

반복제어기법에 의한 기계 유압식 조속기를 가진 디젤기관의 제어성능 개선에 관한 연구

강 창 남

제주대학교 해양과환경연구소

A Study on the Improvement of Control Performance of Diesel Engine with Mechanical Hydraulic Governor by Repetitive Control Scheme

Chang-Nam Kang

Marine & Environmental Research Institute, Cheju National University Jeju-Do, 695-810, Korea

A mechanical hydraulic governor has been widely adopted to the ship speed control of propulsion marine diesel engines for a long time. However it is very difficult to control the speed of long stroke and a few cylinder diesel engine with the mechanical hydraulic governor because of jiggling due to rough fluctuation of rotating torque and hunting due to dead time between fuel injection and power output. In order to solve these difficulties, digital governors are often adopted for the speed control of a low speed marine diesel engine. But there is the problem of confidence in digital governor systems due to low reliability of electric and electronic parts under the bad conditions such as high temperature, salty, watery air and intensive vibration in engine room. To solve these problems of control systems, the performance improvement of mechanical hydraulic governor is required. The author proposed a velocity control system with Repetitive control controller using compensator for stabilization in order to enhance the control performance and to stabilize the unstable system. It was confirmed through computer simulation that the performance improvement of a diesel engine with mechanical hydraulic governor can be obtained by repetitive control scheme.

Key words : Repetitive controller

서론

신뢰성이 높은 기계 유압식 조속기를 가진 디젤기관의 제어성능을 개선하기 위하여 속도제어 시스템의 전달함수를 유도하고 영차 홀드 방법을 택하여 z 변환을 행하며 이 전달함수를 s평면상의 좌반부 전체에 적용가능한 w 변환법 (w transformation method)에 의하여 w 평면으로 변환한다. 기계 유압식 속도제어

시스템에 영향을 미치는 안정영역한계를 분석하며 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여, 연소계통의 지연시간 (dead time)이 안정성에 어떤 영향을 미치는지 분석한다. 니콜스선도 및 단위계단 응답곡선을 이용하여 안정한계 영역을 찾아내고 기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템에서 양호한 응답특성을 얻어내기 위하여 기계 유압식 조속기를 가진 디젤기관에 반복제어기법(Frederick and Chow, 1995 : 中野, 1989)에 의한 피드백 루프 (feedback loop)를 구성하고 시스

템의 안정화를 위하여 적절한 보상기를 둔 속도제어 시스템을 설계하여 종래의 시스템과 비교 분석한다.

기계 유압식 속도제어 시스템의 모델링

Fig. 1은 기계 유압식 조속기의 개략도이다. 조속기의 입력은 연소계통의 속도로서 가해지고, 연소계통의 에너지원을 제어하는 터미날 레버의 움직임이 출력이다.

운전중 속도신호는 주파수/전압 변환기를 거쳐 제어반으로 제한되면서 목표회전수를 유지하게 된다. 기계 유압식 조속기를 2차계로, 회전계통을 1차계로 모델링하여 속도제어시스템을 구성한다(Woodward, 1981 : 강·박, 1997). 조속기의 동특성은 전형적인 2차계로

$$\frac{Z(s)}{N_E(s)} = \frac{Z(s)}{N_R(s) - N_C(s)} = \frac{a_2(s + a_3)}{s^2 + \beta_1 s + \beta_2} = \frac{a_2(s + a_3)}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}$$

이고, 연소계통의 출력을 근사적으로 표현하면 조속기 파워피스톤의 변위에 비례하고, 연료랙 동작후 L 초후에 출력이 변하므로 연소계통의 전달함수는

$$G_E(s) = \frac{P_E(s)}{Z(s)} = K_e e^{-Ls} \text{ 이 된다.}$$

단, K_e : 연소계통의 정상상태 이득, L : 연소계통의 시간지연(sec)이다.

기관의 회전 계통은 회전 계통의 정상 이득 및 시정수로 이루어진 1차식으로 근사화된다.

$$G_R(s) = \frac{N(s)}{P_E(s) - P_s(s)} = \frac{\frac{1}{K_L}}{\frac{(J/15)(2\pi/60)^2}{K_L} s + 1} = \frac{K_r}{T_r s + 1} = \frac{K_T}{s + \alpha_r}$$

Fig. 2는 기계 유압식 조속기를 가진 디젤기관 속도 제어시스템의 구성도이다.

