

표면웨이브가 존재하는 유한폭 슬라이더 베어링의 지지하중 특성에 관한 연구

신정훈[†] · 이기천 · 박종원 · 강보식 · 김경웅^{**}

KIMM 신뢰성평가센터
*KAIST 기계항공시스템학부

Study on the Load-Carrying Capacity of Finite-Width Slider Bearing with Wavy Surface

Jung-Hun Shin[†], Gi-Chun Lee, Jong-Won Park, Bo-Sik Kang and Kyung Woong Kim^{**}

Reliability Assessment Center, KIMM,

*School of Mechanical, Aerospace and Systems Engineering, KAIST

(Received October 10, 2012 ; Revised December 4, 2012 ; Accepted December 5, 2012)

Abstract – Slider bearing is a widely used load-carrying element in the industry. While a large number of studies have investigated the effect of overall surface curvature, very few have considered sinusoidal surface. Recently, consideration of surface roughness/waviness or intentional wave design has been identified as an important issue in the manufacture of hard disk driver, mechanical seal, hydraulic machine, and etc. This study investigated the load-carrying capacity of a finite-width slider bearing with a wavy surface. Film thickness ratios, length-width ratio, ambient pressure, amplitude, and partial distribution were selected as the simulation parameters. The calculation results showed that the load-carrying capacity rapidly varied at small film thickness ratio, but the waviness near the area of minimum film thickness made much more influence with an increase in film thickness ratio. As the length-width ratio of bearing was increased, ambient pressure became more influential at small film thickness ratios. Furthermore a particular partial distribution of the wavy area led to higher load-carrying capacity than did the whole distribution. Consequently, the results of this study are expected to be of use in surface micro-machining of finite-width slider bearings.

Keywords – finite-width slider bearing(유한장 슬라이더 베어링), wavy surface(물결무늬 표면), fluid film lubrication(유체 윤활), load-carrying capacity(지지하중)

1. 서 론

슬라이더 베어링은 널리 사용되는 베어링의 형태로써, 축방향 하중을 효과적으로 지지해야 하는 기능적 요구가 있다. 이 베어링은 산업계에서의 수요로 인해 1950년대부터 많은 이론적인 연구들이 수행되어 성공적인 작동이 가능하게 되었다. 당시 연구자들에 의해

다양한 표면형상(surface profiling or curvature)에 관한 윤활특성연구가 수행되었는데 그 모양은 선형, 블록, 오목, 스텝 형태 등이 있었다[1]. 한편, 표면의 미시적인 관점에서 표면의 거칠기(roughness)나 표면의 파상도(waviness)를 고려하여 정확한 유막의 형상을 반영해 보자는 연구들 또한 다수 수행되었는데 [2,3], 최근에도 하드디스크(hard disk drive, HDD) 미끄럼부[4]와 유압펌프의 밸브부[5]에 존재하는 표면 파상도의 존재를 고려한 연구가 수행된 사례가 있으며, 기계적 씰(mechanical seal) 표면에 인위적인

[†]주저자 : shandy77@kimm.re.kr

^{*}책임저자 : taeho@kaist.ac.kr

표면 웨이브를 통한 표면설계 연구[6]도 있었다. 또한 정밀가공기술의 발달로 최근에는 균일한 표면 텍스처링(surface texturing)을 통해 윤활성능을 향상시키는 연구가 활발히 수행되고 있다. Hargreaves[7]은 표면웨이브의 영향에 관한 이론적/실험적 연구를 통해 지지하중기구로서의 표면웨이브를 보였고, Ozalp and Umur[8]는 무한장 슬라이더 베어링의 최적설계에 관한 차원해석연구를 수행하였다. Sharma and Pandey[1]는 여러 형상의 단파장 표면웨이브를 가진 슬라이더 베어링의 압력분포를 윤활유의 오염도를 고려하여 측정하였고, Huyuh[9]은 무한장 슬라이더 베어링의 윤활특성이 국부적인 표면 파상도에 의해 받는 영향에 관한 해석적 연구를 수행하였다.

