

〈論 文〉

4절 링크기구의 유연성 해석

조선휘* · 박종근** · 한성현** · 오영탁*** · 신용욱****

(1993년 7월 9일 접수)

Flexibility Analysis of 4-Bar Linkage Mechanism

Sun-Whi Cho, Jong-Keun Park, Sung-Hyun Han, Yong-Tak Oh
and Yung-Wook Shin

Key Words : Flexible Linkage Mechanism(유연성 링크기구), Finite Element Method(유한요소법), Mode Superposition Method(모드중첩법), Elasto-Dynamic Deformation(동적 탄성변형), High Speed Camera(고속카메라)

Abstract

Elasto-dynamic deformation of flexible linkage mechanism was analyzed using the finite element method. A computer program was constructed and applied to analyze a specific crank-level 4-bar mechanism, in which the elasto-dynamic deformation of the mechanism system was obtained using mode superposition method in the case of constant input speed and the effect of geometric stiffness on the mechanism is included. Experimental verification of numerical results was conducted by measuring the elasto-dynamic deformation of mid-points of coupler and lever for the 4-bar linkage mechanism using high speed camera and image data processing system. For the elasto-dynamic deformation at the lever mid-point, the numerical results including geometric stiffness almost agree with the experimental ones. However, the numerical results excluding geometric stiffness good agree with the experimental ones at the coupler mid-point.

1. 서 론

지금까지 기구의 운동학적 및 동역학적 해석과 설계에서 기구는 탄성변형이 없는 강체로 가정되었다. 이러한 가정은 기구시스템의 고유진동수에 비해서 기계의 작동회전수가 현저히 작을 때에는 심각한 문제를 야기시키지 않는다. 그러나 기계의 작동속도가 높아지면 링크의 관성력이 증가하여 탄성

형이 커지고 공진이 발생하는 등의 문제가 야기될 수 있다. 또한 작동속도는 낮다하더라도 높은 수준의 동작 정밀도가 요구된다면 링크의 탄성변형은 고려되어야 할 것이다.

이와 같이 기구의 탄성변형과 동적 응력을 해석할 필요가 증가함에 따라 이에 관한 연구가 1970년대부터 시작되었으며 연구의 초기에는 이론적 방법⁽¹⁻³⁾을 이용하다가 요즘에는 주로 유한요소법⁽⁴⁻⁶⁾을 이용하는 경향이 있다. Turcic과 Midha는 3차원 유연성 링크기구에 관한 지배방정식을 유도하고 강제운동과 탄성변형과의 연성항을 포함시켰으며 링크를 보요소로 국한시키지 않고 4각형 평면요소로 취급하여 크랭크-레버 4절 기구에 대하여 구동절이

*정회원, 서울대학교 기계설계학과

**정회원, 경남대학교 기계설계학과

***정회원, 서울대학교 대학원

****정회원, 경남대학교 대학원

일정하게 회전할 때의 정상상태의 탄성변형을 구하였다.^(4,5) Liou와 Erdman은 달랑베르의 원리를 이용하여 유연성 링크기구에 관한 지배방정식을 유도하고 크랭크-레버 4절 기구에 대하여 정상상태의 탄성변위를 계산하였다.⁽⁶⁾ 지금까지의 모든 연구에서는 베어링 부분의 탄성변형이 기구계 전체에 미치는 영향에 대하여서는 고찰되지 않았다.

저자는 최근의 연구논문에서^(7,8) 유한요소법을 이용하여 링크기구의 동적인 탄성변형을 해석하였으며 베어링 부분의 탄성변형이 기구계 전체에 미치는 영향에 대하여 고찰하였다. 또한, 실제로 유연성이 큰 링크를 제작하고 스트레인게이지와 동적변형률 증폭기를 이용하여 링크의 동적 변형률을 측정하여 앞의 유한요소해석의 결과와 비교 검토한 바 있다.

그러나 동적인 스트레인을 측정하여 유한요소해석의 탄성변형과 비교하는 것은 링크의 중점의 변형률이 기구전체의 탄성변형의 결과이지만 한 링크 자체의 동적 처짐량을 표시할 뿐이고 기계의 작동 오차에 영향을 미치는 기구 전체의 탄성변위를 직접 나타내는 것은 아니므로 고속카메라를 이용하여 링크기구의 순간적인 변형의 형상을 직접 촬영하고 이것을 분석하여 동적인 탄성변위를 측정함으로써 유한요소해석의 결과와 비교 검토하고자 한다.

고속카메라를 이용하여 링크기구의 동적인 탄성변형을 측정할 지금까지의 연구는 1989년에 발표된 한편의 논문이⁽⁹⁾ 있을 뿐이고 아직까지 가시화기법에 의한 유연성 링크기구의 실험에 관한 연구는 극히 미미하다.

2. 유한요소해석

고속카메라를 이용하여 동적인 탄성변위를 측정하고 이것을 유한요소해석의 결과와 비교 검토하는 것이 본 논문의 주요 목표이므로 저자가 발표한 논문^(7,8)에서 수행한 유한요소해석의 개요를 다음과 같이 간략히 기술한다.

