工學碩士 學位論文

內燃機關의 燃燒實驗을 위한 新型 急速 壓縮-膨脹 裝置의 開發

Development of a New Rapid Compression-Expansion Machine for Combustion Test of Internal Combustion Engines

指導敎授 裵 鍾 旭

2001 年 2 月

韓國海洋大學校 大學院

船舶運航시스템工學科 鄭 楠 勳

本 論文을 鄭楠勳의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

위원장 吳 仁 浩 인

위 원 趙 權 回 인

위 원 裵 鍾 旭 인

2000 年 12 月 12 日

韓國海洋大學校 大學院

船舶運航시스템工學科 鄭 楠 勳

차 례

Development of a New Rapid Compression-Expansion Machine for Combustion Test of Internal Combustion Engines

Namhoon, JEONG

Department of Ship Operating Systems Engineering
The Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

Investigators who study about combustion in the cylinders of reciprocating piston type internal combustion engines have been encountered embarrassments due to the difficulties of adjusting specific parameter without interfacing other parameters such as cylinder wall temperature, gas composition in the cylinder, existence of cylinder lubricant etc. A Rapid compression-expansion machine, the piston position and speed of which are able to be controlled by means of a system controlled electrically and actuated hydraulically, could be utilized as one of the most preferable countermeasures against those difficulties. Several units of the Rapid compression-expansion machines were developed but the speed-up of frequency of piston movement is still the problem to be improved to cope with actual speed of internal combustion engines.

The author designed and manufactured a new rapid compression-expansion machine electrically controlled and hydraulically actuated and then examined the performance. The results of experiments revealed acquirements of certain improvement on piston speed preserving the stability of frequency response and reproducing accurate compression ratio of cylinder, those are the key function for the in-cylinder combustion experiments on internal combustion engines.

제 1 장 서 론

최근 내연기관은, 연비 향상은 물론이고 당면한 오염배출량 저감에 의한 환경 개선을 목적으로 과급, 배기가스 재순환(EGR), 고압분사, 물 분사 및 축압식 분사 등 다양한 연소 방식을 동원하여 실린더 내의 연소에 대한 실험적 연구가 진행되고 있다. 연소실내의 연소과정을 관찰하는 것이 엔진개발에 대단히 유용하나, 내연기관에서의 연소는 수 10 ms에서 완료하며 여러 가지의 연소 파라미터들이 상호 연관하여 변화하므로 다른 연소 조건들을 고정시켜 둔 상태로 특정 조건만을 조절하는 것은 불가능에 가깝다.

Table 1-1은 내연기관의 연소실험에 사용되고 있는 장치의 특징을 비교한 것이다. 실제 엔진에서 연료분사 시의 연소실 내 분위기 온도와 압력 등이 회전수와 부하 등 운전조건에 의해 크게 변화한다. 이에 반해 정용 용기나 급속 압축 장치에서는 연료분사 시 연소실내의 온도나 압력 등의 독립제어가 가능하다. 압축 직후의 분위기 상태를 보면, 실제 엔진과 급속 압축 장치는 단시간에 고온 고압의 분위기가 형성되어 균일한 온도장이 형성되나, 정용 용기는 긴 시간 동안 가열하므로 용기 내의 대류로 인하여 불균일한 온도장이 된다. 또 실제 엔진에서는 연소실내의 스월(swirl)이나 스퀴시, 백 스퀴시 등 활발한 공기유동이 일어나나, 정용 용기는 공기유동이 거의 일어나지 않는다. 따라서 실제 엔진과 가장 가까우면서도 실제 엔진에서 계측하기 어려운 요소를 제거할 수 있는 급속 압축-팽창 장치가 필요하다. 따라서 단발연소실험을 할 수 있는 급속 압축 장치(RCM)와 급속 압축-팽창 장치(RCEM)를 이용한 실험이 이 문제에 대한 가장 바람직한 방법으로 취급되고 있다[1 6)].

Table 1 Characteristics of various combustion construction

		실제 엔진	정용 용기	RCM	RCEM
분위기조건	온도범위 K	700 - 1200 운전조건에 의존	실온 - 900	실온 - 900	실온 - 1200
	압력범위 MPa	4 - 20 운전조건에 의존	0 - 5	0 - 10	0 -20
	압축비 변화	△	×	△	○
	기체 상태	균일	불균일	균일	균일
	벽면 온도	△	○	○	○
	조성 변화	△	○	○	○
	공기 유동변화	○	×	△	○
기타	연료량	많음	적음	적음	적음
	팽창행정	○	×	×	○
	배기분석	○	×	△	○
	윤활유	필요	불필요	불필요	불필요
	냉각장치	필요	필요	불필요	불필요
	연소실 가시화	△	○	○	○

○:용이 △:가능 ×:불가능

1.1 지금까지의 연구

내연기관의 고효율과 저공해 배출을 목적으로 새로운 엔진의 개발이 진행되고 있으며, 이에 따라 내연기관의 연소실험을 위한 장치의 개발도 계속 이루어져 왔다.

池上[2] 등은 고압질소 구동방식으로 급속 압축 장치를 개발하였다. 내경 50 mm의 실린더의 좌단에 자유 피스톤을 넣고, 격막(膈膜, diaphragm)으로 막힌 구동부에 고압 질소 가스로 채워 넣고, 격막을 질소 가스로 자연 파막(破膜)시켜 피스톤을 발사함으로써 급속 압축시키는 장치를 개발하였다. 小林[3] 등은 고압 질소의 용기에 구동 피스톤을 연결하고 유압으로 구동 피스톤을 후퇴시켜 질소를 압축하였다가 급속히 유압밸브를 열어 급속 팽창시키는 방식의 급속 압축 장치를 개발하였다. 그 이후 전자제어 유압구동방식의 급속 압축-팽창 장치가 개발되었다[4-6]. 유압 서보 구조는 액튜에이터(actuator)를 미소한 전기적 입력에 의해 추종 제어하는 구조로써, 큰 부하에서도 콤팩트한 장치로 고속, 정확하게 제어할 수 있다[7]. 급속 압축-팽창 장치는 연소실을 급속 압축-팽창시키기 위하여 짧은 시간에 많은 유량이 필요하므로 2중 유압 서보 구조를 사용하여 피스톤을 급속 압축-팽창시켜 다양한 연소실험이 가능하여졌다.

1.2 목 적

급속 압축-팽창 장치는 연소실의 피스톤을 외부의 유압구동장치와 연결하고 컴퓨터의 제어에 의해 내연기관의 압축과 팽창 실험을 할 수 있는 실험장치이다. 가솔린엔진, 디젤엔진은 물론이고 수소, 천연가스 엔진 등의 연소실험을 통해 연소과정의 해석과 엔진개발에 사용될 수 있다.

이전의 급속 압축-팽창 장치들의 연소 실험으로부터 급속 압축-팽창 장치의 특징은 다음과 같음을 알았다.

1) 전기 히터에 의해 연소실 각 부분 온도의 독립제어가 가능하다.
2) 무급유 피스톤의 사용으로 실린더 윤활유 영향이 없는 배기 특성의 실험이 가능하다.
3) 흡기 조성, 압력, 온도 등 압축 시 분위기 상태의 광범위한 조절이 가능하다.
4) 소량의 연료로 연소 실험이 가능하다.
5) 대부분의 광학 계측이 가능하다.

Kobori[6)] 등에 의하여 개발되었던 급속 압축-팽창 장치는 최대 피스톤 행정 100 mm, 실린더 직경 100 mm, 회전수 1118 rpm의 내연기관의 연소를 모사할 수 있었다. 그러나 이 장치에서 압축비를 증가시키면 간극용적(top clearance)이 작아지고, 분무의 성장거리가 짧아져서 실린더 벽에 부딪히게 되어 분무의 성장과정과 착화점을 찾는데 어려움이 발생하였다. 따라서 충분한 압축비를 확보하면서 분무의 성장과정을 측정할 수 있도록 행정용적이 충분히 큰 급속 압축-팽창 장치가 필요하였다.

본 연구에서는 Kobori[6)] 등의 급속 압축-팽창 장치를 기본으로 하여 최대행정 150 mm인 신형 급속 압축-팽창 장치를 제작하였다. 피스톤의 구동속도를 증가시키기 위하여 작동유량 관로를 개선하였고, 응답성이 높은 서보밸브를 사용하였다. 동시에 축압기의 용량을 증대시켰으며, 스풀(spool)의 직경도 증대시켰다.

피스톤의 행정을 150 %로 증대하여 충분한 연소실 공간과 압축비의 다양한 실험이 가능하도록 신형 급속 압축-팽창 장치를 설계, 제작하여 그 성능과 특성을 조사하고 그 결과를 보고한다.

제 2 장 시뮬레이션을 통한 성능예측

2.1 시뮬레이션을 위한 모델링

기존 장치를 참고로하여 최대 행정이 150 mm인 신형 급속 압축-팽창 장치의 성능을 시뮬레이션으로 예측하였다[7-9]. Fig. 2-1-1은 구동부의 시뮬레이션 모델로, 액튜에이터의 최대 행정은 150 mm이며 이 액튜에이터에 피스톤이 직접 연결되어 있으므로 피스톤의 행정 역시 150 mm이다. 전기 신호에 의해 서보 밸브(servo valve)가 구동되며, 서보밸브의 개폐에 따라 스풀(spool)의 위치가 제어되고, 스풀의 변위에 따라 액튜에이터(Actuator)에 작동하는 유량이 결정되어 액튜에이터를 구동시킨다. 액튜에이터를 구동하여 연소실(Combustion Chamber)을 급속 압축-팽창시킨다.

본 시뮬레이션은 다음과 같은 가정 하에 실시하였다.

1) 스풀과 액튜에이터 구동 시스템의 유량계수는 같다.
2) 각 구동부의 마찰은 없다.
3) 각 연결부와 구동부의 누설(Leak)은 없다.
4) 연소실과 축압기의 가스의 기체상수는 1.4로 일정하다.
5) 작동유체의 체적탄성계수(Bulk Modulus)는 $\frac{1}{6\times 10^{-10}}$ [Pa]로 일정하다.

각 구성부에 대해 유량식, 상태식과 운동방정식을 연립하여 계산하였으며, 유체의 압축성을 고려하여 차분법으로 계산하였다. 차분법의 시간간격(time step)은 0.01 ms이며, 계산에 사용된 기호는 다음과 같다.

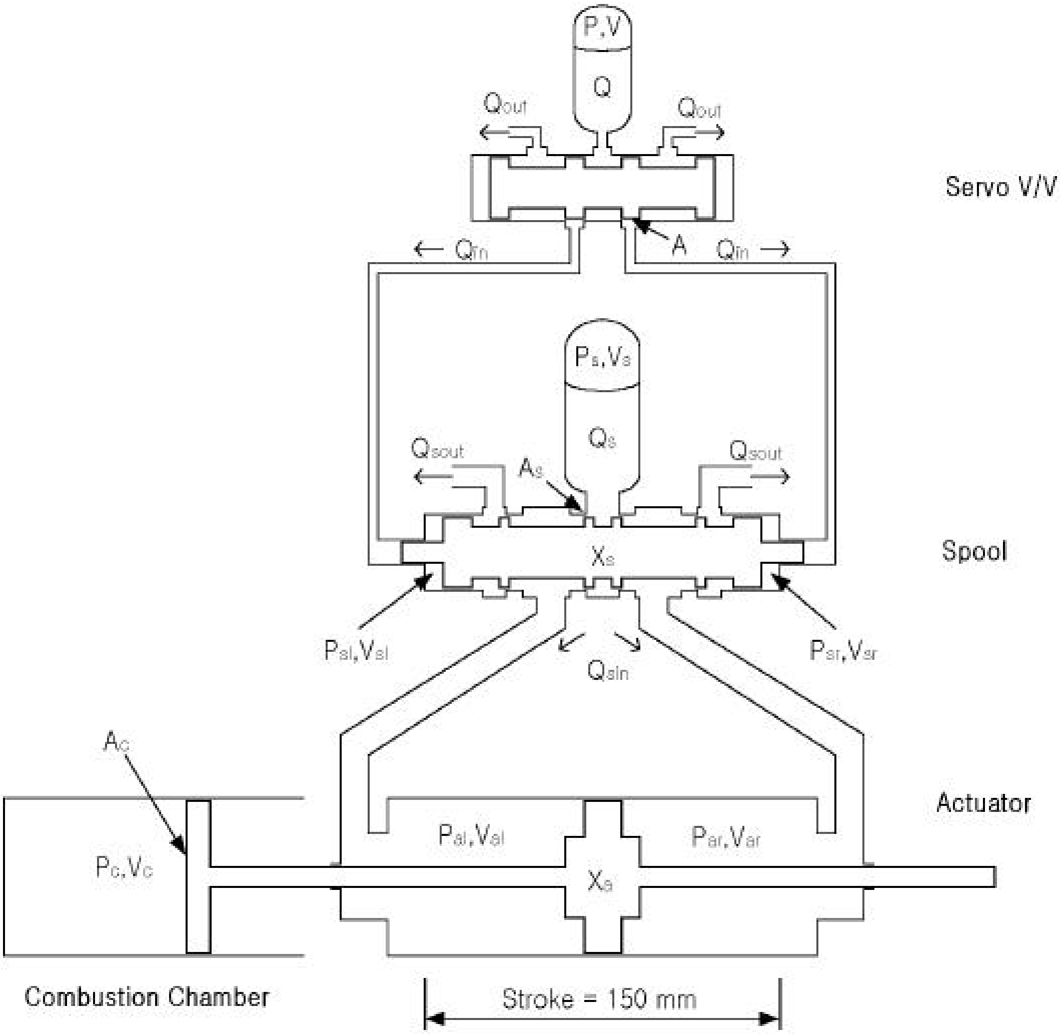


Fig. 2-1-1 Simulation model of actuating parts

1) 스풀

D_s:직경

X_s:변위

m_s:질량

P_{sr}:우측 압력

P_{sl}:좌측 압력

V_{sr}:우측 용적

V_{sl}:좌측 용적

A_s:수압 면적

Q_s:스풀에서 액튜에이터로 흐르는 작동유량

Q_{sout}:스풀에서 대기로 나가는 유량

β:오버랩(Overlap)

