

열하중 및 내압을 받는 축대칭 튜브와  
내부 운동체의 거동해석 연구

김 인 우\*, 이 성 배\*, 류 재 봉\*, 최 영 진\*, 이 영 신\*\*

A Study on the Behaviour of Axisymmetric Outer Tube and  
Inner Movable Part(case) Under Pressure and Thermal Load

In-Woo Kim\*, Sung-Bae Lee\*, Jae-Bong Rew, Young-Jin Choi\*, Young-Shin Lee\*\*

ABSTRACT

Thermoelastoplastic analysis of a typical device consisting of fixed tube and movable case having an initial clearance in between, which is subjected to pressure and thermal load, has been carried out to examine the cause of malfunction mainly at high temperature condition, and to improve the design. Stresses, deformed shape, interface state and their effects on normal function of case are discussed by using finite element method. The extraction energy can be remarkably reduced by changing the configuration of tube from the present design (Parallel type) to the improved design (Tapered type). This effect has been proved by sustained cyclic function test.

**Key Words** : Automatic Launcher(자동발사기구), Lock Type(잠금기호), Shrink Fit(역지끼워맞춤), Axisymmetric tube(축대칭튜브), Finite Element Method(유한요소법), Extraction(추출)

NOMENCLATURE

c	: clearance between CASE and TUBE	$M_1, M_2$	: main mass of automatic launcher
[D]	: elasticity matrix (relating stress and strain)	P	: gas pressure
E, $E_t, E_c$	: Young's Modulus ( $E_t$ : TUBE, $E_c$ : CASE)	$\overline{P}_b^{(e)}$	: load vector due to body forces of elements
[ $K^{(e)}$ ]	: stiffness matrix of element	$\overline{P}_c$	: vector of concentrated nodal forces
L	: total extraction distance (contact length)	$P_{con}$	: contact pressure by shrink fit
		$\overline{P}_i^{(e)}$	: load vector due to initial strains of elements

\* 국방과학연구소 (정회원)

\*\* 충남대학교

$\overline{P}_s^{(e)}$ : load vector due to surface forces	$\epsilon$ : strain vector
$\overline{Q}^{(e)}$ : vector of nodal displacement of element e	$\mu$ : coefficient of friction between CASE and TUBE
$S_1$ : part of surface of a body	$\nu, \nu_r, \nu_z$ : poisson ratio
$S^{(e)}$ : surface of element	$\sigma_i$ : normal stress parallel to $i^{th}$ axis
$T, T_c$ : temperature (change) ( $T_c$ : CASE, $T_t$ : TUBE)	$\sigma_{ij}$ : shear stress in $ij$ plane
$u, w$ : displacement in axial and radial direction	$\overline{\sigma}$ : stress vector
$V$ : volume of body	$\Phi_r, \Phi_z$ : body forces per unit volume
$V^{(e)}$ : volume of element	$\phi_r, \phi_z$ : surface forces parallel to $r, z$ axes
$\alpha$ : coefficient of thermal expansion	$\delta$ : interference between outer radius of CASE and inner radius of TUBE
	$\exists$ : total element number of a body

## 1. 서 론

고정된 축대칭의 튜브와 그 내부에 한면이 밀폐된 슬린더형의 압력 용기인 케이스가 미세한 틈새를 두고 결합되어, 케이스 내부 추진제의 주기적 연소에 따른 내압작용으로 케이스 및 이를 지지하는 관성질량이 운동하게 되는 튜브 및 케이스 조합의 설계는 자동발사기구 (Fig. 1)에서 매우 중요하다.

과거 개발된 대부분의 발사기구들에서는 고정된 튜브 내부에 케이스가 삽입되어 정지한 상태에서 내압이 작용하고 일정 압력 이하로 낮아진 후 케이스가 분리되어 상대운동하게 되는 고정잠금식(Fixed lock type)을 적용하고 있으며 추출 분리가 용이하도록 튜브내부 및 케이스 외부는 테이퍼(Taper)형상을 하고 있다. (1, 2) (Fig. 2)

근래에는 발사주기의 관성효율을 높이는 방안으로, 케이스가 삽입 되는 과정 초기에 내압이 작용하여, 케이스 및 지지질량 운동에 따른 관성력과의 평형에 따라 튜브와 케이스의 상대운동이 허용되는 개방식(Open lock type) 기구가 적용되고 있다.

이러한 개방식 기구 특성상 Taper형상을 적용할 수 없어 모두 균일 직경의 원통형상(Parallel type)을 하고 있으며 기구체계의 경량화 추세에 따라 체계설계 적용시 많은 관심을 받고 있어 구체적 적용 결과도 나타나고 있다. (3)

최근 외국에서 개발된 원통형의 표준케이스를 사용한 자동발사 기구를 실제 시험해 본 결과, 주기적 작동(작

동비율 분당 350회)이 300회 이상 연속적으로 반복되면 튜브 외부온도가 400°C 이상의 고온이 되면서 운동주기의 불안정, 작동율의 저하 및 케이스 추출과 관련된 기능장애가 빈번하게 발생되었으며 이의 원인을 규명하고 개선방안 수립을 위한 연구가 필요하게 되었다.

과거 이러한 자동발사기구의 케이스와 튜브 설계는 열하중 변화를 고려하지 않고 기계적 하중에 의한 영구 변형 발생과 관련된 간섭 및 추출 문제에 관심을 가져 왔으나(4, 5) 본 연구대상의 경우 열조건이 미치는 영향이 클 것으로 판단되어 이를 포함한 튜브, 케이스의 거동해석 연구가 요구 되었다.

튜브와 케이스간의 간섭현상은 밀폐된 내부에서 짧은 순간 발생하는 현상으로서 직접적인 측정이 곤란하여 작동간의 거동에 대해 이론과 실험적으로 비교할 수 있는 자료는 영구변형과 같이 최종의 결과로 제한된다.

따라서 본 연구에서는 먼저 초기틈새가 있으며 열하중과 내압을 동시에 받는 표준 케이스, 튜브의 거동을 유한요소법으로 해석하여 응력, 변형 상태 및 영구변형을 구하고 이를 통해 초기틈새와 온도조건이 간섭 및 추출현상에 미치는 영향을 분석하여, 위의 자동발사기구에서 나타난 기능장애 현상의 원인을 규명하고자 하였다.

