

열간사상압연기의 루퍼시스템의 ILQ 제어기 설계

김성배* · 황이철*

(2001년 1월 29일 접수, 2002년 5월 27일 심사완료)

Design of an ILQ Looper Controller for Hot Strip Mills

Seong Bae Kim and I Cheol Hwang

Key Words: Linear Quadratic Optimal Control(LQ 최적제어), Inverse Linear Quadratic Optimal Control(ILQ 최적제어), Hot Strip Mill Finisher(열간사상압연기), Looper Control(루퍼제어), Strip Tension(스트립장력), Strip Width(스트립 폭)

Abstract

This paper studies on the design of a looper control system for hot strip mill finisher using ILQ(Inverse Linear Quadratic optimal control) control method. The loopers are placed between each rolling stands and looper control plays an important role in regulating strip tension. The strip tension is controlled by raising and lowering the looper and by changing the speed of main work rolls. Firstly, it is shown from a nonlinear dynamic simulation that the strip tension is more influenced by difference of rolling speed than that of the looper angle. Secondly, a servo controller of the looper is designed using ILQ control method of which the characteristics and algorithms are simply introduced. Finally, the performances of the ILQ servo controller are compared with those of the LQI servo controller from computer simulation. In result, it is shown that the proposed ILQ servo controller has the better performances and robustness for parameter perturbations and disturbances than those of LQI controller.

기호설명

θ	: 루퍼각도
τ	: 스트립 장력
J_l	: 루퍼의 2차 질량관성모멘트
R_L	: 루퍼 롤의 반경
L_b, L	: 루퍼 길이 및 스탠드간 거리
A_s	: 스트립의 단면적
ρ, E, ϵ	: 스트립 재질의 밀도, 영률, 변형률
g	: 중력가속도
W_s, W_b, W_R	: 스트립, 루퍼 압, 루퍼 롤의 무게

1. 서론

열간 강관의 생산에 있어서 강관의 두께 및 폭에 대한 수요자들의 요구사항들이 엄격해짐에 따라 스트립(strip)의 트리밍(trimming)량이 증가하여 열연 실수율이 저하되는 경향이 발생하고 있다. 이로 인하여 강관의 생산단가가 증가되어 대내외 가격 경쟁력이 매우 약화되는 상황에 직면하고 있는 실정이다. 이러한 어려운 상황을 극복하기 위하여 철강업체는 열간사상 압연공정에서 스탠드 사이에 루퍼를 설치하여 판폭 불량율을 최소화하는 연구를 활발하게 수행하고 있다. 따라서 이 논문에서는 열간사상 압연공정에서 판폭을 정밀하게 제어하는 루퍼 제어시스템의 설계를 주 목적으로 하고 있다.

열간사상 압연공정에서 대부분의 판폭 불량이 경험적 또는 이론적 연구로부터 스탠드간 스트립(판) 장력의 변동에 기인함이 잘 알려져 있다.⁽¹⁾ 이러한 스트립 장력의 변동을 제어하기 위해서

* 책임저자, 회원, 동의대학교 대학원 기계공학과

E-mail : ksb0531@hanmail.com

TEL : (051)890-1932 FAX : (051)890-2232

* 회원, 동의대학교 메카트로닉스공학과

7개의 연속 스탠드로 구성되어 있는 열간사상압연기의 각 스탠드 사이에는 루퍼가 설치되어 있다. 그래서 루퍼는 인접한 주 작업롤의 속도 불균형을 보정하여 스트립의 장력을 목표치에 추종하도록 함과 동시에 통편성을 양호하게 하는 역할을 수행하게 된다. 즉 루퍼에 인접한 전후방 주 작업롤의 속도 차가 불규칙하게 변화하게 되면 스탠드간 스트립 장력이 변동하여 압연재의 흐름이 막히거나 파단되고, 동시에 압연기기의 손상이 발생하여 판 폭에 매우 나쁜 결과를 초래하게 된다. 따라서 판폭의 불량율을 억제하기 위해서는 스탠드간 루퍼를 정밀하게 제어할 수 있는 제어기 설계가 반드시 필요함을 알 수 있다.

루퍼시스템의 제어문제는 출력변수인 루퍼각도와 스트립장력을 피드백하여 주 작업롤의 속도 차와 루퍼각도를 제어함으로써 스트립 장력을 목표치에 추종하도록 하는 문제로 공식화된다. 그러나 기존의 루퍼 제어시스템은 주로 PID 제어기 또는 비간섭 제어기로 동작되고 있어, 이들은 앞서 공식화한 제어문제에 대하여 만족할만한 해답을 제시하지 못하고 있다. 즉 기존의 제어시스템은 제어기 구조가 간단하고 하드웨어 구현이 용이하지만, 스트립장력과 루퍼각도간의 상호간섭 현상을 고려할 수 없고 압연 인자들의 변동이나 외란 등의 불확실성 요소들에 능동적으로 대처할 수 없는 문제점을 가지고 있다.^(2,3) 특히 PID 제어기는 스트립장력과 루퍼각도의 상호 간섭현상을 고려할 수 없으며, 비간섭 제어기는 상호 간섭현상을 고려할 수 있으나 루퍼각도가 거의 일정치를 가짐으로 인하여 루퍼를 적극적으로 움직여 스트립 장력변동을 억제시켜야 한다는 본래의 기능을 잃어버리는 문제점을 갖고 있다.⁽⁴⁾

이러한 기존 제어기 성능의 한계로 인해 국내외에서는 최근 다양한 현대 선형제어 알고리즘, 즉 LQ 또는 LQG 최적제어 그리고 H^∞ 최적제어 알고리즘을 사용한 루퍼 제어시스템 개발에 관한 연구를 활발하게 수행하고 있다.⁽⁵⁻⁸⁾ 여기서 LQ 제어기는 제어기의 설계가 간단하고 하드웨어 구현이 용이하나, 가중행렬의 선정이 어렵고 불확실성에 대한 견실성이 부족함을 알 수 있다.⁽⁵⁾ 반면에 H^∞ 최적제어기는 불확실성에 대한 견실성은 양호하지만 제어기 구조가 복잡하여 하드웨어 구현이 어려운 문제점을 가지게 됨을 알 수 있다.⁽⁶⁻⁸⁾ 따라서 루퍼 제어시스템은 스트립 장력과 루퍼각도의 간섭

현상을 고려할 수 있어야 하고, 동시에 루퍼를 적극적으로 사용하여 구조가 단순하면서도 다양한 불확실성에도 견실성을 가지는 간단한 구조의 제어기 개발에 대한 연구가 필요함을 알 수 있다.

