대한기계학회논문집 A 권, 제 26 권 제 3 호, pp. 415~427, 2002

중앙균열 피로시험편용 변위게이지의 설계, 제작과 활용

김 정 엽† · 송 지 호*
(2001 년 2 월 21 일 접수, 2002 년 1 월 15 일 심사완료)

Design, Construction and Use of a Displacement Gage for M(T) Specimens

Chung-Youb Kim and Ji-Ho Song

Key Words : Fatigue Crack Growth(피로균열진전), Displacement Gage(변위게이지), Middle-Tension Specimen(M(T)시험편), Crack Closure(균열닫힘)

Abstract

A clip-on type displacement gage was designed and manufactured to use for fatigue crack growth tests of M(T)(Middle-Tension) specimens. The displacement gage has good response for the deformation of the specimen and has been successfully used not only for constant amplitude loading tests but also for variable amplitude loading tests like as single peak overloading and random loading tests. All the materials for the gage can be obtained easily in domestic market, and the manufacturing cost is very low. It is expected that the designing procedure presented in this study can be applied usefully for designing other displacement gages.

1. 서 론

고도의 신뢰성과 안전성이 요구되는 기계나 구조물의 설계에서는 피로균열진전 문제가 매우 중요하며, 이에 관한 연구가 현재도 활발하게 이루어 지고 있다. 피로균열진전과 관련하여 측정상 특히 중요한 문제는 피로균열길이의 측정과, Elber 이후 피로균열진전을 지배하는 주요 파라미터로 잘 알려져 있는 균열닫힘현상[1]의 측정일 것이다. 균열길이 및 균열닫힘현상의 측정방법에 관해서는 현재까지 여러 방법이 제안되어 사용되고 있으나, 컴플라이언스(compliance)를 이용하는 방법[1]이 경제성과 함께 측정이 간편하다는 장점이 있어 비교적 많이 사용되고 있다.

컴플라이언스법이란 균열길이의 변화에 따라 시험편의 컴플라이언스가 변화하는 현상을 이용하여 균열길이나 균열닫힘현상을 측정하는 방법을 말한다. 따라서 컴플라이언스법에서는 하중과 하중점변위의 측정이 중요하나, 변위로는 반드시 하중점 변위가 아니더라도 시험편의 컴플라이언스의 변화를 잘 나타내는 변위나 변형률을 측정하는 경우가 많다.

이러한 컴플라이언스법을 이용하여 피로균열길이와 균열닫힘현상을 고정밀도로 측정하는 방법으로는 Kikukawa 의 제하탄성컴플라이언스법(unloading elastic compliance method)[2]이 잘 알려져 있으며, 현재 널리 사용되고 있다.

제하탄성컴플라이언스법을 사용하는 경우의 변위 또는 변형률을 측정하는 방법은 시험편에 따라 다른 것이 보통으로, 3 점굽힘시험편의 경우에는 시험편의 뒷면에 게이지를 부착하여 변형률을 측정하는 이른바 뒷면게이지(back face gage)법이 많이 사용된다. 한편, C(T)(compact tension)시험편의 경우에도 뒷면게이지법이 안정성이 좋아 사용되기도 하나, 이 방법은 시험편마다 스트레인게이지를 부착하여야 하며 재사용이 불가능하다는 경제적인 단점도 있어, 파괴인성시험등에서 많이 사용되는, 시판되고 있는 클립온게이지(clip-on gage)를 이용하여 균열입구변위(crack mouth displacement)를 측정하는 경우도 많다. 클립온게이지를 사용하는 경우에는 이른바 칼날끝단(knife edge)을 시험편에 볼트로 고정하거나 시험편에 직접 가공하여 여기에 클립온게이지를 장착하여 사용하게 된다.

† 책임저자, 회원, 여수대학교 기계자동차공학부
E-mail : cykim@yosu.ac.kr
TEL : (061)659-3222 FAX : (061)659-3220
* 회원, 한국과학기술원 기계공학과

이상의 3 점굽힘시험편이나 C(T)시험편인 경우에는 하중이 주로 굽힘하중이므로 변형률이나 변위검출 위치가 굽힘하중에 대한 중립축으로부터 멀어지면 멀어질수록 변형률이나 변위는 확대되므로 이들 시험편의 경우에는 변형률이나 변위를 비교적 감도 높게 측정하는 것이 비교적 쉽다고 할 수가 있다.

이상의 굽힘하중형태의 시험편외에 피로균열진전시험편으로 많이 사용되는 것으로 중앙균열시험편, 이른바 M(T)(middle tension) 시험편(이전에는 CCT(centre cracked tension)시험편 이라고도 함)이 있으며, 이 시험편은 비교적 넓은 범위의 압축평균하중도 부하할 수가 있으며, 시험편을 시험기에 부착하는 방법이나 하중부하방법도 다른 시험편에 비해 안정성이 높아, 넓은 범위의 표준적인 데이터를 얻는 경우나 또는 하중이 불규칙하게 변동하는 랜덤하중(random loading)에 대해 시험을 하는 경우 등에는 가장 적합한 시험편이라 할 수가 있다.

그러나 하중이 인장압축형태이므로, 시험편에 발생하는 변위나 변형률은 굽힘하중형태의 시험편에 비해서는 작아, 일반적으로 뒷면게이지법은 출력이 작아 거의 사용할 수가 없다. 따라서 M(T)시험편인 경우에는 균열중앙부의 균열열림변위를 검출하여 사용하는 것이 일반적이다.

이 균열중앙부의 변위를 검출하는 방법으로는 C(T)시험편에서 사용하는 클립온게이지를 이용하는 방법을 생각할 수 있으나, 이 경우에는 칼날끝단을 시험편에 고정하여 사용하게 되므로 검출되는 변위에 대한 표점거리(gage length)가 일반적으로 길어져, 실제 균열중앙부의 균열열림변위에 대한 측정감도가 떨어지는 문제가 있다.

또 하나의 방법으로는 일반 평활시험편의 변위등을 측정할 때 사용되는, 시판되고 있는 변위계(extensometer)를 이용하는 방법이다. 이 시판되고 있는 변위계는 적당한 방법으로 변위계를 누르는 형식으로 시험편에 고정하여 사용하는 것으로, 본질적으로 마찰력에 의한 고정방법을 이용하고 있다.

이 변위계의 경우에도 어느 정도 표점거리가 긴 것이 보통이나, 약 5 mm 정도까지 짧은 것도 있어, 이러한 변위계를 이용하여 일정진폭하중하의 균열길이 및 균열닫힘현상을 측정하여 좋은 결과를 얻은 연구들도 있다.[3,4]

그러나 이 변위계 방법은 위에서 언급한 바와 같이 마찰력을 이용한 고정방법을 사용하고 있어, 하중변동이 규칙적인 일정진폭하중의 경우에는 그다지 문제가 되지 않을 수 있으나, 하중이 불규칙하게 변동하는 랜덤하중과 같은 경우에는 접촉부

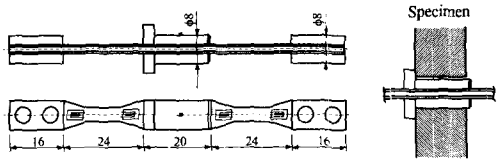

Fig. 1 Schematic configurations of the clip gage of Kikukawa et al for M(T) specimens

위에서 변위계가 미끄러지는 등의 문제가 발생할 수가 있어, 변동하중시험의 경우에는 사용하기가 어렵다.

시판되고 있는 클립온게이지나 변위계 등을 M(T)시험편에 사용하는 경우에는 이상과 같은 여러 문제가 있으므로, Kikukawa 등[2]은 M(T)시험편에 사용할 수 있는 Fig. 1 과 같은 클립온게이지를 제작하여, 랜덤하중하의 피로균열진전시험에 이용하여 좋은 연구결과들을 얻고 있다. 이 클립온게이지는 시험편 중앙에 가공한 원형노치에 끼워 사용하는 것으로, 클립온게이지와 시험편사이의 접촉은 그림과 같이 아랫면은 면접촉, 윗면은 점접촉형식으로 하고 있다. 0.6 mm 정도의 초기 압축변위를 주어 시험편에 장착하도록 되어 있으며, 작동범위는 약 0.5 mm 이다.

이 변위계는 그림에서 알 수 있는 바와 같이 비교적 길이가 길며, 큰 시험편을 사용하는 경우에는 사용가능한 되풀이 변위폭이 약간 작은 점이 있어, 이러한 형식으로 사용가능한 변위폭을 증가시키게 되면, 변위계의 크기가 매우 커지며 무게도 늘어나는 문제점 등이 있다.

이상과 같이 현재 M(T)시험편에 사용되는 여러 변위검출장치에는 여러 문제점이 있으므로, 본 연구에서는 랜덤하중과 같은 불규칙한 하중시험에도 M(T)시험편에 장착하여 충분히 안정하게 사용할 수 있으며, 사용 가능한 되풀이 변위폭도 충분히 크며, 사용도 편리하며, 제작도 간편한 클립온게이지 형식의 변위검출기를 설계 제작하기로 하였다.

