

# 다구찌 기법을 이용한 기구의 공차설계에 관한 연구

박경호\* , 한형석\* , 박태원\*\*

## A Study on Tolerance Design of Mechanisms Using the Taguchi Method

Kyoung-Ho Park\* , Hyung-Suk Han\* and Tae-Won Park\*\*

### ABSTRACT

This paper presents a method for tolerance design using the Taguchi Method(TM) and general purpose mechanism analysis program. Also the method is tolerance design with respect to performance improvement of a mechanism. To use the orthogonal array, mathematical model of a mechanism is established and experiments are carried out by the general purpose mechanism analysis program. The contact model is used to consider a clearance effect. This method is applied to the VTR Deck mechanism. This method can be used in tolerance design of general mechanisms.

**Key Words:** Tolerance Design(공차 설계), Parameter Design(파라미터 설계), Taguchi Method(다구찌 기법), Orthogonal Array(직교 배열), Contact Model(접촉 모델), Mechanism Design(기구 설계)

### 기호설명

$p$  : 공차변수의 수  
 $q$  : 성능특성치의 실험횟수  
 $r$  : 공차변수의 수준수  
 $s$  : 공차변수의 각 수준에서의 데이터(실험값) 갯수  
 $y$  : 시스템(상위특성)의 성능특성치  
 $T$  : 시스템의 성능특성치  $y$ 의 목표값  
 $\Omega$  : 시스템의 성능특성치  $y$ 의 허용오차범위  
 $A$  : 시스템의 성능특성치  $y$ 가 규격을 벗어났을 때의 손실  
 $k_i$  :  $i$ 번째 기구+변수,  $i=1, 2, \dots, p$   
 $x_i$  :  $i$ 번째 공차변수,  $i=1, 2, \dots, p$

$A_i$  :  $i$ 번째 공차변수의 공차가 규격(기능한계)을 벗어났을 때의 손실  
 $t_i$  :  $i$ 번째 공차변수의 공차의 크기  
 $r_c$  : 반경틈새의 크기  
 $m_i$  :  $i$ 번째 공차변수의 중심치  
 $\sigma_i$  :  $i$ 번째 공차변수의 표준편차  
 $x_i^k$  :  $i$ 번째 공차변수의 수준 또는 수준값,  $k=1, 2, \dots, r$   
 $c_i^k$  :  $i$ 번째 공차변수의  $k$ 수준에서의 데이터(실험값)의 합  
 $h_i$  :  $i$ 번째 공차변수의 수준간의 간격  
 $y_j$  : 시스템의 성능특성치  $y$ 의  $j$ 번째 실험값,  $j=1, 2, \dots, q$   
 $\beta_{i(\gamma)}$  :  $i$ 번째 공차변수의  $\gamma$  ( $\gamma = 1, 2, \dots, \xi - 1$ ) 차항의 계수  
 $\xi$  : 직교다항식의 차수

\* 아주대학교 기계공학과 대학원

\*\* 아주대학교 기계·산업공학부

$S_T$  : 시스템의 성능특성치  $y$ 의 총변동(제공합)  
 $S_m$  : 시스템의 성능특성치  $y$ 의 일반평균의 변동  
 $S_{i(\gamma)}$  :  $i$ 번째 공차변수의  $\gamma$  ( $\gamma = 1, 2, \dots, \xi - 1$ ) 차항의 변동  
 $S_e$  : 시스템의 성능특성치  $y$ 의 오차변동  
 $f_T$  : 총변동( $S_T$ )에 대한 자유도  
 $V_T$  : 시스템의 성능특성치  $y$ 의 분산(제공평균)  
 $V_T^*$  : 결정된 공차하에서 재실험한 후의 분산  
 $V_T^{target}$  : 설계자가 목표로 하는 분산  
 $\delta$  : 시스템의 성능특성치  $y$ 의 추정된 오차한계  
 $\delta^*$  : 새로운 공차하에서 추정된 오차한계  
 $n_e$  : 실험횟수  
 $F_F^1(0.01)$  : 확률 99%의 신뢰구간에서 F검정값  
 $\Phi$  : 안전계수 또는 가중치  
 $\alpha$  : 접촉모델에서 접촉률

$\alpha_{max}$  : 최대 충돌 깊이  
 $\bar{R}$  : 물체 A의 중심( $P_0$ )에서 물체 B의 중심(C)까지의 거리  
 $R_1, R_2$  : 물체 A와 B의 반경  
 $\theta_1, \theta_2$  : 벡터  $\overline{P_0P_1}$  와 벡터  $\overline{P_0P_2}$  에 의해서 계산되는 각도  
 $F_n, F_f$  : 두 물체의 접촉점에서 발생하는 수직력과 마찰력  
 $k_{nom} = 0.733E\sqrt{\frac{1}{C}}$  : 공칭탄성계수  
 $C = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$  : 곡률  
 $\mu_{nom}$  : 공칭마찰계수  
 $C_r$  : 반발계수  
 $E$  : 탄성계수  
 $V_p, V_t$  : 접촉면에서 수직방향 속도와 접선방향 속도  
 $V_e$  : 과도속도

## 1. 서 론

기구의 설계 및 제작시 설계상의 성능과 실제의 성능에는 항상 차이가 생긴다. 예를 들어 로봇트 끝단의 위치와 각도의 목적값과 실제의 값에는 항상 차이가 생긴다. 이는 기구의 가공이나 조립시의 공차로 인하여 기구변수들의 값이 변하게 되고 결과적으로 성능에 차이를 주게 되기 때문이다. 이러한 오차를 줄이기 위하여 공차를 작게 설계하면 되나 그에 비례하여 제조비용이 증가하게 되고 반대로 공차를 크게 설계하면 제조비용은 줄겠지만 시스템의 성능과 신뢰도는 떨어지게 된다. 따라서 제품설계에 있어서 시스템의 성능과 생산경제성을 최고로 만족시킬 최적의 공차를 얼마로 결정할 것인가는 중요한 과제로 제기된다.

이제까지의 공차설계에 대한 연구는 일반적으로 확률이론을 기초로 하여 개발되어 왔다<sup>(1,2,3)</sup>. Garrett와 Hall<sup>(1,2)</sup>은 4절 기구에 대하여 링크 길이 공차와 간극의 효과를 모의 실험 방법으로 규명하고 민감도 해석을 통하여 최적 설계까지 제안하였다. Rhyu와 Kwak<sup>(3)</sup>은 4절 함수 생성기에 대해서 게임이론을 이용하여 제조비용과 기계적인 오차를 동시에 최적화 시키는 공차 최적화 기법을 제안하였다. 이런 공차설계 방법들은 부품의 길이공차나 조인트의 간극을 확률변수로 취급하여 공차특성을 해석하고 설계하는 것이다. 이것은 이론적이며 체계적인 접근 방법이 기 때문에 확률 이론에 대한 풍부한 지식이 필요하다. 또

확률적 문제로의 접근을 위해서 모든 기계계에 대해서 기구학적 방정식, 즉 목적함수와 신뢰조건을 유도하고 복잡한 수학적 계산을 수행하여야 한다. 그리고 적용은 4절 연쇄 기구와 로봇트에 한정되었다. 따라서 단품의 적용에는 가능하나 현대와 같은 복잡한 기계계에 전반적인 확률이론을 적용한 공차설계는 한계가 있다.

