

DOI <https://doi.org/10.9725/kstle.2017.33.5.207>

유막온도경계조건이 평행 슬라이더 베어링의 윤활성능에 미치는 영향

박태조^{1,*} · 김민규²

¹경상대학교 기계공학부 · 공학연구원, ²경상대학교 대학원 기계항공공학부

Effect of Film-Temperature Boundary Conditions on the Lubrication Performance of Parallel Slider Bearing

TaeJo Park^{1,*} and MinGyu Kim²

¹School of Mechanical Engineering, ERI, Gyeongsang National University

²Graduate School, School of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang National University

(Received August 30, 2017; Revised September 21, 2017; Accepted September 21, 2017)

Abstract – In sliding bearings, viscous friction due to high shear acting on the bearing surface raises the oil temperature. One of the mechanisms responsible for generating the load-carrying capacity in parallel surfaces is known as the viscosity wedge effect. In this paper, we investigate the effect of film-temperature boundary conditions on the thermohydrodynamic (THD) lubrication of parallel slider bearings. For this purpose, the continuity equation, Navier-Stokes equation, and the energy equation with temperature-viscosity-density relations are numerically analyzed using the commercial computational fluid dynamics (CFD) code FLUENT. Two different film-temperature boundary conditions are adopted to investigate the pressure generation mechanism. The temperature and viscosity distributions in the film thickness and flow directions were obtained, and the factors related to the pressure generation in the equation of motion were examined in detail. It was confirmed that the temperature gradients in the film and flow directions contribute heavily to the thermal wedge effect, due to which parallel slider bearing can not only support a considerable load but also reduce the frictional force, and its effect is significantly changed with the film-temperature boundary conditions. The present results can be used as basic data for THD analysis of surface-textured sliding bearings; however, further studies on various film-temperature boundary conditions are required.

Keywords – computational fluid dynamics (CFD)(전산유체역학), film-temperature boundary condition(유막온도경계조건), parallel slider bearing(평행 슬라이더 베어링), thermohydrodynamic lubrication(열유체 윤활), thermal wedge(열췌기)

Nomenclature

B : Bearing length (mm), see Fig. 1
c : Clearance of bearing (μm), see Fig. 1
 C_{pi} : Specific heat of oil (J/kg·K)
E : Total energy per unit mass
 k_i : Thermal conductivity of oil (W/m·K)

p : Pressure (Pa)
 P_0 : Inlet boundary pressure (Pa)
T : Temperature (K)
 T_0 : Ambient temperature (K)
U : Sliding speed of bearing (m/s)
 \vec{u} : Flow velocity vector
 β : Viscosity-temperature coefficient (K^{-1})
 η : Absolute viscosity (kg/m·s)
 λ : Density-temperature coefficient (K^{-1})
 ρ : Oil density (kg/m^3)

*Corresponding author : tjpark@gnu.ac.kr
Tel: +82-55-772-1623, Fax: +82-55-772-1577

$\bar{\tau}_{eff}$: Effective stress tensor

1. 서 론

상대운동면 사이의 유막두께가 일정한 기계부품의 예로는 평면 스러스트 베어링(Plain thrust bearing), 메카니컬 시일(Mechanical seal), 피스톤 링, 공작기계의 안내면 등이 있다. 이와 같이 베어링면이 서로 평행하게 운전되는 경우에 고전적인 윤활해석에서는 유체압력(Hydrodynamic pressure)이 발생하지 않으므로 하중을 지지할 수가 없다. 하지만 다수의 실험에서는 상당한 크기의 하중지지가 가능하다는 결과가 보고되고 있으며[1], 이를 다음과 같이 열쐼기(Thermal wedge) 효과로 설명할 수 있다[2-4].

