

2열 외부가압 공기 저어널 베어링에서 급기구 위치에 따른 동적계수에 관한 실험적 연구

이종렬, 이준석, 이득우*, 김태형**, 박보선**

* 부산대학교 정밀기계공학과

**대우종합기계(주)

An Experimental Study on the Dynamic Coefficients according to the Source Positions in Externally Pressurised Air-lubricated Journal Bearing with Two Row Sources

J.R Lee, J.S Lee, D.W Lee*, T.H. Kim**, B.S. Park**

Abstract

This paper has been presented the hydrodynamic effect by the journal speed, eccentricity and source positions in order to overcome the defects of air bearing such as low stiffness and damping coefficient. Choosing the two row source position of air bearing is different from existed investigations in the side of pressure distribution of air film because of the high speed of journal and the wedge effects by the eccentricity. These optimal chooses of the two row source positions enable us to improve the performance of the film reaction force and loading force as making the high speed spindle. In this paper, The pressure behavior in theory of air film according to the eccentricity of journal and the source positions analyzed. The theoretical analysis have been identified by experiments. The results of investigated characteristics may be applied to precision devices like ultra-precision grinding machine and ultra high speed milling.

Key words - hydrodynamic effect(동압현상), two row source positions(2열급기구위치), wedge effects(쇄기효과), film reaction force(유막반력), loading force(하중지지력)

1. 서론

공기베어링은 공기를 윤활제로 쓰므로 마찰이 적어 고속 기계에 적합하고, 평균화 효과에 의해 매끄럽게 회전하므로 회전 정밀도가 높아 초정밀 공작 기계와 고정밀 측정기에 적합하다. 이러한 공기 베어링은 그 응용을 위하여 성능을 정확히 파악할 필요성이 대두되고 있다. 공기 베어링의 특성 중 강성 및 감쇠계수는 베어링의 성능을 대표하는 특성치로서, 베어링의 설계시 강성 및 감쇠계수를 최대의 고려대상을 삼고 있기 때문에 이러한 계수의 측정을 필수적으로 수행되어야 한다.

그리고 공기 베어링은 점성이 작아 부하 능력이 기름 베어링에 비해 떨어지고 비상 사태 시 경계 윤활을 기대할 수 없는 단점이 있다. 공기 베어링의 여러가지 장점에도 불구하고 낮은 부하 능력과

강성 때문에 이를 개선하기 위한 연구들이 있어 왔다[2-7]. 그러나 이들 연구는 외부가압형 정압상태라는 단일 급기구 혹은 2열 급기구에 대한 이론 분석 및 실험에 준하여 왔다. 특히 2열 급기구의 경우 급기구의 위치 선정은 베어링 양 끝단으로부터 베어링 전체길이의 1/4위치 선정에 준하여 강성에 관한 이론적 분석 및 압력 및 속도변화에 의한 실험적 분석을 수행하여 왔다[1].

지금현재 세계적인 공기정압추축 판매회사인 Westwind Turbines Ltd.의 Poole과 J.W.Powell이 발표한 문헌[1]에 Fig.1 과 같이 잘 표현이 되어 있다.

그러나 외부가압형 공기정압 베어링에서 저어널과 베어링의 간극(Clerance)이 10~20 μ m로 설계되어

짐으로 좁은 간극의 유막은 고속의 영역으로 운전할 경우 하이드로 다이내믹 현상(Hydrodynamic effect)이 존재할 수 있음을 충분히 고려하여야 할 것으로 사료되어진다. 따라서 본 연구에서는 외부가압형 정압베어링에서

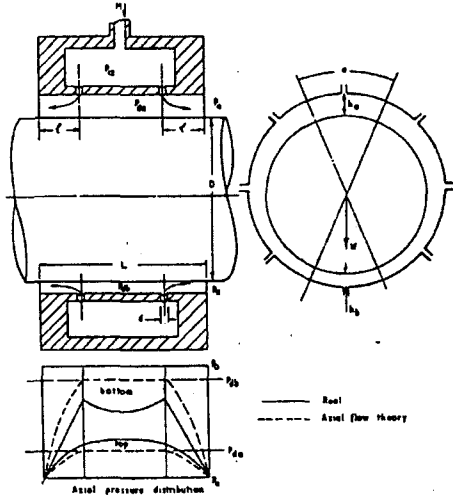


Fig.1 A pressure of journal bearing

서 저어널의 운전이 고속 경우 발생하는 하이드로 다이내믹 현상을 고려하여 Fig.2와 같이 2열 급기공 공기정압베어링에서 노즐 위치선정 설계가 고려되어야 하며, 이는 편심량 및 저어널의 회전 속도의 증가에 따라 베어링의 압력이 증가에 의한 분석을 실험적으로 분석하고자 한다.

