

누설특성을 고려한 GDI 엔진용 연료펌프의 고압생성 증진에 관한 연구

나병철*, 김병수**, 최석우***
(1999년 6월 17일 접수)

A Study on the Pressure Increment of Fuel Pump for GDI Engines Considering Leakage Flows

Byung Chul Na, Byoung Soo Kim and Suk-Woo Choi

Key Words : GDI(가솔린 직접분사), High Pressure Fuel Pump(고압 연료펌프), Leakage Flow(누설 유동), Gasoline Lubricity(가솔린 윤활성), 마멸(Wear), 유체윤활(Hydrodynamic Lubrication)

Abstract

GDI (Gasoline Direct Injection) engines are considered as one of the candidates for next generation engines of passenger cars, which reduce exhaust emissions and fuel consumption. In GDI engines, a high-pressure gasoline supply system is required to directly inject the fuel to combustion chambers. Because of low lubricity of gasoline fuel, the clearance between a plunger and a barrel in GDI fuel pumps is too wide to achieve smooth hydrodynamic lubrication. Thus, it is difficult to generate high-pressure condition in GDI fuel pump since large amount of leakage flow occurs between the plunger and the barrel. In this study, an optimum plunger design is presented to minimize leakage in the aspect of flow control. This paper analyzes leakage flow characteristics in the clearance to improve pumping performance of GDI fuel pumps. Effects of groove in the plunger are studied according to variations of depth and width. Evaluations of pumping performance are determined by the amount of pressure drop in the leakage path assuming a constant leakage flows. Both of turbulence and incompressible models are introduced in CFD (Computational Fluid Dynamics) analysis. Design parameters have been introduced to minimize leakage in limited space, and a methodological study on geometrical optimization has been conducted. As results of CFD analysis in various geometrical cases, optimum groove depths have been found to generate maximum sealing effects on gasoline fuel between the plunger and the barrel. This procedure offers a methodological way of an enhancement of plunger design for high-pressure GDI fuel pumps.

1. 서론

현재의 가솔린 엔진은 MPI 시스템을 사용하고 있으나 앞으로 연비, 출력향상 및 ULEV 배기규제에 대응하기 위해서 가솔린 직접 분사식(Gasoline Direct Injection, GDI) 엔진시스템의 도입이 절실히 요구되어지고 있다.⁽¹⁾ GDI 엔진은 디젤엔진의 우

수한 연료소비효율과 가솔린 엔진의 우수한 출력 특성을 얻도록 하는 이상형 개념의 엔진이다. GDI 엔진은 종래의 포트(port) 분사방식과는 달리 연소실 내에 직접 연료가 분사되므로 고압의 가솔린을 공급할 수 있는 고압 연료시스템이 필요하다. 기존의 고압 연료시스템을 사용하는 디젤엔진과는 달리 연료펌프에 생성된 고압으로 가솔린이 윤활 시스템으로 누설될 경우 그 세정성분(detergent)에 의해 전체 엔진 윤활시스템에 손상을 입힐 수 있다. 따라서 GDI 엔진용 연료펌프에는 일반적으로

* 회원, 日本 機械技術研究所
kiso04@mmail.mel.go.jp
TEL: (0298)61-7069 FAX : (0298)61-7007

** 회원, 자동차부품연구원 엔진부품실

*** 경희대학교 기계공학과

윤활유와 연료가 완전히 분리된 완전 밀폐형 밀봉구조가 도입된다. 또한 GDI 연료펌프의 고압발생 부위에는 디젤엔진의 고압 연료펌프와는 달리 마찰, 마멸을 방지하여 주는 윤활유가 개입될 수 없기 때문에 가솔린 연료 자체만으로 고압 발생부의 윤활을 이루게 된다. 연료펌프에서 고압을 발생시키는 부분은 플런저(plunger)와 바렐(barrel)이며 가솔린의 윤활성이 매우 저조한 곳으로 알려져 있기 때문에 내구성 측면에서 유체윤활을 생성시키기 위하여 플런저와 바렐의 틈새가 필연적으로 넓어지게 되며 이 틈새를 통하여 고압 연료가 다량으로 누설되어 엔진의 작동에 필요한 만큼의 고압발생이 어렵게 된다.⁽²⁾ 본 논문에서는 이러한 문제점들을 해결하기 위하여 내구성에 영향을 미치는 플런저와 바렐에서의 누설틈새를 줄이지 않으면서도 생성 압력을 향상시킬 수 있는 방안에 대하여 논의하였다. Plunger 부위의 형상설계변경을 통하여 누설을 최소화 시키고 생성압력을 증대 시키도록 도모하였다. 형상설계의 최적화를 위하여 가솔린을 작동유체로 하는 비압축성 난류 전산유동해석(CFD, Computational Fluid Dynamics)을 수행하였다. 본 논문은 국내는 물론 GDI 엔진이 개발된 선진국에서도 애로기술로 인식되고 있는 가솔린 고압 연료펌프의 성능개선에 관한 연구로, 기존 GDI 엔진의 고속 회전 시 발생할 수 있는 누설에 따른 빈압분사 해결에 실질적으로 도움을 줄 수 있을 것으로 생각한다.

