

대형 2행정 디젤기관에 있어서 전자제어 퀴ل 부착 모터구동 실린더 주유기의 송출유량 특성에 관한 연구

배명환^{*1)} · 정화²⁾ · 정연학³⁾ · 김인덕³⁾ · 강창호⁴⁾

경상대학교 기계항공공학부, 공학연구원^{*1)} · 한국폴리텍Ⅷ대학 진주캠퍼스²⁾ ·
경상대학교 대학원³⁾ · 경상대학교 공학연구원⁴⁾

A Study on Feed Rate Characteristics of Motor-driven Cylinder Lubricator with Electronic Control Quill in a Large Two-stroke Diesel Engine

Myung-whan Bae^{*1)} · Hwa Jung²⁾ · Yeun-hak Jung³⁾ · In-deok Kim³⁾ · Chang-ho Kang⁴⁾

¹⁾Engineering Research Institute, School of Mechanical and Aerospace Engineering,
Gyeongsang National University, Gyeongnam 660-701, Korea

²⁾Jinju Campus of Korea Polytechnic VIII Colleges, Gyeongnam 660-996, Korea

³⁾Graduate School, Gyeongsang National University, Gyeongnam 660-701, Korea

⁴⁾Engineering Research Institute, Gyeongsang National University, Gyeongnam 660-701, Korea

(Received 1 August 2006 / Accepted 15 July 2007)

Abstract : Minimizing the cylinder wear and the consumption rate of cylinder oil in a large two-stroke marine diesel engine is of great economic importance. In Korea, authors first developed a motor-driven cylinder lubricator for a Wäertsilä Switzerland large two-stroke diesel engine. The characteristic of the developed product is that can control automatically the oil feed rate with a load fluctuation by the motor drive and the offset cam. For manufacturing the reliable and useful products, however, it is necessary to investigate further characteristics and to improve performances as a cylinder lubricator. In this study, the effects of pump motor speed, plunger stroke and cylinder back pressure on oil feed rate, maximum discharge and delivery pressures are experimentally investigated by using the electronically controlled quill injection system and distributor in the developed cylinder lubricator. It is found that the oil feed rates of electronic control and mechanical type quills with the in-cylinder back pressure are differently characterized by the role of accumulator, the viscous resistance of contact area, etc. It can be also shown that the maximum discharge pressure of the electronic control quill is lower than the mechanical type one but the maximum discharge pressure difference of two types decreased as plunger stroke is small, and the maximum delivery pressures of two types increased as plunger stroke, motor speed and back pressure are elevated but the maximum delivery pressure of mechanical type is higher than the one of electronic control type.

Key words : Cylinder lubricator(실린더 주유기), Large two-stroke diesel engine(대형 2행정 디젤기관), Oil feed rate (송출유량), Electronic control quill(전자제어 퀴), Distributer(분배기), Maximum discharge and delivery pressures(최대 토출 및 송출 압력), Plunger stroke(플런저 행정)

1. 서론

석유가의 폭등으로 인한 가격 불안정은 세계경제

를 어렵게 만들고 있지만, 우리나라의 조선업계는 지속적인 수주량의 증가로 인해 수년간의 물량이 확보되어 조선경기는 당분간 호황이 지속될 것으로 전망되기 때문에, 차체에 모든 조선기자재의 국산

*Corresponding author, E-mail: mwbae@nongae.gsnu.ac.kr

화 개발에 박차를 가할 필요가 있다.

저자들은 아직 국산화 개발이 되어 있지 않는 Wärtsilä Switzerland사 대형 2행정 디젤기관의 실린더 주유기에 대해 효율적인 유회조건을 유지시켜 적절하게 주유를 시킬 수 있도록 기존 주유기를 토대로 산학공동에 의한 완전 국내기술로 설계하고 제작한 시스템을 개발하였다. 또한, 개발된 실린더 주유기 시스템의 송출유량 특성을 조사하기 위해 기초적 실험을 수행하였고, 사용자의 요구에 맞는 제품을 구현하기 위해 실험 데이터를 피드백시켜 신뢰성이 있는 제품으로 개량시키는 연구를 지속적으로 하고 있다.¹⁻⁴⁾

대형 2행정 디젤기관에 있어서 실린더의 유회는 실린더오일이 실린더 라이너를 관통한 주유공을 통해 강제로 주유되는 방식이다. 이러한 유회의 역할은 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 부식과 마찰을 감소시키고, 밀봉의 효과를 증대시키기 위한 것으로, 이러한 장치는 플런저와 바렐로 구성된 플런저 펌프인 실린더 주유기이다.⁵⁾

