

# 6시그마의 방법론의 DMADOV 기법에 의한 스핀들에 발생하는 문제 해결 방안에 대한 연구

조영덕\*, 정원지<sup>+</sup>, 이춘만<sup>++</sup>

(논문접수일 2007. 6. 22, 심사완료일 2007. 8. 6)

## A Study on the Solution About Generating Problems in the Spindle Using DMADOV Technique of the Six-Sigma

Young-Duk Cho\*, Won-Jee Chung<sup>+</sup>, Choon-Man Lee<sup>++</sup>

### Abstract

Recently the machine industry is rapidly advanced for improving productivity. Especially an effort decreased error factors of machine tool continuously is being studied. In this paper, we propose a method that decreased vibration in the high speed spindle. By applying 6-sigma technique(DMADOV), we can grasp the influence between the housing design and a rotation accuracy. For a correct conclusion, we measure an actual spindle and analysis by ARMD<sup>®</sup>(rotation analysis program). inally we find out influenceable design factors and the improvement condition about 20.7%

**Key Words** : high speed spindle, DMADOV, 6-sigma, housing design, rotation accuracy, ARMD<sup>®</sup>

## 1. 서론

최근 공작기계 산업은 생산성 향상을 주목표로 정하여 설계 및 생산에 주력하고 있다. 또한 이런 생산성 향상은 공작 기계에 있어 가장 중요한 요점이라 볼 수 있으며 이는 기계의 가공속도의 향상과 생산원가의 절감이라는 추세의 변화를 따라오게 하고 있다.

더불어 품질적인 측면에서는 공작기계는 가공할 때 오차

요인들을 줄여 최상의 제품을 생산하는 것이 중요하다. 이런 오차 요인들로는 기계적인 오차와 환경적인 오차가 있으며 환경적인 오차 요인을 최소한으로 하고 있는 기술은 거의 확보된 상태이기 때문에 기계적 오차를 줄이는데 연구가 진행 중이다.

기계적 오차들 중에서 진동은 가공 정밀도에 밀접한 관련이 있으며 이런 공작기계에 존재하는 진동에는 언밸런스(unbalance) 질량에 의한 진동과 조립오차(assembly error)

\* 국립창원대학교 기계설계공학과 대학원 (yducks99@yahoo.co.kr)

주소: 641-060 경남 창원시 신월동 87-5

+ 국립창원대학교 메카트로닉스공학과

++ 국립창원대학교 메카트로닉스공학과

및 가공오차(manufacturing error)에 의한 진동, 고유진동수(natural frequency)에 의한 진동, 축의 불정렬(misalignment)에 의한 진동 등이 존재한다. 따라서 설계 단계에서부터 진동특성들을 고려한 신중한 설계가 요구된다. 특히 공작기계 머시닝 센터(machining center)에서는 스피ndl의 설계가 진동 발생의 주요인으로 여기며 회전속도가 증가함에 따라 설계의 중요성이 점차적으로 부각되고 있다. 하지만 이러한 스피ndl에 대한 연구는 끊임없이 진행되고 있는 상태이지만 스피ndl의 외부에 조립되어지는 하우징(Housing) 부분에 대한 연구는 미미한 상태이며 하우징의 설계는 국한되어 있는 것이 현 실정이다.

그러므로 이 논문에서는 12,000rpm급 고속 스피ndl들을 대상으로 하여 6시그마 기법인 DMADOV 기법을 적용하여 하우징의 설계가 회전 정밀도 및 진동 발생에 미치는 영향을 파악하고 개선하는 것을 목표로 하였으며 현장에서의 실험 및 전문 회전체 해석 프로그램 ARMD<sup>®</sup>를 이용하여 수행하였다.

