

크랭크샤프트계의 윤활 및 마찰 특성에 미치는 밸런스 웨이트의 영향

조명래[†] · 오대윤* · 한동철**

(2001년 11월 26일 접수, 2002년 5월 16일 심사완료)

The Effect of Balance Weight on the Lubrication and Friction Characteristics of Crankshaft System

Cho, Myung-Rae, Oh, Dae-Yoon and Han, Dong-Chul

Key Words : Crankshaft(크랭크샤프트), Balance Weight(밸런스 웨이트), Main Bearing(메인 베어링), Oil Film Thickness(유막 두께), Friction(마찰)

Abstract

This paper reports on the balance weight effect on the lubrication and friction characteristics of crankshaft system. To determine the main bearing loads, the crankshaft was treated as statically determinate system. Four and eight-balance weight crankshafts were considered, and minimum oil film thickness and friction loss were calculated. The main bearing loads were increased in the four-balance shaft due to the increasing of unbalanced rotating mass at No. 1 and 3 main bearing sides. The minimum oil film thickness of four-balance shaft became thinner than eight-balance, and friction loss was increased.

기호설명	
A	: 회전 질량 위상각
C_R	: 베어링 틈새
F_m	: 메인 베어링 하중(=W)
F_r, F_s	: 유막 반력
h	: 유막 두께
L	: 베이 길이
M	: 회전 질량
m_j	: 크랭크 저널 질량
p	: 유막 압력
R	: 회전 반경
t	: 시간
U	: 미끄럼 속도
x, y	: 좌표계
ε	: 편심율
ϕ	: 자세각

η	: 점성
θ	: 크랭크 각도
τ	: 전단 응력
ω_j	: 저널 회전 각속도

1. 서론

배기 가스 저감 및 연비 개선을 위해 최근 개발되는 엔진들은 소형 경량화 되는 추세다. 특히 엔진 구동의 핵심 부품으로 엔진의 신뢰성 및 안정성 등에 중요한 역할을 하는 크랭크샤프트의 경량화 및 소형화가 두드러져, 크랭크샤프트 중량의 대부분을 차지하는 밸런스 웨이트의 중량을 줄이거나, 8 밸런스 시스템에서 4 밸런스 시스템을 채택하는 등 다양한 방법이 적용되고 있다. 이러한 크랭크샤프트의 경량화 및 소형화는 크랭크샤프트를 지지하는 엔진 베어링의 박폭화 및 직경 감소를 유도할 수 있으므로 베어링계 마찰을 줄일 수 있고, 엔진 전체 무게를 저감함으로써 차량 연비를 개선 시키는 효과를 얻을 수 있다. 그러나, 크

[†] 책임저자, 회원, 현대자동차 파워트레인 연구소
E-mail: formell@hyundai-motor.com
TEL: (031)369-4517 FAX: (031)369-4503

* 현대자동차 파워트레인 연구소

** 회원, 서울대학교 기계항공공학부

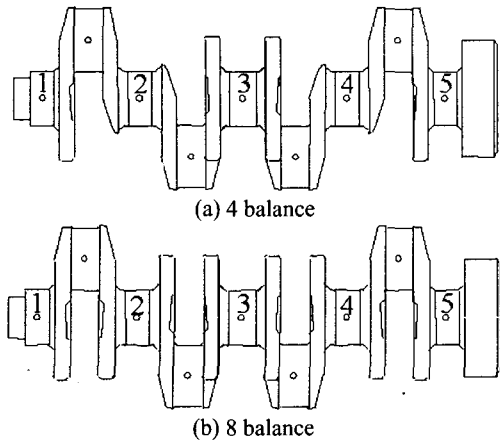


Fig. 1 Schematic diagram of 4 and 8 balance crankshaft

랭크샤프트의 강성이 저하되고, 불평형 회전 질량이 비대칭적으로 작용하여 베어링에 작용하는 하중을 증가시킬 가능성이 있다. 이는 엔진 베어링의 유막 감소를 유발하여 유막 파괴에 따른 베어링 파손 및 크랭크샤프트 파손을 유발할 수 있다. 또한 하중 증가 및 유막 감소에 따른 마찰 증가로 인해 베어링 폭 및 직경 저감을 통해 얻은 마찰 저감 효과를 반감시킬 수 있다.

