

띠톱기계 톱대의 역학적 모델링 및 설계

라로평¹, 정택임², 정협생², 강평², 팬리², 샤오레이화², 반백송², 안보영³, 노준규³, 리원치³, 한창수^{4*}
¹저장공업대학교 기계공학과, ²저장신룡 기계톱유한주식회사, ³한양대학교 메카트로닉스공학과 ⁴한양대학교 로봇공학과

The Mechanical Modeling and design of saw frame in band sawing machine

LUO luPing¹, DING zelin², DING shengxia², JIANG Ping², FAN li², XIAO leihua²,
PAN bosong², Boyoung An³, Joonkkyu No³, Li Wenqi³, Changsoo Han^{4*}

¹College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology

²Zhejiang Chenlong Sawing Machine Co.,Ltd

³Mechatronics Engineering, Hanyang University

⁴Robot Engineering, Hanyang University

요약 현대 제조 공업이 고효율, 고정밀도와 경제적인 방향으로 발전 하면서 금속을 절단하는 띠톱 기계는 이미 철강, 기계, 자동차, 조선, 석유, 광산, 항공 우주 등 다양한 영역에서 광범위 하게 활용 되고 있다. 하지만 기존의 띠톱 기계들은 경험적으로 설계 되어져 왔으며 따라서 낮은 수명, 톱질 동작 상태에서 낮은 정밀도 및 저효율을 문제와 높은 제조 원가 문제를 가지고 있다. 본 논문에서는 띠톱의 역학적 해석을 통해 띠톱 톱대의 설계 파라미터를 개선하는 방법을 제시 하였다. 실제로 빈번하게 사용 되고 있는 띠톱 기계를 모델링 하여 응력 분석, 피로해석을 시행 하였으며 이에 따라 톱대의 상세한 설계 파라미터를 도출 하였다. 그 결과 피로 강도가 피로 요구 사항을 만족 시키고 띠톱 기계의 정밀도와 효율이 크게 향상 되는 것을 확인할 수 있었다.

Abstract A mechanical model of band sawing saw frame was established according to an analysis of a commonly used saw-frame structure diagram to overcome the problems of low service life, substandard cutting precision and efficiency, and high manufacturing cost caused by the unreasonable design of saw frame. Taking a particular type of sawing machine as an example, stress cycle analysis of the saw blade was carried out according to the mechanical model of the saw frame, and the fatigue analysis model of the most dangerous cross-section point that was most prone to fatigue failure of the saw blade was then established. The fatigue analysis result was used as the basis for the improved design of the saw frame, and the improved detailed saw-frame design parameters were obtained. The results suggested that the saw frame system is much more compact and the saw blade force met the fatigue strength requirements through the improved design. In addition, the service life of the saw blade and the cutting precision were increased. The established mechanical model of the saw frame in this paper is used widely and has high practical application values.

Keywords : Saw Frame System, Stress Cycle Analysis, Mechanical Modeling, Fatigue Analysis, Design of Saw Frame

*Corresponding Author : Changsoo Han(Hanyang Univ.)

email: cshan@hanyang.ac.kr

Received August 19, 2019

Accepted December 6, 2019

Revised October 25, 2019

Published December 31, 2019

1. 서론

띠톱기계는 띠 모양의 톱을 회전시켜 재료를 절단하는 공작기계로 현대제조업에서 매우 광범위 하게 사용되고 있다. 띠톱기계는 주로 전동 모듈, 톱질 모듈, 공급 모듈 등으로 구성 되어 있으며 톱대는 톱질 모듈의 핵심 부분 으로서 톱질의 정밀도 및 효율, 띠톱 기계의 수명 및 제조 원가에 지극히 중요한 영향을 미친다.

