

동력조향장치 호스 조립품의 이탈력 추정에 관한 연구

김형제¹⁾ · 김병탁²⁾ · 윤문철²⁾

부경대학교 대학원¹⁾ · 부경대학교 기계공학부²⁾

A Study on the Estimation of Separation Forces of a Power Steering Hose Assembly

Hyunje Kim¹⁾ · Byungtak Kim²⁾ · Moonchul Yoon²⁾

¹⁾Graduate School, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

²⁾School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

(Received 23 February 2005 / Accepted 18 April 2005)

Abstract : The power steering hose assembly is usually manufactured through the swaging process, which is conducted to connect a hose with metal fittings. In this process the hose is inserted into metal components, the sleeve and the nipple, and compressed in the radial direction by the jaws to clamp the hose with metal components. In case that the clamping force is small, the oil in the hose can leak locally under the severe operating conditions. To confirm the clamping force requirements, the measurement of separation force in longitudinal direction of the hose is usually performed. In this study, the swaging process of a hose is simulated with the finite element method, to investigate the effect of friction coefficient on the separation force. The results interpretations are focused on the inner rubber component, and also a formula is proposed to estimate the separation forces with respect to friction coefficients.

Key words : Finite element method(유한요소법), Clamping force(체결력), Separation force(이탈력), Swaging(스웨이징), Contact condition(접촉 조건)

1. 서론

자동차에 사용되는 동력 조향장치용 호스 부품은 주로 스웨이징(swaging)¹⁾ 작업을 통하여 호스의 양단을 금속용구에 체결하는 방식으로 제작되고 있다. 이 작업은 호스를 금속용구에 삽입한 후 반경방향으로 조(jaw)를 이동시켜 호스와 금속용구를 체결하는 방식으로, 조의 행정거리나 금속용구의 형상, 호스의 재료 등에 의하여 호스의 거동 양상이 크게 달라질 수 있다.

호스의 성능은 제작 후 호스와 금속용구 사이의

체결력(clamping force)에 크게 의존하며, 체결력이 과소한 경우 실제 운전 하에서 높은 압력으로 인한 누유가 발생하는 경우도 종종 있다. 이러한 누유는 내부 유체의 온도가 높은 경우 호스 재질의 연화와 함께 가속화될 수 있기 때문에 호스 제품이 장기간 안정된 기능을 하기 위해서는 제작 시에 충분한 체결력을 가질 수 있도록 여러 가지 인자에 대한 고려가 필요하다.^{2,3)}

호스 조립품의 체결력을 실험을 통하여 측정하기는 어렵기 때문에, 일반적으로 호스와 금속용구 사이의 이탈력(separation force)을 측정하여 이 값으로 체결력에 대한 요구 사양의 만족 여부를 판단하고 있다. 그러나 이러한 이탈력은 호스 조립품의 형상,

*To whom correspondence should be addressed.
btkim@pknu.ac.kr

접촉 수직력(체결력), 마찰계수 등에 의존하기 때문에 이탈력만으로 체결력을 정확히 추정하기는 곤란하다. 더구나 시제품이 나오기 전의 설계 제품에 대한 이탈력은 실험으로 추정할 방법이 없으므로, 유한요소 해석을 통하여 새로운 제품의 체결력과 이탈력을 검토해 보는 것이 바람직하다 하겠다.

지금까지 고압 호스에 대한 연구^{4,8)}는 주로 이론적 접근을 통한 응력 해석에 집중되어 있어, 이를 실제적인 문제에 적용하는 데는 어려움이 많았던 것이 사실이다. 따라서 최근에는 새로운 제품 설계 시 이론적인 연구 결과를 적용하기 보다는 주로 유한요소해석⁹⁾을 통한 문제 해결 방법이 주로 채택되고 있다. 이와 같은 측면에서 본 연구에서는 현재 사용되고 있는 제품에 대하여 여러 가지 마찰계수에 따른 접촉력의 변화와 호스의 변형 특성을 유한요소법으로 해석하였다. 또한 호스와 금속용구 사이의 접촉 수직력 해석결과로부터 마찰계수에 따른 이탈력을 추정하는 식을 제안하였다. 이 식의 결과를 동일 모델에 대한 이탈력 측정결과와 비교하면 호스와 금속용구 접촉면 사이의 상당 마찰계수를 개략적으로 추정할 수 있다. 따라서 신제품 개발의 초기 단계에서 해당 마찰계수를 사용하여 그 제품에 대한 체결력과 이탈력을 검토해 볼 수 있으므로 제품의 개발시간이나 비용을 절감해 줄 수 있을 뿐 아니라, 새로운 모델 설계 시 체결력과 관련된 조의 행정거리나 금속용구 형상 등에 대한 최적 설계인자를 도출하는데 유용한 정보를 제공해 줄 수 있을 것으로 사료된다.

