

밀봉제 도포용 마이크로 노즐 설계를 위한 유동해석

박규진¹, 곽호상^{*2}, 손병철¹, 김경진³

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE FLOW IN A MICRONOZZLE FOR SEAL DISPENSER

G.J. Park¹, H.S. Kwak^{*2}, B.C. Sohn¹ and K. Kim³

A theoretical and numerical investigation is performed on the flow in a micronozzle for precision-controlled seal dispenser. The working fluid is a highly viscous epoxy used as sealant in producing LCD panels, which contains a number of tiny solid spacers. Flow analysis is conducted in order to achieve the optimal design of internal geometry of a nozzle. A simplified design analysis methodology is proposed for predicting the flow in the nozzle based on the assumption that the Reynolds number is much less than $O(1)$. The parallel numerical computations are performed by using a CFD package FLUENT. Comparison discloses that the theoretical model gives a good prediction on the distribution of pressure and wall shear stress in the nozzle. However, the theoretical model has a difficulty in predicting the maximum wall shear stress as found in a limited region near edge by numerical computation. The theoretical and numerical simulations provide the good guideline for designing a dispensing micronozzle.

Key Words : 마이크로 노즐(Micronozzle), 밀봉제 디스펜서(Seal Dispenser), 저레이놀즈 유동(Low-Reynoldes-Number Flow), 설계해석 모델(Design Analysis Model)

1. 서 론

이 논문의 연구대상은 액정표시장치(LCD) 제조공정에서 밀봉벽(seal)을 만드는데 쓰이는 디스펜서 장비에 장착되는 마이크로 노즐이다. LCD 기판은 기본적으로 TFT 기판과 칼라 필터 기판과 그 사이에 채워진 액정으로 구성된다. 밀봉벽은 TFT 기판과 칼라필터 기판 사이에서 액정을 가두는 측벽으로 접착제 성분으로 포함하여 합착공정에서 두 기판을 붙이는 역할도 수행한다. 따라서 밀봉벽의 구조적 건정성은 제품의 수율과 수명을 결정하는 핵심요소이다. 밀봉벽의 폭은 수백 마이크로 정도이고 높이는 50 μ m의 이하이다. 마이크로 노즐은 이러한 박막 구조의 밀봉벽을 만들기 위하여 액상의 밀봉제를 유리원판 위에 그리는 디스펜서 장비의 최말단 장치이다. 밀봉벽의 형상은 마이크로 노즐을 통해 분출되는 액상 밀봉

제(sealant)의 유동특성에 의해 결정되며 유동은 다시 마이크로 노즐의 형상과 운전조건에 영향을 받는다. 균일한 폭과 높이를 가지는 밀봉벽을 구축하기 위하여 안정된 밀봉제 토출특성을 보장하는 마이크로 노즐을 개발하는 것이 연구목표이다.

노즐은 수많은 유동장치에 채용되는 부품으로 그 특성에 대한 연구가 광범위하게 이루어져 설계이론이 비교적 잘 정립되어 있다. 최근에는 유로의 지름이 1mm보다 작은 마이크로 노즐에 대한 연구도 활성화되고 있다[1-5]. 그러나 이러한 연구의 대다수는 분무나 가스가 고속 분사되는 레이놀즈수가 매우 큰 유동이나, 잉크젯과 같은 미세노즐을 이용한 액적 형성과정에 관심을 두고 있다[1-3]. 최근 마이크로 유동장치에 대한 관심이 증대하면서 레이놀즈수가 비교적 낮은 노즐에 대한 연구도 이루어지고 있으나 대상은 재순환영역이 존재하는 층류 유동장에 머물고 있다[4,5].

밀봉제는 점성계수가 매우 큰 유체이며 미량의 도포를 목적으로 하기 때문에 유속 또한 매우 작다. 마이크로 노즐의 작은 특성길이를 고려하면 마이크로 노즐에서의 밀봉제 흐름은 레이놀즈수가 1보다도 매우 작은 잠동유동(creeping flow)에 해당한다[6]. 문제를 규정하는 또 하나의 특수한 조건은

1 학생회원, 금오공과대학교 대학원 기계공학과
2 정회원, 금오공과대학교 기계공학부
3 금오공과대학교 나노정밀부품소재인력양성사업단
* Corresponding author E-mail: hskwak@kumoh.ac.kr

액상의 밀봉제에는 TFT 기관과 칼라기판의 간격을 유지하기 위하여 수 마이크로 크기를 가지는 구 또는 원기둥 모양의 스페이서라고 하는 고체 입자가 섞여있다는 것이다. 이 스페이서가 유로를 침식하여 노즐 내면이 상대조도가 커지면 동심원형의 안정된 분사가 보장되지 않는다. 이 때문에 기존의 노즐은 내마모성이 강한 초경과 같은 재질로 만들어지는데 정밀가공의 어려움과 비용 상승이 문제로 대두된다.