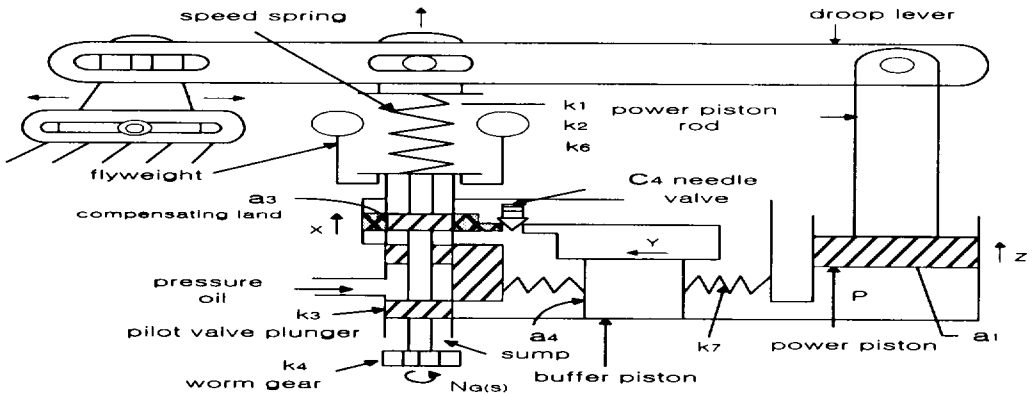


Fig. 1. Schematic diagram of mechanical hydraulic governor.

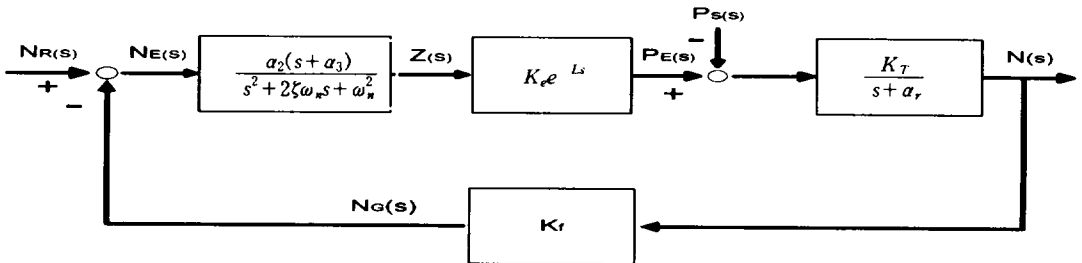


Fig. 2. Block diagram of the speed control system with mechanical hydraulic governor.

기계 유압식 속도제어 시스템의 안정도 해석

선형 시스템을 z 변환하게 되면 샘플링 기간 동안에는 샘플된 값이 유지(hold) 되어야 하는데 본 연구에서는 널리 사용되고 있는 0차홀드 (zero-order hold, z.o.h) 방법을 택한다(하, 1983 : Ogata, 1987). 샘플링 시간은 0.1(sec)로 고정하여 계산하고 지연시간은 연소계통의 회전수에 의하여 결정되나 해석상 편의를 위하여 지연시간과 샘플링 시간과의 비 ($d=L/T$) 가 정수가 되도록 한다.

0차 홀드 (zero order hold) 의 전달함수 $G_h(s)$ 는 $G_h(s) = \frac{1}{s}(1 - e^{-Ts})$ 이고, 개루프 전달 함수 (Open loop transfer function) 를 구하면

$$G(s) = \left(\frac{1 - e^{-Ts}}{s} \right) \frac{a_2(s + a_3)}{(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} K_r e^{-Ls} \left(\frac{K_T}{s + a_r} \right) \quad \text{이고,}$$

