

## 추력시험대에 적용된 플렉서 거동 분석

김중근\* · 윤일선\*

### Functional Analysis of Flexure in a Captive Thrust Stand

Joung Keun Kim\* · Il Sun Yoon\*

#### ABSTRACT

In order to evaluate the thrust of a propulsion system, generally the captive thrust stand is used. Based on the applied propulsion system, the various captive ways between thrust stand and the propulsion system are considered. In this paper, the effect of motor deformation generated during firing in horizontal thrust stand on the measured thrust is theoretically derived from classical beam theory. New flexure performance index is defined and estimated on the basis of the thrust measurement error. Its result is good agreement with numerical result of ABAQUS. This study showed that measurement reliability and safety of test can be highly upgraded, in case of two flexure-type captive thrust stand.

#### 초 록

추력시험대는 로드셀을 이용하여 추진시스템의 추력을 계측하는 장치로 추진시스템 특성에 따라 다양한 방식이 적용된다. 본 논문에서는 연소관 변형에 의한 로드셀 중심과 추력 벡터의 어긋남이 추력 시험대에 적용된 체결방식에 따라 추력오차에 어떤 영향을 미치는지 이론적으로 분석하였으며 수치해석 결과와 서로 일치함을 확인하였다. 그리고 플렉서 성능을 결정하는 매개변수를 정의하고 이에 따른 플렉서 성능을 분석함으로써 계측 신뢰도 뿐 만 아니라 시험 안전성이 우수한 추력시험대 운영개념을 제시하였다.

Key Words: Thrust Stand(추력시험대), Flexure(플렉서), Load cell(로드셀), Buckling load(좌굴하중)

#### 1. 서 론

고체 또는 액체 추진기관과 같은 추진시스템(Propulsion system)을 성공적으로 설계, 개발,

평가 그리고 검증하기 위해서는 추진시스템의 신뢰성과 성능을 정확하게 분석하는 것이 필수적이다. 특히 추진시스템의 추력(Thrust)은 중요한 성능인자로 내탄도 분석(Internal ballistic analysis)의 이론예측은 물론 시험에 의한 정확한 측정이 요구된다. 추력 측정에는 로드셀(Load cell)이 적용된 추력시험대(Thrust Stand)가 널리

† 2006년 6월 12일 접수 ~ 2006년 9월 11일 심사완료

\* 정회원, 국방과학연구소 기술연구본부 4부  
연락처, E-mail: korea\_kimjk@yahoo.co.kr

적용되는데 추진시스템을 추력시험대에 단단히 고정시켜 놓고 추진시스템에서 발생하는 추력을 로드셀로 측정하는 방법으로 추진시스템의 종류나 시험조건에 따라 여러 가지 추력시험대가 운영되고 있다[1, 2].

추력시험대는 크게 수평식과 수직식으로 구분된다. 수평식은 추진시스템을 지면과 나란하게 설치하여 추력벡터가 지평선과 평행상태가 되게 하여 추력을 측정하는 방법이며 수직식은 추진시스템을 지면에 대해 똑바로 세워 추력벡터가 지평선과 직각상태가 되게 하여 추력을 측정하는 방법이다. 일반적으로 크기가 크고 무거운 고체 추진시스템은 시험에 따른 위험성을 고려하여 수평식을, 그리고 액체 추진기관과 같이 크기가 크더라도 무게가 가벼운 추진시스템은 수직식이 주로 적용된다.

본 논문에서는 수평식 추력시험대(이후부터 시험대라 칭한다)에서 추력벡터와 로드셀 중심축이 일치하지 않았을 때 발생할 수 있는 추력 측정 오차의 원인을 분석하고 측정오차를 줄이기 위해 적용되는 플렉서(Flexure) 역할에 대한 이론 해석을 제시하였다. 제시된 이론해석은 수치해석(Abaqus)결과와 비교하여 타당성을 검증하였다.

## 2. 본 론

### 2.1 시험대 구성

시험대는 크게 추진시스템, 지지구조물 그리고 로드셀로 구성된다. 추진시스템과 로드셀 사이의 연결은 Fig. 1과 같은 다양한 방식을 적용할 수 있다. Fig. 1에서 롤러(Roller)는 추진시스템 무게를 지탱하기 위한 것으로 추진시스템과 롤러 사이의 마찰력(Friction force)이 로드셀에 영향을 주지 않도록 둘 사이의 마찰계수는 매우 작아야 한다.

추진시스템에서 추력  $F$ 가 발생하면 추진시스템과 연결치구 조립체는 지면에 대해서 상대변위(1/1000in 정도)가 발생하며 로드셀 내부의 스트레인 게이지에 변형률(strain) 또는 응력(stress)

을 유발시킨다. 발생한 변형율로 로드셀에 내장된 전기회로의 저항(Resistance)이 변하여 전압차(Voltage Difference)가 나타난다. 데이터 획득시스템(Data acquisition System)으로 전압차를 획득하고 로드셀 교정으로 얻은 전압차-힘의 관계를 적용하여 추력을 측정하게 된다. 따라서 시험대에 적용된 Fig. 1과 같은 체결방식이 로드셀 변형률(응력)에 미치는 효과를 분석하면 추력오차에 미치는 영향을 평가할 수 있다.

