

산업용 컨버팅 머신의 펜듈럼 댄서 모델링 및 해석

강현규* · 신기현† · 김상철**

(2008년 8월 11일 접수, 2009년 2월 11일 수정, 2009년 3월 27일 심사완료)

Modeling and Analysis of a Pendulum Dancer in Industrial Converting Machines

Hyun-Kyoo Kang, Kee-Hyun Shin and Sang-Chul Kim

Key Words : Pendulum Dancer(펜듈럼 댄서), Tension Control(장력 제어), Converting Machine(컨버팅 머신), Design Guideline(설계 기준)

Abstract

Dancer system is typically used equipment for attenuation of tension disturbances. In industrial converting machines, a composite type of dancer system is applied which is mixture of active and passive dancer. It includes feedback position control loop of roll with pendulum dancer and its characteristics is different from passive and active one. In this paper, a mathematical model of the pendulum dancer was derived including PI position feedback controller and it was analyzed by using a pole-zero map and bode plot under various conditions. It was found out that velocity, length of span and inertia were associated with the performance of regulation. It was suggested that the length of upstream span should be greater than that of the downstream and the inertia should be smaller for improvement of the performance. The results can be used for design guidelines of the industrial dancer system.

기호설명

l_u : 댄서를 상류측 스펠길이(m)
 l_d : 댄서를 하 류측 스펠길이(m)
 l_1 : 힌지~실린더 로드길이(m)
 l_2 : 힌지~댄서를 로드길이(m)
 E : 종탄성계수(N/m²)
 r_d : 댄서아이들 롤의 반지름(m)
 J_d : 댄서아이들롤의 관성모멘트(kgm²)

J_{eq} : 댄서시스템의 상당관성모멘트(kgm²)
 b_d : 댄서 아이들롤의 마찰계수
 b : 힌지점의 마찰계수
 v_i : i 번째 롤의 접선속도(m/s)
 v_{i0} : i 번째 롤의 정상상태 접선속도(m/s)
 V_i : i 번째 롤의 접선속도 변화량(m/s)
 t_i : i 번째 스펠의 장력(N)
 T_i : i 번째 스펠의 장력 변화량(N)

1. 서 론

웹이란 필름, 제지, 철강, 섬유등과 같이 유연하고 길이 방향으로 연속적인 소재를 의미하며, 많은 산업 현장에서 웹의 형태로서 압연 코일 혹은 필름, 제지, 인쇄용지 등과 같은 중간 혹은 최종

† 책임저자, 회원, 건국대학교 기계공학부

E-mail : khshin@konkuk.ac.kr

TEL : (02)450-3072 FAX : (02)447-5886

* 건국대학교 대학원 기계설계학과

** 국민대학교 컴퓨터공학부

단계의 생산품을 저장하고 있다. 이러한 웹 소재를 이송, 가공 및 저장하기 위한 연속공정시스템은 와인더(winder), 언와인더 (unwinder), 여러 개의 드리븐 롤러(driven roller) 및 아이들롤(idle roll)로 구성된다. Fig. 1은 대표적인 연속공정시스템의 개략도이다.⁽¹⁻⁴⁾

종이 혹은 OPP, LDPE, PET 같은 필름에 다중 컬러 인쇄를 하는 시스템을 컨버팅 머신(converting machine)이라 한다. 생산성 제고를 위한 공정속도 향상이 최근 국내 컨버팅 산업에서 대두되고 있으며, 최근에는 알에프아이디 태그(RFID tag), 사이니지(signage), 플렉서블 디스플레이(flexible display)등을 롤투롤(Roll-to-Roll) 인쇄 방식으로 생산하기 위한 전자인쇄(printed electronics) 기술이 주목 받고 있다. 이러한 인쇄기술의 개발을 위해서 연속 공정 기초연구를 통한 각 부분별 수학적 모델의 개발 및 제어이론에 대한 연구가 필요하다.