실린더 주유방법은 실린더 점동부품의 신뢰성, 내구성 등에 영향을 주기 때문에, 어떠한 주유방법이 이상적인지에 대해서는 현재까지 명확한 설이 없을 뿐만 아니라, 신뢰할 수 있는 실적이나 실험데이터도 많지는 않다.⁶⁾

그런데 최근 고속형(상품명으로 알파 주유법이라고 한다.) 및 SIP(Swirl Injection Principle)의 새로운 실린더 주유방법이 시도되었고, 그 결과로서 실린더 주유율을 감소시킬 수 있다고 하는 실적 데이터가 발표되었다. 따라서 실린더 점동상태를 악화시키지 않고 실린더 주유량을 줄일 수 있다고 하면 이러한 방법들은 대형 2행정 디젤기관의 운전 경제성에 크게 기여하게 된다.^{7,8)}

본 연구에서는 실제 대형 2행정 디젤기관에서 적용되고 있는 분배기를 실린더 주유기와 모형 실린더 사이에 설치하고, 전자제어에 의해 끝단의 쿨을 조절할 수 있도록 솔레노이드 밸브를 장착한다. 실제기관의 분위기에 맞도록 질소가스에 의해 모형 실린더 내의 압력을 일정하게 형성시킨 다음, 실린더 배압, 모터 회전속도 및 플런저 행정이 실린더 주유기의 성능에 미치는 영향을 파악하기 위해 최대

토출압력, 최대 송출압력 및 송출유량을 측정하고, 쿨만의 기계식 경우와 비교하여 실린더 주유기의 성능을 조사하는 것이 목적이다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1에는 실린더 주유기에 배압을 걸어 준 상태에서 전자제어에 의해 주유기 본체의 성능을 시험하기 위해 구성한 실험장치 개략도를, Table 1에는 실린더 주유기의 주요 제원을 보여주고 있다.

배압을 걸어주기 위해 제작된 직경 100 mm, 높이 100 mm, 두께 50 mm의 모형 실린더를 설치하였고, 질소가스를 사용해 모형 실린더내의 배압을 형성시켜 주었다. 또한, 주유기 출구로부터 관길이 6.78 m의 끝단에 전자제어 시스템에 의해 작동되는 솔레노이드 밸브를 대형 2행정 디젤기관용 실제 쿨에 부착시켜 실린더 오일이 유효한 기간에 분사될 수 있도록 하였고(이하 전자제어식 쿨분사라고 칭한다.), 쿨만을 사용하여 분사했을 경우(이하 기계식 쿨분사라고 칭한다.)와 송출유량 특성을 비교하였다.

쿨내의 어큐뮬레이터에는 실린더, 압축 스프링,

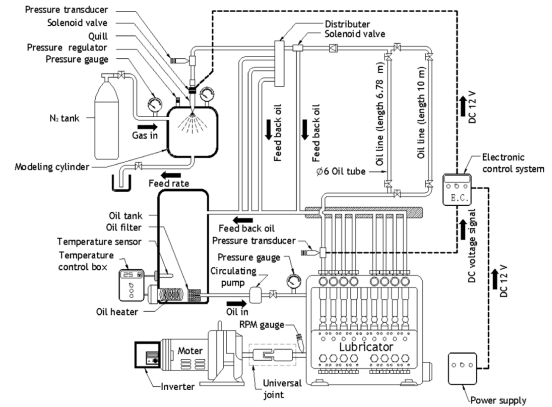


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Specifications of test cylinder lubricator

Item	Specification
Type	RTA48T
Plunger diameter (mm)	12
Stroke (mm)	9
Discharge quantity (cc/(point · stroke))	2.03

피스톤 및 다이어프램으로 구성되어 있고, 압축공기에 의해 구동시키고 전자제어 시스템에 의해 제어되는 솔레노이드 밸브가 앞에서 설명한 것처럼 쥬얼에 장착되어 있다.⁴⁾

전자제어 시스템의 전원은 DC 12 V를 사용하고, 주유구 끝단에서 0.03 m 떨어진 지점에 설치한 압전식 압력계에서 측정된 압력이 규정압력 이상일 경우에 제어 시스템은 쥬얼에 부착된 솔레노이드 밸브에 DC 12 V가 공급된다. 이 때 규정전압은 선택스위치에 의해 조절할 수 있다.

주유기로 유입되기 전의 윤활유는 오일탱크에 저장하고, 오일의 온도를 높이기 위하여 코일식 전기히터(3 kW × 2대)에 의해 윤활유를 가열시킨다. 가열된 윤활유는 유압펌프에 의해 주유기내의 저장탱크 내로 유입되어지는데, 설정온도를 자동적으로 조절하기 위해 온도센서가 부착된 온도조절기를 탱크 내에 설치하였다.

