

컴플렉스법에 의한 유압시스템의 최적 설계

Optimal Design of Hydraulic System Using the Complex Method

이성래 · 이용범 · 박종호

S. R. Lee, Y. B. Lee and J. H. Park

Key Words : Complex Method(컴플렉스법), Constrained Direct Search(제약 직접 탐색), Direct Drive Servo Valve(직접구동형 서보밸브), Lead-Lag Controller(진상-지상 제어기), Sluice Gate(수문), Minimum Cylinder Force(최소 유압실린더 추력), Minimum Man Power(최소 수동력),

Abstract: The optimum design parameters of several hydraulic systems are obtained using the complex method that is one kind of constrained direct search method. First, the parameters of lead-lag controller of the direct drive servovalve is designed using the complex method to satisfy the steady-state error requirement. Second, the optimum locating point of hydraulic cylinder is determined to minimize the cylinder force in the operation range of rotational sluice gate. For the third application case, the optimum piston area of hydraulic cylinder is determined to minimize the man power to elevate the manually operated sluice gate.

1. 서 론

새로운 유압시스템을 설계하는 과정에서 설계요구조건을 만족시키는 최적의 시스템 파라미터를 구하는 경우가 자주 발생한다. 일반적으로 최적의 시스템 파라미터를 구하기 위해서는 목적함수를 정의해야 하며 목적함수에 대한 도함수를 이용하여 최적의 시스템 파라미터를 구한다. 그러나 유압시스템의 수학적 모델은 대부분 비선형이므로 목적함수의 도함수를 수식으로 표현하기가 어려운 경우가 많고 때로는 목적함수 자체가 수식으로 표현되기가 매우 어려운 경우도 있다. 이에 따라 유압시스템에 대한 최적의 시스템 파라미터를 구하기 위해서 목적함수의 도함수에 의존한 최적 설계과정을 적용하지 않으며 대부분 컴퓨터 시뮬레이션을 시행착오적으로 수행하여 경험적으로 최적의 시스템 파라미터를 구한다. 본 논문에서는 유압시스템에 대한 최적의 시스템 파라미터를 구하기 위해 컴플렉스법(complex method)을 적용하였다. 컴플렉스법은 무작위 탐색법과 함께 제약 직접탐색법(constrained direct search method)의 일

종으로서 목적함수의 도함수나 수식으로 표현된 목적함수를 필요로 하지 않기 때문에 비선형성이 심한 목적함수를 최소화시키는 파라미터를 구하는데 적합하다. 무작위 탐색법은 설계변수의 개수가 작거나 탐색의 초기단계에서 유용한 점을 찾는 데 적합하므로 여기서는 컴플렉스법을 적용하였다¹⁾.

컴플렉스법에 의한 유압시스템의 최적 설계의 첫 번째 예로서 직접구동형 서보밸브의 설계요구조건인 정상상태오차 및 응답성을 만족하는 진상-지상제어기의 제어기 상수값을 최적 설계에 의해 구했으며²⁾ 두 번째 예로서 담수보 수문을 회전시켜 개폐하는 유압장치에서 유압실린더에 가해지는 반력이 최소가 되도록 유압실린더의 설치점을 최적 설계에 의해 구했으며³⁾ 세 번째 예로서 회전식 수동펌프에 의한 유압식 수문 권양기에서 수문의 상승시 요구되는 사람의 동력을 최소화시키는 유압실린더의 피스톤 단면적을 최적 설계에 의해 구했다.

첫 번째 예는 한화기계의 위탁연구과제(2000.8 ~ 2002.7)가 종료된 후 컴플렉스법¹⁾을 발견하여 그 적용가능성을 시험하기 위해 수행하였으며 두 번째 예는 11차 산학연 컨소시엄 연구과제(2003.5~2004.2) 종료 후 수행하였으며 세 번째 예는 12차 산학연 컨소시엄 연구과제(2004.5~2005.2)의 진행 중에 수행한 것이다. 세 가지 예는 서로 직접적인 연관성은 없으나 유압시스템의 설계시 최적설계의 적용 가능성

접수일 : 2004년 11월 8일

이성래(책임저자) : 건양대학교 기계공학과

E-mail : srlee@konyang.ac.kr, Tel : 041-730-5191

이용범 : 한국기계연구원

박종호 : 충남대학교 대학원 기계공학과

과 방법을 보여준다.

