한국해양공학회 2002년도 춘계학술대회 논문집 PP.51~56

호스 제작시 니플 돌기부가 변형 특성에 미치는 영향

김형제* · 김병탁**
*부경대학교 정밀기계공학과 대학원, **부경대학교 기계공학부 교수

The Effect of the Nipple Protrusions on the Deformation Characteristics of the High-Pressure Hose in the Manufacturing Process

Hynug-Je Kim*, Byung-Tak Kim**
*Graduate School of Precision Mechanical Engineering, Pukyong National University
**Professor, Division of Mechanical Engineering, Pukyong National University

KEY WORDS: Nipple Protrusions 니플 돌기부, Deformation Characteristics 변형 특성, Power Steering Hose P/S 호스, Finite Elements Method 유한요소법, Swaging 스웨이징

ABSTRACT: *In this paper, the stress and deformation characteristics of the high pressure hose that have the hose components such as rubber, braid and steel(sleeve and nipple) during the manufacturing process, and analyzed using the finite element method. The swaging process is modeled with a contact problem in identical conditions of real circumstances, and the properties of hose materials based on the experimental data are used in this analysis. Also, to understand the effect of the nipple protrusions on the deformation characteristics of a power steering hose among the steel materials shape of the existing model, and changed the steel materials shape partially, and compared with the existing model.*

1. 서 론

P/S용 고압호스[1]는 3개의 고무층과 2개의 편조층으로 구성되는 있는 호스로서, 호스의 양쪽은 금구을 사용하여 자동차의 엔진과 차체에 마운트되어 있는 금속 파이프와 연결되어 있다. 이와 같은 호스는 상당한 기계적 하중과 열하중을 동시에 받고 있기 때문에 지속적인 운전조건하에서 호스 재질의 약화와 높은 압력으로 인하여 금구와 호스가 연결된 부분에서 누유 등으로 자동차 성능에 악영향을 미칠 수가 있다.[2-3] 실제 엔진의 운전조건이 변화할 때마다 호스내의 하중조건도 변하게 되고, 대기 온도 등과 같은 외부 조건도 고압호스의 성능과 수명에 상당한 영향을 미치므로, 여러 운전조건하에서 고압호스가 제 기능을 다하기 위해서는 금구와 호스 체결부위의 기계적 변형특성[4]에 관한 해석이 선행되어 예상되는 악영향에 대한 방지책을 마련할 필요가 있다. 현재까지 고압호스의 기계적 변형특성은 이론에 근거한 계산식의 유도나 적용이 대부분으로,[5-7] 해석인자 및 형상 차이로 인하여 이 결과를 실제 고압호스에 적용하기 어려운 점이 많다. 더욱이 실제 고압호스의 제작과정이 호스의 성능에 미치는 영향이 매우 크지만 이에 대한 해석은 거의 없는 실정이다. 따라서 본 연구에서는 스웨이징시[8] 내 · 외면고무, 중간고무, 편조층 그리고 슬리브(sleeve)와 니플(nipple)에 발생하는 응력과 변형특성을 유한요소법으로 해석하였다. 이를 위하여 실제 체결방법과 동일한 과정을 접촉문제로 모델링하고 고무재료의 물성치는 실험을 통하여 구한 값을 사용하였다. 또한 기존 모델의 금구 형상 중에서 니플 돌기부가 고압호스의 변형특성에 미치는 영향을 파악하기 위하여, 부분적으로 금구 형상을 변경하고 동일한 제작과정을 적용하여 기존 모델과 비교, 검토하였다.

2. 유한요소해석

2.1 유한요소모델

Fig. 1은 해석에서 사용된 유한요소모델을 도시한 것으로서, 내 · 외면고무, 중간고무, 2개의 편조층, 그리고 슬리브와 니플로 구성되어 있다. 특히 금구 형상 중에서 니플의 돌기부 피치(pitch)가 4mm인 표준형 모델이다. 해석에서 사용된 절점과 요소의 수는 각각 7067개와 5803개이다.