크랭크샤프트계에 대한 그간의 연구는 주로 크랭크샤프트를 지지하는 엔진 베어링계의 윤활 특성에 대한 연구^(1,2) 및 크랭크샤프트의 진동 또는 소음에 대한 연구⁽³⁻⁵⁾에 집중되어 있었다. 따라서 본 연구에서 다루고자 하는 것과 같이 밸런스 웨이트가 크랭크샤프트계의 베어링 하중 및 유막 두께, 그리고 베어링 마찰 손실 등에 미치는 영향 등에 대한 연구는 미미하다.

따라서 본 연구에서는 크랭크샤프트의 밸런스 웨이트가 엔진 베어링계의 하중, 윤활 및 마찰 특성에 미치는 영향을 규명하기 위해 4 밸런스 및 8 밸런스 크랭크샤프트에 대해 정정계 법을 이용하여 하중 해석을 수행하고 이를 바탕으로 각 메인 베어링의 최소 유막 두께, 마찰 손실 등에 미치는 영향을 규명하였다. 본 연구를 통해 제시된 결과는 크랭크샤프트계의 최적 설계에 유용하게 활용될 수 있을 것이다.

2. 해석 모델

2.1 크랭크샤프트계 하중 해석 모델

Fig. 1 에는 본 연구에 사용된 4 및 8 밸런스 크랭크샤프트 시스템의 개략도를 나타내었다. 4 밸런스 샤프트의 경우 1 번 및 5 번 메인 베어링에 각 1 개의 밸런스 웨이트가 설치되고 3 번 메인 베어

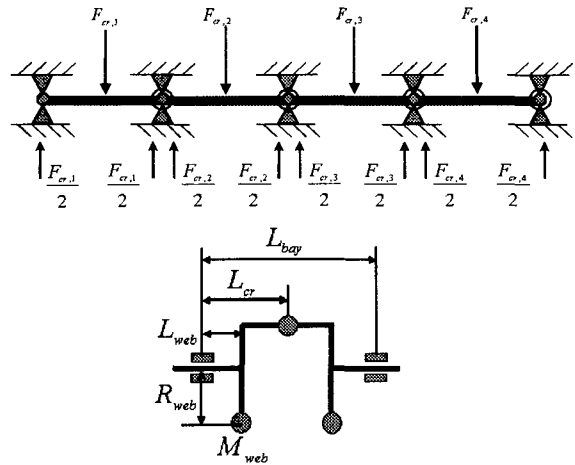


Fig. 2 Statistically determinate model of in-line 4 crankshaft system

링에 2 개의 밸런스 웨이트가 장착된다. 그러나 8 밸런스 샤프트의 경우에는 각 메인 베어링에 2 개의 밸런스 웨이트가 설치된다.

크랭크샤프트는 여러 개의 베어링으로 지지되는 부정정계 시스템으로 베어링에 작용하는 하중을 정확하게 구하기에는 많은 어려움이 따른다. 각 메인 베어링에 작용하는 하중을 계산하는 방법으로는 FEM 을 이용하는 방법^(6,7) 크랭크샤프트를 스프링으로 지지되는 연성 축으로 모델링 하는 방법⁽⁸⁾ 및 크랭크샤프트를 4 개의 독립된 시스템으로 모델링 하는 정정계 법으로 나뉜다. 앞선 두 방법은 해석 방법이 복잡하며 계산 시간에 오래 걸린다는 단점이 있다. 따라서 본 연구에서는 상대적으로 해석이 간편하고 계산 시간이 빠르며 결과의 신뢰성이 검증된 정정계 법을 이용하여 메인 베어링에 작용하는 하중을 해석하였다. 정정계 법으로 구한 베어링 하중의 타당성은 이미 본 저자들의 실험 결과를 통해 검증된 바 있다.⁽⁹⁾

정정계 법을 이용하여 메인 베어링 하중을 구하는 방법은 Fig. 2 와 같이 크랭크 샤프트를 각 메인 베어링에 대해 핀-조인트(pin-joint)된 4 개의 독립된 시스템으로 가정하는 것이다. 즉 직렬 4 기통 엔진의 크랭크샤프트는 각 메인 베어링 사이에 해당하는 4 개의 베이(bay)로 구성되며, 각 베이는 3 개의 무게 중심을 가지는 웹(web)으로 구성된다. 직렬 4 기통 엔진에서 각 연소실에서 작용하는 연소압은 기통별로 위상차만 가지므로 크랭크샤프트의 반 쪽만을 해석함으로써 각 메인 베어링에 작용하는 하중을 구할 수 있다.

