

압전 작동기를 이용한 새로운 디스펜싱 시스템 설계

Design of a New Dispensing System Featuring Piezoelectric Actuator

구 오 흥* · 최 민 규* · 윤 보 영* · 최 승 복†

Nguyen Quoc Hung, Min-Kyu Choi, Bo-Young Yoon and Seung-Bok Choi

(2006년 4월 11일 접수 ; 2006년 6월 26일 심사완료)

Key Words : Dispensing System Head(디스펜싱 시스템 헤드), Hybrid Head(하이브리드 헤드), Piezoelectric Stack(압전 작동기), Finite Element Analysis(유한 요소 해석)

ABSTRACT

This paper presents a novel type of hybrid dispensing head for IC fabrication and surface mount technology. The proposed mechanism consists of solenoid valve and piezoelectric stack as actuators, and provides positive-displacement and jet dispensing. The positive-displacement dispensing can produce desired adhesive amount without viscosity effect, while the jet dispensing can produce high precision adhesive amount. In order to determine the relationship between required voltage of the piezoelectric actuator and needle displacement, both static and dynamic analysis are undertaken. In addition, finite element analysis is performed in order to find optimal design parameters. Dispensing flow rate and pressure in the chamber are evaluated through fluid dynamic model.

1. 서 론

지금까지 디스펜싱 시스템(dispensing system)에 대한 학문적 연구는 많지가 않았다. 그러나 디스펜싱 시스템은 반도체 제조 공정 및 SMT(surface mount technology) in-line 작업공정에 사용되는 도포 공정 장비의 핵심 기능을 수행한다. 디스펜싱 시스템의 주요한 기능은 다양한 소자제품을 외부환경으로부터 보호하기 위하여 PCB상의 칩 또는 반도체 소자제품에 에폭시 레진(epoxy resin)을 균일하게 정량 도포 접착함으로써 칩 및 소자의 이탈을 방지하고 외부환경으로부터의 보호를 목적으로 제품의 형태를 완성하는 것이다.⁽¹⁻³⁾ 이러한 디스펜싱 시스템의 가장 핵심은 용액을 정량적으로 토출하는 헤드

이다. 헤드에 대한 심도 있는 연구는 앞서 말한 응용 분야를 가능하게 할 수 있다⁽⁴⁾. 헤드에 관한 연구는 크게 time-pressure, rotary-screw, positive-displacement, Jet head에 관한 네 가지로 분류된다. Time-pressure 헤드는 니들 밖으로 용액을 토출하기 위해 압축 공기를 이용하고 토출되는 액체의 양은 압축공기의 크기와 시간에 의해 결정된다. 이 헤드의 장점은 단순한 작동원리와 유지보수가 쉬운 점이다. 단점은 토출량이 유체의 성질과 공기의 압축성에 크게 영향을 받는 점이다. Rotary-screw 헤드는 모터로 구동되는 스크류를 이용하여 용액을 토출한다. 이 헤드는 스크류의 회전으로 용액을 니들로 보낸다. 이 때 니들부에서 위로 역방향 압력이 발생하게 되고, 이는 용액의 토출에 영향을 미치게 된다. Positive-displacement 헤드는 피스톤의 이동량에 따라 액체의 성질에 관계없이 토출량이 결정되기 때문에 두 가지 헤드에 비해 신뢰성이 높다. 그러나 토출량이 작아질수록 액체의 성질과 압축성에 영향을 받아 신뢰성이 낮아진다. Jet 헤드는 플

† 책임저자; 정희원, 인하대학교 기계공학부
E-mail : seungbok@inha.ac.kr
Tel : (032) 860-7319, Fax : (032) 868-1716
* 인하대학교 대학원 기계공학부

런저(plunger)를 이용하여 니들 관로의 접촉용액 표면장력을 뚫고 나가 토출되는 것이며 지속적으로 동일한 양을 토출 즉 도팅(dotting) 한다. 이 헤드는 도팅이 가능하기 때문에 초미세 정량 토출이 가능하다. 단점은 소음이 타 방식에 비해 높고 헤드 펌프 관로를 형성하는 재질과 니들의 재질의 수명에 따라 토출 정도가 변할 수 있다는 것과 고점도 대응이 거의 불가능하다는 것이다. 이렇듯, 각각의 헤드마다 장단점을 가지고 있기 때문에 목적에 맞게 적합한 유연성을 가지기 위해서는 선택적 디스펜싱(selective dispensing) 메카니즘이 필요하다.