본 연구에서는 다양한 표면곡률의 형상 중에서 베어링의 진행방향으로만 주기적인 정현파 웨이브 형상의 표면을 가진 유한폭 슬라이더 베어링의 윤활특성 연구를 수행하였다. 특히 앞서 설명한 기준에 수행된 표면웨이브를 가진 슬라이더 베어링에 관한 연구들에서 정현파의 위상변동을 고려한 표면 웨이브의 국부적 분포 위치가 유한장 슬라이더 베어링의 하중지지 특성에 주는 영향에 관한 해석을 추가하였다. 또한 유압기 같은 높은 압력에서 구동하는 슬라이더 베어링에서의 표면웨이브의 영향을 파악하기 위해 고압조건에서의 하중지지능력도 계산/비교하였다.

2. 이론적 배경

2-1. 지배 방정식

Fig. 1은 표면웨이브가 존재하는 유한폭 슬라이더 베어링을 표현한 그림이다. 베어링의 폭(b)과 길이(l)의 비율이 주어졌을 때 유막압력을 구하는 무차원 레이놀즈 방정식(non-dimensional Reynolds equation)을 유도할 수 있다. 상부베어링은 고정되어 있고 하부베어링은 정상상태 속도 U 로 구동하고 있다. 본 계산에서는 윤활유는 모든 부위에서 충분히 공급되고 있고 윤활유의 온도는 일정하다고 가정한다.

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{x}} \right) + \left(\frac{l}{b} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{y}} \right) = 6 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \bar{x} = \frac{x}{l}; \bar{y} = \frac{y}{b}; \bar{h} = \frac{h}{h_2}; \bar{P} = \frac{h_2^2 P}{\eta l U}; \bar{W} = \frac{W h_2^2}{\eta U l^2 b} \\ \bar{h}(\bar{x}, \bar{y}) = m - (m-1)\bar{x} + \delta_{\bar{x}}(\bar{x}, \bar{y}) \end{aligned} \quad (2)$$

where $m = h_1/h_2$.

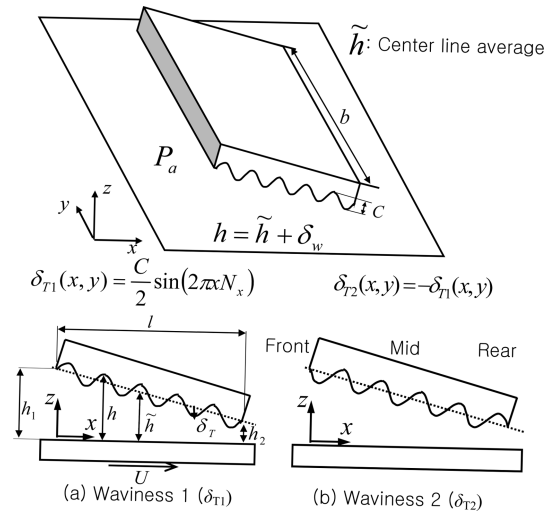


Fig. 1. Slider bearing with wavy surface ($N_x=5$).

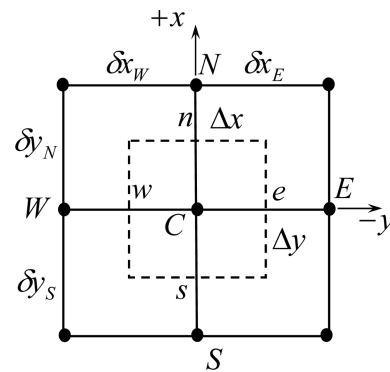


Fig. 2. Discretization.

유막두께는 식 (2)로 주어진다. 유막두께비(film thickness ratio) m 은 최소유막두께와 최대유막두께의 비를 뜻하며, $m=1$ 은 상/하부 베어링이 평행이 됨을 뜻하고, m 이 클수록 상부베어링의 기울기가 증가함을 뜻한다. 사각형의 네 변에서의 경계압력(P_a)이 주어지면 유한체적법(finite volume method)을 통해 식 (1)을 풀 수 있다.

