

마찰 용접용 고속 회전척의 ADB 설계 및 작동성 연구

이종길*

Design and Operation Possibility of the Automatic Dynamic Balancer for the High Speed Rotating Chuck at the Friction Welding

Jongkil Lee*

ABSTRACT

In this paper, Automatic Dynamic Balancer(ADB) was simulated and investigated to use at the high speed rotating chuck for the friction welding. In the limited computer simulations and experiments that have been presently carried out, several conclusions have been found. Above critical speed of the rotating system, ADB can balance the rotating disk. Therefore, it can be predicted that ADB can make an uniform flash during the friction welding.

Key Words : Friction welding(마찰용접), Automatic dynamic balancer(자동 동적균형기), Critical speed(임계속도), High speed rotating chuck(고속 회전척)

기호설명			
c.g.	center of gravity	L	Lagrangian
D	drag force	M	mass of the rotating disk
F^*	friction force during welding	\overline{M}	applied moment to the system
f_x	x-dir. friction force	m	mass of the ball
f_y	y-dir. friction force	\tilde{m}	m/M
I_z	moment of inertia of the disk	N	number of external force
j	1, 2, ..., N	n	number of the ball
k	number of generalized coordinate	nc	non-conservative system
		q_k	generalized coordinate

2001년 1월 12일 접수

* 안동대학교 기계공학교육과

R	distance of the groove from the rotating center
\tilde{R}	ϵ/R
r	distance of the friction force
r_j	distance of the applied force
T	transpose
t	time
\tilde{t}	non-dimensional time
x	horizontal vibration amplitude
\tilde{x}	non-dimensional horizontal vibration amplitude(= x/R)
y	vertical vibration amplitude
\tilde{y}	non-dimensional vertical vibration amplitude(= y/R)
$\xi(t)$	angular position of the c.g.
ϕ_i	angular position of the ball from the c.g.
ϵ	distance of the eccentricity
ω_n	circular natural frequency
$\tilde{\omega}$	non-dimensional circular natural frequency
.	$\frac{d}{dt}$
..	$\frac{d^2}{dt^2}$
ψ_n	phase angle of the external friction force

1. 서론

마찰용접(friction welding)은 용접하고자 하는 두 재료를 하나는 고정시키고 다른 하나는 척(chuck)이나 콜릿(collet)에 고정하여 고속으로 회전, 마찰시키면 그 마찰면이 고열(1200°C)로 인해 접합에 충분한 상태가 되며, 결합될 두 재료에 축하중을 가하여 압접시키는 개념의 고상압접(固相壓接) 방식이다^[1]. 이것은 용접에 필요한 열을 접합할 두 부재 사이에서 기계적으로 형성되는 마찰

열을 이용하여 용접하는 방법이며, 특히 결합되는 부재에 회전 대칭성이 있는 경우에 주로 이용되어 왔다. 마찰용접에 관련한 연구 결과들은 동종(同種)^[2,3] 혹은 이종(異種)^[4]의 용접재료에 대한 마찰 용접성 및 접합강도에 관한 결과들이 주를 이루고 있다.

그러나, 중공 원통형 회전축의 마찰용접은 회전축 표면 및 내부에 Fig. 1의 화살표 부위와 같이 플래시(flash)가 형성이 되며 보통은 표면의 플래시를 후가공으로 제거하여 용접부위를 깨끗이 처리한다. 그러나 현재까지 중공 원통형 회전축 부재의 마찰용접은 주로 두 모재의 접합강도만 중요시하였으며 접합후의 회전 대칭성을 간과한 것이 사실이다. 즉, 회전축의 속이 빈곳에 불평형 플래시가 유입되면 용접강도에는 문제가 없으나 고속 회전시 발생하는 회전진동으로 시스템의 작동에 악영향을 미친다.

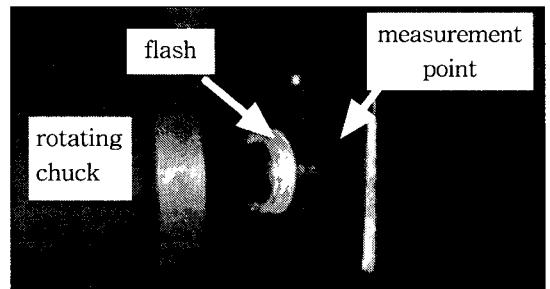


Fig. 1 Friction welding and its flash measurement point

고속 회전용 중공 원통형 회전축의 마찰용접시 발생하는 불평형 플래시의 형성에 따른 결합 정밀도 저하에 대한 연구는 아직까지 국내외적으로 이루어진 바가 없는 것으로 조사되었으며, 마찰용접의 공정개선 혹은 용접강도등의 연구가 주로 이루어졌다. 즉, 중공 원통형 내부에 생성된 불균일 플래시로 인한 회전체 진동 발생에는 관심 영역 밖이었다. 이러한 불균일 플래시 형성을 억제하고 균일한 용접면을 얻기 위하여 용접재료에 부착하여 회전진동을 저감시키는 ADB(Automatic Dynamic Balancer)를 설계하게 되었다.

