

<論 文>

Toms 효과가 있는 저어널베어링에서의
k-ε 모델을 이용한 성능해석

이 득 우* · 김 경 응**

(1986년 2월 20일 접수)

An Analysis of the Performance of Journal Bearings with Toms' Effect Using k-ε Model

Deug Woo Lee and Kyung Woong Kim

Key Words: Toms' Effect(Toms 효과), k-ε Model(난류에너지소멸모델), Turbulent Regime(난류영역), High Polymer(고분자), Drag Reduction(마찰감소)

Abstract

Recently the utilization of journal bearings operation in the turbulent regime is increased, thus frictional loss in turbulent journal bearing becomes an important problem.

It is known that frictional loss can be reduced by adding small amount of a certain high polymer to the turbulent flowing liquid. This phenomenon is Toms' effect.

In the present study, a turbulent lubrication theory using k-ε model is employed to describe the operating characteristic of journal bearing with and without drag reduction.

The results obtained from the theory are compared with experiments for flows with and without drag reduction.

기 호 설 명

- C : 축과 베어링 사이의 평균간극
- C_f : 2τ_w/ρU² 마찰계수
- D : 축 직경
- h : 유막두께
- h⁺ : u*⁺h/ν
- k : 난류에너지
- L : 저어널 폭
- P : 평균압력

- Re : UC/ν Reynolds 수
- Rk : k²/εν 난류 Reynolds 수
- U : 원주방향의 평균유속
- U_r : 축의 원주속도
- U⁺ : U/u*
- u : 원주방향유속의 변동성분
- u* : √|τ_w|/ρ 마찰속도
- v : 유막방향유속의 변동성분
- W : 축방향의 평균유속
- W : W/U_r
- w : 축방향유속의 변동성분

* 한국과학기술원 생산공학과

** 정회원, 한국과학기술원 생산공학과

- x : 축회전방향 좌표
- y : 유막방향 좌표
- y^+ : u^*y/ν
- z : 축방향 좌표
- ε : $\nu(\partial u_i/\partial x_i)^2$ 난류에너지 소멸율
- μ : 점성계수
- ν : 동 점성계수
- ν_t : 와류 점성
- ρ : 밀도
- τ_w : 벽면전단응력
- i, j : Tensor 표시

1. 서론

기계의 대형화, 고속화 및 저 점도의 윤활제의 사용으로 최근에는 난류영역에서 운전되는 베어링이 점차 늘어나고 있다. 베어링에서의 흐름이 난류가 되면 마찰손실이 중요한 문제가 되는데, 마찰손실을 줄이는 한 가지의 방법은 미량의 고분자를 난류흐름에 투입하는 것이다. 이같이 난류흐름에 미량의 고분자를 투입하면 마찰감소현상이 나타나는데. 이것을 Toms 효과라 한다. 윤활유에는 일반적으로 많은 종류의 첨가제가 투입되는데, 그 중에는 점도저수향상제로 PIB(Polyisobutylene) 등의 고분자물질이 포함되어 있어, 그러한 경우에는 Toms 효과가 나타나게 된다. Toms 효과는 마찰손실을 줄이며 부하능력을 감소시키는 등 베어링의 성능에 중요한 영향을 미치므로, 베어링의 정확한 성능해석에는 Toms 효과의 고려가 필수적이라고 할 수 있다.

Toms 효과에 대한 해석은 불규칙한 난류현상과 복잡한 구조의 고분자사이에서의 상호작용을 해석하는 것이므로 그 기구를 이해하는 데에는 어려움이 많다. 초기의 해석은 Meyer, W.A.⁽¹⁾ 등이 제시한 두 경계층 모델인데, 고분자가 점성저층을 확대시킴에 따라 마찰감소현상이 일어난다고 생각하여 이루어진 것이다. Virk, P.S.⁽²⁾ 등은 두 경계층에 탄성영역(elastic zone)을 첨가시켜 앞의 모델을 향상시켰고, 그 외에도 와류 점성모델 등이 제시되어 있다⁽³⁾. 그러나 위의 모델들은 고분자가 난류에너지를 감쇠시키므로 마찰감소가 발생한다고 생각하여 이루어진 것인데, 여러 실험에 의하면 난류에너지는 감쇠되는 것이 아니라 오히려 증가되는 경향을 나타내고 있어 이론적인 모델과 실제 현상이 본질적으로 일치하지 않는 문제점이 있다.

