

정유압 동력 전달 장치의 속도제어기 설계

Design of Speed Controller in a Hydrostatic Transmission

전윤식 (기계설계과)

Yoon-Sik Jun (Dept. of Mechanical Design)

Key Words : Hydrostatic Transmission(정유압 동력 전달 장치) Speed Control(속도제어) Cross-over Control(Cross-over 제어) Axial Piston Pump(축류식 피스톤 펌프) Variable Displacement(가변용량)

ABSTRACT : For the Hydrostatic Transmission consisted of a variable displacement axial piston pump and motor, a speed controller with efficiencies considered is proposed. To consider a efficiency in speed control, the displacements of pump and motor which maximize a steady state efficiencies with a various load torque are calculated through computer simulation and these results are reflected to speed controller which has PI control structure with cross over control scheme. It is shown through computer simulation that the proposed controller gives better steady state efficiencies compared with the conventional controller and good transient responses.

1. 서 론

정유압 동력 전달 장치(hydrostatic transmission)는 기본적으로 유압에너지를 발생시키는 유압펌프와 이를 기계적 에너지로 바꾸는 유압모터가 폐회로로써 구성되어 회전동력을 전달하게 하는 장치이다. 이러한 정유압 동력 전달 장치는 유압펌프를 작동시키는 엔진이나 전기모터 등이 공급할 수 있는 출력범위내에서 하중의 변화에 따른 무단변속이 가능하고 큰동력을 제어할 수 있기 때문에 전천후차량, 전투궤도차량, 불도저, 컨베이어 구동장치등 군용및 산업용으로 많이 응용되고 있으나 일반적으로 기어형태의 기계식 동력 전달장치에 비하여 효율이 15-20% 정도 낮다는 단점이 있다. 그러나 동력 전달을 극대화 하도록 적절하게 제어한다면 정유압 동력 전달 장치의 효율향상 뿐만 아니라 전체 시스템의 성능을 향상시킬 수 있다.

정유압 동력 전달 장치의 효율향상의 노력으로 Wilson^(1,2)은 펌프속도와 모터의 속도비가 일정할 경우에 가변용량펌프-고정용량모터 시스템(PVMF)의 경우와 반대로 고정용량펌프-가변용량모터 시스템(PFMV)에 대하여 각각 토크비를 최대로 하는 임계용적비를 구하였으며, 이 임계용적비에서 정유압 동력 전달 장치효율이 최대로 됨을 보여 주었다. 그러나 시스템의 부하조건으로써 속도비가 일정하게 유지되는 것 외에 부하토크가 변동할 경우라면 Wilson이 제안한 임계용적비에서 정유압 동력 전달 장치의 효율이 최대로 되지 않는다. 따라서 본 연구에서는 가변용량펌프-가변용량모터(PVMV)로 구성된 정유압 동력 전달 장치에 있어서 부하토크가 변동할 경우라도 효율을 최대로 하는 펌프, 모터의 용적을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 구하였으며, 이를 look-up 테이블로 만들어 정유압 동력 전달 장치의 동적제어에 반영하였다.

가변용량펌프-가변용량모터(PVMV) 시스템은 펌프와 모터의 다변수 제어입력과 상태변수의 커플링 및 비선형성 인자로 인하여 제어 알고리즘의 설계가 매우 어렵게 된다. 따라서

crossover 제어방식⁽³⁾에 의하여 펌프, 모터의 용적을 한개의 제어입력으로 치환하여 제어기의 설계를 용이하게 하였으며 PI(Propotional-Integral)제어에 의하여 모터를 속도제어 하였다. 이때, crossover 제어 방식에 의한 변수의 치환에서 중요한 파라미터인 crossover 점을 정상상태 효율을 고려하도록 가변으로 하였다. 또한 모터의 목표속도가 클경우, 펌프, 모터의 용적에 대한 입력 포화현상이 발생되고 이에따른 적분누적치를 제거하기 위한 antiwindup 회로를 제어기에 첨가하였다.

컴퓨터 시뮬레이션을 통하여, 각 부하토크에 대하여 기존의 제어기와 본 연구에서 제안한 제어기의 정상상태의 동력전달 효율을 비교하였다.

