

# 실험계획법을 이용한 주축 형상 설계에 관한 연구

## A Study on Spindle Shape Design using Design of Experiments

신재호<sup>1</sup>, 이춘만<sup>2,✉</sup>  
Jae Ho Shin<sup>1</sup> and Choon Man Lee<sup>2,✉</sup>

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: 2008.7.1 / Revised: 2008.12.26, 2009.1.29 / Accepted: 2009.3.1

*Spindle units of machine tool are very important part in the manufacturing area. Recently high speed machining has become the main issue of metal cutting. To develop high speed machine tools, a lot of studies have been carried out for high speed spindle. Due to increase of the rotational speed of the spindle, there has been renewal of interest in vibration of spindle. This paper concerns the improvement of spindle design using design of experiments. To improve the design of critical speed and weight of spindle, the experiments using central composite method have been carried out. The targets are critical speed and weight of spindle. For optimization of critical speed and weight and optimization of only critical speed by operation of all area search through response optimizer, the result of analysis has improved design of each factor. Finite element analyses are performed by using the commercial codes ARMD, CATIA V5 and ANSYS workbench. From the results, it has been shown that the proposed method is effective for modification of spindle design to improve critical speed and weight.*

Key Words: High-speed Spindle (고속주축), Critical Speed (위험속도), Design of Experiments (실험계획법)

### 1. 서론

최근 고속가공에 대한 연구개발 및 산업화가 활발히 진행되고 있다. 공작기계의 고성능화와 제조현장에서의 생산원가절감은 공작기계 메이커의 영원한 테마이다. 일반적으로 공작기계의 고성능화에 요구조건으로는 주축의 고강성, 고회전 정밀도, 저발열, 장수명을 들 수 있으며 최근에는 이러한 특성들과 함께 가공능률과 가공정밀도의 향상을 위하여 공작기계 주축의 고속화에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 또한 산업현장에서의 신소재, 경량 합금재료의 사용이 증가하면서, 이들 부품의 기능유지와 절삭특성으로 정밀 고속 절삭가공이 요구되어 공작기계 주축의 고속화는 필수적

과제이다.<sup>1</sup> 주축의 고속화를 실현하기 위하여 주축 회전시 필연적으로 발생하는 진동에 대한 문제를 고려한 주축의 설계가 이루어져야 한다. 주축의 동특성은 공작물의 가공정밀도에 직접적인 영향을 줄 뿐 아니라 공작기계의 절삭성능을 제한하는 체터 진동과 밀접한 관련이 있으며,<sup>2</sup> 주축의 진동이 커지면 베어링의 수명저하 및 툴홀더의 탈락에 이르는 심각한 결과를 초래하기도 한다. 그리고 공작기계의 고속, 고가속, 고이송 가공을 가능하게 하며 현재 산업용기계의 경박단소화에 대응하기 위하여 주축의 크기 또한 주축 설계에 중요한 요소 중 하나이다.

주축의 동특성에 대한 연구는 활발하나, 주축의 위험속도와 주축의 중량이 동시에 고려된 주축

설계에 대한 연구는 미미한 실정이다.<sup>3,4</sup> 이에 본 연구에서는 주축의 설계에서 충분한 분리여유를 확보하면서 중량을 줄여 소형, 경량화 설계에 대응하고 회전정밀도를 향상시키기 위해 위험속도와 중량을 최적화를 위한 변수로 선정하였다. 그리고 베어링의 지지점과 주축의 외경을 조정하여 주축의 동특성, 중량이 기존 설계보다 개선된 주축의 형상을 설계하는 것을 목적으로 한다. 주축의 형상 최적화를 위해 중심합성법을 이용하여 실험을 계획하고, 회귀모형을 구축하여 각 인자들의 특성치에 대한 기여도를 분석하고 다중반응최적법으로 설계 최적화를 수행하고자 한다. 또한 구축된 회귀모형에 신뢰성을 확보하기 위해 검증해석을 실시하였다.

**2. 유한요소모델의 구축**

**2.1 주축의 기계적 구조**

본 연구의 개선목적인 주축의 구조는 Fig. 1 에 나타나 있으며 세부적인 사양은 다음 Table 1 과 같다. 주축의 기계요소 중 규격품이 사용되어 조립되어지는 부분은 치수 및 구조 변경이 제한되어 있다. 본 연구에서 설계인자로 선정되지 않은 규격품은 Table 2 에서 열거하였다.