이상의 연구결과들에서 발생하는 문제점을 해결하기 위하여, 이 논문에서는 LQ 최적제어의 역문제인 역 최적제어(ILQ)를 사용하여 열간사상압연기의 루퍼 제어시스템을 설계하고자 한다. 특히 스트립에 과도장력이 발생할 때 빨리 정상상태의 값으로 추종하게끔 하는 루퍼의 서보 제어기 설계를 주 목적으로 한다. 그리고 ILQ 제어는 임의의 가중행렬에 대해서 항상 바람직한 제어성을 만족하고, 동시에 리카티 방정식의 해를 계산할 필요가 없으며, 최적제어 하에서 극배치기법을 적용한 상태 피드백 제어기 설계법으로 잘 알려져 있는데,⁽⁹⁾ 이 논문의 결과는 열간압연 루퍼 제어기 설계에 매우 유용함을 보인다.

이 논문의 구성은 다음과 같다. 제2장에서는 루퍼시스템의 비선형 운동방정식으로부터 동특성을 해석한 후, 테일러 급수전개를 사용하여 선형 제어모델을 도출한다. 제3장에서는 ILQ 제어 알고리즘과 제어시스템 구조를 간략히 설명한 후, 제4장에서는 열간압연 ILQ 서보 루퍼제어기를 설계하여 모의실험으로 그 성능을 평가하고 고찰한다. 이때 ILQ 제어기의 성능은 LQ 서보 제어기와의 비교를 통하여 그 유용성을 고찰한다. 끝으로 이 논문의 결론과 향후 연구과제를 간략하게 제5장에서 기술한다.

2. 제어대상의 동적 방정식

제어대상은 Fig. 1과 같이 판폭 제어를 위해 스탠드간에 설치된 단일 루퍼시스템으로써, 수학적 모델은 루퍼의 운동 방정식과 압연 스탠드간의 스트립 질량유량의 차이(즉 주 작업롤 속도 차)로 인한 스탠드간 스트립 장력식으로 표현된다. 그리고 작업롤과 루퍼를 구동하는 구동기에 대한 모델식은 1차지연시스템으로 나타낸다.

2.1 루퍼의 운동방정식

Fig. 1의 루퍼에 대한 운동방정식은 기하학적인 관계와 뉴턴의 운동역학 제2법칙으로부터 식 (1)과 같이 주어진다.

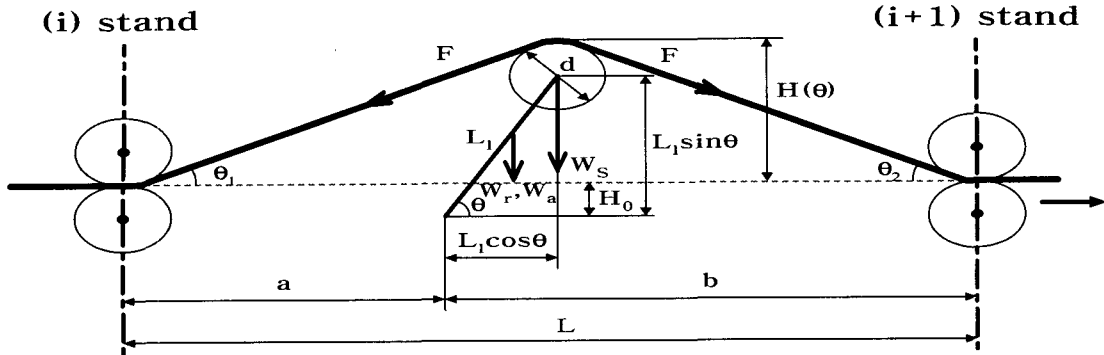


Fig. 1 Schematic diagram of looper system

$$J_l \frac{d^2\theta}{dt^2} = T_u - T_l + w_\theta(t) \quad (1)$$

위의 식에서 T_u 는 루퍼 드라이브 모터의 토크, T_l 은 루퍼의 총 부하토크로서 구체적으로 식 (2)와 같이 주어진다.

$$T_l = T_f + T_{sw} + T_{lw} + T_d \quad (2)$$

위의 식에서 T_f 는 스트립 장력에 의한 부하 토크, T_{sw} 는 스트립 무게에 의한 부하 토크, T_{lw} 는 루퍼 롤과 암 무게에 의한 부하 토크, T_d 는 스트립과 루퍼 롤사이의 접촉면에서 발생하는 마찰력에 의한 부하 토크를 나타내며, 구체적으로는 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} T_f &= A_s F_3(\theta) \tau(t) \\ T_{sw} &= g[F_2(\theta) + L] A_s \rho L_1 \cos \theta \\ T_{lw} &= \left(W_r + \frac{1}{2} W_a \right) L_1 \cos \theta \\ T_d &= c_f \frac{d\theta}{dt} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} F_2(\theta) &= [H^2(\theta) + (a + L_1 \cos \theta)^2]^{1/2} \\ &\quad + [H^2(\theta) + (b - L_1 \cos \theta)^2]^{1/2} - L \\ F_3(\theta) &= (L_1 + R_l \sin \theta) \times \\ &\quad [\sin(\theta + \theta_2) - \sin(\theta - \theta_1)] \\ H(\theta) &= L_1 \sin \theta - H_0 + R_l \end{aligned}$$

위의 식 (3)에서 c_f 는 루퍼 롤과 스트립간의 마찰계수이며, $F_2(\theta)$ 는 스트립의 기하학적인 길이 증가량을 나타내고 있다. 위의 부하 토크 이외에도 스트립 굽힘력에 의한 토크를 비롯한 여러 가지 부하 토크가 존재하지만, 이들은 무시된 동특성을 나타내는 모델링 오차 $w_\theta(t)$ 로 나타낸다.