그러므로 더 정확히 마찰감소현상을 해석하기 위해

서는 난류에너지를 고려할 수 있는 모델을 적용함이 필요하다.

난류에너지를 고려한 해석모델 중에는 $k-\varepsilon$ 모델이 현재까지 널리 알려져 있다. $k-\varepsilon$ 모델에서는 난류응력(Reynolds stress)을 와류점성과 평균속도구배의 곱으로 나타내는데, 다른 와류점성모델과 같이 와류점성을 경험치에서 구하는 것이 아니라, 압력구배를 고려한 난류에너지식과 난류에너지소멸식에서 구하는 것이므로 더 정확히 흐름을 예측할 수 있는 장점을 가지고 있다.

본 연구에서는 $k-\varepsilon$ 모델을 사용하여 마찰감소 현상이 있는 저어널베어링 내의 흐름을 해석하였다.

2. 이론해석

베어링에서의 흐름은 좁은 간극내에서 이루어지므로 Jones, W.P. & Launder, B.E.⁽⁴⁾가 제안한 낮은 Reynolds 수에 대한 $k-\varepsilon$ 모델을 사용하여 해석할 수 있다. Kato, T. & Hori, Y.⁽⁵⁾는 Hassid, S. & Poreh, M.⁽⁶⁾가 위의 모델을 수정하여 제안한 모델을 이용하여 베어링에서의 난류상태흐름을 해석하였다.

본 연구에서는 Kato, T. & Hori, Y.⁽⁵⁾가 사용한 방법으로 저어널베어링에서 난류영역을 해석한다.

이론해석을 위해 다음과 같이 가정한다.

- (1) 정상상태이며 속도의 편상항 및 난류에너지, 난류에너지소멸율의 대류항은 무시한다.
- (2) 유막두께방향을 제외한 다른 방향의 속도 및 난류응력(Reynolds Stress)의 구배는 무시한다.
- (3) 난류응력항은 와류점성으로 나타내어 식 (1)로 가정한다.

$$-\overline{uv} = \nu_t \frac{\partial U}{\partial y}, \quad -\overline{vw} = \nu_t \frac{\partial W}{\partial y} \tag{1}$$

2.1 수치계산

(1) 동심상태

저어널베어링에서의 흐름은 좁은 간극 사이에서 이루어지므로 동심상태인 경우는 Couette 흐름으로 가정된다. 즉 $P=0$, $W=0$ 으로 되고 위의 가정을 적용하면 다음의 해석할 지배방정식을 얻는다.

$$\frac{\partial}{\partial y} \left((\nu + \nu_t) \frac{\partial U}{\partial y} \right) = 0 \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \nu_t \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 - \varepsilon - \frac{2\nu k}{b^2} = 0 \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + C_1 \nu_t \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)^2$$

$$-C_2(1-0.3 \text{EXP}(-R_k^2)) \frac{\varepsilon^2}{k} - 2\nu \left(\frac{\partial \varepsilon^{1/2}}{\partial y} \right)^2 = 0 \quad (4)$$

$$\nu_i = Cm \frac{k^2}{\varepsilon} (1 - Cd \text{EXP}(-AmR_k)) \quad (5)$$

여기서 $b = \min(y, h-y)$ 이고, $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_1, C_2, Cm, Cd$ Am 은 모델상수이며, 와류점성의 Damping 항에 있는 Am 값을 변화시키므로써 Toms 효과에 대한 해석이 가능하다⁽⁶⁾. 본 연구에서는 $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_1, C_2, Cm, Cd$ 각각의 값은 1.0, 1.3, 1.45, 2.0, 0.09, 0.95로 하고, Am 값은 마찰감소현상이 없는 경우에는 0.0015로 하여 해석한다⁽⁴⁻⁶⁾.

속도, 난류에너지 및 그의 소멸율에 대한 경계조건은 벽면에서의 NO-SLIP 조건으로 식 (6)과 같다.

$$y=0 \text{에서 } U=0$$

$$y=h \text{에서 } U=U_j$$

$$y=0, h \text{에서 } \varepsilon=0, k=0 \quad (6)$$

위의 지배방정식을 마찰속도 (u^*)로 무차원한다. 무차원과정에서 부가적으로 식 (7)의 경계조건이 가능하다.

$$y^+ = 0 \text{에서 } \frac{\partial u^+}{\partial y^+} = 1 \quad (7)$$

수식은 중앙차분법(Central Difference Formula)을 사용하여 전개하고 계산기법은 S.O.R.(Successive Over Relaxation)을 사용한다.

