

<技術論文>

3次元 R-S-S-R 機構의 最適設計에 관한 研究

김 호 룡* · 김 경 루**

(1985년 2월 2일 接受)

A Study on the Optimal Design of a R-S-S-R Three Dimensional Mechanism

Ho-Ryong Kim and Kyong-Ryul Kim

Key Words: Optimization(최적화), 3-D Mechanism(3 차원 기구), Mechanism Synthesis(기구 합성), Structural Error(구조 오차), Mobility(운동성)

Abstract

A R-S-S-R three dimensional mechanism is designed for crank-rocker type through the optimization technique. The nonlinear kinematic equation of the mechanism is formulated by adopting the concept of structural error and precision points. Taking this equation as an objective function, the required mechanism is optimally synthesized by the Fletcher-Davidon-Powell's method of optimization techniques.

The structural errors due to the various positions of precision points are compared, and the results from the use of two penalty functions suggested respectively by Fiacco-McCormick and by Powell are also compared on their effectiveness. The mobility of the optimally designed mechanism is checked for the possibility of its motion, and when a mechanism is optimally designed, it is strongly suggested that the mobility must be checked on the designed mechanism.

1. 서 론

기계 설계는 운동과 강도의 두가지 요구조건을 만족시켜야 하며 본 연구는 운동 요구의 만족에 그 근거를 두고 있다.

기구의 설계는 계기장치 · 자동제어 및 자동화된 장비 및 기계등의 설계뿐만 아니라 최근에는 CAD/CAM의 robotics 분야에 걸쳐 매우 중요한 부분을 차지하고 있기 때문에 과거부터 현재에 이르기까지 많은 기계설계

자들의 연구대상이 되어 왔다.

과거 1950년대 중반에 기구의 해석적 설계의 연구가 미국에서 시작 되었고, 현대기계가 점차 복잡해지고 고속화됨에 따라 기계의 기본구조인 기구의 설계도 복잡하게 되고 전산화 되어가고 있다.

이에 따라 1970년대부터는 컴퓨터를 이용, 최적화 기법에 의해 기구를 설계하는 연구들이 계속 진행되고 있다.

컴퓨터를 이용하여 기구를 합성(synthesis)할 때 과거에는 평면 기구학에 대한 연구^(1,2,3)들이 많이 행하여졌다.

이 중 대표적인 기구는 평면 4절 연쇄기구(4-bar mechanisms)와 평면 slider-crank 기구이다.

* 정회원, 연세대학교 공과대학 기계공학과

** 연세대학교 대학원

이 기구는 입력축과 출력축이 반드시 평행이어야 하고 평면상의 운동에 국한되어 있다.

이 제한조건을 완화시킨 것이 3차원 기구이다.

3차원 기구의 경우 추론된 기구학의 식들은 대부분 비선형이기 때문에 이식을 이용하여 기계운동의 요구조건을 만족하는 최적기구를 설계하기가 대단히 어렵다.

그러나 최근 컴퓨터의 발달과 최적화기법의 개발로 인하여 기구의 최적설계가 가능하게 되었다.

최적 설계된 기구를 얻기 위해서는 기구의 연립운동방정식(simultaneous motion equation)을 유도해야 한다.

이에 대한 방법들이 1960년을 전후하여 제안되어 왔다.

1959년 Freudenstein⁽⁴⁾은 함수발생기구(function-generator)를 위한 4절 연쇄기구의 설계를 無誤差點 합성문제(precision point synthesis problem)로 생각하여 풀었고 Freudenstein과 Sandor⁽⁵⁾는 4절 연쇄기구의 궤적발생(path-generation)을 위하여 복소수를 사용하였으며, 같은 해에 다시 Freudenstein⁽⁶⁾은 無誤差點을 재배치(respacing)하고 구조오차(structural error)와 이를 감소 시키으로써 기구를 최적설계 하였다.

그리고 1967년 Suh와 Radcliffe⁽⁷⁾는 3차원 기구를 합성하는데 변위행렬(displacement matrix)을 사용하였다.

1969년 Chen과 Chow⁽⁸⁾는 전달각(transmission angle)에 제한을 두면서 무오차점을 여러 경우에 대하여 설계한 뒤 그 중 가장 좋은 기구를 선택하였다.

1975년 Alizade-Rao-Sandor의 연구⁽⁹⁾에서는 최적 설계된 기구를 얻기 위해, 무오차 및 chebyshev 간격 결정법의 개념을 이용하여 기구의 식을 얻었고 이것을 풀기 위한 최적화 기법으로는 로그함수를 이용한 벌칙함수(penalty function)를 사용하였다.

3차원 R-S-S-R 기구는 가장 많이 사용되는 4절 연쇄기구의 일반형으로 운동요구조건을 만족시키는 데 있어 가장 널리 사용되는 기구이다.

본 연구에서는 crank-rocker 운동에 의해 함수 $y = \sin x$ 를 만족시키는 3차원 R-S-S-R 함수발생기구를 FDP(Fletcher-Davidon-Powell) 최적화 기법⁽¹⁰⁾을 응용, 운동학적으로 무오차점을 고려, 설계하려고 한다. 한편 상기와 같이 최적 설계된 기구의 실제 운동과 요구된 운동과의 오차분석 및 운동 가능성 여부(mobility check)를 검토하였으며 FDP 최적화 기법에 필요한 벌칙함수(penalty function)로써 Fiacco-McCormick과 Powell의 벌칙함수를 사용하여 그 결과를 비교하였다.