2. 컴플렉스법에 의한 직접구동형 서보밸브의 진상-지상제어기 설계

2.1 직접구동형 서보밸브의 수학적 모델

직접구동형 서보밸브는 Fig. 1에 나타난 것처럼 밸브제어기, 제한각 DC모터⁴⁾, 회전운동을 직선운동으로 변환시키는 기구, 스톱밸브 및 위치센서(LVDT)로 구성되는 1단 밸브이다. 직접구동형 서보밸브는 1단밸브이기 때문에 밸브를 통과하는 유량의 크기에 따라 밸브스풀에 작용하는 유체력⁵⁾의 영향이 커진다. 이에따라 비례제어를 적용한 경우 유체력이 작은 경우(부하압력이 최대)에는 스톱위치에 대한 정상상태 오차가 작지만 유체력이 큰 경우(부하압력이 최소)에는 매우 큰 정상상태오차가 발생한다. 직접구동형 서보밸브의 설계요구조건인 주파수응답대역 120Hz 이상, 정상상태오차 2% 이하 및 최대주파수응답크기비 3 dB이하를 만족시킬 수 있도록 진상-지상제어기를 설계한다.

진상-지상제어기의 전달함수는 식(1)과 같으며 스톱위치 명령신호와 스톱위치 출력신호의 차이를 받아서 DC모터를 구동시키기 위한 제어전류를 출력시킨다.

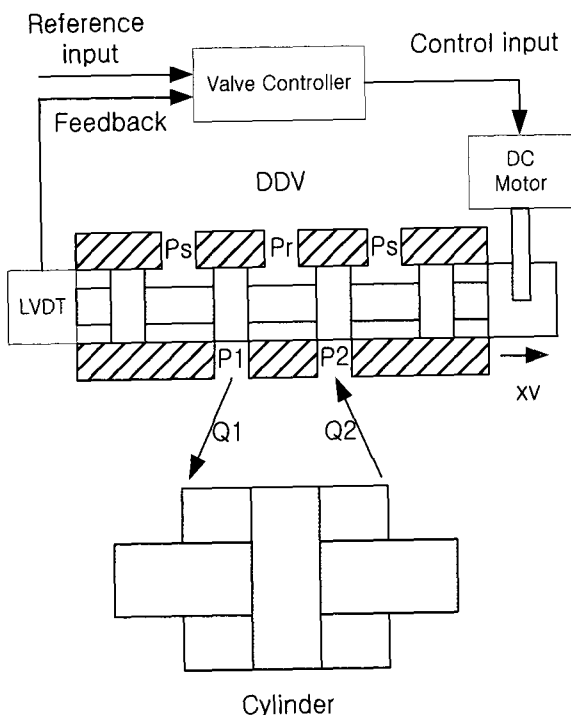


Fig. 1 Schematics of direct drive servo valve

$$G_c(s) = \frac{K_{pm} a (\tau_{lag} s + 1) (\tau_{lead} s + 1)}{(a \cdot \tau_{lag} s + 1) (\frac{\tau_{lead}}{\beta} s + 1)} \quad (1)$$

$K_{pm}, a, \beta, \tau_{lag}, \tau_{lead}$:진상-지상제어기의 파라미터
직접구동형 서보밸브의 전기모터 회전부위나 스톱밸브의 직선운동부위에는 점성마찰이 매우 작기 때문에 밸브시스템의 안정성을 증가시키기 위해 스톱위치 신호 피드백 경로 내부에 스톱위치신호를 미분피드백시킨다. 출력미분피드백 전달함수는 식(2)와 같다.

$$H_c(s) = \frac{K_d s}{\tau_{der} s + 1} \quad (2)$$

K_d : 출력미분피드백 전달함수 상수

τ_{der} : 출력미분피드백 전달함수의 1차필터 시간상수

2.2 직접구동형 서보밸브 진상-지상제어기의 최적 설계

(1) 목적함수

컴플렉스법에 사용된 목적함수는 식(3)과 같으며 오차신호의 절대치에 가중치 함수를 곱한 것을 적분한 것이다. 여기서 두개의 오차신호와 두개의 가중치 함수가 존재하는 것은 직접구동형 서보밸브 시스템의 특성이 부하압력의 크기(0~20.7MPa)에 따라 매우 다르더라도 제어기는 이를 극복하고 설계요구조건을 만족시켜야 하기 때문이다. 식(4)와 식(5)에 나타난 $e_1(t), V_{x1}(t), e_2(t), V_{x2}(t)$ 는 각각 부하압력이 0일 때와 20.7MPa일 때의 오차신호와 출력신호를 나타내며 $w_1(t) = 20000(t_f - t), w_2(t) = 10000t$ 는 각각 부하압력이 0일 때와 20.7MPa일 때의 가중치함수를 나타낸다. 식(4), 식(5)에 나타난 $V_d(t)$ 는 스톱위치 명령신호 $V_s(t)$ 가 식(6)에 나타난 3차 전달함수를 통과한 신호이다.