2. 변위게이지의 설계 및 제작

2.1 변위게이지의 형식

서론에서 설명한 내용으로부터 알 수 있듯이 M(T)시험편의 변위를 검출하는 변위게이지의 형식으로는, 변위게이지에 발생하는 자체 스프링력을 이용하여 변위계를 시험편에 고정하는 클립온게이지형식이, 변위게이지를 적당한 방법으로 시험편에 눌러 고정하는 이른바 변위계형식보다는

Fig. 2 Clip-on gage

안정성면에서 좋을 가능성이 있으며, 게이지를 시험편에 탈착(脫着)하는 방법도 일반적으로 간편하여 사용하기에 좋으므로, 본 연구에서도 클립온게이지형식을 채택하기로 하였다.

다만 Fig. 1 에 보이는 바와 같이 게이지의 중앙부에서 게이지를 시험편에 고정하는 Kikukawa 등[2]의 클립온게이지형식은 서론에서 지적한 바와 같이 약간 문제가 있으므로, 본 연구에서는 C(T) 시험편에 사용하는 통상적인 클립온게이지와 같이 게이지의 한쪽 자유끝단에서 게이지를 시험편에 고정하는 Fig. 2 와 같은 형식을 채택하기로 하였다. 이 형식이 게이지의 시험편 탈착도 더 간편하다. 다만 뒤에서 알 수 있는 바와 같이 M(T)시험편에 사용하는 것이므로 게이지 고정방법을 잘 생각할 필요가 있다.

이와 같은 클립온게이지형식은 두개의 외팔보 요소 B_1 과 B_2 에서 변위를 감지하는 형식이 된다. 구체적으로는, 외팔보의 끝단의 처짐에 의해서 외팔보 요소에 발생하는 탄성변형률을, 그림과 같이 외팔보 요소 한쪽 끝단에 부착된 저항선 스트레인 게이지(resistance strain gage)를 통해 검출하는 형식이 된다.

2.2 M(T)시험편용 변위게이지의 부하(負荷)사양

2.2.1 게이지의 작동범위

게이지의 형식이 결정되면, 다음에 결정해야 할 사항이 게이지의 작동범위이다. 게이지의 작동범위는 사용 예정인 M(T)시험편에, 피로균열진전시험시 발생이 예상되는 변위범위(displacement range)로부터 결정하면 된다. 이 변위범위는 다음과 같은 순서로 평가하면 좋을 것이다.

① 사용할 M(T) 시험편의 재료를 설정하고, 항복응력과 탄성계수의 대표적인 값 산정

② 시험편재료에 대해 현재까지 얻어져 있는 피로균열진전데이타 등을 검색하여, 부하가 예상되는 최대응력강도계수 K_{max} 를 대략 결정

③ 재료의 항복응력과 ②항의 최대응력강도계수 K_{max} 값을 사용하여 피로균열진전시험관련 미국시험재료학회의 ASTM E647 규격[5]을 참고로, 시험가능한 최대균열길이의 범위와 M(T) 시험편의 치수를 대략결정.

④ M(T)시험편에서 시험 가능한 최대균열길이에 ②항의 K_{max} 값이 되도록 부하하였을 때의 균열중앙의 균열열림변위 $(v_o)_{max}$ 를 M(T)시험편에 대한 컴플라이언스와 균열길이의 관계식을 이용하여 계산

⑤ 얻어진 $(v_o)_{max}$ 를 참고로 작동범위 $\Delta\delta$ 결정

본 연구에서의 예를 제시하면 다음과 같다.

① 재료를 2024-T3 또는 T4 계통의 알루미늄합금으로 설정. 항복응력은 약 380MPa(340 ~ 410 MPa), 탄성계수 70GPa 정도로 보면 좋다.

② 선형파괴역학 파라미터, 응력강도계수 K 를 사용하여 균열진전속도를 평가할 수 있는 균열진전속도범위는 위 재료의 경우에는 대체로 10^{-6} m/cycle 이하의 범위로 10^{-5} m/cycle 를 최대진전속도로 생각하면 좋다. 피로균열진전데이타를 비교적 잘 모아놓은 일본재료학회의 금속재료 피로균열진전저항 데이터집[6]을 참고로, 2024 계통의 알루미늄합금재료의 경우 10^{-5} m/cycle 근방의 진전속도에 대응하는 응력강도계수폭 ΔK 및 최대응력강도계수 K_{max} 로서는 응력비에 따라 가장 큰 값으로 다음과 같은 값을 찾을 수가 있다.

응력비, R	0.1	0.14	0.26	0.33	0.41
$\Delta K(MPa\sqrt{m})$	37.2	43.4	34.1	38.7	31.0
$K_{max}(MPa\sqrt{m})$	41.3	50.4	46.1	57.8	52.5

여기서 응력비의 증가에 따라 ΔK 또는 K_{max} 가 반드시 증가하고 있지 않는 것은 많은 연구자에 의해서 독자적으로 얻어진 많은 데이터에서 추출했기 때문으로, 여기서 중요한 것은 ΔK 또는 K_{max} 의 값이 어느 정도의 범위가 되느냐 하는 것이다.

이 데이터를 참고로 약간 여유를 주어 K_{max}= 60 $MPa\sqrt{m}$ 로 결정한다. 이 값은 2024 계통의 알루미늄합금 재료의 평면변형률 파괴인성 $K_{IC} \cong 45$ $MPa\sqrt{m}$ [7]보다는 훨씬 큰 값이다.

③ 피로균열진전시험법을 규정하고 있는 미국시험재료학회의 ASTM E647 규격[5]에 의하면, M(T) 시험편에 대한 응력강도계수 K 의 평가식으로 다음 식을 사용하도록 하고 있다.

$$K = \frac{P}{B}\sqrt{\frac{\pi\alpha}{2W}}\sec\frac{\pi\alpha}{2} \qquad (1)$$

여기서 P 는 하중, B 는 시험편 두께, W 는 시험편 폭이며, α = 2a/W 이다. 2a 는 M(T) 시험편에 존재하는 균열의 전체길이이다. 위식의 적용가능범위는 $\alpha = 2a/W < 0.95$ 이다.

또한 ASTM E647 규격은 M(T) 시험편에 대해 잔존단면의 길이(specimen's uncracked ligament) (W-

2a)가 다음 조건을 만족하도록 하고 있다.

$$W-2a \geq 1.25\frac{P_{max}}{B\sigma_{YS}} \tag{2}$$

이 식은 잔존단면에 발생하는 공칭응력 σ_N = P/(B(W-2a))가 0.8 σ_{YS} 를 넘지 않도록 하는 조건이다.

위에서 언급한 바와 같이 식 (1)의 적용범위는 α = 2a/W < 0.95 이나 실제 균열진전시험에서는 시험편의 크기에 따라 다르기는 하나 대체로 α = 2a/W < 0.9 이상 균열을 진전시키는 것은 어려우므로, α = 2a/W < 0.9 에서 ②항의 K_{max}= 60 MPa$\sqrt{m}$ 이 되도록 한다면, 식 (1)로부터

$$60\,\text{MPa}\sqrt{\text{m}} = \frac{P_{max}}{B}\sqrt{\frac{0.9\pi}{2W}}\sec\frac{0.9\pi}{2} \tag{1'}$$

한편, 식 (2)에 2a = 0.9W, σ_{YS}= 380 MPa 을 대입하면,

$$0.1W \geq \frac{1.25}{380\text{MPa}}\frac{P_{max}}{B} \tag{2'}$$

식 (1')와 (2')으로부터

$$W \geq 0.433\,\text{m} = 433\,\text{mm}$$

시험편의 폭을 일단 W = 433 mm 로 가정하기로 한다.

④ ASTM E647 규격에서는 M(T)시험편에 대한 컴플라이언스식으로 다음식을 제시하고 있다.

$$\frac{2a}{W} = 1.06905x + 0.588106x^2 - 1.01885x^3 + 0.361691x^4 \tag{3}$$

여기서

$$x = 1-\exp\frac{-\sqrt{(EBC+\eta)(EBC-\eta+c_1\eta+c_2\eta^{c_3})}}{2.141} \tag{4}$$

이며, 0 ≤ 2a/W ≤ 1, 0 ≤ η = 2y/W ≤ 1 에서 유효하다.

식 (4)중의 C 가 컴플라이언스 값으로, v 를 어떤 표점거리(gage length) 사이의 하중방향 변위라 할 때,

$$C = \frac{v}{P} \tag{5}$$

으로 정의된다.

식 (4)중의 η는 문헌 [5]의 부록 Fig.A2.3 에 제시된 표점거리 2y 를 W 로 무차원화한 표점거리(non-dimensional gage length)로서, η = 2y/W 이며, 식 중의 다른 계수 c_1, c_2, c_3 는 문헌 [5]의 부록 Fig.A2.3 에 제시된 바와 같이, 시험편에 하중을 부하하는 형식에 따라 달라지는 값이다.

