

편직바늘·캠 시스템의 동역학해석

정 광 영[†] · 김 영 배^{*}

(2001년 9월 6일 접수, 2002년 6월 10일 심사완료)

Dynamic Analysis of the Latch Needle Cam System

Kwang Young Jeong and Young-Bae Kim

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

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 the data of the multibody dynamics program, the motion of the needle is described and the forces and impulses between the needle and the cam are obtained.

1. 서 론

편직바늘·캠 시스템은 환편기(Circular Knitting Machine)와 같은 편기(Weft-knitting Machine)에서 바늘의 움직임에 안내하는 역할을 한다.⁽¹⁾ 환편기의 구조를 Fig. 1에 간략히 나타내었다. 편직바늘은 트릭(trick)이라고 부르는 일정한 간격의 실린더 홈에 위치하여 실린더와 함께 원주방향으로 진행을 하면서 바늘의 버트(Butt)가 상부캠과 하부캠 사이를 따라가므로 수직으로도 움직인다. 따라서 바늘의 수직이동을 안내하는 역할을 캠이 맡고 있다. 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 힘

이 걸리게 되어 바늘이 쉽게 마모되게 될 뿐만 아니라 바늘이 고르게 진행하지 못하여 편직된 직물의 질이 저하되는 결과를 초래한다.⁽²⁾ 따라서 바늘에 걸리는 힘의 산정은 환편기의 캠 설계시 중요한 역할을 한다.

편직바늘·캠 시스템에 대한 몇 가지 연구가 제안되어 왔다. 선형캠과 바늘 사이에 작용하는 힘을 구하는 식이 제시되었고,⁽³⁾ 바늘에 스트레인 게이지를 부착시켜 바늘에 걸리는 힘을 실험적으로 구하는 연구가 이루어졌으나^(4,5) 바늘과 캠이 계속 접촉한다는 가정을 가지고 있다. 비선형캠 시스템에서 바늘에 걸리는 힘에 대한 연구⁽⁶⁾도 제시되었으나 이것 역시 바늘과 캠이 계속 접촉한다는 가정을 갖고 있어서 바늘과 캠이 수시로 충돌하는 상황을 간과하였다.

최근 다물체동역학 분야에서 충돌에 대한 연구가 많이 이루어지고 있다. 두 강체 사이의 충돌에 대한 연구^(7,8)가 행하여졌으나 탄성변형을 하는 편직바늘에 적용하기는 적합하지 못하다. 유연물체(Flexible body)의 접촉 및 충돌에 대한 논문도 발표된 바 있으나,⁽⁹⁾ 편직바늘은 실린더 트릭내에서 아주 작은 간극을 갖고 구속되어 있

[†] 책임저자, 회원, 공주대학교 기계공학부

E-mail : kyjeong@kongju.ac.kr

TEL : (041)850-8614 FAX : (041)854-1449

^{*} 회원, 전남대학교 자동차공학부

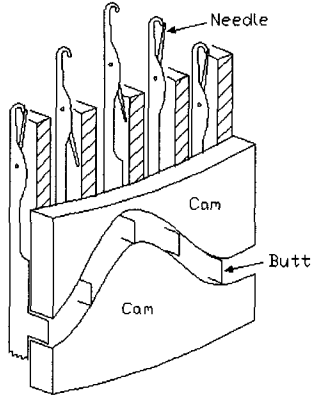


Fig. 1 Typical cam section

므로 편직바늘의 운동에 적용하기가 어렵다. 캠과 종동절(Follower)을 갖는 기구의 동역학해석에 대한 연구도 제시되었으나,^(10,11) 이 기구의 캠은 구동캠이므로 고정캠을 갖는 편직바늘 시스템에 적용하기가 곤란하다.

본 논문에서는 편직바늘의 운동을 다물체동역학으로 해석하고자 한다. 편직바늘은 트릭내에서 아주 작은 간극을 갖고 상하운동을 하고 있으므로 편직바늘을 강체로 취급하고자 한다. 그러나 캠에 충돌시 바늘에 휩모멘트가 걸리므로 이것을 고려하기 위하여 선형스프링이 바늘과 캠 사이에 작용한다고 가정하여 시뮬레이션을 행할 것이다. 스프링상수는 바늘의 강성, 바늘과 캠 사이의 마찰계수, 바늘과 캠이 충돌시의 캠각도로부터 유도할 것이다. 바늘의 강성은 유한요소해석을 통하여 구하게 된다.

