

## 流體壓力에 의한 Squeezed O-ring의 壓着과 初期 押出 Mechanism

金 元 浩  
釜山大學校 工科大學 化學工學科

### Pressurization and Initial Extrusion of a Squeezed O-Ring into a Clearance Gap

Wonho Kim  
Dept. of Chem. Eng., Pusan National University, Pusan 609-735, Korea

#### ABSTRACT

When an O-ring is installed in a high fluid pressure device, a section of the O-ring is extruded into the piston-cylinder clearance gap. Any tendency towards extrusion will induce wear in dynamic applications, leading to premature failure of the seal. In this study, the mechanism of initial extrusion of the O-ring was studied, i.e., how much amount of the O-ring will be extruded into the clearance gap at a certain pressure.

The relationship between extrusion depth and a clearance gap or fluid pressure were studied by finite element analysis (FEA). After that, Salita's experimental data were analyzed. The result is that initial extrusion depth for an O-ring into a clearance gap was 1.11 times the product of dimensionless pressure difference  $(p-p_1)/E$  and clearance gap  $c$ . The required pressure  $p_1$  for zero extrusion depth was found to decrease logarithmically with increasing clearance gap.

#### I. 서 론

Seal은 기밀을 유지하거나 고압유체를 내장하고 있는 부분의 누출을 방지하는 도구이다. 비록 seal 부품 자체 가격은 전체 장비가격에서 차지하는 비율이 낮지만 seal이 파괴되었을때 드는 비용은 매우 높다. 대표적인 예로서 우주왕복선 켈런지호의 참사를 들 수 있는데 이는 고체연료 추진체의 O-ring seal 파괴에 기인하였다.

O-링은 단면적이 원형이고, 탄성재료로 만들어진 도너츠 형태이며, 가장 일반적으로 사용되는 seal이다. 이는 다양한 재료로 O-링을 만들수 있으며, 제품의 크기가 다양하고, 가격이 저렴하며, 결합이 용이하고, sealing 효과가 뛰어나며 기인한다.

고압 유체기기에 O-링이 설치될 경우 O-링은 직각의 홈(groove)에 설치되는데 이는 고압유체에 의해 O-링이 이탈(blown out) 되는 것을 홈을 이용해서 방지하기 위함이다. 일반적으로, 홈의 폭은 압축

된 O-링 단면적의 변형된 직경보다 크고 압축된 정도는 O-링 단면적 직경의 10-20% 정도이며 이 압축에 의해서 초기 접촉압력이 형성된다. 압축된 O-링의 한쪽에 유체압력이 적용되면 다른쪽은 이 압력에 의해 홈의 측벽에서 변형을 일으키게 되고 이때 적용된 유체압력은 변형된 O-링에 의해 접촉면에 전달되어 접촉압력으로 된다<sup>1</sup>. 이러한 과정에 의해 seal은 누출을 방지하게 되나, 유체압력이 더욱 증가하면 O-링의 변형은 증대하여 결국 O-링의 일부분을 피스톤-실린더 사이의 갭(gap) 속으로 압출하게 된다. 이는 동적상태에서 O-링의 마모를 유발하고 결국에는 seal의 조기파괴에 이르게 된다.

정적 또는 동적 O-링 seal의 경우, seal 파괴의 주된 원인은 고압에 의한 sealing 재료의 피스톤-실린더 사이의 갭으로의 압출이다. Karaszkiwicz<sup>2</sup>는 유체압력이 작용할 경우에 압축된 O-링의 형태 변화를 연구한 결과 “홈의 측벽과 접촉하고 있는 압축된 O-링의 반타원 부분이 유체압력에 의해서 변형되고 유체 쪽의 반타원 부분은 변형되지 않는다”고 하였으며, 접촉폭의 증가에 대한 squeeze ratio, 유체압력, O-링의 탄성률 및 전단면의 직경과의 상관관계식을 도출하였다. Ksiesky<sup>3</sup>는 70°C에서 10<sup>5</sup> pressure impulse를 주면서 갭을 통한 O-링의 압출 failure를 실험하여 “Limit of Extrusion” 곡선을 제시하였다. O-링의 경도를 인자(parameter)로 하여, 압출을 일으키는 유체압력을 갭의 크기/O-링 단면적의 직경  $c/D$  과의 상관관계로 나타내었다. Eshel<sup>4</sup>은 로켓 추진체와 같이 일회성의 큰 충격압력이 적용되는 기구에서 갭을 통한 O-링의 압출 failure를 실험하였는데 압출을 일으키는 유체압력은 Ksiesky의 실험 결과 보다 훨씬 높았다. 그는, Ksiesky 실험과 같은 경우 “pressure cycling에 의해 O-링의 내구성 저하를 초래한다”고 설명하였으며, O-링의 압축된 정도는 압출 pressure에 영향이 없었고, 주어진 압력에서 허용되는 갭의 크기는 O-링의 단면적의 직경에 비례한다고 하였다.

본 논문에서는 O-링 마모의 주원인인 압출 초기 단계에서의 압출 깊이와 압력 및 갭의 크기와의 상관관계를 유한요소법으로 해석하였으며 그 결과를 Salita<sup>5</sup>의 실험 데이터와 비교하였다.

### II. 기본 이론

O-링의 압출 과정은 Fig. 1과 같이 3단계로 나누어 생각할 수 있다.

유체압력  $p=p_1$  일 경우, downstream side의 홈의 빈 공간은 변형된 O-링으로 거의 채워지고, 이 경우의 압출 깊이  $Z_c$ 의 값은 제로(zero)로 정의된다 (step 1). 유체압력  $p > p_1$ 일 경우, 압출은 시작된다 (step 2). 유체압력  $p=p_{ext}$ 일 경우, O-링 전체는 clearance 갭으로 이동하게 된다 (step 3).

Step 1에 해당되는 O-링의 압착(pressurization) 과정은 Karaszkiwicz에 의해서 연구되었다.

