

## 내압을 받는 파워스티어링 호스의 유한요소해석

조진래<sup>†</sup> · 전도형<sup>\*</sup> · 노기태<sup>\*</sup>  
 (2003년 7월 28일 접수, 2004년 1월 8일 심사완료)

### Finite Element Analysis of Power Steering Hose Subject to Internal Pressure

Jin-Rae Cho, Do-Hyung Jeon and Gi-Tae Roh

**Key Words:** Power Steering Hose(파워 스티어링 호스), Swaging(스웨징), Internal Pressure(내압), Effective Strain(등가변형률), Effective Stress(등가응력)

#### Abstract

The objective of this paper is to numerically examine the mechanical behavior of the swaged power steering(PS) hose subject to internal pressure. PS hose experiences a large internal pressure change in operating, so it's material part has to resist a cyclic expansion and compression without causing oil leakage. This cyclic pressure is intimately associated with fatigue failure of PS hose. In this study, we compare two types of PS hose. The numerical investigation is composed of three steps; swaging analysis, low and high pressure analyses. The comparative numerical results provide the basic data for the optimal PS design.

#### 기호설명

- W : 변형률 에너지  
 $C_{ij}$  : Mooney-Rivlin 상수  
 $I_1$  : Cauchy-Green 변형률 1차 불변량  
 $I_2$  : Cauchy-Green 변형률 2차 불변량

#### 1. 서론

자동차 부품은 열과 응력을 반복적으로 받는 제품이 대부분이다. 특히 조향계에 사용되는 파워스티어링(power steering: PS) 호스는 자동차 운전시 유압을 이용하여 운전자의 작은 힘으로도 조향성능을 향상시키는데 사용되며, 내부에 고압의

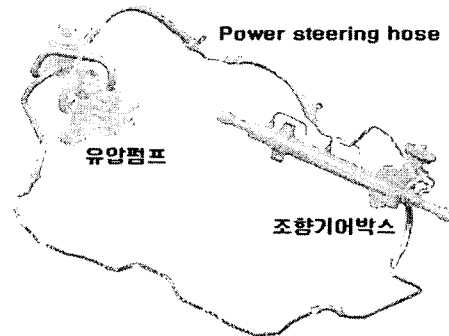


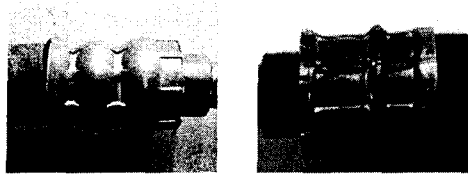
Fig. 1 Basic layout

유압이 통과하므로 자동차의 내구성과 안전성 확보를 위해 아주 중요한 부품이다.

Fig. 1에서 볼 수 있듯이 PS 호스는 조향장치의 주요구성부품인 유압펌프와 조향 기어박스를 엔진룸 내부에서 연결시키고 있다. 따라서 PS 호스는 엔진룸 내부의 고온의 열하중과 호스 내부의 오일에 의한 높은 압력을 반복적으로 받고 있다.

본 연구에서 다룬 내용은 이러한 PS 호스의 Swaging공정<sup>(1,2)</sup>후의 가압해석에 관한 것이다. 이때, Type A, B의 2가지 형태에 대하여 유한요

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 부산대학교 기계공학부  
 E-mail : jrcho@hyowon.pusan.ac.kr  
 TEL : (051)510-2467 FAX : (051)514-7640  
<sup>\*</sup> 부산대학교 대학원 기계설계공학과



Type A Type B  
Fig. 2 Swaged shape



Type A Type B  
Fig. 3 Configuration of Jaw 2

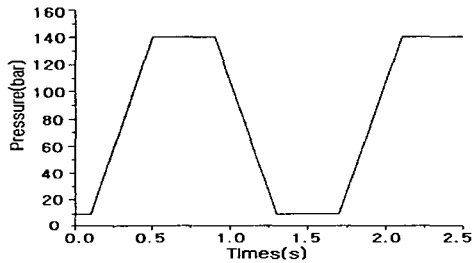


Fig. 4 Oil compression cycle

소해석을 함으로써 형상에 따른 기계적 특성이 어떻게 변화하는지를 고찰하고자 한다. 이를 토대로 내압을 받는 PS 호스의 파손 원인 파악 및 향후 독자적인 설계모델에 대한 기초가 되는 자료를 제공하고자 한다.