2. GDI 연료펌프의 윤활 및 누설구조

고압 연료펌프는 고압 연료분사 시스템이 필요한 디젤엔진에 주로 적용되어지던 것으로 GDI 엔진의 경우 가솔린 연료를 연소 실린더 내에 직접 분사하므로 디젤엔진에서와 같이 고압 연료펌프가 사용되어 지게 된다. 그러나 기존 디젤 엔진의 연료펌프 압력이 일반적으로 1,000-1,500 bar를 상회하여 연료펌프의 고압화 기술이 보유 되었음에도 불구하고 선진 제조사에서도 50-100 bar의 작동압력을 유지하는 GDI 엔진의 고압 연료펌프 (EGI 엔진에 비하여 고압)가 엔진개발의 핵심기술의 하나로 인식되고 있다.⁽³⁾ 그 이유 중 하나로 가솔린 연료의 저 윤활성에 기인한 연료펌프의 마멸 및 누설의 문제를 들 수 있다.

기존 디젤엔진의 연료시스템에서는 고압을 발생시키고 누설을 방지하기 위하여 압력 발생 부위(플런저와 바렐)의 누설 틈새를 매우 좁게 설계하여 누설을 방지하고 고압을 생성시키고 있다. 그리고 이로 인하여 발생하는 마찰력, 마멸증대 등

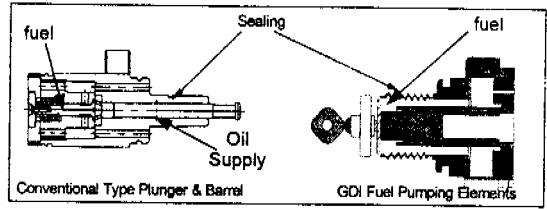


Fig. 1 Comparison of sealing mechanism

직접 접촉으로 인한 손실 및 파손을 막기 위하여 플런저와 바렐의 접촉부위에 급유 홈을 설치하고 윤활유를 공급 하고 있다. 최근 디젤연료의 저 유허화 추세에 따른 황 성분 함량 규제로 탈황공정에서 황 성분의 감소와 함께 천연 윤활성 물질(질소화합물, 합 산소화합물 및 다환 방향족 유지물 등)이 제거됨에 따라 디젤연료의 윤활성이 대폭 감소하게 되어 경유를 윤활유로 사용하던 소형 디젤엔진의 인젝터와 연료펌프에 심각한 손상을 발생시키는 것으로 알려져 있다.⁽³⁾ 따라서 디젤 연료보다도 윤활성이 더욱 저조한 것으로 알려진 가솔린 연료를 사용하는 GDI 엔진의 고압 분사시스템에도 연료자체의 저 윤활성을 극복할 수 있는 새로운 기술이 요구됨을 알 수 있다.

Fig. 1에 기존의 플런저/바렐 방식과 GDI 연료펌프의 밀봉구조를 비교 도시하여 놓았다. 본 연구에 사용된 GDI엔진용 고압 연료펌프는 기존 연료펌프와는 달리 가솔린 연료와 윤활유가 직접 접촉하는 것을 방지하기 위하여 연료펌프에 별개의 밀봉장치를 사용한다. 이러한 밀봉장치는 윤활유 공간과 가솔린 연료공간을 완전 분리하면서도 플런저의 펌핑운동을 가능케 하며 고압의 가솔린 연료가 윤활시스템으로 누설되는 것을 방지하는 역할을 한다. 고압의 가솔린 연료가 윤활시스템으로 누설될 경우 세정성분(detergent)에 의한 윤활막 파손으로 전체 윤활시스템에 심각한 손상을 초래할 수 있기 때문에 완전 분리형 밀봉방식을 사용하게 된다. 따라서 GDI 연료펌프의 플런저와 바렐 사이에는 윤활유의 유입이 없이 단지 가솔린 연료의 만으로 상대운동을 하는 마찰부위의 윤활을 담당하게 되며 가솔린 연료는 디젤 연료에 비하여 매우 윤활성이 떨어지는 것으로 알려져 있기 때문에 소형 디젤엔진에서 윤활성 부족으로 발생되던 인젝터와 연료펌프의 마멸문제가 더욱 심각하게 발생하게 된다.⁽⁴⁾ 마멸방지를 위한 설계의 측면에서 접촉부의 내마멸 코팅 및 표면처리 등과 함께 저 윤활성 작동유체로라도 가능한 한 유체윤활 조건이 형성되도록 하여야 한다. 이를 위하여는 펌프 내 플런저와 바렐 사이가 필연적으로 넓어지게