한편으로 공차설계 방법중 실험계획법<sup>(4)</sup>에 기초를 둔 접근방법이 제시되어 왔는데 Liou와 Lin<sup>(5)</sup>등은 다구찌 기법(Taguchi Method)의 내측직교표와 외측직교표를 이용하고 성능오차를 유도하여 단계별 공차 할당 방법을 제시하였다. Jeang<sup>(6)</sup>은 기계 부품에 대해서 제조비용과 손실비용을 합한 비용함수를 유도하여 최적화 시키는 공차 결정 방법을 제시하였다.

변<sup>(7)</sup>은 성능특성치가 다수인 경우의 허용차설계를 취급하였다. 이처럼 다구찌 기법에 의한 공차설계는 산업공학 분야에서 많은 연구가 이루어졌고 쉽고 이용하기에 편리하다는 장점을 가지며 일반적인 기구(mechanism)에의 응용이 수월하다. 이는 최근에 미국과 일본에서 실제로 기구에 이용하고 있으며 신뢰성을 인정받고 있다.

본 논문에서는 다구찌 기법과 범용기구해석 프로그램을 이용하여 일반적인 기구의 공차설계를 성능향상의 측면에서 시도하였다<sup>(8,9)</sup>. 기구에 대한 수학적 모델을 세우지 않고 범용기구해석 프로그램인 DADS<sup>(10)</sup>를 이용하여 모델링한다. 이 컴퓨터 모델을 이용하고 직교배열표(orthogonal array)의 구성과 모의실험을 수행하여 다

구찌의 공차결정식에 의해 새로운 공차를 할당하였다. 기구변수의 길이공차 효과는 초기 모델에 입력 데이터를 변경하면 되고 조인트의 틈새 효과는 접촉모델(contact model)을 이용하였다. 응용 예제로는 VTR 데크(deck) 기구의 일부인 레버도어(lever door)에 적용하였다. 따라서 본 연구는 일반적인 기계 시스템에 대한 공차설계의 기법을 제시하였으며 결과적으로, 시스템의 성능을 향상시키고 잡음의 영향에 둔한 즉, 강인한 시스템을 설계할 수 있으리라 예상된다.

## 2. 다구찌 기법에 의한 공차설계

### 2.1 공차설계의 이론적 배경

#### 2.1.1 범위와 가정

본 논문에서의 제품에 대한 공차설계를 위하여 다음과 같은 가정을 한다.

- (1) 각 특성치들은 망목 특성치만을 고려하며, 이들은 모두 양의 연속적인 값을 갖는다.
- (2) 각 특성치들의 측정치와 목표값(또는 명목치)과의 편차는 정규분포(normal distribution)를 한다.
- (3) 각 특성치들은 서로 독립이며 상관관계(correlation)는 없다.

#### 2.1.2 이론 전개

제품은 하나의 부품을 제품이라고 할 수 있으며 여러 개의 재료나 부품 또는 서브시스템(sub-system)을 조립하여 하나의 제품을 완성하는 경우가 대부분이다. 조립된 제품은 여러 개의 재료나 부품 또는 서브시스템의 특성에 영향을 받는다. 다구찌는 영향을 받는 제품의 특성을 상위특성(high-level characteristics)이라 하고, 영향을 주는 재료나 부품 또는 서브시스템의 특성을 하위특성(low-level characteristics)이라 논하고 있다<sup>(11,12)</sup>.

상위특성과 하위특성의 개념은 고정적이 아니라 유동적이다. 만약 하나의 제품이 여러 개의 서브시스템으로 구성되고 서브시스템은 여러 개의 부품으로 구성되어 있다고 할 때 제품과 서브시스템을 상위특성과 하위특성의 관계로 볼 수 있다. 또 서브시스템을 기준으로 볼 때 서브시스템과 부품을 상위특성과 하위특성의 관계로 볼 수 있다. 본 논문에서는 전자보다 후자의 개념을 도입한다고 할 수 있으며 앞으로 상위특성과 하위특성의 용어 대신에 서브시스템(또는 시스템)과 부품(또는 기구변수와 공차)의 용어를 사용하겠다. 생산자나 설계자는 서브시스템의

성능특성치(목표치)와 부품들에 대한 치수와 공차를 결정한다. 즉, 많은 기구변수  $k_i$ 와 공차변수  $x_i$ 를 구성하여 원하는 성능특성치를 발생하는 하나의 시스템을 구현한다.

시스템(상위특성)의 성능은 부품의 공차(하위특성)의 변동 때문에 목적치 주변에서 변동하기 마련이다. 시스템의 규격이  $T \pm \Omega$  이고, 규격(기능한계)을 벗어났을 때의 손실을  $A$ 라 하면 시스템의 성능특성치  $y$ 가 목표값  $T$ 로 부터 벗어남으로 인한 손실함수  $L(y)$ 는 2차식으로 근사화된다<sup>(9,11)</sup>.

$$L(y) = \frac{A}{\Omega^2}(y - T)^2 \quad (1)$$

여기서 부품의 공차변수를  $x_i$ 라 하고,  $x_i$ 가 시스템의 성능특성치  $y$ 에 미치는 효과(영향), 즉 기울기가  $\beta_i$ 인 1차 효과이고,  $x_i$ 의 명목치(중심치)를  $m_i$ 라고 하면

$$y = T + \beta_i(x_i - m_i) \quad (2)$$

가 된다. 식(2)를 식(1)의 우변에 대입하면 식(3)과 같다.

$$L(y) = \frac{A}{\Omega^2}[\beta_i(x_i - m_i)]^2 \quad (3)$$

공차변수  $x_i$ 를 가진 부품이 규격(기능한계)을 벗어났을 때의 손실을  $A_i$ 라고 할 때 식(3)의 좌변에 대입하면

$$A_i = \frac{A}{\Omega^2}[\beta_i(x_i - m_i)]^2 \quad (4)$$

이 된다. 이때 공차변수  $x_i$ 의 측정치와 명목치와의 편차를  $t_i = |x_i - m_i|$ 라고 할 때  $t_i$ 에 대해서 풀면 다음식으로 주어진다.

$$t_i = \sqrt{\frac{A_i}{A} \frac{\Omega}{|\beta_i|}} \quad (5)$$

### 2.2 공차설계과정

먼저 초기 설계 데이터를 가지고 어떤 기계계를 범용기 구해석 프로그램을 이용하여 시스템을 정의할 수 있다.