이 논문에서는 이러한 문제점을 종합적으로 해결할 수 새로운 마이크로 노즐을 개발하기 위하여 수행한 유동해석을 다루고 있다. 먼저 초저속 밀봉제 유동을 해석하기 위하여 개발한 간단한 이론 모델을 설명하고 수치적 검증에 대하여 기술하였다. 다음으로 이론모델과 수치해석을 활용하여 분석한 노즐 유동 특성을 기술하고 이에 근거하여 개발한 새로운 마이크로 노즐의 유용성에 대하여 논의할 것이다.

2. 해석 모델

2.1 유동의 역학적 특성

먼저 마이크로 노즐 내부를 흐르는 밀봉제 유동의 특성을 파악하기 위하여 유동을 지배하는 주된 역학적 균형을 조사하기로 한다. 노즐의 길이를 L , 내경을 d , 밀봉제의 밀도를 ρ , 점성계수를 μ , 평균유속을 U 라 하면 유체에 작용하는 관성력 F_a , 점성력 F_v , 중력 F_g 의 상대적인 크기는

$$\frac{F_a}{F_v} \sim \frac{\rho U^2 / L}{\mu U / d^2} = \frac{d}{L} Re \quad (1)$$

$$\frac{F_g}{F_v} \sim \frac{\rho g}{\mu U / d^2} = \frac{\rho g d^2}{\mu U} \quad (2)$$

여기서 g 는 중력가속도이고 Re 는 레이놀즈수, $Re = \rho U d / \mu$ 이다.

연구대상 장비에서 쓰이는 밀봉제는 접착제의 일종인 에폭시 수지로 물성치는 $\rho = 1300 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 392.4 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 이다. 노즐의 내경과 길이는 $d \sim 500 \mu\text{m}$, $l \sim 1 \text{ cm}$ 이며 이송 속도를 고려한 밀봉제 유속은 $U \sim 5 \text{ mm/s}$ 이다. 이를 기준으로 레이놀즈수와 역학요소간의 상대적 크기를 평가해보면

$$Re = \rho U d / \mu \sim 8 \times 10^{-6} \quad (3)$$

$$F_a / F_v \sim 4 \times 10^{-7} \ll 1, \quad (4)$$

$$F_g / F_v \sim 2 \times 10^{-3} \ll 1. \quad (5)$$

즉, 유동은 점도가 매우 큰 유체가 마이크로 노즐을 저속으로 흐르는 레이놀즈수가 1보다 매우 작은 잠동유동(creeping flow)

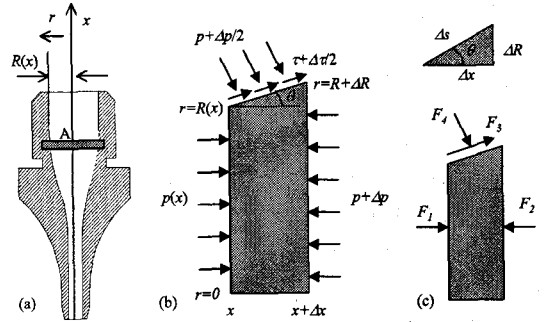


Fig. 1 Schematic diagram showing dynamic balance for an infinitesimal control volume in a micronozzle. (a) Crosssectional view of an axisymmetric nozzle; (b) distribution of pressure and shear stress on the surface of the control volume A; (c) balance among the forces imposed on the control volume A.

에 해당하고[6] 점성력에 비해 관성력과 중력은 무시할 만큼 작다. 따라서 노즐 내부의 에폭시의 유동은 압력과 점성력이 역학적 평형을 이루는 스토크스(Stokes) 유동이다[4-5,7].

2.2 이론해석 모델

앞절에서 알아낸 유동특성을 이용하면 전단력 분포를 예측할 수 있는 1차원 단순화 모델을 유도할 수 있다. Fig. 1(a)과 같이 임의의 단면을 갖는 방사대칭 구조의 노즐을 상정해보자. 노즐의 반경은 축방향 좌표 x 의 함수 $R(x)$ 로 주어진다. 여기서 이론식 유도의 편의를 위하여 x 는 압력조건을 알고 있는 노즐출구를 원점으로 하고 노즐 내부를 향하는 유동의 반대방향을 양의 방향으로 설정하였다. 수학적 정식화를 위하여 Fig. 1(a)에서 x 와 $x + \Delta x$ 사이의 작은 제어체적 A를 고려해보자. 이 제어체적에 작용하는 압력 p 와 벽면전단응력 τ 가 x 에 따라 1차원적으로 변한다고 가정하면 응력분포와 역학적 평형은 Fig. 1(b)와 Fig. 1(c)와 같이 표현할 수 있다.