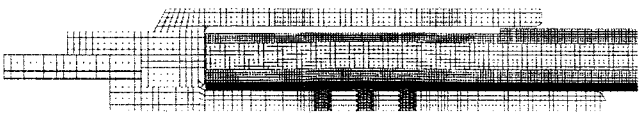
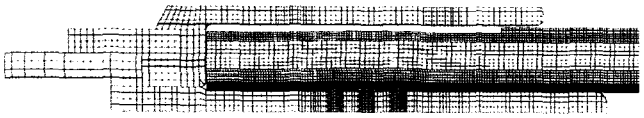
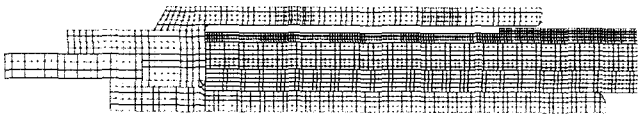


Fig. 1 Finite element model of the high-pressure hose (pitch 4 mm)

Fig. 2는 니플의 돌기부가 고압호스의 변형특성에 미치는 영향을 파악하기 위하여 돌기부의 피치를 3mm로 줄인 형상과 돌기부를 고려하지 않은 형상을 도시한 것이다. 사용된 절점의 수는 각각 7057개와 3691개이고, 요소의 수는 각각 5795개와 2859개이다. 그리고 3개의 해석모델은 호스의 중심축에 대해 대칭인 형상을 가지고 있기 때문에 축대칭모델을 사용하였다.



(a) pitch 3 mm



(b) no protrusion

Fig. 2 Finite element model of the modified high-pressure hose

2.2 재료의 물성치

2.2.1 고무재료의 물성치

본 해석에서 사용된 고무재료는 3개의 시험편을 가지고 인장시험과 압축시험을 실시하여 응력-변형률 선도를 구하였다. Fig. 3은 고무재료 중에서 내면고무에 대한 응력-변형률 선도를 도시한 것이다. 중간고무와 외면고무도 동일한 시험을 통하여 응력-변형률 선도를 구하였다.

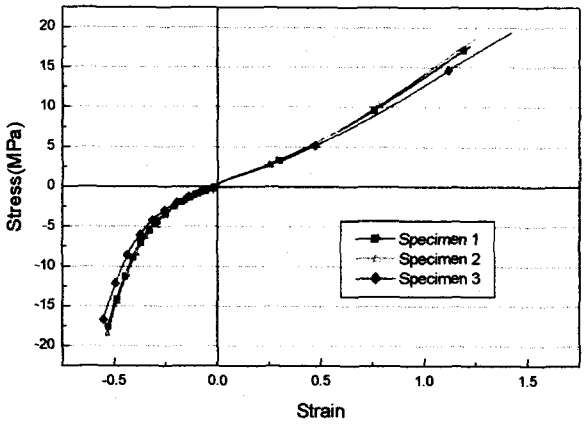


Fig. 3 Stress-strain curve of the inner rubber

시험을 통해 구한 응력-변형률 선도로부터 얻어진 데이터 값을 MARC에 입력하여 식(1)과 같은 일반화된 Mooney-Rivlin의 2차 불변량 모델(second order invariant model)의 4개의 상수를 결정하였다.

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

Table 1은 MARC 프로그램에서 계산된 각 고무재료의 Mooney-Rivlin 상수를 나타낸 것이다.

Table 1 Calculated rubber material constants of the generalized Mooney-Rivlin model

(unit : MPa)

	C_{10}	C_{01}	C_{11}	C_{20}
Inner rubber	2.38281	-0.78872	0.04512	0.50527
Middle rubber	1.33394	-0.45644	0.11302	0.02709
Outer rubber	0.95818	-1.29741	0.059	0.03207

2.2.2 편조층의 물성치

편조층의 물성치를 구하기 위하여 본 해석에서는 호스 완제품의 반경방향 압축시험을 수행한 결과를 이용하여 편조층의 종탄성 계수를 계산하였다. 이를 위해서는 먼저 각 고무재료와 완제품의 압축시험에서 얻은 응력-변형률 선도를 사용하여 응력을 변형률의 함수로 나타내었다. 완제품에는 2개의 편조층이 포함되어 있으므로 각 압축시험에서 얻은 자료로부터 편조층의 종탄성 계수를 역산하였다. 계산된 편조층의 종탄성 계수는 39.44 MPa이다.