$$f(x) = \int_0^{t_f} w_1(t) \cdot |e_1(t)| dt + \int_0^{t_f} w_2(t) \cdot |e_2(t)| dt \quad (3)$$

$$e_1(t) = V_d(t) - V_{x1}(t) \quad (4)$$

$$e_2(t) = V_d(t) - V_{x2}(t) \quad (5)$$

$e_1(t), e_2(t)$:부하압력이 0일 때와 20.7MPa일 때의 기준응답신호에 대한 오차신호

$f(x)$: 목적함수

$V_{x1}(t), V_{x2}(t)$: 부하압력이 0일 때와 20.7MPa일 때의 스플위치 측정전압신호
 x : 목적함수의 파라미터 벡터

$$\frac{V_d(s)}{V_r(s)} = \frac{1}{(\tau_d s + 1) \left(\frac{s^2}{\omega_d^2} + \frac{2\zeta_d s}{\omega_d} + 1 \right)} \quad (6)$$

$V_d(t)$: 목적함수에서 사용된 기준신호
 V_r : 스플위치 기준전압신호

식(6)에서 $\tau_d = 0.001$ s, $\omega_d = 2\pi \cdot 150$ r/s, $\zeta_d = 0.5$ 로 설정하였으며 이는 설계요구조건인 주파수응답대역 120Hz 이상, 최대주파수응답크기비 3 dB이하를 만족시키면서 실제 직구동밸브의 계단응답 시뮬레이션 결과와 비슷하도록 설정한 것이다.

(2) 설계 변수

목적함수값을 최소화시키기 위해 총 6개의 설계변수값을 변화시켰으며 해당 설계변수는 식(1)에 나타난 진상-지상제어기의 $K_{pm}, \alpha, \beta, \tau_{lag}, \tau_{lead}$ 와 식(2)에 나타난 출력미분피드백 전달함수의 K_d 이다. 편의상 시간상수 τ_{lag}, τ_{lead} 대신에 절점주파수 $f_{lag} = \frac{1}{2\pi \cdot \tau_{lag}}$, $f_{lead} = \frac{1}{2\pi \cdot \tau_{lead}}$ 를 사용하면 설계변수는 $K_d, K_{pm}, \alpha, \beta, f_{lag}, f_{lead}$ 이 된다.

설계변수의 변화 범위는 다음과 같이 제한시킨다.

$$\begin{aligned} 0 &\leq K_d \leq 5, \quad 1 \leq K_{pm} \leq 60 \text{ [A/V]}, \\ 1 &\leq \alpha \leq 50, \quad 1 \leq \beta \leq 50 \\ 1 &\leq f_{lag} \leq 120 \text{ [Hz]} \\ 10 &\leq f_{lead} \leq 500 \text{ [Hz]} \end{aligned}$$

진상-지상제어기의 전달함수에서 지상제어는 작은 주파수 범위에서 이루어지고 진상제어는 높은 주파수 범위에서 이루어지는 일반적인 특성을 고려하여 f_{lead}, f_{lag} 의 범위를 정하였다.

(3) 제약함수

진상-지상제어기의 전달함수에서 절점주파수, f_{lag} 는 절점주파수, f_{lead} 보다 작으므로 f_{lead}, f_{lag} 의 비를 다음과 같이 제약한다.

$$2 \leq \frac{f_{lead}}{f_{lag}} \leq 20$$

(4) 콤플렉스법의 알고리즘

1) 설계변수의 개수 6의 2배에 해당하는 12개의

유용한 점들로 구성된 점 그룹을 형성한다. 그룹에 속하는 각 점은 식(7)에 나타난 것처럼 6개의 설계변수로 구성된다.

$$x = [K_d \ K_{pm} \ f_{lag} \ \alpha \ f_{lead} \ \beta]^T \quad (7)$$

유용한 점들의 개수는 설계변수의 개수보다 커야 하며 유용한 점들의 개수가 설계변수 개수의 2배인 것을 권장하고 있다.¹⁾ 또한 초기 점들의 선정방법은 12개 모두 유용한 점일 필요는 없으며 한 개의 점만 유용한 점이면 나머지 점들은 초기점 생성 알고리즘에 의해 수정된다.

2) 12개의 점 중에서 목적함수값이 최대인 점, x^R 을 찾는다.

