

극저온 정압 저널베어링의 성능해석에 관한 연구 : 난류유동, 압력강하, 가변 밀도 및 점도의 영향

김성기[†] · 강지훈 · 김경웅

한국과학기술원 기계공학과

A Study on Performance Analysis of Cryogenic Hydrostatic Journal Bearings : the Effects of Turbulent Flow, Pressure Drop and Variable Liquid Properties

Sung-Gi Kim[†], Ji-Hoon Kang and Kyung-Woong Kim

Department of Mechanical Engineering, KAIST

Abstract – In this paper, static characteristics of a cryogenic hydrostatic journal bearing which has 2-rows staggered recesses are numerically analyzed. The regime of operation of this bearing is fully turbulent with large fluid inertia effects. The turbulent lubrication equation is solved under the assumption that turbulence parameters are decided by the Reynolds numbers. Pressure drop caused by inertia effect at the recess edge is considered in this analysis. Also density and viscosity of working fluid are considered as function of only pressure. Numerical results for a cryogenic Hydrostatic journal bearing show pressure distribution, load capacity, flow rate, and recess pressure. The effects of turbulent flow, pressure drop and variable liquid properties are discussed.

Key words – cryogenic, 2 row hydrostatic journal bearing, turbulent lubrication, inertia effect.

1. 서 론

최근 우리 나라에서도 21세기의 주력 산업인 우주 산업에 대한 관심이 높아지고 있으며, 이에 따라 다양한 분야에서 많은 연구가 수행되고 있다. 특히, 우주 산업의 기초가 되는 로켓 추진기관을 국내기술로 개발하려는 움직임이 활발하다. 이러한 로켓 추진기관으로서는 큰 추진력을 낼 수 있고, 정밀한 추력제어가 가능한 액체추진로켓 엔진(LRE: Liquid-propellant Rocket Engine)이 주로 사용된다.

액체추진로켓 엔진에서는 고압, 극저온의 액체연료를 연소실에 보내기 위해 터보 펌프가 사용된다. 이러한 터보 펌프의 회전축 시스템은 소형 경량이면서 고풍력이 요구되므로 그 회전 속도가 매우 높으며, 액체수소나 액체산소를 사용하기 때문에 필수 불가결하게 극저

온 환경에 놓이게 된다. 따라서 터보 펌프의 회전축을 지지하는 베어링 역시 극저온 환경에 놓이게 된다. 액체추진로켓 엔진 용 터보펌프의 베어링으로는 구름베어링과 정압베어링이 사용되나, 최근에는 보다 수명이 길고 신뢰성이 높으며, 고속회전이 가능하여 소형 경량화가 가능한 정압베어링이 주를 이룬다.

이러한 극저온 정압저널베어링에 대한 연구는 Redcliffe와 Vohr[1]의 연구를 시작으로 해서 꾸준히 진행되어 왔으나, 대부분 윤활제를 베어링 내로 공급하기 위해 있는 리세스(Recess)가 베어링 중앙에 4~6개 1열로 배열된 경우이다. 하지만 이러한 형태의 정압베어링은 베어링 면적에 대한 리세스 면적의 비가 비교적 커서 윤활제의 공급량이 많아질 뿐 아니라, 압축성 윤활제의 경우 축의 동적 안정성이 저하된다[1]. 이런 이유 때문에 다수의 리세스가 2열로 배열된 극저온 정압저널베어링에 대한 연구가 80년대 중반 이후 이루어져 왔으나[2,3], 그 연구 결과가 미비한 실정이다.

[†]주저자 · 책임저자 : holybowl@kaist.ac.kr

극저온 정압저널베어링을 다루고 있는 이전의 연구들은 난류효과와 리세스 경계에서의 압력강하를 고려하고 있으며, 압력에 따른 밀도 및 점도의 변화를 고려한 경우도 있다. 이는 극저온 정압저널베어링이 난류영역에서 운전되고, 리세스 경계에서 급격한 속도변화가 발생하며, 베어링 내에서의 압력변화가 매우 크기 때문이다. 하지만 운전조건에 따른 이 요소들의 영향에 대한 엄밀한 고찰이 이루어지지 않은 채 성능해석이 수행되고 있어, 성능해석의 효율이 떨어지고 극저온 정압저널베어링 시스템에 대한 이해가 부진한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 2열의 리세스를 갖는 극저온 정압저널베어링을 대상으로 난류효과, 리세스경계에서의 압력강하 그리고, 압력에 따른 밀도 및 점도의 변화를 선택적으로 고려한 다양한 수치해석을 수행하여 각 효과가 극저온 정압저널베어링의 정특성에 미치는 영향을 규명하고자 한다.