P_s:액튜에이터 구동용 축압기 내의 질소 압력

V_s:액튜에이터 구동용 축압기 내의 질소 용적

C_D:유량계수

2) 액튜에이터

X_a:변위

m_a:질량

P_{ar}:우측 압력

P_{al}:좌측 압력

V_{ar}:우측 용적

V_{al}:좌측 용적

A_a:수압 면적

C_D:유량계수

3) 서보밸브

A :개구 면적

Q:서보밸브에서 스풀로 흐르는 작동유량

Q_{out}:서보밸브에서 대기로 나가는 유량

S:스풀 구동용 축압기 내의 질소 압력

S:스풀 구동용 축압기 내의 질소 용적

4) 연소실

P_c:연소실 내 압력

$P_{c\ t=0}$:연소실 초기 압력

V_c:연소실 용적

A_c:피스톤 면적

γ:연소실 비열비(ratio of specific heats)

5) 작동유체

K :체적탄성계수

ρ:밀도

$\varkappa$:질소의 비열비

서보밸브로부터 스풀로 흐르는 유량 Q, 서보밸브로부터 저장탱크로 돌아가는 유량 Q_{out}을 수식으로 나타내면

$$Q_{t+1} = C_D \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2(P_t - P_{sr\ t})}{\rho}}$$

$$Q_{out\ t+1} = C_D \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2(P_{sl\ t} - P_{air})}{\rho}}$$

스풀 구동용 축압기의 압력 P**는**

$$P_{t+1} = P_t \cdot \left(\frac{V_t}{V_t - Q_{t+1} \cdot dt} \right)^{\kappa}$$

스풀의 압력 P_{sr}, P_{sl}**은**

$$P_{sr\ t+1} = P_{sr\ t} - K \cdot \frac{A_s \cdot \dot{X}_{s\ t} \cdot dt - Q_{t+1} \cdot dt}{V_{sr\ t}}$$

$$P_{sl\ t+1} = P_{sr\ t} + K \cdot \frac{A_s \cdot \dot{X}_{s\ t} \cdot dt - Q_{out\ t+1} \cdot dt}{V_{sl\ t}}$$

이 된다. 이때의 체적 V, V_{sr}, V_{sl}**은**

$$V_{t+1} = V_t + Q_{t+1} \cdot dt$$

$$V_{sr\ t+1} = V_{sr\ t} + A_s \cdot \dot{X}_{s\ t} \cdot dt$$

$$V_{sl\ t+1} = V_{sr\ t} - A_s \cdot \dot{X}_{s\ t} \cdot dt$$

의 수식으로 계산된다. 이때의 스풀의 행정 X_s**는**

$$\ddot{X}_{s\ t+1} = \frac{A_s \cdot (P_{sr\ t+1} - P_{sl\ t+1})}{m_s}$$

$$\dot{X}_{s\ t+1} = \ddot{X}_{s\ t+1} \cdot dt + \dot{X}_{s\ t}$$

$$X_{s\ t+1} = \dot{X}_{s\ t} \cdot dt + X_{s\ t}$$

로 구해진다. 이 때 스풀의 개도면적 A_s**는**

$$A_{s\ t+1} = \pi \cdot D_s \cdot (X_{s\ t+1} - \beta)$$

이다. 액튜에이터 구동용 축압기에서 액튜에이터의 작동유량 Q_s, Q_{sout}**은**

$$Q_{s\ t+1} = C_D \cdot A_{s\ t+1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_{ar\ t} - P_{al\ t})}{\rho}}$$

$$Q_{sout\ t+1} = C_D \cdot A_{s\ t+1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_{al\ t} - P_{air})}{\rho}}$$

이 되며, 액튜에이터에 작용하는 압력과 체적을 구하는 식은 다음과 같다.

$$P_{s\ t+1} = P_{s\ t} \cdot \left(\frac{V_{ar\ t}}{V_{ar\ t} + Q_{s\ t+1} \cdot dt} \right)^{\varkappa}$$

$$P_{ar\ t+1} = P_{ar\ t} - K \cdot \frac{A_a \cdot \dot{X}_{a\ t} \cdot dt - Q_{s\ t+1} \cdot dt}{V_{ar\ t}}$$

$$P_{al\,t+1} = P_{ar\,t} + K \cdot \frac{A_a \cdot \dot{X}_{a\,t} \cdot dt - Q_{sout\,t+1} \cdot dt}{V_{al\,t}}$$

이 된다. 스풀과 같은 방법으로, 액튜에이터의 행정과 변위를 계산하면 다음과 같다.

$$V_{s\,t+1} = V_{s\,t} + Q_{s\,t+1} \cdot dt$$

$$V_{ar\,t+1} = V_{ar\,t} + A_a \cdot \dot{X}_{a\,t} \cdot dt$$

$$V_{al\,t+1} = V_{ar\,t} - A_a \cdot \dot{X}_{a\,t} \cdot dt$$

$$\ddot{X}_{a\,t+1} = \frac{A_a \cdot (P_{ar\,t+1} - P_{al\,t+1})}{m_a}$$

$$\dot{X}_{a\,t+1} = \ddot{X}_{a\,t+1} \cdot dt + \dot{X}_{a\,t}$$

$$X_{a\,t+1} = \dot{X}_{a\,t} \cdot dt + X_{a\,t}$$

연소실 압력 P_c는 피스톤 이동에 의해 서서히 압축되며 최고압력은 액튜에이터 작동압력에 비해 작다. 또 Kobori 등에 의하면 연소실 압력을 부하로 하였을 때 연소실 최고압력의 영향은 거의 없다[6)]고 하였으므로 P_c는 무시하였다.

위 수식을 순차적으로 풀이하면 입력신호에 따른 구동부의 작동특성과 유량특성 등을 예측할 수 있다.

2.2 시뮬레이션 결과

Fig. 2-2는 일단 유량계수 0.8로 일정하다고 할 때 정현파 입력신호와 액튜에이터의 변위를 나타내는 그래프이다. 내연기관은 크랭크 구조로 구동이 되며, 이상적인 피스톤의 변위는 시간에 대하여 정현파에 따라 변한다. 단 한번의 급속압축-팽창을 시키기 위하여 반주기의 입력신호에 따른 액튜에이터의 변화를 예측한 것이다. 액튜에이터의 행정이 0 mm일 때 피스톤은 하사점(BTDC)의 위치이며, 150 mm일 때 상사점(TDC)의 위치이다. 액튜에이터는 입력신호를 추종하여 작동하고 있으며, 하사점과 상사점 부근에서 불감대(dead zone)가 발생하는 것은 스풀의 오버랩에 의한 영향 때문이다.

시뮬레이션 결과는 4.1절에서 실제 실험결과와 비교하면서 자세하게 설명하기로 한다.

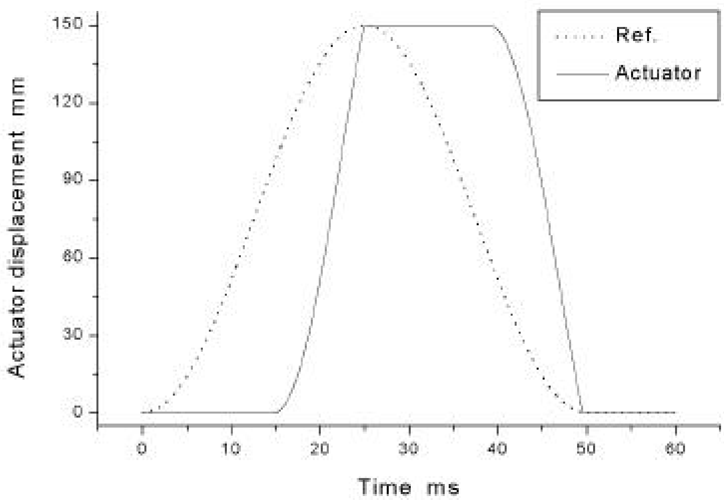


Fig. 2-2 Result from the simulation of new RCEM

제 3 장 실험장치 및 방법

급속 압축-팽창 장치의 작동 시스템은 순간적인 출력과 정확한 위치제어가 필요하기 때문에 Kobori[6)] 등에 의해 개발된 장치와 같은 전자제어, 유압구동방식을 사용하였다. Fig. 3-1은 급속 압축-팽창 장치의 전체 시스템을 나타낸 것이다. 이것은 크게 구동부와 제어부로 구분할 수 있다.

구동부는 입력신호에 따라 유압에 의해 구동되는 부분으로 축압기(Accumulator), 스풀(Spool), 액튜에이터(Actuator) 등과 연소실인 피스톤과 실린더 등으로 이루어진다. 제어부는 컴퓨터, 서보밸브(Servo V/V), 변위계 등으로 구성된다. 컴퓨터의 출력신호에 따라 서보밸브가 구동되고 축압기의 작동유가 스풀과 액튜에이터를 구동하며 액튜에이터의 변위를 제어하는 시스템이다.

실린더와 피스톤은 현 단계에서는 제작되어 있지 않다.

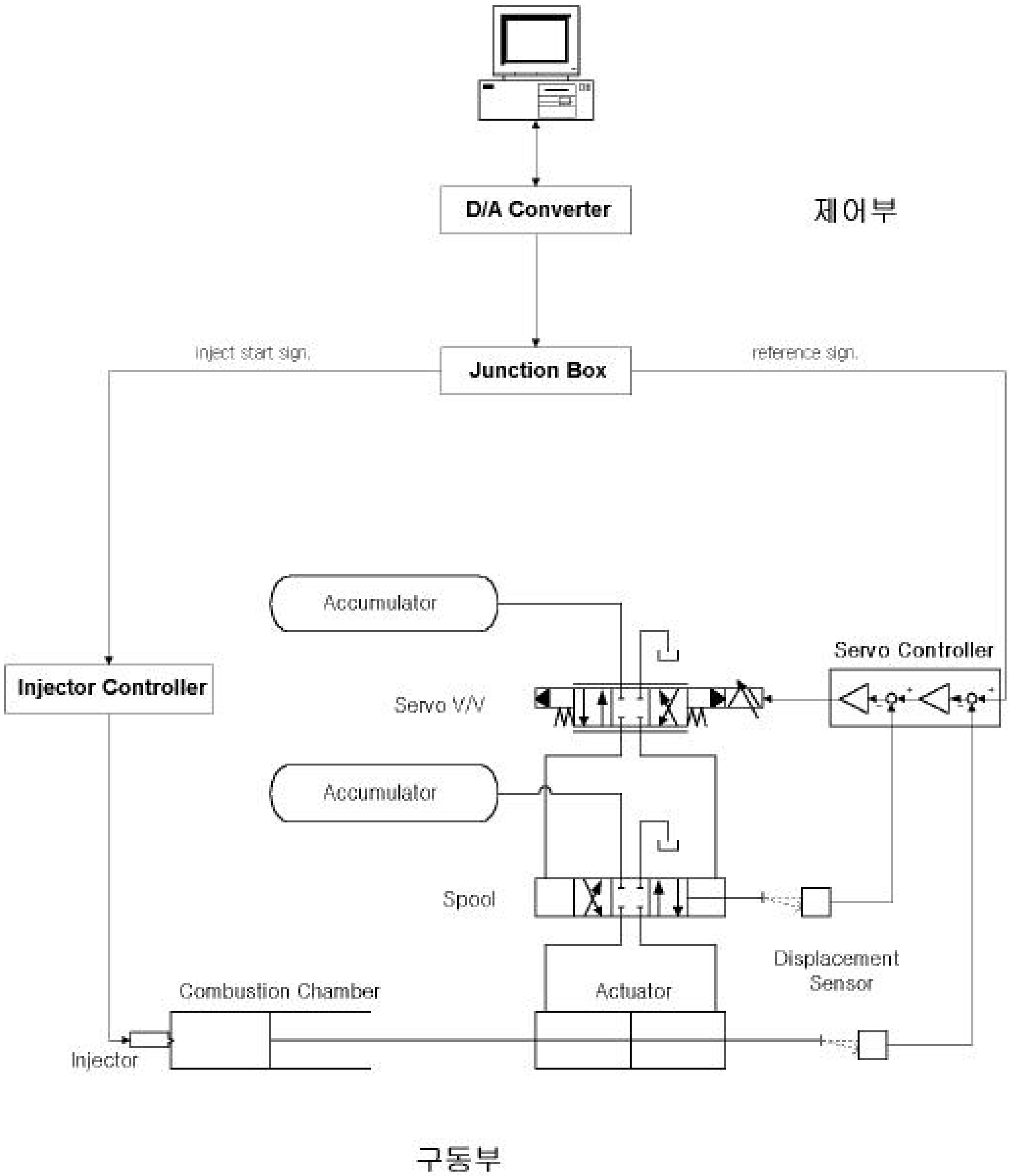


Fig. 3-1 System diagram of a new RCEM

3.1 구동부

Fig. 3-2는 구동부의 단면도와 외형도를 나타낸 것이며, 점선부분은 현 단계에서는 미제작 상태인 가상의 연소실이다. 그리고 Photo 3-1은 구동부의 정면 사진이다. 2개의 축압기, 스풀, 액튜에이터로 구성된다. 대용량 축압기(N210-40 AY HN-N21MP-L60-AYA, NIPPON Accumulator Co.)는 액튜에이터 구동용으로 60 L, 소용량 축압기(N210-4 D HN-N21MP-LL4-AAL, NIPPON Accumulator Co.)는 스풀 구동용으로 4 L이다. 두 축압기는 펌프에 의해 작동유(Diamond lube RO 32(N), 日石三菱)가 20.6 MPa로 채워진다.

