

가공정도 향상을 위한 Pipe Cutting Machine의 설계 개선

길사근*·노승훈[†]·신호범*·김영조**·김동욱***·노호철*

*금오공과대학교 대학원, [†]금오공과대학교 기계시스템공학과, **구미대학교 기계공학과
***국방과학연구소

Design Alterations of a Pipe Cutting Machine for the Improved Precision Machining

Sa Geun Kil*, Seung Hoon Ro[†], Ho Beom Shin*, Young Jo Kim**,
Ho Chul Noh* and Dong Wook Kim***

*Graduate School, Kumoh National Institute of Technology

[†]Dept. of Mechanical System Engineering, Kumoh National Institute of Technology

**Dept. of Mechanical Engineering, Gumi University

***Agency for Defense Development

ABSTRACT

The modern industry requires the precision machining as well as the high productivity. The machine tool structure should be evaluated in aspects such as durability, static stability, precision rate and the dynamic stability which is one of the most critical characteristics in determining the magnitude of vibrations. In this study, the dynamic properties of a pipe cutting machine were investigated to analyze the structural vibrations of the machine, and further to improve the structural stability and precision machining. Frequency response test and computer simulation have been utilized for the analysis and the design alterations. And the result shows that proposed design alterations can reduce the vibrations of the machine substantially.

Key Words : Pipe Cutting Machine, Dynamic Properties, Design Alterations, Vibration Suppression, Improved Stability Precision Machining

1. 서 론

다양한 길이와 형태로 가공되는 파이프의 특성상 절단 작업은 자동차, 조선, 항공 부품산업 등 다양한 분야의 파이프 생산 라인에서 가장 중요한 가공 공정 중 하나이다. 파이프 제품들은 다품종 소량 생산되며 대부분 원형의 톱을 이용하여 가공된다. 이러한 원형 톱을 이용하면 파이프 절단 시 가공부에 Scratch, 버(Burr) 등의 표면결함 혹은 잔류응력이 발생되어 누출, 폭발 등 결함의 주요한 원

인이 된다. 이러한 현상들은 장비의 진동으로 가공에 필요한 전단응력 외에 수직응력이 가공면에 가해지면서 발생한다. 장비 진동 크기가 커지면 그에 비례하여 결함이 더 많이 발생하여 파이프의 가공 정밀도와 품질에 악영향을 미치게 됨은 물론, 2차 가공의 비중도 증가하게 된다. 따라서 가공의 생산성과 정밀도를 높이고 불량률을 줄이기 위해서는 장비의 진동을 제어하는 것이 매우 중요한 과제이다.

본 연구에서는 가공 중 발생하는 장비 진동을 억제하여 장비 안정성 및 가공 품질을 향상 시키는 것을 목표로 진행되었으며, 구체적 진행 방법은 장비 주파수 분석 실

[†]E-mail: shro@kumoh.ac.kr

힘 및 컴퓨터 시뮬레이션을 진행하여 장비 진동 특성 파악 후 진동을 억제할 수 있는 개선안을 도출하여 컴퓨터 시뮬레이션 모델에 적용 후 효과를 확인함으로써 최적 설계안을 완성하고자 하였다.[1]

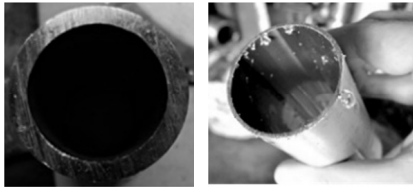


Fig. 1. Pipe scratch(left) and end burrs(right)

2. 장비의 진동 특성 분석

2.1 주파수 분석 실험

Pipe cutting machine의 진동 특성 분석 및 설계 개선안 도출을 위하여 주파수 분석 실험을 진행하고 이를 통해 장비 진동의 주요한 원인이 되는 고유진동수와 진동형에 대하여 분석하고자 한다. Table 1은 실험에 사용된 장치의 스펙이다.

Fig 2와 같이 Pipe cutting machine에 Accelerometer(가속도센서)를 부착한 후 Impact hammer(임팩트 해머)로 힘(Input)을 가하고 그에 따른 진동(Output)을 측정한 후 FFT Analyzer(주파수 분석기)를 통해 주파수 영역으로 Transformation 하면 Transfer function(전달함수)을 얻을 수 있다.

