

고속 롤투롤 시스템의 펜듈럼 댄서를 사용한 장력제어기 매칭 설계

Matching Design of a Tension Controller with Pendulum Dancer in Roll-to-Roll Systems

강현규¹, 신기현^{2,✉}
Hyun-Kyoo Kang¹ and Kee-Hyun Shin^{2,✉}

¹ 건국대학교 기계설계학과 (Department of Mechanical Design, Konkuk Univ.)
² 건국대학교 기계공학부 (Department of Mechanical Engineering, Konkuk Univ.)
✉ Corresponding author: khshin@konkuk.ac.kr, Tel: 02-450-3072

Manuscript received: 2008.10.1 / Accepted: 2009.2.16

Dancer systems are typical equipment for attenuation of tension disturbances. Lately, demands for high speed roll-to-roll machines are rising but it is prior to attenuate the tension variation on the web entering into the printing zone to achieve the speed increment. Maintaining a constant tension before the first printing cylinder is the key of high speed, high quality printing. Dancer has been researched in two ways, whether it is controlled or not. The first one is active dancer and the other one is passive dancer. In the active dancer, a position of idle roll of dancer is measured and the roll is moved by external hydraulic cylinder to control tension disturbances. While the passive one composed with spring, damper and idle roll has no external actuator to position the idle roll. The tension disturbance causes movement of dancer roll and the displacement of the roll regulates the tension variation. On the other hand a composite type of dancer is applied for roll-to-roll printing machines. It has same apparatus as passive dancer. The displacement of roll is measured and front(or rear) driven roller is controlled to position the roll. In this paper, it is presented an analysis of pendulum dancer including position feedback PI control and logic for PI gain tuning in roll-to-roll machines. Pole-zero map and root locus with varying system parameters gives a design method for control of the dancer.

Key Words: Pendulum Dancer (펜듈럼 댄서), Gain Tuning (게인 튜닝), Tension Control (장력 제어), Roll-to-Roll (롤투롤), Matching (매칭)

기호설명

l_u = upstream span length of dancer roll(m)
 l_d = downstream span length of dancer roll(m)
 l_1 = rod length of hinge to cylinder(m)
 l_2 = rod length of hinge to dancer roll(m)
 E = Young's modulus(N/m²)
 r_d = radius of dancer idle roll(m)
 J_d = moment of inertia of dancer idle roll(kgm²)

J_{eq} = equivalent moment of inertia of dancer(kgm²)
 b_d = rotary bearing friction constant of dancer idle roll
 b = rotary bearing friction constant of hinge
 v_i = tangential velocity of i-th roll(m/s)
 v_{i0} = tangential velocity of i-th roll at steady state(m/s)
 V_i = variation of tangential velocity of i-th roll (m/s)
 t_i = tension of i-th span(N)
 t_{i0} = tension of i-th span at steady state(N)
 T_i = variation of tension of i-th span(N)

- P_0 = pressure of pneumatic cylinder(N/m²)
- A_0 = area of piston of pneumatic cylinder(m²)
- F_k = spring force of pneumatic cylinder(N)
- ϵ_i = strain of i-th span
- ρ_u = density of unstretched web(kg/m³)
- A_u = cross section area of unstretched web(m²)

1. 서론

웹이란 필름, 종이, 철강, 섬유등과 같이 유연하고 길이 방향으로 연속적인 소재를 의미하며, 웹의 형태로서 압연 코일, 필름, 인쇄용지 등의 중간 혹은 최종 단계의 생산품을 저장한다. Fig. 1 은 대표적인 R2R(roll-to-roll) 시스템인 그라비아(gravure) 인쇄기의 개략도이다. 생산성 제고를 위한 공정속도 향상(500m/min 목표)이 대두되고 있으며, 최근에는 알에프아이디 태그(RFID tag), 사이니지(signage), 플렉서블 디스플레이(flexible display) 등을 R2R 인쇄 방식으로 생산하기 위한 인쇄전자(printed electronics) 기술이 주목 받고 있다. 인쇄전자의 구현은 일반 인쇄보다 높은 인쇄 정밀도를 요구하며, 이를 위해서는 R2R 기초연구를 통한 각 부분별 수학적 모델 개발 및 제어이론에 대한 연구, 전체 시스템을 고려한 매칭(matching) 제어기 설계가 필요하다.

R2R 시스템은 언와인더(unwinder), 와인더(winder), 인피더(infeeder), 아웃피더(outfeeder) 등으로 구성되며 인피더와 아웃피더 사이에 프린팅(printing), 드라이(drying)과 같은 공정이 존재한다.^{1,3} 일정한 수준 이상의 인쇄 품질을 유지하기 위해서는 프린팅 공정으로 유입되는 웹 소재의 장력을 균일하게 유지하는 것이 필수조건이다.⁴ 이러한 장력제어를 위해 언와인더와 인피더 구간에 텐서시스템(dancer system)을 장착하여 장력을 제어하고 있으며, 장력오차의 크기가 웹의 프린팅 품질에 직접적인 영향을 주게 된다.⁵ 웹의 동특성에 대한 연구는 Campbell,⁶ Grenfell,⁷ Brandenburg⁸에 의해 확립되었으며, Shin⁹은 멀티스팬에서의 실시간 분산 장력제어를 제안하였다.