2. 본 론

2.1 동역학 모델

환편기에서 모터가 회전하면 감속기와 상하부 연결축을 거쳐 실린더가 회전을 하게 된다. 실린더내의 바늘은 Fig. 1과 같이 실린더내의 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 논문에 관

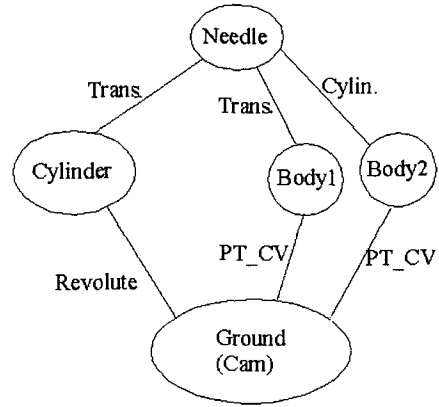


Fig. 2 Dynamic model of the needle cam system

계되는 동역학 요소는 실린더, 편직바늘 및 캠이다.

바늘의 움직임을 해석하기 위하여 Fig. 2와 같이 5 개의 물체(Body)로 이루어진 동역학 모델을 세웠다. 이 중 캠은 실린더 주위에 고정되어 있으므로 그라운드(Ground)로 취급할 수 있다. 실린더는 회전을 하므로 실린더와 그라운드와의 연결은 회전관절(Revolute Joint)로, 실린더 홈을 따라 바늘이 수직운동을 하므로 실린더와 바늘은 병진관절(Translational Joint)로 연결된다.

바늘의 버트가 상부캠과 하부캠 사이를 지나가는 데 버트의 하단이 하부캠과 접촉하는 경우, 버트의 상단이 상부캠과 접촉하는 경우, 그리고 버트가 두 캠의 어느 것과는도 접촉하지 않는 경우의 세 가지 경우가 있게 된다. 이를 묘사하기 위하여 가상의 물체를 두 개 첨가하였다. 이 두 물체는 실린더 주위를 바늘과 함께 회전하되 하나는 상부캠에 접하여, 다른 하나는 하부캠에 접하면서 회전한다. 두 물체와 바늘사이는 병진관절과 원통관절(Cylindrical Joint)로 연결하였으며 두 물체와 바늘의 버트 사이에 힘요소가 들어가게 되어 버트가 캠에 충돌할 때 바늘이 받는 힘을 바늘에 전달한다. 이 두 물체와 캠은 각각 점·곡선(Point_to_Curve) 요소로 각기 연결되어 버트의 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. 따

라서 관심이 되는 것은 바늘의 수직방향 움직임이다.

실린더 트릭내의 바늘이 받는 수직방향 운동에 영향을 주는 힘을 바늘과 접촉하는 대상에 의하여 분류하면 다음과 같다.

- 1) 캠과의 충돌/접촉에 의한 반력과 마찰력
- 2) 실린더 트릭과의 접촉에 의한 마찰력
- 3) 밴드스프링과의 마찰에 의한 마찰력
- 4) 바늘의 중력
- 5) 실을 채서 벗기 전까지 받는 실장력
- 6) 트릭내의 오일에 의한 점성저항력

편직바늘·캠 시스템에 대한 기존의 연구^(4,6)에서는 바늘이 받는 힘을 정역학적으로 해석하였으므로 위에 언급한 힘들 이외에 관성력을 집어넣었으며 바늘과 캠과의 충돌을 고려하지 못하였다. 본 논문에서는 동역학 모델링을 하므로 위에 언급한 힘의 합력이 바늘의 운동으로 나타내어질 것이며 바늘과 캠과의 충돌이 고려된다.

바늘에 걸리는 수직방향 힘으로부터 동역학 방정식을 세우면 다음과 같다.