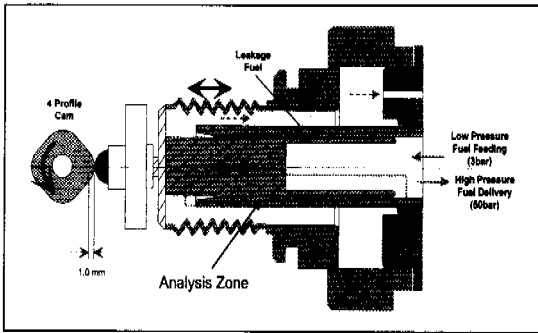


Fig. 2 Fuel pump working model

되는데 이 틈새를 통하여 다량의 누설이 발생하여 필요한 고압생성이 어렵게 된다.

Fig. 2에는 연구용 GDI 엔진에 장착된 적용모델의 작동개요와 플런저, 바렐의 형상을 도시하였다. 이 연구모델의 작동압력은 5 MPa(50bar)이다. 플런저와 바렐의 누설 틈새는 가능한 한 줄이는 것이 좋지만 상기 설명된 저 유효성의 문제로 일반 디젤 연료펌프(일반적으로 0.001mm 이하)에서 보다 훨씬 넓은 0.035mm의 틈새를 갖는다.

3. CFD 해석을 통한 설계개선

GDI 연료펌프의 고압 발생부위는 상대적으로 넓은 누설틈새가 존재하며 더 높은 압력을 생성시키기 위하여 이 누설틈새를 좁게 하면 마찰로 인한 손실과 마멸이 매우 증가하게 된다. 따라서 동일한 누설틈새를 가정하고 이 틈새에 대하여 누설량을 최소화 할 수 있는 설계형상을 도출하면 보다 높은 압력생성이 가능하게 된다.⁽⁵⁻⁶⁾ 본 논문에서는 누설틈새를 줄이지 않고서도 누설유량을 최소화 시킬 수 있도록 CFD 해석을 통하여 설계개선을 이루었다. CFD 해석을 통한 설계개선 방법은 일정 누설틈새를 갖는 플런저와 바렐에 그루브(groove)를 설치하고 이에 따른 밀봉개선 효과를 검증하는 것으로 설치된 그루브의 형상에 대한 파라메트릭 연구(parametric study)를 통하여 누설을 최소화 할 수 있는 최적 설계조건을 찾아내었다. 이러한 누설방지 원리는 종래에 일반기계요소에서 사용되던 비접촉식 밀봉 장치인 라비린스 시일의 누설방지 효과를 GDI 고압 연료펌프에 적용한 것으로 실제적으로 마찰력 및 마멸량 중대를 일으키지 않으면서도 누설틈새를 좁게 한 것과 같은 효과를 나타낸다. Fig. 3에는 그루브를 장착한 연구모델과 그 해석영역을 도시하였다.

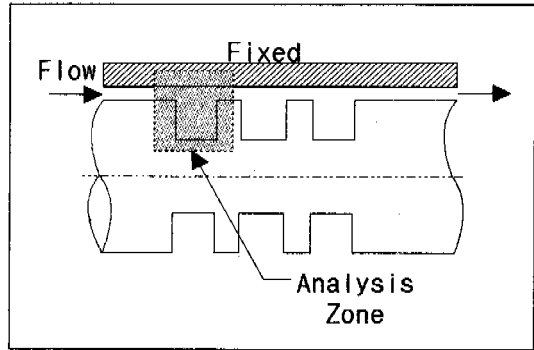


Fig. 3 plunger grooves and analysis zone

설계개선을 위한 밀봉성능의 평가는 일정한 누설량을 가정하고 유동장 입구와 출구 사이에서의 압력강하가 큰 것을 밀봉성능이 우수한 것으로 판단한다.⁽⁷⁾ 일반적으로 누설유량은 다음과 같은 설계변수들에 의하여 결정지어진다.