## 2. 6 시그마 & DMADOV

### 2.1 6 시그마

6 시그마는 제품이나 서비스 중 불량품이나 에러 발생률을 100만개 당 3.4개로 줄이는 것을 목표로 두고 있는 전사적 품질 혁신 활동으로, 품질 경쟁력 확보라는 현대사회의 요구에 대응하기 위한 경영혁신 기법이다. 또한 6 시그마는 기존의 제조공정 위주의 품질혁신 기법과는 달리 제품 설계, 자재 및 공정관리 등 생산 전 부문까지 회계, 영업, 관리, 마케팅, A/S 등 사무실 간접까지 포함한 기업의 모든 분야에 고객관점에서의 주요 특성치(CTQ : Critical To Quality)를 찾아 과학적 통계기법을 적용하여 품질향상과 고객만족도 향상을 통한 기업경영 성과를 획기적으로 향상시키기 위한 새로운 품질경영전략이다<sup>(1)</sup>.

### 2.2 DMADOV

6 시그마의 제일 핵심적인 방법론은 DMAIC이며 정의(Define), 측정(Measure), 분석(Analysis), 개선(Improve), 관리(Control)의 5개로 체계적이며 효율을 높이고자 유용하게 사용되고 있다. 이러한 기법이 발전하면서 새로운 방법론이 나타난 것이 DMADV(Define, Measure, Analysis, Design, Verify)이다. 여기서 최적화(Optimize) 개념을 도입한 것이 DMADOV이다. 이 DMADOV는 디자인 과정에서 개발하고자 한 프로세스의 개념을 디자인하고 상세한 계획을 세우고 테스트 계

획을 수립하는 것을 말한다.

이런 기법을 통하여 대상 스피ndl의 진동 측정과 해석을 실시하여 문제점을 찾아낸 후, 최적화 개념을 도입해서 수정된 결과를 확인하고 개선 효과를 낼 수 있다.

## 3. DMADOV 적용

### 3.1 정의(Define)

정의 단계는 고객의 요구 사항과 프로세서의 목표를 정의하며 문제점을 알아내는 출발 단계로 볼 수 있다. 현 프로세서에서는 진동을 줄이는 것에 대한 하우징의 영향 정도를 목표로 두었으며 해석 모델은 D사의 12,000rpm급의 Built-in Motor 형식의 초고속 스피ndl들을 대상으로 실시하였다. Fig. 1 이 대상 스피ndl의 전체적인 모습이며 ㉠이 회전하는 스피ndl, ㉡이 하우징 부분이다.

### 3.2 측정(Measure)

측정 단계는 실제의 문제가 무엇인지를 파악하고 문제의 정도가 얼마나 되는지를 측정하는 단계인데, 개선이란 현상을 얼마나 정확하게 파악하고 알고 있느냐에 따라 그 성과가 달라지기 때문에 현상을 정확하게 측정하는 것이 무엇보다 중요하다.

스피ndl들을 대상으로 측정을 하기 위해서 Vibortest 60<sup>®</sup>이란 진동 측정기를 사용했다. Fig. 2와 같이 두 개의 가속도 센서를 ISO 10816에 의거하여 하우징 쪽에 부착하고 회전수를 측정할 수 있는 레이저 타코메타를 설치한 뒤 반사 테이프를 붙여 측정한다<sup>(2)</sup>.

Vibortest 60<sup>®</sup>에는 고유진동수를 측정할 수 있는 기능인 트래킹(tracking) 기능이 포함되어 있다. 트래킹 기능이랑 스피ndl의 최대 회전 속도로 회전을 시킨 다음 순간적으로 전원이 차단될 시에 스피ndl이 정지할 때까지의 감속하는 짧은 시간 동안 진동 정보를 추적하는 기능이다. 주로 트래킹