Transfer function 그래프는 작동속도[Hz]의 함수이며 실수 부분(Real)과 허수 부분(Imaginary)으로 나뉜다. 실수 부분 그래프는 횡축과 만나고 허수 부분 그래프에서는 최소값 또는 최대값을 가질 때의 횡 좌표 값이 고유진동수이며, 허수 부분 그래프 꼭지점의 크기와 방향을 통해 진동의 크기와 진동형을 유추할 수 있다.[1~5]

Table 1. Spec. of the test apparatus

Apparatus \ Spec	Model	Company
FFT analyzer	Net dB PRO-WA	AREVA
Accelerometer	8634b5	Kistler
Impact hammer	DYTR PULSE	Dytran

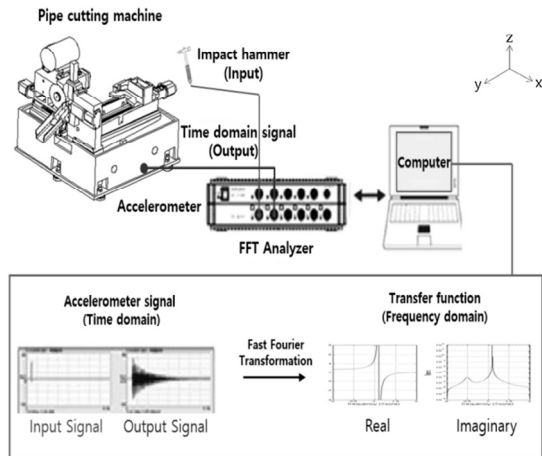


Fig. 2. The setup for the frequency response test

센서 번호 ①~⑤는 장비 전면부에 부착하였고 센서 ⑥, ⑦은 장비 우측면, 센서 ⑧~⑪는 장비 좌측면에 부착되었다.[Fig 3]

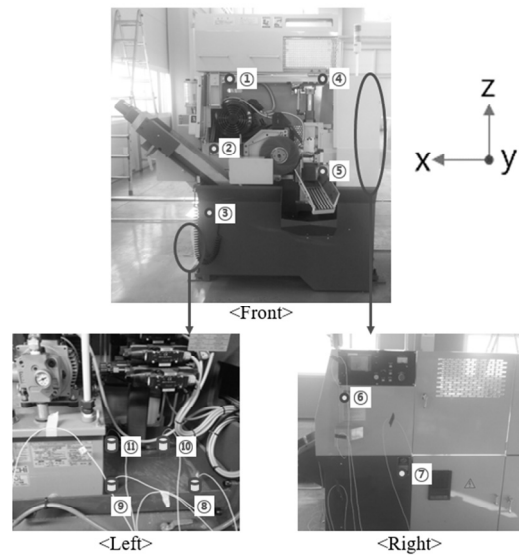


Fig. 3. The locations of the sensors

Fig 4는 실험으로부터 얻어진 Transfer function의 허수부분(Imaginary) 그래프이다. y방향으로 부착된 센서 ①~⑤의 전달함수 그래프를 보면 31.1Hz에서 고유진동수를 확인할 수 있으며 피크가 같은 방향으로 발생했으므로 장비 전체가 y방향으로 굽힘 진동하고 있음을 알 수 있다. [Fig 5, 1st mode]

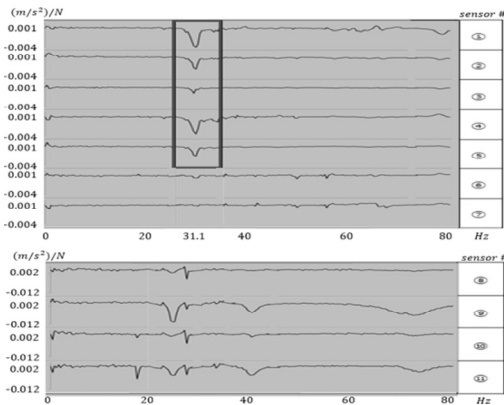


Fig. 4. Transfer functions of the pipe cutting machine

실험 결과로부터 장비의 1, 2, 3차 고유진동수 및 진동형은 31.1 Hz, 42.4 Hz, 78.1 Hz에서 검출되었으며 아래의 Fig. 5 및 Table 2와 같이 정리하였다.

