

7축 모듈라형 공기압 매니플레이터 개발

김동수 김용채 김형의

한국기계연구소 자동화연구부 유공압연구실

Seven Axis Modular Type Pneumatic Manipulator Development

Dong-Soo Kim Young-Chae Kim Hyoung-Eui Kim

Hydraulic & Pneumatic Eng. Lab.

Dept. of Automation Eng.

KIMM

ABSTRACT

Seven axis modular type pneumatic manipulator is composed of electro-pneumatic automation system which contributes to factory automation by performing loading & unloading process successively which is simple routine work of dealing item of machine tool, catapult, assembly machine, welding machine and so on. In this study, we obtained soft and quick movement in a large space and good reliability motion of various function by combining several actuators which perform rotation movement as well as linear movement at the same time.

Gripper which apply to rotary sensor transmitted a structure to demanded position.

This development item of 5kgf load prevent stick-slip phenomena of stroke end by designing high cushion internal.

We develop flexible manipulator which conforms to demand of user by applying multiple sequence program.

1. 서론

7축 모듈라형 공기압 매니플레이터는 압축공기를 매체로 하여 동작하는 기기로써 가공품을 장착, 착탈(Loading-Unloading)하거나 적당한 위치로 이동시키거나 회전시켜 주는 등 공작기계, 사출기, 조립기계 및 용접기계 등 비교적 단순하고 반복적인 작업을 인간을 대신하여 연속적으로 취급하는 공장자동화에 사용되는 핵심기기이다. [1]

7축 모듈라형 공기압 매니플레이터 개발의 세부기술은 다양한 동작특성과 다단위치제어의 고신뢰성기능, 공작물크기 식별하여 요구위치에 정확히 공작물을 전송시킬수 있는 기능, 경하중 및 중하중 공작물 취급시 행정끝에서 떨림이 없도록 고강성쿠션과 구조적 세부 강도보강기능 및 다양한 전자제어 시스템 설계기술 개발이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 일반산업 로봇에 비하여 가격이 저렴하고, 작업속도가 빠르며, 주어진 작업공간에서 취급할 수 있는 무게가 크며, 동작특성도 산업계에서 필요한 정도의 다양한 동작 및 다단위치 제어를 할 수 있는 매니플레이터를 개발하고 또한 시스템의 작동신뢰성을 진단할 수 있고 정비시간을 사전에 예측할 수 있는 기능설계 및 산업계에서 설계변경없이 직접 적용될 수 있도록 다중연속 프로그램(Multiple Sequence Program)을 개발하여 PLC에 입력시키므로써 사용자의 간단한 모드(Mode) 선정에 의하여 원하는 다위치, 다기능을 수행할 수 있도록 설계함에 그 목적이 있다. [2]

2. 이론적 배경

2.1 작동원리

그림 2.1에서 나타난 바와같이 슬라이드 실린더

에서 글리퍼에 이르기까지 단계별로 운동특성, 구조적 특성 및 작동원리에 대하여 개괄적으로 살펴보기로 한다.

1단계는 X축으로 전·후진직선운동을 하는 긴 행정의 슬라이더 실린더로서 설치장소 및 주변기기를 감안하여 로드레스 실린더의 메카니즘으로 구성하여 소형경량화 되도록 설계하였다. 2단계는 다위치 결정 회전 액츄에이터로서 직선운동을 회전운동으로 전환하는 기능을 가진다. 여기서는 정확한 다위치제어를 위한 메카니즘 구성과 저백래쉬 랙 앤 피니언 정밀 설계 및 가공기술, 각 행정끝에서 스무스한 멈춤이 일어날수 있도록 고강성 쿠션설계기술, 미세한 각도 조절을 할수 있는 각도조절 볼트취부기술이 요구된다. 3단계는 다위치 결정 회전 액츄에이터로부터 전달되는 회전운동을 전달받아 Y축으로 상하운동을 하는 액츄에이터로 회전운동에 따른 충분한 비틀림 모멘트 강도와 저백래쉬 스플라인 정밀설계 가공기술, 축방향 하중에 따른 피스톤로트 가이드부쉬 설계등 견고한 메카니즘으로 구성되어야 한다.

4,5단계는 그림 2.1에서 나타난 바와같이 X축의 직선 운동 및 2 위치 회전운동하는 단동회전 액츄에이터로서 직선 및 회전운동을 가능케 하려면 가이드가 있는 실린더에 로드를 회전시킬 수 있는 메카니즘을 구성해야 한다. 또한 위치 조절이 가능하고, 행정끝에서 쿠션을 필요로 하며, 전체 액츄에이터가 회전을 요하기 때문에 중량을 최소화하여 관성모멘트를 작게 설계하여야 한다.

6단계는 Y축으로 직선운동을 하는 액츄에이터로서 글리퍼를 각 종류별로 취부할 수 있는 허브아답터를 설계하여야 하고, 또한 직선 및 회전운동을 하는 액츄에이터의 선단에 취부되어 있기 때문에 소형 경량화가 설계에 있어서 가장 중요한 요인이다.

