

<論 文>

비틀림 하중하에서의 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로파괴모델에 관한 연구

이수정* · 이대길*

(1994년 1월 13일 접수)

Fatigue Failure Model for the Adhesively Bonded Tubular Single Lap Joint Under Torsional Fatigue Loadings

Su-Jeong Lee and Dai-Gil Lee

Key Words : Adhesively Bonded Tubular Single Lap Joint (단면접치기 접착조인트), Torsional Fatigue Loading (비틀림 피로하중), Fatigue Failure Model (피로파괴모델), Optimal Design (최적설계)

Abstract

The adhesively bonded tubular single lap joint shows a nonlinear relationship between the applied torque and the resulting displacement under the static-torsional loading, which is induced from the nonlinear properties of the adhesive. However the torque transmission capability in the case of the dynamic-torsional loading is much less than that in the case of the static-torsional loading, the stress level of the adhesive is usually in the region of the linear stress and strain relation and the stress distributions of the joint can be obtained by the linear analysis.

In this paper, a failure model for the adhesively bonded tubular single lap joint under the torsional fatigue loading was developed with respect to the adhesive thickness that was a critical factor in predicting the static torque transional-cyclic loadings was proposed.

1. 서 론

기계요소의 집합을 위해 사용되는 에폭시 접착제는 일반적으로 인성을 강화하기 위해 고무성분을 첨가하며, 이러한 인성강화에 의해 비선형 거동을 나타내게 된다. 비선형 거동특성을 갖는 접착제로 접합기계요소 역시 비선형 거동을 나타내게 된다. 따라서, 비선형 거동을 잘 표현할 수 있는 해석해를 얻는 것은 매우 어려우며, 해석하는 단지 몇몇 경우에 대해 접착제와 피접착체를 선형의 탄성거동

등의 가정을 적용함으로써 얻어질 수 있다.

접착제에 의한 튜브형 단면접치기 접착조인트의 탄성해를 구한 Adams 이후 접착조인트에 대한 많은 연구가 수행되었다.⁽¹⁾ Alwar와 Nagaraja에 의해서는 접착제의 점탄성 거동을 포함하는 접착조인트에 관한 연구가 수행되었다.⁽²⁾ Adams와 Peppiatt에 의해서는 부분적으로 경사진 튜브형 접착조인트의 토크전달 특성에 관한 연구가 수행되었다.⁽¹⁾ 그 외에도 여러 연구자들에 의해 보합재료 피접체가 사용된 경우의 접합조인트의 거동에 대한 연구가 수행되었다.⁽³⁻⁵⁾ Hart-Smith에 의해서는 양면접치기, 단면접치기, 경사면접치기, 단접치기 등의 여러가지 형태의 접착조인트에 관한 해석이 수

*한국과학기술원 대학원 기계공학과

**정회원, 한국과학기술원 기계공학과

행되었다.⁽⁶⁾ 튜브형 접착조인트의 비틀림 피로강도에 대한 접착제의 두께 및 피접착체의 표면거칠기 등의 영향에 대한 연구가 Lee 등에 의해 수행되었다.⁽⁷⁾ Lee와 Lee에 의해서는 접착제의 의한 튜브형 접착조인트에 대한 정적 파괴모델이 제안되었다.⁽⁸⁾ 접착제와 피접착체의 선형 탄성거동을 가정하여 튜브형 양면접치기 접착조인트의 토크전달 특성에 대한 해석해가 Lee 등⁽⁹⁾에 의해 유도되었다.

지금까지 튜브형 단면접치기 접착조인트의 경우에 대해서는 많은 연구가 수행되었으나, 접착조인트를 설계해야 하는 초기단계에서는, 간단하고 설계변수의 영향을 잘 확인할 수 있다는 등의 이유로 비록 정적토크 전달용량을 작게 예측하는 단점이 있지만 Adams의 간단한 선형 탄성해를 많이 사용하고 있다.

접착조인트의 정적토크 용량은 접착제의 비선형 거동을 고려하는 유한요소해석을 통해서 계산할 수 있다. 그러나, 접착조인트는 정적하중의 조건하에서는 잘 사용되지 않고 대개는 피로하중이 작용하는 영역에서 사용되어지며, 특정한 피로하중의 조건에서 수명에 대한 안전을 요구한다. 따라서, 접착조인트의 설계시에 이러한 피로하중에 대한 고려가 충분하지 못하거나 접착조인트의 피로특성에 대한 자료가 불충분한 경우, 접착조인트는 피로하중이 작용하는 영역에 대해서는 적용이 불가능하게 된다.