## 2. Swaging공정과 가압실험

### 2.1 Swaging공정

PS 호스 제작시 Swaging공정은 제품의 최종형태를 결정하며, 고무와 슬리브, 니플을 연결시켜주는 공정이다. 잘못된 Swaging공정은 제품의 불량 및 호스 체결력 감소를 가져오며 이로 인한 오일의 누설우려가 있다. 이러한 실제 공정을 상용 유한요소 프로그램인 MARC을 사용해서 시뮬레이션한다. 이 때 Jaw 1은 Type A, B에서 동일하게 슬리브의 앞면을 눌러주는 역할을 하며,

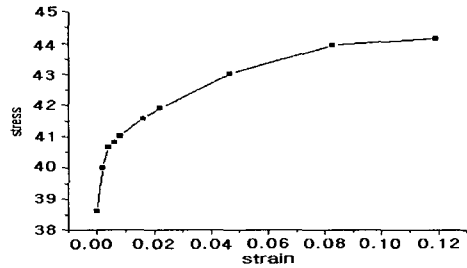


Fig. 5 Stress-strain curve of sleeve with work-hardening (Types A and B)

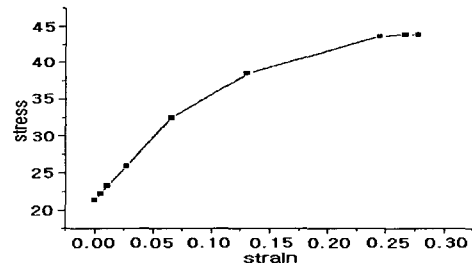


Fig. 6 Stress-strain curve with workhardening of nipple (Type A)

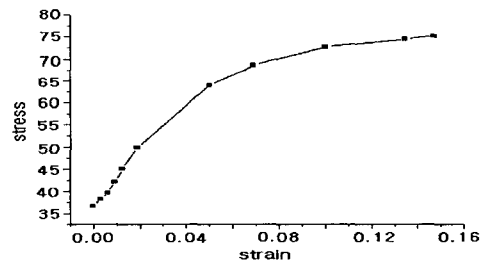


Fig. 7 Stress-strain curve with workhardening of nipple (Type B)

Jaw 2는 슬리브의 뒷면을 눌러준다. 이 두 가지 Type의 형상을 결정짓는 것은 Jaw 2이다. 실제 Jaw 2의 형상은 Fig. 3과 같다.

### 2.2 가압실험

Swaging공정을 거쳐 최종 완성된 PS 호스는 Fig. 4에서 보듯이 자동차 내부에서 분당 35회의 최소 10bar에서 최대 140bar의 반복된 압력을 받게 된다. 본 연구에서는 10bar와 140bar을 한 번씩 가해 주었을 때의 응력과 변형을 변화를 살펴봄으로써 실제 가압실험과 유사한 결과를 얻을 수 있으리라 생각된다. 이 때 Swaging공정에서 나온 형상을 바탕으로 해서 다시 해석을 실시하

며, 내압은 니플의 내면과 니플을 벗어난 지점에서 내면고무에 각각 가하였다.

### 3. 유한요소해석

#### 3.1 강재의 물성치

Type A의 Sleeve는 SWCH10A, Nipple은 열처리된 SWCH18A를 사용하였다. 인장시험에 의해서 구해진 Sleeve의 탄성계수는 8,384Kg/mm<sup>2</sup>, 항복응력 38.6Kg/mm<sup>2</sup>이며, Nipple의 탄성계수는 5,104Kg/mm<sup>2</sup>, 항복응력 21.4Kg/mm<sup>2</sup>이다. Type B의 Sleeve는 Type A와 같은 재료이며, Nipple은 열처리된 S45C이다. 탄성계수는 8,428Kg/mm<sup>2</sup>이며, 항복응력 36.6Kg/mm<sup>2</sup>이다. 프와송비는 모두 0.3의 값을 사용하였다. 소성변형에 사용되는 소성영역의 응력-변형률 선도는 Figs. 5~7과 같다.

보강사(Nylon66)는 고무호스의 안쪽에 삽입되어 응력을 견디는 역할을 한다. 본 연구에서 사용된 보강사는 3가닥으로 12줄의 2점으로 엮인 형태로 이루어져 있으며 각 피치는 38mm로 구성되어 있다. 또한 꼬여 있는 형상이기 때문에 등가 탄성계수의 유도가 쉽지 않다. 여기서는 보강사층을 등방성 물질로 가정하였으며 김형제 등<sup>(2)</sup>의 논문을 참고로 하여 탄성계수 값을 4.02Kg/mm<sup>2</sup>로 선정하였으며 프와송비는 0.3으로 사용하였다.