2.1 모델링

유한요소해석에서 사용한 요소는 2절점 6자유도의 보요소이고 이 이론해석의 보기로서 사용한 링크장치는 Fig. 1에 도시한 바와 같이 크랭크-레버 4절 기구이며 이 그림에서 링크에 부착되어서 링크와 같이 움직이는 이동좌표계와 좌표계의 방향이

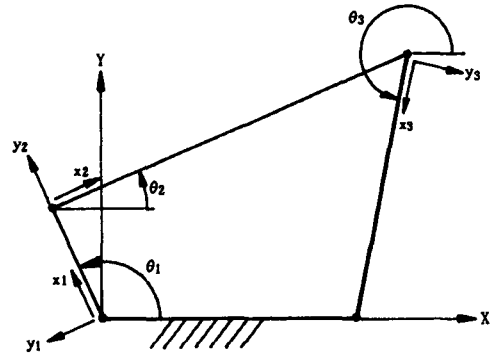


Fig. 1 Definition of moving and fixed coordinates

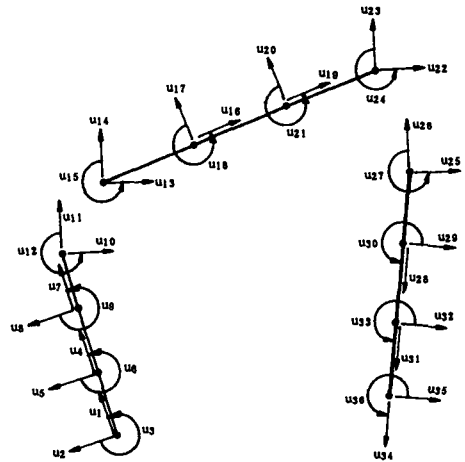


Fig. 2 Displacements of nodal DOF of 4-bar linkage mechanism system of 9 element model

고정된 고정좌표계가 표시되고 있다.

Fig. 2는 이 기구를 9개의 보요소로 나누었을 때 절점의 변위를 나타내고 있다. 이웃링크와 연결되는 회전대우에서 선변위의 방향은 고정좌표계와 일치하고 그 이외의 절점에서 선변위의 방향은 이동좌표계와 일치한다.

2.2 지배방정식 및 요소의 기하학적 감성

링크기구의 탄성변위를 기술하는 지배방정식은 다음과 같다.

$$[M]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{R\} - [C_c]\{\dot{U}\} - [K_c]\{U\} \quad (1)$$

여기서, $[M]$ 은 전체의 질량행렬, $[K]$ 는 전체의 강성행렬이고 $[C_c]$ 와 $[K_c]$ 는 강체운동과 탄성변형과의 연성항으로서 비대칭행렬이고 $\{R\}$ 은 하중백

터, 그리고 $\{U\}$ 는 전체의 변위벡터이다. 이것에 대한 자세한 설명은 참고문헌⁽¹⁰⁾에 있다.

해석과 실험의 결과를 비교 검토할 때 언급하겠지만 유한요소해석에서 재료의 기하학적 강성^(9,11) (비선형 강성)이 링크의 동적인 탄성변형에 지대한 영향을 미치고 있다. 이 기하학적 강성을 6자유도의 보요소에 대하여 표시하면 다음과 같다.

$$[K_c^m] = \frac{F}{L} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 6/5 & L/10 & 0 & -6/5 & L/10 \\ 0 & L/10 & 2L^2/15 & 0 & -L/10 & -L^2/30 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -6/5 & -L/10 & 0 & 6/5 & -L/10 \\ 0 & L/10 & -L^2/30 & 0 & -L/10 & 2L^2/15 \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서, L 은 요소의 길이이고 F 는 요소에 걸리는 길이방향 하중으로서 식(1)에서 질량행렬을 무시한 준정적 해석(quasi-static analysis)을 통하여 변위를 계산하고 이 변위에 의하여 길이방향 하중 F 를 계산하여 기하학적 강성을 구하였다.

2.3 해법

유연성 기구의 동적 탄성변형을 구하는 해법은 동적인 구조해석에서 사용하는 해법과는 다소 차이가 있다. 즉, 링크기구는 구조물과는 달리 시간에 따라 링크의 위치와 방향이 변한다. 따라서 이 분야에서만 적용되는 해법이 여러 연구자에 의해서 연구되고 있고 저자가 채용한 해법은 모드중첩법을 이용한 방법⁽¹²⁾으로서 이 분야에서는 현재로서는 가장 나은 해법이라고 생각된다.

Fig. 3에 유한요소해석 프로그램의 전체 유통도를 나타낸다. 이 프로그램은 포트란언어로 작성되었다. 자세한 것은 참고문헌⁽¹⁰⁾에 설명되어 있다.

2.4 계산결과

유한요소해석에서 예제로 사용한 4절 링크기구의 제원을 Table 1에 표시한다.

