

対向噴霧方式を用いた成層燃焼場での噴霧燃焼改善に関する研究

森岡, 孝治 / MORIOKA, Koji

(発行年 / Year)

2007-03-24

(学位授与年月日 / Date of Granted)

2007-03-24

(学位名 / Degree Name)

修士(工学)

(学位授与機関 / Degree Grantor)

法政大学 (Hosei University)

2006 年度 修士論文

対向噴霧方式を用いた成層燃焼場での
噴霧燃焼改善に関する研究

A STUDY OF IMPROVEMENT FOR SPRAY COMBUSTION UNDER
STRATIFIED CHARGE COMBUSTION BY IMPINGING INJECTION

指導教官 川上 忠重

法政大学大学院

工学研究科 機械工学専攻

修士課程

05R1141 森岡 孝治

第一章 緒論	1
1 - 1 . 背景.....	1
1 - 2 . 研究目的.....	2
1 - 3 . 環境問題.....	3
1 - 3 - 1 . 地球温暖化.....	3
1 - 3 - 2 . 酸性雨.....	4
1 - 3 - 3 . 光化学スモッグ.....	5
1 - 4 . ガソリン機関.....	6
1 - 5 . ディーゼル機関.....	7
1 - 6 . NO _x	10
1 - 7 . PM.....	11
1 - 8 . HC(未燃炭化水素).....	13
1 - 9 . ガソリン機関との比較.....	14
1 - 10 . 噴霧燃焼 ^{(3),(4)}	14
1 - 10 - 1 . ルイス数 ⁽⁵⁾	18
1 - 10 - 2 . レイノルズ数 ⁽⁶⁾	18
1 - 10 - 3 . プラントル数 ⁽⁷⁾	19
1 - 10 - 4 . シュミット数 ⁽⁸⁾	19
1 - 11 . コモンレールシステム.....	19
1 - 12 . 成層燃焼.....	20
1 - 13 . 火炎伝播速度.....	21
1 - 14 . 選択火炎伝播理論 ⁽⁹⁾	22
1 - 15 . 不完全燃焼損失、燃焼効率 ⁽¹⁰⁾	22
第二章 実験装置及び方法	23
2 - 1 . 実験装置.....	23
2 - 1 - 1 . 燃焼容器.....	23
2 - 1 - 1 . カム、ポンプ、ノズル.....	23
2 - 1 - 2 . モータ.....	23
2 - 1 - 3 . タイマ.....	24
2 - 1 - 4 . 噴霧燃料.....	24
2 - 1 - 5 . 点火プラグ、イオンプローブ.....	24
2 - 1 - 6 . PCD.....	25
2 - 1 - 7 . イグナイター.....	25
2 - 1 - 8 . コイル.....	25
2 - 1 - 9 . バッテリー.....	25
2 - 1 - 10 . オシロスコープ.....	25

2 - 1 - 11 . 圧力センサ	25
2 - 1 - 12 . プロパン	25
2 - 2 . 実験方法	26
2 - 2 - 1 . 噴射量の測定及びばらつき	26
2 - 2 - 2 . 単噴射時の噴霧到達距離	26
2 - 2 - 3 . 壁面噴霧時の噴霧到達距離	27
2 - 2 - 4 . 対向噴霧時の噴霧到達距離	28
2 - 2 - 5 . プロパン - 空気混合気の作成	29
2 - 2 - 6 . 液体燃料噴射量計算	30
2 - 2 - 6 . 噴霧量一定の大気圧での噴霧方式別の燃焼実験	33
2 - 2 - 7 . 各噴射方式における大気圧及び 2 気圧 (絶対圧力) での燃焼実験	33
2 - 2 - 8 . プロパン - 空気混合気の大気圧及び 2 気圧 (絶対圧力) での燃焼実験	34
2 - 3 . 計算方法	35
2 - 3 - 1 . 算術平均	35
2 - 3 - 2 . 電圧から圧力への単位変換	35
2 - 3 - 3 . 火炎伝播速度	36
2 - 3 - 4 . 平均火炎伝播速度	37
2 - 3 - 5 . 熱発生率 ⁽¹⁾	37
2 - 3 - 6 . 発熱量	39
第三章 実験結果及び考察	40
3 - 1 . 噴射装置性能実験	40
3 - 1 - 1 . 噴射量の測定及びばらつき	40
3 - 1 - 2 . 単噴射時の噴霧到達距離	40
3 - 1 - 3 . 壁面噴霧時の噴霧到達距離	40
3 - 1 - 4 . 対向噴霧時の噴霧到達距離	40
3 - 1 - 5 . 単噴射映像	40
3 - 1 - 6 . 対向噴霧映像	41
3 - 1 - 7 . 噴射量一定にした場合の噴射方式別の最高燃焼圧力の比較	41
3 - 1 - 8 . 噴射量一定にした場合の噴射方式別の全燃焼時間の比較	41
3 - 2 . 最高燃焼圧力	42
3 - 2 - 1 . 大気圧下での最高燃焼圧力	42
3 - 2 - 2 . 加圧下 (2 気圧) での最高燃焼圧力	43
3 - 3 . 全燃焼時間	44
3 - 3 - 1 . 大気圧下での全燃焼時間	44
3 - 3 - 2 . 加圧下 (2 気圧) での全燃焼時間	44
3 - 4 . 火炎伝播速度	46

3 - 4 - 1 . 大気圧下での火炎伝播速度.....	46
3 - 4 - 2 . 加圧下 (2 気圧) での火炎伝播速度.....	46
3 - 5 . 平均火炎伝播速度	48
3 - 5 - 1 . 大気圧下での平均火炎伝播速度	48
3 - 5 - 2 . 加圧下 (2 気圧) での平均火炎伝播速度.....	48
3 - 6 . 熱発生率.....	50
3 - 7 . 発熱量.....	52
参考文献	54
謝辞	55

第一章 緒論

1-1. 背景

近年、エネルギー及び資源の大量消費により、地球規模で酸性雨(Acid rain)や地球温暖化(Global warming)などの環境問題が深刻化している。その中で自動車の排出ガス等も問題となり環境規制が年々厳しくなっている。環境対策の観点から内燃機関の低公害・低燃費のエンジン開発が求められている。特に、環境先進国である欧州においては、CO₂の排出量の少なさ、熱効率、将来性の観点からディーゼル機関が注目され、走っている約半数の車がディーゼルエンジンを用いている。さらに、近年コモンレール技術により噴霧のさらなる微粒化、噴霧タイミングの細かい制御が可能となり、飛躍的にディーゼル機関の環境性能が向上している。他にも、EGR や尿素を用いた選択還元触媒により、さらに環境性能が向上しており、燃料電池に並んでこれからを期待されている動力である。

また、ガソリン機関においても筒内噴射技術、希薄燃焼、成層燃焼などにより環境性能の向上を図っている。

これらの事から、エンジン自体の改善策の殆どが燃料の噴霧構造や燃焼形態の改善にあり、噴霧構造に排出ガスが左右されると考えられる。さらなる改善の為に噴霧構造や燃焼形態をより詳しく把握する必要があると考えられる。そのため、噴霧に関する研究が数多く行われている。

1 - 2 . 研究目的

噴霧燃焼方式を用いた燃焼形態では、環境対策として PM (Particulate Matter)、NO_x 等の排出を極力抑制する必要があり、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、環境負荷への影響も指摘されている。

PM や NO_x の生成量は噴霧構造に左右されると考えられることから噴霧構造や、噴霧の微粒化に関する研究を行なう必要がある。そこで、本研究ではこれらの点に着目し、その一つの方法として液面などの未燃成分が発生を抑制する為に対向噴霧方式を用いて、積極的に燃料噴霧の微粒化を促進させることにより実現を図る為、まず対向噴霧をさせた場合の噴霧の特性について検討を行った。さらに、大気圧下と加圧下で対向噴霧方式と単噴霧方式、プロパン - 空気混合気のみ燃焼実験を行うことで、燃焼室内への燃料付着の低減効果、さらに対向噴霧を用いた場合の燃焼促進効果について考察を行った。

1-3. 環境問題

1-3-1. 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%とわずかであるが、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は、海への影響として海水の温度上昇により体積の増加、氷河が融けるなどして、海面の上昇。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り、その結果、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でるといったように水資源のバランスが崩れると考えられる。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が及んだり、光化学スモッグが発生しやすくなったりして、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すると、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、高山植物や気候の変化にうまく適応できない植物では絶滅するものもある。また、トナカイやホッキョク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り、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、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ている。



Fig.1 地球温暖化の原理

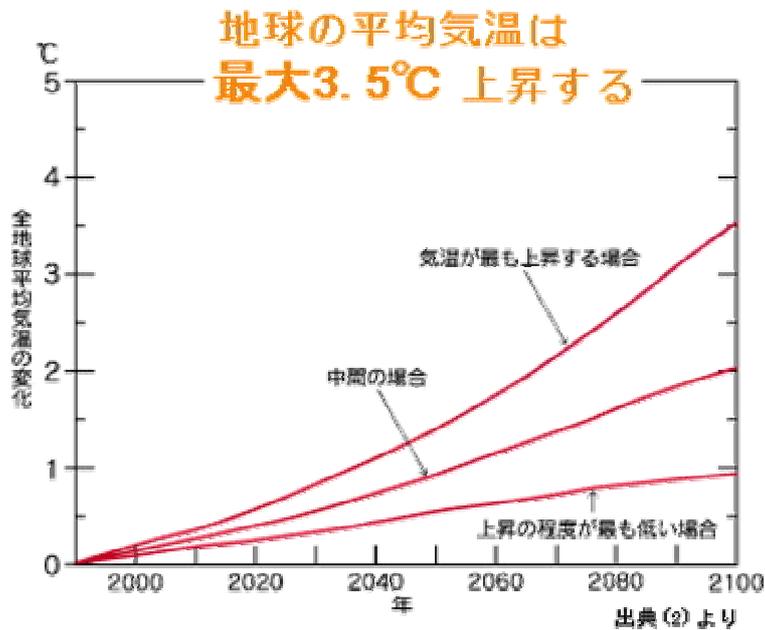


Fig.2 平均気温の推移

出典：IPCC 第1作業部会報告 気候変化 1995 気象庁 1996

1-3-2. 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である。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、湖の水が酸性になり、生き物がいない「死の湖」がたくさんできるなど、深刻な被害がでている。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でており、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できず、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。

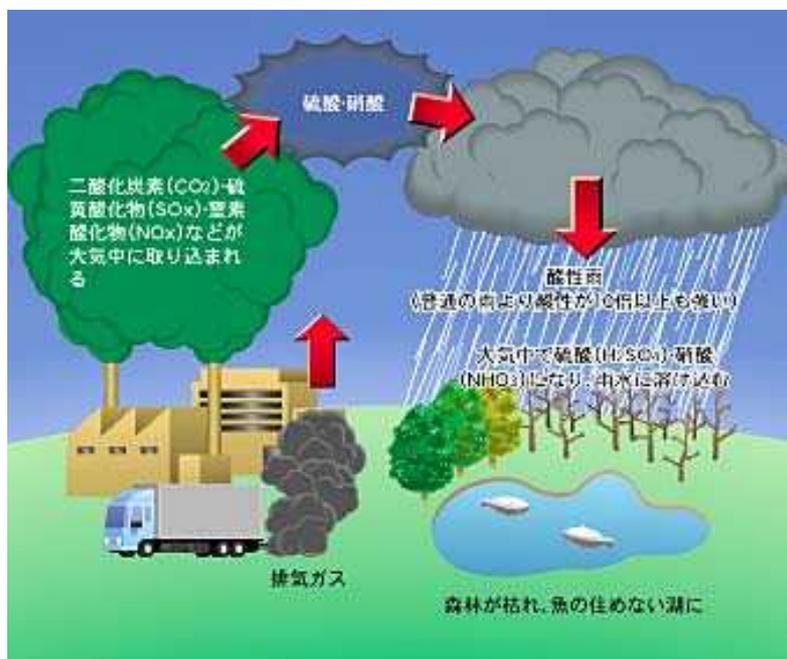


Fig.3 酸性雨の原理

1 - 3 - 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、NOx(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)、CO2(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、SO2(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、NO2(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。

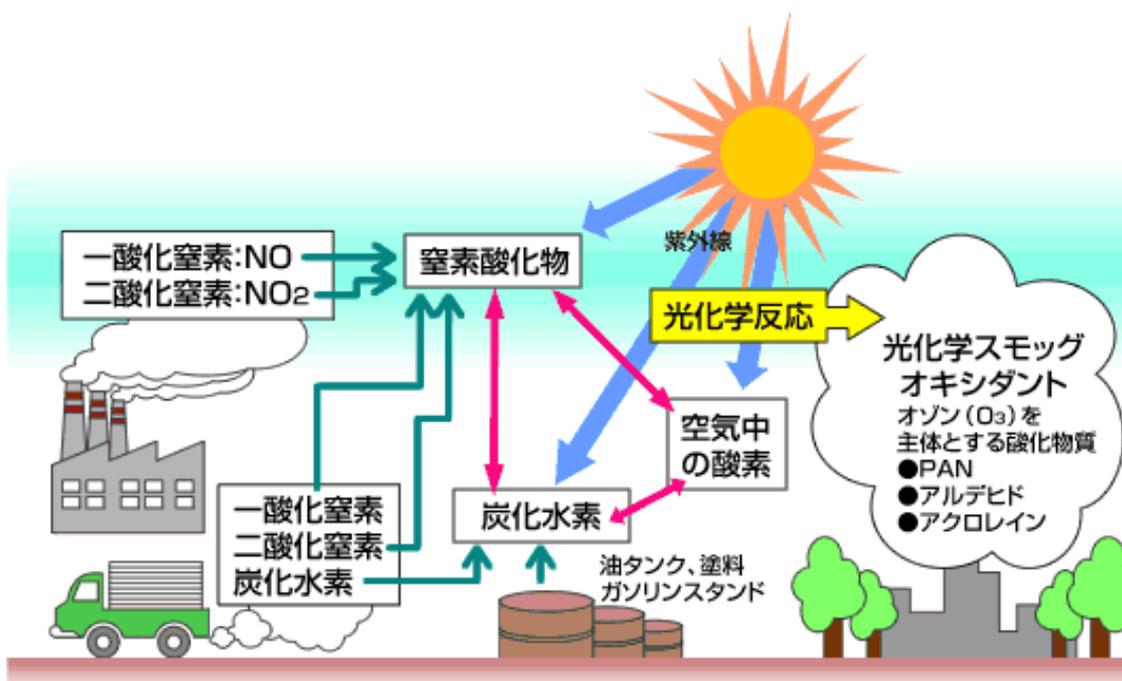


Fig.4 光化学スモッグの発生原因

1 - 4 . 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が

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、CO₂や熱効率の面でディーゼル機関に劣る。

1-5. 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。利点としては、熱効率が高く、CO₂、COの排出量が少ない。欠点は、高圧で運転する為に騒音・振動が大きい。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。

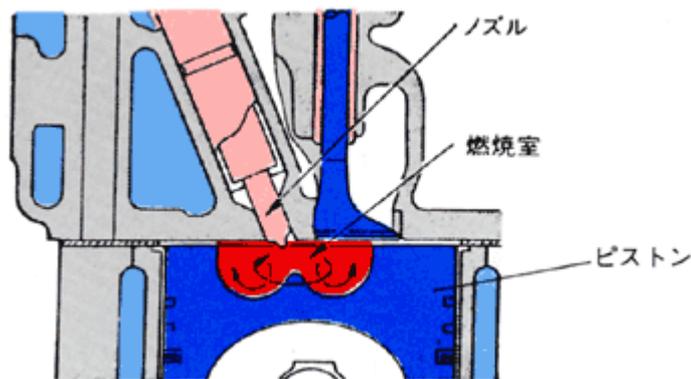
排気行程: 慣性によりピストンが上がり燃焼ガスをシリンダ外に押し出す行程。

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。

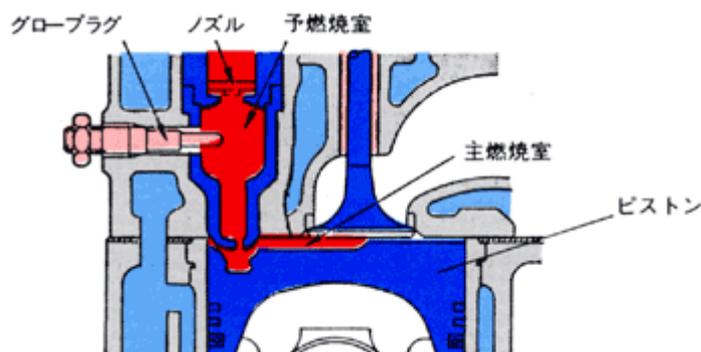
燃焼室の形が簡単で、ヘッドの製作も容易であり、燃焼室の放熱面積が少ないため燃料の消費が少なく、始動も容易であるが、シリンダ径が小さすぎると燃料と空気の混合がうまくいかず、燃焼が悪くなるので小型には適用限界がある。なお、燃焼圧力が高いため運転中の振動、騒音が大きくなる傾向がある。



直接噴射式

- 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で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 2 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。

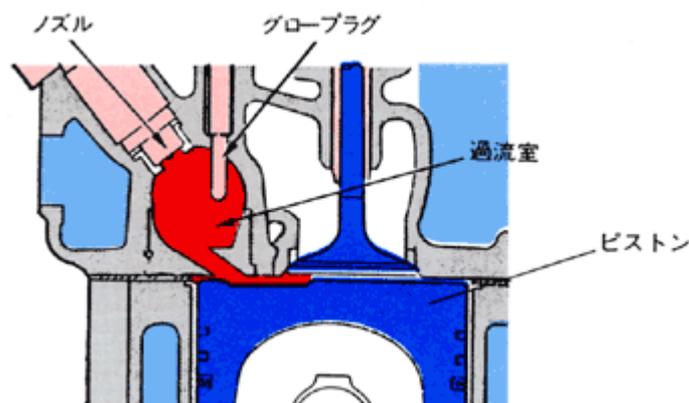


予燃焼室式

- 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間の特徴を持っている。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。



渦流室式

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。これらの理由から非常に良く、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、如何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ならば、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つながらない。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が、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

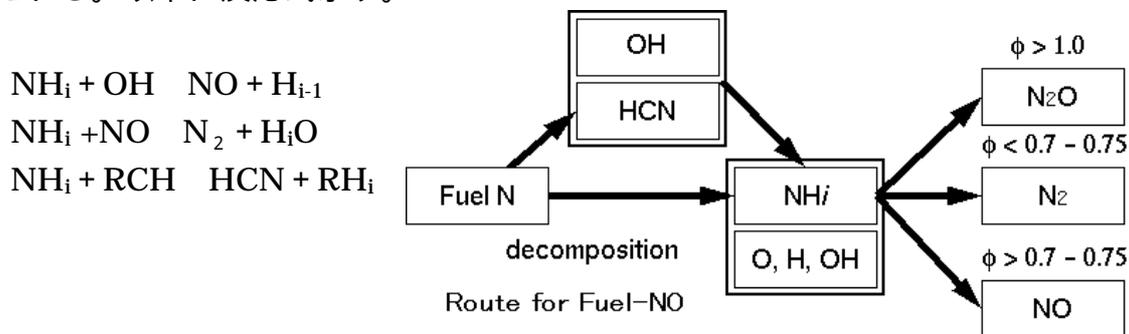
行い、要求される出力を確保しつつエンジンを小型化する方法がとられる。

1 - 6 . NO_x

窒素酸化物（略称 NO_x）は窒素が酸化したもの。一酸化窒素（NO）・二酸化窒素（NO₂）など。（そのほか一酸化二窒素（N₂O）・三酸化二窒素（N₂O₃₂O₄）・五酸化二窒素（N₂O₅）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。

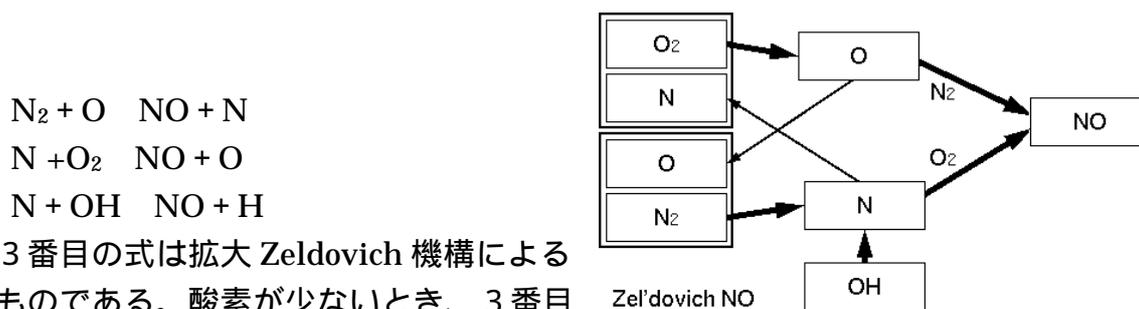
)Fuel NO_x

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。



)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。



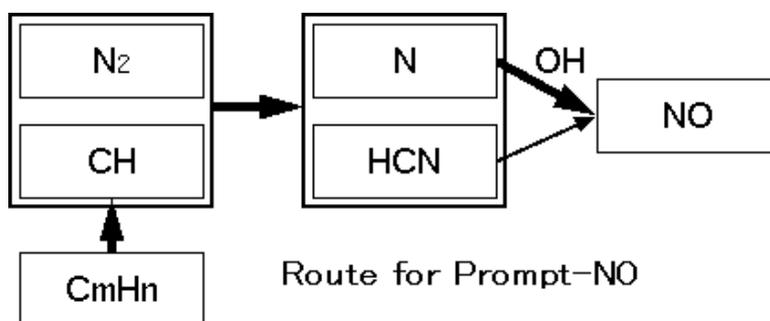
3 番目の式は拡大 Zeldovich 機構によるものである。酸素が少ないとき、3 番目が働く。

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。

)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対後流で生成する 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_iなどを生成源としている。

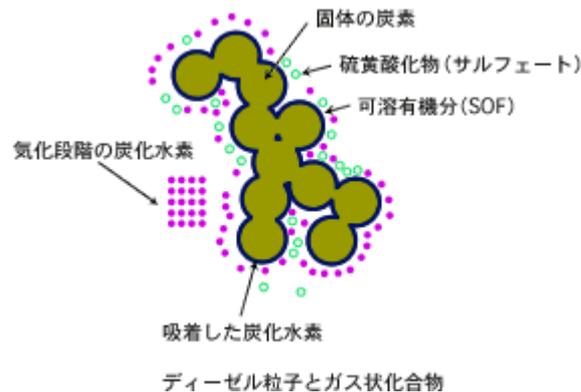


1 - 7 . PM

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。



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。

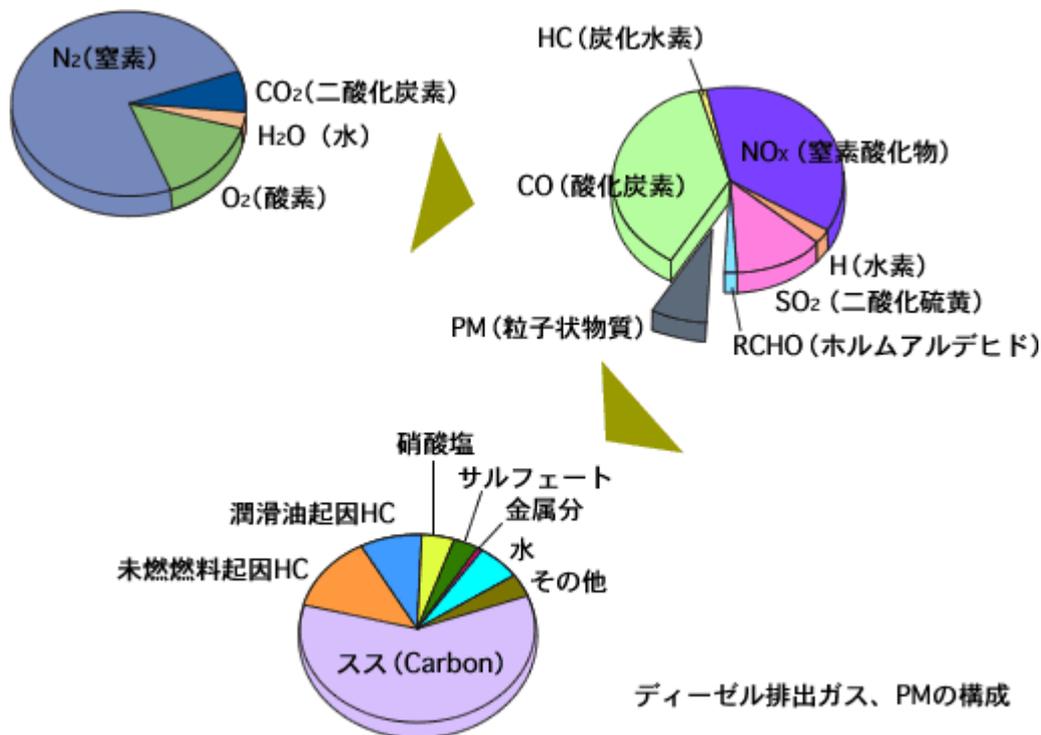
PM は、排気煙をフィルタに捕集して質量濃度で評価したもので、有機溶媒に溶ける可溶有機分（Soluble Organic Fraction：SOF）と不溶分（Insoluble Organic Fraction：ISF）に分けられる。可溶有機分（SOF）の成分は、未燃燃料と潤滑油であり、不溶分（ISF）の成分は、固形炭素物（Solid carbon またはスス：Soot）および硫黄酸化物（サルフェート：Sulfate）である。

スス（Soot）は、PM の中でも特に燃焼（＝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ますが、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。

ディーゼル PM 中には、微量ながら極めて多くの物質が含まれていますが、CARB（米国カリフォルニア州環境保護庁大気資源局）は、ディーゼル排出ガス中に含まれる TAC（有害大気汚染物質）として、40 種類以上のガス・物質をリストアップしている。



1 - 8 . 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 - 9 . 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むずかしい。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 - 10 . 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）とあって、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.5 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.5 の無次元距離は、

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

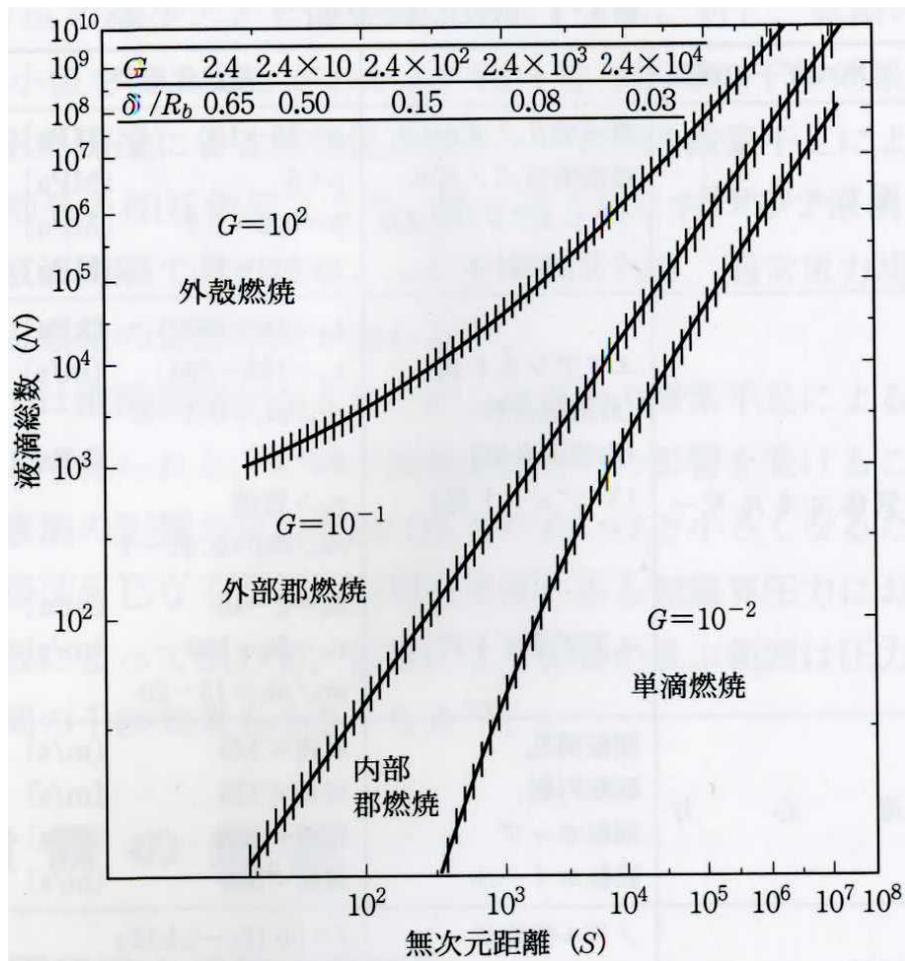


Fig.5 液滴間の無次元距離と燃焼形態

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.6 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。

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

あるいは

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

ここで、 C_u は流れに対する換算係数、 Le 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。

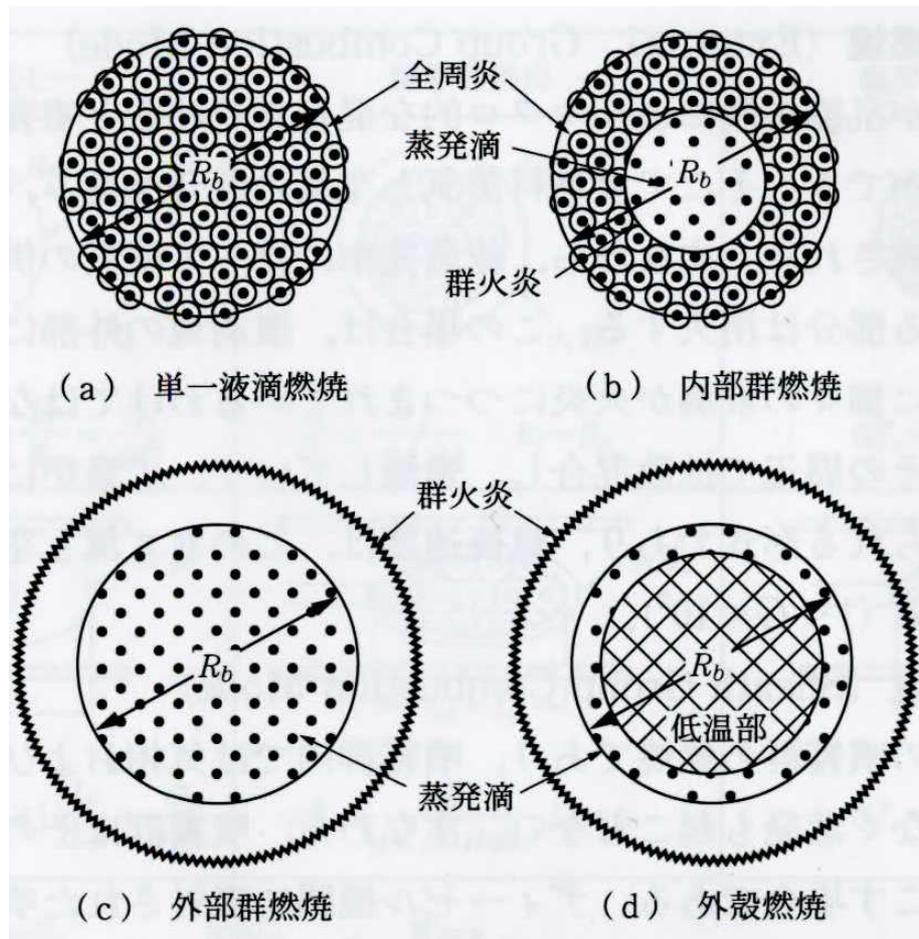


Fig.6 液滴群燃焼の4形態

[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なかに比

較的低濃度の部分ができ、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なかに形成される。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 - 1 . ルイス数⁽⁵⁾

$$Le = \frac{Sc}{Pr} = \frac{a}{D}$$

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 - 10 - 2 . レイノルズ数⁽⁶⁾

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

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_1 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 - 10 - 3 . プラントル数⁽⁷⁾

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}$$

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 - 10 - 4 . シュミット数⁽⁸⁾

$$\text{Sc} = \frac{\nu}{D}$$

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 - 11 . 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)という超高圧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。

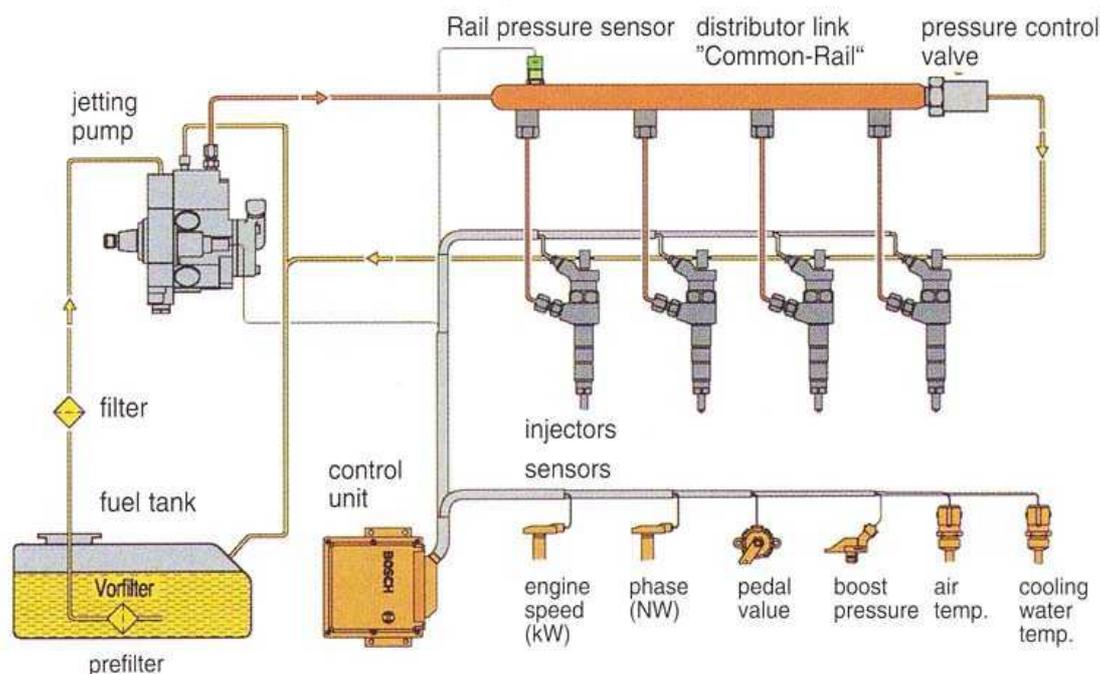


Fig. 8 Common-Rail system

1 - 12 . 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 NOx 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重要であった。

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。

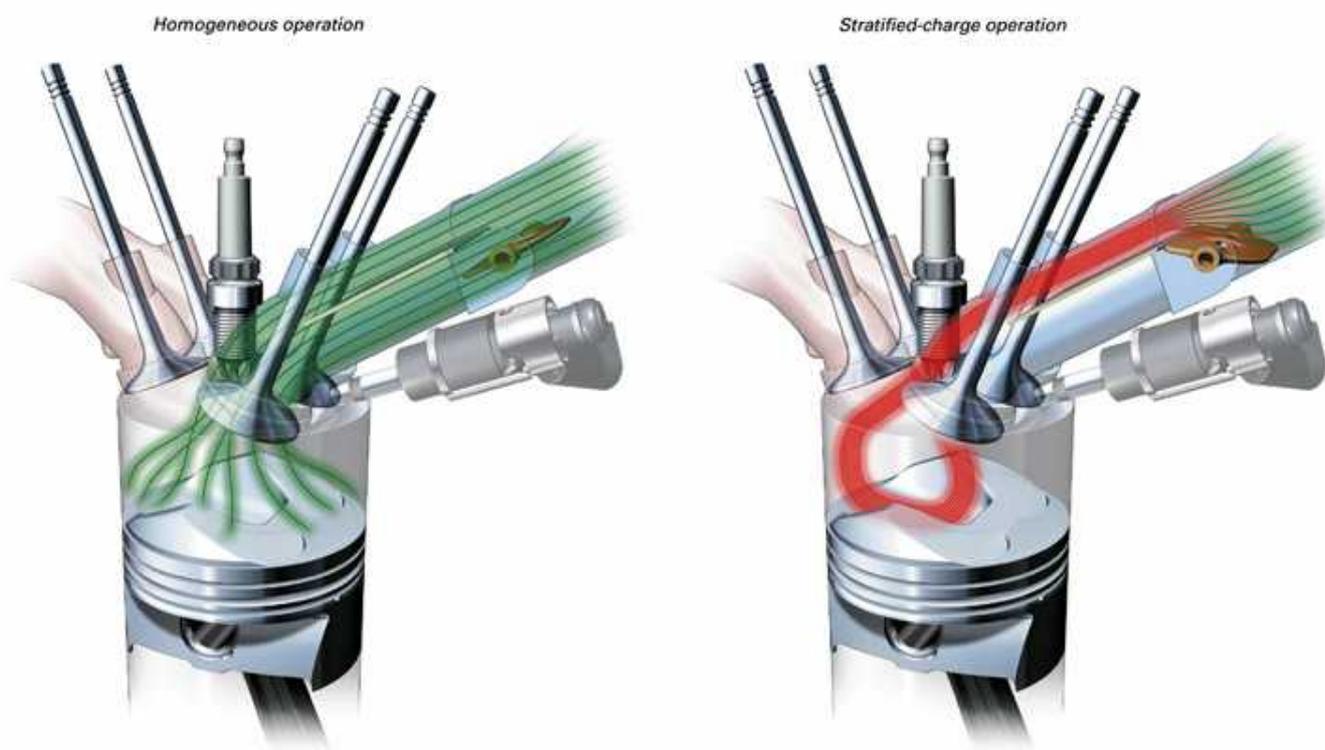


Fig.9 Homogeneous combustion and Stratified charge combustion

1 - 13 . 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、自力で伝ば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見掛けの伝ば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 - 14 . 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 - 15 . 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 $H_l - Q_c$ を不完全燃焼損失、 $c = Q_c / H_l$ を燃焼効率という。 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.10、11 に本研究で使用した装置の概略図を示す。本装置は燃焼容器、噴射装置、点火装置から構成されている。燃焼容器は、燃焼観測用イオンプローブ、点火プラグ、圧力ピックアップセンサ、吸排気用コック及び噴射ノズルが設けられている。点火装置は、自動車用を流用した火花点火方式が用いられ、ほぼ同じ構造を用いて、点火コイル、イグナイター、点火プラグ、デジタルタイマで構成されている。噴射装置は、モータ、シャフト、カム、噴射ポンプ、噴射ノズル、タイマ及びスイッチから構成されている。噴霧装置は対向噴霧方式を実現する為に2機の噴霧装置を作成した。

本実験では、単噴霧方式と対向噴霧方式の燃焼特性を把握し、比較することが必要である。燃焼を正確に把握する為には、出来る限り円筒の燃焼室形状を変更せず、燃焼の妨げにならないよう測定装置を設置し、測定する必要がある。そこで、本研究では燃焼容器に大きな変更の無いイオンプローブ法と圧力ピックアップセンサを用いて測定を行った。

2-1-1. 燃焼容器

Fig.13 に本研究で使用した燃焼容器を示す。内径 80mm、長さ 100mm の円筒形で、燃焼観測用イオンプローブ、点火プラグ、圧力ピックアップセンサ、吸排気用コック及び噴射ノズルが設けられており、圧力ピックアップセンサにアンプ、PCD、PC を、イオンプローブにはオシロスコープを接続している。材料は S45C を用いた。高圧下での使用を考慮して、燃焼観測用ガラス窓を設けなかった。

2-1-1. カム、ポンプ、ノズル

噴霧装置には対向噴霧用に小型ディーゼル機関（ヤンマー株式会社、HA4B-K）用カム、噴射ポンプ、噴射ノズルが用いられた。HA4B-K の噴射ポンプのプランジャ移動距離は 16mm である。さらに、単噴霧方式用に小型ディーゼル機関（ヤンマー株式会社、NFD10-M）用噴射ポンプが用いられた。NFD10-M のプランジャ移動距離は 30mm である。Fig.12 に装置図を示す。本装置はポンプとカムの位置調整を行うことにより噴霧量を調節することが可能となっている。

2-1-2. モータ

本実験では、シグマ技研株式会社製単相 SG ギアモータ:SML - 01 - 5(単相 100W SG ギアモータ)を使用した。このモータは、減速比 1/5、出力軸回転数は

300[rpm](50Hz の時)、出力軸トルクは 0.29[kg・m](50Hz の時)、重量は 7.1[kg] である。

2 - 1 - 3 . タイマ

噴射実験では、OMRON 社製:H3YN - 2(アナログタイマ)を使用した。このタイマは、AC100V ~ 120V、時間タイプは 0.1s ~ 10min(1s、10s、1min、10min) の 4 レンジに設定可能となっている。

燃焼実験では OMRON 社製 : H5CX - L8 (デジタルタイマ) を使用した。このタイマは、AC100V ~ 240V、出力時間を 0.01s に設定し用いた。

2 - 1 - 4 . 噴霧燃料

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 - ヘキサデカンの性質を以下に示す。

Table 1 Fuel Specifications

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

2 - 1 - 5 . 点火プラグ、イオンプローブ

日本特殊陶業社製:C5HA(スパークプラグ)を使用した。本実験を行うに当り、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、点火用鋼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。

イオンプローブについても、これと同様に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ものを用いた。

2 - 1 - 6 . PCD

共和電業社製：DBU-120A を使用した。DBU-120A は、パソコンと USB インタフェースで接続するオンライン型の測定器である。本体形状はブリッジボックスと同様に本体上部にプッシュ式端子台があり、ひずみゲージやひずみゲージ式変換器が直接接続できる。また、NDIS 規格コネクタも装備されワンタッチで接続もできる。本体にアンプ、A-D 変換器を内蔵しており、制御ソフトウェアを使用してパソコンから制御、データの集録ができる。測定対象は、ひずみゲージ、ひずみゲージ式変換器、直流電圧で、サンプリング周波数は、1Hz から最大 20kHz で、静的現象から振動、衝撃まで様々な現象の測定に応用できる。

2 - 1 - 7 . イグナイター

イグナイターは、MITSUBISHI 社製の物で、実際の自動車に使用されているものを、整備工場が発注し使用した。

2 - 1 - 8 . コイル

DENSO 社製：GT COIL を用いた。取り付け起用車は 2 サイクル、4 サイクル、2 ~ 6 シリンダ、普通点火方式ガソリンエンジン、電源 12V である。