7단계는 매니플레이터의 최선단에 위치한 글리퍼로서 운반하고자 하는 제품의 종류에 따라 설계기술이 다양하다. 또한 공작물을 식별하여 요구된 위치에 정확히 전송할 수 있는 로타리 센서의 취부 기술 또한 중요하다. 본 개발의 글리퍼 종류는 각 운동형태의 2 조우 조임으로 제작되었다.

이상에서 살펴본 바와 같이 7축 모듈라형 공기압 매니플레이터는 복합운동을 하는 다위치, 다운동 액츄에이터, 글리퍼를 하는 글리퍼 또는 단순히 직선회전 운동만하는 로타리 액츄에이터의 조합으로 구성되어 있으며, 작동특성에 따른 다양한 설계기술이 필요한 핵심공기압 기기이다. [3]

2.2 기초이론

매니플레이터 각각의 구성요소별 기초설계 이론에 대해서 살펴보기로 한다. 먼저 실린더에 대해서 살펴보면 실린더가 내는 힘의 일부는 마찰력을 극복하는데 사용되고, 이는 윤활, 사용압력, 배압, 피스톤에 사용되는 패킹의 형태에 따라 달라지므로 정확한 값을 얻기란 사실상 어렵다.

실린더 내경을 선정함에 있어서 고려해야 될 사항은 실린더에 요구되는 힘이므로 부하, 작동시간, 행정 및

사용압력을 확인한 후 다음식에 의해 구할수 있다.

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \cdot P \cdot \eta \quad (2.1)$$

여기서 F는 실린더 추력, d는 실린더 내경, P는 사용압력, η 는 부하율이다. 또한그림 2.2 (a), (b)에서처럼 공기압실린더의 최대사용가능 행정은 장착방법, 피스톤로드직경, 피스톤로드끝의 부하관계, 가이드의 유무와 부하의 운동방향의 조건에 따라 결정된다.

피스톤로드에 축방향을 압축하중이 작용할때 피스톤의 길이가 직경의 10배 이상이면 좌굴강도를 계산하며, 실제의 장착조건을 감안하면 다음과 같다. [4]

$\frac{\rho}{K} \geq m \sqrt{n}$ 이면 오일러식을 적용한다.

$$W_K = \frac{\pi n^2 E I}{\rho^2} \quad (2.2)$$

$\frac{\rho}{K} < m \sqrt{n}$ 에서 그 값이 20~120인 경우 굴뚝랭킨식을 적용한다.

$$W_K = \frac{f_c A}{1 + \frac{a}{n} \left(\frac{\rho}{K}\right)^2} \quad (2.3)$$

여기서 W_K 는 좌굴하중, n은 피스톤로드 단말계수, E는 피스톤로드 재질의 종탄성계수, I는 단면 2차 모멘트, ρ 은 피스톤로드길이, K는 단면 2차 반경, A는 피스톤로드 단면적, f_c 는 재료에 따른 실험정수 그리고 m은 상당 세장비이다. 또한 피스톤로드에 횡하중 1/20중이 작용할때 로드 부쉬면에서 최대의 실린더힘의 의 횡하중에 견뎌야 한다. 따라서 피스톤로드 끝에 걸리는 최대하중 F_x 는 다음과 같다.

$$F_x = \frac{1}{20} \times \frac{L}{(L+L_1)} \times \frac{\pi}{4D^2P} \quad (2.4)$$

여기서 D는 실린더 튜브내경, P는 공기압력, L은 부쉬중심에서 피스톤 중심까지의 거리, L_1 은 부쉬중심에서 피스톤 끝까지의 거리이다.

