



공학석사학위논문

# 항공기용 연료호스의 접촉거동특성에 관한 유한요소해석



부경대학교대학원

기계설계공학과

### 전 준 영

공 학 석 사 학 위 논 문

## 항공기용 연료호스의 접촉거동특성에 관한 유한요소해석



부경대학교대학원

기계설계공학과

전 준 영

## 전준영의 공학석사 학위논문을 인준함

2013년 8월



위 원 공학박사 윤문철 (인)

위 원 공학박사 김 병 탁 (인)

Abstract	iii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구배경	2
1.2 연구목적	2
제 2 장 이론적 배경	4
2.1 고무관련이론	4
2.1.1 Neo-Hookean ·····	6
2.1.2 Mooney-Rivlin	6
2.1.3 Ogden	9
2.2 고무재료시험법 개요	10
2.2.1 단축 인장 시험	11
2.2.2 2축 인장 시험	12
2.2.3 평면 전단 시험	13
2.3 대변형문제에 대한 유한요소해석	14
2.4 접촉문제에 대한 유한요소해석	21
2.5 열전도문제에 대한 수학적 접근	28
제 3 장 모델의 수치해석	32
3.1 해석모델	32
3.1.1 호스의 전체 치수	32
3.1.2 유한요소모델	34
3.2 재료물성치의 결정	34
3.2.1 PTFE 재료의 물성	35

3.2.2 강재의 물성
3.3 해석 파라미터의 선정40
3.3.1 격자의생성40
3.3.2 경계조건
제 4 장 결과 및 고찰
4.1 초기해석
4.1.1 행정거리 결정을 위한 해석46
4.1.2 마찰계수에 대한 해석
4.1.3 유압시스템 체결 시에 대한 해석64
4.2 종합해석73
4.2.1 상온파열압력시험
4.2.2 열충격파열압력시험80
제 5 장 결 론
N S
참고문헌
IL THE MAN
acha

### Finite Element Analysis for Contact Behavior Characteristics of an Aircraft Fuel Hose

Jun - Young Jeon

Department of Mechanical Design Engineering Graduate School Pukyong National University

Abstract

The high pressure hose has been used widely in the automobile and aircraft such as for the hydraulic systems, pneumatic brakes and oil supply systems, etc. Though employed on different working conditions, most of the hoses have the same features which its structural components have a nipple, socket or sleeve and rubber layers to prevent them from chemical damages and corrosions, and braid layer to improve tensile strength.

Due to its structural features, the high pressure hose has the possibilities to cause leakages on metal fitting if the clamping force is too small. The metal fitting can be classified into two categories, namely, primary and secondary metal fitting. The former is made in the hose manufacturing process, namely the crimping process, to clamp the hose with metal components, whereas the latter is for the connection of the hose to the hydraulic system. The crimping process leads to various stress and strain configurations in the hose, which give critical effect on the hose performance.

In this paper, the deformation characteristics of an aircraft fuel hose during the crimping process were analyzed using the nonlinear finite element method, to investigate the stress and strain distributions of an aircraft fuel hose assembly at the maximum jaw stroke and at the end of the crimping process. Also it has to follow the specification of AS2078 for the thermal shock burst pressure test, using coupled thermo-structure, to estimate the whole performance of hose and to predict the burst pressure of high pressure hose assembly. It is supposed that the results can provide the useful data to determine the optimal design parameters of the hose.

st u

## 제1장서 론

#### 1.1 연구배경

고압호스는 그 사용 계통에 따라서 연료, LPG등과 같은 연료계통, 공기압 과 같은 브레이크 계통, 오일 계통 등으로 나뉘어 차량, 항공, 산업 전반에 널리 사용된다.

국내 유압호스의 시장성에도 불구하고 현재 항공기용 호스를 비롯한 많은 부품들은 수입에 의존하고 있으며, 이러한 문제점을 극복하기 위하여 많은 부품들의 국산화가 추진 중에 있다. 이를 위하여 부품의 국산화를 위한 방 안<sup>(1,2,3)</sup>으로도 활발한 연구가 이루어지고 있지만, 가장 단순하면도 효과적인 국산화 방안으로는 기존의 부품에 대한 면밀한 분석 및 해석을 수행하고 이로 얻은 결과를 토대로 개선된 제품을 만드는 방안이 있다.

그러나 규격이 모든 정보를 나타내지는 않는다. 이는 규격의 가장 큰 목 적은 호환성을 위함이기 때문이다. 결국 기존의 부품들은 규격을 참고하여 제작되었지만, 규격에서 다루지 않는 부분의 치수도 많으며 이는 해당하는 부분의 특성에 대한 연구를 통하여 밝혀내야 할 부분이다. 현재까지 호스 에 대한 연구는 다방면으로 이루어져 왔으며,<sup>(4,5,6)</sup> 이로 얻은 다양한 결과도 존재하고 있으나 호스의 사용 환경 및 조건에 대한 변수는 무척이나 많고, 그 형상 및 재료 또한 다양하여 쉽게 결정하기 어렵다. 따라서 본 연구에 서는 항공기용 고압호스 중 연료호스의 제작으로부터 성능 점검까지의 과 정을 다루게 되었다. 제작은 규격을 따라 설계된 금구와 내관 조립부에 대 하여 클림핑 공정을 통하여 제작되며, 성능 점검은 클림핑 이후 유압시스 템에 체결한 뒤 열충격 파열압력 시험을 행함으로써 전체적인 구조 건전성 및 성능을 평가하게 된다. 호스의 규격은 체결부의 수나사를 참고 하여 미 군사규격 MIL-S-8879C 를 따르는 항공기용 연료 고압호스로써, 최대 사용압력은 1500psi(103bar) 로 명시되어 있으며, 사용온도는 -54℃~232℃의 범위를 가진다. 무게적 분 류로는 경량 호스로 분류되어 있으며, 그 내관의 형태는 내관의 형태 분류 상 일정한 두께의 이음매 없는 매끄러운 관으로 묘사되어 있고, normal PTFE type의 형상을 가진다. 이외에 convoluted type의 주름내관이 있으 며 이 두 가지 형태로부터 내화 슬리브(sleeve)를 보강시킨 형태 또한 존 재한다.

형상에 대한 정보들은 수나사의 경우 SAE(Society of Automotive Engineers) AS(Aerospace Standard)4207, MIL-S-8879C, AS85421에서 그 주요한 치수를 참고하였으며, 니플 및 타 부분의 치수들은 SAE AS 85421, AS4209, AS85720에서 그 치수를 참고하였으며, 요구도에 대한 정보들은 AS604D, AS620F, AS1339F, AS1946B, AS2078에서 주요한 정보들을 열람 할 수 있으며, 특히 시험 자료에 대한 정보는 AS2078에 상세히 기술되어 있다. 여기에서는 주어진 형상에 대하여 다방면으로 해석을 진행하여, 그 주요한 인자들을 결정하고 성능을 예측하는데 중점을 두어 연구를 진행하 였다.

#### 1.2 연구목적

연구의 실질적 목적은 항공기용 고압호스의 국산화에 있으며, 규격을 참고한 신제품 개발을 위한 구조해석 및 열해석을 진행하였다. 해석과 실험은 각각의 부분별로 진행되었으며, 실험치와 해석값을 참고하여 결론을 도출하였다. <sup>(7,8,9,10)</sup> 항공기용 고압호스는 소켓(socket), 니플(nipple), PTFE(p olytetrafluoro- ethylene)내관, Braid의 부분으로 구성되어 있으며, 이는 가공된 형상으로부터 클림핑(crimping) 등의 공정을 거쳐 제작되고, 이후 유압 시스템에 양쪽 금구가 체결되어 기계적, 열적 하중을 받으며 그 기능을 수행하게 된다. 체결은 크게 1차 체결과 2차 체결로 나누어지는데 1차 체결과정은 클림핑 공정으로써 니플(nipple), 소켓(socket), 내관(inner tube) 의 체결을 의미하고 2차 체결과정은 호스의 니플과 수나사와의 체결을 의미한다. 클림핑 공정은 외부의 클림핑(clamping) 혹은 클림핑 머신의 조(j aw)의 행정(stroke)에 의하여 그 체결 상태가 크게 좌우 되므로 이 행정거리에 대한 명확한 파악이 필요하다. 2차적 체결과정에서는 니플과 수나사의 체결 상태에 대한 해석으로부터 니플 끝단의 형상을 검토할 필요가 있으며, 필요서 니플 끝단의 치수를 변경하여 개선을 꾀할 필요가 있다.

따라서 본 연구에서는 클림핑 행정거리의 실험결과를 토대로 접촉해석을 통하여, 최적행정거리를 밝혀내고, 열 구조 연성해석을 통하여 열충격 파열 압력시험 시 내관 조립체의 파열에 대한 한계변형률에 대하여 연구하였다.

**LH QL N** 

0

## 제 2 장 이론적 배경

#### 2.1 고무관련이론

고무, 중합체(polymer) 그리고 인체의 조직(tissue) 등에서 하중을 받아 변형하게 될 때, 내부에 축적되는 변형률 에너지(strain energy)는 이동 경 로와 무관한 특성을 나타낸다. 그 결과 변형률 에너지는 포텐셜 함수 (potential function)로 표현이 가능하며, 이러한 재질을 초탄성체 (hyperelastic material)로 부른다. 초탄성체의 변형률에 대한 응력의 변화, 즉 응력- 변형률 선도(stress-strain diagram)는 현저한 비선형성 (non-linearity)을 나타내기 때문에 수학적인 표현을 위해 많은 연구가 진 행되었다. Fig. 2-1은 전형적인 고무재료의 응력-변형률 선도를 나타낸다.



Fig. 2-1 Typical stress-train curve of the rubber

이러한 수학적 표현 중 Ogden 모델, Moonley-Rivlin 모델, Neo-Hookean 모델, 그리고 Yeoh 모델이 많이 사용되고 있다. 이들은 공통적으 로 변형률 에너지 밀도 함수로 재료의 거동을 표현하고 있지만, 수학적인 표현과 이 표현식 속에 포함되어 있는 계수들은 각기 다르다. Moonley-Rivlin 모델은 주 변형률(principal strain)을 매개변수로 하며 Moonley-Rivlin 상수를 도입하여 다항식으로 표현되는 반면, Ogden 모델 은 주 신장률(principal stretch)을 매개변수로 하며 두 종류의 Ogden 상수 들을 도입하여 다항식으로 표현된다.

Moonley-Rivlin 모델의 경우에는 다항식의 차수가 정수인 반면, Ogden 모델에서는 보다 포괄적인 실수 형태이다. 일반적으로 Ogden 모델이 초탄 성체의 재료 거동을 보다 정확하게 표현한다고 알려져 있다.<sup>(11)</sup> 한편, Moonley-Rivlin 과 Neo-Hookean 모델은 Ogden 모델의 특수한 경우에 해 당된다. Fig. 2-2에 세 가지 모델에 대한 도식적인 비교가 나타나 있다.



Fig. 2-2 Schematical comparisons of Neo-Hookean, Mooney-Rivlin, Ogden model

#### 2.1.1 Neo-Hookean model

Neo-Hookean model은 초탄성체 재료의 거동을 표현하는 수학적 모델로 써, 재료의 응력-변형률 거동을 예측하는데 사용된다. 또한 이 모델은 Hooke's law와 상당부분 유사한 점이 많다.<sup>(12)</sup> 일반적인 많은 재료에서 응 력-변형률 관계를 생각해 볼 때, 변형률 0 지점부터 어떠한 변형률 지점 까지는 선형관계를 보인다. 그러나 이후에는 비선형성을 보이며 이는 많은 재료의 응력-변형률 선도에 나타나 있다. 그러므로 Neo-Hookean model은 재료의 거동중 비압축성(incompressible)거동을 변형률에너지밀도함수로 표 현하는 간단한 모델이다. 이의 수학적 표현은 다음과 같다.

$$W = C_1(\overline{I_1} - 3) \tag{2.1}$$

W는 변형률에너지를, C<sub>1</sub>은 재료상수를 I<sub>1</sub>는 텐서량으로써, 코시-그린 변 형에 의해 남겨진 일차불변량(first invariant)이 된다. Neo-Hookean model 은 기본적으로 중합체의 가교결합구조(cross-linked polymer chains)에 그 기반을 두고 있으며, 고무 유사재료(rubber-like material)의 초기 선형 구 간에서의 거동을 묘사하기 위해 사용된다. 또한 이때의 가교결합거동에서 도 선형성만을 나타내게 된다. 비선형성이 나타나는 구간에서는 중합체의 결합사슬이 공유가교결합(covalent cross link)의 한계까지 신장되고 이로 인해 재료의 탄성계수가 급격히 증가하게 된다. 이러한 이유로 Neo -Hookean model은 대변형(large strain)이 예상되는 문제에서는 사용되지 않는다.