본 논문에서는 Lee 등⁽⁸⁾의 튜브형 단면접치기 접착조인트의 정적 파괴모델에서와 같이, 접착조인트의 형상과 조인트의 구성재료의 특성 및 성형조건으로부터 계산되는 무차원수인 응력편차계수를 사용하여, 비틀림 피로하중이 작용하는 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로파괴모델을 구성하였다.

그리고, 개발된 피로파괴모델을 사용하여, 비틀림 피로하중이 작용하는 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로설계를 위한 방법을 제안하였다.

2. 실험

튜브형 단면접치기 접착조인트에 있어서, 접착제의 두께가 피로토크 전달용량에 미치는 영향을 조사하기 위해 정적 비틀림실험에서와 동일하게 고무성분을 첨가하여 인성을 강화시킨 구조용 접착제인 Imperial Polychemicals Corporation (Azusa, California, USA)의 IPCO 9923을 이용한 강철-강

철의 피접착체를 갖는 피로 비틀림실험용 튜브형 단면접치기 접착조인트를 제작하였다. Fig. 1은 피로 비틀림하중의 조건에서의 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로수명을 측정하기 위한 접착조인트의 형상을 나타내고 있다. 안쪽과 바깥쪽의 두 피접착체의 중심을 일치시키기 위해 두 피접착체 모두 정밀한 장착면을 갖도록 가공하였으며, 접착제의 고온 성형시 정밀한 V-블록에 피접착체의 장착면을 올려 놓았다. 피접착체의 평균 표면조도는 최적의 피로특성을 나타내는 것으로 알려진 $2\mu\text{m}$ 로 조절하였다.⁽¹¹⁾ 그리고, 접착길이는 15 mm로 고정하였으며, 바깥쪽 피접착체의 크기를 고정시켜 놓고, 안쪽 피접착체의 바깥쪽 외경을 변화시키는 방법으로 접착제의 두께를 조절하였다. 접착조인트의 접합을 위해 사용한 접착제의 경화공정은 오토클레이브 내부에서 80 °C의 온도와 6기압의 조건에서 3 시간 동안 유지하는 것으로 진행되었다.

튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로수명의 측정을 위해 일본 Shimadzu사의 TB-10B 모델의 비틀림 피로시험기가 사용되었으며, 이 비틀림시험기의 동적하중의 반복속도는 33 Hz으로 고정되어 있고, 동적 비틀림하중의 크기는 50 Nm 이내에서 조절이 가능하도록 되어 있다. 피로수명에 대한 주위의 온도의 영향을 제거하기 위해 피로실험이 진행되는 동안 접착조인트의 온도는 25 °C로 유지시켰다.

Table 1은 실험에 사용된 접착제와 피접착체의 기본적인 기계적 물성을 나타내고 있다. Fig. 2는 인성이 강화된 구조용 에폭시접착제 IPCO 9923의 전단 응력-전단변형률관계 곡선을 나타내고 있으며, 매우 강한 비선형 전단거동을 나타내고 있지만, 상대적으로 접착제에 작용하는 전단응력이 20 MPa이하인 영역에서는 재료가 선형거동을 하는 것으로 가정할 수 있다.

따라서, 접착제의 파괴가 전단응력이 20 MPa보다 응력포화상태에서 발생하는 경우에는, 접착제의 비선형 전단응력-전단변형률관계 전체를 정적토크 전달용량을 계산하기 위하여 사용되어야만 한다. 그러나, 피로해석의 경우와 같이 접착제에 작용하는 최대 전단응력이 접착제의 전단응력 포화값에도달하지 못하고 작은 값이 머무르는 경우에는 접착조인트에 대한 선형 탄성해를 사용하여 튜브형 단면접치기 접착조인트에 작용하는 응력을 계산할 수 있다.

