

산업용 고속절단기의 기동 시 충격완화에 대한 연구

김두환* · 임형빈* · 정진태 †

A Study on Vibration Reduction of an Industrial Chop saw in operation

Doohwan Kim, Hyungbin Im and Jintai Chung

Key Words : Chop saw (휴대용 고속절단기), Cutting disc(절단지석), FEM (유한요소해석), Time response(시간응답)

Abstract

In this paper, an impulse of an industrial chop Saw is identified by experimental method and the impulse is reduced by structural modification. For the impulse identification, vibration signals are measured by an accelerometer when the chop saw is operating. From some experiments, it is found that the impulse occurs when there is slip between spindle and the wheelwasher and contact area is small between the wheelwasher and cutting discs. The design of the wheelwasher for optimization is performed by the FEM and experiments and the prototype is manufactured. It is verified that considerable amount of impulses are reduced by the structural modification.

1. 서 론

현재 고속절단기는 산업의 발달로 인하여 각종 앵글, 철재, 철근의 절단작업의 수단으로서 그 수요가 증가하고 있다. 이전의 고속절단기는 작업을 수행 시 진동으로 인하여 절단작업의 효율에 영향을 미치며, 최근에는 과도한 진동에 작업자가 장시간 노출되어 있을 때 건강에 지대한 영향을 미치게 된다. 이러한 이유로 인하여 산업체에서는 저진동 고속절단기를 개발하기 위한 노력을 활발히 진행하고 있다. 이러한 성능향상을 위해 선진국에서는 저진동 고속절단기를 설계하기 위하여 고속절단기의 진동에 영향을 미치는 인자를 파악하고 이를 설계단계에서부터 적용하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있으나, 저진동 고속절단기에 대한 기초 기술이 부족한 국내에서는 이에 대한 본격적인 연구가 실행되고 있지 않은 실정이다.⁽¹⁾

고속절단기의 진동의 주요 발생 원인은 휠커버, 모터, 동력전달계로 구성된 고속절단기의 요소품의 형상, 관성, 강성, 감쇠, 마찰, 가공공차, 조립공차, 변동 가진력 등으로 매우 다양하다.⁽²⁾ 특히 휠커버, 모터, 동력전달계로 구성된 시스템에서 휠커버는 고속절단기의 핵심부품으로 운전 영역 안에 고유진동수가 존재할 때 탄성 모드가 일어나 진동이 발생할 수 있다. 또한 모터에서 변동 가진력이 발생하여 동력 전달계 및 휠커버를 통하여 공진을 유발하여 진동이 발생할 수도 있다.

본 연구의 목표는 고속절단기의 구동을 담당하는 구동축에서 발생하는 진동을 원인 별로 규명하고 휠커버, 모터, 동력 전달계 등에 대한 진동 저감 대책을 강구한 후, 고속절단기의 진동원인을 찾아내고 진동을 감소시키는 것이다. 이를 위하여 고속절단기에서 발생하는 진동을 여러가지 실험적 방법을 통해 측정하고 측정된 시간영역 혹은 주파수영역의 데이터로부터 휠커버, 모터, 동력 전달계 등에 진동원을 규명하였다. 이들 각 부품이 시스템의 전체 진동에 끼치는 영향을 차등화하여 각 부품이 발생시키는 진동의 주파수 범위와 크기를 평가할 것이며, 동시에 고속절단기의 속도에 따른 전체 진동에 끼치는 영향을 평가하였다.

† 책임저자, 한양대학교 기계정보경영공학부

E-mail : jchung@hanyang.ac.kr

TEL : (031)400-4735 FAX : (031)406-6964

* 한양대학교 대학원 기계공학과

또한 진동의 발생요인을 분류하고 진동을 줄일 수 있는 대책을 강구 하였다. 특히 모터에서 나오는 변동 가진력에 대하여 동력전달계 및 휠커버 등이 고속절단기 진동에 주는 영향에 대한 연구를 수행하여 구조 진동에 대한 공학적인 모델을 정립하였다. 정립한 모델을 이용하여 진동을 발생 하는 각 영향 인자에 대한 파라미터 연구를 수행하여 진동 발생 메커니즘을 규명하고 이를 바탕으로 고속절단기 진동저감 대책을 강구 하였다.