위 해석 모델에 대해 1 번 메인 베어링에 작용하는 하중 평형식을 세우면 다음과 같이 정의된다.

$$F_{mx,1} - \frac{F_{crx,1}(L_{bay,1} - L_{cr,1})}{L_{bay,1}} - \frac{F_{crx,2}(L_{bay,1} - L_{cr,2})}{L_{bay,1}} + \sum_{im=1}^{nn} M_{web,im} R_{web,im} \omega_j^2 \sin(A_{web,im} + \theta) \frac{[L_{bay,1} - L_{web,im}]}{L_{bay,1}} = 0 \quad (1)$$

$$F_{my,1} - \frac{F_{cry,1}(L_{bay,1} - L_{cr,1})}{L_{bay,1}} - \frac{F_{cry,2}(L_{bay,1} - L_{cr,2})}{L_{bay,1}} + \sum_{im=1}^{nn} M_{web,im} R_{web,im} \omega_j^2 \cos(A_{web,im} + \theta) \frac{[L_{bay,1} - L_{web,im}]}{L_{bay,1}} = 0 \quad (2)$$

한편 2번 메인 베어링에서 nn-1 번째 메인 베어링까지의 하중 평형식은 다음과 같이 정의된다.

$$F_{my,2} - \frac{F_{cry,1}(L_{bay,2} - L_{cr,1})}{L_{bay,2}} - \frac{F_{cry,2}(L_{bay,2} - L_{cr,2})}{L_{bay,2}} + \sum_{im=1}^{nn} M_{web,im} R_{web,im} \omega_j^2 \cos(A_{web,im} + \theta) \frac{[L_{bay,2} - L_{web,im}]}{L_{bay,2}} \quad (3)$$

$$+ \sum_{im=1}^{nn} M_{web,im} R_{web,im} \omega_j^2 \cos(A_{web,im} + \theta) \frac{L_{web,im}}{L_{bay,1}} = 0$$

$$F_{mx,2} - \frac{F_{crx,1}(L_{bay,2} - L_{cr,1})}{L_{bay,2}} - \frac{F_{crx,2}(L_{bay,2} - L_{cr,2})}{L_{bay,2}} + \sum_{im=1}^{nn} M_{web,im} R_{web,im} \omega_j^2 \sin(A_{web,im} + \theta) \frac{[L_{bay,2} - L_{web,im}]}{L_{bay,2}} \quad (4)$$

$$+ \sum_{im=1}^{nn} M_{web,im} R_{web,im} \omega_j^2 \sin(A_{web,im} + \theta) \frac{L_{web,im}}{L_{bay,1}} = 0$$

마지막으로 nn 번째 메인 베어링에 작용하는 하중은 다음과 같이 정의된다. 직렬 4기통 엔진에서 nn 번째 베어링은 3번 메인 베어링을 나타낸다.

$$F_{mx,nn} - \frac{F_{crx,1}(L_{bay,nn} - L_{cr,1})}{L_{bay,nn}} - \frac{F_{crx,2}(L_{bay,nn} - L_{cr,2})}{L_{bay,nn}} + \sum_{im=1}^{nn} M_{web,im} R_{web,im} \omega_j^2 \sin(A_{web,im} + \theta) \frac{L_{web,im}}{L_{bay,im}} = 0 \quad (5)$$

$$F_{my,nn} - \frac{F_{cry,1}(L_{bay,nn} - L_{cr,1})}{L_{bay,nn}} - \frac{F_{cry,2}(L_{bay,nn} - L_{cr,2})}{L_{bay,nn}} + \sum_{im=1}^{nn} M_{web,im} R_{web,im} \omega_j^2 \cos(A_{web,im} + \theta) \frac{L_{web,im}}{L_{bay,im}} = 0 \quad (6)$$

식 (1)-(6)에서 커넥팅 로드를 통해 크랭크샤프트에 전달되는 하중은 연소압과 피스톤과 커넥팅로드의 왕복 및 회전 관성력으로부터 구할 수 있다.