3) Fig. 2에 나타난 것처럼 2)에서 구한 점, x^R 을 나머지 11개의 평균점, \bar{x} 의 건너편 점, $x^m = \bar{x} + \alpha(\bar{x} - x^R)$ 으로 이동시킨다. 여기서 α 값은 1.3을 사용하도록 권장한다.¹⁾

4) 이동된 점, x^m 의 목적함수값, $f(x^m)$ 이 2)에서 구한 최대목적함수값, $f(x^R)$ 보다 작지 않으면 최대 목적함수값보다 작아질 때까지 x^m 의 현 위치에서 현 위치와 Fig. 2에 나타난 평균점, \bar{x} 의 중간점으로 이동시킨다. x^m 의 이동된 점이 유용한 점이 아니면 유용한 점이 될 때까지 x^m 의 이동 후 현 위치에서 현 위치와 \bar{x} 의 중간점으로 다시 이동시킨다.

5) 12개의 점이 모두 기준 미소반경, 0.05 이내 에 밀집되어 있거나 12개의 점 각각에 대한 목적함수 값의 차이가 미소기준값, 0.0001 이내에 있으면 종료시킨다. 종료조건이 만족되지 않으면 2)로 간다.

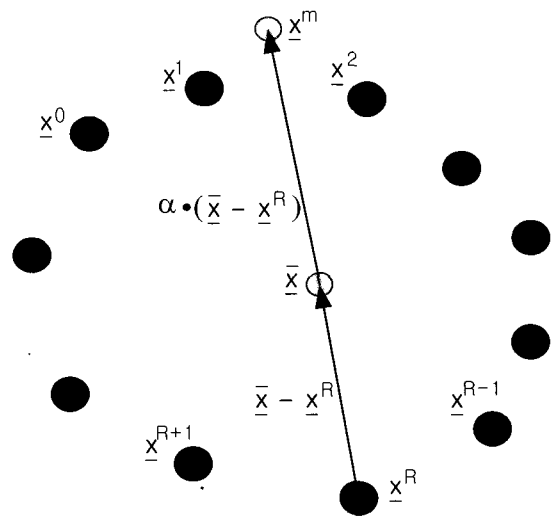


Fig. 2 Search trajectory of complex method

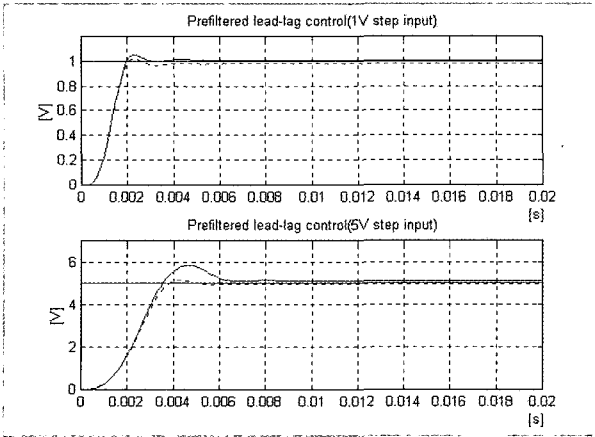


Fig. 3 Step response of lead-lag control system (dotted line: $P_L=0$, solid line: $P_L=20.7$ MPa)

(5) 최적 설계 결과

컴플렉스법에 의한 최적설계변수의 탐색 프로그램은 터보 C 언어⁶⁾로 작성하였으며 총 탐색회수는 227 회이며 탐색 결과는 다음과 같다.

$K_d=0.25$, $K_{pm}=6.41$ [A/V], $f_{lag}=3.65$ [Hz], $\alpha=15.15$, $f_{lead}=166.36$ [Hz], $\beta=21.26$ 최적 파라미터값을 적용하여 직접구동형 서보밸브의 계단응답을 구한 결과가 Fig. 3에 나타나 있다.

Fig. 3에서 응답속도는 충분히 만족할 만하며 부하압력이 0MPa인 경우 $t=0.02$ 초에서 오차가 1.70% (기준입력 1V) 및 0.66%(기준입력 5V)로서 설계요구조건 2%를 만족한다. 부하압력이 20.7MPa인 경우에도 시간 $t=0.02$ 초에서 오차는 0.66%(기준입력 1V) 및 -1.90%(기준입력 5V)로서 설계요구조건 2%를 만족한다.

3. 컴플렉스법에 의한 회전식 수문개폐용 유압실린더의 최적 설치점 설계

3.1 회전식 개폐 수문의 수학적 모델

농수원이나 식수원으로 사용되는 담수보의 물을 효과적으로 관리하기 위해 Fig. 4와 같은 보수문이 사용된다. 유압실린더가 신장하면 수문은 반시계방향으로 회전하여 보수문이 닫히며 유압실린더가 수축하면 수문은 시계방향으로 회전하여 보수문이 열리게 된다.

