

<논 문>

간극이 있는 링크기구의 동특성

Dynamic Characteristics of Link Mechanism with Clearance

최 연 선* · 배 성 준**

Y. S. Choi and S. J. Bae

(1999년 7월 26일 접수 : 1999년 9월 3일 심사완료)

Key Words : Clearance(간극), Four Bar Link Mechanism(4절 링크기구), Contact Loss(접촉손실), Joint Force(조인트힘)

ABSTRACT

The existence of clearance at the link joint of a machine is inevitable for assembly and mobility. During the cyclic operation of a machine, rapid changes of the direction and magnitude of connection forces cause momentary loss of contact between the pin and the bushing at the link joint. Contact loss at the clearance joint gives rise to undesirable impact. The impulsive force affects on the performance of the machine, and leads to excessive vibration, noise and faster wear in the connections. In this paper, experiment and theoretical analysis were carried out for the variation of crank speed and clearance size. The link mechanism employed in this investigation was newly designed to check the effects of parameter changes on the occurrence of contact loss and on the magnitude of the impact force. The contact loss and impact position were calculated with various driving conditions.

1. 서 론

기계에서 상대운동을 하는 부품과 부품사이에는 연결부위에 간극이 존재한다. 간극은 제작오차, 열적 팽창, 마모 등에 의해 발생되며, 간극의 증가는 설계상 주어진 운동과 실제 운동과의 차이를 유발하여 시스템 성능을 저하시키며 접촉부위에 마모를 가속화시키고 과도한 진동과 소음을 유발한다. 간극에서 발생하는 접촉력의 크기와 방향의 급격한 변화는 순간적인 접촉손실을 일으킬 수 있다. 접촉손실과 재접촉 현상은 비록 짧은 시간에 이루어지지만 재접촉

시 큰 충격력을 발생시키므로 기계에서 발생하는 진동과 소음의 직접적인 원인이 되고 있다. 따라서 기계의 진동과 소음을 줄이고 성능을 유지하기 위해서는 간극의 효과에 대한 이해가 있어야 한다.

그러나 간극이 있는 기계의 동적거동은 비선형문제로서 수치해석 및 실험에 많은 어려움이 따르고 있다.⁽¹⁾ 기계에서의 간극의 존재는 접촉, 분리에 따른 강성과 감쇠의 급격한 변화를 유발하여 아조화진동(subharmonic vibration), 고차조화진동(superharmonic vibration), 혼돈운동(chaotic motion), 분기(bifurcation) 등 복잡한 비선형 진동현상을 일으킨다.⁽²⁾ 간극이 있는 링크기구의 경우 수치해석에 의한 접촉시간 측정⁽³⁾과 조인트부에서 접촉손실(contact loss) 예측⁽⁴⁾, 모델 및 수치해석^(5,6) 등 많은 연구가 있어 왔으나 접촉강성, 감쇠, 유효 효과 등 해석적으로 규명하기에

* 정회원, 성균관대학교 기계공학부

** 성균관대학교 대학원 기계공학과

는 한계가 있어 모델에 의한 수치해석 결과와 실험 결과와는 잘 일치하지 않고 있다. 특히 Wu⁽⁴⁾가 제안한 접촉손실조건 $|\dot{a}/R| < 1$ 은 수치값으로 제안된 좋은 발상임에도 불구하고 실제 적용하기에는 한계가 있어 왔다.⁽¹⁾ 여기서 \dot{a} 는 접촉각의 변화이고 R 은 접촉에 의한 조인트힘을 의미한다. 그러나 이러한 간극이 있는 기계계의 동적거동은 현실적인 문제로서 기계설계 및 기계의 안전운전을 위해서는 실험 현상을 바탕으로 한 확실한 물리적인 이해가 있어야 한다.

이에 본 연구에서는 간극이 있는 기계계로서 보편적이고 쉽게 제작 가능한 4절 링크기구를 설계 제작하여 조인트부의 간극의 크기와 크랭크의 회전수를 변화시키면서 간극이 있는 링크기구의 동적거동을 실험적으로 관찰하고, 운동방정식을 유도하여 접촉손실이 발생하는 위치와 조인트에 가해지는 접촉력을 계산하고 이를 실험 결과와 비교함으로써 2차원 평면에서 간극이 있는 링크기구의 동적 거동에 대한 물리적인 이해를 구하고자 하였다.