최근 몇 년 동안 여러 연구진이 띠톱 기계의 톱대에 대한 연구를 수행하였다. T. J. Ko와 H. S. Kim[1]은 톱니의 기하학적 분석을 통해 절단력을 예측, 적응제어 시스템을 설계했다. G. J. Chen등[2]은 여러 조립 부품의 동역학적 모델을 구축하여 이론적 해석과 동적 성능 테스트를 통해 띠톱기계의 부품 및 전체 구조의 설계와 최적화를 수행하였다. 그러나 위의 연구에서는 톱대 시스템에 대한 심층적인 연구가 이루어지지 않았으며 톱대 시스템은 경험적으로만 설계 되어 졌을 뿐, 띠톱기계의 동작 상태에서의 톱대의 역학적 분석을 수행된 적은 없다.

본 연구에서는 띠톱기계의 낮은 수명, 톱질 동작 상태에서의 낮은 정밀도 및 저효율, 높은 제조원가 문제를 해결하기 위하여 실제 띠톱을 모델링 하여 역학적 해석을 시행하였다. 응력분석 및 피로해석을 시행하였으며 분석 결과를 반영하여 톱대의 설계를 개선하였으며, 그 결과 띠톱 프레임에 요구되는 최소 피로요구강도($F_{cc}=2600N$, $D_{max}=360mm$, $F_x=47.7N/mm$, $F_{1c}=4359.5N$, $F_{2c}=6983.8N$, $[\sigma]b=0.42\sigma b=588MPT$)를 만족시키는 띠톱 프레임의 설계파라미터를 얻을 수 있었다.

2. 본론

본 연구에서는 일반적으로 사용하는 띠톱중 하나를 대상으로 연구를 진행하였으며, 톱대 구조에 대한 설계 개요도는 Fig. 1과 같다. O_1, O_2 는 각각 주 톱질 휠과 구동 톱질 휠의 중심이며 a, h는 띠톱 가이드암의 가이드지점이다. ah는 띠톱의 톱질 부분, ac는 띠톱의 회전부분, ed는 띠톱의 슬랙구간(느슨해지는 구간)이며, ed는 공작물의 너비이다.

기하학적 관계에 따라 다음과 같이 알 수 있다:

$$L_0 = l_1 + S + l_2 \quad (1)$$

Eq. (1)에서 S 는 가이드암의 간격, l_1 은 동륜 회전축이 회전하는 부분의 길이, l_2 는 주동륜 회전축이 회전하는 부분의 길이이다.

2.1 톱대 시스템의 역학적 모델

띠 톱날의 톱질 방향은 공작물과 수직이다. 띠 톱날의 법선 방향에 작용하는 힘이 매우 작기 때문에 전체 톱질 공정은 2차원 절단에 근사할 수 있다[3]. 즉 톱질 공정 시 톱날에 작용하는 힘은 톱질의 운동과 는 반대로 작용하는 운동저항력 F_x 와 피드저항력 F_z 이 존재하게 된다. 이는 Fig. 2와 같이 표현할 수 있다.

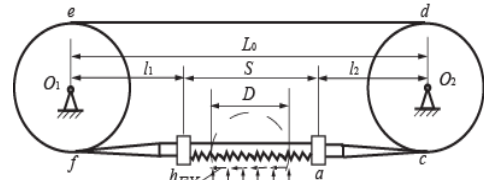


Fig. 1. Structure diagram of frame

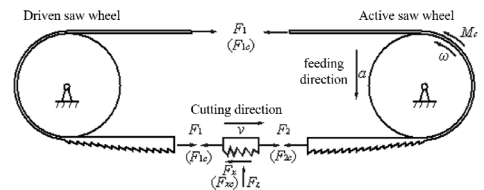


Fig. 2. Diagram of force analysis in working condition

작업 상태에서는 띠톱의 팽팽해져 있는 부분과 느슨해져 있는 부분의 인장력 F_1, F_2 각각을 다음과 같다.