2. 이 론

2-1. 해석 대상

Fig. 1과 같이 20개의 리세스가 2열로 배열되어있는 정압저널베어링을 해석 대상으로 하였다. 베어링의 형상을 나타내는 각 치수는 Table 1에 나타내었고, 윤활제의 물성치는 Table 2에 나타내었다. Table 2는 액체 수소를 대상으로 한 것이며, 공급압이 2.35 MPa일 때를 나타내고 있다. 본 연구에서는 공급압을 2.00~3.00 MPa로 변화시키면서 계산하였으며, 본 연구에서 사용된 밀도 및 점도 값은 Table 2에서 나타낸 값을 기초로 선형보간법을 이용해 식 (1), (2)와 같이 구했다.

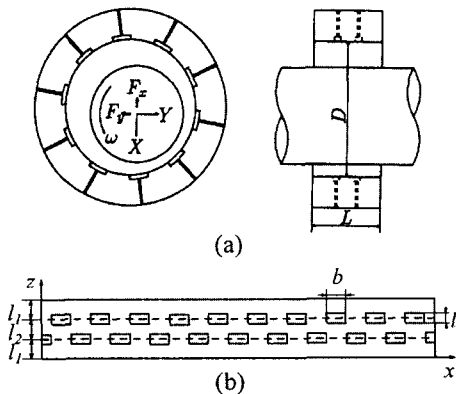


Fig. 1. Geometry of hydrostatic journal bearing.

Table 1. Journal bearing dimensions

Bearing diameter	D	42.0 mm
Bearing width	L	22.0 mm
Radial clearance	C	0.05 mm
Recess length	b	5.78 mm
Axial width of recess	l	2.20 mm
Recess alignment	l_2	6.60 mm
Orifice diameter	d_0	0.6 mm
Orifice discharge coefficient	C_d	1

Table 2. Working fluid properties

Temperature	T	30 K
Supply pressure	P_s	2.35 MPa
Ambient pressure	P_a	1.5 MPa
Density of supply fluid	ρ_s	51.18 kg/m ³
Density of ambient fluid	ρ_a	42.29 kg/m ³
Viscosity of supply fluid	η_s	6.10 × 10 ⁻⁶ Pa-sec
Viscosity of ambient fluid	η_a	4.04 × 10 ⁻⁶ Pa-sec

$$\rho(\text{kg/m}^3) = 10.46P(\text{MPa}) + 26.60 \quad (1)$$

$$\eta(\text{Pa} \cdot \text{sec}) = 2.43P(\text{MPa}) + 0.39 \quad (2)$$

2-2. 해석 방법

Fig. 1과 같은 2열의 리세스를 갖는 정압저널베어링이 난류 영역에서 정상상태로 운전될 때, 윤활막에서 발생하는 압력분포는 식 (3)과 같은 무차원 난류 레이놀즈(Reynolds) 방정식으로부터 구할 수 있다[4].

$$\frac{\partial}{\partial \xi} \left(G_x \frac{\rho H^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial \xi} \right) + \frac{1}{(L/D)^2} \frac{\partial}{\partial \xi} \left(G_z \frac{\rho H^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial \zeta} \right) = \frac{\Lambda \partial(\rho H)}{6 \partial \xi} \quad (3)$$

여기서, $\Lambda = 6\eta_s \omega R^2 / (C^2(p_s - p_a))$, $\xi = x/D$, $\zeta = z/L$, $H = h/C$, $P = (p - p_a) / (p_s - p_a)$

