

〈논 문〉

개폐식 파지공구 메카니즘의 기구학적 최적설계

김희국* · 박주영* · 윤성식*

(1995년 7월 31일 접수)

Kinematic Optimal Design of an Open-Close Type Gripper Mechanism

Whee-Kuk Kim, Joo-Young Park and Seong-Sik Yoon

Key Words : Gripper Mechanism (파지공구 메카니즘), Optimal Design (최적설계)

Abstract

The main objective of this study is to develop a gripper mechanism that can be employed for assembly and removal tasks of a nozzle-dam of steam generator in the process of the nuclear reactor maintenances. Brief description of the open-close type gripper mechanism, its position analysis, and its kinematic analysis are given. The optimal design of the gripper mechanism with and without slipping on its two gripping surfaces is considered. As an optimal design index, the ratio of the actuator force of prismatic cylinder to gripping load is proposed. Then, based on this index the optimal design is carried out to identify values of optimal design parameters for the gripper mechanism.

1. 서 론

여러 종류의 고기능 정밀작업을 수행하기 위해 로봇의 끝단에 부착되어 사용되는 파지공구는 다양한 형태, 재질의 작업물 또는 하중을 처리해야 하는 기능이 요구된다. 그러므로 어떠한 작업물을 단순히 파지 할 수 있을 뿐만 아니라, 특정한 정밀작업을 수행할 수 있는 기능을 갖고 사람의 손가락과 유사한 형상을 가지는 다관절 형태의 구조에 관한 많은 연구가 진행되고 있다.^(1,2) 그러나, 이러한 고기능 파지공구의 응용은 아직까지 기술적인 측면에서나 경제적인 측면에서 비현실적일 뿐만 아니라 많은 개선이 요구된다. 한편, 단순한 집기와 놓기 작업용으로 사용되는 로봇의 끝단에 부착된 일반적인 파지공구에 요구되는 기능은 단순히 작업물을 파지하는 것이다. 그러므로 현재까지 상용화된 대

부분의 파지공구들은 단순한 개폐형태의 두 손가락 구조를 가지고 있다.

개폐형태의 파지공구는 작업물을 잡는 형태에 따라 내부형(internal) 또는 외부형(external)으로, 파지공구 손가락의 운동형태에 따라 선형운동형과 회전운동형(swing finger)으로, 또는 사용되는 기구학적 장치의 형태에 따라 링크지형, 기아-랙형, 캠형, 스크류형, 로프와 폴리형 등으로 분류되어진다. 파지공구의 구동방법으로는 공압식, 전기식 그리고 유압식이 있다.

공압식의 경우 공압기기의 높은 콤플라이언스 특성으로 인해 작업물의 약한 표면을 유연하게 파지할 수 있으나, 이러한 특성은 정밀한 위치제어가 필요한 파지공구에는 매우 부적합하다. 전기식의 경우 주로 직류모터와 스텝모터가 사용되며, 제어가 매우 용이하지만 상대적으로 적은 파지력과 느린 과도응답 특성을 갖는다. 유압식의 경우 유압펌프와 같은 주변기기로 인해 부피가 매우 크고 고가일 뿐만 아니라 작업유체의 유출이나 관리/보수 및

*회원, 고려대학교 제어계측공학과

유지에 많은 어려움이 있으나, 매우 강한 파지력과 매우 빠른 과도응답 특성을 가지고 있다,

현존하는 파지공구의 경우 대부분이 전기식 구동 방법을 활용하며, 경량의 작업물체를 파지하기 위한 목적으로 활용되고 있다. 그러나, 로봇의 끝단에 부착되어 특수작업을 수행해야 하는 파지공구의 경우는(예를 들면, 원자력발전소의 관리/유지작업의 한 과정인 중량의 노즐담 설치/제거작업) 이에 적합하도록 특수 제작되어야 한다.⁽³⁾ 그러므로, 이러한 특수 목적에 사용될 수 있는, (1) 경량이면서 중량의 노즐담을 파지할 수 있고, (2) 파지방향으로 선형운동과 개폐 파지기능을 가지며, (3) 구동 방법으로는 유압식이 사용될 단순한 구조의 파지공구 메카니즘에 대한 연구가 필요하다.

이러한 설계 기준을 만족하는 파지공구 메카니즘으로서 본 논문에서는 단순한 개폐형태의 두 손가락 구조를 가지며, 잡는 방식으로는 외부형인 메카니즘을 설정하였다. 사용될 구동방법은 유압식으로서 미끄럼관절 실린더가 활용되며, 실린더의 미끄럼운동은 메카니즘을 통하여 파지방향으로의 평형 선형운동과 회전운동으로 전환된다.

Fig. 1은 본 논문에서 조사하려는 개폐형 파지공구 메카니즘의 개략도를 나타낸다. 먼저 이 메카니즘의 최적설계에 필요한 위치해석과 기구학적 해석을 수행한다. 본 논문의 결과에 근거해서 제작되는 파지공구가 중량의 노즐담을 파지할때는 파지면에 만들어진 홈을 이용하여 파지하게 되며, 그 밖에 다른 경량의 작업물체들을 파지할 경우에는 홈이 없는 매끄러운 파지면의 부분으로 파지한다고 가정하였다. 그러므로 두 파지손가락의 각 파지면에 가이드 홈이 있는 경우와 없는 경우에 대해서, 임의의 방향각을 갖는 파지공구 메카니즘이 작업물체를

미끄럼없이 안정되게 파지할 수 있기 위해 요구되는 미끄럼관절 실린더의 구동력에 관한 해석을 수행하고, 이 힘을 최소화하는 최적설계 성능지수를 제시한다. 그 다음 과정으로 이 지수를 활용하여 메카니즘에 관한 최적설계를 수행한다. 본 논문에서 구해진 기구학적 최적인자들의 값은 중량-대-토크 출력이 적은 전기식모터가 사용되는 경우에는 더욱 더 효과적이라 하겠다.

