

볼 조인트형 메카니컬 씰 구조의 회전 용접토치 설계 및 동특성 해석

Design and Dynamic Characteristics Analysis of Rotating Welding Torch with Ball Joint Type Mechanical Seal structure

이동준¹, 김정민², 정철수², 진상록^{1,#}
Dong Jun Lee¹, Jung Min Kim², Chul Soo Jeong², and Sangrok Jin^{1,#}

¹ 부산대학교 기계공학부 (School of Mechanical Engineering, Pusan University)

² (주)한화오션 생산혁신연구센터 (Production Innovation R&D Center, Hanhwa Ocean Co., Ltd.)

Corresponding Author / E-mail: rokjin17@pusan.ac.kr, TEL: +82-51-510-2984

ORCID: 0000-0002-5594-4231

KEYWORDS: Rotating welding torch (회전 용접 토치), Dynamic characteristics (동특성), Mechanism schematic (메카니즘 도식화), Vibration analysis (진동 해석), Resonance frequency (공진 주파수)

This paper proposes a new rotary welding torch with a ball-jointed mechanical seal structure that simultaneously realizes the enclosure of CO₂ gas, the energization of welding current, and the insulation for system protection. In order to effectively compare the operation mechanism of the proposed device with the conventional rotary welding torch, a schematic technique is introduced to clearly visualize the operation and connection structure of the model. The kinematic state and constraint degrees of freedom of the tool are clearly shown, and it is easy to distinguish between the two designs that use different component parts and connection structures but result in the same final motion. In addition, the four dynamic characteristics of a rotary torch operating at 20 Hz (driving torque, vibration reaction force, natural frequency, and inertial mismatch) were analyzed to demonstrate superior performance to conventional products. The welding test showed that the tool normally operated even in a harsh welding environment, verifying its applicability in the field.

Manuscript received: May 22, 2023 / Revised: July 23, 2023 / Accepted: July 28, 2023

NOMENCLATURE

B_{ML} = Viscous Damping of the Coupling
 B_M = Viscous Damping between Ground and Rotor
 B_L = Viscous Damping between Ground and Load
 $D(s)$ = A Denominator Function for Simplicity
 GMF = Gear Mesh Frequency
 J_M = Rotor Inertia of the Motor
 J_L = The Load Inertia
 K = Reciprocal of the Sum of Rotor and Load Inertia
 K_s = Coupling Elasticity
 T = Applied Torque
 τ = Stiffness Ratio

$\theta(L)$ = Load Velocity
 $\theta(M)$ = Motor Velocity
 W_R = The Resonance Frequency
 W_{AR} = The Anti-resonance Frequency
 ζ_R = The Coupling Resonance Compliance
 ζ_{AR} = The Coupling Anti-resonance Compliance

1. 서론

회전 용접토치는 토치의 아크(Arc)가 회전하면서, 용접물을 휘저어 용접물을 고르게 퍼뜨리고 열원을 분산시키는 효과로

용작량을 늘려 용접속도를 빠르게 할 수 있다[1].

회전 용접토치는 수동용접기준 30 cpm (Centimeter per Minute)의 수평 용접속도 대비 70 cpm까지도 조건에 따라 용접속도를 높일 수 있다[2]. 국내에서 개발된 회전 용접토치[3,4]는 캐리지 형태[5]의 기계장치에 랙&피니언 구조 혹은 편심회전 링크 메커니즘을 적용하였으나 부피가 크고 무거운 로봇용으로 사용하기에는 진동반력이 커서 사용되지 않는다.

Binzel 사(독일, 드레스덴)의 스피나크 토치[6]는 편심 축과 독자적인 스프링 구조물을 활용하여 경량으로 개발되었다. 하지만 회전 용접토치의 모터에 엔코더가 없어 위치나 속도 제어를 할 수 없어 로봇용으로 사용하기에는 부적절하고, 원뿔 회전 운동을 지지해주는 판 스프링 구조물이 약하여 내구성이 좋지 못하다.

본 논문에서는 서보모터를 활용한 로봇용 회전토치로서 볼 조인트형 메카니컬 씰 구조의 강건하고 경량화된 새로운 메카니즘의 설계를 제안하며, 메커니즘의 도식화[7,8] 및 동특성 해석을 통해 기존 개발된 회전 용접토치와 비교하여 성능 분석하였다.

2. 기구부 설계

2.1 기구부 설계사양

본 논문에서 비교 분석하고자 하는 두 가지 설계 모델을 Fig. 1에 나타냈다. 좌측의 모델이 볼 조인트형 메카니컬 씰 구조의 회전토치이며, 우측은 볼 조인트형 메커니즘과 동일한 자유도를 가지나, 좌측에 비해 더 많은 기계요소부품과 복잡한 구조로 설계된 회전 용접토치이다.

두 설계 모델의 메커니즘을 비교하기 위해 Fig. 2와 같이 단순화하여 나타내었다. Fig. 2(b)의 모델이 Fig. 1의 우측 설계 모델의 단면도로서, 편심운동을 만들기 위하여 2개의 자동조심 베어링이 적용되었으며 편심하우징에 설치된 자동조심 베어링은 평기어로 연결된 모터에 의해 회전을 하면서 토치 몸체를 원뿔 회전 운동을 하도록 한다. 하지만 원뿔 회전중심점을 기준으로 뒤쪽으로도 토치 몸체가 돌출이 되어 회전하기 때문에 고정 지지부와 연결하기 위해 유연한 재질의 고무튜브와 같은 부품이 적용된다. 용접을 위해서는 용접 전류가 흘러야 하는데, 고무튜브와 같은 절연구조물로 인해 별도의 통전 라인을 구성 해야한다. 이는 기구적으로 매우 복잡하고, 동특성이 떨어지는 단점이 있다.

