

산업용 고속절단기의 기동 시 충격완화에 대한 연구

A Study on Vibration Reduction of an Industrial Chop Saw in Operation

김 두 환* · 임 형 빈* · 정 진 태†

Doohwan Kim, Hyungbin Im and Jintai Chung

(2009년 3월 20일 접수 ; 2009년 8월 4일 심사완료)

Key Words : Chop Saw(휴대용 고속절단기), Cutting Disc(절단지석), FEM(유한요소해석), Time Response(시간응답)

ABSTRACT

In this paper, a cause of a shock of an industrial chop saw is identified by experimental method and the shock is reduced by structural modifications. For the shock identification, vibration signals are measured by an accelerometer when the chop saw operates. Through some experiments, it is found that the shock is occurred by a slip between a spindle and a wheelwasher of the chop saw. To reduce the shock, One method is to lower the mass moment of inertia of the wheelwasher and the angular rotating acceleration of it. Another method is to broaden a contact area between the wheelwasher and the spindle. After designing and analyzing the wheelwasher and the spindle mechanically, a prototype of them is built. With the manufactured prototype, the performances and design requirements of them are experimentally verified by the response measurements.

1. 서 론

고속절단기는 산업의 발달로 인하여 각종 앵글, 철재, 철근의 절단작업의 수단으로서 그 수요가 증가하고 있는 추세이다. 고속절단기는 기동 시 초기 충격에 의한 진동으로 절단작업의 효율에 악영향을 미치며, 이러한 진동은 작업자의 건강에 영향을 미치게 된다. 이러한 이유로 최근 산업체에서는 진동이 저감된 고속절단기를 개발하기 위한 노력을 활발히 진행하고 있다. 선진국에서는 고속절단기의 성능향상과 저진동 설계를 위하여 절단기 시스템의 진동에 영향을 미치는 인자를 파악하고 이를 설계 단계에서부터 적용하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. 그러나 저진동 고속절단기에 대한 기초 기

술이 부족한 국내에서는 이에 대한 본격적인 연구가 미흡한 상태이다.

고속절단기의 진동의 주요 발생 원인은 휠커버, 모터, 그리고 동력전달계로 구성된 고속절단기의 요소품의 형상, 관성, 강성, 마찰, 가공공차, 그리고 변동 가진력 등으로 매우 다양하다^(1,2). 기존 연구를 살펴보면 고속절단기의 진동저감을 위한 베어링 강성 및 불평형 질량에 관한 회전체 역학 해석⁽³⁾, 휠커버와 보조 휠커버의 구조개선⁽⁴⁾ 등의 연구가 있어왔다. 이런 연구들은 이론적 해석 및 동특성에 초점을 맞추어 연구 되었지만 구동 시 초기 충격에 대해 체계적으로 접근하고 해석한 연구는 전무한 상태이다.

고속절단기의 기동 시 초기 충격은 작업자의 건강에 영향을 미치며, 제품 고장의 원인이 되기도 한다. 이러한 이유로 초기 충격에 대해 체계적으로 접근하여, 충격의 원인을 규명하는 것이 필요하고, 규명한 원인에 대한 인자를 분석하여 저진동 설계방안을 확보하는 것이 필요하다. 확보된 개선 설계방

† 교신저자; 정희원, 한양대학교 기계공학과
E-mail : jchung@hanyang.ac.kr

Tel : (031)400-5287, Fax : (031)406-6964

* 한양대학교 대학원 기계공학과

안을 통하여 진동을 저감하게 된다면 작업환경 개선뿐만 아니라 진동에 의한 잦은 고장도 줄일 수 있다.