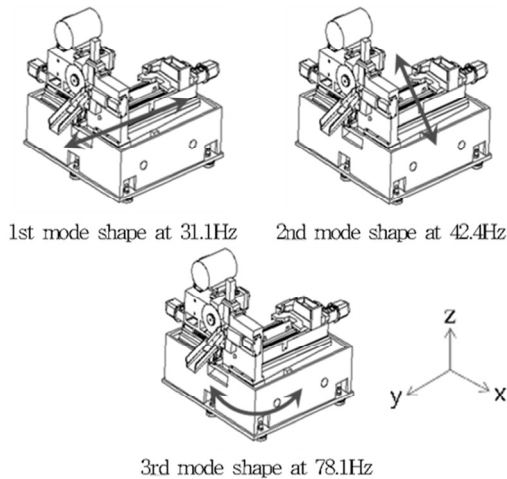


Fig. 5. Mode shapes(1~3rd mode) of the machine from experiment

Table 2. Natural frequencies and mode shapes from experiment

Mode	Natural Frequency[Hz]	Mode Description
1 st	31.1	Bending along y direction
2 nd	42.4	Bending along x direction
3 rd	78.1	Twisting w. r. t. z axis

2.2 컴퓨터 시뮬레이션

Pipe cutting machine(S사)의 제원(가로x폭x높이 : 6925x2080x 2250 mm), 질량(약 2900 kg), 형상을 반영하여 3D 모델을 완성하고 이 모델을 활용해 장비 재료, 구속조건, 결합 및 지지조건 등을 적용해 시뮬레이션을 진행하였다. 구현된 3D모델은 Fig. 6 과 같고, 유한요소해석 프로그램(ANSYS)을 이용하여 시뮬레이션 해석한 결과는 Fig. 7과 Table 3에 정리 하였다.[6-8]

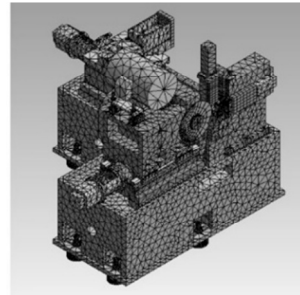


Fig. 6. The model for computer simulation

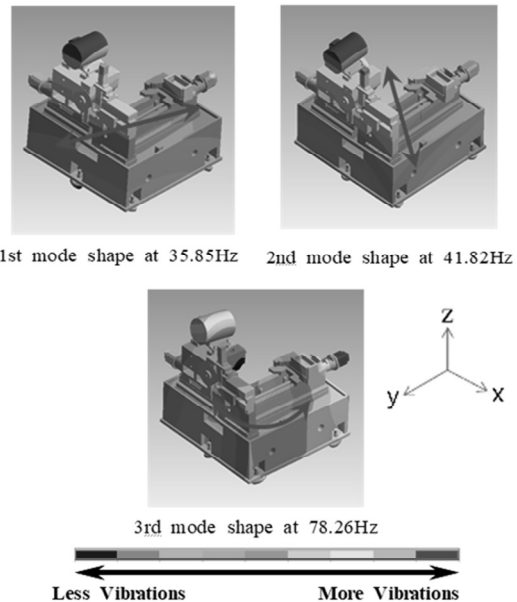


Fig. 7. Mode shapes(1~3rd mode) of the machine from simulation

Table 3. Natural frequencies and mode shapes from simulation

Mode	Natural Frequency[Hz]	Mode Description
1 st	35.85	Bending along y direction
2 nd	41.82	Bending along x direction
3 rd	78.26	Twisting w. r. t. z axis

2.3 주파수 분석 실험과 컴퓨터 시뮬레이션 결과 비교

실험 및 시뮬레이션을 통하여 얻어진 고유진동수를 비교한 결과, Table 4에서 볼 수 있듯 두 결과의 오차 평균은 3.7% 이고 최대 오차가 10%수준으로 허용 오차범위에 있어 실험 결과와 시뮬레이션에 의한 분석 결과가 잘 일치하는 것으로 판단된다. 시뮬레이션 모델이 실제 장비의 특성을 잘 반영하고 있으므로 이 모델을 이용하여 설계 개선을 진행하고자 한다.

