

환편기 편직바늘의 동역학해석

정광영*

Dynamic Analysis of the Latch Needle of the Circular Knitting Machine

K. Y. Jeong

Key Words: Circular Knitting Machine(환편기), Needle Cam System(바늘·캠 시스템), Multibody Dynamics(다물체 동역학), Latch Needle(편직바늘)

Abstract

The latch needle cam system of circular knitting machines is analysed using multibody dynamics. A formulation is made to obtain the vertical stiffness between the needle and the cam. By implementing this formulation into data of the multibody dynamics program, the motion and the force between the needle and the cam are obtained.

1. 서 론

환편기(Circular Knitting Machine)는 원형으로 배열된 바늘이 회전을 하면서 편직을 하는 기계이다.⁽¹⁾ 편직바늘은 트릭(trick)이라고 부르는 일정한 간격의 실린더 홈에 위치하여 실린더와 함께 원주방향으로 진행을 하면서 바늘의 버트가 상부캠과 하부캠 사이를 따라가므로 수직으로도 움직인다. 바늘의 행동을 제어하는 캠은 한 몸체로 되어 있지 않고 여러 개의 캠조각들로 구성되어 실린더의 외부에 고정되어 있다.

환편기에서 편직을 빨리 하기 위해서는 실린더가 빠른 속도로 회전하여야 하나 회전속도가 너무 커지면 편직바늘이 캠과 충돌할 때 과도한 힘이 걸리게 되어 바늘이 쉽게 마모되게 될 뿐만 아니라 바늘이 고르게 진행하지 못하여 편직된 직물의 질이 저하되는 결과를 초래한다. 따라서 바늘에 걸리는 힘의 산정은 환편기의 캠 설계시 중요한 역할을 한다.

캠과 바늘 사이에 작용하는 힘에 대한 연구⁽²⁻⁵⁾가 있었으나 바늘과 캠이 계속 접촉한다는 가정에 의한 것이므로 바늘과 캠이 수시로 충돌하는 상황을 간과하였다. 다물체동역학 분야에서 충돌에 대한 연구도 최근에 많이 이루어지고 있지만⁽⁶⁻⁸⁾ 트릭내에서 작은 간극을 갖고 움직이는 편직바늘의 운동에 적용하기에는 어려움이 있다.

본 논문에서는 편직바늘의 운동을 다물체동역학으로 해석한다. 편직바늘이 캠에 충돌시 바늘에 힘모멘트가 걸리므로 이것을 고려하기 위하여 바늘의 강성으로부터 유도한 선형스프링이 바늘과 캠 사이에 작용한다고 가정한다. 스프링상수는 바늘의 강성, 바늘과 캠 사이의 마찰계수, 캠 각도로부터 유도될 것이며 바늘의 강성은 유한요소해석을 통하여 구하게 된다. 수치예로서 몇 가지 실린더 회전속도에 대하여 바늘이 받는 최대수직력을 구할 것이다.

2. 바늘이 받는 힘

2.1 동역학 모델

환편기에서 모터가 회전하면 감속기와 상하부

* 회원, 공주대학교 기계공학부

연결축을 거쳐 실린더가 회전을 하게 된다. 실린더 내의 바늘은 실린더 트릭에서 실린더와 함께 원주방향으로 회전을 한다. 실린더 주위에 고정되어 있는 캠에 바늘의 버트가 캠 경로를 따라 상하방향으로 움직이면서 편직이 이루어진다. 실린더가 일정속도로 움직일 때 바늘의 거동을 해석할 때에는 모터에서 실린더까지의 동역학 모델은 필요치 않으므로 본 논문에서 관계되는 동역학 요소는 실린더, 편직바늘 및 캠이다.

바늘의 움직임을 해석하기 위하여 Fig. 1과 같이 5 Body model을 세웠다. 이 중 캠은 실린더 주위에 고정되어 있으므로 Ground로 취급할 수 있다. 실린더는 회전을 하므로 실린더와 Ground와의 연결은 Revolute Joint로, 실린더 홈을 따라 바늘이 수직운동을 하므로 실린더와 바늘은 Translational Joint로 연결된다.