2. 링크기구의 해석모델

본 연구에서는 강체 링크와 연결조인트 중 하나에 간극이 있는 4절 링크기구에 대한 연속 접촉모델 (continuous contact model)⁽⁷⁾이 사용되었다. Fig. 1은 4절 링크기구 모델로서 크랭크(crank), 커플러(coupler), 로커(rocker), 그라운드 링크(ground link)를 각각 나타낸다. 각각의 링크는 강체이며, 커플러-로커 조인트부에서만 간극이 존재한다고 가정하고 나머지 조인트에서는 간극이 없다고 가정한다. 조인

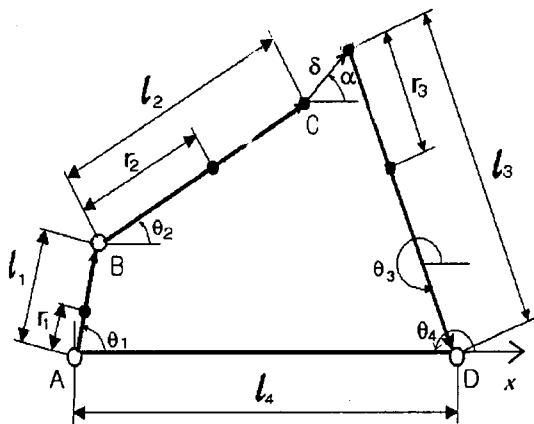


Fig. 1 Four-bar link mechanism with clearance

트에서의 마찰은 없다고 가정한다.

Fig. 1에서 l_i 는 각각의 링크 길이이고 링크의 한쪽 끝에서 무게중심까지의 거리는 r_i 로 나타내었다. δ 와 α 는 커플러와 로커사이에서 존재하는 간극의 크기와 방향을 나타낸다. 이러한 링크기구의 기구학적 관계식은 아래와 같으며 θ_1 과 α 가 각각 독립적으로 운동하므로 2자유도계가 된다.

$$l_1 e^{j\theta_1} + l_2 e^{j\theta_2} + \delta e^{j\alpha} + l_3 e^{j\theta_3} + l_4 e^{j\theta_4} = 0 \quad (1)$$

간극이 있는 경우, B점에 대해 커플러의 회전운동방정식과 D점에 대한 로커의 회전운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} J_{2B} \ddot{\theta}_2 &= R l_2 \sin(\alpha - \theta_2) + m_2 l_1 r_2 \dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) \\ &\quad - m_2 g r_2 \cos \theta_2 \\ J_{3D} \ddot{\theta}_3 &= R l_3 \sin(\alpha - \theta_3) + m_3 g (l_3 - r_3) \cos \theta_3 \end{aligned} \quad (2)$$

여기서, J_{2B} 와 J_{3D} 는 각각 B, D점에서의 커플러와 D점에서 로커의 관성모멘트이며, R 은 커플러와 로커 사이의 조인트부에서 접촉에 의해 발생하는 조인트힘(joint force)으로서 간극의 방향으로 작용한다고 가정한다. 식 (2)의 첫 번째식 우측항의 둘째항은 $\dot{\theta}_1$ 에 의한 커플러의 원심력 $m_2 l_1 \dot{\theta}_1^2$ 의 B점에 대한 모멘트 성분이다. g 를 포함하고 있는 항은 자중에 의한 모멘트 성분이다. 식 (2)로부터 조인트힘, R 은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} R &= \frac{1}{l_2 \sin(\alpha - \theta_2) + l_3 \sin(\alpha - \theta_3)} \{ J_{2B} \ddot{\theta}_2 \\ &\quad + J_{3D} \ddot{\theta}_3 + m_2 g r_2 \cos \theta_2 - m_2 l_1 r_2 \dot{\theta}_1^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) \\ &\quad - m_3 g (l_3 - r_3) \cos \theta_3 \} \end{aligned} \quad (3)$$

식 (3)에서 커플러와 로커가 접촉하면 조인트힘, R 은 양(+)의 값을 가진다. 만약 R 이 음(-)이 되면 물리적으로 의미가 없으므로 커플러와 로커가 접촉하고 있지 않은 상태를 의미한다.

식 (3)에서 θ_2 , θ_3 의 속도와 가속도 성분은 식 (1)을 미분함으로써 각각 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\theta}_2 &= \frac{l_1 \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 - \theta_3) + \delta \dot{\alpha} \sin(\alpha - \theta_3)}{-l_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \\ \dot{\theta}_3 &= \frac{l_1 \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) + \delta \dot{\alpha} \sin(\alpha - \theta_2)}{l_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_2 &= \frac{-1}{l_2 \sin(\theta_2 - \phi_3)} \{ l_1 \dot{\theta}_1^2 \cos(\theta_1 - \phi_3) \\ &+ l_2 \dot{\theta}_2^2 \cos(\theta_2 - \phi_3) + \delta \ddot{\alpha} \sin(\alpha - \phi_3) \\ &+ \delta \dot{\alpha}^2 \cos(\alpha - \phi_3) - l_3 \dot{\theta}_3^2 \} \\ \ddot{\theta}_3 &= \frac{1}{l_3 \sin(\phi_3 - \theta_2)} \{ l_1 \dot{\theta}_1^2 \cos(\theta_1 - \theta_2) \\ &+ l_2 \dot{\theta}_2^2 + \delta \ddot{\alpha} \sin(\alpha - \theta_2) + \delta \dot{\alpha}^2 \cos(\alpha - \theta_2) \\ &- l_3 \dot{\theta}_3^2 \cos(\phi_3 - \theta_2) \} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 $\phi_3 = \theta_3 - \pi$ 이다.