Fig. 2(a)의 모델은 본 논문에서 제안하는 볼 조인트형 메카니컬 씰이 적용된 구조로서, 구현하고자 하는 메커니즘을 단순화하여 기존 2개의 자동조심 베어링을 1개로 줄였고, CO₂ 가스의 봉입을 위한 메카니컬 씰 구조와 볼 조인트형 기구 구조를 통해서 용접 전류가 흐를 수 있도록 함과 동시에 원뿔 회전 메커니즘이 작동하도록 설계하였다.

두 설계 모델의 수치적인 사양을 Table 1과 같이 정리하였다.

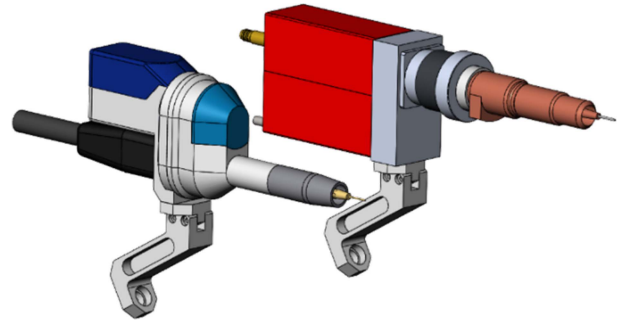
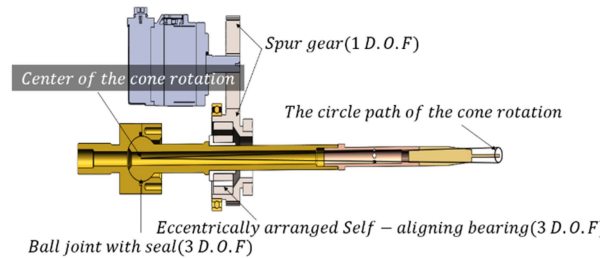
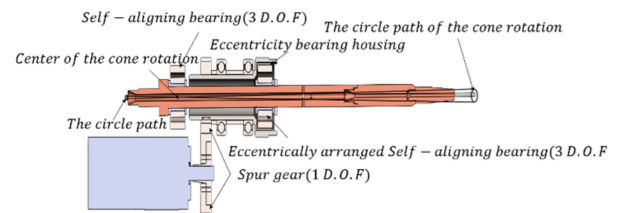


Fig. 1 The proposed rotating welding torch (left) and conventional rotating welding torch (right)



(a) The proposed rotating welding torch to express the mechanism



(b) Conventional rotating welding torch to express the mechanism

Fig. 2 Cross section view of two rotating welding torchs

Table 1 Specification of mechanical and dynamics properties

Item	Unit	Conventional	Proposed
Rotation radius	mm	1.53	1.47
Number of teeth	-	42	45
Gear module	-	1	1
Motor speed	Hz	20	20
GMF	Hz	840	900
Motor power	W	100	50
Weight	kg	2.87	1.85

두 모델은 약 직경 3 mm 수준의 원뿔 회전 운동을 하며, 20 Hz의 속도로 고속 회전한다.

기어물림주파수는 모터 회전수와 기어잇수의 곱으로 계산되며, 설계 모델 별로 동특성 분석을 위한 가진주파수 중 하나로 사용된다. 두 모델은 기어물림주파수와 모터용량 그리고 무게에서 큰 수치적인 차이를 보이며, 이러한 설계 요소들이 동 특성에 어떤 영향을 미치는지 3장에서 해석하였다.

Table 2 Mechanism motion definition

Initials	Type	Description
R	Rotary motion	360° rotation
O	Oscillate motion	Rotating and reciprocating motion based on a certain central axis
L	Linear motion	Straight reciprocating motion
C	Complex motion	Closed curve motion
CR	Cone rotary motion	360° cone rotation motion

2.2 메커니즘의 도식화

메커니즘의 도식화를 통해 다양한 입출력 운동으로 동작하는 복잡한 기계장치의 움직임을 직관적으로 이해하는데 도움을 준다. 메커니즘의 도식화는 Chiou와 Kota [7]에 의해 제안되었으며 이를 응용하여 Lee [8]에 의해 메커니즘의 합성을 도식화하는 형태로도 제안되었다. 상기 2가지 메커니즘의 도식화 방법은 복잡한 링크 구조의 메커니즘을 도식화 하는데는 유용하지만, 현존하는 모든 메커니즘의 운동 상태를 표현하기에는 추가적인 운동의 정의가 필요하다. 이에 본 논문에서는 기존 회전 용접토치와 제안하는 회전 용접토치의 서보 시스템의 구성을 직관적으로 도식화하고 운동 상태와 메커니즘의 표기를 추가하여 두 회전 용접토치의 운동 메커니즘을 표현하는 도식도를 비교 분석해보고자 한다. Kirschman and Fadel [9]의 운동 분류법에서는 메커니즘이 전달하는 운동을 4가지 형태로 분류하였는데, 이에 회전 원뿔 운동을 추가하여 다음의 Table 2의 5가지로 정의하고자 한다.

상기 5가지 운동의 머리글자 R, O, L, C, CR이 도식적 메커니즘 요소의 입출력 운동상태를 나타내주는 문자이고, 이 문자의 오른쪽 밑에 첨자로서 i, j, k 방향 벡터를 표기하여 운동의 방향을 나타낸다.