바늘의 버트가 상부캠과 하부캠 사이를 지나가는 데 버트의 하단이 하부캠과 접촉하는 경우, 버트의 상단이 상부캠과 접촉하는 경우, 그리고 버트가 두 캠의 어느 것보다도 접촉하지 않는 경우의 세 가지 경우가 있게 된다. 이를 묘사하기 위하여 가상의 Body를 두 개 첨가하였다. 두 Body는 실린더 주위를 바늘과 함께 회전하되 하나는 상부캠에 접하여, 다른 하나는 하부캠에 접하면서 회전한다. 두 Body와 바늘의 버트 사이에 힘요소가 들어가게 되어 버트가 캠에 충돌할 때 바늘이 받는 힘을 바늘에 전달하여 준다. 이 두 Body와 캠은 각각 Point_to_Curve 요소로 각기 연결되어 Body의 한 점과 캠의 3차원 커브가 항상 접하게 된다.

2.2 동역학 방정식

바늘은 실린더의 트릭내에서 실린더와 함께 회전하므로 바늘의 원주방향의 위치, 속도는 실린더의 회전각과 회전속도에 의하여 결정된다. 따라서 관심이 되는 것은 바늘의 수직방향 움직임이다. 바늘의 버트는 상부캠과 하부캠 사이에 위치하여 어느 순간에는 상부캠과, 또 어느 순간에는 하부캠과 접촉하여 접촉력을 받고 그 이외에는 캠과 접촉하지 않고 있다.

정적인 평형하에서 캠과 바늘 사이의 수직반력식이 유도된 바 있으나⁽⁴⁾ 버트와 캠이 항상 접촉한다는 가정하에서 유도한 것이고 실제로 바늘의 버트가 상부캠과 하부캠 사이에서 캠과 접촉하지

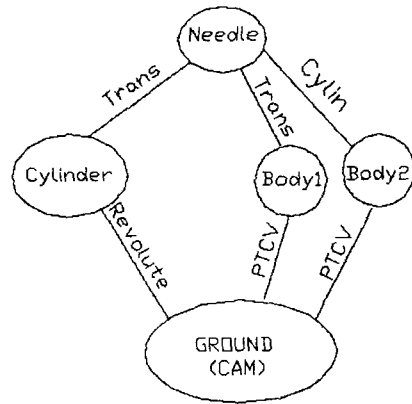


Fig. 1 Dynamic model of the needle cam system

않는 경우를 간과하였다.

바늘에 걸리는 수직방향 힘으로부터 동역학 방정식을 세우면 다음과 같다.

$$F_y + \mu B + \mu S + T_y + D + mg = m \ddot{y} \quad (1)$$

여기서, F_y 는 바늘과 캠 사이에 작용하는 반력 및 마찰력의 y 방향 성분이고, μB 는 밴드 스프링과 바늘과의 마찰력이고, μS 는 바늘과 트릭 간의 마찰력이고, T_y 는 실장력의 y 방향 성분이고, D 는 트릭내의 오일에 의한 점성저항력이고, mg 는 바늘의 질량에 의한 중력이다.

위에 언급한 힘들 중 바늘과 캠 사이에 작용하는 반력과 마찰력을 선형 스프링으로 대체하는 방법과 바늘과 밴드스프링, 바늘과 트릭 사이에 작용하는 마찰력을 적용하는 방법을 제시한다. 실장력은 실의 종류와 짜리는 편직물이 특성에 따라 그 값이 크게 달라지게 되는 데, 본 연구에서는 바늘운동에 대한 실장력의 영향까지 다루지는 않았다. 또한, 트릭내의 오일에 의한 점성저항력은 오일이 그다지 많지 않을 때 거의 무시할 수 있으므로⁽³⁾ 생략하였다.

2.3 수직스프링상수

바늘이 실린더의 회전에 따라 오른쪽으로 이동할 때, 바늘의 버트가 하부캠(상승캠)에서 받는 힘을 Fig. 2(a)에 도시하였는데 버트의 아래와 위에 있는 곡선은 각각 하부캠과 상부캠의 형상이다. N 은 캠에서의 수직반력이며 μN 은 마찰력이고 α 는 캠각도이다.

수직반력과 마찰력의 합력의 수평방향(실린더의 진행방향)과 수직방향 성분은

$$F_x = N(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \quad (2.a)$$

$$F_y = N(\cos \alpha - \mu \sin \alpha) \quad (2.b)$$

힘의 합력이 음의 x 방향과 이루는 각도를 θ 라 하면

$$\tan \theta = \frac{\cos \alpha - \mu \sin \alpha}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = \frac{1 - \mu \tan \alpha}{\tan \alpha + \mu} \quad (3)$$

캠에서의 반력 및 마찰력에 의해 버트가 Fig. 2(b)의 버트(실선)처럼 굽힘이 일어나지만 본 연구에서는 버트를 포함한 바늘을 강체로 해석하였고 굽힘에 의한 강성으로부터 유도한 수평력과 캠각도로부터 유도한 수직력을 버트에 적용할 것이다.