Table 1 Displacement of cantilever beam for various test conditions

α	K_{max} (Mpa$\sqrt{m}$)	W (m)	P/B (MPa·m)	v_o (mm)
0.85	55	0.255	11.64	0.558
0.90		0.364	11.07	0.655
0.95		0.695	10.57	0.833
0.85	60	0.304	13.85	0.664
0.90		0.433	13.17	0.780
0.95		0.827	12.58	0.992
0.85	65	0.356	16.25	0.779
0.90		0.508	15.46	0.915
0.95		0.971	14.76	1.164

본 연구에서 제작되는 클립온게이지는 균열 중앙점의 열림변위 v_o 를 직접 측정하게 되므로, y = 0 이 되어 식 (4)는 다음과 같이 간단한 식이 된다

$$x = 1-\exp\left(\frac{-EBC}{2.141}\right) = 1-\exp\left(\frac{-E}{2.141}\cdot\frac{v_o}{P/B}\right) \tag{6}$$

균열길이 2a/W 로부터 균열열림변위 v 를 구하려 할 때에는 식 (3)의 형태보다는 x 를 2a/W 의 함수로 나타내어 사용하는 것이 편리하므로, 식 (3)을 3 차식 정도로 근사하면 다음과 같이 된다.

$$x = -0.00174 + 0.95514\left(\frac{2a}{W}\right) - 0.41844\left(\frac{2a}{W}\right)^2 + 0.46192\left(\frac{2a}{W}\right)^3 \tag{7}$$

식 (6)을 식 (7)에 대입하여 정리하면

$$\exp\left(\frac{-E}{2.141}\cdot\frac{v_o}{P/B}\right) = 1.00174 - 0.95514\alpha + 0.41844\alpha^2 - 0.46192\alpha^3 \tag{8}$$

식 (8)에, α = 0.9, E = 70 GPa 및 식 (2')에 W = 433 mm 를 대입하여 얻어지는 P_{max}/B = 13.16MPa·m 를 대입하여 계산하면,

$$(v_o)_{max} = 0.780\text{mm}$$

가 얻어진다.

Table 1 은 α를 0.90 이외에 0.85, 0.95 로, K_{max} 값도 55, 65 MPa$\sqrt{m}$ 로 변화시킨 경우의 변위량 v_o 를 구해본 것으로, 2024-T351 알루미늄합금의 경우 매우 큰 시험편을 사용하는 경우에도 균열중앙점의 열림변위는 1 mm 정도라 생각하면 좋다.

⑤ M(T) 시험편에 압축하중이 작용하는 경우에는 균열면도 압축하중은 지탱할 것이므로, 균열중앙점의 변위는 균열이 거의 없는 시험편에 발생하는 변위, $\delta = \frac{P}{WBE}\times L$ 의 자릿수(order)일 것이다.

응력 P/(WB)로서 항복응력 380MPa 를, 표점거

리 L 은 클립온게이지의 초기장착 표점거리로서, 비교적 크게 가정하여 10 mm 정도를 생각하더라도, $\delta = 0.054$ mm 정도로, 매우 작다. 따라서 클립온게이지의 작동범위 $\Delta\delta$는 1 차적으로 시험편에 인장하중이 작용하는 하중범위에 대해서만 생각하여 좋을 것이며, ④항의 결과로부터 1 mm 로 결정하기로 한다.

따라서 Fig. 2 의 클립온게이지에서 변위를 감지하는 외팔보 요소 B_1 과 B_2 의 끝단의 피로시험중의 최대처짐범위는 각각 0.5 mm 가 된다.

2.2.2 게이지 고정을 위한 게이지 초기 압축변위량

Fig. 2 의 클립온게이지는 외팔보 요소 B_1 과 B_2 를 안쪽으로 처지게 하여, 즉, 게이지에 압축변위를 주어 그때 발생하는 반력으로 게이지를 시험편에 고정하는 형식이다. 따라서 변위게이지의 작동범위가 결정되면, 이 작동범위내에서는 게이지가 시험편에 충분히 잘 고정되어 안정된 상태에서 작동할 수 있도록 초기 압축변위량을 결정할 필요가 있다. 여기서 초기 압축변위량이란, 뒤의 Fig. 5 에 보이는 바와 같이 시험편에 가공된 게이지의 장착위치(초기 표점거리에 해당하는 위치, Fig. 5 에서는 8 mm)에 게이지를 장착했을 때의 게이지의 압축변위값을 말한다. 클립온게이지는 한손 두손가락으로 다루는 것이 보통이므로, 압축변위량은 두손가락으로 쉽게 줄 수 있는 크기가 좋을 것이며, 게이지의 크기나 게이지 외팔보 요소의 스프링정수값에도 의존할 것이나 경험상 대체로 2~6 mm 정도가 좋을 것이다. 게이지의 초기 압축변위량은 최종적으로는 다음에 설명하는 게이지의 피로설계 및 게이지 고정을 위한 반력의 크기와 게이지의 상세한 형상 등을 고려하여 결정되며, 경우에 따라서는 설계 및 검토를 되풀이할 필요도 생긴다.

본 연구에서는 최종적으로 초기 압축변위량을 4.4 mm(외팔보 요소 B_1, B_2의 초기 처짐량은 각각 2.2 mm)로 하였다.

2.3 게이지의 피로설계

2.3.1 피로설계 방법

2.2 절에서 얻어진 게이지의 부하조건을 참고로 하여, 게이지의 외팔보 요소에 대한 피로설계를 수행하게 된다. 클립온게이지는 시험편에 장착할 때 표점거리에 해당하는 초기 압축변위량보다는 더 압축한 상태에서 시험편에 끼워 넣는 것이 일반적이므로 게이지 외팔보요소의 처짐부하상태는 엄밀하게는 Fig. 3 과 같이 될 것이다. 그림에서 δ_o 는 2.2.2 절에서 설명한 초기 압축량에 대응하는 외팔보의 처짐 2.2 mm 이며 $\Delta\delta$는 게이지 작동범위

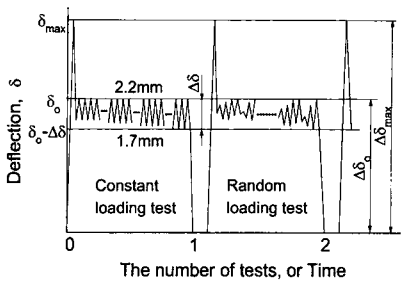

Fig. 3 Anticipated load history of a cantilever beam element of the gage

에 해당하는 외팔보의 처짐 0.5 mm 이다.

또한 δ_{max} 는 게이지를 시험편에 장착할 때 발생할 수 있는 게이지의 최대 압축량에 해당하는 외팔보의 처짐값이다. 통상적으로는 Fig. 2 의 외팔보 요소 B_1 과 B_2 사이 거리의 1/2 을 넘지 않을 것이다. 이 δ_{max} 의 값은 특히 게이지의 고정방법과 관련된 게이지 끝단의 형태에 따라 달라지게 되나, 뒤에서 알 수 있는 바와 같이 가능하면 작은 것이 좋다.

1 회의 피로균열진전시험중 게이지 외팔보에 발생하는 부하이력은 Fig. 3 에서 볼 수 있는 바와 같이, 게이지의 장착과정에서 발생할 수 있는 최대변위폭 $\Delta\delta_{max}$ 이 1 사이클, 정상적인 피로시험중에는 $\Delta\delta \le 0.5$ mm 가 되는 변위폭이 10^6사이클 정도 작용한다고 생각할 수 있다.

위와 같은 부하이력을 갖는 게이지의 피로설계 방법으로는 다음과 같은 3 가지 정도를 생각할 수 있을 것이다.

하나는 게이지의 부하이력중 발생가능한 최대변위폭 $\Delta\delta_{max}$ 에 대해 무한수명이 되도록 피로한도를 기준으로 설계하는 방법이다. 두번째는 게이지의 장착과정중에 발생하는 최대 변위폭 $\Delta\delta_{max}$ 의 부하회수가 전사용기간을 통해 보더라도 그다지 많지 않을 것이므로(< 1000 회), 이를 무시하고, 게이지의 정상적인 작동범위에서의 최대 변위폭 $\Delta\delta_o$(Fig. 3 참조)에 대해, 또는 작동범위에 대응하는 $\Delta\delta$에 대해 무한수명이 되도록 설계하는 방법이다. 세번째는 장착시의 최대 변위폭 $\Delta\delta_{max}$ 과 작동범위 변위폭 $\Delta\delta$를 모두 고려한 이른바 변동부하이력에 대해 피로설계를 하는 것으로, 사용기간중 문제가 없도록 안전유한(有限)수명(safe, finite life)설계를 하는 방법이다.

