

급유구의 형상에 따른 박용엔진 크랭크 핀 베어링의 윤활특성 해석

하양협 · 이득우 · 김정훈* · 이성우*

부산대학교 정밀정형 및 금형가공 연구소, *삼성중공업

Analysis of Crank Pin Bearing with Various Inlet Groove Shape for Marine Engine

Yang-Hyo Ha, Deug-Woo Lee, Jung-Hoon Kim* and Sung-Woo Lee*

ERC NSDM, Pusan National University

*Research Institute of Machinery & Electrotechnology, R & D Center,
Samsung Heavy Industries, Co. LTD

Abstract—Crank pin bearing in two-stroke marine diesel engine is operated under quite severe conditions since the elements are big and heavy and the sliding speed is very slow. Therefore it is very difficult to form oil film. In this paper, two types of bearings with different groove shape are compared. One has circumferential oil groove at lower position and the other has lengthwise oil groove at upper position. Bearing clearance, oil inlet pressure and length to diameter ratio are selected as design parameters. Locus of journal center and minimum oil film thickness are investigated to compare two cases.

Key words—crank pin bearing, bearing mean clearance, minimum oil-film thickness.

1. 서 론

박용엔진의 베어링은 실린더의 연소에 의한 압력과 각 요소의 관성 하중을 받으며 저속으로 운전되고 있다. 실린더 연소 시 매우 큰 부하가 작용되는데, 이 때 적절한 유막을 형성하지 못하게 되면 저어널과 베어링이 직접 접촉하게 되어 베어링의 눌러붙음 현상에 의한 문제가 많이 발생한다.

이 중에서 크랭크 핀 베어링부는 피스톤의 상하 운동을 크랭크 축의 회전운동으로 변환시키는 크랭크 암과 커넥팅 로드와의 연결부위로서, 실린더 내의 연소압력과 피스톤부, 커넥팅 로드의 관성력을 받으며 작동되고 있다. 크랭크 핀 베어링은 동하중을 받으며 크랭크 암을 따라 저속·원운동을 하게 되는데, 이러한 조건하에서는 유막 형성이 어렵게 된다. 이에 따라 설계 및 제작 시 많은 어려움이 있다. 이러한 현상은 특히 조립품 치수에 기인한 변형량이 크고 정렬이 어

려운 대형 박용 디젤엔진에 있어서 심각한 것으로 인식되고 있다[1-3].

Fig. 1은 박용 엔진에서 크랭크 핀 베어링 부를 나타낸다.

동하중을 받는 저어널 베어링의 해석은 1950년대에 이론적으로 수행되기 시작하여 현재 수많은 이론적 연구와 실험적 연구가 계속되어 왔다[4-7]. 또한 박용엔진을 생산하는 기업체를 중심으로 각자의 모델이 개발되고 있다. 그러나 크랭크 핀 베어링에 대한 윤활 해석은 윤활 환경의 가혹함에 따른 해석의 어려움과 제작 기업의 기술적 노하우에 기인하여 그다지 많은 연구 결과가 발표되지는 않고 있다.

최소유막 두께는 베어링의 내구성을 평가하는데 있어서 중요한 인자이고, 최대유막 압력은 베어링에 작용하는 응력을 결정한다. 또한 축 중심의 속도는 엔진의 소음에 영향을 미치며, 마찰 손실은 연료의 경제성을 평가하는데 있어서 중요하다.

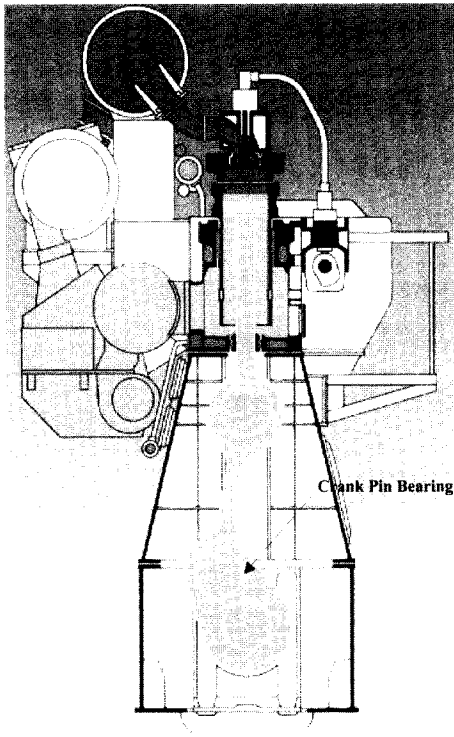


Fig. 1. Shape of marine diesel engine.

