

(論 文)

4절 링크 기구의 동적 변형 해석(Ⅱ)

조선휘* · 박종근** · 주동인***

(1992년 1월 30일 접수)

Analysis of Dynamic Deformation of 4-Bar Linkage Mechanism (Ⅱ)

Sun-Whi Cho, Jong-Keun Park, and Dong-In Ju

Key Words : Flexible Linkage Mechanism(유연성 링크기구), Elasto-Dynamic Strain(동 탄성 변형률), Dynamic Strain Amplifier(동적 변형률 증폭기), Fast Fourier Transformer(고속 푸리에 변환 장치)

Abstract

Experimental verification of numerical results is conducted by measuring the dynamic strains of mid-points of the coupler and the lever for the 4-bar linkage mechanism with rigid bearing and flexible bearing, respectively. For the axial strain of lever mid-point, the numerical results including geometric stiffness almost agree with the experimental ones, however, the numerical results excluding geometric stiffness almost agree with the experimental ones for the axial strain of coupler mid-point. It is supposed that these phenomena should be caused by the fact that the motion of the coupler is more complicated than that of the lever. The signals of dynamic strains of coupler and lever mid-points, measured by strain gages, are transformed into frequency domain by fast fourier transformer. From this experiment, the 1st resonance frequencies of the coupler and the lever are obtained. It is made clear that the former almost agrees with the fundamental and the latter the 2nd mode natural frequency of the mechanism system calculated by numerical analysis.

1. 서 론

유연성 링크기구란 동적 탄성변형을 고려한 링크를 말하며 이 분야에 관한 연구의 필요성은 앞의 이론 논문의 서론에서 검토되었다.

이 분야의 이론적인 해석의 결과는 모델링 방법, 운동 방정식의 유도방법, 그리고 해법에 따라 약간의 차이가 날 수 있으므로 실험을 통하여 해석 결과를 검증할 필요가 있다.

유연성 링크기구에 대하여 실험을 수행한 논문이 몇편 있으므로 여기서 간단히 살펴본다.

Golebiewski E.P.와 Sadler J.P.는 1976년 슬라이더-크랭크기구를 제작하고 연결봉만을 유연성 기구로 하여 그 중점에 스트레인 게이지를 부착하고 변형률을 측정하였다.⁽¹⁾

또 Jandrasits W.G.와 Lowen G.G.(1979)은 크랭크-레버 4절 기구를 제작하고 레버의 양단에 집중 질량을 부착하여 실험하였다.⁽²⁾

1983년 Stamps F.R.와 Bagci C.는 크랭크-레버 기구를 제작하고 회전 대우의 핀을 길게하여 이 편위(offset)에 의한 운동 평면에 수직인 방향의 탄성변형을 스트레인 게이지로 측정하였다.⁽³⁾

*정회원, 서울대학교 기계설계학과

**정회원, 경남대학교 기계설계학과

***정회원, 경남대학교 산업대학원 기계설계학과

1984년 Turcic D.A.과 Midha A.는 크랭크-레버 4절 기구를 제작하고 3 링크 모두 유연성 기구로 하여 동적 변형률을 측정하였다.⁽⁴⁾

1986년 Bengisu M.T., Hidayetoglu T. 그리고 Akay A.는 베어링의 간극을 고려한 크랭크-레버 4절 기구를 제작하고 레버의 중점에서 가속도를 측정하였다.⁽⁵⁾

Liou F.W.와 Erdman A.G.(1989)는 크랭크-레버 4절 기구를 제작하고 고속 카메라를 이용하여 연결봉 중점의 변위를 측정⁽⁶⁾하는 등 링크기구의 유연성 해석을 위한 연구가 다수 이루어진 바 있다.

본 연구에서는 가장 응용 빈도가 큰 크랭크-레버 4절 기구를 제작하고 강성과 유연성 두가지 베어링을 사용하여 연결봉과 레버의 중점의 변형률을 스트레인 게이지로 측정하여 앞의 이론 논문에서 수행한 수치해석의 결과와 비교 검토하였다.

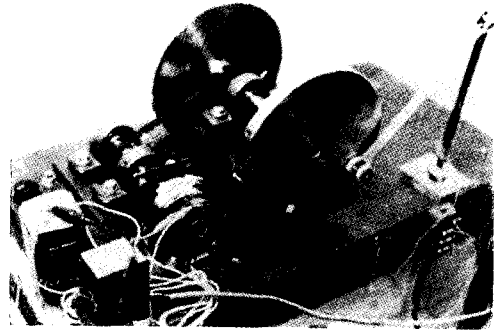
2. 실험

앞의 이론해석에 관한 논문의 수치해석에서 사용한 것과 동일한 모델을 실제로 제작하고 실험을 통하여 링크의 중점 변형률과 공진 진동수를 측정하여 앞의 논문의 해석 결과와 비교 검토하였다.

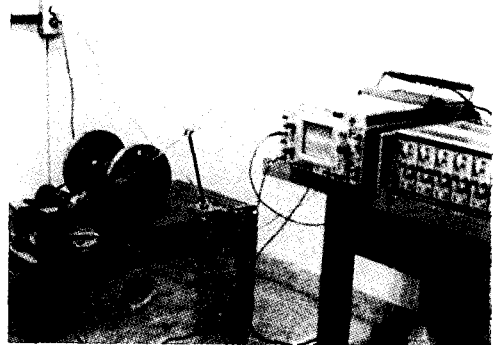
2.1 실험 장치 및 계측 장비

유연성 링크의 동적 거동을 실험하기 위하여 제작된 실험장치를 Fig. 1(a)에 나타낸다. 4절 링크의 기하학적 치수와 재료의 성질은 앞의 논문의 해석적 모델과 일치한다. 링크의 재질은 스테인레스 강으로서 영률과 질량밀도는 실제로 측정하여 사용하였다. 구동속도를 일정하게 유지하기 위하여 관성능률이 비교적 큰 관성차가 사용되었으며 이 관성차가 크랭크를 견하도록 제작되었다. 따라서 크랭크의 탄성 변형은 무시되었다. 구동모터는 정격 회전수가 1800 rpm/100 V이지만 속도 제어장치를 부착하여 200 rpm에서 800 rpm까지 연속적인 속도 제어가 가능하게 하였다.

크랭크의 회전 각도가 0°인 위치를 알기 위하여 접촉식 스위치를 사용하였다. Fig. 1(a)와 같이 이 스위치를 모터의 측면에 부착하고 가늘고 작은 핀을 관성차의 측면의 적당한 위치에 부착하였다. 크랭크의 회전 각도가 0°인 위치에서 관성차에 부착된 핀이 이 스위치에 접촉하여 건전지의 단자 전압(6V)이 오실로스코프(oscilloscope)의 B 채널로



(a) 4-bar linkage driving system



(b) 4-bar linkage and strain measuring system (oscilloscope, dynamic strain amplifier)

Fig. 1 Experimental apparatus

들어가서 크랭크의 회전위치를 알려주게 하였다. 연결봉과 레버의 중점에 1개씩 범용 스트레인 게이지(strain gage)를 길이방향으로 부착하여 동적 변형률을 측정하였다.