이 연구에서는 고속절단기의 구동을 담당하는 구동축에서 발생하는 충격을 원인 별로 규명하고 기동 시 초기 충격에 의해 발생하는 진동을 최소화시키는 연구를 하였다. 이를 위하여 고속절단기에서 발생하는 충격을 실험적 방법을 통해 측정하고 측정된 데이터를 시간영역 혹은 주파수 영역에서 분석하여 휠커버, 모터, 그리고 동력전달계 등에 대한 충격의 원인을 규명하였다. 규명한 충격원인을 실험을 통해 검증한 후에 충격을 최소화시키는 영향 인자를 고려하여 유한요소해석 모델을 정립하였으며, 정립한 모델을 이용하여 충격을 발생시키는 각 영향 인자에 대한 파라미터 연구를 수행하여 최적 설계 파라미터를 도출하였다. 또한 충격에 대한 이론을 바탕으로 고속절단기의 충격 최소화 방안을 강구하였다. 강구한 최소화 방안을 통하여 휠와서의 변형을 최소화하는 설계기술을 확보하였다.

마지막으로 이 연구에서 도출된 각종 진동 및 충격을 감소시킬 수 있는 개선안을 설계에 반영하고 시작품을 제작하여 실험적 방법을 통해 검증을 하였으며, 기동 시 초기 충격을 최소화할 수 있는 설계 가이드를 제시하였다.

2. 고속절단기의 진동신호 분석

이 연구는 산업용 고속절단기의 기동 시 발생하는 초기 충격을 완화시키는 연구이다. 고속절단기의 전체적인 구조는 Fig. 1에 나타나 있다. Fig. 1에 나타낸 바와 같이 고속절단기는 절단지석, 휠커버, 보조커버, 휠와서, 베이스, 핸들, 그리고 모터부로 구성되어 있다. 고속절단기에서 발생하는 진동의 크기를 분석하기 위하여, 고속절단기를 작동하는 동안 가속도계를 이용하여 진동신호를 채집하고 분석하였다. 고속 절단기의 진동신호를 측정하기 위한 실험 장치는 Fig. 2와 같다. 가속도계를 작업자가 진동을 직접적으로 느끼는 핸들부와 구조상 취약한 휠커버 부분에 부착하여 가속도계로부터 고속절단기의 진동신호를 채집하였다. 가속도계에서 채집된 진동신호가 미약한 전하신호이기 때문에 증폭된 전압신호로 바꿀 필요가 있어서 상태증폭기(conditioning amplifier)를



Fig. 1 Industrial chop saw

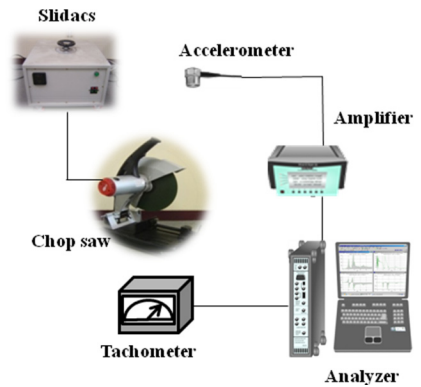


Fig. 2 Experimental set-up for the signal analysis

Table 1 Measured impulse acceleration of original chop saw

	Model	Handle	Wheelcover
Impulse in initial operation	Original chop saw	756 m/s ²	3960 m/s ²

사용하였다. 그리고 고속절단기의 속도에 대한 정보를 얻기 위하여 모터의 속도를 타코미터로 측정하였다. 증폭된 진동신호를 기록장치에 저장하고 난 후, 주파수분석기를 이용하여 진동신호를 분석하였다. Fig. 3은 핸들부에서의 진동신호에 대한 일련의 시간응답함수이다. 가로방향의 좌표축은 time(sec)으로 표시된 시간이며, 세로방향의 좌표축은 진동신호의 크기를 나타낸다. Fig.3에서 볼 수 있듯이 진동신호는 과도구간과 정상구간으로 구분할 수 있다. 과도구간에서 극심한 진동을 확인 할 수 있으며, 측정된 충격가속도는 과도구간에서의 최고치(peak to peak) 진동크기이다. 핸들부에서의 충격가속도는

756 m/s² 그리고 휠커버에서의 충격가속도는 3960 m/s²이다. 이렇게 측정된 충격가속도는 Table 1에 정리하였다.