2 - 1 - 9 . バッテリー

日本電池製：12V GT4L -BS を使用した。

2 - 1 - 10 . オシロスコープ

Tektronix 社製：2211 Digital Storage Oscilloscope を使用した。

2 - 1 - 11 . 圧力センサ

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 - 12 . プロパン

本研究では、純度 99.9% のプロパンを用いた。

2 - 2 . 実験方法

本研究において、対向噴射方式を用いた場合の各噴射装置の噴射タイミングの合わせる事が重要である。本研究では噴射タイミングを合わせる方法として、最初にハイスピードカメラで撮影を行い、画像からタイミングのずれを観測する。そのずれを、各噴射装置に取り付けられたデジタルタイマを用いて1ms単位で調整を行い、再度ハイスピードカメラを用いて噴射タイミングのずれを観測した。これを繰り返すことにより、対向噴射時の噴射タイミングを最適に調整し実験を行った。

また、本研究では単噴霧方式と対向噴霧方式を用いた燃焼実験を行う際、着火性の向上の為に点火部である中心部の燃料濃度を濃くすることにより、擬似的な成層燃焼場を再現した。

2 - 2 - 1 . 噴射量の測定及びばらつき

噴霧装置の噴霧量の計測実験方法を以下に示す。

ポンプとカムの位置調整を行う。

ピペットに燃料 (n-ヘキサデカン) を入れる。

パイプ内のエア抜きを行う。

ピペットの目盛を読み記録する。

燃料噴霧を10回行う。

ピペットの目盛を読み記録する。

、 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。この方法でポンプとカムの位置条件を変えて計測する。

2 - 2 - 2 . 単噴射時の噴霧到達距離

噴霧が大気の流れに影響されるのを無くす為にアクリル管内で、単噴射時の大気中での噴霧到達距離の計測方法を以下に示す。

ポンプとカムの位置調整を行い噴霧量を調整する。

ピペットに燃料 (n-ヘキサデカン) を入れる。

パイプ内のエア抜きを行う。

アクリルの管内に観測用の紙を敷く。

アクリルの管内で10回噴射させる。

観測用の紙に燃料の液滴から噴霧到達距離を計測する。

アクリル管内に付着した燃料をふき取る。

～ を 10 回を 1 セットとし 3 回行う。
以上の手順によって、平均噴霧到達距離を算術する。この方法でポンプとカムの位置条件を変えて計測する。実験のイメージ図を以下に示す。

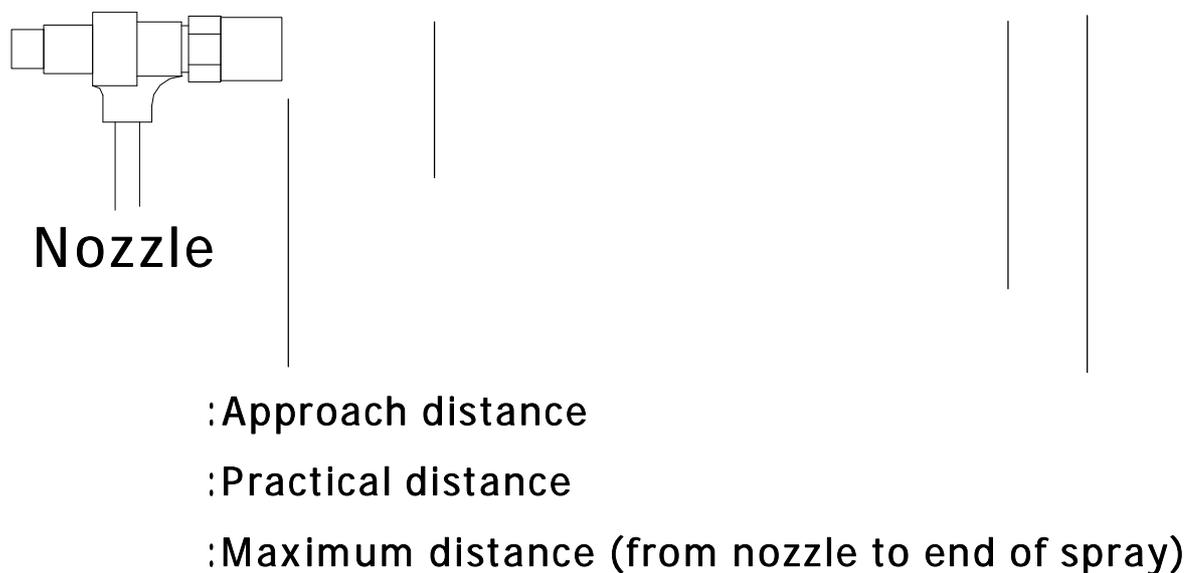


Fig.14 Spray behavior (Single spray)

この実験はトレース法を用いたので、紙に付着した液滴を見て最初に自分で
～ の境目を定義し実験を行った。ここで、 :最大噴霧距離、 - :高燃料
濃度領域長さとして定義した。

2 - 2 - 3 . 壁面噴霧時の噴霧到達距離

実機レベルでの単噴射させた場合の微粒化特性を把握する為に、大気中で壁に向かって噴霧を行った。壁から跳ね返った噴霧の到達距離の測定方法を以下に示す。

ポンプとカムの位置調整を行う。

ピペットに燃料 (n-ヘキサデカン) を入れる。

パイプ内のエア抜きを行う。

壁面に向かって噴霧を行う。

紙を用いたトレース法により、噴霧到達距離を観測する。

以上の手順によって、平均の壁面噴霧時の噴霧到達距離を算術する。この方法でノズルと壁面間の位置条件を変えて計測する。実験のイメージ図を以下に示す。

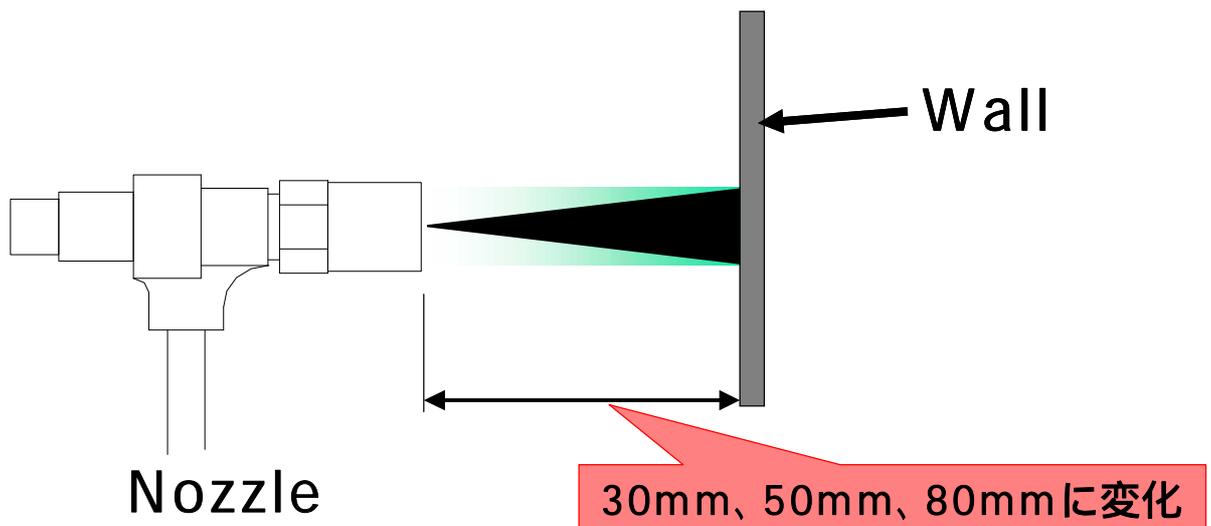


Fig.15 Spray behavior (Wall)

2 - 2 - 4 . 対向噴霧時の噴霧到達距離

噴霧が大気の流れに影響されるのを無くす為にアクリル管内で、大気中で対向での噴霧装置の噴霧到達距離の計測方法を以下に示す。

- ポンプとカム位置調整を行い噴霧量を調整する。
- ピペットに燃料 (n-ヘキサデカン) を入れる。
- パイプ内のエア抜きを行う。
- アクリル管内に観測用の紙を敷く。
- アクリル管内で2回噴射させる。
- 観測用の紙に燃料の液滴から噴霧到達距離を計測する。
- アクリル管内に付着した燃料をふき取る。

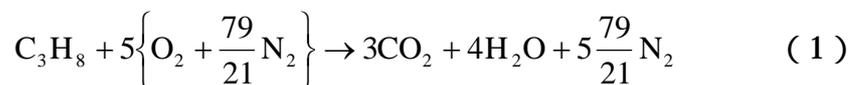
～ を10回を1セットとし3回行う。

以上の手順によって、平均噴霧到達距離を算術する。この方法でノズル間の距離を30mm、50mm、80mmに変えて計測する。実験のイメージ図を以下に示す。

Fig.16 Spray behavior (Impinging spray)

2 - 2 - 5 . 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 (C₃H₈) 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 - 空気混合気の実成は、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。

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

(2)、(3)式より、当量比 は、

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

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 のプロパン - 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。

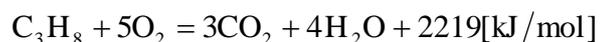
1. 真空ポンプで混合タンク内を真空にする。
2. 真空になったら窒素を大気圧よりやや高めに入れ、大気開放する。
3. 精密圧力計を混合タンクに接続する。
4. 分圧法によって指定された値まで窒素を入れ、次に酸素を入れる。
5. 同様に、プロパンを指定された値まで入れる。
6. 混合タンク内の電動ファンを作動させて 30 分以上攪拌する。

本研究では、以上の手順で混合気を作成し用いた。

2 - 2 - 6 . 液体燃料噴射量計算

本実験では、プロパン - 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を用いた。容器内に導入するプロパン - 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 - 空気混合気のみ発熱量と同じになるようにし、その時のプロパン - 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 - 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 0.8l 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 - 空気混合気の mol 数は、比の計算より、

$$y = \frac{0.8}{22.4}[\text{mol}]$$

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、

$$z = \frac{0.8}{22.4} \times \frac{1}{24.81}[\text{mol}]$$

よって、当量比 = 1 の時のプロパン - 空気混合気の発熱量は、

$$Q = \frac{0.8}{22.4} \times \frac{1}{24.81}[\text{mol}] \times 2219[\text{kJ}/\text{mol}] = 3.1943[\text{kJ}] \quad (6)$$

となる。本実験で使用したプロパン - 空気混合気の当量比 = 0.65、0.7、0.75、0.8 における発熱量は(6)式より、

$$Q_{0.65} = 0.65 \times \frac{0.8}{22.4} \times \frac{1}{24.81}[\text{mol}] \times 2219[\text{kJ}/\text{mol}] = 2.0763[\text{kJ}]$$

$$Q_{0.7} = 0.7 \times \frac{0.8}{22.4} \times \frac{1}{24.81}[\text{mol}] \times 2219[\text{kJ}/\text{mol}] = 2.236[\text{kJ}]$$

$$Q_{0.75} = 0.75 \times \frac{0.8}{22.4} \times \frac{1}{24.81}[\text{mol}] \times 2219[\text{kJ}/\text{mol}] = 2.3957[\text{kJ}]$$

$$Q_{0.8} = 0.8 \times \frac{0.8}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 2.5554 [\text{kJ}]$$

次に、同様に本実験で用いた総括当量比 =1.3、1.4、1.5 に相当する、プロパン - 空気混合気の発熱量を算出する。

$$Q_{1.3} = 1.3 \times \frac{0.8}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 4.1529 [\text{kJ}]$$

$$Q_{1.4} = 1.4 \times \frac{0.8}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 4.472 [\text{kJ}]$$

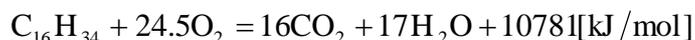
$$Q_{1.5} = 1.5 \times \frac{0.8}{22.4} \times \frac{1}{24.81} [\text{mol}] \times 2219 [\text{kJ/mol}] = 4.7915 [\text{kJ}]$$

となる。次表に、各総括当量比 におけるプロパン - 空気混合気の当量比 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]

	=0.65	=0.7	=0.75	=0.8
=1.3	2.0766	1.9169	1.7572	1.5975
=1.4	2.3957	2.236	2.0763	1.9166
=1.5	2.7152	2.5555	2.3958	2.2361

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、

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

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。

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

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]

	噴射方式	=0.65	=0.7	=0.75	=0.8
=1.3	単噴霧	0.061	0.056	0.051	0.047
	対向噴霧	0.030	0.028	0.026	0.023
=1.4	単噴霧	0.070	0.065	0.061	0.056
	対向噴霧	0.035	0.033	0.030	0.028
=1.5	単噴霧	0.080	0.075	0.070	0.065
	対向噴霧	0.040	0.037	0.035	0.033

本実験では、上記の噴霧量に噴霧装置を調整して噴霧した。

2 - 2 - 6 . 噴霧量一定の大気圧での噴霧方式別の燃焼実験

単噴霧及び対向噴霧方式における燃焼実験の方法を以下に示す。

燃焼容器内を真空にする。

あらかじめ作成しておいたプロパン - 空気混合気を導入する。

大気開放し、燃焼容器内を室温・大気圧の状態にする。

燃焼容器内に燃料を噴霧し、火花点火する。

最高燃焼圧力を観測する。

以上の手順によって、噴霧方式別の最高燃焼圧力を測定した。プロパン - 空気混合気の当量比は 0.65、0.7、0.75 に設定し、噴霧量は単噴霧及び対向噴霧において、それぞれ 0.036ml 一定とした。燃焼容器内の総括当量比は、各プロパン - 空気混合気に対して、1.036、1.087、1.136 である。最高燃焼圧力は大気圧を基準として計測した。

2 - 2 - 7 . 各噴射方式における大気圧及び2気圧(絶対圧力)での燃焼実験

単噴霧方式及び対向噴霧噴射方式における燃焼実験の方法を以下に示す。

燃焼容器内を真空にする。

あらかじめ作成しておいたプロパン - 空気混合気を導入する。

大気圧下での燃焼実験では大気開放し、燃焼容器内を室温・大気圧の状態にする。2気圧下での燃焼実験では、燃焼容器に取り付けられた圧力計で、燃焼容器内を2気圧(絶対圧力)の状態にする。

燃焼容器内に燃料を噴霧し、火花点火する。

最高燃焼圧力、全燃焼時間、火炎伝播速度を観測する。

以上の手順によって、単噴霧方式における燃焼実験を行った。プロパン - 空気混合気の当量比は0.65、0.7、0.75、0.8に設定し、総括当量比は1.3、1.4、1.5になるように噴霧量を変化させた。

2-2-8. プロパン - 空気混合気の大気圧及び2気圧(絶対圧力)での燃焼実験
各噴霧方式との比較検討をするために、プロパン - 空気混合気のみでの燃焼実験を行った。方法を以下に示す。

燃焼容器内を真空にする。

あらかじめ作成しておいたプロパン - 空気混合気を導入する。

大気圧下での燃焼実験では大気開放し、燃焼容器内を室温・大気圧の状態にする。2気圧下での燃焼実験では、燃焼容器に取り付けられた圧力計で、燃焼容器内を2気圧(絶対圧力)の状態にする。

火花点火を行う。

最高燃焼圧力、全燃焼時間、火炎伝播速度を観測する。

以上の手順によって、プロパン - 空気混合気のみでの燃焼実験を行った。プロパン - 空気混合気の当量比は1.3、1.4、1.5に設定した。

2-3. 計算方法

2-3-1. 算術平均

内燃機関の火炎挙動は、不規則であるため得られたデータの算術平均を用いて評価した。定義から明らかなように、データの総和は算術平均の n 倍と等しい。さらに本研究では、データのばらつきを考慮して、得られたデータの最大値と最小値から 2 番目まで、合計 4 つのデータを除いて算術平均を用いた。

2-3-2. 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 NO.4660、最高限界圧力 100kg/cm^2 、最低限界圧力 1kg/cm^2 、ラム断面積 $1/4\text{cm}^2$ 、昭和 45 年 10 月）を使用した。

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、 5kg/cm^2 から 1kg/cm^2 刻みで 10kg/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、 $5\text{kg/cm}^2 \times 9.80665 \times 10^4=490332.5\text{N/m}^2$ 、 $1\text{Pa}=1\text{N/m}^2$ より、 $490332.5\text{N/m}^2=0.490\text{MPa}$ となる。

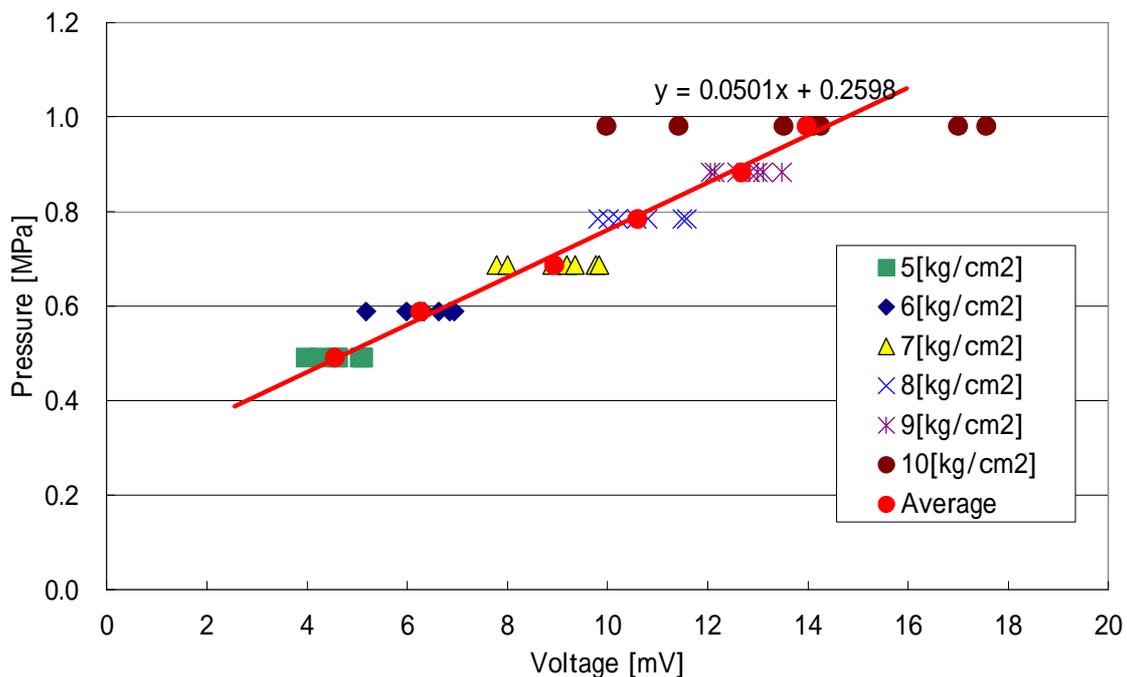


Fig.17 Pressure Calibration Equation

求められた線形近似の一次関数の式は、 $y = 0.0501x + 0.2598$ 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 - 3 - 3 . 火炎伝播速度

本研究では火炎伝播速度は、点火プラグのアース電極を切り取り、電極の先端に異なる長さのピアノ線を取り付けたプラグを 2 つ用いて測定した。これは出来る限り燃焼の妨げにならないように測定するため、異なる 2 種類のイオンプローブを使用し、点火端からイオンプローブ先端までの距離と火炎到達時間の差異から火炎伝ば速度を算出した。本研究で用いた装置図の概略図を Fig.18 に、研究で用いたイオンプローブを Fig.19 に示す。

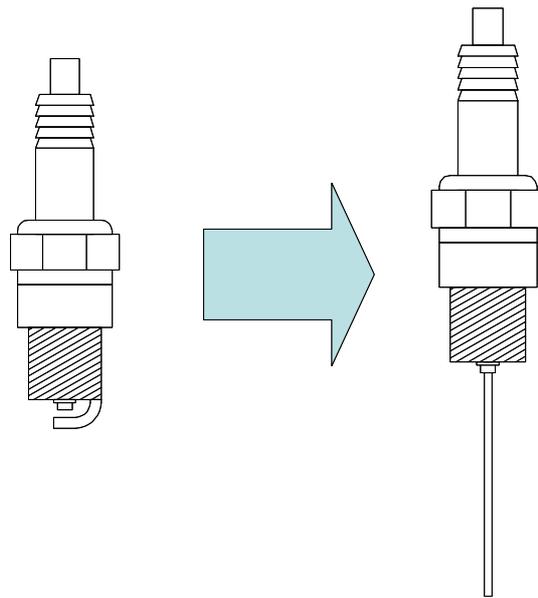


Fig.19 Ionization probe

火炎伝播速度は、点火位置（燃焼容器中心）から、15mm 及び 25mm（点火位置からの距離 15mm、25mm:以後 L_{15} 、 L_{25} と呼ぶ）における火炎到達時間（点火から L_{15} 、 L_{25} の位置への火炎到達時間:以後 T_{15} 、 T_{25} と呼ぶ）の差異から算出されたものであり、容器内の圧力上昇はほぼ無視できる、初期火炎伝播領域におけるものである。以下の式を用いて火炎伝播速度を算出した。

$$S_f = \frac{L_{25} - L_{15}}{T_{25} - T_{15}}$$

ここで、 S_f : 火炎伝播速度である。

2 - 3 - 4 . 平均火炎伝播速度

平均火炎伝播速度は、燃焼容器の半径 40mm から全燃焼時間で除して算出された値である。

$$\text{平均火炎伝播速度} = \frac{40}{T_{\max} - T_{\text{ini}}}$$

T_{\max} : 最高燃焼圧力に到達するまでの時間

T_{ini} : 点火開始時間

2 - 3 - 5 . 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できない。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

	0.65	0.7	0.75	0.8
c_v [kJ/kgK]	0.7408	0.7421	0.7433	0.7446
R [kJ/kgK]	0.2844	0.2841	0.2838	0.2835

2-3 6. 発熱量

発熱量は熱発生率を用いて、点火開始から熱発生が終了するまでを積分して算出した。

第三章 実験結果及び考察

3-1. 噴射装置性能実験

3-1-1. 噴射量の測定及びばらつき

Fig.20 に単噴射させた場合の、燃料噴射ポンプ用プランジャの移動距離に対する積算法から求められた 1 回あたりの噴霧量を示す。この図から明らかな様に、プランジャの移動距離の減少に伴って噴霧量は単調に減少しており、良好な噴霧状況が実現されている。なお、本実験範囲内では、同一プランジャ移動距離を用いた場合の噴霧量のばらつきは 5%未満であり、安定した噴霧が実現されていると考えられる。

3-1-2. 単噴射時の噴霧到達距離

Fig.21 は大気中で単噴射させた場合のプランジャの移動距離に対する最大噴霧距離及び高燃料濃度領域長さをそれぞれ示す。この図から、プランジャの移動距離が 7mm の場合は、高燃料領域長さが 5.8mm に比べて増加し、また最高噴霧距離は短縮した。これはプランジャの移動距離が 7mm の方が、5.8mm に比べてより微粒化が促進された為と考えられる。また、この実験結果から大気中で噴霧した場合 800~900mm の飛距離が出る事がわかった。

3-1-3. 壁面噴霧時の噴霧到達距離

Fig.22 にノズルと壁面間の距離を変化させた場合の最大噴霧距離を示す。ここで ~ は実験番号である。この図から、どのノズルと壁面間の距離においても最大噴霧距離は殆んど一定値であることがわかる。すなわち本単噴射ノズルを用いた場合には、噴射タイミングや燃焼室形状を変化させても大きな微粒化特性の差異は発生しないと考えられ、対向噴霧方式の検討が必要である。

3-1-4. 対向噴霧時の噴霧到達距離

Fig.23 に大気中对向噴霧させた場合のノズル間距離に対する最大噴霧距離を示す。この図から明らかな様に、ノズル間距離の増大に伴って、最大噴霧距離はほぼ単調に増加している。実機用噴射ノズルは当然ながら高圧下での噴霧特性を考慮に入れて設計されており、大気圧下での結果を直接高圧下の場合にあてはめるには一考を要するが、最大噴霧距離は、ノズル間距離とほぼ一致しており、良好な対向噴霧が実現されていると思われる。

3-1-5. 単噴射映像

Fig.24 に大気中で単噴射時の映像を示す。図から明らかなように、実機用噴射ノズルは当然ながら高圧下での噴霧特性を考慮に入れて設計されている為、

噴射にかなり貫通力があり 800～900mm の飛距離が出る。

3-1-6. 対向噴霧映像

Fig.25 に大気中で対向噴霧時の映像を示す。一枚目の図は噴射前の状態である。二枚目の図は噴射直後の状態で、向かい合ったノズル真ん中あたりで噴霧が衝突している。三枚目の図から噴霧が衝突し、より霧状になり微粒化したものと考えられる。

3-1-7. 噴射量一定にした場合の噴射方式別の最高燃焼圧力の比較

Fig.26 に噴霧方式別の、各プロパン - 空気混合気の当量比における最高燃焼圧力を示す(総括当量比 = 1.036、1.087、1.136)。この図から明らかな様に、プロパン - 空気混合気の当量比が増加するにしたがって、最高燃焼圧力はほぼ単調に増加する。また、対向噴霧方式での最高燃焼圧力は、同一総括当量比で単噴射させた場合よりも著しく増大しており、対向噴霧を行う事により単噴霧と比較して微粒化が促進し、それにより燃焼が改善されたと考えられる。

3-1-8. 噴射量一定にした場合の噴射方式別の全燃焼時間の比較

Fig.27 にプロパン - 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(総括当量比 = 1.036、1.087、1.136)。この図から、各プロパン - 空気混合気の当量比において対向噴霧方式の方が単噴霧方式に比べて全燃焼時間が減少していることがわかる。このことから、先と同様に対向噴霧方式は単噴霧方式に比べて、燃料の微粒化が促進されたためと考えられ、対向噴霧方式の燃焼改善の有効性が示唆される。

3 - 2. 最高燃焼圧力

3 - 2 - 1 . 大気圧下での最高燃焼圧力

Fig.28 に当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、大気圧下での各プロパン - 空気混合気の最高燃焼圧力を示す。この図から明らかなように、当量比の増大に伴い、最高燃焼圧力は減少している。これは、量論比付近で極大点を向かえ過濃側に進むことで減少したものと考えられる。

Fig.29 に大気圧下での単噴霧方式における各プロパン - 空気混合気の当量比 (n-ヘキサデカン燃料噴射前に燃焼容器に導入されているプロパン - 空気混合気の当量比 : 以後、プロパン - 空気混合気の当量比と呼ぶ) に対する最高燃焼圧力を総括当量比 (n-ヘキサデカン噴射後の混合気換算当量比 : 以後、総括当量比と呼ぶ) をパラメーターとして示す。この図から明らかなように、総括当量比の増加及びプロパン - 空気混合気の当量比の増大に伴い、最高燃焼圧力が若干増大しているが、殆ど差は見られなかった。プロパン - 空気混合気のみで燃焼した場合と比較すると、最高燃焼圧力が若干増大している。単噴射を大気圧下で行った場合、800mm ~ 900mm の飛距離が出ることから、ここでは壁面噴霧衝突が起こっているものと考えられる。これによる、微粒化効果と噴霧による乱れの効果により燃焼が促進したものと考えられる。

Fig.30 に総括当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、対向噴霧方式の大気圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を示す。この図から明らかなように、データに多少のばらつきがあるものの、プロパン - 空気混合気の当量比の増加に伴い、最高燃焼圧力の値も増加している。対向噴霧方式の場合、総括当量比が一定のため、プロパン - 空気混合気の当量比が増加するにつれて、n-ヘキサデカンの噴霧量は減少している。そのため、噴霧量の少ないプロパン - 空気混合気の当量比 = 0.75、0.8 においても、最高燃焼圧力の値が大きく増加している点から、n - ヘキサデカンの燃料性状による影響が大きいことが分かる。

大気圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、総括当量比及び噴射方式パラメーターとして Fig.31 に示す。この図から明らかなように、プロパン - 空気混合気の当量比の増加に伴い、両噴霧方式とも最高燃焼圧力が増大しているが、同一総括当量比で噴射方式別に比較するとプロパン - 空気混合気の当量比 0.65、0.7 において若干の差のみ観測された。これは、本実験で用いられた噴射ポンプがより高圧下での使用を考慮して設計されている為、大気圧化では対向噴霧させても壁面に燃料が付着する為に、いずれの噴射方式においても大きな差が発生しなかった為と考えられる。

3-2-2. 加圧下（2気圧）での最高燃焼圧力

Fig.32 に当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、加圧下での各プロパン空気混合気の最高燃焼圧力を示す。この図から明らかなように、加圧下においても当量比の増大に伴い、最高燃焼は減少している。これも、量論比付近で極大点を向かえ過濃側に進むことで減少した為と考えられる。

Fig.33 に総括当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、単噴霧方式の加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を示す。この図から明らかなように、総括当量比の増加及びプロパン - 空気混合気の当量比の増大に伴い、最高燃焼圧力が増大している。プロパン - 空気混合気のみで燃焼した場合よりも、最高燃焼圧力が全ての領域で増大している。これは単噴射を 2 気圧下で行っても、壁面噴霧衝突が起こっているものと考えられる。これによる、噴霧の壁面への付着は多少あるが、微粒化効果と噴霧による乱れの効果により不完全燃焼損失が減少し、燃焼が促進したものと考えられる。

Fig.34 に総括当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、対向噴霧方式の加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を示す。この図から明らかなように、プロパン - 空気混合気の結果と比較したとき、総括当量比 =1.5 の場合においてのみ、著しい燃焼圧力の増大が観察された。すなわち、最高燃焼圧力に及ぼす対向噴霧燃焼の燃焼促進効果は、雰囲気圧力に強く依存していることがわかる。

加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する最高燃焼圧力を、総括当量比及び噴射方式パラメータとして Fig.35 に示す。この図から明らかなように、プロパン - 空気混合気の当量比の増加に伴い、両噴霧方式で最高燃焼圧力も増大している。また、対向噴霧方式での最高燃焼圧力は、同一総括当量比で単噴射させた場合よりも著しい増大を得られなかった。これは、雰囲気圧力が低いことが考えられる。そのために、対向噴霧の燃焼促進効果をあまり得られなかったためと考えられる。噴射装置の仕様に合わせた、より雰囲気圧力を高めた状態での検討が必要であると考えられる。

3 - 3 . 全燃焼時間

3 - 3 - 1 . 大気圧下での全燃焼時間

Fig.36 に当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、大気圧下での各プロパン空気混合気の全燃焼時間を示す。ここでの全燃焼時間とは、点火から最高燃焼圧力が得られるまでの時間と定義した。この図から明らかなように、当量比の増大に伴い、全燃焼時間は増大している。これは、先ほどの最高燃焼圧力の結果と同様に、量論比付近で極小点を向かえ過濃側に進むことで増大したものと考えられる。

Fig.37 に総括当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、単噴霧方式の大気圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を示す。この図から明らかなように、総括当量比の増加及びプロパン - 空気混合気の当量比の増大に伴い、全燃焼時間が若干減少しているが、殆ど差が発生していない。プロパン - 空気混合気のみで燃焼した場合と比較すると、全燃焼時間が減少している。これは最高燃焼圧力の結果と同様に単噴射を大気圧下で行ったことで、壁面噴霧衝突が起こっているものと考えられる。これによる、微粒化効果と噴霧による乱れの効果により燃焼が促進し全燃焼時間が減少したものと考えられる。

Fig.38 に対向噴霧方式の大気圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比における全燃焼時間を、総括当量比をパラメーターとして示す。この図から明らかなように、総括当量比及びプロパン - 空気混合気の当量比が増加するにしたがって、全燃焼時間は短くなっている。また、各総括当量比別に見た近似直線の傾きを比較すると、噴霧量の少ない総括当量比 = 1.3 の傾きが最大となっている。

大気圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、総括当量比及び噴射方式パラメーターとして Fig.39 に示す。この図から明らかなように対向噴霧方式の全燃焼時間は、同一総括当量比の単噴霧方式のものに比べ著しく増大した。対向噴霧方式の特徴の 1 つに、衝突による噴霧の水平方向への運動エネルギーを減少させ、中心付近に噴霧形成する効果がある。しかし、大気圧下で噴霧の貫通力が強過ぎ、その効果があまり得られなかったものと考えられる。そのため、壁面付近に過濃な領域が多くでき、全燃焼時間が増大したものと考えられる。

3 - 3 - 2 . 加圧下 (2 気圧) での全燃焼時間

Fig.40 に当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、加圧下での各プロパン空気混合気の全燃焼時間を示す。この図から明らかなように、大気圧下と同様に当量比の増大に伴い、全燃焼時間は増大している。これは、先ほどの最高燃焼圧力の結果と同様に、過濃側に進むことで増大したものと考えられる。

Fig.41 に総括当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、単噴霧方式の加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を示す。この図から明らかなように、総括当量比の増加及びプロパン - 空気混合気の当量比の増大に伴い、全燃焼時間が減少している。プロパン - 空気混合気のみで燃焼した場合よりも、 $\phi = 1.3$ 、1.4 において著しい減少が観測された。これは最高燃焼圧力の結果と同様に単噴射を 2 気圧下で行ったことで、壁面噴霧衝突が起こっている影響と考えられる。微粒化効果と噴霧による乱れの効果により不完全燃焼損失が減少し、燃焼が促進したものと考えられる。

Fig.42 に対向噴霧方式の加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比における全燃焼時間を、総括当量比をパラメーターとして示す。この図から明らかなように、プロパン - 空気混合気の結果と比較したとき、総括当量比 $\phi = 1.5$ において著しい全燃焼時間の減少が観察された。一方、雰囲気圧力の全燃焼時間に及ぼす影響に着目すると、同一総括当量比においては、雰囲気圧力の増加に伴って全燃焼時間は、減少する傾向が観察された。これは、密度増加による微粒化促進効果によるものと考えられる。

加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する全燃焼時間を、総括当量比及び噴射方式パラメーターとして Fig.43 に示す。この図から明らかなように、どの総括当量比においてもプロパン - 空気混合気の希薄側への移行に伴って、全燃焼時間は単調に増大している。これは、対向噴霧方式を用いた場合には、火炎伝播は初期の混合気生成割合に強く依存することを意味している。一方、全燃焼時間の噴霧方式の影響に着目すると、同一総括当量比においては対向噴霧方式を用いた場合よりも単噴霧方式を用いた場合、全燃焼時間は減少している。これは、本実験での圧力条件では、燃焼容器壁付近に多くの燃料液滴が存在する外部群燃焼(External grope combustion)による燃焼形態での燃焼場が実現されており、燃焼末期での火炎伝播速度が遅延したためと考えられる。

3 - 4 . 火炎伝播速度

3 - 4 - 1 . 大気圧下での火炎伝播速度

Fig.44 に当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、加圧下での各プロパン - 空気混合気の火炎伝播速度を示す。ここでの火炎伝播速度は、点火位置（燃焼容器中心）から、15mm 及び 25mm（点火位置からの距離 15mm、25mm:以後 L_{15} 、 L_{25} と呼ぶ）における火炎到達時間（点火から L_{15} 、 L_{25} の位置への火炎到達時間:以後 T_{15} 、 T_{25} と呼ぶ）の差異から算出されたものであり、容器内の圧力上昇はほぼ無視できる、初期火炎伝播領域におけるものである。この図から明らかなように、当量比の増加に伴い、火炎伝播速度が増大している。

Fig.45 に総括当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、単噴霧方式の大気圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する火炎伝播速度を示す。この図から明らかなように、プロパン - 空気混合気の増加及び総括当量比の増加に伴い火炎伝播速度は増加した。プロパン - 空気混合気の結果と比較して、殆どの領域において単噴霧方式の方が増大した。壁面噴霧の微粒化効果によるものと考えられる。

Fig.46 に対向噴霧方式の大気圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比における火炎伝播速度を、総括当量比をパラメーターとして示す。この図から明らかなように、プロパン - 空気混合気の当量比の増加に伴い、火炎伝播速度の値が増加している。また、総括当量比 = 1.5 における火炎伝播速度の値が著しく増大している点については、n - ヘキサデカンの燃料性状また、選択火炎伝播理論によるものだと考えられる。

大気圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する火炎伝播速度を、総括当量比及び噴射方式パラメーターとして Fig.47 に示す。この図から明らかなように、火炎伝ば速度は同一総括当量比において =1.5 においてのみ対向噴霧方式のほうが増大した。これは、先の最高燃焼圧力において大気圧下で対向噴霧方式による大きな燃焼促進効果を得られなかった結果と同様である。本噴射装置が大気圧下では噴霧の貫通力が強すぎるのが原因と考えられる。

3 - 4 - 2 . 加圧下（2 気圧）での火炎伝播速度

Fig.48 に当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、加圧下での各プロパン - 空気混合気の火炎伝播速度を示す。この図から明らかなように、大気圧下と同様に当量比の増加に伴い、火炎伝播速度が増大している。

Fig.49 に総括当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、単噴霧方式の加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する火炎伝播速度を示す。この図から明らかなように、どのプロパン - 空気混合気の当量比及び総括等量比においても火炎伝播速度に大きな差は発生しなかった。また、大気圧下の結果と比べ

て火炎伝播速度が減少した。

Fig.50 に対向噴霧方式の加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比における火炎伝播速度を、総括当量比をパラメーターとして示す。この図から明らかなように、ほぼ全ての領域において対向噴霧方式の方が単噴霧方式に比べて、火炎伝播速度が増大した。大気圧下の結果と異なり、加圧することで噴霧の貫通力が減少し、対向噴霧方式の微粒化促進効果が得られ、燃焼効率が増大したためと考えられる。

加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する火炎伝播速度を、総括当量比及び噴射方式パラメーターとして Fig.51 に示す。この図から明らかなように、総括当量比 =1.4、1.5 において、すべてのプロパン - 空気混合気の当量比の条件で対向噴霧方式は単噴霧方式よりも火炎伝播速度が増大している。これは、対向噴霧により初期火炎伝播領域においても微粒化促進効果により最適な燃焼場が形成されたためと考えられる。また、同一総括当量比において、n-ヘキサデカンの噴霧量が少ないプロパン - 空気混合気の当量比 =0.75、0.8 においても火炎伝播速度が増大している点から、対向噴霧方式を用いた場合、燃焼に最適なプロパン - 空気混合気の当量比と n-ヘキサデカンの噴霧量が存在すると考えられる。また、雰囲気圧力増大の火炎伝播速度に及ぼす影響は、初期圧力の増大に伴って火炎伝播速度は減少しており、炭化水素系燃料の燃焼速度に及ぼす雰囲気圧力の影響と一致している。すなわち、対向噴霧方式を用いた場合には、燃焼初期の段階では、火炎伝播速度は混合気の雰囲気圧力に依存し、燃焼末期においては対向噴霧による微粒化促進効果により、増大するものと考えられる。

3 - 5 . 平均火炎伝播速度

3 - 5 - 1 . 大気圧下での平均火炎伝播速度

Fig.52 に当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、大気圧下での各プロパン空気混合気の平均火炎伝播速度を示す。この図から明らかなように、当量比の増加に伴い、平均火炎伝播速度が減少している。

Fig.53 に総括当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、単噴霧方式の大気圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を示す。この図から明らかなように、プロパン - 空気混合気の当量比の増加及び総括当量比の増加に伴い、平均火炎伝播速度が増大する。先の壁面噴霧時の噴霧到達距離の結果から大気圧下では、衝突後 70mm 到達することがわかっている。このことから、到達距離と燃焼容器の直径がほぼ一致しているので、噴霧後に比較的均一な濃度の燃焼場が実現していると考えられ、良好な燃焼場が得られているものと考えられる。

Fig.54 に対向噴霧方式の大気圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比における平均火炎伝播速度を、総括当量比をパラメーターとして示す。この図から明らかなように、同一総括当量比においては、プロパン - 空気混合気の当量比の増加に伴い、平均火炎伝播速度の値が増加しており、また、過濃側であるにも関わらず総括当量比の増加に伴い、平均火炎伝播速度の値が増大している。これは、総括当量比の増加に伴い n-ヘキサデカンの噴霧量の増加により部分混合が促進され、それにより総括当量比 = 1 になる領域が多くなり、選択火炎伝播理論³⁾により平均火炎伝播速度の値が上昇したと考えられる。

大気圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、総括当量比及び噴射方式パラメーターとして Fig.55 に示す。この図から明らかなように、単噴霧方式の平均火炎伝播速度は同一総括当量比の対向噴霧方式よりも増大している。これは、単噴霧方式による壁面噴霧の影響によるものと考えられる。大気圧下で対向噴霧を行うことで中心付近に留まる噴霧と、貫通して反射してきた噴霧とにより中心付近に過濃な領域が発生しているものと考えられる。これは、火炎伝播速度の結果とも一致している。これにより、対向噴霧方式の平均火炎伝播速度が同一総括当量比の単噴霧方式に比べて減少しているものと考えられる。

3 - 5 - 2 . 加圧下 (2 気圧) での平均火炎伝播速度

Fig.56 に当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、加圧下での各プロパン空気混合気の平均火炎伝播速度を示す。この図から明らかなように、大気圧と同様に当量比の増加に伴い、平均火炎伝播速度が減少している。平均火炎伝播速度の値は、大気圧の結果と殆ど同じ値になった。

Fig.57 に総括当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、単噴霧方式の加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を示す。この図から明らかなように、プロパン - 空気混合気の当量比の増加及び総括当量比の増加に伴い、平均火炎伝播速度が増大する。加圧することで壁面噴霧時の噴霧到達距離が減少していると考えられる。このことから、燃焼容器内の濃度が不均一になると考えられる。このことから、大気圧下の結果と比較しても明らかなように、加圧下では過濃な領域が出来ることにより平均伝播速度が減少したものと考えられる。

Fig.58 に対向噴霧方式の加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比における平均火炎伝播速度を、総括当量比をパラメーターとして示す。この図から明らかなように、大気圧下の結果と同様に、同一総括当量比においては、プロパン - 空気混合気の当量比の増加に伴い、平均火炎伝播速度の値が増加しており、また、過濃側であるにも関わらず総括当量比の増加に伴い、平均火炎伝播速度の値が増大している。また、大気圧下の結果と比較してみると、加圧下のほうが大気圧下に比べて若干ではあるが平均火炎伝播速度が増大している。これは、加圧下で噴霧することで、噴霧の貫通力が下がったことが影響していると考えられる。大気圧下では貫通力が高く、壁面付近に噴霧が多く存在していたが、加圧下では貫通力が下がり、中心よりに多く存在するようになったものと考えられる。これにより、燃焼効率が向上し、若干ではあるが平均火炎伝播速度が増大したと考えられる。

