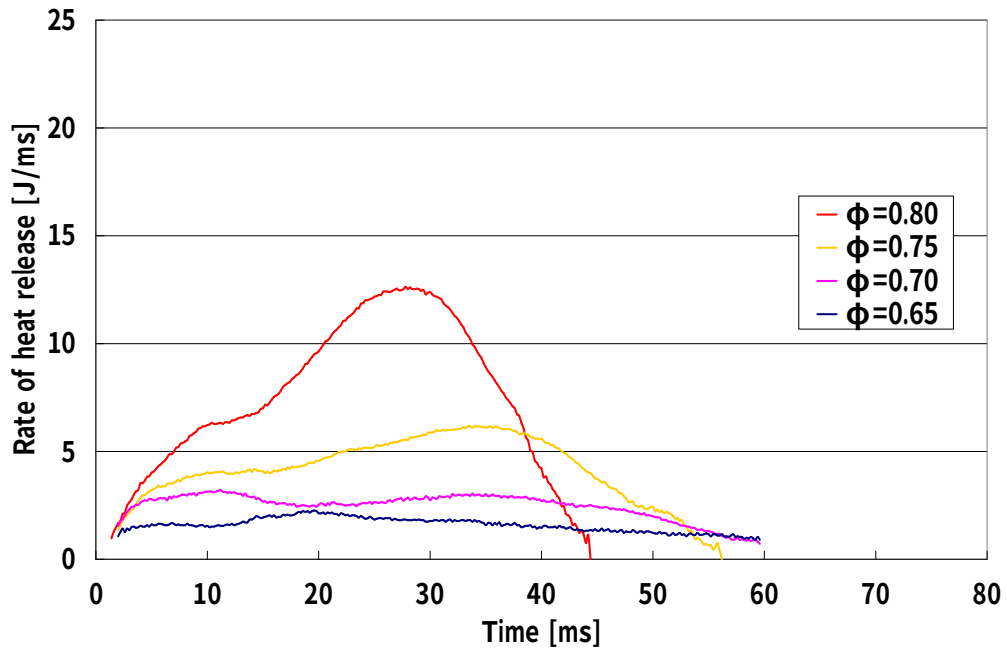


Fig.24 Rate of heat release (Single injection $\Phi=1.1$)

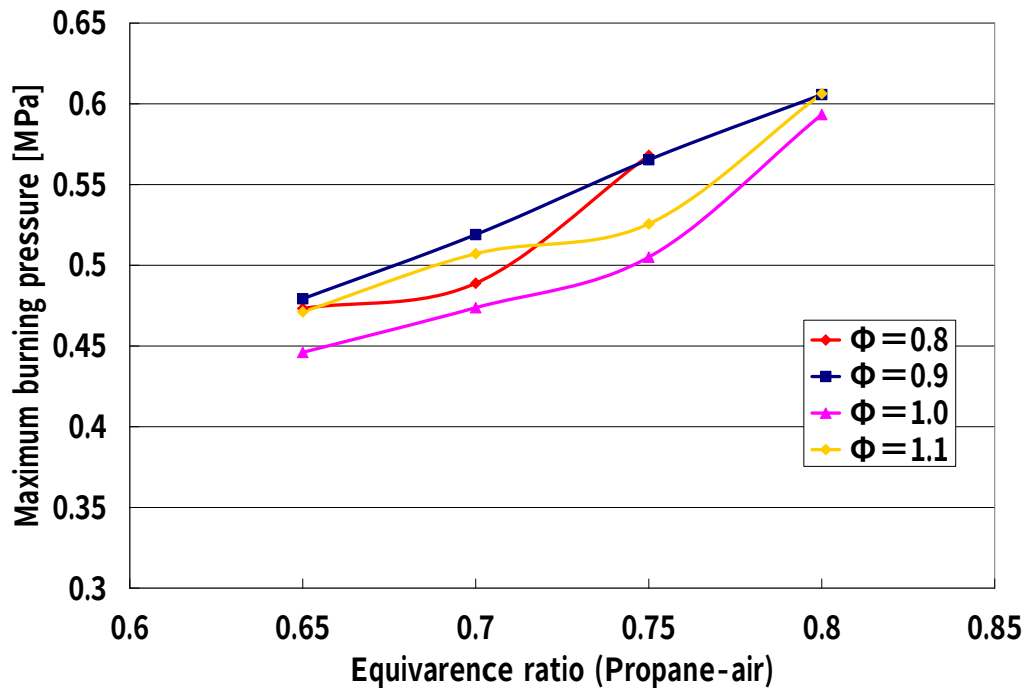


Fig.25 Maximum burning pressure (Wall injection)

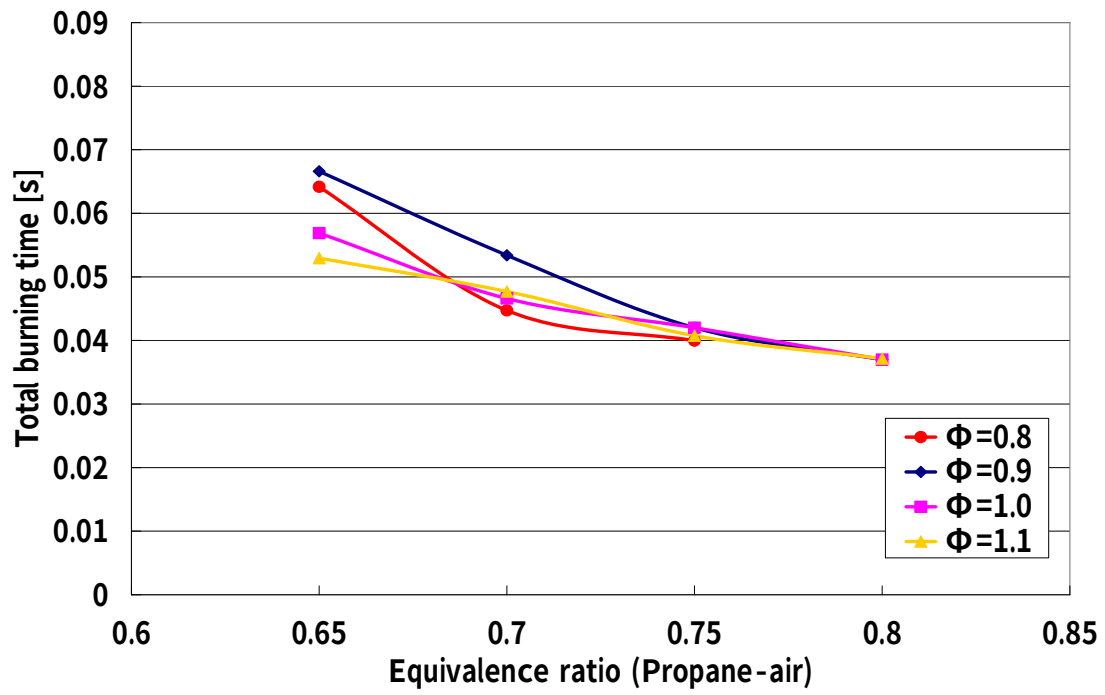


Fig.26 Total burning time (Wall injection)

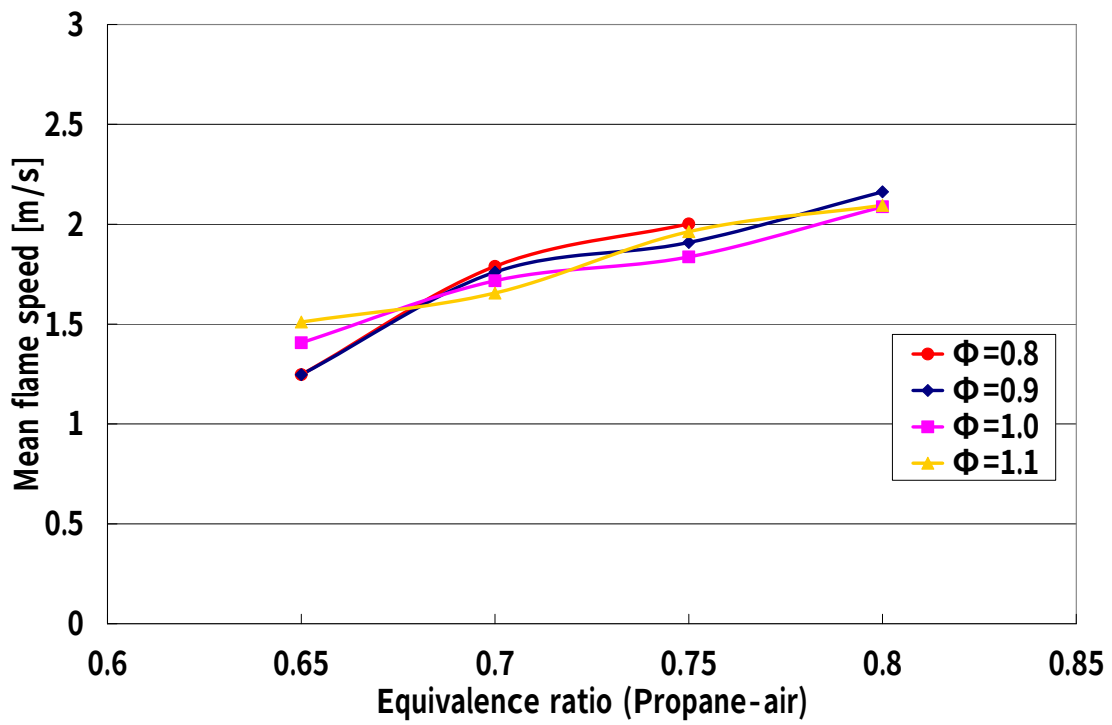


Fig.27 Mean flame speed (Wall injection)

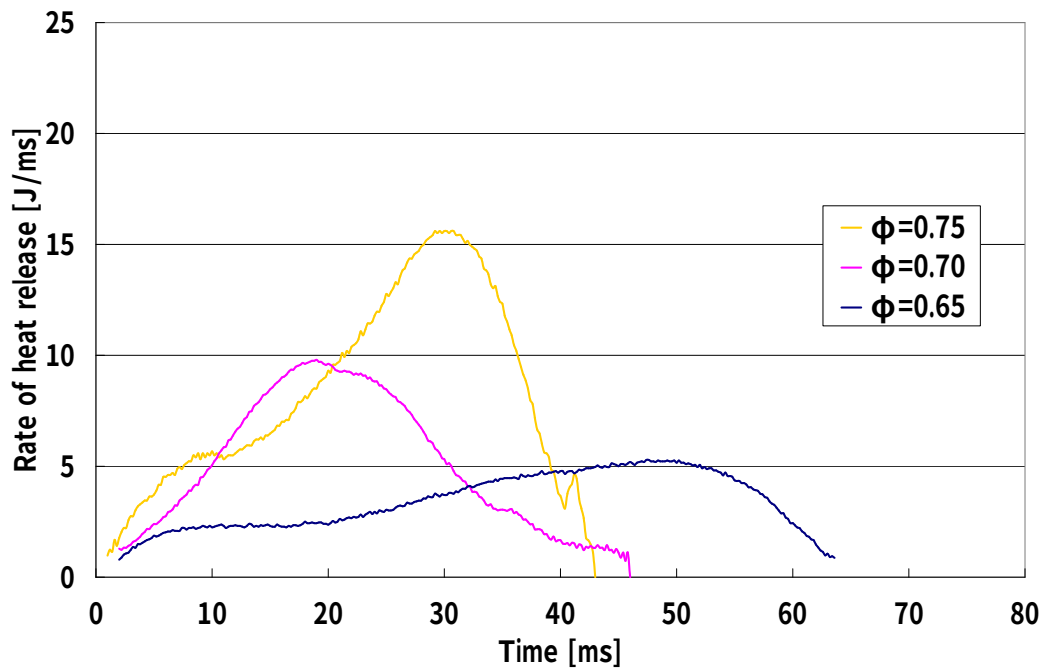


Fig.28 Rate of heat release (Wall injection $\Phi=0.8$)

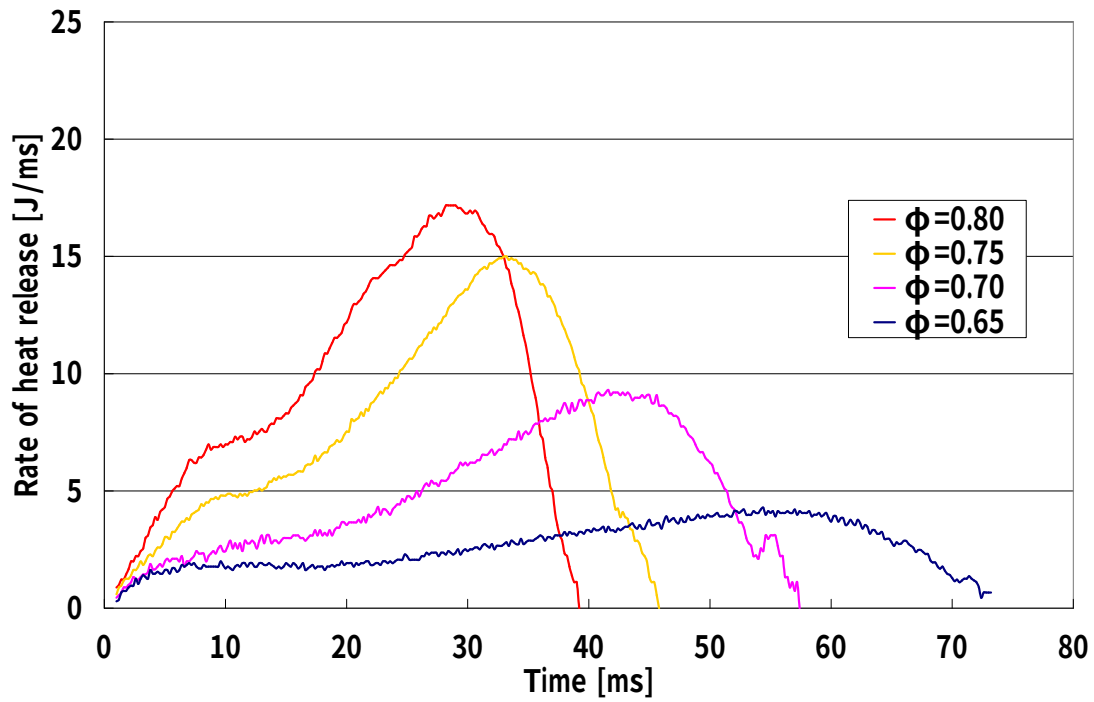


Fig.29 Rate of heat release (Wall injection $\Phi=0.9$)

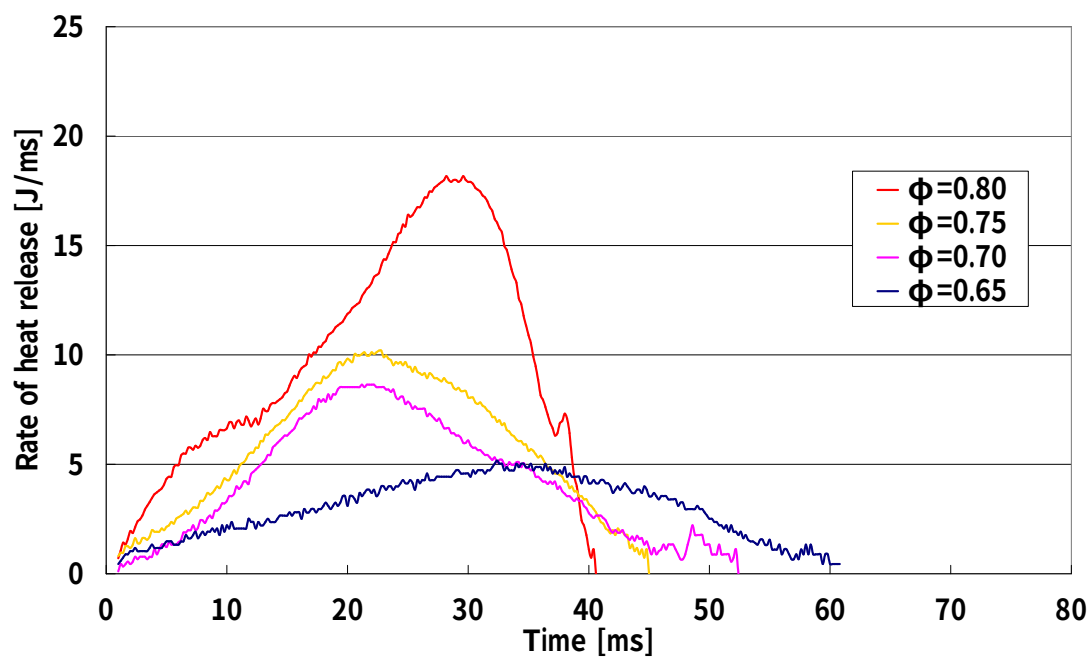


Fig.30 Rate of heat release (Wall injection $\Phi=1.0$)

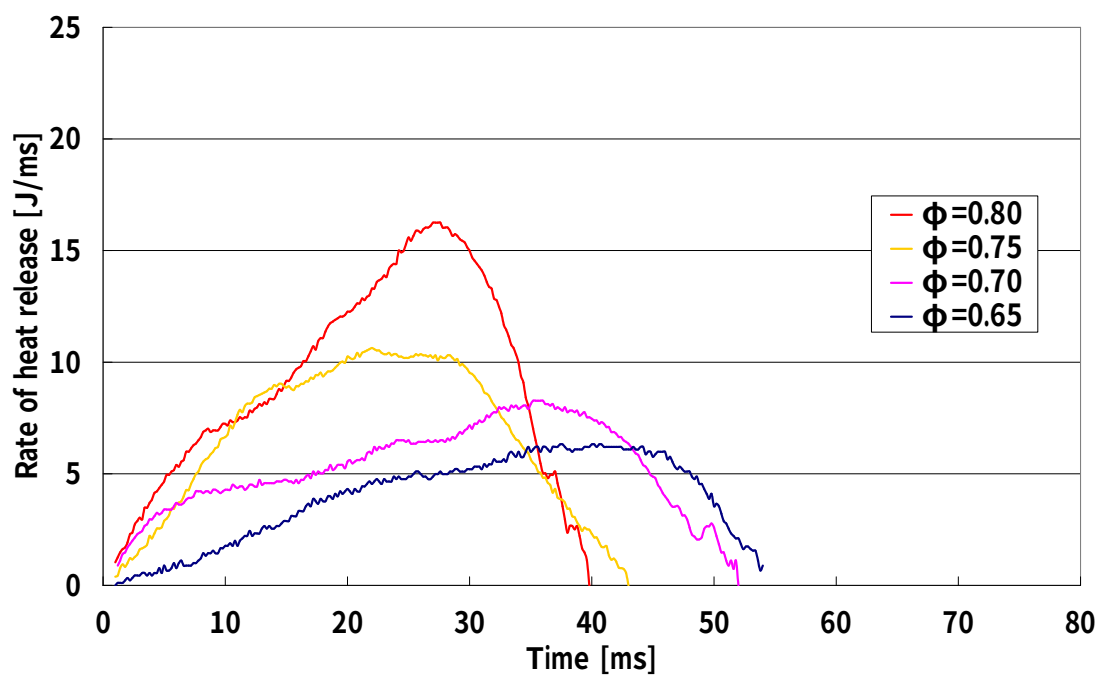


Fig.31 Rate of heat release (Wall injection $\Phi=1.1$)

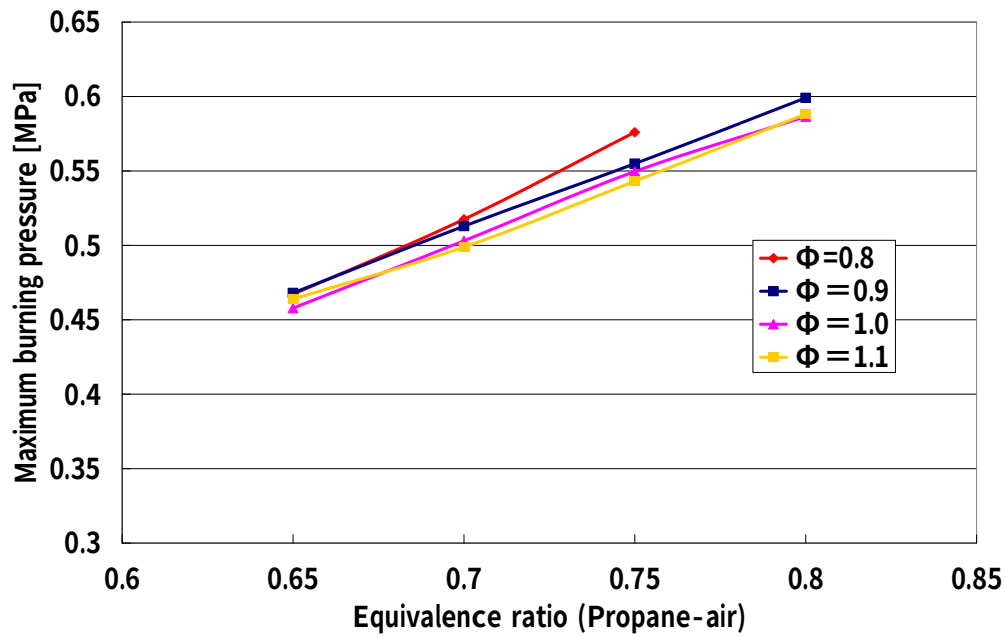


Fig.32 Maximum burning pressure (Impinging injection 90 deg.)

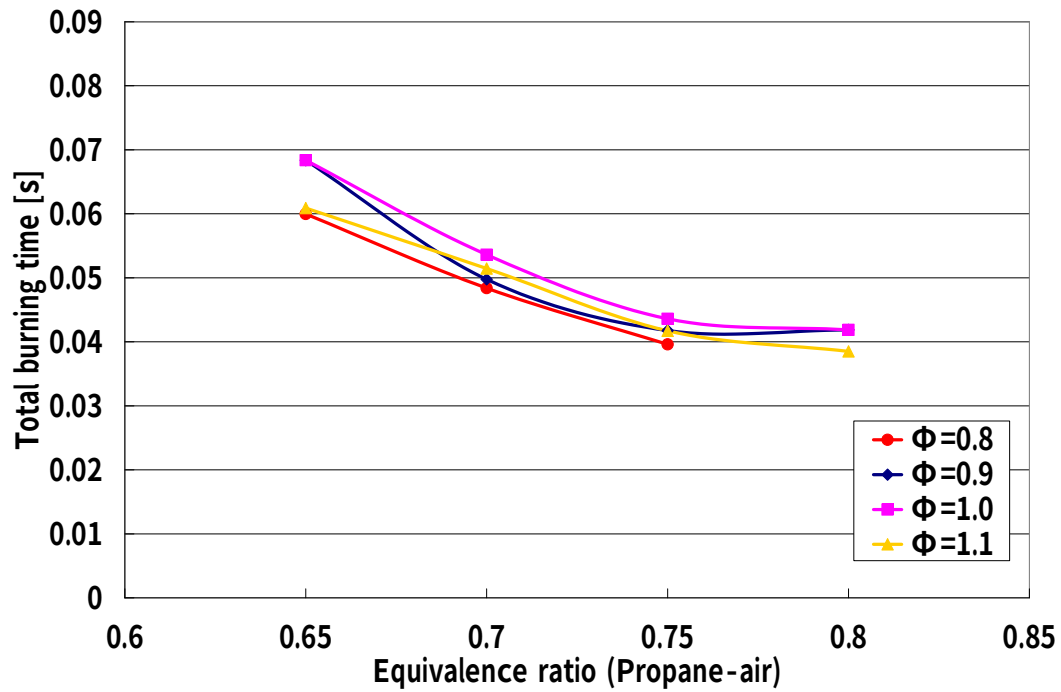


Fig.33 Total burning time (Impinging injection 90 deg.)

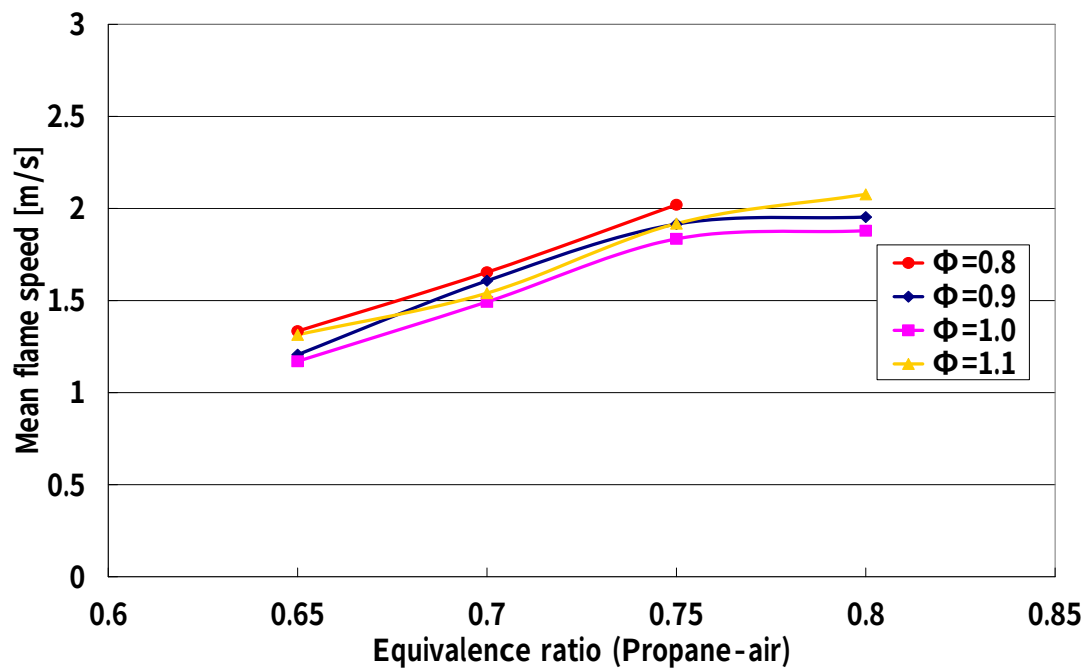


Fig.34 Mean flame speed (Impinging injection 90 deg.)

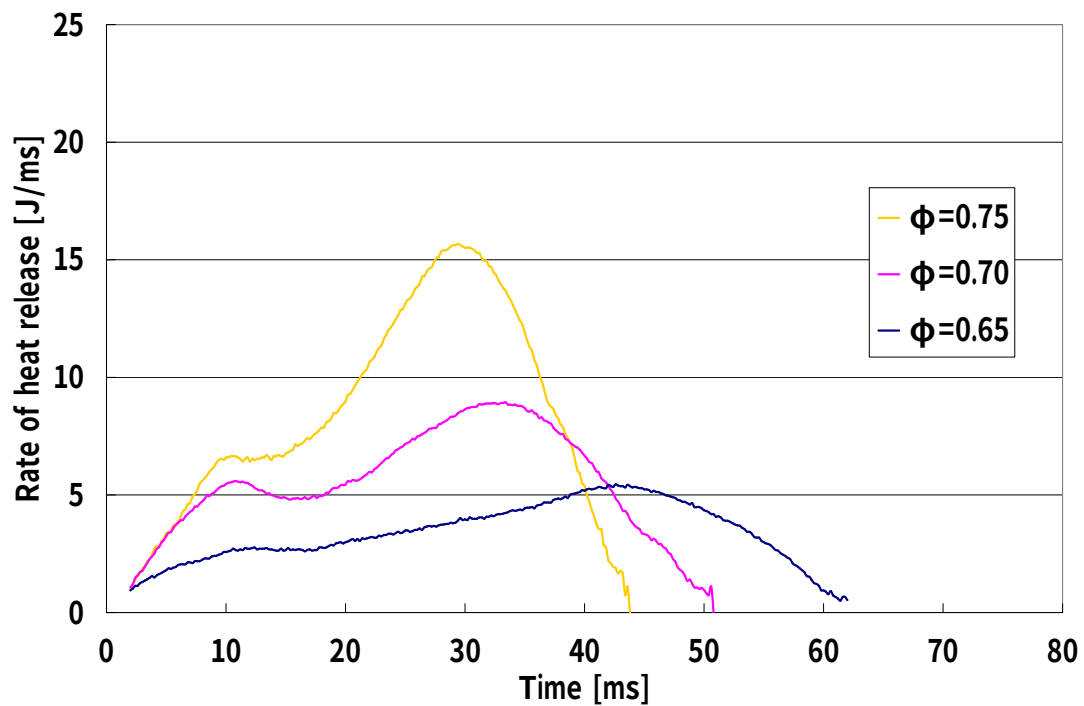


Fig.35 Rate of heat release (Impinging injection 90 deg. $\Phi=0.8$)

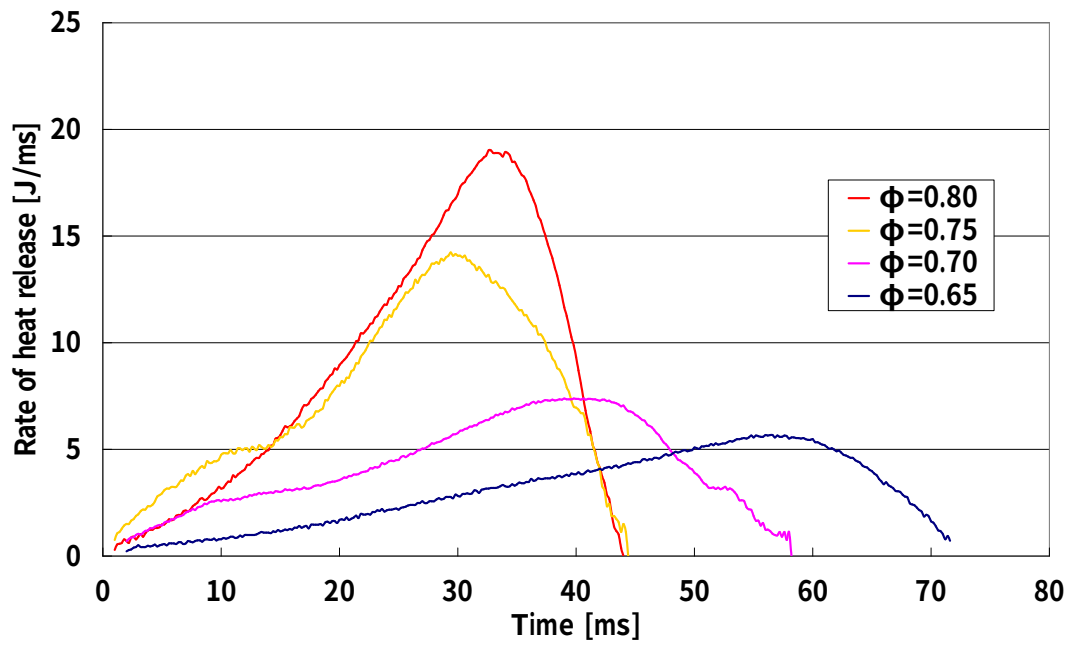


Fig.36 Rate of heat release (Impinging injection 90 deg. $\Phi=0.9$)

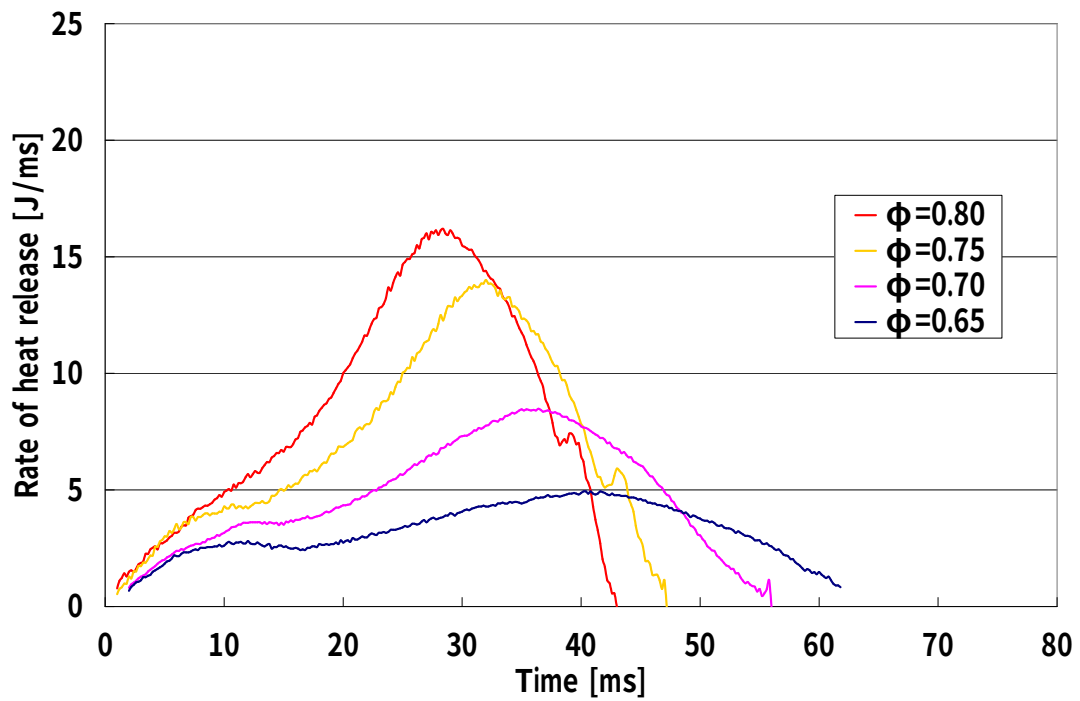


Fig.37 Rate of heat release (Impinging injection 90 deg. $\Phi=1.0$)

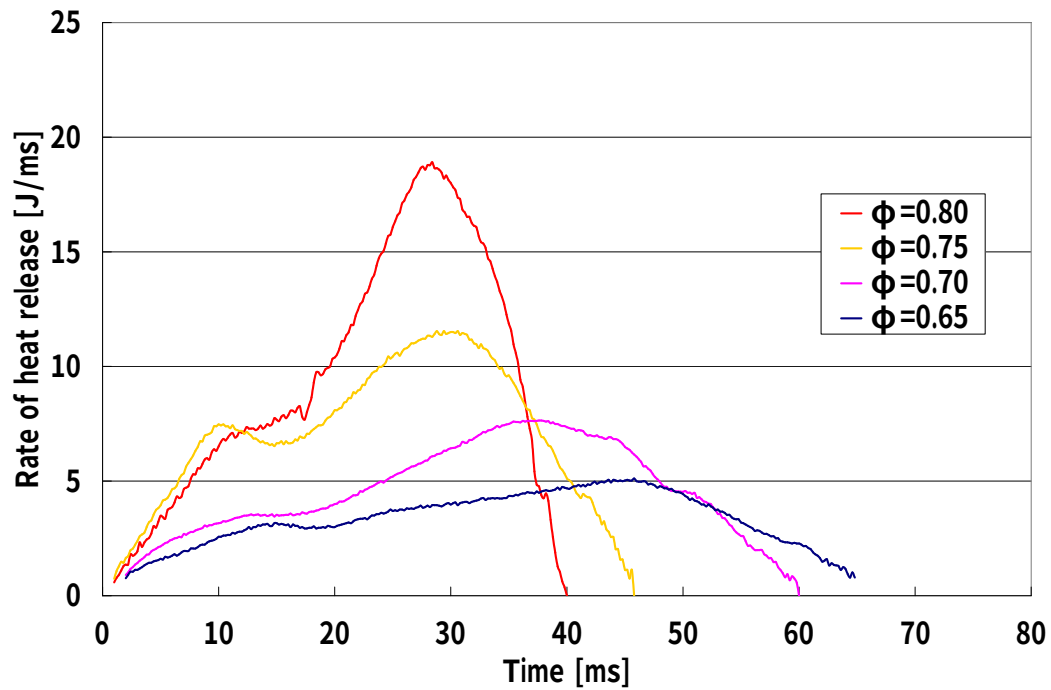


Fig.38 Rate of heat release (Impinging injection 90 deg. $\Phi=1.1$)

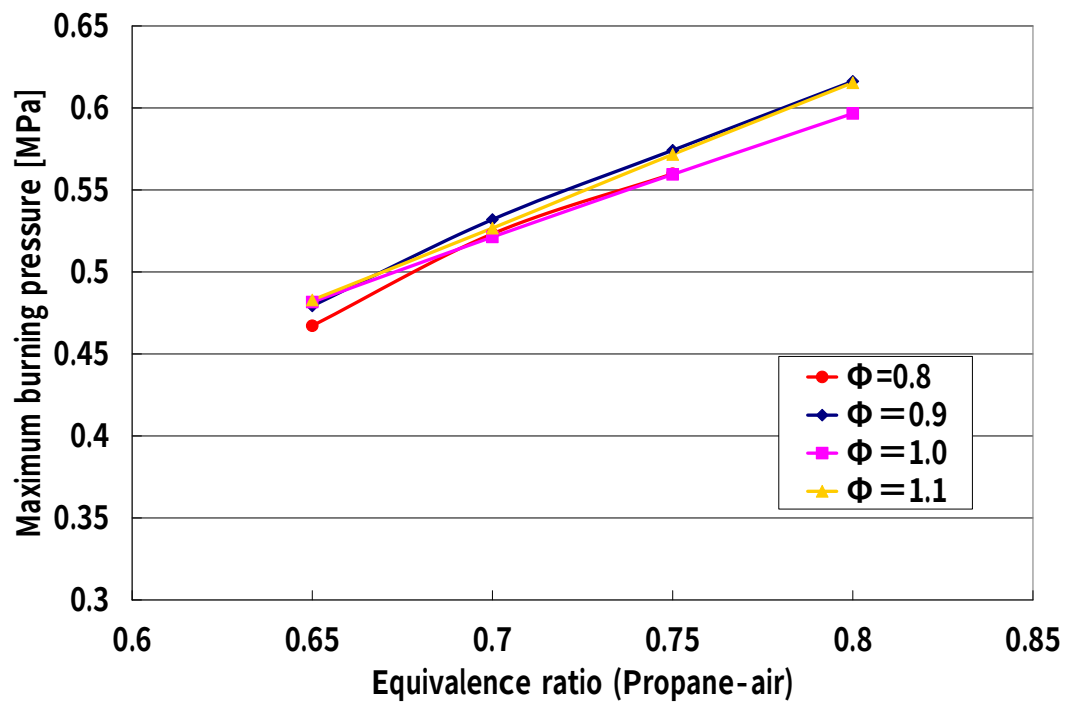


Fig.39 Maximum burning pressure (Impinging injection 180 deg.)

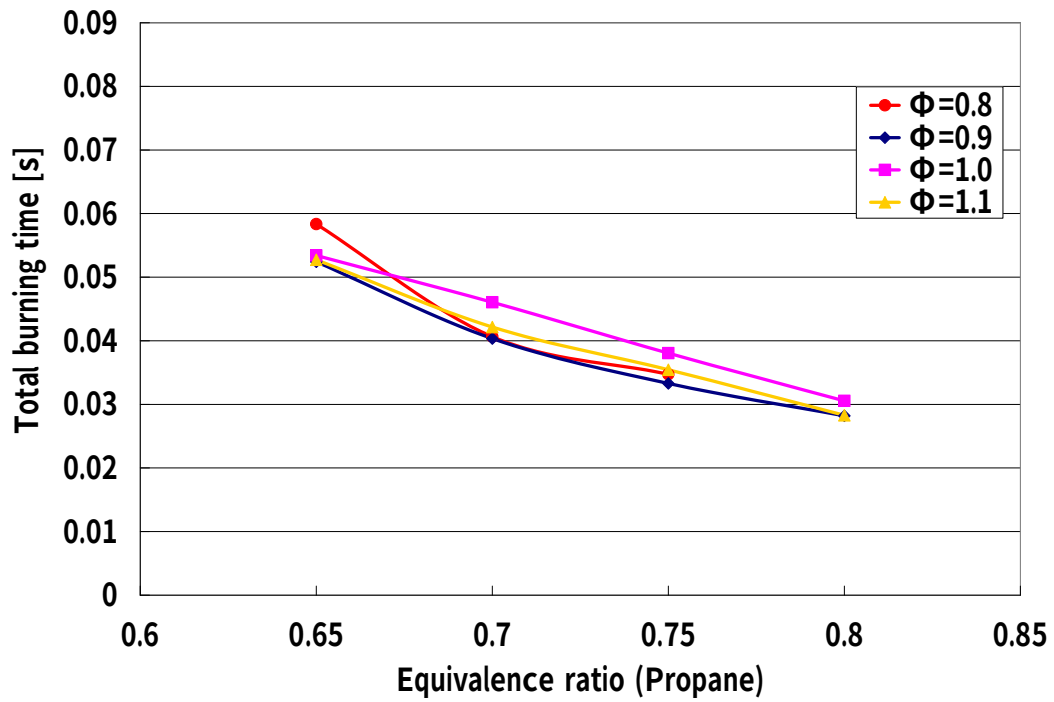


Fig.40 Total burning time (Impinging injection 180 deg.)

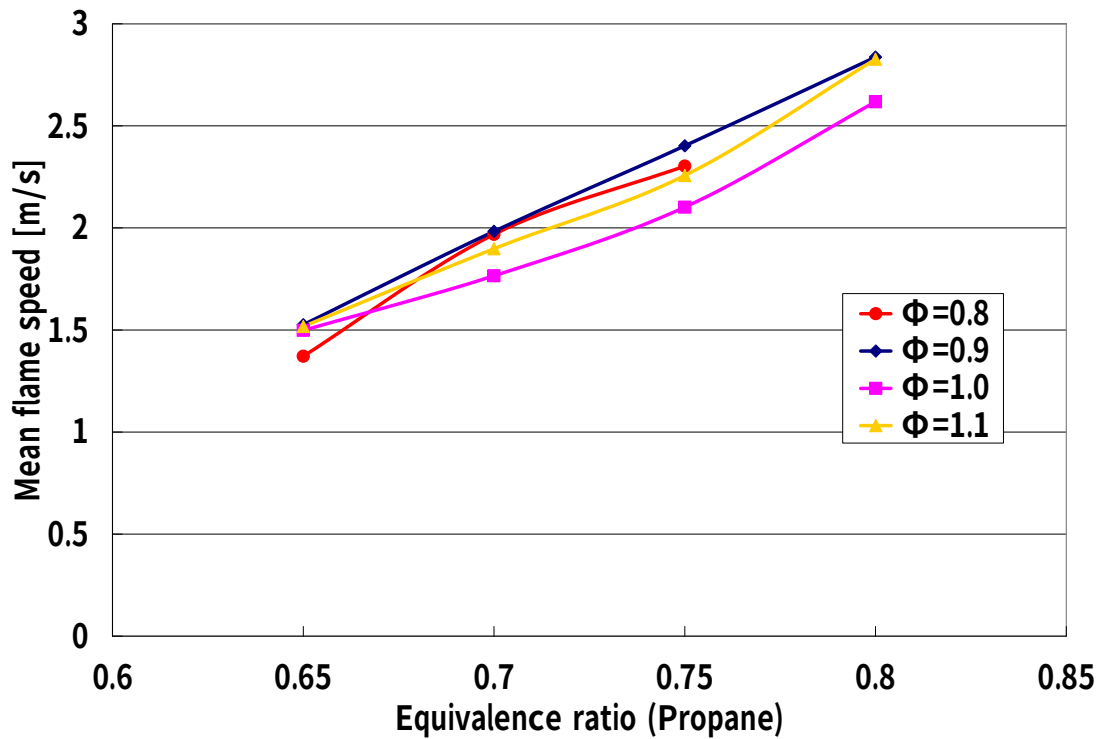


Fig.41 Mean flame speed (Impinging injection 180 deg.)

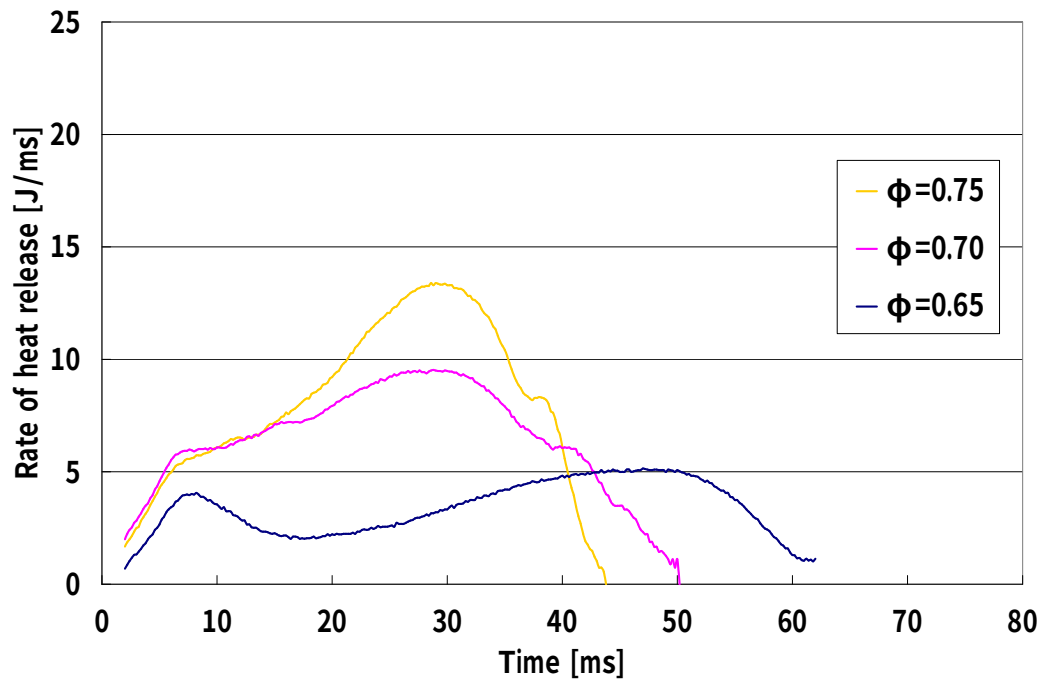


Fig.42 Rate of heat release (Impinging injection 180 deg. $\Phi=0.8$)

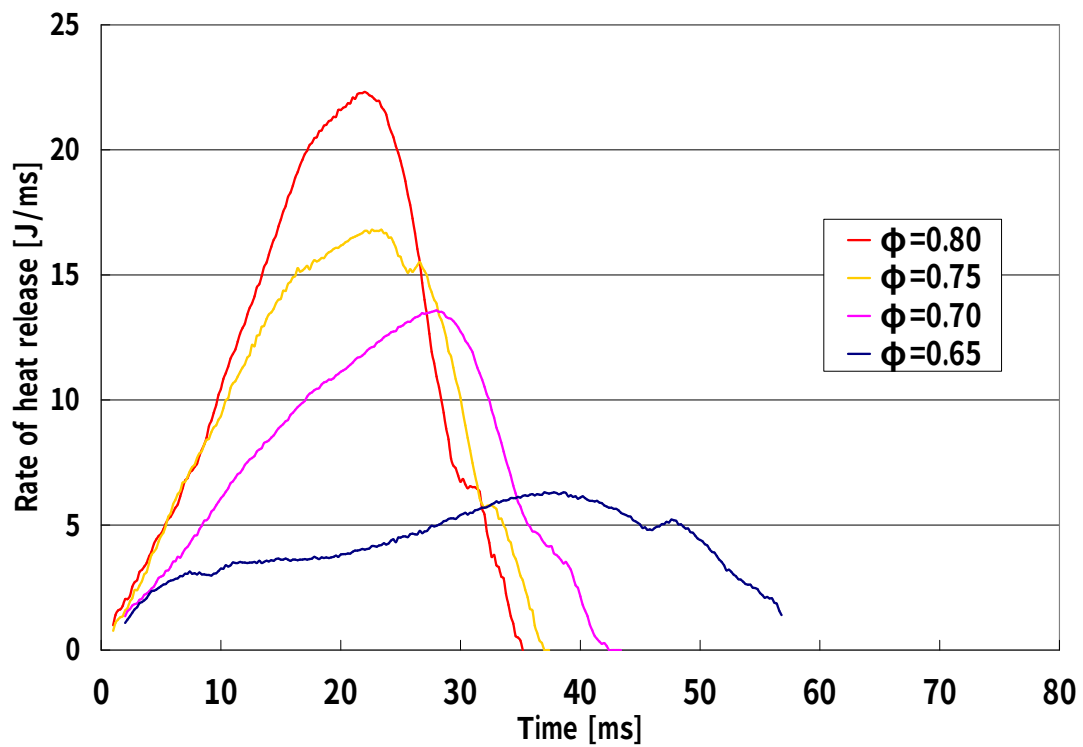


Fig.43 Rate of heat release (Impinging injection 180 deg. $\Phi=0.9$)

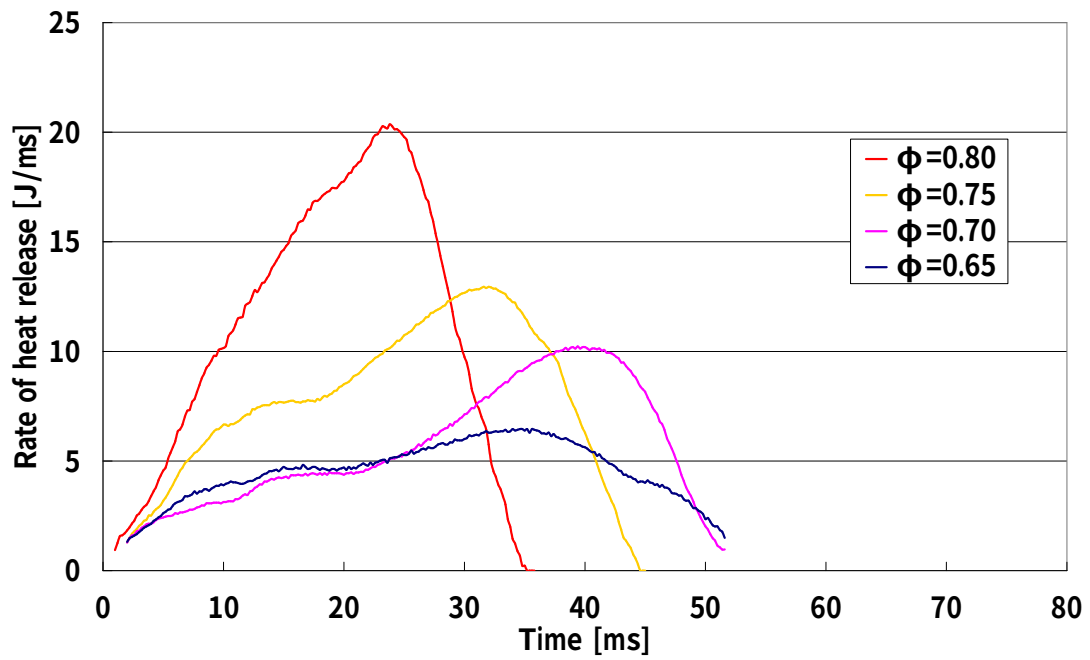


Fig.44 Rate of heat release (Impinging injection 180 deg. $\Phi=1.0$)

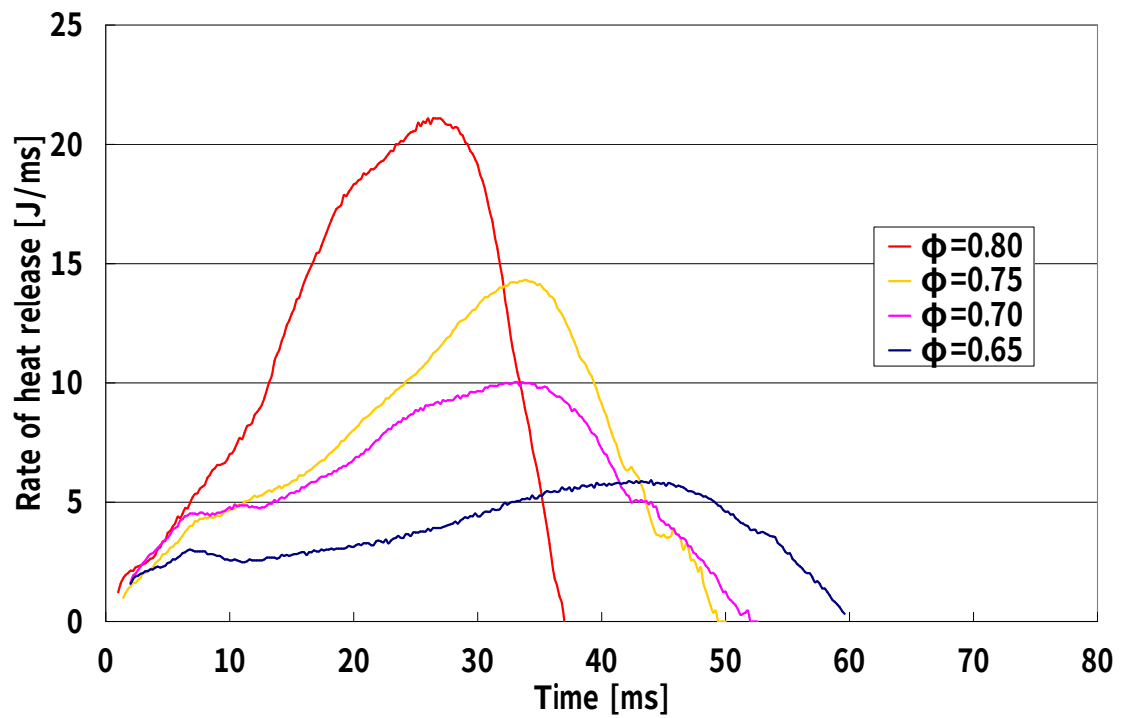


Fig.45 Rate of heat release (Impinging injection 180 deg. $\Phi=1.1$)

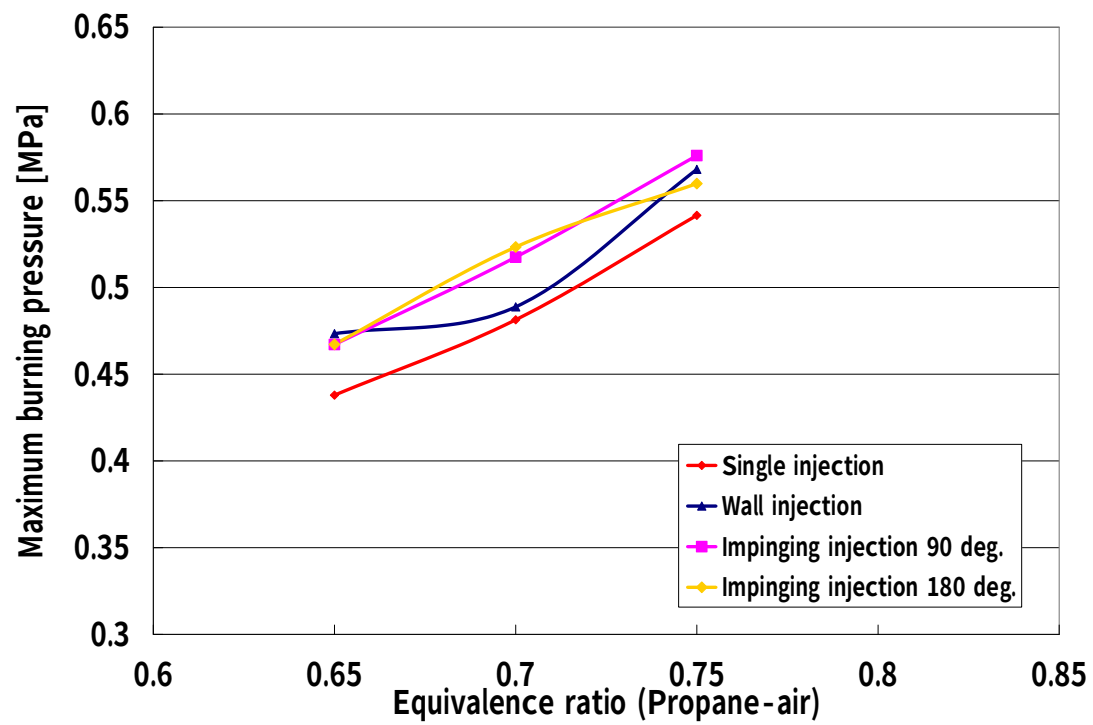


Fig.46 Maximum burning pressure ($\Phi=0.8$)

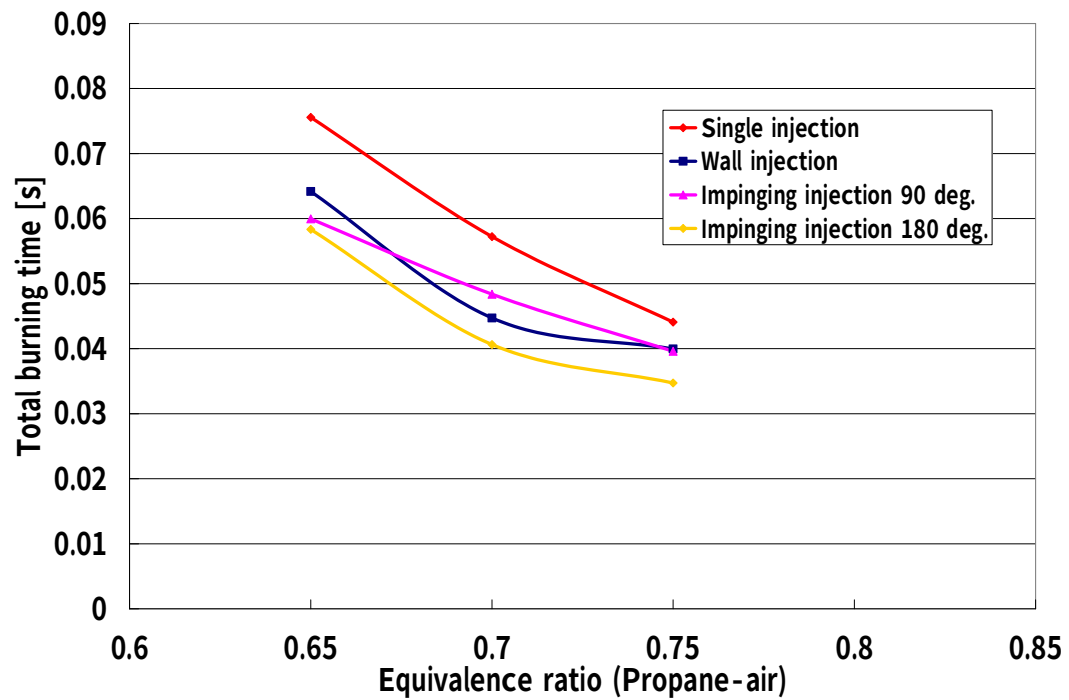


Fig.47 Total burning time ($\Phi=0.8$)

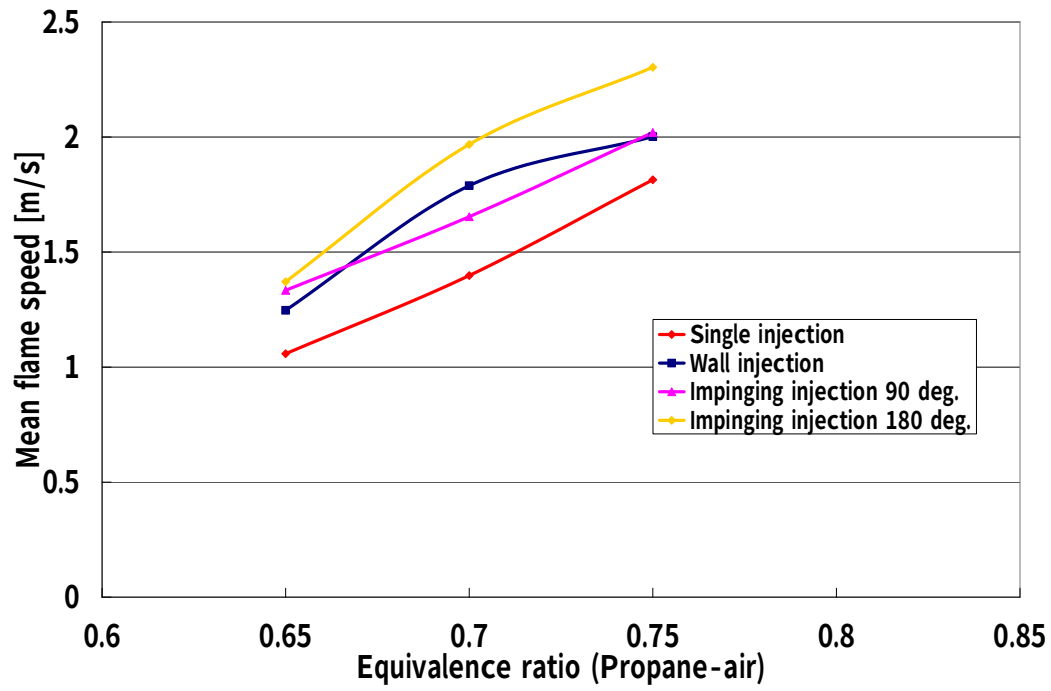


Fig.48 Mean flame speed ($\Phi=0.8$)

