

선박 러더 가공용 보링머신의 정·동적 해석

Static and Dynamic Analysis of Boring machine for Ship Rudder machining

*이동규¹, 노진희¹, 김철민¹, 김지성¹, 이상실¹, #황진동¹ 김화영¹, 안중환¹

*D.G.Lee¹, J. H. Noh¹, C. M. Kim¹, J. S. Kim¹, S. S. Lee¹, #J.D.Hwang¹(hjd7172@pusan.ac.kr), H.Y.Kim¹, J.H. Ahn¹
¹ 부산대학교 기계공학부

Key words :Boring machine

1. 서론

지금 현재 국내 및 외국의 각 조선소에서는 선박러더 가공에는 Potable boring bar에 특정각도로 경사지게 만든 테이퍼 키를 설치하여 테이퍼 보링작업을 하므로 CNC Machine에서 수치제어 방식으로 가공된 shaft와 Rudder의 테이퍼 각도가 정확히 일치 않아 조립시 두 테이퍼 면의 접촉율이 낮다. 따라서 보링가공 이후에는 작업자가 직접 테이퍼 Hole 안으로 들어가 그라인딩으로 접촉율(80%)을 맞추어야 하므로 15일 이상의 많은 시간이 소요될 뿐 아니라 작업조건이 열악하여 작업자의 확보에도 애로 사항이 많았다 이러한 요인을 없애기 위하여 CNC Control에 의한 Taper Boring이 가능한 장비를 개발하여 정확한 Taper율에 의한 가공과 Taper값의 변경에 의한 대체시간을 획기적으로 줄이는 반면 접촉율이 기계가공으로 80%이상 되도록 하여야 한다

그러나 가공 장소적인 제약 때문에 부득이하게 외팔보 구조로 Boring machine이 설계되며 이러한 외팔보 구조는 구조적으로 고 하중을 외팔보로 지탱하면서 Boring 작업을 하여야 하므로 요구되는 가공정도를 위해서는 정적·동적으로 안정한 Boring Machine 강성이 요구 된다

본 연구에서는 이러한 정적·동적으로 안정한 Boring Machine 설계를 위해 현재 개발 중인 Boring Machine 구조물을 Solidworks를 통하여 3D Model로 구성하고 유한요소법으로 정적·동적 해석하여 설계의 최적화를 마련하고자 한다

2. 보링머신의 정·동적 해석

2.1 보링머신의 정적 해석

보링기의 3D 모델의 설계를 통해 실제 제작될 보링머신의 정적 부하에 의한 각 축 및 스핀들의 변형량과 응력등을 파악한다 실제 제작되고 있는 Boring machine 각 부품의 재질을 동일하게 3D 모델에 적용하여 자중과 가공시 발생하는 가공력에 의한 부하에 대해 Boring Machine을 3D 전용 프로그램인 Solidworks를 이용하여 fig.1과 같이 모델링하였다

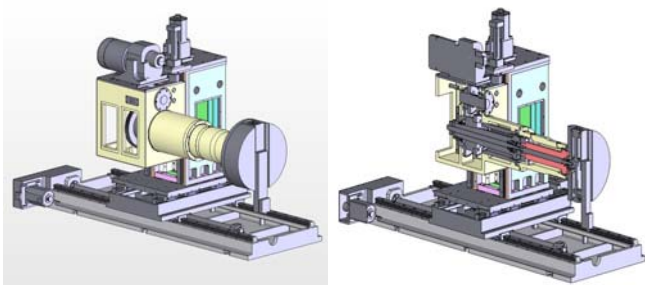


Fig. 1 Boring machine 3D modeling

2.1.1 z축 정해석

z축은 Boring machine에서 가장 큰 하중을 받는 부분이다. z축의 하중은 보링머신에서 z축을 제외한 나머지 부분의 중량으로 인해 발생한다. z축의 정해석시 가장 중요한 부분은 LM가이드의 moving 블록으로 이는 거의 대부분의 하중을 moving 블록이 견디고 있기 때문이다. 이로 인해 moving블록의 압축응력이 허용

응력을 넘어서는지를 파악하여야 한다. 해석결과 6개의 moving 블록 중 회살표 부분에 해당하는 블록의 최대 압축응력이 6MPa로 나타났다. 따라서 실제 사용될 Boring machine moving 블록은 허용정지 압축응력이 최소한 6MPa보다 큰 것으로 사용하여야 한다.