2. 유한요소해석

2.1 고무 관련 이론

탄성중합체(elastomer) 재료에 발생하는 응력을 계산하기 위해서는 일반적으로 불변량(invariant) 또는 연신비(stretch ratio)로 정의되는 변형률 에너지 함수¹⁰⁾가 필요하다. 실제로 재료의 거동이 비압축성일 경우 다음과 같은 구속 방정식이 성립된다.

$$\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 = 1 \quad (1)$$

여기서 λ_i 는 주연신비를 나타내며, 변형률 불변량은 다음 식과 같이 정의된다.

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (2)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2$$

비압축성 탄성중합체 재료에 대한 일반화된 무니-리블린 모델(Mooney-Rivlin model)의 변형률 에너지 함수는 다음 식으로 표현된다.

$$W = \sum_{i+j=1}^n C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad (3)$$

이 식에서 재료 상수 C_{ij} 는 실험 데이터로부터 구할 수 있다.

갱신 라그랑지 정식화¹¹⁾(updated Lagrange formulation)에서 변형률은 진변형률 또는 대수 변형률이며, 다음과 같이 코시-그린 텐서(Cauchy-Green tensor) b_{ij} 를 사용하여 정의할 수 있다.

$$\epsilon_{ij} = \frac{1}{2} \ln b_{ij} \quad (4)$$

일단 변형률 에너지 함수가 정의되면, 응력 σ_{ij} 와 재료의 구성 텐서(constitutive tensor) E_{ijkl} 을 각각 다음 식과 같이 구할 수 있는데 이 때의 응력은 코시(Cauchy) 응력 또는 진응력에 해당한다.

$$\sigma_{ij} = \frac{2}{J} \frac{\partial W}{\partial b_{ik}} \partial b_{kj} \quad (5)$$

$$E_{ijkl} = \frac{4}{J} \partial b_{im} \frac{\partial^2 W}{\partial b_{mj} \partial b_{kn}} \partial b_{nl} \quad (6)$$

여기서 J 는 야코비안(Jacobian)이며, 다음 식으로 정의된다.

$$J = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 = (\det b_{ij})^{1/2} \quad (7)$$

2.2 유한요소모델

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 유한요소모델을 도시한 것으로, 바깥쪽의 슬리브(sleeve)와 호스에 삽입된 니플(nipple)이 금속용구를 구성하고 있다. 호스는 작업 시작전 초기 상태와 동일하게 금구에 끼워져 있는 상태이며, 안쪽에서부터 내면고무, 보강편조층, 중간고무, 편조층, 외면고무 순으로 구성되어 있다. 모델의 해석에는 상용 프로그램 MARC를 사용하였으며, 해석 시작 시에 사용된 초기 절점과

요소(element 10)의 수는 각각 5616개와 4659개였다. 또한 해석 모델의 형상과 작용하중이 호스의 중심축을 기준으로 축대칭이기 때문에 축대칭 모델을 사용하였다.

