선형 스프링을 이용한 상력 메커니즘의 분석 및 설계

김희국† · 김해수* · 김민건** · 이병주***

(2001년 6월 26일 접수, 2002년 11월 21일 심사완료)

Analysis and Design of Constant-Force Mechanisms Using a Linear Spring

Wheekuk Kim, Haesoo Kim, Mingun Kim and Byungju Yi

Key Words: Linear Spring(선형 스프링), Constant Force Mechanism(상력 메커니즘), Antagonistic Stiffness(상반강성)

Abstract

In this paper, kinematic analysis and design of constant force mechanisms which employ a linear spring are studied. Firstly, sufficient conditions for the mechanisms to be the constant force mechanisms are derived in terms of displacement variables through the kinematic analysis. Secondly, a few conceptual mechanisms satisfying these constraints are proposed.

1. 서 론

상력 메커니즘(constant force mechanism)은 고정된 크기의 외력이 가해졌을 때 변위에 상관없이 변화된 위치에서도 항상 정적 평형상태를 유지하는 특성을 가진 메커니즘을 뜻한다. 이러한 메커니즘은 우리 주변에서 쉽게 그 적용사례를 살펴볼 수 있다. 예를 들면, 엘리베이터(elevator) 시스템에서의 중력상쇄를 위한 목적으로, 창문의 중력상쇄를 위한 목적으로(double hung windows) 사용되고 있다. 이들 시스템은 외력에 해당하는 중력을 상쇄하기 위하여 또 다른 물체의 중량이나 풀리를 이용하는 구조를 가지고 있다. 이러한 사례들은 직선운동에 대한 중력상쇄를 하지만 차고나 창고의 중력상쇄용 문(garage doors), 중력상쇄 책상등(table-top work lamps), 자동차의 후드(automotive hoods), 자동차의 해치백(hatch backs) 등과 같은 시스템들은 회전운동을 동반하는 상력 메커니즘의 사례들이다.

이와 같이 상력 메커니즘의 적용범위는 매우 광범위하고 다양하지만 아직까지 앞에서와 같은 현재 활용되고 있는 상력 메커니즘 외에 또 다른 형태의 상력 메커니즘을 설계하기 위한 체계적인 상력 메커니즘의 설계방법에 관한 연구는 미흡한 상태이다. 실제로, 이러한 상력 메커니즘은 전기 시스템에서 고정된 전압을 제공하는 배터리(battery)와 같은 effort source 요소를 의미하므로 그 적용 잠재력은 매우 광범위하며 여러 산업기술분야에 미치는 효과는 매우 클 것으로 기대된

† 책임저자, 회원, 고려대학교 제어계측공학과
E-mail : wheekuk@korea.ac.kr
TEL : (041)860-1443 FAX : (041)865-1820
* 회원, 인천기능대학교 컴퓨터응용금형과
** 회원, 강원대학교 기계메카트로닉스공학부
*** 회원, 한양대학교 전자컴퓨터공학과

다.

상력 메커니즘의 특성은 궤환 제어(feedback control)를 적용함으로서 능동적으로 얻을 수 있다. 그러나, 이러한 경우 엑츄에이터와 제어기를 부착하여야 함으로 경제성 측면에서도 비효율적일 뿐 만 아니라 시스템이 복잡하게 되고 제어된 시스템의 대역폭의 한계를 넘어서는 외란이 작용할 경우 상력 메커니즘의 특성을 효과적으로 나타낼 수 없게 되어 매우 적절하다 하겠다.

상력 메커니즘의 설계에 있어 크게 두 가지의 방법이 사용되고 있다. 첫째방법으로는 상쇄중량을 이용하여 외력과 평형을 이루는 방법이고 둘째 방법으로는 스프링과 같은 선형힘 요소를 이용하여 외력과 평형을 이루는 방법이다. 그러나, 상쇄중량을 이용하는 방법은 간단하지만 시스템에 추가적인 관성을 증가시키게 되는 단점이 있는 반면에 스프링을 이용한 방법은 스프링의 중량이 매우 적으므로 매우 효과적인 방법으로 인식되고 있다.