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

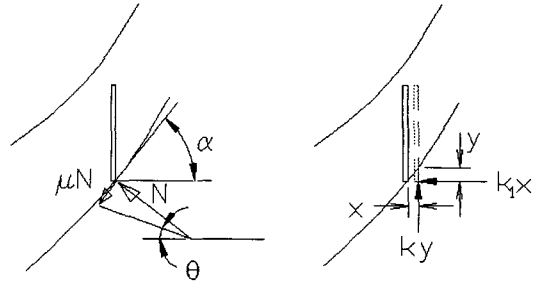
여기서, F_y 는 바늘과 캠 사이에 작용하는 반력 및 마찰력의 y 방향 성분이고, μB 는 밴드스프링과 바늘과의 마찰력이고, μS 는 바늘과 트릭간의 마찰력이고, T_y 는 실장력의 y 방향 성분이고, D 는 트릭내의 오일에 의한 점성저항력이고, mg 는 바늘의 질량에 의한 중력이다.

위에 언급한 힘들 중 실장력은 실의 종류와 짜려는 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⁽⁴⁾ 생략하였다.

2.3 캠에서 바늘에 가해주는 힘

2.3.1 상승캠

바늘이 실린더의 회전에 따라 오른쪽으로 이동할 때, 바늘의 버트가 하부캠(상승캠)에서 받는 힘을 Fig. 3(a)에 도시하였는데 버트의 아래와



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

Fig. 3 Forces between the butt and the guard cam

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

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

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

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 바늘에 굽힘 변형이 일어나는데 바늘을 강체로 취급하고 반력과 마찰력을 수평 및 수직방향 스프링력으로 대체한다. Fig. 3(b)의 실선으로 나타낸 버트는 바늘이 캠에 충돌하여 탄성변형이 일어난 것이며, 점선으로 나타낸 것은 바늘의 위치와 반력 및 마찰력을 수평 및 수직방향 스프링력으로 나타낸 것이다. 스프링력은 버트가 캠에 충돌하는 동안에만 발생하게 된다. 수평 및 수직방향 스프링의 스프링상수를 각각 k_1 및 k_2 라 하면 버트가 캠에 충돌시 받는 수평력과 수직력은 다음과 같다.

$$F_x = -k_1 x \quad (4a)$$

$$F_y = k_2 y \quad (4b)$$

수평방향 스프링상수 k_1 은 바늘을 구조해석하여 얻은 강성계수를 적용하게 된다.

F_x 와 F_y 의 합력이 음의 x 방향과 이루는 각 θ 와의 관계는

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

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

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

(3), (5), (6)에서 다음 식이 유도된다.

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

이 식은 $\tan \alpha > 0$ 또는 $\tan \alpha < -\mu$ 에서 유효하며 $-\mu < \tan \alpha < 0$ 이면 k 의 부호가 음이 되고 $\tan \alpha$ 가 0 또는 $-\mu$ 가 되면 k 값이 무한대가 되는 결과를 초래하게 된다. $-\mu \leq \tan \alpha \leq 0$ 인 경우는 다음 장에서 다룬다.

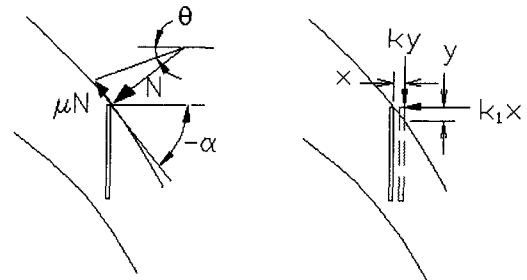
수직 강성(수직 스프링상수) k 를 바늘의 강성 k_1 과 캠각도 α 의 함수로 유도하였는데, 일반적으로 모든 재료는 감쇠성분이 있으므로 캠에서 바늘에 작용하는 힘 F_y 는 스프링력과 감쇠력이 동시에 작용한다고 모델링하여 (4b)로 주어진 스프링력에 감쇠에 의한 감쇠력을 합하여 (4b)를 다음 식으로 대치한다. 여기서 c 는 감쇠계수이다.

$$F_y = ky + c \dot{y} \quad (8)$$

본 연구에서는 일반적으로 사용되는 강의 감쇠비인 0.0006을 사용하여 감쇠계수를 구하여 적용할 것이다.