이 동적 신호는 Fig. 1(b)의 동적 변형률 증폭기(dynamic strain amplifier)를 통하여 증폭되고 이 증폭된 신호가 오실로스코프의 A 채널로 들어가서 앞에서 설명한 B 채널로 들어온 신호와 동시에 오실로스코프에 나타난다.

동적 변형률 증폭기는 일본 KYOWA회사의 6채널 DPM 310A형(type)으로서 영점 조정이 용이하고 100, 200, 500, 1000, 2000, 5000, 10000 $\mu\epsilon$ 의 7단계의 감도 조정이 가능하며 3자리수로 된 보정값 조정장치가 있어서 10~9990 $\mu\epsilon$ 의 범위내에서 조정이 가능하다.

수치 저장식 오실로스코프(digital storage oscilloscope)는 미국 Tektronix회사의 Tektronix468형(type)으로서 수직 축의 분해도는 8비트 25

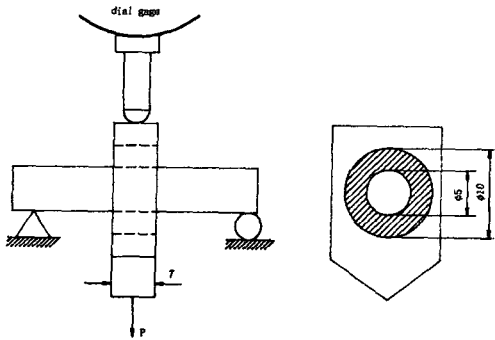


Fig. 2 Apparatus to measure the spring constant of bearing

levels/div이고 수평 축의 분해도는 9비트 50data points/div이다.

스트레인 게이지에서 발생한 동적 변형률을 의미하는 전압 신호를 주파수 영역으로 변환시키기 위하여 고속 푸리에 변환장치(fast fourier transformer)가 사용되었다. 이것에 대한 자세한 설명은 2.5절에서 하기로 한다.

2.2 베어링의 탄성계수의 측정

본 실험에서 베어링은 두 종류의 재질을 사용하였다. 하나는 황동이고 다른 하나는 연한고무이다. 황동을 사용한 경우, 베어링의 탄성변형은 무시되었고 연한고무를 사용한 경우, 이 베어링의 강성계수를 측정하여 수치해석에서 사용하였다. 실제의 베어링에 고무를 사용하지는 않지만 유연성이 매우 큰 링크기구에서 베어링의 탄성변형을 고려하기 위한 방법으로 고무를 사용하였다.

이것을 측정하기 위하여 Fig. 2와같은 장치를 사용하였다. 빗금친 부분이 베어링이고 하중 P를 가

Table 1 Experimental data of spring constant of bearing

force(gr)	displacement (mm)	spring constant (N/m)
100	0.09	10890
120	0.10	11760
140	0.12	11430
160	0.14	11200
180	0.15	11760

할 때 그 탄성변위를 다이얼 게이지로 측정하여 Table 1에 정리하였다. 이 실험결과 베어링의 스프링 상수는 11350(N/m)가 나왔으며 실제로 한 회전 대우에서 이런 베어링을 2개 사용하고 있으므로 스프링 상수는 22700(N/m)가 된다.

2.3 감쇠비(damping ratio)의 측정

앞의 이론해석에 관한 논문의 수치해법에서 기구계의 감쇠를 고려하기 위하여 각 모드에서 모드 감쇠비(modal damping ratio)를 사용하였으므로 이것을 실험적으로 측정하였다.

크랭크를 고정시킨 후 연결봉과 레버의 중점에 약간의 변위를 주었다가 순간적으로 그 변위를 제거하여 스트레인 게이지에서 나오는 동적신호가 시간적으로 감소하는 것을 오실로스코우프에 기록하고 이 신호에서 파형의 갯수와 처음과 나중의 진폭을 측정하여 감쇠비를 계산하였다. 크랭크의 위치를 이동시켜가며 감쇠비를 측정한 결과 크랭크의 위치가 180° 부근에서 다소 크게, 그리고 0° 부근에서 다소 작게 나왔지만 그 차이는 무시할 수 있는 정도이었고 강성 베어링을 사용한 경우 평균 0.05, 유연성 베어링을 사용한 경우 평균 0.07의 값을 얻었다.

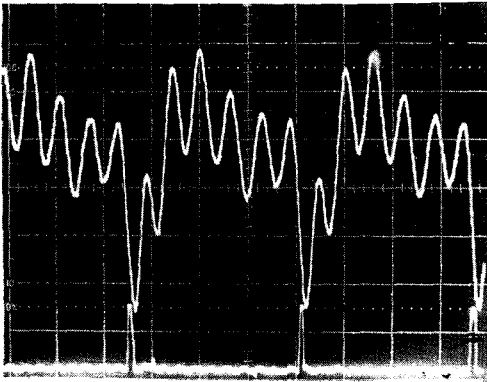
2.4 변형률의 측정

스트레인 게이지와 동적 변형률 증폭기 그리고 오실로스코우프를 사용하여 연결봉과 레버의 중점의 변형률을 구동 회전수의 10단계로 바꾸어 가면서 측정하였다.

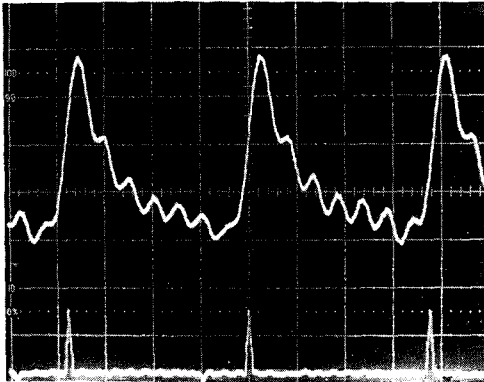
연결봉과 레버의 중점에 길이 방향으로 한쪽 면에만 스트레인 게이지를 부착하였다(1게이지 법). 스트레인 게이지를 양 쪽 면에 부착하면(2게이지 법) 측정결과가 더 정확하지만 그렇게 할 경우 링크에 부착되는 유도선(lead wire)이 많아지고 이 유도선의 질량이 실험에 부정적인 영향을 미칠 것이 우려되었기 때문이다.

1게이지 법은 2게이지 법보다 온도변화에 의한 측정오차가 다소 커질 수 있다. 이 문제는 더미게이지(dummy gage)를 사용하여 해결하였다.