그리고 이상의 연구결과를 이용하여 기존의 표준케이스의 형상을 그대로 유지해야 하는 조건하에서 가능한 개선방안을 도출하고 그 결과를 실제 적용한 기구로 비교 시험함으로써 원인규명과 개선방안의 타당성을 입증하고자 하였다.

2. 모델링 및 해석

2.1 모델링

본 연구의 대상인 자동발사기구의 단순화된 모델은 Fig. 1과 같다. 튜브는 관성질량  $M_2$ 에 고정되어 있으며, 케이스와 이를 지지하는 관성 질량  $M_1$ 은  $M_2$ 와 완충기류로 연결되어 상대운동하게 된다.

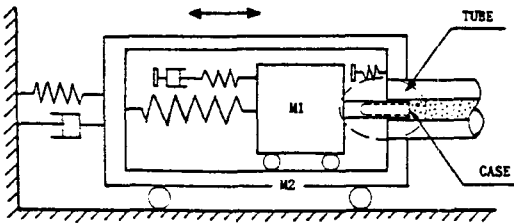


Fig. 1 System diagram of Automatic Launcher

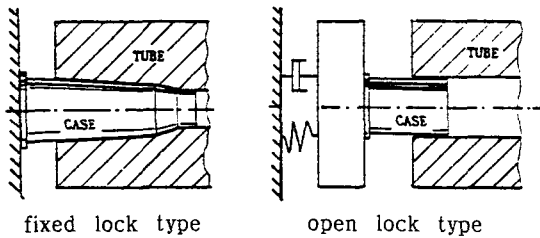


Fig. 2 CASE and TUBE types

축대칭 구조물인 튜브와 케이스는 주기적으로 발생하는 내부의 압력  $P$ 와  $M_1$ 의 완충기에 의해 주기운동을 하며, 케이스와 튜브의 결합부위는 최대 약 25mm이고 이들의 기하학적 형상 및 좌표계는 Fig. 3과 같으며 모델의 특성은 다음과 같다.

- 유한요소는 선형 변형장내에서 구성된다.
- 물성은 모두 등방성이며 기계적 성질은 Table 1과 같다.

- 케이스는 Linear Strain Hardening 특성을 갖는 재질이다.
- 내압의 순간 압력은 정압으로 작용한다.
- 튜브의 온도분포는 상온시 균일분포이며, 고온 증가시 반경방향에 따라 1차원 열전달 형태로 분포한다.

그리고 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \circ u_r \Big|_{r=0} = 0, \quad u_z \Big|_{z=0} = 0 \\ & \circ u_z \Big|_{sur.} = 0 \end{aligned}$$

- 튜브와 케이스의 최종 간섭상태 해석시는 억지끼워 맞춤에 의해 변형된 최종 변위를 경계조건으로 사용한다.

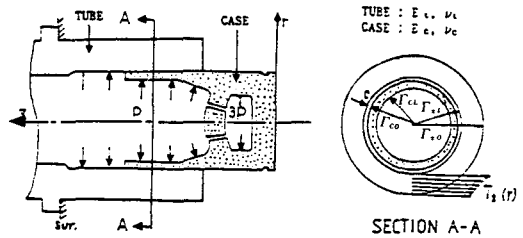


Fig. 3 Analytical Model of CASE and TUBE

2.2 축대칭 유한요소해석 적용

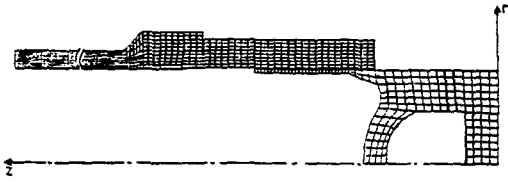
튜브의 케이스는 Fig. 4와 같이 사각단면의 환형요소로 격자계를 구성하여 각 절점의 변위를 구하고 이를 Fig. 5와 같이 축대칭 문제에 널리 적용되는 삼각요소로 분할하여 격자내부의 응력상태를 구하도록 하였다. (8)

○ 탄성역의 해석

축대칭 구조물에 작용하는 집중력  $P_c$ , 초기변형  $P_c$ , 표면력  $P_s$ , 체력  $P_b$ 를 고려한 평형방정식은 다음과 같다. (9)

Table 1. Mechanical Properties of Tube and Case (6, 7)

		Materials	Elastic Modulus (MPa)	Possion Ratio ( $\nu$ )	Yield Strength (MPa)	Thermal Expansion Co. (/°C)
Tube	AISI 4130	Room Temp. (15°)	$1.999 \times 10^5$	0.25	689.4	$1.17 \times 10^{-5}$
		High. Temp. (450°)	$1.612 \times 10^5$	0.25	482.6	$1.17 \times 10^{-5}$
Case		Al 6061-T6	$6.890 \times 10^5$	0.30	259.2	$2.34 \times 10^{-5}$



TUBE : 607 Node, 538 Quadrilateral element

CASE : 271 Node, 204 Quadrilateral element

Fig. 4 Mesh System of CASE and TUBE

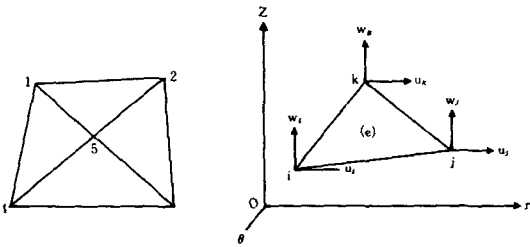


Fig. 5 Quadrilateral element with Triangular elements

Fig. 5에서 변위는

$$\bar{u} = \begin{Bmatrix} u(r, z) \\ w(r, z) \end{Bmatrix} = [N] \bar{Q}^{(e)} \quad (1)$$

여기서

$$[N] = \begin{bmatrix} N_i & 0 & N_j & 0 & N_k & 0 \\ 0 & N_i & 0 & N_j & 0 & N_k \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} N_i \\ N_j \\ N_k \end{bmatrix} = \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} a_i + b_i r + c_i z \\ a_j + b_j r + c_j z \\ a_k + b_k r + c_k z \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$A = (r_i z_j + r_j z_k + r_k z_i - r_i z_k - r_j z_i - r_k z_j) / 2$$

$$[Q^{(e)}]^T = [u_i \ w_i \ u_j \ w_j \ u_k \ w_k]^{(e)} \quad (4)$$

변형을-변위관계로부터

$$\bar{\epsilon} = \begin{Bmatrix} \epsilon_{rr} \\ \epsilon_{\theta\theta} \\ \epsilon_{zz} \\ \epsilon_{rz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial r} \\ u \\ r \\ \frac{\partial w}{\partial r} \\ \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \end{Bmatrix} = [B] \bar{Q}^{(e)} \quad (5)$$