3. 충격발생의 원인규명

초기 기동 시 충격이 발생하는 원인을 규명하기 위하여 우선, 스피들 축과 휠와셔의 조립구조를 살펴 보았다. Fig. 4(a)는 스피들축과 휠와셔의 조립

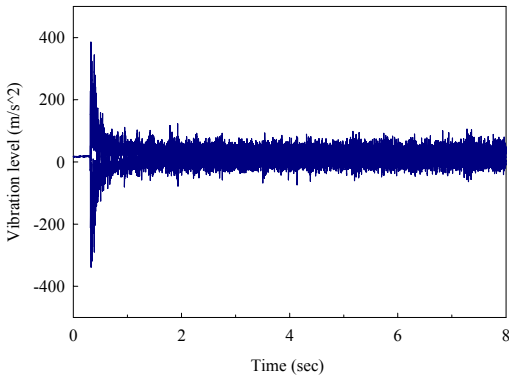


Fig. 3 Time response for the chop saw

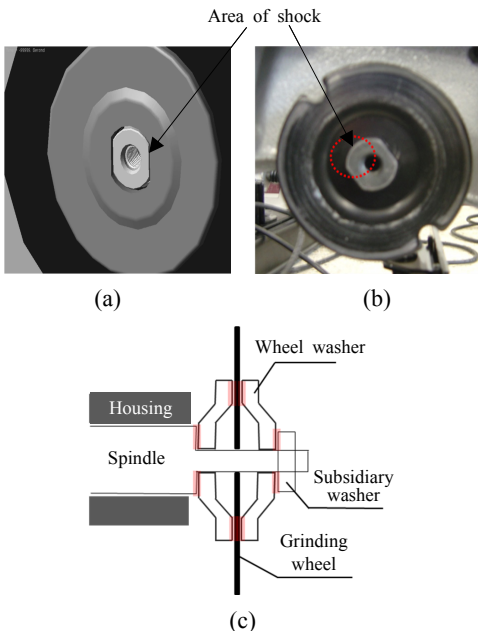


Fig. 4 The cause of the impulse: (a) The part of the impulse, (b) Established model for dynamic simulation (c) a side view for slip

되는 원인은 스피들 축과 휠와셔 부품 사이에서 미끄러짐이 발생하기 때문이다. 이러한 미끄러짐은 스피들 축과 휠와셔 뿐만 아니라 휠와셔와 지석, 그리고 휠와셔와 조립와셔 사이에서도 발생한다. Fig. 4(c)는 미끄러짐이 발생하는 부분들을 측면으로 간략화하여 나타냈다.

충격이 발생하는 원인에 대한 검증을 위해, 첫 번째 검증 실험으로 Fig. 5(a)와 같이 휠와셔의 조립부 홀에 방진고무를 부착하여 완충효과를 부여하였다. 이 방진고무는 두께 0.3 mm의 폴리우레탄재질이다. 두 번째 검증 실험으로 Fig. 5(b)와 같이 휠와셔와 지석이 접촉되는 면에 고무층을 부착하여 휠와셔의 미끄러짐을 방지한 상태에서 초기 기동 시 충격가속도를 측정하였다⁽⁵⁾. 사용된 고무재질은 폴리우레탄이고 두께는 3 mm 정도로 휠와셔와 지석이 완전 밀착할 수 있는 구조로 제작하였다. 측정결과 조립부 홀에 방진고무를 부착하였을 경우에는 충격가속도가 핸들부에서 33%, 휠커버에서는 57% 감소하였다. 미끄러짐 방지를 위해 고무층을 부착하였을 경우에는 충격량이 핸들부에서 21%, 휠커버에서는 19% 감소하였다, 측정된 충격가속도는 Table 2에 정리하였다. 초기 기동 시 충격은 스피들 축과 휠와셔 내면이 충돌하여 발생하며, 휠와셔와 절단지석 사이에 미끄러짐이 적을수록 충격이 감소한다는 것을

Table 2 Comparison of the result of measured impulse between the original modified

	Model	Handle	Wheelcover
Impulse in initial operation	Original	756 m/s ²	3960 m/s ²
	(a)	510 m/s ²	1712 m/s ²
	(b)	595 m/s ²	3195 m/s ²

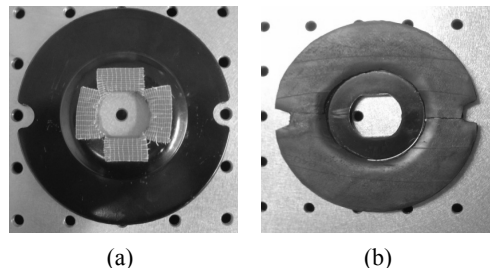


Fig. 5 The wheelwasher for verifications : (a) vibration - proof rubber 1 (b) vibration - proof rubber 2

는 것을 실험적으로 검증하였다.

