

공작기계용 고속 볼베어링의 최적 끼워맞춤에 관한 연구

A Study on the Optimum Shrink-fit for High Speed Ball Bearing of Machine Tool

김웅¹, 이춘만^{2,✉}, 황영국¹
Woong Kim¹, Choon Man Lee^{2,✉} and Young Kug Hwang¹

1 창원대학교 기계설계공학과 (Department of Mechanical Design, Changwon Univ.)

2 창원대학교 메카트로닉스공학부 (Department of Mechatronics, Changwon Univ.)

✉ Corresponding author: cmlee@changwon.ac.kr, Tel: 055-213-3622

Manuscript received: 2009.12.30 / Accepted: 2010.7.7

The spindle is the main component in machine tools. To develop high speed machine tools, a lot of studies have been carried out for high speed spindle. Bearing is very important part in spindle. The bearing clearance is influenced by shrink fit and thermal expansion during operation. The designer must take into account the reduction of shrink fits. The aims of this study are to grasp the shrink fits and behavior of a bearing which is a deeply connected with fatigue life of bearing and performance of spindle through FEM(Finite Element Method). This paper proposed optimum value of shrink fit considering deformation of spindle and stress of fitting area using design of experiments. Thus, the proposed formula can be used to obtain bearing internal clearance.

Key Words: Bearing Internal Clearance (베어링 내부틈새), Preload (예압), High Speed Spindle (고속 스피들), Shrink Fit (역지끼워 맞춤), Thermal Expansion (열팽창)

기호설명

δ_{SI} = Difference of displacement between bearing and shaft

δ_m = Maximum displacement of spindle

σ = Stress of fitting area

V_r = Rotational velocity

P_r = Preload

δ_i = diameter variation of shaft

δ_o = diameter variation of bearing

r_o = Outer diameter of bearing

r_i = Inner diameter of shaft,

R_o = Transition radius

1. 서론

최근 공작기계에 대한 세계적인 기술 추세는 경제적, 환경적 등의 이유로 인하여 고속, 고정밀, 고능률 가공에 대한 요구가 급증하고 있는 실정이다. 이들 공작기계의 회전부분에는 반드시 구름베어링이 사용되고, 베어링의 성능 자체가 공작기계의 성능을 좌우하는 경우가 많다. 공작기계는 저속회전 중(heavy) 절삭으로부터 고속회전 경(light) 절삭까지 광범위한 영역의 가공이 필요하기 때문에 주축용 베어링의 성능은 고속성과 고강성 특성이 둘 다 동시에 요구되고 있다. 고속, 고강성을 위한 회전 정도에 영향을 미치는 원인 중의 하나로 주축을 지지하는 베어링의 운동오차를 들 수 있다.¹ 공작기계의 주축용 베어링으로 가장 많이 채용되고 있는 구름베어링은 내륜 및 외륜을 주축과 하우징에 고정하여 역지끼워맞춤을 실시한다.

이는 하중을 받았을 때, 궤도륜과 축 또는 하우징의 끼워맞춤면에서 반경방향, 축방향 및 회전방향에 상대적인 작용이 발생하지 않게 하기 위해서이다. 즉 초기에 회전하는 축과 베어링 내륜 사이의 접촉결합부를 음으로 함으로서 축계의 강성과 회전정밀도를 향상시키고자 하는 것이다. 또한 베어링은 전동체와 궤도륜 사이의 내부틈새를 가지고 있다.² 베어링이 가지고 있던 내부틈새는 일반적으로 억지끼워맞춤에 의해 감소되고, 사용중 내륜과 외륜의 온도차에 의한 열팽창으로 감소된다. 베어링 내부틈새가 지정된 내부틈새보다 작으면 과도한 접촉응력에 의한 유막의 파괴와 늘어붙음의 발생을 초래하여 베어링의 수명을 단축시키고 클 경우는 축 떨림, 진동 및 소음의 원인이 되고 있다. 이에 축계의 강성을 높이고 진동을 억제하여 회전정밀도 등을 향상시킬 목적으로 초기 예압하중을 가하고 있다. 이와 같이 공작기계 베어링 측면에서 내부틈새 및 억지끼워맞춤, 적용 예압의 선정은 매우 중요하다. 하지만 주축 운전시 발생하는 온도 및 회전속도와 상호 연관성을 가지기 때문에 구체적인 초기값의 선정이 쉽지 않다. 특히 주축이 고속화 될수록 열변형, 원심력 등의 영향이 커져 이론보다 경험에 의존하여 선정하는 경우가 많다.^{2,3}

선행연구에서는 베어링의 발열과 주축 회전수 및 예압하중에 대하여 억지끼워맞춤을 적용한 유한요소모델을 구축하였다.⁴ 이를 바탕으로 본 연구에서는 주축과 베어링 내륜의 팽창량을 정량적으로 확인하였으며, 고속 주축의 설계에서 주축과 베어링의 미끄럼을 방지하기 위한 최적 억지끼워맞춤량을 제시하였다. 또한 반응표면분석을 통하여 억지끼워맞춤시 회전속도, 예압, 억지끼워맞춤량에 따른 주축 최대변형량과 베어링, 샤프트 접촉면에서의 응력을 예상할 수 있는 실험식을 도출하였다.