본 연구에서는 현재 대형 박용 디젤엔진에 널리 적용되고 있는 2가지 형상의 크랭크 핀 베어링에 대해 각각의 경우의 윤회운동 특성을 살펴보고, 또한 베어링의 설계 변수가 각 베어링의 성능에 어떠한 영향을 미치는지에 대해 살펴보았다. 급유 압력, 베어링 간극, 길이 대 직경비(L/D)를 초기 설계 값에서 변화를 주었을 때, 축 중심의 궤적과 최소유막 두께에 미치는 영향을 분석하여, 베어링의 설계 및 제작시 기초 자료를 제시하고자 한다.

2. 이론 해석

2-1. 지배 방정식

크랭크 핀 베어링의 운동특성을 해석하기 위해 연속 방정식과 운동량 방정식을 이용하여 레이놀즈 방정식을 세우게 되는데, 이는 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12 \mu \left(\bar{\omega} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (1)$$

여기서 $\bar{\omega} = U/2R$ 이고, 유막두께 h 는 Fig. 2의 베어링

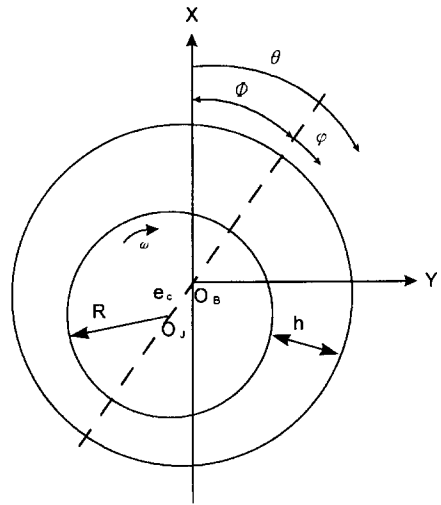


Fig. 2. Bearing coordinate system.

좌표계로부터 다음과 같이 구해진다.

$$h = c - e_x \cos \theta - e_y \sin \theta \quad (2)$$

2-2. 관성력을 고려한 작용 하중계산

Fig. 3은 엔진 제작회사의 자료를 토대로 하여 피스톤 하사점 기준의 크랭크 회전 각도에 따른 실린더 연소 압력을 나타낸다.

베어링에 작용하는 하중을 계산하기 위한 자유 물체도는 Fig. 4, 5와 같이 표현이 되는데, 이로부터 크랭크 핀 베어링에 작용하는 하중을 다음과 같이 구할 수 있다[8].

$$F_Y = \left[\frac{l_2}{2} \sin \Phi m_c (a_{GX} - g) + m_c a_{GY} - l_{CG} \alpha_3 \right] / l_2 \quad (3)$$

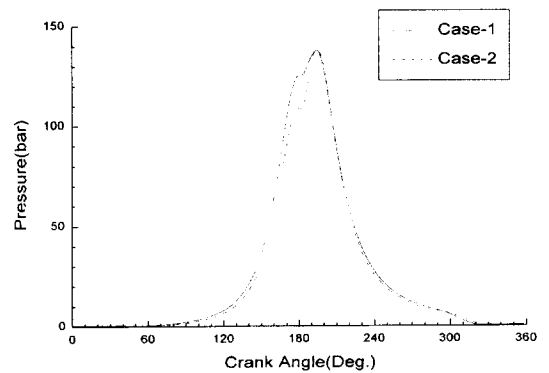


Fig. 3. Reduced cylinder pressure.

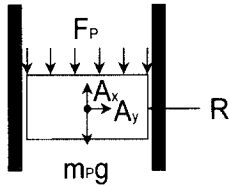


Fig. 4. Weight coordinate system of piston.

