工學碩士 學位論文

舶用 大型 低速 디젤機關 燃料噴射系統의 시뮬레이션에 關한 研究

A Study on the Simulation of the Fuel Injection System in a Large Low-speed Marine Diesel Engine

指導敎授 崔 在 星

2001年 2月

韓國海洋大學校 大學院

機 關 工 學 科

姜 政 錫

本 論文을 姜政錫의 工學碩士 學位論文으로 認准함

심사위원장 裵 種 旭 ㊞

심 사 위 원 趙 權 回 ㊞

심 사 위 원 崔 在 星 ㊞

2000年 12月 14日

韓國海洋大學校 大學院

機 關 工 學 科

姜 政 錫

목 차

Abstract

It has been a major research to improve the performance and reliability of diesel engine, since internal combustion engine has been invented originally.
However, recently much of these researches are focused on the reduction of exhaust emission for environmental pollution protection with the concerns of the low fuel consumption rate.

The charactristics of fuel injection system have a strong influence on the air-fuel mixing process and engine output, thermal efficiency, durability, noise, and exhaust emissions. The performance and exhaust emission of diesel engine is related to the fuel injection rate and injection pressure, injection duration. Combustion in diesel engine is mainly governed by characteristics of fuel injection.

In this study, a simulation program was developed, which could simulate a fuel injection system for low-speed marine diesel engine. The fuel injection system was composed of fuel injection pump, high pressure pipe and fuel injection valve. The unsteady flow in the high pressure injection pipe was analyzed by the method of characteristics, considering cavitation and variation of fuel density and bulk modulus.

It was assured that the simulation results agree well with experimental results of injection pressure and quantity at the high pressure distributor in fuel injection system for the training ship "M/V Hannara". And the effects of the high pressure pipe length and diameter, plunger diameter, nozzle opening pressure, nozzle hole diameter and maximum needle lift were also investigated utilizing the simulation program developed in this study.

기호 설명

A : **단면적** (cm^2)

B : **체적탄성계수** (MPa)

C : **유량계수**

CD : **댐핑계수** (N・s/cm)

D : **고압분사파이프 직경** (cm)

K : **스프링 상수** (N/cm)

M : **질량** (kg)

P : **압력** (MPa)

Q : **유량** (cm^3/s)

Re : **레이놀드 수**

U : **유속** (cm/s)

V : **체적** (cm^3)

W : **스프링 초기하중** (N)

X : **거리** (cm)

Y : **양정** (cm)

a : **연료의 음속** (cm/s)

ρ : **밀도** (kg/cm^3)

μ : **밸브의 추력계수**

f : **마찰저항계수** (s^{-1})

t : 시간 (s)

θ : 각도 (deg.)

하첨자

A, B, C, R, S, P : $x-t$ 평면상의 위치

N : 고압분사파이프 격자수

NS : $N+1$

air : 대기

cyl : 연소실

e : 공동현상 발생부

liq : 액체

vap : 기체

p : 플런저

s : 스필포트

n : 니들

$n1$: 니들밸브 대단부

$n2$: 니들밸브 소단부

l : 고압분사파이프

sl : 슬라이드 밸브

sv : 색볼륨 (sac volume)

pl : **플런저실과 고압분사파이프 간의 경계**

ps : **플런저실과 스필포트 간의 경계**

ln : **고압분사파이프와 노즐실 간의 경계**

ns : **노즐실과 니들색 간의 경계**

sc : **니들색과 연소실 간의 경계**

lk : **연료 누설부**

제 1 장 서 론

내연기관이 최초로 발명된 이래 에너지의 효율적 이용과 비용절감, 환경보호라는 관점에서 열효율과 내구성을 향상시키고, 유해 배출물을 저감시키기 위한 연구가 계속 이루어져 왔다. 최근에는 기존의 고출력화 연구 중심에서 연료소비율의 감소 및 당면한 환경오염문제로 인하여 배기가스 유해배출물 저감을 위한 연구가 주종을 이루고 있다[1,2].

배기가스 유해배출물을 저감시키기 위해서는 연소에 영향을 미치는 제반 인자들에 대한 연구가 선행되어야 한다. 연소에 영향을 미치는 인자는 여러 가지가 있으나, 연료의 분사상태와 이에 따른 혼합기 형성과정이 매우 중요하다고 할 수 있다. 디젤기관에서의 연소과정은 고온 고압의 연소분위기가 형성된 공기 중에 연료를 분사시켜 연료의 자연발화에 의하여 연소가 일어나고, 예혼합연소에 확산연소가 혼합된 상태로 됨으로 복잡한 양상을 나타내고 있다. 분사장치의 기능은 적당한 시기에 적정량의 연료를 연소실로 유입시켜 최적의 연료 혼합기를 형성하는 것이므로, 분사장치의 특성 그 자체가 혼합기 형성에 크게 영향을 미친다[1,2].

디젤기관의 성능과 연소 생성물은 연소실에 공급되는 연료의 분사율과 분사압력, 분사기간 등에 따라서 달라진다. 이와 같은 연료의 분사특성은 연소실 내에서 연료의 혼합기 형성과 연소과정을 지배하는 가장 중요한 인자가 되고, 기관의 출력, 열효율, 내구성, 소음, 배출가스의 성분 등과 밀접한 관계가 있기 때문에 연소성능을 파악하기 위해서는 연료의 분사특성을 규명하는 것이 매우 중요하다.

본 연구는 실린더 내에 분사되는 연료의 분사특성을 시뮬레이션으로 실행하

여 그 분사특성을 파악하는데 목적이 있다. 연구대상 기관으로는 한국해양대학교 실습선 한나라호 주기관을 선정하고, 이 기관의 연료분사계통의 연료펌프, 고압분사파이프, 연료노즐을 모델링하여 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 한나라호 기관실에 설치된 EMS(Engine Monitoring System)에서 수집한 엔진 부하별 연료분사압력을 계산치와 비교 분석하여 시뮬레이션 결과의 신뢰성을 검토하였다. 또한, 시뮬레이션 결과로 부터 예측한 연료분사계의 변수 중에서 연료펌프의 회전수, 플런저 직경, 연료노즐 개방압력, 노즐 홀 직경, 노즐 니들밸브 변위 변화, 펌프측과 노즐측을 연결하는 고압분사파이프 등이 연료의 분사압력, 분사율, 분사시기 등의 분사계 특성에 미치는 영향을 고찰하였다.

분사계의 이론적 해석에서 분사관 내 비정상 유동방정식을 풀기 위한 방법으로는 특성곡선법 및 유한차분법에 의한 해석방법[3,4]이 이용되었고, 연료분사계는 룬게-쿠타(Runge-Kutta) Ⅳ법을 이용하여 계산하였다. 또한, 고압분사파이프 및 연료펌프, 연료노즐 부분에서의 공동현상에 따른 연료밀도 및 체적탄성계수의 변화를 고려한 해석[5,6,7]도 연구하였다.

제 2 장 연료분사계통의 모델

2-1 연료분사계통의 작동원리

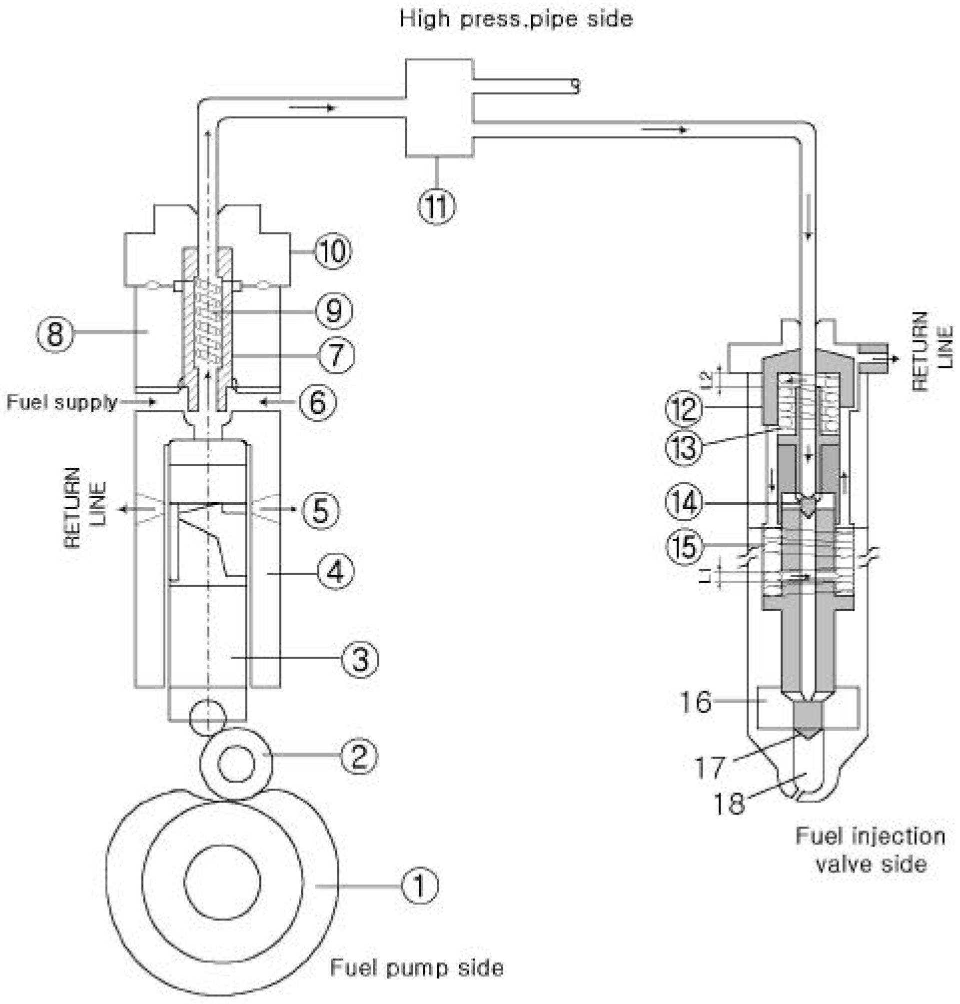
연료분사계통의 구조는 Fig.1과 같이 연료펌프, 고압분사파이프, 연료노즐 세 부분으로 크게 나눌 수 있다. 연료펌프는 연료 캠의 회전에 의해 연료가 유입되어 저장되었다가 플런저의 상승으로 인해 연료가 압축, 배출되는 플런저실과 플런저실 상부와 탑카바(Top cover) 하부에 설치되어 연료의 흡입, 순환, 배출을 원활하게 해주는 흡입밸브로 구성 되어 있다.

또한, 연료 흡입 시에 플런저실 내에 연료를 적절히 충만하게 해주는 속 업소버(Shock absorber)라는 장치가 연료펌프의 연료공급 입구파이프 측에 설치되어 있다. 고압분사파이프는 연료분배관(Oil distributor) 전, 후로 길이와 직경이 다른 2개의 파이프로 구분된다. 연료노즐은 고압의 연료를 연소실내로 분사시키고, 연소실에서 형성된 고압의 연소가스 역류를 막기 위한 니들밸브와 노즐실 및 연료 순환을 위한 논-리턴 밸브(Non-Return valve) 로 이루어진다.

연료펌프는 캠축의 캠에 의해 작동되며, 펌프 하우징의 배럴에 있는 플런저에 연결된 롤러 가이드를 통해서 운동이 전달된다. 연료펌프는 고압분사파이프를 통해서 실린더 커버의 연료노즐과 연결되어 있다.

연료캠의 회전으로 인해 플런저가 위로 움직이면서 펌프 배럴의 도출공(Spill port)을 닫는 순간에 연료노즐을 통해서 연료분사가 시작된다. 도출공(Spill port)의 수직 위치는 분사시기를 조절하며, 플런저 상부 측면의 경사 형

태의 차단모서리(Oblique cut-off edge)**가 도출공**(Spill port)**을 열 때까지 분사는 계속된다**. **토출행정 중에 플런저의 측면에 있는 두 개의 홈으로 연료가 흐르고**, **배럴의 도출공**(Spill port)**을 통해서 연료가 배출되면 분사는 종료되고**, **흡입행정을 하는 동안 스프링 제어식 흡입밸브의 슬라이드 밸브가 열리면서 플런저실에 연료가 다시 채워진다**.



* 7,8,9 : Suction valve   12,13,14 : Non-return valve

1. Cam	7. Slide valve	13. Thrust spring
2. Roller	8. Thrust piece	14. Auto deaeration valve
3. Plunger	9. Slide valve spring	15. Needle valve spring
4. Barrel	10. Top cover	16. Nozzle chamber
5. Spill port	11. Oil distributor	17. Needle valve
6. Intake port	12. Thrust piece	18. Sac chamber

Fig.1 The Schematic diagram of fuel injection system

2-2 연료순환계통의 구조

엔진이 대형화, 저속화 되고 아울러 저질유의 사용으로 인하여 발생되는 펌프의 배럴과 플런저, 흡입밸브 및 노즐의 고착, 특히 입,출항시에 벙커 체인지(Bunker Change)가 완전하게 되지 않은 상태에서는 분사 불량은 필연적으로 일어난다. 이를 개선하기 위하여 연료펌프 및 연료노즐에 연료순환장치를 설치하여 엔진 정지 시에도 연료순환라인(F.O. CIRC. LINE)의 연료를 순환시키므로 각 부위의 온도를 대폭 올려주어 시동시 분사를 좋게하여 엔진의 손상을 방지한다.

2-2-1 연료펌프

1) 연료의 순환

엔진이 정지되어 있는 동안, 연료순환펌프(F.O. CIRC. PUMP)에 의해 약 90℃ 100℃로 가열된 압력 0.875MPa 의 연료가 흡입밸브의 공급실로 유입되면 스러스트 피스에 닫혀있던 슬라이드 밸브가 열리면서 연료가 공급된다. 유입된 연료는 연료펌프와 연료노즐을 순환하여 엔진이 정지하고 있는 동안에도 엔진을 시동하기 전에 연료펌프와 연료노즐을 충분히 예열한다[8].

2) 연료의 분사

순환하고 있던 연료는 플런저의 상승으로 인하여 압축되고, 압축연료는 슬라이드 밸브를 통하여 고압분사파이프로 흐른다. 이 때 흡입밸브의 슬라이드

밸브가 닫히는 기간 동안 압축 연료는 연료공급실로 역류하게 된다. 역류된 연료공급실의 압축연료는 속 업소버(Shock absorber)에서 흡수되고, 슬라이드 밸브의 상하단 면적에 가해지는 플런저실의 압축압력에 의해 열려 있던 슬라이드 밸브는 닫히고, 연료공급실은 차단되어 연료의 흡입은 종료된다.

3) 연료펌프 흡입밸브의 슬라이드 밸브 거동

Fig.2는 연료 흡입시에 흡입밸브의 유로 면적을 나타내고 있다. 연료 압축시 플런저실에서 고압분사파이프로 흐르는 유체가 슬라이드 밸브 단면적 ①에 작용하여 아래 방향으로 미는 힘이 연료 공급실로 통과하는 유체가 슬라이드 밸브 단면적 ②, ③, ④에 작용하여 윗 방향으로 미는 힘보다 크다. 그 이유는 탑커버(Top cover)에 의해 스프링 초기 조임력에 닫혀있던 슬라이드 밸브가 연료공급실로 부터의 연료 유입에 의해 움직인 변위는 2.5mm이므로, 플런저실에서 연료공급실로 흐르는 틈을 직경이 2.5mm인 작은 통로라 고려한다면, 연료공급실로 유체가 흐르는 통과 단면적은 고압분사파이프측에 비해 1/5.76이다. 그러므로, 유체가 흐르는 통과 단면적에 비례하여 연료공급실측으로 흐르는 유체의 압력은 고압분사파이프 측으로 흐르는 압력에 비해 유량 감소 및 압력 저하로 실제적으로 단면적 ③, ④에 미치는 압력이 작다는 것을 고려하여, 계산상에서 단면적 ③, ④에 미치는 유체의 압력은 무시하고, 단지 슬라이드 밸브 수직 하부 단면적 ②에 미치는 유체의 압력 만을 고려하였다. 이로 인해, 실제적으로 플런저실의 압축압력을 받는 슬라이드 밸브의 단면적은 슬라이드 밸브 상부 단면적 ①과 슬라이드 밸브 하부 단면적 ② 뿐이다. 그러므로, 플런저의 연료 압축시에는 슬라이드 밸브 상부 단면적 ①이 하부 단면적 ② 보다 크기 때문에 슬라이드 밸브는 아래 방향으로 움직이게 된다.

