

유한요소법을 이용한 등속 조인트 고무 부트의 변형해석 및 설계변경에의 응용

Stress Analysis of C.V. Joint Rubber Boots by Finite Element Method and Application to Design Modification

김 세 호*, 이 형 옥*, 허 훈**, 이 중 화***, 오 승 탁***
S. H. Kim, H. W. Lee, H. Huh, J. H. Lee, S. T. Oh

ABSTRACT

The finite deformation with self contact problem of C. V. joint boots is analyzed by using the implicit finite element code ABAQUS/Standard. It is shown that analysis results have a good agreement with the experimental ones to the degree of maximum rotation angle. As an application of design modification, the effects of thickness change of the rounded part of boot model on the bending and the contact situation of deformed geometry are investigated.

In this paper, the effect of the design modification in the small end on the leakage is examined using 2-D finite element simulation. To solve the leakage problem of grease, the length of the small end is enlarged. From this study, it is confirmed that we can save the cost and time by applying FEM techniques to analyze and design the boot model.

주요기술용어 : Finite Element Method(유한요소법), C. V. Joint Boot(Constant Velocity Joint Boot : 등속조인트 부트), Leakage(누유), Self Contact(자체접촉)

1. 서 론

등속조인트 부트는 조향시 차축의 회전운동을

원활히 전달하는 기능을 하는 차축연결 부위인 등속조인트를 보호하는 기능을 한다. 또한 외부로부터 먼지, 흙탕물 등의 이물질 침입을 방지하고, 내부에 윤활유를 채워 장시간 윤활이 가능하도록 하는 역할을 하는 부품이다.¹⁾ 부트는 일반적으로 차의 수명이 다할 때까지 교체없이 사용하게 되므로, 오랜 사용기간에 의한 마모 등의

* 한국과학기술원 기계공학과
** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과
*** 정회원, 기아중공업 기계기술연구소

문제에서 비롯되는 파괴없이 일정한 성능을 유지해야만 한다. 부트의 재료로는 고무재질인 CR재, 수지, 실리콘 등이 사용된다. CR재는 현재 가장 많이 쓰이고 있는 재료로서 내구성, 내열성, 내후성 및 내그리스성이 우수하며 비용이 저렴하다.

부트는 자동차의 운행중 부트 내부 온도의 상승으로 윤활유가 팽창하여 내압이 발생하고, 차축의 회전에 따라 40도 이상의 회전을 하게 되어 인장과 압축, 굽힘의 복합적인 변형을 하게 되며, 부트 자체가 서로 겹쳐서 운동하는 자체접촉도 일어나게 된다. 이러한 자체접촉은 마멸을 일으키며 부트의 수명에 커다란 영향을 끼치게 된다. 또한, 부트의 오랜 사용에 따른 내부 그리스의 손실에 의한 부트의 내압강하에 의한 제품의 변형거동 등도 부트 수명에 중요한 인자들이다. 따라서, 우수한 품질의 부트설계를 위해서는 이런 변형양상의 정확한 해석이 있어야 하는데 현재까지 국내의 설계에는 이러한 점들이 고려되어 있지 못하다. 그리고, 차축의 크기나 모양변화, 회전각의 변화에 따른 부트의 설계변화도 요구되는데, 현재의 수준으로는 이를 정확히 수행할 수 없으며 단순히 외국제품의 모양을 참조하고 있는 실정이다.

또한, 택시 등의 가혹한 작동환경 속에 있는 부트의 파손이 많이 보고되고 있는 실정이며, 외국 수출차량에 들어가는 부트의 수명 증대에 대한 요구가 증대되고 있다. 이를 위해서는 설계개선과 재질개선을 통한 부트수명의 장기화와 내충격성, 내오존성을 갖는 재료의 선정 등이 요구된다.²⁾

부트 해석기술의 핵심은 부트 주름 자체의 접촉문제를 해석하고, 자체접촉 현상이 일어날 때 접촉현상의 최소화과 접촉압력의 최소화가 이루어 질 수 있는 최적의 설계를 구현하는 것이다. 접촉현상은 물체의 변형에 직접적인 영향을 주며, 마찰이 수반되는 복잡한 현상이고, 경계표면의 모델링, 접촉되어질 표면의 탐색, 접촉구속방법, 마찰 등 여러가지 수치적으로 어려운 문제점이 많다. 또한, CR재는 고무의 한 종류이므로, 비압축성을 가지는 물질³⁾로 이러한 물성과 변형

기구를 가지는 부트를 해석하기 위해서는 비압축성을 갖는 재료, 접촉 및 기하학적 대변형 등의 비선형성을 모두 고려하여야 한다. 이러한 비선형성의 존재로 해석시에 해의 수렴이 매우 어려우며, 많은 수치적인 문제가 생기게 된다.

접촉에 대한 해석은 Hertz⁴⁾가 해석해를 구하기 시작한 이후로 많은 연구가 진행되었으며, 크게 변분등식을 이용한 방법^{5~7)}과 변분 부등식을 이용한 방법^{8,9)} 등으로 연구가 진행되고 있다.

부트를 해석한 예로는 Maeda등,¹⁰⁾ Kim등¹¹⁾과 Huh등^{12~14)}이 있으며, ABAQUS¹⁵⁾나 MARC¹⁶⁾를 이용한 해석 등이 있다. 일반적으로 비선형 유한요소 접촉문제 중에서 해석이 가장 어려운 문제로 알려져 있으며, 부트의 최대 회전각도까지 변형을 정확히 해석한 예는 거의 없다.

본 논문에서는 상용 유한요소 프로그램인 ABAQUS/Standard¹⁵⁾를 이용하여 3차원으로 CR재 부트의 변형을 해석하였다. 부트의 정확한 변형형상을 예측할 수 있도록 하는 경계조건을 구하여 최대 회전각까지 해석을 수행하였고, 해석된 변형형상이 실제와 거의 동일함을 보였다. 그리고, 설계변경 사양 중 가장 큰 영향을 미치는 곡률부의 두께를 변화시켜 가며 굽힘과 접촉의 영향을 고찰하였다. 또한 부트 제작시 문제가 되는 소경부 누유문제의 해결방안을 유한요소해석을 통해 검증하였다.

2. 이 론

본 논문에서 이용한 유한요소해석의 기본적인 수식들은 다음과 같다.¹⁵⁾

2.1 가상일의 원리

해석하고자 하는 변형체를 형상이 Ω 이고, 경계표면이 Γ 인 자유물체로 생각하면, 경계표면은 표면력이 작용하는 Γ_f 와 변위가 규정된 Γ_d 로 나눌 수 있다. 이 물체가 평형상태에 있을 때 σ_{ij} 는 다음의 평형 방정식을 만족하는 임의의 응력장이다.

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + f_i = 0 \quad \text{in } \Omega \quad (1-a)$$

$$u_i = g_i \quad \text{on } \Gamma_d \quad (1-b)$$

$$t_i = \sigma_{ij} n_j \quad \text{on } \Gamma_t \quad (1-c)$$

여기서, f_i 는 물체력이고, t_i 는 임의의 응력장을 만족하는 Cauchy 응력 텐서이고, g_i 는 변위경계 조건에 규정된 변위 벡터이며, t_i 는 단위 수직벡터가 n_i 인 경계에 작용하는 표면력 벡터이다.