기구의 임의의 운동위치에서 입력축을 고정시키면 기구는 순간적으로 구조물이 되고 이 구조물의 형상은 크랭크의 회전각도에 따라 각각 다르다. 해를 구하는 과정에서 기구의 임의의 회전위치에서 이 구조물의 고유진동수와 고유진동형을 구하고 있다. 따라서 크랭크를 406 rpm으로 구동시키고 기하학적 강성을 고려하였을 때 크랭크의 회전위치에

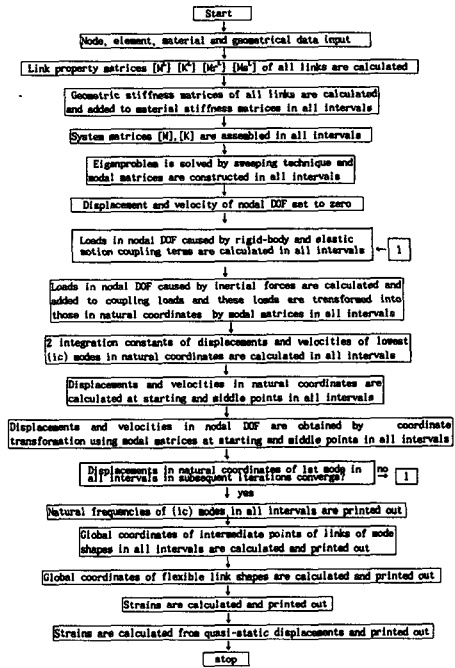


Fig. 3 Flow chart of FEM solution method by mode superposition

Table 1 Four-bar mechanism parameters

	Crank	Coupler	Lever
Cross-sectional area	0.32634 cm ²	0.14406 cm ²	0.14406 cm ²
Length	7.85 cm	26.2 cm	24.0 cm
2nd moment of area	1.34 × 10 ⁻³ cm ⁴	1.153 × 10 ⁻⁴ cm ⁴	1.153 × 10 ⁻⁴ cm ⁴
Length of fixed link	: 23.8 cm		
Lumped mass of revolute joint of fixed link-crank	: 0.007 kg		
Crank-coupler	: 0.014 kg		
Coupler-lever	: 0.0125 kg		
Lever-fixed link	: 0.007 kg		
Young's modulus	: 2.19 × 10 ¹¹ Pa		
Mass density	: 7.718 g/cm ³		
Material of link	: stainless steel		

대한 고유진동수의 변화를 Fig. 4에 나타낸다. (a)는 모든 링크가 유연한 경우이고, (b)는 크랭크가 강체인 경우이다. 크랭크가 강체인 경우 3차 고유

진동수는 크랭크의 위치에 따라 변화가 거의 없고 크랭크가 유연한 경우보다 더 높은 값을 가진다. 또한, 이 그림에서 크랭크의 회전각도 0°와 50°부근에서 첫째 모드와 둘째 모드의 고유진동수가 근접하고 있다.

링크기구의 임의의 회전위치에서 고유진동수와 함께 고유진동형을 구하고 있다. 크랭크의 회전각이 21°와 129°일때의 고유진동형을 Fig. 5에 나타낸다. 이 그림에서 알 수 있는 바와 같이 크랭크의

위치에 따라서 동일한 모드가 영향을 미치는 링크가 다르다. 기하학적 강성을 고려하게 되면 기구의 회전속도에 따라 고유진동수가 다르게 된다. 즉, 모든 링크가 유연한 경우 크랭크의 회전각이 21°일 때 첫째 모드는 레비의 변형에 큰 영향을 주는 반면 크랭크의 회전각이 129°일 때는 연결봉이 변형에 큰 영향을 준다. 또한 둘째 모드는 그 반대이다. 여기서의 고유진동형은 크랭크가 30 rad/sec로 구동될 때의 경우이다.

다음에 설명하는 실험에서 크랭크가 관성차를 곁하고 있는 관계로 크랭크는 탄성변형이 불가능하기 때문에 이론적 해석에서도 크랭크가 강체인 경우를

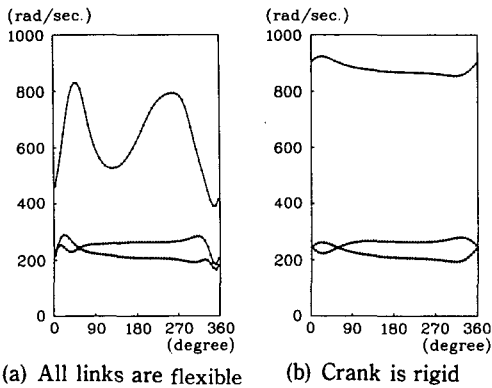


Fig. 4 Natural frequencies of lowest 3 modes vs. crank position in case of flexible/rigid crank

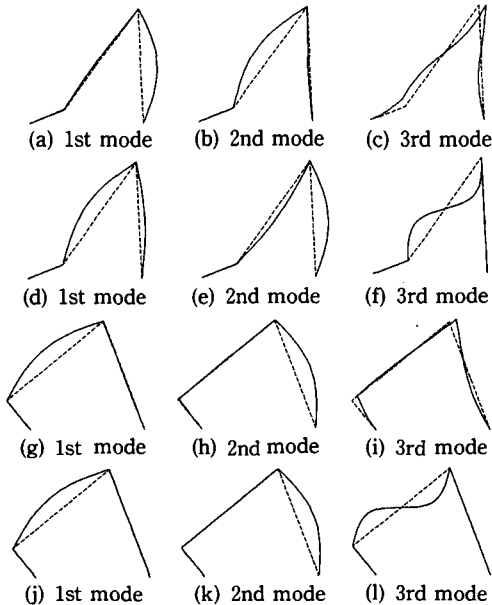


Fig. 5 Mode shapes at crank position 21°[(a), (b), (c); all flexible, (d), (e), (f); rigid crank], crank position 129°[(g), (h), (i); all flexible, (j), (k), (l); rigid crank