2-2. 수치해석

Fig. 2는 사각형 베어링 표면을 다수의 절점(node)로 나누었을 때 차분화(discretization) 작업의 단위그룹을 표현한 그림이다. 식 (1)의 양쪽 항을 Fig. 2에 점선으로 표현된 검사체적에 대해 적분하면 식 (3)-(5)와 같이 표현된다. 검사체적의 사방에서의 압력구배는 식

(6)으로 표현되고, 유막두께는 식 (7)과 같이 표현될 수 있다. 그러므로 식 (6), (7)을 식 (3)-(5)에 대입하여 정리하면 식 (8)과 같이 각 단위그룹마다 대수 방정식을 얻을 수 있다. 이상의 각 절점에서 차분화된 방정식들을 조합하면 각 절점에서의 압력을 구하기 위한 연립방정식이 유도된다. 이 연립방정식들은 successive-over-relaxation법으로 풀었다.

- 레이놀즈 방정식(식 (1))의 좌측 항:

$$\int_s^e \int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} \right) dx dy = \left(\bar{h}_2^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} \Big|_e - \bar{h}_w^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} \Big|_w \right) \cdot \Delta y \quad (3)$$

$$\int_w^e \int_s^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} \right) dy dx = \left(\bar{h}_n^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} \Big|_n - \bar{h}_s^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} \Big|_s \right) \cdot \Delta x \quad (4)$$

- 레이놀즈 방정식 우측 항:

$$\int_s^e \int_w^e \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} dx dy = (\bar{h}_e - \bar{h}_w) \cdot \Delta y \quad (5)$$

- 압력구배:

$$\begin{cases} \left. \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} \right|_w = \frac{\bar{P}_w - \bar{P}_c}{\bar{\Delta} x_w}, \left. \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} \right|_e = \frac{\bar{P}_c - \bar{P}_e}{\bar{\Delta} x_e}, \\ \left. \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} \right|_n = \frac{\bar{P}_n - \bar{P}_c}{\bar{\Delta} y_n}, \left. \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} \right|_s = \frac{\bar{P}_c - \bar{P}_s}{\bar{\Delta} y_s}. \end{cases} \quad (6)$$

- 유막두께:

$$\begin{cases} \bar{h}_n = \frac{\bar{h}_n + \bar{h}_c}{2}, \bar{h}_s = \frac{\bar{h}_c + \bar{h}_s}{2}, \\ \bar{h}_w = \frac{\bar{h}_c + \bar{h}_w}{2}, \bar{h}_e = \frac{\bar{h}_c + \bar{h}_e}{2}. \end{cases} \quad (7)$$

- 각 절점에서의 차분식:

$$a_c \bar{P}_c = a_n \bar{P}_n + a_s \bar{P}_s + a_e \bar{P}_e + a_w \bar{P}_w + c \quad (8)$$

where $a_e = \frac{\bar{h}_e^3 \Delta y}{\bar{\Delta} x_e}, a_w = \frac{\bar{h}_w^3 \Delta y}{\bar{\Delta} x_w},$
 $a_s = \left(\frac{l}{b}\right)^2 \frac{\bar{h}_s^3 \Delta x_s}{\bar{\Delta} y_s}, a_n = \left(\frac{l}{b}\right)^2 \frac{\bar{h}_n^3 \Delta x_n}{\bar{\Delta} y_n},$
 $a_c = a_n + a_s + a_w + a_e$
 $c = 6(\bar{h}_e - \bar{h}_w) \Delta y.$

본 논문에서는 음압에 대한 처리는 레이놀즈 경계조건(Reynolds boundary condition)을 적용하였다. 이 경계조건을 적용하면 음압발생이 시작되는 지점에서의 압력구배가 0이 된다. 수치해석에서는 압력에 관한 연

Table 1. Parameters of bearing and wavy surface

Film thickness ratio, m	$1 \leq m \leq 3$
Length-width ratio, l/b	0.1, 1.0, and 5.0
Ambient pressure, \bar{P}_a	0 and 1
Amplitude of waviness, \bar{C}	0, 0.6, and 1.2
Center of wave distribution area, \bar{x}_a	0.3, 0.5, and 0.7

립방정식을 풀기 위한 축차가속완화(successive-over-relaxation)법을 적용 시, 각 반복계산(iteration)마다 음압값이 계산되면 그 값을 특정 공동(cavitation) 압력치로 처리(본 논문에서는 공동압력을 0으로 가정)하는 방식으로 레이놀즈 경계조건이 구현 된다.