이 논문에서는 신뢰성이 가장 좋은 positive-displacement 헤드와 압전 작동기를 이용한 jet 헤드의 장점을 결합한 하이브리드(hybrid) 헤드를 제안하며, 변위확대장치의 정적, 동적 모델링과 유한요소 해석을 통한 최적화 설계를 수행하였다. 또한 디스펜싱 과정을 3단계로 분류하여 유체의 압축성과 빙햄 특성을 고려한 압력 손실을 보여줌으로써 챔버 내부의 압력과 토출량을 계산하였다.

2. 시스템 구성 및 작동 원리

Fig. 1은 이 연구에서 제안한 하이브리드 디스펜싱 시스템의 구성도이다. 공기압으로 구동되는 시린지(syringe)와 positive-displacement 헤드 역할을 하는 실린더가 솔레노이드 밸브를 통해 연결되고 실린더는 압전 작동기로 구동되는 밸브부와 연결된다. 이러한 구조는 서보모터로 구동되는 실린더의 피스톤이 밸브부 전체에 가압을 할 수 있어 압전 작동기의 수축 팽창으로 용액을 도팅 또는 일정량 토출할 수 있게 한다. 그리고 압전 작동기는 발생 변위가 매우 작기 때문에 유압식 변위확대장치를 사용하였다. 변위확대장치의 상부 피스톤은 압전 작동기와 연결되어 있으며 상부 피스톤은 하부 피스톤과 연결되어 있고 그 사이에는 마찰과 유체의 누수를 방지하기 위해 다이어프램이 있다. 이 헤드의 작동원리는 다음과 같다. 먼저 실린더 내의 피스톤이 하강하면 헤드 내부는 압력이 증가 한다. 헤드 챔버의 압력이 용액을 토출할 만큼 증가하게 되면 압전 작동기를 팽창시켜 니들(needle)이 볼시트(ball seat)를 향해 하강하게 된다. 니들이 볼시트에 임팩트를 가하면 연속되는 용액의 흐름이 끊기면서 노즐(nozzle)을 통해 도

팅되며 니들과 볼시트 사이의 간격에 충전되는 용액의 양에 따라 도팅 되는 양이 결정이 된다. 압전 작동

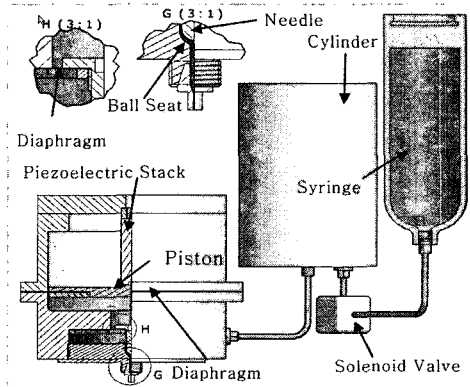


Fig. 1 Schematic diagram of the hybrid dispensing

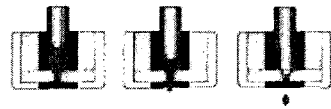


Fig. 2 Schematic diagram of jet head

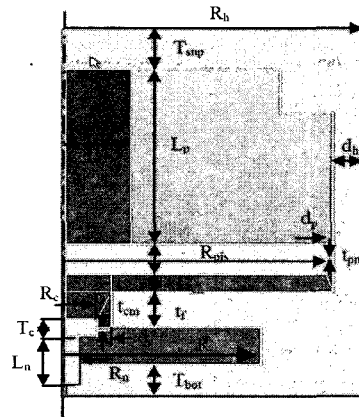


Fig. 3 Initial geometry of head

Table 1 Initial parameter value

Initial paramter values		
$R_p=10\text{ mm}$	$R=30\text{ mm}$	$T_c=4\text{ mm}$
$R_p=10\text{ m}$	$t_{pm}=0.5\text{ mm}$	$d_c=2\text{ mm}$
$L_p=40\text{ m}$	$R_c=5\text{ mm}$	$R_n=2\text{ mm}$
$R_{pis}=40\text{ mm}$	$H_{ch}=4\text{ mm}$	$L_n=10\text{ mm}$
$d_n=5\text{ mm}$	$R_t=R_{ch}=7\text{ mm}$	$T_{bot}=7\text{ mm}$
$d_p=1\text{ mm}$	$t_f=8\text{ mm}$	$R_h=R_{pis}+d_p+d_h$
$R_{ch}=R_{pis}+d_p$		