2.2 스트립 장력식

Fig. 1의 스탠드간 스트립 장력식은 탄성 범위 내에서의 Hook 법칙으로부터 아래의 식 (4)와 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \tau(t) &= E \varepsilon \\ \varepsilon &= \left[\frac{F_2(\theta) - \xi(t)}{\xi(t) + L} \right], \quad F_2(\theta) > \xi(t) \end{aligned} \quad (4)$$

위의 식 (4)에서 $\xi(t)$ 는 인접하는 두 스탠드간에서의 스트립 질량 유량(mass flow) 차이로 인한 스트립 길이의 증가량을 나타낸다. 실제 $\xi(t)$ 는 식 (4)와 같은 미분방정식으로 주어진다.

$$\frac{d\xi}{dt} = F_4(\tau, t) + v_e(t) + w_i(t) \quad (5)$$

여기서 $w_i(t)$ 는 모델링되지 않는 동특성을 나타내고 있으며, $F_4(\tau, t)$ 는 스트립 길이의 증가량에 미치는 스트립 장력의 영향인자로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_4(\tau, t) = a_4(t) \tau^c(t), \quad a_4(t) > 0, \quad c > 2 \quad (6)$$

그리고 $v_e(t)$ 는 스트립의 속도 차이를 나타내며,

$$v_e(t) = v_o(t) - v_i(t) \quad (7)$$

여기서 v_o 는 후방 스탠드를 빠져나가는 스트립 속도, v_i 는 전방 스탠드로 들어오는 스트립의 속도를 나타내는 것으로서, 슬립률을 고려하면 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned} v_o(t) &= (1 + s_f) V_{rb} \\ v_i(t) &= (1 - s_b) V_{rf} \end{aligned} \quad (8)$$

위의 식 (8)에서 V_{rb} 와 V_{rf} 는 각각 후방스탠드와 전방스탠드의 주 작업롤의 속도이며, s_b 와 s_f 는 각각 후방 스탠드와 전방 스탠드의 선진율과 후

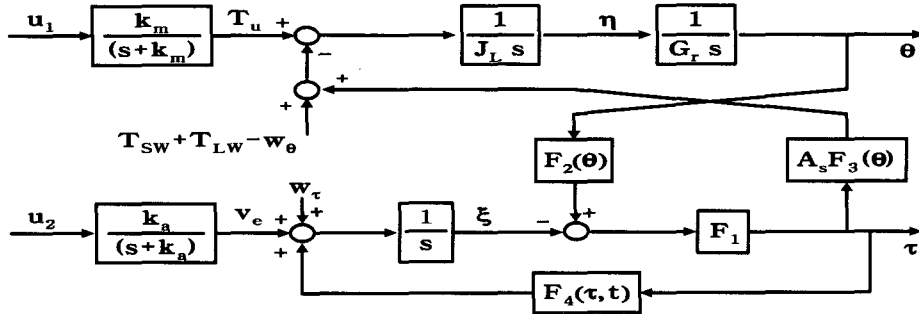


Fig. 2 Block diagram of a looper system

진율을 나타낸다. 특히 선진율과 후진율은 Blond & Ford 근사식⁽¹⁰⁾으로 주어지지만 이 논문에서는 현장에서의 경험치를 사용하기로 한다.

위의 식 (4)에서 스트립 재질의 영률 E 는 스트립 온도와 재질의 종류 등에 따라 변화하는 특성을 가지지만, 여기서는 상수로 가정한다. 그리고 스트립 길이의 증가량 $\xi(t)$ 는 스펠드간 길이 L 에 비하여 매우 작은 값을 가지므로 새로운 함수 $F_1(\tau, t)$ 를 다음과 같이 정의한다.

만약 $F_2(\theta) \geq \xi(t)$ 이면

$$F_1(\tau, t) = \frac{E(t)}{\xi(t) + L} = \frac{E}{L} \quad (9)$$

$F_2(\theta) < \xi(t)$ 이면 $F_1(\tau, t) = 0$ 인 것으로 한다. 따라서 식 (4), 식 (5) 그리고 식 (9)로부터 스트립 장력에 관한 식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d}{dt} \tau(t) = F_1[F_3(\theta) \frac{d\theta}{dt} - F_4(\tau, t) - v_e(t) - w_\tau(t)] \quad (10)$$

Fig. 2는 지금까지 기술한 루퍼시스템에 대한 비선형 동특성 방정식의 블록선도를 나타낸다.