加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する平均火炎伝播速度を、総括当量比及び噴射方式パラメーターとして Fig.59 に示す。この図から明らかなように、単噴霧方式の平均火炎伝播速度は同一総括当量比の対向噴霧方式よりも増大しているが、殆ど同じ結果が得られた。これは、加圧による単噴霧の壁面噴霧の影響が減少したことで、大気圧下と同様の良好な燃焼場が得られなかったのが原因であると考えられる。このことは、加圧下における単噴霧方式の火炎伝播速度が同一総括当量比の大気圧下の結果に比べて減少していることからわかる。対向噴霧方式においては、加圧下で噴霧することで貫通力が減少し、燃料の壁面付着効果も低減し、大気圧下に比べて良好な燃焼場が得られた為と考えられる。これは、火炎伝播速度の結果より、対向噴霧方式の火炎伝播速度が同一当量比の単噴霧方式に比べて、殆どの領域で増大していることからわかる。

3-6. 熱発生率

Fig.60、61 に当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、大気圧下及び加圧下での各プロパン空気混合気の熱発生率を示す。ここでの熱発生率とは燃料の燃焼による熱発生の時間的变化と定義した。この図から明らかなように、先の結果と同様に、当量比の増大に伴い熱発生率の最高値が減少し、最高値に達するまでの時間が増大している。

Fig.62～64、68～70 に総括当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、単噴霧方式の大気圧下及び加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する熱発生率を示す。この図から明らかなように、最高燃焼圧力の結果と同様に、熱発生率の最高値はプロパン - 空気混合気の当量比の増加及び総括当量比の増加に伴い増大している。最高値に達するまでの時間も同様に、プロパン - 空気混合気の当量比の増加及び総括当量比の増加に伴い減少している。

Fig.65～67、71～73 に総括当量比がそれぞれ 1.3、1.4、1.5 における、対向噴霧方式の大気圧下及び加圧下での各プロパン - 空気混合気の当量比に対する熱発生率を示す。この図から明らかなように、先の単噴霧方式の結果と同じく、対向噴霧方式においても、最高燃焼圧力の結果と同様に、熱発生率の最高値はプロパン - 空気混合気の当量比の増加及び総括当量比の増加に伴い増大している。最高値に達するまでの時間も同様に、プロパン - 空気混合気の当量比の増加及び総括当量比の増加に伴い減少している。

Fig.74 に 2 気圧の総括当量比 $\phi = 1.5$ 、プロパン - 空気混合気 $\phi = 0.8$ の条件における点火開始からの時間変化に対する熱発生率の変化を示す。この図から明らかなように、対向噴霧を用いた場合、単噴霧よりも得られた最高熱発生率は増大し、最高値に達するまでの時間は減少している。これは、対向噴霧を用いることによって微粒化が促進されたことによるものと考えられ、先の火炎伝播速度の結果とも一致している。

各圧力下での噴射方式の違いによる燃焼への影響としては、対向噴霧方式の大気圧下、2 気圧下での熱発生時間は、同一総括当量比の大気圧での対向噴霧方式の結果と比べて増大している。本研究では大気圧下で噴霧した場合、高圧下と比較して貫通力が増大するため壁面付着が発生する。単噴霧方式では全ての噴霧が壁面に衝突するので、ほぼ全ての噴霧が微粒化効果を得られる。さらに壁面衝突後の到達距離が約 70mm であることから、ほぼ燃焼容器の直径と一致し、噴霧の粒径も濃度も対向噴霧方式に比べ、均一になると考えられる。均一度の低い噴霧は最初の燃焼率は高いが、燃え尽きるのに時間がかかる一方、均一度の高い噴霧は最初の燃焼率は高いが、全燃焼時間が早いことがわかっている。これに対し、対向噴霧方式は噴霧衝突により微粒化した噴霧と、壁面衝突した噴霧が一部で結合すると考えられ、噴霧が不均一になる。そのため、全燃

焼時間が遅延する。

また、対向噴霧方式では大気圧下、加圧下においても、実機の雰囲気圧力に比べ、噴霧の貫通力の増大から壁面付近に過濃な領域が発生する。これにより、点火付近で微粒化された噴霧により量論付近の総括当量比で燃焼が開始し、燃焼が進行していくに連れて、燃焼温度の影響を受け未燃液滴が蒸発していくが、壁面付近に多く液滴が存在する為に急激に総括当量比が増大する。過濃領域であることと噴霧の潜熱によって燃焼時間が増大したものと考えられる。このために、大気圧下、2気圧下での単噴霧方式は同一総括当量比の対向噴霧方式に比べ、熱発生時間が減少する傾向がある。

雰囲気圧力の燃焼への影響としては、雰囲気圧力の増大に伴い、噴霧の貫通力が減少する。その為、壁面への燃料の付着による燃焼効率の減少を抑えられる。全燃焼時間に着目してみると、大気圧では単噴霧方式と対向噴霧方式に大きな差があったが、2気圧かでは減少し、プロパン - 空気混合気の当量比の増大に伴い、さらに減少した。本研究では、大気圧下と2気圧下で実験を行い、一部の条件において対向噴霧方式の燃焼促進効果が得られたが、殆どの領域で単噴霧方式の方が良好な燃焼場を得られた。噴射の貫通力に合わせて、より高圧の条件で噴霧することでさらなる対向噴霧方式の燃焼促進効果が得られると考えられる。さらに、本研究から気体燃料と液体燃料の最適な比率があると考えられることから、より広範囲の当量比と総括当量比で実験を行う必要があると考えられる。今後、対向噴霧方式の燃焼特性を調べるために、より雰囲気圧力を高めた状態で実験を行う必要がある。

3-7. 発熱量

Fig.75,76 に大気圧下と加圧下での発熱量を総括当量比と噴射方式別のプロパン - 空気混合気の当量比をパラメータとして示す。この図から明らかなように、いずれの噴射方式においてもプロパン - 空気混合気の当量比の増加に伴い、ほぼ単調に発熱量が増大する。また、殆どの領域において、各噴射方式の発熱量は同一当量比のプロパン - 空気混合気より増大する。これは、各噴射方式における微粒化と乱れによる燃焼促進効果によって熱発生率が増大したためと考えられる。また、化学式から算出した各当量比の発熱量は、 $\phi=1.3$ で 3.155[kJ]、 $\phi=1.4$ で 3.143[kJ]、 $\phi=1.5$ で 3.130[kJ]である。本実験で得られた発熱量は理論上の発熱量に比べて、10%程度に減少している。これは、実験の初期条件が室温であるために、壁面への冷却損失が大きな原因であると考えられる。また、加圧下の結果より、総括当量比 $\phi=1.5$ ではプロパン - 空気混合気当量比 $\phi=0.75$ 、 0.8 において対向噴霧方式の熱発生率は単噴霧方式に比べ増大している。これは、対向噴霧方式の方が噴霧を微粒化し、燃焼効率が増大した影響と考えられる。この領域において、対向噴霧方式の方が単噴霧方式に比べて、全燃焼時間が増大していることから同様に、微粒化促進効果により燃焼が促進したと考えられ、燃焼改善の有効性が示唆される。

第四章 結論

本研究で得られた結論を以下に示す。

- 1) プランジャの移動距離の減少に伴って噴霧量は単調に減少する。
- 2) 単噴射させた場合の高燃料領域長さは、プランジャの移動距離の増大に伴って増加する。
- 3) 単噴射させた場合の最大噴霧距離は壁面との間隔に余り依存しない。
- 4) 対向噴霧距離の増大に伴って、最大噴霧距離は増加し、またそれは対向噴霧距離と一致する。
- 5) 対向噴霧方式を用いた場合の最高燃焼圧力は、単噴射方式を用いた場合よりも著しく増大する。
- 6) 対向噴霧方式を用いた場合の全燃焼時間は、単噴射の場合よりも減少する。
- 7) 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。
- 8) 対向噴霧方式を用いた場合の燃焼改善には、最適総括当量比が存在する。
- 9) 対向噴霧方式を用いた場合の火炎伝播促進効果は、燃焼初期段階においては霧囲気圧力に依存する。
- 10) 初期火炎伝播領域においても対向噴霧により微粒化促進効果が得られる。

参考文献

- 1) 宮下直也、黒木秀雄、自動車用ディーゼルエンジン、1994、p17～p43、山海堂
- 2) G・シトケイ、ディーゼル機関の燃料噴射と燃焼、1966、p68～p89、朝倉書店
- 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) 水谷幸夫、燃焼工学、1977,p34、森北出版
- 6) 水谷幸夫、燃焼工学、1977,p34～p35、森北出版
- 7) 水谷幸夫、燃焼工学、1977,p34、森北出版
- 8) 水谷幸夫、燃焼工学、1977,p35、森北出版
- 9) 水谷幸夫、燃焼工学、1977,p156～p157、森北出版
- 10) 水谷幸夫、燃焼工学、1977,p52～p53、森北出版
- 11) 原田・ほか2名、機論、67-660、B(2001) 2141-2144
- 12) 西島・ほか2名、機論、68-670、B(2002) 1821-1826
- 13) Iwabuchi, Y. et al. :Trial of New Concept Diesel Combustion System、SAE Paper 199-01-0185
- 14) Arai, M. et al. :Inter-impingement process of diesel sprays、ILASS-ASIA-99、P.27-32 (1999)
- 15) 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心から御礼申し上げますとともに、感謝の意を表します。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れ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下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。

2007年3月

法政大学大学院工学研究科機械工学研究科

森岡 孝治

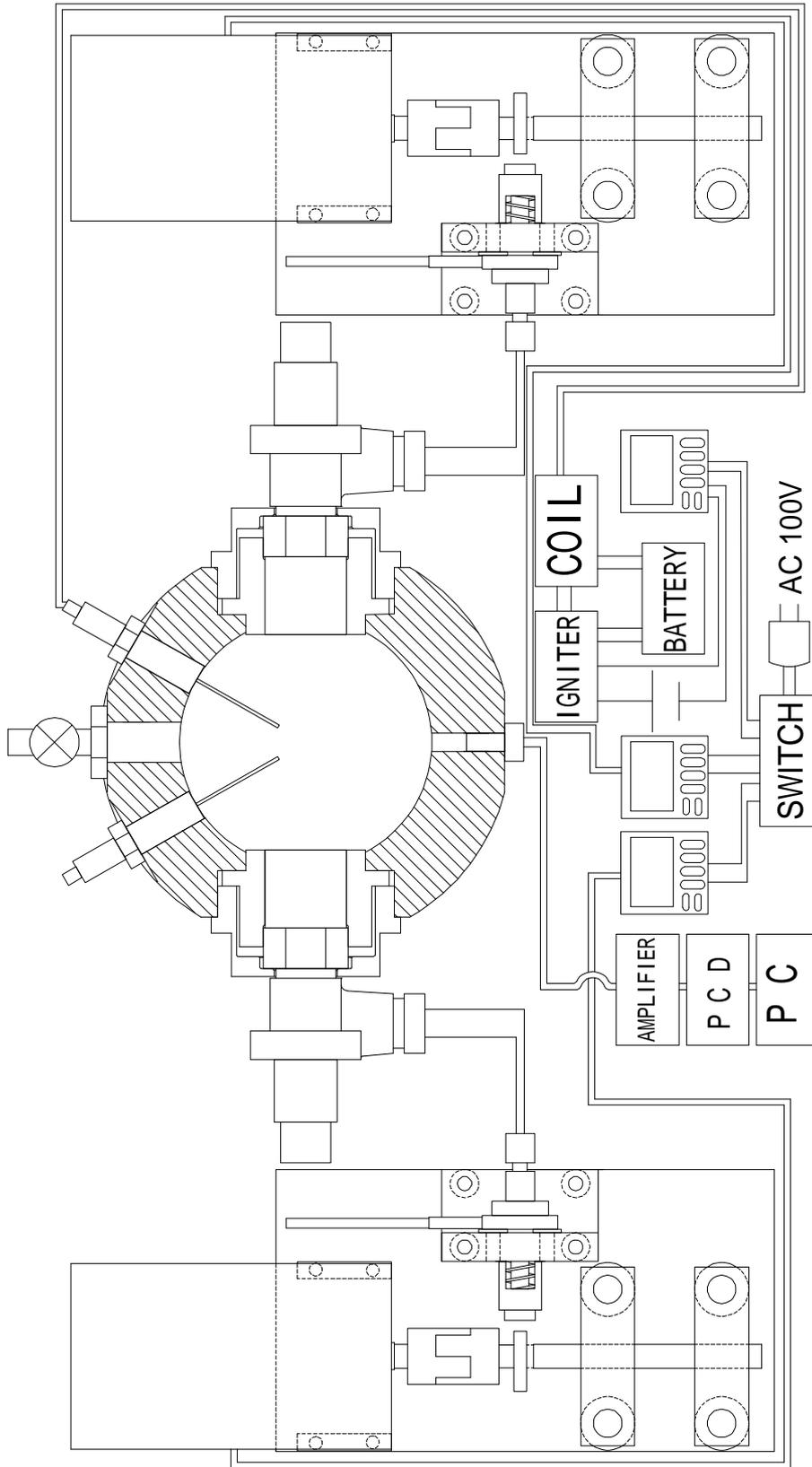


Fig.10 Impinging injection method

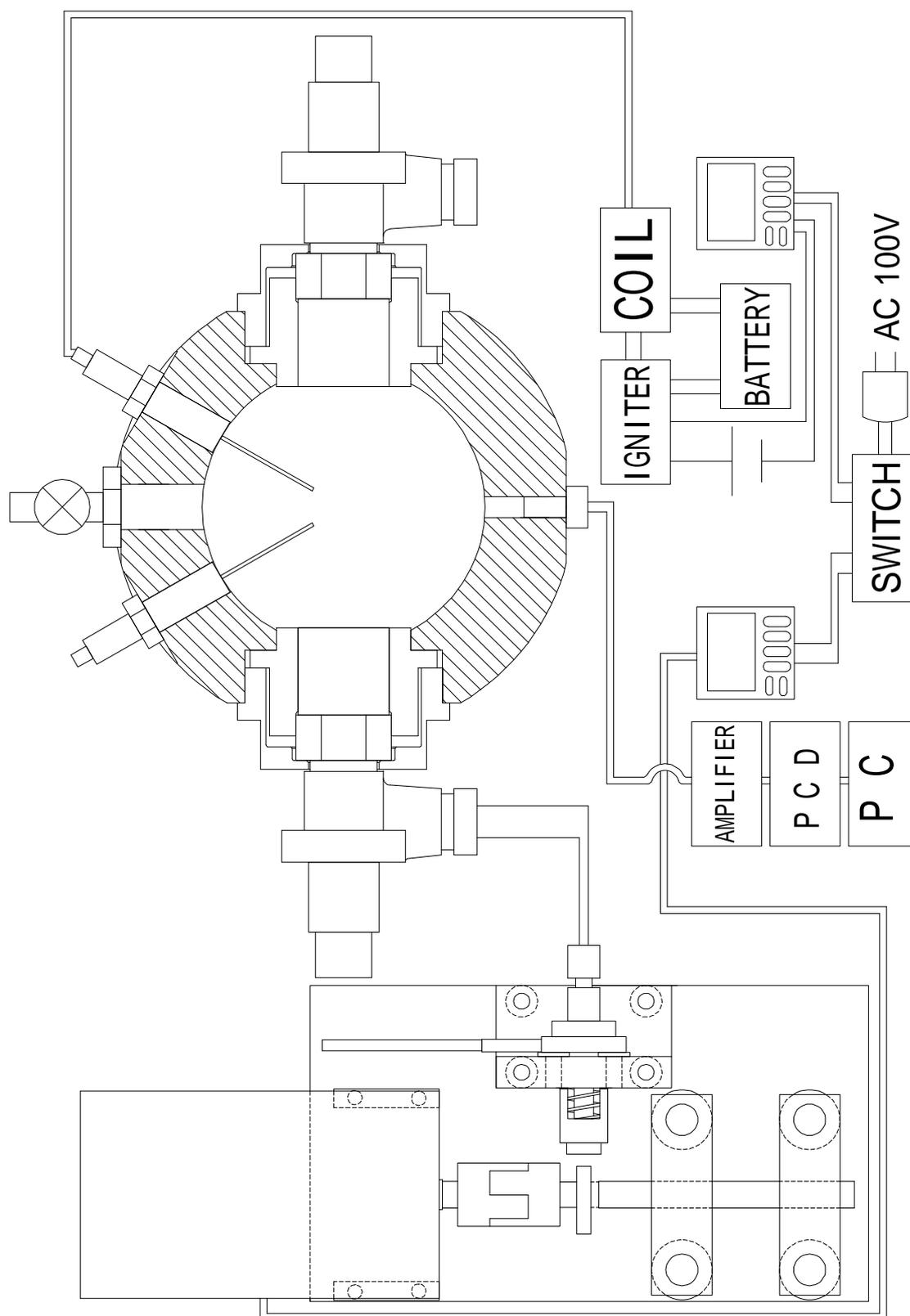


Fig.11 Single injection method

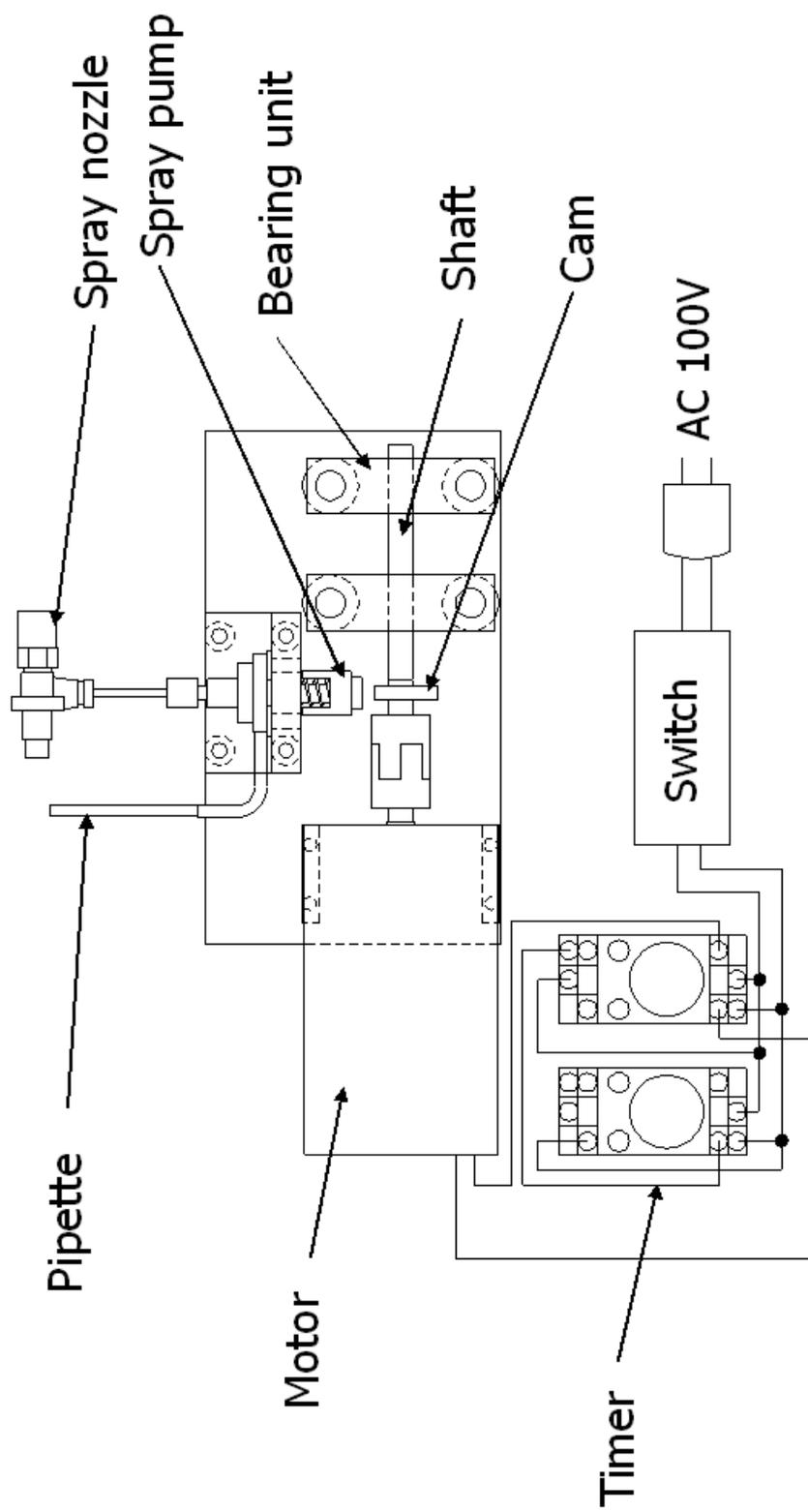


Fig.12 Spray Machine

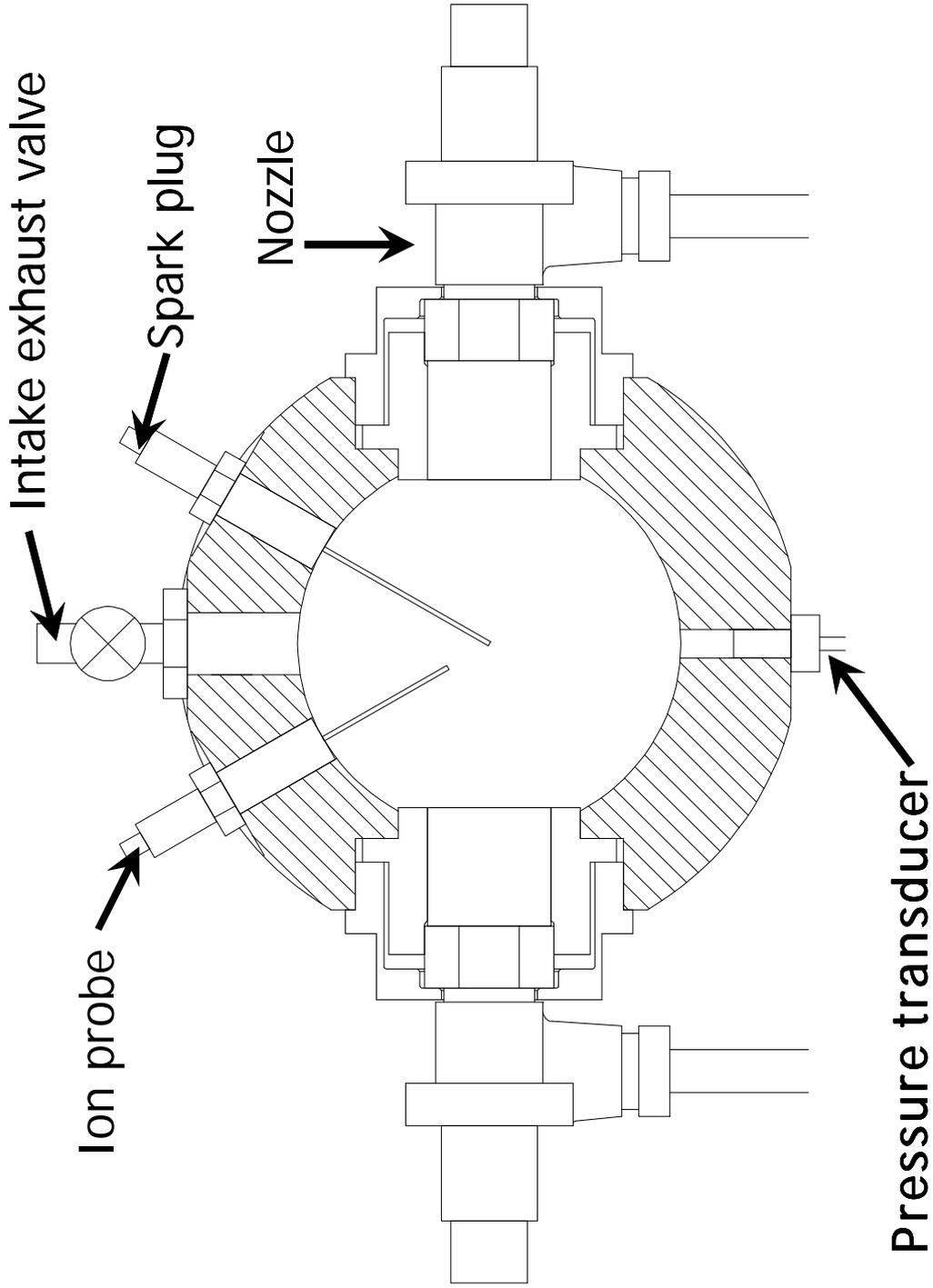
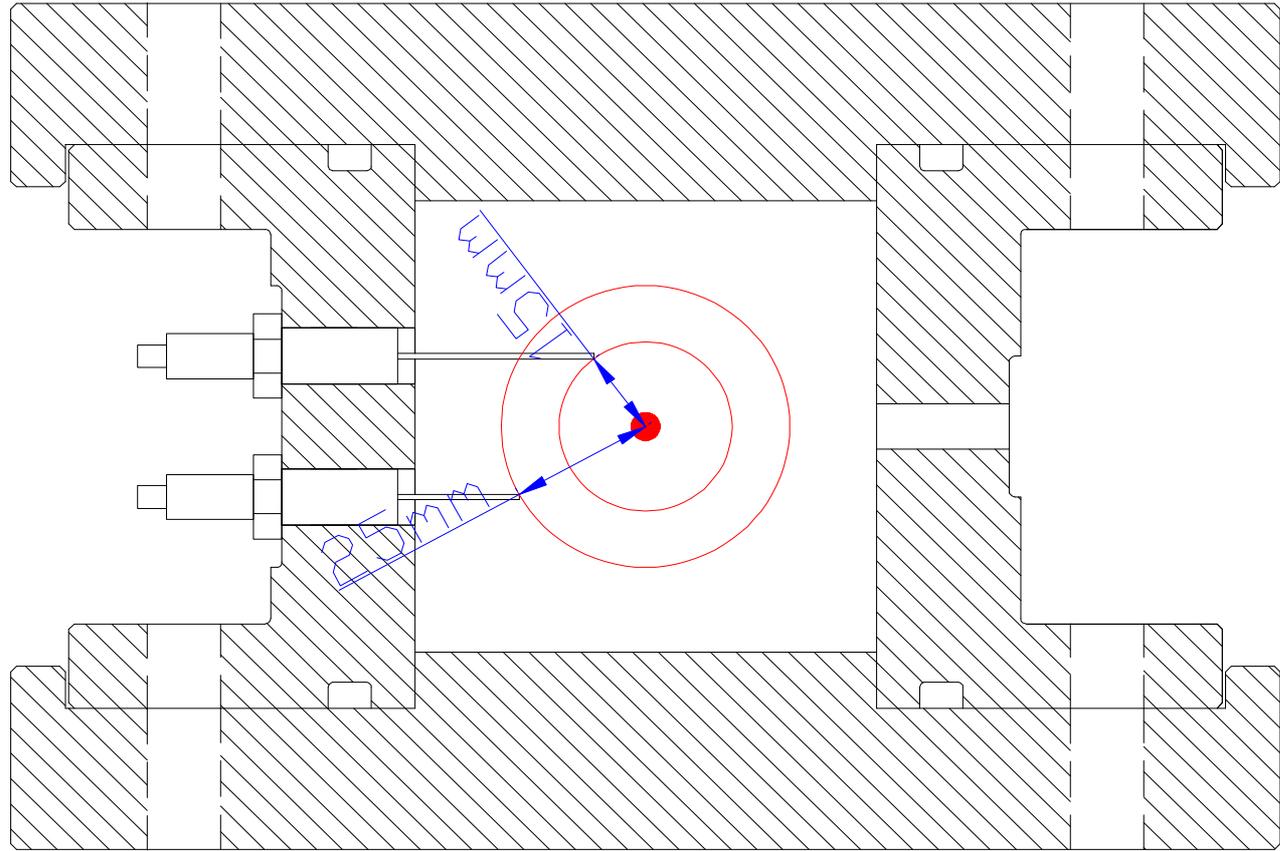


Fig.18 Ionization probes



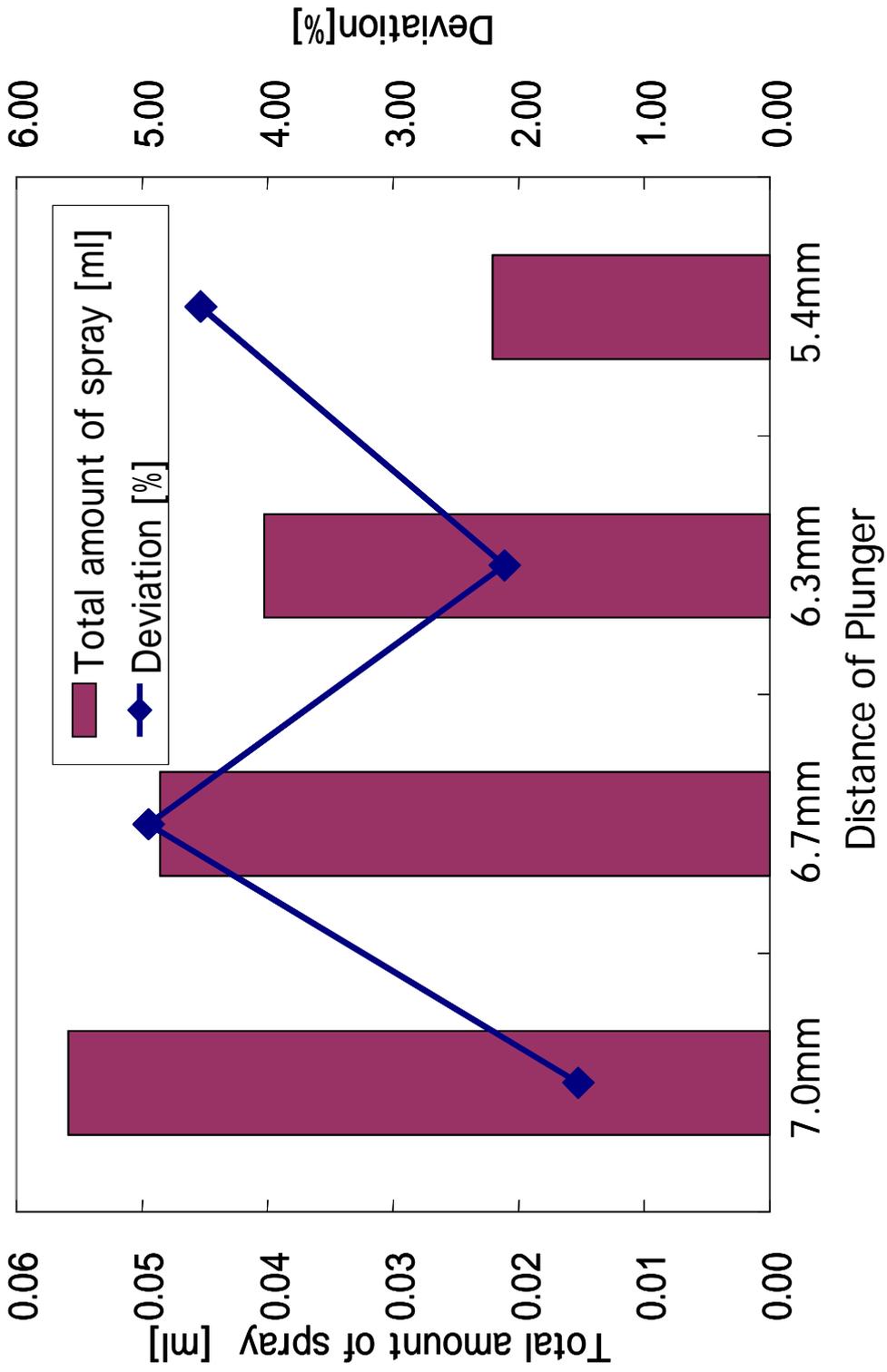


Fig.20 Total amount of spray

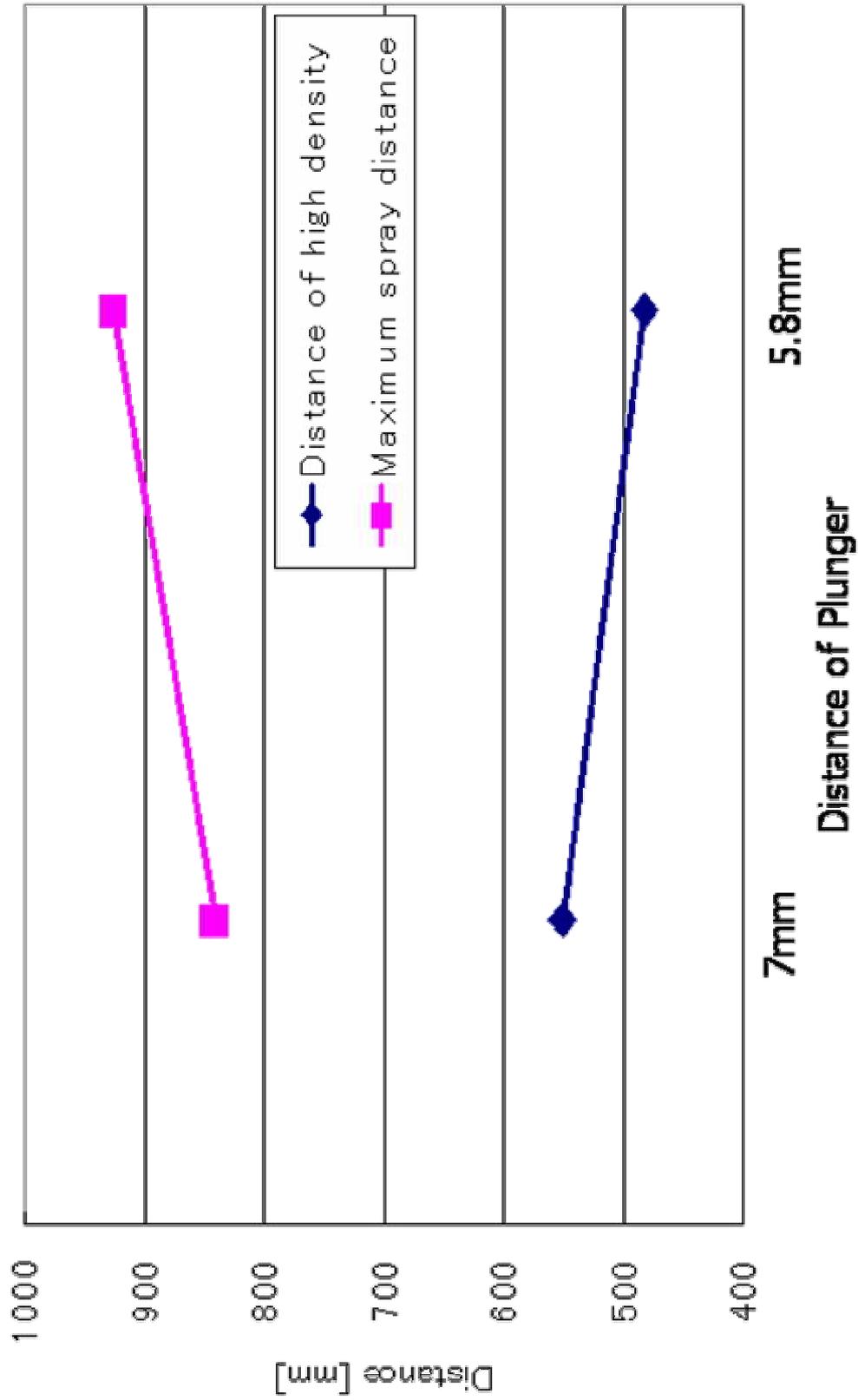


Fig.21 Distance (Plunger)

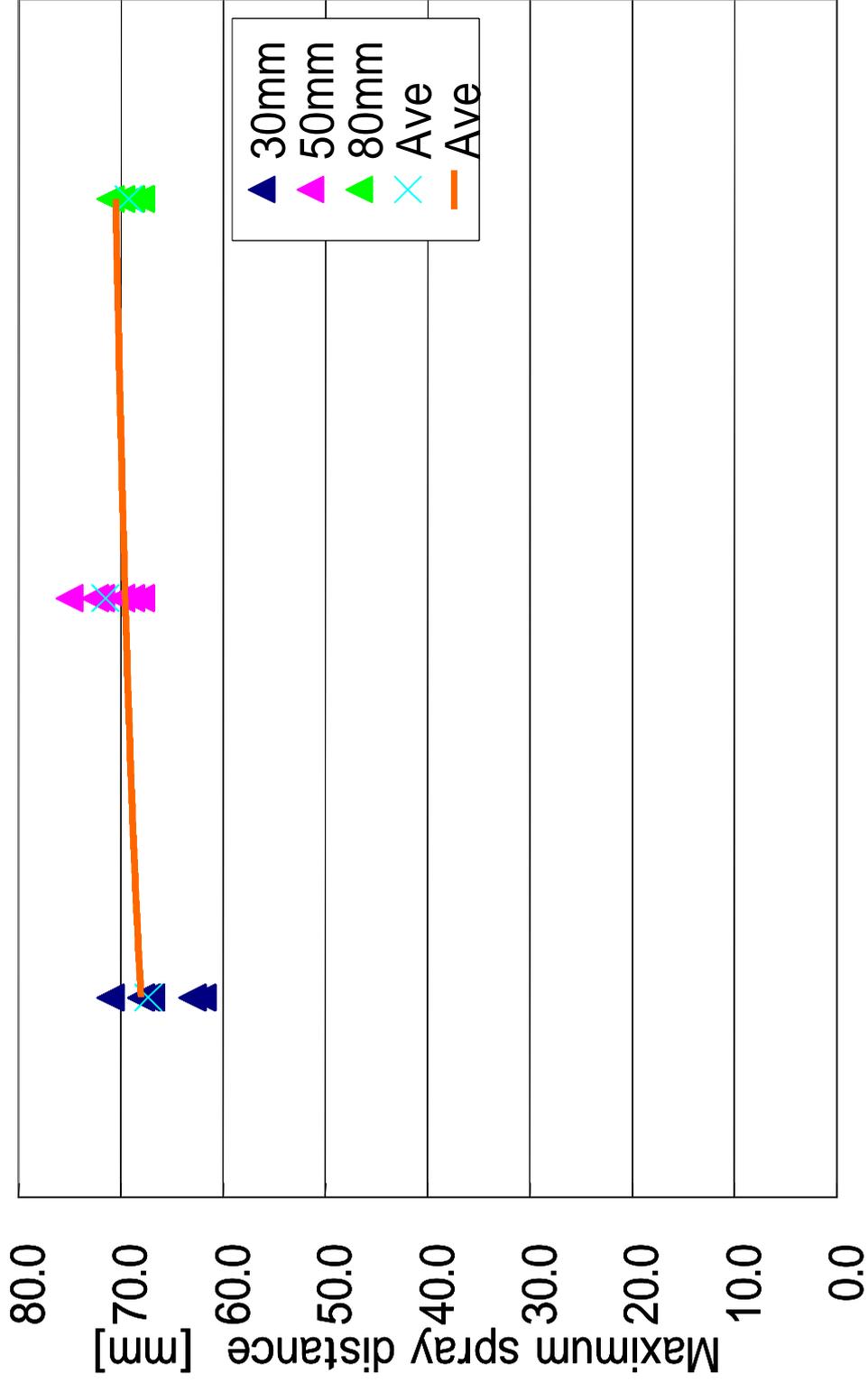


Fig.22 Maximum spray distance (Single injection)

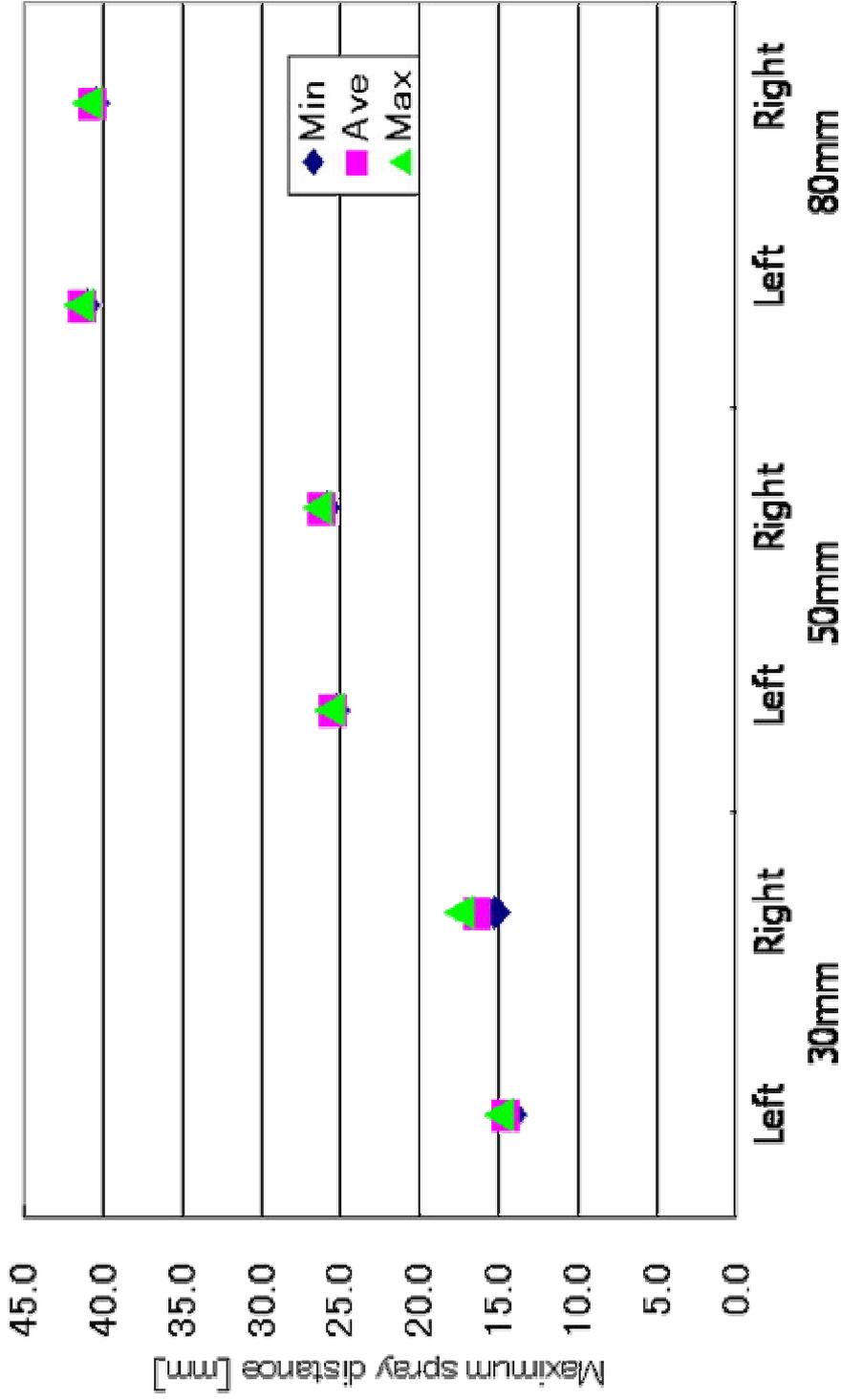


Fig.23 Maximum spray distance (impinging injection)