이때 시스템의 인자(변수)들은 성능특성치  $y$ 를 생성하기 위해서 기구변수값들과 공차값들을 가진다. 범용기구해석 프로그램에 의해 정의한 시스템에서 파라미터설계(parameter design)에 의해서 최적기구변수  $k_i$ 를 결정한다. 어떤 목표값을 가지는 망목특성(nominal-the-best)일 경우에 파라미터설계는 목표로하는 특성치  $y$ 를 출력하고 잡음에 둔감(rubustness)하며 안정한 시스템을 구성하는 기구변수들의 최적값을 찾는 것이 목적이다. 다구찌는 파라미터설계에 의해서 기구변수들의 최적 수준을 결정하고 파라미터설계에 의해서 만족할 만한 시스템의 성능이 발생하지 않으면 공차설계 단계로 진행된다.<sup>(8)</sup>

파라미터설계에 의해 결정된 기구변수들의 공칭값  $k_i$ 에 게재될 수 있는 공차변수  $x_i$ 가 성능특성치  $y$ 의 산포에 미치는 영향을 평가하기 위하여 공차변수의 수준값  $x_i^k$ 를 결정하여 기구변수에 할당한다.

다구찌는 공차의 수준은 2수준(2-level) 또는 3수준(3-level)을 사용할 것을 추천하며 2수준일 때는 공차가 성능특성치에 미치는 효과가 선형이라고 볼 경우이며 아래와 같이

$$\begin{aligned} x_i^1 &= m_i - \sigma_i \\ x_i^2 &= m_i + \sigma_i \end{aligned}$$

선정하고 3수준일때는 공차가 성능특성에 미치는 효과가 비선형일 경우이며 다음과 같이 선정한다<sup>(14)</sup>.

$$\begin{aligned} x_i^1 &= m_i - \sqrt{3/2} \sigma_i \\ x_i^2 &= m_i \\ x_i^3 &= m_i + \sqrt{3/2} \sigma_i \end{aligned}$$

공차변수(잡음변수)의 수준값을 결정하였으면 다음 단계는 적절한 직교배열표(orthogonal array)를 선정하여야 한다. 2수준에 이용되는 직교배열표는  $L_4(2^3)$ ,  $L_8(2^7)$ ,  $L_{16}(2^{15})$ ,  $L_{32}(2^{31})$  등이 있고, 3수준일때 이용되는 직교배열표는  $L_9(3^4)$ ,  $L_{27}(3^{13})$  등이 있으며 혼합수준계는  $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ ,  $L_{36}(2^3 \times 3^{13})$  등이 있다<sup>(4)</sup>. 여기에서 직교배열표들은  $L_a(b^c)$ 의 기호로 표시할 수 있는데  $a$ 는 실험 횟수,  $b$ 는 각 공차변수의 수준수,  $c$ 는 배열에서 열(column)의 수를 의미한다.

적절한 직교배열표를 구성하였으면 다음 단계로 직교배열표 대로 실험을 수행하여 실험값  $y_j$ 를 구한다. 실험은 실험장치에 의한 직접적인 실험과 컴퓨터에 의한 시뮬레이션 실험으로 분류된다. 본 논문은 범용기구해석 프로그램인 DADS(Dynamic Analysis and Design System)<sup>(10)</sup>를 이용하여 모델링한 시스템을 직교배열표순으로 실험을 수행한다. 따라서 실험을 수행하기 전에 어떤 기계 시스템을 모델링하였을 때 모델링이 정확하게 기계 시스템을 구현하고 있는 지를 확인하여야 한다.

실험에 의해서 실험치  $y_j$ 를 얻은 후에 시스템의 성능특성치  $y$ 에 공차변수(잡음변수)  $x_i$ 가 미치는 영향(기여도)  $\beta_{i|r}$ 를 구하고,  $y_j$ 의 분산  $V_T$ 를 추정하며 실험치에 대한 분산분석을 수행한다. 만약 공차변수의 수준값이 등간격으로 잡혀져 있으면,  $\beta_{i|r}$ 는 직교다항식계수표를 이용하여 간편하게 구할 수 있다<sup>(4,14)</sup>. Table 1은 수준수  $r=2\sim 5$ 일때 직교다항식계수표를 나타내며  $\beta_{i|r}$ 는 다음식과 같다.

$$\beta_{i|r} = \frac{\sum_{k=1}^r w^k c_i^k}{sh_i(\lambda S)} \quad (6)$$

여기에서 필요한  $w^k(w^1, w^2, \dots, w^r)$ ,  $\lambda S$ 의 값은 공차변수  $x_i$ 의 수준수  $r$ 에 따라 Table 1에서 구할 수 있다.

Table 1 Coefficient table for orthogonal polynomials with level  $r=2\sim 5$

	r=2		r=3			r=4			r=5				
	$X_{i[1]}$	$X_{i[2]}$	$X_{i[1]}$	$X_{i[2]}$	$X_{i[3]}$	$X_{i[1]}$	$X_{i[2]}$	$X_{i[3]}$	$X_{i[4]}$	$X_{i[3]}$	$X_{i[2]}$	$X_{i[1]}$	$X_{i[4]}$
$w_1$	-1	-1	+1	-3	+1	-1	-2	+2	-1	+1			
$w_2$	+1	0	-2	-1	-1	+3	-1	-1	+2	-4			
$w_3$		+1	+1	+1	-1	-3	0	-2	0	+6			
$w_4$				+3	+1	+1	+1	-1	-2	-4			
$w_5$							+2	+2	+1	+1			
$\lambda^2 S$	2	2	6	20	4	20	10	14	10	70			
$\lambda S$	1	2	2	10	4	6	10	14	12	24			
$S$	1/2	2	2/3	5	4	9/5	10	14	72/5	288/35			
$\lambda$	2	1	3	2	1	10/3	1	1	5/6	35/12			

또한 실험값(데이터) 들에 대한 분산분석을 수행하기 위해서 변동(variation)의 향으로 분해할 수 있다. 변동의 향으로 분해하면

$$\begin{aligned} S_T &= S_m + S_{i[1]} + S_{i[2]} + \dots + S_{i[\xi-1]} + S_e \\ &= S_m + S_{i[r]} + S_e \end{aligned} \quad (7)$$

이 된다. 따라서 총변동  $S_T$ 와 일반평균의 변동  $S_m$ 는 식(8), 식(9)에 의해 구할 수 있고,  $i$ 번째 공차변수에 대한  $\gamma$  차항의 변동  $\beta_{i(\gamma)}$ 는 또한 직교다항식계수표(Table 1)를 이용하여 식(10)에 의해서 구해질 수 있다. 그리고 오차변동  $S_e$ 는 식(7)로부터 구한다.

$$S_T = \sum_{j=1}^q y_j^2 \quad (8)$$

$$S_m = \frac{\left(\sum_{j=1}^q y_j\right)^2}{q} \quad (9)$$

$$S_{i(\gamma)} = \frac{\left(\sum_{k=1}^r w^k c_i^k\right)^2}{s(\lambda^2 S)} \quad (10)$$

분산(variance)은 제품의 합을 자유도로 나눈 값으로 정의된다. 따라서 특성치  $y$ 의 분산  $V_T$ 의 추정은 식(11)로 표현된다.