2. 유한요소모델 구축

2.1 억지끼워맞춤을 적용한 모델링

본 장에서는 주축에 고정되어 있는 베어링 내륜의 외주면상에 유입되는 열이 주축과의 접촉결합부에 미치는 영향을 고려하고자 하였다. 기계운전 중에 베어링에서 발생하는 열은 내륜을 통해 축으로 전달된다. 회전에 따른 열발생은 마찰모멘트에 의한 열량 계산식을 사용하였고, 열변형 해

석은 이러한 유입열량과 접촉 열전달계수 및 수력직경을 고려한 냉각 시스템을 고려하였다.^{5,6} 이를 통해 베어링 내륜-주축 시스템의 온도분포를 구하고 이 온도분포를 부하조건으로 하여 예압과 회전속도를 적용한 접촉 비선형해석을 수행하였다. 또한 실제 고속 주축의 억지끼워맞춤량을 적용한 유한요소모델을 구축하였다. ANSYS Workbench 에서 억지끼워맞춤 공정을 고려하기 위해 서로가 간섭하는 양만큼을 실제로 모델링 후 상호간의 접촉조건은 샤프트의 외주면과 베어링의 내부면으로 잡고 일반적인 금속간의 마찰계수를 적용하였다.

Fig. 1 은 베어링 내륜의 발열량에 의한 열팽창과 주축 회전에 따른 원심팽창량을 고려하기 위한 주축의 유한요소모델을 나타낸다.

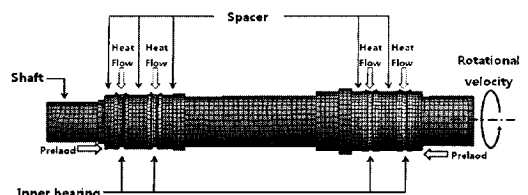


Fig. 1 A finite element model of spindle

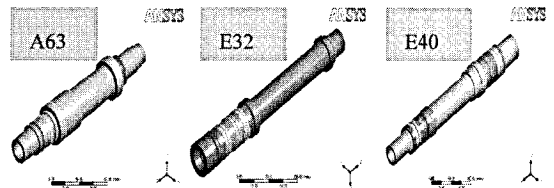


Fig. 2 3-D model of HSK

Table 1 Material properties

Property	Shaft (SCM415)	Spacer (SCM415)	Inner Ring (SUJ 2)
Modulus(GPa)	205	205	210
Poison's ratio	0.29	0.29	0.3
Density(kg/m ³)	7850	7850	7810
Thermal Conductivity (W/m-K)	44.5	44.5	45.6
Thermal Expansion (μm/m-°C)	11.7	11.7	12.5
Specific Heat (J/kg-°C)	475	475	475

Fig. 2 와 같이 국내 주축 제작 전문 업체의 설계도면을 참고하여 HSK-A63(20,000rpm)의 중절삭 가공용 주축과 HSK-E32, HSK-E40(40,000 rpm)의 고속 가공용 주축을 모델링 하였다. 샤프트, 전륜·후륜 베어링과 스페이스로 구성되어있고 베어링의 억지끼워맞춤량은 열해석과 비선형 해석을 통하여 얻은 필요 억지끼워맞춤을 적용하였다. Table 1 은 주축, 간좌(spacer), 베어링 내륜으로 사용한 SCM415 와 SUJ2 의 물성치를 나타낸다.

2.2 유한요소모델의 타당성 검증

유한요소모델에 대하여 축 내부에 축방향과 반지름 방향은 고정시키고, 접선방향은 자유롭게 이동 가능한 조건으로 접촉 비선형 해석을 실시하였다. 후륜 베어링에 억지끼워맞춤 16μm 을 주었을 때, 해석결과 베어링 변형량은 13.62μm, 샤프트 변형량은 2.04μm 으로 Fig. 3 과 같이 나타났다. 이들의 합이 약 16μm 으로 초기 억지끼워맞춤을 적용한 양과 동일함을 알 수 있다. 따라서 베어링과 샤프트의 경계면 사이에서 억지끼워맞춤에 의한 힘의 평형점이 발생하여 공칭천이반경(Transition radius)이 나타났음을 알 수 있다. 기존의 경우 ANSYS Classic 을 이용하여 서로가 간섭하는 양만큼을 실제로 솔리드모델링을 한 후 CE(Constraint Equation)명령어를 이용하여 간섭하는 양을 구속방정식으로 넣어 해석하였다. 본 연구에서 구축한 유한요소모델은 기존의 일반적인 억지끼워맞춤을 구현한 방법 보다 간편하고 연성해석을 실시하는 데 효율적인 모델을 구축하였다.