식(1)에 가상일의 원리를 적용하여 약형(weak form)으로 나타내면 다음과 같으며 D_{ij} 는 변형속도 텐서(rate of deformation tensor)이다.

$$\int_{\Omega} \sigma_{ij} \delta D_{ij} d\Omega = \int_{\Gamma} t_i \delta v_i d\Gamma + \int_{\Omega} f_i \delta v_i d\Omega \quad (2)$$

식(2)를 대변형 해석을 위해 라그랑지안 수식화를 하면 다음과 같이 나타내어진다.

$$\int_{\Omega} S_{ij} \delta E_{ij} d\Omega = \int_{\Gamma} t_i \delta v_i d\Gamma + \int_{\Omega} f_i \delta v_i d\Omega \quad (3)$$

여기서, S_{ij} 는 2차 Piola-Kirchhoff 응력 텐서이며, E_{ij} 은 Green-Lagrange 변형률 텐서이다. Ω_o , Γ_o 는 각각 기준형상에서의 형상과 경계표면을 나타낸다. 일반적으로 식(3)을 기본으로 하여 개량 라그랑지안 수식화를 하며, 비선형 문제를 해석하기 위하여 뉴튼-랩슨 축차법을 사용한다.

2.2 접촉해석

변형체에서 접촉이 일어나는 경계표면을 Γ_c 라 할 때, 접촉의 조건은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$g \geq 0 \quad (4-a)$$

$$r_c \leq 0 \quad \text{if } g = 0 \quad (4-b)$$

$$r_c \cdot g = 0 \quad \text{on } \Gamma_c \quad (4-c)$$

여기서, g 는 물체 사이의 간극(gap)이며, r_c 은 접촉면 수직방향의 접촉력이다. 식(4-a)는 변형체 사이에 불침투 조건이고 (4-b)는 접촉면에서 인장력 불가 조건이며, (4-c)는 접촉력과 침투한 양 중의 하나는 영이 되어야 한다는 것을 나타낸다. 마찰조건은 다음과 같이 쿨롱법칙을 사용하였다.

$$\sigma_T \leq \mu | \sigma_N | \quad (5)$$

여기서 μ 는 표면 마찰계수를 뜻하며, σ_T 는 접선방향의 응력을 뜻하고, σ_N 은 수직방향의 응력을 뜻한다. 만일 $\sigma_T = \mu | \sigma_N |$ 이면 미끄럼 운동이 존재하게 된다.

본 논문에서 사용한 ABAQUS의 수식화에서는 위 식들을 유한요소해석에 적용하기 위하여 변분등식의 방법을 이용하였고, 구속조건을 부과하기 위하여 라그란지 승수기법(Lagrangian multiplier method)을 사용하였다.

2.3 구성 방정식

일반적으로 유한변형을 탄성적으로 해석하기 위해서는 단위 체적당 변형률 에너지(strain energy)의 변화율이 응력에 의한 일률과 같다는 개념을 이용하여 다음과 같이 응력 변형률 관계를 기술할 수 있다.

$$S_{ij} = \frac{\partial U}{\partial E_{ij}} \quad (6)$$

윗 식에서 재료의 성질을 Hooke의 법칙을 만족하는 선형으로 생각하면 다음과 같이 시간중분에서의 응력텐서의 증분을 표시할 수 있다.

$$\Delta S_{ij} = L_{ijkl} \Delta E_{kl} \quad (7)$$

$$L_{ijkl} = \lambda \delta_{ij} \delta_{kl} + \mu (\delta_{ik} \delta_{jl} + \delta_{il} \delta_{jk}) \quad (8)$$

여기서 L_{ijkl} 은 식(8)과 같이 표현되는 재료의 특성텐서이며, λ , μ 는 제1, 2 Lamé상수이고 탄성계수 E 와 포와송비 ν 로부터 구할 수 있다. 재

료의 구성텐서 L_{ijk} 는 일반적으로 1축 인장시험을 통해 간단히 구해진다.

고무의 특성은 대변형 일 때 하중과 변형의 관계가 약간의 비선형성을 갖게 되므로 변형이 매우 클 경우에는 선형 탄성으로 모델링하는 것은 실제와 오차를 발생하게 된다. 따라서, 대변형체의 정확한 모델링을 위해서는 초탄성(hyperelasticity)으로 나타내는 것이 적합하다. 일반적으로 고무의 변형을 모사하기 위해서는 등방성, 탄성, 비압축성으로 가정하여 해석한다. 이 가정에 따라 식(6)에서 에너지 함수 U 를 다음과 같이 변형을 불변량(strain invariant)의 함수로 표현할 수 있다.

$$U = U(I_1, I_2, J) \quad (9)$$

여기서 변형을 불변계수는 주신장률(principal stretch) λ 로 다음과 같이 표현된다.

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (10-a)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad (10-b)$$

$$J = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \quad (10-c)$$

재료의 비압축성을 $J=1$ 로 부터 고려하고 변형 에너지 항을 수정하면 다음과 같이 변형을 불변항에 대하여 다항식 형태로 나타낼 수 있다.

$$U = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad (11)$$

윗식에서 $N=1$ 일 때를 Mooney-Rivlin 모델이 되며, 일반적으로 변형률이 150% 이상인 대변형 해석에는 $N=2$ 의 식을 많이 사용한다. 본 해석에서도 $N=2$ 일 경우를 사용하였으며, 다음과 같은 식으로 나타내어진다.

$$U = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) + C_{02}(I_2 - 3)^2 \quad (12)$$

식(12)의 상수들은 1축 인장 시험, 2축 인장 시험, 전단시험 중 두 가지 이상의 실험을 통하여 구해진다. 따라서 여러 가지 재료에 대하여 물성치를 얻기가 어려운 단점이 있다. 고무의 변형이 크게 발생되지 않는 경우에는 Hooke의 법칙을 만족하는 선형 탄성 모델링과의 오차는 별로 발생하지 않는다.⁽¹⁷⁾

3. 유한요소해석

3.1 해석의 개요

Fig.1에서는 동축조인트 부트의 조립형상을 보여주고 있으며, 동축 조인트 부트가 장착된 동축 조인트의 조립도면은 Fig.2에 도시하였다. 해석은 40° 이상의 회전으로 많은 변형을 하는 BJ 모델에 한하여 수행되었다. 해석에 사용된 부트 모델은 기아자동차의 아벨라 조인트에 사용되는 제품과 신차에 장착되는 부품 두 가지이다. 해석을 위해 3차원 대변형 유한요소해석에서 널리 쓰이고 있는 상용 유한요소 프로그램인 ABAQUS/Standard를 사용하였다.

