

레이디얼 볼베어링의 내륜 끼워맞춤에 관한 유한요소해석

고병두[†] · 이하성

유한대학교 금형설계과

Finite Element Analysis on the Shaft Fitting to Inner Raceway of Radial Ball Bearing

Byung-Du Ko[†] · Ha-Sung Lee

Department of Tool & Mould Design, Yuhan University

Abstract : The main goal of this paper is to establish an interference tolerance for determining optimal amount of clearance in the shaft-bearing system supported by radial ball bearings. The 2-D frictional contact model was employed for the FE analysis between the shaft and the inner raceway. Several examples were simulated using different material properties for the solid shaft. Efforts were focused on the deformation applied in the radial direction to select suitable bearings. The analysis results showed that the initial axial preload applied on the bearings plays a significant role to reduce bearing fatigue life. The proposed design parameters obtained by numerical simulations can approximately predict a rate of bearing life reduction as a function of shaft diameter ratio. This analysis can also be used to calculate the optimal initial radial clearance in order to obtain a shaft-bearing system design for high accuracy and long life.

Key Words : Radial ball bearing, Finite Element Analysis, Contact Problem, Interference tolerance, Clearance

1. 서 론

베어링은 회전축을 포함한 대부분의 기계시스템에서 가장 보편적으로 사용되는 기계요소이다¹⁾. 이 중에서 레이디얼 볼베어링(radial ball bearing)은 구름 베어링 중에서 가장 대표적인 형식으로 설치와 유지, 보수가 용이하고 오일 또는 공기베어링에 비해 제한된 크기로서 큰 하중을 지지할 수 있기 때문에 대부분의 산업기계에 폭넓게 사용되는 동력전달 요소이다²⁾.

일반적으로 축-베어링 지지시스템에서 베어링은 축방향 예압, 열에 의한 예압, 외부하중, 내부하중(원심력)과 같은 상호 조합된 네 개의 접촉력이 작용한다³⁾. 이 중에서 축방향 예압은 초기 설치시 발생하는 하중으로서 회전력에 대해 높은 강성을 유

지하는데 필요하며, 불충분한 예압은 운전중 진동과 소음의 원인이 된다⁴⁾. 이러한 예압 영향의 중요성으로 인하여 Harris⁵⁾에 의해 베어링의 수명과 관련하여 수치적 접근이 시도된 이후로 많은 연구가 진행되어 왔다. Jorgensen과 Shin⁶⁾은 접촉문제를 기반으로 열팽창에 의한 접촉하중과 강성에 대한 영향을 분석하였다. Tu와 Katter⁷⁾는 베어링에 작용하는 접촉하중에 의한 초기 예압의 상대적인 크기와 수명에 대한 영향을 실험적으로 보여주었다. Zhao⁸⁾은 유한요소법을 기반으로 원통 롤러베어링(cylindrical roller bearing)에 대해 각각 중공/중실 롤러를 적용하여 하중분포를 해석하였으며, Bourdon^{9,10)} 등은 구름 베어링의 하중과 변형을 해석할 수 있는 유한 요소 모델을 제안하였다. 그러나 현재까지의 연구결과는 동역학적인 측면에서 저·고속 회전시 작용하는 진동체와 케도륜의 접촉하중과 예압에 대한 연구에 국한되어 있다.

일반적으로 베어링의 수명은 Lundberg와

[†] kobd9@hanmail.net

접수 : 2012. 03. 08. 채택 : 2012. 05. 25.

Palmgren¹¹⁾이 제안한 피로 수명식에 기초한다. 이때 베어링의 한계 수명은 앞서 언급한 동역학적인 인자 이외에도 축과 베어링의 끼워맞춤에 의한 틈새 변화와 같은 초기 설계변수에 따라 많은 영향을 받는다. 따라서 본 논문에서는 2차원 마찰 접촉문제를 기반으로 레이디얼 볼베어링의 내륜이 축에 억지끼워맞춤(tight fitting) 될 때의 틈새(clearance)변화를 유한요소해석 하였다. 이를 통하여 끼워 맞춤 공차 및 축 재료에 따른 궤도경에서의 변형이 베어링의 틈새변화에 미치는 영향을 비교·정리하였다.