컨버팅 머신은 언와인더, 와인더, 인피더(infeeder), 아웃피더(outfeeder) 등으로 구성되며 인피더와 아웃피더 사이에 프린팅(printing), 드라이(drying)과 같은 공정이 존재한다. 이때, 일정한 수준 이상의 인쇄 품질을 유지하기 위해서는 프린팅 공정으로 유입되는 웹 소재의 장력을 균일하게 유지하는 것이 필수조건이다. 이러한 장력제어를 위해 언와인더와 인피더 구간에 텐서시스템(dancer systems)을 장착하여 장력을 제어하고 있으며, 장력오차의 크기가 웹의 프린팅 품질에 직접적인 영향을 주게 된다.^(5,6) 웹의 동특성에 대한 연구는 Campbell,⁽⁷⁾ Grenfell,⁽⁸⁾ Brandenburg⁽⁹⁾에 의해 확립되었으며, Shin⁽¹⁰⁾은 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^(11,12)에 의해 제안되었으며, 패시브 텐서보다 넓은 주파수 범위의 장력외란 제어 및 미세한 장력제어의 수행이 가능한 장점을 갖는다. Ramamurthy⁽¹³⁾는 패시브 텐서와 액티브 텐서의 비교연구를 수행하였다. 하지만 Hong⁽¹⁴⁾의 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 인해, 액티브 텐서는 산업용 장력 제어기로서

의 적용 가능성이 낮은 한계를 갖는다.

패시브 텐서는 액추에이터 없이, 스프링(spring)과 댐퍼(damper), 텐서 아이들롤로 구성된다. 스프링-댐퍼로 지지되는 아이들롤은 웹의 장력 외란으로 인한 모멘트 변화에 의해 직선 운동을 하게 되며, 아이들롤의 위치 변화를 통해 웹에 발생한 장력 외란을 흡수하게 된다 Shin⁽¹⁰⁾은 장력모델을 바탕으로 스프링과 댐퍼, 아이들롤로 구성되어 있는 패시브 텐서의 모델링을 제안하고, 사용 가능한 공진 주파수를 설계 파라미터로서 제안하였다. Shelton⁽¹⁵⁾은 패시브 텐서를 장력 센서로서 사용할 경우의 한계를 분석하였다. Knittel⁽¹⁶⁾은 H_{∞} 제어를 사용한 텐서 시스템을 제안하였다.

하지만 산업용 텐서시스템은 패시브 텐서와 액티브 텐서의 혼합적 방식을 사용한다. 추가적인 액추에이터 없이 패시브 텐서를 사용하면서 텐서롤의 위치를 되먹임하여 텐서를 전(혹은 후)에 위치한 드리븐 롤러의 속도를 PI(Proportional-Integral) 제어하는 방식이다. 이는 과도한 장력외란으로 인하여 텐서롤이 물리적 허용범위를 벗어나는 것을 방지하여 안정적인 장력제어를 가능하게 하기 위함이다. 이러한 산업용 텐서시스템은 기존의 액티브 혹은 패시브 텐서의 동특성과 구분되며, 운전 속도 상승을 통한 생산성 개선을 위해서는 텐서시스템의 설계 및 되먹임 PI 제어기의 개인 설정법 등의 연구가 요구된다. 하지만 텐서롤 위치 되먹임-드리븐롤 속도 제어 방식의 혼합 텐서 시스템에 대한 연구는 수행된바 없으며 산업 현장에서는 해외의 모터-드라이버 업체의 숙련된 엔지니어에게 의존하고 있는 실정이다.

본 논문에서는 텐서암의 운동으로 인한 스펠길이 변화를 포함하도록 Shin⁽¹⁾의 장력모델을 확장한다. 또한 텐서시스템의 아이들롤, 텐서암의 로드 및 공압실린더 등의 각 부분별 수학적 모델을 유도하여 텐서롤의 위치 되먹임, 드리븐 롤러의 속도 PI 제어를 수행하는 텐서시스템의 모델링과 시스템 분석을 통한 설계 가이드 라인을 제안한다.