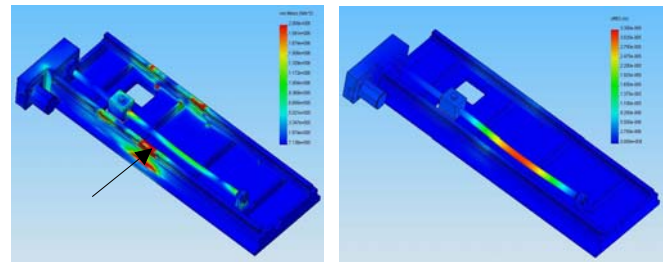


Fig. 2 Stress and displacement of z axis

2.1.2 w축 정해석

w축의 경우에는 y축과 스핀들 유닛의 자중을 견디는 구조물로서 w축의 최대 응력 및 최대 변형량은 각각 13.8MPa와 23.4um로 나타났다. w축의 LM블록에 인가되는 평균응력은 약 5MPa로 해석 되었다. 결과적으로 블록에 인가되는 하중은 약 58.6KN으로 이는 실제 사용되는 w축의 허용하중보다 작아 안전한 것으로 여겨진다. 하지만 국부적인 부분에 인가 되는 최대 응력 13.8MPa의 경우 최대 허용 응력을 벗어나므로 LM 가이드 선정시에 고려되어야 한다.

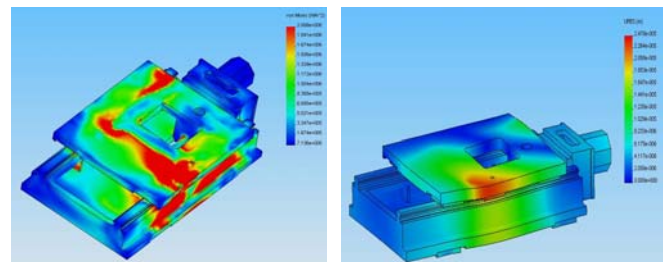


Fig. 3 Stress and displacement of w axis

2.1.3 y축 정해석

y축은 스핀들 유닛을 지지하는 부분으로 Z,W 축과는 달리 수직형 구조이다 해석시 Y축의 LM 블록이 받는 최대 응력과 구조물의 최대변위는 각각 13.9MPa 133um로 나타났다.

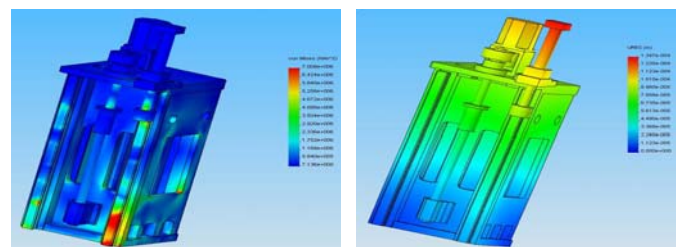


Fig. 4 Stress and displacement of y axis

2.1.4 스펀들의 정해석

스핀들의 최대 응력은 스펀들 컬럼에서 돌출한 회전 지지부의 하단에서 12MPa로 발생되었고, 최대 변위는 스펀들의 공구 지지대에서 276um로 나타났다. 스펀들 프레임의 재질은 열처리된 S45C로 항복강도가 450MPa 이므로 자중에 의한 스펀들의 최대 응력보다 37.5배 높아 안정한 것으로 판정된다.