Δx 의 고차항을 무시하고 제어체적 A에 작용하는 4가지 성분의 힘을 구하면

$$F_1 \approx p(\pi R^2) \quad (6)$$

$$F_2 \approx (p + \Delta p)(\pi R^2) + p(2\pi R \Delta R) \quad (7)$$

$$F_3 \approx \tau(2\pi R \Delta s) \quad (8)$$

$$F_4 \approx p(2\pi R \Delta s) \quad (9)$$

여기서 $\Delta x = \Delta s \cos \theta$, $\Delta R = \Delta s \sin \theta$ 임을 고려하여 정상상태의 힘의 평형식을 세우면

$$F_1 - F_2 + F_3 \cos \theta + F_4 \sin \theta = 0 \quad (10)$$

$\Delta x \rightarrow 0$ 인 경우에 식 (10)은 다음과 같이 정리된다.

$$dp/dx = 2\tau/R. \tag{11}$$

이것이 마이크로 노즐 내의 압력과 전단응력과의 관계를 표현하는 지배방정식이다.

식 (11)로부터 노즐 내부의 압력분포를 구하기 위해서는 전단응력의 분포를 알아야하는데 이를 위해서는 유속분포에 대한 정보가 필요하다. 연구대상 유동에서는 레이놀즈수가 1보다 매우 작고 관성력과 중력을 무시할 수 있다. 따라서 노즐 내경이 일정하면 작게 변한다면 유동은 축방향의 유속 u 가 반경 r 만의 2차 함수로 표현되는 푸아제유 유동(Poiseuille flow)으로 묘사할 수 있다. 즉

$$u = U_{\max} [1 - (r/R)^2], \tag{12}$$

$$U_{\max} = 2U = -2Q/(\pi R^2). \tag{13}$$

U_{\max} 는 노즐단면 중앙에서의 최고유속이고 Q 는 유량으로 양의 값이 되도록 방향을 정의하였다.

그러나 노즐의 내경이 변화한다면 유동은 위치에 따라 달라질 것이다. 이 연구에서는 이러한 내경의 변화가 크지 않다는 전제하에 축방향의 속도분포를 식 (12)로 표현할 수 있다고 가정하였다. 이 가정의 타당성은 추후 수치계산을 통해 검토할 것이다. 이 경우, 노즐 내벽 부근에서 유체의 흐름은 벽면과 같은 방향이므로 벽면에 평행한 방향의 속도성분 v 는

$$v = u/\cos\theta. \tag{14}$$

벽면에 수직인 방향의 좌표를 n 이라고 하면 벽면에 작용하면 전단응력은

$$\tau = -\mu \frac{\partial v}{\partial n} \Big|_{r=R} = -\frac{\mu}{\cos\theta} \frac{\partial u}{\partial r} \Big|_{r=R} = \frac{4\mu Q}{\pi R^3 \cos\theta}. \tag{15}$$

이를 식 (11)에 대입하면 압력분포는

$$p(x) = p_0 + \int_0^x \frac{8\mu Q}{\pi R^4 \cos\theta} dx \tag{16}$$

식 (15)와 (16)이 반경이 축방향으로 크게 변하지 않는 경우에 적용할 수 있는 노즐 내벽에 작용하는 전단응력과 압력분포를 구하는 단순 이론식이다. Fig. 1에서 볼 수 있듯이 x 의 원점을 노즐의 출구로 설정하였다. 노즐 출구의 압력은 대기압

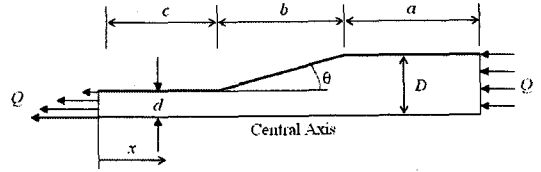


Fig.2 Internal geometry of micronozzle.

이므로 $p_0 = 0$ 이다.

2.3 해석 대상

Fig. 2는 이 연구에서 고려한 마이크로 노즐의 내부구조를 보여주고 있다. 2.1에서 살펴본 바와 같이 해석대상의 마이크로 노즐에서의 고점성 액상의 유동에서 관성력에 의한 부차적 손실은 점성손실에 비해 매우 작으므로 유로의 유선형화에 따른 부차적 손실 저감효과는 거의 없다. 이러한 분석에 기초하여 가공하기 쉬운 직선형 구조를 가지는 노즐내부 형상을 결정하였다.

