

工學博士學位論文

LPG 연료의 분무특성과 확산연소에
관한 연구

A Study on LPG Spray and Diffusion Flame Behavior

指導教授 朴 權 夏

2004年 8月

韓國海洋大學校 大學院

機 械 工 學 科

宋 榮 鎬

本 論 文 을 宋 榮 鎬 의 工 學 博 士 學 位 論 文 으 로 認 准 함

委 員 長	工 學 博 士	鄭 在 鉉	Ⓜ
委 員	工 學 博 士	金 在 輝	Ⓜ
委 員	工 學 博 士	趙 智 龍	Ⓜ
委 員	工 學 博 士	李 英 浩	Ⓜ
委 員	工 學 博 士	朴 權 夏	Ⓜ

2004年 8月

韓國海洋大學校 大學院

機 械 工 學 科

宋 榮 鎬

目 次

List of table	iii
List of figures	iv
Abstract	x

제1장. 서론

1.1 LPG 연료의 연소특성 및 엔진적용에 관한 연구	1
1.2 본 논문의 연구목적 및 내용	6

제2장. LPG 연료의 분무특성

2.1 LPG 연료의 성질	7
2.2 LPG 연료의 생산 및 활용	10
2.3 실험장치의 구성 및 실험조건	13
2.3.1 연속분사실험장치	13
2.3.2 분사압력변화와 분위기압력변화에 따른 분사실험장치	15
2.4 LPG 연료의 분무특성	18
2.4.1 연속분사에서 분무특성	18
2.4.2 분사압력변화에 따른 분무특성	21
2.4.3 분위기 압력변화에 따른 분무특성	24
2.5 디젤 연료의 분무특성	27
2.5.1 연속분사에서 분무특성	27
2.5.2 분사압력변화에 따른 분무특성	29
2.5.3 분위기 압력변화에 따른 분무특성	33
2.6 가솔린 연료의 분무특성	36
2.7 분무특성 비교	39
2.7.1 연속분사에서 분무특성	39

2.7.2 분사압력변화에 따른 분무특성	41
2.7.3 분위기 압력변화에 따른 분무특성	45

제3장. LPG 연료의 확산연소특성

3.1. 실험장치의 구성 및 실험조건	53
3.2 LPG 분무확산연소 특성	56
3.2.1 분사압력변화에 따른 연소특성	56
3.2.2 분위기 압력변화에 따른 연소특성	65
3.3 디젤 분무확산연소 특성	75
3.3.1 분사압력변화에 따른 연소특성	75
3.3.2 분위기 압력변화에 따른 연소특성	89
3.4 가솔린 연료의 분무확산연소 특성	99
3.4.1 분사압력변화에 따른 연소특성	99
3.4.2 분위기 압력변화에 따른 연소특성	107
3.5 연소특성 비교	116
3.5.1 분무와 착화특성	116
3.5.2 연소특성	119

제4장. 결론	121
----------------------	-----

참고문헌	123
-------------------	-----

List of Tables

Table 2.1	Properties of LPG, diesel and gasoline
Table 2.2	World supply situation of LPG car
Table 2.3	World supply situation of LPG bus
Table 2.4	Test cases
Table 2.5	Test cases for rail pressure variation
Table 2.6	Test cases for surrounding pressure variation
Table 2.7	Spray angles of LPG rail pressure variation
Table 2.8	Spray angles of diesel with rail pressure variation
Table 3.1	Test cases

List of Figures

- Fig. 2.1 Vapor pressure variation
- Fig. 2.2 Experimental setup for fully developed spray visualization
- Fig. 2.3 Experimental setup for developing spray visualization
- Fig. 2.4 Spray shapes of LPG with injection pressure variation
- Fig. 2.5 Spray angles measured at 35mm from the nozzle tip
- Fig. 2.6 Spray angles measured at 70mm from the nozzle tip
- Fig. 2.7 Comparison of sprays
- Fig. 2.8 LPG spray development with injection pressure variation
- Fig. 2.9 LPG spray penetration with time from injection start
- Fig. 2.10 LPG spray width with time from injection start
- Fig. 2.11 LPG spray development with surrounding pressure variation
- Fig. 2.12 LPG spray penetration with time from injection start
- Fig. 2.13 LPG spray width with time from injection start
- Fig. 2.14 Spray shapes with injection pressure variation in diesel
- Fig. 2.15 Comparison of diesel sprays around 140mm from injector
- Fig. 2.16 Diesel spray development with injection pressure variation
- Fig. 2.17 Comparison of diesel sprays near bottom wall
- Fig. 2.18 Diesel spray penetration with time from injection start
- Fig. 2.19 Diesel spray width with time from injection start
- Fig. 2.20 Diesel spray development with surrounding pressure variation
- Fig. 2.21 Diesel spray penetration with surrounding pressure variation
- Fig. 2.22 Diesel spray width with surrounding pressure variation
- Fig. 2.23 Gasoline spray development with surrounding pressure variation
- Fig. 2.24 Gasoline spray penetration with surrounding pressure variation
- Fig. 2.25 Gasoline spray width with surrounding pressure variation
- Fig. 2.26 Comparison of sprays at 5MPa
- Fig. 2.27 Comparison of diesel and LPG spray penetrations at rail pressure of

15Mpa

Fig. 2.28 Comparison of diesel and LPG spray penetrations at rail pressure of 100Mpa

Fig. 2.29 Comparison of diesel and LPG spray width at rail pressure of 15Mpa

Fig. 2.30 Comparison of diesel and LPG spray width at rail pressure of 100Mpa

Fig. 2.31 Comparison of sprays at about 20mm length

Fig. 2.32 Comparison of sprays at about 100mm length

Fig. 2.33 Spray of LPG at 0.5ms after injection

Fig. 2.34 Spray of diesel at 0.5ms after injection

Fig. 2.35 Spray of gasoline at 0.5ms after injection

Fig. 2.36 Spray of LPG at tip penetration of 85mm

Fig. 2.37 Spray of diesel at tip penetration of 85mm

Fig. 2.38 Spray of gasoline at tip penetration of 85mm

Fig. 2.39 Comparison of spray penetrations of LPG, diesel, gasoline at surrounding pressure of 0.0MPa

Fig. 2.40 Comparison of spray penetrations of LPG, diesel, gasoline at surrounding pressure of 0.3MPa

Fig. 2.41 Comparison of spray penetrations of LPG, diesel, gasoline at surrounding pressure of 0.6MPa

Fig. 2.42 Comparison of spray widths of LPG, diesel, gasoline at surrounding pressure of 0.0MPa

Fig. 2.43 Comparison of spray widths of LPG, diesel, gasoline at surrounding pressure of 0.3MPa

Fig. 2.44 Comparison of spray widths of LPG, diesel, gasoline at surrounding pressure of 0.6MPa

Fig. 3.1 Experimental setup for flame visualization

Fig. 3.2 Combustion chamber geometry

Fig. 3.3 LPG spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.4 LPG flame development and termination in the rail pressure of 10MPa

and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.5 LPG spray development in the rail pressure of 15MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.6 LPG flame development and termination in the rail pressure of 15MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.7 LPG spray development in the rail pressure of 25MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.8 LPG flame development and termination in the rail pressure of 25MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.9 Spray penetration at trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.10 LPG spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.1MPa

Fig. 3.11 LPG spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.4MPa

Fig. 3.12 LPG flame development and termination in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.4MPa

Fig. 3.13 LPG spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.7MPa

Fig. 3.14 LPG flame development and termination in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.7MPa

Fig. 3.15 LPG spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.16 LPG flame development and termination in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.17 LPG vaporizing routes in pressure-enthalpy diagram for the tested LPG

Fig. 3.18 Spray tip penetration at rail pressure of 10MPa

Fig. 3.19 Diesel spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.20 Diesel flame development and termination in the rail pressure of

10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.21 Diesel spray development in the rail pressure of 15MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.22 Diesel flame development and termination in the rail pressure of 15MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.23 Diesel spray development in the rail pressure of 25MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.24 Diesel flame development and termination in the rail pressure of 25MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.25 Diesel spray development in the rail pressure of 50MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.26 Diesel flame development and termination in the rail pressure of 50MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.27 Diesel spray development in the rail pressure of 100MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.28 Diesel flame development and termination in the rail pressure of 100MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.29 Diesel spray development in the rail pressure of 150MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.30 Diesel flame development and termination in the rail pressure of 150MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.31 Spray tip penetration at trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.32 Diesel spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.1MPa

Fig. 3.33 Diesel flame development and termination in the rail pressure of 150MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.34 Diesel spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.4MPa

Fig. 3.35 Diesel flame development and termination in the rail pressure of 150MPa and the trap pressure of 0.4MPa

- Fig. 3.36 Diesel spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.7MPa
- Fig. 3.37 Diesel flame development and termination in the rail pressure of 150MPa and the trap pressure of 0.7MPa
- Fig. 3.38 Diesel spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa
- Fig. 3.39 Diesel flame development and termination in the rail pressure of 150MPa and the trap pressure of 1.0MPa
- Fig. 3.40 Spray tip penetration at rail pressure of 10Mpa
- Fig. 3.41 Gasoline spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa
- Fig. 3.42 Gasoline flame development and termination in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa
- Fig. 3.43 Gasoline spray development in the rail pressure of 15MPa and the trap pressure of 1.0MPa
- Fig. 3.44 Gasoline flame development and termination in the rail pressure of 15MPa and the trap pressure of 1.0MPa
- Fig. 3.45 Gasoline spray development in the rail pressure of 25MPa and the trap pressure of 1.0MPa
- Fig. 3.46 Gasoline flame development and termination in the rail pressure of 25MPa and the trap pressure of 1.0MPa
- Fig. 3.47 Spray tip penetration at trap pressure of 1.0MPa
- Fig. 3.48 Gasoline spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.1MPa
- Fig. 3.49 Gasoline flame development and termination in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.1MPa
- Fig. 3.50 Gasoline spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.4MPa
- Fig. 3.51 Gasoline flame development and termination in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.4MPa

Fig. 3.52 Gasoline spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.7MPa

Fig. 3.53 Gasoline flame development and termination in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.7MPa

Fig. 3.54 Gasoline spray development in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.55 Gasoline flame development and termination in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

Fig. 3.56 Comparison of times to reach on the wall for LPG, gasoline and diesel fuel

Fig. 3.57 Comparison of ignition delays for LPG, gasoline and diesel fuel

Fig. 3.58 Flames just before termination at trap pressure of 0.0MPa

Fig. 3.59 Flames just before termination at trap pressure of 0.4MPa

Fig. 3.60 Flames just before termination at trap pressure of 0.7MPa

ABSTRACT

A Study on LPG Spray and Diffusion Flame Behavior

Young Ho Song

Department of Mechanical Engineering, Graduate School

Korea Maritime University

Busan, Korea

(Supervised by Professor Kweonha Park)

The need for more fuel efficient and less emission vehicles has driven the development of alternative fuels such as Liquefied Petroleum Gas which is capable of meeting the limits of better emission levels without many modifications to current engine design. In order to improve an engine performance, a multi-point port injection system was introduced recently, and a liquid direct injection system into a cylinder was suggested as a next generation system to maximize the fuel economy as well as power.

This study addresses firstly the analysis of the LPG spray from single hole injector. The spray images are visualized and compared with diesel and gasoline sprays in a wide injection and ambient gas pressure ranges. The injection pressure is generated up to 150MPa by Haskel air driven pump. And the ambient pressure is adjusted by pumping air into constant volume chamber. The LPG spray photos show that the dispersion characteristic of the spray soon after injection depends very sensitively on the ambient pressure. The spray

angle is very wide in a low ambient pressure condition until the saturated pressure of 0.252MPa, but the angle is quickly reduced at the condition over the pressure. However, the down stream of the LPG spray shows much wider dispersion and less penetration than those of gasoline and diesel sprays due to fast evaporation.

Secondly this study addresses the diffusion flame of LPG spray in a constant volume combustion chamber having an impinging plate. The high speed digital camera is used to take the flame images. The LPG spray photos show that the dispersion characteristics are dependent sensitively on the ambient pressure. In a low trap pressure LPG fuel in liquid phase evaporates quickly and does not reach down easily to the impinging plate having a hot coil for ignition. The quick evaporation makes the temperature low and the spray penetration low, which makes the equivalence ratio very low near the ignition coil and then makes the ignition hard. However, in a high trap pressure the spray leaving the nozzle is remaining as liquid phase like a diesel fuel spray. The LPG gathers around the ignition site on the plate, which makes an intensive flame near the plate.

It is considered that the behavior of LPG spray might be more dependent on the gas flow motion than the spray injection velocity in the cylinder with low trap pressure. That phenomenon will be found easily on the early injection of a direct injection LPG engine. Therefore, the chamber and intake port shape might be careful to get a suitable flow motion for designing direct injection LPG engines.

제1장. 서 론

1.1 LPG 연료의 연소특성 및 엔진적용에 관한 연구

믹서방식의 LPG엔진의 일반적인 연료공급계통은 LPG 탱크와 베이퍼라이저로 구성되어, LPG 탱크에서 나온 액체연료는 베이퍼라이저에서 기화된 후 공기와 혼합되어 흡기관에 공급된다. 기화시 공기의 균일하고 빠른 혼합으로 가연한계가 넓기 때문에 안정적인 희박연소가 가능하며 액체의 상태로 공급되는 가솔린이나 디젤연료에 비해 연소속도가 빠르다. 옥탄가가 높기 때문에 과급이나 압축비를 높일 수 있어 출력과 열효율을 향상시킬 수 있다. 과잉 공기율이 낮아도 넓은 확산과 산소 이용률이 높아 완전연소가 이루어지므로 피스톤, 밸브, 점화플러그 등에 탄소 부착이 적어 기관과 점화플러그의 수명이 길어진다. 또한, 배기가스에 매연이나 그을음의 발생이 적고, 일산화탄소나 탄화수소와 같은 유해물질의 발생이 적으며, 황의 함량이 가솔린의 1/10에 불과하고, 아황산가스나 납 등에 의한 대기오염을 줄일 수 있다.

LPG의 발열량은 약 6,660 kcal/l로 이 값은 가솔린의 발열량 약 8,680 kcal/l에 비한다면 1당 약 2,020 kcal/l 작은 값으로 가솔린에 비해 열효율이 약 23% 떨어진다.

일반적으로 공기 중에 혼합되어 있는 가연성 가스의 용량비로 표시된 것을 ‘연소 한계’ 또는 ‘연소 범위’라 하며, 그 중 가장 농후한 한계를 ‘상한’, 가장 희박한 한계를 ‘하한’이라 하는데, LPG는 프로판과 부탄의 혼합물이므로 연소한계의 상한과 하한을 정확히 정하기는 매우 곤란하지만 공기 중에 LPG가 최소한 2-9%의 범위로 가솔린 1.5-5.0%보다도 넓지만 그 밖의 다른 가연성 가스보다는 훨씬 협소하게 되어 있다. 한편 연소 한계 중에서 특히 폭발적으로 연소하는 범위를 ‘폭발 한계’나 ‘폭발 범위’라고도 부르며 그 값이 클수록 위험도가 높게 마련인데, LPG의 위험도는 도시가스보다는 훨씬 적으나 가솔린에 비한다면 다소 크게 나타난다.

LPG는 낮은 압력 조건에서 급속히 증발하는 급속 증발특성을 가지고 있는데 디젤이나 가솔린에서는 이러한 특성을 찾아볼 수 없다. Brown과 York[1]의 논문에서는 LPG분사과정에서의 급속증발(flushing)을 관찰하였고 Fusimoto 등[2]은 미립화

특성을 분석하였다.

정동수 등[3]은 직접분사식 LPG엔진에서의 분사조건이 분무특성에 미치는 영향을 연구하였는데 가솔린과 비교하여 분사시기 변화에 따른 LPG의 분무특성은 분사시기가 빠를수록 분무의 관통도가 증가하였고 반면에 분무각은 감소하였으며 분무초기에 비해 후반으로 갈수록 분무각이 줄어드는 것을 보여주었다. 그러나 분사압력변화에 따른 분무특성은 가솔린에 비해 거의 차이가 나타나지 않았다.

일반적으로 자동차에 사용되는 연료로 LPG를 선택할 경우의 기준은 다음과 같다. 첫째, 적당한 증기압($1-10\text{kg/cm}^3$)을 갖고 있어야 하며, 둘째로 불포화 탄화수소를 함유하지 않아야 하며, 셋째로 가급적 불순물이 함유되지 않아야 한다. 여기에 적당한 증기압은 엔진이 작동하는 데 요구되는 휘발성과 관계가 있다. 즉 LPG 자동차는 자체 압력에 의해 LPG가 공급되기 때문에 연료 펌프가 사용되지 않아, 겨울철의 혹한시와 같은 경우 시동할 수 없을 정도의 낮은 증기압으로 연료의 공급이 잘 이루어지지 않기 때문에, 계절에 따라 프로판과 부탄의 혼합 비율을 변경하여 필요한 증기압을 확보하여야 한다.

최근의 엔진은 용기 내의 압력이 0.7kg/cm^2 정도면 충분히 시동될 수 있도록 설계되어 있어 온도가 가장 많이 내려가는 겨울철 새벽에도 안전성을 고려하여 2kg/cm^2 정도의 압력만 있으면 문제가 없다.

LPG엔진은 불꽃점화의 방식이 가능하며 저압에서도 쉽게 액화되는 성질을 가지고 있기 때문에 현재의 가솔린엔진기술을 그대로 적용할 수 있다. 그러나 수송기관에 LPG공급 시 공기, 연료의 불균일에 따른 유해배출가스의 발생과 흡기관에 잔존하는 다량의 혼합기로 인한 역화 등 많은 문제가 있다.

LPG 연료는 오래전부터 청정연료로 소개되었으며, 우리나라의 경우에는 LPG 차량대수는 세계 1~2위의 자리를 차지하고 있으나 기술적인 측면에서는 초기 수준을 갓 벗어난 제 2세대의 폐회로 제어의 기체 믹서(mixer)를 사용하고 있는 상황이다.[4] 하지만 LPG 믹서 타입 엔진의 경우 연료 공급이 기체상태로 이루어지므로 각 실린더별로 정확한 공연비 제어가 이루어지기 어렵기 때문에 유해 배기가스 배출 및 흡기관 내에 연료의 잔존에 의하여 발생하는 역화(Back Fire)와 초킹(choking)현상 및 충전 효율의 저감에 따른 출력 감소와 연비 악화가 단점으로 지적되어 왔다.[5]

최근에는 저공해엔진의 연구 중 LPG를 주연료로 하여 가솔린엔진과 마찬가지로

액상 분무 시스템을 갖춘 LPLi(liquid phase LPG injection) 엔진의 연구가 상당히 진행되고 있다. 특히, 90년대에 이 시스템을 개발한 유럽에서는 이미 실용화가 이루어졌으며 최근 들어 우리나라, 일본, 중국 등의 아시아 국가들도 이에 대한 연구를 활발히 수행중에 있다[6-12].

또한 LPLi에 대한 연구가 활발히 진행되면서 이에 대한 많은 특성결과들이 밝혀졌으며 현재도 여러 가지 연구결과가 발표되고 있다[13-17].fd

현재 국내에서 상용화되고 있는 믹서방식의 LPG시스템은 대부분 소형 가솔린 엔진을 대상으로 개발되고 있으며, 점차 중·대형 디젤 엔진을 대상으로도 이 방식이 진행되고 있다. 후자의 경우 LPG 연료 특성상, 엔진외부 착화원인 전기점화방식을 채택해야 하기에, 압축비 변경을 위한 엔진하드웨어 및 주변시스템의 개조가 필수적이다. 특히 기존 방식에 비해 엔진성능 및 배기가스 저감에 유리한 액상분사방식의 LPG MPI엔진을 개발하기 위해서는 연소 최적화 기관 관련부품 및 시스템 개발, 내구성 확보 등이 필수적으로 요구된다. 특히 상대적으로 연소실이 큰 대형 디젤엔진의 LPG MPI 엔진으로의 개조는 실린더 헤드, 피스톤 등의 연소계 및 인젝터, 연료라인 및 펌프 등의 연료계, 강제착화를 위한 스파크 플러그, 점화코일 등의 점화계와 전자제어를 위한 전장계 등 많은 변경 시스템에 대한 설계기술이 중요하다.

LPG는 연료사용방식에 따라 LPG연료만을 사용하는 전용방식과 가솔린과 LPG를 교대로 사용하는 Bi-fuel, Diesel연료와 LPG를 동시에 사용하는 Dual-fuel 방식이 있다. 국내의 LPG차량은 LPG 연료만을 사용하며 북미나 일본 등에서는 대형상용차에 Dual-fuel방식을 사용한다. Poulton[18]은 Dual-fuel방식에 대하여 매년 저감효과가 매우 우수한 것으로 보고하였다. 이지근 등[19]은 LPG와 가솔린의 효율에 대해 비교하였는데 LPG차량에 공급되는 연료인 LPG의 단위 중량당 발열량은 가솔린보다 약간 크지만 혼합기의 단위 체적당 발열량은 밀도의 차이로 인하여 가솔린보다 5%정도 작다고 보고하였다. 또한 LPG는 가스상태로 엔진에 공급되기 때문에 흡입효율저하에 의한 출력저하(가솔린 대비 약 6%정도)가 발생하고, 흡입 공기량이 적은 저속에서 보다 흡입 공기량이 많은 고속에서 출력은 5~10%정도 저하한다고 발표하였다.

LPG엔진의 최근연구는 흡기포트에 분사하는 방식(MPI)과 연소실내에 직접분사하는 방식으로 나누어진다. 흡기포트 분사방식은 가솔린에서 사용되고 있는 MPI방식과 유사하다. 따라서 가솔린엔진의 흡기포트 분사식 공급장치와 같은 성능을 보

여주는데에 관한 연구가 활발히 이루어지고 있다. Hollemans[20]는 LPG가 Cold Start시 효과가 크다고 했으며 유해배기가스저감을 보고하였다. 배기가스저감에 관한 연구에서 Lowi Jr[21]는 유해배기가스인 NO_x, CO₂등이 가솔린기관과 비교하여 20~60%의 감소를 보고하였고 Hollemans 등[20]은 46.4%의 감소를 Smith 등[22]은 0.6~0.8%의 감소를 발표하였다.

디젤기관과 비교해서 영국의 Rushmoor Borough의회[23]는 유해가스인 NO_x가 80%, PM이 100%감소함을 보고하였고 홍콩환경사무국[24]에서는 95%의 NO_x 감소를 발표하였다. 따라서 LPG가 다른 연료와 비교하여 청정연료로서 유해물질을 감소시켜 환경오염에 기여할 수 있다는 것을 입증하였다.

믹서방식과는 다른 액상분사장치에 대한 연구에서 Sierens[25]는 많은 실험과 이론적 연구를 통한 MPI분사시스템을 개발하였다. 액체분사시스템이 증발식 LPG엔진과 비교하였을 때 15%의 출력향상을 보이며, 가솔린과 비교하여 유사한 출력을 보여준다. 또한 연료소비량 및 배기가스가 감소된다고 발표하였다.

오승묵 등[26]은 단기통엔진을 사용하여 대형엔진에 LPG연료의 적용가능성을 확인하였다. 믹서혼합방식, 액상분사방식과 가스분사 방식에 따른 엔진 실험 결과를 상호 비교한 특징을 보면 직분식 LPG기관의 경우 흡기 온도 저감에 의하여 믹서방식의 경우보다 약 10%정도 출력증가를 보여주며 배기가스 온도의 저감, 이상연소 현상억제 등의 효과를 보여주었다.

LPG의 연소특성에 관하여 김우석 등[27]은 LPG가 부분부하 실험에서 가솔린에 비해 MBT 점화시기가 약 2~4°지각되어 나타났고, 연소기간이 기관회전속도 증가에 따라 가솔린보다 10%이상 단축되어, 노킹 발생시간을 줄이며, 그에 따른 고압축비가 가능하고 이에 따라 이론열효율이 상승하는 효과가 있다고 발표하였다. 전 부하상태에서는 LPG연료를 사용할 경우 노킹 한계 점화시기가 가솔린의 경우보다 5~10°이상 진각 될 수 있어 가스연료 사용에 대한 고 부하 영역에서의 출력 감소를 보상할 수 있다고 하였다.

LPG 엔진의 개발에 관한 연구로서 서영호 등[28]은 디젤엔진과 비교하기 위해 중형 상용 LPG 엔진을 제작하여 배기, 연비, 출력 등의 성능 시험을 실시하여 최대 토크 13%, 최대 출력 6%증가를 보여주었고 Hollemans 등[20]은 엔진 효율면에서 4%향상을 Sun 등[29]은 4%악화 Fanick 등[30]은 5% 악화를 보여주었다. 또한 강우 등[28]은 엔진에서의 전개상태인 WOT조건에서 연료소비율은 디젤엔진 대비 단

위 중량당 연료 소비가 10~20% 정도 증가하였는데 이를 단위 가격당 비교한다면 디젤 엔진과 동등한 수준으로 평가하였다.

기타 LPG를 엔진에 적용한 많은 연구들이 수행되고 있는데, SI기관을 LPG로 구동하였을 경우 성능을 분석하였으며[31-32], 2행정 및 4행정의 가솔린기관에 스로틀 벤튜리를 부착하여 가솔린기관에 비해 배기온도 4℃ 감소, NOx 50% 감소가 되었고 [33], 경부하차량의 가솔린기관에 3종의 LPG를 공급하여 탄화수소의 저감이 있다고 보고하였다[34]. 압축비가 4.5인 트랙터가솔린기관에 압축비를 8로 높혀 LPG를 사용한 경우 연료소비율이 최대부하에서 23%나 감소함을 나타냈다[35]. 압축비를 변화하지 않고 가열장치 및 기화장치를 개선하여 실험한 결과 출력 및 연료소비율이 낮게 나타났다[36]. 중소형 트럭을 포함한 저부하 차량에 CNG 변환장치와 LNG 변환장치를 부착하여 실험한 결과 가솔린에 비하여 15~25% 경제적인 이득을 보았다 [37-39].

이상의 선행 연구들을 종합하면 가스상태의 LPG 연료를 사용하는 경우 연료의 불균일, 체적효율의 저하로 연소효율과 출력이 저하되며 흡기구 잔존 혼합기에 의한 역화가 발생하는 문제가 있다. 이를 개선하기 위하여 액체 LPG를 흡기포트 혹은 연소실에 직접분사하는 방식의 연소시스템이 개발되고 있지만 분사시스템, 점화 시스템, 제어시스템, 연소실 형상 등에 대한 체계적 연구가 요구된다. 하지만 현재는 기존의 가솔린 혹은 디젤기관을 크게 개조하지 않고 액체 LPG를 적용하고 있는 실정이다.

1.2 본 논문의 연구목적 및 내용

LPG에 관한 기존의 연구들은 주로 엔진적용에 관한 것으로 출력, 효율, 배기 등의 특성을 분석하였고, LPG 분무와 연소에 관한 연구는 단편적으로 이루어지고 있는 실정이다. LPG를 실린더에 직접 분사하는 엔진 기술을 개발하기 위해서는 기존의 가솔린 혹은 디젤기관의 연소조건에 맞도록 제작된 엔진을 기본으로 LPG 특성에 알맞도록 설계 변경해야 한다. 이를 위해서는 LPG 분무 연소와 가솔린 혹은 디젤 연료의 분무연소 특성을 종합적으로 비교분석하여 LPG 엔진 설계를 위한 실험 데이터가 제공되어야 한다.

본 연구에서는 LPG를 직접분사식 내연기관에 적용하기 위한 종합적인 자료 확보를 위하여 다양한 조건에서의 분무특성과 확산연소특성을 가솔린과 디젤 연료의 거동과 비교 분석하였다.

연구내용은 크게 2가지로 구분되는데, 연소의 발생이 없는 저온 분위기에서 분무 거동만을 분석한 분무특성 실험과 고온 연소 분위기에서 분무와 화염의 거동을 분석한 확산연소특성 실험으로 구분된다. 분무특성 실험은 LPG 포화압력 이하의 대기압 상태에서 분사압력을 변화시키면서 분무거동을 비교분석한 실험과 분사압력을 일정하게 한 상태에서 분위기 압력을 변화시키면서 분무거동을 분석한 실험으로 나누어지며, LPG 특성을 가솔린과 디젤 분무의 특성과 비교하여 분석하였다. 확산연소 특성실험은 고온의 연소실을 제작하여 연료분사 후 자기착화가 가능하게 한 상태에서 분사압력을 변화하면서 실험하였으며 고온분위기에서의 증발분무 거동과 확산화염 거동을 동일조건인 가솔린과 디젤 분무연소와 비교분석하였다.

제2장. LPG 연료의 분무특성

2.1 LPG 연료의 성질

전 세계적인 배기가스 저감정책과 한정된 화석연료의 고갈로 에너지문제에 대한 관심이 증대되고 있다. 이에 따라 저공해, 고효율, 대체연료에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 국내에서 사용되는 자동차용 LPG는 주성분이 부탄(C_4H_{10})이므로 가솔린에 비해 높은 수소와 탄소비를 가지고 있어 적은 공해물질 배출과 저렴한 연료 가격 때문에 대체연료로서의 사용이 점차 늘어가고 있다. LPG연료의 장점은 옥탄가가 높아서 가솔린보다 압축비를 높일 수 있어서 열효율 상승 도모, 불완전연소에 의한 질소산화물(NO_x)과 Soot의 발생, CO_2 의 배출을 줄일 수 있기 때문에 청정연료로서 구분된다. 그리고 디젤기관에도 적용이 가능하며 가연한계가 넓어서 배기가스 저감에 효과가 있다.

LPG와 디젤유 및 가솔린의 물성치는 Table 2.1과 같다. LPG는 디젤유와 가솔린에 비하여 인화점이 매우 낮고 착화점은 가솔린에 비하여 낮다[40]. Fig. 2.1은 LPG의 온도에 따른 압력을 프로판과 부탄의 비율에 따라 나타낸 그래프이다.

LPG의 특성을 살펴보면 액화 및 기화가 용이하다. 즉, 프로판의 경우 대기압 상태에서 $-42.1^{\circ}C$ 로 냉각시키거나, 상온에서 $7kgf/cm^2$ 이상으로 압력을 가하면 쉽게 액화되며, 부탄은 $-5^{\circ}C$, $2kgf/cm^2$ 로서 더욱 쉽게 액화시킬 수 있다. 엔진의 기화기(베이퍼라이저)가 작동하려면 약 $0.3kgf/cm^2$ 의 연료압력이 필요한데 외기온도가 약 $-15^{\circ}C$ 이하로 되면 기화기의 원활한 작동이 불가능해 시동이 어려워진다. 이와 같은 특성으로 인하여 겨울철에는 시동을 하는데 어렵기 때문에 프로판의 혼합비율을 높여 기화기의 작동에 필요한 증기압을 확보한다. 또한 LPG는 액화시키면(프로판=약 270분의 1, 부탄=약 240분의 1) 부피가 매우 작아지기 때문에 수송과 저장이 용이하다. LPG는 액화상태에서 기체상태로 기화되면 공기보다 무겁고, 액화하면 물보다 가벼운 특성을 가지고 있으며 공기 중에서는 연소한계농도가 낮아 누설이 되면 공기보다 무거운 특성으로 인해 바닥에 모여 화재 또는 폭발의 위험성이 존재하기 때

문에 별도의 안전장치를 설치하여 사고를 미연에 방지를 해야 한다. 순수한 LPG는 무색, 무취, 무미이나 누설시 이를 감지할 수 있도록 미량의 착취제를 첨가하고 있으며, 독성물질 및 불순물을 함유하지 않은 청결한 연료이다. 만약 누설에 의한 LPG 다량흡입시엔 뇌에 산소공급이 중단되고, 장시간 산소공급이 중단되면 질식사하거나 심각한 장애를 초래할 수 있으므로, 누설로 인한 많은 인명피해나 사고를 방지해야 한다. 보통 머캡탄이나 CP-630(황화합물)이 LPG착취제로 사용된다. 또한 LPG는 기화잠열이 높아 기화시킬 때 많은 기화열이 필요한데 프로판 1Kg을 기화하기 위해서는 101.8Kcal의 열량(기화열)을 필요로 하며, 부탄 1Kg의 기화를 위해서는 92.1Kcal의 열량(기화열)이 필요하다. 연소시 다량의 공기가 필요한데 프로판은 25배, 부탄은 32배 용량의 공기가 필요하다. 따라서 밀폐된 공간에서 LPG를 장기간 연소시킬 때 산소부족 현상을 일으킬 수 있으며, 불완전한 연소에 의해 일산화탄소를 생성케 되므로, 실내에서 사용할 때는 충분한 산소가 공급될 수 있도록 환기에 유의하여야 한다.

Table 2.1 Properties of LPG, diesel and gasoline

Fuel	Propane	Butane	LPG(used)	Diesel	Gasoline	
Formula	C_3H_8	C_4H_{10}	propane(30%)+ butane (70%)	$C_{10.8}H_{18.7}$	$C_{8.26}H_{15.5}$	$C_{7.76}H_{13.1}$
Mol.wt (Kg/kmol)	44.096	58.123	53.915	148.6	114.8	106.4
Boiling pt. (°C)	-42.1	-0.5	-12.98	180-360	27-225	
Ignition pt. (°C)	-104	-60	-73.2	65-80	-42.8	
Autoignition pt. (°C)	481	441	453	350-450	500-550	
Liquid density(kg/m ³)	500	579	555	845	775	

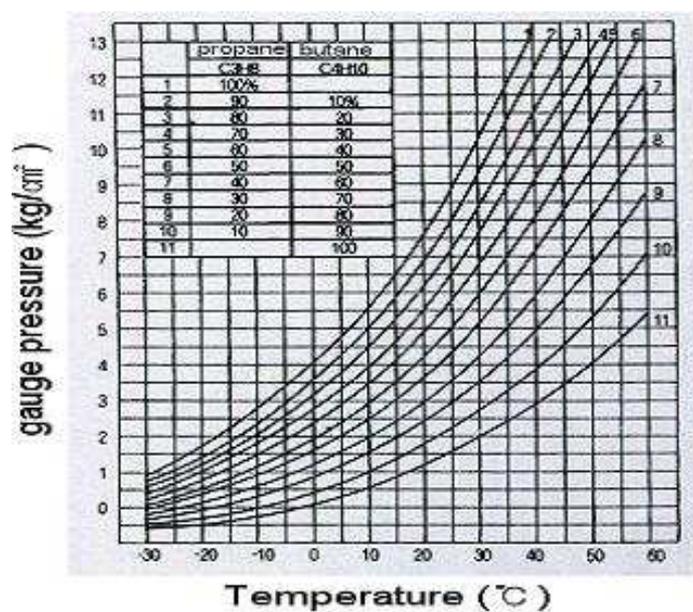


Fig. 2.1 Vapor pressure variation

2.2 LPG 연료의 생산 및 활용

LPG의 구성은 원유의 채굴, 정제과정에서 생기는 기체상의 탄화수소를 액화시킨 혼합물로써, 프로판(Propane)과 부탄(Butane)으로 구분되어 진다. 그런 까닭에 부탄과 프로판의 비율은 그 원유생산지와 정련 과정의 형태에 대부분 의존한다. 그리고 생산지역의 온도에 따른 부탄과 프로판의 비율도 달라지는데, 추운 지역에서는 프로판의 비율을 높게 하고, 더운 지역에서는 부탄의 비율을 높게 한다.

프로판(C_3H_8)은 소량의 메탄, 에탄, 부탄 등이 혼합되어 있고, 주로 가정상업용 취사, 난방 등에 사용되며 도시가스의 제조 원료로도 공급된다. 부탄은 노말부탄($n-C_4H_{10}$), 이소부탄($i-C_4H_{10}$) 등이 주성분이며, 프로판 등 타성분과 혼합하여 주로 자동차용 연료로 사용되며 일부는 난방용 연료 및 석유화학 원료로도 사용한다. 또한 LPG는 산업용으로 사용되며, LPG가 가진 우수한 특성 등으로 인해 1990년대 초반부터 비약적으로 공급이 확대되고 있다.

LPG자동차는 세계 1차대전 당시 가솔린연료에 대한 부족분을 충당하기 위한 대체에너지로 이탈리아, 소련 등에서 개발 사용되었으나, 전후 그 운행의 편리성으로 인해 점차 세계 각국으로 보급되기 시작하여 2000년 기준으로 이탈리아 123만대, 한국 121만대 등 약 730만대가 운행되고 있다. 특히 LPG 연료성상이 가솔린과 유사하여 큰 하드웨어 개조 없이 중소형 가솔린 차량의 대체원으로 사용되었으나, 점차 자동차 환경공해의 심각성이 대두되면서 LPG 연료의 청정성 및 안전성이 부각됨에 따라 선진국을 중심으로 대형 경유차량의 대체원으로 시내버스, 관용차량(청소차량), 셔틀버스, 스쿨버스, 공공운용 등으로 활용도가 증대되고 있다.

Table 2.2 World supply situation of LPG car[41]

country	Number of cars(×1000)	country	Number of cars(×1000)
Austria	2	Netherlands	323
Australia	550	Poland	470
China	65	Korea	1,214
Denmark	2	Spain	7
France	200	Turkey	950
Italy	1,234	America	243
Japan	290	England	39
Mexico	615	the others	1,119
the total	7,323		

World LP Gas Association이 2002년에 발표한 자료에 의하면 2000년 기준으로 전 세계적으로 LPG 차량은 약 730만대를 넘어서고 있다.

한편, LPG 버스는 전 세계적으로 약 9,500대 정도가 운행 중에 있으며 세계 각국의 LPG버스의 보급현황은 아래와 같다.

Table 2.3 World supply situation of LPG bus[42]

Country	The number of LPG bus
Austria	550
Denmark	250
France	100
England	100
Greece	-
Hungary	-
Italy	21
Netherlands	200
Poland	60
Spain	85
America	1,500
China	6,225
the others (Turkey, Mexico, Australia)	500
the total	9,592

일본에서는 2-3톤 적재(차량 총중량 6톤이하)의 LPG 소형 트럭까지의 보급에 머물러서, 중대형급의 실용화는 이루어지지 않고 있다. 소형 트럭용 엔진은 요구되는 출력이 낮고, 가솔린엔진의 개조로 비교적 용이하게 개발이 가능하다고 볼 수 있으나, 이에 비하여 중대형 차량용 엔진은 요구되는 출력, 토크 및 내구성의 레벨이 높아 CNG와 비교하여 옥탄가가 낮은 LPG의 특성상, 중대형의 큰 보어 엔진을 기술적으로 실현시키기가 어렵고, 실용화가 이루어지지 않고 있다.

핀란드의 경우엔 차량제작업체인 Sisu-Auto Ltd.는 17톤형 LPG용 트럭류를 시장에 내놓았다. 이 LPG 트럭류는 오염물질 배출이 극히 낮고 소음도 적으며 운전자에게도 직업상의 안전성을 보장할 수 있었다. 2년간의 실험결과 자료에 의하면 ECE-R49 배출시험에서 오염물질 배출량이 다음과 같이 소량이었다.