부트를 해석하는데 있어서 기하학적 비선형성과 접촉의 비선형성이 고려되므로, 해의 수렴이 어렵고 여러 가지 수치적인 문제점이 발생하게 된다. 또한, 부트의 단면방향 형상이 매우 복잡하므로 많은 수의 유한요소가 필요하게 되어 많은 기억용량과 계산시간이 요구된다. 따라서, 해가 정확해지는 범위 내에서 접촉 등의 경계조건을 단순화하고 요소 수를 줄일 필요가 있다.⁽¹⁴⁾

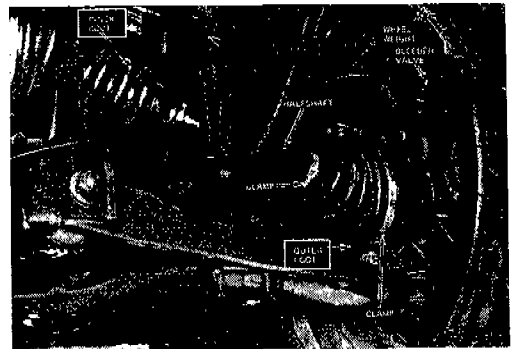


Fig.1 Mounted C. V. joint boot

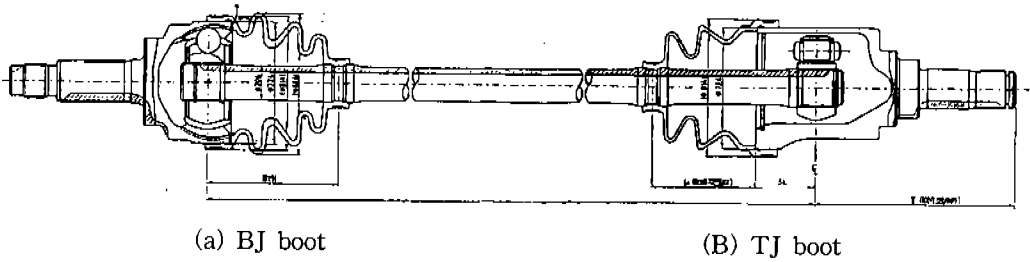
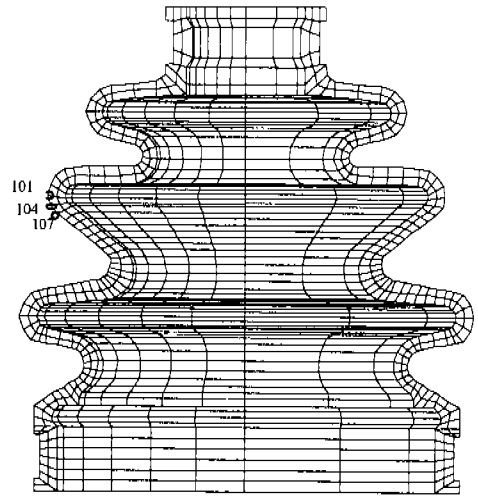


Fig.2 C. V. joint assembly

본 논문에서는 정확성을 가지며 계산시간을 단축할 수 있는 해석조건을 이용하여 부트를 해석하고 정확성을 검증하였다.

3.2 해석 조건

해석에 사용된 아벨라 모델의 BJ 부트 형상을 각 부분의 명칭과 함께 Fig.3에 도시하였고, Fig.4에는 유한요소 모델을 도시하였다. 해석에 사용된 요소는 8절점 3차원 Brick 요소(C3D8H)이며, 잠금현상을 방지하기 위해서 선택적 저감 적분법¹⁸⁾을 이용하였다. 굽힘에 의한 영향을 보다 정확히 고려하기 위해서 두께방향으로 2개의 요소를 사용하였으며, 원주방향으로는 9개의 요소를 사용하고, 접촉이 일어나는 부분에 요소를 세



(a) Inner view

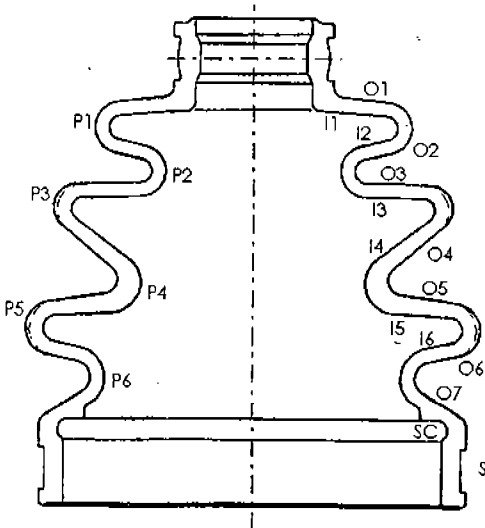
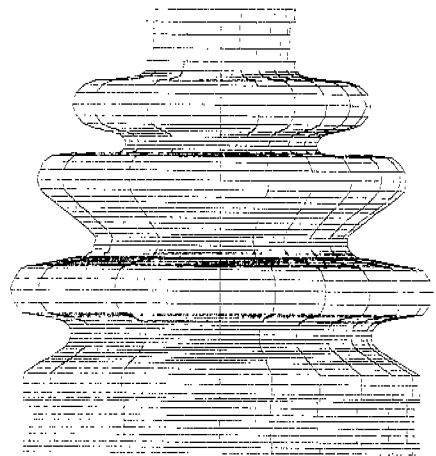


Fig.3 Schematic diagram of a BJ-boot of Avella model



(b) Outer view

Fig.4 Initial finite element meshes of Avella model

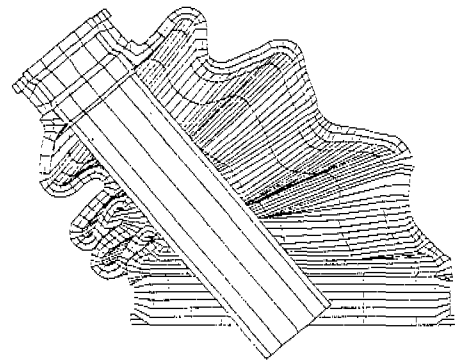
분화하여 모델링하였다. 사용된 요소 수는 1,629개이며 절점 수는 2,750개이다. 모델의 대칭성에 의하여 1/2만을 모델링하였고, 대칭면을 원주방향으로 구속하였다. 하단의 지지부 S는 완전 구속하였고 SC는 대경 지지부의 접촉을 고려하여 부트의 접촉과 분리가 가능하도록 하였다. 축에 따라 회전하는 상단 소경부는 축과의 접촉을 고려하였으며 축과 함께 운동하도록 하였다. 또한 접촉부에서 인장력을 받을 경우 축에서 부트의 분리가 가능하도록 하였다. 접촉이 예상되는 부트-부트 부위인 O2-O3, O4-O5, O6-O7, I3-I4, I5-I6 사이에는 자체접촉 요소로 모델링하였고, 부트-축 부위인 P2, P4, P6에는 회전축을 강제로 가정하여 강제접촉 요소로 모델링하였다. 접촉은 *SURFACE DEFINITION을 이용한 접촉요소 정의와 *CONTACT PAIR를 이용하여 종속요소와 주요소를 정의하여 해석하였다. 부트와 부트 사이의 쿨롱 마찰계수는 0.4로 하였으며, 부트 내부와 축사이에는 윤활이 잘 되었다고 가정하여 무마찰로 하였다.¹⁴⁾

먼저 재료의 물성은 기하학적 비선형성만을 고려한 선형 탄성재료로 가정하여 해석하였다. 그리고, 고무의 거동을 나타내는 구성방정식을 사용하지 않고 해석한 경우의 변형형상에서의 오차를 파악하기 위해서 물성치를 고무재료의 대변형을 비교적 정확히 묘사할 수 있는 초탄성¹⁹⁾으로 모델링하여 해석하고 비교하였다. 두 가지 해석

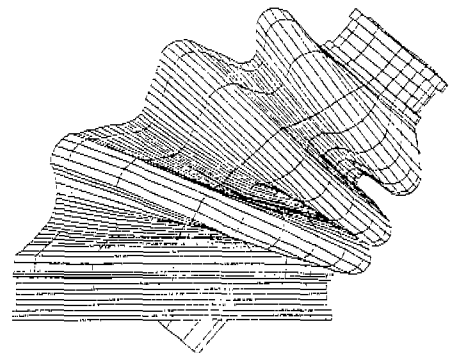
의 유한요소모델의 형상 및 경계조건은 동일하다. 해석에 사용된 고무의 물성치는 Table 1에 도시하였다.