$$F_1 = F_x \frac{1}{(e^{f'x} - 1)} \quad (2)$$

$$F_2 = F_x \frac{1}{e^{f'x} - 1} \quad (3)$$

위 식에서 정상 작업 상태에서 정지마찰계수는 $f' = \Phi^{-1}(F_x)$ 이므로, 각 톱니바퀴의 반경이 R 일 때 톱날에 작용하는 반력 F 는 아래 Eq. (4)와 같다

$$F_x = \Phi(f') = \frac{F_{p0}(L_0 + \pi R)(e^{f'\pi} - 1)}{L_0(1.5 + 0.5f'\pi) + R(\pi + \frac{e^{f'\pi} - 1}{f'})} \quad (4)$$

2.1.1 절단부 ha의 역학적 모델

작업 상태에서 톱질 하는 부분인 ha의 힘 해석에서 알 수 있듯 띠톱이 휨과 굽힘에 의해 변형되는데, 그 역학적 모델은 Fig. 3과 같이 간소화 할 수 있다.

프리로드 작용으로 띠톱의 강성은 충분하며, 톱질을

할 때 톱질에 대한 운동저항력과 피드저항력이 균일한 것으로 볼 수 있고 각각 q_x 와 q_z 로 표현된다.

$$q_x = \frac{F_x}{D} \quad (5)$$

$$q_z = \frac{F_z}{D} \quad (6)$$

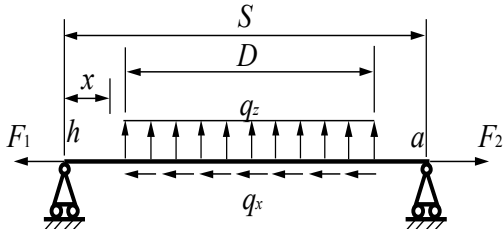


Fig. 3. Force analysis of cutting section

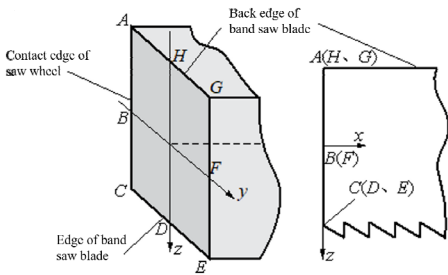


Fig. 4. Section point distribution of band saw blade

띠톱의 각 전단면의 점 분포는 Fig. 4와 같이 나타난다. 톱질 부분의 뒷면(AHG 변)에 대한 가공 응력은 최대 수직응력이며, 그 값은 Eq. (7)과 같다. Eq. (7)에서 A 는 띠톱의 단면적, $A = bh_1$, $h_1 = h - h_0$, b 는 띠톱의 두께, h 는 띠톱의 너비, h_0 은 띠톱 톱대의 깊이를 의미한다. 톱질 부위의 띠톱 톱니 변(CDE변)의 작업 응력은 다음의 Eq. (8)과 같다:

$$\sigma_{t,max}(x) = \frac{F_N(x)}{A} + \frac{M(x)}{W} = \frac{F_N(x)}{bh_1} + \frac{6M(x)}{bh_1^2} = \begin{cases} \frac{F_1}{bh_1} + \frac{3q_z D x}{bh_1^2}; 0 \leq x \leq \frac{S-D}{2} \\ \frac{F_1}{bh_1} + \frac{q_x}{bh_1} \left(x - \frac{S-D}{2}\right) + \frac{3q_z}{bh_1^2} \left(\frac{D(2S-D)}{4} - \left(x - \frac{S}{2}\right)^2\right); \frac{S-D}{2} x < \frac{S+D}{2} \\ \frac{F_2}{bh_1} + \frac{3q_z}{bh_1^2} D(S-x); \frac{S+D}{2} \leq x \leq S \end{cases} \quad (7)$$

$$\sigma_{CDE}(x) = \frac{F_N(x)}{A} - \frac{M(x)}{W} = \frac{F_N(x)}{bh_1} - \frac{6M(x)}{bh_1^2} = \begin{cases} \frac{F_1}{bh_1} - \frac{3q_z D x}{bh_1^2}; 0 \leq x \leq \frac{S-D}{2} \\ \frac{F_1}{bh_1} + \frac{q_x}{bh_1} \left(x - \frac{S-D}{2}\right) - \frac{3q_z}{bh_1^2} \left(\frac{D(2S-D)}{4} - \left(x - \frac{S}{2}\right)^2\right); \frac{S-D}{2} x < \frac{S+D}{2} \\ \frac{F_2}{bh_1} - \frac{3q_z}{bh_1^2} D(S-x); \frac{S+D}{2} \leq x \leq S \end{cases} \quad (8)$$