최근에는 도로포장가속시스템에 있어서 차량에 균일한 하중을 주는 방식으로 유공압 엑츄에이터를 사용하는 대신에 스프링을 이용한 상력 메커니즘을 적용하는 사례가 많이 발표되고 있으며 특히, 선형 스프링을 이용한 여러 형태의 상력 메커니즘이 문헌[1~4]에 제시되고 있다. 이러한 스프링 형식의 상력 메커니즘의 해석방법으로서 힘/토크 분석에 근거한 방법과 잠재에너지의 분석에 근거한 방법[5,6] 등이 소개되고 있으나, 문헌에 소개된 다양한 메커니즘이 실제로 상력 메커니즘의 특성을 가지고 있는지에 대한 명확한 해석이 용이하지 않은 실정이다. 따라서, 이러한 시스템들이 신력 메커니즘의 특성을 가지고 있는 가를 판단하기 위해서 또는 새로운 상력 메커니즘을 설계할 수 있는 보다 체계적인 설계 및 분석방법이 요구된다.

본 논문의 내용은 다음과 같이 요약된다. 먼저, 기존 문헌에 제시된 하나의 선형 스프링만을 이용하는 대표적인 상력 메커니즘의 강성특성을 분석한다. 그리고 이러한 분석을 통하여 상력 메커니즘의 설계와 관련된 변이 조건 식을 찾고 이러한 조건을 맞는 여러 형태의 새로운 일자유도 신력 메커니즘을 제시한다.

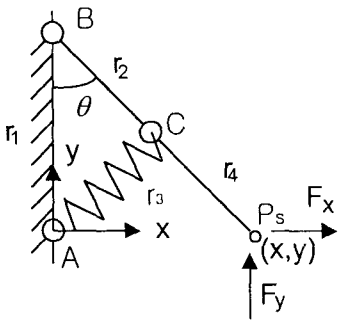


Fig. 1 A *RPRR* type constant force mechanism

2. *RPRR* 메커니즘의 기구학 분석

Fig. 1은 *RPRR*형 일자유도 상력 메커니즘[1]을 나타낸다. 먼저 r_1, r_2, r_3과 r_4를 그림에서와 같이 $\overline{AB}$, $\overline{BC}$, $\overline{CP_s}$ 그리고 $\overline{AC}$의 길이를 나타낸다고 한다. 그리고 $\overline{AB}$와 $\overline{BC}$사이의 각을 θ라 한다. 그리고 기준 좌표계 $(\hat{x}, \hat{y})$의 원점이 그림에서와 같이 점 A에 위치한다고 한다. 이때, 외력이 가해진 위치 $P_s(x, y)$는 각각

$$x = (r_2 + r_4)\sin\theta \tag{1}$$

그리고

$$y = r_1 - (r_2 + r_4)\cos\theta \tag{2}$$

와 같이 표현된다. 선분 $\overline{AC}$가 선형 스프링이라고 할 때 선형스프링의 길이는 다음과 같이 쓸 수 있으며

$$r_3^2 = r_1^2 + r_2^2 - 2r_1 r_2 \cos\theta. \tag{3}$$

식 (3)에서 각 θ는 다음과 같이 구해진다.

$$\cos\theta = \frac{r_1^2 + r_2^2 - r_3^2}{2r_1 r_2}. \tag{4}$$

선형 스프링의 스프링 상수를 K_s라고 한다. 이때 스프링의 길이 r_3는 변수가 되므로 이를 x_s라 표현하자. 식 (1)과 식 (2)를 시간에 대해 미분하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\dot{x} = g^x_{x_s}\,\dot{x}_s \tag{5}$$

그리고

$$\dot{y} = g^y_{x_s}\,\dot{x}_s. \tag{6}$$

위 식에서

$$g^x_{x_s} = \left(\frac{4r_1^2r_2^2 - r_1^2 - r_2^2 + x_s^2}{4r_1^2r_2^2}\right)^{-\frac{1}{2}} \frac{(r_2+r_4)x_s}{2r_1^2r_2^2} \tag{7}$$

와

$$g^y_{x_s} = \frac{(r_2+r_4)x_s}{r_1r_2}, \tag{8}$$

는 속도 게인을 나타내며 자코비안 또는 일차 기구학 영향계수로 불린다. 특히, 이 메커니즘에 대해서 스프링의 변위 x_s에 대한 y 방향으로서 속도 게인을 나타내는 $g^y_{x_s}$는 x_s 만의 선형함수로 표현된다.