수렴성의 판정조건은 난류에너지에 대해 식 (8)과 같다.

$$\frac{\sum_i |k_i^{(n)} - k_i^{(n-1)}|}{\sum_i |k_i^{(n)}|} < 10^{-5} \quad (8)$$

마찰계수와 Reynolds 수는 식 (9)로 계산된다.

$$C_f = \frac{2}{U_j^{*2}} \quad Re = h^+ U_j^+ \quad (9)$$

마찰감소가 일어나는 흐름에 대한 해석은 와류점성에 나타난 Am 값을 변화시키며 행한다.

(2) 편심상태

유한폭 저어널베어링에서 편심상태가 되면 Couette 흐름에 부가되어 압력구배에 의한 흐름이 첨가된다. 축방향의 흐름이 고려된 다음의 지배방정식이 얻어진다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(G \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(G \frac{\partial P}{\partial z} \right) = U_j \frac{\partial F}{\partial x} \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \nu_t \left(\left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial y} \right)^2 \right) - \varepsilon - \frac{2\nu k}{b^2} = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + C_1 \nu_t \left(\left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 \right)$$

$$+ \left(\frac{\partial W}{\partial y} \right)^2 \frac{\varepsilon}{k} - C_2(1-0.3 \text{EXP}(-R_k^2)) \frac{\varepsilon^2}{k}$$

$$- 2\nu \left(\frac{\partial \varepsilon^{1/2}}{\partial y} \right)^2 = 0 \quad (12)$$

$$\nu_t = Cm \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} (1 - Cd \text{EXP}(-AmR_k)) \quad (13)$$

여기서

$$G = \frac{\int_0^h \int_0^y \frac{dy \cdot dy}{\nu + \nu_t} \int_0^h \frac{y \cdot dy}{\rho(\nu + \nu_t)}}{\int_0^h \frac{dy}{\nu + \nu_t}} - \int_0^h \int_0^y \frac{y \cdot dy \cdot dy}{\rho(\nu + \nu_t)}$$

$$F = \frac{\int_0^h \int_0^y \frac{dy \cdot dy}{\nu + \nu_t}}{\int_0^h \frac{dy}{\nu + \nu_t}}$$

$$b = \min(y, h-y) \text{이다.}$$

경계조건은 압력에 관해 Half Sommerfeld 조건을 사용하고, 난류에너지 및 그의 소멸율에 대해서는 동심상태의 해석에서와 동일하다. 식으로 나타내면 식 (14)와 같다.

$$y=0, h \text{에서 } \varepsilon=0, k=0$$

$$\theta=0, \pi \text{ \& } z=0, L \text{에서 } P=0 \quad (14)$$

편심상태에서의 해석에는 축의 원주속도인 U_j 로 무차원한다. 수식전개 및 계산기법은 동심상태와 동일하다.

수렴성의 판정조건은 압력에 관해 식 (15)와 같다.

$$\frac{\sum_i |P_i^{(n)} - P_i^{(n-1)}|}{\sum_i |P_i^{(n)}|} < 10^{-4} \quad (15)$$

계산에서 등분수는 원주방향으로 $0 < \theta < \pi$ 에서 30 등분, 유막두께방향으로 $0 < y < h$ 에서 45 등분, 축방향으로 $0 < z < 1/2 L$ 에서 8 등분한다.

마찰감소현상이 있는 경우의 해석은 동심상태에서와 같이 와류점성항의 모델상수인 Am 값을 변화시키며 행한다.

3. 실험장치

Figs. 1a, 1b는 실험장치의 개략도이다⁽⁷⁾.