2. 시스템 모델링

Fig.1은 가변용량펌프-가변용량모터(PVMV)로 구성된 정유압 동력 전달 장치의 대략적인 그림이다. 본 연구에서 사용한 축류식 가변용량펌프와 모터는 각각 Sundstrand Model 22-2047, 24-4001 으로서 최대 배제용적은 4.26 in³/rev, 7.24 in³/rev이며, 모터의 최소 배제용적은 2.73 in³/rev 이다. 수학적인 모델은 Pacey 의 실험데이터⁽⁴⁾을 이용하여 만든 임⁽⁵⁾의 정상상태 모델을 이용하여 다음과 같은 동적모델⁽⁶⁾을 유도하였다.

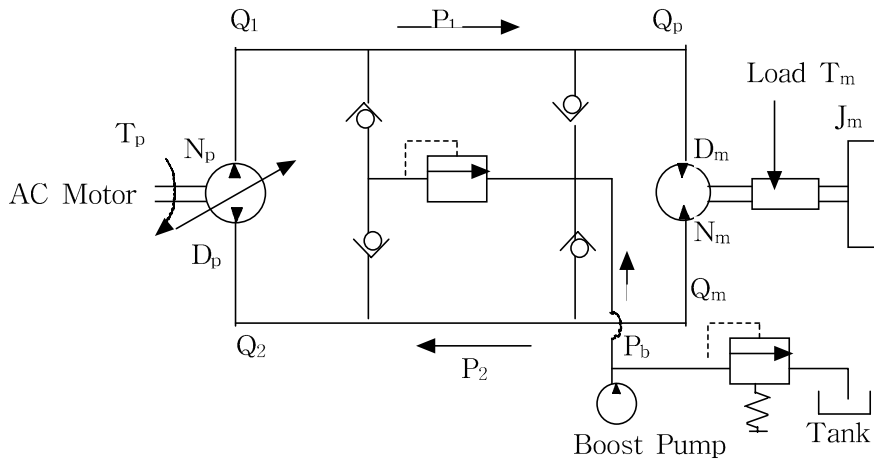


Fig. 1 Schematic diagram of hydrostatic transmission

$$Q_p = D_p N_p - \frac{C_{sp} P D_{pm}}{2\pi\mu} - \frac{L_{cp}}{\mu} \quad (1)$$

$$T_p = \frac{P D_p}{2\pi} + \frac{C_{fp} P D_{pm}}{2\pi} + C_{dp} \mu N_p D_{pm} + T_{cp} \quad (2)$$

$$Q_m = D_m N_m - \frac{C_{sm} P D_{mm}}{2\pi\mu} - \frac{L_{cm}}{\mu} \quad (3)$$

$$T_m = \frac{P D_m}{2\pi} + \frac{C_{fm} P D_{mm}}{2\pi} + C_{dm} \mu N_m D_{mm} + T_{cm} \quad (4)$$

여기서,

$$C_{sp} = 0.28186\left(-\frac{\mu}{D_{pm}}\right) + (0.47042 - 0.28186)\left(-\frac{\mu}{D_{pm}}\right)\left(\frac{N_p - 1144}{2132 - 1144}\right) \quad (5)$$

$$C_{sm} = 0.28287\left(\frac{\mu}{D_{mm}}\right) + (0.47042 - 0.28287)\left(\frac{\mu}{D_{mm}}\right)\left(\frac{N_m - 649}{1199 - 649}\right) \quad (6)$$

$$L_{cp} = \mu\left[56.25 + (113.57 - 56.25)\left(\frac{N_p - 1144}{2132 - 1144}\right)\right] \quad (7)$$

$$L_{cm} = \mu\left[58.06 + (117.02 - 58.06)\left(\frac{N_m - 649}{1199 - 649}\right)\right] \quad (8)$$

$$C_{fp} = 0.007375 + (0.010324 - 0.007375)\left(\frac{N_p - 1331}{2107 - 1331}\right) \quad (9)$$

$$C_{fm} = 0.006319 + (0.010659 - 0.006319)\left(\frac{N_m - 758}{978 - 758}\right) \quad (10)$$

$$C_{dp} = 148729.17 + (159602.44 - 148729.17)\left(\frac{r_p - 0.5}{1 - 0.5}\right) \quad (11)$$