2. 압입문제 모델링

축-베어링지지 시스템에서 끼워맞춤이 되는 부위는 축방향의 압입력과 간섭량에 의해 표면이 눌러져 소성변형이 발생한다. 따라서 끼워맞춤후 측정된 잔류 간섭량은 장착전 끼워맞춤조건에 의하여 유도된 이론적 간섭량보다 작아지게 된다¹²⁾.

강소성 유한요소법은 Lee와 Kobayash¹³⁾가 변분 원리에 입각한 행렬법을 수식화한 이후 응력의 오차가 누적되지 않으며 계산시간을 줄일 수 있어 단조나 압출 같은 소성변형문제에 많이 이용되고 있다. 본 논문에서는 일반적으로 적용되는 탄소성 유한요소법 대신에 앞서 언급한 끼워맞춤시 발생하는 소성변형과 계산의 효율성을 고려하여 Jang등이¹⁴⁾이 제안한 마찰접촉문제에 대한 강소성 유한요소법을 적용하였다. 압입문제의 강소성 유한요소법 적용에 대한 타당성을 검토하기 위하여 상용프로그램인 DEFORM-2D¹⁵⁾를 이용하여 Laursen과 Simo¹⁶⁾등이 제안한 끼워맞춤 문제(interference fit problem)에 대해 탄소성과 강소성에 의한 유한요소 해석결과를 각각 비교하였다.

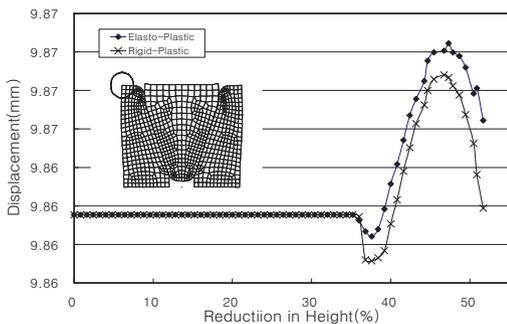


Fig. 1. The distribution of displacement for rigid-plastic vs elasto-plastic analysis

Fig. 1은 끼워맞춤 문제에 대해 행정거리에 따른 탄소성과 강소성 유한요소 해석결과에 의해 구해진 변위차를 나타낸 것이다. 본 논문에서는 그림에 나타난 것과 같이 가장 변형량이 많은 하부 변형체의 상부 끝단의 절점에서 탄소성과 강소성에 의한 계산결과를 비교하였다. 그림에서 알 수 있듯이 행정 이 진행 될 수록 상대적인 변위차는 증가하고 있지만 전체적으로 최대 약 2.5% 범위이내에서 변위차를 나타내고 있다. 따라서 본 논문에서는 이와 같은 계산결과를 바탕으로 압입문제에 대해 강소성 유한요소법에 의한 모의실험을 수행하였다.

3. 깊은 홈 볼베어링의 설계조건

3.1. 구성요소

레이디얼 볼베어링은 구름 베어링 중에서 가장 대표적인 형식으로 베어링의 궤도륜은 전동체인 볼 직경의 약 51.5~53%의 곡률반경으로 설계된다. 이러한 레이디얼 볼베어링은 윤활과 냉각효과가 우수하기 때문에 고속 회전용 기계시스템에 효율적으로 적용된다¹⁾.

Fig. 2는 본 논문의 해석 대상인 레이디얼 볼베어링의 형상을 나타낸 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 레이디얼 볼베어링은 하중전달 매개체인 전동체(볼)와 축과 하우징에 각각 끼워지는 내륜과 외륜으로 구성되어 있다. 주요 외부치수는 내경(d_i), 외경(d_o), 폭(W) 및 모떼기 치수(r)등으로 나타내며 국제적으로 표준화가 되어 있다¹⁾.