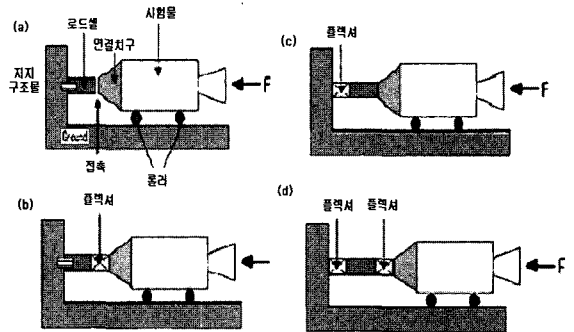


Fig. 1 The captive Thrust Stand

### 2.2 추력의 오차 원인

시험대에서 추력오차에 영향을 미치는 인자는 대략 다음과 같다.

- 연소관의 과도한 변형(Deformation)
- 마찰(friction)과 히스테리시스(Hysteresis)
- 초기 정렬오차(Initial misalignment)
- 시험대의 체결과잉(Redundancy)
- 환경요인(Environmental condition)

위의 원인 중에서 연소관의 과도한 변형에 의한 영향이 가장 큰 것으로 알려져 있다[3, 4].

추진시스템은 고온/고압의 연소가스를 노즐(Nozzle)로 분출하여 추력을 발생시킨다. 일반적으로 추진제 연소가 정상상태에 이르면 연소관 내부에 약 1000~1500 psi 압력이 생성되고 연소관은 원주방향(Hoop direction)과 길이방향(Axial direction)으로 변형한다. 발생한 길이방향의 변형은 시험대에 설치된 롤러에 의해 전혀 구속되지 않음으로 추력에 거의 영향을 미치지 않는다.

그러나 반경방향의 변형은 롤러에 의해 아랫

방향으로 구속되기 때문에 연소관은 반경방향의 변형만큼 외방향으로 이동하게 된다.

연소관 반경을  $r_c$ , 원주방향 변형률이  $\epsilon_\theta$ 라면 연소관의 반경방향 변형  $\delta_r$ 은 Eq. 1 으로 구할 수 있으며 연소관 중심과 로드셀 중심이  $\delta_r$ 만큼 차이가 발생한다.

$$\delta_r = \epsilon_\theta r_c \quad (1)$$

이런 상태에서 시험대에 추력 F가 작용하면 추력 외에 모멘트  $M = F\delta_r$ 가 복합적으로 작용하여 로드셀의 응력상태를 변화시키므로 측정된 추력에 오차가 발생하게 된다.

물론 로드셀에는 모멘트가 측정오차에 미치는 영향을 최소화하기 위한 보상회로(Compensation logic)가 구성되어져 있으나 완벽한 보상은 불가능하므로 가능한 로드셀에 모멘트가 적게 작용 되도록 시험대를 구성하는 것이 추력오차를 감소시킬 수 있는 방법이다. 이를 위해 널리 활용되는 메커니즘이 플렉서(Flexure)이다.

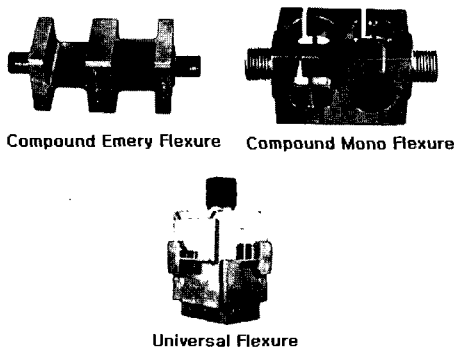


Fig. 2 Flexures

### 23 플렉서 역할

플렉서는 로드셀과 조립되어 로드셀 중심축과 일치하는 방향의 힘은 손실 없이 로드셀에 전달시키고 다른 방향의 힘과 모멘트는 플렉서 변형으로 흡수하여 로드셀에 전달되지 않도록 하는 부품이다. Fig. 2는 현재까지 개발된 대표적인 플렉서로 그중에서 Universal Flexure가 가장 널리 활용되고 있다[3]. 플렉서를 적용함으로써 얻

는 장점은 다음과 같다.

- 마찰과 히스테리시스를 없앨 수 있다.
- 마찰에 의한 마모를 없앨 수 있다.
- 구조물의 상대적 움직임을 제거할 수 있다.
- 체결부위의 높은 강성을 유지할 수 있다.
- 일체형의 구조물 설계가 가능하다.
- 오염원에서 자유로울 수 있다.

### 24 플렉서 형상결정

플렉서는 보이론(Beam Theory)으로 설계되며 다음 2가지 조건에 의해 형상이 결정된다[5, 6].