그러나 간극의 방향, 즉 조인트힘이 작용하는 방향, α 는 알 수 없다. 여기서 일반적으로 간극은 작으므로 간극이 없는 경우와 크게 차이나지 않음을 감안하면 간극이 없는 경우 조인트힘이 작용하는 방향, α 는 해석적으로 구할 수 있다. 즉 간극의 크기, δ 가 영이라고 가정하고 식 (1)로부터 θ_2 와 θ_3 를 구하고 식 (4)와 식 (5)에서 간극이 없는 경우 $\ddot{\theta}_2, \ddot{\theta}_3, \ddot{\theta}_2, \ddot{\theta}_3$ 를 구한다. 다음 식 (2)에서 α 를 영으로 놓고 $R = R_x \hat{i} + R_y \hat{j}$ 로 분해하면 아래 식이 성립한다.

$$\begin{aligned} J_{2B} \ddot{\theta}_2 &= l_2 R_y \cos \theta_2 - l_2 R_x \sin \theta_2 \\ &+ m_2 r_2 l_1 \dot{\theta}_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) - m_2 g r_2 \cos \theta_2, \\ J_{3D} \ddot{\theta}_3 &= l_3 R_y \cos \theta_3 - l_3 R_x \sin \theta_3 \\ &+ m_3 g (l_3 - r_3) \cos \theta_3 \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 R_x 와 R_y 를 구하면 α 는 아래와 같이 계산될 수 있다.

$$\begin{aligned} \alpha &= \tan^{-1} \frac{R_y}{R_x} \\ &= \tan^{-1} \left[\frac{l_3 \sin \theta_3 J_{2B} \ddot{\theta}_2 - l_2 \sin \theta_2 J_{3D} \ddot{\theta}_3}{l_3 \cos \theta_3 J_{2B} \ddot{\theta}_2 - l_2 \cos \theta_2 J_{3D} \ddot{\theta}_3} \right. \\ &\quad - \frac{m_2 r_2 l_1 \dot{\theta}_1^2 \sin \theta_3 \sin(\theta_1 - \theta_2)}{m_2 r_2 l_1 \dot{\theta}_1^2 \cos \theta_3 \sin(\theta_1 - \theta_2)} \\ &\quad + \frac{l_3 m_2 g r_2 \sin \theta_3 \cos \theta_2}{l_3 m_2 g r_2 \cos \theta_3 \cos \theta_2} \\ &\quad \left. + \frac{m_3 l_2 g (l_3 - r_3) \sin \theta_2 \cos \theta_3}{m_3 l_2 g (l_3 - r_3) \cos \theta_2 \cos \theta_3} \right] \end{aligned} \quad (7)$$

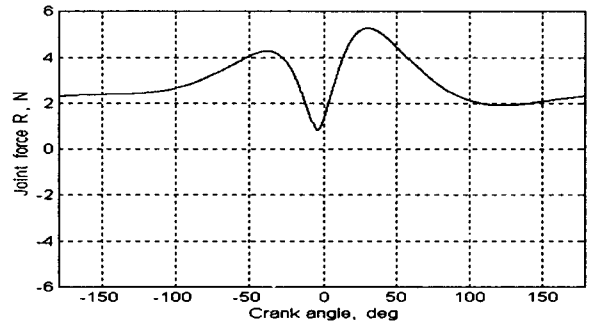
3. 링크기구의 동적 거동

C점에서 커플러는 부쉬로 로키는 핀으로 되어있다. 핀과 부쉬 사이에서의 조인트힘을 구하기 위해

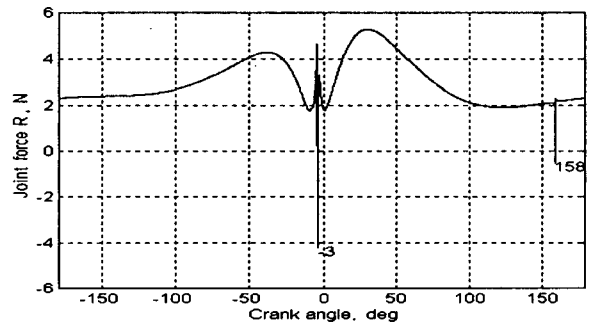
식 (3)을 수치적으로 계산하였다. 즉 식 (7)로부터 α 를 구하고 주어진 간극의 크기 δ 와 α 를 식 (3)과 식(4)에 대입하여 $\ddot{\theta}_2, \ddot{\theta}_3, \ddot{\theta}_2, \ddot{\theta}_3$ 를 구한 후 식 (3)으로부터 크랭크각 θ_1 의 변화에 따른 조인트 힘을 구하였다. 본 연구에 사용된 실험장치 제원을 Table 1에 나타내었다.

Fig. 2의 (a)는 간극이 없는 경우로 50 rpm에서의 조인트힘 변화를 나타내었다. 크랭크가 한번 회전할 때 전 영역에 걸쳐 조인트힘은 양의 값을 가짐으로써 접촉이 유지됨을 알 수 있다. (b)는 간극이 100 μm , 회전속도가 50 rpm인 경우로서 크랭크가 1회전할 때 전체적인 조인트힘의 변화는 (a)와 비슷하나 158°와 -3°에서 순간적인 음의 값이 나타났다. 이러한 조인트힘의 변화는 한 싸이클에 대해 두 번의 접촉손실이 일어남을 의미한다.