그에 의하면, 압착이 진행될 경우 (Fig. 2 참조), 접촉폭  $b$ 는 유체압력  $p$ 에 의해서 식 (1)의  $\Delta b$ 만큼 증가한다고 하였다<sup>2</sup>.

$$\frac{\Delta b}{D} = A \left[ 1 - \exp \left\{ -4.6 \left( \frac{p}{E} \right) \right\} \right] \dots\dots\dots(1)$$

여기서,  $\Delta b (=b-b_0)$ 는 압착에 의한 상부 (또는 하부) 접촉폭의 증가를 나타내고,  $b_0$ 는 초기 squeezing에 의한 상부 (또는 하부) 접촉폭을 나타내며,  $D$ 는 O-링 절단면의 직경, 함수  $A = [0.39(1-\epsilon)^{-1} - 0.5(2\epsilon + 0.13)]$ ,  $E$ 는 O-링 재료의 탄성률,  $\epsilon = (D-H)/D$ 는 squeeze ratio,  $H$ 는 홈의 바닥에서부터 counter surface까지의 거리를 나타낸다.

Fig. 2(b)에서, O-링이 유체압력에 의해 압착될 경우, 홈 바닥의 길이  $AD$ 는 측벽의 길이  $0.5H$ 와 같은 속도로 감소한다고 가정할 수 있다. 여기서, 길이  $AD$ 의 값은 위에서 정의한  $A$ 값과  $D$ 값의 곱이고, 길이  $0.5H$ 의 값은  $H$ 값의 1/2이다. 그러므로, Fig. 2(c)의  $\Delta h$ 는 식(2)와 같이 표현될 수 있다.

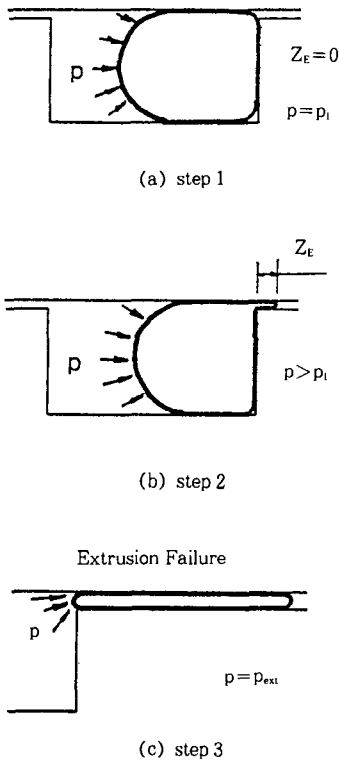


Fig. 1. O-ring extrusion procedures : a) when  $p = p_i$ ,  $Z_e = 0\text{mm}$ ; b) when  $p > p_i$ ,  $Z_e > 0\text{mm}$ ; c) when  $p = p_{ext}$  the whole O-ring is extruded through a clearance gap.

$$\frac{\Delta h}{\Delta b} = \frac{0.5H}{AD}$$

$$\frac{\Delta h}{D} = \left( \frac{\Delta b}{D} \right) \left( \frac{0.5H}{AD} \right) \quad (2)$$

압착된 O-링과 접촉이 되지 않은 홈 측벽 부분의 길이  $2c$ 는 식 (3)과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{c}{H} = \frac{0.5H - \Delta h}{H} \quad (3)$$

식 (1)-식(3)을 결합하면 무차원 clearance 갭  $c/H$ 와 무차원 유체압력  $p/E$ 의 상관관계를 식 (4)와 같이 얻을 수 있다.

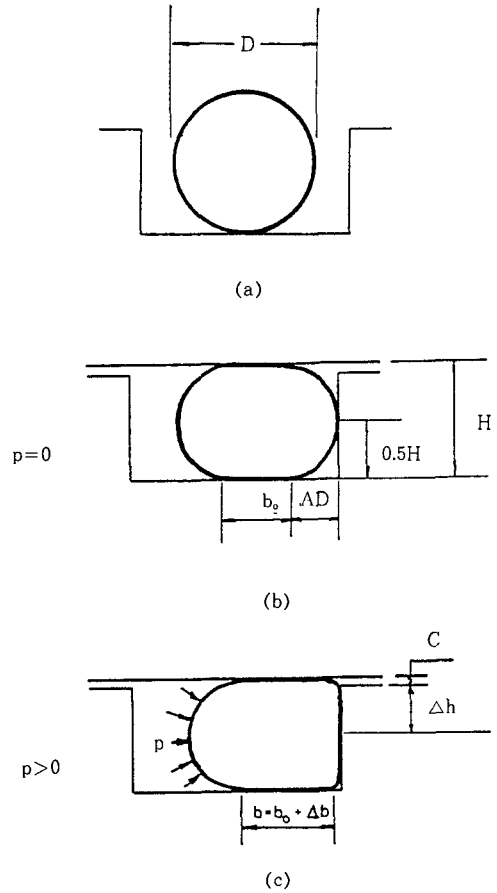


Fig. 2. Geometry of an O-ring cross-section mounted in a rectangular groove: a) undeformed state; b) deformed state by initial squeezing; c) deformed state by initial squeezing and pressurization.

$$\frac{c}{H} = \left( \frac{1}{2} \right) \left[ \exp \left\{ -4.6 \left( \frac{p}{E} \right) \right\} \right] \quad (4)$$

식 (4)는  $p/E$ 를  $c/H$ 의 함수로 나타내기 위하여 식 (5)와 같이 고쳐쓸 수 있다.

$$\frac{p}{E} = -0.15 - 0.217 \left\{ \ln \left( \frac{c}{H} \right) \right\} \quad (5)$$

식 (5)에 의하면, 무차원 clearance 갭  $c/H$ 의 값

이 0.5일 경우, 즉 홈이 없을 경우,  $p/E$ 의 값은 제로이고,  $c/H$ 값이 제로에 근접할 경우, 즉 갭이 없을 경우,  $p/E$ 의 값은 무한대에 근접한다.