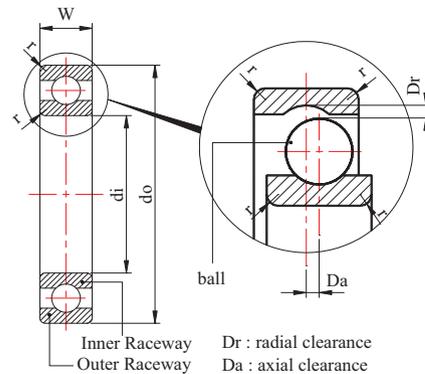


Fig. 2. Configuration and clearance of a deep groove ball bearing

내부 틈새는 외륜을 고정시키고, 내륜을 상하 또는 좌우 방향으로 움직였을 때의 상대적인 변위량을 말한다. 이때 내부 틈새는 외력을 가하지 않은 상태에서 내륜 및 외륜 변위량의 방향에 따라 Fig. 2의 확대된 그림에 나타난 것과 같이 경방향 틈새 (D_r)와 축방향 틈새(D_a)로 각각 구분된다. 초기의 틈새는 끼워맞춤, 온도차에 의한 열팽창의 차이 하중에 의한 변형, 예압 등에 의해 설치후에 변화된다. 일반적으로 레이디얼 볼베어링의 틈새는 크기에 따라 C2, 보통, C3, C4, C5 등으로 표시한다.¹²⁾

3.2. 축 끼워맞춤 및 틈새조건

일반적으로 베어링은 끼워맞춤 간섭에 의해 축 또는 하우징에 설치되며 이러한 억지 끼워맞춤은 운전중 축이나 하우징에 대해 내·외륜의 상대적인 운동으로 인한 크립(creep)을 방지한다. 대부분의 베어링은 내륜회전 조건이며, 베어링은 회전되는 궤도륜을 억지끼워맞춤 한다. 따라서 축을 내륜에 가압하여 설치하였을 때 간섭량에 따라 내륜은 팽창하고 이로 인하여 앞서 언급한 경방향 틈새는 감소한다¹⁾.

일반적으로 베어링의 틈새는 기하틈새, 잔류틈새, 유효틈새 등으로 구분할 수 있다. 이 중에서 잔류틈새는 베어링이 설치될 때 끼워 맞춤에 의한 궤도면의 팽창 또는 수축 후 베어링에 남아 있는 틈새로서 축의 중량 등에 의한 베어링의 탄성변위는 고려하지 않는다. 또한 유효틈새는 베어링의 끼워 맞춤과 운전시 내외륜의 온도차이에 의한 틈새 변화를 고려한 것으로 베어링의 수명과 관련하여 가장 중요하다.

베어링의 틈새규격에서 일반적으로 추천되는 보통 틈새는 일반적인 하중조건에서 표준 끼워맞춤으로 베어링을 설치했을 때 유효틈새가 베어링의 수명을 최대로 할 수 있는 값으로 결정되어 있다. 그러나 베어링의 변위나 진동을 규제할 경우, 운전시 내외륜의 온도차가 클 경우 또는 하중이 과대하여 내륜의 간섭량을 더 크게 할 경우에는 보통급 틈새

보다도 더 큰 틈새를 고려해야한다¹⁾.

4. 유한요소 해석 및 결과

4.1. 해석조건

유한요소법은 최근 컴퓨터 용량의 대형화와 계산속도의 향상으로 다른 수치해법에 비하여 적용이 일반적이고 응력이나 변형률의 분포를 쉽게 구할 수 있기 때문에 연속체 문제 등에 광범위하게 사용되고 있다¹⁷⁾. 특히 Hertz¹⁸⁾가 19세기 접촉면에서의 응력분포를 해석하면서 접촉문제에 대한 이론을 정립한 이후에 Lundberg와 Sjovall¹⁹⁾등에 의해 유한요소법에 의한 수치적 해석방법이 대두되기 시작하였다.

본 논문에서는 축 끼워 맞춤공차에 따른 내륜의 변형에 대한 유한요소해석을 위하여 마찰 접촉문제에 대한 해석프로그램¹⁴⁾을 이용하였다. 강소성 유한요소법에 의한 모의실험을 수행하기 위하여 유동응력과 유효변형률의 관계는 Power law²⁰⁾에 따라 다음과 같다.

$$\bar{\sigma} = K \bar{\epsilon}^n \text{ (kgf/mm}^2\text{)} \quad (2)$$

여기서 K 는 강도계수(strength coefficient)이며, n 은 가공경화지수(work-hardening exponent)이다.

