

공기저어널 베어링에서 저어널의 고속회전시 공기유막내의 열발생에 관한 연구

이종열*, 성승학, 이득우**, 박보선, 김태영***

* 부산대 대학원 정밀기계공학과

** 부산대 기계공학부

***대우중합기계

A study on the heat generation into air film as rotating of high speed journal in the air journal bearing

Jong Youl Lee*, Seong Hak Sung**, Deug Woo Lee**,
Bo Suon Park, Tae Hyung Kim***

* Dept. of Precision Engineering, Graduate school, Pusan National Univ.

** Dept. of Mechanical Engineering, Pusan National Univ.

*** DAEWOO HEAVY INDUSTRY & MACHINERY CO., LTD

Abstract

The thermal characteristics of high-speed air spindle system with built-in motor are studied. Experiment and finite difference method analysis obtain temperature rise and temperature distribution of housing. For the analysis, air fluid film model is built and temperature rise and distribution in thermal steady state are computed for each rotational speed. Generally, it is said that the heat generation of air bearing is negligible. But the heat generation in air film by heat dissipation can not be negligible especially into high-speed region of the journal. In case that the heat generation of air spindle system is high, natural frequency of the spindle system becomes lower when the thermal state is in steady-state and it means the changes of air bearing stiffness due to the change of bearing clearance.

It is shown that the temperature rise of air spindle system causes thermal expansion and induces the variation of bearing clearance. In consequence the stiffness of air bearing becomes smaller.

Key words : Air Spindle, Air Bearing,
Heat generation

1. 서 론

초경공구, 세라믹 공구, CBN공구, 다이아몬드 공구의 발달과 세라믹, 흑연 등의 신소재 가공 등 첨단산업과 관련한 소재 공업의 고도화에 따라 고능률화와 고품위화에 대한 요구도 높아지고 있다. 이에 맞추어 공작기계의 고속, 고정도화에 관한 많은 연구가 수행되고 있다.

공작기계의 가공정밀도 및 가공능률에 결정

적인 영향을 주는 요소는 대부분 주축 유니트 부분이며, 최근과 같이 고속, 고정밀과 유연성을 추구하는 공작기계에서의 주축 시스템이 수행되는 역할이란 매우 중요하다.

주축시스템에는 중속, 고출력 주축시스템의 경우 볼베어링이 사용되고 있으나, 최근에 들어서 고속, 고정도 주축시스템을 구축하기 위해 공기 베어링을 주로 이용하고 있으며, 이에 관한 연구가 진행되고 있다.

유체 베어링에 있어서 1986년 M.Fillon, J.Frene는 저어널과 베어링사이에서 발생하는 열 변형 계산치과 실험을 통하여 베어링과 저어널 사이의 간극과 편심율이 변화하고 있음을 제시하였다.^[1] Booser, E.R (1970) 및 Pinkus, O.(1990)는 베어링 표면이 열발생으로 인하여 소성변형이 발생함과 저어널 베어링 설계시 최소유막두께를 포함한 최대베어링 온도가 고려되어야 함을 제시하였다.^[2-5] 1992년 M. K. Fitzgerald, 와 P. B. Neal는 베어링의 원주방향의 온도변화는 하중의 변화량에 따른 편심량 과 속도의 증가에 따라 달라지는 것과 Peclet number와 베어링 길이와 직경의 비에 영향을 받음을 실험을 통해 밝혔다.^[7] 모터내장형 공기 정압 스피들은 다른 유체 베어링과는 달리 아주 적은 베어링 간극을 가지고 있으며, 충분한 냉각시스템을 구축하지 않을 경우 모터에서 발생하는 직접적인 열의 영향받게 되고, 따라서 베어링의 형상의 변화가 민감하게 발생함을 추정할 수 있다.

본 연구에서는 주축계의 모터부의 에너지 소모에 의한 열이 모터 전체에 영향을 미침으로 발생하는 열의 문제와 공기 유막에 있어서 점성은 낮으나 저어널의 속도가 고속영역에 접어들 때 공기 유막내에서 점성소산에 의해 열이 발생하는가를 이론적으로 분석하고 실험에 의한 사실확인 비교를 함으로써 효과적인 냉각 시스템을 구축하는데 있어서 설계상에 고려하기 위한 기초연구를 마련 하고자 한다.