$$C_{dm} = 86173.37 + (146032.27 - 86173.37)\left(\frac{r_p - 0.5}{1 - 0.5}\right) \quad (12)$$

$$T_{cp} = 61.20 \quad (\text{lb in}) \quad (13)$$

$$T_{cm} = 81.74 \quad (\text{lb in}) \quad (14)$$

유압라인에서의 유량손실이 없다고 가정하면

$$\frac{V_l}{\beta} \dot{P} = Q_p - Q_m \quad (15)$$

$$\dot{P} = \frac{\beta}{V_l} (K_s P_1 - D_m N_m + D_p N_p - \frac{K_1}{\mu}) \quad (16)$$

여기서,

$$K_s = (C_{sp} D_m + C_{sm} D_{mm}) \frac{1}{2\pi} \quad (17)$$

$$K_1 = L_{cp} + L_{cm} \quad (18)$$

$$J \dot{N}_m + B N_m = T_m - T_l \quad (19)$$

$$\dot{N}_m = -\left(\frac{B}{J} + \frac{1}{J} C_{dm} \mu D_{mm}\right) N_m - \frac{1}{J} C_{fm} D_{mm} P + \frac{1}{J} P D_m - \frac{T_{cm} + T_l}{J} \quad (20)$$

식(16), 식(20)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x}_1 = a_1 x_1 + a_2 x_2 u_2 + a_3 u_1 + a_4 \quad (21)$$

$$\dot{x}_2 = a_5 x_2 + a_6 x_1 + a_7 x_1 u_2 + a_8 \quad (22)$$

여기서,

$$x_1 = P, \quad x_2 = N_m, \quad u_1 = D_p, \quad u_2 = D_m$$

$$a_1 = K_s \frac{\beta}{V_l}, \quad a_2 = \frac{-\beta}{V_l}, \quad a_3 = -a_2, \quad a_4 = -K_1 \frac{\beta}{V_l}$$

$$a_5 = -\left(B + C_{dm} \mu D_{mm}\right) \frac{1}{J}, \quad a_6 = -C_{fm} D_{mm} \frac{1}{J}$$

$$a_7 = \frac{1}{J}, \quad a_8 = (T_{cm} + T_l) \frac{1}{J}$$

시스템 파라미터값은 기존문헌(7,8)을 참조하여 다음과 같이 놓았다.

- J : 부하관성 (= 170.8565 lbm-in²)
 B : 점성감쇠계수 (= 3.54 lbf in/rad/sec)
 V_l : 실내체적 (= 61.02432 in³)
 D_{mm} : 모터 최대 용적 (= 7.24 in³/rev)
 D_{pm} : 펌프 최대 용적 (= 4.26 in³/rev)
 β : 압축성계수 (= 145040 lbf/in²)
 μ : 동점성계수 (= 8.15x10⁻⁸ lbf min/in²)

3. 정상상태 시뮬레이션

식(1)-식(14)의 정상상태 모델로 부터 펌프입력속도 2600 rpm, 모터의 목표속도 1500rpm, 각 부하토크(20-150 lb-ft)에 따른 정상상태 효율을 최대로 하는점을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 구하였다.

Table 1 과 Fig. 4에 위와같은 시뮬레이션 결과를 나타내었다.

Table 1. Displacements of pump and motor for maximum efficiency

T _m (lb-ft)	D _m (in ³ /rev)	D _p (in ³ /rev)	Efficiency(%)
20	3.65	2.27	32.9
40	4.73	2.90	46.5
60	5.38	3.29	54.9
80	6.76	4.09	60.8
100	6.87	4.16	64.9
150	6.91	4.26	74.5

4. 동적 제어기 설계

4.1 crossover 제어방식

식(21), 식(22)에서 보는바와 같이 본 연구에서 제어되는 정유압 동력 전달 장치는 펌프와 모터의 용적이 동시에 제어되는 다변수 제어입력을 가지고 있다. 따라서 모터의 속도제어를 위하여 Fig. 2(a)의 crossover 제어방식을 이용하여 한개의 제어입력 i 로 치환한다.