ADB는 회전 원판에 레이스를 만들어 여기에

여러 개의 볼을 넣고 댐핑 유체로 채운 후 밀봉하여 만든 것이다. 이러한 ADB에 대한 연구는 Thearle^[5]이 ADB의 간단한 원리를 소개하였고, Cade^[6]는 작동조건에 대하여 Sharp^[7-8] 및 Kravchenko^[9] 볼을 가진 ADB에 대한 안정성(stability)을 해석하였다. 최근에 이에 대한 본격적인 연구 논문이 발표되었는데^[10-15] Lee^[10-11]는 이론 해석 및 실험을 통하여 ADB의 작동성을 보였고, Park^[12] 등은 볼 밸런서를 드럼식 세탁기에 적용한 결과를 발표하였다. Rajalingham^[13-14]는 ADB를 핸드드릴에 장착하여 진동저감 성능을 관찰하였으며, Jung^[15] 등은 직교 좌표계 대신 회전 좌표계를 이용하여 볼의 운동성을 이론해석 하는 등 ADB를 이용한 회전체 불평형력을 능동적으로 저감시키려는 노력이 이루어졌다. 1950년부터 발표된 ADB의 관련 논문들은 주로 이론해석을 통하여 볼의 안정성 해석에 치중하였으며, 실제 시스템을 모델로 한 것은 드럼식 세탁기 및 핸드 드릴에 적용한 것뿐이었다.

한편, 항공기나 선박용의 과급기(turbocharger) 등에 들어가는 터빈축(turbine wheel shaft)은 보통 길이가 300mm, 직경이 40~50mm인 축과 외경이 150~200mm인 블레이드(blade)로 구성되어 있으며 회전축과 블레이드는 마찰용접을 이용하여 접합하고 제품생산을 하고 있다. 그러나 과급기는 고속으로 회전하는 회전체이며 회전축 결합체의 불평형 때문에 회전진동이 심각하게 발생하고 있다. 이러한 불평형 플래시 생성은 부차적인 회전진동을 유발시켜 과급기의 성능저하를 일으키게 되며 중공 원통축 내부에 생성된 불균일 플래시는 구조상 후가공이 불가능하기 때문에 마찰용접으로 완성된 제품이 고속의 회전축으로 사용되는 경우에 마찰용접의 불평형 플래시 형성 억제 기술이 매우 중요하다. 즉, 중공 원통형 회전축 부재 내부의 균일한 플래시 형성기술이 필요하다.

따라서, 본 논문에서는 이러한 마찰용접 시스템에 ADB를 적용하여 이의 작동성을 이론 및 실험으로 보고자 하였다. 먼저, ADB를 장착한 편심형 외팔보 회전 진동체의 동역학적 모델링 및 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하고 이론적 모델링 및 전산기 모의시험의 결과를 바탕으로 마찰용접의 마찰 가진력 모형을 확정하고 회전체 실험장치를 구성하여 ADB의 작동성을 검토하

였다.

2. ADB의 설계 및 해석

ADB는 볼(ball), 댐핑유체(damping fluid), 그리고 볼이 구를 수 있는 밀폐된 홈을 가진 하우징등으로 구성되어 있다. 회전체에서 불평형으로 인한 회전진동은 ADB의 홈을 따라 볼이 불평형 원심력을 상쇄시키는 방향으로 스스로 위치를 바꾸어 회전진동을 최소화시키는 원리이다. 즉, 마찰용접사 회전축에 ADB를 장착하여 마찰력에 의한 불균형 가진력을 ADB로 자동으로 보상해주어 진동을 저감시키는 방법으로 자동 밸런싱을 유도하여 마찰용접의 균일 플래시 형성 기술을 확보하는 것이 본 연구의 목적이다.

ADB 장치는 수학적 모델링을 하기 위하여 Jeffcott rotor로 가정하며 특히 마찰용접기의 특성을 고려하여 외팔보에 불균일 마찰력이 고려된 다음의 Lagrangian 방정식을 이용한다. 즉, nonholonomic 시스템에서

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} \right] - \frac{\partial L}{\partial q_k} = \sum_{j=1}^N \vec{F}_{nc,j}^* \cdot \frac{\partial \vec{r}_j}{\partial q_k} = Q_{nc,k} \quad (1)$$

의 식이 성립하며 오른쪽항의 비보존력들을 마찰용접시 발생하는 불균일 마찰력을 계측하고 모델링 하여 수식화 할 수 있다. 여기서, L은 Lagrangian, q_k 는 일반화된 좌표계이며, F^* 는 비선형 불균일력이다. 따라서, Fig. 2에서와 같은 ADB 시스템에서 Lagrangian, L은

$$\begin{aligned} L = & \frac{1}{2} I_z \dot{\xi}^2 + \frac{1}{2} M(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \\ & - 2\epsilon \xi \dot{x} \sin \xi + \epsilon^2 \dot{\xi}^2 + 2\epsilon \xi \dot{y} \cos \xi \\ & + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (m_i + \frac{2}{5} m_i) [\dot{x}^2 + \dot{y}^2] \\ & + (\dot{\phi}_i + \dot{\xi})^2 R^2 - 2R(\dot{\phi}_i + \dot{\xi}) \\ & \times [\dot{x} \sin(\phi_i + \xi) - \dot{y} \cos(\phi_i + \xi)] \end{aligned}$$

$$-\frac{1}{2}k(x^2 + y^2) \quad (2)$$

으로 표현된다.