노즐 내부는 3단 구조를 가진다. 밀봉체가 분출되는 최종단은 수백 μm 폭의 안정된 박막 도포를 위하여 최소내경이 일정하게 유지되는 협로부이다. 노즐의 내경이 작으면 전단력에 의한 압력손실이 커지기 때문에 밀봉체 보급장치인 시린지에 연결되는 노즐의 상류 부분은 상대적으로 큰 내경을 가지도록 설계한 광로부이다. 광로부와 협로부 사이는 급격한 압력변화와 전단력 상승을 막기 위하여 내경이 연속적으로 변하는 경사부이다.

노즐이 연결되는 시린지의 구조와 공정 조건을 고려하여 주요 형상인자인 노즐의 길이는 $L = 9.5\text{mm}$, 광로부의 지름은 $D = 1.7\text{mm}$, 협로부의 지름은 $d = 0.5\text{mm}$ 로 결정되었다. 주어진 조건에서 변화가능한 형상인자는 광로부, 경사부, 협로부의 길이이다. 이 연구에서는 Table 1에 제시된 광로부의 길이를 5mm로 고정된 A형과 3.5mm로 고정된 B형 노즐을 고려하였다. 이 두 가지 기본형에서 협로부의 길이를 0에서 최대값($L - a$)까지 변화시킨 여러 가지 노즐의 유동특성을 분석하고 적절한 형상인자를 탐색하는 것이 연구의 주 내용이다.

장비가 요구하는 밀봉체의 폭과 두께, 노즐의 이송속도를 고려하여 설정된 기준유량은 $Q = 0.875\mu\text{l/s}$ 이다. 이 유량을

Table 1 Two types of nozzle geometry considered in this study.

Type	L	a	c
A-type	9.5mm	5.0mm	0-4.5mm
B-type	9.5mm	3.5mm	0-6.0mm



이용하여 노즐입구와 출구에서의 평균유속을 계산하면 $|U_i| = -0.386\text{mm/s}$, $|U_0| = -4.46\text{mm/s}$ 이고 이로부터 레이놀즈수를 구하면 $Re_i = 2.2 \times 10^{-6}$, $Re_0 = 7.4 \times 10^{-6}$. 따라서 이론모델을 유도하면서 논의한 유동조건에 부합함을 알 수 있다.

2.4. 수치 모델

이 연구에서는 유동해석 도구로 앞에서 제시한 이론해석 모델과 함께 층류 유동장에 대해서는 정확한 결과를 제공하는 전산유체역학 계산을 병행하였다. 전산해석에는 상용 패키지인 FLUENT ver.6.2를 사용하였다.

해석대상 노즐의 내부형상은 동심원형(axisymmetric)이고 레이놀즈수가 매우 작기 때문에 관성력과 다른 요인에 의한 비대칭성 유동불안정성이 점성에 의해 억제된다. 따라서 작동 유체인 에폭시의 흐름은 정상상태의 방사대칭 2차원 층류로 모델링하였다. 상류부부터 에폭시 접착제가 분출되는 출구까지를 해석영역으로 하여 ($r \times x$) 평면 위에 40×210 의 구조격자를 사용하였다. 내경이 작은 소형노즐입을 감안하여 반경방향으로는 등간격으로 격자를 배치하였다. 축방향으로는 노즐 내경이 급격히 변하는 부분에서 전단응력의 크게 증가하므로 이 부분에 격자를 밀집시켜 전단응력의 변화를 관측하는데 충분한 분해능을 확보하도록 하였다. 이 문제에서는 대류의 영향이 미약하므로 공간적 이산화는 중앙차분법을 사용하여 2차 정확도를 갖도록 하였다. 정지유체를 초기조건으로 하여 계산을 시작하여 연속방정식과 운동량방정식의 잔류오차가 10^{-8} 이하로 떨어지면 수렴한 것으로 판정하였다.

3. 해석 결과 및 분석

3.1 이론해

2.3에서 제시된 형상정보를 이용하면 식 (15)와 (16)으로부터 노즐 내부의 압력과 전단응력 분포를 구할 수 있다. 먼저 협로부($x \leq c$)에서는 $R(x) = d/2$, $\theta = 0$ 이므로

$$\tau(x) = 32\mu Q / \pi d^3, \tag{17a}$$

$$p(x) = (128\mu Q / \pi d^4)x. \tag{17b}$$

경사부($c < x \leq b+c$)에서는 $R(x) = (D-d)(x-c)/2b + d/2$, $\theta = \arctan[(D-d)/2b]$ 이므로

$$\tau(x) = 4\mu Q / \pi R(x)^3 \cos\theta, \tag{18a}$$

$$p(x) = \frac{8\mu Q}{3\pi \sin\theta} \left[\frac{8}{d^3} - \frac{1}{R(x)^3} \right] + p_c. \tag{18b}$$