$$\text{누설유량}(Q) = \text{형상설계변수} \times \text{물성변수} \times dP(\text{입출구 압력강하})$$

여기에서 물성변수와 누설유량을 일정하게 가정하면 형상설계변수가 압력강하에 미치는 영향을 판별할 수 있다.⁽⁶⁾ 또한 CFD 해석결과를 바탕으로 유선, 속도벡터의 불 균일성(non-uniformity)에 대한 고찰을 통하여 설계개선을 이룰 수 있다.

4. 누설유동 해석

유동방정식은 Navier-Stokes 방정식을 기초로 단일상(phase)에 대하여 다음과 같이 표시할 수 있다.⁽⁸⁾

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla(\rho\phi V) - \nabla(\Gamma_\phi \nabla\phi) = S_\phi \quad (1)$$

여기서, ρ 는 작동유체의 밀도, V 는 속도벡터, Γ_ϕ 는 교환계수(exchange coefficient), S_ϕ 는 소스(source) 항을 나타낸다. 식 (1)에서 좌변의 첫째 항은 과도항(transient term), 둘째 항은 대류 항(convection term), 셋째 항은 확산 항(diffusion term)이다. 우변은 소스 항(source term)이다. 난류는 누설유동을 차단하는 주요인자이기 때문에 난류유동이 고려되어야 한다. 난류모델은 실험적으로 얻어낸 여러 가지 경험식을 사용하고 있다. 본 논문에서는 벽면에서의 저 레이놀즈 영향을 고려하기 위하여 Simple Low Reynolds k-ε 모델을

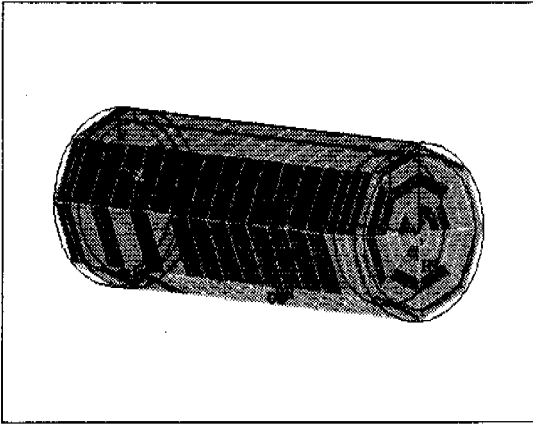


Fig. 4 Full leakage modeling for high-pressure fuel pump

사용하였으며 벽면마찰의 영향이 고려된 점성유동을 가정하여 비압축성 난류해석을 도입하였다.

5. 설계변수 및 경계조건

형상 설계 변수들의 영향을 알아보기 위하여 파라메트릭 접근법을 시도하였다. 출력변수로 형상들에 대한 압력분포, 난류강도 및 속도분포를 계산하여 누설특성을 비교하였다. 각 형상설계변수에 있어서 누설구조(geometry)를 제외한 해석영역의 크기(domain) 요소배열, 개수 및 경계조건은 모두 일정하다. 해석영역은 플런저와 누설틈새의 크기를 고려하여 공통적으로 길이 40 mm, 반경 7mm의 원통 좌표계를 사용하였으며 해의 수렴성을 고려하여 8(접선방향) X 9(반경방향) X 25(길이방향) 개의 3차원 요소배열을 사용하였다. 또한 플런저는 텀링되지 않는다고 가정하였으며 엔진 회전수 3000 rpm 일 경우에 대하여 플런저 상승 시(압력 발생 시)의 이동 경계조건을 적용하였다. 플런저 구동용 캠은 상승높이가 1mm 이고 이때의 플런저 상승 속도 0.4 m/s를 산출하여 경계조건으로 사용하였다. 플런저 운동부위의 고온을 가정하여 벽면 및 출구 온도를 80 °C, 입구온도는 20 °C로 가정하였다. 가솔린의 물성은 국내에서도 제조사 별로 약간의 차이를 나타내는데, 미국 일반 가솔린의 물성치인 비중 0.75, 점도 2.0 cs ($2 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)의 값을 도입하였다.