4. 충격 최소화 방안

앞 절에서 실험을 통하여 검증하였듯이 휠와셔와 스핀들축 사이의 틈새가 적을수록, 휠와셔의 미끄러짐이 적을수록 초기 충격이 감소함을 검증하였다. 초기 기동 시 충격을 최소화하는 첫 번째 방안으로 휠와셔의 미끄러짐을 최소화하는 것이다. 미끄러짐을 최소화하기 위해서는 휠와셔의 조립 시 변형이 되지 않게끔 설계하는 것이 중요하다. 이 설계 파라미터를 찾기 위해 유한요소해석을 수행하였다. Fig. 6은 휠와셔의 미끄러짐을 최소화하는 방안을 찾기 위하여 유한요소해석 툴인 ANSYS를 이용하여 유한요소모델을 정립하였다^(6,7). 조립와셔, 휠와셔, 그리고 스핀들 축은 모두 철의 물성치를 사용하였고, 절단지식은 일반적인 석재의 물성치를 사용하였다. 경계조건은 스핀들 축의 아랫면을 고정하였으며, 모델의 간략화를 위하여 축대칭 2D단면으로 접촉 비선형해석을 수행하였다. 해석은 여러 가지 파라미터를 변화시켜가면서 수행하였다. 첫 번째 파라미터 변화는 휠와셔의 두께를 3.5 mm에서 5.0 mm로 증가하였을 경우, 두 번째 변화는 스핀들 축 직경을 17 mm에서 25.4 mm로 증가하였을 경우, 그리고 세 번째 변화는 기저부 크기가 30 mm에서 37 mm로 증가하였을 경우이다. Fig. 6의 표시된 지점 ①, ②

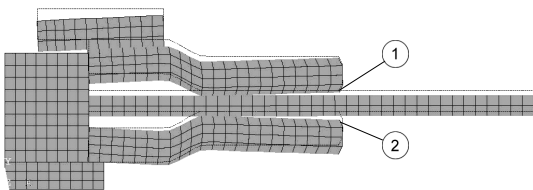


Fig. 6 Finite element model of the wheelwasher

Table 3 Comparison of the result of the deformation between the original and the modified

	Model	①	②
UY	Original	0.15 mm	0.50 mm
	1st	0.02 mm	0.17 mm
	2nd	0.17 mm	0.56 mm
	3rd	0.04 mm	0.24 mm

에서 휠와셔의 변형량을 확인하였으며 Table 3은 그 변형량을 나타내고 있다. 결과를 보면, 휠와셔의 두께가 증가될수록, 스핀들 축 직경이 작을수록, 그리고 기저부 면적이 넓을수록 휠와셔의 변형량이 적어짐을 확인할 수 있다.

스핀들 축과 휠와셔의 틈새가 넓을수록 충격량은 증가한다. 충격량은 각운동량의 변화량과 같다. 충

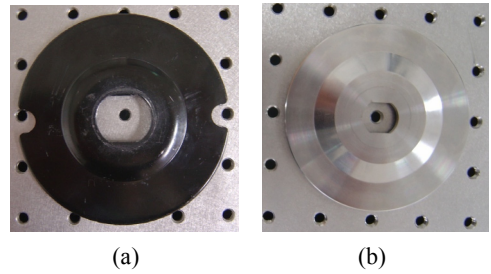


Fig. 7 The wheelwasher for modification : (a) The original wheelwasher, (b) The modified wheelwasher