첫째, 보에 인장하중이 작용하면 보의 강성(stiffness)이 증가하고 압축하중을 받으면 보의 강성은 감소한다. 인장하중에 의한 강성증가가 플렉서 역할에는 큰 영향을 미치지 않는다. 그러나 압축하중을 받아 보의 강성이 감소하여 강성이 0 값에 가까워지거나 음수(negative)가 되면 보에 좌굴(Buckling)이 발생하게 되므로 플렉서 역할을 못하게 된다. 따라서 플렉서는 압축하중에 의한 좌굴이 발생하지 않도록 설계되며 보의 좌굴조건은 Eq. 2와 같다.

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (2)$$

여기서 E, I, L는 각각 플렉서의 탄성계수, 단면 관성모멘트, 보의 길이를 의미한다.

둘째, 플렉서가 변형하면 변형에 의한 전단하중(Transverse load)으로 응력이 발생하기 때문에 이로 인한 항복(Yield)이 발생하지 않도록 설계되어야 한다. 위의 항복조건은 플렉서 끝단의 변형조건( $\delta_f$ )으로 Eq. 3과 같이 적용된다.

$$\left(\frac{\delta_f}{L}\right) \leq \frac{1}{3\eta} \frac{S_y L}{E t} \quad (3)$$

여기서  $S_y$ 는 재료의 항복강도(Yield strength),  $\eta$ 는 설계에 적용된 안전계수(Safety Factor), 그리고  $t$ 는 보의 단면 두께를 의미한다.

일반적으로 플렉서는  $L/t > 30$ 이며,  $S_y/E$ 는 적용된 재료에 따라 0.0004 ~ 0.001 범위가 되며 안전계수는 플렉서 형상에 의한 응력집중을 고려하여 결정된다.

Equation 3으로부터 안전하게 사용할 수 있는

플렉서 끝단의 변위는  $0.05L \leq \delta_f \leq 0.1L$  가 된다. 플렉서 선택조건은 좌굴에 대해서는 플렉서 허용용량(Allowable Capacity)으로, 항복에 대해서는 플렉서의 허용경사각(Allowable Deflection Angle)으로 제한된다[3].

### 2.5 이론 해석 (Theoretical analysis)

Figure 1의 체결조건이 적용된 시험대가 연소관 변형으로 로드셀 중심과 추력 중심이  $\delta_r$  만큼 벗어난 조건에서 추력을 받을 때 로드셀의 응력 상태를 보 이론으로 모델링하였다.

#### 2.5.1 이상 조건 (Ideal condition)

만일 연소관 변형이 전혀 없고 로드셀 중심축과 추력이 완벽하게 일치하는 이상적인 조건이라면 로드셀은 추력  $F$ 에 대해서 순수한 압축변형을 하게 된다. 따라서 로드셀 중앙의 스트레인 게이지에 작용하는 응력은 Eq. 4와 같다.

$$\sigma_s = \frac{F}{A} \quad (4)$$

여기서  $A$ 는 로드셀 단면적이다. 만일 로드셀에 Eq. 4와 다른 응력이 나타나면 계측된 추력에 오차가 발생한다.

#### 2.5.2 단순 접촉(Fig. 1-(a))

단순 접촉방식의 시험대에는 로드셀에 추력  $F$  뿐만 아니라 연소관 변형으로 발생된 중심 이동 거리  $\delta_r$ 에 의한 모멘트  $M = F\delta_r$ 가 입력되어 로드셀에는 Eq. 5와 같은 응력이 발생한다.

$$\sigma_s = \frac{F}{A} \pm \frac{My}{I} \quad (5)$$

만일 반경  $r$ 인 원형 로드셀을 적용하였다면 중립축으로부터  $y = \pm r/2$  위치의 응력은 Eq. 6과 같다.

$$\sigma_s = \frac{F}{A} \pm \frac{My}{I} = \frac{F}{A} \left(1 \pm \frac{2\delta_r}{r}\right) \quad (6)$$

그리고 폭이  $B$ 이고 두께가  $t$ 인 사각형 로드셀을 적용한다면  $y = \pm t/2$ 에서의 응력은 Eq. 7과 같다.

$$\sigma_s = \frac{F}{A} \pm \frac{My}{I} = \frac{F}{A} \left(1 \pm \frac{6\delta_r}{t}\right) \quad (7)$$

Equation 6-7에서 모멘트  $M$ 에 의한 응력은 중립축( $y=0$ )으로부터 같은 거리에 있으면 서로 크기는 같고 부호는 반대이다. 따라서 로드셀의 스트레인 게이지를 대칭(Symmetry)으로 구성하면 모멘트에 의한 영향을 제거할 수 있다. 그러나 실제로는 여러 가지 원인으로 완벽한 제거가 이루어지지 못하므로 추력 오차가 발생된다.