Fig. 4에는 연구용 연료펌프의 누설부위를 전체 모델링 한 형상을 도시하였다. 실제 해석 및 고찰에는 이 누설 모델을 길이방향으로 10등분, 원주방향으로 10등분한 수정모델(modified model)을 이용하여 수행하였다. Fig. 5에 수정된 연구모델의

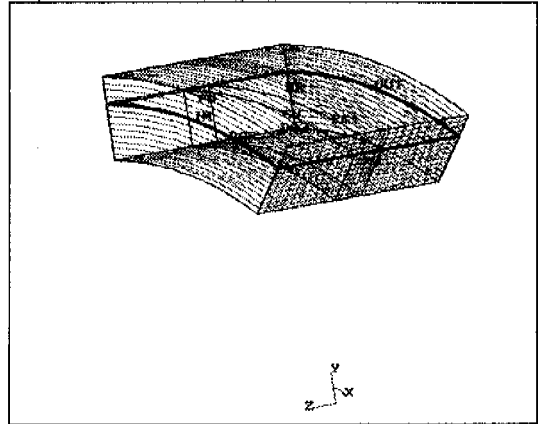


Fig. 5 Modified leakage flow modeling

형상을 도시하였다.

6. 해석결과 및 고찰

Fig. 6에는 그루브가 없을 경우와 그루브 폭이 일정할 경우(0.5mm) 그루브 깊이에 대한 파라메트릭 설계변수를 도입하여 해석한 결과들 중 압력분포 결과를 도시하였다. Fig. 7 에는 그루브 깊이가 일정할 경우(0.5mm) 그루브 폭 변화에 대한 유선(stream line)해석 결과의 일부를 도시하였다. 실제 CFD 해석은 그루브 폭 0.5, 1.0, 1.5, 2.0mm 인 경우에 대하여 각각 그루브 깊이를 0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.9mm로 변화 시켜가며 해석결과를 비교하였다. 본 논문에서는 제시할 해석 데이터의 양이 매우 방대하기 때문에 일부 결과만을 제시하였으며 각 그루브 폭에 대한 연구결과는 Fig. 10에 무차원 변수를 도입하여 비교하였다.

Fig. 8에는 그루브 폭이 0.5mm 일 경우 그루브 깊이가 플런저에서의 누설방지(압력강하가 큰 것이 누설방지 효과가 우수한 형상으로 판단)에 미치는 영향을 도시하였다. 해석결과 그루브 깊이는 약 0.1 mm 깊이에서 최대 성능을 발휘하는 것으로 나타났다. 그 이상 깊을 경우 오히려 압력강하가 낮아져 좋지 않은 결과를 나타내었다. 그루브 설치의 효과는 10등분한 수정모델에서 약 0.18 MPa의 압력상승 효과를 나타내어 전체 모델로 환산할 경우 동일한 누설틈새에서 1.8 MPa (18bar)의 압력상승을 기대할 수 있으며 이는 플런저와 바렐의 틈새를 변화 시키지 않고서도 기존 생성압력(50 bar) 대비 약 36 %의 압력을 상승시킬 수 있음을 의미한다.

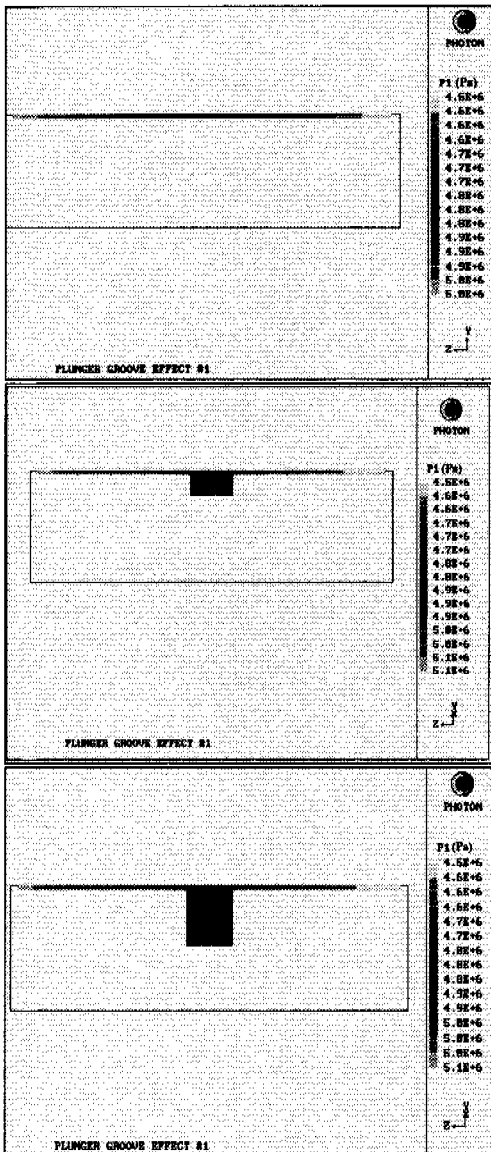


Fig. 6 Some pressure drop results on variation of groove depth (groove width=0.5mm)