이식을 부분분수 전개하여 z 변환하면

$$G(z) = \frac{c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23}}{z^d(c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13})}$$

$$c_{10} = 1 \quad c_{11} = e^{-a_0 T} (2 \cos \omega_0 T + 1)$$

$$c_{12} = e^{-2a_0 T} (2 \cos \omega_0 T + 1)$$

$$c_{13} = e^{-3a_0 T} \quad c_{20} = b_1 + \frac{K_0 a_2 q_1}{r_0} + b_3$$

$$c_{21} = b_1 (2e^{-a_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-a_0 T}) + \frac{K_0 a_2}{r_0} \{ q_1 e^{-a_0 T} \cos \omega_0 T + q_2 e^{-a_0 T} \sin \omega_0 T + q_1 (1 + e^{-a_0 T}) \} + b_3 (2e^{-a_0 T} \cos \omega_0 T + 1)$$

$$c_{22} = b_1 (2e^{-2a_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-2a_0 T}) + \frac{K_0 a_2}{r_0} \{ q_1 e^{-a_0 T} \cos \omega_0 T (1 + e^{-a_0 T}) + q_2 e^{-a_0 T} \sin \omega_0 T (1 + e^{-a_0 T}) + q_1 e^{-a_0 T} \} + b_3 (e^{-2a_0 T} + 2e^{-a_0 T} \cos \omega_0 T)$$

$$c_{23} = b_1 e^{-3a_0 T} + \frac{K_0 a_2}{r_0} (q_1 e^{-2a_0 T} \cos \omega_0 T + q_2 e^{-2a_0 T} \sin \omega_0 T) + b_3 e^{-2a_0 T}$$

로 표현되고, 시스템의 회전속도 설정치 변경의 경우 다음과 같다.

$$F(z) = \frac{N(z)}{N_R(z)} = \frac{c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23}}{z^d(c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13}) + K_f(c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23})}$$

s평면과 w평면은 저주파수 영역에서는 위상과 이득이 비슷하나 고주파수 영역에서는 차이가 많은 점 있으나 디젤기관의 속도제어 시스템은 비교적 낮은 주파수 영역이므로 w평면에서 시스템을 분석하고 해결하였다. w평면으로 변화하는 식은 다음과 같고 T는 샘플링 시간이다.

$$z = \frac{1 + (T/2)W}{1 - (T/2)W}$$

연소계통의 시간지연 전달함수 e^{-Ls} 는 매트랩에서 지원하는 PADE의 2차근사법을 택하여 해석하였다 (Bishop, 1993). 대상기관의 해상 시운전결과 측정된 파라미터들을 개루프 전달함수에 대입하고 변경 가능한 값들을 조정해 보면 $L = 0.5(\text{sec})$, Total gain = 26, $\alpha_r = 0.069$, $\omega_n = 10.47$ (rad/s), $\alpha_3 = 5.24$, $\zeta = 1.8$ 의 값이 주어질때, 시스템은 안정한계영역을 지나서 불안정한 영역으로 된다(강, 1996). 그때의 응답곡선은 니콜스선도의 원점에 근접하여 통과하므로 이를 기준 파라미터로 하고 시간지연에 따른 단위계단 응답 곡선을 그려보면 Fig. 3과 같다. 지연시간이 클수록 시스템은 불안정 해지고 안정한계값인 0.5(sec)를 지나면 시스템은 발산한다. 이는 대형 저속기관이 저속에서 운전 될수록 시간지연이 커지게 되므로 동일한 조속기인 경우라도 중고속인 경우에는 불안정한 헌팅 현상들이 발생할 수 있음을 알 수 있다. 따라서 저속 운전 영역에서 불안정한 속도 제어 특성을 보상해주고 안정한 응답특성을 얻을 수 있는 제어기의 설계를 제안한다.

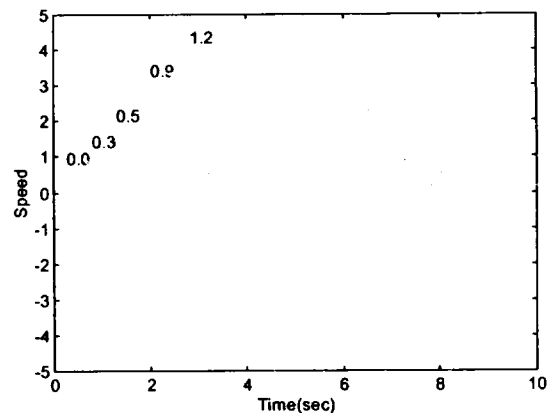


Fig. 3. Unit step responses under the variation of dead time.