#### 2.1.2 Mooney-Rivlin model

Mooney-Rivlin model은 1940년대에 Melvin Mooney와 Ronald Rivlin<sup>(13)</sup> 에 의해 초탄성체의 거동을 표현하기 위해 고안된 모델이다. 수학적 모델 은 변형율 에너지 밀도 함수 W에 대하여 코시-그린 변형에 의해 얻어진 두 개의 불변량이 선형 조합되어 있는 구조로써,<sup>(14)</sup> 변형율 에너지 밀도 함 수에 대한 비압축성 Mooney-Rivlin재료에 대한 수학적 표현은 다음과 같 다.

$$W = C_1(\overline{I_1} - 3) + C_2(\overline{I_2} + 3)$$
(2.2)

C<sub>1</sub>,C<sub>2</sub>는 경험적, 실험적으로 얻어진 재료 상수 이며, <u>T</u>,과<u>T</u><sub>2</sub>는 각각 코시-그린 변형 텐서량으로써, 일차불변량(first invariant)과 이차 불변량(second invariant)을 나타낸다. 또한 Mooney-Rivlin model의 재료상수 C<sub>1</sub>,C<sub>2</sub>는 재 료의 선형 탄성 전단계수 G<sup>(15)</sup>와 밀접한 관계가 있으며, 근사적으로 다음 과 같은 식으로 표현된다.

 $G = 2(C_1 + C_2)$ 

(2.3)

Mooney-Rivlin model은 준정적(quasi-static)과정에 대한 이론에서 얻어 진 model로써, 여기서의 준정적과정이란 하나의 극한적 과정에 대한 표현 으로 실제로는 존재하지 않으나 이에 가까운 과정은 얼마든지 실현할 수 있다는 이론에 그 근거를 두고 있다. 열역학에서 계(system)의 상태 변화 가 그 열평형상태에 무한히 가까운 상태에서 이루어지고, 또한 각 순간의 상태가 처음 거쳐 온 상태를 역순으로 다시 거칠 수 있는 변화와 같은 가 역 과정이 이에 해당하며, 실제적인 예를 들면 피스톤을 갖춘 용기 속의 기체를, 피스톤을 아주 천천히 움직여 압축 또는 팽창시키는 두 과정은 서 로 역의 순서를 취할 수 있으므로 준정적과정에 가깝게 할 수 있다. 이러 한 Mooney-Rivlin model은 현재 고무 유사 재료의 거동 예측에 대하여 폭넓게 사용되고 있으며, 주로 부분적 변형률 200%정도의 변형이 예상되 는 재료 혹은 구조요소의 거동의 표현에도 상당히 예측성이 높은 것으로 알려져 있다.<sup>(16)</sup>

최근의 연구에서 Mooney-Rivlin model의 적용형태는 다음식과 같다. (2.2)의 식은 (2.4)의 식에서 선형성만을 취한 형태로 단순 Mooney-Rivlin model(Generalized Mooney-Rivlin model)혹은 1차 모델이라 부른다.

푸아송비(Poisson's ratio) 약 0.5의 값을 가지는 고무유사재료의 경우에서 재료를 비압축성이라 가정하면  $I_3 = 1$ 이 되므로 (2.2)의 식과 같은 형태로 만들 수 있다. 한편 (2.4)식의 3차 급수전개 형태는 3차 모델이라 불리고 이를 Ogden model이라 한다.

- 8 -

#### 2.1.3 Ogden model

Ogden model은 초탄성체, 즉 중합체 및 고무 유사재료의 응력-변형률 거 동 중 그 비선형성을 예측하기 위해 Ogden에 의하여 1972년에 만들어 졌 다. 그 수학적 표현은 다음과 같다.<sup>(17)</sup>

$$W = \sum_{i=1}^{N} \frac{\mu_i}{\alpha_i} (\lambda_1^{\alpha^i} + \lambda_2^{\alpha^i} + \lambda_3^{\alpha^i} - 3)$$
(2.5)

이때,  $\lambda_j$ , (j=1,2,3) 은 주신장률(principal stretch ratio)을 나타내며  $\mu_i$ 와  $\alpha_i$ 는 실험적으로 얻어진 재료상수를 나타낸다. 이 식에 체적 팽창에 의한 인자(Dilatational Behavior)를 고려하면 다음식과 나타내어질 수 있다.

$$W = \sum_{n=1}^{N} \frac{\mu_n}{\alpha_n} J^{-\alpha_n/3} (\lambda_1^{\alpha_n} + \lambda_2^{\alpha_n} + \lambda_3^{\alpha_n} - 3) + 4.5K (J^{-1/3} - 1)^2$$
(2.6)

여기서 K는 탄성체의 벌크상수(Bulk modulus)를 나타내며 J 와 λ<sub>1</sub>,λ<sub>2</sub>,λ<sub>3</sub> 는 탄성체의 변형률 불변량을 나타낸다. 상용코드(commercial code)의 특 성상, 해석 시 Mooney-Rivlin 변형에너지 식을 사용하게 되면 재질을 비 압축성 재질로 자동적으로 가정하게 된다. 해석 프로그램에 있어서 두 모 델사이의 차이점은 여기서 기술한 K 값의 여부에 있으며, (2.6)의 식을 사 용하여 해석하는 경우는 K 값에 의해 비압축성의 여부를 판단하게 된다. Ogden model은 현재에 가장 널리 쓰이고 있으며, 특히 유압계통의 고무 요소(O-ring 혹은 seal)의 해석에 빈번히 사용되고 있다. Ogden model과 다른 모델(Neo-Hookean, Mooney-Rivlin model)과의 주요한 차이점은 불 변량들(invariants)의 항에 의한 표현이라는데 있다. 덧붙여 Ogden model 의 가장 큰 장점은 실험 데이터를 직접적으로 사용할 수 있다는 데에 있으 며, 이는 인장 실험 결과에 대하여 700% 정도 까지 긍정적인 결과를 보인 다. 전술된 내용과 같이 Ogden model은 Mooney-Rivlin model에 비하여 재료의 거동성 표현에 차이가 있으며 이는 실험데이터로 계산된 재료상수 가 Mooney-Rivlin model은 정수로 나타나는데 비하여 Ogden model은 실 수로 나타나는데 그 차이가 있다.

#### 2.2 고무재료시험법 개요



Fig. 2-3 example of combined stress-strain data set

물론 많은 경우에서 기본적으로 인장 시험 결과만을 이용하기도 하지만 이렇게 얻어진 상수로는 전단 응력-변형률관계에서 이상값이 검출되는 우 를 범할 수도 있다. 따라서 일차적으로 단축 변형 모드인 인장 및 압축 응 력- 변형률 데이터가 필요하고 이에 좀 더 정확한 재료 상수를 구하기 위 하여 또 하나의 구속조건으로 순수 전단이나 이축 인장 시험 데이터가 필 요하다. 여기에서는 몇 가지 경우에 대한 고무 재료 시험법의 경우를 기술 하고자 한다.

#### 2.2.1 단축 인장 시험

단축 인장시험은 많은 재료에서 행해지고 있는 시험으로 여기에서는 몇 가지 경우에 대한 고무 재료 시험법의 경우를 기술하고자 한다. Fig. 2-4 에는 단축 인장 시험기를 보여주고 있다. 또한 단축 인장 시험의 원리는 식(2..7)과(2.8)의 변형상태와 응력상태에서 살펴볼 수 있다.

TIONA



Fig. 2-4 Uniaxial tension test equipment

a, 변형상태

$$\lambda_2 = \lambda = L/L_0, \lambda_1 = \lambda_3 = 1/\sqrt{\lambda}$$
(2.7)

b. 응력상태

$$\sigma_2 = \sigma = P/A_0, \sigma_1 = \sigma_3 = 0 \tag{2.8}$$

여기서  $\lambda_j(j=1.2,3)$ 는 주신장률(principal stretch ratio)이며, A와L은 각각 단면적과 시편의 길이를 나타낸다. 또한 P는 작용하중이며,  $\sigma_j(j=1,2,3)$ 는 축 응력을 나타낸다.



Fig. 2-5 Biaxial tension test equipment

2축 인장 시험은 사각의 시트를 이용하여 반경방향으로 신장시켜 행해진 다. 또한, a, 변형상태

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda = L/L_0, \ \lambda_3 = 1/\lambda^2 \tag{2.9}$$

b. 응력상태

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma, \ \sigma_3 = 0 \tag{2.10}$$

$$\sigma = P/A_0, A_0 = Wt_0 \tag{2.11}$$

여기서 수직 등가 2축 응력(nominal equibiaxial stress)은 식(2.11)으로 계 산되어 진다. W는 정사각형 형태의 시편의 한변 길이이며, P는 시편의 단 면에 작용하는 평균 수직력이며, t<sub>0</sub> 는 초기 두께이다.



Fig. 2-6 Planar shear tension test equipment and schematic diagram of specimen

a, 변형상태

$$\lambda_1 = 1, \lambda_2 = \lambda = L/L_0, \lambda_3 = 1/\lambda \tag{2.12}$$

b. 응력상태

$$\sigma_1 \neq 0, \sigma_2 = \sigma, \sigma_3 = 0 \tag{2.13}$$

마찬가지로 λ<sub>j</sub>(j=1.2,3)는 주신장률을 타나내며, L,W 그리고 t은 각각 길 이, 폭 그리고 시편의 두께를 나타낸다. 또한 σ<sub>j</sub>(j=1,2,3)는 축 응력을 나타 낸다.

시편의 형상은 인장시험에 비해 폭이 넓지 않은 형상을 보인다. 시편의 결정에서 중요한 것은 그 형상적 가로세로비(aspect ratio)이다. 재료는 거 의 비압축성을 보이고, 평면 전단의 방향은 신장 방향과 45°의 각도를 이 루기 때문에 결론적으로 시편의 두께에 대한 폭의 길이를 적어도 10배 이 상 크게 해야 할 필요가 있다.<sup>(19)</sup>

#### 2.3 대변형 문제에 대한 유한요소해석

대변형(Large strain)문제는 가공 공정에 대한 해석, 충격에 관한 해석, 접 촉 문제 등에서 흔히 접할 수 있는 문제이다. 이러한 문제의 경우 그 형상 이나 재료 물성에서부터 비선형성이 적용 되는 것은 당연한 이야기이다. 본 해석도 대변형 문제의 일환이며, 이로 인해 여기에 대변형 문제에 관한 몇 가지 배경이론을 기술하였다. Fig. 2-7은 대변형 문제에 대한 예제를 보여준다.

대변형 문제에 사용되는 이론들은 상당히 난해하며, MARC에서는 대변형 문제의 해결을 위해 여러 가지 옵션을 제공하고 있고, 몇 가지 옵션 지정 을 통해 대변형문제로 문제를 인식하게 한 뒤 문제를 해결할 수 있다. 또 한 대변형문제로 지정 시 프로그램적으로 응력, 변형률, 그리고 요소의 움 직임 등의 관찰 방법을 변경하게 되며, 이러한 변경의 원리와 내용이 Fig.

- 14 -

2-8과 Table 1에 나타나 있다.



Fig. 2-7 Case of large strain problem- contact and friction problem and indentation problem with pressure distribution on tool



Fig. 2-8 Rezoning example

Configuration Measures	Reference(t=0 or n)	Current(t = n+1)
Coordinates	Х	Х
Deformation Tensor	C (Right Cauchy-Green)	b (Left Cauchy-Green)
Strain Measure	<ul><li>E (Green-Lagrange)</li><li>F (Deformation Gradient)</li></ul>	e (Logarithmic)
Stress Measure	<ul><li>S (2nd Piola-Kirchhoff)</li><li>P (1st Piola-Kirchhoff)</li></ul>	$\sigma$ (Cauchy)

Table 1 Kinematics and Stress-Strain Measures in Large Deformation

일반적인 문제와 대변형문제의 해결을 위한 방법 혹은 알고리즘의 차이는 코시 응력(Cauchy stress)과 updated Lagrangian method의 두 가지를 들 수 있다. 물체의 형상이 과도하게 변하는 물체의 거동을 분석하기 위해서 는 비선형 해석(nonlinear analysis)을 적용해야 하며, 수치해석적으로는 Newton-Raphson method와 같은 반복계산 방법을 통하여 거동을 계산하 게 된다. 반복계산은 하중을 조금씩 증가시켜 물체의 변형을 순차적으로 구해 나가게 되는데, 이러한 반복계산에 있어 기준이 되는 물체의 형상을 설정하는 방법에는 크게 total Largrangian method과 updated Lagrangian 의 두 가지가 있다. total Largrangian method는 변형되기 전의 초기 형상 을 기준으로 하는 방법이고, updated Lagrangian는 현재 변형된 형상을 기 준으로 다음 단계에서의 거동값을 계산하는 방법이다. total Largrangian method는 현재 변형된 물체의 형상 그리고 하중, 모멘트, 변형률, 응력 등 을 모두 변형되기 전 초기 물체의 형상으로 변환시켜 물체의 거동을 계산 한다. 그러므로 updated Lagrangian method에 비해 변환의 복잡함이 있지 만, 해석 문제의 정의가 간편한 장점이 있다. 코시 응력과 진 응력(true stress)의 적용은 큰 탄성 및 소성변형의 문제 해결에 가장 적합하며, MARC에서는 이러한 대변형 문제에서 프로그래밍적 옵션으로 total Largrangian method과 updated Lagrangian method을 제공하고 있다. 두 가지 방법은 수학적, 수치적으로 상당히 비슷한 점이 많지만 앞서 Fig.2-8 과 Table 1에서 볼 수 있듯이, updated Lagrangian method는 transient 해 석에 있어서 사전에 분할 지정된, 그 시간 증분(increment)에 대하여 t = n+1의 상태를 적용시킨다. 여기에서는 해석에 사용 될 updated Lagrangian method을 소개한다. updated Lagrangian method의 이점은 다 음과 같다.

UNIL

- 1) 물리적 모델 구성의 편의성
- 2) Rezoning
- 3) 구성 방정식(constitutive equation)의 통합

또한 Rezoning에 대한 간단한 개념도가 Fig. 2-9에 나타나 있다.