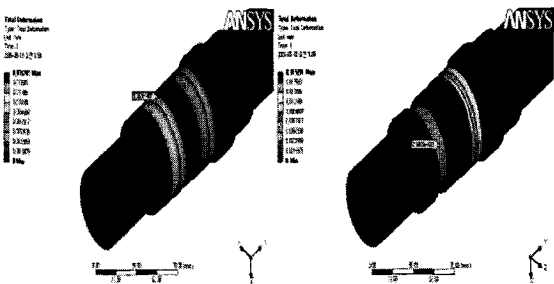


Fig. 3 Analysis result of shrink fit

구축된 유한요소모델의 타당성을 검증하기 위하여 유한요소해석결과와 Lamé's 방정식의 결과와 비교분석 하였다. 식(1)은 억지끼워맞춤에서 발생하는 응력을 구하는 Lamé's 방정식이다. 그리고

Fig. 4 는 δ_i , δ_o , r_o , r_i , R_o 의 기호들을 나타낸 것으로 δ_i 와 δ_o 는 각각 축의 외경 및 베어링 내륜의 내경 변형량이고, r_o 은 베어링의 외경, r_i 는 샤프트의 외경, R_o 는 공칭천이반경이다.

$$P = \frac{E\delta}{R_o} \left[\frac{(r_o^2 - R_o^2)(R_o^2 - r_i^2)}{2R_o^2(r_o^2 - r_i^2)} \right] \quad (1)$$

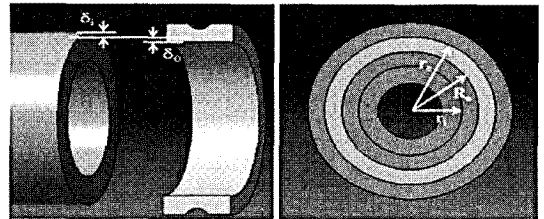


Fig. 4 Symbol explanation of shrink fit

본 논문에서 구축한 억지끼워맞춤을 적용한 유한요소모델에서 δ_i 와 δ_o 의 합은 16μm, r_o 는 9.33mm, r_i 는 27.505mm, R_o 는 22.498mm 이다. 이에 대하여 유한요소해석을 통해 구한 응력은 21.262MPa 이었고, Lamé's 방정식을 통하여 계산된 응력은 22.572MPa 이다. 따라서 오차율은 5.8%로써 구축된 유한요소모델의 타당함을 알 수 있다.

3. 실험계획의 선정 및 적용

3.1 전산실험의 설계

전산실험에서는 회전속도, 예압, 억지끼워맞춤 등이 주축의 변형량과 끼워맞춤면의 응력 변화에 미치는 영향을 파악하고, 실제 현장에서 적용할 수 있는 최적의 억지끼워맞춤량을 찾고자 하였다. 이를 위해 실험설계는 반응표면법의 한 가지 방법인 박스-벤켄법(Box-benken method)을 사용하였다.

박스-벤켄법은 반응표면설계에서 사용되는 방법이다. 효율적으로 1 차, 2 차 항을 추정하고자 할 때, 모든 요인들이 동시에 낮은 수준 혹은 높은 수준이 아니라는 것을 확신할 때, 모든 실험이 안정된 공정 영역에서 이루어진다고 확신할 때 활용한다. 박스-벤켄법은 실험횟수가 적은 장점을 가지고 있어 본 연구에 활용하였다. Table 2 에서 각 인자 및 인자의 수준을 나타내었다.

Table 2 Factors and levels of experiments

Factor	Level	
	Low	High
Rotation velocity	10000	40000
Shrink fit	11	22
Preload	100	500

3.2 전산실험의 수행 및 해석결과

Table 3, Table 4, Table 5 는 주축 종류별로 회전속도, 억지끼워맞춤, 예압을 조정하여 더 낮은 주축 변형과 끼워맞춤면의 응력을 목적으로 하는 전산 실험의 해석 결과이다. 여기서 V_R 은 회전속도, δ_{SI} 는 억지끼워맞춤량, P_r 은 예압, δ_m 주축의 최대 변형량, σ 는 끼워맞춤면에서의 응력을 나타낸다.

해석결과 동일한 조건에서 E40 급의 주축이 가장 큰 변형량을 나타내고 있으며 다음은 E32 급 주축, 마지막으로 A63 의 변형량이 제일 작은 것으로 나타났다. 응력도 변형량과 같은 경향을 보이고 있다. 이는 주축 회전속도와 직경의 차이로 인한 결과임을 알 수 있다.