첫번째 방법은 가장 안전한 설계방법이라 할 수 있으나, 최대 변위폭 $\Delta\delta_{max}$ 이 작동범위 변위폭 $\Delta\delta$에 대해 비교적 크므로 게이지의 감도가 낮아지는 문제가 있다. 따라서 최대 변위 δ_{max} 를 가능한 한 초기 압축변위 δ_o에 가깝게 하는 것이 좋다

두번째 방법은, 한번 시험에 1 회 정도밖에 안 걸리는 최대 변위폭 $\Delta\delta_{max}$ 부하의 영향, 이른바 과대하중(overloading)의 영향이 실제로 거의 없다고 확인되는 경우에, 게이지의 감도를 가장 높게 설계할 수 있는 방법이다. 과대하중의 영향, 즉 $\Delta\delta_{max}$ 부하의 영향이 나타나는 경우에는 사용할 수 없으므로, 과대하중의 영향에 관한 검토가 필요하다.

세번째 방법이, 일반적인 피로설계방법으로서는 가장 좋은 방법이 될 것이나, 적어도 피로설계 대상재료의 S-N 곡선정도의 피로특성과 변동하중하의 간섭효과 등에 대한 기초적인 정보 등이 필요하게 되므로, 일반적으로 사용하기에는 어렵다.

클립온게이지는 Fig. 2 에서 설명한 바와 같이, 게이지 외팔보의 처짐에 의해 발생하는 외팔보 요소내의 탄성변형률을 외팔보에 부착된 스트레인게이지를 이용하여 검출하는 구조로 되어 있으므로, 피로설계는 외팔보 요소재료뿐만 아니라 스트레인게이지에 대해서도 수행해야 한다. 외팔보 요소재료에 대해서는 비교적 많은 선택의 자유가 있으나, 스트레인게이지는 시판되는 제품을 사용하게 되므로, 선택의 자유가 적다. 따라서 먼저 스트레인게이지에 대해 피로설계를 하고, 그 결과를 바탕으로 외팔보 요소재료에 대해 설계하는 것이 좋다.

2.3.2 스트레인게이지의 피로설계

시판되고 있는 스트레인게이지의 부하특성과 관련하여, 일반적으로 주어지고 있는 특성치는 한계변형률값과 특정변형률폭, 대개는 $\pm1500\times10^{-6}$ 에 대한 피로수명 되풀이값 뿐이다.

S-N 곡선에 해당하는 피로특성 등은 주어지지 않으므로, 스트레인게이지의 피로설계방법으로는 일단 위의 첫번째와 두번째 방법을 생각할 수 있을 것이다. 다만 두번째 방법은 과대부하의 영향을 고려할 필요가 있어, 이에 관한 검토결과가 거의 없는 현상태에서는 신뢰성 문제상 사용하기가 힘들다. 따라서 여기서는 첫번째 방법에 의해 설계하기로 하고, 두번째 방법에 관해서는 뒤의 검토에서 그 사용 가능성에 관하여 설명해두기로 한다.

현재 시판되고 있는 스트레인게이지중, 가장 부하특성이 좋은 것으로 한계 변형률값 5%, 변형률폭 $\pm1500\times10^{-6}$ 에 대해 피로수명되풀이수 1.2×10^{7} 인 것이 있으며,[8] 이것을 사용하기로 한다. 변형률폭 $\pm1500\times10^{-6}$ 에 대해 피로수명되풀이수가 10^{7} 이상이 되고 있으므로, 이 변형률폭에 대응하는 변형률진폭 1500×10^{-6} 은, 하중이 완전 인장-압축(alternating), 즉, 응력비($R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$, 여기서는 엄밀하게는 변형률비이나, 탄성범위만이 대상이므로 응력비와 같게 된다)가 R = -1 인 경우의 피로한도 ε_w 에 대응하고 있다고 생각하여 좋을 것이다.

한편 Fig. 3 에서 보는 바와 같이, 설계대상인 부하상태는 0 에서 δ_{max} 로 변동하는, 평균하중이 존재하는 이른바 0-인장(pulsating), 즉 응력비 R = 0 인 상태이므로, 먼저 R = 0 인 경우의 스트레인게이지의 피로한도 ε_a 를 구할 필요가 있다.

일반 금속피로에서, 피로한도에 미치는 평균응력을 고려하는 방법으로는 여러가지가 있으나, 다음의 수정 Goodman 식과 일명 σ_a-σ_u 방법(또는 Morrow 방법)이 비교적 많이 사용된다.[9]

수정 Goodman 식 : $$\frac{\sigma_a}{\sigma_w}+\frac{\sigma_m}{\sigma_B}=1 \tag{9}$$

σ_a-σ_u 식 : $$\frac{\sigma_a}{\sigma_w}+\frac{\sigma_m}{\sigma_u}=1 \tag{10}$$

여기서 σ_w 는 R = -1 인 경우의 피로한도, σ_B 는 인장강도, σ_u 는 참파단응력, σ_m 은 평균응력, σ_a 는 평균응력이 σ_m 인 경우의 피로한도이다.

스트레인게이지의 경우에는 응력이 아닌 변형률을 변수로 생각하나, 탄성범위만을 일단 생각하므로, 위 식중의 각 응력변수를 변형률변수로 생각하고 σ_B 또는 σ_u 를 편의상 한계변형률값 ε_u 로 대체하면, 다음 식과 같은 식이 얻어진다.

$$\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_w}+\frac{\varepsilon_m}{\varepsilon_u}=1 \tag{11}$$

한계변형률값 ε_u 는 단축인장 하중하에서 스트레인게이지의 측정값과 실제변형률값이 10%의 차이를 보일 때의 변형률로서, 스트레인게이지는 한계변형률까지 근사적으로 선형거동을 한다고 가정할 수 있다. 따라서, 일반적으로 ε_u 는 σ_B 나 σ_u 에 대응하는 값보다는 작은 값이므로 위 식은 평균하중의 영향을 비교적 크게 평가하는, 안전쪽의 식이 된다.

R = 0 인 경우, $\varepsilon_a = \varepsilon_m$ 이며, $\varepsilon_w = 1500\times10^{-6}$, $\varepsilon_u = 0.05$ 를 대입하면

$$\varepsilon_a=\frac{\varepsilon_w\varepsilon_u}{\varepsilon_w+\varepsilon_u}=1456\times10^{-6} \tag{12}$$

이 얻어진다. $\Delta\delta_{max}/2$ 에 대응하는 변형률이 ε_a 가 되도록, 즉 $\Delta\delta_{max}$ 에 대응하는 변형률이 $2\varepsilon_a = 2\times1456\times10^{-6} = 2912\times10^{-6}$ 이 되도록 외팔보 요소를 설계하면 된다.

2.3.3 외팔보 요소재료의 피로설계

외팔보 재료로는 탄성계수에 대한 항복응력의 비가 높은 재료가 바람직하며,[10] 이러한 재료로는,

Table 2 (a) Chemical composition of Beryllium copper(wt. %)

	Be	Ni+Co	Ni+Co +Fe	Pb	Cu
C17200	1.8 ~2.0	0.2 min	0.6 max.	0.1 max.	-

(b) Mechanical properties of Beryllium copper(MPa)

	Tensile strength	0.2% yield strength	Elastic modulus	Fatigue strength
C17200	1140 ~1310	965 ~1205	125000 ~130000	380 ~480

스프링강, 티탄합금(Ti-13V-11Cr-3Al), 베릴리움동 등을 고려할 수 있으나, 본 연구에서는 스프링재료로서 널리 사용되며, 국내에서도 입수가 비교적 쉬우며, 가공후 경화처리도 비교적 용이하고, 탄성계수도 강재료의 1/2 보다는 약간 높은 125 GPa 정도가 되는 고강도 베릴리움동(C17200 에 해당)을 사용하기로 하였다.

대체적인 화학성분 및 기계적 성질은 Table 2 와 같으며, 표중의 피로강도는 회전굽힘하중하의 피로수명 10^7 사이클에 대응하는 피로강도를 나타낸다.[11]

앞절 2.3.2 절의 설명으로부터 알 수 있는 바와 같이 외팔보 요소재료는 응력비 R = 0 의 하중을 받으므로, 외팔보 요소재료로서 고강도 베릴리움동을 사용하는 경우에는 이 재료의 특수한 피로특성을 고려하여 R = 0 에 대한 피로강도로서 간편하게 R = -1 에 대한 피로강도를 그대로 사용할 수도 있을 것이다.[11] 따라서, 이 경우에는 Table 2 로부터 R = 0 에 대한 피로강도의 하한값으로서 σ_{aw}(R = 0) = 380 MPa 을 생각하게 되며, 이 값은 식 (13)의 ε_a 값으로부터 계산되는 응력보다 훨씬 크다. 즉,

$$\sigma_a = \varepsilon_a E = 189\text{MPa} < 380\text{MPa} = \sigma_{aw}(R=0)$$

한편 더욱 안전쪽으로 생각하여 베릴리움동의 경우에도 철강재료와 같이 평균응력의 영향을 크게 받는다고 생각하고, 식 (11)의 수정 Goodman 식을 이용하여 R = 0 에 대한 피로강도를 구해보면 다음과 같이 된다. 여기서는 R = -1 에 대한 피로강도 및 인장강도에 대해 모두 하한값을 사용하기로 하면, 식 (12)와 같은 형식으로 다음과 같이 얻어진다.

$$\sigma_{aw}(R=0) = \frac{\sigma_w \sigma_u}{\sigma_w + \sigma_u} = 285\text{MPa}$$

이 값 역시 위의 ε_a 로부터 계산되는 σ_a = 189 MPa 보다 훨씬 크다.