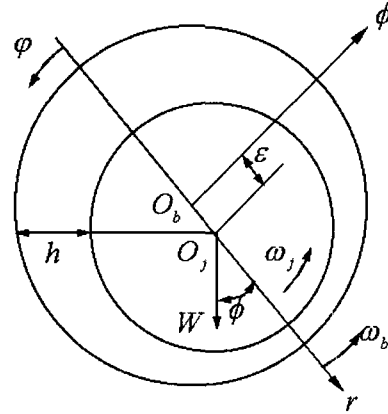


Fig. 3 Analytical model of engine bearing

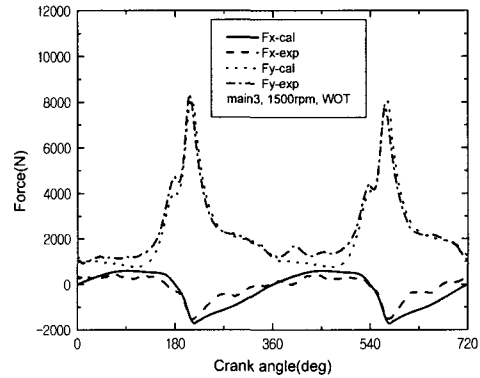


Fig. 4 The comparison between theory and experiment

2.2 메인 베어링 윤활 해석 및 마찰 해석

Fig. 3 에는 메인 베어링의 유막 해석을 위한 해석 모델을 나타내었다. 베어링 내 저어널의 중심 위치는 다음과 같은 베어링 반경 및 원주 방향에 대한 비선형 방정식으로 표현된다.

$$m_j C_R [\ddot{\epsilon} - \epsilon \dot{\phi}^2] = F_r + W \cos \phi \quad (7)$$

$$m_j C_R [\epsilon \ddot{\phi} + 2\dot{\epsilon} \dot{\phi}] = F_\phi - W \sin \phi \quad (8)$$

식 (7)-(8)에서 유막 반력은 유막 압력의 적분에 의해 구할 수 있다.

$$F_r = \iint_A p \cos \phi \, d\phi \, dz \quad (9)$$

$$F_\phi = \iint_A p \sin \phi \, d\phi \, dz \quad (10)$$

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) + \frac{d}{dy} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dy} \right) = 6U \frac{dh}{dy} + 12 \frac{dh}{dt} \quad (11)$$

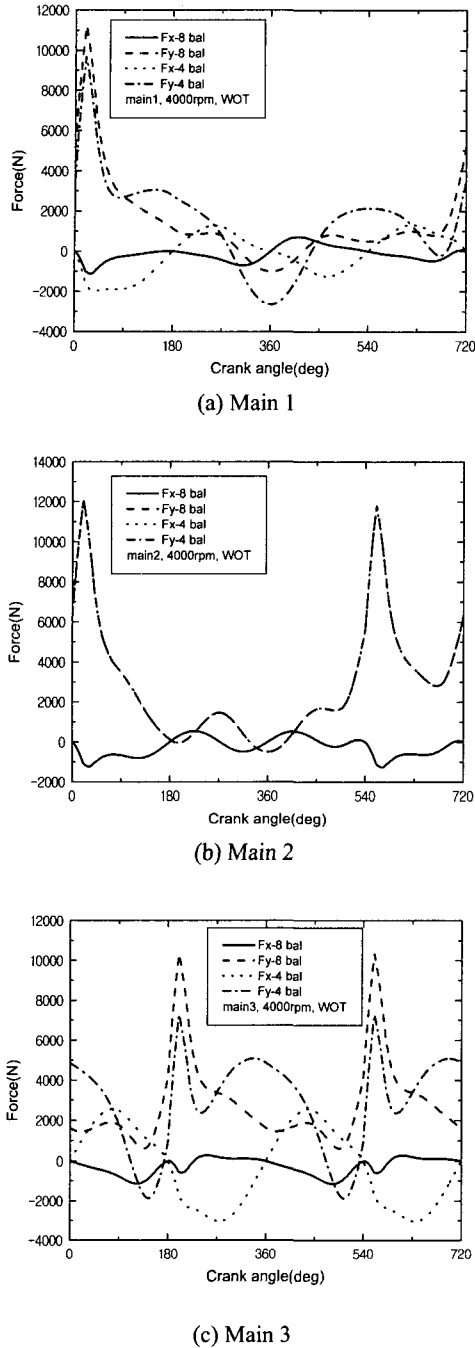


Fig. 5 The effect of weight balance on the main bearing load

유막 압력은 식 (10)의 레이놀즈 방정식을 유한 차분화 한 다음 반복 계산법에 의해 구한다. 한편 엔진 메인 베어링에서 발생하는 마찰 손실을 구하기 위한, 유막에서 발생하는 전단 응력은 다음과