Fig. 1의 첫째 단계를 수식화 하면,  $p_1/E$ 와  $c/H$ 의 상관관계는 식 (5)에 의하여 아래의 식 (6)으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{p_1}{E} = -0.15 - 0.217 \left\{ \ln \left( \frac{c}{H} \right) \right\}$$

Fig. 1의 셋째 단계를 수식화 하면, 압출압력  $p_{ext}$ 과 무차원 clearance갭  $c/D$ 의 상관관계는 Eshel에 의해 식 (7)과 같이 표현되었다<sup>4</sup>.

$p_{ext} =$

$$\left[ \left( \frac{\pi^3}{64} \right) f \left( \frac{E}{1-\nu^2} \right) \right] \left[ \left( \frac{D}{c} \right)^3 - 2 \left( \frac{D}{c} \right) + \left( \frac{c}{D} \right) \right] \quad (7)$$

여기서  $f$ 는 마찰계수,  $\nu$ 는 O-링 재료의 프와송비,  $D$ 는 O-링 절단면의 직경,  $c$ 는 clearance 갭을 나타낸다.

지금까지, 둘째 단계를 수식화 한 압출 깊이  $Z_E$ 와 유체압력  $p$  또는 clearance 갭  $c$ 에 대한 상관관계는 알려져 있지 않다.

### Ⅲ. 유한요소 해석 (FEA)을 위한 모델링 (Modeling)

O-링 압출의 초기단계는 Fig. 3과 같은 순서에 의하여 모델링되었다.

1단계에서는, 압축된 O-링이 유체압력  $p_1$ 에 의해서 압착된 상태를 나타내고 있으며, 2단계에서는, 1단계의 형상을 45° 회전시킨 후 유한요소법 해석을 간단히 하기 위하여 점선으로 표시된 아래부분, 즉 wedge부분 만을 고려하였으며, 3단계에서, wedge 형태의 고무 블럭은 단단한 converging channel에 의하여 confine 되었다. 이때 압출 깊이  $Z_E$ 의 값은

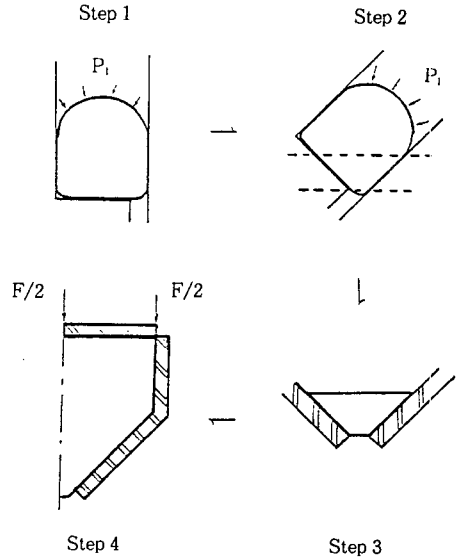


Fig. 3. Modelling O-ring extrusion by finite element analysis (FEA).

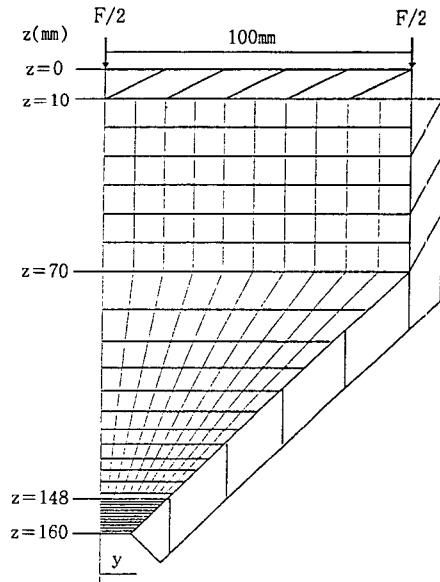


Fig. 4. A detail configuration of Model A for FEA calculations.

제로이며 이는 유한요소 해석이 유체압력  $p > p_1$ 의 경우를 해석하게 됨을 의미한다. 4단계에서는, 3단계 형상의 오른쪽 반을 나타내고 있는데

hydrostatic pressure를 모사하기 위하여 직사각형 고무블럭을 wedge 형태의 고무 블럭 상단에 첨부하고 평면대칭 변형을 가정하였다. 상부 steel 판에 힘을 가하면 바닥 갭을 통한 고무 블럭의 압출이 시작된다. 보다 상세한 FEA 모델 형상은 Fig. 4에 나타나 있다.

직사각형 고무 블럭의 크기는 200mm×60mm이고 converging channel의 깊이는 90mm이며 바닥 갭의 폭은 20mm이고 중심선과 converging channel사이 각은 45°이다. 압력은 10mm 두께의 상부 steel판을 통하여 rigid channel로 둘러 쌓인 고무 블럭으로 전달되었으며 직사각형 고무 블럭과 rigid channel사이의 계면은 hydrostatic pressure상태를 모사하기 위하여 윤활제를 적용하였다. 즉, 마찰 계수를 제로로 하였다. 고무 블럭의 각 수평 section은 10개의 element로 나누었다. z의 값이 70mm에서 148mm사이에서의 각 element의 z방향 길이는 channel폭이 감소함에 따라 13mm에서 2mm로 축소되었다. z의 값이 148mm에서 160mm 사이에서의 각 element의 z 방향 길이는 1mm로 세분되었다. z의 값이 149mm에서 160mm사이에서의 channel 측에 있는 element 들은 고무블럭과 converging channel 사이의 계면에서 상세한 결과를 얻기 위하여 y방향으로 보다 작게 나누었다. 즉, 모든 9번째 element는 2개로 나누었으며 모든 10번째 element는 4개로 나누었다. 전체 element의 수는 396개 였다.

유한요소법에 의한 계산은 ADINA 유한요소 프로그램<sup>6</sup>을 사용하였다. 고무블럭은 선형탄성율을 가지며 비압축성이라 가정하였다. 즉, 탄성율  $E$ 는 2.0 MPa, 프와송비는 0.4999, 그리고 평면변형을 조건을 가정하였다. Node와 element의 번호는 고무블럭과 channel의 바닥 element들을 제거함으로써 갭의 폭을 쉽게 증가시킬수 있도록 배치하였다. 압출 깊이  $Z_E$ 와 바닥 갭의 폭  $W$ 와의 상관관계는 접착 (bonded) 계면 조건과 윤활(lubricated) 계면 조건

에서 구하였다. 고무 블럭과 rigid channel사이 계면에는 contact element 를 도입하였으며 접착 계면에서의 마찰계수는 0.1E40으로, 윤활 계면에서의 마찰계수는 제로로 하였다.