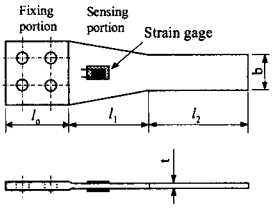

Fig. 4 Schematic configuration of the cantilever beam

이상으로부터, 외팔보 요소재료로서 고강도 베릴리움동을 사용하고, 이 외팔보 요소에 발생하는 되풀이 최대 변형률을 스트레인게이지에 허용되는 되풀이 최대 변형률 $2\varepsilon_a = 2912\times10^{-6}$ 이 되도록 설계하면, 피로에 대해서 거의 안전하게 된다.

다만 주의해야 할 점으로는, 베릴리움동을 포함하여 대부분의 비철금속재료는, 철강재료와는 달리, 하중되풀이수가 10^7 사이클 이상이 되어도 명확한 피로한도를 보이지 않는 것이 일반적으로, 엄밀한 의미에서 무한수명설계는 되지 않는다는 것이다. 다만, 본 연구에서는 위에서 알 수 있는 바와 같이, 예상되는 작용응력 σ_a 가 재료의 10^7 사이클 피로강도 σ_{aw}(R=0)보다 훨씬 낮아, 거의 무한수명설계에 가깝게 되고 있다고 할 수가 있다.

2.4 게이지의 형상

2.4.1 게이지 외팔보 요소의 형상

게이지 외팔보 요소의 형상으로는 Fig. 4 와 같이, 스트레인게이지 접착부분이 일정응력상태가 되도록 폭을 직선적으로 변화시키는 형상이 좋다. 이러한 형상을 하므로써, 외팔보의 앞, 뒷면 및 또 하나의 외팔보 사이에 스트레인게이지의 접착위치가 약간 다르더라도, 각 스트레인게이지의 출력이 동일하게 되는 좋은 점이 있다.

또한 외팔보 요소 형상설계에서는 Fig. 4 의 외팔보 요소단면도에서 보는 바와 같이 고정단 부분과 보부분의 연결부위를 단붙이 형태로 하는 것이 매우 중요하며, 가능한한 두께차이가 충분히 있는 것이 좋다. 이것은 외팔보 요소의 고정상태를 가능한한 이상적인 상태에 가깝게 하기 위한 것으로 보 단면을 단붙이가 아닌 일정두께형태로 한 경우에는 출력신호에 히스테리시스(hysteresis)가 나타나는 등 비선형 성분이 포함될 가능성이 커, 피로균열진전 시험용으로는 적합하지 않게 된다.

2.4.2 게이지 장착팁의 형상

이미 서론에서 지적한 바와 같이, C(T)시험편에서와 같이 시험편에 칼날끝단을 부착하고, 여기에 클립온게이지를 장착하여 사용하는 경우에는 표점

거리가 상당히 길어져 측정감도가 떨어지게 되기 때문에, 본 연구에서는, 클립온게이지 장착을 위한 칼날끝단을 시험편에 직접 가공하는 방법을 사용하기로 하였다. 이러한 방법으로는 ASTM E561 의 R-곡선결정(R curve determination)시험법[12]에 M(T) 시험편에 대해 제안되고 있는 것이 있어, 이것을 참고하기로 하였다. 즉, Fig. 5 와 같이 M(T)시험편의 중앙에 90°의 각도를 갖는 원형칼날에지를 가공하고, 외팔보의 자유단에 장착팁을 붙여, Fig. 6 과 같이 클립온게이지를 장착하는 형식이다.

이 방법은 균열중앙위치의 자유표면의 변위를 직접 측정하게 되므로, 게이지 장착 표점거리에 크게 영향을 받지 않으며, 또한 균열열림변위가 가장 큰 위치에서 변위를 측정하고 있으므로, 변위측정감도가 최대로 높아진다.

그러나 Fig. 5 에서 보는 바와 같이, 시험편에

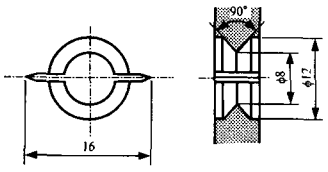

Fig. 5 Configuration of the circular knife edge of a M(T) specimen

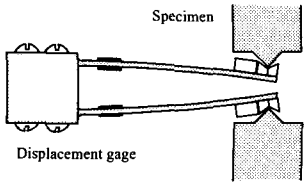

Fig. 6 Clip on gage mounting

가공되는 칼날에지는 어느 정도 높이가 있어야 하며, 이에 따라 외팔보 요소위에 고정되는 장착팁(Fig. 6 참조)도 어느 정도 커지므로, 게이지를 비교적 크게 압축한 상태에서 시험편에 장착해야 하는 문제가 있다.

시험편에 가공하는 칼날에지의 실제 치수는, 게이지의 전체적인 크기, 피로균열발생을 위해 시험편에 가공하는 초기 노치길이 등을 고려하여, 본 연구에서는 Fig. 5 에 보이는 바와 같이 결정하였다. 즉, 칼날에지를 구성하는 원의 직경을 8mm 로 하였다. 또한 장착팁의 상세치수는 다음 Fig. 7 의 아래 그림과 같이 결정하였다.

2.4.3 게이지의 상세치수

외팔보 요소의 치수는 다음의 두가지 조건, 즉, 게이지를 장착할 때의 최대압축량에 해당하는 외팔보 요소의 최대 처짐값 $\delta_{max} = \Delta\delta_{max}$에 대응하는 변형률이 2.3.2 에서 설명한 허용변형률 이하가 되도록 하는 것과, 게이지의 작동범위 내에서는 게이지가 자체 스프링력에 의해 시험편에 잘 고정되어 있도록 게이지 요소의 굽힘강성(flexural rigidity or stiffness)을 충분히 크도록 하는 조건에서 결정하게 된다.

게이지를 장착할 때의 외팔보 요소의 최대처짐값 δ_{max} 는, Fig. 7 에서 보는 바와 같이 장착팁의 골깊이가 1 mm 이므로, 2.2.2 에서 설명한 게이지의 초기 압축량에 해당하는 외팔보의 처짐값 δ_o (2.2mm)보다 1 mm 정도는 크게 될 가능성이 크다. 따라서 본 연구에서는 약간 더 여유를 잡아 δ_o 보다 1.3 mm 큰 3.5 mm 로 하기로 하고, 가능한한 이 이상은 처짐이 일어나지 않도록 Fig. 7 에 보이는 바와 같이, 두 외팔보 요소사이의 공간거리를 7 mm 로 하였다.

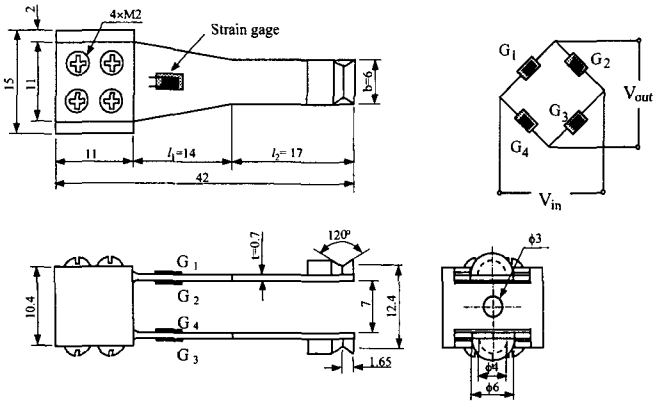

Fig. 7 Configurations of the clip-on gage

한편 게이지의 스프링력과 관련되는 외팔보 요소의 굽힘강성 k 로서는, 현재까지의 경험으로 1.96 ~ 9.81 N/mm 의 범위의 값이 되도록 하였다.

Fig. 4 와 같은 형상의 외팔보 요소에서 자유단의 처짐 δ에 대하여 스트레인게이지의 부착부위에서 발생하는 최대 굽힘변형률 ε_{max} 과 외팔보 요소의 굽힘강성 k 는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{E} = \frac{3t\delta}{3l_1^2 + 6l_1l_2 + 2l_2^2} \tag{13}$$

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{bt^3E}{2(3l_1^2l_2 + 6l_1l_2^2 + 2l_2^3)} \tag{14}$$

여기서 P 는 처짐 δ를 발생하기 위해 외팔보 요소 자유단에 가해지는 하중이며, 식 중의 각 기호는 Fig. 4 의 각 부분에 해당하는 치수이다.

