

◆ 특집 ◆ 회전 유니트 모델링 기술

자성보상형 공기정압 저널베어링의 회전운동정밀도 시뮬레이션을 위한 실험적 고찰

Experimental Investigation for Rotational Error Motion Simulation of Inherently Compensated Aerostatic Journal Bearing

심종업^{1,✉}, 황주호¹, 박천홍¹
Jongyoup Shim^{1,✉}, Joocho Hwang¹, and Chun-Hong Park¹

¹ 한국기계연구원 첨단생산장비연구본부(Advanced Manufacturing Systems Research Division, Korea Institute of Machinery and Materials)
✉ Corresponding author: jyshim@kimm.re.kr, Tel: +82-42-868-7112

Manuscript received: 2014.12.17 / Revised: 2015.1.9 / Accepted: 2015.1.14

It is an important thing for a designer to simulate and predict the performance of a spindle and a rotary table. In addition to the general performance such as static stiffness, the error motion performance information is beneficial to the designer in many cases. However for an aerostatic bearing the fluid film physical status should be calculated in order to simulate those performances and the calculation time is another obstacle for a simple performance simulation. In this paper the investigation on experiment and simulation is performed in order to find a more effective simulation method for the rotational error motion.

Key Words: Aerostatic journal bearing (공기정압 저널베어링), Inherently compensated (자성보상형), Rotational error motion (회전운동정밀도), Simulation (시뮬레이션), Experimental investigation (실험적 고찰)

기호설명

P = normalized pressure in fluid film
P_S = supply pressure
q = mass flow through a feedhole
H = normalized film thickness
h = film thickness
h_m = film thickness at a feedhole
X, Y = normalized spatial variable
x, y = spatial variable

Λ = bearing number
L_{ref}, h_{ref} = reference dimension
μ = coefficient of viscosity
U = boundary velocity
P_a = atmospheric pressure
C_D = orifice discharge coefficient
d = feedhole diameter
R_g = gas constant
T = air temperature
n = normal vector to a surface

1. 서론

공기정압 베어링을 이용한 회전 테이블 및 스펀들은 무마찰 특성, 낮은 열발생 및 높은 수준의 회전정밀도의 특성으로 초정밀 가공기, 초정밀 측정기 및 초정밀 인택싱 테이블 등에 널리 사용되고 있다.^{1,3} 이러한 공기정압 베어링의 설계를 위하여 베어링 강성, 유량 등의 특성들이 예측되어야 하며 이러한 특성 예측을 위하여 베어링 간극에서의 공기유동 상태와 보상기 내부에서의 공기유동 특성을 계산하여야 한다. 상기 회전유니트의 성능 특성 중에서 예측이 다소 어려우나 중요한 요소가 회전운동정밀도(회전운동오차)이다. 회전축의 회전운동정밀도는 베어링 간극에서의 공기유동상태 및 보상기에서의 압력강하 특성에 의하여 결정되므로 회전각도에 따른 베어링간극의 변화량 등이 변수가 되어 복잡한 형태로 결정되게 된다. 따라서, 회전운동정밀도를 시뮬레이션 하기 위해서는 복잡한 유체역학 방정식을 수치해석적 방법으로 계산하여야 하며 게다가 회전축의 회전각도에 따라서 같은 계산을 반복하여야 하므로 더욱 계산량이 증가하고 그에 따라서 계산시간이 늘어나 시뮬레이션을 수행함에 있어서 어려움을 주게 된다. 본 논문에서는 자성보상형 공기정압 저널베어링을 채용한 회전유니트의 회전운동정밀도 시뮬레이션을 수행함에 있어서 보다 효율적인 방법을 모색하고자 회전운동정밀도 특성을 실험적/해석적으로 고찰하였다.

2. 회전운동정밀도 실험적 고찰

Fig. 1에서 자성보상형 공기정압 저널베어링의 구성요소들을 간단하게 나타내고 있다. 자성보상형 공기정압 베어링은 1 mm 미만의 작은 급기공(feedhole)을 베어링 면에 배열하여 공기가 베어링 간극에 공급되게 하며 그로 인하여 발생하는 공기압력으로 축을 지지하게 된다. 일반적으로 저널베어링을 구성 시 2개의 저널베어링(앞단 및 뒷단)으로 구성하며 한 개의 저널베어링은 일반적으로 1열 또는 2열의 급기공들로 구성하게 된다.