윤활유는 베어링면 사이를 통과하면서 벽면의 온도와 유체의 점성전단에 의하여 가열되거나 냉각된다. 이로 인하여 발생하는 유막두께방향의 점도구배(Viscosity gradient)와 밀도변화는 속도를 변화시킨다. 이 결과, 속도분포가 직선적인 등점도 유동의 경우와 달리 유막두께가 일정함에도 불구하고 유동방향으로 압력이 발생하여 윤활유에 대한 연속조건을 만족시킨다. 한가지 예로, 입구측의 속도분포가 출구측에 비해서 상대적으로 볼록(Convex)하면 유입되는 유량을 제한하기 위하여 유막내에서는 양(+)의 압력이 발생한다. 이와 같이 열쐼기효과는 윤활유의 온도변화에 따른 점도와 밀도의 변화에 기인한 압력발생기구이다. 하지만 지금까지 이에 대한 이론적인 연구결과는 극소수에 불과한 실정이다. Cameron[2]은 일정한 온도의 고정면과 하류로 갈수록 운동면이 뜨거워지는 경우인 베어링면 사이에 온도차이(Surface temperature difference: STD)가 있는 문제를 해석하고 처음으로 열쐼기에 의한 압력발생을 보고하였다. 최근에 Cui 등[4]은 4가지의 온도경계 조건에 대한 해석에서 유막두께방향 온도구배(Film temperature gradient: FTG)도 열쐼기로 작용한다는 결과를 제시하였다. 하지만 경계조건에 따른 상세한 유동특성과 윤활성능에 대한 결과는 상당히 미흡하였다.

한편, 최근 20여년 사이에 기계부품의 윤활면에 미세한 크기의 포켓(Pocket), 딥플, 그루브 등을 가공하여 마찰감소와 함께 하중지지를 향상시키기 위한 Surface texturing 연구가 집중적으로 시도되고 있다[5-11]. 하지만 지금까지는 윤활유의 점성전단에 의한 발열, 급유 온도, 윤활면의 냉각 등에 의한 온도변화를 고려하지 않은 등점도, 등온상태의 운전조건에 대한 결과가 거

의 대부분이며, 온도변화에 따른 제반영향이 포함된 열유체(Thermohydrodynamic: THD) 윤활해석결과는 극소수에 불과한 실정이다[12-15].

본 논문에서는 Surface texturing한 미끄럼 베어링의 THD 해석을 위한 기초연구의 일환으로 유막온도경계 조건이 평행 슬라이더 베어링의 열유체 윤활성능에 미치는 영향을 상세하게 조사하고자 한다.

2. 수치해석

2-1. 해석 모델

Fig. 1에는 본 논문에서 해석하고자 하는 무한폭 평행 슬라이더 베어링에 대한 2차원 모델을 나타내었다. 여기서, 윗면인 패드(Pad)는 고정상태이고 아래의 슬라이더(Slider)는 일정속도 U 로 운동한다.

2-2. 지배방정식

윤활유의 점성전단에 의한 발열이 윤활성능에 미치는 영향을 조사하기 위해서는 유체에 대한 연속방정식, Navier-Stokes 방정식, 에너지 방정식뿐만 아니라 온도-점도 및 온도-밀도 관계식을 동시에 해석해야 된다. 정상상태, 층류유동인 경우, 간극에 존재하는 윤활유에 대한 연속방정식, 운동방정식 및 에너지 방정식을 순서대로 나타내면 식 (1)~식 (3)과 같다[16].

$$\nabla \cdot (\rho \bar{u}) = 0 \tag{1}$$

$$(\rho \bar{u} \cdot \nabla) \bar{u} = -\nabla p + \nabla \cdot (\eta \nabla \bar{u}) \tag{2}$$

$$\nabla \cdot \{ \bar{u} (\rho E + p) \} = \nabla \cdot \{ k_{eff} \nabla T + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \bar{u}) \} \tag{3}$$

윤활유의 점도와 밀도는 온도에 따라서 각각 다음과 같이 변화한다.

$$\eta = \eta_0 \exp[-\beta(T - T_0)] \tag{4}$$

$$\rho = \rho_0 [1 - \lambda(T - T_0)] \tag{5}$$

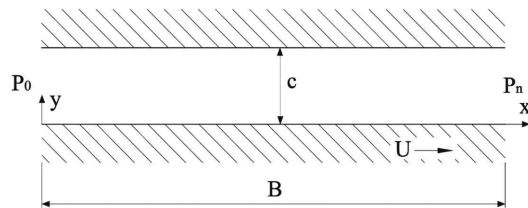


Fig. 1. Schematic of a parallel slider bearing.