2.3 구동기 모델식

식 (1)과 식 (5)의 루퍼시스템 운동방정식으로부터 루퍼시스템의 제어입력은 루퍼 드라이브 모터에 의한 구동 토크 T_u 와 스트립의 속도 차이 v_e 임을 알 수 있다. 실제 열간압연 공장에서는 루퍼 드라이브 모터 토크와 스트립 속도 차이는 각각 루퍼전류제어기(LCC: Looper Current Controller)와 자동속도제어기(ASR: Automatic Speed Regulator)를 사용하여 제어하고 있다. 그래서 이 논문에서는 이들을 구동기로 간주하고 아래의 식 (9), 식

(10)과 같이 1차 지연시스템으로 표현하기로 한다.

$$\frac{d}{dt} T_u(t) = -k_m T_u(t) + k_m u_1(t) \quad (11)$$

$$\frac{d}{dt} v_e(t) = -k_a v_e(t) + k_a u_2(t) \quad (12)$$

위의 식에서 $u_1(t)$, $u_2(t)$ 는 각각 LCC와 ASR의 입력이며, k_m 과 k_a 는 각각 LCC와 ASR의 시정수에 대한 역수를 나타내고 있다.

2.4 비선형 동적 모델의 거동

이 절에서는 앞 절에서 유도된 비선형 미분방정식에 대한 컴퓨터 시뮬레이션을 통해서 루퍼시스템의 동특성을 고찰한다.

Fig. 3~5는 LCC의 입력 u_1 과 ASR의 입력 u_2 를 기준 동작점으로부터 변화를 주었을 때, 출력변수인 루퍼각도 및 스트립 장력의 시간응답을 나타낸 것이다. 이때 루퍼각도 및 스트립 장력의 기준 동작점은 각각 20° 와 8.6MPa로 하였다.

Fig. 3은 ASR의 입력을 기준 동작점에서의 입력값으로 고정한 후, LCC의 입력을 기준 동작점에서의 입력값보다 $\pm 50\%$ 변동을 주었을 때의 출력 응답을 나타내고 있다. 즉 루퍼 드라이브 모터로부터의 제어입력이 증가하면 루퍼각도와 스트립장력이 증가하고, 감소하면 그 반대의 현상을 보이고 있다. 반면에 루퍼 드라이브 모터의 제어입력이 스트립 장력에는 크게 영향이 미치지 않음을 알 수 있다.

Fig. 4는 Fig. 3과는 반대로 LCC의 입력을 기준 동작점의 입력값으로 고정한 후, ASR의 입력을 기준 동작점의 값보다 $\pm 30\%$ 변동을 주었을 때의 출력 응답을 나타내고 있다. 그림으로부터 두 스펠드의 주 작업률 속도 차이가 증가하면 스

트립 장력이 증가하여 루퍼각도가 감소하고, 반대로 감소하면 그 반대현상이 일어남을 알 수 있다. 특히 스트립 장력이 크게 변동하고 있음을 볼 수 있는데, 이는 스트립 장력이 루퍼 모터의 토크 변동보다 주 작업물 속도 차이에 매우 민감함을 의미하고 있다.

Fig. 5는 LCC와 ASR의 두 입력을 동시에 변화시켰을 때의 출력응답을 나타내고 있다. 그림에서 두 입력을 모두 증가하면 루퍼각도와 스트립 장력이 동시에 증가하고, 감소하면 그 반대인 현상을 나타내고 있다.

이상의 비선형 시뮬레이션 결과로부터 스트립 장력은 루퍼시스템보다는 두 스탠드의 주 작업물 속도 차이에 민감함을 알 수 있다. 그리고 루퍼각도가 작을수록 루퍼의 떨림현상이 크다는 것도 확인할 수 있다. 그래서 루퍼를 적당히 움직여 스트립 장력을 목표치에 일치시키는 기능보다는 인접 스탠드 사이의 스트립이 원활히 이동하도록 하는 통관성을 양호하게 하는 역할을 주로 수행하고 있다고 생각할 수 있다. 그렇지만 Fig. 3에서 알 수 있듯이 루퍼각도의 변동이 스트립 장력에도 영향을 미치고 있으므로, 스트립 장력을 일정하게 유지하기 위해서는 반드시 루퍼시스템의 제어가 필요하다고 할 수 있다.