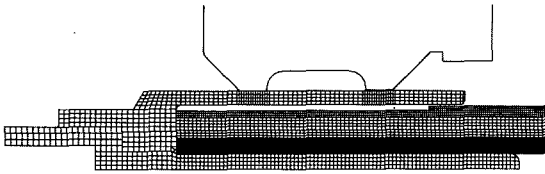


Fig. 1 Finite element model of a hose assembly

해석 모델을 구성하고 있는 재료 중 먼저 세 고무에 대한 재료 상수를 계산하기 위하여 각각에 대한 인장시험과 압축시험을 실시하여 응력-변형률 선도를 구하였다. 이 데이터를 MARC에 입력하면 식 (3)의 여러 모델에 대한 상수를 구할 수 있는데, 각 모델을 실험치와 비교하면 어느 모델이 가장 적합한지를 결정할 수 있다. 본 연구에서는 2차 불변량 모델¹²⁾(second order invariant model)이 가장 잘 일치하는 것으로 나타났으며, 이 모델로 구한 재료 상수를 Table 1에 나타내었다. 한편 편조층의 종탄성계수는 호스의 두께방향 시편에 대한 압축시험에서 얻은 응력-변형률 선도로부터 추정할 수 있으며, 그 값은 약 39.44 MPa로 나타났다. 마지막으로 금속용구에 사용되는 재료(SWCH10A)의 물성치는 5개의 시편에 대한 인장시험 결과로부터 항복강도 261.9 MPa, 인장강도 427.7 MPa, 종탄성계수 206 GPa의 값을 얻을 수 있었다.

Table 1 Material constants of rubber materials for the second order invariant model (unit : MPa)

	C ₁₀	C ₀₁	C ₁₁	C ₂₀
In-Rubber	2.38281	-0.78872	0.04513	0.50527
Mid-Rubber	0.95818	-0.12974	0.05900	0.03207
Out-Rubber	1.33394	-0.45644	0.11302	0.02709

2.3 해석 방법

고무재료가 포함된 접촉해석에서는 변형이 크게 발생하므로 해석 중간에 모델을 수정하여 격자(mesh)를 재구성할 필요가 있기 때문에 본 해석에서는 접촉조건을 원활하게 하기 위하여 격자 구성시

모델의 요소를 내·외면고무, 중간고무, 그리고 2개의 편조층, 슬리브, 니플의 7개의 블록으로 나누었으며, 각 요소들은 동일 절점을 공유하지 않도록 구성하였다. 그러나, 실제 각 호스의 요소들은 완전 접합상태이므로 3개의 고무층과 2개의 편조층 사이에 접착(glue) 옵션과 큰 분리력을 사용하여 접선방향의 상대 미끄럼 운동과 법선방향의 운동을 구속하였다.

한편 접촉 수직력의 계산과 이탈력을 추정하기 위한 마찰계수는 0.05의 간격을 두고 0.1~0.3의 값을 사용하였으며, 해석 범위는 조의 접촉초기부터 조가 슬리브에서 완전히 분리되는 시점까지를 포함하였다. 또한 해석시간은 총 0.0275초를 200 시간 간격(step)으로 나누어 진행하였으며, 개량 라그랑지 정식화와 대변형 조건을 적용하였다.

3. 해석결과

3.1 발생응력 및 변형률

Fig. 2는 조가 2.125 mm의 최대 행정거리(stroke)를 전진했을 때의 변형 형상을 도시한 것이며, 조가 슬리브에서 완전히 분리되어 제품이 완성된 후의 변형 형상도 미소 변형의 복원을 제외하고는 이와 동일하게 나타났다. 또한 마찰계수에 따른 변형형상의 차이는 거의 관찰되지 않았으며, 마찰이 없는 경우에도 전체적인 변형 형상은 마찰이 있는 경우와 비교해서 외형상으로 거의 구별이 불가능하였다.

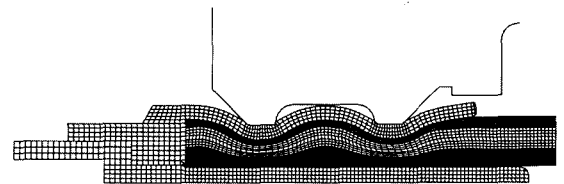


Fig. 2 Deformed shape of a hose at the maximum jaw stroke

호스의 성능과 관련하여 가장 중요한 역할을 하는 부분은 내면고무와 니플 접촉면이라 할 수 있다. 이 부분에 작용하는 접촉력이 부족한 경우에는 누유 등의 결함이 발생하게 되며, 반대로 과도한 경우 내면고무가 파손 되는 등의 문제가 발생할 수 있으므로, 먼저 내면고무에 발생하는 응력과 변형률 크