#### 3.2 고무의 물성치

고무재료의 거동은 비선형, 비압축성, 대변형의 특성을 지니고 있으며, 그 거동이 고무의 성분에 따라 큰 차이를 나타낸다. 따라서, 시험으로부터 구한 하중-변형 관계를 가장 적절히 표현하는 변형률 에너지함수를 찾는 일이 중요한 연구대상이 되고 있다.<sup>(3,4)</sup> 본 연구에서 사용된 것은 James-Green-Simpson 모델<sup>(5)</sup>인 5항 Mooney-Rivlin을 사용하였다:

#### 3.3 유한요소 모델링

Figs. 8과 9는 Type A, B를 축대칭 문제로 가정하고 축방향 단면의 반을 모델링한 것이다. 굽구와 호스는 서로 절점을 공유하지 않게 따로 모델링 하였으며, 호스내부역시 외면고무, 중간고무, 내면고무, 보강사층으로 구분하여 절점을 공유시키지 않았다.

내압해석에 앞서 생성된 유한요소 모델링으로 스웨이징공정을 수행한다. 이 때 호스의 고무는 큰 변형을 일으켜, 해석이 불가능해질 수 있으므로

Table 1 Mooney-Rivlin coefficients (Type A)

|     | Outer rubber | Middle rubber | Inner rubber |
|-----|--------------|---------------|--------------|
| C10 | 0.116422     | 0.123492      | 0.216193     |
| C01 | -0.0428092   | -0.0195922    | -0.111783    |
| C11 | 0.0037528    | -0.00904411   | 0.0285844    |
| C20 | -0.000634714 | 0.0103824     | -0.00942989  |
| C30 | 3.82493e-5   | -0.000208256  | 0.000479049  |

Table 2 Mooney-Rivlin coefficients (Type B)

|     | Outer rubber | Middle rubber | Inner rubber |
|-----|--------------|---------------|--------------|
| C10 | 0.144582     | 0.129923      | 0.279512     |
| C01 | -0.0436264   | -0.0300099    | -0.145885    |
| C11 | -0.000871176 | -0.00220792   | 0.0139681    |
| C20 | 0.00816959   | 0.00725261    | 0.0327742    |
| C30 | -0.000173205 | -0.000171148  | -0.00228372  |

이를 방지하기 위해 크게 변형을 일으키리라 예상되는 지점을 더욱 세분화하여 모델링한다. 완성된 모델링에서 Type A는 전체 절점이 20,255, Type B의 전체 절점은 21,125이다. 그리고, 강재와 보강사 모델에 사용한 요소는 2자유도의 변위 기반 축대칭 4절점 요소를 사용하였다. 고무모델

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 \quad (1)$$

에 사용한 요소는 비압축성 거동을 위한 혼합정식화를 사용한 변위/압력 기반 축대칭 4절점 요소를 사용하였다.

#### 3.4 경계조건

해석하기 앞서 경계조건을 지정한다. Swaging 공정시 니플의 제일 앞부분은 완전 고정된 경계이다. 그리고 슬리브와 고무의 경우 Swaging공정시 Jaw 2에 의해 밀려날 수 있도록 고려하여 스프링요소를 달아 주었다. 또한 고무호스와 니플, 슬리브는 Contact옵션을 사용하여 경계를 지정해 주었다.

가압실험은 이와 조금 다르다. 니플 앞부분은 다

른 기계부품과 결합되어 완전히 고정된 경계조건이다. 그리고 슬리브는 Swaging공정에 의해 니플과는 완전히 결합되고, 고무층과는 접촉되어 있다. 또한 내압을 받으므로 니플의 안쪽면과 니플을 벗어난 내면고무 부분은 내압을 직접받는 경계조건이다.

3.5 수치기법

고무와 강재가 접촉되어 Swaging공정과 가압실험을 하여야 하므로 비선형해석이 필수적이다. MARC을 이용해서 Contact옵션을 사용할 때 미리 고무와 강재가 접촉될 것이라 예상되는 부분을 지정하며, 또한 고무층과 보강사층처럼 완전히 붙어서 거동하는 물체에 대해서는 수직, 수평구속 조건을 갖는 Glue옵션을 사용하였다.