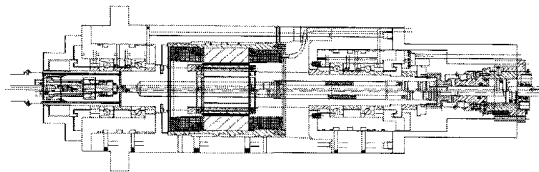


Fig. 1 Schematic drawing of the spindle

**2.2 동특성 해석 모델**

주축의 동특성 해석모델은 회전체해석 전용 프로그램인 ARMD 에서 구축하였으며 Fig. 2 와 같다. 해석의 관심구간은 메인주축과 베어링 지지점이며, 구축된 해석 모델이 2 차원이므로 해석모델의 베어링 자유도는 2 이다. 4 열 조합에서 베어링 한 개의 반경방향 강성은 49N/μm 로 베어링 제조사의 사양검토서를 근거로 하여 작성하였다. 또한 위험속도 선도에서 주축 운전속도 40,000rpm 과 분리여유를 30% 감안하면 위험속도는 52,000rpm 이다.

Fig. 3 은 베어링 강성 선정의 지표가 된 주축의 위험속도선도이며 Table 3 은 주축 해석 모델에 적용된 재료의 기계적 물성치이다.

Table 1 Specification of the spindle

Maximal rotational speed	40,000rpm
Type of motor	Built-in Motor
Bearing arrangement	4-row DBB
Bearing preload	Front: Position, Real: constant-pressure
Bearing inner diameter	Front: 45mm, Real: 40mm
Radial of bearing stiffness	49 N/μm
Tooling system	HSK 40E
Lubrication	oil-air lubrication

Table 2 Standardized parts of the spindle

Tool holder	HSK 40E
Motor	Siemens AG
Drawbar	OTT. Jacobs

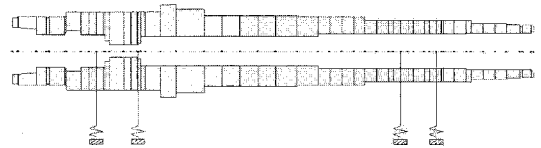


Fig. 2 FE Model of critical speed analysis

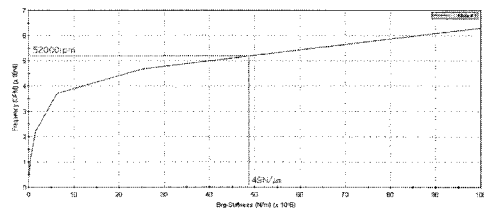


Fig. 3 Critical speed map of the spindle

Table 3 Material properties of the spindle

Property	Value
Density [kg/m <sup>3</sup> ]	7860
Young's Modulus [GPa]	200
Poisson's Ratio	0.266

**2.3 중량 해석 모델**

주축 중량에 대한 전산실험은 CATIA V5 에서 2D CAD 도면을 참고하여 주축 샤프트(shaft)만을 3 차원으로 모델링 하였으며 해석모델은 Fig. 4 와 같다. 중량 해석에서 기존의 모델에서 외경을 조절할 때는 CATIA V5 의 그루브(groove) 기능을 이용

하였다.



Fig. 4 FE Model of spindle weight analysis

### 2.4 주축 외경 변화에 대한 주축 선단부 변위 해석 모델

주축외경 변화에 대한 주축 변위 해석 모델은 가공시 주축에 부여되는 절삭저항에 대하여 주축 선단부의 변위를 도출하여 주축의 외경변화가 정적 강성에 미치는 영향을 분석하여 설계 개선에 반영하고자 구축하였다.

해석 모델의 구축은 CATIA V5 에서 수행하였으며 해석은 ANSYS workbench 에서 수행하였다.



Fig. 5 FE Model of cutting resistance analysis

해석 모델은 Fig. 5 와 같으며 본 전산실험에서의 절삭 저항은 주축선단부에 반경방향으로 500N 을 부여 하고, 주축의 지지는 베어링 강성 49N/mm 를 각 베어링 지지점에 부여하였다.