#### IV. 결과 및 고찰

Converging channel을 통한 고무 블럭의 bulge profile은 Fig. 5에 나타나 있다.

바닥 갭  $W$ 의 폭은 20mm이고 적용된 압력  $P$ 는 0.1MPa 이었다. 접착된 블럭의 profile 형태는 포물선과 반 타원체의 중간이었다, 즉,  $U=U_{max} [1-(y/0.5W)^2]^{0.63}$ . 윤활제가 적용된 블럭의 최대 bulge 높이  $U_{max}$ 의 값은 접착된 블럭 경우의 1.53배 였다. 이것은 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 계면에서의 미끄러짐에 기인한다. 그러나 이 mesh 모델의 문제점은 유한요소법으로 계산된 profile이 포물선도 아니고 반 타원도 아니었다. 그러므로, 다른 mesh 모델, 즉 모델 B, 을 Fig. 6과 같이 도입하였다.

지금부터 처음의 mesh 모델은 모델 A로 부른다. 모델 A에서의 사변형 element 대신에 모델 B에서는 직사각형이나 삼각형 element를 사용하였으며, element의 총 수는 314개 였다. channel폭이 감소함에 따라 각 element의 크기도 감소시켰다. z값이 159mm에서 160mm이고 y값이 9mm에서 11mm 부분에서는 상세한 bulge profile을 얻기 위하여 굉장히 미세한 element, 즉 0.25mm×0.25mm를 사용하였다. (Fig. 6 참조).

Fig. 7에 모델 A와 모델 B에 의해 계산된 bulge profile을 나타내었다. 바닥 갭의 폭  $W$ 와 적용된 압력  $P$ 의 값은 20mm와 0.24MPa 이었다. 모델 A에 의한 bulge profile의 형상은 바닥 갭의 edge부분에서 제대로 형성되지 않았지만 모델 B의 경우는 잘 형성된 반 타원체를 나타내고 있다. 즉,  $U=U_{max} [1-(y/0.5W)^2]^{0.5}$ . 이러한 결과는 바닥 갭의 edge 부분에 미세한 직사각형 element를 배치함으로써

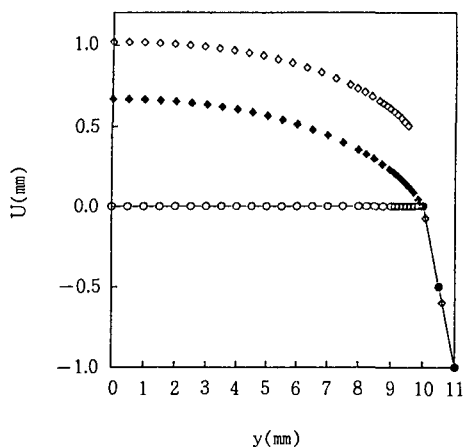


Fig. 5. Bulge profiles through a converging channel. Bottom gap width  $\underline{W}$  20 mm and applied pressure  $\underline{P}$  0.1 MPa. Original node points ( $\circ$ ), deformed node points with bonded ( $\blacklozenge$ ) and lubricated ( $\diamond$ ) interfaces.

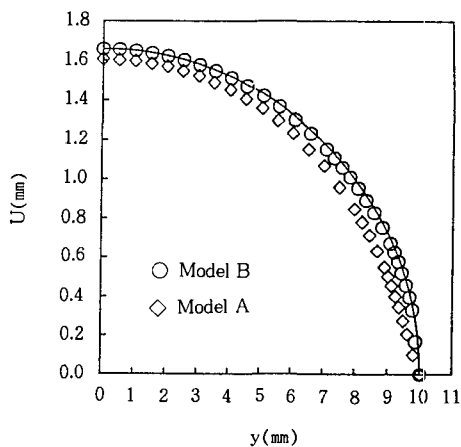


Fig. 7. Calculated bulge profiles. The values of bottom gap width  $\underline{W}$  and applied pressure  $\underline{P}$  were 20mm and 0.24MPa. A semi-ellipse based on the  $U_{max}$  of Model B is shown as a solid line.

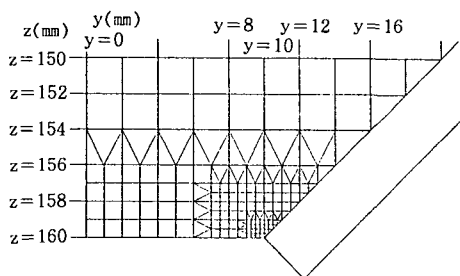


Fig. 6. A detail configuration of Model B; from  $z = 146\text{mm}$  to  $160\text{ mm}$ .

가능하였다.

모델 A와 B에 의한 바닥 갭의 폭  $W$ 에 따른 최대 bulge 높이  $U_{max}$ 는 Fig. 8에 나타나 있다.

접촉 계면의 경우, 최대 bulge 높이는 모델 A와 모델 B에 따른 차이가 없으며  $U_{max}$ 와  $W$ 의 상관관계는 선형적이다. 윤활제가 적용된 계면의 경우, 모델 A는  $U_{max}$ 와  $W$ 의 상관관계가 선형적이지만 모델 B의 경우는  $U_{max}$ 와  $W$ 의 상관관계가 일정하지 않았다. 이것은, 모델 B의 경우, 바닥 갭의 폭  $W$ 가 증가하면 element의 크기가 증가함에 기인한다고 생각된다. 결론적으로, 모델 B는 bulge profile을

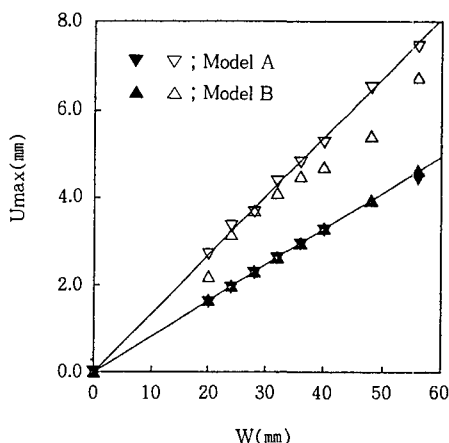


Fig. 8. Calculated maximum bulge height  $U_{max}$  as a function of bottom gap width  $W$ ; with lubricated (open symbols) and bonded (filled symbols) interfaces. Applied pressure  $\underline{P}$  was 0.24MPa.