- CO 2.1 g/kwh
- total HC 0.7 g/kwh
- NOx 1.1 g/kwh
- PM 0.05 g미만/kwh

이러한 수치는 1995/1996년 법령에서 규정한 한계치보다 낮다. 유럽에서 LPG용 트럭은 디젤차량보다 15%정도 비싸다. LPG용 트럭은 연료를 30%정도 더 사용하지만 반면에 LPG연료가 디젤유보다 50%정도 더 싸다. 그러므로 LPG 차량에 대한 추가부담액의 회수기간은 8년 정도이다.

2.3 실험장치의 구성 및 실험조건

2.3.1 연속분사실험장치

연속분사에서 분무특성 실험에 쓰이는 실험장치도는 Fig. 2.2와 같다. 디젤유는 대기상태에서 액체이지만 LPG는 기상이기 때문에 가압된 봄베를 사용하며, 각각으로부터 압축펌프로 연결되는 라인에는 밸브를 장착하여 차단할 수 있도록 한다. 액체로 공급된 연료는 최대 200MPa까지 압축할 수 있는 고압 하스켈 펌프에 의하여 압축된다. 이 펌프의 구동은 압축공기에 의하여 구동되며 그 양을 조절함으로써 연료의 압력을 조절한다. 압축된 연료는 압력탱크에 저장된 후 전자밸브를 통하여 분사노즐로 공급된다. 밸브의 열림 시간을 시간제어보드에서 제어함으로써 분사시간을 조절한다.

본 실험에서는 연속분무의 특성을 살펴보기 위하여 DC 48V 전압을 3초간 전자밸브에 공급하여 연속 분무를 가시화 한다. 광원과 카메라는 동시제어 되는데, 광원은 출력1.5J/F, 펄스기간 50ns의 스파크형 Strobe이며 이미지는 768×484 CCD 카메라와 프레임 그래버를 사용하여 가시화 한다.

실험조건은 Table 2.4와 같이 주어진다. LPG와 디젤유를 각각 공급하며 분사노즐의 노즐 홀 직경크기는 0.22mm, 0.30mm 두 가지이며, 분사압력을 5MPa에서 50MPa까지 변화시키면서 실험한다.

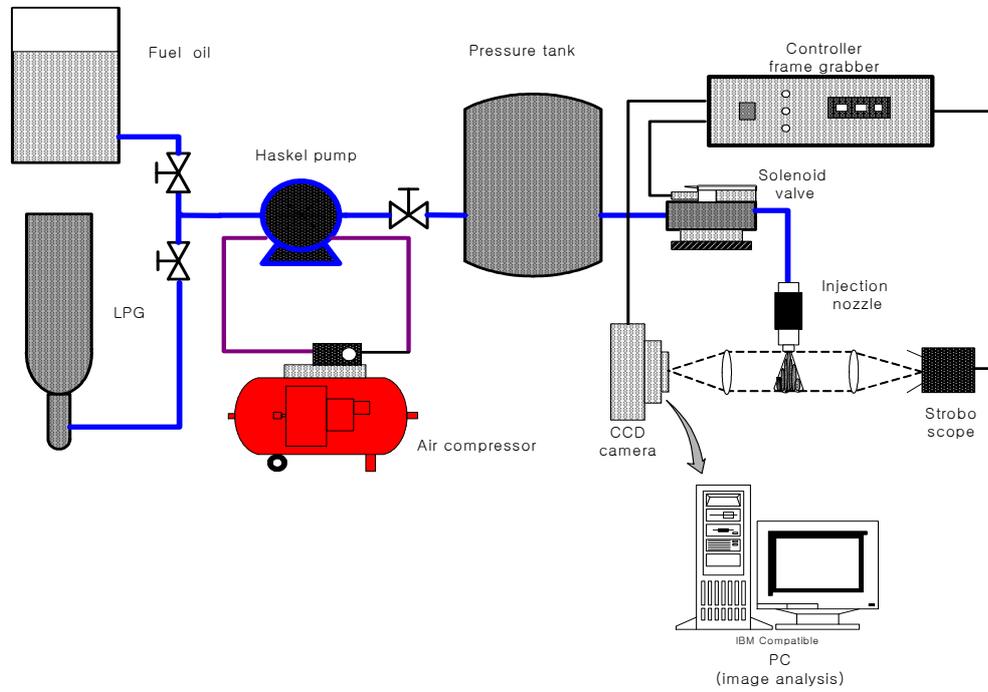


Fig. 2.2 Experimental setup for fully developed spray visualization

Table 2.4 Test cases

Fuel	Noz. hole dia. (mm)	Nozzle type	Rail pressure (MPa)
LPG	0.22	Automatic close (Single hole)	5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50
	0.30		
Diesel	0.22		
	0.30		

2.3.2 분사압력변화와 분위기압력변화에 따른 분사실험 장치

분사·분위기압력 변화에서의 분무특성 실험은 이전의 실험장치와 일부 동일하며 동일하지 않은 것은 다음에 기술하였다. DC 48V 전압을 전자밸브에 수십 ms동안 공급하여 밸브를 개방한다. 이때 근접센서로 감지된 솔레노이드 밸브의 움직임 신호를 받아들인 동기장치(Synchronizer)에서는 원하는 시간 지연 후 광원과 카메라에 신호를 보냄으로써 분무 특성을 시간별로 가시화 한다. 광원은 출력 1~1.6J/F, 광원 주파수 범위는 0~60Hz, 광원 발광시간은 18~23 μ s에서 작동하는 Short Arc Strobo (SA-100A)와 Lamp(LH-SA1M)를 사용한다. 원통형 렌즈에 의하여 만들어진 sheet beam이 분무 중심을 통과하도록 측면 가시화 창을 통하여 비춘다. 이때 발생한 산란광을 셔터속도가 1/60~1/16,000s이고 768(H) \times 484(V)인 PULNiX의 TMC-970 CCD카메라를 사용하여 가시화 한다.(Fig. 2.3)

분사압력과 분위기압력에서의 실험에서, 장치도는 공유하지만, 실험조건은 달리한다. 분사압력 변화에서의 실험조건은 Table 2.5와 같이 주어진다.

LPG와 디젤유를 각각 공급하며 분사노즐의 홀 직경크기는 0.22mm이다. 분사압력을 디젤유는 15MPa에서 150MPa까지, LPG는 15MPa에서 100MPa까지 변화시키며 분위기 압력은 0.9MPa로 유지한다.

분위기압력 변화에서의 실험조건은 Table 2.6과 같이 주어진다. LPG와 디젤유, 가솔린을 각각 공급하며 분사노즐의 노즐홀 직경크기는 0.22mm 이다. 분사압력을 디젤유, LPG, 가솔린 모두 10MPa로 고정시킨 상태에서 분위기 압력을 0.0MPa, 0.3MPa, 0.6 MPa로 변화시킨다.

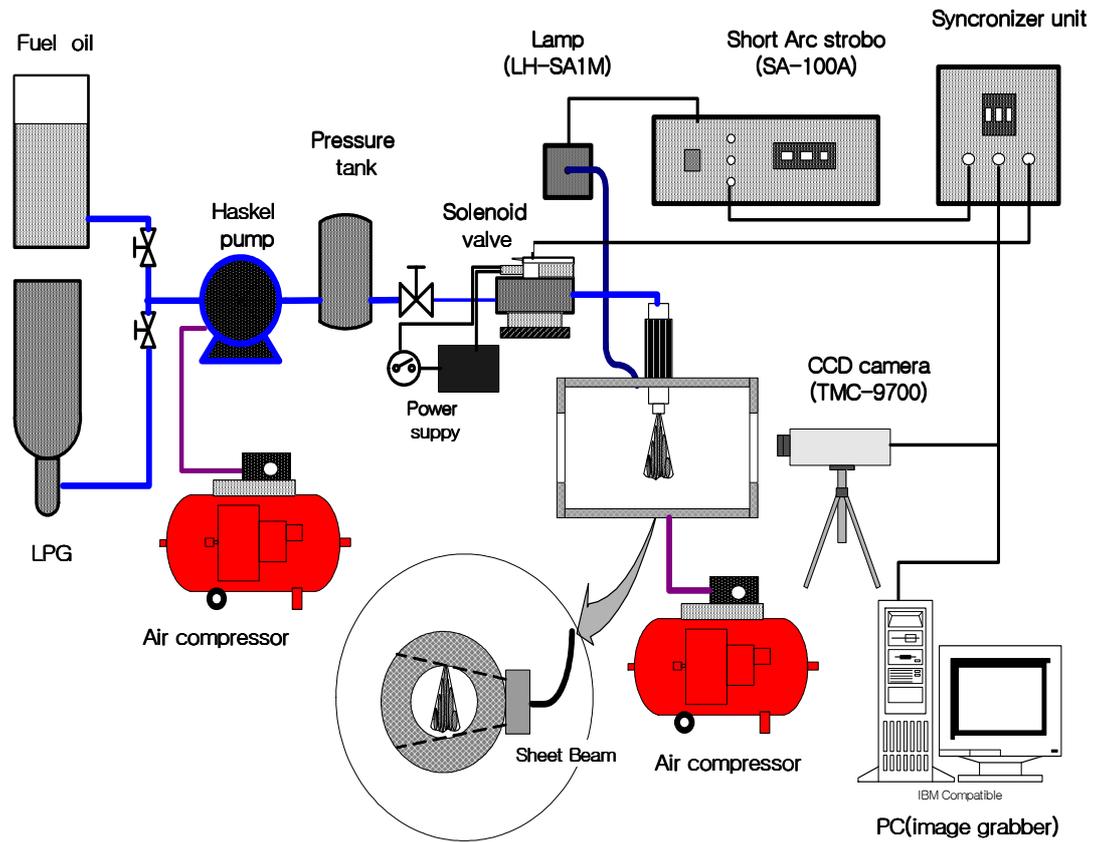


Fig. 2.3 Experimental setup for developing spray visualization

Table 2.5 Test cases for rail pressure variation

Fuel	Noz. hole dia. (mm)	Nozzle type	Rail pressure (MPa)
Diesel	0.22	Automatic close (Single hole)	15, 25, 50, 75, 100, 150
LPG	0.22		15, 25, 50, 75, 100

Table 2.6 Test cases for surrounding pressure variation

FUEL	Noz. hole dia. (mm)	Nozzle type	Rail pressure (MPa)	Surround pressure (MPa)
LPG	0.22	Automatic close (Single hole)	10	0.0, 0.3, 0.6
Diesel				
Gasoline				

2.4 LPG 연료의 분무특성

2.4.1 연속분사에서의 분무특성

Fig. 2.4 (a), (b)는 분공경 0.22mm, 0.30mm에서의 LPG 분무형상이다. 그림에서와 같이 75mm까지만 가시화 한다. Table 2.7은 모든 경우에서의 분무각을 보여준다.

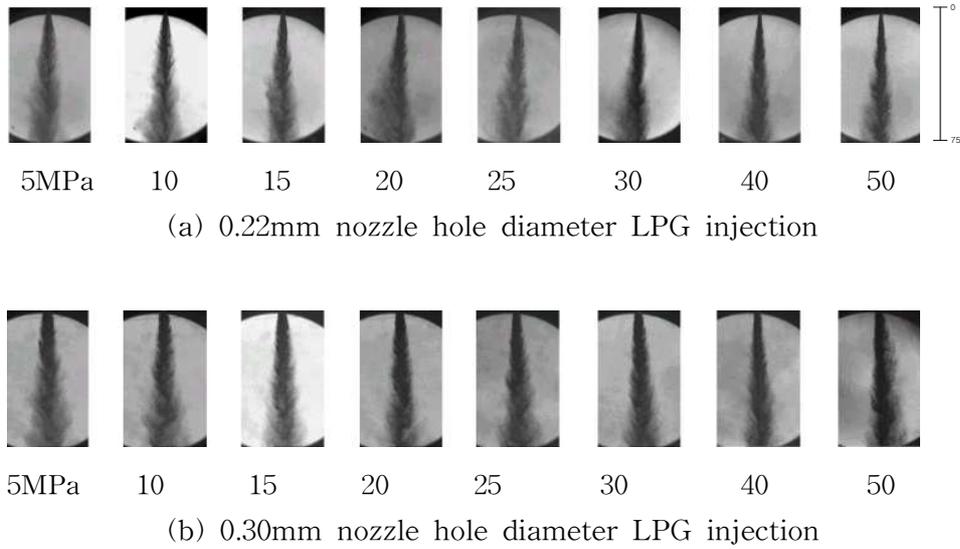


Fig. 2.4 Spray shapes of LPG with injection pressure variation

Table 2.7 Spray angles of LPG rail pressure variation

	Measuring position from nozzle tip(mm)	Nozzle hole dia. (mm)	Rail pressure(MPa)							
			5	10	15	20	25	30	40	50
LPG	35	0.22	22	22	20	18	17	13	11	9
		0.3	26	26	22	20	18	17	15	12
	70	0.22	23	23	20	22	21	20	19	19
		0.3	24	23	21	24	23	23	20	20

LPG 분무의 경우에는 디젤유 분무의 특성과 많은 차이점을 보여준다. 압력이 낮은 5MPa에서는 노즐선단에서부터 분사직후 분무의 확산이 활발히 진행되며 아래로 분무가 진행되면서 더욱더 주위로 퍼져나감을 알 수 있다. 분사압력이 증가되면 분사직후에 분무의 퍼짐이 감소하면서 빠르게 아래로 진행하는 것을 보이지만 40mm 이상 진행되면 저압분사와 유사한 정도까지 폭방향의 확산이 이루어짐을 알 수 있다(Fig. 2.5, Fig. 2.6, Fig. 2.7). LPG 분무는 분공의 직경 크기가 증가함에 따라 분무각의 증가를 보여주지만 그 정도가 디젤유 분무의 경우보다 매우 적다.

노즐선단에서 35mm 위치에서 측정한 분무각을 보면 분사압력이 5MPa인 경우 노즐홀경이 0.22mm일 때 LPG 분무가 디젤 분무의 5.5배로 매우 크다. 분사압력이 증가하면서 디젤분무각은 조금씩 증가하며, LPG 분무각은 빠르게 감소하지만 자동차용 디젤기관에서 일반적으로 사용하는 25MPa까지는 약 4배 이상의 분무각을 유지한다. 노즐경이 0.30mm인 경우도 0.22mm인 경우와 유사한 특성을 나타낸다.

노즐선단에서 70mm에서 측정한 분무각은 노즐홀경이 0.22mm인 경우 분사압력의 변화와 크게 관계없이 LPG가 디젤에 비해 2배정도 큰 것을 알 수 있으며 0.30mm인 경우는 분사압력에 매우 민감하여 분사압력이 50MPa이 되면 LPG와 디젤의 분무각이 같아진다.

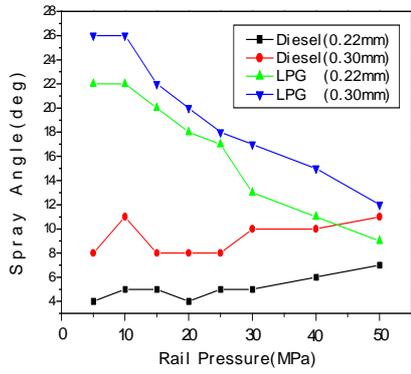


Fig. 2.5 Spray angles measured at 35mm from the nozzle tip

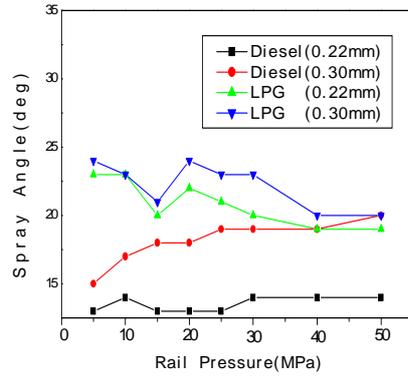


Fig. 2.6 Spray angles measured at 70mm from the nozzle tip

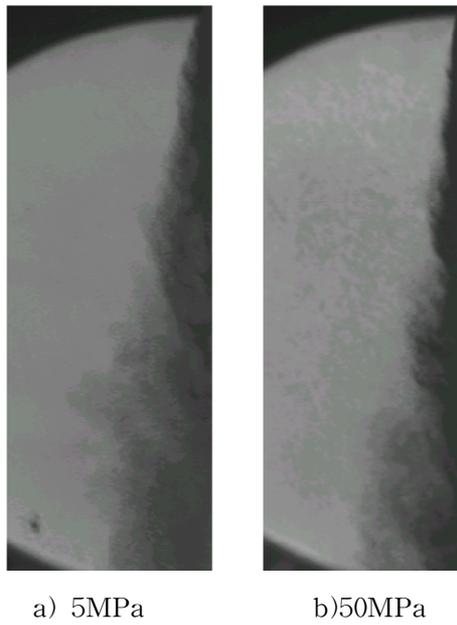


Fig. 2.7 Comparison of sprays

2.4.2 분사압력변화에 따른 분무특성

분사압력의 변화와 분사 시간에 따라 변화하는 LPG 분무 사진을 Fig. 2.8에서 보여준다. 디젤유 분사의 경우와 같이 압력 증가와 함께 빠른 분무 진행을 보여주는 데 초기 분무가 노즐 팁부근에 모여 있는 형상을 보이지 않고 있으며 분무 진행거리가 어느 정도에 이르면 거의 유사한 거리에서 더 이상 진행하지 않고 정체되어 있는 것을 알 수 있다. 디젤유와 비교할 때 압력의 증가가 분무 전체 형태에 크게 영향을 주지 않는다는 것을 보여준다. Fig. 2.9과 Fig. 2.10은 LPG 분무의 진행거리와 분무폭 변화를 나타내고 있는데 디젤유의 경우 계속적으로 분무가 진행됨을 보여주는 반면 LPG의 경우 분사 압력의 증가와 함께 어느 정도 분무 진행 후(15MPa에서는 75mm, 25MPa은 80mm, 50MPa은 90mm 정도)에는 더 이상 분무가 진행하지 않는다는 것을 알 수 있는데 이는 분무증발이 빠른 LPG특성 때문인 것으로 판단된다. 분무 폭의 경우에는 압력이 가장 낮은 15MPa을 제외하면 대부분 퍼짐의 정도가 균일하지 않은 것을 알 수 있다.

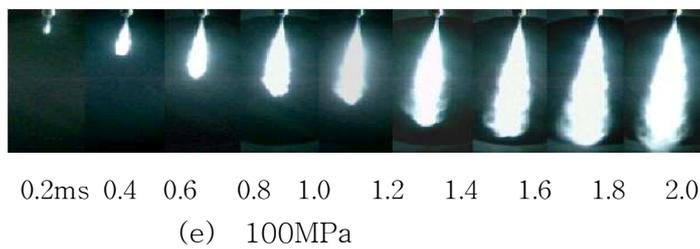
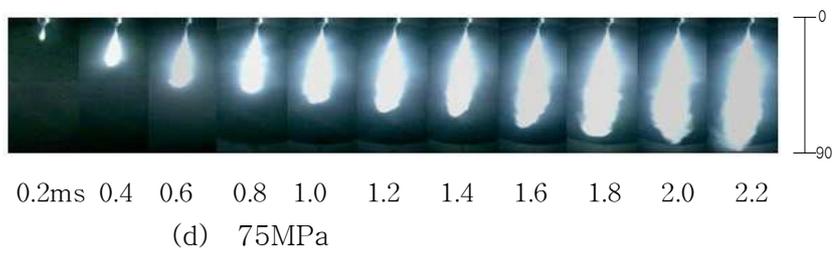
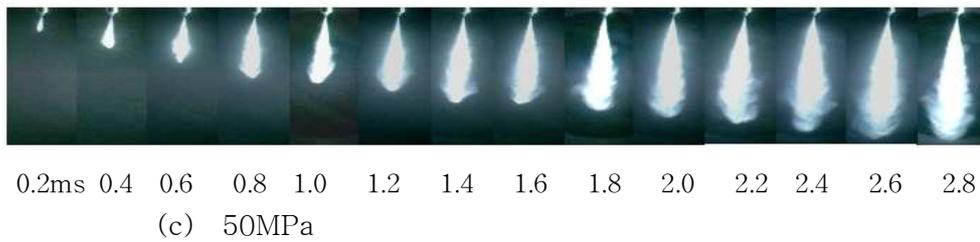
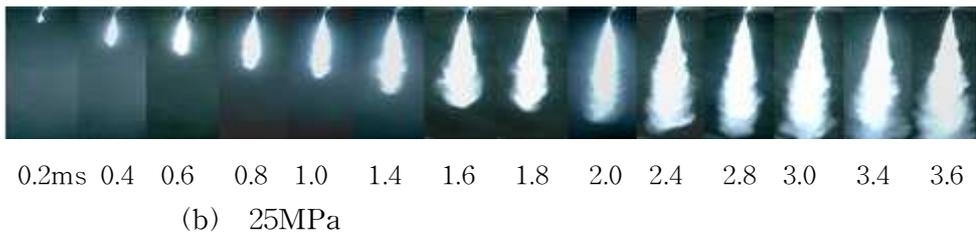
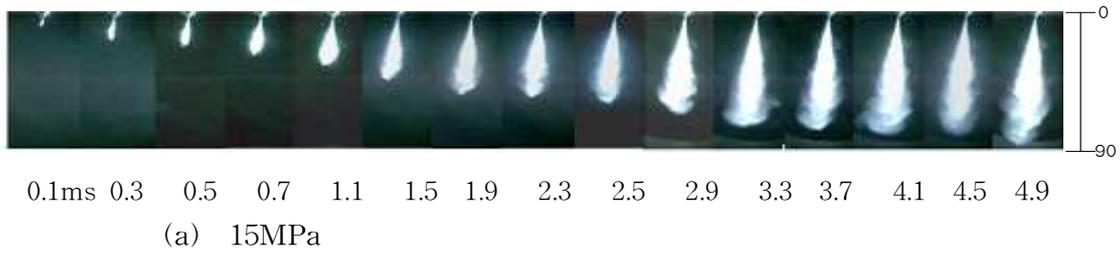


Fig. 2.8 LPG Spray developments with injection pressure variation

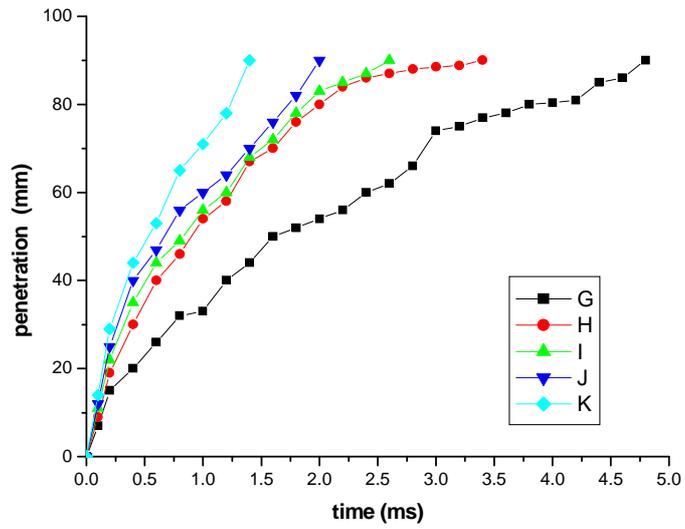


Fig. 2.9 LPG spray penetration with time from injection start

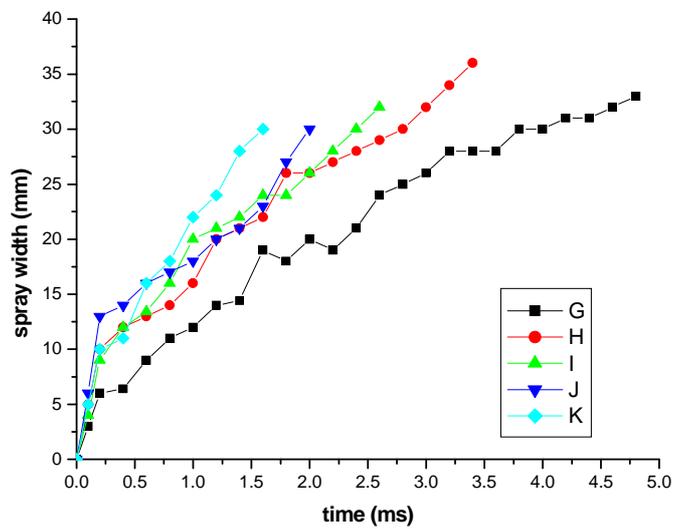


Fig. 2.10 LPG spray width with time from injection start

2.4.3 분위기 압력변화에 따른 분무특성

Fig. 2.11은 분사압력 10MPa에서 분위기 압력이 0.0MPa, 0.3MPa, 0.6MPa 일 때의 분무 형상을 보여 준다. 분무 모양은 분위기 압력이 0.0MPa인 경우는 시간이 경과함에 따라 분무 선단부가 뾰족하게 되고, 분위기 압력이 증가함에 따라 분무 모양은 선단부가 타원형을 유지하고 있다.

Fig. 2.12와 Fig. 2.13은 분사 압력 10MPa에서 분위기 압력이 0.0MPa, 0.3MPa, 0.6MPa 일 때의 분무 진행거리와 폭을 보여준다. 같은 시간에 분무 진행거리를 보면 분위기 압력이 높을수록 더 짧다는 것을 알 수가 있다. 이는 분위기 압력이 높을수록 주위 공기의 밀도가 커지므로 저항의 증가로 점점 짧아지는 것으로 생각된다. 그러나, 분무폭은 같은 시간대에서 0.3MPa이 가장 크고, 0.0MPa이 0.6MPa보다 약간 크다. 이는 Fig. 1에서 보여준 것처럼 프로판과 부탄의 비율이 3:7인 LPG는, 약 25℃ 온도에서 0.35MPa의 압력에 액화되는 성질 그리고 주위 공기의 밀도에 의한 저항과 관계된 것으로 판단된다.



0.1ms 0.3 0.5 0.7 0.9 1.1 1.3 1.5 1.7 1.9 2.1 2.3

(a) Rail pressure 10MPa - Surround pressure 0MPa



0.1ms 0.3 0.5 0.7 0.9 1.1 1.3 1.5 1.7 1.9 2.1 2.3

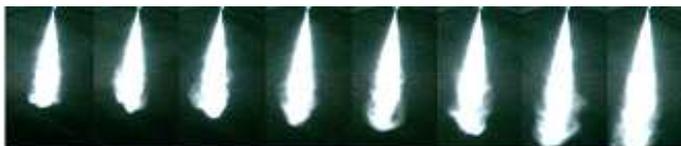


2.5 2.7 2.9 3.1

(b) Rail pressure 10MPa - Surround pressure 0.3MPa



0.1ms 0.3 0.5 0.7 0.9 1.1 1.3 1.5 1.7 1.9 2.1 2.3



2.5 2.7 2.9 3.1 3.3 3.5 3.7 3.9

(c) Rail pressure 10MPa - Surround pressure 0.6MPa

Fig. 2.11 LPG Spray developments with surrounding pressure variation

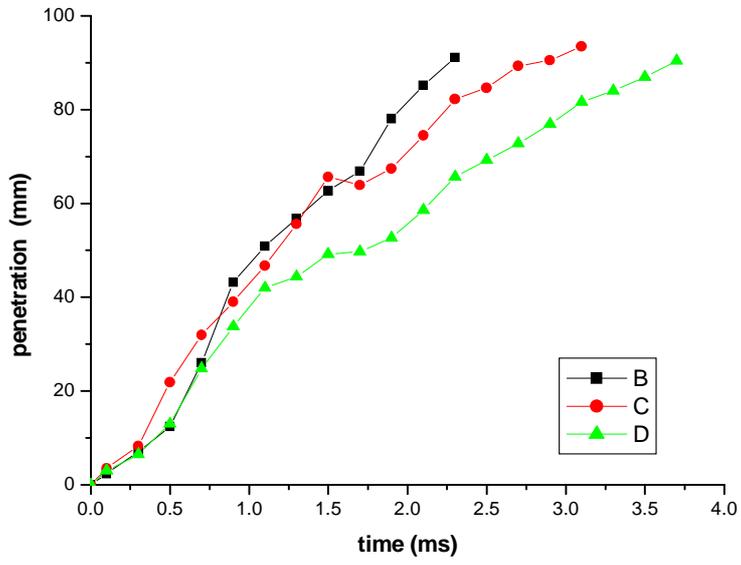


Fig. 2.12 LPG Spray penetration with time from injection start

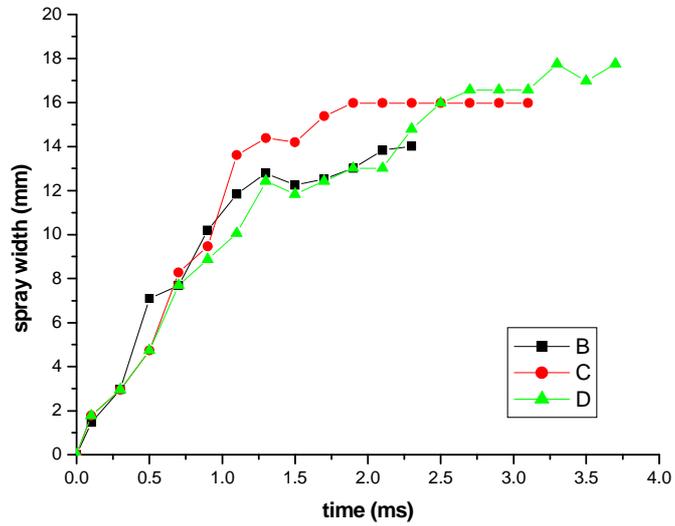
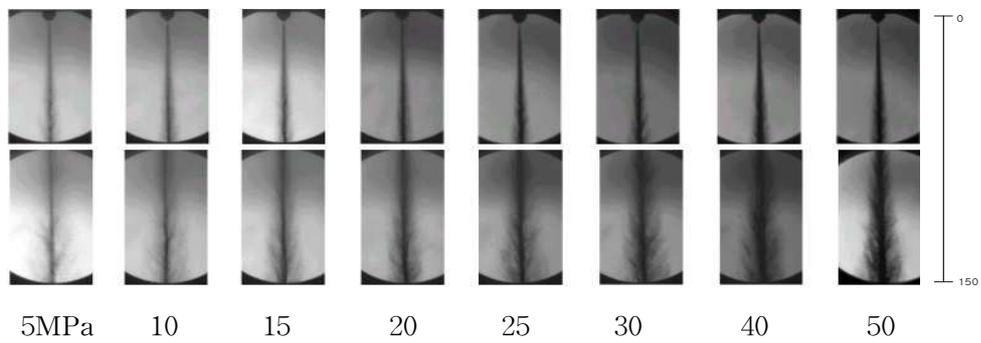


Fig. 2.13 LPG spray width with time from injection start

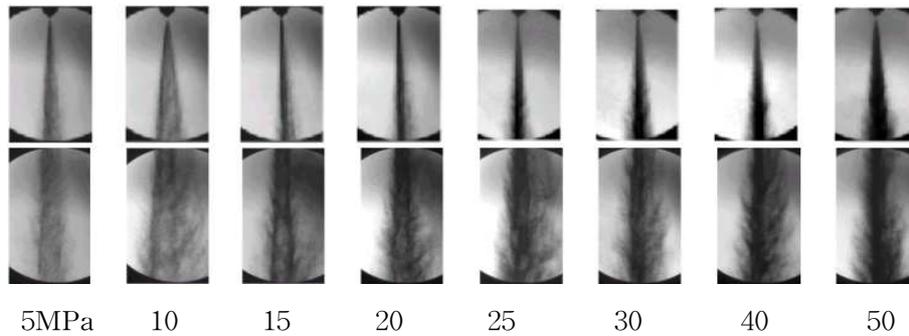
2.5 디젤 연료의 분무특성

2.5.1 연속분사에서의 분무특성

Fig. 2.14 (a), (b)는 디젤유 분사를 0.22mm, 0.30mm 분공경에서의 분무형상을 나타낸다. 디젤유 분무는 폭방향의 확산정도가 느려서 150mm 하방까지 액주가 가시화된다.



(a) 0.22mm nozzle hole diameter diesel injection



(b) 0.30mm nozzle hole diameter diesel injection

Fig. 2.14 Spray shapes with injection pressure variation in diesel

0.22mm 분공경에서 분사속도가 느린 5MPa 분사압의 경우에는 분사된 디젤유 액적의 느린 진행을 보여주는데 분무액주의 거동이 다소 흔들거리는 모양을 나타낸다. 한편 압력이 증가하여 50MPa가 되면 분사직후부터 곧장 아래로 진행되는 분무를 보여주며 노즐로부터 150mm 아래에까지 아직 미립화되지 못한 액주의 진행이 선명하게 보여진다(Fig. 2.15). Table 2.8에서 보여주는 것처럼 분무 퍼짐의 정도를 나타내는 분무각은 고압영역을 제외하면 분사압력의 증가에 큰 영향이 없음을 보여준다. 0.30mm 분공경의 경우에도 0.22mm인 경우와 유사한 현상을 나타내지만 분무의 폭이 분공면적의 증가 정도로 증가되는 것을 알 수 있다. 즉 0.22mm에서는 분무각이 4~5°정도인 반면 0.30mm에서는 8~11°의 분포를 나타낸다. 압력변화에 따라 분무각이 크게 변화하지는 않지만 분사압력 10MPa에서 기하학적 관계로 갑자기 증가한 것을 제외하면 압력의 증가와 더불어 분무각이 증가함을 보여준다.

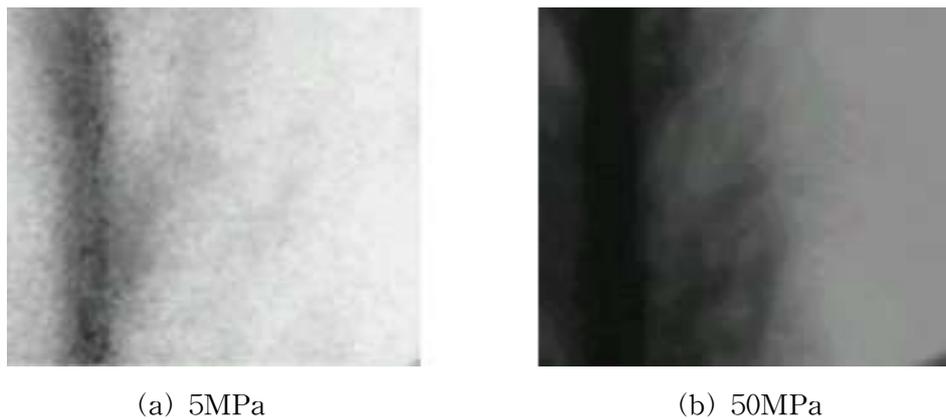


Fig. 2.15 Comparison of diesel sprays around 140mm from injector

Table 2.8 Spray angles of diesel with rail pressure variation

	Measuring Position from nozzle tip(mm)	Nozzle hole dia. (mm)	Rail Pressure(MPa)							
			5	10	15	20	25	30	40	50
Diesel	35	0.22	4	5	5	5	5	5	6	7
		0.3	9	11	8	8	8	10	10	11
	70	0.22	13	14	13	13	13	14	14	14
		0.3	15	17	18	18	19	19	19	20

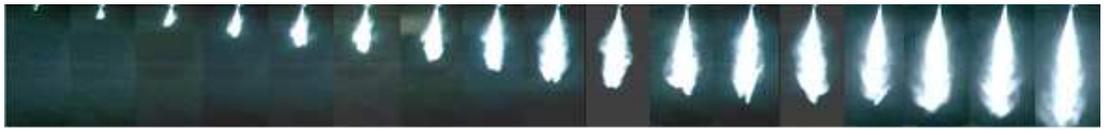
2.5.2 분사압력변화에 따른 분무특성

Fig. 2.16는 분사압력(rail pressure)이 15MPa~150MPa까지 변화할 때 분무 진행 거리 90mm까지의 분무 진행을 0.2ms 간격으로 가시화한 결과를 보여 주고 있다. 분사압력이 15MPa인 경우 90mm까지 진행하는데 많은 시간이 소요되고 있음을 보여 주는데, 분사 시작 직후 선행되어 분사된 선행분무를 이후 분사되는 분무가 옆으로 밀어내며 분무가 축방향으로 진행한다. 이후 분무 진행이 둔화되고 안정된 분무형태를 유지하게 된다. 이는 분사된 연료와 정지하고 있던 주위공기유동과의 상호작용에 의한 결과로 보여진다. 분사 압력의 증가에 비례하여 분무의 진행이 빨라짐을 알 수 있는데, 사진을 자세히 보면, 초기에 공기의 큰 저항을 받은 초기분무와 이후에 분사된 고속분무가 분리되는 것을 보여준다. 전반적으로 압력의 증가는 주위공기와 저항증가에 의하여 더욱 넓은 분무 분포를 나타낸다.

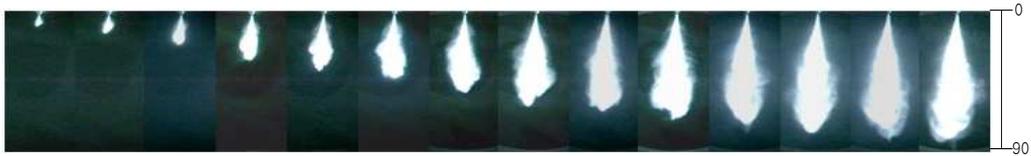
특히 Fig. 2.17에서 보여주는 것처럼 분무 진행거리 90mm에서의 분무형태, 즉 연소실 벽면 근처(분사 노즐 끝에서 벽면까지의 거리는 약 100mm임)의 분무형태를 보면 분사압력 15MPa과 150MPa이 매우 다른 것을 알 수 있다. 고압분사에서는 고속으로 분출되는 분무 유동이 주위공기 유동을 활성화시키고 특히 벽면 부근에서는 매우 강한 와유동을 발생시킴으로써 분무선단의 좌우로 분무를 분산시키고 있다. 이는 고압분사의 벽면 충돌현상은 유동의 활성화에 의한 분무의 확산효과가 더욱 강화될 것이라하는 것을 보여준다. Fig. 2.18와 Fig. 2.19는 디젤유 분무 진행거리와 분무폭의 변화를 분사 후 시간의 축으로 최대거리 90mm까지를 측정하여 나타내고 있다. 분무 진행거리의 경우 분사압력 15MPa 에서는 4.0ms까지 지속되고 있는 반면 150MPa의 경우에는 1.4ms에 벌써 90mm를 지나고 있음을 알 수 있다.

분사 압력의 증가함에 따라 분무 진행거리가 증가됨을 보여주며 시간의 흐름에 따라 더욱 큰 차이를 나타내고 있다. 분무폭의 변화 역시 압력의 증가와 함께 증가됨을 알 수 있지만 압력이 증가하면서 다소 압력증가에 비례하지 않는 구간들이 나타남을 보여준다.

전체적인 분무 퍼짐의 정도가 분사압력에 따라 크게 증가됨을 알 수 있는데 이는 분사 속도증가에 의한 운동량의 증가와 주위 공기 유동활성화에 의한 확산의 결과로 생각된다.