3. 해석수행 및 토의

3-1. 해석 파라미터

Table 1은 본 논문에서 연구대상으로 삼은 인자들이다. 해석 산출물로서 각 인자들의 영향도를 분석하기 위한 지지하중 특성 그래프화 하였다.

3-2. 표면웨이브의 위상과 분위기 압력

경계압력이 각각 0과 1 주어진 경우 베어링 길이-폭 비(l/b) 3종에 대한 무차원 하중지지능력(\bar{W})을 계산한 결과를 Fig. 3에 표현하였다. 예를 들어 주어진 베어링 시스템 사양이($h_2=1 \mu m, \eta=0.05 Pa \cdot s, l=30 mm, U=10 mm/s$)로 주어진다면, 무차원 분위기 압력 $\bar{P}_a=1$ 에 상응하는 차원 분위기 압력값은 $P_a=15 MPa$ 에 해당한다. Fig. 3(a), (c), (e)는 무차원 분위기 압력이 0일 때, Fig. 3(b), (d), (f)는 무차원 분위기 압력이 1일 때의 길이-폭 비 3종에 따른 하중지지 값이다. 각 그래프는 유막두께 비(m)에 관한 하중지지능력으로 표현하였다. 그리고 표면웨이브의 파장은 0.2 ($N_x=5$)로 일정하게 두었다. Fig. 3에서와 같이 분위기 압력이 0일 때는 유막두께비가 $0 < m < 2$ 인 영역에서 3종의 길이-폭 비에 대해 공히 지지하중에 매우 큰 영향을 주는 것을 알 수 있다. 하지만 분위기 압력이 큰 $P_a=1$ 의 계산결과를 보면 상/하부 베어링이 평행한 영역($m=1$ 에 가까운 영역)에서 $P_a=0$ 인 경우에 비해 지지하중이 떨어졌는데, 표면웨이브의 진폭이 작으면 표면웨이브가 존재하지 않는 베어링에 비해 오히려 더 작게 되는 경우도 있었다. 이러한 현상은 길이-폭 비가 클수록 더 크게 나타났다. 이것은 분위기 압력이 0일 때는 경계

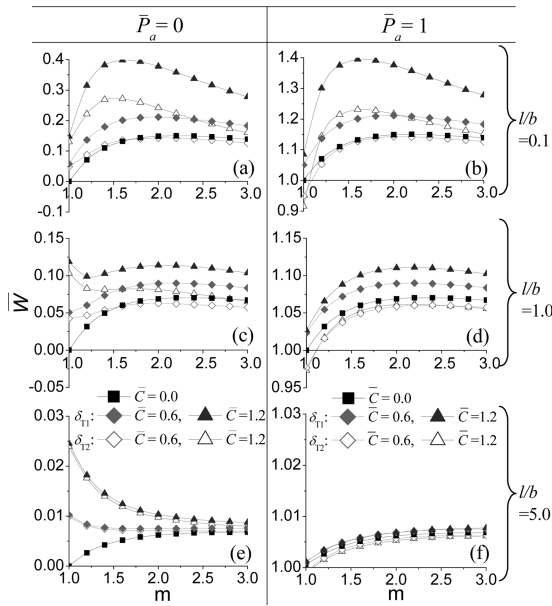


Fig. 3. Load-carrying capacity ($N_s=5$).

조건에 의해 음압이 발생할 수 없기 때문에 베어링 표면에 작용하는 유막압력이 전체적으로 상승하기 때문인 것으로 보인다.