Table 4. Natural frequencies from experiment and simulation

Mode	Natural Frequency[Hz]		Comparison [%]
	Experiment	Simulation	
1 st	31.1	35.85	10
2 nd	42.4	41.82	1.4
3 rd	78.1	78.26	0.2

3. 개선안 도출 및 효과 확인

3.1 개선안 도출

주파수 분석 실험 및 시뮬레이션을 통해 장비의 진동 특성(고유진동수, 진동형)이 분석 되었으므로 이를 바탕으로 큰 진동의 원인이 되는 고유진동수와 작동속도 간의 공진여부와 그때의 진동형을 바탕으로 공진을 회피할 수 있는 설계 개선안을 도출하고 이 개선안을 시뮬레이션 모델에 적용하여 개선효과를 확인하고자 하며, 이 과정을 거쳐 장비의 안정화 설계안을 도출할 수 있다.

30Hz로 회전하는Spindle(Table 5)이 장비의 1차 고유진동수(실험-31.1Hz)와 근접해 공진하게 되어 큰 진동을 유발할 가능성이 있으므로 이에 대한 설계 개선을 목표로 진행하였고, 구조물의 강성을 높이고 불필요한 질량 제거를 통해 고유진동수를 상승시켜 공진 회피를 위한 최적 조건을 찾는 방식으로 설계안을 도출하였다.

Table 5. Excitation source

Excitation source	Excitation frequency
Spindle	30 Hz

3.2 설계변경안 #1 – Base 보강

설계변경안 #1은 Fig. 8과 같이 Base의 밑판 두께의 높이를 5mm 늘려 구조물 전체의 강성을 강화하여 진동을 억제하는 개선안을 도출하였다.

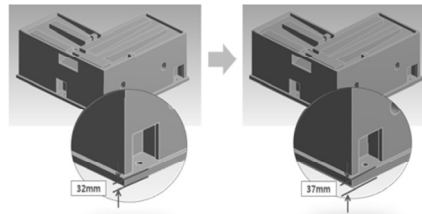


Fig. 8. Design alteration #1

설계변경안 #1 적용 결과, 1차 고유진동수가 31.1Hz 에서32.1Hz로 5% 상승하여 Spindle작동 속도(30Hz)에서의 공진이 억제되었고, 장비 전체 진동 크기는 55%가 감소한 것을 확인 할 수 있었으며, 그 결과는 Table 8과 같다.

Table 6. Natural frequencies of the original model and the alteration #1

	Original	Alteration #1	Comparison
Nat. freq.	31.1 Hz	32.1 Hz	5% ↑
Magnitudes of vibrations	226 μm	639 μm	55% ↓

Base부의 진동이 장비 전체에 영향을 미칠 수 있으므로 추후에 진행되는 모든 설계 개선안의 경우 설계변경안 #1을 모든 개선안에 기본적으로 적용하고 추가적으로 개선안을 적용하여 효과를 확인하고자 한다.

3.3 설계변경안 #2 – 지지구조 변경

설계변경안 #2는 Fig. 9와 같이 장비의 지지부의 지름을 늘려 강성이 커져서 구조물의 고유진동수가 높아지도록 개선안을 도출하였으며, 개선안 적용 전후 구조물의 고유진동수 차이와 Spindle주요 작동 속도(30 Hz)에서의 진동 크기 비교는 Table 7과 같다.

설계변경안 #2 적용 결과, 1차 고유진동수가 31.1 Hz 에서34.2 Hz로 9% 상승하여 공진이 억제되었고, 장비 전체 진동 크기는 71%가 감소하였다.

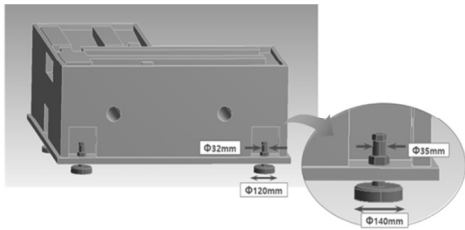


Fig. 9. Design alteration #2

Table 7. Natural frequencies of the original model and the alteration #2

	Original	Alteration #2	Comparison
Nat. freq.	31.1Hz	342Hz	9% ↑
Magnitudes of vibrations	22.6 μm	6.55 μm	71% ↓

3.4 설계변경안 #3 – Vise frame 형상 변경

설계변경안 #3은 Fig. 10과 같이 Vise frame의 형상을 변경하여 본 구조물의 1차 고유진동수를 변화시키는 과정에서 불필요한 질량을 제거하여 고유진동수를 상승시키도록 개선안을 도출하였다.