여기서, 하첨자 0는 기준온도 T_0 에 대한 값을 의미한다.

2-3. 경계조건

Fig. 1에 나타낸 베어링에서 윤활유와 접하는 모든 벽면에서는 점착조건(No-slip condition)을 만족한다. 베어링 입출구부에 작용하는 압력과 입구부에서의 윤활유 온도는 각각 다음과 같다.

$$p(0, y) = p_0 \quad ; \quad p(B, y) = p_n \tag{6}$$

$$T(0, y) = T_0 \tag{7}$$

베어링의 THD성능은 온도경계조건에 따라서 크게 달라질 수 있다. 본 논문에서는 패드와 슬라이더에 다음과 같이 단순한 2가지의 유막온도경계조건[4]을 적용하여 열쇄기효과에 의한 윤활성능의 변화를 조사하고자 한다.

- (1) 양벽면으로의 열전달이 없는 단열(Adiabatic) 상태($\partial T / \partial y = 0 : y = 0 \text{ \& } y = c$)인 경우 (A-A조건으로 정의)
- (2) 양벽면의 온도가 모두 T_0 로 일정($T = T_0 : y = 0 \text{ \& } y = c$)인 경우 (T-T조건으로 정의)

본 논문에서는 음(-)압 발생시의 캐비테이션과 이의 영향은 고려하지 않았다.

2-4. 수치해석 방법

다수의 지배방정식과 상태방정식이 다양한 경계조건



Fig. 2. Example of grid structure.

Table 1. Bearing size and operating condition

	Symbol	Value
Bearing size, mm	B	10
Bearing clearance, μm	c	10
Boundary pressure, Pa	P_0, P_n	0
Ambient temperature, K	T_0	313
Sliding speed, m/s	U	10

Table 2. Oil properties

	Symbol	Value
Viscosity, kg/m·s	η_0	0.1
Density, kg/m ³	ρ_0	962
Specific heat, J/kg·K	C_{pl}	1,926
Thermal conductivity, W/m·K	k_i	0.132
Viscosity-Temperature coefficient, K ⁻¹	β	0.05
Density-Temperature coefficient, K ⁻¹	γ	0.00065

과 결합된 THD문제를 해석하기 위해서는 해석방법 등이 검증된 전산유체역학 (Computational fluid dynamics: CFD) 해석방법을 사용하는 것이 보다 현실적이다[17]. Fig. 2는 수치해석에 사용한 격자계의 예를 x방향으로 크게 축소하여 나타낸 그림으로 전체격자의 수는 201×41 개이며, 고체면에 인접한 영역과 입구부 영역에는 격자의 간격을 상대적으로 조밀하게 배치하였다. 수치해석은 상용 CFD 프로그램인 FLUENT[16]를 사용하였다. 이때, Navier-Stokes 방정식과 에너지 방정식에는 2차 상류차분기법 (Second order upwind scheme)을, 압력과 속도의 커플링에는 SIMPLE 알고리즘을 각각 적용하였다.

Table 1과 Table 2에는 해석에 사용한 베어링의 크기와 운전조건, 윤활유의 물성자료를 각각 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 3은 2가지의 유막온도경계조건에 대한 x-y 단면(슬라이더면)에서의 온도분포를 비교하여 나타낸 그림으로 이해를 쉽게 하기 위하여 유막두께방향으로는

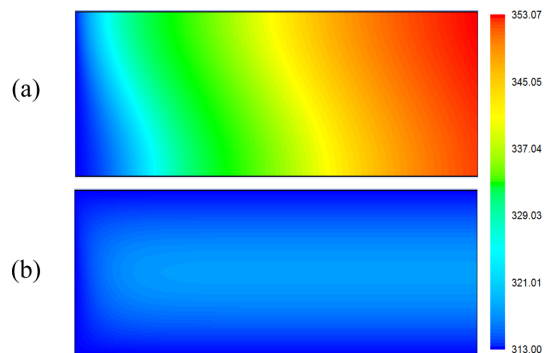


Fig. 3. Temperature distribution on the x-y plane. (a) A-A condition, (b) T-T condition.