나타내는 경우에는 장점이 있었지만  $U_{max}$ 와  $W$ 의 상관관계를 나타내는 경우에는 적합하지 않았다. 모델 A는  $U_{max}$ 와  $W$ 의 상관관계를 나타내는 경우 장점이 있어 이후의 유한요소 계산에는 모델 A를 사용하였다.

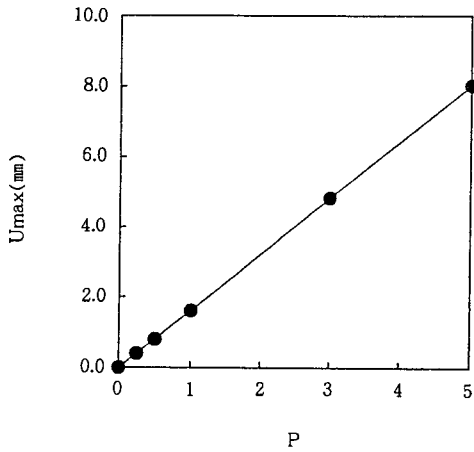


Fig. 9. Maximum bulge height  $U_{max}$  as a function of applied pressure  $P$ , with bonded interface. Bottom gap width  $W$  20mm and one unit of  $P$  0.24MPa.

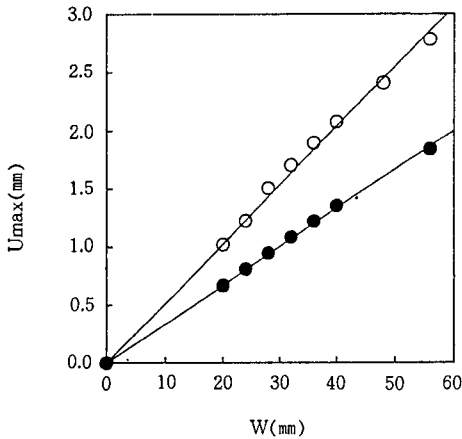


Fig. 10. Values of  $U_{max}$  vs. bottom gap width  $W$ ; with lubricated (○) and bonded (●) interfaces. Applied pressure  $P$  0.1MPa.

최대 bulge 높이  $U_{max}$ 와 적용압력  $P$ 의 상관관계를 FEA를 이용하여 연구하였다. 그 결과를 Fig. 9에 나타내었는데 접착 계면의 경우  $U_{max}$ 와  $P$ 의 상관관계는 선형적이었다.

최대 bulge 높이  $U_{max}$ 에 대한 바닥 겹의 폭  $W$ 의 영향을 FEA를 이용하여 연구하였다. 겹의 폭을

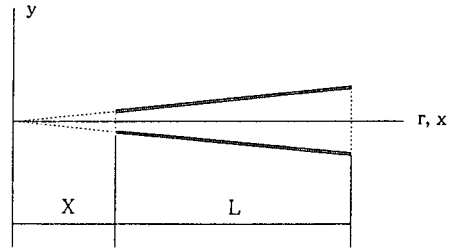


Fig. 11. Flow between tapered plates.

20mm 부터 56mm까지 증가시켰다. 즉,  $c/H$ 의 값을 0.1부터 0.28까지 증가시켰다. 결과는 Fig. 10에 나타내었는데 최대 bulge 높이  $U_{max}$ 는 바닥 겹의 폭  $W$ 에 선형적으로 비례하였다.

접착 계면의 경우 그 관계는 식 (8)과 같다.

$$U_{max} = 0.662 \left( \frac{P}{E} \right) W \cong \left( \frac{2}{3} \right) \left( \frac{P}{E} \right) W \quad (8)$$

윤활 계면의 경우, 그 상관관계는 아래의 식 (9)와 같다.

$$U_{max} = 1.02 \left( \frac{P}{E} \right) W \quad (9)$$

그러므로 윤활 계면에서의 최대 bulge 높이는 접착 계면의 경우보다 1.53배 높았다.

Fig. 4에서의 converging channel을 통한 고무 블럭의 압출 해석은 경사진 두판 (tapered plates) 사이를 흐르는 뉴턴 점성 유체의 해석과 유사하다<sup>7</sup>. 약간 경사지고 폭이 무한히 긴 두 판 사이를 흐르는 뉴턴 비압축성 유체의 흐름에 대한 해석은 Fig. 11에 나타나 있다.

경사진 판의 좌측 압력은 우측 압력보다 높으며 해석은  $r$ 값이 제로부터 무한대까지 행하여 졌다. 참고문헌 7의 식 (d)에 따르면  $\sin \theta$ 의 함수로 표시된 속도 profile  $v_r$ 은 경사진 판 내에서 아래의 식 (10)과 같이 포물선을 이룬다.

$$v_r(r, \theta) = \left(\frac{Q}{r}\right) \left[ \frac{\sin^2 \alpha - \sin^2 \theta}{\sin \alpha \cos \alpha - \alpha + 2\alpha \sin^2 \alpha} \right] \quad (10)$$