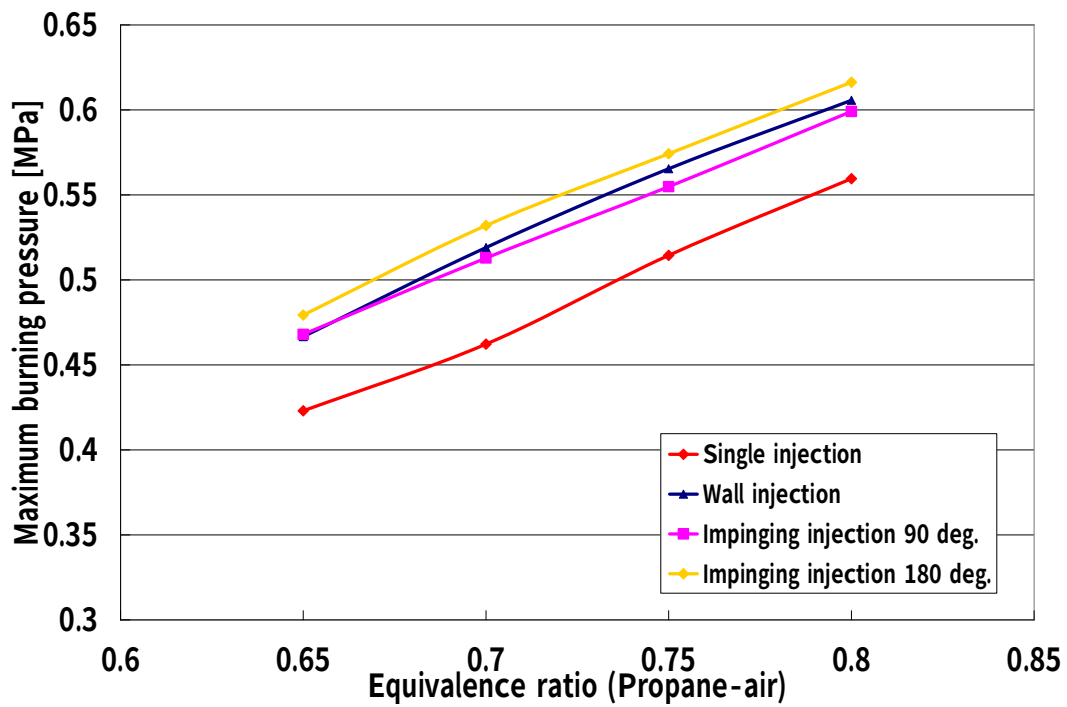


Fig.49 Maximum burning pressure ($\Phi=0.9$)

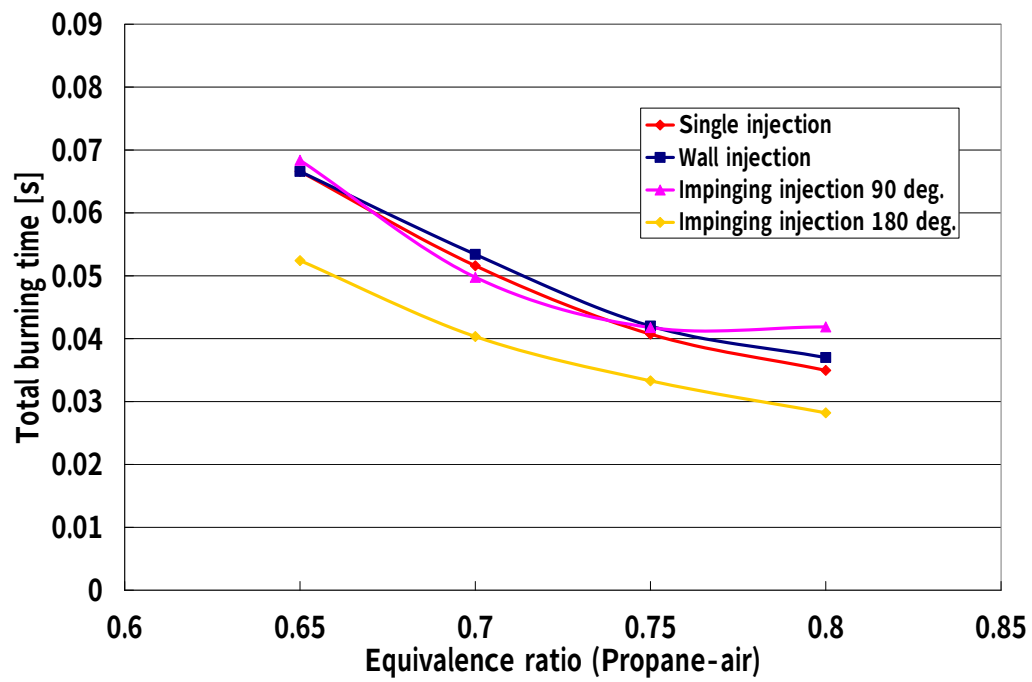


Fig.50 Total burning time ($\Phi=0.9$)

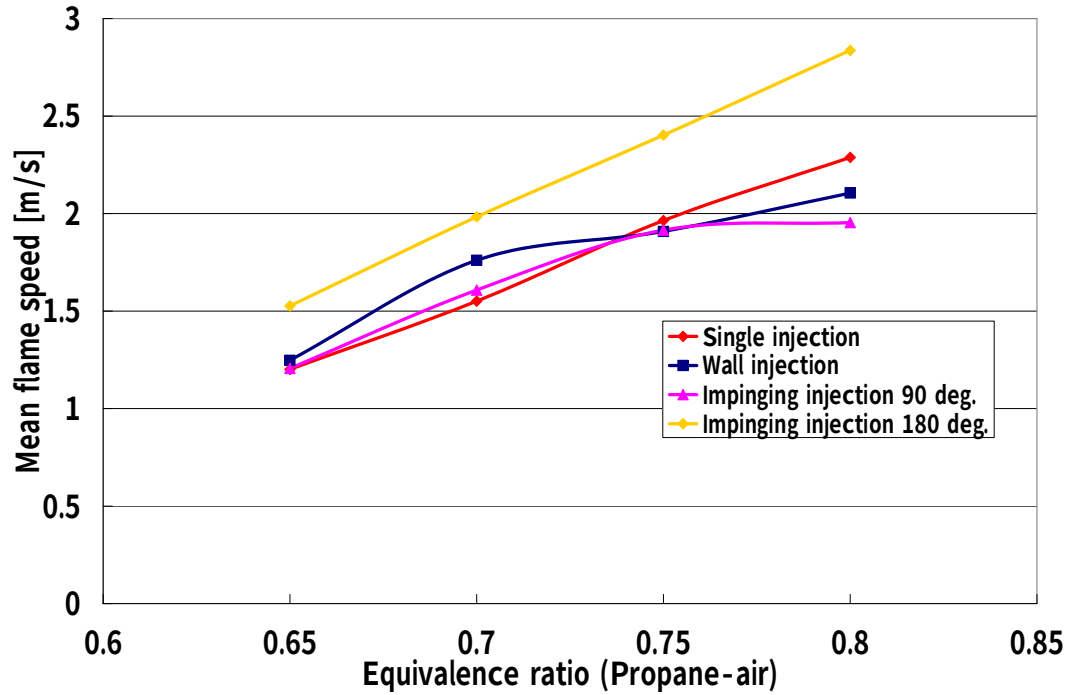


Fig.51 Mean flame speed ($\Phi=0.9$)

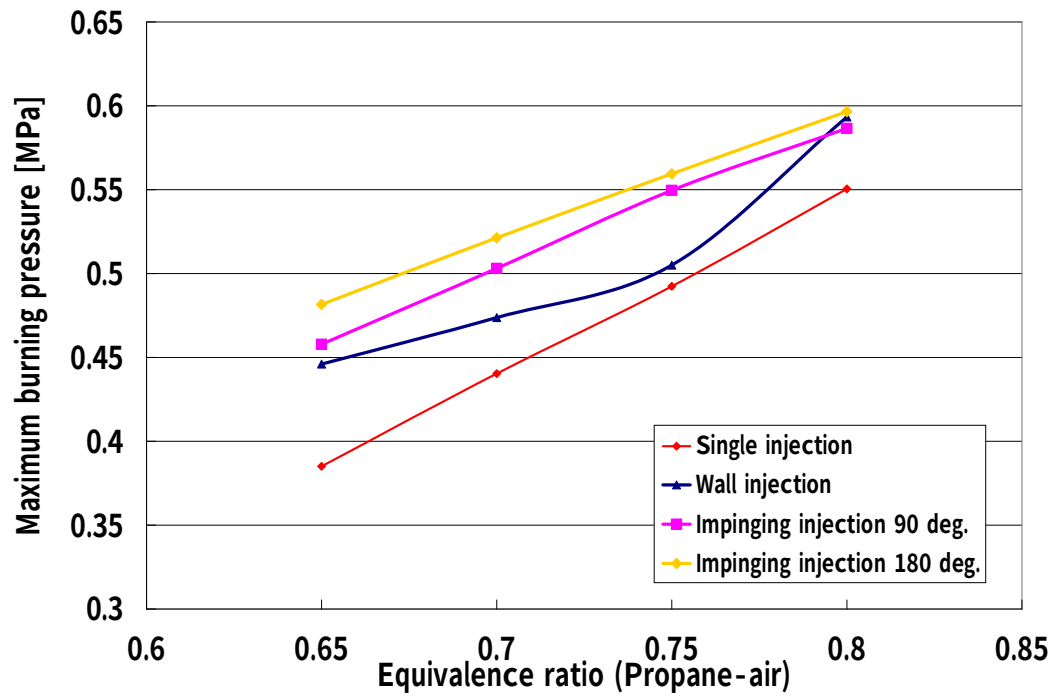


Fig.52 Maximum burning pressure ($\Phi=1.0$)

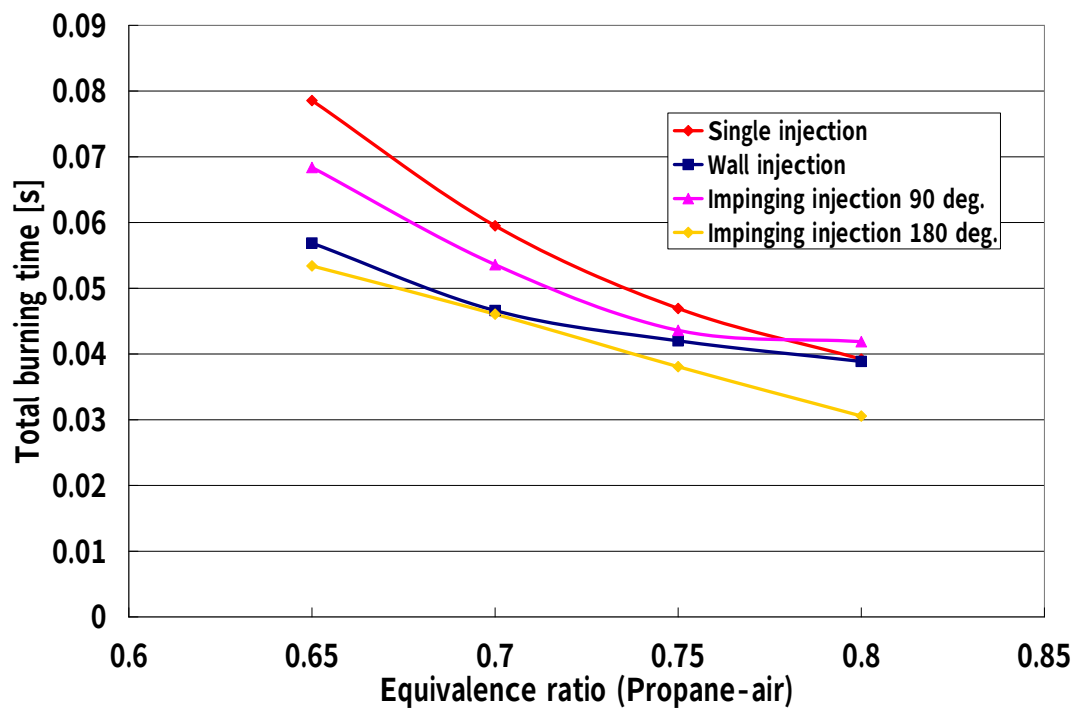


Fig.53 Total burning time ($\Phi=1.0$)

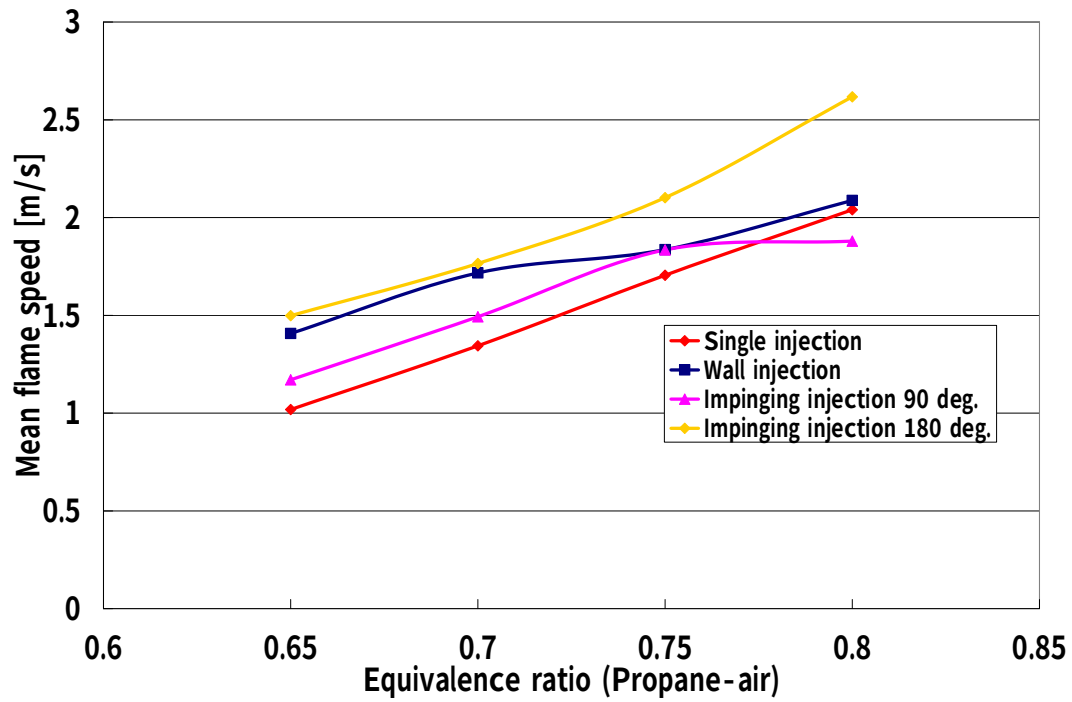


Fig.54 Mean flame speed ($\Phi=1.0$)

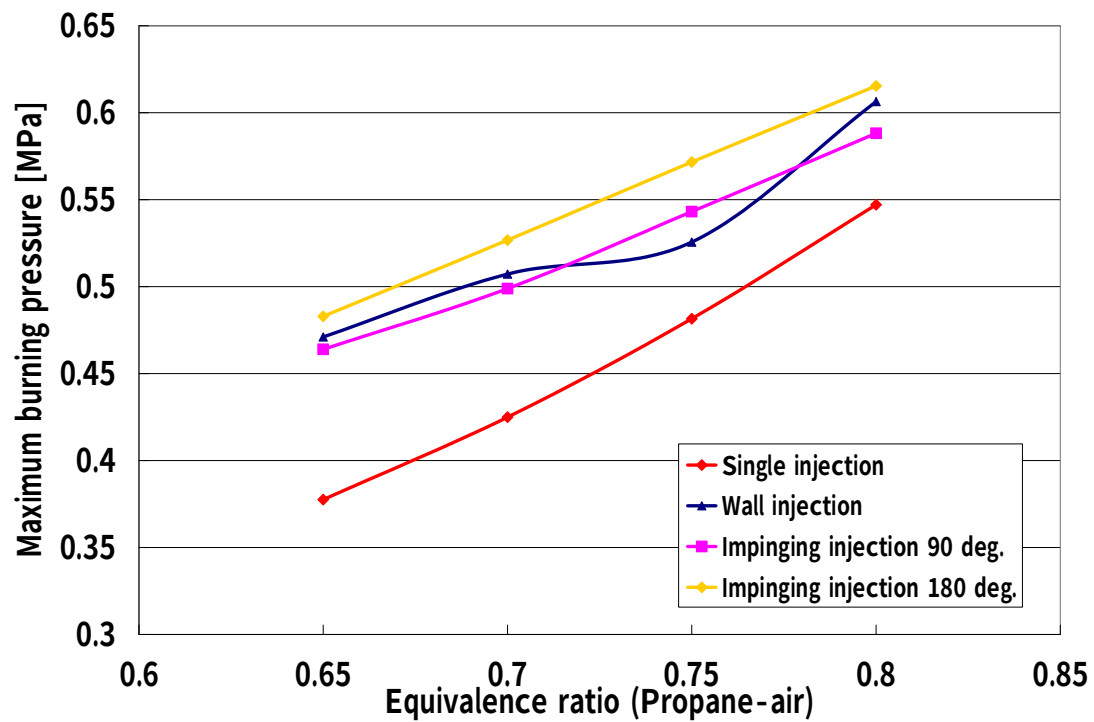


Fig.55 Maximum burning pressure ($\Phi=1.1$)

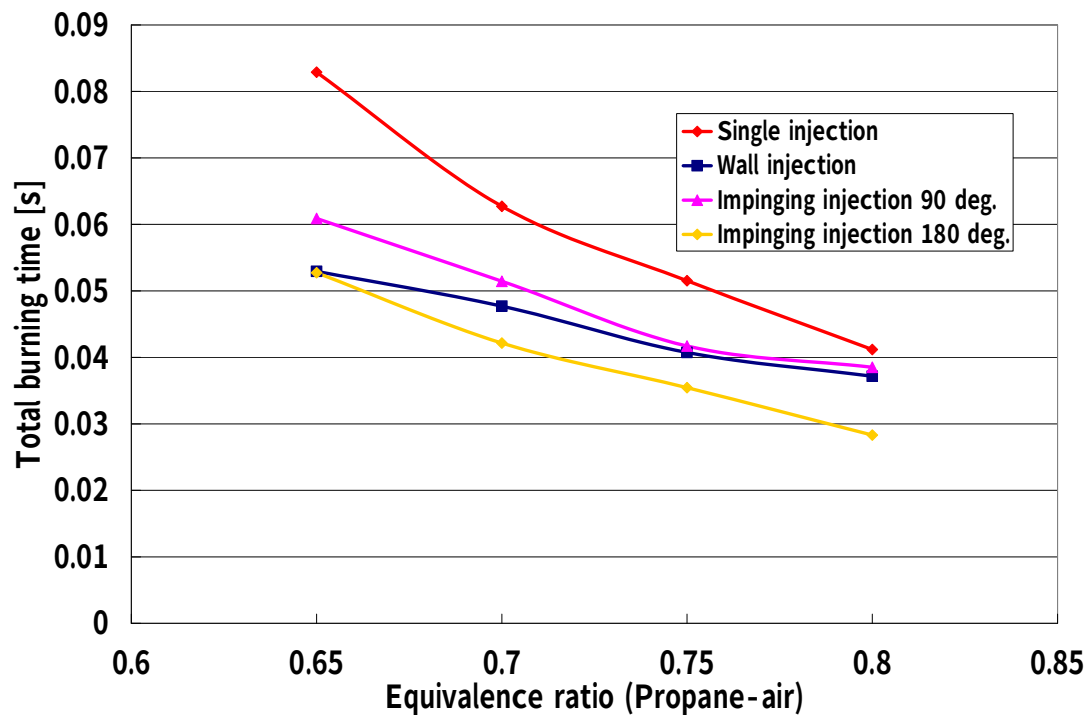


Fig.56 Total burning time ($\Phi=1.1$)

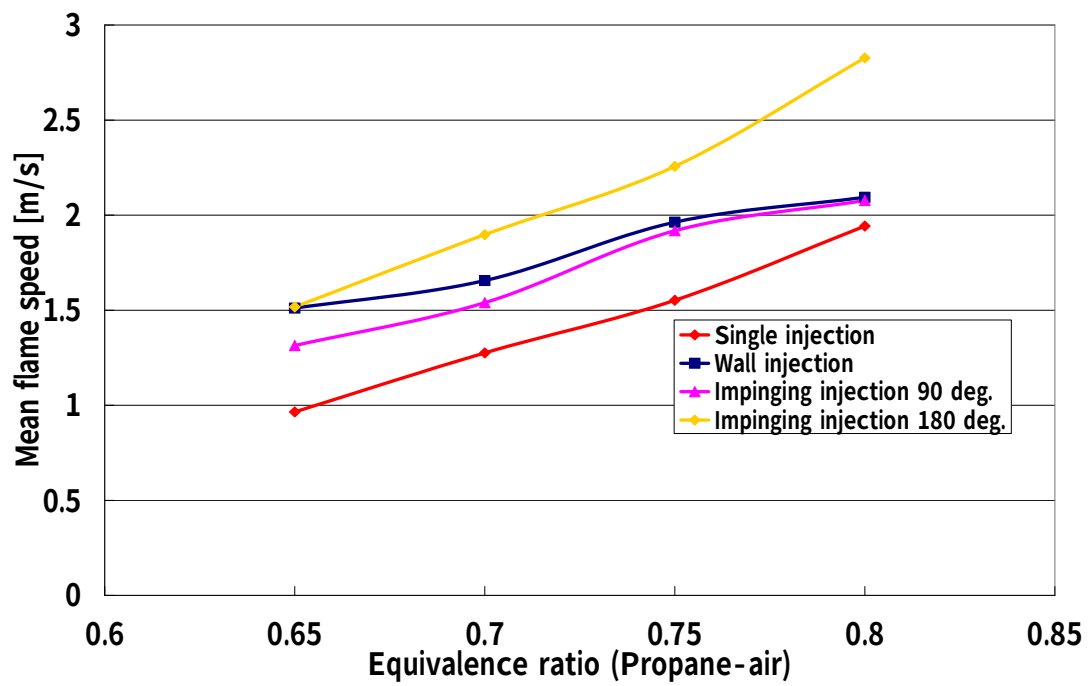


Fig.57 Mean flame speed ($\Phi=1.1$)

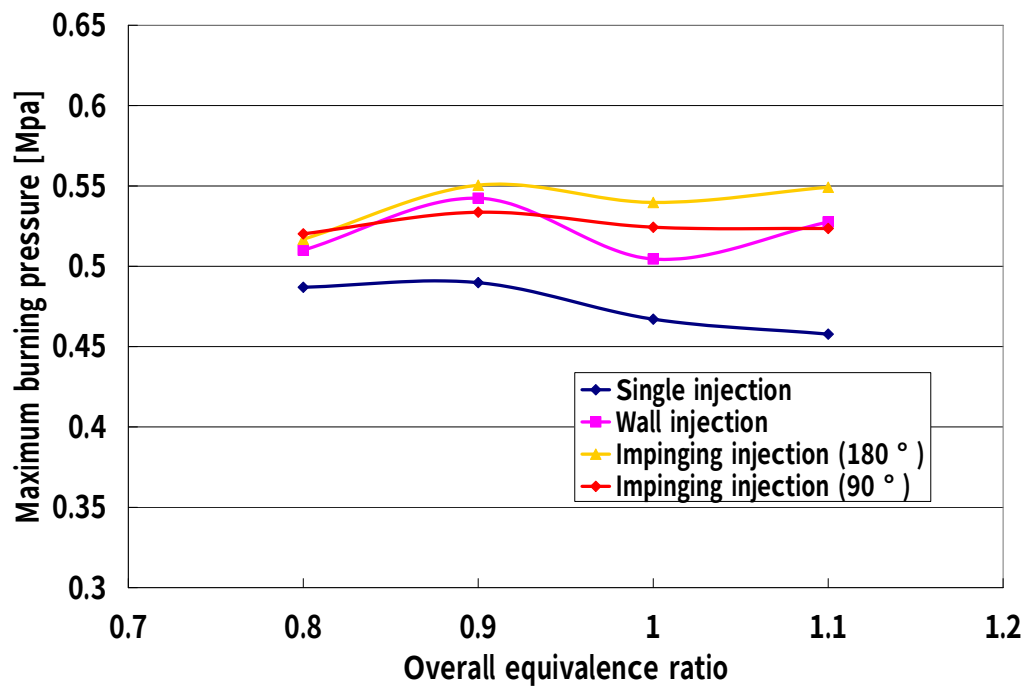


Fig.58 Maximum burning pressure

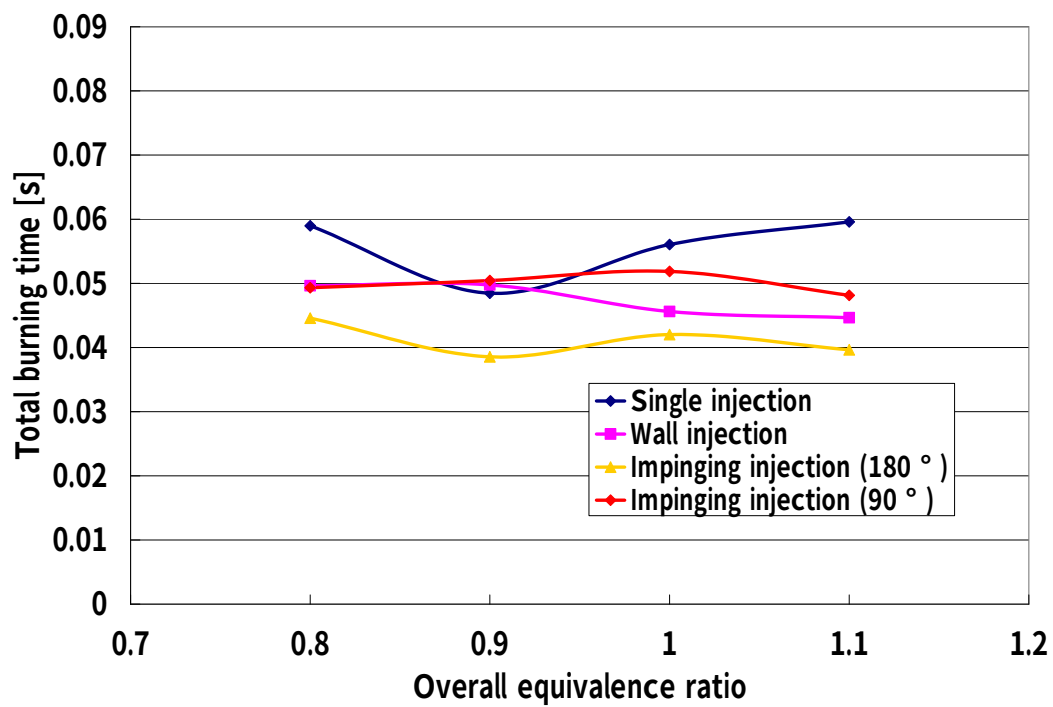


Fig.59 Total burning time

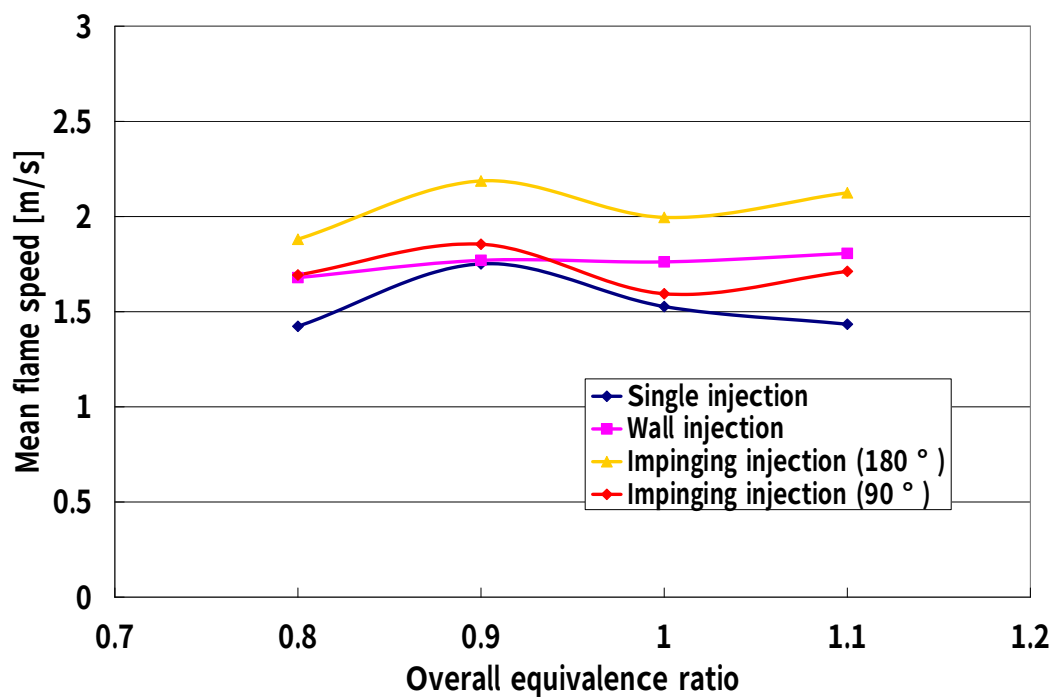


Fig.60 Mean flame speed

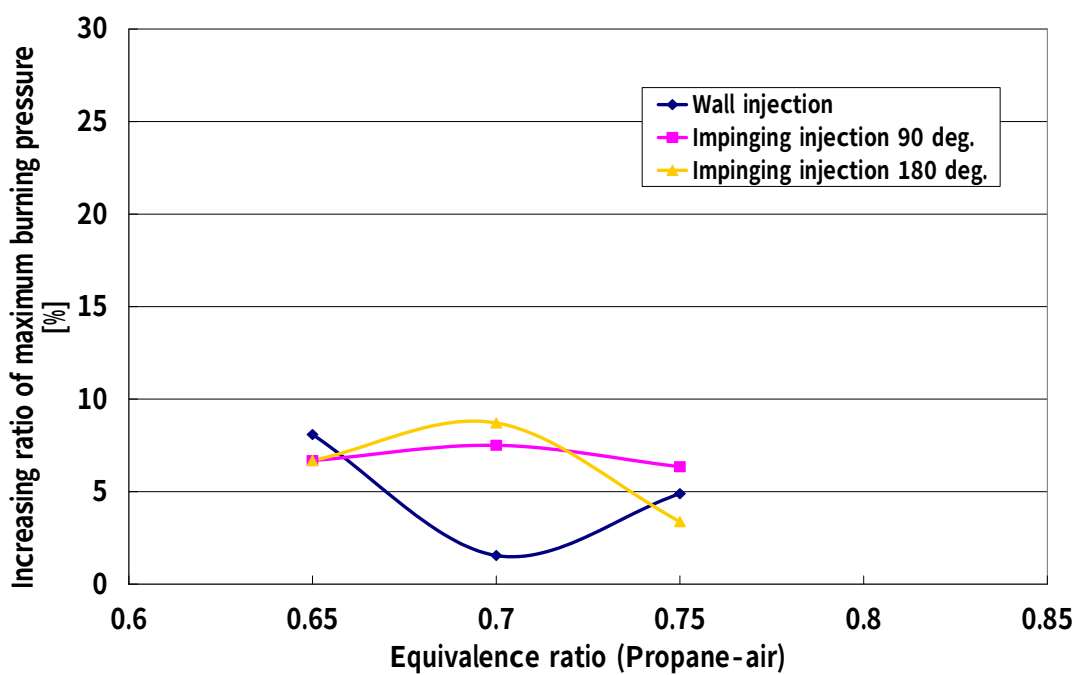


Fig.61 Increasing ratio of maximum burning pressure ($\Phi=0.8$)

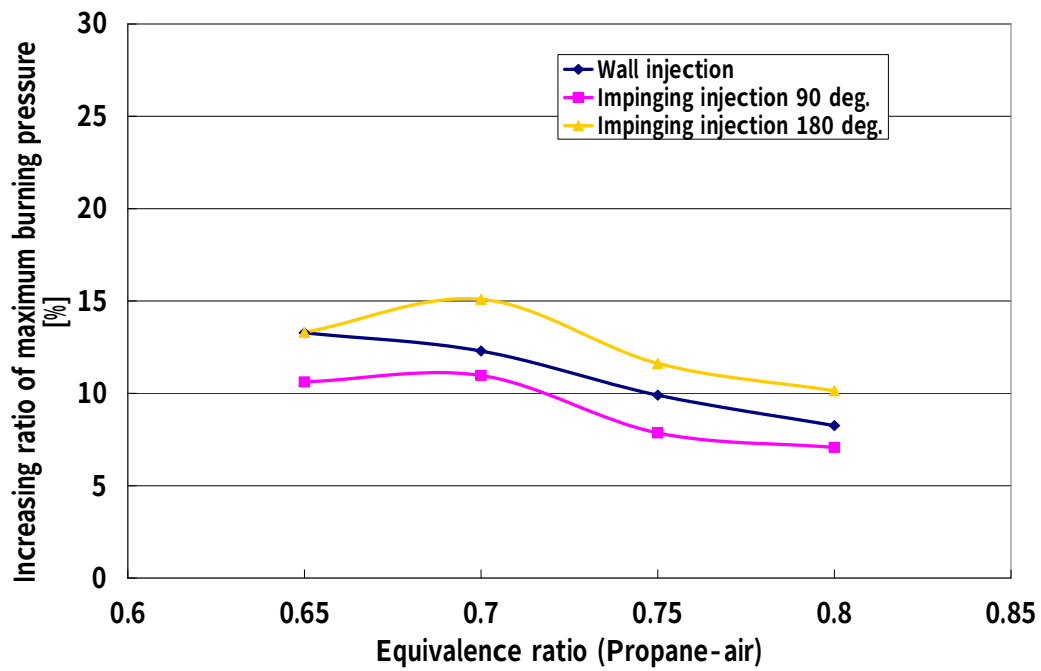


Fig.62 Increasing ratio of maximum burning pressure ($\Phi=0.9$)

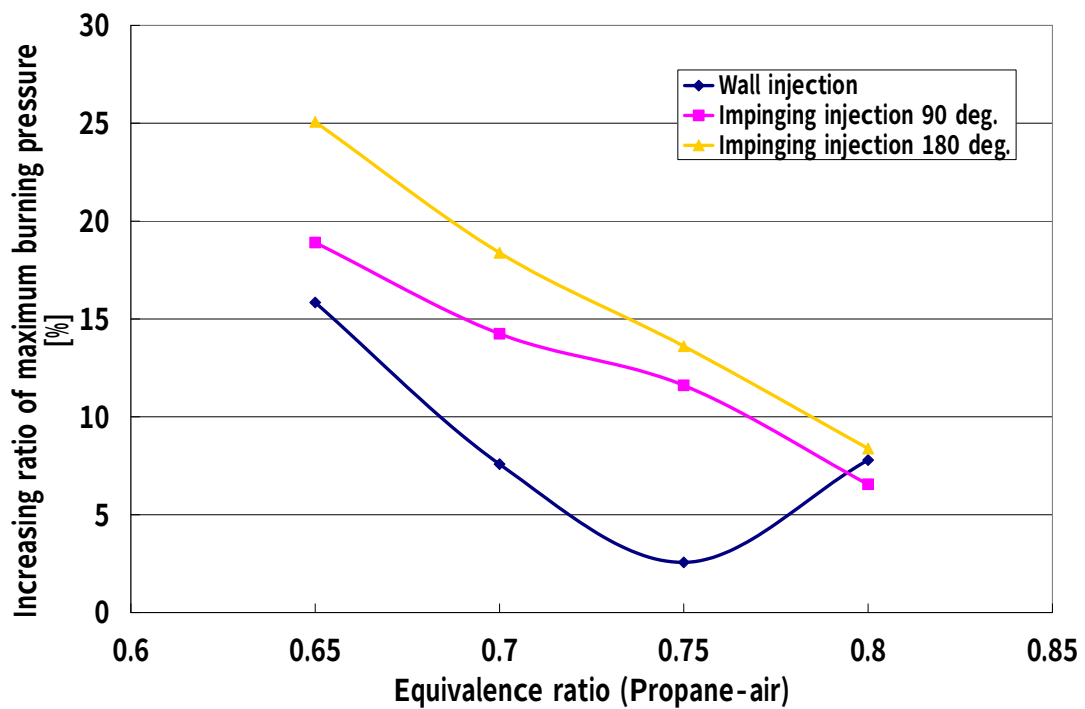


Fig.63 Increasing ratio of maximum burning pressure ($\Phi=1.0$)

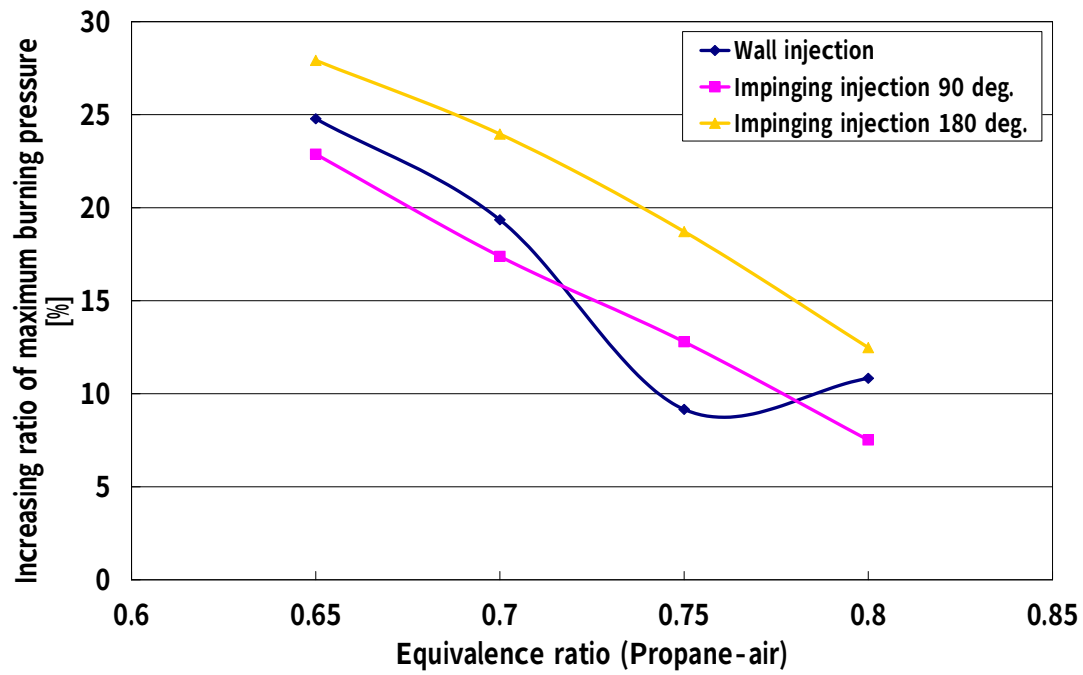


Fig.64 Increasing ratio of maximum burning pressure ($\Phi=1.1$)

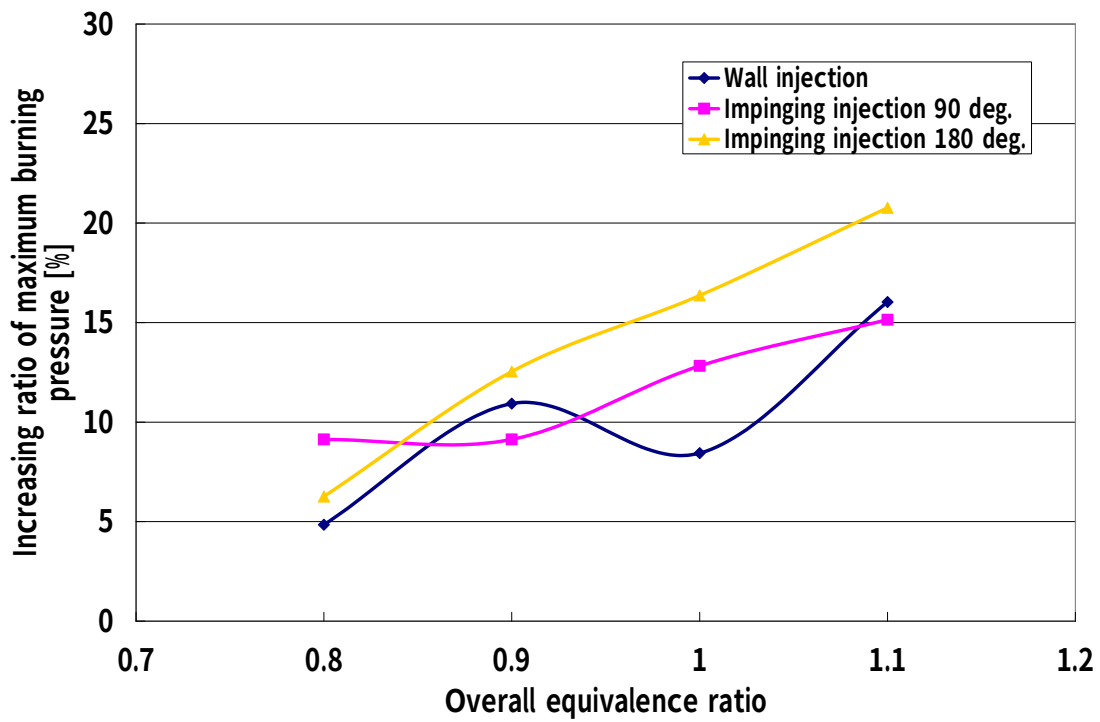


Fig.65 Increasing ratio of maximum burning pressure

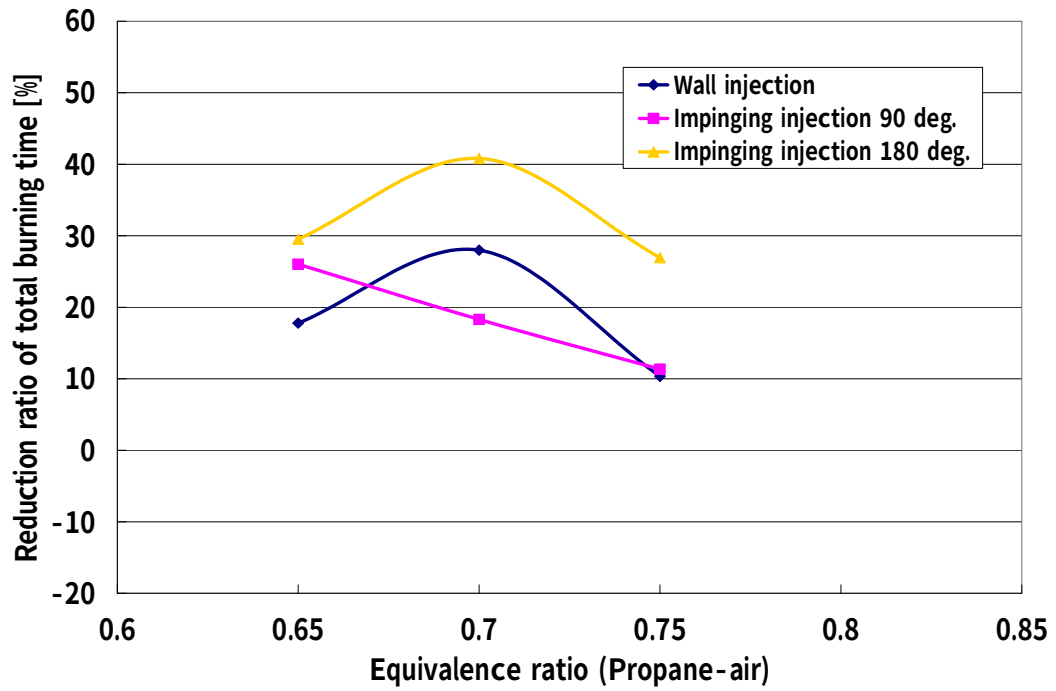


Fig.66 Reduction ratio of total burning time ($\Phi=0.8$)

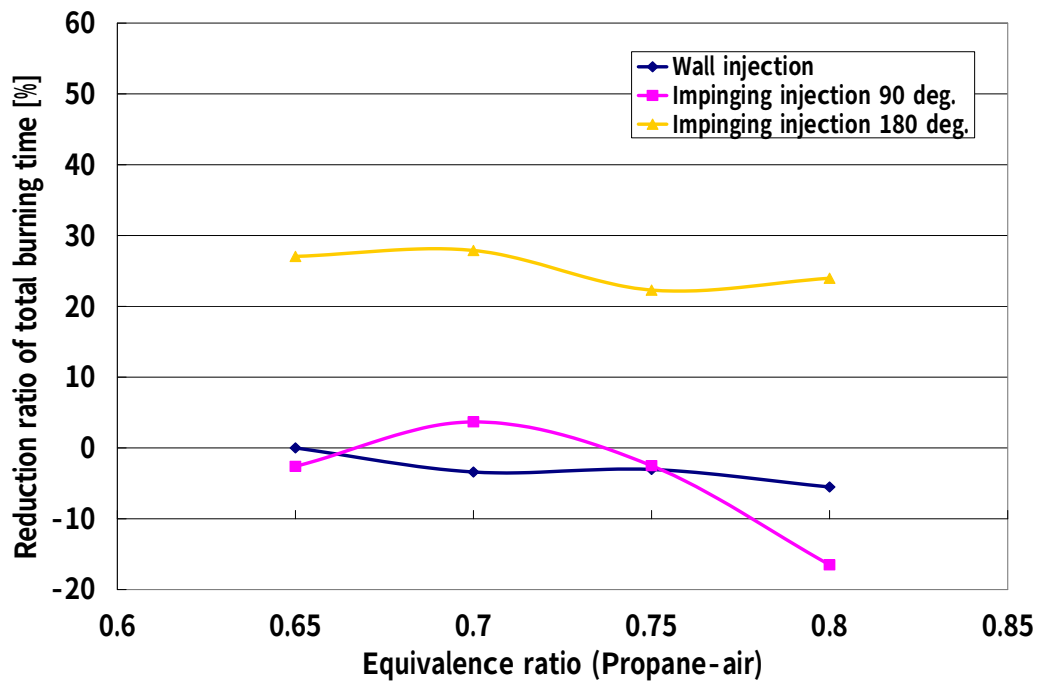


Fig.67 Reduction ratio of total burning time ($\Phi=0.9$)

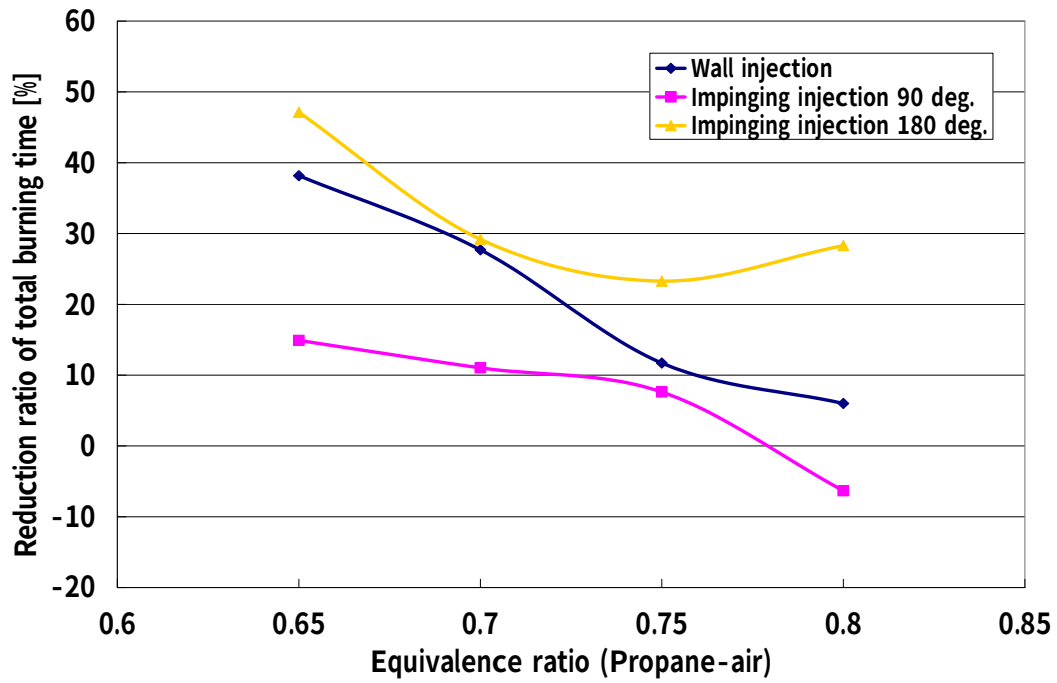


Fig.68 Reduction ratio of total burning time ($\Phi=1.0$)

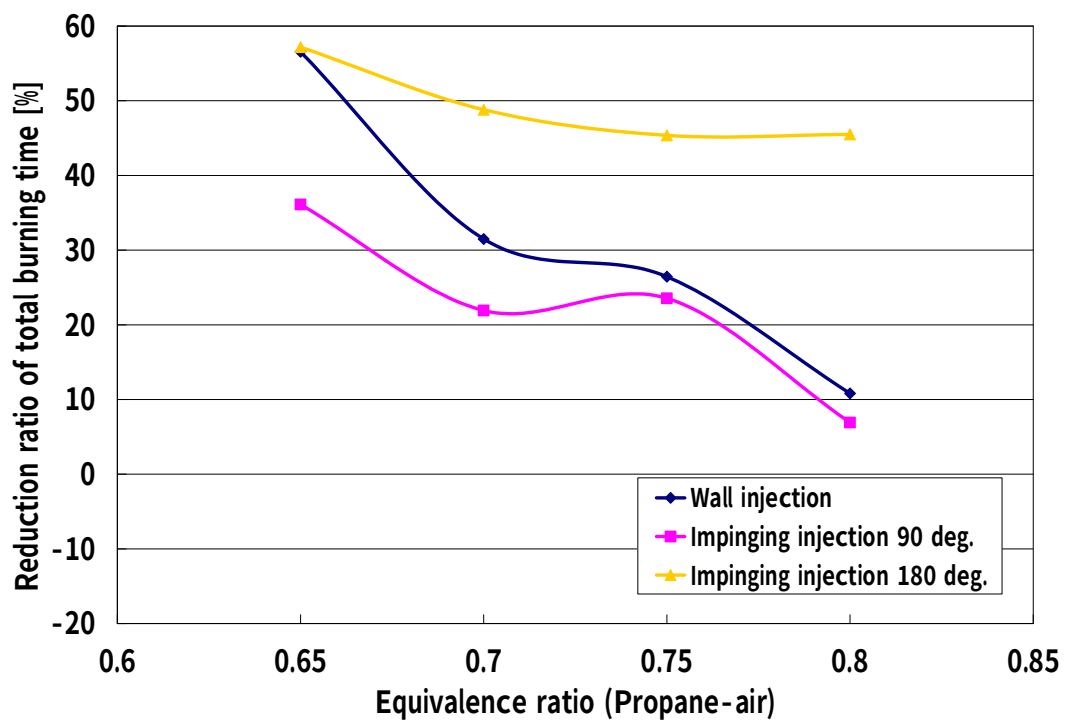


Fig.69 Reduction ratio of total burning time ($\Phi=1.1$)

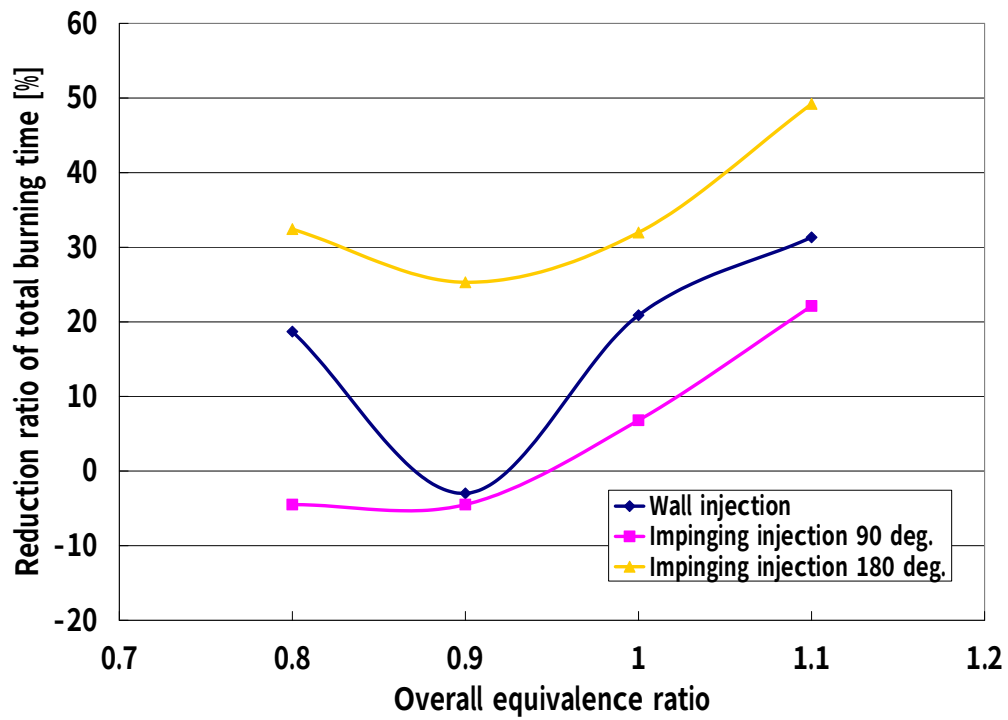


Fig.70 Reduction ratio of total burning time

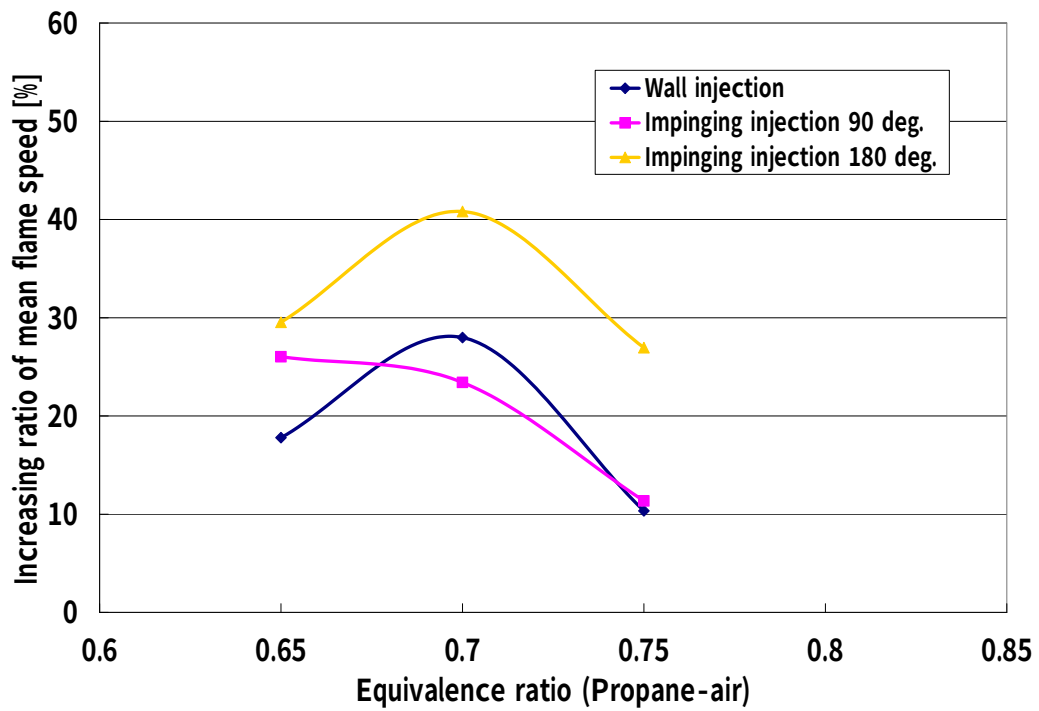


Fig.71 Increasing ratio of mean flame speed ($\Phi=0.8$)

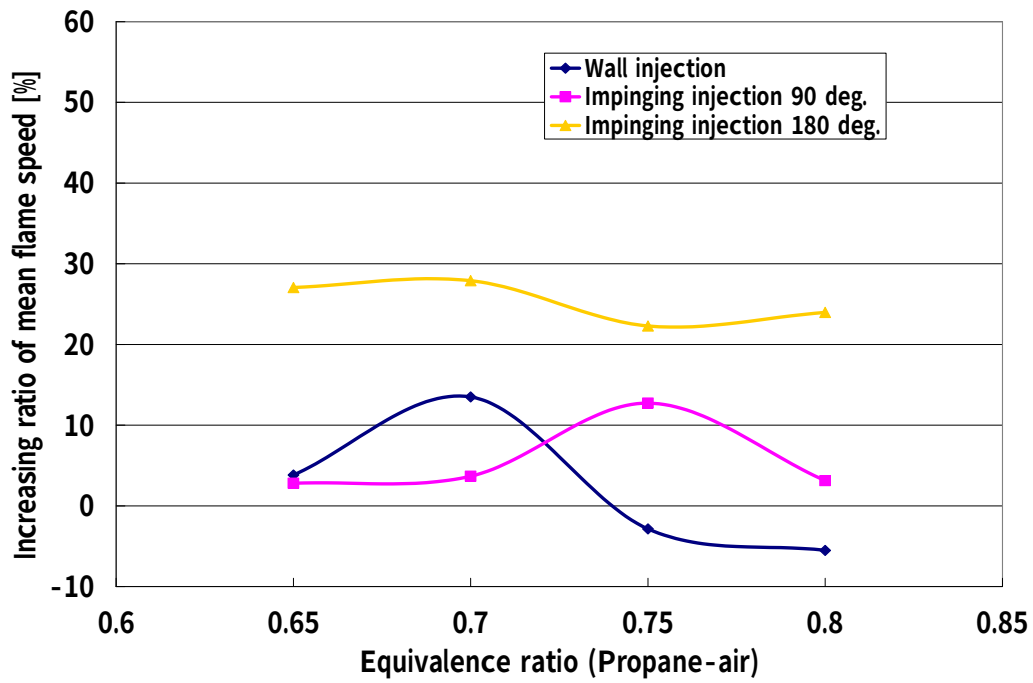


Fig.72 Increasing ratio of mean flame speed ($\Phi=0.9$)

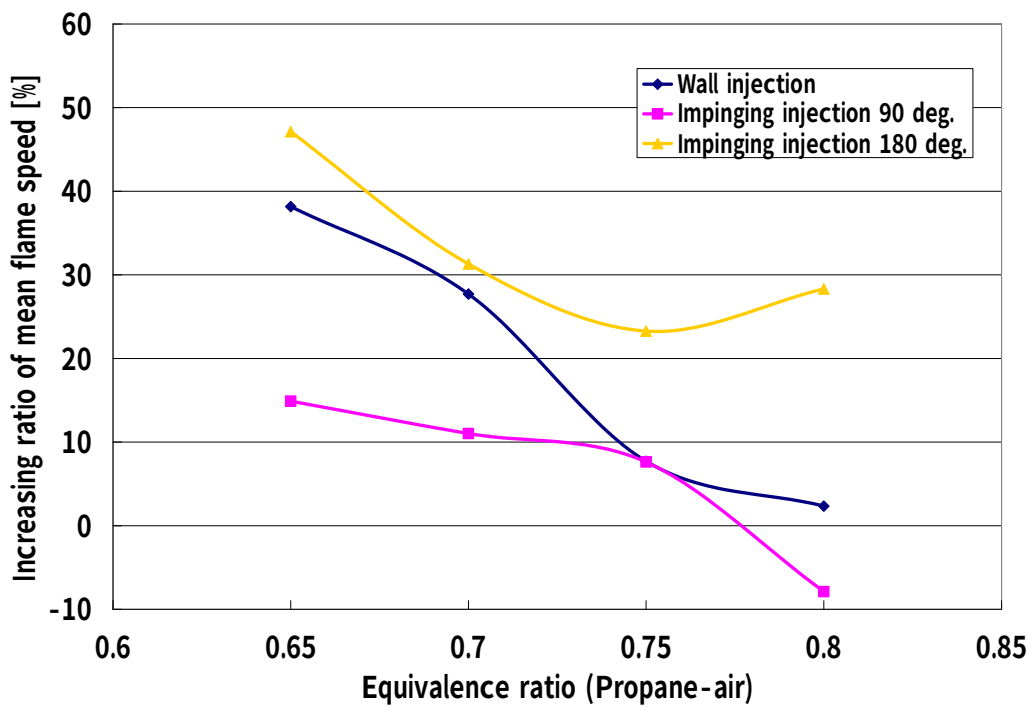


Fig.73 Increasing ratio of mean flame speed ($\Phi=1.0$)

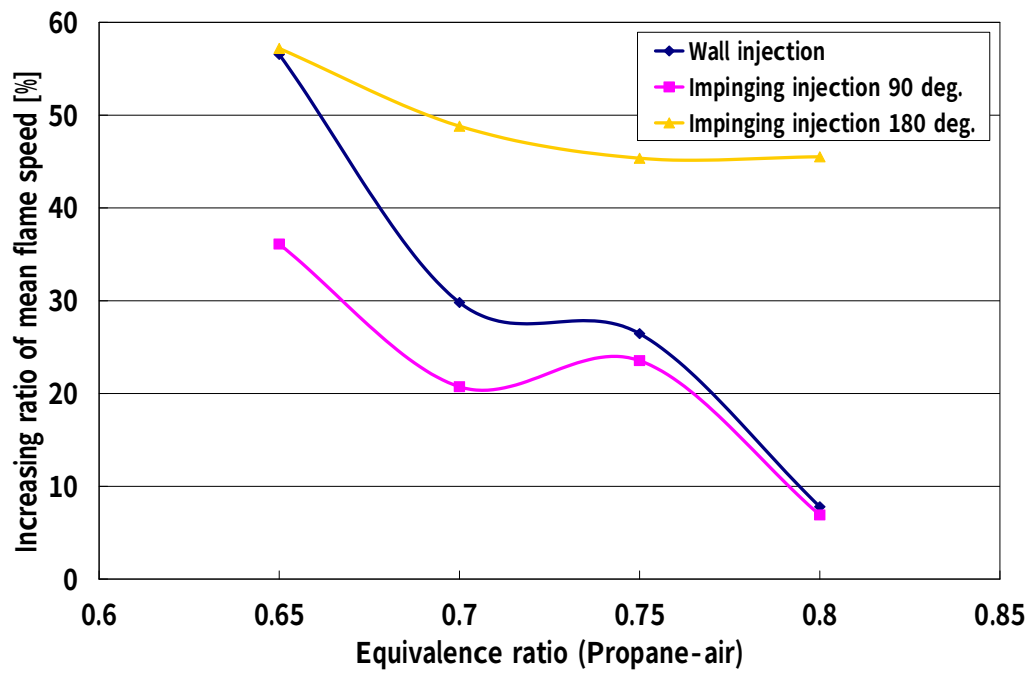


Fig.74 Increasing ratio of mean flame speed ($\Phi=1.1$)