실험장치는 중앙부에 저어널부분을 가진 축, 저어널베어링 및 저어널베어링을 지지하는 공기베어링으로 구성되어 있다. 동력은 가변모우터에서 V-벨트를 통하여 전달된다. 저어널부분은 길이가 174 mm, 직경이 172.825 mm 이고, 재질은 탄소강(S45 C)이다. 저어널베어링은 내경이 각각 173.6 mm(간극비 4.46/1000)와 173.32 mm(간극비 2.86/1000)이고, 아크릴로써 제작되었다. 윤활제는 Paraffine 제 윤활유기유(점도 3.64 cst(40°C))이고, 첨가 고분자는 PIB(Polyisobutylene)로 분자량 1.2×10^6 이다. 윤활제는 5.5 l/min 씩 일정

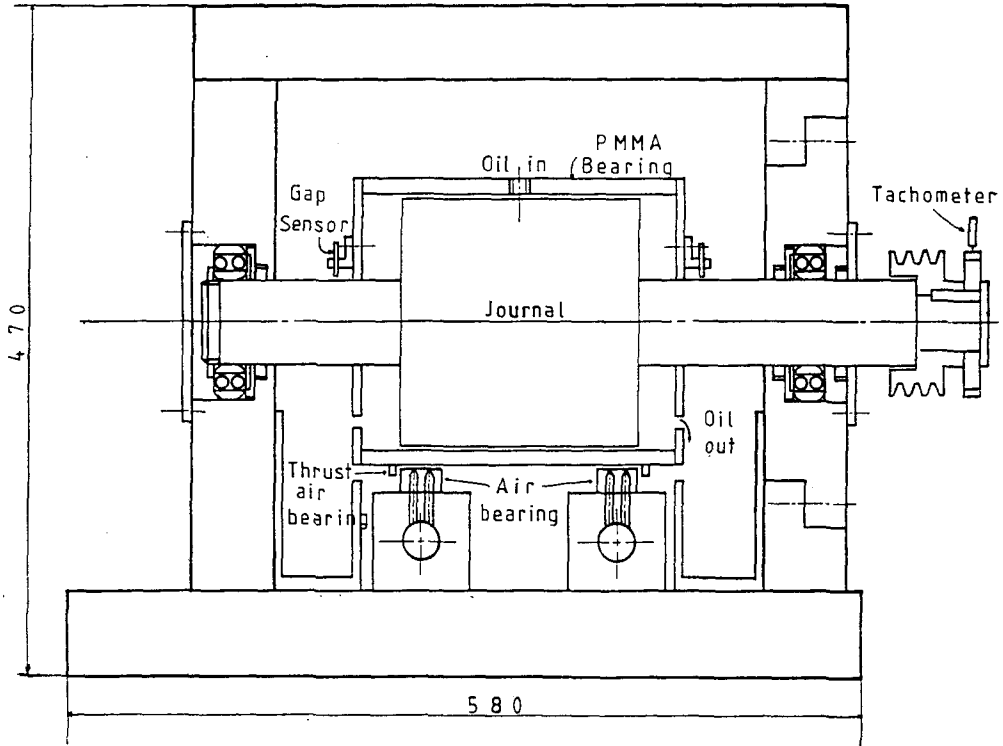


Fig. 1a Front view of the test bearing region

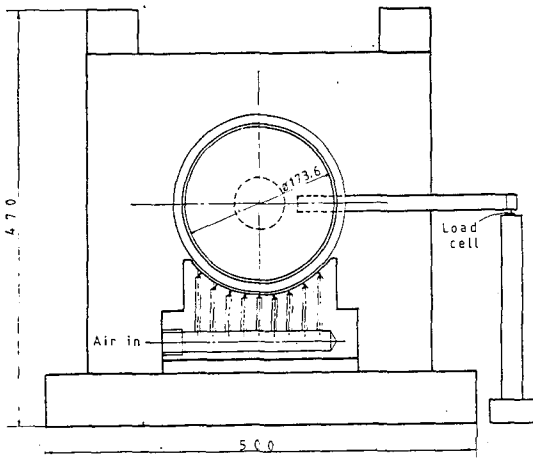


Fig. 1b Side view of the test bearing region

하게 공급한다.

실험은 동심상태에서 행하며, 베어링면에 발생하는 마찰토크, 윤활제의 온도 및 축의 회전수를 측정한다. 마찰토크는 Fig.1b에 보이는 베어링열판에 부착된 연결막대를 통해 Load Cell에서 측정하고, 축의 회전수는 회전속도계로 축의 끝단에서 측정하며, 윤활제의 온도는 배유온도를 측정하여 베어링에서의 온도

로 간주한다.

4. 결과 및 검토

4.1 동심상태에 대한 해석결과

Fig. 2는 마찰감소현상이 없는 경우의 Couette 흐름을 해석한 결과로 Reynolds 수와 마찰계수사이의 관계로 나타내었다.