$$V_T = \frac{S_T}{f_T} \quad (11)$$

이상으로 변동, 분산을 이용해서 실험치에 대한 분산분석표를 작성할 수 있다. 결론적으로 앞에서 유도된 식(5)를 이용하여 공차변수  $x_i$ 의 공차 크기  $t_i^*$ 를 결정할 수 있다. 식(5)를 다시 쓰면

$$t_i^* = \sqrt{\frac{A_i}{A}} \frac{\Omega}{|\beta_{i(1)}|} \quad (12)$$

와 같다. 결정된 공차들을 다시 공차변수로 간주하여 새롭게 계산된 수준값을 기구변수에 할당한 다음 직교배열표를 작성하여 시뮬레이션 실험을 수행하고 실험값  $y_j^*$ 에 대한 분산  $V_T^*$ 을 추정한다. 따라서 초기의 공차  $t_i$ 하에서 구한 분산  $V_T$ 와 새로운 공차  $t_i^*$ 하에서의  $V_T^*$ 를 비교하여 새로운 공차하에서의 분산이 작아졌는지를 확인하여 공차설계 과정을 완성한다.

그런데 식(12)에서  $A_i$ 는 각 공차변수의 기능한계(규격)를 벗어났을 때의 손실이고  $A$ 는 시스템이 기능한계(규

격)를 벗어났을 때의 손실이다. 기구설계(mechanism design)에서 생산자나 설계자는  $A_i$ 와  $A$ 에 대한 데이터를 얻을 수도 있지만 일반적으로 굉장히 힘들 것으로 예상된다. 따라서 본 논문에서는 기구를 설계하는데 있어서 보다 현실성을 부여하기 위하여  $\sqrt{A_i/A}$  항을 안전계수(safety factor)의 개념으로 사용할 것을 제안하였다. 다 구찌도 참고문헌<sup>(12)</sup>에서 경험적인 안전계수를 사용하고 있다. 즉, 가중치(weighting factor)  $\Phi$ 를 사용하여 식(12)를 다시 쓰면 식(13)처럼 된다.

$$t_i^* = \Phi \times \frac{\Omega}{|\beta_{i(1)}|} \quad (13)$$

식(13)에서 가중치의 증감에 따라 새로운 공차들의 증감을 보고 성능특성치  $y$ 의 분산이 어떻게 변동하는지를 관찰한다. 만약 가중치  $\Phi$ 를 증가하는 방향으로 결정하여 새로운 공차를 결정하고 반복적인 단계수행을 거쳐 얻은 분산  $V_T^*$ 는 현재의 공차  $t_i$ 하에서의 계산된 분산  $V_T$ 보다 증가할 것이다. 역으로  $\Phi$ 를 감소하는 방향으로 이동하여 새로운 공차하에서의 분산은 현재의 분산보다 작아질 것이다. 따라서 가중치를 얼마로 결정하여 시스템의 성능을 향상시키고 성능특성치의 변동을 최소화 할 것인가를 결정하여야 한다.

따라서 본 논문에서는 보다 합리적인 가중치의 결정을 위해서 다구찌의 오차한계<sup>(13,14)</sup>를 이용하였다. 오차한계는 성능특성치(목표치)를 중심으로 출력값(결과치)이 산포되는 확률적 경계치이며 오차한계  $\delta^*$ 는 식(14)로 추정된다.

$$\delta^* = \pm \sqrt{F_f^1(0.01) \times V_T^* \times \left(\frac{1}{n_e} + 1\right)} \quad (14)$$

그리고 본 논문에서는 다음과 같은 2가지의 수렴조건을 제시하였다.

1.  $V_T^* < V_T^{target}$  (15)
2.  $\delta^* < \Omega$

수렴조건 1.은 새로운 공차하에서의 분산  $V_T^*$ 가 생산자나 설계자에 의해서 미리 정해진 분산  $V_T^{target}$ 를 만족하

는 경우이고 수렴조건 2.는 추정된  $\delta^*$ 가 시스템의 허용 오차범위  $\Omega$ 를 만족하는 경우이다. 따라서 가중치  $\Phi$ 를 경험적인 방법으로 증감하여 새로운 공차하에서의 분산을 구하고 식(15)의 2가지의 수렴조건중에 1개를 선택하여 만족하는 가를 판별하여 만족한다면 그때의 공차를 새로운 공차로 결정한다. 이상의 공차설계과정을 다음과 같이 요약하여 정리할 수 있으며 Fig. 1은 흐름도를 나타낸다.

Step.1 기계계에서 어떤 시스템의 목표값  $T$ 와 허용범위  $\Omega$ 를 결정한다.

Step.2 범용기구해석 프로그램을 이용하여 시스템을 모델링한다.

Step.3 정의한 시스템을 파라미터설계에 의해서 목표값  $T$ 가 생성되도록 기구변수들의 최적기구변수  $k_i$ 를 결정한다.

Step.4 파라미터설계에 의해 결정된 기구변수의 공칭값  $k_i$ 에 공차변수  $x_i$ 의 수준값  $x_i^k$ 를 결정하여 할당한다.

Step.5 적절한 직교배열표  $L_n(b^c)$ 를 선정한다.