메커니즘의 도식화를 위해 원 모양 도형에는 입출력 운동이 명확한 단순 기계요소부품명을 표기하고, 사각박스에는 메커니즘의 약어와 조립상태 그리고, 주요 기계요소부품명을 기입하는 방식으로 표기하였다.

Lee [8]는 메커니즘 요소의 조인트를 P, S, H, C, T와 조인트의 개수를 숫자로 기입하여 표현하였는데, 여기에 3자유도 볼 조인트의 조립상태 혹은 구속상태를 나타내는 약어를 하기의 Table 3와 같이 추가로 정의하였다.

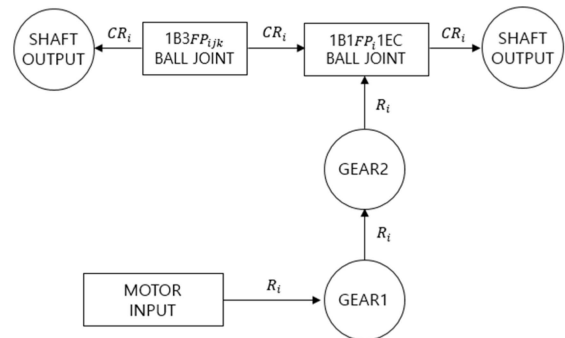
상기 조인트의 구속 자유도 상태를 표기하는 FP_{ijk} , FO_{ijk} , EC 를 통해 직관적인 조인트의 운동 가능 상태를 이해할 수 있다. Fig. 3은 기존 회전 용접 토치 모델의 도식화를 나타내었다.

Fig. 3(a)의 도식도는 기존 회전 용접토치의 도식도로서 2개의 Shaft Output을 가진다. Shaft Output은 CR_i 로 표현된 원뿔 회전 운동이며, FP_{ijk} 로 표현된 3자유도 위치가 고정된 볼 조인트의 중심을 기준으로 i 벡터 방향으로 전후로 원뿔 회전운동함을 확인할 수 있다. Fig. 3(b)는 기존 회전 용접토치의 단면도로서, 기계요소부품의 구성상태를 Fig. 3(a)와 비교해 볼 수 있다.

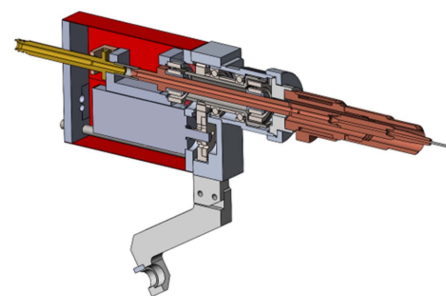
Fig. 4는 볼 조인트형 메카니컬 씰이 적용된 회전토치로서

Table 3 Joint mechanism definition

Initials	Type	Description
P	Pin joint	1 D.O.F rotation joint
S	Sliding joint	1 D.O.F translation joint
H	Half joint	A state in which the degree of freedom of motion between two link mechanisms connected by a joint is 2
C	Contact joint	A state of connection caused by contact between two curved surfaces. In this case, both complete joints and incomplete joints are possible
T	Touch joint	Transmission of force by contact between two links. The two links always have 3 D.O.F.
B	Ball joint	A state where there are 3 D.O.F in posture based on the center of motion between two links
FP_{ijk}	1) Freedom of position 2) Fixed position	Indicates constraints on the location of the center of motion between two links, and indicates the direction of the constrained position through the subscript of 'ijk'
FO_{ijk}	1) Freedom of orientation 2) Fixed orientation	It represents the constraints for the posture of the center of motion between two links, and the subscript 'ijk' indicates the constrained posture direction
EC	Eccentricity	Rotational motion means rotation with eccentricity

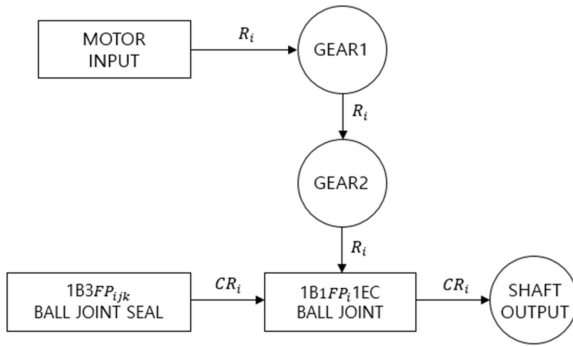


(a) Schematic diagram of conventional rotating welding torch

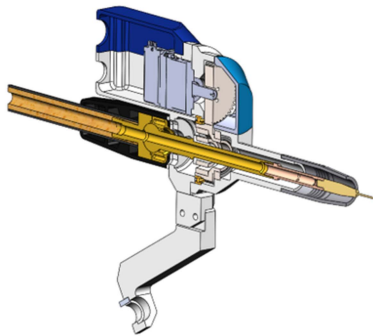


(b) Cross section view of conventional rotating welding torch to compare the mechanism

Fig. 3 Mechanism schematic diagram and cross section view of conventional rotating welding torch



(a) Schematic diagram of the proposed rotating welding torch



(b) Cross section view of the proposed rotating welding torch to compare the mechanism

Fig. 4 Mechanism schematic diagram and cross section view of the proposed rotating welding torch and the existing rotating welding torch

어떠한 기계요소부품의 조합과 조인트 메커니즘으로 구성되어 있는지 도식화되어 있다. Fig. 4(a)는 제안하는 회전 용접토치의 도식도로서 Fig. 3(a)와 달리 Shaft Output이 하나이며, 볼 조인트와 메커니컬 씰로 구성된 원점기준으로 전진 방향으로만 용접토치가 원뿔 회전 운동함을 알 수 있다.