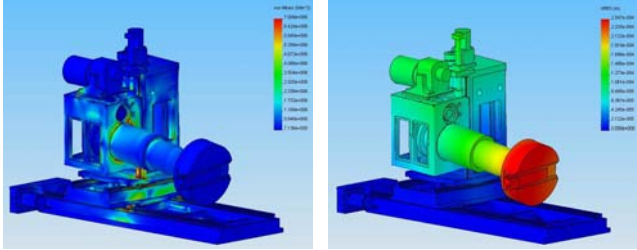


Fig. 5 Stress and displacement of boring machine

2.2 보링머신의 동적 해석

Boring Machine의 진동은 spindle의 질량 중심과 회전 중심의 불일치에 의한 편심으로 발생하는 조화 가진력과 절삭작업이 진행될 때 절삭공구와 공작물 사이의 충격력 및 마찰력에 의해 발생된 힘들이 가진하여 발생한다. 이때 공작물의 절삭작업 수행시에 발생하는 가진 주파수가 구조물을 구성하고 있는 구성부위의 고유 진동수와 일치하면 서로 공진하여 매우 큰 진동현상을 유발한다 이 진동은 내구성과 공작물의 가공정도에 심각한 악영향을 미친다 대표적인 가진 주파수는 가공시 스펀들 회전수에 의한 것이기 때문에 동 해석을 통해 파악된 공진 모드별 주파수와 회전수가 일치하지 않도록 스펀들의 회전수를 제한하여야 한다.

Table 1. Frequencies according to mode

Mode no	Frequency (Hertz)	Rpm
1	32.72	1963.26
2	34.28	2056.73
3	53.90	3233.95
4	64.24	3854.41
5	102.99	6179.52

해석된 결과를 통해 실제 보링기의 절삭 시 사용되는 회전수가 24.4rpm에서 최대 105rpm이므로 가공시 발생하는 절삭력으로 인하여 공진이 발생할 경우는 없는 것으로 판명된다.

2.3 절삭력

절삭과정은 이송(f), 절삭속도 (V), 전단각(ϕ), 공구경사각(γ), 칩속도(V_c)로 표현할 수 있다. F_R 은 공구면에 작용하는 절삭 저항이고, F_R 은 피삭재에 작용하는 절삭저항으로, F_R 과 F_R 의 크기는 서로 같고 방향은 반대이다. 그림에 표시된 기하학적 관계로부터 공구면과 전단면에 작용하는 분력들을 실험을 통해 측정 가능한 주분력 F_v 와 배분력 F_t 의 성분으로 표현 하면 다음과 같다. (1) (2)

$$F_w = F_v \cdot \sin\gamma + F_f \cdot \cos\gamma, \quad F_n = F_v \cdot \cos\gamma - F_f \cdot \sin\gamma$$

$$F_s = F_v \cdot \cos\phi - F_f \cdot \sin\phi, \quad F_{sn} = F_v \cdot \sin\phi + F_f \cdot \cos\phi \quad (1)$$

2.3.1 절삭력 모델

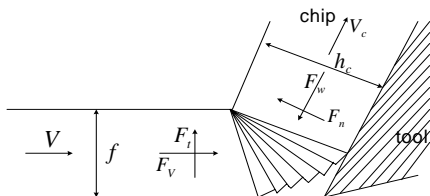


Fig. 6 Shear surface and cutting force of the orthogonal cutting process

절삭모델은 2차원 절삭시 절삭력과 절삭에 관계되는 인자들, 즉 절삭조건, 전단각, 공구경사각 등의 관계를 소성이론에 근거하여 전개된 모델을 사용하였다. 절삭에 소요되는 총 동력은 식 (2)로 정의된다.