Fig.24 Single injection

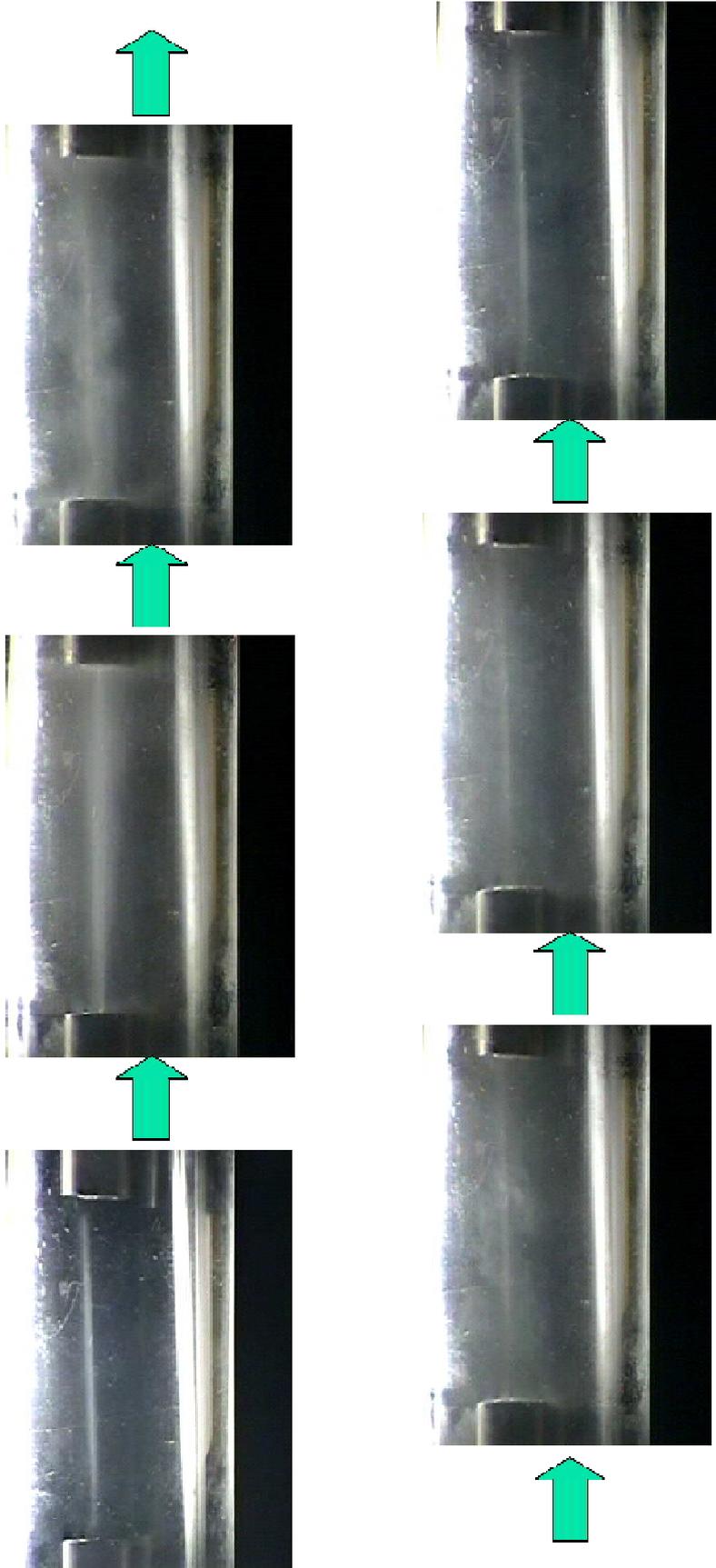


Fig.26 Maximum burning pressure

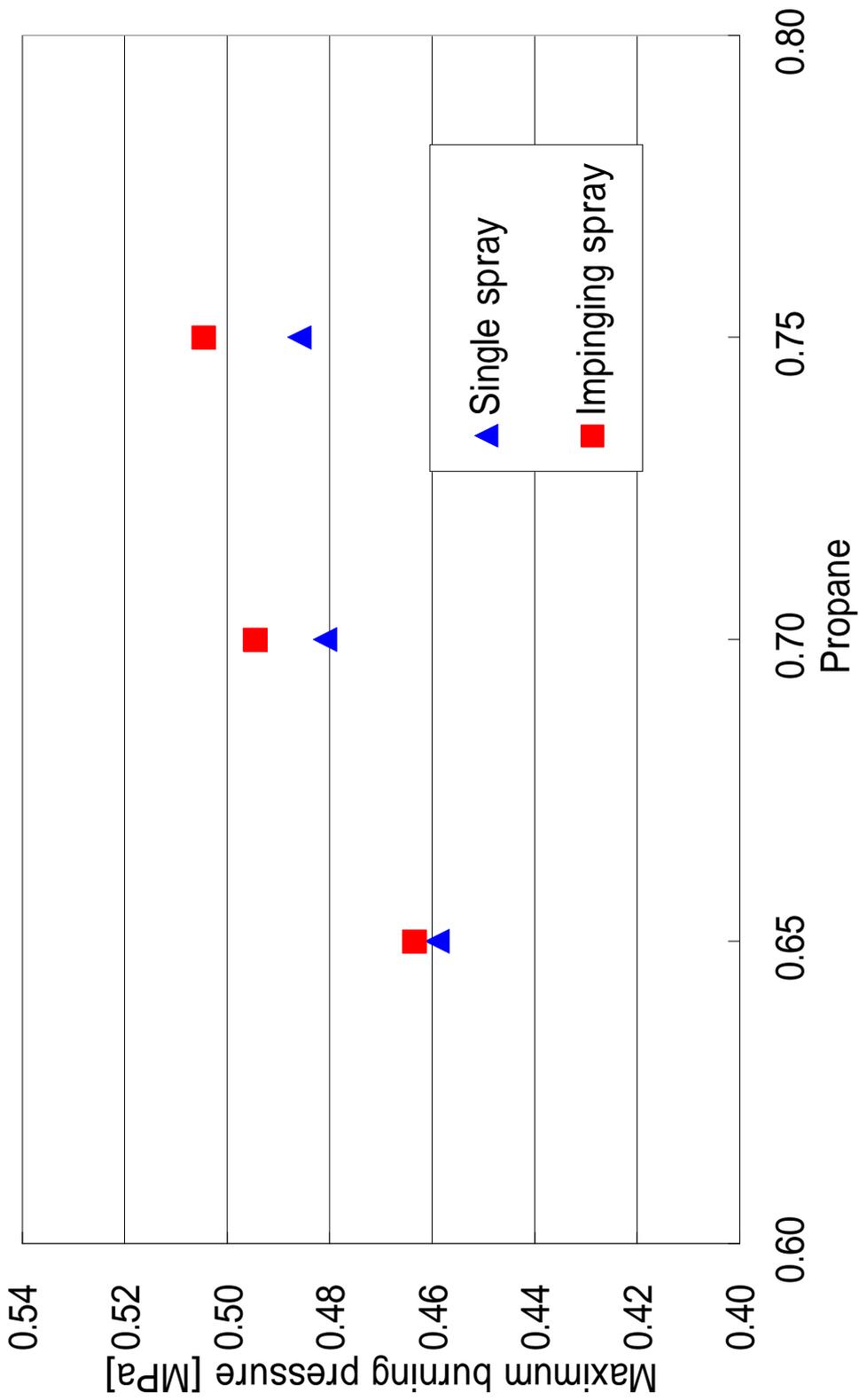
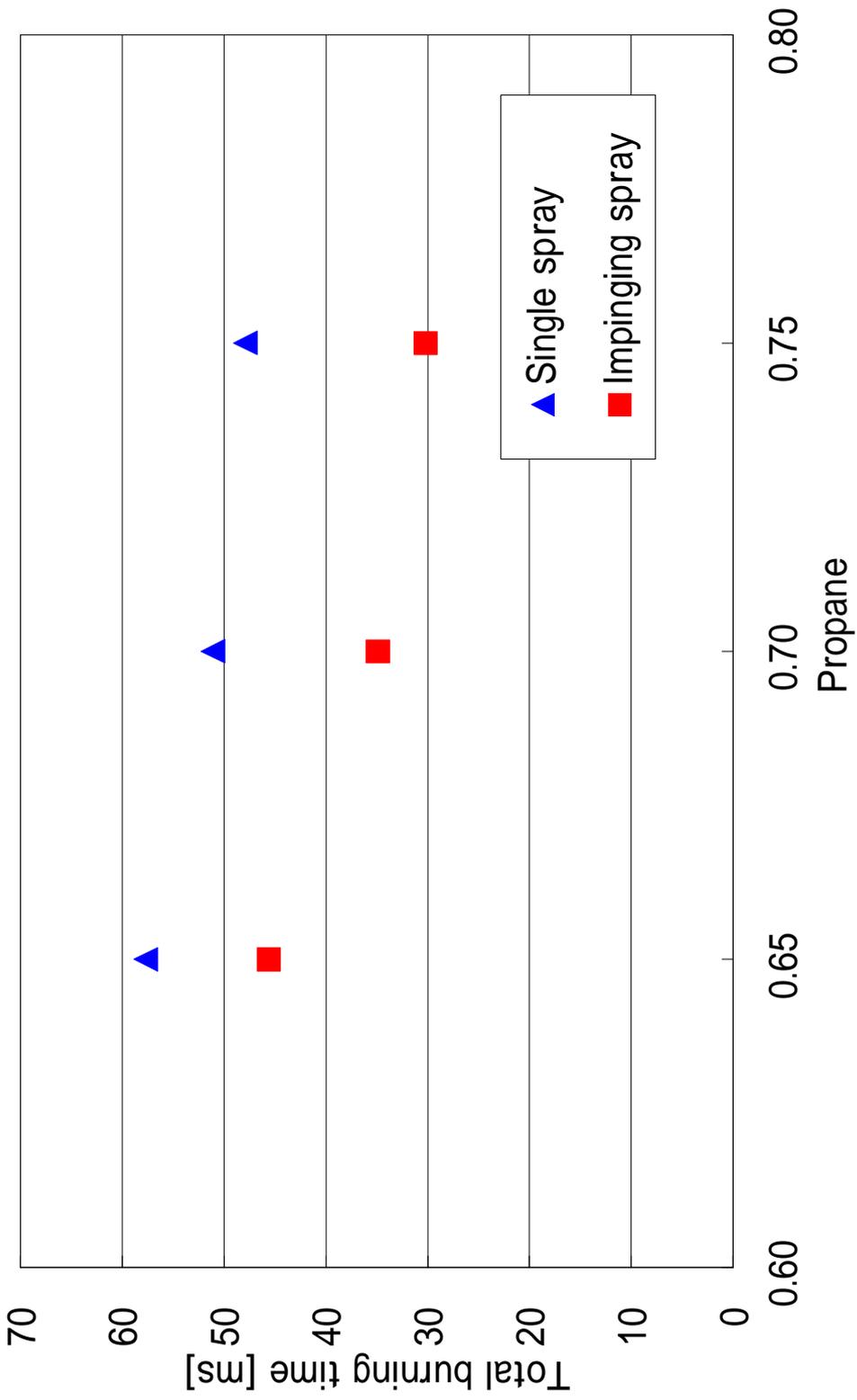


Fig.27 Total burning time



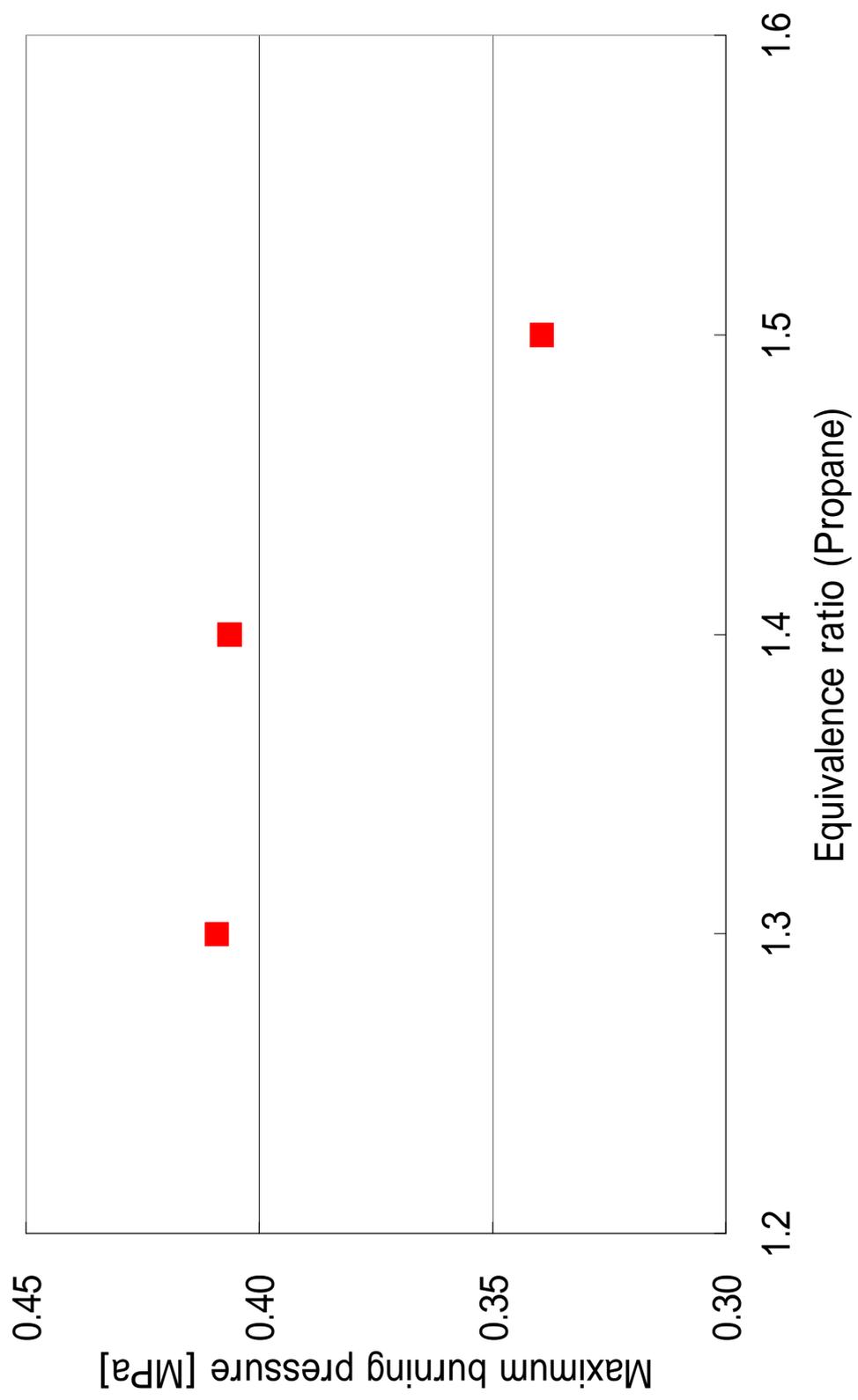


Fig.28 Maximum burning pressure (1atm, Propane)

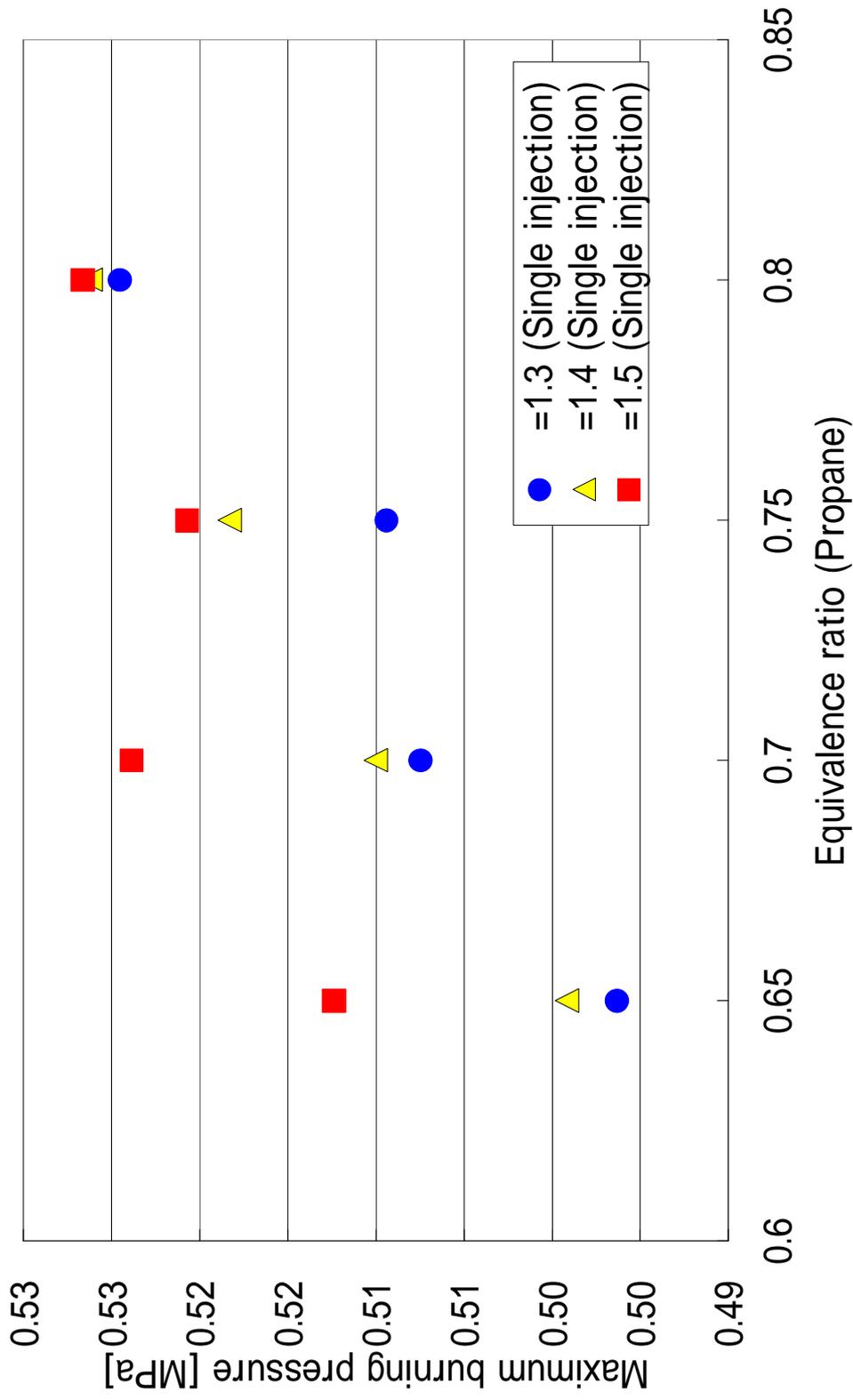
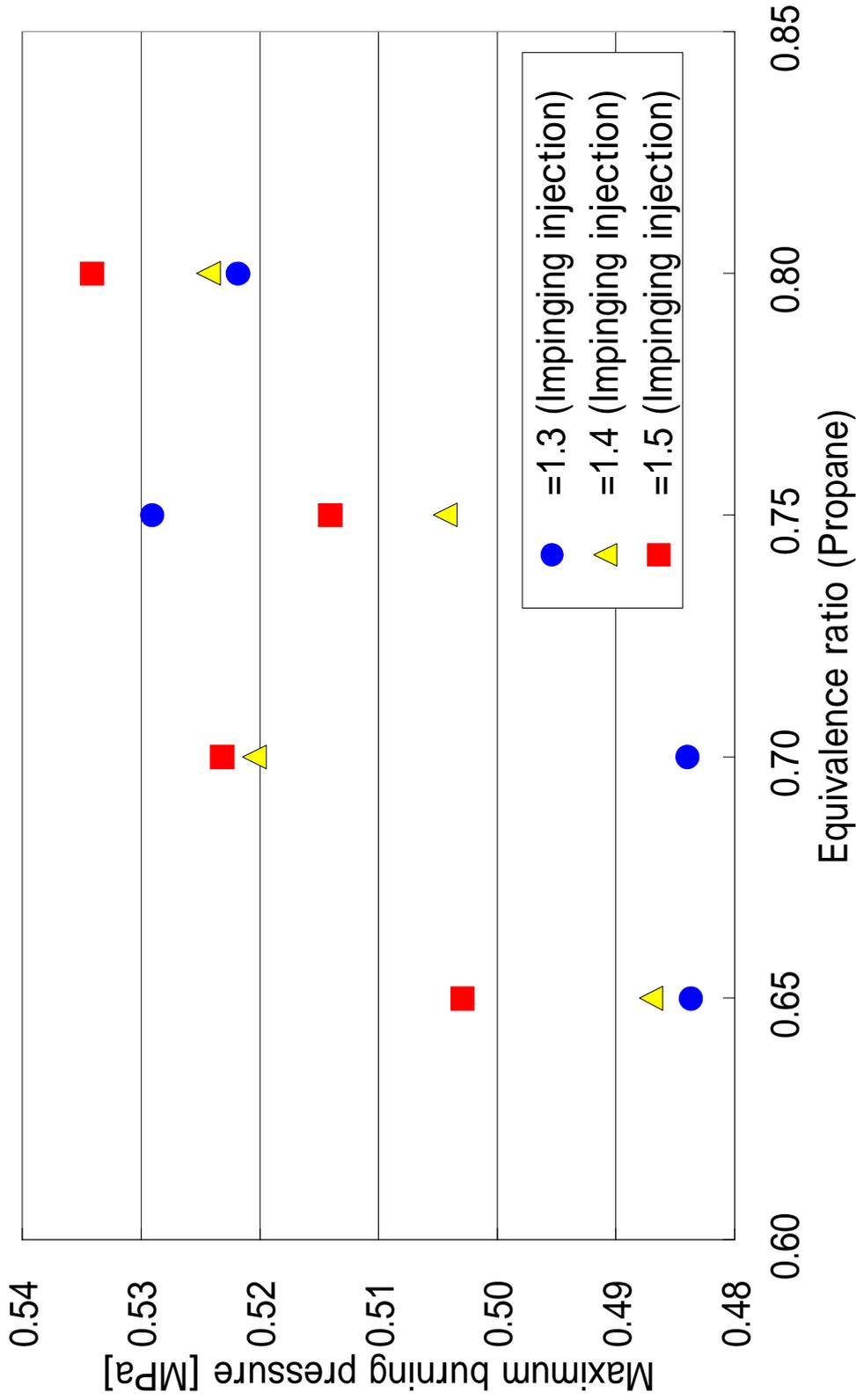


Fig.30 Maximum burning pressure (1atm, Impinging injection)



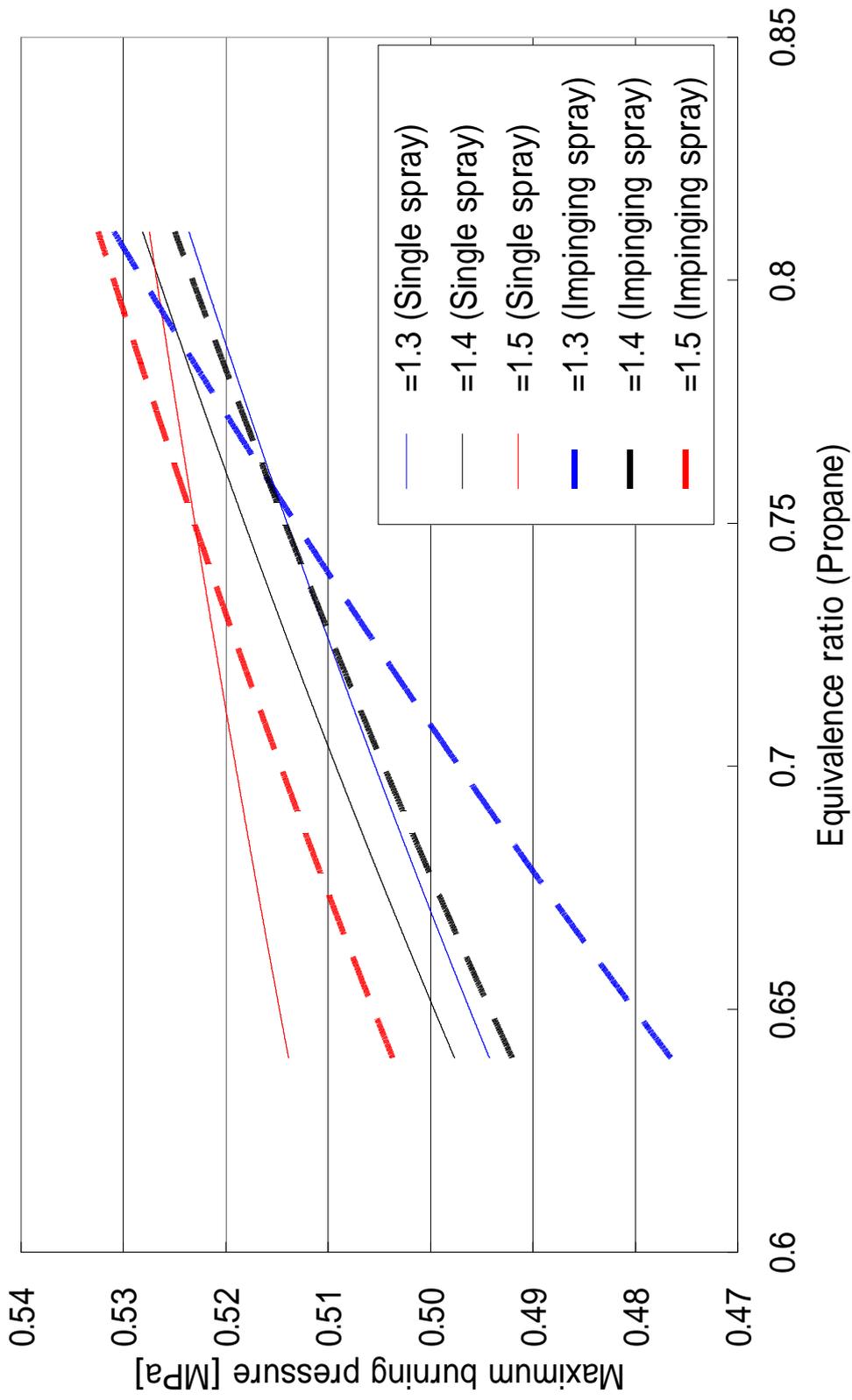


Fig.32 Maximum burning pressure (2atm, Propane)

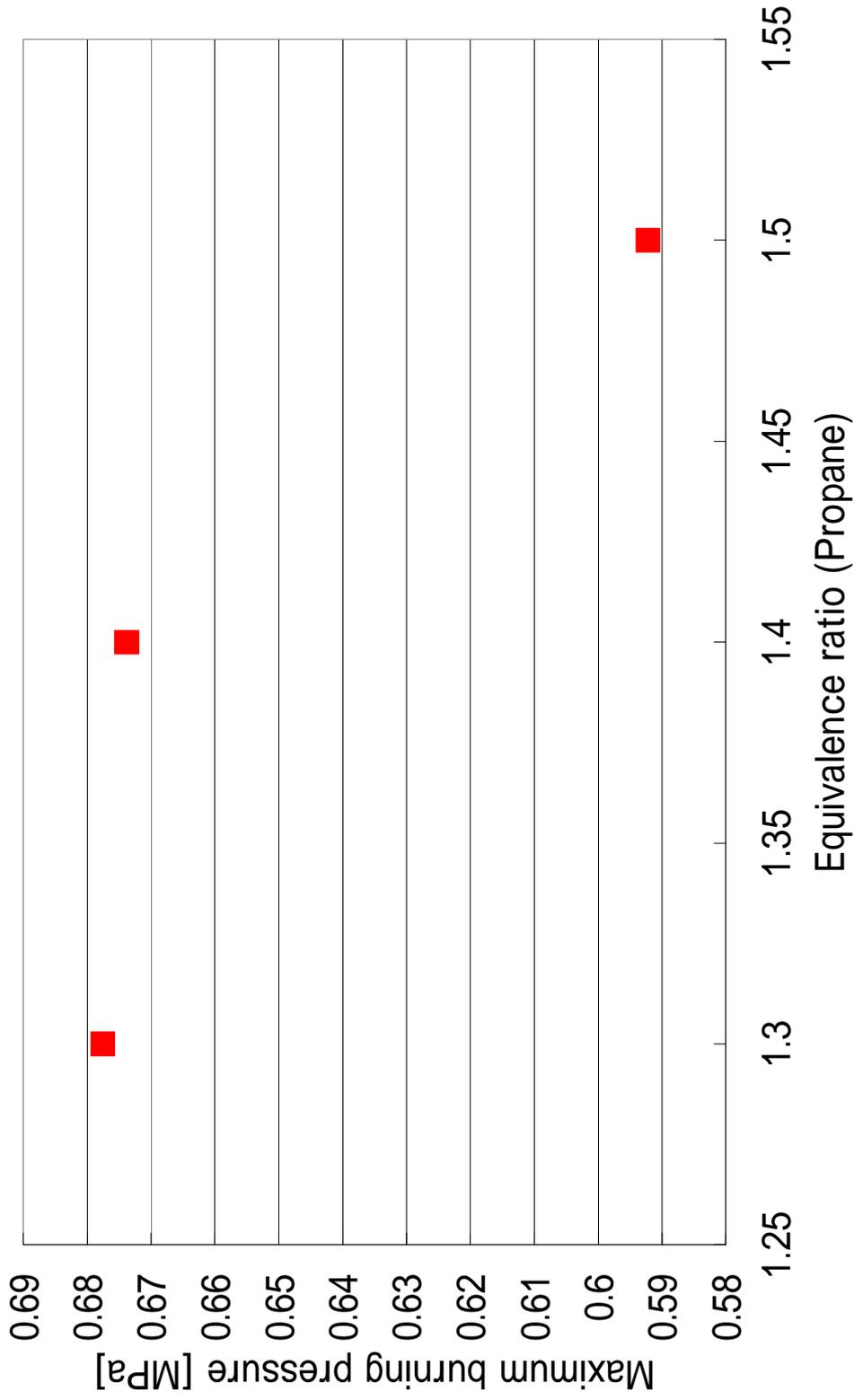
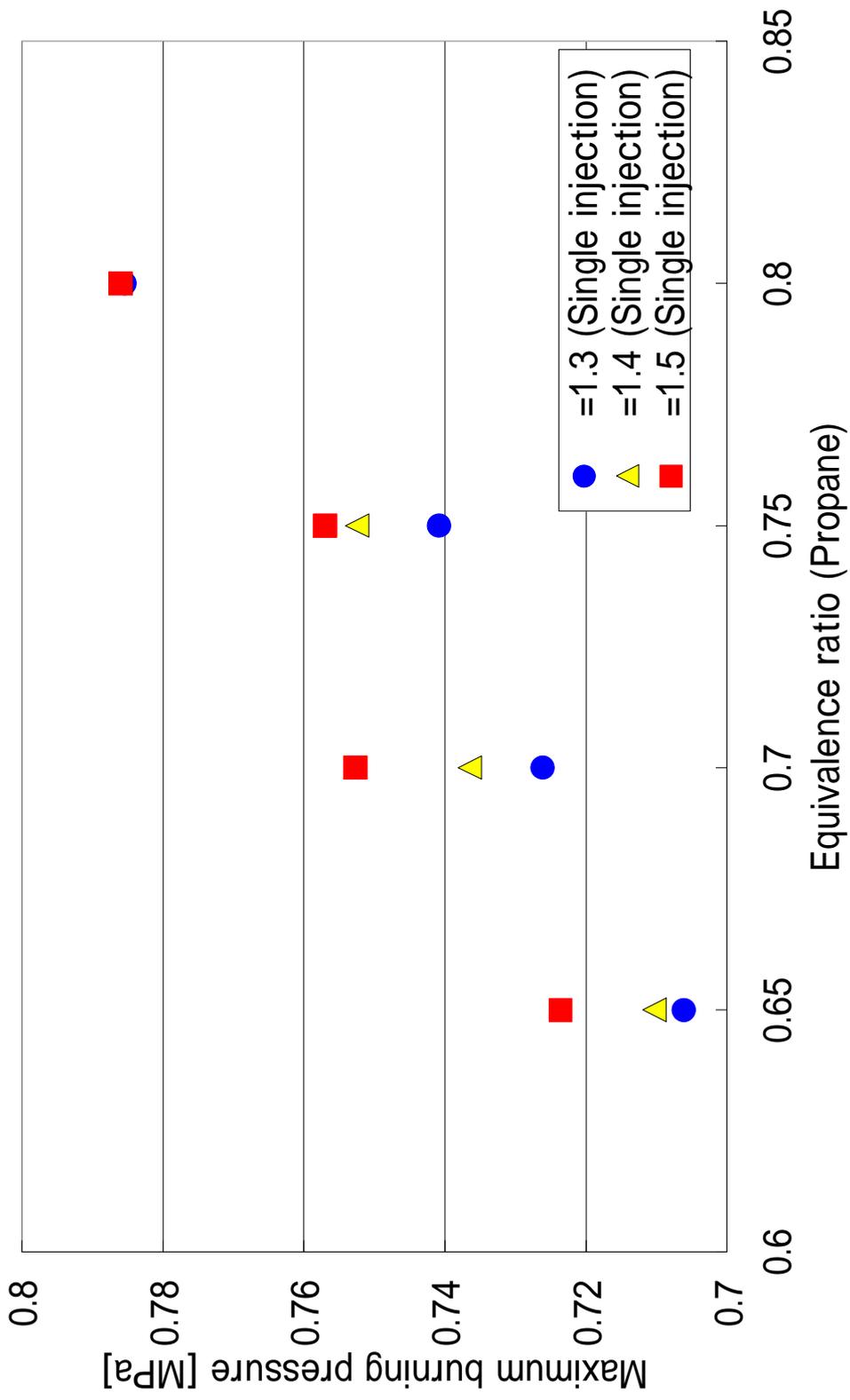


Fig.33 Maximum burning pressure (2atm, Single injection)



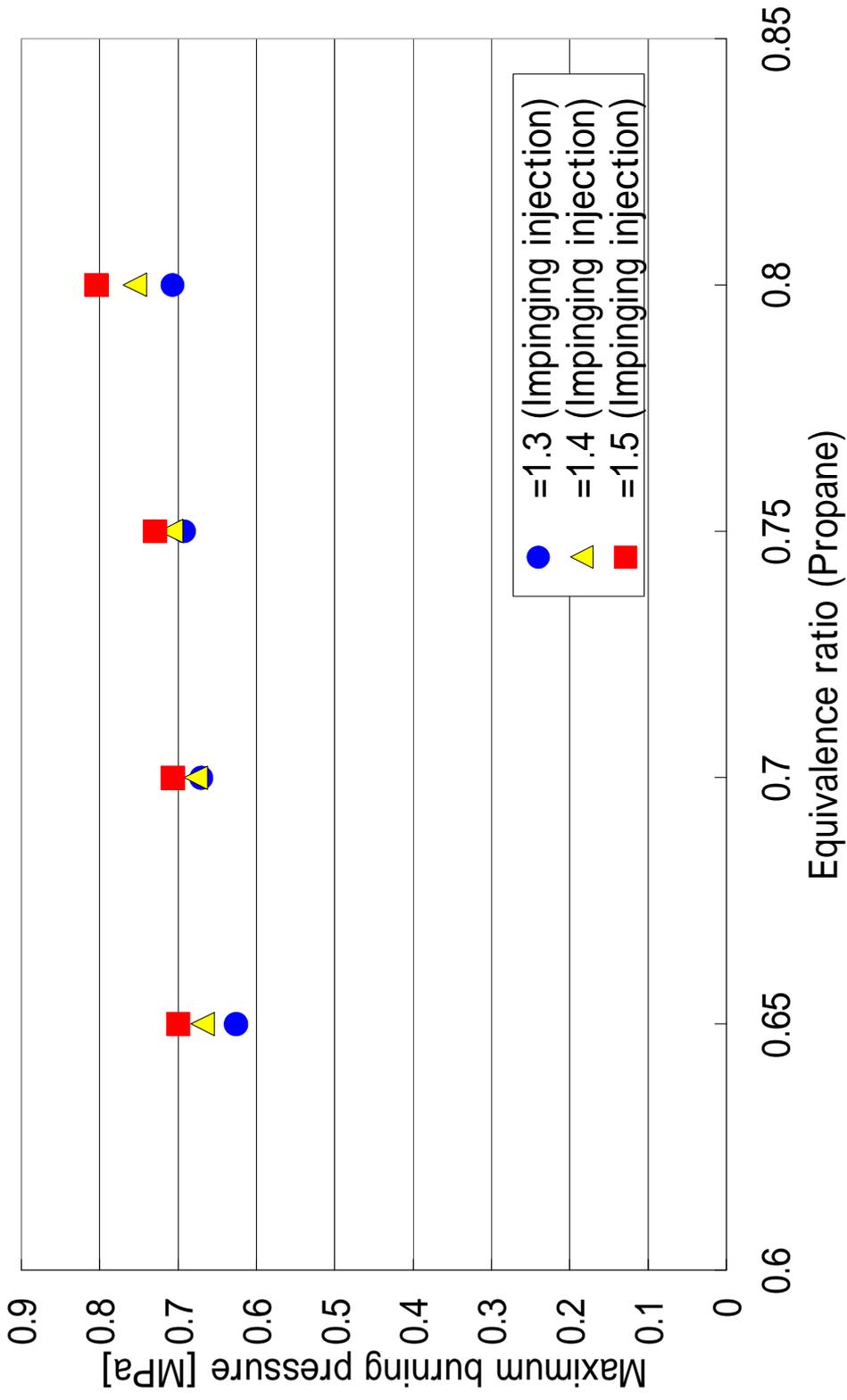


Fig.34 Maximum burning pressure (2atm, Impinging injection)

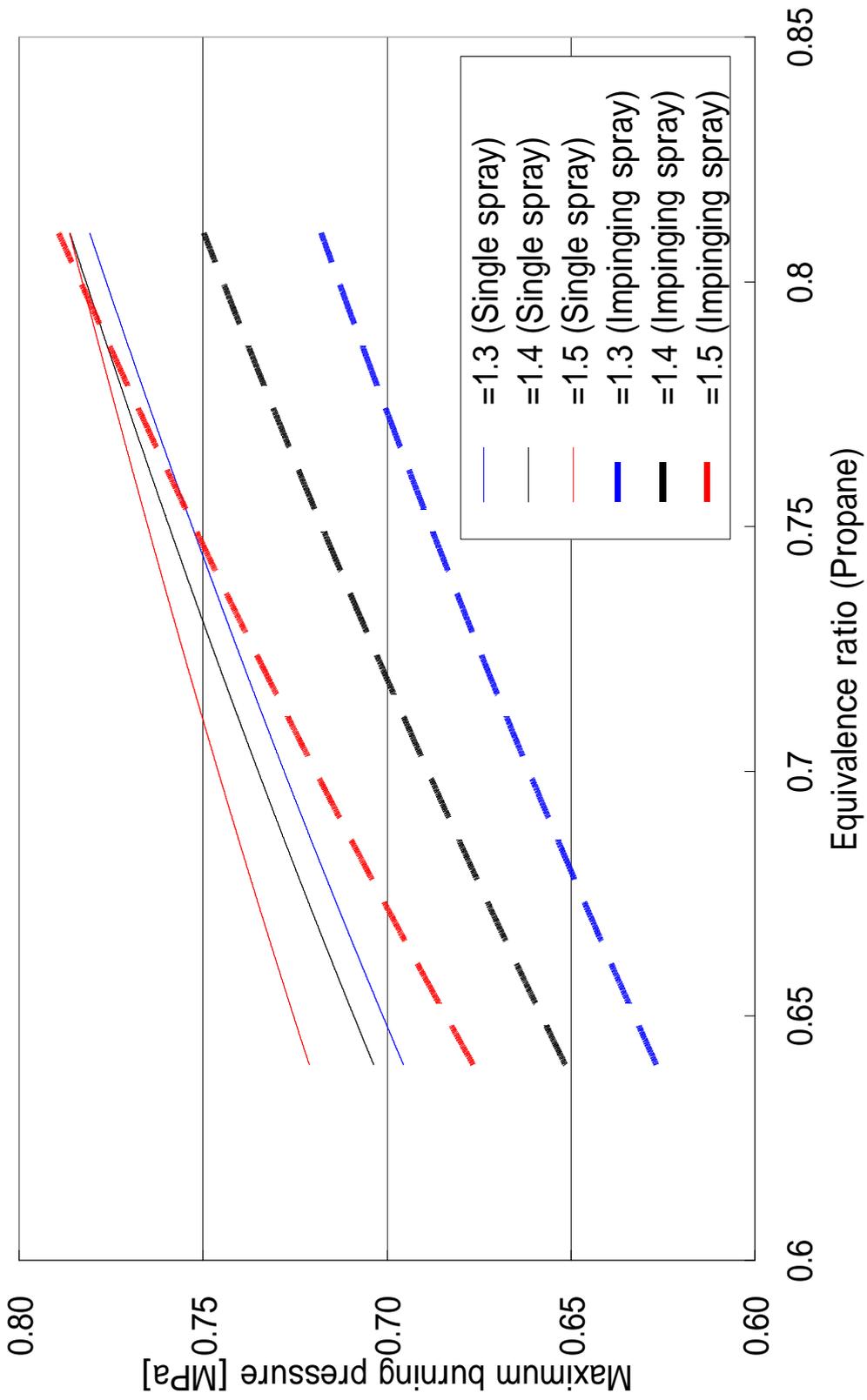


Fig. 35 Maximum burning pressure (2atm)

Fig.36 Total burning time (1atm, Propane)