Fig. 3-3은 스풀과 액튜에이터와 실린더의 단면을 나타낸 것이며 스풀과 액튜에이터의 재원은 Table 3-1과 같다. 컴퓨터의 신호가 서보 콘트롤러에서 증폭되어 서보밸브를 구동시키며, 서보밸브는 스풀 구동용 축압기의 작동유를 제어하여 스풀을 구동시킨다. 스풀은 액튜에이터로 작동하는 유량을 제어함으로써 액튜에이터의 속도와 위치를 제어하는 것이다.

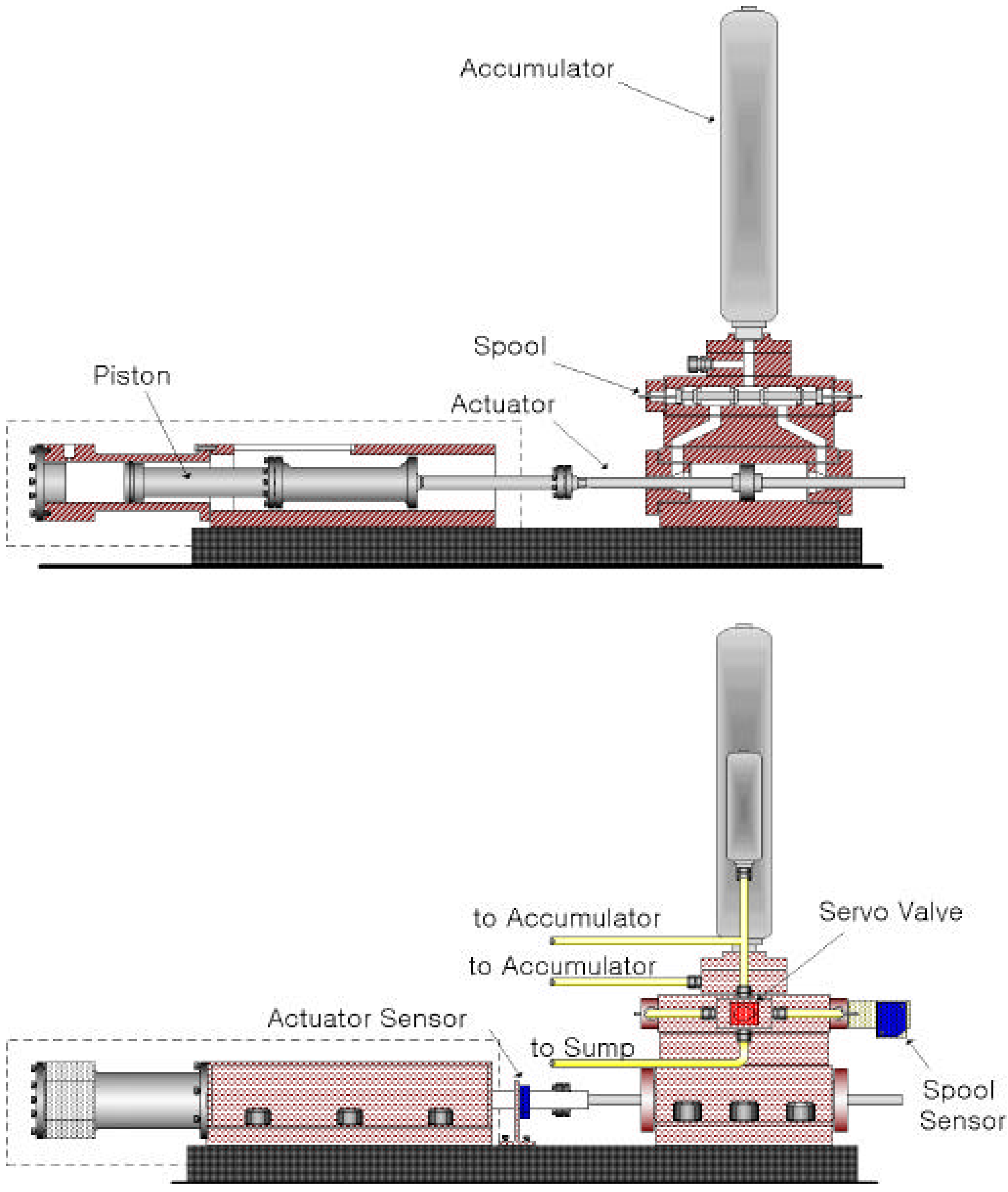


Fig. 3-2 Sectional view and outlook of a new RCEM(the parts enclosed by dotted line are cylinder & piston to be manufactured later)

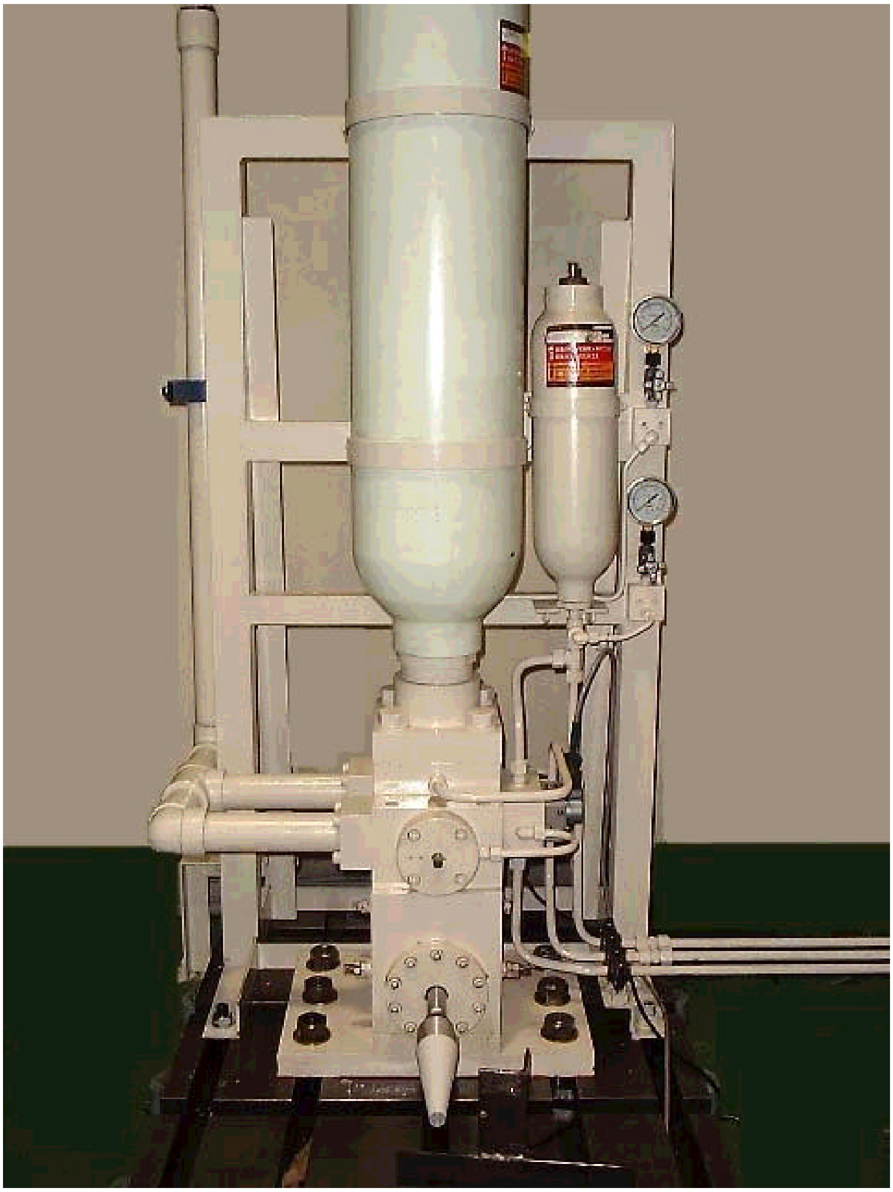


Photo 3-1 Front view of a new RCEM

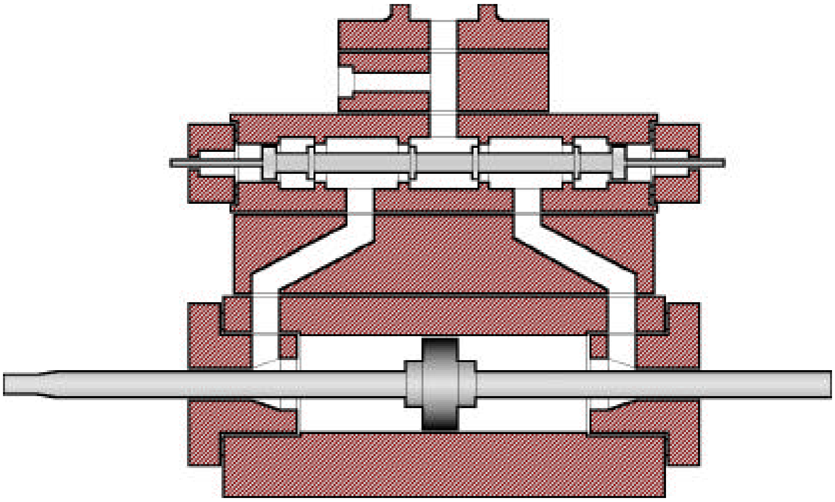


Fig. 3-3 Cross section of spool and actuator parts

Table 3-1 Specification of spool and actuator

	Spool	**Actuator**
Max. Stroke	11 mm	150 mm
Bore	60 mm	100 mm
Over Lap	1.5 mm	-

최대 행정 100 mm인 Kobori[6)] 등의 급속 압축-팽창 장치는 사용자의 안전성을 고려하여 대용량 축압기 출구 측에 전자밸브를 설치였다. Fig. 3-4는 실용화된 기존의 급속 압축-팽창 장치의 단면도이다. 전체적인 모양과 구동방식에는 신형 장치와 거의 비슷하나, 파일롯 체크 밸브(Pilot check valve)가 설치되어 있다. 실험을 시작하기 전이나 이상 작동 시 전자밸브를 잠금으로써 안전사고를 예방하기 위한 것이었다. 그러나 컴퓨터의 사용과 배선의 잡음 제거 등을 통하여 시스템의 안정성이 확인되어 거의 사용되지 않으며 작동유의 흐름에 방해가 되었다. 그래서 이 부분의 유로를 수정하여 축압기에서 나온 작동유가 스풀에 직접 작동하도록 하였다.

또 스풀을 지나 액튜에이터 사이의 블록에서, 액튜에이터의 행정만을 증가시키면 굴곡이 심하게 되어 작동유의 흐름에 방해가 된다. 따라서 블록의 높이를 증가시켜 작동유 흐름의 저항이 적도록 하였다.

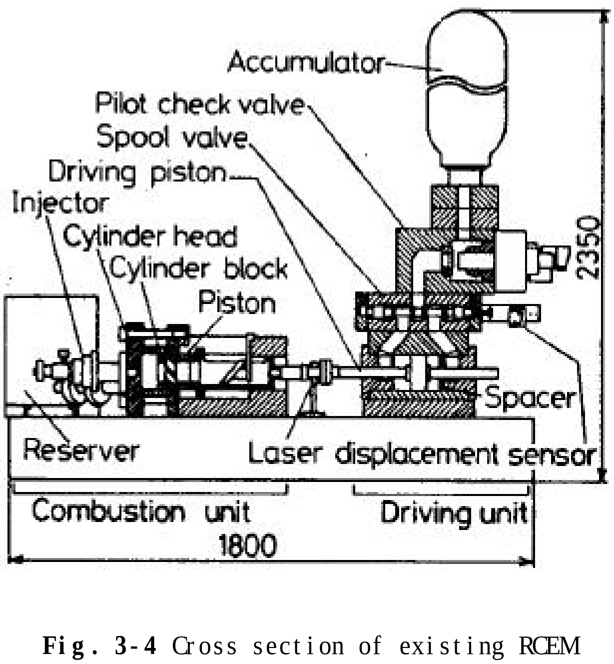


Fig. 3-4 Cross section of existing RCEM

3.2 제어부

전체 제어부의 구성은 Fig. 3-5와 같이 컴퓨터, D/A 컨버터, 연결상자, 서보 콘트롤러, 인젝터 콘트롤러, 흡·배기밸브 콘트롤러, 보조 콘트롤러 등이다. 현재는 서보 콘트롤러만 제작되었고, 나머지 부분인 인젝터 콘트롤러, 흡·배기밸브 콘트롤러 등은 차후 제작 예정이며 이들의 신호도 컴퓨터의 출력신호로부터 구동된다. 그리고 어떤 장비(CCD 카메라 etc.)에 따라서는 장비와 신호를 동기화 시킬 필요가 있다. 따라서 외부 트리거 신호에 따라 구동될 수 있도록 연결상자에 채널을 준비하였다.