실험적으로 회전운동정밀도의 특성을 파악하고자 자성보상형 공기정압 베어링을 채용한 스펀들을 제작하였다. Fig. 2에서 회전운동정밀도 실험을 위한 장치세팅을 보이고 있고 정밀진구를 측정 대상체로 하여 정전용량형 센서로 변위값을 측정하게 된다. 변위센서로는 Lion Precision사의 Elite

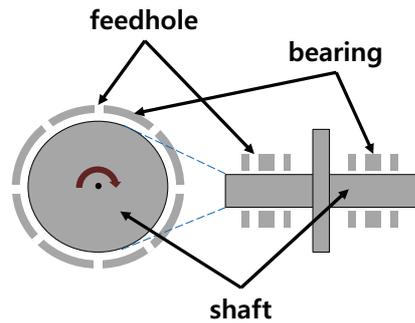


Fig. 1 A schematic showing the basic components of inherently compensated aerostatic journal bearing with two journal bearings and two layers of feedholes

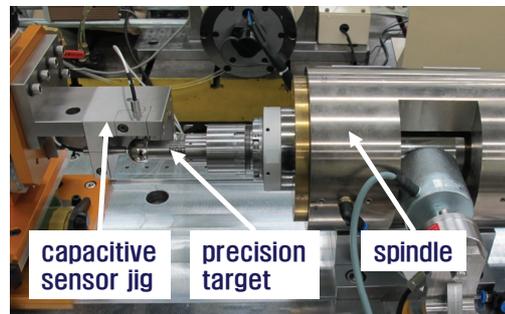


Fig. 2 Test rig and measurement setup for the rotational error motion experiment showing the capacitive sensors, a round target and an aerostatic bearing spindle

Series CPL290 시스템을 사용하였으며 250 μm 측정범위에 15 kHz - 9 nm 분해능 모드를 사용하였다.

측정 타겟이 되는 정밀 진구는 Lion Precision사의 제품을 사용하였으며 진구도의 경우 < 25 nm의 성능을 가진다.

Fig. 3에서 회전운동정밀도 실험결과를 보이고 있다. 지면과 수평인 X축 방향에 대한 회전운동정밀도 데이터를 극좌표계에 회전 각도에 따라서 나타내었다. 준정적 상태를 관찰하기 위하여 100 rpm의 회전속도로 실험하였으며 총 5회의 회전에 대한 데이터를 동시에 표시하였다. 회전운동정밀도 실험 결과를 관찰하면 5회 회전에 대한 운동오차들이 회전 각도에 대하여 일정한 경향성을 보임을 알 수 있다. 이러한 반복되는 경향성은 회전 속도에 동기화되어 나타나는 운동오차에 의한 것으로서 RRO(Repeatable Runout)라고 표현한다.

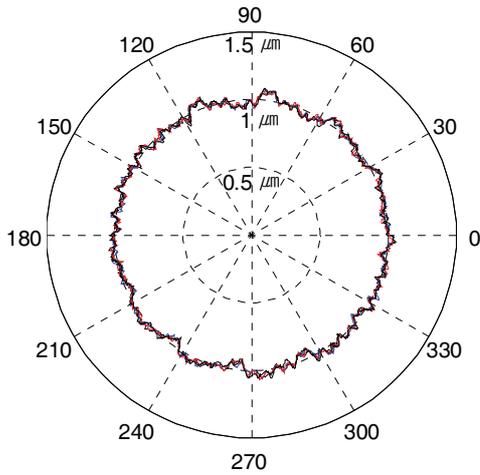


Fig. 3 Experimental rotational error motion(five revolutions) plot in the x direction according to the rotation angle

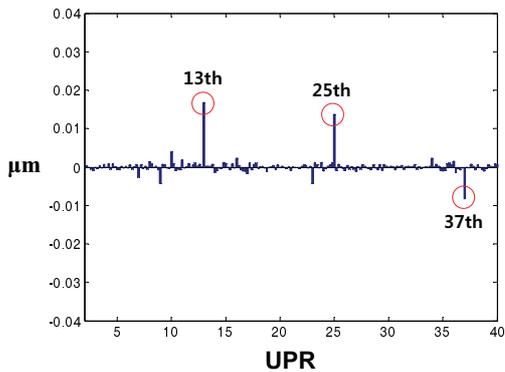


Fig. 4 Bar graph plotting the Fourier cosine coefficient of the FFT result of rotational error motion data