반복제어기 설계

반복제어는 특정 목적을 위해 예리하게 튜닝되는 제어수법이라고 말할 수 있다(中野, 1989). 이 방법은 어떤 주기를 가진 목표입력과 외란에 대하여 대단히 높은 추종정도를 구현한다. 그러나 과도응답속도, 안정화의 용이성, 일반적인 외란에 대한 응답 등의 점에서 보다 수월한 성질을 가진 다른 제어수법에 미치지 못한 점도 많다. 따라서 반복제어에 고유의 고정도가 실현되어 얻어지고 약점이 크게 나타나지 않는 제어계 설계가 대단히 중요하다. Fig. 4는 기본적인 반복제어계의 구성을 나타낸다.

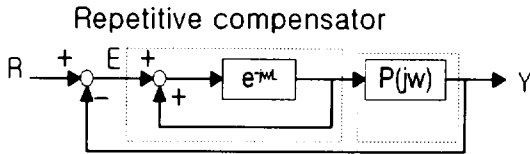


Fig. 4. Basic diagram of repetitive control system.

이산시간계의 주파수 전달함수는 $P^*(z)$ 를 펄스전달함수로 할 때 $P(j\omega) = P^*(\exp(j\omega T))$ 이고 여기서 T =샘플링주기이다. 이 제어계의 일순 주파수 전달함수는 $\exp(j\omega L) \cdot \{P(j\omega) - 1\}$ 이고 나이키스트의 판별법을 적용하면 $P(j\omega)$ 가 안정일 때 제어계가 안정한 상태로 되기 위한 필요충분조건은 $|P(j\omega) - 1| < 1$ 이다. 안정도 해석적인 면에서 볼 때, 연속시간계에서는 s 평면 우반부에서 영점과 극점이 포함되는 경로를 일주할때의 궤적에서 페루프계의 안정성을 알 수 있다. 그러나 필요충분조건이 되는 식은 s 를 허수축으로 따라 움직이는 것이므로 경계에 있기 때문에 안정여유를 얻을 수 없다. 그러나 이산치계의 나이키스트 경로는 z 평면상의 단위원 밖의 모든 극과 영점을 포함하는 경로이다. 물리적으로 실현 가능한 계에서는 z 가 경로를 일주할 때에 일순 펄스전달함수의 궤적은 z 가 단위원상을 일주할 때 궤적과 같다. $z = \exp(j\phi)$ 로 놓고 ϕ 를 $-\pi$ 에서 π 까지 변화할 때 z 는 단위원상을 일주한다. 즉 ω 의 유한구간 $[-\pi/T, \pi/T]$ 에 대한 주파수 전달함수 궤적에서 페루프계의 안정성이

결정된다. 즉 이구간은 이산시간계가 신호를 취급하기가 가능한 주파수 범위이다. 이범위외의 고주파 신호등이 가해지면 반복되는 잡음 등이 낮은 주파수에서 나타나기 때문에 아나로그 필터에서 고주파 성분을 제거할 필요가 있는 것인데, 이것이 이산치시간계의 특징이다(Ogata, 1987).

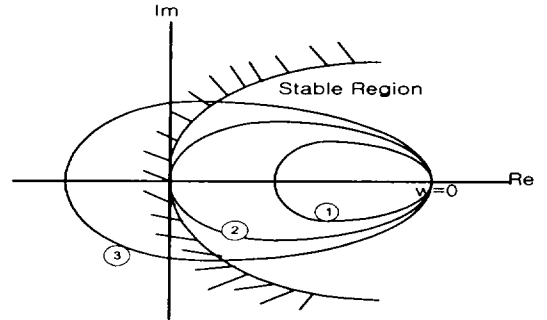


Fig. 5. Frequency characteristic of discrete time.

Fig. 5는 이산치계의 주파수특성 예이다. 즉 1 곡선과 같이 $p(j\omega)$ 의 궤적이 안정영역으로 포함되게 설계를 해야한다. 이때 위상지연이 증가하여 특성변화가 생기면 3곡선과 같이 되고 또 특수한 경우에는 곡선2처럼 $w = \pm\pi$ 에서 원점을 통과한다. 따라서 제어계를 안정하게 하기 위한 보상을 행할 필요가 있다.

Fig. 6에서 Z^{-1} 항은 1샘플링 주기에 시간과 같은 지연요소로 직렬로 접속되어 있다. 전체적으로 게인이 1인 양의 피드백을 행하여 Fig. 7과 같은 반복보상기를 구성한다.