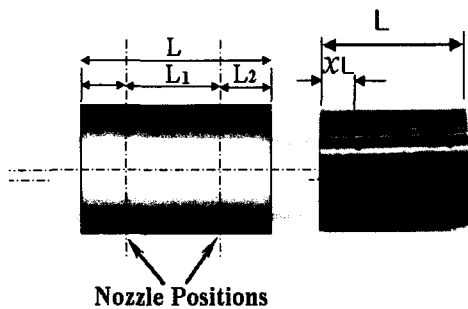
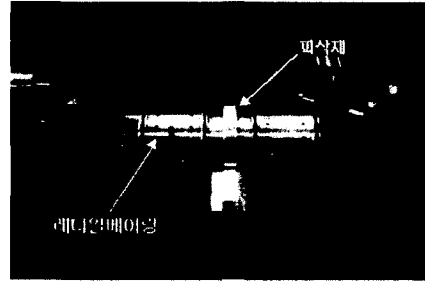


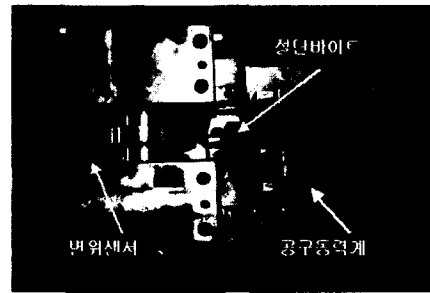
Fig.2 Design parameters for the bearing length

2. 실험장치 구성 및 내용

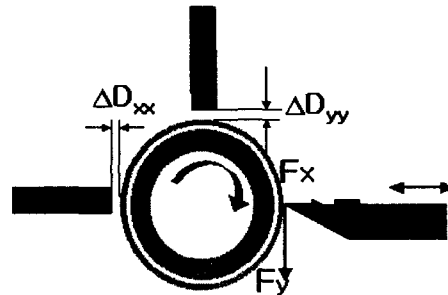
2-1 본 연구의 실험 개념 및 차별성



(a) Configuration of journal and air-bearing



(b) Experimental configuration



(c) Experimental model

Fig.3 Experimental concept

공기 베어링의 동적 강성 및 감쇠계수를 측정하기 위하여 Fleming[2]을 대표하여 여러 가지 [3-8] 실험적 방법을 제시하여 왔다. 그러나 이들 실험모두 베어링의 간극이 크며, 저어널 혹은 베어링부의 가진을 위한 장치 및 그와 같은 가진 장치 등을 설치하기 위하여 설계상에 고려해야 할 사항이 많아 실제 산업현장에 적용 할 수 있는 베어링의 설계 변수 제시는 한계가 있어왔다.

본 연구에서는 Fig.3와 같이 공구동력계를 이용한 2차원 절삭을 행함으로써 주강성 방향의 절삭력과 5nm분해능을 가진 용량형 정밀 변위센서를

이용하여 절삭저항에 의한 절삭 부하량 2방향 과 변위신호 2방향, 모두 4개의 신호를 동시에 획득함으로써 실제적으로 적용할 수 있는 베어링의 동적계수를 측정할 수 있으리라 사료되어 진다. 본 연구의 실험장치 구성은 다음과 같은 두가지 신뢰할 수 있는 장점을 지니고 있다.

첫번째는 동적계수에 관한[3] 실험 방법중의 하나로서 회전체 저어널에 불평형 질량을 부착하여 회전속도를 변화시켜감에 따라 불평형 질량에 의해 발생하는 휘(Whirl)의 변위신호를 측정하였고, 그때 발생하는 회전운동량을 계산하여 동적계수를 계산하여 경향을 분석하였다. 그러나 이러한 방법에는 불평형 질량에 의한 변위신호에는 여러 변수들을 포함하고 있어 실제 정확한 절삭저항에 의한 부하중력과 정확한 하중위치를 측정하기에 한계성이 보인다고 할 수 있다. 그러나 Fig.3과 같은 실험은 실제 피삭재에 절삭행함으로써 저어널 베어링에 직접 가진 방법은 공구동력계로부터 실제 절삭저항(베어링의 부하력)을 측정할 수 있다는 점이다.