반면 분위기 압력이 1일 때에는 음압이 발생하지 않으므로 폭방향의 압력구배가 더 크게 되어 폭방향의 유량(side flow)이 더 클 것으로 예상된다. 그리고 Fig. 3를 보면 유막두께비가 큰 영역에서는 오히려 표면웨이브가 없는 베어링보다 지지능력이 더 떨어지는 경우도 있다. 또한 위상이 반대인 웨이브 1과 웨이브 2는 지지하중에 있어 큰 차이를 보였는데, 특히 진폭이 클수록 그 차이가 현저하게 증가하였다. 이것은 최소유막두께 근처에서의 유막두께가 작은 쪽의 지지하중이 크게 되기 때문으로 사료된다. 이러한 사실은 Fig. 4의 베어링의 진행방향 중앙선에서의 압력분포를 보면 알 수 있다. Fig. 4에서 P 와 H 는 각각 유막압력과 유막두께를 의미한다. 최소유막두께 부위에서 돌출된 표면웨이브가 그렇지 않은 표면웨이브에 비해 현저하게 큰 유막압력을 발생시켰다. 또한 국부적인 표면웨이브의 분포, 즉 Fig. 4(b)-(d)에서와 같이 정사각형 분포면적이 앞단(최대유막두께 부위), 중앙, 뒷단(최소유막두께 부위)에 배치될 때의 유막압력발생의 차이를 보면 최소유막두께 부위에서의 웨이브의 형태의 중요성을 다시 확인할 수 있다. Fig. 4(a)에 표현된 웨이브가 전체적으로 분포되어 있는 베어링 표면에 비해 뒷

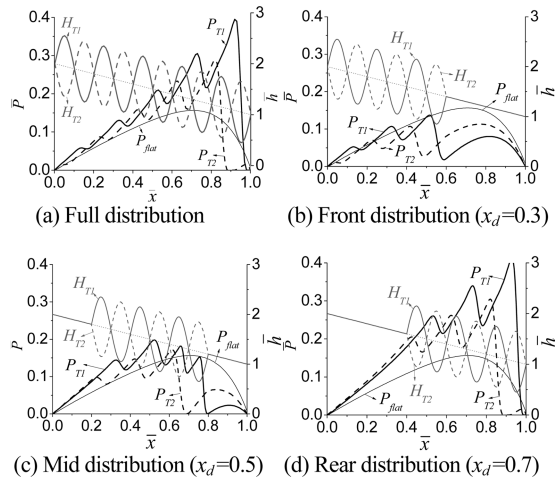


Fig. 4. Pressure distribution along the center line (area: 0.6×0.6 symmetric on x -axis, $l/b=1$, $m=2$, $P_a=0$).

면에만 분포(Rear distribution)되어 있는 형태의 표면에서 오히려 더 큰 지지하중을 보였다. 이 사실은 슬라이더 베어링 표면에 마이크로미터 스케일의 표면웨이브 가공을 적용할 때 최소유막두께 부근에서만 표면가공을 적용 하는 것이 오히려 효과적임을 의미한다. 한 가지 더 주목할 사항은 시작부(최대유막두께 부위에 근접한 부위)에 존재하는 표면웨이브는 최소유막두께 부위에 존재하는 표면웨이브보다 그 영향력은 작지만 위상차에 따른 발생압력의 차이가 있는 것도 주목할 만하다.

3-3. 표면웨이브의 국부적인 분포

표면웨이브의 국부적인 분포에 관한 더 심층적인 분석을 위해 Fig. 5에 나타난 바와 같이 진폭과 유막두께 비에 관한 정사각형 베어링(square bearing)의 지지하중계산을 수행하였다. 그림에서 알 수 있듯이 베어링이 기울어지지 않은 영역 $-m=1$ 인 영역 근방에서는 모든 분포형태에서 유막압력을 발생시키지만, 베어링이 조금 더 기울어지게 되면 최소유막두께 근방에서 표면웨이브를 가지지 않는 앞면분포(Front distribution) 분포와 중앙분포(Mid distribution)에서 오히려 지지능력이 떨어졌다.