그리고 응력-변형을 관계로부터

$$\bar{\sigma} = [D] \bar{\epsilon} \quad (6)$$

이상을 일반적인 탄성체 구조물에 적용하면 지배방정식은 식(7)과 같다.

$$\left( \sum_{e=1}^{\Sigma} [K^{(e)}] \right) \bar{Q} = \bar{P}_c + \left( \sum_{e=1}^{\Sigma} \bar{P}_i^{(e)} + \bar{P}_s^{(e)} + \bar{P}_b^{(e)} \right) \quad (7)$$

$$[K^{(e)}] = \int_{V^{(e)}} [B]^T [D] [B] dV \quad (8)$$

온도의 분포를 고려한 열하중은 온도변화 T, 열팽창 계수  $\alpha$ , Young Modulus E에 대하여

$$\begin{aligned} \bar{P}_i^{(e)} &= \int_{V^{(e)}} [B]^T [D] E \alpha T \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix} dV \\ &= \frac{E \alpha T}{(1-2\nu)} [B] \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix} 2 \pi r A \\ &\cdot \left( r = \frac{r_i + r_j + r_k}{3} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

그리고 표면력은

$$\begin{aligned} \bar{P}_s^{(e)} &= \int_{S_1^{(e)}} [N]^T \bar{\phi} dS_1 \\ &= \frac{\pi S_{ij}}{3} \begin{Bmatrix} 2(r_i + r_j) \phi_r \\ 2(r_i + r_j) \phi_z \\ (r_i + 2r_j) \phi_r \\ (r_i + 2r_j) \phi_z \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (10)$$

체력은

$$\begin{aligned} \bar{P}_b^{(e)} &= \int_{V^{(e)}} [N]^T \bar{\Phi} dV \\ &= \frac{\pi S_{ij}}{3} \begin{Bmatrix} (2r_i + r_j) \Phi_r \\ (2r_i + r_j) \Phi_z \\ (r_i + 2r_j) \Phi_r \\ (r_i + 2r_j) \Phi_z \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (11)$$

또한 튜브와 케이스가 내압에 의해 서로 간섭된 상태의 해석시는 변위가 경계조건으로 입력되는데 이의 처리는 Wilson과 같이 modified load vector를 구해 적용토록 하였다. (8, 10)

○ 소성역의 해석

소성역에서의 해석을 위해 재료의 비선형 특성을 Linear Strain Hardening Stress-Strain 관계로 근사화하여 계산 과정에서 Fig. 6과 같이 선형적 관계를 만족하는 특성비  $R_i$ 의 수렴값을 구해 탄성역의 해석과 같은 과정으로 계산하도록 하였다. (10, 11)

- (1) 각 요소에서 먼저 유효응력  $\sigma_i$ 가 구해진다.
- (2)  $R_i$ 는 관계식  $R_i = \frac{\sigma_i}{\epsilon_i}$ 로 정의되며 이 식으로부터  $\epsilon_i$ 를 구한다.
- (3) 다음 단계의  $R_{i+1}$ 를 Fig. 6의 기하학적 관계  $R_{i+1} = \frac{1+\ln(\epsilon_{i+1})}{\epsilon_{i+1}}$ 로 부터 구한다.
- (4) 모든 요소에 대해  $R_{i+1}$ 의 값이 0.5% 내에 수렴할 때까지 위의 과정을 반복한다.
- (5) 최종 제거시는 탄성특성만을 따라 회복되도록 하여 영구변형량을 구한다.

위의 계산에서 소성역 이전 단계인 탄성역의 계산시는  $R_i=1$ 이 적용되며  $i+1$ 번째의 근사해석을 위한 요소의 물성치는 식12에서 구해 적용한다.

$$\begin{aligned}
 E_{i+1} &= E \cdot R_{i+1} \\
 \nu_{i+1} &= \frac{1}{2} - \left(\frac{1}{2} - \nu\right) \cdot R_{i+1} \\
 G_{i+1} &= \frac{E_{i+1}}{2(1 + \nu_{i+1})}
 \end{aligned} \tag{12}$$

이 값들을 이용하면 소성역 해석은 탄성역과 동일하게 적용할 수 있다.

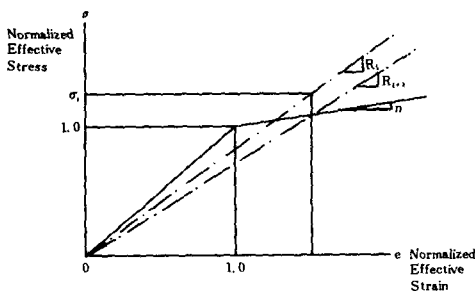


Fig. 6 Effective Stress-Strain Relationship (Linear Strain Hardening Behaviour)

○ 간섭시 추출력의 계산

실제 케이스는 튜브와의 접촉이전에 간섭부위인 박판 요소가 소성역으로 성장하므로 간섭 이후에는 Fig. 6과 같이 소성역에서 선형적인 응력-변형을 관계가 적용된다.