일반적으로 그루브의 깊이가 깊을수록 큰 압력 강하를 발생시킬 것으로 생각하지만 Fig. 8의 결과를 보면 그루브 깊이가 약 0.1 mm를 넘어서면 오히려 압력강하가 낮아지는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 그루브 내의 유선분포를 살펴보면 그 원인을 알 수 있다. Fig. 9 에는 각각 그루브 깊이 0.1mm, 0.2mm, 0.5mm 일 경우의 유선분포를 도시하였다. 누설틈새 중간에 그루브를 설치할 경우 누설유동의 일부가 유입되어 누설을 저지하게 되는데 일정깊이 이상 깊어지게 되면 그루브 내에

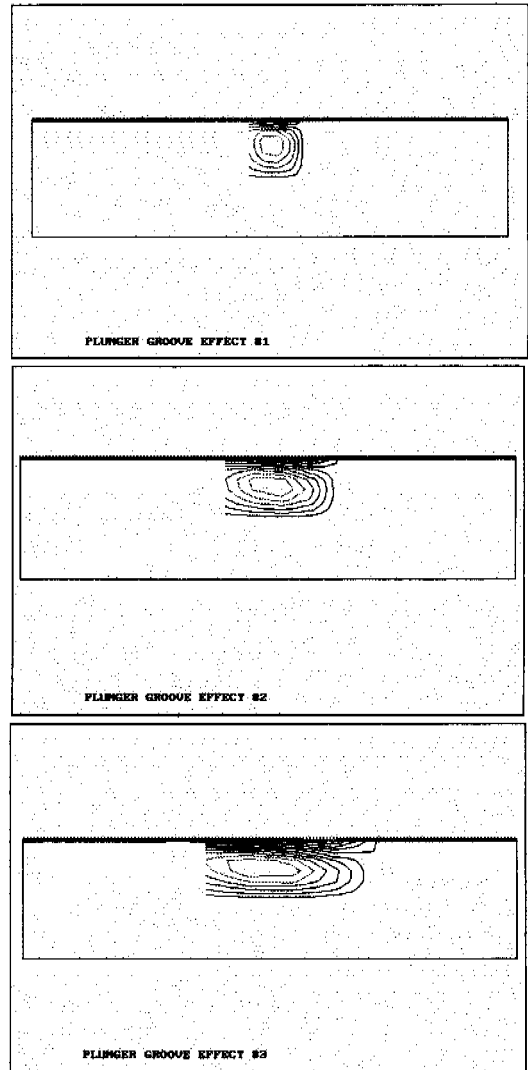


Fig. 7 Some stream line results on variation of groove width (groove depth=0.5mm)

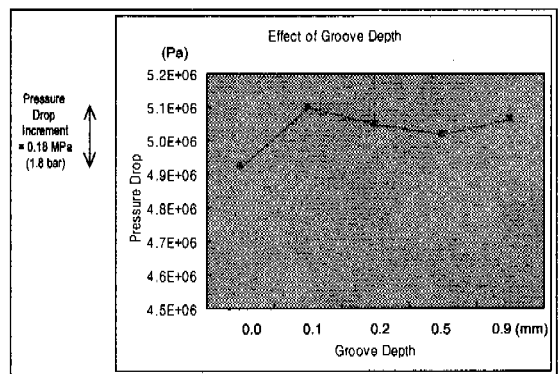


Fig. 8 Effect of groove depth on pressure drop at plunger (groove width=0.5mm)