2. 파지공구 메카니즘의 해석

2.1 파지공구 메카니즘의 구조

Fig. 2는 파지 중심선으로부터 한쪽 부분만의 파지공구 메카니즘의 개략도를 나타내며, 전체 파지공구 메카니즘은 파지 중심선에 대해 대칭의 구조를 가지고 있다. 먼저 구동실린더를 나타내는 미끄럼관절은 길이 l_1 을 가지는 링크 L_1 과 회전관절로써 연결이 되며, 이 회전관절의 각변위를 θ_1 으로 한다. 링크 L_1 은 다시 링크 L_2 와 회전관절로서 연결이 된다. 링크 L_2 는 두개의 링크가 수직으로 연결된 문자 "L"의 형태를 가지고 있으며, 중앙 부분에 해당하는 부분이 지면과 회전관절로서 고정되어 있다. 이 회전관절의 각변위를 θ_2 로 한다. 그리고 링크 L_1 과 링크 L_2 를 지면에 고정하는 회전관절 사이의 길이는 l_2 로 한다. 링크 L_2 의 다른 나머지 부분은 다시 파지손가락(또는 링크 L_3)과 회전관절로서 연결이 되어 있으며, 이 회전관절로부터 링크 L_2 의 고정된 회전관절까지의 길이는 l_3 로 한다. 파지손가락 부분의 구동 메카니즘은 운동을 선형운동으로 제한하기 위하여 그림과 같이 선분 l_3 와 평형이며, 길이 l_3 를 가지는 링크 L_4 를 활용하는 four-bar 메카니즘의 구조를 가지고 있다. 링크

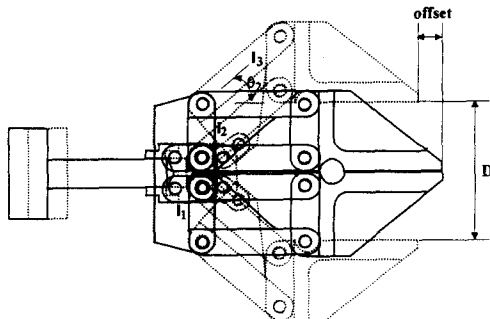


Fig. 1 Schematic of a gripper mechanism

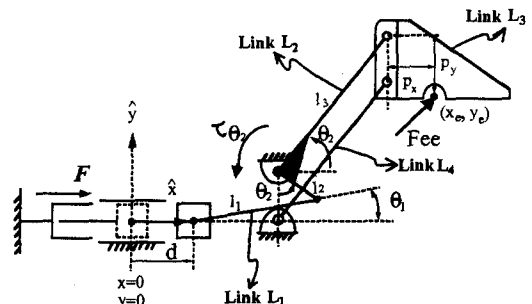


Fig. 2 Schematic of one finger of a gripper mechanism

L_2 의 선분 l_2 가 x 축과 수직일 때 미끄럼 실린더의 위치를 기준위치로 하며, 이 곳에 기준좌표계 (x, y, z) 를 설정한다. 그리고 미끄럼관절 변위를 d , 예상 파지점의 절대위치 변위를 (x_e, y_e) , 그리고 세번째 링크 L_3 와 파지손가락 사이의 만나는 점 (회전관절의 위치)에서 파지점과의 거리벡터를 (p_x, p_y) 라 한다.

2.2 파지공구 메카니즘의 해석

실린더의 행정 변위 d 와 링크 L_2 의 회전각 θ_2 와의 관계식

Fig. 2에서 링크 L_1 과 링크 L_2 의 교차점의 좌표 (x, y) 는 각각

$$x = d + l_1 c_1 = l_1 + l_2 s_2 \quad (1)$$

$$y = l_1 s_1 = l_2 - l_2 c_2 \quad (2)$$

이다. 여기서, $s_i = \sin \theta_i$, 그리고 $c_i = \cos \theta_i$ 를 나타낸다. 링크 L_1 과 L_2 가 이루는 사이각이 0° 에서 180° 사이에 있는 Fig. 2의 형상(즉, elbow-down 형상)에서의 θ_1 의 범위는 $0^\circ \leq \theta_1 \leq 90^\circ$ 로 제한되며, 식 (2)로부터

$$c_1 = \sqrt{1 - s_1^2} = \sqrt{1 - (l_2/l_1)^2 (1 - c_2)^2} \quad (3)$$

이다. 식 (3)을 식 (1)에 대입하여 정리하면 실린더의 행정 변위 d 와 두 번째 링크 L_2 의 회전각 θ_2 와의 관계는 다음과 같이 얻어진다.

$$d = l_1 [1 - \sqrt{1 - (l_2/l_1)^2 (1 - c_2)^2}] + l_2 s_1 \quad (4)$$

링크 L_2 의 회전각과 파지점과의 관계식

Fig. 2에서 파지점의 좌표 (x_e, y_e) 를 각 링크의 길이와 두 번째 링크의 회전각으로 나타내면 다음과 같다.

$$x_e = l_1 + l_3 c_2 + p_x \quad (5)$$

$$y_e = l_2 + l_3 s_2 - p_y \quad (6)$$

실린더의 행정 변위와 파지점과의 관계식

Fig. 2에서 파지점의 좌표 (x_e, y_e) 를 각 링크의 길이와 링크의 행정 변위 d 로 나타내면 다음과 같다.

$$x_e = d + l_1 c_1 - l_2 s_2 + l_3 c_2 + p_x \quad (7)$$

$$y_e = l_2 + l_3 s_2 - p_y \quad (8)$$

윗 식에서 θ_1 과 θ_2 는 각각 다음과 같이 얻어진다. 즉, 식 (4)를 정리하면

$$-2l_2^2 c_2 + 2(l_2 l_2 - l_2 d) s_2 = 2l_1 d - 2l_2^2 - d^2 \quad (9)$$

로 표현되며, 이 식으로부터 θ_2 가 구해진다. 그리고 구해진 θ_2 를 식 (3)에 대입함으로써 θ_1 이 얻어진다.

구동실린더의 구동력 F 와 회전관절에서의 회전토크 τ_{θ_2} 의 관계식

식 (4)를 시간에 대해 미분하면

$$\dot{d} = [G_{\theta_2}^d] \dot{\theta}_2 \quad (10)$$

이며, 여기서

$$[G_{\theta_2}^d] = \frac{\{l_2^2/l_1(1-c_2)\}s_2}{\sqrt{1-(l_2/l_1)^2(1-c_2)^2}} + l_2 c_2 \quad (11)$$

이다. 이 식은 θ_2 와 d 사이의 자코비안을 나타낸다.

가상 일의 정리로부터 미끄럼관절 실린더에서의 구동력 F 와 회전토크 τ_{θ_2} 의 관계는

$$F^T \delta d = \tau_{\theta_2}^T \delta \theta_2 \quad (12)$$

이다. 위 식에 미분 관계식 (10)을 대입하여 정리하면

$$\tau_{\theta_2} = [G_{\theta_2}^d]^T F \quad (13)$$

이다. $[G_{\theta_2}^d]$ 가 스칼라 양이므로 식 (13)의 역 관계식은 다음과 같다.

$$F = [G_{\theta_2}^d]^T \tau_{\theta_2} \quad (14)$$

여기서,

$$[G_{\theta_2}^d]^T = [G_{\theta_2}^d]^{-T} \quad (15)$$

이다.