처음에는 황동 베어링을 사용하여 실험을 수행하였고 그 다음에는 연결봉과 레버를 연결하는 회전 대우의 베어링을 아주 연한고무 베어링으로 교체하여 같은 실험을 반복하였으며 이 결과를 오실로스코우프에 나타나는 동적신호의 보기를 사진으로 촬



(a) Coupler mid-point, rigid bearing, 330rpm, 0.5V/div, 50ms/div, 200 $\mu\epsilon/V$



(b) lever mid-point, rigid bearing, 344rpm. 0.2V/div, 50ms/div 500 $\mu\epsilon/V$

Fig. 3 Examples of dynamic strains on the screen of oscilloscope

영하여 Fig. 3에 실는다. Fig. 3(a)의 사진은 연결봉 중점의 변형률로서 강선 베어링이고 크랭크의 회전 속도는 330 rpm이며 수직축의 한 눈금은 0.5 V이고 1V가 200 $\mu\epsilon$ 을 의미하며 수평축은 한 눈금이 50ms이다. Fig. 3(b)의 사진은 레버의 중점의 변형률로서 크랭크의 회전수는 344 rpm, 수직축은 0.2 V/div, 500 $\mu\epsilon/V$ 이고 수평축은 50 ms/div이다.

안정된 신호가 나오는 것을 보이기 위하여 2주기 이상의 신호를 포착하였고 아래쪽의 뾰족한 돌기가 오실로스코우프의 B채널로 들어온 건전지의 단자 전압으로 크랭크의 위치가 0°임을 표시한다.

이러한 유연성이 아주 큰 고무 베어링을 4곳에 사용하여 실험을 해 본 결과 기구의 운동평면과 일치하지 않는 방향의 운동성분이 나타나서 본래의

실험목적을 달성하기 어려웠다. 따라서 베어링의 탄성변형의 효과가 가장 클 것으로 생각되는 연결봉과 레버사이의 베어링만을 고무 베어링으로 교체하여 실험하였다.

이 실험에서 사용된 스트레인 게이지의 게이지율(gage factor)은 2.12이고 Fig. 3에 표시된 보정계수는 게이지율이 2.00일 때의 것으로서 실제 게이지율 2.12를 고려하여야 한다.

여기서 측정된 변형률의 변화는 앞의 이론논문에서 해석적인 방법으로 계산된 결과와 함께 3장에서 논하기로 한다.

2.5 고속 푸리에 변환

동적 변형률 증폭기의 전압출력 단자에서 나오는 연결봉과 레버의 중점의 변형률을 의미하는 동적신호를 고속 푸리에 변환장치를 사용하여 진동수 영역으로 변환하여 그래프로 기록하였다. 강선 베어링을 사용하였으며 240 rpm에서 시작하여 3 rpm씩 증가시켜 408 rpm까지의 신호를 50 Hz 이내의 진동수 성분만 취하여 연결봉의 경우 Fig. 4에 그리고 레버의 경우 Fig. 5에 나타낸다.

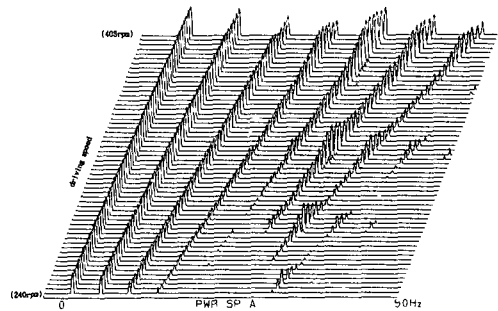


Fig. 4 Strain Signals at coupler mid-point transformed into frequency domain vs. driving speed

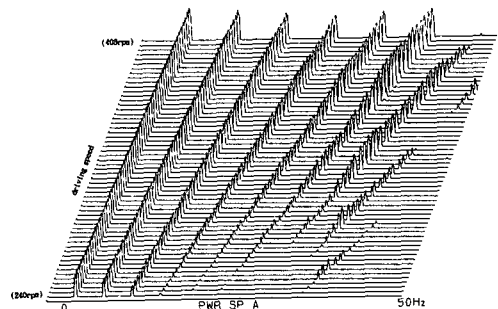


Fig. 5 Strain signals at lever mid-point transformed into frequency domain vs. driving speed

Table 2 Resonance frequency of coupler

driving speed (rpm)	246	282	330	393	average
frequency of driving speed (Hz) : A	4.1	4.7	5.5	6.55	
resonance frequency (Hz) : B	32.8 (206.1)	32.9 (206.7)	33.0 (207.3)	32.75 (205.8)	32.9 (206.5)
B/A	8	7	6	5	

※ unit in the parenthesis is rad/sec

Table 3 Resonance frequency of lever

driving speed (rpm)	252	285	327	375	average
frequency of driving speed (Hz) : A	4.2	4.75	5.45	6.25	
resonance frequency (Hz) : B	37.8 (237.5)	38 (238.8)	38.15 (239.7)	37.5 (235.6)	37.9 (237.9)
B/A	9	8	7	6	

※ unit in the parenthesis is rad/sec

Fig. 4에서 알수 있는 바와 같이 연결봉의 경우 공진 진동수는 32.9 Hz (206.5 rad/sec) 이고 이것은 앞의 이론논문에서 논의한 첫째 모우드의 고유 진동수의 평균치와 근사하게 일치하였다. 공진 진동수 32.9 Hz가 기구의 구동속도의 정수 배일 때 공진 진동수 성분이 커지고 이 때의 회전수가 246 rpm, 282 rpm, 330 rpm 그리고 393 rpm이다. 즉 246 rpm의 8배, 282 rpm의 7배, 330 rpm의 6배 그리고 393 rpm의 5배가 공진 진동수 부근이다. 이것을 Table 2에 정리하였다.

레버의 경우 공진 진동수는 37.9 Hz (237.9 rad/sec) 이고 이것은 앞의 이론논문에서 논의한 둘째 모우드의 고유 진동수의 평균치와 근사하게 일치하였다. 연결봉과 마찬가지로 공진 진동수 37.9 Hz가 기구의 구동속도의 정수배일 때 공진 진동수 성분이 커지고 이 때의 회전수가 252 rpm, 285 rpm, 327 rpm 그리고 375 rpm이다. 즉 252 rpm의 9배, 285 rpm의 8배, 327 rpm의 7배 그리고 375 rpm의 6배가 공진 진동수 부근이다. 이것을 Table 3에 정리하였다.

앞의 이론논문의 고유 진동수가 여기서의 연결봉과 레버의 공진 진동수와 정확하게 일치하지 않는 첫째 이유는 연결봉의 운동이 첫째 모우드에만 의

존하지 않고 레버의 경우도 전적으로 둘째 모우드에만 의존하지 않기 때문이다. 바꾸어 말하면 기구의 위치에 따라 둘째 모우드가 연결봉의 변위에 더 많은 영향을 미치고 첫째 모우드가 레버의 변위와 더 많은 연관을 맺기도 하며 실제의 변위는 각각의 모우드들의 일차결합(linear combination)으로 나타나기 때문이다(앞의 이론논문의 모우드 형태 참조).

또한 수치 해석에서는 유연성 기구와 회전 대우 부분의 무게만 고려하고 스트레인 게이지에 부착되는 유도선의 무게를 무시한 것이 그 두번째 이유가 될 것이다. 유도선의 무게는 측정 결과 0.05 gr/cm로서 무게 29.1 gr인 연결봉에 0.65 gr, 무게 26.7 gr인 레버에 1.8 gr이 부착되어 이것이 고려되어야 하나 스트레인 게이지의 부착 위치에 따라서 그 영향이 달라질 수 있으므로 여기서는 유도선의 무게를 무시하였다.