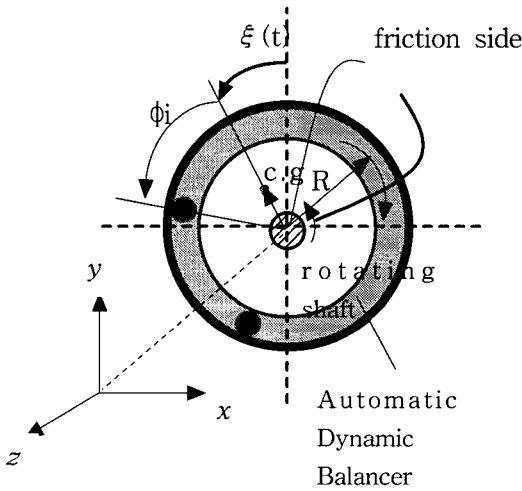


Fig. 2 ADB and its coordinate system

식 (2)의 Lagrangian L을 식 (1)에 대입하여 운동 방정식을 유도하면, 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & [1 + n(\frac{m}{M})] \frac{\ddot{x}}{\omega_n^2 R} - [\frac{\epsilon}{R} \sin \xi \\ & + \frac{m}{M} \sum_{i=1}^n \sin(\phi_i + \xi)] \frac{\ddot{\xi}}{\omega_n^2} \\ & - \frac{1}{\omega_n^2} \frac{m}{M} \sum_{i=1}^n [\ddot{\phi}_i \sin(\phi_i + \xi)] = \\ & - \frac{2\zeta}{\omega_n} \frac{\dot{x}}{R} - \frac{x}{R} + \frac{\epsilon}{R} (\frac{\dot{\xi}}{\omega_n})^2 \cos \xi \\ & + \frac{1}{\omega_n^2} \frac{m}{M} \sum_{i=1}^n [(\dot{\phi}_i + \dot{\xi})^2 \\ & \times \cos(\phi_i + \xi)] \end{aligned} \quad (3)$$

$$[1 + n(\frac{m}{M})] \frac{\ddot{y}}{\omega_n^2 R} + [\frac{\epsilon}{R} \cos \xi$$

$$\begin{aligned} & + \frac{m}{M} \sum_{i=1}^n \cos(\phi_i + \xi)] \frac{\ddot{\xi}}{\omega_n^2} \\ & + \frac{1}{\omega_n^2} \frac{m}{M} \sum_{i=1}^n [\ddot{\phi}_i \cos(\phi_i + \xi)] = \\ & - \frac{2\zeta}{\omega_n} \frac{\dot{y}}{R} - \frac{y}{R} + \frac{\epsilon}{R} (\frac{\dot{\xi}}{\omega_n})^2 \sin \xi \\ & + \frac{1}{\omega_n^2} \frac{m}{M} \sum_{i=1}^n [(\dot{\phi}_i + \dot{\xi})^2 \\ & \times \sin(\phi_i + \xi)] \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\ddot{\phi}_i + \ddot{\xi}}{\omega_n^2} - \frac{1}{\omega_n^2} \frac{\ddot{x}}{R} \sin(\phi_i + \xi) \\ & + \frac{1}{\omega_n^2} \frac{\ddot{y}}{R} \cos(\phi_i + \xi) \\ & + \frac{1}{R\omega_n^2} (\dot{\phi}_i + \dot{\xi}) [\dot{x} \cos(\phi_i + \xi) \\ & + \dot{y} \sin(\phi_i + \xi)] = -\frac{\sigma}{\omega_n^2} \dot{\phi}_i \end{aligned} \quad (5)$$

(for $i=1,2,3,\dots,n$)

$$\begin{aligned} & [\frac{I_z}{MR^2} + (\frac{\epsilon}{R})^2 + n(\frac{m}{M})] \frac{\ddot{\xi}}{\omega_n^2} \\ & - [\frac{\epsilon}{R} \sin \xi + \frac{m}{M} \sum_{i=1}^n \sin(\phi_i + \xi)] \frac{\ddot{x}}{\omega_n^2} \\ & + [\frac{\epsilon}{R} \cos \xi + \frac{m}{M} \sum_{i=1}^n \cos(\phi_i + \xi)] \frac{\ddot{y}}{\omega_n^2} \\ & + \frac{1}{\omega_n^2} \frac{m}{M} \sum_{i=1}^n \ddot{\phi}_i = \frac{\overline{M}}{MR^2 \omega_n^2} \end{aligned} \quad (6)$$

여기서, $\sigma = \frac{D}{(m_i + \frac{2}{5} m_i) R^2}$ 이며 \overline{M} 은

Fig. 2에서와 같이 용접 마찰면에 작용하는 모멘트이다. 식 (3)~(6)의 무차원 운동 방정식을 얻기 위하여 다음의 무차원수를 도입하면,

$$[\dot{t}, \dot{x}, \dot{y}]^T = \left[\frac{t}{\omega_n}, \frac{x}{R}, \frac{y}{R} \right]^T \quad (7)$$

$$[\dot{x}, \dot{y}, \dot{\phi}_i]^T = \left[\frac{1}{R\omega_n} \frac{dx}{dt}, \frac{1}{R\omega_n} \frac{dy}{dt}, \frac{1}{\omega_n} \frac{d\phi_i}{dt} \right]^T \quad (8)$$

$$[\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{\phi}_i]^T = \left[\frac{1}{R\omega_n^2} \frac{d^2x}{dt^2}, \frac{1}{R\omega_n^2} \frac{d^2y}{dt^2}, \frac{1}{\omega_n^2} \frac{d^2\phi_i}{dt^2} \right]^T \quad (9)$$