여기서,  $Q$ 는 유량,  $r$ 은 중심축으로 부터의 거리,  $2\alpha$ 는 경사진 두 판 사이 각,  $\theta$ 는 중심선으로 부터 특정 지점 까지의 각도를 의미한다.  $W/2$ 가 10mm, 그리고,  $P$ 가 0.1 MPa 일 때의 FEA 결과를 식 (10)과 비교하기 위하여 식 (10)의 변수를 다음과 같이 바꾸었다. 즉, 유량  $Q$ 를 bulge 된 부피  $V$ 로, 전단점도  $\mu$ 를 전단 탄성을  $G$ 로, 속도  $v_r$ 을 변위  $u_r$ 로 바꾸었다. 참고문헌 7의 식 (e)에 Fig. 4의 FEA 모델을 적용하면, 즉  $\alpha = \pi/4$ , 그리고  $G = E/3$ , 다음의 식 (11)과 같이 수정 표현될 수 있다.

$$P(r, \theta) = \left(\frac{E}{3}\right) \left(\frac{V}{x^2}\right) 2(\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \left\{ 1 - \left(\frac{x}{r}\right)^2 \right\} \quad (11)$$

식 (11)로 부터, bulge 된 부피  $V$ 는 식 (12)와 같이 표현될 수 있다.

$$V = \left[ \frac{3Px^2}{2E(\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \left\{ 1 - \left(\frac{x}{r}\right)^2 \right\}} \right] \quad (12)$$

FEA 모델에서,  $\theta = 0$  그리고  $P = 0.1$  MPa 일 경우,  $x$ 와  $r (= x + L)$ 의 값 10mm와 100mm를 식 (12)에 대입하여 구한 bulge 부피는 7.576mm<sup>2</sup> 였다.

$1 - (x^2/r^2) \cong 1$ 과  $\theta = 0$ 일 때, 식 (8)에 의한  $r = x$ 에서의 최대 변위  $(u_r)_{max}$ 는 식 (13)으로 나타낼 수 있다.

$$[(u_r)_{max}]_{r=x} = \left(\frac{V}{r}\right)_{r=x} = \left(\frac{3Px}{2E}\right) = \left(\frac{3}{4}\right) \left(\frac{P}{E}\right) W \quad (13)$$

결과적으로, 최대변위는 적용압력  $P$ , 바닥 갭 폭  $W$ 에 선형적으로 비례하였다. 비록 식 (13)의 상수  $3/4$

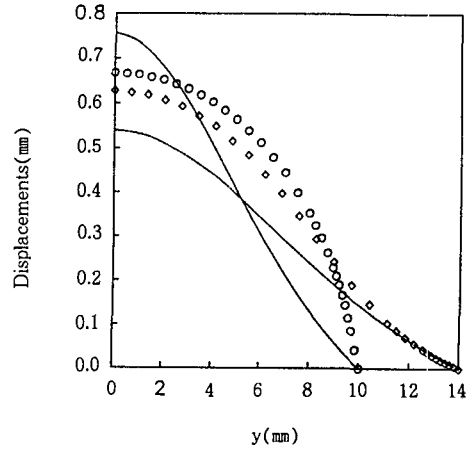


Fig. 12. Displacement profiles. Bottom gap half-width  $W/2$  10mm and pressure  $P$  0.1 MPa. FEA calculations at  $z=160$ mm ( $\circ$ ) and 156 mm ( $\diamond$ ). A solid line and a dashed-dot-dot line represent Equation 10 at  $z=160$ mm and 156mm.

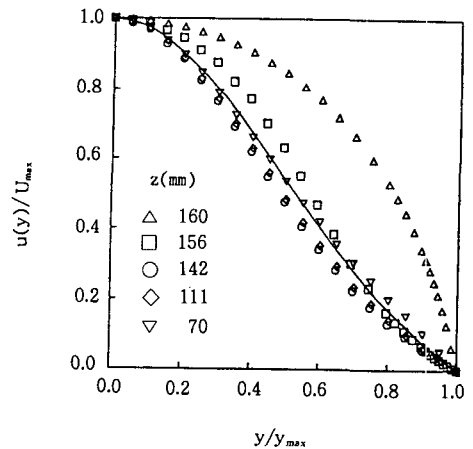


Fig. 13. Normalized displacement profiles at  $z=160, 156, 142, 111, 70$ mm. Bottom gap half width  $W/2$  10mm and applied pressure  $P$  0.1MPa. Equation 10 is shown as a solid line.

는 식 (9)의 상수 0.662와 다르지만 식 (13)의 선형성은 식 (8)의 FEA 결과와 일치한다. 즉,  $U_{max} = 0.662(P/E) W$ . Fig. 12에 나타낸 바와 같이, 상수 값의 차이는  $z=160$ mm에서의 변위 profile의 차이



Table 1. Measured values of extrusion depth<sup>5</sup>  $Z_E$  (mm). The values of a clearance gap  $c$  were 0.033", 0.4", 0.05" and 0.075".  $\bar{H}$  was 0.26"

p (psi)	c=0.033" c/H=0.127	c=0.04" c/H=0.154	c=0.05" c/H=0.192	c=0.075" c/H=0.288
770	0.349	0.391	0.577	1.181
1000	0.56	0.59	0.8237	1.499

와 bulge된 부피의 차이에 기인한다. 즉, FEA 계산에서의  $V$ 값은 10.656mm<sup>2</sup>이었다.

Fig. 12에  $z$ 값이 160mm와 156mm에서의 변위 profile을 나타내었다. 식 (10)을  $y$ 의 함수로 표현하였을 경우의 profile은 포물선이 아니다. 이것은 그림에서 수평축의 변수 선택 차이에 기인한다. FE 계산에 의한 최대 변위 값은  $z=160$ mm를 제외하고는 식 (10)보다 높다. 이것은 converging channel의 바닥 갭에서의 boundary condition 이 Fig. 11과 다름에 기인한다. Fig. 13에,  $z$ 의 값이 160, 156, 142, 111, 70mm 에서의 normalized 변위  $u(y)/u_{max}$ 의 profile을 normalized  $y$ (즉  $y/y_{max}$ )의 함수로 나타내었다.