수평방향 및 수직방향 스프링의 스프링상수를 각각 k_1 및 k_2 라 놓으면 버트가 캠에 충돌시 캠에서부터 수평력과 수직력을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_x = -k_1 x, \quad F_y = k_2 y \quad (4)$$

여기서 $k_1 x$ 는 바늘과 캠이 접촉하는 동안 캠에서 바늘에 전해지는 수평방향 힘이며 x 는 버트의 x 방향 변형(deflection)이다. k_1 은 수평방향 스프링상수이며 이 값은 바늘을 구조해석하여 얻은 강성계수를 적용할 것이다. (4)로 표현되는 F_x 와 F_y 의 합력이 음의 x 방향과 이루는 각 θ 와의 관계는

$$\tan \theta = \frac{k_2 y}{k_1 x} \quad (5)$$

여기서 $k_2 y$ 는 캠에서 바늘에 가하는 수직방향 스프링력이다.

버트는 캠을 따라 움직이므로 미소 x 및 y 만큼의 변형과 캠각도 α 에 의해 다음 식으로 나타내어진다.

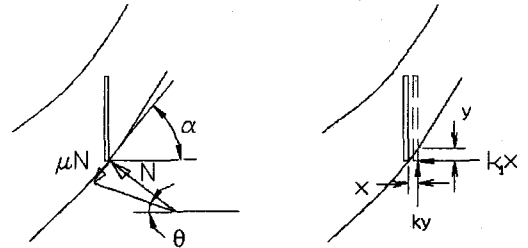
$$\tan \alpha = \frac{y}{x} \quad (6)$$

(3), (5), (6)에서 다음 식이 유도된다.

$$k = k_1 \frac{1 - \mu \tan \alpha}{\tan \alpha + \mu} \quad (7)$$

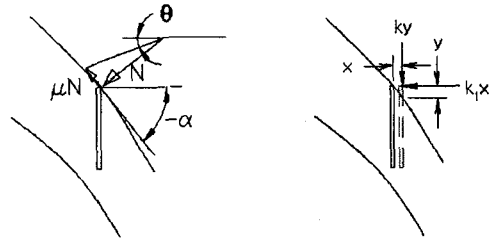
수직 강성(수직 스프링상수)을 바늘의 강성 k_1 과 캠각도 α 의 함수로 유도하였는데, (7)은 $\tan \alpha > 0$ 또는 $\tan \alpha < -\mu$ 에서 유효하다. (7)에서

$-\mu < \tan \alpha < 0$ 에서는 k 의 부호가 음이 되고, $\tan \alpha$ 가 0 또는 $-\mu$ 가 되면 k 값이 무한대가 되는 결과를 초래하게 되어 수평강성, 캠각도 및 마찰계수로 수직강성을 나타낼 수 없게 된다. $-\mu \leq \tan \alpha \leq 0$ 인 경우는 다음 장에서 다룬다.



(a) Reaction and friction (b) Horizontal and vertical forces

Fig. 2 Forces between the butt and the guard cam



(a) Reaction and friction (b) Horizontal and vertical forces

Fig. 3 Forces between the butt and the stitch cam

바늘의 버트가 상부캠(하강캠)에서 받는 힘을 Fig. 3(a)에 도시하였다. 수직반력과 마찰력의 합력의 수평방향(실린더의 진행방향)과 수직방향 성분은

$$F_x = -N\{\sin(-\alpha) + \mu \cos(-\alpha)\} \quad (8.a)$$

$$F_y = -N\{\cos(-\alpha) - \mu \sin(-\alpha)\} \quad (8.b)$$

힘의 합력이 수평면과 이루는 각도를 θ 라 하면

$$\tan \theta = \frac{\cos(-\alpha) - \mu \sin(-\alpha)}{\sin(-\alpha) + \mu \cos(-\alpha)} = \frac{1 + \mu \tan \alpha}{\tan \alpha - \mu} \quad (9)$$

하강캠에서의 반력 및 마찰력을 수평성분과 수직성분으로 나누면 상승캠에서와 같은 방법으로 다음과 같은 식이 나오게 된다.

$$F_x = -k_1 x, \quad F_y = -k_2 y \quad (10)$$

캠각도가 α 일 때 상부캠에서 유도한 것처럼 다음 식이 유도된다.

$$k = k_1 \frac{1}{\tan \alpha - \mu} + \mu \quad (11)$$

(11)은 $\tan \alpha < 0$ 또는 $\tan \alpha > \mu$ 에서 유효하며 $0 \leq \tan \alpha \leq \mu$ 인 경우는 다음 장에서 다룬다.