해석결과는 실험결과와 간극비가 4.46/1000 인 경우는 Reynolds 수 1500에서부터 2.86/1000 인 경우는 Reynolds 수 2100에서부터 일치하고 있다. 간극비에 따라 실험과 이론이 일치하는 Reynolds 수 이후부터를 난류로 생각하면, 그 값을 와류에서 난류로 되는 임계점으로 볼 수 있다. 이 임계점은 Fig. 3에 나타낸 저어널베어링내에서의 난류의 시작이 간극비에 따라 달라진다는 Frene, J. & Godet, M.⁽⁸⁾의 결과와도 일치한다. 즉 낮은 Reynolds 수에 대한 $k-\epsilon$ 모델을 이용하면 베어링에서의 초기 난류영역에 대해서도 결과를 예측할 수 있다. 그림에서 참고문헌의 해석결과와 비교하면 Reynolds 수 6000 이후에서부터 어느정도의 차이를 보이고 있는데, Aoki, H. & Harada, M.⁽⁹⁾의 실험 결과와는 일치하고, Kato, T. & Hori, Y.⁽⁵⁾의 실험결

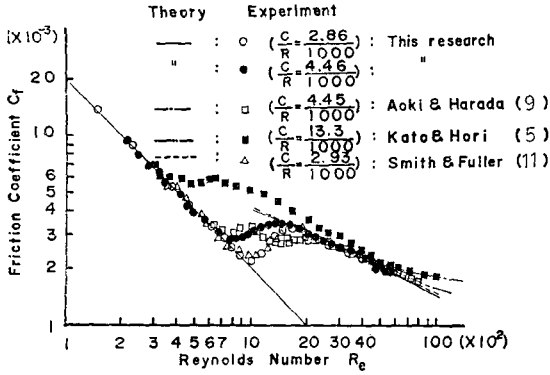


Fig. 2 The variation of C_f with R_e .

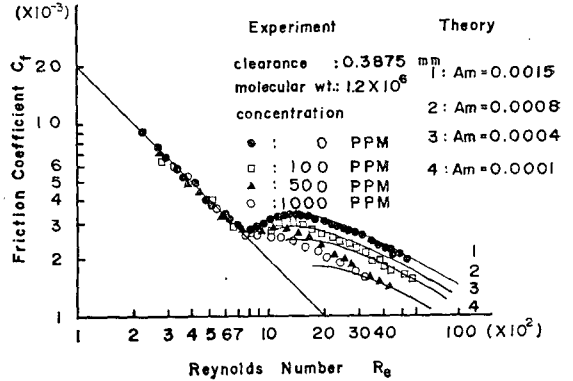


Fig. 4 The variation of C_f with R_e .

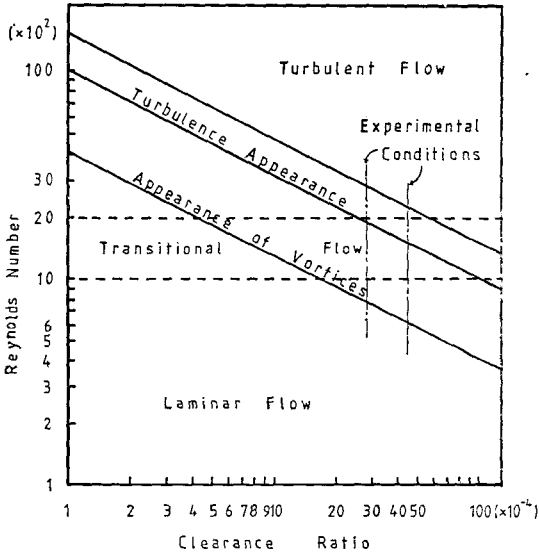


Fig. 3 Flow regime in test bearing

과보다는 작은 값이 계산되었으나, 마찰감소가 일어나지 않는 경우에 대한 해석결과는 실험결과와 거의 일치하고 있음을 볼 수 있다.