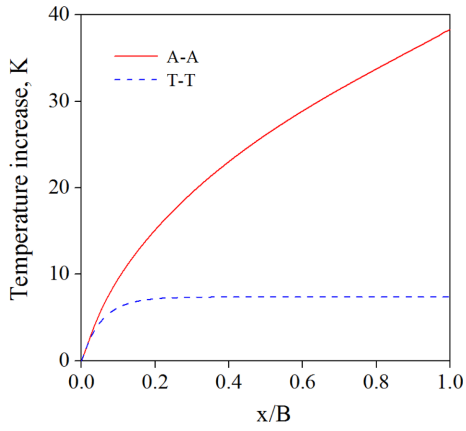


Fig. 4. Temperature distribution at $y = 0.5c$.

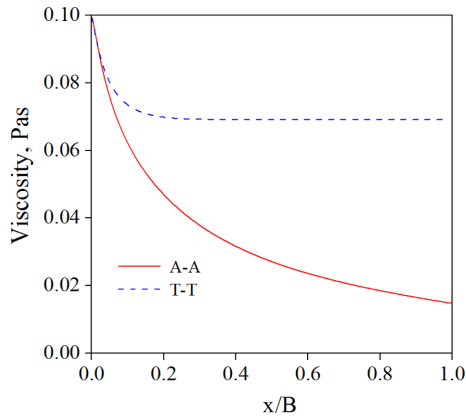


Fig. 5. Viscosity distribution at $y = 0.5c$.

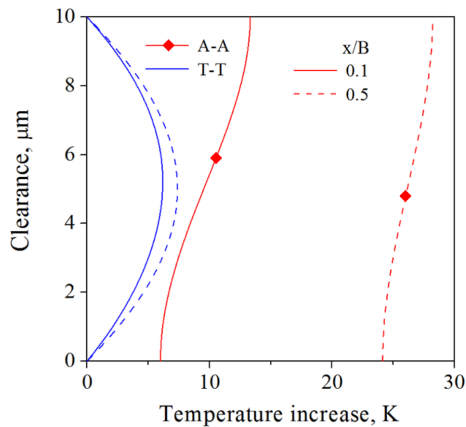


Fig. 6. Amount of temperature increase in the lubricant film.

확대하고 길이방향으로는 크게 축소하였다. Fig. 4와 Fig. 5에는 운동하는 슬라이더와 고정된 패드 사이 중

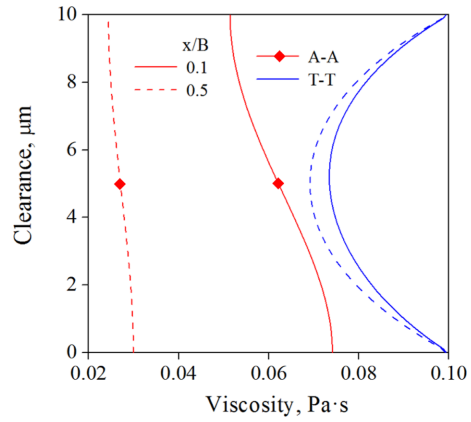


Fig. 7. Viscosity distribution in the lubricant film.

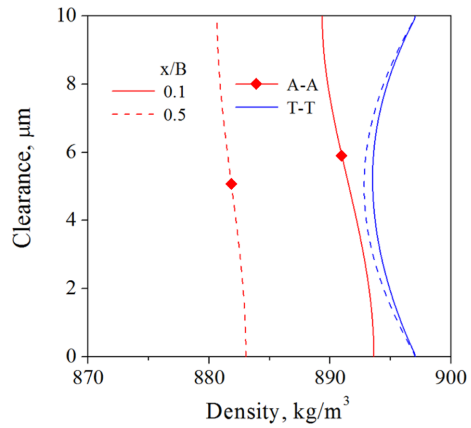


Fig. 8. Density distribution in the lubricant film.