2.4 마찰력

2.4.1 바늘과 트릭간의 마찰력

바늘을 실린더 축방향에서 본 단면이 Fig. 5에 있는 데 빗금 친 부분은 실린더이고 실린더 트릭 내에서 바늘은 보통 0.1mm 정도의 아주 작은 간극을 갖고 있다. 캠이 버트에 가하는 힘의 작용점은 버트와 캠이 접하는 곳이며 트릭에서의 반력 S 는 실린더의 외경부분에 작용한다. 캠이 버트에 가한 힘 F_x 가 작용할 때 모멘트평형으로부터 $S = \frac{b}{a} F_x$ 가 되므로, 마찰계수를 곱하면 마찰력이 나온다. 즉,

$$\mu S = \frac{\mu b}{a} F_x \quad (12)$$

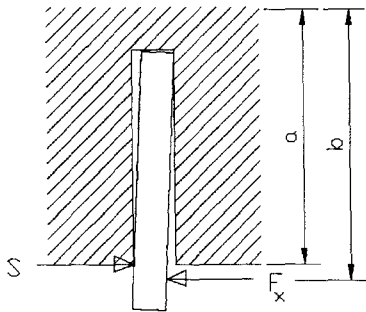


Fig. 4 Force between the needle and the trick

2.4.2 밴드스프링과 바늘과의 마찰력

실린더 트릭에서 상하로 움직이는 바늘은 실린더가 회전할 때 바깥으로 나가지 못하게 잡아주는 것이 밴드스프링의 역할이다. 질량 m 이고 실린더 중심에서 r 떨어진 곳에 위치하는 바늘이 ω 의 속도로 회전할 때 바늘의 질량중심에 작용하는 힘을 구하여 모멘트 평형식을 적용하면 스프링력 B 를 구할 수 있다.

$$B = mr\omega^2 \frac{c}{d} \quad (13)$$

여기서 c 는 실린더 상부에서 밴드스프링까지, d 는 실린더 상부에서 바늘질량중심까지의 거리이며 이 값은 바늘이 상하로 움직임에 따라 변하게 된다. 마찰력은 이 값에 밴드스프링과 바늘과의 마찰계수 μ 를 곱하여 얻어진다.

3. 수치예

3.1 수평강성

바늘의 강성을 알기 위하여 버트가 캠에 접촉하는 부분에 1N의 힘을 가하고 그곳의 변형을 ANSYS 프로그램을 사용하여 구하였다. 이 때 사용된 재료상수는 Table 1과 같다. 바늘이 두께가 일정하여 ANSYS의 Shell63 요소를 사용하였으며 자동으로 메쉬를 생성하였으며 전체적으로 926개의 요소가 생성되었다. 그림의 왼쪽이 본 논문에 사용된 편직바늘이다. 가장 위 부분의 후크부분은 너무 가늘어 메쉬 생성의 어려움이 있어서 생략하였으며 강성을 구하는 데에는 거의 영향을 주지 않는다고 판단된다. 바늘이 실린더의 트릭에서 원주방향 변형이 구속되어 있으므로 이 구속조건을 집어넣어 버트가 캠에 접촉하는 부분의 변형을 구하여 바늘의 수평방향강성이 $k_1 = 1060 \text{ N/mm}$ 로 얻어졌다.

Table 1 Material properties of the needle

Mass	0.643 g
Length	137 mm
Thickness	0.40 mm
Young's modulus	0.217e6 N/mm ²
Poisson's ratio	0.27
Density	7850kg/m ³

3.2 최대수직강성과 감쇠요소

바늘이 하부캠과 충돌시 (7)에서 캠각도가 0 또는 $-\mu$ 가 되면 수직강성이 무한대로 되므로 이를 시뮬레이션시 고려를 해야한다. 본 프로그램에서는 수직강성의 최대치를 수평강성의 40배로 하여 무한대로 되는 수치적 결함을 방지하고자 한다. (5)와 (6)로부터 이 때의 캠각도를 구하면

$$\left| \frac{1}{\tan \alpha - \mu} \right| \geq 40 \text{ 에서}$$

$$-0.242 \leq \tan \alpha \leq 0.103$$

$$-13.6^\circ \leq \alpha \leq 5.88^\circ$$

즉, 이 범위내의 캠각도에서는 버트가 하부캠에 충돌할 때 $k = 40 k_1$ 을 사용한다.