Table 4 Deformation and stress of fitting area by FEM (HSK-E40)

Run order	V_R [rpm]	δ_{SI} [μm]	P_r [N]	δ_m [μm]	σ [MPa]
1	40000	22	300	46.7535	93.795
2	40000	20	100	46.9330	93.873
3	40000	18	300	48.3150	93.708
4	10000	20	500	17.2330	32.006
5	10000	22	300	15.7135	32.169
6	25000	20	300	21.2768	42.206
7	25000	22	100	20.3475	42.377
8	25000	20	300	21.2775	42.209
9	25000	20	300	21.2779	42.208
10	25000	22	500	20.9370	42.096
11	10000	20	100	16.6435	32.289
12	25000	18	500	23.5670	42.055
13	10000	18	300	17.9860	32.141
14	25000	18	100	22.2685	42.338
15	40000	20	500	48.1210	93.592

Table 3 Deformation and stress of fitting area by FEM (HSK-E32)

Run order	V_R [rpm]	δ_{SI} [μm]	P_r [N]	δ_m [μm]	σ [MPa]
1	25000	13	500	16.2054	29.129
2	10000	15	500	7.0203	9.726
3	25000	15	300	13.2654	31.438
4	10000	15	100	6.1920	8.726
5	40000	15	100	13.2060	67.526
6	25000	15	300	4.4020	31.239
7	10000	17	300	5.5200	10.078
8	40000	13	300	30.0930	68.478
9	25000	17	100	13.6710	30.086
10	25000	13	100	16.1430	29.184
11	40000	17	300	30.2430	68.378
12	40000	15	500	30.0960	69.584
13	25000	17	500	14.6100	34.872
14	10000	13	300	8.5641	6.080
15	25000	15	300	13.2063	31.240

Table 5 Deformation and stress of fitting area by FEM (HSK-A63)

Run order	V_R [rpm]	δ_{SI} [μm]	P_r [N]	δ_m [μm]	σ [MPa]
1	10000	11	300	5.0610	6.9871
2	10000	15	300	5.3496	7.7710
3	20000	15	300	14.8338	23.2100
4	15000	15	500	9.8061	13.5120
5	15000	13	300	9.7974	12.4871
6	10000	13	100	4.5870	7.1067
7	10000	13	500	5.3487	7.6830
8	15000	11	500	11.9508	12.1290
9	20000	13	500	16.8696	22.9600
10	15000	15	100	9.8061	12.7800
11	15000	13	300	9.7986	12.4880
12	20000	11	300	18.0558	21.9810
13	20000	13	100	15.6396	22.4810
14	15000	11	100	11.2308	11.8230
15	15000	13	300	9.7971	12.4876

4. 최적 억지끼워맞춤 선정 및 실험식 도출

4.1 반응표면실험에 의한 요인 분석

구축된 회귀모형의 적합성을 확인하기 위해 잔차도 분석을 실시하였다. 분석결과 정규 확률도가 모두 일직선에 가깝고, 히스토그램이 종모양에 가까워 구축된 회귀모형은 정규분포임을 확인하였다.

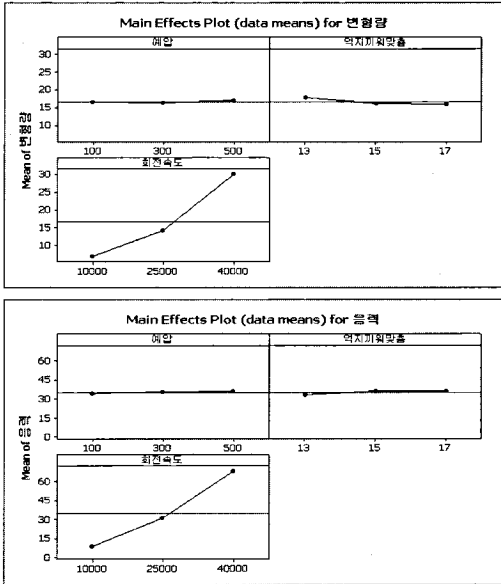


Fig. 5 Main effects plot for deformation and stress (E32)

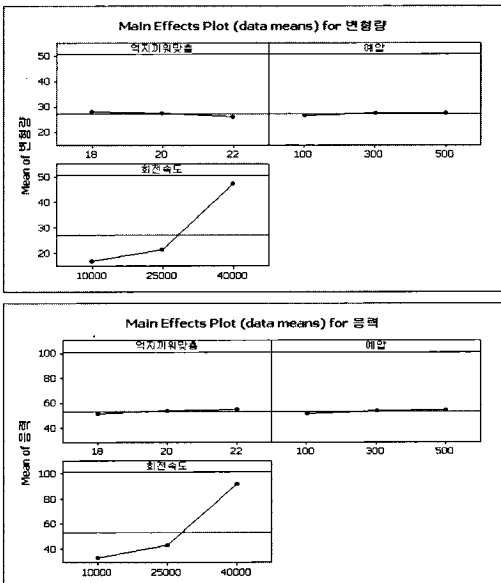


Fig. 6 Main effects plot for deformation and stress (E40)