이는 가진하는 방법에 있어서 문제시 되어 왔던 간접적 방법을 직접적 방법의 전환이라 볼 수 있다. 그리고 저어널의 고속 회전시 발생하는 불평형 질량에 의한 회전오차에 의한 문제는 절삭시 절삭공구가 저어널을 고정시킴으로써 불평형 질량에 의한 회전오차 즉 변위오차를 줄일 수 있는 장점을 지니고 있다. 그러므로 절삭력에 의한 정확한 변위를 측정함으로써 신뢰할 수 있는 동적계수를 획득할 수 있을 것으로 사료된다.

두 번째로 고속회전에도 절삭저항을 가진함으로써 두방향 (x방향,y방향)의 절삭력을 동시에 측정함이 가능하므로 고속영역에서의 주강성(Kxx,Kyy)방향의 베어링의 동적계수를 좀더 정확히 측정할 수 있다라는 점이다. 본 연구의 실험 조건은 다음 Table1에서 나타내었다.

2-2 실험 장치 구성

본 연구에서 사용된 실험장치 Fig.4은 절삭력을 지속적으로 유지하기 위한 고풍력(1HP) 전동 모터를 공기 정압 스펀들(⑤번)에 부착하여 회전손실을 최소화 하였으며, 전동 모터 회전시 모터자체의 진동과 벨트에 의한 진동이 실험 저어널에 전달 되지 않게 하기 위하여 마그네틱 커플링

(Magnetic coupling)(①번)을 연결 시켜 저어널의 고속 회전을 할 수 있도록 구성하였다.

Table 1 Experimental conditions

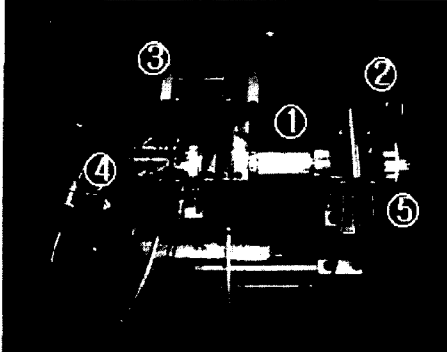
실험조건	수치
베어링의 직경	50mm
공기 공급압	6kg/cm ²
베어링의 진원도	0.45 μ m
베어링의 원통도	1.25 μ m
저어널의 진원도	0.5 μ m
저어널의 회전속도	10,000/20,000rpm

저어널의 진원도 오차는 0.4 μ m정도 였으며, 원통도는 약 2 μ m정도의 값을 가졌고, 중앙부에 피삭재(AI7075)를 부착하여 2차원 절삭가공의 모형인 절단 가공형으로 구성되어 있다.

본 실험에서 사용한 변위 측정 센서는 분해능 5nm인 용량형 변위 센서를 이용하였으며, 공구동력계는 Kistler사에서 제작한 9257B를 이용하였다. 변위 측정 센서와 공구동력계에서 나온 신호들은 증폭이 되어 LeCroy사의 4채널 디지털 오실로스코프에 2방향의 변위신호와 2방향의 절삭력신호가 동시에 획득이 되어 저장되도록 하였다. 본 연구의 실험장치는 AC 서보 모터를 10mm/min~20mm/min으로 이송하게 하여 절단 바이트가 공작물에 천천히 절입이 되도록 하였다. 회전축의 속도가 정상상태에 도달한 뒤 실험을 할 수 있게 하기 위해 회전 개시 후 10분간 공회전을 한 후에 스펀들의 회전속도가 DmN 500,000, DmN 1,000,000 에 도달하였을 때 절삭을 행하여 절삭력과 변위신호를 동시에 획득하였다. 이와 같은 실험은 베어링의 급기구 위치가 다른 각각의 베어링에 대해서 반복하였다. 각 센서들로부터 오는 신호는 오실로스코프에 입력하여 임시로 저장되도록 한 후에 RS232를 통해 컴퓨터로 전송되도록 장치를 구성하였다.