3. 해석결과와 실험결과의 비교 및 고찰

3.1 강성 베어링을 사용한 경우

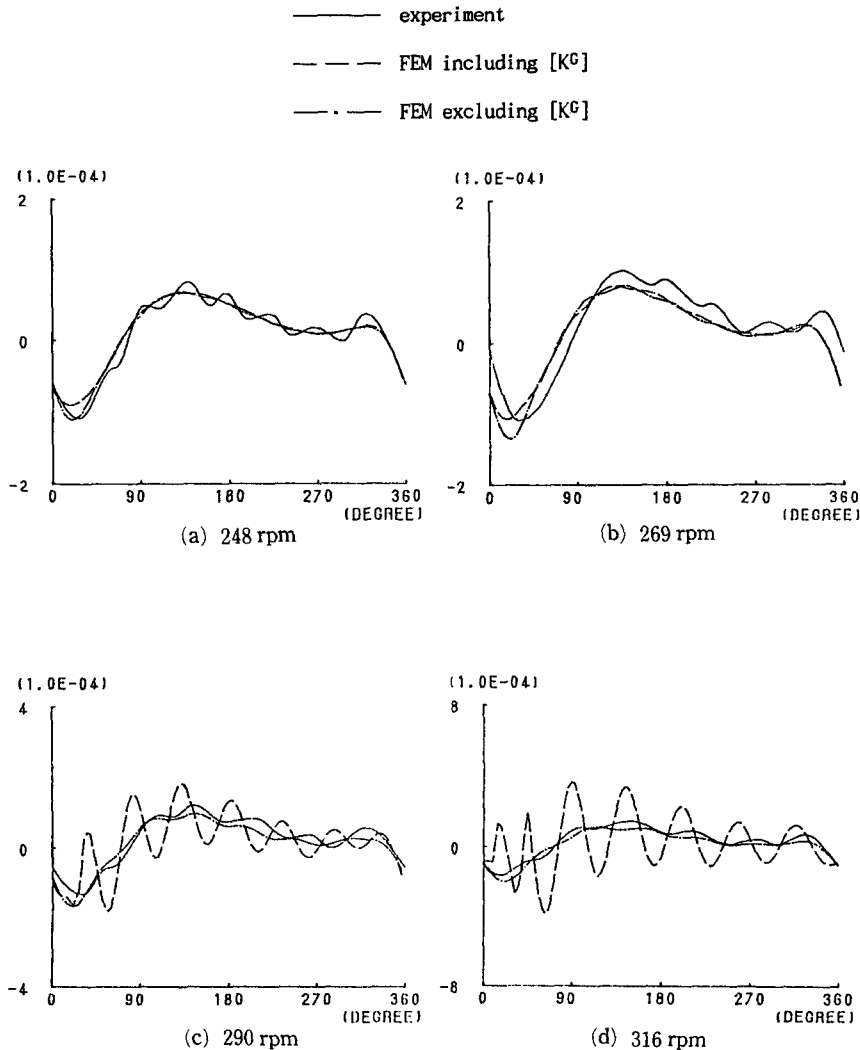
앞의 이론논문의 수치해석과 여기서의 실험 두 가지 방법으로 구해진 연결봉과 레버의 중점의 변

형틀의 크랭크의 위치에 따른 변화를 강성 베어링을 사용한 경우 Fig. 6, Fig. 7에 나타낸다. 수치 해석에서 기하학적 강성이 동적변형에 미치는 영향이 어떠한지를 알아보기 위하여, 강성 베어링을 사용하여 계산하고 실험한 경우 실선은 실험결과, 파선은 기하학적 강성을 고려한 해석결과 그리고 1점 쇄선은 그것을 고려하지 않은 해석결과이다.

Fig. 6의 연결봉의 경우를 먼저 살펴보면 248 rpm과 269 rpm 등 구동 회전수 성분이 크게 나타나는 저속에서는 실험결과, 기하학적 강성을 고려한 해석결과 그리고 그것을 고려하지 않은 해석결과가 서로 잘 일치하고 있다. 그 외의 회전수에서는 기하학적 강성을 고려하지 않은 해석결과가 실

험결과와 더 잘 일치하고 있으며 330 rpm과 391 rpm 등 공진을 일으키는 구동 회전수 (Table 2)에서 기하학적 강성을 고려한 해석결과가 실험결과에 접근하고 있다. 따라서 기하학적 강성은 연결봉의 변형에 심각한 영향을 미치며 이에 대한 연구가 좀더 이루어져야 할 것으로 생각된다. 즉, 본 연구에서 기하학적 강성을 재료의 강성에 중첩시키는 방법을 사용하였으나 기하학적 강성은 비선형성이 크므로 중첩시키는 방법의 다른 기법에 대한 연구가 필요한 것으로 생각된다.

Fig. 7의 레버의 경우를 살펴보면 248 rpm과 269 rpm 등 구동 회전수 성분이 크게 나타나는 저속에서는 연결봉과 마찬가지로 두 가지 해석결과가 실