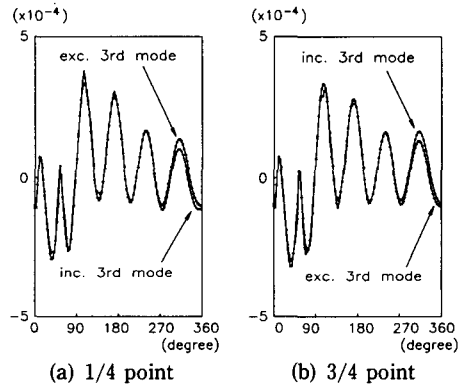


Fig. 6 Strains at 1/4 and 3/4 points of coupler vs. crank position analyzed by FEM including/excluding 3rd mode

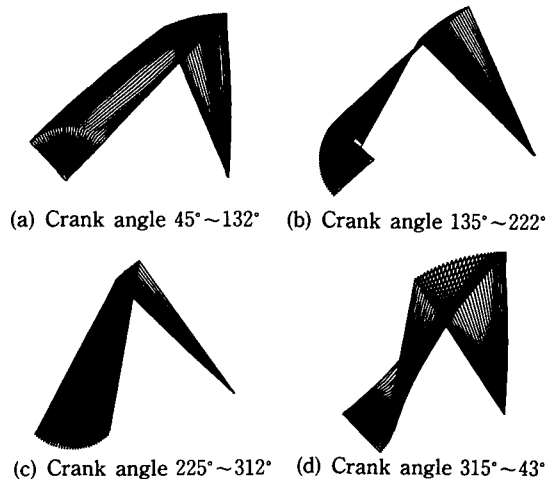


Fig. 7 Incremental flexible link configuration of 4-bar linkage at 3° interval, crank speed 30 rad/sec

고려하였다. Fig. 5의 (f)와 (l)을 보면 3차 모드는 연결봉의 1/4 point와 3/4 point에서 변위가 커지고 있음을 알 수 있다. 3차 모드가 탄성변위에 미치는 영향을 고려하기 위하여 기구를 375 rpm으로 구동시키고 크랭크를 강제라고 가정하였을 때의 3차 모드를 제외/포함시킨 경우의 두 점의 변형률을 Fig. 6에 나타낸다. 여기서 알 수 있는 바와 같이 3차 모드는 기구의 탄성변위에 거의 영향을 미치지 않는다. 연결봉과 레버의 중점의 탄성변위는 다음 절에서 실험결과와 함께 신기로 하고 크랭크가 30 rad/sec로 구동될 때의 기구의 순간적인 변형의 형상을 Fig. 7에 나타낸다. 이것은 기하학적 강성을 고려한 해석결과이다.

3. 실험

3.1 4절 링크기구

고속카메라의 광원을 포함한 실험장치의 사진을 Fig. 8에, 그리고 실험에서 사용한 4절 링크기구의 사진을 Fig. 9에 나타낸다. 구동축(크랭크)이 일정한 각속도를 유지하도록 하기 위하여 관성차가 사

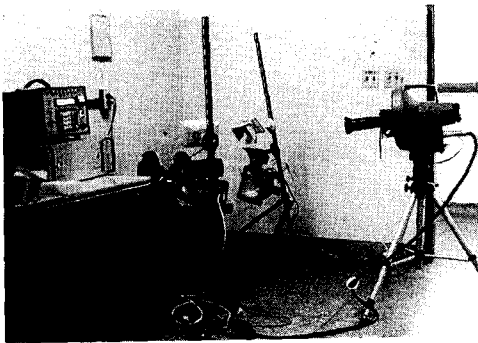


Fig. 8 Experimental apparatus

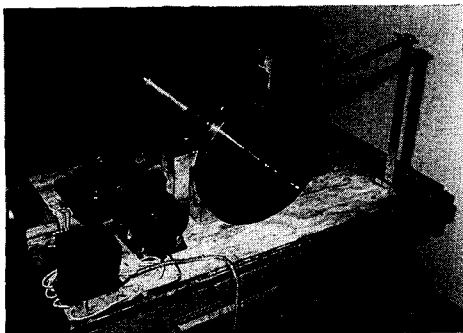


Fig. 9 4-bar linkage mechanism

용되었고 이 관성차가 크랭크를 겹하도록 제작되었다. 링크기구는 앞의 이론해석에서 사용한 것과 같은 제원을 가지고 있고 유연성이 매우 커서 500 rpm 이상의 속도로 구동하기가 곤란하다. 모터는 100 V 유도모터로서 속도제어장치가 부착되어 있어서 200 rpm에서 800 rpm까지의 범위에서 거의 연속적인 속도제어가 가능하다.