튜브와 케이스의 간섭시 발생하는 추출력은 간섭이 없는 조건하에서 내압과 열하중에 의해 변형된 각각을 중첩시켜 간섭되는 부위를 환형요소별로 억지끼워 맞춤 관계식을 적용함으로써 간섭압력의 분포  $P_{con}$ , 추출력  $F_{ex}$  및 추출에너지  $E_{ex}$ 를 구하였다. (12)

$$\begin{aligned}
 P_{con} &= \frac{6}{\frac{r_{co}}{E_c} \left( \frac{r_{co}^2 + r_{ci}^2}{r_{co}^2 - r_{ci}^2} - \nu_c \right) + \frac{r_{ti}}{E_t} \left( \frac{r_{to}^2 + r_{ti}^2}{r_{to}^2 - r_{ti}^2} + \nu_t \right)} \tag{13}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{ex} &= \int \frac{\mu P_{con} dA}{A} : P_{con} \text{ 은 간섭압력,} \\
 &A \text{ 는 접촉면적} \tag{14}
 \end{aligned}$$

$$E_{ex} = \int_L F_{ex} dz : L \text{ 은 추출거리} \tag{15}$$

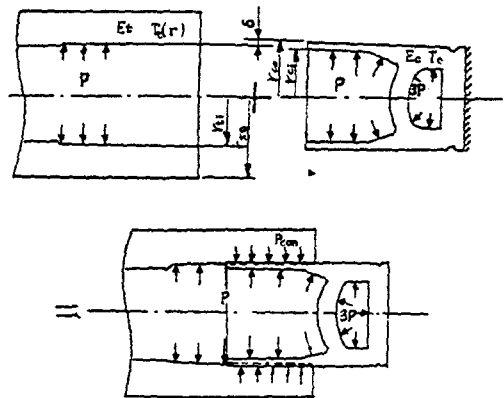


Fig. 7 Shrink fit of deformed CASE and TUBE

3. 수치계산 및 프로그램의 구성

이상에서 논의한 튜브 및 케이스의 응력해석, 영구변형계산, 그리고 간섭상태의 해석을 위해 기존의 축대칭 구조해석용 프로그램의 일부를 활용하고(10, 11) 탄성회복 및 간섭상태 계산을 위한 프로그램 (CONTACT, RES, ZOOM)을 작성하여 Fig. 8과 같이 프로그램을 구성하였다.

OVER 1에서는 자료입력, 격자계 구성 및 요소의 물성 정의, OVER 2에서는 강성행렬, 변위 및 응력계산 그리고 OVER 3에서는 잔류변형, 간섭상태 및 추출력을 계산하였다.

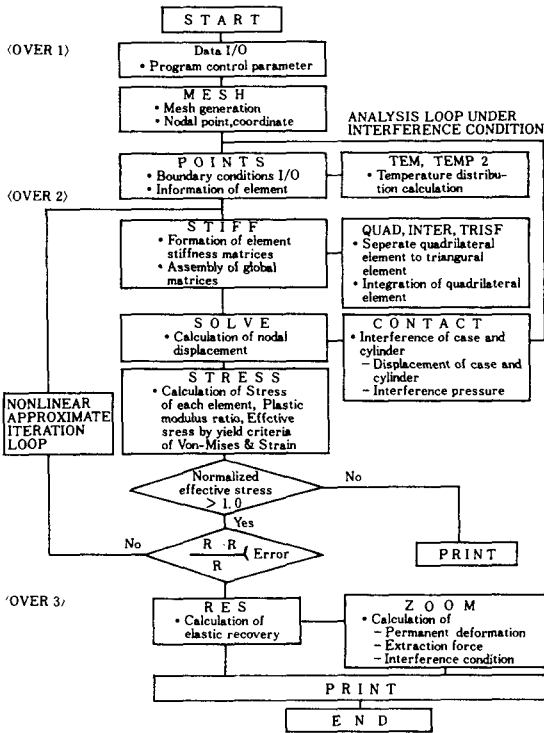


Fig. 8 Program Flowchart

4. 실험

해석모델인 튜브와 케이스간의 간섭현상은 2-3msec 정도의 짧은 시간에 걸쳐 발생되고 구조상 측정이 곤란함에 따라 본 연구에서는 간접적인 방법으로서 작동회수 별 온도조건의 변화와 케이스 및 지지질량의 운동을 측정하여 작동율을 계산, 이를 분석토록 하였으며 작동후 케이스의 변형량을 측정하여 해석결과와 비교하였다.

또한, 표준규격의 케이스 형상은 유지되어야 한다는 제한조건하에서 개선방안을 도출하여 기존설계와 비교시험하였으며 시험을 위한 측정계는 Fig. 9와 같다.

5. 결과 고찰

이상의 과정을 온도조건, 초기틈새를 변화시키면서 케이스, 튜브의 응력, 변형, 작동간 간섭상태 및 추출에 미치는 영향을 분석하였다.

정상조건에서는 튜브와 케이스의 온도조건을 추출시 모두 15℃로 균일한 분포를 하며 300회 이상 연속작동

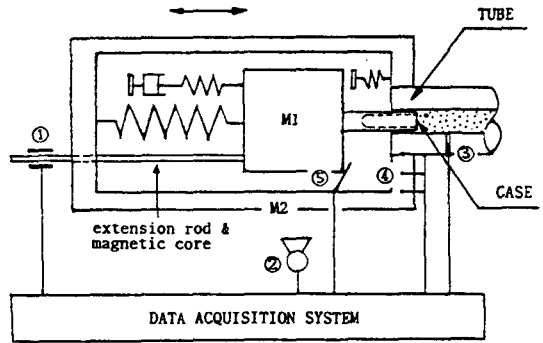


Fig. 9 Measurement System

NO	센서	측정항목	비고
1	LVT (Linear Velocity Transducer)	· 케이스의 절대운동	· Sampling Rate : 30,000HZ
2	HSC (High Speed Camera)	· 케이스, 튜브의 절대 및 상대운동	· 최소 촬영속도 : 5,000 Frame/s
3	Piezo Electric Transducer	· 튜브 및 케이스 내압	· PCB 108A
4	Thermo-Couple (J type)	· 약실 온도측정	· 반경방향 3 채널
5	On/Off 스위치	· 압력작용 시간 · 스프링 및 완충기의 작용 시간	

후의 고온조건에서는 케이스는 170℃, 튜브외부는 450℃로서 내부와 20℃의 온도구배를 갖는다. 초기틈새는 기존 설계치인 (0.178mm)를 기준으로 하여 튜브내경을 0.051mm씩 증감시켜 0.076mm에서 0.330mm 사이의 여섯가지 경우를 고려하였다.

그리고 계산결과와 분석은 케이스와 튜브의 간섭구간 (25mm)의 증양의 요소를 기준으로 하였다.

○ 응력해석

튜브의 접촉부 중앙 단면에서 반경방향 각 응력분포는 Fig. 10과 같은데, 고온상태에서는 튜브의 온도구배 (20℃)에 의해 내부는 압축효과 외부는 인장효과를 받게 되므로  $\sigma_t$ 는 상온에 비해 내부응력은 감소하고 외부는 증가하였다. 또한  $\sigma_z, \sigma_{rz}$  성분도 열응력효과에 의해 고온상태의 응력수준이 증가하지만  $\sigma_r$ 은 내경의 열팽창

효과에 의한 큰 변화가 없음을 알 수 있다.