회전토크 τ_{θ_2} 와 파지력 F_{ee} 의 관계식

식 (5)와 (6)을 시간에 대하여 미분하고, 그 결과를 행렬의 형태로 정리하면

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_e \\ \dot{y}_e \end{bmatrix} = [G_{\theta_2}^e] \dot{\theta}_2 \quad (16)$$

이다. 여기서,

$$[G_{\theta_2}^e] = \begin{bmatrix} -l_3 s_2 \\ l_3 c_2 \end{bmatrix} \quad (17)$$

이며, 이 식은 각 변위 θ_2 와 (x_e, y_e) 와의 자코비안을 나타낸다. 마찬가지로 가상 일의 정리를 이용해 회전토크 τ_{θ_2} 와 파지력 F_{ee} 의 관계식을 구하면

$$\tau_{\theta_2} = [G_{\theta_2}^e]^T F_{ee} \quad (18)$$

이다. 여기서

$$F_{ee} = [F_{xe} \ F_{ye}]^T \quad (19)$$

이다.

실린더의 구동력 F 와 파지력 F_{ee} 의 관계식 식 (18)을 식 (14)에 대입하면

$$F = [G_d^e]^T F_{ee} \quad (20)$$

이며, 여기서,

$$[G_d^e]^T = [G_{d_1}^{e_1}]^T [G_{d_2}^{e_2}]^T \quad (21)$$

이다. 식 (15)와 (17)을 식 (21)에 대입하면 변위 (x_e, y_e) 와 d 의 자코비안 행렬이 다음과 같이 구해진다.

$$[G_d^e] = \begin{bmatrix} g_d^{xe} \\ g_d^{ye} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-l_3 s_2}{[1 - (l_2/h)^2 (1 - c_2)^2]^{1/2} \{l_2^2/h(1 - c_2)\} s_2 + l_2 c_2} \\ \frac{l_3 c_2}{[1 - (l_2/h)^2 (1 - c_2)^2]^{1/2} \{l_2^2/h(1 - c_2)\} s_2 + l_2 c_2} \end{bmatrix} \quad (22)$$

2.3 정적/동적 하중을 고려한 파지력

파지공구의 정적 하중은 로봇의 말단에 부착되어 있는 파지공구가 파지하고 있는 작업물체의 하중을, 그리고 동적 하중은 로봇 말단의 가속이나 감속으로 인하여 발생하는 파지공구가 받는 작업물체의 관성력을 의미한다. 파지공구가 파지하고 있는 작업물체(예를 들면, 노즐대)의 질량을 m 이라 할 때 중력방향과 동일한 방향으로 로봇 말단의 가속이나 감속이 발생하는 경우에 최대의 파지력이 요구되며, 이러한 작업물체의 전체 하중은 $m(g + a_{max})$ 로 표현된다. 여기서, a_{max} 는 로봇 말단에서의 최대 가속도를 나타낸다. 편의상 최대 감속도와 최대 가속도의 크기는 동일하다고 가정한다. 본 절에서는 파지면에 가이드 홈이 있는 경우와 없는 경우, 작업물체를 파지하기 위해 소요되는 최대 정적/동적 파지력을 구하는 과정에 관하여 기술한다.

2.3.1 파지면에 가이드 홈이 있는 경우의 파지력

파지손가락의 파지면 부분에 가이드 홈이 있는 경우는, 마찰로 인한 미끄럼은 무시할 수 있으므로, 작업물체로 인한 정적/동적 하중만을 고려하면 된다. 파지공구의 (x, y) 평면과 일치하지 않는 방향으로 정적/동적 하중의 합 $m(g + a_{max})$ 가 작용하는 경우, 파지공구의 구조가 (x, y) 평면과 일치하

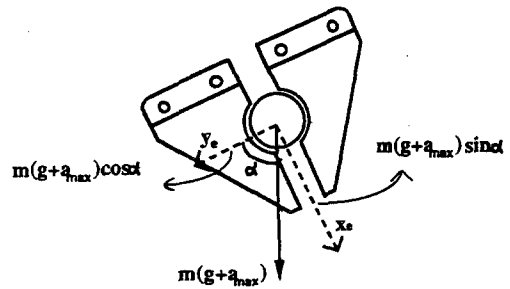


Fig. 3 Gravity/Dynamic load to a gripper mechanism

지 않는 방향으로의 하중요소를 지지하게 되므로, 이러한 하중요소들은 실린더의 구동력에는 무관하다. 이와 같이, (x, y) 평면상에 주어진 하중을 지지하기 위해 소요되는 구동실린더의 구동력은 임의 다른 방향으로 가해진 동일한 크기의 하중을 지지하기 위해 소요되는 실린더의 구동력보다 크기 때문에 최대 소요구동력을 나타낸다. 그러므로, 본 연구에서는 (x, y) 평면상에 주어진 하중을 파지하기 위해 소요되는 실린더의 구동력을 중심으로 조사한다. Fig. 3과 같이 파지공구가 중력과 α 의 각도인 상태에 있을 때, 질량 m 인 작업물체를 파지하기 위해 파지점에서 받는 힘은

$$F_{xe} = m(g + a_{max}) \sin \alpha \quad (23)$$

$$F_{ye} = m(g + a_{max}) \cos \alpha \quad (24)$$

로 표현됨을 알 수 있다.

실린더의 소요구동력

식 (20)을 이용하여 F 의 내적을 구하면

$$F^T F = F_{ee}^T [G_d^e] [G_d^e]^T F_{ee} \quad (25)$$

이며, 여기서

$$[G_d^e] [G_d^e]^T = \begin{bmatrix} (g_d^{xe})^2 & g_d^{xe} g_d^{ye} \\ g_d^{xe} g_d^{ye} & (g_d^{ye})^2 \end{bmatrix} \quad (26)$$

이다. Rayleigh의 원리로부터⁽⁴⁾

$$\sigma_{min} \leq \frac{F_{ee}^T [G_d^e] [G_d^e]^T F_{ee}}{F_{ee}^T F_{ee}} \leq \sigma_{max} \quad (27)$$

이며, 여기서, σ_{min} 과 σ_{max} 는 각각 행렬 $[G_d^e] [G_d^e]^T$ 의 최소 특이값과 최대 특이값을 나타낸다. 파지공구의 파지점에 임의의 방향으로 단위하중이 작용되었을 때, 즉

$$\|F_{ee}\|_2 = \sqrt{F_{xe}^2 + F_{ye}^2} = 1 \quad (28)$$

일 때, 소요되는 구동력 내적의 범위는

$$\sigma_{\min} \leq \mathbf{F}_{ee}^T [G_d^e] [G_d^e]^T \mathbf{F}_{ee} \leq \sigma_{\max} \quad (29)$$

로 표현되며, 구동실린더에서의 최대 소요 구동력은 $\sqrt{\sigma_{\max}}$ 임을 알 수 있다. 그러므로 파지공구의 기구학적 최적화는 구동실린더의 최대 소요 구동력 $\sqrt{\sigma_{\max}}$ 를 최소화하는 링크인자들을 구하는 문제로 표현된다.