### 3. 실험계획의 수립

중심합성법은 반응표면설계에서 가장 일반적으로 사용되는 방법이다. 중심합성법은 효율적으로 1 차, 2 차 항을 추정하고자 할 때와 요인 배치 실험 후에 추가 실험하여 곡률 반응변수를 모델화할 때 많이 사용된다. 본 연구에서는 반응값인 주축 중량과 1 차 위험속도를 최적화시켜 요인들을 설정하기 위하여 선정되었다. 일반적으로 어떤 반응 변수에 최적인 설계 조건은 다른 반응변수 측면에서 보면 최적적 아닐 수 있다. 예를 들어 위험속도에 최적인 주축 치수가 중량 측면에서는 최적적 아닐 수 있다. 그러므로 여러 개의 반응변수를 동시에 최적화하는 방법이 필요하다.

이에 본 연구에서는 만족함수(desirability)를 이용하여 다중반응최적화를 수행하였다. 만족함수를 이용한 다중반응최적화에서는 각 반응변수에 대하

여 개별만족함수를 구하고, 개별만족함수들을 결합하여 종합만족함수를 구한 후 종합만족 함수를 최대화하여 최적설계조건을 도출하는 방법이다. 여기서 종합 만족함수를 구하기 위하여 각 개별 반응변수에 중요도(importance)를 지정할 수 있다. 예를 들어 설계자의 판단에 의해 A 반응 변수가 B 반응변수에 비해 중요한 특성이라고 판단될 경우 A 반응변수의 중요도를 B 반응 변수에 비해 크게 두어 종합 만족함수를 구할 수 있다. 본 논문에서는 주축의 목표한 위험속도와 중량 의 최적화에 목적을 두고 다중반응최적법이 사용되었으며 상용 프로그램인 MINITAB 14 가 이용되었다. Table 4 에서 각 인자 및 인자의 수준을 나열하였다.

Fig. 6 은 설계 변경이 가능한 베어링의 위치 및 이동 방향과 외경이 조정되는 주축의 전, 후륜부를 나타내었다. 빗금이 쳐진 부분은 툴홀더, 드로우바, 로터가 결합되는 부위로 주축의 초기 설계 시에 사양 및 주축의 개발 목적에 따라 선정되는 기계요소들로 설계의 수정이 불가능하다. 또한, 외경이 조정되는 부분에서도 베어링이 조립되는 부분은 베어링의 표준치수에 의해 치수가 제한되어진다. 본 논문에서 설계된 초기 주축의 경우 조립 과정에서 문제가 없다면 전륜부의 경우 베어링이 조립되는 32mm 를 제외한 64mm 부분, 후륜의 경우 최대 61mm 부분의 치수는 변경이 가능할 것으로 판단된다.

Table 4 Design factors and levels of experiments

Factor	Level		
	lower band	initial value	upper band
Bearing 1,2,3,4	-6mm	0	6mm
Outer diameter of spindle	-2mm	0	2mm

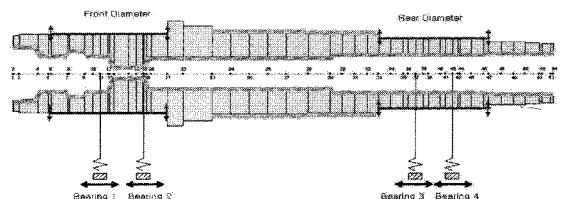


Fig. 6 Design variables for bearing locations and spindle diameter

전산실험은 총 90 번의 완전설계에 대한 해석을 수행하였으며 블록은 전산실험을 수행하므로 1로 설정하였다. 중심합성계획법에서 회전성을 만족하는 값으로 식과 같으며 실험순서는 요인실험점, 중심점, 축점에 대해 무작위로 수행하였다.

$$\alpha = 2^k = 2.828 \quad (k = 6) \quad (1)$$

4. 전산실험 수행 및 주축 형상의 설계

4.1 전산실험의 수행

4.1.1 전산실험 해석결과

Table 5 는 주축의 외경과 베어링의 위치를 조정하여 더 높은 1 차 위험속도와 가벼운 주축의 설계안 제시를 목적으로 하는 전산실험의 해석 결과이며 위험속도 해석은 ARMD 를 이용하였으며, 주축 중량해석은 CATIA V5 를 이용하여 수행하였다. 전산실험의 잔차 그림분석은 Fig. 7 에 나타내었다.