Fig. 5는 1개의 유압실린더로써 작동되는 수문의 기하학적 구조도를 보여준다. Fig. 5에 나타난 힌지점 O를 기준으로 수압 및 수문 자중에 의해 발생하

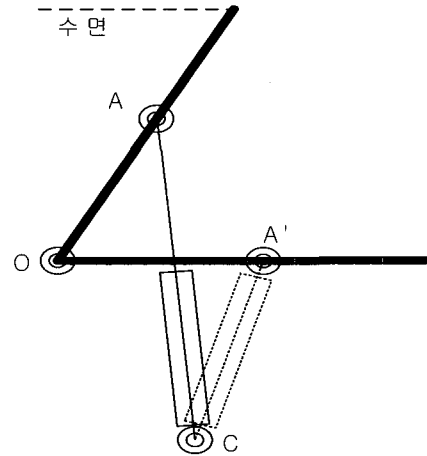


Fig. 4 Schematics of the water gate using a cylinder

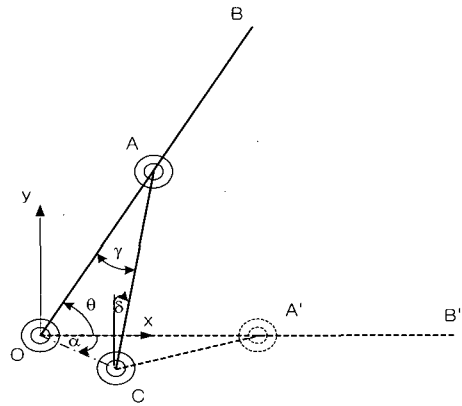


Fig. 5 Geometrical structure of the water gate using a cylinder

는 모멘트와 힌지점에서의 실린더 반력의 법선 성분에 의한 모멘트는 평형을 이루게 된다. 모멘트 평형식에 의해 유압실린더에 작용하는 압축력은 다음 식으로 표현된다.

$$R_{cyl} = \frac{W_g l_{cm} \cos \theta + F_p l_{cp}}{l_{OA} \cdot \sin \gamma} \tag{8}$$

$$F_p = \frac{1}{2} \rho \cdot g \cdot \sin \theta \cdot W \cdot H_s^2 \tag{9}$$

$$l_{cp} = \frac{1}{3} H_s \tag{10}$$

식(8)에 나타난 각도 γ 는 수문회전각 θ 의 변화에 따라 변한다. 식(8)~식(10)에 사용된 기호의 정의는 아래와 같다.

- F_p : 수압에 의해 수문에 가해지는 전체 힘
- g : 중력가속도, H : 수문 높이

- H_s : 물이 찬 수문 상단점에서 수문선을 따라 수문 회전한지점 O 까지의 길이
- l_{cm}, l_{cp} : 수문 회전한지점 O에서 수문 무게중심점 및 수압중심점까지의 길이
- l_{OA} : 한지점 O에서 한지점 A까지의 길이
- R_{cyl} : 실린더 반력, W : 수문 폭
- W_g : 수문 자중, ρ : 물의 밀도
- θ : 수문 회전각(수평면에서 시계반대 방향으로의 각도)

3.2 회전식수문 개폐용 유압실린더의 최적 설계 점 설계

(1) 목적함수

수문의 폭이 2.5 m, 수문의 높이가 2.0 m, 수문의 자중이 13720N, 수문이 0도~60도인 범위에서 회전하는 경우, 콤플렉스법에 사용된 목적함수는 식(11)과 같다. 식(8)과 식(11)에서 목적함수가 수식으로 표현되기 어렵다는 사실을 알 수 있다.

$$f(x) = (\text{수문회전각}(0\sim 60\text{도})\text{에 따른 매 각도에서의 실린더 반력 중에서 가장 큰 값}) \quad (11)$$

(2) 설계 변수

목적함수값을 최소화시키기 위해 총 3개의 설계변수값을 변화시켰으며 해당 설계변수는 C점의 좌표 (x_c, y_c) 와 수문의 회전각이 0도일 때의 A점의 좌표 $(x_A, 0)$ 로서 설계변수의 변화 범위는 다음과 같이 제한시킨다.

$$0.1 \leq x_c \leq 2.0 \quad [\text{m}], \quad -1.0 \leq y_c \leq -0.1 \quad [\text{m}]$$

$$0.2 \leq x_A \leq 1.8 \quad [\text{m}]$$

(3) 제약함수

수문의 회전 범위에서 실린더의 최대길이와 최소길이의 비가 1.6 이하이도록 설계변수를 제약한다.

$$1.0 \leq \frac{l_{CA_max}}{l_{CA_min}} \leq 1.6 \quad (12)$$

(4) 콤플렉스법의 알고리즘

1) 설계변수의 개수 3의 2배에 해당하는 6개의 유용한 점들로 구성된 점 그룹을 형성한다. 그룹에 속하는 각 점은 식(13)에 나타난 것처럼 3개의 설계변수로 구성된다.

$$x = [x_c \quad y_c \quad x_A]^T \quad (13)$$

2) 6개의 점 중에서 목적함수값이 최대인 점을 찾는다.