3. 상반스프링 강성(antagonistic stiffness)

본 절에서는 상력 메커니즘의 원리에 관하여 기술한다. 외력 분력 F_x와 F_y를 각각 x와 y 방향으로의 외력 요소를 나타낸다. 그리고 x_s와 F_s를 각각 선형 스프링의 변위와 스프링 복원력을 나타낸다. 이때, 가상 일의 정리로부터 스프링의 끝점 P_s에서의 유효힘 F_{p_s}는 다음과 같이 표현된다.

$$F_{p_s} = F_s + g^x_{x_s}F_x + g^y_{x_s}F_y. \tag{9}$$

위 식에서 $g^x_{x_s}$와 $g^y_{x_s}$는 각각 식 (7)과 식 (8)에서 주어진 변수 x_s와 x 그리고 변수 x_s와 y사이의 입출력속도 게인을 나타낸다. 선형 스프링의 경우 x_{so}를 스프링의 자유길이라고 할 때, 복원력은

$$F_s = -K_s(x_s - x_{so}) \tag{10}$$

와 같이 표현되며 특히, 메커니즘이 평형상태에 있다고 할 때 $F_{p_s}=0$가 된다는 것을 의미한다.

한편, 점 P_s에서 변위 x_s방향으로 유효강성 K_{p_s}는 다음과 같이 정의된다:

$$K_{p_s} = -\frac{\partial F_{p_s}}{\partial x_s}. \tag{11}$$

그러므로, 식 (9)를 식 (11)에 대입하면 점 P_s에서의 유효강성에 대한 다음과 같은 식을 얻는다.

$$K_{p_s} = -\frac{\partial F_s}{\partial x_s} - g^x_{x_s}\frac{\partial F_x}{\partial x_s} - g^y_{x_s}\frac{\partial F_y}{\partial x_s} - F_x h^x_{x,x_s} - F_y h^y_{x,x_s}. \tag{12}$$

식 (12)에서 h^x_{x,x_s}와 h^y_{y,y_s}는 각각

$$h^x_{x,x_s} = \frac{\partial}{\partial x_s}(g^x_{x_s}) \tag{13}$$

그리고

$$h^y_{x,x_s} = \frac{\partial}{\partial x_s}(g^y_{x_s}) = \frac{r_2+r_4}{r_1r_2} \tag{14}$$

로 정의되며 이차 기구학적 영향계수라 불린다. 식 (14)에서와 같이 h^y_{x,x_s}는 상수이며 메커니즘의 형상에 무관하다는 것을 알 수 있다. 마찬가지로, h^x_{x,x_s}는 식 (7)을 식 (13)에 대입함으로서 얻어질 수 있으며 자세한 표현은 생략하기로 한다. 그러나, h^x_{x,x_s}는 메커니즘의 형상의 함수로 표현

된다는 것은 쉽게 알 수 있다.

식 (12)에서 첫 번째 항은 변위 x_s방향으로의 실제 스프링 상수를 나타내며, 두 번째와 세 번째 항은 외력 F_x와 F_y으로 인하여 발생되는 유효 스프링 상수를 나타낸다. 특히, 이들 외력 F_x와 F_y이 고정된 크기를 가질 때 이들 두 항은 모두 0이 된다. 그리고 나머지 두 항은 상반강성(antagonistic stiffness)을 나타내며 가해진 외력과 메커니즘의 이차 기구학적 영향계수의 곱으로 표현됨을 알 수 있다. 이러한 상반강성효과는 메커니즘의 이차 기구학적 특성과 가해진 외력에 의해 내부하중(internal loading)이 발생될 때 얻어지며 상력 메커니즘의 경우 외력과 스프링 복원력에 의해 내부하중이 발생되므로 이러한 강성효과가 발생되는 것이다. 이러한 상반강성효과를 이용함으로서 로봇 시스템의 말단 효과 점에서의 유효 강성을 변화시킬 수 있으며 이러한 효과는 접촉이나 그 밖의 외란을 받는 로봇 시스템의 작업성능을 향상시킬 수 있다.[7,8] 본 논문에서 조사하는 선형 스프링을 가지는 상력 메커니즘의 경우 실제 스프링의 강성을 상쇄하기 위한 음의 크기를 가지는 상반강성효과를 이용한다는 것을 쉽게 알 수 있다.