마찰감소가 일어나는 경우에 대해서는 Hassid, S. & Poreh, M.⁽⁶⁾가 제시한 것과 같이 와류점성내의 Damping 항의 Am 값을 0.0015 이하로 변화시키면서 해석하였다. 그 결과를 Fig. 4에 Reynolds 수와 마찰계수 사이의 관계로 나타내었다. 여기의 실험결과는 고분자의 투입량을 변화시키며 행한 것이다. 고분자의 투입량이 증가되면 마찰감소량은 증가되며, 또한 Reynolds 수가 증가함에 따라 마찰감소량은 급격히 증가되는 경향을 나타낸다. 해석결과는 Am 값이 작아짐에 따라 마찰감소량이 증가하는 경향은 나타나나, Reynolds 수의 변화에 대해서는 거의 균일하게 변화되는 경향을 나타

내고 있다. 즉 Toms 효과는 Reynolds 수가 클수록 크게 나타나지만, 이 현상에 대한 해석결과는 Reynolds 수에 관계없이 일정하게 나타났다. 그러므로 일정한 Am 값만으로는 실험결과와 일치하는 해석결과를 얻지 못하며, Reynolds 수에 따라 변화하는 Am 값을 사용함으로써 실험결과와 일치하는 해석결과를 얻을 수 있을 것이다.

4.2 편심상태의 해석결과

Figs. 5, 6, 7은 각각 Reynolds 수 2000, 5000, 8000인 경우에 대해 편심율을 0.2, 0.4, 0.6, 0.8로 변화시키며 계산한 결과 중에서 베어링중양부에서의 압력분포를 나타내고 있다. 해석결과는 Kato, T. & Hori, Y.⁽⁵⁾ 및 Aoki H. & Harada, M.⁽⁹⁾의 결과들과 비교한다.

Fig. 5에서 보면, 편심율이 0.6까지는 Kato, T. & Hori, Y.⁽⁵⁾의 이론결과와 거의 일치하고 있으나, 편심율이 0.8인 경우에는 본 해석에서 더 큰 값이 계산되었다. Kato, T. & Hori, Y.⁽⁵⁾의 실험결과와는 더 잘 일치하고 있다.

Fig. 6에서 보면 Kato, T. & Hori, Y.⁽⁵⁾의 해석결

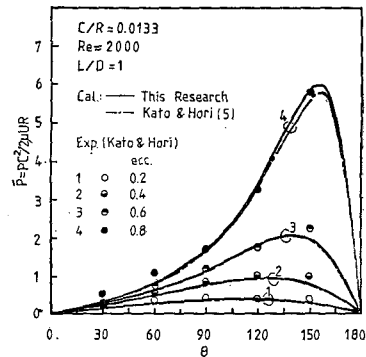


Fig. 5 Pressure distribution

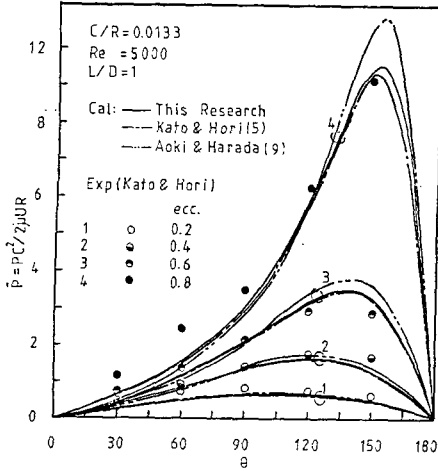


Fig. 6 Pressure distribution

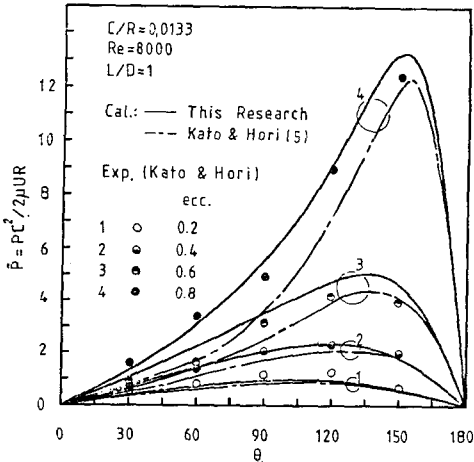


Fig. 7 Pressure distribution

과와는 거의 일치하나 편심율이 0.8인 경우는 Reynolds 수 2000에서와 같이 큰 값이 계산되었다. 그러나 Aoki, H. & Harada, M.⁽⁹⁾의 해석결과보다는 전 편심율에 대해 작은 값이 계산되었으며, 편심율이 0.2, 0.4인 경우는 어느 정도 일치하나 편심율이 큰 0.6, 0.8인 경우는 차이가 나고 있다. 이같이 Aoki, H. & Harada, M.⁽⁹⁾의 결과가 편심율이 클수록 차이가 나는 것은 그들이 벽법칙 및 Mixing Length 모델에서 사용한 경험상수들이 편심율이 클에 따른 압력구배의 영향을 고려하지 못한 상태의 값들이기 때문인 것으로 생각된다. 본 연구의 해석에서는 압력구배가 고려된 난류에너지 및 난류에너지 소멸식으로부터 와류점성이 계산되었으므로 실험과 더 잘 일치하는 결과를 얻을 수 있었다.