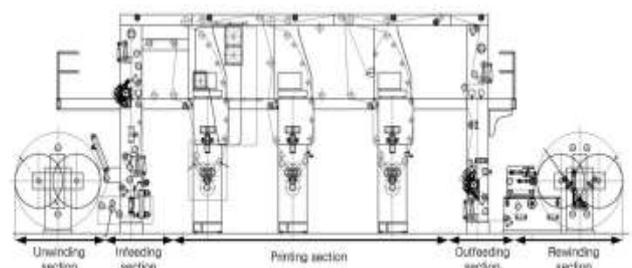


Fig. 1 A schematic of a converting machine

장력을 평형점 기준 변화량으로 가정할 때, 식 (11)은 정상상태에서 다음의 식 (13)을 만족하며, 이를 통해 식 (14)의 선형화된 텐서암의 운동방정식을 얻는다.

$$0 = -l_2(t_{10} + t_{20}) + (P_0 A_0 - 36)l_1 \quad (13)$$

$$J_{eq} \ddot{\theta}(t) = -l_2 \{T_2(t) + T_3(t)\} - \frac{24}{0.078} l_1^2 \theta(t) - b\dot{\theta}(t) \quad (14)$$

결국 텐서암의 운동은 T_2, T_3 에 의해 결정된다.

2.4 텐서시스템의 전달함수

선형화된 텐서시스템의 전달함수를 구하기 위하여 텐서를 전후의 장력 식 (4), (5)와 아이들롤의 속도 식 (10), 텐서암의 회전모델 식 (14)를 라플라스 변환하여 정리하면 다음의 식 (15)를 얻는다.

$$\frac{\theta(s)}{V_0(s)} = \frac{-AE}{\left(\frac{D(s)}{C(s)} A(s) - B(s) \right)} \quad (15)$$

$$\text{단, } A(s) = sl_u + v_{10} + \frac{AEr_1^2 + AEr_1^2}{sJ_1 + b_1}$$

$$B(s) = \frac{-AEr_1^2}{(sJ_1 + b_1)l_2} \left(J_{eq}s^2 + sb + \frac{24}{0.078} l_1^2 \right) + AESl_2$$

$$C(s) = sl_d + v_{10} + v_{20} + \frac{2AEr_1^2}{sJ_1 + b_1}$$

$$D(s) = -\frac{1}{l_2} \left(J_{eq}s^2 + sb + \frac{24}{0.078} l_1^2 \right) \left(sl_d + v_{20} + \frac{AEr_1^2}{sJ_1 + b_1} \right) - AESl_2$$

이다.

3. 텐서 제어시스템 및 설계 가이드라인

3.1 텐서시스템의 제어기 구성도

인쇄시스템은 언와인더, 인피더, 프린터, 아웃피더, 리와인더의 5 구간으로 구성된다.

프린팅롤의 접선 속도는 전체공정의 기준속도, 즉 마스터속도(master speed)로서 고정되고, 공압실린더의 압력은 식 (13)을 만족하도록 설정된다. 이때, 텐서롤이 초기위치를 유지하도록 텐서롤의 위치를 PI-되먹임하여 인피드 롤의 속도를 제어한다. 이는 소재의 장력이 텐서롤에 작용하는 공압실린더로 인한 반력과 동일한 값을 갖게 하여 장력을 제어하기 위함이다.

산업용 컨버팅 머신에서 사용하는 인피드 구간의 PI-텐서 위치 되먹임 장력 제어기의 신호 흐름도는 Fig. 5 와 같으며, 이의 블록선도는 Fig. 6 에 나타내었다. 텐서암의 위치를 전위차계(potentiometer)를 통해 계측하고, 1차 필터링한 후, PI 제어를 통해 제어량을 계산하여 인피드 모터의 속도를