2. 최적화 기법

최적화 기법(optimization method)은 부등 및 항등 제한(inequality & equality constraint) 조건을 만족시키면서 목적함수 $f(x)$ 를 최소(또는 최대)로 하는 변수 x^* 를 찾는 방법이다.

최적화 기법은

- (1) 무제한성 최적화(unconstrained optimization)
- (2) 제한성 문제의 무제한성 해법의 응용(unconstrained approaches for constrained problem)
- (3) 제한성 최적화(constrained optimization)

의 세가지로 나눌 수 있다.

본 연구에서는 비선형이며 제한성 최적화 문제를 (2)의 방법(벌칙함수의 사용)을 이용, 무제한성 문제로 바꾼다.

이 무제한성 문제는 (1)의 방법중 가장 효과적인 FDP 최적화 기법으로 푼다. 따라서 본 연구의 비선형 최적화 문제는 다음과 같이 표시되며,

목적함수 : $f(x)$ 를 최소화 시킬 것

제한조건식 : (i) 부등 제한식 $g_i(x) \geq 0$

(ii) 항등 제한식 $h_i(x) = 0$

2개의 설계변수(design variable)에 대해 도시하면 Fig. 1과 같다.

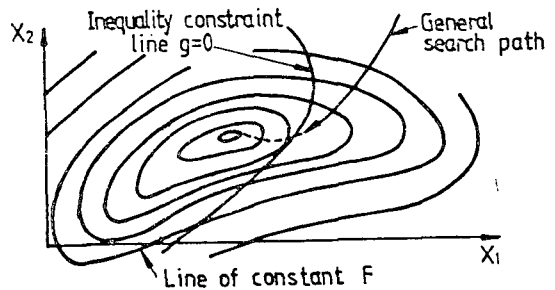


Fig. 1 Optimization function with inequality constraint

2.1. 목적함수

최적화 기법에 의한 기구의 합성문제에서, 목적함수(objective function) $f(x)$ 의 식을 유도하는 방법에는 여러가지⁽¹⁰⁾가 있는데, 본 연구에서는, 설계점들에서의 구조오차의 제곱의 합을 목적함수로 한다.

구조오차는 원하는 운동 $\phi = f(\phi)$ 와 발생된 운동 ϕ_n

$=f_m(x, \phi)$ 의 차이므로 목적함수는 식 (1)과 같이 표현된다.

$$f(x) = \int (\phi_m - \phi)^2 d\phi \quad (1)$$

2.2. FDP 최적화 기법

FDP 최적화 기법은, Newton-Raphson 기법에서 2차 편미분 逆行列 $[J_i]^{-1}$ 의 장구한 계산을 간편한 변연 行列 $[H_i]$ 로 대체시켜 보완한 기법이다.

이 최적화 기법의 컴퓨터 프로그래밍을 위한 알고리즘 (algorithm)은 다음과 같다.

- (1) 초기점 x_0 와 초기의 恒陽 대칭행렬 (initial positive definite matrix) $[H_0]$ 를 임의로 결정한다. 초기 감소 방향 S_0 는 $-[H_0]^{-1} \nabla f_0$ 이다.
- (2) $f(X_0 + \alpha S_0)$ 를 최소로 하는 α_i^* 를 구하고 $X_{i+1} = X_i + \alpha_i^* S_i$ 를 구한다.
- (3) 最適點으로의 수렴 여부를 검토한다. 最適點으로 수렴했으면 종료한다.
- (4) $[H_{i+1}] = [H_i] + [M_i] + [N_i]$ 를 계산한다. 여기서, $Y_i = G_{i+1} - G_i = \nabla f(X_{i+1}) - \nabla f(X_i)$
 $[M_i] = \alpha_i^* \frac{S_i S_i^T}{S_i^T Y_i}$, $[N_i] = -\frac{([H_i] Y_i)([H_i] Y_i)^T}{Y_i^T [H_i] Y_i}$
- (5) $S_{i+1} = -[H_{i+1}]^{-1} G_{i+1}$ 을 계산하고, 2, 3, 4, 5의 과정을 되풀이 한다.

2.3. Fiacco-McCormick의 벌칙함수

이 벌칙함수 (罰則函數)는 Carroll에 의해 제안되어 Fiacco와 McCormick에 의해 개선 되었으며 다음과 같이 표현된다.

$$F_P = f(x_1, x_2, \dots, x_n) + r^2 \sum \frac{1}{g_k^2} + \frac{1}{r} \sum \langle g_i \rangle^2 + \frac{1}{r} \sum \langle h_i \rangle^2 \quad (2)$$

여기서, g_k : 부등제한식을 만족하는 함수

$$\langle \alpha \rangle = \begin{cases} \alpha & \text{if } \alpha \leq 0 \\ 0 & \text{if } \alpha > 0 \end{cases}$$

벌칙함수 F_P 의 식 (2)를 도시하면 Fig. 2와

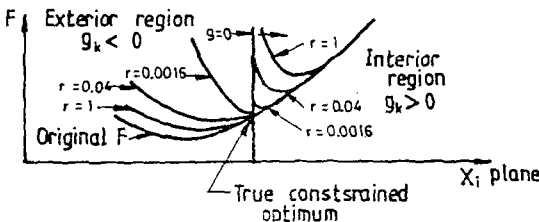


Fig. 2 Fiacco-McCormick's penalty function

같다.