튜브에 발생하는 응력은 VON-MISES의 유효응력을 기준으로할때 탄성한계치인 항복응력(482 MPa)에 비해 현저히 낮은 범위로서 이는 내부압력이 제거되면 항상 탄성회복이 되어 최초의 형상을 유지토록 되어 있음을 의미하며 자동발사기구의 튜브설계 기준을 만족하였다.(1, 2)

일반적으로 자동발사기구의 튜브는 케이스에 비해 훨씬 높은 강성을 갖고 있어 경우에 따라서는 케이스와의 간섭해석시 튜브를 강체로 두고 해석하기도 한다.(13)

케이스의 경우 결합부위는 최고압의 13%인 10.34MPa 작용시 튜브와의 접촉직전 상태에서 모두 소성역으로 성장하였으며, 최고압 작용시까지의 소성역 성장과정은 Fig. 11과 같다.

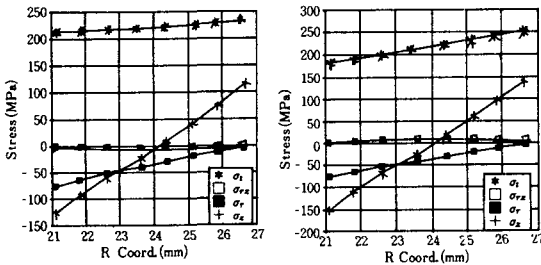


Fig. 10 Computed radial stress distribution of TUBE

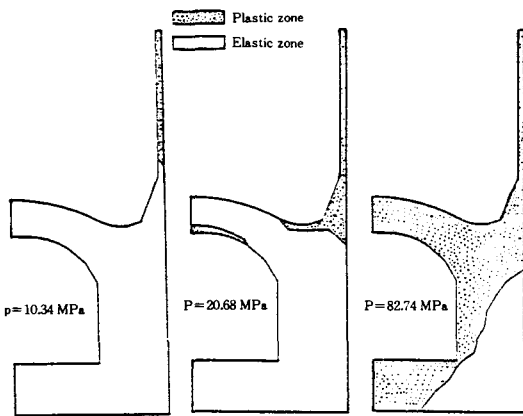


Fig. 11 Growth of plastic zone in CASE

정상 및 고온조건하에서 간섭에 따른 유효응력변화는 Fig. 12와 같고, 주응력성분의 분포는 Fig. 13과 같다.

고온시 최대 유효응력은 인장의 경우 14%, 압축의 경우 24% 증가하였는데 이는 온도증가시 서로의 간섭이 크기 때문인 것으로 판단되었다.

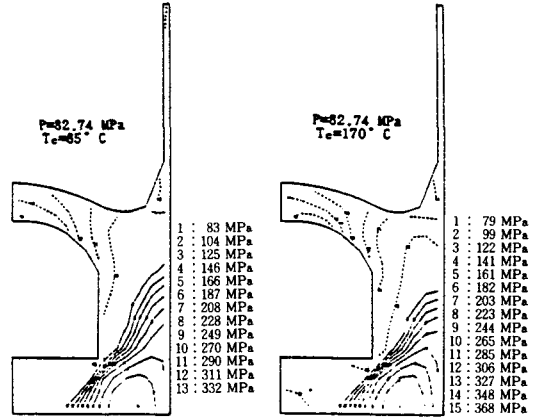


Fig. 12 Effective stress distribution of CASE

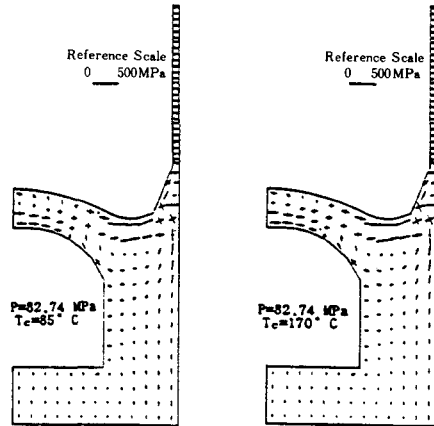


Fig. 13 Principal Stress distribution of CASE

○ 변형 및 간섭상태

튜브와 케이스가 열하중과 최대압력 작용을 받을때 해석모델은 Fig. 14에서 보는것처럼 실선의 초기형상에서 점선의 형상으로 변형된다.

Table 2는 온도조건별 초기틀새 변화에 따른 케이스와 튜브의 변형 과정을 단계적으로 나타낸 것으로서 비간섭시의 변형상태, 최고압 작용 및 추출시작시의 간섭 변형, 압력제거시의 간섭량, 영구변형 그리고 분리시 작용하는 추출력 계산결과를 보여준다.

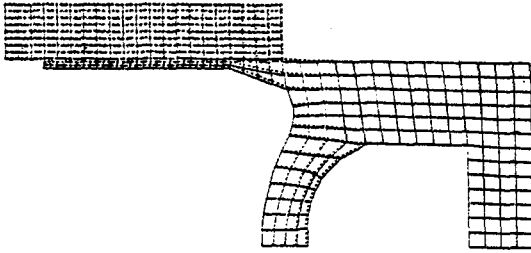


Fig. 14 Deformed Shape of CASE and TUBE

영구변형량은 압력제거시 튜브와, 케이스의 탄성회복 후 케이스의 소성변형량에 의해 발생된 것으로 추출에 영향을 미치며 초기틈새와의 관계는 Fig. 15와 같다. 영구변형량은 온도조건에 관계없이 거의 일정한 선형적 관계를 보여주며, 기존 설계치(0.178mm)의 경우 고온시 영구변형량이 상온상태보다 2배 정도 큰것으로 나타나는데 이는 고온의 온도분포를 갖는 튜브의 팽창에 따른 케이스 변형량의 증대에 따른 것으로 분석된다.