Fig. 2-9 Rezoning example

Total Largrangian method과 updated Lagrangian 두 경우 모두 시작은 동일하며 그 평형방정식(equilibrium equation)은 가상일의 원리(principle of virtual work)로부터 출발한다.

$$\int_{V_0} S_{ij} \delta E_{ij} dV = \int_{V_0} b_i^0 \delta \eta_i dV + \int_{A_0} t_i^0 \delta \eta_i dA$$
(2.14)

여기서  $S_{ij}$ 는 대칭이차Piola-Kirchhoff응력텐서(symmetric second Piola -Kirchhoff stress tensor)이며,  $E_{ij}$ 는 그린-라그랑지안 변형률(Green - Larg rangian strain)이고,  $b_i^0$  든 Fig. 2-8의 reference 구성에서의 체적력,  $\eta_i$ 는 가상변위(virtual displacement),  $t_i^0$ 는 reference 구성에서의 트랙션 벡터(tra ction vector)가 된다. 식(2.14)의 좌변을 직접 선형화(direct linearization) 시켜서 다음을 얻는다.

$$\int_{V_0} S_{ij}(d(\delta E_{ij})) dV = \int_{V_{n+1}} \nabla \eta_{ik} \sigma_{kj} \nabla \Delta u_{ij} dv$$
(2.15)

여기서  $\Delta u$ 와  $\eta$ 는 각각 실제증분(actual increment)과 가상 변위를 나타 내며,  $\sigma_{kj}$ 는 코시응력텐서(Cauchy stress tensor)를 나타낸다.

$$\int_{V_0} dS_{ij} \delta E_{ij} dV = \int_{V_{n+1}} \nabla^s \eta_{ik} L_{ijkl} \nabla^s \left( \Delta u_{kl} \right) dv$$
(2.16)

식(2.16)은 reference 구성에서 current 구성으로 옮긴 식을 나타낸다. ▽ 는 그래디언트 연산자(gradient operator)를 나타내며, ▽\*는 이의 대칭되는 부분을 나타낸다. 또한 식(2.15)와 (2.16)에는 세 가지 항등식(identities)이 사용된다.

- 18 -

$$\sigma_{ij} = \frac{1}{J} F_{im} S_{mn} F_{jn}$$

$$\delta E_{ij} = F_{ml} \nabla^s \eta_{mn} F_{nj}$$

$$L_{ijkl} = \frac{1}{J} F_{im} F_{jn} F_{kp} F_{lq} D_{mnpq}$$
(2.17)

여기서  $D_{mnpq}$ 는 reference 구성에서 current 구성 $(L_{ijkl})$ 으로 순환되는 재료 상수에 대한 텐서 값을 나타낸다. 이로써 유한 요소 식은,



F와R은 외력(external force)과 내력(internalforce)을 각각 나타내며, β<sub>imn</sub> 은 current 구성에서 관찰된 대칭 그래디언트 연산자(symmetric gradient operator)를, σ<sub>kl</sub>은 코시응력을 나타낸다. 다시 라그랑지안 가상일의 원리에 관한 식(2.14)로 돌아가서 시간의 개념을 적용시켜(rate of virtual work) 다시 쓰면,

$$\int_{V_0} \left[ S_{ij} \delta E_{ij} + S_{ij} \frac{\partial v_k}{\partial X_i} \frac{\partial \delta \eta_k}{\partial X_j} \right] dV = \int_{V_0} b_i \delta \eta_i dV + \int_{A_0} t_i \delta \eta_i dA \qquad (2.20)$$

여기에 다음의 변환을 적용할 수 있고, 여기서 F는 변형 텐서 (deformation tensor), d는 변형속도(rate of deformation)이 되므로,

$$F_{ij} = \delta_{ij}, \ \delta E_{ij} = \delta d_{ij}, \ \frac{\partial}{\partial X_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}, \ S_{ij} = \sigma_{ij}$$

이를 적용하면,

 $\int_{V_{n+1}} \left[ \sigma_{ij} \delta d_{ij} + \sigma_{ij} \frac{\partial v_k}{\partial x_i} \frac{\partial \delta \eta_k}{\partial x_j} \right] dv = \int_{V_{n+1}} b_i \delta \eta_i dv + \int_{A_{n+1}} t_i \delta \eta_i da$ (2.21)

여기서  $b_i$ 와  $t_i$ 는 체적력 및 표면 트랙션(surface traction)이 되고 current 구성으로 적용되게 된다.  $\sigma_{ij}$ 는 코시 응력의 트루스델율(Truesdell rate)<sup>(20)</sup> 이 되며, 리 미분(Lie derivative)<sup>(21)</sup>을 이용한 코시 응력은 다음과 같이 얻 어진다.

$$\sigma_{ij} = F_{in} (JF_{nk}^{-1} \sigma_{kl} F_{ml}^{-1}) F_{mj}$$
(2.22)

코시 응력의 트루스텔 율은 실질적으로 재료에 대해 강성 회전(rigid rotation)이 부과되어 있다. 이 사실은 매우 중요하며, 대변형 문제에는 큰 회전(large rotation)또한 포함되어 있음을 나타낸다. 최종적으로 코시 응력 의 트루스텔 율의 항으로 나타낸 구성 방정식은 다음과 같다.

$$\sigma_{ii} = L_{iikl} d_{kl} \tag{2.23}$$

#### 2.4 접촉문제에 대한 유한요소해석

접촉문제는 유한요소해석상의 까다로운 문제 중 하나이다. 유한요소법적 인 계산방법은 1942년 수학자 Courant에 의해 유한요소법적인 계산방법이 제안 되었으나 단순한 아이디어로 그쳤고, 계산의 상세는 발표되지 않았다. 1954년 독일 슈트가르트 대학의 Argyris에 의해 사각요소(quadrilateral element)를 사용하여 2차원 탄성문제를 푸는 과정을 보인 것이 그 시작으 로, 2년 후에 Turner, Clough, Martin, Topp의 4명이 공동으로 발표한 논 문이 영국의 항공학회에 발표되었고, 이 논문은 실제로 1952년에서 1953년 에 걸쳐 미국 보잉사에 의해 음속 항공기의 날개 해석을 위한 계산 방법을 개발하기 위한 프로젝트를 통한 것으로, 이 프로젝트의 성과로써 유한요소 법이 정립되었다고 인정되고 있다. 이후 1970년대와 1980년대를 거치면서 기존에 존재하던 보 이론, 판 이론, 쉘 이론 등과 같은 이론에 기초한 유한 요소식의 유도가 행해 졌고, 선형문제에 대한 유한요소법의 적용이외에도 비선형 문제에 대한 유한요소법 적용이 확대되기 시작했다. 1990년대에는 연구과정에서 생긴 유한요소법의 문제점, 가령 hourglass mode(물리적으 로 아무런 의미가 없는 제로 에너지, 수치 해 상의 오류)와 같은 문제점의 해결 등을 목표로 무결점 요소 개발을 위한 연구 활동이 수행되었으며, 현 재에 까지 이르고 있다.

비선형 유한요소법은 앞서 기술한 바와 같이 1970년경부터 다루어지기 시작했다. 구조역학 분야에서는 재료에 대한 비선형과 해당 모델의 기하학 적 비선형이 기본적인 패턴이 되며, 재료에 대한 비선형은 주로 소성, 크리 프, 항복 등이 이에 해당하며 간단한 예로 고체역학의 기초 식 중에서 응 력-변형률 관계식에 들어 있는 비선형성을 재료비선형이라고 부른다. 기하 학적비선형은 대변형, 유한변형 등 혹은 좌굴 등과 같이, 기초 식에 근거하

- 21 -

여 변형률과 변위의 관계식에 들어 있는 비선형성을 말한다. 이외에도 역 학적 경계조건, 기하학적 경계조건들이 계속 변화하게 되는 접촉문제와 같 은 비선형성도 있다. 따라서 재료비선형, 기하학적비선형, 접촉문제는 상호 를 포함한 비선형문제의 대표적인 경우이다. 본 연구의 경우도 이러한 접 촉문제의 일환이며, 세 가지가 모두 포함된 비선형 문제이다. 또한 이러한 문제를 해석하기 위한 방법으로 하중증분법의 기초가 되는 증분이론이 70 년대에 이미 연구 되었고, 현재까지도 널리 쓰이고 있다.

접촉문제에서 흔히 겪게 되는 경우는 침투(penetration)에 관한 경우이다. 침투는 반복 연산 시 발생하게 되고, 접촉 구속 식에 의해 제어된다. 이에 관한 개념도가 Fig. 2-10 에 나타나 있다.

해석 프로그램 상으로 접촉문제는 강체-변형체 접촉문제와 변형체-변형 체 접촉문제로 나뉘게 되고, 기본적으로 이러한 침투를 극복하기 위하여 구속조건을 적용하게 된다. 이러한 구속식이 식(2.24)에 나타나 있다.



Fig. 2-10 Contact constraint requirement

$$\begin{bmatrix} K_{\hat{a}\hat{a}} & K_{\hat{a}b} \\ K_{\hat{b}\hat{a}} & K_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{\hat{a}} \\ u_{b} \end{bmatrix} = \begin{cases} f_{\hat{a}} \\ f_{b} \end{cases}$$
(2.24)

여기서  $\hat{a}$ 는 local 좌표변환을 통해 접촉되는 절점(node)이고, b는 접촉하 지 않는 부분의 절점으로 좌표변환 또한 되지 않는다. 절점의 좌표변환으 로 수직 방향의 변위( $\delta u_{\hat{a}n}$ )는 고정되며, 강체 위의 접촉점에서의 수직 변위 증분량과 같아진다. 이러한 변환이 Fig. 2-11에 나타나 있다.



강체는 준선형성(piecewise linear)을 보이며 이러한 선형성을 통하여 Fig. 2-11의 절점P가 강체로 접근해오는 부분을 크게 보면 Fig. 2-12과 같다.



Fig. 2-12 Corner conditions(2-D)

연산의 반복(iteration)이 진행되면서, 다음과 같은 경우 중 하나가 발생한

다. Fig. 2-12에 표시된 각α가 작아질 경우( -α<sub>smooth</sub> < α < α<sub>smooth</sub>) 절점 P는 다음 선분(segment)으로 이동하게 된다. 이러한 경우 수직변위는 새로 운 선분에서 다시 계산되어진다. 또한 각α가 커질 경우(α > α<sub>smooth</sub> 또는 α < -α<sub>smooth</sub>) 절점P는 Convex corner의 경우에서 표면으로부터 떨어지게 되고, Concave corner의 경우는 고착(Sticks)되게 된다. 이러한 α<sub>smooth</sub>의 값은 프로그램 내에서 조절할 수 있으나, α<sub>smooth</sub> 값이 커질수록 해석의 정 확성이 떨어지게 된다. MARC의 기본 값은 8.625°로 지정되어 있다.

그러나 불행히도 이러한 구속식 만으로는 침투 현상을 완벽히 제어할 수 없으며, 몇 가지 도구를 더 사용할 필요가 있다. 여기서는 해석 시 사용한 두 가지 도구를 소개한다. 첫 번째는 시간의 증분 값을 줄이면서 반복 연 산 시에 침투를 점검하는 것이고, 두 번째는 segment to segment contact 를 이용하는 방법이 있다.

침투를 점검하기 위한 원리는 간단하다. 접촉문제와 같은 과도 해석 (transient analysis)의 경우에는 해가 수렴하지 않을 시에 시간의 증분 값 을 줄이는 방법을 사용하는데, 이러한 경우에 있어서 반복연산을 수행하게 된다. 즉 주요한 원리는 반복연산 시에 동시적으로 전차의 잔류변위에 대 하여 접촉 구속식과 global 평형 방정식의 만족을 Newton-Raphson법을 이용하여 점검하는 방법이다. 종래의 반복법(iteration process)에서 solver 는 매 연산 마다 다음 식을 연산하게 된다.

$$K^T \delta u_i = R_{i-1} \tag{2.25}$$

여기서  $K^T$ 는 접선 강성 행렬(tangent stiffness matrix)를 나타내며,  $R_{i-1}$ 은 전차의 반복에서 나타난 잔류 변위(residual displacement)를  $\delta u_i$ 는 현차에서 구해진 해로써의 변위를 나타낸다. 즉 i차의 반복(iteration)시  $K^T$ 는 i

- 24 -

차의 접촉 상태에 근거하고 있고, 구속과 마찰의 상태를 포함하고 있다. 해 당 절점에서 침투가 발생 시에는 scale factor가 적용되어 침투가 일어난 절점의 변위를 접촉면 밖으로 조정하게 된다. 또한 침투에 대한 문제를 해 결 한 뒤, s 가 δu<sub>i</sub>의 일부분이라고 하면 변위 증분식(displacement increment)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Delta U_i = \Delta U_{i-1} + s\delta u_i \tag{2.26}$$

그러므로 총 변위는,

(2.26)

변형률, 응력, 다른 잔류량 들은 모두 이와 같은 과정에 근거하고 있으며, 접촉문제에서의 분리과정 또한 이러한 과정을 거친다. 이러한 연산 과정에 서 가장 중요한 것은 사용자가 이러한 과정을 인지하고 시간의 증분 과정 을 충분히 반복연산 할 수 있도록 분할해야 한다는 점이다. 본 해석의 scale은 초 단위로 연산되었으며, 이를 위해 필요한 경우 1E-7까지 시간의 증분을 줄여서 해석을 진행할 수 있도록 설정 하였다.