일반적으로 베어링의 궤도륜에는 고탄소 크롬강이 사용되며 본 논문에서는 탄소함유량과 화학적 조성비를 고려하여 규격화되어 있는 강종에서 AISI 5120을 적용하였다¹⁾. 축의 재료로는 일반적으로 강재가 사용되며 0.2~0.4%의 탄소강이 가장 많이 사용된다. 본 논문에서는 축의 재료를 각각 경강과 연강으로 다르게 하여 적용하였으며 모의실험에 사용된 재료들의 K 와 n 값이 Table 1에 나타나있다²⁰⁾. 끼워맞춤의 간섭량은 m5(44 μ m), p6(66 μ m), r7(83 μ m)을 각각 적용하여 해석하였다. 마찰조건은 접촉경계면에서 접촉압력에 초점을 두고 두개의 변형체의 접

Table 1. Material parameters used for simulation

Material	Inner Raceway		Shaft	
	AISI 5120		AISI 1020	AISI 1045
Strength Coefficient(K)	89.01		76.01	103.99
Work-hardening Exponent(n)	0.18		0.20	0.11
Strain Range	0.1-0.7			
Friction coefficient(μ)	0.1(between inner race way and shaft)			

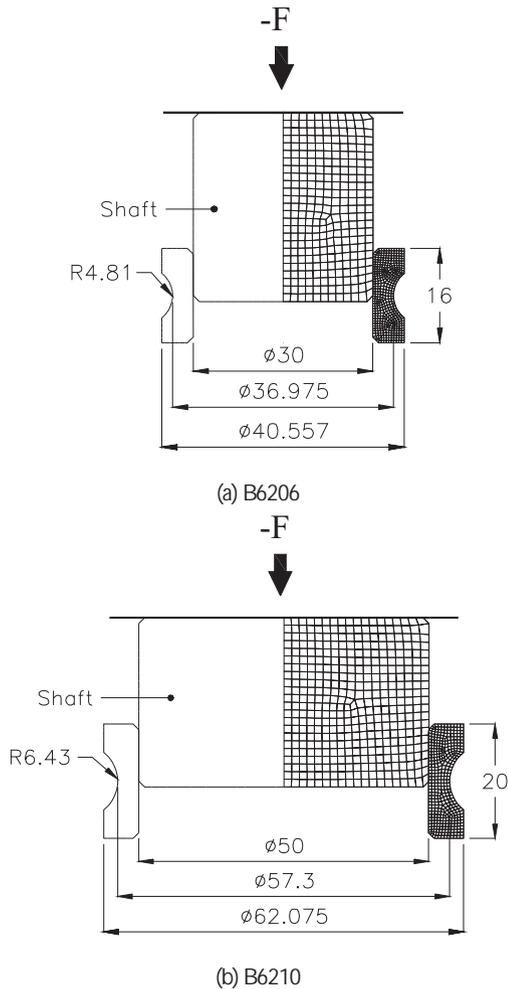


Fig. 3. Schematic configuration for simulation (unit:mm)

축경계면에 동일하게 쿨롱마찰계수(friction coefficient)를 0.1을 적용하여 모의실험을 수행하였다.

Fig. 3은 모의실험에 사용된 깊은 홈 볼 베어링의 초기격자의 모양과 형상을 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 본 논문에서는 내경 30mm인 B6206와 내경 50mm인 B6210을 사용하여 모의실험 하였으며 모떼기는 각각 동일하게 1mm를 적용하였다.