영구변형량을 실제 측정한 결과와 비교하면 Table 3과 같이, 최고 18% 내의 차가 나는데 이는 J. FENAUD(14)가 고정잠금식 기구의 직경 20mm 케이스에 대해 ANSYS CODE로 계산한 연구결과에서 보여준 15%와 유사한 수준으로, 이러한 차는 주로 튜브와 케

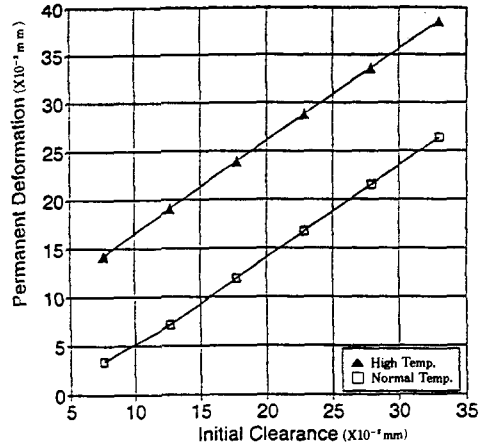


Fig. 15 Effects of initial clearance on permanent deformation of case after unloading (p=0)

이스 간섭시 발생하는 간섭의 정확한 현상과악이 관련하여 이론해석시 실제와 엄밀히 같은 모델설정 및 경계조건 적용이 되지 못해 나타난 것으로 알려져 있으며, 이에 대한 연구는 구조물의 접촉문제와 관련된 분야에서 많은 연구가 진행중에 있다.

Fig. 16는 온도조건 및 초기틈새 변화에 따른 추출력의 변화를 나타낸다. 추출력은 온도조건에 관계없이 초기틈새와 거의 선형적인 관계를 보여주는데 이는

Table 2. TUBE and CASE deformation process with initial clearance Variation  
(a) Normal Condition

Initial dimension		Deformation process (mm)							Extraction force (N)	
Clear-ance (mm)	Radius (mm)	Thermal expansion only	Maxium pressure (83 Mpa)	Unloa-ding <sup>1</sup>	Unloa-ding <sup>2</sup>	Permant deformation	Extra-ction start	Shrink fitted radius		
0.076	TUBE	20.701	20.701	20.713	20.701	20.701		20.702	20.702	13,802.9
	CASE	20.625	20.659	20.713	20.693	20.659	0.034	20.844	20.702	
0.127	TUBE	20.752	20.752	20.764	20.752	20.752		20.752	20.759	11,349.9
	CASE	20.625	20.659	20.764	20.730	20.695	0.071	20.880	20.759	
0.178	TUBE	20.803	20.803	20.815	20.803	20.803		20.803	20.810	10,992.5
	CASE	20.625	20.659	20.815	20.778	20.744	0.119	20.929	20.810	
0.229	TUBE	20.853	20.853	20.866	20.853	20.853		20.854	20.863	10,640.5
	CASE	20.625	20.659	20.866	20.826	20.792	0.167	20.977	20.863	
0.279	TUBE	20.904	21.030	20.917	21.030	20.904		20.905	20.918	10,285.5
	CASE	20.625	20.700	20.917	20.874	20.840	0.215	20.025	20.918	
3.330	TUBE	20.955	21.081	20.967	21.081	20.955		20.956	20.962	9,963.9
	CASE	20.625	20.700	20.967	20.923	21.889	0.264	20.074	20.962	



(b) High Temperature Condition

Initial dimension		Deformation process (mm)								Extraction force (N)
Clearance (mm)	Radius (mm)	Thermal expansion only	Maxium pressure (83 Mpa)	Unloading <sup>1</sup>	Unloading <sup>2</sup>	Permant deformation	Extraction start	Shrink fitted radius		
0.076	TUBE	20.701	20.826	20.838	20.826	20.701		20.826	20.834	17,223.3
	CASE	20.625	20.700	20.838	20.843	20.767	0.143	20.993	20.834	
0.127	TUBE	20.752	20.876	20.889	20.876	20.752		20.877	20.885	16,760.4
	CASE	20.625	20.700	20.889	20.891	20.816	0.191	21.042	20.885	
0.178	TUBE	20.803	20.928	20.940	20.928	20.803		20.928	20.936	16,320.1
	CASE	20.625	20.700	20.940	20.940	20.864	0.240	21.090	20.936	
0.229	TUBE	20.853	20.979	20.991	20.979	20.853		20.979	20.987	15,827.9
	CASE	20.625	20.700	20.991	20.988	20.913	0.288	21.139	20.987	
0.279	TUBE	20.904	21.030	21.042	21.030	20.904		21.030	21.038	15,338.5
	CASE	20.625	20.700	21.042	21.037	20.962	0.337	21.188	21.038	
0.330	TUBE	20.955	21.081	21.094	21.081	20.955		21.082	21.089	14,825.7
	CASE	20.625	20.700	21.094	21.085	21.010	0.385	21.236	21.089	

○ Unloading<sup>1</sup> : Deformation after the removal of pressure load  
 ○ Unloading<sup>2</sup> : Deformation after the removal of pressure and thermal load

Table 3. Permanent deformation of CASE

Temperature condition	Classification (mm)	Initial radius (mm)	Permanent deformation (mm)	Residual strain (mm/mm)
Normal (15°C)	Theory	20.625	0.119	$5.77 \times 10^{-3}$
	Measurement *	20.579	0.140	$6.80 \times 10^{-3}$
High temperature (450°C)	Theory	20.625	0.240	$11.64 \times 10^{-3}$
	Measurement *	20.574	0.277	$13.46 \times 10^{-3}$

\* Measurement data is the average value of 20 data

Goldstein와 Toal의 연구결과와 잘 일치하였다. (4, 5) 기준 설계치의 경우 케이스와 튜브의 분리가 시작되는 20.7MPa에서 추출력은 고온시 정상조건인 10,992 N보다 48% 증가된 16,320 N이 요구된다.

Fig. 17은 작동완료 후 압력은 제거되고 열분포는 유지된 상태에서 케이스와 튜브간의 최종틈새를 나타내는데 온도조건에 관계없이 선형적 관계이며, 고온조건인 경우 최종틈새는 초기틈새에 관계없이 음의 값(-) 즉, 초기틈새가 기존 설계치보다 0.15mm이상 큰 0.33mm가 되어도 좁새가 되는 비정상적인 현상을 나타냄을 알 수 있다.

정상조건에서 최종틈새는 초기틈새에 관계없이 양의

값(+)이 유지되는데 이는 열팽창이 적기 때문에 나타나는 현상이다.