2.3.2 파지면에 마찰을 고려한 경우의 파지력

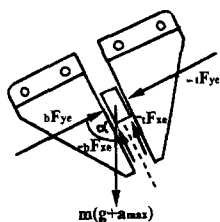
앞 절에서와 마찬가지로 (x, y) 평면상에 하중이 주어졌을 때 구동실린더의 최대 구동력이 요구되므로 Fig. 4와 같이 파지공구가 중력과 경사각 α 의 각도인 상태에서 그리고 로봇의 가속 또는 감속으로 인한 동적 하중이 중력과 동일한 방향으로 작용할 때를 고려한다. 파지면의 미끄럼 마찰계수 μ 에 비해 파지 메카니즘의 중력과 경사각 α 가 상대적으로 적어서 미끄럼이 발생되지 않는(마찰콘 안에 있는) 조건은 다음과 같음을 쉽게 알 수 있다.

$$|\tan \alpha| < \mu \quad (30)$$

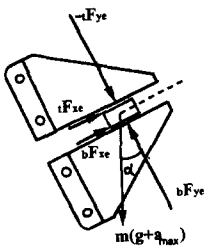
그러나 위 조건이 스스로 만족되지 않는(마찰콘 밖에 있는) 경우, 즉

$$|\tan \alpha| \geq \mu \quad (31)$$

일 때, 파지면에서 미끄럼이 발생하는 것을 방지하



(a) Holding down



(b) Holding up

Fig. 4 Free body diagram of a gripper mechanism with flat gripping surface

기 위해서는 파지면에 수직으로 작용하는 파지력 F_{ye} 를 추가로 가함으로써 미끄럼 마찰력을 증가시켜야 한다. 그러므로 본 절에서는 위와 같은 여러 조건들에 대한 구동실린더의 소요 구동력을 구하는 관계식에 대하여 기술한다.

$-\tan^{-1} \mu < \alpha < \tan^{-1} \mu$ 인 경우

구동실린더에서 요구되는 구동력에 관한 해석은 미끄럼이 발생하지 않는 파지면에 가이드 홈이 있는 경우와 동일하며, 그 결과 식은 다음과 같이 요약된다.

$$\begin{aligned} \mathbf{F} &= [G_d^{xe}]^T \mathbf{F}_{ee} + [G_d^{ye}]^T \mathbf{bF}_{ee} \\ &= [g_d^{xe} - g_d^{ye}] \begin{bmatrix} -m(g + a_{\max}) s\alpha \\ m(g + a_{\max}) c\alpha \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (32)$$

여기서, $s\alpha = \sin \alpha$ 이고 $c\alpha = \cos \alpha$ 이다.

$\tan^{-1} \mu \leq \alpha \leq 90^\circ$ 인 경우

막 미끄럼이 발생하려는 순간에 x 와 y 방향으로의 힘 평형을 고려하면 Fig. 4(a)로부터 다음과 같이 표현된다.

$$bF_{xe} + tF_{xe} + m(g + a_{\max}) s\alpha = 0 \quad (33)$$

$$bF_{ye} + tF_{ye} - m(g + a_{\max}) c\alpha = 0 \quad (34)$$

여기서, bF_{ye} 와 tF_{ye} 는 각각 아래 파지면과 윗 파지면에 수직인 y 축 방향으로의 파지력을 나타내며, bF_{xe} 와 tF_{xe} 는 파지력 bF_{ye} 와 tF_{ye} 로 인하여 발생하는 마찰력을 나타낸다. 이 힘들은 Fig. 5에서와 같이 정의되었으며, $tF_{ee} = [tF_{xe} \ tF_{ye}]^T$ 이고 $bF_{ee} = [bF_{xe} \ bF_{ye}]^T$ 이다.

이 때 마찰력 bF_{xe} 와 tF_{xe} 는 각각

$$bF_{xe} = -\mu \ bF_{ye} \quad (35)$$

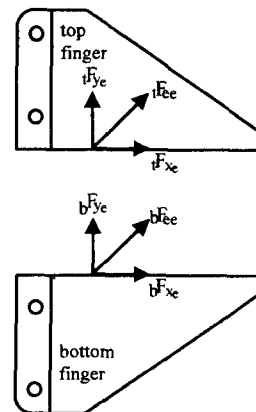


Fig. 5 Definition of bF_{ye} , tF_{ye} , bF_{xe} and tF_{xe}

$${}_bF_{xe} = \mu \quad {}_tF_{ye} \quad (36)$$

로 표현된다. 그러므로 ${}_bF_{ye}$, ${}_tF_{ye}$, ${}_bF_{xe}$ 와 ${}_tF_{xe}$ 는 각각 식 (33)~(36)으로부터 다음과 같이 구해진다.

$${}_b\tilde{F}_{ye} = \frac{m(g + a_{\max})(\mu c\alpha + s\alpha)}{2\mu} \quad (37)$$

$${}_t\tilde{F}_{ye} = \frac{m(g + a_{\max})(\mu c\alpha + s\alpha)}{2\mu} \quad (38)$$

$${}_b\tilde{F}_{xe} = -\frac{m(g + a_{\max})(\mu c\alpha + s\alpha)}{2} \quad (39)$$

$${}_t\tilde{F}_{xe} = \frac{m(g + a_{\max})(\mu c\alpha + s\alpha)}{2} \quad (40)$$

구동실린더에서 요구되는 구동력은 각 손가락에 서 필요되는 하중의 합이라는 것과 파지 메카니즘이 대칭의 구조를 가지고 있다는 사실을 이용하면 다음과 같이 표현된다.

$$F = [G_a^t]^T {}_bF_{ee} + [G_a^t]^T {}_tF_{ee} \quad (41)$$

여기서, 첫째 항과 둘째 항은 각각 아랫 손가락과 윗 손가락으로 인해 소요되는 실린더의 구동력을 의미하며 다음과 같다.

$${}_bF_{ee} = \begin{bmatrix} {}_bF_{xe} \\ {}_bF_{ye} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\mu c\alpha + s\alpha}{2} \\ \frac{\mu c\alpha + s\alpha}{2\mu} \end{bmatrix} \quad (42)$$

$${}_tF_{ee} = \begin{bmatrix} {}_tF_{xe} \\ {}_tF_{ye} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\mu c\alpha - s\alpha}{2} \\ \frac{\mu c\alpha - s\alpha}{2\mu} \end{bmatrix} \quad (43)$$

위 식에서는 앞에서와 마찬가지로 편의상 작업물의 전체 하중 $m(g + a_{\max})$ 를 단위 값으로 가정하였다. 한편, 윗 손가락의 자코비안 행렬을

$$[G_a^t]^T = [g_a^{xe} \quad g_a^{ye}] \quad (44)$$

라 하면, 아랫 손가락의 자코비안은 구동실린더 입력 변위의 방향에 대한 윗 손가락과 아랫 손가락의 출력방향을 고려하여 다음과 같이 표현된다는 것을 쉽게 알 수 있다.