4. 상력 메커니즘의 설계

그러면 중력장내에 회전하는 질량과 평형을 이루는 일자유도 상력 메커니즘에 관하여 간략하게 기술한다. 먼저, 메커니즘의 잠재에너지를 $V(\theta)$로 표현한다. 그리고 메커니즘의 회전변수를 θ로 표기한다. 메커니즘의 잠재에너지가 형상에 상관없이 항상 고정된 크기를 갖기 위해서는 즉,

$$V(\theta) = constant. \tag{15}$$

이기 위해서는 다음의 조건이 항상 만족되어야 한다.[6]

$$\frac{d^j V(\theta)}{d\theta^j} = 0, \quad j = 1, 2, \cdots, \infty. \tag{16}$$

식 (16)의 조건은 다음과 같이 정의되는 회전변수 θ에 해당하는 일반 힘(generalized force) T_θ가 회전변수 θ의 값에 상관없이 항상 0이어야 한다는 것을 의미한다.

$$T_\theta = \frac{dV}{d\theta} = 0. \tag{17}$$

그러나, 메커니즘에 추가로 외력이 가해지는 경우에 식 (16)과 같은 조건을 바로 적용할 수 없으며 다음과 같이 독립변수(예를 들면 θ)의 변위에 무관하게 관절에서의 유효 토크가 항상 0이라는 조건을 적용할 수 있다.

$$T_\theta = 0. \tag{18}$$

한편, 변수 θ에 대한 강성 K_θ는 식 (19)와 같이 정의되므로,

$$K_\theta := \frac{\partial T_\theta}{\partial \theta} \tag{19}$$

이러한 변수 θ에 대한 유효강성 K_θ을 조사함으로서 식 (18)의 조건을 만족시키는 조건에 관하여 살펴보기로 한다.

5. 상력 메커니즘의 조건

앞에서 논의된 바와 같이 메커니즘이 상력 메커니즘의 특성을 나타내기 위해서는 식 (18)에 주어진 조건을 만족하여야 한다. 하나의 선형 스프링을 이용하는 회전하는 Fig. 1의 일자유도 메커니즘을 고려한다. 외력의 분력을 각각 $F_x = 0$ 그리고 $F_y = constant$라 할 때, 실제 스프링 변위에 대한 일반 힘은 식 (9)로부터

$$F_{p_s} = -K_s(x_s - x_{so}) + g^y_{x_s} F_y \tag{20}$$

로 표현되며 식 (8)을 대입하면 아래와 같다.

$$F_{p_s} = -K_s(x_s - x_{so}) + \frac{r_2 + r_4}{r_1 r_2} x_s F_y. \tag{21}$$

식 (21)에서 특히, $x_{so}\neq 0$인 경우에 $F_{p_s}=0$ 조건이 만족되는 조건 즉, 상력 메커니즘의 평형위치에 관한 식은 다음과 같이 정리되며

$$(K_s-\frac{r_2+r_4}{r_1r_2}F_y)x_s=K_sx_{so}, \qquad (22)$$

이 식으로부터 $K_s\neq\frac{r_2+r_4}{r_1r_2}F_y$일 때의 평형위치는

$$x_s=\frac{K_sx_{so}}{K_s-\frac{r_2+r_4}{r_1r_2}F_y} \qquad (23)$$

로 존재하지만, $K_s=\frac{r_2+r_4}{r_1r_2}F_y$ 일 때는 평형위치가 존재하지 않음을 알 수 있다.

따라서, 식 (21)이 변위 x_s에 무관하게 항상 $F_{p_s}=0$ 라는 조건을 만족하기 위해서는 다음의 두 조건이 만족되어야 한다:

$$K_s=\frac{r_2+r_4}{r_1r_2}F_y \qquad (24)$$

그리고

$$x_{so}=0. \qquad (25)$$

식 (24)와 식 (25)는 일자유도 메커니즘이 신력 메커니즘이기 위해서 가져야 하는 조건을 나타내며 식 (25)가 의미하는 바는 그림 1에 보인 메커니즘의 변위 r_3 즉, x_s는 점 A로부터 점 C까지의 길이를 나타내므로 스프링의 자유길이가 점 C와 점 A와 일치되었을 때 식 (25)가 만족되도록 설치되는 것을 의미한다. 예를 들면, 그림 1과 같은 상력 메커니즘의 구조에서 선분 $\overline{AC}$에 위치한 스프링에 해당하는 요소를 실제로 장착하는 경우 점 A에 수동회전관절로 구속된 실린더와 같은 공압 스프링을 장착하면 된다. 이때, 공압 스프링은 점 A와 점 C가 일치할 때 자유길이를 가지도록 설치하면 된다. 또 다른 예로서, 그림 2에서와 같이 스프링을 풀 리와 같은 수동회전관절을 이용하여 설치하는 경우, 점 A와 점 C가 일치되었을 때 식 (25)의 조건이 만족하도록 스프링이 자유길이를 가지도록 점 O와 점 A사이에 설치하면 된다.