텐서시스템은 두 가지 종류로서, 액티브 텐서(active dacer)와 패시브 텐서(passive dacer)가 있다. 액티브 텐서에 대한 연구는 Pagilla^{10,11}에 의해 제안되었으며, 패시브 텐서보다 넓은 주파수 범위의 장력외란 제어 및 미세한 장력제어의 수행이 가능한 장점을 갖는다. Ramamurthy¹²는 패시브 텐서와

액티브 텐서의 비교연구를 수행하였다. 하지만 Hong¹³의 추가적인 텐서 연구에서 액티브 텐서는 고주파수의 장력외란에 대한 보상능력에서 한계를 나타내는데, 이는 텐서를 액추에이터(actuator)의 동특성에 의해 액티브 텐서의 제어 성능이 제한되기 때문이다. 또한 고성능의 액추에이터를 사용하더라도 일반 패시브 텐서에 비해 추가 장치로 인한 비용 소요와, 장치 구현의 어려움으로 인하여 액티브 텐서는 장력 제어기로서의 적용 가능성이 낮은 한계를 갖는다.

패시브 텐서는 웹의 장력 외란으로 인한 모멘트 변화에 의해 스프링(spring)-댐퍼(damper)로 지지되는 아이들롤이 병진 운동을 하게 되며, 아이들롤의 위치 변화를 통해 웹에 발생한 장력 외란을 흡수하게 된다. Shin⁹은 장력모델을 바탕으로 스프링과 댐퍼, 아이들롤로 구성되어 있는 패시브 텐서의 모델링을 제안하고, 사용 가능한 공진 주파수를 설계 파라미터로서 제안하였다. Shelton¹⁴은 패시브 텐서를 장력센서로서 사용할 경우의 한계를 분석하였다. Knittel¹⁵은 H_∞제어를 사용한 텐서 시스템을 제안하였다. 하지만 패시브 텐서는 액추에이터 없이 텐서롤의 병진운동을 통한 스펠길이 변화만으로 장력제어를 수행하게 되는데, 텐서롤의 기구적인 운동 영역의 제한으로 인해 장력제어 범위의 한계를 갖는다.

이러한 단점극복을 위해 R2R 시스템은 패시브 텐서와 액티브 텐서의 혼합적 방식을 사용한다. 추가적인 액추에이터 없이 패시브 텐서를 사용하면서 텐서롤의 위치를 되먹임하여 텐서롤 전/후에 위치한 드리븐 롤러의 속도를 PI(Proportional-Integral)제어하는 방식이다. 이는 과도한 장력외란으로 인하여 텐서롤이 물리적 허용범위를 벗어나는 것을 방지하여 안정적으로 장력을 제어하기 위함이다. 이러한 R2R 텐서시스템은 기존의 액티브 혹은 패시브 텐서의 동특성과 구분되며, 운전속도 상승을 통한 생산성 개선을 위해 텐서시스템의 설계 및 되먹임 PI 제어기의 게인 설정법, 강인성 보

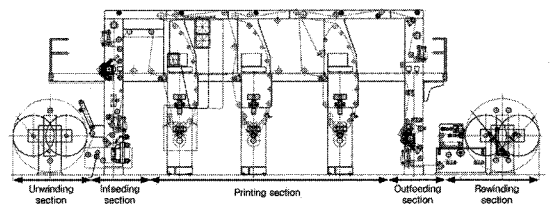


Fig. 1 Schematic of converting machine

장 기법 등의 연구가 요구된다. 하지만 텐서롤 위치 되먹임-드리븐롤 속도 제어 방식의 혼합 텐서 시스템에 대한 연구는 수행된바 없으며 산업 현장에서는 제어기 설계를 해외 모터-드라이버 업체의 숙련된 엔지니어에게 의존하고 있는 실정이다.

본 논문은 텐서 위치 되먹임, 드리븐 롤러의 속도 PI 제어를 수행하는 R2R 시스템의 운전속도에 따른 극점 분석, 편심으로 인한 장력외란 예측, 장력전달 현상 등의 매칭을 고려한 PI 제어기의 개인 설계 기법을 제안한다. 설계된 PI 제어기는 공정중 발생하는 인쇄, 코팅등의 에러 최소화에 초점을 맞추며, 강인성 보장에 대한 연구는 추후 다루기로 한다. 본 논문은 R2R 시스템의 생산속도 증가 및 인쇄 품질 향상을 통한 가격 경쟁력 향상 및 생산품질 개선에 기여할 것이다.

