

와이어 방전가공기용 와이어의 진동 특성과 장력 변동 저감을 위한 연구

채호중*, 이승엽**

Vibration Characteristics and Tension Control of a Wire in WEDM

Ho-Joong Chae*, Seung-Yop Lee**

ABSTRACT

Vibrational characteristics and tension fluctuation of a translating wire in WEDM are the main problems to deteriorate the cutting accuracy and processing performance. In this paper, we analyze natural frequencies of the wire used in WEDM, both theoretically and experimentally. To reduce the tension variation of the wire, which directly affects cutting performance, we have designed a simply tension reduction device using springs and rollers. It is shown that tension fluctuation is reduced about 35 % using the passive tension controller.

Key Words : WEDM(와이어 방전가공기), Wire(와이어), Natural frequency(고유 진동수), Axially moving string (축방향으로 움직이는 현), Tensioner(장력 조절 장치), Tension control(장력제어)

1. 서론

정밀 기계 산업의 발달과 더불어 복잡한 초정밀 형상을 갖는 제품의 가공에 대한 요구가 계속 증가하고 있고 피가공물의 재료도 다양화되고 있다. 방전가공(EDM)은 전극과 공작물과의 인위적인 방전을 통해 얻은 열에너지를 이용하는 가공법으로 가공이 어려운 초경합금과 같은 재료를 황동과 같은 유연한 공구로 매우 정밀하게 가공할 수 있을 뿐만 아니라, 수치제어를 이용한 무인가공을 할 수 있는 장점이 있다.

와이어 방전가공기(WEDM)는 일정한 장력을 갖는 황동과 같은 금속제 와이어를 가공전극으로 사용하는 방전가공의 일종으로, 1960년경 소련에서 발명되었다. 그 이전에는 투형기로 형상을 보면서 수동으로 테이블을 움직여 가공을 하였으므로 정밀한 가공을 할 수 없었으나 이 기술의 발명으로 미세한 형상의 가공이 가능하게 되었다. 그 후 NC기술이 이 기술에 도입되고 가공속도가 향상되어 현재는 거의 무인운전의 상태로 발전됨에 따라 급속히 보급되고 있다.⁽¹⁾

와이어 방전가공기의 여러 가지 요소 중에 와이어

2001년 4월 30일 접수

* 서강대학교 기계공학과 대학원

** 서강대학교 기계공학과, 정회원

어의 진동은 가공 정밀도에 직접적으로 영향을 미치므로 이에 대한 종합적인 연구와 대책이 요구된다. 특히 와이어의 장력변동은 가공 중 와이어의 절단 등의 불안정 요인뿐만 아니라 와이어 주행 직각방향으로의 횡진동을 유발하여 가공물의 틈새를 변화시키고 가공 정밀도를 해치는 원인이 되므로 안정되고 고정밀도를 요하는 가공에서는 와이어의 장력 변동을 줄여야 한다.

현재 국내에서 제작되는 와이어 방전가공기의 장력 변동폭은 평균장력의 약 10 % 정도로 이는 선진국에서 생산되는 기계가 3~5 % 인 것에 비하면 상당히 큰 장력 변동폭을 가지고 있는 것이다. 이러한 장력 변동을 유발하는 와이어의 진동 요인으로는 여러 가지를 생각해 볼 수 있는데, 와이어의 장력변동, 가공액에 의한 가진, 구동 모터의 결합 등이 주된 원인이 된다.

기존 연구에서는 와이어 방전가공기의 와이어 장력 변동을 능동적으로 제어하였으며⁽²⁾, 자동차에 사용되는 OHC(Over Head Cam) 구동 타이밍 벨트에 수동식 텐서너를 사용하여 장력을 조절한 연구들이 수행되었다.⁽³⁾

하지만 실제 와이어 방전가공기에 능동적으로 제어기를 설치하여 적용하기에는 무리가 있어 새로운 형태의 장력 조절 장치를 개발하여 수동적 방법으로 장력을 조절할 필요성이 있다.

본 연구에서는 와이어 방전가공기에서 사용되는 와이어의 진동 특성에 대해 알아보고, 간단한 장력 조절 장치를 설계하여 장력 변동을 감소시킴으로써 가공정밀도를 향상시키는 기초 연구와 실험을 수행하였다.