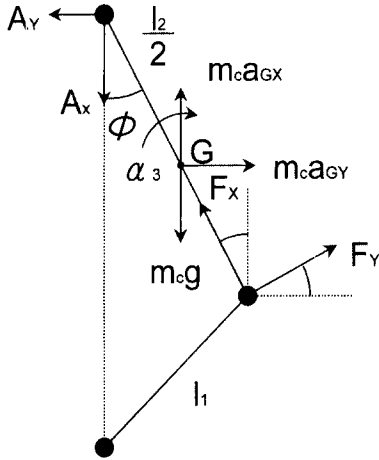


Fig. 5. Weight coordinate system of connecting rod.

$$F_x = [m_c(a_{Gx} + g) + A_x + \sin\phi F_y] / \cos\phi \quad (4)$$

2-3. 경계조건

유막두께가 시간과 공간상에서 커지면 윤의 압력발생과 더불어 유막의 파단이 일어나게 된다. 유막의 파단이 발생하는 영역에 대해서는 하프썸머펠트(half-sommerfeld) 조건을 사용한다. 즉,

$$P \leq 0 \text{ 이면 } P = 0 \quad (5)$$

축방향의 경계조건은 다음과 같다.

$$z = 0 \text{ 에서 } P = 0, \quad (6)$$

$$z = L/2 \text{ 에서 } \frac{\partial P}{\partial \theta} = 0 \quad (7)$$

크랭크 핀 베어링 부의 급유구 형상에 따른 경계조건은 Fig. 6과 같이 설정하여 해석을 수행한다. Case-1은 하부에 원주방향으로, Case-2는 상부에 길이 방향으로 급유구가 있는 경우이다.

오일 급유구의 경계조건은 다음과 같다.

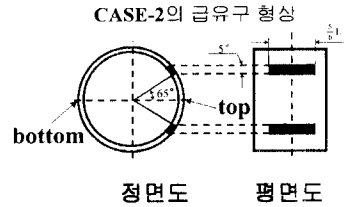
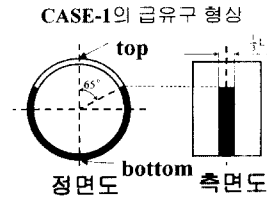


Fig. 6. Oil groove shape.

Case-1: $\theta = 65^\circ \sim 295^\circ, Z = \frac{1}{3} L \sim \frac{1}{2} L$ 에서 $P = P_i$

Case-2: $\theta = 65^\circ \sim 70^\circ, Z = \frac{1}{12} L \sim \frac{1}{2} L$ 에서 $P = P_i$

$\theta = 290^\circ \sim 295^\circ, Z = \frac{1}{12} L \sim \frac{1}{2} L$ 에서 $P = P_i$

2-4. 힘의 평형식

레이놀즈 방정식에서 구해진 유막의 압력은 힘과 평형을 이루어야 하므로, 힘의 평형식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W_x = \iint P \cos \theta R d\theta dz = 0$$

$$W_y = \iint P \sin \theta R d\theta dz = 0$$

수치 해석은 레이놀즈 방정식을 무차원화하여 중앙차분법 및 뉴턴-랩슨법(Newton-Raphson method)을 이용하였다[9]. 또한 유막 내의 온도 변화를 무시한 등점도 해석을 수행하였다[9]. Table 1은 수치해석을 위

Table 1. General data of crank pin bearing according to bearing shapes.

Bearing	
Case-1	Case-2
	베어링 간극
	베어링 반경
	베어링 길이
동점도	길이 대 직경비
	급유 압력
	엔진 회전수
	실린더 직경

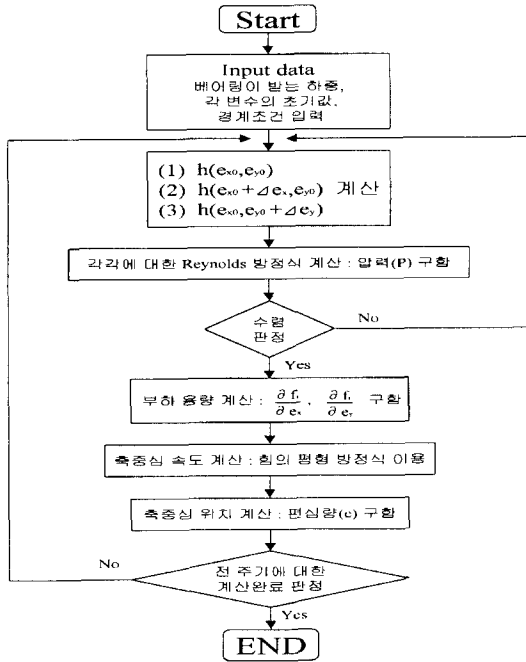


Fig. 7. Flowchart.