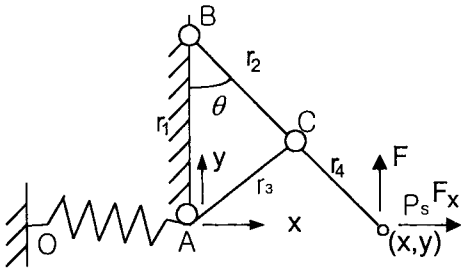


Fig. 2 Attachment of a linear spring with zero free-length to the constant force mechanism

한편, 식 (24)는 변위 x_s에 대한 메커니즘의 유효 강성이 항상 0이어야 한다는 조건을 의미함을 알 수 있다: 즉, 메커니즘의 유효강성은 다음과 같이 표현될 수 있으며

$$K_{p_s}=-\frac{\partial F_s}{\partial x_s}-F_y\frac{\partial}{\partial x_s}(g^y_{x_s}). \qquad (26)$$

첫 번째 항은 선형 스프링의 스프링상수를 의미하므로, 이 조건으로부터 신력 메커니즘의 이차 기구학적 영향계수는 상수여야 한다는 것을 알 수 있다:

$$h^y_{x_s x_s}=\frac{\partial}{\partial x_s}(g^y_{x_s})=\frac{K_s}{F_y}. \qquad (27)$$

식 (26)이 의미하는 것은 시스템의 내부하중으로부터 유발되는 상반강성이 선형 스프링의 강성을 상쇄하므로서 메커니즘이 상력 메커니즘의 특성을 갖도록 한다는 것을 알 수 있다.

특히, 일자유도 메커니즘의 경우 식 (27)의 왼쪽 항은 x_s에 대한 완전미분으로 처리될 수 있으므로 x_s에 대하여 적분하면 다음과 같은 관계식을 얻는다.

$$g^y_{x_s}=ax_s+b. \qquad (28)$$

여기서

$$a=\frac{K_s}{F_y}, \qquad (29)$$

그리고 b는 적분상수를 나타낸다. 다시 식 (28)를 또 다시 x_s에 관하여 적분하면 다음 식을 얻을 수 있으며

$$y = ax_s^2 + bx_s + c, \tag{30}$$

여기서 c는 또 다른 적분상수를 나타낸다. 식 (30)은 상력 메커니즘의 특성을 갖추기 위한 메커니즘의 또 다른 형태의 조건을 나타낸다.

일 자유도 메커니즘이 식 (28)에서와 같은 일차 기구학적 영향계수를 가진다고 할 때, 이 식을 식 (20)에 대입하게 되면

$$F_{p_i} = -K_s(x_s - x_{so}) + (ax_s + b)F_y \tag{31}$$

와 같은 관계식을 얻게 되는 데 이 식에서 상력 메커니즘의 조건을 만족하기 위한 다음의 두 조건이 구해진다:

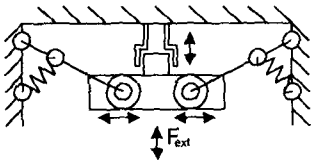
$$K_s = aF_y \tag{32}$$

그리고

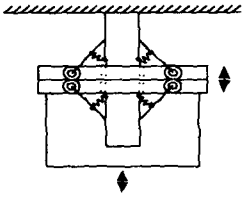
$$K_s x_{so} + bF_y = 0. \tag{33}$$

6. 새로운 신력 메커니즘의 설계

상력 메커니즘을 설계하기 위하여 식 (28) 또는 식 (30)을 만족시키는 메커니즘을 찾으면 된다. 특히, 본 논문에서는 회전관절(R)이나 미끄럼관절(P)만으로 구성되는 일자유도 병렬 메커니즘에 관하여 조사한다. 이러한 일자유도 병렬 메커니즘은 다음과 같은 관절을 가진 형태로 총 8개의 형태를 가질 수 있다: *RRRR*, *PRRR*, *RPRR*, *PPRR*, *RPPR*, *RPRP*, *RPPP*, *PRPP*, *PPPP* 형. 이들 메커니즘은 모두 하나의 관절에 스프링이 부착된 형태를 가진다고 가정한다. 선형스프링의 변수와 메커니즘의 가능한 출력변수사이의 위치관계식을 조사함으로서 어떤 형태의 메커니즘이 상력 메커니즘을 규명할 수 있다. 이상의 모든 형태의 메커니즘에 대한 결과를 요약하면, 다음의 두 메커니즘만이(즉, *RPRR*형과 *RPPR*형) 이러한 조건을 만족시키는 것을 알 수 있다. 그러면 이러한 상력 메커니즘의 특성을 만족하는 메커니즘의 해석에 관하여 기술한다.