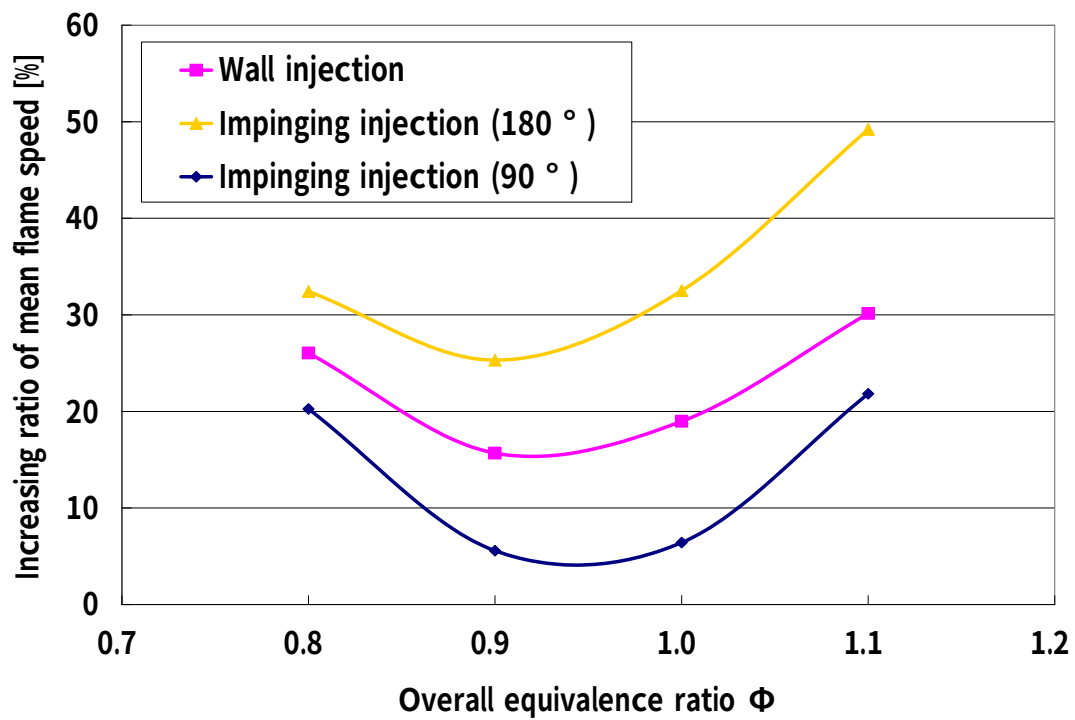


Fig.75 Increasing ratio of mean flame speed

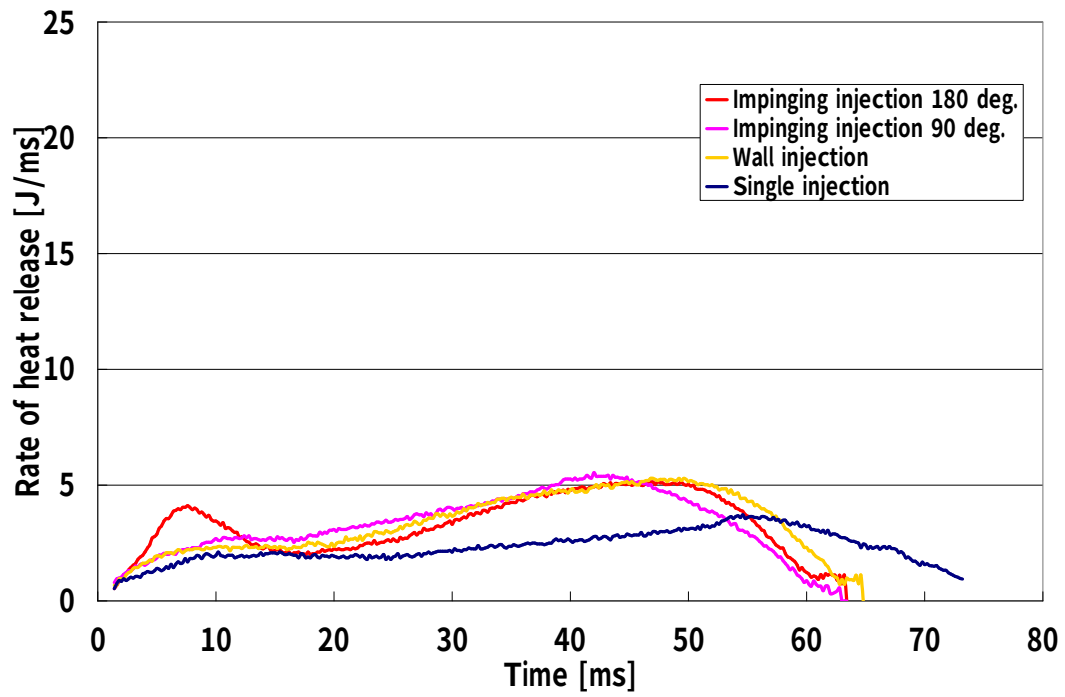


Fig.76 Rate of heat release ($\Phi=0.8$, $\phi=0.65$)

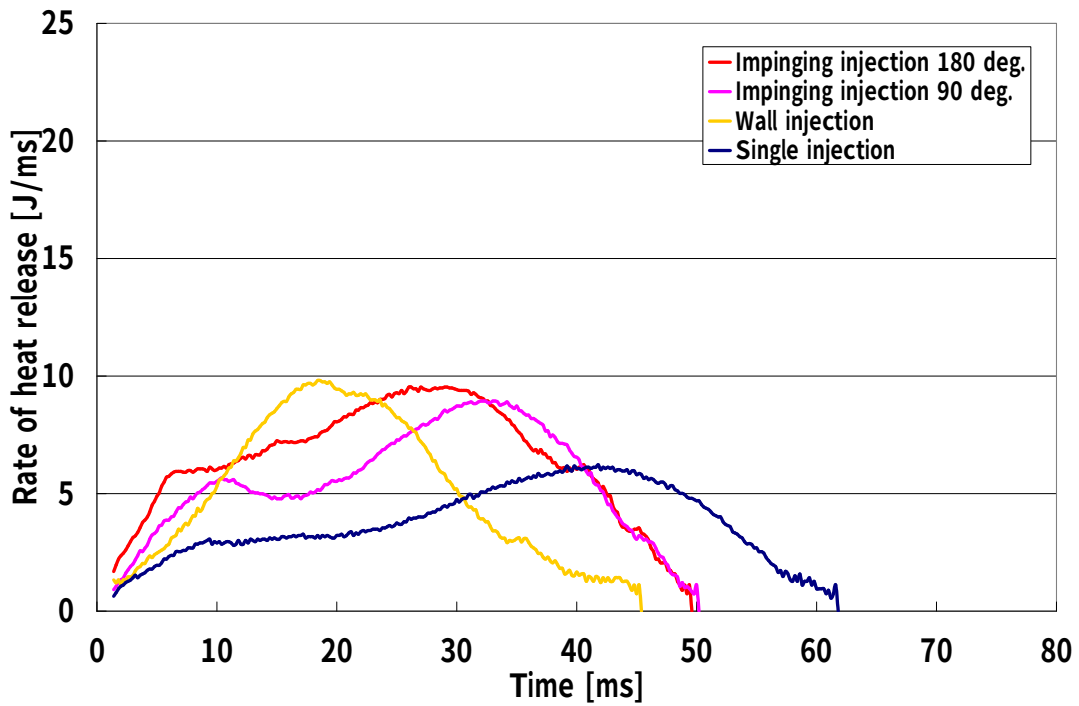


Fig.77 Rate of heat release ($\Phi=0.8$, $\phi=0.70$)

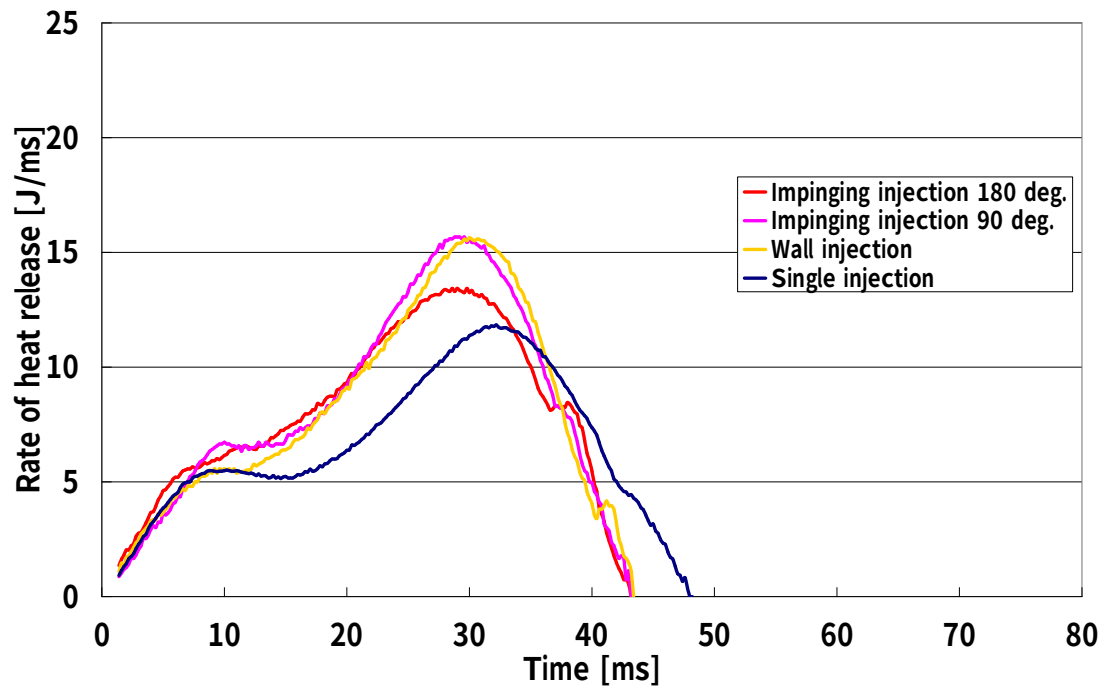


Fig.78 Rate of heat release ($\Phi=0.8$, $\phi=0.75$)

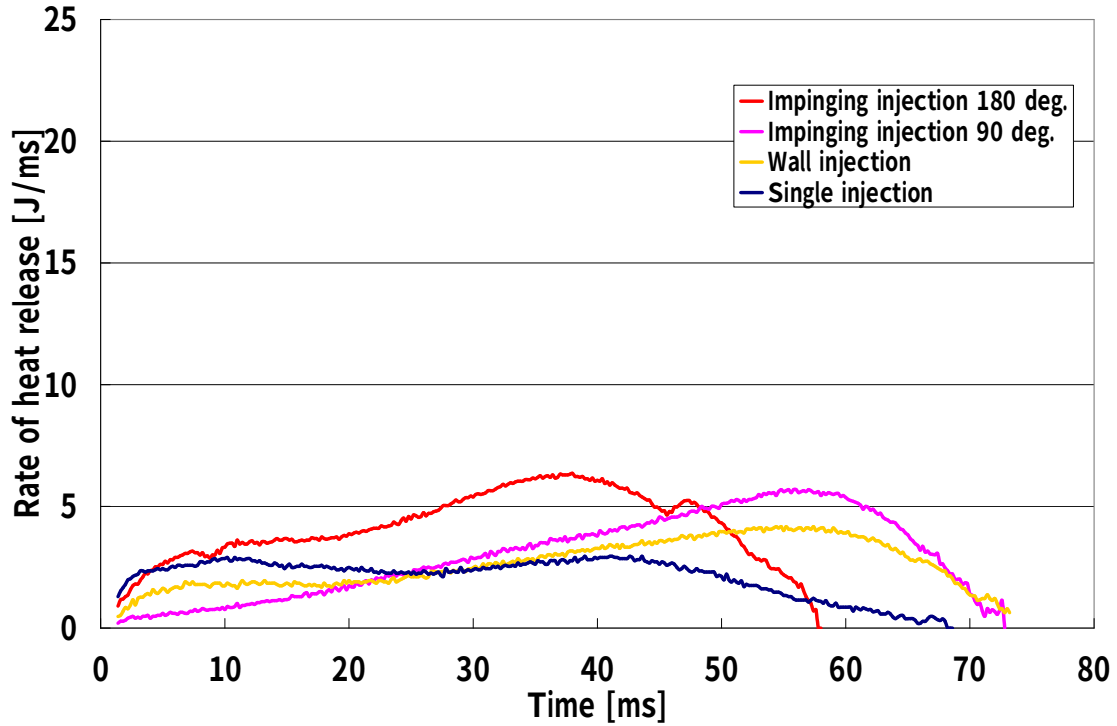


Fig.79 Rate of heat release ($\Phi=0.9$, $\phi=0.65$)

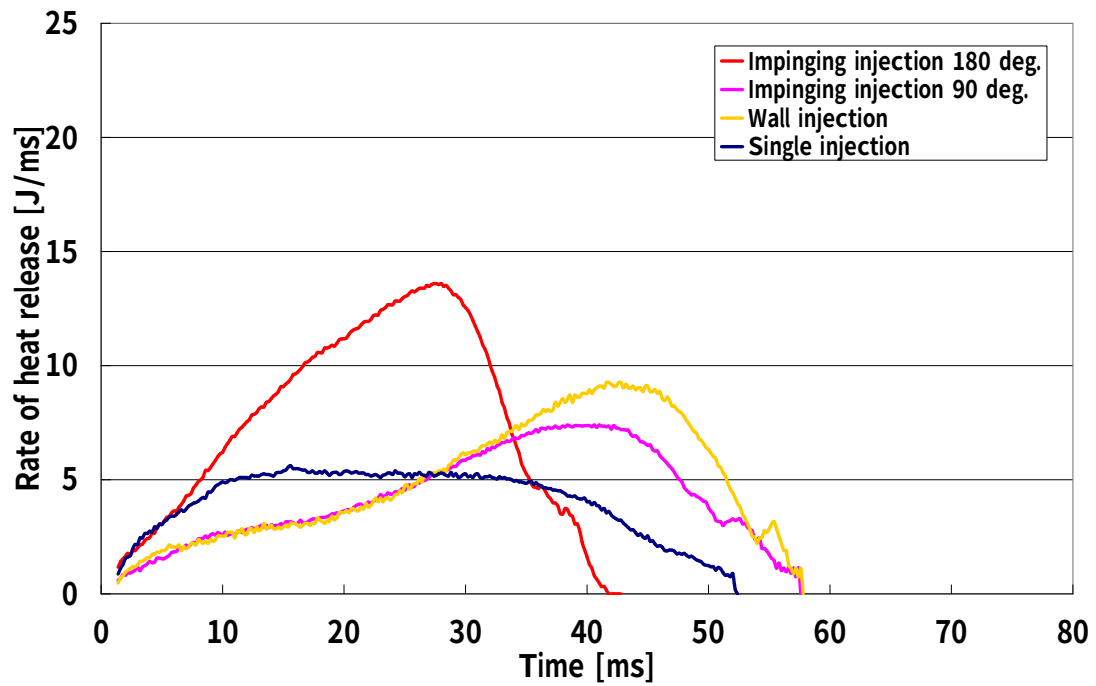


Fig.80 Rate of heat release ($\Phi=0.9$, $\phi=0.70$)

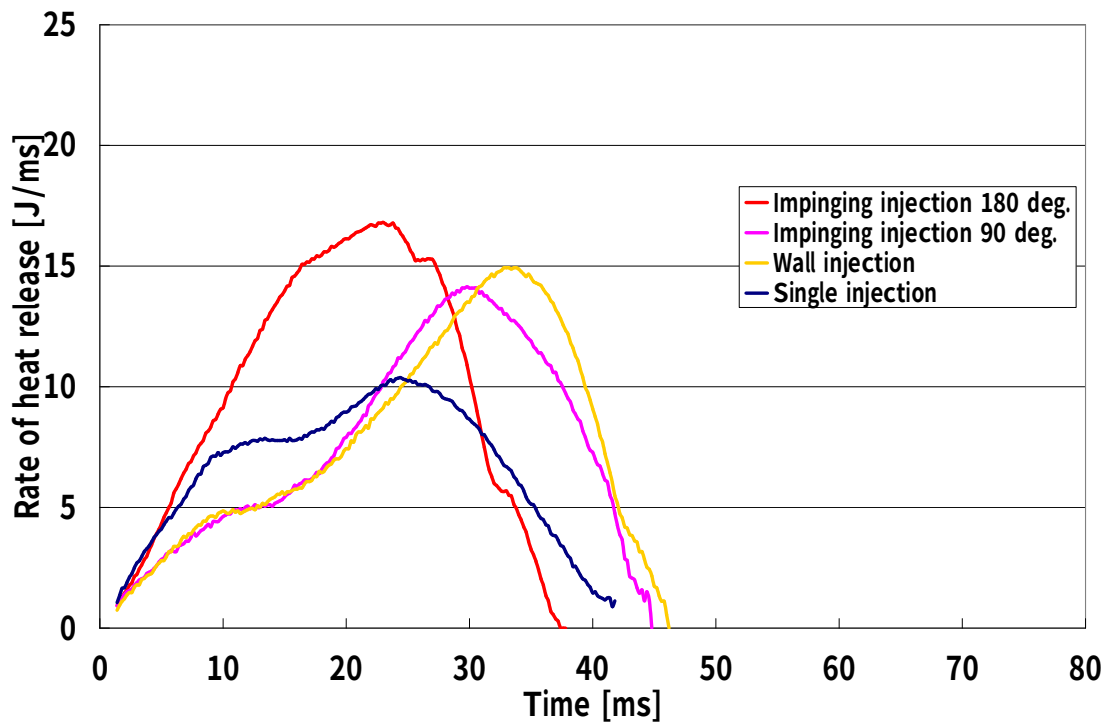


Fig.81 Rate of heat release ($\Phi=0.9$, $\phi=0.75$)

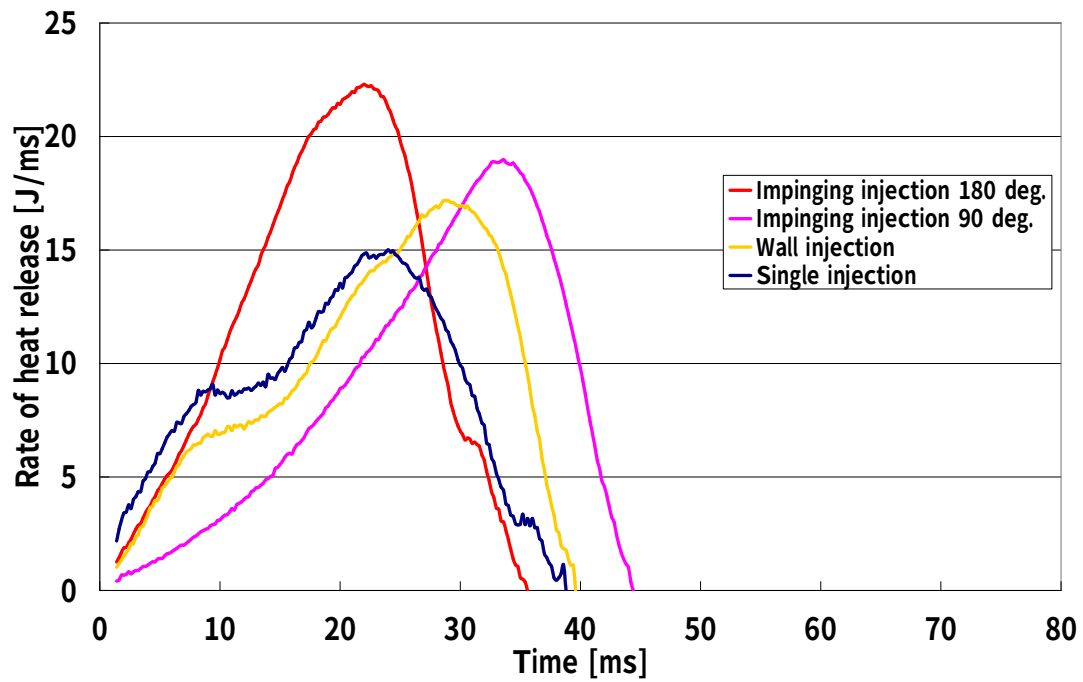


Fig.82 Rate of heat release ($\Phi=0.9$, $\phi=0.80$)

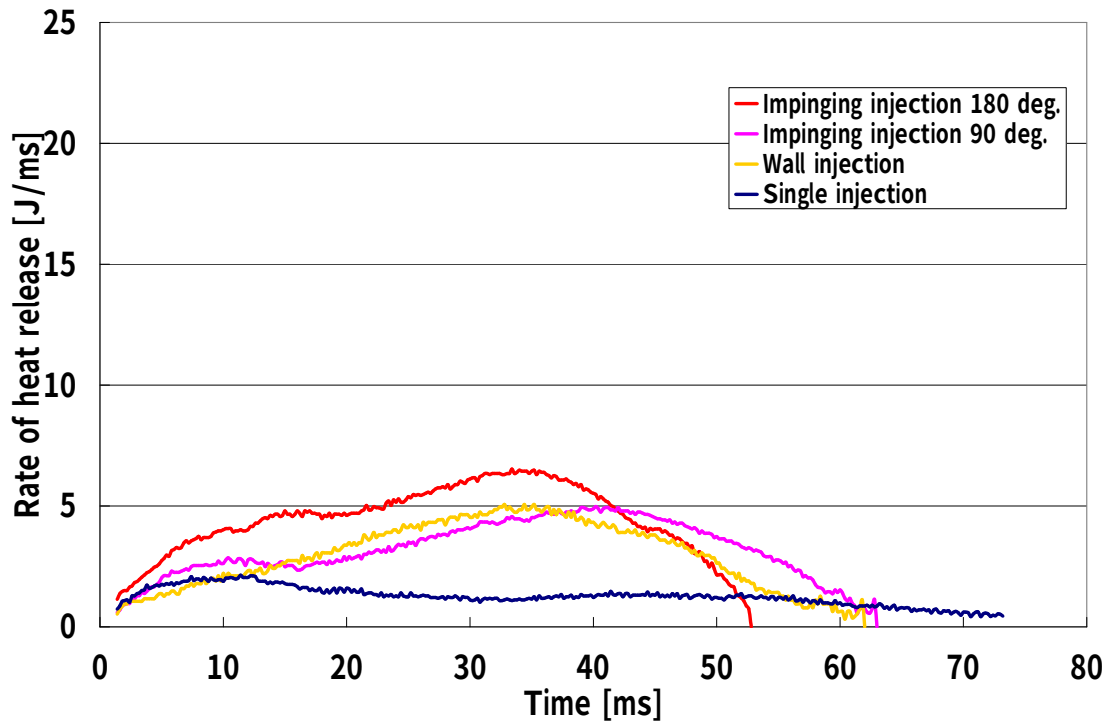


Fig.83 Rate of heat release ($\Phi=1.0$, $\phi=0.65$)

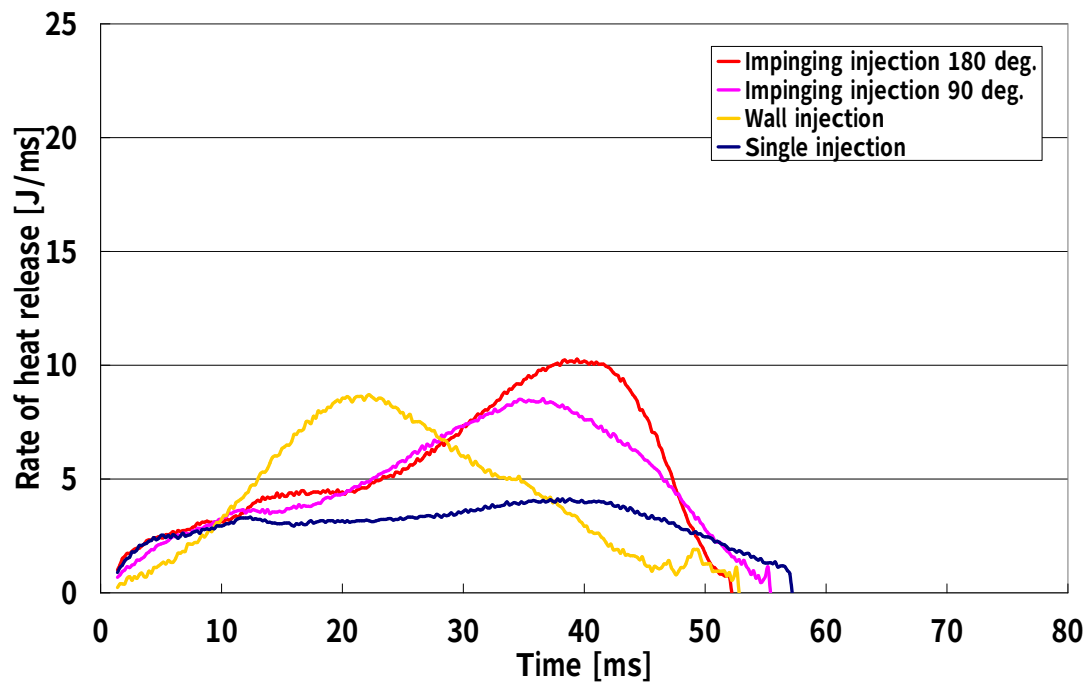


Fig.84 Rate of heat release ($\Phi=1.0$, $\phi=0.70$)

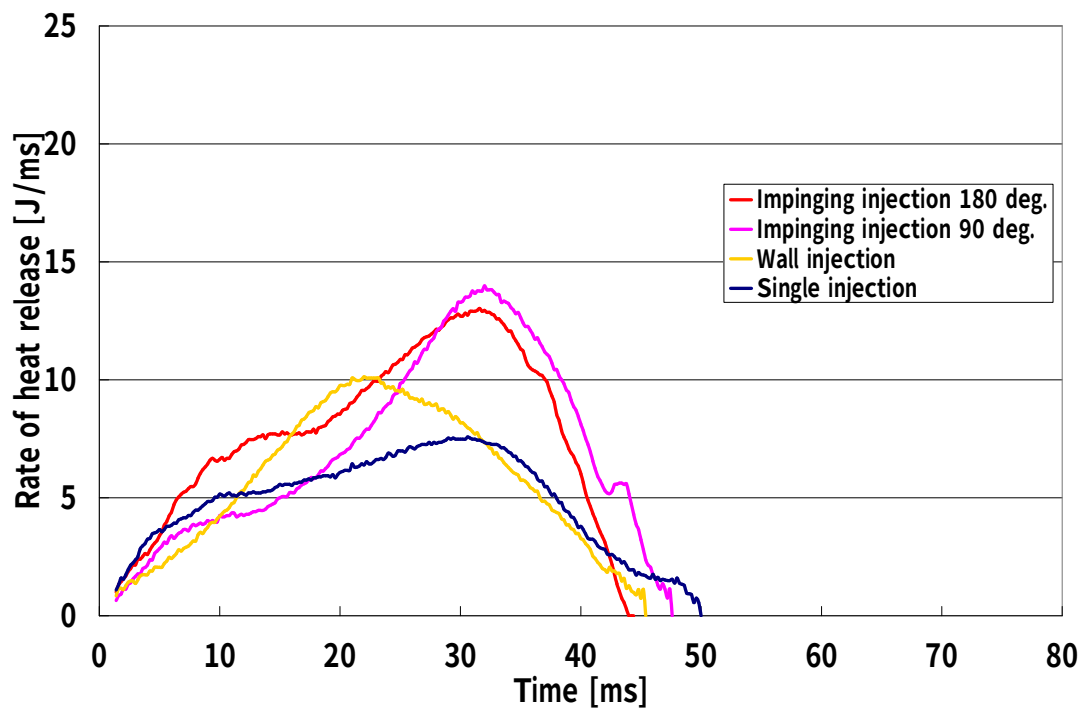


Fig.85 Rate of heat release ($\Phi=1.0$, $\phi=0.75$)

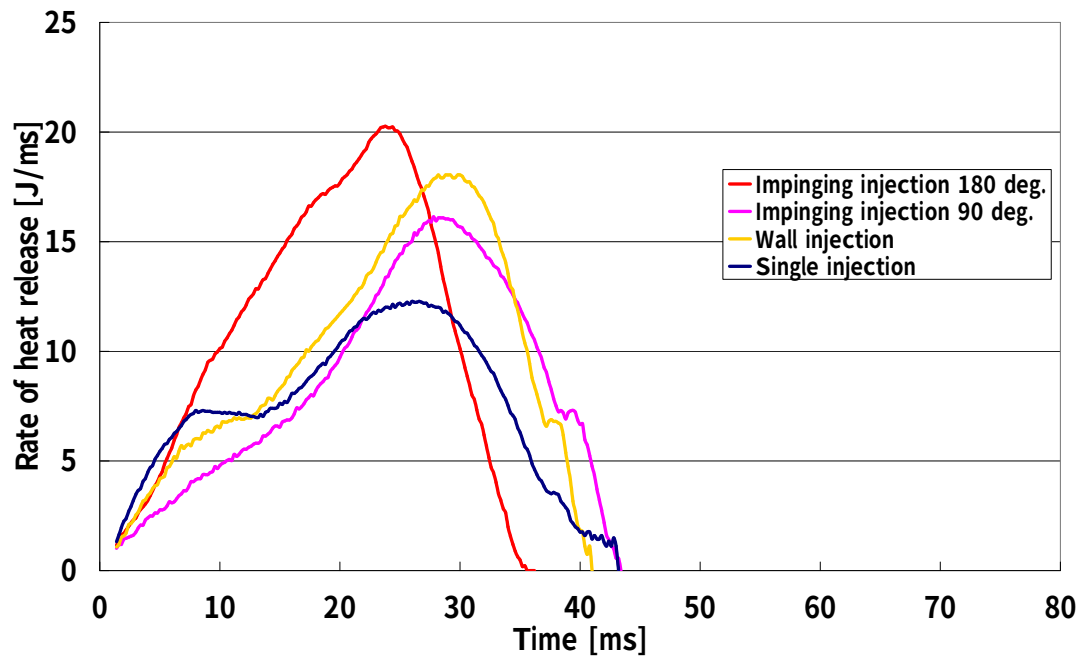


Fig.86 Rate of heat release ($\Phi=1.0$, $\phi=0.80$)

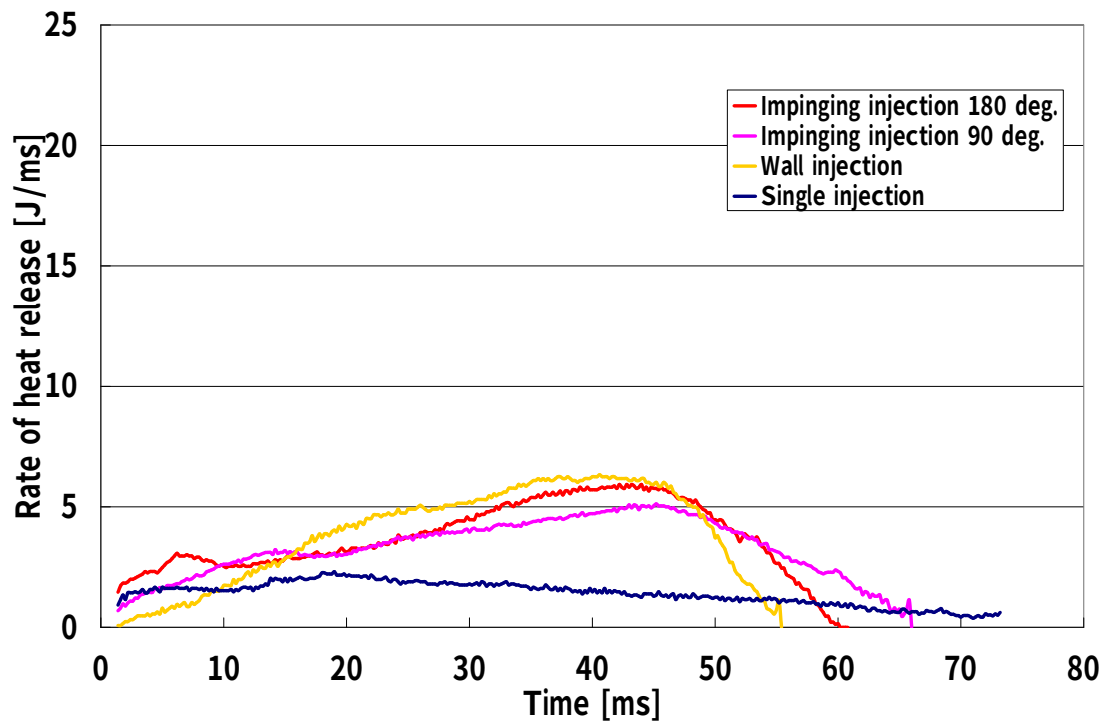


Fig.87 Rate of heat release ($\Phi=1.1$, $\phi=0.65$)

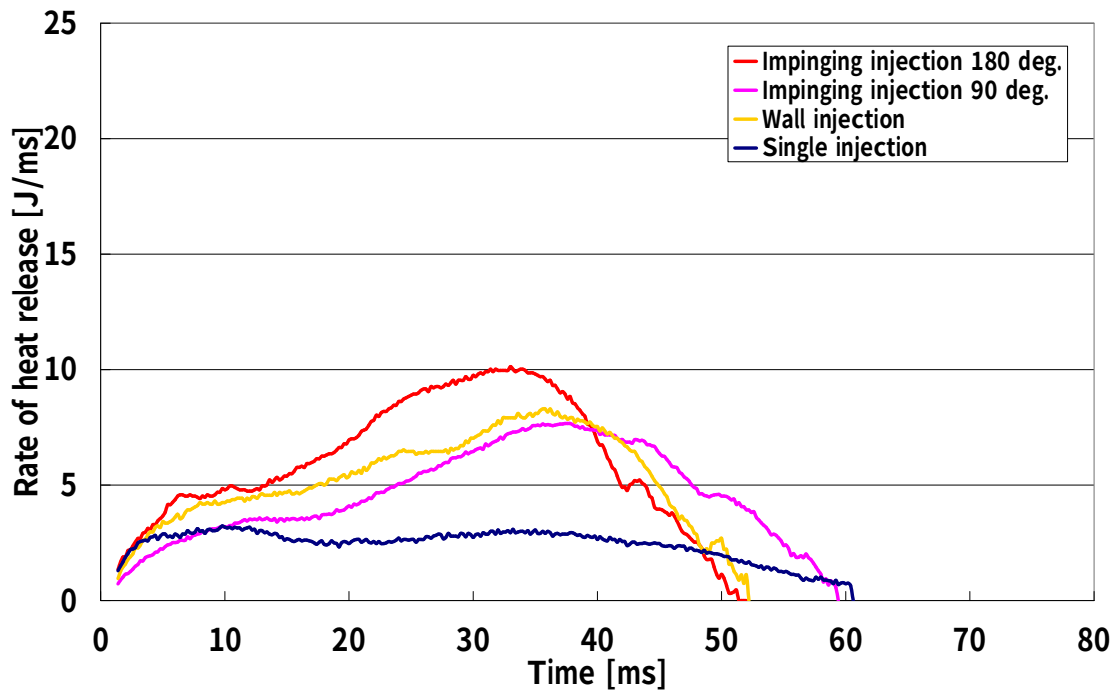


Fig.88 Rate of heat release ($\Phi=1.1$, $\phi=0.70$)

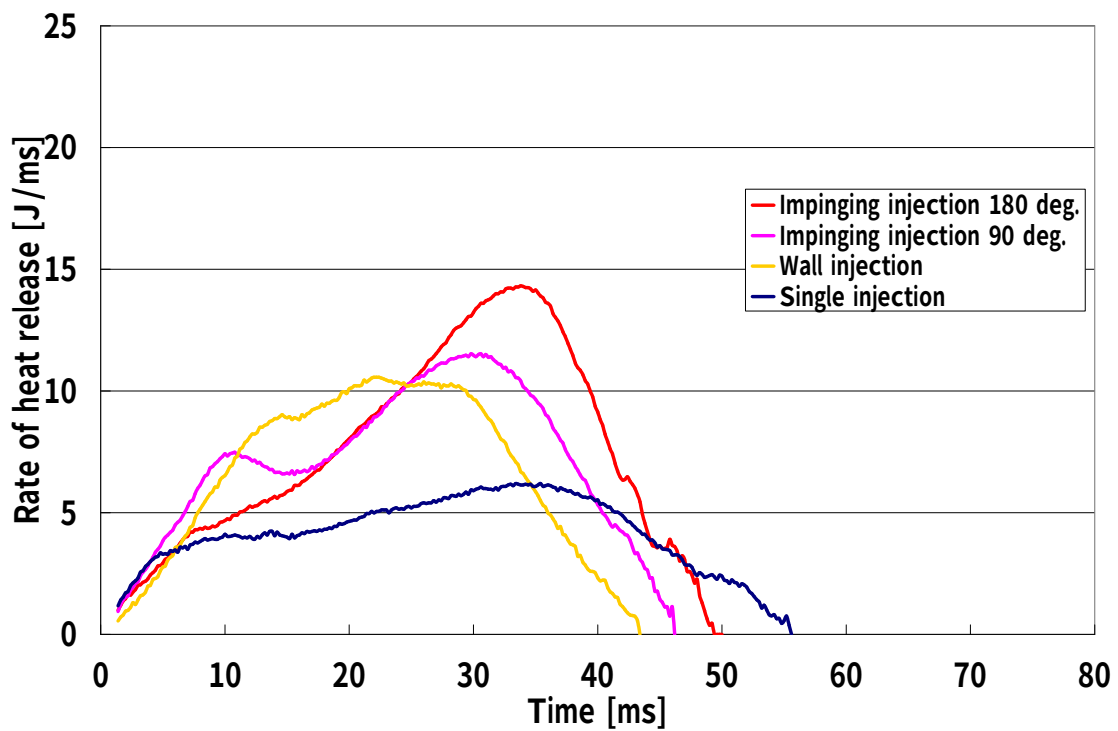


Fig.89 Rate of heat release ($\Phi=1.1$, $\phi=0.75$)

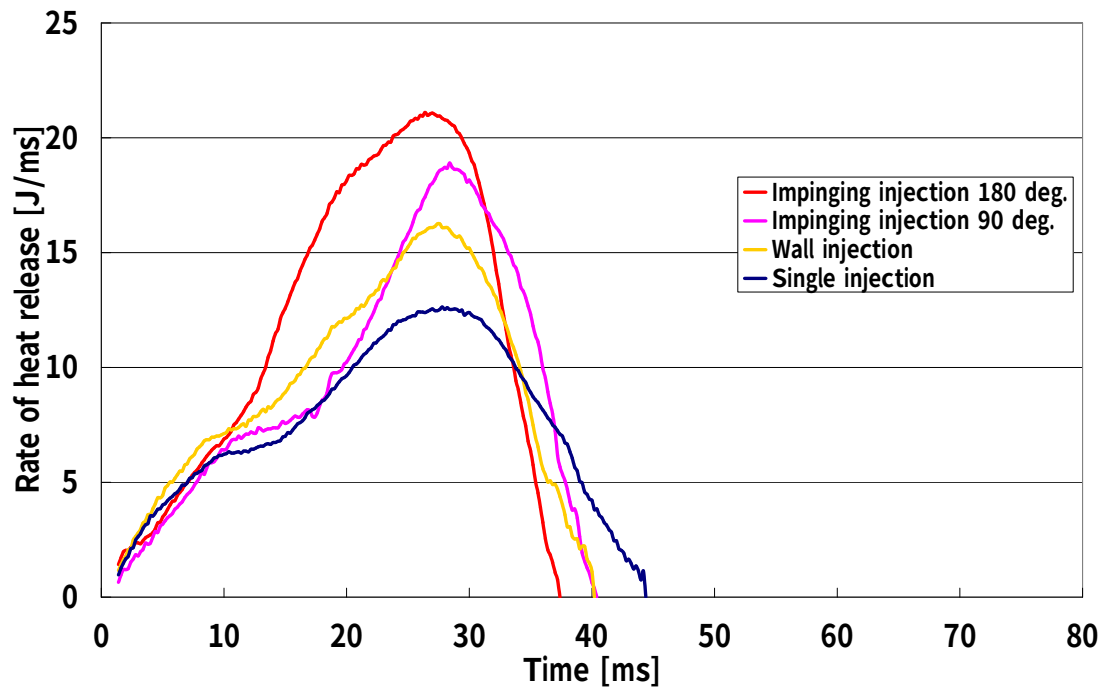


Fig.90 Rate of heat release ($\Phi=1.1$, $\phi=0.80$)

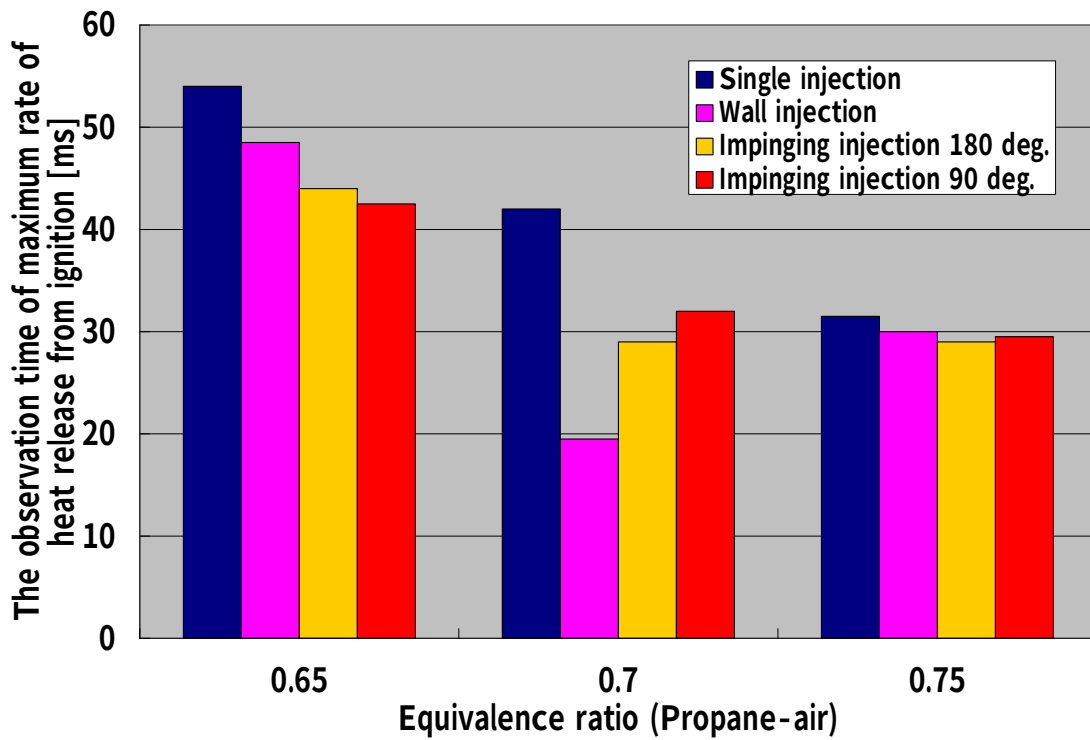


Fig.91 The observation time of maximum rate of heat release from ignition ($\Phi=0.8$)

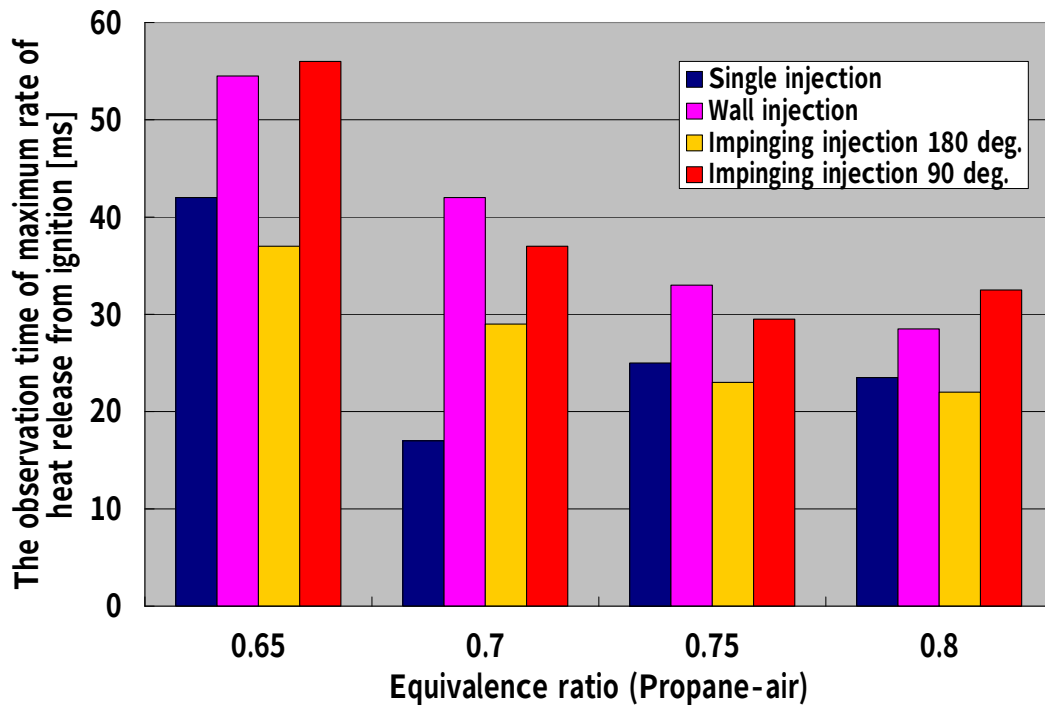


Fig.92 The observation time of maximum rate of heat release from ignition ($\Phi=0.9$)

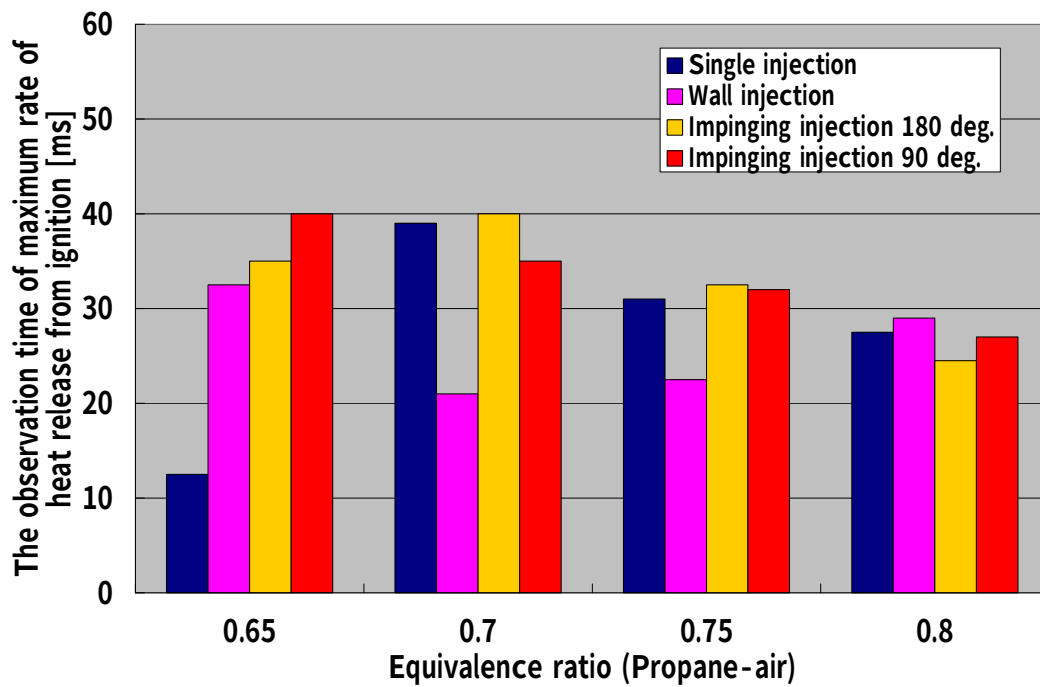


Fig.93 The observation time of maximum rate of heat release from ignition ($\Phi=1.0$)

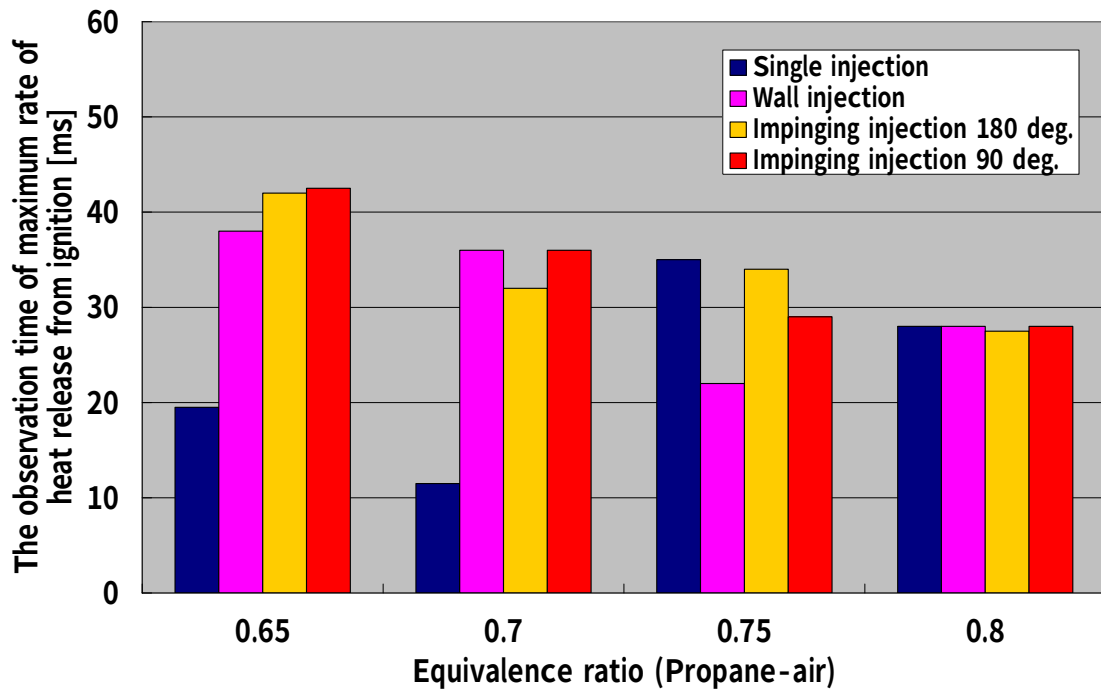


Fig.94 The observation time of maximum rate of heat release from ignition ($\Phi=1.1$)

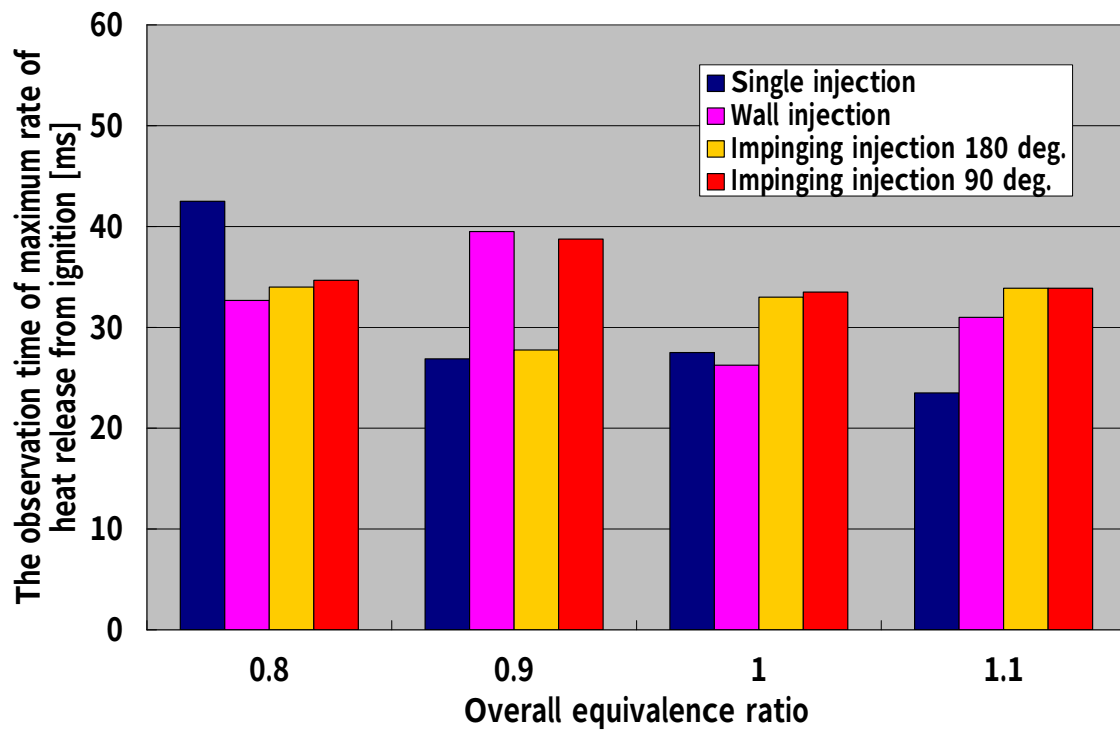


Fig.95 The observation time of maximum rate of heat release from ignition

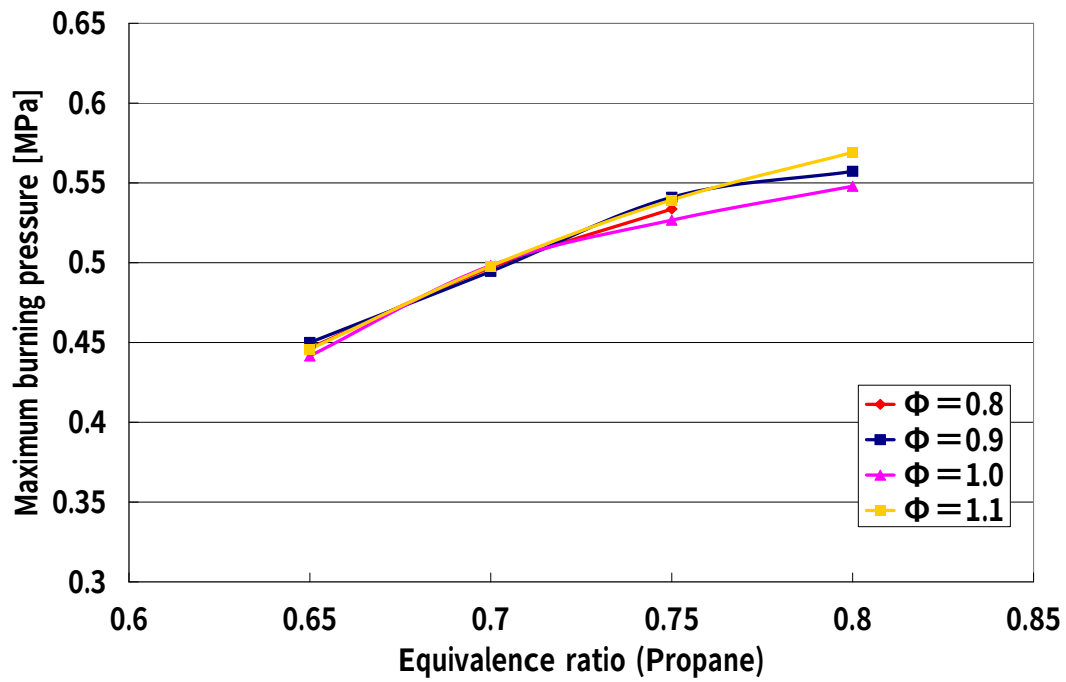


Fig.96 Maximum burning pressure (ignition point 0,20mm)

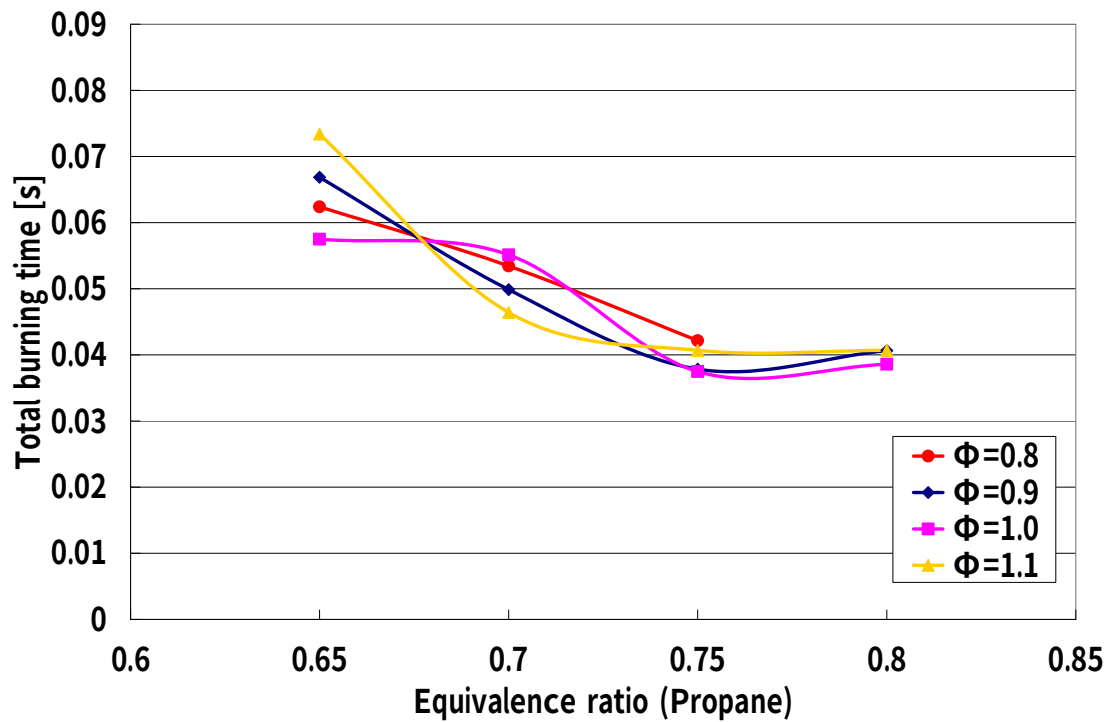


Fig.97 Total burning time (ignition point 0,20mm)

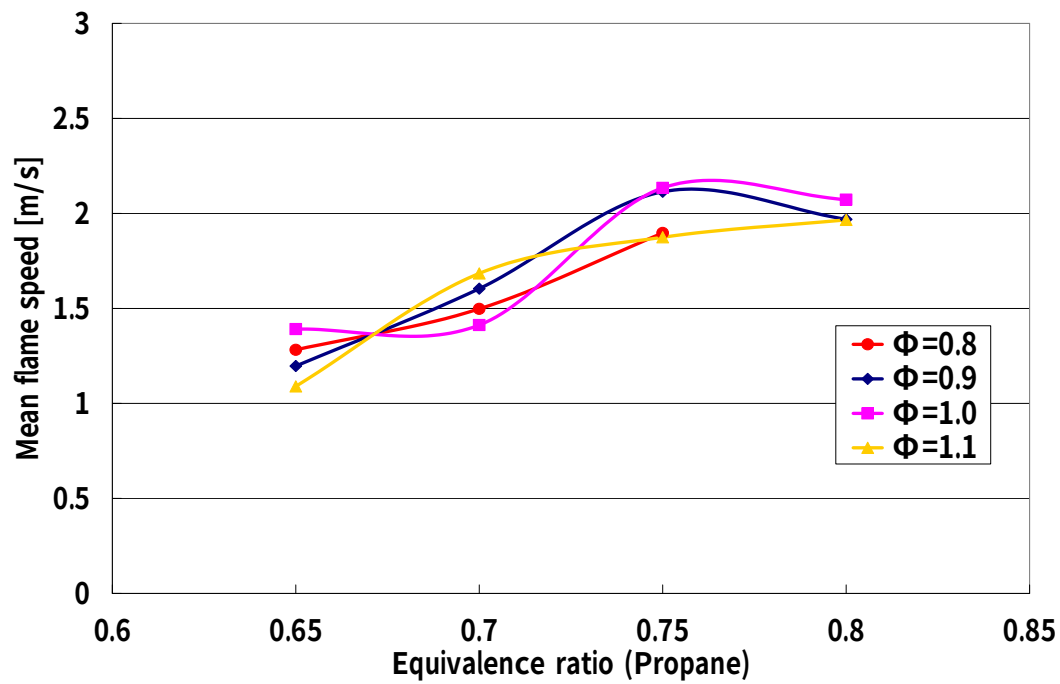


Fig.98 Mean flame speed (ignition point 0,20mm)