와 같이 되고 식 (7)~(9)를 식 (3)~(6)에 대입하여 무차원 방정식 (10)~(13)을 얻는다. 즉,

$$[1 + n(\tilde{m})] \ddot{x} + 2\zeta \dot{x} + \tilde{x} - \tilde{R} \tilde{\omega}^2 \cos(\phi_i + \tilde{\omega}t) - \tilde{m} \sum_{i=1}^n [\ddot{\phi}_i \sin(\phi_i + \tilde{\omega}t) + (\dot{\phi}_i + \tilde{\omega})^2 \cos(\phi_i + \tilde{\omega}t)] = 0 \quad (10)$$

$$[1 + n(\tilde{m})] \ddot{y} + 2\zeta \dot{y} + \tilde{y} - \tilde{R} \tilde{\omega}^2 \sin(\phi_i + \tilde{\omega}t) - \tilde{m} \sum_{i=1}^n [\ddot{\phi}_i \cos(\phi_i + \tilde{\omega}t) - (\dot{\phi}_i + \tilde{\omega})^2 \sin(\phi_i + \tilde{\omega}t)] = 0 \quad (11)$$

$$\ddot{\phi}_i - \ddot{x} \sin(\phi_i + \tilde{\omega}t) + \ddot{y} \cos(\phi_i + \tilde{\omega}t) + (\dot{\phi}_i + \tilde{\omega}) [\dot{x} \cos(\phi_i + \tilde{\omega}t) + \dot{y} \sin(\phi_i + \tilde{\omega}t)] = -\sigma' \dot{\phi}_i \quad (\text{for } i=1, 2, \dots, n) \quad (12)$$

$$-\left[\tilde{R} \sin(\tilde{\omega}t) + \tilde{m} \sum_{i=1}^n \sin(\phi_i + \tilde{\omega}t) \right] \ddot{x} + \left[\tilde{R} \cos(\tilde{\omega}t) + \tilde{m} \sum_{i=1}^n \cos(\phi_i + \tilde{\omega}t) \right] \ddot{y}$$

$$+ \tilde{m} \sum_{i=1}^n \ddot{\phi}_i = \tilde{M} \quad (13)$$

로 표현되며, 여기서, $\sigma' = \sigma / \omega_n$ 및 $\tilde{M} = \bar{M} / M R^2 \omega_n^2$ 이다.

3. 회전축의 속도에 따른 마찰용접 시뮬레이션

식 (3)~(6) 혹은 식 (10)~(13)을 이용하여 수치해석을 통하여 마찰용접 과정에서 ADB가 작동하는지의 여부를 판단할 수 있다. 회전축의 속도에 따른 마찰용접 시뮬레이션을 위하여 다음의 식 (14)~(16)를 이용하였다.

$$[y_1, y_2, y_3, y_4, y_5, y_6, y_7, y_8]^T = [x, \dot{x}, y, \dot{y}, \phi_1, \dot{\phi}_1, \phi_2, \dot{\phi}_2]^T \quad (14)$$

$$[\dot{y}_1, \dot{y}_3, \dot{y}_5, \dot{y}_7]^T = [y_2, y_4, y_6, y_8]^T \quad (15)$$

$$[\dot{y}_2, \dot{y}_4, \dot{y}_6, \dot{y}_8]^T = [\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{\phi}_1, \ddot{\phi}_2]^T \quad (16)$$

효율적인 계산을 위하여 ADB는 두 개의 볼을 가진 시스템으로 가정하였다. 즉, 식 (14)~(16)에서의 변위, 속도, 가속도를 식 (3)~(6) 혹은 식 (10)~(13)을 변형하여 유도하고 회전축의 속도에 따른 마찰용접의 불평형력 감소현상을 확인하기 위하여 모델링한 시스템을 수치해석 하였다. 수치해석은 Runge-Kutta 방법을 이용하였으며, FORTRAN 프로그램으로 수행하였다. 수치해석에 사용된 입력 데이터는 $\tilde{m}=m/M=0.05$, $\tilde{R}=\epsilon/R=0.01$, $\sigma=2$ 로 가정하여 수치해석 하였다. 두 개 볼의 초기조건은 1.9896 rad 및 4.0143 rad로 가정하였으며, 이러한 초기조건은 최종의 수치해에 영향을 미치지 않는다.

볼이 없는 회전축에 대한 진동현상은 자유단에 디스크가 부착된 형태로서 이는 회전축의 작동범

위에 관계없이 밸런싱이 되지 않음을 알 수 있다.^[10-11] Fig. 2 및 3에서와 같이 고속 회전축의 끝단에 두 개의 볼을 가진 ADB를 장착하고 작동 회전수를 회전축의 임계속도 보다 낮은 영역에서 마찰용접 시킨 결과를 Fig. 4 및 5에 보였다. Fig. 4는 x 및 y축 진동의 Lissajous plot을 보인 것으로 원형에 가까운 진동을 계속하고 있음을 알 수 있다. 이는 마찰용접에 진동이 여전히 존재함을 보여주고 있다. 또한, x축 진동을 FFT(Fast Fourier Transform) 분석한 결과를 Fig. 5에 보였고, 진동 변위 수치해석 주파수는 주로 4 Hz 근방임을 알 수 있다.