3-4. 표면웨이브의 파장

Fig. 6는 표면웨이브의 개수에 따른 정사각형 베어링의 지지하중능력의 변화를 보여주는 그래프이다. 개

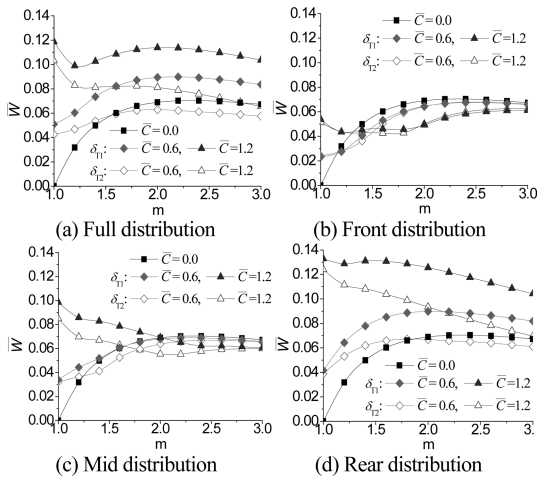


Fig. 5. Load-carrying capacity of partially distributed waviness (area: 0.6×0.6 symmetric on x -axis, $l/b=1$, and $P_a=0$).

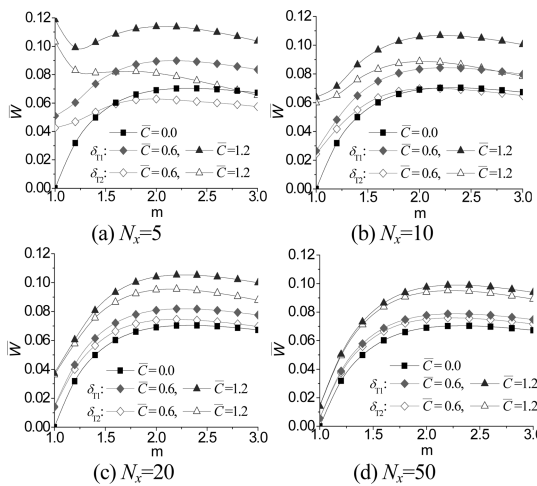


Fig. 6. Load-carrying capacity in accordance with waviness number ($l/b=1$, $P_a=0$).

수가 가장 작은, 즉 파장이 가장 긴 표면웨이브($N_x=5$)에서는 진폭 C 가 1.2로 크게 되면 베어링의 자세가 평행할 때 가장 큰 하중이 발생하였다. 유막두께 비가 커질수록, 즉 상부 베어링이 기울어질수록 감소하였다가 일정 유막두께 비에서 다시 증가하고 $m=2$ 근방에서 다시 감소하게 되는 추이를 보였다. 또한 $N_x=5$ 일 때는 진폭이 0.6인 베어링은 유막두께 비가 일정값을 지나면 표면이 평행한 베어링보다 오히려 하중지지능력이 떨어지게 된다. 표면웨이브의 개수가 커짐에 따라 유막두께비에 관한 하중지지능력의 추이가 표면이

평행한 베어링과 유사한 형태를 띠게 됨을 알 수 있다. $N_x=50$ 에서는 진폭이 0.6일 때의 하중지지능력 추이가 표면 웨이브가 없는 평탄 베어링과 유사한 경향을 보이게 되고, 진폭이 더 큰 $C=1.2$ 의 베어링은 표면웨이브가 없는 베어링과 비슷한 추이지만 그 크기가 전체적으로 크게 형성되었다. 이것도 역시 최소유막두께 지점에 형성된 웨이브에 의한 유막두께의 감소에 의해 최소유막두께 값이 더 작게 형성되었기 때문일 것으로 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 표면웨이브가 존재하는 유한폭 슬라이더 베어링의 하중지지능력을 해석하였다. 마이크로 스케일의 표면웨이브 가공을 적절히 활용하면 슬라이더 베어링의 하중지지능력을 크게 향상시킬 수 있음을 보였다. 결론을 정리하면 다음과 같다.