2. 텐서시스템의 수학적 모델링

2.1 텐서롤 전후스팬의 장력 모델

다음의 Fig. 2 와 같은 텐서 시스템의 상류스팬에서 질량보존의 법칙을 적용하면 다음의 식(1)을 얻는다.¹

$$\frac{\rho_u A_u v_1(t)}{1 + \varepsilon_1(t)} - \frac{\rho_u A_u v_2(t)}{1 + \varepsilon_2(t)} = \frac{d}{dt} \int_b^{a(t)} \frac{\rho_u A_u}{1 + \varepsilon_2(t)} dx \quad (1)$$

스팬길이는 정상상태값(l_{u0})과 변화량의 합으로 가정 ($l_u(t) = l_{u0} + l_2\theta(t)$) 하고, 장력과 변형을 관계 ($T=AE\varepsilon$)를 식(1)에 대입, ε_2 로 정리한 후에 Taylor 정리를 통해 선형화하면, 식(2)의 텐서롤 상류스팬의 선형 장력 모델을 얻는다. 또한 텐서롤 하류스팬에 대해서도 동일한 과정을 통해 식(3)의 선형 장력 모델을 얻는다.

$$\dot{T}_2(t) = \frac{1}{l_{u0}} \left[\frac{AE\{-V_1(t) + V_2(t)\} + v_{10}T_1(t)}{-v_{20}T_2(t) + AEL_2\dot{\theta}(t)} \right] \quad (2)$$

$$\dot{T}_3(t) = \frac{1}{l_{d0}} \left[\frac{AE\{-V_2(t) + V_3(t)\} + v_{20}T_2(t)}{-v_{30}T_3(t) + AEL_2\dot{\theta}(t)} \right] \quad (3)$$

2.2 텐서 롤의 속도 모델링

아이들롤의 속도는 양단 웹의 장력차이에 의해

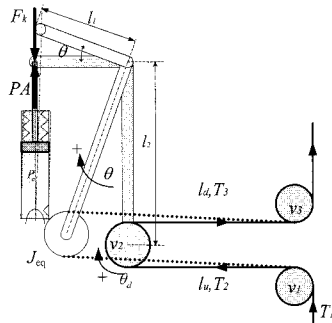


Fig. 2 Schematic of the dancer system

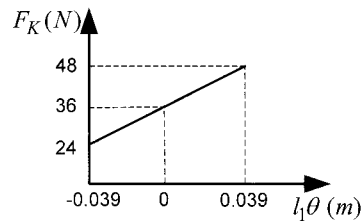


Fig. 3 Spring force of the pneumatic cylinder

$$J_d \ddot{\theta}_d(t) = \{t_3(t) + t_2(t)\} r_d - b_d \dot{\theta}_d(t) \quad (4)$$

$$\dot{\theta}_d(t) r_d = v_d(t) \quad (5)$$

$$v_d(t) = v_{d0} + V_d(t) \quad (6)$$

서 결정된다. 텐서 아이들롤에서 장력에 의해 발생하는 토크는 식(4)와 같다. 식(5)는 롤러의 접선 속도이며, 평형점에서의 속도와 변화량의 관계로서 식(6)과 같다고 가정한다.

이때, 텐서롤 양단에 발생하는 장력을 평형점에서의 장력과 변화량의 조합으로 가정, 식(5), (6)을 식(4)에 대입 후 정리하면 텐서 아이들롤의 속도모델인 식(7)을 얻는다.

$$J_d \dot{V}_d(t) = \{T_3(t) - T_2(t)\} r_d^2 - b_d V_d(t) \quad (7)$$

2.3 텐서 압의 모델링

텐서롤에 발생하는 장력과 공압 실린더에서 발생하는 스프링력, 공압력으로 인하여 텐서압이 회전운동을 하게 되며 이에 대한 운동방정식은 식(8)과 같다.

$$J_{eq}\ddot{\theta}(t) = -l_2\{t_2(t) + t_3(t)\} + \{P_0A_0 - F_K(t)\}l_1 - b\dot{\theta}(t) \quad (8)$$

공압실린더 내부의 스프링력은 Fig. 3 과 같이 나타나며, 식(9)로 표현된다. 식(9)를 식(8)에 대입하고, Taylor 정리를 통해 선형화 하면 식(10)의 선형화된 텐서암의 운동방정식을 얻는다. 또한 식(8)에 식(9)와 운전장력($t_i(t) = t_{i0}$)을 대입 후, 미분항을 제거하면 정상상태 조건인 식 (11)을 얻는다.

$$F_K = \frac{24}{0.078} \left(\frac{0.078}{2} + l_1\theta(t) \right) + 24 \quad (9)$$

$$J_{eq}\ddot{\theta}(t) = -l_2\{T_2(t) + T_3(t)\} - \frac{24}{0.078} l_1^2\theta(t) - b\dot{\theta}(t) \quad (10)$$

$$0 = -l_2(t_{10} + t_{20}) + (P_0A_0 - 36)l_1 \quad (11)$$

2.4 텐서시스템의 전달함수

선형화된 텐서시스템의 전달함수를 구하기 위하여 텐서를 전후의 장력 식(2), (3)과 아이들롤의 속도 식(7), 텐서암의 회전모델 식(10)을 라플라스 변환하여 정리하면 다음의 식(12)를 얻는다.