2. 방전가공기 와이어의 진동특성

2.1 움직이는 와이어의 진동

속도 v 로 움직이는 와이어의 운동방정식은 일반적으로 축방향으로 움직이는 현(Axially moving string)으로 운동방정식을 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁴⁻⁶⁾

$$\rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} - (T - \rho v^2) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = f(x, t) \quad (1)$$

여기서 $w(x, t)$ 는 와이어의 시간에 대한 변위이고, ρ 는 단위 길이당 질량, v 는 이송 속도, T 는 장력

이다. 경계 조건은,

$$w(0, t) = w(L, t) = 0 \quad (2)$$

이를 고유치 문제로 전환하여 간략화 하면,

$$\rho w_{tt} + 2vw_{xt} - (T - \rho v^2)w_{xx} = 0 \quad (3)$$

다시, 현의 이동과의 진행속도($v_c = \sqrt{P/\rho}$)로 변환시키면, 식 (4)와 같이 쓸 수 있다.

$$w_{tt} + 2vw_{xt} - (v_c^2 - v^2)w_{xx} = 0 \quad (4)$$

식 (4)에서 $w(x, t)$ 를 변수 분리법을 통해서 이 시스템의 고유진동수를 구하면, 다음과 같다.

$$\omega_n = \frac{n(v_c^2 - v^2)}{2v_c L} \quad (5)$$

식 (5)에서 보면, 움직이는 와이어의 고유진동수는 속도의 함수임을 알 수 있다. 따라서 와이어의 이동 속도가 증가하게 되면 고유진동수가 제로가 되게 되는데 이때 와이어는 좌굴(buckling) 불안정성이 일어나게 된다. 이때의 속도를 임계속도(critical speed)라 하며 $v = v_c$ 가 된다. 위의 고유진동수식을 통해서 첫 번째 고유진동수를 구해보면 다음과 같이 구해질 수 있다.

$$\omega_1 = \frac{(127.3^2 - 0.04^2)}{2 \times 127.3 \times 0.45} = 141.1 \text{ Hz}$$

여기서 장력 P 는 6.8 kg m/s^2 , 와이어의 선밀도 ρ 는 $4.197 \times 10^{-4} \text{ kg/m}$, 길이 L 은 0.45 m , 와이어의 이송속도 v 는 40 mm/s , 지름은 0.25 mm 이다.

2.2 유체속에서 와이어의 진동

와이어 방전가공기의 많은 형태가 물과 같은 유체에 잠겨서 가공을 하기 때문에 이에 대한 효과를 알아보기 위해 유체안에서 와이어의 고유진동수 변화를 알아본다. 이상 유체 안에 속도 v 로 움직이는 와이어가 있을 때, 다음과 같은 단위 길이당 양력이 발생한다.

$$q_1 = -\pi m (b^2/4) (w_{tt} + 2vw_{xt} + v^2 w_{xx}) \quad (6)$$

여기서 m 은 유체의 밀도, b 는 와이어의 폭이다. 식 (6)을 식 (3)에 대입하여 정리하면,

$$\rho^* w_{tt} + 2\rho^* v w_{xt} + \rho^* v^2 w_{xx} - T w_{xx} = 0 \quad (7)$$

여기서,

$$\rho^* = \rho + \pi \rho b^2 / 4 = \rho + \rho_a \quad (8)$$

이다. 이 시스템의 고유 진동수는 식 (5)의 ρ 를 식 (8)의 ρ^* 로 대체하여 얻을 수 있다.

$$\omega_n = \frac{n}{2L} \left(1 - \frac{(\rho + \rho_a)v^2}{T} \right) \sqrt{\frac{T}{(\rho + \rho_a)}} \quad (9)$$

여기서 와이어의 길이가 무한히 길다고 가정하면, 단위 길이당 양력을 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$q_2 = -\pi m (b^2 / 4) \omega_n = \rho_a \omega_n \quad (10)$$

앞에서와 같은 방법으로 식 (10)을 식 (3)에 대입하여 정리하면,

$$(\rho + \rho_a) \omega_n + 2\rho v \omega_{n,x} + \rho v^2 \omega_{n,xx} - T \omega_{n,xx} = 0 \quad (11)$$