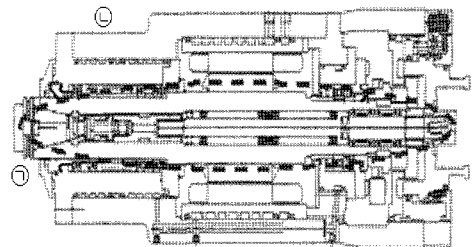


Fig. 1 Spindle and housing in MC

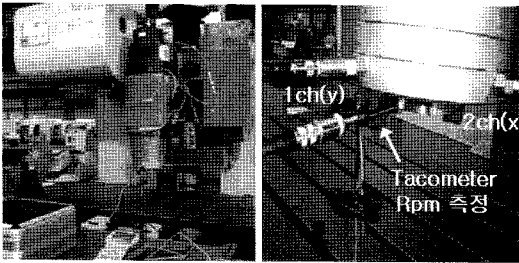


Fig. 2 vibration measurement

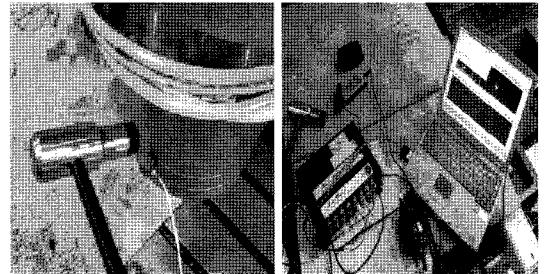


Fig. 5 Hammering test by FFT

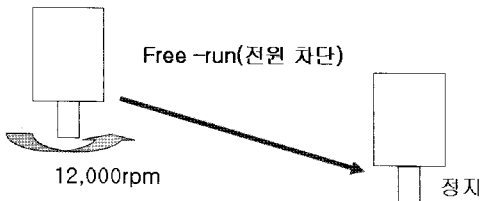


Fig. 3 Tracking phenomenon

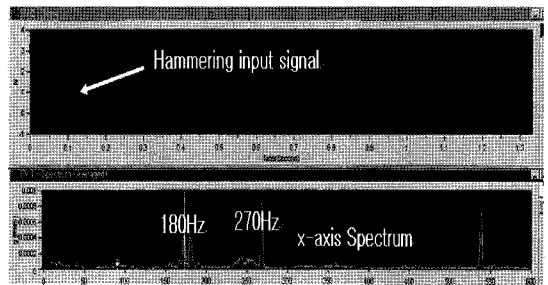


Fig. 6 Natural frequency obtained by hammering test

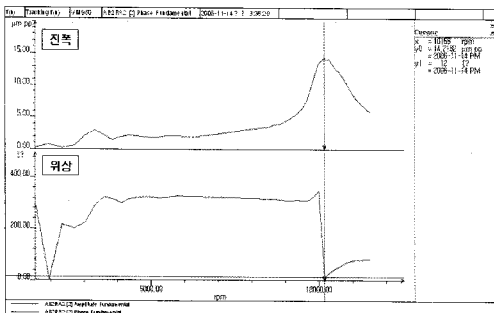


Fig. 4 vibration measurement

기능은 고유진동수를 측정할 때 사용된다.

대상 스핀들은 Fig. 3과 같이 최대 회전속도 12,000rpm으로 구동한 다음, 전원을 차단하여 30초간의 모터에 의한 구동이 아닌 오직 원심력에 의한 자유 회전(free-run) 현상이 나타난다. 이 동작은 스핀들 가공 중 전원이 급차단시 정지를 한다면 기계의 무리 및 고장의 원인이 될 수 있기 때문에 모든 머시닝 센터에 자체적으로 가지고 있는 기능이다.

Fig. 4의 그래프는 트래킹 현상 정보를 측정된 것으로 위아래 그래프 각각 진폭 및 위상 그래프를 나타낸다. 두 그래프의 트래킹 정보를 보면 10,500rpm에서 그래프의 변동이 크다. 이는 10,500rpm 대역에서 회전체 구성 부분 중에 운전대역과 일치하는 고유진동수를 가지는 부분이 존재하는 것을 의미한다<sup>(3)</sup>.