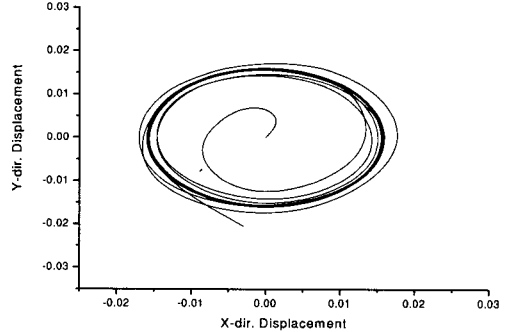


Fig. 4 Lissajous plot of the x-y displacement below critical speed

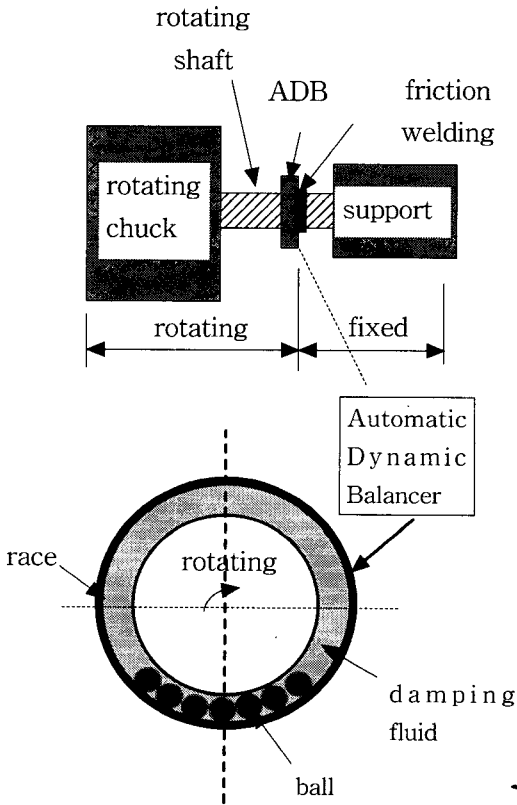


Fig. 3 Schematic diagram of the friction welding system with Automatic Dynamic Balancer

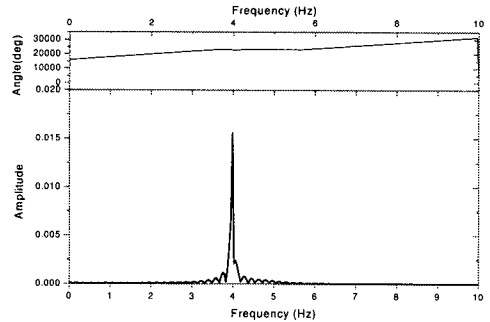


Fig. 5 Frequency spectrum of the x-dir. displacement below the critical speed

회전축의 작동 회전수를 회전축의 임계속도 보다 높은 영역에서 마찰용접 시킨 결과를 Fig. 6 및 7에 보였다. Fig. 6은 x 및 y축 진동의 Lissajous plot을 보인 것으로 시간이 지남에 따라 마찰에 의한 진동이 없어짐을 알 수 있으며, 이는 마찰용접시 ADB를 장착하여 효과적으로 밸런싱을 할 수 있음을 보인 것이다. 또한, x축 진동을 FFT(Fast Fourier Transform) 분석한 결과를 Fig. 7에 보였고, 진동 변위 수치해석 주파수는 주로 3.2Hz 및 4 Hz 근방임을 알 수 있다.

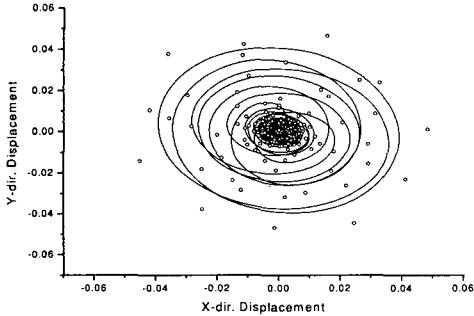


Fig. 6 Lissajous plot of the x-y displacement above critical speed

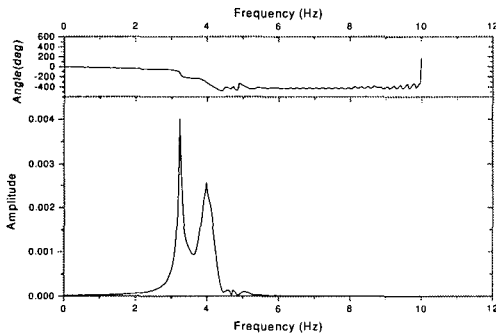


Fig. 7 Frequency spectrum of the x-dir. displacement above critical speed

Fig. 6 및 7은 외부 마찰 모멘트 \overline{M} 를 고려하지 않은 결과이며, 실제로는 마찰 모멘트가 용접 중에 작용을 한다. 따라서, 이러한 외부 마찰력의 함수를 구하기 위하여 마찰용접시 회전축의 회전수가 1,340rpm이며, 지게차 타이어 축을 마찰용접으로 연결하는 작업에 대한 실제 마찰 용접기에서 발생하는 진동량을 계측하였다. Fig. 8 및 9에는 실제 마찰용접시 발생하는 진동 가속도 및 스펙트럼을 계측하여 보였으며 Table 1에 주요 주파수 성분 5개를 추출하여 표시하였다.