Fig. 3은 회전속도 증가에 따른 조인트힘의 변화를 나타낸 그림으로서 크랭크각 100° 부근에서 발생하는 접촉손실은 회전속도가 증가함에 따라 접촉손실이 발생하는 크랭크각이 빨라짐을 알 수 있었으며 0° 부근에서 발생하는 접촉손실은 크랭크의 회전속도와는 무관함을 알 수 있었다. 또한, 크랭크각 10

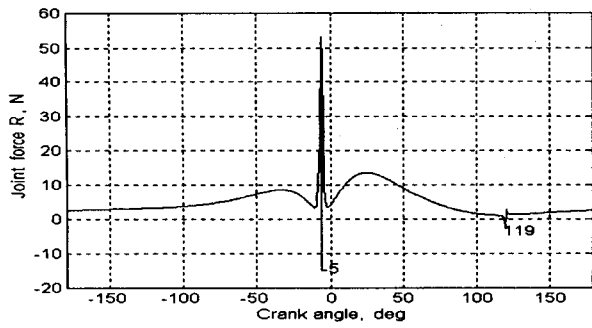


(a) Without clearance

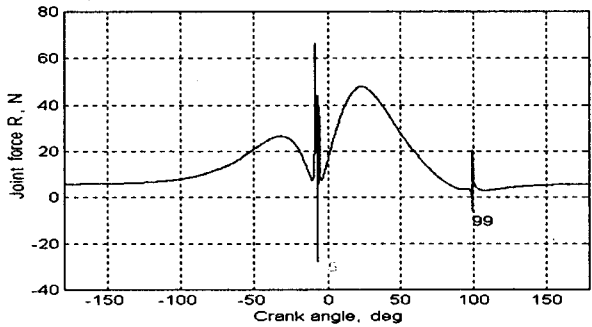


(b) 100 μm clearance

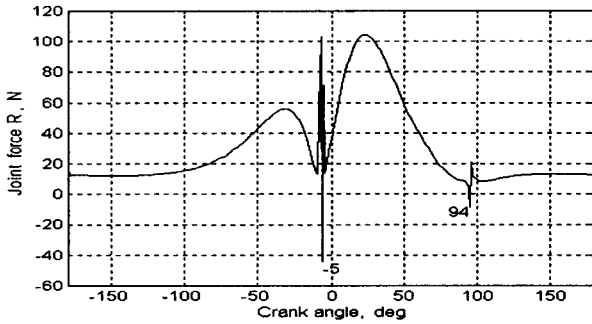
Fig. 2 Joint force variation with clearance size at 50 rpm of crank speed



(a) 100 rpm



(b) 200 rpm

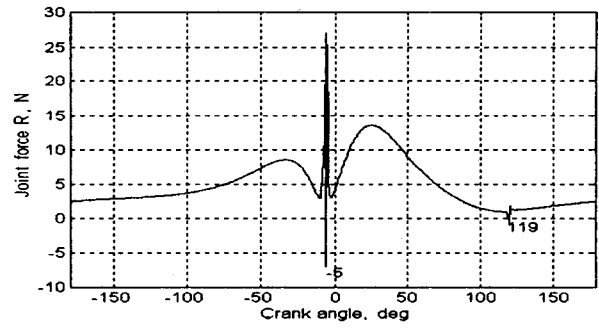


(c) 300 rpm

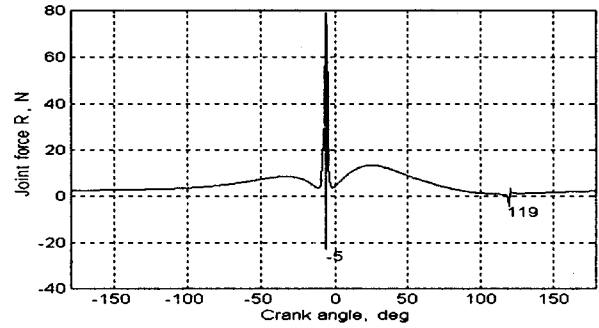
Fig. 3 Joint force variation with crank speed at 100 μm clearance

0° 부근에서 발생하는 조인트힘의 순간적인 변화는 크지 않으나 0° 부근에서 발생하는 조인트힘의 변화는 크게 나타났다. 전체적으로 회전속도의 증가에 따라 커플러-로커 조인트부에서의 조인트힘 크기가 커짐을 알 수 있다.