$$\frac{\theta(s)}{V_1(s)} = \frac{-AE}{\left(\frac{D(s)}{C(s)} A(s) - B(s) \right)} \quad (12)$$

$$\text{단, } A(s) = sl_u + v_{20} + \frac{AEr_2^2 + AEr_2^2}{sJ_2 + b_2}$$

$$B(s) = \frac{-AEr_2^2}{(sJ_2 + b_2)l_2} \left(J_{eq}s^2 + sb + \frac{24}{0.078} l_1^2 \right) + AESl_2$$

$$C(s) = sl_d + v_{20} + v_{30} + \frac{2AEr_2^2}{sJ_2 + b_2}$$

$$D(s) = -\frac{1}{l_2} \left(J_{eq}s^2 + sb + \frac{24}{0.078} l_1^2 \right) \left(sl_d + v_{30} + \frac{AEr_2^2}{sJ_2 + b_2} \right) - AESl_2 \text{ 이다.}$$

3. 텐서 시스템 및 제어기 설계

3.1 텐서 시스템의 제어기 구성도

인피드구간의 프린팅롤 접선 속도는 전체공정의 기준속도, 즉 마스터속도(master speed)로서 고정된다. 공압실린더의 압력은 식(11)을 만족하도록 설정된다. 이때, 텐서롤이 초기위치를 유지하도록 텐서롤의 위치를 PI-되먹임하여 인피드 롤의 속도를 제어한다. 이는 소재의 장력과 공압실린더로 인한 반력이 동일한 값을 갖게 하여 장력을 제어하기 위함이다.

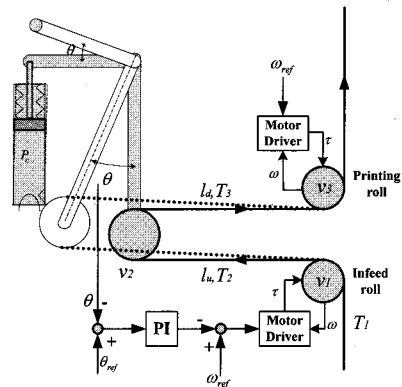


Fig. 4 PI dancer controller in the infeed section

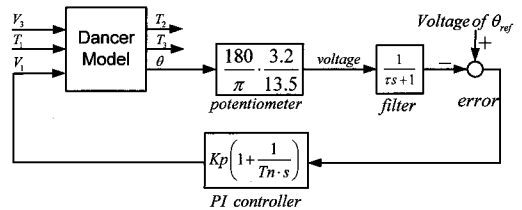


Fig. 5 Block diagram of the infeed dancer controller

R2R 머신에서 사용하는 인피드 구간의 PI-텐서 위치 되먹임 장력 제어기의 신호 흐름도는 Fig. 4 와 같으며, 이의 블록선도는 Fig. 5 에 나타내었다. 텐서암의 위치를 전위차계(potentiometer)로 계측하고, 1 차 필터링 한 후 PI 제어기를 통한 인피드롤의 속도 변화로 장력제어를 수행한다.

3.2 텐서 시스템 분석

3.2.1 장력 외란의 주파수 분석

고품질의 인쇄를 위해서 프린팅 공정으로 유입되는 웹 소재는 균일한 장력을 유지해야 하며, 허용 장력외란은 운전장력 대비 ±2% 이내로 설정된다.⁴ 이를 위해, 최대 장력 외란에 대한 응답 성능을 제어기의 설계 기준으로 삼는다. 언와인더의

편심은 대표적인 장력외란의 요인이며, 소재의 폴림으로 지름감소와 장력 주파수의 증가가 발생한다. 지름에 따른 장력외란의 주파수 범위는 식(13)과 같다. 언와인더 직경변화가 1~0.1m 일 때 운전속도 300, 500(m/min)에 대한 최대 주파수는 각각 100, 166.7(rad/s)이다.

$$\omega_{\max} = \frac{2v_0}{D_{u,\min}}, \omega_{\min} = \frac{2v_0}{D_{u,\max}} \quad (13)$$

3.2.2 운전속도의 영향 분석

PI 제어를 포함한 R2R 텐서시스템에 대한 극점-영점그래프를 통하여 운전속도 변화에 대한 응답 특성을 파악한다. 시뮬레이션에 사용된 파라메터는 Table 1 과 같다.

Fig. 6, 7 은 운전속도 변화(200~500m/min)에 대한 극점 변화를 나타낸다. 운전 속도가 증가할수록 지배극점(dominant pole)은 고정되어 있고, 진동극점(oscillation pole)은 좌측으로 이동하여 진동영향이 감소하므로 속도 증가에 따른 제어성능은 향상된다. 하지만 시스템의 시작, 종료와 같은 가감속시에 저속 운전 구간을 거쳐야 하므로 제어 계인은 낮은 운전속도에서 시스템 응답성능을 만족하도록 설계되어야 하며, 이를 통해 고속 운전시까지 만족시킬 수 있다.