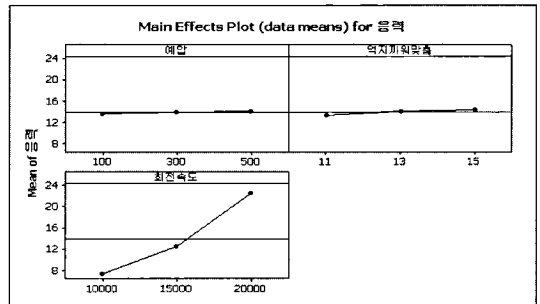
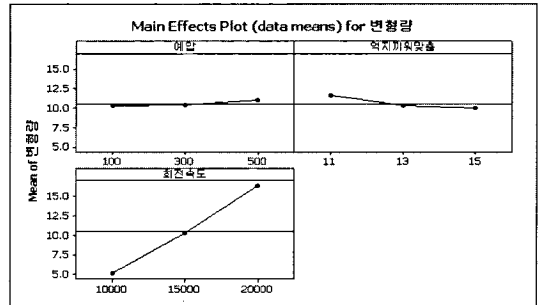


Fig. 7 Main effects plot for deformation and stress (A63)

Fig. 5 는 HSK-E32 급 주축의 최대 변형량과 끼워맞춤면의 응력에 대한 주효과도이며 Fig. 6 은 HSK-E40 급, Fig. 7 은 HSK-A63 급 주축의 주효과도이다. 회전속도, 억지끼워맞춤, 예압의 세가지 요인 중에 회전속도가 변형량에 가장 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 이는 회전속도에 따른 발열이 회전속도에 포함되어 더욱 큰 효과를 나타내는 것으로 판단된다. 억지끼워맞춤과 예압은 회전속도와 비교하여 적은 효과는 나타내고 있다. 하지만 주축의 변형량에 대한 주효과도에서 예압이 커질수록 변형량이 증가하고 억지끼워맞춤이 증가할수록 변형량이 줄어드는 경향을 확인할 수 있다. 반면에 끼워맞춤면의 응력의 경우 예압과 억지끼워맞춤이 커질수록 응력이 증가하는 것을 확인할 수 있다.

4.2 주축 종류에 따른 반응표면분석

Table 6 과 Table 7 은 E32 급 주축의 변형량과 억지끼워맞춤면의 응력에 대한 분산분석표이다.

분석된 결과의 정도를 확인하기 위해 일반적으로 많이 사용되는 측도인 결정계수를 고찰하였으며 그 결과 응력에 대해서는 99.1%, 주축 변형량에 대해서는 99.5%로 나타났다.

Table 6 Result of ANOVA for deformation(E32)

Term	Coef	SE Coef	T	P
Constant	13.2259	0.12945	102.170	0.000
Rotation velocity	11.6577	0.07927	147.061	0.000
Shrink fit	-0.8702	0.07927	-10.977	0.000
Preload	0.2250	0.07927	2.838	0.036
Rotation velocity *Rotation velocity	4.2902	0.11668	36.767	0.000
shrink fit*shrink fit	1.0890	0.11668	9.332	0.000
Preload*Preload	0.8425	0.11668	7.220	0.001
Rotation velocity *Shrink fit	0.7985	0.11211	7.123	0.001
Rotation velocity *Preload	-0.2146	0.11211	-1.914	0.114
Shrink fit*Preload	0.2191	0.11211	1.955	0.108

Table 7 Result of ANOVA for stress(E32)

Term	Coef	SE Coef	T	P
Constant	31.3057	0.3502	89.394	0.000
Rotation velocity	29.9195	0.2145	139.516	0.000
Shrink fit	1.3179	0.2145	6.145	0.002
Preload	0.9736	0.2145	4.540	0.006
Rotation velocity *Rotation velocity	7.5103	0.3157	23.792	0.000
shrink fit*shrink fit	-0.5625	0.3157	-1.782	0.135
Preload*Preload	0.0745	0.3157	0.236	0.823
Rotation velocity *Shrink fit	-1.0245	0.3033	-3.378	0.020
Rotation velocity *Preload	0.2645	0.3033	0.872	0.423
Shrink fit*Preload	1.2102	0.3033	3.991	0.010

95%의 유의수준으로 볼 때 p 값이 0.05 보다 작으면 그 인자는 특성치에 유의한 것으로 볼 수 있다. 주축 변형량에서는 회전속도, 억지끼워맞춤, 예압의 주효과 및 각각의 교호효과 모두 영향을 미치는 것으로 나타났다. 응력에서는 예압×예압, 회전속도×예압, 억지끼워맞춤×예압을 제외한 주효과와 교호효과는 영향을 미치는 것으로 나타났다.