톱질 부위의 띠톱 절단면 중간지점(B, F)의 작업응력은 다음의 Eq. (9)와 같다.

$$\sigma_{CDE}(x) = \frac{F_N(x)}{A} = \frac{F_N(x)}{bh_1} = \begin{cases} \frac{F_1}{bh_1}; 0 \leq x \leq \frac{S-D}{2} \\ \frac{F_1}{bh_1} + \frac{q_x}{bh_1} \left(x - \frac{S-D}{2}\right); \frac{S-D}{2} x < \frac{S+D}{2} \\ \frac{F_2}{bh_1}; \frac{S+D}{2} \leq x \leq S \end{cases} \quad (9)$$

2.1.2 톱대 시스템 전체의 역학적 모델

톱질 과정 중에 띠톱의 각 부분에 작용하는 힘은 띠톱 절단부 ha 의 역학적 모델 Eq. (7)-(9)에서 보여준 것과 같이 각 부위별로 모두 다르다. 띠톱 각 부분에 작용하는 힘에 대한 분석은 Table 1과 같이 정리할 수 있다.

2.2 피로 해석

응력모델과 분석에 따라, 피로파괴위험이 높은점을 도출해 냈으며 해당 점의 피로분석을 시행하였다. 톱질을 하는 동안, 띠톱의 톱날은 오랜 시간동안 교차적으로 반복 하중을 받게 된다. 이로 인해 공작품 재료의 항복한도가 톱날의 항복한도보다 훨씬 낮더라도 톱날이 갑자기 부러지는 등 톱날의 피로파괴가 발생하게 된다. 본 절에서는 앞서 만들어진 톱대의 역학적 모델에 따라 톱대에 대해 응력을 톱질 주기에 따라 분석 및 피로해석을 시행하였다[4-5].

2.2.1 응력 분석

일반적으로 횡식 띠톱 기계의 평균 수명이 가장 낮다. 이에 본 연구에서는 해당 유형의 띠톱기계에 대한 응력 분석을 시행하였다. 띠톱기계의 기본 파라미터는 토크 스펙터 $T = 40N \cdot m$, 나사산 M20, 임계톱질상태(톱질 너

Table 1. Each section of mechanical model about band saw blade

Section	Specify point	A, B, C	D, H	E, F, G	A, C, E, G	B, F	D, H
	expression of normal stress σ				expression of shear stress τ		
cd		$\frac{F_x e^{f\phi}}{(e^{f\pi} - 1)A} - E \frac{b}{2R}$	$\frac{F_1}{A}$	$\frac{F_x e^{f\phi}}{(e^{f\pi} - 1)A} + E \frac{b}{2R}$	0	0	0
de		$\frac{F_1}{A}$		$\frac{F_1}{A}$			
ef		$\frac{F_1}{A} - E \frac{b}{2R}$		$\frac{F_1}{A} + E \frac{b}{2R}$			
ha		equation (7-9)				0	0
Ac/ fh		$\frac{F_2}{A} / \frac{F_1}{A}$				$G \frac{b\phi}{l}$	$G\gamma \frac{b\phi}{l}$

비 $D_{max}=360\text{mm}$, 톱질 속도 70m/min , 가공물공급 속도는 30mm/min) 로 하였다.