$$[G_a^t]^T = [g_a^{xe} - g_a^{ye}] \quad (45)$$

그러므로 유압 구동실린더의 구동력은 식 (41)에 식 (42)~(45)를 대입하여 정리함으로써 다음과 같이 얻어진다.

$$F = \left(-g_a^{xe} - \frac{g_a^{ye}}{\mu} \right) s\alpha \quad (46)$$

$-90^\circ \leq \alpha \leq -\tan^{-1}\mu$ 인 경우

식 (35)과 (36)은 Fig. 4(b)로부터 각각

$${}_bF_{xe} = \mu \quad {}_bF_{ye} \quad (47)$$

$${}_tF_{xe} = -\mu \quad {}_tF_{ye} \quad (48)$$

로 대치되며, 이 식들과 (33), (34)를 정리한 결과를 식 (41)에 대입하여 정리하면 실린더의 구동력은 다음과 같이 구해진다.

$$F = \left(-g_a^{xe} + \frac{g_a^{ye}}{\mu} \right) s\alpha \quad (49)$$

3. 파지공구의 최적설계

본 절에서는 구동력-대-파지력의 비를 활용하는 최적설계 성능지수를 제시하고, 이에 관한 최적설계를 수행한다. 먼저, 최대 개폐범위와 구동실린더의 최대 행정거리가 설계 사양으로 주어졌을 때 링크 L_2 의 최대 회전각과 최대 오프셋의 관계식에 관해 기술하고, 최대 실린더의 행정 변위 d_{\max} 가 주어졌을 때 링크길이 l_1 과 l_2 와의 관계, 그리고 각 링크의 길이 l_1, l_2, l_3 에 관한 구속 조건식들에 관하여 기술한다. 마지막으로, 파지공구의 최적설계 성능지수에 관해 기술하고, 최적설계 결과에 관하여 논한다.

3.1 링크 L_2 의 최대 회전각 $\theta_{2\max}$

Fig. 1에서와 같이 파지공구의 최대 개폐범위 D_{\max} 가 주어졌을 때, 파지공구의 양쪽 손가락이 완전히 열린 상태에서 링크 L_2 의 최대 회전각 $\theta_{2\max}$ 는 다음과 같다.

$$\theta_{2\max} = \sin^{-1} \left(\frac{D_{\max}}{2l_3} \right) \quad (50)$$

3.2 최대 오프셋 $offset_{\max}$

Fig. 1에서와 같이 최대 오프셋 $offset_{\max}$ 는 파지공구가 완전히 열렸다($\theta_2 = \theta_{2\max}$)가 완전히 닫힐 때($\theta_2 = 0^\circ$)까지 파지방향과 수직(x 축 방향)으로 발생되는 이동변위를 말하며, 다음과 같은 관계식을 만족한다.

$$\begin{aligned} offset_{\max} &= l_3 c_2|_{\theta_2=0} - l_3 c_2|_{\theta_2=\theta_{2\max}} \\ &= l_3(1 - c_{2\max}) \end{aligned} \quad (51)$$

3.3 최대 행정변위 d_{\max} 가 주어졌을 때 링크길이 l_1 과 l_2 와의 관계

최대 행정변위는 식 (4)에서 $\theta_2 = \theta_{\max}$ 일 때에서 $\theta_2 = 0^\circ$ 일 때를 빼 값으로 정의되며 다음과 같이 구해진다.

$$d_{\max} = [l_1 \{1 - \sqrt{1 - (l_2/l_1)^2 (1 - c_2)^2}\} + l_2 s_2]_{\theta_2=0}^{\theta_2=\theta_{2\max}} \\ = l_1 + l_2 s_{2\max} - \sqrt{l_1^2 - l_2^2 (1 - c_{2\max})^2} \quad (52)$$

또한 이 식을 l_1 에 대해 정리하면

$$l_1 = \frac{-2l_2^2(1 - c_{2\max}) - d_{\max}^2 + 2l_2 s_{2\max} d_{\max}}{2l_2 s_{2\max} - 2d_{\max}} \quad (53)$$

이다.

3.4 파지공구 최적설계시의 구속조건

파지공구의 길이와 폭, 그리고 노즐땀의 손잡이 폭과 관련된 변수들은 $l_{1\max}$, $l_{2\max}$, $l_{3\max}$, D_{\max} , $\theta_{2\max}$ 가 있다. 그러나, 식 (50)에서 D_{\max} 는 $l_{3\max}$ 와 $\theta_{2\max}$ 의 함수로 표현된다. 그러므로, 본 논문에서의 최적화에서는 $l_{2\max}$ 와 $l_{3\max}$, 그리고 D_{\max} 를 각각 관련 링크길이와 파지변위의 최대 허용범위로, 그리고 링크 L_2 의 회전변위 θ_2 의 범위를 $0^\circ \leq \theta_2 \leq 90^\circ$ 로 제한한다고 가정한다. 이러한 θ_2 의 범위 내에서는 항상 미끄럼 실린더의 변위가 증가하거나 감소할 때 개폐변위 D 도 같이 비례해서 증가하거나 감소하는 관계를 갖는 것을 알 수 있다. 그리고 현재의 파지공구 메카니즘 형상(elbow-down)에서, 링크 L_1 의 회전각 θ_1 과 링크 L_2 의 회전각 θ_2 가 마찬가지로 비례해서 증가하거나 감소하는 관계를 갖기 위한 조건은 식 (2)를 시간에 대해 미분하여 정리함으로써 다음과 같이 얻어지며,

$$\frac{\partial \theta_2}{\partial \theta_1} = \frac{l_1 c_1}{l_2 s_2} \geq 0 \quad (54)$$

식 (54)의 조건은 링크의 길이가 항상 양수이고 파지공구 메카니즘이 항상 elbow-down의 형상을 유지한다는 가정 하에서 다음과 같은 두 개의 조건으로 대치된다.

$$s_2 > 0, \quad c_1 \geq 0 \quad (55)$$

한편 식 (50)으로부터 D_{\max} 와 링크 L_2 의 선분길이 l_3 에 대한 구속조건은 다음과 같다.

$$l_3 - \frac{D_{\max}}{2} \geq 0 \quad (56)$$

또한 링크 L_1 과 L_2 가 연결되기 위한 기구학적

조건(즉, 식 (3)에서 제곱근 안의 값은 항상 양수이어야 한다)은

$$l_1^2 - l_2^2 (1 - c_2)^2 \geq 0 \quad (57)$$

가 되며, 이 밖에 링크의 길이는 항상 양수라는 조건과 파지공구 메카니즘의 폭과 길이에 대한 조건식은 다음과 같다.

$$l_1 > 0, \quad l_{2\max} \geq l_2 > 0, \quad l_{3\max} \geq l_3 > 0 \quad (58)$$