같이 정의된다.

$$\tau_h = -\frac{\eta U}{h} + \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial y} \tag{12}$$

3. 결과 및 토의

본 연구에서는 1.6L 급 DOHC 직력 4 기통 엔진을 대상으로 하였다. Fig. 4 에는 본 연구에서 제시한 메인 베어링 하중 해석의 타당성을 검증하기 위하여, 엔진 작동 중의 메인 베어링 하중 측정 결과를 해석 결과와 비교하여 나타내었다.⁽⁹⁾ 시험 결과는 엔진 메인 베어링 캡에 수직 하중 및 수평 하중을 측정할 수 있는 로드 셀을 장착하여 측정된 결과이다. 크랭크샤프트를 정정계로 가정하고 해석한 결과와 실험 결과가 상당히 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5 에는 4000rpm 전부하 조건인 WOT(wide open throttle) 상태에서 1, 2, 3 번 메인 베어링에 작용하는 수직 및 수평 방향 하중에 대한 해석 결과를 나타내었다. 4 번과 5 번 메인 베어링은 각각 1 번 및 2 번 메인 베어링과 대칭으로 위상 차이만 발생하므로 나타내지 않았다.

8 밸런스에서 4 밸런스로 바뀌면서 2 번 메인 양쪽의 밸런스 웨이트가 없어지는 대신 1 번과 3 번 메인 베어링의 한쪽 밸런스 질량 증가에 의해 불평형 회전 관성력이 증가한다. 따라서 1 번 과 3 번 메인 베어링의 하중에서 관성력 부분이 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이러한 경향은 엔진 회전 속도가 증가할수록 두드러질 것으로 판단된다. 불평형 질량 증가에 따라 회전 관성력은 증가하나 반대로 연소압의 영향을 받는 최대 하중은 다소 감소하는 경향을 보인다. 2 번 메인 베어링은 대칭 형상을 가지므로 밸런스의 영향을 받지 않는다.

Fig. 6 에는 1 번과 3 번 메인 베어링에서 밸런스에 따른 최소 유막 두께 (MOFT: minimum oil film thickness) 변화 및 축 중심의 운동 궤적을 나타내었다. 밸런스에 따른 하중의 크기 및 하중 패턴의 변화에 따라 전혀 상이한 유막 두께 선도를 나타내고 있다. 4 밸런스의 경우, 8 밸런스에 비해 최소 유막 두께가 감소하는 경향을 나타내고 있고, 최소 유막이 발생하는 위치 역시 변함을 알 수 있다.

Fig. 7 에는 1 번과 3 번 메인 베어링에 작용하는 평균 하중에 대한 결과를 나타내었다. 4 밸런스의 경우 1, 3, 5 번 메인 베어링부의 비대칭 불평형 회전 질량 증가에 의해 평균 하중이 증가하는 경향을 나타내고 있으며 엔진 회전 속도가 증가할수록