Fig. 7에서 보면 본 연구의 해석결과는 Kato, T. & Hori, Y.⁽⁵⁾의 이론결과보다는 전 편심율에서 큰 값으로 계산되었으며, 실험결과와는 더 잘 일치한다.

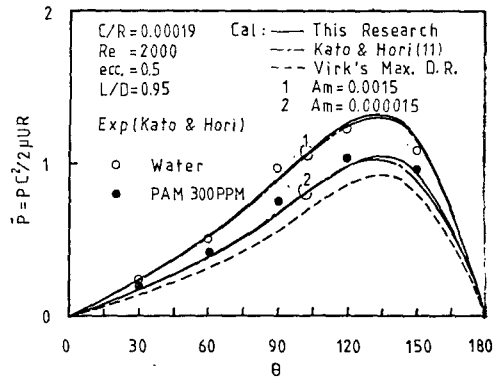


Fig. 8 Pressure distribution

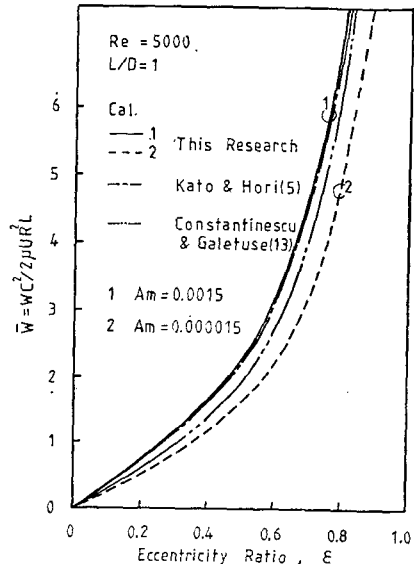


Fig. 9 Load capacity Vs, ε

Figs. 5, 6, 7을 비교하여 보면 Reynolds 수가 2000과 5000인 경우에는 Kato, T. & Hori, Y.⁽⁵⁾의 해석결과와 일치하나, 8000인 경우에는 차이가 난다. 이것은 Fig. 2에서 보여준 동심상태의 해석결과에서 Reynolds 수 6000까지는 일치하나, 그 이상에서는 차이를 보이는 것과 같은 결과이다. Figs. 5, 6에서 0° < θ < 90° 사이의 실험결과와 이론결과가 차이가 있는데, 이것은 Kato, T. & Hori, Y.⁽⁵⁾가 밝히는 바와 같이 판성항을 무시하여 해석한 결과로 생각된다. 그런데 Reynolds 수가 증가할수록 판성응력(Inertial Stress)이 난류응력에 비해 작아지므로 판성항을 무시하는 가정이 가능하다. 그러므로 Reynolds 수가 8000인 경우가 2000 및 5000인 경우에 비해 실험결과와 더 잘 일치하는 경향을 보인다.

편심상태의 유한폭 저어널베어링에 있어서 마찰감소

가 일어나지 않는 경우에서의 $k-\epsilon$ 모델을 이용한 해석 결과는 실험결과와 잘 일치하며, 마찰감소가 일어나는 경우에서의 해석은 동심상태와 같은 방법으로 Am 값을 변화시키면서 행한다.

Fig. 8은 Reynolds 수 2000 이고, 편심율 0.5이며, L/D 가 0.95 인 경우의 해석결과 중에서 베어링중상부의 압력분포를 나타내고 있다. 이 그림에 나와 있는 Kato, T. & Hori, Y.⁽¹²⁾의 이론계산에서는 동심상태의 그들의 실험결과와 Hassid, S. & Poreh, M.⁽⁶⁾의 이론계산이 일치하는 Am 값 1.5×10^{-5} 을 취하여 행했다. 본 연구에서도 동일한 조건으로 계산한 결과 잘 일치하는 결과를 얻었다. 그러나 Virk, P.S.⁽¹⁰⁾ 등이 제시한 최대마찰감소가 일어날 경우의 속도 분포식을 이용한 계산결과는 압력값이 실험치보다 낮은 값이 계산되었다. 그러므로 마찰감소현상에 대한 이론적 해석으로는 $k-\epsilon$ 모델에 의한 방법이 더 유용하다.