#### 2.5.3 플렉서를 적용한 경우

Figure 2와 같이 플렉서 양쪽 끝단은 로드셀 또는 추진시스템과 체결하기 위해 블록(Block) 모양으로 제작된다. 따라서 이 부분의 관성모멘트는 플렉서 중앙에 있는 보 단면의 관성모멘트보다 훨씬 크므로 플렉서 변형은 대부분 중앙의 보에서 흡수되며 양쪽 끝단은 기울기가 변하지 않고 강체변형을 하게 된다. 이를 플렉서의 S 변형 조건이라고 한다[7].

#### 가. 전방에 하나의 플렉서 적용(Fig. 1-(b))

로드셀 전방에 하나의 플렉서를 적용하였을 때 플렉서 S 변형 조건은 Fig. 3과 같이 모델링된다. Fig. 3에서  $F$ 는 추력을,  $P$ 는 플렉서 변형에 의한 전단하중을 그리고  $M$ 은 모멘트를 의미한다.

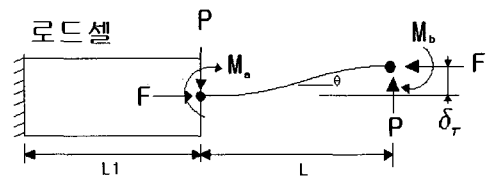


Fig. 3 One-Forward Flexure & Load cell

로드셀 끝단으로부터  $x$ 만큼 떨어진 지점의 모멘트  $M(x) = M_0 - Fy - Px$ 이므로 플렉서 변형에 대한 지배방정식은 Eq. 8과 같고 해(Solution)는 Eq. 9와 같이 구할 수 있다.

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M_a - Fy - Px \quad (8)$$

$$y = \frac{L}{k^2}(m_a - pX) + C_1 \cos kX + C_2 \sin kX \quad (9)$$

여기서

$$X = \frac{x}{L}, \quad k^2 = \frac{FL^2}{EI}, \quad m_a = \frac{M_a L}{EI}, \quad p = \frac{PL^2}{EI} \quad (10)$$

Equation 9에서  $C_1, C_2$ 는 경계조건으로 결정되는 상수로 Eq. 11과 같이 로드셀과 조립된 플렉서의 S 변형조건을 적용하여 구할 수 있다.

$$y|_{x=0} = 0, \quad \frac{dy}{dx}|_{x=0} = 0 \quad (11)$$

따라서 플렉서 변형  $y$ 는 Eq. 12와 같다.

$$y = \frac{Lm_a}{k^2}(1 - \cos kX) - \frac{Lp}{k^3}(kX - \sin kX) \quad (12)$$

추력  $F$ 와 연소관 변형에 의한 중심 이동  $\delta_r$ 로 로드셀로 전달되는 전단력  $P$ 와 모멘트  $M$ 를 구하기 위해 Eq. 13과 같이 플렉서 끝단의 S-변형 조건을 적용할 수 있다.

$$y|_{x=L} = \delta_r, \quad \frac{dy}{dx}|_{x=L} = 0 \quad (13)$$

Equation 13을 Eq. 12에 대입한 후 정리하면 로드셀에 작용하는 전단력  $P$ 와 모멘트  $M$ 를 구할 수 있다.

$$P = F\delta_r \frac{k \sin k}{L(2 - 2\cos k - k \sin k)} \quad (14)$$

$$M_a = F\delta_r \frac{(\cos k - 1)}{(-2 + 2\cos k + k \sin k)} \quad (15)$$

따라서 로드셀 중앙에 설치된 스트레인 게이지로 입력되는 전체 모멘트 크기는 Eq. 16과 같다.

$$M = M_a + \frac{PL_1}{2} = F\delta_r \left[ \frac{(\cos k - 1)}{(-2 + 2\cos k + k \sin k)} + \frac{L_1}{2L} \frac{k \sin k}{(2 - 2\cos k - k \sin k)} \right] \quad (16)$$

여기서 Eq. 17과 같은 무차원수를 정의하고 이를 모멘트 집중계수 (Moment concentration factor)라 한 후 체결방식에 따른 모멘트 집중계수를 비교하여 로드셀 응력에 미치는 영향을 평가하였다.

$$K_m = \frac{M}{F\delta_r} = \left[ \frac{(\cos k - 1)}{(-2 + 2\cos k + k \sin k)} + \frac{L_1}{2L} \frac{k \sin k}{(2 - 2\cos k - k \sin k)} \right] \quad (17)$$

나. 후방에 하나의 플렉서 적용 (Fig. 1-(c))  
플렉서가 로드셀 후방에 하나만 적용된 해석 모델은 Fig. 4와 같다.