난류계수 G_x 와 G_z 는 일반적으로 회전속도, 압력구배, 베어링의 표면조도에 대한 함수이며, 이들을 고려한 여러가지 식들이 제안되어 있다[5-8]. 하지만, 정밀한 계산을 요하는 경우를 제외하고는 이 모델들의 차이가 크지 않아[9] 본 연구에서는 계산이 비교적 간단한 Constantinescu[4]의 모델을 사용하였다. 이 때, 난류계수 G_x 와 G_z 는 식 (4)~(5)와 같이 레이놀즈 수로부터 구할 수 있다.

$$G_x = \min(G_{cs}, G_p) \quad (4)$$

$$G_z = \min(G_{cs}, G_p) \quad (5)$$

여기서, $G_{c1}^{-1} = 12 + 0.0136Re^{0.9}$, $G_{c2}^{-1} = 12 + 0.0043Re^{0.95}$,

$$G_p = \frac{6.8}{Re^{0.681}}, \quad Re = \frac{\rho_s u_c h}{\eta}, \quad Re' = \frac{\rho_s u_r h}{\eta}$$

리세스 내의 압력이 주어졌을 때, 식 (3)의 경계조건은 식 (6)~(8)과 같다.

$$P(\xi, 0) = P(\xi, 1) = 0 \tag{6}$$

$$P(\xi, \zeta) = P(\xi + \pi, \zeta) \tag{7}$$

$$P = P_n \text{ in the } i\text{-th recess} \tag{8}$$

여기서 P_n 는 i 번째 리세스 내의 무차원 압력을 나타내며, 리세스를 통해 베어링으로 유입되는 윤활제의 유량(Q_i)이 공급압과 리세스 압력의 차의 제곱근에 비례한다는 식 (9)를 이용하여 구했다.

$$Q_i = \delta \sqrt{1 - P_n} \tag{9}$$

$$\text{여기서, } \delta = \frac{\sqrt{2\pi\eta_s d_0^3 C_d}}{4C^3 \sqrt{\rho_s(p_s - p_a)}}, \quad Q_i = \frac{q_i}{C^3(p_s - p_a)/\eta_s}$$

리세스 경계에서 발생하는 급격한 속도변화는 Fig. 2와 같이 리세스 경계 압력의 압력강하를 발생시킨다. 이에 원주방향의 리세스 경계 및 축방향의 리세스 경계에서의 압력을 각각 식 (10)과 식 (11)을 통해 결정하여, 급격한 속도변화에 의한 압력강하를 고려하였다[9].

$$P_c = P_r - \frac{\kappa U_z^2}{2} \left(1 - \frac{1}{\alpha_i^2}\right) - 0.803 \kappa U_x^2 \left(Re_{h_r}^{-0.43} - \frac{1}{\alpha_i^2} Re_{h_r}^{-0.43}\right) + 1.53 \kappa U_c^2 (Re_{h_r}^{-0.367} - Re_{h_r}^{-0.367}) \tag{10}$$

$$P_c = P_r - \frac{\kappa U_z^2}{2} \left(1 - \frac{1}{\alpha_i^2}\right) \tag{11}$$

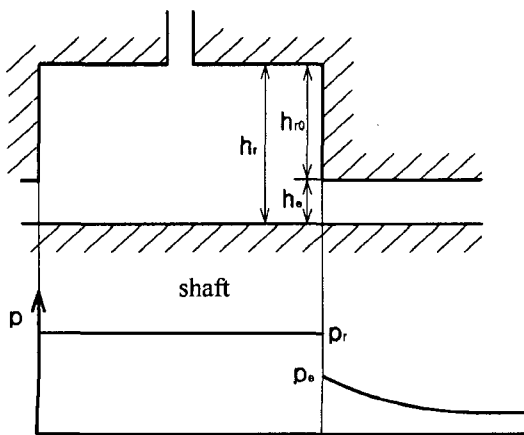


Fig. 2. Pressure drop at recess edge.