 $= \Delta U^{n-1} + \Delta U_i$ 

앞서 설명한 접촉 알고리즘(contact algorithm)은 절점과 선분(segment) 에 기인한 방법이고, 이 방법을 node-to-segment 알고리즘이라 한다. 이러 한 방법은 많은 접촉문제에 사용되고 있고, 그 우수성을 입증하고 있다. 그 러나 변형체 간의 접촉 시에는 취약성이 존재하고, 이를 보완, 대체 할 방 법이 필요하게 되었다. 이러한 이유로 segment-to-segment 알고리즘이 개 발되었다. 물론 segment-to segment 알고리즘 또한 한계성을 가지고 있으 며, 이러한 이유로 널리 쓰이지는 않고 있다. 하지만 두 가지 접촉 알고리

- 25 -

즘은 장단점을 가지고 있고, 서로를 보완할만한 요소를 가지고 있으므로 두 가지를 병행한다면 해석의 정확성을 높이는데 기인할 수 있으리라 사료 된다. 본 해석에는 해석의 일부에 segment-to-segment 알고리즘이 삽입되 었으며, 주된 알고리즘은 node-to-segment 알고리즘을 따랐음을 밝혀둔다. 이는 한계성 때문이며, segment-to-segment 알고리즘의 단점은 다음과 같 다.

- 1) 기계적 접촉문제에만 사용할 수 있다.
- 2) 변형체간의 sliding이 큰 경우는 사용할 수 없다.
- 3) 마찰이 반영되지 않는다.

변형체간의 접촉에는 기본적으로 가상일의 원리가 적용되어 있으며, 다음 식을 기반으로 해를 구하게 된다.  $G(u, \delta u) = 0$  (2.27)

 $G(u,\delta u) + \int_{\Gamma} (\delta g_n \lambda_n + g_n \delta \lambda_n) d\Gamma = 0$ (2.28)

여기서 u는 변위장(displacement field)을 δu는 현 변위장에서 허용된 변 화량(kinematically admissible variation)을 나타낸다. 마찰이 존재하지 않 는 기계적 접촉거동을 가정하고 가상일방정식(virtual work equation)을 다 시 기술하면, n 은 접촉경계(contact boundary)에서의 수직 방향을 나타낸 다. g<sub>n</sub>은 gap function이라 불리며, 접촉경계 상에 투영된 한 점과 그 점에 가장 가까운 거리에 위치한 점 사이의 거리의 함수로 나타난다. 만약 g<sub>n</sub>이 0보다 크다면 그 점은 접촉경계의 외곽에 존재하게 된다. 또한 0 일 경우 접촉경계에 존재하게 되며, 0보다 작을 경우 접촉경계 상에 존재하지 않으 며 물리적으로 의미를 잃어버린다. 라그랑지 승수(Largrange multiplier) λ<sub>n</sub>은 접촉 수직 응력(contact normal stress)을 나타낸다. 연산절차는 갱신 라그랑지안에 기인하며, δλ<sub>n</sub> = 0을 가정하면, 라그랑지 승수λ<sub>n</sub>은 다음과 같 다.

$$\lambda_n = p_n + E_n g_n \tag{2.29}$$

식(2.29)에서,  $p_n$ 은 라그랑지 승수 $\lambda_n$ 과 페널티 정규화 팩터(penalty regularization factor) $E_n$ 에 의해 결정된다. 접촉상태가 명확히 파악되는 경 우에 gap function은  $g_n = 0$  이 되며,  $p_n = \lambda_n$ 이 된다. 페널티 팩터(penalty factor)는 접촉되는 변형체의 물성에 따라 유도된다. 또한 gap function  $g_n$ 은 normal vector에 의해 정의되므로 접촉체의 형상

과 변위장 u에 기인한다. normal vector의 변화를 무시하면, 식(2.28)은 다 음과 같이 쓸 수 있다.

$$\int_{\Gamma} \delta g_n (p_n + E_n g_n) d\Gamma = \int_{\Gamma} \frac{\partial g_n}{\partial u} \delta u (p_n + E_n g_n) d\Gamma$$
(2.30)

식(2.28)은 모든 운동적 허용 변수(kinematically admissible state)δu에 대 하여 유효하며, 접촉 상태에 따른 평형방정식은 다음과 같다.

$$\int_{\Gamma} (p_n + E_n g_n) \frac{\partial g_n}{\partial u} d\Gamma = 0$$
(2.31)

또한 식의 첫 번째 항은 힘 벡터(force vector)를, 두 번째 항은 강성행렬 (stiffness matrix)에 의해 결정된다.

Newton-Raphson법에 의해 평균 접촉 응력이 갱신되는 과정이 다음 Fig. 2-13에 나타나 있다. 최초의 해는  $p_n = p_n^0$ 가 되고,  $E_n$ 은 상수 값으로 정해 진 페널티 팩터(penalty factor)가 되며,  $p_n^1$ 일 때에는 gap function  $g_n^1$ 으로  $p_n^1 = p_n^0 + E_n g_n^1$ 가 된다.



2.5 열전도 문제에 대한 수학적 접근

열전도 문제에 있어서 전형적으로 세 가지의 경계조건이 있으며, 다음과 같다.<sup>(22)</sup>

- 1) 경계면에서의 온도가 주어진 경우
- 2) 경계면에서의 열플럭스(heat flux)가 주어진 경우
- 3) 경계면에서의 열플럭스가 열전달계수와 주위의 유체 온도로 주어진 경
경계면의 온도가 주어졌다면(즉, *T<sub>B</sub>*가 알려졌다면), 특별한 어려움은 생기 지 않고 추가적인 방정식도 필요하지 않게 된다. 경계면의 온도가 주어저 지 않은 경우에는 *T<sub>B</sub>*에 대하여 추가적인 방정식을 세워야 한다. 이는 Fig. 2-14에 나타나있는 바와 같이 경계면에 접해 있는 '절반' 검사체적(conrol volume)에 걸쳐 미분방정식을 적분함으로써 얻어진다.



절반이라는 용어의 의미는 격자점 B에서 검사체적이 한쪽 방향으로 밖에 는 확장되지 않기 때문이다.

$$\frac{d}{dx}\left(k\frac{dT}{dx}\right) + S = 0 \tag{2.32}$$

여기서 k는 열전도계수, T는 온도, S는 단위 체적당 열발생률이다. 식 (2.28)을 Fig. 2-14에 나타난 바와 같이 검사체적에 걸쳐서 적분하고 열플

ዯ

- 29 -

럭스가 -k dT/dx 임을 고려하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$q_B - q_i + (S_C + S_P T_B) \Delta x = 0 \tag{2.33}$$

생성항 S는 통상적인 형태로 선형화 되었다. 경계면에서의 열플럭스  $q_i$ 만 을 고려해서 다시 쓰면,

$$q_{B} - \frac{k_{i}(T_{B} - T_{i})}{(\delta x)_{i}} + (S_{C} + S_{P} T_{B})\Delta x = 0$$
(2.34)  

$$q_{B}$$
의 의미에 대해서 생각해보면,  $q_{B}$ 가 어떠한 경계면에서 나타난 열플릭  

$$\Delta q_{B}$$
인지가 문제가 된다.  $q_{B}$  자체가 주어졌다면,  $T_{B}$ 에 필요한 방정식은 다  
음과 같다.  

$$a_{B}T_{B} = a_{1}T_{1} + b$$
(2.35)  
여기서 각 계수는 다음과 같다.  

$$a_{1} = \frac{k_{i}}{(\delta x)i}$$

$$b = S_{C} \Delta x + q_{B}$$
(2.36)  

$$a_{B} = a_{1} - S_{P} \Delta x$$

열플럭스 q<sub>B</sub>가 열전달계수 h와 주위 유체온도 T<sub>f</sub>의항으로써 주어졌다면,

$$a_B = h(T_f - T_B) \tag{2.37}$$

- 30 -

이며, T<sub>B</sub>에 대한 식과 이의 계수는 다음과 같다.

$$a_{B}T_{B} = a_{I}T_{I} + b$$

$$(2.38)$$

$$a_{1} = \frac{k_{i}}{(\delta x)i}$$

$$b = S_{C} \Delta x + hT_{f}$$

$$a_{B} = a_{1} - S_{P} \Delta x + h$$

$$(2.39)$$

# 제 3 장 모델의 수치해석

### 3.1 해석모델

### 3.1.1 호스의 전체 치수

호스의 형상은 규격으로부터 참조 되었다. 그러나 규격은 호환성을 위한 것이며, 규격내의 치수는 호환성을 위한 부분에 한하여 치수가 명시 되어 있고, 또 공차를 포함하여 범위로 명시되어 있는 경우가 많기 때문에, 규격 에 명시 되지 않는 치수는 연구를 통하여 재정립해야 하는 경우도 많다. 다음 Fig. 3-1에는 호스의 전체적인 형상이 나타나 있다.



Fig. 3-1 Geometry of high pressure hose

형상에 대한 정보들은 수나사의 경우 SAE AS4207, MIL-S-8879C, AS85421에서 그 주요한 치수를 참고하였고, 니플, 소켓, 보강층 그리고 내 관 부분의 치수들은 SAE AS 85421, AS4209, AS85720에서 그 치수를 참 고하였다. 요구도에 대한 정보들은 AS604D, AS620F, AS1339F, AS1946B, AS2078에서 주요한 정보들을 열람할 수 있다. Fig. 3-2의 내관의 분류상, normal PTFE type에 해당하며, 실 사진 및 각 부분의 구분은 Fig. 3-3과 같다.



Fig. 3-3 Photograph and shape of high pressure hose

### 3.1.2 유한요소모델

유한요소 모델은 다음 Fig. 3-4에 나타난 바와 같이 제작되었다. 소켓, 니 플, PTFE내관, 보강층, 수나사는 변형체로 제작되었으며, 클림핑 머신의 Jaw는 강체로 지정되었다. 또한 이러한 경우에 형상, 경계조건 등이 모두 대칭성을 가지므로 축대칭 문제의 조건들을 만족한다. 그러므로 모든 요소 는 4절점 축대칭 사각요소(4-node quadrilateral axisymmetric element)로 제작되었다. 침투현상 등의 문제를 차단하기 위하여 PTFE 내관 및 보강층 은 소켓, 니플, 수나사의 요소 크기에 비해 상이한 격자로 구성되었다. 여 기에서는 1.5배 정도의 차이로 격자의 크기를 구성하였으며, 이는 접촉해석 의 반복연산 시, 오류가 나는 것을 막기 위해서이다. 내관의 요소는 이후의 변형 양상의 관찰을 용이하게 하고 또, 이론적 배경에서 언급한 rezoning 의 효율성을 위해 가로세로비(aspect ratio)를 고려하여 지정되었다.



Fig. 3-4 Finite element model

### 3.2 재료물성치의 결정

해석시의 재료의 물성치는 재료의 거동을 좌우 하는 요소 이므로 무척 중

요하다. 재료의 물성치는 평균적인 단일 수치로 입력될 수도 있지만 시간, 온도, 변형률, 등의 변수에 따라 달라지는 경우에는 그 실험치를 그대로 입 력하는 경우도 있다. 재료의 물성치는 PTFE 재료, SUS316\_wire, SUS304L, SUS630의 기계적, 열적 물성치를 입력하였으며, 주요한 수치의 경우에는 실험을 통한 실험값을 입력하였다.

#### 3.2.1 PTFE 재료의 물성

PTFE종류는 무척이나 많기 때문에, 아직 모든 PTFE의 종류에 관한 분 류는 이루어지지 않았다. PTFE란 TEFLON의 일종이며, TEFLON은 PTFE, flourinated ethylene propylene (FEP), perfluoroalkoxy(PFA)와 함 께 3가지 형태로 기본을 이루고, 그 외 특수 유기화합물을 첨가하여 경도 내마모성 등을 증가시킨 다양한 물성을 지닌 제품들이 이미 상품화 되고 있다.

용점이 327℃이며 Fig. 3-5 에 나타난 분자 구조와 같은 결정성 고분자로 써, 연속사용 온도는 260℃ 이고 저온(-268℃)에서 고온까지 넓은 온도 범 위에서 사용할 수 있다. 내약품성은 유기재료 중에서는 최고로 산, 알칼리 등 각종 용제에 전혀 용해되지 않고 불소가스, 용융알칼리금속, 3불화 염소 등의 특수한 약품에 가혹조건하에서만 용해된다. 기계적 특성을 살펴보면 마찰계수가 매우 작으며, 각종 충전재로 보강되고 무급유 슬라이딩제의 코 팅 등에 최적이며, 전기적 특성, 특히 유전특성이 우수하며, 전기 전자 부 품, 유압 시스템의 sealing 등 각종 제품에 사용된다.

본 해석에서 다루게 되는 PTFE재료는 Parker사의 내관용 engineer PTFE를 사용하였음을 밝혀둔다. 이에 관한 기계적, 열적 물성치가 다음 Table 2에 정리 되어 있다.