기에 일정한 주파수의 전압이 인가되고 용액이 비압축성이라면 Fig. 2에서 보듯이 니들과 볼시트 사이에 충전되는 용액의 양은 항상 같을 것이고 도팅 되는 용액의 양을 결정할 수 있다. Fig. 3과 Table 1에서는 헤드 주요 부분들의 초기 변수들을 결정하였다.

3. 정적 모델링

전압 인가에 따른 압전 작동기의 움직임과 용액에 가해지는 압력에 따른 니들의 움직임을 예측하기 위해 수학적 모델링을 하였다. Fig. 4는 압전 작동기와 변위확대장치의 개략도이며, 이 모델의 구성 방정식은 다음과 같이 표현된다^(5,7). 압전 작동기의 특성, 피스톤의 휨, 다이아프램의 변형, 내부 유체의 압축성, 각 재료의 컴플라이언스 등을 고려하였고 모든 변형은 선형으로 가정하였다.

Piezoelectric stack :

$$Z_p = d_{33} \cdot V_p - \frac{L_p T_p}{E_p} \quad (1)$$

Top support structure compliance :

$$Z_{SUP} = \xi_{SUP,T} \cdot T_p \quad (2)$$

Piston diaphragm compliance :

$$Z_{PM,Rpis} = \xi_{Zpm,F} \cdot F_{PM} - \xi_{Zpm,P} \cdot P_{HAC} \quad (3)$$

$$dV_{PM} = \xi_{dVpm,F} \cdot F_{PM} - \xi_{dVpm,P} \cdot P_{HAC} + A_{Pis} \cdot Z_{PM,Rpis} \quad (4)$$

$$F_{PM} = A_p \cdot T_p - A_{Pis} \cdot P_{HAC} \quad (5)$$

Drive piston compliance :

$$Z_{Pis,Rp} = \xi_{Zpis,T} \cdot T_p - \xi_{Zpis,P} \cdot P_{HAC} \quad (6)$$

$$dV_{PM} = \xi_{dVpis,T} \cdot T_p - \xi_{dVpis,P} \cdot P_{HAC} \quad (7)$$

Chamber fluid compressibility :

$$dV_{fluid} = -\frac{V_{HAC} \cdot P_{HAC}}{K_f} \quad (8)$$

Flange structure compliance :

$$Z_{FL,Rf} = \xi_{ZFL,F} \cdot F_{CM} + \xi_{ZFL,P} \cdot (P_{HAC} - P_{Adhesive}) \quad (9)$$

$$dV_{FL,Rf} = \xi_{dVFL,F} \cdot F_{CM} + \xi_{dVFL,P} \cdot (P_{HAC} - P_{Adhesive}) + Z_{FL,Rf} \cdot A_{CM} \quad (10)$$

$$F_{CM} = A_{CM} \cdot (P_{HAC} - P_{Adhesive}) \quad (11)$$

Cap-needle membrane compliance :

$$Z_C = Z_{CM,Rc} = \xi_{ZCM,F} \cdot F_C + \xi_{ZCM,P} \cdot (P_{HAC} - P_2) + Z_{FL,Rf} \quad (12)$$

$$dV_{CM} = \xi_{dVCM,F} \cdot F_C + \xi_{dVCM,P} \cdot (P_{HAC} - P_2) + A_C \cdot Z_C \quad (13)$$

$$F_C = A_C \cdot (P_{HAC} - P_{seat}) \quad (14)$$

Conservation rules :

$$Z_p + Z_{sup} = Z_{PM,Rpis} + Z_{Pis,Rp} \quad (15)$$

$$dV_{PM} + dV_{Pis} + dV_{fluid} = dV_{FL,Rf} + dV_{CM} \quad (16)$$

$$A_{Pis} = \pi R_{Pis}^2 : \text{Piston area,}$$

$$A_p = \pi R_p^2 : \text{Piezo stack area}$$

$$V_{HAC} = \pi (R_{CH}^2 \cdot H_{CH} + R_f^2 \cdot t_f) : \text{Fluid chamber volume}$$