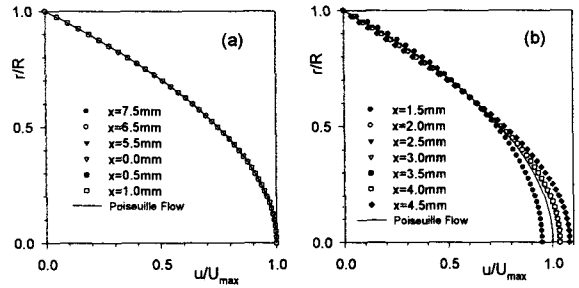


Fig. 3 Flow structure acquired by numerical simulation. Radial distribution of axial velocity at several axial locations (a) in the region of constant radius; (b) in the region with varying radius. The solid line represents the Poiseuille flow given in eq. (12). The nozzle type is A and $a=5\text{mm}$, $b=3\text{mm}$, and $c=1.5\text{mm}$

$$p_c = 128\mu Qc / \pi d^4. \tag{17c}$$

광로부($x > b+c$)에서는 $R(x) = D/2$, $\theta = 0$ 이므로

$$\tau(x) = 32\mu Q / \pi D^3, \tag{19a}$$

$$p(x) = (128\mu Q / \pi D^4)(x-b-c) + p_b + p_c, \tag{19b}$$

$$p_b = (64\mu Q / 3\pi \sin\theta)(1/d^3 - 1/D^3). \tag{19c}$$

노즐 설계에서 고려하여야 할 중요한 공정변수인 가압력 즉 노즐 상류에 필요한 압력은 다음과 같이 평가할 수 있다.

$$p(x) = (128\mu Q / \pi D^4)a + p_b + p_c. \tag{20}$$

3.2 모델의 신뢰성 검증

이 연구에서는 이론해의 신뢰성을 검증하는 방법으로 수치 계산을 채택하였다. 먼저 검증도구인 수치계산 모델의 정확도를 평가하여 신뢰성을 확보하고 이를 바탕으로 제안된 이론 예측 모델의 타당성과 적용성에 대하여 논의하기로 하겠다.

Fig. 3은 $a=5.0\text{mm}$, $b=3.0\text{mm}$, $c=1.5\text{mm}$ 인 A형 노즐에서의 유동에 대한 전산해석 결과를 보여주고 있다. 레이놀즈수가 1보다 작은 경우, 입구영역 또는 발달영역의 길이는 직경 정도의 규모를 가진다[7]. 따라서 노즐 내부의 협로부와 광로부의 대부분은 완전발달영역이라고 볼 수 있다. Fig. 3(a)는 노즐 내부에서 협로부와 광로부의 여러 단면에서 반경방향의 속도분포를 그린 것이다. 수치해의 속도분포는 완전발달 영역의 엄밀해인 식 (12)의 푸와제유 유동 분포와 잘 일치함을 확인할 수 있다. 완전발달 영역에서 수치해와 엄밀해의 상대오차를 평가해 본 결과 0.05% 보다 작은 것으로 나타났

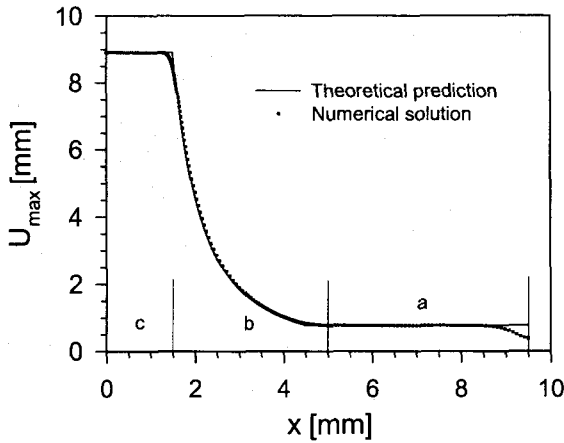


Fig. 4 Comparison between theoretical prediction and numerical solution. Variation of axial velocity along the axis. The case is the same as in Fig. 3.

다. 이는 반경방향의 격자의 크기($\Delta r/d=1/40$) 고려할 때 2차 정확도의 수치기법의 오차 규모에 해당한다. 수치계산 결과의 신뢰성을 보증하는 결과이다.