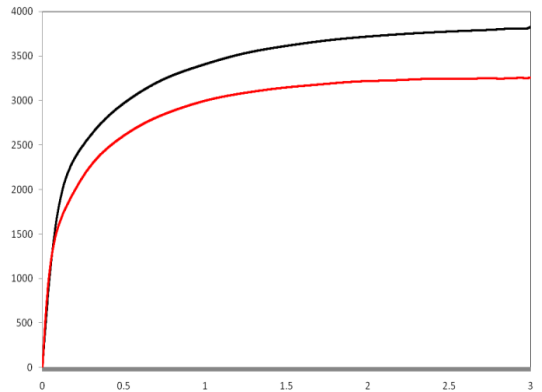


Fig. 8 The rotating angular acceleration for modification

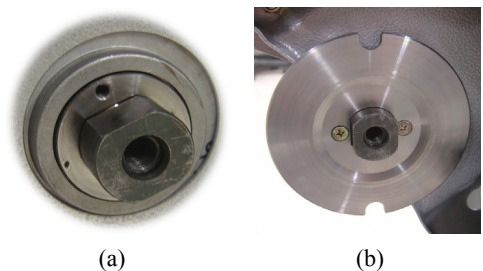


Fig. 9 The spindle for modification : (a) The modified spindle 1, (b) The modified spindle 2

Table 4 Comparison of the result of measured impulse between the original and the modified wheel-washer

	Model	Handle	Wheelcover
Impulse in initial operation	Original wheelwasher	858 m/s ²	4044 m/s ²
	The modified wheelwasher	606 m/s ²	2455 m/s ²
Decrease(%)		30 %	39 %

Table 5 Comparison of the result of measured impulse between the original and the modified RPM

	Model	Handle	Wheelcover
Impulse in initial operation	3800 RPM	756 m/s ²	3960 m/s ²
	3300 RPM	736 m/s ²	3275 m/s ²
Decrease(%)		3 %	17 %

Table 6 Comparison of the result of measured impulse between the original and the modified spindle 1

	Model	Handle	Wheelcover
Impulse in initial operation	Original spindle	858 m/s ²	4044 m/s ²
	The modified spindle 1	752 m/s ²	4248 m/s ²
Decrease(%)		12 %	-2 %

Table 7 Comparison of the result of measured impulse between the original and the modified spindle 2

	Model	Handle	Wheelcover
Impulse in initial operation	Original spindle	858 m/s ²	4044 m/s ²
	The modified spindle 2	778 m/s ²	3533 m/s ²
Decrease(%)		9 %	13 %

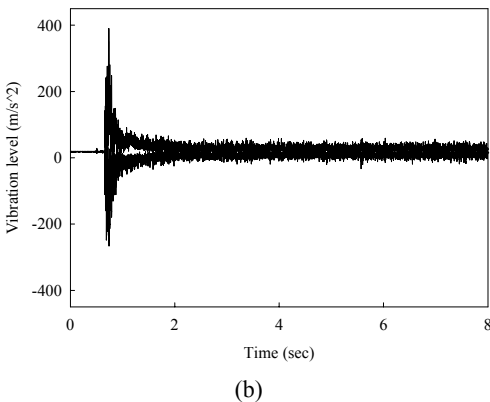
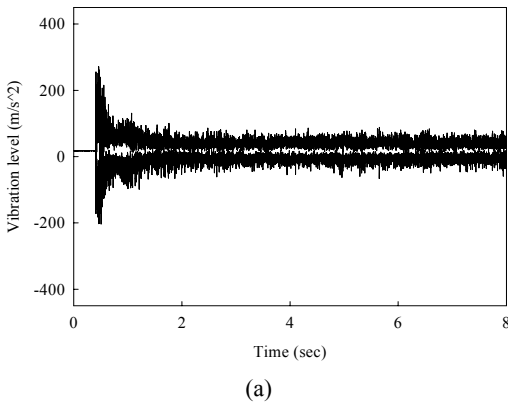


Fig. 10 Time response for the modified chop saw : (a) the modified wheelwasher (b) the angular speed 3300 RPM