$$K_f = 48e9 (N/m^2) : \text{Fluid compressibility (bulk ratio)}$$

$$A_{CM} = \pi R_{CM}^2 : \text{Area of needle cap and membrane}$$

$$A_C = \pi R_C^2 : \text{Area of needle cap}$$

여기서 d_{33} 은 압전재료 상수, V_p 는 인가 전압, L_p 는 압전 작동기의 길이, T_p 는 발생력, E_p 는 강성계수, F_{PM} , F_{CM} , F_C 는 각각 피스톤 멤브레인, 캡 멤브레인, 니들에 발생하는 힘이고 $P_{Adhesive}$, P_{HAC} , P_{seat} 는 각각 용액, 챔버, 볼시트의 압력이고 Z_{SUP} , Z_p , $Z_{PM,Rpis}$, $Z_{Pis,Rp}$, $Z_{FL,Rf}$, $Z_{CM,Rc}$ 는 각각 상부 지지대, 압전 작동기, 피스톤 멤브레인, 피스톤, 플런저, 캡 멤브레인의 변위이고, dV_{PM} , dV_{Pis} , $dV_{FL,Rf}$, dV_{fluid} , dV_{CM} 는 각각 피스톤 멤브레인, 피스톤, 플런저, 챔버, 캡 멤브레인의 부피 변화이다. Table 2에 주어진 각각의 컴플라이언스와 $V_p=2000$ (V/mm), $P_1=P_2=4$ bar를 식 (1)에서 식 (16)에 대입하면 결과는 $Z_p=$

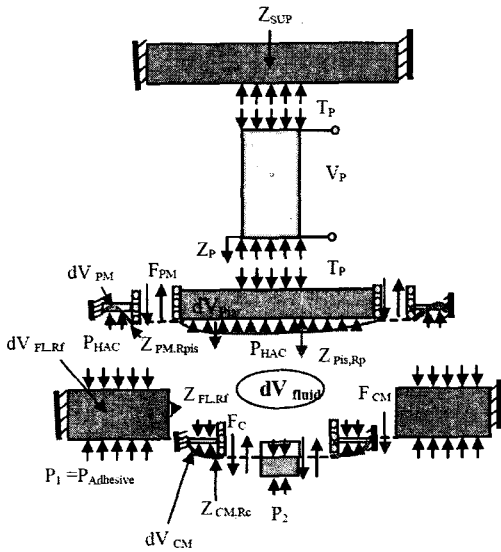


Fig. 4 Schematic diagram of magnification device

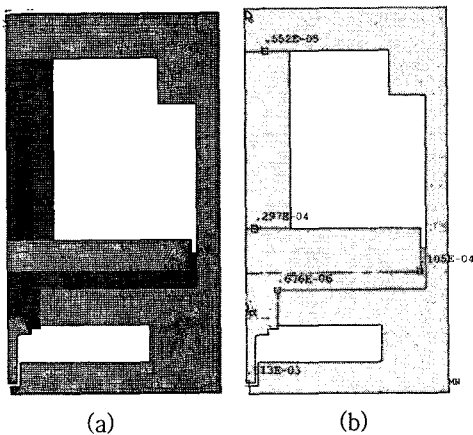


Fig. 5 Result of finite element analysis. (a) FE modeling; (b) deflection in Y direction

Table 2 Compliance values

Parameters	Values	Parameters	Values
$\xi_{SUP,T}$	-0.37393e-12	$\xi_{Zpis,T}$	0.22815e-11
$\xi_{Zpis,P}$	0.12012e-10	$\xi_{dVpis,T}$	0.35974e-14
$\xi_{dVpis,P}$	0.24482e-13	$\xi_{Zpm,F}$	0.67690e-5
$\xi_{Zpm,P}$	0.83431e-9	$\xi_{dVpm,F}$	0.83431e-9
$\xi_{dVpm,P}$	0.10978e-12	$\xi_{ZFL,F}$	0.43869e-8
$\xi_{ZFL,P}$	0.51862e-11	$\xi_{dVFL,P}$	0.84668e-14
$\xi_{dVFL,F}$	0.51862e-11	$\xi_{ZCM,F}$	0.10524e-4
$\xi_{ZCM,P}$	0.36148e-9	$\xi_{dVCM,F}$	0.36148e-9
$\xi_{dVCM,P}$	0.13418e-13		