HSK-E40 급과 HSK-A63 급에 대해서도 동일하게 분산분석을 실시하여 결정계수를 고찰하였다.

HSK-E40 급에 대한 분산분석표를 분석한 결과 주축 변형량에서는 회전속도×예압을 제외한 주효과와 교호효과는 특성치에 영향을 미치는 것으로 나타났다. 응력에서는 회전속도, 예압, 억지끼워맞춤의 주효과만 특성치에 영향을 미치는 것으로 나타났다. HSK-A63 급에 대한 분산분석표를 분석한 결과 주축 변형량에서는 회전속도×예압, 억지끼워맞춤×예압을 제외한 주효과와 교호효과는 특성치에 영향을 미치는 것으로 나타났다. 응력에서는 회전속도×예압, 억지끼워맞춤×억지끼워맞춤을 제외한 주효과와 교호효과는 특성치에 영향을 미치는 것으로 나타났다.

4.3 최적 억지끼워맞춤 및 실험식 도출

필요 억지끼워맞춤에 대한 최적의 억지끼워맞춤을 선정하기 위하여 전산실험 결과를 분석하여 도출된 회귀모형인 다중반응최적법을 이용하였다. 주축의 최대 변형량과 끼워맞춤면의 응력을 최소로 하는 최적 끼워맞춤을 찾고자 하였다. 증절삭용 E40 급, E32 급과 경절삭용 A63 급에 대하여 각 주축의 최대회전수와 예압을 고정하고 억지끼워맞춤 변화시켜가며 합성만족도를 최대로 하는 억지끼워맞춤을 찾고자 하였다. Fig. 8 은 E40 급에 대하여 반응 최적법을 통하여 찾은 최적값으로 20.0847μm 나타났다. Fig. 9 는 E32 급에 대하여 반응 최적법을 통하여 찾은 최적값으로 15.8148μm 나타났다.

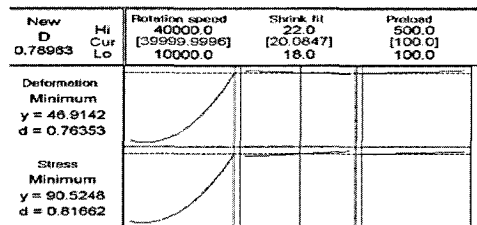


Fig. 8 Optimization of response for HSK-E40

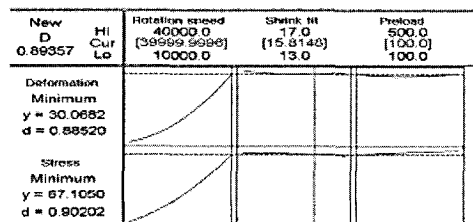


Fig. 9 Optimization of response for HSK-E32

New D 0.80352	Hi Cur Lo	Rotation Speed 20000.0 [19999.9999] 10000.0	Shrink fit 15.0 [13.8819] 11.0	Preload 500.0 [100.0] 100.0
Deformation Minimum y = 15.2290 d = 0.77263				
Stress Minimum y = 22.6982 d = 0.83981				

Fig. 10 Optimization of response for HSK-A63

Fig. 10 은 A63 급에 대하여 반응 최적법을 통하여 찾은 최적값으로 13.8819 μm 나타났다. 반응변수가 목적에 가까울수록 개별만족도는 1 이 되고, 반응변수가 최적에서 멀어질수록 개별 만족도는 0 이 된다. 각각의 경우에 대하여 합성만족도가 1 에 가까운 것을 확인할 수 있다. Table 8 은 최대 회전 속도에서 예압이 변화하였을 때 최적의 억지끼워맞춤값을 나타낸다. 예압이 커질수록 억지끼워맞춤량이 커져야 됨을 알 수 있다.