고유 진동수는 식 (5)에서 구하는 것과 동일한 방법으로 $w(x, t)$ 를 변수 분리법을 통해서 구하면, 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\omega_n = \frac{(1 - \rho v^2 / T)}{\sqrt{(1 + \rho_a / \rho) - (\rho_a v^2 / T)}} \frac{1}{2L} \sqrt{\frac{T}{\rho}} \quad (12)$$

이와 같이 진공 상태와 이상 유체 안에서 일정 속도로 움직이는 와이어의 고유진동수를 구해 보았다. 하지만 실제 와이어 방전가공기에 사용되는 와이어는 그 속도가 임계속도 보다 상당히 작고, 와이어의 직경도 0.2~0.3 mm로 상당히 작기 때문에 정지한 와이어의 고유진동수와 큰 차이가 없다.

3. 와이어의 고유 진동수 측정 실험

3.1 실험 장치

이론적인 고유진동수를 계산한 것과 실험적으로 구한 고유 진동수를 비교하기 위해 Fig. 1과 같은 실험 장치를 구성하였다. 이 장치는 (주)진영정기의 JW-35A 모델 형식이며, 여기에 사용된 장치는 Table 1에 나타내었다. 또한, 와이어는 0.25 mm의 황동 와이어를 사용하였는데, 이에 대한 물성치는 Table 2에 나타내었다.

변위 센서는 MTI Instruments사의 MTI 2000 Fotonic 센서를 사용하였다. 장력 측정은 load cell을 이용하여 자체 제작된 측정 장치를 사용하였다. 센서에서 나오는 신호는 증폭기를 거쳐, 신호분석기인 Siglab에 전달되어서 주파수 분석을 하였다.

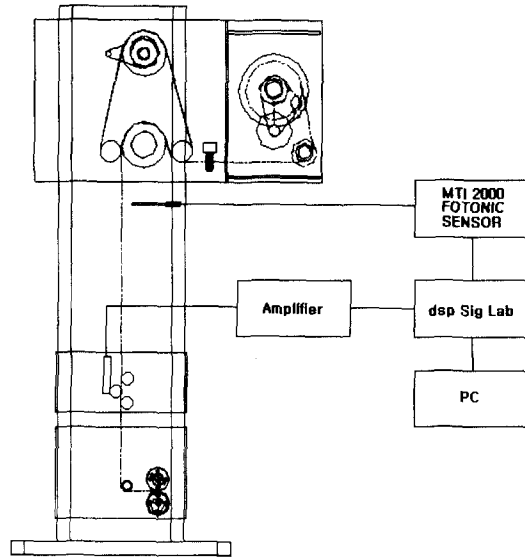


Fig. 1 Experimental schematic for measuring natural frequencies of a moving wire

Table 1 Experimental apparatus composition

JW-35A WEDM	
Supply reel	5TK20CA-A of ORIENTAL MOTOR
Power brake	ZKG-20AN of MITSUBISHI
Wire-moving part	SS40E4 of SAWAMURA DENKI KOGYO
Wire Tension Sensor	
Load cell	BCL-3L of CASS
Amplifier	LCT-V010 of CASS

Table 2 Material properties of a wire

Diameter	0.25 mm
Density	4.197×10^{-4} kg/m
Length	0.45 m

3.2 실험 결과

위의 실험 장치를 이용하여 와이어의 고유 진동수를 측정하여 보았다. Fig. 2는 평균 장력이 10.8 kg m/s²일 때의 장력을 측정한 그래프이다. 첫 번

제 고유진동수가 180.6 Hz에서 나타나며, 첫 번째 고유 진동수의 배수로 두 번째, 세 번째 고유 진동수가 나타나는 것을 알 수 있다. 이 값은 이론적으로 구한 값과 거의 일치하는 것을 알 수 있다.