3.5 파지공구의 최적설계 성능지수

파지면에 가이드 홈이 있는 경우

실제로 노즐땀을 잡기위해 파지면에 가이드 홈이 있는 경우는, 미끄럼관절 실린더의 구동력-대-파지력비를 나타내는 $[G_a^s][G_a^s]^T$ 의 최대 특이값 σ_{\max} 는 개폐범위 내에서 평균값이 낮을 뿐만 아니라 변화가 가장 균일한 특성을 가질 때가 파지공구의 성능이 최적이다. 그러므로, 이러한 특성을 반영하기 위하여 다음과 같은 최적설계 성능지수를 설정하였다.

$$P. I. = (\sigma_{\max})_{avg} \\ + \frac{k_1}{D_{\max}} \int_0^{D_{\max}} [\sigma_{\max} - (\sigma_{\max})_{avg}]^2 dD \quad (59)$$

여기서,

$$(\sigma_{\max})_{avg} = \frac{1}{D_{\max}} \int_0^{D_{\max}} \sigma_{\max} ([G_a^s][G_a^s]^T) dD \quad (60)$$

식 (59)에서의 첫 번째 항은 개폐범위 내에서 최대 소요 구동력의 평균을 나타내고, 두 번째 항은 이 값으로부터의 최소자승 오차로서 편차정도를 나타낸다. 그리고 식 (59)에서의 k_1 은 최적 부근에서의 경향을 고려하여 설계자가 결정할 수 있는 상수이다.

파지면에 마찰을 고려한 경우

식 (32), (46), (49)는 중력 방향으로부터 임의의 방위각 α 를 가지고 있는 형상에서 질량 m 의 물체를 미끄럼없이 안정되게 파지하기 위해 요구되는 구동력을 나타낸다. 그러나, 본 논문에서의 실린더 변수에 대한 정의로부터, 물체를 파지할 때 소요되는 실린더에서의 구동력은 구동 변위의 음수 방향으로 작용하게 됨으로 최소 값(최대 절대값을 의미함)이 실린더의 최대 소요 구동력을 나타낸다. 그러므로, 이 식들에서 작업물체의 중력 및 선형

가속력(즉, $m(g+a_{max})$)을 단위 값으로 설정하면 각 파지범위 내에서의 최대 소요 구동력은 다음과 같이 표현된다.

$$1F_{min} = \min_{-\tan^{-1}\mu < \alpha < \tan^{-1}\mu} (-g_d^{xe} sa - g_d^{ye} ca) \quad (61)$$

$$2F_{min} = \min_{\tan^{-1}\mu \leq \alpha \leq 90} (-g_d^{xe} - \frac{g_d^{ye}}{\mu}) sa \quad (62)$$

$$3F_{min} = \min_{-90 \leq \alpha \leq -\tan^{-1}\mu} (-g_d^{xe} + \frac{g_d^{ye}}{\mu}) sa \quad (63)$$

윗 식에서 (61), (62), (63)과 같이 정의된 실린더의 소요 구동력은 모두 음수이며 이 같은 사실은 Fig. 10으로부터 확인할 수 있다.

한편, 위 식들에서 g_d^{xe} 와 g_d^{ye} 는 각각 링크인자들의 함수로 표현되므로, 파지공구 메카니즘의 최적설계는 구동실린더의 구동력을 최소화하는 링크인자들의 값(즉, l_1, l_2, l_3 의 값)을 구하는 문제로 표현된다. 각 경우 중에서 개폐범위 내에서 구동력-대-파지력비가 낮은 값을 가질 뿐 아니라 변화가 적어야 한다는 점을 고려하여 최적설계 성능지수를 다음과 같이 설정하였다.

$$P.I. = -(F_{min})_{avg} + \frac{k_2}{D_{max}} \int_0^{D_{max}} [F_{min} - (F_{min})_{avg}]^2 dD \quad (64)$$

여기서,

$$(F_{min})_{avg} = \frac{1}{D_{max}} \int_0^{D_{max}} F_{min} dD \quad (65)$$

$$F_{min} = \min(1F_{min}, 2F_{min}, 3F_{min}) \quad (66)$$

이다. 여기서, F_{min} 은 파지공구가 임의의 방위각에서도 작업물체를 놓치지 않고 파지하기 위해 필요되는 미끄럼 구동실린더의 최소한의 구동력을 의미한다. 식 (64)에서의 첫 번째 항은 개폐범위 내에서 실린더의 최대 소요 구동력의 평균을 나타내고, 두 번째 항은 이 값으로부터의 최소자승 오차의 값으로서 편차정도를 나타낸다. 그리고 k_2 는 최적부근에서의 경향을 고려하여 설계자가 결정할 수 있는 상수이다.

3.6 파지공구의 최적설계

파지면에 가이드 홈이 있는 경우

파지공구 메카니즘의 최적설계는 구속조건식 (54)~(58)을 만족시키면서 식 (59)를 최소화하는 최적 설계인자들의 값을 구하는 문제가 된다. 그러

므로 식 (59)로 설정된 최적설계 성능지수는 파지공구의 최대 개폐범위, 실린더의 최대허용 행정 변위, 그리고 파지공구의 크기에 관련된 링크의 최대 길이에 관한 구속조건을 가지므로, 설계자가 파지공구의 작업환경을 고려하여 이러한 설계인자들의 값들을 제한해서 설정하여야 한다. 파지면에 홈이 있는 경우나 없는 경우에 똑같이 본 논문에서는 최대 파지 변위 D_{max} 를 100 mm로 설정하고, 유압 피스톤의 최대 행정거리 d_{max} 를 단계적으로(20 mm, 30 mm, ...) 변화시키면서 이러한 고정된 설계인자들의 값들에 대한 나머지 메카니즘의 설계인자들인 링크길이 l_1, l_2, l_3 에 관한 정보를 구하는 방법을 취하였다. 전반적으로 d_{max} 의 크기가 증가할수록 성능이 향상되는 경향을 보였다. 그러나, 파지공구 메카니즘의 크기와 폭을 고려한 결과, 본 논문에서는 $d_{max}=30$ mm인 경우의 최적 결과만을 기술한다.