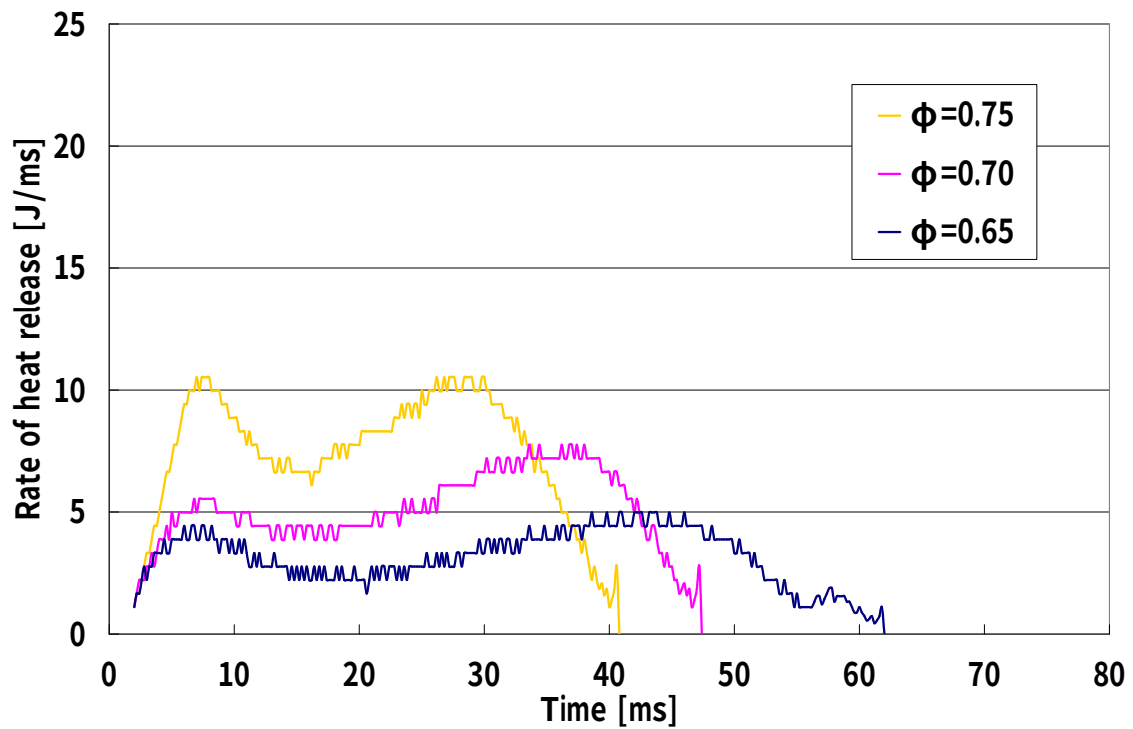


Fig.99 Rate of heat release (ignition point 0,20mm $\Phi=0.8$)

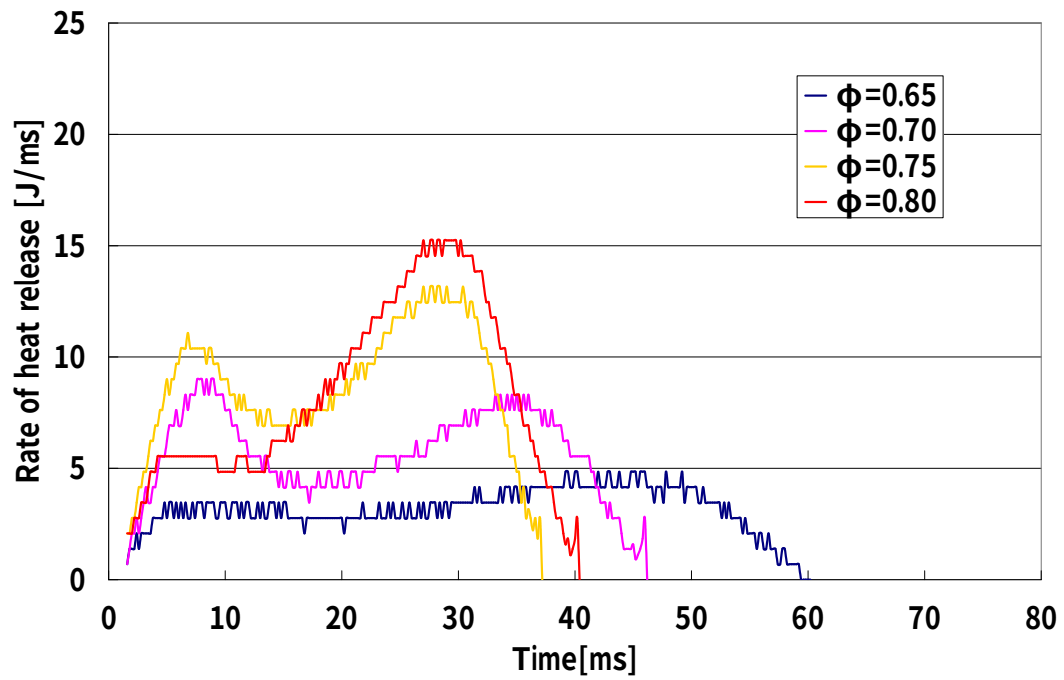


Fig.100 Rate of heat release (ignition point 0,20mm $\Phi=0.9$)

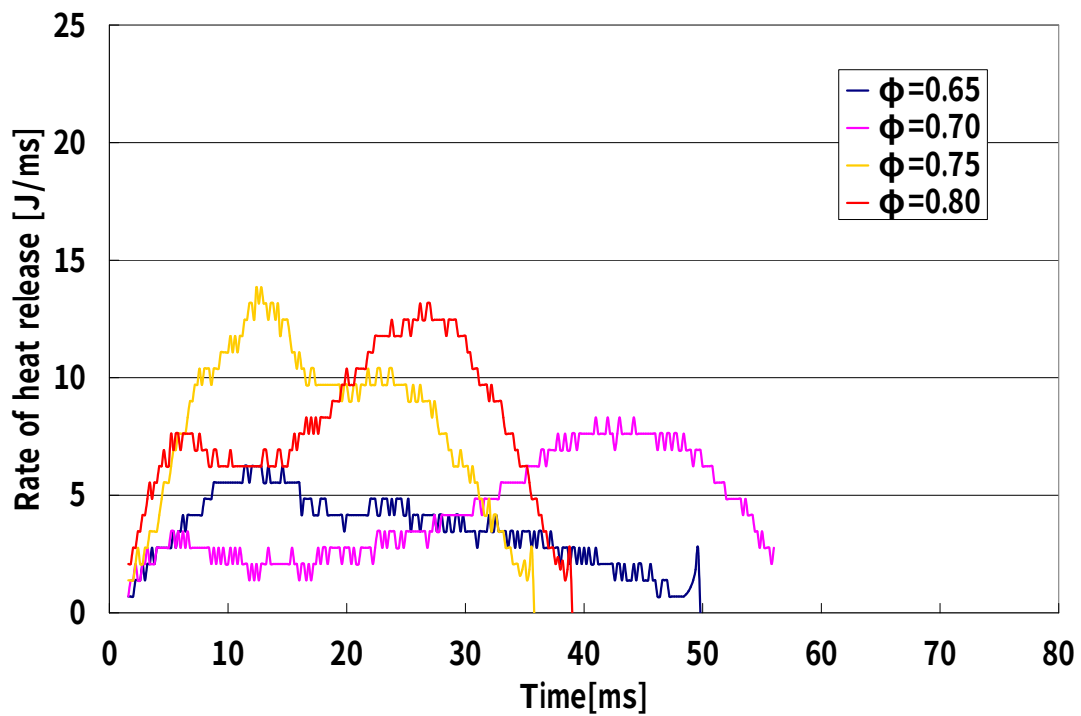


Fig.101 Rate of heat release (ignition point 0,20mm $\Phi=1.0$)

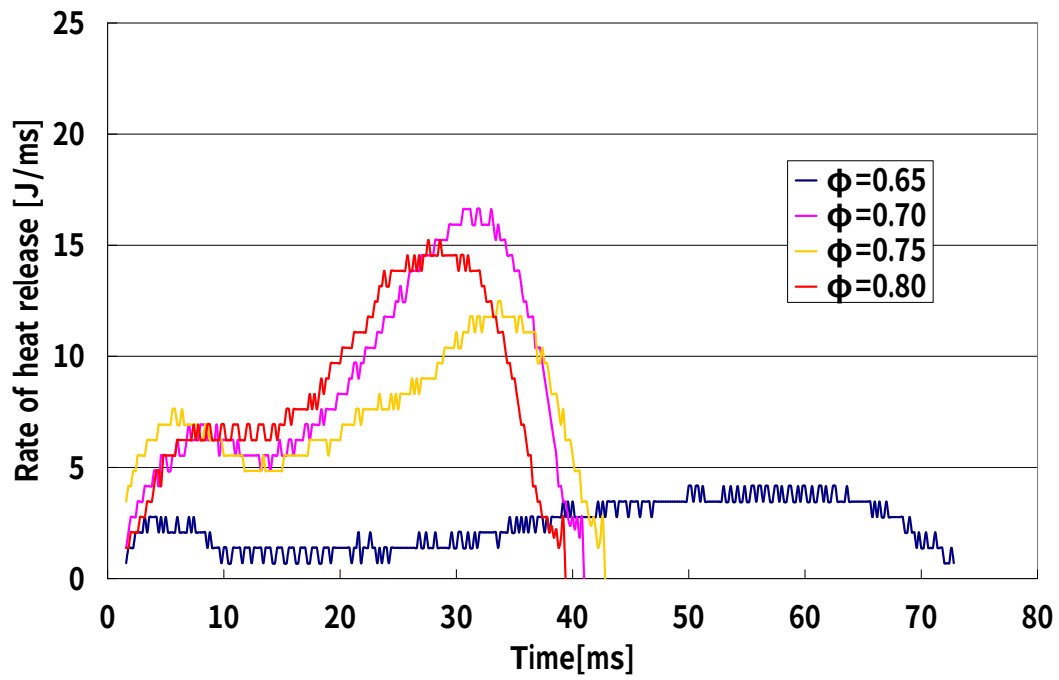


Fig.102 Rate of heat release (ignition point 0,20mm $\Phi=1.1$)

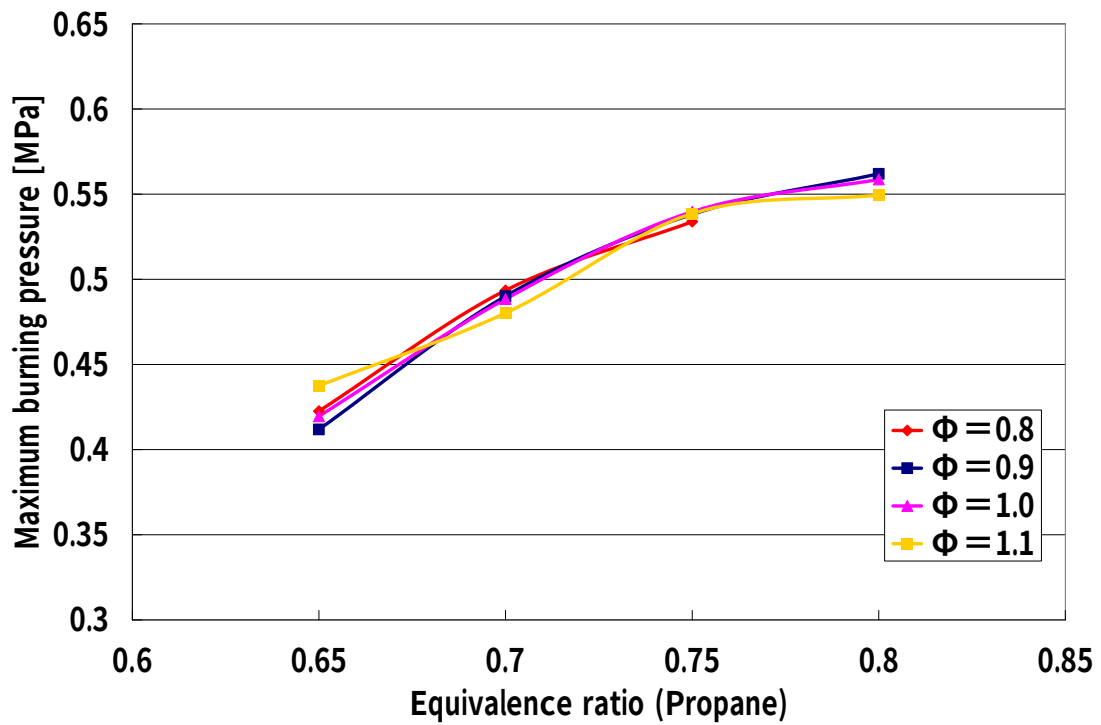


Fig.103 Maximum burning pressure (ignition point 0,40mm)

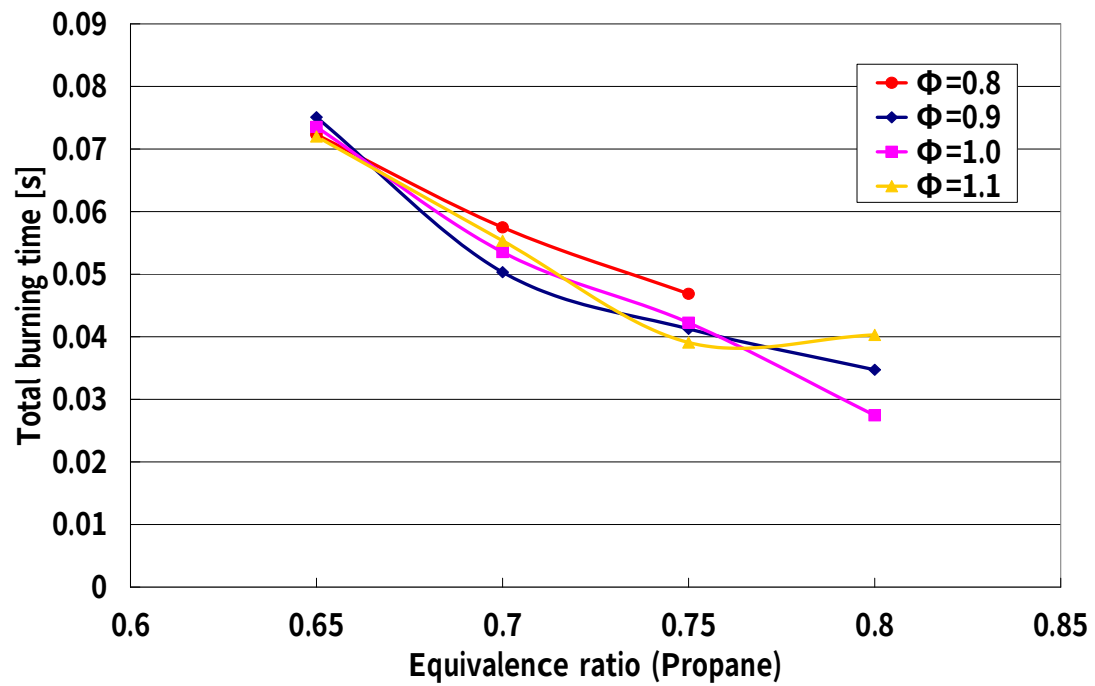


Fig.104 Total burning time (ignition point 0,40mm)

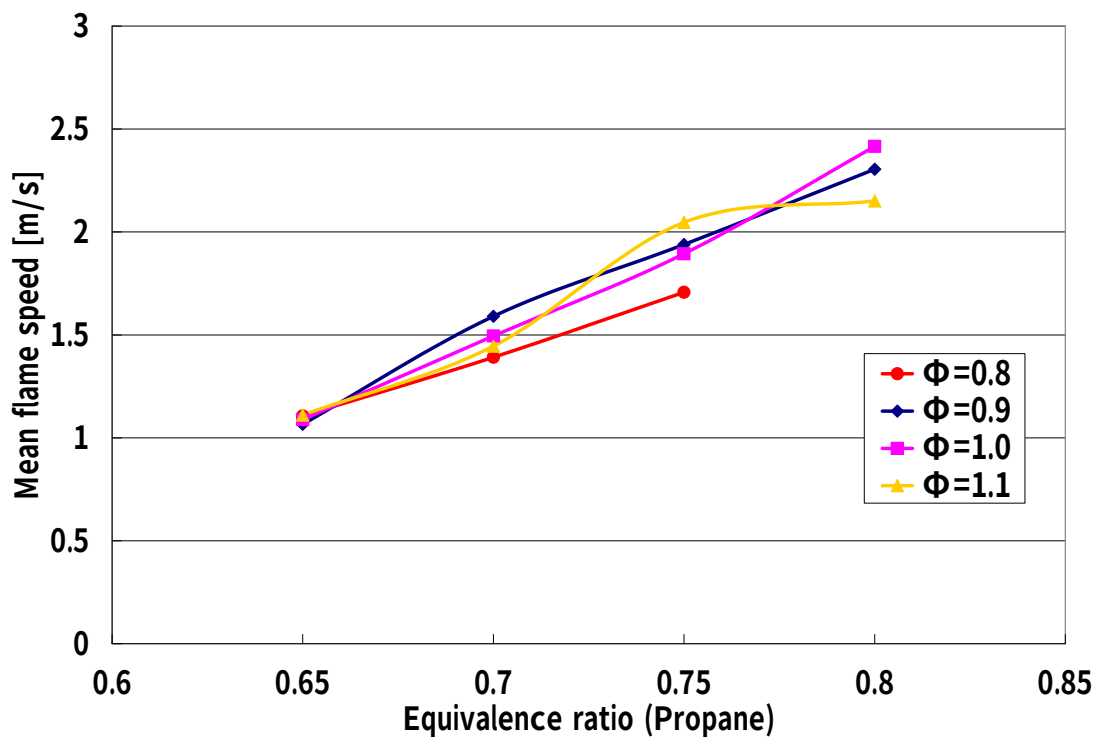


Fig.105 Mean flame speed (ignition point 0,40mm)

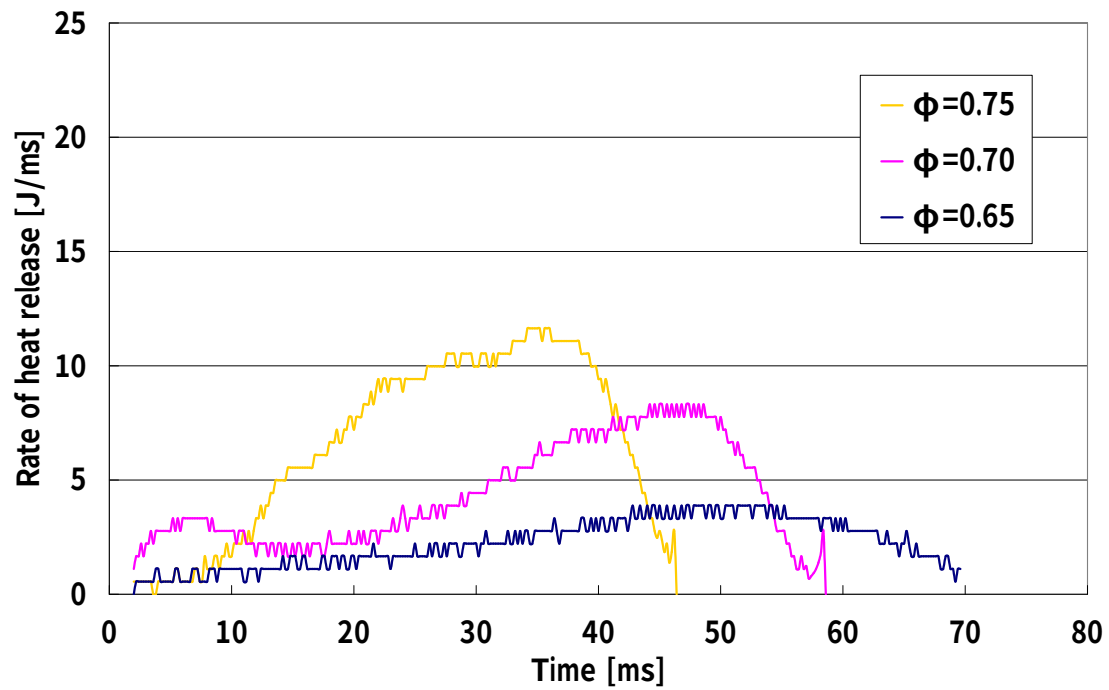


Fig.106 Rate of heat release (ignition point 0,40mm $\Phi=0.8$)

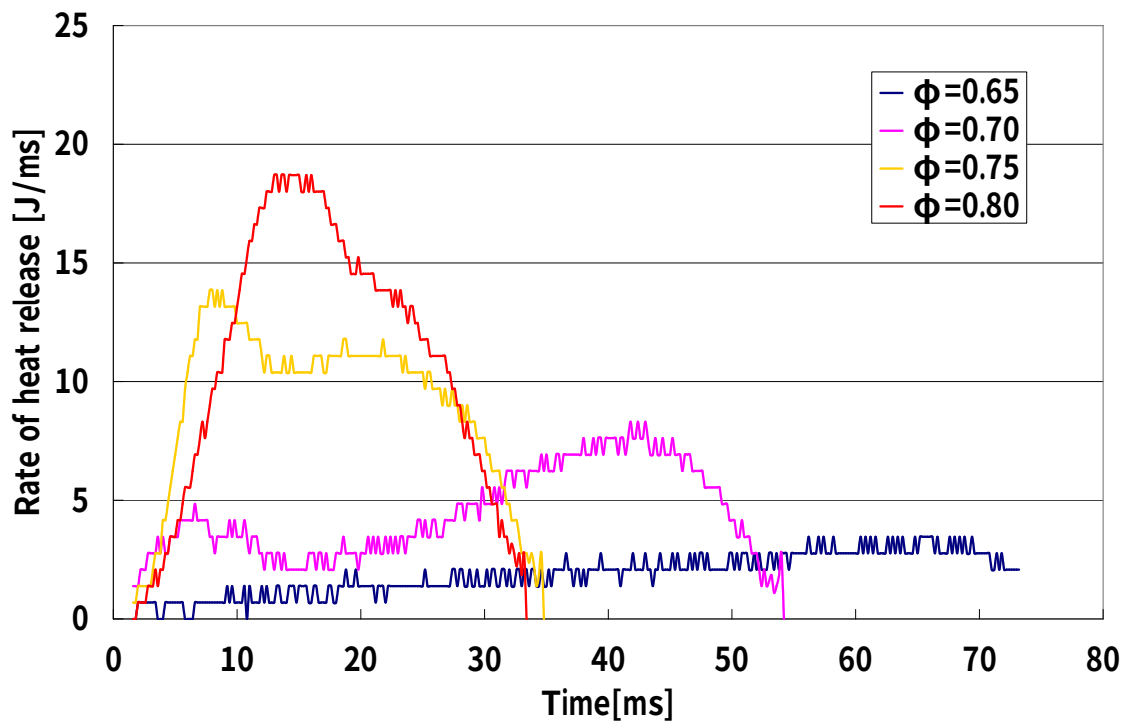


Fig.107 Rate of heat release (ignition point 0,40mm $\Phi=0.9$)

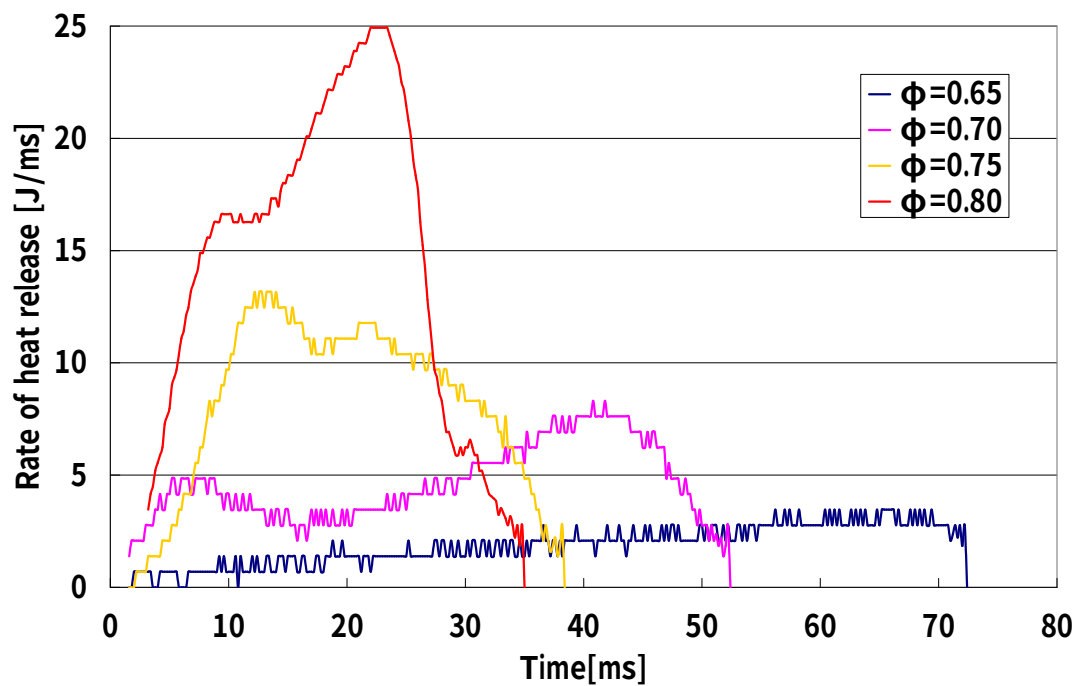


Fig.108 Rate of heat release (ignition point 0,40mm $\Phi=1.0$)

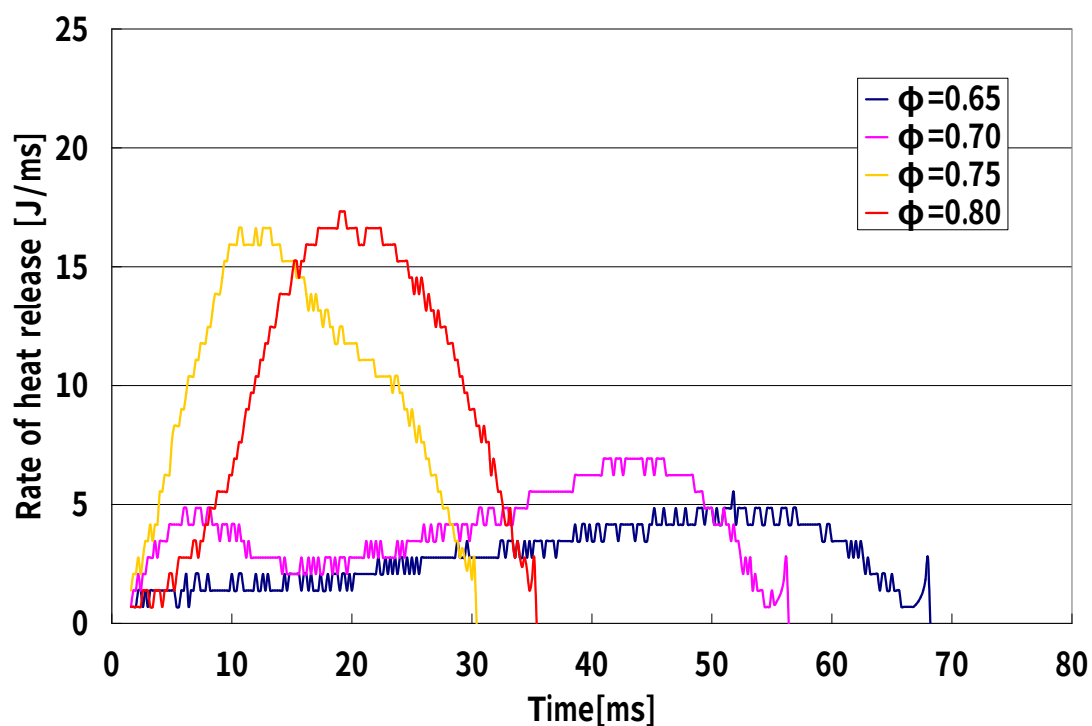


Fig.109 Rate of heat release (ignition point 0,40mm $\Phi=1.1$)

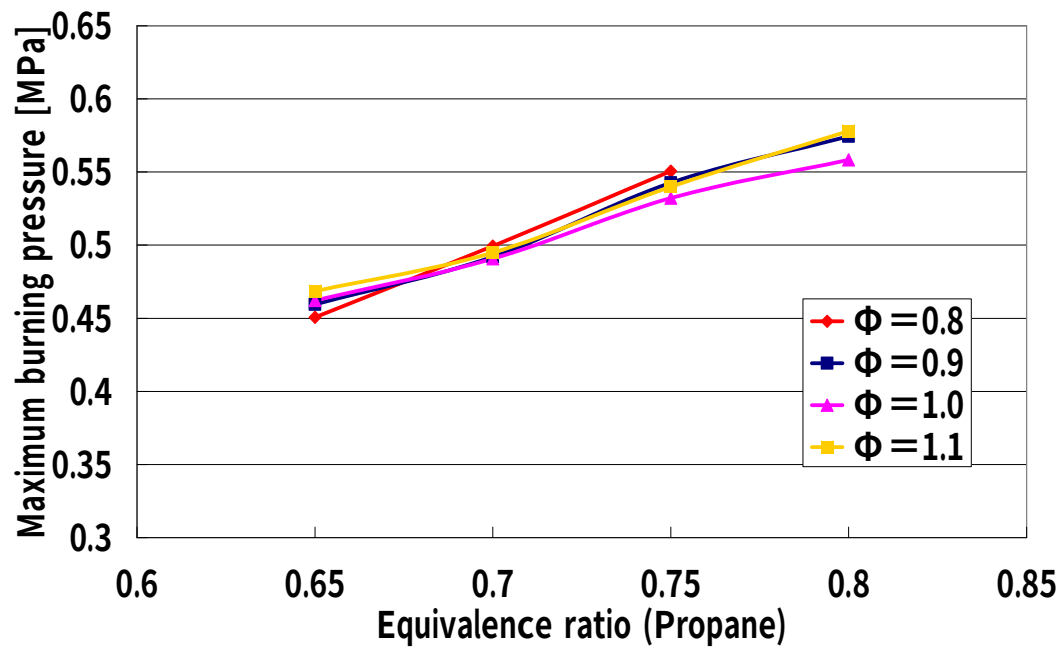


Fig.110 Maximum burning pressure (ignition point 20,20mm)

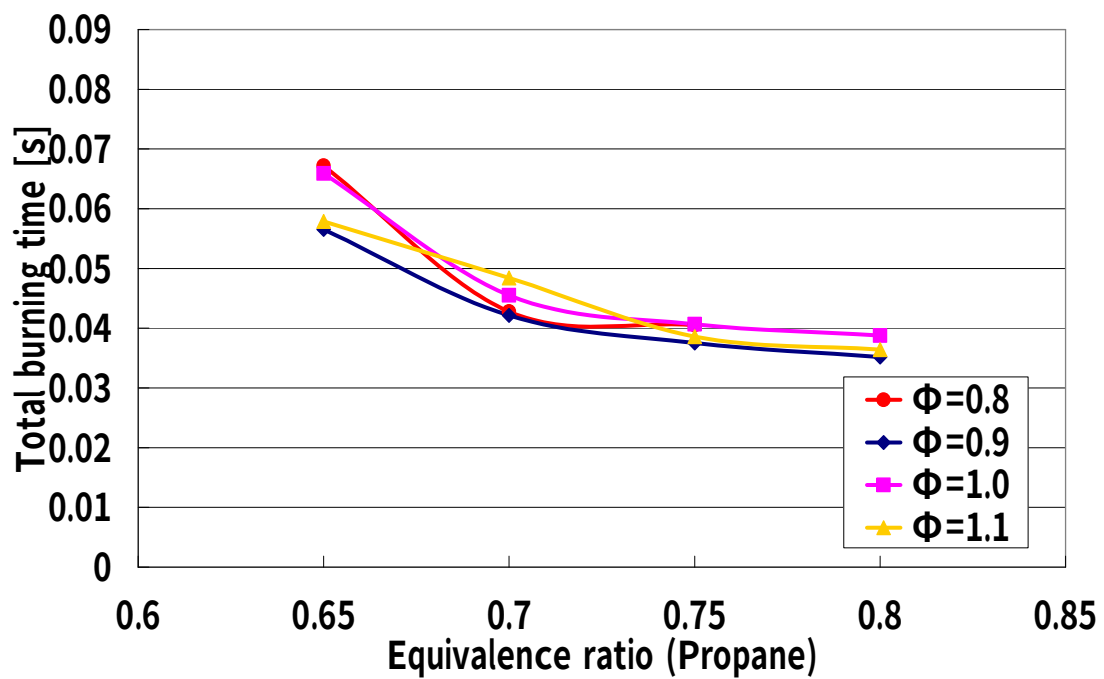


Fig.111 Total burning time (ignition point 20,20mm)

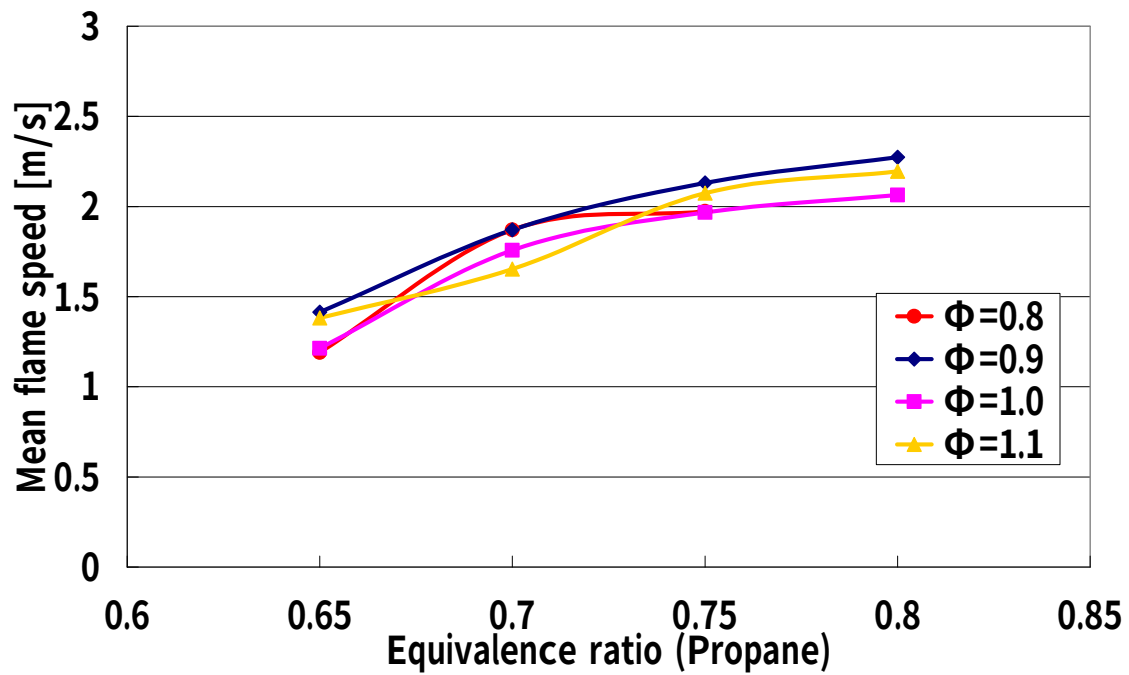


Fig.112 Mean flame speed (ignition point 20,20mm)

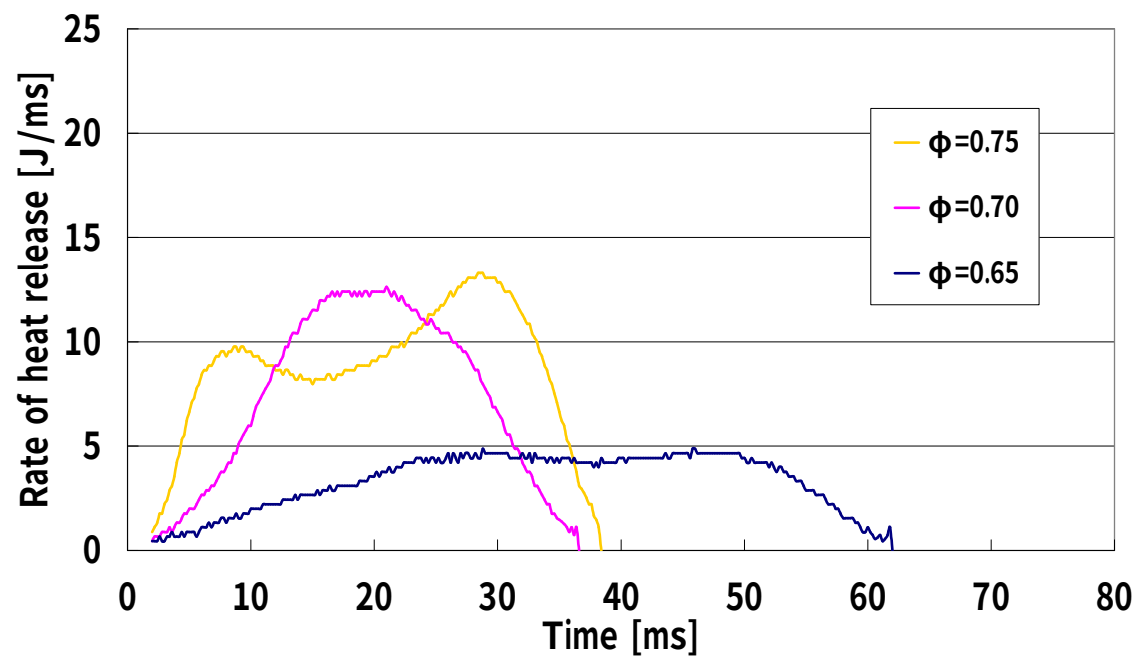


Fig.113 Rate of heat release (ignition point 20,20mm $\Phi=0.8$)

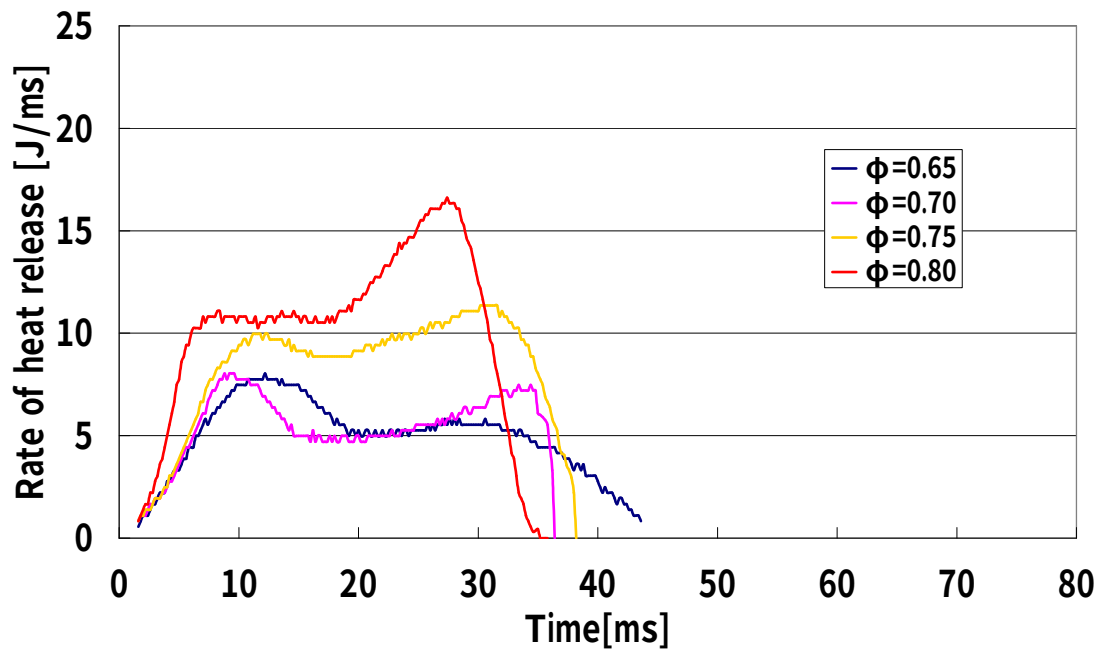


Fig.114 Rate of heat release (ignition point 20,20mm $\Phi=0.9$)

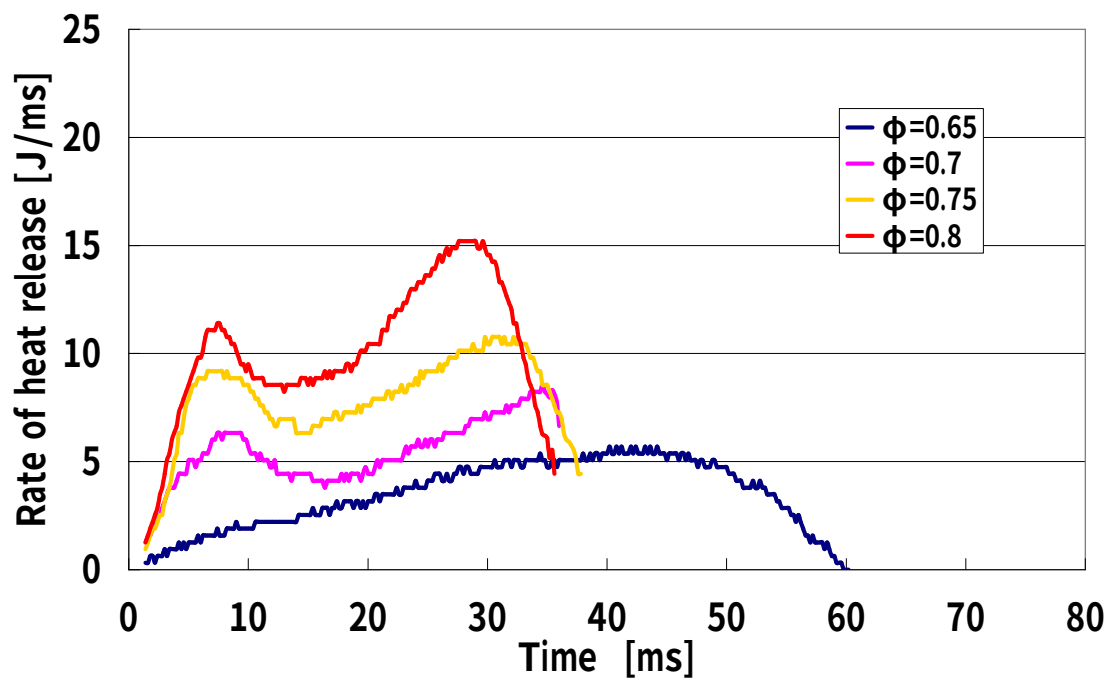


Fig.115 Rate of heat release (ignition point 20,20mm $\Phi=1.0$)

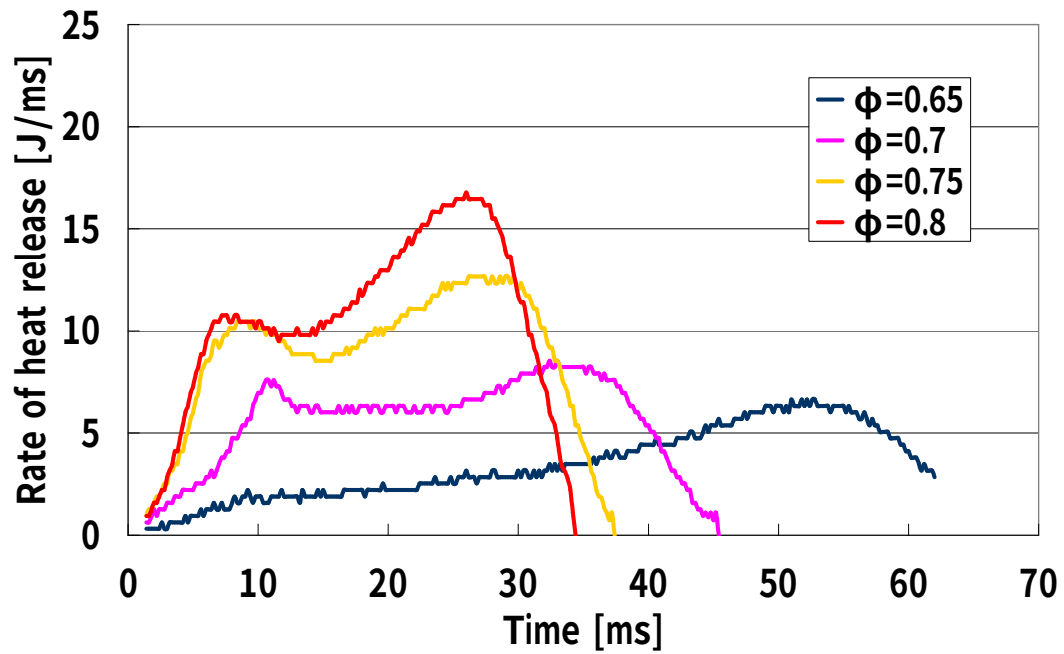


Fig.116 Rate of heat release (ignition point 20,20mm $\Phi=1.1$)

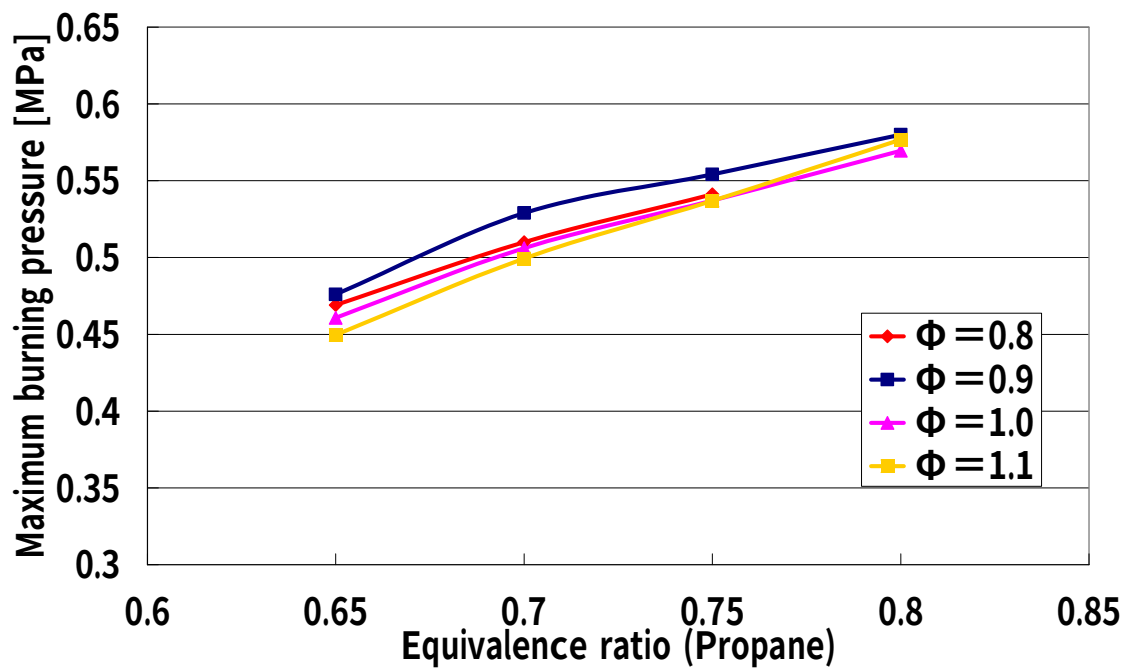


Fig.117 Maximum burning pressure (ignition point 40,40mm)

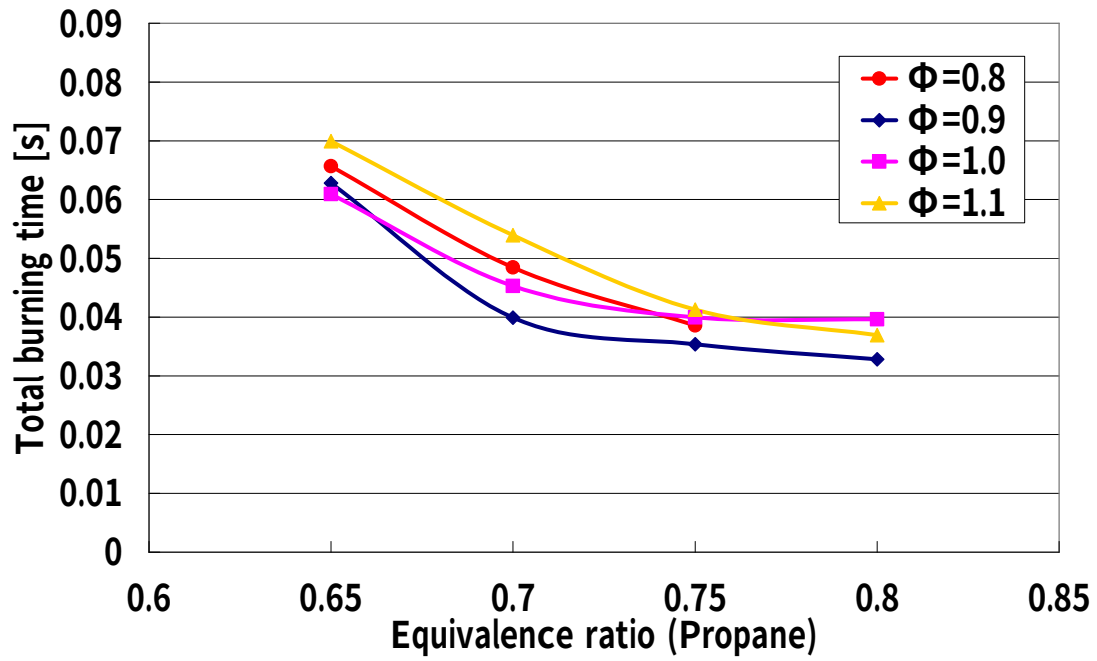


Fig.118 Total burning time (ignition point 40,40mm)

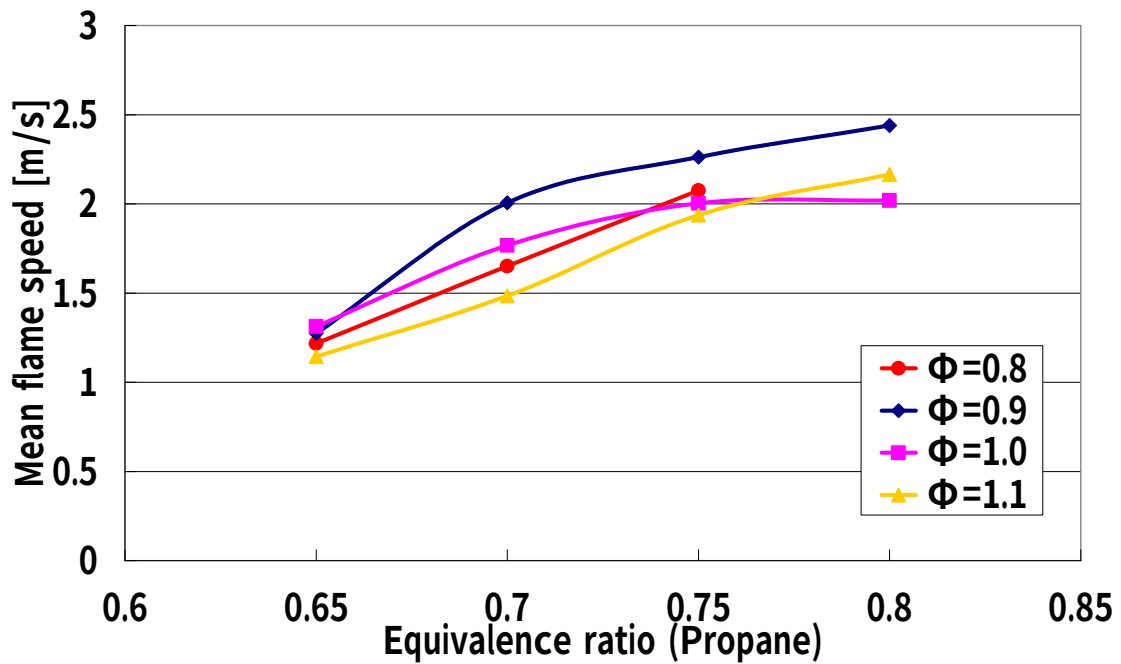


Fig.119 Mean flame speed (ignition point 40,40mm)

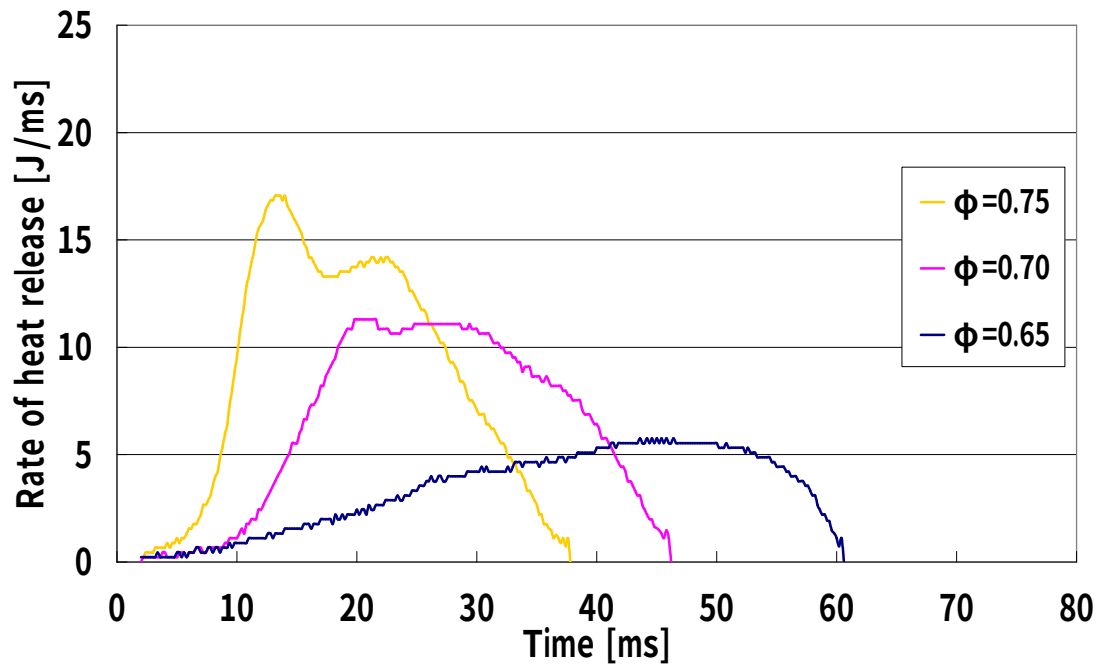


Fig.120 Rate of heat release (ignition point 40,40mm $\Phi=0.8$)

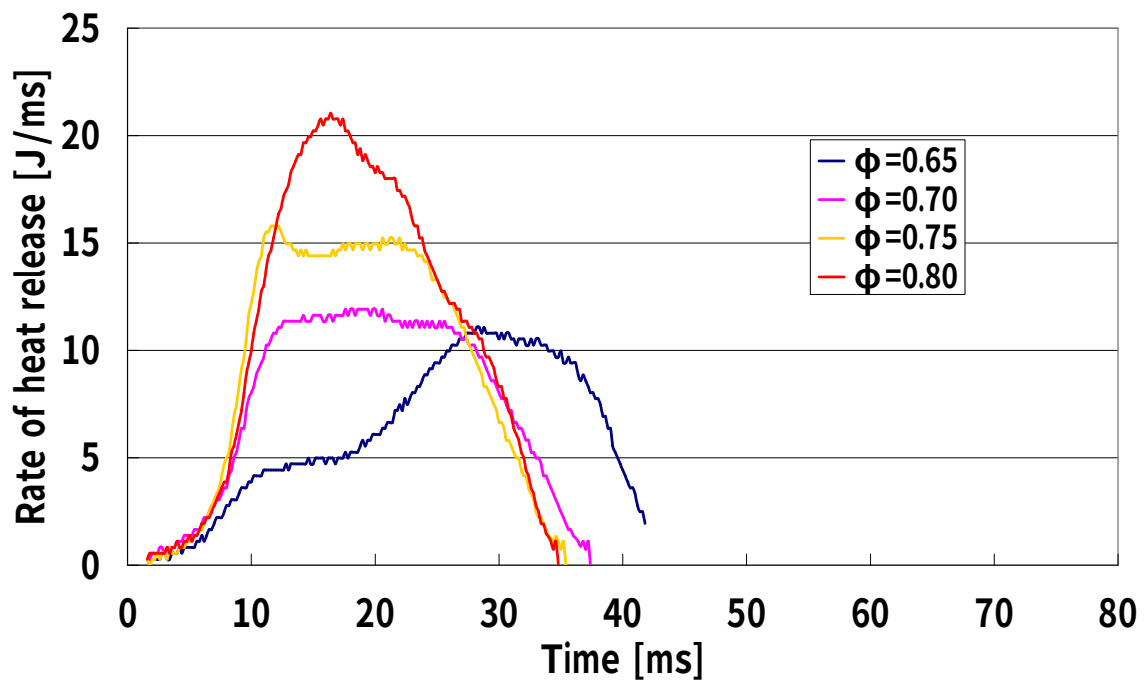


Fig.121 Rate of heat release (ignition point 40,40mm $\Phi=0.9$)

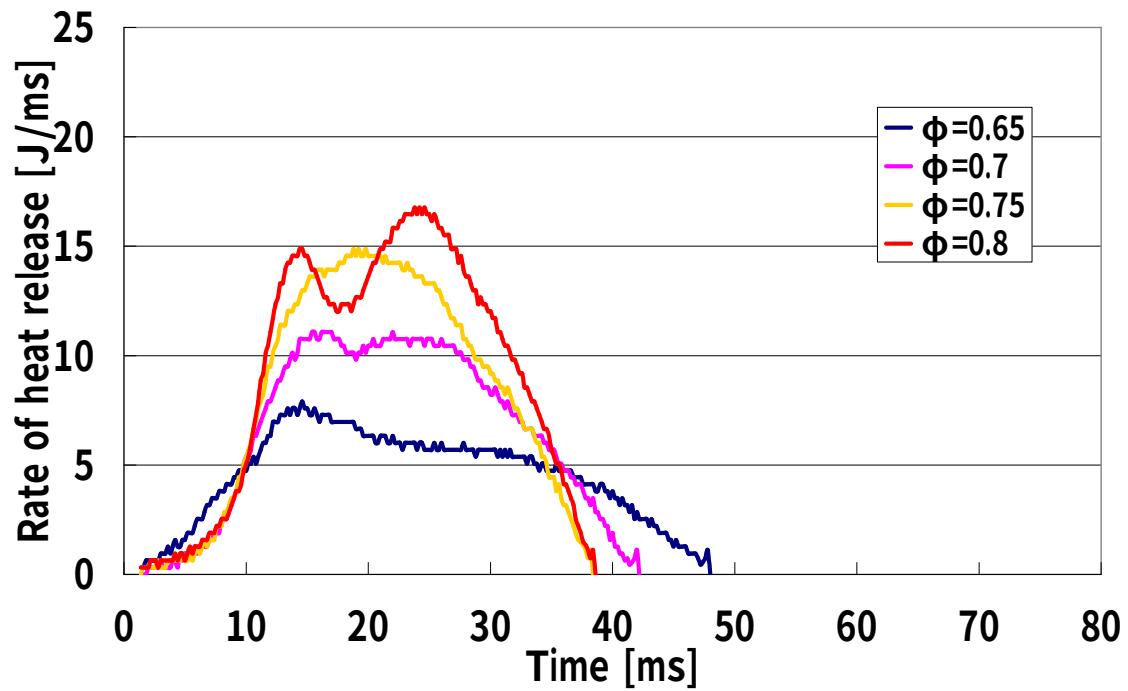


Fig.122 Rate of heat release (ignition point 40,40mm $\Phi=1.0$)

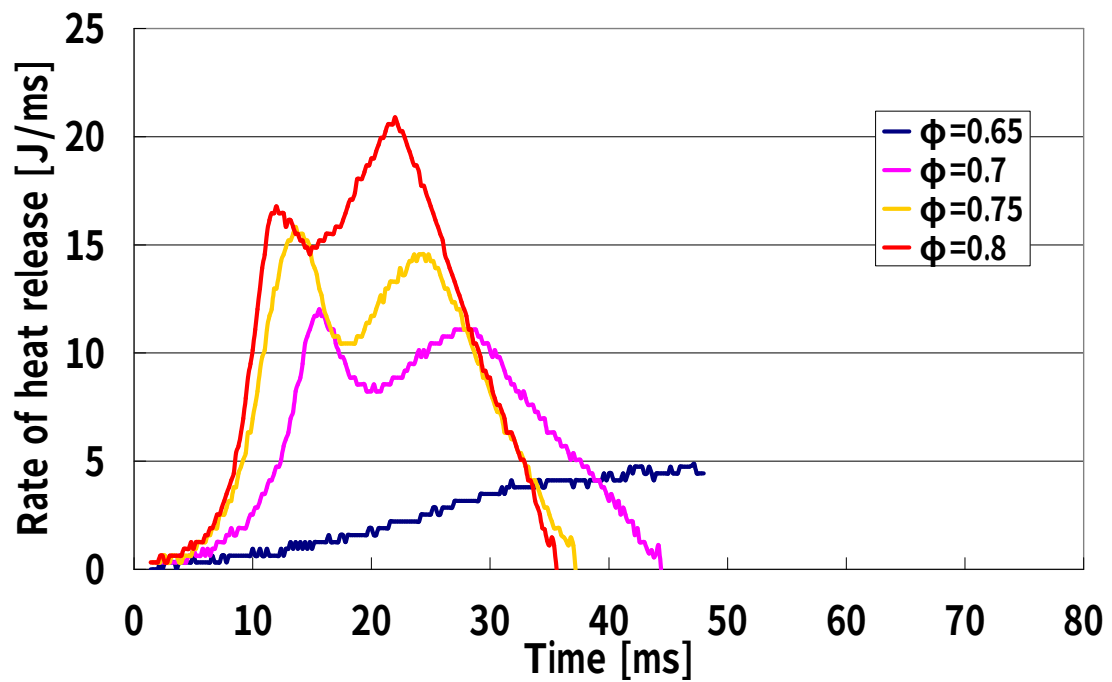


Fig.123 Rate of heat release (ignition point 40,40mm $\Phi=1.1$)