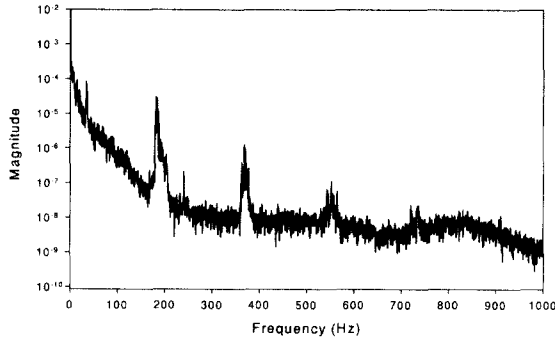


Fig. 2 Experimental natural frequencies of a wire ($T = 10.8 \text{ kg m/s}^2$)

여러 가지 장력에 대해 측정한 값과 이론적으로 계산한 값을 Table 3에 정리하였다. 표에서 장력의 단위는 kg m/s^2 이다.

Table 3 Natural frequencies of a wire (Hz)

T	1st Freq.		2nd Freq.		3rd Freq.	
	Theory	Exp.	Theory	Exp.	Theory	Exp.
3.0	93.2	85.3	186.4	172.4	279.6	257.4
6.8	141.1	142.0	282.2	286.6	423.3	428.3
10.8	178.6	180.6	357.2	364.2	535.8	553.3
20.7	247.0	260.2	494.0	522.2	741.0	780.0

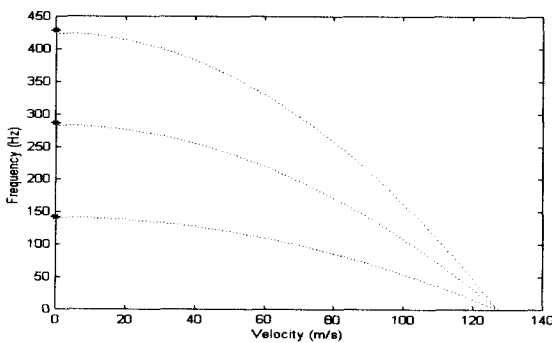


Fig. 3 Natural frequencies of a translating wire

Fig. 3은 와이어의 이송 속도가 증가함에 따른 고유 진동수의 변화 그래프이다. ‘*’표시는 이론적으로 구한 값과 같은 조건에서 실험으로 측정된 고유 진동수 값이다. 이는 와이어 방전가공기에서 와이어의 이송속도가 이 시스템의 임계속도 보다 아주 작기 때문에 실험으로는 빠른 속도에 따른 고유진동수의 감소 궤적을 측정할 수 없었다.

4. 장력 조절 장치

4.1 장력 조절 장치에 장력 변동

본 연구에서는 방전가공기 와이어의 장력 변동을 저감시키기 위해 능동제어 방법이 아닌 간단한 형태의 장력 조절 장치를 설계한다. 와이어 방전가공기의 특성상 복잡한 구조의 기구를 부착하기 어렵기 때문에 스프링과 지지대로 구성된 기구를 고안한다. 움직이는 현과 중간에 고정되어 놓인 구속부와 연성된 동특성은 Lee and Mote⁽⁶⁾에 의해 다양한 조건에 대해서 연구되었다. 그 외에도 다양한 기계 부품의 장력 조절로 스프링이 많이 사용되기 때문에 Fig. 4와 같은 단순한 형태의 장치를 구성하였다. 주어진 장력을 가지고 현이 이동하지만 다양한 원인에 의해 장력이 증가될 때 스프링의 복원력에 의해 현의 진동을 저감시키면서 현의 길이가 감소되며 장력 변동폭을 줄일 수 있다.

일반적으로 장력 조절 장치와 와이어가 이루는 각도가 작을수록 또는 스프링 상수가 작을수록 장력 감소 정도가 더 커지고 장력 조절 장치의 효과가 있지만 부가장치의 공진 주파수 대역 향상과 장력 변동에 의한 진동 저감을 위해서는 스프링 상수가 클수록 효과가 발생한다.

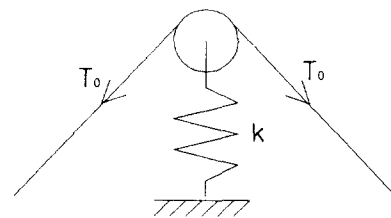


Fig. 4 Schematic of tension control device

4.2 장력 조절 장치 설계

Fig. 5는 본 연구에서 설계 제작된 스프링을 이용한 장력 변동 조절 장치이다. 장력이 커질 때와 작아질

때 모두 스프링 효과를 주기 위하여 양쪽으로 스프링을 부착하였으며, 강성이 다른 스프링으로 교체할 수 있도록 제작이 되었다. 또한 마찰에 의해 스프링 효과가 제대로 작용하지 않을 수 있으므로 가이드축과 롤러 축에는 베어링을 설치하였다.