시스템이 안정화를 위한 보상기로서 과도응답법에 의하여 파라미터를 조정된 PID 제어기를 사용하였다(北森, 1980). PID 제어기의 전달함수를 $M(z)$ 라 하면.

$$M(z) = K_p + \frac{K_I}{1-z^{-1}} + K_D(1-z^{-1})$$

$$= \frac{K_a z^2 - K_b z + K_d}{z(z-1)}$$

로 표현되며, 여기서 $K_a = K_p + K_I + K_D$, $K_b = K_p + 2K_D$, $K_d = K_D$ 이다. 여기서, K_p, K_D, K_I 는 각각 비례(Proportional), 미분(derivative), 적분(integral)이득 파라미터 상수이다. 일반적으로 미분이득은 페루프시스템의 감쇠를 향상시키고 적분이득은 정상상

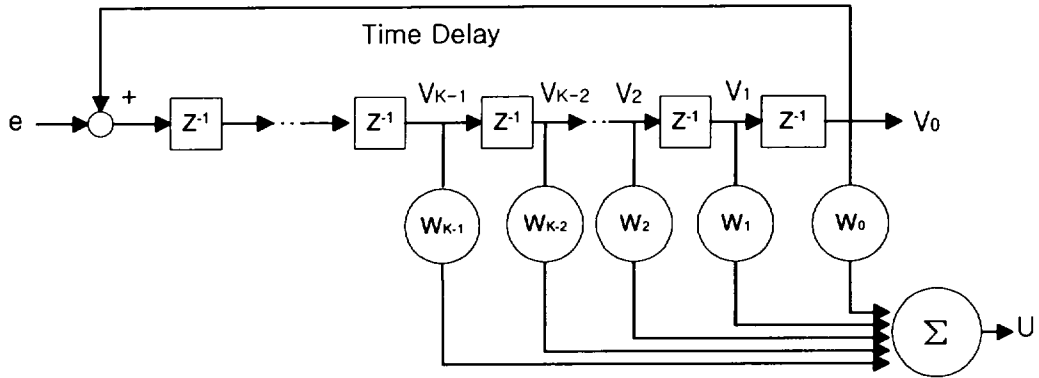


Fig. 6. Method of compensation for stabilization.

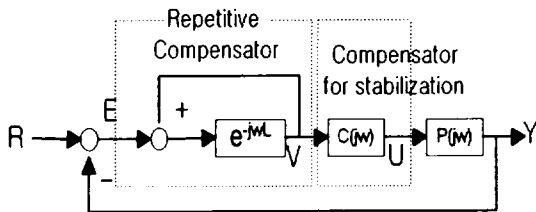


Fig. 7. Control system with compensation for stabilization.

태 오차를 감소시키는 효과가 있으나, 정해진 설계기준을 따르기 보다는 기초적인 제어원리를 사용하여 적용시스템에 따라 적절히 조정해주는 시행착오법이 널리 사용되고 있다.

본 연구에서는 Ziegler-Nichols의 튜닝 방법을 기준으로 하여 몇번의 시행착오적 수정을 통하여, 비례이득은 0.48, 적분이득은 0.03, 미분이득은 0.08으로 조정하였다.

시뮬레이션 및 고찰

기계유압식조속기를 가진 속도제어 시스템의 성능 개선을 위하여 반복제어 기법에 의한 제어기를 고안하고, 안정화를 위한 보상기로서 PID제어기를 사용한 속도제어 시스템을 설계하고 시뮬레이션을 행하였다 (Bishop, 1993).

Fig. 8은 시간지연이 0.3sec인 경우에 Ziegler and

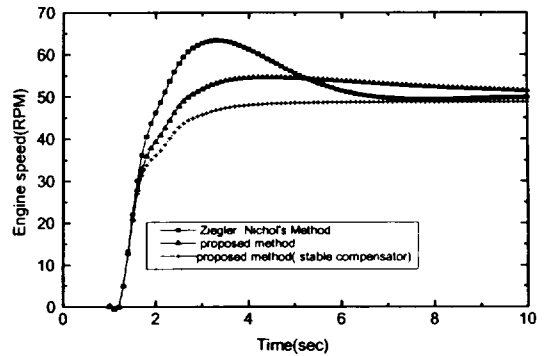


Fig. 8. Comparison of indicial responses of speed control system.