Fig. 3-5 Molecular structure of PTFE

Table 2 Material properties of PTFE			
Mechanical	properties		
Modulus of elasticity (GPa)	0.58		
Poisson's ratio	0.46		
Yield strength, tensile (MPa)	15		
Thermal p	roperties		
Mass density (Kg/m <sup>3</sup> )	2200		
Coefficient of thermal expansion (K <sup>-1</sup> )	8.5e-6		
Thermal conductivity (W/m K)	0.3		
Specific heat (J/Kg K)	1500		

PTFE재료의 기계적 하중에 대한 거동을 표현하는데 있어서, Table 2에 나타난 기계적 성질을 입력하는 것은 불합리한 해석 결과를 가져온다. 이 에 단축 압축 시험을 통하여 얻은 Fig. 3-6의 선도를 해석 프로그램에 입 력하여 탄성체로써의 거동을 나타냈다. 이는 이론적 배경 중 Ogden model 에 관한 내용과 해석프로그램에 입력되었으며, 연산을 거쳐 Table 3과 같 은 자료로써 해석에 나타나게 된다. 또한 Ogden model을 사용한 이유는 식(2.6)의 K값의 여부에 있다. PTFE재료는 푸아송비가 0.46인 준탄성체로 써, 고무 유사재료이며 고무와 동등하게 취급하기는 무리가 있으므로 K값 을 이용하여 비압축성의 여부를 판단하게 하는 Ogden model을 사용하였 다.



Table 3 Material properties of PTFE for computational input

	Ogden type			
# of terms	3			
Bulk modulus	$502494 \qquad [kg/mm^2]$			
Density	$2.2 \times 10^{-6} \ [kg/mm^3]$			
Moduli	2816.11	3203.8	4572.47	
Exponents	0.01936	0.01703	0.02001	

### 3.2.2 강재의 물성

해석에 사용된 강재는 크게 3가지로써, SUS630, SUS304L, SUS316\_wire 이다. SUS304L은 SUS302의 개량형으로써, 탄소함량을 줄인 스테인레스강 이며, 내식성, 용접성이 좋아서 고급스테인레스강으로 취급된다. 화학 공업 설비, 건축재료, 차량등 여러 방면에서 사용되고 있다. 또한 SUS630은 저 탄소의 마르텐사이트(martensite) 조직에 Cu의 풍부한 화합물을 석출시켜 강도를 높인 동시에 내식성 또한 SUS304L에 가깝게 향상시킨 석출 경화 형 스테인레스강이다. 보통 샤프트냐 고급금형 등에 사용된다. 재료의 적용 은 SUS630은 니플에, SUS304L은 소켓부분에, SUS316\_wire에 대한 부분 은 보강재 부분에 적용되었다. 이 중 니플에 해당하는 SUS630에 대하여 인장시험을 설시하였으며, 그 결과가 Fig. 3-7에 나타나 있다. 또한 Table



Fig. 3 - 7 Strain-stress curve of SUS630

### Table 4 Material properties of SUS630\_1150H\_Carpenter

Mechanical properties			
Modulus of elasticity (GPa)	192		
Poisson's ratio	0.272		
Yield strength, tensile (MPa)	869		
Thermal pr	operties		
Mass density (Kg/m <sup>3</sup> )	7820		
Coefficient of thermal expansion (K <sup>-1</sup> )	1.28e-7		
Thermal conductivity (W/m K)	17.9		
Specific heat (J/Kg K) 419 <b>Table 5</b> Material properties of SUS304L Mechanical properties			
Modulus of elasticity (GPa)	193		
Poisson's ratio	0.29		
Yield strength, tensile (MPa)	240		
Thermal properties			
Mass density (Kg/m <sup>3</sup> )	8000		
Coefficient of thermal expansion (K <sup>-1</sup> )	1.62e-7		
Thermal conductivity (W/m K)	16.3		
Specific heat (J/Kg K)	500		

#### Table 6 Material properties of SUS316\_wire

Mechanical properties				
Modulus of elasticity (GPa)	96.5			
Poisson's ratio	0.18			
Yield strength, tensile (MPa)	70			
Thermal	Thermal properties			
Mass density (Kg/m <sup>3</sup> )	8000			
Coefficient of thermal expansion (K <sup>-1</sup> )	1.62e-5			
Thermal conductivity (W/m K)	16.3			
Specific heat (J/Kg K) 3.3 해석 파라미터의 선정 3.3.1 격자의생성(mesh generation	500 500 500 500 500 500 500 500 500 500			

전체 유한요소 모델은 4절점 축대칭 사각요소(4-node quadlirateral axisymmetric element)로 제작되었다. 대변형과 다중 접촉 문제에서는 격자의 생성이 중요한 부분을 차지한다. 그 이유는 이론적 배경에서 언급한 침투에 관한 문제 때문이다. 침투문제는 프로그램적으로 허용 공차 및 여러 조건들을 주어 해결할 수도 있지만, 격자의 생성에서 어느 정도 차단할 수도 있다. 실제적으로 많은 문제에서 요소의 크기와 개수로 인한 강성, 응력등과 같은 해결 결과 수치들의 증가현상은 흔히 볼 수 있다. 그만큼 격

자의 생성은 해석 과정에 있어 주요한 부분을 차지하며, 여기에서는 소켓, 니플, PTFE내관, 외부 보강층을 모두 나누어 개개의 개체로 지정 후 격자 를 생성하였다. 접촉문제에 대한 이론적 배경에 기술한 것과 같이 침투 허 용치를 설정하여 침투로 인해 해석이 중단되는 문제를 해결할 수도 있으 나, 해석의 신빙성을 위하여 프로그래밍 적 간섭은 최대한 배제하며 격자 의 크기만으로 침투 현상을 제거 하였다. 침투현상은 예상과 같이, 소켓, 니플와 접촉하는 PTFE내관에 의해 주로 일어났다. 이는 요소 자체에 입력 된 재료의 성질에 기인하며, 이를 막기 위해 내관 요소의 크기를 타 요소 에 비해 1.5배 크게 생성하였다. 변형 시 PTFE내관의 격자 크기가 타 요 소 보다 작거나 같을 경우는 모두 쉽게 침투 현상이 벌어지며, 여러 가지 프로그래밍 적 옵션 혹은 침투허용범위를 늘리는 등의 간섭이 필요해진다.

3.3.2 경계조건

경계조건의 적용 구조해석에 있어, 해석대상의 강체운동(Rigid body motion)을 방지하는데 있다. 본 해석에 있어서의 경계조건은 크게 4가지로 나뉘어진다. 첫 번째는 변위구속(fixed displacement)이고, 두 번째는 접촉 위치(Contact position)이며, 세 번째는 작동유체에 대한 온도, 네 번째는 작용압력이다.

변위구속에 대해서는 니플의 끝단부에 대하여 구속하였으며, 또한 호스 끝단부에 대해서도 구속하였다. 이에 관한 정보가 Fig. 3-8에 나타나 있다. 접촉위치에 대한 경계조건은 클림핑 시의 Jaw와 니플과 수나사의 체결 시에 대한 조건이다. Jaw와 수나사는 각각 1.1mm, 0.21mm를 이동하도록 제어 되었으며 이에 관한 선도가 Fig. 3-9에 나타나 있다.

작동유체에 관한 온도와 압력작용에 대한 경계조건의 입력은 앞서의 접촉

해석을 통해 내관의 신장량을 고려하여 적용되었다. 이에 관한 자료가 Fig. 3-10에 나타나 있다.



Fig. 3 - 9 Contact positions for Jaw and screw

작동유체의 온도에 관해서는 그 시험조건에 부합하도록 상온(293.15K)으

- 42 -

로부터 냉각 시(219.15K), 가열 시(505.15K)으로 지정되었으며. 각각 시간 은 1시간씩 지정 되었다. 열충격 시험은 상온에서 시작하여 냉각, 그 후 가 열을 행한 뒤 파열압력을 가하는 시험으로 Table 7에 나타난 바와 같다.



Fig. 3 - 10 Boundary conditions of thermal conditions and pressure

Table 7 Loadcase of thermal shock and burst pressure test

Loadcase		Applied time	
Crimping		1 sec	
Fitting between screw and nipple		1 sec	
Cooling to 219.15K		3600 sec	
Heating to 505.15K		3600 sec	
	Initial pressure		
Burst pressure test	Working pressure	180 sec	
	Burst pressure		

또한 파열압력은 3개의 구간으로 지정되었으며, 초기압력(Intial pressure) 구간, 사용압력(Working pressure)구간, 파열압력구간(Burst pressure)으로 나누었다. 각각의 시간은 60초씩이며, 초기압력으로 0.35MPa, 사용압력으 로 10.5MPa이 가해지며, 파열압력구간은 규격에 명시된 바와 같이 187.5MPa/min의 가압증분속도를 가지며 Fig. 3-11에 나타난 바와 같다.



Fig. 3 - 11 Boundary conditions of pressure

이와 같은 열 구조 연성해석에 있어, 열전달 계수의 적용은 크게 의미가 없다. 이 경우에서 열해석의 본질적인 목적은 각 재료의 비열과 전도율에 따라 온도가 전파됨과 동시에 재료가 가지고 있는 열 팽창율에 따라 수축 혹은 팽창되어 소성변형으로 접촉되어 있는 부품 간에 간섭을 일으키는 정 도와 이로인한 손상 여부를 관찰함에 있다. 열이 지나는 경로의 형상은 PTFE 내관 바깥으로 SUS316 보강재가 보강되어 있는 형태이며, 초기조건 으로 상온조건이 적용되어 있고, 이후 작동유체의 설정에 따라 PTFE내관 내부로부터 219.15K에서 515.15K까지 온도가 변화하게 된다. 외부는 체임 버(chamber)로 둘러 싸여 있으므로, 강제 대류 조건은 적용되지 않으며, 대류 열전달 계수로 보강재의 외부 표면에서 5-10의 값이 적용되게 된다. 하지만 본 해석의 경우는 열전달을 통한 계의 열적 특성을 관찰하는 것이 아니고, 열이 보강재 바깥까지 전달되는 데 충분한 시간을 가지고 있으며, 시간 경과 후 PTFE 내관의 내부와 외부 SUS316보강재의 온도 차가 없었 으므로, 단열조건으로 보아도 무방하다. 그러므로 SUS316 외부에 단열조 건을 부여한 뒤 해석을 진행하였다.



## 제 4장 결과 및 고찰

### 4.1 초기해석

### 4.1.1 행정거리 결정을 위한 해석

전체적인 해석을 진행하기에 앞서 밝혀지지 않은 정보들이 많으므로 여기 에서는 초기해석을 통하여 여러 가지 인자들을 결정하는 과정이 필요하다. 먼저 결정되어야 할 것은 클림핑 조(Jaw)의 행정거리(Stroke)이다. 조의 행 정거리가 작아질수록 이탈력과 밀접한 관련이 있는 접촉수직력 또한 작아 지므로, 내압작용 시 호스 내관과 금구부분이 분리되는 현상이 벌어질 수 있다. 또한 내관과 니플의 벌어진 틈으로 누설이 이어지는 벌지 현상에 대 한 우려도 있다. 반면에 과도한 행정거리로 클림핑 시 호스 내관부의 파열, 금구의 손상, 누설, 니플의 처짐이 유체의 경로를 방해함으로써 압력강하 및 캐비테이션(cavitation) 등의 문제점이 생길 수 있으므로 적합한 행정거 리를 설정하여 작업하는 것은 매우 중요하다. 클림핑의 주요한 대상이 되 는 소켓과 니플의 실사진과 전체 호스에 대한 클립핑 시의 개념도가 Fig .4-1에, 클림핑 장비의 형상이 Fig. 4-2에, 그리고 행정거리에 따른 불량의 유형이 Fig. 4-3에 나타나 있다.



Fig. 4-1 Photographs of socket and nipple, schematic diagram of crimping process



Fig. 4-2 Photograph of crimping machine



Fig. 4-3 Effect of crimping stroke

클림핑은 냉간가공의 하나로, 이 공정을 통하여 호스의 가장 중요한 성능

인 기밀성이 결정된다. 클림핑 공정에서 가장 중요시 되는 조작 변인은 클 림핑 행정거리가 되며, 이 행정거리에 따라 호스 제작시의 양품여부가 결 정된다. 여기에서는 초기해석으로 행정거리에 따라 접촉수직력, 니플의처짐 량을 파악하고 이를 분석하기로 하였다. 호칭 치수에 따른 소켓의 외경과 니플의 내경은 호칭치수와 정확히 비례하지 않으나, 그 크기의 구분을 위 해 규격에서 통용되고 있는 호칭치수를 사용하였다. 소켓의 직경은 가공전 의 소켓 직경의 값이고, 여기서의 내경이라 함은 가공전의 니플 내경을 의 미한다. AS2078 규격에 명시된 치수는 Table 8과 같다.

	sr.	1
size	socket diameter(mm)	inner diameter(mm)
04	12.548	3.354
06	20.88	6.208
08	27.956	8.632
12	39.918	12.934
X		

Table 8 Specification of hose by size

모든 해석은 Fig. 4-4와 같은 축대칭 모델을 사용하였으며, 이로 인해 반 지름 방향으로 절반의 값이 나타나지만 결과의 정리 및 분석에는 전체 호 스 크기의 값을 사용하였다. 전체적인 해석의 진행은 04모델의 해석을 토 대로 소켓의 외경에 근거하여 비례적으로 나머지 06, 08, 12 사이즈의 호스 에 대하여 행정거리를 바꿔가며 해석을 진행하였다. 각 사이즈 마다 8구간 에 대하여 해석을 진행하였으며, 동일한 간격으로 행정거리를 늘려가며 해 석을 진행하였다.

Fig. 4-5는 행정거리 2.2mm의 해석결과로써, 해석전의 유한요소 모델로부 터 스웨이징 공정 후의 변형된 형상 및 잔류 코시 응력을 보여준다. 내관 은 소켓과 니플의 돌출부로부터 동시에 접촉력을 받고 있음을 확인 할 수 있다. 최대응력은 니플에서 나타나며 그 값은 558MPa이다.