Step.6 기구해석프로그램에 의해서 직교배열표대로 모

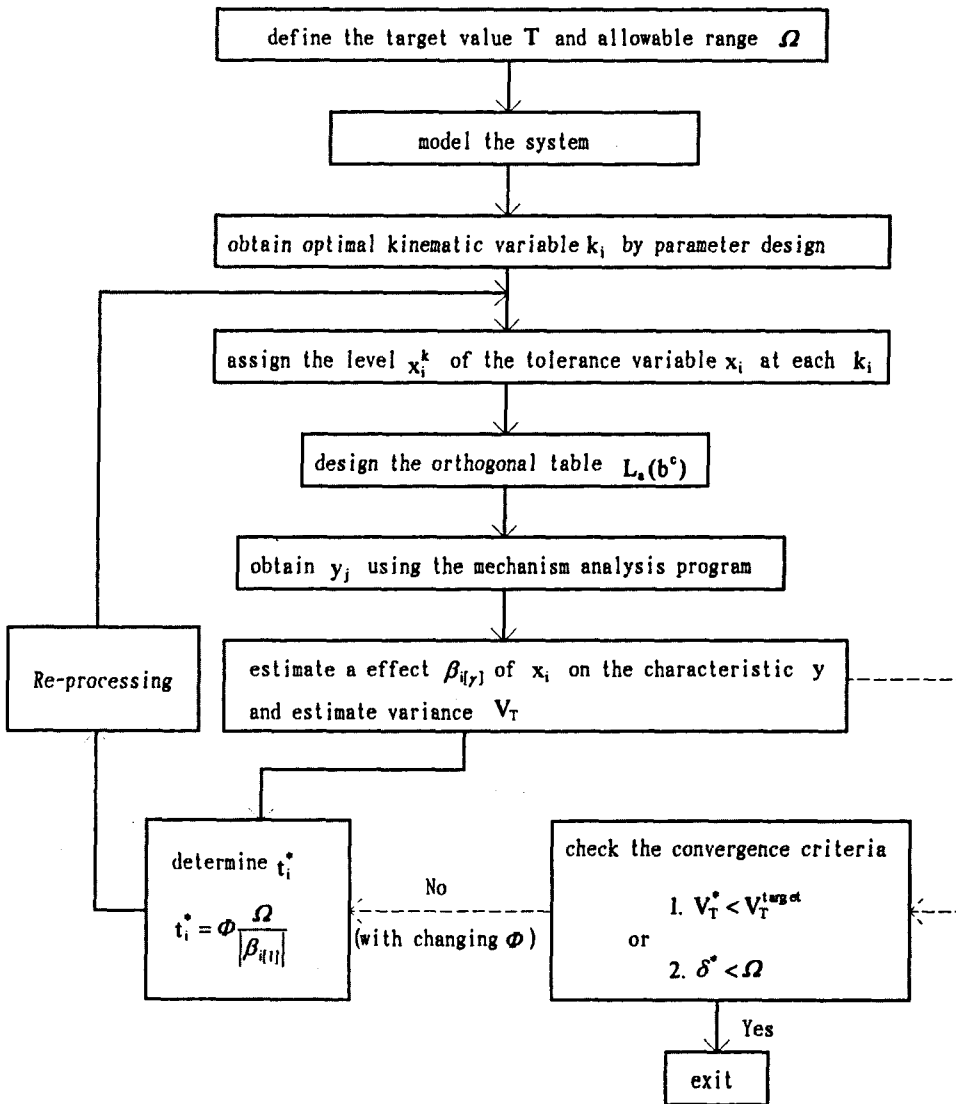


Fig. 1 Flow chart for tolerance design procedure



을 택하였다<sup>(10)</sup>. 이 모델에서 접촉에 의한 수직력  $F_n$ 과 마찰력  $F_f$ 는 (17), (18) 식과 같다. 물체 A와 B가 접촉을 일으키면 (17), (18) 식에 의하여 접촉력이 계산되고 물체 A, B에 그 힘이 가해지게 된다.

$$F_n = K_{nom} 1 \pm \left[ \frac{(1 - C_r^2)}{(1 + C_r^2)} \tanh \left( 2.5 \frac{V_p}{V_\epsilon} \right) \right] \alpha^{1.5} \quad (17)$$

$$F_f = \mu_{nom} \tanh \left( 2.5 \frac{V_t}{V_\epsilon} \right) F_n \quad (18)$$

결론적으로 Fig. 3의 접촉모델을 이용하면 조인트의 틈새를 고려할 수 있다. 본 연구에서는 회전조인트에 적용하였다.

### 3.2 시스템 모델링

응용모델은 Fig. 4에 보여주고 있다. 본 모델은 VTR 데크(deck) 기구에서 하우징(housing)부의 레버도어(lever door)이다. 비디오 테이프의 삽입과 방출시 비디오의 도어(door)을 열어주는 기능을 한다.

Fig. 4에서 암(arm)이 회전하면 레버도어와 캠작용(굵은 선)을 하여 결과적으로 레버도어가 회전하여 일정한 크기의 각도를 유지하여야 한다. 레버도어의 원하는 성능특성치(목표치)는  $T=30^\circ$  이며 허용오차범위는  $\Omega = 2.00^\circ$ 이다. 그런데 공차를 고려한 실물제작에서는 초과하거나( $\theta^+$ ) 미달하는( $\theta^-$ ) 제품을 생산하였다. 따라서 다구찌 기법을 이용하여 각 부분의 공차가 미치는 영향을 파악하고 시스템의 성능을 향상시키고 성능특성치의 변동을 최소화 시키는 공차를 결정하는 것이 목적이다.

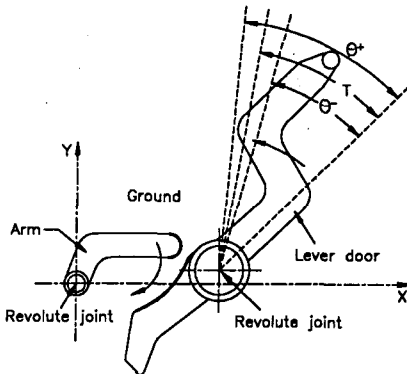


Fig. 4 Lever door mechanism

Fig. 4의 기구는 범용기구해석 프로그램(DADS)를 이용하여 모델링하였다. 모델의 구성은 4개의 물체, 3개의 접촉요소(contact element), 1개의 회전조인트, 2개의 평면조인트(planar joint), 부상요소(bushing element)와 구동조건(driver)으로 구성된다. 실제 모델은 3개의 물체로 되어 있으나 공차설계의 목적으로 가상물체(dummy body)를 추가시켰다. 모델의 구성은 비록 3차원으로 하였으나 암과 레버의 운동이 2차원이기 때문에 평면조인트를 이용하여 암과 레버의 운동을 2차원화하였다. 그리고 암과 레버의 회전조인트의 틈새를 고려하기 위하여 DADS의 접촉모델을 이용하였으며 암과 레버의 캠-종동자 관계도 접촉요소를 이용하였다. 암을 구동하기 위하여 가상물체와 그라운드는 회전조인트로 연결하고 가상물체와 암은 부상으로 연결하였다. DADS의 회전구동은 회전조인트에 한하여 구동할 수 있기 때문에 가상물체를 구동하고 가상물체의 회전을 암에 전달하기 위하여 부상을 이용한 것이다. 부상은 6개의 방향에 대해서 강성과 감쇠특성을 가지는데 축방향 회전에 대한 강성계수만을 가지게 하여 암을 구동하도록 하였다.

### 3.3 실험 및 결과

먼저 파라미터설계의 의해서 시스템의 목표값  $T = 30^\circ$ 가 발생하도록 최적기구변수를 구하였다. 기구(mechanism)에서 설계변수  $D_i$ 는 기구변수와 공차변수로 구성되며  $D_i = k_i \pm x_i$ 로 나타낼 수 있다.