Table 8 Optimization for shrink fit

Type	Rotational velocity [rpm]	Preload [N]	Optimal value of shrink fit [μm]
HSK E40	40000	100	20.0847
		300	20.5575
		500	20.8979
HSK E32	40000	100	15.8148
		300	16.2309
		500	16.7446
HSK A63	20000	100	13.8819
		200	14.0224
		500	14.3211

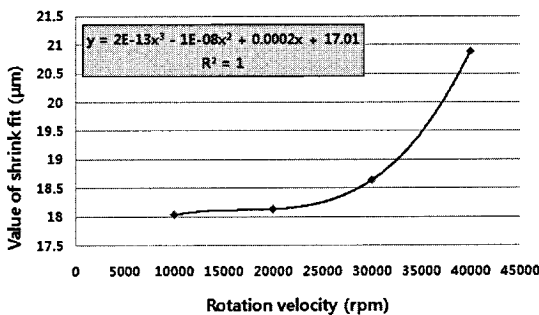


Fig. 11 Optimal value of shrink fit(HSK-E40)

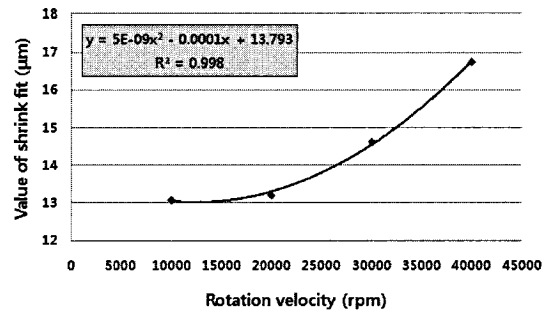


Fig. 12 Optimal value of shrink fit(HSK-E32)

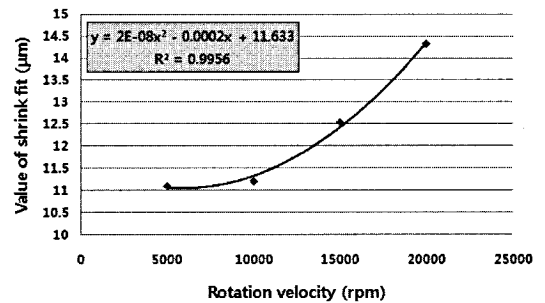


Fig. 13 Optimal value of shrink fit(HSK-A63)

Fig. 11~13 은 각 주축 별 회전속도 변화에 따른 최적 억지끼워맞춤량을 나타내는 그래프이다. 그래프에 기입된 공식을 통하여 실제 원하는 사양의 주축과 회전속도에서 최적의 억지끼워맞춤을 찾는데 활용할 수 있을 것으로 판단된다. 실험 결과를 바탕으로 반응표면 모형을 구축한 후 모형 적합(model fitting)을 이용하여 반응값에 대한 2 차 다항 모형의 추정식을 구하였다. 반응표면 모형의 구축 및 회귀식 추정을 위해 모든 인자에 대한 반응표면 형태를 고려하는 완전 2 차 다항 모형으로 예측모형을 설정하여 구한 후 잔차분석과 결정계수를 이용하여 선택한 회귀모형의 적합여부를 판정하였다. 구축된 회귀 모형으로부터 HSK-E32, HSK-E40, HSK-A63 에서 회전속도, 억지끼워맞춤, 예압의 조합에 따른 변형량과 응력을 예측할 수 있는 실험식을 식(2)~식(7)과 같이 구하였다. 여기서 δ_m 은 주축 최대변형량, p 는 끼워맞춤면 응력, V_r 은 회전속도, P_r 은 예압, δ_{SI} 는 억지끼워맞춤량이다.

$$\delta_{m(32E)} = 13.2259 + 11.6577V_r - 0.8702\delta_{SI} + 4.2902V_r^2 + 1.0890\delta_{SI}^2 + 0.8425P_r^2 + 0.7985V_r\delta_{SI} \quad (2)$$

$$P_{(32E)} = 31.0269 + 29.9195V_r + 1.3179\delta_{SI} + 0.9736p_r \quad (3)$$

$$+ 7.5451V_r^2 + 1.2102SP_r - 1.0245V_r\delta_{SI}$$

$$\delta_{m(40E)} = 21.2774 + 15.3183V_r - 1.0481\delta_{SI} + 0.4582P_r \quad (4)$$

$$+ 10.6836V_r^2 + 0.2310\delta_{SI}^2 + 0.2716P_r^2$$

$$P_{(40E)} = 42.6450 + 29.5829V_r + 1.7494\delta_{SI} + 1.3465P_r \quad (5)$$

$$+ 19.3552V_r^2 + 0.4937\delta_{SI}^2 + 0.1685P_r^2$$

$$\delta_{m(A63)} = 10.0091 + 5.6316V_r - 0.8128\delta_{SI} + 0.3390P_r \quad (6)$$

$$+ 0.4436V_r^2 + 0.5309\delta_{SI}^2 - 0.8777V_r\delta_{SI}$$

$$P_{(A40)} = 12.4876 + 7.6355V_r + 0.5441\delta_{SI} + 0.2617P_r \quad (7)$$

$$+ 2.4927V_r^2 - 0.004\delta_{SI}^2 + 0.1113V_r\delta_{SI}$$

Table 9 Comparison of FE-Analysis and proposed equation

Case	Type	V _r [rpm]	P _r [N]	δ _{SI} [μm]	p [MPa]		δ _m [μm]	
					FEM	Eqn.	FEM	Eqn.
1	A63	15000	500	11	12.129	13.026	11.950	12.813
2	E40	25000	300	20	42.206	45.878	21.276	23.011
3	E32	25000	100	17	30.086	32.712	13.671	14.612

