

커넥팅로드용 핀부시의 윤활특성 해석에 관한 연구

김청균[†]

홍익대학교 트리보·메카·에너지기술 연구센터

A Study on the Oil Lubrication Characteristics of Pin Bush for a Connecting Rod

Chung Kyun Kim[†]

Research Center for Tribology, Mechatronics and Energy Technology, Hongik University
(Received April 1, 2009; Revised May 2, 2009, Accepted May 2, 2009)

Abstract – In this paper, the hydrodynamic pressure and minimum oil film thickness of a pin bush bearing for a connecting rod have been analyzed as functions of the number of oil grooves and an arc length of oil grooves. The lubrication characteristic of a pin bush is governed by oil groove design factors, which are considered in this study. The most influential design parameter is a number of oil grooves, which is three oil grooves with an arc length of oil groove, $1/6(60^\circ)$. This means that oil groove with a long arc length of a pin bush does not contribute to the hydrodynamic pressure development. Thus the optimal design of a pin bush is necessary with an increased number of oil grooves and a reduced arc length.

Keywords – pin bush(핀부시), maximum oil film pressure(최대유막압력), minimum oil film thickness(최소유막두께), connecting rod(커넥팅로드)

1. 서 론

피스톤의 직선왕복운동을 위해 피스톤과 크랭크축 사이에는 커넥팅로드가 설치되고, 크랭크축의 원활한 진자운동을 위해 커넥팅로드의 소단부에는 핀부시(pin bush)를 삽입하고, 대단부에는 엔진베어링을 조립한다.

핀부시는 오일구멍을 유막압력이 가장 낮게 걸리는 위치에 설치한다. 보통 고출력을 요하는 중대형 엔진은 오일 그루브를 설계하지만, 소형 엔진은 그루브를 가공하지 않고 사용하기도 한다. 핀부시의 미끄럼마찰 운동표면에 그루브를 형성하는 것은 마찰면에 원활한 오일공급을 통해 유막을 용이하게 형성함으로써 핀부시의 하중지지 용량을 높이고 마찰손실을 줄여서 엔진의 연비와 내구성을 향상하기 위한 윤활설계기술이다.

국내에서 생산되는 핀부시는 모두 외국사의 100%

현지공장 또는 기술합작으로 제작한 제품을 자동차 메이커에 납품되기 때문에 실제적인 기술개발 또는 기초연구조차도 이루어지지 않는 실정이다. 최근 핀부시에 대한 연구[1-2]가 일부 진행되고는 있으나 기업체와의 산학협력은 어려운 실정이다.

본 연구에서는 핀부시의 미끄럼마찰 접촉 운동표면에 엔진오일을 충분히 공급하여 윤활유막에 의한 하중지지 형성되었다고 가정할 때 핀부시의 마찰표면에 가공된 오일 그루브의 개수와 핀부시의 원주방향으로 형성된 원주호의 길이에 따라서 달라지는 유막의 최대압력과 최소두께를 해석적으로 고찰하였다.

2. 이론적 해석

2-1. 레이놀즈 방정식

핀부시의 미끄럼 마찰면에 윤활유를 공급하여 원활한 윤활작용이 작동한다고 가정하면, 레이놀즈 방정식

[†]주저자·책임저자 : ckkim_hongik@naver.com

을 사용하여 유막에 의한 압력분포와 유막두께 해석을 수행할 수 있다. 따라서 윤활박막에 의한 압력분포 거동해석을 위해 제시된 포괄적인 2차원 레이놀즈 방정식[3]은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial y}\right) = 12\eta\bar{U}\frac{dh}{dx} \quad (1)$$

여기서,

p : Oil film pressure

h : Oil film thickness

η : Viscosity

\bar{U} : Mean velocity in x-direction

2.2. 운동방정식

핀부시의 유막에 작용하는 하중에는 유체유동에 의해 형성되는 유체동압과 점성력, 피스톤의 왕복운동에 의한 관성력 등이 있다. 피스톤의 상하운동에 따라 발생하는 관성력은 윤활유막의 윤활특성에 영향을 미치지 때문에 유막에 의한 하중지지를 계산하기 위해 다음의 운동방정식을 사용한다.

$$M\ddot{q} + D\dot{q} + Kq = f^{(a)} + f^{(c)} + i^{(n)} \quad (2)$$

여기서,

M : Mass of pin bush structure

D : Damping of pin bush structure

q : Displacement vector

$f^{(a)}$: External force vector

$f^{(c)}$: Constraint force vector

$i^{(n)}$: Non-linear inertia force vector

3. 수치해석적 연구

3-1. 해석조건 및 해석모델

본 연구에 사용된 핀부시 해석모델은 디젤엔진에서 제1번 실린더에 장착하는 커넥팅로드를 사용하였다. 핀부시의 직경은 20 mm, 폭은 16 mm, 표면거칠기는 2 μm, 탄성계수는 68,000 N/mm²이고, 핀부시에 작용하는 최대출력은 5,000 rpm에서 측정된 데이터를 사용하였다.