3. 실험결과 및 고찰

본 실험에서는 공구 동력계를 이용하여 피삭재 회전방향의 절삭력과 절입방향의 절삭력을 획득하였으며 절삭시 절삭력에 의해 발생하는 축의 미소 변형을 변위 센서를 이용하여 변위량의 신



① Magnetic Coupling ② Transducer Sensor
③ AC Spindle Motor ④ Sub - Air Spindle
⑤ Dynamometer



⑥ Transducer amplifier
⑦ Digital oscilloscope
⑧ Charge amplifier

Fig.4 Experimental Set-Up

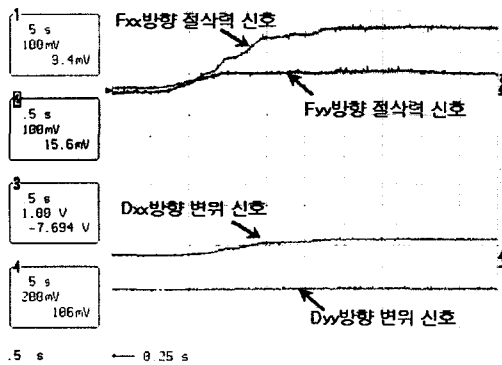


Fig.5 The cutting force and gab signals

본 실험에서는 공구 동력계를 이용하여 피삭재 회전방향의 절삭력과 절입방향의 절삭력을 획득 하였으며 절삭시 절삭력에 의해 발생하는 축의

미소 변형을 변위 센서를 이용하여 변위량의 신호를 분석하였다. Fig.5 은 4채널 디지털 오실로 스코프를 이용하여 공구 동력계의 절삭력과 변위 신호를 동시에 획득한 신호를 보여주고 있다. 실험 결과 Fig.6, Fig.7에서 보면 주절삭력의 증가에 따라서 1/4L에서의 절삭변위신호가 1/7L의 변위신호보다 크게 나타남으로써 주절삭력에 대한 변위차이를 보여주고 있다. Fig.7의 절삭력의 법선 방향(yy방향)의 힘의 증가에 따라 변위신호는 Fig.6 보다는 뚜렷하게 현상이 나타나지 않으나 1/4L의 급기구 위치 보다는 1/7L위치에서 주장성(Kyy)크기가 큼을 보여주고 있다. 결국 일반적인 공기 정압 베어링의 설계시 변수로서 급기구의 위치 설계시 1/4L의 위치 선정은 순수 정적인 압력만 존재하였을 경우 적용이 가능하였으나, 스프링들의 회전속도가 높을수록, 그리고 절삭저항에 의한 편심의 변화가 발생할 수록 급기구의 위치의 선정에 있어서 하이드로 다이내믹에 의한 압력변화가 있음을 고려하여 급기구 위치 선정이 다시 고려하여 설계가 되어야 함을 보여주고 있다. Fig.8에서는 급기구의 위치와 저어널의 회전속도를 달리하여 동적계수를 측정하였다. 회전속도가 증가할수록 같은 절삭 저항에도 불구하고 변위의 크기는 줄어들므로써 회전속도 역시 베어링의 하이드로 다이내믹에 의한 영향이 있음을 예측할 수 있다. 절삭력에 의해 변화하는 변위 측정값을 정리하여 편심량에 의해서 발생하는 주장성방향의 장성값과 급기구의 위치에 따른 장성값을 표현하면 Fig.9과 같이 나타낼 수 있다.

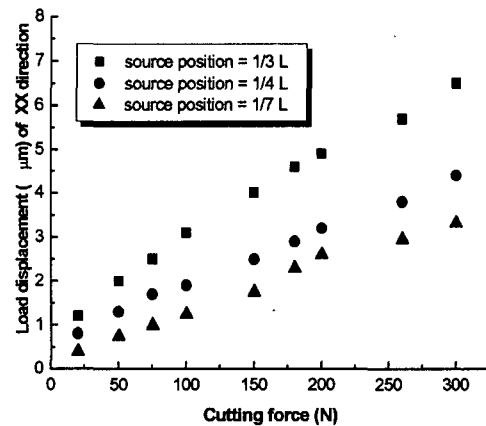


Fig.6 The characteristics between loading capacity and loading displacements of Kxx direction