— experiment
- - - FEM including $[K^G]$
- · - FEM excluding $[K^G]$

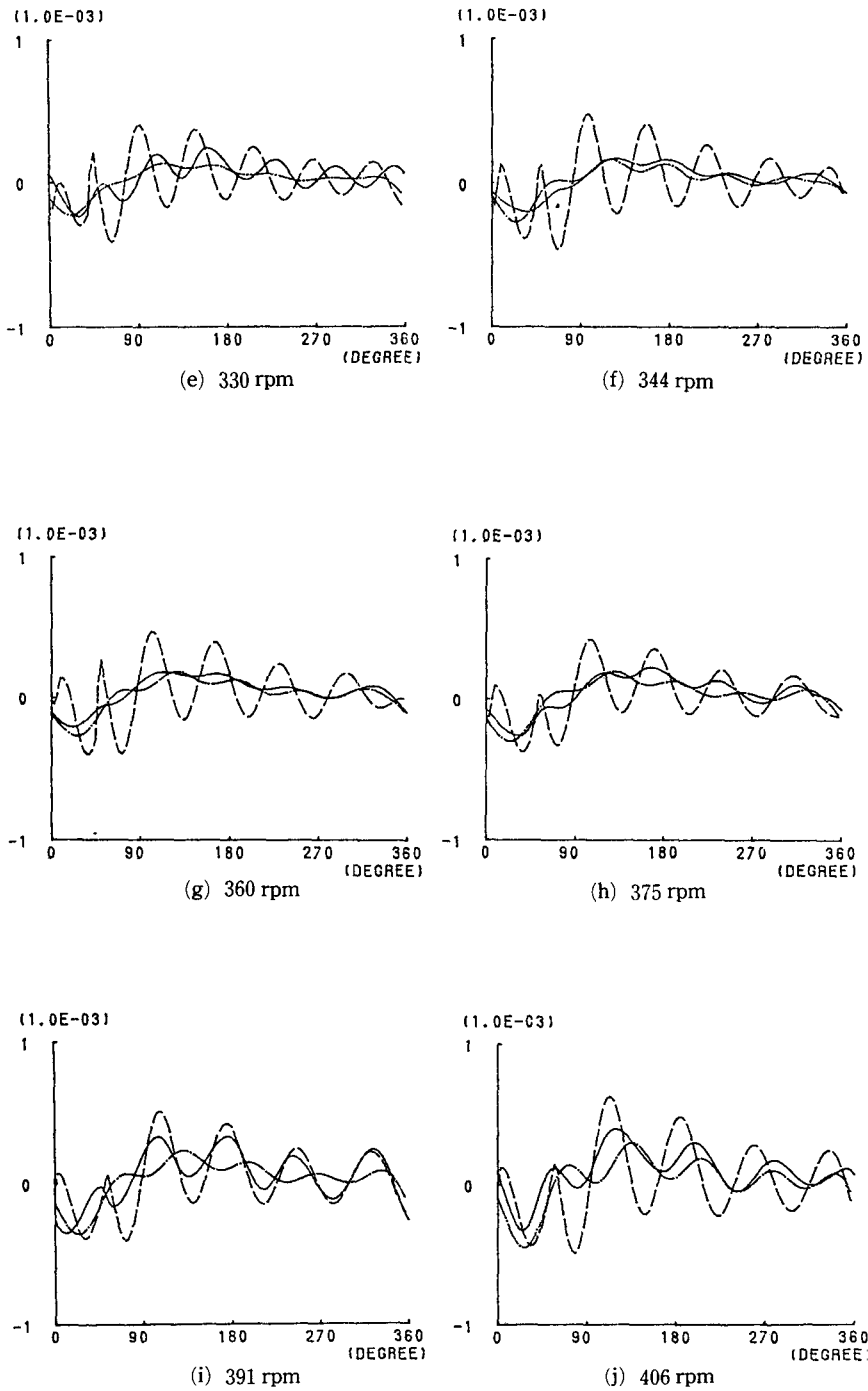


Fig. 6 Coupler mid-point strains vs. crank position in case of rigid bearing

험결과와 서로 잘 일치하고, Table 3의 공진을 일으키는 구동 회전수에 가까운 290 rpm, 330 rpm, 375 rpm을 포함하여 391 rpm과 406 rpm에서 기하학적 강성을 고려한 해석결과가 실험결과와 잘 일치하고, 311 rpm, 344 rpm 그리고 360 rpm에서 실험결과와는 두 가지 해석결과의 중간 정도의 변화를 보이고 있다. 따라서 레버의 경우에 기하학적 강성을 고려한 해석결과가 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

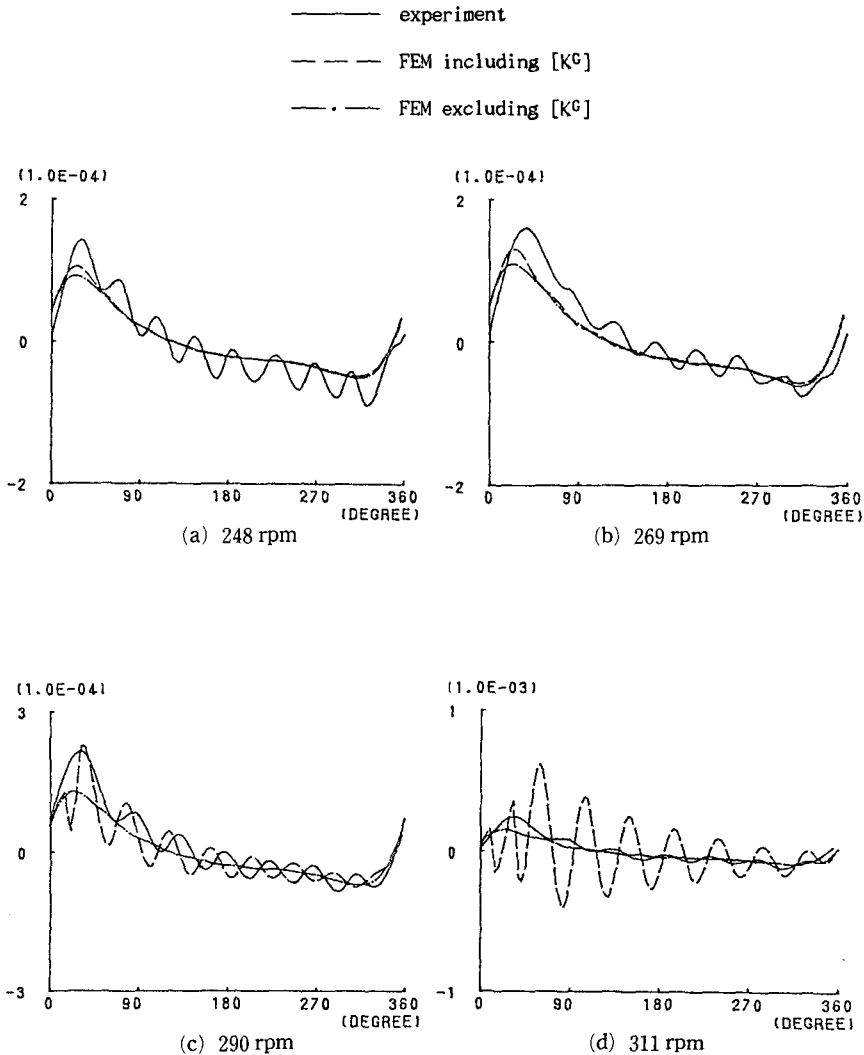
3.2 유연성 베어링을 사용한 경우

베어링의 탄성변형이 유연성 기구의 동적거동에 미치는 영향을 실험으로 알아보기 위하여 유연성이

큰 고무로 베어링을 제작하여 연결봉과 레버를 연결하는 핀에 조립하고 앞에서와 같은 실험을 수행하였다.

2.2절에서 측정된 고무 베어링의 탄성계수를 사용하여 수치해석을 수행하였으며 이 두 결과를 연결봉의 경우 Fig. 8에, 그리고 레버의 경우 Fig. 9에 나타낸다. 여기서 실선은 실험결과, 파선은 베어링의 탄성변형을 고려한 해석결과 그리고 1점 쇄선은 그것을 무시한 해석결과이다.