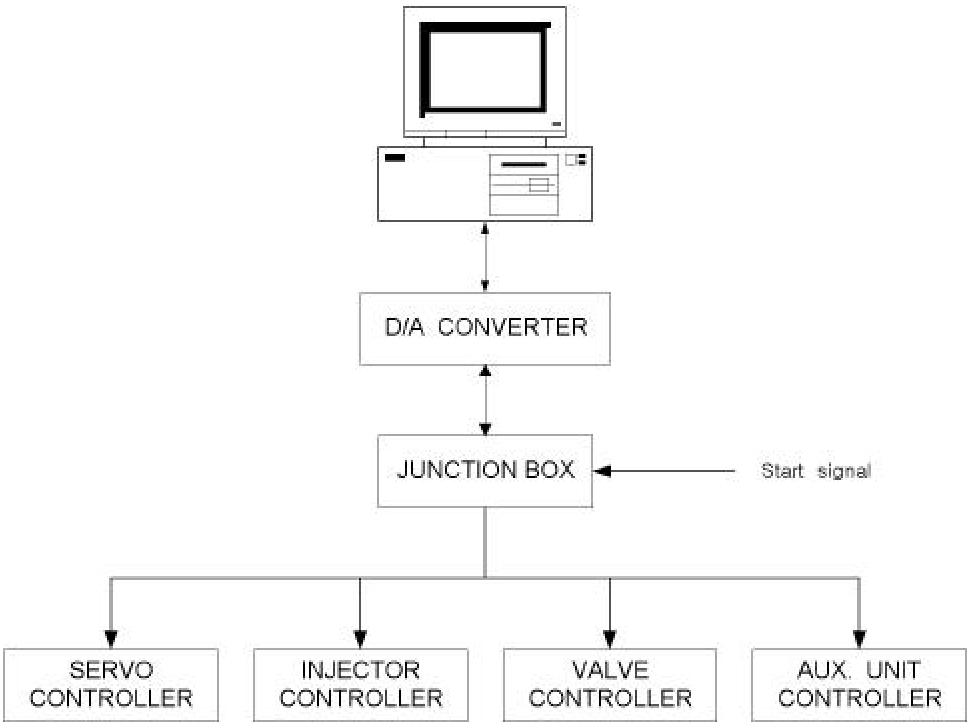


Fig. 3-5 Control diagram of a new RCEM

Fig. 3-1에 나타낸 제어부의 구성요소는 PC, D/A 컨버터(DA12-4(PC), CONTAC), 서보 콘트롤러(SK1056-100-20, YUKEN), 서보밸브(SVD-F13, YUKEN), 레이저 변위계(LB-02, KEYENCE), 레이저 변위계 증폭기(LB-62, KEYENCE), 연결상자 등이다.

제어부에 의해 구동되는 과정은 다음과 같다. 우선 컴퓨터는 액튜에이터를 구동시키기 위한 입력신호의 크기와 파형을 임의로 만들 수 있도록 프로그래밍하여 구동신호를 출력한다. 서보밸브 콘트롤러에서는 컴퓨터로부터의 신호에 따라 서보밸브의 개폐량을 조절하여 액튜에이터의 위치를 컴퓨터의 신호와 일치하도록 한다. 스풀과 액튜에이터의 변위가 서보 콘트롤러에 피드 백(feed back)되어 액튜에이터의 위치를 더욱 정확히 제어한다. 두 변위 신호 모두를 컴퓨터로 입력하여 연산, 제어를 하는 방식으로는 응답속도가 느리기 때문에 서보 콘트롤러에서 이 신호를 직접 처리하는 시퀀스(sequence) 제어를 동시에 사용하였다.

스풀과 액튜에이터의 변위를 측정하는 레이저 변위계와 스풀을 구동하기 위한 서보밸브의 제원은 Table 3-3과 같다. 레이저 변위계에 사용되는 레이저는 파장 780 nm이며 기준거리 40 mm에서 ± 10 mm를 측정하여 ± 4 V를 출력한다.

서보밸브는 작동압력 20.6 MPa, 절점 주파수(corner frequency) 190 Hz이다. Kobori[6] 등의 급속 압축-팽창 장치에 사용된 서보밸브는 절점 주파수가 120 Hz이었다. 일반적인 서보밸브의 절점 주파수는 20 500 Hz이며[10], 절점 주파수가 높으면 높을수록 응답성능이 양호함을 의미한다[11].

액튜에이터의 변위를 측정하기 위하여 설치된 센서와 수광부의 사진은 Photo 3-2와 같다. 액튜에이터의 행정은 150 mm이고 센서의 측정범위는 20 mm이기 때문에 액튜에이터의 축 방향에 대하여 7° 인 수광부가 필요하다. 연소실을 제작할 때 액튜에이터의 회전을 방지하는 모양으로 연소실을 제작하지만 아직 미제작 상태이다. 따라서 액튜에이터가 회전하더라도 같은 변위를 갖도록 원추형 수광부를 제작하여 액튜에이터의 끝단에 연결하여 액튜에이터의 변위를 측정하였다.

Fig. 3-5는 원추형 수광부를 연결하고 액튜에이터의 변위를 조금씩 변화시키면서 변위계의 출력을 측정하여 나타낸 그림이다. 출력은 액튜에이터의 변위에 따라 직선적으로 변하고 있음을 확인하였다.

그리고 액튜에이터의 위치와 속도를 제어하는 작동유의 공급량을 제어하기 위한 스풀의 변위를 측정하는 센서의 모양은 Photo 3-3과 같다. 센서는 액튜에이터 변위계와 같은 형식이다.

Fig. 3-6은 스풀의 변위에 따른 센서의 출력을 나타낸 것으로 이 때도 역시 스풀의 변위가 증가함에 따라 출력은 선형적으로 증가하는 것을 확인할 수 있었다.

위 두 결과와 제품 설명서로부터 스풀과 액튜에이터 변위계의 출력이 선형적으로 변화함을 확인하였으며, 본 논문에서 액튜에이터와 스풀의 변위는 변위계의 출력만으로 측정하였다.

Table 3-2 Specification of laser sensor and servo valve

	Laser Sensor
Laser	wave 780 nm
Measuring range	± 10 mm
Resolving power	2 μm(at 60 ms)
Output	± 4 V

	Servo valve
Dynamic response	190 Hz(at 60 ℓ/min)
Operating pressure	Max. 20.6 MPa
Leakage at 14.3 MPa	less than 2 ℓ/min

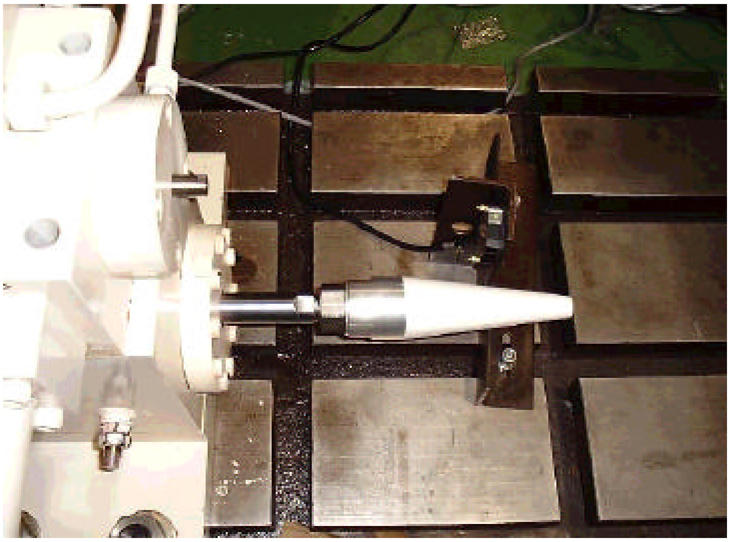


Photo 3-2 Actuator displacement sensor

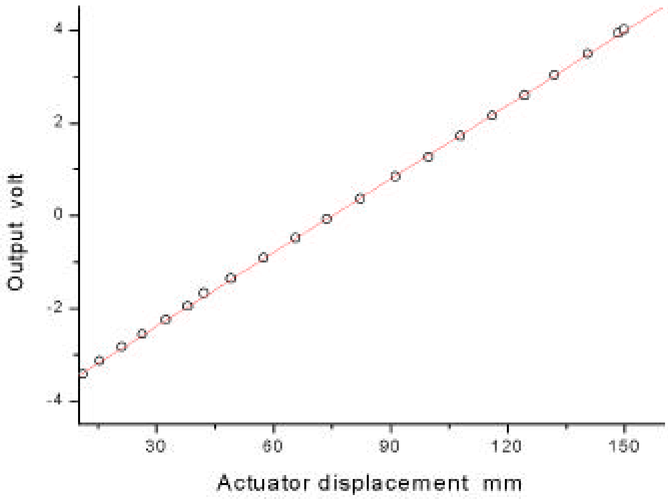


Fig. 3-6 Output of actuator displacement sensor

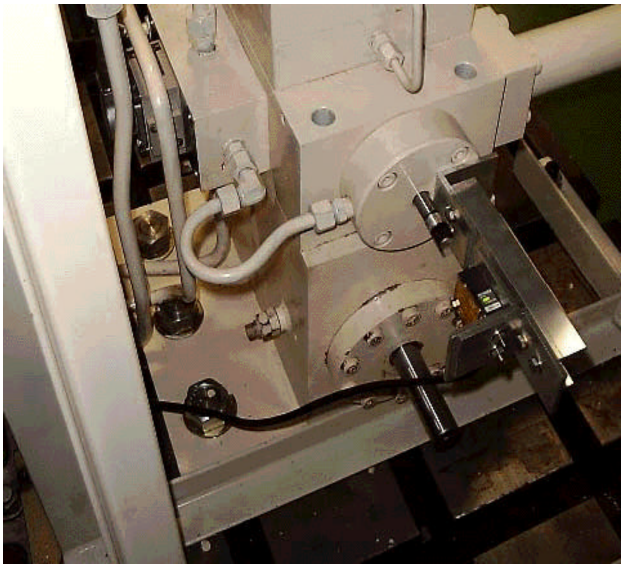


Photo 3-3 Spool displacement sensor

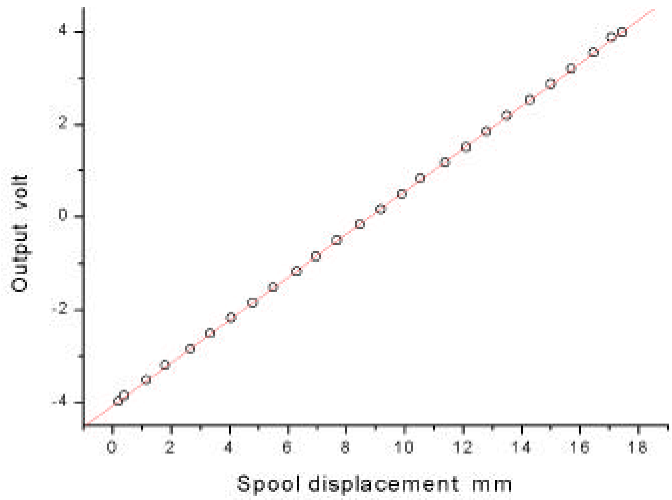


Fig. 3-7 Output of spool displacement sensor

3.3 실험방법

Kobori[6] 등에 의하면 무부하 동작 시와 연소실 최고압력 10 MPa의 부하 동작 시를 비교한 결과 위상 늦음에 대한 최고압력의 영향은 거의 없고 이득에는 근소한 차이가 나는 것으로 보고되고 있다. 선행 연구의 경우와 동일한 압력으로 구동시키며, 액튜에이터의 수압면적도 2호기와 동일하므로 본 연구에서는 피스톤이 제작되지 않은 상태에서 액튜에이터의 위치만을 측정하여 연구 조사하였다.

Fig. 4-3은 시간에 대하여 21 Hz의 입력 정현파에 따른 액튜에이터의 변위를 나타내는 예이다. 입력 정현파는 컴퓨터 프로그래밍으로 원하는 파형을 만들 수 있으나, 본 실험에서는 실제 엔진의 압축-팽창에 해당하는 정현파의 한 사이클만을 입력신호로 하고 이 정현파의 진폭이나 주파수를 변화시킴에 따른 액튜에이터의 응답속도나 응답특성 등을 조사하였다.