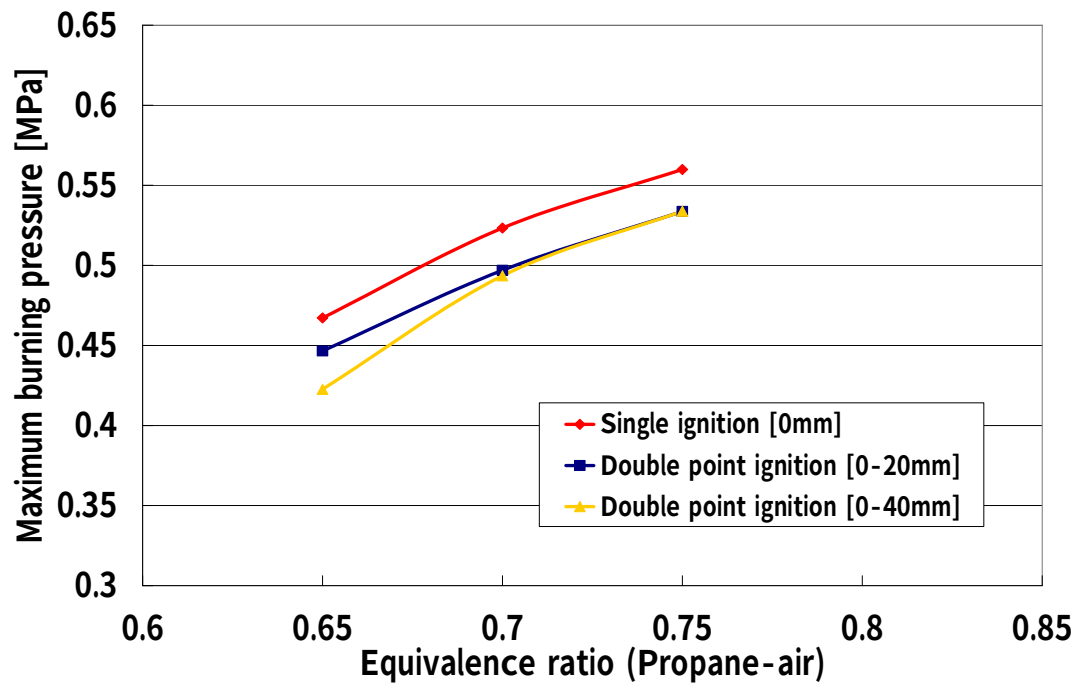


Fig.124 Maximum burning pressure ($\Phi=0.8$)

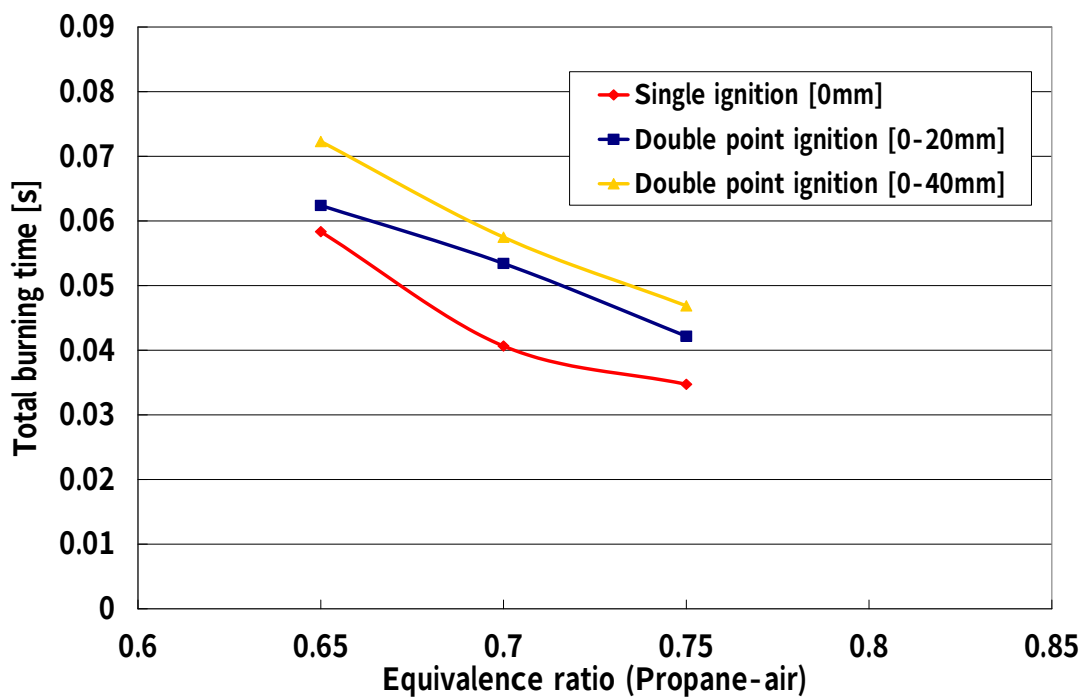


Fig.125 Total burning time ($\Phi=0.8$)

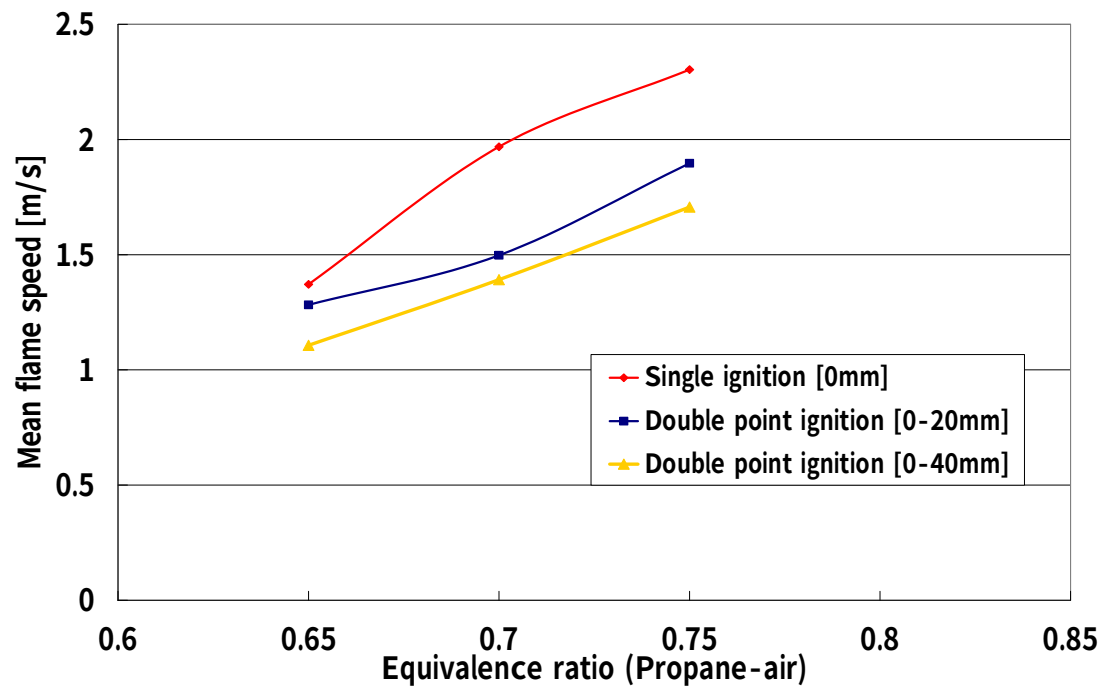


Fig.126 Mean flame speed ($\Phi=0.8$)

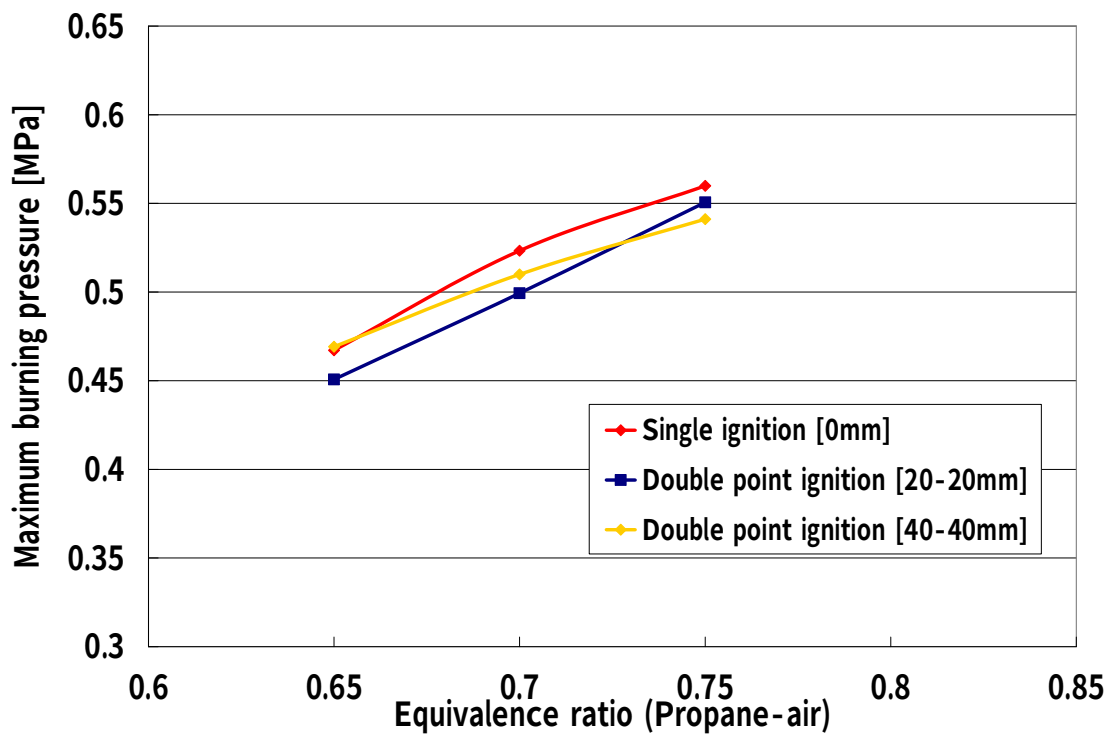


Fig.127 Maximum burning pressure ($\Phi=0.8$)

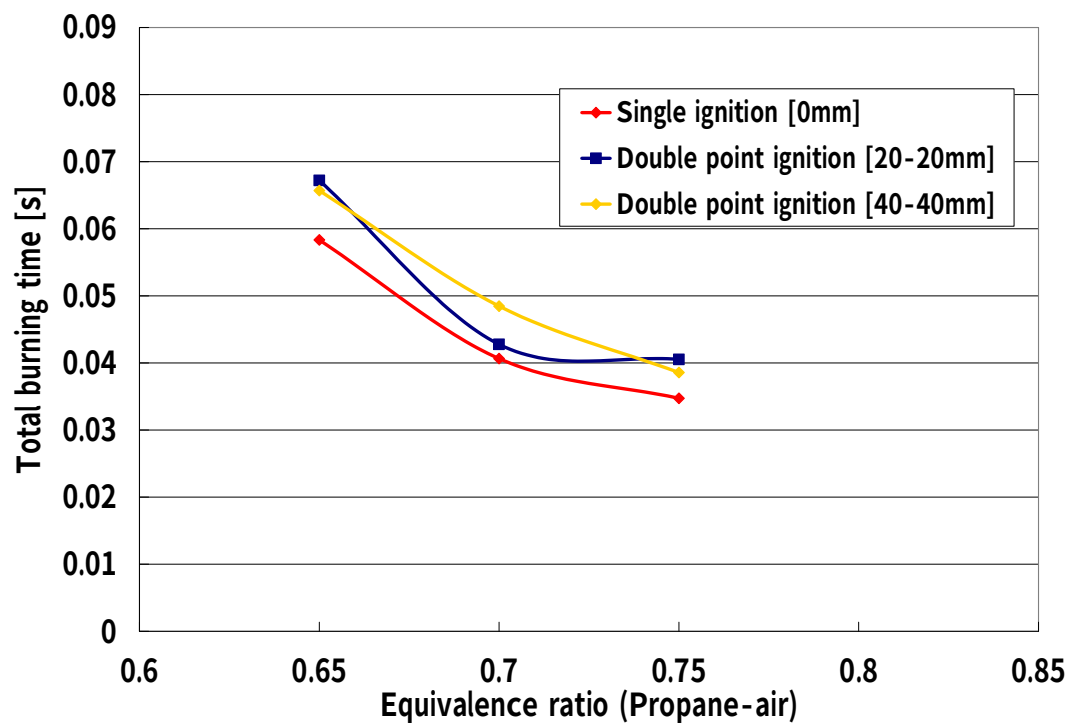


Fig.128 Total burning time ($\Phi=0.8$)

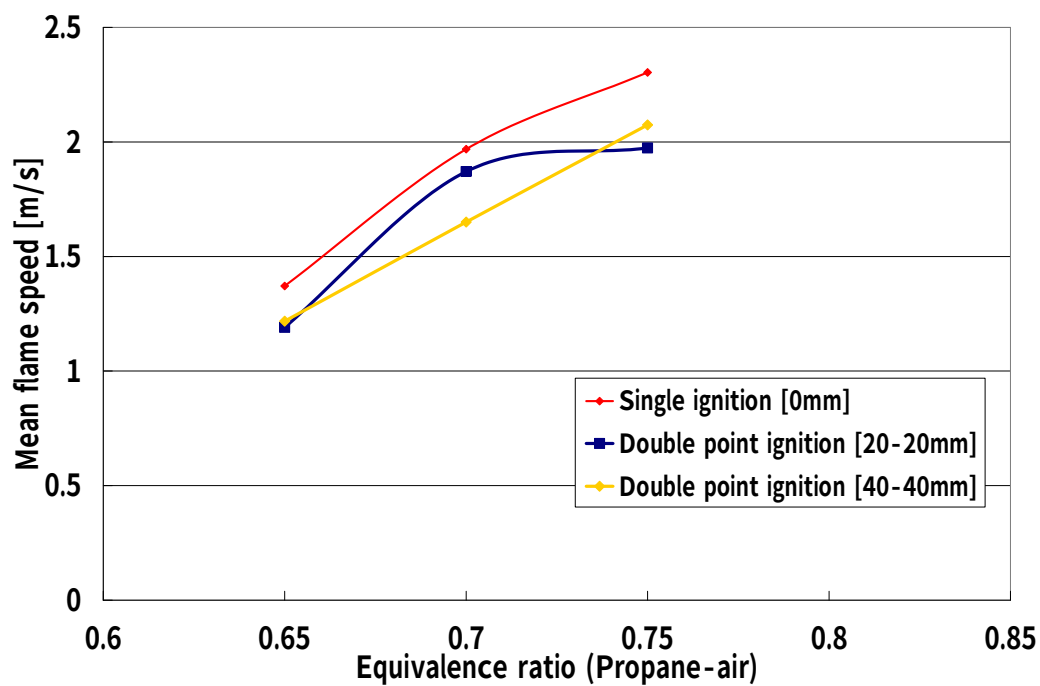


Fig.129 Mean flame speed ($\Phi=0.8$)

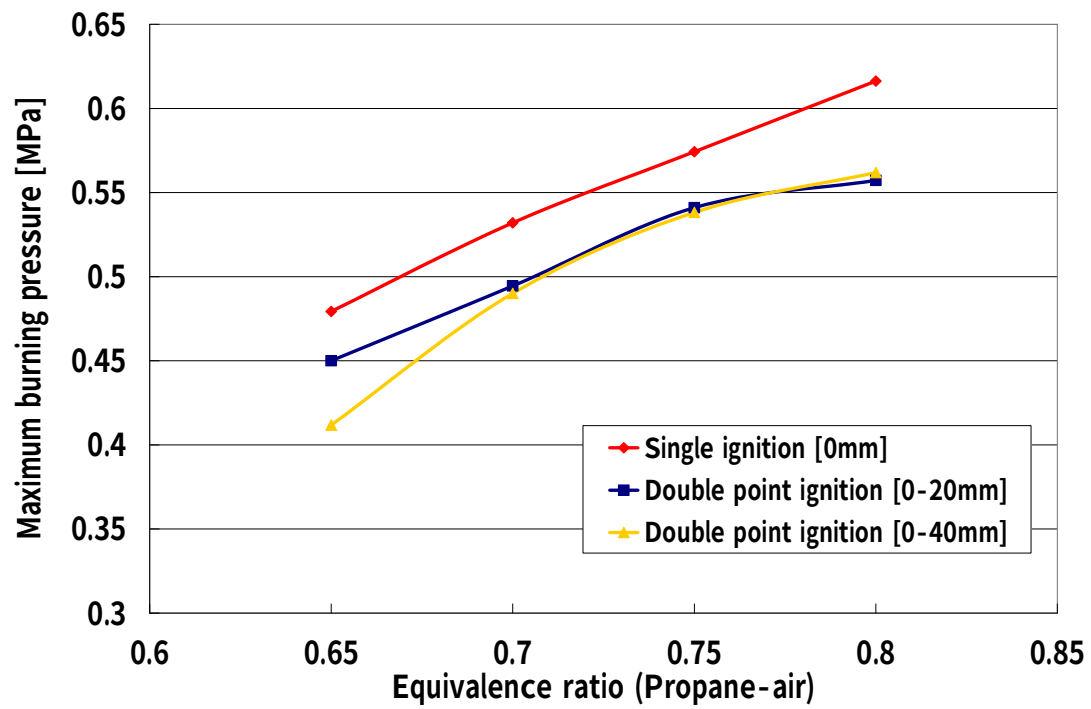


Fig.130 Maximum burning pressure ($\Phi=0.9$)

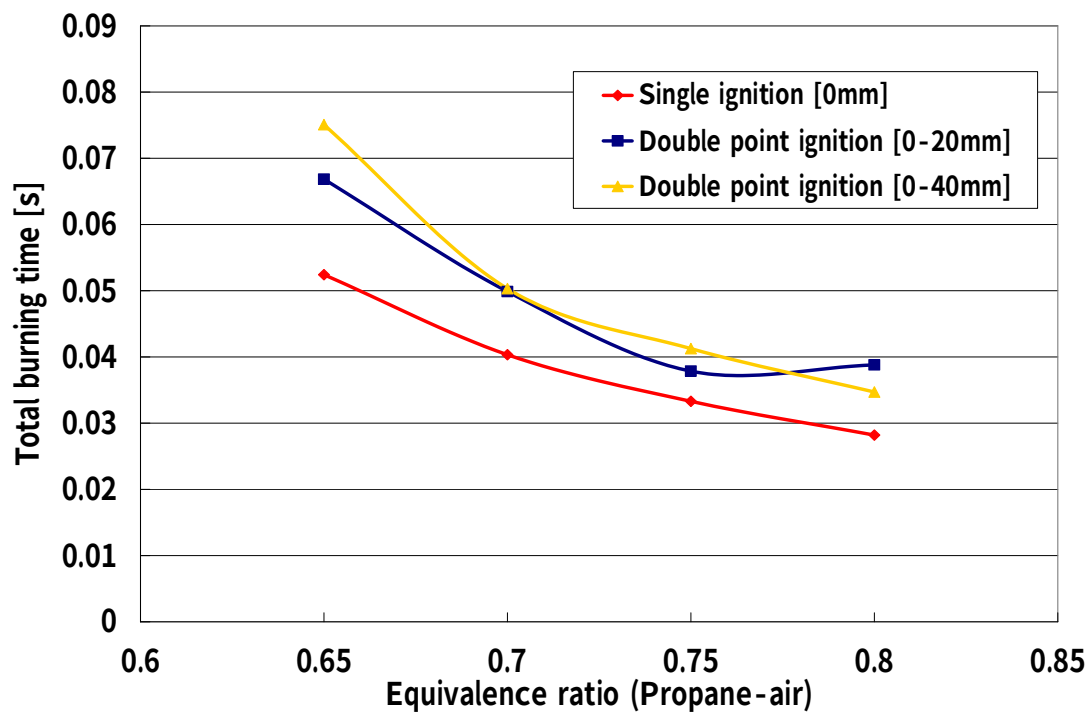


Fig.131 Total burning time ($\Phi=0.9$)

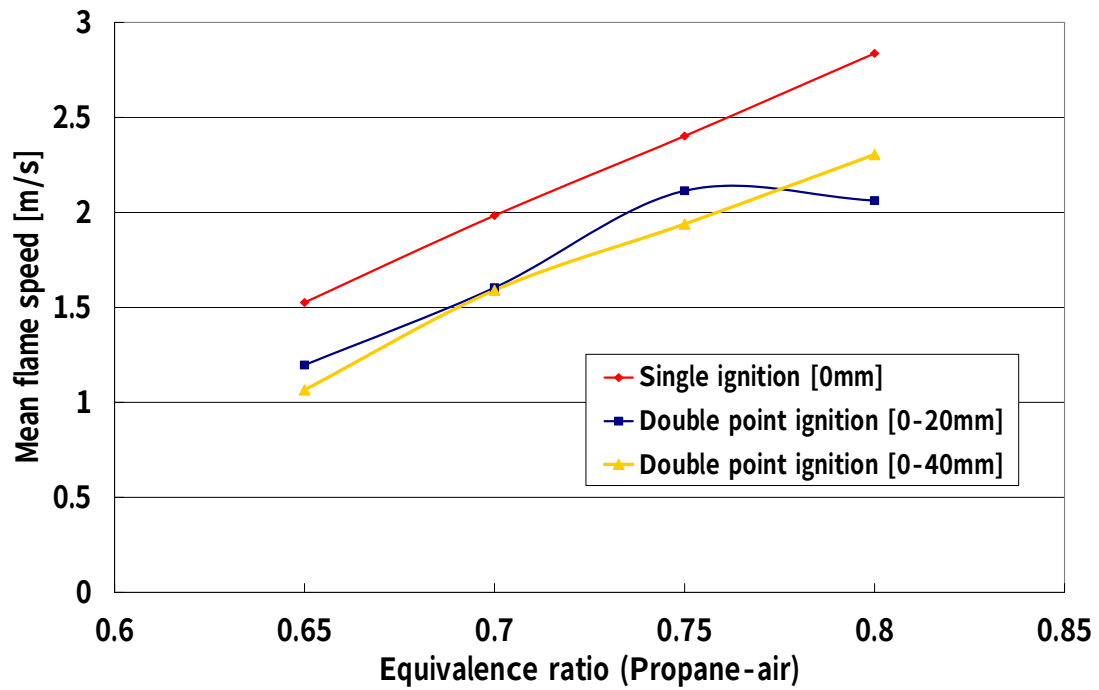


Fig.132 Mean flame speed ($\Phi=0.9$)

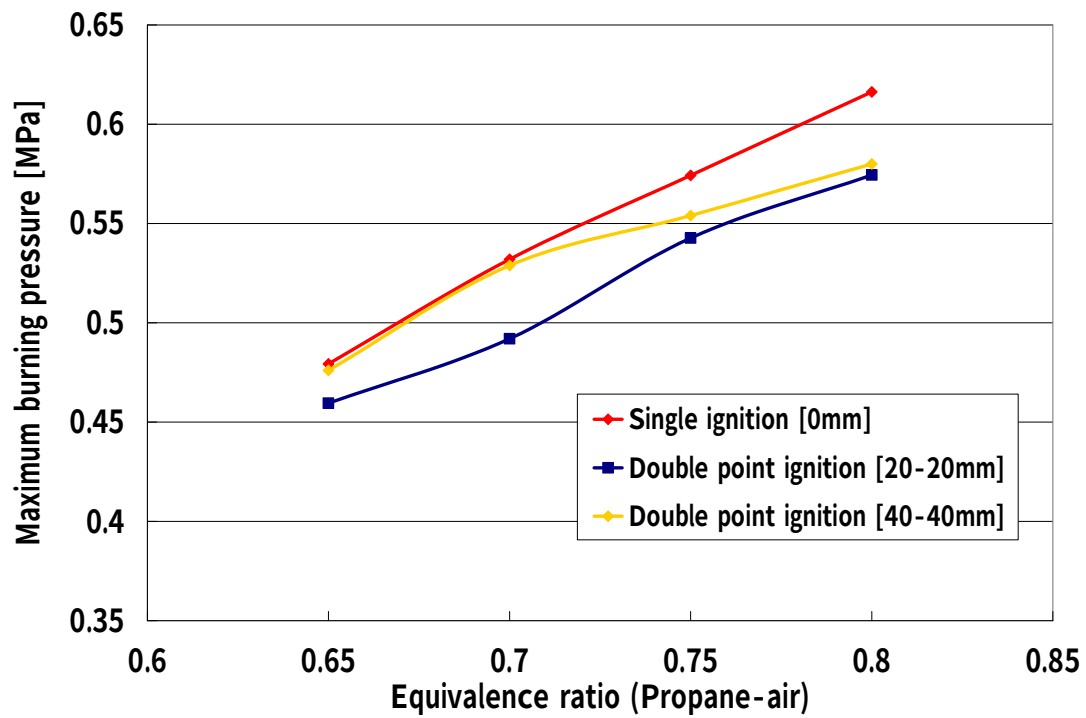


Fig.133 Maximum burning pressure ($\Phi=0.9$)

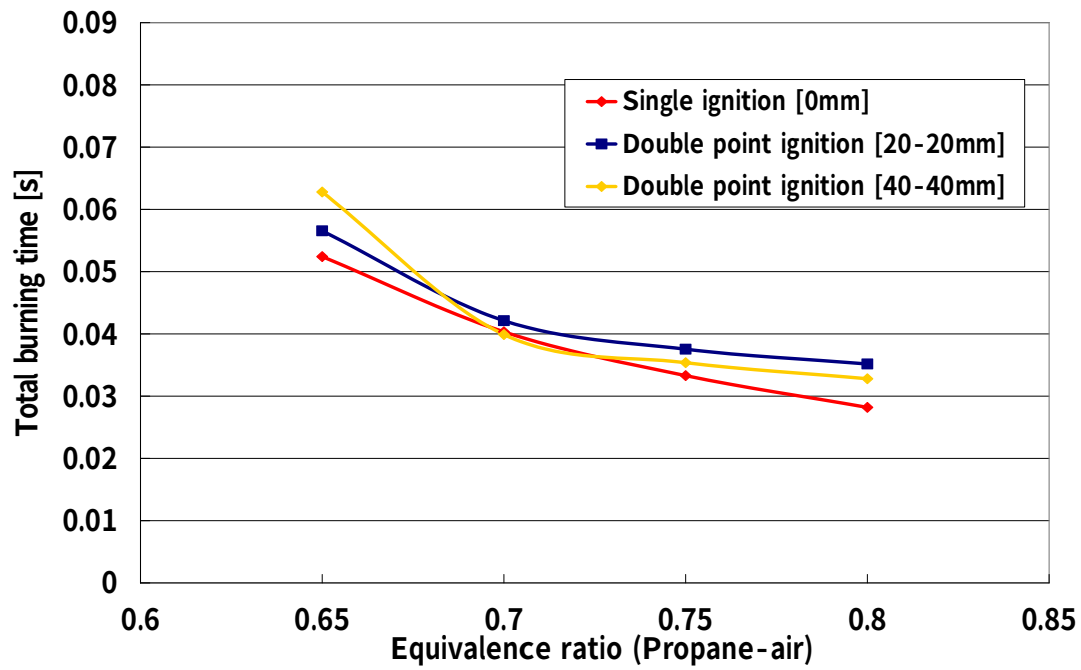


Fig.134 Total burning time ($\Phi=0.9$)

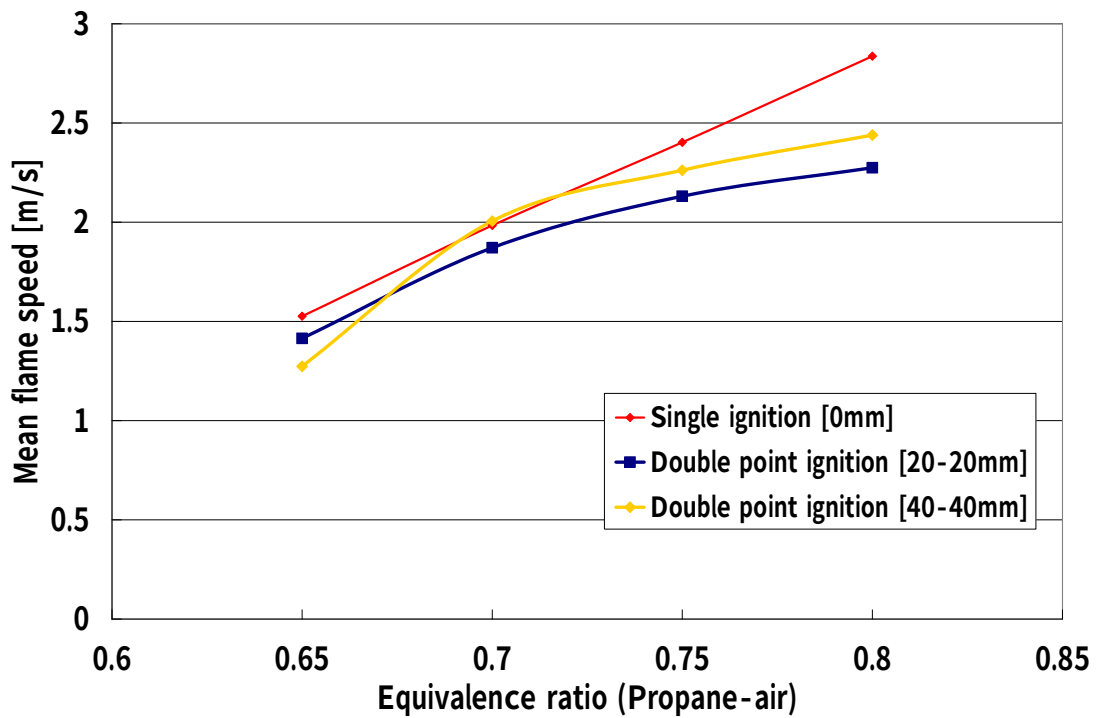


Fig.135 Mean flame speed ($\Phi=0.9$)

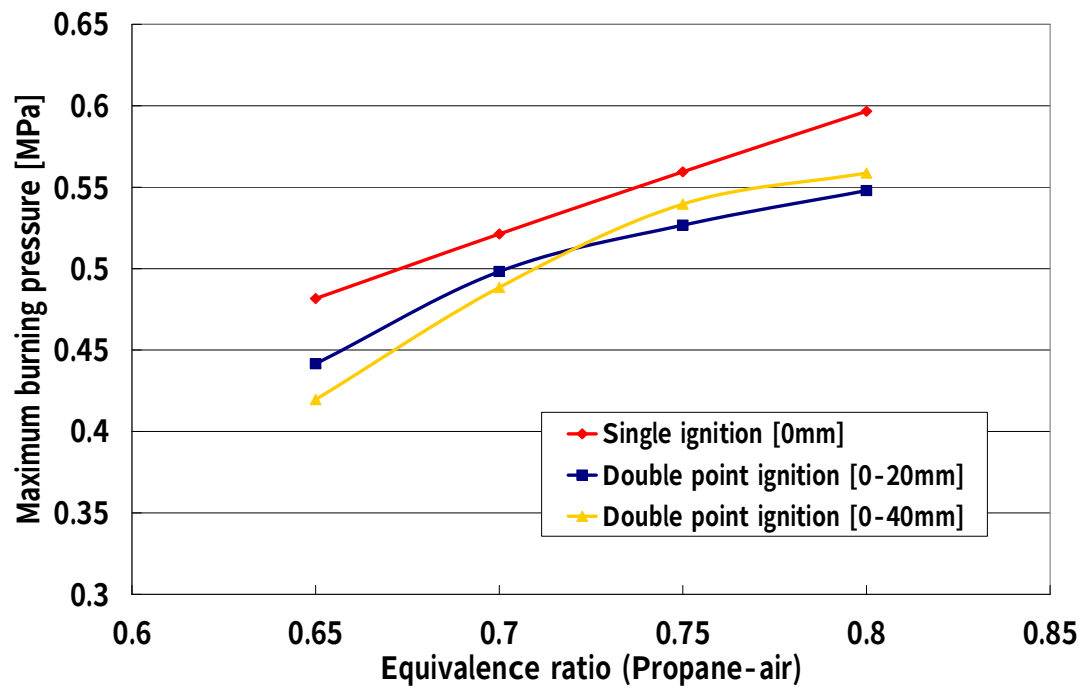


Fig.136 Maximum burning pressure ($\Phi=1.0$)

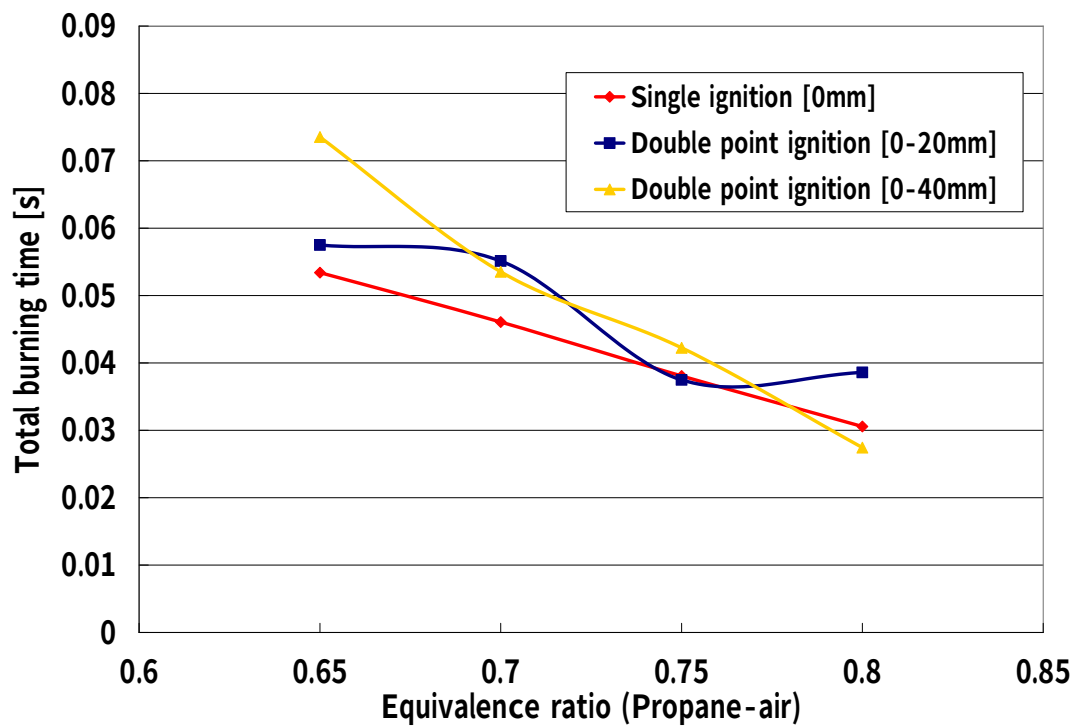


Fig.137 Total burning time ($\Phi=1.0$)

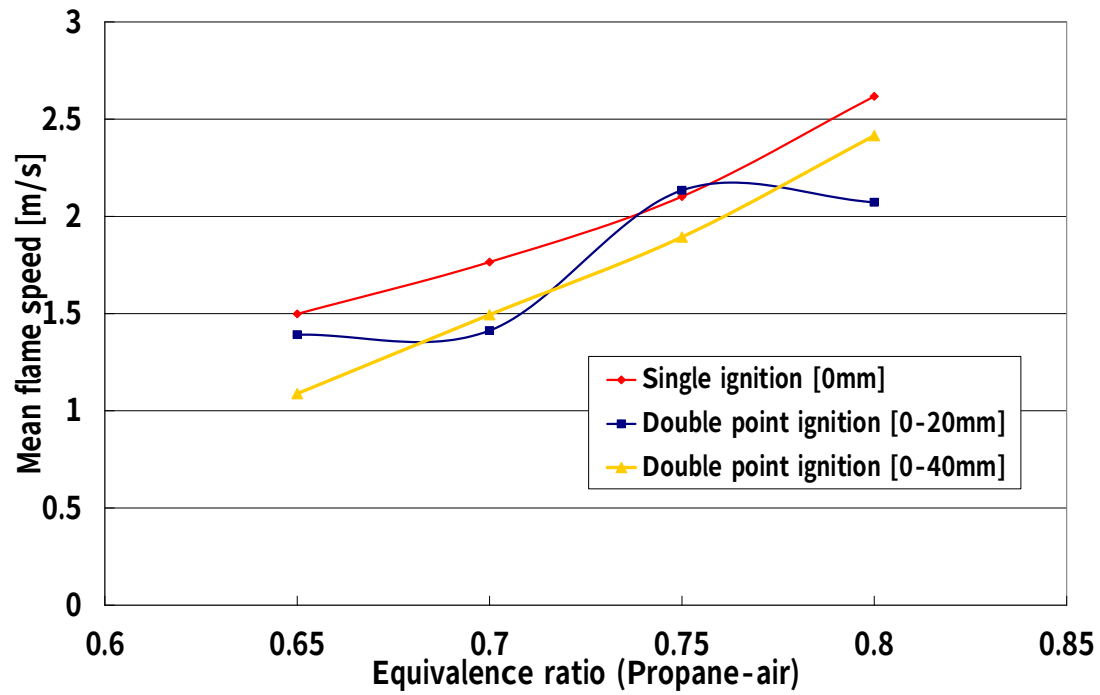


Fig.138 Mean flame speed ($\Phi=1.0$)

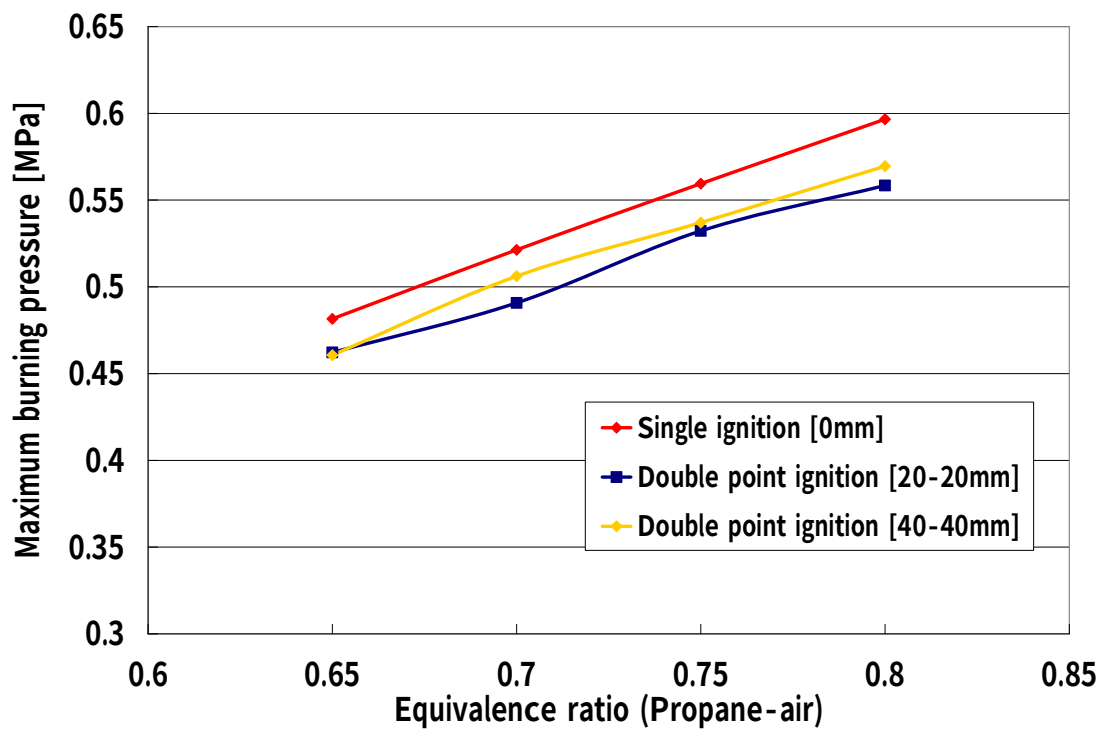


Fig.139 Maximum burning pressure ($\Phi=1.0$)

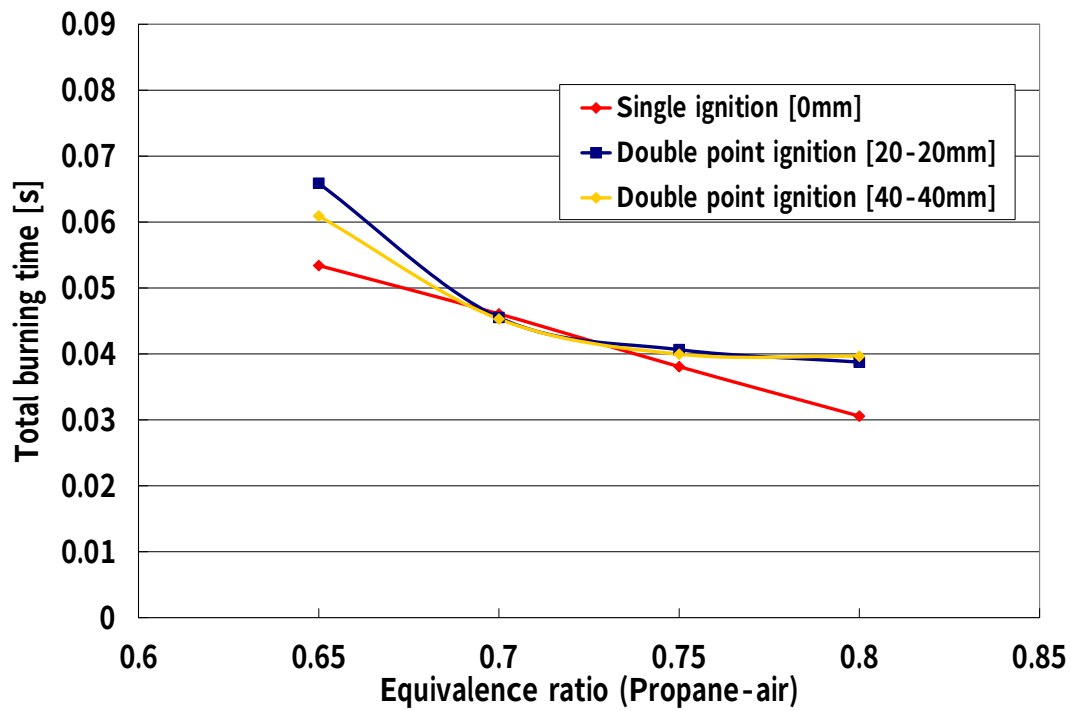


Fig.140 Total burning time ($\Phi=1.0$)

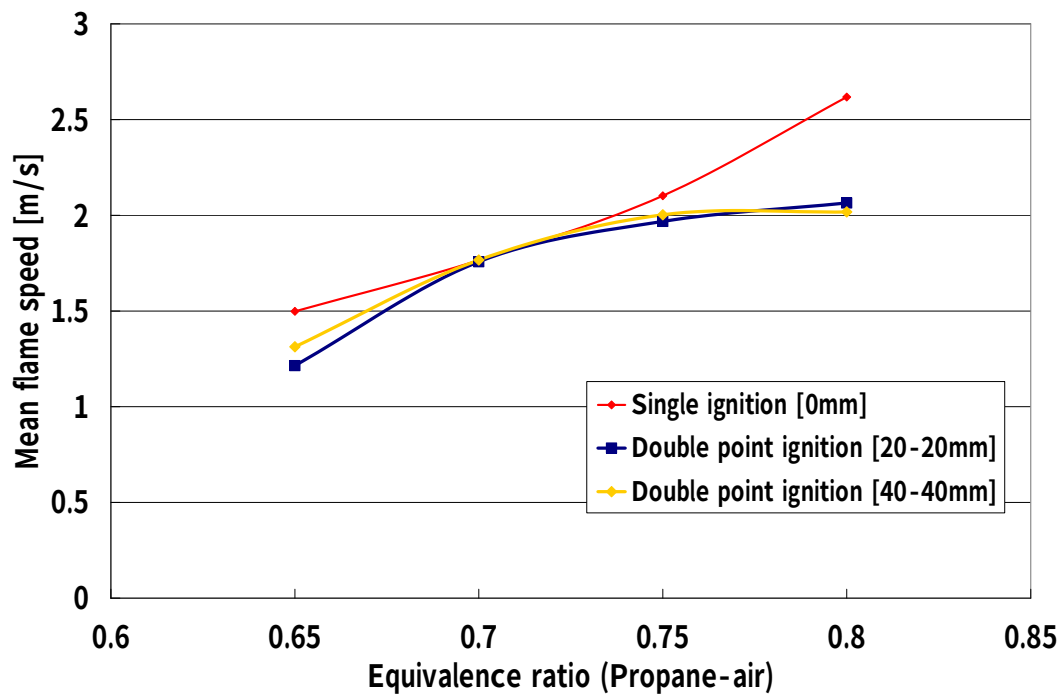


Fig.141 Mean flame speed ($\Phi=1.0$)

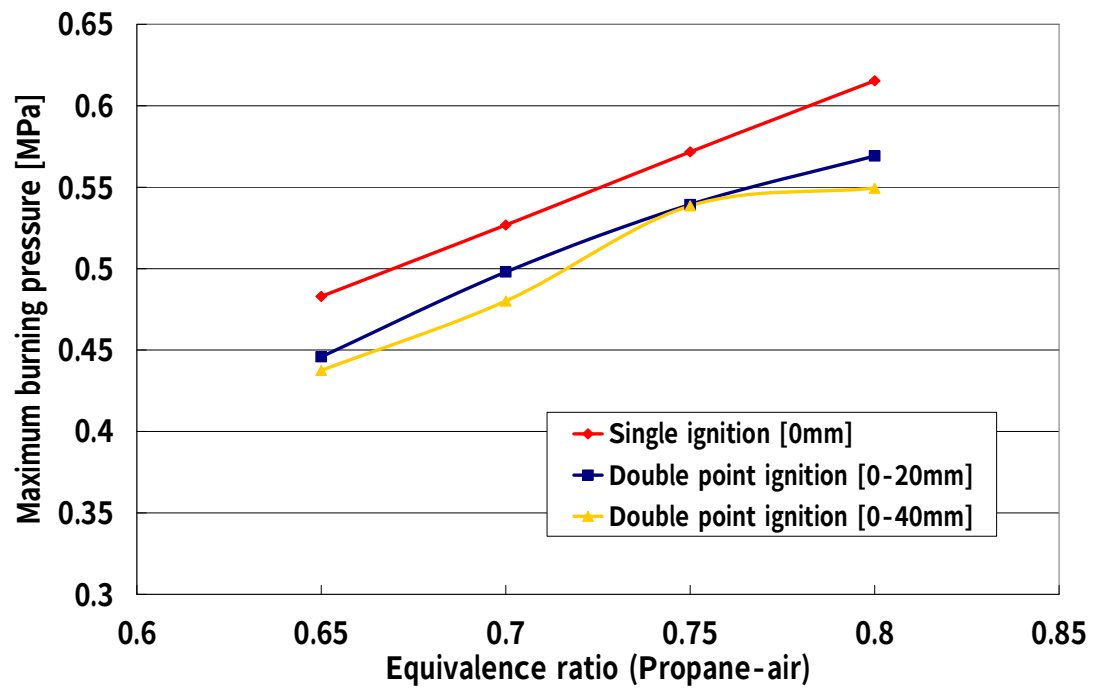


Fig.142 Maximum burning pressure ($\Phi=1.1$)

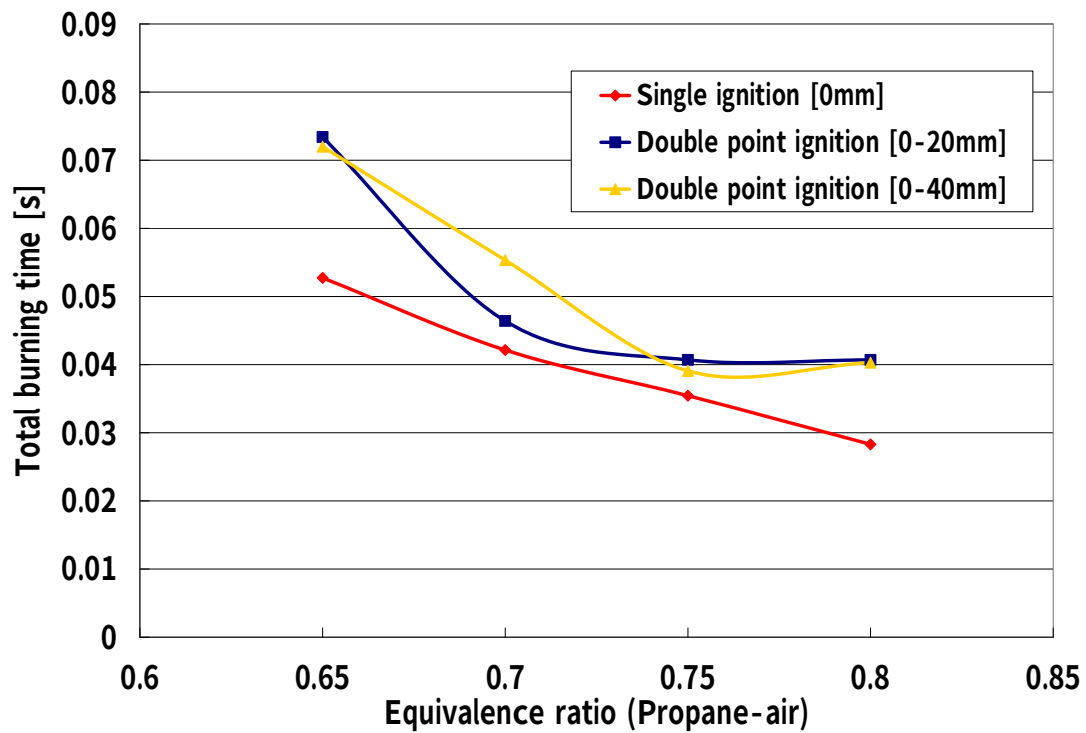


Fig.143 Total burning time ($\Phi=1.1$)

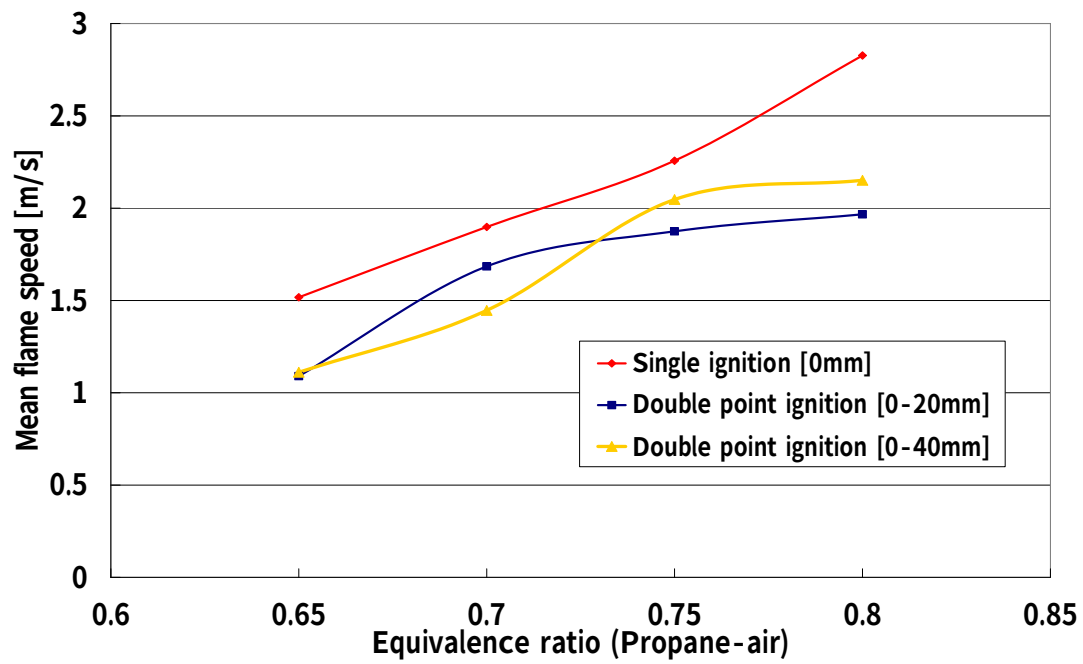


Fig.144 Mean flame speed ($\Phi=1.1$)

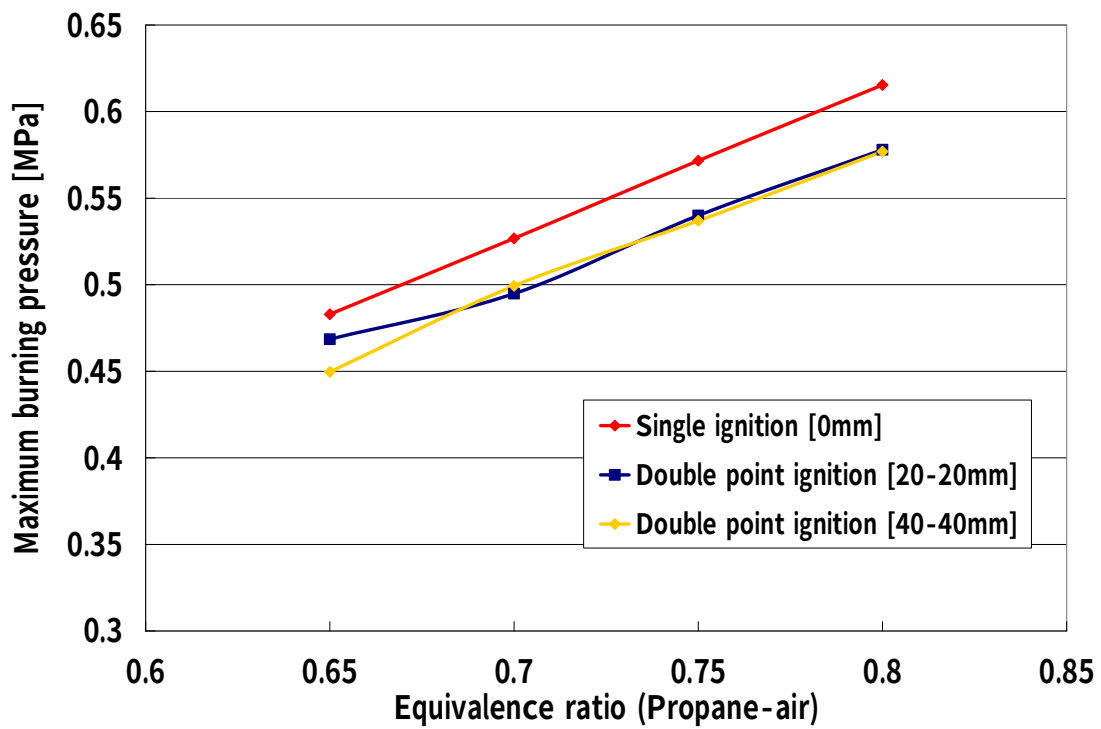


Fig.145 Maximum burning pressure ($\Phi=1.1$)

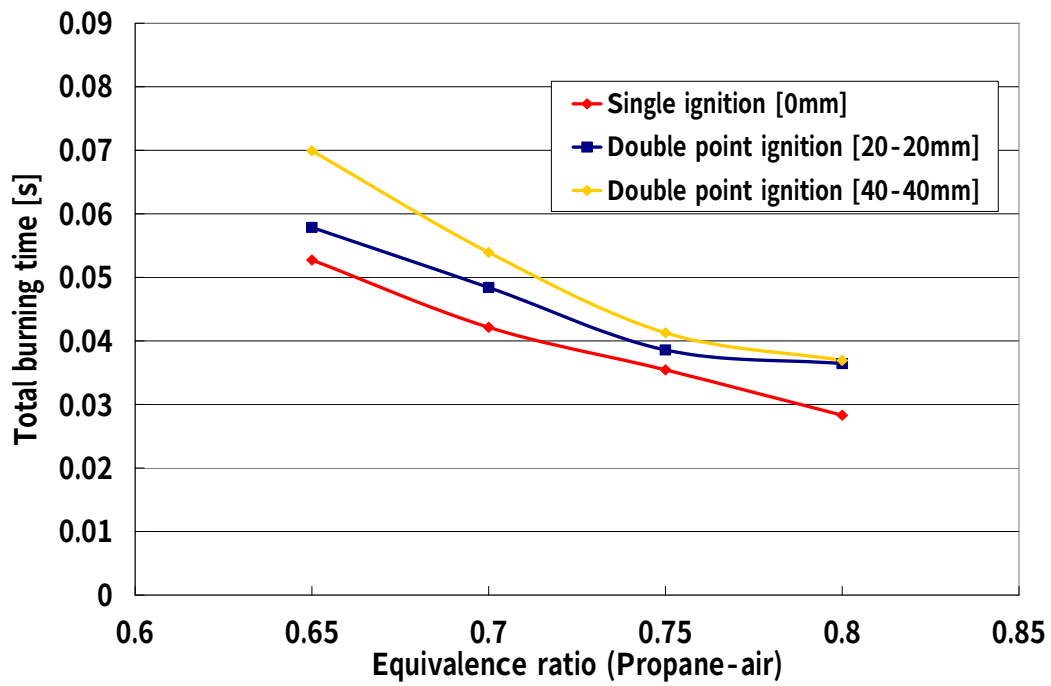


Fig.146 Total burning time ($\Phi=1.1$)

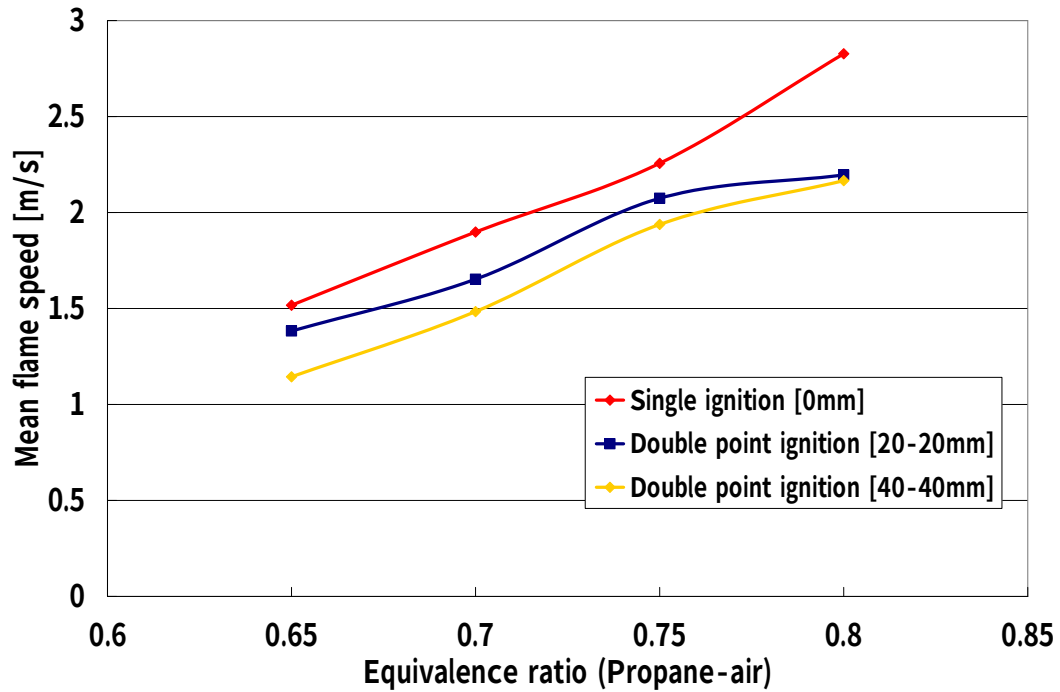


Fig.147 Mean flame speed ($\Phi=1.1$)