a) Type A



b) Type B

Fig. 3 Constant force mechanisms : a) type A, b) type B

앞에서 이미 설명한 바와 같이 Fig. 1의 *RPRR*형 메커니즘의 위치관계식은 다음과 같이 표현되며,

$$y = \frac{1}{2r_1}x_s^2 + \frac{r_1^2 - r_2^2}{2r_1}, \tag{34}$$

이러한 식은 식 (30)에 주어진 상력 메커니즘의 조건을 만족시키는 것을 알 수 있다.

이 *RPRR*형 메커니즘에 있어서 점 P_s에서의 유효강성이 항상 0이 되는 조건으로부터 메커니즘이 평형을 유지하기 위한 외력에 대한 다음의 관계식을 얻을 수 있다:

$$F_y = K_s(h^y_{x_s x_s})^{-1} = \frac{K_s r_1 r_2}{r_2 + r_4}. \tag{35}$$

그러나, Fig. 1에 있는 메커니즘은 오직 y축 방향으로 상력 메커니즘의 특성은 나타내므로 메커니즘의 외력(F_y)은 작용점(P_s)의 경로가 다

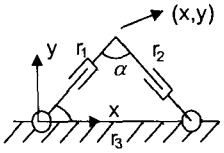


Fig. 4 A *RPPR* type constant force mechanism

른 방향으로 변위가 발생하더라도 항상 y축 방향으로만 작용되어야 한다. 또한, 외력 분력 F_x는 변위에 상관없이 항상 0이 되도록 유지되어야 한다. Fig 3(a)와 Fig. 3(b)는 각각 이러한 조건을 만족시킬 뿐 만 아니라 대칭의 형태를 갖도록 하여 지반에 대한 반력이 골고루 분포되도록 고안된 상력 메커니즘을 나타낸다.

그러면, Fig. 4에 주어진 *RPPR*형 메커니즘에 관하여 조사하자. r_1과 r_2는 각각 미끄럼 관절변수를 나타낸다. 그리고 r_3는 메커니즘의 두 회전관절사이의 거리를 나타낸다. 각 θ와 각 α는 회전관절변수와 두 개의 미끄럼 관절축 사이의 오프셋 각을 나타낸다. 좌표 (x, y)가 하나의 출력위치를 나타낸다고 하자. 기준 좌표계 $(\hat{x}, \hat{y})$의 원점이 회전관절의 중심에 위치하고 기준 좌표계의 x축이 r_3와 일치한다고 하자. Cosine law를 적용하면 다음의 관계식이 얻어진다.

$$r_3^2 = r_1^2 + r_2^2 - 2r_1 r_2 \cos\alpha, \tag{36}$$

그리고

$$r_2^2 = r_1^2 + r_3^2 - 2r_1 r_3 \cos\theta. \tag{37}$$

출력 위치 (x, y)가 다음과 같이 표현되므로,

$$x = r_1 \cos\theta, \tag{38}$$

그리고

$$y = r_1 \sin\theta. \tag{39}$$

출력 위치 x는 식 (36)을 식 (38)에 대입함으로서 다음과 같이 표현됨을 알 수 있다.