2.2.3 금구의 물성치

금구에 사용된 강재는 열처리된 SWCH10A로서 기계 구조용 탄소 강재인 SM10C와 유사한 성질을 가지고 있으며, 시험편 5개를 사용하여 속도 15mm/min으로 인장시험을 수행하였다. 그 결과 항복강도는 261.9 MPa, 인장강도는 427.7 MPa의 값을 얻었으며, 이 값들은 전형적인 연강의 성질을 나타내고 있으므로, 금구의 종탄성 계수는 206010 MPa를 사용하였다.

스웨이징시 슬리브는 심한 소성변형을 일으키기 때문에 이 과정을 해석하기 위해서는 소성영역에서 응력-변형률 선도가 입력되어야 한다. 본 해석에서는 Fig. 4에 도시한 구분적 선형(piecewise linear) 방식의 선도를 사용하였다.

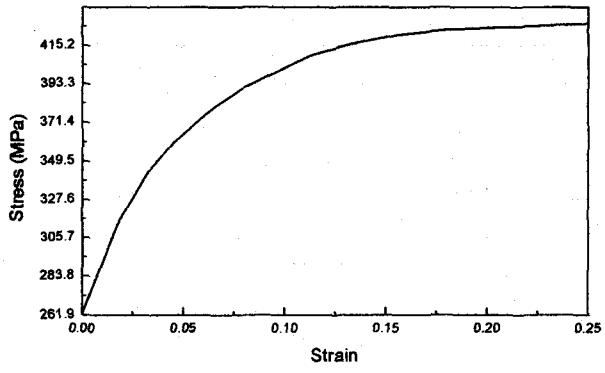


Fig. 4 Stress-strain curve in plastic region of the steel materials

2.3 해석방법

본 해석에서 접촉조건을 원활하게 적용하기 위하여 격자(mesh) 구성시 모델을 내·외면고무, 중간고무, 편조층, 그리고 슬리브와 니플로 분리하여 각 부품들이 동일 절점을 공유하지 않도록 구성하였다. 왜냐하면 고무재료의 접촉문제에서는 변형이 크게 일어나기 때문에 해석 중간에 모델을 수정하여 격자를 재구성할 필요가 있기 때문이다. 그러나 실제로 고압호스를 구성하고 있는 부품들은 완전 접합상태이므로 각 부품들이 접촉하고 있는 사이에 접착(glue)옵션과 매우 큰 분리력(separation force)을 사용하여 접선과 법선방향의 운동을 제어하였다. 또한 스웨이징이 진행되는 동안에 강재와 접촉하고 있는 내·외면고무의 변형이 심하기 때문에 다른 부품들보다 격자를 조밀하게 구성하였다. 특히 외면고무일 경우에 상대적으로 내면고무보다 요소의 찌그러짐이 심하기 때문에 해가 수렴하지 못할 수도 있다. 이를 방지하기 위하여 외면고무에 대해서는 초기에 격자를 구성한 후 매 10번씩의 시간증분(increment)마다 격자를 다시 구성하도록 하였다. 또한 요소가 너무 뒤틀어지거나 침투현상이 발생하는 경우에도 격자를 재구성하도록 하였다. 재구성시 요소변의 길이는 0.2mm를 사용하였다.

조의 운동은 행정거리 2.2mm를 100mm/s의 속도로 운동하도록 하였으며, 경계조건을 적용하기 위하여 3개의 가상 강체를 대칭(symmetry)조건으로 정의하였다. 스웨이징시 조는 전진하였다가 후퇴하므로 해석시간은 접촉 초기부터 조가 완전히 분리되는 시점까지 포함하여 0.0275s로 하였다. 해석은 125 간격(step)으로 나누어 진행하였으며, 해가 수렴하지 않을 경우에는 자동적으로 그 간격을 10번까지 줄여 수행할 수 있도록 하였다.