오일탱크와 주유기 사이의 관을 통과하는 시간, 주유기내로 유입되어 체류하는 시간, 주유구를 통하여 주유관을 통과하는 시간 동안에 발생하는 온도변화를 작게 하기 위해 주유기 내에 코일식 전기히터(75 W)를 설치하여 자동 온도조절기에 의해 설정온도가 유지되도록 하였다. 또한, 온도차를 가능한 줄이도록 하기 위해 관 전체를 보온재로 감쌌다.

주유기 본체인 플런저 펌프의 회전속도는 주유기 축에 설치된 광센서를 이용한 레이저 회전속도 측정장치(Pocket tachometer TESTO 465)에 의해 측정하였고, 모터 축과 연결된 인버터(KC-1500A)의 주파수에 의해 바꿀 수 있도록 되어 있다.

실린더 1기에 대해 상단 및 하단에서 주유하기 때문에 4 실린더용 주유기의 경우에는 전체 주유구가 8개인데, 동일한 실험조건에서는 각 주유구의 토출량이 같다고 가정하여 1번 주유구의 성능만을 측정했고, 나머지 주유구의 토출량은 탱크로 반송되도록 관을 설치하였다. 1번 주유구의 끝단에서 0.03 m 떨어진 위치의 토출압력과 쥬얼에서 분사되기 전 주유관 끝단의 송출압력을 측정하기 위해 압전식 압력계를 각각 설치하였다.

유량 측정시간을 제어하기 위해 쥬얼에서 0.5 m 떨어진 지점의 유관에 타이머가 부착된 솔레노이드

밸브(KSO-G-2B)를 설치하였다. 이전 실험²⁻⁴⁾에서는 주유기의 1번 주유구로부터 토출된 실린더 오일을 그대로 분사시켜 송출유량 특성을 조사했다. 그러나 본 연구에서는 쥬얼에서 0.4 m 떨어진 지점의 유관에 실제 대형 2행정 디젤기관에 사용되고 되고 있는 분배구가 4개인 순차적 정량분배방식 분배기(Lubriquip, 4 section divider)를 설치하여 윤활의 효과를 높이기 위해 이전 연구²⁻⁴⁾에서와 동일한 분사량을 90°의 위상차로 1/4씩 나누어 분사할 수 있도록 하였다. 주유관은 내경 6 mm인 스테인리스 강관을 사용했다.

2.2 실험방법

측정항목에 따른 실험조건은 Table 2에 나타내고 있다. 운전 중인 실제 디젤기관과 유사한 환경을 설정하기 위해 본 실험에서는 오일온도를 45°C로 가열하여 사용하였다. 주유기 모터의 회전속도는 60, 80, 100 및 120 rpm로 변화시켰고, 플런저 행정은 9 mm이지만, 2에서 8 mm까지 2 mm씩 증가시켰다.

이전연구^{9,10)}에 의하면 주유관 길이는 주유기 성능에 거의 영향을 미치지 않았기 때문에, 본 연구에서는 주유관 길이를 이전 연구²⁻⁴⁾와 동일한 6.78 m로 하였다.

실제 대형 2행정 디젤기관은 실린더내의 공기를 압축하는 과정 중에 실린더 오일이 주유된다. 따라서 주유기에서 분출되는 압력이 실린더내의 압력보다 높을 때에만 실린더 오일이 분사되어 윤활유로서의 역할을 할 수 있다. 실제 대형 2행정 디젤기관에서는 실린더내 압력이 10 ~ 20 bar일 때 주유기에서 실린더 오일이 주유되는 것으로 알려져 있다. 따라서 실린더 오일의 압력이 너무 낮은 경우에는 오일로서 고유의 역할을 제대로 하지 못한다.

Table 2 Experimental conditions and measuring items

Plunger stroke (mm)	2, 4, 6, 8
Pump motor speed (rpm)	60, 80, 100, 120
Back pressure (bar)	6, 11, 16
Oil pipe length (m)	6.78
Measured spot of maximum discharge pressure (m)	0.03
Control pressure of quill (bar)	6, 11, 16

본 연구에서 주유된 실린더 오일이 유효한 역할을 하기 위해서는 실린더내의 압력이 어느 일정 이상에 도달한 경우에 분사되어야 한다. 실험에서 모형 실린더 내의 배압은 6, 11 및 16 bar로 하였는데, 6 bar는 실린더오일이 분사될 때의 실린더내의 압력 범위는 아니지만, 비교하기 위해 실험조건으로 추가하였다.

전자제어 시스템은 DC 12 V로 작동되는데, 주유시 켈에 설치되어 있는 솔레노이드 밸브로 신호가 전달되어 작동하게 된다. 이 때 전자제어 시스템 내의 규정전압은 선택스위치에 의해 0.5 V(6 bar), 1 V(11 bar), 1.5 V(16 bar)로 바꿔 실험을 하였다.