마지막으로 휠커버, 모터, 동력전달계 이외의 요소품들에 대하여 동특성 변화를 이용한 진동저감 방안을 강구하고 저진동 고속절단기 구동축을 개발하기 위한 휠와서 설계 방안을 제시 하였다. 본 연구에서 도출된 각종 진동을 감소시킬 수 있는 방안을 계양전기와 협의하여 설계에 반영하고 시제품을 제작하여 목표 진동레벨 달성 여부를 평가하는 측정을 시행하였다. 측정 결과를 분석 하여 각종 진동저감 방안에 대하여 평가하여 설계 개선 자료로 활용될 수 있도록 하였다.

2. 고속절단기의 진동신호 분석

고속절단기에서 발생하는 진동의 원인을 분석하기 위하여, 고속절단기를 작동하는 동안 여러 부분에서 진동신호를 채집하여 분석하였다. 고속절단기의 진동신호를 채집하기 위한 실험 장치는 Fig.1 과 같다. 가속도계를 작업자가 극심한 진동을 많이 느끼는 핸들부분, 구조상 취약한 휠커버, 모터 구동을 커버하고 있는 하우징 부분에 부착하여 고속절단기의 진동신호를 채집하였다.

가속도계에서 채집된 진동신호가 미약한 전하신호이기 때문에 증폭된 전압신호로 바꿀 필요가 있어서 상태 증폭기(conditioning amplifier)를 사용하였다. 그리고 고속절단기에서 모터의 속도에 대한 정보를 얻기 위하여 절단지석의 속도를 타코미터(Tachometer)로 측정하였다. 증폭된 진동신호를 기록장치에 저장하고 난 후, 주파수분석기를 이용하여 진동신호를 분석하였다.

Fig. 2 는 작업자가 진동을 많이 느끼는 핸들부분에서의 진동신호에 대한 일련의 시간 응답함수이다. 가로방향의 좌표축은 Time(sec)로 표시된 시간이며, 세로방향의 좌표축은 진동신호의 크기를 나타낸다. Fig. 2 에서 볼 수 있듯이 과도구간과 정상구간으로 나타난다. 약 0.3s 동안의 과도구간 후 정상구간으로 나타나며, 과도구간에서 극심한 진동을 확인 할 수 있다.

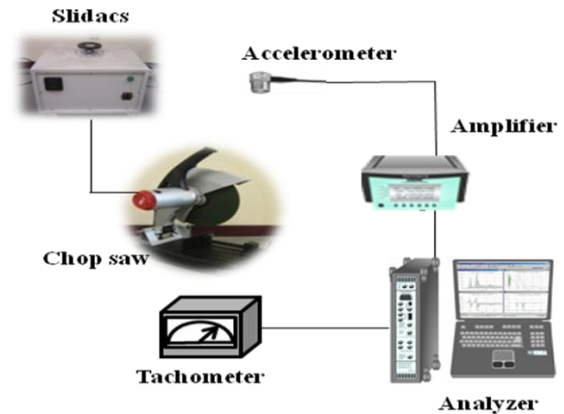


Fig. 1 Experimental set-up for the signal analysis

고속절단기의 절단지석이 최고속도 3800rpm 까지 도달하는 시간은 약 0.3s 이므로 진동신호를 채집하기에 어려움이 있다. 그리하여 슬라이다스를 사용하여 속도 제어를 하였고, 3800rpm 에 이르는 동안 연속적으로 진동신호를 채집하여 속도에 따른 주파수 성분의 변화를 분석하였다.

Fig. 3 는 휠커버 부분에서의 진동신호에 대한 일련의 주파수 스펙트럼을 나타낸다. 이와 같이 일련의 주파수 스펙트럼을 중첩하여 나타내는 방식을 워터폴 플롯(waterfall plot)이라 한다. Fig.3 에서 가로방향의 좌표축은 Hz 로 표시된 주파수를 나타내고, 세로 방향의 좌표축은 절단지석의 회전속도를 분당 회전수인 RPM 으로, 깊이 방향의 좌표축은 진동신호의 크기를 나타낸다.