Table 1 Simulation parameters

Parameter	Value	unit
Proportional gain (K_p)	0.08	-
Integral gain (T_i)	1000	-
Time constant of lowpass filter (τ)	0.1	sec
Reference of dancer position	5	Voltage
Diameter of infeed roller	0.163	m
Circumference of infeed roller	0.5121	m
Circumference of printing roller	0.66	m
Potentiometer output	1.8~8.2	Voltage
	-13.5~13.5	Degree
Upstream span length	2.2	m
Downstream span length	3.2	m
Inertia of dancer systems(J_{eq})	1.0004	kg·m ²
Length of hinge to cylinder	0.15	m
Length of hinge to dancer roll	0.3	m
Operation tension	100	N
Operation velocity	300~500	m/min

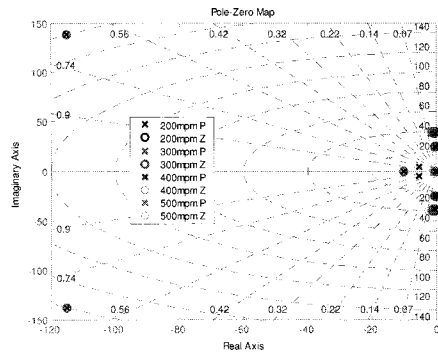


Fig. 6 Pole-Zero map with varying operation velocity (200~500m/min)

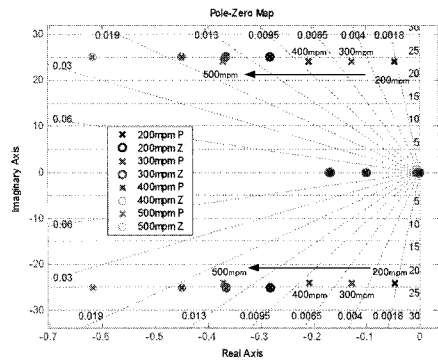


Fig. 7 Pole-Zero map with varying velocity (Zoom in)

3.3 제어기 설계

3.3.1 웹 동특성을 고려한 장력 외란 예측

언와인더의 장력외란은 인피드 구간으로 전달되며, 이때 장력 전달은 저주파 통과 필터의 효과를 갖는다.⁹ Shin¹의 장력모델에서 속도 변화가 없을 때, 전달되는 장력의 필터링 효과는 식(14)와 같으며, 이를 통해 Fig. 8의 보드선도를 작도하여 장력 외란의 주파수 범위를 선정한다.

허용 장력 외란은 운전장력의 ±2%, 언와인더의 최대 장력 외란은 50N, 스펠 길이는 5.4m 일 경우, 언와인더의 장력 외란 50N 이 인피드 구간에서 2N으로 감소할 때의 크기는 -27.96dB 이고 주파수는 300, 500m/min 에서 각각 23.13, 38.55rad/s 이다(Fig. 8). 이는 500m/min 운전시에 50N의 장력 외란이 언와인더에서 발생하여 인피드 구간으로 전달될 경우, 주파수 38.55rad/s 이상의 외란은 허용 장력외란 범위(운전장력 대비 ±2%) 이내에 존재함을 의미한다. 결국, 식(15)를 만족하는 주파수(ω_{\max})이 내에 장력 외란이 존재하게 된다.

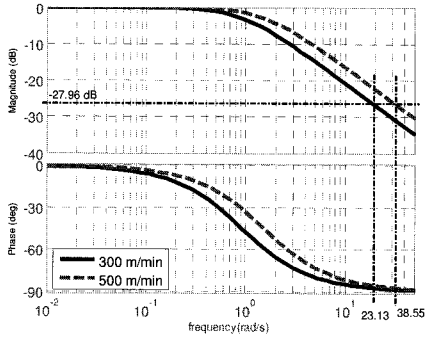


Fig. 8 Bode plot of transferred tension (300~500m/min)

$$\frac{T_2(s)}{T_1(s)} = \frac{v_{10}}{Ls + v_{20}} \quad (14)$$

$$\left| \frac{t_{op} \cdot 0.02}{T_1(s)} \right| = \left| \frac{v_{10}}{Ls + v_{20}} \right|_{s=j\omega_{max}} \quad (15)$$

3.3.2 근궤적 선도를 통한 게인 선정

덴서의 PI 제어 게인은 Fig. 5의 PI 제어기를 포함하는 텐서시스템의 근궤적 선도를 통해 결정한다. 적분 게인의 변화에 대한 각각의 근궤적 선도를 통해 지배극점을 구하고, 지배극점이 가장 좌측에 위치할 때의 비례 게인(K_p), 적분 게인(T_n)을 선정한다. Table 1의 조건으로 적분게인 변화(1~1000)에 대한 근궤적 선도를 도시하면 Fig. 9~12와 같으며, 각각의 지배극점을 Table 2에 나타내었다. 비례 게인 0.0402, 적분 게인 1000 일 때 가장 좌측에 위치한 지배 극점을 가지므로 해당 게인을 선정한다.