각 실험조건에서의 측정된 압력파형을 디지털 스토리지 오실로스코프(Yokogawa DL9240, 8 bits, 2.5 MW/CH)에 저장하고, 저장된 압력파형에서 최대 토출 및 송출 압력을 구하였다.

송출 유량은 타이머 부착 솔레노이드 밸브를 이용하여 120초 동안의 유량을 전자저울(Precisa XT 1220 M, 최소 측정단위 0.001 g)로 계량하여 단위시간당 질량 값으로 나타내었다.

실험에 사용된 실린더 오일은 Mobil Gard 570으로 주요한 물리적 및 화학적 특성은 저자들의 논문²⁾을 참고하기 바란다. 본 연구의 실험에 있어서 주유기 회전속도의 변동률은 1 rpm 미만이었으며, 실린더의 오일온도 변동률은 2°C 미만이었다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 송출유량 특성

오일온도 45°C에서 실린더 주유기 회전속도 60, 80, 100 및 120 rpm일 경우, 플런저 행정을 파라미터로 하여 송출유량 특성을 나타낸 것이 Fig. 2이다.

그림으로부터 플런저 행정과 모터 회전속도가 증가할수록 전자제어 및 기계식에 관계없이 송출유량은 증가하였지만, 배압이 증가할수록 송출유량은 감소하고 있음을 알 수 있다.

그런데 그림에서 배압 6 bar인 경우에는 전자제어 켈분사의 경우에 송출유량이 더 많았고, 배압 16 bar에서는 전자제어 켈분사의 송출유량이 더 적었다. 그러나 실험조건에서 11 bar의 경우에는 전자제어

켈분사의 경우가 약간 송출유량이 적었지만, 전자제어 유무에 관계없이 거의 비슷한 송출유량을 나타내고 있음을 알 수 있다.

또한, 그림에서 배압이 증가할수록 송출유량이 감소하는 것은 송출속도가 작아지기 때문이고, 플런저 행정이 증가할수록 송출유량이 증가하는 것은 체적이 증가되기 때문이다. 그런데 동일한 조건에서 배압이 11 bar를 초과하지 않는 경우에는 전자제어 켈분사가 기계식 켈분사의 경우보다도 오히려 송출유량이 많아짐을 알 수 있다. 이것은 배압이 낮아지면 켈내의 어큐물레이터 역할이 아주 미미해져서 축압유량이 적어지고 상대적으로 분사기간 중의 분사량이 적어지기 때문에 전자제어의 경우보다 송출유량이 적어진다. 한편, 배압이 커질수록 전자제어를 하지 않는 기계식의 경우에 어큐물레이터의 기능이 커져서 축압유량이 많아지고 상대적 분사기간이 길어져 송출유량이 증가하게 될 것으로 예측된다.

본 연구에 있어서 전자제어식 켈분사의 경우에는 켈내부의 심압봉을 제거한 상태인 ϕ 7 mm의 관에서 분사하고, 전자제어를 하지 않은 기계식의 경우에는 어큐물레이터의 역할을 살리기 위해 내부에 ϕ 6 mm의 심압봉이 들어 있기 때문에 실제로 실린더 오일은 양쪽의 ϕ 0.5 mm의 관사이로 통과하게 된다. 따라서 이 경우에 점성이 큰 실린더 오일은 점축면적이 2배 정도 크기 때문에 점성저항이 커져 분사속도도 작아지고, 송출유량도 적어지는 반면에 압력은 상승한다.

3.2 최대 토출압력 특성

Fig. 3에는 주유기 출구로부터 0.03 m 정도 떨어진 지점에서 주유관 길이가 6.78 m인 경우, 플런저 행정과 주유기 모터의 회전속도를 파라미터로 하여 토출되는 최대압력을 배압에 대해 나타내고 있다.

그림에서 회전속도와 플런저 행정이 증가할수록 최대 토출압력은 증가하고 있다. 또한, 배압이 증가할수록 최대 토출압력도 증가하고 있지만, 플런저 행정이 4 mm 이하인 경우에는 배압에 관계없이 최대 토출압력은 모터 회전속도의 증가에 따라 완만하게 증가하거나 거의 일정한 값으로 수렴되고 있다. 또한, 전자제어의 영향도 적어짐을 알 수 있다.