0.1ms 0.3 0.5 0.7 0.9 1.1 1.3 1.5 1.9 2.1 2.3 2.5 2.7 2.9 3.3 3.5 3.9
(a) 15MPa



0.2ms 0.4 0.6 0.8 1.0 1.2 1.4 1.6 1.8 2.0 2.2 2.4 2.6 2.8
(b) 25MPa



0.2ms 0.4 0.6 0.8 1.0 1.2 1.4 1.6 1.8 2.0 2.2 2.4
(c) 50MPa



0.2ms 0.4 0.6 0.8 1.0 1.2 1.4 1.6 1.8
(d) 75MPa



0.2ms 0.4 0.6 0.8 1.0 1.2 1.4 1.6
(e) 100MPa



0.2ms 0.4 0.6 0.8 1.0 1.2 1.4
(f) 150MPa

Fig. 2.16 Diesel spray developments with injection pressure variation



(a) 15MPa

(b)150MPa

Fig. 2.17 Comparison of diesel sprays near bottom wall

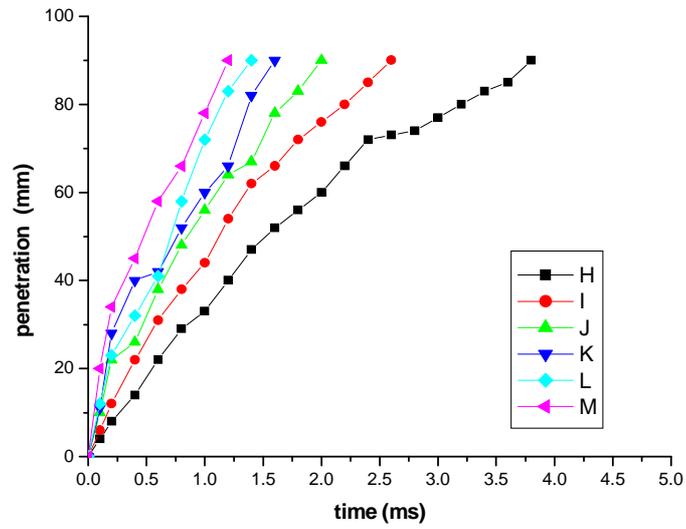


Fig. 2.18 Diesel spray penetration with time from injection start

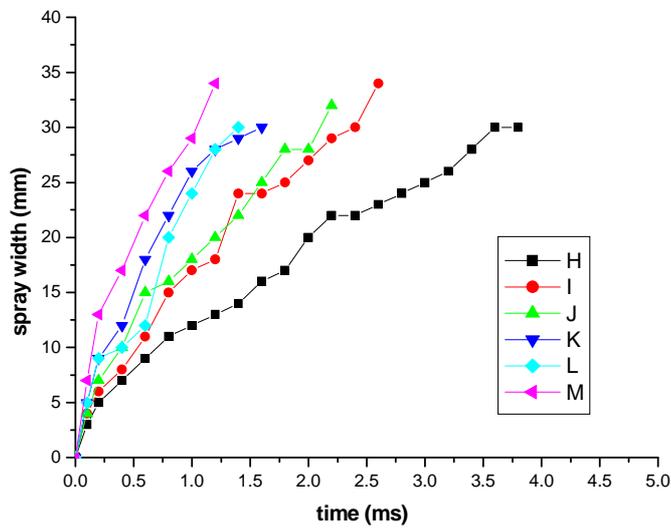


Fig. 2.19 Diesel spray width with time from injection start

2.5.3 분위기 압력변화에 따른 분무특성

Fig. 2.20은 분사 압력 10MPa에서 분위기압력이 0.0MPa, 0.3MPa, 0.6MPa일 때의 디젤유의 분무 형상을 보여준다. 분무 모양은 LPG와 마찬가지로 시간이 경과함에 따라 폭도 증가하였다. 분위기 압력이 0.0MPa인 경우는 분무 선단부가 뾰족하게 되고, 주위 압력이 높아질수록 분무모양은 선단부가 타원형을 유지하고 있다.

Fig. 2.21, Fig. 2.22은 분사압력 10MPa에서 분위기 압력이 0.0MPa, 0.3MPa, 0.6MPa일 때의 분무 진행거리와 분무폭을 보여준다. 분위기 압력 증가에 따라 분무 진행거리가 LPG와 마찬가지로 현저히 줄어들고 있다. 분무 진행 거리는 분위기 압력증가에 따라 선형적으로 감소하고 분무폭은 0.0MPa 상태보다 다소 증가하는 경향을 보이고 있다.

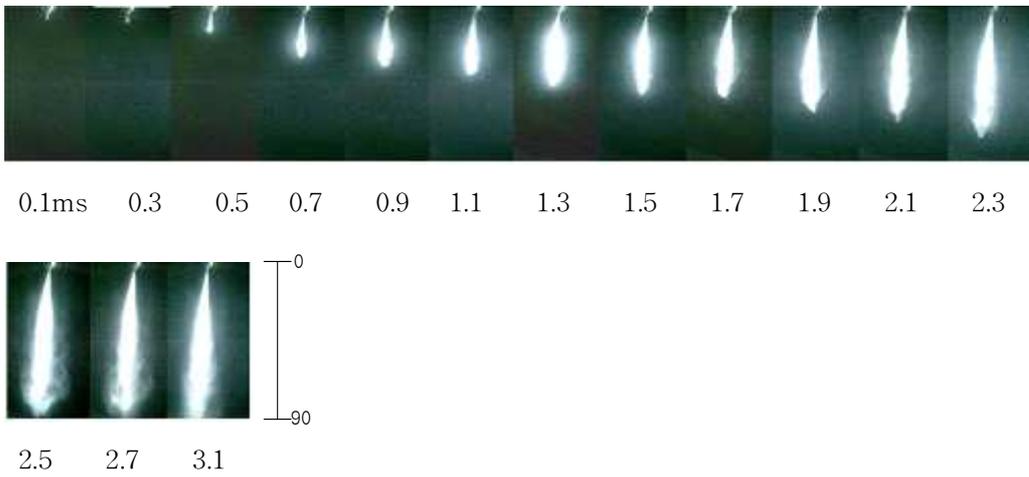
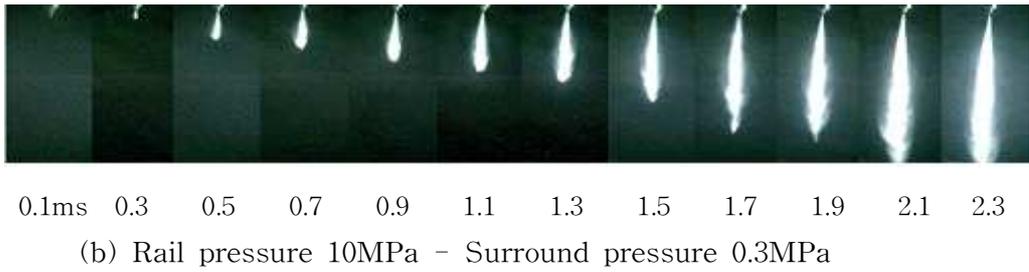
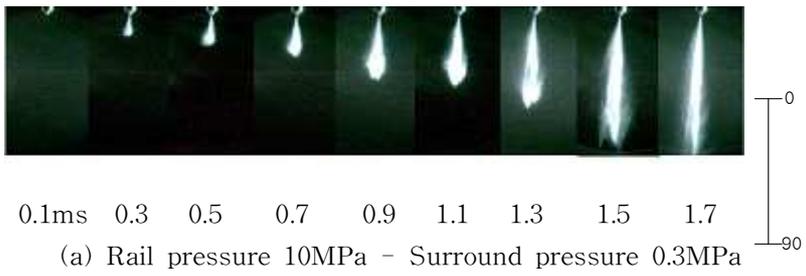


Fig. 2.20 Diesel Spray developments with surrounding pressure variation

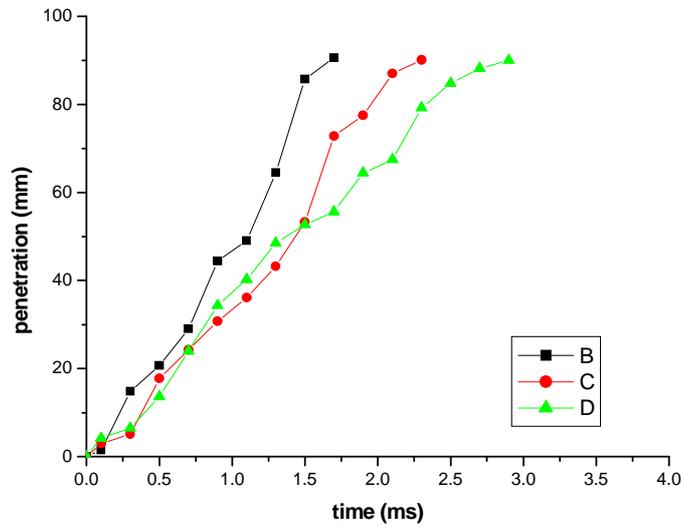


Fig. 2.21 Diesel spray penetration with surrounding pressure variation

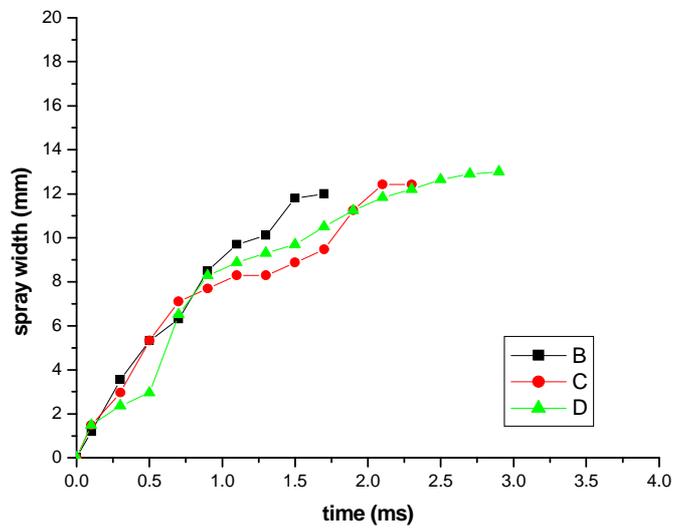


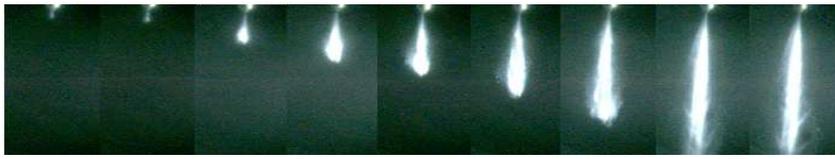
Fig. 2.22 Diesel spray width surrounding pressure variation

2.6 가솔린 연료의 분무특성

Fig. 2.23은 분사압력 10MPa에서 분위기 압력이 0.0MPa, 0.3MPa, 0.6MPa일 때의 분무 진행거리와 분무폭을 보여준다. 가솔린의 분무는 디젤유의 분무와 거의 흡사하게 분사되는 것을 알 수가 있고, 분무 특성도 디젤유의 분무와 거의 흡사하다는 것을 알 수가 있다.

Fig. 2.24, Fig. 2.25는 분사 압력 10MPa에서 분위기 압력이 0.0MPa, 0.3MPa, 0.6MPa 일 때의 분무 진행거리와 분무폭을 보여준다. 가솔린의 분무 특성이 디젤유의 분무와 비슷한 경향을 보이는 것처럼 분무 진행거리 및 분무폭의 특성도 디젤유의 분무특성과 흡사하다.

디젤유의 분무 진행거리도 같은 시간대에 분위기 압력이 0.0MPa, 0.3MPa, 0.6MPa 순서로 진행거리가 길다. 이 역시 주위 공기의 밀도의 커지므로 저항이 증가한 영향 때문이라 생각된다. 분무폭은 디젤유의 경우와 비슷하게 나타났다.



0.1ms 0.3 0.5 0.7 0.9 1.1 1.3 1.5 1.7

(a) Rail pressure of 10MPa - Surrounding pressure of 0MPa

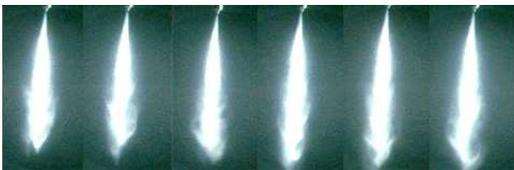


0.1ms 0.3 0.5 0.7 0.9 1.1 1.3 1.5 1.7 1.9 2.1 2.3

(b) Rail pressure of 10MPa - Surrounding pressure of 0.3MPa



0.1ms 0.3 0.5 0.7 0.9 1.1 1.3 1.5 1.7 1.9 2.1 2.3



2.5 2.7 2.9 3.1 3.3 3.5

(c) Rail pressure of 10MPa - Surrounding pressure of 0.6MPa

Fig. 2.23 Gasoline spray developments with surrounding pressure variation

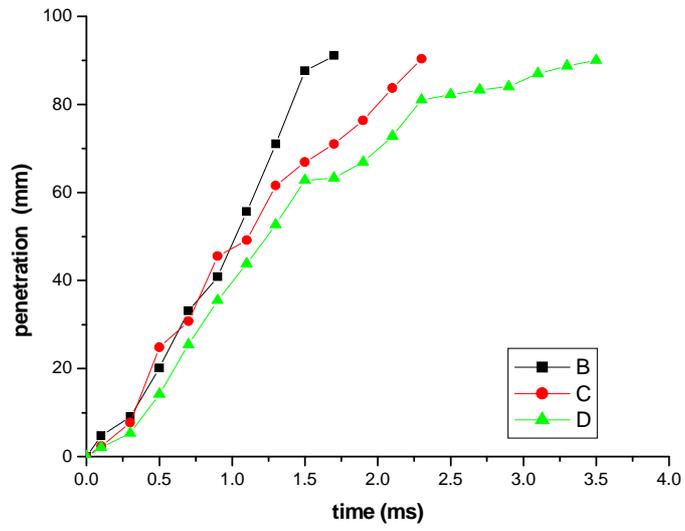


Fig. 2.24 Gasoline spray penetration with surrounding pressure variation

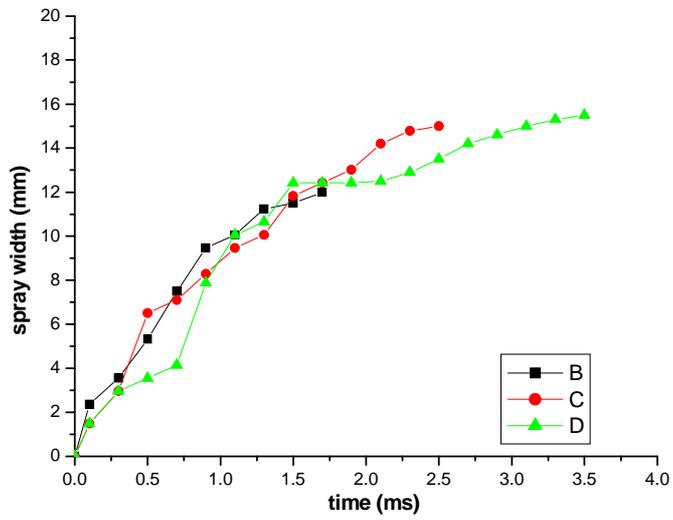


Fig. 2.25 Gasoline spray width with surrounding pressure variation

2.7 분무특성 비교

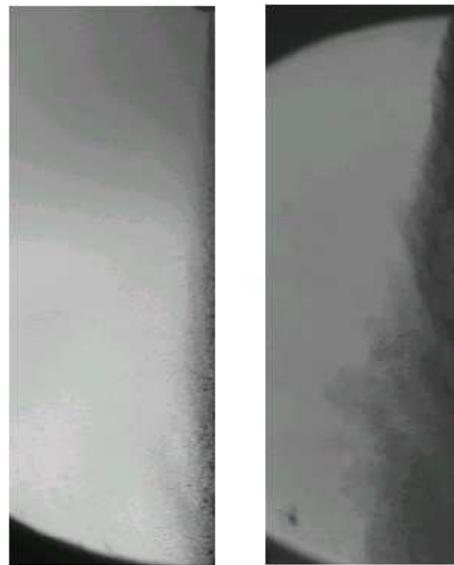
2.7.1 연속분사에서 분무특성

낮은 압력인 5MPa인 경우는 가솔린 직접분사기관의 분사압력과 유사한 분사압력이므로 디젤 분사노즐을 사용하여 나타난 결과이지만 직접분사식 LPG 기관의 설계에서도 참조할 수 있을 것으로 생각된다. Fig. 2.26에서 보여주는 것처럼 분무의 퍼짐 정도가 분무각만을 생각할 때 5배 이상 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 축방향 즉 분사방향으로 분무가 진행할 때 분무의 단면이 커지므로 질량유량이 증가하여 분무 진행거리가 감소되는 것으로 예상된다. 즉 LPG의 경우 분사속도보다는 연소실내의 공기유동에 더욱더 민감한 반응을 보일 것으로 생각된다. 압력의 증가에 대한 영향은 디젤유의 경우에는 매우 명확하게 나타나는 반면 LPG에서는 많이 둔감한 것을 알 수 있는데, 50MPa에서의 디젤유 분무는 분사축 중심에 두터운 액주를 형성하면서 150mm이상 분무가 거동함을 나타내는 반면 LPG에서는 분공으로부터 40mm정도까지 빠르게 진행된 후에 주위공기와 혼합되면서 신속하게 확산되는 것을 알 수 있다. 분공경의 증가에 대해서는 디젤유 분무의 경우 분공 면적의 증가분 정도로 분무각이 증가되는 것을 보여준 반면 LPG에서는 초기분무 영역을 제외하면 매우 유사한 정도의 확산현상을 보여준다.

이상의 비교된 결과를 저압의 경우 직접분사식 가솔린엔진의 설계측면에서, 고압의 경우 소형고속디젤엔진의 설계측면에서 고찰함이 필요하다. 직접분사식 가솔린 기관에서는 분사된 액적들의 분사속도가 중요한 인자가 되며 주위공기의 유동과 함께 연소실내에서 분무의 거동을 결정하기 때문에 분사노즐의 위치를 고려하여 점화플러그의 위치를 결정하게 된다. LPG의 경우에는 증발점이 150℃정도인 가솔린보다 매우 낮은 -50℃정도로 분사직후에 대부분의 연료가 증발함으로써 분무의 관성력에 의한 분무의 진행거리가 매우 약화되며 오히려 주위공기의 유동에 의한 영향이 커질 것으로 생각되므로 연소실내의 유동형성에 있어서 가솔린에서보다 더욱 정교한 설계가 예상된다.

소형고속디젤기관의 경우에는 디젤유 분무의 미립화와 기화의 한계 때문에 연소실 설계의 어려움이 있다. 즉, 연소실이 소형화되면서 분사된 연료의 자유분무길이 가 줄어들고 연소실 벽면에 쉽게 충돌하여 유막을 형성하기 때문에 이를 방지하기

위하여 스웰유동을 강화하고 분사노즐을 연소실 중앙에 위치시키며 분공 크기를 줄이면서 고압분사를 수행하여야 한다[39]. 이를 감안하면 LPG의 직접분사는 고압분사를 수행하는 경우에도 디젤유 분사와 같은 분무축 부근에 액주가 형성되지 않기 때문에, 분사된 LPG가 액체의 상태로 벽면에 충돌하는 것을 피할 수 있다. 또한 충돌하는 경우에도 빠르게 증발되어 연소실내로 확산되기 때문에 고압 LPG 액체분사 시스템은 고속 소형의 연소실에도 적합할 것으로 생각된다.



(a) Diesel

(b)LPG

Fig. 2.26 Comparison of sprays at 5MPa

2.7.2 분사압력변화에 따른 분무특성

디젤유와 LPG의 특성을 비교하기 위하여 분사압력 15MPa과 100MPa에서 디젤유와 LPG 분무 진행거리는 Fig. 2.27와 Fig. 2.28에 나타내었고, 분무폭은 Fig. 2.29과 Fig. 2.30에 나타냈다. 초기 분무형상 및 90mm 진행시의 분무형상을 Fig. 2.31~Fig. 2.32에 나타낸다. 분사 초기의 분무형상을 보면 디젤유의 경우 압력이 증가하면 그만큼 넓게 퍼지면서 진행되는 반면 LPG의 경우에는 크게 변화하지 않음을 보여준다. 또 LPG의 경우 퍼짐의 정도가 디젤유에 비해 매우 작음을 알 수 있으며 동시에 Fig. 2.27에서 보여주는 것처럼 초기 분무 진행거리가 매우 크다는 것을 알 수 있는데, 이는 LPG 고유의 급속증발 특성에 기인한 것으로 노즐 출구에서 급격히 압력이 낮아질 때 LPG가 급속팽창하면서 정적실 내로 밀쳐 나오는 영향으로 생각된다. 이 현상은 분사압력이 증가하면서 둔화됨을 보여준다. Fig. 2.30에서 초기 분무시간에 LPG와 Diesel이 평행한 그래프를 보여주는데, 이는 난류유동에 의한 원인으로 분석된다. 분무가 90mm 진행된 Fig. 2.31의 사진으로부터 알 수 있는 것은, LPG의 경우 분무의 선단 부위에는 많은 연료들이 증발되고 희박한 액적 분포를 보여준다. 압력이 낮은 15MPa에서는 이 현상이 더욱 뚜렷하게 나타난다.

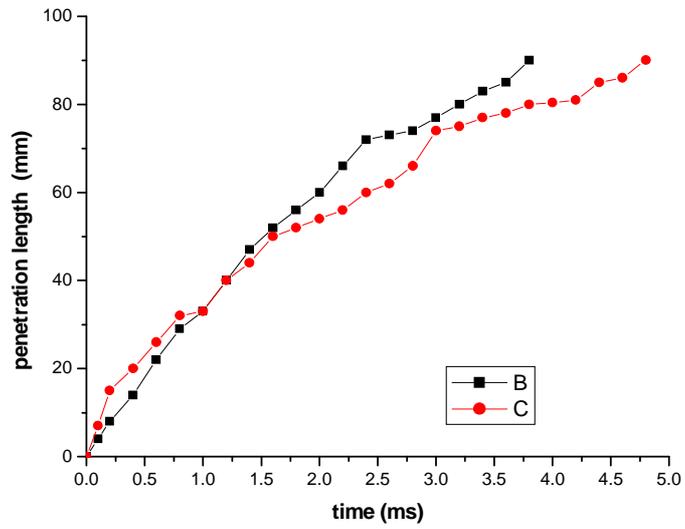


Fig. 2.27 Comparison of diesel and LPG spray penetrations at rail pressure of 15MPa

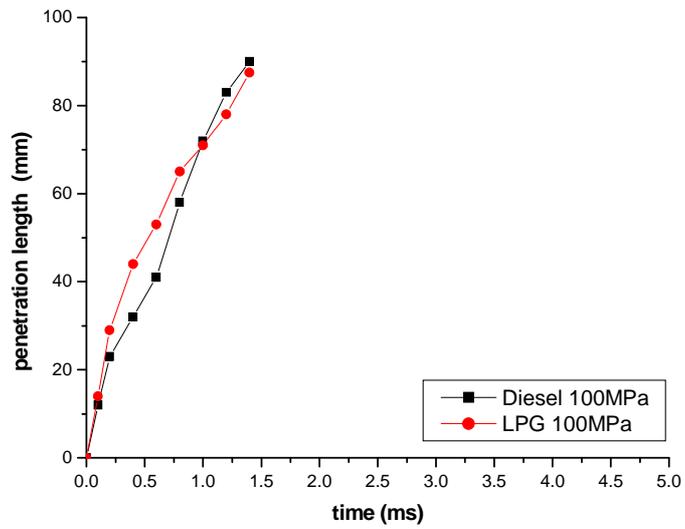


Fig. 2.28 Comparison of diesel and LPG spray penetrations at rail pressure of 100MPa

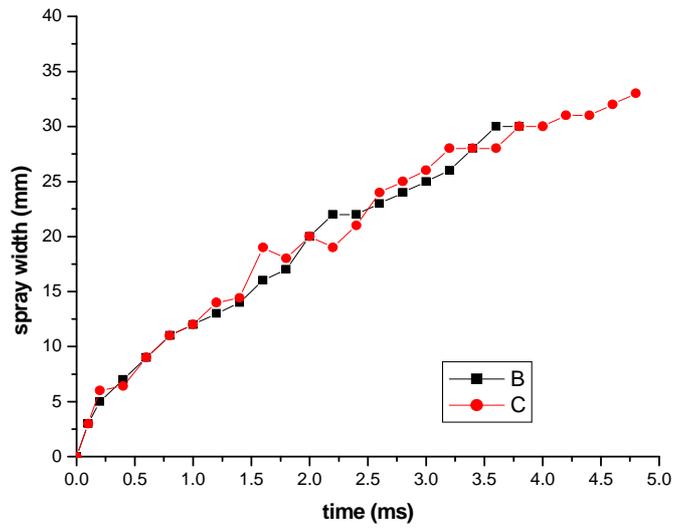


Fig. 2.29 Comparison of diesel and LPG spray width at rail pressure of 15MPa

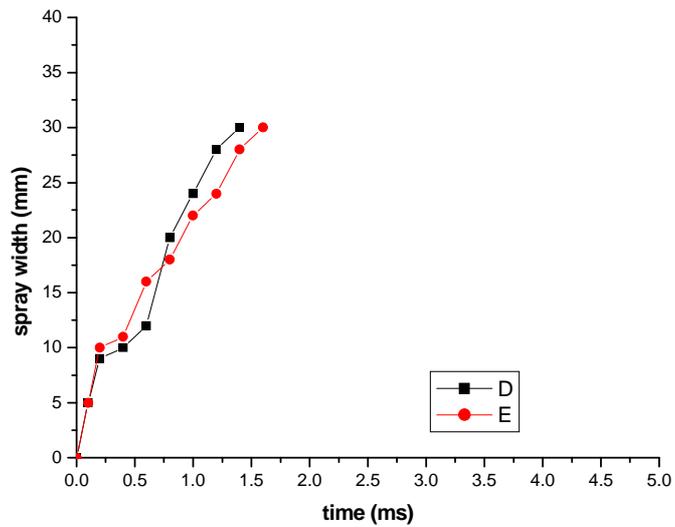
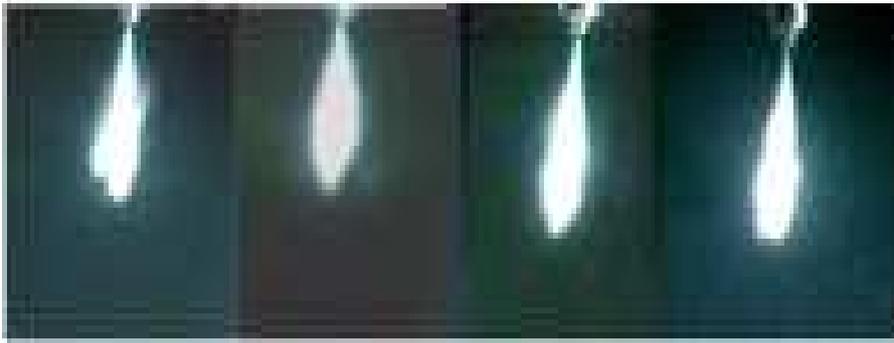


Fig. 2.30 Comparison of diesel and LPG spray width at rail pressure of 100MPa



(a) Diesel 15MPa, (b) Diesel 100MPa
(c) LPG 15MPa (d) LPG 100MPa

Fig. 2.31 Spray comparison at about 20mm length



(a) Diesel 15MPa (b) Diesel 100MPa
(c) LPG 15MPa (d) LPG 100MPa

Fig. 2.32 Comparison of sprays at about 100mm length

2.7.3 분위기압력변화에 따른 분무특성

초기분무특성 측면에서, Fig. 2.33, Fig. 2.34, Fig. 2.35는 분사압력 10MPa에서 LPG, 디젤유와 가솔린의 0.5ms에서의 초기 분무를 나타낸 것이다. LPG 인 경우에는 0.0MPa 상태에서의 초기 분무의 확산의 정도가 크고, 분위기 압력이 높아질수록 확산의 정도가 작아지는 경향을 보였다. 이 결과로 볼 때, 0.0MPa 상태에서는 LPG의 특성인 급속증발 현상 때문이라고 생각된다. 디젤유의 경우는 0.0MPa에서는 LPG의 경우와는 비슷한 형태를 보였지만, 분무 진행거리는 점점 감소한다는 것을 알 수가 있었다. 가솔린의 경우는 분무 진행거리는 LPG와 같은 특성을 보이지만, 분무 폭에 대해서는 디젤유와 같은 현상을 보이고 있다.



0.0MPa

0.3MPa

0.6MPa

Fig. 2.33 Spray of LPG at 0.5ms after injection



0.0MPa

0.3MPa

0.6MPa

Fig. 2.34 Spray of diesel at 0.5ms after injection



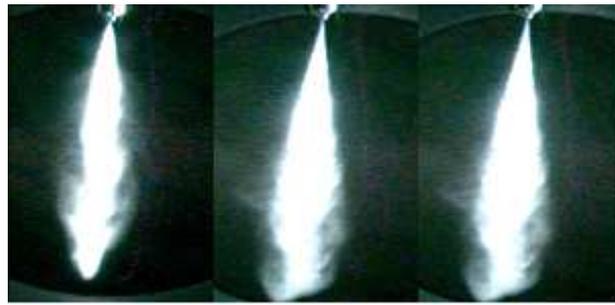
0.0MPa

0.3MPa

0.6MPa

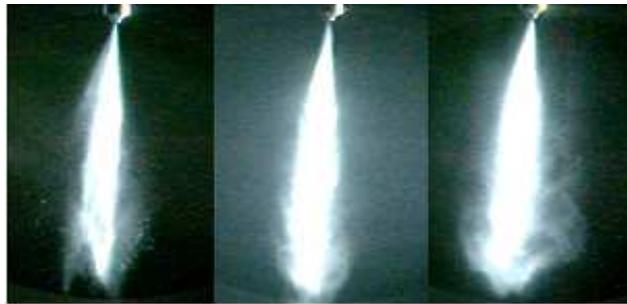
Fig. 2.35 Spray of gasoline at 0.5ms after injection

분무 진행거리 85mm에서의 분무 특성을 살펴보면, Fig. 2.36, Fig. 2.37, Fig. 2.38은 분사압력이 10MPa 일 때의 LPG, 디젤유와 가솔린의 분무를 분무 진행거리가 85mm 지점에서의 분위기 압력 변화에 대하여 나타낸 것이다. LPG의 경우는 0.0MPa 상태에서의 분무 선단부는 뾰족한 형태를 보이다가 분위기 압력이 높아질수록 분무 선단부가 타원형 형태를 보였다. 분무의 폭은 대기압 상태에서는 좁은 형태를 보이며 분위기 압력이 높아질수록 커지는 경향을 보였다. 이것도 LPG의 급속 증발 현상 때문이라고 생각된다. 가솔린 및 디젤유의 경우 0.0MPa에서는 분무 선단부가 뾰족한 형태를 보이며, 0.6MPa 에서는 타원형 형태를 보였다. 분무의 폭은 분위기 압력이 높아질수록 커지는 경향을 보였다.



0.0 MPa 0.3 MPa 0.6 MPa

Fig. 2.36 Spray of LPG at tip penetration of 85mm



0.0 MPa 0.3 MPa 0.6 MPa

Fig. 2.37 Spray of diesel at tip penetration of 85mm



0.0 MPa 0.3 MPa 0.6 MPa

Fig. 2.38 Spray of gasoline at tip penetration of 85mm

분무 진행거리 및 분무폭을 살펴보면, Fig. 2.39, Fig. 2.40, Fig. 2.41은 분사압력이 10MPa에서 LPG, 디젤유와 가솔린의 분무 진행거리를 나타내고 있다. 모든 연료에서 분위기 압력이 증가함에 따라 분무 진행거리는 늦게 성장하는 것을 보여주고 있다. 이 결과는 주위의 공기의 밀도의 크기가 커져 저항의 증가로 인하여 완전히 분사할 때까지 시간이 많이 걸린다고 생각된다.

분무 진행거리는 가솔린이 가장 빠르게 성장하고, 디젤유, LPG 순서로 성장하는 것을 알 수 있다.

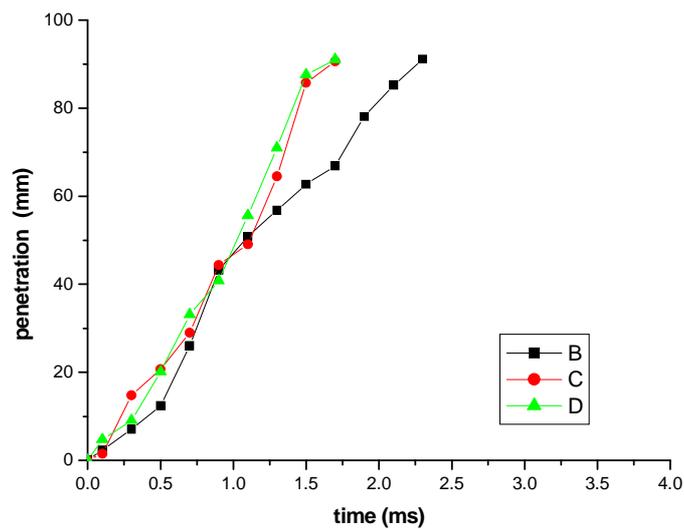


Fig. 2.39 Comparison of spray penetration of LPG, diesel, gasoline at surrounding pressure of 0.0MPa

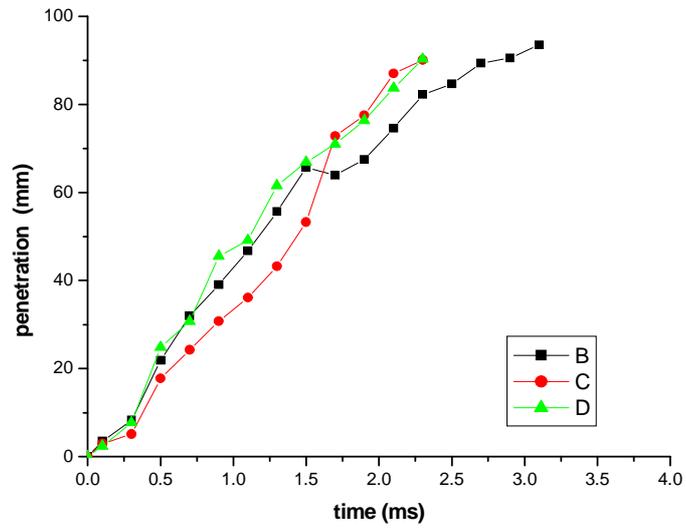


Fig. 2.40 Comparison of spray penetration of LPG, diesel, gasoline at surrounding pressure of 0.3MPa

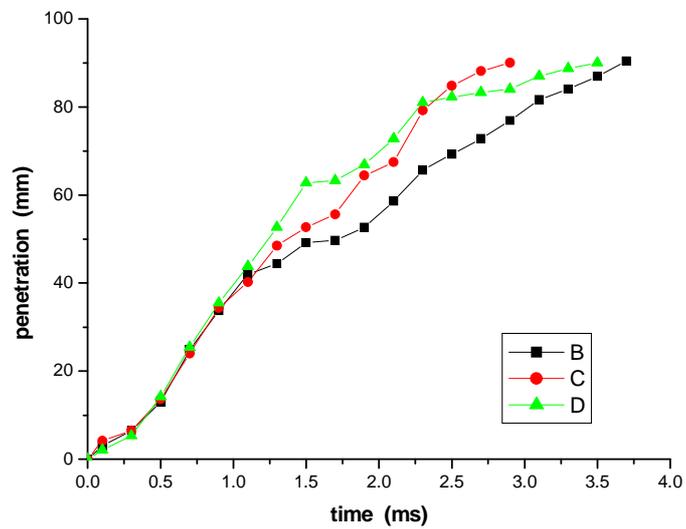


Fig. 2.41 Comparison of spray penetration of LPG, diesel, gasoline at surrounding pressure of 0.6MPa

Fig. 2.42, Fig. 2.43, Fig. 2.44는 분사압력이 10MPa에서 LPG, 디젤유와 가솔린의 분무폭을 나타내고 있다. 분무폭은 LPG가 디젤유와 가솔린에 비하여 훨씬 우수한 특성을 보였다. 분위기 압력이 0.0MPa인 경우에 LPG 분무는 급속팽창을 하여 분무폭이 증가한 것으로 생각되며, 분위기 압력이 0.3MPa인 경우에는 다른 연료에 비하여 훨씬 우월하다. 이는 앞서서도 설명하였듯이, Fig. 2.1에 보여준 것처럼 프로판과 부탄의 비율이 3:7인 LPG는, 약 25°C 온도에서 0.35MPa의 압력에 액화되는 것과 주위 공기의 밀도에 의한 저항과 관계하여 분무폭이 증가한 것으로 판단된다. 분위기 압력이 0.6MPa인 경우에는 이러한 효과가 적어지는 것을 알 수 있다.