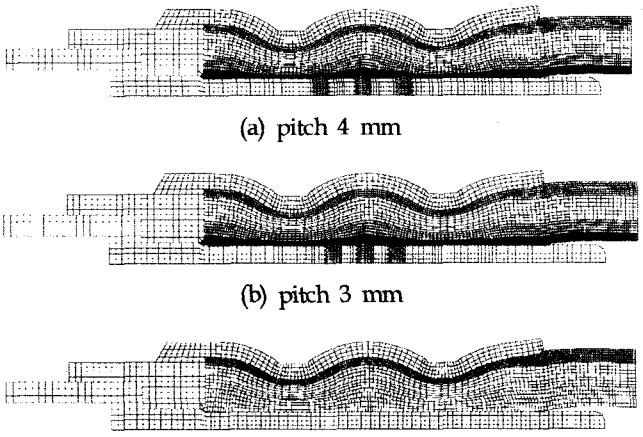
또한 금구 형상 중에서 니플의 돌기부가 고압호스의 변형특성에 미치는 영향을 파악하기 위하여 니플의 돌기부 피치 4mm인 표준형을 기준으로 돌기부 피치를 3mm로 줄인 형상과 돌기부를 고려하지 않은 형상을 동일한 해석방법을 사용하여 기존 모델과 비교 검토하였다. 해석은 updated Lagrangian법과 대변형(large displacement)조건을 적용하였으며, 전 해석모델에 사용한 요소는 모든 구성방정식에 적용할 수 있는 축대칭 4절점 요소(MARC element 10)를 사용하였다.

3. 해석결과

3.1 변형형상

Fig. 5는 본 해석의 3개 모델들에 대하여 조가 슬리브에서 완전히 분리되어 제품이 완료되었을 때의 변형형상을 도시한 것이다. 조가 최대로 전진했을 때의 형상도 이와 유사하였으며, 조가 이탈한 후에 스프링백 현상이 발생하여 일부 변형이 복원되는 것을 관찰할 수가 있었다.

Fig. 6은 조와 슬리브의 접촉 중앙부에 해당하는 두 절점의 시간에 따른 변형특성을 살펴보기 위하여 이들에 대한 반경방향의 변위를 도시한 것으로, jaw 1의 해당 절점은 좌측 조 중앙부와 접촉하는 점이고, jaw 2의 해당 절점은 우측 조 중앙부와 접촉하는 점이다. 또한 금구 형상 중에서 니플의 돌기부 피치 4mm와 돌기부를 고려하지 않은 모델의 두 조의 반지름은 0.1mm이



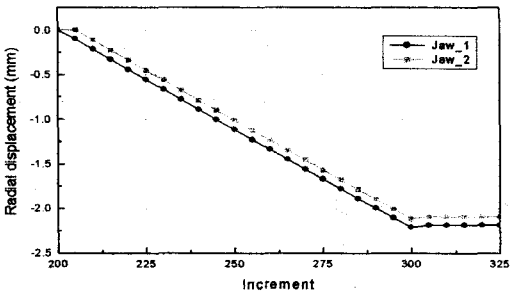
(a) pitch 4 mm

(b) pitch 3 mm

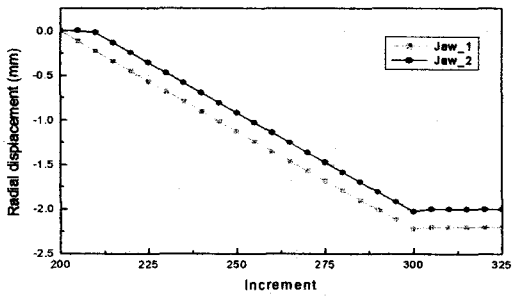
(c) no protrusion

Fig. 5 Deformed shape of the model after release of the jaw

며 돌기부 피치가 3mm인 모델은 반지름이 0.2mm의 차이가 있으므로, 최대 전진 시점까지 두 절점의 변위는 거의 일정한 차이를 가지고 평행하게 나타남을 알 수가 있다. 조가 슬리브에서 완전히 분리되면 스프링백 현상이 발생하여 변위는 줄어들게 되는데, 두 절점에서 복원된 변위는 기하학적 형상의 차이로 좌측 부분이 약간 작지만 그 값은 거의 동일하게 나타났다. 본 해석에서 니플 돌기부 피치가 4mm인 표준형 모델의 경우는 0.0249mm의 변위 복원이 발생하였으며, 피치가 3mm인 모델과 돌기부를 고려하지 않은 모델도 표준형 모델과 거의 동일한 변위 복원이 발생하였는데, 각각 0.025mm와 0.0247mm이다. 따라서 두 조의 반지름의 차이나 돌기부의 유무가 슬리브의 변형 회복에 미치는 영향은 미미하다고 볼 수가 있다.