Fig. 3 에서의 진동 피크를 분석하기 전에 고속절단기 모터의 각속도, 절단지석의 각속도의 관계를 파악할 필요가 있다. 고속절단기에서는 모터의 회전이 감속기에 의해 감속되어 절단지석을 회전시킨다. RPM 으로 표현된 절단지석의 각속도를 Ω_c 라하고, Hz 로 표현된 모터의 각속도를 Ω_m , 감속비를 γ 하면, Ω_c 과 Ω_m 사이에는

$$\Omega_c = 60 * \frac{\Omega_m}{\gamma} \quad (1)$$

가 성립된다. 식 (1) 에서 절단지석의 회전 성분, 모터의 회전성분, GMF(Gear mesh Frequency) 성분을 구할 수 있으며, Fig. 3 에서 이 성분들이 나타난다. 이 주파수 성분들은 Fig. 3 에서 나타나듯이 고속 절단기의 운전 중에 주요 진동 발생요인이 되며, 2600 RPM ~ 2800 RPM 부분에서 모터의 2 차, 3 차 회전성분과 휠커버의 고유 진동수가 일치하여 공진을 발생한다. 이 2 차, 3 차 주파수 성분들은 모터축의 처짐 또는 편심에 의해 발생된다.

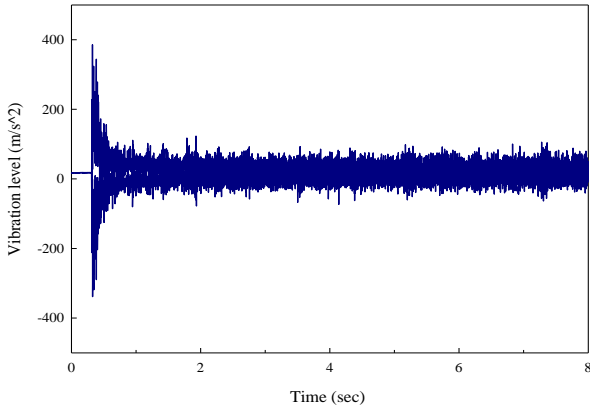


Fig. 2 Time response for the chop saw

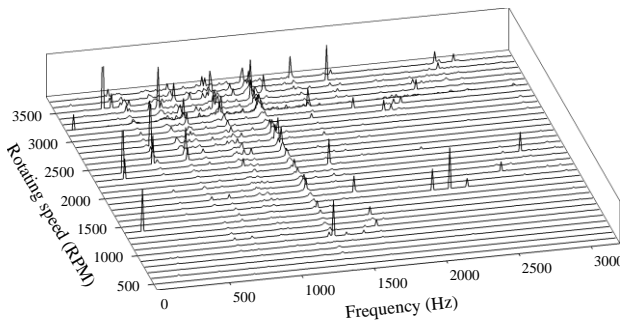


Fig. 3 Waterfall plot for vibration of the chop saw

Fig. 3 에서 볼 수 있는 120Hz, 478Hz, 693Hz, 811Hz, 1080Hz, 1342Hz 에서 진동은 휠커버 구조물의 공진에 의해 발생할 가능성이 크기 때문에, 이를 확인하기 위하여 유한요소해석을 이용한 시뮬레이션, 시스템 분석을 수행하였다.

3. 휠커버의 모드해석

3.1 유한요소해석을 이용한 시뮬레이션

시스템 분석 실험을 하기에 앞서 유한요소해석 프로그램인 ANSYS 를 사용하여 모드해석을 수행하였다. 실제와 동일한 해석을 하기 위해 물성치를 조사한 후 해석모델에 적용하여 Fig. 4 와 같은 고유진동수와 고유모드를 확인하였다. 유한요소해석 결과 휠커버의 1st 고유진동수 124 Hz, 2nd 고유진동수 456Hz, 3rd 고유진동수 707Hz 에서 굽힘변형이 발생하는 것을 확인하였다.^{(3), (4)} 이러한 굽힘변형은 휠커버의 과도한 진동을 발생하는 주된 모드이며, 공진을 회피하기 위해서는 구조를 변경하여 모드형상을 변경하는 방안이 필요하다.

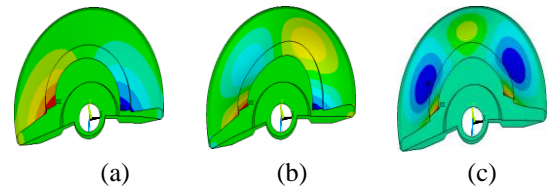


Fig. 4 Mode shapes of the chop saw: (a) 1st mode shape, (b) 2nd mode shape, (c) 3rd mode shape