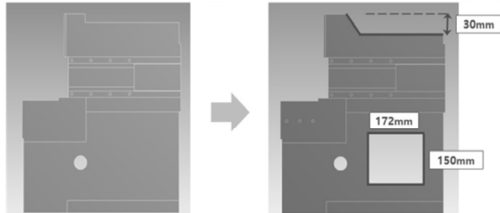


Fig. 10. Design alteration #3

설계변경안 #3 적용 결과, 1차 고유진동수가 31.1Hz에서 33.1Hz로 6% 상승하여 작동속도와의 공진이 억제되어 장비 전체 진동 크기는 43%가 감소하였으며, 그 결과는 Table 8과 같다.

Table 8. Natural frequencies of the original model and the alteration #3

	Original	Alteration #1	Comparison
Nat. freq.	31.1Hz	33.1Hz	6% ↑
Magnitudes of vibrations	22.6 μm	8.09 μm	43% ↓

3.5 최종 개선안 도출 및 효과 확인

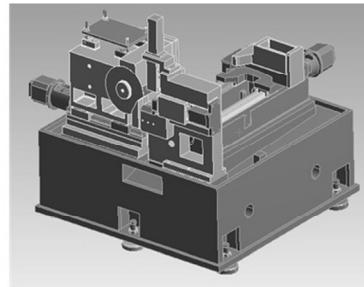


Fig. 11. Final design of the structure

3.2~3.4에서 세 가지의 설계안을 바탕으로 공진 억제를 위해 최종 설계변경안(#1, 2, 3 조합)을 적용한 모델을 Fig. 11과 같이 제작하였다. 설계 개선 전후의 진동 크기를 효과적으로 비교하기 위해서 시뮬레이션 결과 [Fig. 12]와 결과 그래프 [Fig. 13]를 도시하였다. 안정화 설계 적용을 통한 구조물 1차 고유진동수(31.1Hz)와 Spindle 작동속도(30Hz)와의 공진 회피로 개선 된 장비의 진동크기가 기존 대비 22.6μm에서 2μm로 91.3% 소멸될 수 있음을 확인 하였고, 절단기의 진동을 억제 시킴으로써 파이프 품질이 향상되어 가공 품질 및 생산성 향상 효과가 기대된다.

Table 9. Natural frequencies of the original model and the final model

	Original	Final	Comparison
Nat. freq.	31.1Hz	36.1Hz	16% ↑
Magnitudes of vibrations	22.6 μm	2 μm	91.3% ↓

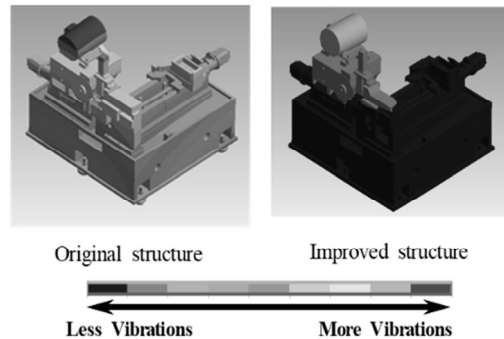


Fig. 12. Comparison of vibration magnitudes (Simulation)

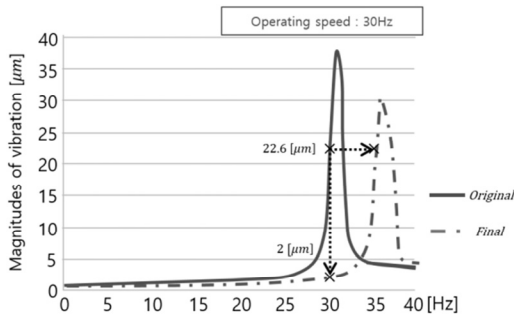


Fig. 13. Vibration magnitudes of the original model and the final model

4. 결 론

본 연구는 파이프 절단기의 장비 안정화를 통한 진동 억제로 가공정도를 높이기 위한 목적으로 진행되었다. 실험과 시뮬레이션을 통한 진동 특성을 분석하여 진동의 주된 원인을 파악하고 이를 바탕으로 설계 개선안을 설정하였으며 설계 개선안의 효과를 검증하는 과정을 거쳐 최종 안정화 설계안을 도출하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

첫째, 실험과 시뮬레이션 결과를 바탕으로 분석한 결과 최대 10%의 오차를 가지고 실험과 시뮬레이션을 통한 분석은 타당성이 있음을 확인하였다.