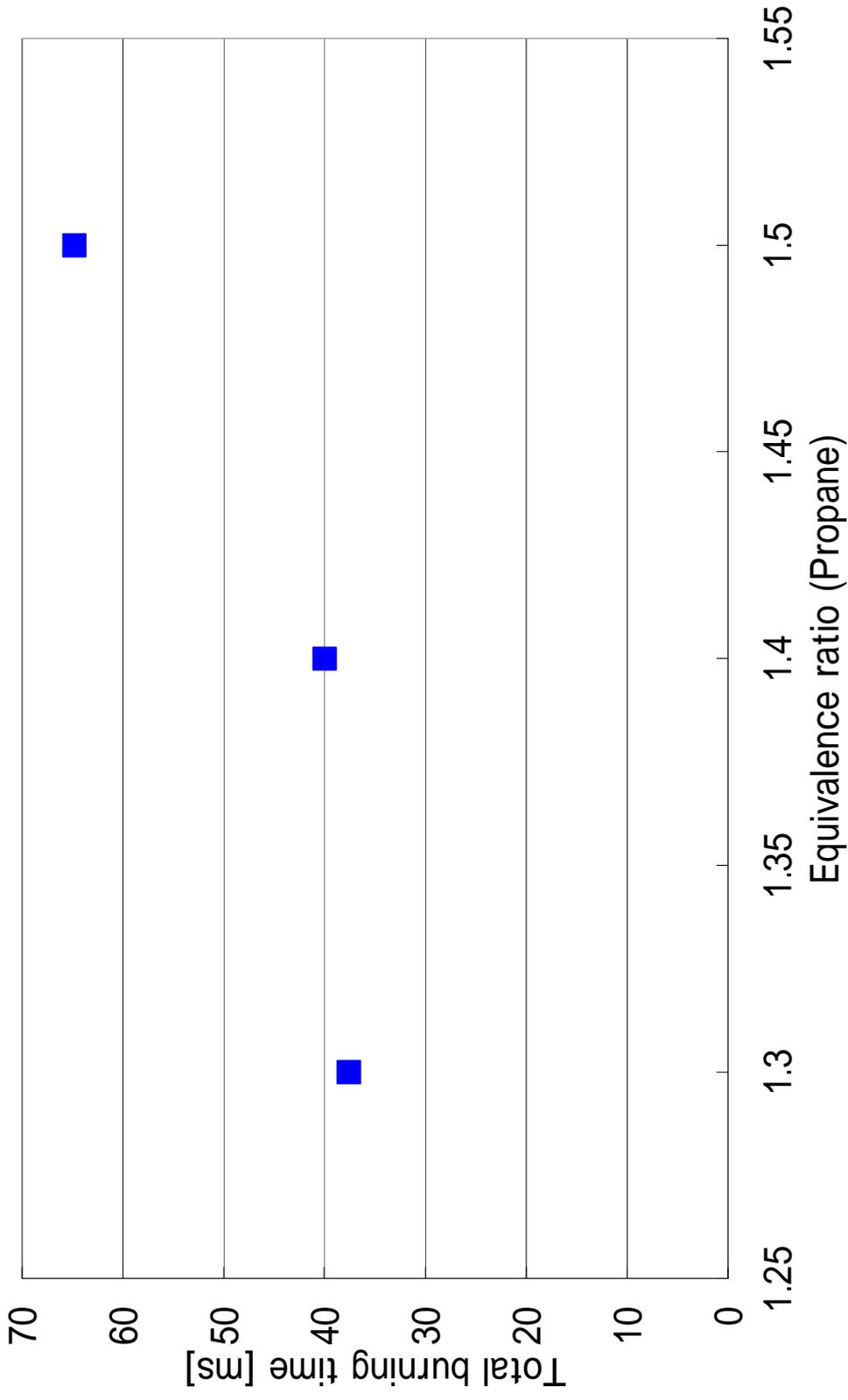


Fig.37 Total burning time (1atm, Single injection)

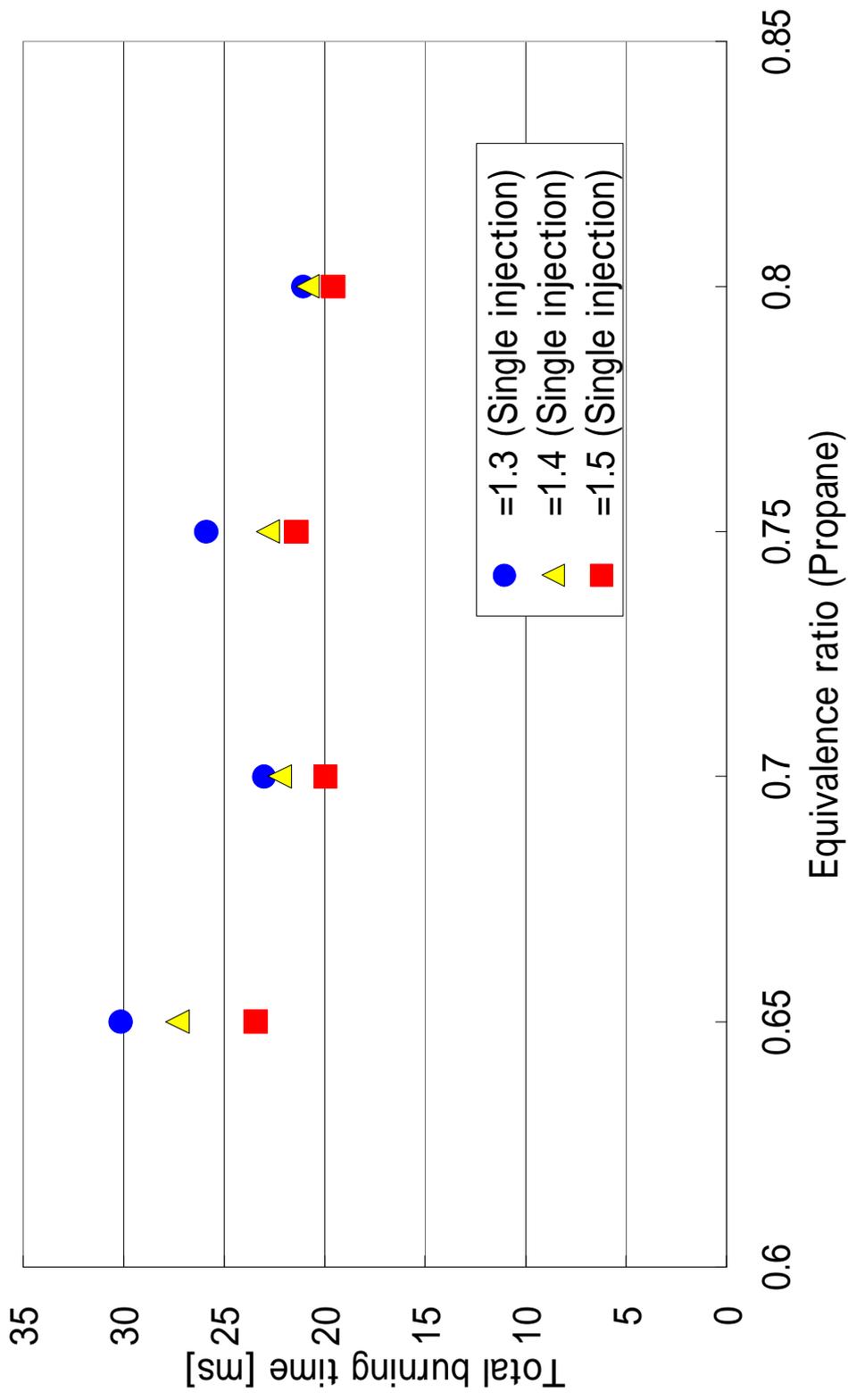
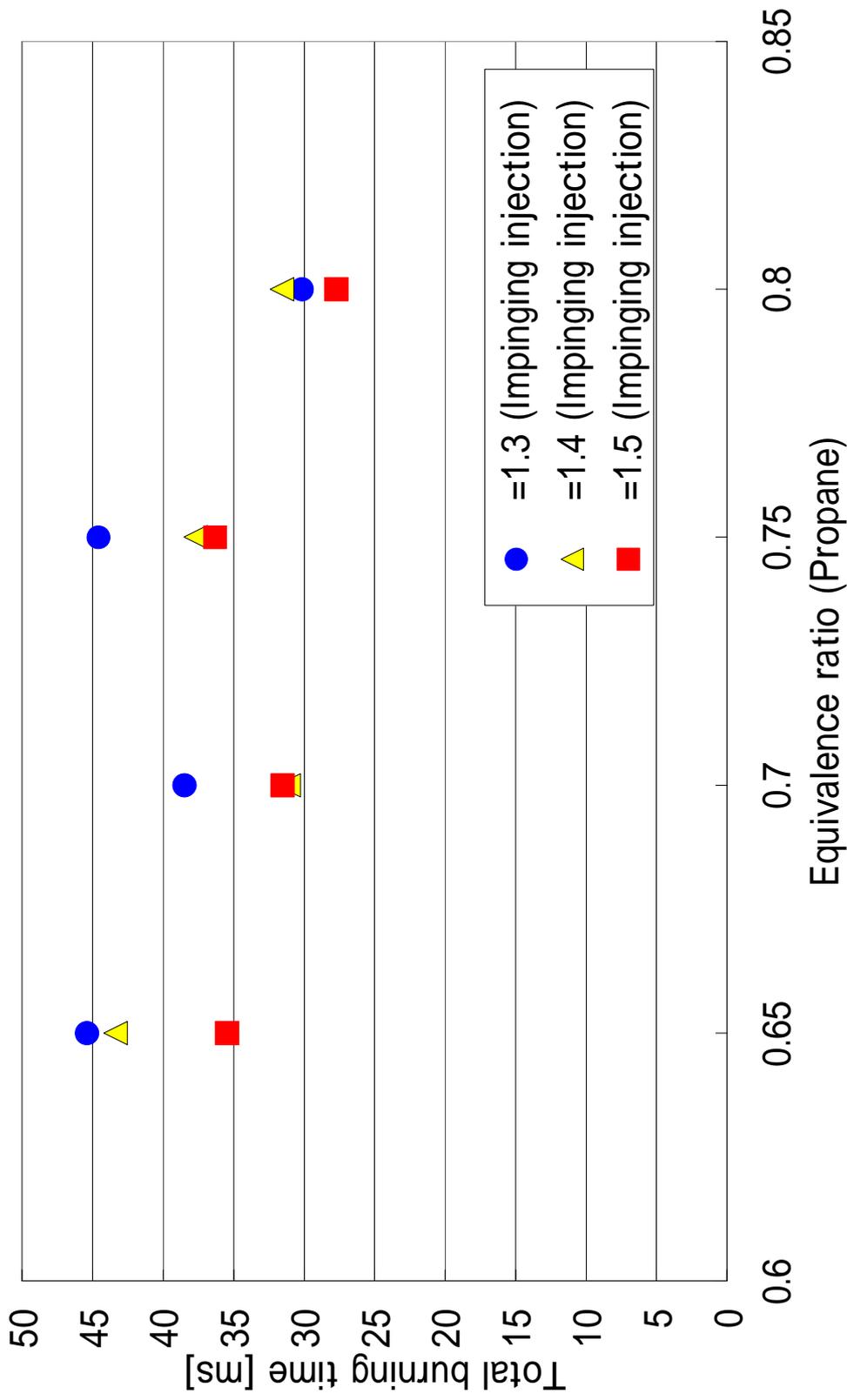


Fig.38 Total burning time (1atm, Impinging injection)



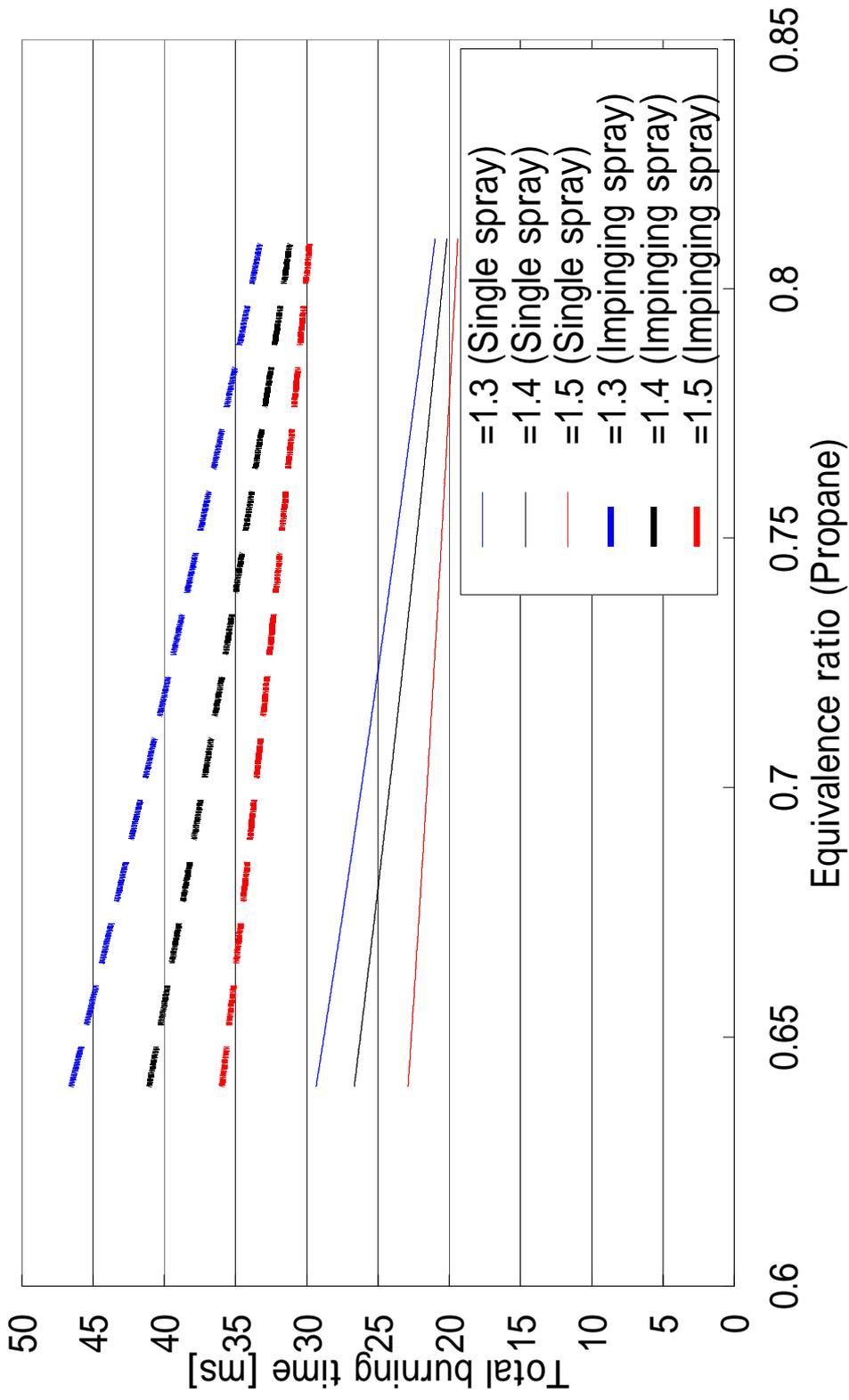


Fig.39 Total burning time (1atm)

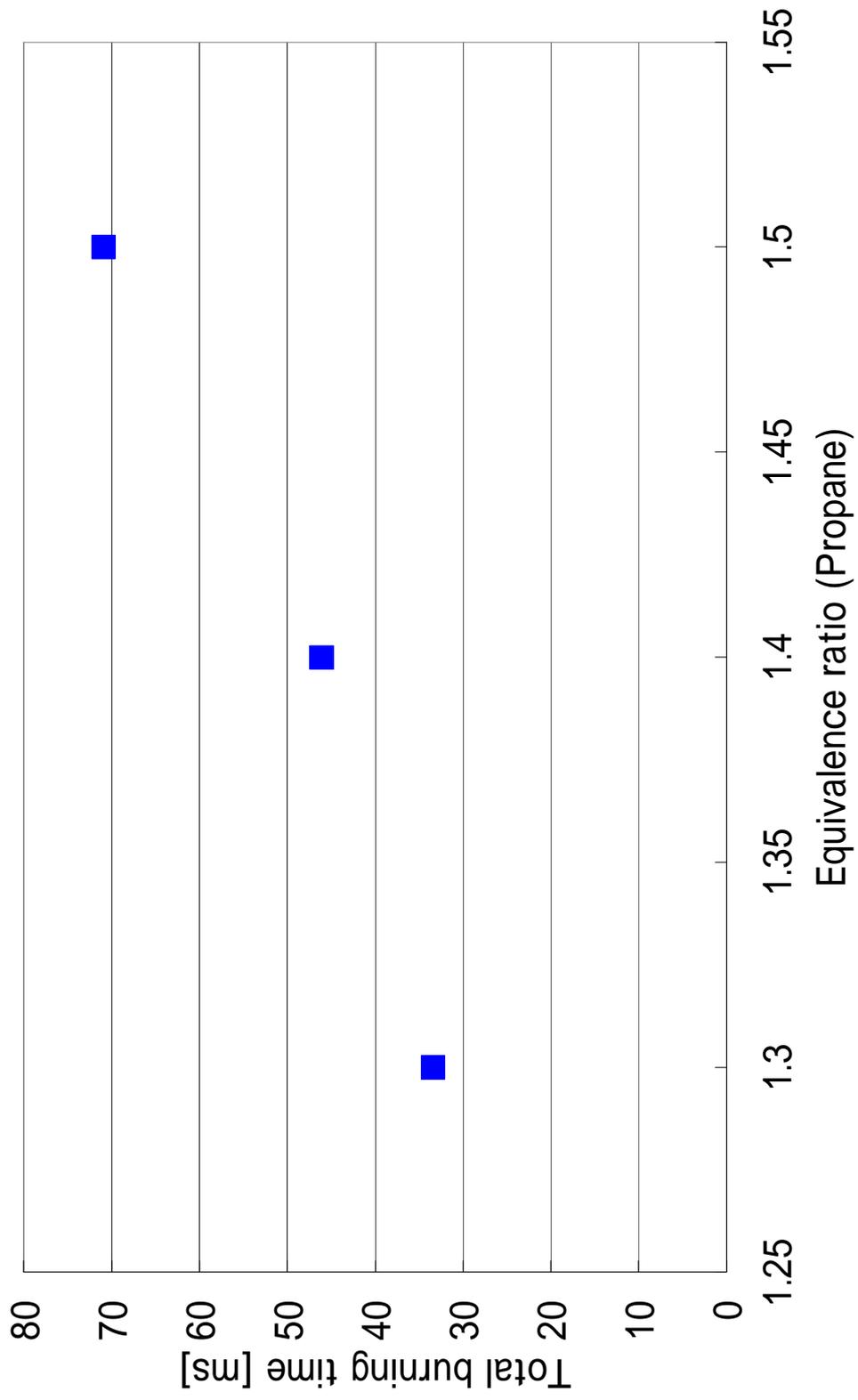


Fig.40 Total burning time (2atm、 Propane)

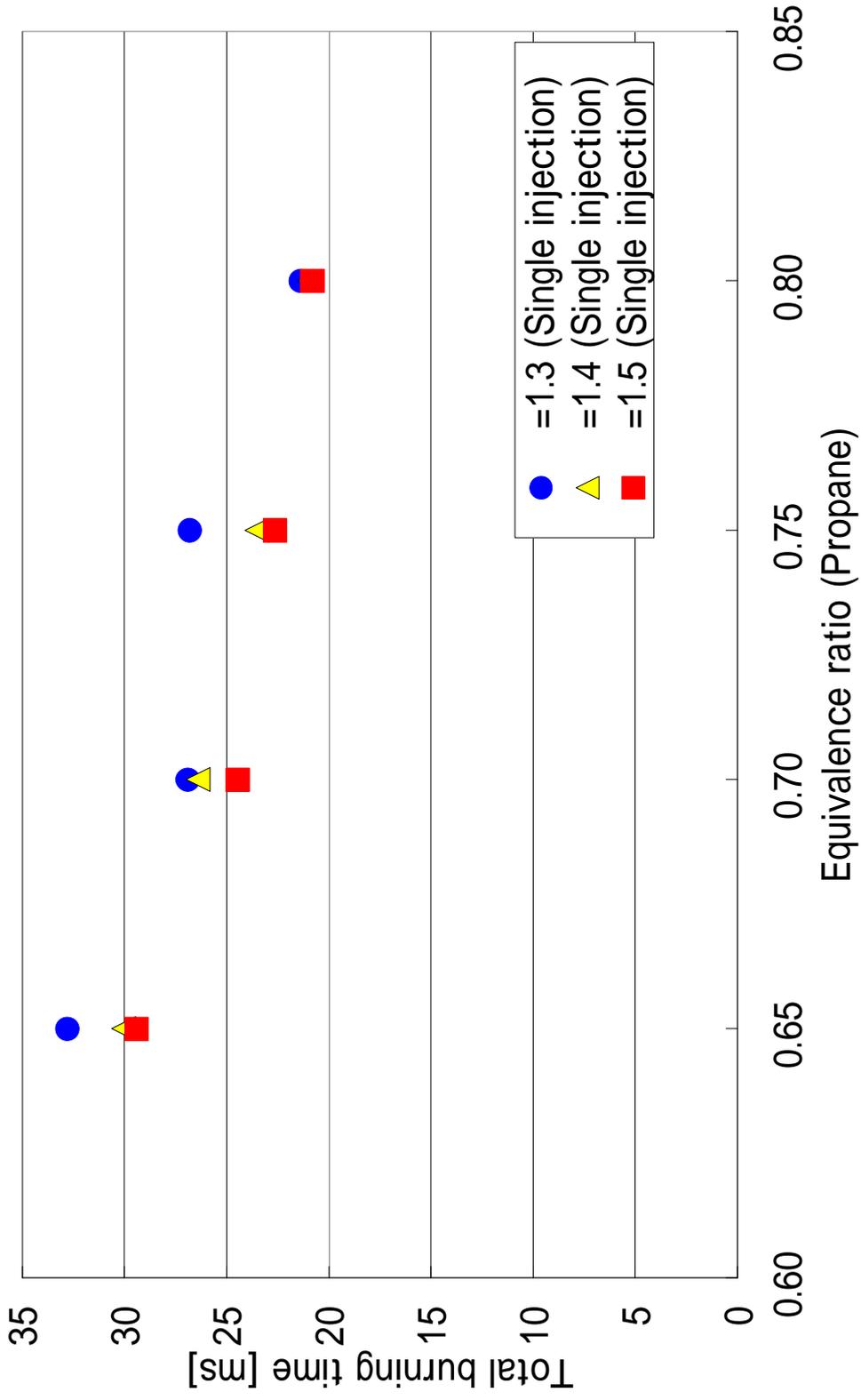


Fig.41 Total burning time (2atm, Single injection)

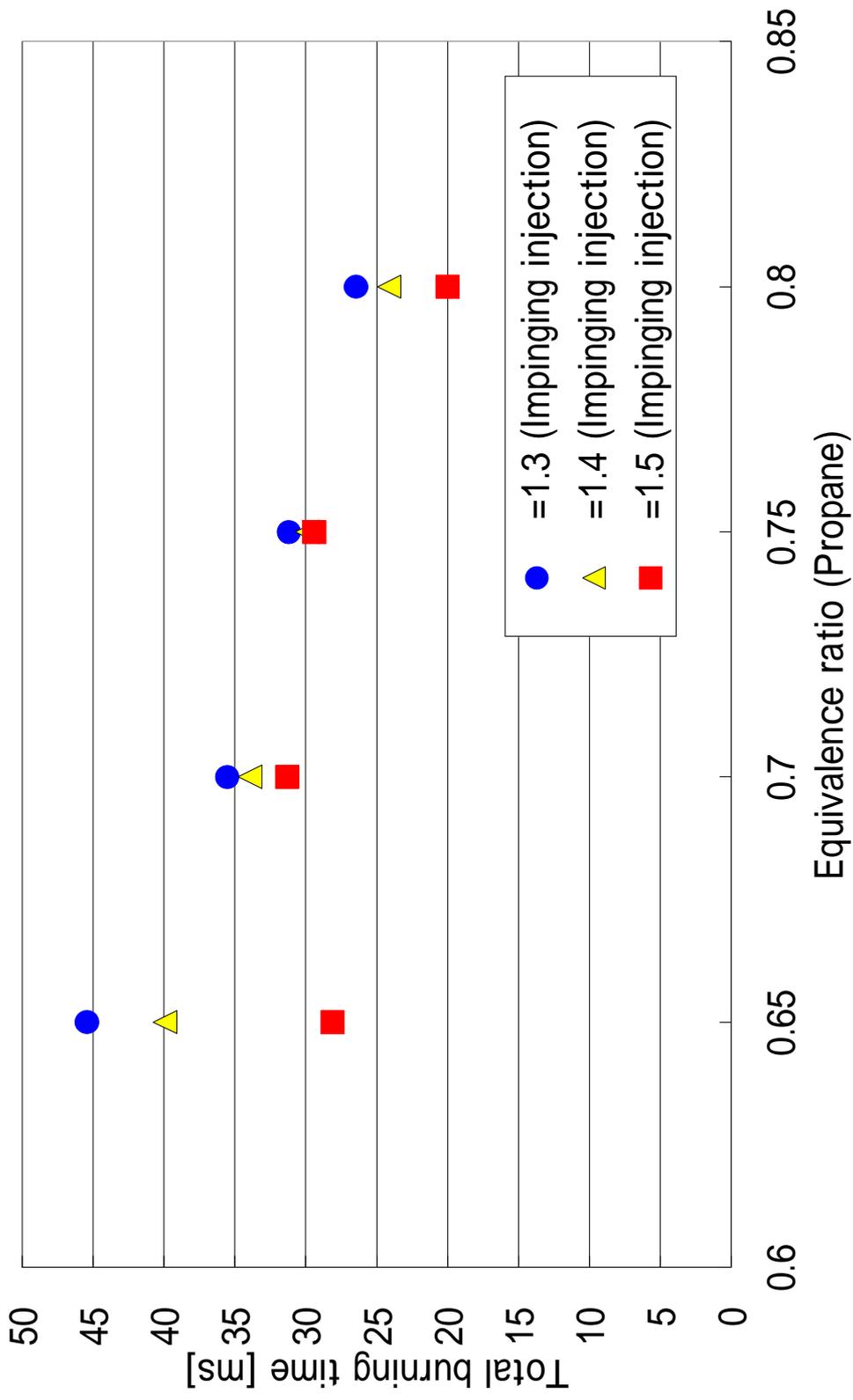


Fig.42 Total burning time (2atm、 Impinging injection)

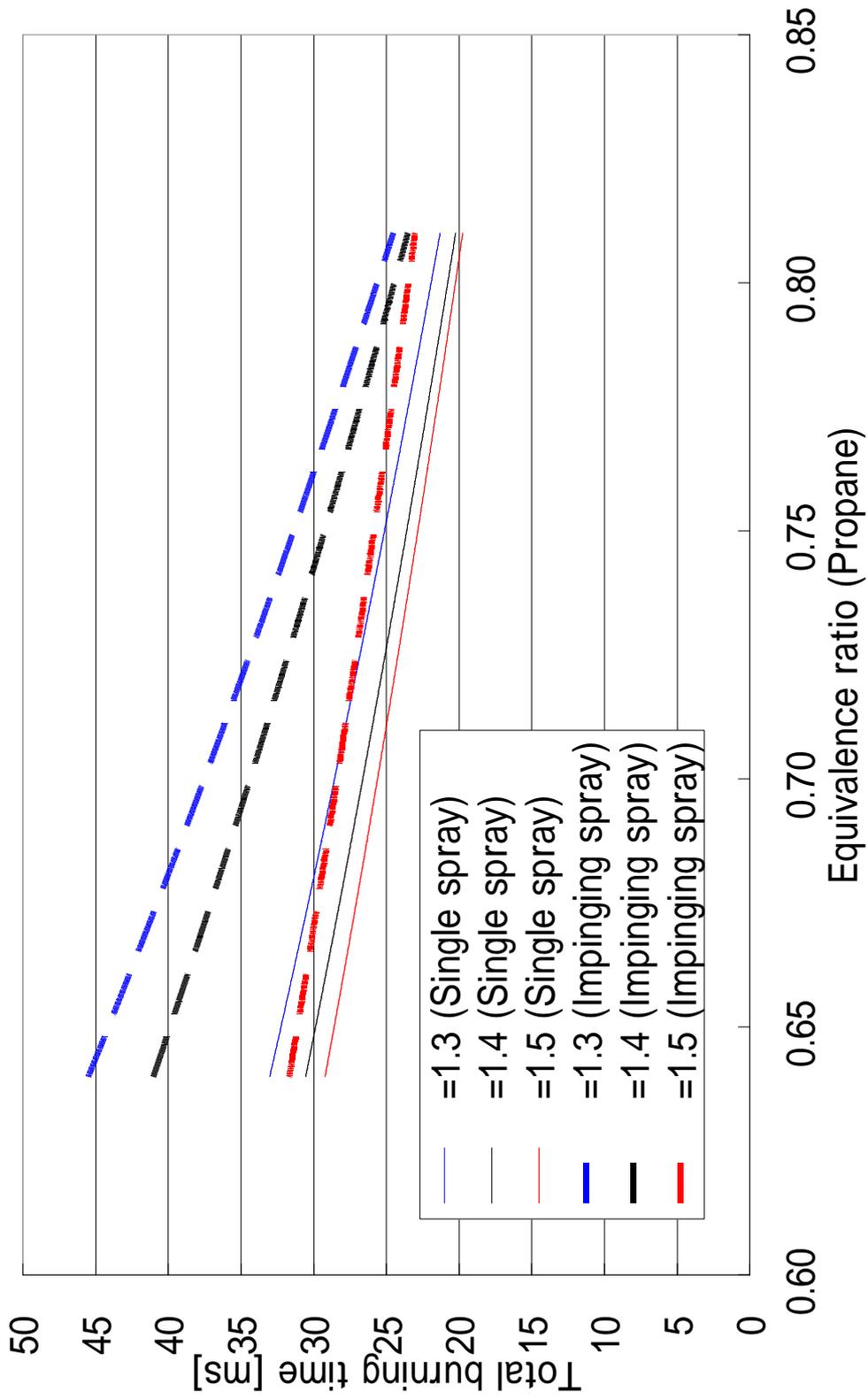


Fig.43 Total burning time (2atm)

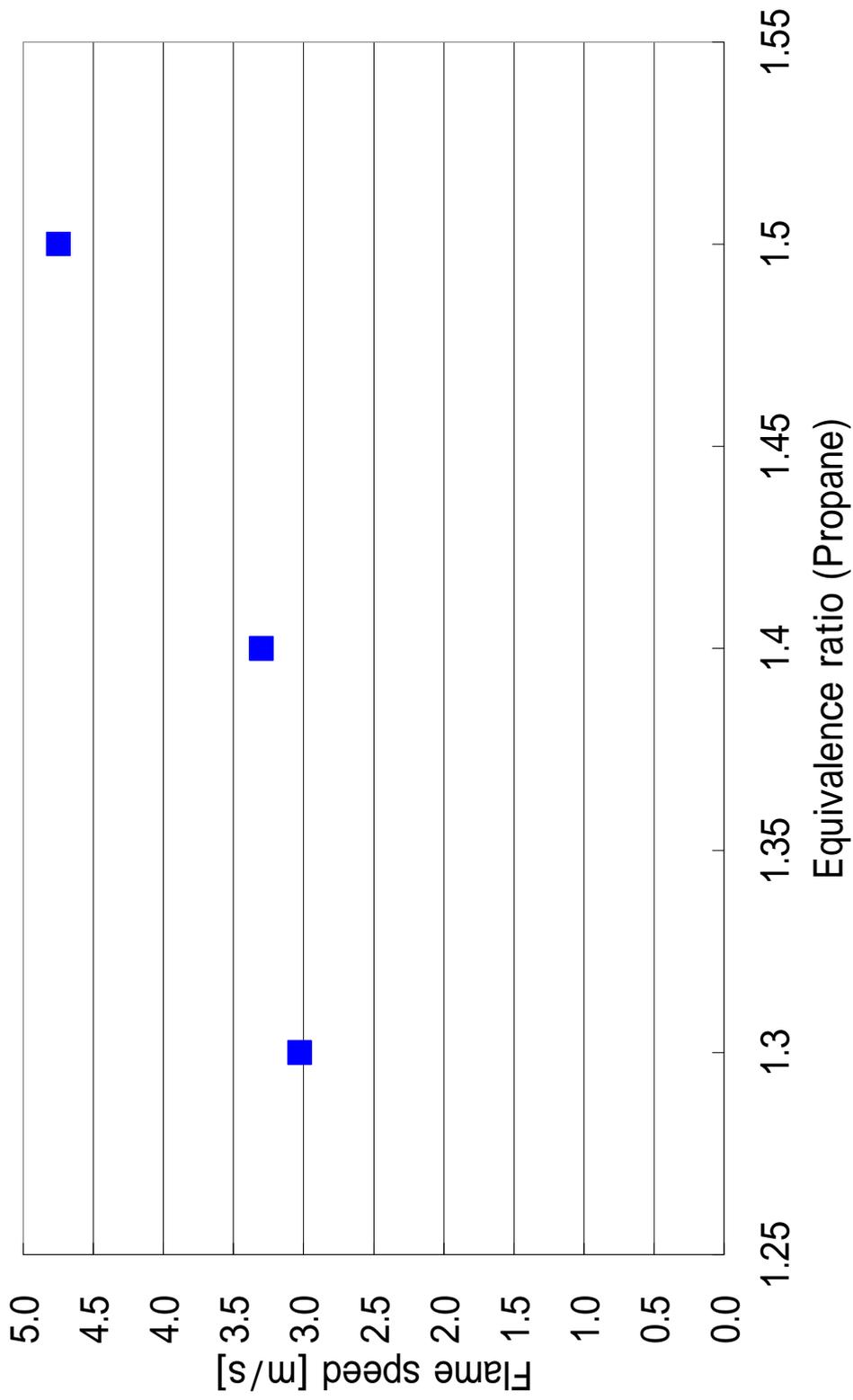


Fig.44 Flame speed (1atm、 Propane)

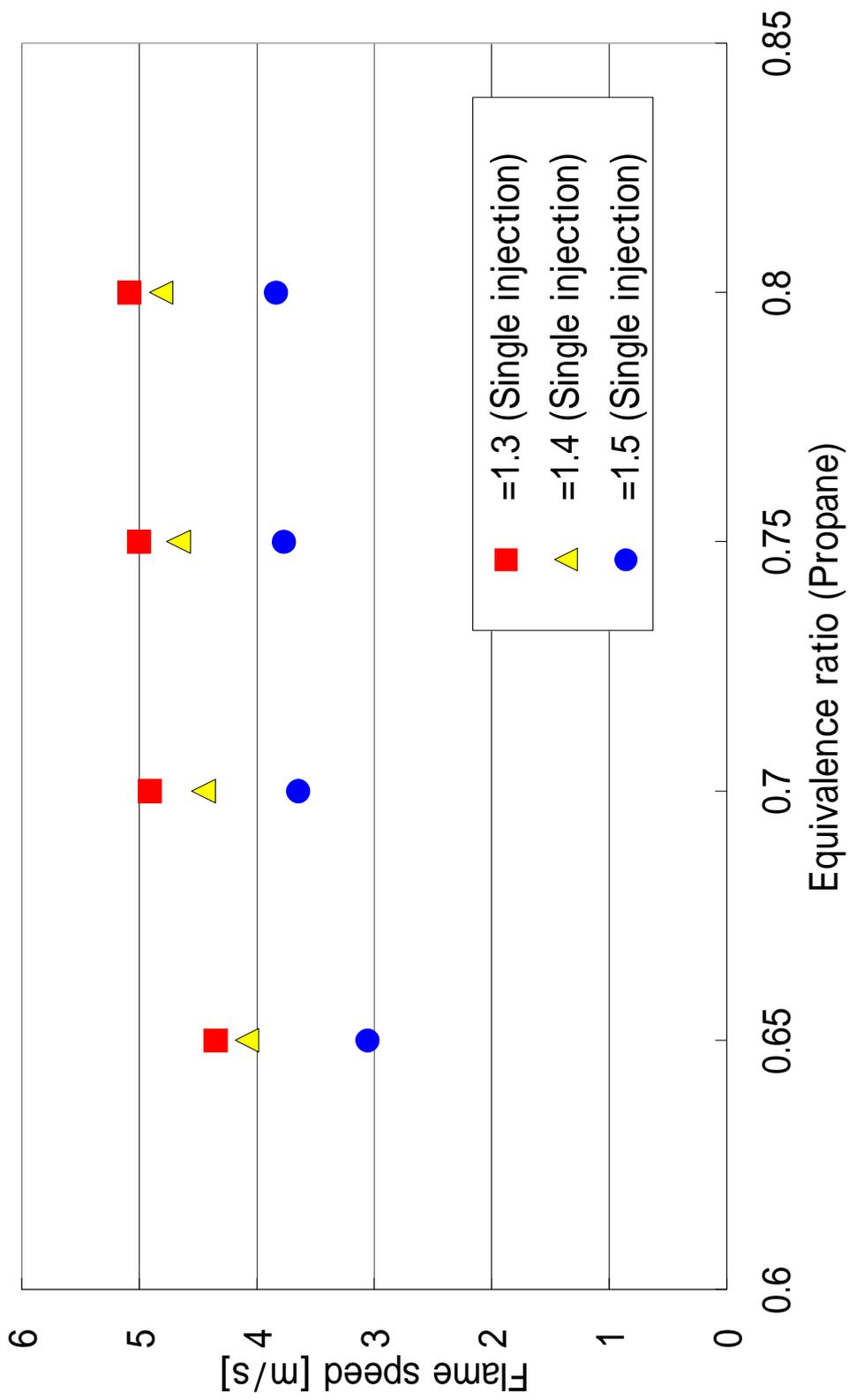


Fig.45 Flame speed (1 atm, Single injection)

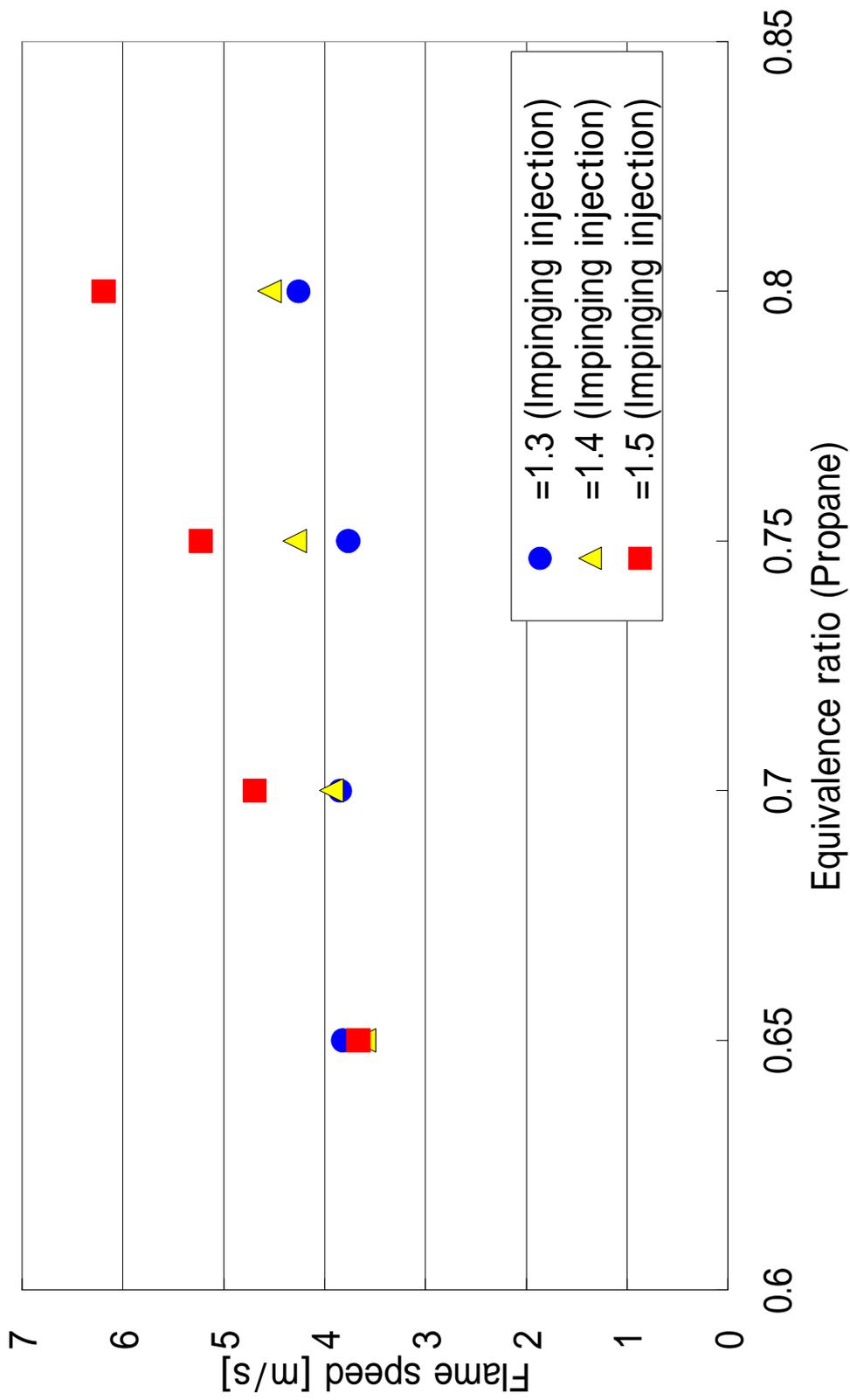


Fig.46 Flame speed (1atm、 Impinging injection)