한편 초기틈새가 기존 설계치보다 낮은 0.127mm를 기준으로 최종틈새는 민감한 변화를 보여주는데 0.127mm 수준은 안정된 설계기준을 위한 초기틈새의 설계 하한치로 판단되었다.

○ 고온 조건하 기능장애의 원인규명 및 설계개선 검토 이상의 분석결과 케이스의 추출시 직접적인 기능장애의 원인은 과도한 추출력 소요에 기인된 것으로 판단되며 추출력은 초기틈새와 온도 조건의 변화에 따라 뚜렷한 경향을 나타내고 있다.

즉 초기틈새가 증가할수록 최종틈새는 증가하고 동시

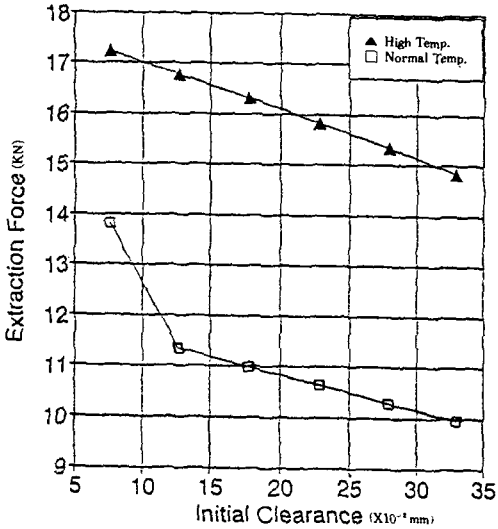


Fig. 16 Effect of the initial Clearance on extraction force

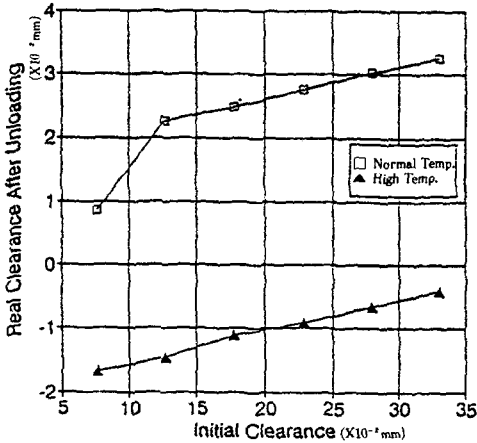


Fig. 17 Variation of rear clearance to initial clearance after unloading (p=0)

에 추출력은 감소하였다. 300회 이상 연속작동에 따른 온도증가시 튜브, 케이스의 열팽창으로 인해 기존 설계치의 경우 정상 상태보다 추출력이 48%의 증가를 보이며 초기틈새를 0.33mm까지 확장해도 최종틈새가 음의 값 즉, 접촉이 되어 과도한 추출력이 소요되었다.

따라서, 고온시 기능장애는 열하중에 의한 케이스와 튜브의 열변형과 이에 따른 비정상적인 간섭, 과도한 추출력 소요에 의한 것으로 규명되었다.

본 연구에서는 이러한 분석결과를 토대로 기존의 케

이스 형상을 유지해야 하고 튜브의 재질변경이 없이 형상 변경만 가능한 제한 조건하에서 기능장애를 개선할 수 있는 방안을 시도해 보았다.

이미 언급한 바와 같이 초기틈새는 추출시 케이스와 튜브의 최종틈새, 추출력과 선형적 관계를 갖고 있어 추출력 감소를 위해 초기틈새 증대방안을 고려할 수 있으나 기존설계치 경우 0.178mm에서 0.33mm로 증대하여도 추출력은 9.2% 감소할 뿐, 그 효과가 미흡할 뿐 아니라 과도한 확대에 따른 내부 연소가스 밀폐효과 저하, 불안전 연소 발생 등 부수적인 기능장애 요인이 발생될 수도 있어 적절한 방안이 되지 못하였다.

따라서 위 제한조건하의 새로운 시도로서 고정잠금식의 케이스와 튜브에서는 추출이 유리하도록 케이스와 튜브 모두에 Taper가 있는 점을 감안하여 본 연구대상인 개방잠금식에서는 튜브만 Taper를 적용하여 그 효과를 고찰해 보았다.

이러한 방식은 개방잠금식의 케이스에 고정잠금식의 튜브를 조합한 형태로서 케이스 및 튜브 설계 관련 지침서인 AMCP(1,2)를 기준으로 하여 Fig. 18과 같이 간섭 중앙 부위의 기존 설계치 및 초기틈새는 유지토록 하고 Taper가 적용된 튜브로 수정 설계 하였다.

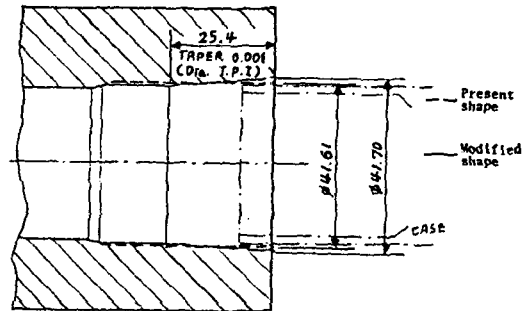


Fig. 18 Modification of TUBE Shape

이렇게 형상이 변경된 튜브의 경우, 추출 시작 순간 (추출거리=0, 내압=20.68Mpa)의 추출력은 고온에서 기존튜브는 16.3KN, 수정 튜브는 15.7KN으로 3.7%의 변화를 나타내었으나 Fig. 19과 같이 추출이 시작된 이후 추출 과정에서 테이퍼 효과를 고려한 추출 소요에너지 변화를 계산한 결과 Fig. 20와 같이 추출거리를 고려한 전체 추출에너지는 고온상태에서 기존 설계에 비해 21% 정도 감소한 것으로 나타났다.