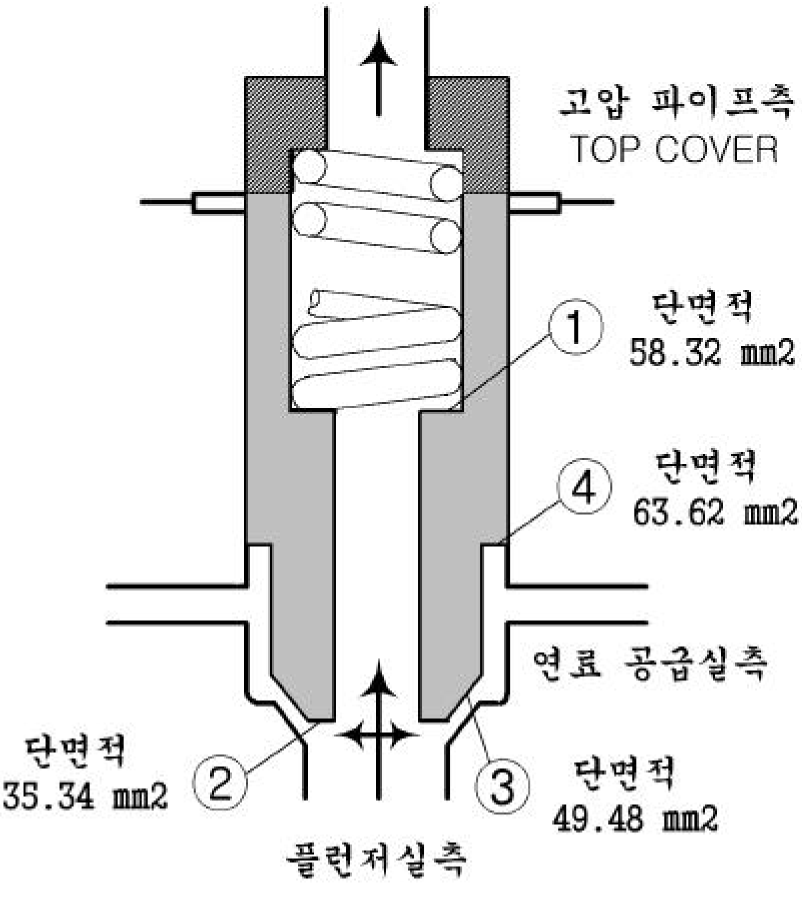


Fig.2 The Flow Areas through Suction Valve

4) 슬라이드 밸브에 미치는 힘 계산

* 슬라이드 밸브의 수직 상부에서 작용하는 힘

i) 슬라이드 밸브의 내부 단면적 ①에 미치는 플런저실의 압축압력

ii) 초기에 슬라이드 밸브를 고정시키는 조임력 $F_1 = W_{sl}$

iii) 슬라이드 밸브 스프링의 압축력 $F_2 = K_{sl} Y_{sl}$

* 슬라이드 밸브의 수직 하부에서 작용하는 힘

i) 슬라이드 밸브의 하부 단면적 ②에 미치는 플런저실의 압축압력

ii) 슬라이드 밸브가 열린 작은 틈을 통과하는 플런저실의 부분압력으로서 슬라이드 밸브의 시트면 ③에 미치는 힘의 수직성분. 즉, 슬라이드 밸브 시트면적 ③× $COS 44.25$ 에 미치는 플런저실의 부분압력

iii) 슬라이드 밸브가 열린 작은 틈을 통과한 슬라이드 밸브의 단면적 ④에 미치는 플런저실의 부분압력

위에서 서술한 것 처럼, 슬라이드 밸브에 미치는 힘을 계산하면, 연료 압축시에 슬라이드 밸브가 수직 상부에서 받는 힘은 연료공급실을 통과하는 플런저실의 부분압력을 무시하므로, 수직 하부에서 받는 힘보다 약 2.26배가 크다. 그러므로, 플런저 상승으로 연료가 압축되는 시점. 즉, 슬라이드 밸브의 수직 상부에서 작용하는 힘이 수직 하부에서 작용하는 힘보다 큰 순간, 슬라이드 밸브는 닫히고, 연료 공급실은 차단되어 연료의 흡입은 종료된다.

5) 연료펌프의 흡입밸브

흡입밸브는 스러스트 피스와 슬라이드 밸브 및 스프링으로 구성되어 있다. 흡입밸브는 플런저실 상부와 고압분사파이프와 연결된 탑커버 사이에 설치되어 있으며, 연료의 흡입, 순환 및 플런저의 변위로 압축한 연료를 고압분사파이프로 배출시키는 역할을 하고 있다.

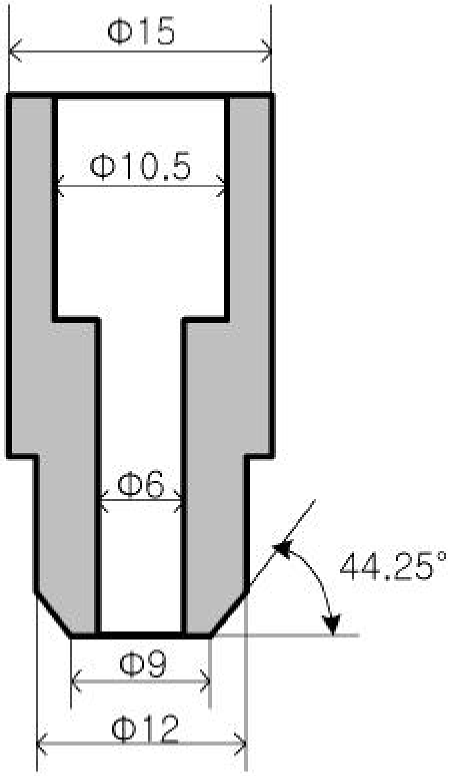


Fig.3 Sectional View of Slide Valve

6) 연료펌프의 슬라이드 밸브 스프링

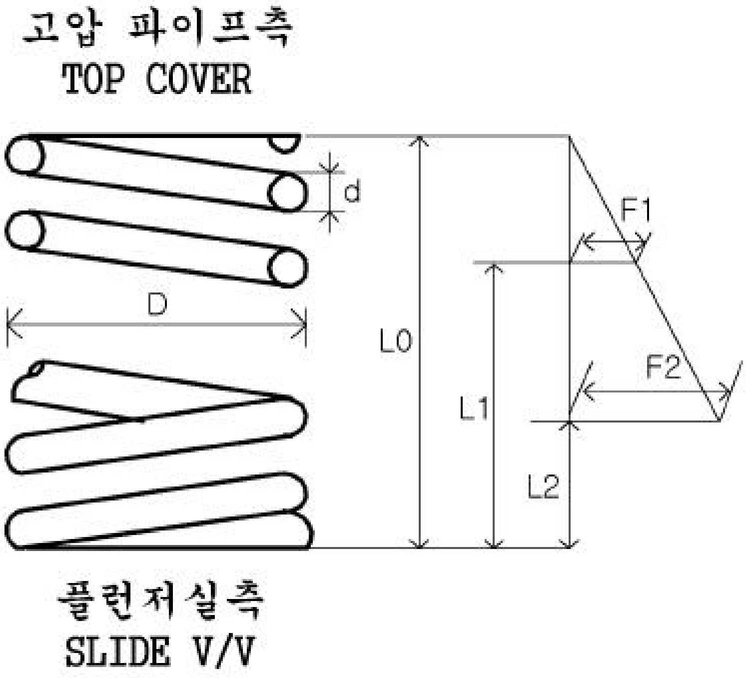


Fig.4 Sectional View of Slide Valve Spring

· **슬라이드 밸브 스프링 계수** $K_{sl} = 0.184 N/cm$

· **탑커버에 압축된 초기 스프링 압축력** F_1: 7.176N

· **슬라이드 밸브 스프링의 압축력** F_2: 11.776N

· **슬라이드 밸브 스프링의 전체 길이** $L_0 = 2.59cm$

· **탑커버에 압축된 스프링 길이** $L_1 = 2.2cm$

· **슬라이드 밸브에 압축된 스프링 길이** $L_2 = 1.95cm$

2-2-2 연료노즐

1) 연료의 순환

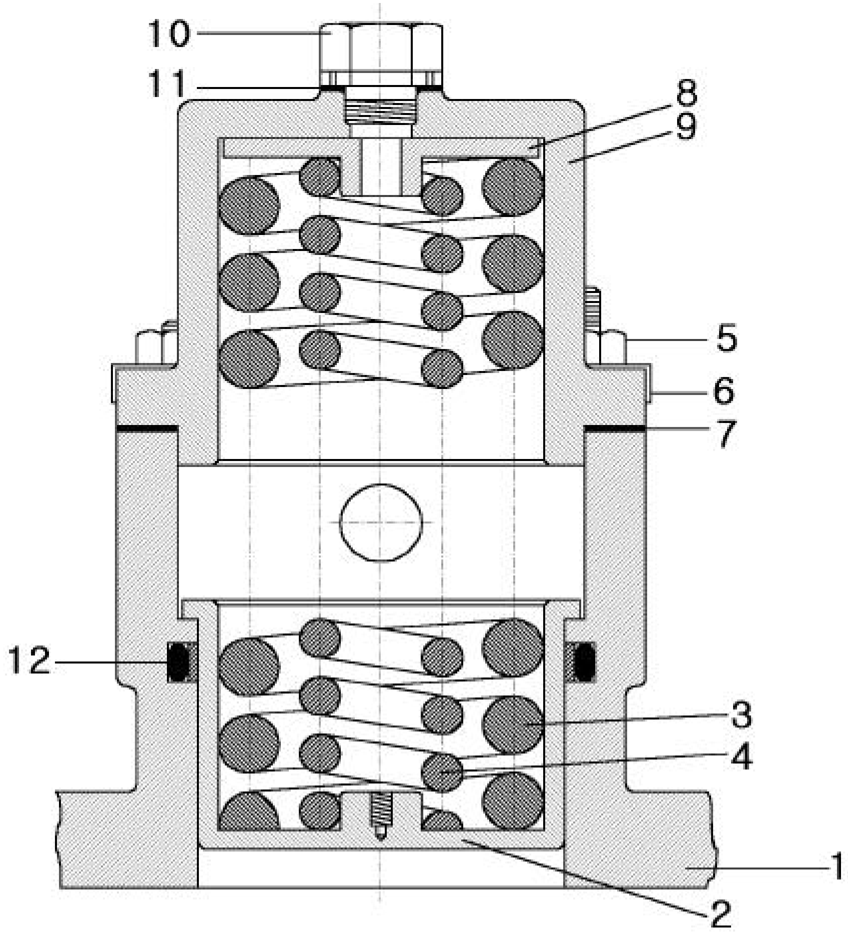
연료순환펌프(F.O. CIRC. PUMP)는 예열된 연료를 연료노즐로 순환시킨다. 연료노즐의 연료는 밸브 헤드의 중앙에 있는 구멍을 통해서 스러스트 피스로 전달되고, 그 다음 순환구멍(Fig.1의 L_2 간격: 2.4mm)을 통해 빠져 나온다.
그 후에 밸브 몸체의 내부로 부터 밸브 헤드의 측면에 있는 리턴 파이프로 연료가 흐른다. 스핀들의 테이퍼 밸브 시트 주위의 공간은 연료로 채워져 있지만, 순환하는 연료의 공급압력 0.875MPa은 논리턴 밸브 스프링의 힘보다 약해서 스핀들(Auto deaeration valve)을 들어 올리지 못하므로 연료의 순환은 계속된다. 토출 행정이 시작되어 압축압력이 1.472MPa 정도로 높아지면, 스프링의 힘을 이기고, 스핀들은 2.4mm (Fig.1의 L_2 간격) 만큼 스러스트 피스 위쪽으로 밀려 올라가고, 연료의 순환은 종료된다.

2) 연료의 분사

논-리턴 밸브의 스핀들(Auto deaeration valve)이 위쪽으로 올라가면 스러스트 피스의 순환 구멍이 닫히게 되고, 연료는 스핀들의 안내면(Seat)을 지나서 스핀들 가이드에 있는 밸브 스핀들 시트 주위의 공간으로 들어간다. 연료노즐의 개방 압력 31.9MPa까지 압력이 올라가면 1.6mm (Fig.1의 L_1 간격) 만큼 니들밸브가 올라가서 연료가 분사된다. 토출행정이 끝나면, 첫번째 밸브 스핀들과 그 다음의 니들밸브는 각각의 Seat(안내면)에 밀착되어, 연료 분사는 종료되고, 연료노즐을 통해 연료는 다시 순환된다.

2-3 쇽 업소버(Shock absorber)

쇽 업소버는 스프링 제어식 피스톤과 실린더로 구성되며, 연료펌프 입구파이프 측과 연결되어 있다. 플런저 상승으로 연료를 압축하는 과정에서 슬라이드 밸브가 닫히는 기간 동안 압축연료는 연료공급실로 역류하는데, 이 역류한 연료의 압축압력을 흡수하여 입구파이프 측의 연료압력을 일정히 유지시켜 주며, 흡입 행정시에 연료가 연료펌프의 플런저실에 신속히 충전시키는 기능을 하기 때문에 어큐물레이터(Accumulator)의 역할도 겸하고 있다.



1. Housing
2. Piston
3. Spring
4. Spring
5. Nut
6. Washer
7. Gasket
8. Spring Guide
9. Cover
10. Plug
11. Gasket
12. Seal Ring

Fig.5 Diagram of Shock Absorber

2-4 연료캠 Control 선도

Fig.6 은 피스톤이 상사점(TDC) 위치에 있을 때의 연료캠과 캠 롤러의 상관 관계를 나타낸 것이다. 연료캠에 캠 롤러의 설정각도 즉, 연료캠의 리이드(Lead) 값은 14.2° 이며, 이때 연료캠에 설정된 캠 롤러의 리프트는 11.3 *mm* 이다. 이는 엔진 부하 MCR 상태에서의 P-MAX (130.5 bar)를 고려하여 설정된 연료캠의 Lead 값이다. Table 1과 2는 실습선 한나라호 주기관의 제원과 밸브 개폐시기를 나타내고 있다.

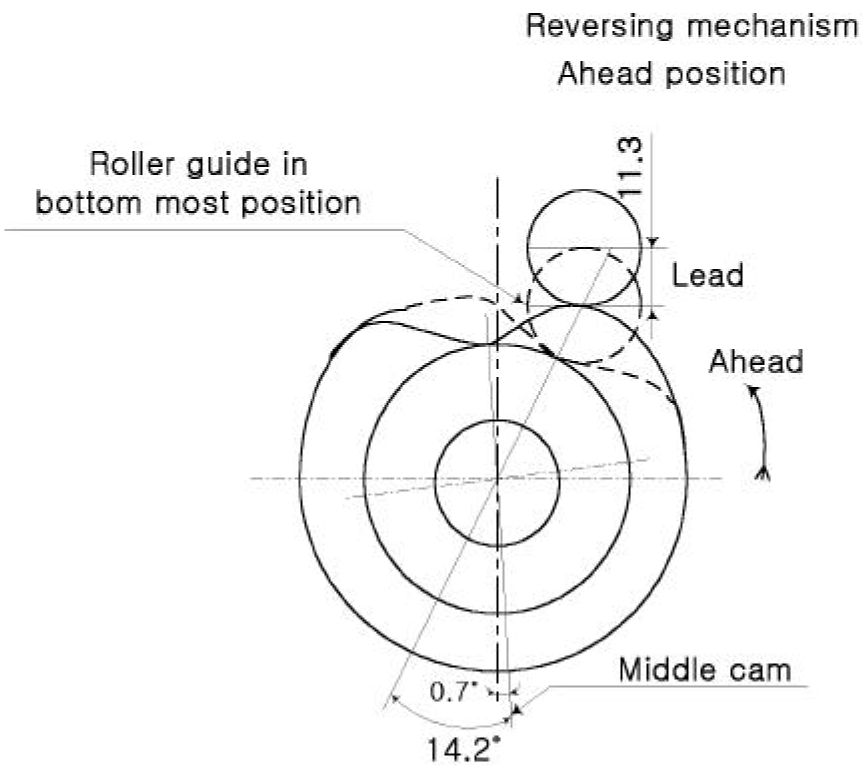


Fig.6 Control Diagram of Fuel Cam

Table 1 Specification of Test Engine

Engine Type	SSANGYONG MAN B&W 6L35MC
Cylinder Bore X Piston Stroke	350 mmΦ X 1050 mm
Output(M.C.O)	4000 BHP at 200 R/Minute
Firing Order(For Ahead)	1-5-3-4-2-6 (View from stern side)

Table 2 Valve timing of Test Engine

Connecting rod ratio 1 : 2.4		Crank angle from D.C.
Scavenging-air port	Opens before B.D.C.	41.5°
	Closes after B.D.C.	41.5°
Exhaust valve	Open after T.D.C.	118°
	Closes after T.D.C.	251.2°
Starting valve	Opens after T.D.C.	5°
	Closes after T.D.C.	115° (4 CYL)
		95° (5 CYL)
		85° (6 9 CYL)

2-5 주기관 연료 순환 및 공급 선도

Fig.7은 한나라호 주기관의 연료 순환 및 공급 계통도를 나타내고 있다. 한나라호 주기관은 동점도 계수가 40 50cSt/50℃ 이고, 비중은 0.92 0.93 정도의 중유를 사용하고 있다. 이 계통도에서 보면, 중유는 F.O.히터(F.O.Heater)에서 약 90 100℃ 정도로 가열되어 연료노즐에 의해 연소실로 분사되는 연료의 동점도 계수는 12 13cSt 이며, 이때 비중은 보통 0.87 정도가 된다. 일반적으로 엔진 정지시에는 일반적으로 연료공급펌프(F.O. SUP. PUMP)는 정지하고, 연료순환펌프(F.O. CIRC. PUMP)만을 작동하여 엔진을 시동하기 전에 연료펌프와 연료노즐을 충분히 예열하고, 엔진 시동시에는 연료공급 및 순환펌프를 동시에 가동하여 연료펌프에 약 0.875MPa 의 연료를 공급하고 있다.