이러한 RRO 성분들은 회전각도에 대한 샤프트 외경, 베어링 간극 공기의 물리적 상태 및 회전속도 등에 의하여 결정된다. 회전운동정밀도 분석을 위하여 우선 회전속도에 의한 영향을 분리하고자 낮은 속도(100 rpm)로 회전시켜 실험하였고 이러한 실험결과는 현재 실험장치 상황에서 500 rpm 미만에서는 거의 비슷한 결과가 얻어짐을 확인할 수 있었다. 따라서, 회전오차 RRO 성분들은 축의 회전 각도에 따라서 정의되는 물리적 특성들에 의하여 결정되므로 그러한 물리적 특성들은 베어링 간극에 존재하는 유체(공기)의 압력/유속 등의 상태가 샤프트의 외경 가공 오차 등 경계면 조건에 영향을 받아 결정된다.

이 실험데이터를 공간주파수 분석을 위하여 FFT(fast Fourier transform)를 수행하였고 그 결과를 Fig. 4에 보이고 있다. 세로축은 FFT 결과의 실수부 값이며 가로축은 UPR(undulation per revolution)로서 1회전에 해당하는 주기를 갖는 공간주파수가 1 UPR(1 산)이라고 정의된다. FFT 결과를 관찰하면 13 UPR, 25 UPR 및 37 UPR의 성분이 크게 반영되어 존재함을 알 수 있다. 실험에 사용한 스핀들은 저널베어링에 원주방향으로 12개의 급기공을 갖고 있으며 이 개수의 배수를 고려하면 FFT에서 지배적인 UPR 성분들과 연관성이 있을 것으로 예상할 수 있다.

그러나 이러한 연관성에 대한 더욱 정확한 판단을 위하여 공기베어링에 대한 시뮬레이션이 필요함을 알 수 있다.

3. 시뮬레이션을 이용한 회전운동정밀도 분석

회전운동정밀도 시뮬레이션을 위하여 우선 베어링 간극에서의 유체유동을 해석해야 하며 이러한 계산을 위하여 레이놀즈 방정식(Reynolds equation)을 이용하게 된다.^{4,7} 레이놀즈 방정식은 Navier-Stokes 방정식을 얇은 박막에 대한 가정을 통하여 유도한 유효한 유회환면에 대한 지배 방정식이다. 이러한 레이놀즈 방정식은 일반적으로 수치해석법을 이용하여야 임의의 조건에 대하여 전 베어링 면적에 대한 해를 구할 수 있다. 이러한 수치해석법 중 압축성 유체인 공기를 베어링 유체로 사용할 경우 일반적으로 FDM(finite-difference method) 방법을 이용하여 간극 유동을 계산한다.⁸⁻¹⁰

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 P \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(H^3 P \frac{\partial P}{\partial Y} \right) &= \Lambda \frac{\partial}{\partial X} (PH) \\ K_h P_s H q &= \oint \left(2\bar{\Lambda} PH - H^3 \nabla P^2 \right) \cdot \bar{n} dL \end{aligned} \right. \quad (1)$$

$$X = \frac{x}{L_{ref}}, Y = \frac{y}{L_{ref}}, H = \frac{h}{h_{ref}}$$

$$\Lambda = \frac{6\mu U L_{ref}}{P_a h_{ref}^2}, K_h = \frac{24\mu C_D \pi d \sqrt{R_g T}}{P_a h_m}$$

수식 (1)에서 유체유동 해석을 위한 레이놀즈 방정식 및 급기공에서 소요되는 압력강하를 계산하기 위한 연속방정식을 보이고 있다. 레이놀즈

방정식에서 X, Y 는 무차원 좌표, P는 무차원 압력, H는 무차원 간극이며 Λ 는 베어링 수가된다. 연속방정식의 좌변은 급기공의 압력 및 간극 등 조건에 따른 질량유량에 대한 수식이며 우변은 급기공 주위로 폐곡선적분을 하여 폐곡면에 대한 질량유량 수식이 된다.