톱 프레임의 역학적 모델인 Table 1 에 의하면, cd, de, ef 부분에 가해지는 최대 응력지점은 E, F, G 지점임을 알 수 있다. 하지만 Eq.(7)-(9)에서 ha 부분에 가해지는 수직응력이 E, F포인트에서 G보다 더 높은 것을 확인할 수 있었다. 따라서 미톱 톱날의 피로바피 위험도가 가장 높은 점은 E, F 포인트고 볼 수 있다. Fig. 5, 6 은 응력분석 결과이다.

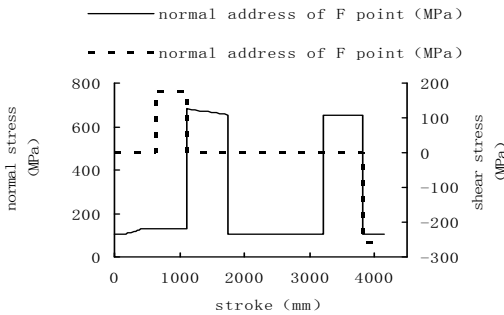


Fig. 5. Stress cycle of E point

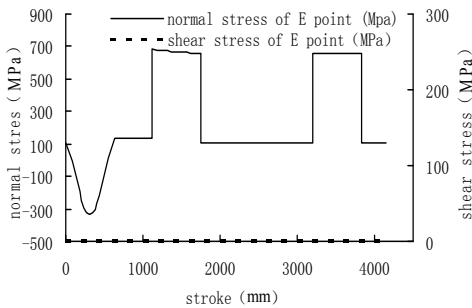


Fig. 6. Stress cycle of F point

2.2.2 피로 해석 모델

2.2.1절을 통해 미톱 날의 E와 F점에서 가장 파괴 될 가능성이 높은 것을 확인하였다. 따라서 본 절에서는 E점과 F점에 대한 피로 해석 모델을 설정 하였다.

(1) 절단면점 E에 대한 피로해석

Table 5에서 알 수 있듯, 절단면점 E에서는 전단응력이 없고 인장 및 굽힘 응력만 존재한다. 따라서 피로강도는 다음 식을 만족해야 한다.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}\beta}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m} \geq n_1 \quad (10)$$

Eq.(10)에서 K_{σ} 는 대칭 주기에서의 유효 응력집중계수 $K_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_k}$, $(\sigma_{-1})_d$ 는 미끄러운 표면에서의 최대마찰 계수, $(\sigma_{-1})_k$ 는 응력집중계수, β 는 표면질량계수, $\beta = \frac{(\sigma_{-1})_{\beta}}{(\sigma_{-1})_d}$, $(\sigma_{-1})_{\beta}$ 는 다른 상황에 대한 샘플의 최대마찰 계수, ϵ_{σ} 는 대칭 주기에서의 크기 요소, $\epsilon_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_d}{\sigma_{-1}}$, σ_{-1} 는 부드럽고 작은 시편에 대한 최대마찰계수, n_{σ} 는 인장 굽힘 하중에서 계산된 피로안전계수, n_1 피로강도 조건이다. (피로 강도 조건은 1.1-1.2) ψ_{σ} 는 응력의 비대칭성 민감 계수이다[6]. σ_m 은 각 응력 사이클에서 E점의 평균응력이다.

(2) 절단면점 F에 대한 피로해석

Fig. 6에서 알 수 있듯 미톱 절단면점 F는 전단력, 굽기, 비틀기를 모두 견딜 수 있어야 하므로 피로 강도는 다음 식을 만족해야 한다.

$$n_{\sigma\tau} = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq n_2 \quad (11)$$

Eq. (11)에서 $n_{\sigma\tau}$ 는 직선운동, 굽기, 비틀림의 피로안전계수, n_2 는 피로강도(피로강도 조건은 1.05-1.2) n_r 는 순회전을 계산한 안전계수로 이 값을 만족해야한다.