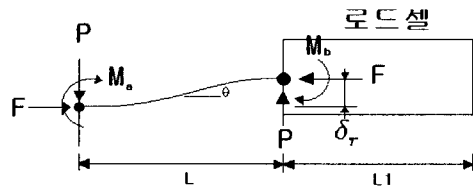


Fig. 4 One-Rear Flexure Load cell

앞 절과 동일한 절차를 거쳐서 로드셀로 전달되는 전단력과 모멘트를 구할 수 있다.

$$P = F\delta_r \frac{k \sin k}{L(2 - 2\cos k - k \sin k)} \quad (18)$$

$$M_b = M_a - F\delta_r - PL \quad (19)$$

다. 두개의 플렉서 적용 (Fig. 1-(d))

로드셀 전/후에 플렉서를 두개 적용하였을 때의 해석모델은 Fig. 5의 (a)와 같다. 로드셀의 관성모멘트는 플렉서 중앙에 있는 보의 관성모멘트 보다 훨씬 크므로 변형의 대부분은 플렉서 보에서 일어나고 로드셀은 강체가동으로 가정하여도 해석결과에는 큰 차이가 없다.

플렉서가 로드셀 전후로 설치되면 전체 조립체는 S-변형 조건이 성립되지만 각각의 플렉서에는 더 이상 S-변형 조건이 적용되지 않는다 따라서 플렉서는 Fig. 5의 (b)와 같이 일반적인 보 변형 조건이 적용되어 Eq. 20-21의 기하적 조건이 성립되어야 한다.

$$\delta_r = 2\delta_1 + L_1 \sin \theta \quad (20)$$

$$\tan \theta = \frac{\delta_r}{L_1 \cos \theta + \frac{4L}{3}} \quad (21)$$

플렉서에 적용되는 끝단의 허용변형 조건에서  $\delta_r/L < 0.01$  이므로  $\sin \theta \approx \theta, \cos \theta \approx 1, \tan \theta \approx \theta$

로 근사시킬 수 있다. 따라서 플렉서와 로드셀이 만나는 지점의 변위와 기울기는 Eq. 22-23와 같이 구할 수 있다.

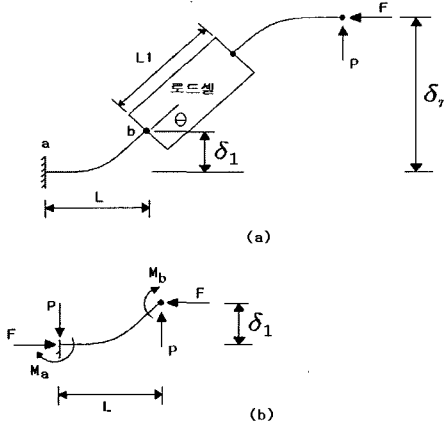


Fig. 5 Two Flexure Load cell

$$\delta_1 = \frac{4\delta_r L}{2(3L_1 + 4L)} \quad (22)$$

$$\theta = \frac{3\delta_r}{(3L_1 + 4L)} \quad (23)$$

Figure 5의 (b) 모델에 대한 플렉서 변형 방정식은 Eq. 8과 동일하게 적용되므로 플렉서의 변형은 Eq. 9과 같다.

Equation 9의 상수  $C_1, C_2$ 와 플렉서를 통하여 로드셀로 전달되는 전단력과 모멘트 크기를 추력  $F$ 와 변형량  $\delta_r$ 의 함수로 표현하기 위한 경계조건을 Eq. 24-25와 같이 적용할 수 있다.

$$y|_{x=0} = 0, \quad \frac{dy}{dx}|_{x=0} = 0 \quad (24)$$

$$y|_{x=L} = \delta_1, \quad \frac{dy}{dx}|_{x=L} = \theta \quad (25)$$

위의 경계조건을 Eq. 8에 적용하면 두개의 플렉서를 로드셀 전후로 적용하였을 때 로드셀에 전달되는 전단력과 모멘트는 Eq. 26-27과 같이 구할 수 있다.

$$P = F\delta_r \frac{(3 - 3\cos k - 2k\sin k)}{(4L + 3L_1)(-2 + 2\cos k + k\sin k)} \quad (26)$$

$$M_a = F\delta_r \frac{L(k + 2k\cos k - 3\sin k)}{k(4L + 3L_1)(-2 + 2\cos k + k\sin k)} \quad (27)$$

26 이론 해석 결과

위의 이론해석 결과로부터, 연소관 변형  $\delta_r$ 로 로드셀 중심축과 추진시스템이 서로 편심된 조건에서 추력  $F$ 가 작용하였을 때에, 플렉서를 통하여 로드셀로 전달되는 전단력과 모멘트는 플렉서 특성  $k$ 에 의해서 결정된다. 플렉서의 좌굴과 소성이 발생하지 않는 범위에서 전달되는 모멘트 크기를 단순 접촉 방식의 모멘트에 대한 비율로 비교하여 Fig. 6에 제시하였다.