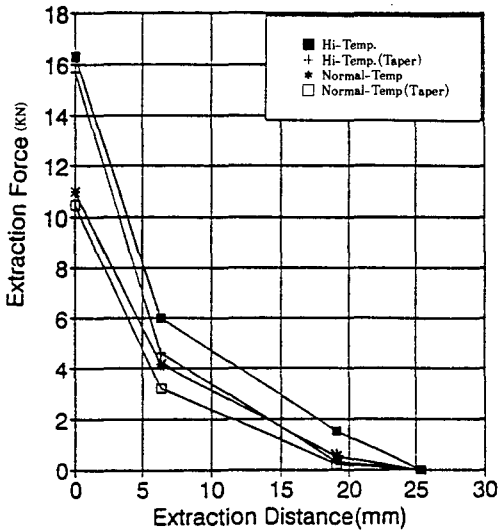


Fig. 19 Comparison of extraction force

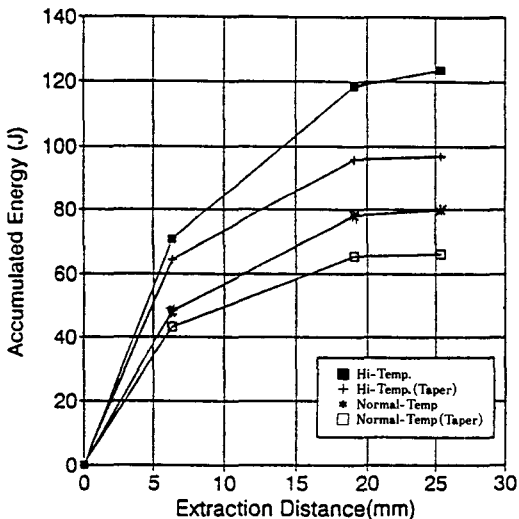


Fig. 20 Comparison of accumulated extraction energy computed

○ 개선방안에 대한 실험 및 결과 고찰

새로운 형태의 튜브에 대한 효과를 실험으로 확인하기 위해 연속작동시험을 실시하여 기존의 경우와 비교하였다.

이를 위해 실제 작동시험간에 작동회수별 온도변화와 이에 따른 작동율의 관계를 측정함으로써 앞에서 언급된 바와 같이 케이스와 튜브의 간섭에 의한 영향과 개선효

과를 간접적인 방법으로 확인할 수 있도록 하였으며 그 결과는 Fig. 21과 같다.

또한 300회 작동시 실린더의 외부온도는 450°C에서 거의 정상상태를 유지하게 되며 기존의 경우 주기적 작동율은 급격히 떨어지면서 기능장애가 빈번히 발생하였으나 새로운 형태의 튜브는 상온의 정상조건에서 뿐만 아니라 고온조건에서도 작동율이 상대적으로 높게 나타났고 기능장애 없이 정상적으로 작동을 하여 문제점이 개선 되었음을 확인할 수 있었다.

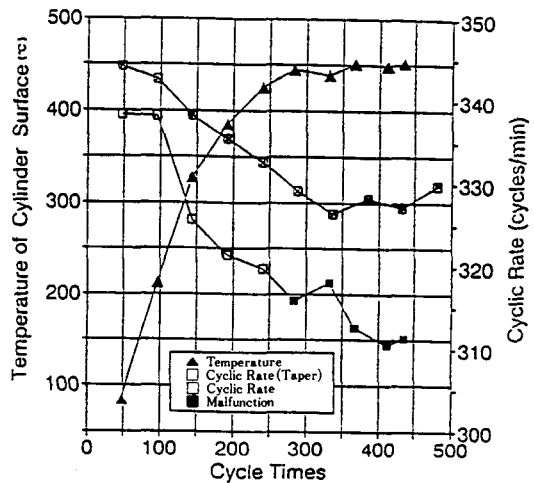


Fig. 21 Effects of the TUBE temperature on cyclic rate

6. 결론

과거 기계적 하중만을 고려하여 설계된 자동발사기구의 튜브와 케이스에서 연속 작동시 발생하는 고온조건은 기능장애의 중요한 원인이 됨을 알 수 있다. 또한 이를 고려하여 짧은순간 발생하는 튜브와 케이스의 간섭현상에 대해 응력해석, 변형상태 해석 및 이에따른 추출현상을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 초기틈새 증가에 따라 케이스의 잔류변형은 증가하고 추출력은 감소한다.
- 고온조건하에서는 열적하중의 증가로 케이스의 잔류변형은 2배, 추출력은 48% 증가하여 작동율의 저하등 기능장애의 원인으로 규명되었다.
- 개선방안으로서 고정잠금식의 튜브형상을 적용하여 튜브내부에 Taper를 줌으로서 케이스의 추출에너

지는 21.5% 감소되어 기능장애를 개선할 수 있었으며 실제 실험을 통해 그 개선효과를 확인할 수 있었다.

### 참고문헌

1. Engineering Design Handbook, AMCP 706-247, "Cartridge Case and Gun Chamber Design", US Army Material Command (USAMC), 1964.
2. Engineering Design Handbook, AMCP 706-252, "Gun Tubes", USAMC, 1976.
3. C. J. Marchant Smith, P. R. Halsom, "Small Arms & Cannons", Brassey's Publishers, 1982. pp.138~139.
4. S. Goldstein, P. Gordon, M. Horchler, "Small Arms Cartridge Case Extraction Study", AD B006018, 1974.
5. James J. Toal, Shin-Chi Chu, "A More Rational Approach for Analyzing and Designing the Steel Cartridge and Chamber Interface" ADA026161, 1976.
6. Roark, F. J. and Young, W. G., "Formulas for Stress and Strain", McGraw-Hill Book co. 1975.
7. Mechanical Properties Data Center, "Structural Alloys Handbook", Belforur Stulen, Inc., Traverse City, Michigan 1977.
8. Edward L. Wilson, "Structural Analysis of Axisymmetric Solids", AIAA Jr. vol.3, No.12(1965), pp.2269~2274.
9. S. S. RAO "The Finite Element Method in Engineering", Pergamon Press 1982.
10. Crose, James G. and Jones, Robert M. "Finite Element Stress Analysis of Axisymmetric and ADA094711, 1971.
11. S. G. Sawyer, "Brlesc Finite Element Program for Axisymmetric., Material Properties", BRL -R-1539, 1971.
12. 김규남, 성장민, "재료역학", 탑출판사. 1984. p.71~73.
13. L. M. Gold, Doris Stone and R. A. GLORDAND "Finite Element Design Study for 30mm Cartridge Case", AD904107. 1972.
14. J. RENAUD, R. Blovin, J. P. Drolet "Finite Element Analysis Simulating Firing Conditions in 20mm Gun/Ammunition System, Proced. of 9th Int. Symposium on Ballistics APL. 29, 1986.