4.2. 유효변형률 분포

Fig. 4는 B6206에 대해 베어링의 내륜이 경강(AISI 1045)인 축에 억지 끼워맞춤 되었을 때 간섭

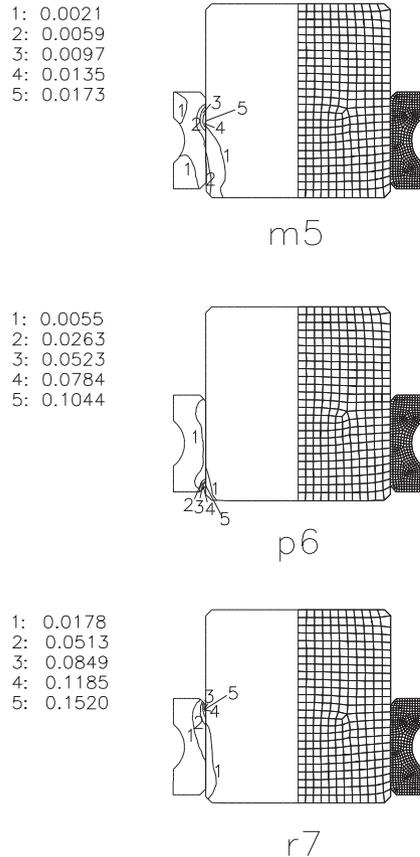


Fig. 4. Deformation patterns and distribution of effective strain with each interference tolerance (bearing: 6206, shaft: AISI 1045)

량에 따른 유효변형률 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 최대 유효변형율은 모든 경우에서 베어링과 축의 끼워맞춤면에서 나타나고 있다. 간섭량이 작은 경우에는 축과 내륜에서 비교적 고르게 변형이 일어나지만 간섭량이 클수록 내륜에 변형이 집중되고 있다. 또한 간섭량에 따라 유효변형률은 증가하고 최대/최소 변형률 차이도 커지고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5는 B6210에 대해 연강(AISI 1020)인 축에 끼워 맞췄 했을 때의 유효변형률 분포를 나타낸 것이다. 유효변형률 분포는 경강인 경우와 반대로 간섭량이 클 때 내륜 전체에 균일하게 나타나고 있으며 축의 변형도 상대적으로 크게 나타났다. 이러한 이유는 연강인 경우 축의 끼워 맞춤하중에 의해서

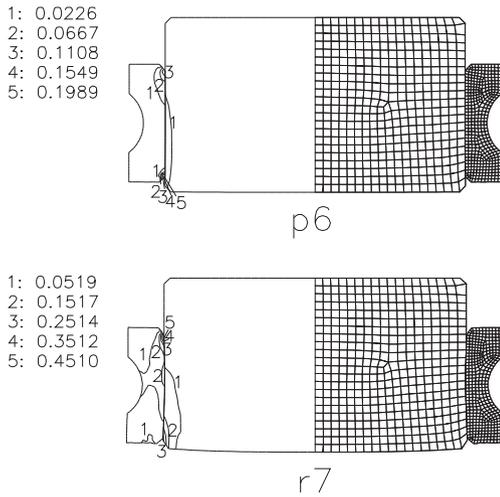


Fig. 5. Deformation patterns and distribution of effective strain with each interference tolerance (bearing: 6210, shaft: AISI 1020)

상대적으로 경방향 변형이 원활히 일어나기 때문으로 판단된다.

4.3. 틈새변화에 따른 새로운 틈새선정

베어링의 수명곡선에서 유효틈새의 값이 0보다 약간 작은 예압(preload)상태에서 베어링의 수명이 최대로 나타나며 더 큰 예압이 작용하면 발열 및 온도차에 의한 틈새의 감소로 인해 점점 수명은 급격히 감소한다. 따라서 베어링의 틈새선정시 내외륜의 간섭을 고려한 잔류틈새와 온도 차이에 의한 틈새의 감소량을 고려하여 최대 수명일 때의 틈새보다 양(+의 값)에 올 수 있도록 유효틈새가 결정되어야 한다¹⁾. 본 논문에서는 유한요소해석된 결과를 바탕으로 내륜 궤도의 곡률반경의 중심을 기준으로 축