Table 9 는 도출한 실험식에 대하여 검증을 위하여 회전속도, 예압, 억지끼워맞춤량을 실험식에 대입한 결과와 유한요소해석 결과와 비교하여 나타내었다. HSK-A63 급, HSK-E40 급, HSK-E32 급의 주축에 따라 비교 결과를 나타내었다. 제안된 실험식의 결과값과 유한요소해석 결과값을 비교한 결과 오차율은 최대 10%미만으로 나타났다. 이를 통하여 본 연구의 실험식은 실제 주축의 회전속도, 억지끼워맞춤, 예압에 따른 주축의 최대 변형량과 베어링과 주축 접촉면 사이에서의 응력을 쉽게 구할 수 있을 것으로 사료된다.

5. 결론

본 논문에서는 베어링의 발열, 주축 회전수 및 예압하중, 억지끼워맞춤을 적용한 유한요소모델을

구축하였다. 그 결과로 주축과 베어링 내륜의 팽창량을 정량적으로 확인하였으며 이를 통해 고속 주축의 설계에서 주축과 베어링의 미끄럼을 방지하기 위한 억지끼워맞춤량 선정에 활용될 것으로 기대된다.

1) 상용 유한요소프로그램(ANSYS Workbench Ver.11)을 이용하여 보다 간편한 억지끼워맞춤 모델을 구축하였고 구축된 모델에 대하여 Lamé's 방정식과 비교를 통해 타당성을 검증하였다.

2) 반응표면분석을 통하여 억지끼워맞춤를 적용한 주축에 대하여 각 인자들이 특성치에 미치는 영향을 분석하고자 하였고, 다중반응최적법을 통하여 최적의 억지끼워맞춤량을 도출하였다.

3) 반응표면분석을 통하여 회전속도, 예압, 억지끼워맞춤에 관하여 주축 최대변형량과 베어링, 샤프트 접촉면에서의 응력을 예상할 수 있는 실험식을 도출하였다.

후 기

본 연구는 지식경제부 지방기술 혁신 사업 [RTI04-01-03]의 지원으로 수행되었음.

참고문헌

1. Song, C. K. and Shin, Y. J., "Effect of Preload Accuracy of High speed Spindle," Journal of KSMTE, Vol. 11, No. 2, pp. 65-70, 2002.
2. Hwang, Y. K., Lee, C. M. and Chung, W. J., "A Study on the Tight Fit and Clearance Variation of Ball Bearing using FEM," Proc. of KSPE Autumn Conference, pp. 245-246, 2006.
3. Khonsati, M. M. and Booser, E. R., "Bearing Design and Lubrication," John Wiley & Sons, Inc., pp. 385-414, 2001.
4. Baek, K. K., Kim, S. T., Kim, D. B. and Kim, T. H., "A study on the thermal characteristics of the high speed spindle considered heat transfer," Proc. of KSPE Autumn Conference, pp. 285-290, 2000.
5. Kim, W., Lee, C. M. and Hwang, Y. K., "A Study on the Shrink Fits and Internal clearance Variation for Ball Bearing of Machine Tool using FEM," Proc. of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists, 2009.
6. Na, H. H. and Rhim, Y. C., "Experimental study on

- the heat generation of ball bearing," Proc. of KSTLE Spring Conference, Vol. 25, pp. 190-197, 1997.
7. Ozel, A., Temiz, D., Aydin, M. D. and Sen, S., "Stress analysis of shrink-fitted joint for various fit forms via finite element method," *Materials & Design*, Vol. 26, No. 4, pp. 281-289, 2005.
 8. Kim, J. K., Kim, S. B., Lee, J. K. and Kim, H. J., "A study on the thermal Behavior of Machine Tool Spindle system," *Journal of KSME*, Vol. 8, No. 1, pp. 28-34, 1999.
 9. Kim, S. M., Lee, K. J. and Lee, S. K., "Effect of bearing support structure on the high-speed spindle bearing compliance," *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 42, No. 3, pp. 365-373, 2002.
 10. Alfares, M. A. and Elsharkawy, A. A., "Effect of axial preloading of angular contact ball bearing on the dynamics of a grinding machine spindle system," *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 136, No. 1-3, pp. 48-59, 2003.
 11. Min, X., Shuyun, J. and Ying, C., "An improved thermal model for machine tool bearing," *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 47, No. 1, pp. 53-62, 2007.