본 모델에 있어서 많은 기구변수 중에서 4개의 기구변수를 선택하였다. 설계상의 초기 기구변수값과 길이공차량은  $k_1 \pm t_1 = R15.65 \pm 0.10(mm)$ ,  $k_3 \pm t_3 = 21.00 \pm 0.10(mm)$ ,  $k_4 \pm t_4 = R1.50 \pm 0.05(mm)$ 이며 Table 2에 각각의 기구변수와 공차변수에 대한 설명을 나타내고 있고 Fig. 5는 자세한 도면을 나타낸다. 그리고 레버도어의 회전조인트의 틈새를 Fig. 2처럼 나타내면 반경틈새의 공차량은  $t_2(r_c) = {}^{+0.02}_{+0.00}(mm)$ 이다. 회전조인트의 틈새는 원칙적으로 공차의 범위로 간주되어야 한다. 그런데 본 논문에서는 1차적으로 파라미터설계를 수행하기 위하여 불가

Table 2 Kinematic variable and tolerance variable

Kinematic Var. and Tolerance var.	Description
$k_1 \pm x_1$	Radial kinematic dimension and tolerance dimension for lever door's cam
$k_2 \pm x_2$	Radial clearance for revolute joint of lever door
$k_3 \pm x_3$	X-axis kinematic dimension and tolerance dimension for revolute joint of lever door
$k_4 \pm x_4$	Radial kinematic dimension and tolerance dimension for arm's cam



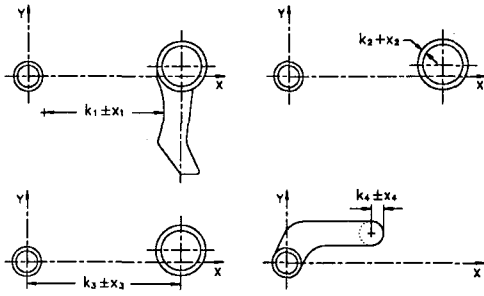


Fig. 5 Drawings of kinematic variable and tolerance variable

피하게 틈새를 기구변수로 간주하여 사용하였다. 따라서  $t_2(r_c)$  를 다음과 같이 표현한다.

$$k_2 + t_2(r_c) = 0.00^{+0.02}_{+0.00} (mm)$$

즉,  $k_2=0.00mm$ 를 기구변수값으로 취급하여 파라미터설계를 수행하였다.

따라서 다루찌가 제안한 파라미터설계과정<sup>(17)</sup> 순으로 파라미터설계를 수행하였고 공차설계가 목적이기 때문에 자세한 파라미터설계 내용을 생략하며 참고문헌<sup>(18)</sup>에 언급되어 있다. 결론으로 파라미터설계에 의한 최적기구변수값은  $k_1^* = R15.75mm$ ,  $k_2^* = 0.00mm$ ,  $k_3^* = 21.10mm$ ,  $k_4^* = R1.73mm$  으로 결정되며 그때의 성능특성치는  $30^\circ$  를 발생하였다.

파라미터설계 후에 본격적인 공차설계에 진입한다. 각각의 기구변수들에 대한 초기공차량을 다시 쓰면  $t_1 = 0.10mm$ ,  $t_2(r_c) = 0.02^{+0.02}_{+0.00} (mm)$ ,  $t_3 = 0.10mm$ ,  $t_4 = 0.05mm$  이다. 기구에서 길이공차와 조인트의 틈새는 0.9973의 확률과 함께 신뢰수준의  $3\sigma$  로 선택하는 것이 일반적이므로 길이공차의 표준편차는  $\sigma_i = (t_i / 3)$ 이고 반경틈새의 표준편차는  $\sigma_c = (r_c / 3)$ 로 나타내고 있다<sup>(16)</sup>. 공차와 틈새의 수준값 결정에 상기의 표준편차를 도입하였고 수준은 3수준을 사용하였다. 예를 들어 공차변수  $x_1$ 의 수준값을 구해보면

$$\text{수준1 : } x_1^1 = m_1 - \sqrt{\frac{3}{2}} \times \sigma_1 - m_1 - \sqrt{\frac{3}{2}} \times \left(\frac{t_1}{3}\right) - 0 - \sqrt{\frac{3}{2}} \times \left(\frac{0.1}{3}\right) = -0.041$$

$$\text{수준2 : } x_1^2 = m_1 = 0$$

$$\text{수준3 : } x_1^3 = m_1 + \sqrt{\frac{3}{2}} \times \sigma_1 + m_1 + \sqrt{\frac{3}{2}} \times \left(\frac{t_1}{3}\right) - 0 + \sqrt{\frac{3}{2}} \times \left(\frac{0.1}{3}\right) = 0.041$$

과 같이 구해진다. 공차변수  $x_2, x_3, x_4$ 도 같은 방법으로 수준값을 구하면 된다. 틈새에 대해서는 표준편차가  $\sigma_c = (r_c / 3) = 0.02 / 3 = 0.007$  로 결정된다. 본 논문에서

는 틈새를 3수준으로 사용하기 위해서  $r_c$ 를 편의상 다음과 같이 표현하였다.

$$r_c = 0.02^{+0.02}_{+0.00} = 0.01^{+0.01}_{-0.01}$$

여기에서 중심값은  $m_2=0.01$ 이 되고 틈새의 수준값을 계산하면 된다. 이상으로 공차변수들에 대한 수준값을 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Tolerance Variable(noise factor) and level

Tolerance Variable	Level		
	1( $x_1^1$ )	2( $x_1^2$ )	3( $x_1^3$ )
$x_1$	-0.041	0.000	0.041
$x_2$	0.002	0.010	0.018
$x_3$	-0.041	0.000	0.041
$x_4$	-0.021	0.000	0.021

다음으로 적절한 직교배열표를 선정하는데 직교배열표는  $L_{18}(2^1 \times 3^7)$  를 선택하였으며 Table 4와 같고 2,3,4,5 열에 공차변수를 할당하였다. 따라서 직교배열표순으로 기구해석 프로그램인 DADS을 이용해서 모의실험을 수행하여 실험값  $y_j$ 를 얻는다. 수치계산의 편의를 위해서 실험값  $y_j$ 에서 목표값  $T=30^\circ$ 을 뺀 편차값 ( $d_j = y_j - 30^\circ$ )으로 나타내며 Table 4와 같다.

Table 4 Orthogonal array  $L_{18}(2^1 \times 3^7)$  and experimental value

No. of Exp.	Noise Factor(Tolerance Variable)								Deviation Val. ( $d_j = y_j - 30^\circ$ )
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$					
	Column Number								
1	1	1	1	1	1	1	1	1	2.5345
2	1	1	2	2	2	2	2	2	1.5298
3	1	1	3	3	3	3	3	3	0.5520
4	1	2	1	1	2	2	3	3	1.7504
5	1	2	2	2	3	3	1	1	0.7510
6	1	2	3	3	1	1	2	2	-0.6507
7	1	3	1	2	1	3	2	3	-0.6576
8	1	3	2	3	2	1	3	1	-0.7879
9	1	3	3	1	3	2	1	2	1.6382
10	2	1	1	3	3	2	2	1	0.8649
11	2	1	2	1	1	3	3	2	2.3686
12	2	1	3	2	2	1	1	3	1.3594
13	2	2	1	2	3	1	3	2	0.9146
14	2	2	2	3	1	2	1	3	-0.6191
15	2	2	3	1	2	3	2	1	1.4100
16	2	3	1	3	2	3	1	2	-0.7559
17	2	3	2	1	3	1	2	3	0.8004
18	2	3	3	2	1	2	3	1	-0.7207

Table 4의 편차값  $d_j$ 를 이용하면 식(8)에 의해서 성능 특성치의 총변동은  $S_T=30.0025$ 이고, 식(11)에 의해 분산은  $V_T=S_T/18=1.6668$ 이다. 또 편차값을 분산분석하기 위해서 성능특성치의 일반평균의 변동  $S_m$ 은 식(9)에 의해서,  $i$ 번째 공차변수의 1차, 2차 회귀변동  $S_{i1P}S_{i2P}$ 는 식(10)에 의해서 구해지고 오차변동  $S_e$ 은 식(7)에 의해서 구해진다. 따라서 분산분석표를 작성하면 Table 5와 같다.