여기서, $\kappa = \rho_s C^4 (p_s - p_a) / (\eta_s^2 D^2)$, $\alpha_i = \frac{h_r}{h_c} = \frac{h_{r0} + h_c}{h_c}$,

$$Re_{h_r} = \frac{\rho u_c h_c}{\eta}, \quad Re_{h_r} = \frac{\rho u_r h_r}{\eta}$$

고속으로 운전되는 극저온 정압저널베어링에서는 윤활제의 온도변화가 크지 않아 해석시 온도변화를 무시하였다.

3. 수치 해석

윤활막의 압력 분포를 결정하기 위해 지배방정식인 식(3)에 경계조건 식(6), (7), (8)을 적용하여 유한차분법으로 수치해석을 수행하였다. 압력해와 편심각의 수렴조건은 각각 식 (12), (13)과 같으며, 격자점의 수는 원주방향과 축방향으로 각각 160개, 24개이다.

$$\frac{\sum |P_j^{new} - P_j^{old}|}{\sum |P_j^{new}|} < 10^{-6} \tag{12}$$

$$F_y < 10^{-6} \tag{13}$$

4. 결과 및 고찰

데이터는 Table 3과 같이 분류하였다. 각 효과의 고려여부에 따라서 Case i에서 Case vii까지 분류하고 Case번호를 사용하여 그래프를 정리하였다. Fig. 3는 리세스를 통과하는 단면 $z = l$ 에서, 윤활막의 원주방향 압력분포를 나타낸다. 층류해석에 비해 난류해석의 경우가 매우 높은 압력이 발생하며, 리세스 경계에서의 압력강하를 고려한 해석의 경우, 리세스 경계에서의 압력강하를 확인할 수 있다. 이때, 리세스 내부의 압력은 오히려 더 커지는데, 이는 압력강하의 효과는 일종의 유체흐름을 방해하는 저항이므로 리세스를 통한 유입 유량이 줄어들기 때문이다.

Table 3. Data assortment

Turbulence	P Drop	ρ, η	Case
×	×	Variable	i
×	×	Supply value	ii
○	○	Variable	iii
○	○	Supply value	iv
○	○	Ambient value	v
○	×	Variable	vi
○	×	Supply value	vii

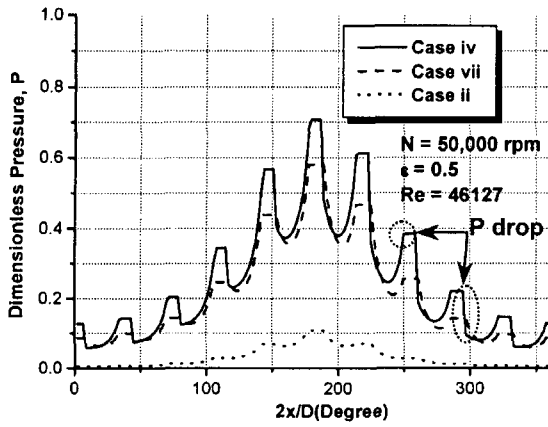


Fig. 3. Circumferential pressure profiles at $z=l$.

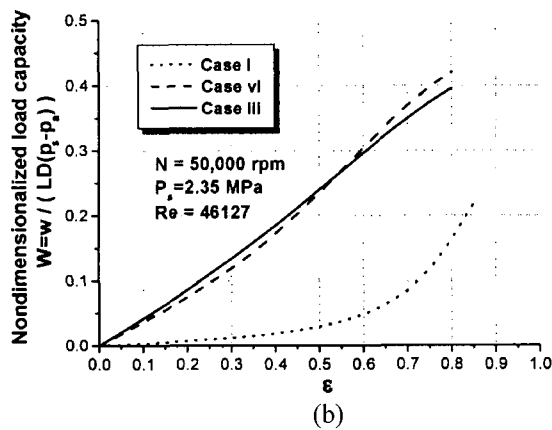
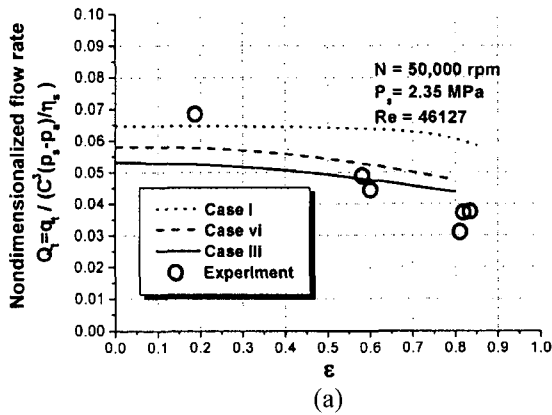


Fig. 4. Total flow rate and load capacity vs. eccentricity ratio.