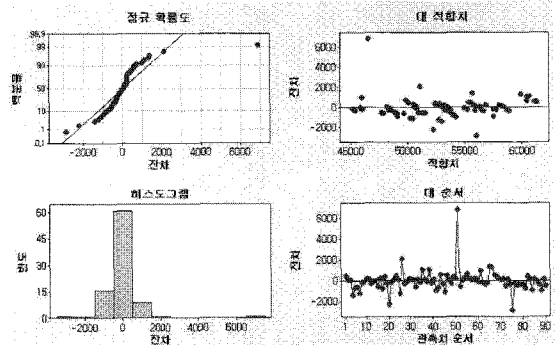


Fig. 7 Residual plots of critical speed analyses

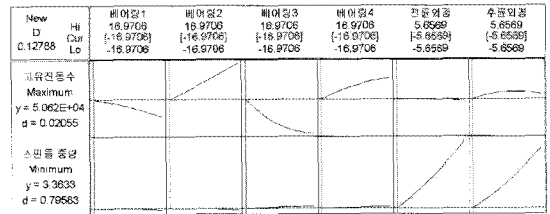


Fig. 8 Effect plots for spindle critical speed and weight

Table 5 Results of experiments for critical speed and spindle weight

order	Bearing 1	Bearing 2	Bearing 3	Bearing 4	Front outer diameter	Real outer diameter	Critical speed	Weight
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[RPM]	[kg]
1	-6	-6	6	6	2	-2	50539	4.328
2	6	-6	6	-6	2	-2	44933	4.328
3	-6	6	-6	-6	2	2	58242	4.68
4	-6	-6	6	6	2	2	50693	4.68
.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.
87	0	0	0	0	0	0	53398	4.288
88	6	6	-6	-6	-2	-2	54925	3.93
89	0	0	0	0	0	0	53398	4.288
90	6	-6	-6	-6	2	2	50778	4.68

정규확률도는 점들이 일직선에 가깝게 분포하면 정규분포이다. 정규분포이면 실험이 제대로 수행되었다는 의미이며 Fig. 7 은 일직선에 가깝다고 할 수 있다. 실험데이터가 충분히 크다고 할 때(50 개 이상) 잔차의 히스토그램은 종모양이 나타나야 하며 본 실험의 잔차 히스토그램은 종모양에 가까워 실험이 제대로 수행되었다고 할 수 있다. 적합치와 순서의 경우 특별한 모양이 없을 때 오차의 분산이 상수값을 갖거나, 잔차가 독립이라고 할 수 있으며 본 전산실험에서는 이에 해당한다.

4.1.2 다중반응최적법에 의한 각 인자의 경향 분석

Fig. 8 은 각 요인이 위험속도와 주축 중량에 미치는 주효과를 나타낸 것이다. 각 요인의 변화에 따른 위험속도 및 주축 중량변화의 경향을 파악하면 다음과 같다. 베어링 1 과 베어링 3 이 주축 선단부로 이동할수록 위험속도는 증가한다. 또 베어링 2 와 베어링 4 가 주축 후면으로 이동할수록 위험속도가 증가하였다. 전륜외경의 변화는 위험속도에 미치는 영향이 미미하였으며, 후륜외경의 변화는 위험속도에 곡선형태의 영향을 주는 것으로 나타났다. 후륜외경이 가장 작은 시점에서부터 후

륜외경이 증가함에 따라 위험속도 또한 증가하는 경향을 보이다가 다시 감소하는 형태를 확인하였다. 이는 외경변화에 의한 베어링의 강성 변화는 고려되지 않고 주축의 강성효과와 질량효과의 변화만이 반영되었기 때문으로 판단된다.

주축 중량은 베어링의 위치에 따라 영향을 받지 않는 것으로 나타났으며, 전, 후륜 외경이 커질수록 중량 또한 커지는 것을 확인하였다.