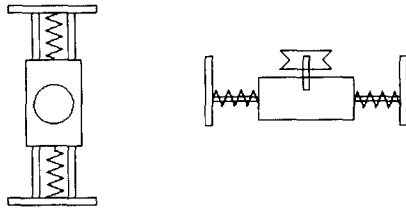


Fig. 5 Tension fluctuation reduction device

4.3 장력 조절 장치 효과 실험

앞에서 고안한 스프링을 이용하여 와이어의 장력방향과 수직으로 장력 조절 장치를 부착하여 변동을 감소시키는 방법과, 스프링과 도르래의 원리를 이용하여 와이어의 장력 방향과 같은 방향으로 장력 조절 장치를 부착하여 그 효과를 알아보았다. 실험 장치는 Fig. 6과 같이 구성하였으며, 장력 검출은 앞에서와 같은 방법으로 load cell을 이용하여 장력을 검출하였고, 증폭기를 통과하여 신호분석기인 Siglab을 통하여 분석하였다.

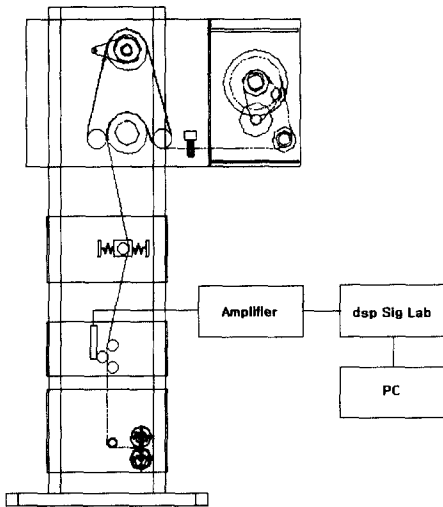


Fig. 6 Experimental schematic of tension variation reduction mechanism

4.3.1 스프링을 이용한 경우

와이어에 장력이 걸리는 방향, 즉 와이어의 진행 방향과 수직 방향으로 스프링을 이용한 장력 조절 장치를 부착하여 장력 변동폭을 감소 시켰다. 장력 조절 장치의 전체 스프링 상수는 3.4×10^3 N/m이다. Fig. 7은 장력 조절 장치를 부착했을 때와 부착하지 않았을 때의 장력변동을 그린 그림이다.

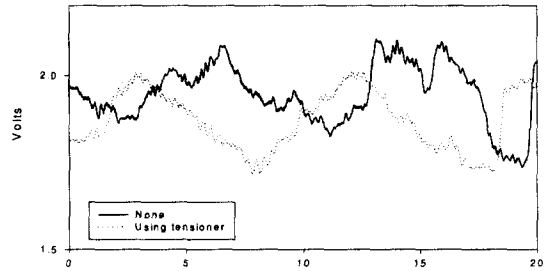


Fig. 7 Time data of the wire tension for the cases of with/without tensioner

Fig. 8은 Fig. 7에서 장력 변동폭만을 비교하여 확대하여 그린 그림인데, 실험 결과 장력 조절 장치 미 부착시 보다 장력 변동폭이 약 19.65 %가 감소하였다. Fig. 9는 아무 장치도 부착하지 않았을 때의 장력 변동의 주파수 영역을 20 Hz까지 분석한 그림이고, Fig. 10은 스프링을 이용한 장치를 부착하였을 때의 주파수 영역을 분석한 그림이다. 이 두 그림 모두 저주파부터 고주파까지 여러 주파수 영역대가 모두 분포하여 있는 것을 알 수 있으며, 스프링을 이용한 장력 조절 장치를 부착하여 특정 영역대의 주파수가 감소하거나 증가하는 효과는 나타나지 않았다.