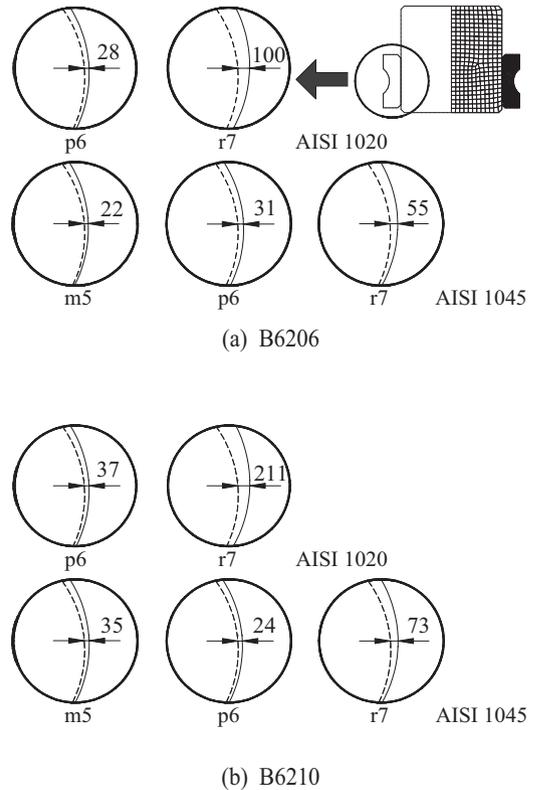


Fig. 6. Expansion of inner rings in radial directions(unit: μm)

의 간섭량에 따른 내륜 궤도경의 최대 경방향 팽창량을 계산하였다. 이와 같은 변형량을 기준으로 잔류틈새를 결정하고 이로부터 베어링의 끼워맞춤시 수명이 최대가 될 수 있는 유효틈새를 제시하였다.

Fig.6은 베어링 내경에서 간섭량에 따른 궤도경의 팽창량을 나타낸 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 전체적으로 간섭량의 증가에 따라 팽창량은 증가하

Table 2. The proposed clearance by simulation results(unit: μm)

Bearing No.	Shaft Mat.	Fitting Tolerance	Residual Clearance	Thermal Clearance	Normal Clearance	Effective Clearance	Proposed Clearance
B6206	AISI1020	p6	-28	-6	5~20	-29~-14	C3
		r7	-100			-101~-86	N/A
	AISI1045	m5	-22			-23~-8	C3
		p6	-31			-32~-17	C4
		r7	-55			-56~-41	N/A
B6210	AISI1020	p6	-37	-6	7~25	-36~-18	C3
		r7	-211			-210~-192	N/A
	AISI1045	m5	-35			-34~-16	C3
		p6	-24			-23~-5	normal
		r7	-73			-72~-54	N/A

며 이에 따라 잔류틈새는 음의 방향으로 커진다. 동일한 간섭량에서 축의 재료에 따른 팽창량의 차이는 동일한 재료에서의 간섭량에 의한 차이보다 작음을 알 수 있다. 그러나 축이 연강이고 간섭량이 큰 경우에는 내륜의 팽창량이 다른 경우와 비교하여 상대적으로 크게 나타났다. 따라서 이와 같은 경우에는 수명곡선상에서 정격수명은 급격히 감소할 것으로 판단되며 베어링 선정시 보통 틈새이상으로 선정하여야 한다.

본 논문에서는 이와 같은 변형량을 기준으로 잔류틈새를 결정하고 이로부터 베어링의 끼워맞춤시 수명이 최대가 될 수 있는 유효틈새를 제시하였다.

Table 2는 앞서 계산된 내륜케도경의 팽창량을 기준으로 각 베어링과 축의 재료에 따른 제안된 틈새를 나타내고 있다. 표에서 내외륜 온도차이에 의한 틈새 감소량은 참고문헌²¹⁾에 따라 $-6\mu\text{m}$ 로 동일하게 적용하였으며 유효틈새는 경방향틈새를 보통급으로 설정하였을 때 계산된 범위이다. 제안된 틈새는 수명곡선에서 정격수명이 최대인 0에 근접하기 위한 레이디얼 볼베어링의 틈새규격이다. 표에서 알 수 있듯이 끼워맞춤의 간섭량이 많은 베어링은 초기의 기하틈새를 보통급보다 크게 하는 것이 적절함을 알 수 있다.

5. 결론 및 토의

본 논문에서는 레이디얼 볼베어링 내륜의 끼워맞춤에 따른 경방향 틈새에 대한 영향을 2차원 접촉 문제의 유한요소해석 프로그램을 이용하여 모의실험을 하였다. 이와 같은 모의실험 결과로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 동일한 베어링의 내륜에서는 간섭량이 클수록 유효변형률이 커지며, 이러한 유효변형률은 베어링의 내경이 클수록 더 크게 나타났다.