바늘이 상부캠과 충돌시에도 마찬가지로 방법으로 수직강성의 최대치를 수평강성의 40배로 하여 이 경계값을 구하면 아래와 같다.

$$-5.88^\circ \leq \alpha \leq 13.6^\circ$$

바늘의 강성으로부터 바늘과 캠 사이에 작용하는 수직스프링상수가 (6) 및 (10)에 유도되었다. 그런데, 바늘 자체에는 감쇠가 있으므로 이를 고려하는 것이 타당하다. 본 연구에는 일반적으로 사용되는 강의 감쇠비인 0.0006을 적용하였으며 바늘의 수직스프링상수가 캠각도에 따라 변하므로 감쇠계수도 그에 따라 변하게 된다.

3.3 사용 프로그램과 스텝사이즈

본 연구에 사용된 환편기는 실린더 직경이 30 인치이며 90 개의 캠이 실린더 주위에 배치되어 있다. 편직바늘의 운동을 시뮬레이션하기 위하여 동역학해석 프로그램인 ADAMS V.11을 사용하였다. 바늘이 캠, 트릭, 밴드스프링과 접촉할 때의 마찰계수는 접촉하는 물체, 윤활계의 종류, 윤활제의 양에 따라 그 값이 달라지게 되나 본 연구에서는 바늘이 캠과 접촉할 때는 0.125를 그 이외에는 0.135를 사용하였다.

시뮬레이션 시간은 실린더 회전속도에 따라 다르지만 세 개의 캠 구간을 지날 때까지로 한정하였다. 20rpm으로 실린더가 돌 때 3 개의 캠구간을 지나는 시뮬레이션 시간은 0.1초가 된다. 실린더 회전속도가 빠를수록 시뮬레이션 시간은 그에 비례하여 작아지게 된다. 스텝사이즈는 충돌이 일어나는 구간에는 시뮬레이션시간의 10^{-5} 배로 하였고 그 외의 경우에는 5배의 크기를 사용하였다.

3.4 시뮬레이션 결과

3.4.1 바늘의 궤적

Fig. 5는 실린더가 20 rpm으로 회전할 때 바늘의 버트 부분의 궤적을 세 개의 캠 구간에 대하여 도시한 것이다. 그림의 수평축은 시간을 나타낸 것이고 수직축은 캠커브와 버트의 수직방향 이동거리를 나타낸 것이다. 수평축이 시간이므로

여기에 실린더의 반경과 회전속도를 곱하면 수평축은 버트와 캠의 원주방향 이동거리가 될 것이다. 그림에서 가장 위 커브와 아래 커브는 상부캠과 하부캠 곡선을 나타낸 것이고 가운데 두 커브는 버트의 위부분과 아래 부분을 나타낸 것이다.

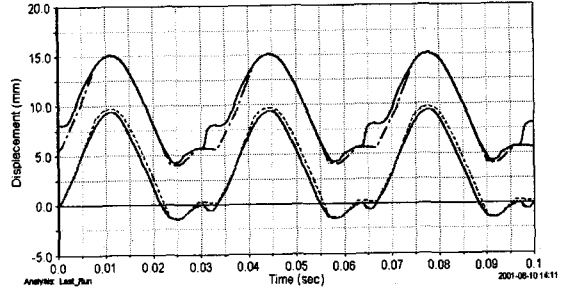


Fig. 5 Vertical displacement of the needle

3.4.2 바늘이 받는 수직력

Fig. 6은 실린더가 20rpm으로 회전할 때 바늘의 버트가 받는 수직력을 버트의 궤적과 함께 도시한 것이다. 양의 방향에 그려진 힘은 하부캠에서 버트에 가한 힘이고 음의 방향에 그려진 힘은 상부캠에서 버트의 상부에 가한 힘이다. 그림에서 알 수 있듯이 바늘이 받는 최대 수직력은 버트가 하부캠의 골짜기 부분에 충돌할 때 생기며 각 캠 구간마다 그 값이 다소 차이가 있음을 알 수 있다. 골짜기를 통과한 버트가 상부캠과 충돌 후, 하부캠의 경사면에 두 번 충돌함을 그림에서 볼 수 있다.