한 베어링의 기본 설계 인자이고, Fig. 7은 수치해석의 흐름도이다.

3. 해석 결과

3-1. 작용하중

피스톤 벽면의 반력과 각 요소의 관성력을 고려한 하중은 Fig. 8과 같이 구해진다. Case-1의 경우 관성력의 영향이 지배적이며, Case-2의 경우 폭발력의 영향이 지배적이라는 것을 알 수 있다.

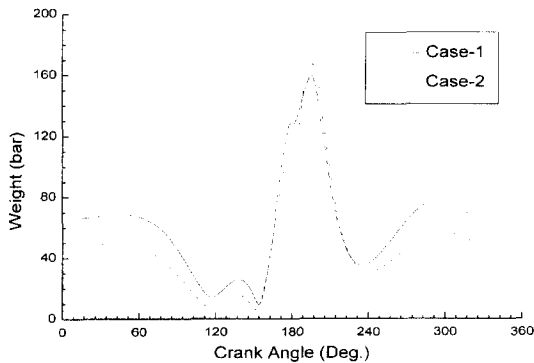


Fig. 8. Change of unit load with crank angle.

3-2. 베어링 형상에 따른 결과 비교

Fig. 9는 Case-1과 Case-2에 대한 축 중심의 궤적을 비교한 것이다. 크랭크 핀 베어링은 커넥팅 로드에 의한 관성력을 받게 되며, 이로 인해 축 중심의 위치변동이 심하다는 것을 알 수 있다. 하중이 적게 작용하는 영역에서 최소의 편심율이 나온다는 것을 알 수 있다. Case-2가 Case-1보다 축중심의 운동이 안정적임을 볼 수 있는데, 이는 폭발 행정을 제외한 전 영역에서 전체적으로 Case-1이 Case-2보다 하중의 구배가 더 크기 때문에 Case-1이 더 큰 운동궤적을 나타내는 것으로 보인다.

Fig. 10은 최소유막 두께를 비교한 것이다. 전체적으로 편심율이 낮은 Case-2의 최소유막 두께가 크게 나온다. 이 결과로부터 주어진 조건에서는 Case-2가 Case-1보다 안정적인 운동을 하고 있다는 것을 알 수 있다. Table 2는 최소유막 두께와 최소유막 두께가 나

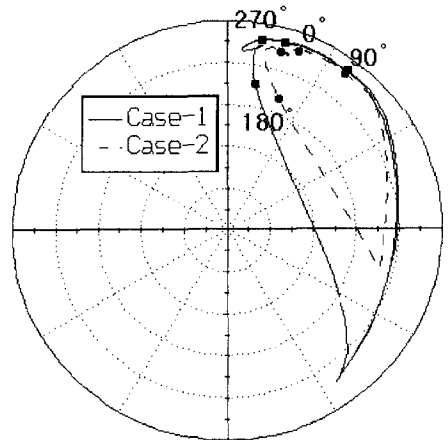


Fig. 9. Journal loci of Case-1 and Case-2.

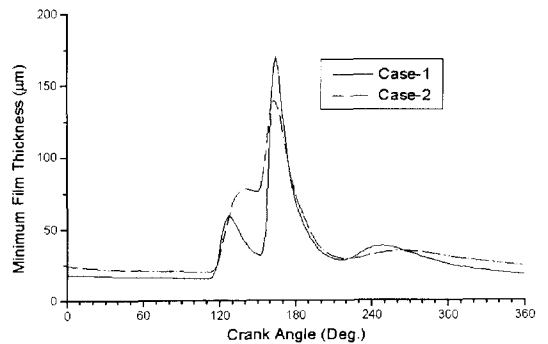


Fig. 10. Minimum oil film thickness of Case-1 and Case-2.

Table 2. Comparison of minimum oil film thickness for Case-1 and Case-2

		Case-1
Case-2	최소유막 두께(μm)	15.04
	운전 각도	108°

타나는 크랭크 각도를 비교한 것이다. 피스톤 상승 행정인 크랭크 각도가 110° 근처에서 최소유막 두께가 나온다는 것을 알 수 있다. 이는 피스톤 상승 행정 시 커넥팅 로드와 관성력에 의해 베어링의 상부가 파손될 수 있다는 것을 보여준다.