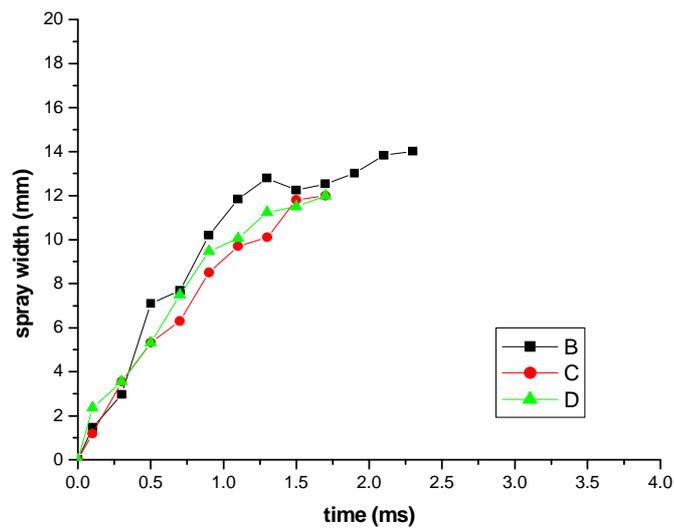


Fig. 2.42 Comparison of spray widths of LPG, diesel, gasoline at surrounding pressure of 0.0MPa

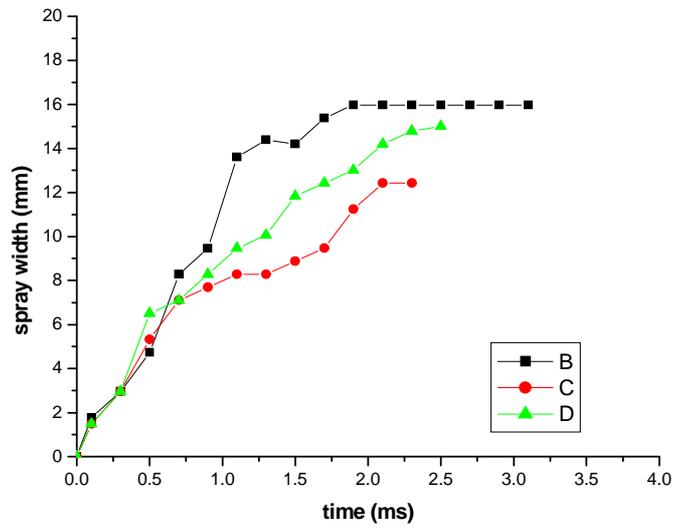


Fig. 2.43 Comparison of spray widths of LPG, diesel, gasoline at surrounding pressure of 0.3MPa

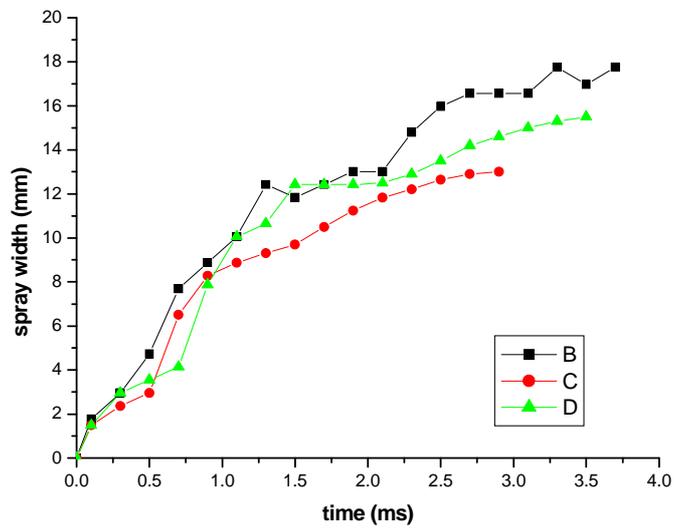


Fig. 2.44 Comparison of spray widths of LPG, diesel, gasoline at surrounding pressure of 0.6MPa

제3장. LPG 연료의 확산연소특성

3.1 실험장치의 구성 및 실험조건

Fig. 3.1는 충돌 분무의 확산 화염을 실험하기 위한 장치도이다. 본 실험장치는 연료공급장치와 가시화 장치로 구분된다. 연료공급장치는 연료저장탱크, 하스켈 펌프, 고압저장탱크, 전자밸브와 분사기로 구성된다. LPG와 액체연료를 적절히 공급하기 위하여 LPG압력탱크와 액체연료저장탱크로 구분하였으며 연료의 공급은 각각의 밸브를 열어 조절한다. 공급된 저압의 액체연료는 공기구동식 하스켈펌프에 의하여 150MPa까지 고압으로 압축된다. 고압의 연료는 고압탱크에 저장된다. 분사신호가 작동되면 power supply에서 고압의 전원을 전자밸브에 순간적으로 전달하여 고압연료를 분사기에 공급하게 되고 정적연소기에 분사하게 된다. 가시화 장치는 광원과 고속카메라 및 데이터 처리 장치로 구성된다. 광원은 1kW 텅스텐 램프로 정적 연소기 뒷면에 설치하여 연속광을 비춘다. 658×496 SR1000C 모델의 고속카메라는 전자밸브작동신호를 받아 3000frame/s의 속도로 작동한다. 연소실험상은 Fig. 3.2와 같다. 분사노즐로부터 105mm 떨어진 곳에 충돌면을 두며 충돌면의 외곽에 연료의 충돌과 동시에 확산연료의 점화를 위하여 789K의 가열코일을 설치하였으며 분위기 온도를 500K으로 유지하였다. 연소실 중앙상단에는 0.22mm 단공노즐을 설치하였다. 실험조건은 분위기 압력을 0.1, 0.4, 0.7, 1.0MPa로 변화를 시켰으며 분사 압력은 10, 15, 25, 50, 100, 150MPa로 하였다.

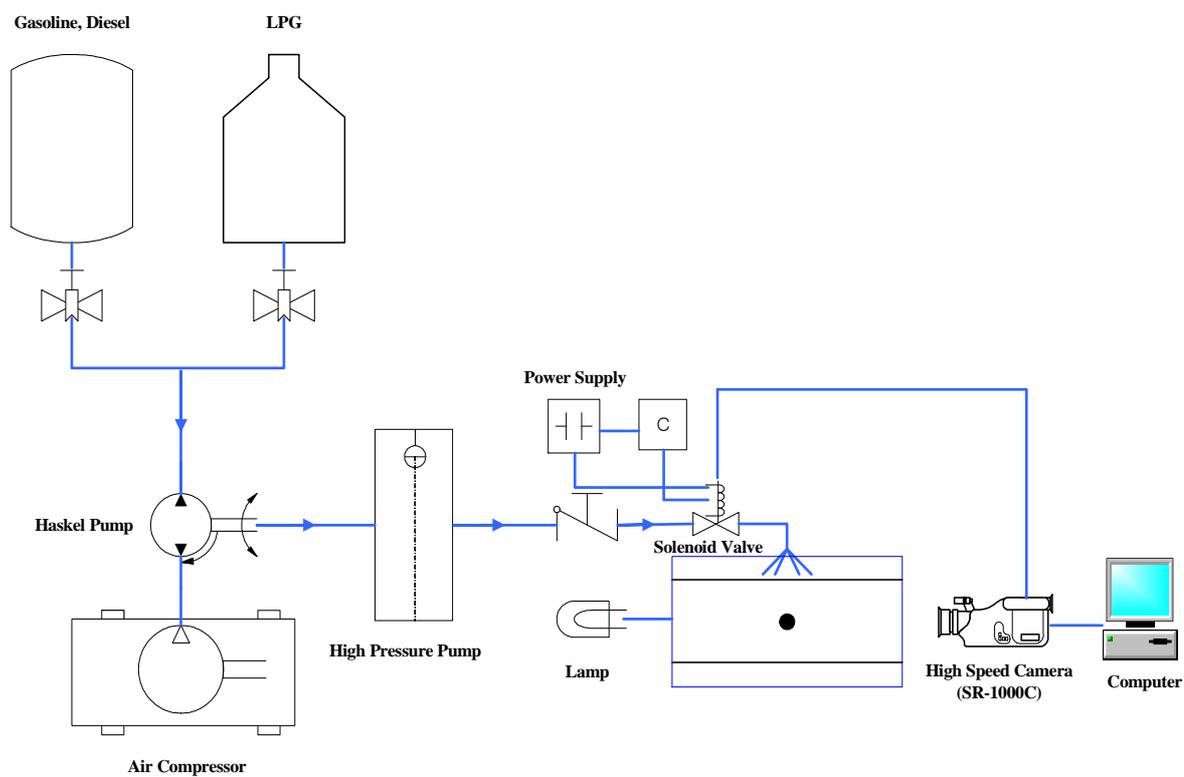


Fig. 3.1 Experimental Setup for flame visualization

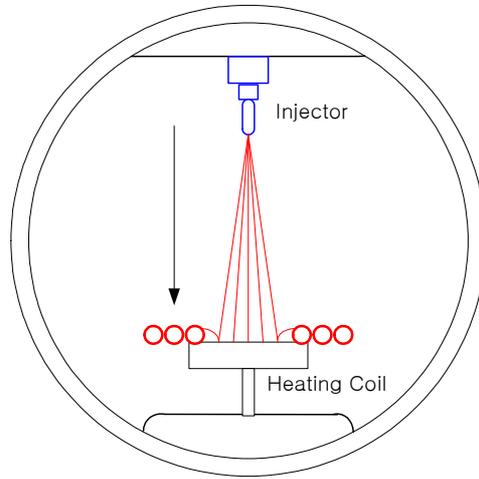


Fig. 3.2 Combustion chamber geometry

Table 3.1 Test cases

Fuel (LPG, Gasoline, Diesel)			
Trap pressure(MPa)	Trap temperature(K)	Impinging plate distance(mm)	Inner heating coil diameter(mm)
0.1, 0.4, 0.7, 1.0	500	105	95
Noz. hole dia.(mm)	Nozzle type	Rail pressure(MPa)	Liquid temperature(K)
0.22	Single hole	10,15,25,50,100,150	280

3.2 LPG 분무확산연소특성

3.2.1 분사 압력변화에 따른 연소특성

엔진에 연료의 압력을 고압화하면 분무 도달거리 및 분무각이 증가하고 분무 속도 증가에 따른 연소실내 공기와의 전단력이 증가하여 미립화와 동시에 공기 이용률도 증가하게 된다. 이로 인하여 공기와의 혼합이 촉진되어 착화지연시간, 확산 연소시간 그리고 후 연소기간이 감소되고 연소효율도 개선되어 배기가스의 감소를 할 수 있는 중요한 요소로 작용한다. 또한 분사압력이 고압화 됨에 따른 연료의 분무 특성 및 연소특성의 경우가 확연히 다르기 때문에 이에 대한 해석 및 기초자료의 정립이 이루어져야 한다.

Figs. 3.3~3.8은 각각 분위기 압력 1.0MPa에서 분사압력이 10, 15, 25MPa 일때 시간의 변화에 따른 분무와 화염의 거동을 보여준다. 분사압력의 증가와 함께 분무 진행거리가 증가하고 분무폭의 증가를 보여주고 있지만 미세한 차이점을 보여주고 있다. 이는 역시 분사후 일정시간이 지나면 분무액적의 가열과 증발의 활성화특성에 의하여 분무진행을 둔화시키기 때문이라고 생각된다(Fig. 3.9). 연소화염의 발달은 분사압력의 영향이 매우 크다. 압력이 증가하면 점화와 함께 더욱 강렬한 자발광을 동반하면서 급속하게 화염이 연소실내에 전파된다. 실험에 사용된 분사압력은 각각 10, 15, 25MPa이며 그 분사 압력에 따른 연소특성에 대하여 실험을 하였다. 분위기 압력 1.0MPa에서 10, 15, 25MPa의 분사압력에서의 시간의 변화에 따른 분무와 화염의 전파과정을 연소사진을 통해 비교해보면 10, 15MPa의 경우는 최초화염이 가열코일의 좌측면 하단에서 생성·발달되었으며 25MPa의 경우는 우측면 하단에서 생성되었다. 10, 15MPa의 경우는 연소화염이 연소실 좌, 우 측면을 따라서 전파되다가 연소실 중앙부분에 머무른 후 서서히 소멸되는 현상을 보여주고 있다.

10, 15MPa는 분사압력이 낮기 때문에 분사된 연료가 확산되지 못하고 대부분 충돌판에 충돌하여 연료가 상당부분 증발하기 때문에 연소 또한 연소기 내부에서의 확산도가 감소되는 것으로 보여진다.

반면 25MPa는 정적연소기 내부에서의 연소화염은, 분사 후 분무가 Heating Coil에 충돌과 동시에 정적연소기 내부에서 강렬한 빛과 함께 급속히 확산이 되는데 화염은 Heating Coil의 우측면 하단으로부터 서서히 발달함과 동시에 모든 가스가 연

소될 때까지 정적연소기의 좌측면과 우측면 벽쪽으로 서서히 진행을 하다가 연소실의 중심으로 급속히 화염이 전파되는 것을 보여주고 있다.

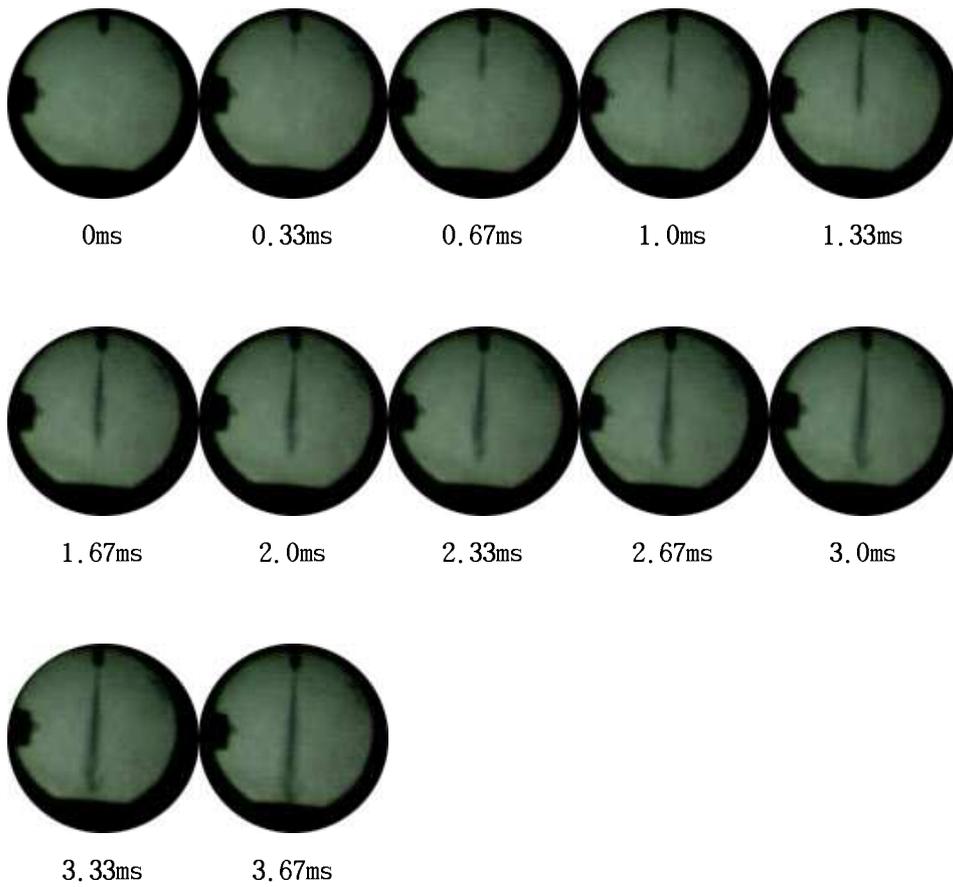


Fig. 3.3 LPG spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

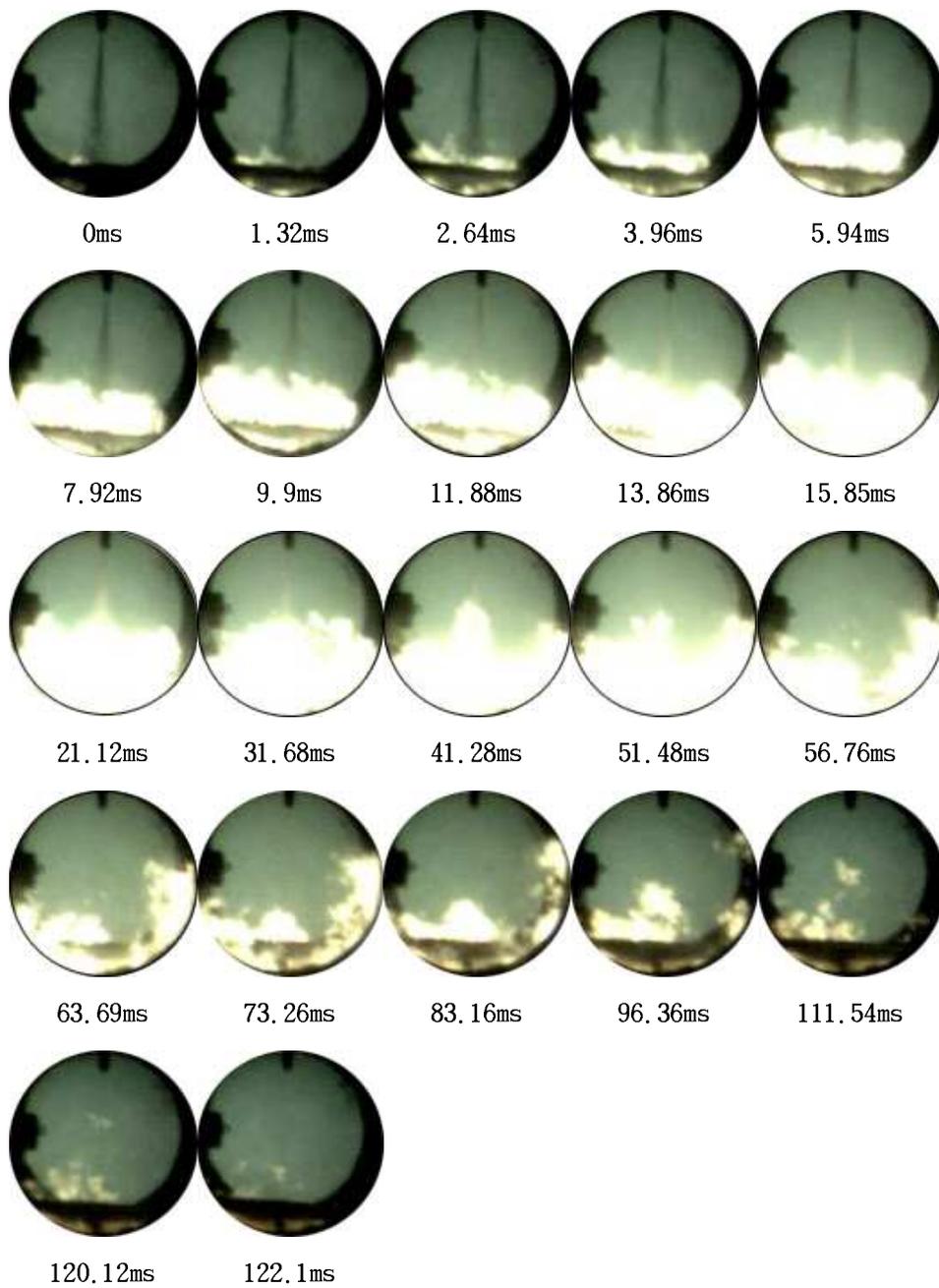


Fig. 3.4 LPG flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

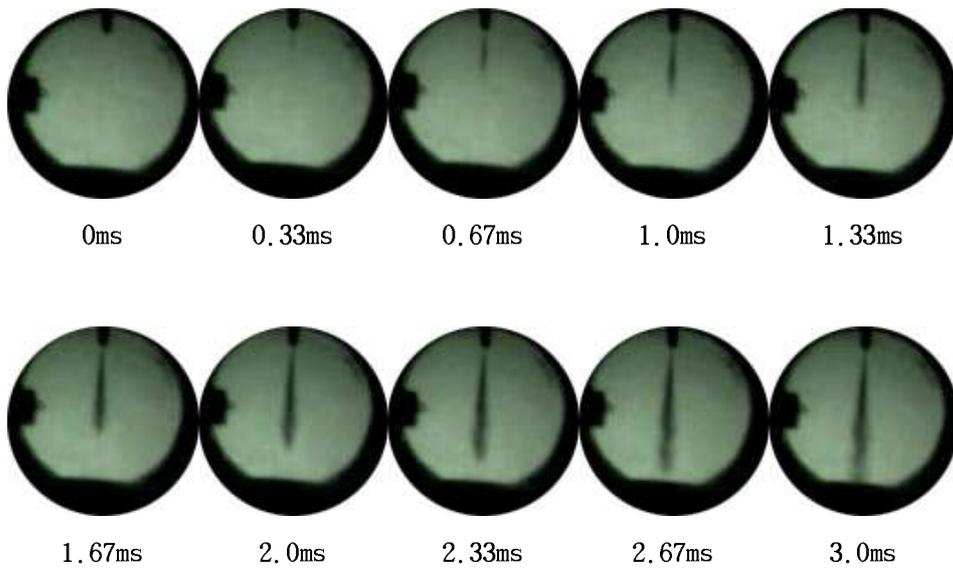


Fig. 3.5 LPG spray development
in the rail pressure of 15MPa and the trap pressure of 1.0MPa

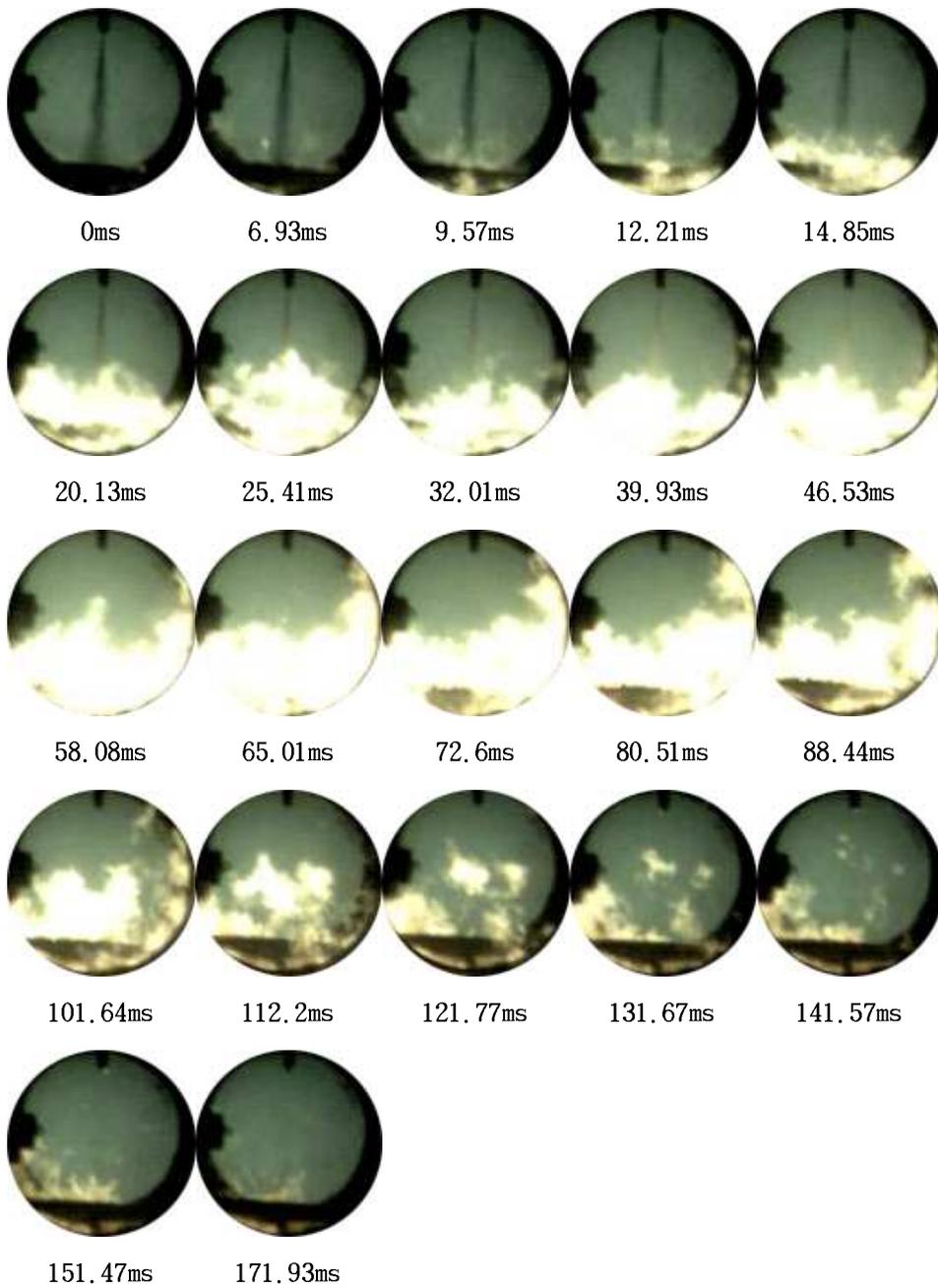


Fig. 3.6 LPG flame development and termination
in the rail pressure of 15MPa and the trap pressure of 1.0MPa

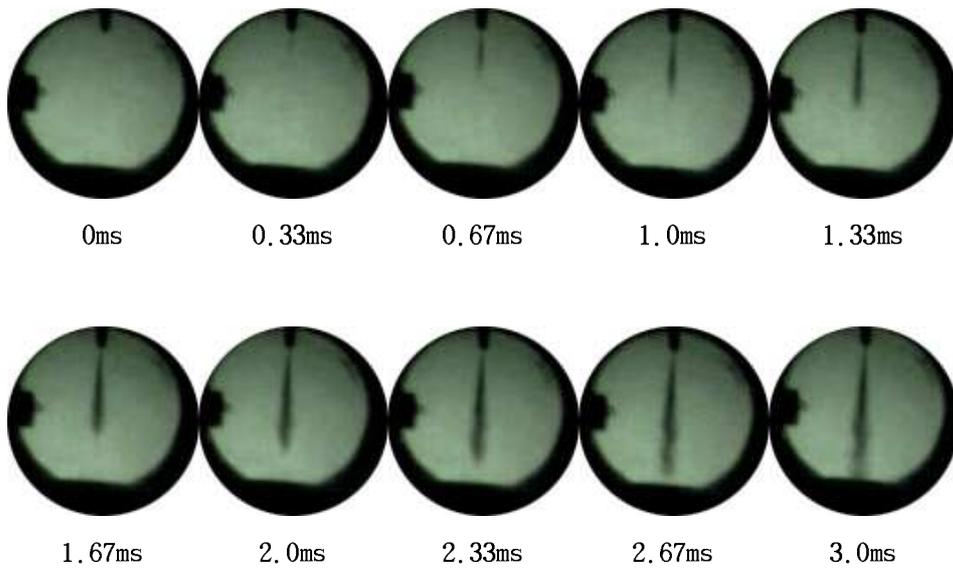


Fig. 3.7 LPG spray development
in the rail pressure of 25MPa and the trap pressure of 1.0MPa

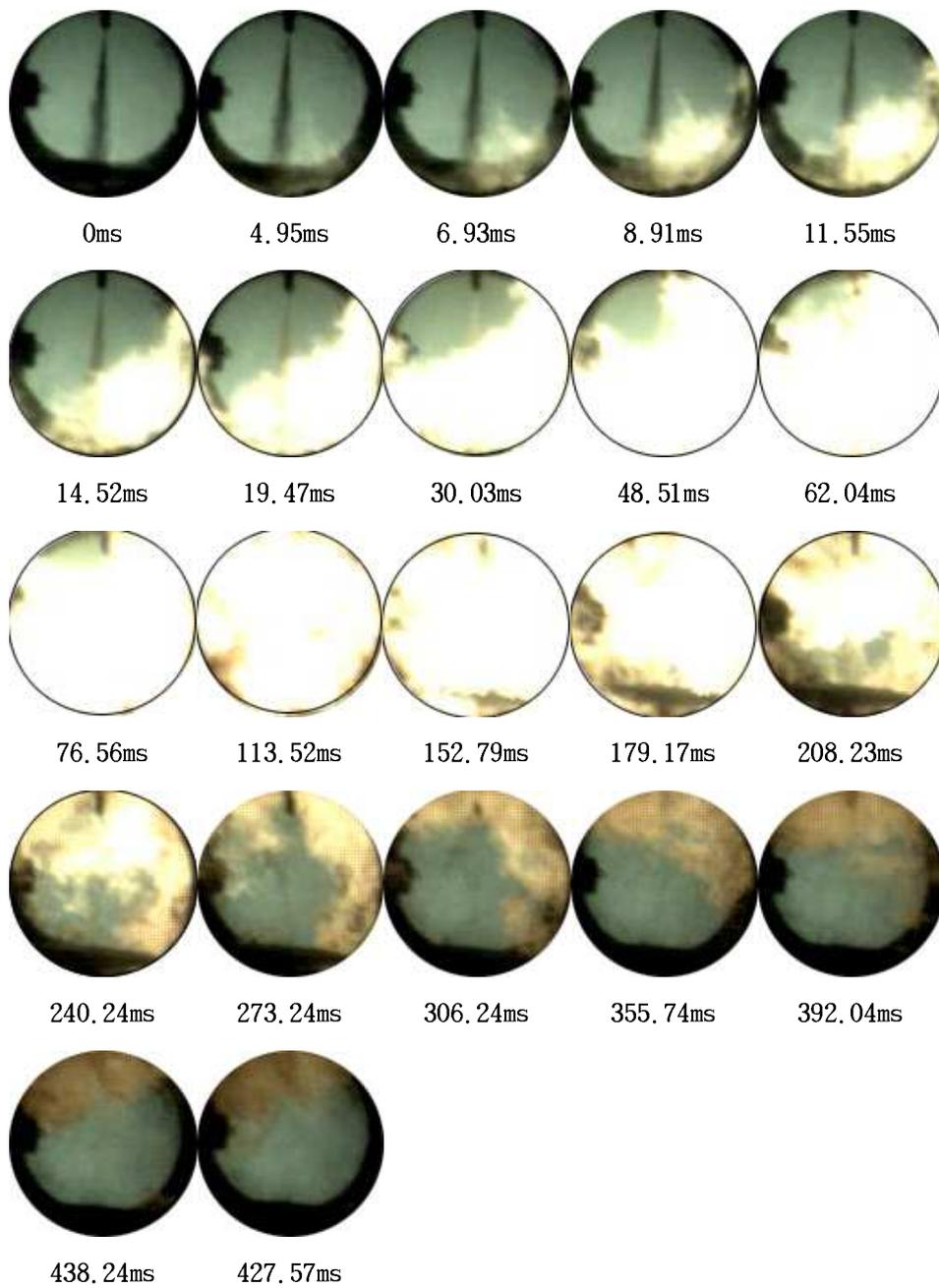


Fig. 3.8 LPG flame development and termination
in the rail pressure of 25MPa and the trap pressure of 1.0MPa

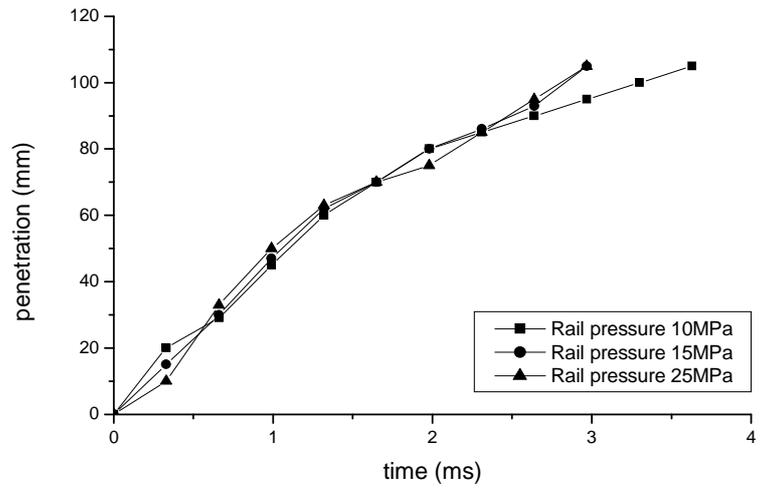


Fig. 3.9 Spray tip penetration at trap pressure of 1.0MPa

3.2.2 분위기 압력변화에 따른 연소특성

Figs. 3.10~3.16은 분사압력 10MPa, 분위기 온도 500K에서 분위기 압력이 0.1~1.0MPa인 경우에 분무가 충돌판에 충돌과 동시에 화염의 전파 후 연소의 소멸까지의 과정을 동시에 가시화한 사진이다. Fig. 3.10, 3.11, 3.13, 3.15는 분무진행거동을 보여주는데, 분사 전 280K, 10MPa로 압축된 액체 LPG는 낮은 압력의 고온분위기에 급격히 노출된다. 분위기 압력이 낮은 0.1MPa의 경우 분사된 LPG가 노즐근처에 머무르면서 아래로 진행되지 않고 있으며 1.67ms 이후에 급격히 진행됨을 알 수 있다. 분위기 압력이 0.4MPa이상이면 이러한 현상이 사라지며 분사직후부터 빠른 분무진행을 나타낸다.

Fig. 3.17과 같이 LPG의 상변화 경로를 보면 초기 상태의 액체 LPG가 분사되면 비교적 매우 느린 열전달에 의하여 무시할 수 있는 온도 상승과 함께 포화액점(R_{2-1})을 지나 등엔탈피팽창점(R_{1-1})에 이르게 되고 등온가열과정을 거쳐 포화증기점(R_{3-1})에 이르면 완전 증발되며 최종상태인 주위 조건(S_{2-1})에 이르게 된다. 주위공기 압력이 높아지면($S_{2-2}, S_{2-3}, S_{2-4}$) 분사된 액체 LPG에 미치는 압력이 주위공기 압력까지는 급격히 낮아지지만, 이 압력이 포화압력 보다 높은 상태에 있기 때문에 아직 액체 상태($R_{1-2}, R_{1-3}, R_{1-4}$)이다. 고온의 주위 상태에서 열을 받아들여 포화액점($R_{2-2}, R_{2-3}, R_{2-4}$)에 이른 후 포화증기점($R_{3-1}, R_{3-2}, R_{3-3}$)을 거쳐 증발하여 최종상태($S_{2-2}, S_{2-3}, S_{2-4}$)에 이르게 되는데 가열과 함께 포화압력도 상승하기 때문에 가열된 액체LPG의 포화압력이 분위기압력보다 높아지게 되면 이때부터는 Fig. 3.10의 경우와 같은 전체급속증발이 이루어진다. 하지만 분위기 압력이 초기온도에서의 포화증기압보다 높기 때문에 늦은 증발현상을 나타낸다. 이를 급속증발(flash vaporizing)이라 하여 전체급속증발과 구분한다.

Fig. 3.10의 경우의 LPG 증발과정은 주위온도 280K, 10MPa로 압축된 액체 LPG가 500K, 0.1MPa의 분위기 상태로 분사되면 분사와 동시에 증기와 액체의 혼합구역(액기혼합상태)로 떨어지게 된다. 0.1MPa의 압력은 280K, LPG의 포화압력 0.27MPa보다 낮기 때문에 분사된 LPG가 등엔탈피 팽창점의 액체 83.6%와 증기 16.4%의 혼합상태로 변화되면서 급속히 증발하게 된다. 본 논문에서는 이를 ‘전체 급속 증발 효과’(whole flashing effect)라 명명하였다.

Fig. 3.10은 분위기 압력 0.4MPa보다 매우 낮은 대기압 상태에도 불구하고 오랫동안 분무진행이 이루어지는 것은 전체 급속 증발 효과로 인한 것이며 분사온도 280K의 포화압력보다 큰 경우의 분위기 압력에서는 분위기 압력의 증가와 함께 분무진행이 느려지는 것을 알 수 있다. 그러나 분위기 압력이 0.7, 1.0MPa에서 진행거리의 차이가 작은 것은 분사 후 어느 정도시간에서 액적으로의 열전달에 의한 증발의 급속한 증가에 의하여 분무의 진행이 매우 늦어지기 때문이다. Fig. 3.18는 이를 명확하게 보여준다.

Figs. 3.12, 3.14, 3.16의 연소특성을 살펴보면 분위기 압력이 0.1MPa인 대기압 상태에서는 다른 분위기 압력변화에서와 다르게 점화에 어려움이 있었는데. 이에 대한 원인으로서는 ①전체급속증발에 의하여 고압으로 분사된 LPG가 급속히 증발확산됨으로써 분사속도가 급격히 감소하여 점화위치인 가열코일의 밑면 충돌부에 도달하는 연료가 작아 연소에 필요한 당량비를 얻지 못한 효과, ②낮은 압력에서 급속 확산에 의한 활성기들의 벽면흡착, ③등엔탈피 팽창에 의해 매우 낮은 온도가 형성된 것을 들 수 있다. 하지만 분위기 압력이 0.4MPa이상이 되면 연소가 시작되는 데에 큰 문제는 없다. 분위기 압력 0.4MPa에서 점화는 연소실 좌측하단의 점화코일에서 시작됨을 알 수 있으며 점화된 화염이 그 주위에서 작은 화염을 형성한 후 소멸된다. 이후 압력이 높아지면 점화후 활발한 연소가 진행되며 분무축을 따라 노즐을 향하여 타고 올라가는 것을 알 수 있는데 이는 주위공기압력의 증가와 함께 많은 연료가 충돌면까지 진행함을 보여준다. 또한 모든 경우에 가시화창의 오염없이 깨끗하게 연소가 끝난다.