Fig. 1은 핀부시를 조립한 커넥팅로드와 피스톤 어셈블리를 보여주는 것으로 핀부시는 피스톤 헤드에 작용하는 연소압력과 관성력을 받고, 특히 연소실에 형성되는 연소온도에 의한 열전달 온도효과를 가장 가혹

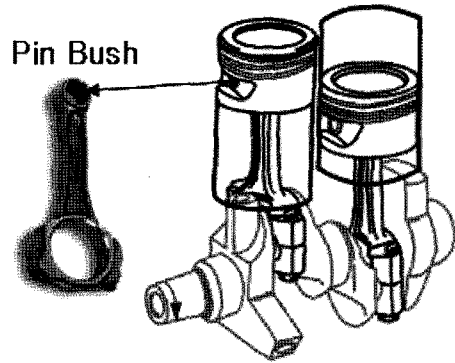


Fig. 1. Pin bush and connecting rod assembly.

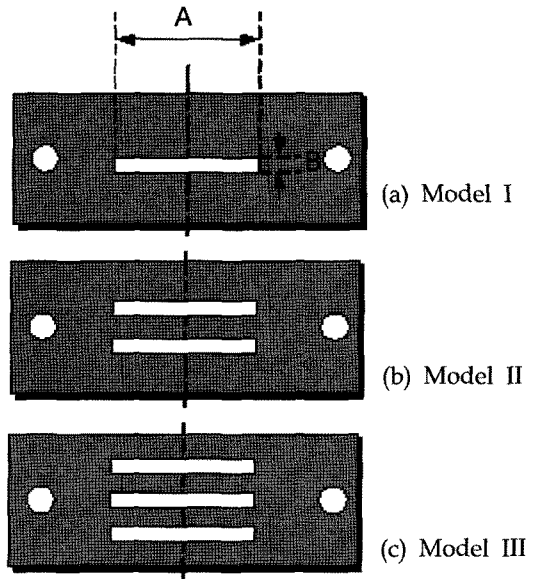


Fig. 2. Arc length, A and number of oil grooves.

하게 받는다.

Fig. 2는 핀부시의 미끄럼 마찰접촉 운동부에 가공된 오일 그루브 형상으로 그루브가 형성되는 원주방향의 전체길이 대비 원주호 길이 A를 원주호 각도로 표시하면 60°(전체 호길이의 1/6에 해당), 120°(전체 호길이의 1/3에 해당), 180°(전체 호길이의 1/2에 해당)의 3가지 모델로 나타낼 수 있고, 오일 그루브의 폭 B는 1 mm, 2 mm, 3 mm의 3가지 모델을 선정하여 핀부시의 미끄럼 마찰표면에 작용하는 윤활막 거동특성을 해석하였다.

3-2. 해석방법

핀부시와 피스톤 핀 사이의 미세간극에 공급된 윤활

유에 의해 형성되는 유막두께와 윤활유의 유동, 피스톤의 관성력에 의해 핀부시 유막에 가해지는 힘에 의한 윤활특성을 레이놀즈 방정식과 운동 방정식을 연계하여 미끄럼마찰 접촉면에 분포하는 유막압력과 유막두께를 해석하고자 한다.

윤활유막에 대한 윤활특성은 피스톤의 관성력에 관련된 운동 방정식 해석을 통해 추정된 하중을 사용하여 핀부시의 유한요소 해석모델에 대한 탄성변형 거동량을 계산한다. 여기서 확보된 데이터를 사용하여 핀부시에서 발생하는 압력분포를 구하고, 이 결과로부터 압력분포를 적분한 하중값과 운동 방정식으로부터 계산한 하중값을 서로 비교하고, 이들의 계산값이 의미를 갖는 오차범위에서 수렴한다면 이때의 핀부시 최대 유막압력과 최소유막두께를 계산하게 된다.