Fig. 11과 Fig. 12는 Case-1과 Case-2에 대해서 급유 압력의 변화에 따른 최소유막 두께의 변화를 나타낸 것이다. 각 경우에 대해, 급유 압력이 최소유막 두께에 크게 영향을 주지 않음을 알 수 있다. 이는 급유 압력이 실린더 연소 최대 압력의 수십분의 일 밖에 되지 않기 때문일 것으로 생각된다. Case-2가 Case-1 보

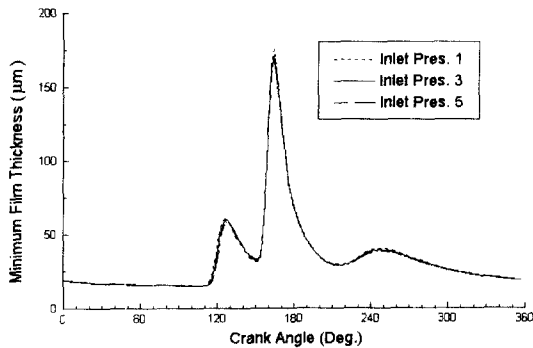


Fig. 11. Minimum oil film thickness Case-1 for various oil inlet pressures.

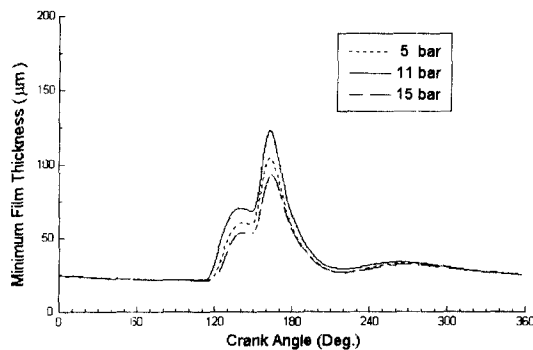


Fig. 12. Minimum oil film thickness of Case-2 for various oil inlet pressures.

다 상대적으로 더 큰 변화를 나타내는데, 특히 이런 경향은 하중이 적게 작용하는 영역에서 더 크게 나타난다. 그 이유는 Case-2가 급유 압력과 하중과의 비율이 Case-1 보다 더 크게 변하기 때문이라고 생각된다. 따라서 실제 베어링의 설계 시, 원활한 급유가 이루어지는 압력 이상으로 윤활유를 공급하면 되며, 설계 변수에는 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. Table 3과 Table 4는 급유압력 변화에 따른 최소유막 두께와 최소유막 두께가 나타나는 크랭크 각도를 비교한 것이다. 최소유막 두께의 최소값의 변화가 거의 없다는 것을 알 수 있다.

Fig. 13과 Fig. 14는 Case-1과 Case-2에 대해서 베어링 간극의 변화에 따른 최소유막 두께의 변화를 나타낸 것이다. Case-1과 Case-2 모두의 경우에 있어 베어링 간극의 변화에 따른 최소유막 두께의 변화가 크게 나타남을 볼 수 있다. 일반적으로 베어링 간극이 줄어들게 되면 동압효과(squeeze effect)에 의한 압력 발생량이 커지며 편심율은 적어지는 것으로 된다. 여기서도 같은 효과에 의해 편심율이 줄어들고 최소유막 두

Table 3. Minimum oil film thickness for various oil inlet pressures

Case-1	1 bar	3 bar	5 bar
최소유막 두께(μm)	14.93	15.04	15.16
운전 각도	108°	108°	108°

Table 4. Minimum oil film thickness for various oil inlet pressures

Case-2	5 bar	11 bar	15 bar
최소유막 두께(μm)	21.21	21.02	20.87
운전 각도	110°	108°	112°

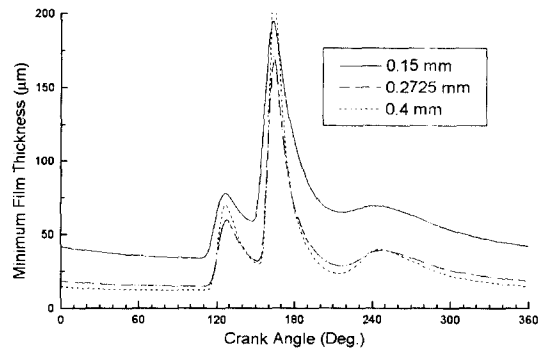


Fig. 13. Minimum oil film thickness of Case-1 for various bearing clearances.