메커니즘의 도식화를 통해, 두 설계 모델의 메커니즘 차이를 쉽게 구분하여 표현할 수 있고, 출력 운동의 결과를 도식도를 통해 이해할 수 있다.

3. 기구부 동특성 해석

3.1 구동토크 해석

두 가지 설계 모델의 구동토크 해석은 Recurdyn (FunctionBay, 한국)을 이용하여 해석하였다. 모터의 구동토크는 정적인 상태에서 동적인 상태로 변하는 초기 짧은 시간 이후에는 정현파 형태의 토크 변화량을 가지는데, 이것은 회전 토치의 회전운동에 따라 질점의 위치가 변하기 때문이다.

회전 중심 기준으로 회전 용접토치의 자세가 지면과 수평하게 있고, 시계방향으로 회전한다고 가정할 시 토치의 위치가 12 시에서 6시로 이동 시 중력 부하가 줄어드는 만큼 부하 토크가 줄어들게 되고, 6시에서 12시로 이동 시 중력 부하를 받는 만큼

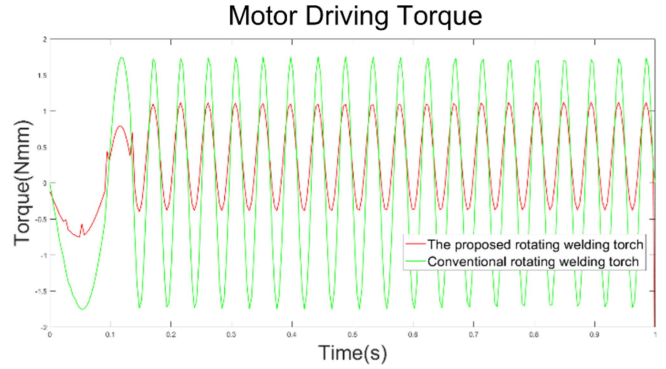


Fig. 5 Comparison of driving torque between the proposed rotating torch and conventional rotating torch

토크 부하가 커지게 된다. 작용하는 관성부하가 더 큰 기존 회전 용접토치의 구동토크가 제안하는 회전 토치 대비 약 2배 이상 큰 것을 Fig. 5를 통해 확인할 수가 있다. 편심 회전운동에 따른 질점의 위치변화로 인하여 구동토크 또한 반복적인 정현파 형태의 출력을 가진다. 정현파 출력은 회전 용접토치의 질점의 진동을 야기하며, 이는 곧 기구부 지지부에 반복적인 동하중이 생길 수 있음을 생각해 볼 수 있다.

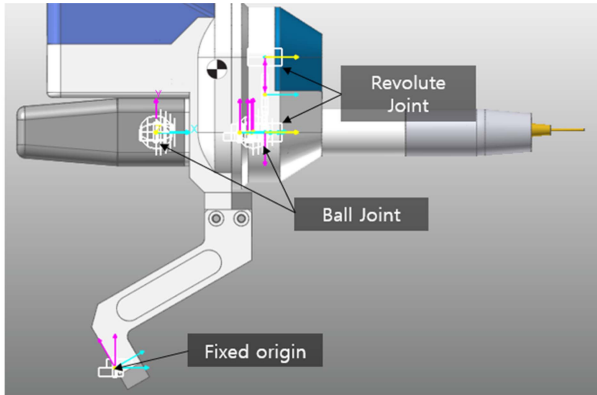
3.2 진동에 의한 동 하중 반력 해석

회전 용접토치는 로봇의 End-effector에 장착되며 구동 시 20 Hz (1,200 RPM)의 빠른 속도로 편심 회전하는 토치 몸체의 질점의 진동으로 인해 회전 토치를 지지하는 부위에 반복적인 동 하중 반력이 발생하게 된다. 동 하중은 소음 및 피로 파괴를 유발하기도 하며, 동 하중이 클 경우 안정적인 로봇 제어를 위해서 더 큰 가반하중을 요구하기도 한다. 이에 두 가지 모델의 모터 구동 시에 지지부에 발생하는 진동반력을 Recurdyn을 활용하여 해석하였다.

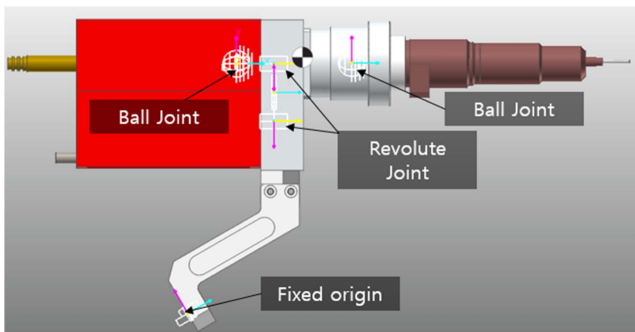
진동반력 해석을 위하여 Fig. 6에 보이는 두 회전토치의 기구부 몸체는 강체로 정의되었다. 토치 몸체의 변형에 의한 영향은 미비하고 진동에 의한 질점의 떨림이 반력에 가장 큰 영향을 주기 때문이다. 변형까지 고려할 수 있지만, 해석시간 대비 결과에 주는 유의미한 영향이 크지 않기 때문에 기구 변형에 의한 영향은 배제하기로 한다.