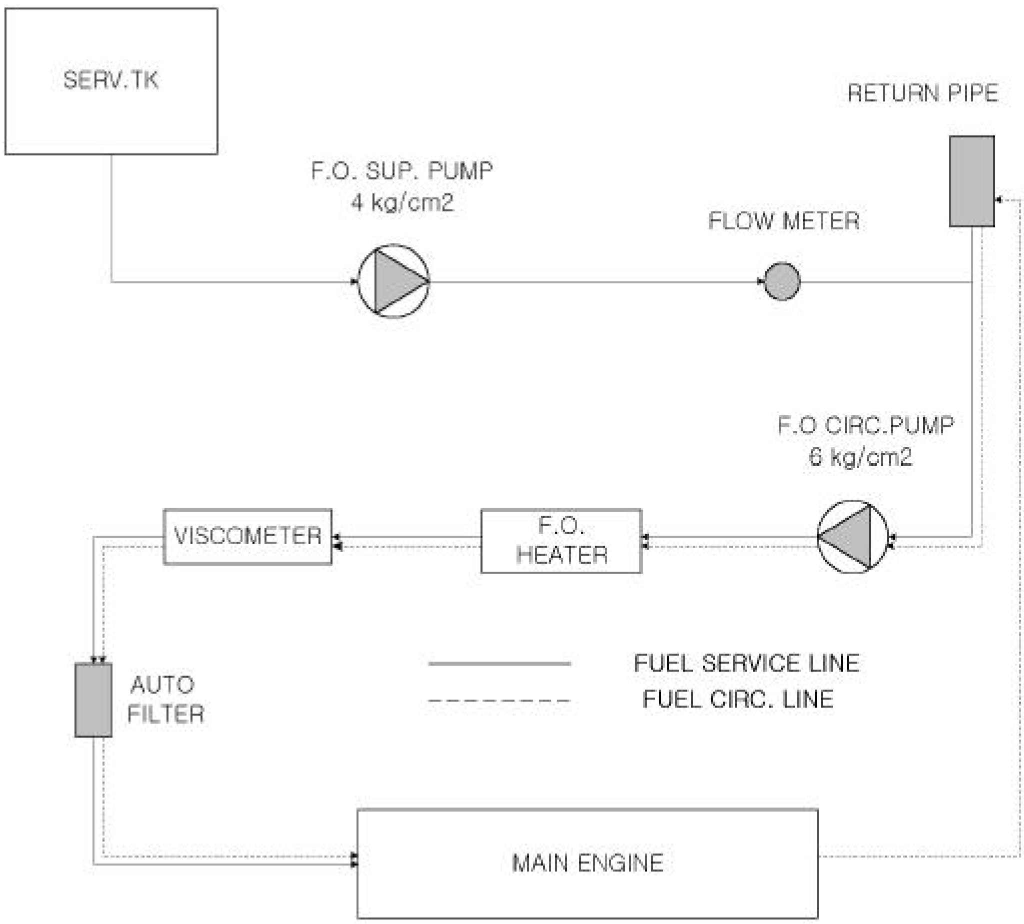
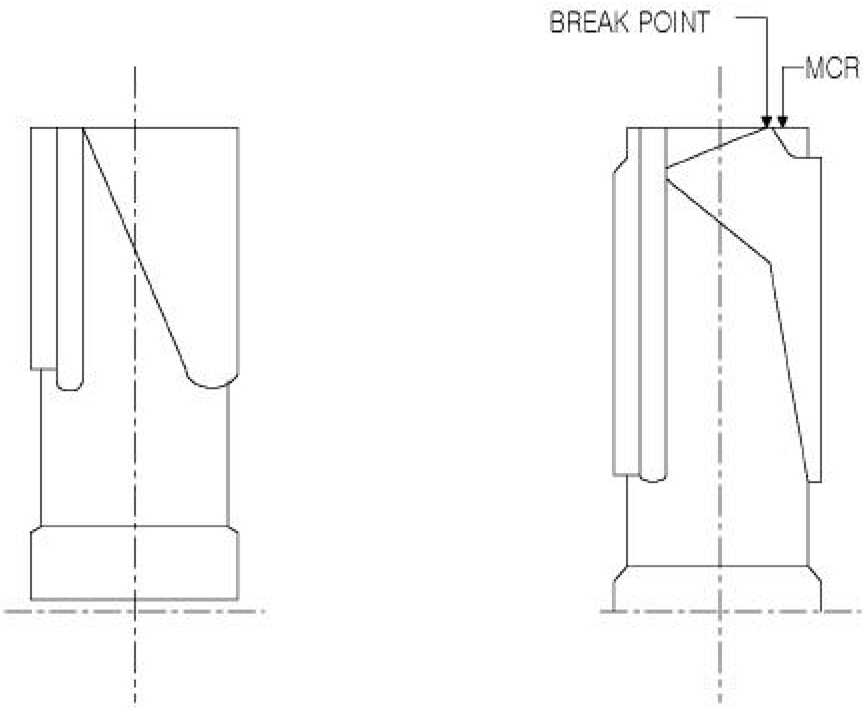


Fig.7 M/E Fuel Circ. & Serv. Pipe Diagram

2-6 가변 분사시기 장치 (VIT : Variable Injection Timing)

1) 개요

연료펌프에 부착된 VIT 장치는 연료를 절감하기 위하여 부분 부하에서도 P-MAX를 MCR 상태의 최고치로 유지하기 위하여 만든 장치이다. 이것은 기관 부하가 100% 이하로 부터 중지점(Breakpoint: 기관부하 85%) 이라고 알려진 어떤 설정치 이하까지의 구간에서 MCR의 P-MAX가 유지되도록 연료의 분사시기를 자동적으로 조정할 수 있는 기구를 통하여 얻어진다. 일반적인 엔진의 P-MAX는 연료 분사 시작점에 의하여 조정되고, 분사 시작점은 보쉬펌프(Bosch pump)의 경우 펌프배럴이 내려가고, 이에 따라 펌프배럴에 있는 연료 도출공(Spill port)의 위치가 내려가서 플런저가 상승 할 경우 연료 도출공(Spill port)을 막는 시기가 빨라져 연료가 분사되는 시기가 빨라진다. 이와 같이 펌프 배럴이 펌프 하우징 안에서 상하로 움직여서 분사 시기를 조절해 주는 일반적인 장치를 Super VIT라 한다[9,10]. 이에 반해, 한나라호의 VIT장치는 Fig.8 (b)와 같이 펌프배럴은 고정되어 있고, 단지 플런저 끝부분에 경사홈을 마련한 VIT 플런저에 의해서 연료분사시기를 빠르게 함으로써 넓은 부분 부하 범위에 걸쳐 허용최고압력을 계속 유지하도록 해서 양호한 열효율을 얻을 수 있다. 이렇게 함으로써 85% 부분 부하에서 별도의 장치없이 약 3%의 연료를 절약할 수 있다.



(a) Straight edge Plunger (b) VIT Plunger

Fig.8 Plunger Profiles

2) 정격 조정에 의한 기관의 최적화

연료 절약의 방법은 주로 정격 출력에 적용되는 것이 대부분이다. 당연히 정격 출력에서의 낮은 연료 소비는 부분 부하에서도 나타난다. 이것은 적절한 연료 소비 특성을 갖는 박용디젤기관 특성 중의 하나이므로 부분 부하에 있어서도 적극적으로 낮은 연료소비율을 꾀하는 것이 정격 조정의 기본개념이다.

기관 출력을 제한하는 것 중에 P-MAX가 있는데 부분 부하에 있어서는 P-MAX가 정격치보다 낮아지므로 이것을 정격치나 이에 가깝게 끌어 올림으로써 싸이클 효율을 좋게 할 수 있다. 일반적으로 P-MAX의 조정은 연료분사펌프의 분사시기 타이밍을 변경함으로써 용이하게 행할 수 있는데, 이러한 정격 조정의 범위는 MCR 회전수의 75 85%가 하한선으로 되어 있다. 이는 주로 기관 회전수의 저하와 더불어 폭발압력과 관성력의 차가 크게되어 베어링의 하중이 한계치에 달하기 때문이다.

Fig.9에서 VIT 플런저펌프(VIT fuel pump)는 수평단펌프(Straight edge pump)에 비해 엔진 부하에 따라 분사시점을 조절함으로써 부분 부하에서 Straight edge pump보다 P-MAX를 상승시키고, 또한 기관 부하 85 100%에서는 P-MAX의 값이 최대 허용치를 넘지 않도록 일정하게 유지하여, 연료의 저감 효과를 꾀하도록 설계되어 있다. 반면에 기관 부하 MCR 상태의 P-MAX는 제한되어 있고, 부분 부하 85% 이상에서 제한된 P-MAX를 일정히 유지시켜 주기 위해서는 적당한 비율로 분사 시점을 지연시키고, 그에 따라 분사기간이 증가한 만큼 연료분사량도 다소 증가한다.

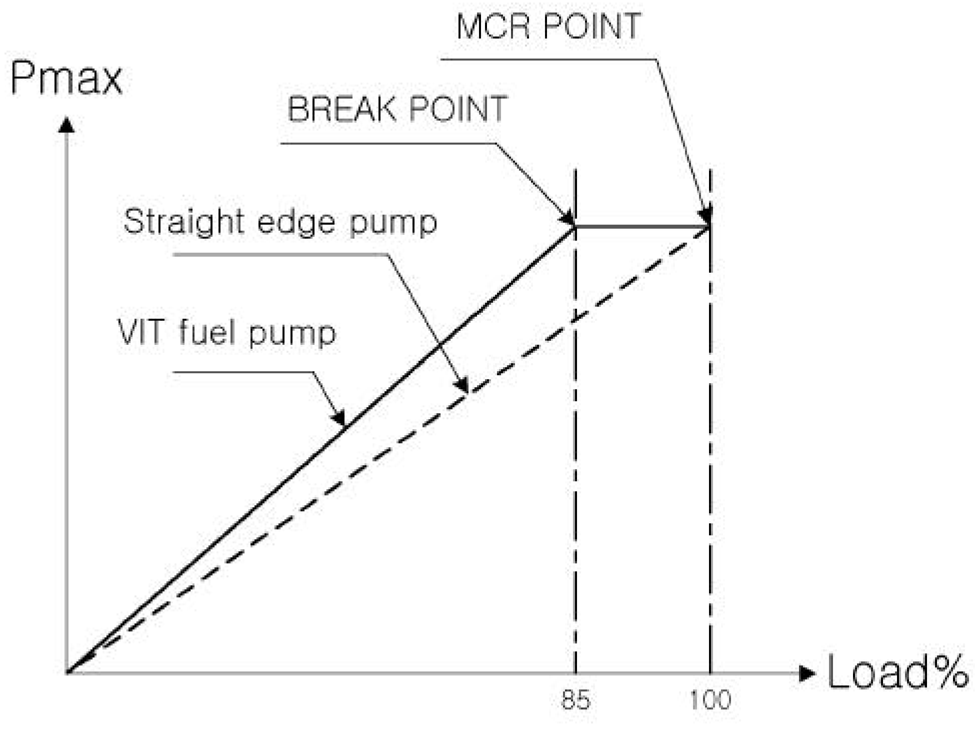


Fig.9 P-MAX Diagram for Engine Load

2-7 연료펌프의 플런저 유효행정

Fig.10은 엔진 회전수에 따른 플런저의 유효행정을 나타내고 있다. 시운전 시험성적서(Shop Trial Test Record)의 엔진부하, 엔진속도, 연료조정랙크에 따라 비율적으로 엔진 RPM에 따른 플런저의 유효행정을 계산하였다. 공장 시운전 시험성적서에서 엔진 최소속도는 65 RPM이며, 이때의 연료펌프 연료조종랙크는 16.0 mm이다. 공장 시운전 데이타(Shop Trial Data)에 따라 엔진부하를 25%, 50%, 75%, 85%, 100%, 110%로 구분하고, 이에 따른 연료펌프 연료랙크의 위치는 24.0 mm, 32.9 mm, 41.0 mm, 45.0 mm, 48.0 mm, 50.0 mm 이다.

엔진부하 85%에서 엔진속도 189 RPM인 중지점(break-point)을 기점으로 중지점 이전과 이후를 구분하였고, 플런저 끝단의 기울어진 경사도에 따른 도출공(Spill port)의 유로 단면적을 고려하여 분사특성곡선을 연구하였다. 여기서, 중지점인 엔진부하 85%를 기점으로 하여 중지점 이전은 VIT에 의해 엔진속도가 증가함에 따라 분사 시기가 앞당겨지고, 중지점 이후는 점차적으로 분사 시기가 지연됨을 알 수 있다.

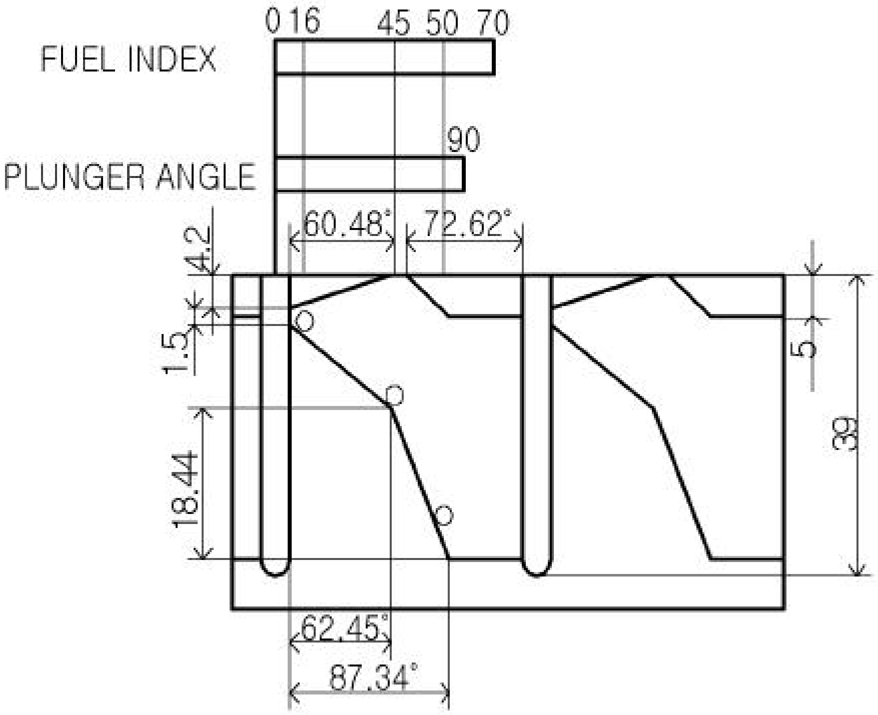


Fig.10 Effective-Stroke of Plunger

2-8 연료펌프 배럴 도출공(Spill port)의 유로 단면적

2-8-1 엔진부하 85%(중지점) 이하에서의 유로 단면적

1) 플런저 상승으로 인한 도출공(Spill port) 차단시 도출공의 개방면적

Fig.11은 도출공(Spill port) 차단시 도출공의 유로 면적을 나타내고 있다.

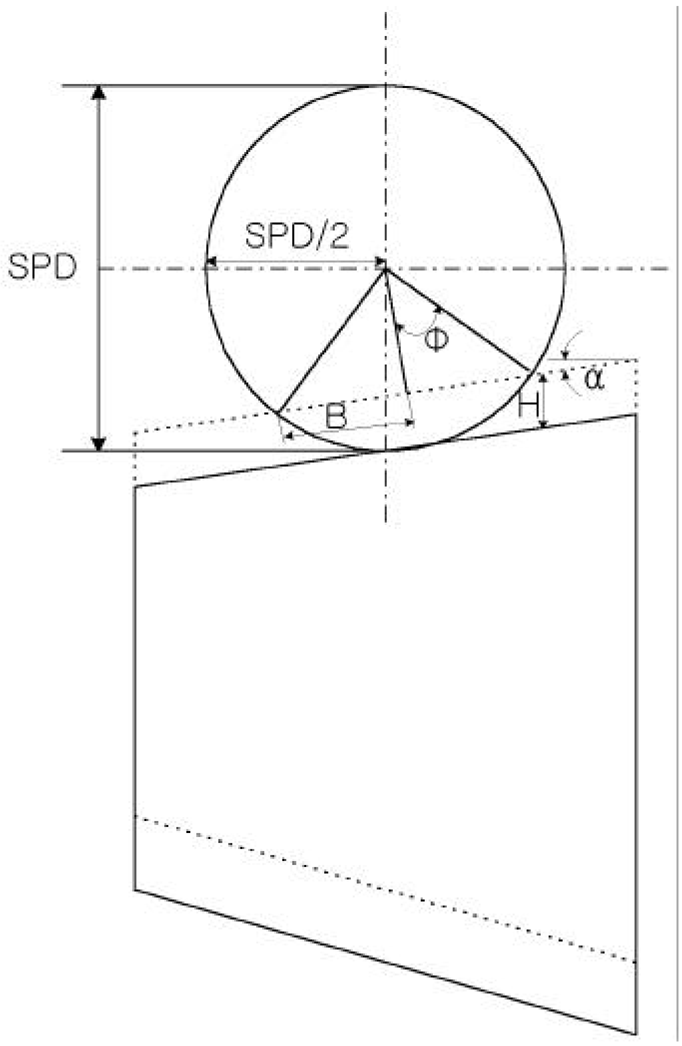


Fig.11 The Flow Area of Spill Port Closing

Fig.11에서 플런저 상승으로 인한 도출공 폐쇄거리 H의 변화에 따른 도출공의 개방 면적은 다음과 같이 구할 수 있다[11,12).

$$H = (XLP - SPC)\cos\alpha \tag{1-1}$$

i) $H < \frac{spd}{2}$ 일 때,

$$A_{sp} = \frac{\pi - \psi}{4} spd^2 + B\frac{spd}{2}\cos\psi \tag{1-2}$$

$$\cos\psi = \frac{\frac{spd}{2} - H}{\frac{spd}{2}} \tag{1-3}$$

$$B = \frac{spd}{2}\sin\psi \tag{1-4}$$

ii) $H = \frac{spd}{2}$ 일 때,

$$A_{sp} = \frac{\pi}{8} spd^2 \tag{1-5}$$

iii) $\frac{spd}{2} < H < spd$ 일 때,

$$A_{sp} = \frac{\psi}{4} spd^2 - B\frac{spd}{2}\cos\psi \tag{1-6}$$

$$\cos\psi = \frac{H - \frac{spd}{2}}{\frac{spd}{2}} \tag{1-7}$$

$$B = (H - \frac{spd}{2})\tan\psi \tag{1-8}$$

2) 플런저의 유효행정 후 플런저 리드(Lead)에 의한 도출공 개방면적

Fig.12는 플런저의 유효행정 후 플런저 리드에 의한 도출공 개방시의 유로 면적을 나타내고 있다.

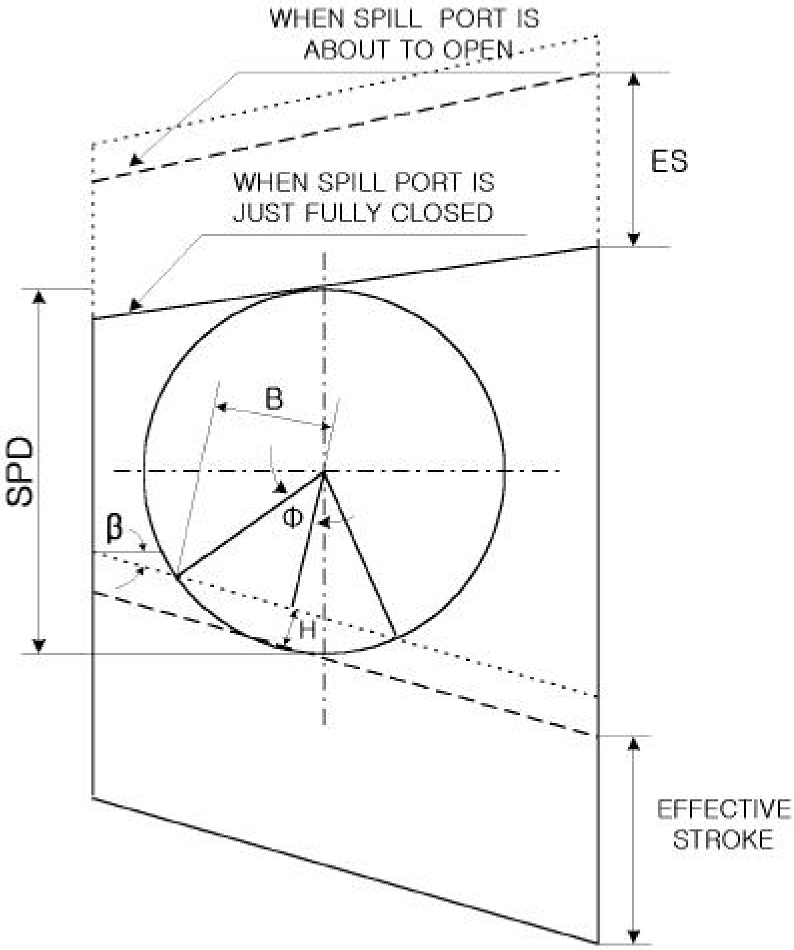


Fig.12 The Flow Area of Spill Port Opening after Effective Stroke

Fig.12에서 플런저의 유효행정 후 플런저 리드에 의한 도출공(Spill port)의 개방 면적은 H의 변화에 의해 다음과 같이 구할 수 있다[11,12].

$$H = [XLP - (ES + SPD + SPC)]\cos\beta \quad (2\text{-}1)$$

i) $H < \frac{spd}{2}$ 일 때,

$$A_{sp} = \frac{\psi}{4}spd^2 - B\frac{spd}{2}\cos\psi \quad (2\text{-}2)$$

ii) $H = \frac{spd}{2}$ 일 때,

$$A_{sp} = \frac{\pi}{8}spd^2 \quad (2\text{-}3)$$

iii) $H < \frac{spd}{2} < spd$ 일 때,

$$A_{sp} = \frac{\pi - \psi}{4}spd^2 + B\frac{spd}{2}\cos\psi \quad (2\text{-}4)$$

2-8-2 엔진 부하 85% (중지점) 이상에서의 유로 단면적

엔진 부하 85% 이상에서의 스필포트의 유로 단면적은 엔진부하 85% 이하에서 처럼 동일한 방법으로 계산되며, 단지, 스필포트의 닫히는 각도α와 열리는 각도β에 의해서 결정된다.