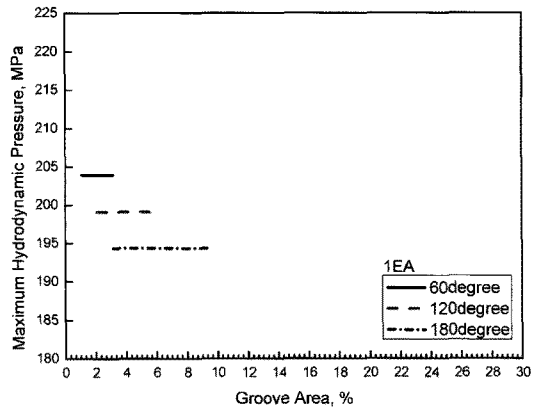
여기서 레이놀즈 방정식은 가우스-자이델(Gauss-Seidel) 해석법을 사용하고, 운동 방정식은 뉴턴-랩슨(Newton-Raphson) 해석기법으로 윤활유막의 압력과 두께에 관련된 윤활특성을 오일 그루브의 개수와 원주호의 길이에 대해 각각 해석하였다.

4. 해석결과 및 고찰

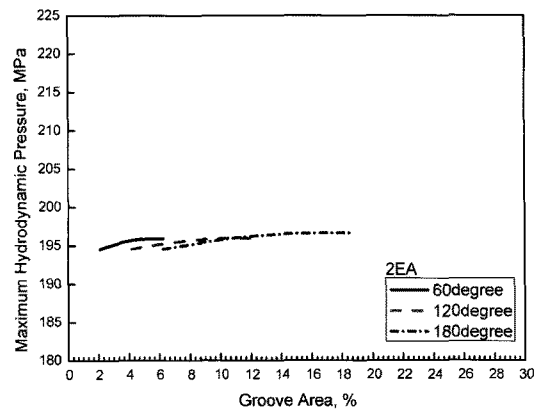
사용 엔진오일은 SAE 10 W/30이고, 핀부시의 작동 온도는 368 K이며, 핀부시의 마찰 운동면에는 윤활유가 충분히 공급되어 안정된 유막이 형성되었다고 가정한다. 본 연구에서 핀부시의 마찰표면에 가공한 오일 그루브의 원주방향 길이, 즉 원주호 길이는 전체 원주 길이를 기준으로 볼 때 1/6(60° 해당), 1/3(120° 해당), 1/2(180° 해당)에 해당하는 3가지 모델이 있고, 축방향을 따라서 가공된 오일 그루브의 개수는 1~3개로 Fig. 2에서 오일구멍과 오일 그루브 형상을 보여주고 있다.

4-1. 최대유막압력

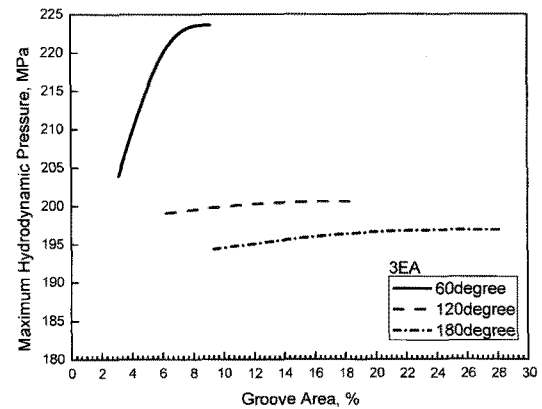
Figs. 3과 4는 핀부시에서 원주방향으로 길게 가공된 오일 그루브의 개수와 원주호의 길이에 따라 달라지는 최대유막압력을 해석한 결과를 제시하고 있다. Fig. 3에서 오일 그루브의 개수가 1개일 경우는 전체 미끄럼 마찰 접촉면에서 오일 그루브가 차지하는 면적비(%)가 증가하여도 최대유막압력에 미치는 영향이 없지만, 오일 그루브가 2개 이상으로 증가하면 오일 그루브의 면적비에 의한 영향은 약간씩 증가하는 경향을 보여주고, 특히 오일 그루브의 개수가 3개이고 오일 그루브의 원주호 길이가 상대적으로 작은 60°(1/6에 해당)의 경우