3.3 해석 결과

위에서 기술한 조건들을 바탕으로 하여 부트의 대변형 유한요소해석을 수행하였다. 선형 탄성을 각각 Fig.5와 6에 도시하였다. 변형형상에서 볼 수 있듯이 두 경우의 차이가 거의 없음을 알 수 있었다. 따라서, 본 해석과 같이 변형률이 매우 크지 않은 경우에는 재료의 모델링 방법이 변형형상에 크게 영향을 주지 않는다는 것을 알 수 있었다. 보다 정확한 계산을 위해서는 응력-변형을 관계를 초탄성식으로 모델링하여야 타당하다. 그러나, 초탄성의 경우에 한가지 실험으로



(a) Inner view



(b) Outer view

Table 1 Material Properties of CR Rubber

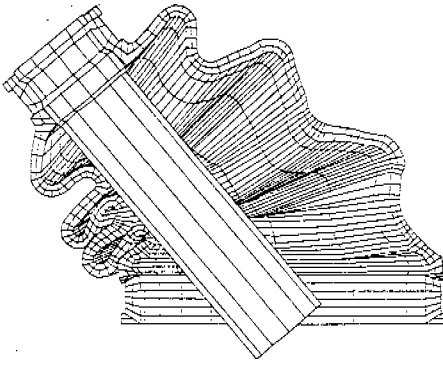
(a) Material Properties of Linear Elastic Model

E	ν
3.3 MPa	0.49

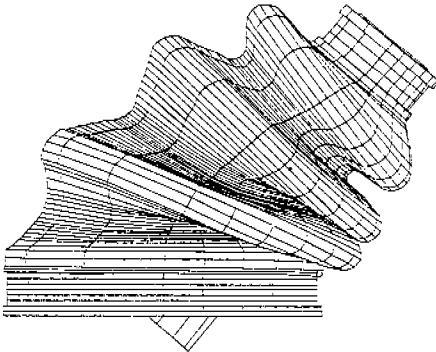
(b) Material Properties of Hyperelastic Model

Coefficient	Value (MPa)
C ₁₀	0.925
C ₀₁	-0.293
C ₁₁	-0.196
C ₂₀	0.078
C ₀₂	0.194

Fig.5 Deformed shapes of a linear elastic material model(40° Rotation)



(a) Inner view

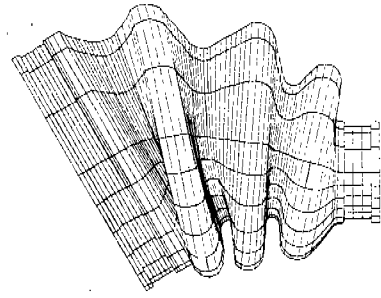


(b) Outer view

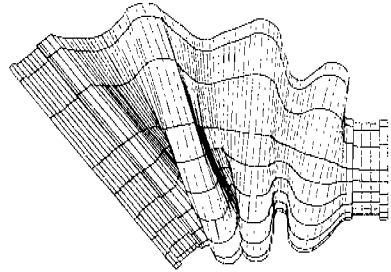
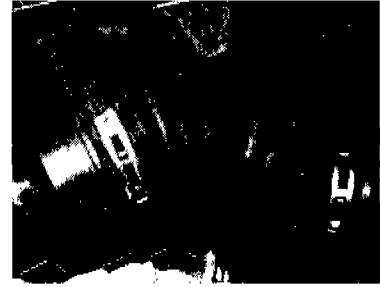
Fig.6 Deformed shapes of a hyperelastic material model(40° Rotation)

서도 재료상수는 구할 수 있지만 다른 변형 모드에서 잘 맞지 않는 경향이 있으므로 일반적으로 2가지 이상의 실험을 통하여 재료 상수를 구하게 된다. 실제 부트 제작 단계 이전에 유한요소 해석을 하는 경우에 이러한 실험을 여러 가지 재료에 대하여 정확히 하는 것은 매우 어려우므로 단순한 인장시험에서 재료상수를 얻을 수 있는 선형탄성 재료로 모델링하는 것이 해석상 용이하다.⁽¹⁷⁾

Fig.7에는 선형 탄성 모델링 경우의 30°와 40° 회전시의 외부 변형형상을 도시하였으며, 실제 실험의 경우와 비교하였다. 외형상으로 볼 때 최대각도 회전시까지 실험결과와 잘 일치함을 알 수가 있으며, 특히 대경 지지부 SC에서 부트가 분리되어 바깥으로 밀려 나가는 현상과 소경



(a) 30° rotation



(b) 40° rotation



Fig.7 Comparison of analysis results with experimental ones(Linear elastic material case)

부에서 축과 부트가 분리되는 해석에서 비교적 정확하게 모사하였음을 알 수 있다. Fig.8에서는 40° 회전시의 유효응력분포를 도시하였다. 40°

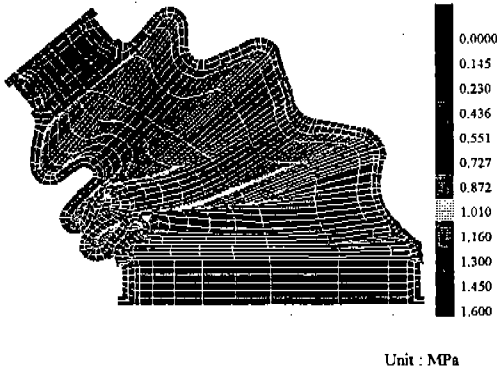


Fig.8 Effective stress distribution of a linear elastic material model(40deg.)

회전시에 P2, P4, P6 부위가 축에 접촉되었으며, 부트 내부인 I3-I4, I5-I6 부위와 부트 외부인 O4-O5, O6-O7 부위가 자체접촉함을 알 수 있다. 변형양상을 볼 때, P4 부분이 축에 접촉되어 압축되면서 굽힘변형을 방해하는 경향을 확인할 수 있다. P4 부분은 부트중 두께가 가장 두꺼운 부분이며 이 부분의 두께와 형상의 설계가 부트간의 접촉을 방지하는데 가장 중요한 인자임을 알 수 있다. 또한 그림에서 알 수 있듯이 P6 부위가 축에 의해 접촉되어 가장 큰 응력분포를 보이고 있음을 알 수 있으며, 최대 응력값은 1.6MPa이다. 따라서 국부적인 최대 변형률은 50% 미만이고, 축과 부트가 접촉하는 일부분에 국한되며 다른 부분의 변형은 미소하다. 이 결과를 볼 때 선형 탄성으로 모델링한 경우가 초탄성으로 모델링한 경우와 큰 차이가 나지 않는 이유를 알 수 있었다.