이때의 제어입력 i 에 따른 펌프, 모터의 용적은 i가 증가함에 따라 처음에는 모터의 용적이 최대인 상태에서 펌프의 용적만이 증가하다가 i가 i_c인 점에서 펌프와 모터의 용적이 각각 최대가 된 후 i가 계속 증가할 경우 펌프의 용적은 최대인 상태에서 모터의 용적이 감소하게 된다.

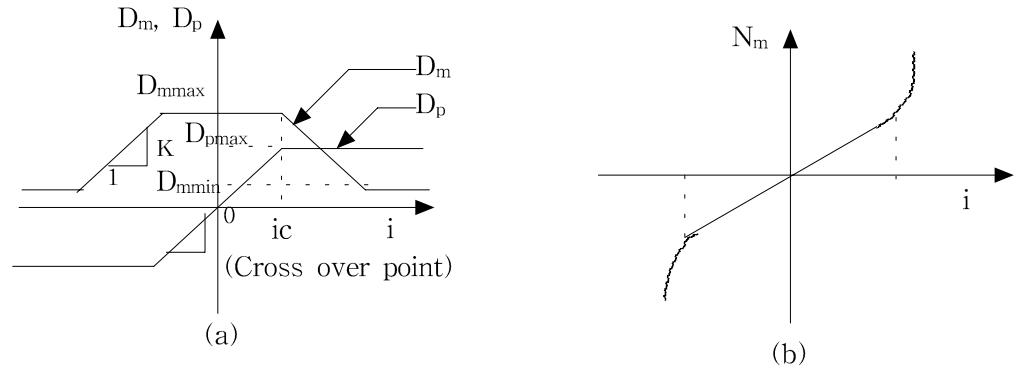


Fig. 2 Crossover control of hydrostatic transmission
(a) Crossover control scheme (b) Steady state N_m vs. i characteristics

Fig. 2(b)는 모터속도와 제어입력 i 와의 관계를 나타낸 그림이며 모터의 출력속도는 정유압 동력 전달 장치의 비선형성을 무시한다면 그림에서와 같이 선형성을 갖는다.

즉,

$$D_p = \frac{K}{2} (|i + i_c| - |i - i_c|) \quad (23)$$

$$D_m = -\frac{K}{2} (|i - i_c| + |i + i_c|) + D_{mmax} + Ki_c \quad (24)$$

4.2 효율을 고려한 동적제어

식(23), 식(24)에서 crossover 점 i_c 를 정할 때에 일반적으로 펌프의 최대용적과 모터의 최대용적이 교차하는 점에서의 값으로 i_c 를 정하면 Wilson이 제안했던 최대토크비에서의 제어형태가 되어 효율이 우수한 정유압 동력 전달 장치를 얻을 수 있다. 그러나 부하토크가 제한조건일 경우 정유압 동력 전달 장치의 비선형성에 의하여 효율을 최대로 하는 정상상태 펌프, 모터의 용적이 다른값을 갖게된다.

따라서 본 연구에서는 정상상태 시뮬레이션 결과를 look-up 테이블로 구성하여 다음과 같은 식에 의하여 부하토크에 따른 crossover 점을 가변으로 정하였다.

$$i_c = (D_m + D_p - D_{mmax})/K \quad (25)$$

여기서,

D_p, D_m : 각 부하토크에 따른 Look-up 테이블의 펌프 및 모터의 용적.

따라서 제어입력 i 가 증가할 때 펌프의 용적이 최대가 되기 전에 i_c 인 점에서 모터의 용적이 감소하게 된다.

제어기의 구조는 다음과 같은 PI 제어기를 사용하였다.

$$i = K_p e + \frac{K_I}{s} e \quad (26)$$

Fig. 3은 제어기의 구조를 나타낸다.