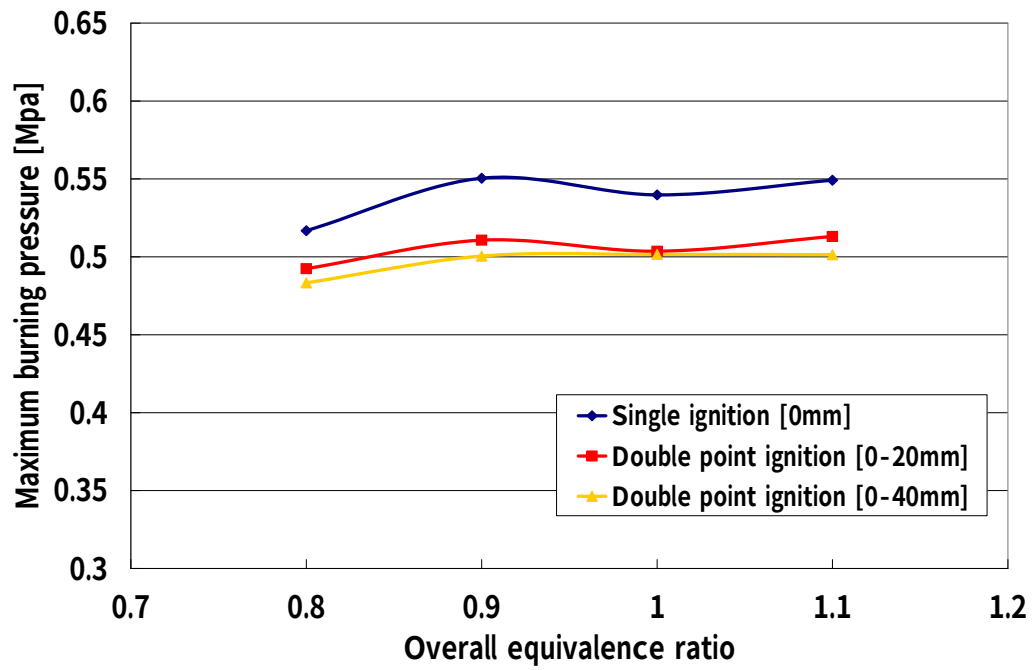


Fig.148 Maximum burning pressure

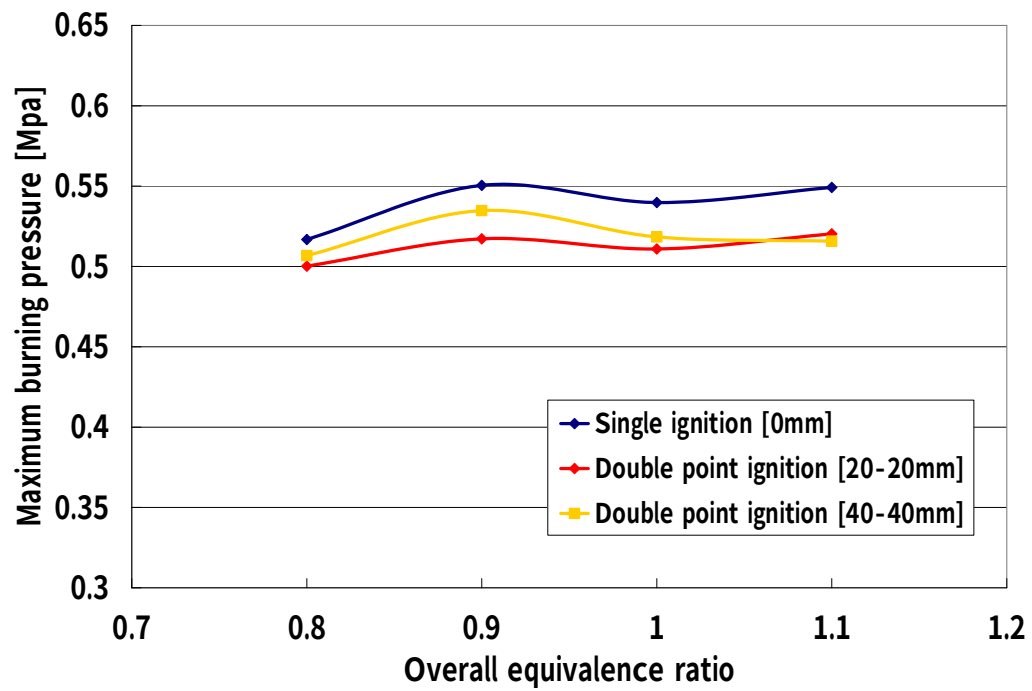


Fig.149 Maximum burning pressure

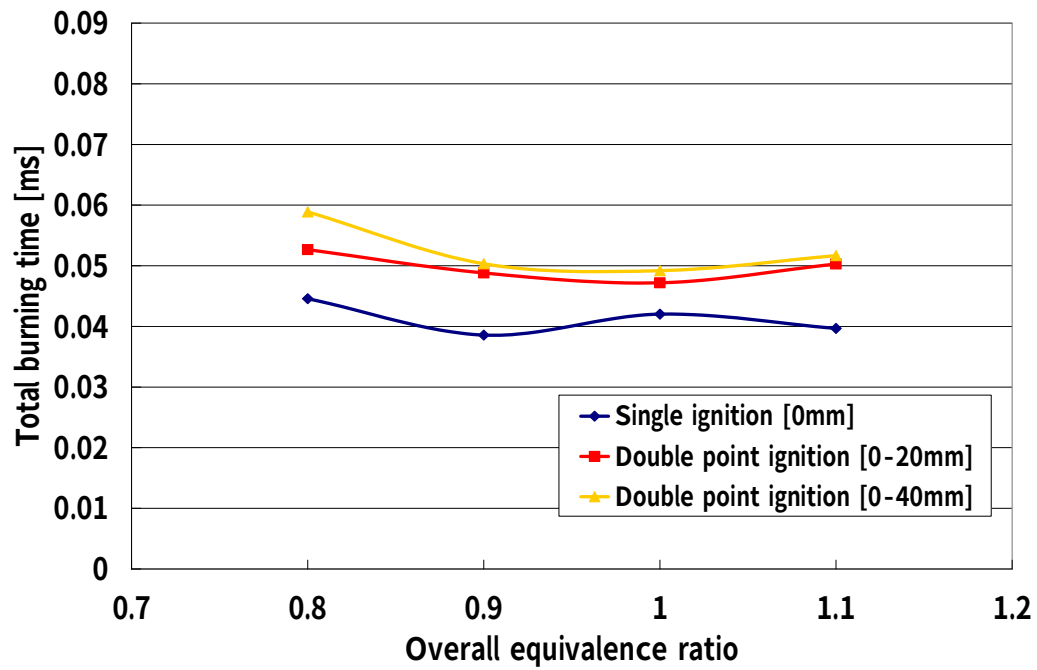


Fig.150 Total burning time

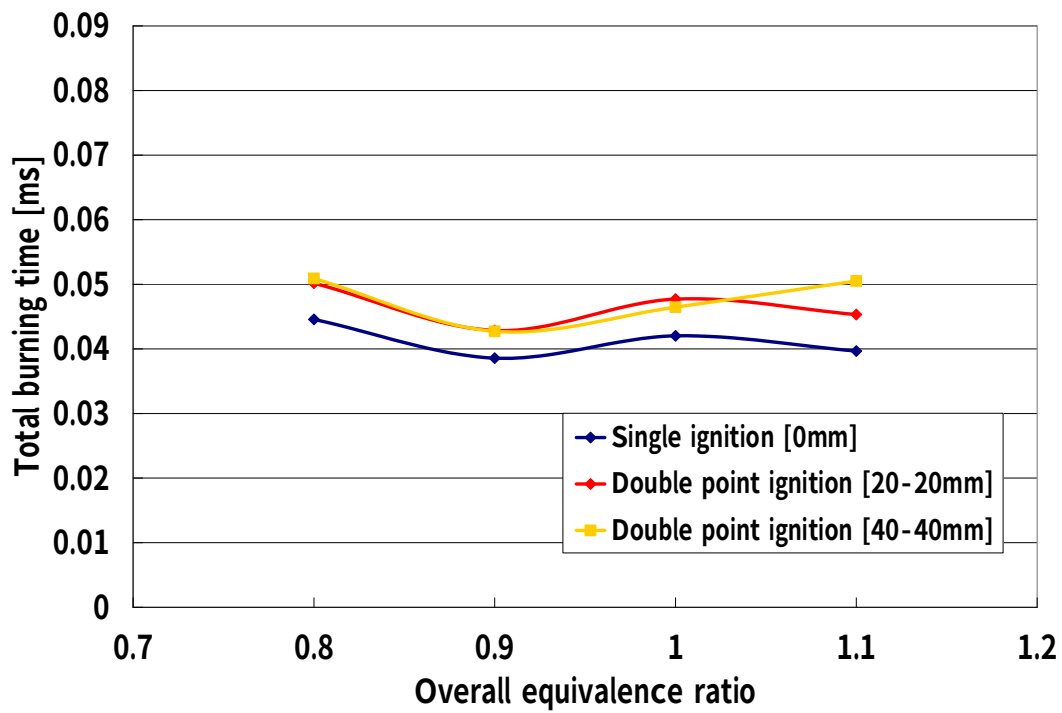


Fig.151 Total burning time

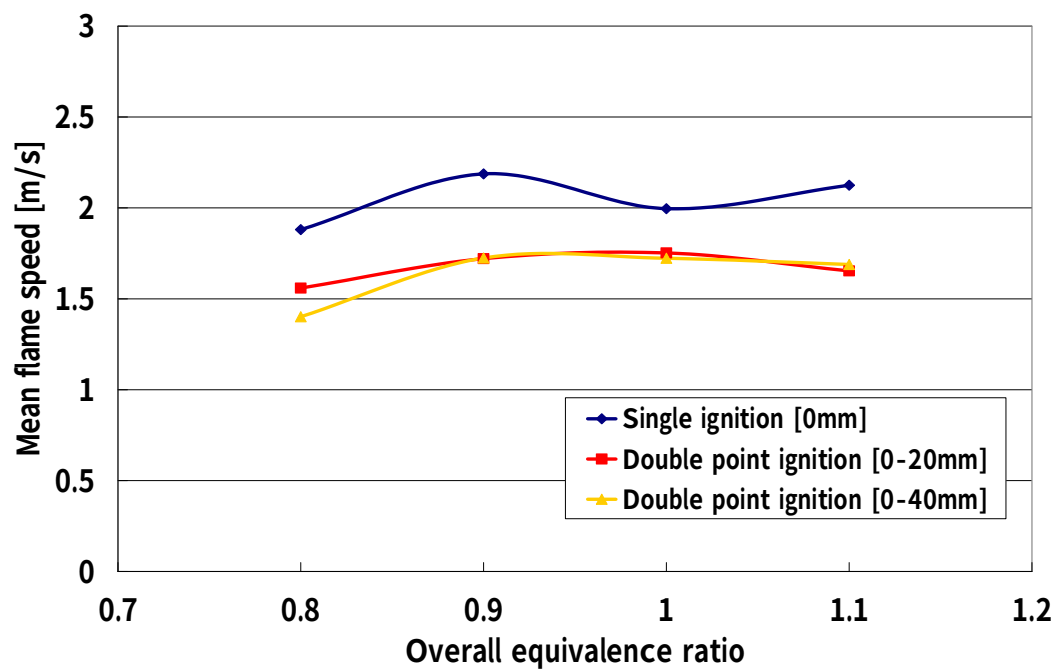


Fig.152 Mean flame speed

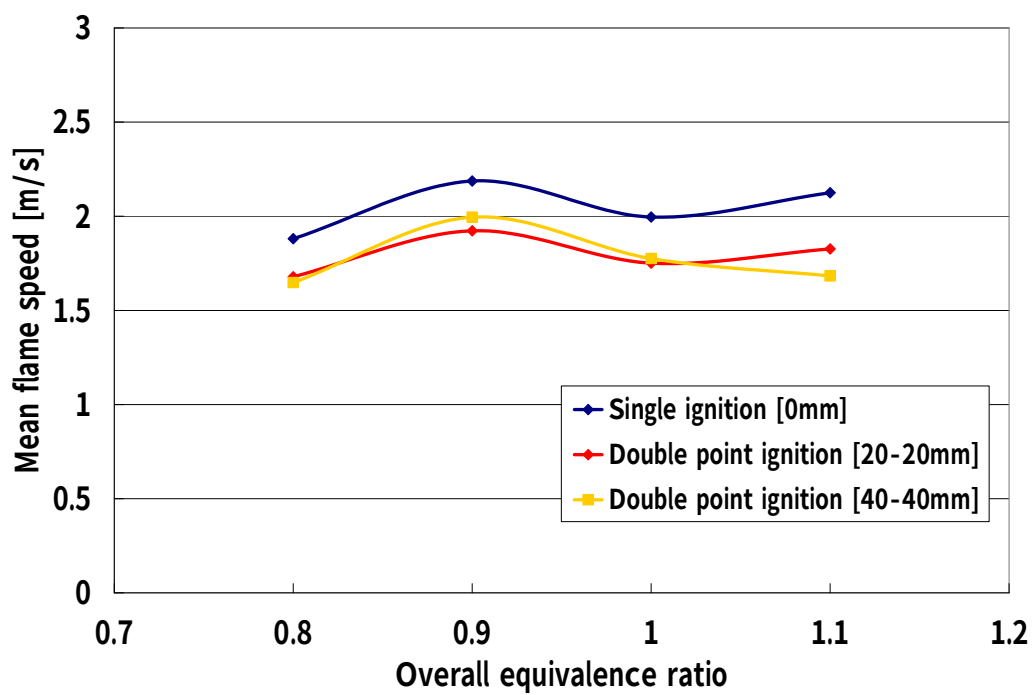


Fig.153 Mean flame speed

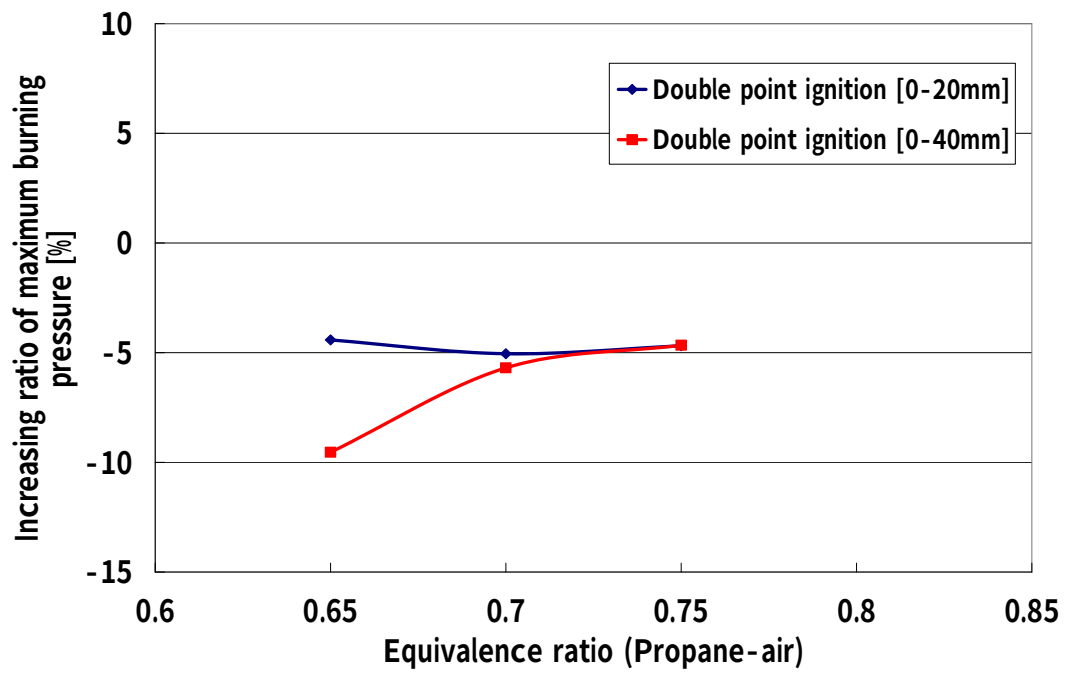


Fig.154 Increasing ratio of maximum burning pressure ($\Phi=0.8$)

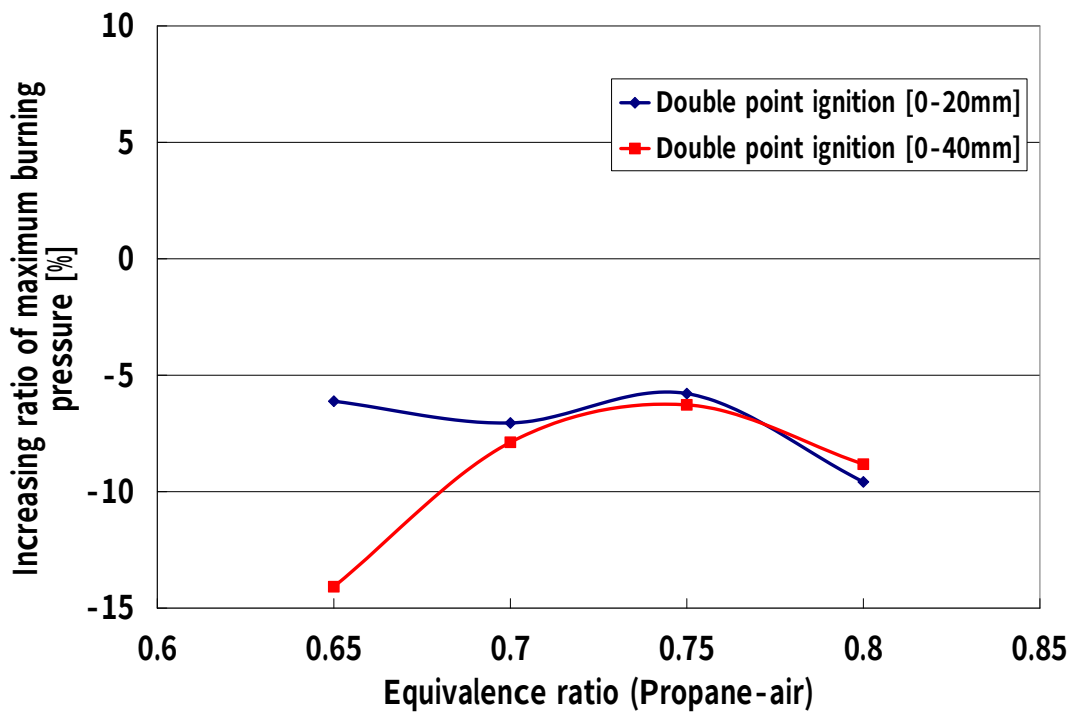


Fig.155 Increasing ratio of maximum burning pressure ($\Phi=0.9$)

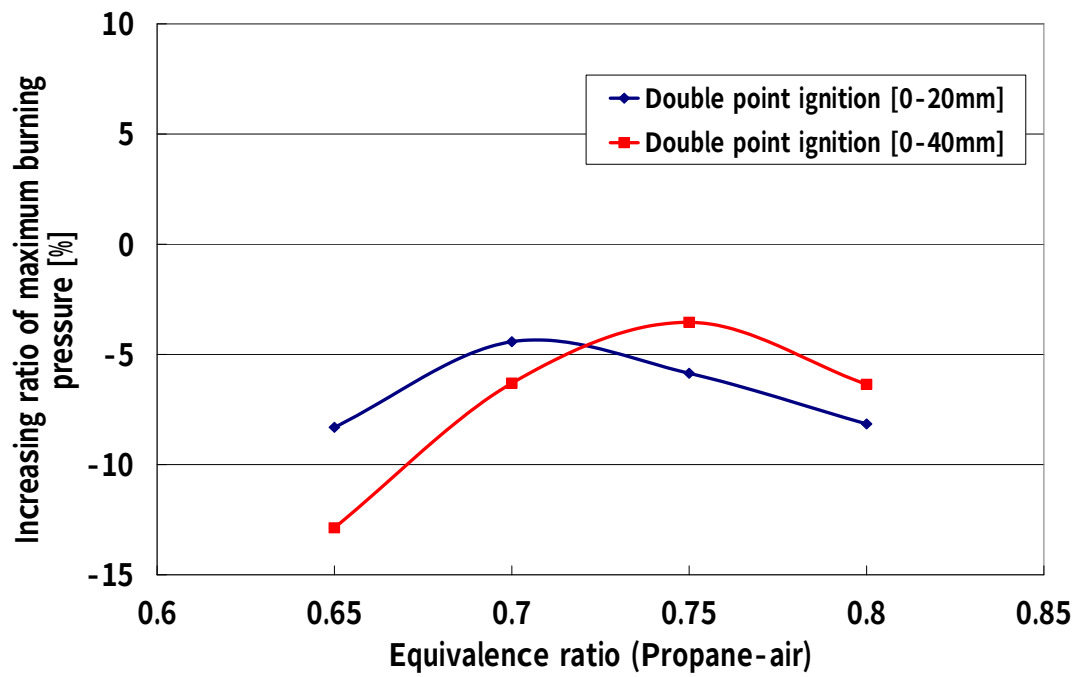


Fig.156 Increasing ratio of maximum burning pressure ($\Phi=1.0$)

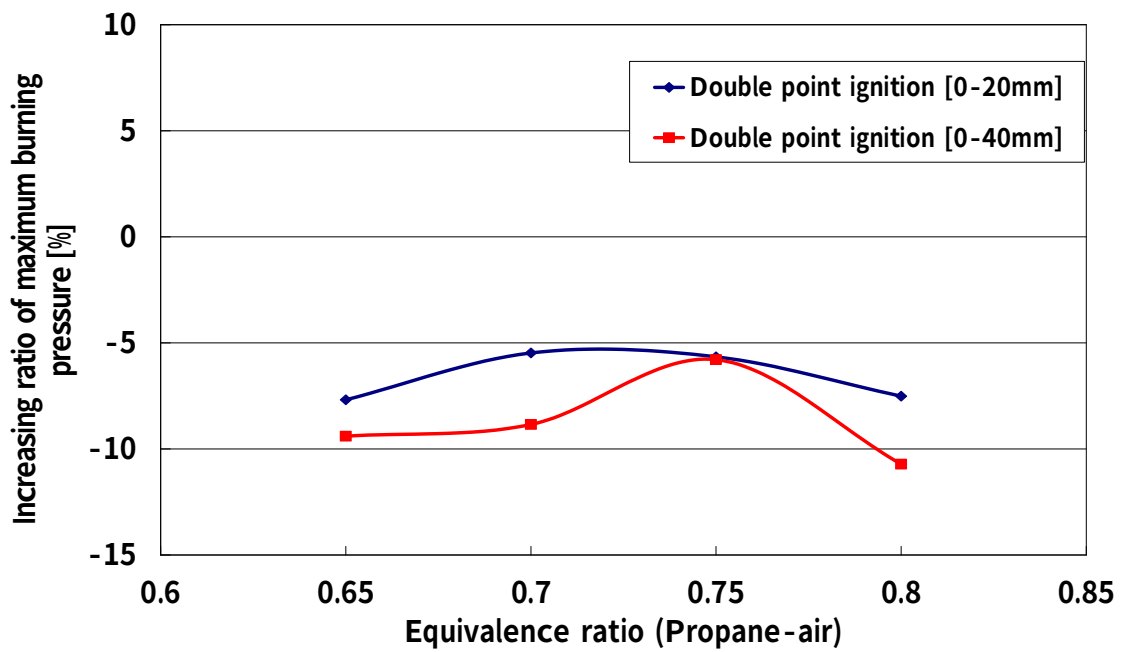


Fig.157 Increasing ratio of maximum burning pressure ($\Phi=1.1$)

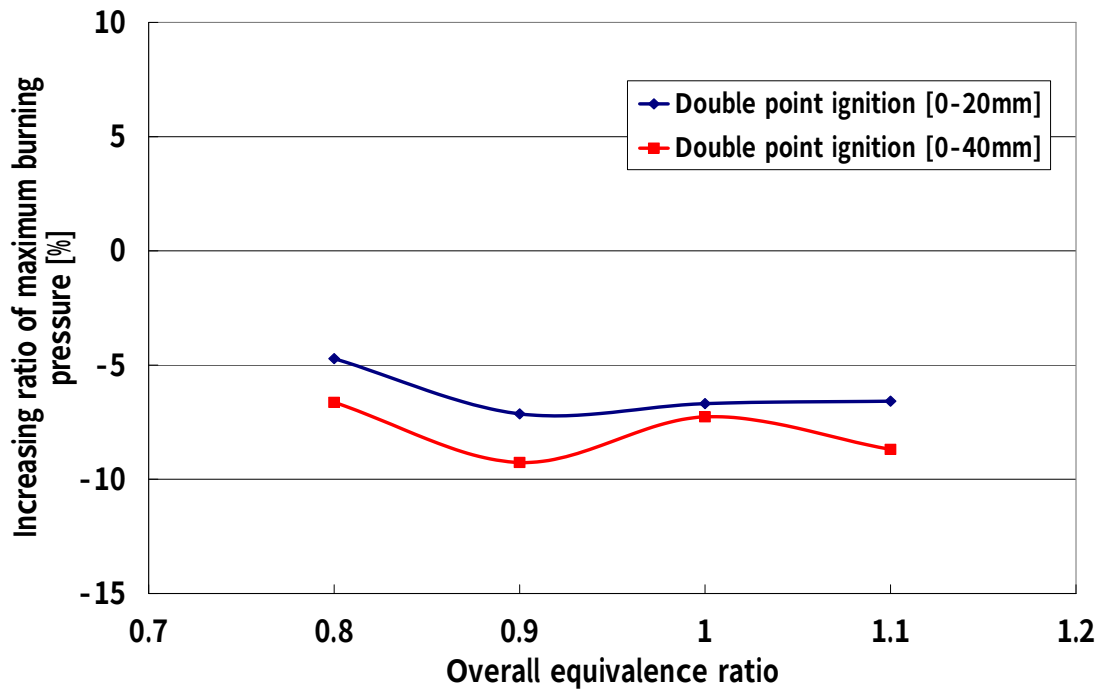


Fig.158 Increasing ratio of maximum burning pressure

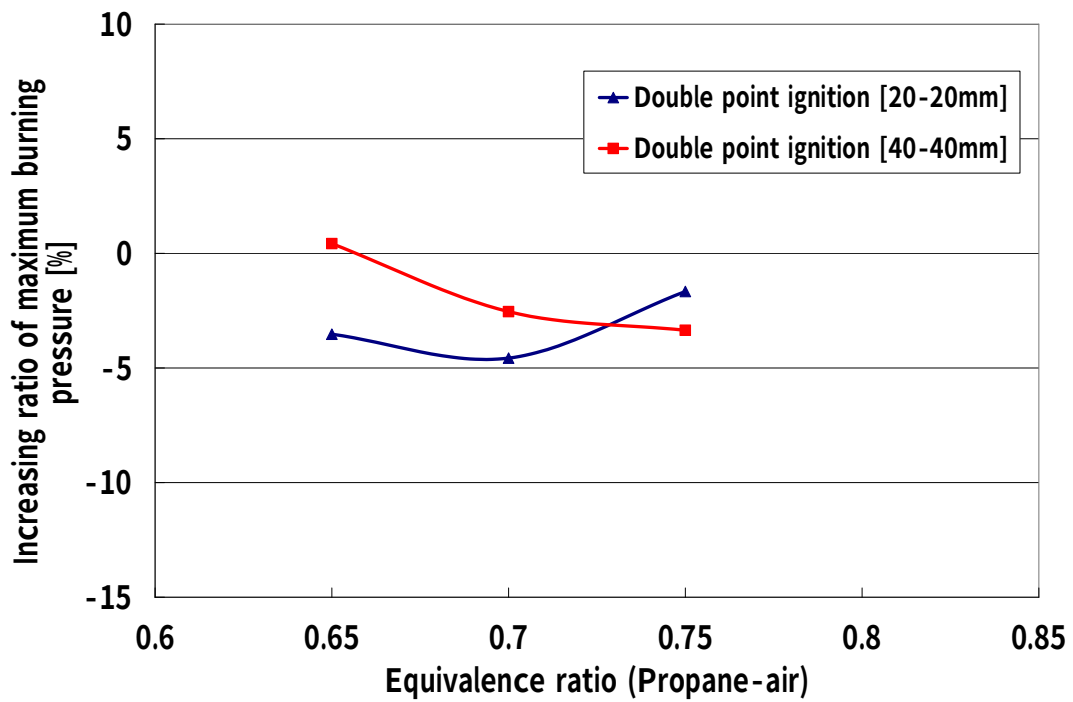


Fig.159 Increasing ratio of maximum burning pressure ($\Phi=0.8$)

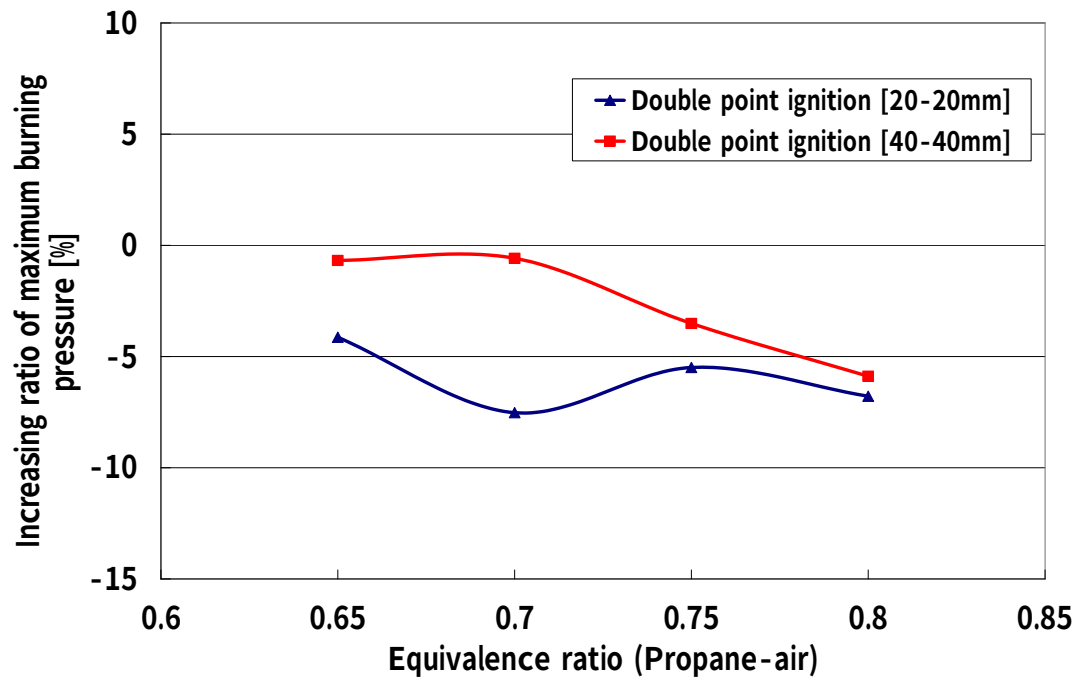


Fig.160 Increasing ratio of maximum burning pressure ($\Phi=0.9$)

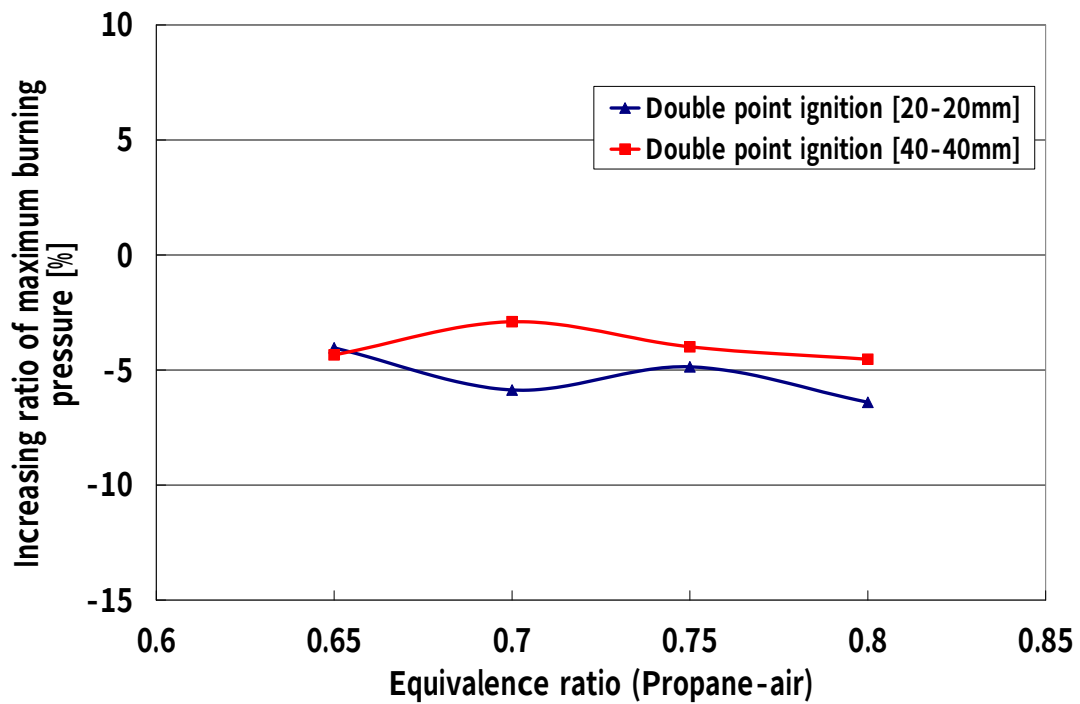


Fig.161 Increasing ratio of maximum burning pressure ($\Phi=1.0$)

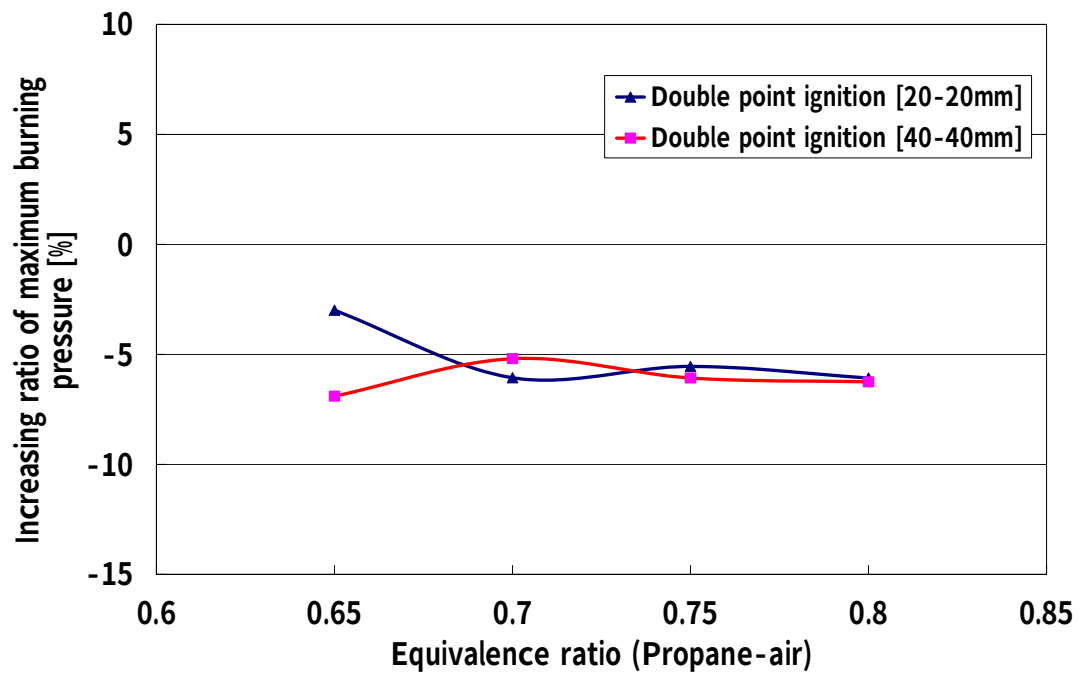


Fig.162 Increasing ratio of maximum burning pressure ($\Phi=1.1$)

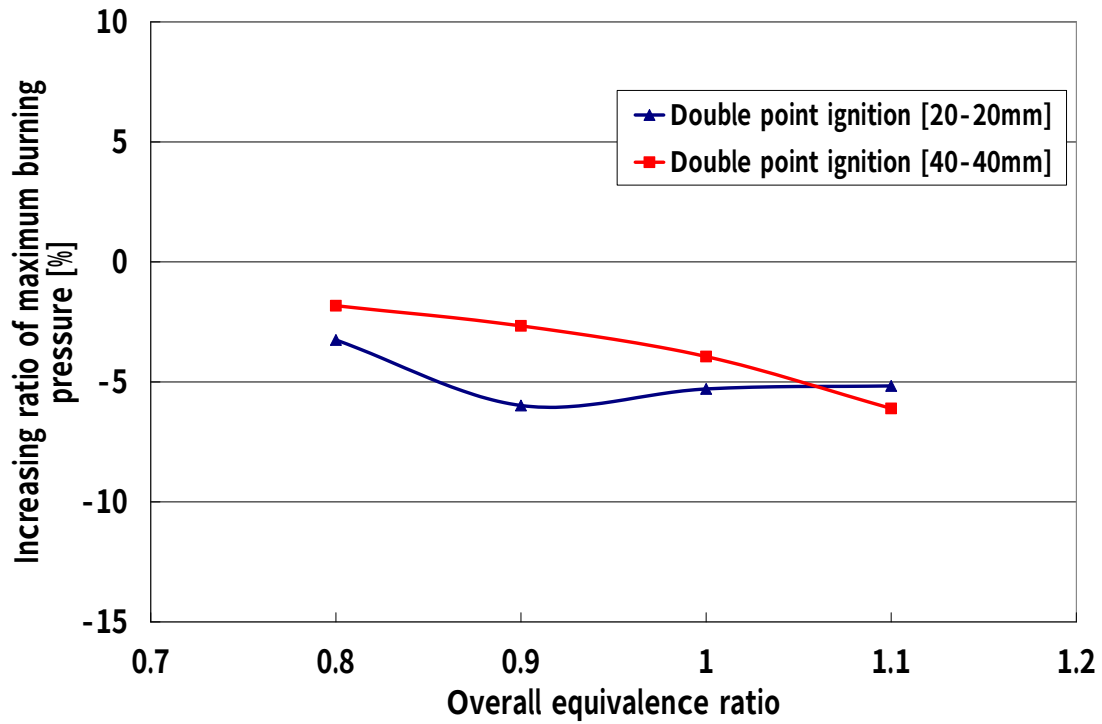


Fig.163 Increasing ratio of maximum burning pressure

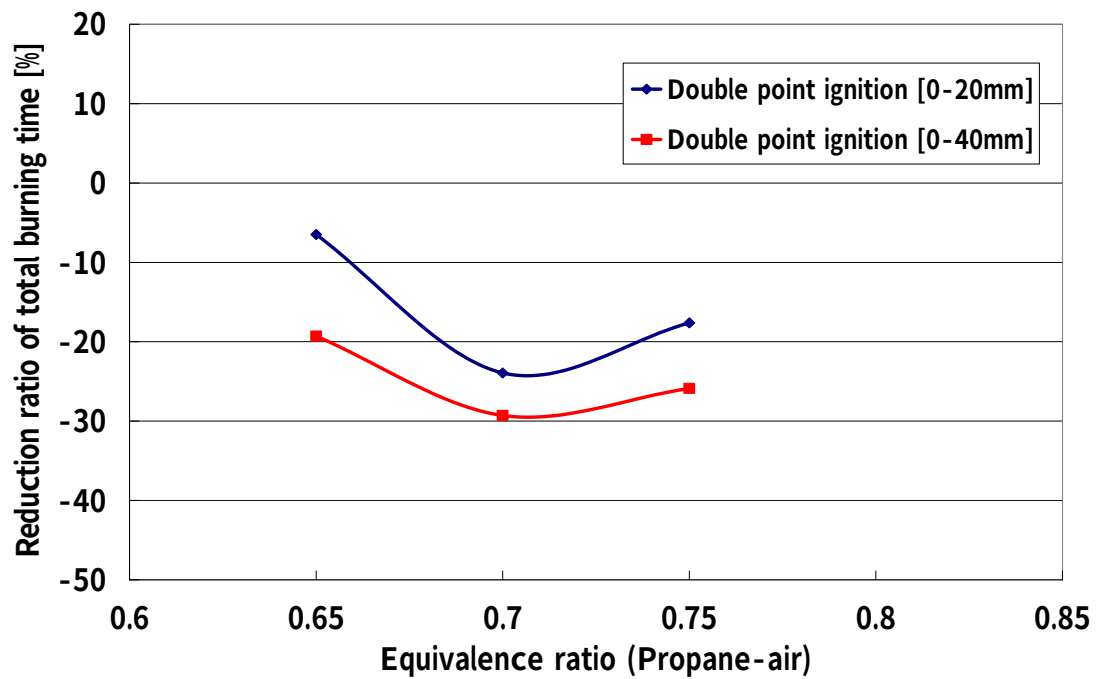


Fig.164 Reduction ratio of total burning time ($\Phi=0.8$)

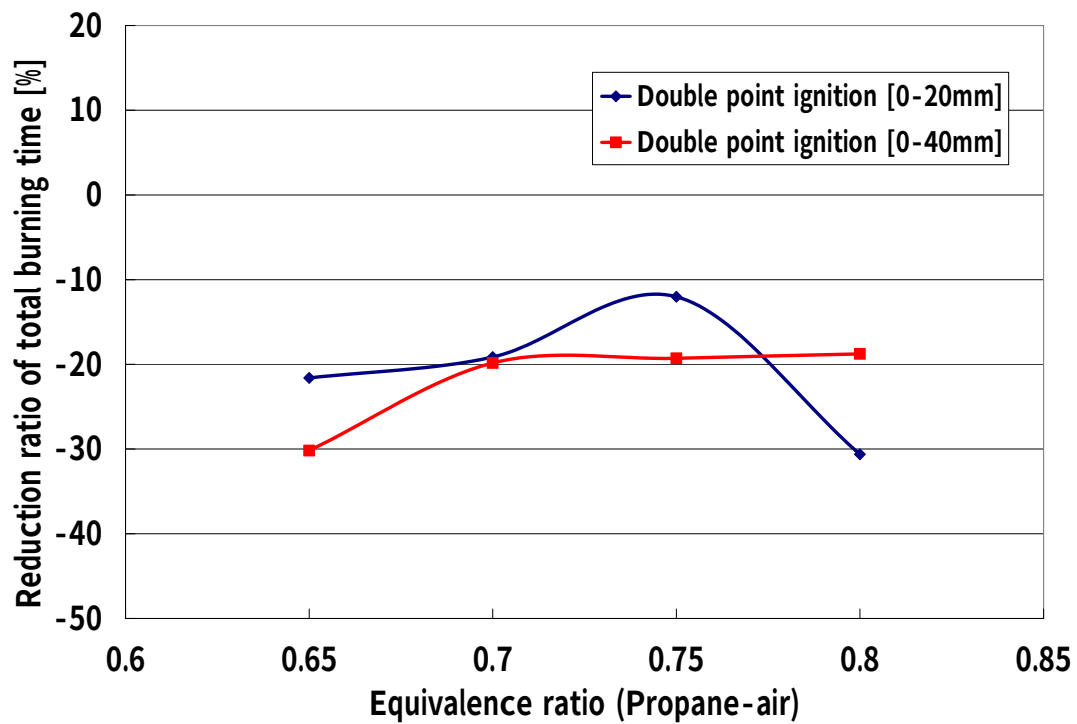


Fig.165 Reduction ratio of total burning time ($\Phi=0.9$)

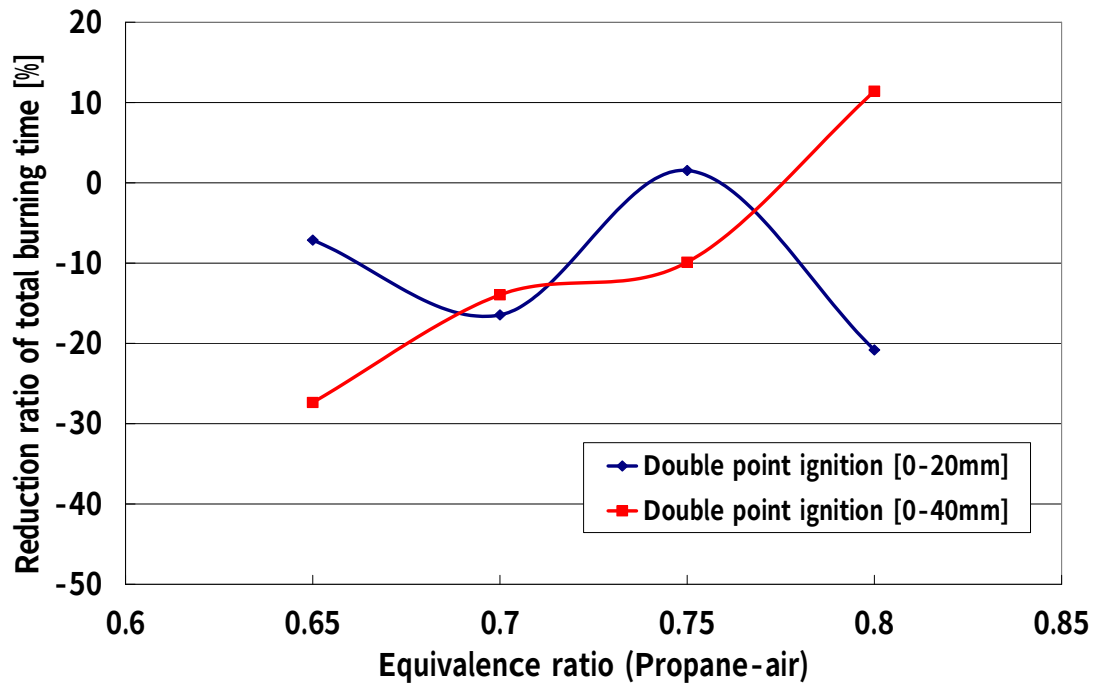


Fig.166 Reduction ratio of total burning time ($\Phi=1.0$)

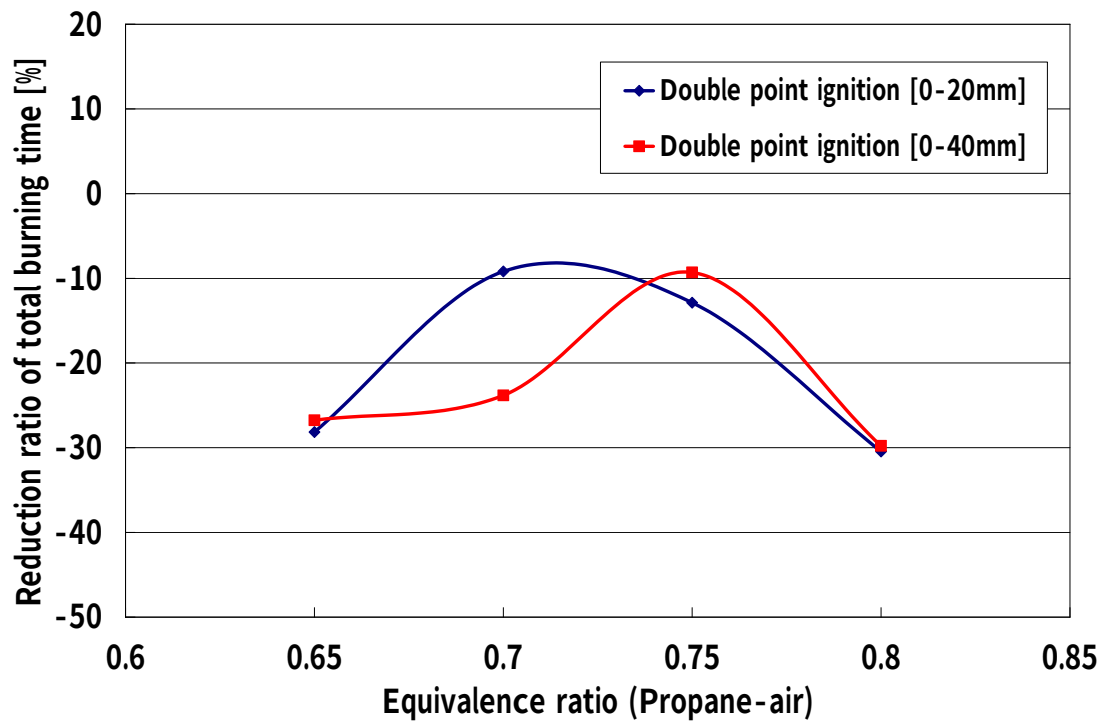


Fig.167 Reduction ratio of total burning time ($\Phi=1.1$)

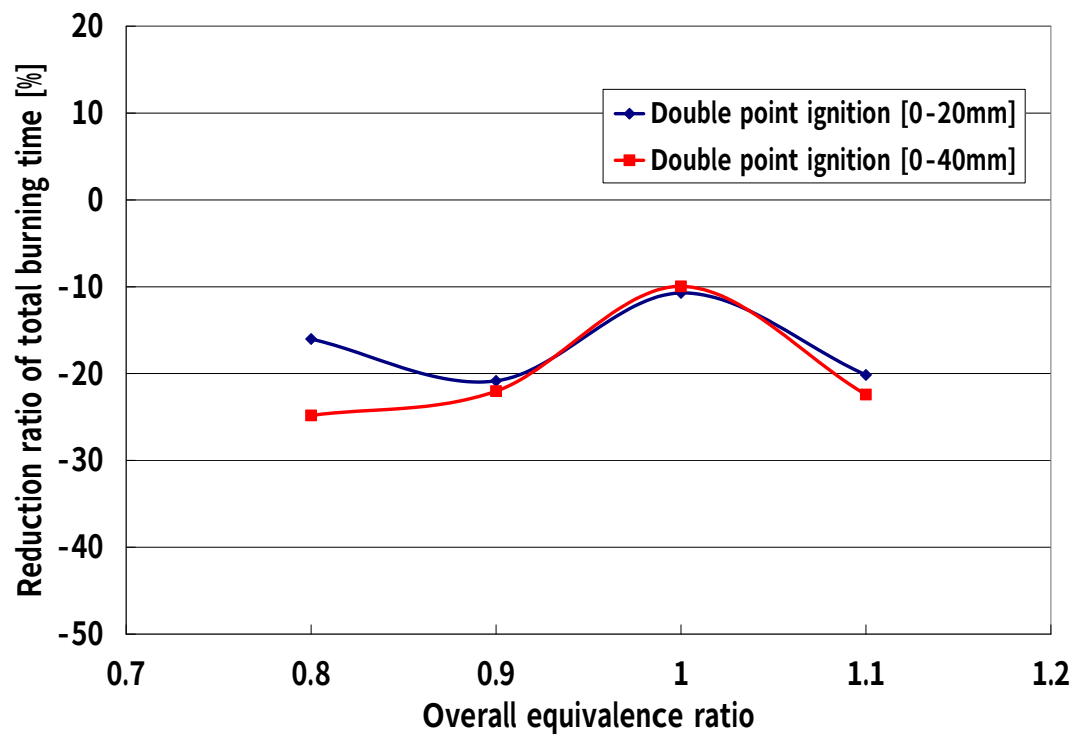


Fig.168 Reduction ratio of total burning time

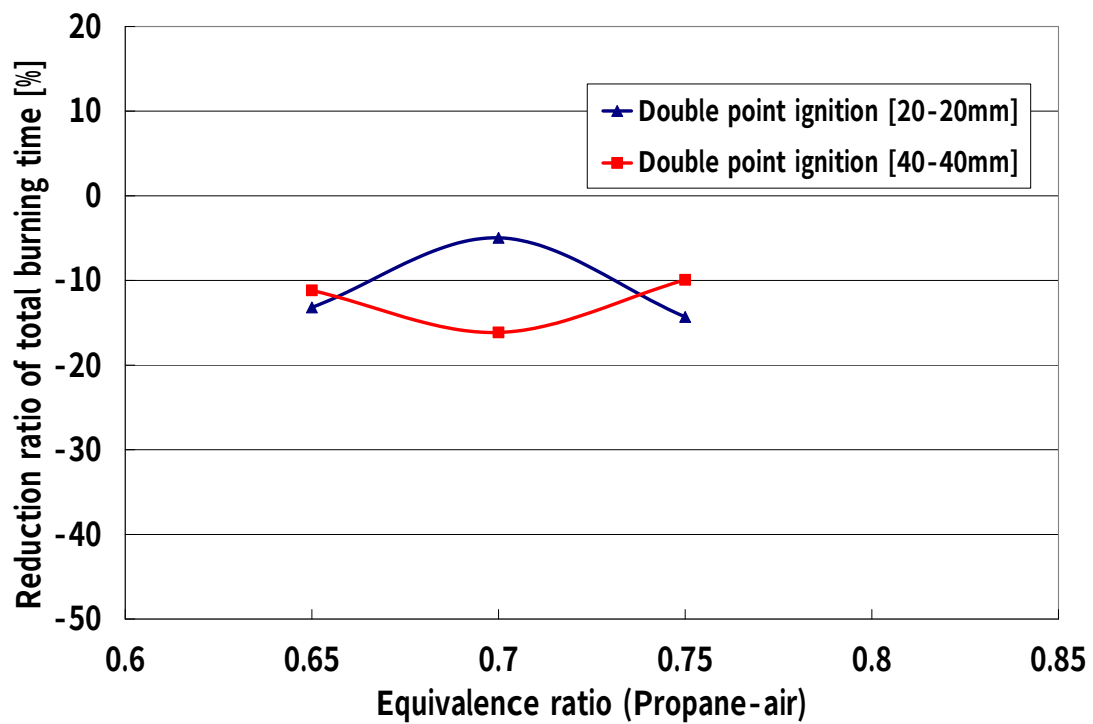


Fig.169 Reduction ratio of total burning time ($\Phi=0.8$)

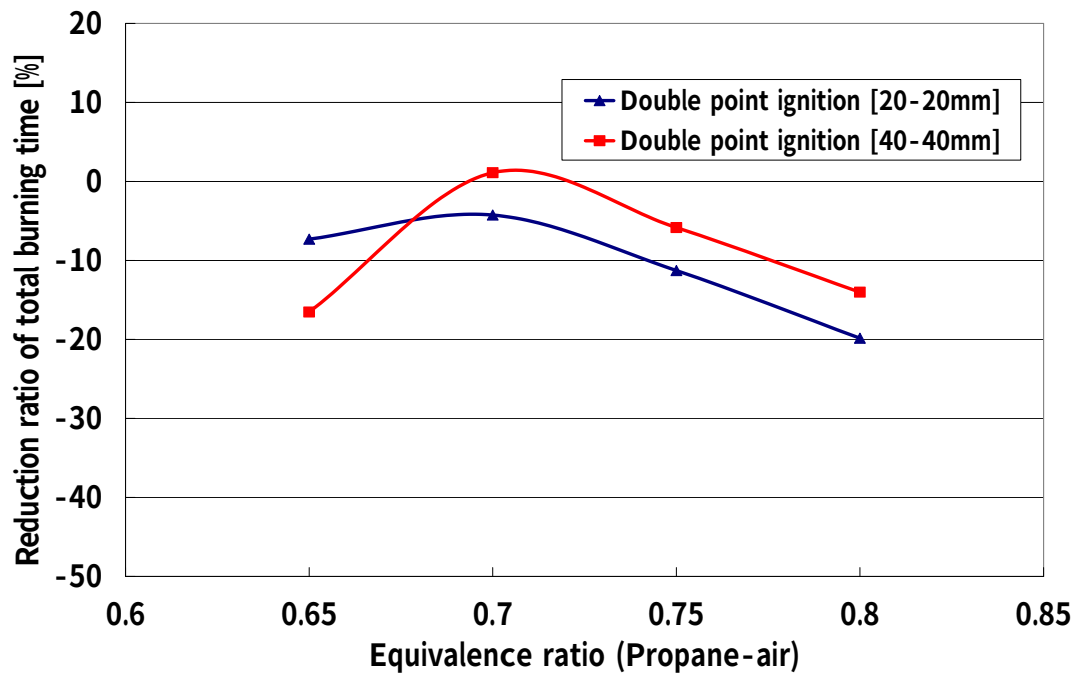


Fig.170 Reduction ratio of total burning time ($\Phi=0.9$)

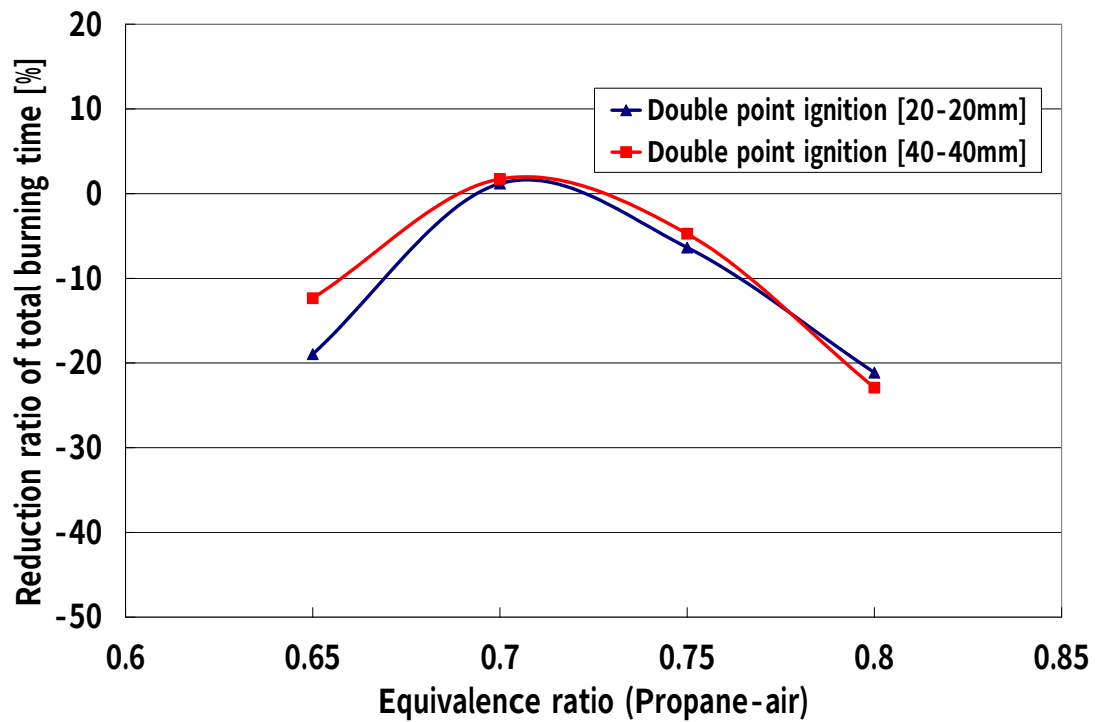


Fig.171 Reduction ratio of total burning time ($\Phi=1.0$)

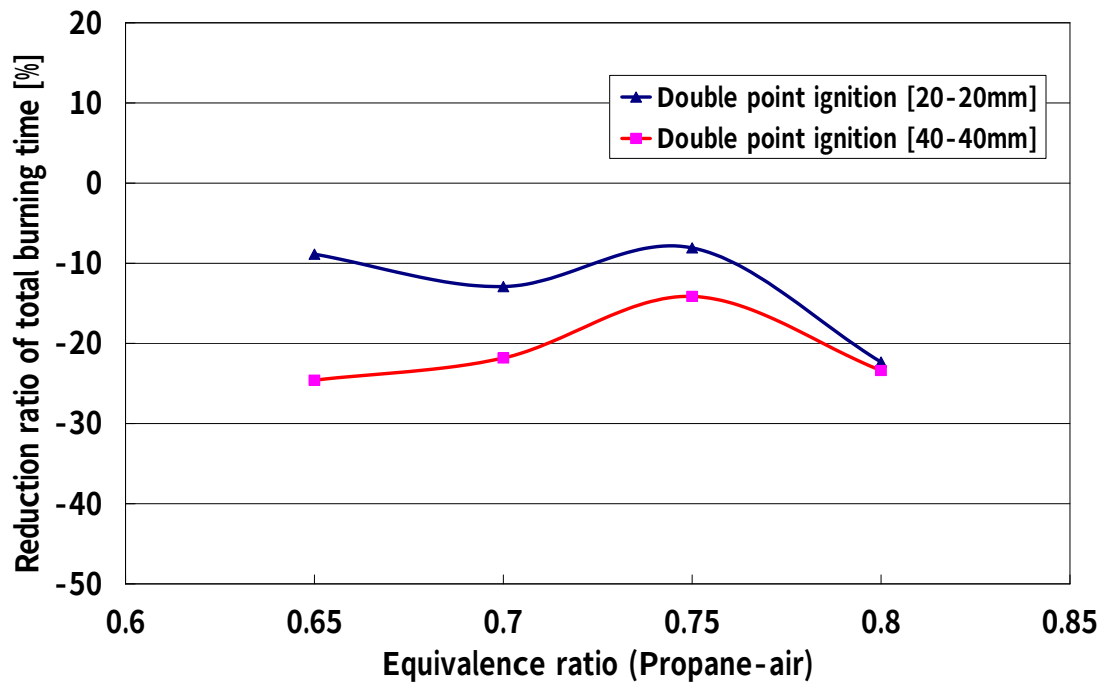


Fig.172 Reduction ratio of total burning time ($\Phi=1.1$)

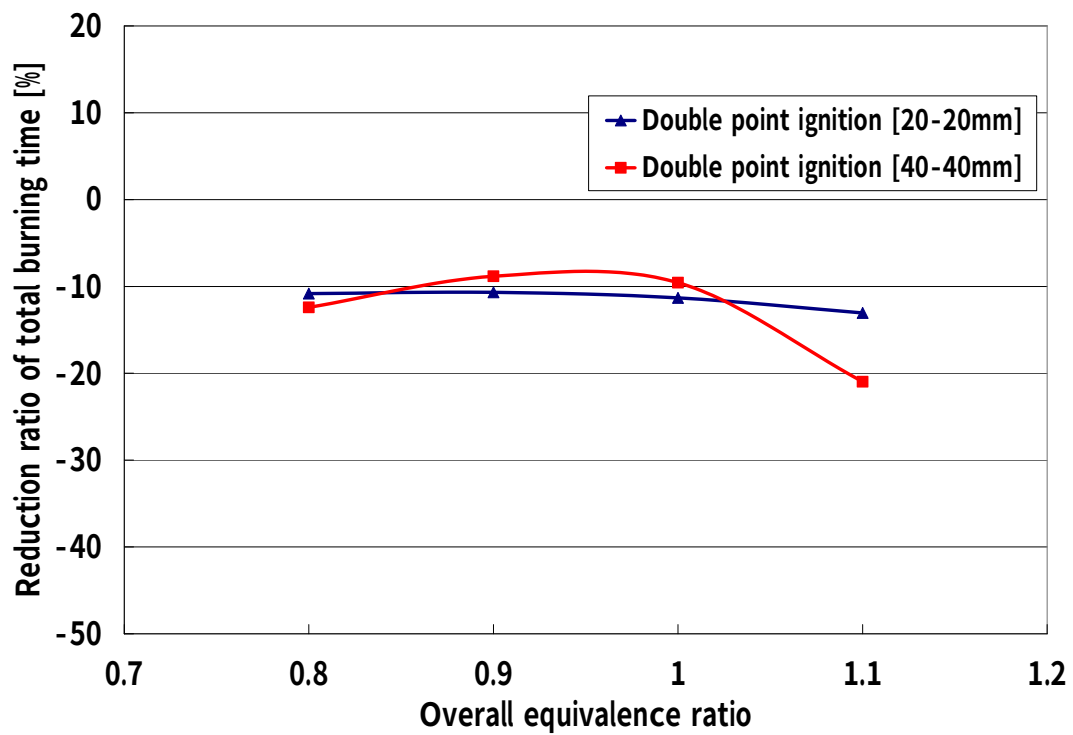


Fig.173 Reduction ratio of total burning time

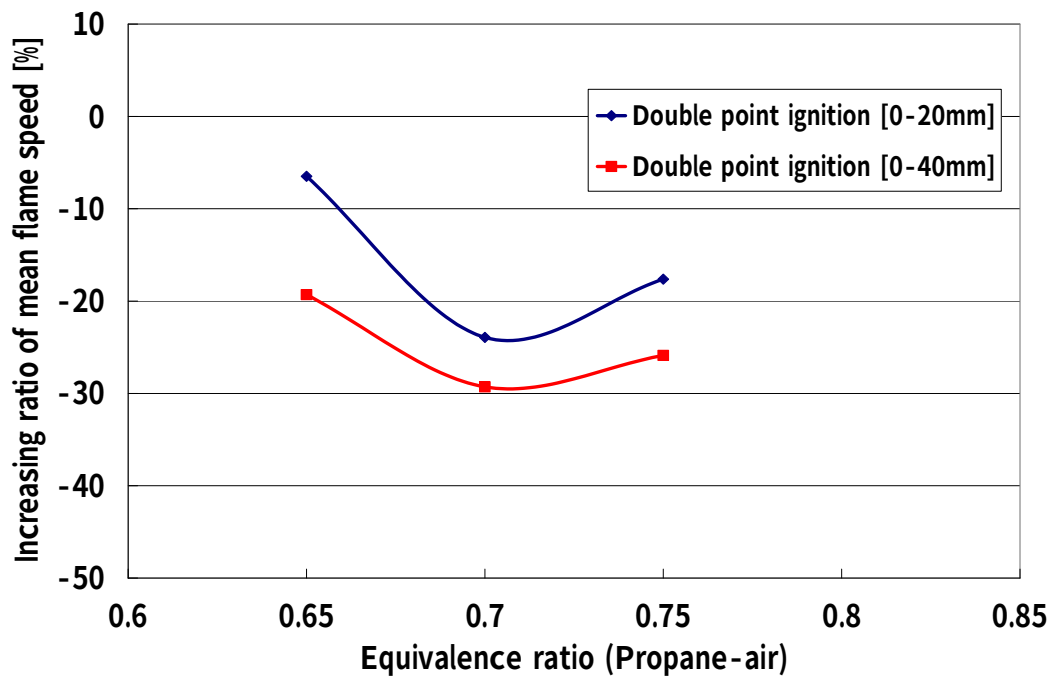


Fig.174 Increasing ratio of mean flame speed ($\Phi=0.8$)