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\epsilon_{\tau}\beta}\tau_a + \Psi_{\tau}\tau_m} \quad (12)$$

Eq. (12)에서 n_{τ} 는 프리로드가 작용된 상태에서의 피로 안전계수, K_{τ} 는 대칭 주기에 의한 유효응력집중계수, $K_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_d}{(\tau_{-1})_k}$, $(\tau_{-1})_d$ 는 미끄러운 표면에서의 최대마찰계수, $(\tau_{-1})_k$ 는 응력집중계수, β 는 표면질량계수, $\beta = \frac{(\tau_{-1})_{\beta}}{(\tau_{-1})_d}$, $(\tau_{-1})_{\beta}$ 는 다른 상황에 대한 샘플의 최대마찰계수, ϵ_{τ} 는 대칭 주기에서의 샘플의 크기 요소, $\epsilon_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_d}{\tau_{-1}}$, τ_{-1} 는 부드럽고 작은 시편에 대한 최대마찰계수, n_{τ} 는 조정 하중의 작용 아래에서 계산된 피로안전계수, Ψ_{τ} 는 응력의 비대칭성 민감 계수이다. τ_m 은 각각 응력 사이클에서 F점의 굽힘응력이다.

Table 2. Saw frame design parameters

Design parameters	Parameter value
Leading arm S (mm)	540
Saw wheel radius R (mm)	240
Unit twist angle ($^{\circ}$ /mm)	0.16
Length of torsion section of saw blade l (mm)	350

강재의 피로한계와 강도 한계 사이에 다음과 같은 근사 관계가 있음을 실험으로 알 수 있다[7].

$$\text{굽힘} : \sigma_{-1} \approx 0.4\sigma_b,$$

$$\text{인장압축} : \sigma_{-1} \approx 0.28\sigma_b,$$

$$\text{회전} : \tau_{-1} \approx 0.23\sigma_b,$$

참고문헌[4,6]에서 톱날의 필요조건을 종합하면 E, F의 피로 안전계수는 각각 Eq. (13), (14)와 같다.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{1.2\sigma_a + 0.3\sigma_m} \geq 1.1 \sim 1.2 \quad (13)$$

$$n_{\sigma\tau} = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq 1.05 \sim 1.2 \quad (14)$$

또한 이를 계산하면

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{1.2\tau_a + 0.25\tau_m} \quad (15)$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{1.2\sigma_a + 0.3\sigma_m} \quad (16)$$

의 결과값을 얻을 수 있다. Eq. (15)-(16)를 통해 점 E는 전단응력이 없고 인장 및 굽힘이 모두 작용하지 않지만, 점 F는 인장, 굽힘 및 비틀림이 모두 작용한다.

2.2.3 피로해석 결과

Eq. (10)-(14) 및 Fig. 5, 6에 따라 계산된 결과 락뿍 절단면 점E의 피로강도는 $n_{\sigma} = 0.79$ 로 절단면 점E의 피로강도가 통과 되지 않았고 락뿍 절단면점

F의 피로강도 $n_{\sigma} = 1.12$, $n_{\tau} = 1.11$, $n_{\sigma\tau} = 0.78$, 락뿍 절단면F의 피로강도도 통과되지 않았다.

2.3 톱대 설계 사례

횡식 락뿍 기계의 경우 톱대 설계 시 톱대 설계 파라미터가 락뿍의 응력값에 미치는 영향을 고려하지 않았기 때문에 락뿍의 절단면점 E,F의 피로강도가 통과하지 못하였으며, 톱날의 수명이 낮은 것을 확인하였다. 이 모델의 실제 설계 조건은 임계 톱질 힘 $F_{xc} = 2600N$, 톱질 너비 $D_{max} = 360mm$, $F_x = 47.7N/mm$, $F_{1c} = 4359.5N$, $F_{2c} = 6983.8N$, 총회전각 θ 는 55° 이다. 락뿍기계는 3/4 변치를 사용한 더블 금속 톱날로 그 규격은 $34mm \times 1.1mm$ ($b = 1.1mm$, $h = 34mm$, $h_1 = 34 - 3.52 = 30.48mm$)이다. 락뿍의 주물질 재료는 일반적으로 사용하는 스프링 강으로 견인 항력 강도는 $\sigma_b = 1400MPT$ 이다. 재료의 피로 특성을 고려하여 허용한 응력 $[\sigma]_b = 0.42\sigma_b = 588MPT$ 로 설정하였다.