2-9 연료노즐의 유로 단면적

노즐의 니들밸브에서 유로의 기하학적 형상은 니들밸브의 양정에 의해 형성된다. 이로 인해, 니들밸브의 유로 면적은 Fig.13에 따라 ①과 ②에서의 단면적 A_1 과 A_2 같이 두 부분으로 구분되지만 이중 작은 쪽을 적용하였으며, 유로 면적 계산은 다음식을 적용하였다[1].

$$A_1 = \pi(d_1 + 0.5Y_n \sin(2\theta_1 Y_n \cos\theta_1) \qquad (3\text{-}1)$$

$$A_2 = \pi[d_2 + \frac{d_1 - d_2}{2}\cos^2(\theta_2) - 0.5(Y_n + \frac{d_1 - d_2}{2}\tan\theta_1)\sin(2\theta_2)] \cdot$$

$$[Y_n - \frac{d_1 - d_2}{2}(\tan\theta_1 - ctan\theta_2)]\sin\theta_2 \qquad (3\text{-}2)$$

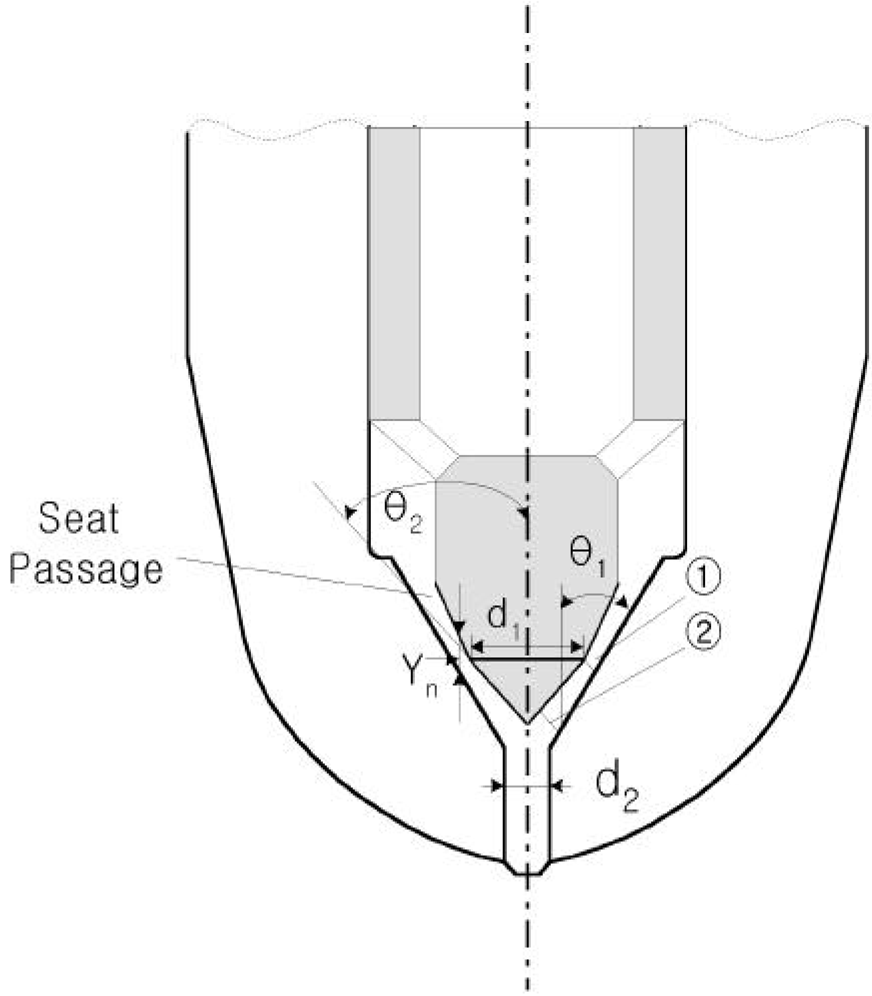


Fig.13 The Flow Area through Fuel Injection Valve

제 3 장 연료분사계통의 이론 해석

3-1 연료분사계통의 기본 가정

연료분사계통의 이론적 해석을 위해 다음과 같이 가정한다[13].

1) 분사계 내의 압력과 시간의 변화에 따른 연료의 온도는 일정하다.

2) 관로내의 흐름은 1차원, 비정상 유동이다.

3) 압력 공간 내에서의 압력 분포는 균일하다.

4) 분사계 구조물의 탄성 변형은 없다.

5) 2개의 고압분사관 및 노즐내 제 현상은 동일하다.

3-2 연료분사계의 지배 방정식

3-2-1 연료펌프

1) 플런저실의 연속방정식[14,15,16]

플런저실의 체적변화는 플런저의 변위로 생긴 체적 $A_p U_P$에서 슬라이드 밸브의 변위에 의한 고압분사파이프로 공급된 유량 $C_{pl} A_{pl} \sqrt{\frac{2(P_p - P_l)}{\rho}}$ 과 연료의 도출공(Spill port)으로 배출된 유량 $C_{ps} A_{ps} \sqrt{\frac{2(P_p - P_s)}{\rho}}$ 과, 플런저 틈새로의 누설량 Q_{lk1} 을 뺀 값이다.

$$\frac{V_p}{B_p} \cdot \frac{dP_p}{dt} = A_p U_p - C_{ps} A_{ps} \sqrt{\frac{2(P_p - P_s)}{\rho}} - C_{pl} A_{pl} \sqrt{\frac{2(P_p - P_l)}{\rho}} - Q_{lk1} \tag{4-1}$$

플런저 틈새 간극	12/1000 mm

2) 슬라이드 밸브의 개폐

질량 M_{sl}인 슬라이드 밸브는 슬라이드 밸브의 상,하단 면적 A_{sl1}, A_{sl2}에 가해지는 플런저실 압력 P_p (Fig.2 참조), 슬라이드 밸브를 고정시키는 초기 조임력 W_{sl}, 슬라이드 밸브 스프링의 압축력 $K_{sl} Y_{sl}$ 등의 관계에 의하여 순간적으로 개폐한다. 플런저가 상승하여 연료를 압축하여 식(4-2)가 만족될 때

즉, $1 > \frac{A_{sl2} \cdot P_p}{A_{sl1} \cdot P_p + W_{sl} + K_{sl} Y_{sl}}$ 일 때 슬라이드 밸브는 순간적으로 닫힌다.

$$A_{sl1} \cdot P_p + W_{sl} + K_{sl} Y_{sl} > A_{sl2} \cdot P_p \qquad (4\text{-}2)$$

3-2-2 연료노즐

홀형 노즐인 분사노즐은 노즐실 및 니들색 2개의 압력공간과 니들밸브 1개의 운동체로 구성되어 있고, 각각 연속방정식과 운동방정식을 사용하고 있다. 노즐실내의 압력이 노즐개방압력 (31.9MPa) 이상이면 니들밸브가 상승하고, 니들색(Sac chamber)을 통해 연소실로 분사된다.

1) 노즐실에서의 연속방정식

노즐실의 체적변화는 고압파이프로부터 들어온 유량 $C_{\ln} A_l \sqrt{\frac{2(P_l - P_n)}{\rho}}$ 에서 니들밸브의 변위로 생긴 체적변화 $A_n U_n$과 니들색 공간으로의 분사량 $C_{ns} A_{ns} \sqrt{\frac{2(P_n - P_{sv})}{\rho}}$과 니들밸브 틈새로의 누설량 Q_{lk2}을 뺀 값이다.

$$\frac{V_n}{B_n} \cdot \frac{dP_n}{dt} = C_{\ln} A_l \sqrt{\frac{2(P_l - P_n)}{\rho}} - A_n U_n - C_{ns} A_{ns} \sqrt{\frac{2(P_n - P_{sv})}{\rho}} - Q_{lk2}$$

(4-3)

니들밸브 틈새 간극	6/1000 mm

2) 노즐색 내에서의 연속방정식

노즐색 내의 유량변화는 노즐실로부터 들어온 유량 $C_{ns}A_{ns}\sqrt{\frac{2(P_n - P_{sv})}{\rho}}$ 에서 연소실로 분사되는 유량 $C_{sc}A_{sc}\sqrt{\frac{2(P_{sv} - P_{cyl})}{\rho}}$ 을 뺀 값이다.

$$\frac{V_{sv}}{B_{sv}} \cdot \frac{dP_{sv}}{dt} = C_{ns}A_{ns}\sqrt{\frac{2(P_n - P_{sv})}{\rho}} - C_{sc}A_{sc}\sqrt{\frac{2(P_{sv} - P_{cyl})}{\rho}} \quad (4\text{-}4)$$

3) 니들밸브의 운동방정식

질량 M_n인 니들밸브의 운동은 노즐실의 니들밸브의 단면적 차에 가해지는 노즐실 압력 $(A_{n1} - A_{n2})P_n$과 니들밸브의 끝 단면적에 가해지는 니들색 압력 $[A_{n1} - \mu_{ns}(A_{n1} - A_{n2})]P_{sv}$ 에서 니들밸브 스프링의 조임력 W_n 과 몸체와 니들밸브 사이의 감쇠력 $CD_{ns}U_n$ 과 니들밸브의 변위에 따른 스프링의 압축력 K_nY_n을 뺀 값이다.

$$M_n \cdot \frac{dU_n}{dt} = \mu_{ns}(A_{n1} - A_{n2})P_n + [A_{n1} - \mu_{ns}(A_{n1} - A_{n2})]P_{sv} - W_n$$

$$- CD_{ns}U_n - K_nY_n \quad (4\text{-}5)$$

$$\frac{dY_n}{dt} = U_n \quad (4\text{-}6)$$

3-2-3 고압분사파이프

고압분사파이프 내의 흐름은 1차원 비정상 유동으로 가정하고, 유체의 압축성과 관내의 마찰손실 등을 고려하여 운동방정식과 연속방정식을 유도하면 비선형 편미분방정식[17)]을 얻을 수 있다.

1) 운동방정식

$$L_1 = \frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial t} + U\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{f U|U|}{2D} = 0 \qquad (5\text{-}1)$$

2) 연속방정식

$$L_2 = \rho a^2 \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial t} + U\frac{\partial P}{\partial x} = 0 \qquad (5\text{-}2)$$

f 는 고압분사파이프내의 유동의 마찰저항계수이고, 운동방정식의 $\frac{f U|U|}{2D}$ 항은 마찰손실을 나타내며, 마찰력은 흐름의 역방향으로 작용하므로 반드시 유체속도의 마찰손실은 절대치 유속 $|U|$로 나타낸다.

L_1, L_2의 방정식에서 압력 P와 유속 U는 종속변수이고, 거리 x와 시간 t는 독립변수이다. L_1, L_2 의 편미분 방정식은 아래와 같이 특성곡선법에 의해 4개의 상미분 방정식으로 변환된다.

$$L = L_1 + \lambda L_2 = \lambda\left[\frac{\partial P}{\partial x}\left(U + \frac{1}{\rho\lambda}\right) + \frac{\partial P}{\partial t}\right] + \left[\frac{\partial U}{\partial x}\left(U + \rho a^2 \lambda\right) + \frac{\partial U}{\partial t}\right]$$

$$+\frac{fU|U|}{2D}=0 \qquad (5\text{-}3)$$

일반적으로, 2**개의 종속변수** U**와** P**는** x**와** t**의 함수이고**, **독립변수** x **가** t **의 함수라면** $\frac{dP}{dt}=\frac{\partial P}{\partial x}\frac{dx}{dt}+\frac{\partial P}{\partial t}$, $\frac{dU}{dt}=\frac{\partial U}{\partial x}\frac{dx}{dt}+\frac{\partial U}{\partial t}$ **가 된다**.

(5-4)

식(5-3)**과 식**(5-4)**을 검토해보면** $\frac{dx}{dt}=U+\frac{1}{\rho\lambda}=U+\rho a^2\lambda$ **가 되므로**,

(5-5)

식(5-3)**은 상미분 방정식이 된다**.

$$\lambda\frac{dP}{dt}+\frac{dU}{dt}+\frac{fU|U|}{2D}=0 \qquad (5\text{-}6)$$

식(5-5)**에서** λ**는** 2**개의 특정값을 갖는다**.

$$\lambda=\pm\frac{1}{\rho a} \qquad (5\text{-}7)$$

식(5-7)**을 식**(5-5)**에 대입하면**

$$\frac{dx}{dt}=U\pm a \quad \text{가 된다.} \qquad (5\text{-}8)$$

식(5-6)**과 식**(5-8) **로 부터** 4**개의 상미분 방정식이 얻어진다**.

$$\frac{dx}{dt}=U+a \qquad (5\text{-}9)$$

$$\frac{1}{\rho a}\frac{dP}{dt}+\frac{dU}{dt}+\frac{fU|U|}{2D}=0 \qquad (5\text{-}10)$$

$$\frac{dx}{dt}=U-a \qquad (5\text{-}11)$$

$$-\frac{1}{\rho a}\frac{dP}{dt}+\frac{dU}{dt}+\frac{fU|U|}{2D}=0 \qquad (5\text{-}12)$$

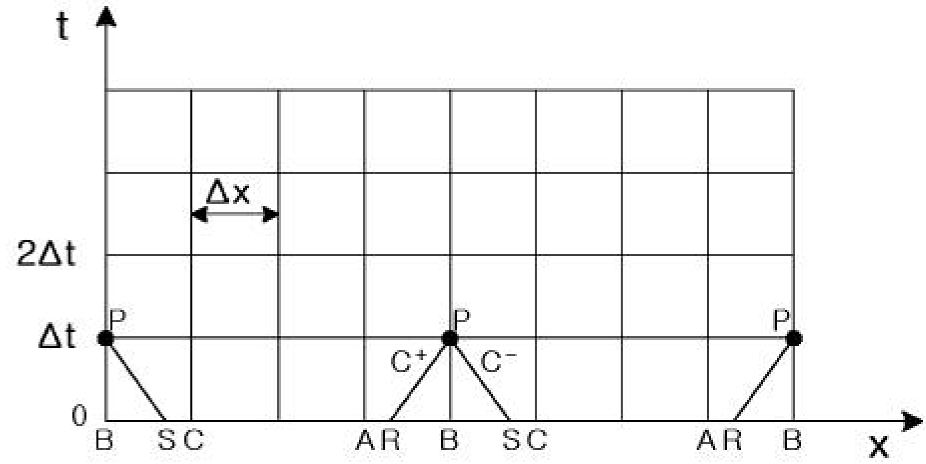


Fig.14 Method of Characteristics

Fig. 14는 분사파이프내의 $x-t$ 좌표상의 특성곡선을 나타내고 있다. 식(5-9)와 식(5-11)은 $x-t$ 좌표상에서의 특성곡선이며, 식(5-10)은 특성곡선 $\frac{dx}{dt}=U+a$일 때 성립하고, 식(5-12)는 특성곡선 $\frac{dx}{dt}=U-a$일 때 성립한다. 한편, 유속 U은 거리 x와 시간 t의 함수이므로 $x-t$ 좌표상에서 곡선으로 나타나는데, 유속 U가 압력파의 전파속도 a에 비해 극히 작을 경우에는 이 곡선은 거의 직선과 같다.

위의 식(5-9) 식(5-12)인 상미분 방정식을 유한 차분법을 적용하면 다음과 같다.

$$x_P - x_R = (U_R + a)(t_P - t_R) \qquad (5\text{-}13)$$

$$U_P - U_R + \frac{1}{\rho a}(P_P - P_R) + \frac{f U_R |U_R| (t_P - t_R)}{2D} = 0 \qquad (5\text{-}14)$$

$$x_P - x_S = (U_S - a)(t_P - t_S) \qquad (5\text{-}15)$$

$$U_P - U_S - \frac{1}{\rho a}(P_P - P_S) + \frac{f U_S |U_S| (t_P - t_S)}{2D} = 0 \qquad (5\text{-}16)$$

단, Fig.14의 $\frac{\Delta t}{\Delta x}$의 선정은 P를 통과하는 특성곡선이 $x - t$ 좌표상에서 A와 C점 밖으로 벗어나지 않고, 계산의 안정화를 위해 $\Delta t(U + a) \leq \Delta x$ 조건이 성립되야 한다.