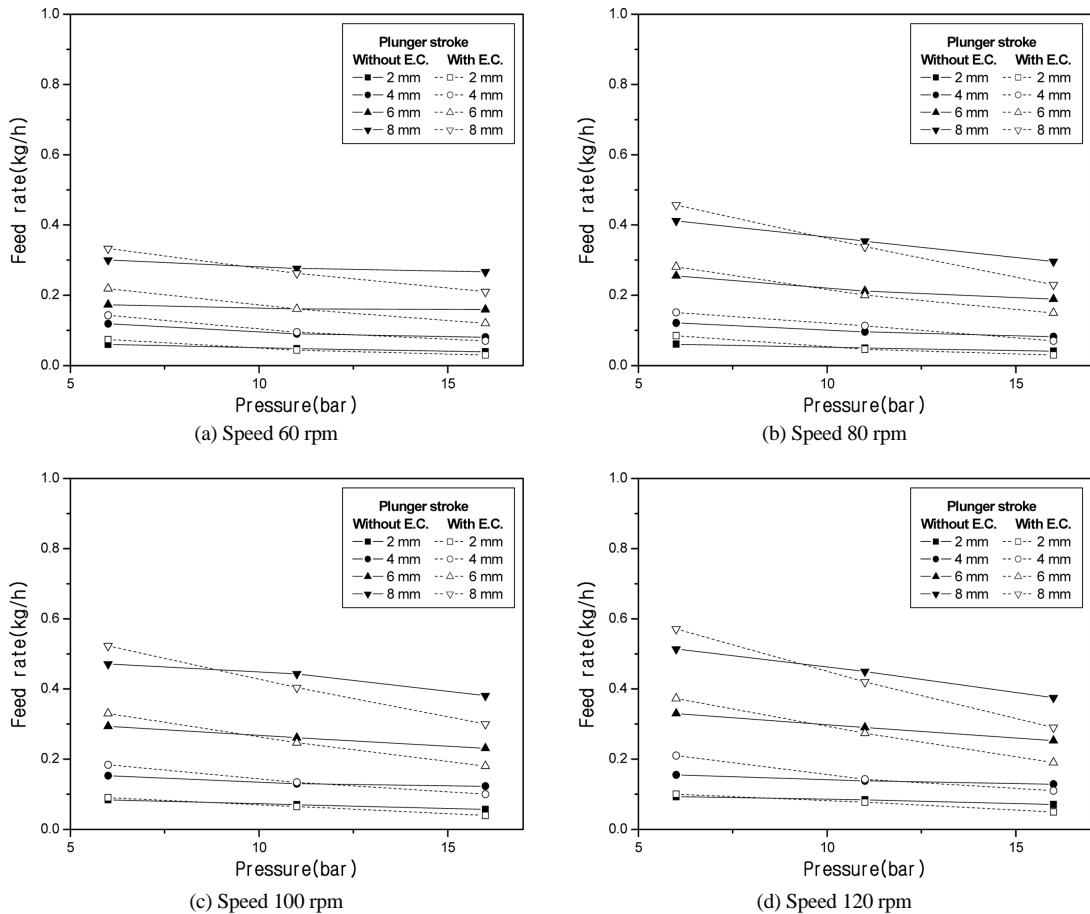


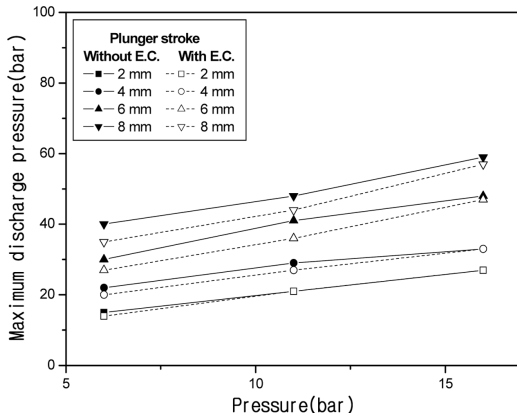
Fig. 2 Effect of back pressure on feed rate for four kinds of cylinder lubricator speed as a parameter of plunger stroke with and without electronic control of quill (oil pipe length = 6.78 m, oil temperature = 45°C)

2행정 대형 디젤기관에서 실제운전 중에는 실린더 내의 공기를 압축하는 과정중인 10~20 bar에서 실린더 오일이 주유되는 것으로 알려져 있다. Fig. 3에서 모터 회전속도와 플런저 행정에 따라 다르지만, 본 연구에서 개발한 주유기는 토출구에서 배압보다 2배 이상 높은 최대압력으로 토출되고 있음을 알 수 있다. 또한, 전자제어 퀴분사가 퀴만의 기계식 분사보다는 최대 토출압력이 낮아지지만, 플런저 행정이 작아질수록 두 분사 방법 간 최대 토출압력의 차이는 작아지고 있다.