수식 (1)의 레이놀즈 방정식을 미분 및 정리하면 수식 (2)와 같은 결과를 얻을 수 있다. 이 수식에서 Q는 P²과 같은 값으로 수식 전개 편의 상치 환된 변수이다.

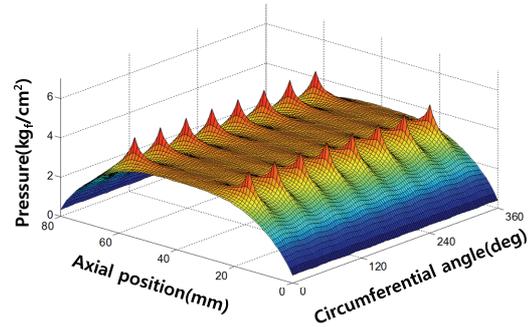
$$-3H^2 \left(\frac{\partial H}{\partial X} \frac{\partial Q}{\partial X} + \frac{\partial H}{\partial Y} \frac{\partial Q}{\partial Y} \right) - H^3 \left(\frac{\partial^2 Q}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 Q}{\partial Y^2} \right) + \frac{\Lambda}{P} H \frac{\partial Q}{\partial X} + 2\Lambda \frac{Q}{P} \frac{\partial H}{\partial X} = 0 \quad (2)$$

수식 (2)를 FDM 방법을 사용하기 위하여 해석 공간에 대한 유한차분화를 수행하면 다음의 수식 (3)과 같은 결과를 얻을 수 있다.

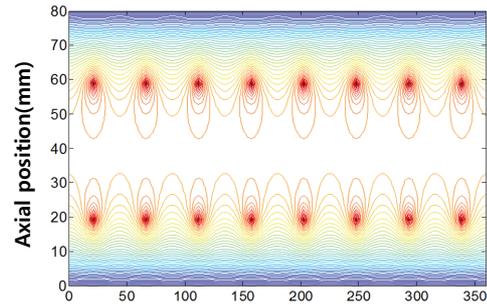
$$2\Lambda \frac{Q_{ij}^{n+1}}{P_{ij}^n} \frac{H_{ij+1}^n - H_{ij-1}^n}{2\Delta X} + \frac{\Lambda H_{ij}^n}{P_{ij}^n} \frac{Q_{ij+1}^{n+1} - Q_{ij-1}^{n+1}}{2\Delta X} - 3(H_{ij}^n)^2 \frac{(H_{ij+1}^n - H_{ij-1}^n)(Q_{ij+1}^{n+1} - Q_{ij-1}^{n+1})}{4\Delta X^2} - 3(H_{ij}^n)^2 \frac{(H_{i+1j}^n - H_{i-1j}^n)(Q_{i+1j}^n - Q_{i-1j}^n)}{4\Delta Y^2} - (H_{ij}^n)^3 \frac{Q_{ij+1}^{n+1} - 2Q_{ij}^{n+1} + Q_{ij-1}^{n+1}}{\Delta X^2} - (H_{ij}^n)^3 \frac{Q_{i+1j}^n - 2Q_{ij}^n + Q_{i-1j}^n}{\Delta Y^2} = 0 \quad (3)$$

해석 대상 공간에 대한 이산 좌표계 정의를 위하여 대상 공간을 일정 간격으로 나누게 되며 상기 수식 (3)에서 아래첨자 i 및 j는 각각 X 및 Y 좌표에 대한 이산 좌표가 된다. n 및 n+1의 위치차는 압력 등을 반복 계산하는 과정에서 현재 상태와 다음 계산 시의 상태를 표시하는 첨자이다.

자성보상 공기베어링의 해석을 위하여 상기 수식들과 같이 레이놀즈 방정식과 급기공 연속 방정식을 동시에 계산하여야 한다. 급기공에 대한 연속 방정식은 베어링내 급기공 위치 압력을 가정하고 유한차분화된 레이놀즈 방정식을 계산하고 연속방정식을 만족하지 않으면 만족하는 방향으로 가정 압력을 변경 및 반복 계산하여 최종 베어링 내 압력을 구하는 방법을 사용하게 된다.