2. 본 론

2.1 모터 내장형 스피들의 열발생

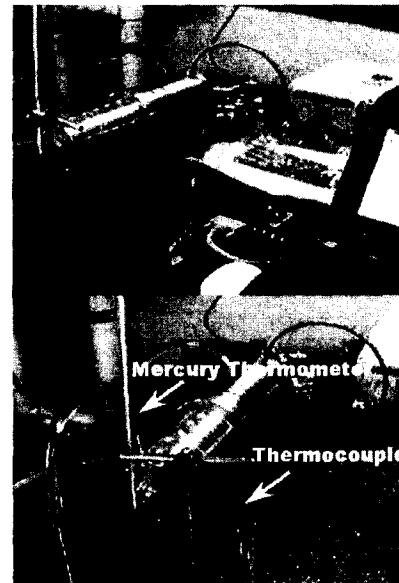


Fig.1 Thermal behavior test of air spindle

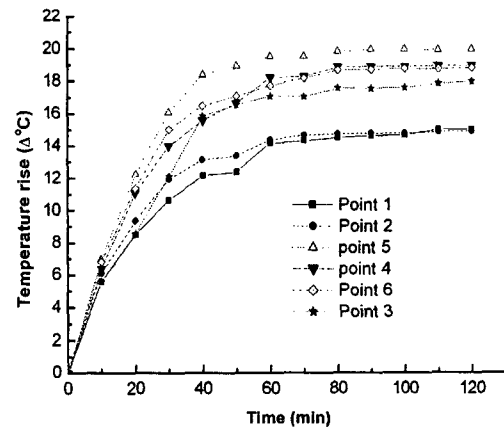


Fig.2 Heat distribution of air spindle

고속 공기주축계는 내장형 모터가 서브 스피들에 장착되어 있기 때문에 주축계의 열원은 모터부와 베어링부로 나누어진다. 베어링과 모터에서 발생하는 열들이 상호영향을 주며, 모터에서 발생하는 열은 베어링부의 특성에 영향을 미치게 된다. 이러한 현상은 점성 유체 윤활 베어링의 경우 잘 나타나며, 이러한 문제를 해결하기 위한 연구와 해결방안등이 많이 제시되어져 있다. 그러나 공기 윤활 베어링의 경우 점성계수가 오일(Oil)베어

링보다 상당히 낮으며, 유막의 간극(Clearance)이 극소함으로 어떠한 현상이 발생하는가에 관하여는 정확히 연구된바가 미흡한 실정이다. 따라서 유막내의 유체 해석을 통하여 이에 관한 이론적 해석을 통하여 공기 주축계 온도상승 억제하도록 설계되어야 한다. Fig.1과 Fig.2는 모터내장형 공기 스피들의 열적거동을 나타내고 있다.

Fig.2에서 스피들의 선단부위의 온도가 모터냉각수 부위의 온도보다 높게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 이러한 거동이 모터로부터 전달되어 베어링과의 영향이 있는가에 관한 분석이 필요하다고 할 수 있다.

2.2 공기 유막내의 발열 계산 및 비교검토

베어링내의 집단유체(Bulk fluid)운동은 위치에너지효과는 무시하고 열적인 내부에너지를 에너지 보존법칙 과 유체의 엔탈피에 기초를 둔 에너지 방정식을 텐서로 일반 공식화하여 정리하면 다음과 같다.

$$h = u + RT, \quad P = \rho RT, \quad dh = C_p dT$$

여기서 h : 엔탈피

u : 내부에너지

$$\rho \cdot \frac{D(C_p T - \frac{P}{\rho})}{Dt} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \quad (1)$$

Air-film의 온도 분포는 다음의 가정을 기본으로 하여 에너지 방정식이 얻어진다.

- (1) 정상상태조건상에 있다.
- (2) 유막이 면적에 비해 매우 얇아서 유막두께의 속도구배를 제외한 다른 방향의 속도구배는 무시할 수 있다.
- (3) 유체는 No-Slip상의 층류유동이라 가정한다.
- (4) 공기는 등온변화를 하는 이상압축기체이다.
- (5) 공기의 점도는 온도의 영향에 따라서 변화가 없으므로 일정하다고 가정 할 수 있다.
- (7) 밀도의 변화는 없다.
- (6) 베어링의 간극의 크기가 길이와 원주에 비해 상당히 작은 관계로 Air-film두께 방향의 속

도영향은 무시한다.