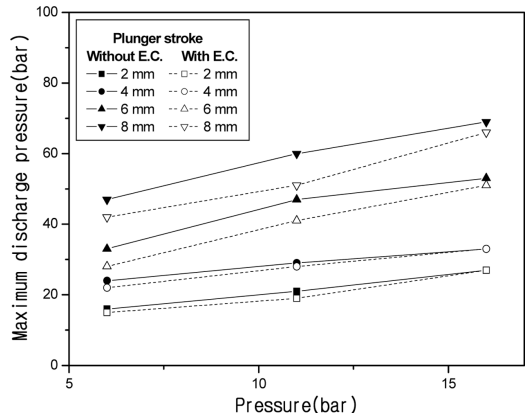
이것은 송출유량 특성에서 고찰한 것과 같이 배압이 낮아지면 퀴내의 어큐뮬레이터 역할이 약화되어 축압유량이 적어진다. 따라서 상대적으로 분사 기간 중의 분사량이 적어지기 때문에, 속도도 감소

되어 전자제어의 경우보다 송출유량이 적어진다. 또한, 접촉면적이 2배 정도 커지기 때문에 결국은 관내의 압력도 남아 있어 최대 토출압력은 전자제어 퀴분사 경우보다 커진다.

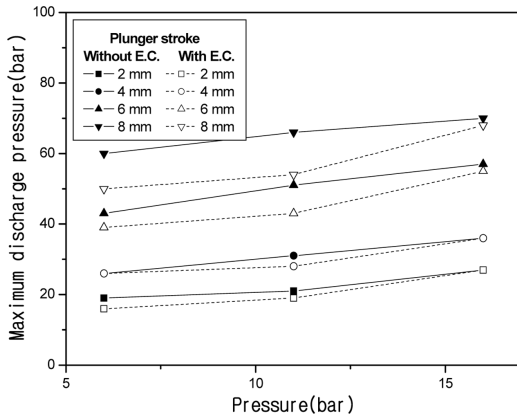
실험조건의 각 모터 회전속도에 있어서 플런저 행정을 파라미터로 하여 최대 토출압력에 미치는 배압을 영향을 보면, 그림에서 알 수 있는 것처럼 회전속도, 플런저 행정 및 배압이 증가할수록 기계식 및 전자제어식 퀴분사 모두 최대 토출압력은 증가하고, 플런저 행정이 작아질수록 두 방법 간의 최대 토출압력 크기 차이가 작아지고 있다. 그런데 실험조건의 어느 회전속도에서나 배압이 증가할수록 두 방법 간의 최대 토출압력 차이가 작아지고, 특히 플런저 행정 4 mm 이하인 경우에는 차이가 아주 작거



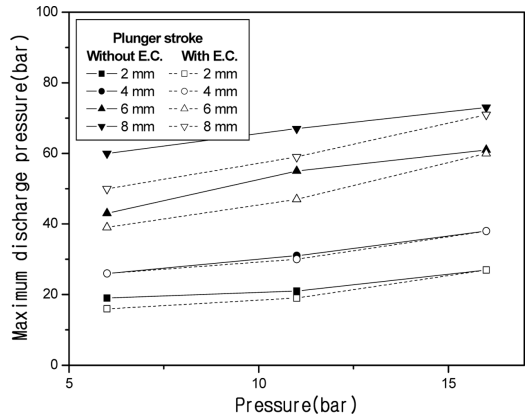
(a) Speed 60 rpm



(b) Speed 80 rpm



(c) Speed 100 rpm



(d) Speed 120 rpm

Fig. 3 Effect of back pressure on maximum discharge pressure at a spot of 0.03 m away from the end of lubricating slot for four kinds of cylinder lubricator speed as a parameter of plunger stroke (oil pipe length = 6.78 m, oil temperature = 45°C)

나 거의 없음을 알 수 있다.

한편, 배압이 커질수록 켈만의 기계식 분사인 경우에 축압유량이 많아지고 분사기간이 길어져 송출 유량이 증가하기 때문에, 전자제어식의 경우와 상대적으로 최대 토출압력 크기의 차이는 작아질 것이다.

3.3 최대 송출압력 특성

Fig. 4에는 최대 토출압력 특성의 경우에서와 같은 실험조건에 대해 플런저 행정 및 주유기 모터 회전속도를 파라미터로 하여 최대 송출압력에 미치는 실린더내 배압의 영향을 나타내고 있다.

그림으로부터 주유기 회전속도, 플런저 행정 및 배압이 증가할수록 기계식과 전자제어식 모두 최대

송출압력은 증가되고 있다. 정성적인 경향이 최대 토출압력의 경우와 비슷하지만, 압력손실로 인해 최대 토출압력 크기의 70~80% 정도로 나타나고 있다.