(a) Meshed surface plot



(b) Contour plot

Fig. 5 Calculated pressure distribution plot for an inherently compensated aerostatic journal bearing

1개 베어링 당 급기공 2열, 각 열당 8개의 급기공을 갖는 직경 80 mm의 자성보상형 공기베어링에 대한 수치해석 결과를 Fig. 5에서 보이고 있다. 베어링 각 위치에서의 계산된 압력값을 3차원 그래프 및 등고선 그래프로 보이고 있다. 급기공 위치에서 가장 높은 압력이 형성되며 대기압에 가까운 베어링 외곽면으로 갈수록 압력은 점차 감소하여 대기압에 가까운 값을 갖게 된다. 급기공 사이 베어링 면에서는 자성보상형 공기베어링의 전형적인 압력강하 곡면형태가 관찰된다.

따라서, 상기와 같이 구현된 베어링 해석 방법을 이용하여 실험에서 관찰된 UPR 성분들을 분석하고자 다음의 수치해석을 진행하였다. 샤프트 회전에 의하여 베어링 간극 내 유체유동에 영향을 주는 요소 중 가장 크게 영향을 줄 수 있는 인자는 베어링 간극의 변화이다. 예를 들어 샤프트의 가공오차가 클 경우 샤프트의 회전에 의하여 회전 각도에 따라서 베어링 간극에 영향을 줄 것이고 베어링 간극 내 유체유동이 변하게 될 것이다. 또한 실험에 사용된 베어링은 원주방향으로 12개의

급기공을 갖고 있고 회전운동정밀도 실험 분석 결과 이 수치와 연관되어 주요 UPR 성분들이 관찰됨을 알 수 있었으므로 1회전 당 간극 변화가 일어나는 횡수와 원주방향 급기공 개수와 관련이 있다고 할 수 있다. 이러한 물리적인 추론을 바탕으로 하여 다음과 같은 시뮬레이션을 수행하였다. 1회전 당 일정한 진폭 및 UPR(산 수)을 갖는 샤프트 형상을 가정하여 회전운동 정밀도를 시뮬레이션 하여 그 결과를 관찰하였다. 진폭은 초기 간극의 10 %로 가정하였으며 2~32 UPR까지 샤프트 형상에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. 회전운동 정밀도 시뮬레이션 방법은 샤프트에 가해지는 외력과 베어링 간극에서 발생하는 공기압에 의한 힘이 평형을 이루는 샤프트의 위치를 반복적 계산법으로 찾아내어 구하는 방법을 사용하였다.

이러한 회전운동정밀도 시뮬레이션 결과를 Fig. 6에서 보이고 있다. 막대 그래프 가로축은 UPR이며 세로축은 해당 UPR에 대한 회전운동정밀도 진폭 값이 되며 단위는 연산 과정의 무차원화를 위하여 힘(N)의 단위가 되고 베어링 강성 값에 의하여 변위 값으로 환산될 수 있다. 시뮬레이션 결과를 관찰하면 급기공 개수의 배수값에 해당하는 UPR 값의 양 옆 UPR들에 대하여 큰 진폭을 가지며 나머지 UPR들에 대해서는 아주 작은 진폭을 가짐을 알 수 있다.

이러한 시뮬레이션 결과는 실험 결과와 잘 일치하는 경향성을 보이고 있으므로 샤프트 형상 오차의 UPR과 회전운동정밀도 UPR 성분에 대한 상기 추론은 유효함을 알 수 있다. 따라서, 회전운동 정밀도 실험결과에서 13, 25 및 37 UPR 성분은 샤프트의 가공오차가 해당 UPR 성분을 갖고 있으며 또한 그러한 가공오차의 영향이 급기공 개수와 연관되어 나타나는 것으로 결론지을 수 있다.

자성보상형 공기정압 베어링 설계단계에서 베어링의 특성 중 회전운동정밀도를 예측하기 위해서는 샤프트 가공오차, 베어링 직경, 급기공 조건 등 설계 조건에 대하여 상기 설명된 베어링 간극에 대한 유체유동 방정식을 계산하여야 하며 전체 1회전에 대하여 계산을 수행하면 그 계산량은 더욱 커지게 되어 계산시간이 증가하게 되는 문제를 낳게 된다. 따라서, 상기 Fig. 6와 같이 가공오차에 대하여 UPR 성분으로 분해하여 해석하는 방법을 확장하면 임의의 가공오차에 대한 보다 효율적인 회전운동정밀도 분석방법을 고안할 수 있을 것이라 판단된다.