0.305e-4, $Z_e=0.477e-3$ 이다. 이 결과로부터 변위확대장치에 의해 확대되는 변위의 비율은 $Z_d/Z_p=15.6$ 이다. 수학적 모델링의 검증을 위하여 상용 해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 유한요소 해석을 수행하였다. 압전 작동기는 PLANE 13(axisymmetric), 유체는 FLUID 79(axisymmetric), 구조물은 PLANE 42(axisymmetric)를 이용하여 해석을 수행하였다. Fig. 5는 유한요소 해석 결과이다. 압전 작동기와 니들의 변위는 $Z_p=0.297e-4$, $Z_e=0.513e-3$ 이고 수학적 모델링과 비교하여 2.65%와 6.94%의 오차가 발생하였다. 두 모델링이 비교적 일치함을 알 수 있다. 그리고 작동 전압과 압력을 변화시키면서 시뮬레이션한 결과 오차가 8% 미만임을 확인할 수 있었다.

4. 동적 모델링

헤드의 작동 주파수는 매우 높기 때문에 정적 모델링은 한계가 있다. 따라서 Fig. 6에서와 같이 니들과 피스톤의 관계를 고려한 동적 모델링을 수립하였고, 운동 방정식은 다음과 같이 표현하였다.

$$M_{pis} \ddot{Z}_{PM,Rpis} + C_{pis} \dot{Z}_{PM,Rpis} = A_p T_P - A_{pis} P_{HAC} + F_{PM} \quad (17)$$

$$M_C \ddot{Z}_C + C_C \dot{Z}_C = A_C (P_{HAC} - P_{Adhesive}) + F_C \quad (18)$$

여기서, A_{pis} 는 피스톤 단면적, M_{pis} 는 피스톤 질량, A_p 는 압전 작동기 단면적, A_c 는 니들 단면적, M_c 는 니들 질량, C_{pis} , C_c 는 피스톤과 니들의 댐핑 계수이다. 정적 모델링의 식 (5)와 식 (14)를 식 (17)과 식 (18)으로 계산하여 피스톤과 니들의 변위를 구하였고 simulink를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 7은 전압을 100Hz 인가했을 때의 시뮬레이션 결과이다.

5. 최적 설계

디스펜싱 시스템의 헤드는 니들의 작동범위가 매우 미세하기 때문에 각 부분들의 형상들이 성능에 많은 영향을 미친다. 헤드의 성능을 결정하는 최종 수치는 니들의 변위량이다. 따라서, Fig. 3의 초기 변수 중 변위확대에 큰 영향을 미치는 피스톤 멤브레인의

폭(d_p)과 두께(t_{pm}), 피스톤의 직경(R_{pis}), 니들 캡 멤브레인의 폭(d_c)과 두께(d_{cm}), 플랜지의 두께(t_f), 챔버의 높이(H_{CH})를 고려하여 헤드의 성능을 최대화할 수 있는 변수를 결정하였다. 피스톤과 니들 캡 멤브