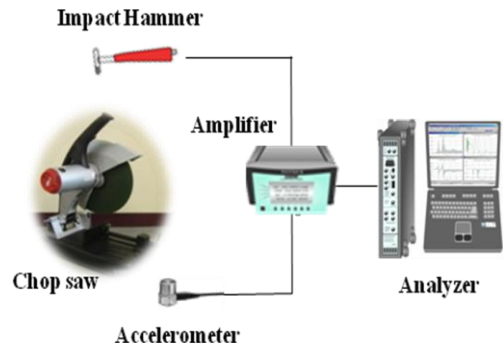


Fig. 5 Experimental set-up for the signal analysis

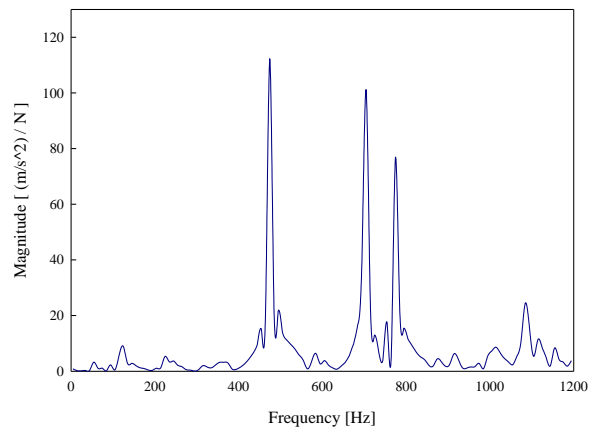


Fig. 6 Frequency response function of the chop saw

Table 1 Comparison of the natural frequencies between the simulation and experiment

	1 st mode	2 nd mode	3 rd mode
Experiment	120 Hz	476 Hz	774 Hz
Simulation	124 Hz	456 Hz	707 Hz
Difference (%)	-3.3	4.2	8.6

3.2 시스템 분석(System analysis)

시스템 분석은 시스템의 고유한 특성을 추출하기 위하여 측정 가능한 힘으로 가진 시키고 응답 입력 비를 계측하는 실험 방법으로 시스템 분석을 위하여 Fig. 5 와 같이 실험장치를 구성하였다. 휠

커버가 고속절단기 본체에 장착된 상태에서 휠커버의 고유한 특성을 파악하기 위해 주파수 분석기를 이용하여 각 방향에 대한 주파수 응답함수 (Frequency Response Function)를 구한 것이, Fig. 6 이다.

Table 1 은 시스템 분석 실험을 통하여 구한 고유진동수 와 유한요소해석 프로그램인 ANSYS 을 사용하여 얻은 고유진동수 결과를 비교한 것이며, 실험을 통하여 얻은 고유진동수 120Hz, 476Hz, 774Hz 는 시뮬레이션 결과와 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 즉, Fig. 3 에서 공진을 발생시키는 주파수는 휠커버에서 발생되며, 상용프로그램을 이용한 시뮬레이션과 시스템 분석으로부터 휠커버의 안정성을 확보하기 위해서는 구조 변경을 통한 휠커버의 강성 증가가 필요하다.

4. 초기 기동 시 진동원인 규명

4.1 동역학 모델정립

앞 절에서 확인한 바와 같이 초기 기동 시 충격은 휠커버의 구조적 공진에 의한 것이 아님을 밝혀냈다. 그리하여 이 장에서는 초기 진동에 영향을 주는 인자들을 구하고, Fig. 7 과 같은 간략한 동역학 모델을 통하여 고속절단기의 지배 방정식을 정립한 것이다. 회전부(절단지석)의 불평형 질량을 m_e , 불평형 질량의 편심량 e , 질량중심 G , 회전중심(절단지석의 회전중심)을 P , 고정점과 질량중심 사이의 거리를 r_G , 질량중심의 각도 변위 θ , 절단지석의 회전속도 ω 로 나타내었다. 고속절단기의 운동에너지와 위치에너지를 라그랑지 방정식에 대입하여 얻어진 운동방정식은 다음과 같다.⁽⁵⁾

$$M\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = F \quad (2)$$

$$M = I_0 + m_e(e^2 + r_x^2 + r_y^2) + 2m_e e(r_x \cos \omega t + r_y \sin \omega t)$$

$$C = 2m_e(r_y \cos \omega t - r_x \sin \omega t)(\omega + \dot{\alpha})$$

$$K = k_t$$

$$F = -m_e e(r_y \cos \omega t - r_x \sin \omega t)\omega^2 - m_e e[e + \sin \omega t(r_y - r_x \omega t) + \cos \omega t(r_x + r_y \omega t)]\alpha$$