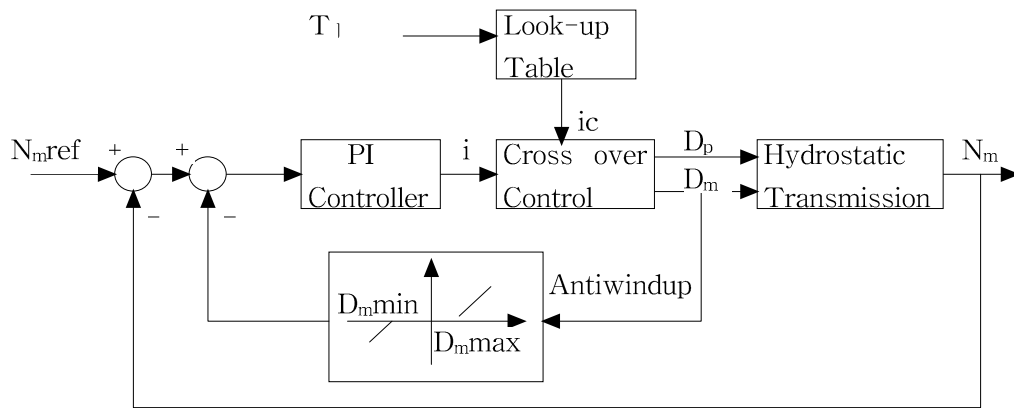
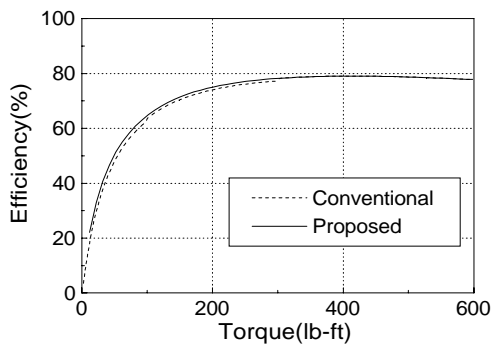


Fig. 3 Schematic diagram of proposed controller in hydrostatic transmission

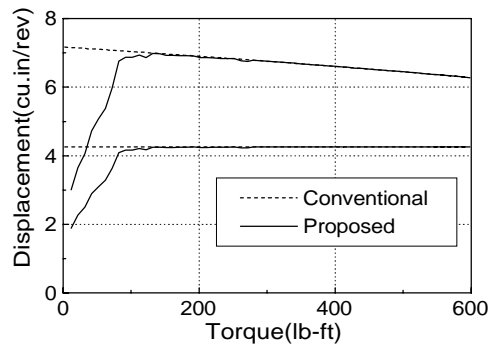
여기서 K_p , K_i 는 ic 값에 따라 변하므로 ic 에 따른 이득계획법(gain scheduling)에 의하여 수정하여 주었다. 또한 모터의 목표속도가 클 경우 펌프 모터의 제한입력으로 인한 적분누적치를 제거하기 위한 antiwindup 회로를 추가 하였다.

5. 시뮬레이션 결과 및 고찰

Fig. 4는 $N_p=2600\text{rpm}$, $N_m=1500\text{rpm}$ 일 때, 정유압 동력 전달 장치의 정상상태 비선형 모델의 시뮬레이션 결과이다. Fig. 4(b)에서 보는바와 같이 모터에 작용하는 부하토크에 따라



(a) Efficiencies



(b) Control inputs

Fig. 4 Comparison of simulated steady state reponses for maximum efficiency at $N_m=1500$ rpm

최대효율을 갖는 본 연구에서 제안한 제어입력 D_p , D_m 과 ic 를 상수로 하고 PVMV시스템을 PVMF와 PFMV로 나누어 최대효율을 갖도록 제어하는 기존의 제어방식에서의 D_p , D_m 값을 비교하면 두 제어방식이 실제 작동영역에서 매우 다른값을 갖지만 Fig. 4(a)에서 보는바와 같이 동력전달효율은 비슷한 패턴을 갖음을 보여주고 있으며 본 연구에서 제안한 최대효율을 갖도록 하는 정상상태 제어입력이 기존의 제어입력보다 실제 작동영역에서 효율이 약간 높음을 보여 주고있다.

Fig. 5는 $N_m=1500$ rpm, 부하토크 20 lb-ft에서 본 연구에서 제안한 최대효율을 갖는 정상상태 제어입력을 동적제어에 반영하여 제어한 경우와 i_c 가 상수인 기존의 제어방식의 시뮬레이션 결과를 비교한 그림이다. Fig. 5(a)에서 보는바와 같이 기존의 제어기나 본 연구에서 제안된 제어기의 동적 속도응답특성이 거의 비슷함을 보여주고 있다. 그러나 Fig. 5(b)에서 보는 바와같이 본 연구에서 제안한 효율을 고려한 동적제어기가 기존의 제어기보다 정상상태 효율이 높음을 나타낸다. 또한 Fig. 5(c)은 각 제어입력 D_p , D_m 을 나타낸 그림이며 본 연구에서 제안한 제어기의 경우 정상상태의 D_p , D_m 값이 Fig. 4(b)의 정상상태 최대효율을 갖게 될때의 제어입력($D_p=2.27$, $D_m=3.65$)과 일치함을 보여준다.