운행중 부트는 반복적으로 회전과 굽힘 운동을 하게 되고 부트 외부에는 이물질로 인하여 윤활유가 있는 내부보다 마찰조건이 악화된다. 따라서 마멸현상이 가속화되고 가장 취약하게 된다. 본 해석상으로는 O6-O7 부위가 가장 심한 자체접촉을 하며 실제 상황에서도 O6-O7 부위가 파단이 가장 많이 일어난다고 보고되어 있으므로, 해석의 경향과 잘 일치하고 있다 할 수 있다.

해석결과로 부터 해석에 사용한 요소 수와 경계조건을 부과하여 최대 회전각까지 실험결과와

정확히 일치하는 결과를 얻을 수 있었으며, 부트의 전반적인 변형이 작으므로 초탄성 모델 대신 선형탄성 재료로 모델링하여 해석해도 무방함을 알 수 있었다.

3.4 신모델 해석

3.2의 해석조건을 바탕으로 신형 모델의 부트의 변형을 해석하였다. 해석은 아벨라 모델과 동일하게 BJ 모델에 한하여 수행되었다. BJ 부트의 형상은 Fig.9와 같다. 유한요소 모델링한 형상은 Fig.10에 도시하였다. 해석에 사용된 모델은 단면의 절점이 307개, 요소가 202개이며 원주방향으로는 9개의 요소로 분할하여 모두 3,070개의 절점과 1,818개의 요소로 이루어져 있다. 또한 접촉을 정확히 고려하기 위해서 원주방향으로 절반부분의 요소를 6개로 분할하였다. 물성치 및 기타 조건은 아벨라 모델의 해석에서 최종적으로 구한 해석조건과 동일하며 재료의 물성을 선형탄성으로 모델링 하였다.

해석결과와 외부의 변형형상을 Fig.11에서 실제 사진과 비교하였다. 해석의 결과가 실제와 대체적으로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 실제의 결과와 다른 원인은 여러 가지를 들 수 있겠지만 가장 큰 이유는 곡률부를 모델링함에 있

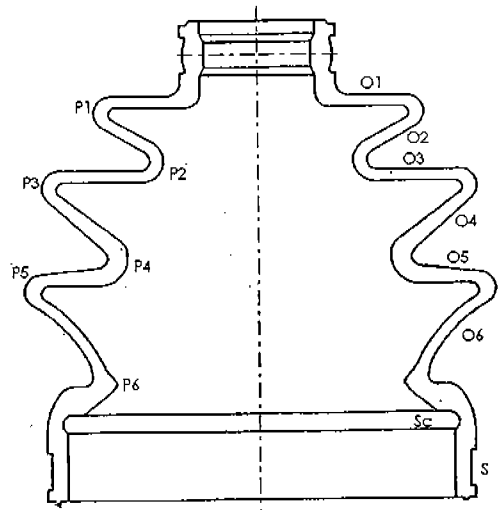


Fig.9 Schematic diagram of a new BJ-boot model

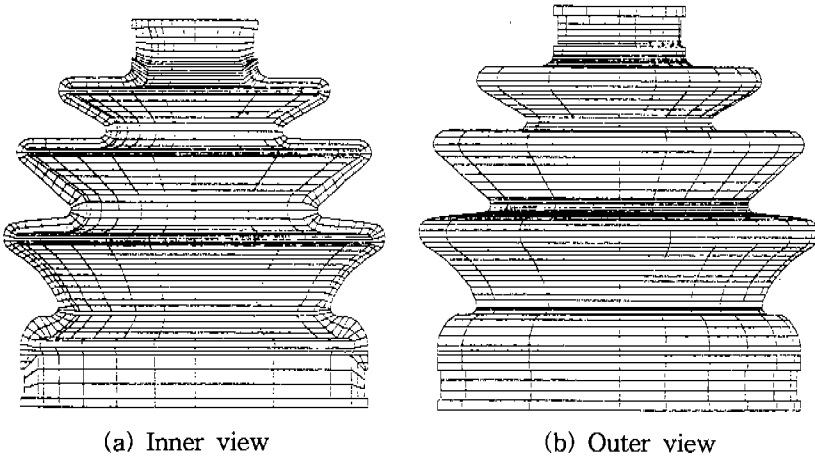


Fig.10 Finite element meshes of a new model

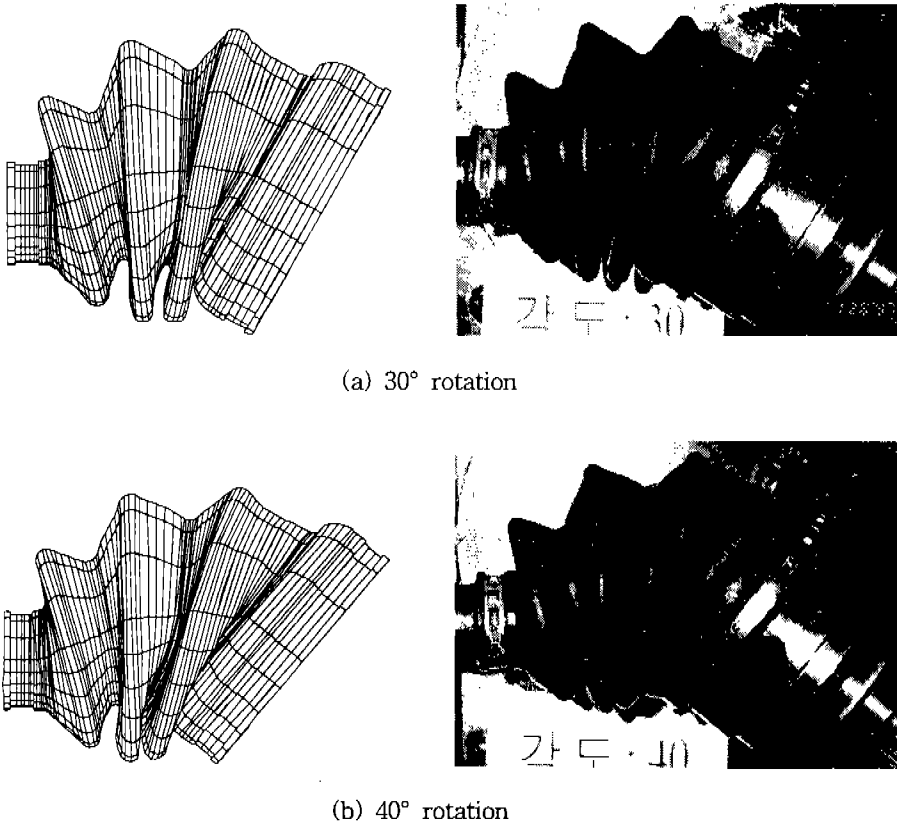
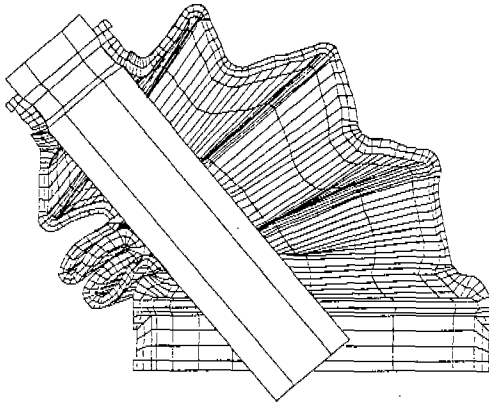
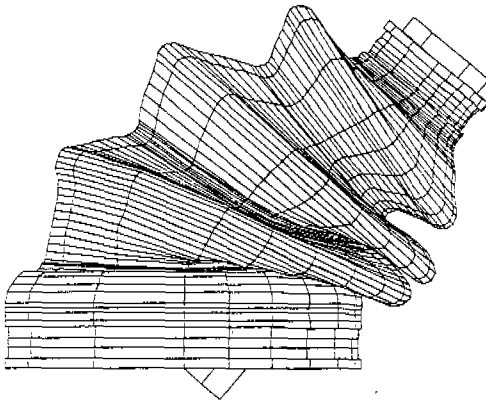