Fig. 4-5 Residual Cauchy stress of size 04 at stroke 2.2mm

Fig. 4-6은 04사이즈에서의 행정거리와 접촉력, 니플의 처짐과의 관계를 보여준다. 행정거리 2에서 2.15mm 까지는 선형적으로 접촉력이 상승하고 있으며, 2.25mm의 행정거리 이후로는 접촉력의 이득이 거의 없다. 그러므 로 최적 행정거리의 결정을 위해서 접촉력이 증가하는 만큼 니플에 가해지 는 손상에 대해 고찰할 필요가 있다.

니플의 처짐은 행정거리의 증가에 따라 급격히 증가한다. 최적 행정거리 의 결정은 접촉력과 니플의 처짐과의 관계에서 도출할 수 있다. 접촉력은 2.2mm의 행정거리에서 거의 증가가 없지만 니플의 처짐은 계속 증가한다. 이는 니플이 스웨이징 시 소켓과 내관을 지지하는 기능을 수행하지 못함을 의미하며, 접촉력의 증가가 없는 구간 부터는 니플 자체만 부하가 작용하 고 있다고 생각해 볼 수 있다.



Fig. 4-6 Residual Contact normal force and Maximum deflection of nipple by the swaging stroke at size 04

니플의 처짐으로 인해 발생하는 문제점들은 전술한 바와 같이 예상해볼 수 있으나, 이러한 모델에서 어느 정도의 처짐까지가 허용가능한가를 판단 하는 것은 해석상으로는 무리가 있다. 이러한 이유로 시험편을 제작하여 스웨이징에 관한 시험을 하였다. 시험은 가공전의 니플의 내경과 관련하여 직경감소율(reduction in diameter)로 생각해 볼 수 있으며, 행정거리에 따 라 클림핑 공정을 거친 후 사용압력에서 누설 시험을 하였다. 시험을 통해 확인된 허용직경감소율은 8%였다. 따라서 행정거리에 따른 시험을 통하여

행정거리 2.3mm 까지는 성능에 이상이 없다는 판단을 내릴 수 있었다. Fig. 4-7은 실험을 통해 얻은 정보로써, 시제품에 가압시험을 했을 때, 제 품에 이상이 없었던 경우를 나타내고 있다. 각각의 구간은 근소한 차이가 있으며, 전술한 바와 같이 지나친 행정거리는 불량의 원인이 되므로, 각각 의 양품 구간의 평균 값을 허용값으로 설정하게 되었다. 이는 니플의 직경 감소율 6.42%에 해당하는 값이다. 또한 이를 해석값에 적용하여 니플의 직 경 감소율 6.42%를 넘지 않으면서 가장 높은 접촉력을 얻을 수 있는 행정 거리를 최적 행정거리로 산정하게 되었고. 마찬가지로 현재까지 수행한 방 법들을 적용하여 06, 08, 12사이즈의 호스에 대하여 해석을 진행하였다. 행 정거리의 구간은 소켓의 직경 등에 근거하여 비례적으로 결정하였다.



Fig. 4-7 Experimental data - Reduction of nipple diameter by sizes

Fig. 4-8 에는 04, 06, 08, 12 모델의 해석 결과로 얻은 행정거리와 접촉 력, 행정거리에 따른 직경감소율에 대한 값들이 선도로 나타나 있다. 실험 을 통해 판단된 니플의 허용직경감소율은 6.42%이므로, 더 높은 행정거리 는 지양하여야 한다.





Fig. 4–8 Residual contact normal force and maximum deflection of nipple by the crimping stroke with various sizes

Table 9에는 04사이즈의 최적 행정거리를 산정한 방법에 따라 결정된 04, 06, 08, 12사이즈의 최적 행정거리와 이때의 접촉력, 니플의 처짐, 니플의 직경감소율이 나타나 있다.

size	04	06	08	12
optimal stroke(mm)	2.23	4.01	5.25	7.56
contact normal force(kN)	72.51	198.01	343.87	709.02
Deflection of nipple(mm)	0.22	0.3	0.61	1.16

Table 9 Contact characteristics by optimal strokes

이러한 결과로부터 클립핑 가공 전의 직경, 즉 소켓의 직경과 최적 행정거리, 그리고 이때에 필요한 접촉력의 관계에 대하여 생각해 볼 수 있다. 이는 호스의 사이즈를 변경하여 제작하고자 할 때, 클립핑 가공전의 소켓직경으로부터 필요한 행정거리를 얻기 위함이며, 그 결과는 다음 Fig. 4-9,10에 나타나 있다. Fig. 4-9는 가공전 소켓의 직경과 행정거리와의 관계를, Fig. 4-10는 이때 필요한 접촉력과의 관계를 보여주고 있다.



Fig. 4-9 Curve fitting of socket diameter to the optimal stroke



Fig. 4-10 Curve fitting of socket diameter to the optimal stroke

곡선맞춤을 한 선도로부터 추출한 관계식은 클림핑 가공전의 소켓 직경에 관한 식으로 나타낼 수 있다. 최적 행정거리와의 관계식은 식(4.1)과 같으 며, 잔류 필요 접촉력과의 관계식은 식(4.2)와 같이 나타낼 수 있다. 여기서 X는 클림핑 전의 클림핑 접촉면의 직경, 즉 소켓 직경을 나타낸다.

 $= -0.12858 + 0.19313^* X \tag{4.1}$ 

Contact normal force

Optimal crimping troke

 $= -238.81 + 186.64^* \exp(0.041^* X) \tag{4.2}$ 

4.1.2 마찰계수에 대한 해석

전체적인 해석에 대하여 마찰계수가 삽입되어 있지만, 여기에서는 내관과 니플 사이의 마찰계수 변화를 주된 관심으로 하여 해석을 진행하였다. 그 주된 이유는 PTFE재료가 가지고 있는 고유한 마찰계수 0.04는 작업시의 환경적 요인 혹은 표면 상태에 따라 변화할 수 있기 때문이며, 마찰계수 0.04는 PTFE재료와 강재 접촉시의 이상적인 값이다. 현실적으로 미려한 표면의 강재와 PTFE의 마찰 시에만 약 0.04의 마찰계수를 가지며, 이는 표면의 상태에 따라 변화할 수 있다. 여기서는 표면의 상태가 이상적이라 고 가정하고 해석모델에 적용된 마찰계수 0.04 모델에 대한 접촉특성을 관 찰하였다. 접촉 시작 시에 Jaw가 소켓의 외부를 누르게 되면서 소켓의 내 부 굴곡면에 큰 응력이 가해진다. 이 응력은 내관에 전해져서 최종적으로 니플에 가해지며, 최대 행정이 끝난 후에는 Jaw가 원래의 위치로 복귀하면 서 약간의 스프링 백(Sping back)현상이 나타난다. 또한 이러한 과정에서 내관은 소켓과 니플의 빈 공간 및 길이방향으로 신장하게 된다.

Fig. 4-11은 최대행정에서의 코시응력 분포를 보여준다. 소켓과 니플의 돌기부에 높은 응력이 가해지고, 소켓은 전체 접촉 구간에서 항복응력에 다다른다. 이때 소켓은 최초 길이 대비 24%신장된다. Fig. 4-12는 전체적 인 잔류코시응력분포를 보여준다. 최대잔류응력점은 니플의 끝단 내부에 나타났으며 그 값은 598.6MPa로 나타났다. 모든 수치적 데이터는 PTFE 내관과 니플이 접촉하는 면을 대상으로 수집하였으며, 상하의 진폭 (amplitude)이 나타나는 미소구간에 대해서는 선도의 가독성(legibility) 및 특성파악을 위하여 보간(interpolation)을 하였다.

Fig. 4-13은 PTFE 내관의 니플과 접촉하는 면에서 관찰한 잔류코시응력 의 데이터이다. 니플의 내부 굴곡면을 따라 응력이 높아지는 구간이 나타 나며, 굴곡면 최상위 위치에서는 응력이 집중되는 절점이 나타났고, 그 최 대값은 198.3MPa이다. 잔류변형률에 관한 분포는 재료의 항복응력 데이터 와 큰 관련이 있다. 니플의 강성이 상대적으로 크므로 니플부분에서는 0.23



Fig. 4-11 Residual equivalent of Cauchy stress distribution at friction



Fig. 4-12 Residual equivalent of Cauchy stress distribution at friction coefficient 0.04

이하의 변형률이 관찰되었다. Fig. 4-14은 PTFE내관의 니플 접촉면의 잔 류 변형률에 관한 선도이며, 그 전체적인 형태가 응력에 관한 선도와 유사 하고, 최대변형점에서의 값은 0.69이다. 또한 내관의 좌측으로 12.13mm이 상 떨어진 절점에서는 니플과의 접촉이 일어나지 않으며 응력과 변형률 또 한 감소하는 양상을 보였다.



Fig. 4-13 Residual equivalent of Cauchy stress with inner tube on nipple at friction coefficient 0.04

마찰계수의 변화에 따른 특성을 알아보기 위하여, 마찰계수는 0.04부터 0.08간격으로 0.28까지 각각의 해석에 적용되었다. 한편, 비교구간을 정확히 정의 하는 것은 그 수치의 비교에 있어 매우 중요하다. 가능한 한 단일 절 점 혹은 동일 구간으로 비교할수록 자료의 진실성에 큰 기여를 할 수 있지 만, 이 경우에서는 명확한 구간 설정에 어려움이 따른다. 그 이유는 마찰계 수의 변화에 따라 호스의 신장량과 그 신장량에 대한 방향성이 달라지기 때문이다. Fig. 4-15는 최초호스 길이에 대한 마찰계수별 변형량을 방향성



Fig. 4-15 Variations of longitudinal displacement of inner tube according to the friction coefficients

최초의 호스길이는 20mm이며, 선도에서의 0은 해석완료시에도 변위변화 가 거의 없는 점으로써, 이점을 기준으로 각 마찰계수 간 방향에 따른 신 장량을 비교하였다. 마찰계수가 커질수록 호스는 니플과 소켓 내부로 쉽게 신장되며, 외부로 신장되기 힘들어진다. 이것은 니플과 소켓의 형상에서 생 각해볼 수 있듯이 PTFE내관이 니플과 소켓의 굴곡형상을 지나서 신장할 수록 더 큰 힘이 요구되기 때문이다.

마찰계수 0.04 모델에서 각 파라메터의 최대점을 생각해볼 때, 마찰계수별 비교구간은 Fig. 4-16 와 같이 정해졌다. 각 구간은 모두 해당 마찰계수, 해당 비교변수에서 최대점을 포함하고 있는 구간으로써 그 절점의 위치는 각 마찰계수별 모델의 내관 신장량이 다르기 때문에 정확한 하나의 절점으 로 정의되기는 어렵다. 이러한 이유로 같은 구간에서의 최대값으로 비교 구간의 기준이 정의 되었다.



Fig.4-16 Reference regions of inner tube

응력과 변형률측면에서는 마찰계수가 높아질수록 응력과 변형률도 함께 증가하는 양상을 보였다.

이에 대한 자료가 Fig. 4-17, Fig. 4-18에 나타나있다. 공통적으로 응력과 변형률은 호스의 신장량이 빠져나가는 (e)구간에서 최대값을 나타냈다. Fig. 4-18은 마찰력이 높아질수록 내관의 신장량이 빠져나가기 어려워지고 이로 인해 다른 부분 보다 니플 끝단 부분에서 최대의 변형률이 나타난다 는 것을 보여준다. 또한 0.04모델의 경우에 비하여 0.12이상의 마찰계수에 서는 (e)구간에 집중되는 양상을 보인다.



Fig. 4-17 Comparisons of equivalent Cauchy stress of inner tube



Fig. 4-18 Comparisons of total strain of inner tube contacted with nipple

- 61 -

Fig. 4-19, 20은 접촉수직력과 접촉마찰력에 관한 자료로써 각 모델이 가진 마찰계수 따른 영향이 선명하게 드러났다. 0.04모델에서는 큰 영향이 없었으며 0.28모델에서는 최고 961N의 접촉 수직력이 나타났다. 이는 0.04 모델의 접촉 수직력의 약 2배에 해당하는 값이다. 또한 Fig. 4-20 의 접촉 마찰력에 대한 선도는 마찰계수 0.28 모델에서 니플에 대하여 내관의 신장 량이 큰 저항을 받는다는 것을 보여준다. 최대 접촉 마찰력의 경우 0.04모 델과 0.28 모델의 차이는 약 15배 정도가 된다. 또한 Fig. 4-21은 0.28모델 에서의 니플의 처짐을 보여준다. 최대 니플의 처짐량은 원위치 대비 0.197mm의 값으로써, 응력의 분포상태 또한 니플의 처짐을 나타내고 있다.