1. 최소유막두께 지점에 존재하는 표면웨이브의 형상이 지지하중에 가장 영향이 크다.
2. 최대유막두께 지점에 존재하는 표면웨이브는 유막두께 비가 1.3 이하로 작은 구간을 제외하면 지지하중능력을 오히려 저하시켰다.
3. 표면웨이브의 진폭이 클수록, 또 파장이 길수록 그 영향도가 현저하다.
4. 분위기 압력이 높을 때($\bar{P}=1$), 폭이 큰 베어링에서 유막압력이 상대적으로 크게 발생되나, 폭이 작은 베어링에서는 분위기 압력이 낮은 경우($\bar{P}=0$)에 비해 현저하게 하중지지능력이 떨어진다.
5. 유막압력 생성기구로서 표면웨이브는 그 분위와 위상에 따라 반드시 압력을 발생시키는 것이 아니므로 표면설계시 주의가 요구된다.
6. 상/하부 베어링의 자세가 평행하고 웨이브의 진폭이 클 때에는 지지하중이 유막두께 비에 민감하게 변한다.

기호 설명

b	베어링의 폭
C	표면웨이브의 상하 요동폭
h	유막두께
\tilde{h}	평균 유막두께
l	베어링의 길이
m	유막두께 비

N_x	x 방향 표면웨이브 개수
P	유막압력
U	속도
W	하중지지능력
x, y, z	고정좌표계
δ	표면요동
η	점성계수

하첨자

l	베어링 입구 부
2	베어링 출구 부
E	-y 방향 절점
N	+x 방향 절점
S	-x 방향 절점
T_1	횡방향 웨이브 1
T_2	횡방향 웨이브 2
W	+y 방향 절점

무차원 인자

$$\bar{x} = \frac{x}{l}, \bar{y} = \frac{y}{b}, \bar{C} = \frac{C}{h_2}, \bar{h} = \frac{h}{h_2}, \bar{P} = \frac{h_2^2 P}{\eta l U}, \bar{W} = \frac{W h_2^2}{\eta U l^2 b}.$$

감사의 글

이 논문은 (2012년도) 두뇌한국(BK)21사업에 의하여 지원되었음

참고문헌

1. R. K. Sharma and R. K. Pandey, "Experimental Studies of Pressure Distributions in Finite Slider Bearing with Single Continuous Surface Profiles on the Pads", *Tribology International*, Vol. 42, pp. 1040-1045, 2009.
2. H. Christensen and K. Tønder, "The Hydrodynamic Lubrication of Rough Bearing Surfaces of Finite Width", *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 93, pp. 324-329, 1971.
3. N. Patir and H. S. Cheng, "Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces," *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 101, pp. 220-230, 1979.
4. H. Tsukahara, "Three-Dimensional Measurement Technologies for Advanced Manufacturing", *FUJITSU Science and Technology Journal*, Vol. 43, No. 1, pp. 76-86, 2007.
5. 신정훈, 강보식, 김경웅, "표면가공무늬가 사판식 액셀 피스톤 펌프의 밸브부 윤활특성에 미치는 영향에 관한 연구", *한국윤활학회지*, 제28권, 제1호, pp. 12-18, 2012.
6. W. E. Key, R. Dickau and R. L. Carlson, "Mechanical Seals With Wavy Faces for a Severe Duty NGL/ Crude Pipeline Application", *Proceeding of 21th international Pump Users Symposium*, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, pp. 77-87, 2004.
7. D. J. Hargreaves, "Surface waviness effects on the load carrying capacity of rectangular slider bearings", *Wear*, Vol. 145, pp. 137-151, 1991.
8. A. A. Ozalp and H. Imur, "Optimum surface profile design and performance evaluation of inclined slider bearings", *Current Science*, Vol. 90, No. 11, pp. 1480-1491, 2006
9. B. P. Huyuh, "Numerical Study of Slider Bearings With Limited Corrugation", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 127, pp. 582-595, 2005.