톱대의 역학적 모델, 응력 분석 결과 및 피로해석모델을 토대로 설계파라미터를 개선함으로써 의 톱날이 강도 요구사항[6]에 만족 할 수 있도록 한다. 개선된 구체적인 톱대 설계파라미터는 Table 2에 나타낸바와 같다.

3. 결론

본 논문에서는 따뚝 프레임의 낮은 수명, 톱질 동작 상태에서 낮은 정밀도 및 저효율을 문제와 높은 제조 원가 문제를 해결하기 위하여 따뚝을 모델을 역학적으로 해석하였으며, 이를 통해 따뚝 톱대의 설계 파라미터를 개선하는 방법을 제시하였다. 그 결과 분석을 통해 따뚝 프레임에 요구되는 피로 요구강도($F_{ec}=2600N$, $D_{max}=360mm$, $F_x=47.7N/mm$, $F_{1c}=4359.5N$, $F_{2c}=6983.8N$, $[\sigma]b=0.42\sigma b=588MPT$)를 만족시키는 설계파라미터 $34mm \times 1.1mm$ ($b=1.1mm$, $h=34mm$, $h_1=34-3.52=30.48mm$)를 얻을 수 있었으며, 이를 통해 따뚝 톱날의 수명과 절단 정밀도를 크게 향상시켰다.

References

- [1] T. J. KO, H. S. Kim, "Mechanistic cutting force model in band sawing". International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol.39, Issue 8, pp.1185-1197, Aug. 1999.
DOI: [https://doi.org/10.1016/S0890-6955\(98\)00087-X](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(98)00087-X)
- [2] G. J. Chen, Y. P. Gong, Liz T , EU ap. "Research and Application of the Structural Optimization Design Technique for the Large and Efficient Band Sawing Machine". Advanced Materials Research, Vol.690-693, pp.2901-2905, May, 2013.
DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.690-693.2901>
- [3] J. Ani, EU ap. "Establishment and verification of a dynamic cutting force model for metal bandaging." International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol.90, Issue.9-12, pp.2703-2712, June 2017.
DOI: <https://doi.org/10.1007/s00170-016-9568-2>
- [4] Y. Y. Qiang, The Mechanical Design of Vertical Metal Band Saw Machine and the study on Its Controlling System[D]. Agricultural University of Hebei, 2004.
DOI: <http://dx.doi.org/10.7666/d.y612442>
- [5] L. H. Linac, B. Han, EU ap. Mechanical modeling for cutting progress of band sawing machine[J]. Journal of Zhejiang University of technology, 2013,41(04):375-379.
DOI: <http://dx.doi.org/10.3969/j.issn.1006-4303.2013.04.005>
- [6] Peter R.N. Childs, Mechanical Design Engineering Handbook [M], Butterworth-Heinemann, 2014.
DOI : <https://doi.org/10.1016/C2011-0-04529-5>
- [7] T. Kurigalzu, I. Y. Tugger, D. C. Jensen, "A functional

failure reasoning methodology for evaluation of conceptual system architecture", Research in Engineering Design, Vol.21, No.4, pp.209-234, Oct. 2010.
DOI: <http://doi.org/10.1007/s00163-010-0086-1>

라 로 평(Lu-Ping Luo)

[정회원]



- 2009년 2월 : 중국 하얼빈 공업대학교 기계설계, 제조 및 자동화 공학 (하얼빈학사)
- 2015년 8월 : 한양대학교 기계공학과 (한양대박사)
- 2015년 9월 ~ 현재 : 저장공업대학교 기계공학학원 (강사)