Table 1 Excitation frequencies occurrence during actual friction welding

Order	Excitation frequency	
	f(Hz)	ω (rad/sec)
1st	270 Hz	$\omega_1=1,696$
2nd	1,000 Hz	$\omega_2=6,283$
3rd	1,800 Hz	$\omega_3=11,309$
4th	2,500 Hz	$\omega_4=15,708$
5th	4,200 Hz	$\omega_5=26,389$

Table 1의 주파수 성분을 ADB의 \overline{M} 로 입력하기 위하여 힘 F^* 를 다음과 같이 고려하면,

$$F^* = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} \sum_{n=1}^5 \sin(\omega_n t + \psi_n) \\ \approx \sqrt{f_x^2 + f_y^2} \{ \sin \omega_1 t + \sin \omega_2 t + \sin \omega_3 t + \sin \omega_4 t + \sin \omega_5 t \} \quad (17)$$

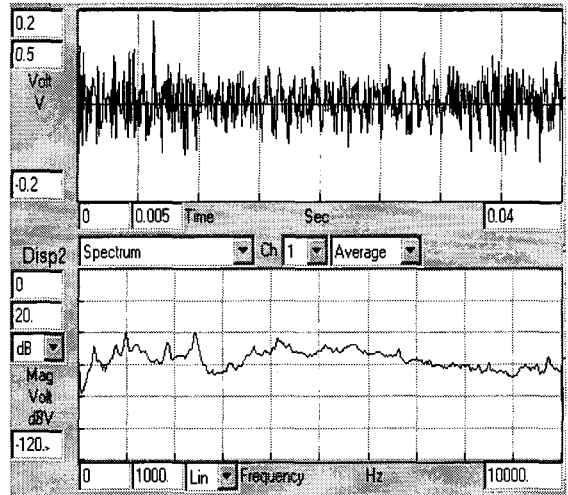


Fig. 8 Vibration amplitude(up) and frequency spectrum(bottom) of the friction welding during normal operation

로 표현되고 $\overline{M} = r \times F^*$ 를 이용하여 외부모멘트를 식 (6) 및 (13)에 입력하였다.

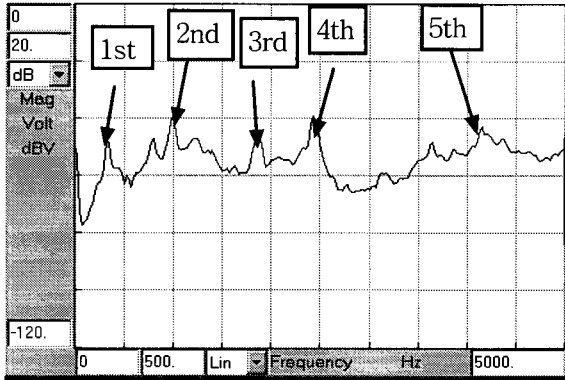


Fig. 9 Frequency spectrum of the friction welding during the operation

F^* 의 크기는 수치해석의 편의상 식 (17)을 이용하여 Fig. 10과 같이 되도록 하였다. 이를 이용하여 마찰용접의 회전수가 축의 임계속도보다 높은 범위에서 볼의 변위 및 가속도를 Fig. 11에 보였다. Fig. 11에는 x 방향의 진동변위와 볼의 위치를 보인 것으로 시간이 경과함에 따라 진동 변위는 줄어들고 볼의 위치는 밸런서가 이루어지는 방향 즉, 180도 방향으로 이동함을 알 수 있다. Fig. 11에서와 같이 마찰력이 작용하는 동안에는 ADB가 작동을 하는 준비단계로 볼 수 있으며, 마찰력이 없어지고 난 후 빠른 시간 내에 진동량이 없어지고 정상적인 마찰용접이 진행됨을 알 수 있다. 이것은 본 논문이 추구하는 마찰용접시 발생하는 불평형 플래시 형성을 억제 해주는 장치로서 매우 적합함을 표현해 주는 것이라 볼 수 있다.

4. 실험 및 결과고찰

회전축의 마찰용접시 원통형 축에 발생하는 불평형 플래시의 형성 억제를 위하여 설계된 ADB는 수치해석을 통하여 그 작동성이 확인되었다. 이것의 작동성을 실험으로 검증하기 위하여 그림 12와 같이 실험장치를 구성하였다.

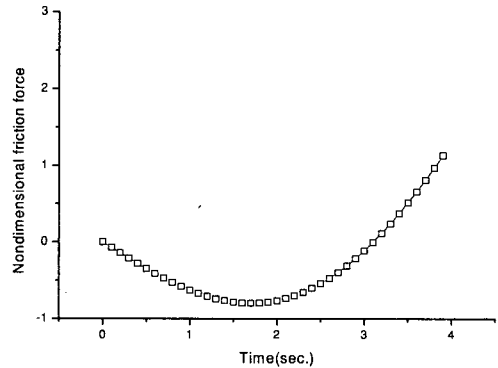


Fig. 10 Nondimensional friction force during welding

Fig. 12와 같이 마찰용접 현상을 구현하기 위하여 축의 오른쪽 끝단에 마찰력이 가해지도록 외부에서 또 다른 정지된 축으로 밀어 압축이 되게 하였다. 마찰용접기에 실제로 장착하는 방법이 최선이나 플래시 형성이 이루어 질 때 매우 고온의 열이 ADB에 전달될 우려가 높고 실험의 위험성이 내포되어 유사 실험으로 대체 하였다.