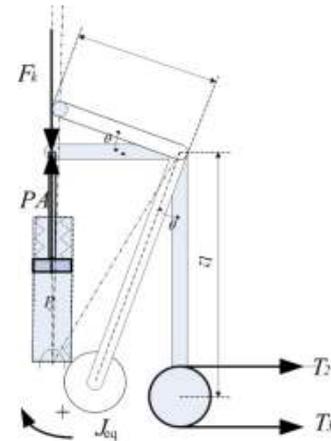


Fig. 4 Forces on the dancer arm

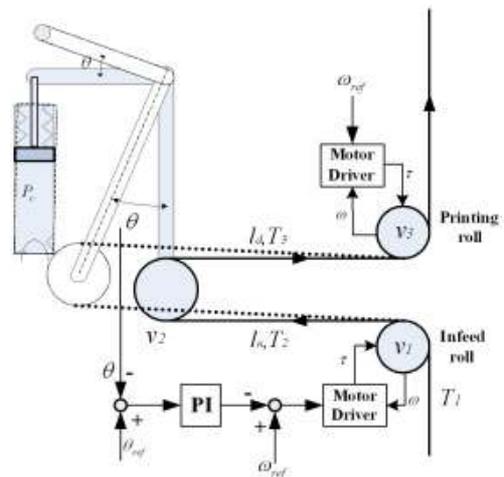


Fig. 5 PI control of dancer in an infeed section

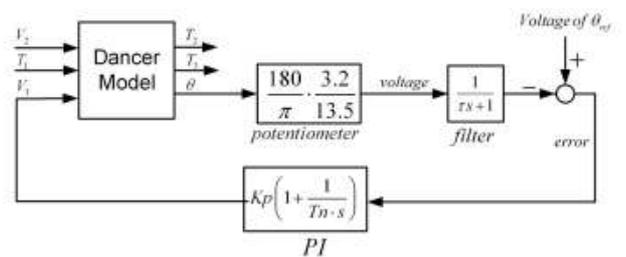


Fig. 6 Block diagram of the infeed dancer

변화시켜 장력제어를 수행하는 시스템이다.

3.2 텐서시스템 분석

시뮬레이션시에 사용된 파라미터는 다음의 Table 1 과 같다. PI 제어기를 포함한 산업용 텐서시스템에 대한 극점-영점그래프를 통하여 운전속도 변화, 텐서암의 길이변화, 텐서롤 전후 스펠길이 변화, 텐서롤 관성변화에 대한 응답 특성을 조사한다

Table 1 Simulation parameters

Parameter	Value	unit
K_p	0.08	
T_n	10	
Filter time constant(τ)	0.1	
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	m/min

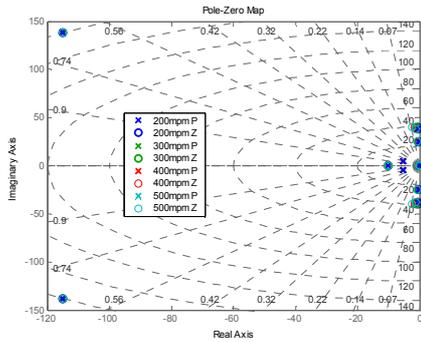


Fig. 7 Pole-Zero map with the various velocity (200~500m/min)

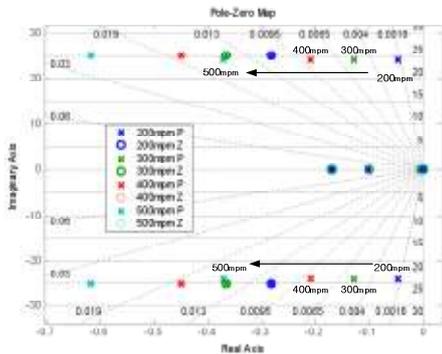


Fig. 8 Pole-Zero map with the various velocity (Zoom in)

3.2.1 운전속도 증가의 영향

다음의 Fig. 7, 8은 운전 속도가 증가 할수록 진동극점(oscillation pole)은 좌측으로 이동, 진동 영향이 감소하며 지배극점(dominant pole)은 고정되어 있음을 나타낸다.