2.3.2 하강캠

버트가 상부캠(하강캠)에서 받는 힘을 Fig. 4(a)



(a) Reaction and friction (b) Horizontal and vertical forces
Fig. 4 Forces between the butt and the stitch cam

에 도시하였다. 수직반력과 마찰력의 합력의 수평방향(실린더의 진행방향)과 수직방향 성분은 아래와 같다.

$$F_x = -N\{\sin(-\alpha) + \mu \cos(-\alpha)\} \quad (9a)$$

$$F_y = -N\{\cos(-\alpha) - \mu \sin(-\alpha)\} \quad (9b)$$

힘의 합력이 수평과 이루는 각도를 θ 라 하면

$$\tan \theta = \frac{1 + \mu \tan \alpha}{\tan \alpha - \mu} \quad (10)$$

하강캠에서의 반력 및 마찰력에 의해 버트가 받는 힘을 Fig. 4(b)와 같이 수평 및 수직방향 성분으로 나누면 다음과 같다.

$$F_x = -k_1 x \quad (11a)$$

$$F_y = -ky \quad (11b)$$

캠각도가 α 일 때 상부캠에서 유도한 것처럼 다음 식이 유도되며 수직력도 상승캠에서 구했듯이 (8)처럼 감쇠력을 포함하여 적용할 것이다.

$$k = k_1 \frac{\frac{1}{\tan \alpha} + \mu}{\tan \alpha - \mu} \quad (12)$$

(12)는 $\tan \alpha < 0$ 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,

$$\mu S = -\frac{\mu b}{a} F_x \quad (13)$$

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.

$$B = mr\omega^2 \frac{c}{d} \quad (14)$$

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 바늘의 수평강성

바늘의 강성을 알기 위하여 바늘의 버트가 캠에 접촉하는 부분에 1N의 힘을 가하고 그곳의 변형을 ANSYS 프로그램을 사용하여 구하였다. 이 때 사용된 재료상수는 Table 1과 같다.

Fig. 6의 왼쪽이 본 논문에서 사용된 편직바늘이

다. 바늘이 두께가 일정하여 ANSYS의 Shell63 요소를 사용하였으며 전체적으로 926 개의 요소가 생성되었다. 가장 위 부분의 후크부분은 너무 가늘어 메쉬 생성의 어려움이 있어서 생략하였으며 강성을 구하는 데에는 거의 영향을 주지 않는다고 판단된다. 바늘은 실린더 트릭 내에서 원주방향 변형이 구속되어 있으므로, 이 구속조건을 짚어넣어 버트가 캠에 접촉하는 부분(그림의 A부분)의 변형을 구하였다. 즉, A에 수평력을 가할 때 A에서의 변형값을 구하고, 이것으로 수평방향 강성을 구하여 $k_1 = 1060 \text{ N/mm}$ 이 얻어졌다.

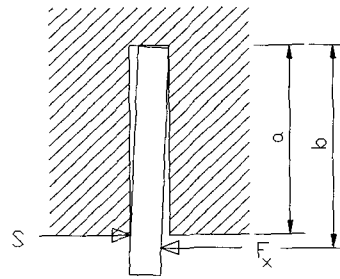


Fig. 5 Force between the needle and the trick

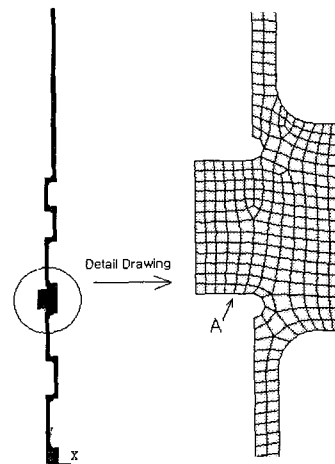


Fig. 6 Finite element model of the needle

Table 1 Material properties of the needle

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

3.2 최대수직강성

바늘이 하부캠과 충돌시 (6)에서 캠각도가 0 또는 $-\mu$ 가 되면 수직강성이 무한대로 되므로 이를 시뮬레이션시 고려를 해야한다. 본 시뮬레이션에서는 수직강성의 최대치를 수평강성의 40 배로 하여 (7)의 우변이 무한대로 되는 수치적 결함을 방지하였다. 이 때의 캠각도를 구하면

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

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

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

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

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

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

3.3 사용 프로그램과 스텝사이즈

본 연구에 사용된 환편기는 실린더 직경이 762 mm이며 90 개의 캠이 실린더 주위에 배치되어 있다. 편직바늘의 운동을 시뮬레이션하기 위하여 동역학해석 프로그램인 ADAMS V.11을 사용하였다.