기를 검토해 볼 필요가 있다. 이를 위하여 마찰계수 0.2인 경우 내면고무의 응력과 변형률 분포를 Fig. 3에 도시하였다. 이 그림에서 알 수 있듯이 두 조의 중앙부의 응력과 변형률이 다른 부분에 비해 상대적으로 크게 나타나고 있으나, 그 값들은 파단 진응력 39 MPa과 파단 대수변형률 81.8%보다 비교적 작기 때문에 본 제품 제작시 강도 면에서 문제 발생 가능성이 없을 것으로 생각된다.

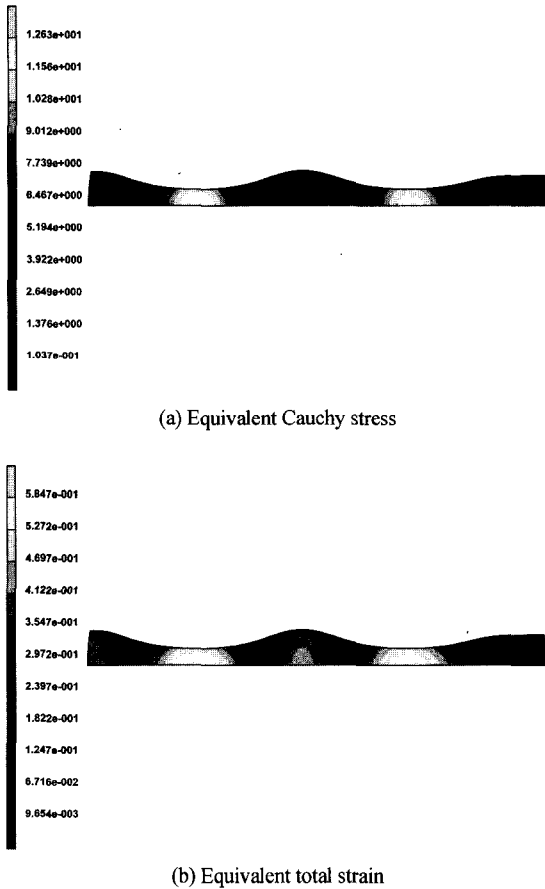


Fig. 3 Stress and strain distributions of the inner rubber

Fig. 4는 접촉 수직력과 밀접한 관계가 있는 내면고무의 응력과 변형률 변화를 니플 접촉길이에 따라 무마찰과 비교하여 도시한 것이다. 마찰이 0.2인 경우에 최대 응력(12.63 MPa)과 최대 변형률(58.5%)은 좌측 조에서 발생하고 있지만, 무마찰과 비교해서 응력은 우측 조에서 10.74 MPa에서 12.0 MPa로 약 1.3 MPa 증가한 반면에, 좌측 조에서는 12.43

MPa에서 12.63 MPa로 0.2 MPa의 미소한 차이를 나타내었다. 변형률 또한 마찬가지로 우측 조에서 2.8%, 좌측 조에서 0.4%의 차이를 나타냄으로서, 마찰이 내면고무에 미치는 영향은 우측 조에서 더 크게 나타난다는 사실을 알 수가 있다. 그리고 최대 응력과 최대 변형률은 니플과 접촉하고 있는 면에서 내면고무의 축방향 변위 차이로 인하여 초기 발생 위치가 달라짐을 관찰할 수 있었다. 다른 마찰계수에 대한 결과에서도 거의 유사한 그래프 형태를 나타내었으며, 각 마찰계수에 따른 응력과 변형률은 약 0.1 MPa과 1%의 미소한 차이를 나타냈다.