3) Fig. 2에 나타난 것처럼 2)에서 구한 점, x^R 을 나머지 5개의 평균점, \bar{x} 의 건너편 점, $x^m = \bar{x} + a(\bar{x} - x^R)$ 으로 이동시킨다. 여기서 a 값은 1.3을 사용하였다.

4) 2장의 4)와 동일하다.

5) 6개의 점이 모두 기준 미소반경, 0.0005 이내로 밀집되어 있고 동시에 6개의 점 각각에 대한 목적함수 값의 차이가 미소기준값, 0.00001 이내로 있으면 종료시킨다. 종료조건이 만족되지 않으면 2)로 간다.

(5) 최적 설계 결과

컴플렉스법에 의한 최적설계변수의 탐색 프로그램은 MATLAB⁷⁾으로 작성하였다. 물론 MATLAB 내에는 콤플렉스법에 관련된 내장함수가 없으며 모든 탐색 프로그램은 자체적으로 작성하였다. 최적설계변수의 탐색과정이 Fig.6에 잘 나타나 있으며 탐색회수는 294회이며 탐색 결과는 다음과 같다.

$$x_c = 0.725 \text{ m}, \quad y_c = -0.175 \text{ m}, \quad x_A = 1.800 \text{ m}$$

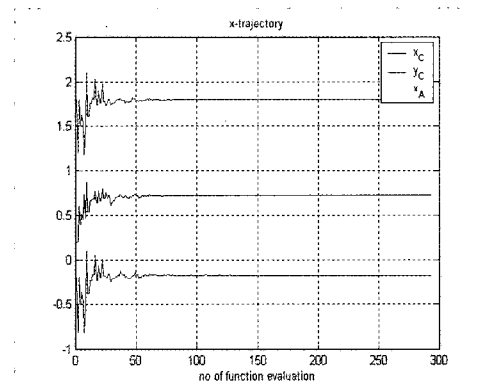


Fig. 6 Trajectory of design parameters

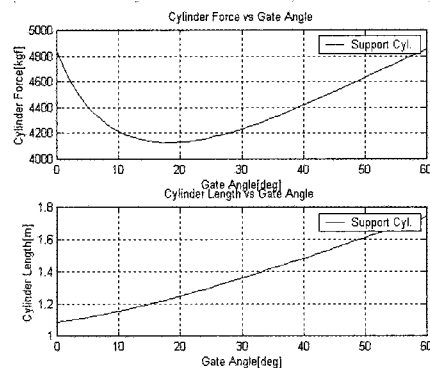


Fig. 7 (1) Cylinder force (2) Cylinder length

실린더의 최적설치 위치에서 수문의 작동 중 발생하는 최대 실린더 반력은 $R_{cyl} = 47559\text{N}$ 이 되며 수문회전각(0~60도)에 대한 실린더의 최대길이와 최소길이의 비는 1.60 이다. 최적 파라미터값을 적용하여 수문이 완전히 열린 상태(수문각 0도)에서 수문이 완전히 닫힌 상태(수문각 60도)로 될 때까지의 유압 실린더 반력을 Fig. 7의 상단에 나타냈고 실린더 길이를 Fig. 7의 하단에 나타냈다.

4. 컴플렉스법에 의한 수동형 수문권양기용 유압실린더의 최적 피스톤단면적 설계

4.1 수동형 수문권양기용 유압장치의 수학적 모델

Fig. 8에 회전식 수동펌프를 사용한 수문권양기용 유압장치에 대한 유압회로가 나타나 있으며 수문을 상승시키는 경우에 한정된다. 수동펌프의 토출유량, Q_{pump} 와 실린더 로드 쪽에 설치된 밸브를 통과하는 유량, Q_{ccv} 는 같으며 유량식은 식(14)로 표현된다.

$$Q_{pump} = Q_{ccv} = C_{ccv} \sqrt{P_{up} - P_R} = A_R \cdot v_{pup} \quad (14)$$