진동반력은 Fig. 6에 보이는 Fixed Origin에서 각 방향 별로 발생하는 힘의 합성을 계산하였다. 진동 반력 역시 원뿔 회전 운동하는 토치 몸체의 위치에 따라 정현파 형태의 반력 변화를 보여준다. 기본적인 반력의 크기는 토치 몸체의 중력에 의한 부하 하중이며, 진동에 의해 질점이 떨리기 때문에 동 하중이 발생한다. 구형과 신형 회전 용접토치의 무게가 각각 2.87 kg과 1.85 kg임을 감안할 시 진동에 의한 반력의 최소치가 회전 토치의 무게임을 Fig. 7을 통해 알 수 있다.

또한 구형과 신형의 기구부 진동에 의한 반력 변화량 평균이 각각 31.1 N과 19.2 N으로 구형 대비 신형 회전 용접토치가 동일한 메커니즘을 구현함에도 로봇 End-effector에 주는 영향은 구형 대비 62% 수준임을 확인하였다.



(a) Mechanism configuration of the proposed rotating welding torch



(b) Mechanism configuration of conventional rotating welding torch

Fig. 6 Comparison of the mechanism configuration of conventional rotating welding torch and the newly proposed rotating welding torch

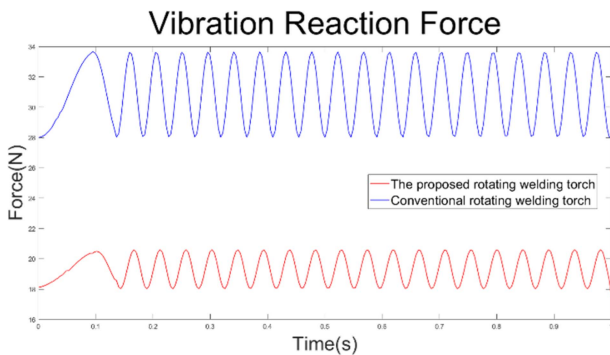


Fig. 7 Vibration reaction force magnitude for each rotating welding torch at a fixed origin of a mounting bracket

3.3 고유진동수 해석

회전 용접토치는 20 Hz의 빠른 회전속도로 토치 몸체가 회전하면서 기구부 진동을 야기한다. 이때 회전토치 기구의 고유진동수가 기어물림주파수 및 구동에 따른 진동수와 일치하게 되면 공진이 발생하게 되고 시스템에 치명적인 파손을 야기할 수 있기 때문에 고유진동수 해석이 필요하다.

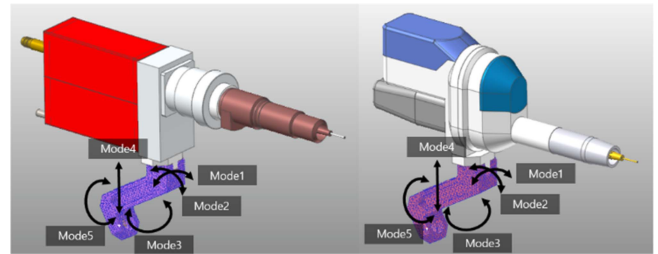


Fig. 8 Natural frequency direction for each mode

Table 4 Natural frequency for each mode

Item	Unit	Conventional	Proposed
Operating Vel.	Hz	20	20
GMF	Hz	840	900
Mode 1	Hz	95.48	112.47
Mode 2	Hz	106.20	112.98
Mode 3	Hz	190.01	255.83
Mode 4	Hz	881.18	812.45
Mode 5	Hz	2,139.49	1,910.00

고유진동수는 회전 용접토치의 전체 몸체에 대한 것이 아닌 회전 용접토치와 로봇의 End-effector를 연결하는 브라켓 부품을 기준으로 평가하였다. 왜냐하면 회전 용접토치의 전체 무게를 지지하는 브라켓의 고유진동수와 가진주파수가 일치하는 경우가 가장 위험한 경우이며, 강성과 강도 또한 회전 용접토치의 몸체 대비 브라켓이 더 낮다.

고유진동수의 모드 형상별 운동 방향은 Fig. 8의 화살표로 방향을 도식화하였다. 고유진동수의 모드해석은 5단계 모드 형상까지 수행하였으며, 모드 형상별 고유진동수와 가진 주파수를 Table 4에 정리하였다.

두 설계 모델 모두 마운팅 브라켓 부품의 5가지 고유진동수 모드 형상별로 가진주파수와 겹치지는 않았다. 기어물림주파수의 경우 모드 4에서 두 모델의 고유진동수와 가장 근접하였으나, 신형 모델이 구형 모델에 비해 기어물림주파수와 차이가 더 크게 계산되었다. 이 차이가 클수록 공진주파수 범위에서 멀어지는 것이기 때문에 상대적으로 안정적이라 할 수 있다.

3.4 관성 불일치 해석

관성 불일치 해석은 부하측 관성과 커플링 강성이 결합하여 서보 축 작동 시 야기될 수 있는 불안정성을 평가하는 해석이다 [10]. 부하와 모터 사이의 높은 관성비는 커플링, 축 및 벨트의 상당한 컴플라이언스로 인해 기계요소부품의 기계적 특성이 불량한 경우 기계적 공진으로 인해 모션 제어가 불안정해질 수 있다[11]. 회전 용접토치의 서보모터와 토치 몸체는 평기어로 연결되며, 평기어의 치강성 뿐만 아니라 모터관성 및 부하관성 간

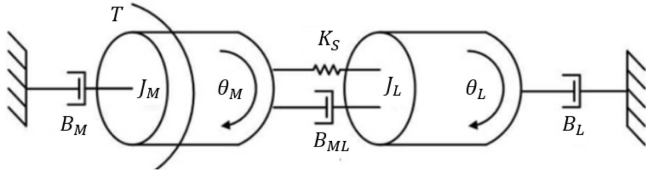


Fig. 9 Relationship factors between mechanical motor actuation system and load

의 관성비가 관성불일치 해석에 큰 영향을 끼친다. 또한, 관성 불일치는 식(1)의 관성비와 밀접한 연관이 있는데, 관성비가 높을수록 제어가 어렵고 민감한 시스템이 된다.