(a) One oil groove



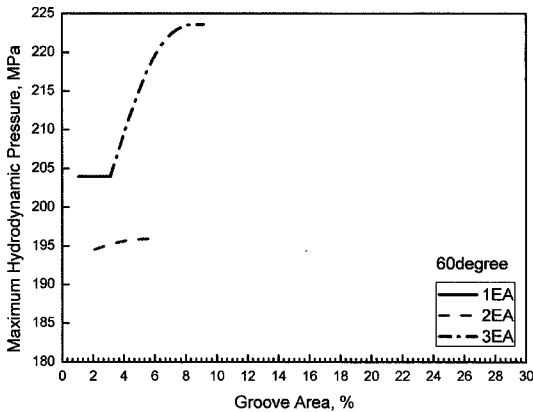
(b) Two oil grooves



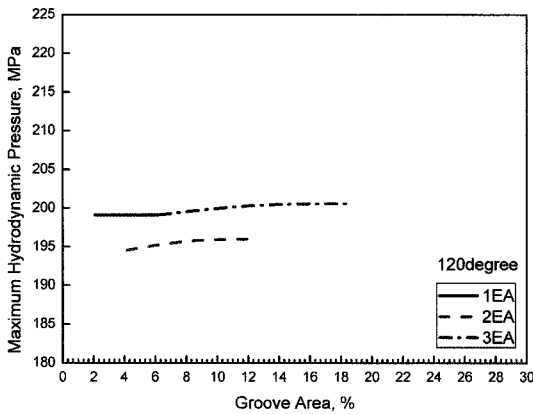
(c) Three oil grooves

Fig. 3. Maximum hydrodynamic pressure as a function of oil groove area ratio for three different arc lengths of grooves with number of oil grooves.

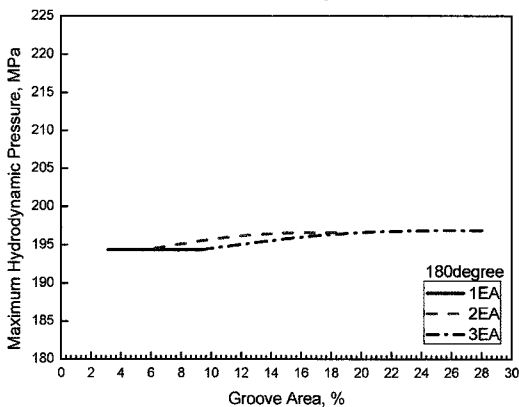
는 204 MPa에서 224 MPa로 9.8%나 급상승하는 최대 유막압력 거동특성을 보여주고 있다. 이것은 오일 그



(a) Arc length of oil groove, 60°



(b) Arc length of oil groove, 120°



(c) Arc length of oil groove, 180°

Fig. 4. Maximum hydrodynamic pressure as a function of oil groove area ratio for number of oil grooves with three different arc lengths.

루브의 개수가 작을 경우는 그루브의 원주호 길이에 의한 영향이 작다는 것을 의미한다.

Fig. 4는 핀부시에 작용하는 최대유막압력을 원주방

향을 따라서 제작한 전체길이 대비 오일 그루브의 원주호 길이를 상대적으로 나타낸 1/6(60° 해당), 1/3(120° 해당), 1/2(180° 해당)의 3가지 경우로 오일 그루브의 개수에 따라 최대유막압력에 미치는 영향이 달라지고 있음을 알 수 있다. 즉, 오일 그루브의 개수가 상대적으로 많은 3개의 경우 높은 최대유막압력을 나타내지만, 오일 그루브의 원주호 길이가 1/3(120° 해당)일 경우는 2개일 경우(195 MPa)보다 1개인 경우(198 MPa)에서 약간 높은 최대유막압력을 보여주고 있다.

Figs. 3과 4의 해석결과에 의하면, 오일 그루브의 개수는 1개 또는 3개로 설계되 가능하면 3개로 하고, 원주방향의 오일 그루브 원주호 길이는 전체 원주길이 대비 1/6(60° 해당) 정도로 짧게 설정하는 것이 최대 유막압력을 확보할 수 있다.

4.2. 최소유막두께

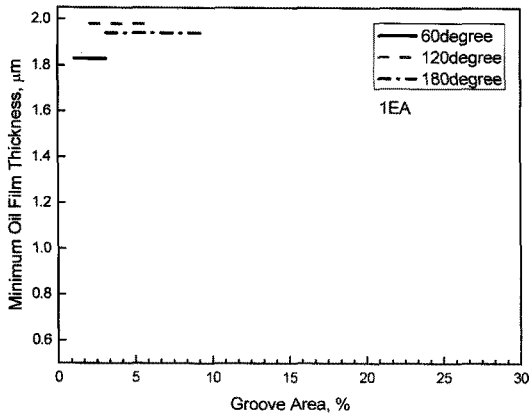
유막에 의한 하중지지 해석에서 최소유막두께는 유체동압, 즉 동하중 지지에 가장 큰 영향을 미치는 핵심인자로 핀부시 유막설계에서 가장 중요하게 다룬다.