<관심분야>

로봇 매니플레이터 경로 설계 및 따뚝 기계 설계

정택임(Ze-Lin Ding)

[정회원]



- 1985년 6월 : 저장공업대학교 기계설계 및 제조 (학사)
- 1985년 7월 ~ 현재 : 저장신룡기계유한주식회사 회장 및 총지배인 (선임 엔지니어)

<관심분야>

따뚝 기계 개발

정협생(Sheng-Xia Ding)

[정회원]



- 2012년 6월 : 킹스 컬리지 컴퓨터 전공 (학사)
- 2012년 7월 ~ 현재 : 저장신룡기계유한주식회사 차장 (엔지니어)

<관심분야>

따뚝 기계 개발

강 평(Ping Jiang)

[정회원]



- 1994년 6월 : 호남 대학교 기계 설계 (학사)
- 1994년 7월 ~ 현재 : 저장신룡 기계톱유한주식회사 R&D 이사 (엔지니어)

<관심분야>

떠돌이 기계 지능형 제조 시스템 통합

반 백 송(Bo-Song Pan)

[정회원]



- 1990년 6월 : 저장공업대학교 기계 공학 (학사)
- 1997년 1월 : 저장공업대학교 기계 공학 (마스터)
- 2007년 6월 : 저장공업대학교 기계 공학 (박사)

• 2010년 6월 : 미주리 과학 기술 대학교 기계 항공 공학과 (방문 학자)

• 2007년 5월 ~ 현재 : 저장공업대학교 기계공학학원 (교수)

<관심분야>

메카트로닉스 기계 장비 설계 기술 및 신뢰성 설계

팬 리(Li Fan)

[정회원]



- 2000년 6월 : 저장공업대학교 메카트로닉스 (학사)
- 2000년 7월 ~ 현재 : 저장신룡 기계톱유한주식회사 차장 (엔지니어)

<관심분야>

떠돌이 기계 자동화 된 제어 기술

안 보 영(Boyoung An)

[정회원]



- 2015년 8월 : 경희대학교 의공학과 (공학 석사)
- 2015년 9월 ~ 현재 : 한양대학교 메카트로닉스 공학과 (박사 정)

<관심분야>

로봇 메니플레이션 / 로봇설계방법론 / 인공지능

샤오 레이 화(Lei-Hua Xiao)

[정회원]



- 2003년 6월 : 후난 공과 대학 기계 설계 (학사)
- 2003년 7월 ~ 현재 : 저장신룡 기계톱유한주식회사 (엔지니어)

<관심분야>

떠돌이 기계 지능형 제조 시스템 통합

노 준 규(Joon-Kyu No)

[정회원]



- 2013년 2월 : 강원대학교 메카트로닉스공학과(학사)
- 2013년 11월 ~ 2014년 12월 : ㈜네오텍 기술연구소 연구원
- 2016년 3월 ~ 현재 : 한양대학교 메카트로닉스공학과 석박사 재학 중

<관심분야>

웨어러블 로봇, 로봇제어

리 원 치(Wen-Qi Li)

[정회원]



- 2015년 9월 : 창다오과기대학교 기계전기공학원 재료성형 및 제어 공정학과 (재료학학사)
- 2017년 9월 : 한양대학교 공학대학 기계공학과 (기계공학학사)
- 2019년 9월 : 한양대학교 공학대학 로봇공학과 (로봇공학석사)
- 2016년 3월 ~ 현재 : 한양대학교 메카트로닉스공학과(석사)

<관심분야>

자동제어

한 창 수(Changsoo Han)

[정회원]



- 1976년 2월 : 한양대학교 기계공학 (학사)
- 1989년 12월 : 텍사스 오스틴 대학 기계공학 (박사)
- 1990년 3월 ~ 현재 한양대학교 기계공학과/로봇공학과 교수

<관심분야>

로봇 메커니즘 설계 및 해석, 건설로봇, 서비스로봇, 재활로봇, 웨어러블 로봇