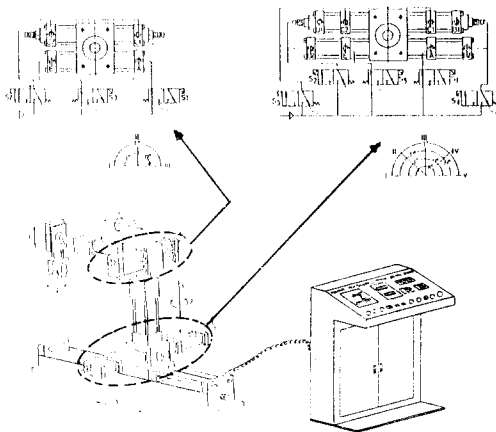


그림 2.1 7축 공압 매니플레이터 구성도
Fig 2.1 Schematic of Seven Axis Pneumatic Manipulator

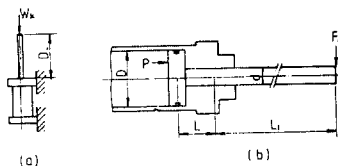


그림 2.2 피스톤 로드의 좌굴하중
Fig 2.2 Buckling Load of Piston Rod

실린더에 내장된 쿠션에 대해 살펴보기로 하겠다. [5] 쿠션을 설치하는 목적은 큰 관성력을 가진 피스톤이 행정 끝에서 정지할때 충격력을 감소시키기 위한것으로 행정이 거의 끝날무렵 배기측 실린더 실을 폐쇄하고 배기를 압축하기 때문에 압력의 상승에 대한 쿠션실의 강도, 사용하는 실의 내구성능에 의하여 쿠션으로 흡수되는 에너지가 한정되며 어떤부하, 속도에서 쿠션효과가 얻어지는 것이 아니므로 잘 이해하고 사용해야 한다. 그림 2.3에 나타난 것과 같이 쿠션용량은 단열압축 에너지에 의해 결정된다.

$$E_1 = \frac{K}{K-1} \cdot V_2 P_2 \left\{ \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} \quad (2.5)$$

여기서 E_1 는 쿠션에 의한 공기의 압축에너지, K는 단열지수로 1.4이다.

공기압 실린더의 운동에너지는 다음과 같다.

$$E_2 = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} \frac{W}{g} V^2 \quad (2.6)$$

여기서 E_2 는 운동에너지, m은 운동체 질량, W은 운동체중량, V는 운동체의 속도이다.

따라서 P_3 가 쿠션장치의 최대허용치내에 있는 경우는 단열압축에너지가 운동에너지보다 크면 쿠션용량이 충분하다고 판단되므로 $E_1 > E_2$ 가 되어야 한다.

$E_1 < E_2$ 인 경우, 운동에너지가 너무크면 공기압 실린더의 파손될 우려가 있다. 따라서 흡수가능한 최대운동 에너지를 알아야 하며 다음과 같다.

$$E_{max} = \frac{(P_3 + 1.033) V_2}{K(K-1)} \times 10^{-2} \text{ (kgf.m)} \quad (2.7)$$

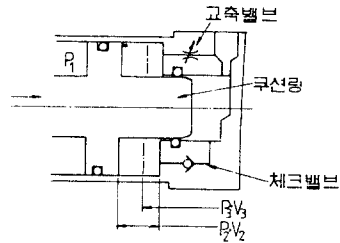


그림 2.3 실린더 쿠션특성
Fig 2.3 Characteristic of Cylinder Cushion

다음은 다위치 회전 액츄에이터의 렉 앤 피니언과 스플라인의 강도문제에 대해 살펴보기로 한다. [6] 그림 2.4에서처럼 이의 굽힘 모멘트는

$$M = P \cdot L = P_n L \cos \beta \quad (2.8)$$

여기서 $\beta = \alpha + \phi$ 이다.

보의 단면계수 Z, 이폭을 b라 하면 $Z = \frac{1}{6} b S_f^2$ 이므로 굽힘응력은

$$\sigma_b = \frac{\sigma P L}{b S_f^2} = \frac{\sigma P_n L \cos \beta}{b S_f^2} \quad (2.9)$$

$P_n = \frac{P}{\cos \alpha}$ 이므로 피치점에서의 치차의 전달력은

$$P = \sigma_b \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{S_f}{\sigma} \quad (2.10)$$

지금 $l = \alpha$,m, $S_f = \beta$,m 이라하면 식 (2.10)은

$$P = \sigma b m \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{\beta_o^2}{\sigma \alpha_o} = \sigma_b m g \quad (2.11)$$

로 된다.

여기서 Lewis 계수 즉 강도계수는

$$y = \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{\beta_o^2}{\sigma \alpha_o} \quad (2.12)$$

이다.

식(2.11)은 정하중일 경우이며, 실제 치차의 가공정밀도, 전달동력에 의한 이의 변형, 이면사이의 미끄럼속도의 주기적 변화, 축의 탄성등에 의하여 하중이 변하며 또한 동적인 굽힘 하중을 받게 되므로 Carl. G. Barth의 실험식의 속도계수 f_v 를 첨가시키면

$$P = f_v \sigma_b m y \quad (2.13)$$

로 된다. 여기서 f_v 는 속도계수, σ_b 는 허용반복 굽힘 응력이다. 스플라인 잇수가 6~40개로 많아서 전단 강도는 충분하다고 보고 전달할수 있는 토오크 치면의 면압강도로 계산한다. 스플라인이 전달할수 있는 토오크 T는 이의 측면압력이 이 높이의 중앙에 집중한다고 하면

$$T = ZhLP_m \frac{(D+d)}{4} \cdot \eta \quad (2.14)$$

여기서 Z는 잇수, h는 이의 높이, L은 보스의 길이, P_m 은 이의 측면 허용압력, D는 스플라인 바깥지름, d는 스플라인 안지름, η 는 이의 측면접촉 효율로 0.75이다.