먼저 Fig. 8의 연결봉의 경우를 알아보면 248 rpm과 269 rpm에서 두 해석결과는 별로 차이가 없으며 모두 실험결과와 잘 일치하고, 290 rpm, 344 rpm, 391 rpm 그리고 406 rpm에서 베어링의 탄성



— experiment
 - - - FEM including [K^G]
 - · - FEM excluding [K^G]

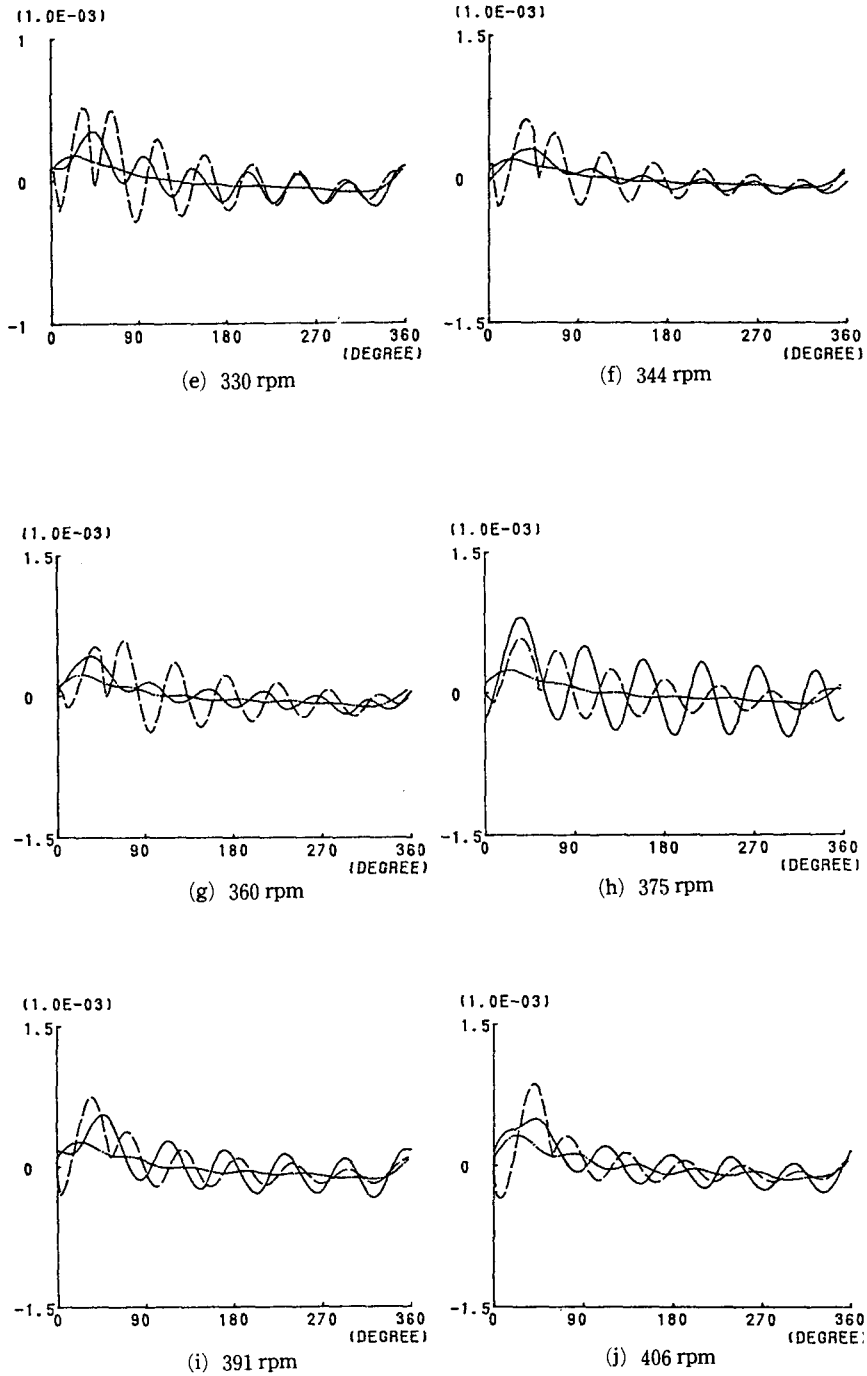


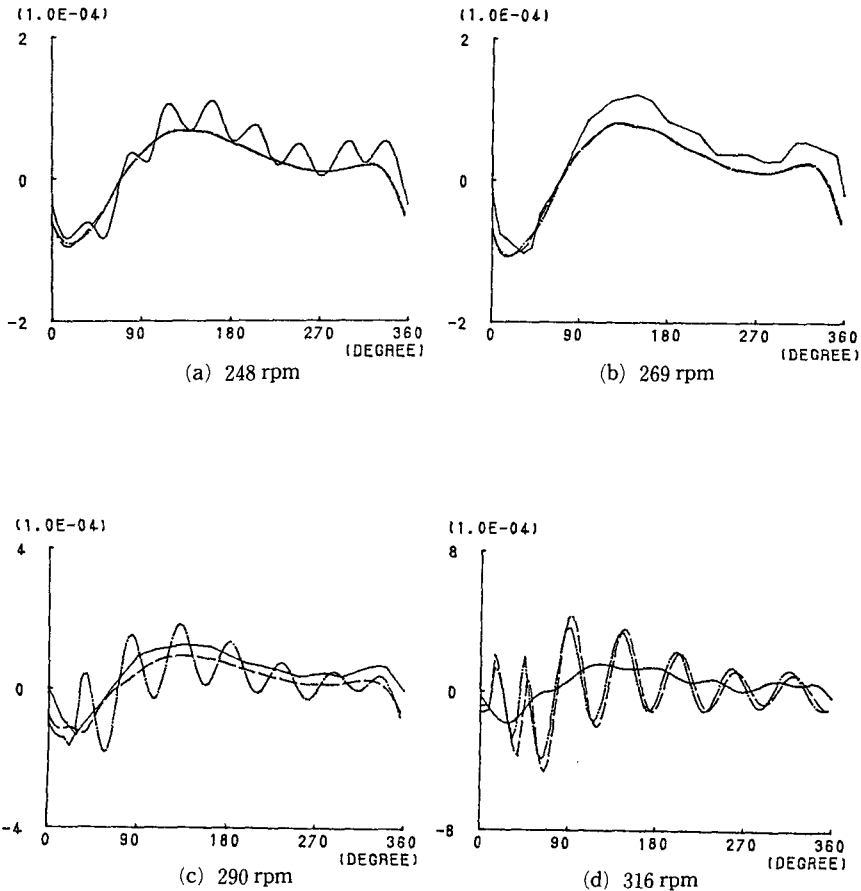
Fig. 7 Lever mid-point strains vs. crank position in case of rigid bearing

변형을 고려한 해석결과가 그것을 무시한 해석결과보다 좀 더 실험결과에 접근함을 보이고 있으나 그 특징이 뚜렷하지 않다. 연결봉 만을 생각한다면 앞에서 논의한 강성 베어링을 사용한 경우에도 기하학적 강성을 고려한 해석결과보다 그것을 무시한 해석결과가 실험결과에 더 가깝게 접근함을 알 수 있었으며 여기서의 두 가지 해석결과는 모두 기하학적 강성을 고려한 경우이므로 베어링의 탄성변형에 의한 영향이 뚜렷하지 않은 것으로 생각된다.