제안된 이론예측 모델에서는 반경의 변화가 있더라도 그것이 작다는 전제하에 축방향의 속도분포가 식 (12)의 푸아제유 분포 식 (12)를 따른다고 가정하였다. 이 가정의 타당성을 살펴보기 위하여 반경이 변화하는 경사부의 여러 단면에서의 축방향 속도의 분포를 Fig. 3(b)에 도시하였다. 속도분포는 대체로 포물선형을 따르고 있으나 위치에 따라 푸아제유 분포에서 약간 벗어남을 보이고 있다. 이러한 차이는 곡률변화가 큰 위치, 즉, 축소가 시작되는 경사로 입구나 축소가 끝나는 경사로 중단에서 상대적으로 크게 나타났다. 축소부의 시작지점 ($x=4.5mm$)에서는 유로축소 효과로 중심부의 집중(중심부의 속도상승)이 나타나고 반대로 유로축소가 끝나는 지점 ($x=1.5mm$)에서는 병목효과로 인한 유동분배로 중심부의 속도가 푸아제유 분포보다 다소 감소하였다.

푸아제유 분포와의 차이는 유속이 큰 중심축에서 가장 크게 나타났다. 따라서 이러한 차이를 확인하기 위하여 Fig. 4에 이론예측과 수치계산으로 구한 중심축에서의 속도분포를 도시한 것이다. 유동이 발달하는 노즐의 입구영역을 제외하면 전체 구간에서 이론해와 수치해가 대체로 일치함을 쉽게 볼 수 있다. 두 해의 차이는 곡률변화가 큰 경사부의 시작 지점과 중단 지점에서 다소 높게 나타났으며 편차의 최대값은 약 9% 정도이다. 이것이 의미있는 차이인지에 대한 평가는 유보적이다.

마이크로 노즐 설계에 있어서 실용적으로 중요한 정보는 속도분포 보다는 압력과 벽면전단응력이다. Fig. 5는 이론과 수치계산을 통해 얻은 노즐 내부의 압력분포와 전단응력 분

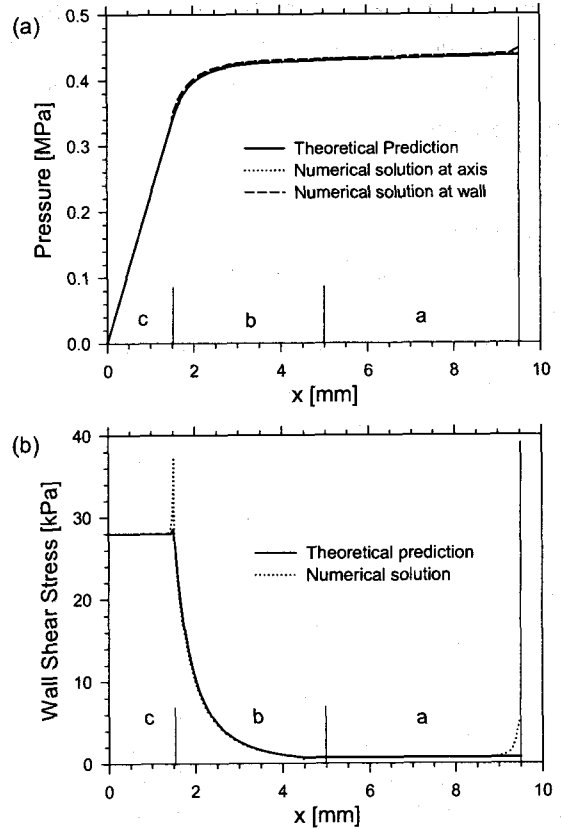


Fig. 5 Distributions of (a) pressure and (b) wall shear stress along the axial direction. The case is the same as in Fig. 3.

포를 비교한 것이다. Fig. 5(a)의 압력분포를 보면 전 구간에 걸쳐 수치해와 이론해가 매우 잘 일치하고 있다. 그림에서 동일한 좌표에서 벽면의 압력과 중심축의 압력이 일치하는 것을 볼 수 있는데 압력이 반경방향으로는 변하지 않고 축방향만으로 변하는 1차원 함수라는 가정이 유효함을 반증하는 결과이다. 압력은 광로부와 경사부에서 완만하게 변하다가 협로부에서 크게 떨어진다. 압력강하는 직경이 작은 협로부와 경사로부터 대부분 이루어지고 직경이 큰 광로부에서는 미미한 것으로 나타났다.

Fig. 5(b)의 벽면전단응력 분포에서도 이론해와 수치해가 대체로 일치하고 있다. 다만 노즐의 입구영역과 협로부의 시작지점에서는 수치계산 결과가 이론예측보다 전단응력이 높게 나타나고 있다. 특히 노즐 유로형상이 급격히 변하는 협로부의 시작 지점에서 전단응력이 첨탑형으로 급상승한 후 감소하는 것을 목격할 수 있는데 완전발달 유동장을 가정한 이론예측이 이를 제대로 잡아내지 못하고 있다. 문제는 벽면 전단응력은 노즐 내부의 마모와 직결되는 인자로 응력분포보다 최대값이 중요하며 가능하면 이것이 작을수록 좋다. 이론모델