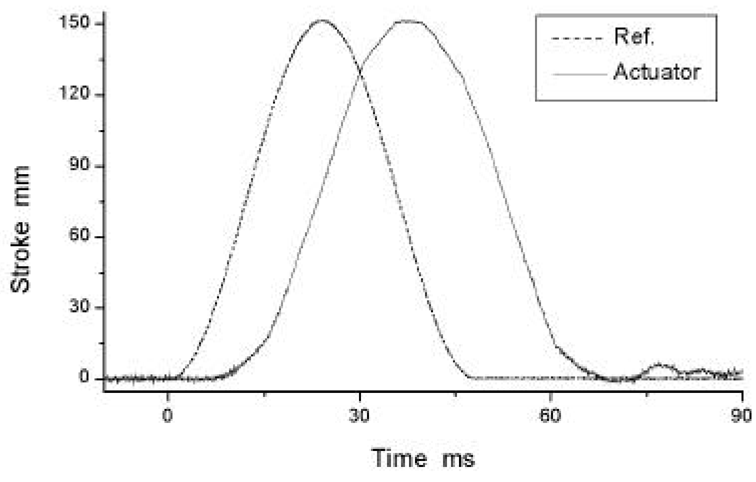


Fig. 3-8 A sample curves of actuator displacement in accordance with reference signal at 21 Hz

제 4 장 결과 및 고찰

4.1 시뮬레이션과의 비교

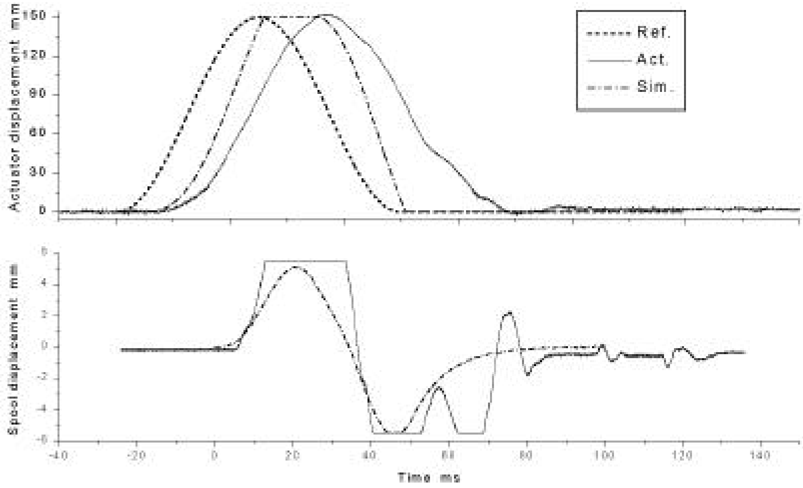
먼저 입력신호 주파수 20 Hz에 대하여 2.2 절의 수식을 이용한 시뮬레이션 결과와 스풀 및 액튜에이터의 실제 동작을 비교하면서 서보 콘트롤러로 피드-백(feed back)되는 신호의 강도를 조정하는 방법으로 적합한 비례대를 찾아서 고정시켰다. 다음으로 같은 입력신호 주파수에 대하여 시뮬레이션에 입력될 유량계수를 시행착오(cut-and-try) 방법으로 찾았다.

Fig. 4-1은 입력 주파수 20 Hz일 때 유량계수(Flow Coefficient)를 0.30, 0.19, 0.15로 계산된 결과와 실제 작동결과를 비교한 것이다.

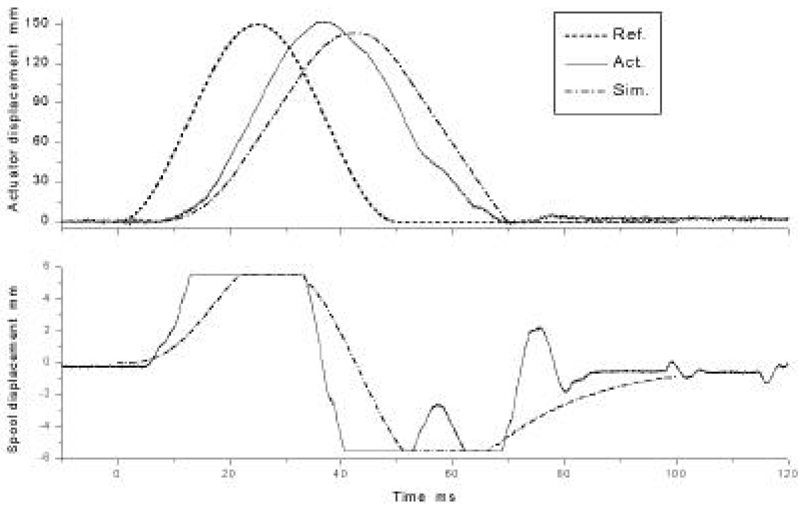
(a)는 유량계수 0.30일 때, 스풀과 액튜에이터의 시뮬레이션 동작을 실제 동작과 비교한 것이다. 유량계수를 크게 가정하면 시뮬레이션의 스풀 동작이 실제의 동작보다 작은데도 불구하고, 시뮬레이션의 액튜에이터의 속도는 실제의 액튜에이터의 속도보다 빠르게 나타난다.

한편 (b)와 같이 유량계수를 0.15로 가정하면 시뮬레이션의 스풀 동작은 실제의 동작과 상당히 일치하지만 시뮬레이션의 동작은 실제의 동작보다 느리게 나타난다.

(c)는 전술한 유량계수의 두 값 사이에서 시뮬레이션 동작을 실제 동작에 근사화 시켰을 때 스풀과 액튜에이터의 시뮬레이션과 실제의 동작을 나타낸 것이며, 이때 유량계수는 0.19이었다.

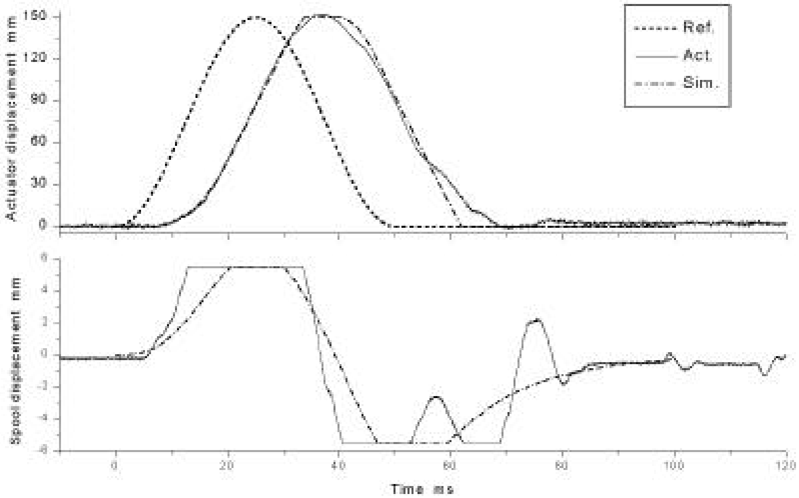


(a) Flow coefficient 0.30



(b) Flow coefficient 0.15

Fig. 4-1 Result from experimentation and simulation at 20 Hz



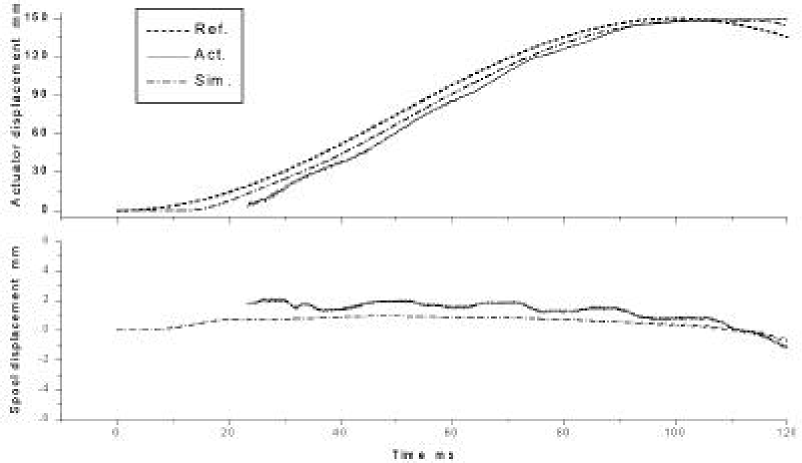
(c) Flow coefficient 0.19

Fig. 4-1 (continued)

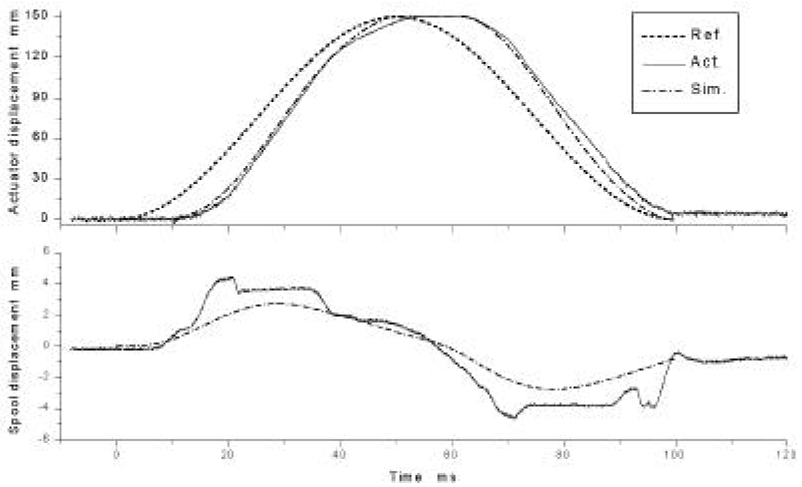
이번에는 피드-백 신호의 강도 조정에 의한 서보 콘트롤러의 비례대는 20 Hz 에서 설정한 강도로 고정하고 입력신호의 주파수에 따른 유량계수의 변화를 동일한 방법으로 찾았다.

Fig. 4-2는 입력신호의 주파수에 따라 적절한 유량계수를 사용한 결과를 실험결과와 비교하여 나타낸 것이다. 입력신호 주파수의 변화에 대하여 서보 콘트롤러의 비례대 조정을 하지 않고 유량계수의 적절한 변경만으로 시뮬레이션의 동작을 실제 동작에 잘 일치시킬 수 있음을 알았다.

위와 같은 결과로부터, 입력신호의 변화에 다른 본 장치의 유량계수 변화를 Fig. 4-3에 나타내었다. 유량계수는 입력신호의 주파수가 증가함에 따라 감소하며, 입력신호의 주파수가 증가할수록 유량계수의 감소가 둔화됨을 알았다.

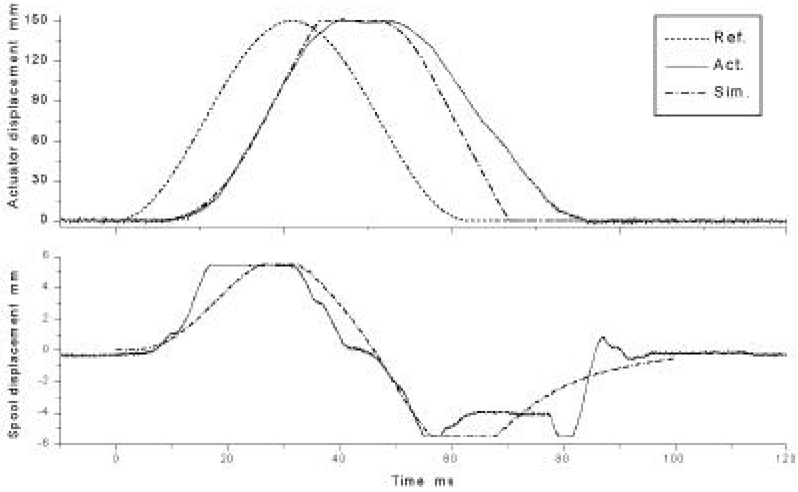


(a) Reference frequency 5 Hz, flow coefficient 0.50

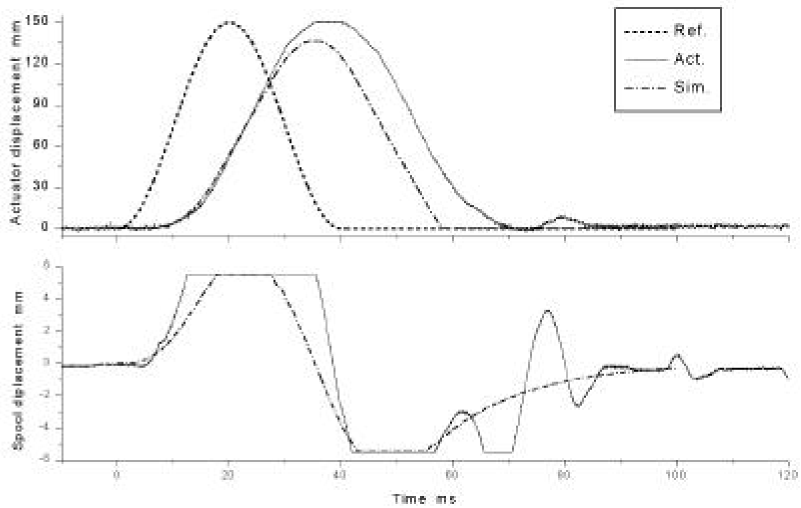


(b) Reference frequency 10 Hz, flow coefficient 0.30

Fig. 4-2 Result from experimentation and simulation as various reference frequency



(c) Reference frequency 13 Hz, flow coefficient 0.19



(d) Reference frequency 22.7 Hz, flow coefficient 0.18

Fig. 4-2 (continued)

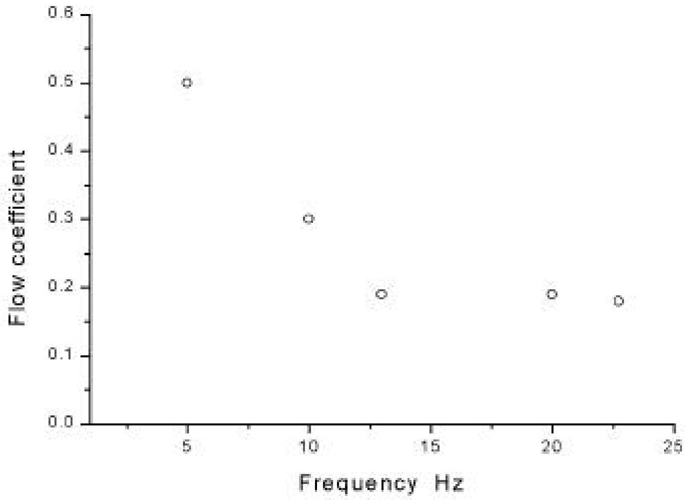


Fig. 4-3 Flow coefficient for simulation at reference frequency

4.2 압축비의 재현성

내연기관의 연소실험에 사용하기 위해서는 압축비가 중요한 변수이며 압축비가 변하면 연소과정이 전부 달라지므로 정확한 압축비가 재현되어야 한다. 압축비는 행정을 일정히 하면 같은 압축비를 얻는 것이 가능하지만 급속 압축-팽창 장치는 크랭크로 구동되는 실제 엔진처럼 상사점(TDC)과 하사점(BDC)이 고정되어 있는 것이 아니고 임의 조정함으로써 행정을 변화시킨다. 이 행정의 변화에 따라 같은 실린더를 사용하여도 간단하게 다양한 압축비를 얻는 것이 가능하며 이것 또한 급속 압축-팽창 장치의 큰 장점이라 할 수 있다. 행정을 변화시키기 위해서는 상사점과 하사점의 위치를 변경함으로써 가능하고 압축비를 재현하기 위해서는 같은 입력신호에 대하여 같은 행정이 실현되면 압축비를 재현하는 것이 가능하다. 연소부는 아직 제작되어 있지 않으나, 액튜에이터의 정지 위치를 측정함으로써 압축비의 재현성을 조사하여 보았다.