피로시험중 안정적인 변위신호를 얻기 위해서는, 게이지는 가볍고 작은 것이 게이지 자체의 진동특성면에서 좋을 것이므로, 게이지의 전체길이는 가공의 편의성 등도 고려하여 40 mm 내외가 되도록 하기로 하였으며, 외팔보 요소 자유단의 폭 b 는 이미 설명한 장착팁의 크기 등을 고려하여 6 mm 로 하였다. 외팔보 요소의 부분 길이 l_1 과 l_2, 그리고 두께 t 는, 이상과 같은 조건에서 식 (13)과 (14)의 반복 계산을 통하여, l_1 = 14 mm, l_2 = 17 mm, t = 0.7 mm 로 결정하였으며, 이 경우, 최대 변형률은 $\varepsilon_{max} = 2833\times10^{-6} < 2\varepsilon_a = 2912\times10^{-6}$, 굽힘강성은 k = 2.94 N/mm 가 되어, 변형률과 굽힘강성의 조건을 만족시킨다.

Fig. 7 에 최종적으로 설계 제작된 클립온게이지의 조립도를 각 부분의 상세치수와 함께 나타내었다. 외팔보 요소는 홈이 패인 스페이스 블록에 누름판을 통하여 4 개의 나사로 고정하도록 되어 있으며, 스페이스 블록은 가볍도록 알루미늄합금(7075-T6)으로 제작하였다. 장착팁은 탄소강 SM45C 재료로 가공하였으며, 접착재를 사용하여 외팔보 요소에 고정하였다. 변위는 외팔보 요소에 부착된 4 개의 스트레인게이지로 Fig. 7 의 오른쪽 위 그림과 같이 브릿지(full bridge)를 구성하여 측정하게 된다.

3. 변위게이지의 성능검토

제작된 변위게이지의 성능은 크게 감도, 선형성, S/N 비(signal to noise ratio), 그리고 추종성(追從性)의 4 가지에 대해 검토하였다.

3.1 감도

변위게이지의 감도는 게이지 외팔보 요소 자유단의 수직방향 변위량에 대한, Fig. 7 오른쪽 위의 4 장의 스트레인게이지 브릿지출력의 비로 정의되며, 정밀한 데이터를 얻기 위해서는 감도가 높을수록 좋다.

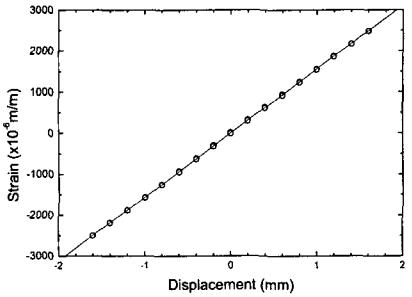

Fig. 8 Calibration curve of the clip-on gage

외팔보 요소 자유단의 변위 δ에 대한 외팔보 요소에 부착된 스트레인게이지의 출력은 다음과 같이 계산할 수 있다. 먼저, 스트레인게이지 부착위치의 변형률 ε은 식 (13)으로부터 계산되며, Fig. 7 에서 볼 수 있는 바와 같이 각 외팔보 요소에는 윗면과 아랫면에 각각 한장의 스트레인게이지가 부착되므로, 각 외팔보 요소에서 변위 δ에 대해 발생하는 변형률은 2ε이 되고, 클립온게이지는 두 개의 외팔보 요소로 구성되므로, 전체 변위 Δδ(= 2δ)에 대해 발생 변형률은 4ε이 된다. 따라서 제작된 클립온게이지의 감도 s 는 식 (13)으로부터 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$s = \frac{4\varepsilon}{\Delta\delta} = \frac{6t}{3l_1^2 + 6l_1l_2 + 2l_2^2} \tag{15}$$

위 식에 게이지 외팔보 요소의 각 치수를 대입하면, 제작된 클립온게이지는 이론적으로 s = 1619×10^{-6} /mm 의 감도를 갖게 되며, 실제 측정감도는 1558×10^{-6} /mm 이다. 오차는 약 3.8%정도로서 계산결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

3.2 선형성

선형성은 외팔보 요소 자유단의 수직방향 변위와 스트레인게이지 브릿지출력 사이의 직선성을 의미하며, 이 직선성은 계측된 변위신호의 정밀성에 중요한 영향을 미친다.

선형성은 마이크로미터가 부착된 MTS 사의 변위게이지용 캘리브레이터를 사용하여 검토하였다. 본 연구에서는 클립온게이지의 초기 장착상태인 압축변위량 4.4 mm(각 외팔보 요소의 초기 변위량은 각각 2.2 mm)를 기준으로, 인장 및 압축방향으로 각각 1.6 mm 씩, 총 3.2 mm 의 범위에 대하여 0.2 mm 간격으로 변위를 변화시켜 측정하여, 그 결과를 Fig. 8 에 나타내었다. 그림의 수평축은 변

위량으로, 0 은 초기 압축변위량을 의미하며, 수직축은 클립온게이지 외팔보의 발생 변형률을 나타내고 있다. 그림중의 직선은 최소자승법(least square method)에 의한 회귀직선(regression line)으로, 이 측정구간에서의 최대편차(maximum deviation) 변형률은 17.9×10^{-6} 로서, 선형성은 측정구간 ($\pm2493\times10^{-6}$)에 대한 최대편차의 비로 정의되므로, 17.9/ 4986×100 = 0.36%가 되어, 제작된 클립온게이지는 선형성이 비교적 좋은 것을 알 수 있다.

3.3 S/N 비와 추종성

변위게이지의 S/N 비와 추종성은 실제 피로시험을 수행하는 조건에서 검토하는 것이 좋다. 다음은 S/N 비와 추종성을 검토한 피로시험조건이다.

3.3.1 피로시험조건 – 시험편 및 시험방법

시험편은 2024-T351 알루미늄합금의 M(T)시험편으로서, 길이 184 mm, 폭 70 mm, 두께 8 mm 이며, 시험편의 중앙에 이전 그림 Fig. 5 와 같이 변위게이지를 장착할 수 있는 원형노치를 가공한 것이다. 피로균열발생을 위한 초기 노치길이는 $2a_o$ = 16 mm 이다. 시험은 500 kN 용량의 서보유압시험기를 사용하여, 하중되풀이속도(주파수) 7 Hz 로, 응력비 R = 0 에 대해서 수행하였다.

3.3.2 S/N 비

변위게이지의 변위신호는, 외팔보 요소의 스트레인게이지에 연결된 이른바 변형률 증폭기(스트레인앰프, strain amplifier)의 출력신호로서 얻어지게 되나, 신호에는 각종원인에 의한 잡음(노이즈, noise)이 포함되는 것이 일반적이며, 이 잡음의 크기가 측정의 정밀도에 크게 영향을 미친다. 잡음의 크기는 잡음에 대한 대상 신호의 크기의 비, 즉 S/N 비로 나타낸다.

Fig. 9(a)는 측정된 변위신호의 일예로서, 하중 P_{max} = 260 kN, 균열길이 2a = 49.6 mm, 응력강도계수폭 $\Delta K = 10.7\ MPa\sqrt{m}$ 의 상태에서 얻어진 것이다. 이 경우 변위신호에 잡음이 거의 보이지 않아 S/N 비가 매우 높은 것을 알 수 있다. 뒤에서 설명하는 바와 같이, 실제 저자들이 이 변위계를 사용하여 수행하는 연구는 피로균열진전거동을 주로 지배한다고 알려진 피로균열닫힘(fatigue crack closure)현상에 관한 것으로, 이 경우에는 Fig. 9(a)와 같은 변위신호보다는, 이 변위신호에서 하중과 비례하는 선형탄성변위를 뺀, 이른바 감산변위(減算變位, off-set displacement, or subtracted displacement, or differential displacement)가 주 측정대상이 된다. 지면관계상, 감산변위에 대한 자세한 설명은 문헌[13]에 미루기로 하나, 감산변위는 비선형변위성분

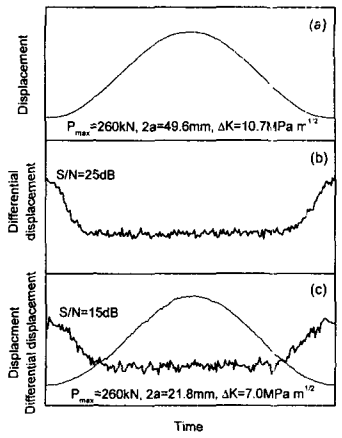

Fig. 9 Variations of displacement and differential displacement signals

으로 이루어진 변위로서, Fig. 9(a)의 변위신호보다는 자릿수(order)가 하나 정도 낮은, 매우 작은 신호로서, 그 예가 Fig. 9(b)이다. 신호가 매우 작으므로, 잡음이 상대적으로 큰 형태가 되어 S/N 비가 낮아진다. Fig. 9(b)의 경우 감산변위의 S/N 비는 약 25 dB 이다. 감산변위신호의 S/N 비는 시험편에 발생하는 변위의 크기에 주로 영향을 받으므로, 이 변위의 크기에 영향을 미치는 시험하중의 크기, 응력비, 균열길이 등에 따라 달라지게 되어, 일의적으로 평가할 수는 없다. 다만, 관련연구에 참고가 되도록 부언해두면, 감산변위의 S/N 비가 적어도 15 dB 이상이 되어야 정밀한 균열닫힘 측정결과가 얻어질 수 있다.[14] Fig. 9(c)는 감산변위의 S/N 비가 약 15 dB 인 경우의 예로서, 그림에는 참고로 변위신호 및 하중조건도 함께 표시해 두었다.