난류의 영향과 압력강하의 영향을 Fig. 4-6을 통해 설명한다.

Fig. 4는 무차원 전체유입유량과 무차원 부하지능을 편심률에 따라 나타내고 있다. 수치해석의 검증을

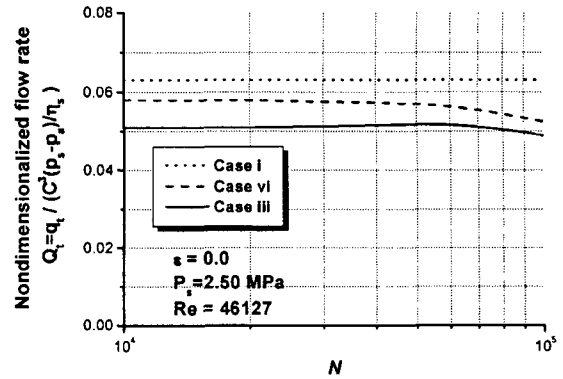


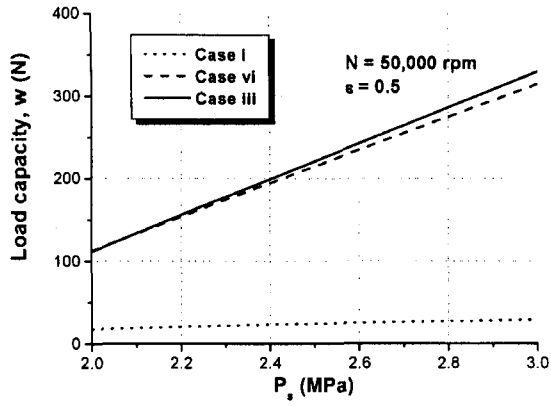
Fig. 5. Total flow rate vs. rotation speed.

위해 Fig. 4(a)에 東野의 실험결과를(10) 해석결과와 함께 나타내었다. Fig. 4(a)는 편심률에 따른 무차원 전체유입유량의 변화를 나타내고 있는데, 그림에서 확인할 수 있듯이 편심률이 0.5이상일 때는 해석결과와 매우 유사하였다. Case i, Case iii, Case vi를 비교해 보면 난류의 영향이 압력강하의 영향에 비해 비교적 큰 것을 알 수 있는데, 이는 윤활제의 점도가 매우 작아 레이놀즈 수가 46000정도로 커지기 때문이며 이는 Fig. 4(b)에도 잘 나타나있다. Case iii과 Case iv의 비교로부터 압력강하의 영향은 편심률과 큰 관계가 없음을 알 수 있고, 이는 Fig. 4(b)에서도 확인할 수 있다.

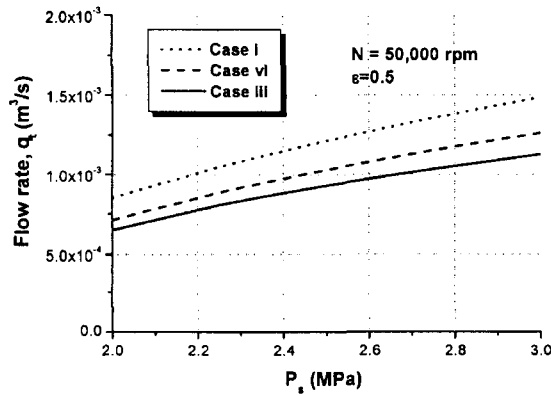
Fig. 5는 편심률이 0일 때, 회전속도에 따른 무차원 전체유입유량의 변화를 나타내고 있다. Fig. 5에서 알 수 있듯이, 회전속도가 커짐에 따라 리세스 경계에서의 압력강하의 영향이 작아진다. 이는 회전속도가 빨라질수록 난류효과가 커져 리세스 경계의 압력이 높아지는 반면, 리세스 내의 압력은 식 (9)와 같이 유입유량에 의해 제한 받고 있어, 회전속도가 빨라질수록 압력구배속도 U_p 가 감소하기 때문인 것으로 보인다. U_p 의 감소는 결과적으로 유체속도의 감소로 이어져 식 (10)과 (11)에서 알 수 있듯이 압력강하의 폭을 작아지게 한다.