Fig.14에서 시간 $t = t_0$일 때 각 구간의 교점 A, B, C에서의 초기 압력과 유속을 대입한 후 보간법을 이용하여 R, S의 값을 계산하고, R, S의 값을 식(5-13) 식(5-16)에 대입하면, 시간 $t = t_0 + \Delta t$인 P점에서의 새로운 압력과 유속의 값을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{x_P - x_R}{x_P - x_A} = \frac{U_B - U_R}{U_B - U_A} \qquad \therefore \quad x_P - x_R = \frac{U_B - U_R}{U_B - U_A}(x_P - x_A)$$

여기서, $t_P - t_R = t_P - t_S = \Delta t$이고, $x_P - x_A = x_P - x_C = \Delta x$이므로 식(5-13)으로 부터 $(U_R + a)\Delta t = \frac{U_B - U_R}{U_B - U_A}\Delta x$이 된다. (5-17)

$$\therefore \quad U_R = \frac{U_B - a\frac{\Delta t}{\Delta x}(U_B - U_A)}{1 + \frac{\Delta t}{\Delta x}(U_B - U_A)} \qquad (5\text{-}18)$$

동일한 방법으로 U_S를 구하면

$$\therefore \quad U_S = \frac{U_B - a\frac{\Delta t}{\Delta x}(U_B - U_C)}{1 - \frac{\Delta t}{\Delta x}(U_B - U_C)} \tag{5-19}$$

또한, P는 x와 t의 함수이므로

$$P_R = P_B - \frac{\Delta t}{\Delta x}(U_R + a)(P_B - P_A) \tag{5-20}$$

$$P_S = P_B + \frac{\Delta t}{\Delta x}(U_S - a)(P_B - P_C) \tag{5-21}$$

이다. 그리고, 고압분사파이프의 경계단을 제외한 고압분사파이프내의 분할점 P에서의 압력 P_P 와 유속 U_P 은 다음과 같다.

식(5-14)과 식(5-16)을 더하면,

$$U_P = \frac{1}{2}\left[U_R + U_S + \frac{1}{\rho a}(P_R - P_S) - \frac{fdt}{2D}(U_R|U_R| + U_S|U_S|)\right] \tag{5-22}$$

식(5-14)에서 식(5-16)을 빼면,

$$P_P = \frac{1}{2}\left[P_R + P_S + a\rho(U_R - U_S) - \frac{a\rho fdt}{2D}(U_R|U_R| - U_S|U_S|)\right] \tag{5-23}$$

따라서, 상기의 식들을 적용하면 고압분사파이프Ⅰ, Ⅱ 의 각 분할점에서 압력과 유속을 구할 수 있고, 연료펌프의 슬라이드 밸브와 연결되는 고압분사파이프Ⅰ 입구측과 연료노즐에 연결되는 고압분사파이프Ⅱ 출구측에서의 압력과 유속은 펌프측과 노즐측의 각 경계조건과 특성곡선에 의해 구할 수 있다.

3-3 각 단에서의 경계조건

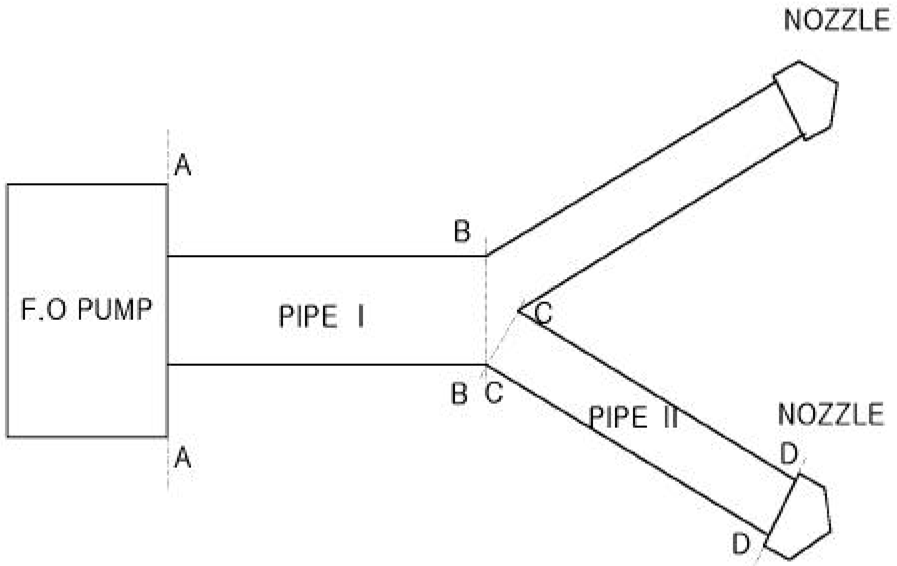


Fig.15 Calculation Model of Fuel Injection System

1) 고압분사파이프 I 입구측 (A-A 단면)

Fig.15는 **연료분사계통의 각 단의 경계를 나타낸다**. A-A**단면에서** $P_{\mathrm{I},1}$ **은 플런저실 압력** P_p **와 동일하다고 가정하면 연료펌프와 고압분사파이프 I 경계에서의 압력과 유속을 구할 수 있다**.

$$P_{P\mathrm{I},1} = a\rho\,(U_{P\mathrm{I},1} - U_S + \frac{P_S}{a\rho} + \frac{fdt}{2D_{\mathrm{I}}} U_S|U_S|) \qquad (5\text{-}24)$$

$$U_{P\mathrm{I},1} = U_S + \frac{1}{a\rho}(P_{P\mathrm{I},1} - P_S) - \frac{f\,dt}{2D_{\mathrm{I}}} U_S|U_S| \tag{5-25}$$

$$U_S = \frac{U_{I,1} - a\frac{dt}{dx}(U_{I,1} - U_{I,2})}{1 - \frac{dt}{dx}(U_{I,1} - U_{I,2})} \tag{5-26}$$

$$P_S = P_{I,1} + \frac{dt}{dx}(U_S - a)(P_{I,1} - P_{I,2}) \tag{5-27}$$

2) 고압분사파이프 I 출구측 (B-B 단면)

B-B 단면에서 식(5-9)와 식(5-10)에 의해 고압분사파이프 I 의 출구측 경계값인 압력 $P_{P\mathrm{I},NS}$과 유속 $U_{P\mathrm{I},NS}$ 을 구할 수 있다.

$$P_{P\mathrm{I},NS} = a\rho\left(U_R + \frac{1}{a\rho}P_R - \frac{f\,dt}{2D_{\mathrm{I}}} U_R|U_R| - U_{P\mathrm{I},NS}\right) \tag{5-28}$$

$$U_{P\mathrm{I},NS} = U_R + \frac{1}{a\rho}P_R - \frac{f\,dt}{2D_{\mathrm{I}}} U_R|U_R| - \frac{1}{a\rho}P_{P\mathrm{I},NS} \tag{5-29}$$

$$U_R = \frac{U_{I,NS} - a\frac{dt}{dx}(U_{I,NS} - U_{I,N})}{1 + \frac{dt}{dx}(U_{I,NS} - U_{I,N})} \tag{5-30}$$

$$P_R = P_{I,NS} - \frac{dt}{dx}(U_R + a)(P_{I,NS} - P_{I,N}) \tag{5-31}$$

3) 고압분사파이프Ⅱ 입구측 (C-C 단면)

Fig.16과 같이 고압분사파이프Ⅰ과 Ⅱ를 연결하는 분배관에 내부의 용적은 별도로 없고, 단지 직경이 서로 다른 파이프를 연결해 주는 분기점 역할을 하므로, C-C 단면에서는 연속방정식과 정압의 조건하에서 압력 $P_{P\text{II},1}$과 유량 $Q_{P\text{II},1}$을 구할 수 있다[17].

$$P_{P\text{II},1} = P_{P\text{I},NS} \tag{5-32}$$

$$Q_{P\text{II},1} = \frac{Q_{P\text{I},NS}}{2} \tag{5-33}$$

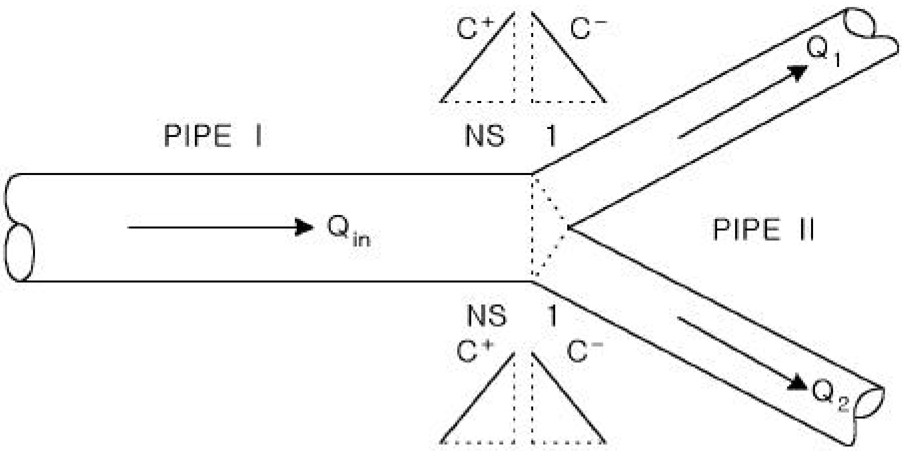


Fig.16 Branching System of High Press. Injection Pipe

4) 고압분사파이프Ⅱ 출구측 (D-D 단면)

D-D **단면에서** $P_{P\mathrm{II},NS}$**이 노즐실 압력** P_n **과 동일하다고 가정하면 고압분사 파이프Ⅱ와 노즐 경계에서의 압력과 유속을 구할 수 있다**.

$$P_{P\mathrm{II},NS} = a\rho\left(U_R + \frac{1}{a\rho}P_R - \frac{f\,dt}{2D_{\mathrm{II}}}U_R|U_R|\right) \tag{5-34}$$

$$U_{P\mathrm{II},NS} = U_R + \frac{1}{a\rho}P_R - \frac{f\,dt\,U_R|U_R|}{2D_{\mathrm{II}}} - \frac{1}{a\rho}P_{P\mathrm{II},NS} \tag{5-35}$$

$$U_R = \frac{U_{\mathrm{II},NS} - a\dfrac{dt}{dx}(U_{\mathrm{II},NS} - U_{\mathrm{II},N})}{1 + \dfrac{dt}{dx}(U_{\mathrm{II},NS} - U_{\mathrm{II},N})} \tag{5-36}$$

$$P_R = P_{\mathrm{II},NS} - \frac{dt}{dx}(U_R + a)(P_{\mathrm{II},NS} - P_{\mathrm{II},N}) \tag{5-37}$$

3-4 물성치와 계수

1) 체적탄성계수와 밀도

연료의 체적탄성계수 B **와 밀도** ρ **는 압력의 함수로 나타낸다**.

$$B = -V\frac{\partial P}{\partial V} = \frac{1 + aP - bP^2}{a - 2bP} \tag{6-1}$$

$$\rho = \rho_0(1 + aP - bP^2) \tag{6-2}$$

여기서, ρ_0**는 일정온도, 대기압 하에서의 연료의 밀도이고**, a, b**는** DOW**와** FINK**의 상수**[18]**이다**.

2) 관 마찰계수

고압분사파이프Ⅰ,Ⅱ 내의 점성저항은 속도에 비례하며, Darcy-Weisbach 방정식에 의해 마찰저항계수 f는 레이놀드 수 Re에 따라 3단계로 구분하여 계산하였다[19].

층류시: $f = \frac{64}{Re}$ (6-4)

천이시: $f = 0.00019064 Re^{0.64378}$ (6-5)

난류시: $f = 0.3164 Re^{-0.25}$ (6-6)

3) 공동현상

연료분사계 내의 어떤 지점이 증기압 이하로 떨어지면 공동이 발생하는데, 공동현상이 발생하면 연료의 밀도와 체적탄성계수에 크게 영향을 미친다. 공동은 지배방정식과 압력파에 의해 발생, 소멸되며, 공동이 발생했을 때 연료의 밀도와 체적탄성계수를 각각 ρ_e와 B_e로 표시하면 다음과 같다[20,21].

$$\rho_e = \rho_i + \frac{\Delta M}{V} \quad (6\text{-}7)$$

$$B_e = \frac{B_{vap}}{1 + [(B_{vap} - B_{liq})/B_{liq}]VL} \quad (6\text{-}8)$$

$$VL = \frac{\rho_e - \rho_{vap}}{\rho_{liq} - \rho_{vap}} \quad (6\text{-}9)$$

여기서, ρ_i는 Δt시간 전에 계산된 밀도이고, ΔM은 Δt시간 동안 들어온 유량에서 나간 유량을 뺀 질량의 증가분이다. B_e 값을 결정짓는 것은 함수 VL인데 공동이 생기면 $\rho_{vap} \leq \rho_e \leq \rho_{liq}$이므로 B_e 값의 급격한 감소가 나타나지만, 공동이 소멸되면 $\rho_e \geq \rho_{liq}$로 B_e 값은 회복된다. 따라서 VL은 임계조건을 가지는데 만약 어떤 구간 전체가 공동이면 $B_e = B_{vap}$가 되고, 공동이 없어지면 B_e는 B_{liq}이 되기 때문에 함수 VL은 다음과 같다.

$$VL \geq 1 \text{ 일 때 }; \quad VL = 1, \quad \rho_e = \rho_{liq}$$

$$VL < 0 \text{ 일 때 }; \quad VL = 0, \quad \rho_e = \rho_{vap} \qquad (6\text{-}10)$$

여기서, VL은 전체 체적에서 액상연료가 차지하는 체적의 비를 나타낸다.

4) 유량 계수

연료분사계의 각 실 및 입, 출구에서 유체의 유량을 계산하기 위해서는 각 부분 모두 오리피스로 취급하고, 오리피스 방정식을 적용하였다. 오리피스에서 통과유량은 유체의 유속과 기하학적 단면적, 유량계수에 의해 영향을 받는다. 계산 과정에 적용된 유량계수는 참고문헌에서 논했던 방법으로 0.7 0.8사이의 값을 적용하여 계산하였다[22,23]. 니들밸브와 노즐홀에서의 유량계수는 연구자에 따라 조금씩 상이하나 보통 0.6과 0.7 범위의 상수값을 적용하였거나, 또는 니들밸브 양정의 함수로 적용하고 있다[24]. 본 연구에서는 니들밸브에서 0.7, 노즐홀에서 0.6의 상수값을 적용하였고, 연료펌프의 플런저실과 고압분사파이프 사이의 유량계수는 0.4를 적용하였다.

3-5 계산 알고리즘

분사계 전체에 걸쳐 정확한 수치해를 얻기 위해서 연료펌프 및 연료노즐 측에서의 연속방정식과 운동방정식은 룬게-쿠타(Runge-kutta) Ⅳ법을 이용하여 계산하였으며, 고압분사파이프 측의 2개의 편미분 방정식은 특성곡선법에 의해 4개의 상미분 방정식으로 유도하였고, 이를 유한 차분법으로 해석하였다. Fig.17은 계산 알고리즘을 나타낸다[25,26.27].

1) 분사계 각 부의 고정된 입력값 즉, 펌프의 회전수, 노즐개방압력, 잔류압력, 스프링 상수, 플런저의 유효행정, 각종 요소들의 형상 치수 등을 프로그램 초기에 설정한다.

2) 각 운동부의 변위와 각 실의 압력 등을 초기 값으로 입력시키고, 두번 째 반복 부터는 계산 결과 값을 초기 값으로 한다.

3) 고압분사파이프Ⅰ 내의 각 분할점에서 특성곡선법에 의해 압력과 유속을 계산하고, 그 경계값을 이용하여 고압분사파이프Ⅱ 내의 압력과 유속을 계산한다.

4) 연료펌프 및 연료노즐 측의 연속방정식과 운동방정식을 연립하여 룬게-쿠타 Ⅳ법으로 각부의 압력, 유량, 변위 등을 구한다.

5) 설정된 계산종료 시점까지 $t = t + \Delta t$ 에 의해서 반복 계산한다.

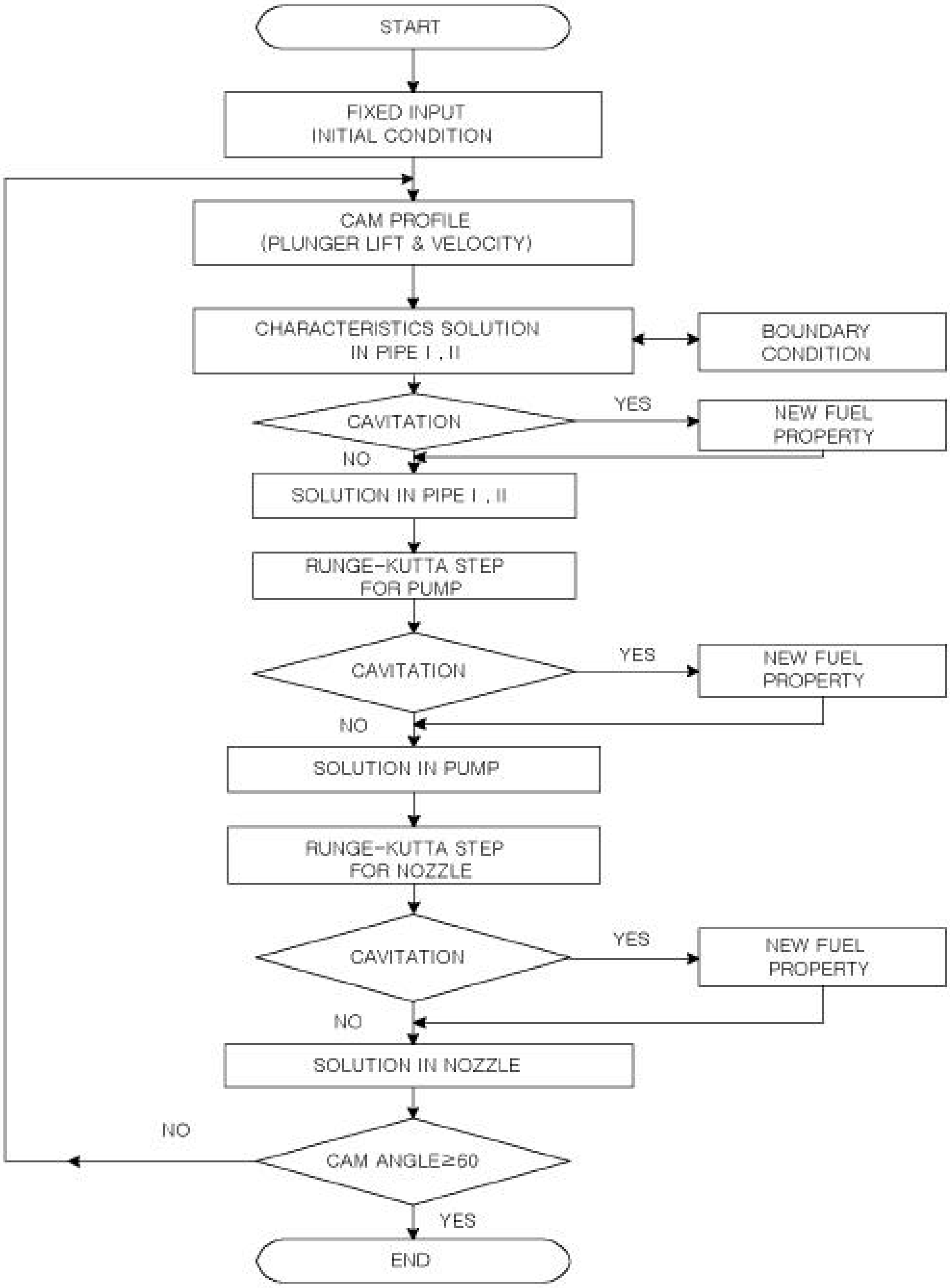


Fig.17 Flow Chart

제 4 장 실험장치 및 실험방법

4-1 실험장치

실습선 한나라호에는 주기관의 각 실린더의 연소 상태 및 연료분사 상태를 계측하고 엔진의 부하에 따른 출력을 분석, 비교, 판단하여 엔진 성능을 파악할 수 있는 EMS(Engine Monitering System)장치가 설치되어 있다. 그 결과값을 기준으로 엔진을 조정하여 원하는 최적의 엔진 상태를 유지할 수 있고, 엔진 계측 데이터를 PC로 관리함으로써, 계측 데이터의 이력(History) 및 엔진 데이터를 비교 및 산출하여 효율적 관리를 할 수 있다.