3.3.3 추종성

추종성은 변위게이지의 출력이 실제 시험편에 발생하는 변위를 시간차(時間差, time delay)없이 얼마나 잘 나타내고 있느냐 하는 특성이다. 앞에서 설명한 바와 같이, 피로균열닫힘현상과 같이 비선형 변위성분이 측정대상이 되는 경우, 추종성은 매우 중요하다. 특히, 랜덤하중과 같이 하중의 크기가 불규칙하게 변동하여, 이에 따라 발생하는 변위도 시시각각 불규칙하게 변동하는 경우에는 추종성이 보장되지 않으면, 얻어진 결과는 잘못된 결론으로 이어질 가능성이 매우 크다. 본 연구에서는 Fig. 10 과 같이 초기노치로부터 발생하여 진전한 피로균열 전방에 스트레인게이지를 부착하여, 이 스트레인게이지에 의한 출력과 시험편 중앙원형노치에 장착한 변위게이지의 출력을 비교하여 추종성을 검토하였다. 변위게이지는 차체 스프링력에 의해 시험편에 고정되므로, 경우에 따라 추

종성에 문제가 있을 수 있으나, 시험편 표면에 직접 부착한 스트레인게이지의 경우에는 특별한 경우를 제외하고는 추정성에 거의 문제가 없을 것이므로, 기준으로 선택할 수가 있을 것이다. 다만, 스트레인게이지의 출력은 시험편 표면의 평면응력 상태에 대한 변형거동을 나타내는데 비해, 변위게이지의 출력은 시험편 두께에 대해 평균적인 변위거동을 나타낸다는 차이점이 있으나, 측정대상이 되는 균열닫힘거동에 관해서는 거의 유사하다고 생각할 수가 있다.

시험하중파형으로는, 균열닫힘거동의 변화가 비교적 잘 나타나는 협대역 랜덤(narrow band random) 하중파형을 사용하였다. Fig. 11 은 협대역 랜덤하중하에서 측정된 하중-감산변위 곡선의 예로, (a)는 변위게이지의 출력을 이용한 경우이며, (b)는 스트레인게이지의 출력을 이용한 경우이다. 하중신호는 시험기의 로드셀(load cell)로부터 얻고 있다. 각 곡선에 표시된 작은 수평선은 균열열림점(균열이 완전히 열리는 하중점, 문헌 [13] 참고)을 나타낸다. 두경우의 결과가 거의 동일하며, 균열열림점의 변화도 거의 같아, 제작된 변위게이지의 추종성이, 이 경우 매우 좋다는 것을 알 수 있다. 추종성은 하중되풀이속도에 따라 달라지나, 제작된 변위게이지는 저자들이 피로균열진전시험에 주로 사용하는 하중되풀이속도 13 Hz 까지 충분히 좋은 추종성을 보여준다.

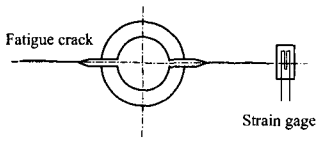

Fig. 10 Attachment of a strain gage

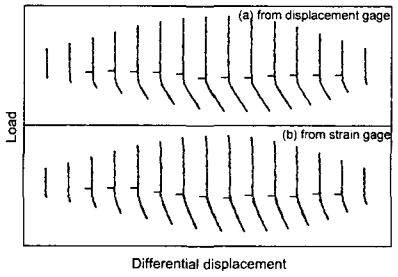

Fig. 11 Comparison of the signal from displacement gage with one from strain gage

4. 실제 사용예

제작된 변위게이지를 사용하여, 저자들은 일정진폭하중 및 랜덤하중을 포함한 변동하중하의 피로균열진전거동에 관하여 연구하여 좋은 결과[15]를 얻어 발표하고 있다. 상세한 결과는 생략하고, 여기서는 간단한 예만을 제시하기로 한다. 피로균열진전시험방법은 앞의 3.3.1 과 거의 같다.

Fig. 12(a)는 일정진폭하중, 단일과대하중(single peak overloading) 및 광대역(wide band) 랜덤하중하에서 측정된 변위신호(가는 실선) 및 감산변위신호(굵은 실선)를 하중신호(점선)와 함께 나타낸 것이며, Fig. 12(b)는 각 하중의 경우에 대한 하중-감산변위곡선이다. 그림중, 특히 일정진폭하중에 대한 신호가 매우 깨끗한 것은 50 사이클의 데이터를 평균하여 잡음을 제거하고 있기 때문이다.[16]

Fig. 13 은 본 연구에서 제작한 변위게이지를 이용하여 응력비 R = -1, 0, 0.1, 0.3 에 대해 수행한 일정진폭하중하의 피로균열진전시험결과를, 균열진전속도, da/dN 과, 응력강도계수폭 ΔK, 그리고 유효응력강도계수폭 ΔK_{eff} 로 정리한 예를 보여주고 있다. 이 그림에서 피로균열진전속도는 시험응력비에 관계없이 유효응력강도계수폭에 의해 잘 정리

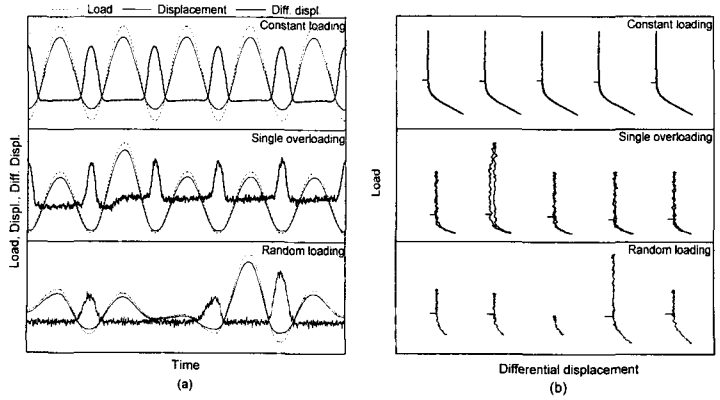

Fig. 12 Variations of load, displacement, and differential displacement signals under various loading

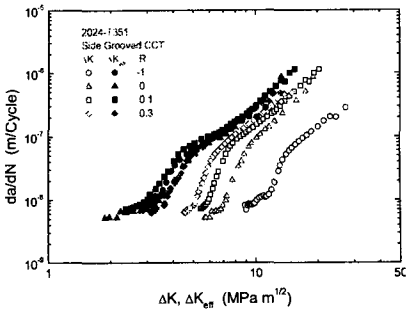

Fig. 13 Fatigue crack growth rate, da/dN as a function of stress intensity factor range, ΔK and effective stress intensity factor range, ΔK_{eff}

되고 있음을 알 수 있다.

이상 결과에서 보는 바와 같이, 제작된 변위게이지로부터 얻어진 신호를 사용하여 균열열림거동을 잘 측정할 수가 있다. 특히 제작된 변위게이지는 일정진폭하중 뿐만 아니라, 하중이 급격히 변동하는 단일과대하중 및 하중이 불규칙하게 변동하는 랜덤하중의 경우에도 아무런 문제없이 사용할 수가 있으며, M(T)시험편의 피로균열진전시험에 흔히 사용되고 있는 기존의 변위계(extensometer)보다 신호의 S/N 비가 높아 정밀도 높은 피로시험을 수행할 수가 있다.

5. 검 토

피로균열진전시험에 사용되는 변위게이지의 중요한 특성중의 하나는 변위신호의 검출감도이며, 이 감도를 결정하는 요소는 2 장에서 알 수 있는 바와 같이 변위게이지의 작동범위와 스트레인게이지의 피로설계 기준이다.

변위게이지의 작동범위는 2.2.1 항에서 설명한 바와 같이, 먼저, 시험재료를 선정하고 피로시험범위를 설정하여 피로시험중 발생가능한 최대 변위를 계산하여 정해진다. 본 연구에서는 2024 계열의 알루미늄합금에 대하여, 최대응력강도계수가 K_{max} = 60 MPa$\sqrt{m}$ 가 되는 범위에 걸쳐 사용할 수 있도록 설계하고 있다. 이 경우, 균열열림변위는 대략 1 mm 정도로 계산되었으며, 이 때의 시험편폭은 433 mm 정도가 되어 매우 큰 것임을 알 수 있다. 이것은 K_{max} 의 값을 K_{IC} 보다도 훨씬 큰 값으로 하여, 변위게이지를 광범위한 조건에서 사용할 수 있도록 했기 때문이다. 만일 시험범위가 이보다 작을 경우에는, 즉 시험편의 크기가 작을 경우에는 피로시험중 시험편의 발생변위도 작아지게 되어 변위게이지의 감도는 떨어지게 된다. 따라서 이러한 경우에는 작동범위를 작게 하여 설계하면 된다. 작동범위가 작아지면 외팔보 요소 자유단의 변위량이 작아지게 되므로, 감도를 높이기 위해서는 외팔보 요소의 두께, 폭등의 치수를 작게 하여 스트레인게이지 부착위치에서 발생하는 변형률을 크게 하면 된다.