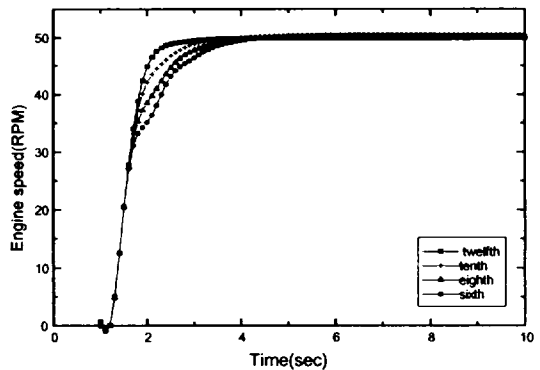


Fig. 9. Comparison of indicial responses of speed control system using repetitive controller when compensator for stabilization is applied.

Nichols의 방법과 본 논문에서 제안된 방법으로 반복 횟수가 6주기인 상태 그리고 안정화를 위한 보상기를 가진 경우 반복횟수가 6주기인 경우의 인디셜 응답이다. 반복제어기법을 사용한 경우가 우수한 응답특성을 나타내고 특히 안정화를 위한 보상기를 둔 경우가 오버슈트가 거의 없고 속응성이 빠른 인디셜응답을 얻을 수 있었다. Fig. 9은 반복횟수가 6, 8, 10, 12 주기인 상태에서 안정화 보상기를 둔 경우의 인디셜응답을 비교한 것이다. 오버슈트는 차이가 없으나 안정성의 면에서 반복횟수가 많을수록 우수한 응답특성을 나타냈다.

요 약

디젤기관의 기계 유압식 조속기를 2차계로, 회전계통을 1차계로 모델링하여 속도제어 시스템을 구성하였고, 시스템의 안정성을 개선하기 위하여, 시스템의 전달함수를 유도하고, 0차홀드 방법을 택한 z변환을 거쳐 w평면으로 변환하였다. 양호한 응답특성을 얻어내기 위하여 기계 유압식 조속기를 가진 디젤기관에 반복제어기법에 의한 피드백 루프 (Feedback loop)를 구성하고 시스템의 안정화를 위하여 적절한 보상기를 둔 속도제어시스템을 설계하여 종래의 시스템과 비교 분석한 결과 기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템에서는, 연소계통의 시간지연이 0.5(sec)를 기점으로 불안정한 운전영역이 되어, 동일한 조속기라도 저속에서는 불안정한 영역이 되고 시스템의 안정성에 큰 영향을 미치는 요인이 된다. 반복보상기를 가진 시스템에서도 안정화를 위한 보상기를 설계한 경우가 오버슈트가 거의 없고 속응성이 빠른 인디셜응답을 얻을 수 있었다. 그러나 조속기를 2차계로 모델링한점,

회전수 제어계통의 여러 정수들의 정확성 그리고 실선에 적용 가능한 안정화를 위한 보상기 설계문제 및 다른 제어기와 비교검토가 필요할 것으로 사료된다.

참고 문헌

- 강창남. 1996. 퍼지제어기법에 따른 선박용 유압조속기의 제어특성 및 성능개선에 관한 연구. 한국박용기관학회지, 20(3): 269-275.
- 강창남·박진길. 1997. w 변환법에 의한 전기유압식 조속기를 가진 박용 디젤기관의 속도제어. 한국박용기관학회지, 21(2): 195-205.
- 하주식. 1983. 자동제어공학. 한국해양대학교출판부, pp. 146-151.
- 한국박용기관학회·기관관리위원회. 1978. 선박의 경제적 운항관리. 222 pp.
- Kuo, B. C. 1991. Automatic Control Systems. Prentice-Hall Inc., 714 pp.
- Katsuhiko Ogata. 1987. Discrete-Time Control Systems. Prentice-Hall Inc., 352 pp.
- Frederick, D. K. and J. H. Chow. 1995. Feedback Control Problems. Pws Co., 206 pp.
- Bishop, R. H. 1993. Modern Control Systems Analysis and Design Using MATLAB. Addison-Wesley Publishing Co., pp. 103-113.
- Woodward Governor (Japan) LTD. 1989. 機械油壓式及び電氣油壓式ガバナ PMCC F-7. pp. 1-9
- 北森俊行. 1980. PID制御 システムの設計論. 計測と制御. 19(4): 382-391.
- 中野道雄. 1989 繰返制御. 計測自動制御學會. 139 pp.