캠 커브의 모델링은 ADAMS에 있는 기능을 사용하여 3차원 스플라인 커브로 근사하였다. 본 예제에서는 세 개의 캠 구간을 스플라인 커브로 근사하였는데 하나의 캠커브를 28 개의 구간으로 나누면 85 개의 캠좌표가 필요하다. 여기에 경계에서의 영향을 줄이기 위하여 캠 구간 바깥의 몇 개의 점을 추가하여 92 개의 점을 상부캠과 하부캠의 커브 데이터로 입력하였다. ADAMS에서는 92개의 캠좌표를 지나는 3차원 스플라인 커브를 만들어 스텝사이즈마다 캠커브의 좌표, 기울기 등 필요한 커브값이 사용되도록 한다.

바늘이 캠, 트릭, 밴드스프링과 접촉할 때의 마찰계수는 접촉하는 물체, 윤활제의 종류, 윤활제의 양에 따라 그 값이 달라지게 되나 본 연구에서는 바늘이 캠과 접촉할 때는 0.125를 그 이외에는 0.135를 사용하였다.

시뮬레이션 시간은 세 개의 캠 구간을 지날 때까지로 한정하였다. 20 rpm으로 실린더가 돌 때 3 개의 캠구간을 지나는 시뮬레이션 시간은 0.1

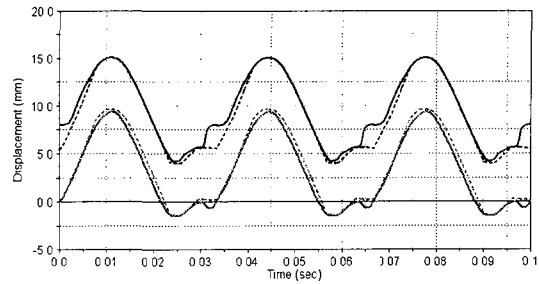


Fig. 7 Vertical disp. of the needle at 20 rpm

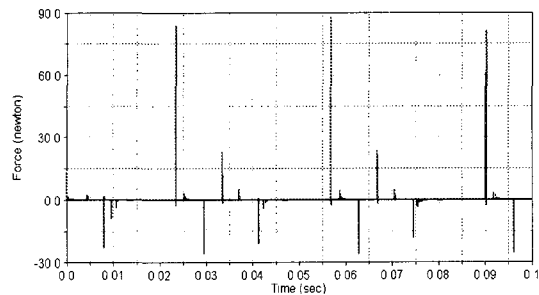


Fig. 8 Vertical forces on the butt at 20 rpm

초가 된다. 실린더 회전속도가 빠를수록 시뮬레이션 시간은 그에 비례하여 작아지게 된다. 스텝 사이즈는 충돌이 일어나는 구간에는 시뮬레이션 시간의 10^{-5} 배로 하였고 그 외의 경우에는 5×10^{-5} 배의 크기를 사용하였다.

3.4 바늘(버트)의 궤적

Fig. 7은 실린더가 20 rpm으로 회전할 때 바늘의 버트부분의 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. 세 개의 캠 구간에 대하여 버트의 궤적을 캠커브와 함께 도시하였는데 버트의 궤적이 캠에 충돌하여 그 궤적을 바꾸는 것이 나타나 있다.

3.5 바늘이 받는 수직력과 충격량

Fig. 8은 실린더가 20 rpm으로 회전할 때 바늘의 버트가 받는 수직힘을 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 있으나 전체적인 경향은 같음을 알 수 있다.