Fig.18은 EMS 장치의 개략도를 나타내고 있으며, 본 연구에서는 이 장치를 이용하여 실험치의 엔진 부하별 연료분사압력을 계산치와 비교 분석하였고, 실험에 적용한 연료분사계의 제원은 Table 3과 같다.

4-2 실험방법

연소실과 고압분사파이프 분배관 내에 설치된 압전형(Piezo-tron) 센서에서 수집된 신호는 연결단(Junction Box)을 통해 원격 제어단(Remote Control Box)으로 보내지며 여기서 출력된 자료는 컴퓨터 본체에 데이터 처리 및 연산기능을 가진 데이터 수집카드(Acquisition Card)로 전송하여 데이터를 처리한다. 데이터 수집은 항해 중에 실시간으로 수집하고, 크랭크 각도는 TDC를 검출하여 회전속도가 일정하다는 가정 하에 기관 회전수를 이용하여 크랭크

각도로 환산하여 나타내고 있다.

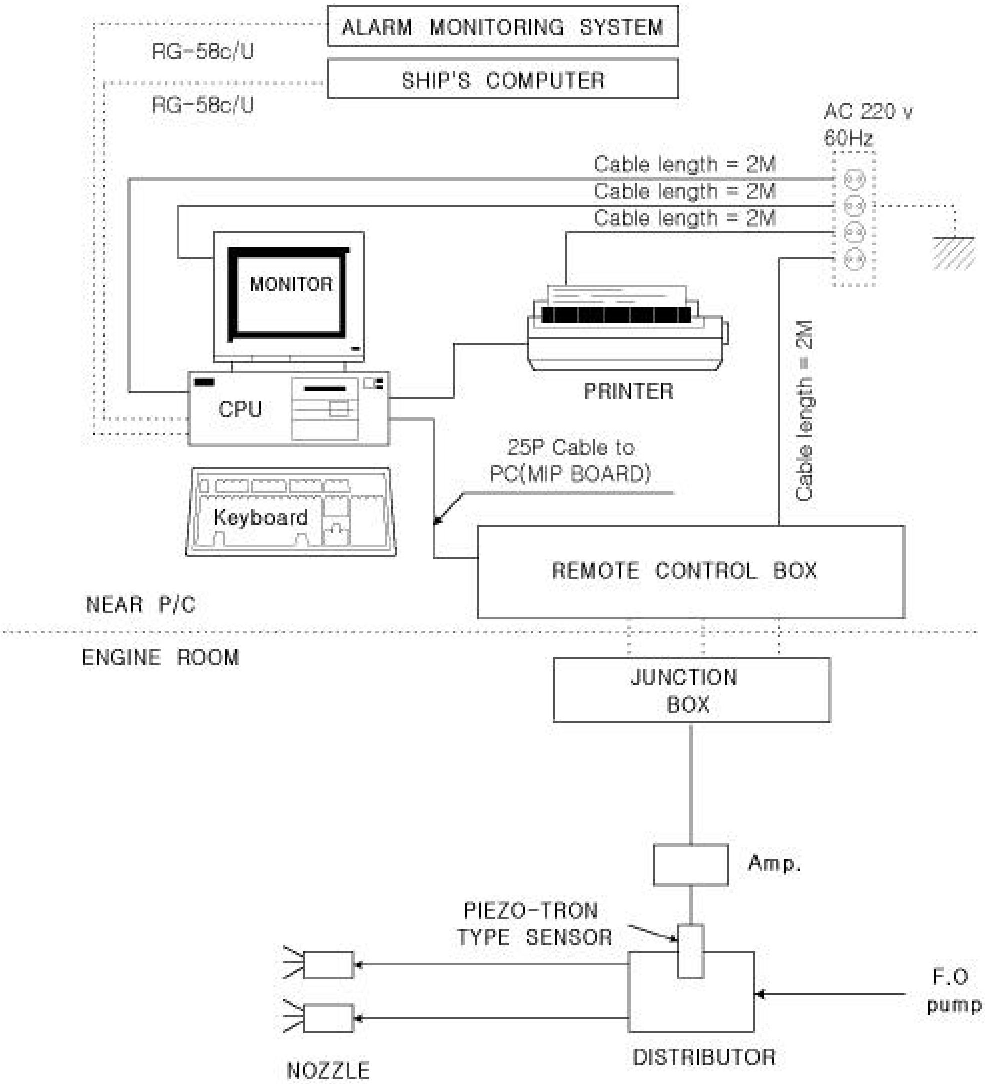


Fig.18 Engine Monitoring System

Table 3 Specification of Fuel Injection System

Equipments	Items	Dimension
Fuel Cam	Base circle diameter	19 cm
	Roller diameter	9 cm
	Maximum lift	3.95 cm
Fuel Pump	Plunger diameter	2.85 cm
	Plunger lift	3.95 cm
	Spill port diameter	0.25 cm
High Press. Pipe	Pipe I length/diameter	70/0.65 cm
	Pipe II length/diameter	90/0.45 cm
Fuel Injection Valve	Needle Diameter(L)	1.24 cm
	Needle Diameter(S)	0.65 cm
	Needle valve Max.lift	0.16 cm
	Spring coefficient	24.1 N/cm
	Opening pressure	31.9 MPa
	Sac volume	0.1277 cm^3
	Hole number	5
Fuel supply pressure: 0.875 MPa		

제 5 장 결과 및 고찰

대형 저속 디젤기관의 고압분사파이프내에서 $\Delta t(U+a) \leq \Delta x$를 만족하고, 계산의 안정화를 위하여 캠각 0.01° 간격으로 계산하였고, 중지점(엔진부하 85%)을 기점으로 하여 이전과 이후 즉, VIT의 특성을 고려하여 엔진속도 184 RPM과 198RPM에서 연료분사계의 분사특성을 연구하였다. 연료분사계를 수학적으로 모델링한 계산의 신뢰성을 검증하기 위하여 실험장치인 EMS에서 얻은 고압분사파이프 분배관에서 촬취한 연료분사압력 곡선을 계산치와 비교 분석하였고, 또한 시뮬레이션에 의한 계산치를 다양한 변수변화에 따른 분사압력, 분사율, 분사량, 분사시기 등의 연료분사특성에 대해서도 고찰하였다.

5-1 실험결과와 계산결과의 비교

5-1-1 연료펌프의 속도변화에 의한 영향

Fig.19와 Fig.20은 펌프 회전수가 198RPM과 184RPM일 때 고압분사파이프 분배관내의 압력변화에 대하여 계산치와 실험치를 비교한 것이다. 회전수가 증가하면 고압분사파이프 분배관 내부의 최고 압력은 증가하고, 니들의 열림 기간이 증가함을 알 수 있었다. 이는 분사량을 결정하는 연료랙의 이동 거리 즉, 플런저의 유효양정에 따라 연료분사기간이 결정되기 때문이다. 고압분사파이프내의 최대압력은 계산치와 실험치에서 각각 198RPM에서 72.6MPa 과 71.4MPa 이고, 184RPM에서는 62.1MPa 과 60.3MPa을 나타내고 있다.

이처럼 계산치와 실험치의 압력곡선을 비교하면 분사파이프내의 최대압력은 약 2% 이내의 차이를 나타내고 있으며, 압력 파형도 전반적으로 잘 일치하고 있어, 본 시뮬레이션 프로그램의 계산결과는 신뢰할 수 있다고 생각된다. 실험결과의 차이는 유체의 압축압력에 영향을 미치는 관마찰 계수, 각 유출부의 유량계수 등의 오차에 따른 영향으로 판단되며, 압력상승 초기에 압력파형의 차이는 슬라이드 밸브와 논리턴밸브의 움직임을 순간적인 개폐작용으로 가정한 결과로 판단된다. 그리고, 고속기관에서는 일반적으로 분사파이프 내의 압력은 분사기간 이후에도 재차 압력상승이 있으며, 압력파의 상호간섭 작용으로 인해 잔류압력의 변동폭이 증가하는 경향을 보이는 반면에 본 논문의 박용대형 저속기관에서는 연료펌프 측에 연료순환장치인 흡입밸브를 갖추고 있어, 연료분사기간 이후에 연료펌프 측 흡입밸브의 슬라이드 밸브가 열리므로 고속기관 처럼 연료노즐의 니들밸브가 닫힌 후에도 반사파에 의한 잔류압력이 크게 형성되지 않는 것이 특징이다.

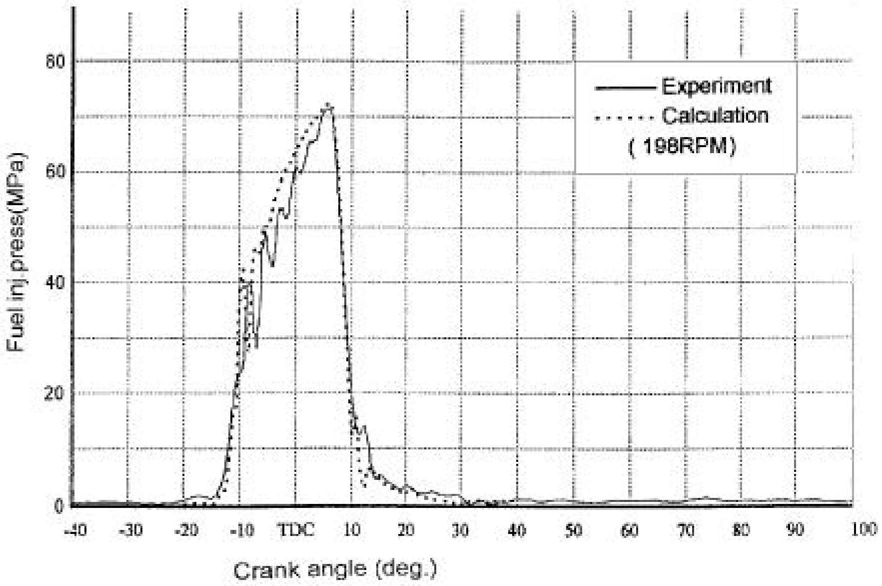


Fig.19 Comparison of experimental and simulation results at the high pressure pipe distributor

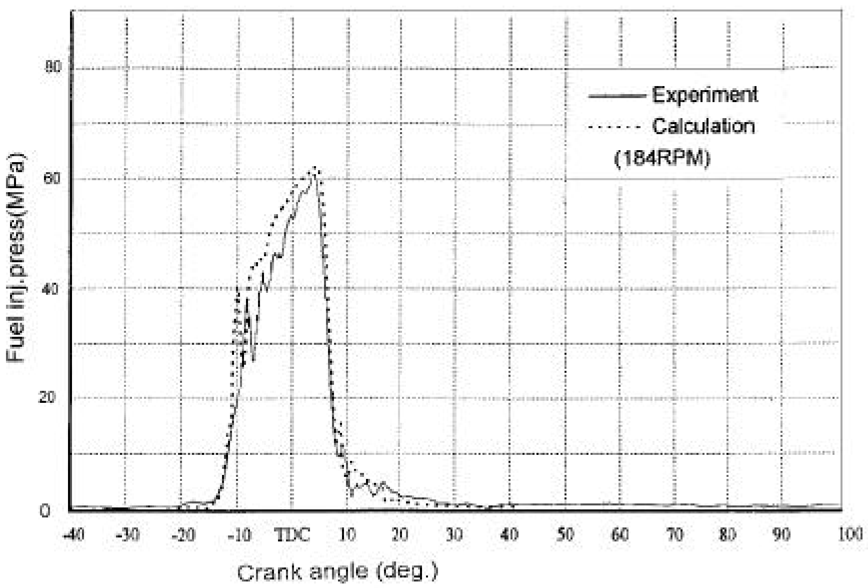


Fig.20 Comparison of experimental and simulation results at the high pressure pipe distributor

Fig.21은 198RPM 과 184RPM 운전영역에서 계산된 연료분사율을 비교한 것으로 분사율 상승 부위의 기울기는 거의 동일한 경향을 보이고, 회전수 증가에 비례하여 최대 분사율과 분사량이 증가함을 알 수 있다. 계산된 분사량이 실측치 보다 다소 높게 나타나고 있는데, 이는 유로의 형상, 유속 및 압력차 등에 의하여 결정될 수 있는 유량계수를 프로그램 상에서 일정 값으로 고정시킨 결과로 보여진다.

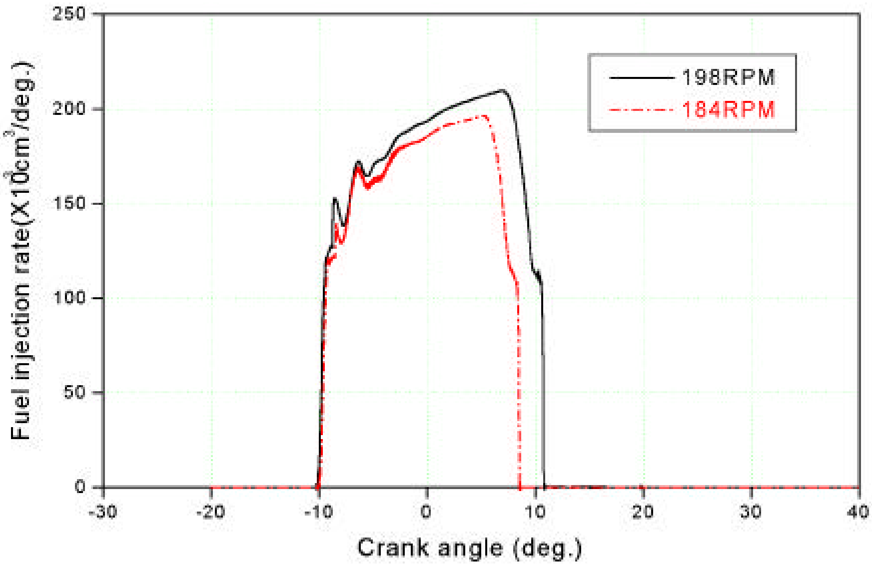


Fig.21 Simulated injection rate of various pump speed

* 실측치 연료분사량 : 184RPM = 3.89 cm³/inj/cycle
198RPM = 4.09 cm³/inj/cycle
* 계산치 연료분사량 : 184RPM = 3.97 cm³/inj/cycle
198RPM = 4.31 cm³/inj/cycle

5-2 분사계의 파라메터에 따른 시뮬레이션과 분석

5-2-1 분사파이프의 길이 및 직경에 의한 영향

Fig.22, Fig.25는 고압분사파이프의 길이 및 직경을 파라메타로 하여 분사압력 특성을 나타내고 있다. Fig.22, Fig.24에서 분사파이프의 길이가 짧을수록 최고 분사압력과 분사율이 증가하며 압력의 상승이 조금씩 빨라짐을 알 수 있고, 분사파이프의 길이가 증가할수록 최고압력이 낮아지는데, 이는 파이프의 길이가 증가함에 따라서 펌프로부터 발생되는 압력파가 반사되어 분사계 내부의 상호 간섭 현상이 커지기 때문에 일어나는 현상이라고 사료된다.

Fig.23에서 노즐 니들의 운동은 파이프의 길이가 길어질수록 파이프내의 압력전달이 지연되므로 노즐 니들이 움직이기 시작하는 크랭크 각도가 약 0.2。 정도 지연됨을 알 수 있었고, 니들의 열림 기간은 파이프의 길이에 비례하여 증가함을 알 수 있었다.

Fig.25, Fig.26에서는 파이프의 직경이 작을수록 분사파이프 내부의 면적이 작아지고, 따라서 압력파의 전달속도가 빨라지기 때문에 최고 분사압력과 분사율이 높아지는 일반적인 경향을 보이고 있다. 전체적으로 파형에는 큰 차이가 없으나 니들의 변위가 조금씩 증가하는 것을 확인할 수 있었다.

이와같이 시뮬레이션을 통하여 니들의 운동과 분사율을 연관시켜 볼 때 파이프 직경의 크기는 분사 특성에 영향을 주며, 분사계를 구성하고 있는 부품 및 운전조건에 맞는 최적의 분사파이프 직경이 존재함을 알 수 있었다.