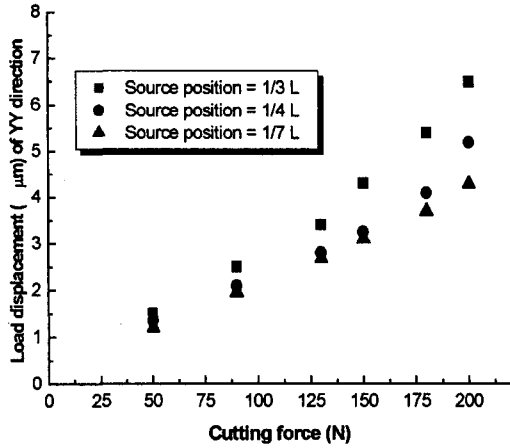
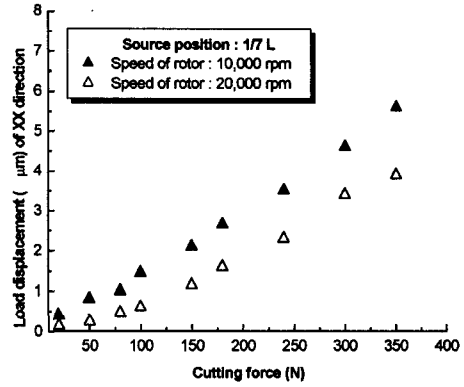


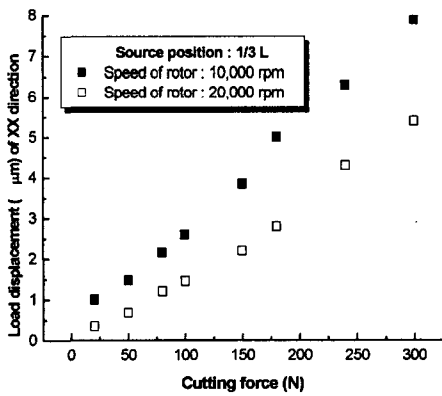
Fig.7 The characteristics between loading capacity and loading displacements of Kyy direction



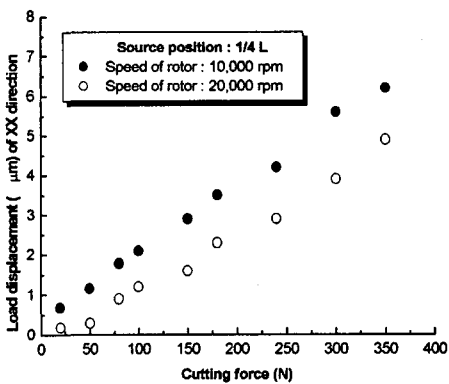
(c) Source position = 1/7L

Fig.8 The characteristics between loading capacity and loading displacements according to rotor speed

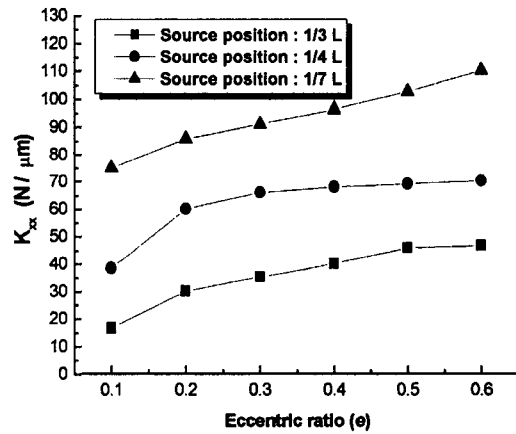
Fig.8 YY방향의 주강성 값의 변화차이는 그렇게 크게 달라지지 않으나 주절삭방향의 주강성의 변화, XX방향의 강성의 변화는 뚜렷하게 나타나고 있음을 알 수 있다. 통상 설계계수 1/4L에서는 베어링의 강성이 약 $5\text{Kg}/\text{cm}^2$ 미만이나 1/7L에서는 $5\text{Kg}/\text{cm}^2$ 이상의 강성값을 보여 주고 있다.