상부캠에서 여러 곳에서 충돌이 일어남을 그림에서 확인할 수 있다. 힘이 반복적으로 작용하는 구간 하나(0.074~0.078초)를 확대하여 Fig. 9에 나타내었다. 힘이 반복적으로 작용하는 이유는 캠에 의하여 바늘의 궤적이 계속 바뀌면서 바늘의 강성에 의한 스프링력이 연속적으로 작용하기 때문으로 설명된다. 비록 캠 종류는 다르지만 실험에 의한 연구⁽⁴⁾에서 바늘에 걸리는 힘응력의 역전현상이 관찰되는 데 본 시뮬레이션 결과 반복적인 힘에 의한 것으로 해석된다.

여러 개의 다른 회전속도로 실린더가 회전할 때 버트가 캠에 충돌시 받는 최대 수직력을 Fig. 10에 나타내었다. 그림에 나타난 값은 세 개의 캠 구간에서의 최대값의 평균이다. 본 연구에 사용된 환편기의 권장속도가 20 rpm이며 최고 25 rpm 까지 사용되는 데 시뮬레이션은 10 rpm부터 40 rpm까지 행하였다. 30 rpm에서는 바늘이 받는 최대 수직력이 20 rpm에서의 2 배가 되고 40 rpm에서는 3 배가 넘음을 알 수 있다.

버트가 캠에 충돌시 속도의 변화는 충격량에 의하여 다음과 같은 식으로 나타내어진다.

$$mv_2 - mv_1 = \int F dt \quad (15)$$

여기서 m 은 바늘의 질량, v_1 과 v_2 는 각각 바늘의 충돌전후의 속도벡터이고 F 는 바늘에 가해진 힘벡터이다.

20 rpm과 40 rpm으로 실린더가 회전시 바늘이 받는 최대힘 구간을 확대하여 Fig. 11과 Fig. 12에 각각 나타내었다. 이 힘곡선을 시간에 대하여 적분한 양이 충격량이다. 두 개의 그림을 비교하면 40 rpm일 때의 최대 수직력의 크기는 20 rpm일 때의 약 3 배이나 충격력이 작용하는 시간은 오히려 짧아졌음을 알 수 있다. 즉, 회전수가 증가할수록 바늘이 받는 힘의 시간에 대한 곡선은 점점 더 날카로워짐을 알 수 있다.