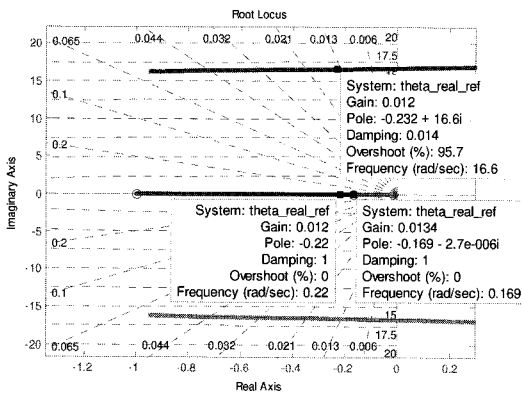


Fig. 9 Root locus with T_n=1

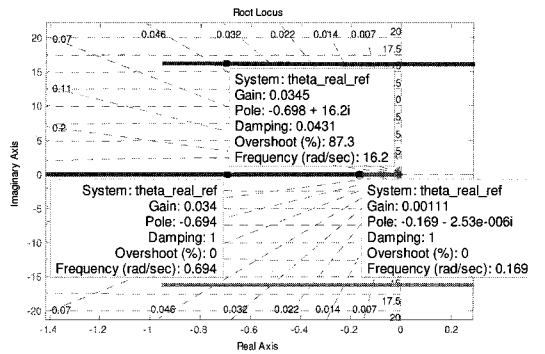


Fig. 10 Root locus with T_n=10

Table 2 Controller gains and poles

K _p	0.012	0.00111	0.04	0.0402
T _n	1	10	100	1000
Dominant pole	-0.169	-0.169	-0.875 ± 16i	-0.896

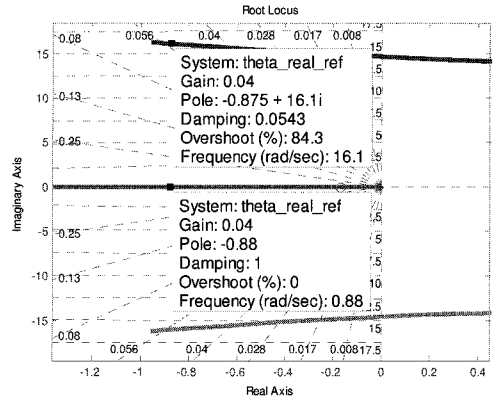


Fig. 11 Root locus with T_n=100

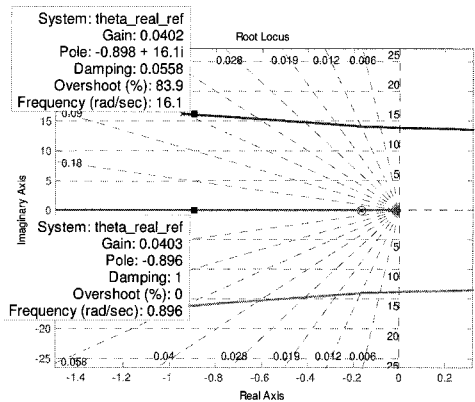


Fig. 12 Root locus with T_n=1000

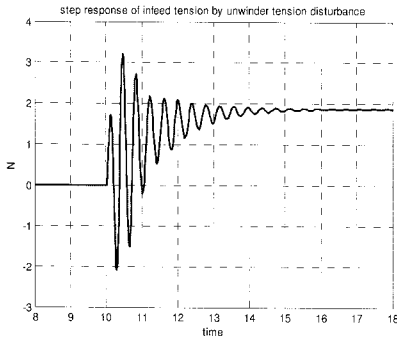


Fig. 13 Step response of 50N unwinder tension disturbance (500m/min, $K_p=0.0402$, $T_n=1000$)

3.3.3 장력제어 성능 분석 및 실험적 조정

근래적 선도로 선정된 계인의 응답 성능을 시뮬레이션을 통해 확인하였다. 언와인더의 50N 스텝 장력 외란이 10 초에서 발생될 경우, 인피드 장력은 2 초간의 과도구간 후에 수렴하며 최대 3N의 장력외란이 발생함을 Fig. 13에서 확인할 수 있다. 이는 50N의 장력 외란이 발생할 경우에도 허용 외란 범위($\pm 2\%$) 이내로 장력제어가 가능함을 의미한다. 선정된 계인은 실험을 통해 조정한다. 정지상태에서 가속시에, 텐서암의 각도 변화량에 반비례하도록 비례게인을 변화시킨다. 운전속도가 증가할수록 진동극점이 좌측으로 이동하여 안정화되므로(Fig. 7), 저속에서의 계인 조정으로 전체 운전속도에 적합한 계인을 설정할 수 있다.

Fig. 14의 컨버팅 머신을 이용하여 실험적 검증을 수행한다. 설정된 계인값으로 속도 가속시, 텐서암 각도 변화가 없었기 때문에 비례게인을 0.01씩 증가시키면서 반복 실험하였다. 비례게인이 0.09 이상일 경우, 텐서암의 진동이 나타나므로 비례게인 0.08, 적분게인 1000을 제어계인으로 결정



Fig. 14 Three-color gravure printing machine in FDRC

하였다. 시뮬레이션으로 계산된 계인과 차이가 발생하는 이유는 공압실린더의 공기 압축성 영향과 기어 및 벨트의 기계적 손실 등으로 인한 모델링 오차가 존재하기 때문으로 사료된다.