앞의 시험의 검증 및 신뢰성을 위해서 진동 및 고유진동수 측정에 일반적으로 많이 사용되어지고 있는 FFT<sup>®</sup>(Fast Fourier Transform)의 해머링 테스트(hammering test)를 이용하였다. Fig. 5와 같이 FFT에 입력에 해머를 연결하여 가진을 시킴으로써 가속도 센서가 받은 정보를 분석하여 고유진동수를 측정한다.

대상의 스핀들을 해머링 테스트로 측정된 그래프는 Fig. 6과 같이 나타났다. 두 개의 스펙트럼(spectrum)이 각각 180Hz와 270Hz에서 측정되었으며 이는 10,800rpm 대역과 16,500 대역에 고유진동수가 존재함이 나타났다. 이 중에서 180Hz, 즉 10,000rpm 영역 결과는 앞선 진동 측정기의 트래킹 실험과 일치한다. 현 스핀들은 최대 12,000rpm 영역이므로 10,000rpm 영역에 표시되는 고유진동수의 확인 및 수정이 필요하다. 고유진동수가 운전영역 내에 존재하면 공진이 발생하게 되어 과도한 진동이 발생하여 회전정밀도가 월등히 떨어져 공작물 가공에 심각한 결과를 낼 수 있다. 이러한 이유로 10,00rpm 대역의 고유진동수가 발생하는 부분을 확인하여 설계를 수정해야만 한다. 실제 현장에서 설계자들은 앞에 대역을 하우징의 주파수, 뒤의 대역을 스핀들의 고유진동수로 여기고 있다.

수정에 앞서 회전 정밀도 측정 시스템(spindle error analyzer)를 사용하여 각 rpm 별 회전 정밀도를 측정하였다. x,y,z 축

에 총 5가지 센서를 고정 지그에 결합하여 공구의 끝단 현상을 파악하여 회전 정밀도를 측정한다. Fig. 7이 각 rpm 별 회전정밀도를 나타낸다.

특히 10,000rpm 영역의 회전 정밀도에서는 굴곡 현상이 나타난다. ISO 7919에서는 이러한 극좌표(polar plot)에 대해서 규정되어 있으며 굴곡 현상에 대해서도 명시되어 있다. x,y 축의 polar plot은 Fig. 8과 같이 선형 좌표(linear plot)으로 변환이 가능하며 굴곡 현상에 생긴다면 진동이 발생하는 원인이 규명되어야 한다고 언급되어 있다<sup>(4)</sup>.

### 3.3 분석(Analysis)

분석 단계는 데이터 해석을 통하여 핵심인자를 찾아내는 단계이다. 측정단계에서 프로세스 문제의 심각도가 어느 정도가 되는지를 파악하였다면, 분석단계에서는 문제가 언제, 어디서 발생하는지를 찾아내는 단계인 것이다