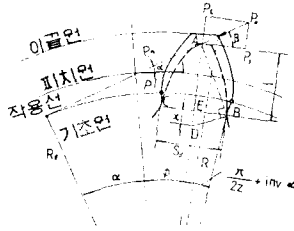


그림 2.4 랙엔 피니언 강도
Fig 2.4 Strength of Rack & Pinion

또한 실린더의 쿠션을 조절하는 체크밸브의 스프링 설계이론에 대하여 살펴보면 그림 2.5에서 처럼 압축코일 스프링에서 비틀림 모멘트 $T = WR$ 이고

$$Q = \frac{TL}{GIP} \text{에서 } L \text{을 } n \text{번 감을때 } L = \pi DN \text{이므로}$$

$$\delta = \frac{n\pi D^3 W}{4 GI_p} \quad (2.15)$$

$$\text{등근 막대의 극단면 모멘트 } I_p = \frac{\pi d^4}{32} \text{이므로}$$

$$\delta = \frac{8nD^3 W}{64nR^3 W} = \frac{8nD^3 W}{64nR^3 W} \quad (2.16)$$

$$\text{소선내의 최대전단응력 } \tau = \frac{16WR}{\pi d^3} = \frac{8W}{\pi d^3} \quad (2.17)$$

$$\text{스프링 지수 } C = \frac{2R}{d} = \frac{D}{d} \text{이고 } 12 > C > 4 \text{ 범위내에 있으므로}$$

$$\tau = \frac{16RW}{\pi d} = \frac{8DW}{\pi d} = \frac{8CW}{\pi d} \quad (2.18)$$

$$\text{스프링 상수와 처짐량을 구해보면}$$

$$K = \frac{W}{\delta} = \frac{Gd^4}{8nD^3} = \frac{Gd}{8nc^3} = \frac{Dd^4}{64nR} \quad (2.19)$$

$$\delta = \frac{8nD^3}{Gd^4} W = \frac{8nc^4}{GD} W \quad (2.20)$$

$$U = \frac{W\delta}{2} = \frac{32nR^3 W^2}{Gd^4} = \frac{V\tau^2}{4K^2 G} \quad (2.21)$$

여기서 $U = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2\pi m$ 이다.

따라서 단위체적당 흡수되는 에너지를 크게하려면 좋은 재료를 사용 I를 크게 하고 K를 적게, 즉 $C = \frac{D}{d}$ 를 크게 할 필요가 있다.

Seal의 선정에 대하여 살펴보기로 한다. Seal의 재료, 형상, 치수결정 요인들은 사용기계, 용도, 밀봉유체, 온도, 압력, 접촉금속재질, 사용시간, 장착부구조, 최대틈새, 최대편심, 윤활방식, 먼지정도, 허용누유정도, 습증저항등이다.

실 재료 선정의 특성은 기계적, 열적, 매체, 환경 조건 및 가격 등이며 그루브설계 또한 실의 수명과 직결되므로 중요한 요인이다. 그의 슬라이드 실린더 설계에서 LM가이드 선정의 계산인데 그림 2.6에서 처럼 예를 들어 설명하고자 한다.

자중 $W = 1,400 \text{ kgf}$, Stroke $S = 1 \text{ mm}$, 주행속도 $V = 15 \text{ m/min}$, 왕복횟수 $n = 5$, 요구수명 $7,000 \text{ hr}$, 매시간 이송거리 0.6 km 의 사용조건에서 각 베어링에 부하하중 $P_c = \frac{1400}{5} = 350 \text{ kgf}$ 이고 정적 안전계수는 $\frac{C_0 \times f_c}{P} > f_s$ 에서 $f_s = 5.0$ 이면 $C_0 > 2,160 \text{ kgf}$ 이므로 그 이상이면 충분하다.

$$L = \left\{ \frac{f_c \times f_H \times f_c}{f_w} \times \frac{C}{P_c} \right\} \times 50 \quad (2.22)$$

에서 $7,000 \text{ hr}$ 사용시 총 이동거리 $L = 0.6 \times 7,000 = 4,200 \text{ km}$ 이다.

따라서 $4,200 = \left\{ \frac{1 \times 1 \times 0.81}{1.5} \times \frac{C}{350} \right\} \times 50$ 에서 $C = 2,838 \text{ kgf}$ 이므로 이보다 큰 값을 선정하는 것이 바람직하다. 여기서 P_c 는 계산하중, f_s 는 정적 안전계수, C_0 는 기본정격하중, P 는 정하중, f_H 는 경도하중, f_c 는 접촉계수이다.