Fig. 9는 모터와 연결된 부하 하중 간의 관계를 도식화한 것으로서, 중간에 연결된 커플러들의 강성 인자와 점성 댐핑 계수, 관성모멘트, 토크 등을 나타내고 있다. 관성비와 커플링 강성 간의 상호작용에 의한 기계적인 공진의 관계를 정의하기 위하여 모터와 부하 간의 각속도에 대한 정의가 필요하다. 이에 대한 정의는 식(2)와 식(3)과 같다.

$$\text{Inertia ratio} = J_L/J_M \quad (1)$$

$$T - B_M \dot{\theta}_M - B_{ML}(\dot{\theta}_M - \dot{\theta}_L) - K_s(\theta_M - \theta_L) = J_M \ddot{\theta}_M \quad (2)$$

$$-B_L \dot{\theta}_L - B_{ML}(\dot{\theta}_M - \dot{\theta}_L) + K_s(\theta_M - \theta_L) = J_L \ddot{\theta}_L \quad (3)$$

식(2)와 식(3)을 Laplace Transform을 이용하여 하기 식과 같이 주파수 영역의 해석으로 변환한다.

$$\begin{bmatrix} J_M s^2 + (B_{ML} + B_M)s + K_s & -(B_{ML}s + K_s) \\ -(B_{ML}s + K_s) & J_L s^2 + (B_{ML} + B_L)s + K_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_M(s) \\ \theta_L(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T(s) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} [J_M s^2 + (B_{ML} + B_M)s + K_s] \theta_M(s) &= (B_{ML}s + K_s) \theta_L(s) \\ &= (B_{ML}s + K_s) \theta_L(s) + T(s) \end{aligned} \quad (5)$$

$$[J_L s^2 + (B_{ML} + B_L)s + K_s] \theta_L(s) = (B_{ML}s + K_s) \theta_M(s) \quad (6)$$

이를 전달함수인 식(7)과 식(8)의 형태로 수식을 정리한다.

$$\frac{\theta_M(s)}{T} = \frac{J_L s^2 + (B_{ML} + B_L)s + K_s}{D(s)} \quad (7)$$

$$\frac{\theta_L(s)}{T} = \frac{B_{ML}s + K_s}{D(s)} \quad (8)$$

D(s)는 두 전달함수의 공통분모로서 식(9)와 같다.

$$\begin{aligned} D(s) &= [J_M J_L] s^4 + [(J_M + J_L) B_{ML} + J_M B_L + J_L B_M] s^3 + \\ &+ [(J_M + J_L) K_s + B_M B_L + B_{ML} (B_L + B_M)] s^2 + [(B_M + B_L) K_s] s \end{aligned} \quad (9)$$

B_M 과 B_L 이 공진에 미치는 영향은 거의 없기 때문에 0으로

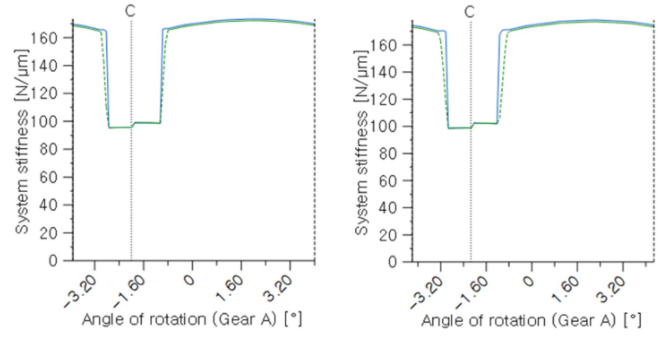


Fig. 10 A gear teeth rotation compliance of the old (left) and new (right) rotating welding torch

설정하여 식을 정리하면 식(10), 식(11)과 같다.

$$\frac{\theta_M}{T}(s) = \left[\frac{1}{(J_L + J_M)s^2} \right] \left[\frac{J_L s^2 + B_{ML}s + K_s}{\frac{J_L J_M}{J_L + J_M} s^2 + B_{ML}s + K_s} \right] \quad (10)$$

$$\frac{\theta_L}{T}(s) = \left[\frac{1}{(J_M + J_L)s^2} \right] \left[\frac{B_{ML}s + K_s}{\frac{J_L J_M}{J_L + J_M} s^2 + B_{ML}s + K_s} \right] \quad (11)$$

식(10)과 식(11)을 식(12)로 그룹화하여 정리하면 최종적인 관성비와 커플링 강성 간의 전달함수 형태인 식(13)과 식(14)를 도출할 수 있다.