Fig. 4–19 Comparisons of contact normal force of inner tube contacted with nipple



Fig. 4-20 Comparisons of contact friction force of inner tube contacted



Fig. 4-21 Residual equivalent of Cauchy stress distribution at friction coefficient 0.28

여기서는 내부 굴곡면을 가진 소켓과 니플을 이용한 클림핑 작업시에 발 생하는 응력 및 변형률을 유한요소법으로 해석하였다. 재료의 물성치로는 실험값을 사용하였고, 실제 작업과정과 동일한 조건을 적용하여 해석을 진 행하였다. 응력상태와 자료들을 종합해볼 때 이 형태의 호스 금구는 니플 의 끝단에서 가장 큰 체결력을 얻을 수 있는 형태로, 향후 사용 시 내압에 의한 벌지(bulge)현상에 강한 저항을 가질 수 있을 것으로 사료된다. 내관 과 니플의 마찰계수 0.28의 결과에서 볼 수 있듯이 마찰계수가 높아질수록 니플 내부에 멘드럴을 사용해서 니플을 지지해야 한다. 또한 니플의 재료 를 변경할 경우에도 이점은 고려되어야 할 것이다. 또한 실제 작업시에는 표면상태, 작업조건 등에 대한 검토가 필요하다. 변형률에 대한 비교 선도 에서 알 수 있듯이 0.12이상의 마찰계수에서는 균일한 체결력을 얻기 힘들 다.

### 4.1.3 유압시스템 체결 시에 대한 해석

호스와 유압시스템의 체결은 니플과 유압시스템 혹은 커플링 등의 수나사 부분에서 행해진다. 호스의 끝단 니플에서는 소성변형을 동반하여 체결을 하는 beam seal구조가 적용되어 있고, 이러한 구조로 체결력을 높이게 되 어 있다. 니플 끝단의 체결부 beam seal에 대한 형상이 Fig. 4-22, 23에 나 타나 있다. 해석 시작 시 MARC의 전처리기를 사용한 최초의 모델은 절점 수 104314개, 요소(quad) 수 103477개 의 Fig. 4-24과 같은 유한요소모델로 제작되었으며, 수나사는 상용규격 ANSI B 18.2.1에서 참조된 7/16-24 UNF-3B나사의 규격을 사용하였다. 초기 설정 된 수나사의 이동거리는 수 나사의 첨단이 니플의 선단 beam에 접촉할 때까지이며 그 값은 약 0.18mm 이다. 또한 수나사는 그 형상의 특성상 Nipple에 비하여 상대적으 로 짧고, 이에 강성적인 차이가 있으므로 강체로 설정하였다.


Fig. 4-22 Fitting component of high pressure hose assembly



Fig. 4-23 Geometry of hose assembly

수나사의 이동거리의 결정은, 기본적인 나사의 식 식(3.1)을 이용하여 얻어졌다.

$$T = Q \tan\left(\lambda + \rho'\right) \cdot \frac{d_2}{2} \tag{4.3}$$

여기서, *T*는 토크(N·m), *Q*는 축방향 하중(N), *d*<sub>2</sub>는 유효지름(0.41inch, 10.424mm)가 되고 그 리드각 λ와 마찰각 ρ'은 다음과 같다.

$$\lambda = \tan^{-1} \left( \frac{p}{\pi d_2} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{0.041667}{\pi \times 0.4104} \right) = 1.8509^{\circ}$$
(4.4)

$$\rho' = \tan^{-1} \frac{0.3}{\cos 30^{\circ}} = 19.1066^{\circ}$$
(4.5)

초기 해석을 통하여 beam seal과 수나사의 접촉면에서 얻어지는 접촉 시 의 축하중을 Q에 삽입한 뒤, 계산을 통하여 규격토크 18 N·m을 얻을 수 있는 이동거리를 재 산정 하였으며, 그 결과는 약 0.21mm로 나타났다.

IUNA/



Fig. 4-24 Initial FE model

다음 Fig. 4-25는 초기 모델 해석 결과로써 니플 내벽 안쪽과 목 부분이 꺾이는 외벽 부분에서의 최대잔류응력 값이 나타나있다. 이로써 나타나는 설계인자는 전자에 관련된 인자로써 목 부분의 두께가, 후자에 관련된 인 자로써 접촉면의 돌출부를 결정하는 곡률이 각각 결정되었다.



Fig. 4-25 Residual stress distribution of rigid model

-ST

초기 해석으로 얻어진 결과로써, 설계인자를 결정하고, 이후의 해석을 진 행하기에 전에 수나사의 강체 지정이 타당한지에 대한 검증이 필요하다. 이에 수나사 부를 변형체로 지정한 뒤 동일 초기 모델에 대한 재해석을 행 한다. 재해석시의 비교 인자는 접촉력, 항복면적, 최대응력 값이고, 그 차이 가 미소할 경우 이후의 진행에 있어서 수나사 부는 기존의 방법그대로 강 체로 지정하기로 한다.

변형체 모델의 해석 결과는 Fig. 4-26에 나타나듯이, 강체모델과 비슷한 양상을 보여주었으며, 이에 따라 항복면적도 비슷한 양상을 보였다. 최대응 력 값 또한 강체모델 939 MPa과 변형체모델 936 MPa로 비슷한 값을 나

타내었다. 접촉력에 관한 자료는 Fig. 4-27의 선도와 같이 거의 동일한 결 과를 보여주었으며, 전 구간에 걸쳐 오차율 0.8%-3% 로 비슷한 결과를 나 타내었다. 이에 따라 본 연구에서는 강체 모델로 해석을 진행하는 것이 결 과에 악영향을 미치지 않는다고 판단되어, 이후의 진행은 강체로 진행하게 되었다.



전술된 바와 같이 니플의 규격은 호환성을 위한 부분에 한하여 상세히 명 시되어 있다. 규격에서 기술하지 않고 있는 것은 니플의 외벽에 대한 자세 한 치수이며, 결국 여기에서는 니플의 형상을 변화시키면서, 최적화된 니플 의 형상을 결정하기로 하였다.

형상의 변경은 두 가지 패턴으로 진행되었다. 첫 번째는 니플의 목두께이 며, 두 번째는 filleting 부분이다.

니플의 목두께는 니플의 beam부분을 말한다. beam부분에서 평행한 외벽 과 내벽사이의 두께를 변화시켜가면서 해석을 진행하였고, 수정 전의 두께 0.508mm 에서 0.04mm간격으로 두께를 변화시키면서 진행하였다. 이후 두 께의 변화로써 나타나는 접촉특성들을 관찰하였다.

Filleting 부분은 초기해석의 관찰을 통하여 니플 외벽 목 부분이 꺾이는 부분에서는 모따기 처리가 되어 있음을 알 수 있다. 여기서의 설계인자결 정은 이 부분을 filleting 함으로써 얻어지는 이득을 파악함으로써 이루어진 다. 물론 기계가공비적인 측면에서 곡면가공은 그렇지 않은 경우에 비해 고가인 경우가 많고, 해당 용도에서 장점을 가지는 경우가 많다. 니플의 형 상을 고려할 때 돌출부에 적용 가능한 최대 곡률반지름은 R8.8이 되므로 R2부터의 추세와 최대 곡률반지름에서의 특징을 관찰하였다.



Fig. 4-27 Comparison of contact force between two models

첫 번째 설계인자인 목두께의 적용결과 일부의 접촉특성에서 비례적인 특 징을 보였다. 접촉력과 접촉 반력이 그 대표적인 특성이다. 접촉길이와 최 대응력 값은 비슷했으며, 이에 따른 전체 항복면적 또한 0.5%-1%차이로 비슷한 결과를 나타내었고, 전체적인 응력 분포가 Fig. 4-28에 나타나 있 다. 항복면적은 약 28%정도의 값으로 목두께값에 따른 전구간에 대하여 비슷한 경향을 보였다. 결국, 목두께의 변화로는 큰 이득은 얻지 못하며, 기존 0.508mm 모델과 0.548mm모델 사이에서만 작은 이득을 얻을 수 있었 다. 이에 대한 접촉특성이 Table 10에 나타나있다.



Fig. 4-28 Stress distribution of the beam seal at maximum stroke

Table 10 Variation of contact properties according to beam thickness

(Thickness:mm)

Thickness	0.468	0.508	0.548	0.588	0.628
Contact normal force (N)	5801	6079	6314	6479	6580
Contact length(mm)	0.586	0.594	0.602	0.602	0.61
Contact reaction force(N)	6914	7236	7521	7719	7856
Maximum stress(MPa)	927	940	934	930	931

두 번째 설계인자인 filleting의 적용결과 최대 곡률반지름인 R8.8에서 두 드러진 결과를 나타냈다. 접촉 길이가 58%증가 했으며, 접촉력과 반력 또 한 크게 증가하는 결과를 나타내었다. 최대응력 값도 감소했으며, 잔류응력 작용부위도 이동하는 모습을 보였다. 이에 대한 자료가 Table 11 과 Fig .4-29에 나타나있다.

(R:mm) R R2R4 R3 R5R8.8 characteristics Contact normal force 6082 6113 6127 6241 11202 (N) Contact length 0.602 0.610 0.626 0.65 0.936 (mm) Contact reaction force 7237 7257 7259 7365 12558 (N) Maximum stress 928 934 933 934 924 (MPa) Inc: 1000 Time: 1.000e+000 TOT U 9.238e+002 8.316e+002 7.393e+002 6.470e+002 5.548e+002 4.625e+002 3.702e+002 2.779e+002 1.857e+002 9.342e+001 1.148e+000 z <sub>→</sub>x lcase1 quivalent Von Mises Stress

Table 11 Variation of contact properties according to fillet radius

Fig. 4-29 Stress distribution of the beam seal with maximum fillet radius

- 71 -

해석상의 결론으로써, 초기 형상에서 목두께 0.04mm 증가한 0.548mm의 목 두께에 외벽 곡률반지름 R8.8mm을 가지는 모델에서 가장 큰 이득을 가질 수 있으리라 사료된다. 더불어 본 해석에서는 수나사의 운동이 수나 사의 첨단과 니플의 선단 beam이 닿는 부분까지 운동을 하였지만, 실제의 거동에서는 이 범위를 다소 초과할 수 있다. 그러므로 실 제품에서는 해석 결과보다 더 큰 접촉력이 구해지리라 예상된다.

또한 제품의 재사용성에 관해 고찰할 필요가 있다. 소성변형을 동반하는 체결의 경우는 가스켓(Gastket)이나 볼트의 경우에서 흔히 찾아볼 수 있으 며, 재질 자체의 탄성 혹은 그 형상적 특징을 이용하여 기밀을 유지 하는 방법을 사용하고 있다. 이러한 맥락에서 여기서의 체결은 두 가지의 방법 을 모두 이용하여 기밀을 유지하는 방법이다.

해석방법은 수나사의 체결 상태를 제거 후, 잔류응력상태에서 다시 동일 하게 재체결하여 이때의 접촉력의 범위를 알아보는 방법으로 진행되었다.

해석 결과는 Table 12와 같이 나타났다. 1차 접촉 시에 비하여 접촉력은 줄어들었으나, 접촉길이는 증가함을 보였다. 응력 분포 또한 2차 체결시도 Fig. 4-30은 1차 체결시의 최대 행정에서의 응력분포와 잔류응력분포를 나 타낸다. 2차 체결 시에도 Table 12에 나타나듯이 1차 체결 시와 비슷한 양 상을 보이고 있다.

결국, 해석 결과로 2차 체결 시에도 1차 체결 시와 유사한 접촉력을 얻어 냈으며, 접촉 길이는 오히려 증가하는 양상을 보였다. 하지만 beam seal은 니플의 형상적 강성에 의해 기밀성이 유지되지만 체결 시 소성변형을 동반 하므로 잦은 체결해제는 기밀성에 악영향을 주리라 예측할 수 있다. 그 근 거로 2차 체결 시에는 1차 체결 시 수나사와 니플이 접촉하는 전체 이동거 리에 비하여 12.3%에 불과한 무척 짧은 구간에서 접촉력을 얻어야 했고, 3 차(11%), 4차 체결 시(10%)의 특징을 나타냈다.

Properties	1st locking	2nd locking
Maximum stress(MPa)	1033	1032
Residual stress(MPa)	1003	1024
Contact length(mm)	1.088	1.152
Contact force(N)	27619.5	27590.7
Torque(Nm)	18.3	18.2

Table 12 Variation of contact characteristics



### 4.2 종합해석

초기해석을 통하여 클림핑 시의 Jaw행정거리와 수나사와 니플간의 조임 토크 및 그에 맞는 체결 길이가 결정되었다. Jaw의 행정거리는 1.125mm이 며, 수나사와 니플 간의 체결 거리는 0.21mm이다. 이를 토대로 열구조 연 계해석이 진행되었으며, 그 경계조건은 앞서의 해석 파라미터의 선정에서 전술한 바와 같다. 해석은 클림핑 과정과 유압시스템 체결 과정을 거쳐 작 동유체 및 체임버 조건에 의해 열이 가해지고, 또한 압력이 가해진다. 시험 장비 세팅을 위한 유압회로는 모든 시험에서 동일하며, 이중 열충격 시험 에 대하여 Fig. 4-31에 나타나 있다. Fig. 4-32,33은 테스트에 사용되는 기 기의 형상 및 테스트 시 파열된 형상을 보여준다.



Fig. 4-32 Photograph of test machine for high pressure source



Fig. 4-33 Burst shape of the hose

10회의 실험을 거쳐 얻는 데이터로 평균적으로 94.5MPa에서 호스가 파열 됨을 알 수 있었다. 이 후 해석을 통하여 파열 시의 호스 내관과 보강층의 응력, 변형률, 변위를 이용하여 이와 같은 호스 시스템에서 파열이 나타나 는 인자들에 대한 정보를 얻을 수 있을 것이다. 압력은 초기압력으로 시작하여 파열압력에 이르게 되고, 여기에서는 규격 AS2078의 4.8절의 파열압력 시험에서 온도에 따른 파열압력 시험인 4.8.1 절의 상온파열압력시험, 4.16절의 열충격파열압력시험의 일련의 과정들을 해석하고 그 파열압력을 예측하였다.