Table 2 에서는 본 연구의 모델과 경쟁사 모델에 대한, 고속절단기에 초기 진동의 영향인자로 고려되는 값들을 실험과 이론식의 바탕으로 얻은 값들이다. 본 제품 및 경쟁사 모델의 지석에서부터 회

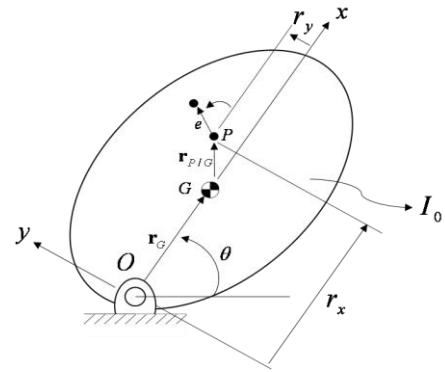


Fig. 7 Mathematical model of the chop saw

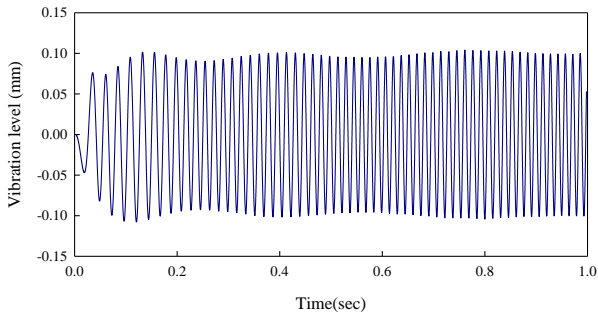
Table 2 Material Properties in the NHC -14D and 2414NB

	NHC- 14D (Keyang)	2414NB (Makita)
r_x	0.239	0.228
r_y	0.037	0.018
I_0	0.645	0.660
K_t	43.24	7.10
Damping Ratio	0.62	0.58
M	10.086	10.997
m_e	0.00033	0.00022
ω_n	6.50	2.5

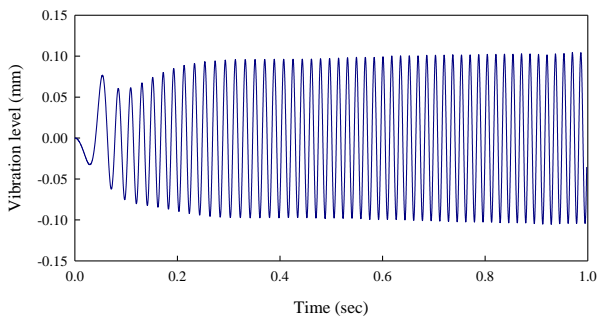
전중심까지의 방향의 x 거리 r_x , y 방향의 거리 r_y , 무게중심에서 지석 회전중심까지의 거리 $r_{P/G}$, 질량관성 모멘트 I_0 , 스프링 상수 K_t , 댐핑 상수 (Damping ratio), 회전부 전체질량 M , 질량불평형량 m_e , 고유진동수 ω_n 을 구하였다.

4.2 영향인자대한 결과

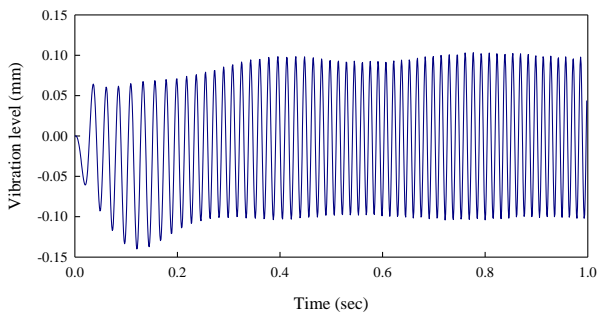
앞 절에서 얻어진 Table 2 의 영향인자를 (2) 식에 대입하여, 초기 기동 시 진동을 발생시키는 영향인자를 확인 하였다. Fig. 8 (a) 는 본래 모델에 관한 시뮬레이션 결과이며, (b) 는 속도 프로파일 변화에 따른 시뮬레이션 결과이며, (c) 는 강성에 따른 시뮬레이션 결과이며, (d) 는 질량불평형량에 따른 θ 값의 시뮬레이션 결과 그래프이다. Fig. 8 에서 나타나듯이 초기 가속 구간의 속도 변화가 클수록, 스프링 강성이 클수록, 질량불평형이 클수록 구동 시 초기 진동이 증가하는 것을 확인 할 수 있었다. 그러나 속도 프로파일, 스프링 강성, 질량불평형은 초기 충격을 발생시키는 영향인자와 무관함을 확인하였다.