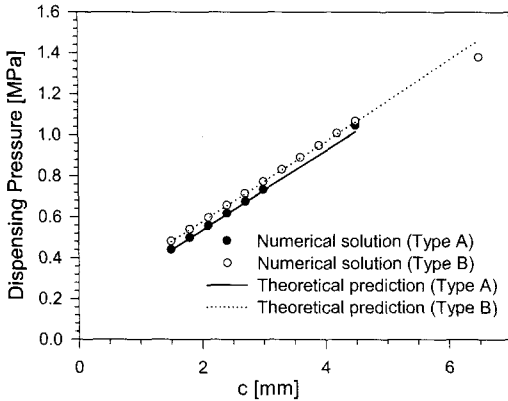


Fig. 6 Pressure required for dispensing the sealant by using two types of micronozzle (type A and type B).

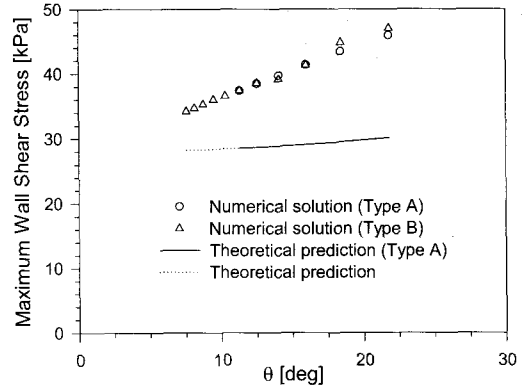


Fig.7 Maximum wall shear stress occurred in the micronozzle.

을 이용하면 대부분의 영역에서의 전단응력분포를 구할 수는 있겠지만 핵심적인 해석대상인 전단응력 최대값을 알아내기는 어렵다는 점을 확인할 수 있다.

전단응력에 대한 정보로부터 구해지는 압력분포가 비교적 잘 맞는 것은 레이놀즈수가 매우 작은 경우, 입구영역이나 발달구역의 길이가 매우 작기 때문이다. 압력분포는 전단응력의 적분으로 구해지기 때문에 그림 Fig. 5(b)에 나타난 것처럼 전체적인 응력분포가 제대로 예측되면 점타형의 국부적인 압력 상승의 영향은 크게 받지 않는다. 전체적으로 레이놀즈수가 1 보다 작다면 1차원 완전발달 유동의 가정하에 유도된 이론 모델이 압력분포를 성공적으로 예측한다고 결론지을 수 있다. 단, 물리적으로 의미가 있는 인자인 전단응력을 제대로 평가 하기 위해서는 이론모델의 개선이나 수치계산이 필요하다.

3.3 형상인자의 영향평가

디스펜서 장비에서 중요한 운전인자는 시린지에 내부에서 에폭시를 분사하기 위해서는 걸어주어야 하는 압력이며 이것은 노즐의 형상에 의해 결정된다. 노즐 형상과 압력과의 관계를 알아보기 위하여 Table 1에 제시된 A와 B형의 노즐군에 대하여 이론해석과 전산해석을 수행하여 결과를 Fig.6에 정리 하였다. 이 그림에서 종축은 협로부의 길이이며 횡축의 압력은 노즐의 입구의 압력으로 표시한 것으로 장비운전시 노즐에 걸어주어야 하는 압력을 뜻한다.

먼저 압력분포에 있어서는 이론예측과 수치해석의 결과가 매우 잘 일치하고 있다는 점을 재확인할 수 있다. 요구압력은 협로부의 길이 증가에 따라 선형적으로 증가하고 있는데 A 유형 노즐과 B 유형의 노즐은 거의 유사한 거동을 보이고 있다. 두 유형은 광로부의 길이에서 차이가 나지만 광로부에서의 압력강하는 상대적으로 미미하다. 노즐에서의 압력강하는 주로 협로부에서 이루어지는데 두 유형의 협로부의 직경이

같기 때문에 유형 차이가 요구압력에 크게 영향을 미치지 않는 것이다. 두 유형의 요구압력 차이는 경사로부터 발생하는 압력강하의 차이로 볼 수 있으나 그림에서 확인할 수 있듯이 그 크기는 크지 않다. 노즐이 요구하는 토출압력을 결정하는 인자는 협로부의 길이임을 유추할 수 있다. 따라서 시린지에 걸어줄 압력을 결정하는 핵심적인 설계인자는 협로부의 길이이며 되며 작동압력을 줄이기 위해서는 협로부 길이를 최소로 하여야 한다.