본 연구의 최대 송출압력값은 최대 토출압력의 경우처럼 전자제어식과 기계식 켈분사 간의 측정값 변화가 크지는 않았고, 또한 이전연구²⁻⁴⁾에서 켈 전단의 최대 송출압력은 주유기 회전속도, 플런저 행정 및 주유관 길이에 관계없이 절대적인 크기가 일정하게 나타났지만, 본 연구에서는 최대 송출압력이 주유기 회전속도 및 플런저 행정에 따라 일정하게 나타나지는 않았다.

그런데 플런저 행정이 4 mm 이하인 경우, 2 mm 와 4 mm의 최대 송출압력값의 절대적 크기는 다르

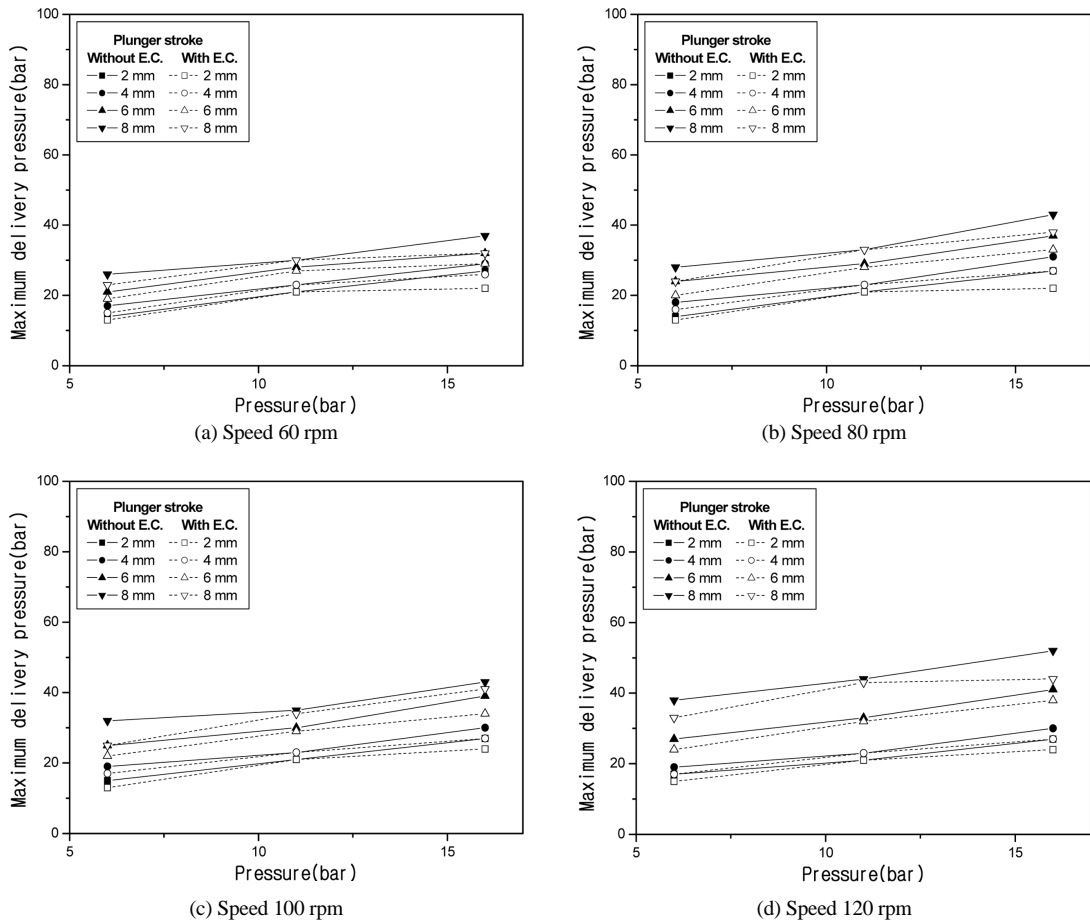


Fig. 4 Effect of back pressure on maximum delivery pressure right in front of quill for four kinds of cylinder lubricator speed as a parameter of plunger stroke (oil pipe length = 6.78 m, oil temperature = 45°C)

지만, 각 모터 회전속도 및 실린더 배압에 있어서 기계식 및 전자제어식의 차이가 크지 않음을 알 수 있다. 본 연구의 나머지 플런저 행정에서는 각 실험조건에 따라 이전 연구²⁻⁴⁾와 다르게 상대적으로 최대 송출압력값의 차이가 상당히 크게 나타나고 있기 때문에, 이전 연구²⁻⁴⁾와 비교를 위해 추가적인 실험이 필요하다고 판단된다.

한편, 그림에서 배압의 증가에 따라서 최대 송출압력이 완만하게 증가되고 있다. 이와 같은 결과로부터 실린더내의 압력인 배압이 높을수록 최대 송출압력은 높아져야 함을 알 수 있다.