이에 대한 장력제어 성능은 Fig. 15의 운전조건에 대해서 Fig. 16~19를 통해서 검증하였으며, 각 속도구간에서 장력외란 요구 조건($\pm 2\%$)을 만족함을 확인할 수 있다. 제어기 설계 방법을 순서도로 표현하면 Fig. 20과 같다.

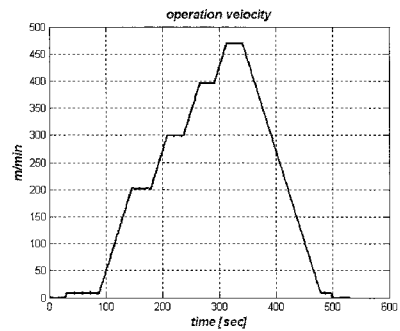


Fig. 15 Experimental velocity (0 ~ 470m/min)

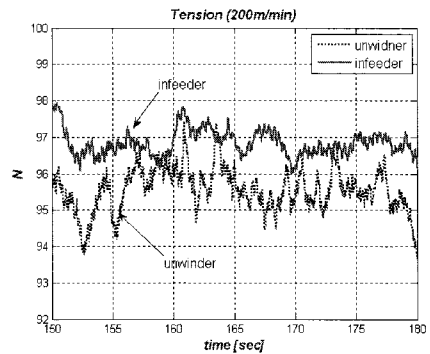


Fig. 16 Unwinder and infeeder tension (200m/min)

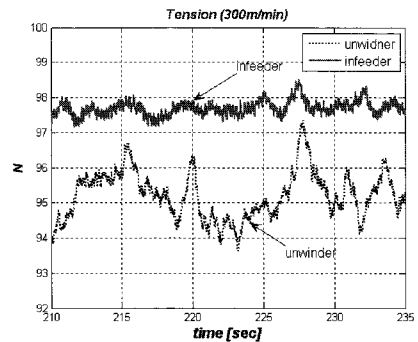


Fig. 17 Unwinder and infeeder tension (300m/min)

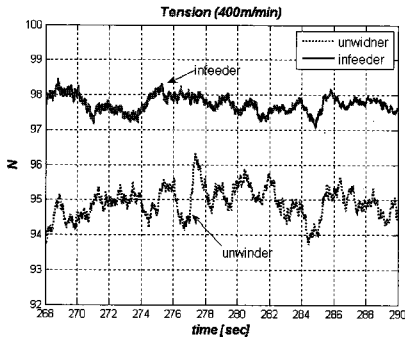


Fig. 18 Unwinder and infeeders tension (400m/min)

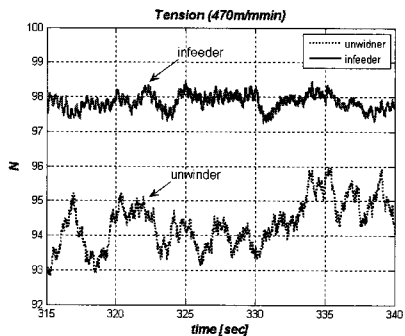


Fig. 19 Unwinder and infeeders tension (470m/min)

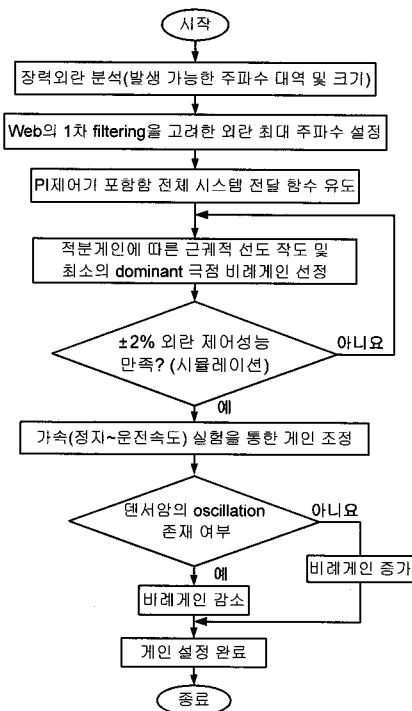


Fig. 20 Flow chart of gain tuning

4. 결론

본 논문은 R2R 시스템의 텐서에 대한 수학적 모델을 바탕으로 PI 텐서를 위치 되먹임 속도제어를 수행하는 텐서시스템의 제어기 설계기법을 제안하였다.