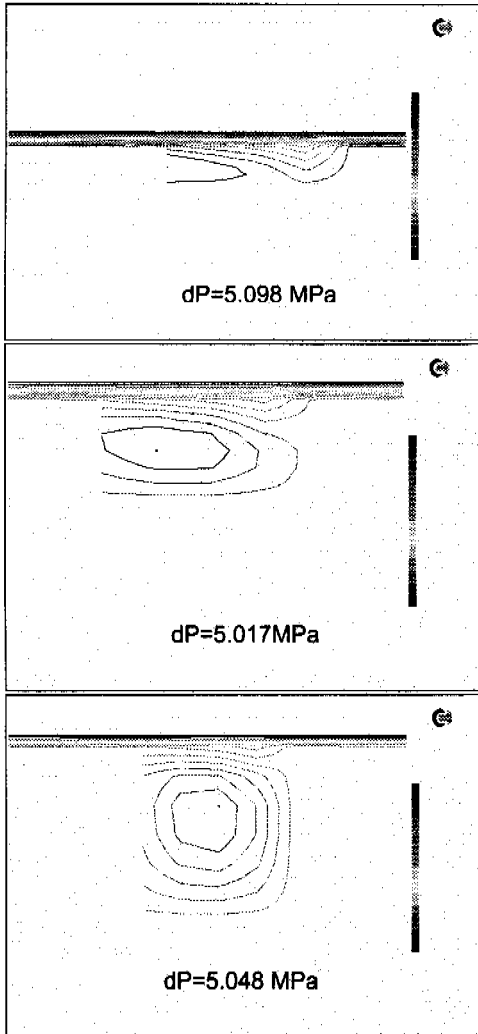


Fig. 9 Flow Characteristics in Groove

사순환(dead circulation)이 발생하여 누설유동의 유입을 방해하게 된다. 따라서 약 0.1 mm 깊이는 사순환을 유발시키지 않는 최대 깊이가 되며 더 이상 깊어지면 오히려 압력강하를 감소시키게 된다. 즉, 작동유체의 물성, 플런저 형상, 립새 폭 등에 따라 누설을 최소화 하고 압력 생성을 최대화 할 수 있는 최적 그루브 깊이가 존재함을 알 수 있으며 그 이상의 깊이에서는 압력강하가 낮아지게 된다. 그루브 깊이가 더욱 더 깊어지게 되면 벽면 마찰로 인하여 그루브 내 사순환의 강도가 약해지게 되고 이 사순환과 그루브 내 유입된 누설유동의 모멘텀 교환으로 압력강하가 증대하게 된다. 그러나 이 경우 그루브 폭에 비하여 깊이가 너무 깊어지게 되어 플런저의 강도를 떨어뜨리게 되므로 양호한 설계 방안이라 할 수 없다.