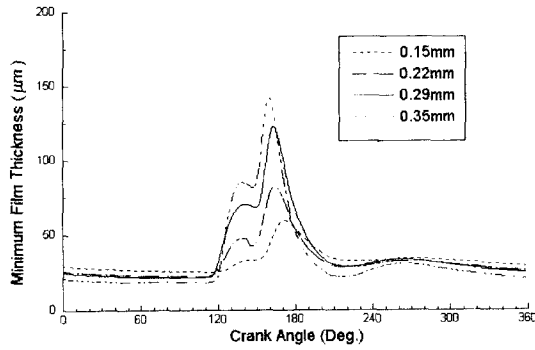


Fig. 14. Minimum oil film thickness of Case-2 for various bearing clearances.

개의 최소값이 커지게 되는 것으로 보인다. 그러나 이상적으로 베어링 간극이 0에 수렴되면 최소유막 두께도 0에 수렴되므로 베어링 간극이 너무 작게 되면 편심율은 감소하게 되지만 최소 유막 두께도 같이 감소하는 결과가 얻어질 것으로 예상된다. 따라서 최소유막 두께의 최소값이 최대가 되는 베어링 간극이 존재한다는 것을 알 수 있으며, 여기서는 Case-1과 Case-2 모두 유막두께 0.15 mm까지 최소유막 두께의 최소값은 증가하였다. Table 5와 Table 6은 베어링 간극 변화에 따른 최소유막 두께와 최소유막 두께가 나타나는 크랭크 각도를 비교한 것이다.

Fig. 15와 Fig. 16은 Case-1과 Case-2에 대해서 베어링의 길이 대 직경비(L/D)의 변화에 따른 최소유막 두께의 변화를 나타낸 것이다. 길이 대 직경의 비가 커지면 저어널의 운동이 안정적이고 최소유막 두께도 크게 나온다는 것을 알 수 있다. 이는 길이 대 직경의 비가 증가하면 길이 방향으로 하중이 분산되어서 하중지지 능력이 증가되기 때문으로 보인다. Table 7과 Table 8은

Table 5. Minimum oil film thickness for various bearing clearances

Case-1	0.15 mm	0.2725 mm	0.4 mm
최소유막 두께(μm)	34.00	15.04	12.44
운전 각도	106°	108°	108°

Table 6. Minimum oil film thickness for various bearing clearances

Case-2	0.15 mm	0.22 mm	0.29 mm	0.35 mm
최소유막 두께(μm)	24.98	22.07	21.02	18.05
운전 각도	110°	108°	108°	108°

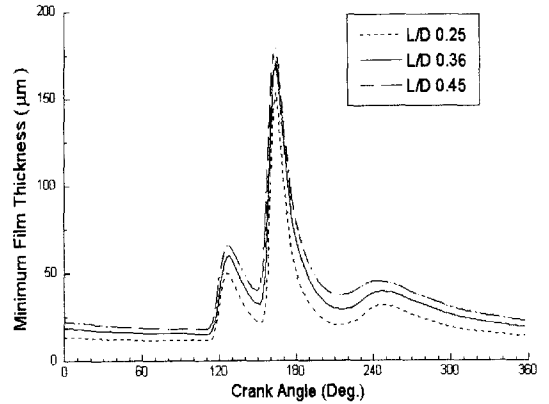


Fig. 15. Minimum oil film thickness of Case-1 for various length to diameter ratios.

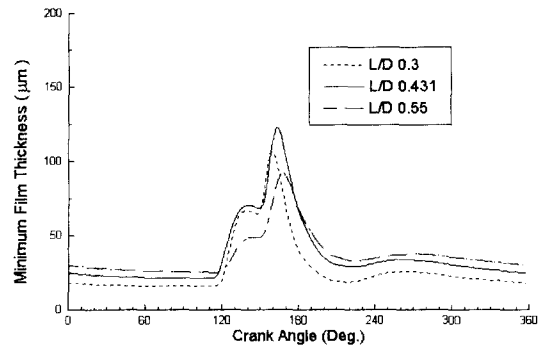


Fig. 16. Minimum oil film thickness of Case-2 for various length to diameter ratios.