Fig. 4는 100 rpm의 크랭크 운전속도에서 간극의 크기를 변화시키면서 얻은 조인트힘의 변화로서 접촉손실이 발생하는 위치는 고정되어 있으나 간극의 크기가 클수록 크랭크각 -5° 부근에서 조인트힘의 크기가 커짐을 보여주고 있다. 그러나 119° 부근에서



(a) 50 μm clearance



(b) 150 μm clearance

Fig. 4 Joint force variation with clearance size at 100 rpm

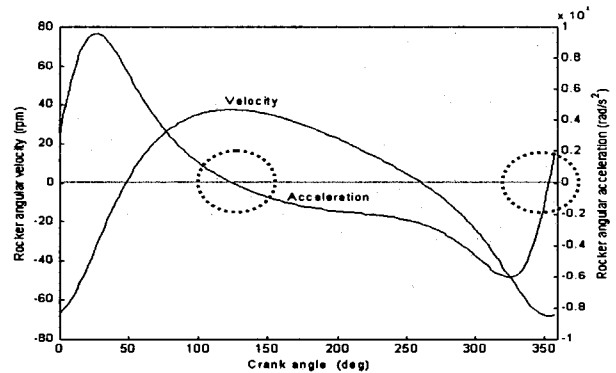


Fig. 5 Crank angle vs. Rocker angular velocity and acceleration

의 조인트힘은 간극의 크기와 무관하게 작게 나타나고 있다.

Fig. 5는 식 (4)와 (5)를 계산한 결과로써 119° 와 355° 즉, -5° 에서 로커의 각가속도가 영이 됨을 보여 주고 있다. 이는 로커의 각가속도가 영이 될 때 접촉손실이 발생하는 것을 의미한다. 즉, 피동체의 각가속도가 영이 되는 경우에서 접촉손실이 발생됨을 알 수 있다.

4. 실험장치

본 연구에서는 이론해석 결과를 검증하기 위해 회전수와 간극의 크기를 조절할 수 있는 4절 링크기구를 Fig. 6과 같이 구성하였고, Fig. 7은 4절 링크부의 그림과 가속도계의 부착 위치를 나타내고 있다. 동력원으로 0.75 kW 유도전동기를 사용하였으며 인버터(inverter)를 연결하여 크랭크의 회전수를 조절하였다. 또한 회전축에 치가 60개인 평치차를 설치하고 마그네틱픽업(magnetic pick-up)을 이용하여 크랭크의 회전각과 회전속도를 측정하였다. 또한 간극의 크기를 조절하기 위해 커플러에는 $\phi 13$ 의 부쉬(bush)를 설치하고 로커 조인트부에는 선반 연마작업을 통하여 커플러의 부쉬와 간극이 $50 \mu\text{m}$, 100

Table 1 Parameters of the link mechanism

l_1	70 (mm)	m_1	2.12 (kg)	
l_2	200 (mm)	m_2	0.6 (kg)	J_{2B} 7 190 ($\text{kg} \cdot \text{mm}^2$)
l_3	200 (mm)	m_3	0.6 (kg)	J_{3D} 7 190 ($\text{kg} \cdot \text{mm}^2$)

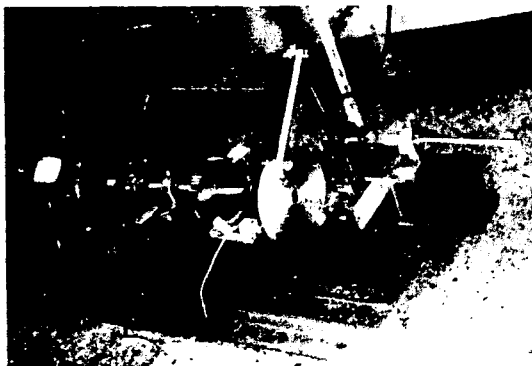


Fig. 6 Experimental apparatus

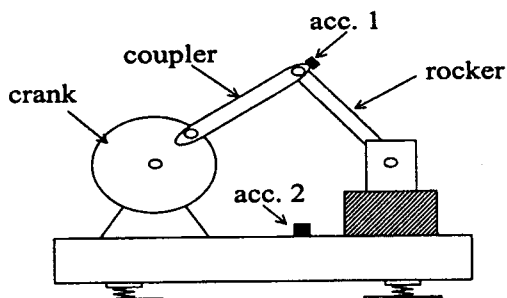
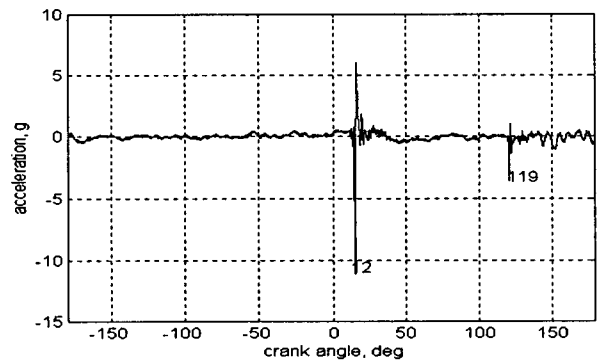


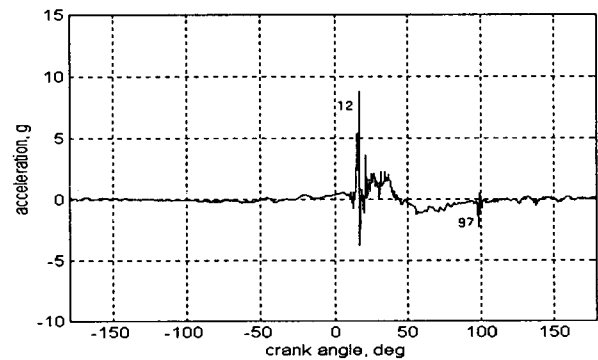
Fig. 7 Schematic diagram of experimental apparatus

μm , $150 \mu\text{m}$ 가 되도록 핀(pin)을 제작 설치하였다. 본 실험장치에 사용된 실험장치의 제원은 Table 1과 같다.