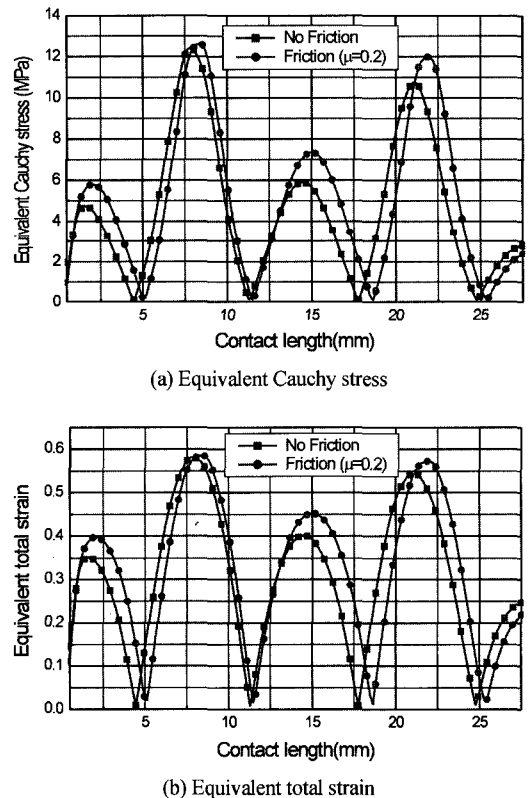


Fig. 4 Stress and strain variation of inner rubber with respect to the contact length

3.2 접촉 마찰력과 수직력

Fig. 5는 스웨이징이 완료된 이후에 내면고무와 니플 사이에 발생하는 접촉 마찰력(contact friction force)을 접촉 길이에 따라 도시한 것이다. 마찰계수 0.2를 기준으로 최대 접촉마찰력을 살펴보면, 좌측

조에서 38.57 N, 우측 조에서 32.06 N으로 좌측 조에서 더 큰 접촉마찰력이 발생하고 있다. 그리고 각 절점에서 접촉마찰력은 마찰계수에 비례하여 일정한 간격으로 증가하고 있으며, 최대 접촉마찰력은 양쪽 조의 중앙부에서 약간 좌측에서 발생하고 있음을 알 수 있었다.

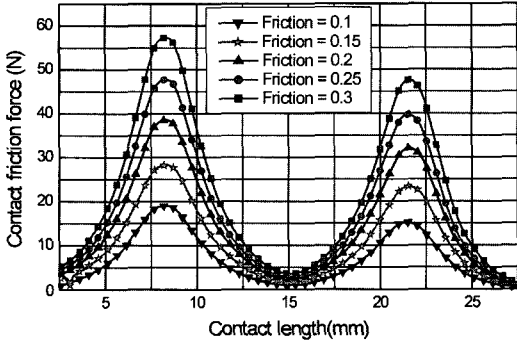


Fig. 5 Contact friction force variation of inner rubber with respect to the contact length

Fig. 6은 슬리브와 외면고무, 니플과 내면고무 사이에 발생하는 접촉 수직력(contact normal force)을 마찰계수 0.2를 기준으로 스웨이징이 완료된 후 접촉 길이에 따라 도시한 것이다. 이 값이 실제로 호스와 금속용구 사이의 체결력을 나타내는 것이므로, 제품 제작시 호스에 크랙(crack) 등의 결함이 발생하지 않는 범위 내에서 그 값이 커야 장기간 안정된 성능을 유지할 수 있다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 최대 접촉 수직력은 슬리브 쪽에서 213.24 N, 니플 쪽에서 195.01 N으로 슬리브와 외면고무 사이에서 더 큰 접촉 수직력을 발생하였으며, 접촉마찰력과 마찬가지로 좌측 조에서 우측 조보다 약 30 N 더 큰 값을 나타냈다. 다른 마찰계수에 대한 접촉 수직력의 분포 형태도 거의 유사하게 나타났으며, 그 값은 마찰계수가 증가함에 따라 슬리브와 외면고무, 니플과 내면고무 둘 다 약간씩 증가하였으나, 그 차이는 약 10 N 미만의 미소한 값을 나타냈다.