Table 5 ANOVA Table for deviation value ( $d_j=y_j-30^\circ$ )

Factor	f	S	V	p(%)
n	1	8.3803	8.3803	27.68
X <sub>1</sub> [1]	1	7.8290	7.8290	25.84
X <sub>1</sub> [2]	1	0.0723*	0.0723	-
X <sub>2</sub> [1]	1	0.0941	0.0941	0.60
X <sub>2</sub> [2]	1	0.0007*	0.0007	-
X <sub>3</sub> [1]	1	11.7985	11.7985	39.07
X <sub>3</sub> [2]	1	0.2104*	0.2104	-
X <sub>4</sub> [1]	1	0.8890	0.8890	2.71
X <sub>4</sub> [2]	1	0.0424*	0.0424	-
e	9	0.6858*	0.0762	-
(e)	(13)	(1.0116)	(0.0778)	(4.10)
T	18	30.0025		100

(e) is error variance by pooling \*factors.

공차의 수준이 등간격으로 잡혀져 있으므로 식(6)에 의해서 시스템의 성능특성치  $y$ 에 공차변수  $x_j$ 가 미치는 1차 및 2차효과를 구해보면

$$\begin{aligned} \beta_{1[1]} &= -19.7006, \beta_{1[2]} = 3.2981 \\ \beta_{2[1]} &= -11.0698, \beta_{2[2]} = 1.5989 \\ \beta_{3[1]} &= -24.1846, \beta_{3[2]} = 3.5943 \\ \beta_{4[1]} &= 12.9607, \beta_{4[2]} = -2.5112 \end{aligned}$$

와 같다. 여기서 시스템의 특성치  $y$ 에 미치는  $x_j$ 의 1차 효과는 2차효과에 비해 약 6배 정도 크다. 본 논문에서 3 수준으로 실험을 수행하여 비선형 항까지 추정할 이유는 2차효과가 시스템의 특성치에 미치는 영향이 얼마나 되는지를 정량적으로 확인하기 위함이었다. 본 결과에서처럼 2차효과는 1차효과에 비해 작으며 공차결정식(13)은 1차효과의 영향만을 고려함으로 2차효과는 무시된다. 기구에서 일반적으로 공차변수의 2차효과는 1차효과에 비해 상당히 작은 값이며 2차효과를 고려할 수 있는 공차결정식이 전개된다면 2차효과까지 고려하여 새로운 공차를 결정할 수 있으리라 기대된다.

이상으로 식(13)에 의해서 새로운 공차와 회전조인트의 틈새를 결정할 수 있다. 시스템의 목표치와 허용범위는  $30 \pm 2.00(^{\circ})$ 로 초기에 결정하였다.

가중치가  $\Phi = 0.7$ 로 가정할 때 식(13)에 의해서 공차와 틈새를 결정하고 이 결정된 공차와 틈새의 조건하에서 앞에서 설명한 반복수행 과정을 통해 식(11)에 의해 분산과 식(14)에 의해 오차한계를 추정하면

$$\begin{aligned} V_T^* &= 1.1798 \\ \delta^* &= \pm \sqrt{F_{18}^1(0.01) \times V_T^* \times \left(\frac{1}{n_e} + 1\right)} \\ &= \pm \sqrt{8.28 \times 1.1798 \times \left(\frac{1}{18} + 1\right)} \\ &= \pm 3.21(^{\circ}) \end{aligned}$$

이며 Table 6에 보여진다. 또한  $\Phi = 0.6, \Phi = 0.5$  일 때 각각 새로운 공차와 틈새를 결정하고 반복수행 과정을 통해 추정된 분산과 오차한계를 Table 6에 나타내었다.

Table 6 New tolerance, variance and error limit with varying weighting factor  $\Phi$

Initial Tolerance	$t_1$	$t_2(r_c)$	$t_3$	$t_4$	$V_T$	$\delta$
	0.10	$^{+0.22}_{-0.20}$	0.10	0.05	1.6668	3.82
New Tol. $\Phi$	$t_1^*$	$t_2^*(r_c^*)$	$t_3^*$	$t_4^*$	$V_T^*$	$\delta^*$
0.7	0.07	$^{+0.14}_{-0.09}$	0.06	0.11	1.1798	3.21
0.6	0.06	$^{+0.12}_{-0.09}$	0.05	0.09	0.6323	2.35
0.5	0.05	$^{+0.10}_{-0.09}$	0.04	0.08	0.4229	1.92

### 3.4 결과분석

이상으로 공차설계 과정에 따라 VTR 데크의 레버도어 부분에 적용하였다. 파라미터설계 과정에 의해서 기구변수들을 최적화하였고 공차설계 과정에 의해서 시스템의 성능을 향상시키고 성능특성치의 변동을 최소화 하는 공차를 할당하였다. 설계상의 초기의 기구변수값들과 공차값들은  $k_1 \pm t_1 = R15.65 \pm 1.00(mm)$ ,  $k_2 + t_2(r_c) = 0.00^{+0.02}_{-0.00}(mm)$ ,  $k_3 \pm t_3 = 21.00 \pm 1.00(mm)$ ,  $k_4 \pm t_4 = R1.50 \pm 0.05(mm)$ 이며 시스템의 목표값과 허용오차범위는  $T \pm \Omega = 30 \pm 2.00(^{\circ})$ 이었다. 파라미터설계 과정에 의해서 기구변수값은  $k_1^* = R15.75mm$ ,  $k_2^* = 0.00mm$ ,  $k_3^* = 21.10mm$ ,  $k_4^* = R1.73mm$ 로 최적화 되고 그때의 성능특성치는  $30^\circ$ 를 발생하였다.

다음에 논문에 제시된 공차설계 과정을 수행한 후에 초기의 공차와 틈새, 그리고 가중치에 따른 새롭게 할당된 공차와 틈새가 Table 6에 제시되어 있다.

초기의 공차와 틈새일때 분산  $V_T=1.6668$ 이며 추정된 오차한계는  $\delta = 3.82^\circ$ 이다. 그리고 가중치  $\Phi = 0.5$ 일 때 새로운 공차와 틈새는  $t_1^* = 0.05mm$ ,  $t_2^*(t_c^*) = {}^{+0.10}_{+0.00}(mm)$ ,  $t_3^* = 0.04mm$ ,  $t_4^* = 0.08mm$  이고 분산  $V_T^* = 0.4229$ 이며 추정된 오차한계는  $\delta^* = 1.92^\circ$ 이다. 따라서 식(15)의 수렴조건중에 2.을 택하고 수렴조건을 만족함으로 상기의 공차와 틈새를 최적값으로 결정한다.