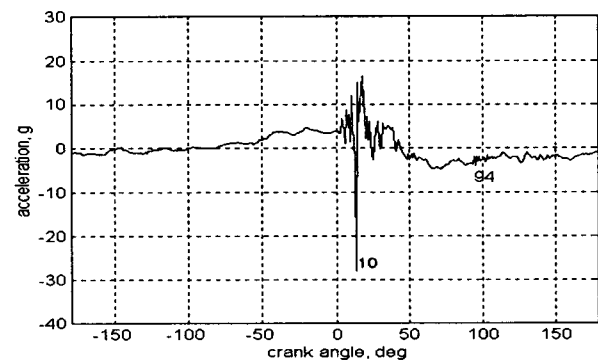
커플러-로커 조인트부의 커플러의 응답을 측정하기 위해 가속도계(accelerometer)를 사용하여 진동 신호를 측정하였다. 회전수 측정과 회전각의 기준을 설정하기 위해 크랭크 각도 θ_1 이 180° 되는 위치에 센서(photo sensor)를 설치하여 크랭크가 1회전할



(a) 100 rpm



(b) 200 rpm



(c) 300 rpm

Fig. 8 Acceleration at coupler-rocker joint ($100 \mu\text{m}$ clearance)

때마다 1개의 펄스(pulse)가 발생하도록 하였다.

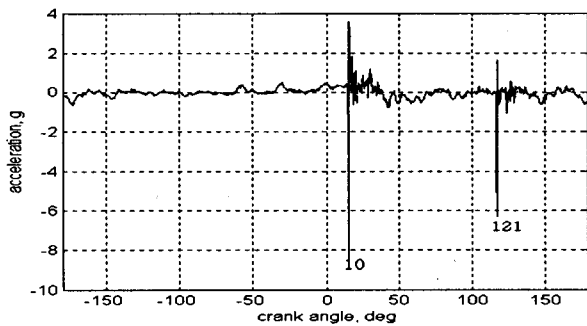
위와 같은 방법으로 얻은 신호는 FFT analyzer를 이용하여 직접 분석하거나 tape recorder에 저장, AD-board를 거쳐 PC에서 데이터를 분석하였다.

5. 접촉손실

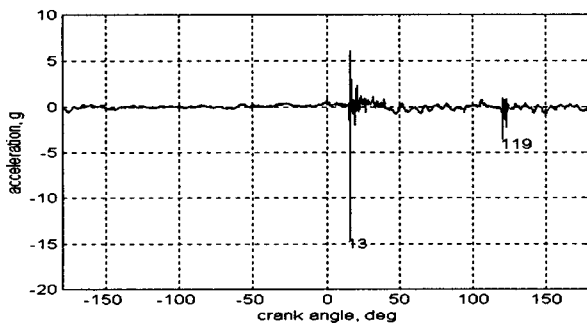
앞의 실험방법을 통해 얻은 진동신호를 이용하여 간극과 회전속도 변화에 의한 접촉손실 위치와 크기의 변화에 대해 알아보았다. Figs. 8, 9는 크랭크 1회전 당 가속도성분의 변화량을 나타낸 것이다.

Fig. 8은 회전속도가 증가함에 따라 첫 번째 충격성분의 위치는 거의 변화가 없음을 알 수 있었다. 그러나 두 번째 충격위치는 회전속도가 증가함에 따라 빨라짐을 알 수 있었다. 충격성분의 크기도 회전속도가 증가함에 따라 커짐을 알 수 있다.

Fig. 9는 간극의 변화에 의한 충격성분의 변화를 나타낸 그림으로서 간극이 증가함에 따라 충격성분의 위치는 거의 변화가 없으며, 충격성분의 크기가 증가함을 알 수 있다. Fig. 10은 접촉손실이 발생하는 크랭크각에 대한 이론해석 결과와 실험 결과를