간 ($y = 0.5c$)에서의 윤활유의 온도와 점도의 변화를 각각 나타내었다. 미끄럼베어링의 운전시에 발생하는 점성전단으로 인하여 유온이 높아진다. A-A조건인 경우에는 전단에 소요된 에너지가 전부 열에너지로 변환되므로 유온은 급격하게 상승한다. 윤활면 온도가 일정한 T-T조건에서는 양벽면으로의 열전달에 따라 가열된 윤활유는 냉각될 수 있으며, 논문에서 사용한 운전 조건에서는 입구부를 약간 지난 위치부터는 유온이 조금씩 상승하였다. 한편, 윤활유의 점도는 Fig. 5에 나타난 것과 같이 온도에 따라서 지수함수적으로 변화하였다. 이와 같이 양벽면에 대한 온도경계조건에 따라서 유온과 점도의 분포는 크게 다르게 나타났다. 특히, 유동방향의 온도구배는 나중에 설명할 압력을 발생시키는 열쇄기효과에서 중요한 인자이다.

Figs. 6-8에는 운동방향으로 $x/B = 0.1$ 과 0.5 인 위치에서 유막두께방향의 유온상승량, 점도와 밀도의 변화

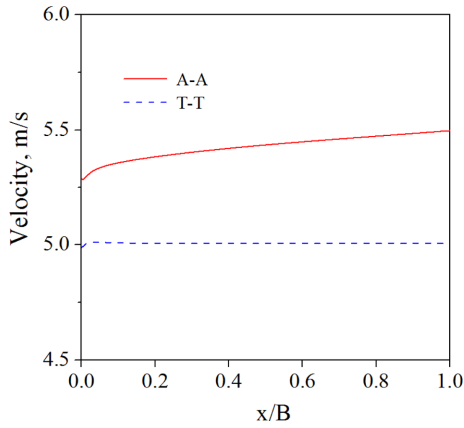


Fig. 9. Velocity profiles at $y = 0.5c$.

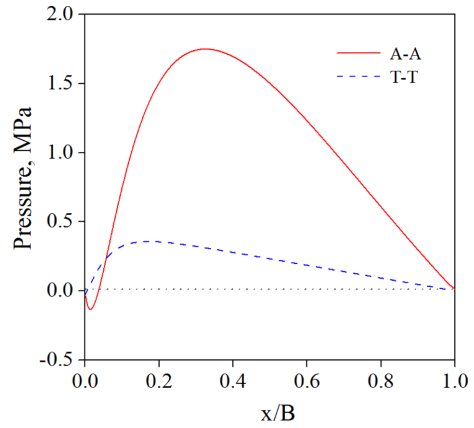


Fig. 11. Pressure distribution along sliding direction.

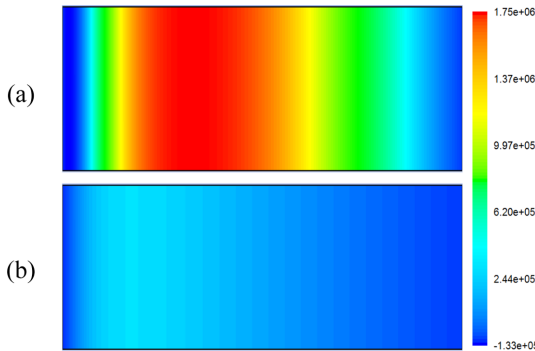


Fig. 10. Pressure distribution on the x - y plane. (a) A-A condition, (b) T-T condition.

를 순서대로 나타내었다. T-T조건인 경우와 달리 A-A 조건에서는 패드면에 상대적으로 높은 전단응력이 작용하기 때문에 슬라이더면 보다 고온으로 된다. 이는 슬라이더의 운동에 의한 Couette유동에 압력차이에 의한 Poiseuille 유동이 추가될 경우, 유막두께방향의 속도구배가 패드면에서는 커지고 슬라이더면에서는 작아지기 때문이다. 한편, 점성전단에 의해서 T-T조건인 경우에도 유막두께 중간과 벽면 사이의 온도차이는 상당히 하며, 점도와 밀도의 분포는 양벽면 사이에서 거의 대칭적이다. 특히, 하류로 갈수록 밀도가 낮아지므로 유속은 증가할 것으로 예상되며 이는 다음의 Fig. 9에서 확인할 수 있다. 이상의 결과에서 유막두께방향으로 온도, 점도 및 밀도에 대한 상당한 구배가 존재하며, 온도경계조건에 따라서 이들의 크기는 아주 크게 변화함을 알 수 있다.