MARC내부적으로는 Contact에 대해 벌칙기법과 라그랑지 승수기법에 따라 변분정식화하여 처리한다.<sup>(6)</sup> 그리고, 응력해석에 대해서는 서로 공액을 이루는 응력, 변형을 텐서중의 하나로 이차 Piola-Kirchhoff응력 텐서와 Green-Lagrangian변형률 텐서를 사용한다. 여기서 Total Lagrangian법을 사용하는데 만일 소성가공같이 아주 큰 변형이 일어나는 경우에 한해서는 Updated Lagrangian법을 사용해야 한다. 이를 통해 궁극적으로 Cauchy응력을 구하며, 비선형 해석이므로 해를 찾기 위해 Newton-Raphson법을 이용하여 반복적으로 수렴해를 구한다.<sup>(7,8)</sup>

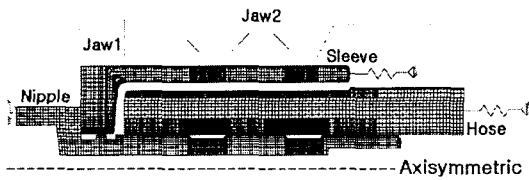


Fig. 8 Axisymmetric finite element model of type A

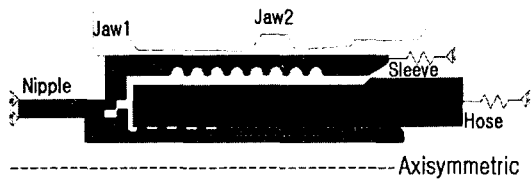


Fig. 9 Axisymmetric finite element model of type B

4. 수치결과

4.1 Swaging공정 결과

MARC을 이용해 Swaging공정을 시뮬레이션한

Table 3 Fracture strain of rubber

|        | Outer rubber | Middle rubber | Inner rubber |
|--------|--------------|---------------|--------------|
| Type A | 1.29         | 1.8           | 1.69         |
| Type B | 1.41         | 1.8           | 2.6          |

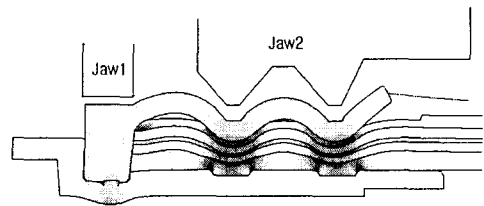


Fig. 10 Swaged configuration (Type A)

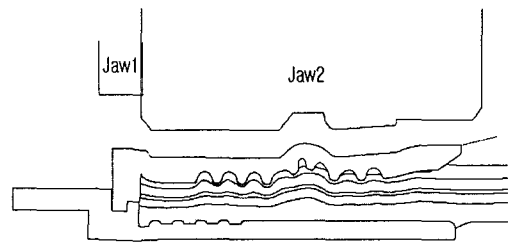


Fig. 11 Swaged configuration (Type B)

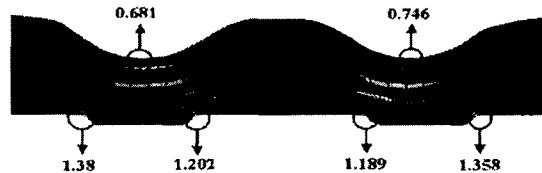


Fig. 12 True strain distribution (Type A)



Fig. 13 True stress distribution (Type A)

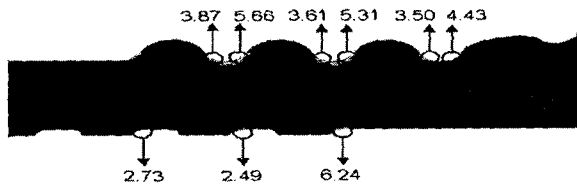


Fig. 14 True strain distribution (Type B)

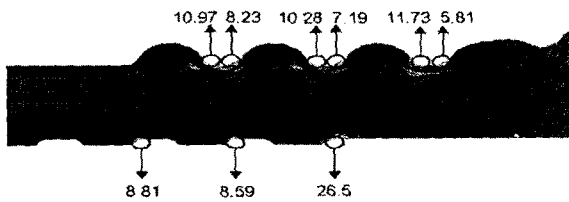


Fig. 15 True stress distribution (Type B)

결과를 Figs. 10과 11에 도시하였다. 그리고, 호스가 Swaging될 때 큰 변형률이 발생되는데, 고무의 파단여부를 위해 Table 3에 각고무층의 파단 변형률을 제시하였다.