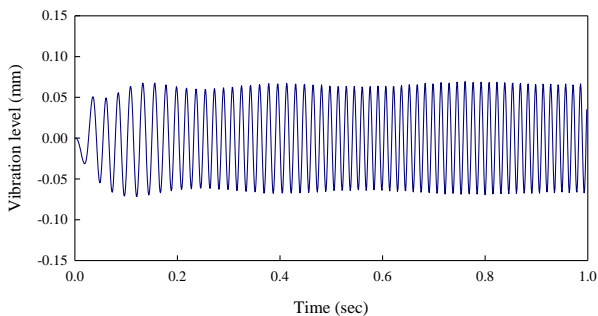
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 8 Simulated time response of the chop saw:
 (a) Original 14D, (b) Changes to velocity profile,
 (c) Changes to damping ratio, (d) Changes to eccentricity

Table 3 Result of measured vibration level for modified chop saw compare with the original chop saw

Modification	Handle	Reducer	Wheelcover
1	15 %	68 %	35 %
2	21 %	46 %	19 %
3	33 %	52 %	57 %

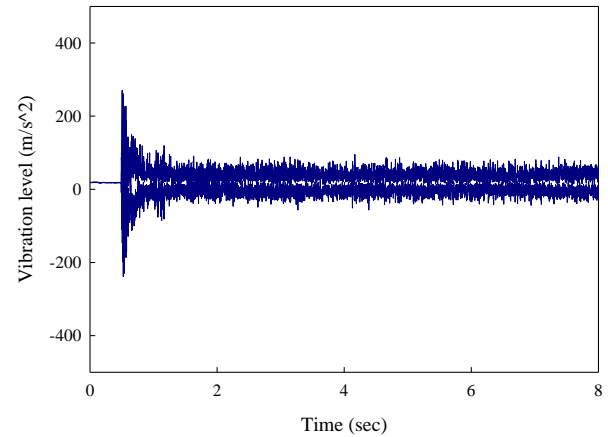


Fig. 9 Time response for the modified chop saw

5. 충격원인 및 저감에 대한 구조변경

구동 시 초기 충격은 다음과 같은 문제점 때문이다. 스핀들 축과 휠와셔 조립부 홀에 가공오차에 의한 유격이 존재하여 미끄럼 충동이 발생하며, 휠와셔의 구조적 문제 때문에 볼트 체결 시 휠와셔 변형이 생겨 면접촉이 아닌 선접촉이 되어 충격이 증가하는 것을 확인하였다. 이로 인하여 휠와셔의 구조변경을 하였다. 첫 번째로, 스핀들 축과 휠와셔를 경쟁사 모델처럼 치수가공과 휠와셔 변형을 막는 부쉬를 사용하여 평면도를 향상시키는 구조 개선을 하였다. 두 번째로는, 휠와셔와 지식 사이의 접촉면 감쇠 부여를 위한 방진 고무층을 추가를 하였다. 세 번째로는, 휠와셔 조립부의 홀에 완충와셔 대신 방진 테이핑을 하여 스핀들축과의 유격을 제거하였다. Fig. 9 는 개선된 고속절단기의 핸들부분에서 진동값을 보여주며, Table 3 정리된 것처럼 개선 시도 첫 번째는 핸들부분 15 %, 감속기부분 68 %, 휠커버부분 35%, 두 번째는 핸들부분 21 % 감속기부분 46 %, 휠커버부분 19 % 세 번째는 핸들부분 33% 감속기부분 52%, 휠커버부분 57% 로 초기 진동이 감소 하는 것을 확인하였다.