전산실험의 결과를 바탕으로 다중반응최적법을 이용하여 베어링 1, 2, 3, 4 와 전륜부, 후륜부 외경 등 모든 실험 인자들이 동시에 고려된 최적화를 진행하였다. 최적화에 대한 목표는 위험속도 최대화, 주축 중량 최소화이며, 최대만족도(optimal D) 1 에 대한 목표는 위험속도 80,000rpm, 주축 중량 3.2kg 이다. 베어링 1 과 4 의 위치이동 여유는 설계변수를 상회하였으나, 베어링 2 와 3 은 각각 11mm, -13.5mm 이동가능으로 설계 여유가 좁다. 일반적으로 설계의 개선에서는 설계 초기의 구상과 마찬가지로 목적을 설정하고 이에 맞는 조건의 주축 모델을 개발한다.

본 연구에서는 이러한 설계의 개선법에 따라 위험속도만의 최적화에 대한 설계 개선안을 먼저 제시하고, 주축의 위험속도와 중량에 대하여 중요도를 서로 달리하여 위험속도와 중량의 합성 만족도가 가장 높은 최적설계 개선안을 제시하고자 한다.

**4.2 다중반응최적법을 이용한 모델의 최적화**

**4.2.1 위험속도 최적화 모델**

전산실험의 요인인 베어링 1, 2, 3, 4 와 전, 후륜 외경을 조정하여 주축의 위험속도만을 최적화하기 위하여 전산실험의 회귀모형인 다중반응최적법을 수행하였다. 베어링 1 과 2 의 간격이 커질수록, 베어링 3 과 4 의 간격이 커질수록 위험속도가 커지는 경향을 보였다. 각 베어링이 최대의 이동을 할 경우에 위험속도가 최고가 될 것이나, 베어링 2 와 베어링 3 은 설계개선여유가 좁아 베어링 2 의 수준은 11mm, 베어링 3 의 수준은 -13.5mm 가 수정 가능한 최대의 이동량이다. Fig. 9 는 설계의 개선여유를 고려한 만족도가 최대가 되는 각 요인의 수준이다. 전륜 외경은 -3.33mm 후륜 외경은 -1.81mm 수준에서 위험속도가 최대가 되며 전륜 베어링인 베어링 1 과 2 의 간격이 커질수록, 후륜베어링인 베어링 3 과 4 의 간격이 커질수록 위험속도는 최대가 되었다.

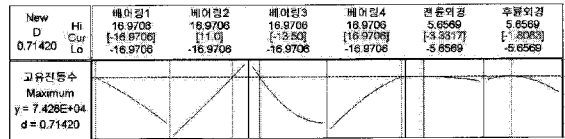


Fig. 9 critical speed optimization

전륜 외경과 후륜 외경은 최소점에서 최대점으로 증가함에 따라 위험속도는 증가하다 어느 지점에서 감소하는 변화의 곡률적인 효과를 확인하였다. 이것은 비감쇠고유진동에서 질량과 강성의 기여도 차이 때문인 것으로 보인다.

다중반응최적법을 통해 얻은 모델의 위험속도는 74,280rpm 이며 이는 초기 모델에 비하여 20,882rpm(39.1%) 증가하였다.

**4.2.2 위험속도, 중량의 합성만족도 최적화 모델**

전산실험 결과를 분석하여 도출된 회귀모형인 다중반응최적법을 이용하여 주축 위험속도와 중량의 중요도를 5:5 에서 순차적으로 9:1 까지 변화시키며 각 중요도에서 위험속도와 중량에 대한 최적만족도 부합 모델을 선정하였다. 중요도 모델의 정의는 5:5 모델의 경우 위험속도의 중요도가 5, 중량의 중요도가 5 이며 9:1 모델의 경우 위험속도의 중요도가 9 이며 중량의 중요도가 1 인 경우를 정의한다. Fig. 10~11 에서 위험속도 대 주축 중량이 5:5, 9:1 의 중요도에서의 요인별 설계 개선 수준을 나타내었다.