3.2 고속카메라

실험에서 사용한 고속카메라는 미국의 Cordin 회사에서 제작한 것으로서 최대 촬영속도는 35,000 frames/sec이고 보통 카메라에서 사용하는 35 mm 필름을 사용하며 셔터는 광학적 셔터와 기계적 셔터 2가지가 있어서 기계적 셔터는 전체의 촬영시간을 조정하고 광학적 셔터는 한 frame의 노출시간을 조정한다.

필름이 장착된 고속으로 회전하는 드럼과 고속으로 회전하는 반사경의 조합에 의하여 사진이 촬영되고, 여기서 촬영된 필름은 컴퓨터에 연결된 전용 영상분석기(image processor)에 의하여 영상자료가 컴퓨터로 전송되고 순간순간의 탄성변위가 계산된다.

3.3 실험방법

암실에서 필름을 적당한 길이로 절단한 후 필름 장착용 카세트에 필름을 삽입하고 이 카세트를 고속카메라에 장착한다. 기구를 규정된 속도로 구동시키고 고속카메라의 필름이 장착된 드럼을 원하는 속도로 회전시킨 후 기계적인 셔터를 열어 사진 촬영한다. 1회의 사진촬영에 35 mm 필름에 2줄로 촬영되고 1줄에 112 frames씩 촬영되므로 한꺼번에 찍히는 영상은 전부 224 frames이다. 촬영속도는 기구의 회전속도가 344 rpm일 때 688 frames/sec, 375 rpm일 때 750 frames/sec 그리고 406 rpm일 때 812 frames/sec로 하였으며 전체의 노출시간은 0.25초로 하여 대략 링크기구가 2회전 하는 시간동안 촬영되도록 하였다.

고속촬영이기 때문에 필름에 도달하는 빛의 양이 아주 적어서 빛의 반사를 뚜렷하게 하기 위하여 회전대우의 중점과 링크의 중점에 흰색과 검은색의 동심원을 그린 후 사진을 촬영하였으며 1 kW 할로겐램프 6개를 동시에 켜고 빛에 대한 감도가 극히 예민한 ASA 3200 흑백필름을 사용하여 겨우 만족할 만한 영상을 얻을 수 있었다.

이 영상자료를 영상분석용 모니터에 재현시킨 후 측정하고자 하는 점에 모니터의 십자선을 육안으로 일치시킨 후 그 점의 좌표를 컴퓨터에 입력시켰다. 실험에서의 오차는 모니터의 십자선을 측정하고자 하는 점에 정확하게 일치시키지 못하여 발생하였다.

4. 실험 및 해석결과의 비교

344 rpm, 375 rpm 그리고 406 rpm 3가지 속도로 링크기구를 구동시킬 때 연결봉과 레버의 중점의 탄성변위를 고정좌표계의 X, Y의 2가지 방향으로 측정하였으며 이것을 앞에서 수행한 유한요소해석의 결과와 함께 Fig. 10~Fig. 15에 표시한다. 이 그림들에서 횡축은 크랭크의 각 변위이고 종축은 탄성변위로서 단위는 mm이다.

이 그림들에서 나타나는 뚜렷한 특징은 연결봉의 경우에서 기하학적 강성을 무시한 해석결과가 실험결과와 더 잘 일치하고 레버의 경우에는 그것을 고려한 해석결과와 비교적 가깝게 일치한다는 것이다. 또한, 기하학적 강성을 고려함으로써 기구의 구동회전수에 해당하는 진동수 성분보다 링크 자체