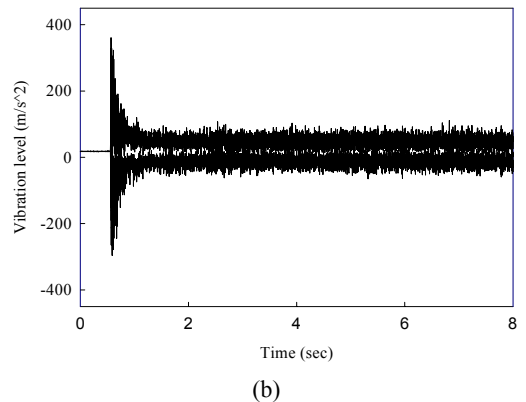
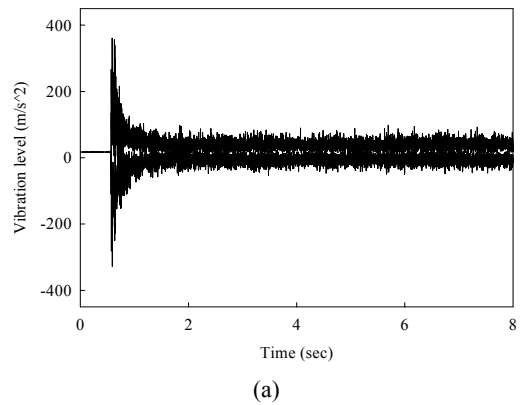


Fig. 11 Time response for the modified chop saw : (a) the modified spindle 1 (b) the modified spindle 2

격량 I 는 다음과 같다.

$$I = \int Mdt = H_2 - H_1 \quad (2)$$

여기서, M 은 회전에 대한 모멘트이고, H 는 각운동량이다. 각운동량 H 는 다음과 같다.

$$H = I\omega \quad (3)$$

여기서 I 는 질량관성모멘트이고, ω 는 회전각속도이다. 충격량을 최소화하기 위해서는 각운동량의 변화를 최소화시켜야 한다. 기동 전 각운동량이 영이라 하면, 초기 기동 순간의 각운동량이 충격에 대한 변화량이라 할 수 있다. 이에 따라 각속도가 일정한 상태까지 도달하는 순간에 질량관성모멘트를 최소화하는 방안이 초기 기동 시 각운동량의 변화량을 줄여 충격을 줄일 수 있는 두 번째 방안이라 할 수 있다. 질량관성모멘트를 최소화하기 위해서는 회전반경과 질량을 줄여야 한다. 규격 범위 내에서 휠와셔 외경을 102 mm에서 90 mm로, 내경을 25.4 mm에서 17 mm로, 그리고 두께를 3.5 mm로 하여 휠와셔를 제작하였다. 이는 회전반경과 질량을 줄이는 효과를 나타낸다. Fig. 7(a)는 개선 전 휠와셔의 실험결과이며, Fig. 7(b)는 개선된 휠와셔의 실험결과이다. 개선된 시작품의 실험을 수행한 결과는 Fig. 10(a)에 나타냈으며, 그 결과를 Table 4에 정리하였다. 초기 충격가속도가 핸들부에서 30%, 휠커버에서 39% 감소함을 알 수 있다. 이는 질량관성모멘트의 감소효과가 충격량에도 영향을 준다는 것을 실험을 통해 알 수 있다.

각운동량의 변화에 있어서 회전각속도가 중요한 또 하나의 인자이다. 각운동량의 변화를 줄려면, 기동 전 각운동량이 영일 경우, 일정한 질량관성모멘트에서 각속도를 줄인다면, 그 각운동량을 줄일 수 있다. 각속도를 감소하기 위해 고속 절단기의 전압을 변환하여 회전속도를 조절할 수 있는 슬라이더를 사용하여 고속절단기의 일정 도달 회전속도를 3800 RPM에서 3300 RPM으로 낮추어 충격가속도를 확인하였다. Fig. 8은 회전속도가 3800 RPM과 3300 RPM에서의 속도 프로파일을 나타내고 있으며, Fig. 10(b)는 회전속도가 3300 RPM에서의 시간에 따른 실험결과이다. Table 5에서는 속도가 3800 RPM과 3300 RPM일 때의 결과를 비교한 데이터이

다. 결과를 분석해 보면 초기 충격량이 회전속도가 3800 RPM에서보다 3300 RPM일 때 핸들부에서 3%, 휠커버에서 17% 정도 감소하였다. 이러한 결과는 회전속도가 그리 클 필요가 없는 장치개발에 필요한 자료가 될 수 있다.