Fig. 9에는 유막두께 중간에서의 속도분포를 나타내

었다. A-A조건에서 유동방향 속도의 구배가 상당히 큰 것은 Fig. 8에서 고찰한 것과 같이 하류로 유동할수록 점차 높아지는 유온이 윤활유의 밀도를 낮추기 때문이다. 그리고 입구부 유속이 양벽면의 평균속도인 5 m/s 보다 상당히 높은 것은 입구부에 캐비테이션이 발생한다는 증거이다.

Fig. 10과 Fig. 11에는 Fig. 3과 Fig. 4와 동일한 방법으로 x - y 단면과 유동방향의 압력분포를 각각 비교하여 나타내었다. 베어링면이 서로 평행한 경우일지라도 열쇄기에 의하여 상당한 고압이 발생하였으며, A-A조건에서는 Fig. 9의 고찰과 같이 입구부 부근에서 음압이 나타났다[4].

이상의 수치해석결과에서 제시한 열쇄기작용에 의한 압력발생을 아래와 같이 이론적으로 설명하기 위하여 식 (2)를 본 논문의 문제에 대하여 적용하면 다음의 Stokes 방정식으로 표현된다.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (8)$$

등은, 등점도의 평행 슬라이더 베어링에서는 $\partial u / \partial x = 0$, $\partial u / \partial y$ 는 일정하므로 $\partial p / \partial x = 0$ 이다. 즉, 유막내에서는 압력이 발생하지 않는다. 한편, 점도가 유온에 따라서 변하는 경우에는 식 (8)의 점도에 대한 편미분은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial \eta}{\partial x} = \frac{\partial \eta}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial x} = -\beta \eta \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial y} = \frac{\partial \eta}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial y} = -\beta \eta \frac{\partial T}{\partial y} \quad (9)$$

따라서, 식 (8)은 다음 식과 같이 정리된다.