$z$ 의 값이 142, 111, 70mm에서의 profile은  $z$ 값이 작을수록 식 (8)과 매우 유사하다.  $z$ 값이 156, 160mm에서는  $z$ 값이 클 수록 식 (10)과는 차이가 많아진다. 이는 FEA 모델에서 converging channel의 바닥 갭 부분을 제외하면 channel깊이가 증가할 수록, normalized 변위 profile은 식 (10)과 같아진다.

Salita<sup>5</sup>는 5.31MPa과 6.9MPa의 유체압력에서 4 가지 크기의 clearance갭을 사용하여 압출 깊이를 측정하였다. Salita의 논문으로 부터 압출 깊이에 대한 해석을 하기 위하여 1) 유체압력  $p$ 에 의한 clearance 갭의 증가는 없고, 2) 계면은 윤활제가 적용되었다고 가정하였다. 참고문헌 5의 Fig. 14로 부터 압출 깊이 측정 데이터를 Table 1에 수록하였다.

압출 깊이  $Z_E$ 와 무차원 유체압력 차이  $(p-p_1)/E$

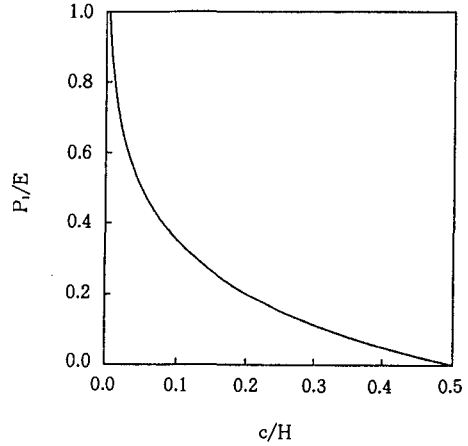


Fig. 14. The relationship of  $p_1/E$  vs.  $c/H$ .

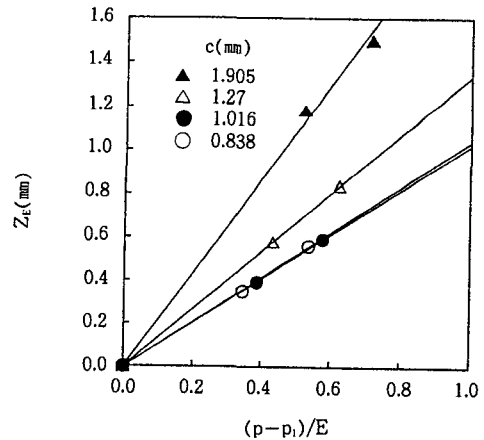


Fig. 15. A linear relationship between extrusion depth  $Z_E$  and normalized pressure difference  $(p-p_1)/E$ .

와 clearance 갭  $c$ 의 상관관계는, FEA 계산 결과에 따라, 식 (14)와 같은 선형관계를 가정하였다.

$$Z_E = K \left( \frac{p-p_1}{E} \right) c \quad (14)$$

여기서  $K$ 는 상수이다.

$p_1$ 의 값은 식 (6)으로 부터 계산할 수 있는데 Fig. 14에  $c/H$ 의 함수로 나타내었다.

Fig. 15에 압출 깊이  $Z_E$ 의 값을  $(p-p_1)/E$ 의 함

수로 나타내었다.

실험 데이터는 선형성을 잘 나타내고 있다. Fig. 15에서 각 line의 기울기  $Z_E/(p-p_0)/E$  를  $c$ 의 함수로 Fig. 16에 나타내었는데 상당히 좋은 선형관계를 획득할 수 있었다.

Fig. 16의 직선 기울기로 부터 획득한  $K$ 의 값은 1.11이었으므로, 식 (14)는 아래의 식 (15)로 표현할 수 있다.

$$Z_E(mm) = 1.11 \left[ \left( \frac{p}{E} \right) - \left\{ -0.15 - 0.217 \ln \left( \frac{c}{H} \right) \right\} \right] \quad (15)$$

Table 2에서, 식 (15)를 Salita의 실험값과 비교하였는데  $\pm 12\%$ 이내에서 실험값을 잘 표현하였다. 윤활 계면에서의 FEA 결과인 식 (9)의 상수 1.02와 식 (15)의 상수 1.11을 비교할 경우 상수 값이 차이가 난다. 이 차이는 Salita의 실험데이터 획득시 유체압력  $p$ 에 의한 갭 증가는 없다고 가정하였지만 실제 실험시 갭 증가가 일어나므로 이에 기인한다고 생각된다.

3가지 다른 boundary condition, 즉 long slit, parallel plates, converging channel에서의 고무의 bulging을 비교하였다. Long slit을 통해 bulge된 고무의 최대 bulge높이와 profile은 다음과 같다<sup>8</sup>.

$$U_{max} = \left( \frac{3}{4} \right) \left( \frac{p}{E} \right) W, \quad U = U_{max} \sqrt{1 - \left( \frac{y}{0.5W} \right)^2}$$

여기서  $W$ 는 long slit의 폭이다. 최대 bulge 높이는  $p/E$ 와  $W$ 에 비례하며 bulge profile은 반 타원형이다. Parallel plates를 통한 bulging의 경우는 다음과 같다.

$$U_{max} = \left( \frac{3}{8} \right) \left( \frac{P}{E} \right) \left( \frac{W^2}{L} \right), \quad U = U_{max} \left[ 1 - \left( \frac{y}{0.5W} \right)^2 \right]$$

여기서  $W$ 는 두 평행판 사이의 거리이고  $L$ 은 고무블럭의 길이이다. 최대 bulge 높이는  $p/E$ 와  $W^2/L$

에 비례하며 bulge profile은 포물선 형태이다. Converging channel을 통한 bulging의 경우는 다음과 같다.

$$U_{max} = \left( \frac{2}{3} \right) \left( \frac{p}{E} \right) W, \quad U = U_{max} \sqrt{1 - \left( \frac{y}{0.5W} \right)^2}$$

최대 bulge 높이는  $p/E$ 와  $W$ 에 비례하며 bulge profile은 반 타원형이다. converging channel을 통한 bulging은 long slit을 통한 경우와 매우 비슷하지만  $U_{max}$ 에서의 상수 값  $2/3$ 는 long slit의 0.75보다 조금 작다. Wedge 형태의 고무 블럭의 길이