A_R : 실린더의 로드측 가압면적

C_{ccv} : 실린더 로드측 밸브의 유량계수

v_{pup} : 수문의 상승속도

실린더 헤드측에서 유출되는 유량은 펌프의 용적 효율을 100%로 가정한다면 식(15)에 나타난 것처럼

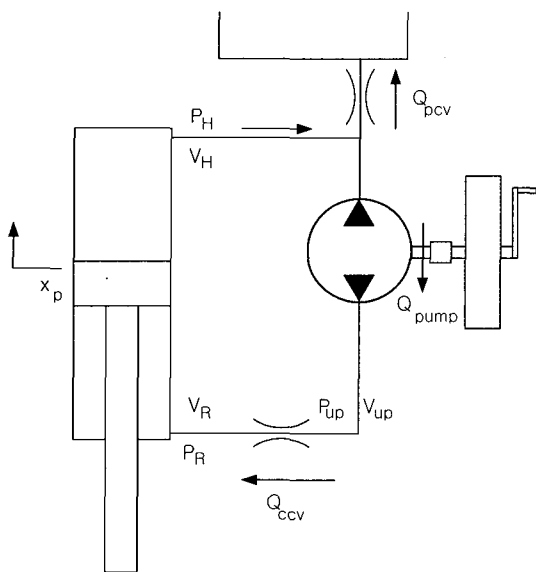


Fig. 8 Manually operated hydraulic system circuit of the sluice gate

수동펌프의 토출유량과 작동유탱크로 유입되는 유량, Q_{pcv} 의 합으로 나타난다. 또한 작동유 탱크 하단에 있는 밸브를 통과하는 유량, Q_{pcv} 는 식(16)으로 표현된다.

$$Q_{pump} + Q_{pcv} = A_H \cdot v_{pup} \quad (15)$$

$$Q_{pcv} = C_{pcv-r} \sqrt{P_H - P_{tank}} \quad (16)$$

A_H : 실린더의 헤드측 가압면적

C_{pcv-r} : 작동유 탱크 하단 밸브의 유량계수

P_{tank} : 작동유 탱크 압력

실린더에 대한 힘 평형식은 식(17)로 나타난다.

$$A_H P_H + W = A_R P_R \quad (17)$$

$$A_R = \frac{\pi}{4} (d_H^2 - d_R^2), A_H = \frac{\pi}{4} d_H^2 \quad (18)$$

d_H, d_R : 실린더의 피스톤 및 로드 직경

식(14)~식(17)을 이용하여 실린더 헤드측 압력, P_H , 수동펌프 토출압력, P_{up} , 실린더 로드측 압력, P_R 을 구할 수 있으며 각각 식(19), 식(20), 식(21)로 표현할 수 있다.

$$P_H = P_{tank} + [(A_H - A_R) \frac{v_{pup}}{C_{pcv-r}}]^2 \quad (19)$$

$$P_R = \frac{A_H}{A_R} P_{tank} + \frac{A_H}{A_R} [(A_H - A_R) \frac{v_{pup}}{C_{pcv-r}}]^2 + \frac{W}{A_R} \quad (20)$$

$$P_{up} = \frac{A_H}{A_R} P_{tank} + \frac{A_H}{A_R} [(A_H - A_R) \frac{v_{pup}}{C_{pcv-r}}]^2 + \frac{W}{A_R} + [\frac{A_R \cdot v_{pup}}{C_{ccv}}]^2 \quad (21)$$

4.2 수동형 수문권양기용 유압실린더의 최적 피스톤 단면적 설계

(1) 목적함수

수문의 무게는 $W = 49000\text{N}$, 수문의 상승속도는 $v_{pup} = 0.2\text{m/min}$, 실린더 로드의 직경은 $d_R = 0.08\text{m}$, 수동펌프 최대토출압력은 $P_{up,max} = 13.72\text{MPa}(140\text{bar})$ 인 경우 컴플렉스법에 사용된 목적함수는 수동펌프에 공급되는 수동동력이며 식(22)와 같다.

$$f(x) = v_{up} \cdot A_R \cdot (P_{up} - P_H) \quad (22)$$

단 $P_{up} \geq P_{up_max}$ 인 경우에는 목적함수에 $v_{up} \cdot A_R \cdot (P_{up} - P_{up_max})$ 만큼의 벌점을 추가시킨다.

(2) 설계 변수

목적함수값을 최소화시키기 위해 총 1개의 설계변수값을 변화시켰으며 해당 설계변수는 실린더 피스톤의 직경, d_H 로서 설계변수의 변화 범위는 다음과 같이 제한시킨다.

$$0.088 \leq d_H \leq 0.32 \text{ [m]}$$

(3) 제약함수

실린더의 피스톤 직경이 너무 작아지면 실린더 로드측 가압면적이 0 이 될 수 있으므로 실린더 로드측 가압면적이 0 보다 크도록 설계변수를 제약한다.

$$A_R \geq 0.0$$

(4) 콤플렉스법의 알고리즘

1) 설계변수의 개수 1의 2배에 해당하는 2개의 유용한 점들로 구성된 점 그룹을 형성한다. 그룹에 속하는 각 점은 식(23)에 나타난 것처럼 1개의 설계변수로 구성된다.

$$x = [d_H]^T \quad (23)$$

2) 2개의 점 중에서 목적함수값이 최대인 점을 찾는다.