$$E_t = \frac{C}{n+1} \cdot \left[n_s \cdot \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \tan\left(\frac{\pi-2\cdot\gamma}{4\cdot n_s}\right) \right]^{n+1} \cdot b \cdot V \cdot f + \frac{\sin\phi}{\cos(\phi-\gamma)} \cdot F_w \cdot V \quad (2)$$

전단면이 하나인 경우의 주분력과 배분력은 식 (3)과 같다.

$$F_v = \frac{C \cdot b \cdot f}{n+1} \frac{\cos(\phi-\gamma)}{\cos(\phi-\gamma) - \mu_r \sin(\phi)} \left[\frac{2}{\sqrt{3}} \tan\left(\frac{\pi-2\gamma}{4}\right) \right]^{n+1}$$

$$F_f = \frac{\mu_r - \sin\gamma}{\cos\gamma} F_v \quad (3)$$

전단면이 무한대인 경우의 주분력과 배분력은 식 (4)와 같다.

$$F_v = \frac{C \cdot b \cdot f}{n+1} \frac{\cos(\phi-\gamma)}{\cos(\phi-\gamma) - \mu_r \sin(\phi)} \left[\frac{\pi-2\cdot\gamma}{2\sqrt{3}} \right]^{n+1}$$

$$F_f = \frac{\mu_r - \sin\gamma}{\cos\gamma} F_v \quad (4)$$

보링기에 사용되는 절삭 조건은 피드 0.6mm/rev, 절입 깊이 5mm, 회전수 24.4~105rpm, 피삭재의 shear modulus(C) : 80 GPa, 회전 반경(인서트 팁 제외)은 488.08mm로 나타났다. 공구경사각의 변화와 마찰력의 변화에 대한 예측된 주분력과 배분력의 변화를 아래의 그림에 나타내었다. 공구경사각이 크면 클수록 주분력과 배분력이 감소함을 알 수 있다 이는 가공시 절삭력을 최소화함으로써 구조 전체에 주는 부하를 줄일 수 있다

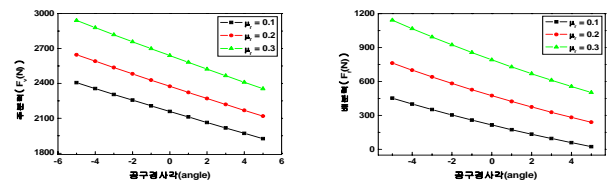


Fig 7. Variation of the cutting and radial force according to rake angle

3. 결론

정동적으로 안정한 공작기계의 강성설계를 위해 제작사양과 동일한 형상과 재질로 boring Machine 구조물을 3D Model로 구성하고 유한요소법으로 정-동적 해석을 하였다

정적해석결과 W축의 경우 LM블럭의 평균응력은 5Mpa로 안정하였으나 국부적인 응력이 13.8Mpa로 최대 허용응력 9.18Mpa를 초과하여 LM 강도, W축 Saddle 두께, 스펀들 하우징의 R을 보강함으로써 구조적으로 취약한 부분의 강성을 보완하였다 동적해석결과 가공시 Spindle회전수 105rpm에 대하여 공진 주파수가 1963rpm이상이므로 가공시 절삭력으로 인하여 공진이 발생할 경우는 없는 것으로 해석되었다

또한 절삭력 모델을 통하여 가공조건에서의 공구에 대한 주분력과 배분력의 변화를 예측함으로써 최적의 공구선정으로 가공정도를 향상시킬 수 있음을 확인하였다

4. 참고문헌

1. 윤영식, 이상조, “정밀 전삭 가공 과정의 절삭력 예측 모델,” 대한기계학회 논문집 NO.17, pp.1456~1464, 1993.
2. Lo-A-Foe, T.C.G., Dautzenberg, j.h. and Van der Wolf, A.C.H., "A Model for the Micro-cutting Forces of Non-ferrous Metals," Proceedings of the 5th Polytechnics Symposium on Manufacturing Engineering, pp.346~362, 1986