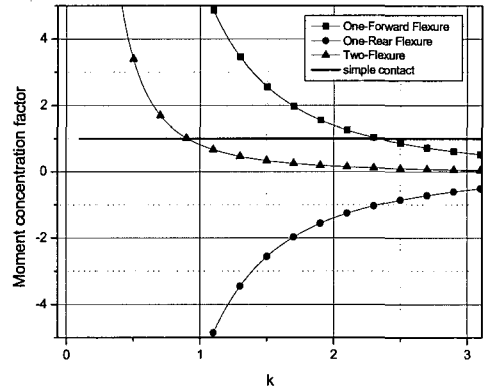


Fig. 6 Comparison of Moment Concentration Factor

(1) 플렉서를 한개만 적용하였을 때, 로드셀 전/후의 위치가 전달되는 모멘트는 방향이 반대이며 크기에는 영향을 미치지 않는다.

(2)  $k < 2.3$ 인 플렉서를 한개만 적용하면, 모멘트 집중계수가 1 이상이 되어 단순접촉 방식보다 큰 모멘트가 로드셀에 전달된다.

(3)  $k > 2.3$ 인 플렉서를 한개만 적용하면 모멘트 집중계수가 1.0 보다 작아져 단순접촉 방식보다 로드셀에 전달되는 모멘트 영향은 감소한다.

(4)  $k$ 가 적더라도 로드셀 앞뒤로 플렉서 두개를 적용하면 모멘트 집중계수가 1.0 보다 훨씬 작아져 단순접촉 방식보다 로드셀에 전달되는 모멘트 영향을 크게 줄여줄 수 있다.

예를 들어  $k=1.7$ 의 플렉서를 두개 적용하면 모멘트 집중계수가 0.33이 되므로 단순 접촉 방식과 비교하여 로드셀로 전달되는 모멘트를 70%까지 줄여줄 수 있다.

(5)  $k$ 가 큰 플렉서를 로드셀 전후로 적용하면 로드셀에 미치는 모멘트 크기를 감소시킬 수 있으나 감소율은 크지 않다. 그러나  $k$ 를 너무 증가시키면 플렉서의 좌굴조건에 가까워지므로 플렉서 역할을 못할 수 있다.

2.7 수치 해석(Numerical Analysis)

다양한 체결방식이 적용된 시험대 응력상태를 Abaqus로 해석하였다. 로드셀 형상은 해석 편의상 사각블록으로 모델링하였다. 추력계측에 미치는 영향은 로드셀 중앙 단면의 스트레인 게이지 축방향 응력 변화로 검토하였다.

해석조건은 다음과 같다.

- 추력 :  $50\text{ kg/cm}^2$
- 플렉서 변형 :  $0.4\text{ cm}$
- 플렉서 특성 :  $k = \sqrt{FL^2/EI} \approx 1.7$

가. 이상 조건

시험대의 초기정렬이 완벽하고 연소관 변형이 전혀 없는 조건에서 로드셀의 스트레인 게이지 단면에 작용하는 축방향 응력을 Fig. 7에 나타내었다. 모든 영역에서 순수 압축에 의한 응력  $50\text{ kg/cm}^2$  분포를 나타내며 모멘트에 의한 굽힘 응력은 거의 나타나지 않았다.

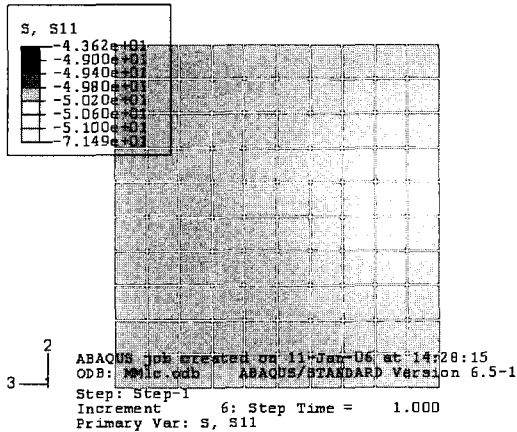


Fig. 7 Axial Stress of Ideal Thrust Stand

나. 단순접촉 체결조건

단순접촉 방식이 적용된 시험대의 로드셀에

작용하는 축방향 응력을 Fig. 8에 나타내었다.

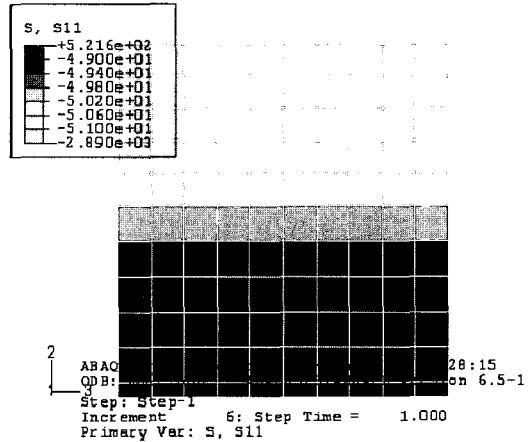


Fig. 8 Axial Stress of contact-type Thrust Stand

Figure 8에서, 응력  $50\text{ kg/cm}^2$ 되는 영역은 단면 중앙의 일부분(진한회색)에 불과하고 나머지 대부분의 영역에서 큰 압축응력(회색)과 인장응력(검정색)이 나타났다. 이것은 로드셀에 과도한 굽힘 모멘트가 작용하였음을 의미한다. 따라서 위의 시험 조건에서 단순 접촉방식의 시험대를 적용하여 큰 추력 계측 오차를 유발시킬 수 있다.