Fig. 6은 편심률이 0.5일 때, 공급압에 따른 부하지능과 전체유입유량의 변화를 보여주고 있다. 이 그림을 살펴보면, 공급압의 크기가 커질수록 압력강하의 효과가 커지고 있는 것을 확인할 수 있다. 이는 공급압의 크기가 커짐에 따라 U_p 가 증가해 압력강하의 폭이 커지기 때문이다.

Figs. 7, 8에서는 압력에 따른 밀도 및 점도의 변화가 성능해석에 미치는 영향을 설명한다.



(a)

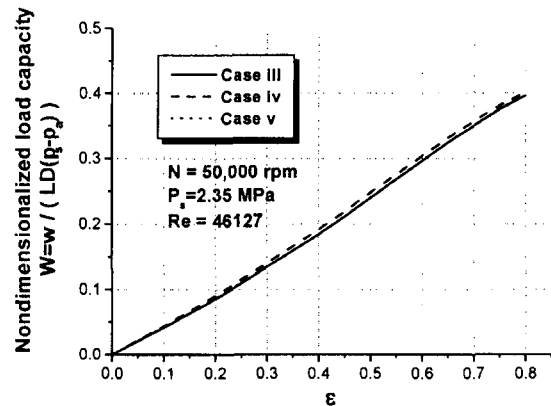


(b)

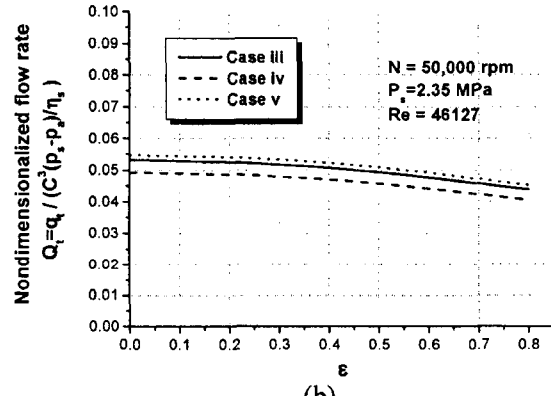
Fig. 6. Load capacity and total flow rate vs. supply pressure.

Fig 7은 회전속도가 50000 rpm일 때, 편심률에 따른 무차원 부하지능과 무차원 전체유입유량의 변화를 나타내고 있다. 압력에 따른 밀도 및 점도의 변화를 고려한 해석과 그렇지 않은 해석이 갖는 차이는 무차원 부하지능의 경우는 5% 이하이고, 무차원 전체유입유량은 10% 이하이다. 차이가 이렇게 비교적 작은 것은 압력변화는 큰 반면 밀도 및 점도 값의 변화는 그에 비해 크지 않기 때문이다. Fig. 7의 (a)와 (b)를 살펴보면 Case v의 경우가 Case iv의 경우에 비해 Case iii에 가까움을 알 수 있다. 이는 유막 내의 밀도 및 점도값이 공급압보다는 주변압의 값에 가깝다는 것을 의미한다. Fig. 3을 보면 몇몇 리세스 영역을 제외하고는 대부분 압력값이 주변압에 가까운 상태임을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 편심률이 0일 때, 회전수의 변화에 따른 무차원 리세스 압력을 나타내고 있다. 이 그림에서도



(a)



(b)

Fig. 7. Load capacity and total flow rate vs. eccentricity ratio.