$$\frac{\theta_M}{T}(s) = \frac{K \left[\frac{s^2}{w_{AR}^2} + \frac{2\zeta_{AR}s}{w_{AR}} + 1 \right]}{s^2 \left[\frac{s^2}{w_R^2} + \frac{2\zeta_R s}{w_R} + 1 \right]} \quad (12)$$

$$\frac{\theta_L}{T}(s) = \frac{K[\tau s + 1]}{s^2 \left[\frac{s^2}{w_R^2} + \frac{2\zeta_R s}{w_R} + 1 \right]} \quad (13)$$

$$K = \frac{1}{J_M + J_L}$$

$$\tau = \frac{B_{ML}}{K_s}$$

$$\zeta_{AR} = \frac{B_{ML}}{2\sqrt{K_s J_L}}$$

$$\zeta_R = \frac{B_{ML}}{2\sqrt{\frac{K_s J_M J_L}{J_M + J_L}}} \quad (14)$$

$$w_{AR} = \sqrt{\frac{K_s}{J_L}}$$

$$w_R = \sqrt{\frac{K_s (J_M + J_L)}{J_M J_L}}$$

Table 5 Parameters for inertia mismatch analysis

Item	Unit	Conventional	Proposed
J_M	kgf·mm ²	22.109	30.52
J_L	kgf·mm ²	60.510	34.04
K_s	kgf/mm	16.26122	15.73776
B_{ML}	kgf s/mm	0.016261	0.015737
J_L/J_M	-	2.736	1.115

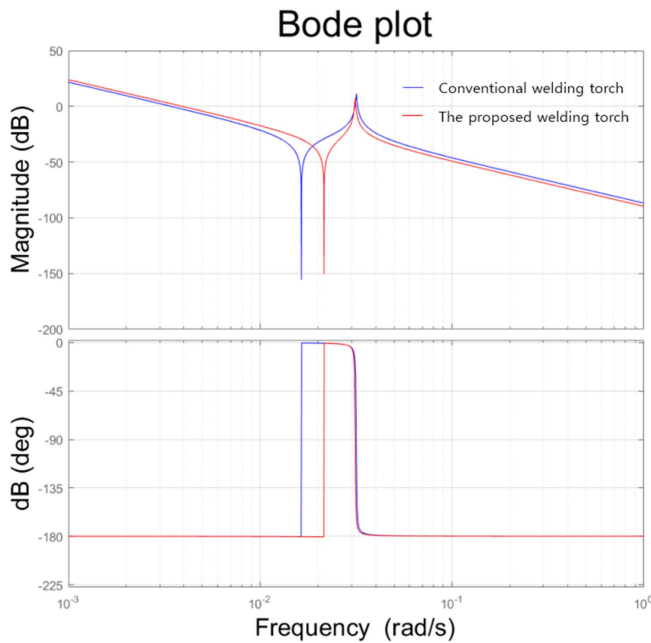


Fig. 11 Bode plot of θ_M/T for the old and new rotating welding torch shows the effects on the position in magnitude of the anti-resonance and resonance peaks

전달함수의 핵심인자는 J_M, J_L, B_{ML}, K_s 의 4가지로 기어치의 강성인 K_s 는 실험 혹은 해석적인 기법을 이용하여 구할 수 있는데, 본 논문에서는 Recurdyn의 Meta 모델을 활용하여 기어치의 강성 값을 Fig. 10과 같이 해석하였다[12].

기어의 회전에 따른 맞물림 위치 별로 강성이 변화하게 되고 그에 대한 기어 강성 평균값이 K_s 이다. 기어의 점성 댐핑계수 B_{ML} 또한 실험적으로 구해야 하는 수치이지만 실제 값은 0에 가까울 정도로 매우 미소하며, 수치의 정밀성이 떨어지더라도 2가지 설계 모델에 동일한 기준이 적용되기 때문에 그 차이를 구분하기에는 충분하다고 판단된다. 기어치 강성 K_s 의 1/1000로 두 가지 모델에 각각 적용하였다. 그리하여, 관성 불일치 해석을 위한 인자들을 Table 5에 정리하였다.

Fig. 11은 관성 불일치 해석결과로서 Bode Plot은 공진 영역에 대해 두 설계 모델의 Resonance 및 Anti-resonance 주파수 크기와 위상값 결과를 나타내준다. Anti-resonance와 Resonance Magnitude는 공진 주파수와 일치하는 가진 주파수가 가해질 시 커지는 진폭의 크기이며, Anti-resonance와 Resonance 주파수



Fig. 12 The welding test bed for proposed rotating welding torch

Table 6 Test results of Welding flat beads on plate

Item	Unit	Bead width
170 A	mm	12-14
250 A	mm	22-26
290 A	mm	24-29
320 A	mm	30-34

사이의 주파수 영역 범위가 공진 주파수 범위이다.

따라서, 주파수 영역에서 Anti-resonance와 Resonance Magnitude가 작고 공진 위상 범위가 작을수록 기계적 동특성이 우수하다고 할 수 있다. 기존의 회전토치 대비 본 논문에서 제안하는 회전 용접토치가 공진 주파수 범위가 작고, Magnitude가 상대적으로 작다는 것을 확인할 수 있다.

4. 용접시험

본 논문에서의 회전 용접토치 시험은 다양한 용접 전류 조건 상에서 회전 용접토치가 본래의 아크 회전 기능을 구현하면서 정상적인 용접작업을 수행하는지 여부를 검증하는 차원에서 수행되었다.

회전 용접토치는 용접 시 고전류, 고전압의 통전성을 만족함과 동시에 고전류, 고전압이 서보 시스템에 파손을 일으키지 않도록 절연 설계가 완전히 되어야 한다. 또한, 500 W급의 용접 열원에 의한 복사, 전도, 대류 열에 대해 기구부가 충분한 내구성을 갖추고, 20-25분간의 연속 용접에서도 기구부가 정상 동작하여야 한다. 이러한 기계적, 전기적, 열적 환경 내에서 시험을 하기 위하여 Fig. 12와 같이 용접 시험 베드를 구축하였다. 용접



Fig. 13 Welding results of the proposed rotating welding torch for each welding currents

시험 베드는 DSME의 3 kg 가반하중의 6자유도 수직 다관절 로봇인 DANDY-II 모델이 사용되었으며, 회전 용접토치를 Open-loop 속도제어하기 위해 모터 개발사의 상용 프로그램을 활용하여 시험을 수행하였다.