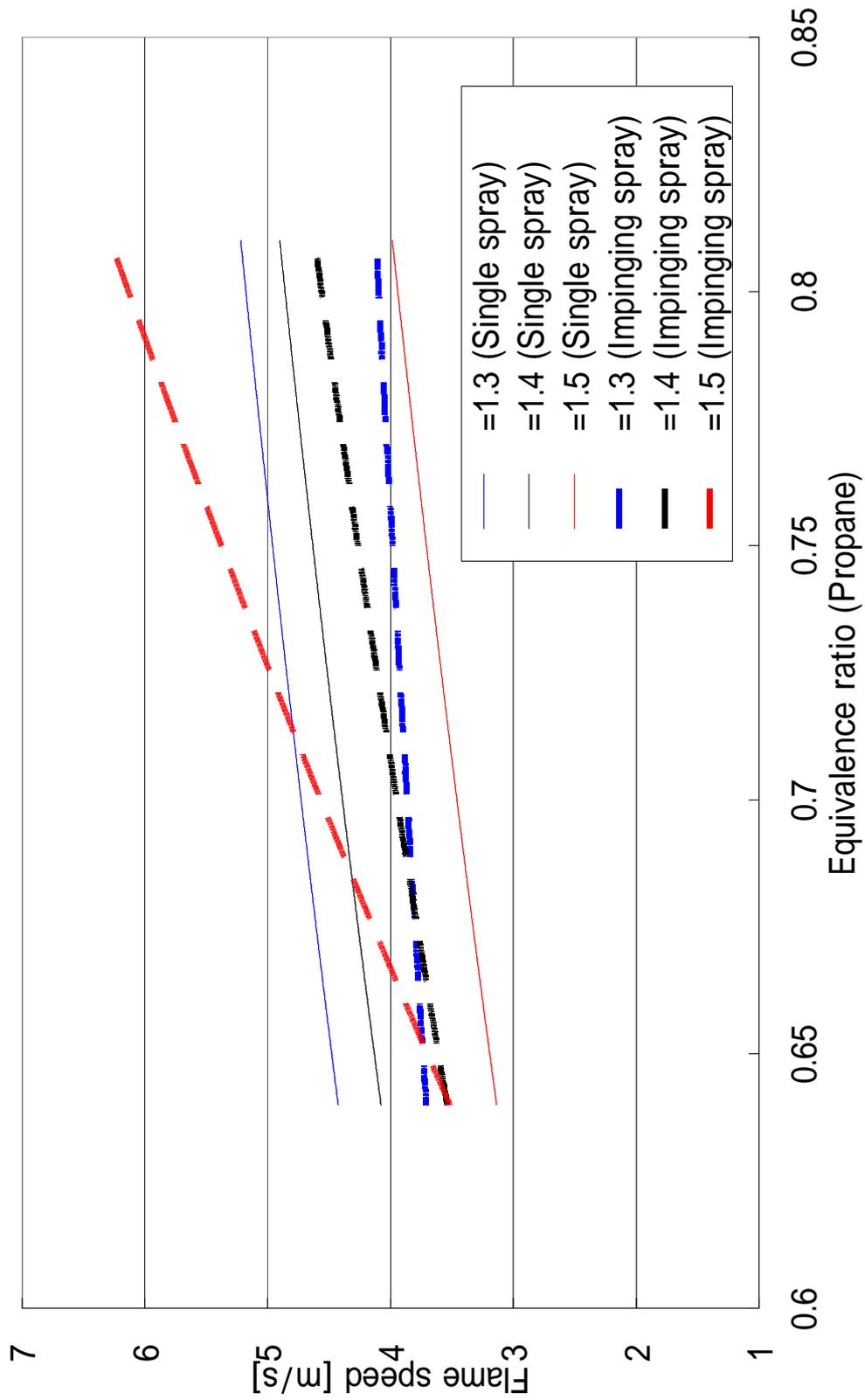


Fig.47 Flame speed (1atm)

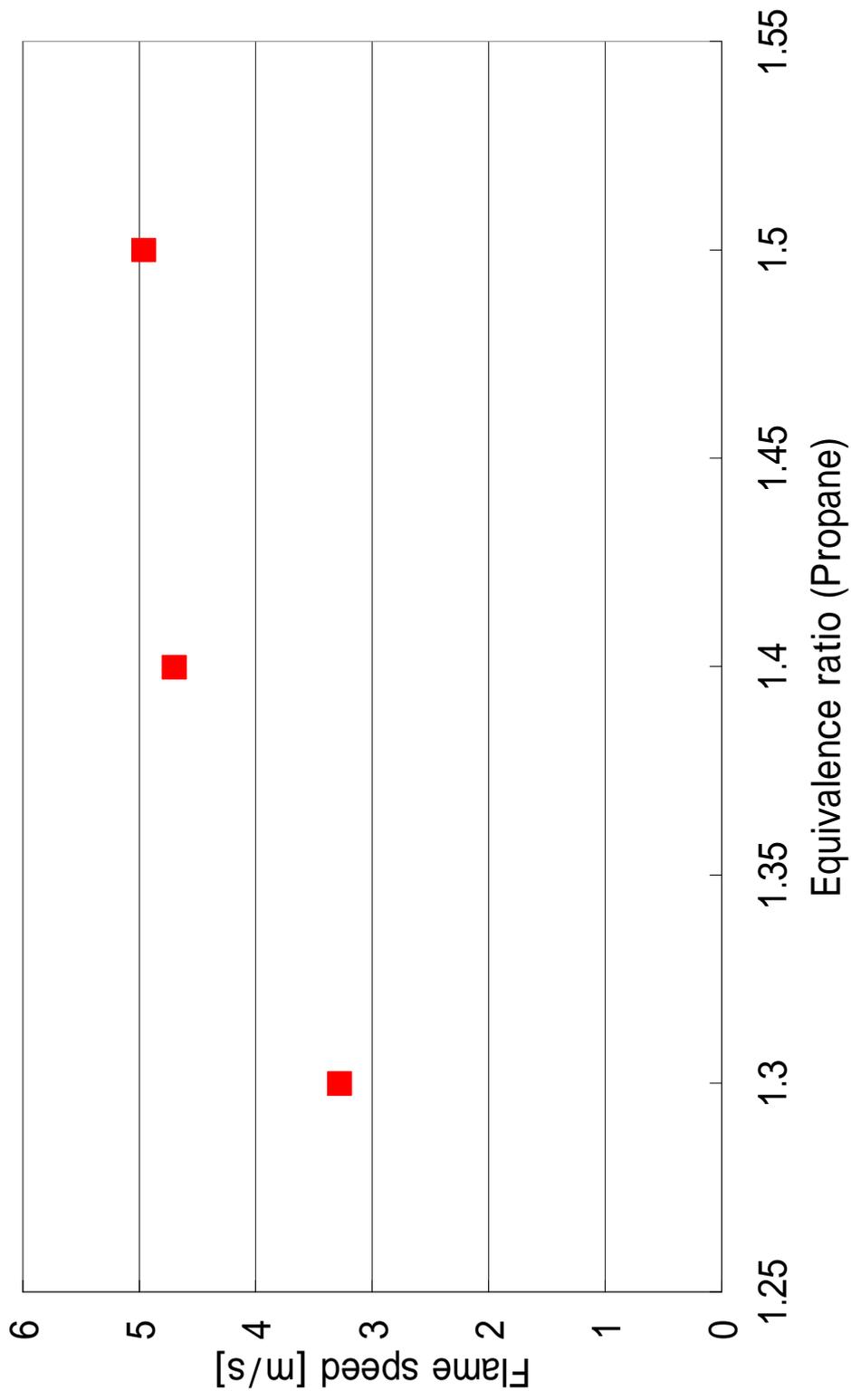


Fig.48 Flame speed (2atm、 Propane)

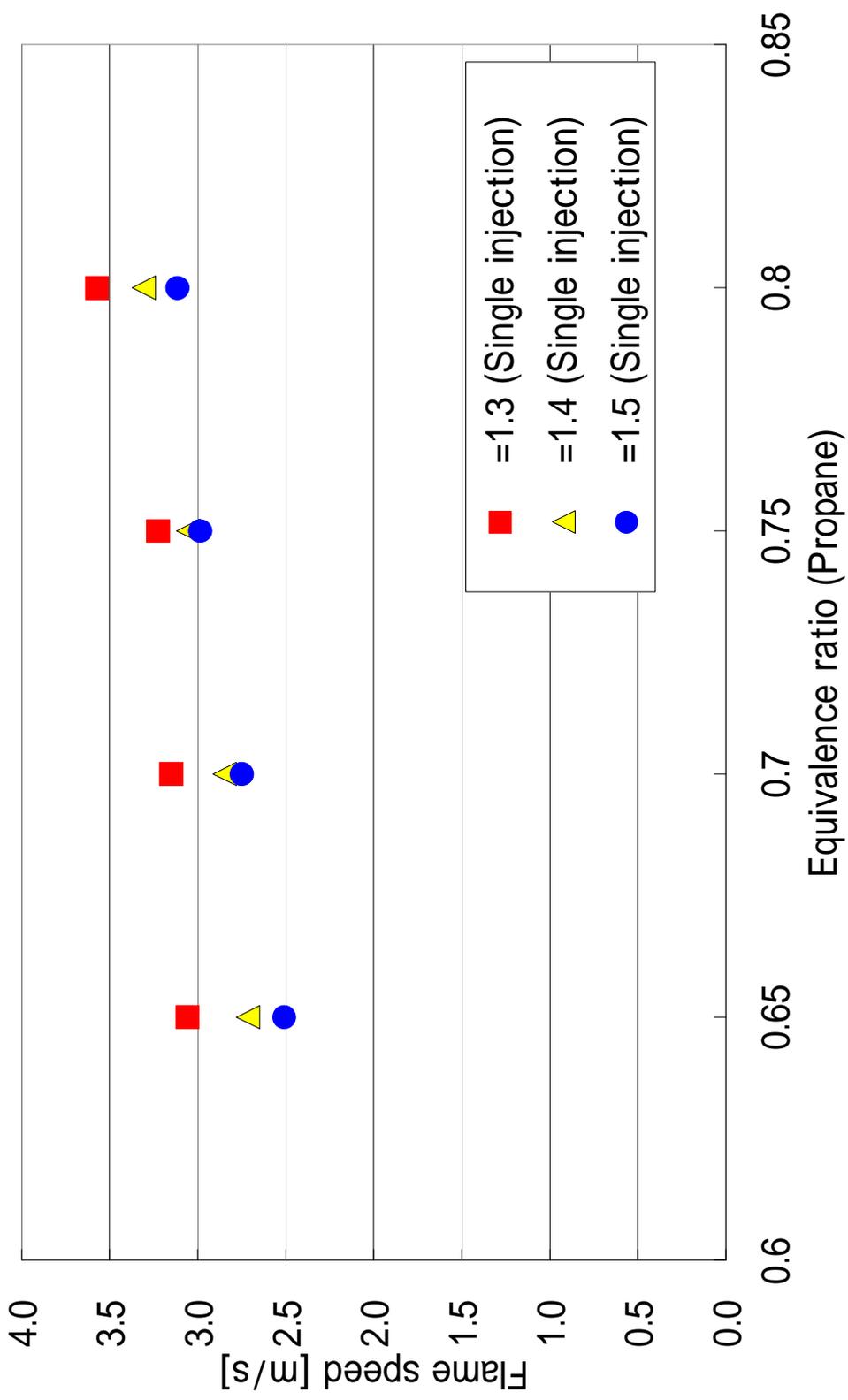


Fig.49 Flame speed (2atm、 Single injection)

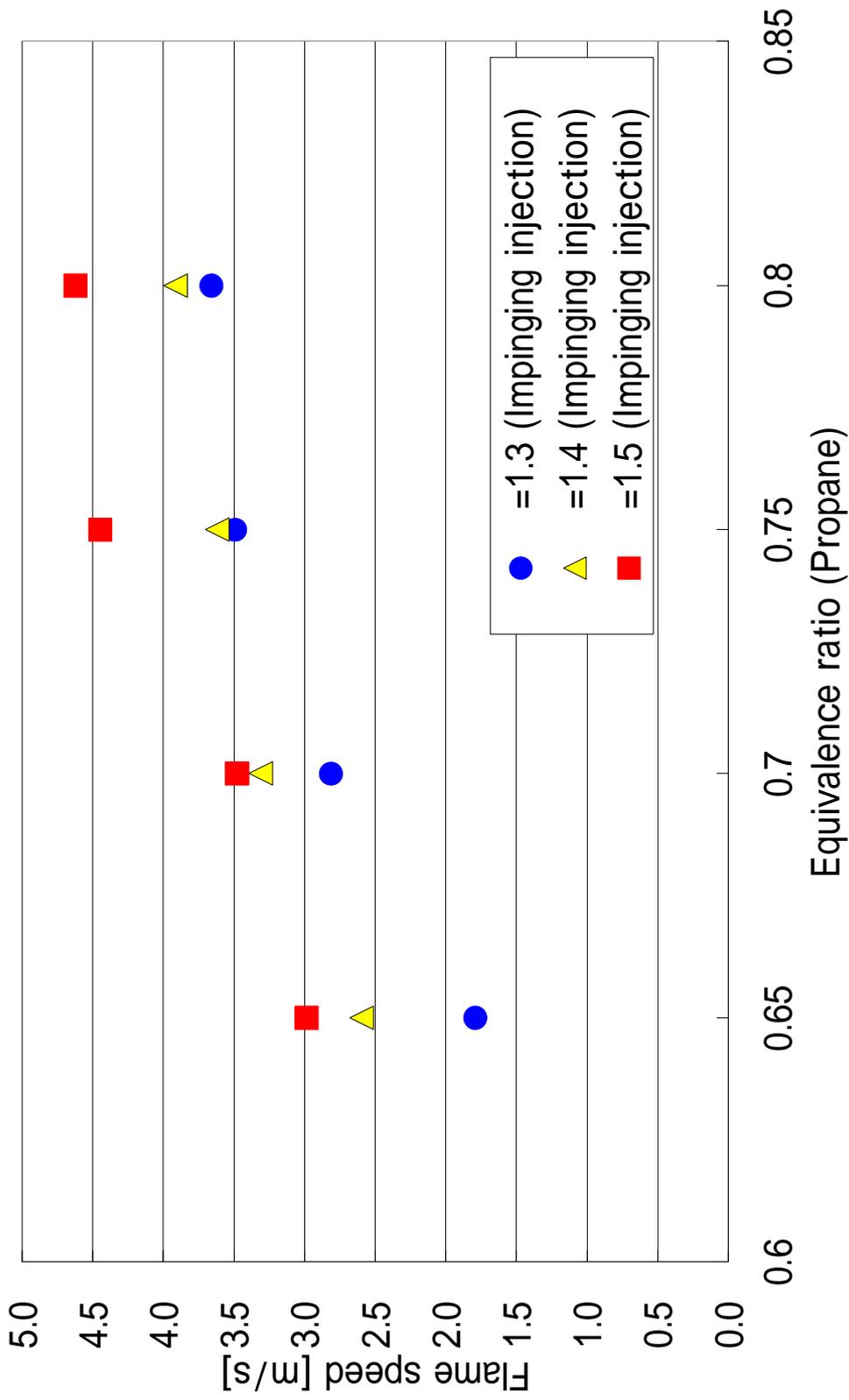


Fig.50 Flame speed (2atm、 Impinging injection)

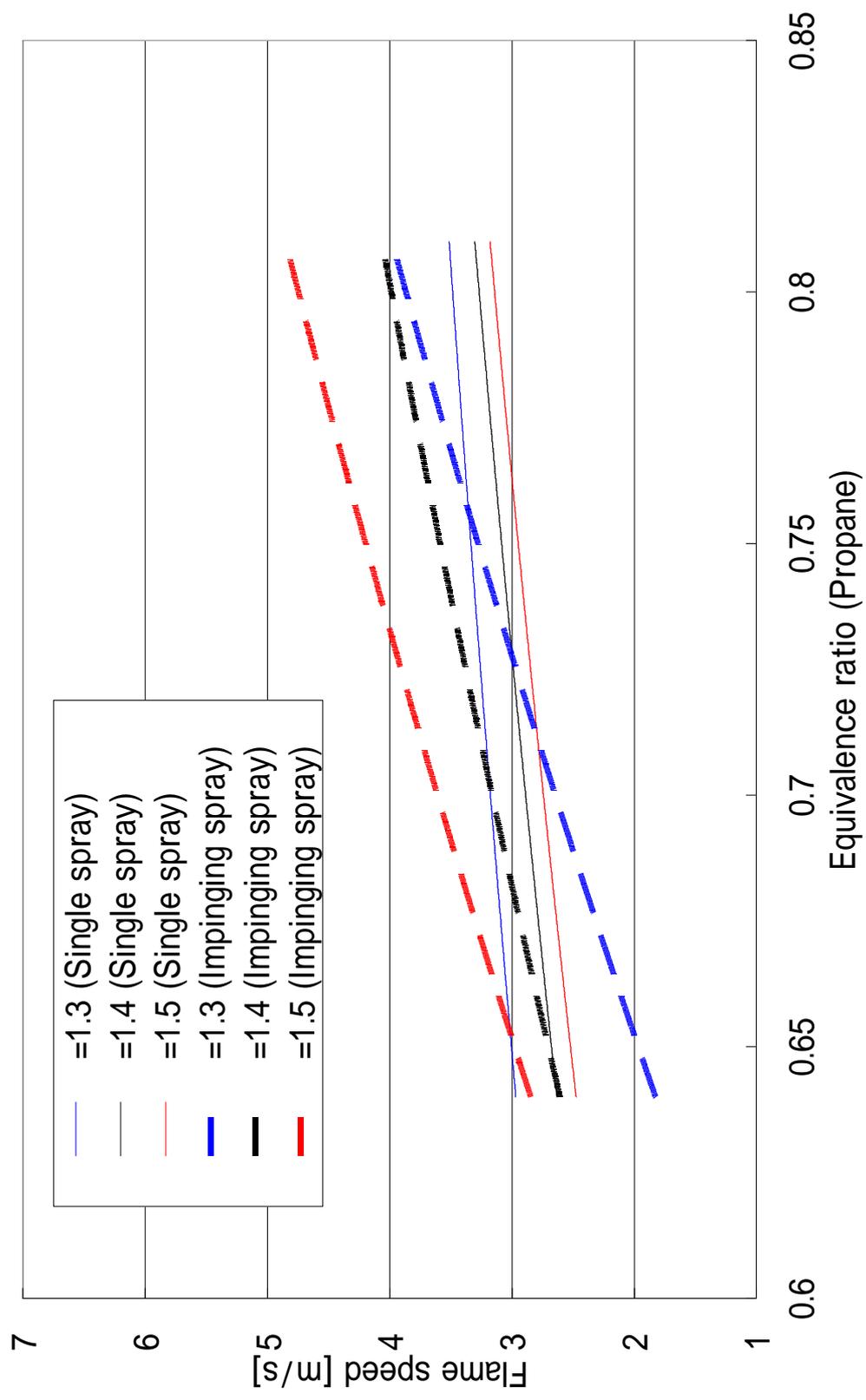


Fig.5.1 Flame speed (2atm)

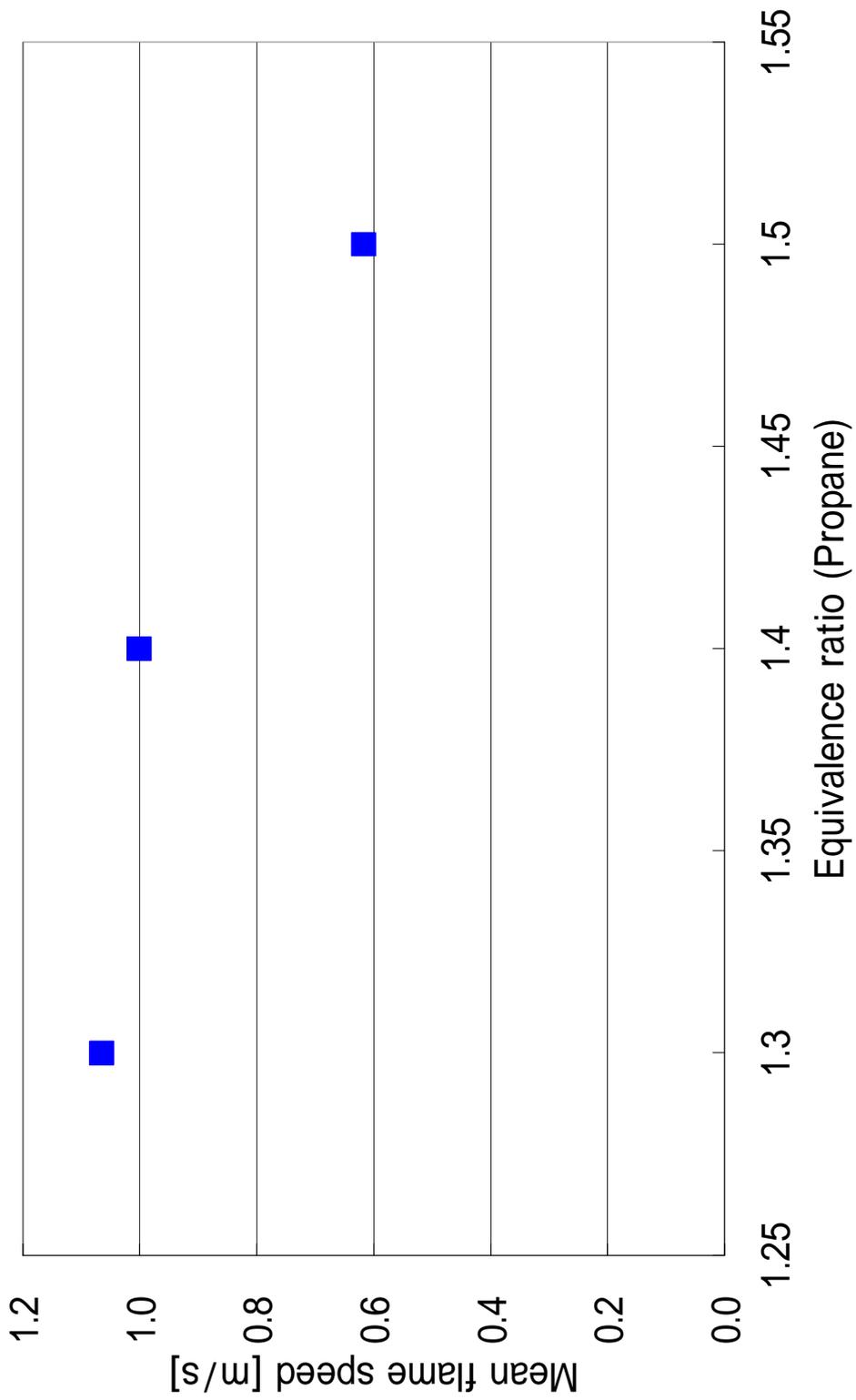
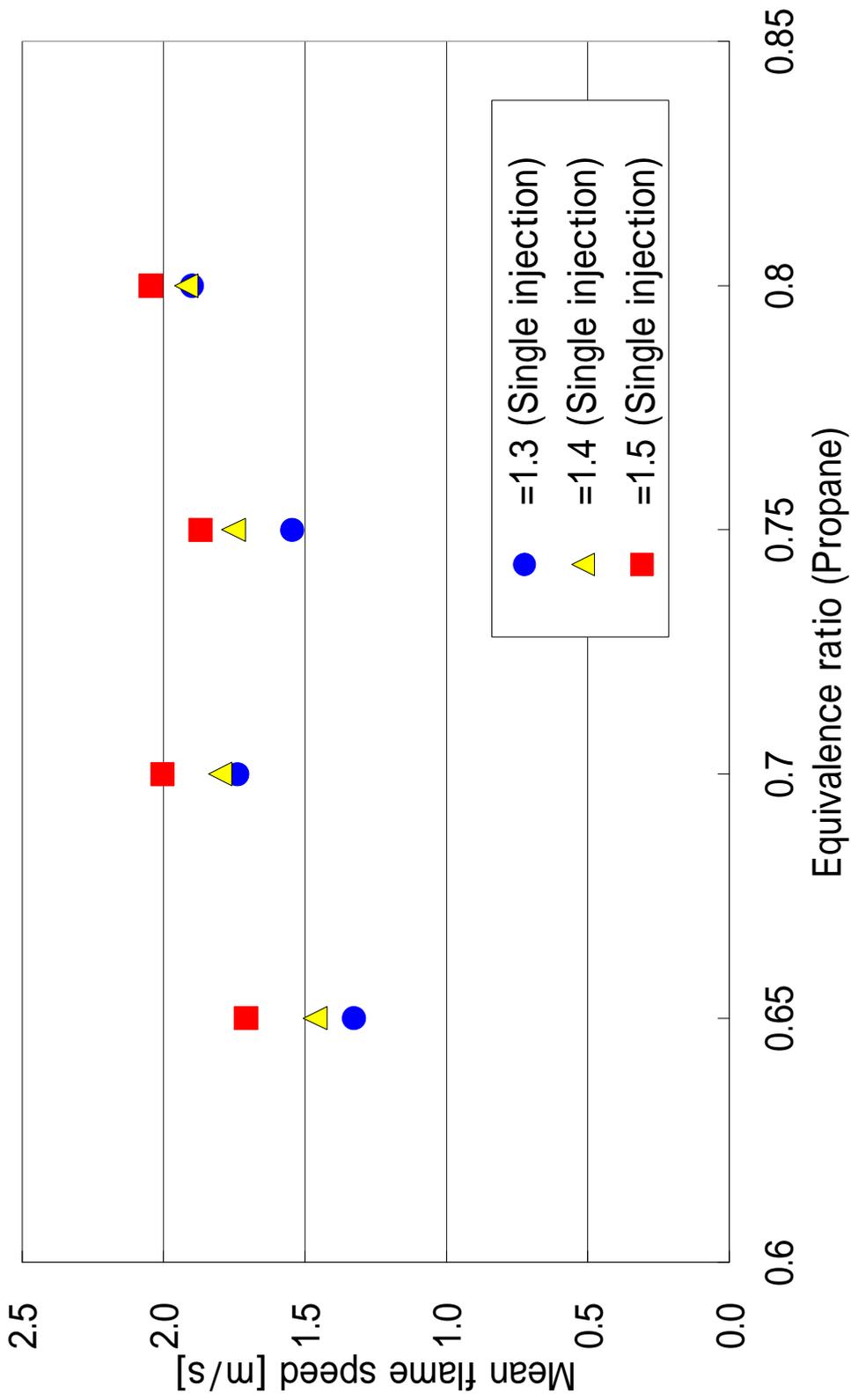


Fig.53 Mean flame speed (1atm、 Single injection)



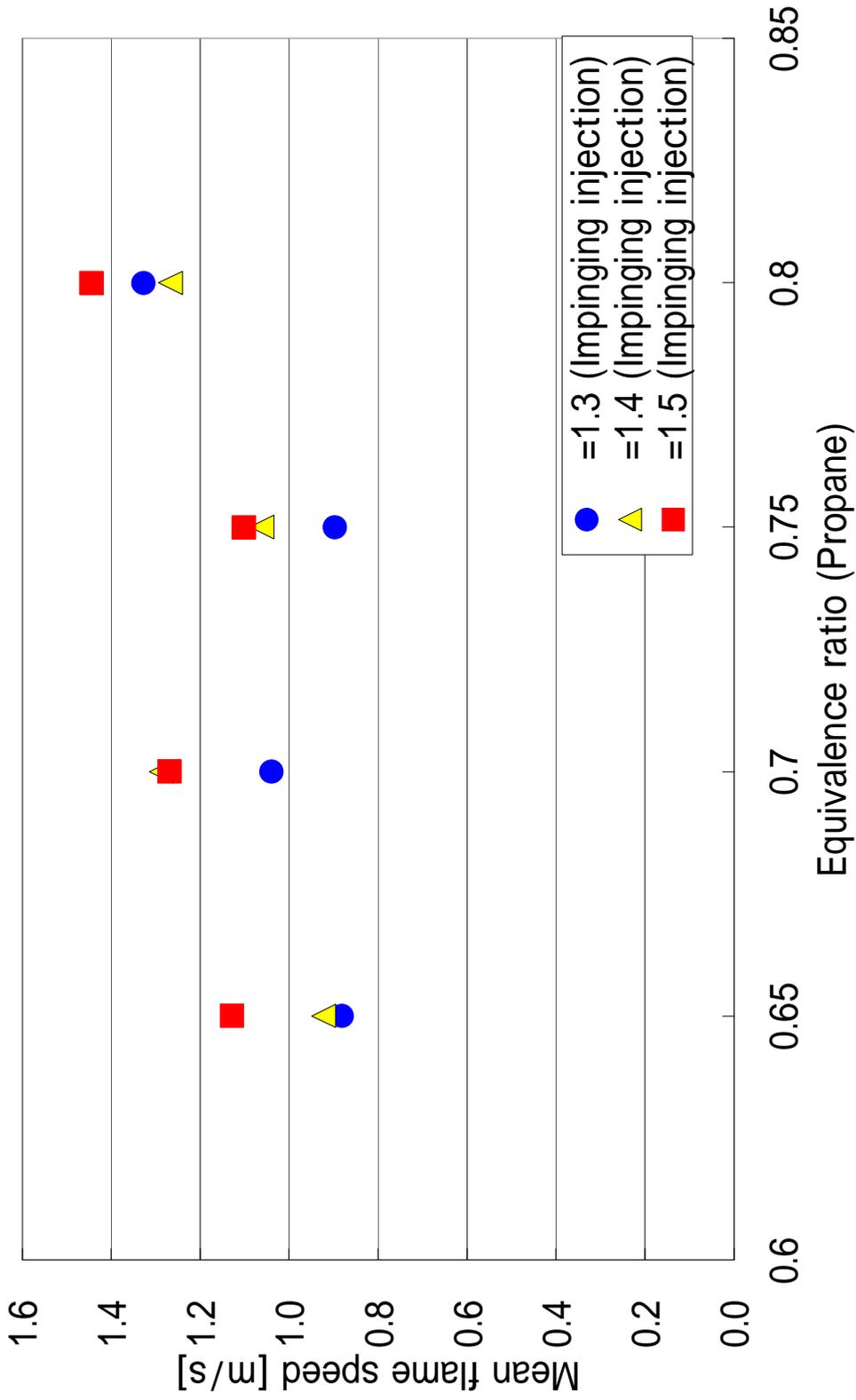


Fig.54 Mean flame speed (1atm, Impinging injection)

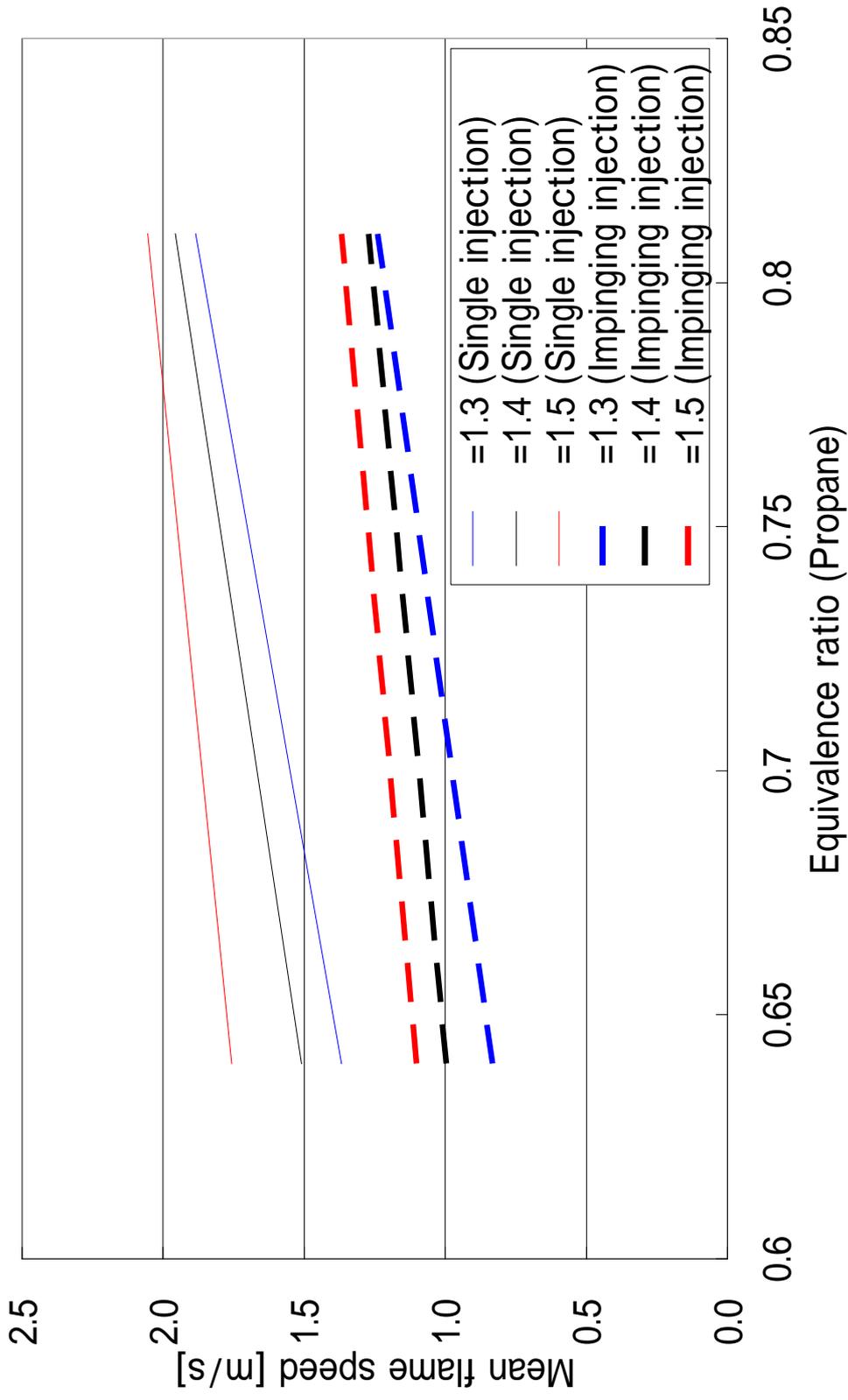


Fig.55 Mean flame speed (1atm)

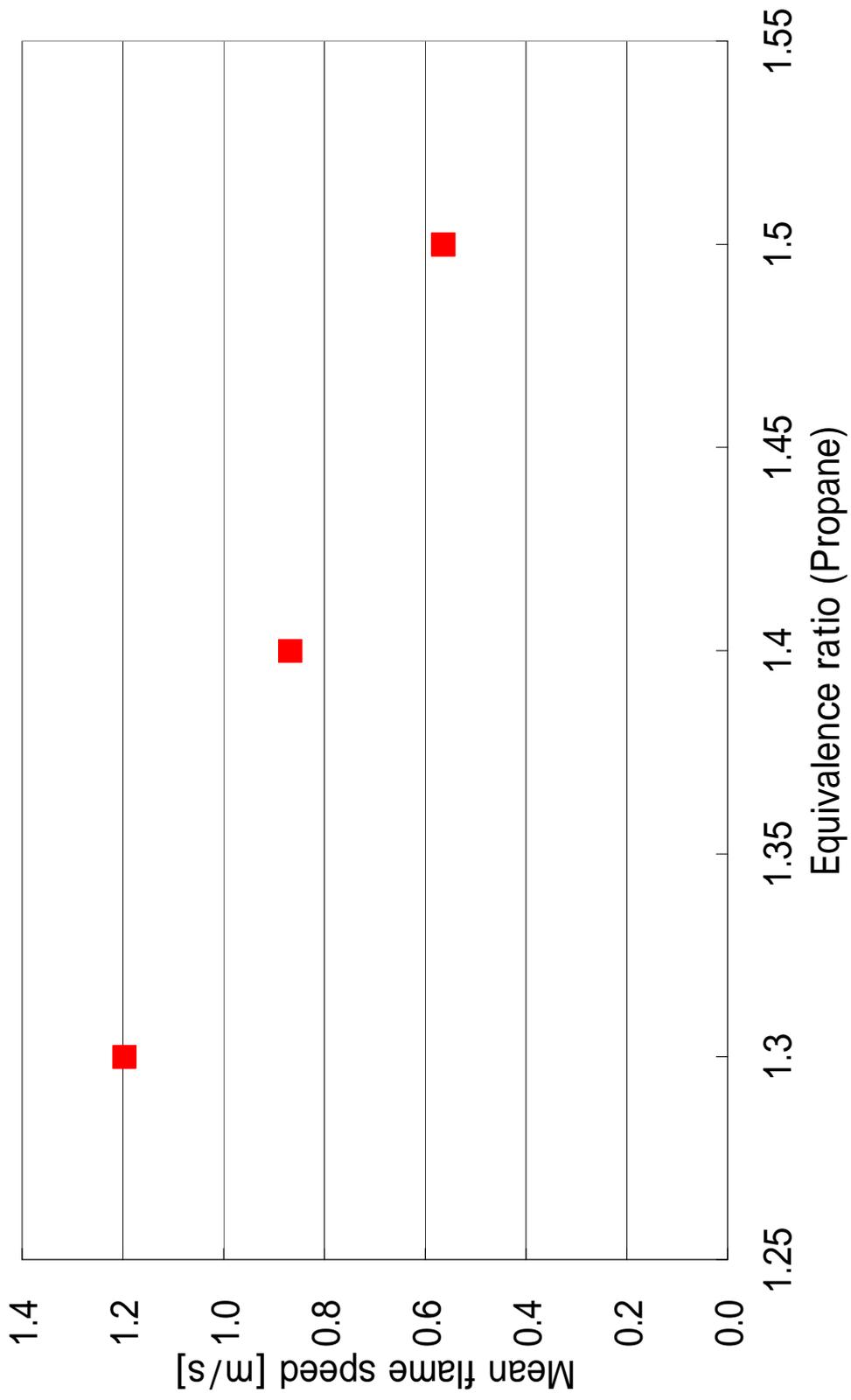
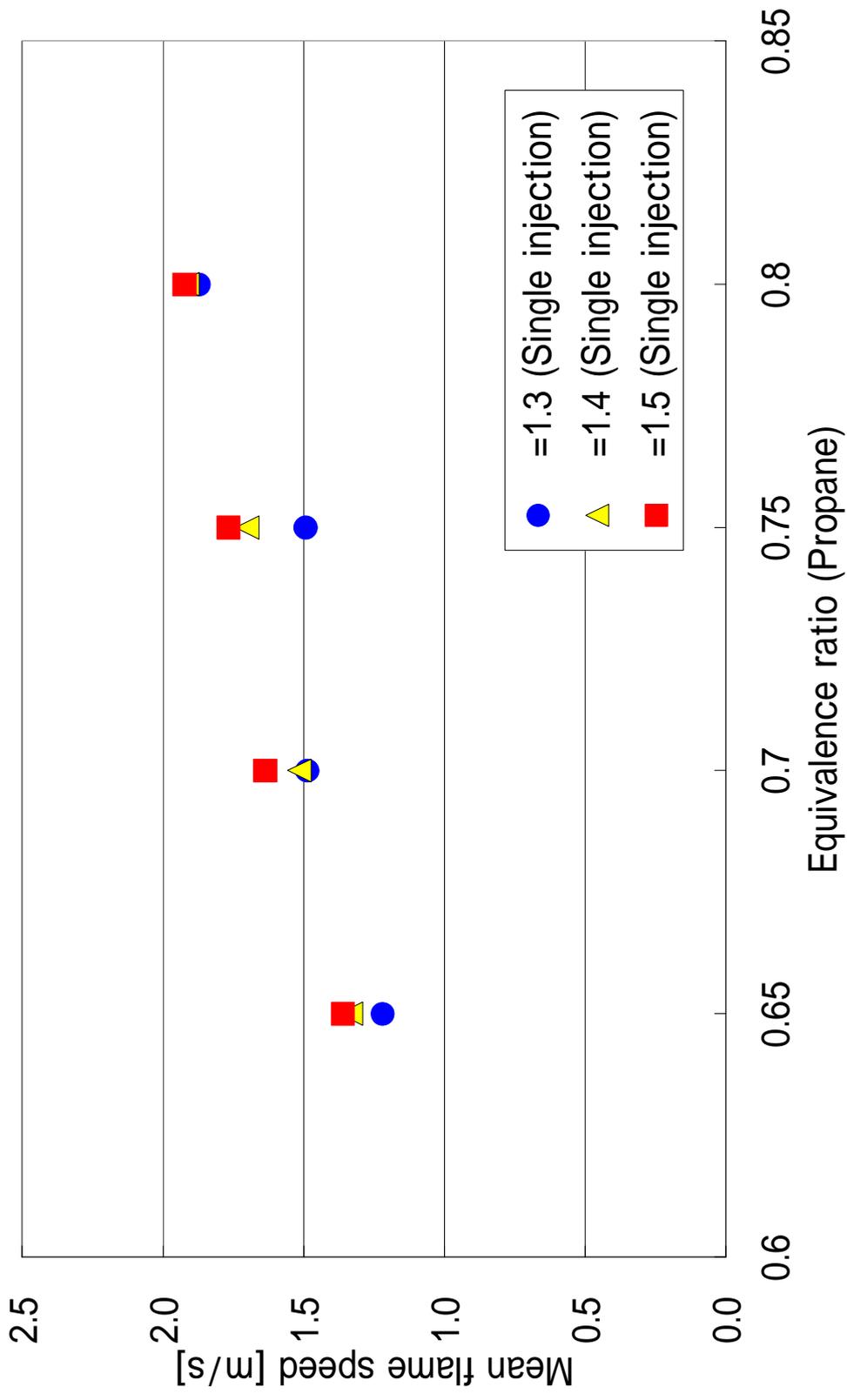


Fig.57 Mean flame speed (2atm, Single injection)



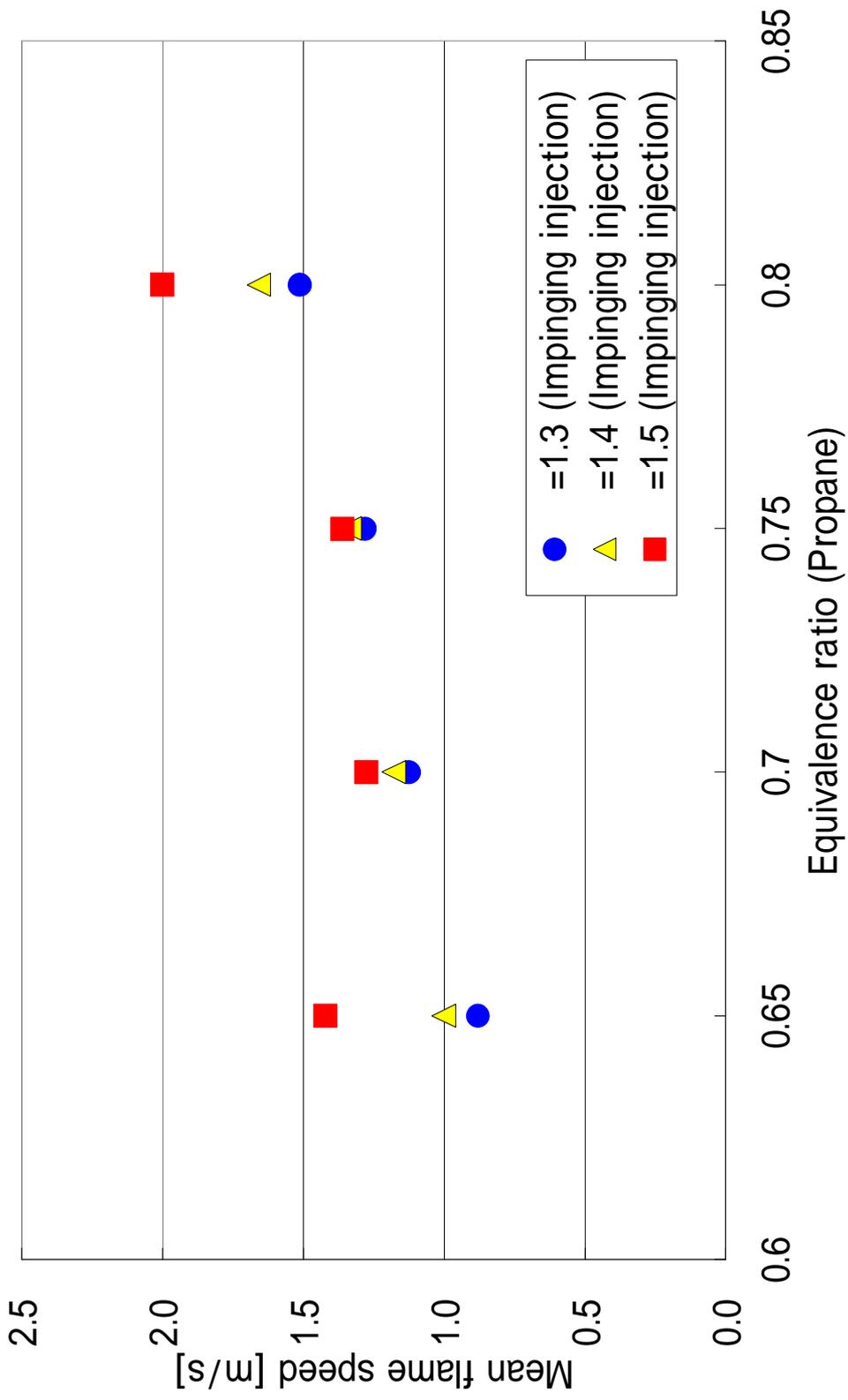


Fig.58 Mean flame speed (2atm, Impinging injection)