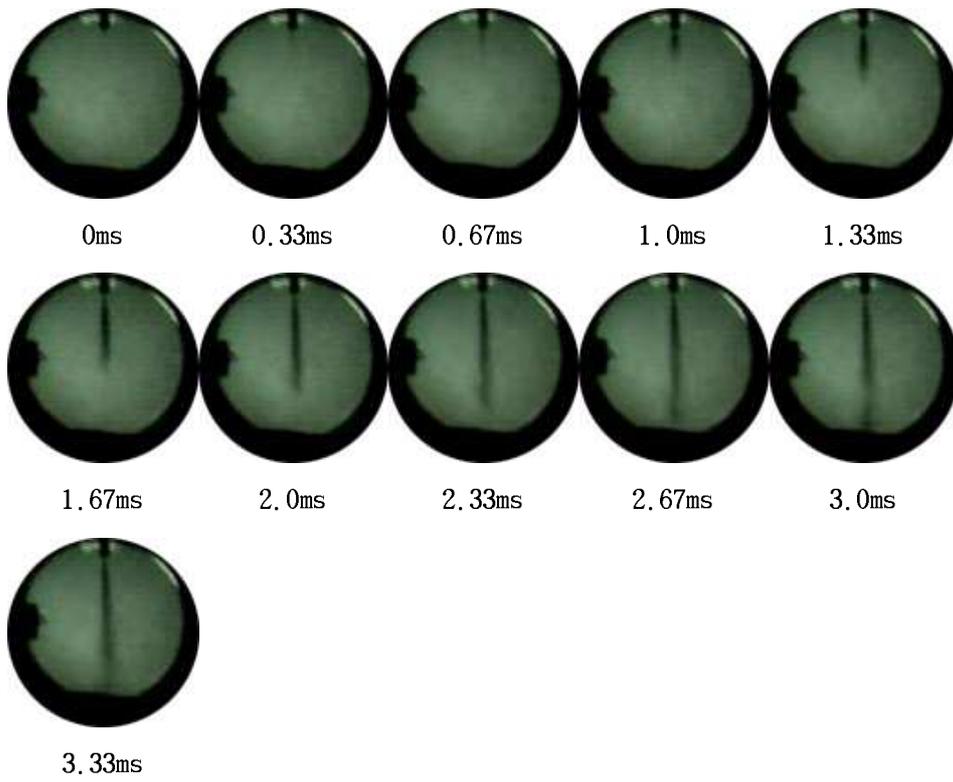


Fig. 3.10 LPG spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.1MPa

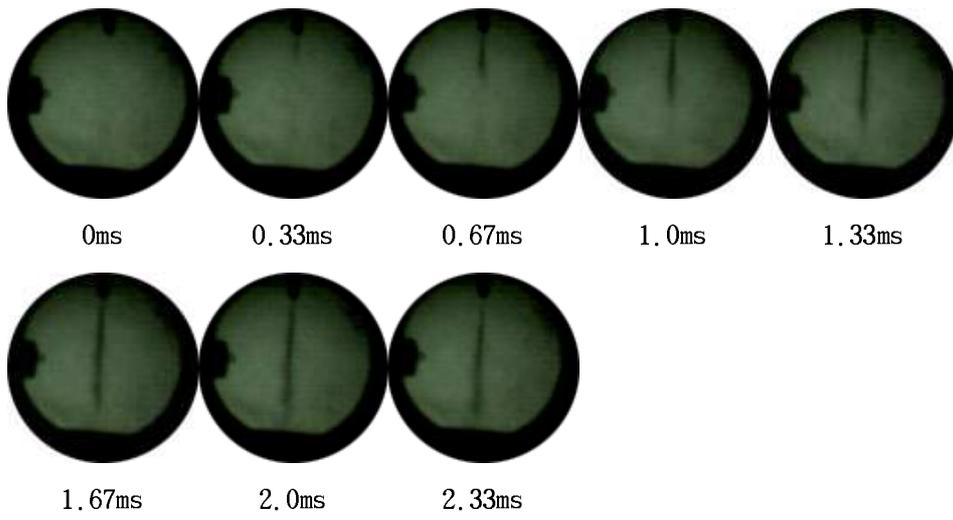


Fig. 3.11 LPG spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.4MPa

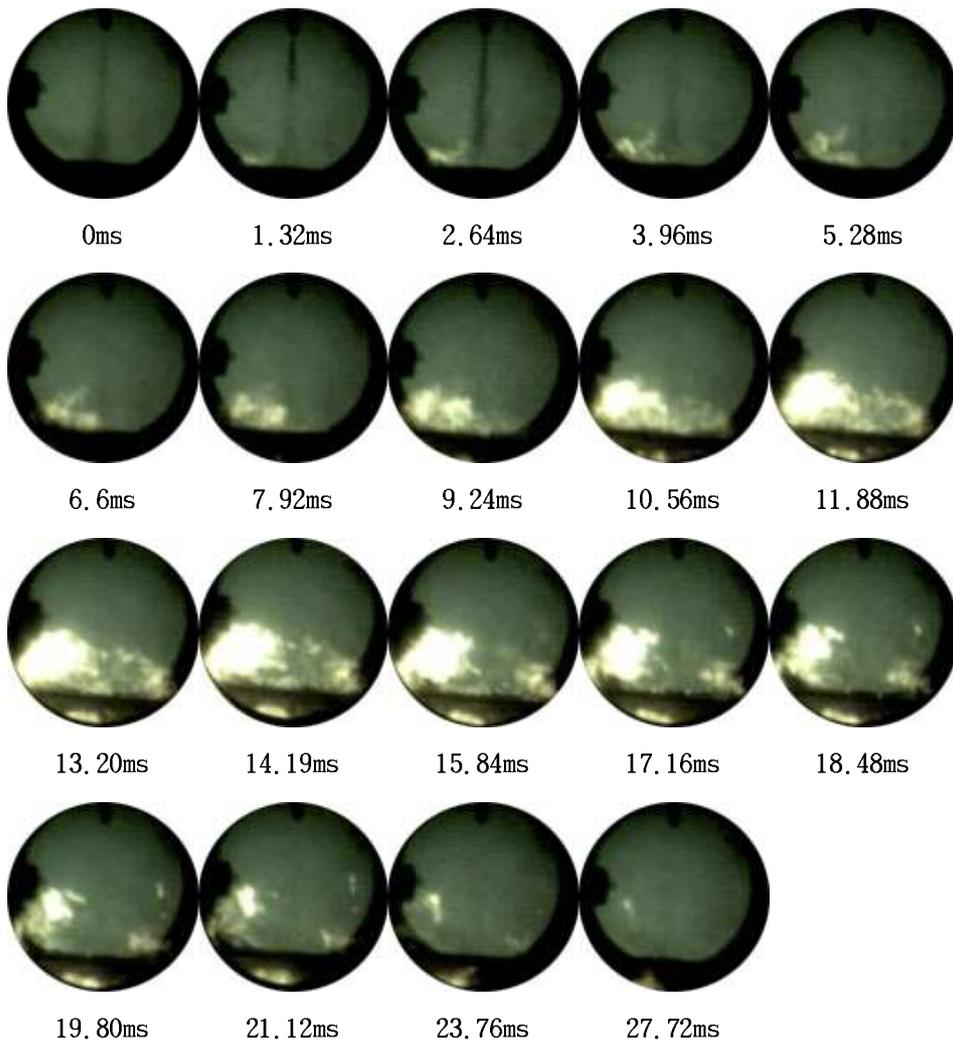


Fig. 3.12 LPG flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.4MPa

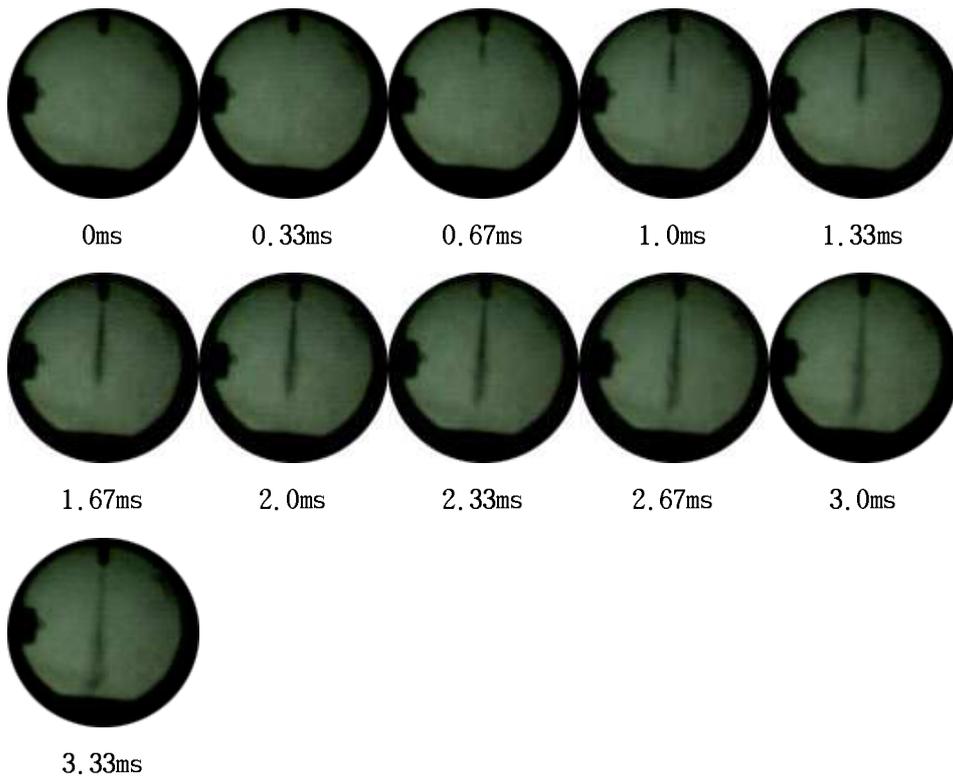


Fig. 3.13 LPG spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.7MPa

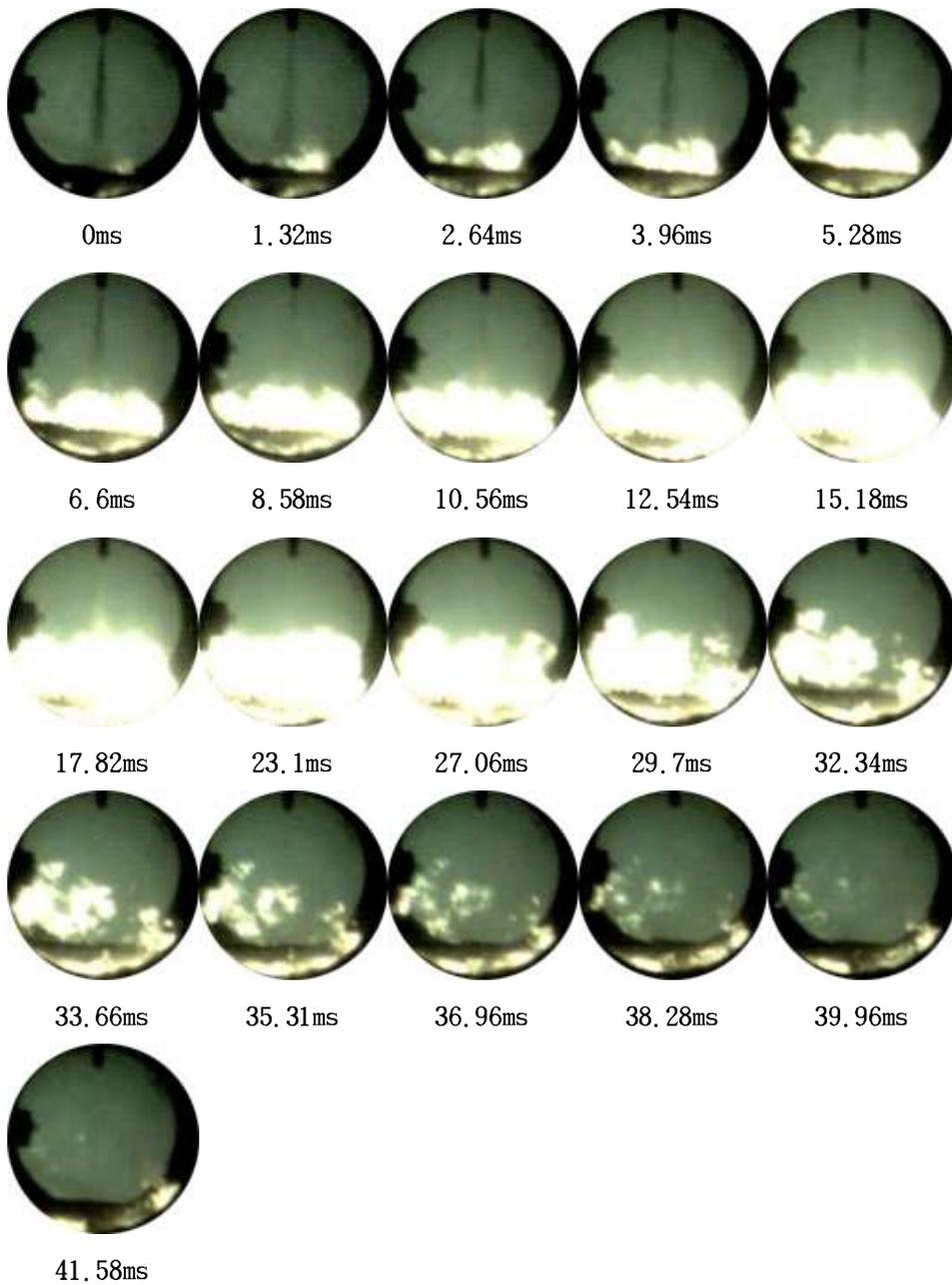


Fig. 3.14 LPG flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.7MPa

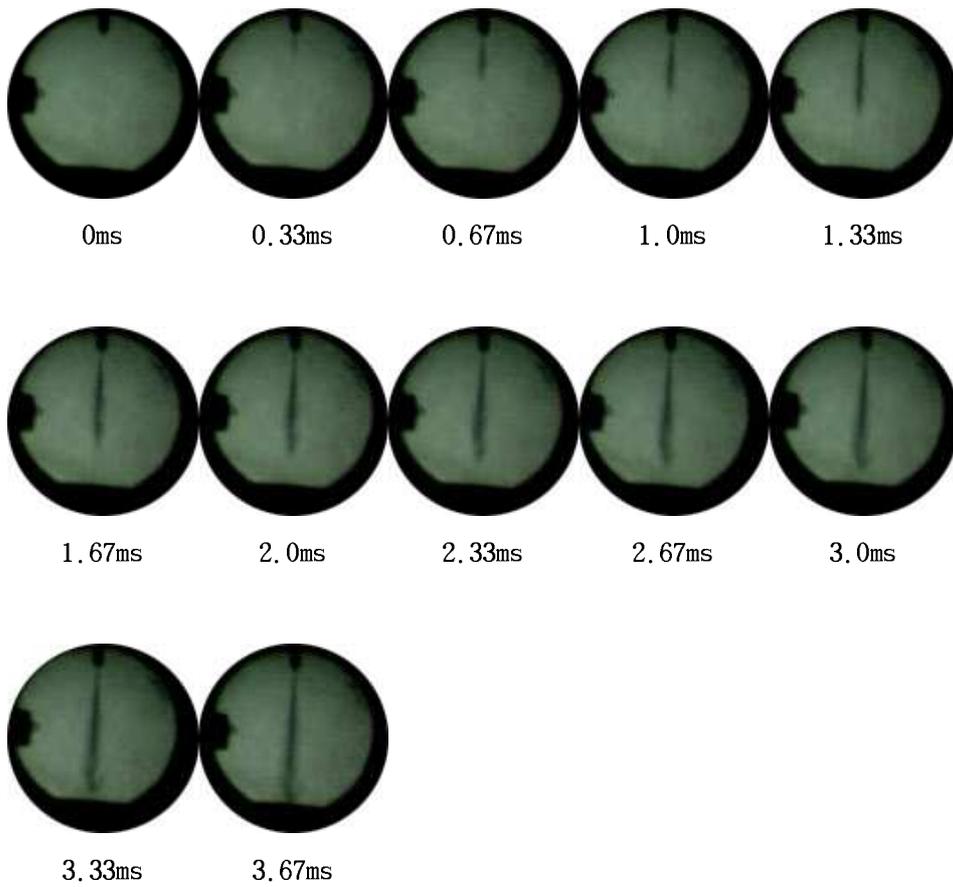


Fig. 3.15 LPG spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

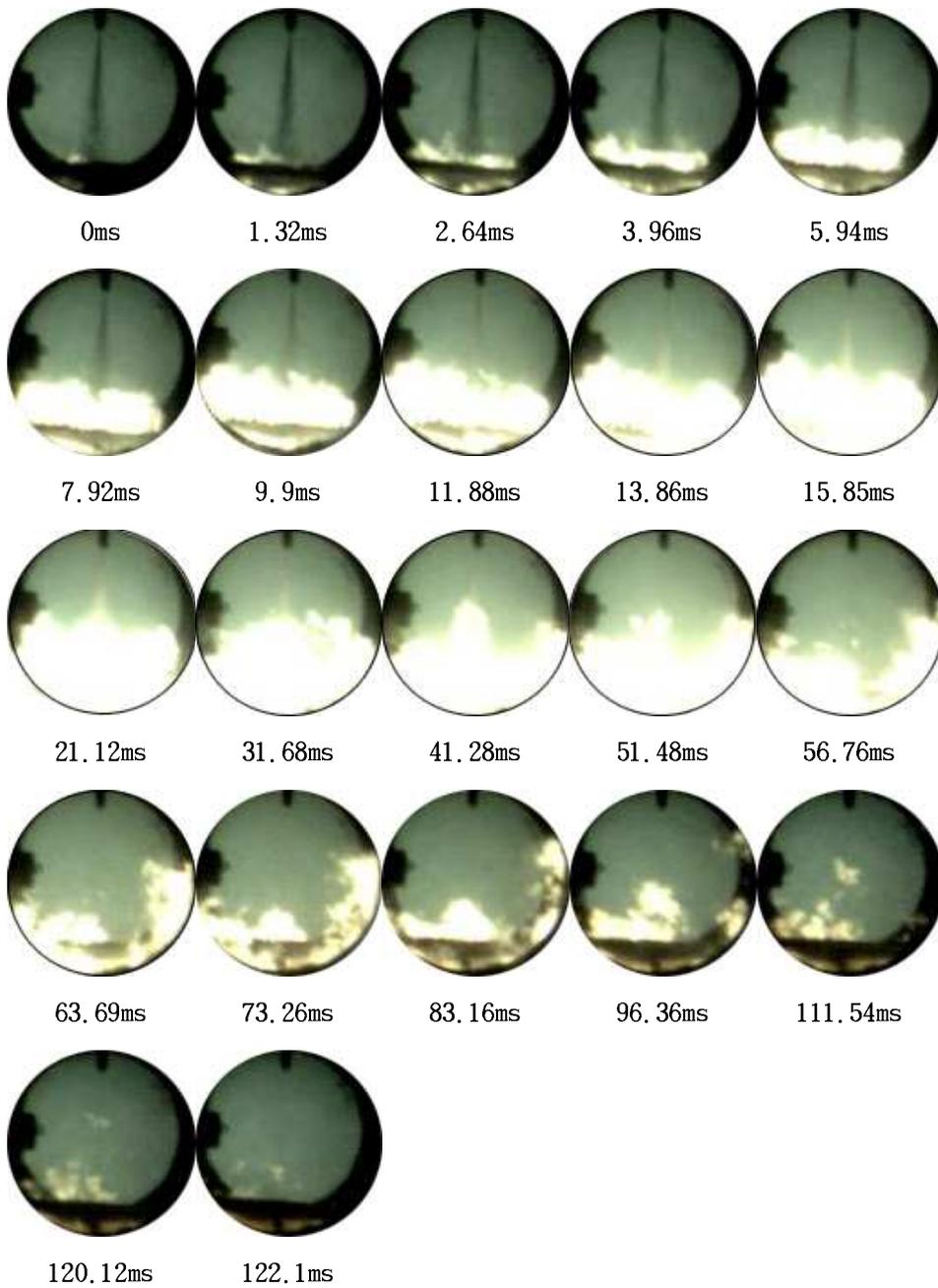


Fig. 3.16 LPG flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

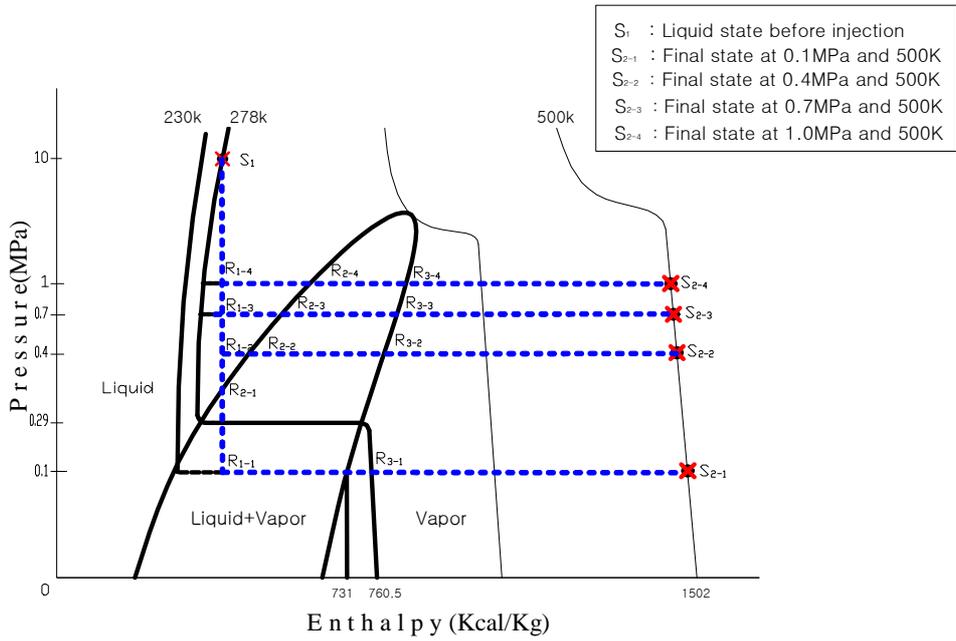


Fig. 3.17 LPG vaporizing routes in pressure-enthalpy diagram for the tested LPG

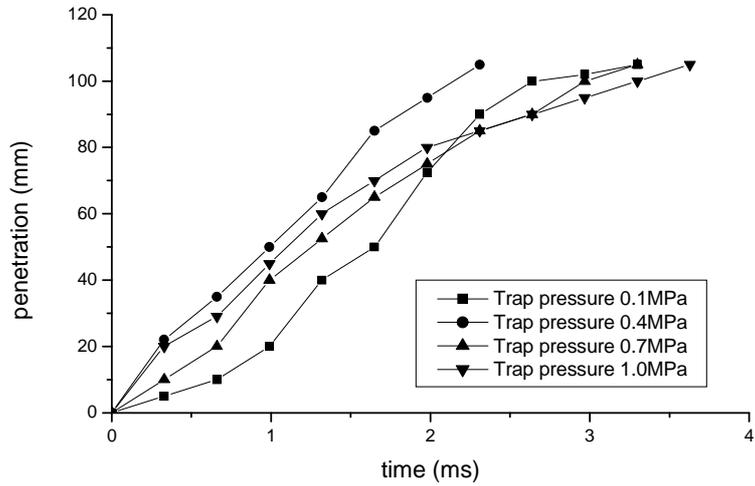


Fig. 3.18 Spray tip penetration at rail pressure of 10MPa

3.3 디젤 분무확산연소특성

3.3.1 분사 압력변화에 따른 연소특성

Figs. 3.19~3.30은 동일한 분위기 조건인 500K, 1.0MPa에서 분사압력이 10, 15, 25, 50, 100, 150MPa일 경우의 분무와 연소사진이다.

분무거동은 Fig. 3.31에서 보여주는 것처럼 분사압력의 증가와 함께 증가된다. 압력에 따라 분무형상이 크게 바뀌는데 압력이 증가하면서 분무선단이 버섯모양을 분명히 하고 넓게 퍼진다. 화염에 대해서는 앞 절에서 설명한 것처럼 분사압력 10MPa에서는 연소가 시작된 후 화염이 충돌면 근처에 집중되어 진행됨을 보여주지만, 압력이 증가하면서 화염분포가 연소실 중앙으로 확산되고 50MPa이상이 되면 연소실 전체에 매우 밝은 자발광을 발하면서 연소된다. 화염의 종료 시점을 보면 압력이 증가하면서 미연소 가스의 증가와 soot에 의한 가시화창의 오염이 심화된다. 특히 50MPa이상에서는 광원에 의한 빛이 투과될 수 없을 정도로 가시화창의 오염이 심하다.

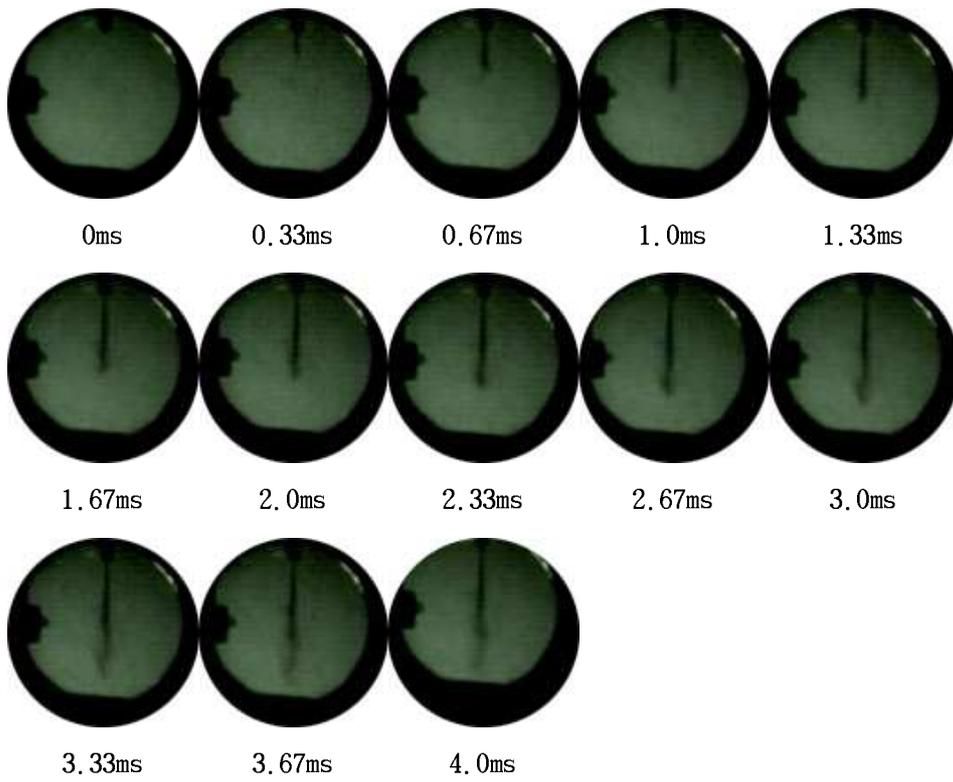


Fig. 3.19 Diesel spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

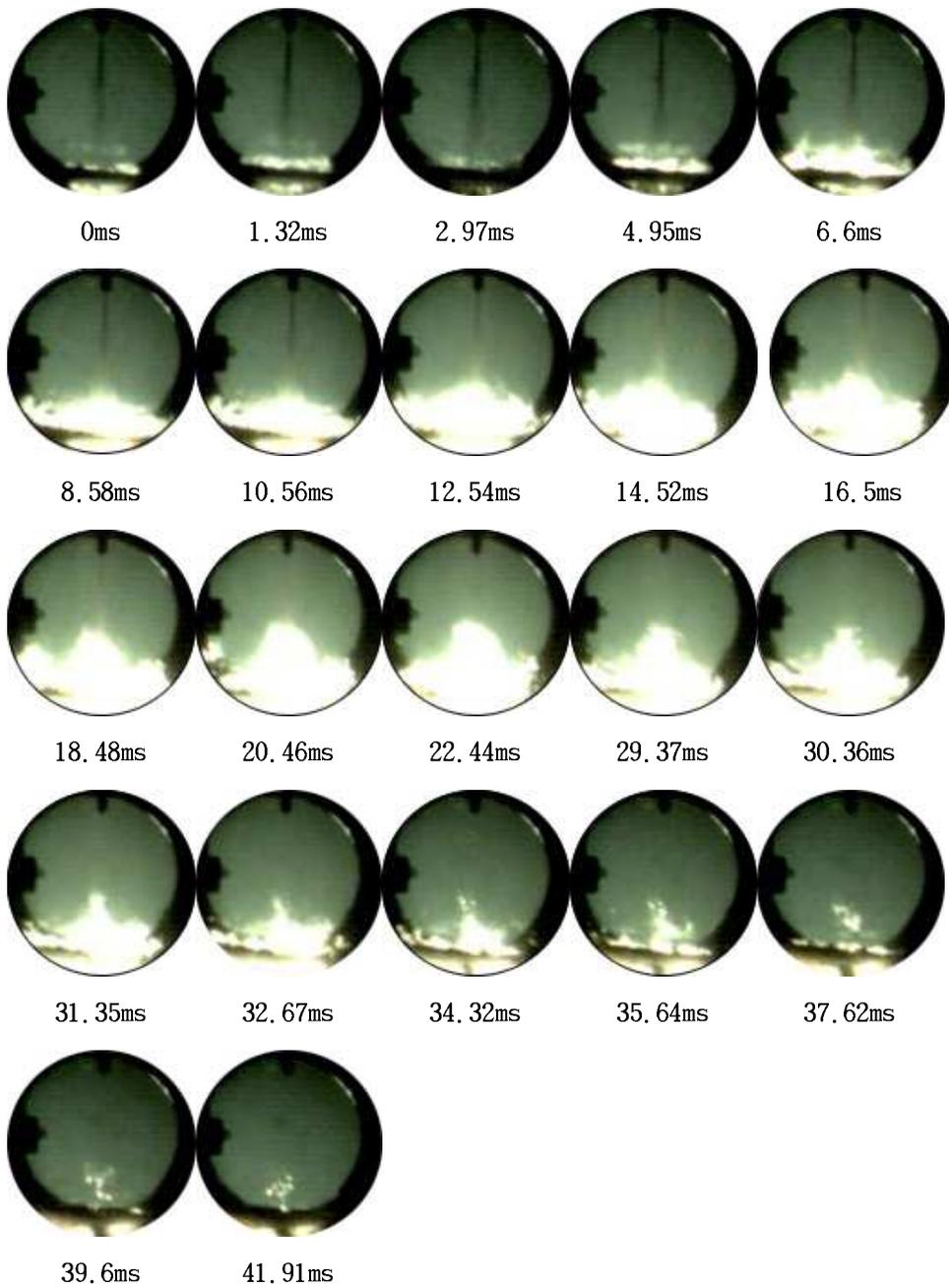


Fig. 3.20 Diesel flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

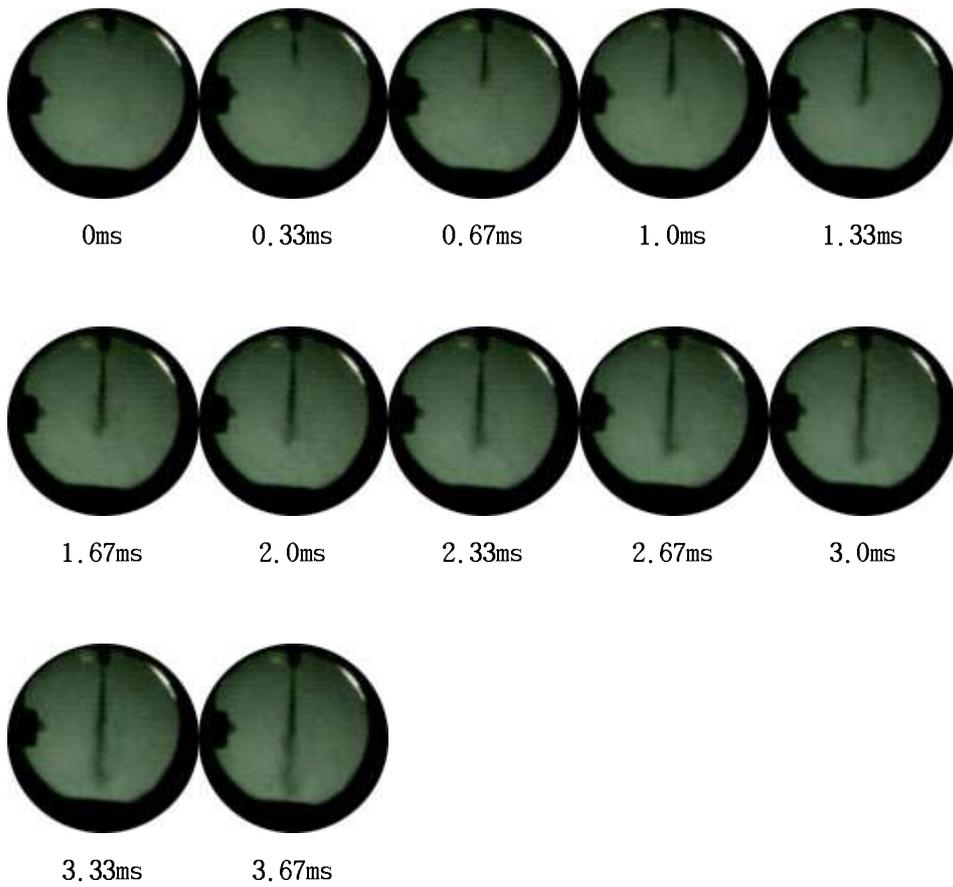


Fig. 3.21 Diesel spray development
in the rail pressure of 15MPa and the trap pressure of 1.0MPa

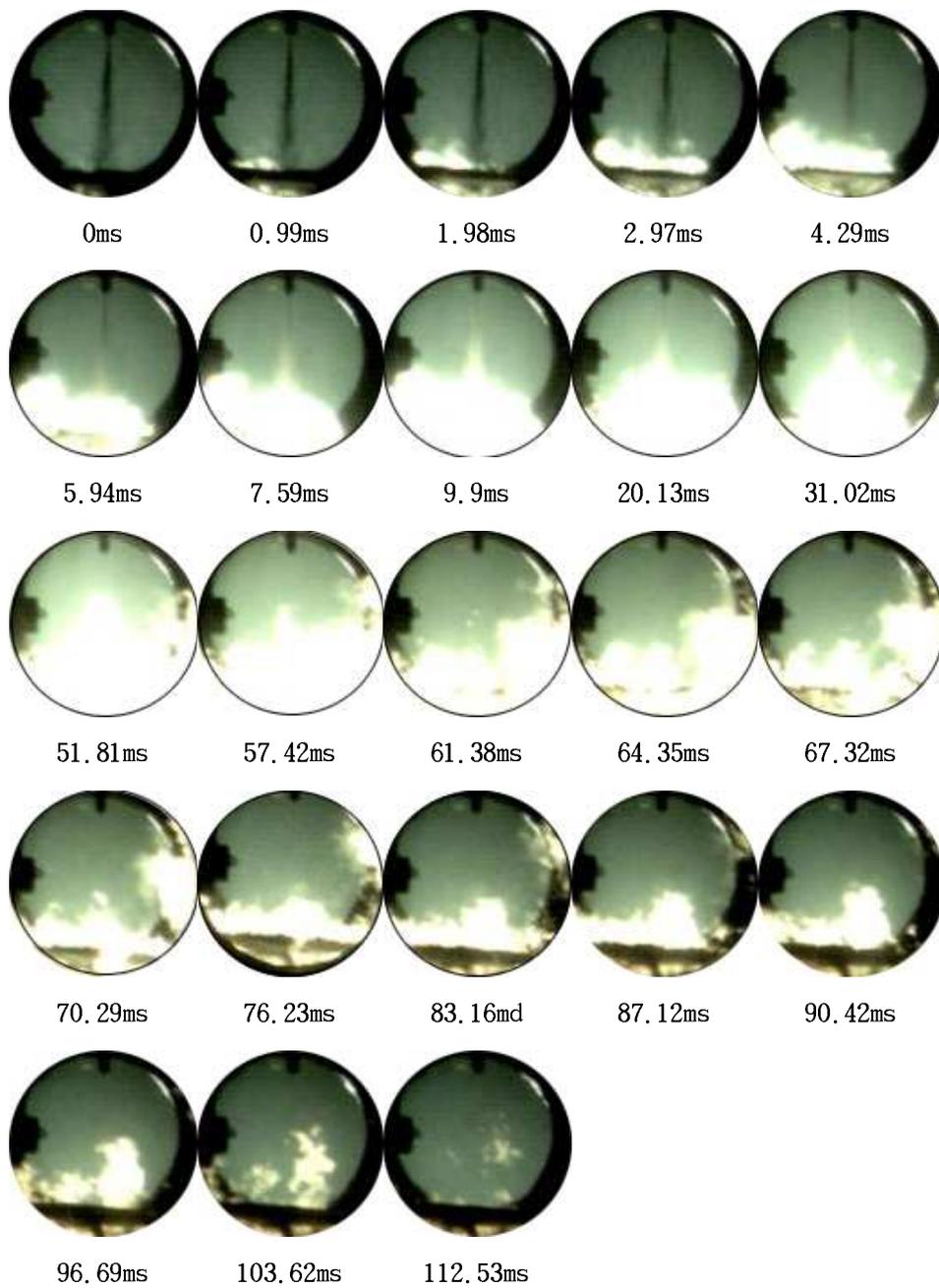


Fig. 3.22 Diesel flame development and termination
in the rail pressure of 15MPa and the trap pressure of 1.0MPa

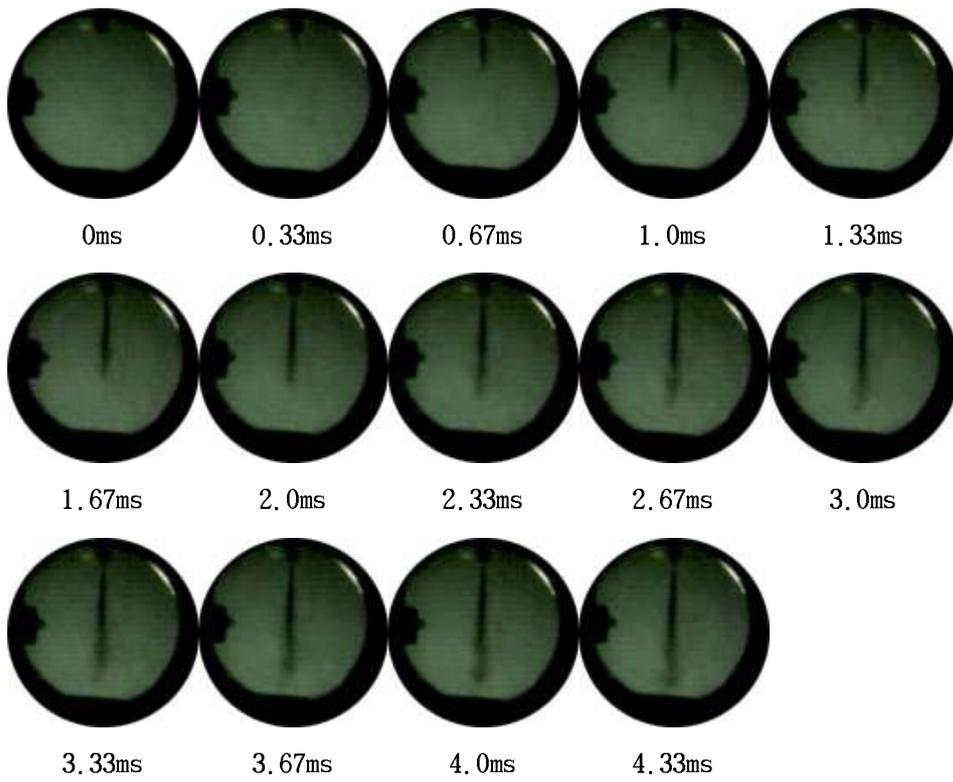


Fig. 3.23 Diesel spray development
in the rail pressure of 25MPa and the trap pressure of 1.0MPa

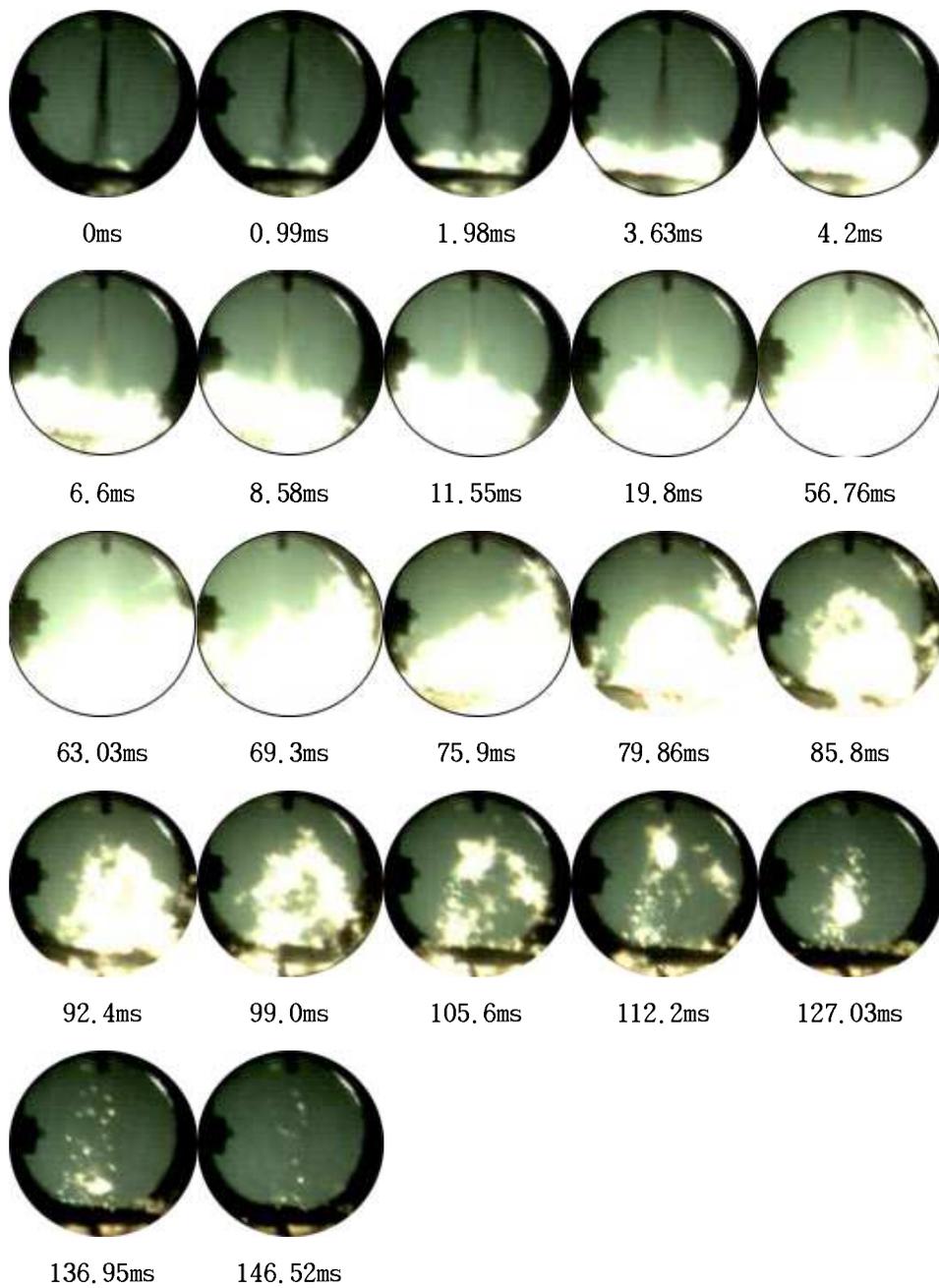


Fig. 3.24 Diesel flame development and termination
in the rail pressure of 25MPa and the trap pressure of 1.0MPa