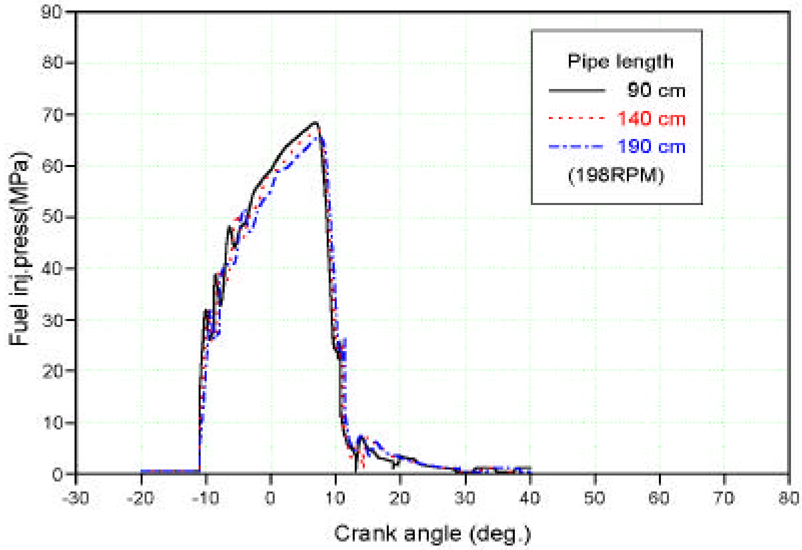


Fig.22 Simulated fuel injection pressure of various fuel pipe
lengths at the nozzle chamber

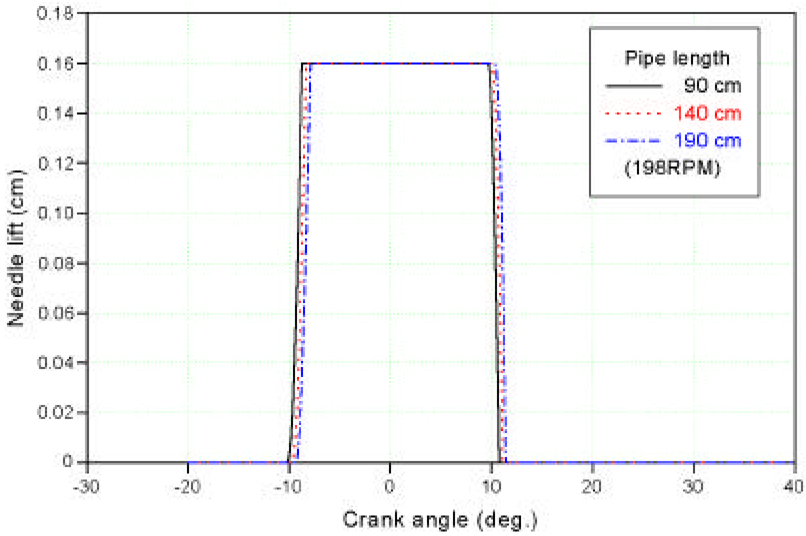


Fig.23 Simulated needle lift for various fuel pipe lengths

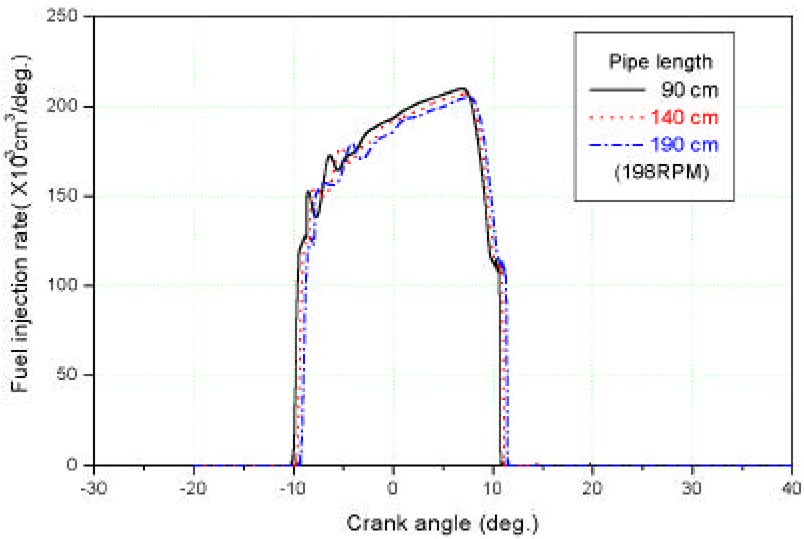


Fig.24 Simulated injection rate of various fuel pipe lengths

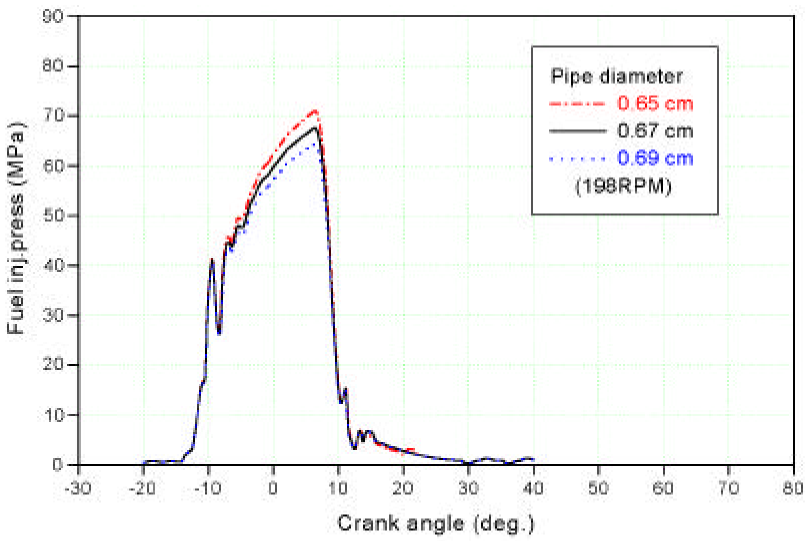


Fig.25 Simulated fuel injection press. of various pipe diameter at the high press. pipe distributor

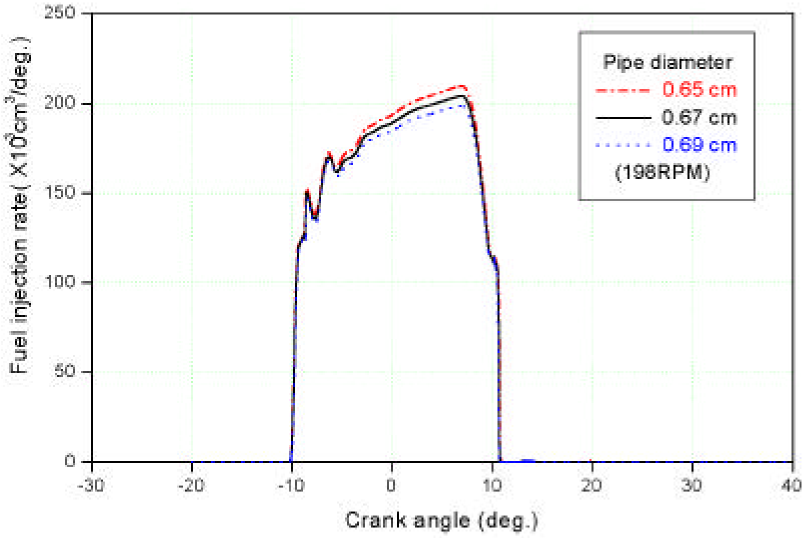


Fig.26 Simulated injection rate of various pipe diameter

5-2-2 플런저 직경 변화에 의한 영향

Fig.27, 28는 펌프 회전수 198RPM에서 플런저 직경 변화에 따라 연료캠 곡선의 상승속도를 조절하여 동일한 플런저 체적으로 상승하는 조건에서 플런저 직경 변화에 따른 분사파이프 내의 압력변동과 이 때의 분사율의 변화를 나타내고 있다. Fig.29, 30과 같이 플런저 속도는 불변으로 하고, 단지 플런저 직경만을 변화시킨 경우에는 플런저 직경이 증가할수록 동일한 시간에 연료유의 이동량이 많기 때문에 분사파이프 내의 압력과 분사율이 증가되지만, 동일한 플런저 체적으로 상승하는 조건에서 플런저 직경이 분사압력과 분사율에 미치는 영향을 검토한 결과 플런저 직경이 작을수록 플런저의 상승속도가 증가하

므로 압력의 상승이 조금씩 빨라지고 이로 인해 분사압력과 분사율이 증가함을 알 수 있고, 플런저의 직경이 클수록 플런저의 상승속도가 느려지므로 분사압력과 분사율의 곡선이 완만해지고, 분사시기가 지연됨을 알 수 있다.

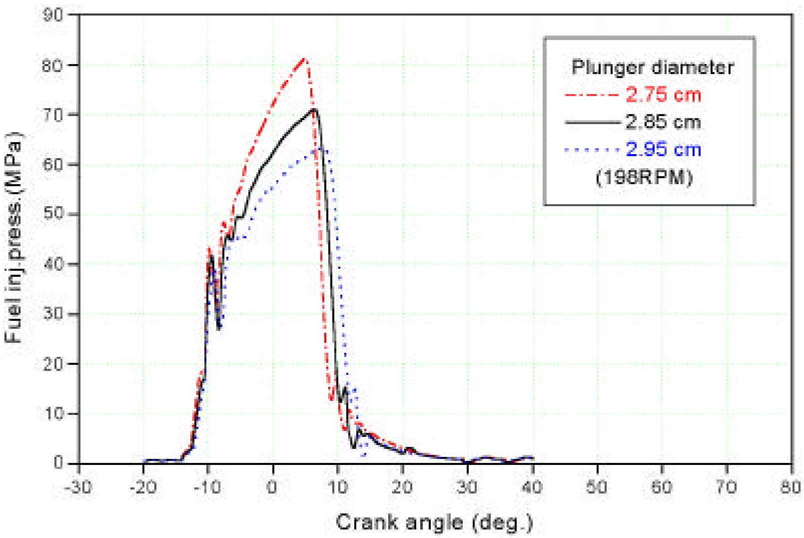


Fig.27 Simulated fuel injection press. of various plunger diameter at the high press. pipe distributor

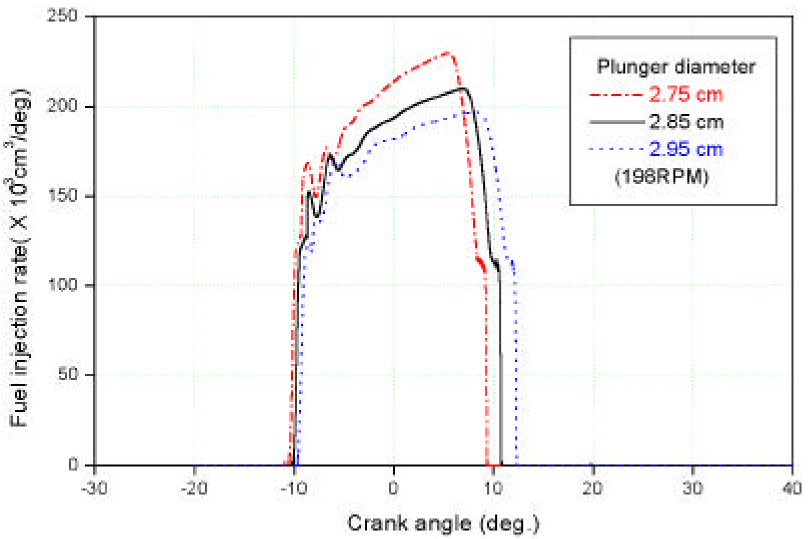


Fig.28 Simulated injection rate of various plunger diameter

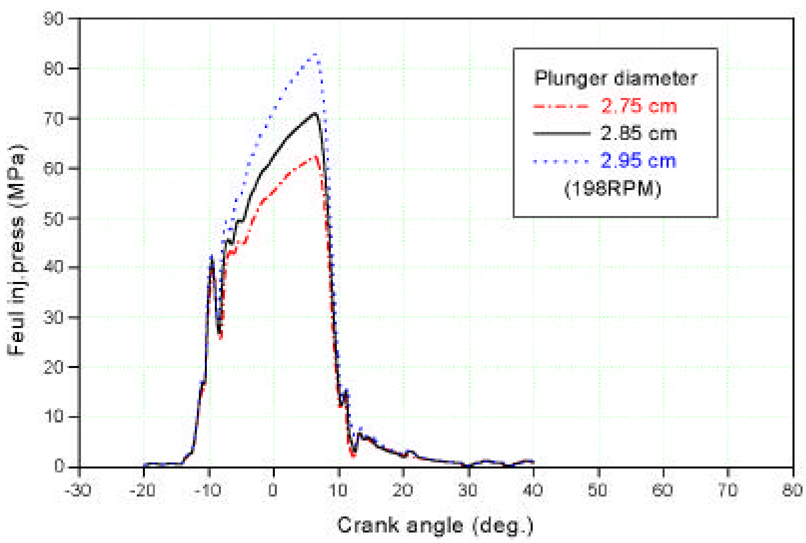


Fig.29 Simulated fuel injection press. of various plunger diameter at the high press. pipe distributor

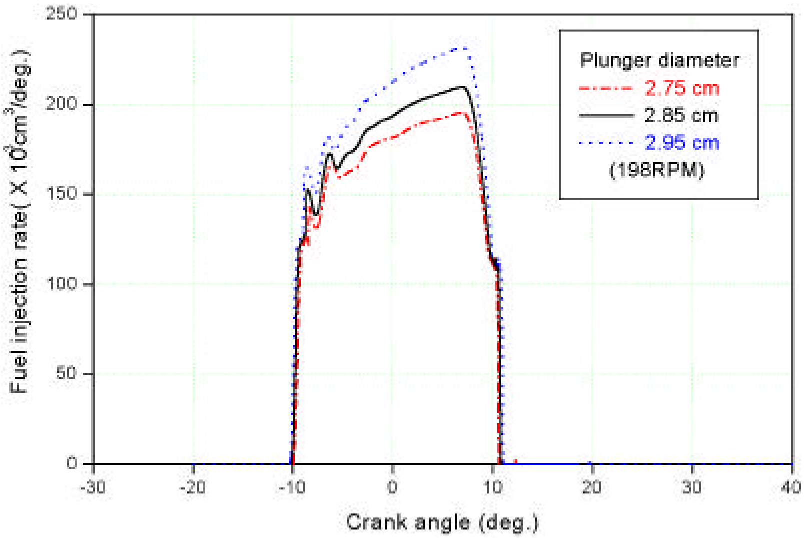


Fig.30 Simulated injection rate of various plunger diameter

* Diameter = 2.75 cm ; Fuel injection quantity = 3.29 cm³/inj/cycle
* Diameter = 2.85 cm ; Fuel injection quantity = 4.31 cm³/inj/cycle
* Diameter = 2.95 cm ; Fuel injection quantity = 5.07 cm³/inj/cycle

5-2-3 노즐 개방압력에 의한 영향

Fig.31, Fig.32는 노즐의 개방압력을 22.1, 31.9, 41.7MPa로 변화시켰을 때 분사파이프내의 압력변화와 니들의 변위를 보이고 있다. 노즐의 개방압력은 노즐의 니들밸브를 누르고 있는 스프링의 초기 조임력을 조절함으로써 변화시킨다. 노즐의 개방압력이 높을수록 노즐의 니들을 더 큰 힘으로 올려야 함으로 분사기간이 짧아져서 노즐 니들밸브는 늦게 열리고 빨리 닫히게 된다. 이러한 현상은 스프링의 초기 조임력이 증대되기 때문이다. 또한 노즐이 열리는 압력이 높아지므로 분사파이프 내의 최고 압력과 분사율이 상승하게 된다. Fig.31, Fig.32를 보면 노즐 개방압력의 증가에 따라 연료 분사파이프의 압력이 다소 증가함을 알 수 있고, 노즐 개방압력이 작은 조건에서 먼저 연료 분사가 이루어지고 있다. 또, Fig.33에서 개방압력이 낮은 노즐의 경우는 분사기간이 길어져 다소 증가된 양의 연료가 분사됨을 알 수 있다. 고속기관에서는 노즐 개방압력의 변화에 따라 분사관 내의 분사압력과 분사율, 분사량, 분사시기 등의 변동폭이 증가하는 경향을 보이나, 본 연구의 저속기관에서는 별 차이를 보이지 않았다.

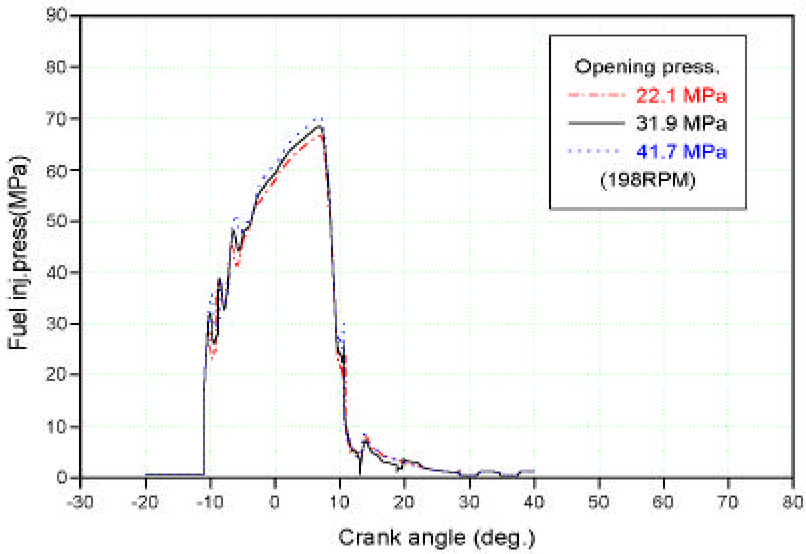


Fig.31 Simulated fuel injection pressure of various opening pressure at the nozzle chamber