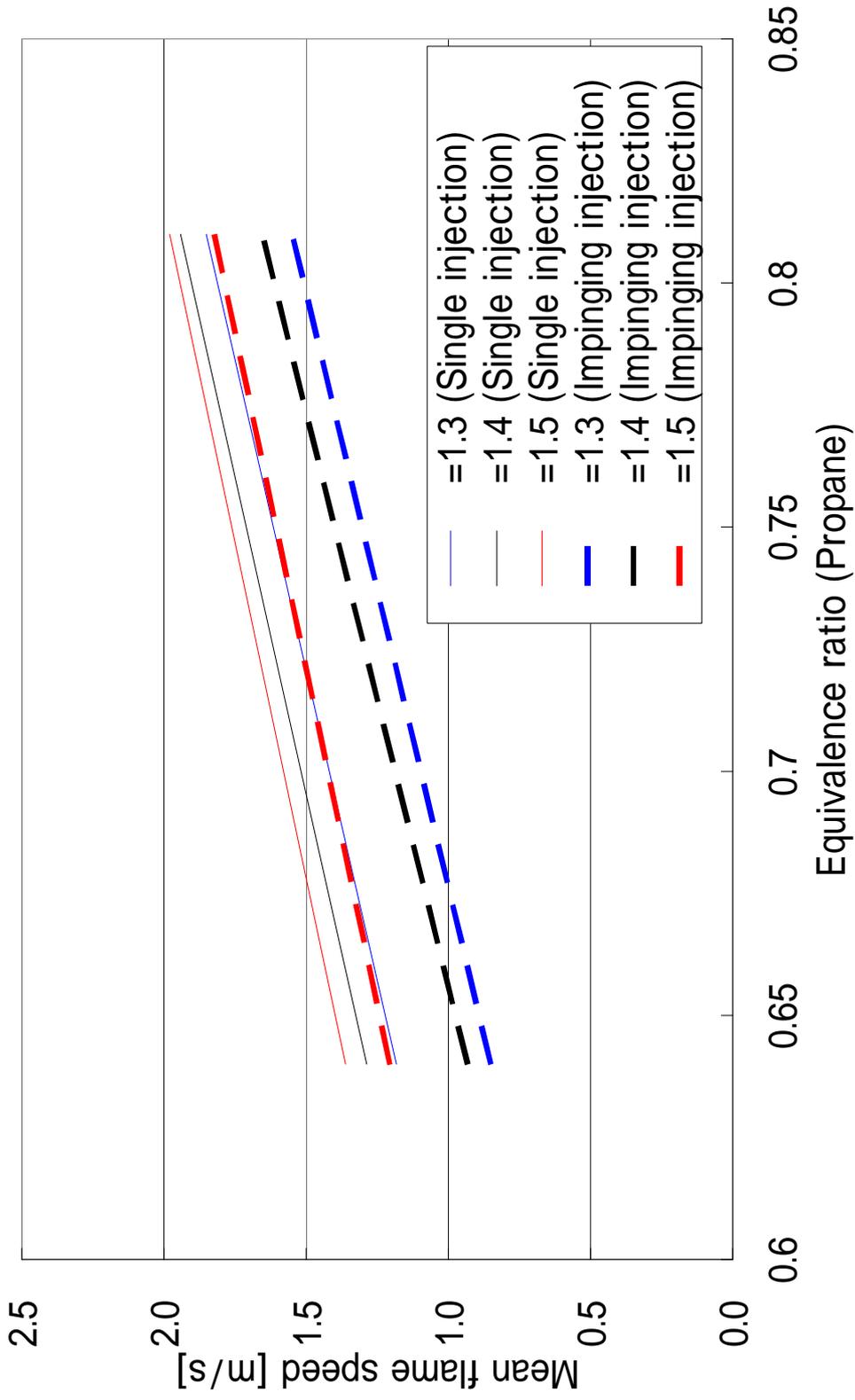


Fig.59 Mean flame speed (2atm)

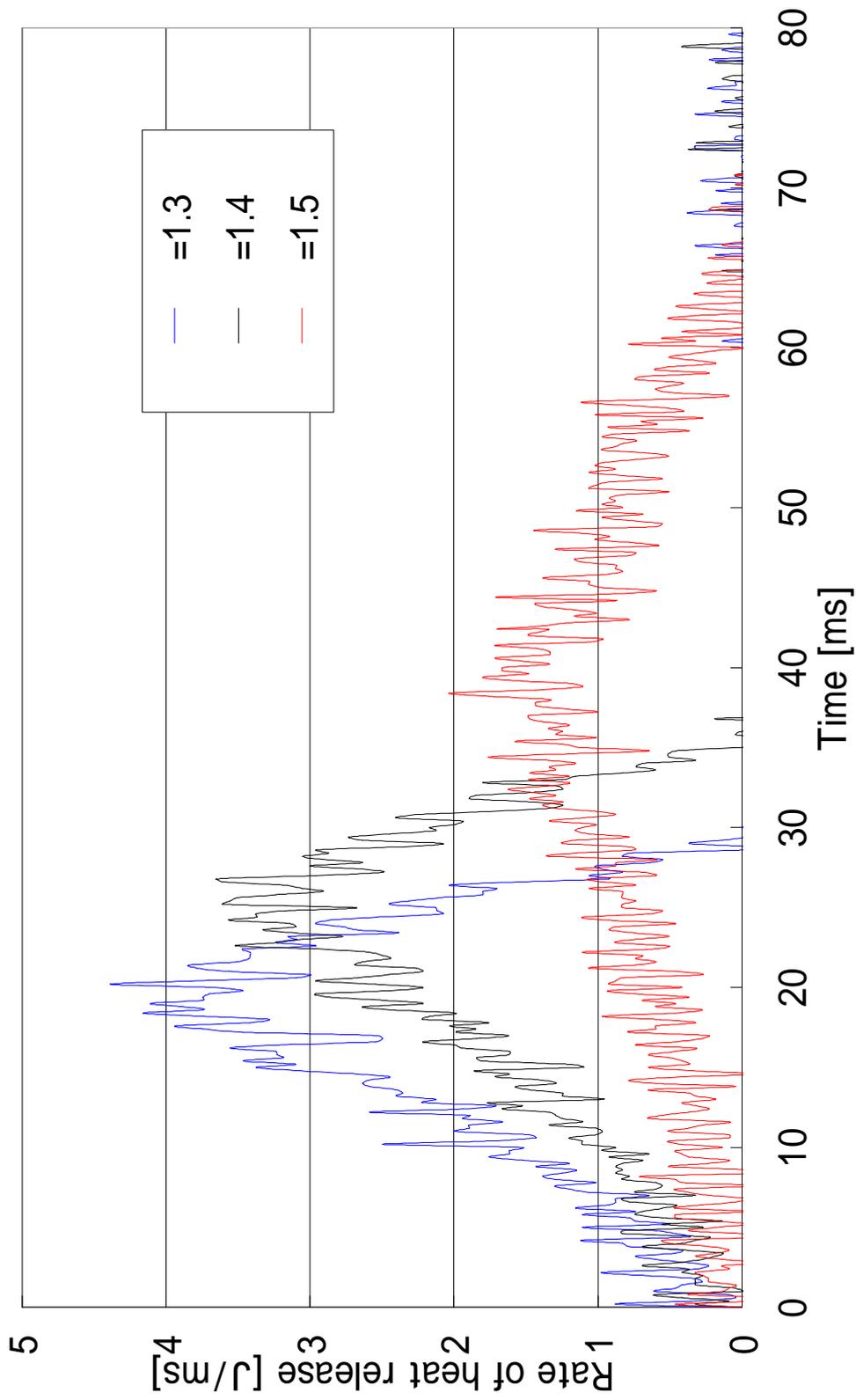


Fig.60 Rate of heat release (1atm, Propane)

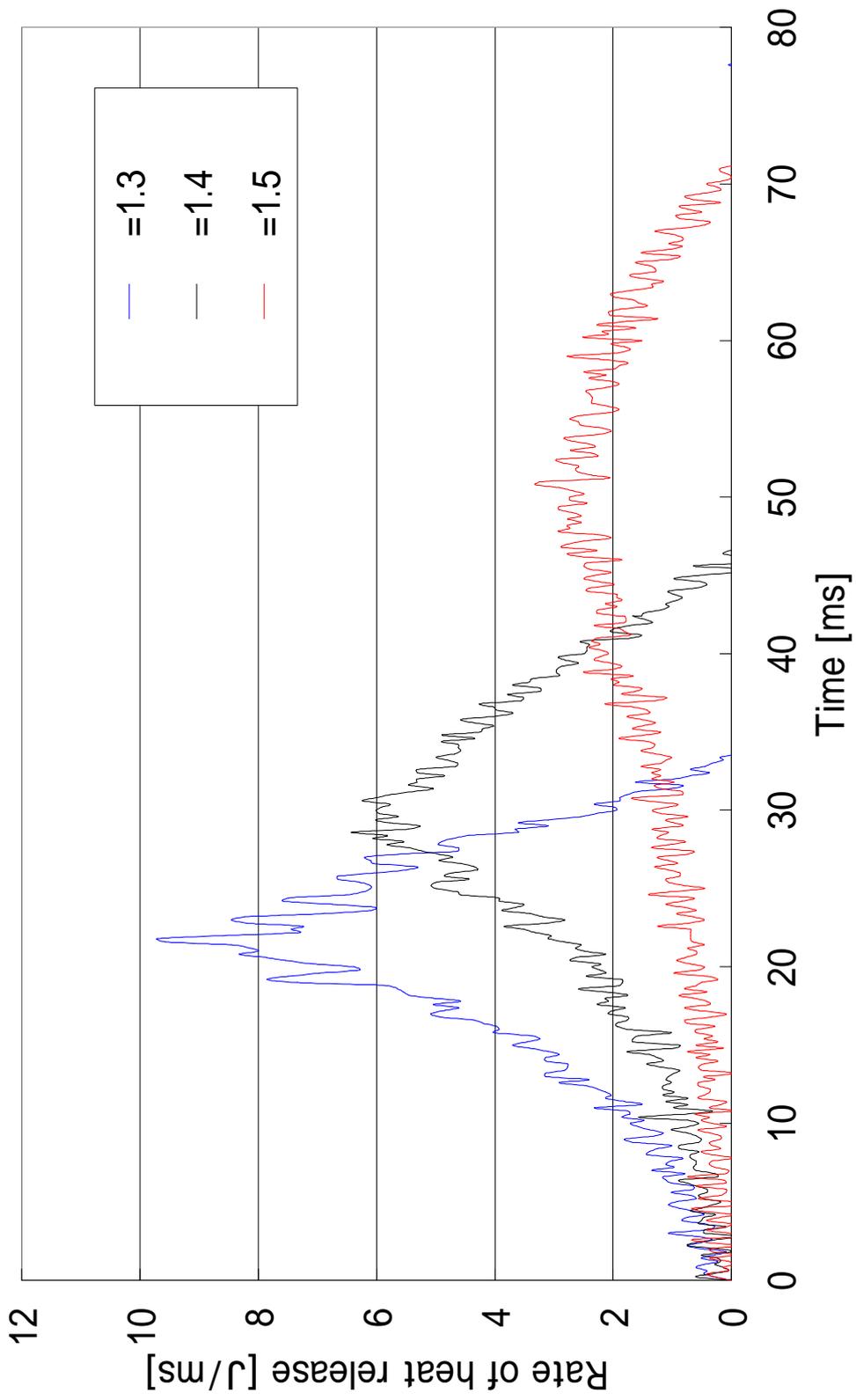


Fig.61 Rate of heat release (2atm, Propane)

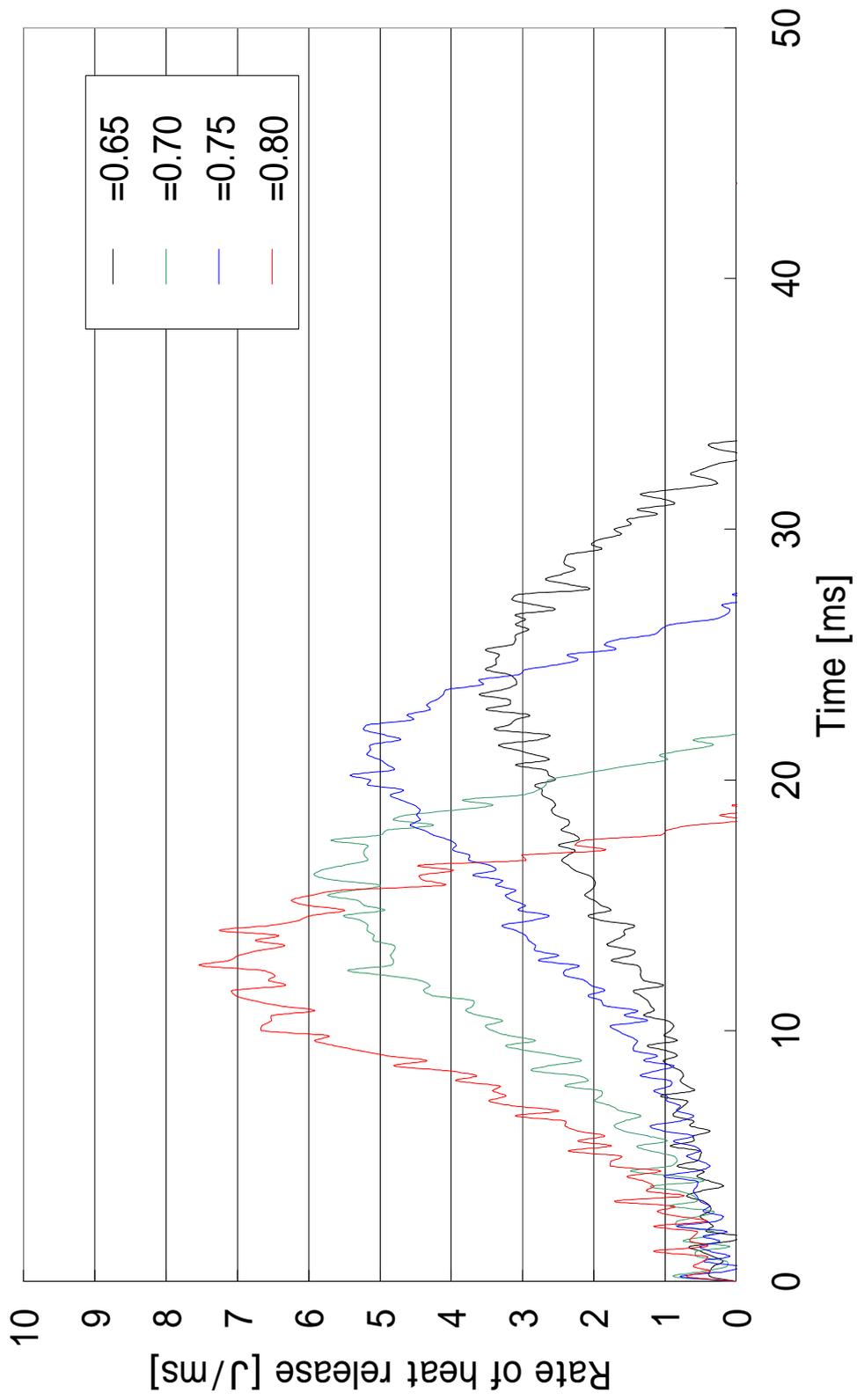


Fig.62 Rate of heat release (1atm, $\phi = 1.3$, Single injection)

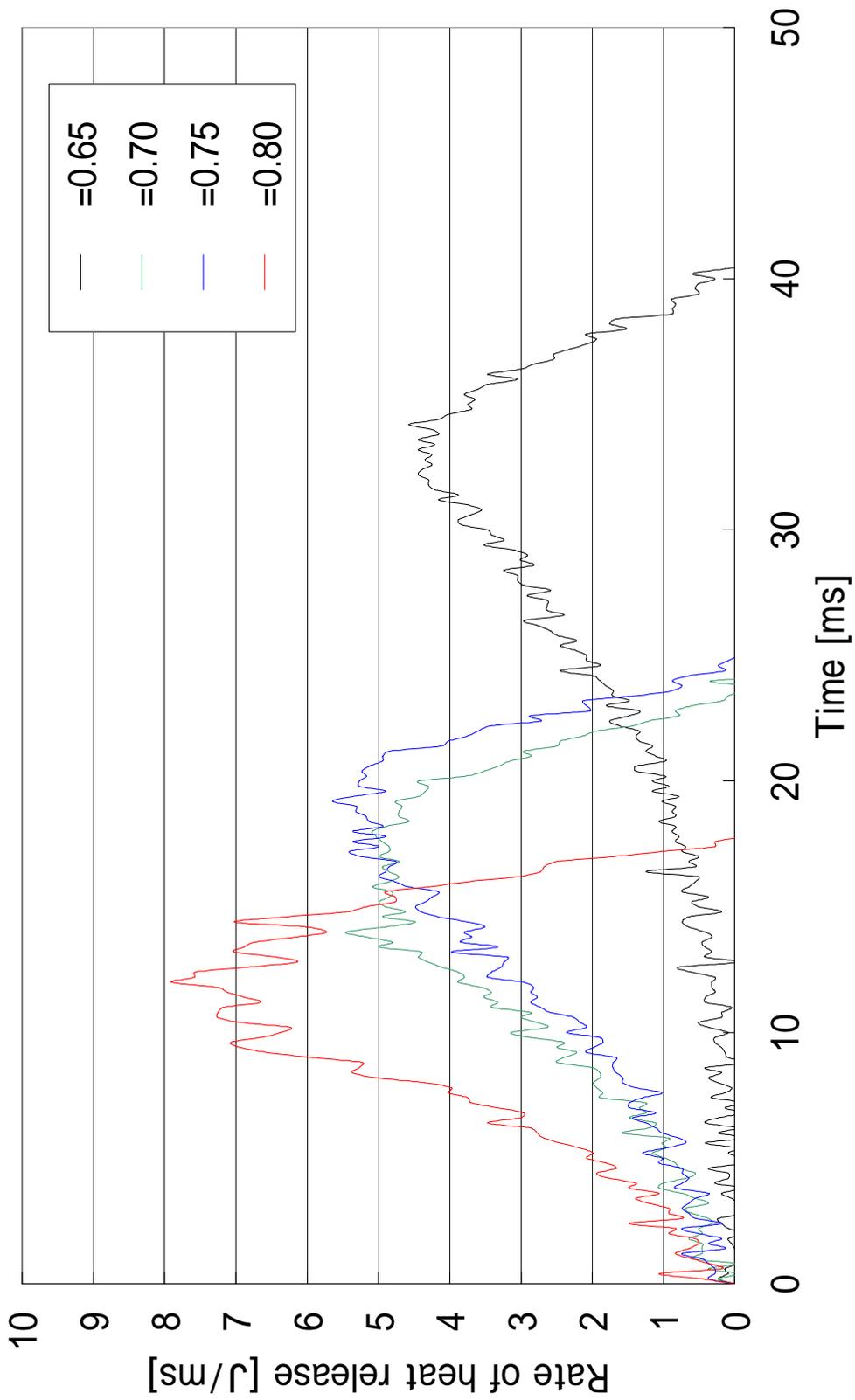


Fig.63 Rate of heat release (1atm, $\phi = 1.4$, Single injection)

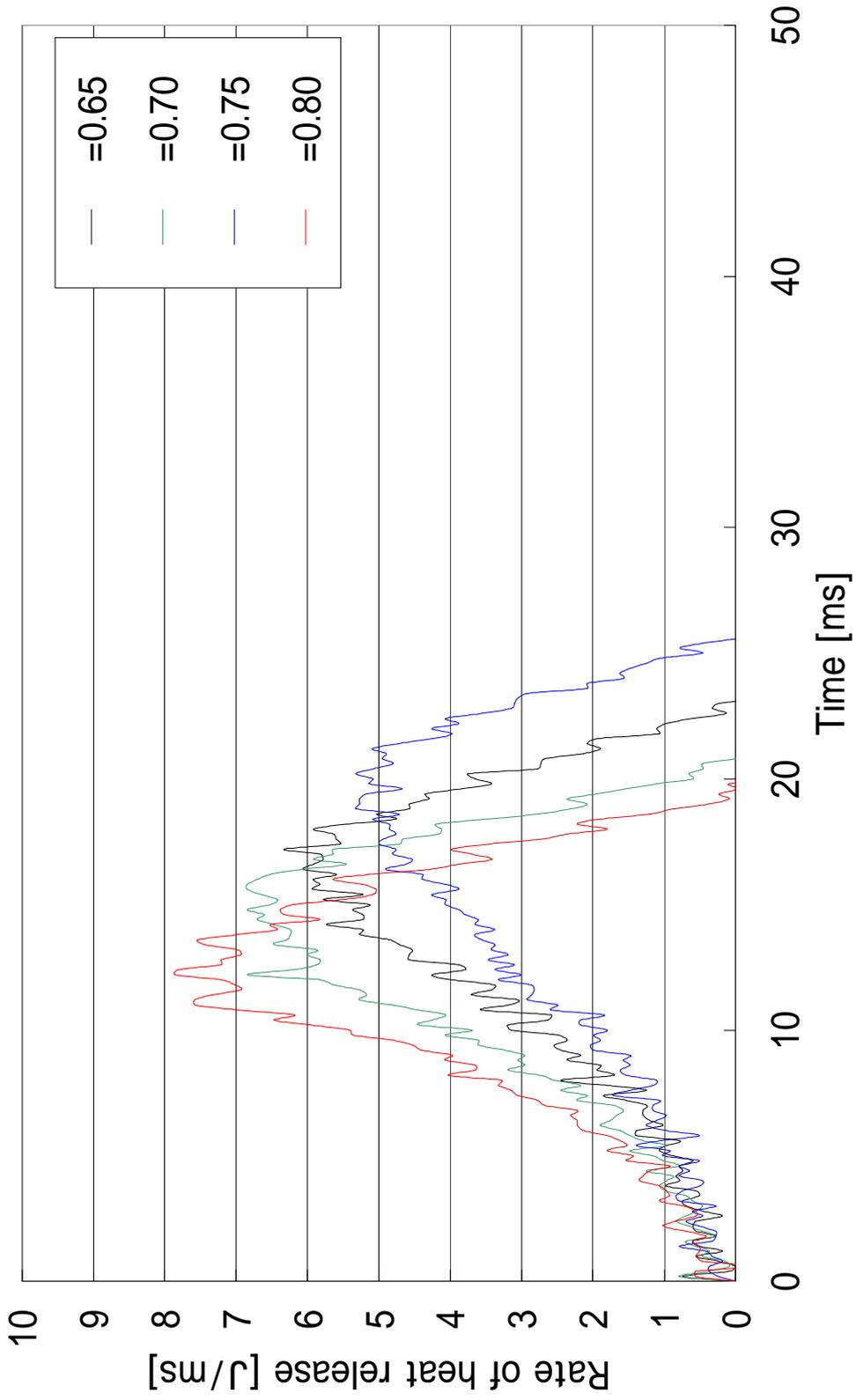


Fig.64 Rate of heat release (1atm, $\phi = 1.5$, Single injection)

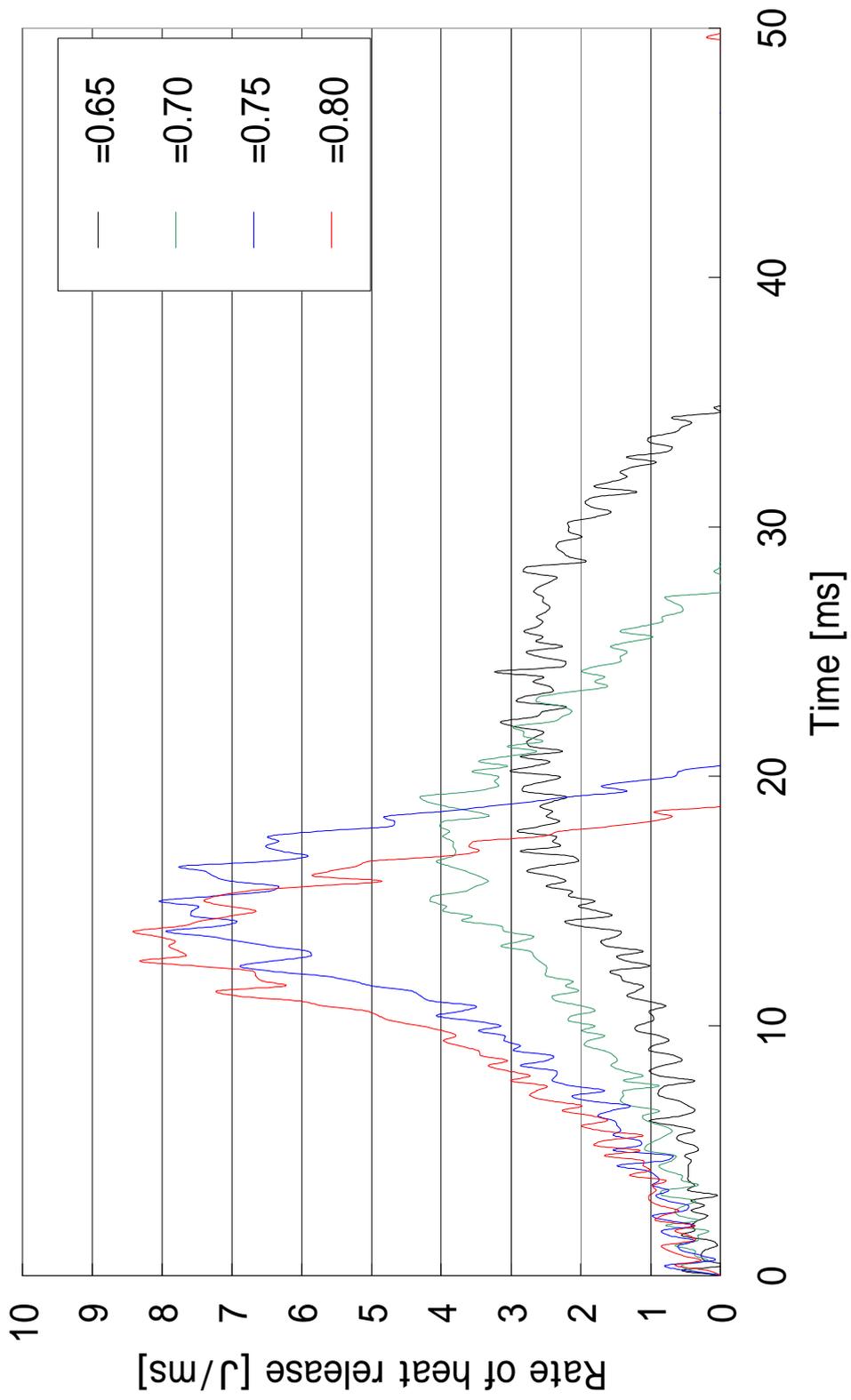


Fig.65 Rate of heat release (1atm, $\beta = 1.3$, Impinging injection)

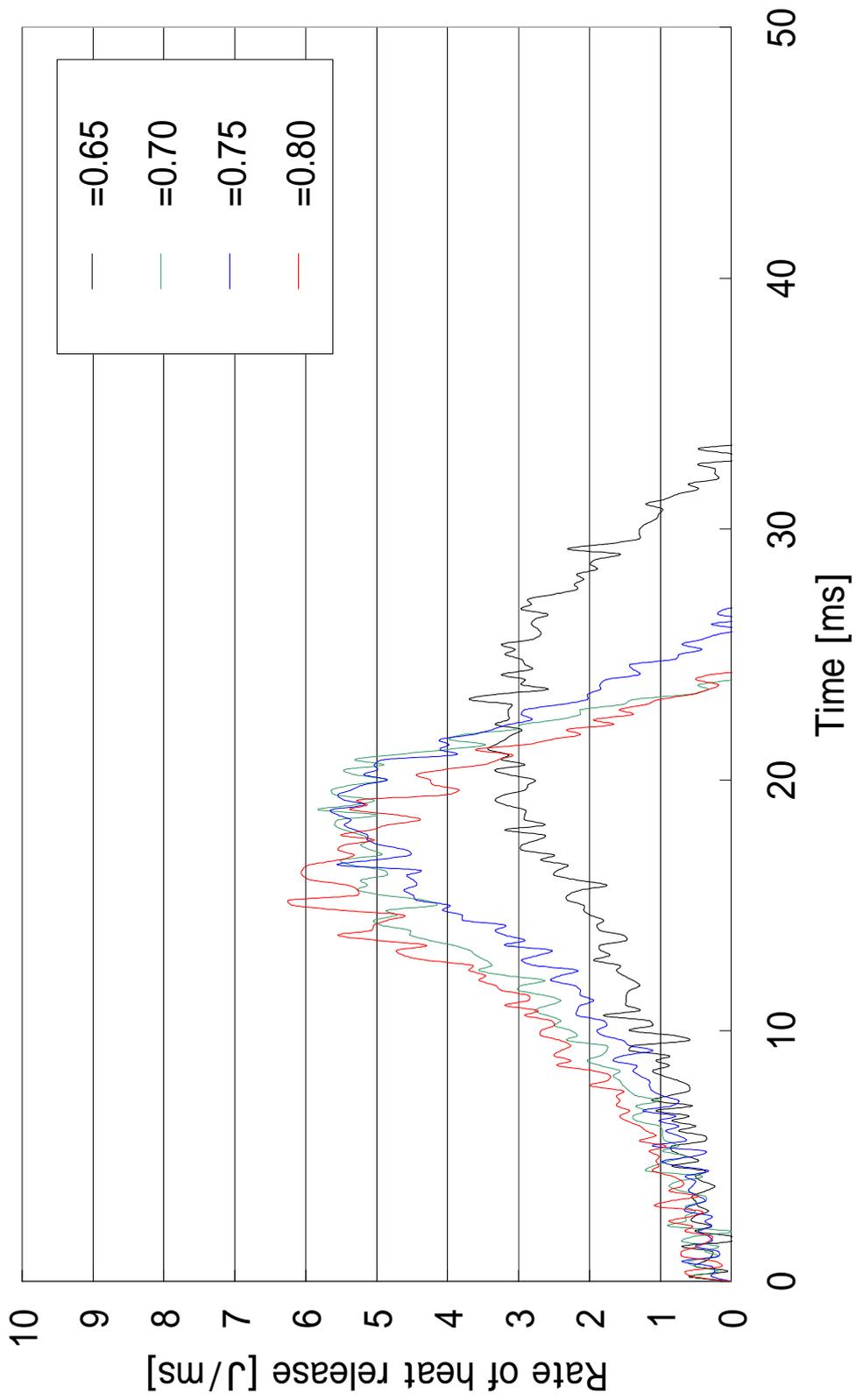


Fig.66 Rate of heat release (1atm, $\phi = 1.4$, Impinging injection)

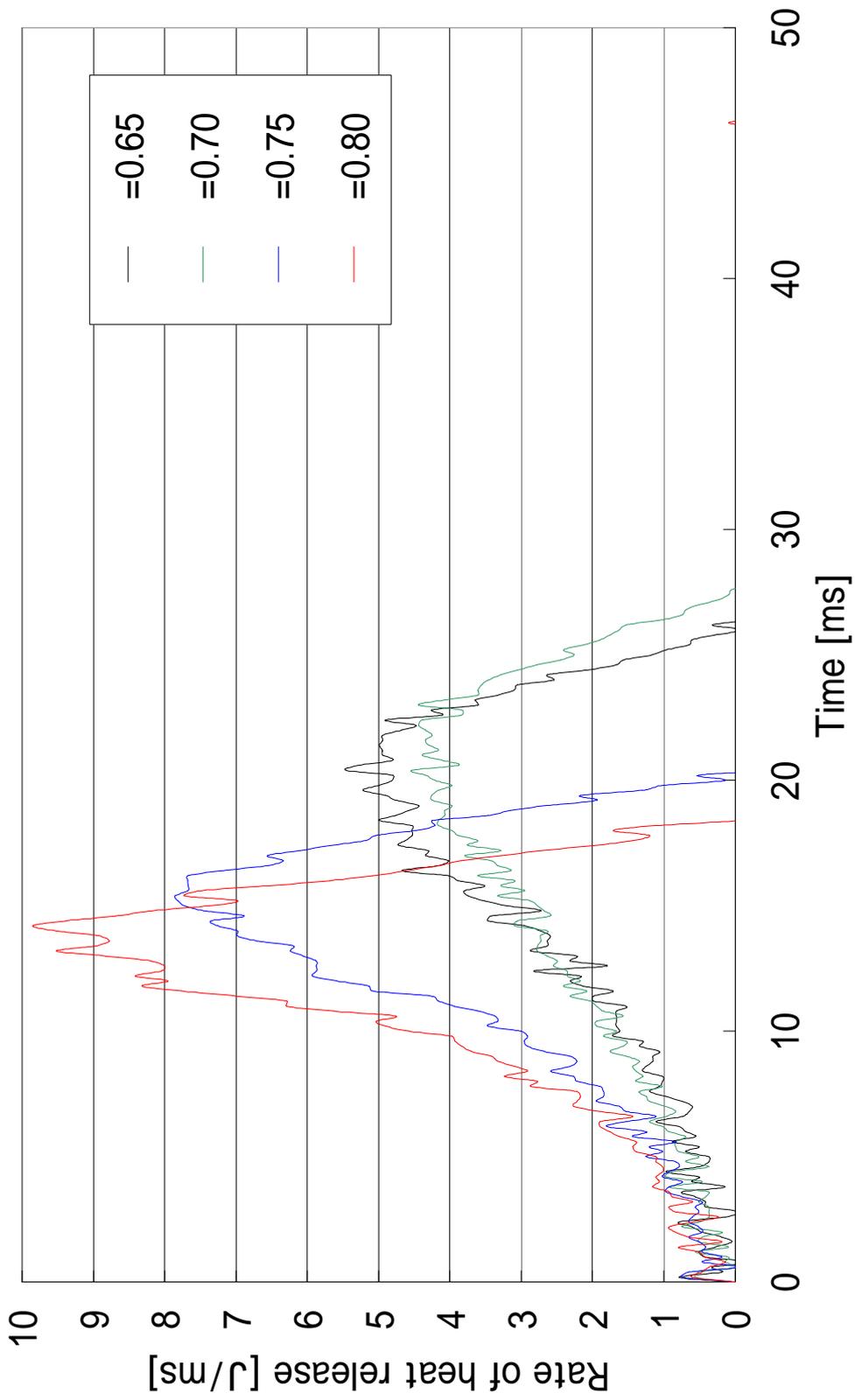


Fig.6.7 Rate of heat release (1atm, $\phi = 1.5$, Impinging injection)

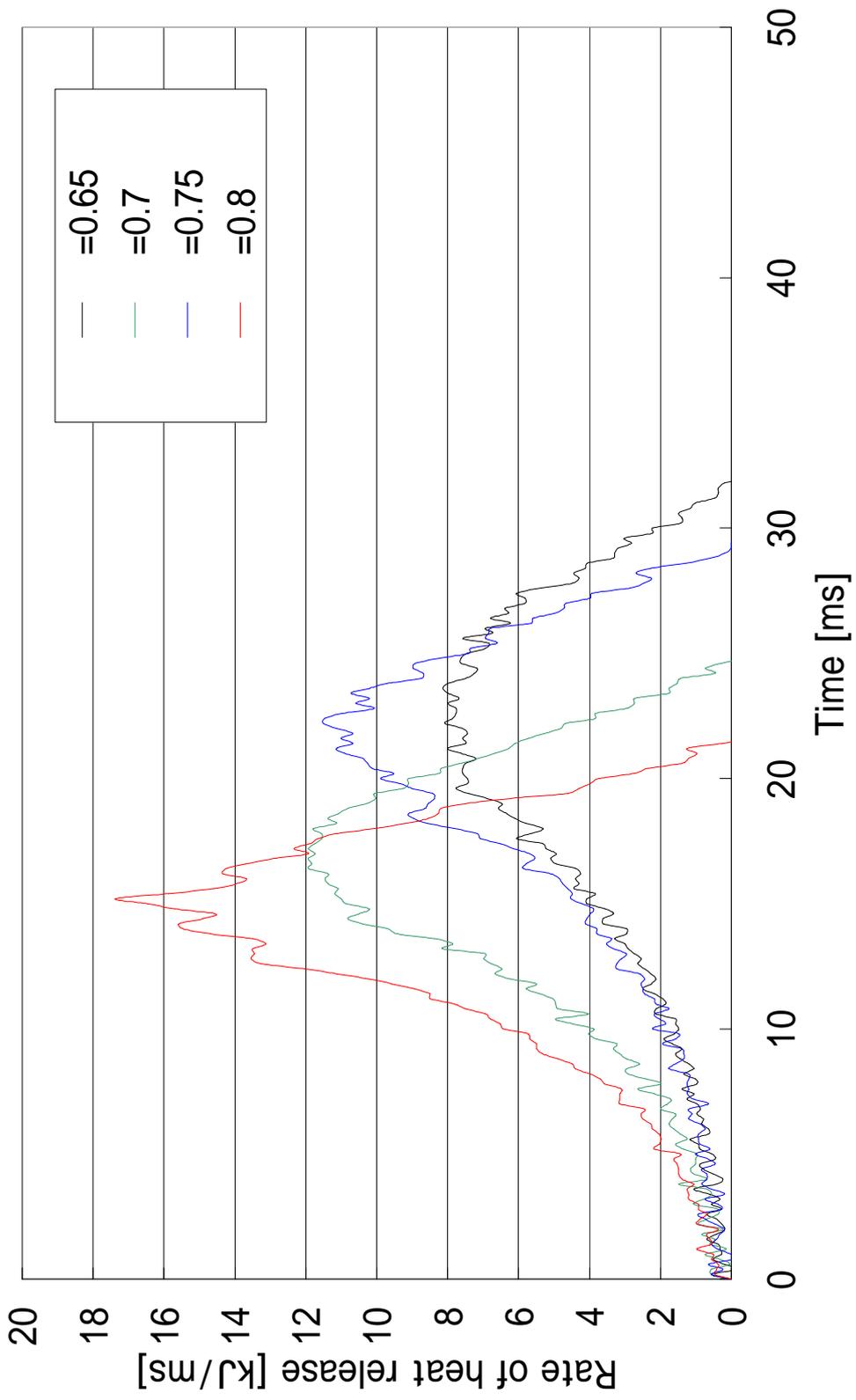


Fig.68 Rate of heat release (2atm, $\phi = 1.3$, Single injection)

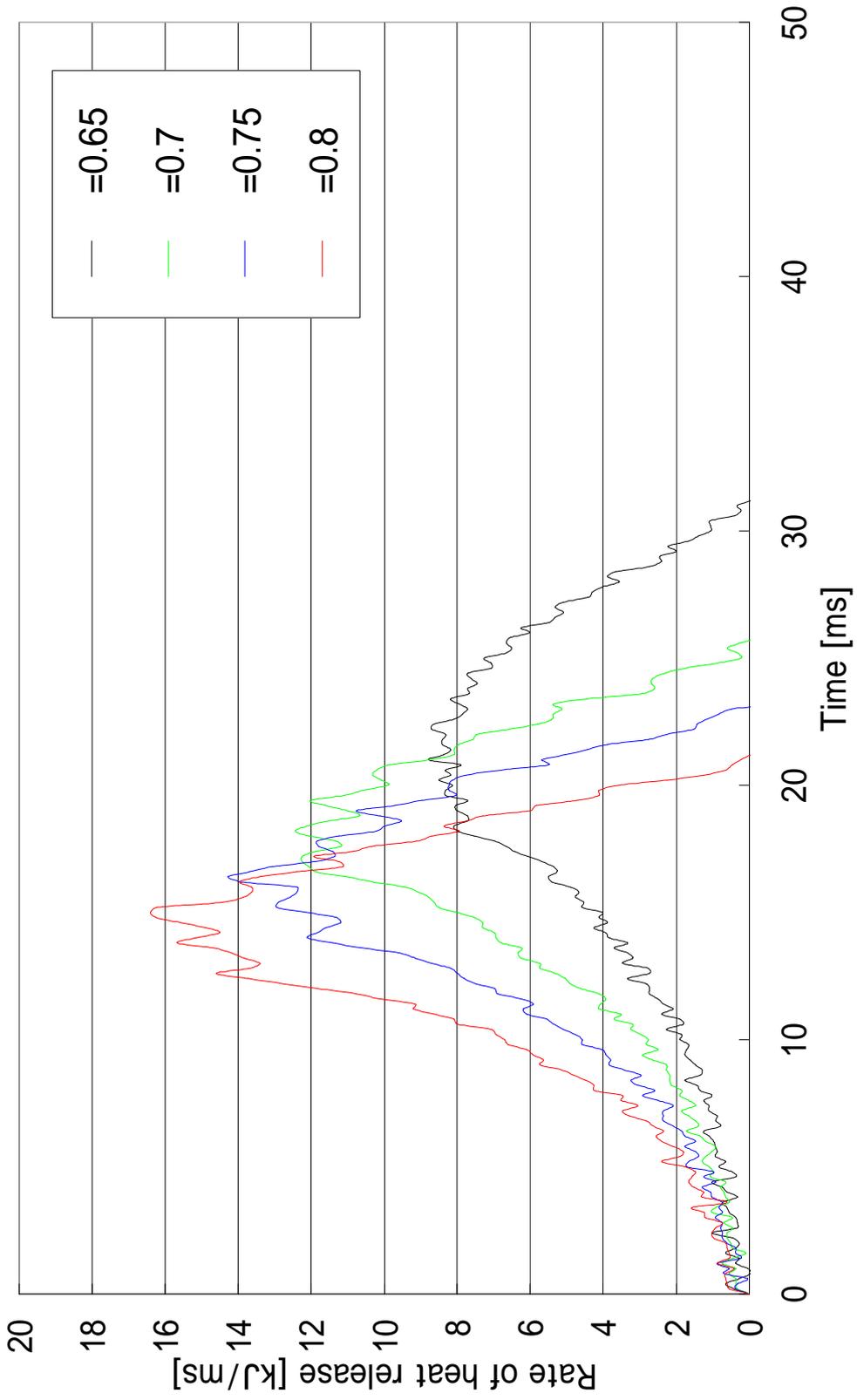


Fig.69 Rate of heat release (2atm, =1.4, Single injection)