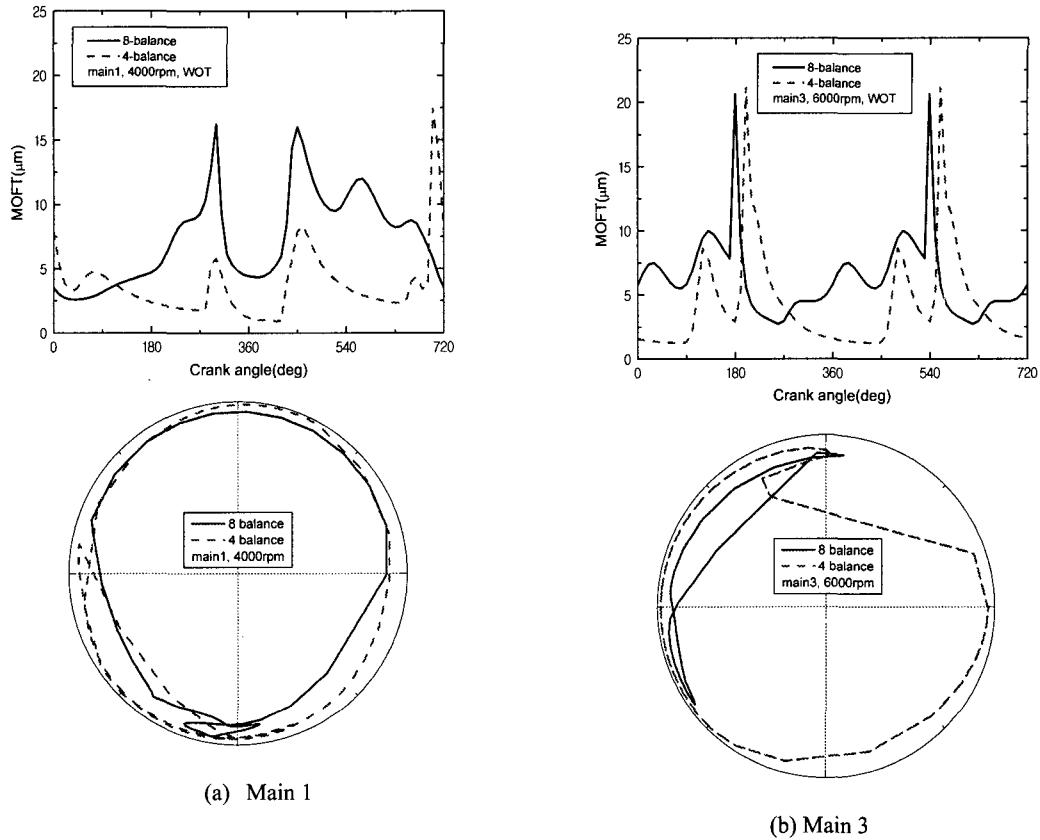


Fig. 6 The effect of balance weight on the minimum oil film thickness and journal locus variation

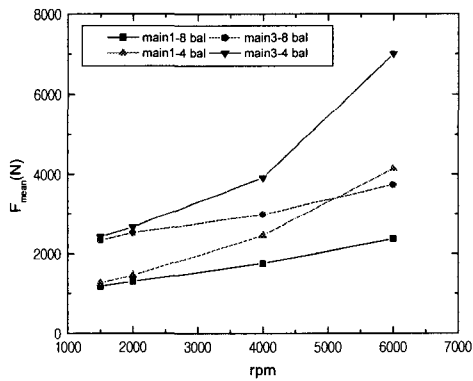


Fig. 7 The effect of weight balance on the mean bearing load

하중 증가량은 커진다. 특히 관성력의 영향을 지배적으로 받는 3 번 메인 베어링의 경우 이러한 현상이 두드러지게 발생한다.

Fig. 8 에는 엔진 회전 속도에 따른 메인 베어링의 최소 유막 두께에 대한 결과를 나타내었다. 4

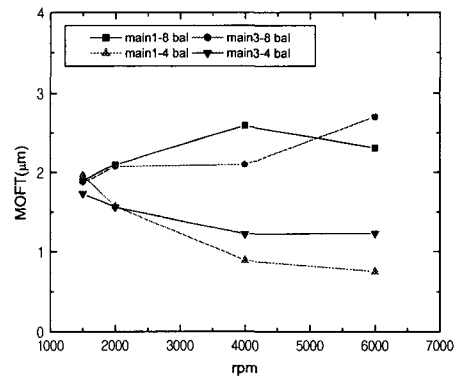


Fig. 8 The effect of weight balance on the minimum oil film thickness

밸런스 샤프트의 경우, 회전 관성력 증가에 따라 8 밸런스에 비해 최소 유막이 감소하는 경향을 나타낸다. 또한 회전 속도가 증가할수록 유막 감소 현상은 심화된다. 회전 관성력이 극대화되는

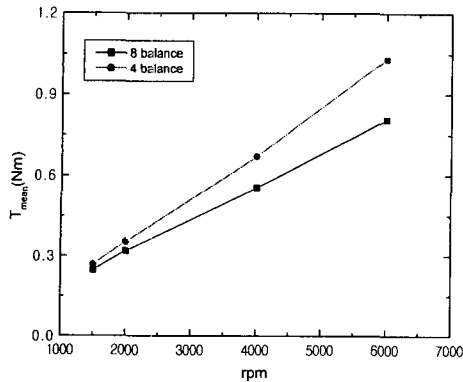


Fig. 9 The effect of weight balance on the friction torque of crankshaft system

6000rpm 이상의 무 부하 조건에서는 4 밸런스 샤프트의 경우, 유막 파단에 의한 베어링 파손이 예상되므로 이에 대한 대책이 요구된다.