Table 7. Minimum oil film thickness for various length to diameter ratios

Case-1	0.25	0.36	0.45
최소유막 두께(μm)	11.45	15.04	17.63
운전 각도	106°	108°	108°

Table 8. Minimum oil film thickness for various length to diameter ratios

Case-2	0.3	0.431	0.55
최소유막 두께(μm)	16.02	21.02	25.04
운전 각도	110°	108°	112°

길이 대 직경비의 변화에 따른 최소유막 두께와 최소유막 두께가 나타나는 크랭크 각도를 비교한 것이다.

4. 결 론

본 연구는 박용엔진 크랭크 핀 베어링부에 대한 등

점도 윤활해석을 수행한 것으로, 축 중심의 운동궤적과 최소유막 두께로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 급유구의 형상에 따라 축 중심의 궤적의 차이가 크며, Case-2가 Case-1보다 축 중심의 운동이 더 안정적이다.

(2) 피스톤 상승 행정 중에 최소유막 두께가 존재하고 있으며, 크랭크 핀 베어링의 경우 편마멸을 방지하기 위해서는 상부에서 원활한 급유가 이루어져야 한다.

(3) 베어링 간극의 변화에 대한 최소유막 두께의 변화가 크다.

(4) 급유 압력이 최소유막두께에 미치는 영향은 적다.

(5) 길이 대 직경의 비(L/D)가 크게 되면, 하중지지 능력이 증가하게 되어 베어링의 최소유막 두께가 더 크게 나온다.

감사의 글

본 연구 결과는 부산대학교 정밀정형 및 금형가공 연구소 산학 협력 연구비(삼성중공업(주))의 지원에 의해 수행되었으며, 관계자의 도움에 감사드립니다.

기호 및 약어

- a : acceleration
- A_x : x-directional reaction force of piston
- A_y : y-directional reaction force of piston
- c : clearance
- D : journal diameter
- e : eccentricity
- F_p : cylinder pressure
- F_x : x-directional reaction force of crank pin bearing
- F_y : y-directional reaction force of crank pin bearing
- g : gravitational acceleration
- h : film thickness
- L : journal bearing length
- l_1 : length of crank arm
- l_2 : length of connecting rod
- m_c : mass of connecting rod
- m_p : mass of piston

- p : pressure
- R : journal radius
- t : time
- U : relative velocity between journal and bearing
- z : lengthwise coordinate
- θ : circumferential coordinate
- μ : lubricant viscosity
- ω : angular velocity

참 고 문 헌

1. Scobel, H. "Crosshead of the New MAN K SZ engines," Marine Engr. and Naval Arch., pp.410-412, 1971.
2. Gupta, B. K. and Phelan, R. M., "The Load Capacity of Short Journal Bearings with Oscillating Effective Speed," ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 86, pp.348-354, 1964.
3. Takasaki, M. and Ettles, C. M. McC., "The Effect of Added Rotation on Crosshead Bearing Performance," J. of Tribology Trans. ASME, Vol. 107, No. 1, pp. 104-109, 1985.
4. Bates, T. W., Fantino, B., Launay, L. and Fren. J., "Oil Film Thickness in an Elastic Connecting-Rod Bearing Comparison between Theory and Experiment," STLE Tribology Transactions, Vol. 33, 1990.
5. Rohde, S. M., and Li, D. F., "A Generalized Short Bearing Theory," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 102, No. 3, pp.278-282, 1980.
6. Booker, J. F., "Dynamically-Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution," ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 87, No. 3, pp.537-547, 1965.
7. Wakuri, Y., Hamadake, T. and Soejima, M., "Lubrication of a Crosshead-Pin Bearing in a Two-Stroke Cycle Marine Diesel Engine," Bulletin of the Marine Engineering Society in Japan Tokyo, 1988, Vol. 16, No. 1, Mar. 1988, pp 1-11.
8. Hyun-Hae Shim, Chang-Ho Kim, Park-Kyoun Oh, Oh Kwan Kwon, "Optimum Design of Dynamically-Loaded Journal Bearings by Mobility Method," Journal of the KSLE Vol. 2, No. 2, 1986, pp.32-43.
9. J. D. C. McIvor, D. N. Fenner, "Finite Element Analysis of Dynamically Loaded Flexible Journal Bearings : A Fast Newton-Raphson Method," Journal of Tribology, Vol. 111, October 1989, pp. 597-604.