Fig. 9는 Reynolds 수 5000 이고 L/D 가 1 인 경우에 편심율에 따른 부하의 변화를 나타내는 그림이다. 이 그림에서 Am 값이 1.5×10^{-3} 일 때와 1.5×10^{-5} 일 때에 있어 부하의 감소율은 30% 정도였으며, 이 두 Am 값으로 계산된 동심상태의 마찰감소율은 55% 정도였다. 그러므로 편심상태의 Toms 효과는 마찰감소현상과 동시에 부하능력의 감소현상을 일으키나, 부하능력의 감소보다는 마찰감소가 더 크게 일어나므로 윤활문제에 있어 동력손실을 줄이는 면에 이득이 있다.

5. 결 론

난류상태인 저어널베어링의 성능을 $k-\epsilon$ 모델을 이용하여 해석한 결과 다음의 결론을 얻었다.

(1) 마찰감소현상이 없는 경우에는 물론, 마찰감소현상이 있는 경우에도 적절한 Am 값을 선택함으로써 와류에서 난류로 친이된 초기영역에서부터 베어링성능을 예측할 수 있다.

(2) 마찰감소현상의 유무에 관계없이 종래의 이론, 즉 두 경계층이론이나 Mixing Length 모델 등의 해석에서보다 실험과 더 일치하는 결과를 얻었다.

(3) Toms 효과는 부하능력의 감소현상이 있으나 지배적인 마찰감소현상으로 동력손실을 줄이는 면에 이득이 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 연구비지원으로 이루어졌으며 이에 감사하는 바입니다.

References

- (1) W.A. Meyer, A Correlation of the Friction Characteristics for Turbulent Flow of Dilute Viscoelastic Non-Newtonian Fluids in Pipes, *AIChE J.*, Vol. 12, pp.522~525, 1966
- (2) P.S. Virk, An Elastic Sublayer Model for Drag Reduction by Dilute Solutions of Linear Macromolecules, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 45, pp. 417~440, 1971
- (3) P.S. Virk, Drag Reduction Fundamentals, *AIChE J.*, Vol. 21, pp.625~656, 1975
- (4) W.P. Jones, and B.E. Launder, The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15, pp.301~314, 1972
- (5) 加藤孝久, 堀幸夫, $k-\epsilon$ 모델을 이용한 저어널베어링의 난류윤활이론, *윤활*, 第28卷, 第12號, pp. 907~914, 1983
- (6) S. Hassid, and M. Poreh, A Turbulent Energy Dissipation Model for Flows with Drag Reduction, *ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol. 100, pp.107~112, 1978
- (7) 이득우, 김경웅, 저어널베어링에서의 마찰감소현상에 대한 실험적 연구, *대한기계학회논문집*, 제10권, 제3호, pp.298~304, 1986
- (8) J. Frene, and M. Godet, Flow Transition Criteria in a Journal Bearing, *ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol. 96, pp.135~140, 1974
- (9) 青木弘, 原田正躬, 亂流域におけるジャーナル軸受の流體潤滑理論, *윤활*, 第16卷, 第5號, pp.348~356, 1971
- (10) P.S. Virk, H.S. Mickley, and K.A. Smith, The Ultimate Asymptote and Mean Flow Structure in Toms' Phenomenon, *ASME, Journal of Applied Mechanics*, Vol. 37, pp.488~493, 1970
- (11) M.I. Smith, and D.D. Fuller, Journal Bearing Operation at Superlaminar Speeds, *ASME*, Vol. 78, pp.469~474, 1956
- (12) T. Kato, and Y. Hori, Pressure Distributions in a Journal Bearing Lubricated by Drag Reducing Liquids under Turbulent Conditions, *Preprint of JSLE*, 1985
- (13) V.N. Constantinescu, and S. Galetuse, Operating Characteristics of Journal Bearings in Turbulent Inertial Flow, *ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol. 104, pp.173~179, 1982