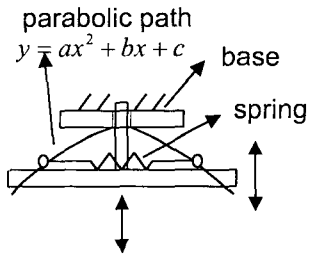


Fig. 5 Parabolic type constant force mechanism

$$x = \frac{r_1^2 + r_3^2 - r_2^2}{2r_3}. \tag{40}$$

특히, 두 개의 이웃하는 미끄럼 링크사이의 비틀림 각이 수직일 때($\alpha = 90^o$), 식 (37)은 다음과 같이 표현된다.

$$r_1^2 = r_3^2 - r_2^2. \tag{41}$$

식 (41)를 식 (40)에 대입함으로서 출력 위치 x는 다음과 같이 미끄럼 관절변수 r_2의 이차식으로 표현된다.

$$x = -\frac{1}{r_3} r_2^2 + r_3. \tag{42}$$

이 식으로부터 Fig. 4에 보여진 *RPRR*형 메커니즘의 두 변수 x와 r_2사이의 위치관계식이 상력 메커니즘의 조건을 만족시킴을 알 수 있다. 이상과 같은 방법으로 다른 형태의 메커니즘이 이러한 조건을 만족시키는 가에 대하여 조사하면 이 두 가지 형태를 제외한 다른 형태는 위 조건을 만족시키지 않는 다는 것을 확인할 수 있다.

그러면, 식 (30)에 주어진 상력 메커니즘의 설계에 관한 조건을 바로 이용하여 또 다른 형태의 상력 메커니즘의 설계에 관하여 기술한다. 두 개의 위치변수(예를 들면, x, y)사이에 다음과 같은 관계식이 성립하도록 포물선 형태의 경로를 지나는 메커니즘을 고려할 수 있다.

$$y = ax^2 + bx + c. \tag{43}$$

이때, 이들 두 변수들이 각각 선형 스프링의 변수, 그리고 상력 메커니즘의 출력변수로 선정할 수 있다. Fig. 5는 이러한 형태의 상력 메커니즘의 개념적인 설계를 나타내고 있다. 이 메커니즘에서, 선형 스프링은 포물선을 따라서 움직이는 두 점에 연결되며 외력은 y축 방향으로만 작용되는 구조를 가지고 있음을 알 수 있다.

7. 결 론

본 논문에서는 하나의 스프링을 활용하는 상력 메커니즘의 설계조건에 관하여 조사하였다. 먼저 기존의 상력 메커니즘의 특성을 조사하였으며, 상력 메커니즘의 특성은 상반강성효과를 유발시킴으로서 얻어진다는 것을 보였다. 그리고 상력 메커니즘의 설계조건으로서 변위 조건 식을 제시하였으며 이러한 변위 조건 식을 만족하는 일자유도 메커니즘에 관하여 조사하였다. 일자유도 메커니즘들 중 두 가지 형태(즉, *RPRR*형과 *RPPR*형)가 이러한 조건을 만족함을 보였다. 그리고 변위 관계 식을 만족하는 또 하나의 상력 메커니즘을 제시하였다.

추후 연구과제로는 여러 개의 스프링을 활용하는 상력 메카니즘에 관한 분석과 설계조건에 관한 것으로서 현재 연구 중에 있다.

참고문헌

(1) Nathan, R. H., 1985, "A Constant Force Generation Mechanism," *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, Vol. 107, Dec.

(2) Jenuwine, J. G., 1989, "Single-Input and Multiple-Output Port Energy Dissipating Mechanisms for Improved Vehicle Crashworthiness," M.S. Thesis in Mechanical Engineering, Perdue University, West Lafayette, IN.

(3) Jenuvine, J. G., and Midha, A., 1989, "Design of an Exact Constant Force Generating Mechanism," *Proceedings of the 1st National Applied Mechanisms and Robotic Conference*, Vol. 2, Cincinnati, Ohio, Nov.

(4) Albers, J. M., 1991, "The Development of An Accelerated Pavement Testing System Which Uses A Constant Force Mechanism As The Load Applicator," M.S. Thesis in Mechanical Engineering, Perdue University, West Lafayette, IN.

(5) Strelt, D. A. and Glimore, B. J., 1988, "Perfect Spring Equilibrators for Rotatable Bodies," ___, pp. 487~496.

(6) Okada, T., 1986, "Optimization of Mechanism for Force Generation by Using Pulleys and Springs," *The International Journal of Robotics Research*, Vol. 5, No. 1, spring.

(7) Yi, B. J., Freeman, R. A., 1993, "Geometric Analysis of Antagonistic Stiffness in Redundantly Actuated Parallel Mechanisms," *Journal of Robotic Systems*, Vol. 10, No. 5, pp. 581~603.

(8) Yi, B. J., 1994, "Stiffness Analysis in a Redundantly Actuated Four-Bar Mechanism," *Trans. of the KSME*, Vol. 18, No. 4, pp. 845~855.