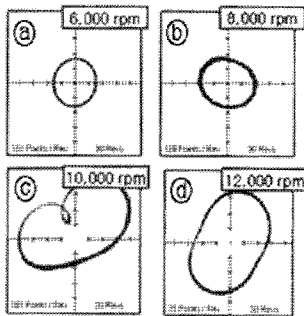


Fig. 7 Rotation accuracy by spindle error analyzer

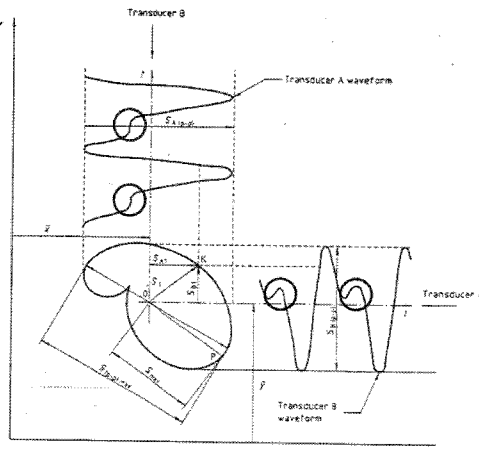


Fig. 8 The x,y polar plot mentioned in ISO 7919

우선 회전 전문 해석 프로그램인 ARMD<sup>®</sup>(Advanced Rotating Machinery Dynamics)를 이용하여 스핀들 부분을 모델링 하였다. 전문 베어링 및 후륜 베어링의 값은 베어링 자료를 참조 하였으며 로터 부분은 디스크(disc)로 처리를 하였다. Fig. 9의 모습이 스핀들 부분을 모델링하여 해석한 모습으로 1차 고유진동수는 16,131rpm이 표시가 났다. 이는 Fig. 6에서 발견한 270Hz(16,200rpm) 대역의 주파수와 비슷한 결과로서 270Hz 주파수가 스핀들 부분의 고유진동수임을 확인했다.

스핀들 부분의 설계는 최대 회전수 12,000rpm의 30% 범위 밖에 있으므로 문제가 없음이 측정 및 해석에 의해서 파악이 되었다. 이제 Fig. 6에서 표시된 180Hz 대역이 10,480rpm로서 운전 영역 내에 존재하기 때문에 180Hz 주파수의 원인을 규명하는 것은 매우 중요하다. 설계자들의 의견을 참고하여 하우징의 주파수임을 추측하여 하우징 부분의 2D 도면을 바탕으로 ARMD<sup>®</sup>에서 모델링하여 고유진동수를 구하여 보았다. 그 결과 Fig. 10과 같이 11,055rpm에서 하우징의 1차 고유진동수가 나와 측정 결과와 비슷하게 나타났으며 하우징의 설계 수정이 필요함이 나타났다.

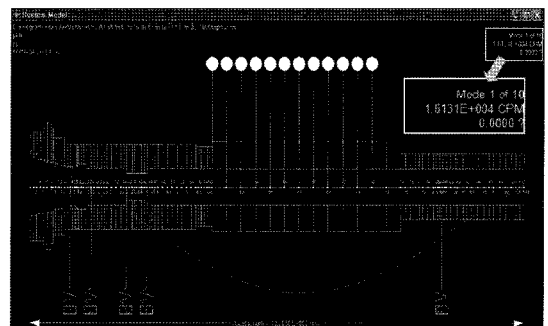


Fig. 9 Rotation accuracy by spindle error analyzer



Fig. 10 Frequency of the housing

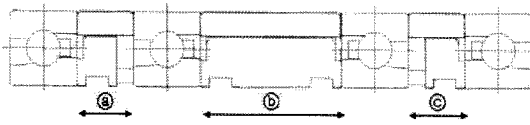


Fig. 11 distance condition of front bearing

3.4 설계(Design)

설계 단계는 목표 달성을 위하여 세부적으로 프로세서를 설계하는 단계로서 앞서 측정 및 분석을 통하여 하우징의 문제가 발견되었으면 이에 대한 재설계가 필요하다.

하우징의 설계는 내경에 대해서는 스피들의 설계 수정이 불가피하므로 설계 변경이 불가능하며 외경과 두께에 따른 설계와 베어링의 지지점 위치만 변경이 가능하다. 베어링의 위치 변경은 스피들의 고유진동수도 변경되므로 신중해야 한다.

설계자들의 의견을 고려하여 현 제품을 고려할 때 외경의 변화는 (-)10mm부터 (+)20mm까지 변경이 가능하다고 하며 재질은 SACM 645와 SCM 415, 베어링의 위치는 Fig. 11의 전륜 베어링 중에서 가장 큰 영향을 미치는 ⑥의 거리 변화를 설계 변수로 잡았다. 여기서 (-)부호는 공구를 가공하는 테이퍼 쪽 방향을 의미한다.