충격발생을 최소화시키는 마지막 방안은 조립 부분의 미끄러짐을 최소화하는 방안이다. 이를 위하여 첫 번째로 Fig. 9(a)와 같이 스핀들 축의 기저면을 증대하여 휠와셔와 스핀들 축의 접촉면적을 넓혀서 미끄러짐을 방지하는 구조를 제작하였다. 두 번째로 Fig. 9(b)와 같이 스핀들 축과 휠와셔가 접촉되는 기저면을 볼트로 체결하여 미끄러짐을 사전 차단하는 구조를 제작하였다. 측정된 데이터는 Fig. 11이며, 초기 기동 시 충격가속도는 Table 6과 Table 7에 정리하였다. 그 결과 첫 번째 방안에서는 핸들부에서 12% 감소하였으며, 두 번째 방안에서는 핸들부에서 9% 휠커버에서 13% 감소하였다.

5. 결 론

이 연구에서는 고속절단기의 초기 기동 시 충격 원인을 규명하고 이를 감소시키는 방안에 대하여 강구하였다. 고속절단기의 충격발생 메커니즘은 초기 기동 시 휠와셔 조립부(휠와셔와 절단지석)가 정지한 상태에서 스핀들 축이 갑자기 회전하여 스핀들 축의 외면과 휠와셔 내면이 충돌하여 충격이 발생된다. 발생한 충격은 휠와셔의 미끄러짐이 클수록, 휠와셔 조립부의 각운동량 변화가 클수록 크게 발생한다는 것을 확인하였다.

충격량을 최소화하기 위하여 휠와셔를 미끄러짐 방지 구조로 개선하였다. 접촉부 미끄러짐을 최소화하기 위하여 기저부 길이 증가와, 휠와셔와 스핀들 축이 접촉되는 면을 볼트로 체결하였다. 또한, 각운동량의 변화를 줄이기 위해서 질량관성모멘트를 규격이 허용하는 한에서 최소화하였으며, 회전각속도를 절삭 능력을 고려된 상태에서 최소화하였다. 그 결과로 질량관성모멘트를 감소하였을 경우에는 충격량이 핸들부에서는 30%, 휠커버에서는 39% 감소되었으며, 회전각속도를 감소하였을 경우에는 충격량이 핸들부에서 3%, 휠커버에서는 17% 감소되었다. 또한 미끄러짐방지를 위해 구조 개선을 하였을 경우에는 핸들부에서 12% 휠커버에서 13% 정

도 감소하였다. 이런 설계방안은 향후 고속절단기의 설계기술에 적용될 수 있을 것이다.

후 기

이 논문은 2008년도 2단계 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었습니다. 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Park, J. S., Heo, H. and Cho, N. S., 1996, "A Study on the Design Parameters of Cropping Machine for Vibration Control," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers(A), Vol. 1, No. 1, pp. 325~329.

(2) Maiti, S. K., Das, M. K. and Tobias, S. A., 1975, "The Dynamics of a HERF Cropping Machine," M.T.D.R., Vol. 15, pp. 129~152.

(3) Suh, J. H., Baek, G. W. and Choi, Y. S., 2004, "Rotordynamic Analysis for Vibration Reduction of a High Speed Cutter," Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 1056~1061.

(4) Ki, H. C., Park, J. P., Cha, W. J. and Choi, Y. S., 2003, "Noise and Vibration Reduction of High Speed Cutter," Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 994~949.

(5) Chung, J., Park, J. M. and Ro, D. S., 1997, "Optical Position of the Dampers in a CD-ROM Drive to Remove the Tilting Vibration Mode," Journal of Sound and Vibration, Vol. 7, No. 2, pp. 393~399.

(6) Klaus, J. B., 1996, Finite Element Procedures, Prentice-Hall International, Inc., New Jersey.

(7) Dary, L. L., 2002, "A First Course in the Finite Element Method," Brooks/Cole, USA.