Fig. 5(a)에서 오일 그루브의 개수가 1개일 때는 전체 미끄럼마찰 접촉면 대비 오일 그루브가 차지하는 면적비가 최소유막두께에 미치는 영향은 없지만, 원주 방향을 따라서 측정된 원주호 길이에는 약간의 영향을 미친다. Fig. 5(b)처럼 오일 그루브 개수가 2개일 경우는 오일 그루브의 면적비가 증가함에 따라 1.8 μm에서 1.0 μm 정도로 44.5% 떨어지고, Fig. 5(c)처럼 3개일 경우는 1.8 μm에서 0.8 μm 정도로 55.6%나 감소하는 최소유막두께의 변화가 크게 발생한다.

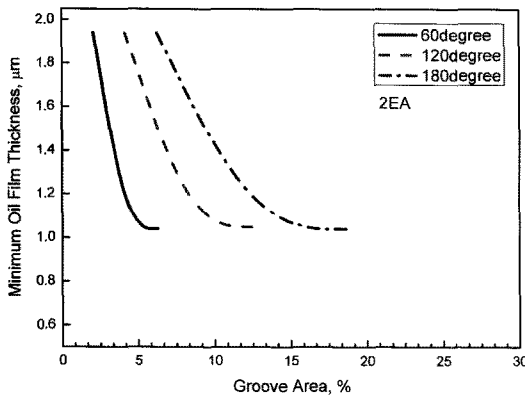
최소유막두께에 대한 Fig. 6의 해석결과를 보면, 오일 그루브의 면적비가 증가하여도 원주방향으로 나타낸 동일한 원주호 길이에서는 오일 그루브의 개수가 1개일 때의 최소유막두께 변화는 없지만, 2개 또는 특히 3개로 증가하면 최소유막두께는 큰 폭으로 줄어들고 있음을 보여준다.

Figs. 5와 6의 해석결과에 의하면, 최소유막두께에 영향을 미치는 요소는 오일 그루브의 원주방향으로 나타낸 원주호 길이보다는 오일 그루브의 개수와 생각된다. 이것은 오일 그루브의 원주호 길이가 증가하여도 유막압력 형성에 실제적으로 기여하는 정도는 동압이 핀부시의 하단부를 중심으로 형성되고, 핀부시의 중간부로 가면서 유막에 의한 하중지지는 크게 줄어들기 때문이다.