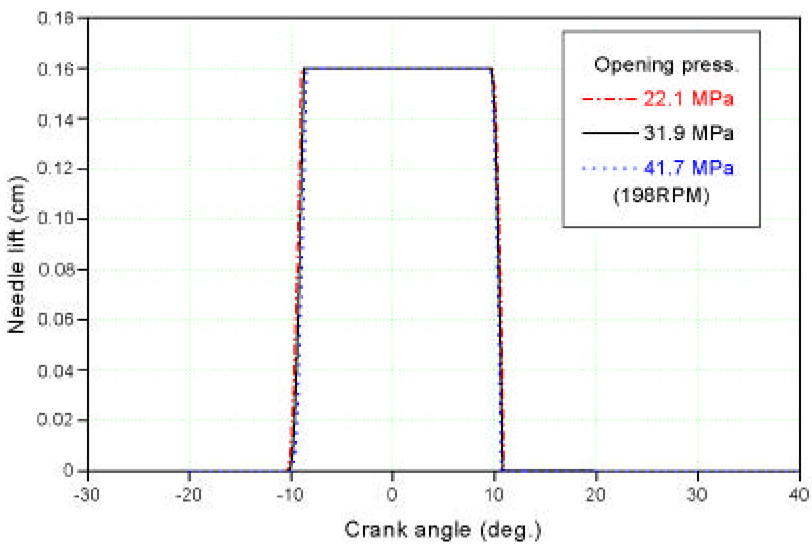


Fig.32 Simulated needle lift of various opening pressure

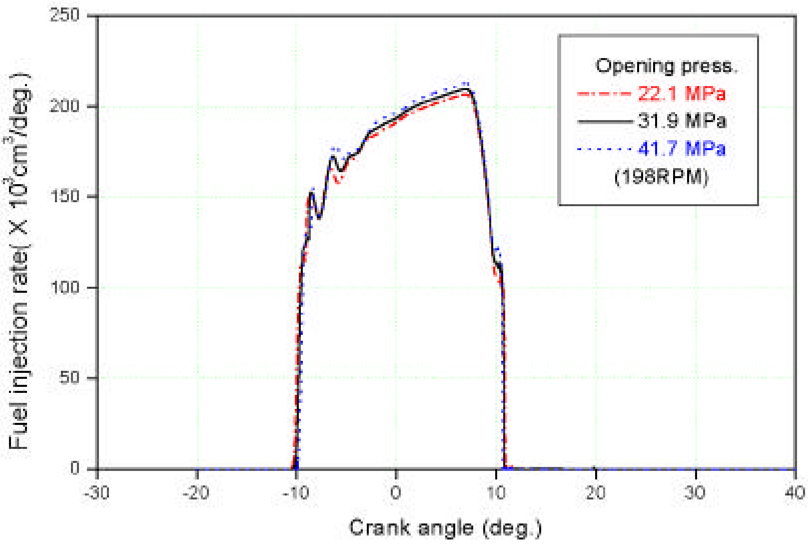


Fig.33 Simulated injection rate of various opening pressure

* Pressure = 22.1 MPa ; Fuel injection quantity = 4.37 cm^3/inj/cycle
* Pressure = 31.9 MPa ; Fuel injection quantity = 4.31 cm^3/inj/cycle
* Pressure = 41.7 MPa ; Fuel injection quantity = 4.24 cm^3/inj/cycle

5-2-4 노즐 홀 직경 변화에 의한 영향

Fig.34, 35은 노즐 홀 직경을 0.049, 0.052, 0.055 cm로 변화시켰을 때 노즐실 내의 분사압력과 분사율의 변화를 나타내고 있다. 노즐 홀 직경이 작을수록 분사압력은 증가하고 반면에 분사율은 감소한다. 이는 색볼륨과 실린더간의 오리피스를 통과하는 유량의 차이에서 발생한 것으로 판단된다. 노즐 홀 직경이 작은 노즐에서는 실린더로 통과하는 유량이 작기 때문에 연료의 흐름이 원활하지 못하여 분사파이프 내에 연료의 압력이 상승하기 때문에 노즐실 내 분

사압력은 증가하지만 유량계수가 낮은 이유로 분사율은 감소한다. 또, Fig.36의 노즐 니들밸브 운동에서 분사 종료는 홀 직경이 클수록 다소 빨라짐을 알 수 있어, 분사기간에도 다소 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

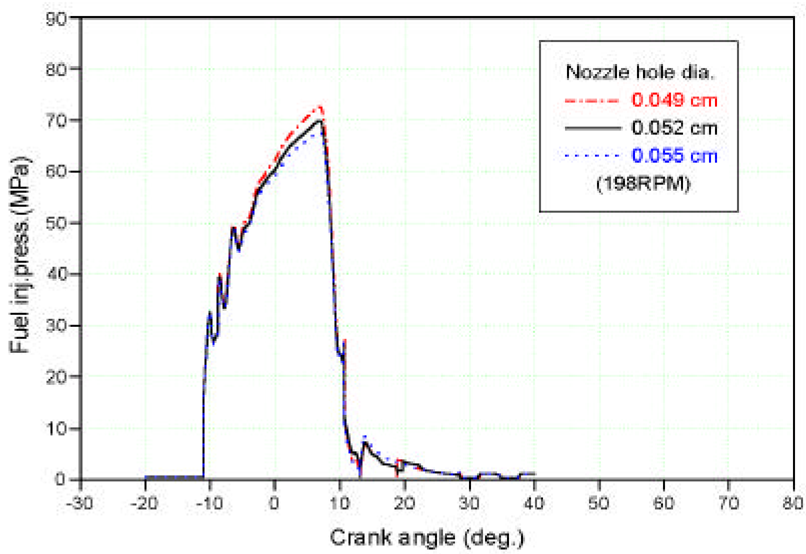


Fig.34 Simulated fuel injection pressure of various nozzle hole diameter at nozzle chamber

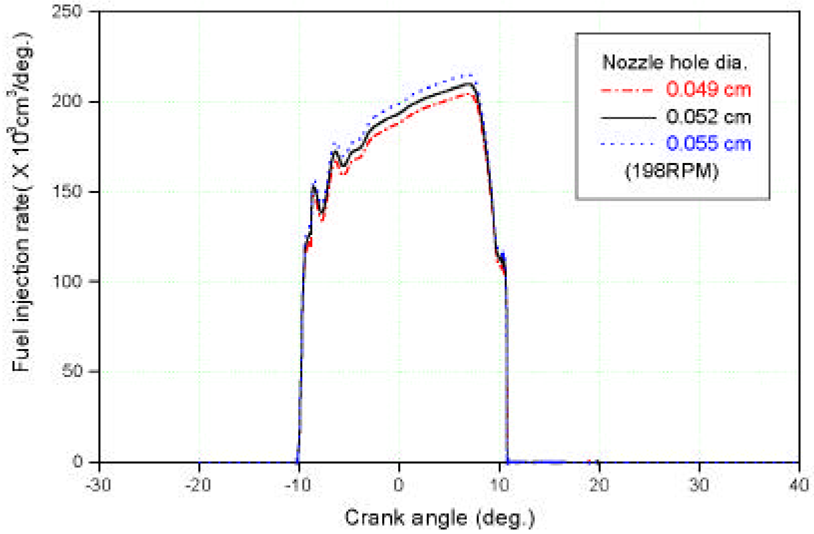


Fig.35 Simulated injection rate of various nozzle hole diameter

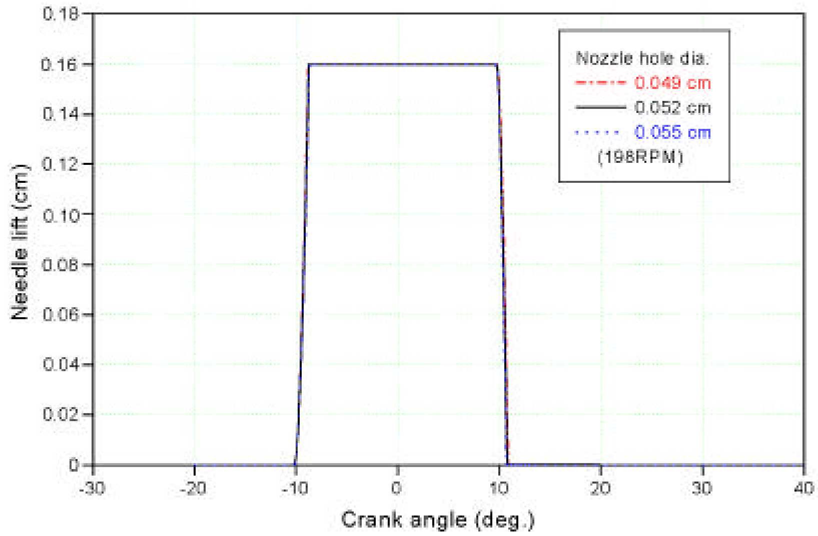


Fig.36 Simulated needle lift of various atomizer hole diameter

5-2-4 노즐 니들밸브 리프트 변화에 의한 영향

Fig.37, 38은 노즐 니들밸브의 최대 리프트 변화에 따른 분사압력과 분사율의 변화를 나타내고 있다. 니들밸브 리프트가 크게 되면 분사압력과 분사율은 감소한다. 이는 노즐내의 유로 단면적이 증가하고, 순간적으로 분사되는 양이 한번에 빠져나가게 되므로 연료의 전단력과 경사 충격파의 크기가 작아지고, 압력상승 지연이 분사파이프를 통하여 전파하므로 압력상승에 약간 영향을 받기 때문이다. 반면에 니들밸브 리프트가 작게 되면 노즐내의 유로 단면적 감소하고, 압력상승 전파속도가 빨라지므로 분사압력과 분사율이 증가함을 알 수 있다. 니들밸브의 최대 리프트를 0.14cm로 작게 하였을 때 분사압력과 분사율의 변화폭은 다소 증가하였지만 0.18cm로 크게 하였을 때는 분사압력과 분사율의 변화에는 별 차이를 보이지 않았다.

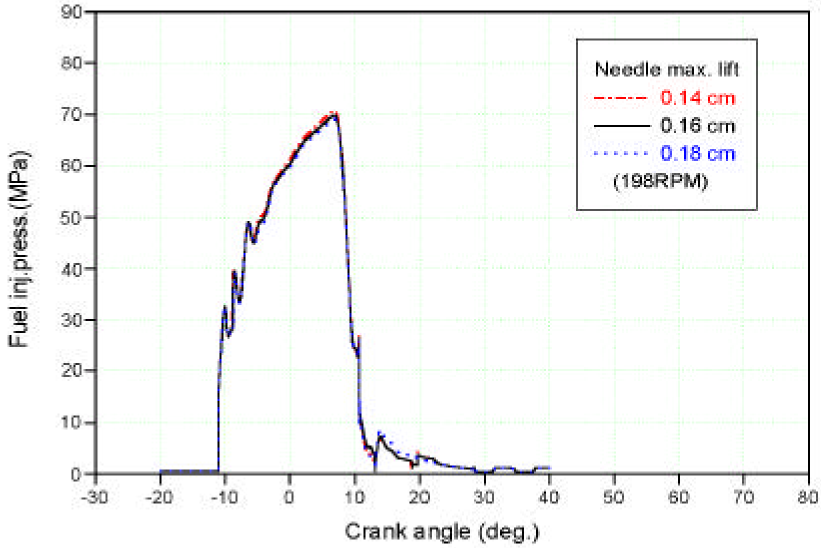


Fig.37 Simulated fuel injection press. of various needle max. lift at nozzle chamber

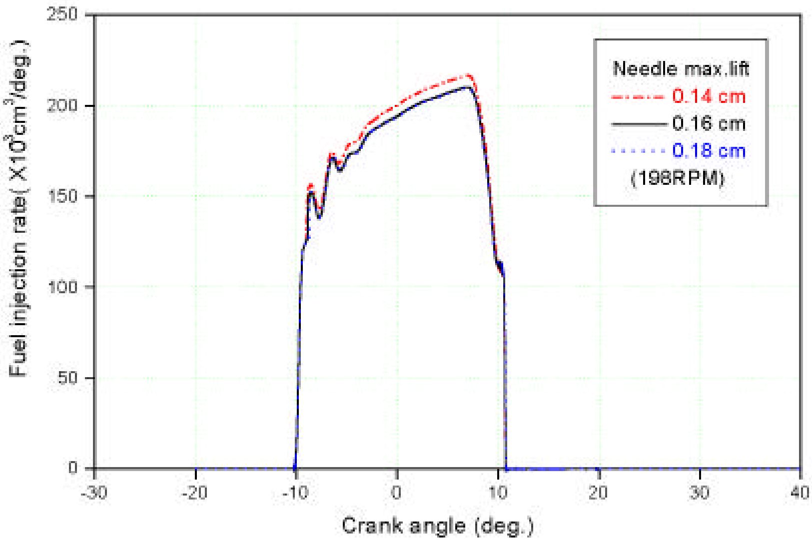


Fig.38 Simulated injection rate of various needle max. lift

제 6 장 결 론

박용 대형 저속 디젤기관의 연료분사계를 펌프 측, 고압분사파이프 측, 노즐 측의 세부분으로 나누어 단계별로 모델링하고, 본 모델의 타당성을 실험에 의해 확인한 후, 중요 인자가 분사계 특성에 미치는 영향을 예측, 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 본 시뮬레이션의 계산 결과는 실제 기관의 분사계통의 계측 결과와 비교적 잘 일치하여 연료분사계통의 예측 계산에 이용될 수 있다.

(2) 고압분사파이프 길이 및 직경에 따른 연료분사압력과 분사율 계산 결과 분사관의 길이가 짧고, 직경이 작아짐에 따라 최고 분사압력은 높아지고, 압력파의 전달속도가 빨라짐을 알 수 있었다.

(3) 연료노즐 개방압력이 낮으면 분사시기가 진각되어 분사파이프 내 압력은 낮아지고, 분사기간은 길어져 분사되는 연료량은 증가한다.

(4) 플런저의 직경은 파이프내의 분사압력과 분사율에 큰 영향을 미치기 때문에 분사특성이 달라질 수 있다. 따라서 분사계통의 설계시 최적 설계가 요구된다.

(5) 노즐 홀의 직경이 커질수록 색볼륨과 실린더간의 유로면적이 증가하므로 노즐실 내의 분사압력은 감소하고 분사율은 증가한다.

(6) **노즐 니들밸브의 리프트가 커질수록 노즐실내의 분사압력과 분사율이 감소한다**.

참고 문헌

1) 이진호, “Effect of Cam Profile on the Characteristics of P-L-N Diesel Injection System". 석사학위논문, 부산수산대학교, 1992.

2) 한국기계연구원, “디젤엔진 연료분사계의 변수변화에 따른 특성 연구”, UCE002-1676M, 1992. 12.

3) Shin Matsuoka, Katsukiko Yokota, Takeyuki Kamimoto, Masanori lgoshi, "A Study of Fuel Injection Systems in Diesel Engine", SAE No. 760551, 1976.

4) K. Kumar, "A Finite Difference Scheme for the Simulation of a Fuel Injection System", SAE No. 831337, pp.235-258, 1983.

5) G.A.Becchi, "Analytical Simulation of Fuel Injection in Diesel Engines", SAE No. 710568, 1971.

6) B.E.Romig, R.D.Strunk and M.S.Weinert, "Performance Comparison of Unit Injector and Pump-Line-Nozzle Injection Systems", SAE No. 840274, 1984.

7) David R.Sobel and Ronald P.C. Lehrach, "A Hydro-Mechanical Simulation of Diesel Fuel Injection Systems", SAE No. 870432, 1987.

8) MAN B&W Diesel A/S Instruction Book, pp.367-451.

9) 전효중, “개정신판, 내연기관강의”, 효성출판사, 제6장 디젤기관의 연료분사장치, pp.150-188.

10) L R C Lilly, CEng, FIMechE, "Diesel Engine Reference Book",

pp.10/1-10/29.

11) 이창식, "저속디젤기관의 연료분사계통 시뮬레이션에 관한 연구", 석사학위논문, 한국해양대학교, 2000. 2.

12) V. Babtiwale and A.Johri "Computer Simulation of Fuel Injection Process In a Diesel Engine", ASME 94-ICE-1, 1994.

13) 장세호, "전자유압식 연료분사계와 초고압 디젤분무의 특성에 관한 연구", 박사학위논문, 부경대학교, 1997. 2.

14) Andrew Rosselli and Pat Badgley, "Simulation of the Cummins Diesel Injection System", SAE No. 710570, 1971.

15) Edward F. Obert, "Internal Combustion Engines and Air Pollution", Chapter 12. Fuel Metering-CI Engines.

16) 박형승, "디젤 연료분사 시스템의 수치적 계산에 대한 연구", 기술현대, pp.69-74, 1994.

17) E. Benjamin Wylie, Victor L. Streeter, Lisheng Suo, "Fluid Transients in Systems Chapter Ⅰ,Ⅱ,Ⅲ,Ⅳ."

18) R. S. Dow and C. E. Fink, "Computation of Some Physical Properties of Lubricating oils at high Pressure", Journal of applied Physics, Vol. 2, 1940.

19) 송치성, "디젤엔진 연료계통의 유동 및 압력 변동 특성에 관한 이론적 연구", 한국박용기관학회지, pp.12-23, 1993.

20) 장영준, 박호준, 전충환, "디젤분사계의 특성에 관한 해석적 연구", 한국박용기관학회지, 제13권 제4호, pp.63-74, 1989.

21) 이창식, "디젤기관 연료분사 시스템의 분사특성에 관한 연구", 자동차 공

학회지, pp.54-60, 1992.

22) B.G. Bunting and J.A. Kimberley, "Development of a Square Injection with a Pump-Line-Nozzle System", SAE No. 851581, 1985.

23) R. Scullen and R. J. Hames, "Computer Simulation of the GM Unit Injector", SAE No. 780161, 1986.

24) Min Xu, Keiya Nishida and Hiroyuki Hyroyasu, "A Practical and Spray Penetration in Diesel Engine", SAE No. 920624, 1992.

25) Milan Marcic, "Calculation of the Diesel Fuel Injection Parameters", SAE No. 952071, pp.1-19, 1995.

26) C.Arcoumanis and R.J. Fairbrother, "Computer Simulation of Fuel Injection Systems for DI Diesel Engines", SAE No. 922223, 1992.

27) Kojiro Yamaoka and Atsushi Saito, "Computer Technique for Evaluation of Cavitation Characteristics of Certain Phases of Fuel Injection in Fuel Injection System", SAE No. 730663, 1973.

28) 김장헌,송규근, "디젤 연료분사노즐 색크실내의 압력과 유동패턴이 분류의 분열거동에 미치는 영향", 자동차공학회지, SAE No. 2000-03-0007

29) 渡辺久志, 山田正俊, 今井建二, 石井美也, 佐佐木忍, "ディ-ゼル機關燃料噴射系におけるキャビテ-ションの 研究", 日本機械學會論文集(B編), 55卷, 512號, pp.944-950, 1989.

30) 永瀨和彦, 福島義二郎, "噴射制御によるディ-ゼル機關の燃料噴射方式"(第1報,原理, 熱效率に及ぼす影響, および基礎試驗結果), 日本機械學會論文集(B編), 51卷, 470號, pp.3252-3262, 1985.

31) 山根浩二, 嶋本譲, "直接噴射式 ディ-ゼル機關の噴射率制御におけるNOお

よびス-トの多次元數値シミュレ-ション", 日本機械學會論文集(B編), 65卷, 639號, pp.315-321, 1999.

32) 홍성욱, 김창수, "디젤 엔진용 직렬형 연료분사장치의 성능예측에 관한 연구", 자동차 공학회 1998년도 춘계학술대회, 98380043, pp.261-267, 1998.