Fig. 7은 노즐내부 형상이 최대 벽면전단응력이 미치는 영향을 도시한 것이다. 이론 예측식으로부터 추정한 수 있듯이 협로부의 내경과 광로부의 내경이 일정하게 정해진 상황에서 전단응력은 경사부의 경사각도에 의해 결정될 뿐 광로부의 길이에 영향을 받지 않는다. 그림에서 A형과 B형의 이론예측이 중첩됨은 이 때문이다. 전술한 바와 같이 최대 벽면전단응력에 있어서는 이론해석이 실제 수치계산에 비하여 상당히 저평가하고 있음을 볼 수 있다. 최대 벽면전단응력이 이론해석의 전제가 되는 완전발달유동 조건이 만족되지 않는 협로부의 시작점에서 발생하기 때문이다. 경사부의 각도가 커질수록 최대전단응력이 커지고 있으며 A형, B형 모두 비슷한 경향을 보이고 있다. 최대 벽면전단응력은 노즐내부에서 스페이서에 의한 마모를 대표하는 인자이므로 노즐의 수명의 관점에서 보면 최대전단응력이 낮을수록 좋다. 최대전단응력을 줄이려면 경사부의 각도를 줄여야하는데 이를 위해서는 경사부의 길이를 크게 하는 것이 바람직하다.

정리하면 시린지 압력을 최소화하고 장수명을 보장하는 노즐을 만들기 위한 형상조건은 협로부의 길이를 최소화하고 경사부의 길이를 최대화하는 것으로 요약할 수 있다. 이러한 관점에서 보면 이 연구에서 고려한 두 가지 유형중에서는 광로부의 길이가 작은 B 유형이 유리하다고 할 수 있다. 단 상대적으로 가공이 어려운 경사부가 커지면 가공비용이 증가하

며 시린지와의 접합을 고려한 최소한 광로부의 길이를 필요 하기 때문에 경사부의 길이는 이러한 조건을 종합적으로 고려하여 결정하여야 한다.

4. 결 론

이 논문에서는 LCD 기판 제조공정중 밀봉재 그리기에 사용되는 마이크로 노즐을 설계할 수 있는 1차원 단순이론모델을 제안하였다. 수치계산 결과와의 비교해본 결과, 이론모델이 압력분포에 대한 매우 정확한 예측을 제공하고 있으나 스페이서에 의한 마모와 관계되는 최대 벽면전단응력의 예측에는 한계가 있음을 확인하였다. 최적의 마이크로 노즐 형상을 찾기 위하여 이론예측과 수치계산을 병행하여 수행한 결과, 다음과 같은 설계지침을 얻을 수 있다.

(1) 노즐 내부에서는 점성력이 지배적이고 관성력에 비례하는 부차손실을 무시할 만하므로 가공이 어려운 유선형을 채택할 필요없이 직선형을 채택하여도 무방하다. (2) 도포시 가해주어야 하는 시린지 압력에 지배적인 영향을 주는 인자는 최소내경을 가지는 노즐 최종단의 길이이므로 가능하면 이 부분의 길이를 최소화하여야 한다. (3) 노즐의 수명에 영향을 주는 마모량을 결정하는 노즐 내부의 최대전단응력은 경사로의 각도가 커지면 증가하므로 경사로의 길이를 길게 확보하는 것이 좋으나 이 경우 시린지 요구압력이 증가하므로 적절한 선에서 조정이 필요하다.

후 기

이 연구는 2002년 금오공과대학교 산학연컨소시엄 사업의 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사드린다. 또한 이 연구를 수행하는데 필요한 실험정보를 제공해주신 (주)탐엔지니어링에 감사드린다.

참고문헌

- [1] 2001, 김재현, 우선훈, 김희동, "마이크로 임계노즐 유동의 CFD 예측," *대한기계학회 2001 추계학술대회 논문집*, pp.652-657.
- [2] 2005, 김선일, 손기현, "미세노즐을 통한 액정형성에 관한 수치적 연구," *대한기계학회논문집 B*, 제29권, pp.205-213.
- [3] 2006, 서영호, 손기현, "버블젯 잉크젯에서의 기포성장 및 액적분사에 관한 수치적 연구," *대한기계학회논문집 B*, 제30권, pp.1107-1116.
- [4] 2004, Singhal, V., Garimella, S.V., and Murthy, J.Y., "Low Reynolds Number Flow through Nozzle-Diffuser Elements in Valveless Micropump," *Sensor and Actuators A*, Vol.113, pp.226-235.
- [5] 2007, 송귀은, 이준식, "노즐-디퓨저 내에서의 저 Reynolds 수 유동특성 해석," *대한기계학회 2007 춘계학술대회논문집*, pp.1242-1247.
- [6] 2005, Shaghnessy, Jr., E.J., Katz, I.M., and Schaffer, J.P., *Introduction to Fluid Mechanics*, Oxford Press.
- [7] 1969, Schlichting, H., *Boundary Layer Theory*, McGraw-Hill.