2.4. Powell의 벌칙함수

이 벌칙함수는 Fiacco-McCormick 벌칙함수의 단점을 개선하기 위해 Powell이 제안하고, Fletcher가 부등제한 조건식에 맞도록 개선시킨 벌칙함수로서 다음과 같다.

$$F_P = f(x_1, x_2, \dots, x_n) + \frac{1}{2} \sum r_i \langle g_i - \sigma_i \rangle^2 + \frac{1}{2} \sum (h_i - \tau_i)^2 \quad (3)$$

여기서, r_i, σ_i, τ_i : 반복되는 최적화 과정에서 변하는 변수들

Powell의 벌칙함수, 식 (3)을 도시하면 Fig. 3과 같다.

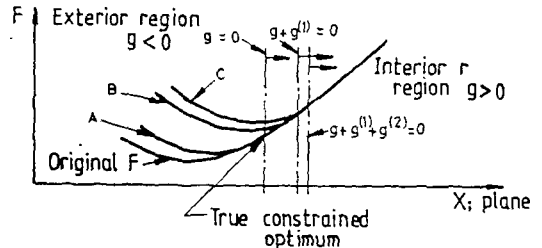


Fig. 3 Powell's penalty function

3. 3次元 R-S-S-R 機構의 最適設計

3.1. 設計 最適化를 위한 目的函數

R-S-S-R 기구의 설계 최적화를 위한 목적함수를 유도하기 위해 Fig. 4와 같이 좌표계를 설정하였다.

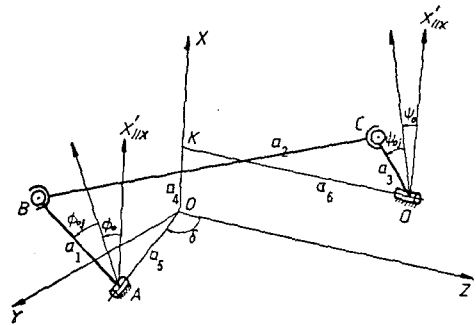


Fig. 4 Spatial R-S-S-R four bar mechanism, generating the function $F(\phi, \psi) = 0$

Fig. 4의 3차원 R-S-S-R 기구에서

AO : YOZ 평면상의 入力링크 AB의 회전축,

DK : XOZ 평면상의 出力링크 CD의 회전축,

$a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6$: 각 링크의 길이 및 거리

δ : 축 AO와 OZ 사이의 각

ϕ_0, ϕ_0 : 초기 입출력각

ϕ_{0i} : ϕ_0 로부터의 회전각

ϕ_{0j} : ϕ_0 로부터의 회전각

이 기구의 운동에 영향을 주는 변수는 $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, \phi_0, \phi_0, \delta$ 로서, 모두 9개이다.

식 (1)의 목적함수를 無誤差點에서 오차의 합으로 쓰면,

$$F(\mathbf{X}, \phi) = \sum_{i=1}^n (\psi_m - \psi)^2 \quad (4)$$

여기서 n 은 無誤差點의 갯수이다.

식 (4)의 $\psi_m - \psi$ 를 設計變數의 함수로하여 목적함수를 구하면,

$$\psi_m - \psi \approx a_{2m} - a_2 = (a_{2m} - a_2) \times \frac{a_{2m} + a_2}{a_{2m} + a_2} \approx \frac{a_{2m}^2 - a_2^2}{2a_2} \quad (5)$$

식 (5)에서 a_{2m} : 점 B와 C 사이의 거리(a_2 를 제외한 다른 설계변수들에 의함)

a_2 : 설계변수, 이며

$$a_{2m}^2 = (x_B - x_C)^2 + (y_B - y_C)^2 + (z_B - z_C)^2 \quad (6)$$

식 (6)에서, $x_B = a_1 \cos(\phi_0 + \phi_{0i})$

$$y_B = a_5 \sin \delta + a_1 \cos \delta \sin(\phi_0 + \phi_{0i})$$

$$z_B = a_5 \cos \delta - a_1 \sin(\phi_0 + \phi_{0i}) \sin \delta$$

$$x_C = a_4 + a_3 \cos(\psi_0 + \psi_{0j})$$

$$y_C = a_3 \sin(\psi_0 + \psi_{0j})$$

$$z_C = a_6 \text{ 이다.}$$

식 (5), (6)을 (4)에 대입 정리하여 목적함수 $F(\mathbf{X}, \phi)$ 를 구하면 다음과 같다.

$$F(\mathbf{X}, \phi) = \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{a_1^2 - a_2^2 + a_3^2 + a_4^2 + a_5^2 + a_6^2}{2a_2} - \frac{a_3 a_5}{a_2} \sin \delta \sin(\psi_0 + \psi_{0j}) - \frac{a_1 a_3}{a_2} \cos \delta \sin(\phi_0 + \phi_{0i}) \sin(\psi_0 + \psi_{0j}) - \frac{a_1 a_3}{a_2} \cos(\phi_0 + \phi_{0i}) \cos(\psi_0 + \psi_{0j}) - \frac{a_1 a_4}{a_2} \cos(\phi_0 + \phi_{0i}) + \frac{a_3 a_4}{a_2} \cos(\psi_0 + \psi_{0j}) - \frac{a_3 a_6}{a_2} \cos \delta + \frac{a_1 a_6}{a_2} \sin(\phi_0 + \phi_{0i}) \sin \delta \right\}^2 \quad (7)$$

3. 2. 不等制限 條件式

목적함수인 식 (7)의 부등제한 조건식은 9개 변수에 대한 幾何學的 制限인

$$a_{p0} \leq a_p \leq a_{pm}, \quad p=1, 2, \dots, 6$$

$$\phi_{00} \leq \phi_0 \leq \phi_{0m}, \quad \phi_{00} \leq \phi_0 \leq \phi_{0m} \quad (8)$$

$$\delta_0 \leq \delta \leq \delta_m$$

과, 힘의 傳達比에 대한 제한이다.