3.3 이탈력

이탈력은 호스와 금속용구 접촉면에 발생하는 접촉 수직력과 마찰계수, 제품의 형상에 의해서 결정

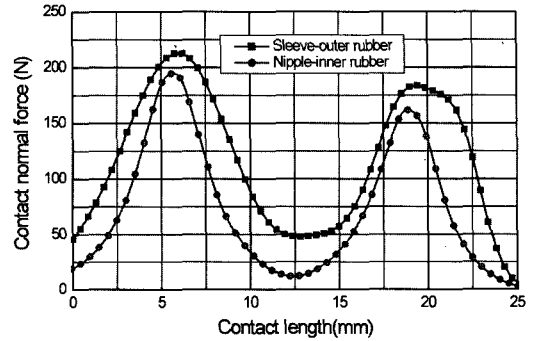


Fig. 6 Contact normal force variation with respect to the contact length

된다. 이러한 이탈력을 정확히 계산하기는 곤란하지만 제품의 최종 형상과 마찰기구에 근거하여 그 값을 개략적으로 추정할 수 있다. Fig. 7은 호스 표면과 금속용구가 접촉하는 면에서 발생하는 접촉 수직력과 절점좌표를 사용하여 호스 길이 방향의 최대 마찰력을 계산하는 방법을 개략적으로 도시한 것이다. 이 마찰력의 합을 구하면 해당 호스의 이탈력을 계산할 수 있는데, 먼저 접촉면의 기울기는 절점의 최종 위치를 고려하여 다음 식을 사용하여 계산할 수 있다.

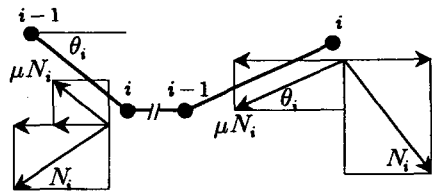


Fig. 7 Schematic diagram for calculation of the separation forces

$$\theta_i = \tan^{-1} \left(\frac{y_i - y_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} \right) \quad (8)$$

여기서 x_i 와 y_i 는 i 번째 절점의 최종 좌표를 나타낸다.

두 인접 절점에 의해 접촉면의 기울기가 계산되면, 각 절점에서의 이탈력(F_i)은 접촉 수직력과 마찰력의 수평 성분의 합으로 나타낼 수 있고, 이들의 합력으로부터 호스 길이 방향의 총 이탈력(F_s)의 크기를 추정할 수 있다. 이 과정을 식으로 표현하면 각각 다음과 같다.

$$F_i = -\mu N_i \cos \theta_i + N_i \sin \theta_i \quad (9)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n_c)$$

$$F_s = \sum_{i=1}^{n_c} F_i \quad (10)$$

여기서 N_i 는 절점 i 에서의 접촉 수직력이며, n_c 는 접촉 절점의 수를 나타낸다.

Fig. 8은 전술한 방법에 의하여 계산된 이탈력의 크기를 마찰계수에 따라 도시한 것이다. 이 힘은 스웨이징이 완료된 최종 제품에 대한 이탈력에 해당되며, 호스의 내·외면이 금속용구와 접촉하므로 그 값을 분리하여 표시하였다. 이 둘 접촉면에서의 이탈력을 합하면 호스 제품의 총 이탈력을 구할 수 있으며, 이 값이 제품의 요구사양 만족여부를 판단하기 위한 실험에서 측정하는 힘에 해당된다고 할 수 있다.

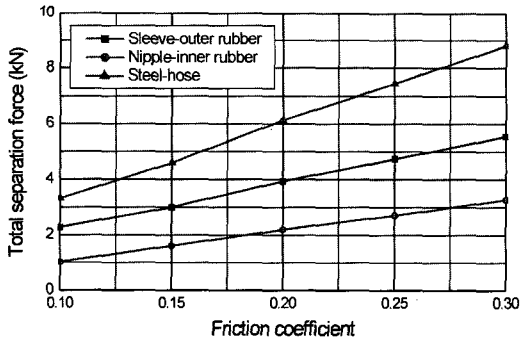


Fig. 8 Total separation force variations with respect to the friction coefficients

그림을 살펴보면, 총 이탈력은 마찰계수가 증가함에 따라 선형적으로 증가하고 있으며, 슬리브 쪽과 니플 쪽의 이탈력의 증가폭은 일정한 간격으로 비례하고 있음을 관찰할 수 있다.