4.2.1 상사점의 위치제어를 통한 압축비의 재현

우선 상사점의 위치제어만을 통하여 압축비의 재현성을 조사하여 보았다. Fig. 4-4와 같이 행정 140 mm, 실린더 직경 100 mm, 압축비 15인 연소실을 가정하였다. 상사점의 위치제어란 입력신호에 따른 액튜에이터의 작동 중 상사점의 위치를 정확히 140 mm에 맞추는 방법이다. 즉 액튜에이터는 액튜에이터 벽에 부딪히지 않고 다시 돌아오는 것이다. 입력신호는 정현파로 진폭을 일정히 하고 주파수를 증가시키면서 같은 신호에 대하여 5 회씩 측정한 상사점에서의 정지위치를 Fig. 4-5에 나타내었다. 액튜에이터 정지위치인 상사점의 변화폭은 주파수가 증가함에 따라 증가함을 알 수 있으며 같은 입력신호에 대하여 5 회씩 얻은 상사점 변화 폭은 모두 ± 2 mm 이내이며 위치제어만으로 볼 때는 4/140 = 2.86 %로서 상당히 정확한 제어가 가능함을 확인하였다. 그러나 상사점에서의

간극 10 mm에 대한 변화폭 ± 2 mm는 매우 큰 것임을 알 수 있다.

액튜에이터의 정지위치를 앞에서 가정한 연소실의 상사점으로하여 압축비를 계산하여 Fig. 4-6에 나타내었다. 압축비는 같은 주파수에 대하여 5 회씩만 측정을 하였으나, Kobori[6)] 등의 실험에서와 같이 상사점의 위치제어를 통하여 압축비를 결정하는 것은 곤란하다는 것을 알았다.

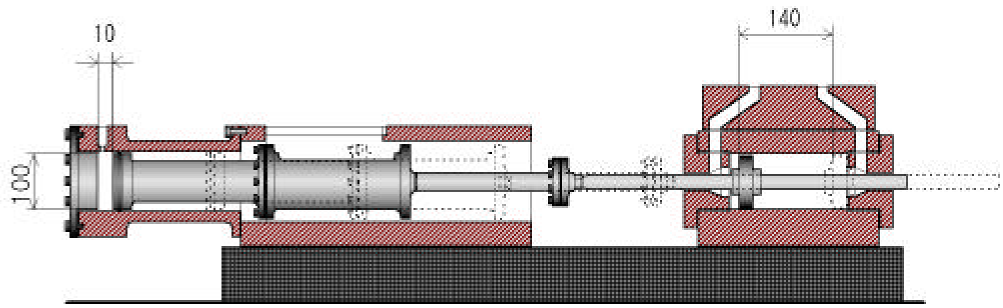


Fig. 4-4 Combustion chamber that is assumed to have stroke 140 mm, cylinder bore 100 mm and compression ratio 15

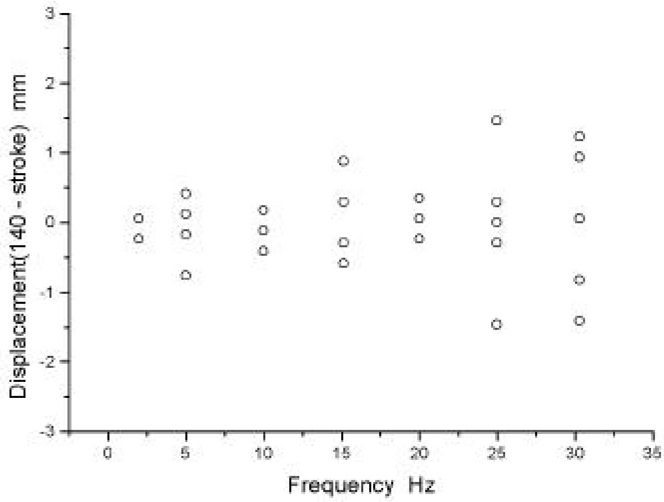


Fig. 4-5 Displacement result of assuming combustion chamber

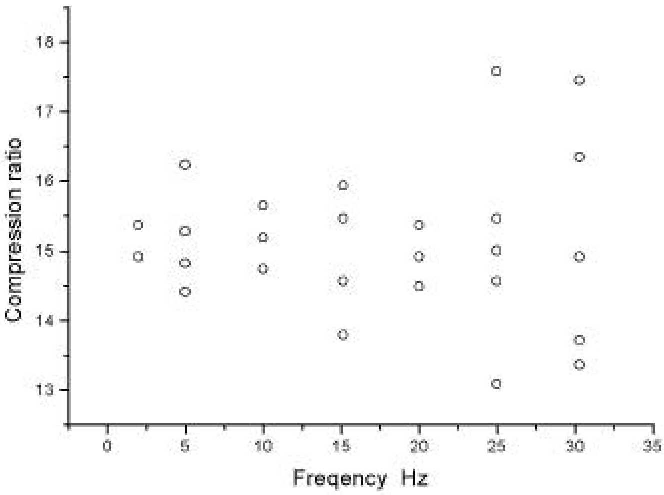


Fig. 4-6 Compression ratio result of assuming combustion chamber

4.2.2 하사점의 위치제어를 통한 압축비의 재현

상사점에서의 액튜에이터 정지위치를 제어하는 것은 작동유의 압축성과 응답성, 관성력 등 많은 변수들을 안다고 하더라도 거의 불가능에 가깝다는 것을 알았다. 상사점의 위치는 액튜에이터가 액튜에이터 실린더 벽에 접촉하여 정지하는 방법을 사용하여 고정하고, 하사점 위치는 압축 시작 전 정지상태의 위치를 제어함으로써 압축비를 결정하는 방식을 사용하였다. 연소실은 앞에서와 같이 행정 140 mm, 실린더 직경 100 mm, 압축비 15인 연소실을 가정하였다.

이 방식은 Fig. 4-7에서 보는 것과 같이 상사점은 액튜에이터의 작동한계점으로 항상 일정하다. 또 약간의 오버 슈트(over shoot)가 발생하더라도 상사점에서의 기간만 증가할 뿐 상사점 위치는 일정하다. 따라서 정지상태에서의 하사점 위치만을 제어하는 것이며 하사점의 위치도 전 작동 후 정지 위치 등에 따라 조금씩 변하고 있으므로 하사점에서 20 ms의 평균 변위를 측정하였다. 같은 입력신호에 대한 하사점의 위치를 15회씩 측정하고 이 하사점 위치부터 상사점까지의 행정으로 압축비를 계산하여 얻은 평균 압축비와 표준편차를 Fig. 4-8에 나타내었다. 압축비는 하사점의 위치를 조절함으로써 다양하게 조절하는 것이 가능하며 하사점의 위치에 따라 선형적으로 변화함을 알 수 있다. 이때 압축비의 표준편차는 전 범위에서 0.02 이내로 얻을 수 있다는 것을 알았다.

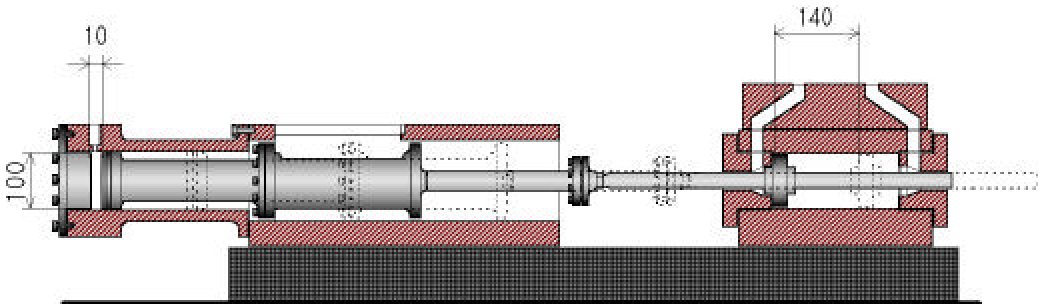


Fig. 4-7 Combustion chamber that is assumed to have stroke 140 mm, cylinder bore 100 mm and compression ratio 15

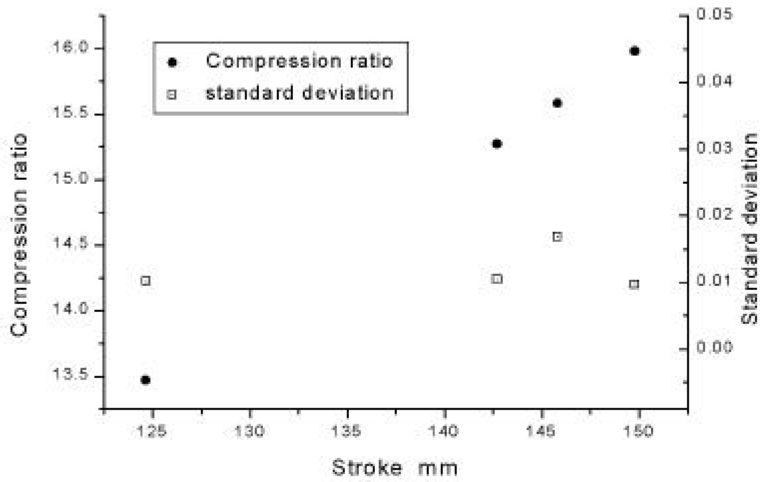


Fig. 4-8 Compression ratio and standard deviation by BDC control

4.3 최적 오일 쿠션

앞에서 설명한 것처럼 상사점의 위치를 결정하는 방법으로 액튜에이터를 액튜에이터 실린더 벽에 접촉시키므로 액튜에이터와 액튜에이터 실린더 사이에는 금속 접촉에 의한 충격이 발생하게 되며 또 변형이 일어나기 쉽다. 구동부의 변형은 장비의 수명을 단축시키며 작동에 치명적이므로 이 충격을 감소시키기 위하여 액튜에이터의 양단에 유압 쿠션을 설치하였다.

Fig. 4-9는 액튜에이터 양단에 설치한 오일 쿠션이다. 쿠션 피스톤이 쿠션 실린더로 진입하면 작동유는 쿠션 피스톤과 쿠션 실린더의 틈새와 니들밸브의 열린 부분에서 스로틀 되면서 액튜에이터가 액튜에이터 실린더의 벽면에 강하게 충돌하는 것을 방지해 준다. 이 연구에서는 쿠션 피스톤과 쿠션 실린더의 틈새 면적과 니들밸브의 개도면적을 합하여 스로틀 개도면적(throttle opening area)이라고 정의한다.

Fig. 4-10은 스로틀 개도면적 49 mm^2, 입력 정현파 50 Hz일 때 액튜에이터의 변위를 나타낸 것으로, 쿠션에 들어가기 전 A 구간의 속도에 대한, 쿠션에 의해 감속되는 구간 B의 속도의 비를 쿠션속도비(cushion speed ratio)라고 정의하였다. 스로틀 개도면적이 지나치게 열려있으면 쿠션속도비가 1에 가까워져서 액튜에이터가 액튜에이터 벽에 강하게 접촉하고 반대로 지나치게 닫혀있으면 쿠션속도비가 0에 가까워져 액튜에이터가 액튜에이터 벽에 접촉하지 않으므로 앞에서 설명했듯이 정확한 압축비를 재현하는 것이 불가능하다. 따라서 쿠션 속도비가 0.5인 스로틀 개도면적을 최적 스로틀 개도면적(optimum throttle opening area)이라고 정의한다.