Figs. 12~15에서 볼 수 있듯이 Jaw 2와 직접 접하고 있는 슬리브의 아래 부분에서 대부분 높은 변형률과 응력이 발생하고 있다. 또한 Type B는 Type A보다 Jaw 2와 슬리브가 맞는 영역이 넓기 때문에, 그 결과 Type B는 전체적으로 응력과 변형률이 높은 값을 나타낸다. Type A의 경우 고무의 변형률이 파단 변형률 값보다 작아서 전체적으로 안전하다고 할 수 있다. 그러나 Type B의 경우 굴곡진 부분에서 고무의 변형률이 대부분 파단 변형률 값을 벗어나므로, 심한 찌그러짐이나 파손이 일어날 것으로 예상된다. 하지만, 이렇게 변형이 심하고 응력을 많이 받는 곳은 접촉강도가 반대로 높다고 할 수 있다. 그 결과, 오일누설 방지에는 오히려 더 좋은 효과를 가져올 수 있을 것이다. Figs. 13과 15를 살펴보면 보강사 쪽에서 많은 응력을 받고 있음을 알 수 있는데, 이것은 보강사가 응력을 많이 받음으로 고무호스의 전체적인 강도를 높여주고 있음을 증명하는 것이다. 따라서 보강사를 삽입함으로써 고무호스의 수명연장과 파손 방지를 꾀할 수 있다.

## 4.2 가압실험결과

### 4.2.1 유형A

유사한 선행연구 결과<sup>(9)</sup>를 참조하면 응력 및

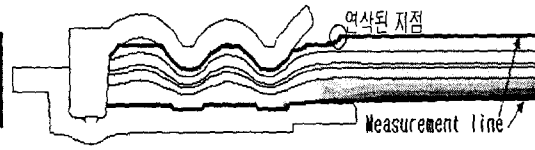


Fig. 16 Stress and strain measurement line

변형률이 집중되는 지점을 피로파손 지점으로 선정할 수 있다. 따라서 이를 토대로 하면 실제 호스의 위험부위를 판단하는 것이 가능할 것이다.

우선 Type A의 응력과 변형률의 변화에 대한 Fig. 17에서 Fig. 20의 그래프를 살펴보면 140bar 작용시 응력과 변형률값이 최대가 됨을 알 수 있다. 그리고, 외면고무보다 내면고무에서 응력과 변형률이 크게 발생하는데, 이것은 내면고무의 경우는 직접적으로 내압을 받는데 비해서 외면고무는 보강사층과 중간고무층에서 내압을 어느정도 감소시키기 때문이라고 판단할 수 있다. 또한 니플이 내압을 막아주는 효과도 살필 수 있다. 그래프에서 x-방향으로 35mm지점이 니플과 내면고무가 맞는 지점이 끝나는 곳이다. 35mm지점 앞까지는 강재인 니플이 내압을 받음으로 니플의 안쪽면에 있는 고무의 응력과 변형률의 변화가 거의 없다. 그러나 35mm지점 후인 니플이 없는 곳에서 고무가 내압을 받는 경우는, 응력과 변형률이 상당히 많이 증가하였음을 알 수 있다.

응력 그래프 Figs. 17과 18을 살펴보면 외면고무의 경우 슬리브를 약간 벗어난 지점, 즉 연삭된 지점에서 최고 응력이 발생하며, 10bar와 140bar일 경우와의 차이가 0.0114Kg/mm<sup>2</sup>이다. 그리고 내면고무는 10bar와 140bar일 때와의 응력의 최대차이는 0.055Kg/mm<sup>2</sup>이며, 니플의 마지막 부분과 맞는 지점에서 발생한다. 변형률 그래프 Figs. 19와 20을 살펴보면 형태가 거의 응력그래프와 동일하다. Fig. 19의 외면고무에 있어 제일 앞부분에서 최대변형률이 나타난 것은 슬리브에 의해 딱 끼어 있기 때문이다. 그 다음 최대변형률 지점은 최대응력지점과 동일한 연삭된 지점이며, 이 지점에서 최대변형률차를 나타낸다. Fig. 20의 내면고무에서도 최대응력 지점과 동일지점인 니플의 마지막 부분과 맞는 곳에서 최대변형률이 발생한다. 해석으로부터 구한 고무 변형률을 토대로 하여 고무의 파손여부를 파악할 수 있다. 고무를 통틀어 최대변형률값은 내면고무에서 0.0858이며, 이 값은 내면고무 파단변형률값인 1.69보다 훨씬 낮은 값으로 안전