Fig. 5와 같이 연결 링크 BC로부터 출력 링크 CD가 힘 F를 받을 때, 링크 CD의 직각 성분 $F_{\perp CD}$ 와 F의 비가 힘의 전달비다.

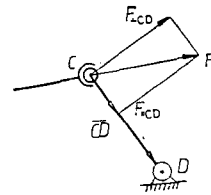


Fig. 5 Components of connecting rod force F at the joint with output link CD

$$\text{즉, 힘의 전달비} = \frac{F_{\perp CD}}{F} \quad (9a)$$

힘의 전달비가 1에 근접할수록 동력 전달효율이 증대되므로 Fig. 6과 같이 힘의 전달각을 30° 와 150° 사이로 제한한다면,

$$0.5 \leq \frac{F_{\perp CD}}{F} \leq 1.0 \quad (9b)$$

이어야 한다.

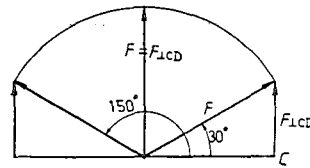


Fig. 6 Measure of the transmission ratio and the transmission angle of the four-bar mechanism

힘 F와 $F_{\perp CD}$ 의 관계를 구하면 다음과 같다.

$$\vec{F} = F_x \mathbf{i} + F_y \mathbf{j} = \vec{F}_{\perp CD} + \vec{F}_{\parallel CD}$$

$$\vec{F}_{\parallel CD} = \vec{F} \cdot \vec{CD} = F_x(CD)_x + F_y(CD)_y$$

$$(CD)_x = x_D - x_C, \quad (CD)_y = y_D - y_C \quad (10)$$

한편, $\vec{F} = kBC$, $|\vec{F}| = ka_2$

$$F_x = k(x_C - x_B), \quad F_y = k(y_C - y_B) \quad (11)$$

이므로,

$$F^2_{\perp CD} = F_x^2 + F_y^2 - F_{//CD}^2 = k^2 [(x_c - x_B)^2 + (y_c - y_B)^2 - (x_c - x_B)(x_D - x_C) - (y_c - y_B)(y_D - y_C) - (x_c - x_B)(x_D - x_C)(y_c - y_B)(y_D - y_C) - (y_c - y_B)^2(y_D - y_C)^2] \quad (12)$$

$$-2(x_c - x_B)(x_D - x_C)(y_c - y_B)(y_D - y_C) - (y_c - y_B)^2(y_D - y_C)^2 \geq 0.25 \quad (13)$$

이 된다.

따라서, 힘의 전달비에 대한 제한식은 식 (9b)와 (12)로부터

$$1 \geq \frac{1}{a_2^2} [(x_c - x_B)^2 + (y_c - y_B)^2 - (x_c - x_B)(x_D - x_C)]$$

4. 결과 및 고찰

FDP 최적화 기법에 따른 알고리즘을 Fiacco-McCormick 벌칙함수와 Powell 벌칙함수에 각각 적용하여 3차원 R-S-S-R 기구를 최적 설계한 바 다음과 같

Table 1 Results from the optimum synthesis for 2x4 precision points

	Precision points		Design variable	Fletcher-Davidon-Powell method	
	Input angle ϕ_{oi} (deg.)	Output angle ψ_{oi} (deg.)		Fiacco-McCormick Penalty fn.	Powell penalty function
1	7.612	5.9749	a_1 (cm)	0.42698718	0.12020161
2	61.7316	46.6066	a_2 (cm)	5.3028169	4.7955671
3	138.2683	88.4750	a_3 (cm)	1.9178066	1.0952212
4	192.3880	99.8213	a_4 (cm)	1.5983088	0.66030109
5	206.0896	99.8213	a_5 (cm)	0.100000	0.11079515
6	249.3853	88.4750	a_6 (cm)	4.6905225	4.6522815
7	310.6147	46.6066	ϕ_0 (rad)	1.7456713	1.6647938
8	353.9104	5.9749	ψ_0 (rad)	-2.7241241	-2.453963
			δ (rad)	1.5476480	0.88014030
Min. Value of objective function(cm ²)			$F_{\min}(X, \phi)$	0.4195317E-01	0.4626870E-01