(a) pitch 4 mm



(b) pitch 3 mm

Fig. 6 Radial displacements of two nodes in the center region of the jaws

3.2 금구의 발생응력

Fig. 7은 조가 완전히 분리되어 제작이 완료되었을 때에 금구에 발생하는 응력을 도시한 것으로, 조의 최대 전진 시점에서는 슬리브가 전체적으로 항복응력을 초과하는 응력이 발생하였으나, 조가 슬리브에서 이탈한 후에는 변형의 일부 복원으로 인하여 발생응력이 감소하는 경향을 나타내었다. 슬리브의 잔류응력은 니플 돌기부 피치가 4mm인 표준형 모델과 피치를 3mm로 줄인 모델에서 각각 16.09 MPa과 12.95 MPa 정도 감소하였으며, 돌기부를 고려하지 않은 경우에서는 두 모델보다 약간 큰 36.4 MPa 정도로 나타났다. 그 반면에 니플은 스웨이징이 진행되는 동안에 57.91 MPa 정도의 비교적 낮은 응력이 발생하고 있기 때문에 제품의 변형 등에 별 영향을 주지 못할 것이라고 사료된다. 또한 니플의 돌기부 형상을 변경한 3개의 모델에서 발생하는 응력은 거의 동일한 값을 나타내고 있기 때문에 형상의 변화로 인하여 미치는 영향이 매우 적을 것으로 사료된다.

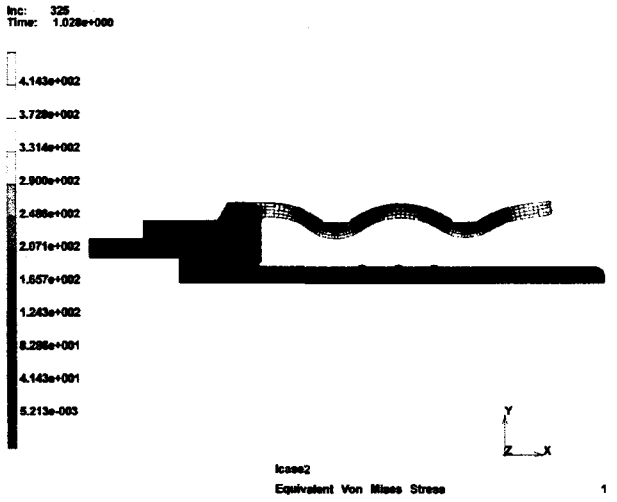


Fig. 7 Stress distribution of the steel components after release of the jaw(pitch 4 mm)

3.3 호스의 발생 변형률

Fig. 8은 조가 최대로 전진했을 때 발생하는 등가 전변형률(equivalent total strain)을 금구와 함께 도시한 것으로 금구에 비해 호스의 변형률이 상대적으로 크게 나타나고 있음을 알 수가 있다. 실제로 금구는 변위가 크게 나타나지만 상당부분이 강체 운동에 의해 발생하므로 변형률은 크지 않는 반면, 호스는 금구 내에 구속되어 압축되므로 상대적으로 큰 변형률이 발생하게 된다. 예상대로 호스의 변형률은 조와 직접 접촉하는 슬리브 아래의 중앙부에서 크게 발생하며, 호스 재료 중에서 니플과 접촉하고 있는 내면고무의 변형률이 상대적으로 크게 발생하고 있다. 호스의 성능에 매우 큰 영향을 미치는 내면고무의 발생 변형률을 Fig. 9에 도시하였다. 조가 슬리브에서 완전히 분리된 후의 변형률 분포양상도 이 그림과 유사하게 나타났으며, 내면고무에 발생하는 변형률의 크기도 별로 차이가 없는 것으로 나타났다. 따라서 금구의 소성변형이 완전히 일어난 후에는 조가 후퇴하여 일부 변형의 회복이 발생한다 하더라도 금구와 고무의