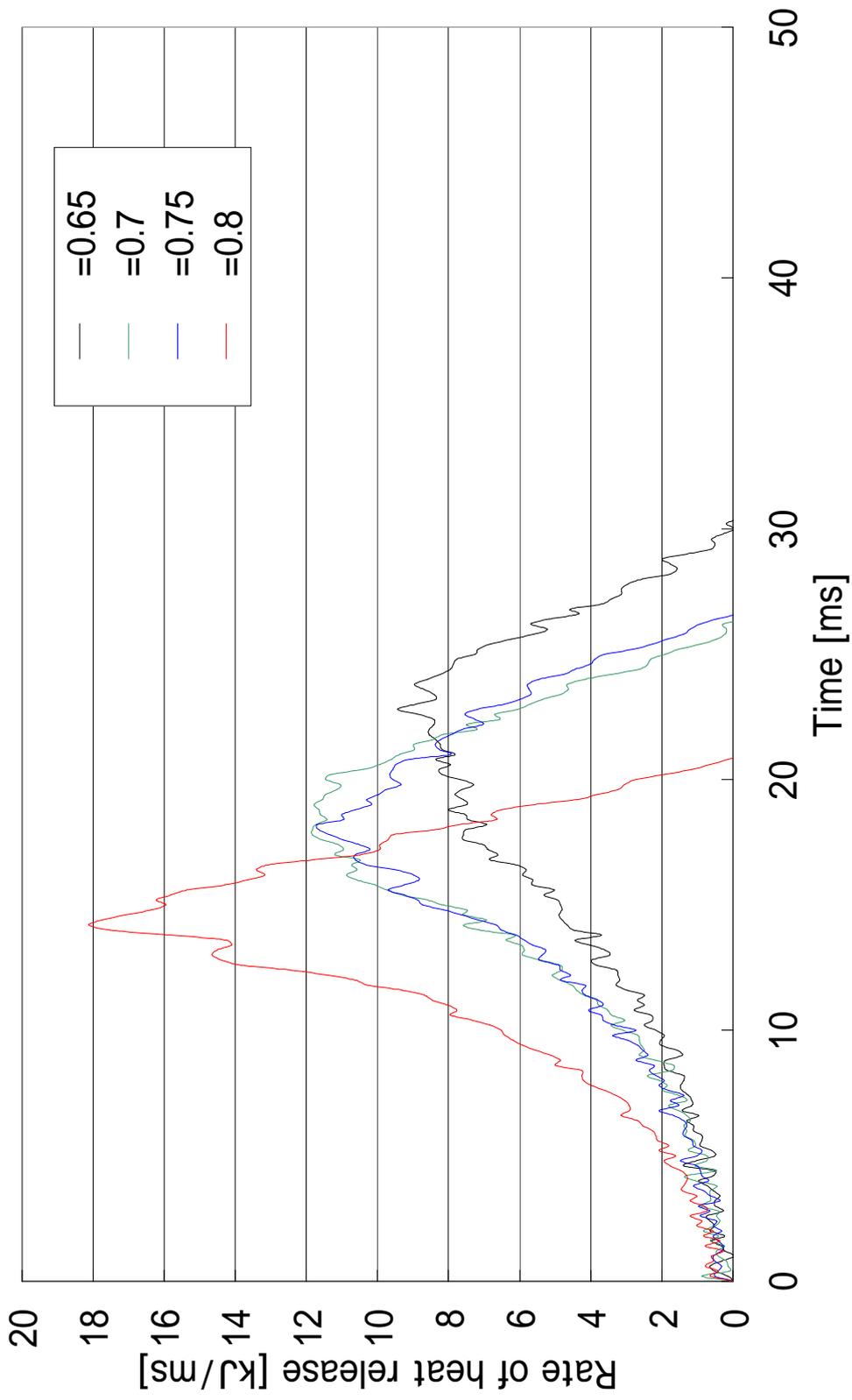


Fig.70 Rate of heat release (2atm, =1.5, Single injection)

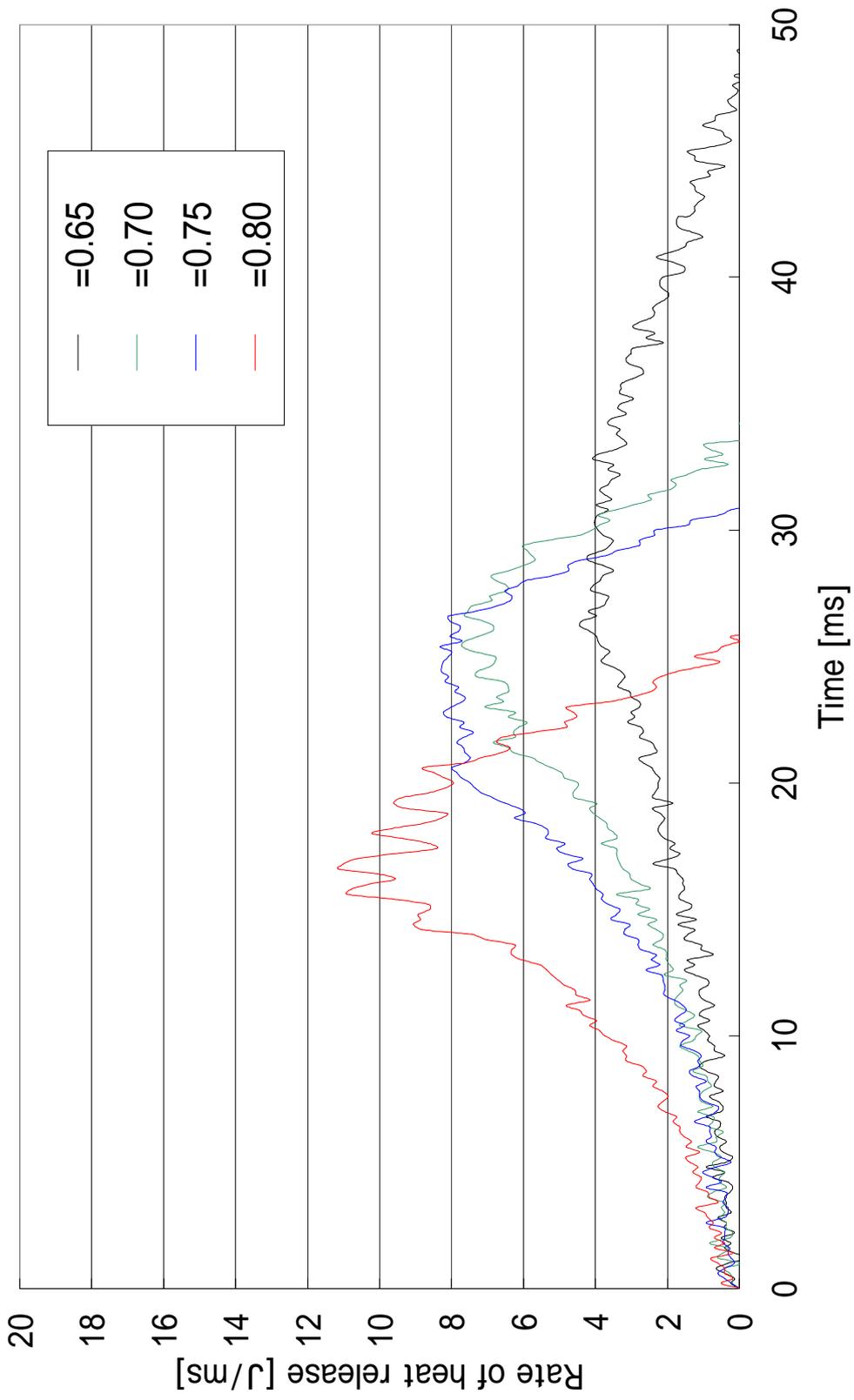


Fig.71 Rate of heat release (2atm, $\theta = 1.3$, Impinging injection)

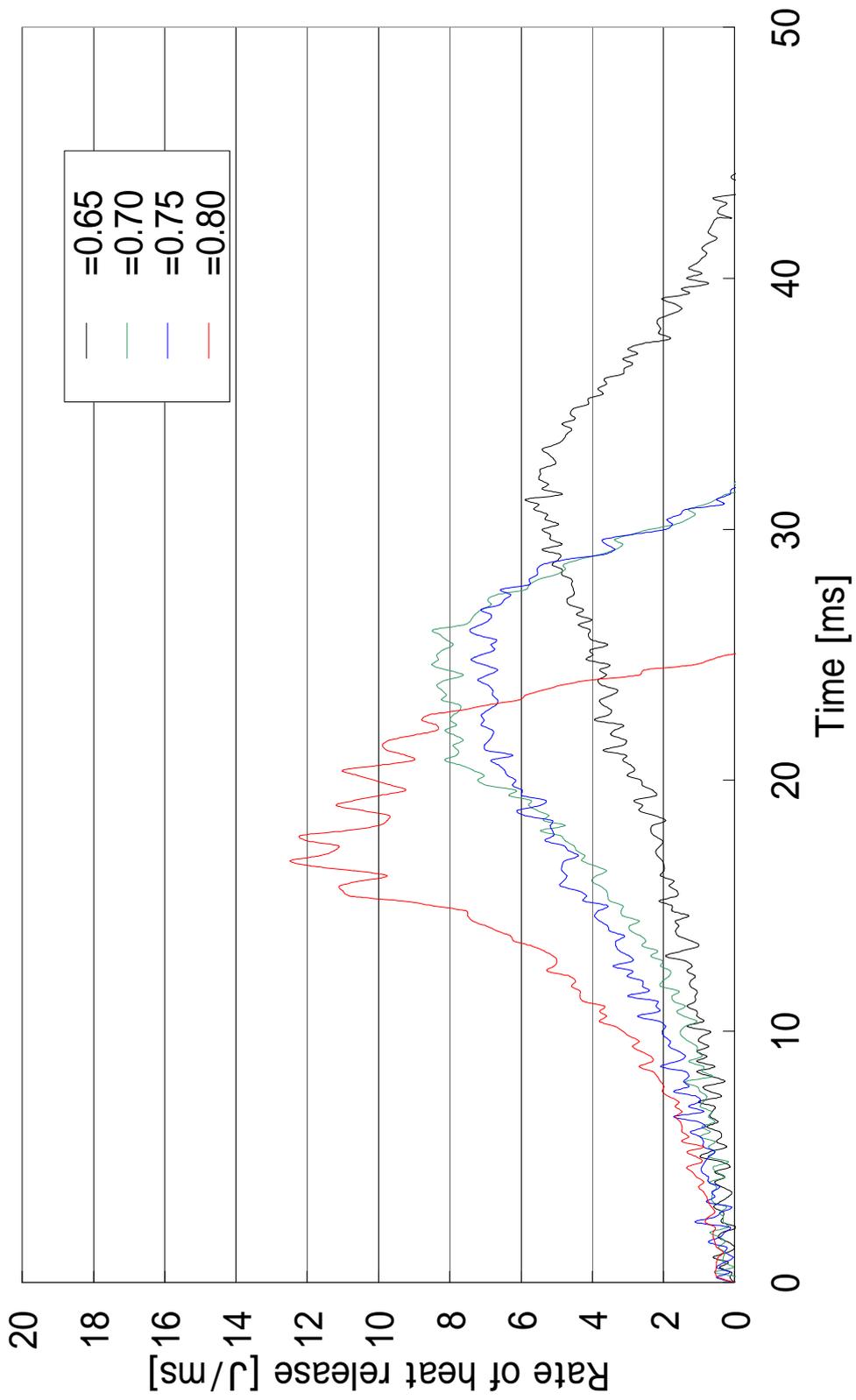


Fig.72 Rate of heat release (2atm, $\theta = 1.4$, Impinging injection)

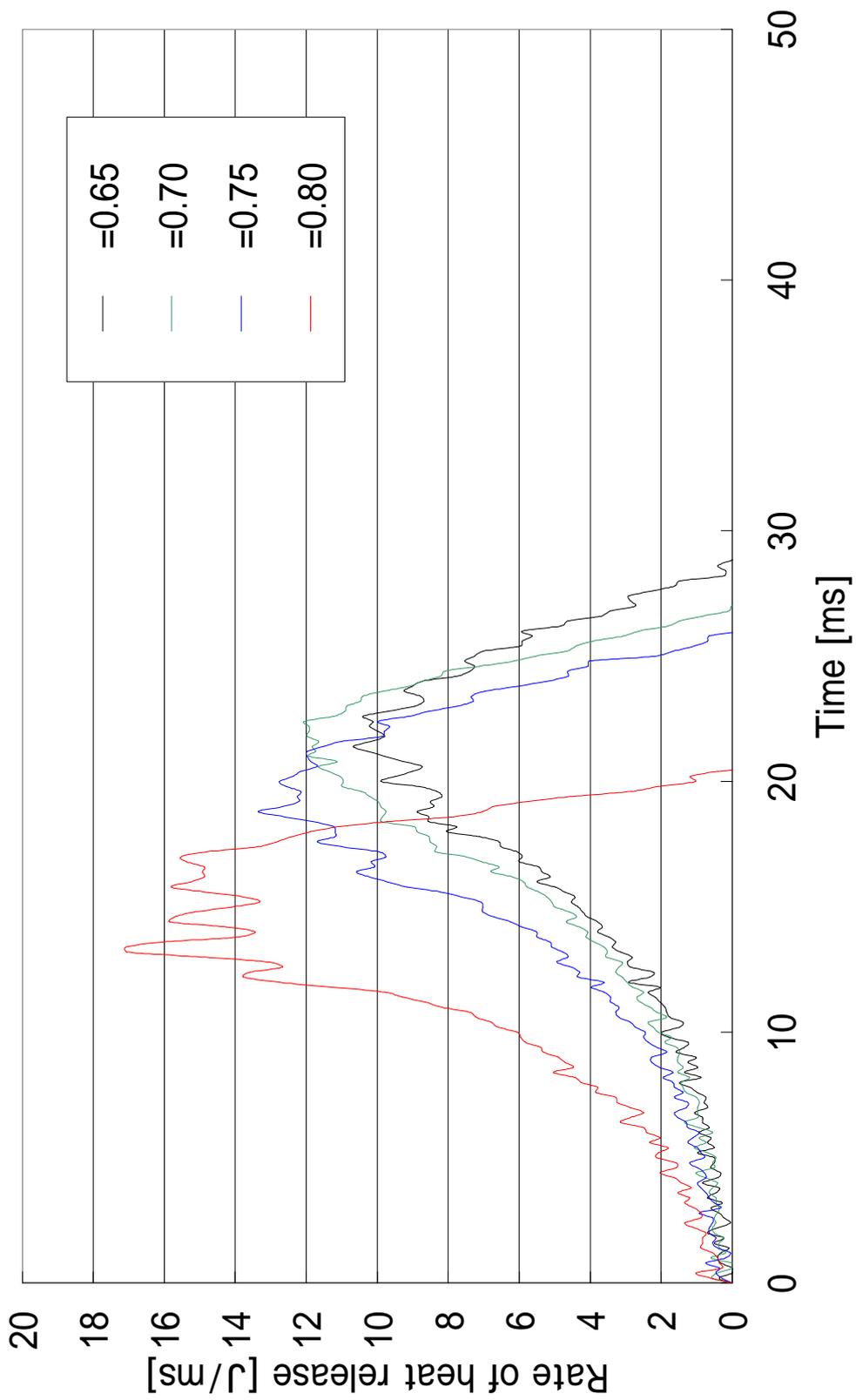


Fig.73 Rate of heat release (2atm, $\theta = 1.5$, Impinging injection)

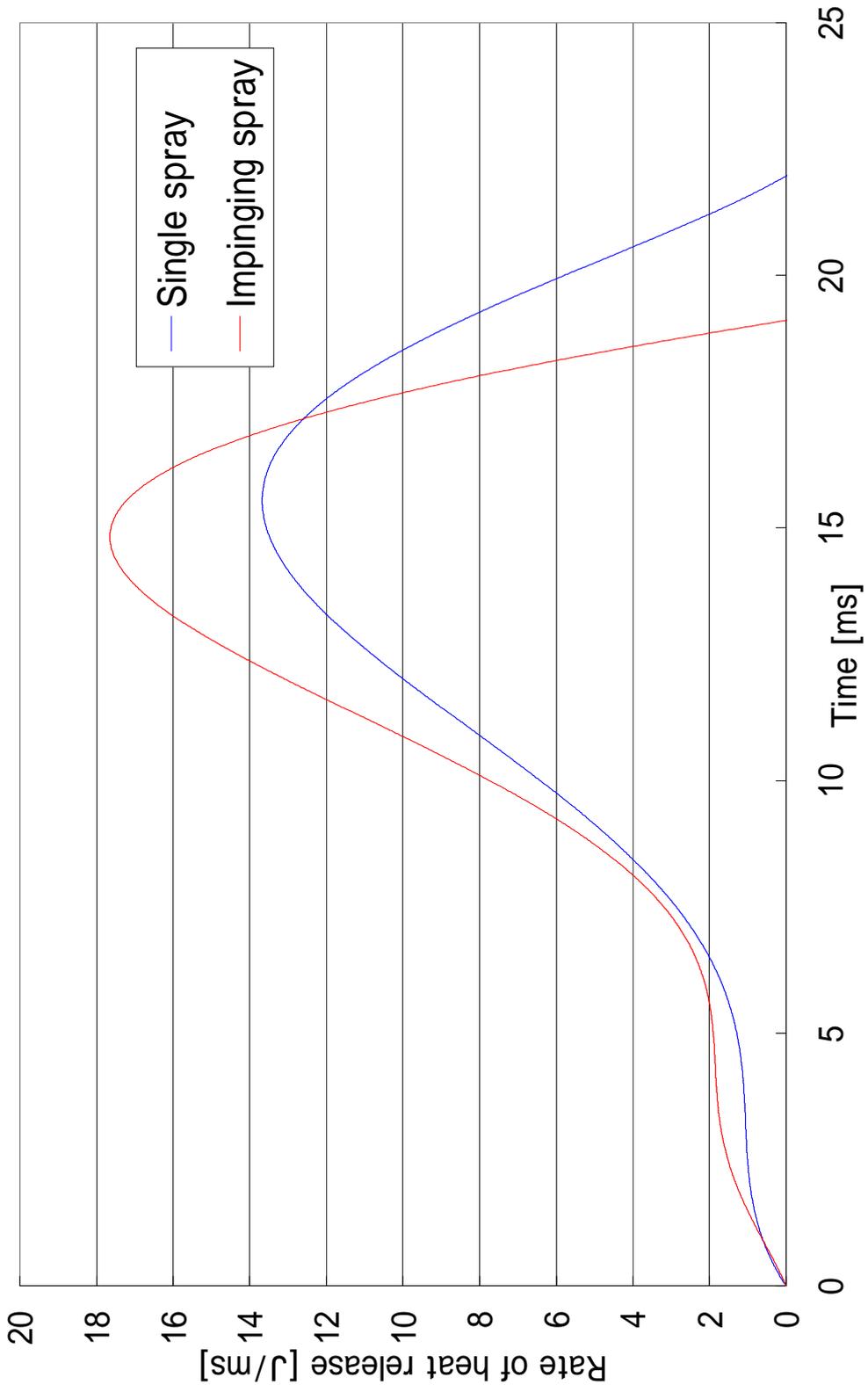


Fig.74 Rate of heat release (2atm, $\theta = 1.5$, $\phi = 0.8$)

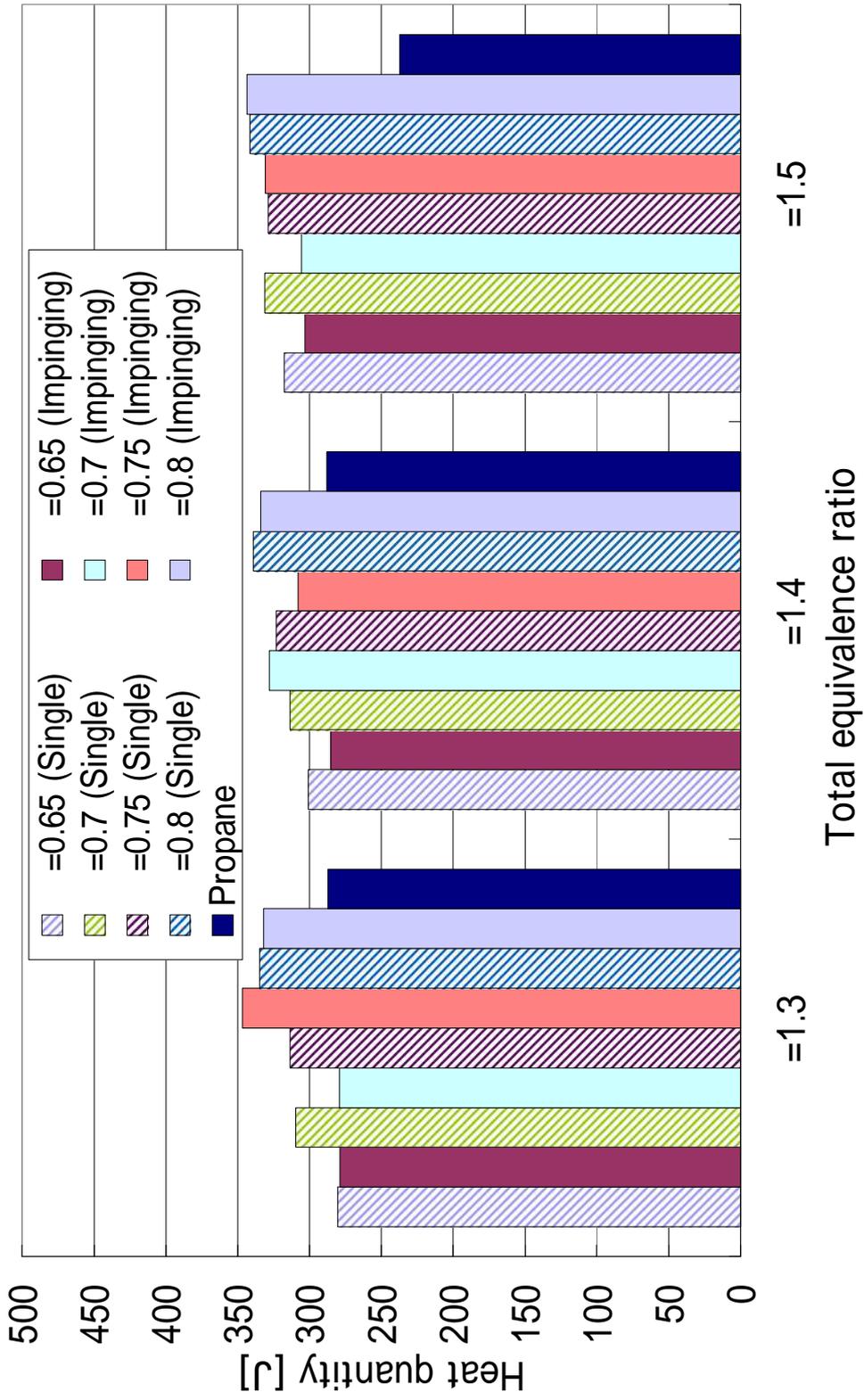


Fig.75 Heat quantity (1atm)

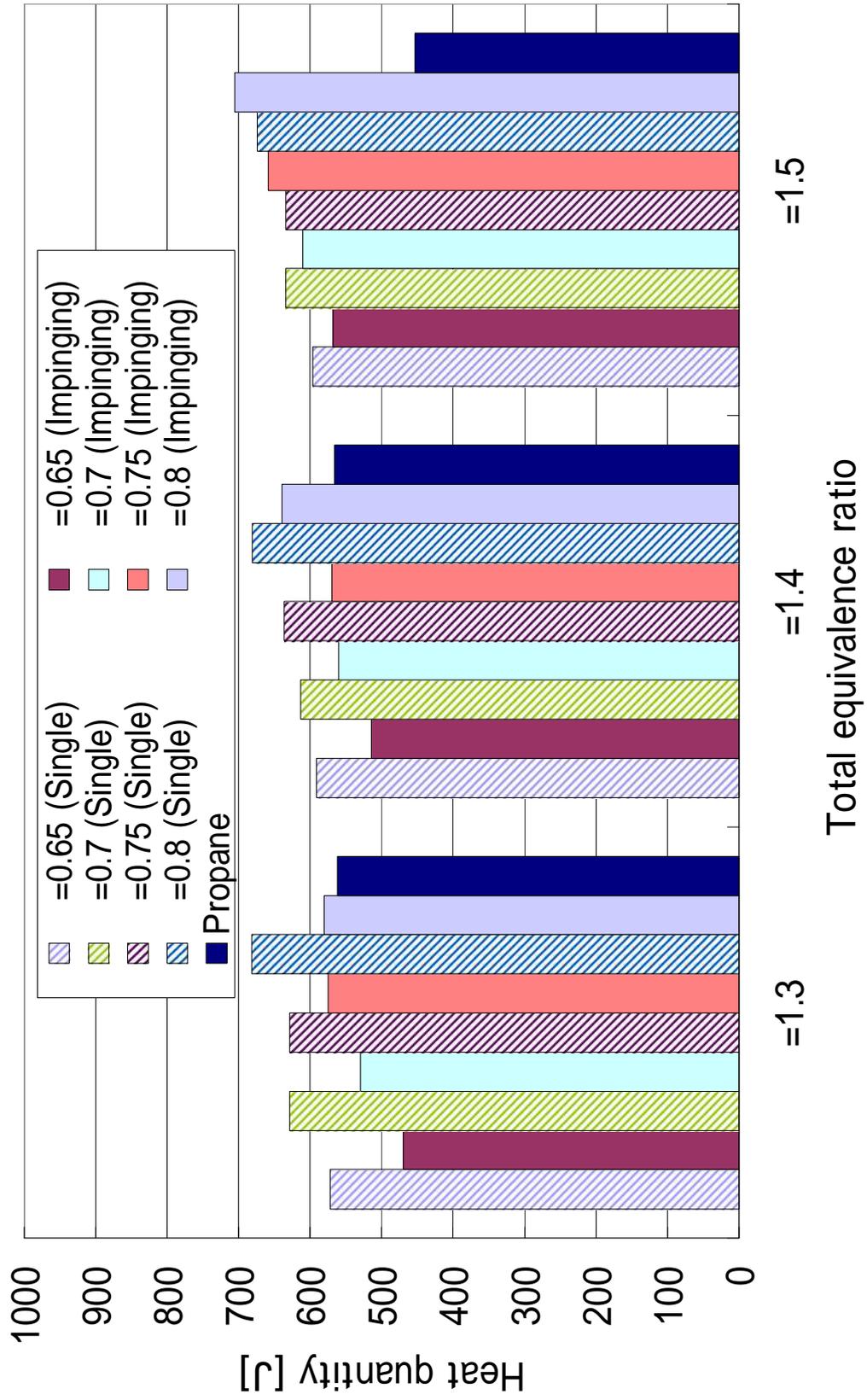


Fig.76 Heat quantity (2atm)

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF COMBUSTION CHARACTERISTICS FOR SPRAY COMBUSTION BY IMPINGING INJECTION IN A CLOSED VESSEL

Koji Morioka, Tadashige Kawakami

Faculty of Engineering Hosei University, 3-7-2 Kajino-cho, Koganei Tokyo, 184-8584 Japan
tel. (81-42)387-6149, fax (81-42)387-6121, e-mail: kawakami@k.hosei.ac.jp

Andrzej Teodorczyk

Warsaw University of technology, ITC, Nowowiejska 25, 00-665 Warszawa, Poland
tel. (48-22)660-5226, fax (48-22)250-565, e-mail: ateod@itc.pw.edu.pl

Abstract

Internal combustion engines are the major source of air pollution. Especially, compression ignition engines in today's automobiles contribute the most to particulate emission and soot, and it is recognized that these emissions have a detrimental effect on human and earth environment. So, an improvement of spray combustion for diesel engines is of urgent necessity.

Experiments have been conducted to obtain essential data on spray combustion influenced by impinging injection in a closed vessel. The effect of the impinging injection on maximum burning pressure, total burning time and flame speed is investigated at the condition of 300 K of initial temperature and 0.1 MPa of initial pressure. The travel time of flame front is measured by ionization probes located at two different positions from the center of combustion chamber.

Keywords: Impinging injection, Spray combustion, Combustion characteristics

1. Introduction

It is very important to achieve the low-particulate and low-NO_x emissions under high-load operation conditions in practical diesel engines. Several techniques for reducing the particulate and NO_x have been proposed and a large amount of experimental data has been published [1-3]. However, accurate data on combustion of practical diesel engines for reducing the particulate and NO_x are scarce to difficulties inherent in the conventional measuring techniques. It is well known that the flame behavior in practical diesel engines is strongly influenced by the behavior of injected droplets. Furthermore, the direct injection system has a problem of fuel deposition on the wall of the combustion chamber.

As the first step of the study, experiments were performed to provide basic data on maximum burning pressure, total burning time and flame speed under the influence of the impinging injection method in a closed vessel [4].

2. Experimental apparatus and procedure

Experimental setup is depicted in a schematic diagram shown in Fig.1. It consists of a cylindrical combustion chamber which is equipped with pintle type injection nozzles on each of the opposite walls along the length of the bomb. The size of combustion chamber, machined from a solid block of S45C, is 80 mm in diameter by 100 mm in length and its

volume is approximately 500 cc. The diameter, pressure and angle of injection nozzle are 0.8 mm, 15.7 MPa and 15° , respectively. The Bosch type fuel pump is provided to each injection nozzle. The combustion chamber is fitted with a piezo-electric pressure transducer for measuring the pressure during combustion process. The experiments were carried out at condition of 0.1-0.2 MPa in initial pressure and 293 K in initial temperature, and fuel is used hexadecane ($C_{16}H_{32}$). In this study, we call it “single spray“ when the injection is performed by one nozzle and we call it “impinging spray“ when the injection is performed at the same time by two nozzles facing each other. The nozzle distance for impinging spray is defined the distance between the nozzle and the opposite nozzle and the distance employed are 70 mm. The combustion behavior of impinging and single fuel spray, which are ignited by a spark ignition. The travel time of flame front is measure by ionization probes located at two different positions from the center of combustion chamber.

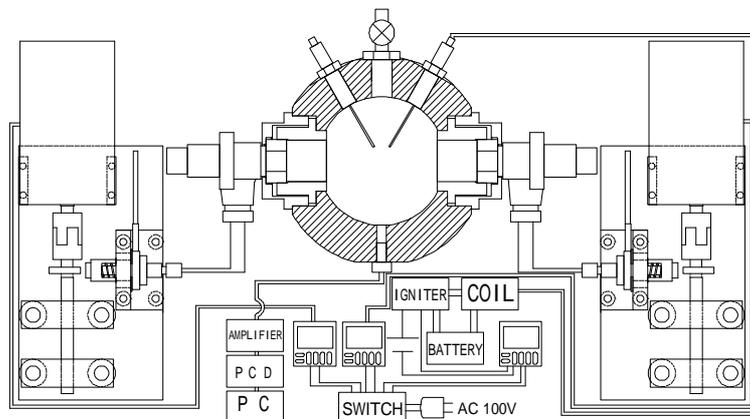


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

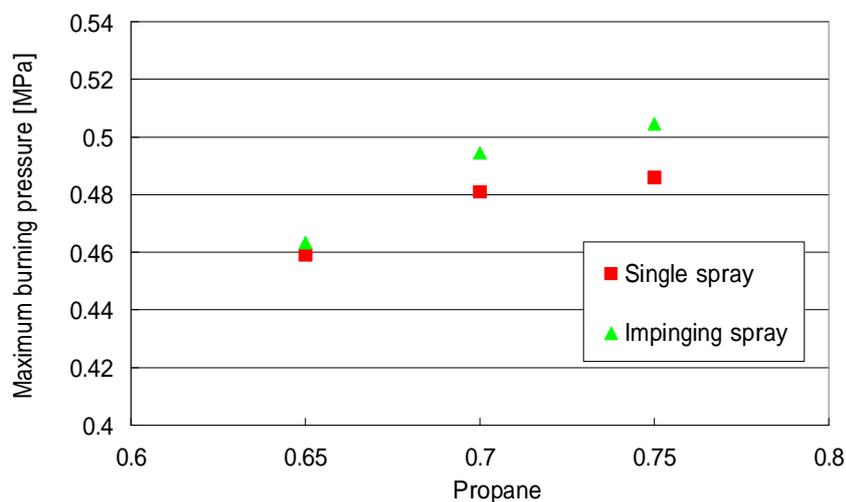


Fig.2 Maximum burning pressure vs. equivalence ratio

3. Results and discussion

Figure 2 shows the maximum burning pressure versus equivalence ratio (the equivalence ratio of propane-air mixtures before the injection) as a function of injection type, where the overall equivalence ratio after injection is about 1.08. From this result it can be seen that the maximum burning pressure decreases with decreasing equivalence ratio (before the

injection) for both single and impinging spray. Furthermore, for the impinging spray, maximum burning pressure is larger than that of the single spray at the same equivalence ratio.

Figure 3 shows the maximum burning pressure versus equivalence ratio (before the injection) as a function of the overall equivalence ratio (after the injection) by using impinging injection. From this figure it can be seen that for at overall equivalence ratio $\Phi = 1.5$, the maximum value of the maximum burning pressure can be observed at equivalence ratio (before the injection) $\Phi = 0.8$. This tendency is observed at overall equivalence ratio $\Phi = 1.4$. On the other hand, at overall equivalence ratio $\Phi = 1.3$, the maximum value can be observed at equivalence ratio $\Phi = 0.75$. This results suggest that the equivalence ratio (before the injection) of propane-air mixtures is a very important factor to achieve the improvement of spray combustion by impinging spray.

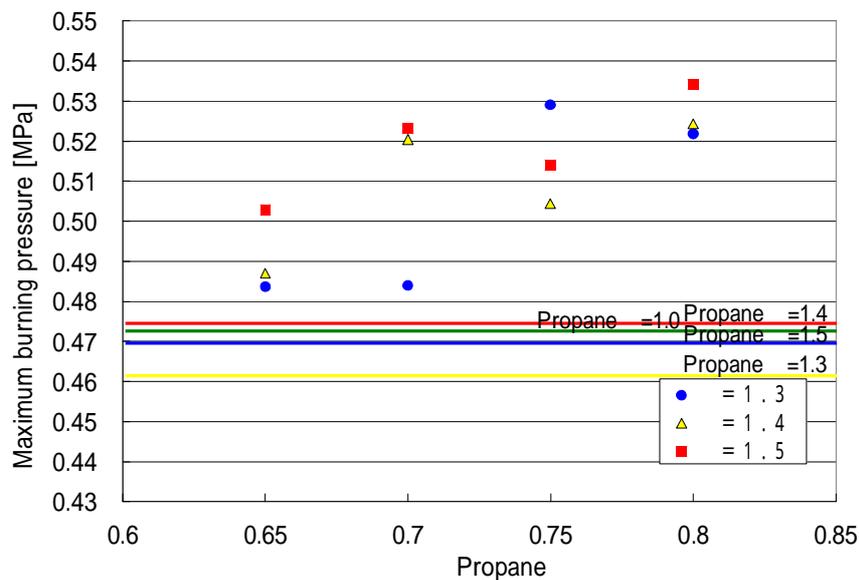


Fig.3 Maximum burning pressure vs. equivalence ratio

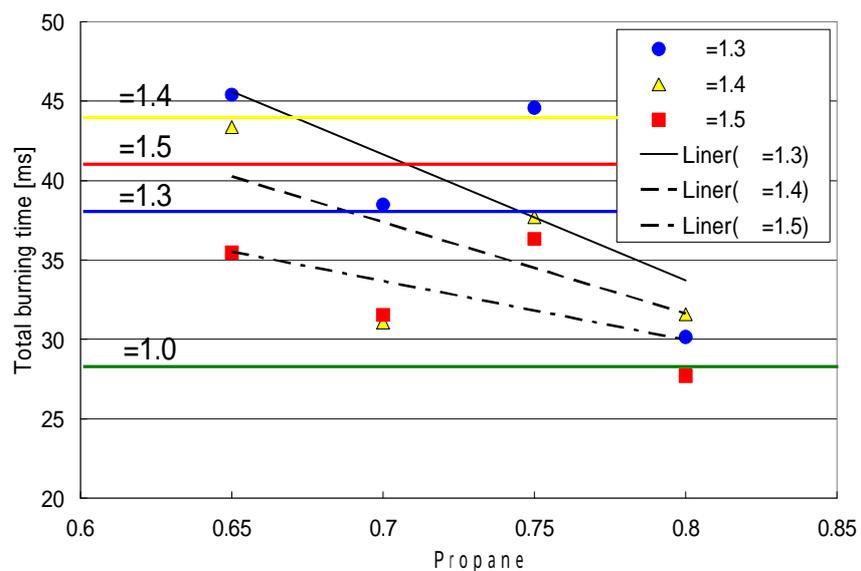


Fig.4 Total burning time vs. equivalence ratio

Figure 4 shows the total burning time versus equivalence ratio (before the injection) as

a function of overall equivalence ratio (after the injection) by using impinging injection. As seen from this figure the total burning time decreases with decreasing the equivalence ratio (before the injection). The total burning time increases with increasing the overall equivalence ratio (after injection) at the same equivalence ratio (before injection). This phenomenon probably means that the fuel distribution near the stoichiometric conditions depends on the amount of fuel injected during impinging injection.

Figure 5 shows the mean flame speed versus equivalence ratio (before injection) for impinging injection. From this figure it can be seen that the mean flame speed monotonically increases with increasing the equivalence ratio at any overall equivalence ratio.

Figure 6 shows the flame speed versus equivalence ratio (before injection) for impinging injection. The flame speed is measured here by ionization probes located at two different positions from the center of combustion chamber. It can be seen that the flame speed increases with increasing the equivalence ratio at any overall equivalence ratio. Furthermore, this tendency is relatively larger for equivalence ratio of $\Phi = 1.5$ than that of $\Phi = 1.3$ and 1.4. It is very interesting fact that the combustion of impinging injection is very effective for increasing the flame speed.

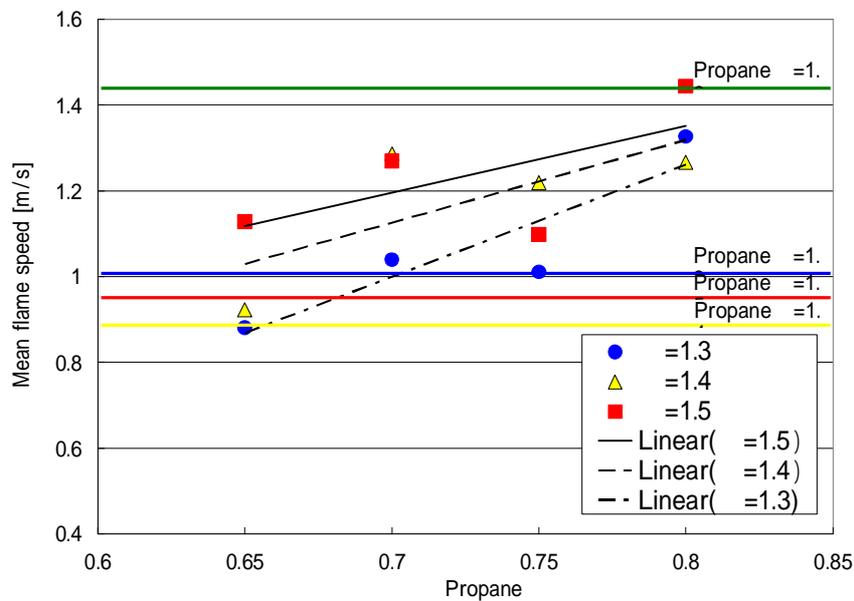


Fig.5 Mean flame speed

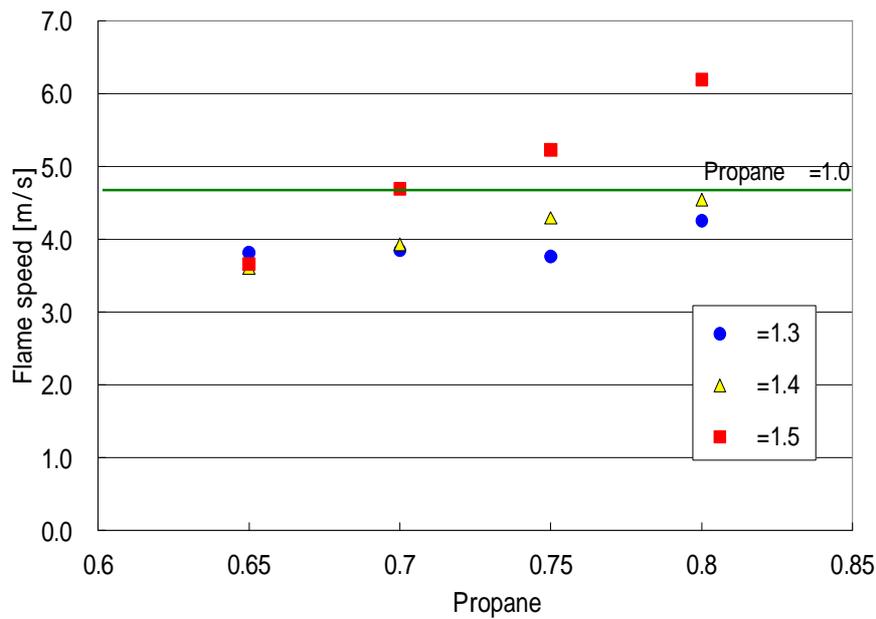


Fig.6 Flame speed

4. Conclusions

The experiments have been conducted in order to obtain the essential data on spray combustion by impinging injection in a closed vessel. The main conclusions are as follows:

- 1) The maximum burning pressure for impinging injection is larger than that of the single injection at the same overall equivalence ratio;
- 2) The total burning time increases with increasing the overall equivalence ratio (after injection) at same equivalence ratio (before injection);
- 3) The combustion of impinging injection is very effective for increasing the flame speed.

5. References

- [1] Arai, M. et al.: Inter-impingement process of diesel sprays, ILASS-ASIA-99, P.27-32 (1999)
- [2] Chiba, T. et al.: Inter-Spray Impingement of Two Diesel Sprays, ICLASS200, P.1272-1278 (2000)
- [3] Iwabuchi, Y. et al.: Trial of New Concept Diesel Combustion System, SAE Paper 199-01-0185