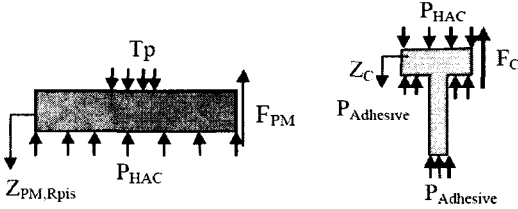


Fig. 6 Schematic diagram of piston and needle

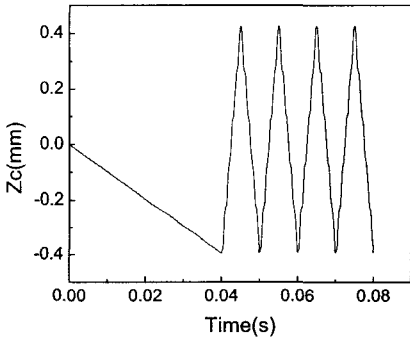


Fig. 7 Needle displacement with initial parameters

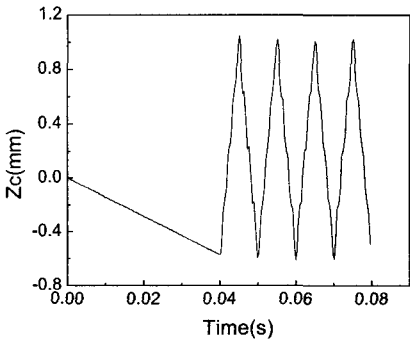


Fig. 8 Needle displacement with optimized parameters

Table 3 Optimized parameter

Parameters	Values	Parameters	Values
d_p	0.48 mm	t_{pis}	10 mm
H_{CH}	3.9 mm	R_{pis}	35.8 mm
t_f	6.13 mm	d_c	1.66 mm
t_{pm}	0.3 mm	t_{cm}	0.3 mm

브레인의 폭과 두께는 매우 중요하다. 예를 들어 폭이 좁고 두께가 두껍다면 멤브레인의 강성이 높아져 피스톤의 상하 운동을 방해한다. 반대로 폭이 넓고 두께가 얇으면 챔버 내부의 압력이 멤브레인을 변형시켜 변위확대비에 많은 영향을 미치게 된다. 챔버의 높이가 높으면 챔버의 부피가 많고 내부 유체의 압축량 또한 많아진다. 반대로 높이가 낮으면 챔버 내부 압력이 높아져 성능을 감소시킨다. 피스톤의 두께가 증가하면 강성이 증가하여 피스톤의 변형량이 줄어드나, 여기에서는 두께를 10 mm로 가정하였다. 대신 피스톤의 직경을 고려하였다. 플랜지의 두께가 증가하면 강성이 좋아지나 챔버 내부의 유체량이 증가하여 압축량 또한 많아진다. 이러한 조건을 바탕으로 ANSYS의 로그(Log) 파일을 이용하여 변수의 값을 순차적(iteration)으로 변화시키면서 니들의 변위량이 최대가 되는 변수들을 결정하였다. Table 3에 최적화된 변수를 나타내었다. Fig. 8은 최적화된 변수에 전압을 100 Hz 인가했을 때의 시뮬레이션 결과이다. Fig. 7과 비교 하여 최적화된 변수에서 성능이 더 우수함을 알 수 있다.

6. 유체 동적 모델링

디스펜싱 과정은 3단계로 분류된다. 압축 단계, 토출 단계, 충전 단계이며 압력과 유량, 속도로 표현된다^(4,6).

6.1 압축 단계

용액이 토출되기 직전의 압력과 그 때까지의 시간을 계산하였다.

$$P_{Ult} = 2\tau_y \left(\frac{L_{orifice}}{R_{orifice}} + \frac{L_{seat}}{d_s} \right) \quad (19)$$

$$A_{pum} \dot{X} - Q = \frac{V_0 - A_{pum} \cdot X}{B} \frac{dP}{dt} \quad (20)$$

여기서 B 는 체적탄성률이고, A_{pum} 은 피스톤의 단면적, V_0 는 실린더의 초기 부피, τ_y 는 유체의 항복 전단 응력이다. 식 (19)는 헤드의 노즐 부분의 형상이 Fig. 9와 같을 때 토출 직전 압력을 구하는 식이다. 펌프 내부의 압력이 일정하고 손실이 없다면 실린더의 내부 압력 P 는 식 (20)으로부터 구할 수 있

다. 다음은 파이프 내부의 유동을 나타낸 식이다.

$$Q = \pi R^3 n \left(\frac{\tau_w}{K} \right)^{1/n} (1-\phi)^{n+1/n} \left[\frac{(1-\phi)^2}{3n+1} + \frac{2\phi(1-\phi)}{2n+1} + \frac{\phi^2}{n+1} \right] \quad (21)$$

$$\phi = \frac{\tau_y}{\tau_w}, \tau_w = \frac{R(P_1 - P_2)}{2L} : \text{Wall shear stress}$$

여기서 K 는 power law constant coefficient, n 은 power law exponential index, R 은 파이프의 반지름, L 은 파이프 길이이다. Fig. 10에서 보듯이 펌프와 챔버를 연결하는 파이프가 상대적으로 작기 때문에 압축에 의한 부피변화를 고려하지 않았다. 유체의 빙행 특성을 고려하여 파이프의 압력 손실을 다음과 같이 표현한다.

$$P - P_1 = \frac{8\eta L Q}{\pi R^4} + c \cdot \tau_y \frac{L}{R} \quad (22)$$

여기서 η 는 유체의 점도이고 P_1 은 챔버 내부의 압력이다. Table 4에서 주어진 변수와 식 (19)에서 식 (22)를 이용하여 구한 압력과 시간은 각각 $P_{Ult} = 1000 \text{ Pa}$ 과 0.1 초 이다.