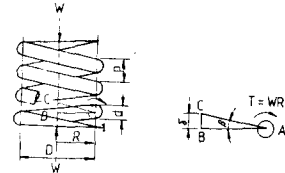


그림 2.5 체크밸브 스프링
Fig 2.4 Check Valve Spring

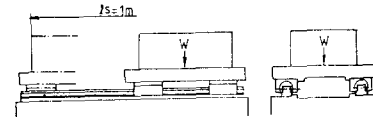


그림 2.6 LM 가이드
Fig 2.6 LM Guide

마지막으로 글리퍼 설계에 대해 살펴보기로 하자. [7] 그림 2.7에서 처럼 글리퍼가 중량 W인 물체를 취급할때 한쪽에 요구되는 힘 F_1 은 다음식과 같다.

$$F_1 \cdot L_2 = F \cdot L_1$$

$$F_1 = \frac{F \cdot L_1}{L_2} \quad (2.23)$$

여기서 $F = \frac{1}{2} mg$ 이므로

$$F_1 = \frac{mgL_1}{2L_2} \quad (2.24)$$

이 된다. 글리퍼가 중량 W인 물체를 안정하게 취급할때 요구되는 총힘 F_2 는

$$F_2 \geq 2F_1 \quad (F_1 = F_2) \quad (2.25)$$

이어야 한다. 따라서 피스톤 단면적에 따른 추력 F와 스프링힘 F_s 의 합은

$$F_2 \leq F + F_s \quad (2.26)$$

되어야 하므로 피스톤 직경 D, 압력 P가 주어질때

$$F_2 \leq \frac{\pi D^2}{4} \cdot P + F_s \quad (2.27)$$

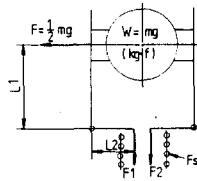


그림 2.7 글리퍼
Fig 2.7 Gripper

3. 시제품제작

3.1 동특성 해석

공기 압축에너지를 받아서 운동하는 실린더가 행정끝에서 정지하면서 운동에너지로 변환되어 충격압이 발생하는데 이때 급격한 충격력으로 인하여 실린더가 파손된다. 따라서 실린더 행정 끝에서 운동질량의 적절한 감속을 통해 운동에너지를 흡수하므로서 과도한 충격에서 실린더를 보호하기 위해 쿠션기구를 설치한다. 적절한 쿠션기구 설계로 인하여 효과적인 에너지가 흡수되면 충격압과 실린더진동을 감소시켜 소음,마모등을 줄여 실린더의 수명을 연장시키는 효과가 있다. 실린더의 적정 쿠션능력을 평가하기 위해서는 총운동질량, 최대 피스톤 운동속도, 쿠션길이, 부하 마찰계수, 쿠션시 배압 발생정도등의 인자들이 중요하다. 그림 3.1에서처럼 실린더가 쿠션 시작시의 힘 평형 관계식은 다음과 같다. [8]

$$P_1 \times A_1 - m_3 \times g \times (\sin\theta_1 + \mu_d \times \cos\theta_1) - Le \times (\cos\theta_2 + \mu_d \times \sin\theta_2) - \Sigma L_{if} \cdot P_2 \text{ Shock} \times A_2 = M_1 \times a_c \quad (3.1)$$

구동압력 P_1 은 공급측 회로에서의 압력강하에 의해 쿠션입구에서 공급압력 P_1 과 가장 많은 차이가 있으며 수식으로 표현하면 쿠션 시작시 구동압력 P_1' 는 $P_1' = P_1 - \Delta P_{max}$ (3.2)

최대 압력 강하는 일반적으로 회로의 평균압력 강하의 1.5배 정도이나 실험적으로 공급측의 평균압력 강하량은 일반적으로 $\Delta P_{avg} = 0.35 \text{ bar}$, 최대 효율의 경우 0.15 bar , 고속운동의 경우 0.7 bar 이다.

$$\Delta P_{avg} = \frac{(P_1 + P_0)^2 - 4.18 \times Q^2 / Cvs}{2} \quad (3.3)$$

$$\Delta P_{max} = 1.5 \times \Delta P_{avg} \quad (3.4)$$

운동질량은 외부구동질량 이외에 실린더의 운동 관여질량이 포함되므로 총운동질량은 피스톤과 행정에 관여하지 않는 질량, 행정관여 로드질량 및 외부 부하질량의 합으로 나타낼 수 있다. 최대쿠션압력은 피스톤 전진행정에서

$$P_2 \text{ Shock} = \frac{1}{A_2} \times \{ A_1 \times (P_1 - \Delta P_{max}) - m_3 \times g \times (\sin\theta_1 + \mu_d \times \cos\theta_1) - \Sigma L_{if} - Le \times (\cos\theta_2 + \mu_d \times \sin\theta_2) - M_1 \times \frac{V_{max}^2}{2XS_b} \} \quad (3.5)$$

귀환행정에서는

$$P_2 \text{ Shock} = \frac{1}{A_2} \times \{ A_2 \times (P_2 - \Delta P_{max}) - m_3 \times g \times (-\sin\theta_1 + \mu_d \times \cos\theta_1) - \Sigma L_{if} - Le \times (\cos\theta_2 + \mu_d \times \sin\theta_2) - M_1 \times \frac{V_{max}^2}{2XS_b} \} \quad (3.6)$$

쿠션을 설치하여 운동에너지를 흡수하고자 할때, 적정 실린더 선정에서 가장 중요한 것은 쿠션 기구에 의해 발생하는 최대압력이 실린더의 최대 허용압력을 넘지 않아야 한다. 표준형 실린더의 쿠션은 안전하게 흡수할 수 있는 운동에너지의

한계가 있으며 이 한계를 넘으면 쿠션길이가 연장된 특수 실린더를 채택하거나 감속회로, 외부 완충기등을 설치하여 쿠션용량을 보강해야 한다.