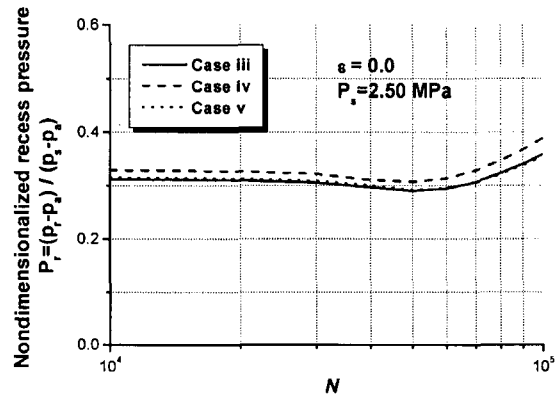


Fig. 8. Recess pressure vs. rotation speed.

Case v의 결과가 Case iii의 결과에 매우 가까움을 알 수 있다. 또한 Case iv의 결과와 Case iii의 결과의 차이는 10% 이하이며, 회전속도 증가에 따른 변화는 거의 없는 것으로 보인다.

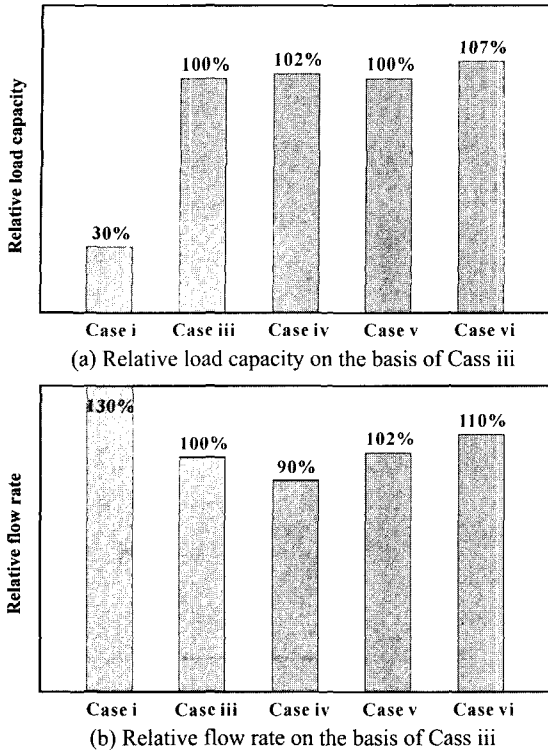


Fig. 9. Comparison of performances calculated from various cases (Case numbers are referred on Table 3).

이제까지 살펴 본 각 요소의 영향을 Fig. 9에 정리하였다. 편심률이 0.5이상일 때의 각 case의 결과들을 정리하여 case iii의 결과를 기준으로 나타내었다.

5. 결 론

본 연구에서는 2열의 리세스를 갖는 극저온 정압저널베어링에 대해 난류효과, 압력강하, 압력에 따른 밀도 및 점도의 변화를 고려한 수치해석을 수행하여 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 난류효과는 극저온 정압저널베어링의 정특성에 큰 영향을 미치므로 반드시 고려되어야 한다.
- 2) 압력강하는 리세스압력에는 큰 영향을 주나 부하지능이나 유입유량에는 큰 영향을 주지 않는다.
- 3) 압력강하의 영향은 회전속도가 빨라질수록 또는 공급압이 작아질 수록 작아지나, 편심률의 크기와의 일정한 상관관계를 보이지 않는다.
- 4) 압력에 따른 밀도와 점도의 변화를 고려한 해석결과와 그렇지 않은 해석결과와의 차이는 10%이하로 비교적 작다.

5) 압력에 따른 밀도와 점도의 변화를 고려한 해석결과는 공급압력에 대한 해석결과 보다는 주변압력에 대한 해석결과에 가까우며, 특히 부하지능과 리세스압력의 예측값은 주변압력의 대한 결과와 거의 일치한다.