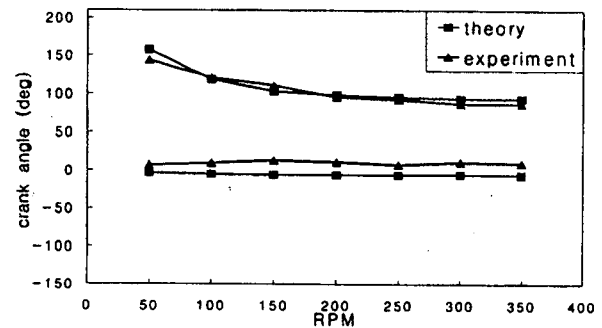
(a) 50 μm clearance



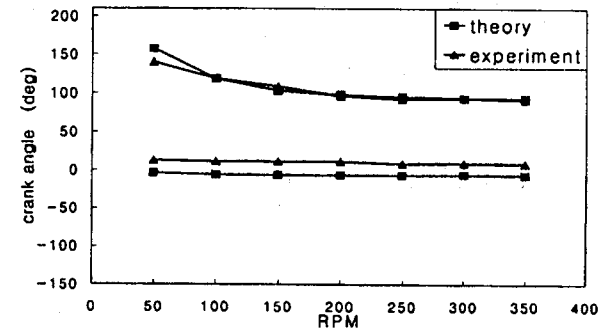
(b) 150 μm clearance

Fig. 9 Acceleration at coupler-rocker joint (100 rpm)

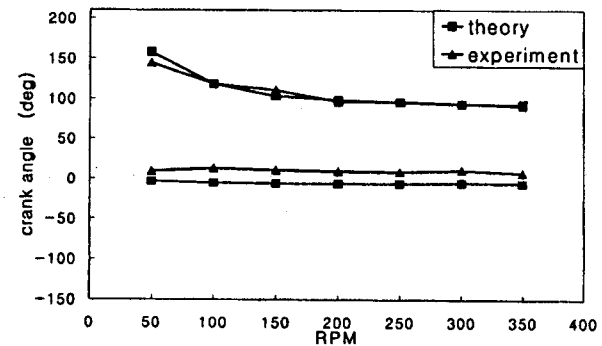
간극 및 회전속도 변화에 대해 도시한 그림이다. 이론해석 결과와 실험 결과는 전체적으로 잘 일치하고 있으나 첫 번째 충격성분의 경우 이론해석보다 15° 정도 지연되어 나타나고 있다. 이는 두 번째 충격위치에서의 조인트힘 변화가 상대적으로 작으므로 접촉손실과 재접촉에 의한 충격현상이 거의 동시에 발생하지만, 첫 번째 충격위치에서는 급격한 조인트힘의 변화로 인해 실제적으로 충격적 접촉과 반발이 반복되면서 접촉손실 구간이 길어짐에 따른 결과로 추정된다. 이는 Fig. 8에서 회전속도가 클 경우 충격이 발생하기 전에 작은 진동이 생기는 것을 보아 충



(a) 50 μm clearance



(b) 100 μm clearance



(c) 150 μm clearance

Fig. 10 Variation of impact position with driving speed

격적 접촉이전에 접촉손실이 일어나고 있고 충격적 접촉 이후에도 여진(residual vibration)이 있는 것으로도 설명될 수 있다.

6. 조인트힘

링크 구동계의 주요 진동은 링크 조인트의 간극에서 발생하는 진동이다. 간극에서 발생한 진동은 커플러의 베어링과 로커를 거쳐 링크기구를 지지하고 있는 바닥의 지지대에 전달되고 각각에서 발생한 진동은 소음 형태로 방사된다. 따라서 간극의 효과를 알기 위해서는 커플러의 진동을 측정하면 조인트힘

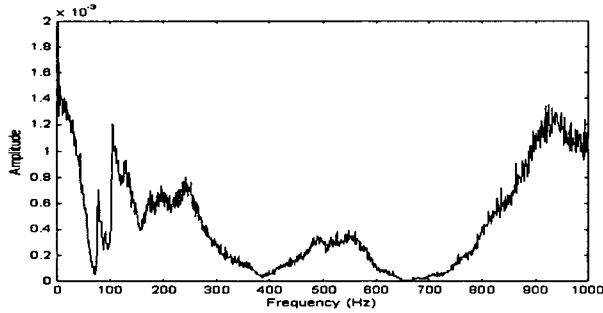
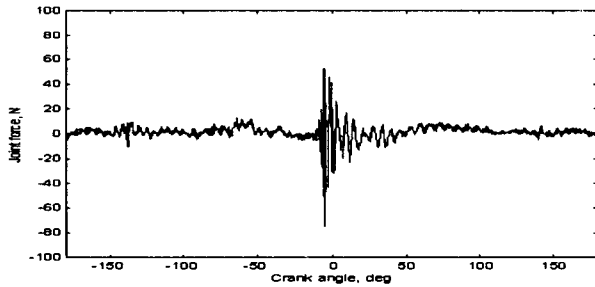
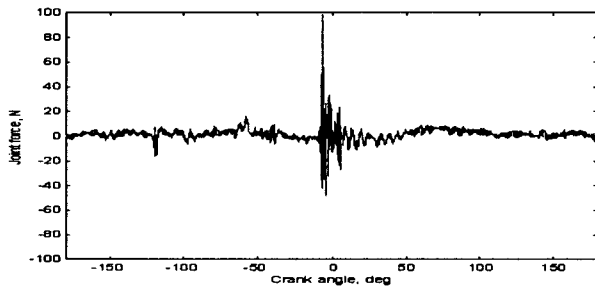