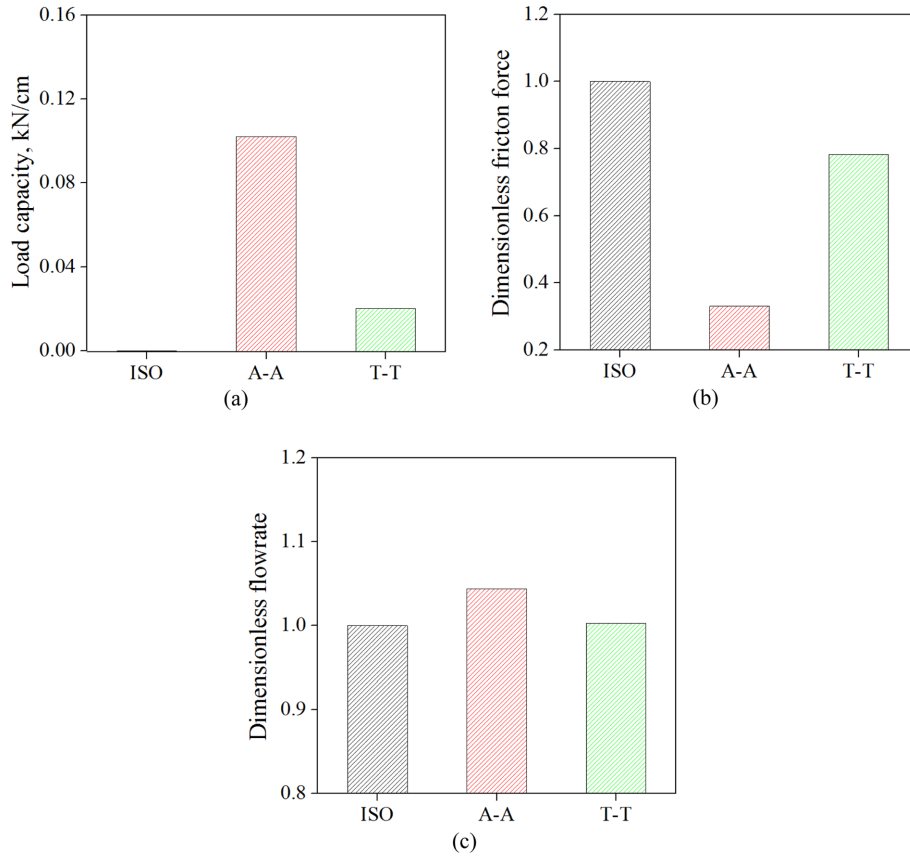


Fig. 12. Effect of film-temperature boundary condition on the (a) load carrying capacity, (b) friction force and (c) mass flowrate.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \left[-\beta \left(\frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \quad (10)$$

윗식에서 우변의 $\partial T / \partial x$, $\partial u / \partial x$, $\partial T / \partial y$ 및 $\partial u / \partial y$ 는 모두 0이 아니므로 $\partial p / \partial x \neq 0$ 이다. 따라서, 유막두께가 일정한 경우에도 유온이 변하면 압력이 발생할 수 있다. 앞서 제시한 결과에서 $\partial T / \partial x$ (Fig. 3, Fig. 4), $\partial T / \partial y$ (Fig. 6), $\partial u / \partial x$ (Fig. 9)는 모두 0이 아님을 확인하였다. 결과의 제시를 생략하였지만 $\partial u / \partial y \neq 0$ 임을 쉽게 예상할 수 있다. 참고로 Cui 등[4]은 FTG라고 정의한 $\partial T / \partial y$ 항을 처음으로 도입하여 열쇄기효과에 의한 압력발생기구를 설명하였다.

Fig. 12에는 지지하중, 슬라이더에 작용하는 마찰력 및 간극을 통하는 누설량(이론급유량)을 비교하여 나타내었다. 여기서 지지하중은 베어링 폭 1 cm에 대한 결과이며, 마찰력과 누설량은 등온해석(ISO) 결과로 각각 무차원화하였다. 유온상승은 점도를 저하

시키기 때문에 미끄럼베어링의 성능에 절대적으로 불리하게 작용하는 것으로 지금까지 널리 인식되고 있다. 하지만 윤활면이 서로 평행한 미끄럼베어링에서는 운전조건을 적절하게 설계하면 열쇄기효과에 의해서 상당한 크기의 하중지지뿐만 아니라 마찰력도 크게 감소시킬 수 있음을 알 수 있다. 한편, A-A조건에서 누설량이 많은 것은 입구부에서 발생하는 음압으로 인하여 윤활유가 흡입되기 때문으로 추정된다[18].

이상의 결과에서 나타낸 것과 같이 열쇄기효과에 의하여 평행 슬라이더 베어링도 상당한 하중지지능력의 향상뿐만 아니라 마찰력 저감도 가능하며, 이의 효과는 유막온도경계조건에 따라서 크게 달라졌다. 본 논문의 결과는 미끄럼 베어링에 대한 최적 Texturing 사양도출에 필요한 열유체 윤활해석시의 기초자료로 사용될 수 있으며 다양한 온도경계조건에 대한 추가연구가 요구된다.

4. 결 론

본 논문에서는 유막온도경계조건이 평행 슬라이더 베어링의 열유체 윤활성능에 미치는 영향을 조사하기 위하여 연속방정식, Navier-Stokes 방정식, 에너지방정식, 온도-점도-밀도 관계식을 상용 CFD 프로그램인 FLUENT를 사용하여 수치해석하였다. 패드와 슬라이더 양면이 모두 단열과 등은 상태인 2가지의 유막온도 경계조건을 사용하여 열쇄기에 의한 압력발생을 중점적으로 조사하였다. 유막두께 및 유동 방향으로의 온도와 점도의 분포와 함께 운동방정식에서 관련된 인자를 상세하게 검토한 결과, 기존의 유막두께방향 온도구배에 추가하여 유동방향의 온도구배도 열쇄기효과에 기여하는 인자임을 새롭게 확인하였다. 특히, 열쇄기에 의하여 평행 슬라이더 베어링도 상당한 하중을 지지함과 동시에 마찰력의 저감도 가능하며, 이의 효과는 유막온도경계조건에 따라서 크게 달라졌다. 본 논문의 결과는 미끄럼 베어링에 대한 최적 Texturing 사양도출에 필요한 열유체 윤활해석시의 기초자료로 사용될 수 있으며, 다양한 온도경계조건에 대한 추가연구가 요구된다.