Figs. 6, 7은 개폐범위와 최대허용 행정범위가 주어졌을 때, 링크길이 l_2 와 l_3 의 변화에 대한 최적설계 성능지수와 링크길이 l_1 의 값을 나타내는 등고선 그림이다. Fig. 6에서의 점선은 최적 링크길이 l_2 와 l_3 의 값을 나타낸다. 또한 이 그림으로부터 파지공구 메카니즘의 크기와 폭, 즉, 허용 링크길이 l_1 가 주어졌을 경우에, 링크길이 l_2 와 l_3 의 길이가 증가할수록 더 우수한 최적설계 성능지수(즉, 더 낮은 값)를 가지는 것을 쉽게 확인할 수 있다. 이 그림들에서 양 쪽 경사선 밖의 부분은 파지공구 메카니즘이 도달할 수 없는 형상들에 대한 영역을 나타낸다. Fig. 8은 $d_{max}=20$ mm와 $d_{max}=30$ mm인

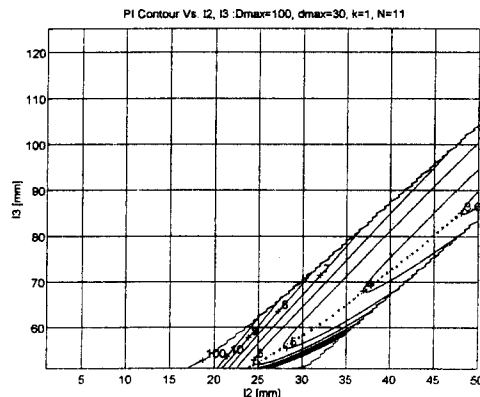


Fig. 6 Contour plot of optimal performance index ($D_{max}=100$ mm, $D_{min}=30$ mm)

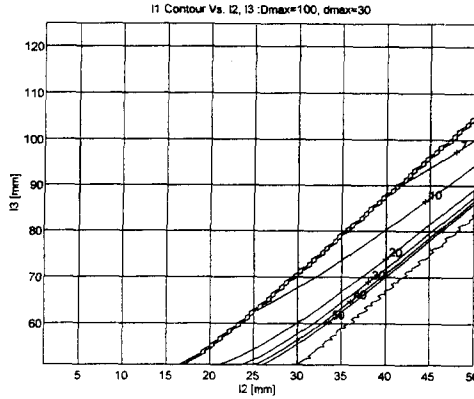


Fig. 7 Contour plot of link length l_1 ($D_{max} = 100$ mm, $D_{max} = 30$ mm)

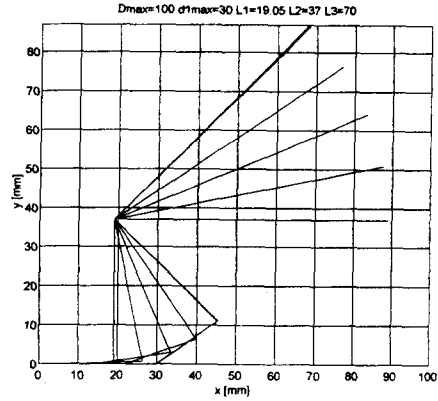


Fig. 9 Traces of optimized gripper mechanism

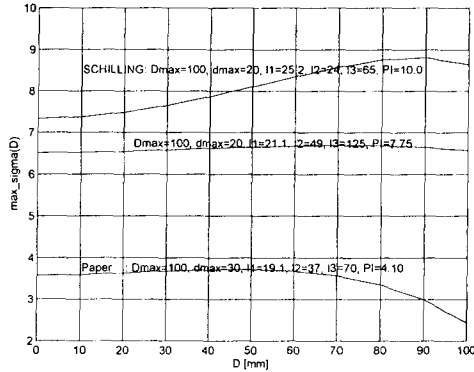


Fig. 8 σ_{max} plots of SCHILLING gripper mechanism and optimized mechanisms w. r. t. the given two different maximum cylinder strokes ($D_{max} = 20$ mm and $D_{max} = 30$ mm)

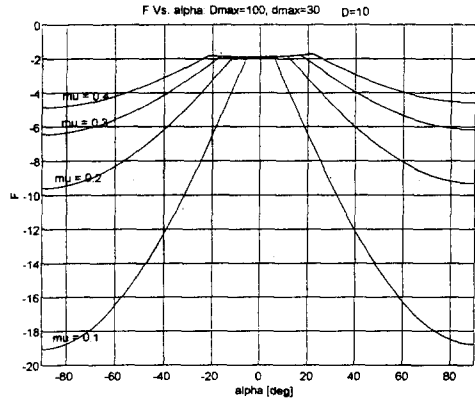


Fig. 10 F vs. α plot when $\mu = 0.1, 0.2, 0.3,$ and 0.4 . ($L_1 = 19.05$ mm, $L_2 = 37$ mm, $L_3 = 70$ mm, $D = 10$ mm)

경우에 대한 최적설계로부터 얻어진 인자들을 활용하는 파지공구 메카니즘의 성능과 미국 SCHILLING사에서 상용화된, 설계조건 $D_{max} = 100$ mm, $d_{max} = 20$ mm을 가지는 메카니즘의 성능을 비교한 것이다. 이 그림으로부터 최대 행정거리 d_{max} 의 값이 30 mm인 경우가 20 mm인 경우에 비하여 더욱더 우수한 성능을 가지는 것을 확인할 수 있다. Fig. 9는 이 인자들에 대한 개폐시의 궤적을 나타낸다. 이 그림으로부터 파지공구 메카니즘이 elbow-down 형상을 유지할 때 실린더의 미끄럼변위 d 가 증가함에 따라 파지변위 D 도 같이 증가한다는 사실을 확인할 수 있다.

파지면에 마찰을 고려한 경우

파지면에 가이드 홈이 있는 경우의 최적화 결과

를 고려하여 설계사양으로서 최대 개폐변위 $D_{max} = 100$ mm로 그리고 최대 구동실린더의 변위 $d_{max} = 30$ mm로 각각 설정하였다. 그리고 파지공구 메카니즘의 링크길이는 각각 $l_1 = 19.05$ mm, $l_2 = 37$ mm, $l_3 = 70$ mm, 그리고 현재의 개폐변위는 $D = 10$ mm라 가정하였다. Fig. 10은 이러한 파지공구 메카니즘의 형상에서 마찰계수가 각각 $\mu = 0.1, 0.2, 0.3$ 그리고 0.4 인 경우, 파지공구 메카니즘에 단위하중이 작용하였을 때 ($m(g + a_{max}) = 1$) 미끄럼이 없이 안정되게 작업물체를 파지하기 위하여 요구되는 구동실린더의 구동력을 나타낸다.

Fig. 10으로부터 여러 다양한 마찰계수의 값을 가지는 모든 경우에 실린더의 구동력이 $\alpha = -90^\circ$ 인 형상에서 최대 절대값을 필요로 한다는 것을 확인

할 수 있다. 이러한 사실은 파지공구 메카니즘의 최적설계 성능지수의 값을 구하는데 활용되었으며, Fig. 11은 설계 링크인자들 l_2 와 l_3 의 변화에 대한 최적설계 성능지수의 등고선그림을 나타낸다. 이 그림에서 파지면에 가이드 홈이 있는 경우와 마찬가지로 최적 링크인자들의 값 l_{2opt} 와 l_{3opt} 의 값은 서로 비례관계를 가진다는 것을 쉽게 확인할 수 있다.