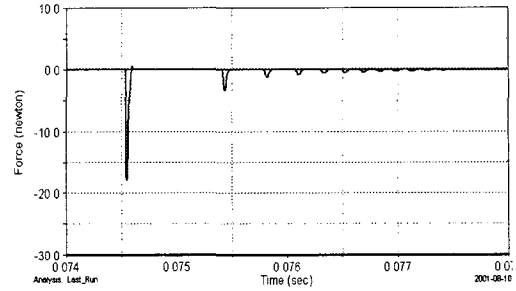


Fig. 9 Repeated vertical force at 20 rpm

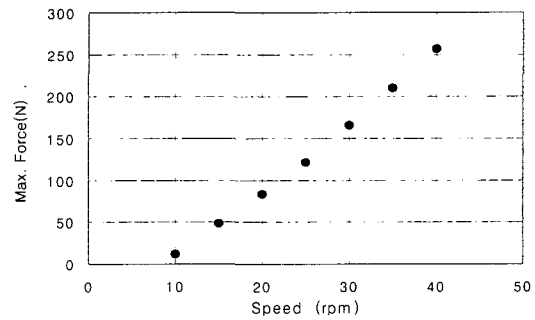


Fig. 10 Max. vertical force acting on the needle

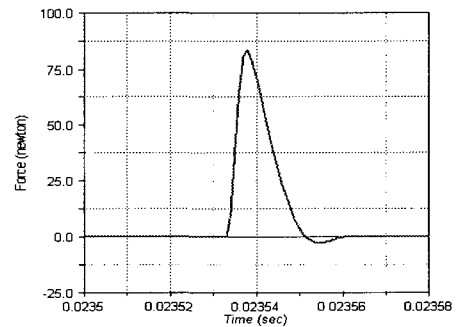


Fig. 11 Maximum vertical force at 20 rpm

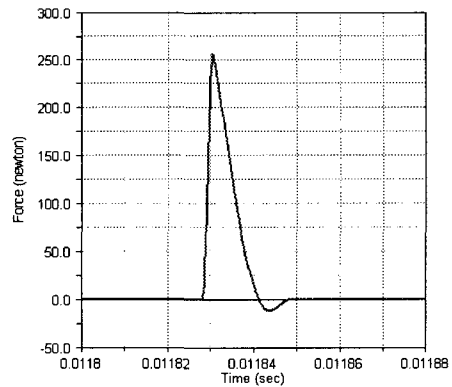


Fig. 12 Maximum vertical force at 40 rpm

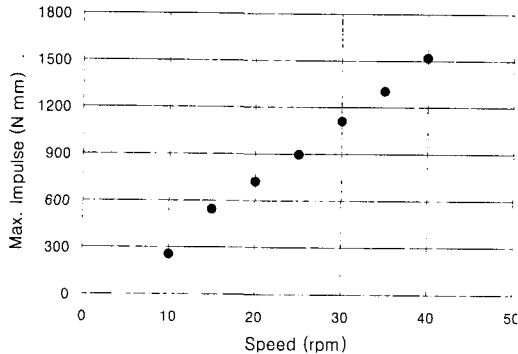


Fig. 13 Max. vertical impulse acting on the needle

Fig. 13에 실린더 회전속도에 따라 바늘이 받는 최대수직 충격량을 나타내었는데 회전속도가 증가함에 따라 충격량 역시 증가하나 수직력에 비해 완만함을 알 수 있다. 예를 들어 40 rpm일 때의 충격량은 20 rpm일 때의 약 2 배이다.

4. 결론

환편기내의 편직바늘의 운동을 다물체동역학으로 해석하였다. 이를 위하여 바늘, 캠, 실린더 외에 두 개의 가상의 물체를 첨가하여 5 물체 모델을 세웠으며 바늘의 버트와 가상의 두 물체 사이에는 선형스프링이 작용한다고 모델링하였다. 스프링상수를 얻는 식을 바늘의 수평강성, 바늘과 캠 사이의 마찰계수, 캠각도로부터 유도하였으며 바늘의 수평강성은 유한요소해석으로 구하였다.

수치예로서 실린더가 20 rpm으로 회전할 때 바늘의 버트가 이동하는 궤적과 바늘이 받는 수직력을 구하였다. 또한, 여러 개의 다른 회전속도로 실린더가 회전할 때 버트가 캠에 충돌시 받는 최대 수직력과 충격량을 구하였다. 실린더의 회전속도가 증가할수록 바늘이 받는 수직력의 증가율이 충격량의 증가율보다 더 큼이 확인되었다.

참고문헌

(1) Spencer, D. J., 1983, *Knitting Technology*, Pergamon Press.
 (2) Knapton, J. J. F., 1966, "The Dynamics of Weft-Kitting: a Mathematical Analysis," *Textile*

Research journal, Vol. 36, pp. 706~714.

(3) Oldham, K., Burns, N. D. and Simms, G. J., 1985, "Non-linear Cams for Weft-knitting Machines," *J. Textile Institute.*, Vol. 76, No. 1, pp. 30~37.
 (4) 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.
 (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) 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.
 (7) Park, J. H., Yoo, H. H., Hwang, Y. and Yang, H. I., 2000, "Dynamic Analysis of Constrained Multibody Systems undergoing Collision," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 24, No. 2, pp. 535~542.
 (8) Pereira, M. S. and 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.
 (9) Wasfy, T. M. and Noor, A. K., 1997, "Computational Procedure for Simulating the Contact/Impact Response in Flexible Multibody Systems," *Computer Methods in Appl. Mech. Eng.*, Vol. 147, pp. 153~166.
 (10) Lee, K., 1998, "A Numerical Method for Dynamic Analysis of Cam-Follower Mechanism Including Impact, Separation and Elastic Deformation," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 22, No. 3, pp. 519~528.
 (11) Shin, J. H., Kim, J. S. and Ha, K. H., 1997, "A Study on the Kinetodynamic Analysis for General Disk Cam Driving Slider Mechanisms," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 21, No. 6, pp. 871~883.