Fig.11 Comparison of analysis results with experimental ones(new model)



(a) Inner view



(b) Outer view

Fig.12 Deformed shapes of a new model (40° rotation)

어 충분한 세분화가 이루어지지 못하였기 때문이라 판단된다. 그러나, 곡률부의 정확한 묘사를 위하여 요소를 세분화 할 경우 계산시간과 기억용량이 많이 소요되므로 정확성이 크게 떨어지지 않는 범위내에서 요소의 수를 줄일 필요가 있다.

Fig.12에서는 회전각도에 따른 변형형상을 도시하였다. 아벨라 모델과 마찬가지로 P6 부위가 축에 접촉되어 가장 심한 변형을 하고 있으며, 자체접촉은 I3-I4, I5-I6에서 일어나고 있고 축과의 접촉은 P2, P4, P6 부위에서 일어나고 있음을 알 수 있다. Fig.13에 유효응력 분포를 도시하였다. 최대응력은 P6 부위에서 2.23MPa

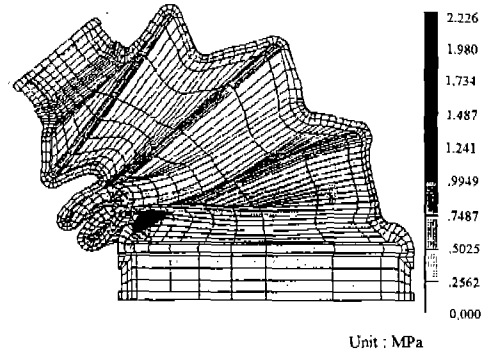


Fig.13 Effective stress distribution of new model(40deg.)

로 나타났다. 아벨라의 모델과 비교하여 볼 때 자체접촉과 굽힘이 작게 일어남을 알 수 있으며, 자체접촉시 마멸에 의한 파단 가능성이 현저히 줄어들었음을 알 수 있다. 또한 굽힘과 접촉을 지연하기 위해서는 안쪽의 골 P2, P4, P6 부위가 내부에서 축과 보다 작은 회전각도부터 접촉하는 것이 바람직한데, 축과의 접촉부위에서 큰 응력이 발생하고 있음에서 이러한 조건들이 설계에 반영되었음을 알 수 있다.

이상의 결과로부터 유한요소 프로그램을 이용하여 부트의 변형을 해석할 경우 실제의 결과와 상당히 유사한 해석을 할 수 있음을 검증하였다. 따라서, 유한요소법이 설계전에 도입될 경우 상당히 유용한 도구로 사용되어 시간과 비용을 절약할 수 있음을 확인하였다.

4. 형상 변경 해석

4.1 해석 조건

부트 곡률부분의 변화는 부트 회전시 변형양상에 상당히 큰 영향을 주게 된다. 곡률부분의 두께를 조절함으로써 부트의 접촉면적과 접촉압력을 감소시켜 내구수명을 향상시킬 수 있다. 본 절에서는 각 곡률부분의 두께를 각각 변화시켜 가며 그의 영향을 유한요소해석을 통하여 알아보려 한다. 해석에 사용된 요소는 각각의 곡률부분의 두께를 외부방향으로 증가 또는 감소시

Table 2 Modification of thickness

Mod #	변경 위치	변경량(mm)	변경비율
0	-	-	-
1	P3	+0.6	+20%
2	P4	+0.6	+15%
3	P4	-0.6	-15%
4	P5	+0.7	+20%
5	P5	-0.7	-20%
6	P6	+0.5	+20%
7	P6	-0.5	-20%

켜서 해석에 사용하였다. Case 1-7까지의 변경 위치와 변경량을 Table 2에 도시하였다. Case 8은 Case 2, 5, 6의 경우를 종합한 것이며, Case 9은 Case 3, 4, 7의 경우를 종합한 것이다. 해석의 경계조건은 3장의 아벨라 모델 해석의 경우와 동일하며 재료는 선형탄성으로 모델링 하였다.

4.2 해석 결과

4.1에서 설명한 내용과 같이 형상의 두께를 바꾸어 가면서 각 부분의 두께변화가 변형형상에 미치는 영향을 해석하였다. 중점을 두어 관찰한 부분은 O4-O5부분 요소의 접촉여부였다. 해석결과를 나타내는 인자로서 101, 104, 107번 절점의 접촉면에서의 거리와 107번 절점에서의 접촉압력을 Fig.14에 도시하였으며, 이것을 형상 변형 전의 모델의 경우와 정성적으로 비교하였다. 각 절점들의 위치는 Fig.4에 도시되어 있다.

Fig.14에서 볼 수 있듯이 산부분(P3, P5)의 두께를 증가시킬수록 접촉이 증가하고, 감소시킬수록 접촉이 감소하는 현상을 보였다. 반대로 골부분의 두께를 증가시킬수록 접촉이 감소하고, 감소시킬수록 접촉이 증가하는 경향을 보였다. 특히 P4부분의 두께가 O4-O5 부분의 접촉을 결정하는 가장 중요한 인자가 되는 것을 알 수 있다. Case 2의 경우에 O4-O5 부분이 접촉하지 않았음을 알 수 있다. 그리고, 다른 부분의 변화보다 작은 15%의 두께변화에 의해서 다른 부분에 비

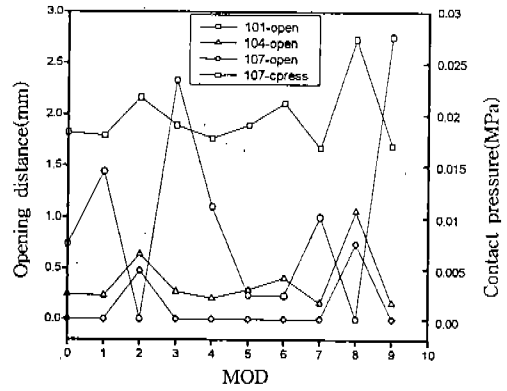


Fig.14 Opening distances of O4-O5 region and contact pressure

하여 매우 큰 영향을 나타내고 있다. Case 8은 접촉과 굽힘이 잘 되지 않는 경우들만을 종합한 경우로 접촉이 이루어지지 않았고 또한 O4-O5 간의 거리가 가장 큰 것을 알 수 있다. 반면에 접촉이 크게 일어나는 경우를 종합한 Case 9의 경우에는 접촉압력이 가장 큰 것을 알 수 있다. 이 경우 축에서부터 부트까지의 반경거리를 변화시키지 않고 외부부분을 수정하여 해석하였는데, 만약 내부쪽을 수정한다면 수정한 부분의 큰 영향을 볼 수 있으리라 생각된다.