고유진동수와 관련된 식은 (1)과 같으며 하우징의 주파수를 15,600rpm 이상으로 높게 하는 작업을 수행하여야 한다. 식을 참고하면 고유진동수 증가를 위해서는 강성(K) 값을 높여야 한다. 즉 스피들의 강성을 높이기 위해서는 베어링 강성을 증가시켜야 하지만 스피들의 설계에 영향을 미치므로 변경할 수가 없다. 또한 설계 변수인 외경을 줄여 질량(m)을 감소시키면 고유진동수가 증가하지만 질량이 줄어드는 한편 강성 값 역시 변화가 생기므로 신중히 고려해야 한다<sup>(3)</sup>.

$$W_m(\text{주파수}) = 2\pi \sqrt{\frac{K}{m}} \tag{1}$$

3.5 최적화, 수정(Optimize & Verify)

최적화 단계는 설계된 프로세서의 최소비용, 최소자원 등을 분석하고 프로세서를 최적화하는 단계이다. 최적 기법으로는 다구찌 방법(Taguchi method)을 사용하여 3개의 설계 변수에 대하여 최적화를 수행하였다<sup>(5)</sup>.

Table 1이 하우징에서 변경 가능한 설계 변수의 범위와 수준수이다. 외경은 2수준, 재질은 2수준, 베어링의 ⑥의 위치는 4수준으로 잡았으며 이에 대하여 DOE(Design Of

Table 1 level and range of factors

설계 변수	범위	수준수
하우징 외경	(-)10mm ~(+)10mm	(-)10mm, (+)10mm
재질	가능한 재질 선택	SCAM 645, SCM 415
베어링 ⑥ 위치	(-)10mm ~(+)10mm	(-)10mm, (-)5mm, (+)10mm, (+)10mm <small>※베어링 ⑥ 간격 변화시 스피들의 고유진동수는 15,785rpm~16,230rpm 변화가 생김 (조건 만족)</small>

Table 2 level and range of factors

No	베어링 ⑥ 위치 (mm)	하우징 외경 (mm)	재질	결과(rpm)
1	(-)10	(-)10	SCAM 645	12523
2	(-)10	(+)10	SCM 415	9937
3	(-)5	(-)10	SCAM 645	12527
4	(-)5	(+)10	SCM 415	10213
5	(+)5	(-)10	SCM 415	12822
6	(+)5	(+)10	SCAM 645	10388
7	(+)10	(-)10	SCM 415	13021
8	(+)10	(+)10	SCAM 645	10537

Experiment)을 실시하였다. 이 방법의 장점은 최소한의 실험으로 전체 실험을 대신할 수 있으며 주인자의 선별이 가능하다.

베어링 ⑥ 간격 변화시 스피들의 고유진동수도 따라서 변화하므로 범위에 따른 해석이 필요하다. 해석 결과 15,785rpm에서 16,230rpm로 나타났으며 베어링 ⑥ 간격의 범위에 따른 스피들의 고유진동수 결과는 최대 회전수의 30% 범위 안으로 만족하기 때문에 범위 설정은 타당하다고 판단된다.

수준수를 참고하여 DOE의 복합 수준설계를 이용하면 16(4<sup>2</sup>×2<sup>1</sup>)번의 실험을 대신 절반의 8번의 실험으로 전체 실험 결과를 얻을 수 있다. DOE에 가장 많이 사용되는 통계 해석 프로그램인 MINITAB<sup>®</sup>을 이용하여 생성된 직교배열 표(Orthogonal array)와 실험결과는 Table 2와 같다.

Fig. 12는 설계변수에 대하여 하우징의 고유진동수를 최대한으로 하는 S/N 비에 대한 주효과 선도를 나타낸다. S/N 비는 목적함수, 즉 특성치에 의해 정의가 달라지며 특성치는