각각의 항에 대한 풀이를 다시 정리하면 다음과 같은 정압기체베어링에 관한 에너지 방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} & \rho \cdot C_p \cdot \left(U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} \right) \\ & = \left(U \frac{\partial P}{\partial x} + V \frac{\partial P}{\partial y} \right) + \\ & \quad \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \\ & \quad \eta \left[\left(\frac{\partial U}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial z} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (2)$$

무차원 변수를 다음과 같이 정하고 이변수들 위의 에너지 방정식에 대입하여 유도하면 다음과 같이 유도가 가능하다.

$$\begin{aligned} \bar{u} &= \frac{U}{u_o}, \quad \bar{v} = \frac{V}{u_o}, \quad \bar{x} = \frac{x}{D}, \quad \bar{y} = \frac{y}{L}, \\ \bar{z} &= \frac{z}{C}, \quad \bar{T} = \frac{T}{\Delta T} \end{aligned}$$

여기서 D : 베어링의 직경

L : 베어링의 길이

C : 공기베어링의 간극

u_o : 유체의 특정유속

ΔT : 상승한 온도의 차

$$P_e = R_e \cdot P_r = \left(\frac{\rho u_o L}{\eta} \right) \left(\frac{C_p \eta}{K} \right)$$

$$E = \frac{u_o^2}{C_p \Delta T}$$

$$L = x_1 D = x_2 C$$

Peclet Number P_e :

무차원 독립 열전달 파라미터

Prandtl Number P_r :

운동량 확산계수와 열확산 계수와의 비

Eckert Number E :

경계층 엔탈피 차이에 비교한 유동의 운동에너지

x_1, x_2 : 베어링 길이에 대한 비

$$\begin{aligned}
 & \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) = \\
 & \frac{E}{R_e} \frac{P_a}{u_o \eta} \left[x_1 \bar{u} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + x_2 \bar{v} \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} \right] + \\
 & \frac{1}{P_e L} \left[x_1^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) + x_2^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \right) \right] + \\
 & \frac{E}{R_e L} \left[x_2^2 \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right)^2 + x_2^2 \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right)^2 \right]
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

식(3)에 이산화물 시켜 계산 결과 값을 얻으면 점성이 낮은 공기 유막 내에서도 점성 소산에 의한 열발생이 존재하는지를 분석할 수 있다. 초기 입력값은 Table 1과 같은 조건으로 입력하였으며, 초기 입력온도는 직접 측의 에너지 손실 실험을 통하여 샤프트(Shaft)의 온도측정을 통하여 얻은 값을 입력하였다. 계산결과 Fig.3과 Fig.4와 같은 결과를 얻을 수 있었다.

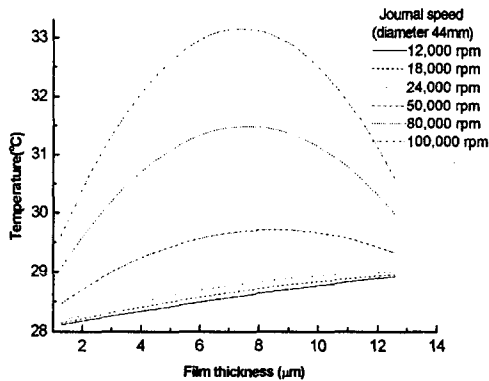


Fig.3 Heat dissipation according to journal speed

일반적으로 공기의 유막은 다른 오일유막에 비해 점성이 상당히 낮음으로 점성소산에 의한 유막에서의 열발생에 대한 고려를 하지않은 것이 일반적인 설계였다. 그러나 공기유막은 오일 유막에 비하여 베어링과 저어널의 간극이 극소함으로 저어널이 고속으로 회전을 하게되면 점성소산의 가능성을 가질수 있다. 대류를 고려하지 않은 상태에서 공기유막내에서 DmN 220만 이상으로 올라가면서 3~5°C의 온도상이 됨을 보여주고 있다. Fig.4에서 베어링의 원주 방향으로 온도상승을 보여주고 있는데 저어널의 편심으로 인한 압력상

승과 같이 최소 유막에서 최대의 온도가 상승하는 경향을 보여주고 있다. 그러나 이러한 온도는 공기의 대류현상으로 인하여 스펀들 외부로 충분히 발산될수 있음을 예측이 가능하다 할 수 있다.

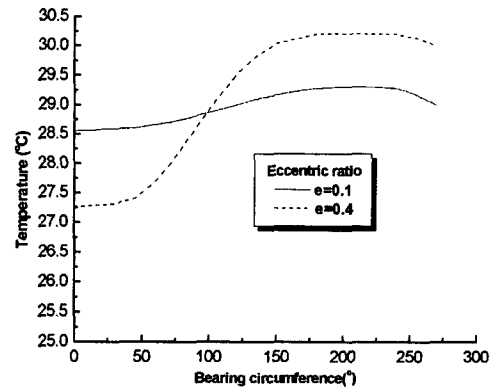


Fig.4 Bearing heat distribution for eccentricity (Journal speed 50,000rpm)