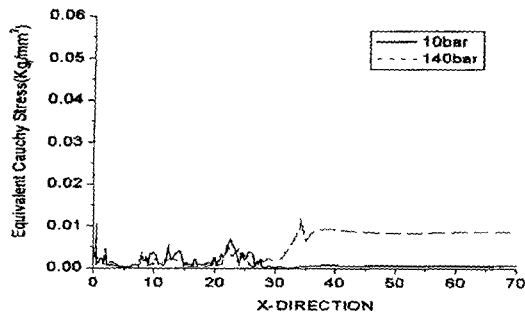


Fig. 17 Stress distribution along the outer rubber surface (Type A)

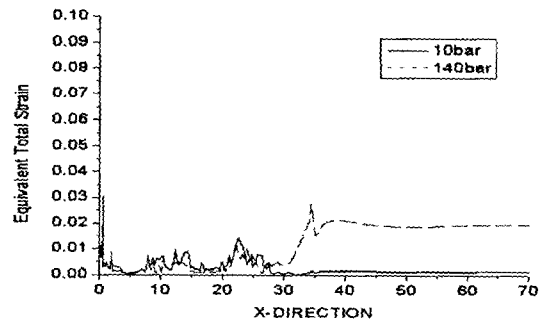


Fig. 19 Strain distribution along the outer rubber surface (Type A)

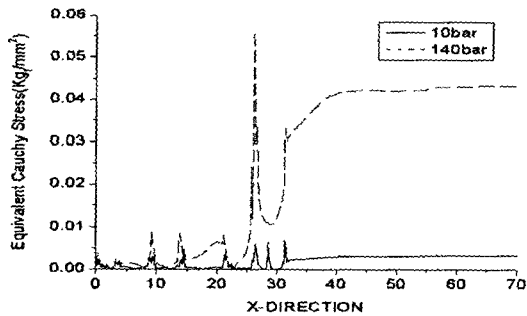


Fig. 18 Stress distribution along the inner rubber surface (Type A)

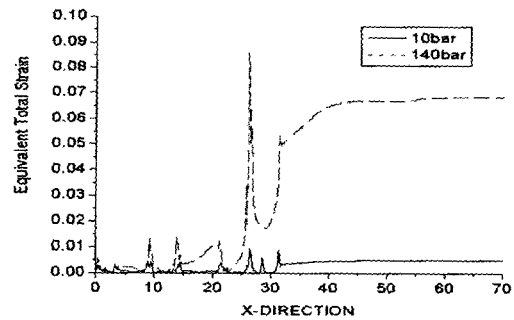


Fig. 20 Strain distribution along the inner rubber surface (Type A)

하다고 볼 수 있다. 그러나 앞서 설명했듯이 응력, 변형을 집중지점이 피로파손부위이다. 따라서 지속적인 내압의 반복이 가해지므로 최대응력차, 최대변형률차가 나타나는 지점을 피로파손부위로 선정할 수 있으며, 그래프상에서는 점프가 발생하는 지점이다.

#### 4.2.2 유형B

Type B의 경우도 Type A와 마찬가지로 140bar가 작용할 때 최대응력, 최대변형률값을 가진다. Figs. 22와 24 최대응력, 최대변형률위치는 슬리브의 마지막 홈 근처로, 10bar와 140bar작용시와의 최대응력차는 0.0455Kg/mm<sup>2</sup>이며, 최대변형률의 차는 0.0562였다. 여기서 주목할 부분은 내면고무이다. 내면고무의 응력과 변형률 그래프 Figs. 23과 25를 살펴보면, 최대값이 발생하는 지점은 니플을 벗어나서 내면고무가 직접 내압을 받기 시작하는 지점 부터이다. 또한 이 부분부터 최대변형률값이 일정하게 유지되므로 Type A에서 볼 수 있었던 점프구간이 없다. 따라서 이러한 경우 피로파손부위의 선정은 그래프의 급변지점으로 선

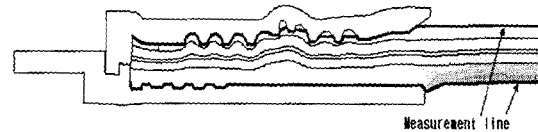


Fig. 21 Stress and strain measurement line

정한다. 그래프를 참조하면 니플과 내면고무가 맞닿는 마지막 부분 근처에서 응력 및 변형률이 급격히 증가하고 있음을 알 수 있다. 따라서 반복을 가하게 되면 이 부분에서 파손의 가능성이 높다.