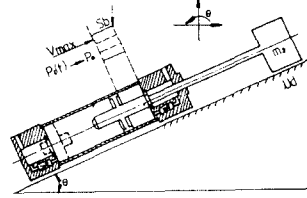


그림 3.1 실린더 쿠션 모델링
Fig 3.1 Modeling of Cylinder Cushion

3.2 공기압 시스템 설계 프로그램 개발

공기압시스템 설계는 작업부하를 이겨낼수 있는 실린더의 적절한 선정과 공급압력결정, 행정시간을 결정하는 주변기기들의 유출능력을 적절하게 선택함에 있다. 공급회로 및 실린더 결정, 실린더 강성검토 및 보강설계, 완충능력에 따른 안전성 검토와 보강설계, 유출능력검토 등의 공기시스템 설계를 프로그램을 그림 3.2 (a) (b) (c) (d) (e)의 순서도와 같이 구성하여 프로그램을 개발하였다. [8]

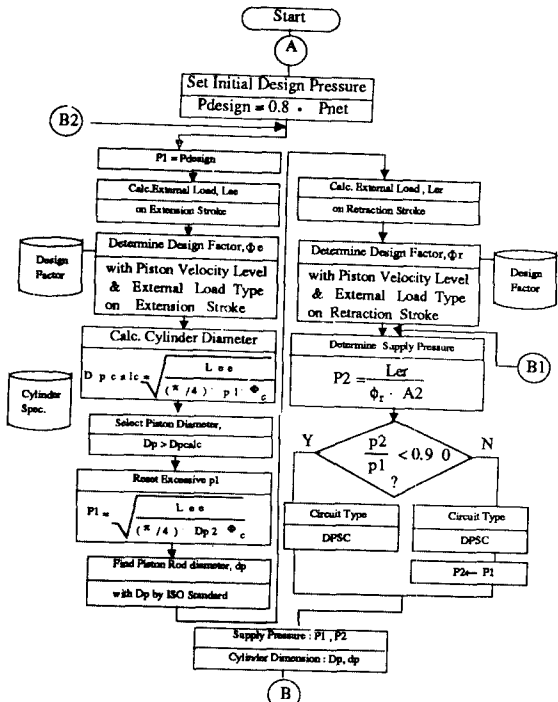
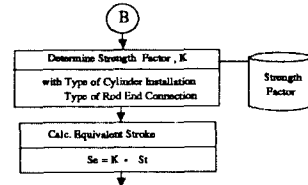
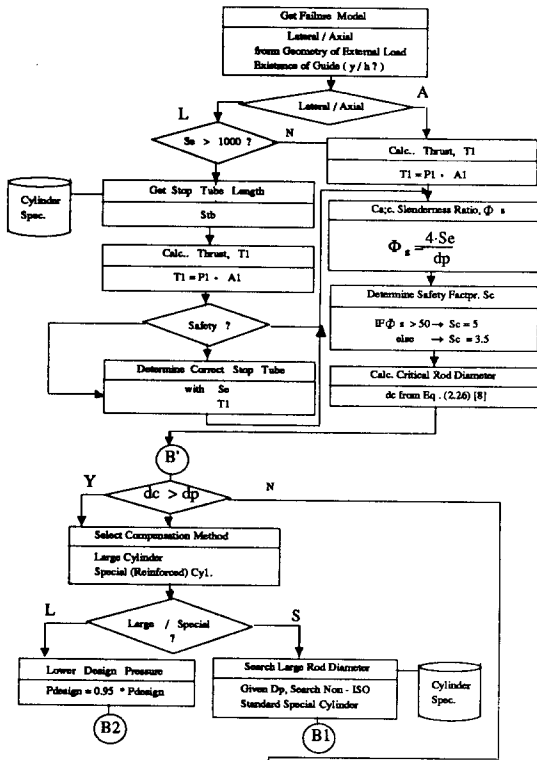
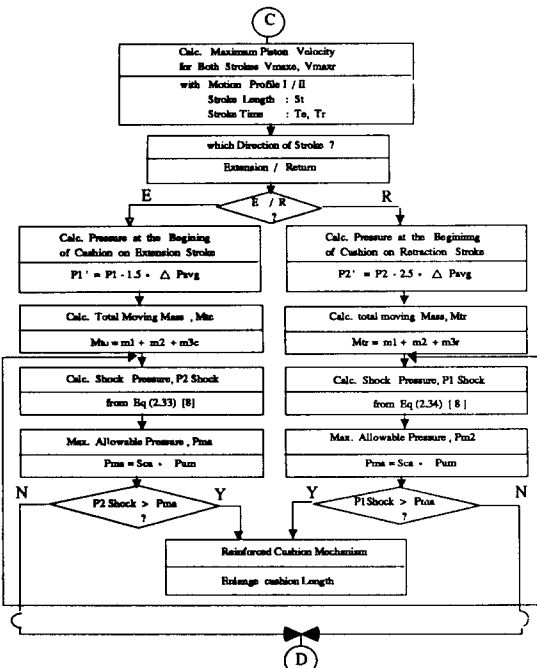