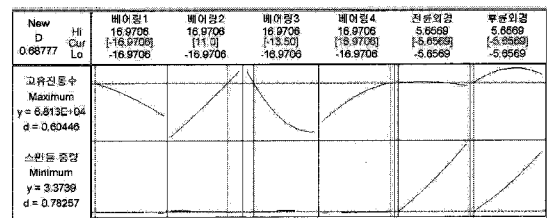


Fig. 10 Optimization of response for 5:5 model(weight factor of critical speed and weight; 0.5:0.5)

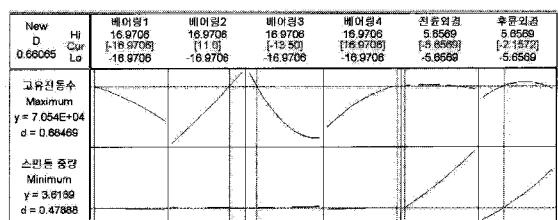


Fig. 11 Optimization of response for 9:1 model

위험속도의 중요도가 높아질수록 위험속도가 상승하는 경향과 중량의 중요도가 낮아질수록 중량이 낮아지는 경향을 확인하였다. 위험속도 대 중량의 중요도가 5:5 인 경우와 6:4 인 경우는 결과가 동일하게 나와 중요도의 효과가 거의 없는 것으로 나타났다. 5:5 모델의 경우로 미루어 보아 개선의 효과는 위험속도의 개선효과가 중량의 개선효과에 비해 더 큰 것으로 나타났다. 중요도로 인한 상승효과는 7:3 모델 이후 급격히 상승하여 9:1 모델의 경우에 위험속도와 중량이 최대가 되는 것을 확인하였다.

중요도 8:2 모델 이상에서는 각 중요도에 대한 위험속도의 상승폭에 비해 중량의 상승폭은 작아 위험속도의 중요도를 높게 설정할 때에는 중요도를 8:2 이상으로 선정하는 것이 적절한 것을 확인하였다.

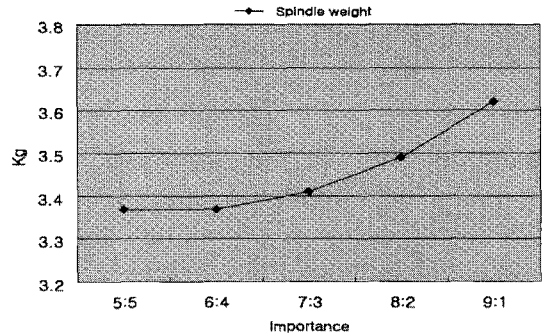


Fig. 13 Importance vs. spindle weight

회귀모형인 다중반응최적법에서 제시한 모델의 위험속도와 중량 도출 결과를 검증하기 위하여 ARMD 를 이용하여 직접적으로 구한 결과와 각 중요도별 모델에 의한 예측값의 오차를 비교하는 검증해석을 수행하였다.

Table 7 은 검증해석결과를 보여주고 있다. 검증 해석 결과 다중반응최적법을 통해 나온 위험속도 및 질량의 결과 값과 실제 해석에서 얻은 결과값은 모두 오차 범위 1% 미만으로 다중반응표면법의 분석을 통해 얻은 회귀모형인 다중반응최적법 모델의 신뢰성을 판단할 수 있었다.

Table 6 Response optimization for each importance case

Important		Satisfaction	optimization model	
Critical speed	Weight		Critical speed (Improvement) [RPM]	Weight (Improvement) [kg]
5	5	0.68777	68,130 (27.5%)	3.37 (21.4%)
6	4	0.67024	68,130 (27.5%)	3.37 (21.4%)
7	3	0.65406	68,580 (28.4%)	3.41 (20.4%)
8	2	0.64883	69,590 (30.3%)	3.49 (18.6%)
9	1	0.66065	70,540 (32.0%)	3.62 (15.4%)

Table 7 Comparison results between RSM model and verification analysis

Important		Optimization model		Verification analysis		Error	
Natural Frequency	weight	Critical speed [RPM]	Weight [kg]	Critical speed [RPM]	Weight [kg]	Natural Frequency	weight
						[%]	
5	5	68,130	3.37	68,553	3.37	0.62	0
6	4	68,130	3.37	68,553	3.37	0.62	0
7	3	68,580	3.41	68,993	3.40	0.60	0.29
8	2	69,590	3.49	69,841	3.49	0.36	0
9	1	70,540	3.62	70,507	3.61	0.05	0.28