Type A와 마찬가지로 내외면 고무의 파단변형률값을 알고 있으므로 파손예측이 가능하다. 내외면 고무중 가장 큰 변형률값은 외면고무의 0.0604이며 이는 외면고무 파단변형률 1.41보다 낮은 값으로, 일회적 내압 사이클로는 고무가 파손되지 않음을 알 수 있다.

#### 4.3 유형A와 유형B의 비교

10bar와 140bar의 내압을 반복적으로 받는 Type A, Type B의 PS 호스의 유한요소 해석을 수행하였다. 그 결과 실제 사용시 어느 부위에서 피로

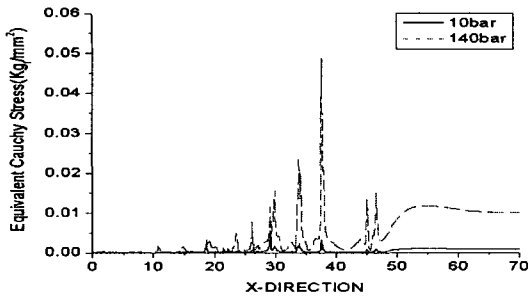


Fig. 22 Stress distribution along the outer rubber surface (Type B)

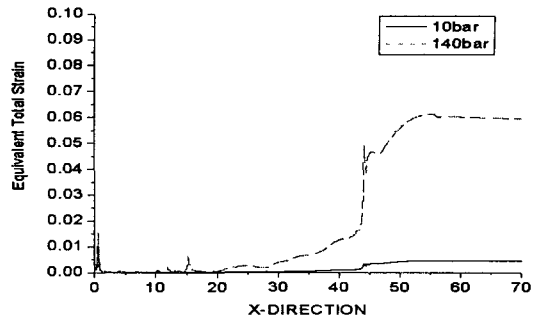


Fig. 25 Strain distribution along the inner rubber surface (Type B)

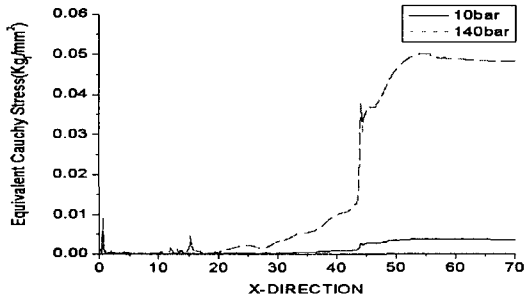


Fig. 23 Stress distribution along the inner rubber surface (Type B)

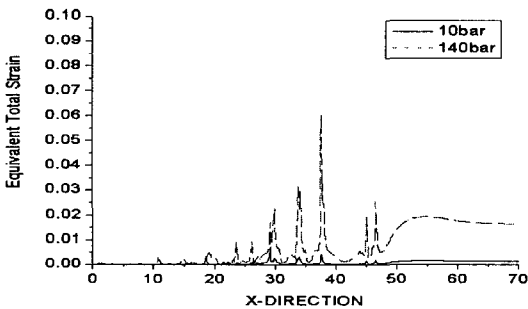


Fig. 24 Strain distribution along the outer rubber surface (Type B)

파손이 일어날 것인지를 예측할 수 있으며, 응력과 변형률의 상태를 분석함으로써 호스 형상의 적절한 설계를 위해 도움이 될 것으로 사료된다. 또한 본 해석결과로부터 Type A와 Type B의 비교도 가능하다. Table 4는 Type A와 Type B의 응력차와 변형률차이를 보여주며, 정상상태는 응력 및 변형률이 더 이상 변화하지 않고 일정한 값을 나타내는 구간에서의 값이다.