5. 누유 해석

5.1 누유현상

부트의 수명에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 부트 자체접촉의 정도이다. 부트의 자체접촉과 마모에 의해서 부트의 파단이 일어나며, 이러한 자체접촉의 면적을 최소화하는 것이 부트의 수명을 연장하는 것임을 알 수 있다. 따라서 부트 곡률 부위의 강성을 높여 자체접촉을 줄이는 방안을 설계에 반영하여야 한다. 그러나, 부트의 강성을 높일 경우 부트 산과 골이 굽힘이 적게 일어나는 대신 굽힘의 영향이 소경부에게까지 미쳐 소경부의 부트-축 체결부위가 굽힘에 의한 영향을 받게 된다. 따라서 인장을 받는 면에서 축과 부트사이가 틈이 생겨 누유 등의 문제점이 발생할 수 있다.

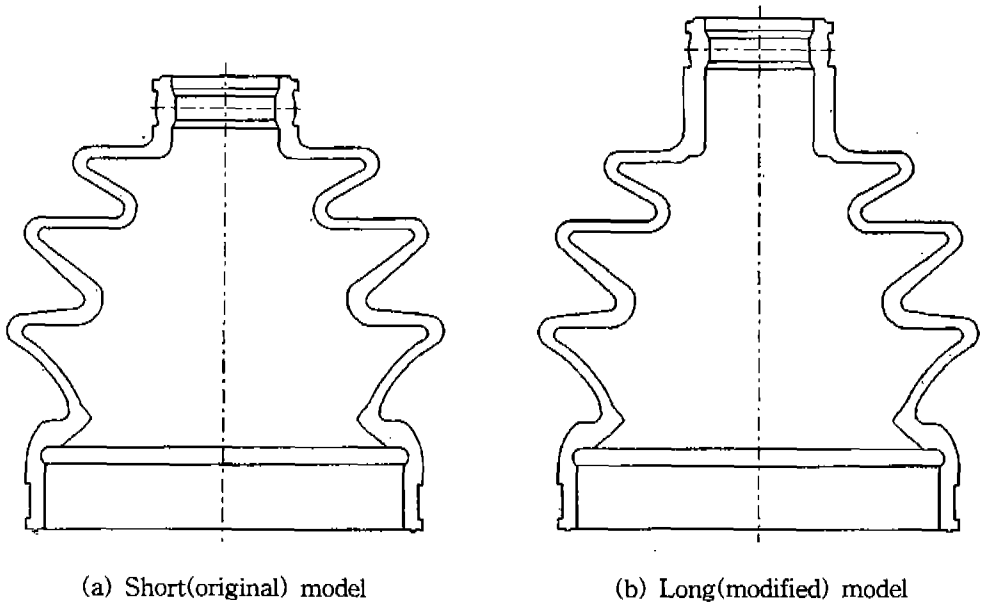


Fig.15 Schematic diagram of a new model

Fig.9에는 신차에 장착될 모델의 형상을 도시하였으며, 이 모델은 자체접촉을 줄여 수명을 높이고자 한 설계개념을 반영한 모델이다. 개량된 모델을 실제 시험한 결과, 20° 미만의 차축 회전에서 내부 윤활유의 누유현상이 발생하고 있음을 확인할 수 있었다. 이러한 누유현상은 회전시에 소경부의 축과 부트부위의 결합부중 벨트 체결위치의 내부부분에서 완전한 체결이 되지 못하고 미세한 틈이 발생하기 때문이며, 또한 축과 부트의 체결 용이성을 위하여 축에 바른 윤활유가 회전시 체결부의 미끄러짐을 일으키는 현상 때문으로 분석되었다. 누유현상을 막기 위한 방안으로 소경부의 길이와 두께를 증가시켜 부트와 축의 접촉면적을 증가시키는 수정모델이 제안되었다. Fig.15(b)에 도시된 개량모델은 소경부의 길이와 두께를 증가시켰으며, 소경부를 제외한 다른 부위는 Fig.15(a)의 모델과 동일하다.

본 논문에서는 소경부의 길이가 다른 두가지 모델의 2차원 유한요소해석을 통해서 누유발생가능성의 정성적인 경향을 알아보았다.

5.2 해석 조건

해석에 사용된 모델의 2차원 단면 유한요소

형상은 Fig.16에 도시하였으며, 소경부가 짧은 모델의 경우 단면의 절점이 307개, 요소가 202개이며, 소경부가 긴 모델의 경우 절점이 304개, 요소가 200개이다. 본 해석에서는 소경부에서 가장 반경이 작은 부분이 축과 떨어지는 정도를 알아보기 위하여 3차원 해석시 원주방향으로 축과 가장 많이 떨어지는 경향을 보이는 인장변형부분을 2차원으로 단순화하여 평면 변형 해석을 수행하였다. Fig.16에 표시된 것과 같이 벨트 체결부를 완전구속하고, 하부 대경부를 외부로 20°까지 회전시키는 경계조건을 부과하여 축과 절점 1-4의 축과의 거리를 구하였다. 재료의 물성치는 선형 탄성으로 하였고, 기타 조건은 3, 4장의 해석과 동일하다.

5.3 해석 결과

축의 회전각도에 따른 축과 절점 1-4와의 거리를 Fig.17에 도시하였다. 소경부가 짧은 모델이 모든 절점에서 소경부가 긴 모델에 비해 축과의 거리가 1.5~2배 정도임을 알 수 있다. 해석의 결과 소경부가 긴 모델이 부트 설계시 누유해석의 관점에서는 더 우수함을 알 수 있어 설계변경이 누유문제에 있어서 해결책이 된다는

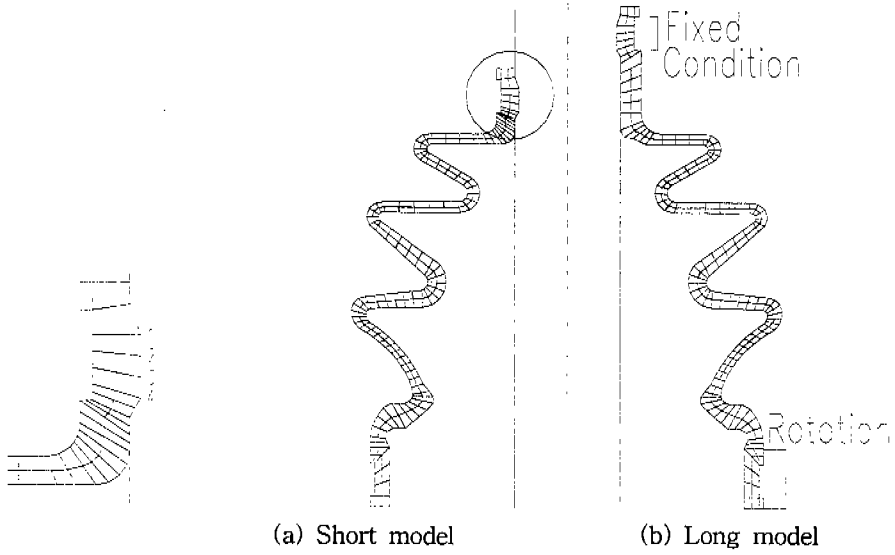
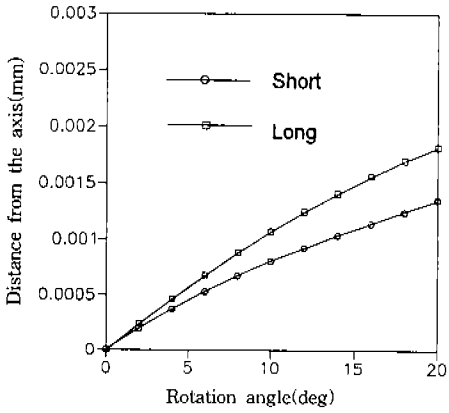
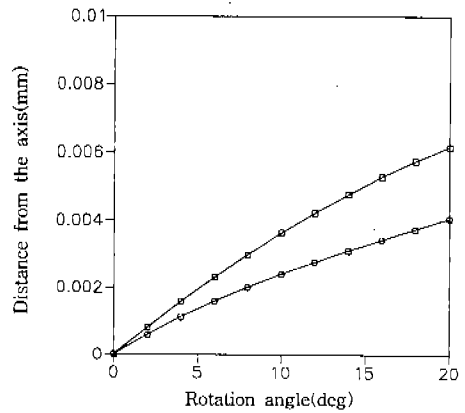