3.2.2 텐서암의 길이변화의 영향

로드의 길이비($l_1:l_2=1:2$)는 유지하면서 크기가

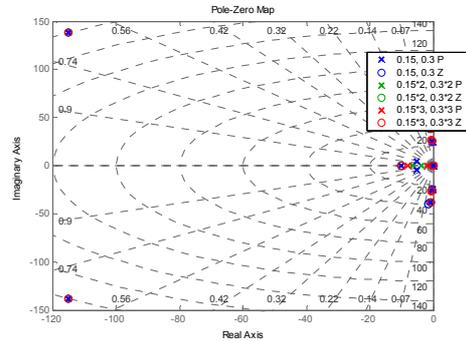


Fig. 9 Pole-Zero map with the various length of rod ($l_1:0.15, l_2:0.3 \sim l_1:0.45, l_2:0.9$)

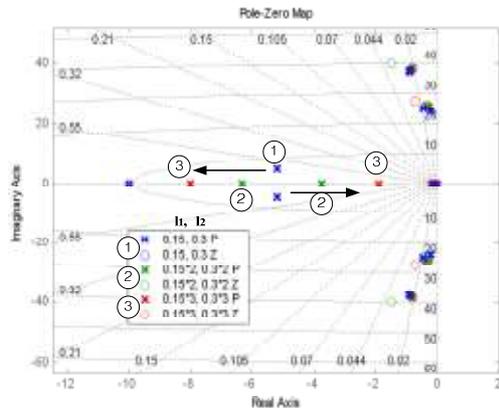


Fig. 10 Pole-Zero map with the various length of rod (zoom in)

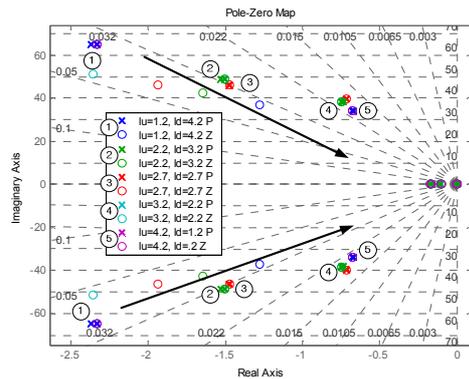


Fig. 11 Pole-Zero map with the various length of span

증가될 때의 극점을 Fig. 9, 10에 나타내었다. 로드 길이가 증가할수록 극점이 허수축으로 이동, 수렴 시간이 증가하게 된다.

3.2.3 텐서를 전후의 스펠길이 변화의 영향

텐서를 전후의 스펠길이 변화시의 극점, 영점 그래프를 Fig. 11에 도시하였다. 텐서롤의 하류스팬 보다 상류스팬 길이가 길어질수록 극점이 허수축으로 이동하여 시스템 응답이 느려진다.

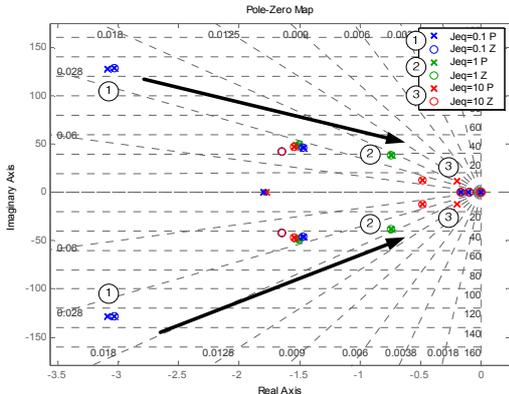


Fig. 12 Pole-Zero map with the various inertia of J_{eq} (0.1~10)

3.2.4 텐서를 관성 변화의 영향

텐서시스템의 관성이 증가할수록 극점이 허수축으로 이동하여 시스템의 응답성능이 느려짐을 Fig. 12를 통해 확인 할 수 있다.

3.3 텐서 설계 가이드 라인 및 응답 성능 분석

제어 성능에 영향을 미치는 파라미터들은 운전 속도와 스펠길이, 관성모멘트로 분석된다. 시스템 운전속도가 증가 할수록, 텐서를 상류스팬의 길이가 하류스팬의 길이보다 길어질수록, 텐서의 관성모멘트가 작아질수록 응답성이 향상된다. 그러므로 텐서시스템은 상류스팬의 길이를 줄이고 하류스팬의 길이를 증가시키며, 관성이 작아지는 방향으로 설계 되어야 한다.