그림 3.2 (a) 공급회로 및 실린더결정 순서도
Fig 3.2 (a) Flow Chart for Determining Supply Pressure & Cylinder Dimension

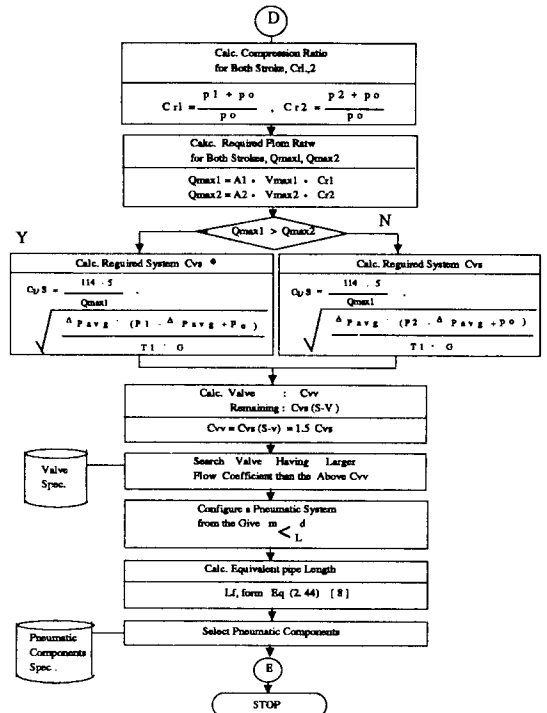




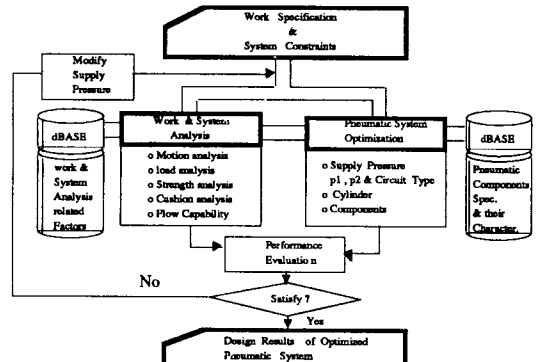
(b) 실린더강성 검토 및 보강설계 순서도
(b) Flow Chart for Testing Lateral & Axial Safety of Cylinder



(c) 완충능력에 따른 안전성 검토와 보강설계 순서도
(c) Flow Chart for Testing Safety of Cushion mechanism



(d) 공기압 실린더 및 밸브선정 순서도
(d) Flow Chart for Selecting Directional Control Valve & Pneumatic Components.



(e) 공기압 시스템의 전체적인 설계절차
(e) Overall Design Procedure for the Pneumatic System

3.3 시제품의 제한

그림 3.3은 모듈라형 공기압 매니플레이터의 시제품과 성능실험을 위한 시뮬레이션 스탠드이다. 또한 개발품의 제한은 도표 1.1과 같다.

도표 1.1 7축 공기압 매니플레이터 제한

Table 1.1 Specification of seven axis pneumatic manipulator

기계명칭	7축 모듈라형 공기압 매니플레이터
사용에너지원	공기압
사용압력	0 ~ 9 kgf/cm ²
최대취급무게	5kg
행동반경	300 ~ 800 mm
수평다단위치제어가능	0° 45° 90° 135° 180°

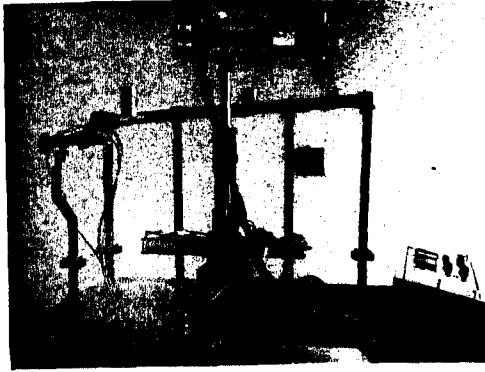
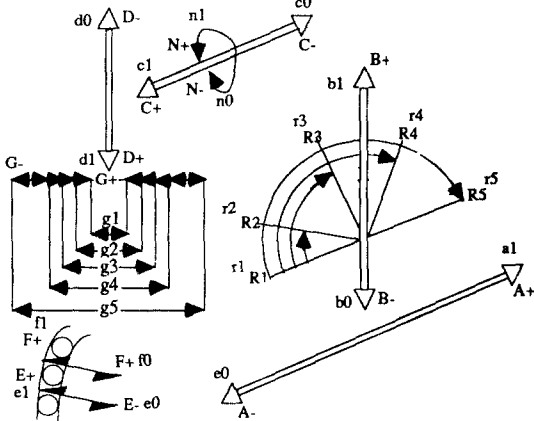