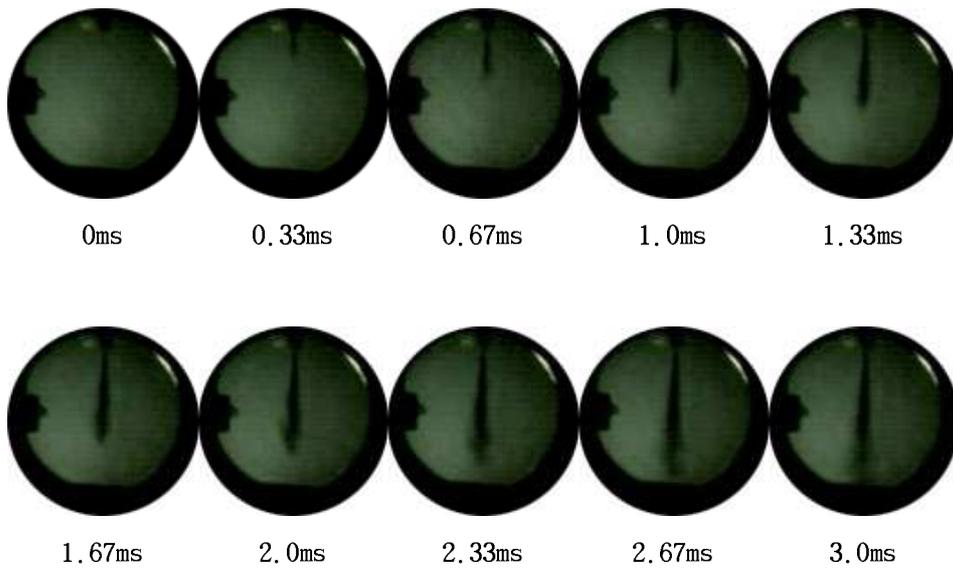


Fig. 3.25 Diesel spray development
in the rail pressure of 50MPa and the trap pressure of 1.0MPa

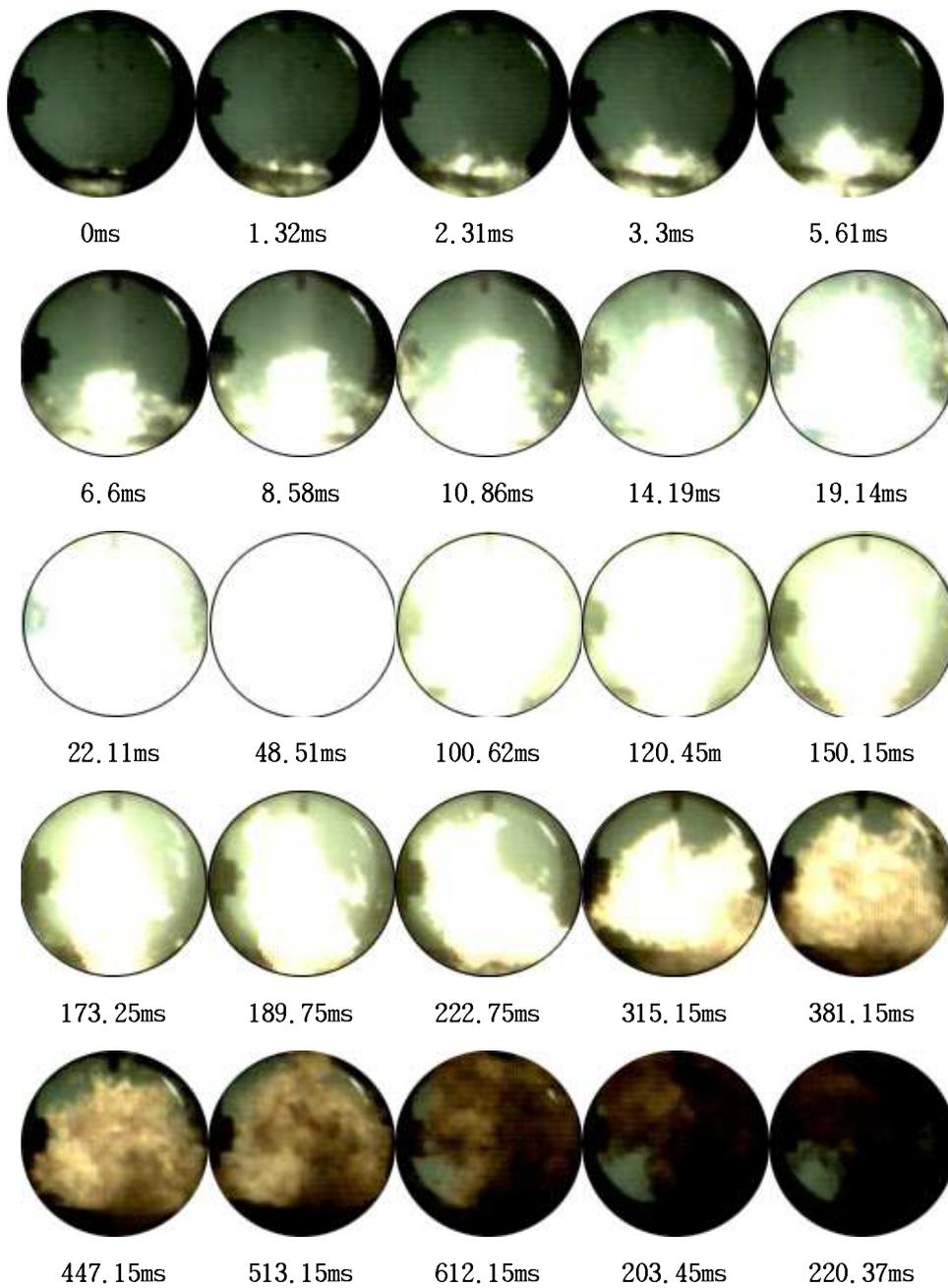


Fig. 3.26 Diesel flame development and termination
in the rail pressure of 50MPa and the trap pressure of 1.0MPa

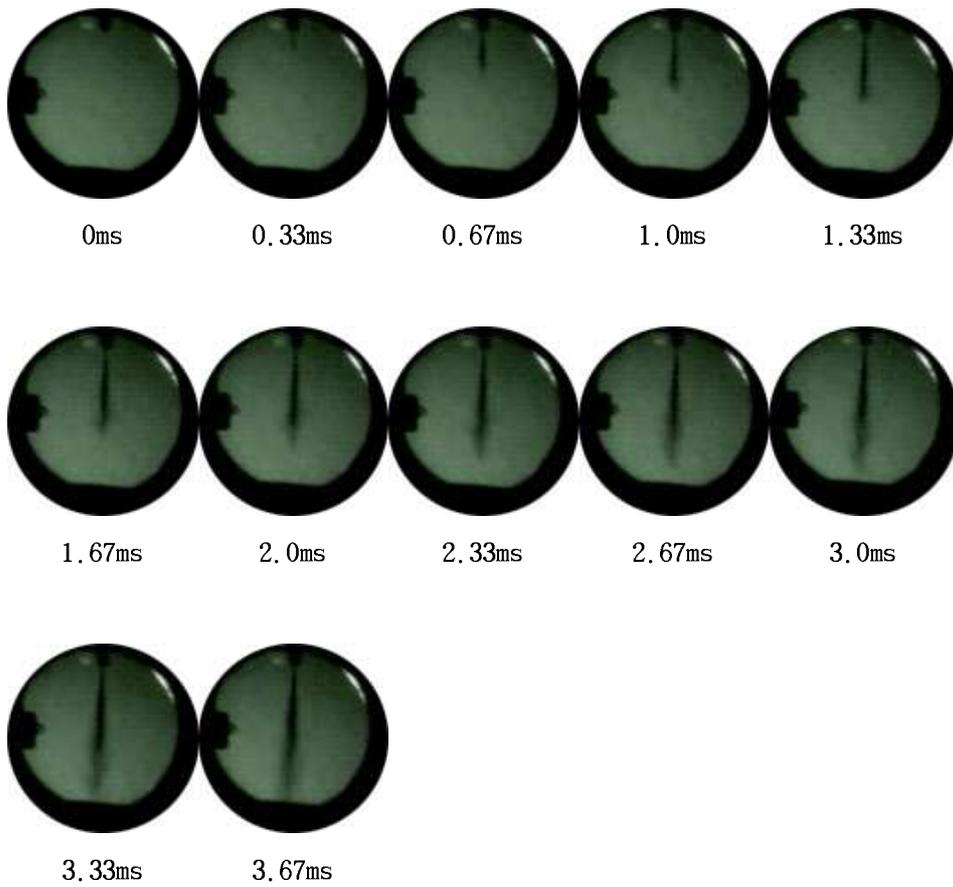


Fig. 3.27 Diesel spray development
in the rail pressure of 100MPa and the trap pressure of 1.0MPa

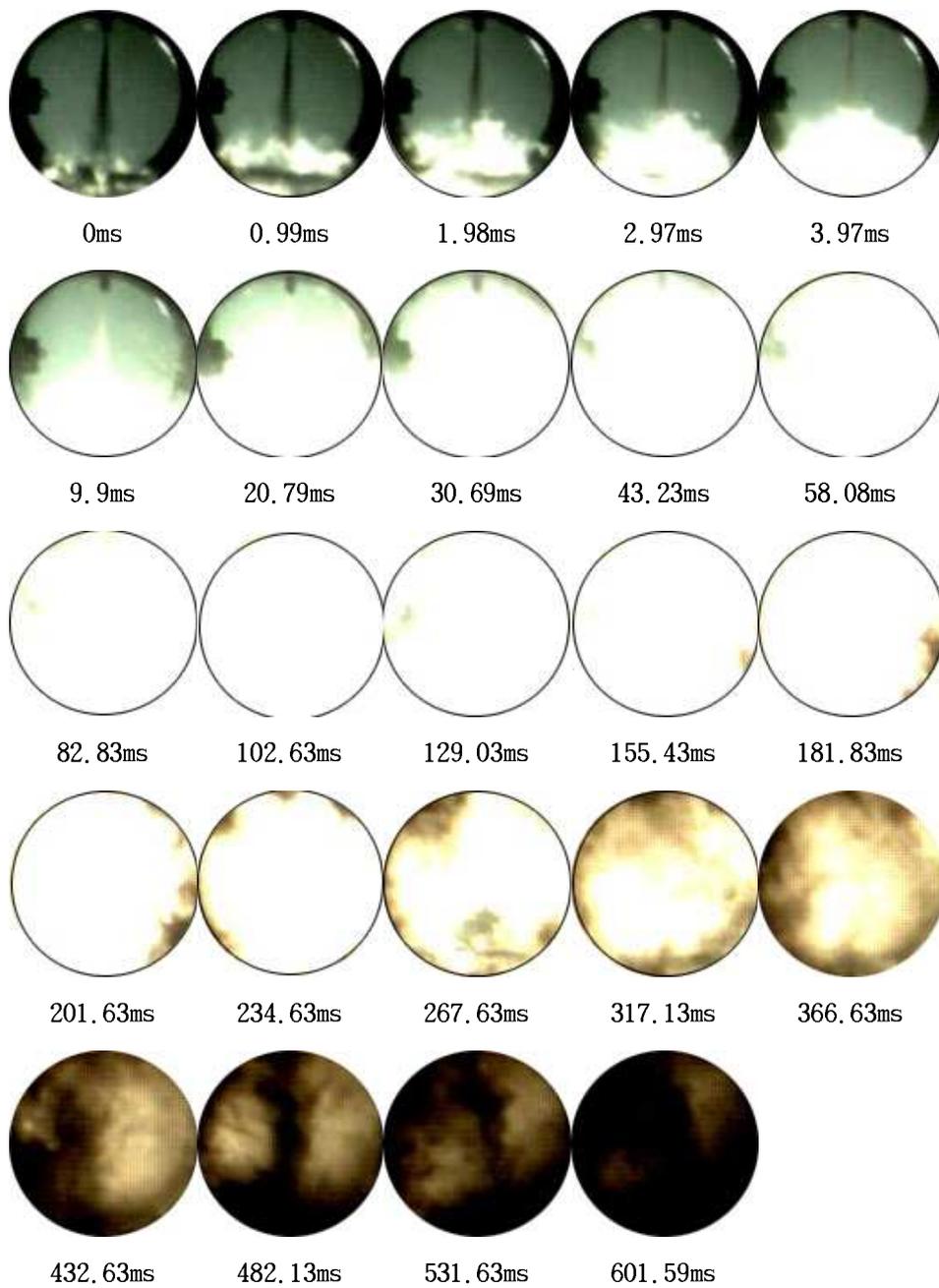


Fig. 3.28 Diesel flame development and termination
in the rail pressure of 100MPa and the trap pressure of 1.0MPa

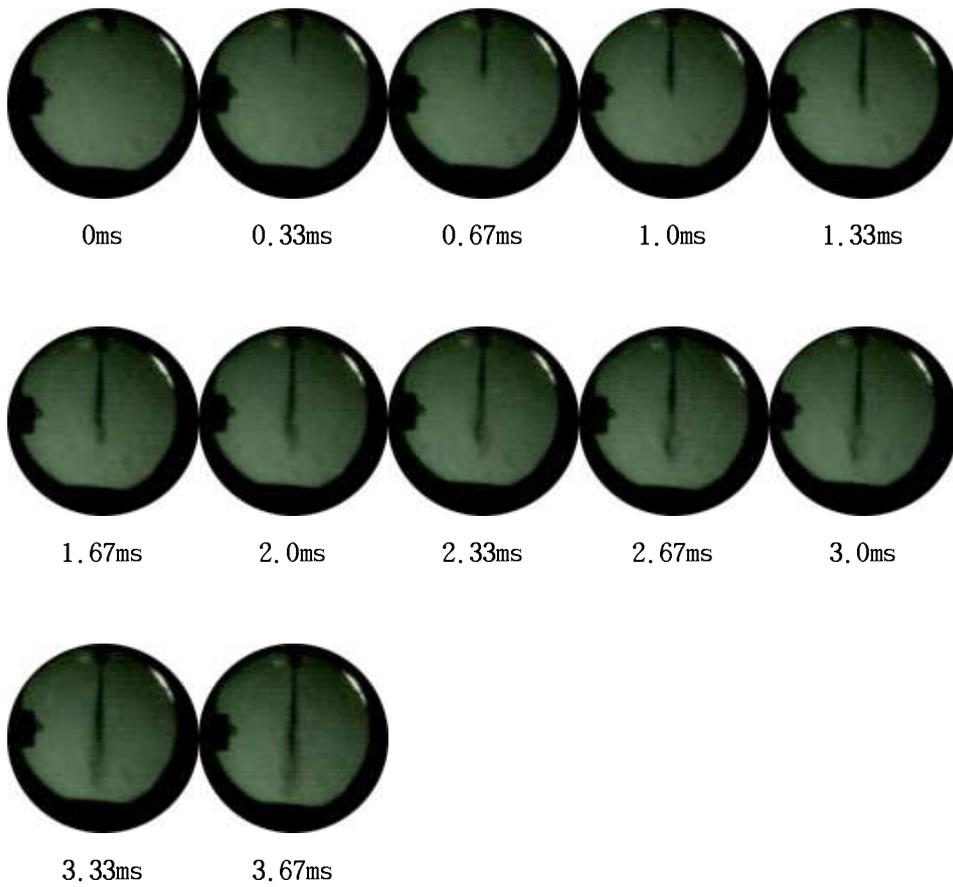


Fig. 3.29 Diesel spray development
in the rail pressure of 150MPa and the trap pressure of 1.0MPa

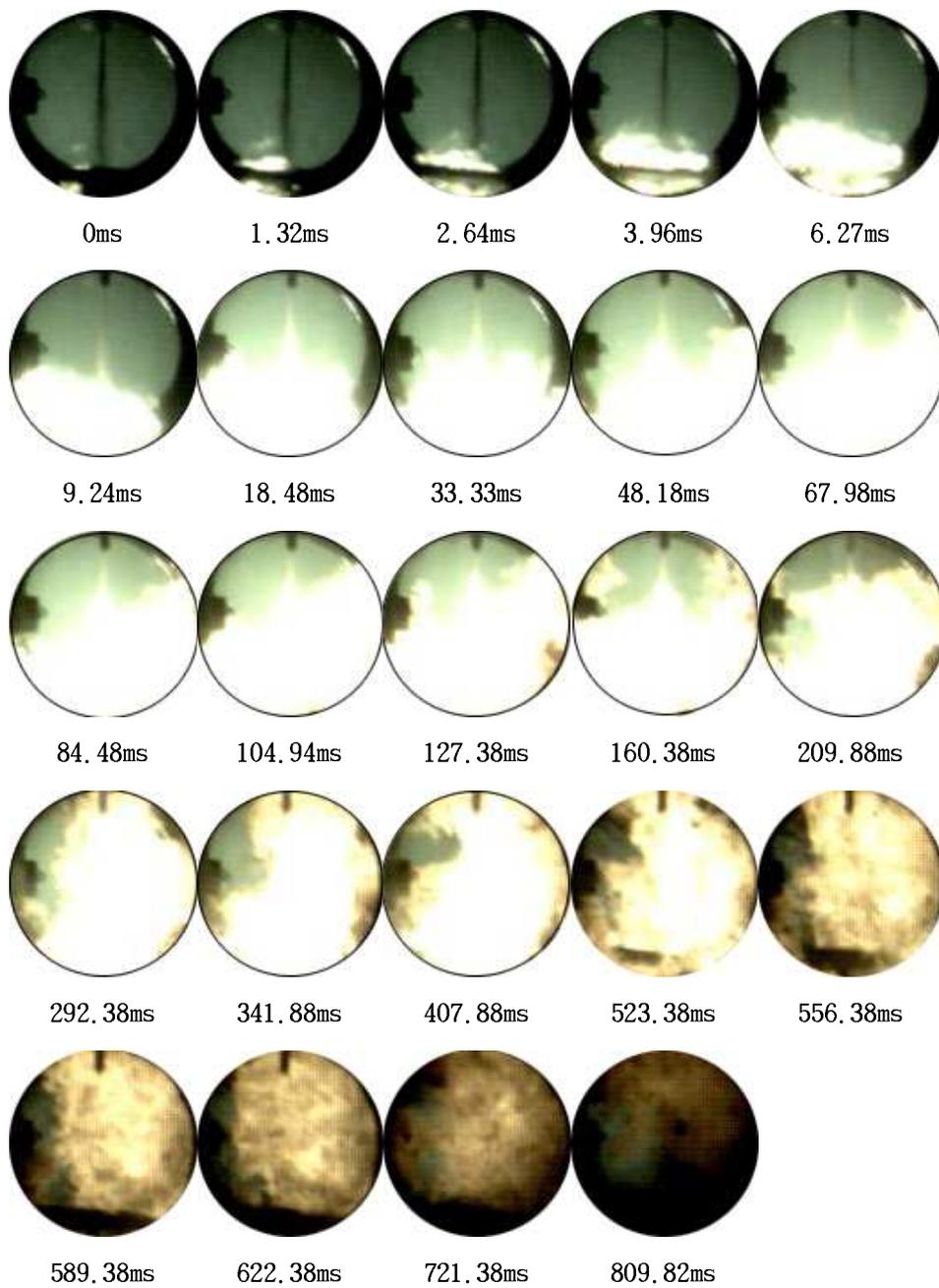


Fig. 3.30 Diesel flame development and termination
in the rail pressure of 150MPa and the trap pressure of 1.0MPa

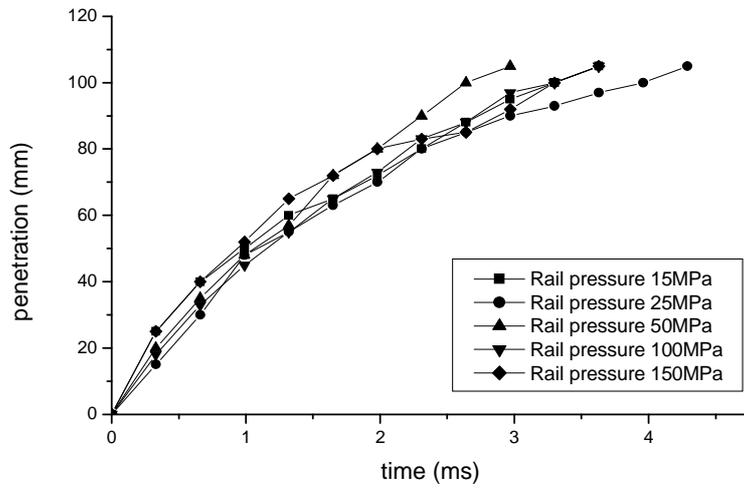


Fig. 3.31 Spray tip penetration at trap pressure of 1.0MPa

3.3.2 분위기 압력변화에 따른 연소특성

Figs. 3.32~3.39는 분사압력 10MPa인 분무거동을 분위기 압력 0.1, 0.4, 0.7, 1.0MPa에서 가시화한 결과이다. 분사압력 10MPa의 경우 분위기 압력을 변화시키면서 관찰하면 대기압 상태에서 분사한 Fig. 3.32의 경우 주변 공기의 저항이 미미하기 때문에 분사연료가 급속하게 연소실 아래의 충돌면에 이르는 것을 볼 수 있다. 하지만 분위기 압력이 증가한 0.4, 0.7MPa의 경우 분무거동이 느려지고 1.0MPa인 경우에는 분무선단의 버섯모양과 분무의 굴곡을 나타낸다(Fig. 3.39).

Fig. 3.33은 500K 대기압 분위기에서 10MPa의 고압으로 분사된 연료가 분사된 경우의 연소특성을 보여준다. 고압으로 분사된 연료가 고온저압의 분위기에서 신속하게 증발되고 동시에 고속으로 충돌면에 충돌된 액적들이 연소실 내에 넓게 분포됨으로써 착화점이 명확하지 않으며 연소실 전체에서 거의 동시에 연소가 시작되고 화염이 연소실을 가득 채운다. 하지만 전체적으로 확산화염과 같은 밝은 부분을 갖지 못하고 연소를 종료한다. 모든 영역에서 연소가 활발하지 못하고 많은 미연가스를 동반하면서 soot가 전 가시화장을 오염시킨다. 분위기 압력이 0.4MPa이 되면 이러한 특성이 줄어들면서 화염이 주로 충돌부위에 집중된다. 하지만 아직 많은 연소들이 연소실 상단에서 진행된다. 압력이 더욱 증가되면 분무연료의 증발이 감소되고 충돌부위 근처에 연료가 집중됨으로서 밝은 연소화염이 이곳을 중심으로 발달되고 소염된다.