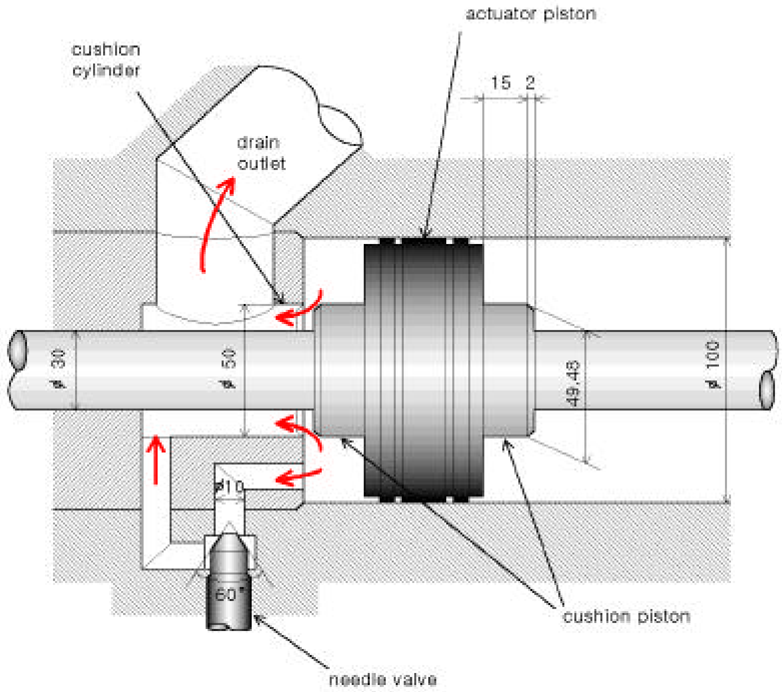


Fig. 4-9 Oil cushion at actuator

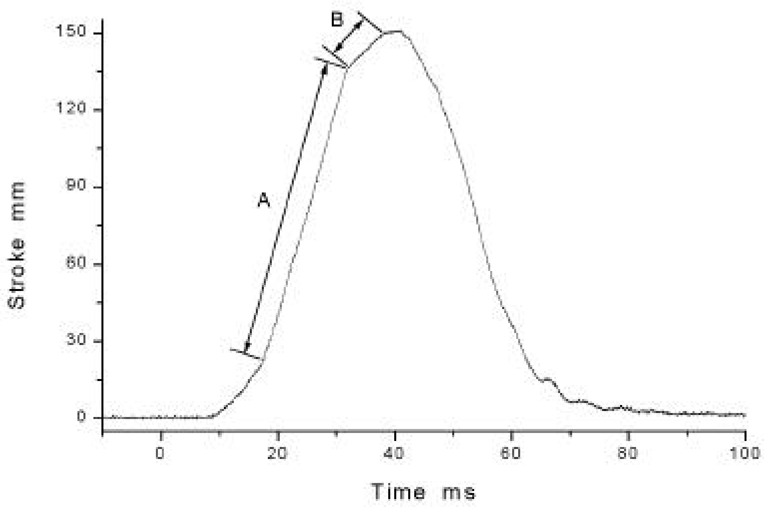


Fig. 4-10 A sample curves of actuator displacement in accordance with reference signal at 21 Hz

4.3.1 니들밸브의 열림량에 따른 영향

스로틀 개도면적은 쿠션 피스톤과 쿠션 실린더 틈새의 일정한 개도면적과 양단에 2 개씩 설치된 지름 10 mm의 니들밸브의 개도면적의 합으로서 니들밸브의 개폐에 의해 스로틀 개도면적 조절이 가능하다.

우선 입력신호를 일정히 하였을 때의 쿠션 속도비를 측정하였다. 입력신호는 1 Hz에서 액튜에이터의 행정 149 mm를 나타내는 진폭으로 일정히 하고 주파수 20 Hz인 정현파 신호로 하고 상사점의 니들밸브를 조금씩 열면서 액튜에이터의 속도를 측정하였다. 이 결과로부터 스로틀 개도면적에 따른 쿠션 속도비로 나타내면 Fig. 4-11과 같다. 스로틀 개도면적이 증가함에 따라 쿠션 속도비도 증가함을 알 수 있으며, 쿠션 속도비의 증가는 선형적으로 증가한다.

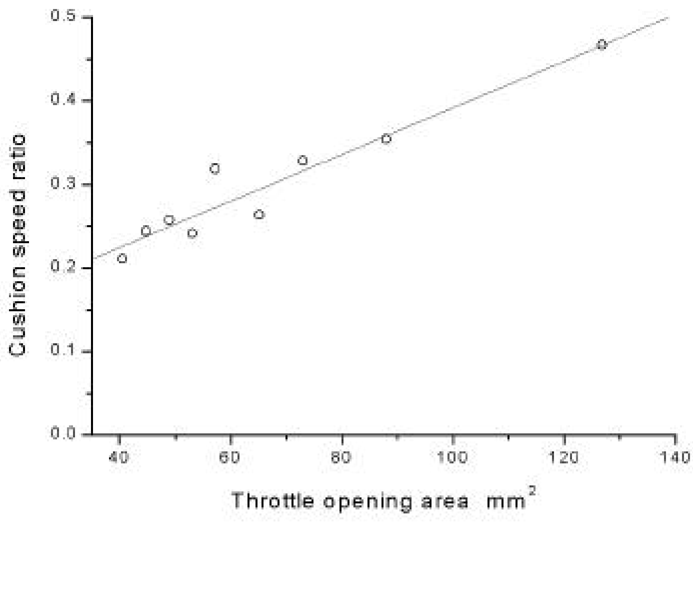


Fig. 4-11 Cushion speed ratio as throttle opening area at 20 Hz

4.3.2 입력 신호의 주파수에 따른 영향

이번에는 스로틀 개도면적을 126.8 mm^2으로 일정히 하고, 액튜에이터의 행정 149 mm를 얻는 입력신호에서 진폭은 일정히 하고 주파수를 증가시키면서 쿠션 속도비를 측정하였다. Fig. 4-12는 입력신호의 주파수에 따른 쿠션 속도비를 나타낸 것이다.

주파수가 증가함에 따라 쿠션 속도비가 증가함을 알 수 있으며, 주파수에 따른 쿠션 속도비의 증가 역시 선형적으로 증가함을 알 수 있다.

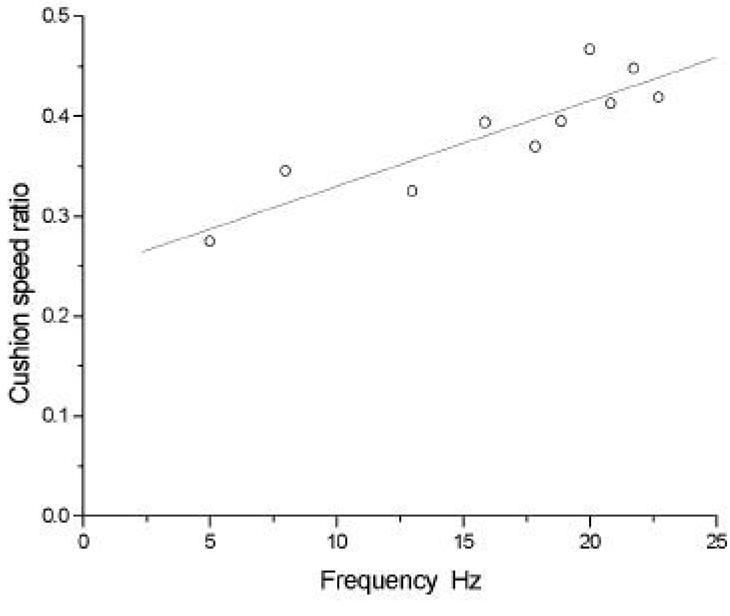


Fig. 4-12 Cushion speed ratio as frequency at throttle opening area 126.8 mm^2

4.3.3 최적 스로틀 개도 면적

앞의 두 실험 결과로부터, 입력신호의 주파수를 20 Hz로 일정히 하였을 때 최적 스로틀 개도면적 138.1 mm^2를 얻었으며, 스로틀 개도면적을 126.8 mm^2으로 일정히 하였을 때 스로틀 개도면적 126.8 mm^2이 최적 스로틀 개도면적이 되는 주파수 29.8 Hz를 얻을 수 있었다.

Fig. 4-13은 위의 두 점으로부터 이 급속 압축-팽창 장치의 운전범위에 대한 최적 스로틀 개도면적을 얻을 수 있었다.

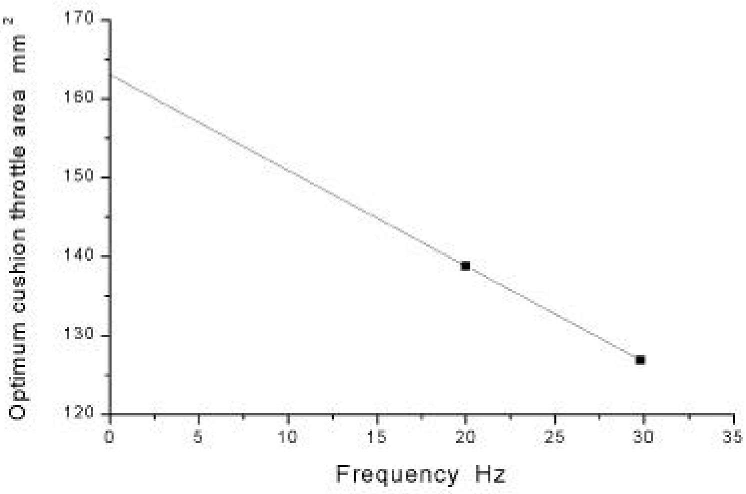


Fig. 4-13 Optimum throttle opening area as frequency

4.4 주파수 응답특성

주파수 응답법은 제어계에 정현파 신호를 가할 때 출력신호의 응답성을 확인하는 것으로, 입출력 신호의 진폭비와 위상차를 측정하는 것이다. 입력신호의 주파수에 대한 신호전달 특성을 주파수 응답특성(frequency response)이라 한다[12].

Fig. 4-14에서

입력 정현파 = $a \cdot \sin \omega t$

출력 정현파 = $b \cdot \sin(\omega t + \theta)$

라고 하면,

$$\text{진폭비} = \frac{\text{출력신호 진폭}}{\text{입력신호 진폭}} = \frac{b}{a}$$

$$\text{위상차} = \theta$$

이 된다.

그러나 본 장치에서는 입력신호는 전기신호이고 출력신호는 액튜에이터의 변위이므로 두 신호의 차원을 일치시켜야 위와 같은 계산을 할 수 있다. 그리고 저주파수일 때 진폭비는 1이므로[13], 본 실험에서는 주파수 응답특성을 조사하기 위하여 스로틀 개도면적 126.8 mm^2, 하사점 1 mm일 때, 1 Hz의 입력 정현파에서 액튜에이터의 행정 149 mm를 얻는 입력신호의 진폭을 일정히 하고 주파수만 변경하여 액튜에이터의 응답특성을 조사하였다.

Fig. 4-15는 입력 정현파에 따른 액튜에이터의 변위를 나타낸 것이다. 본 시스템의 게인(gain)과 위상지연(phase lag)은 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.

$$gain = 20 \log \left(\frac{b}{a}\right) \qquad [dB]$$

$$phase\ lag = 180 \frac{\theta - \omega}{\omega} \qquad [degree]$$

앞에서 설명한 것처럼 입력신호의 진폭 a = 149 mm로 항상 일정하다.

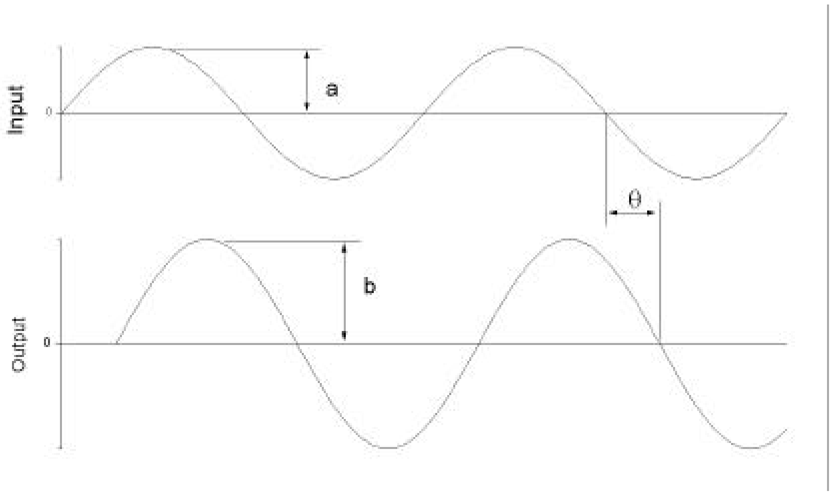


Fig. 4-14 Frequency response

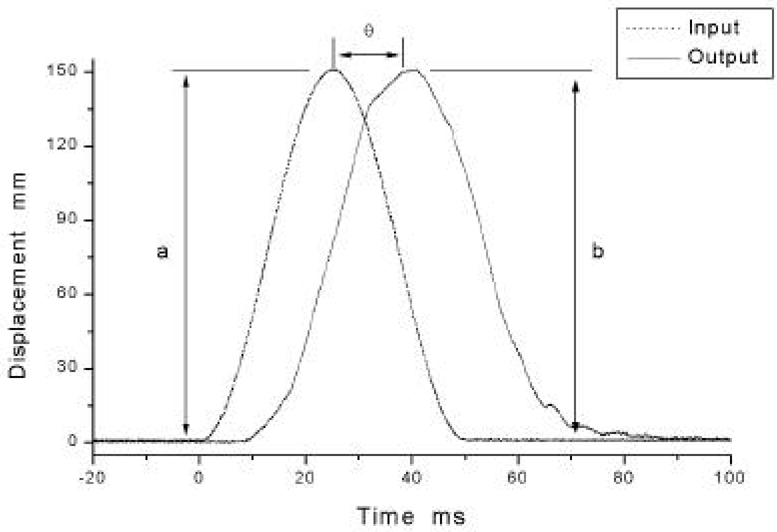


Fig. 4-15 A sample of frequency response of a new RCEM

Fig. 4-16은 위와 같은 방법으로 게인과 위상지연을 계산하여 보드선도(bode plot)로 나타낸 것이다. 보드선도는 입력신호의 주파수를 변화시킬 때의 응답특성을 시각적으로 나타내며[12], 폐(閉) 루프(loop) 시스템의 안정도를 결정하는데 사용된다[14]. 이 시스템은 다차 시스템이기 때문에 오버슈트가 발생하지만, 앞에서 설명한 것처럼 액튜에이터의 이동범위가 제한되어 있으므로 최대 게인(gain)은 0 dB이다. 이 보드선도에서 29.4 Hz까지는 게인 0.0 dB을 유지하고 있으며, 15.8 Hz에서부터 위상지연이 크게 증가하기 시작하여 62.5 Hz에서는 179.4° 에 이르고 있는 것을 알 수 있다.