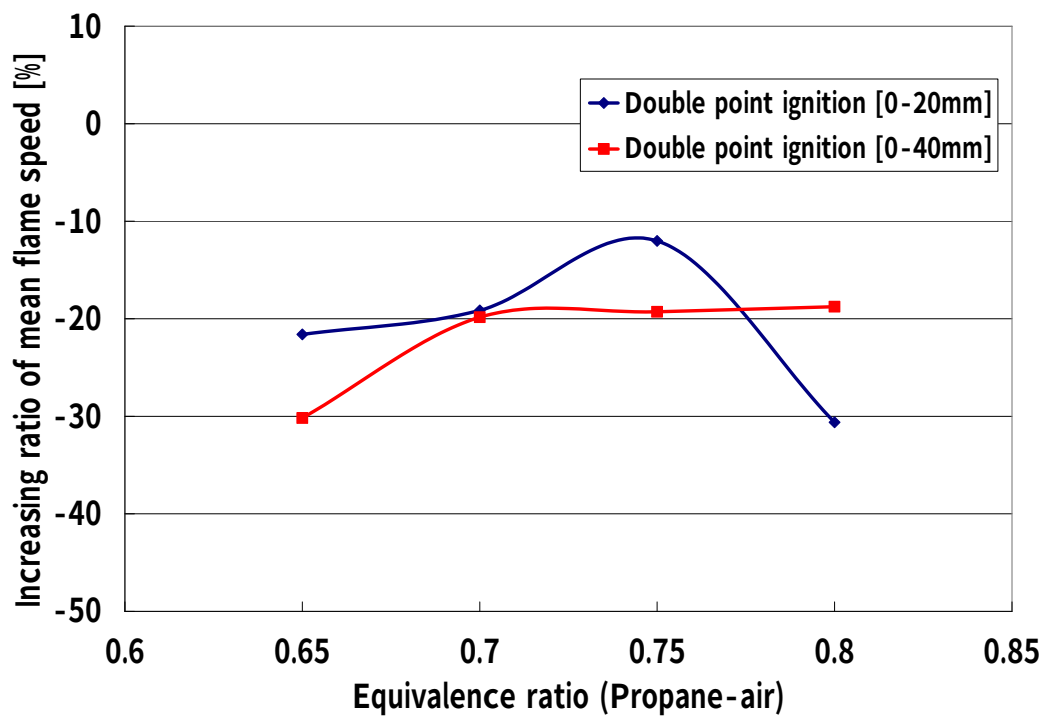


Fig.175 Increasing ratio of mean flame speed ($\Phi=0.9$)

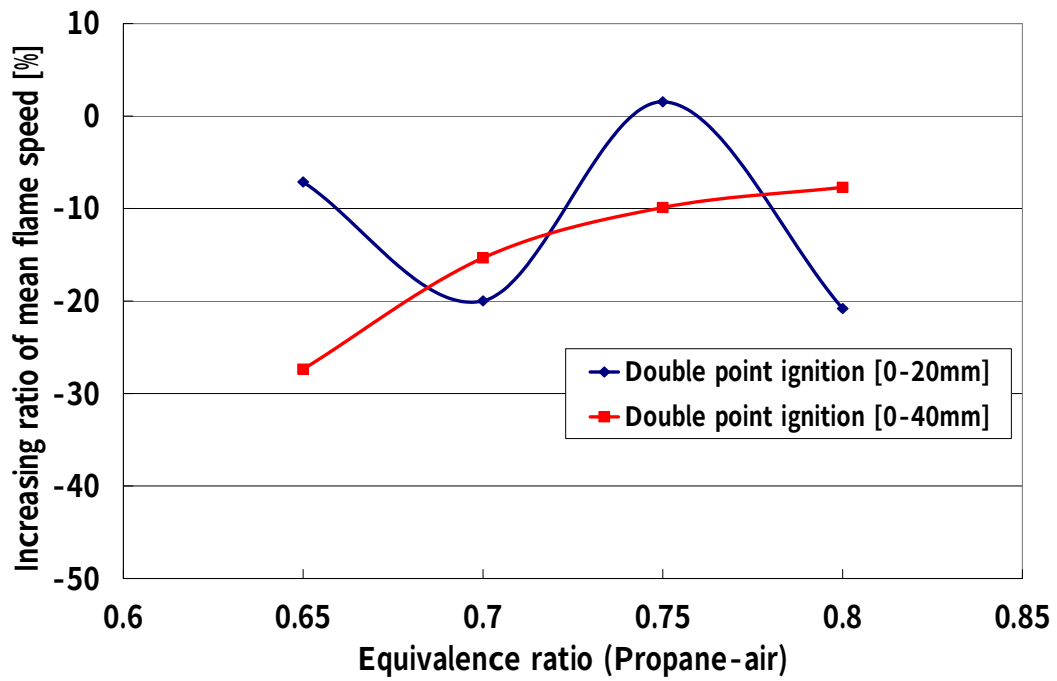


Fig.176 Increasing ratio of mean flame speed ($\Phi=1.0$)

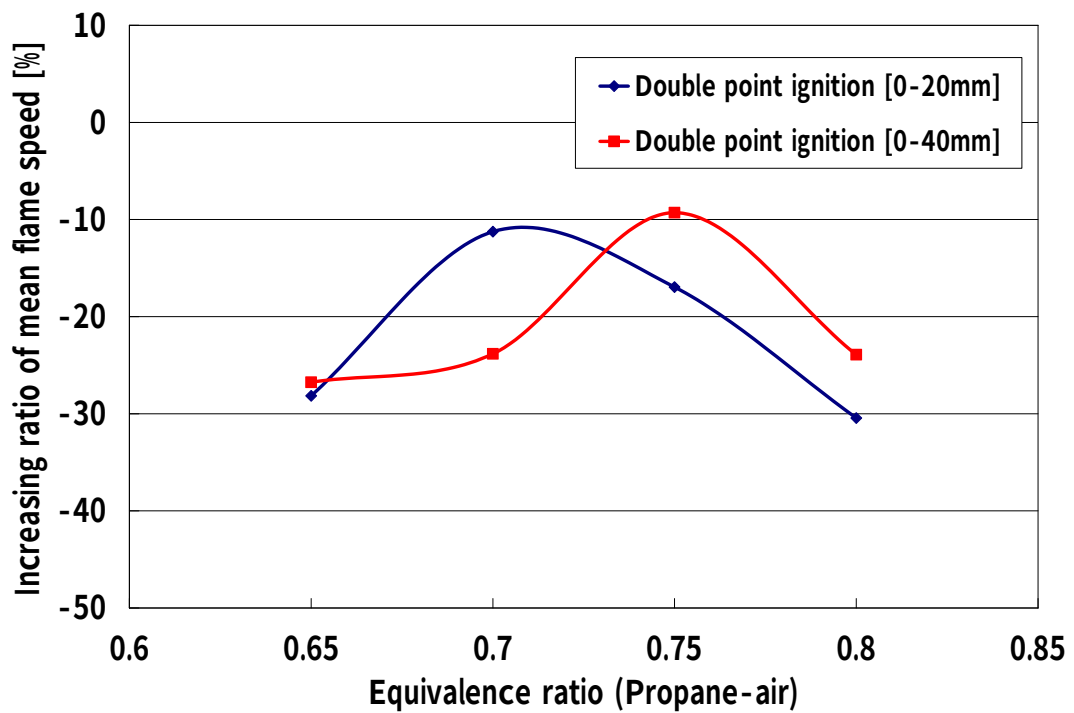


Fig.177 Increasing ratio of mean flame speed ($\Phi=1.1$)

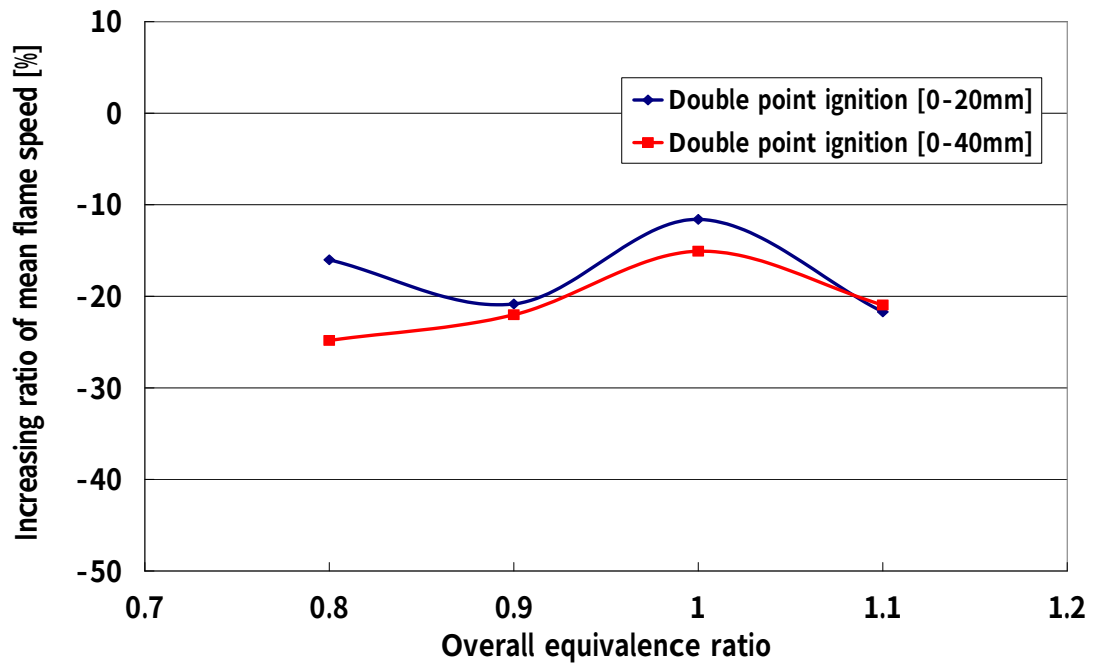


Fig.178 Increasing ratio of mean flame speed

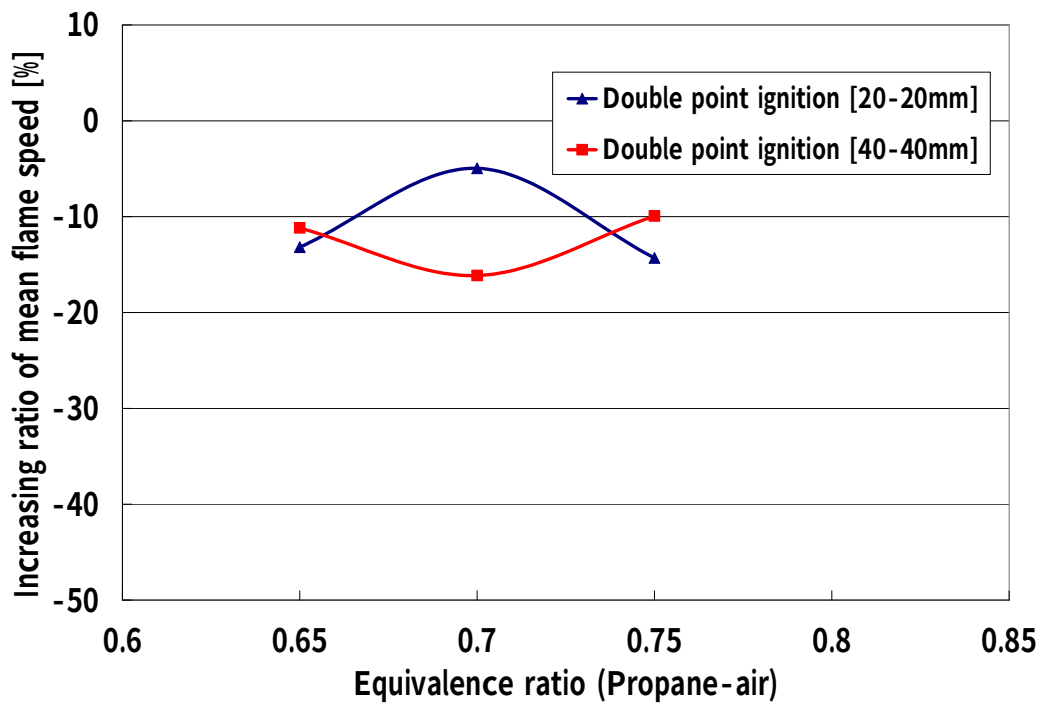


Fig.179 Increasing ratio of mean flame speed ($\Phi=0.8$)

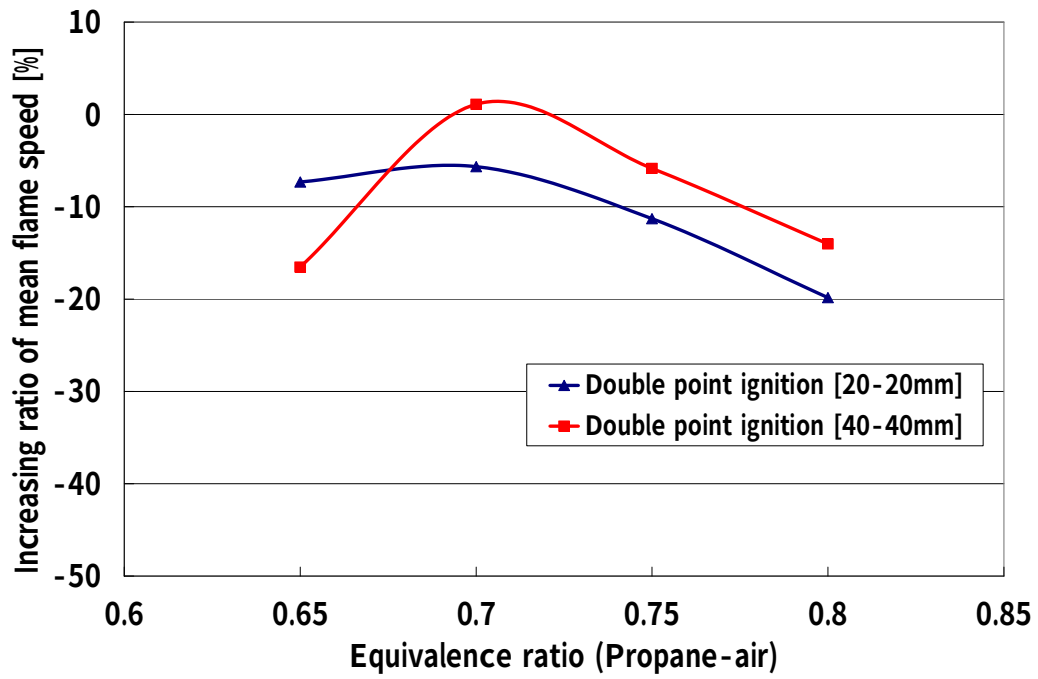


Fig.180 Increasing ratio of mean flame speed ($\Phi=0.9$)

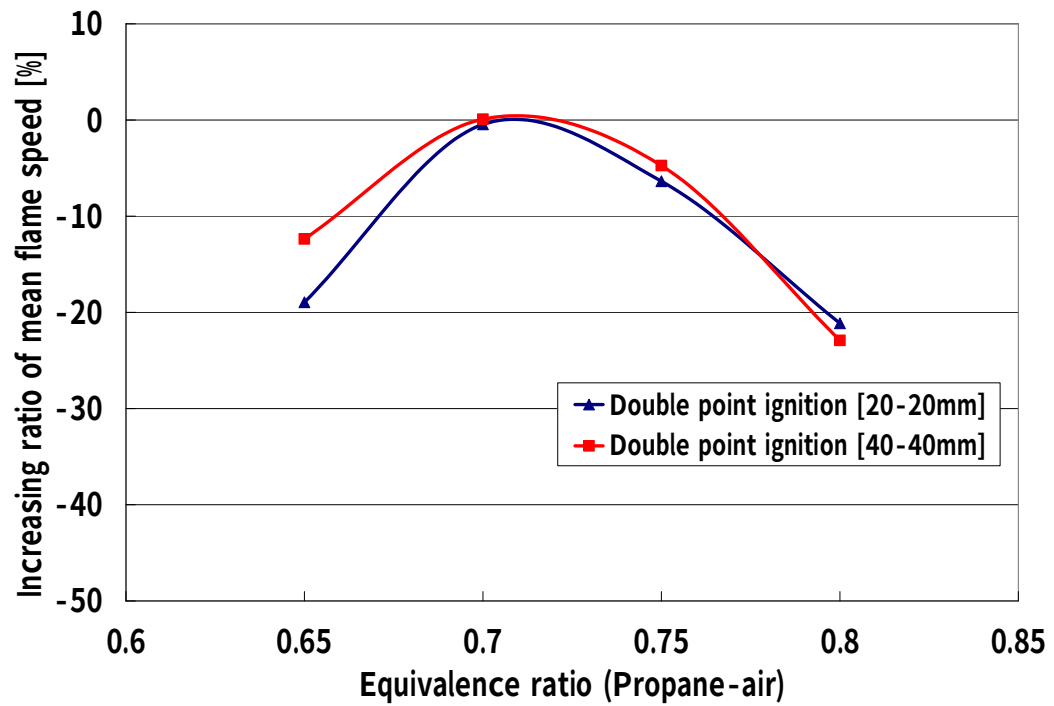


Fig.181 Increasing ratio of mean flame speed ($\Phi=1.0$)

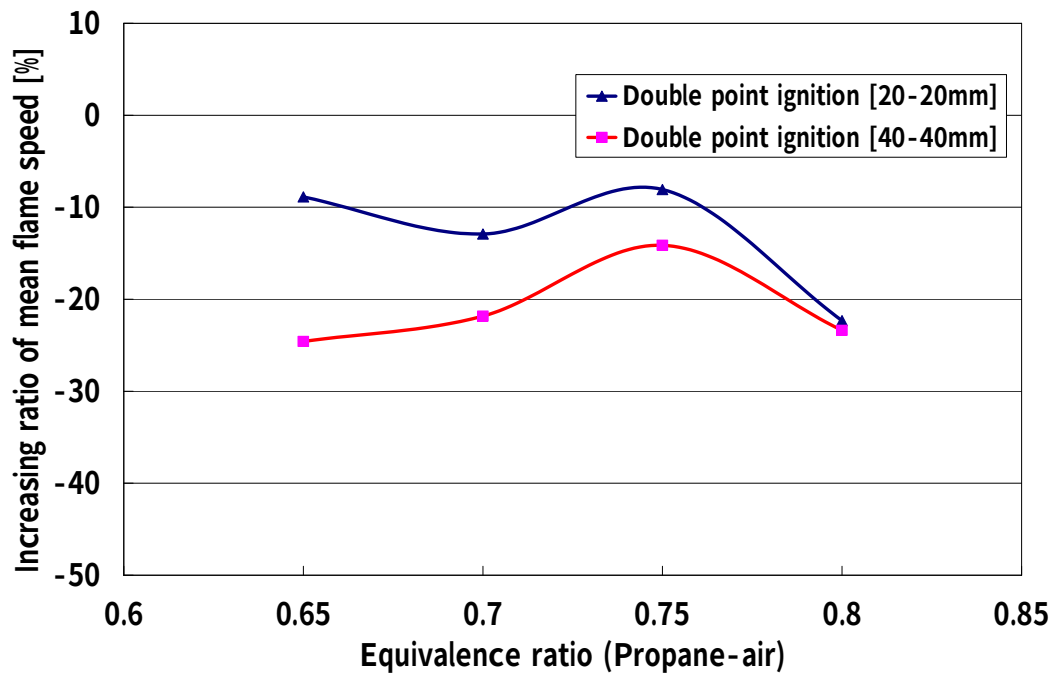


Fig.182 Increasing ratio of mean flame speed ($\Phi=1.1$)

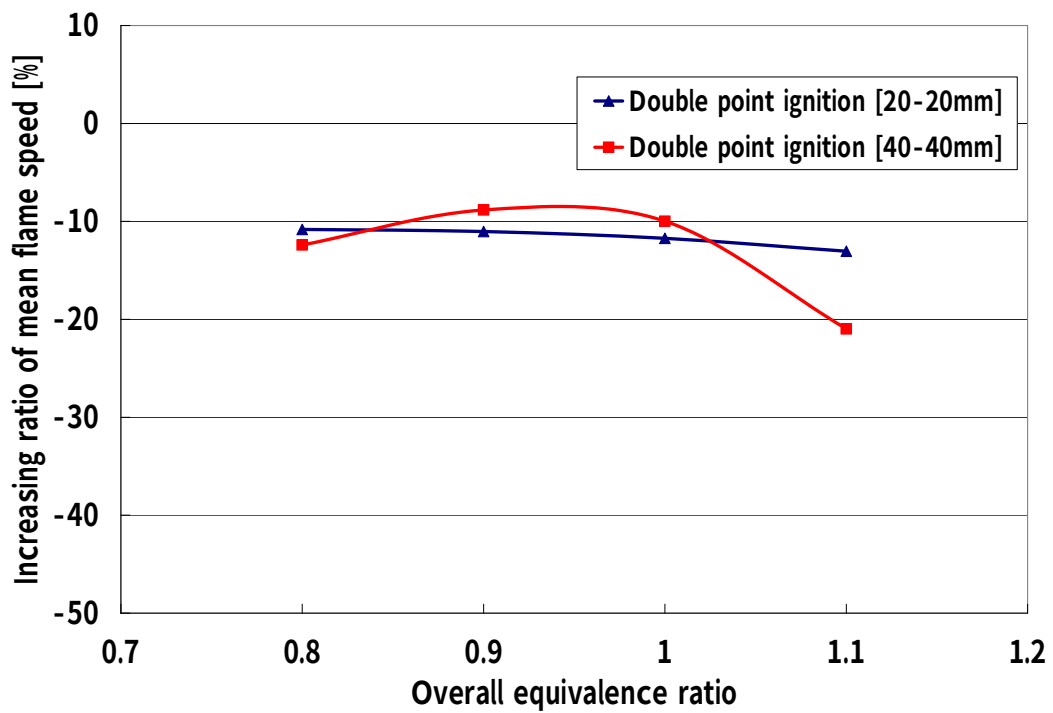


Fig.183 Increasing ratio of mean flame speed

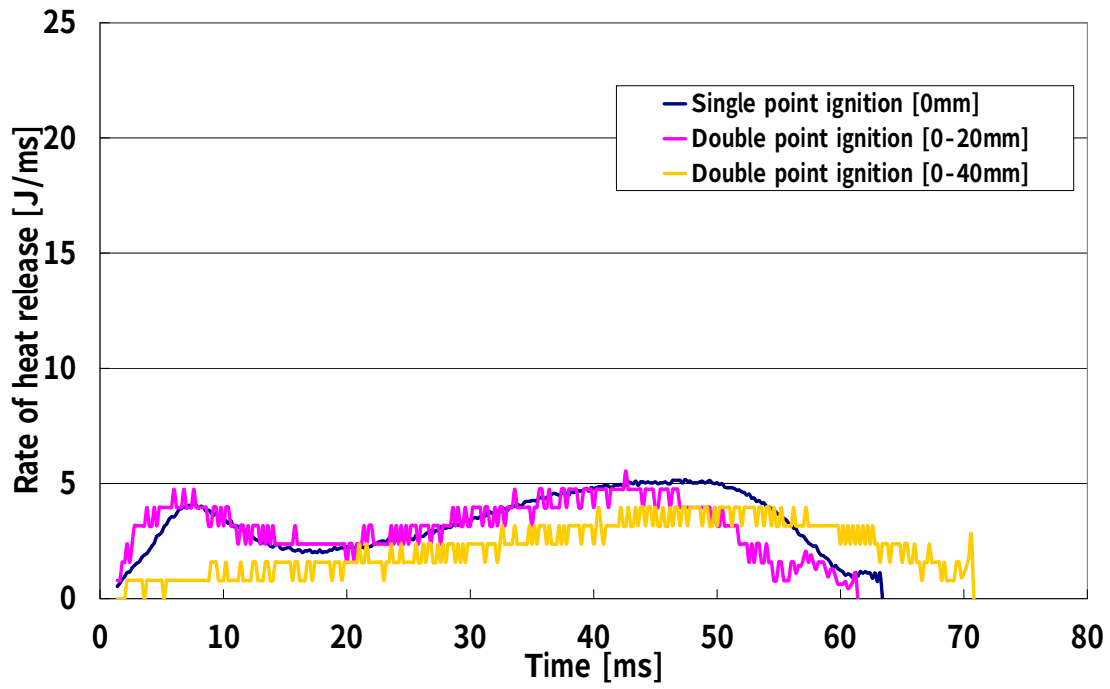


Fig.184 Rate of heat release ($\Phi=0.8$, $\phi=0.65$)

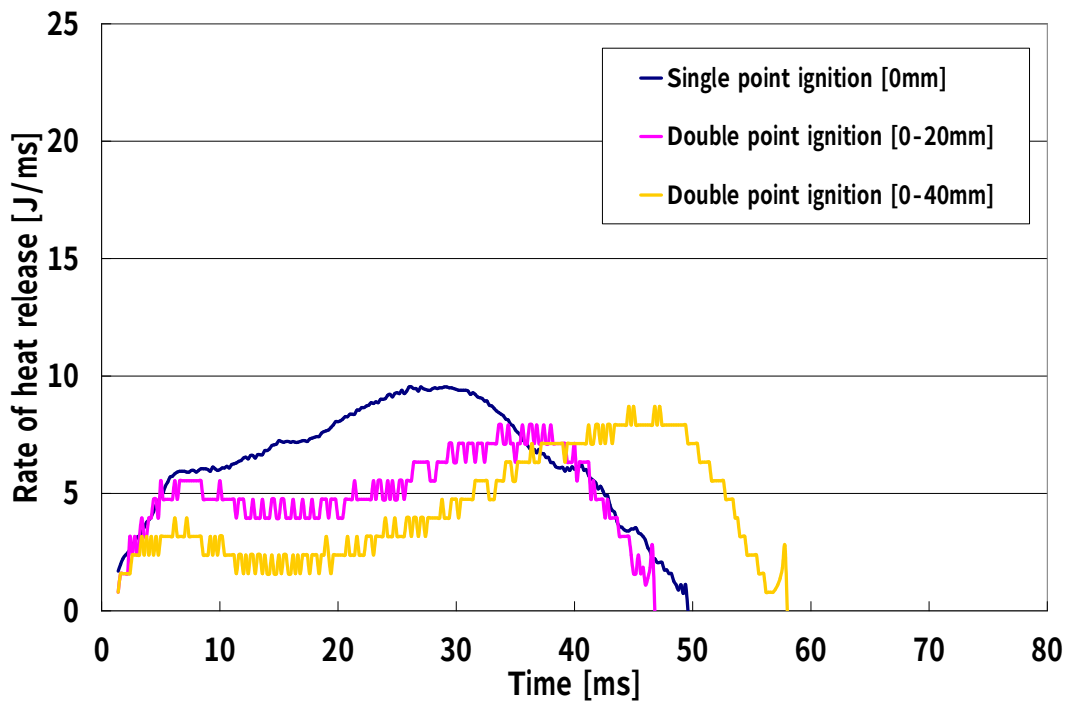


Fig.185 Rate of heat release ($\Phi=0.8$, $\phi=0.70$)

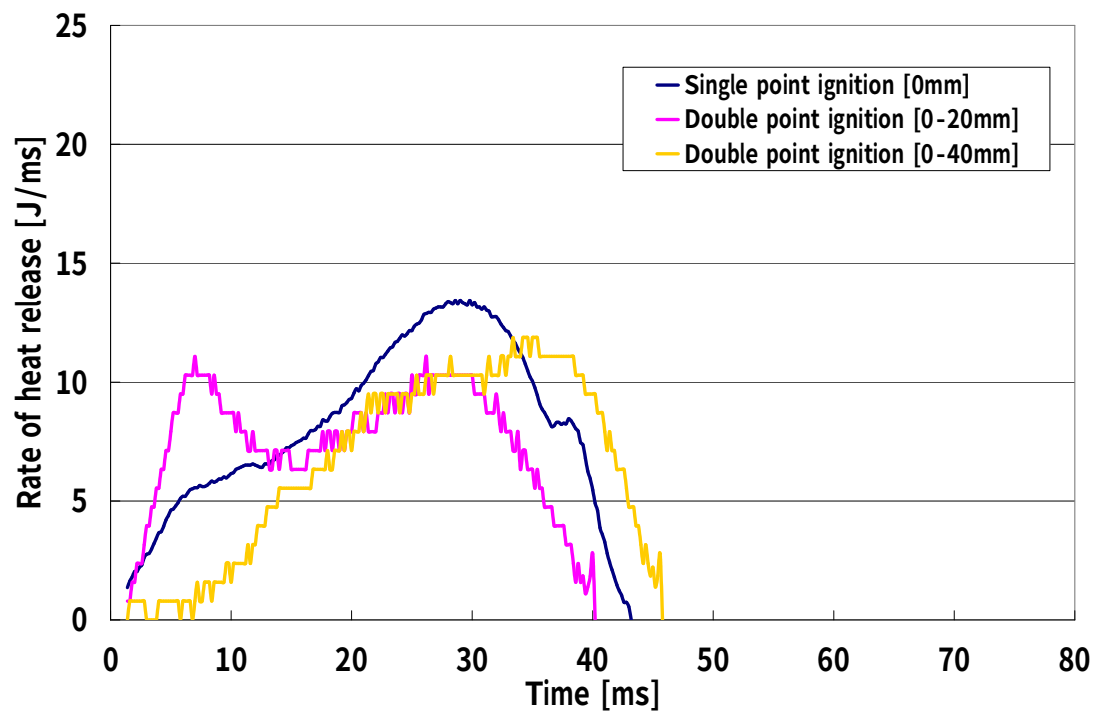


Fig.186 Rate of heat release ($\Phi=0.8$, $\phi=0.75$)

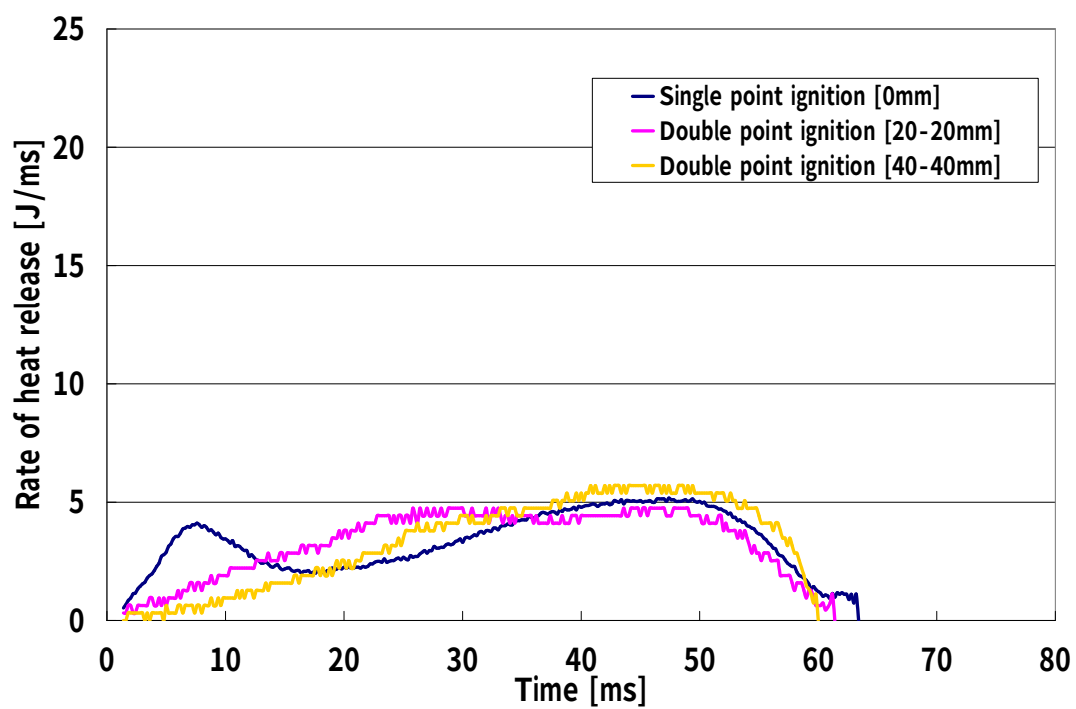


Fig.187 Rate of heat release ($\Phi=0.8$, $\phi=0.65$)

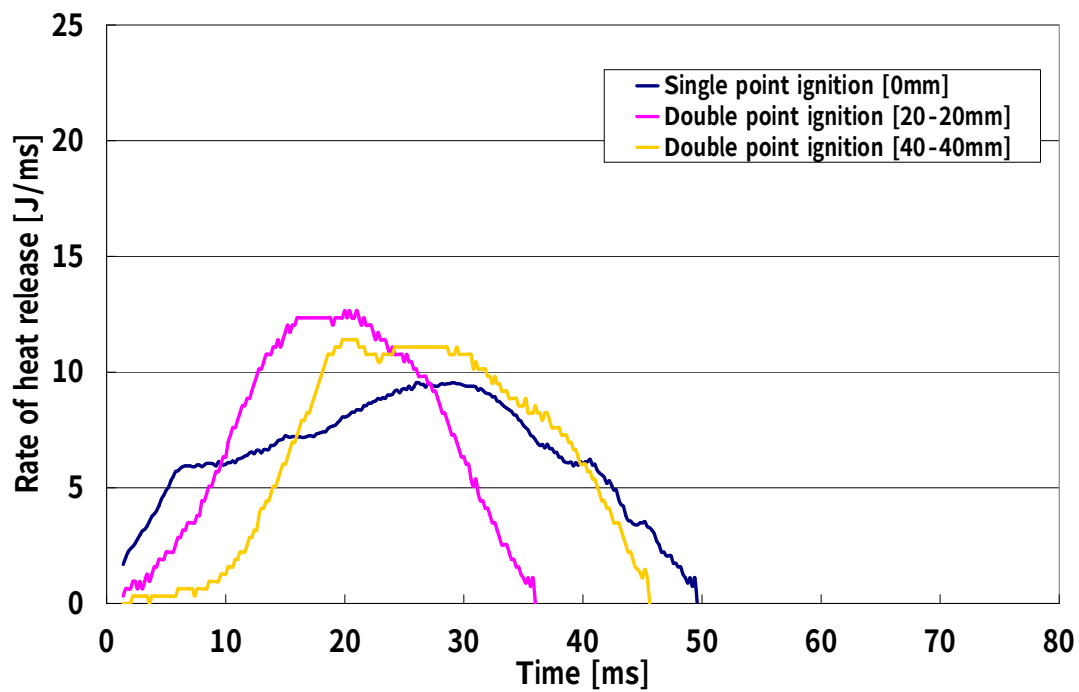


Fig.188 Rate of heat release ($\Phi=0.8$, $\phi=0.70$)

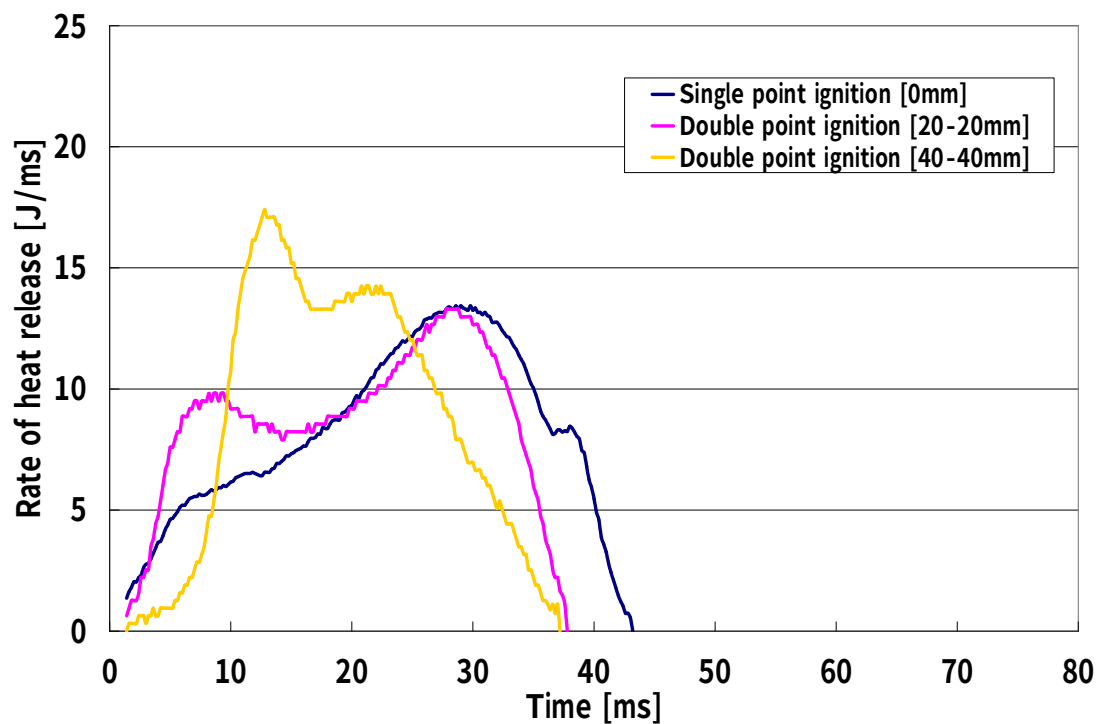


Fig.189 Rate of heat release ($\Phi=0.8$, $\phi=0.75$)

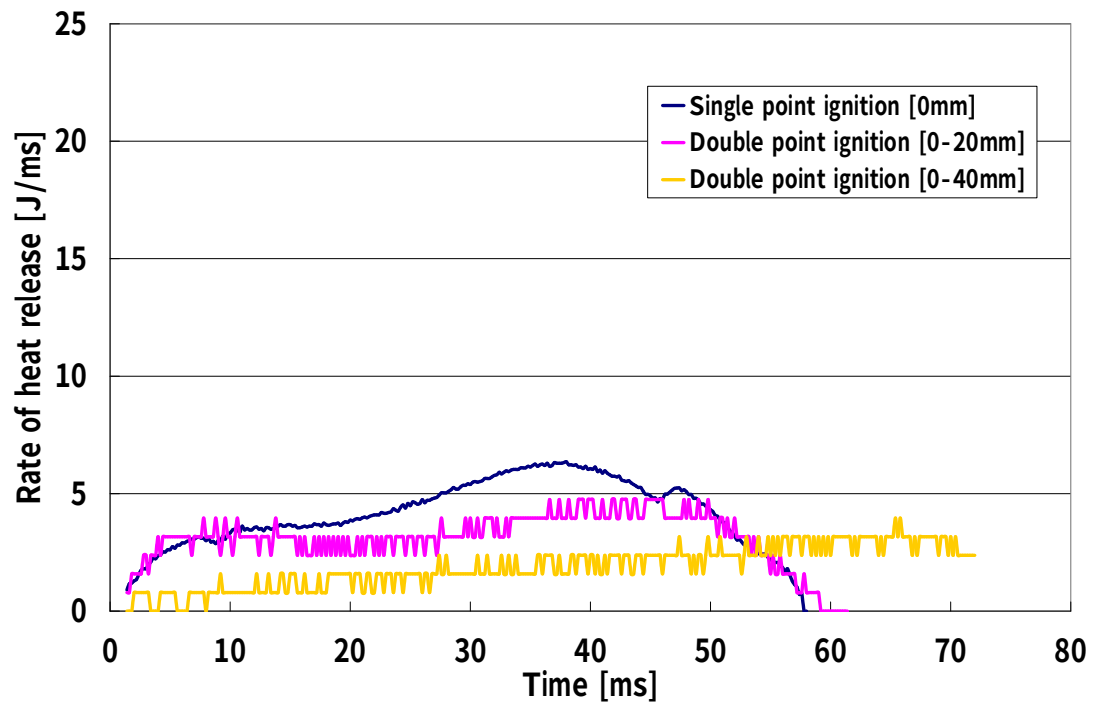


Fig.190 Rate of heat release ($\Phi=0.9$, $\phi=0.65$)

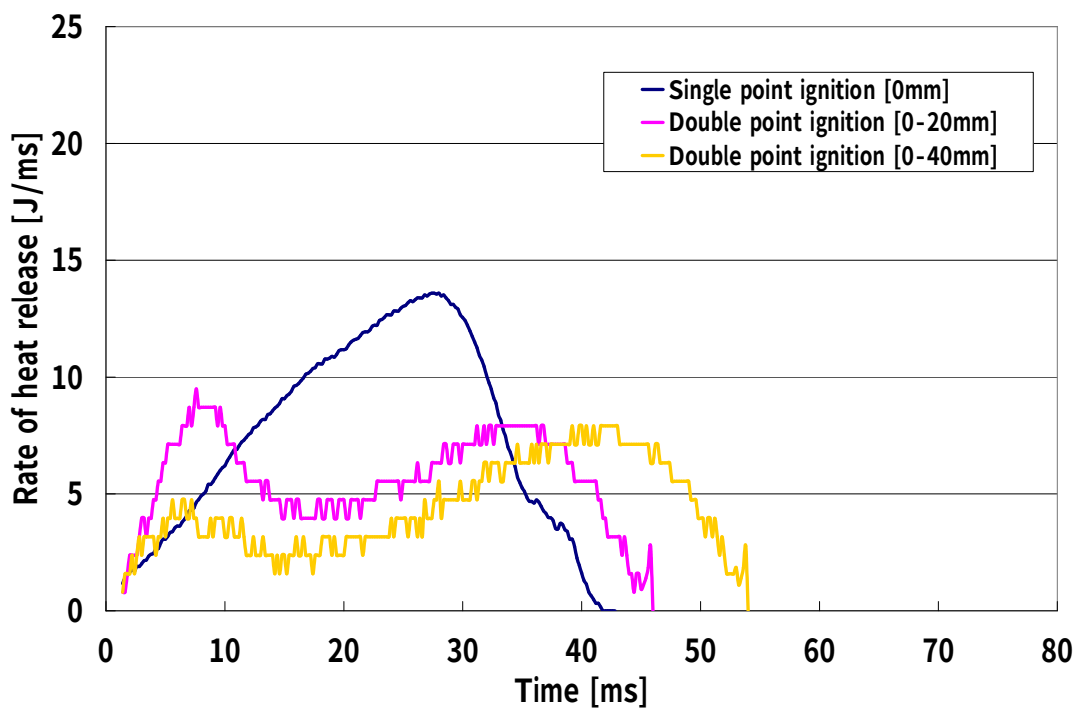


Fig.191 Rate of heat release ($\Phi=0.9$, $\phi=0.70$)

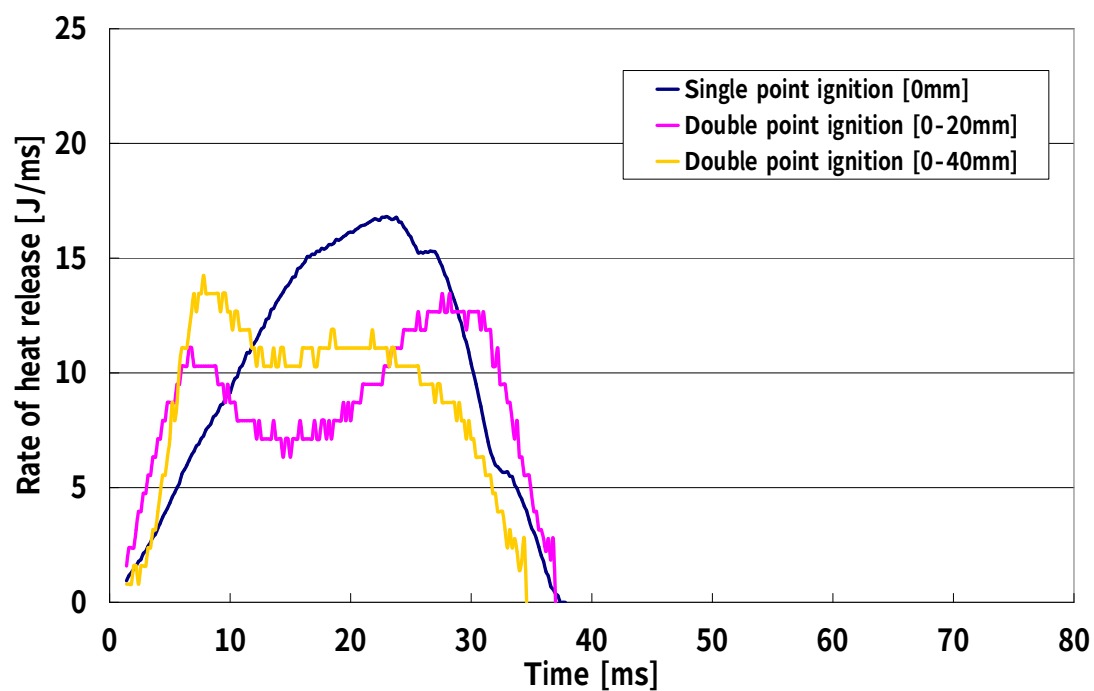


Fig.191 Rate of heat release ($\Phi=0.9$, $\phi=0.75$)

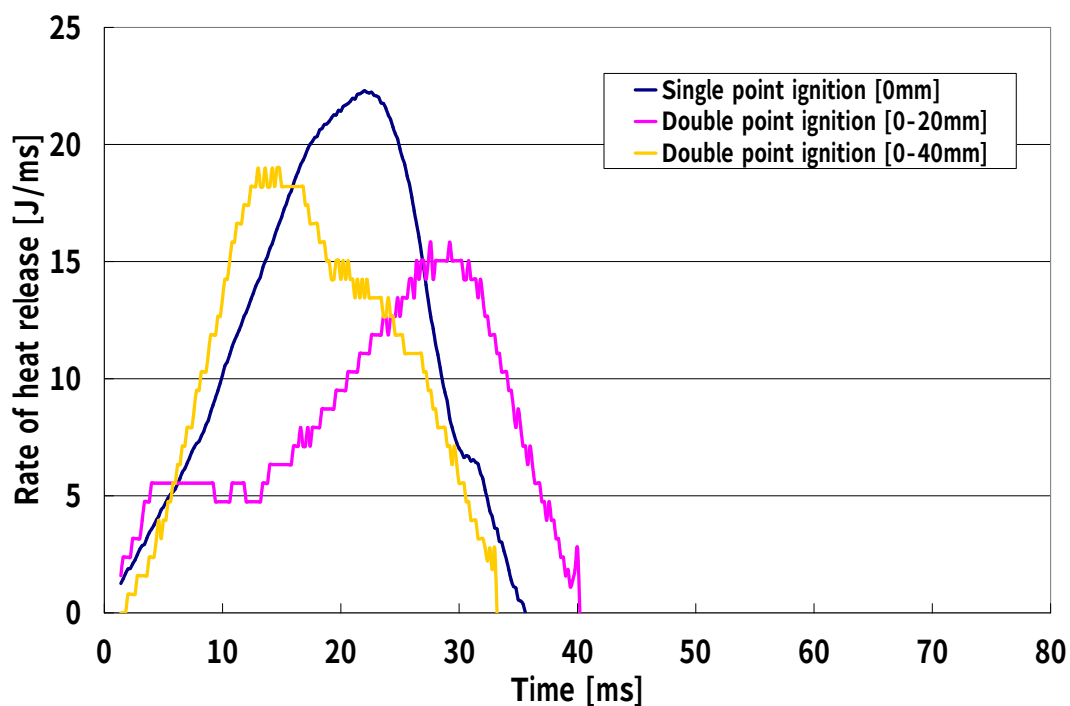


Fig.193 Rate of heat release ($\Phi=0.9$, $\phi=0.80$)

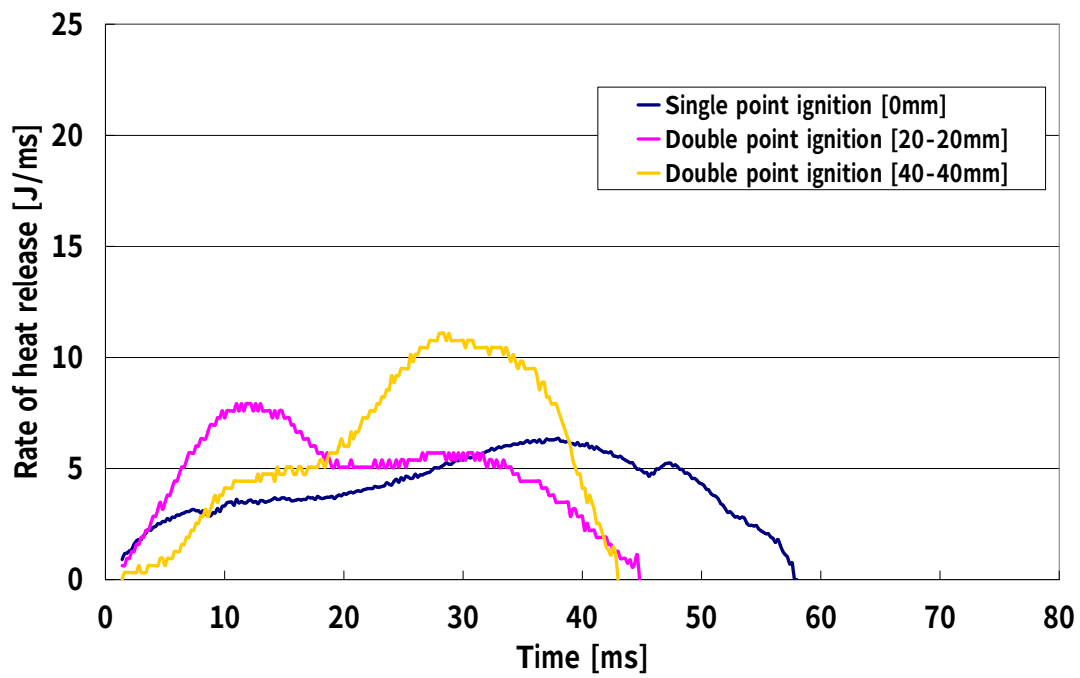


Fig.194 Rate of heat release ($\Phi=0.9$, $\phi=0.65$)

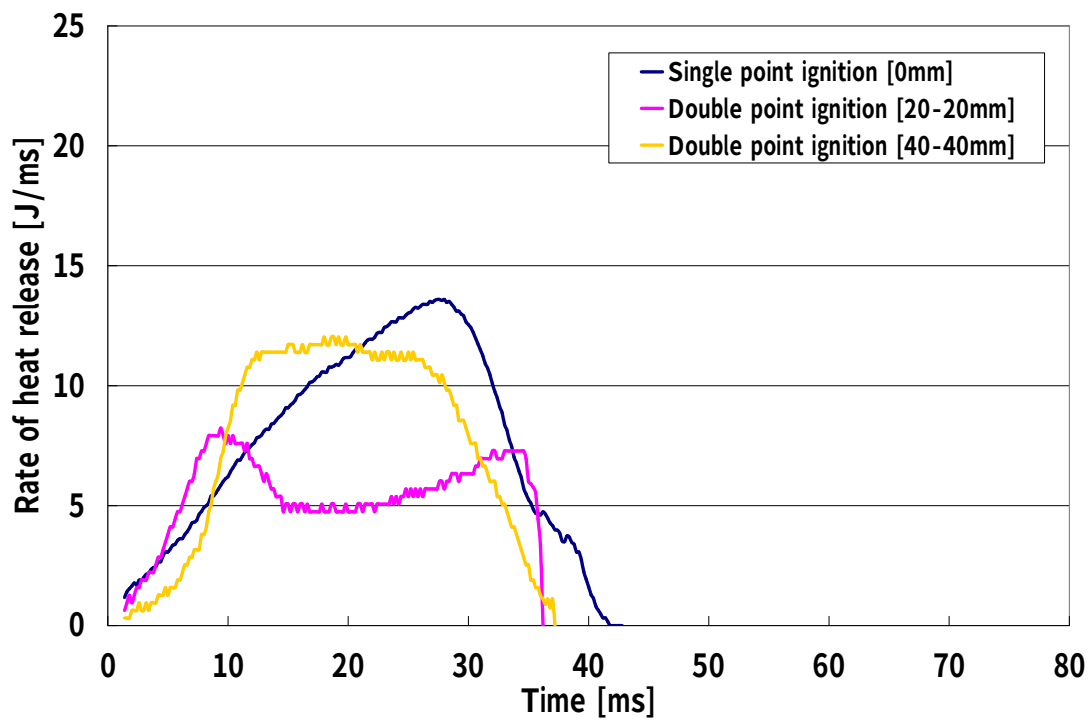


Fig.195 Rate of heat release ($\Phi=0.9$, $\phi=0.70$)

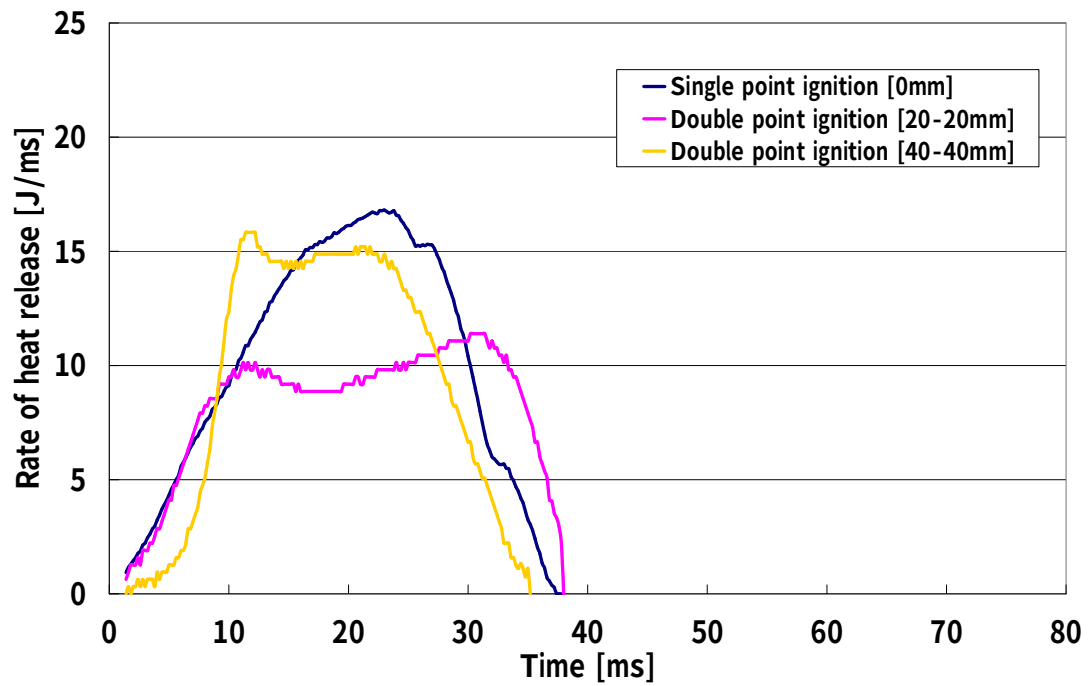


Fig.196 Rate of heat release ($\Phi=0.9$, $\phi=0.75$)

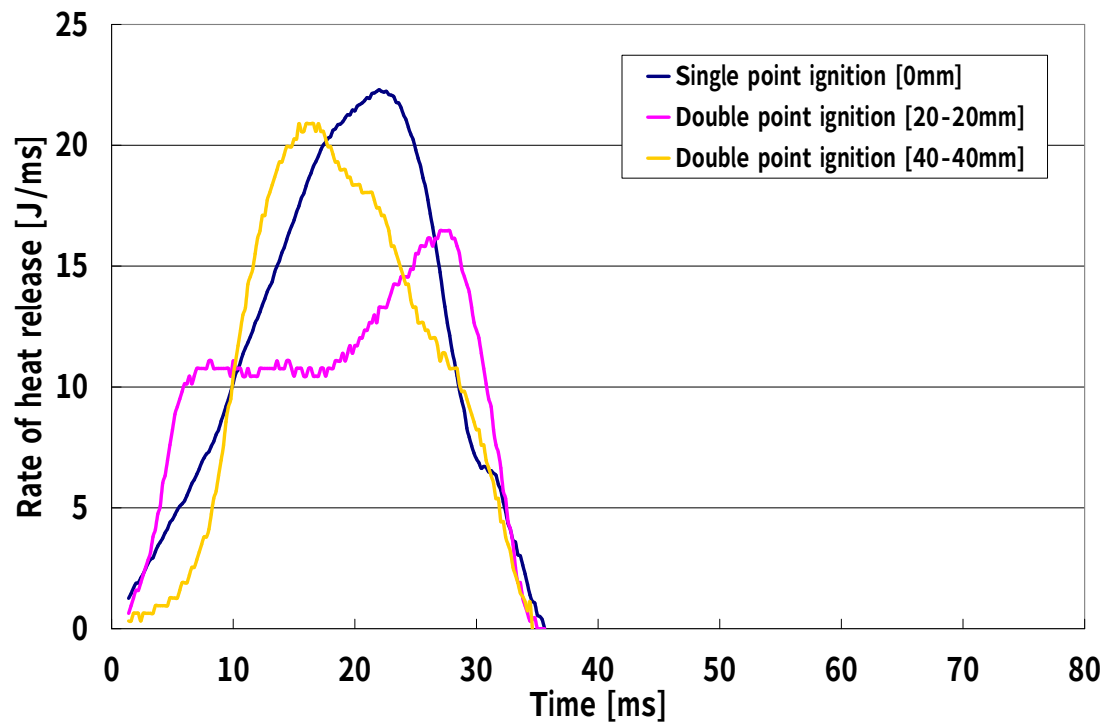


Fig.197 Rate of heat release ($\Phi=0.9$, $\phi=0.80$)

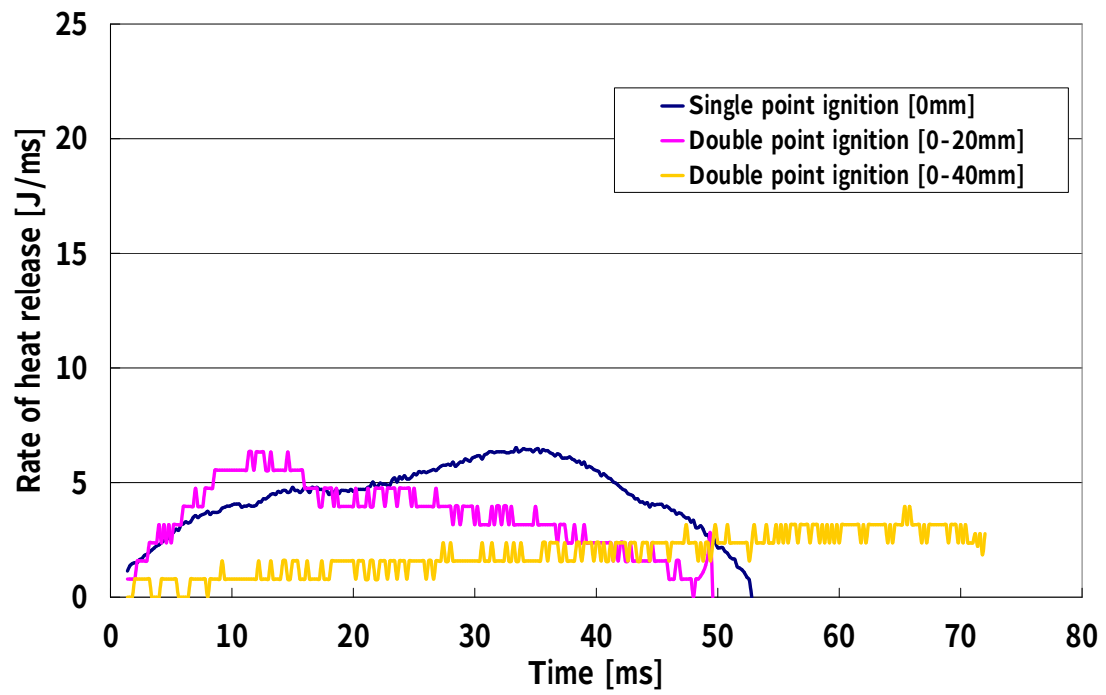


Fig.198 Rate of heat release ($\Phi=1.0$, $\phi=0.65$)