공기를 유막으로하는 베어링부의 온도상승 억제와 대류로 인한 베어링의 온도 상승관계를 관찰하기 위하여 저온의 공기를 주입함으로써 스펀들 외부로 유출되어지는 온도를 측정하였다. Fig.5에서 보는바와 같이 공기 공급온도를 18, 5, -5 °C 각각 달리하여 주입한 결과 저온의 온도를 공급함으로써 토출온도의 변화가 줄어들음을 보여주고 있으며, 이는 베어링부의 냉각 방법을 제시

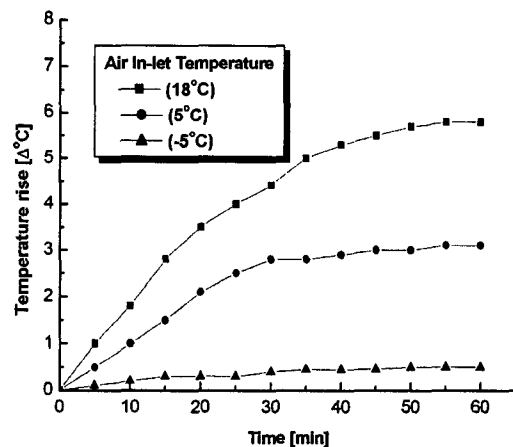


Fig.5 Air out-let temperature rise for the different air in-let temperature

해주는 결과라 할 수 있다. 이렇게 주입온도를 낮게 해줌으로써 스피들 전체의 온도역시 같이 저하시킬 수 있는 효과도 같이 얻을 수 있다. 스피들 하우징 온도 저하는 Fig.6에서 나타나는 바와 같이 확인 할 수 있다.

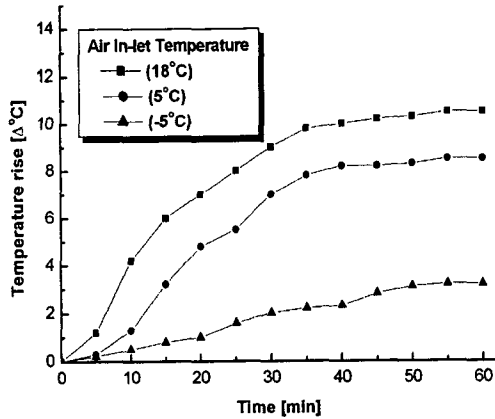


Fig.6 Spindle housing temperature rise for the different air in-let temperature

3. 결 론

고품의 제품을 생산을 위한 고속 고정밀 가공 실현을 위한 노력은 끊임없이 진행되어 오고 있다. 그중 공기를 윤활제를 한 외부 가압형 공기 정압 스피들의 설계에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으나, 점성이 낮은 이유로 베어링부의 열발생은 무시한 설계가 진행되어 왔다. 그러나 극소 간극사이의 유막에서 저어널의 고속 운전은 공기 유막내에서도 점성소산에 의한 열발생이 일어날 수 있음을 기초실험으로 통하여 분석하였으며, 일정영역 이상의 고속영역에서는 베어링 자체 냉각을 위한 시스템 도입이 이루어져야함을 확인함으로써 공기 정압 스피들의 설계의 기초연구 결과를 얻을 수 있었다.

후 기

본 연구는 2001년도 산업자원부의 중기거점 과제 일환으로 대우종합기계(주)의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

1. Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings, M.Fillon, J.Frene ASME Journal of Tribology, April 1986, Vol.108 219-224
2. Rohde, S.M., Kong Ping, O. H., "A Thermoelastohydrodynamic Analysis of A Finite Slider Bearing," General Motors Corporation, Internal Report, 1973
3. Huffenus, P.P., and Khaletzky, D., "Theoretical Study of Heat Transfer in Thrust Bearings of Hydraulic Machines. Application to the Cooling of the Oil Film," Proceeding of the 6th Leeds-Lyon
4. Symposium on Tribology, Thermal Effects in Tribology, Published by Mech. Eng. Publ Ltd, 1980, pp117-126
5. Boncompain, R., "Les Paliers lisses en regime thermodynamique, Aspects theoriques et experimentaux," These de Doctorat d'Etat, Universite de Poitiers, 1984
6. Booser, E.R., Ryan, R.D., and Linghoker, C.L., 1970, "Maximum Temperature for Hydrodynamic Bearings under Steady Load," Lubrication Engineering Vol. 26, pp 226-235.
7. Pinkus, O., 1990, "Thermal Aspect of Fluid-Film Tribology, ASME Press, N.Y.
8. Pinkus, O., and Bupara, S., 1979, "Adiabatic Solution of Finite Journal Bearings," ASME Journal of Lubrication Technology pp.492-496.
9. M. K. Fitzgerald, P. B. Neal "Temperature Distributions and Heat Transfer in Journal Bearings " Transaction of ASME, Vol. 114, January 1992, pp 122-130.