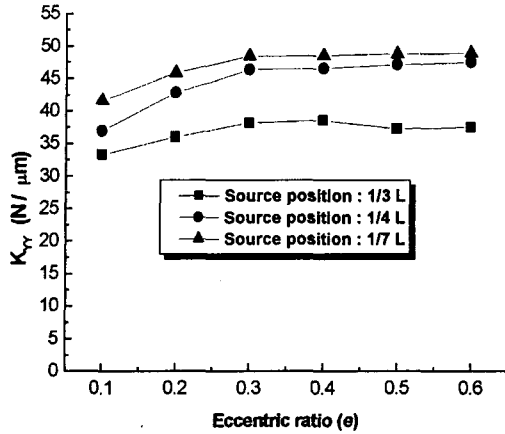
(a) Source position = 1/3L



(b) Source position = 1/4 L



(a) XX Stiffness



(b) YY Stiffness

Fig.9 Stiffness of direct direction according to the eccentric ratio and source position

4. 결 론

외부 가압형 2열 급기 공기 베어링의 위치에 따른 베어링 유막력의 특성을 평가하고 실험을 함으로써 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 2열 외부가압 공기 베어링 설계시 노즐의 위치에 따라 공기 유막내의 하이드로 다이내믹 현상이 베어링 성능에 영향을 미침을 보여주었다.
2. 베어링의 급기구 위치는 베어링끝단에서 베어링 전체길이의 통상 설계치 1/4L의 위치보다는 1/7위에 선정하는 것이 동적 강성 측면에서 유리함을 실험을 통하여 검증하였다.

후 기

본 연구는 2001년도 산업자원부의 중기거점과제 일환으로 대우중합기계(주)의 연구비 지원에 의해 수행된 것으로 이에 감사 드립니다.

참 고 문 헌

1. J.W.POWELL, B.Sc.(Eng.), Ph.D., Westwind Turbines Ltd., Poole, "THE DESIGN AND DEVELOPMENT OF EXTERNALLY PRESSURISED

BEARINGS", UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON GASBEARING BEARING SYMPOSIUM, March-April 1965. Paper 7. pp. 1~16

2. D.P.Fleming, W.J.Thayer, "Experimental dynamic stiffness and damping of externally pressurized gas-lubricated journal bearing ", NASA TN D-8270, 1976, pp1-27

3. D.V.Singh, R.Sinhasan and S.S.Wadhwa, "Dynamic performance of plain gas journal bearing, " Tribology international, 1984, Vol.15 pp33-41

4. 한 상 욱, 석사학위논문, "외부가압 공기저어널 베어링의 동적계수에 관한 실험적연구", 한국과학기술원.1989

5. 반 종 역, 석사학위논문 "외부가압기체의 국부조절에 의한 기체베어링의 안정성 향상에 관한 연구", 한국과학기술원, 1989

6. Z.Kazimierski, L.Brzeski T.Lech "Experimental investigations of precision spinles equipped with high stiffness gas journal bearings" Precision Engineering 23, 1999, pp.155-163

7. S.Yoshimoto, Y. Anno, Y.Hirakawa, "Aerostatic thrust bearing with a self controlled restrictor employing a floating disk", JSME Int. Vol.37, No 2, 1994, pp.369-375.

8. G.H.Jang, Y.J.Kim, "Calculation of Dynamic Coefficients in a Hydrodynamic Bearing Considering Five Degrees of Freedom for a General Rotor-Bearing System", ASME Journal of Tribology, JULY 1999, Vol.121, pp.499-505

9. Klit.p, Lund.J.W, " Calculation of Dynamic Coefficient of Journal Bearing Using a Variational Approach", ASME Journal of Tribology, ASME Journal of Tribology, 1986, VOL 108, pp.421-425

10. "정압기체 베어링의 이론" 윤활공학의 기초와 응용-한국과학기술원- pp 58~65

기 호 설 명

\bar{P} = non-dimension pressure ($\frac{P_s}{P_a}$)

P_s = supply pressure

P_a = atmospheric pressure

U_j = journal velocity

R = radius of journal

ω = journal angular velocity

h = film thickness

\bar{h} = non-dimension film thickness about journal base circle

e = eccentric ratio

C = mean clearance about journal base circle

η = air viscosity

θ = circumferential direction coordination

ζ = bearing length direction coordination

Λ = bearing number $\Lambda = \frac{6\eta\omega}{P_a} \left(\frac{D}{C}\right)^2$

D = bearing diameter

L = bearing length

L_2 = source position

W_x = film force to circumferential direction

W_y = film force to circumferential direction

W = total film force