Table 2 Results from the optimum synthesis for 2x7 precision points

	Precision Points		Design variable	Fletcher-Davidon-Powell method	
	Input angle ϕ_{oi} (deg.)	Output angle ψ_{oi} (deg.)		Fiacco-McCormick penalty fn.	Powell penalty fn.
1	2.5072	1.9690	a_1 (cm)	0.3361608	0.1518893
2	21.8169	17.0512	a_2 (cm)	5.2146425	4.7976961
3	56.6116	43.0121	a_3 (cm)	1.8733774	1.6251540
4	100.0000	70.7107	a_4 (cm)	1.057046	0.6004977
5	143.3884	90.2771	a_5 (cm)	0.100000	0.100000
6	178.1831	98.5356	a_6 (cm)	4.7584286	4.4731827
7	197.4928	99.9806	ϕ_0 (rad)	1.6068270	1.5689631
8	202.0058	99.9806	ψ_0 (rad)	-2.905685	-2.7155499
9	217.4356	98.5356	δ (rad)	1.9745438	1.4483130
10	245.2893	90.2771			
11	280.0000	70.7107			
12	314.7107	43.0121			
13	342.5465	17.0512			
14	357.9942	1.9690			
Minimum value of objective function			$F_{\min}(X, \phi)$	0.14846719E-01	0.20044271E-01

Table 3 Results from the optimum synthesis for 2×10 precision points

	Precision points		Design variable	Fletcher-Davidon-Powell method	
	Input angle ϕ_{0i} (deg.)	Output angle ϕ_{0i} (deg.)		Fiacco McCormick penalty fn.	Powell penalty fn.
1	1.2311	0.9669	a_1 (cm)	0.3804165	0.39688158
2	10.8993	8.5499	a_2 (cm)	5.4654179	5.3775512
3	29.2893	22.8014	a_3 (cm)	2.1489305	1.8813559
4	54.6010	41.5811	a_4 (cm)	1.4088190	1.5482249
5	84.3556	61.5117	a_5 (cm)	0.1000001	0.11299511
6	115.6434	78.8436	a_6 (cm)	4.6171784	4.6445809
7	145.3990	90.9451	ϕ_0 (rad)	1.8726025	1.8936362
8	170.7107	97.3658	ψ_0 (rad)	-2.2667031	-2.2128515
9	189.1007	99.6338	β (rad)	1.4420934	0.78070505
10	198.7688	99.9953			
11	200.9849	99.9953			
12	208.7195	99.6338			
13	223.4315	97.3958			
14	243.6807	90.9451			
15	267.4852	78.8436			
16	292.5148	61.5117			
17	316.3192	41.5851			
18	336.5685	22.8014			
19	351.2805	8.5499			
20	359.0151	0.4669			
Minimum value of objective function(cm ²)			$F_{\min}(X, \phi)$	0.21072759	0.19794450

은 결과를 얻었다.

Table 1, 2, 3은 식 (7)의 목적함수와 식 (8)의 14개 제한 조건식을 (2×4), (2×7), (2×10)개의 무오차점에 대해 각각 얻은 결과이며, Table 4는 참고문헌 (9)와 같은 조건에서 FDP 최적화 기법으로 얻은 결과이다.

4. 1. 운동학적 변위 해석

위에서 얻은 결과로부터 결정된 기구의 실제운동과 요구된 운동과의 운동오차를, 운동학적 해석에 의한 변위를 구하여, 비교하였다.

운동학적 변위해석(kinematic displacement analysis)에 있어서 연결링크 CD의 길이가 변하지 않는다는 조건을 이용 입력각 ϕ 와 출력각 ψ 의 관계식을 얻었다.

이 운동학적 변위해석에 의해 Table 1, 2, 3의 결과로부터 얻은 변위를 Fig. 7, 9에 도시하였고, Fig. 8, 10은 Fig. 7, 9의 오차를 도시한 것이다.

Fig. 8, 10의 오차 곡선을 비교하면, 무오차점이 $2 \times$

4, 2×7 개인 경우, Fiacco-McCormick 벌칙함수를 사용하여 얻은 오차(Fig. 8)가 Powell 벌칙함수의 것(Fig. 10)보다 적고, 2×10 개의 무오차점에서는 두 벌칙함수의 오차가 유사하였다.

2. 4. 運動 可能性 檢討

최적화 기법에 의해 설계된 3차원 R-S-S-R 기구의 운동 가능성(mobility) 여부 및 그 운동 범위를 Gupta와 Radcliffe⁽¹¹⁾가 유도한 식을 이용 Table 4의 결과를 참고하여 검토하였다.

Fig. 11과 12는 각각 Table 4와 3의 운동 가능성도표를 도시한 것으로서 Fig. 11에서는 입력각이 $0^\circ \sim 90^\circ$ 인 설계조건에 대하여 $0^\circ \sim 10^\circ$ 만이 운동 가능한 반면 본 연구의 결과를 도시한 Fig. 12에서는 주어진 조건대로 crank-rocker 운동이 가능하였다.

Fig. 13은 참고문헌 (9)의 결과와 Table 4의 결과에 대한 변위 곡선을 비교한 것으로 참고문헌 (9)의 결과가 10° 이하에서만 그 운동이 가능함을 나타내고 있다.