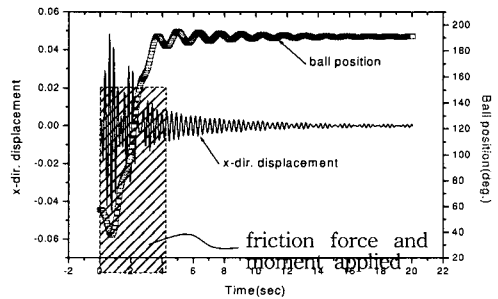


Fig. 11 x-dir. displacement and ball position operating above critical speed

설계된 ADB는 반경이 45mm인 원판에 폭이 13mm인 레이스를 만들고 그곳에 볼의 직경이 5mm인 강구를 7개 삽입하고, 광유(mineral oil)를 20~30% 채워 밀봉하였다. 완성된 ADB를 직경이 10mm인 축의 끝단에 장착하고 그 끝단에 마찰력

이 단속되도록 여유 공간을 두었다.

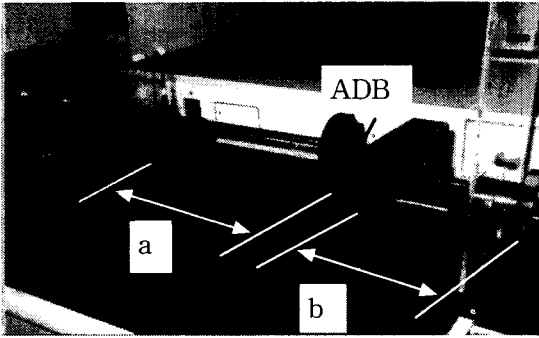


Fig. 12 Experimental set up with ADB and friction application mechanism(a: variable shaft length, b: creating friction force)

실험은 주파수 전달함수(frequency transfer function) 방법을 이용하여 회전축의 고유진동수를 먼저 측정하고, 모터 회전수의 한계치(약 3,600 rpm)를 고려하여 임계속도가 1,300rpm이 되도록 축 길이를 가변 하였다. 이러한 임계속도를 기준으로 임계속도보다 낮은 영역과 높은 영역에서의 ADB의 작동성을 실험으로 관찰하였다. 가속도계를 베어링 상부에 장착하여 가속도를 검출하고, 이를 디지털 오실로스코프(TDS3012)로 Lissajous loop를 관찰하였다.

Fig. 13에는 임계속도 보다 낮은 범위인 538rpm에서 작동시킨 결과를 Lissajous loop(수평축: x 방향 진동 변위, 수직축: y 방향 진동 변위)를 이용하여 보였으며, 이때 마찰력은 가해지지 않은 상태이다. 그림에서와 같이 Lissajous loop의 크기가 크고 진동이 불규칙함을 볼 수 있으며, ADB는 정상작동 되지 않음을 알 수 있다. Stroboscope로 관찰된 볼의 위치도 무게중심 쪽으로 이동되어 있음을 확인하였다.

Fig. 14에는 임계속도 보다 높은 범위인 1,950.2rpm에서 ADB의 볼이 없는 상태에서 작동시킨 결과를 Lissajous loop(수평축: x 방향 진동 변위, 수직축: y 방향 진동 변위)를 이용하여 보였으며, 이는 Fig. 13의 결과와 마찬가지로 Lissajous

loop의 크기가 비슷함을 볼 수 있다. 즉, ADB가 없는 상태에서 진동이 불규칙하게 존재함을 알 수 있다.

그러나, Fig. 15에는 임계속도 보다 높은 범위인 1,950.2rpm에서 ADB를 장착하여 작동시킨 결과를 Lissajous loop를 이용하여 보였으며, 이때 ADB 끝단에 마찰력이 가해지도록 조절레버로 서서히 압축하였다.

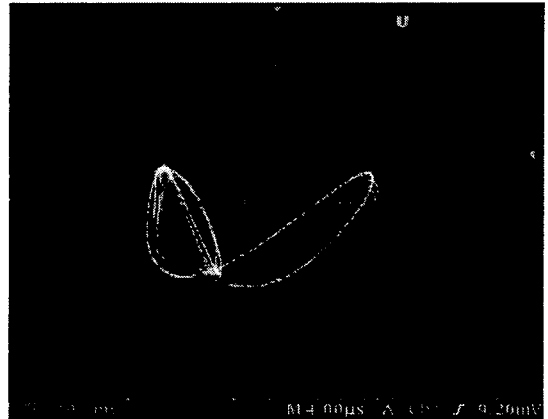


Fig. 13 Lissajous loop below critical speed with ADB (at 538 rpm)

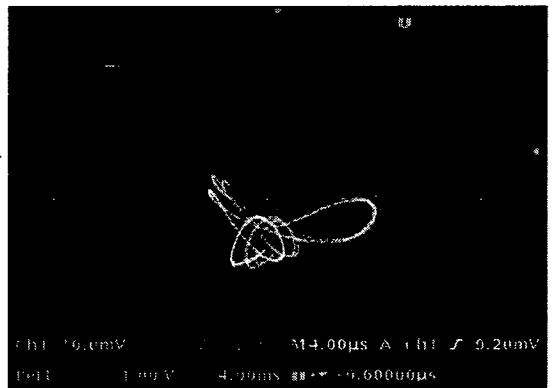


Fig. 14 Lissajous loop above critical speed without ADB (at 1950.2 rpm)



Fig. 15 Lissajous loop above critical speed with ADB (at 1950.2 rpm)

Fig. 15에서와 같이 1,950.2rpm에서 Lissajous loop의 크기가 현저히 줄어든 것을 볼 수 있으며 이는 ADB가 정상 작동되어 밸런싱을 이룸을 표현하는 것이다. Stroboscope로 관찰된 볼의 위치도 밸런싱이 이루어지는 쪽인 무게중심(c.g.)에서 180도 위치 쪽으로 이동되어 있음을 확인하였다.