그림 3.3 공기압 매니플레이터 시제품 및 시뮬레이션 테스트 스탠드

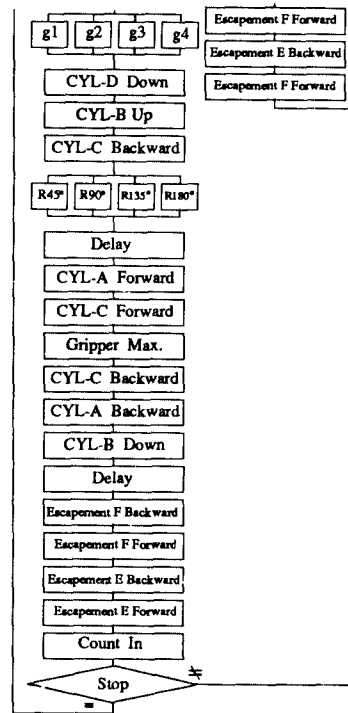
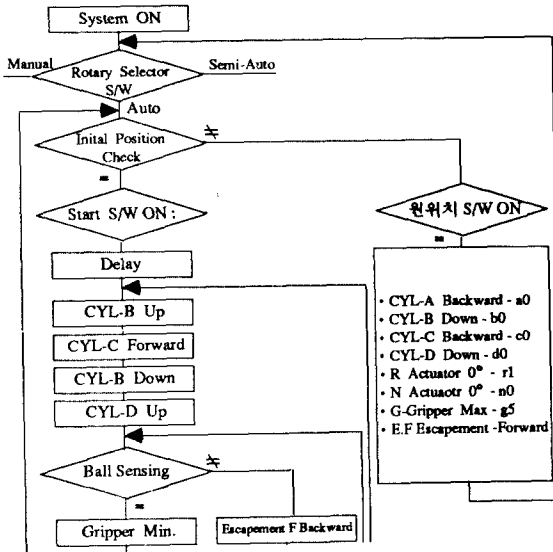
Fig 3.3 Development Item & Simulation Test Stand of Pneumatic Manipulator

4. 다중연속 프로그램 개발

4.1 공기압 매니플레이터 동작특성



4.2 순서도



5. 결론

본 연구에서는 현재 국내에서 기하급수적으로 증가하고 있는 공장자동화에 있어 일반산업로봇에 비해 저투자성 고부가치의 7축 다목적용 공기압 매니플레이터를 개발하였다. 따라서 본 개발품으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 다양한 동작특성 및 다단 위치제어 기능설계로 신뢰성이 높은 동작을 수행하였다.
2. 그리퍼에 로타리 센서를 적용하여 공작물 크기를 식별하여 요구된 위치에 정확하게 공작물을 전송 시킬수 있었다.
3. 내부 고강성 쿠션과 구조적 세부강도를 보강시킴으로써 취급할수 있는 하중이 5kgf의 중하중에서도 행정끝의 떨림현상을 방지하였다.
4. 동특성 파악 및 내구력 시험을 위해 실험물체를 강구로 하여 반복실험을 할수 있는 시뮬레이션 스탠드 및 다양한 전자제어시스템을 설계 제작하고 다중 연속 프로그램을 개발하여 PLC에 입력시키므로써 사용자의 간단한 모드선정에 의하여 원하는 다위치, 다기능을 수행하도록 설계하였다.
5. 액추에이터에 작용하는 작업부하와 공기압공급선으로부터 최종 작동단까지의 유출능력 평가를 통해 공기압시스템의 작업성을 만족하고 실린더의 강도해석 및 쿠션능력을 고려하므로써 안전성을 평가할수 있는 설계 알고리즘 및 소프트웨어 프로그램을 개발하였다.

[참고 문헌]

- [1] Parker, Inc, "Pneumatic Cylinder Products", Catalog 0900P, PP.2~14, 1990.
- [2] Phd, Inc., "Phd is Factory Automation", Catalog 89A, PP.3.1~6-26, 1988.
- [3] 이근철, 박인정, "프로그램머블 콘트롤러 활용 기술(1)", 전기기술시리즈 전 7권, 1988.
- [4] 원병희, "공기압 시스템의 설계 알고리즘 및 CAD Software개발", 석사학위논문, 1988.