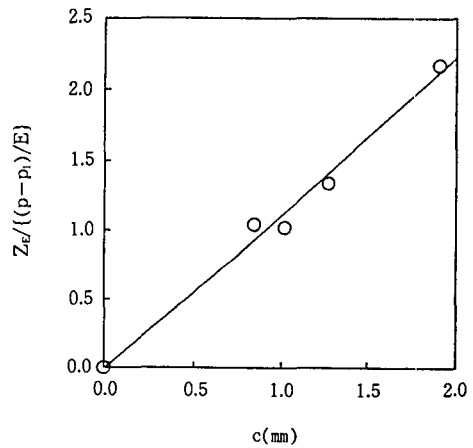


Fig. 16. A linear relationship between extrusion depth  $Z_E$  and a clearance gap  $c$ .

Table 2. Comparison of Equation 15 with Salita's experimental data.

Clearance gap	Applied pressure	$Z_E$ (mm) measured <sup>5</sup>	$Z_E$ (mm) from Eqn. 15	$(Z_E)_{Eqn. 15} / (Z_E)_m$ (%)
c=0.033"	770 psi	0.349	0.319	91.4
	1000 psi	0.56	0.499	89.1
c=0.04"	770 psi	0.349	0.435	111.2
	1000 psi	0.56	0.651	110.3
c=0.05"	770 psi	0.577	0.610	105.7
	1000 psi	0.837	0.880	105.1
c=0.075"	770 psi	1.181	1.100	93.1
	1000 psi	1.499	1.508	100.6

$L$ 의 영향은  $x+L$ 의 값 대비  $x$ 의 값이 작기 때문에 무시할 만 하다.

## V. 결 론

유한요소법에 의한 계산으로 부터 최대 bulge 높이  $U_{max}$ 는 적용압력  $P$ 와 갭의 폭  $W$ 에 선형적으로 비례하였다. 윤활 계면의 경우, 최대 bulge 높이는 접촉 계면의 경우 보다 1.53배 높았다. Wedge 형태의 고무 블럭의 길이  $L$ 의 최대 bulge 높이에 대한 영향은  $x+L$ 의 값 대비  $x$ 의 값이 작기 때문에 무시할 만 하였다.

접촉 계면에서, converging channel에서의 고무 블럭의 변위 profile은 channel의 바닥 출구 부분을 제외하면 경사진 두 판 사이에서 뉴톤 점성 유체 흐름에서의 속도 profile과 매우 비슷하였다.

Salita의 실험 데이터를 분석해 보면 압출 깊이  $Z_E$ 는 무차원 압력 차이  $(p-p_0)/E$  및 clearance 갭  $c$ 와 선형적인 관계를 나타냄을 알 수 있다. 제로 압출 깊이를 위한 무차원 압력  $p_0/E$ 와 무차원 clearance갭  $c/H$ 의 로그(log) 상관관계는 Salita의 실험 데이터를 해석하는데 훌륭하게 적용되었다.

O-링의 clearance 갭  $c$ 를 통한 압출 깊이  $Z_E$ 는 무차원 압력차이  $(p-p_0)/E$ 와 갭의 크기  $c$ 의 곱의 1.11배였다.

Converging channel을 통한 bulging 현상은 long slit을 통한 경우와 매우 비슷하지만 최대 bulge 높이를 나타내는 식의 상수 값  $2/3$ 는 long slit의 경우인 0.75보다 조금 작았다.

## NOMENCLATURE

$A$  : a function.  
 $b$  : top (or bottom) contact width.  
 $b_0$  : top (or bottom) contact width by initial

squeezing.

$\Delta b$  : the increments of top (or bottom) contact width by pressurization.  
 $c$  : clearance gap width.  
 $D$  : cross-sectional diameter of the undeformed O-ring.  
 $E$  : Young's modulus of O-ring materials.  
 $F$  : applied loads.  
 $f$  : the coefficient of friction.  
 $G$  : shear modulus of O-ring materials.  
 $H$  : the height from the bottom of groove to the counter-surface.  
 $K$  : the numerical constant.  
 $P$  : fluid pressure in FEA.  
 $p$  : fluid pressure.  
 $p_0$  : fluid pressure at zero extrusion depth.  
 $p_{ext}$  : fluid pressure at O-ring extrusion.  
 $Q$  : the flow rate.  
 $r$  : the distance from the central axis.  
 $u_r$  : the displacement profile.  
 $u_{max}$  : the maximum bulge height.  
 $V$  : the bulged volume.  
 $v_r$  : the velocity profile.  
 $W$  : the bottom gap width.  
 $x$  : the distance from apex to the left end of tapered plates.  
 $y$  : horizontal distance from the center of gap width.  
 $Z_E$  : the extrusion depth.  
 $z$  : vertical distance at the center of gap width.  
 $\alpha$  : the half angle between tapered plates.  
 $\epsilon$  : the squeeze ratio.  
 $\theta$  : the angle from the center line to a certain point.  
 $\mu$  : shear viscosity.  
 $\nu$  : material Poisson's ratio.

참 고 문 헌

1. J. B. Morrison, *Machine Design*, **29**, No. 3, 91 (1957).
2. A. Karaszkiwicz, *Ind. Eng. Chem.*, **29**, 2134 (1990).
3. K. T. Ksieski, *Lubr. Eng.*, **30**, 72 (1974).
4. R. Eshel, *ASLE*, **27**, 332 (1984).
5. M. Salita, *J. of Propulsion and Power*, **4**, 497 (1988).
6. K. J. Bathe, "ADINA : A Finite Element Program for Automatic Dynamic Non-Linear Analysis", Report ARD 87-1, ADINA R & D, Inc., Watertown, MA, 1987.
7. Z. Tadmor and C. G. Gogos, "Principles of Polymer Processing", Wiley-Interscience, 1979, p144-145.
8. A. N. Gent and W. Kim, *Rubber Chemistry and Technology*, **64**, 813 (1991).