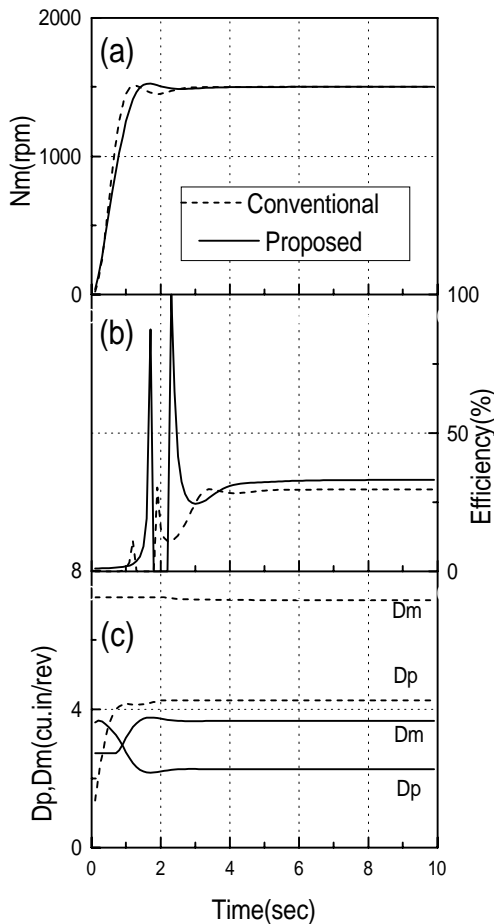


Fig. 5 Comparison of simulated step responses at $N_m=1500$ rpm, $T_m=20$ lb-ft

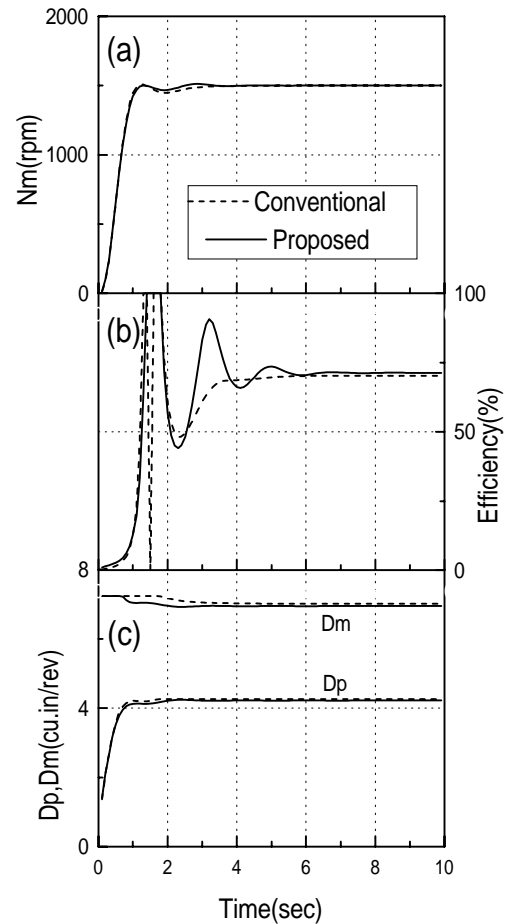


Fig. 6 Comparison of simulated step responses at $N_m=1500$ rpm, $T_m=150$ lb-ft

Fig. 6은 부하토크 $T_m=150$ lb-ft에서의 앞에서와 마찬가지로 기존의 제어기와 본 연구에서 제안한 제어기의 시뮬레이션 결과의 비교그림이다. Fig. 5에서와 마찬가지로의 결과를 보여주고 있으나 효율은 거의 비슷하게 나타나고 있다. 이는 부하하중이 커짐에 따라 Fig. 4(b)에서 보는바와 같이 본 연구의 정상상태 제어입력이 기존의 정상상태 제어입력과 같아지기 때문이다.