기존의 텐서에 대한 연구는 액티브 텐서와 패시브 텐서로 구분된다. 액티브 텐서는 외부 구동기를 통하여 텐서롤의 위치를 직접 제어하지만, 구동기의 동특성이 전체 텐서시스템의 동특성을 제한하며, 추가적인 장비의 설치로 인한 비용소요와 시스템 구현의 어려움으로 인하여 R2R 시스템에서 적용되지 못하고 있다. 또한 스프링-댐퍼로 지지되는 아이들롤을 통하여 장력외란을 흡수하는 패시브 텐서는 텐서롤의 기구적인 운동 영역의 제한으로 좁은 범위의 장력제어만 가능하다는 단점이 있다. 결국 R2R 시스템은 패시브 텐서로 구성된 텐서 시스템의 아이들롤 위치변화를 되먹임하여 상류 혹은 하류에 위치한 드리븐 롤러의 속도 PI 제어를 수행하고 있다.

이러한 텐서시스템은 기존의 액티브 혹은 패시브 텐서의 동특성과 구분되기 때문에 운전속도 상승을 통한 생산성 개선과 정밀한 장력제어를 위해서는 텐서시스템의 설계 및 PI 제어기의 게인 설정법 등의 연구가 필요하지만, 텐서를 위치 되먹임-속도 제어 방식의 혼합 텐서 시스템에 대한 연구는 수행된바 없다. 본 논문의 연구결과는 다음과 같다.

- (1) R2R 시스템의 펜듈럼 텐서 수학적 모델을 통해 아이들 롤의 위치 되먹임 PI 속도 제어를 수행하는 텐서의 동특성을 분석하였다.
- (2) 웹의 필터링 효과와 언와인더의 편심을 고려한 최대 장력외란을 분석하였다.
- (3) 근계적 선도를 통해 좌측에 위치한 지배극점을 갖도록 게인을 선정하였다.
- (4) 텐서암의 각도변화에 따른 비례게인을 조정, 허용 장력외란의 범위 이내로 제어기를 설계하고, 고속운전(470m/min)이 가능함을 실험적으로 검증하였다.

후 기

본 논문은 2008 년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 국제과학기술협력재단의 지원(No. K20701040597-07A0404-05110) 및 “서울시 산학연

협력사업(10848)의 지원 하에 수행되었습니다.

참고문헌

1. Shin, K. H., "Tension Control," Tappi Press, pp. 13-44, 2000.
2. Shin, K. H., Kim, K. T. and Cheon, S. M., "Non-linear PID Tension Control in a Winding Process with a Contact Roll and a Nip Roll," Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol. 15, No. 2, pp. 45-52, 1998.
3. Kim, D. H., Kim, B. M. and Lee, Y. S., "Adjustment of Roll Gap for the Dimension Accuracy of Bar in Hot Bar Rolling Process," International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, Vol. 4, No. 1, pp. 56-62, 2003.
4. Kipphan, H., "Handbook of Print Media," Springer, pp. 277-281, 2001.
5. Lin, P. and Lan, M. S., "Effect of PID Gains for Controller with Dancer Mechanism on Web Tension," Proc. of the Second International Conference on Web Handling, pp. 66-76, 1993.
6. Campbell, D. P., "Process dynamics," John Wiley & Sons Inc., pp. 20-21, 1958.
7. Grenfell, K. P., "Tension control on paper-making and converting machinery," Proc. IEEE Ninth Annual Conference on Electrical Engineering in the Pulp and Paper Industry, pp. 20-21, 1963.
8. Brandenburg, G., "New Mathematical Models for Web Tension and Register Error," Proc. of third international IFAC Conference on Instrumentation and Automation in the Paper, Rubber and Plastics Industry, Vol. 1, pp. 411-438, 1977.
9. Shin, K. H., "Distributed Control of Tension in Multi-Span Web Transport Systems," Ph. D. Thesis of Automatic Control, Oklahoma State University, pp. 18-90, 1991.
10. Pagilla, P. R., Perera, L. P. and Dwivedula, R. V., "The Role of Active Dancers in Tension Control of Webs," Proc. of the Sixth International Conference on Web Handling, pp. 227-242, 2001.
11. Pagilla, P. R., "Periodic Tension Disturbance Attenuation in Web Process Lines Using Active Dancers," J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 125, No. 3, pp. 361-371, 2003.
12. Dwivedula, R. V., Zhu, Y. and Pagilla, P. R., "Characteristics of Active and Passive Dancers: A Comparative Study," Control Engineering Practice, Vol. 14, Issue 4, pp. 409-423, 2006.
13. Hong, E. Y., "Aerodynamic Dancer and Tension Transducer in Web Handling," Doctor of Philosophy, Oklahoma State University, 2005.
14. Shelton, J. J., "Limitations to Sensing of Web Tension by Means of Roller Reaction," Proc. of the Fifth International Conference on Web Handling, pp. 105-124, 2000.
15. Vedrines, M. and Knittel, D., "Modelling and H^∞ low order control of web handling systems with a pendulum dancer," Proc. of the 17th World Congress IFAC, pp. 1012-1017, 2008.
16. McDow, B. C. and Rahn, C. D., "Adaptive Web-Tension Control Using a Dancer Arm," Tappi Journal, Vol. 81, No. 10, pp. 197-205, 1998.