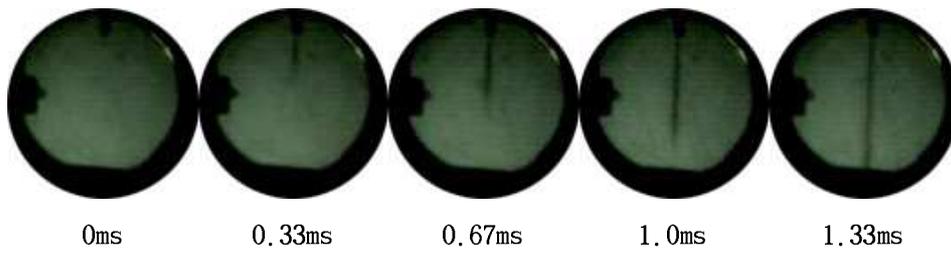


Fig. 3.32 Diesel spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.1MPa

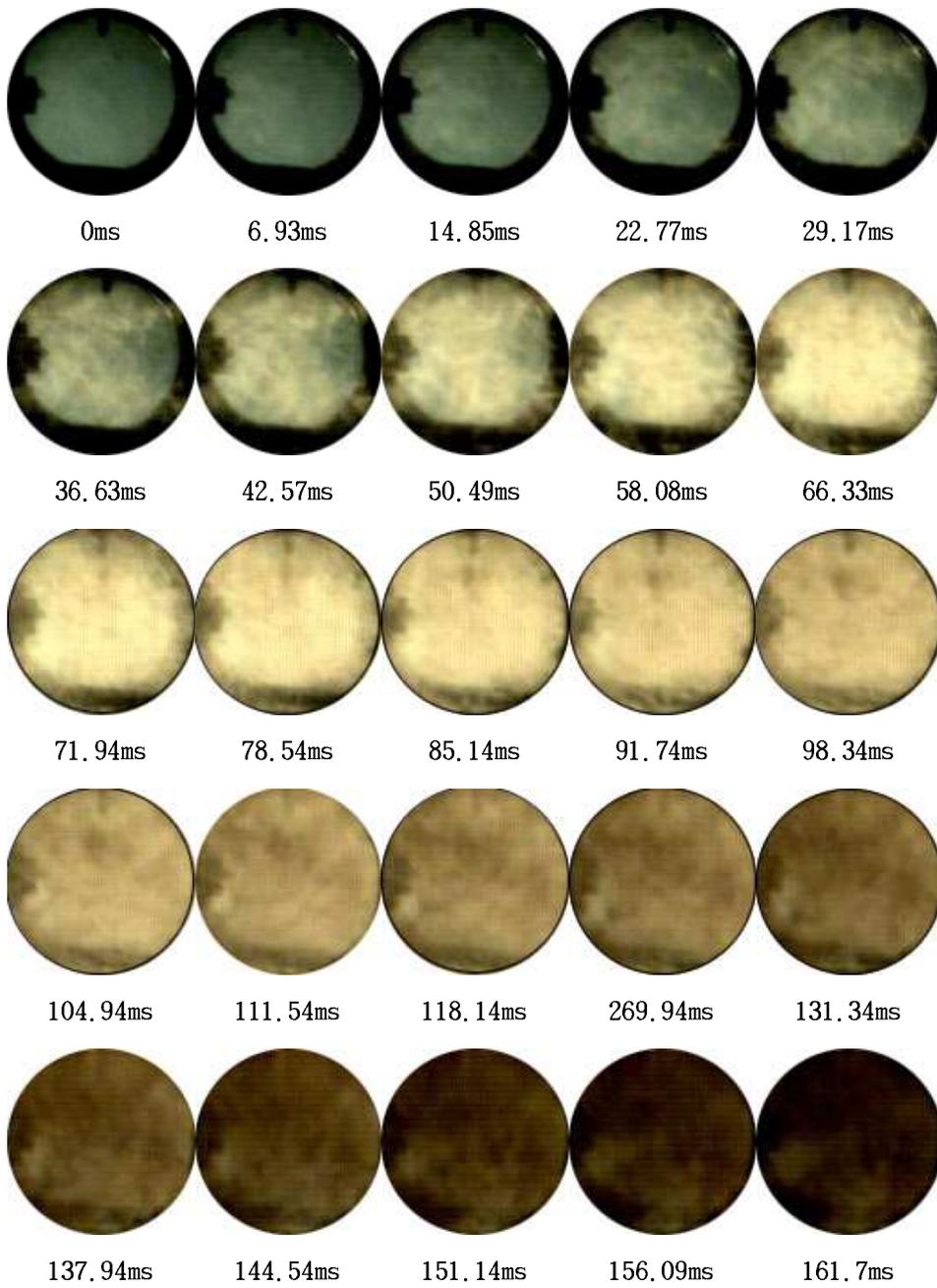


Fig. 3.33 Diesel flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.1MPa

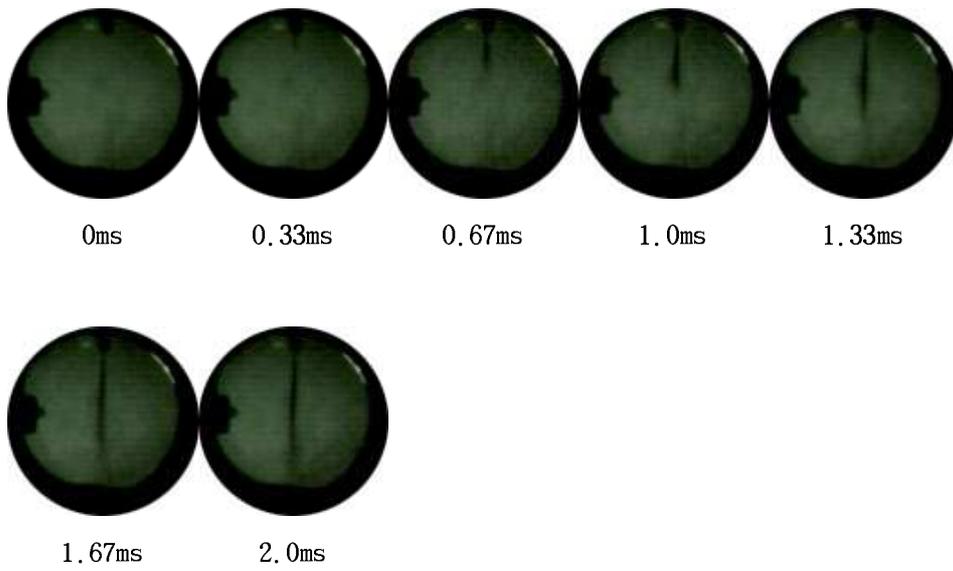


Fig. 3.34 Diesel spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.4MPa

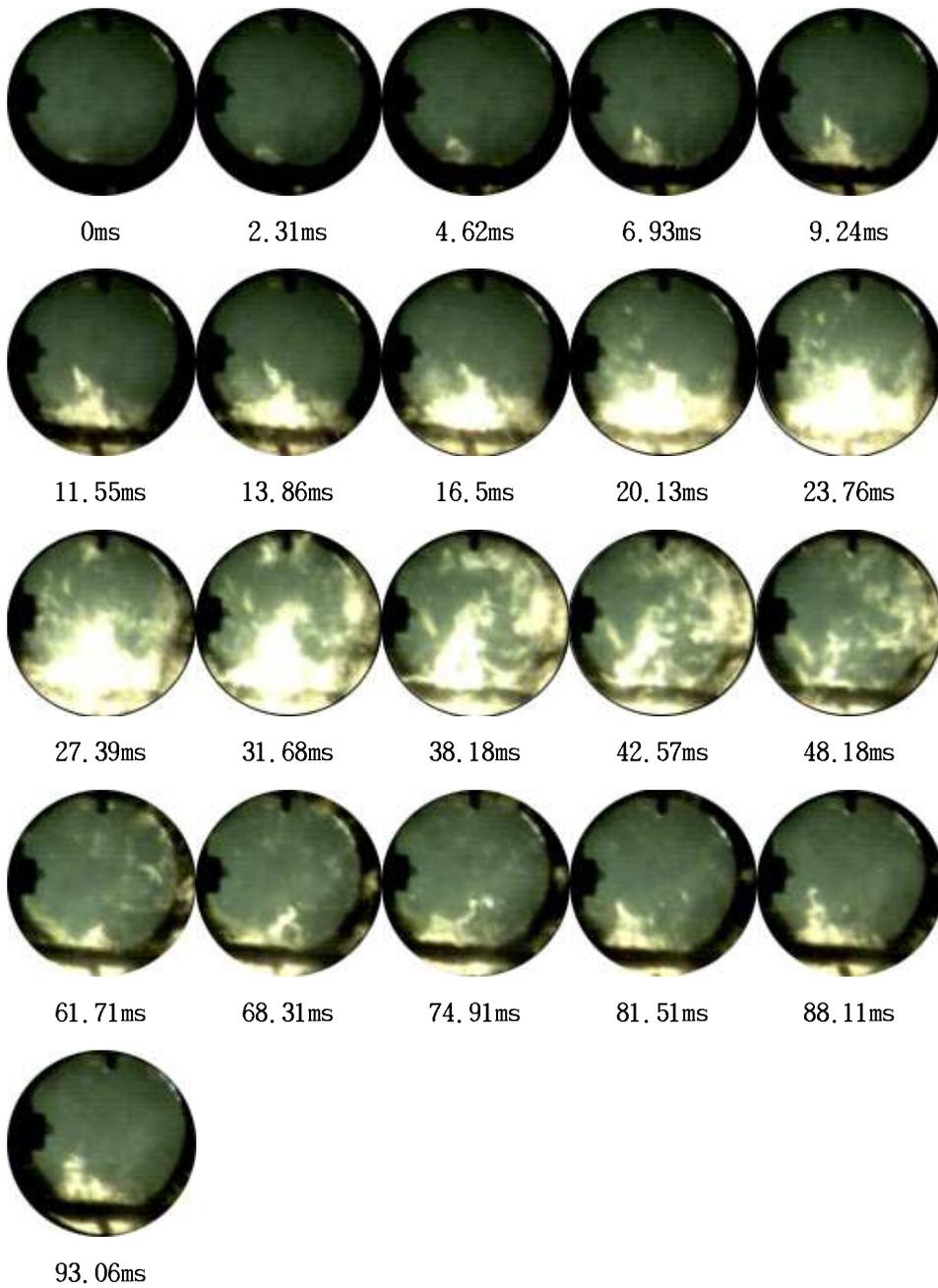


Fig. 3.35 Diesel flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.4MPa

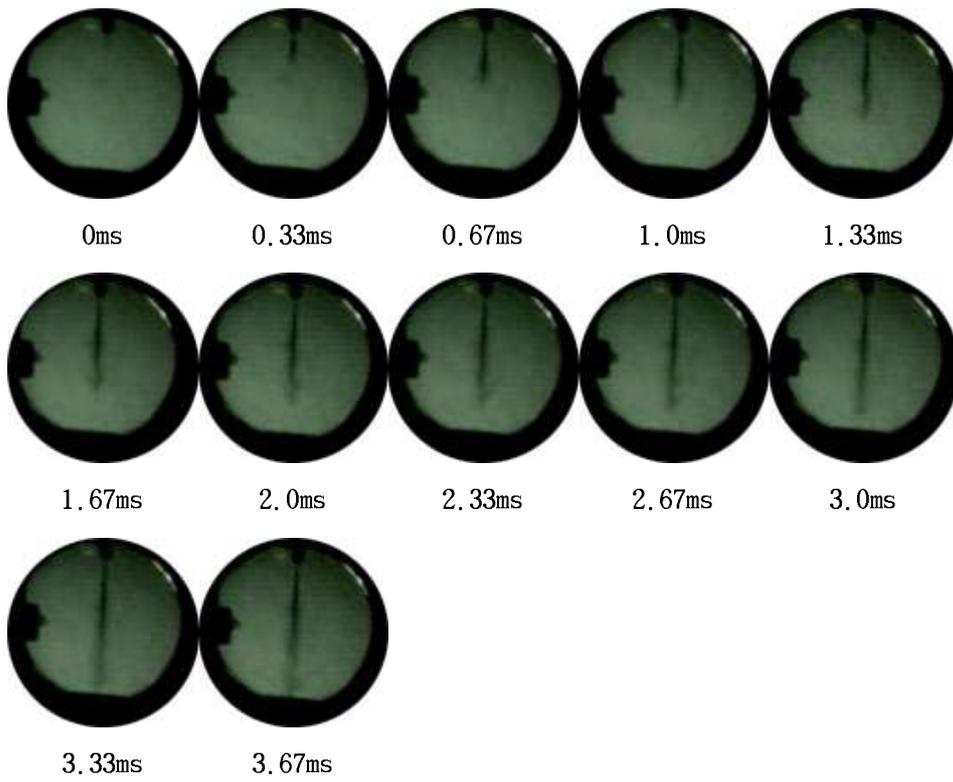


Fig. 3.36 Diesel spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.7MPa

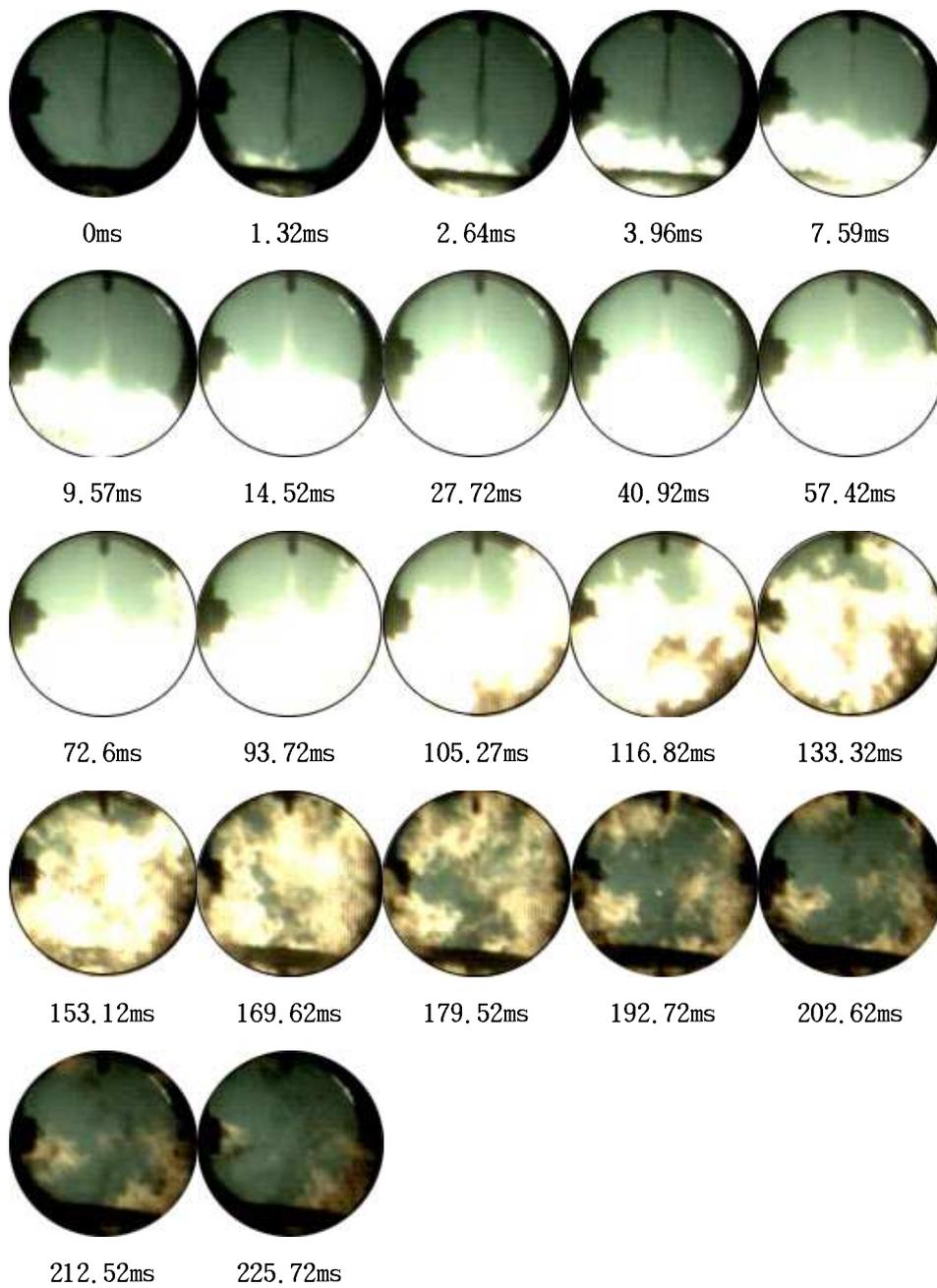


Fig. 3.37 Diesel flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.7MPa

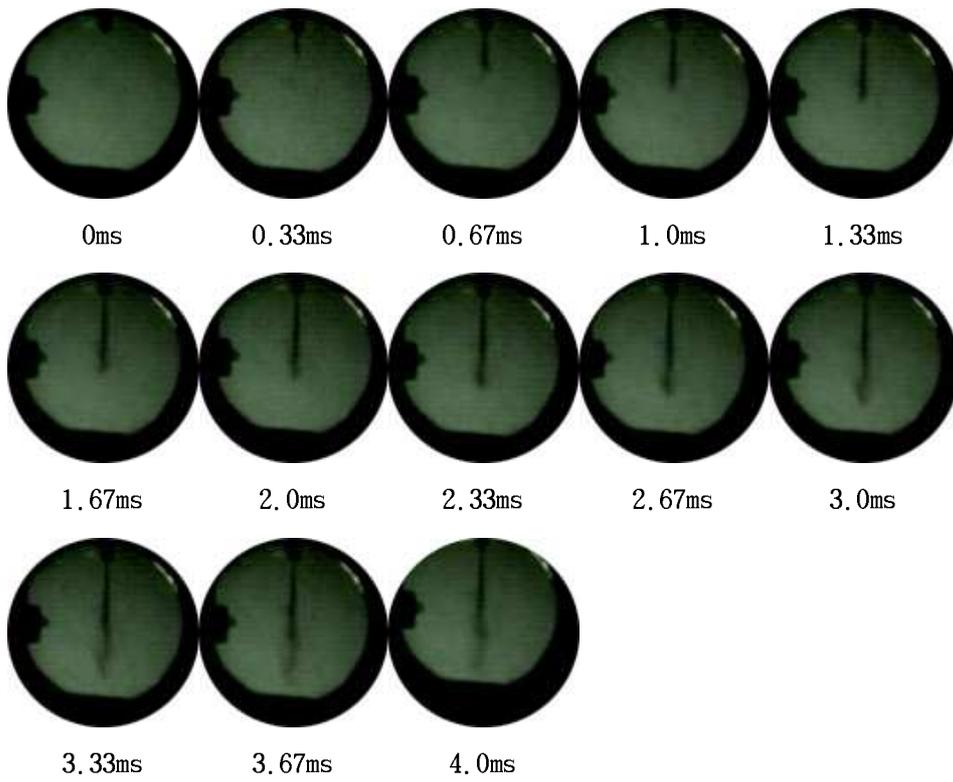


Fig. 3.38 Diesel spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

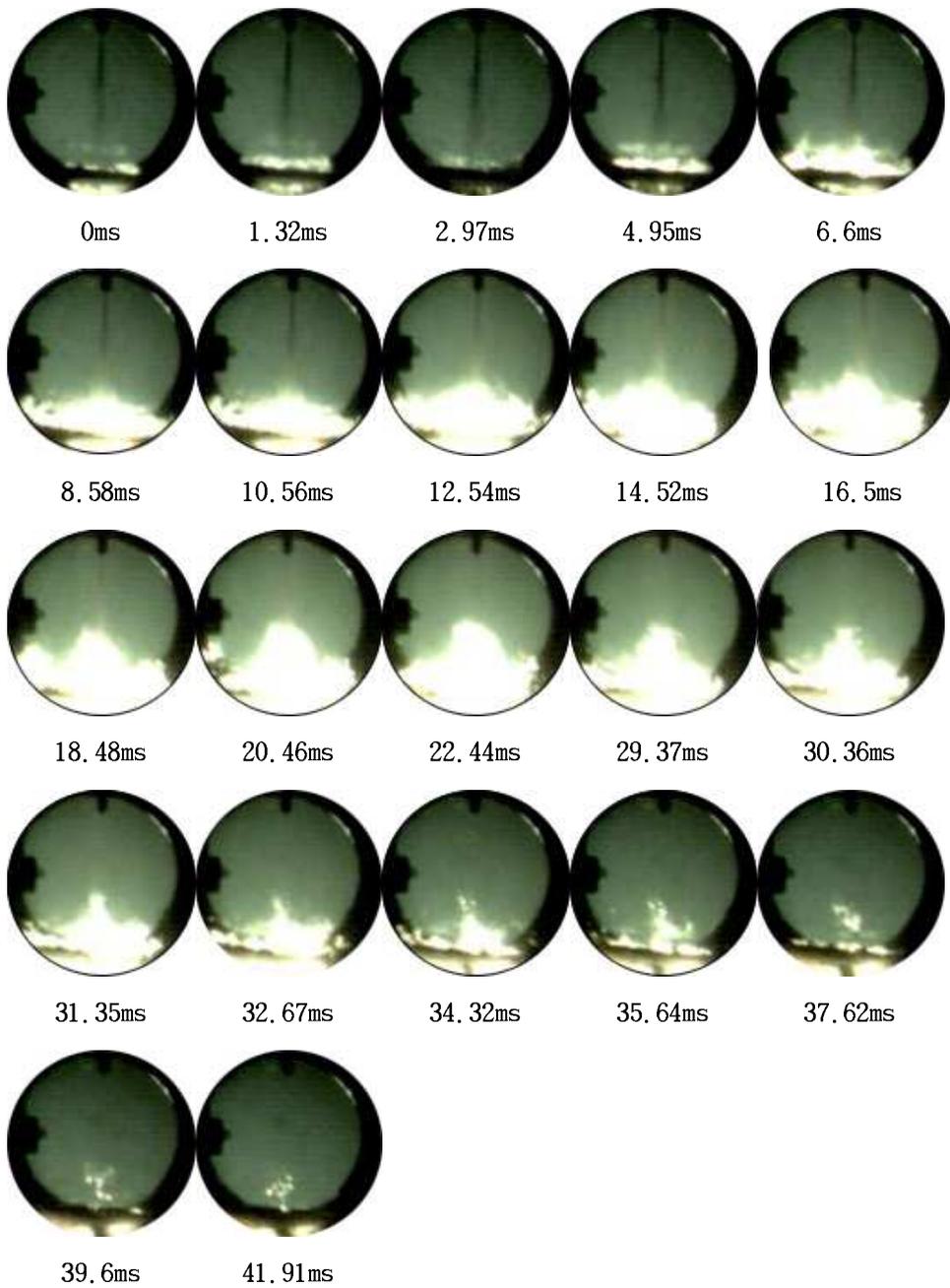


Fig. 3.39 Diesel flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

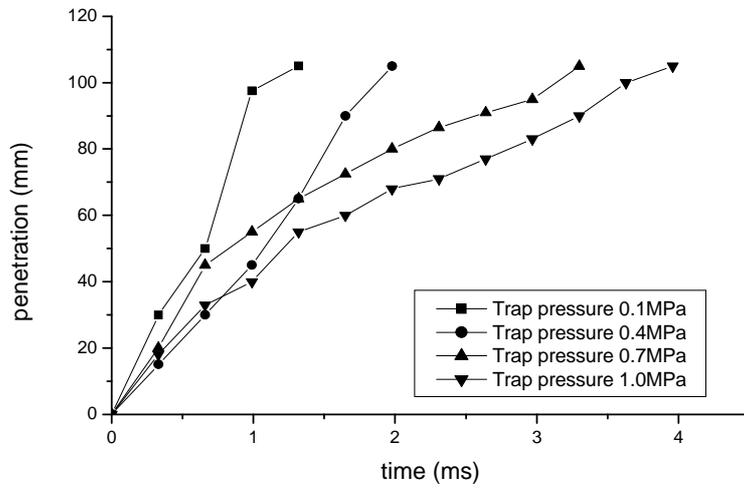


Fig. 3.40 Spray tip penetration at rail pressure of 10MPa

3.4 가솔린 분무확산연소특성

3.4.1 분사 압력변화에 따른 연소특성

Figs. 3.41~3.46은 분위기 압력이 1.0MPa, 분위기 온도 500K로 일정한 상태에서 분사압력이 10MPa, 15MPa, 25MPa로 변화 할 때의 분무와 연소를 가시화한 그림이다. Figs. 3.47은 분위기압력 1.0MPa에서 10MPa~25MPa로 분사압력이 증가하면서 충돌면까지의 도달시간이 빨라짐을 보여준다.

분위기 압력이 1.0MPa인 상태에서 분사압력이 10MPa의 경우는 분무의 충돌면까지의 도달시간이 4.33ms가 소요된 반면, 분사압력이 15MPa인 경우는 3.67ms, 25MPa의 경우는 3.0ms로써 분무의 충돌면까지의 진행속도가 빨라진다. 또한 분위기 온도가 500K이기 때문에 고온분위기로 인한 분무의 증발로 인하여 충돌면까지 도달하기까지 분사압력이 낮은 경우는 분무선단부위가 급격하게 둔화됨을 알 수 있다. 분사압력이 1.0MPa의 경우는 충돌면 우측부위에서 시작된 화염이 연소기 내부의 중앙까지 확산된 후, 분사되고 있는 연료에 기인하여 화염이 타고 올라간 후 디젤의 확산화염같은 흑갈색의 화염을 나타내며 소멸하고 있다. 압력이 15MPa의 경우는 고압의 분사로 인한 연료가 급속하게 충돌면에서의 빠른 확산으로 화염이 연소실 내부를 강렬한 자발광으로 채운 후, 시간의 경과에 따라 산소의 부족으로 많은 Soot를 발생하며 소멸한다.

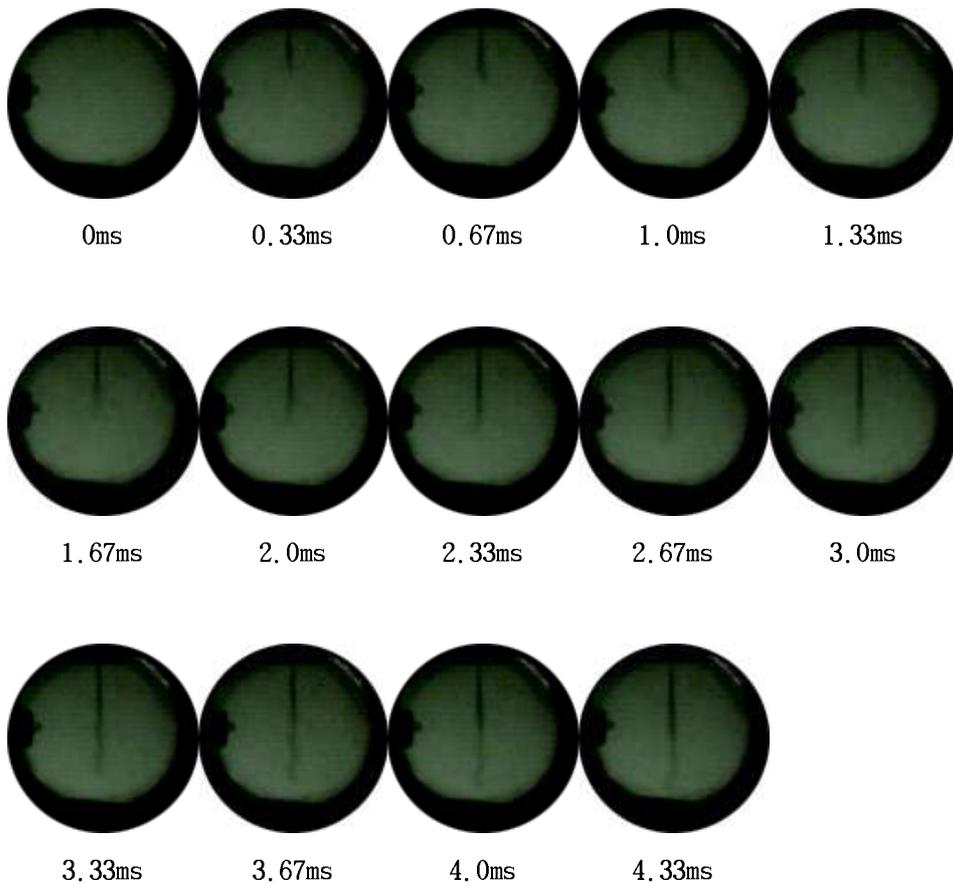


Fig. 3.41 Gasoline spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

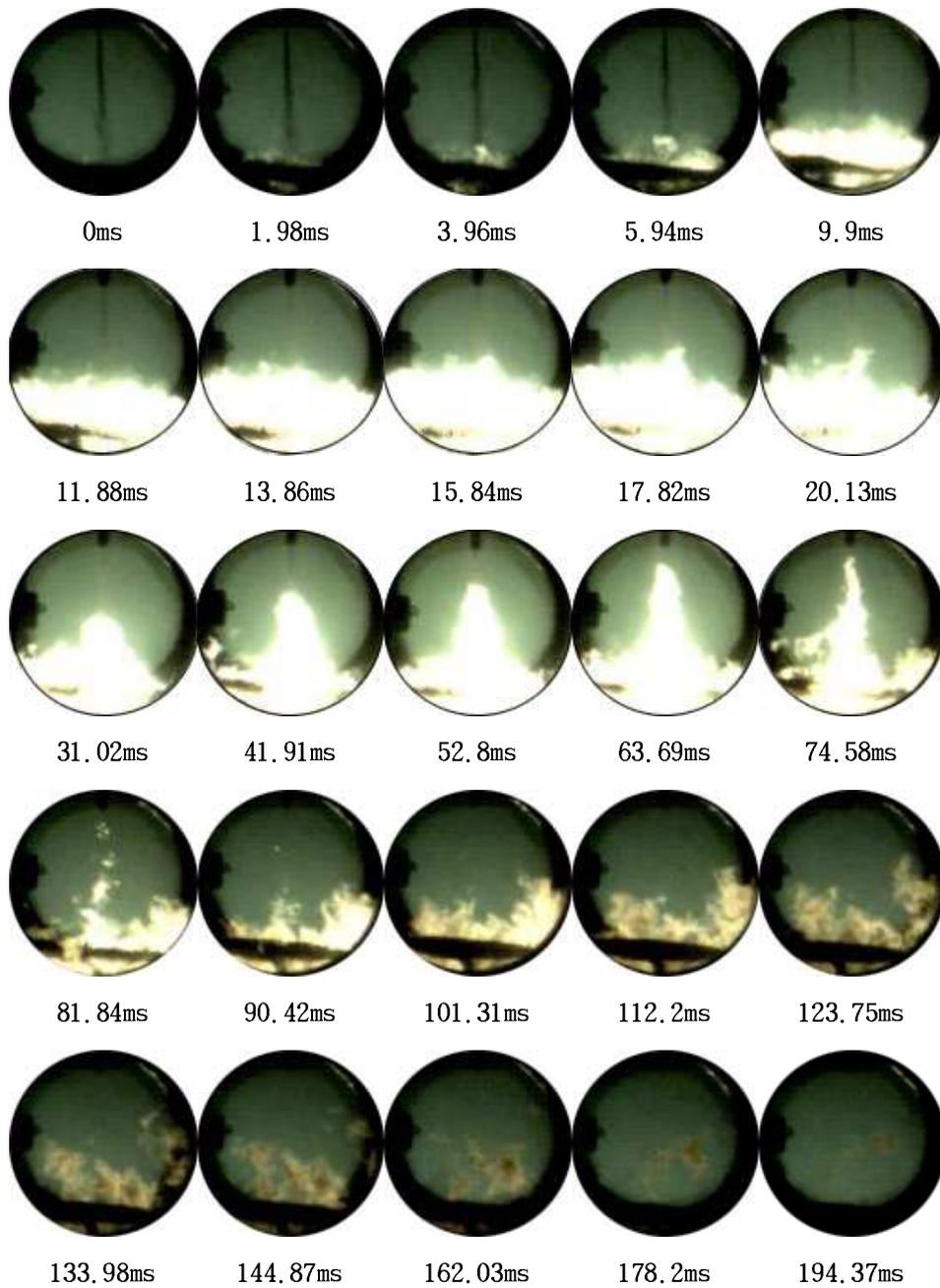


Fig. 3.42 Gasoline flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

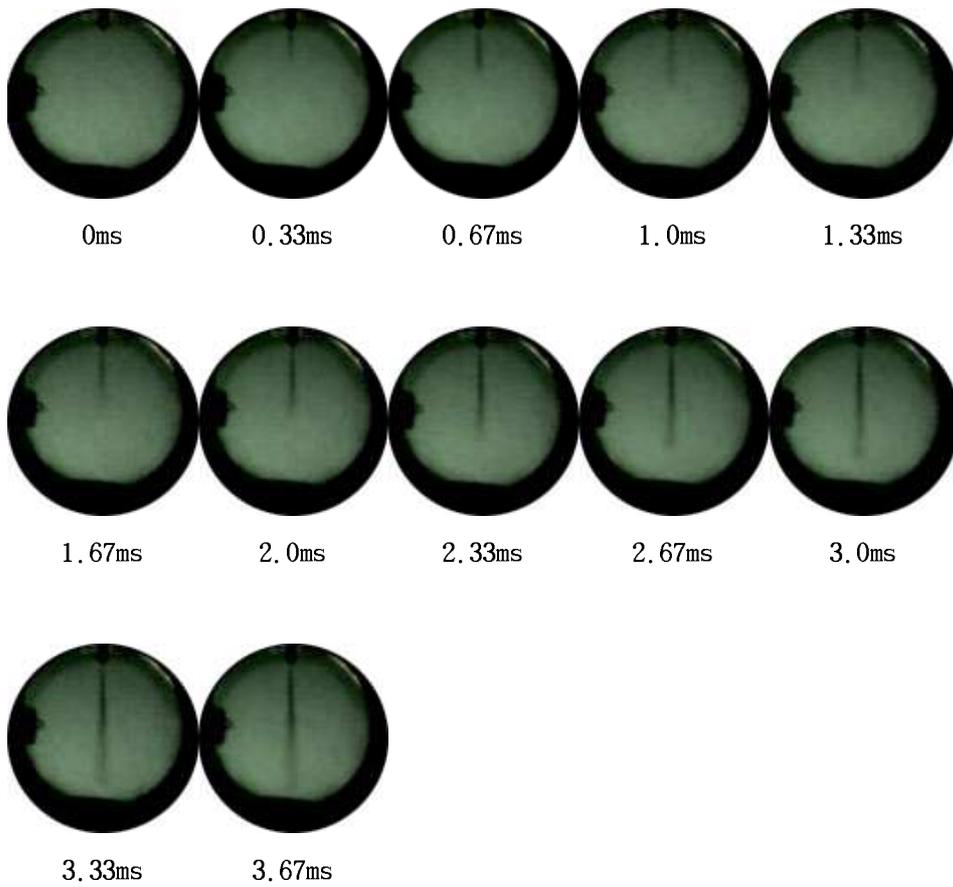


Fig. 3.43 Gasoline spray development
in the rail pressure of 15MPa and the trap pressure of 1.0MPa

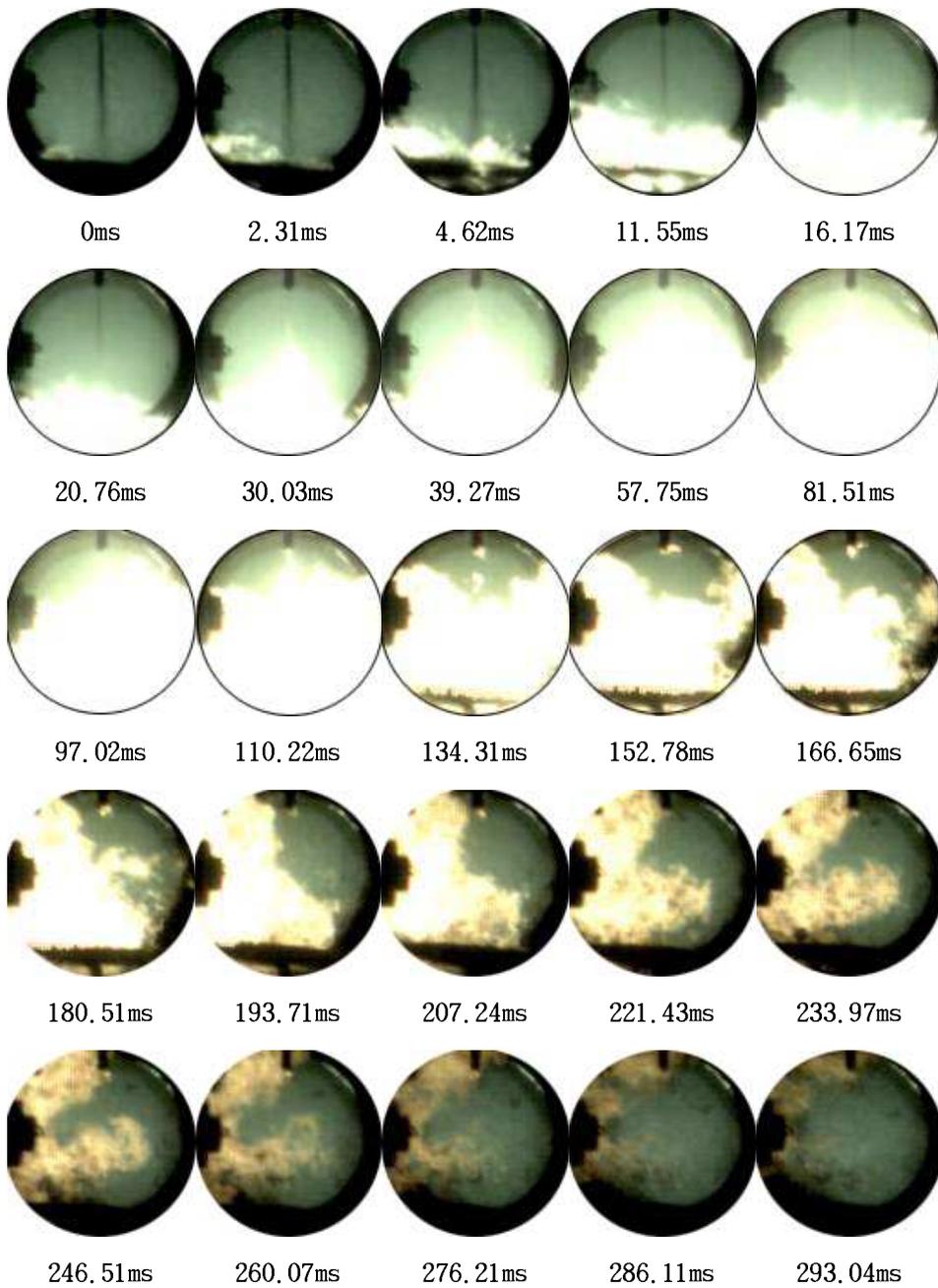


Fig. 3.44 Gasoline flame development and termination
in the rail pressure of 15MPa and the trap pressure of 1.0MPa

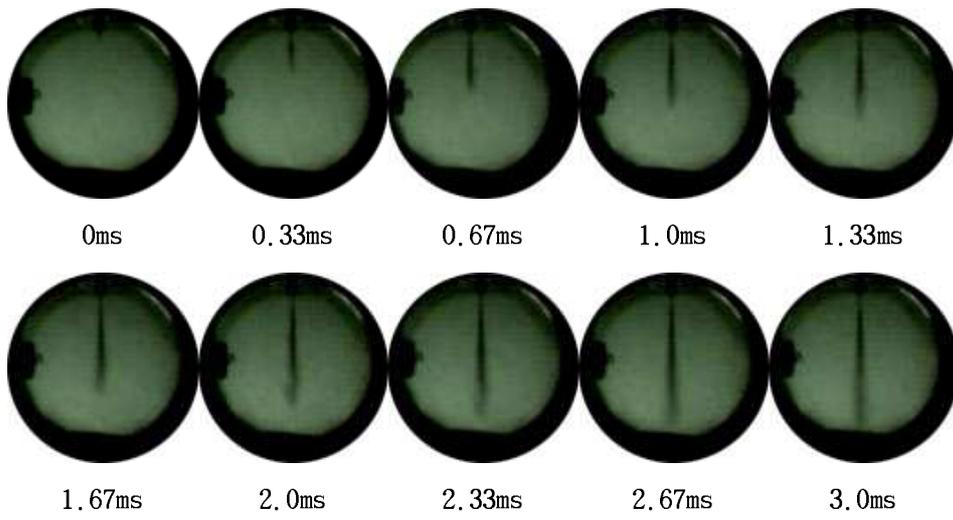


Fig. 3.45 Gasoline spray development
in the rail pressure of 25MPa and the trap pressure of 1.0MPa

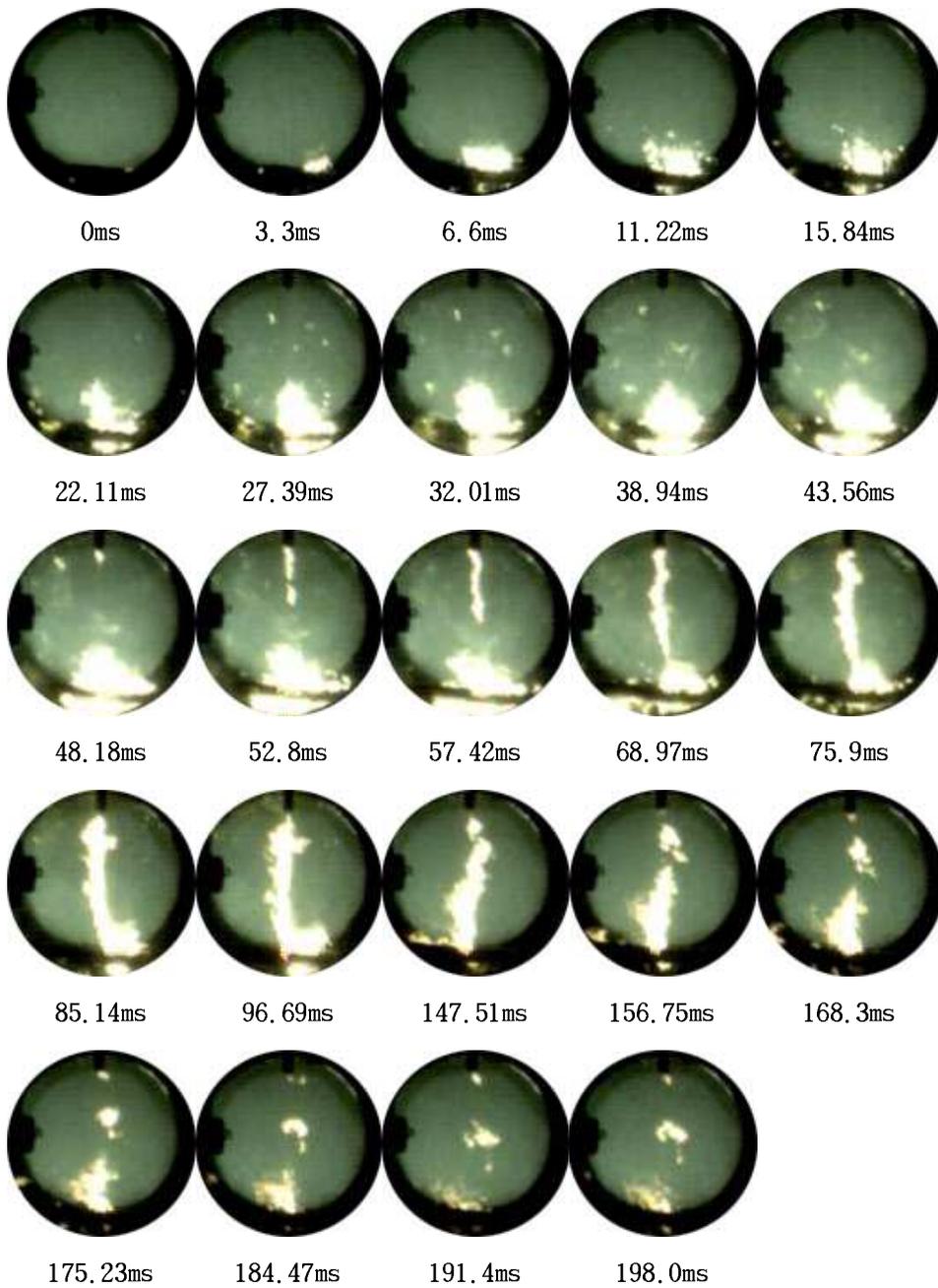


Fig. 3.46 Gasoline flame development and termination
in the rail pressure of 25MPa and the trap pressure of 1.0MPa

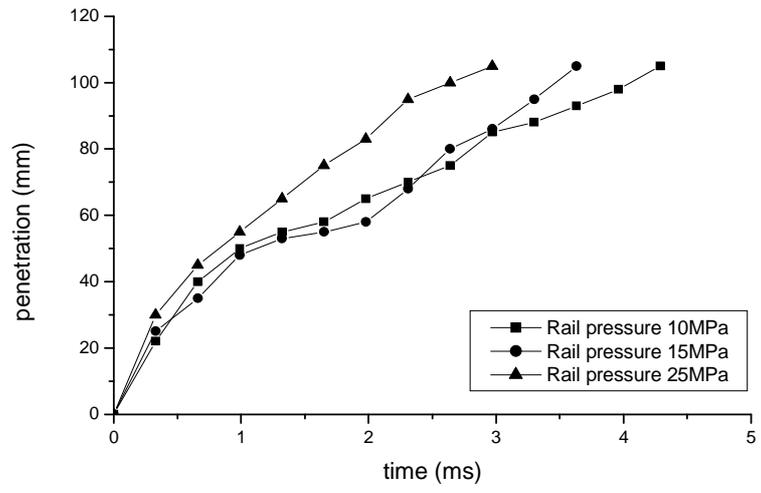


Fig. 3.47 Spray tip penetration at trap pressure of 1.0MPa

3.4.2 분위기 압력변화에 따른 연소특성

Figs. 3.48~3.55는 분사압력 10MPa에서 분위기 압력이 0.1, 0.4, 0.7, 1.0MPa일때의 분무와 화염사진을 보여준다. 분사압력 10MPa에서 분위기 압력이 0.1MPa의 경우는 주위공기의 저항이 매우 작기 때문에 고압으로 분사된 가솔린 연료는 빠른 속도로 진행하여 충돌면에 도달한다.

대기압상태의 연소특성을 살펴보면 대기압 상태에서 가솔린이 분사된 경우에는 주위 공기의 저항이 작아 연료가 고속으로 충돌면과 Heating Coil에 충돌하여 작은 액적들로 분열되면서 연소실 중심부로 급속하게 튀어올라 확산됨으로써 불규칙적인 분산화염을 보여준다. 분위기 압력이 0.4MPa의 연소특성은 좌측 가열코일부에서 연소가 시작되어 분무축을 따라 화염이 올라감을 보여주는데 분무충돌에 의하여 액적의 튀어나가는 현상이 줄어들어 연료들이 충돌면 부위에 머물러 있음을 말하며, 또한 분무가 진행되는 동안 분무축 주위로의 연료증발이 많음을 보여준다. 주위공기 압력이 더욱 증가하여 0.7, 1.0MPa이 되면 연소가 주로 충돌면 근처에서만 이루어짐을 보여주는데 이는 분무진행동안 연료증발이 줄어들면서 많은 연료가 충돌면 주위에 분포함을 말한다. 또한 고압에 의한 산소농도 증가로 인하여 역시 밝은 자발광을 나타내며 활발한 연소가 진행된다.

연소의 종료과정에서는 분위기압력이 낮은 경우 연소실 전체에서 연소가 완료됨을 나타내는 반면, 압력이 증가하면서 연료가 충돌면 부위에 집중되어 당량비의 불균형으로 인한 농후한 혼합기를 형성함으로써 산소부족에 의한 미연가스의 발생이 증가되며 종료 후 가시화창에 soot의 흔적을 나타내고 있다.