3.3.1 파라미터 변화와 응답 성능 분석

텐서시스템의 파라미터(스펠길이와 관성) 변화에 대한 보드선도를 통하여, 공진주파수 및 응답성능을 파악한다. 다음의 Fig. 13은 텐서를 전후 스펠길이 변화에 따른 보드선도를 나타낸다. 텐서를 하류스팬의 길이를 증가시킬수록 공진주파수가 상승하여 대역폭이 넓어지므로, 하류스팬의 길이 증가를 통해 안정성과 제어성능 향상이 가능하다. 다음의 Fig. 14는 텐서시스템의 관성 변화시의 보드선도이다. 관성이 작아질수록 공진주파수가 증가하므로 넓은 범위의 외란에 대한 제어성능이 향상된다.

4. 결론

본 논문은 산업용 컨버팅 머신의 텐서시스템에 대한 수학적 모델을 유도하고, 유도된 모델을 바탕으로 PI 텐서를 위치 되먹임 속도제어를 수행하는 텐서시스템의 설계 가이드 라인을 제안하였다.

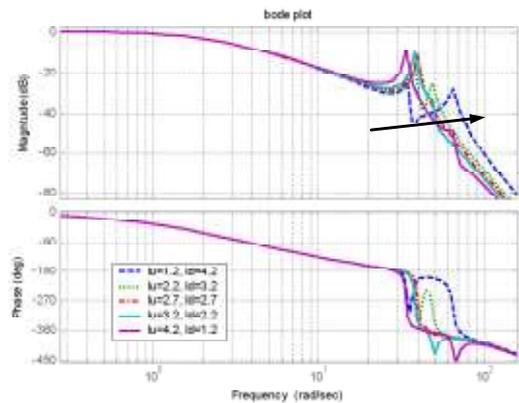


Fig. 13 Bode Plot with the various length of span ($l_u:l_d=1.2:4.2 \sim 4.2:1.2$)

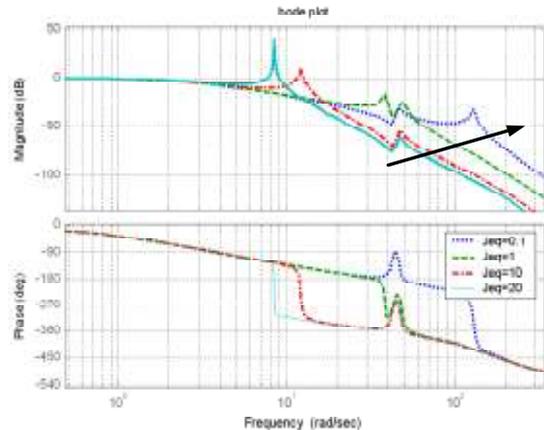


Fig. 14 Bode Plot with the various inertia of J_{eq} (0.1 ~ 20)

기존의 텐서에 대한 연구는 액티브와 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 산업용 컨버팅 머신에서 적용되지 못하고 있다. 또한 스프링-댐퍼로 지지되는 아이들 롤을 통하여 장력외란을 흡수하는 패시브 텐서는 텐서롤의 기구적인 운동 영역의 제한으로 좁은 범위의 장력제어만 가능하다는 단점이 있다. 결국 산업용 컨버팅 머신에서는 패시브 텐서로 구성된 텐서 시스템의 아이들롤 위치변화를 되먹임하여 상류 혹은 하류에 위치한 드리븐 롤러의 속도 PI 제어를 수행하고 있다. 이러한 산업용 텐서시스템의 동특성은 기존의 액티브 혹은 패시브 텐서와 구별되기 때문에 운전속도 상승을 통한 생산성 향상을 위해서는 시스템 모델링 및 제어를 포함한 텐서시스템의 동특성 해석이 필요하지만, 이에 대한 연구는 발표된바 없다. 본 논문의 연구결과는 다음과 같다.