2.5 루퍼시스템의 선형화

이 절에서는 테일러 급수를 이용하여 앞 절에서 유도한 비선형 운동방정식에 대한 선형화를 수행하기로 한다. 이때 동작점은 비선형 시뮬레

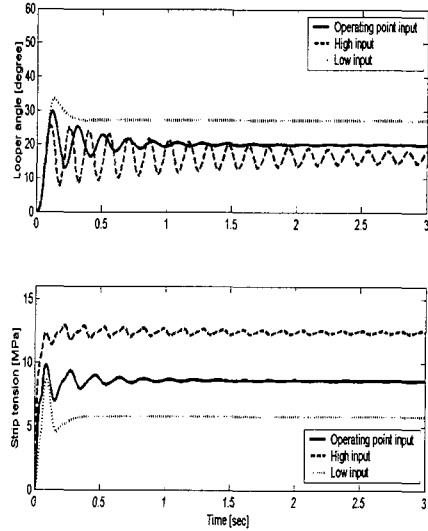


Fig. 4 Output responses for ASR input u_2

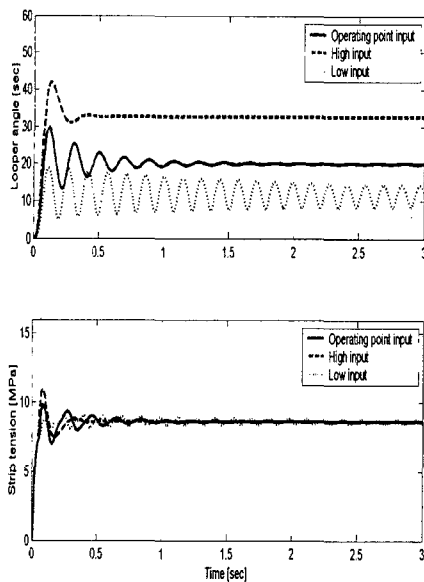


Fig. 4 Output responses for LCC input u_1

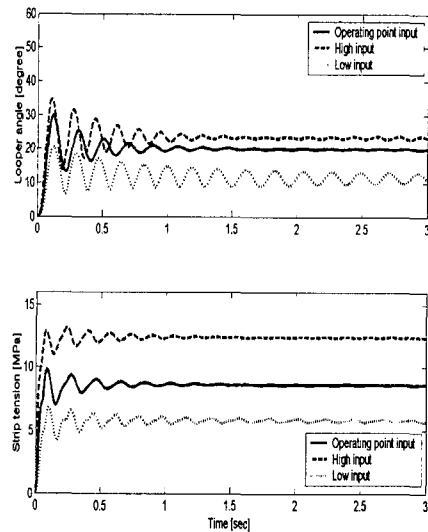


Fig. 5 Output responses for LCC input u_1 and ASR input u_2

이선에서의 기준 동작점을 사용하기로 한다. 즉 식 (1), 식 (10), 식 (11)과 식 (12)들을 동작점 근방에서 테일러 급수를 이용하여 선형화하면 아래와 같이 루퍼시스템의 상태공간방정식을 얻는다.

$$\frac{dx}{dt} = Ax + Bu + B_w w \quad (13)$$

$$y = Cx$$

여기서 상태변수 (x), 출력변수 (y), 입력변수 (u) 그리고 외란 (w)는 각각 식 (14)와 같으며, 시스템 계수행렬 A, B, C, B_w 는 각각 식 (15)와 같이 주어진다. 단 $[\cdot]^T$ 는 행렬 또는 벡터의 전치를 나타낸다.

$$x = [\theta \quad \tau \quad \dot{\theta} \quad T_u \quad v_e]^T$$

$$y = [\theta \quad \tau]^T, \quad u = [u_1 \quad u_2]^T \quad (14)$$

$$w = [w_r \quad w_\theta]^T$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & K_{13} & 0 & 0 \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & 0 & K_{25} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{55} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ k_m & 0 \\ 0 & k_a \end{bmatrix}, \quad B_w = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -F_1 & 0 \\ 0 & 1/J_l \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

여기서 시스템 계수행렬에 포함된 각 요소의 구체적인 형태는 문헌⁽¹¹⁾을 참고하기 바라며, 여기서는 생략하기로 한다. 그리고 이 선형화 모델에 대한 검증은 동작점 근방에서 비선형 모델 해석 결과와의 비교를 통하여 확인할 수 있다. 이에 대한 구체적인 결과도 생략하기로 한다.⁽¹¹⁾

3. 루퍼 ILQ 서보 제어시스템

3.1 ILQ 서보 제어시스템의 기본구조

이 논문에서 설계된 열간압연 ILQ 서보 제어시스템의 구조는 Fig. 6의 적분기를 포함한 LQ 서보 제어기(LQI)와 동일하다. 일반적으로 ILQ 서보 제어기를 설계하기 위해서는 제어기의 특성화를 통하여 Fig. 6을 Fig. 7과 같이 표현한다. 이에 대한 구체적인 내용은 참고문헌⁽⁹⁾을 참조바란다.

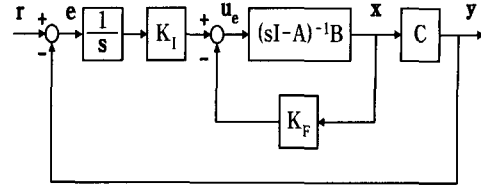


Fig. 6 Structure of a LQI servo control system

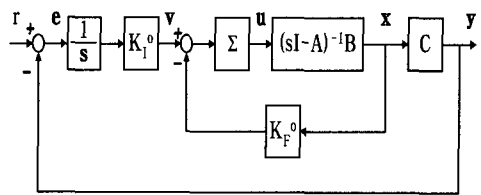


Fig. 7 Structure of a ILQ servo control system

ILQ 제어의 특성을 간략히 설명하면 다음과 같다. LQ 최적제어는 가중행렬의 선정에 관계없이 저감도 특성이나 공칭 안정성이 보장되고 제어기가 상수행렬로 주어지는 장점을 가지지만, 평가함수의 가중행렬과 제어시스템 응답과의 관계가 명확하지 않아, 가중행렬을 시행착오적으로 선정해야 하는 문제점을 가지고 있다. 반면에 ILQ 제어에서는 미리 주어진 가중행렬에 대하여 최적 제어기를 설계하는 LQ 제어와는 달리, 임의의 가중행렬에 대해서도 항상 최적의 제어기를 설계할 수 있다. 따라서 리카티 방정식의 해를 구할 필요가 없으므로 계산상의 부담이 적고, 최적제어 하에서 극배치기법을 적용한 제어기 설계 방법으로 간주된다.

3.2 ILQ 제어기 설계 알고리즘

식 (13)에서 주어진 제어대상에 대하여 ILQ 제어알고리즘⁽⁹⁾을 적용하여 루퍼 제어시스템을 설계하면 다음과 같다.

[제 1단계] 식 (13)의 제어대상은 가제어이며 동시에 가관측임을 확인한다. 그리고

$$\det \begin{bmatrix} sI - A & B \\ C & 0 \end{bmatrix} \neq 0, \text{ for } \forall s \quad (16)$$

이므로 원점에 영점을 가지지 않는다.

[제 2단계] 식 (17)의 정의에 따라 상대차수를 구하면

$$d_i \equiv \min \{k : c_i A^{k-1} B \neq 0\}, \quad 1 \leq i \leq m \quad (17)$$

$d_1=3, d_2=2$ 이므로, 비간섭행렬 D 를 식 (18)과 같이 계산할 수 있다.

$$D = \begin{bmatrix} c_1 A^2 B \\ c_2 A B \end{bmatrix} \quad (18)$$

[제 3단계] 상대차수와 동일차수를 갖는 임의의 안정다항식 $\phi_i(s)$ 를 식 (19)와 같이 결정한다.

$$\begin{aligned} \phi_1(s) &= (s+1/T_1)^3 \\ \phi_2(s) &= (s+1/T_2)^2 \end{aligned} \quad (19)$$

여기서, T_1 과 T_2 는 제어기 설계사양을 만족하는 목표 피드백 제어시스템의 시정수(time constant)를 의미한다.