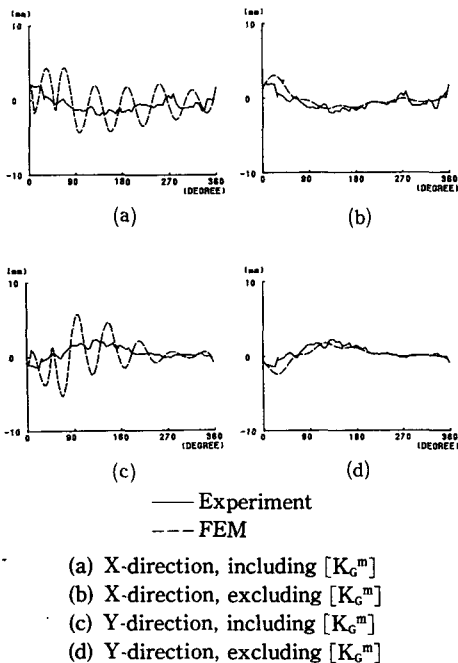


Fig. 10 Elastic deformation of coupler mid-point vs. crank position, 344 rpm

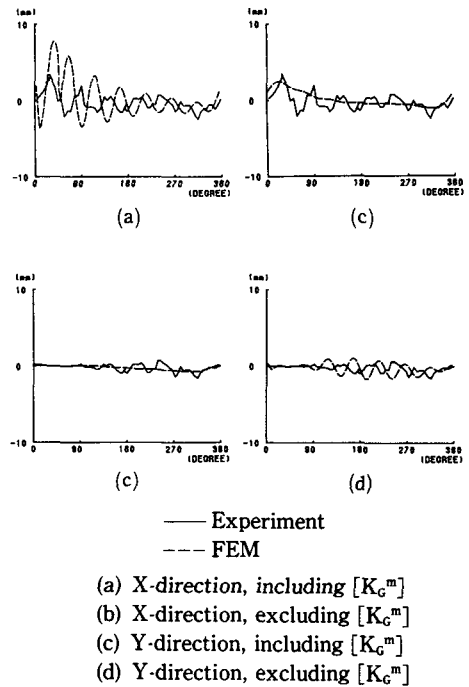


Fig. 11 Elastic deformation of lever mid-point vs. crank position, 344 rpm

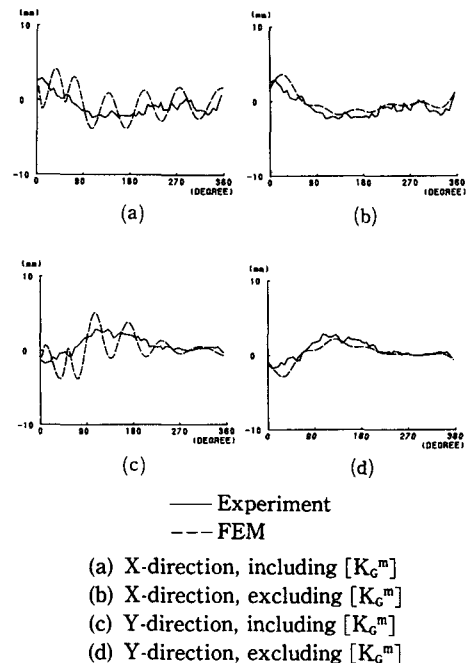


Fig. 12 Elastic deformation of coupler mid-point vs. crank position, 375 rpm

의 고유진동수 성분이 더 크게 나타나고 특히 크랭크의 회전각도 50°부근에서 변형이 커지고 있다. 앞의 계산결과에서 언급한 바와 같이 이 부근에서의 고유진동수의 변화와도 관계가 있으리라고 생각된다. 즉, 이 부근에서 1차와 2차 고유진동수가 거의 일치하여 두개의 변형모드가 중첩된 것으로 판단된다. 또한, 실험으로 측정된 탄성변형은 구동 회전수가 증가할수록 커지고 있는 반면 기하학적강성을 고려한 해석결과는 344 rpm에서의 탄성변형이 375 rpm의 그것보다 더 커지고 있다. 이 회전수는 36 rad/sec로서 2차 모드의 고유진동수 250 rad/sec는 이 회전수의 7배에 해당하여 공진의 현상이 다소 나타난 것으로 판단된다.

링크의 중점의 변형률을 측정한 실험⁽⁸⁾에서는 공진의 현상이 비교적 뚜렷하게 나타난 반면 본 실험에서는 거의 나타나지 않고 있다. 이것은 링크의 순간적인 자세의 변화 및 다른 링크의 변형의 영향으로 판단된다.

본 해법에서 기하학적 강성을 고려하는 방법은 준정적 해석으로 얻어진 길이방향 하중을 이용하여 기하학적 강성을 계산하여 재료의 강성에 중첩해 주는 것이다. 이러한 방법은 링크기구의 탄성변형이 기