기호설명

b	recess length
C	clearance of the bearing
C_d	orifice discharge coefficient
D	bearing diameter
d_0	orifice diameter
G_s, G_c	turbulent viscosity correction factors
H	dimensionless local film thickness, h/C
h	local film thickness
h_r	$h_r = h_{r0} + h_c$
h_c	bearing film thickness at recess edge
h_{r0}	recess depth
L	bearing width
l	axial width of recess
$l2$	recess alignment
P	dimensionless pressure in fluid film, $(p - p_a)/(p_s - p_a)$
p	pressure in fluid film
Q_i	dimensionless flow rate from i-th recess, $Q_i = q_i/(C^3(p_s - p_a)/\eta_s)$
Q_t	dimensionless total flow rate, $Q_t = q_t/(C^3(p_s - p_a)/\eta_s)$
q_i	flow rate from i-th recess
q_t	total flow rate
R	bearing radius
Re	Couette Reynolds number, $\rho u_s h/\eta$
Re'	Poiseuille Reynolds number, $\rho u_p h/\eta$
U	dimensionless mean velocity in fluid film, $U = u/(C^2(p_s - p_a)/\eta_s D)$
U_c	dimensionless velocity of a moving surface
u	mean velocity in fluid film
u_s	velocity of a moving surface
u_p	mean velocity in the fluid film due to the pressure gradient
F_y	Y-directional dimensionless force, $f_y/(LD(p_s - p_a))$

f_s	Y-directional force
W	dimensionless load capacity, $w/(LD(p_s - p_a))$
w	load capacity
X	coordinates in load direction
x	coordinates in angular direction
Y	coordinates in perpendicular direction to load
z	coordinates in axial direction
α_h	recess depth ratio, $((h_{r0} + h_c)/h_c)$
δ	dimensionless orifice parameter
ϵ	eccentricity ratio
ζ	dimensionless coordinates in the axial direction, z/L
η	absolute viscosity
κ	dimensionless pressure drop parameter
Λ	bearing number
ξ	dimensionless coordinates in angular direction, x/D
ρ	density
ω	angular velocity of rotor
Subscript	
a	ambient condition
c	Couette flow condition
e	recess edge
i	i-th recess
p	Poiseuille flow condition
r	recess condition
s	supply condition
x	angular direction
z	axial direction

- Braun, M. J., Wheeler, R. L. and Hendricks, R. C., "A Fully coupled Variable Properties Thermohydraulic Model for a Cryogenic Hydrostatic Journal Bearing," Trans. ASME, J. Tribology, Vol. 109, pp. 405-416, 1987.
- Hiroyuki, Y., Terukazu, O., Kazuyuki, H. and Shunichiro, N., "Numerical Analysis on Steady Characteristics of Hydrostatic Cryogenic Journal Bearing," Trans. JSME, Series C, Vol. 61, pp. 3382-3388, 1995.
- Ng, C. W. and Pan, C. H. T., "A Linearized Turbulent Lubrication Theory," Trans. ASME, J. Basic Eng., pp. 675-688, 1965.
- Constantinescu, V. N., "Basic Relationships in Turbulent Lubrication and Their Extension to Include Thermal Effects," Trans. ASME, J. Lubr. Technol., pp. 147-154, 1973.
- Hirs, G. G., "A bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricant Films," Trans. ASME, J. Lubr. Technol., Vol. 95, pp. 137-146, 1973.
- Lee, D. W. and Kim, K. W., "Turbulent Lubrication Theory Using Algebraic Reynolds Stress Model in Finite Journal Bearings with Cavitation Boundary Conditions," JSME, International Journal, Series II, 33, No. 2, pp. 200-207, 1990.
- Xiaojing, W., Zhiming Z. and Meilo, S., "A Comparison of Flow Fields Predicted by Various Turbulent Lubrication Models With Existing Measurements," Trans. ASME, J. Tribology, Vol. 122, pp. 475-477, 2000.
- Constantinescu, V. N. and Galetuse, S., "Pressure Drop Due to Inertia Force in Step Bearings," Trans. ASME, J. Lubr. Technol., Vol. 98, No. 1, pp. 167-174, 1976.
- 東野・ほか3名, 第34回 宇宙科學技術連合講演會, 329, 1991.

참고문헌

- Redecliffe, J. M. and Vohr, J. H., "Hydrostatic Bearings for Cryogenic Rocket Engine Turbopumps," Trans. ASME, J. Lubr. Technol., Vol. 91, pp. 557-575, 1969.