본 논문에서의 모든 최적화 시뮬레이션에서는, 편의상 식 (59), (60), (64), (65)의 적분 식을 대신하여 각 파지변위 $D=0, D_{max}/(N-1), 2D_{max}/(N-1), \dots, D_{max}$ 에서의 값을 구하고 이들의 평균값을 취하였다(여기서, $N=11$). 그리고 Fig. 6, 11을 얻기위해 사용된 k_1 과 k_2 의 값은 단위 값 1이 사용되었다. 단위 값 이외의 다른 k_1 과 k_2 의 값을 사용하는 경우에 얻어지는 최적 설계인자들의 값은 본 논문의 결과로부터 약간의 변화가 있지만, 실제로 본 논문에서 얻어진 최적 값으로부터는 크게 벗어나지는 않는 것을 확인할 수 있었다.

이상과 같은 최적설계의 결과를 활용하여 파지공구 메카니즘의 파지면에 홈이 있는 경우와 없는 경우에 대해서 파지공구 메카니즘의 기구학적 최적인자들의 값을 설정할 수 있다. 본 논문에서 고려하는 파지공구 메카니즘은 중량의 노즐담을 파지할 수 있어야 한다. 그러므로 적은 구동력으로 효과적인 파지 기능을 갖도록 하기 위하여 파지면에 가이드 홈을 만들고, 이 홈을 이용하여 중량의 노즐담을 파지 한다고 가정하였다. 이러한 가정에 입각하여 파지공구 메카니즘의 설계인자들과 기구학

적 인자들의 값이 결정될 수 있었다.

4. 결 론

원자력발전소에 관리/유지 작업에 사용되기 위해서 로봇의 끝단에 부착되어 중량의 노즐담의 설치/제거작업에 적합한 파지공구는 특수 제작을 필요로 한다. 특히, 본 논문에서는 이러한 특수목적에 사용될 수 있는 (1) 중량의 노즐담을 파지할 수 있고, (2) 파지방향으로 선형운동과 개폐 파지기능을 가지며, (3) 구동방법으로는 유압식이 사용될 단순한 구조의 파지공구 메카니즘에 대하여 조사하였다. 본 논문의 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 최적설계에 필요한 파지공구 메카니즘의 위치해석과 기구학적 해석을 수행하였다.

(2) 개폐식 파지공구 메카니즘이 임의의 방위각형상에서 작업물체를 파지 하였을 때, 미끄럼이 발생되지 않으면서 안정되게 파지하기 위해 필요한 구동실린더의 구동력을 최소화하는 설계인자들을 규명하기 위하여, 개폐범위 내에서 낮고 균일하게 구동력-대-파지하중비의 특성을 나타내는 최적설계 성능지수를 식 (59)와 식 (64)와 같이 제시하였다.

(3) 파지공구 메카니즘의 설계 링크인자들에 대한 허용 범위가 주어졌을 경우에 이러한 최적설계 성능지수를 활용하는 파지공구 메카니즘의 최적설계에 필요한 기구학적 구속 조건식들을 식 (54)~(58)과 같이 구하였다. 이러한 구속 조건식들이 명확하게 주어질 수 있을 경우, 본 논문에 제시된 식 (59)나 식 (64)와 같은 최적설계 성능지수에 대한 최적화를 수행하면 원하는 최적설계 인자들의 값을 얻을 수 있다. 그러나, 실제로는 이러한 구속 조건식을 설정하는 데 많은 전문가의 경험이 요구되며 많은 시행착오가 예상된다. 이러한 어려움을 완화하기 위하여 최대허용 개폐범위와 구동실린더의 최대 구동변위가 주어졌을 경우, 파지공구 메카니즘 설계 링크인자들의 크기의 변화에 대한 구동실린더의 구동력-대-하중비의 특성을 조사하기 위하여 이에 대한 전반적인 최적설계를 수행하였다.

(4) 최적설계 결과로부터 얻어진 설계인자들의 값을 사용한 파지공구 메카니즘의 성능과 기존의 상용화된 SCHILLING사 파지공구의 성능을 비교하였을 때 Fig. 8에서 나타난 바와 같이 본 논문에서 얻어진 최적인자를 활용한 파지공구 시스템의 경우 모든 파지변위에서 실린더의 구동력과 파지력

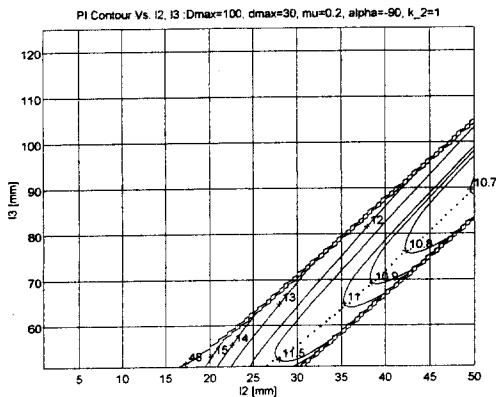


Fig. 11 Contour plot of optimal performance index ($D_{max}=100$ mm, $D_{max}=30$ mm, $\mu=0.2$, $\alpha=-90^\circ$)

간의 균일한 힘 전달비를 가질뿐만 아니라 본 논문에서 제시된 성능지수의 값이 매우 낮은 값을 나타냈다. 이러한 결과로부터 성능이 매우 우수한 최적 설계 결과가 얻어졌다는 것을 확인할 수 있었다.

실제적으로, 본 논문의 결과는 원자력발전소에 관리/유지 작업에 사용되기 위해서 로봇의 끝단에 부착되어 중량 노즐담 설치/제거 작업에 사용될 파지공구 메카니즘의 설계에 적용되었다. 향후 연구 과제는 이 설계에 근거하여 제작된 파지공구 메카니즘의 구동에 사용되는 유압기기의 해석/적용 및 제어에 관한 것이다.

참고문헌

- (1) Pham, D. T. and Heginbotham, W. B. 1986, *Robot Grippers(International Trends in Manufacturing Technology)*, IFS Ltd, UK.
- (2) Mason, M. T. and Salisbury, J. K. Jr., 1985, *Robot Hands and the Mechanics of Manipulation*, MIT press.
- (3) 원자력 산업용 첨단 로봇 기술개발 : 로봇 최적화 설계 기술개발, 과학기술처 프로젝트 제 1차년도 연차보고서 KAERI/RR-1337/93, 한국원자력연구소.
- (4) Strang, G. 1988, *Linear Algebra and Its Applications*, Published by Harcourt Brace Jovanonich.
- (5) 김희국, 윤성식, 박주영, 김태룡, 1995, "파지공구 메카니즘의 기구학적 최적설계," 대한기계학회 춘계학술회의 논문집, pp. 925~930.
- (6) 김희국, 박주영, 윤성식, 박진석, 1995, "파지면 마찰을 고려한 개폐식 파지공구 메카니즘의 기구학적 최적설계합성," 한국정밀공학회 춘계학술회의 논문집, pp. 525~530.