이 두 가지 유형의 차이는 첫째, 사용된 고무

Table 4 Differences in stresses and strains

|        | Cauchy stress difference(Kg/mm²) |              |              |              |
|--------|----------------------------------|--------------|--------------|--------------|
|        | Maximum stress                   |              | Steady state |              |
|        | Outer rubber                     | Inner rubber | Outer rubber | Inner rubber |
| Type A | 0.0114                           | 0.055        | 0.008        | 0.04         |
| Type B | 0.0455                           | -            | 0.009        | 0.045        |
|        | Maximum strain                   |              | Steady state |              |
|        | Outer rubber                     | Inner rubber | Outer rubber | Inner rubber |
| Type A | 0.0264                           | 0.0831       | 0.018        | 0.0635       |
| Type B | 0.0562                           | -            | 0.015        | 0.0551       |

의 재질이 달랐으며, 둘째는 Swaging된 형상이 다르다. 해석결과와 응력과 변형률의 그래프를 참조하면 형상이 응력과 변형률에 크게 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다. 이것은 내압을 직접적으로 받는 부분에서의 고무의 응력 및 변형률 값이 크게 차이가 나지 않았기 때문이다. 따라서 고무의 물성치보다는 형상이 응력 및 변형률의 변화를 좌우한다고 할 수 있다. 또한 Type B의 내면고무의 경우 응력 및 변형률의 점프지점이 나타나지 않는다는 것도 특이한 점이다.

### 5. 결론

본 연구에서는 PS 호스중 Type A와 Type B의 두 가지 타입에 대해서 스웨징공정 및 내압해석을

수행하였다. 또한 응력과 변형률 결과를 토대로 하여 피로파손 부위를 예상할 수 있었을 뿐 아니라, 향후 PS 호스의 최적설계를 위한 기초자료를 확립할 수 있었다. 또한 이 두 가지 유형에 대한 비교를 통하여 다음의 주요 결론도 도출할 수 있었다.

(1) Swaging공정의 최대 목적은 니플과 슬리브, 고무를 견고히 결합시키는 것이고, 이것은 고무와 금구와의 체결력에 의해 좌우된다. 비교분석에서 Type A보다는 Type B가 체결력이 높은 형상으로 판명되었다.

(2) 고무의 물성치보다는 Sleeve와 Nipple의 형상이 응력과 변형률에 미치는 영향이 크다는 것을 알 수 있다.

(3) Type A에서는 내면고무에서 최대 변형률이, Type B에서는 외면고무에서 최대 변형률이 발생하였다. 이 값들은 파단 변형률보다는 낮은 값이어서 안전하지만, 내압의 반복작용으로 인해 최대 변형률이 발생하는 지점에서 파손의 가능성은 배제할 수 없다.

(4) Type B는 내면고무에서 응력 및 변형률의 점프지점이 발생치 않는 것이 특징적이었다. 따라서 이런 경우 변형률 급변지점을 피로파손 예상 부위로 선정할 수 있지만, 급격한 변형률차의 점프지점이 생기는 것보다는 양호하다고 할 수 있다. 만약 급변지점의 기울기를 최대한 감소시킬 수 있다면 피로파손에 대한 영향을 감소시킬 수 있을 것이다.

## 후 기

본 연구는 (주)화승 R&A 와 산자부 지역전략 석박사

인력양성사업(2003.6-2006.4)지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Roh, G. T., Jeon, D. H., Choi, J. H. and Cho, J. R., 2003, "Heat-Pressure Characterization of Power Steering Hose by Finite Element Analysis," *Proc. of KSME 2003 Spring Meeting*, pp. 409~414.
- (2) Kim, H. J. and Kim, B. T., 2001, "Effect of the Friction on the Mechanical Behavior of a P/S Hose in Swaging," *Proc. of KSAE 2001 Autumn Meeting*, pp. 1016~1022.
- (3) Treloar, L. R. G., 1975, *The Physics of Rubber Elasticity*, 3rd edition.
- (4) Lee, K. Y. and Baek, W. C., 1990, "Stress Analysis and Fatigue Failure of Rubber in Automobile," *KSAE*, Vol.12, No.2, pp. 11~15.
- (5) James, A. G., Green, A. and Simpson, G. M., 1975, "Strain Energy Functions of Rubber I," *Appl. Polymer Sci.* Vol.19, pp. 2033~2058.
- (6) Bathe, K. J., 1996, *Finite Element Procedures*, Prentice-Hall, New Jersey.
- (7) Oden, J. T. and Carey, G. F., 1984, *Finite Elements; Special Problems in Solid Mechanics*, Vol. V, Prentice-Hall, New Jersey.
- (8) Zienkiewicz, O. C. and Taylor, R. L., 1977, *The Finite Element Method*, McGraw-Hill, London.
- (9) Kim, W. D., Woo, C. S. and Han, S. W., 1998, "Finite Element Analysis and Fatigue Life Evaluation of Automotive Rubber Insulator," *Elastomer*, Vol. 33, No. 3, pp. 168~176.