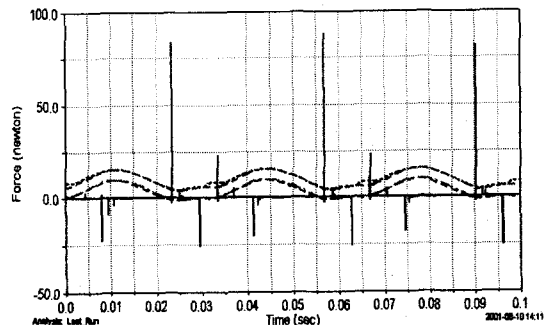


Fig. 6 Vertical forces acting on the needle

여러 개의 다른 회전속도로 실린더가 회전할 때 버트가 캠에 충돌시 받는 최대 수직력을 Fig.

7에 나타내었다. 그림에 나타난 값은 세 개의 캠 구간에서의 최대값의 평균이다. 본 연구에 사용된 환편기의 권장속도가 20rpm이며 최고 25rpm까지 사용되는 데 시뮬레이션은 10rpm부터 40rpm까지 행하였다. 30rpm 시에는 바늘이 받는 최대 수직력이 20rpm시의 2 배가 되고 40rpm시에는 3 배가 넘음을 알 수 있다.

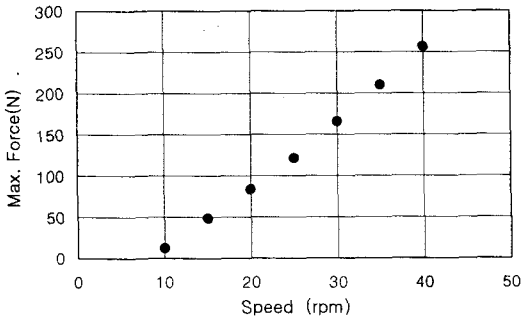


Fig. 7 Max. vertical forces acting on the needle

4. 결론

환편기내의 편직바늘의 운동을 다물체동역학(Multibody Dynamics)으로 해석하였다. 이를 위하여 바늘, 캠, 실린더 외에 두 개의 가상의 Body를 첨가하여 5 Body 모델을 세웠으며 바늘의 버트와 가상의 두 Body 사이에 선형스프링이 작용한다고 모델링하였다. 스프링상수를 얻는 식을 바늘의 수평강성, 바늘과 캠 사이의 마찰계수, 캠 각도로부터 유도하였으며 바늘의 강성은 유한요소해석을 통하여 구하였다. 수치예로서 실린더가 20rpm으로 회전할 때 바늘의 버트가 이동하는 궤적과 바늘이 받는 수직력을 도식하였다. 또한, 여러 개의 다른 회전속도로 실린더가 회전할 때 버트가 받는 최대 수직력을 구하였다.

참고문헌

- (1) Spencer, D. J., 1983, *Knitting Technology*, Pergamon Press.
- (2) Munden, D. L., 1960, "Consideration of the Design of Knitting Cam Mechanism," *J. Textile Institute*, Vol. 51, pp. 712~716.
- (3) Wray, G. R. and Burns, N. D., 1976, "Dynamic

- Forces in Weft-knitting: Part 1, 2 and 3," *J. Textile Institute*, Vol. 67, No. 5, pp. 149~165.
- (4) MacCarthy, B. L., Sharp, J. M., and Burns, N. D., 1992, "An Analysis of the Mechanical Forces in Latch Needle Cam Systems," *Journal of Mechanical Engineering Science: Part C*, Vol. 206, pp. 129~137.
- (5) Wray, G. R. and Burns, N. D., 1978, "Cam-to-needle Impact Forces in Weft-knitting part XI: the Measurement of Impact-induced Strains in Latch Needles," *J. Textile Institute.*, Vol. 69, No. 10, pp. 315~320.
- (6) 박정훈, 유홍희, 황요하, 양현익, 2000, "충돌하는 구속 다물체계의 동역학해석," 대한기계학회논문집 A, 24권, 2호, pp. 535~542.
- (7) Ahmed, S., Lankarani, H. M., and Pereira, M. F. O. S., 1999, "Frictional Impact Analysis on Open-loop Multibody Mechanical Systems," *Trans ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 121, pp. 119~127.
- (8) Pereira, M. S., Nikravesh, P., 1996, "Impact Dynamics of Multibody Systems with Frictional Contact Using Joint Coordinates and Canonical Equations of Motion," *Nonlinear Dynamics*, Vol. 9, pp. 53~71.