6.2 토출 단계

니들이 볼시트에 도달하는 속도로 용액이 토출 된다고 가정하여, 용액의 토출량과 볼시트의 압력을 각각 다음과 같이 표현한다.

$$Q_{disp} = A_{orifice} \cdot \dot{z}_c \quad (23)$$

$$P_{seat} = P_{air} + \frac{8\eta L_{orifice} Q_{disp}}{\pi R_{orifice}^4} + 2.5 \cdot \tau_y \frac{L_{orifice}}{R_{orifice}} \quad (24)$$

볼시트 부분의 압력 증가로 인한 역류와 헤드 챔버 내부의 압력은 다음과 같이 표현된다.

$$\int_0^t Q dt + \int_0^t Q_{back} dt + dV_{fl} + dV_{cm} = \frac{V_{dis-ch}}{B} \frac{dP_1}{dt} \quad (25)$$

$$P_{in} = P_1 + \frac{6\eta L_{seat} Q_{back}}{\pi d_s^3 R_{needle}} + 2.5 \cdot \tau_y \frac{L_{seat}}{d_s} \quad (26)$$

6.3 충전 단계

니들이 위로 움직이면 볼시트의 압력은 P_{min} 까지 내려가고 빈 공간에 용액이 채워진다. 따라서 충전되는 용액의 유량은 다음 식으로 표현한다.

$$P_1 - P_{min} = \frac{6\eta L_{seat} Q_{back}}{\pi d_s^3 R_{needle}} + 2.5 \cdot \tau_y \frac{L_{seat}}{d_s} \quad (27)$$

$$\int_0^t Q dt - \int_0^t Q_{back} dt + dV_{fl} + dV_{cm} = \frac{V_{dis-ch}}{B} \frac{dP_1}{dt} \quad (28)$$

이상의 압축 단계, 토출 단계, 충전 단계의 시뮬레이션을 수행하였다. 전압은 100 Hz이고 피스톤의 속도는 0.04 mm/s이다. Fig. 11은 토출량이고 Fig. 12

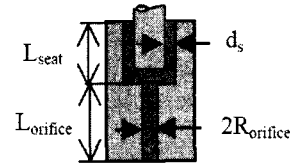


Fig. 9 Orifice of nozzle and valve cap

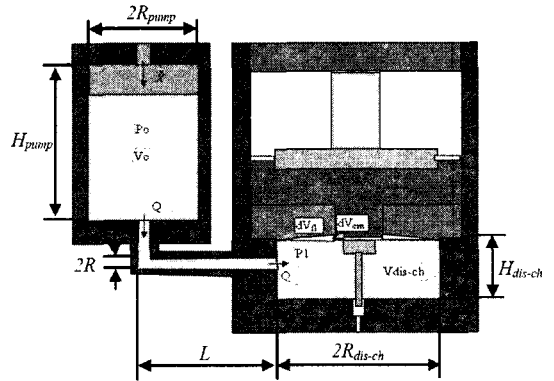


Fig. 10 Schematic diagram of fluid dynamic model

Table 4 Head parameters

Parameters	Values	Parameters	Values
τ_y	200 Pa	η	50 Pa.s
d_c	0.5 mm	$L_{orifice}$	4 mm
$R_{orifice}$	0.25 mm	L_{seat}	5 mm
L	60 mm	R	2 mm
R_{pump}	15 mm	H_{pump}	100 mm
R_{dis-ch}	40	H_{dis-ch}	10 mm
B	1e9 Pa		