다. 하나의 플렉서 체결조건

하나의 플렉서 체결 방식을 적용한 시험대의 로드셀 축방향 응력을 Fig. 9에 나타내었다.

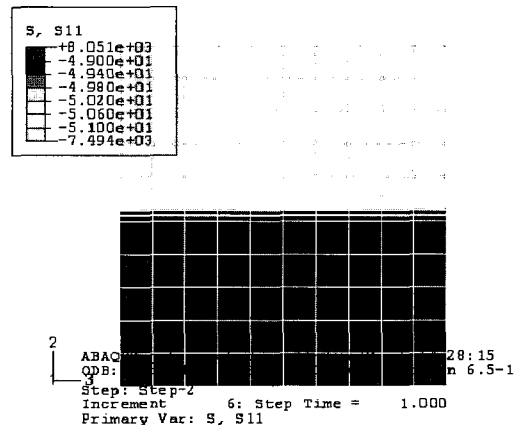


Fig. 9 Axial Stress of one-Flexure-type Thrust Stand

로드셀 중앙 단면에서 응력  $50\text{ kg/cm}^2$ 인 영역은 거의 존재하지 않는다. 그리고 Fig. 8과 비교하여 모든 영역에서 큰 응력 분포를 가지고 있을 뿐만 아니라 최대/최소 응력도 훨씬 큰 것으로 나타났다.

Figure 6에서  $k \approx 1.7$ 인 플렉서 한 개를 적용하였을 때에 모멘트 집중계수는 2.5가 된다. 따라서 단순접촉 방식 보다 2.5배 큰 모멘트가 로드셀에 전달되어 큰 굽힘 응력을 증가시킴으로써 위의 결과가 나타나 것으로 분석할 수 있다.

라. 두개의 플렉서 체결조건

로드셀 전/후로 플렉서가 적용된 시험대 모델링과 로드셀에 작용하는 축방향 응력을 Fig. 10에 제시하였다.

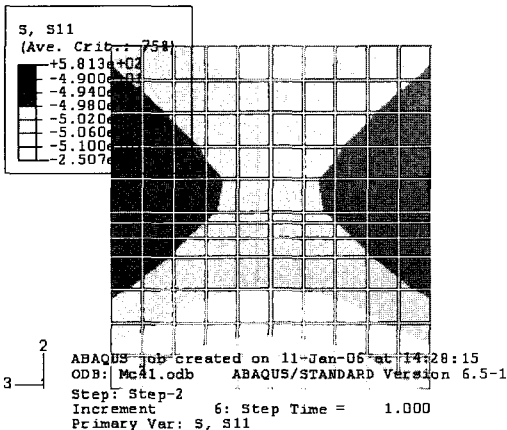
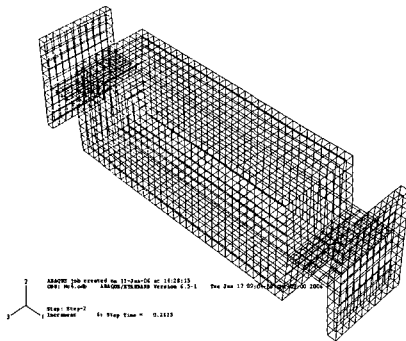


Fig. 10 Axial Stress of two-Flexure-type Thrust Stand

Figure 10에서 로드셀 중앙부근 응력은 대부분 Fig. 7의 순수 압축과 같은  $50\text{ kg/cm}^2$ 이며, 단면의 가장자리 부분에 굽힘에 의한 영향이 나타나고 있다. 이것은  $k \approx 1.7$ 인 플렉서를 두개 적용하여 단순 체결 방식이 적용되었을 때보다 모멘트가 약 70% 감소하였기 때문에 나타난 결과이다. 따라서 플렉서를 로드셀 전/후로 두개를 적용하면 전달되는 전단력과 모멘트의 영향은 대부분 플렉서가 흡수하여 정확한 추력을 예측할 수 있게 된다.

28 민감도 분석(Sensitivity Analysis)

연소관 변형으로 추력 벡터와 로드셀 중심이 서로 어긋날 가능성이 있는 대형 추진기관의 정확한 추력 예측을 위해 가능하면 플렉서 특성  $k$ 가 크더라도 하나만을 적용하는 것보다 로드셀 전후로 두개를 설치하는 것이 정확한 추력 예측에 유리하다.

플렉서를 통하여 로드셀로 전달되는 모멘트와 전단력은 연소관 변형량과  $k$ 를 결정하는 플렉서의 길이  $L$ , 탄성계수  $E$  그리고 관성모멘트  $I$ (보의 두께  $t$ )에 의해 결정된다.