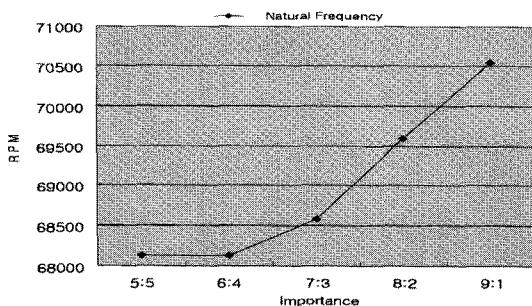


Fig. 12 Importance vs. critical speed

### 4.2.3 주축 외경 변화에 대한 주축 선단부 변위 분석

본 절에서는 앞서 도출한 최적화 모델에서 전륜부와 후륜부의 주축 외경이 변화할 때 주축 선

단부의 변위를 분석하여 선단부의 변위에 미치는 전륜부와 후륜부 주축외경의 영향을 분석 하고자 한다. 실험의 결과는 주축선단에 부여한 반경방향 500N 의 절삭저항에 대하여 주축 선단부 의 최대 변위로 나타내었다. 500N 은 HSK 40E 급의 외경을 가지는 주축에 부여할 수 있는 최대의 중절삭 조건이다. 주축의 지지조건은 베어링 강성 49N/μm 을 베어링 지지점에 탄성 지지로 하였다. 해석은 위험속도만의 최적화 모델과 위험속도, 중량의 합성최적화 모델 중 5:5, 7:3, 9:1 모델에 대하여 수행 되었다. Table 8 는 변위해석의 결과와 위험속도 및 중량을 나타내었다.

Table 8 Results for cutting resistance analysis

optimization model		Front outer diameter [mm]	Real outer diameter [mm]	Radial deformation [μm]
Critical speed	Weight			
5	5	-5.65	-5.67	3.67
6	4	-5.65	-5.67	3.67
7	3	-5.65	-5.16	3.24
8	2	-5.65	-3.83	3.22
9	1	-5.65	-2.16	3.21
Critical speed optimization model		-3.33	-1.80	2.03

해석 모델들의 베어링 위치는 모두 동일하다. 따라서 본 해석모델에서 절삭저항에 대한 주축의 처짐은 전륜 외경과 후륜외경에 의해 결정된다. 반경방향 변위의 변화경향을 보았을 때, 전체적으로 외경이 두꺼워질수록 주축 선단의 반경 방향 변위가 작아지는 경향을 확인할 수 있다. 또한 중요도 모델에서 7:3 모델과 9:1 모델의 후륜 외경 차는 3mm 이지만 반경방향 변위의 차이가 0.03mm 인 것에 비해 9:1 모델과 위험속도 최적화 모델의 전륜 외경차는 2.32mm, 후륜 외경차는 0.36mm 일 때 반경방향 변위의 차이가 1.18mm 인 것으로 보아 절삭 저항에 의한 주축의 반경방향 변위는 전륜부 외경의 변화가 지배적인 것을 알 수 있다.

Fig. 14 는 중요도 8:2 모델의 변위 상태도이며, Fig. 15 는 위험속도 최적화 모델의 변위상태도이다.