본 연구에서는 3 조건의 배압에 있어서 최대 송출압력이 모두 배압보다 훨씬 더 높음을 알 수 있다. 그런데 배압 11 bar의 경우를 중심으로 6 및 16 bar에

서는 전자제어식의 경우에 최대 송출압력이 기계식에 비해 작아지고 있음을 알 수 있다. 이것은 최대 토출압력값의 경우와 마찬가지로 어큐뮬레이터 역할, 접촉면적에 따른 점성저항 등 복잡한 요인 때문에 발생된 결과라고 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 Wärtsilä Switzerland사의 디젤기관용 실린더 주유기를 설계하고 제작한 다음, 실린더 주유기의 성능을 파악하기 위해 모형 실린더에 배압을 걸어 주면서 주유기의 토출압력, 분배기를 통과한 실린더 오일의 전자제어식 켈분사의 송출압력 및 송출유량의 특성을 조사하여 기계식 켈분사와 비교하여 다음과 같은 주요한 결과를 얻었다.

- 1) 실린더 내의 배압에 따른 전자제어 및 기계식 퀴의 송출유량 특성은 어큐물레이터 역할, 접촉면적에 따른 점성저항 등에 따라 다르게 나타났다.
- 2) 전자제어식 퀴분사는 기계식보다 최대 토출압력이 낮지만, 플런저 행정이 작아질수록 두 분사방법 간 최대 토출압력의 차이는 작아졌다.
- 3) 주유기 회전속도, 플런저 행정 및 배압이 증가할수록 기계식과 전자제어식 모두 최대 송출압력은 증가되었지만, 기계식이 전자제어식에 비해 약간 높게 나타났다.

후 기

본 연구는 “대형 2행정 디젤기관 실린더 주유기의 성능 및 최적 주유율 특성(실험 및 수치 시뮬레이션)”에 대한 연구결과로서, 수행 중 2단계 BK21, NURI 사업 및 경상대학교 항공기부품기술연구센터의 부분적 지원을 받았기에 도움을 주신 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- 1) M. W. Bae, “The Development of Cylinder Lubricator for Large Two-Stroke Marine Diesel Engine,” Proposal of Region-Specific Technology Development Project, pp.1-42, 2002.
- 2) M. W. Bae, H. Jung and H. J. Ok, “A Study on Effect of Cylinder Back Pressure upon Feed Rate and Delivery Characteristics of Motor-Driven Lubricator in a Large Two-Stroke Diesel Engine,” Transactions of KSAE, Vol.13, No.5, pp.19- 28, 2005.
- 3) M. W. Bae, H. Jung, H. J. Ok and Y. Mochimaru, “The Effect of Back Pressure on Performance of Motor-driven Cylinder Lubricator in a Large Two-stroke Marine Diesel Engine,” Proceedings of the 7th International Symposium on Marine Engineering ISME TOKYO 2005 (ISME2005-32-4), pp.1-7(CD), 2005.
- 4) M. W. Bae, H. Jung, H. J. Ok, I. D. Kim and Y. Mochimaru, “Effect of Quill Accumulator upon Performance of Motor-driven Cylinder Lubricator in a Large Two-stroke Diesel Engine,” Proceedings of the 18th Internal Combustion Engine International Symposium, JSAE, pp.1-6(CD), 2005.
- 5) H. Yamada, M. Haneda, H. Sugawara and Y. Nagai, “Condition Monitoring of Diesel Engine by Cylinder Oil Drain Analysis,” Journal of the Marine Engineering Society in Japan, Vol.35, No.7, pp.472-476, 2000.
- 6) M. Tanaka, “Improved Cylinder Lubricator,” Journal of the Japan Institution of Marine Engineering, Vol.37, No.2, pp.32-40, 2002.
- 7) K. Sakaguchi and T. Yamamoto, “Latest Developments in Cylinder Lubricating Systems,” Journal of the Japan Institution of Marine Engineering, Vol.40, No.2, pp.72-77, 2005.
- 8) T. Jensen, “Swirl Injection Lubrication Low Cylinder Oil Consumption without Sacrificing Wear Rates,” Journal of the Japan Institution of Marine Engineering, Vol.37, No.2, pp.41-50, 2002.
- 9) M. W. Bae, H. Jung, M. H. Ahn, K. H. Kyung, Y. K. Kim and Y. Mochimaru, “Feed Rate Characteristics of Cylinder Lubricator Driven by Motor in a Large Two-Stroke Marine Diesel Engine,” Proceedings of the Korea Conference on Liquid Atomization and Spray Systems 2003, pp.102-111, 2003.
- 10) M. W. Bae, “Present Development Situation of Cylinder Lubricator in a Large Two-Stroke Marine Diesel Engine,” Ship’s Machinery 2004, pp.45-62, 2004.