- (1) 산업용 컨버팅 머신의 펜듈럼 텐서시스템의 수학적 모델을 유도하였다.
- (2) 텐서의 수학적 모델을 통하여 아이들 롤의 위치 되먹임 PI 속도제어를 수행하는 텐서의 동특성을 분석하였다.
- (3) 운전속도가 증가할수록 극점이 s-평면의 좌측으로 이동하여 응답 성능이 향상된다.
- (4) 텐서 아이들롤의 하류 스패의 길이가 상류 스패의 길이보다 길어질수록 응답성능이 향상된다.
- (5) 텐서 시스템의 관성이 작아질수록 응답성능이 향상된다.

후 기

본 논문은 2008 년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 국제 과학 기술 협력 재단의 지원 (No. K20701040597-07A0404-05110) 및 “서울시 산학연 협력사업(10848)” 의 지원 하에 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Kee-Hyun Shin, 2000, *Tension Control*, Tappi Press, Atlanta, pp. 13~44.
- (2) Chang Woo Lee, Jang Won Lee, Kee Hyun Shin and Soon Oh Kwon, 2008, “A Taper Tension Profile Maker in a Converting Machine,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 22, No. 1, pp. 77~84.
- (3) Kee Hyun Shin and Wan Kee Hong, 1998, “Real-Time Tension Control in a Multi-Stand Rolling System,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 12, No. 1, pp. 12~21.
- (4) Byoung Joon Ahn, Ju Yong Choi, Yu Shin Chang and Man Hyung Lee, 2004, “On the Full Stand Modeling and Tension Control for the Hot Strip Finishing Mill with PID Structure,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 18, No. 7, pp. 1062~1073.
- (5) Lin, P. and Lan, M.S., 1993, “Effect of PID Gains Tension,” *Proceedings of the Second International Conference on Web Handling*, pp. 66~76.
- (6) Kee Hyun Shin, 1995, “Variable-Gain PID Control of Longitudinal Tension in a Web Transport System,” *Trans. of the KSME*, Vol. 19, No. 3, pp. 724~730.
- (7) Campbell, D.P., 1958, *Process dynamics*, John Wiley & Sons, Inc, pp. 20~21.
- (8) Grenfell, K.P., 1963, “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.
- (9) Brandenburg, G., 1977, “New Mathematical Models for Web Tension and Register Error,” *Proceedings of Third International IFAC Conference on Instrumentation and Automation in the Paper, Rubber and Plastics Industry*, Vol. 1, pp. 411~438.
- (10) Shin, K. H., 1991, “Distributed Control of Tension in Multi-Span Web Transport Systems,” Ph.D. thesis, Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma, pp 18~90.
- (11) Pagilla, P. R., Perera, L. P. and Dwivedula, R. V., 2001, “The Role of Active Dancers in Tension Control of Webs,” *Proceedings of the Sixth International Conference on Web Handling*, pp. 227~242.
- (12) Prabhakar R. Pagilla, 2003, “Periodic Tension Disturbance Attenuation in Web Process Lines Using Active Dancers,” *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 125, No. 3, pp. 361~371.
- (13) Ramamurthy V. Dwivedula, Yongliang Zhu and Prabhakar R. Pagilla, 2006, “Characteristics of Active and Passive Dancers: A Comparative Study,” *Control Engineering Practice*, Vol. 14, Issue 4, pp. 409~423.
- (14) Eui Yeol Hong, 2005, “Aerodynamic Dancer and Tension Transducer in Web Handling,” Doctor of Philosophy, Oklahoma State University.
- (15) Shelton, J. J., 1999, “Limitations to Sensing of Web Tension by Means of Roller Reaction Forces,” *Proceedings of the Fifth International Conference on Web Handling*, Stillwater, OK.
- (16) Vadrines, M. and Knittel, D., 2008, “Modelling and H^∞ Low Order Control of Web Handling Systems with a Pendulum Dancer,” *Proceedings of the 17th World Congress IFAC*, pp.1012~1017.