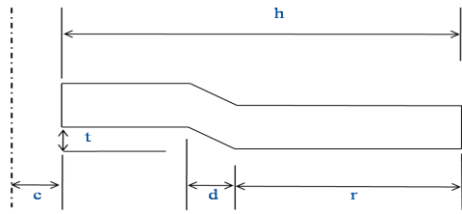


Fig. 10 Design parameters of the wheelwasher

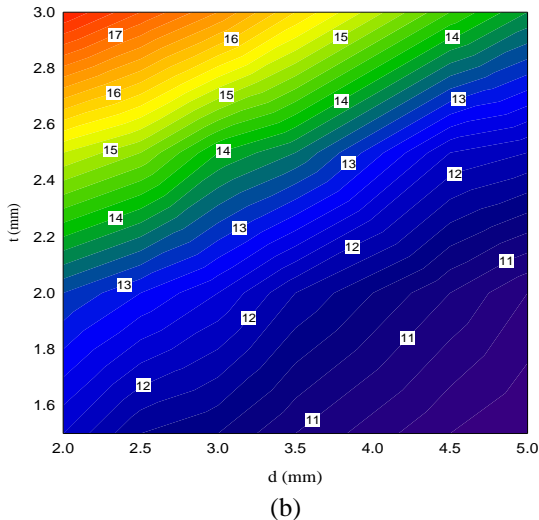
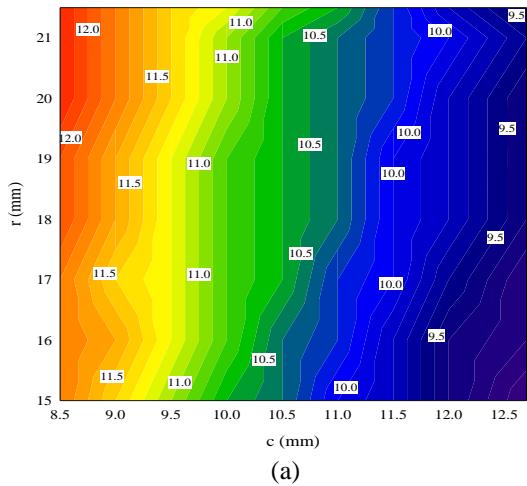


Fig. 11 Results of the simulation along with changes to design parameters of wheelwasher: (a) Displacement of contact along with changes to r and c (b) Displacement of contact along with changes to t and d

6. 휠와셔의 치수 최적 설계 방안

앞 절에서 언급한 휠와셔의 변형을 최소화 하기 위해 Fig. 10 에서 r , c , t , d 의 설계변수를 허용범위 안에서 치수를 변경하며 최적 설계치를 찾아냈다.

Fig. 11 은 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS 을 이용하여 접촉 비선형 해석을 하였으며, 접촉면적에 대한 결과치 값들을 그래프화 한 것이다. Fig. 11 에서 보여지듯이 c 와 d 는 짧을수록, r 과 t 는 길수록 접촉면적이 증가하는 것을 확인하였다. 그러나 r 의 길이가 길어지면 관성에 대한 미끄러짐이 발생하는 문제점이 있다.

7. 결론

본 연구에서 고속절단기의 기동 시 초기충격에 원인을 규명하고 이로 인해 발생하는 진동을 감소키는 방안에 대하여 강구하였다. 고속절단기의 충격 원인은 스피들 축과 휠와셔 조립부 홀의 미끄러짐 충돌과, 휠와셔 와 지석사이의 접촉면적이 감소할수록 충격이 증가하여 극심한 진동을 발생하는 것을 확인하였다. 초기 충격을 감소하기 위해, 접촉면적(평균도)을 증가 시키기는 부쉬 사용하였고, 휠와셔와 지석 사이의 접촉면의 감쇠 부여를 위한 방진 고무층 추가하였다. 또 휠와셔의 조립부 홀에 방진 테이핑을 하여 스피들 축과의 유격을 제거하였다. 이 결과 최대 핸들 부분에서는 33%, 감속기 부분에서는 68%, 휠커버 부분에서는 57% 가 감소되었다.

후 기

이 논문은 2007 년도 2 단계 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었습니다. 이에 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) Park, J. S., Heo, H., Cho, N. S., 1996, "A study on the Design Parameters of Cropping machine for Vibration Control", *Transaction of the Korean Society of Mechanical Engineers(A)*, Vol. 1, No1, pp. 325~329
- (2) Maiti, S. K., Das, M. K., Tobias, S.A., 1975, "The Dynamics of a HERF Cropping Machine", *M.T.D.R.*, Vol. 15, pp. 129~152
- (3) Klaus, J. B., 1996, *Finite Element Procedures*, Prentice-Hall International, Inc., New Jersey
- (4) Dary L. Logan, 2002, *A First Course in the Finite Element Method*, Brooks/Cole, USA
- (5) Chung, J., Park, J. M., 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, No2, pp.393~399