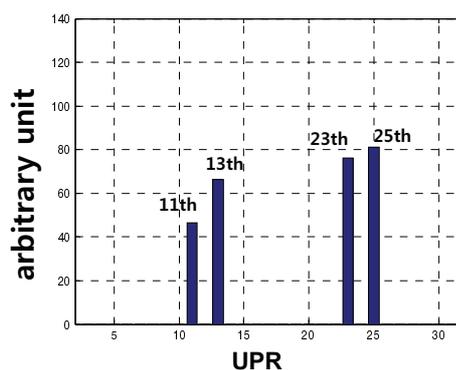


Fig. 6 Bar graph plotting the magnitude of rotational error motion for a shaft shape error with the specified undulation number

4. 결론 및 향후 과제

자성보상형 공기정압 저널베어링의 설계단계에서 회전운동정밀도를 예측하고자 실험적/해석적 방법으로 효율적인 시뮬레이션 방법에 대하여 고찰해 보았다. 실험 결과에서 회전운동정밀도 데이터로 FFT 분석을 수행하면 특정한 UPR 성분이 관찰됨을 알 수 있었고 이러한 성분들은 설계된 원주방향 급기공 개수와 연관성이 있음을 추론하였다. 해석적 방법을 이용한 분석을 위하여 레이놀즈 방정식을 이용하여 베어링 간극내 유체유동을 계산하였으며 이러한 결과로 회전운동정밀도 시뮬레이션을 수행하였다. 샤프트의 형상오차를 각 UPR 성분으로 분해하여 회전운동정밀도를 계산한 결과 실험결과와 경향성이 일치되게 원주 방향 급기공 개수와 관련된 UPR 성분들이 주요 구성 성분으로 계산되었다. 향후 과제로는 이러한 회전운동정밀도 주요 성분과 급기공 개수 관계를 이용하여 회전운동정밀도를 보다 빠르고 효과적으로 계산할 수 있는 알고리즘을 고안할 수 있을 것으로 판단된다.

REFERENCES

1. Mizumoto, H., Ariei, S., Kami, Y., Goto, K., Yamamoto, T., and Kawamoto, M., "Active Inherent Restrictor for Air-bearing Spindles," Precision Engineering, Vol. 19, No. 2, pp. 141-147, 1996.
2. Terris, B. D., Mamin, H. J., and Rugar, D., "Near-field Optical Data Storage," Applied Physics Letters,

- Vol. 68, No. 2, pp. 141-143, 1996.
3. Weck, M., Fischer, S., and Vos, M., "Fabrication of Microcomponents using Ultraprecision Machine Tools," *Nanotechnology*, Vol. 8, pp. 145-148, 1997.
 4. Castelli, V. and Pirvics, J., "Review of Numerical Methods in Gas Bearing Film Analysis," *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 90, No. 4, pp. 777-790, 1968.
 5. Pan, C. H. T., "Gas-Lubricated Spherical Bearings," *Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, Series D*, Vol. 85, No. 2, pp. 311-323, 1963.
 6. Ng, C. W., "Fluid Foundation of Turbulent Lubrication Theory," *Transaction ASME*, Vol. 7, pp. 311-321, 1964.
 7. Castelli, V. and Elrod, H. G., "Solution of the Stability Problem of 360 Deg. Self-Acting Gas-Lubricated Bearings," *Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, Series D*, Vol. 87, No. 2, pp. 199-212, 1965.
 8. Lund, J. W., "Calculation of Stiffness and Damping Properties of Gas Bearings," *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 90, No. 4, pp. 793-803, 1968.
 9. Castelli, V. and McCabe, J. T., "Transient Dynamics of a Tilting Pad Gas Bearing System," *Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, Series F*, Vol. 89, No. 4, pp. 499-509, 1967.
 10. Prohl, M. A., "A General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 67, pp. 142-148, 1945.