Fig. 9 에는 밸런스 웨이트에 따라 크랭크샤프트를 지지하는 엔진 메인 베어링에서 발생하는 평균 마찰 토크에 대한 해석 결과를 나타내었다. 4 밸런스의 경우, 하중 증가 및 유막 감소에 따라 마찰 측면에서 불리함을 알 수 있으며 회전 속도가 증가할수록 크랭크계 마찰 손실은 급격히 증가하여 6000rpm 의 경우 마찰 손실이 약 27% 증가한다. 따라서 4 밸런스의 경우, 크랭크계에서 발생하는 마찰 증가를 억제하기 위해서는 축 강성이 보장되고 유막이 파괴되지 않는 범위 내에서 크랭크 저널 직경을 줄이고, 베어링 폭을 줄이는 등의 대책이 필요하다.

4. 결론

크랭크샤프트의 밸런스 웨이트가 엔진 메인 베어링의 하중과 윤활 및 마찰 특성에 미치는 영향을 규명하기 위해 메인 베어링 하중 및 유막, 그리고 마찰 해석을 위한 해석 모델을 제시하고 각 특성을 분석하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 4 밸런스는 8 밸런스에 비해 1, 3, 5 번 메인 베어링부의 비대칭 회전 질량의 증가로 베어링에 작용하는 회전 관성력을 증가시킨다. 이로 인해 메인 베어링에 작용하는 평균 하중은 증가하며 회전 속도가 증가할수록 증가 폭은 급격히 증가한다.

(2) 4 밸런스는 8 밸런스에 비해 최소 유막 측면에서 불리하다.

(3) 4 밸런스는 8 밸런스에 비해 베어링계에서 발생하는 마찰 손실 측면에서 불리하다

(4) 4 밸런스 적용시, 크랭크샤프트 중량 감소에도 불구하고 발생하는 윤활 및 마찰 측면에서의 단점을 보완하기 위한 대책이 요구된다.

참고문헌

- (1) Cho, M. R., Shin, H. J. and Han, D. C., 2000, "A Study on the Circumferential Groove Effects on the Minimum Oil Film Thickness in Engine Bearings," *KSME International Journal*, Vol. 14, No. 7, pp. 737~743.
- (2) Jones, G. J., 1982, "Crankshaft bearings: oil film history," *Proceedings, 9 th Leeds-Lyon Symposium*, pp. 83~88.
- (3) Ishihama, M., Hayashi, Y., and Kubozuka, T., 1981, "An Analysis of the Movement of the Crankshaft Journal During Engine Firing," SAE paper 810772.
- (4) Naganuma, T., Okamura, H., and Sogabe, K., 1997, "Experimental and Analyses of the Three-Dimensional Vibration of the Crankshaft and Torsional Damper in a Four Cylinder In-Line High Speed Engine," SAE paper 971996.
- (5) Kimura, J., Okamura, H., and Sogabe, K., 1995, "Experiments and Computation Crankshaft Three-Dimensional Vibration and Bending Stresses in a Vee-Type Ten-Cylinder Engine," SAE paper 951291.
- (6) Wakabayashi, K., Yonezawa, T., and Iwamoto, S., 1987, "The Application of a Combined Transfer Matrix and Finite Element Method to the Estimation of Vibration Stresses of a Reciprocating Engine Crankshaft," *Proc. IMech.*, C19, pp. 79~86.
- (7) Mourelatos, Z. P., 1995, "An Analytical Investigation of the Crankshaft Flywheel Bending Vibrations for a V6 Engine," SAE paper 951276.
- (8) Tinaut, F. V., Melgar, A., Giménez, B., Fernández, L., and Huidobro, H., 2000, "A Method to Determine the Two Components of the Crankshaft Load on a Bearing Cap in Firing Engines," SAE paper 2000-01-1340.
- (9) Cho, M. R. and Lee, K. J., 2001, "Measurement of Engine Main Bearing Load," *Hyundai Motors TR ADH2001111400010*.