용접 시험은 전류조건 170 A / 250 A / 290 A / 320 A로 순차적으로 전류를 높여가며, 용접 중 회전 용접 토치의 기구적인 손상이나 시스템의 이상이 생기는지 확인하였다.

Table 6은 전류 변화에 따른 용접 비드폭을 정리하였다. 용접 비드의 품질은 용접기의 캘리브레이션 상태, 용접재의 물성, 피더기의 노후화, 주변 노이즈의 영향을 받는다. 이에 본 논문에서는 용접 품질이 아닌 가혹한 용접 전류조건에서도 회전토치가 용접을 수행하면서 충분한 내구성을 갖추고 있는지 확인하고자 하였다. 시험결과 최대 용접전류 320 A에서도 20 Hz의 서보 속도지령에 따라 용접 아크가 고속 회전하면서, 정상적인 용접 작업을 수행하였고, 전류와 비례 관계인 용착량이 Fig. 13과 같이 용접 전류의 상승에 따라 비드의 폭이 넓어짐을 통해 늘어났음을 확인할 수 있었다.

5. 결론

제안하는 회전 용접토치에 볼 조인트형 메카니컬씰 구조를 적용한 기구 설계를 통해 CO₂ 가스 봉입 및 용접전류의 통전과 더불어 시스템 보호를 위한 절연 설계를 동시에 구현하였다.

또한 메커니즘의 도식화를 통해 복잡한 기구의 운동상태와 구속 자유도를 직관적으로 이해할 수 있도록 표현하고 동일한 최종 운동을 만들어내는 두 설계 모델의 구성 부품과 연결 구조의 차이를 명확히 구분할 수 있도록 하였다.

기존 제품 대비 35%가량 경량화하여 장착되는 로봇의 기빈 하중 부하를 줄였고, 4가지 동특성(구동토크, 진동반력, 고유진동수, 관성불일치) 해석을 통해 기존 제품보다 우수한 동특성을 가짐을 확인하였다. 또한, 실제 용접시험을 통해 기구부가 용접 전류변화에 따른 기계적, 열적, 전기적 영향에도 정상 작동을 검증하였다.

ACKNOWLEDGEMENT

본 연구는 ‘(주)한화오션선’의 지원을 받아 수행된 연구임.

REFERENCES

- Nomura, H., Sugitani, Y., MURAYAMA, M., (1987), Development of automatic fillet welding process with high speed rotating arc, Transactions of the Japan Welding Society, 18(2), 116-124.
- Kang, S. W., Youn, H. J., Kim, J. H., Han, J. M., (2002), A study on the arc sensor algorithm for welding robot using rotating torch, The Korean Welding and Joining Society, 46-48.
- Samsung Heavy Industries, (2014), Weaving submerged welding apparatus, KR101571410B1.
- HD Korea Shipbuilding & Offshore Engineering Co., Ltd., (2018), Auto welding apparatus for corrugation plate, KR1018749430000. <https://doi.org/10.8080/1020160058887>
- HD Korea Shipbuilding & Offshore Engineering Co., Ltd., (2011), Welding carriage, 2020110008159. <https://doi.org/10.8080/2020110008159>
- SpinArc automatic MIG gun, ABICOR BINZEL. https://www.binzel-abicor.com/uploads/Content/USA/PDF-Files/PDF_Files_MIGMAG/Catalogs/LIT.9249_ABIMIG_SpinArc_04-19_Web.pdf
- Chiou, S.-J., Sridhar, K., (1999), Automated conceptual design of mechanisms, Mechanism and Machine Theory, 34(3), 467-495.
- Lee, J.-Y., (2011), Mechanism design using a mechanism configuration method, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, 35(12), 1613-1618.
- Kirschman, C., Fadel, G. M., (1998), Classifying functions for mechanical design, Journal of Mechanical Design, 120(3), 475-482.
- Kristin L., (2015), Understanding the mysteries of inertia mismatch, Association for Advancing Automation. <https://www.automate.org/industry-insights/understanding-the-mysteries-of-inertia-mismatch>
- A3 online marketing team, (2021), 7 resources for understanding inertia and inertia mismatch, Association for Advancing Automation. <https://www.automate.org/blogs/7-resources-for-understanding-inertia-and-inertia-mismatch>
- Song, J.-S., Lee, G.-H., Park, Y.-J., Bae, D.-S., Lee, C.-H., (2012), Development of gear stiffness module for multi-body dynamic analysis on gears, Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, 21(1), 130-136.



Dong Jun Lee

Ph.D. candidate in the Department of Control Automations Systems, Pusan University. His research interests include robotics, optimal design of the articulated robot, robot simulator.

E-mail: ldj3688@pusan.ac.kr



Jung Min Kim

Principal researcher in the Production Innovation R&D Center, Hanhwa Ocean Co., Ltd.. His research interests include robot dynamics, articulated robot design.

E-mail: jmin209@hanhwa.com



Chul Soo Jeong

Principal researcher in the Production Innovation R&D Center, Hanhwa Ocean Co., Ltd.. His research interests include electrical hardware design, robot control, CAD Interface.

E-mail: charles_jung_83@hanhwa.com



Sangrok Jin

Associate Professor in the Department of Mechanical Engineering, Pusan University. His research interests include robot design and control.

E-mail: rokjin17@pusan.ac.kr