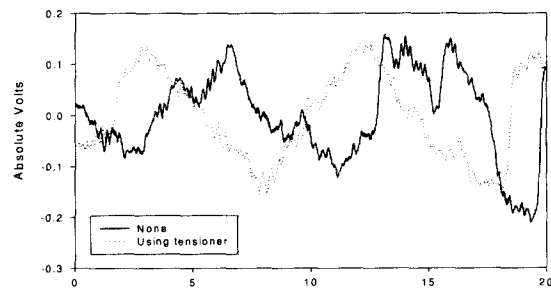


Fig. 8 Tension variation of tension around its average value

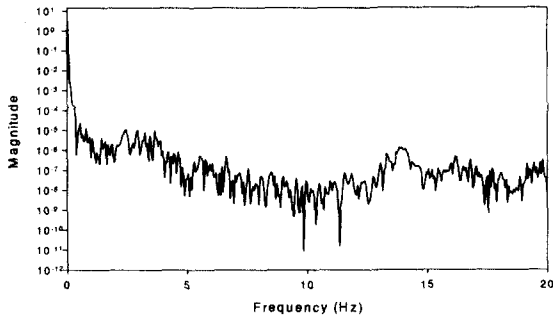


Fig. 9 Frequency response of tension without tensioner

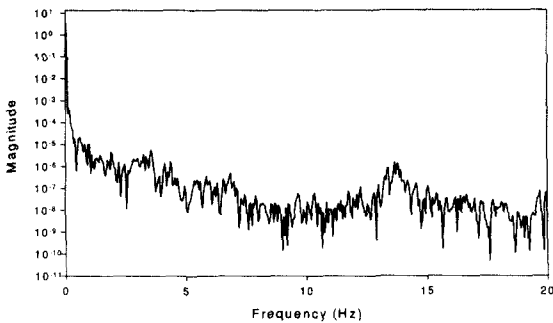


Fig. 10 Frequency response of tension using tensioner

4.3.2 스프링과 도르래를 이용한 경우

와이어에 장력이 걸리는 방향과 같은 방향, 즉 와이어의 진행 방향과 같은 방향으로 스프링과 도르래 원리를 이용한 장력 조절 장치를 부착하여 실험하였다. 장력 조절 장치의 전체 스프링 상수는 3.4×10^3 N/m이다.

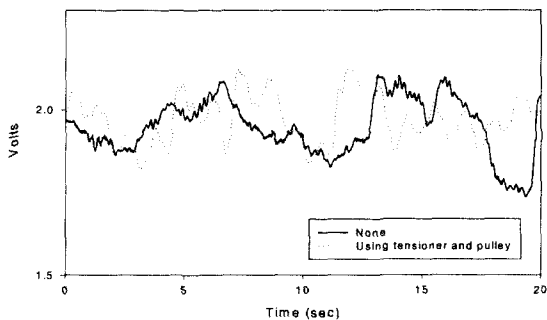


Fig. 11 Tension variation comparisons using tensioner with hard spring and pulley

Fig. 12는 Fig. 11의 장력 변동폭만을 비교하여 확대하여 그린 그림인데, 실험 결과 장력 조절 장치 미 부착시 보다 장력 변동폭이 약 35.84%가 감소하였다.

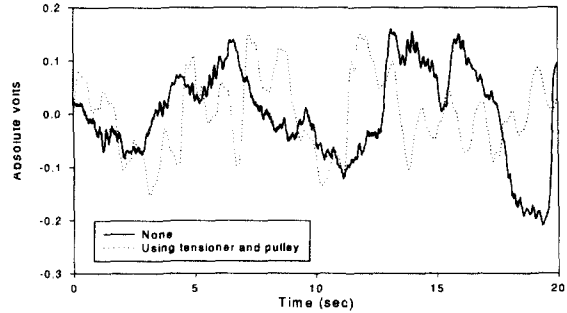


Fig. 12 Tension variation of tension around its average value in Fig. 11

Fig. 13은 장력 변동의 주파수 영역 분석한 그림인데, 앞에 스프링만 이용한 장력 조절 장치와 비교하여 보면 고주파 영역의 주파수가 거의 없어진 것을 알 수 있다. 그러나 약 1 Hz 성분의 주파수가 크게 나타나는데, 이는 장력 조절 장치에 부착한 롤러의 영향으로 나타나는 것을 알 수 있었다. 이것의 원인으로서는 장력 조절 장치의 제작 시 롤러의 편심과 정밀한 가공이 되지 않아 발생할 수 있으며, 또한 롤러의 크기가 너무 작아 와이어가 휘어지면서 발생하는 오차 등 여러 가지 복합적인 원인이 관련되어 있다.