그러나 레버의 경우는 약간 다르다. Fig. 9에서 알 수 있는 바와 같이 248 rpm과 269 rpm에서 베어링의 탄성변형을 고려하지 않은 해석결과는 진동

현상이 거의 나타나지 않지만 그것을 고려한 해석결과는 진동의 현상이 뚜렷하고 이것은 실험결과와 잘 일치한다. 290 rpm에서 두 가지 해석결과는 뚜렷한 차이점을 발견하기 어려우며 이 두 결과가 모두 실험결과와 비교적 잘 일치한다. 316 rpm, 330 rpm, 344 rpm 그리고 360 rpm에서 베어링의 탄성변형을 고려한 해석결과가 그것을 고려하지 않은 해석결과보다 실험결과에 더 가깝게 접근하고 그 이외의 회전수에서 두 해석 결과는 비슷하며 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있다. 수치해석에 의한 결과에서 알 수 있는 바와 같이 베어링의 탄성변형을 고려하면 그것을 고려하지 않을 때 보다 링크의

— experiment including [KJ]
 - - - FEM including [KJ]
 - · - FEM excluding [KJ]



— experiment including [K^J]
 - - - FEM including [K^J]
 - · - FEM excluding [K^J]

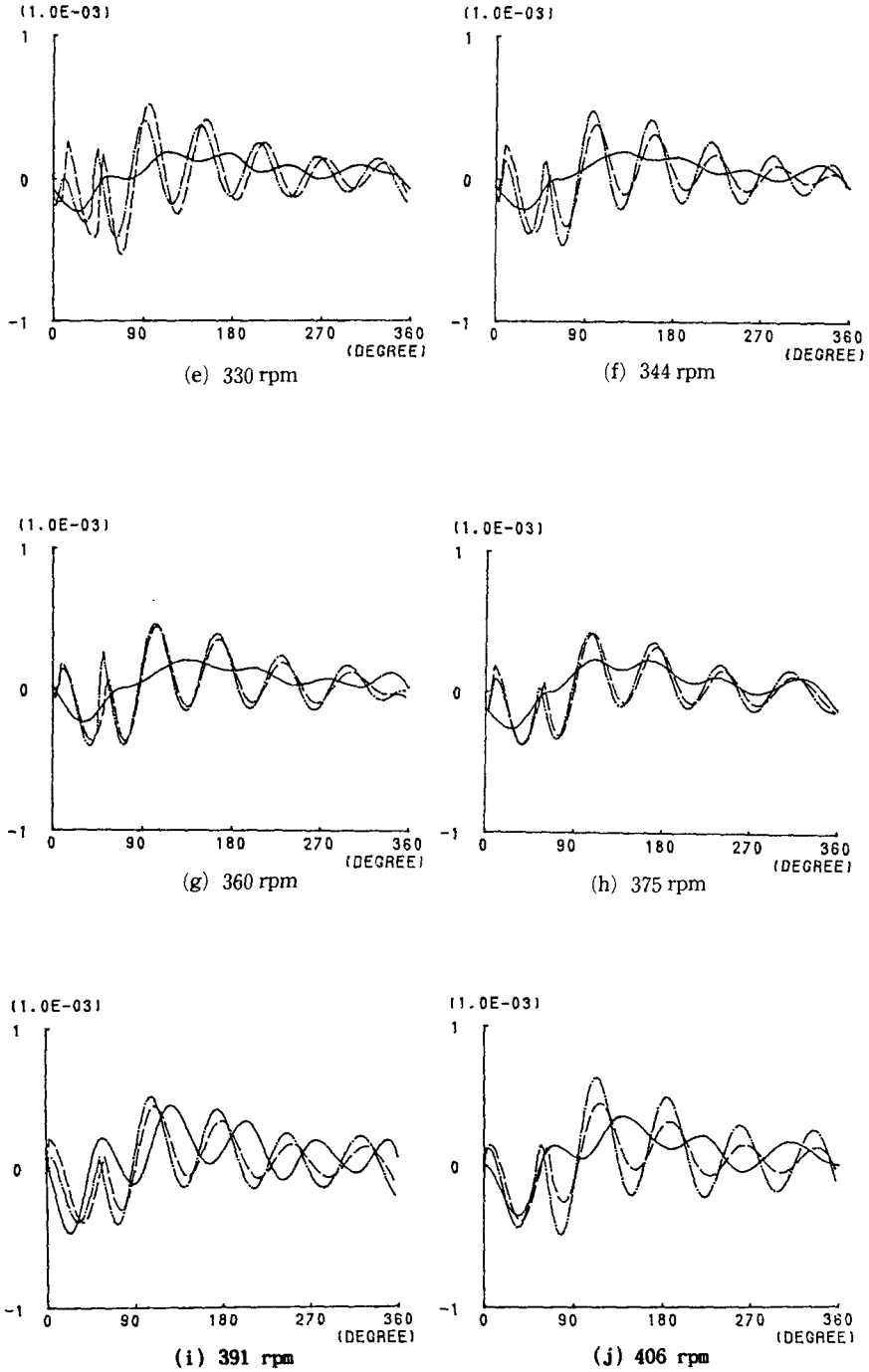
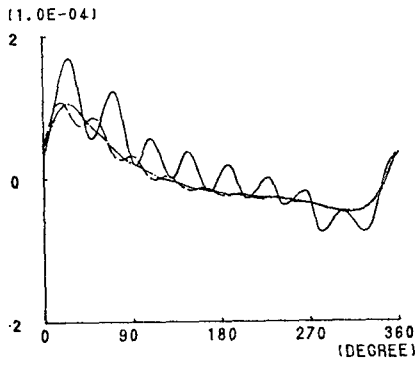
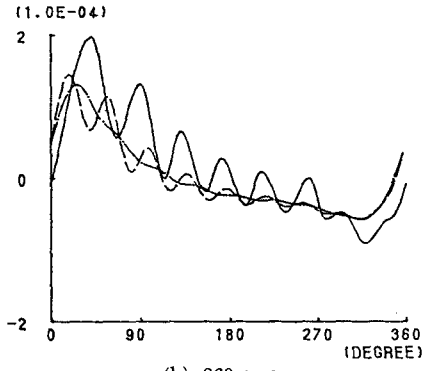


Fig. 8 Coupler mid-point strains vs. crank position in case of flexible bearing

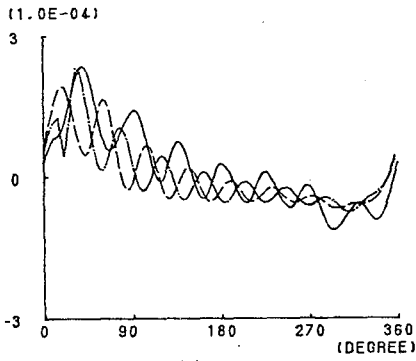
— experiment including [K^J]
 - - - FEM including [K^J]
 - · - FEM excluding [K^J]