2) 동일한 간섭량에서 축의 재료에 따른 팽창량의 차이는 상대적으로 작게 나타난다. 축이 연강이고 간섭량이 큰 경우에 잔류틈새의 감소량이 상대적으로 크게 나타났다.

3) 끼워맞춤 간섭량이 많은 레이디얼 볼베어링의 틈새는 정격수명을 높이기 위해 기하틈새를 보통급 이상으로 크게 하는 것이 적합할 것으로 판단된다.

참고문헌

- 1) T. Harris, Rolling bearing analysis(4th Ed.), John Wiley & Sons, LTD, 2001.
- 2) 이재선, 한동철, "볼 베어링의 등가하중에 관한 연구", 한국자동차공학회지, Vol. 8, No. 1, pp. 157-162, 2000.
- 3) M. Alfares and A. Elsharkwy, "Effects off axial preloading of angular contact ball bearings on the dynamic of a grinding machine spindle system", J. Materials processing technology, Vol. 136, pp. 48-59, 2003.
- 4) N. Lynagh, H. Rahnejat, M. Ebrahimi and R. Aini, "Bearing induced vibration in precision high speed routing spindles", Int. J. of machine Tools & Manufacture, Vol.40, pp. 561-577, 2000.
- 5) T. Harris, How to compute the effects of preloaded bearings, Prod. Eng. 19, pp. 84-93, 1965.
- 6) B. Jorgensen and Y. Shin, "Dynamics of machine tool spindle/bearing systems under thermal growth", ASME Trans. J. Tribol. 119, pp. 875-882, 1997.
- 7) J. Tu and J. Katter, "Bearing force monitoring in a three-shift production environment", STLE Tribol. Trans. 39. Vol. 1, pp. 201-207, 1996.
- 8) H. Zaho, "Anlysis of load distributions within solid and hollow roller bearings", ASME Trans., J. Tribology, Vol. 120, pp. 134-139, 1998.
- 9) A. Bourdon, J. Rigal, and D. Play, "Static rolling bearing models in a C.A.D environment for the study of complex mechanisms: Part I-Rolling bearing model", ASME Trans., J. Tribology, Vol. 121, pp. 205-214, 1999.
- 10) A. Bourdon, J. Rigal, and D. Play, "Static rolling bearing models in a C.A.D environment for the study of complex mechanisms: Part II-Complete assembly model", ASME Trans., J. Tribology, Vol. 121, pp. 215-223, 1999.
- 11) G. Lundberg. G., A. Palngren, "Dynamic capacity of rolling bearings", ACTA Polytechnica, Mecanical Engineering Series 1
- 12) FAG 한화베어링(주),구름베어링 카탈로그 WL 41 510/2 KA.
- 13) C. H. Lee, S. Kobayashi, "New solutions to

- rigid-plastic deformation problems using a matrix method," J. Eng. Ind. Trans. ASME 95, p. 865., 1973.
- 14) D. H. Jang and B. B. Hwang, "Rigid-plastic FE modelling of frictional contact problems on a penalty method", Trans. of Materials Processing, Vol. 12, No. 1, pp. 34-42, 2003.
 - 15) Scientific Forming Technologies Corporation, DEFORM-2D Version 7.0 Users Manual, Scientific Forming Technologies Corporation Inc., 2000.
 - 16) T. A. Laursen and J. C. Simo, "A continuum-based finite element formulation for the implicit solution of multibody large deformation frictional contact problems", Int. J. for Numerical Methods in
 - 17) Serope Kalpakjian, Manufacturing processes for publishing company Inc., 1992.
engineering materials, 2nd ED., Addison-Wesley
 - 18) H. Hertz, On the contact of rigid elastic solids and on hardness, in Miscellaneous Papers, Macmillan, London, pp. 163-183, 1896.
 - 19) G. Lundberg and H. Sjoval, Stress and deformation in elastic contacts, Pub. 4, Institute of theory of elasticity and strength of materials Chalmers Inst. Tech., Gothenburg, 1958.
 - 20) Air Force Material Laboratory, Forming Equipment, Materials and Practices, Metal and Ceramics Information Center, p. 164, 1973.
 - 21) NSK Industries, NSK Report, No 719, p. 33, 1989.