각각의 변수가 플렉서 성능에 미치는 설계민감도(Design sensitivity)를 계산하여 Fig. 11-12에 제시하였다.

$$\text{설계민감도} = \frac{\partial(\text{모멘트 또는 전단력})}{\partial \text{설계변수}}$$

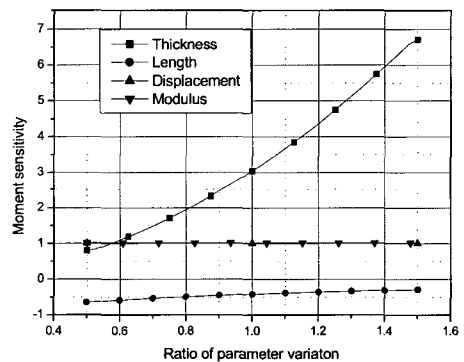


Fig. 11 Moment sensitivity



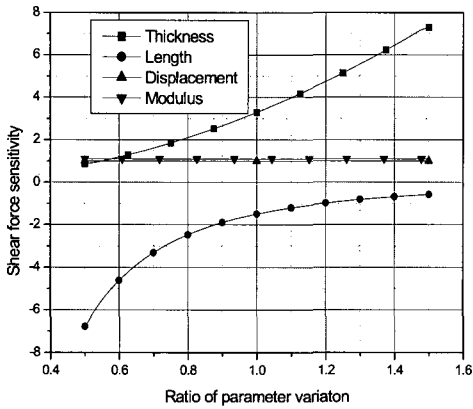


Fig. 12 Shear Force sensitivity

- 플렉서 플랜지 두께가 증가하면 로드셀로 전달되는 전단력과 모멘트는 가장 크게 증가한다.
- 플렉서 플랜지 부분의 길이가 증가하면 로드셀로 전달되는 전단력과 모멘트는 감소한다.
- 플렉서 플랜지의 탄성계수가 증가하면 로드셀로 전달되는 전단력과 모멘트는 선형적으로 증가하나 증가폭이 적다.
- 플렉서 성능 향상을 위해 플렉서의 중앙 보의 두께는 얇게, 길이는 길게 그리고 탄성계수가 작은 재료를 적용하는 필요하다[7].

### 3. 결 론

고체 또는 액체 추진시스템의 추력을 측정하기 위한 시험대에 다양한 체결방식이 적용되었을 때 연소관 변형에 의한 중심축 이동과 추력에 의해 발생하는 전단력과 모멘트가 로드셀 응력에 미치는 영향을 감소시키기 위해 적용되는 플렉서의 효과를 이론적으로 해석하고 이를 수치해석으로 검증하였다. 해석결과, 플렉서 성능은 적용된 플렉서 특성  $k = \sqrt{\frac{FL}{EI}}$  에 의해서 결정되며 F는 플렉서에 작용하는 압축하중, L은 플렉서 중앙 보의 길이, E는 플렉서의 탄성계수

를 그리고 I는 플렉서 중앙단면의 관성모멘트를 의미한다.

(1)  $k$ 가 작은 플렉서를 한개만 적용하면 로드셀로 전달되는 모멘트와 전단력이 플렉서를 적용치 않았을 때 보다 오히려 증가하여 추력계측에 오차를 유발시킬 수 있다.

(2)  $k$ 가 큰 플렉서를 적용하면 플렉서 성능은 크게 향상되어 이상적인 순수 압축조건에 근접하여 정확한 추력계측이 가능하지만 플렉서 좌굴조건에 가까워져 플렉서가 파괴될 가능성이 증가한다.

(3)  $k$ 가 작은 플렉서라도 로드셀 전후로 적용하면 로드셀에 전달되는 전단력과 모멘트를 크게 감소시킬 수 있을 뿐만 아니라 플렉서 자체에 작용하는 응력도 감소하므로 시험대의 계측 신뢰도(Reliability)와 시험 안전성(Safety)향상은 물론 플렉서의 파손을 방지할 수 있다.

### 참 고 문 헌

1. F.L.Crosswy and H. T. Kalb, "Investigation of Dynamic Rocket Thrust Measurement Technique", AEDC-TR-67-202
2. 박익수, 이규준, 윤일선, 김중근, "고체 추진기관 6분력 시험대의 모델링 기법", 한국추진공학회지, 제5권 제3호, 2001, pp.26-33
3. Ormond INC. Manual
4. R.L.Davis and A.F. Domal,"Tchniques for successful six-component force measurement of solid-propellant rocket motors", AD436226
5. James M. Gere and S.P. Timoshenko,"Mechanisc of material ", 2nd edtion, 1972
6. E. P. Popov,"Mechanics of Material ", 2nd edtion, 1976
7. Stuart T. Smith, " Flexure Element of Elastic Mechanisms" , Gordon and Breach Science Publishers, 2000