Table 4 Results from the optimum synthesis for the conditions ref.(9)

	Precision points		Design variable	Fletcher-Davidon-Powell method	
	Input angle ϕ_{oi} (deg.)	Output angle ψ_{oi} (deg.)		Fiacco-McCormick penalty fn.	Powell penalty fn.
1	0.00	0.00	a_1 (cm)	0.12068245	0.29562772
2	4.35	2.619	a_2 (cm)	6.2521478	6.0714988
3	12.62	7.91	a_3 (cm)	0.14765848	0.25881430
4	24.01	16.08	a_4 (cm)	2.2337554	1.4182730
5	37.39	27.03	a_5 (cm)	5.1107868	4.7903868
6	51.48	40.65	a_6 (cm)	3.0988930	2.2575894
7	64.86	55.63	ϕ_0 (rad)	0.26740126	0.80258656
8	76.2165	70.19	ψ_0 (rad)	0.69950572	0.79407864
9	84.49	82.03	δ (rad)	1.5443553	1.9234047
10	88.81	88.69			
Minimum value of objective function(cm ²)			$F_{\min}(X, \phi)$	0.3476825E-03	0.54674510E-03

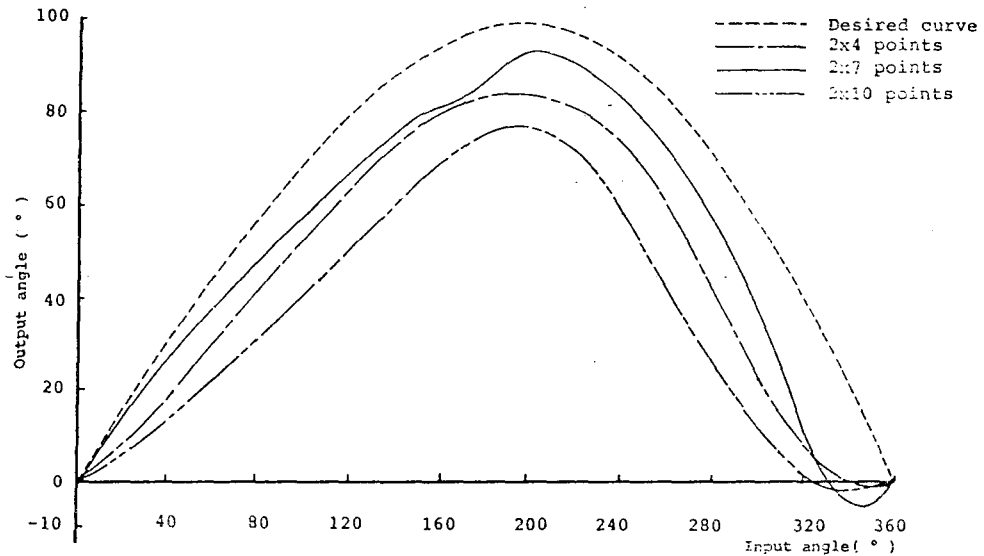


Fig. 7 Optimally designed displacement curves for 2×4, 2×7 and 2×10 points synthesis problem by Fiacco-McCormick's penalty function

따라서, Fig. 11, 12, 13의 운동 가능성 검토 결과의 비교로부터, 기구의 최적화 설계는 최종적으로 그 운동 가능성 여부가 반드시 검토되어야 함을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 無誤差點의 수가 2×7개일 때 기구의 구조오차

가 가장 적었다. 따라서 무오차점을 이용하여 기구를 설계할 때, 무오차점의 수가 설계변수의 수를 넘지 않는 범위내에서 설계변수의 수에 가장 가까운 수를 택해야 한다.

(2) Fiacco-McCormick의 벌칙함수는 Powell의 벌칙함수보다 最適點으로의 수렴이 빠르고 확실하며 보다 적은 오차를 나타냈다.

(3) 최적화 기법에 의해 설계된 기구는 그 운동 가능성 여부를 반드시 검토해야 한다.

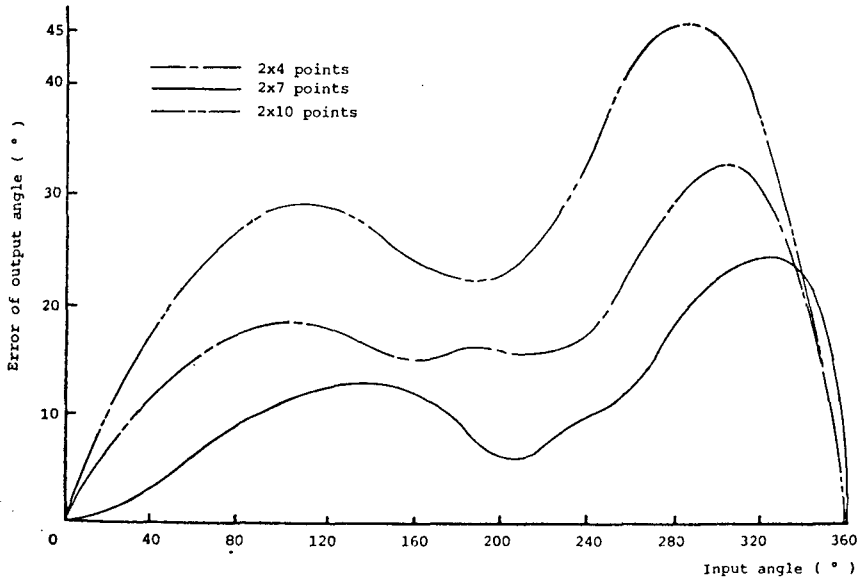


Fig. 8 Error curves for 2×4 , 2×7 and 2×10 points synthesis problem by Fiacco-McCormick's penalty function