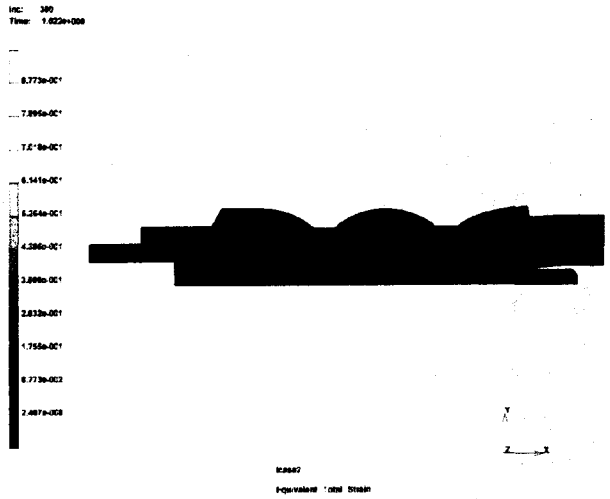


Fig. 8 Equivalent total strain distribution of the model (pitch 4 mm)

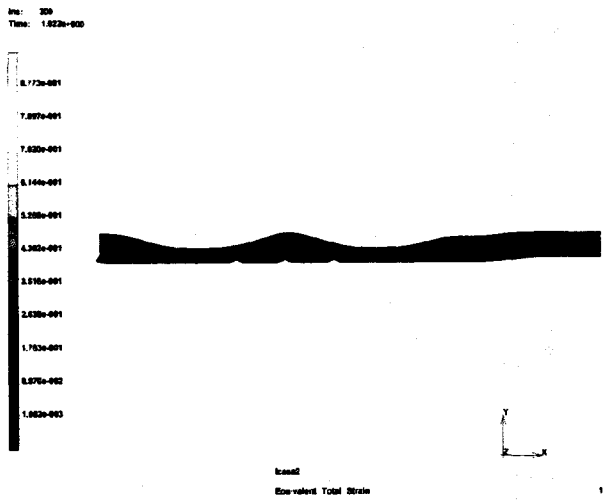


Fig. 9 Equivalent total strain distribution of the inner rubber (pitch 4 mm)

큰 강성의 차이로 인하여 고무의 변형률은 거의 변화하지 않는다고 볼 수가 있다.

Fig. 10은 고압호스 제작시 불량으로 누유가 발생할 가능성이 매우 높은 니플과 접촉하고 있는 내면고무에 대하여 발생 변형률을 접촉길이에 따라 도시한 것이다. 이 그림에서 2개의 봉우리는 가장 큰 압축력을 받는 조 중앙부의 절점에 해당되며 돌기부를 고려한 모델에서 3개의 피크치는 니플 돌기부와 접촉하는 점이다. 니플 돌기부 피치가 4mm인 경우 변형률은 87.7%로서 좌측 돌기부에서 가장 크게 발생하였으며, 피치가 3mm인 모델과 돌기부를 고려하지 않은 모델은 거의 동일한 변형률을 나타내었는데, 각각 58.1%와 57.4%로 상대적으로 피치 4mm보다 낮은 값을 나타내었다. 피치가 4mm인 표준형 모델은 돌기부와 접촉하고 있는 내면고무에서 변형률이 너무 크게 발생하여 사용전 결함 가능성이 제기되는 바 이는 바람직하지 못한 현상으로 판단되므로 좌측 돌기부의 위치를 현재보다 오른쪽으로 약간 이동

시킬 필요가 있다고 사료된다. 따라서 피치 3mm의 경우가 피치 4mm보다 더 유리할 것으로 생각된다. 또한 조가 슬리브에서 이탈한 후 3개의 모델에서 발생한 변형률은 대략 1%미만에서 변위 복원현상이 나타났다.