본 실험을 통하여 마찰용접에서 용접 대상물의 회전축 임계속도보다 높은 범위에서 척을 회전시키면 ADB는 정확한 작동을 하여 마찰력에 의한 진동을 감소시켜 균일한 플래시 형성을 이룰 수 있음을 확인하였다.

5. 결론

본 논문에서는 대칭성이 있는 고정밀 원통형 축을 마찰용접 할 때 균일한 플래시 형성을 얻기 위하여 축에 장착하여 마찰용접시 발생하는 불평형 진동을 감소시키는 ADB(Automatic Dynamic Balancer)를 설계하고 그 작동성을 검토하고 다음의 결과를 얻었다.

1. 마찰용접시 발생하는 가진 주파수를 얻기 위하여 실제 마찰용접을 수행하여, 고속 회전척에서 발생된 실제 신호를 주파수 스펙트럼 분석하여 마찰력의 가진 주파수로 선택하였다.
2. 마찰용접 현상을 Lagrangian 역학을 이

용하여 운동방정식을 유도하고 이를 수치 해석 하였다. 수치해석 결과 마찰용접시 고속 회전척의 회전수가 축의 임계속도보다 높은 범위에서는 밸런싱이 이루어짐을 확인하였다.

3. 마찰용접을 실험으로 시뮬레이션하기 위하여 회전축의 오른쪽 끝단면을 마찰면으로 하고, 이 마찰면을 이송기구를 통하여 마찰이 일어나도록 하였다. 실험을 통하여 마찰용접시 고속 회전척의 회전수가 축의 임계속도보다 높은 범위에서는 Lissajous 도형(수평축: x 방향 진동 변위, 수직축: y 방향 진동 변위)의 크기가 ADB를 장착하지 않은 경우 보다 매우 작고 안정된 형태임을 확인하였다.

4. 본 연구를 통하여 ADB를 장착한 마찰용접은 고속 회전시 밸런싱을 이루어 균일한 플래시 형성을 이룰 수 있음을 확인하였다. 특히, 마찰용접으로 제품생산을 하고 있는 터보차저(turbo-charger)의 회전축, 자동차용 후차축, 요크축(Yoke shaft), 등속 조인트(constant velocity joint)등과 같이 자동차 관련 고정밀 회전축의 부품생산에 적용할 수 있으며, 회전축의 마찰용접후 회전축의 부가적인 밸런싱 작업공정을 생략해도 되는 잇점이 있을 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 1999년도 한국학술진흥재단의 연구비에 의하여 연구되었음. (KRF-99-041-E00042 E1105)

참고문헌

1. Spindler, D. E., "What industry needs to know about friction welding," *Welding Journal*, pp. 37-42, 1994.
2. Rad, M. and Hazlett, T. H., "A study of the mechanisms involved in friction welding of aluminum alloys," *Welding Research Supplement*,

- pp. 181-188, 1970.
3. Weiss, R. and Sassani, F., "Strength of friction welded ceramic-metal joints," *Materials Science and Technology*, Vol. 14, pp. 554-560, 1998.
 4. Sahin, A. Z., Yibas, B. S., Ahmed, M. and Nickel, J., "Analysis of the friction welding process in relation to the welding of copper and steel bars," *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 82, pp. 127-136, 1998.
 5. Thearle, E. L., "Automatic Dynamic Balancers, Part I," *Machine Design*, pp. 119-124, 1950.
 6. Cade, J. W., "Self-Compensating Balancing in Rotating Mechanisms," *Design News*, pp. 234-239, 1965.
 7. Sharp, R. S., "An analysis of a self-balancing system for rigid rotors," *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 17, No. 4, pp. 186-189, 1975.
 8. Hedaya, M. T., Sharp, R. S., "An analysis of a new type of automatic balancer," *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 19, No. 5, pp. 221-226, 1977.
 9. Kravchenko, V. I., "Stability analysis of a row-type ball counterbalance," [in English] *Machinovedenie*, No. 1, pp. 25-27, 1983.
 10. Lee, J. "An Analytical Study of Self-Compensating Dynamic Balancer with Damping Fluid and Ball," *Shock and Vibration*, Vol. 2, No. 1, pp. 59-67, 1995.
 11. Lee, J. and Van Moorhem, W. K., "Analytical and Experimental Analysis of a Self-Compensating Dynamic Balancer in a Rotating Mechanism," *ASME J. of Dynamic Dyetems, Measurement, and Control*, Vol. 118, pp. 468-475, 1996.
 12. Park, J. and Wierzba, P. and Cao, W., "Automatic Balancing of a Three Dimensional Rigid Rotor Systems; A Washing Machine Application," *Proceeding of 15th Canadian Machinery Vibration Seminar*, pp. 163-172, 1996.
 13. Rajalingham, C., Bhat, R. B. and Rakheja, S., "Automatic balancing of flexible vertical rotors using a guided ball," *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 40, No. 9, pp. 825-834, 1998.
 14. Rajalingham, C. and Rakheja, S., "Whirl suppression in hand-held power tool rotors using guided rolling balancers," *Journal of Sound and Vibration*, 217(3), pp. 453-466, 1998.
 15. Chung, J. and Ro, D. S., "Dynamic analysis of an automatic dynamic balancer for rotating mechanisms," *Journal of Sound and Vibration*, 228(5), pp. 1035-1056, 1999.