#### 4.2.1 상온파열압력시험

상온파열압력시험은 유압시스템 체결 후 상온(293.15K)에서의 파열압력시 험이다. 클림핑 후의 응력 분포가 Fig. 4-34에 나타나 있고, Fig. 4-35에 체결 후의 응력 분포가 나타나 있다. 클림핑 부분에서의 응력 분포는 니플 의 끝단점에서 558MPa로 나타나며 최대값을 가진다. 체결 후에는 체결부 의 beam seal부에서 최대응력이 나타나며 그 값은 915MPa이다.



Fig. 4-35 Stress distribution after fitting

다음 Fig. 4-36, 37, 38은 각각 초기압력, 사용압력, 파열압력 구간에서의 응력 분포 특성을 보여준다. 파열압력이전에 검증 되어야 할 것은 호스의 기본적인 성능이다. 이는 호스의 압력 구간중 사용압력 구간에 대한 특성 들의 관찰을 의미한다. 그러므로 초기압력구간, 사용압력구간, 파열압력구 간의 변형률 등을 비교하기 위하여 관찰은 각각의 압력구간 60초중 30초일 때 관찰되었으며, 초기압력 구간에서의 최대 응력은 925.2MPa, 사용압력에 서의 최대응력은 924.6MPa, 파열압력에서의 최대응력은 920.5MPa로 나타 났다. 파열압력 구간 60초중 30초일때는 내관의 체결력이 해제되고, 응력이 낮아지는 현상을 보인다. 하지만 단순한 응력분포로는 알기 힘든 면이 있 고, 최대응력은 실상 유압시스템과의 체결부에서 나타나기 때문에 내관에 서의 응력과 y방향 변위를 조사하였다. 이에 대한 자료가 Fig. 4-39, 40에 나타나 있다.



Fig. 4-36 Stress distribution after initial pressure



Fig. 4-38 Stress distribution after burst pressure



Fig. 4-40 Displacement Y after burst pressure at inner tube

내관에서의 최대응력은 190.1MPa로써 나타났으며, 최대 변위는 1.508mm 로 나타났다. 그러나 외부에서 스테인레스 와이어로 보강 된 상기 호스의 경우 현재 시점에서 파열했으리라 예측할 수 있고, 즉 파열압력시험 30초 이내의 구간에서 파열이 일어 나리라 예측할 수 있다. 응력의 분포 양상을 관찰하였을 때, 내관 중 PTFE내관 부분이 손상되었을 수 있다. 이는 호스 의 기본적인 설계의 문제점을 나타내는 부분이라고 판단되며, 클림핑 시의 해석에 관한 부분에서 추측할 수 있다. 초기 클림핑 구간에서 소켓의 끝단 과 니플의 끝단은 일치하고 있으며, 클림핑을 통하여 소켓은 24%정도 신 장 된다. 이 신장량을 지지하는 니플의 부재로 인하여 내관이 클림핑 공정 을 견디기 힘들어지며, 이로 인하여 국부적인 높은 응력이 작용한다. 설계 에 대한 다른 제안을 두자면, 클림핑 이후에 소켓과 니플의 끝단은 일치해 야 하며, 이는 클림핑 시의 소켓과 내관 및 보장재 부분의 모든 길이에 대 하여 니플이 지지함으로써, 호스의 성능에 긍정적인 영향을 나타낼 수 있 으리라 판단된다.

#### 4.2.2 열충격파열압력시험

열충격파열압력시험은 상온파열압력시험과 모든 과정이 동일하며, 열충격 을 가함으로써, 그에 해당하는 특성 변화들을 관찰하게 된다.<sup>(18)</sup> 초기압력 구간의 경우 열충격으로 인해 최대 압력이 7.7MPa 정도 증가 했으며, 그 위치는 니플의 체결부에서 나타났다. 상온 파열압력시험의 경우와 마찬가 지로 초기압력구간, 사용압력구간, 파열압력 구간에 대한 정보가 Fig. 4-41, 42, 43에 나타나 있다. 모든 응력분포는 상온파열압력시험과의 비교 를 위하여 각각의 구간 총 60초중 30초의 시점에서 관찰된 값을 나타내었 으며, 초기압력구간, 사용압력구간, 파열압력구간의 30초 경과시점을 나타 낸다.



Fig. 4-42 Stress distribution after working pressure



Fig. 4-43 Stress distribution after burst pressure

또한 내관에서 관찰된 응력과 Y방향 변위에 대한 정보가 Fig. 4-44, 45에 나타나 있다. 각각의 구간에서의 최대 응력은 932.9MPa, 934MPa, 932.2MPa로써 전체적으로 상온파열압력시보다 증가한 것을 확인 할 수 있 다. 또한 내관에서의 응력은 최대응력은 182.1MPa로 낮게 보이나, 변위는 1.576mm 로 증가한 것을 볼 수 있다. 상온압력파열에 비하여 최대응력이 낮아진 것은 호스의 내관이 팽창 되면서 니플과 소켓의 체결력이 해제 되 며 나타난 현상으로 벌지 현상과 관계가 있다. 즉 이 시점에서 니플, 소켓, 내관은 분리되기 시작하고 있으며, 파열 혹은 내관 이탈로써, 기능 손실의 위험성이 있다고 할 수 있다.



Fig. 4-45 Displacement Y after burst pressure at inner tube

또한 파열압력을 예측 하기위해 결과를 정리한 데이터가 다음 Fig. 4-46, 47에 나타나 있다. Fig. 4-46는 초기압력구간, 사용압력구간, 파열압력구간 에서 조사된 호스 내관의 길이 방향에 작용하는 변형률 분포를 나타내며, Fig. 4-47은 가압증분속도 187.5MPa/min 작용 시 시간에 따른 내관의 최 대 변형률을 나타낸다.



Fig. 4-46 Comparisons of strains in the burst pressure test

해석을 통한 값으로 26초에서 41초 사이의 구간에서 변형률이 급격히 상승 하므로 위험구간이라 생각할 수 있고, 이때의 파열압력은 약 80-120MPa이 된다고 예측할 수 있다. 또한 실제의 시험을 통하여 얻은 94.5MPa의 파열 압력을 비교해 보면 34초에서 파열이 일어난다는 것을 알 수 있으며, 이 때의 변형률은 약 0.6이 된다.

열에 의한 영향은 상온파열압력시험과의 비교를 통하여 판단할 수 있으

며, 상온파열압력시험에 대한 해석 시와 열충격파열압력시험 시를 비교해 보면, 응력은 약 8MPa 정도의 차이를 보였으며, 이는 최대응력범위에서 큰 차이를 나타내지 않았다고 판단된다. 변형률은 내관의 최대 변위값의 비교를 통하여 얻을 수 있으며, 실험을 병행하여 얻어진 열충격파열압력시 험 시의 내관 조립체의 한계변형률 0.6과 비교하여 상온 파열압력시험 시 는 약 0.574의 결과를 얻을 수 있었다. 결국 열에 의한 영향은 응력보다는 변형률에서 크게 나타났으며, 열팽창에 의하여 0.026의 변형률 값 열에 의 한 영향으로 증가된 것으로 사료된다.



Fig. 4-47 Maximum strain curve in the burst pressure test

## 제 5 장 결론

본 연구에서는 항공기용 연료호스의 국산화 개발을 위하여 그 접촉거동특 성을 유한요소법으로 해석하였다. 먼저 호스의 금구에 대한 형상을 결정하 고, 이로부터 클림핑 거리를 결정하였으며, 또한 니플의 beam seal에 대한 데이터에도 해석적으로 이상 없는 데이터를 얻을 수 있었다. 실상 해석을 통하여 파열압력을 예측함은 그 이전의 모든 과정을 포함하는 것으로써, 일련의 부분적인 연구를 종합하여 얻은 결론은 다음과 같다.

 1) 클림핑 행정거리는 호스의 성능에 매우 중요한 역할을 하므로 내관의 체결력과 니플의 처짐량을 고려하여 결정할 필요가 있다. 본 연구에서 구 한 최적 행정거리는 식(4.1)과 같으며, 이 결과는 향후 다른 치수의 호스를 제작할 때에도 클림핑 행정거리를 결정할 수 있는 정보를 제공해 줄 수 있 을 것으로 사료된다.

2) 클림핑시의 마찰계수에 대한 연구를 통하여, 소켓과 니플의 내관 접촉 면의 마찰계수가 성능 및 클림핑 행정거리에는 크게 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

 유압시스템 체결 시의 조건을 고려하여 beam seal에 관한 연구를 진행 하였으며, 수나사의 이동거리(니플의 이동거리)는 0.21mm 가 되었을 때 18 N·m에 해당하는 토크를 얻을 수 있었다.

4) Beam seal의 최적 치수 결정을 위한 일련의 반복해석을 통하여 목두께
0.548mm, 곡률반지름 8.8mm 를 적용하여 가공하는 것이 효과적인 것으로

나타났다.

5) 열충격파열압력시험과 상온파열압력시험에 대한 비교에 있어, 열에 의 한 영향으로 응력은 약 8MPa이 추가되었으며, 최대 변형률은 0.024의 차 이를 보였다.

6) 해석과 실험을 통하여 위험 압력 구간은 80-120MPa로 예측 할 수 있으며, 실제의 시험에서는 94.5MPa에서 파열 되었고, 파열이 발생하지 않기 위한 내관과 보강층 조립체는 최대 변형률은 최대 0.6으로 나타났다.



# 참 고 문 헌

- (1) 이명규, "스마트 무인기 로터 블레이드 국산화 개발", 한국항공우주연 구원, 2011.
- (2) 권용진, 김선재, 박경락, 옥유관, "추진축 체결용 유압식 커플링 볼트의 국산화", 한국마린엔지니어링 학회 전기 학술대회 논문집 pp.9-10, 2006.
- (3) 홍성은, "Power plant 기자재 국산화 현황 및 향후 전망", 대한기계학 회저널 Vol.48 No.4, pp.53-59, 2008.
- (4) G.C. Lee, H.E. Kim, J.W. Park, H.L. Jin, Y.S. Lee and J.H. Kim, IJPEM, Vol.12, No.3, pp.537–542, 2011
- (5) C. Wijaya, M.C. Yoon and B.T. Kim, IJAT, Vol13, No.3, pp. 433–440, 2012.
- (6) 김형제, 김병탁, "스웨이징 행정에 따른 고압호스의 변형특성에 관한 연구", 한국 해양공학회지 Vol.17 No.4 pp.37-42, 2003.
- (7) 전준영, 김병탁, 김광희, " 항공기용 연료호스 피팅에 대한 유한요소 해
   석", 한국기계가공학회 추계학술대회논문집 pp77, 2011
- (8) 전준영, 김병탁, "항공기용 고압호스의 스웨이징 행정거리 변화에 따른 접촉특성에 대한 유한요소 해석", 한국기계가공학회 추계학술대회논문 집 pp.108, 2012
- (9) 전준영, 김병탁, "파열압력예측을 위한 항공기용 고압호스 열충격시험
   의 열구조 연계 해석", 한국기계가공학회 추계학술대회논문집 pp.25,
   2012
- (10) 전준영, 김병탁, "항공기용 고압호스 Beam seal부에 대한 구조해석",
   한국동력기계학회 춘계학술대회논문집 pp42-48, 2012
- (11) B.K. Kim, S.B. Lee, "A Comparison Among Neo-Hookean Model,

Mooney-Rivlin Model, and Ogden Model for Chloroprene Rubber", International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, Vol.13, No.5, pp759–764, 2012.

- (12) Boulanger, P. and Hayes, M., "Finite Amplitude Waves in Mooney -Rivlin and Hadamard Materials, in Topics in Finite Elasticity," International Center for Mechanical Sciences, 2001.
- (13) Selvadurai, A. P. S., "Deflections of a Rubber Membrane," Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Vol.54, No.6, pp.1093–1119, 2006.
- (14) Menderes, H. and Konter, A. W. A., "Advanced FE Analysis of Elastomeric Automobile Components under Realistic Loading Conditions," Proceedings of the First European Conference on Constitutive Models for Rubber, pp.3–12, 1999.
- (15) Ogden, R. W., "Non-Linear Elastic Deformations," Dover, 1998.
- (16) Rivlin, R. S., "Large Elastic Deformations Isotropic Materials. IV. Further Developments of the General Theory,"Philosophical Transactions of the Royal Society A, Vol.241, No.835, pp.379–397, 1948.
- (17) Ogden, R. W., "Large Deformation Isotropic Elasticity On the Correlation of Theory and Experiment for Incompressible Rubberlike Solids," Proceedings of the Royal Society A, Vol.326, No.1567, pp.565–584, 1972.
- (18) 김완두, 김완수, 우창수, 이학주, "유한요소해석을 위한 고무재료시험",
   대한기계학회 2011년도 춘계학술대회논문집 A, pp.704~709, 2001.
- (19) MSC Software Co., "Nonlinear Finite Element Analysis of Elastomers", 2001.

- (20) D. W. Nicholson, "On stresses conjugate to Eulerian", Acta Mechanica Vol.165, pp.87–98, 2003.
- (21) H. Xiao, O.T. Bruhns, and A. Meyers Bochum, "Objective stress rates, path-dependence properties and non-integrability problems", Acta Mechanica Vol.176, pp.135–151, 2006.
- (22) Suhas V.Patankar, "Computation of Conduction and Duct Flow Heat Transfer", Innovative Research, Inc, 1991.