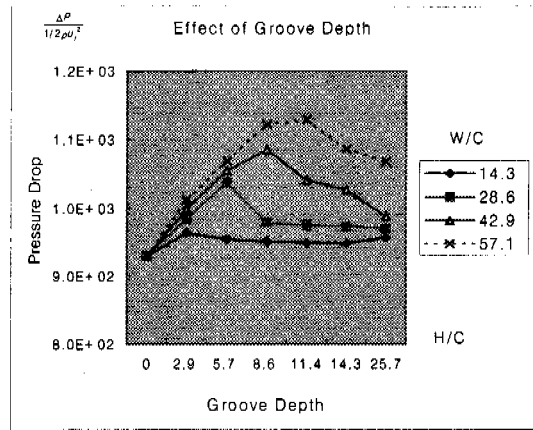


Fig. 10 Effect of Groove Depth

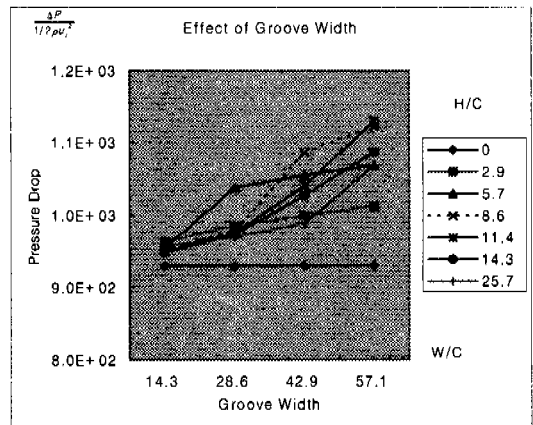


Fig. 11 Effect of Groove Width

Fig. 10에는 각 그루브 폭에 있어서 그루브 깊이의 영향을 무차원 변수를 도입하여 도시하였다. 여기서 W는 그루브 폭, C는 플런저와 바렐 립새 (0.035 mm), U_i 는 유입속도, H는 그루브 깊이, ρ 는 작동유체 밀도를 나타낸다. 결과에 제시한 바와 같이 각 그루브의 깊이에서 최대 압력강하를 나타내는 최적 설계 깊이가 존재함을 알 수 있으며 그 경향은 그루브의 폭이 넓을수록 그루브 깊이가 깊은 곳에서 최대 압력강하를 나타냄을 알 수 있다. Fig. 8에 나타낸 결과는 W/C=14.3에 해당하는 결과이며 이보다 폭이 넓어질 경우 보다 큰 압력강하를 생성하며 최적 설계깊이도 보다 깊어지는 것을 알 수 있다. Fig. 11에는 그루브 폭의 영향을 나타내었으며 그루브 폭은 넓을수록 압력강하가 증대하는 경향을 나타내었다. 그러나 그루브 폭이 넓을 경우에는 Fig. 10에 제시한 바와 같이 그루브 깊이가 깊어야 압력강하 효과가 증대하는데 실제적으로 GDI 연료펌프의 플런저는 열 방출을 위하여 내부를 비워둔 중공 축으로 제작되기 때문에

그루브를 깊이를 그 두께이상 깊게 할 수는 없다. 따라서 실제 설계에 있어서는 좁은 폭의 그루브를 여러 개 설치하고 그 폭에서의 최적깊이로 가공하여 밀봉효과를 높이는 것이 보다 유리하다.

7. 결 론

가솔린 직접분사 엔진개발에 있어서 핵심부품의 하나인 가솔린 고압연료펌프의 성능개선에 관하여 논의하였다. GDI 엔진용 고압 연료펌프에는 가솔린 연료 자체의 저 유효성 및 마멸량 증대로 인하여 플런저와 바렐 사이의 틈새가 매우 넓어 고압생성을 어렵게 하고 있다. 본 논문에서는 형상 설계 개선을 통한 압력생성 최적화를 도모하였다. 그루브 깊이에 따른 압력강하를 비교하여 동일한 누설틈새를 지닌 각 그루브 폭에서 압력을 최대화 시키는 최적 그루브 깊이가 존재함을 알 수 있었다. 그루브 폭이 0.5mm 일 경우 그루브 깊이가 그루브 깊이는 약 0.1 mm 깊이에서 최대 압력강하를 나타내었고 이 그루브 설치의 효과는 10등분한 수정모델에서 약 0.18 MPa의 압력상승 효과를 나타내어 전체 모델로 환산할 경우 1.8 MPa (18bar)의 압력상승을 기대할 수 있었다. 이는 플런저와 바렐의 틈새를 변화 시키지 않아 추가적인 손실 없이도 기존 생성압력(50 bar) 대비 약 36 %의 압력을 상승시킬 수 있음을 의미한다. 이러한 그루브의 설치는 물리적으로 더 근접시킬 수 없는 누설틈새를 실제적으로 좁힌 것과 같은 효과를 나타내어 마찰, 마멸을 증대 시키지 않으면서도 보다 높은 고압 생성이 가능하게 한다.

후 기

본 논문은 1998년도 G7 차세대자동차기술개발

사업의 일환으로 연구되었으며 관계기관에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Kijima, A., 1997, "Environment - Friendly GDI Engine," 97 Tokyo Motor show Seminar.
- (2) Wei, D. P., Koreck, S. and Spikes, H., 1996, "Comparison of the Lubricity of Gasoline and Diesel Fuels," SAE Technical Paper 962010, pp. 51~59.
- 1997, "Mitsubishi New Technologies" Digital Contents package, Mitsubishi Motors Corporation.
- (3) Tucker, R. F., Stradling, R. J., Wolveridge, P. E., River, K. J. and Ubbens, A., 1994, "The Lubricity of Deeply Hydrogenated Diesel Fuels," SAE942016.
- (5) 1986, "Seals and Sealing HANDBOOK 2nd Edition," Trade & Technical Press Limited.
- (6) Na, B. C., Chun, K. J. and Han, D. C., 1997, "Design Characteristics of Non-Contact Type Seal for High Speed Spindle," *Journal of Korea Society of Precision Engineering*, Vol. 14, No 4, pp. 56~63.
- (7) 이관수, 김우승, 김기연, 김창호, 1992, "분사를 수반하는 평시이내의 유동해석," 대한기계학회 논문집, 제 6 권, 제 4 호, pp. 795~802.
- (8) Partankar, 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Spalding.
- (9) 1990, PHOENICS Training Course Notes CHAM TR/300. CHAM Limited.
- (10) Rhode, D. L., Demko, J. A., Traegner, U. K., Morrison, G. L., and Sobolik, S. R., 1986, "The Prediction of Incompressible Flow in Labyrinth Seals," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 108, pp. 19~25.