게이지의 감도를 결정하는 또 하나의 요소인 스트레인게이지의 피로설계기준에 관해서는, 본 연구에서는 게이지의 부하이력중 발생가능한 최대 변위폭 $\Delta\delta_{max}$ 에 대해 무한수명이 되도록 설계하고 있다. 이미 지적한 바와 같이, 이 방법은 게이지의 감도가 낮은 문제점이 있으나 가장 안전한 설계방법이므로, 장시간의 피로시험에서는 가장 중요한 신뢰성을 생각하여 이 방법을 채택하고 있다. 시험시간이 짧거나 신뢰성이 심각할 정도로는 문제가 되지 않는 경우에는, 장착과정중에 발생하는 최대 변위폭 $\Delta\delta_{max}$ 를 무시하고 게이지의 작동범위 내에서의 최대변위폭 $\Delta\delta_o$ 에 대해 무한수명설계를 하는 방법을 생각할 수 있을 것이다. 이 경우도 응력비는 R = 0 이므로, $\Delta\delta_{max}$ 을 기준으로 설계하는 방법과 동일한 방법이 되며, 감도는 $\Delta\delta_{max}/\Delta\delta_o$(본 연구의 경우라면 3.2/2.2 = 1.59 배)만큼 개선된다. 또 하나의 방법은 게이지의 작동범위에 대응하는 $\Delta\delta$에 대해 설계하는 방법으로, 이 경우에는 응력비는 R = $\delta_{min}/\delta_{max}$ 이 되므로, 이 응력비에 대응하는 스트레인게이지 및 외팔보 요소재료의 피로한도 변형률 및 피로한도를 식 (11) 및 (10)을 사용하여 구하여 설계하게 된다. 이 경우, 허용할 수 있는 스트레인게이지의 최대 변형률 ε_{max} 는, ε_a = (1-R) $\varepsilon_{max}/2$, ε_m = (1+R) $\varepsilon_{max}/2$ 인 관계와 식 (11)을 사용하면 다음과 같이 된다.

$$\varepsilon_{max} = \frac{2\varepsilon_w\varepsilon_u}{(1-R)\varepsilon_u + (1+R)\varepsilon_w} \tag{16}$$

외팔보 요소재료의 허용최대응력은

$$\sigma_{max} = \frac{2\sigma_w\sigma_B}{(1-R)\sigma_B + (1+R)\sigma_w} \tag{17}$$

본 연구의 경우라면, R = 1.7/2.2 = 0.773 이 되므로, 스트레인게이지의 최대허용변형률은, 식 (16)에서, $\varepsilon_{max} = 10707\times10^{-6}$ 이 된다.

한편 외팔보 요소재료에 대해서는 식 (17)에서, σ_{max} = 929 MPa 이 되고, 따라서 외팔보 요소재료에 허용할 수 있는 ε_{max} 변형률은

$$\varepsilon_{max} = \sigma_{max} / E = 7146\times10^{-6}$$

가 되어, 스트레인게이지의 허용최대변형률보다는 작게 된다. 결국 최대허용변형률은 7146×10^{-6} 이 되어, 감도는 7146/2912 = 2.45 배 정도 좋아질 가능성이 있다. 이미 지적한 바와 같이, 이상과 같은

설계방법은 신뢰성에 문제가 있으나, 변위게이지의 사용전과 후에 변위게이지의 켈리브레이션(calibration)을 수행하여, 변위게이지의 감도 및 선형성을 점검하고, 실제 사용시에 히스테리시스 등의 발생여부를 관찰하여, 변위게이지의 성능에 변화가 없는 경우에는 사용하여 좋을 것이다.

변위게이지의 설계시 고려하여야 할 또 하나의 사항은 변위게이지의 스프링상수이다. 본 연구에서는 스프링상수를 2.94 N/mm 로 설계 제작하고 있으나, 사용해본 결과로는 스프링상수를 좀 더 높이는 것이 장착안정성이 더 향상되어 좋을 것이라는 결론을 얻었다.

본 논문은 관련연구분야의 국내기술수준이 반드시 높다고는 할 수 없는 상황을 고려하여, 대학의 재료역학(또는 고체역학)의 지식과 기초적인 파괴역학지식, 그리고 피로에 관한 일반기본지식을 갖춘 석사과정학생 정도이면 본 논문을 참고하여 변위게이지의 설계가 가능하도록, 설계내용을 가능한 한 알기 쉽게 상세하게 설명하고 있다. 또한 변위게이지의 제작에 필요한 모든 재료는 국내에서 조달할 수가 있으며, 제작비용도 매우 낮아, 본 논문을 참고로 하면 사용목적에 알맞도록 쉽게 제작하여 사용할 수가 있을 것이다. 본 논문의 설계방법은 M(T)시험편용 변위게이지 뿐만 아니라, 다른 클립온게이지의 설계에도 그대로 적용할 수 있으므로, 많이 활용하면 좋을 것이다.

6. 결 론

본 연구에서는 중앙균열(M(T))시험편의 피로균열진전시험에 사용할 수 있는 클립온형식의 변위게이지를 설계 제작하였다.

제작한 변위게이지는 소형이며 시험편에 장탈착이 간편하여 M(T)시험편에 사용하기 편리한 새로운 형식의 변위게이지로서, 변위게이지의 측정감도를 향상시키기 위하여 시험편의 중앙에 원형칼날에지를 가공하고 여기에 알맞은 장착팁을 게이지의 외팔보에 부착하였으며, 게이지의 사용중 발생가능한 최대 변위폭을 기준으로 스트레인게이지에 대한 피로강도 설계를 함으로써, 변위게이지의 신뢰성을 높였다.

제작된 변위게이지의 감도는 1558×10^{-6}/mm, 선형성은 측정구간 ±1.6 mm 의 범위에서 0.36%로서, 비교적 감도와 선형성이 좋고, 추종성이 충분히 좋아, 일정진폭하중에서는 물론, 하중이 급격히 변동하는 단일과대하중 및 하중이 불규칙하게 변동하는 랜덤하중에서도 사용이 가능하다. 본 변위게이지의 재료는 모두 국내에서 구할 수 있으며, 제작비용도 매우 낮아, 쉽게 설계 제작하여 사용할 수가 있다. 또한 본 논문의 설계방법은 다른 변위게이지의 설계에 유용하게 활용할 수가 있다.

참고문헌

(1) Elber, W., 1971, "The Significance of Fatigue Crack Closure," *Damage Tolerance in Aircraft Structures, ASTM STP 486*, pp. 230~242.

(2) Kikukawa, M., Jono, M. and Tanaka, K., 1976, "Fatigue Crack Closure Behavior at Low Stress Intensity Levels," *Proc. ICM 2*, Boston, USA, pp. 224~227.

(3) Kim, J.H. and Song, J.H., 1992, "Crack Growth and Closure Behavior of Surface Cracks under Axial Loading," *Fatigue Frac. Engng Mater. Struct.*, vol.15, pp. 477~489.

(4) Kang, K.J., Song, J.H. and Earmme, Y.Y., 1990, "Behavior of Fatigue Crack Growth and Crack Closure through Tensile Residual Stress Field under Cyclic Compressive Loading," *Fatigue Frac. Engng Mater. Struct.*, Vol.13, No.1, pp. 1~13.

(5) *Annual Book of ASTM Standard*, Vol. 03.01, E647, 2001.

(6) *Data Book on Fatigue Crack Growth Rates of Metallic Materials*, Vol.2, The Society of Materials Science, Japan, 1989.

(7) 破壞じん性データ集, 日本材料學會 破壞力學部門委員會, 1995.

(8) *Catalog: Strain Gage*, 1995, Kyowa Inc.

(9) Bannantine, J.A., Comer, J.J., and Handrock, J.L., 1990, *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, Prentice Hall.

(10) *Annual Book of ASTM Standard* Vol.03.01, E399, 2001.

(11) *ASM Handbook Part II, Vol.19, Fatigue and Fracture*, 1996, ASM International, pp. 869~873.

(12) *Annual Book of ASTM Standard*, Vol. 03.01, E561, 2001.

(13) 송지호, 박영조, 1978, "Notch 재 피로와 Kikukawa Compliance 법," 대한기계학회논문집, Vol. 2, pp. 10~18.

(14) Kang, J.Y. and Song, J.H., 1998, "Neural Network Applications in Determining the Fatigue Crack Opening Load," *Int. J Fatigue*, Vol. 20, No. 1, pp. 57~69.

(15) Kim, C.Y. and Song, J.H. 1993, "Fatigue Crack Closure and Growth Behavior Under Random Loading," *Engng Fract. Mech.*, Vol. 49, pp. 105~120.

(16) 박준협, 송지호, 엄윤용, 김정엽, 강기주, 1989, "퍼스널컴퓨터에 의한 피로시험자동화 및 피로거동 측정의 정밀화," 대한기계학회논문집, 제 12 권, pp. 123~130.