[제 4단계] 3단계에서 구한 임의의 안정다항식과 비간섭행렬을 이용하여 기준적분계인 K_I^0 와 기준피드백계인 K_F^0 를 식 (20)과 (21)을 이용하여 구한다.

$$K_I^0 = D^{-1}\Phi_0, \quad \Phi_0 \equiv \begin{bmatrix} \phi_1(0) & 0 \\ 0 & \phi_2(0) \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} K_F^0 &= D^{-1}N_\phi, \quad N_\phi \equiv \begin{bmatrix} c_1 \phi_1(A) \\ c_2 \phi_2(A) \end{bmatrix} \\ \phi_i(A) &= \frac{\phi_i(A) - \phi_i(0)}{s} \end{aligned} \quad (21)$$

[제 5단계] $\Sigma = \sigma I$ 로 정의하여 최적 제어기 설계 조건을 만족하는 최소치(σ_{\min})를 구하고, 각 계인조정파라미터 σ_1 과 σ_2 의 값을 $\sigma_i > \sigma_{\min}$ 인 범위 내에서 선정한다. 여기서, 계인조정파라미터 최소치(σ_{\min})는 식 (22)를 만족해야 한다.

$$\begin{aligned} E &= \sigma_{\min} I - KB - (KB)^T > 0 \\ \text{Re } \lambda(F) &< 0 \\ \|H(sI - F)^{-1}G\|_{\infty} &< 1 \end{aligned} \quad (22)$$

여기서,

$$\begin{aligned} F &\equiv A_K + GH \\ G &\equiv BE^{-1/2} \\ H &\equiv E^{-1/2} K A_K \\ A_K &\equiv A - BK \\ K &\equiv K_F^0 A + K_I^0 C \end{aligned}$$

식 (22)의 조건은 Fig. 6의 LQI 서보 제어기가 최적이 되기 위한 필요충분조건이다.

4. ILQ 루퍼 서보 제어기의 모의실험

이 장에서는 ILQ 제어기 설계 알고리즘을 이용하여 열간압연 루퍼시스템의 ILQ 서보 제어기를

설계한 후, 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 제어성능을 고찰한다. 그리고 LQI 서보 제어기와 비교, 고찰을 통하여 ILQ 서보 제어기의 유용성을 검토한다.

4.1 ILQ 루퍼 서보 제어기 설계

이 논문에서 적용한 열간압연 루퍼시스템의 각 파라미터 값들은 Table 1과 같다.

열간압연 루퍼시스템의 ILQ 서보 제어기는 식 (13)의 상태공간방정식에 제3장의 ILQ 제어기 설계 알고리즘을 적용함으로써 얻어진다. 이때 루퍼시스템의 동작점은 스트립장력 8.6MPa, 루퍼각도 20°로 하였으며, 전체 제어시스템의 블록선도는 Fig. 7과 같다. 그리고 비교대상인 LQI 서보 제어시스템은 Fig. 6과 같으며, 제어시스템의 모의실험은 MatLab 6.1을 사용하여 수행하였다. 먼저 ILQ 서보 제어기의 시간응답을 보이고, 각 결과들을 LQI 서보 제어기와 비교, 고찰하기로 한다.

4.2 모의실험 결과 및 고찰

Fig. 8와 Fig. 9, 10은 각각 열간압연 LQI과 ILQ 서보 제어기를 선형 및 비선형 수확모델에 적용시켰을 때의 시간응답을 나타내고 있다. 여기서 Fig. 9, 10은 각각 ILQ 서보 제어기에서 원하는 목표 제어시스템의 시정수(T_i)의 변화에 따른 루퍼각과 스트립장력을 나타내고 있다.

Fig. 8에서 LQI 서보 제어기는 선형모델에 대해서는 양호한 제어성능을 보이지만 비선형 모델에 대해서는 바람직하지 않은 제어성능을 보이고 있다. 반면에 Fig. 9와 10의 ILQ 서보 제어기는 빠른 정착시간을 가지면서 기준입력, 즉 루퍼각 20°와 스트립장력 8.6MPa에 추종함을 보이고

Table 1 Parameter values of looper system

parameter	value	parameter	value
L_1 [mm]	612.4	w [mm]	1300
H_0 [mm]	184	h [mm]	16.31
d [mm]	184	Wr [kg]	225
a [mm]	2185.2	Wa [kg]	1655
b [mm]	3314.8	E [kg/mm ²]	7.8×10^6

있다. 그리고 선형화 수학모델을 기초로 설계된 ILQ 제어기가 비선형 수학모델에 대해서도 거의 동일한 제어성능을 보이고 있음을 확인할 수 있다. 그리고 Fig. 10의 ILQ 스트립장력 시간응답에서 목표 제어시스템의 시정수가 작을수록 정상상태에 빨리 도달하지만 과도상태에서 최대초과가 커지는 현상을 볼 수 있다. 그리고 Fig. 11은 LQI 및 ILQ 서보 제어기의 목표추종성능을 동시에 나타낸 그림이다. 결과적으로 ILQ 서보 제어기가 LQI 서보 제어기보다 과도응답 및 정상상태응답이 매우 양호함을 알 수 있다.

Fig. 12는 LQI 및 ILQ 서보 제어기를 비선형 모델에 적용했을 때 제어입력을 나타내고 있다.