둘째, 진동분석 결과 1차 고유진동수(31.1 Hz)와 작동 속도(30 Hz)가 근접하여 공진이 발생하게 됨을 확인하였다.

셋째, Base의 밑판 두께를 5 mm 증가 시켜 구조물의 1차 고유진동수가 31.1 Hz에서 32.1 Hz로 5% 상승하여 작동속도(30 Hz)와의 공진 회피로 진동 크기가 55% 감소하였다. [Fig.8, Table 6]

넷째, 지지부의 지름(ϕ)을 20 mm 증가 시켜 구조물의 1차 고유진동수가 31.1 Hz에서 34.2 Hz로 9% 상승하여 Spindle 작동속도와의 공진 회피로 진동 크기가 71% 감소하였다. [Fig.9, Table 7]

다섯째, Vise frame의 형상을 변경하고 불필요한 질량을 제거하여 구조물의 1차 고유진동수를 31.1 Hz에서 33.1 Hz로 6% 상승시켜 Spindle 작동속도와의 공진 회피로 진동 크기가 43% 감소하였다. [Fig.10, Table 8]

여섯째, 설계변경안 #1, 2, 3을 조합한 최종 설계안의 경우 장비 전체의 1차 고유진동수를 약 16% 증가시켜 공진을 회피해 기존 대비 진동 크기가 22.6 μm 에서 2 μm 로

91.3% 감소하였다. [Fig. 13] 일반적으로 진동을 억제하면 공구 수명 증가, 생산성 향상으로 불량률과 후 처리 가공 비용이 감소된다. 또한 가공 단면의 표면 품질과 가공 치수 정도를 향상시킬 수 있고 소음 발생이 줄어들어 근로 환경을 개선하고 장비의 내구성을 증가시킬 수 있다.

일곱째, 본 논문의 설계 개선방법을 활용하면 절단기 외에도 Chamfering 장비 등 파이프 가공 공정의 기타 공정 장비에도 적용되어 동일한 효과를 기대할 수 있을 것으로 기대된다.

감사의 글

본 연구는 금오공과대학교 학술 연구비 지원에 의하여 연구된 논문으로 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

1. Ro S. H., "Mechanical Vibrations with Applications", Chaosbook, pp. 22-58, 2013.
2. Ro S. H. and Lee J. H., "Design Alteration of A Lathe Structure for the Improved Dynamic Stability", J. Korean Society of Industrial Application, Vol 12, pp. 91~99, 2009.
3. Raialingham C., Bhat R. B. and Xistris G. D., "Vibration of Rectangular Plates using Plate Characteristic Functions as Shape Functions in the Rayleigh-Ritz Method", Journal of Sound and Vibration, Vol. 193, pp. 497~509, 1996.
4. Yi, I. H., and Ro, S. H., "Structural Design of an Ingot Grower of the Semiconductor Wafer for the Stability Improvement", Journal of the Semiconductor & Display Technology, Vol. 16, pp. 14-39, 2017.
5. Cho, H. J., and Ro, S. H., "Effect of Design Parameters on the Variation of Natural Frequencies of the Uniform and the Nonuniform Cantilever Beams," Transactions of the KSME, Vol. 23, pp. 697-708, 1999.
6. Shin, H. B., and Ro, S. H., "Design Alterations of a Squaring & Grinding Machine for the Solar Cell Wafer to Suppress Vibrations", Journal of the Semiconductor & Display Technology, Vol. 16, No. 3, pp. 25-30, 2017.

접수일: 2018년 8월 24일, 심사일: 2018년 9월 16일,
게재확정일: 2018년 9월 19일