Fig. 8의 총 이탈력 나타내는 그래프를 마찰계수를 변수로 하여 곡선맞춤(curve fitting)해 보면, 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$F_{sp} = 27.72 \times \mu + 0.51 (kN) \quad (11)$$

이 식을 동일한 모델에 대한 이탈력 추정 결과와 비교하면 상당마찰 계수를 구할 수 있다. 일단 주어진 모델에 대한 마찰계수가 결정되면, 조의 행정이

나 금속용구의 형상, 고무재질의 변경 등을 포함한 설계 변경시 신제품에 대한 이탈력을 해석적 방법으로 추정할 있으므로, 시제품 제작전 해당모델이 제품 요구사양을 만족하는지 여부를 판단하는데 유용한 정보를 제공해 줄 수 있을 것으로 사료된다.

4. 결론

본 연구에서는 동력 조향장치용 고압호스를 대상으로 실제 스웨이징 과정을 유한요소법으로 해석하였으며, 제작 완료 후의 금속용구와 호스 접촉면에 대한 해석 결과를 중점적으로 고찰하였다. 또한 여러 마찰계수에 대하여 얻은 호스와 금속용구 사이의 접촉 수직력(체결력)과 마찰력을 사용하여 호스 이탈력을 계산하였으며, 그 결과를 그래프로 도시하였다. 그 결과 호스 이탈력은 마찰계수에 비례하는 것으로 나타났으며, 그 값들로부터 동일 모델에 대한 이탈력을 추정하는 관계식을 제안하였다.

본 연구의 결과는 시제품의 초기단계에서 제품성능의 파악이나 요구사양의 만족여부를 판단하는데 도움을 줄 뿐만 아니라, 새로운 제품 개발시 요구사양에 적합한 조의 행정거리나 금속용구 형상 등에 대한 최적 설계 인자를 도출하는데 상당한 도움을 줄 것으로 사료된다.

References

- 1) A. Piela, "Analysis of the Metal Flow in Swaging-Numerical Modelling and Experimental Verification," Int. J. Mech. Sci., Vol.39, No.2, pp.221-231, 1997.
- 2) L. A. Goettler, R. I. Leib and A. J. Lambricht, "Short Fiber Reinforced Hose - A New Concept in Production and Performance," Rubber Chemistry and Technology, Vol.52, No.4, pp.838-863, 1979.
- 3) M. E. Nichols and R. A. Pett, "Predicting the Life of Automotive Power Steering Hose Materials," Rubber World, Vol.211, No.6, pp.27-31, 1995.
- 4) Hydraulic Hose and Hose Fitting Subcommittee, "Wire Braid Angle Response Characteristics in Hydraulic Hose," SAE Transaction

- 972706, Vol.22, pp.107-126, 1997.
- 5) R. H. Finey, "Application of Finite Element Analysis," *Elastmerics*, Vol.119, No.1, pp.18-23, 1987.
 - 6) S. Nair and A. Dollar, "Stresses and Strains in High-Pressure Composite Hoses," *J. of Pressure Vessel Technology*, Vol.119, pp.351-355, 1997.
 - 7) M. Kuipers, M. van der Veen, "On Stresses in Reinforced High-Pressure Hose," *Acta Mechanica*, Vol.80, No.3, pp.313-322, 1989.
 - 8) P. C. Bregman, M. Kuipers, H. L. J. Teerling and W. A. van der Veen, "Strength and Stiffness of a Flexible High- Pressure Spiral Hose," *Acta Mechanica*, Vol.97, No.3, pp.185-204, 1993.
 - 9) H. J. Kim and B. T. Kim, "Effect of the Friction on the Mechanical Behavior of a P/S Hose in Swaging," *Autumn Conference Proceeding, KSAE, Vol. II*, pp.1016-1022, 2001.
 - 10) M. A. Crisfield, *Non-linear Finite Element Analysis of Solids and Structures, Vol.2*, pp. 62-71, John Wiley and Sons, New York, 1997.
 - 11) K. J. Bathe, *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*, pp.335-345, Prentice-Hall, New Jersey, 1982.
 - 12) MSC Software, "Theory and User Information," Vol.A, pp.7-30-7-42, MSC, 2001.