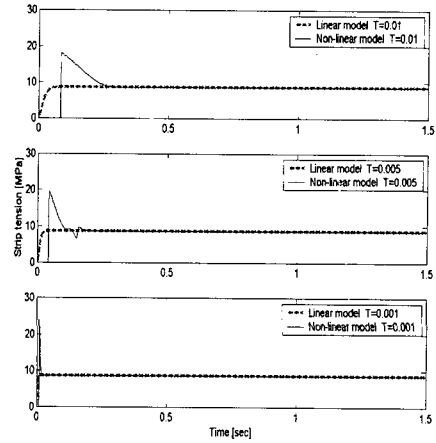


Fig. 10 Time responses of the strip tension for ILQ control

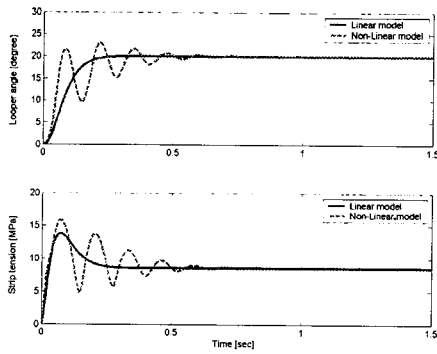


Fig. 8 Time responses of LQI control

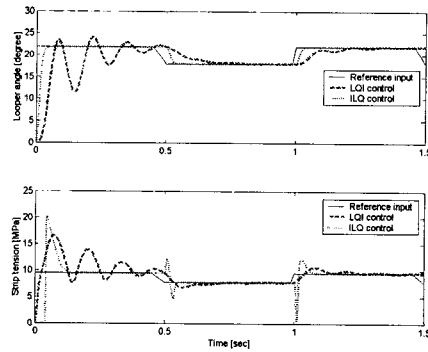


Fig. 11 Time responses of ILQ and LQI

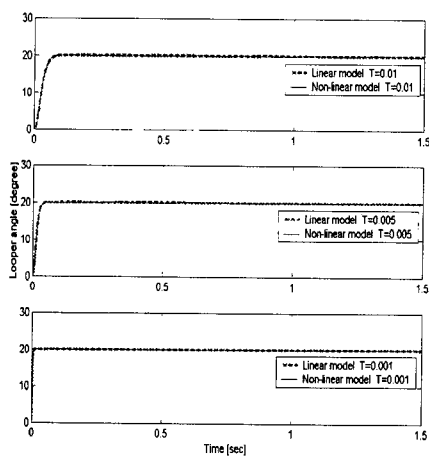


Fig. 9 Time responses of the looper angle for ILQ control

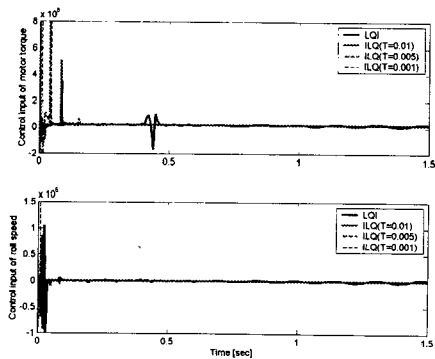


Fig. 12 Control inputs of ILQ and LQI control

Fig. 12에서 ILQ 서보 제어가 LQI 서보 제어기 보다 성능은 양호하지만 제어입력은 커지며 동시에 ILQ 서보 제어기에서 시정수를 작게 하면 할수록 제어입력은 더 커짐을 알 수 있다. 따라서 ILQ 열간 압연 루퍼 제어 시스템을 설계할 때 제어성과 제어입력 양자의 타협을 통해 제어가 설계되어야 함을 알 수 있다.

Fig. 13~17은 각각 시스템 파라미터인 루퍼 롤과 암의 무게 (W, W_a), 재질의 영률 (E), 마찰계수 (c_f) 그리고 식 (6)의 $F_4(\tau, t)$ 에서 $a_4(t)$ 와 c 를 각각 20% 변동을 시켰을 때 LQI 및 ILQ 서보 제어기의 견실성능에 대한 결과를 나타내고 있다. Fig. 13~15에서 루퍼 롤과 암의 무게, 재질의 영률, 마찰계수에 대한 파라미터 변동에 대해서는 LQI 및 ILQ 서보 제어기 모두 그다지 큰 영향을 받고 있지 않음을 확인할 수 있다. 반면에 Fig. 16에서는 LQI 및 ILQ 서보 제어가 모두 $F_4(\tau, t)$ 의 변동에 매우 민감함을 알 수 있다. 그리고 Fig. 17은 앞에서 언급한 모든 파라미터들의 변동에 대한 견실성능을 보이고 있는데, 전체적으로 ILQ 서보 제어가 LQI 서보 제어기보다 매우 양호한 제어성능을 보이고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 18은 구형파(square wave) 형태의 외란을 입력측에 가했을 경우 ILQ와 LQI 서보 제어기의 외란제거성능을 보이고 있다. 그림에서 ILQ 서보 제어가 LQI 서보 제어기보다 외란제거성능이 해 양호함을 알 수 있다.