3) Fig. 2에 나타난 것처럼 2)에서 구한 점, x^R 을 나머지 1개의 평균점인 \bar{x} 의 건너편 점, $x^m = \bar{x} + a(\bar{x} - x^R)$ 으로 이동시킨다. 여기서 a 값은 1.1을 사용하였다.

4) 2장의 4)와 동일하다.

5) 2개의 점이 모두 기준 미소반경, 2×10^{-7} 이내에 밀집되어 있고 동시에 2개의 점 각각에 대한 목적함수 값의 차이가 미소기준값, 10^{-7} 이내에 있으면 종료시킨다. 종료조건이 만족되지 않으면 2)로 간다.

(5) 최적 설계 결과

콤플렉스법에 의한 최적설계변수의 탐색회수는 55 회이며 탐색 결과는 $d_H = 0.0105 \text{ m}$ 이다. 이 경우에 해당하는 목적함수값은 165 W 이며 이론적인 최

소 작동동력값(수문의 무게와 수문의 상승속도의 곱) 163.33W 보다 1.67W 만큼 더 크다. 1.67W는 유량이 밸브를 통과할 때 발생하는 열 손실이다.

5. 결 론

제약직접탐색법(constrained direct search method)의 일종인 콤플렉스법(complex method)을 적용하여 세 종류의 유압시스템에 대한 최적의 시스템 파라미터를 구하였다. 첫번째 예로서 직접구동형 서보밸브의 설계요구조건인 정상상태오차 및 응답성을 만족하는 진상-지상제어기의 최적 제어기 상수값을 콤플렉스법에 의해 탐색하였다. 직접구동형 서보밸브의 단위계단응답이 기준응답에 근접하도록 목적함수를 설정했으며 목적함수의 값을 결정하는 설계변수의 개수는 6 개로 설정하였다. 설계된 제어기는 직접구동형 서보밸브의 설계요구조건인 정상상태오차 2% 이하, 주파수 응답대역 120 Hz 이상을 만족하였다. 두 번째 예로서 담수보 수문을 회전시켜 개폐하는 유압장치에서 유압실린더의 최적 설치점을 콤플렉스법에 의해 탐색하였다. 수문의 작동범위에서 매 회전각마다 결정되는 유압실린더의 반력 중 최대반력값을 목적함수로 설정하였으며 목적함수의 값을 결정하는 설계변수는 실린더의 설치점에 대한 좌표 성분으로서 설계변수의 개수는 3 개로 설정하였다. 수문의 폭이 2.5 m, 수문의 높이가 2.0 m, 수문의 자중이 13720N인 담수보 수문을 최적설치점에 설치된 유압실린더로써 0도~60도인 범위에서 회전시키는 경우 수문의 작동 중 발생하는 최대 실린더 반력은 $R_{cyl} = 47559 \text{ N}$ 으로 나타났다. 세 번째 예로서 회전식 수동펌프에 의한 유압식 수문 권양기에서 수문의 상승시 요구되는 사람의 동력을 최소화시키는 유압실린더의 피스톤 단면적을 최적 설계에 의해 구했다.

참 고 문 헌

1) G. V. Reklaitis, A. Ravindran and K. Ragsdell, M., "Engineering Optimization Methods and Applications," John Wiley & Sons, Inc., pp.261~286, 1983.
 2) S. R. Lee, "Lead-Lag Controller Design of Direct Drive Servo Valve Using Complex Method," Transactions of the KSME, Vol.28, No.11, pp.1719~1726, 2004.

- 3) 이성래, “컴플렉스법에 의한 수문 유압 실린더의 최적 설치점 설계,” 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp.1105~1110, 2004.
- 4) W. A. Fleisher, “Brushless Motors for Limited Rotation,” Machine Design, December 7, pp.101~105, 1989.
- 5) H. E. Merritt, “Hydraulic Control Systems,” John Wiley and Sons, Inc, pp.754~763, 1967.
- 6) 김주환, “C 라이브러리,” 정보문화사, 1995.
- 7) B. Shahian, M. Hassul, “Control System Design Using MATLAB,” Prentice Hall, pp.189~192, 1993.