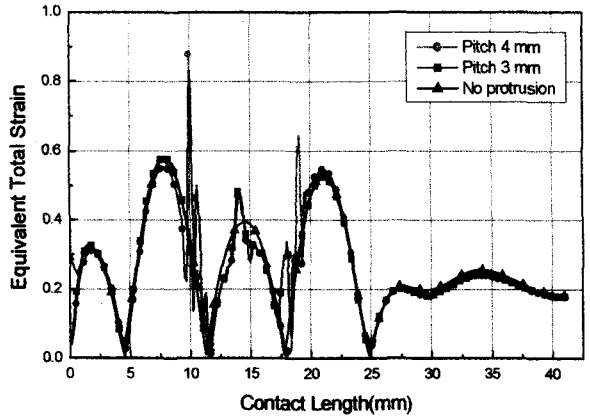


Fig. 10 Strain variations of inner rubber with respect of the contact length

3.4 호스의 발생응력

Fig. 11은 조가 최대 전진시 내면고무에 발생하는 응력을 도시한 것으로서, 조가 슬리브에서 이탈된 후에도 최대 전진 시점과 유사한 분포양상과 크기를 나타내었다.

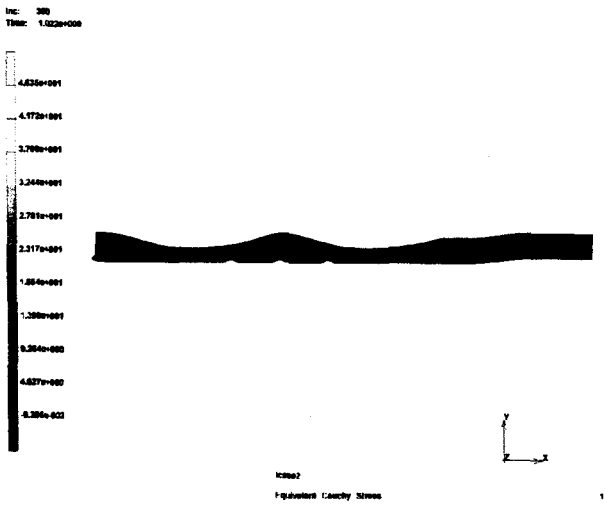


Fig. 11 Equivalent Cauchy stress distribution of the inner rubber(pitch 4 mm)

스웨이징 작업으로 고압호스 제작시 응력의 과다로 결함이 발생할 경우 그 구역은 금구인 니플과 접촉하고 있는 부분일 가능성이 크기 때문에 Fig. 12에 내면고무의 니플 접촉면의 길이에 따른 발생응력의 변화를 도시하였다. 이 그림에서 피치 4mm인 경우에 최대 발생응력이 46.35 MPa로 좌측 돌기부에서 발생하는데 파단 진응력(38.65 MPa)을 초과하고 있기 때문에 내면고무의 일부 영역에 결함이 일어날 가능성이 높다고 판단된다. 따라서 이 모델의 경우에는 앞서 서술한 바와 같이 좌측 돌기를 조의 중심부에서 우측으로 편위시켜 조의 영향을 감소시킬 필요가 있다고 생각된다. 피치 3mm인 경우의 응력 분포양상을 살펴보면, 좌우측 돌기가 중앙 돌기쪽으로 1mm 이동하여 두 조의 영향이 감소한 결과로 돌기부의 응력이 조 중심부의 응력보다 작은 값을 나타내었으며, 최대 발생응력은 12.46 MPa로 좌측 조의 중심부에서 발생하였다. 세 돌기부 중 가장 큰 응력은 우측 조 중심부와 비슷한 10.18 MPa의 값을 나타내었다. 또한 돌기부를 고려하지 않은 형상도 피치 3mm의 형상과 거의 유사한 12.08 MPa의 값을 나타내었다.

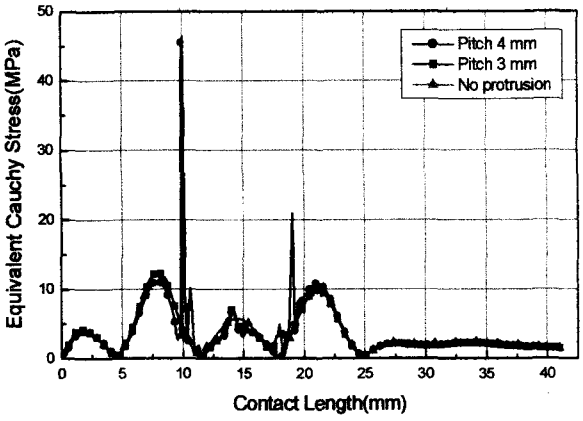


Fig. 12 Equivalent Cauchy stress variations of inner rubber with respect of the contact length