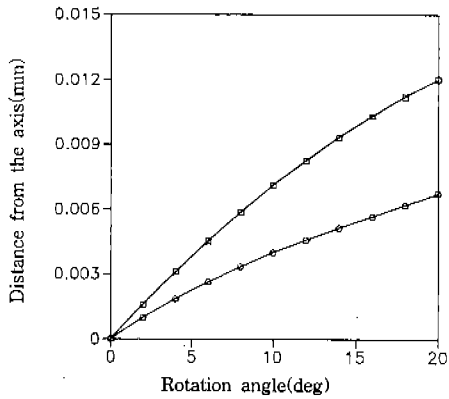
Fig.16 Initial meshes of the leakage analysis



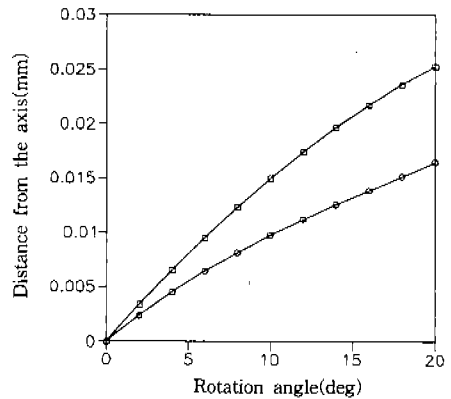
(a) Node 1



(b) Node 2



(c) Node 3



(d) Node 4

Fig.17 Distance of the nodes from the axis in leakage analysis

사실을 확인할 수 있었다. 그러나, 본 해석에서는 부트의 소경부와 밴드 체결부의 체결력을 고려하지 못했고, 원주방향으로 구속이 없는 평면 변형 해석이므로 실제 부트와 축과의 거리보다는 과대평가된 결과이다. 따라서, 본 해석결과는 설계변경에 대한 정량적이 아닌 정성적인 경향을 나타내 준다.

6. 결 론

본 논문에서는 등속조인트 고무 부트의 변형을 3차원 유한요소해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻어낼 수 있었다.

- 1) 상용 유한요소 프로그램 ABAQUS/Standard를 이용하여 부트의 변형문제를 해석하였으며 최대 회전각까지 실제의 변형형상 결과와도 잘 일치하는 해석결과를 보였다.
- 2) 신행모델의 부트의 변형을 유한요소해석하여 자체접촉과 변형을 줄이는 설계사양을 만족함을 검증할 수 있었다.
- 3) 곡률부의 두께를 변화시켜 가며 설계변경의 영향을 파악하였다.
- 4) 신행모델의 누유해석을 2차원 유한요소 해석함으로써 설계변경의 타당성을 정성적으로 검증하였다.

참 고 문 헌

1. W. H. Crouse and D. L. Anglin, *Automotive Mechanics*, 10th ed., McGraw-Hill, 1993.
2. 기아중공업(주), C. V. Joint용 Boot 독자 개발계획서, 1995.
3. J. E. Mark, B. Erman, F. R. Eirich, *Science and Technology of Rubber*, 2nd ed., Academic Press, 1994.
4. H. Herz, "On the Contact of Rigid Elastic Solids and on Hardness", *Gesammelte Werke*, Vol.1, Leipzig, 1895.
5. N. Kikuchi, "A Smoothing Technique for Reduced Integration Penalty Me-

- thods in Contact Problems", *Int. J. Numer. Methods Eng.*, Vol. 18, pp. 343~350, 1982.
6. K. J. Bathe and A. Chaudhary, "A Solution Method for Planar and Axisymmetric Contact Problems", *Int. J. Numer. Methods Eng.*, Vol. 21, pp. 65~88, 1985.
7. T. H. Choi and H. Huh, "Draw-bead Simulation by an Elasto-plastic Finite Element Method with Directional Reduced Integration", *J. Mater. Process. Technol.*, Vol. 63, pp. 666~671, 1997.
8. B. C. Lee and B. M. Kwak, "A Computational Method for Elasto-plastic Contact Problems", *Comput. & Struct.*, Vol. 18, pp. 757~765, 1984.
9. S. M. Vijayakar, H. R. Busby and L. Wilcox, "Finite Element Analysis of Three-dimensional Conformal Contact with Friction", *Comput. & Struct.*, Vol. 33, pp. 49~61, 1989.
10. N. Maeda and M. Matsuno, "Analysis of Rubber Boot Seal using Finite Element Method", SAE940289, 1994.
11. 김현영, 심요섭, 주연중, 우창수, "자동차용 등속 조인트 부트의 대변형 유한요소해석과 내구 성능 예측", 한국 자동차공학회 추계 학술대회, pp. 204~211, 1995.
12. 김세호, 이형욱, 허훈, 이종화, 오승탁, "등속 조인트 부트의 유한요소해석 및 설계변경에의 응용", 한국 자동차공학회 추계 학술대회, pp. 323~328, 1996.
13. 이형욱, 김세호, 이종호, 허훈, 이종화, 오승탁, "3차원 자체접촉을 위한 유한요소해석에 의한 등속조인트 고무부트의 변형해석", 대한기계학회 논문집(A) 제21권 제12호, pp. 2121~2133, 1997.
14. 허훈, 김세호, 이형욱, C.V. Joint Boot의 유한요소해석, 기아중공업 수탁연구과제 보고서, 1997.

15. Hibbit, Karlsson and Sorenson Inc., ABAQUS Manual, 1993.
16. MARC Analysis Research Co., Non-linear Finite Element Analysis of Elastomers, 1996.
17. 진만수, 문호근, 김성진, “방진고무 변형형상 및 하중-변위곡선 예측을 위한 단순 유한요소법”, 대한기계학회 논문집, 제21권, pp. 217~222, 1997.
18. T. J. R. Hughes, “Generalization of Selective Integration Procedures to Anisotropic and Nonlinear Media”, Int. J. Numer. Methods Eng., Vol. 15, pp. 601~616, 1975.
19. D. W. Haines and W. D. Wilson, “Strain-energy Density Function for Rubber like Materials”, J. Mech. Phys. Solids, Vol. 27, pp. 345~360, 1979.