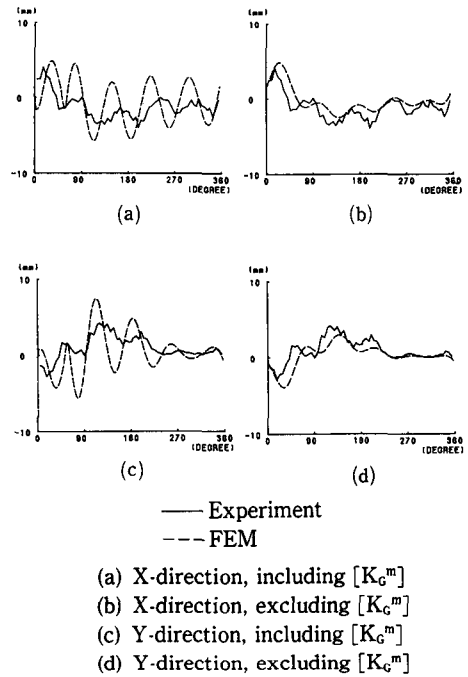


Fig. 14 Elastic deformation of coupler mid-point vs. crank position, 406 rpm

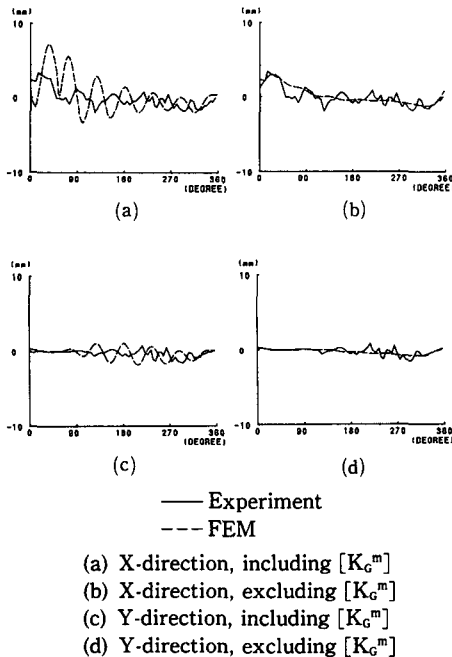


Fig. 13 Elastic deformation of lever mid-point vs. crank position, 375 rpm

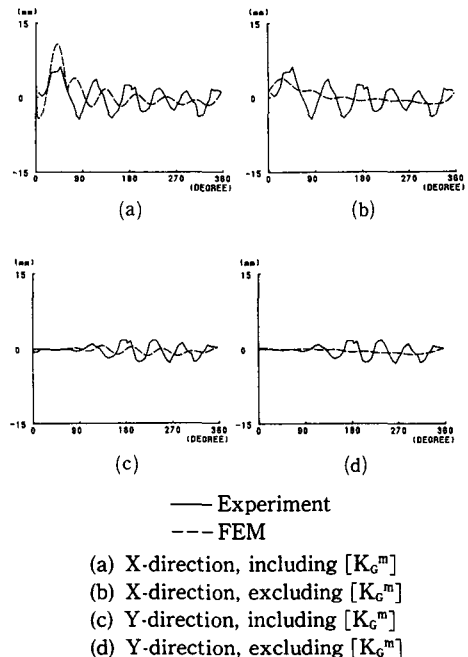


Fig. 15 Elastic deformation of lever mid-point vs. crank position, 406 rpm

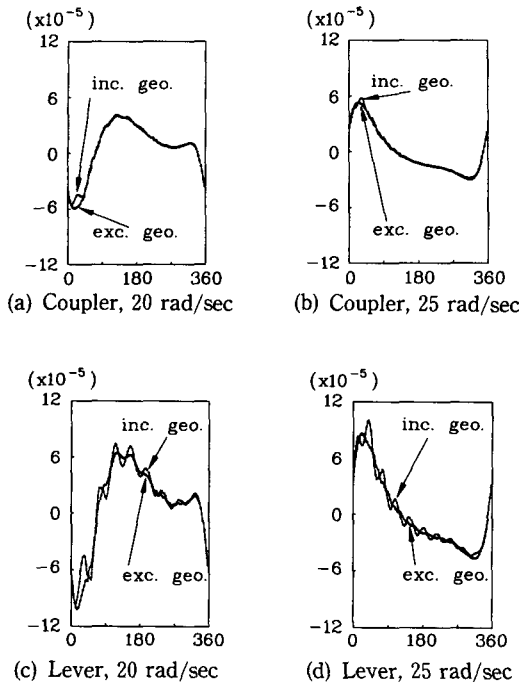


Fig. 16 Strains at mid-points of coupler/lever vs. crank position in case of including/excluding geometric stiffness

구계의 선형성을 벗어나지 않는 한도내에서는 전혀 문제가 없다. 즉, Fig. 16에서 알 수 있는 바와 같이 구동절이 비교적 저속인 20 rad/sec(191 rpm)와 25 rad/sec(239 rpm)로 구동될 때에는 기하학적 강성이 큰 영향을 미치지 않는다. 그러나 본 연구에서 사용한 모델은 유연성이 매우 커서 회전속도가 300 rpm 정도를 넘어서면 기구계의 선형성이 유지되기 어렵고 따라서 이 논문에서 사용한 기하학적 강성은 다소의 오차를 유발한다. 실제 기계에서 사용되는 기구는 유연성이 본 논문의 모델보다 훨씬 적기 때문에 본 해법과 관련하여 별 다른 문제는 없을 것으로 생각된다.

실험결과와 곡선이 부드럽지 못한 것은 측정에서의 오차때문인 것으로 판단된다.

연결봉의 경우에 X방향과 Y방향의 변위가 원점에 대하여 거의 대칭으로 나타나는 것은 기구의 전체 운동을 통하여 연결봉은 오른쪽이 높고 왼쪽이 낮은 자세를 유지하기 때문이다. 또한 레버의 경우에 X방향 변위가 Y방향 변위보다 크게 나타나는 것은 전체 운동을 통하여 레버의 자세는 상하방향으로 놓여 있기 때문이다.