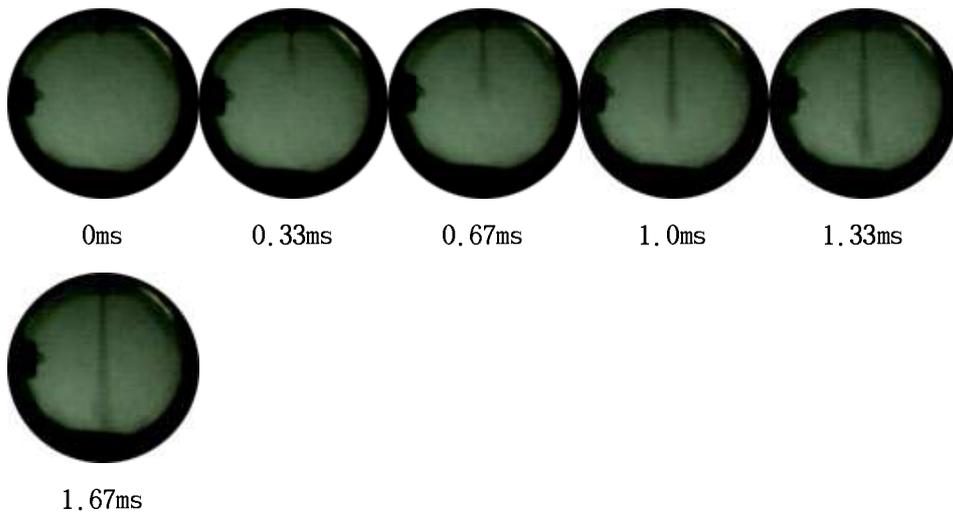


Fig. 3.48 Gasoline Spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.1MPa

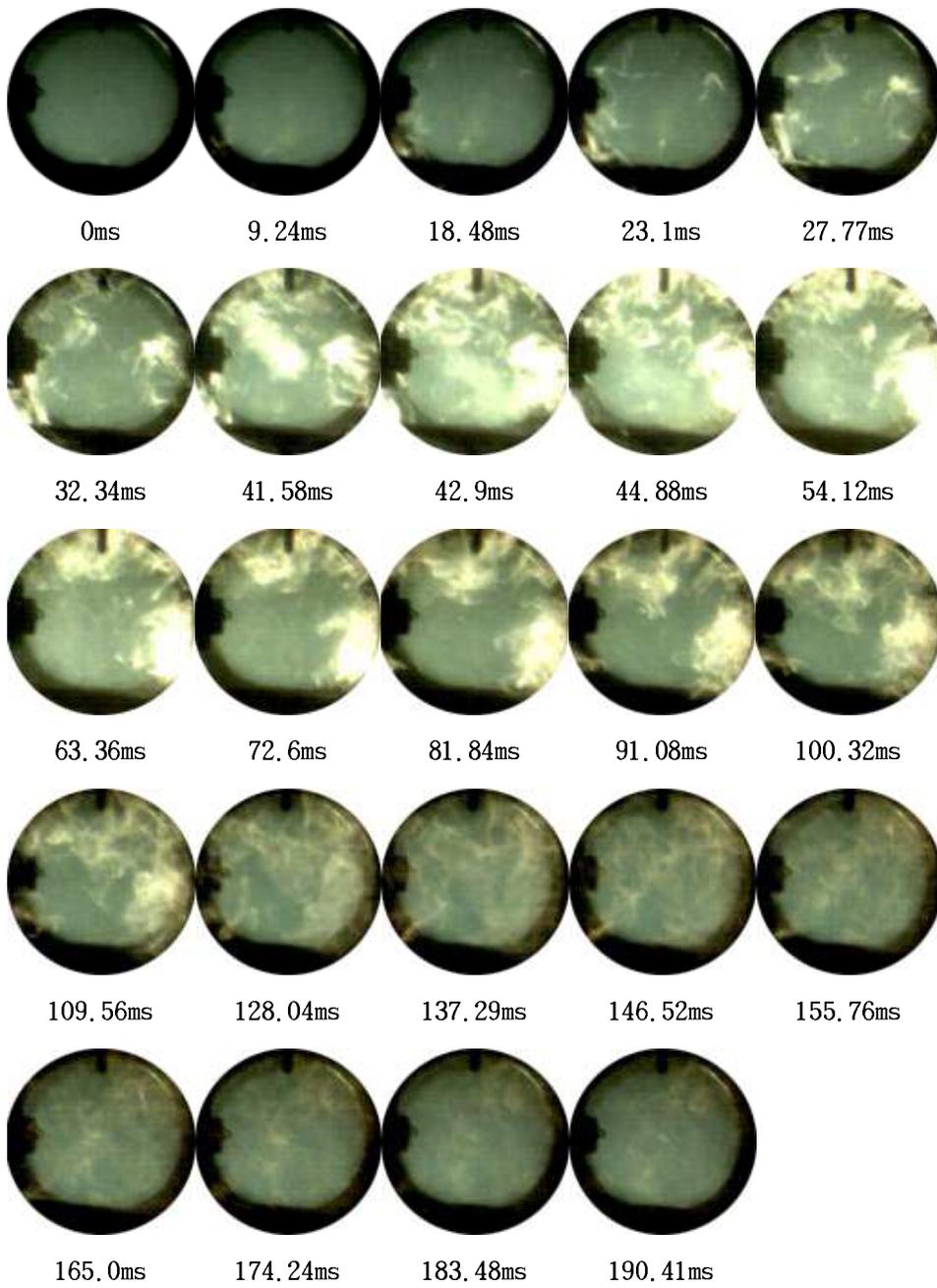


Fig. 3.49 Gasoline flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.1MPa

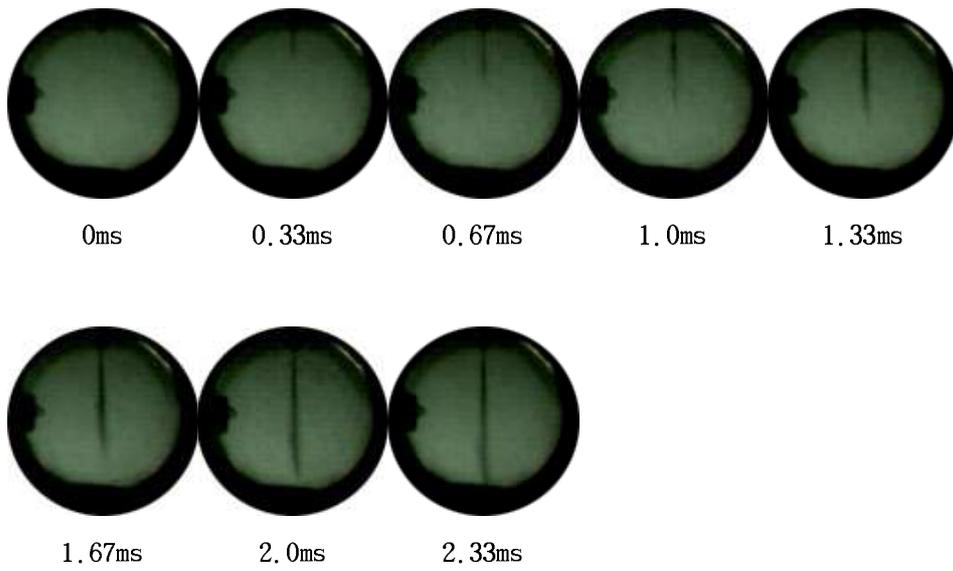


Fig. 3.50 Gasoline Spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.4MPa

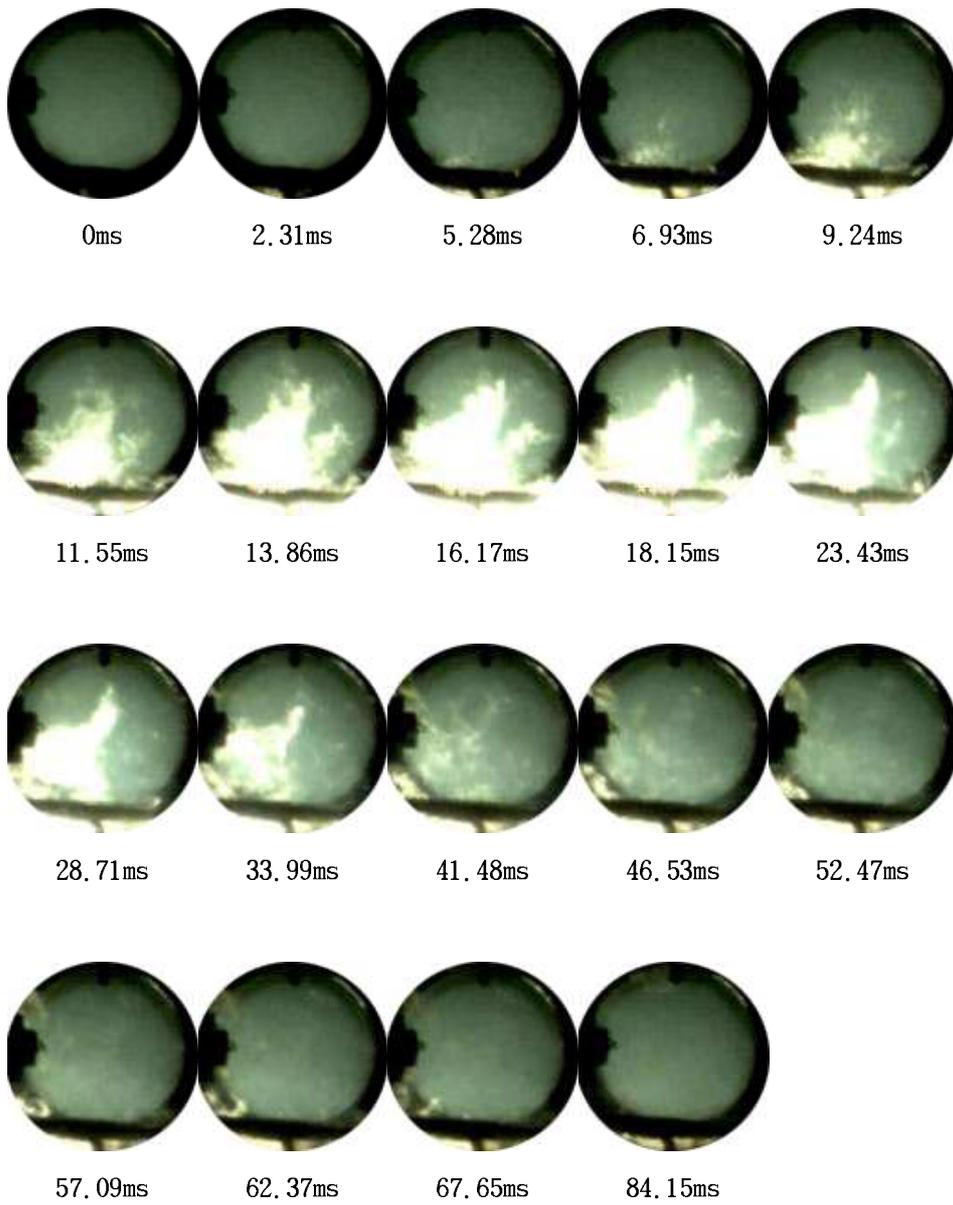


Fig. 3.51 Gasoline flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.4MPa

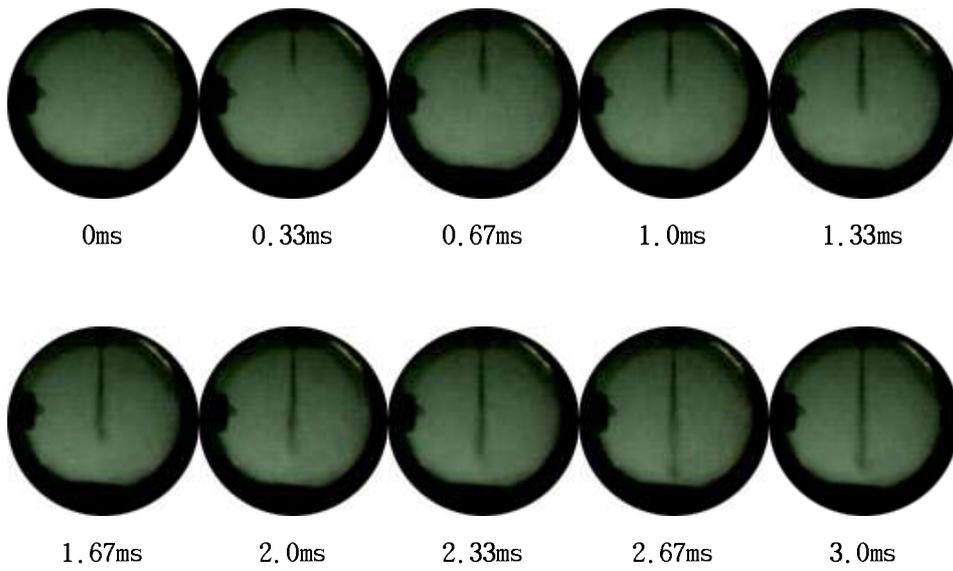


Fig. 3.52 Gasoline Spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.7MPa

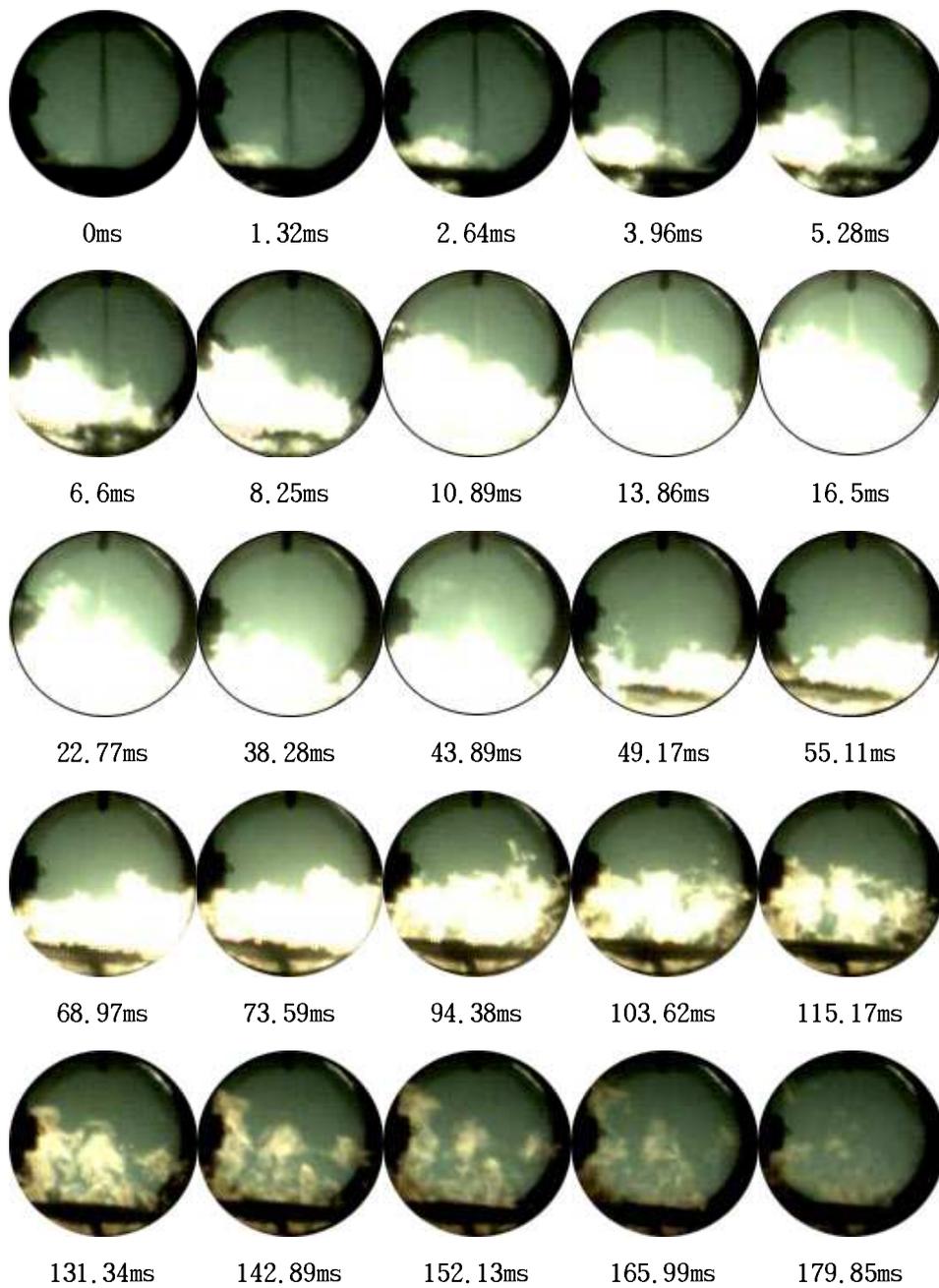


Fig. 3.53 Gasoline flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 0.7MPa

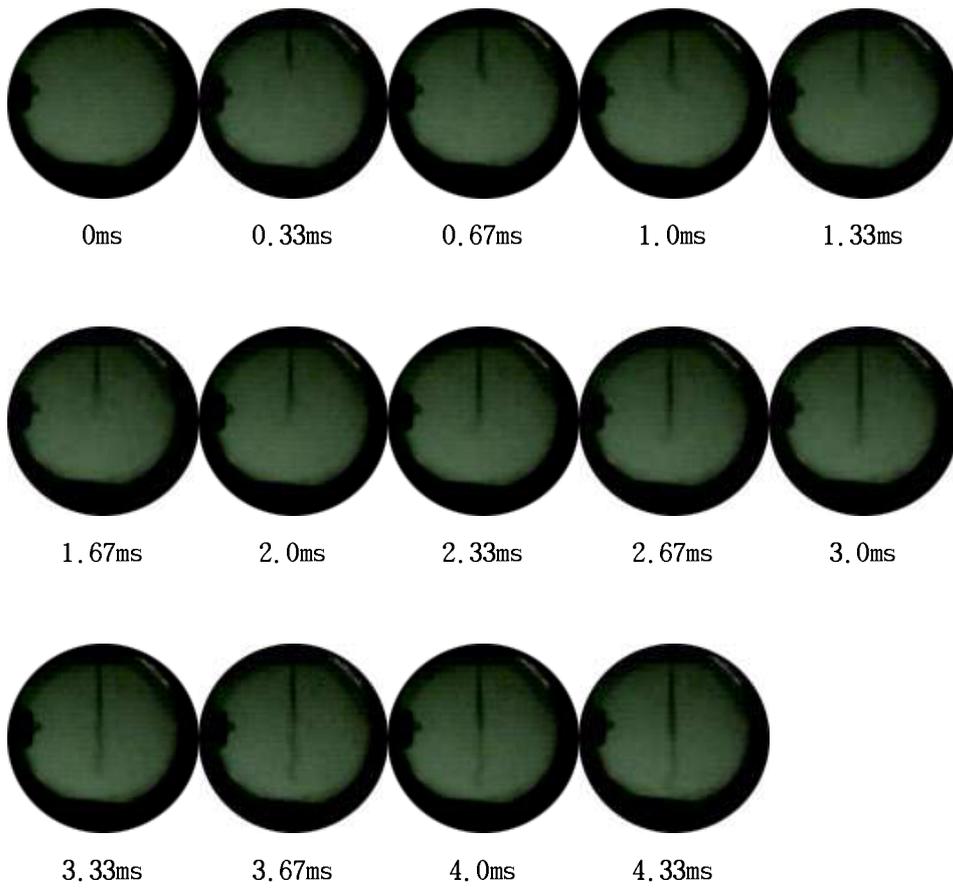


Fig. 3.54 Gasoline spray development
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

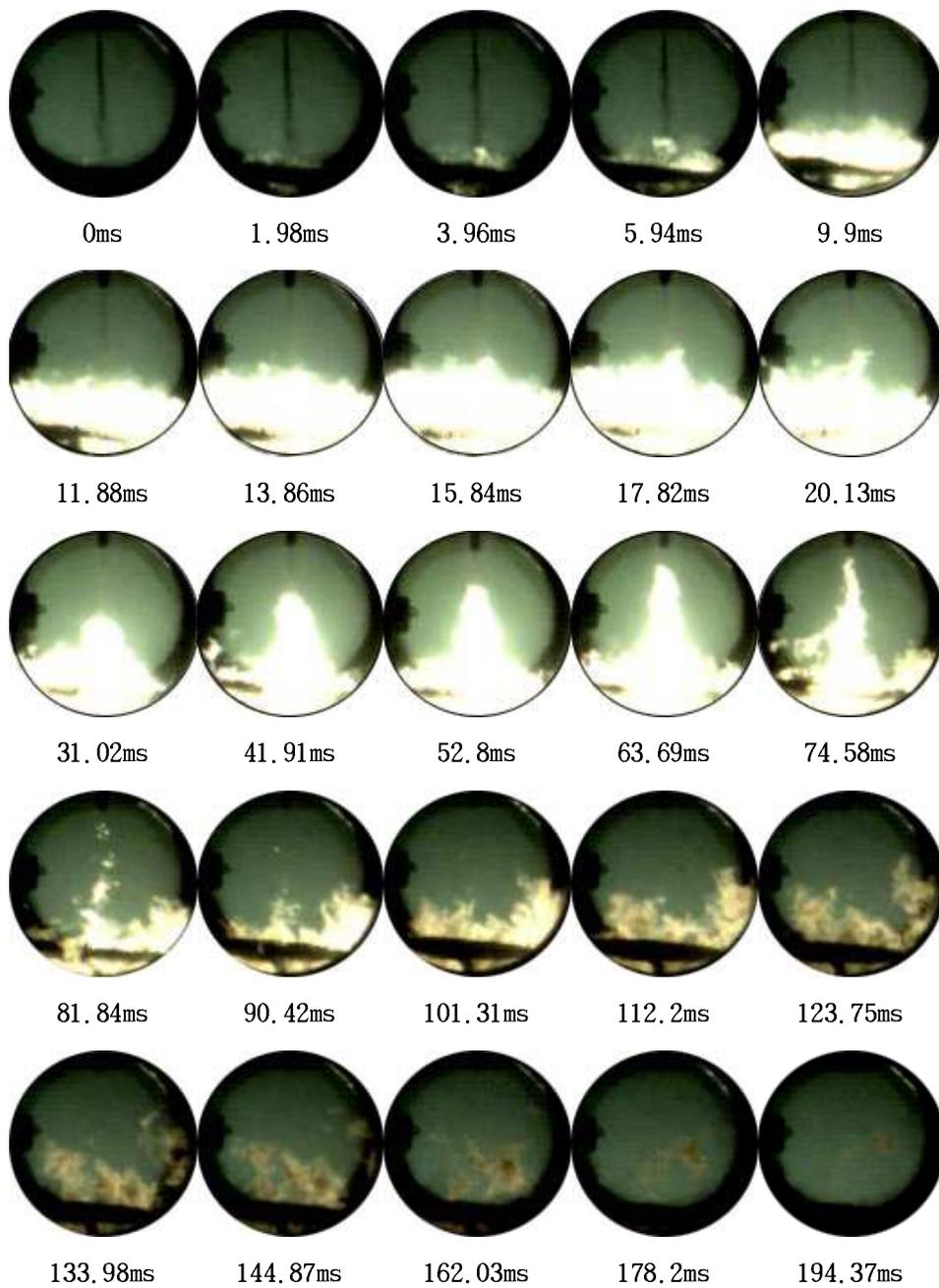


Fig. 3.55 Gasoline flame development and termination
in the rail pressure of 10MPa and the trap pressure of 1.0MPa

3.5 연소특성 비교

3.5.1 분무와 착화특성

Fig. 3.56은 분사압력 10MPa일 때 분위기 압력이 0.1, 0.4, 0.7, 1.0MPa인 경우 분무선단이 분사노즐로부터 105mm 떨어진 충돌면에 도달할 때까지 걸리는 시간을 나타낸다. 가솔린과 디젤연료의 경우에는 분위기 압력이 증가하면서 충돌면에 도달하는 시간이 선형적으로 증가됨을 볼 수 있는데 이는 분위기 압력과 밀도 증가에 의한 유동저항증가의 영향으로 인하여 도달하는 시간이 증가되는 것으로 보여진다. 그러나 LPG는 분위기 압력이 0.1MPa인 대기압의 경우는 충돌면까지의 도달 시간이 길고 더 높은 압력의 경우 오히려 줄어들는데 이 경우는 LPG 증발 특성에 의하여 설명되어 질 수 있다. 즉 분위기 압력이 낮은 0.1MPa의 경우에는 10MPa로 압축되어진 LPG 연료가 분사된 후 분사 액체 온도의 포화압력보다 낮은 압력 상태로 급속히 노출이 이루어지기 때문에 전체 분사액적이 급속히 증발되어 확산됨으로써 분무의 진행이 정상적으로 이루어지지 못하기 때문이다. 분위기 압력이 증가되면 이러한 급속 증발현상의 특성은 볼 수 없고 분무 거동 또한 가솔린이나 디젤의 경우와 비슷하게 된다. Fig. 3.57은 분위기 압력의 증가에 따른 분무가 분무선단의 충돌면에 도달했을 때부터 연소시작까지의 착화지연기간을 보여준다. 주위조건이 점화지연기간에 미치는 영향은 점화에너지에 미치는 영향을 분석함으로써 이해될 수 있다.

점화에 필요한 점화에너지는 ①연료의 종류(비열) ②분위기 압력 ③분위기 온도 및 ④열확산도에 크게 영향을 받는다. LPG를 가솔린이나 디젤과 비교하면, 상온 298K에서 1/5정도의 적은 점화에너지(Isooctane 27mJ, Propane 5.5mJ)가 요구되지만 열확산도가 크기 때문에($E_{ign} \propto \alpha^3$) LPG 연료가 점화성능이 좋다고 할 수는 없다. 또한 분위기 압력과 온도가 높아지면 점화에너지가 급격히 줄어들기 때문에 주위 조건에 따라 점화 특성이 크게 바뀔 것으로 예상된다. 분위기 압력이 0.1MPa(대기압)일 때 LPG의 경우 점화에 실패하였고 가솔린과 디젤의 경우 매우 지연되어 점화되었다. 첫 번째 이유로 저압에서 열확산 증가에 의하여 높은 점화에너지가 필요했기 때문이며, LPG의 경우는 이외에 급속증발에 의한 낮은 온도 (-42℃)의 영향과 증발연료가 점화점인 Heating Coil 주위에 충분히 공급되지 못했기 때문에 점화

에 실패한 것으로 생각된다. 분위기 압력 0.4MPa인 경우 점화특성이 모두 향상되었으며 특히 LPG는 매우 향상되어 가솔린과 디젤에 비하여 10배 이상 착화시간이 단축된다. 분위기 압력이 1.0MPa가 되면 차이가 줄어들는데, 디젤과 가솔린의 경우와 같이 유사한 수준이 된다. 이상은 증발특성, 분위기 온도, 열확산도 등의 영향이 종합적으로 반영된 결과이다.

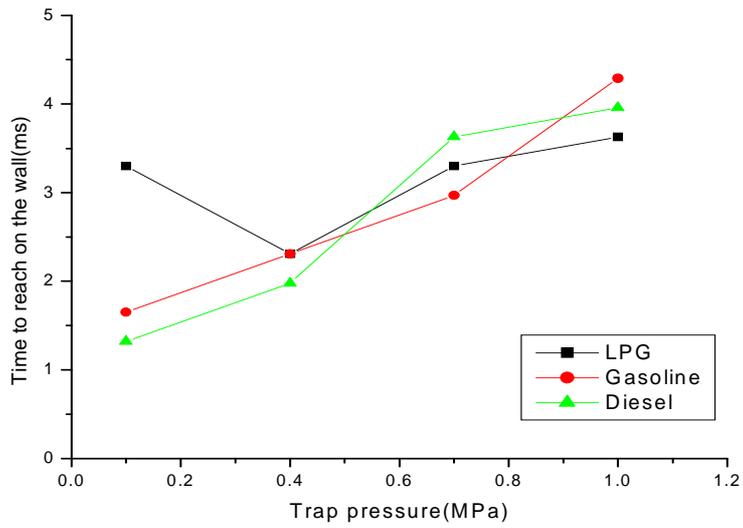


Fig. 3.56 Comparison of times to reach on the wall for LPG, gasoline and diesel fuel

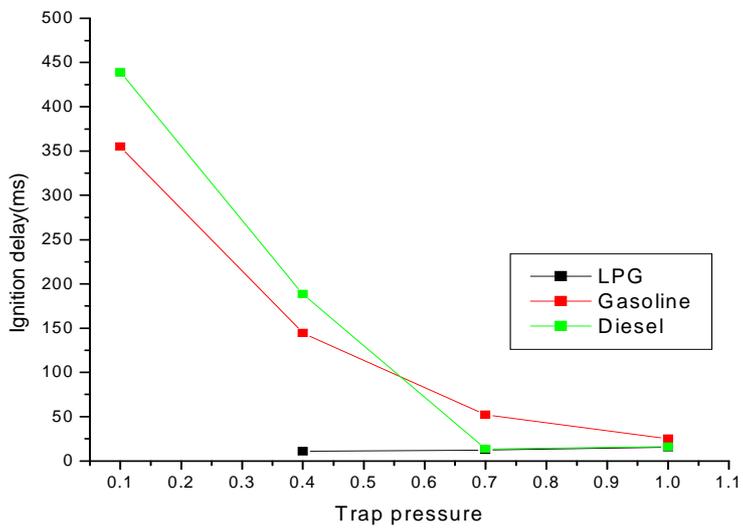


Fig. 3.57 Comparison of ignition delays for LPG, gasoline and diesel fuel

3.5.2 연소특성

Fig. 3.58는 대기압에서의 연소특성 사진이며, LPG의 급속증발로 인하여 고속카메라로 가시화 할 수 없을 정도의 미약한 연소를 보여주며, 가솔린, 디젤의 경우는 분무가 Heating Coil에 충돌한 후에 작은 액적들로 분열되어 연소실 전체로 튕겨나가면서 전 연소실에서 조각화염형태로 화염이 분포된다. 또한 연소가 활성화되지 못하고 불완전 연소되어 연소 종료 후에 많은 미연가스가 존재하는 것을 볼 수 있다.



Fig. 3.58 Flames just before termination at trap pressure of 0.0MPa

Fig. 3.59는 분위기 압력이 0.4MPa에서의 각 연료의 연소특성을 보여주고 있다. LPG의 경우 가솔린, 디젤과 비교하여 빠른 연소를 보이지만, 화염영역이 작은 것은 화염의 전파속도는 빠르지만 밀도가 작기 때문이다. 연료는 주로 분포하고 있는 충돌면에서 화염이 시작하여 분무축이 있는 곳으로 타고 오르는 연소특성을 보여 준다. 모든 연료의 경우에 대해서 비교적 양호한 연소와 함께 연소 종료 후에도 미연가스나 soot가 거의 없음을 알 수 있다.



Fig. 3.59 Flames just before termination at trap pressure of 0.4MPa

Fig. 3.60은 분위기 압력이 증가한 0.7MPa에서의 각 연료분사 후 화염이 소멸될 때까지의 연소사진을 보여주고 있다. 분위기 압력이 증가하면 분무연료의 증발이 둔화되고 충돌 후 액적의 분산이 줄어들면서 많은 연료가 충돌면을 중심으로 분포하여 밝은 화염이 이곳에 집중적으로 나타나며 연소 후에도 미연가스가 많이 분포함을 알 수 있다. LPG의 경우는 비교적 청정하고 디젤과 가솔린의 경우는 크고 작은 화염면으로 분산되어 연소가 소멸되고 있는 것을 알 수 있으며 가시화창으로 많은 Soot가 보여진다.



Fig. 3.60 Flames just before termination at trap pressure of 0.7MPa

제4장. 결론

본 논문에서는 LPG를 직접분사식 내연기관에 적용하기 위한 분무특성과 확산연소특성을 알아보았다. 분무특성의 경우, 대기압 상태에서 연속분사를 하였을 때와 분위기 압력 0.9MPa인 상태에서 분사압력을 변화하였을 때 및 일정 분사압력하에서 분위기를 압력을 변화시켰을 때의 연료의 종류에 따른 분무의 특성을 실험적으로 분석하였다. 이상의 결과를 요약하면 다음과 같다.

■ 연속분사 분무 특성

디젤유 분무의 경우는 분사압력의 증가에 따라 분무축 주위에 두터운 액주를 형성하면서 곧장 아래로 진행되는 반면 LPG에서는 분사압력의 변화가 초기분무의 진행에는 영향을 주지만 40mm이상 진행된 후에는 크게 영향을 미치지 않는다. 분공의 크기가 증가하면 디젤유 분무의 경우 분무각이 크게 증가하지만 LPG에서는 영향이 적다. 모든 분사압력 및 분공의 크기에서 LPG분무는 디젤유에 비하여 확산의 정도가 매우 크며 분사방향으로의 진행은 둔화된다.

■ 분사압력 변화에 따른 분무 특성

디젤유 분무의 경우 분사 압력의 증가는 주위공기 유동을 크게 활성화하며 분무 진행거리와 폭을 현저하게 증가시킨다. LPG의 경우에는 분사압력과 급속증발 효과(flushing effect)가 동시에 분무형상에 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 디젤유 분무와 비교하여 초기 분무의 폭이 넓고 증발량이 많으며 분무의 진행이 시간에 따라 급격히 둔화된다.

■ 분위기압력 변화에 따른 분무 특성

LPG 분무는 분위기 압력이 낮은 경우 초기 분무 진행거리와 분무폭이 디젤유와 가솔린에 비하여 매우 큰 것을 알 수 있는데 이는 LPG의 급속팽창 효과에 의한 것이며 분위기압력이 0.3MPa이 되면 급속팽창 효과와 주위 공기의 밀도 증가에 의한 저항의 증가로 분무폭이 월등하게 큰 것을 알 수 있으며, 그 이상이 되면 이러한 효과가 적어진다. 모든 분위기 압력에서 LPG는 디젤유와 가솔린에 비하여 분무 진행거리는 둔화되는 반면 폭방향으로의 퍼짐은 증가된다.

■ 저압분위기에서의 연소특성

분사압력이 매우 낮은 0.1MPa의 경우 분사된 LPG 연료는 급속한 증발로 온도가 급강하하고 분무가 넓게 분산됨으로써 연소실 하단 중앙에 설치된 점화원에 연소에 충분한 연료를 공급하지 못하여 점화에 어려움이 있었다. 0.4MPa의 경우 주위 공기 압의 증가로 연소에 필요한 많은 연료가 점화원까지 진행된다. 점화원으로부터 활발한 연소가 시작되며 화염이 연소실 중앙부위까지 진행이 된 후 소멸하며 전체적으로 미연가스나 soot가 디젤, 가솔린과 비교하여 현저하게 작은 것을 알 수 있었다.

■ 고압분위기에서의 연소특성

고압분위기 압력인 0.7, 1.0MPa의 경우 압력의 증가와 함께 분무진행과정에서 연료의 증발이 줄어들면서 많은 연료들이 주로 충돌면 부위에 머무르며 저압분위기와는 달리 연소가 넓은 부위로 확산되어 활발한 연소를 나타내고 화염의 강도도 더욱 증가한다. 저압분위기과 마찬가지로 디젤과 가솔린은 화염의 종료 후 흑갈색 화염을 보이며 soot의 생성이 많음을 나타내었고 연소시작과 화염소멸의 시간이 LPG 연료와 비교하여 오랜 기간동안 지속되는 것을 보여준다.

■ 결과 및 엔진적용시의 예상특성

이상의 결과를 종합하면 5MPa정도의 낮은 분사압력으로 연소실에 LPG를 직접 분사하는 경우 분사된 분무 연료는 주위 유동에 매우 민감하기 때문에 점화플러그 주변에 안정된 혼합기를 형성하기 위한 기술이 요구된다. 특히 고속 고부하 영역과 같이 분사시기가 빠른 경우(early injection)에는 분위기 압력이 낮기 때문에 전체 급속증발효과에 의한 분무 확산 거동특성을 고려하여야 한다. LPG 연료의 빠른 증발 특성은 디젤과 같은 고속 분사에 적용하였을 때 퇴적 현상을 줄이고 미연가스나 soot의 발생을 억제하기 때문에 고속 소형엔진에 적용시 효과적인 유해 배출물 저감 및 에너지 효율 향상이 기대된다.

참고문헌

- [1] R. Brown and J. L. York, "Spray formed by flashing liquid jet", *AICHE-Journal*, vol. 8(2), pp. 149-153, 1962.
- [2] H. Fusimoto, Y. Iwami and J. Senda, "Atomization characteristics of liquefied n-Butane spray with flash boiling phenomena", *Pro. of ICLASS-'97 Seoul*, 1997.
- [3] 조규백, 정동수, "직접분사식기관 적용을 위한 LPG연료의 실린더내 분무특성에 관한 연구", '99춘계자동차공학회논문집 pp76-81, 1999.
- [4] World LP Gas Association, *Automotive LP gas- Today's Fuel for a Cleaner Tomorrow*, Third Edition, 1998.
- [5] 김우석, 이종화, 장창현, "흡기포트 분사식 LPG 엔진의 연료량 제어 및 연소 특성에 관한 연구", *한국자동차 공학회논문집*, 제 8권 제6호, pp. 31-39. 2000.
- [6] M. van der Steen, "Gaseous Fuels: Past Experiences and Future Expectations," *TNO-paper VM9608*, 1996.
- [7] B. Hollemans, L. Conti, P. de Kok, "Propane the 'clean' Fuel as the Next Century for Light and Heavy Duty Vehicles," *TNO-Paper VM9504*, 1995.
- [8] M. V. Steen, J. de Rijke, J. J. Seppen, "Stoichiometric and Lean Burn Heavy-Duty Gas Engines - A Dilemma between Exhaust Emissions and Fuel Consumption?," *TNO-paper VM9605*, 1996.
- [9] B. Hollemans M. de Roos, L. Conti, G. Margaria, "Regulated and Non Regulated Emissions of a Commercially Attractive LPG Vehicle," *TNO-paper VM9502*, 1995.
- [10] B. R. Lutz, R. H. Stanglmaier, R. D. Matthews, J. Cohen, R. Wicker, "The Effects of Fuel Composition, System Design and Operating Conditions on In-System Vaporization and Hot Start of a Liquid-Phase LPG Injection System," *SAE 981388*, 1998.
- [11] J. A. Caton, M. McDermott, R. Chona, "Development of a Dedicated LPG-Fueled Spark Ignition Engine and Vehicle for the 1996 Propane Vehicle

Challenge," SAE 972692, 1997.

[12] S. Goto, D. Lee, J. Shakal, N. Harayama, F. Honjyo, H. Veno, "Performance and Emissions of an LPG Lean-Burn Engine for Heavy-Duty Vehicles," SAE 1999-01-1513, 1999.

[13] K. Y. Kang, D. Y. Lee, S. M. Oh, C. U. Kim, "Performance of an Liquid Phase LPG Injection Engine for Heavy Duty Vehicles," SAE 2001-02-1958, 2001.

[14] K. Y. Kang, D. Y. Lee, S. M. Oh, C. U. Kim, "A Fundamental Study on a MPI LPG Engine for Heavy-Duty Vehicles," The 5th International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engine, 3-02 COMODIA 2001.

[15] C. U. Kim, S. M. Oh, K. Y. Kang, "Fundamental Study on Liquid Phase LPG Injection System for Heavy-duty Engine(I)," Transactions of KSAE, Vol.9, NO.4, 2001.

[16] C. U. Ki, K. Y. Kang, "Fundamental Study on Liquid Phase LPG INjection System for Heavy-duty Engine (II)," Transactons of KSAE, Vol.9, NO.6, 2001.

[17] B. J. Han, C. U. Kim, K. Y. Kang, C. S. Lee, "The Effect of Intake Swirl ratios on Combustion Characteristics in a Heavy-Duty LPG Engine," Transactions of KSAE, Vol.9, No.5, 2001.

[18] M. L. Poulton, Alternative Fuels for Road Vehicles, Computational Mechanics Pulications, UK & USA, 1994.

[19] 이지근, 이한봉, 강신재, 노병준, "흡기다기관 형상변화가 3기통 LPG엔진의 토크특성에 끼치는 영향에 관한 실험적 연구", 한국자동차공학회논문집 제5권 제6호 pp.175~182, 1997.

[20] B. Hollemans, Technical Reference Paper, TNO Road Vehicle Research Institute, 1999.

[21] A. Lowi Jr. and W. P. L. Carter, "A Method for evaluating the atmospheric ozone impact of actual vehicle emissions", SAE paper 900710, 1990.

- [22] W. J. Smith, D. J. Timoney, and D. P. Lynch "Emissions and Efficiency Comparison of Gasoline and LPG Fuels in a 1.4Liter Passenger Car Engine", SAE paper 972970, 1997.
- [23] Cleaner fuel conversion of leased cars to run on liquid propane, Rushmoor Borough Council, UK, 1998.
- [24] A proposal to introduce LPG taxis, Planning, Environment and Lands Bureau, HK, 1999.
- [25] R. Sierens, "An experimental and theoretical study of liquid LPG injection", SAE paper 922363, 1992.
- [26] 오승목, 김창업, 강건용, "대형엔진용 액상 분사식 LPG 연료공급방식에 대한 기초연구(1)", 한국자동차공학회논문집 제9권 제 4호, pp.85~91.
- [27] 김우석, 이종화, "흡기포트 분사식 LPG엔진의 연료량 제어 및 연소특성에 관한 연구", 한국자동차공학회 논문집 제 8권 제 6호, pp.31~39. 2000.
- [28] 서영호, 강우, "중형상용차량용 LPG엔진의 개발에 관한 연구", 한국자동차공학회논문집 제8권 제 5호, pp.1~11. 2000.
- [29] X. Sun, T. Wiedmann, and S. Hussain "Fuel Management and Exhaust Emissions of Light-and Heavy-Duty Trucks Operating on CNG and LPG", SAE paper 971661, 1997.
- [30] E. R. Fanick and K. A. Whitney, B. K. Bailey "Particulate Characterization Using Five Fuels", SAE paper 961098, 1996.
- [31] 조기현, "Off-road 차량용 LPG기관의 개발에 관한 연구", 경상대학교 박사학위 논문, 2000.
- [32] C. Arcoumanis, A. F. Bicen, and J. H. Whitelaw, "Effect of Inlet Parameters on the Flow Characteristics in a Four-Stroke Model Engine", SAE820750, 1982.
- [33] B. E. Bailey, "LPG Conversion and HC Emissions Speciation of a Light-Duty Vehicle", SAE Paper No. 932745, 1993.
- [34] P. G. Hill, et al., "The Performance of a Spark-Ignition Fuelled with LPG", SAE Paper No. 840234, 1984.

- [35] G. H. Larson, "LP Gas as a Fuel for Farm Power Units. Agri. Enng", Vol. 31, Part 5, pp.215-218, 1950.
- [36] J. P. Latuser, and R. W. Burrahm, "Conversion of Two Small Utility Engines to LPG Fuel", SAE Paper No. 932447, 1993.
- [37] R. Matthews, et al., "The Texas Project Part 1- Emissions and Fuel Economy of Aftermarket CNG and LPG Conversions of Light-Duty Vehicles", SAE Paper No. 962098, 1996.
- [38] R.C. McIntosh et al., "Turbocharging a 6 Cylinder Diesel for Various ratinga and Applications", SAE 810034, 1981
- [39] H. Fusimoto, Y. Iwami and J. Senda, "Atomization characteristics of liquefied n-Butane spray with flash boiling phenomena", Pro. of ICLASS-'97 Seoul, 1997.
- [40] S. R. Turns, "An Introduction to combustion", McGRAW-HILL INTERNATIONAL EDITIONS. 1996.
- [41] World LP Gas Association, 2002.
- [42] 유럽 LPG 협회 자료, 2002.

감사의 글

어릴 적부터 나의 장래희망은 언제나 과학자/박사였다. 중, 고등학교를 거치면서 물리학과 천문학에 심취해 대학 진학 시 물리학과를 선택하려 했으나 현실과 다소 거리가 있는 자연과학에 대한 부모님의 우려로 결국 기계공학을 전공하게 되었다. 그러나 공학에 대한 나의 편견으로 결국 학업에 대한 열정을 불사르지 못하고 평범한 엔지니어의 길을 가야겠다는 결심을 했던 학부 4학년 때 나에게 공학의 중요성과 그 발전 가능성 등을 들며 대학원 진학을 적극 권유해 주신 분이 바로 지도교수님이신 박 권하 교수님이셨다. 학업에 대한 미련이 남아있던 터라 다시 마음을 고쳐먹고, 이왕이면 산업혁명의 진원지이자 공학의 본고장에서 공부를 해보고자 영국 맨체스터 소재의 UMIST에 입학하여 학부과정에서 다 하지 못했던 공부까지 해가면서 정말 힘들게 석사과정을 마쳤으나, 부모님과 지도교수님의 기대에 부응하지 못하고 개인적인 사정으로 박사과정을 포기하고 귀국해 취직을 하게 되었다. 그때 이후로 내 마음속에는 마무리 하지 못한 학업에 대한 미련이 항상 자리 잡고 있었던 것 같다.

절대 이르지 않은 서른넷의 나이에 직장생활을 해 가며 다시 공부를 시작하게 되었지만, 마음은 있으나 몸이 따라주지 않아 본의 아니게 수업에 빠지기도 하고 그럴싸한 과제발표 한번 제대로 해보지도 못해 여러 교수님들 뵙기가 송구한 적이 한 두 번이 아니었다. 그러나 그런 부족한 나를 격려 해주시며 끝까지 공부를 마쳐 어릴 적 희망사항이었던 공학박사의 꿈을 이룰 수 있도록 물심양면으로 보살피 주신 아버님, 어머님 그리고 지도교수님을 비롯한 많은 교수님들께 진심으로 감사를 드린다. 특히 끝까지 논문지도에 정성을 다해주신 정 재현 교수님, 김 재휘 교수님, 조 지룡 교수님 그리고 이 영호 교수님께서는 무어라 감사의 말씀을 드려야 할 지 모르겠다. 아울러 각종 학사일정과 논문작성에 큰 기여를 해준 오 승우, 전 재혁, 최창우, 김 혜민, 김 은영 등 실험실 후배들에게도 진심어린 감사를 드린다.