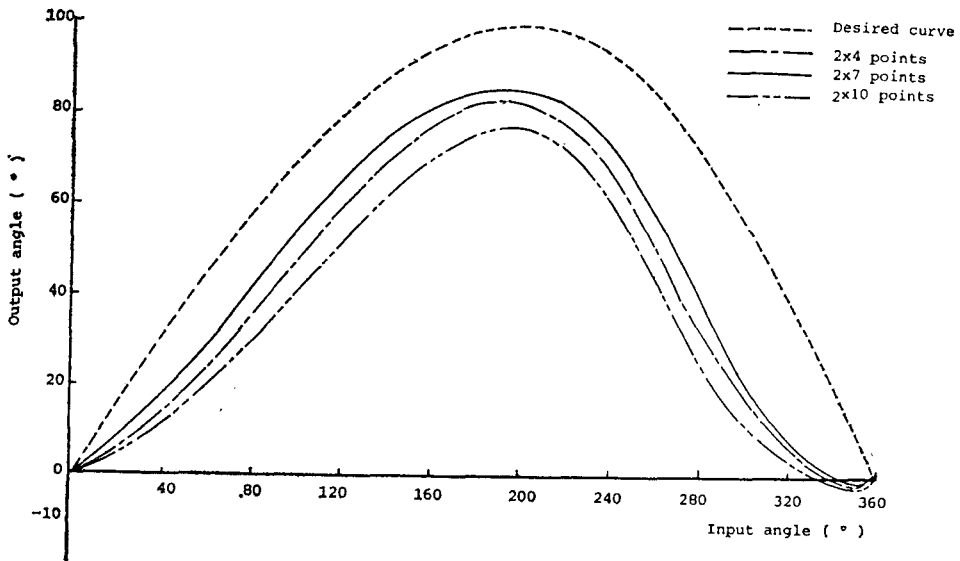


Fig. 9 Optimally designed displacement curves for 2×4 , 2×7 and 2×10 points synthesis problem by Powell's penalty function

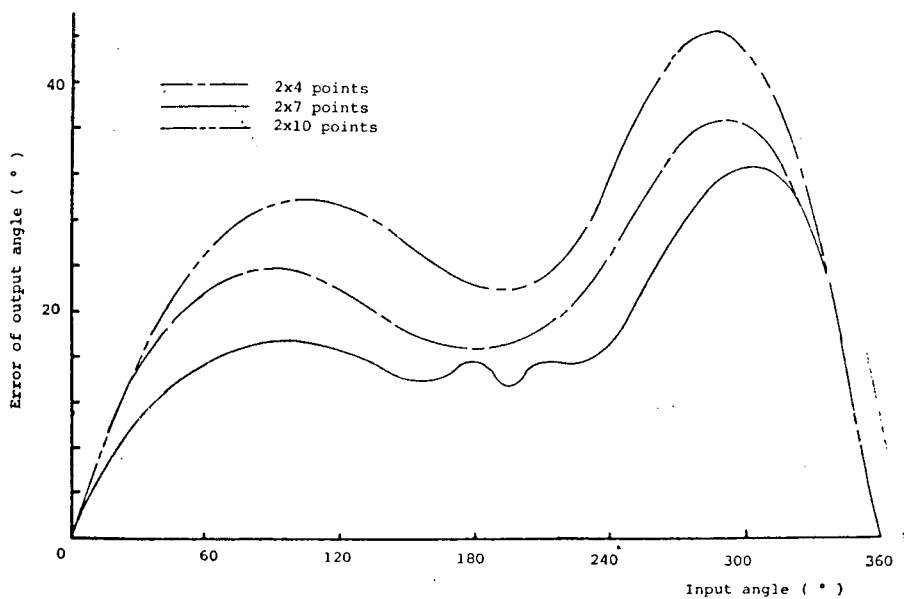


Fig. 10 Error curves for 2×4, 2×7 and 2×10 points synthesis problem by Powell's penalty function

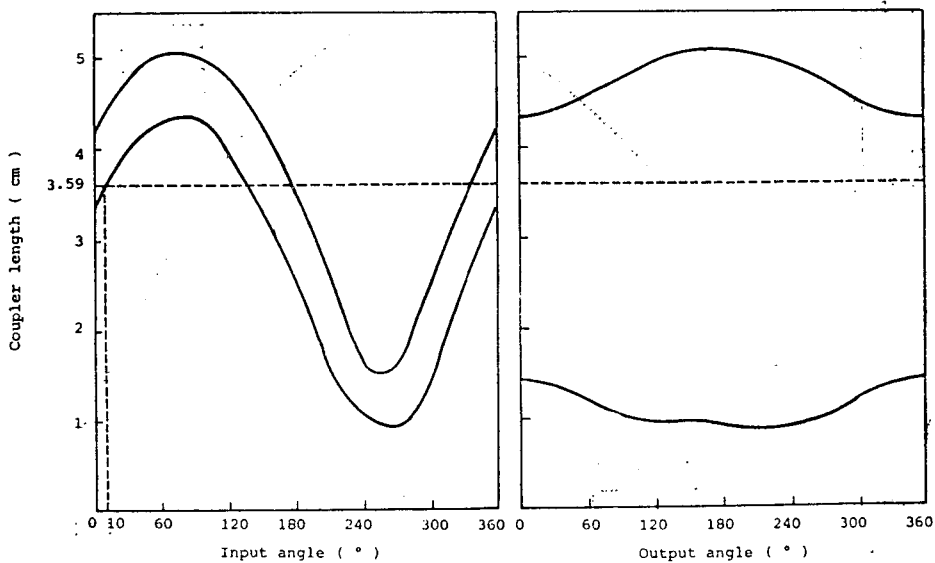


Fig. 11 Mobility chart of the results in ref. (9)