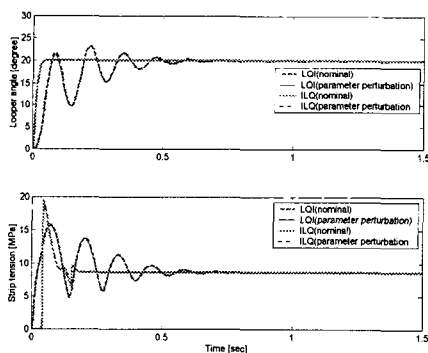


Fig. 13 Time responses of ILQ control with weight variations of looper roll and arm

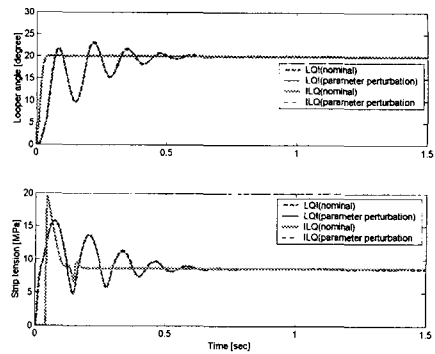


Fig. 14 Time responses of ILQ control with variations of Young Modulus(E)

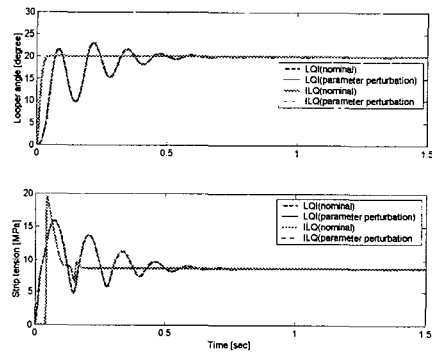


Fig. 15 Time responses of ILQ control with variations of friction coefficient(c_f)

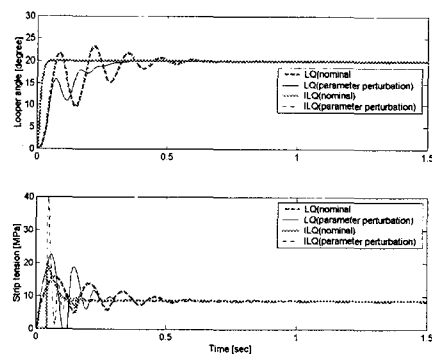


Fig. 16 Time responses of ILQ control with variations of $F_4(\tau, t)$

참고문헌

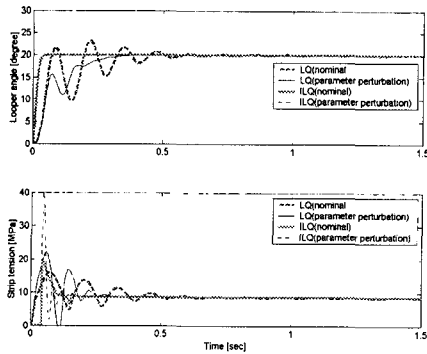


Fig. 17 Time responses of ILQ control with parameter variations

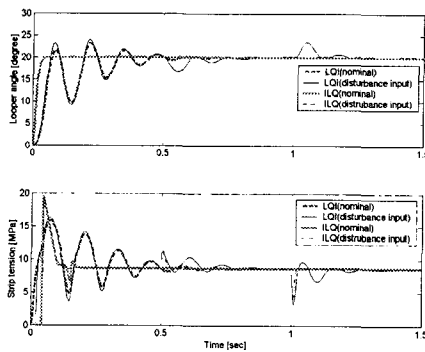


Fig. 18 Disturbance attenuation of ILQ control

5. 결론

이 논문에서는 열간사상압연기의 루퍼시스템에 대한 비선형 운동방정식을 유도하여 동특성을 해석하였다. 또한 LQ와 ILQ 서보 제어기의 설계를 통하여 ILQ 서보 제어기가 열간압연의 루퍼 제어에 매우 유용함을 확인하였다. 즉 ILQ 제어는 제어기의 구조가 간단하고 가중행렬의 선정이 불필요하며 동시에 리카티 방정식의 해를 구할 필요가 없음을 알 수 있었다. 그리고 파라미터 변동이나 외란에 대해서도 매우 양호한 견실성을 알 수 있었다. 따라서 ILQ 제어는 제어기 구조가 간단하여 하드웨어 구현이 쉬워 실 플랜트에 적용 가능성이 매우 높을 것으로 기대된다.

- (1) Okata, M. Murayama, K. Urano, A. Iwasaki, Y., Kawano, A. and Shiomi, H. 1998, "Optimal Control System for Hot Strip Finishing Mill," *Control Engineering Practice*.
- (2) Anbe, Y. Sekiguchi, K. and Imanari, H., 1996, "Tension Control of a Hot Strip Mill Finisher," *Toshiba Coporation, IFAC*.
- (3) Imanari, H. Morimatsu, Y. Sekiguchi, K. Ezure, H. Matuoka, R. Tokuda, A. and Otobe, H., 1997, "Looper H-Infinity Control for Hot-Strip Mills," *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 33, No. 3.
- (4) Hesketh, T. Jiang, Y. A. Clements, D. J. Butler, D. H. and Van Der Laan, R., 1998, "Controller Design for Hot Strip Finishing Mills," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 6, No. 2.
- (5) Hearn, G. Katebi, M. R. and Grimbale, M. J., 1996, "Robust Control of a Hot Strip Mill Looper," *IFAC 13th Triennial World Congress*, pp. 445~450.
- (6) Price, J. C., 1973, "The Hot Strip Mill Looper System," *IEEE Trans. Ind. Applicat.*, Vol. 27, pp. 556~562.
- (7) Hearn, G. and Grimbale, M. J., 1997, "Multivariable Control of a Hot Strip Finishing Mill," *Proceedings of the American Control Conference Albuquerque, New Mexico*, pp. 3775~3779.
- (8) Asano, K. Yamamoto, K. and Kawase, T., 2000, "Hot Strip Mill Tension Looper Control Based on Decentralization and Coordination," *Control Engineering Practice*.
- (9) Kimura, H. Fujii, T. and Mori, T., 1994, "Robust control," *yulona*, pp. 109~156.
- (10) POSCO, 1993, "Report of a collaborative research of CRM for equipping NEW TYPE AGC at Gwang-Yang Steel Mill Plats No. 5," *POSCO*.
- (11) Lee, M. H. Moon, Y. H. and Hwang, I. C., 2001, "Development of a High-Precision Automatic Control System for Hot-Strip Mill Finisher," *POSCO*.