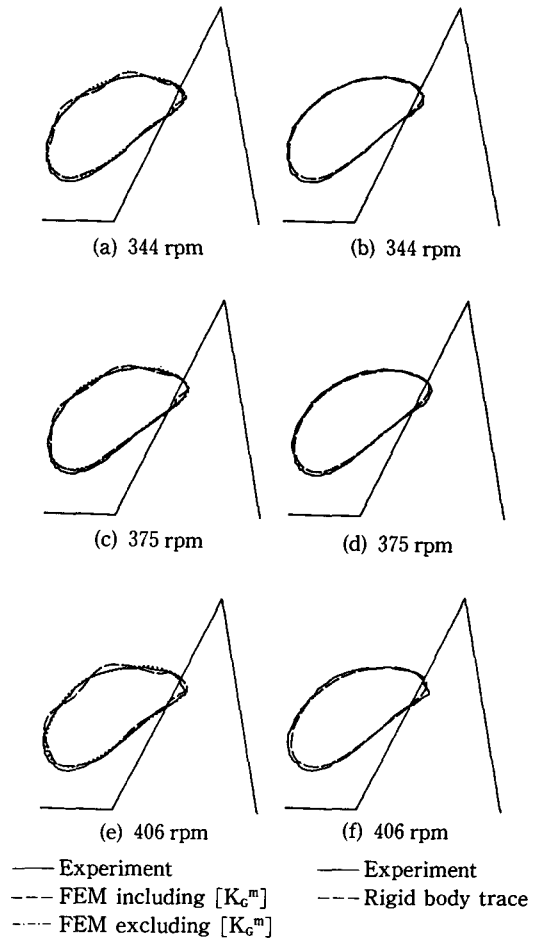


Fig. 17 Trace of coupler mid-point

2가지 구동속도에서 연결봉의 중점의 운동 궤적을 Fig. 17에 나타낸다. 여기서, (a), (c), (e)에서 탄성변위가 그렇게 크지 않으므로 곡선이 겹치는 부분이 많지만 기하학적 강성을 고려한 파선의 경우에 비해서 그것을 고려하지 않은 점선의 경우가 탄성변형이 적고 그 변화도 완만하며 실험결과와 잘 일치하고 있다. 이 그림에서 (b), (d), (f)는 고속카메라로 촬영한 연결봉의 중점의 자취를 기구가 강체라고 가정할 때의 자취와 비교하여 나타내었다.

5. 결 론

유연성이 큰 4절 링크기구를 제작하여 일정한 구동속도로 운동할 때의 링크기구의 순간적인 형상을 고속카메라를 이용하여 촬영하고 유한요소해석을

수행하여 두가지 결과를 비교 검토하여 결론을 다음과 같이 정리한다.

(1) 연결봉의 경우에 기하학적 강성을 무시한 해석결과가 실험결과와 더욱 가깝게 일치하고 레버의 경우에는 그것을 고려한 해석결과와 비교적 가깝게 일치한다.

(2) 탄성변형이 큰 고속회전에서 기하학적 강성을 고려함으로써 기구의 구동회전수에 해당하는 진동수 성분보다 링크자체의 고유진동수 성분이 더 크게 나타난다. 그러나 비교적 탄성변형이 적은 저속회전에서 기하학적 강성은 큰 영향을 미치지 않는다.

(3) 기구의 유연성이 매우 커서 기구계의 선형성이 유지되기 어려운 정도의 탄성변형이 생길 때 기하학적 강성을 재료의 강성에 증첩시키는 방법은 다소의 오차를 유발한다.

(4) 빛의 세기를 충분히 크게하고 감도가 높은 필름을 사용하면 고속카메라에 의한 방법이 유연성이 큰 기구의 탄성변위를 측정하는데 유용한 방법이 될 수 있다.

후 기

이 논문은 1992년도 한국학술진흥재단의 자유공모과제 학술연구조성비에 의하여 연구되었으며, 이에 관계 제우께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Viscomi, B. V. and Ayre, R. S. 1971, "Non-linear Dynamic Response of Elastic Slider-Crank Mechanism," *Trans. ASME J. Eng. for Ind.*, Vol. 93, No. 1, pp. 251~262.
- (2) Sadler, J. P. and Sandor, G. N., 1974, "Non-linear Vibration Analysis of Elastic Four-Bar Linkages," *Trans. ASME J. Eng. for Ind.*, Vol. 96, No. 2, pp. 411~419.
- (3) Kohli, D., Hunter, D. and Sandor, G. N., "Elastodynamic Analysis of a Completely Elastic System," *Trans. ASME J. Eng. for Ind.*, Vol. 99, No. 3, pp. 604~609.
- (4) Turcic, D. A. and Midha, A., 1984, "Generalized Equations of Motion for the Dynamic Analysis of Elastic Mechanism Systems," *Trans. ASME J. Dyn. Sys. Meas. Con.*, Vol. 106, Dec, pp. 243~248.
- (5) Turcic, D. A. and Midha, A., 1984, "Dynamic Analysis of Elastic Mechanism Systems. Part I," *Trans. ASME J. Dyn. Sys. Meas. Cont.*, Vol. 106, Dec., pp. 249~254.
- (6) Liou, F. W. and Erdman, A. G., 1989, "Analysis of a High-Speed Flexible Four-Bar Linkage; Part I," *Trans. ASME J. Vib. Acous. Str. Rel. Des.*, Vol. 111, Jan., pp. 35~41.
- (7) 조선휘, 박종근, 이 진, 1992, "4절 링크기구의 동적 변형해석(Ⅰ)," 대한기계학회논문집, 제 16권 제 4호 pp. 737~752.
- (8) 조선휘, 박종근, 주동인, 1992, "4절 링크기구의 동적 변형 해석(Ⅱ)," 대한기계학회논문집, 제 16권 제 5호 pp. 910~923.
- (9) Liou, F. W. and Erdman, 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. 42~47.
- (10) 박종근, 1991, "유한요소법을 이용한 유연성 링크기구의 동적해석," 서울대학교, 공학박사학위논문.
- (11) Turcic, D. A. and Midha, A., 1984, "Dynamic Analysis of Elastic Mechanism Systems. Part II," *Trans. ASME J. Dyn. Sys. Meas. Cont.*, Vol. 106, pp. 255~260.
- (12) Midha, A., Erdman, A. G. and Frohrib D. A., 1979, "A Closed-Form Numerical Algorithm for the Periodic Response of High-Speed Elastic Linkages," *Trans. ASME J. Mech. Des.*, Vol. 101, pp. 154~162.