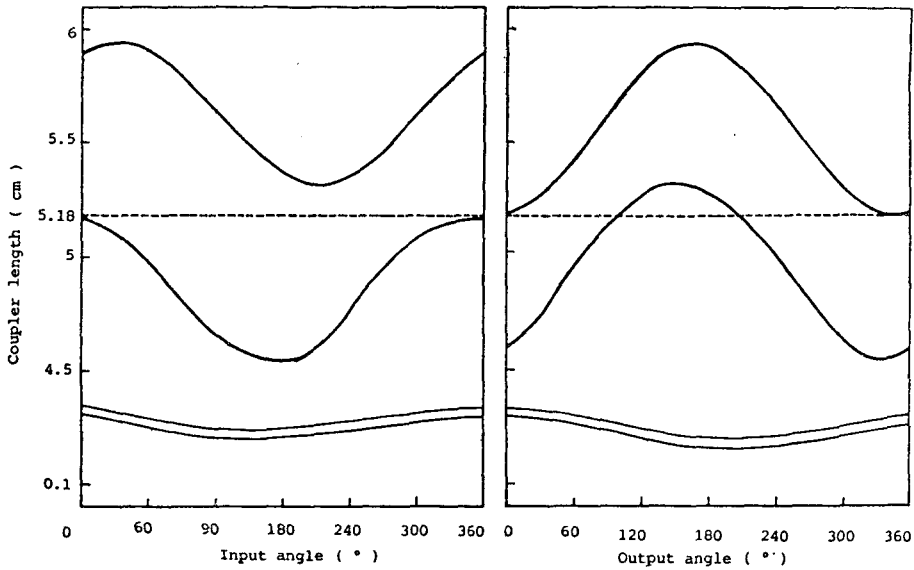


Fig. 12 Mobility chart of the results from Fletcher-Davidon-Powell's method by Fiacco-McCormick's penalty function

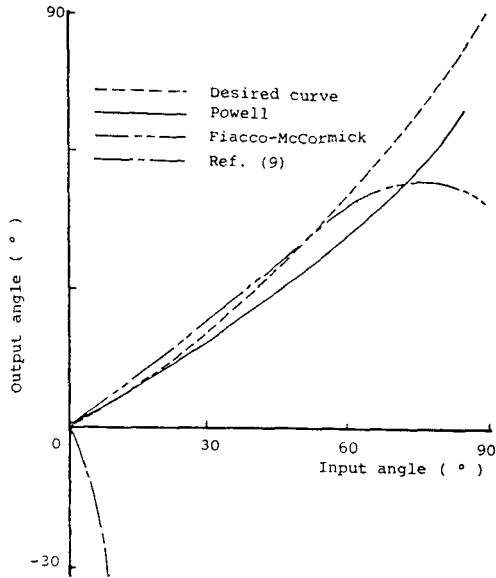


Fig. 13 Comparison of optimally designed displacement curves with a curve from ref.(9)

참 고 문 헌

2nd Int. Congr. on the Theory of Machines and Mechanisms, pp.300~308, 1969

- (2) C.H. Suh and C.W. Radcliffe, "Synthesis of Plane Linkages with the Use of Displacement Matrix", Journal of Eng. for Industry, Trans., ASME, Vol. 89, No. 2, May, pp.206~214, 1967
- (3) S.N. Kramer and G.N. Sandor, "Selective Precision Synthesis-A General Method of Optimization for Planar Mechanisms", Journal of Eng. for Industry, Trans., ASME, Vol. 97, No. 3, May, pp.689~701, 1975
- (4) F. Freudenstein, "Approximate Synthesis of Four Bar Linkage", Journal of Eng. for Industry, Trans., ASME, Vol. 77, Aug., pp. 853~861, 19
- (5) F. Freudenstein and G.N. Sandor, "Synthesis of Path Generating Mechanisms by a Programmed Digital Computer", Journal of Eng. for Industry, ASME, Vol. 81, No. 2, May, pp.159~168, 1959
- (6) F. Freudenstein, "Structural Error Analysis in Plane Kinematic Synthesis", Journal of Eng. for Industry, Trans., ASME, Vol. 81, No. 1, Feb., pp.15~22, 1959
- (7) C.H. Suh, "Design of Space Mechanisms for

- (1) I. Eisenstein and A.S. Hall, "Synthesis of Randomly Generated Two-Degree of Freedom Plain Linkages for Function Generation", Proc. of the

- Rigid Body Guidance”, Journal of Eng. for Industry, Trans., ASME, Vol. 90, No. 3, Aug., pp.490~506, 1968
- (8) F.Y. Chen and P.H. Chou, “Dimensional Synthesis of Spherical Double Rocker Mechanism”, ASME, Paper 70-Mech-81
- (9) R.I. Alizade, A.V. Mohan Rao and G.N. Sander, “Optimization Synthesis of Four-Bar and Spatial Mechanisms Using the Penalty Function Approach with Inequality Constraints”, Journal of Eng. for Industry, Trans., ASME, Vol. 97, No. 3, Aug., pp.785~790, 1975
- (10) R.L. Fox, Optimization Methods for Engineering Design, pp.97~109, 1971
- (11) K.C. Gupta and C. W. Radcliffe, “Mobility Analysis of Plane and Spatial Mechanism”, Journal of Eng. for Industry, Trans, ASME, Vol. 93, No. 1, Fed., pp.125~130, 1971