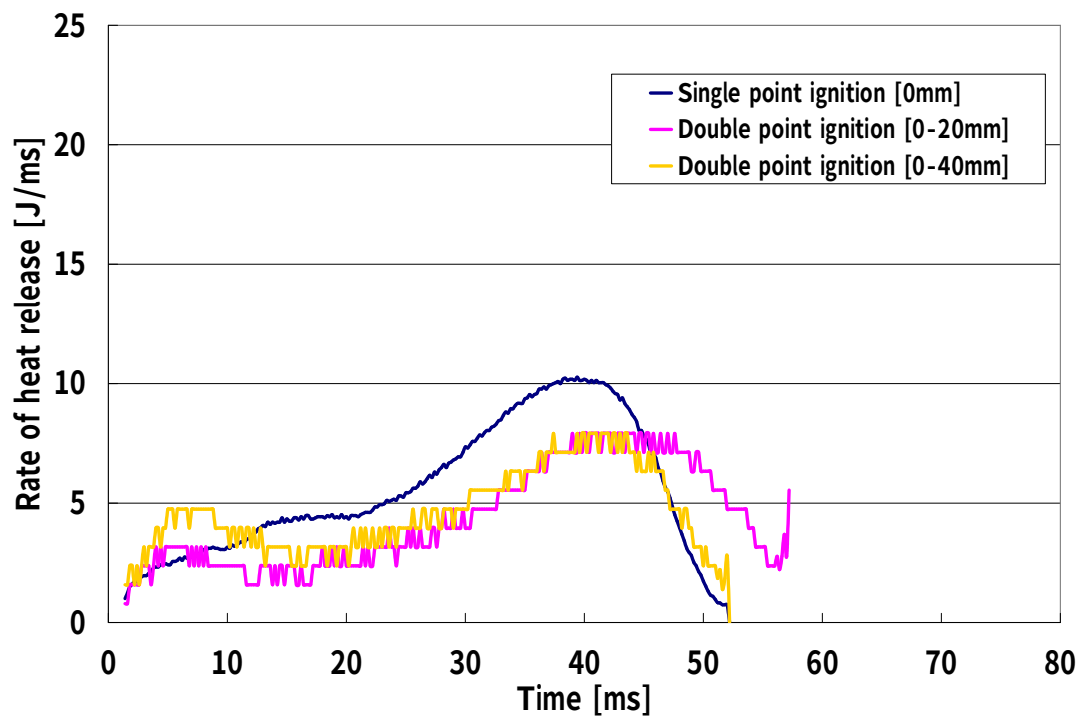


Fig.198 Rate of heat release ($\Phi=1.0$, $\phi=0.70$)

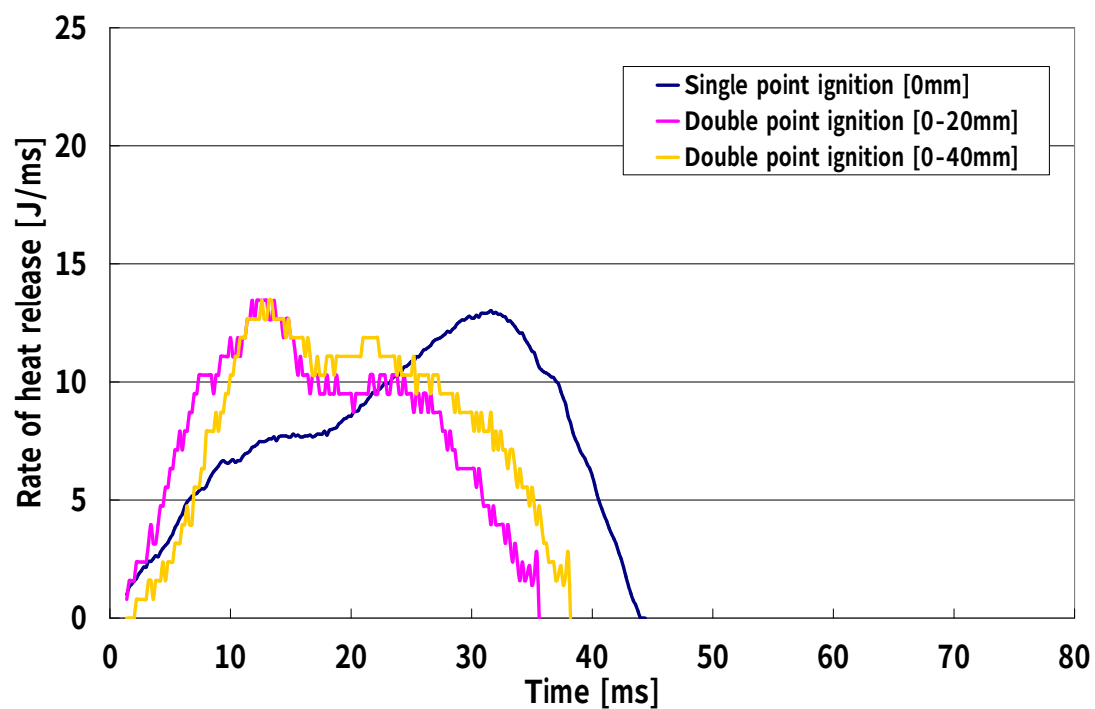


Fig.200 Rate of heat release ($\Phi=1.0$, $\phi=0.75$)

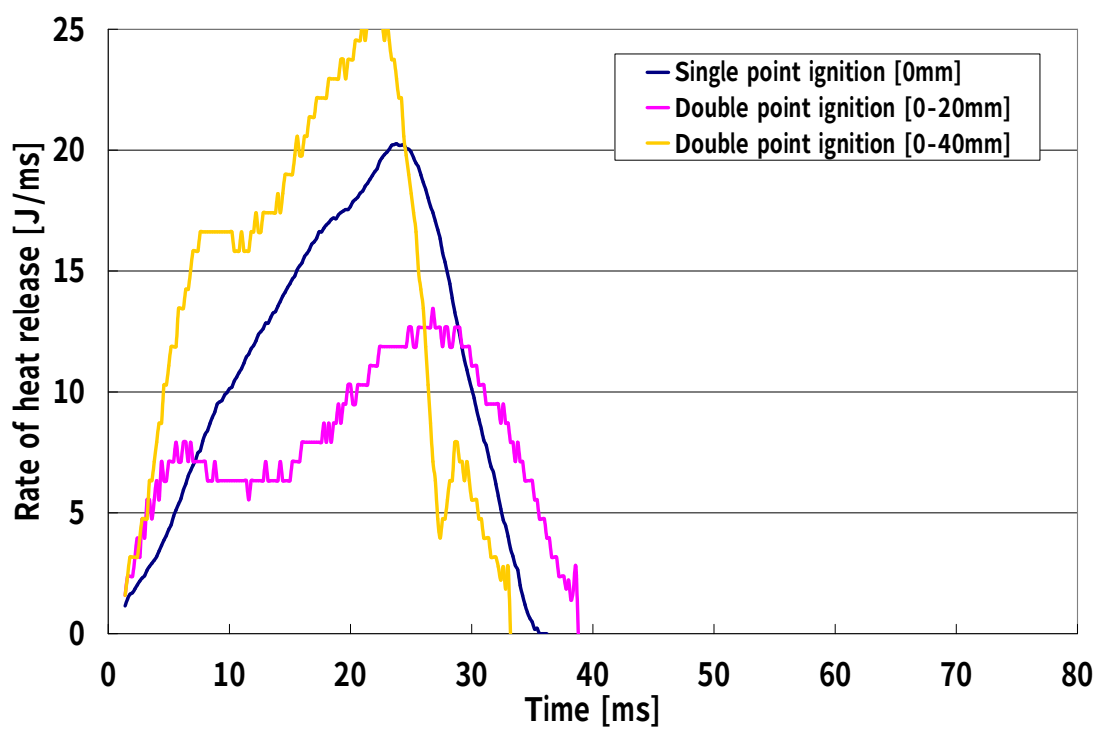


Fig.201 Rate of heat release ($\Phi=1.0$, $\phi=0.80$)

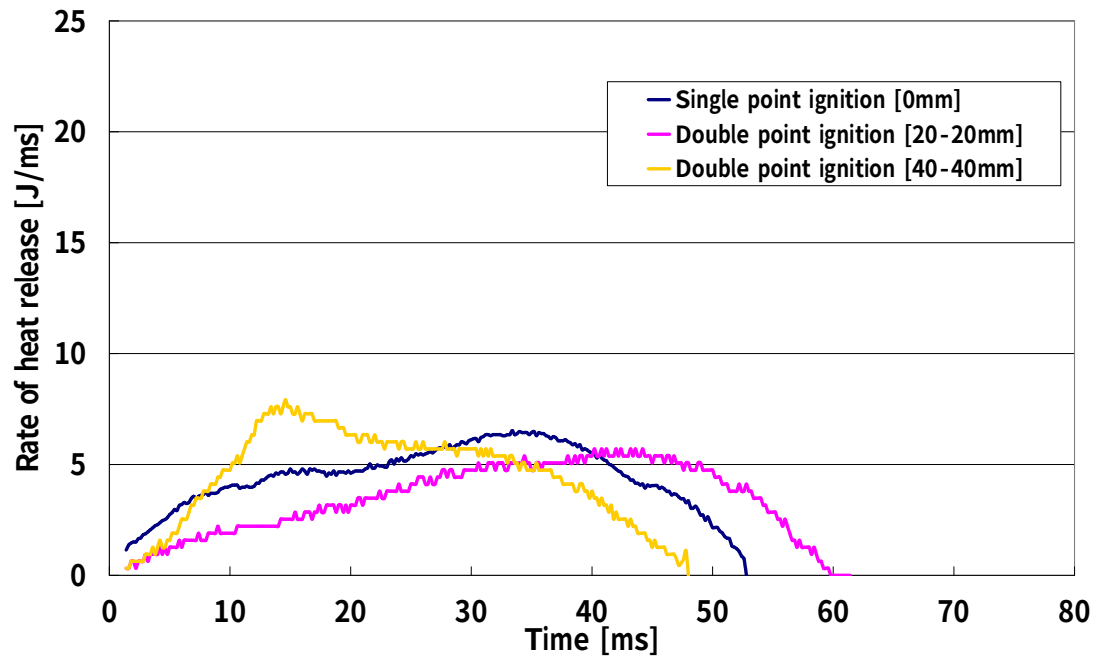


Fig.202 Rate of heat release ($\Phi=1.0$, $\phi=0.65$)

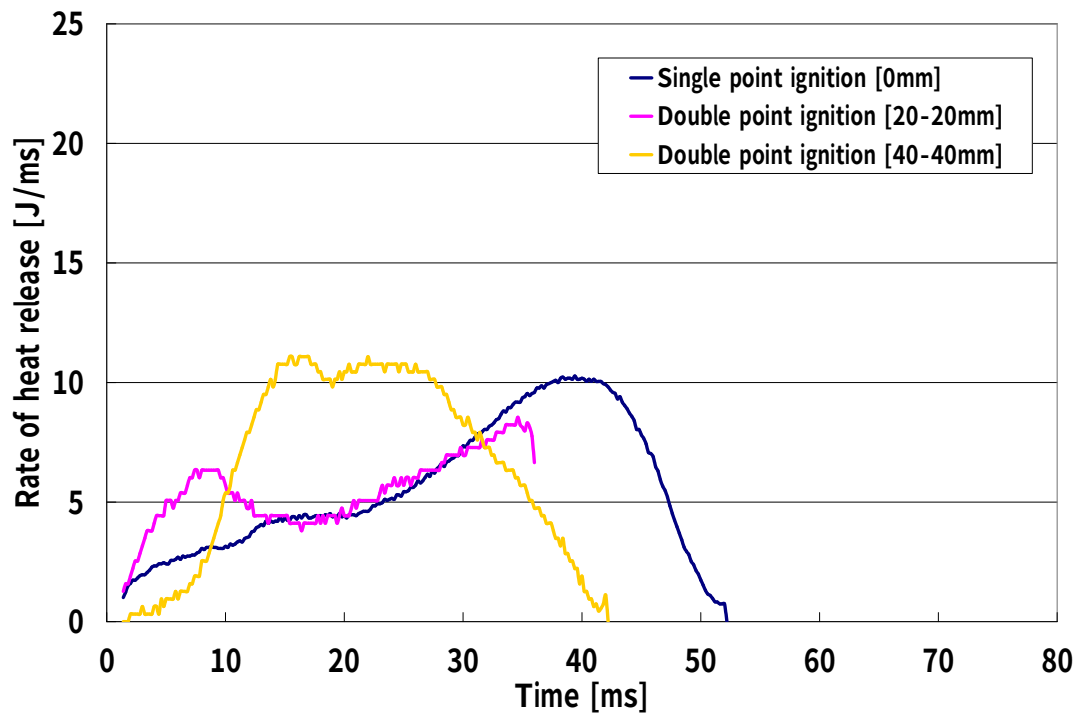


Fig.203 Rate of heat release ($\Phi=1.0$, $\phi=0.70$)

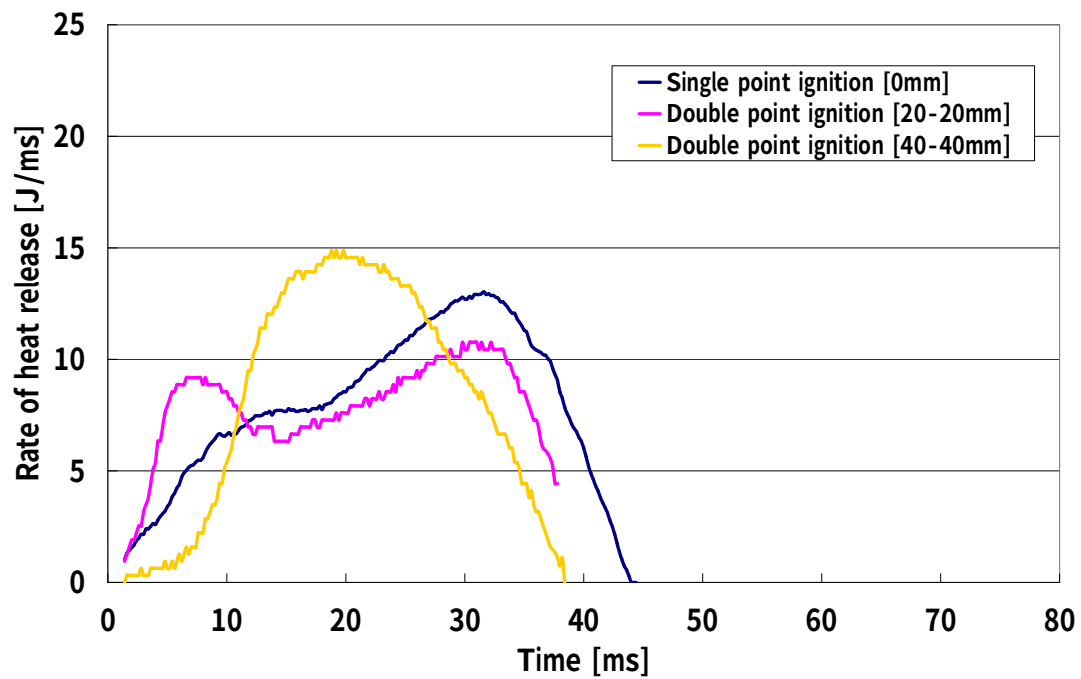


Fig.204 Rate of heat release ($\Phi=1.0$, $\phi=0.75$)

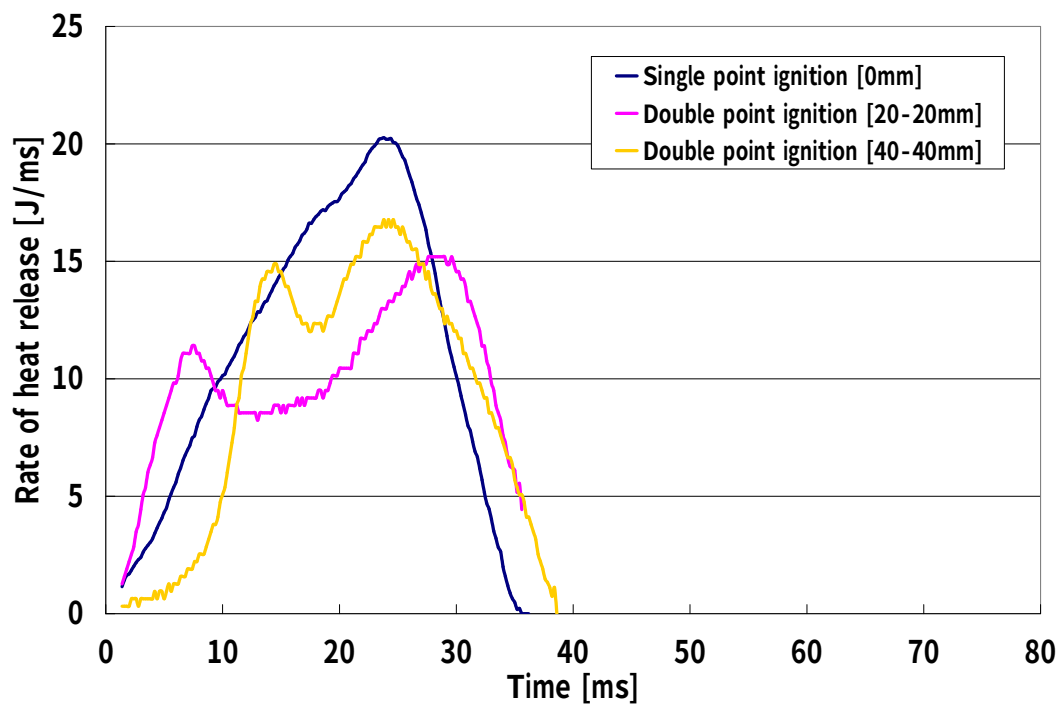


Fig.205 Rate of heat release ($\Phi=1.0$, $\phi=0.80$)

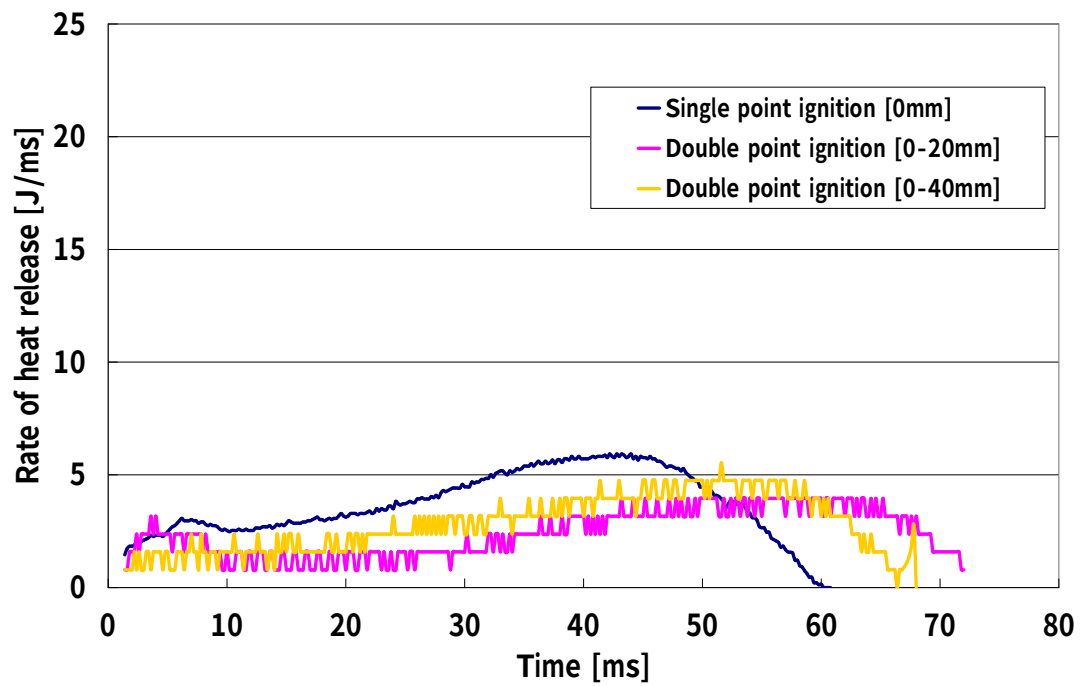


Fig.206 Rate of heat release ($\Phi=1.1$, $\phi=0.65$)

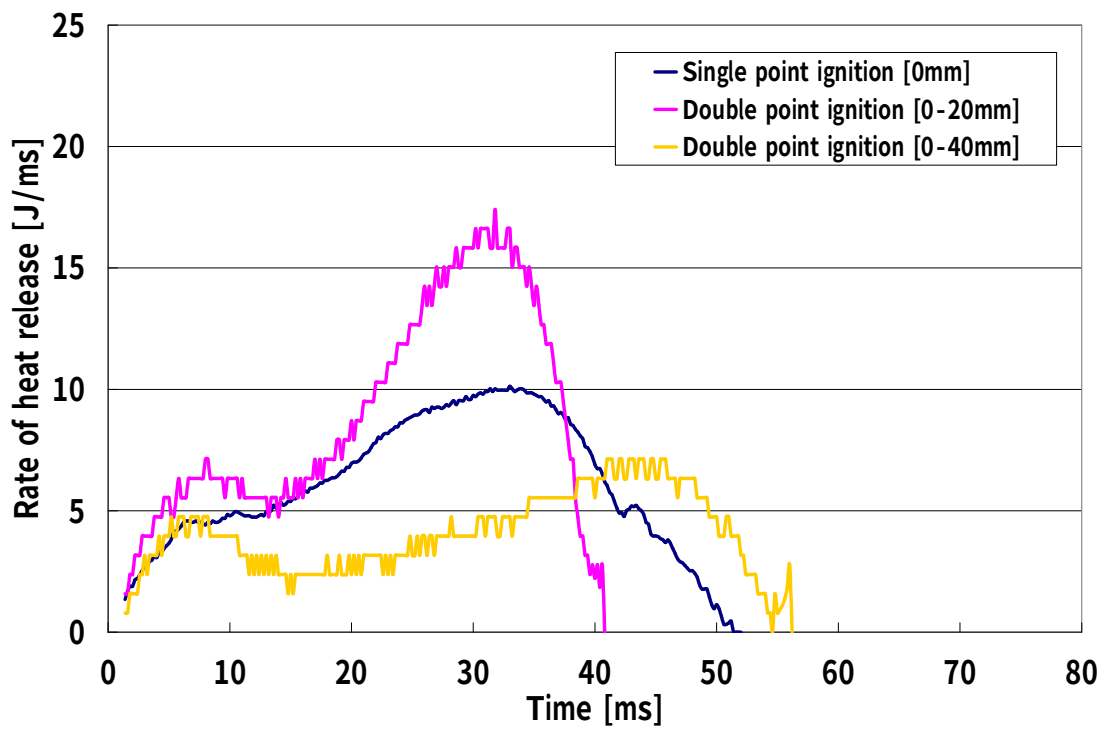


Fig.207 Rate of heat release ($\Phi=1.1$, $\phi=0.70$)

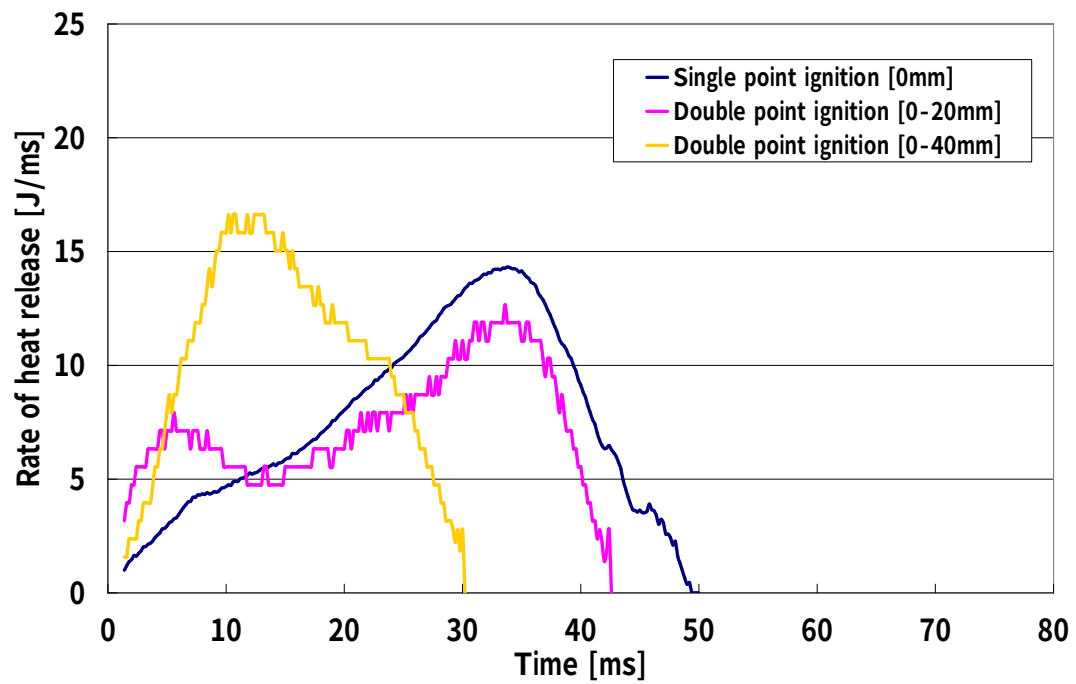


Fig.208 Rate of heat release ($\Phi=1.1$, $\phi=0.75$)

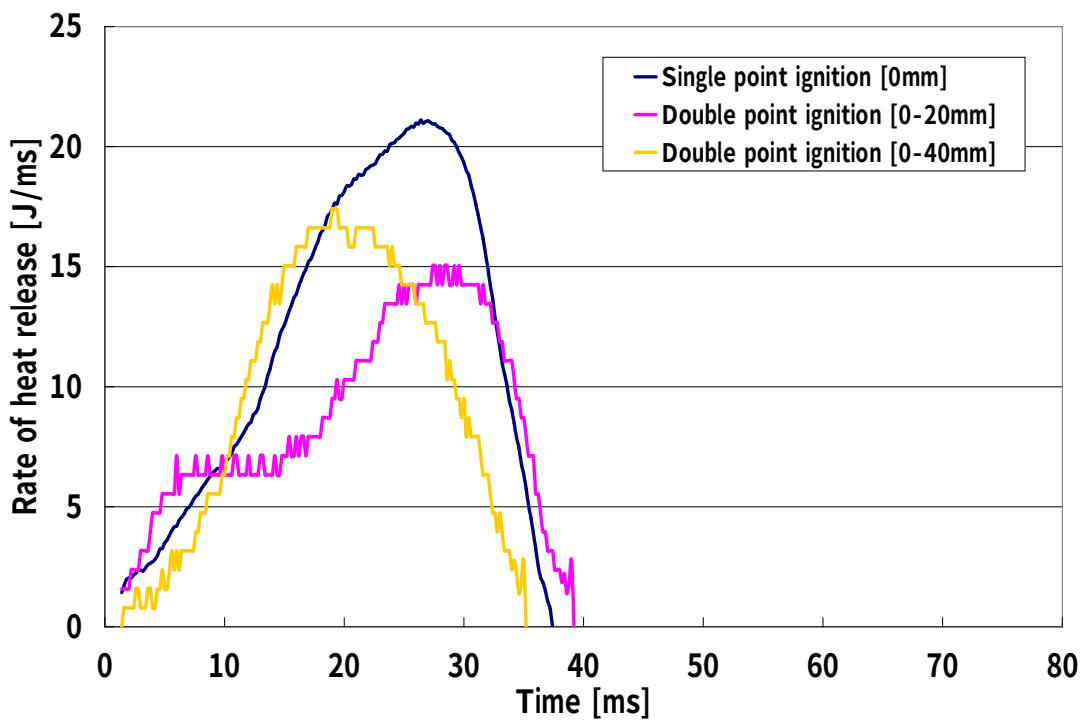


Fig.209 Rate of heat release ($\Phi=1.1$, $\phi=0.80$)

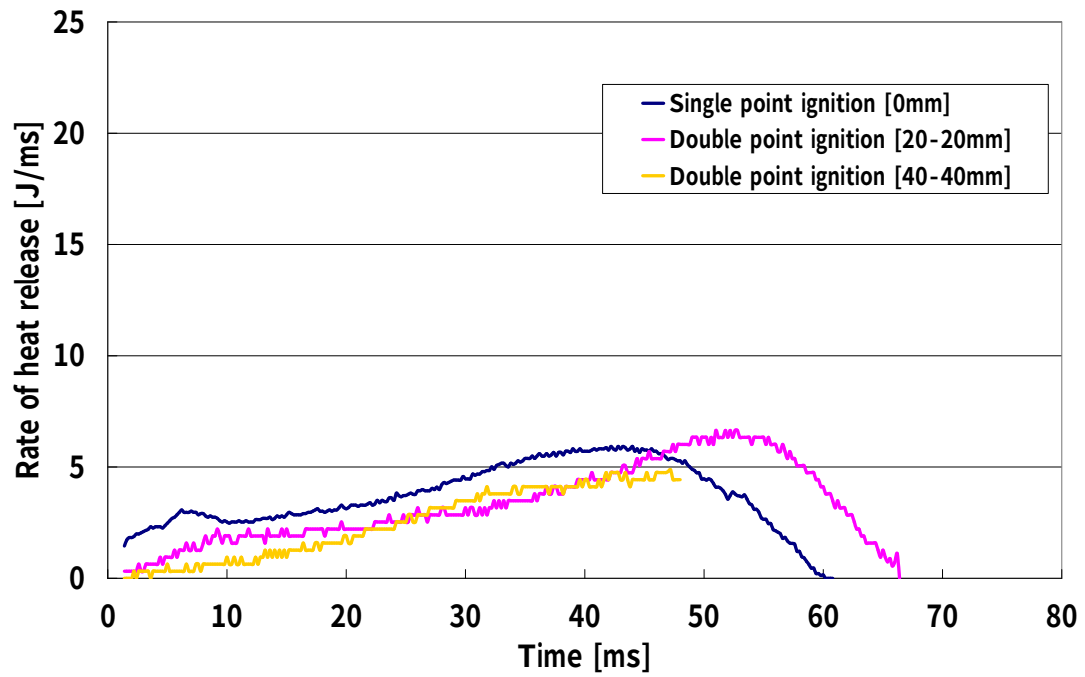


Fig.210 Rate of heat release ($\Phi=1.1$, $\phi=0.65$)

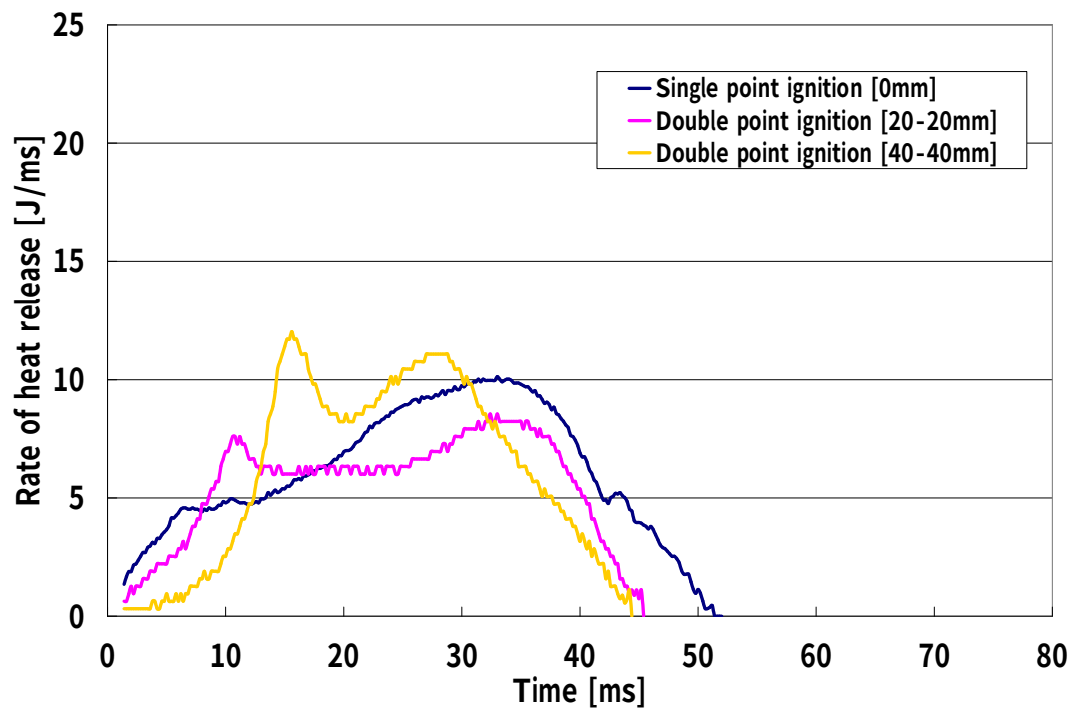


Fig.211 Rate of heat release ($\Phi=1.1$, $\phi=0.70$)

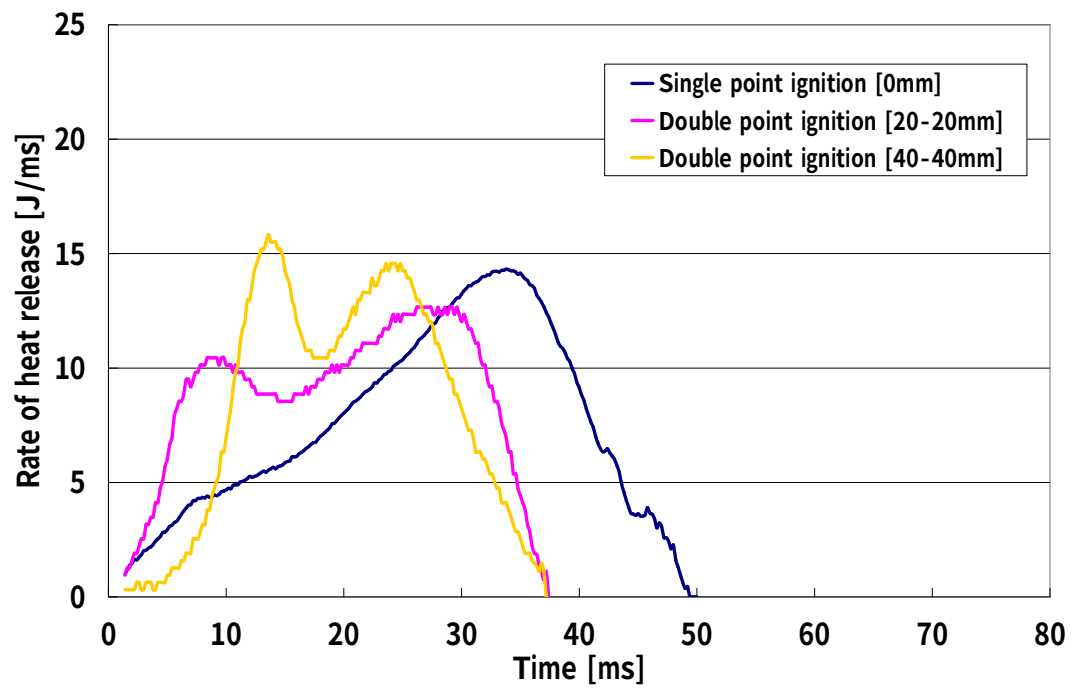


Fig.212 Rate of heat release ($\Phi=1.1$, $\phi=0.75$)

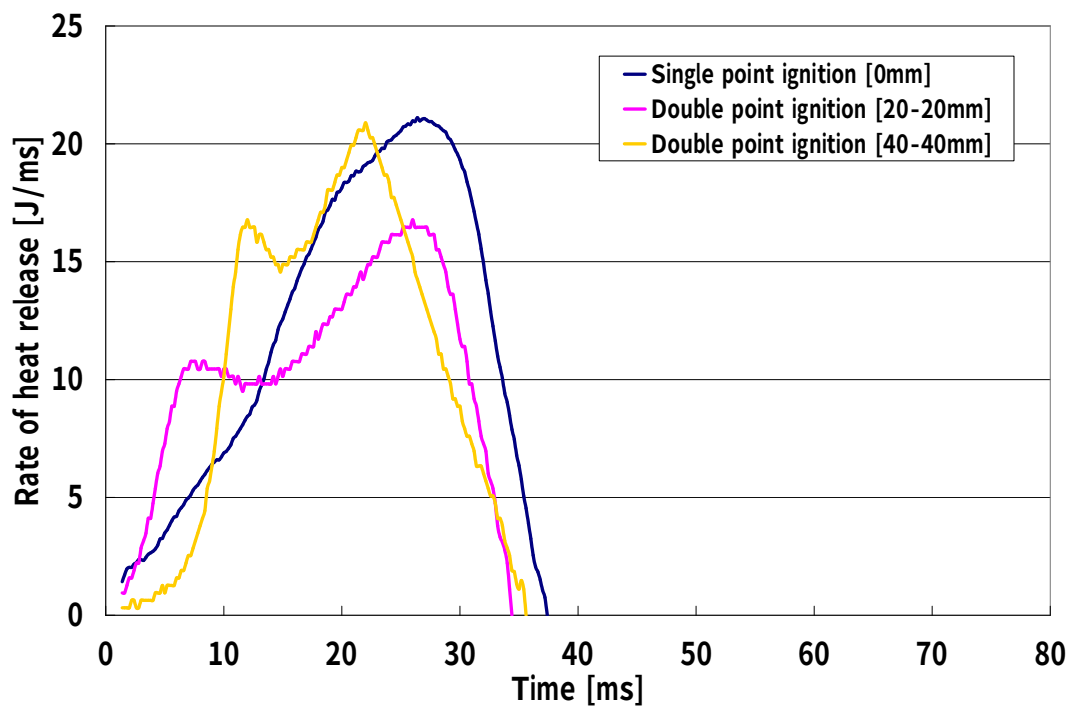


Fig.213 Rate of heat release ($\Phi=1.1$, $\phi=0.80$)

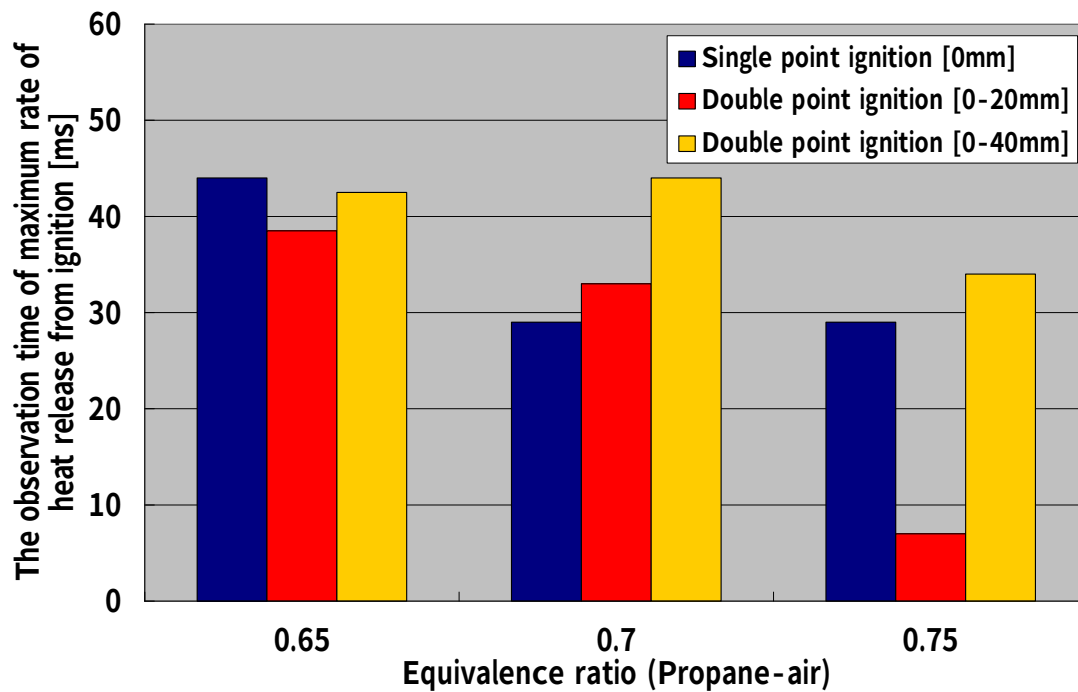


Fig.214 The observation time of maximum rate of heat release from ignition ($\Phi=0.8$)

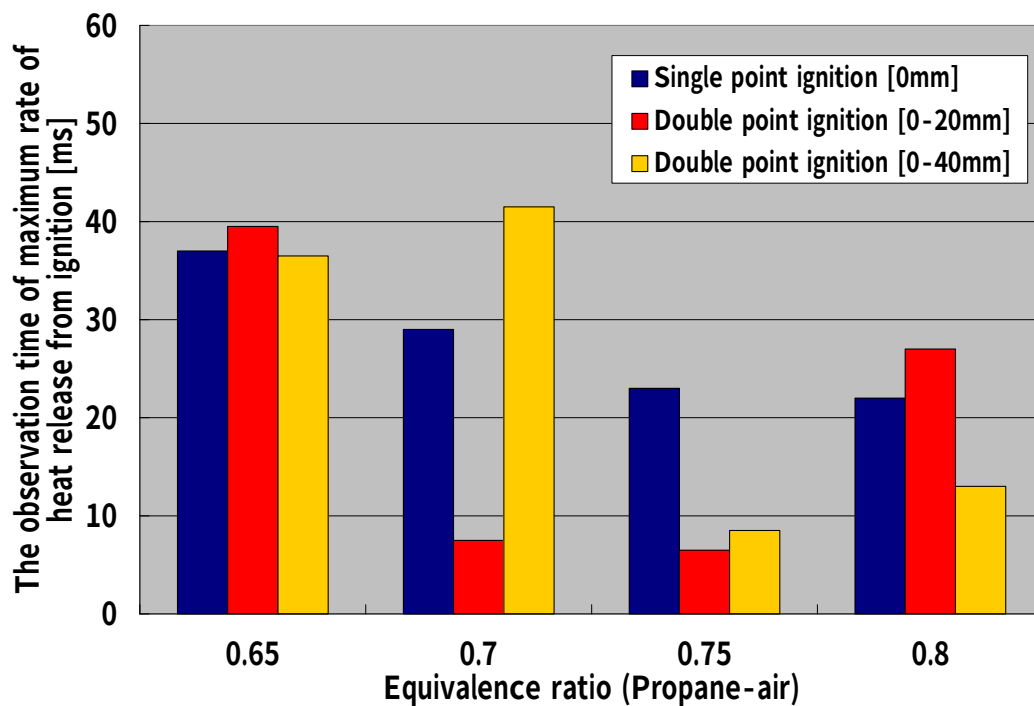


Fig.215 The observation time of maximum rate of heat release from ignition ($\Phi=0.9$)

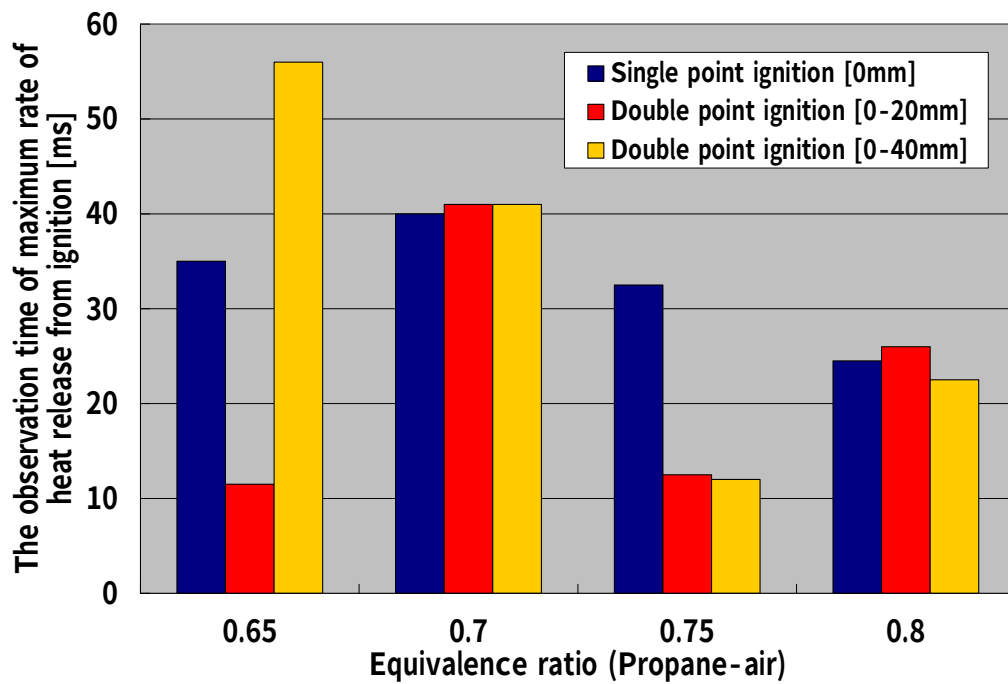


Fig.215 The observation time of maximum rate of heat release from ignition ($\Phi=1.0$)

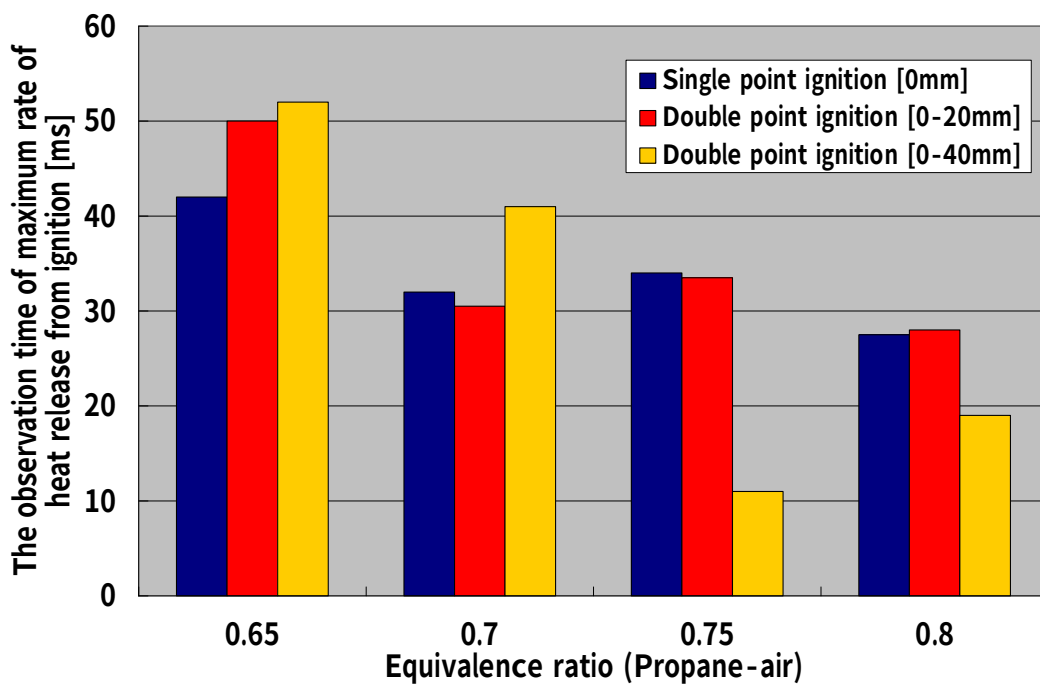


Fig.217 The observation time of maximum rate of heat release from ignition ($\Phi=1.1$)

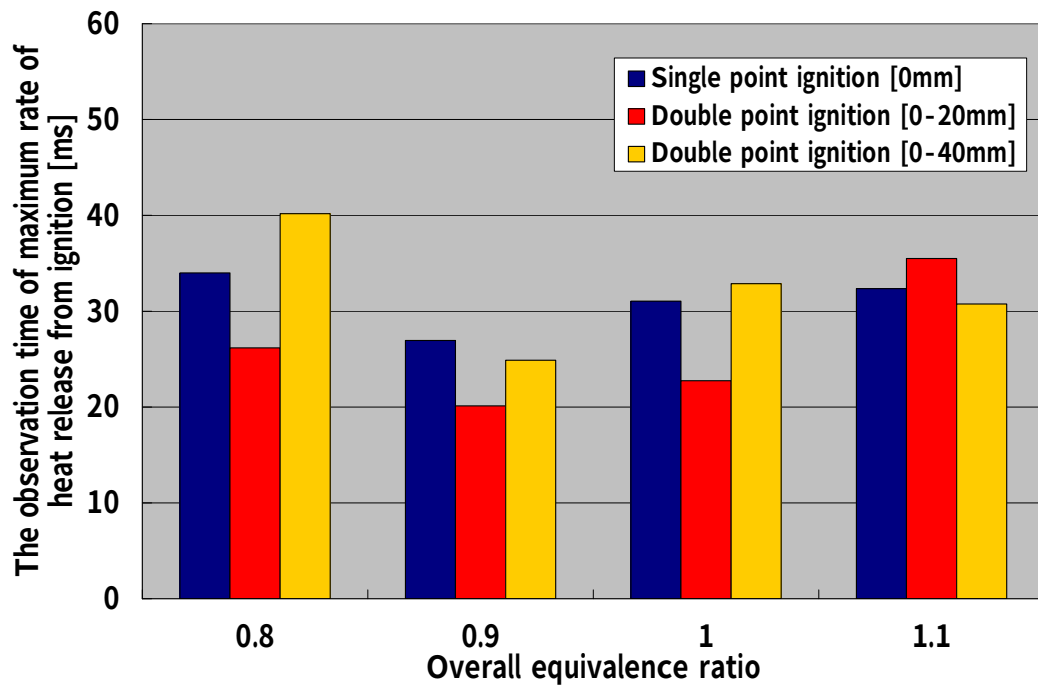


Fig.218 The observation time of maximum rate of heat release from ignition

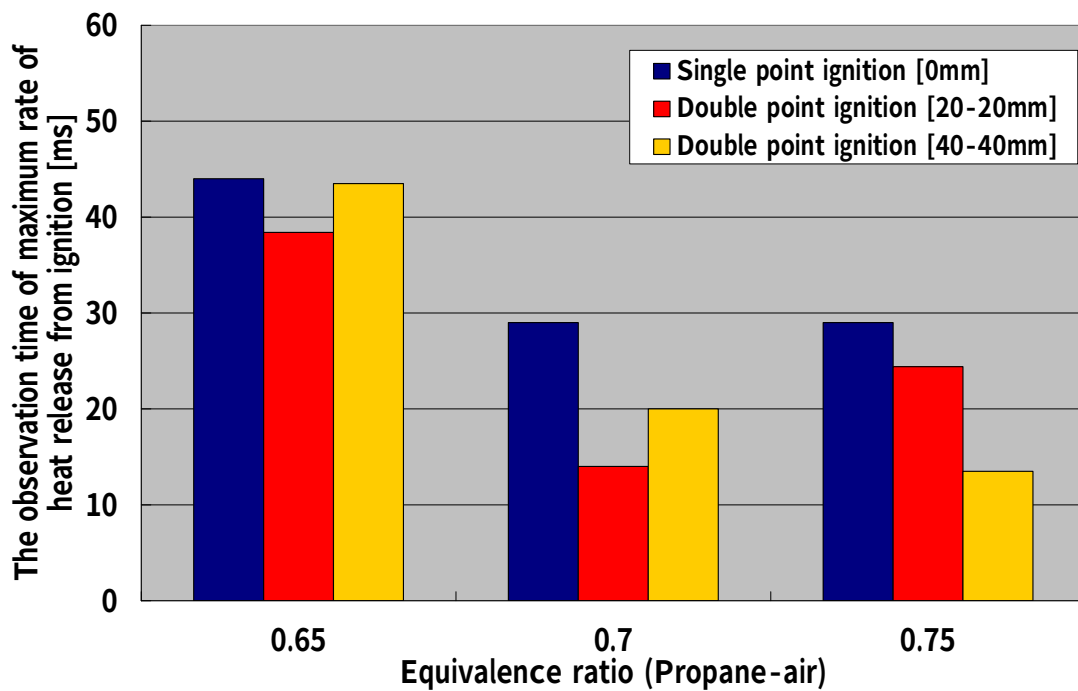


Fig.219 The observation time of maximum rate of heat release from ignition ($\Phi=0.8$)

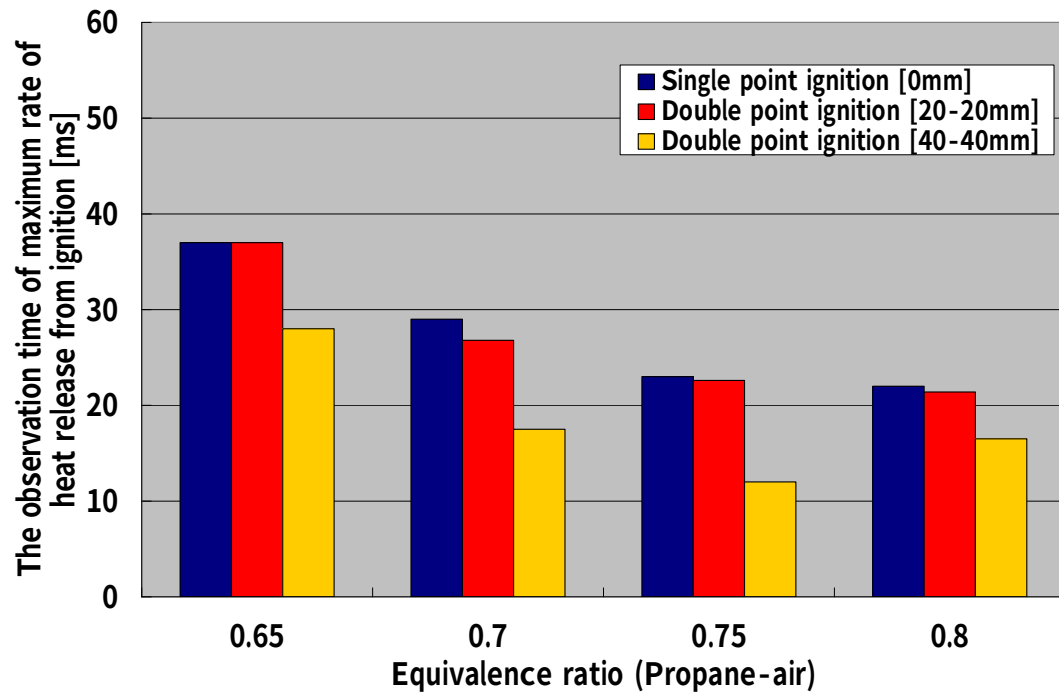


Fig.220 The observation time of maximum rate of heat release from ignition ($\Phi=0.9$)

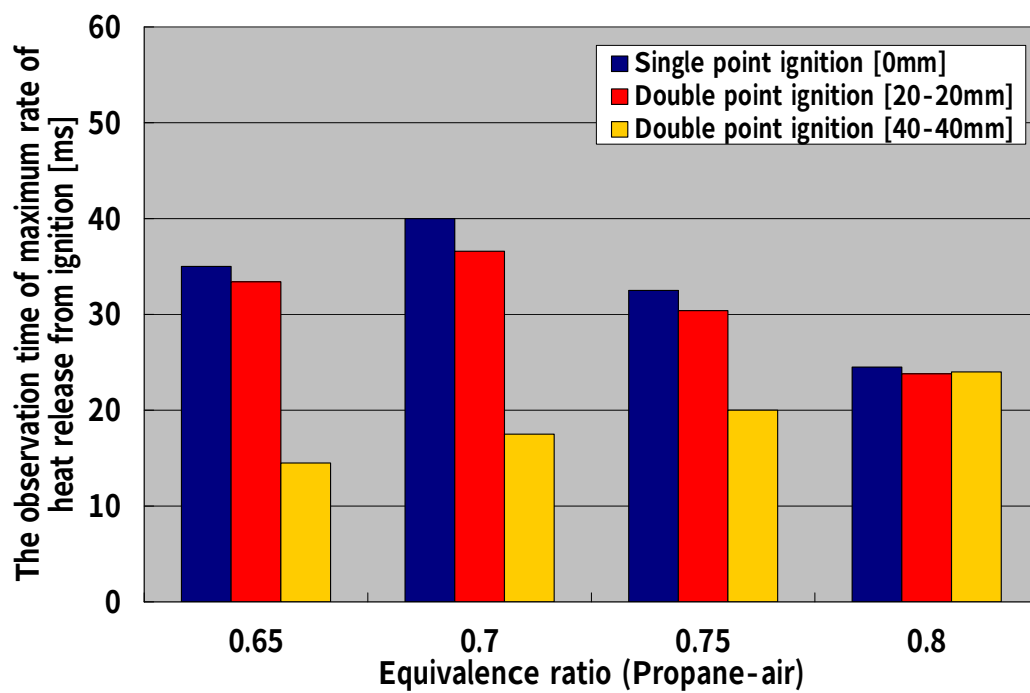


Fig.221 The observation time of maximum rate of heat release from ignition ($\Phi=1.0$)

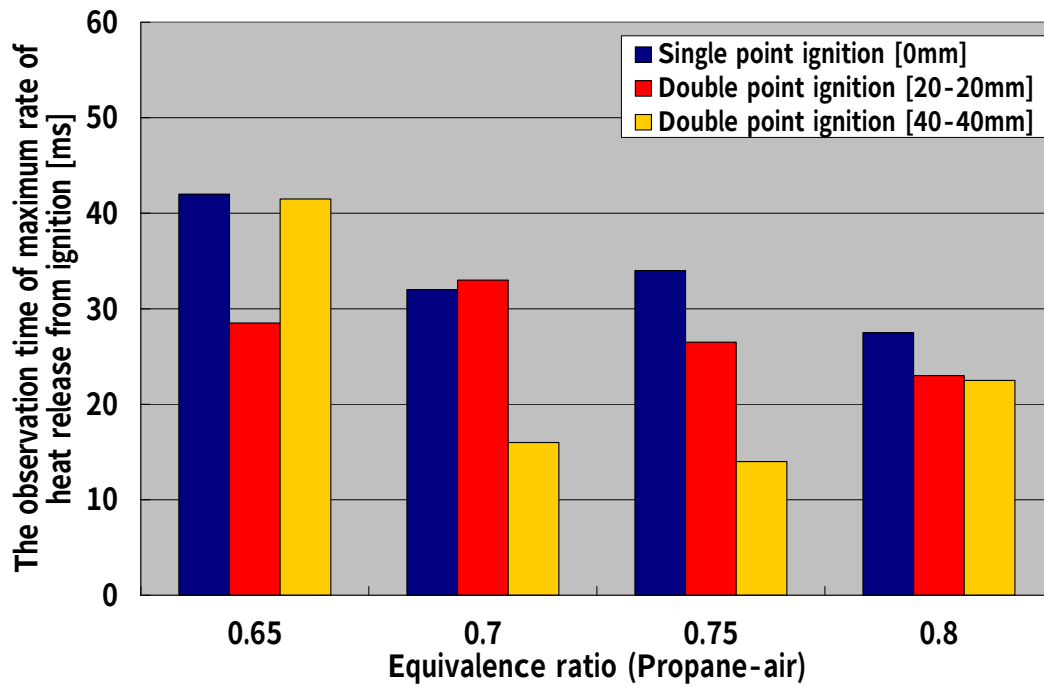


Fig.222 The observation time of maximum rate of heat release from ignition ($\Phi=1.1$)

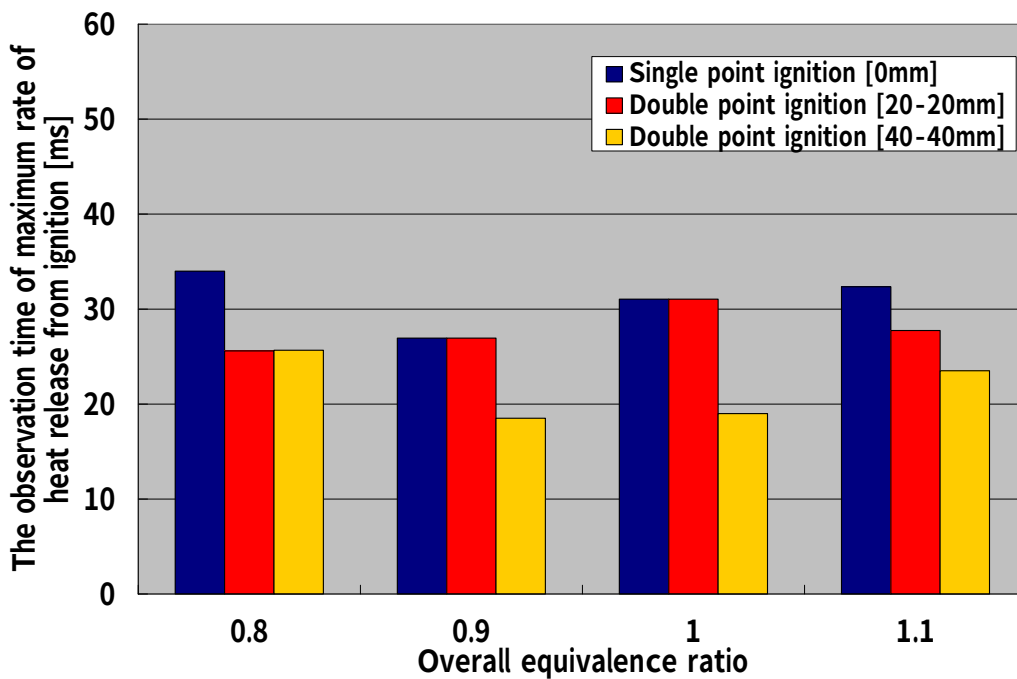


Fig.223 The observation time of maximum rate of heat release from ignition