Fig. 11 FRF between pin and coupler



(a) 50 μm clearance



(b) 100 μm clearance

Fig. 12 Deduced joint force from measured acceleration signal

과 간극의 크기를 역추정할 수 있다. 그러나 실제 커플러에서의 측정은 가속도계로 측정하므로 조인트힘을 직접 측정할 수는 없다. 여기서 핀과 커플러 사이의 전달함수(transfer function)를 구하면 가속도 신호에 의한 조인트힘을 예측할 수 있다. 로커에 부착된 핀과 커플러의 부쉬 사이에 간극이 존재하므로 핀이 부쉬와 접촉한 상태에서 진동이 유발하므로 접촉 순간의 접촉력 즉, 조인트힘과 가속도 사이에는 선형관계가 성립한다고 가정하면 커플러에서 측정된 가속도 신호로부터 조인트힘은 다음과 같이 계산될 수 있다. 즉, 핀을 충격해머(impact hammer)로 가진하고, 커플러에서 가속도를 측정하면 둘 사이의 전달함수, $H(\omega)$ 를 아래와 같이 구할 수 있다.

$$H(\omega) = \frac{a(\omega)}{F(\omega)} \quad (8)$$

따라서 위식에서 $F(\omega)$ 는 충격해머 가진에 의한 충격력의 주파수 함수이고 $a(\omega)$ 는 커플러에서 측정된 가속도의 주파수 함수이다. 링크기구의 운전 중에 커플러에서 측정된 가속도 신호를 알면 위의 전달함수를 이용하여 조인트힘을 구할 수 있을 것이다.

Fig. 11은 실험을 통해 얻은 전달함수이며, Figs. 12-a와 12-b는 Fig. 11의 전달함수를 이용하여 100 rpm 회전 시 각각 간극 50 μm와 100 μm에서 커플러에서 측정된 가속도 신호로부터 역으로 측정된 조인트힘을 표시하고 있다. 0° 부근에서 나타난 조인트힘은 잘 나타나고 있으나 120° 근처에서의 조인트힘은 작아 크게 재현되지 못하고 있다. 이와 같이 측정된 조인트힘은 이론해석으로 구해진 조인트힘의 변화와는 잘 일치하지는 않으나 이론해석과 같이 간극의 크기가 커짐에 따라 조인트힘의 크기도 커짐을 보여주고 있다. 따라서 링크기구의 진동을 측정하면 간극의 크기를 역추정할 수 있고 나아가 잔류수명도 예측 가능해질 것이다.

7. 결 론

간극이 있는 기계계의 동적 거동을 이해하기 위하여 4절 링크 실험장치를 설계, 제작하여 커플러-로커 조인트부에 간극을 만들어 진동을 측정하고 이론해석을 통해 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 간극이 있는 링크기구의 동적거동은 근본적으로 복잡한 비선형진동의 문제이나 간극이 없다고 가정하여 구한 접촉각을 이용하면 이론적으로 조인트힘과 접촉손실의 위치를 예측할 수 있고 이는 실험

적으로도 잘 증명이 되었다.

(2) 간극이 있는 4절 링크기구는 크랭크 1회전 당 커플러-로커 조인트에서 2번의 접촉손실이 발생하며 이는 로커의 회전 각속도가 영일 때이다.

(3) 커플러와 로커의 조인트에서 발생하는 힘은 크랭크 회전속도와 간극이 커짐에 따라 커지며, 판과 부쉬 사이 전달함수를 구하면 조인트부에서 측정된 가속도로부터 조인트힘도 예측할 수 있다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터의 연구비지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Haines, R. S., 1980, "Survey : 2-Dimensional Motion and Impact at Revolute Joints," Mechanism and Machine Theory, Vol. 15, pp. 361~370.

(2) 인홍진, 최연선, 1991, "간극에 의한 기계계의 비선형 진동," 대한기계학회논문집, Vol. 144, No. 3, pp. 381~395.

(3) Choi, Y. S. and Noah, S. T., 1989, "Periodic Response of a Link Coupling with Clearances," Journal of Dynamic systems, Measurement and Control, Vol. 111, pp. 253~259.

(4) Wu, C. L. S. and Earles, S. W. E., 1977, "A Determination of Contact-Loss at a Bearing of a Linkage Mechanism," Journal of Engineering for Industry, pp. 375~380.

(5) Zhe, L., Li, L. and Shixian, B., 1992, "A New Method of Predicting the Occurrence of Contact Loss between Pairing Elements in Planar Linkages with Clearances," Mechanism and Machine Theory, Vol. 27, No. 3, pp. 295~301.

(6) Stammers, C. W. and Ghazavi, M., 1991, "A Theoretical and Experimental Study of the Dynamics of a Four-bar Chain with Bearing Clearance: Pin Motion, Contact Loss and Impact," Journal of Sound and Vibration, Vol. 150, No. 2, pp. 301~315.

(7) Furuhashi, T., Morita, M. and Matsuura, M., 1978, "Research on Dynamics of Four-bar Linkages with Clearances," Bull. JSME, Vol. 21, pp. 1299~1305.