References

- [1] Lebeck, A. O., "Parallel sliding load support in the mixed friction regime. Part 1 - The experimental data", *ASME J. Tribol.*, Vol. 109, No. 1, pp. 189-195, 1987.
- [2] Cameron, A., "The viscosity wedge", *ASLE Trans.*, Vol. 1, No. 2, pp. 248-253, 1958.
- [3] Khonsari, M. M., "A review of thermal effects in hydrodynamic bearings. Part I: Slider and thrust bearings", *ASLE Trans.*, Vol. 30, No. 1, pp. 19-25, 1987.
- [4] Cui, J., Kaneta, M., Yang, P., Yang, P., "The Relation between thermal wedge and thermal boundary conditions for the load-carrying capacity of a rectangular pad and a slider with parallel gaps", *ASME J. Tribol.*, Vol. 138, No. 2, 024502-1-024502-6.
- [5] Etsion, I., "State of the art in laser surface texturing", *ASME J. Tribol.*, Vol. 127, No. 1, pp. 248-253, 2005.
- [6] Gropper, D., Wang, L., Harvey, T. J., "Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings", *Tribol. Int.*, Vol. 94, pp. 509-529, 2016.
- [7] Park, T. J., Hwang, Y. G., "Lubrication characteristics of laser textured parallel thrust bearing: Part 1 - effect of dimple depth", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 25, No. 5, pp. 305-310, 2009.
- [8] Park, T. J., Hwang, Y. G., "Lubrication characteristics of laser textured parallel thrust bearing: Part 2 - Effect of dimple location", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 26, No. 1, pp. 1-6, 2010.
- [9] Park, T. J., "Lubrication characteristics of laser textured parallel thrust bearing: Part 3 - Effect of number of dimple", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 27, No. 6, pp. 302-307, 2011.
- [10] Park, T. J., "Lubrication characteristics of laser textured parallel thrust bearing: Part 4 - Effect of dimple shape", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 27, No. 6, pp. 338-343, 2011.
- [11] Park, T. J., Lee, J. O., "Lubrication characteristics of micro-textured slider bearing: Effect of dimple density", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 37, No. 4, pp. 437-442, 2013.
- [12] Dobrica, M. B., Fillon, M., "Thermohydrodynamic behavior of a slider pocket bearing", *ASME J. Tribol.*, Vol. 128, No. 2, pp. 312-318, 2006.
- [13] Cupillard, S., Glavatskih, S., Cervantes, M. J., "3D Thermohydrodynamic analysis of a textured slider", *Tribol. Int.*, Vol. 42, No. 10, pp. 1487-1495, 2009.
- [14] Jeong, Y., Park, T., "THD Analysis of surface textured parallel thrust bearing: Effect of dimple radius and depth", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 30, No. 5, pp. 303-310, 2014.
- [15] Meng, X., Khonsari, M. M., "On the effect of viscosity wedge in micro-textured parallel surfaces", *Tribol. Int.*, Vol. 107, pp. 116-124.
- [16] ANSYS FLUENT User Guide, Release 14.0, ANSYS, Inc., 2011.
- [17] Brajdic-Mitidieri, P., Gosman, A. D., Ioannides, E., Spikes, H. A., "CFD analysis of a low friction pocketed pad bearing", *ASME J. Tribol.*, Vol. 127, pp. 803-812, 2005.
- [18] Olver, A. V., Fowell, M. T., Spikes, H. A., Pegg, I. G., "Inlet Suction', a load support mechanism in non-convergent, pocketed, hydrodynamic bearings", *Proc. IMechE., J. Eng. Tribol.*, Vol. 220, No. 2, pp. 105-108, 2006.