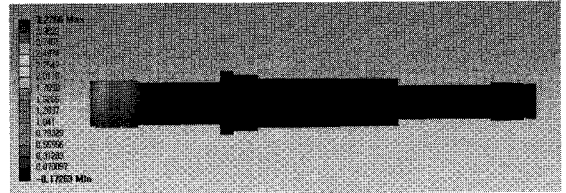


Fig. 14 Radial deformation of 8:2 model

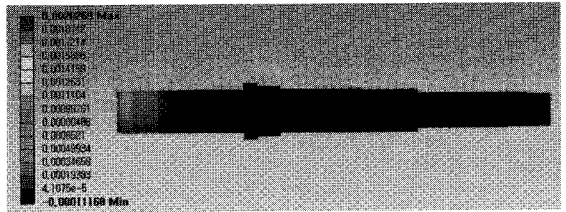


Fig. 15 Directional deformation of critical speed optimization model

### 5. 결론

본 연구에서는 HSK 40E 타입의 40,000rpm 급 고속 주축의 위험속도 및 중량에 대한 설계를 개선하기 위하여, 반응표면설계 중 중심합성 계획법을 이용하여 전산 실험을 수행하였다. 목적함수는 주축의 위험속도와 주축의 중량이며 해석의 결과는 회귀모형인 다중 반응 최적법을 통하여 전역탐색을 실시하여 위험속도만의 최적화와 위험속도, 중량의 동시 최적화를 위하여 각 요인의 설계 개선을 실시하였다. 다중반응최적법을 통하여 얻은 모델에 대해서는 검증해석을 실시하여 회귀 모형의 신뢰성을 확인하였으며, 절삭저항에 의한 주축 선단부 변위해석에서 주축의 외경과 주축 처짐에 대한 경향을 파악하였다.

본 연구에서 수행한 각각의 내용을 다시 요약, 정리하면 다음에 제시한 바와 같다.

1) 각 요인에 따른 위험속도 변화는 베어링 1 과 3 이 전륜쪽으로 이동할수록, 베어링 2 와 4 가 후륜쪽으로 이동할수록 상승하는 경향을 보였으며, 전륜 외경과 후륜 외경은 최소점에서 최대점으로 증가함에 따라 위험속도는 증가하다 어느 지점에서 감소하는 변화의 곡선효과를 확인하였다.

2) 전산실험에서 베어링 위치와 주축 전, 후륜 외경을 조정하여 주축 중량과 위험속도에 대한 실험을 수행하고, 회귀모형인 다중반응최적법을 이용하여 요인별 전역탐색을 통한 설계개선안을 제시하였다. 검증 실험에서는 오차율 1% 미만으로

전산실험 회귀모형의 신뢰성을 확인하였다.

3) 다양한 설계 구상에 따른 위험속도와 중량 각각의 중요도에 대하여 5 가지의 설계 개선안과 개선에 따른 위험속도 및 중량의 개선효과를 제시하였으며 위험속도는 중요도 8:2 이상의 모델부터 급격히 상승함을 확인하였다. 또한 위험 속도 중심의 설계에 대해서는 중요도 8:2 이상이 적절함을 확인하였다.

4) 위험속도만의 최적화 모델과 합성최적화 모델의 절삭저항에 의한 반경방향 변위 해석에서는 주축의 전륜 외경이 후륜 외경과 비교하여 절삭저항에 의한 주축의 반경방향 변위는 전륜부 외경의 변화가 지배적인 것을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업(RTI04-01-03) 지원으로 수행되었습니다.

## 참고문헌

1. Park, D. B., Jo, J. J. and Kim, S. I., "Dynamic Characteristics of Spindle with a Built-in Motor," Journal of the KSPE, Vol. 11, No. 3, pp. 184-190, 1994.
2. Park, B. Y. and Kim, J. G., "Development of High Speed Machine Tool Spindle Regarding Vibration Characteristics," Journal of the KSPE, Vol. 9, No. 3, pp. 149-156, 1992.
3. Ro, S. K., Park, K. J. and Kyoung, J. H., "Analysis of dynamic Characteristics of a High-speed Milling Spindle," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 484-487, 2003.
4. Kim, S. I., Jo, J. W., Lee, W. J. and Lee, Y. H., "Static/Dynamic/Thermal Characteristics Analysis of a High-Speed Spindle System with 50,000rpm," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 494-499, 2003.
5. Kim, S. I., Cho, J. W. and Lee, W. J., "Structural Characteristics Analysis System "SpindleX" for Machine-Tool Spindle System," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 1016-1020, 2000.
6. Altintas, Y. and Cao, Y., "Virtual Design and Optimization of Machine Tool Spindles," CIRP Annals-Manufacturing Technology, Vol. 54, Issue 1, pp. 379-382, 2005.
7. Maeda, O., Cao, Y. and Altintas, Y., "Expert spindle design system," International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 45, Issues 4-5, pp. 537-548, 2005.
8. Cao, Y. and Altintas, Y., "Modeling of spindle-bearing and machine tool systems for virtual simulation of milling operations," International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 47, Issue 9, pp. 1342-1350, 2007.
9. Nakkiew, W., Lin, C. W. and Tu, J. F., "A new method to quantify radial error of a motorized end-milling cutter spindle system at very high speed rotations," International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 46, Issues 7-8, pp. 877-889, 2006.