4. 결 론

본 연구에서는 스웨이징시 내·외면고무, 중간고무, 편조층 그리고 슬리브와 니플에 발생하는 응력과 변형특성을 유한요소법으로 해석하였다. 또한 기존 모델의 금구 형상 중에서 니플 돌기부가 고압호스의 변형특성에 미치는 영향을 파악하기 위하여, 부분적으로 금구 형상을 변경하여 기존 모델과 비교 검토하였다.

(1) 스웨이징이 완료되고 조가 슬리브에서 완전히 분리되면 스프링백 현상으로 인하여 설계시 치수와 제작 후 치수의 차이가 발생하는데, 니플 돌기부 피치가 4mm인 표준형 모델의 경우 0.0249mm, 피치를 3mm로 줄인 모델과 돌기부를 고려하지 않은 모델은 각각 0.025mm와 0.0247mm의 변위가 복원되어 두 조의 반지름 차이나 돌기부의 유무가 슬리브의 변형 회복에 미치는 영향은 미미함을 알 수가 있다.

(2) 조가 최대 전진시 내면고무와 니플 접촉부위의 최대 변형률은 피치 4mm인 경우에 87.7%로 좌측 돌기부에서 가장 크게 발생하였으며, 피치 3mm와 돌기부를 고려하지 않은 모델은 각각 58.1%와 57.4%로 상대적으로 피치 4mm보다 낮은 값을 나타내었다.

(3) 니플과 접촉하고 있는 내면고무에서 발생하는 최대 응력은 니플 돌기부 피치가 4mm인 경우에 46.35 MPa로 변형률과 마찬가지로 좌측 돌기부에서 가장 크게 발생하였다. 또한 피치를 3mm로 줄인 모델과 돌기부를 고려하지 않은 모델은 각각 12.46 MPa과 12.08 MPa의 값을 나타내었다.

(4) 호스에 발생하는 변형률과 응력을 검토해 본 결과, 피치 4mm인 표준형 모델은 돌기부 접촉 내면고무의 변형률과 응력이 너무 커서 사용전 결함 가능성이 제기되는 바 좌측 돌기부의 위치를 현재보다 오른쪽으로 약간 이동시킬 필요가 있다고 사료된다. 따라서 피치 3mm의 경우가 피치 4mm보다 더 유리할 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

(1) Hydraulic Hose and Hose Fitting Subcommittee, 1997, Wire Braid Angle Response Characteristics in Hydraulic Hose , SAE Transaction 972706, Vol.22, pp. 107~126.

(2) R. A. Goettler, R. I. Leib and A. J. Lambright, 1979, Short Fiber Reinforced Hose-A New Concept in Production and Performance , Rubber Chemistry and Technology, Vol. 52, No. 4, pp. 838~863.

(3) M. E. Nicols and R. A. Pett, 1995, Predicting the Life of Automotive Power Steering Hose Materials , Rubber World, Vol. 211, No. 6, pp. 27~31.

(4) R. H. Fineey, 1987, Application of Finite Element Analysis , Elastmerices, Vol. 119, No. 1, pp. 18~23.

(5) M. Kuipers, M. van der Veen, 1989, On Stresses in Reinforced High-Pressure Hoses , Acta Mechanica, Vol. 80, No. 3, pp. 313~322.

(6) S. Nair and A. Dollar, 1997, Stresses and Strains in High-Pressure Composite Hoses , J. of Pressure Vessel Technology, Vol. 119, pp. 351~355.

(7) P. C. Bregman, M. Kuipers, H. L. J. Teerling and W. A. van der Veen, 1993, Strength and Stiffness of a Flexible High-Pressure Spiral Hose , Acta Mechanica, Vol. 97, No. 3, pp. 185~204.

(8) A. Piela, 1997, Analysis of the Metal Flow in Swaging Numerical Modelling and Experimental Verification , Int. J. Mech. Sci., Vol. 39, No. 2, pp. 221~231.