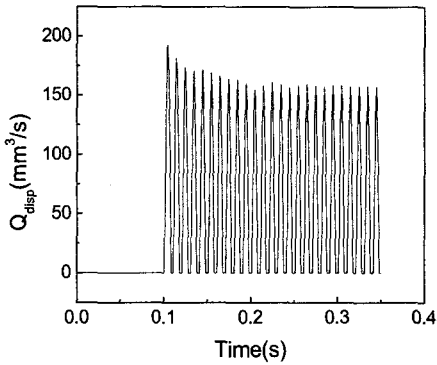


Fig. 11 Dispensing flow rate

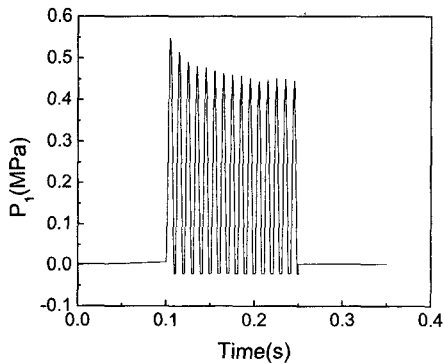


Fig. 12 Pressure in the chamber

는 챔버 내부의 압력이다. 시뮬레이션 결과, 토출량이 균일하지 않음을 확인할 수 있다. 이는 피스톤의 속도가 용액을 충전 시키기 위해 더 높아야 하기 때문이다. 반대로 피스톤 속도가 너무 높으면 챔버 내부의 압력이 높아져 니들의 움직임을 방해하게 된다. 이런 경우에는 피스톤 속도를 낮추고 전압의 작동 주파수를 높여 토출량을 늘려야 한다. 이 부분은 향후 제어를 통해 보완할 예정이다.

7. 결 론

이 연구에서는 positive-displacement 헤드와 jet 헤드를 결합한 하이브리드 디스펜싱 시스템 헤드를 제안하였다. 정적, 동적 모델링을 하였고 FEM을 이용하여 변수를 최적화 하였으며 이를 바탕으로 초기 모델과 최적화 모델의 성능을 시뮬레이션을 통해 검증하였다. 유체의 동적 모델링을 3단계로 나누어 피스톤의 속도와 니들의 상하 운동으로 인해 발생하는 헤드

내부 압력과 토출량을 시뮬레이션 하였다. 모든 시스템을 선형으로 가정 하고 연구를 수행하였기 때문에 실제 시스템과 약간의 차이가 있을 것으로 예상된다. 따라서 향후 프로토타입을 제작하여 이 연구에서 수행한 시뮬레이션을 검토하고 비선형으로 시스템을 모델링 하여 선형 시스템과 비교할 예정이다.

후 기

이 과제는 한국산업기술재단 최우수실험실지원사업에 의해 수행 되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Dixon, D., et al., 1997, "Practical Issues Concerning Dispensing Pump Technologies", Circuits Assembly, pp. 36 ~ 40.
- (2) Ness, C. Q. and Lewis, A. R., 1998, "Adhesives/epoxies & Dispensing", Surf. Mount Technol. (SMT), pp. 114 ~ 122.
- (3) Wedekin, S. 2001, "Micro Dispensing Comes of Age", Surf. Mount Technol. (SMT), pp. 62 ~ 71.
- (4) Chen, X. B. and Kai, J., 2004, "Modeling of Positive-displacement Fluid Dispensing Processes", IEEE Transactions on Electronics Packaging Manufacturing, Vol. 27, No. 3. pp. 157 ~ 163.
- (5) David C. Roberts, Hanqing Li, J. Lodewyk Steynn, Onnik Yaglioglu, S. Mark Spearing, Martin A. Schmidt, Nesbitt W. Hagood, 2003, "A Piezoelectric Microvalve for Compact High-frequency, High-differential Pressure Hydraulic Micropumping Systems", Journal of Microelectromechanical Systems, Vol. 12, No. 1, pp. 81 ~ 92.
- (6) Hong, Y.-P. and Li, H.-X., 2003, "Comparative Study of Fluid Dispensing Modeling", IEEE Transactions on Electronics Packaging Manufacturing, Vol. 26, No. 4. pp. 273 ~ 280.
- (7) Shin, H. C. and Choi, S. B., 1996, "Vibration Control of a Very Flexible Robot Arm via Piezoactuators", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 6, No. 2. pp. 187 ~ 196.