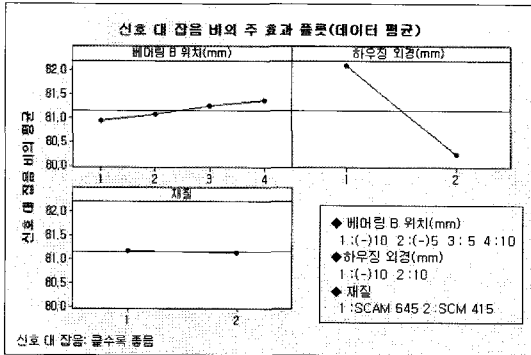


Fig. 12 S/N ratio by MINITAB

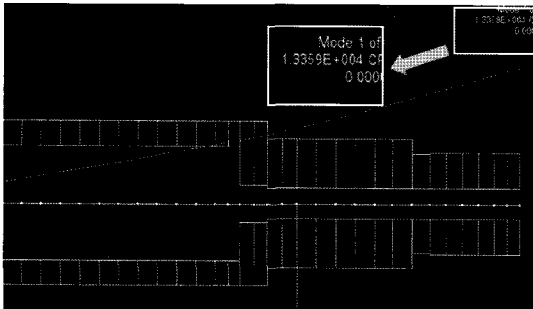


Fig. 13 1st Natural frequency in the optimized condition

여기서는 망대특성을 가진다. 주효과 선도는 설계의 방향을 결정하는데 도움을 준다.

S/N 비 주효과 선도를 보면 재질은 고유진동수에 영향을 미치지 않으며 하우징 외경이 가장 큰 영향을 미치는 주인자로 판별되었으며 다음으로 베어링의 ⑥ 간격이 그 다음 주인자로 나타났다.

최적화 수행을 위해 우선 각 인자들의 S/N비 값이 가장 좋은 값인 베어링 ⑥ 위치의 4수준, 하우징 외경의 1수준, 재질 1수준 등의 조건으로 S/N비 값을 구해본 결과 8개의 직교배열표상의 S/N비의 최고값보다 우수한 결과가 나왔으며 이 최적조건에 대하여 최적사양에 해석을 수행하였다.

재해석 결과 Fig. 13과 같이 13,359rpm의 고유진동수가 해석되었으며 이는 처음 사양을 비교한다면 약 20.7%의 개선 효과가 나타났다. 이 해석 결과는 현 스펜들의 최대 회전 속도를 넘은 값으로 Fig. 7를 참고하여 볼 때 최적사양 설계 시 좋은 회전 정밀도 결과가 나타나리라 판단된다.

## 4. 결론

본 논문에서는 초고속 스펜들을 대상으로 6시그마의 DMADOV 기법을 적용하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

DMADOV 절차에 따라 정의 단계에서는 문제점에 대한 정의를 내렸으며 측정 단계에서는 진동 계측기를 이용하여 고유진동수가 스펜들의 정밀도 및 진동 발생에 영향을 미치는 것을 확인하였다. 다음 단계는 회전체 해석을 통하여 하우징 부분의 설계가 스펜들에 진동 문제를 발생하는 것을 분석하였으며, 마지막으로 최적화 및 수정 단계를 거쳐서 하우징의 외경 및 베어링의 위치가 중요 설계 변수임을 확인하였다. 이런 하우징의 설계 최적화 과정과 수정 과정을 통하여 최적사양 조건으로 해석한 결과 기존보다 약 20.7%의 고유진동수가 증가하는 개선효과를 낼 수 있었다.

앞으로의 연구 방향은 하우징의 설계에 재료적인 비용을 고려하여 GA(Genetic algorithm)를 병행하여 실험을 수행한다면 최적조건의 타당성이 더 입증되리라 여겨진다.

## 후 기

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

## 참 고 문 헌

- (1) Chung, W. J., Jung, D. W. and Song, T. J., 2003, "A Study on Robust Design of Ball-Stop Part for Power Shift of Heavy Vehicle Using DFSS," *Transactions of the KSMTE, A*, Vol. 15, pp. 8~14.
- (2) ISO 10816 - Mechanical Vibration.
- (3) Yang, B. H. 2003, *Vibraton of rotation unit*, Inter-vision.
- (4) ISO 7919 - Measurements on rotating shafts and evaluation criteria.
- (5) Taguchi, G. and Wu, Y., 2001, *TAGUCHI's Quality Engineering Handbook*, Wiley.