Fig. 7은 기준속도가 3000 rpm, 부하토크 $T_m=100$ lb-ft일때의 응답특성을 보여주고 있

으며 모터용적의 제한입력으로 인하여 적분누적치가 발생하여 과도한 오버슈트가 발생한 경우와 이를 제거하기 위해 antiwindup회로를 첨가하였을 경우의 응답특성을 비교하여 나타낸 그림이며 그림에서 보는바와 같이 뚜렷한 효과가 나타남을 보여주고 있다.

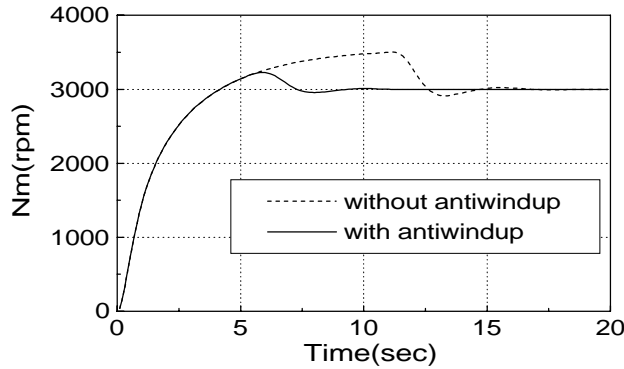


Fig. 7 Effect of antiwindup for PI control at $N_m=300\text{rpm}$, $T_m=100\text{lb-ft}$

6. 결론

축류식 가변용량의 펌프 및 모터로 구성되는 정유압 동력 전달 장치에 있어서 모터의 속도 제어를 할 경우 각 부하토크에 따라 효율을 최대로 하는 펌프, 모터의 용적을 정유압 동력 전달 장치의 정상상태 비선형 모델을 이용하여 구하였으며 이를 look-up 테이블로 구성하여 속도제어에 반영하였다. 속도제어의 기본구조는 crossover 제어방식을 이용하여 다변수 제어입력으로써 D_p , D_m 을 하나의 변수로 치환하였으며 치환하는 과정에서 정상상태의 효율을 고려하여 기존의 제어방식보다 나은 효율을 갖는 속도제어기를 제안하였다.

본 연구의 속도제어기를 엔진 및 부하시스템까지 고려된 전체시스템의 효율을 고려하여 제어한다면 기존의 제어기와 비교하여 훨씬 뚜렷한 효과를 나타 낼 것이라 기대된다. 그러나 정상상태의 최대효율점을 구하기 위해서는 정유압 동력 전달 장치의 정확한 정상상태 모델링과 펌프, 모터의 커플링 및 비선형성으로 인하여 동작조건에 따라서 제어기의 파라미터를 수정해 주어야 하는 문제가 남아 있다.

참고 문헌

- (1) Wilson, W. E., 1963, "Optimizing Hydrostatic Transmission", *Machine Design*, pp. 120-127.
- (2) Wilson, W. E. and Lemme, C. D., 1964, "New Design Concept Toward High Performance, Low Cost in Hydrostatic Transmission", *Machine Design*, pp.178-187.
- (3) Neal, T. P., 1976, " Electrohydraulic Control of Hydrostatic Transmission", *SAE 760687*.
- (4) Pacey, D., 1979, "Determination of Coefficient Model for a Hydrostatic

Transmission", *M.S. Thesis, Kansas State Univ.*

- (5) 임병혁, 1991, "정유압 동력 전달 장치의 성능향상에 관한 연구", 고려대학교 기계공학과 석사학위 논문.
- (6) Schoenau, G. J., Burton, R. T. and Kavanagh, G. P., 1990, "Dynamic Analysis of Variable Displacement Pump" *Trans. of the ASME*, pp.122 -132.
- (7) Bowns, D. E. and Worton-Griffiths, J., 1972, "The Dynamic Characteristics of a Hydrostatic Transmission System", *Proc. Instn Mech Engrs*, pp. 755-773.
- (8) Akers, A. and Lin, S. J., 1989, " Use of a Two-Stage Electro-hydraulic Controller with an Axial Piston Pump", *SAE 891860*, pp. 307-315.