Table 6에서 초기의 공차  $t_1$ 과 새로운 공차  $t_1^*$ 를 비교하면 공차량이 0.05mm 감소하였고  $t_3$ 와  $t_3^*$ 는 0.06mm 감소,  $t_4$ 와  $t_4^*$ 는 0.03mm 증가하였으며, 틈새  $t_2(r_c)$ 와  $t_2^*(r_c^*)$ 를 비교하면 0.08mm 증가하였다. 또 분산  $V_T$ 와  $V_T^*$ 를 비교하면 1.2439가 감소하였고 추정된 허용오차  $\delta$ 와  $\delta^*$ 는  $1.9^\circ$ 가 감소하였다. 이 결과를 Table 5와 비교하여 검토하면 시스템에 미치는 기여도  $\rho$ 가 공차변수  $x_3$ 일때 39.07%로 가장 민감한 시스템 공차변수임을 알 수 있다. 따라서 공차  $t_3$ 의 감소량은 0.06mm로 가장 많이 감소하였다. 또 공차변수  $x_1$ 일때 기여도는 25.84%이며  $t_1$ 의 감소량은 0.05mm이다. 반면에 공차변수  $x_2$ 의 기여도는 0.6%이므로 시스템에 미치는 상대적인 영향도가 가장 적으며 공차변수  $x_4$ 는 2.71%이다. 그러므로 틈새  $t_2(r_c)$ 는 0.08mm로 가장 많이 증가하였고  $t_4$ 는 0.03mm 증가하였다. 다시 말하면 Table 5와 Table 6을 관찰하면 시스템에 미치는 기여도의 영향이 상대적으로 큰 방향으로의 값이라면 초기의 공차보다 새롭게 결정된 공차의 크기는 감소하는 방향으로 진행하며 시스템에 미치는 기여도 영향이 상대적으로 작으면 작을수록 새롭게 결정된 공차의 크기는 증가해야 함을 분명히 보여주고 있다. 이상으로 최적화 된 기구변수값과 공차를 결정하면

$$k_1^* \pm t_1^* = R15.75 \pm 0.05(mm)$$

$$k_2^* \pm t_2^*(r_c^*) = 0.00 {}^{+0.10}_{+0.00}(mm)$$

$$k_3^* \pm t_3^* = 21.10 \pm 0.04(mm)$$

$$k_4^* \pm t_4^* = R1.73 \pm 0.08(mm)$$

이다. 이때에 시스템의 성능특성치와 오차한계는 다음과 같이 추정된다.

$$T \pm \delta^* = 30 \pm 1.92(^\circ)$$

## 4. 결 론

본 논문의 결론으로 다음과 같은 이점과 연구 방향을 논할 수 있다.

1. 시스템에 미치는 공차변수의 민감성(sensitivity)을 측정하여 민감한 공차변수는 공차량(산포량)을 감소시키는 방향으로, 둔감한 공차변수는 공차량을 증가시키는 방향으로 결정하여 현재의 시스템보다 성능이 개선된 시스템을 기대할 수 있고, 성능특성치의 변동을 원하는 제한 조건까지 감소시킬 수 있다.

2. 시스템과 부품에 대한 기능한계를 벗어났을때의 손실을 획득하기 어려운 기구의 공차설계에서 경험적인 안전계수를 도입하여 공차를 결정할 것을 제시하였으며, 성능향상(performance improvement)의 측면에서 새로운 공차들을 결정하였으므로 공차의 영향에 둔한, 즉 강인한 제품을 설계할 수 있으리라 예상된다.

3. 일반적인 기구(mechanism)의 공차설계를 수행하는데 기존의 확률적 접근보다 실험계획법에 기초를 둔 다구찌 기법에 의한 접근은 수식화하기 어려운 실질적인 기구들에 적용이 수월하며 현장에서 광범위하게 응용할 수 있으며, 데이터베이스를 구축하여 기구의 초기설계단계에서 실용화 할 수 있다.

4. 앞으로 부품의 제조비용과 관련하여 비용을 최소화시키는 경제적인 측면에 중점을 두어 일반적인 기구의 공차설계 적용에 대한 연구가 수행되어야 하고 비선형적인 항(term)까지 고려될 수 있는 공차결정식의 전개와 연구가 진행되어야 할 것으로 기대된다.

## 5. 참 고 문 헌

1. R.E.Garrett, A.S.Hall,Jr, "Optimal synthesis of randomly generated linkage," sTrans.ASME,J.Engineering for Industry, 475-480, 1968.
2. R.E.Garrett, A.S.Hall,Jr, "Effect of tolerance and clearance in linkage design," Trans.ASME, J.Engineering for Industry, Vol.90, 198-202, 1969.
3. Je Ha Rhyu, Byung Man Kwak, "Optimal Stochastic Design of Four Mechanisms for Tolerance and Clerance," Journal of Mecha-

- nisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol.110, pp.255-262, 1988.
4. 박성현, 현대실험계획법, 민영사, 서울, 1993.
  5. Y.H.Andrew Liou, Paul P.Lin, Richard R.Lindeke and H.D.Chiang, "Tolerance Specification of Robot Kinematic Parameters using an Experimental Design Technique - The Taguchi Method," Robotics & Computer-Integrated Manufacturing, Vol.10, No.3, pp.199-207, 1993.
  6. Angus Jeang, "Tolerance Design: Choosing Optimal Tolerance Specification in the Design of Machined Parts," John Willy& Sons, Ltd., 1994.
  7. 변재현, "다수 성능특성치의 허용차설계," 대한산업공학회, 제 20권, 제 4호, 1994.
  8. Phillip J.Ross, Taguchi Techniques for Quality Engineering, McGraw Hill Company, 1988.
  9. Taguchi,G., Introduction to Quality Engineering, Tokyo: Asian Productivity Organization, 1986.
  10. DADS User's Manual, Computer Aided Design Software Inc, 1993.
  11. 田口玄一, 품질공학강좌1, 개발 설계단계의 품질공학, 서울, 한국공업표준협회, pp.57-75, 1991.
  12. 田口玄一, 품질공학강좌2, 제조단계의 품질공학, 서울, 한국공업표준협회, pp.11-19, 1991.
  13. 田口玄一, 품질공학강좌3, 품질평가를 위한 SN비, 서울, 한국공업표준협회, pp.19-78, 1991.
  14. 田口玄一, 품질공학강좌4, 품질설계를 위한 실험계획법, 서울, 한국공업표준협회, pp.137-186, 1991.
  15. 田口玄一, 품질공학강좌5, 품질공학 사례집 일본편 일반, 서울, 한국공업표준협회, pp.77-96, 1991.
  16. Haugen,E,B., Probabilistic mechanical design, John Wiley & Sons, Inc., 1980.
  17. 동승훈, "성능특성이 다수인 경우의 파라미터 설계에 관한 연구", 한국과학기술원 석사학위논문, 1991.
  18. 박경호, "기구 설계에서 공차 할당에 관한 연구", 아주대학교 석사학위논문, 1996.