Fig. 4-17은 최대행정 100 mm인 기존 급속 압축-팽창 장치의 보드선도로써, 게인 0.0 dB인 최대주파수는 16.7 Hz이었고 이때 위상지연은 약 40° 이었으나[6], 본 장치는 게인 0.0 dB인 최대 주파수는 29.4 Hz이며, 기존 장치와 같은 위상지연 40° 되는 주파수는 20.8 Hz이었다.

따라서 최대 행정이 150 %로 증가하였음에도 불구하고, 액튜에이터 구동용 축압기의 용량증대, 축압기와 액튜에이터 사이의 유로 개선, 서보밸브의 응답속도 향상 등을 통하여 주파수 응답특성이 향상되었음을 확인할 수 있었다.

위상지연이 -180° 일 때 게인이 0.0 dB이하이거나, 또는 게인이 0.0 dB일 때 위상각이 -180° 이내에 있으면 안정[15]하기 때문에 본 시스템은 안정하고, 이 때 게인여유(gain margin)는 3.61 dB이며 위상여유(phase margin)는 81.6° 이다.

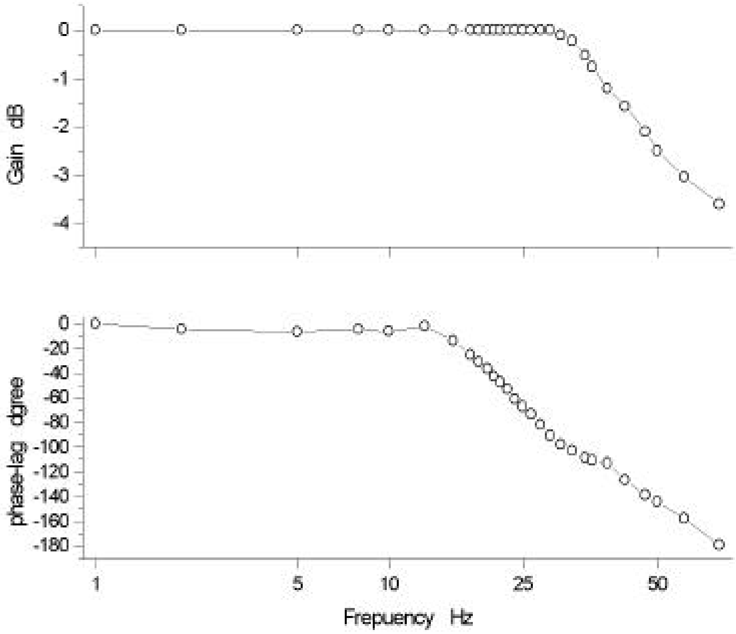


Fig. 4-16 Bode plot of a new RCEM

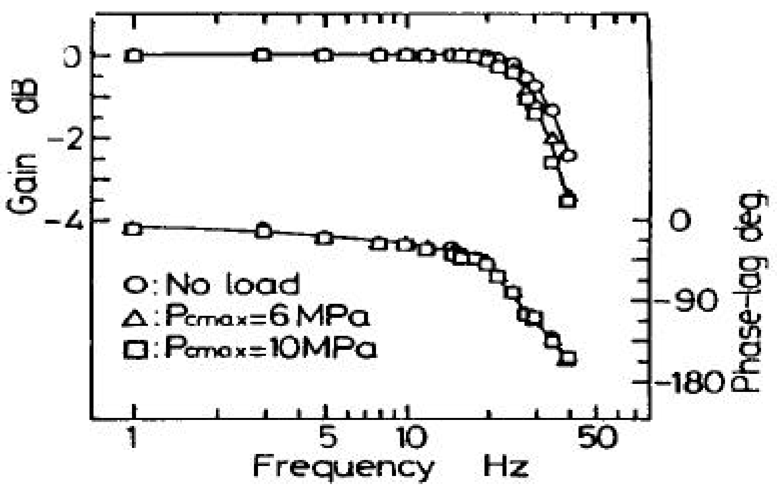


Fig. 4-17 Bode plot of existing RCEM

4.5 압축속도

피스톤 왕복식 내연기관의 연소 시험에 급속 압축-팽창 장치를 활용하는데 있어서 압축 속도가 가장 중요하다고 할 수 있다. Fig. 4-18에서와 같이 입력신호의 주파수와 같은 동작을 하는 피스톤의 속도를 요구 피스톤 속도(required piston speed) S_r로 간주하고 액튜에이터의 실제 주파수에 상당하는 피스톤 속도를 실제 피스톤 속도(actual piston speed) S_a라고 볼 때, 요구 피스톤 속도에 대한 실제의 피스톤 속도의 실현 상태를 알아 보았다.

보드선도에서 31.3 Hz에서 게인 - 0.1 dB이기 때문에, 29.4 Hz까지 입력 정현파에 대한 액튜에이터의 속도를 조사하였다. 요구 피스톤 속도 및 실제 피스톤 속도는 피스톤의 행정 149 mm를 입력신호 상승기간 t_r 및 출력신호 상승기간 t_a로 각각 나누어서 구할 수 있다.

Fig. 4-19는 요구 피스톤 속도에 따른 실제 피스톤 속도를 주파수로 환산하여 나타낸 것이다. 주파수가 18.1 Hz이하의 범위에서는 주파수가 증가함에 따라 액튜에이터의 속도도 빨라지나, 그 이상의 주파수에서는 액튜에이터의 속도증가가 급격히 감소하였다. 이러한 현상은 Kobori[6] 등이 제시한 바 스풀의 오버랩 가공에 따른 영향으로 생각된다. 시험의 범위에서 최고의 실제 피스톤 속도는 19.38 Hz를 얻을 수 있으며 이는 크랭크 회전수 1162 rpm에 상당한다.

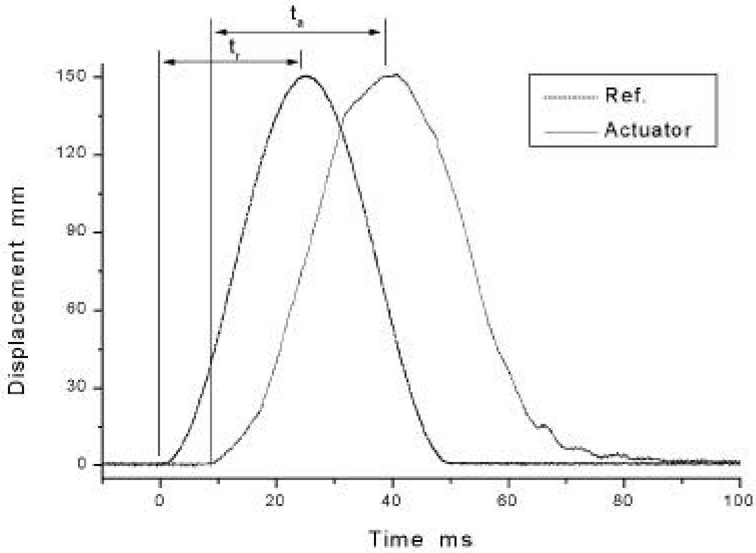


Fig. 4-18 A sample of required piston speed and actual piston speed

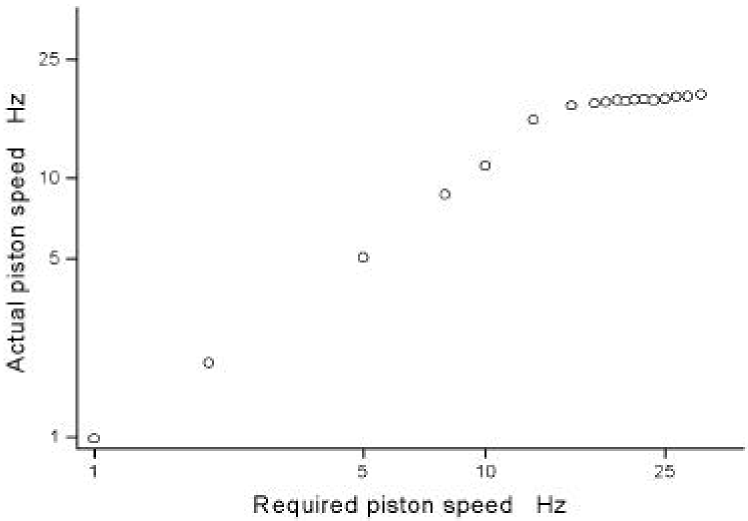


Fig. 4-19 Actual piston speed as required piston speed

제 5 장 결 론

급속 압축-팽창 장치는 내연기관의 연소실험을 행함에 있어 유용성이 확인되어 왔으며, 다양한 연소실험이 진행되고 있다. 본 연구에서는 내연기관의 연소실험을 위하여 최대 행정 150 mm인 신형 급속 압축-팽창 장치를 설계 제작하고 그 성능시험으로부터 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 시스템의 유량계수는 입력신호의 주파수가 증가함에 따라 감소한다.

2. 하사점의 위치를 제어함으로써 다양한 압축비로 조정이 가능하고, 압축비 표준편차 0.01 0.02의 정밀도를 갖는 RCEM이 실현되었다.

3. 유압 쿠션장치의 니들밸브로써 쿠션강도의 조정이 가능하며, 주파수에 따른 최적 스로틀 개도면적을 결정할 수 있다.

4. 최대행정의 증가에도 불구하고, 기존 RCEM보다 주파수 응답특성이 향상되었음을 확인하였다.

5. 무부하 운전시험으로써 최고 피스톤 압축속도가 19.4 Hz(1162 rpm 상당)인 RCEM이 실현되었다.

참 고 문 헌

1. 河野 通方, 角田 敏一, 藤本 元, 氏家 康成, 最新內燃機關, 朝倉書店, P. 53-71, 1995

2. 池上 詢, 三輪 惠, 稻田 溝, "急速壓縮裝置によるディ一ゼル噴霧の着火および燃燒の硏究", 日本機械學會, 47권 413호, 1981

3. 小林 治樹, 神本 武征, 松岡 信, "ディ一ゼル機關の燃燒および熱傳達の基本的硏究のための大形急速壓縮裝置の試作", 日本機械學會, 48권 425호, 1982

4. Tasakuni Hayashi, Masahiro Taki, Shinji Kojima and Teruaki Kondo, "Photographic Observation of Knock with Rapid Compression and Expansion Machine", SAE technical paper 841336, 1984

5. 神本 武征, 神藤 英彦, 小堀 繁治, 小林 治樹, 土屋 一雄, "ディ一ゼル機關の燃燒のための急速壓縮膨脹裝置の試作に關する硏究", 日本機械學會, 55권 512호, 1989

6. Shigeharu Kobori and Takeyuki Kamimoto, "Development of a Rapid Compression-Expansion Machine Simulationg Diesel Combustion", SAE technical paper 952514, 1995

7. 이영호, 이연원, 윤정인, 유체기계, 태훈출판사, P. 7 - 47, 1999

8. 대하출판, 유압 서보 제어의 설계, 전기연구사, P. 113 - 194, 1989

9. 이종순, 최신 유체기계, 동명사, P. 253 - 276, 1994

10. 김현득, 조경우, 유압공학 핸드북, 대광서림, P. 375 - 385, 1977

11. 日本油空壓協會, 油空壓便覽, オ-ム社, P. 137 - 141, 1975

12. 홍정석, 김장환, 전경일, 최동진, 최신 자동제어, 형설출판사, P. 175 - 211, 1990

13. 中野 道雄, 美多 勉, 制御基礎理論, 昭晃堂, P. 67 - 83, 1997

14. 박상희, 김도현, 제어 시스템, 탑출판사, P. 316 - 326, 1983

15. 林 眞作, 吉田 裕一, 電氣電子工學大百科事典 2권, 電氣書院, P. 135 - 150, 1984

감사의 글

학문의 의미를 가르쳐 주시고 논문이 완성될 수 있도록 지도하여 주신 배종욱 교수님께 진심으로 감사드립니다. 아울러 바쁘신 중에도 더 좋은 논문이 되도록 많은 지도와 조언을 주신 오인호 교수님, 조권회 교수님께 감사드립니다.

本研究を進めるにあたり, お忙しいもかかわらず御指導を戴いた 東京工業大學 制御システム工學科 松井 幸雄 教授, 小酒 英範 助教授に對して心より御禮申し上げます. また貴重な御助言戴いた 茨城工業高等專門學校 機械工學科 小堀 繁治 助教授, 良き相談相手として御助言戴いた 相澤 哲哉 助手にも御禮申し上げます. 境野 誠 君を始め, いつも快く御協力戴いた 松井小酒研究室の皆様に厚く感謝致します.

그리고 외로운 이국 땅에서 많은 지도와 격려를 해 주셨던 정중식 선배님, 남택근 선배님, 이홍걸 선배님, 김재경 선배님, 이재원 선배님, 권율 선배님께 감사드리며 좋은 결실 있길 기원합니다. 또 논문이 완성될 수 있도록 여러 가지로 도와주신 연소공학연구실의 김동호 선배님, 진선호 선배님, 정태평 선배님, 김봉수 선배님께 감사드립니다. 이 외 많은 조언과 도움을 주신 선배님, 동기, 후배들에게도 감사의 뜻을 표합니다.

이날이 있기까지 헌신적인 보살핌과 사랑을 주신 부모님과, 힘들 때마다 용기와 희망을 준 형님들과 누님 그리고 박수미와 기쁨을 함께 하고 싶습니다.

마지막으로 이 논문이 있을 수 있도록 도와주신 모든 분들께 다시 한번 감사드리며, 앞으로도 많은 지도 부탁드립니다.

2000년 12월