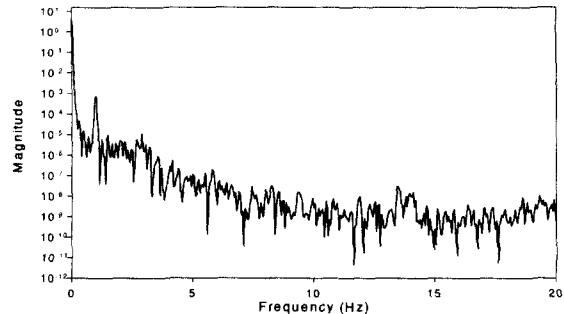


Fig. 13 Frequency response of tension using tensioner

Table 4는 장력 조절 장치의 효과를 정리해 놓은 것인데, 장력 변동폭인 최대-최소(peak to peak) 값은 약 20~35% 정도의 장력 변동이 감소하였으며 근제곱 평균(rms) 값으로 계산하면 14~48% 정도 감소 효과

를 볼 수 있었다. 이는 장력 조절 장치가 실험실 수준에서 제작된 것으로 좀 더 정밀하게 제작되어 축의 편심과 롤러 홈의 정밀 가공 등 좀 더 세밀한 가공이 이루어진다면 장력 조절 장치에 의한 효과를 더 크게 볼 수 있을 것이라고 예상된다.

Table 4 Reduction rate of tension variation

	peak-to-peak	rms
Tensioner	19.65 %	13.70%
Tensioner & pulley	35.84 %	48.15%

5. 결 론

본 논문에서는 와이어 방전가공기에 사용되는 와이어의 진동 특성 및 장력 변동폭 저감에 대해서 연구하였다. 와이어의 고유 진동수를 측정함으로써 와이어 방전 가공기에서 발생하는 와이어의 진동 현상을 규명하는데 기여할 수 있을 것이라 생각되며, 스프링과 도르래 원리를 이용한 간단한 장력 조절 장치를 통하여 장력 변동폭을 줄일 수 있는 새로운 방법을 제시하였다. 이와 같은 기초연구를 토대로 좀 더 개선된 장치를 통하여 와이어 방전가공기에 적용하여 정밀도 향상에 기여할 것이다.

후 기

본 연구에 필요한 실험 장비를 제공한 (주) 진영정기에 감사드립니다.

참고문헌

1. 김기선, 정판동, "CNC 방전가공 및 와이어 컷가공법," 문운당, pp. 3-6, 281~297, 1998.
2. 최태건, 박영필, "와이어 방전 가공기의 와이어 장력제어," 석사학위논문, 연세대학교, 1993.
3. 김현수, 이인환, 여창기, "고정 및 자동장력식 텐서너에 대한 OHC 구동 타이밍 벨트 시스템의 거동해석," 자동차공학학회, Vol. 14, No. 4, pp. 79-89, 1992.
4. A. Pramila, "Natural Frequencies of a Submerged Axially Moving Band," Journal of Sound and Vibration, Vol. 113, pp. 198-203, 1987.

5. J. A. Wickert and C. D. Mote, Jr., "Classical Vibration Analysis of Axially moving Continua," Journal of Applied Mechanics, Vol. 57, pp. 738-744, 1990.
6. S.-Y. Lee and C. D. Mote, Jr., "Traveling Wave Dynamic In a Translating String Coupled To Stationary Constraints: Energy Transfer And Mode Localization," Journal of Sound and Vibration, Vol. 212, pp. 1-22, 1998.
7. 임완택, "횡방향 진동을 이용한 벨트구동계의 정적 장력 및 동적 장력의 규명," 박사학위논문, 한국과학기술원, 1993.
8. 진영정기, "JW-35A (CNC WIRE CUT E.D.M) Machine Manual," (주)진영정기, 1998.