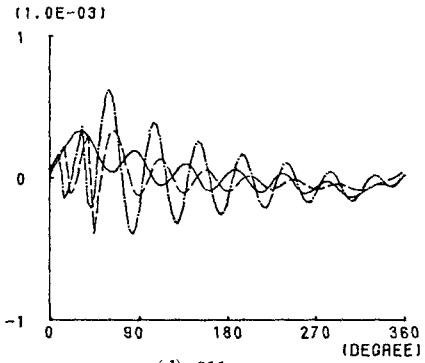
(a) 248 rpm



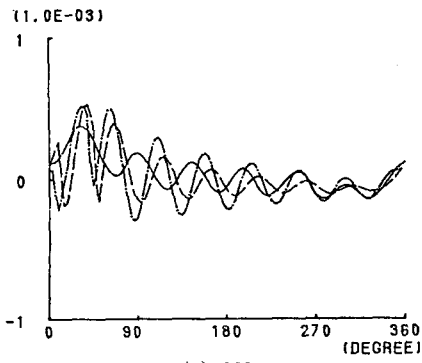
(b) 269 rpm



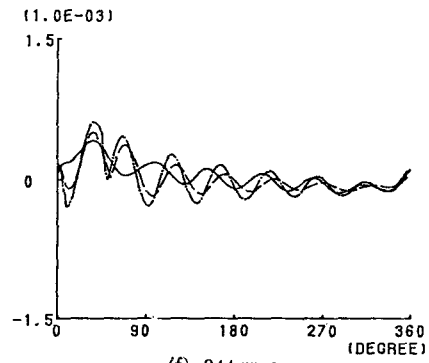
(c) 290 rpm



(d) 311 rpm



(e) 330 rpm



(f) 344 rpm

— experiment including [KJ]
 - - - FEM including [KJ]
 — · — FEM excluding [KJ]

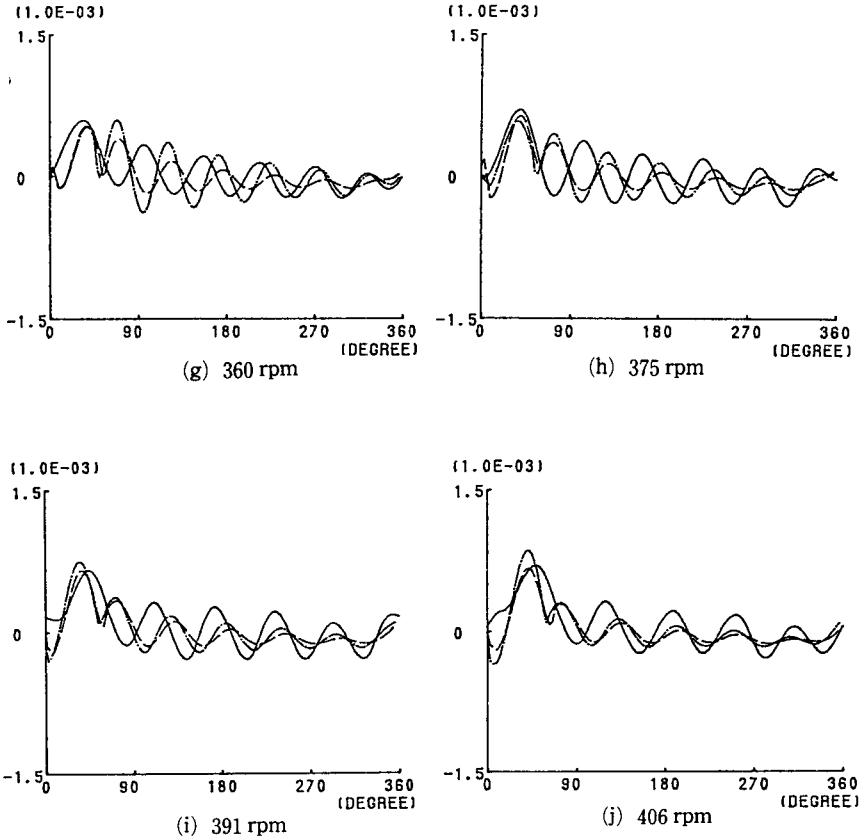


Fig. 9 Lever mid-point strains vs. crank position in case of flexible bearing

중점에서 변형률이 더 감소하고 있으며 이런 현상은 연결봉보다 레버에서 더 잘 나타나고 있다.

4. 결론

앞의 이론논문에서 계산한 수치해석결과를 실험적으로 검증하기 위하여 크랭크-레버 4절 기구를 제작하고 강성과 유연성 두 가지 베어링에 대하여 구동 회전수를 10단계로 바꾸면서 연결봉과 레버의 중점의 변형율을 측정하였다.

위와 같은 실험을 수행하고 앞의 이론논문의 수치해석 결과와 비교하여 다음의 결론을 얻었다.

(1) 수치해석 결과에 의하면 레버의 변형률에 있어서는 기하학적 강성을 고려한 경우가 실험결과와

잘 일치하였고 한편 연결봉의 변형률에 있어서는 기하학적 강성을 고려하지 않은 경우가 실험결과와 잘 일치하였다.

(2) 베어링의 탄성변형을 고려할 때의 해석결과가 그것을 고려하지 않을 때의 해석결과보다 유연성 베어링을 사용한 실험결과에 더 가깝게 접근하였으며 연결봉에서 보다 레버에서 더 잘 나타났다.

(3) 연결봉과 레버의 중점에 부착된 스트레인 게이지에 의하여 얻어진 동적신호를 고속 푸리에 변환장치에 의하여 변환하여 관측된 1차 공진 진동수는 그것이 구동 회전수의 정수배가 될 때 나타났고 연결봉의 그것은 수치해석에서 얻어진 1차 고유 진동수, 그리고 레버의 그것은 수치해석에서 얻어진 2차 고유 진동수와 근사하게 일치하였다.

참고문헌

- (1) Golebiewski, E.P. and Sadler, J.P., 1976, "Analytical and Experimental Investigation of Elastic Slider-Crank Mechanisms," Trans. ASME J. Eng. Ind., Vol. 98, pp. 1266~1271.
- (2) Jandrasits, W.G. and Lowen, G.G., 1979, "The Elastic-Dynamic Behavior of a Counterweighted Rocker Link with an Overhanging Endmass in a Four-Bar Linkage," Part II, Trans. ASME J. Mech. Des., Vol. 101, No.1, pp.89~98.
- (3) Stamps, F.R. and Bagci, C., 1983, "Dynamics of Planar, Elastic, High Speed Mechanisms Considering Three-Dimensional Offset Geometry," Trans. ASME J. Mech. Trans. Auto. Des., Vol 105, pp. 498~510
- (4) Turcic, D.A., Midha, A. and Bosnik, J.R., 1984, "Dynamic Analysis of Elastic Mechanism Systems," Part II, Trans. ASME J. Mech. Trans. Auto. Des., Vol. 106, pp. 255~260.
- (5) Bengisu, M.T., Hidayetoglu, T. and Akay, A., 1986, "A Theoretical and Experimental Investigation of Contact Loss in the Clearances of a Four-Bar Mechanism," Trans. ASME J. Mech. Trans. Auto, Des., Vol. 108, pp. 237~244.
- (6) Liou, F.W. and Erdmam, A.G., 1989, "Analysis of a High-Speed Flexible Four-Bar Linkage," part II, Trans. ASME J. Vib. Acous. Str. Rel. Des., Vol. 111, pp. 42~46.