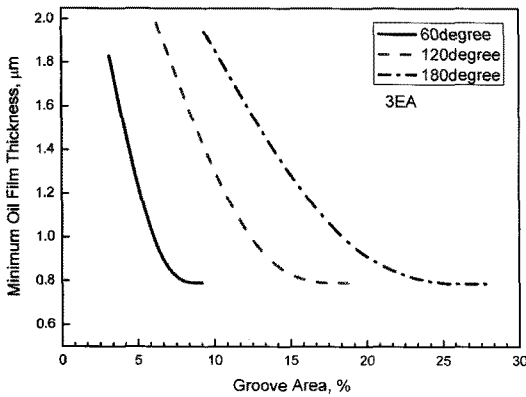
결국 최소유막두께가 대폭적으로 줄어드는 3개의 오



(a) One oil groove



(b) Two oil grooves

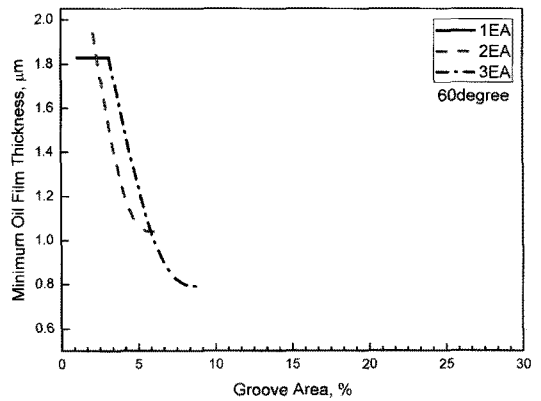


(c) Three oil grooves

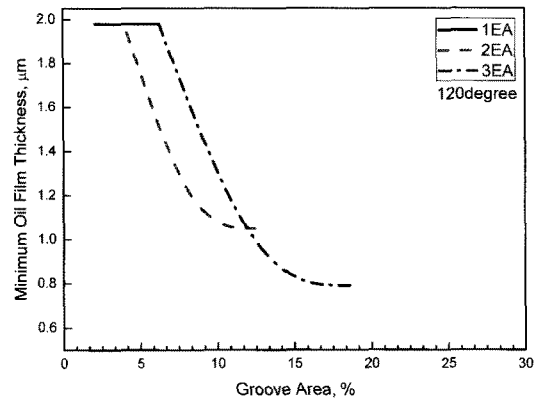
Fig. 5. Minimum oil film thickness as a function of oil groove area ratio for three different arc lengths of oil grooves with number of oil grooves.

일 그루브를 갖는 핀부시에서 가장 큰 유막압력을 나타낸다는 것은 Figs. 3과 4에서 제시한 최대유막분포 해석결과와 일치한다.

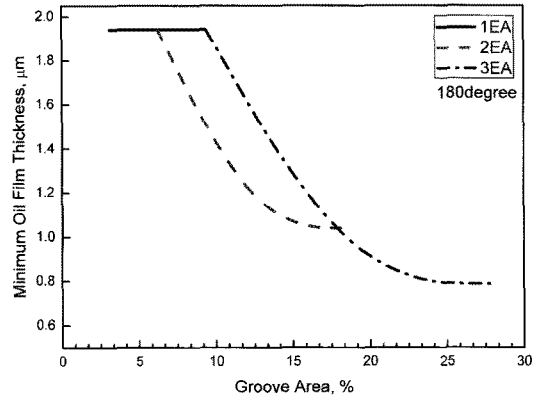
핀부시의 마찰면에서 유체윤활작용이 원활하게 형성



(a) Arc length of oil groove, 60°



(b) Arc length of oil groove, 120°



(c) Arc length of oil groove, 180°

Fig. 6. Minimum oil film thickness as a function of oil groove area ratio for number of oil grooves with three different arc lengths.

될 경우, 오일 그루브의 면적비가 증가할수록 유막압력은 그루브의 개수에 따라 다르기는 하지만 전반적으로 약간씩 상승하는 것으로 나타났고, 최소유막두께는 크게 감소하는 것으로 해석되었다. 이러한 윤활특성은

오일 그루브의 개수에 의한 영향이 더 크다는 것을 의미하고, 원주방향을 따라서 형성된 원주호 길이에 의한 영향은 상대적으로 제한적이라는 것이다.

결국 핀부시의 유막압력을 높게 유지하기 위해서는 적절한 정도의 오일 그루브를 설계해야 하지만, 오일 그루브의 원주방향 호길이는 가능하면 작게 제작하는 것이 바람직하다는 해석결과를 제시할 수 있다.

5. 결 론

커넥팅로드의 소단부에 설치되는 핀부시에 오일이 공급되어 유막이 정상적으로 형성되었다고 가정할 경우, 최대유막압력과 최소유막두께에 미치는 영향을 검토하기 위해 오일 그루브의 개수와 원주방향으로 형성된 원주호 길이를 설계인자로 설정하여 해석하였다.

해석결과에 의하면, 최대유막압력과 최소유막두께에 큰 영향을 미치는 일반적인 설계요소는 오일 그루브의 개수이고, 오일 그루브의 원주호 길이는 상대적으로 낮

은 영향을 미치고 있다. 핀부시에 가공되는 최적의 원주호 길이는 핀부시의 하단부, 즉 중력에 의해 윤활유가 많이 고이는 부근을 중심으로 형성된 원주호 길이가 많은 영향을 미치고 있다. 본 연구에서 제시한 핀부시 모델의 경우는 오일 그루브의 개수를 3개, 오일 그루브의 원주호 길이는 전체 원주길이 대비 1/6(60° 해당) 정도로 설계하는 것이 원활한 윤활유 공급에 의해 최고의 유막압력을 확보할 수 있다.

참고문헌

1. 김청균, 오경석, “내연기관용 무연 핀부시의 마찰특성에 관한 실험적 연구”, 한국윤활학회지, Vol. 23, No. 6, pp.301-311, 2007.
2. 김청균, 이병관, “오일점도에 따른 디젤엔진용 핀부시 베어링의 유막거동에 관한 연구”, 한국윤활학회지, Vol. 24, No. 1, pp.21-26, 2008.
3. 김청균, “트라이볼로지”, 형설출판사, Chap. 4, pp.229-232, 2006.