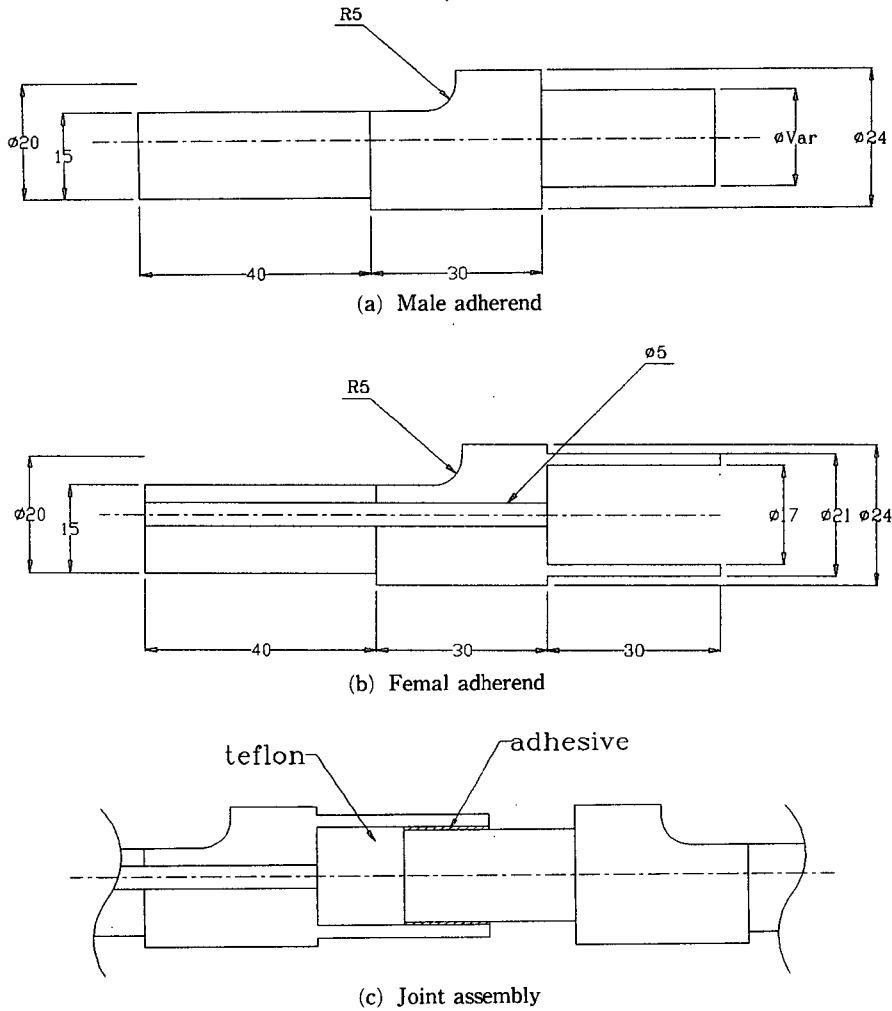


Fig. 1 Configuration of the adhesively bonded tubular single lap joint to measure the fatigue life

Table 1 Material properties of the adherend and adhesive

	Adherend (Steel)	Adhesive (IPC09923)
Tensile modulus (GPa)	210	1.3
Poisson's ratio	0.3	0.41
Tensile strength (MPa)	-	45
Shear strength (MPa)	-	29.5
Coefficient of thermal expansion	$11.7 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$	$72 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$
Cure temperature		80 °C
Cure time		3 hours

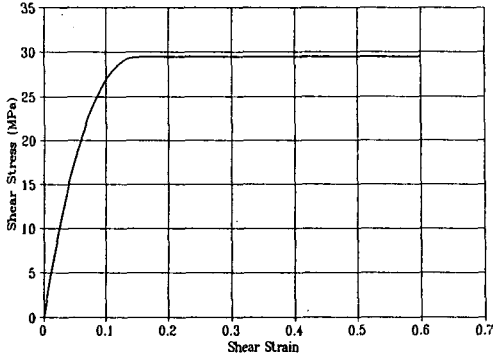


Fig. 2 Shear stress and strain curve of rubber toughened epoxy adhesive: IPCO 9923

3. 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로파괴모델

튜브형 단면접치기 접착조인트의 정적 파괴모델의 구성에서는, 접착조인트의 성형에 따른 잔류 열응력이 접착조인트의 파괴형태에 영향을 미치고 따라서, 접착제의 경계면 파괴강도의 예측에 잔류 열응력의 영향이 고려되어야 함을 보여 주었다.⁽⁸⁾

즉, 접착조인트의 피로강도와 피로수명에 미치는 성형에 따른 잔류 열응력의 영향을 정략적으로 계산함으로써 토크전달을 위한 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로파괴모델을 구성할 수 있었다. 본 연구에서는 일반적인 피로파괴모델에서와 같이, 접착제의 경계면에 작용하는 최대 전단응력과 접착조인트의 피로수명의 대수값이 선형관계를 갖는다고 가정하였으며, 두 값이 이루는 선형방정식의 상수값의 결정에 접착조인트의 성형에 따른 잔류 열응력의 크기가 영향을 미친다고 가정하였다.

3.1 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로파괴 모델의 수식적 유도

Fig. 3은 접착제의 평균 반경의 위치에 평균 전단응력을 4.0 MPa로 유지시키면서 피로시험을 수행하였을 때, 접착제의 두께변화에 대한 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로수명을 나타내고 있으며, 피로수명의 대수값과 접착제의 두께는 선형 방정식의 관계를 보임을 알 수 있다. 접착제의 두께가 두꺼워짐에 따라 접착조인트의 피로수명은 감소하였으며, 접착조인트의 피로접착제의 두께 사이에 다음식과 같은 관계식이 있음을 알 수 있었다.

$$-1.65 \cdot \eta + 7.15 = \log_{10}(N) \quad (1)$$

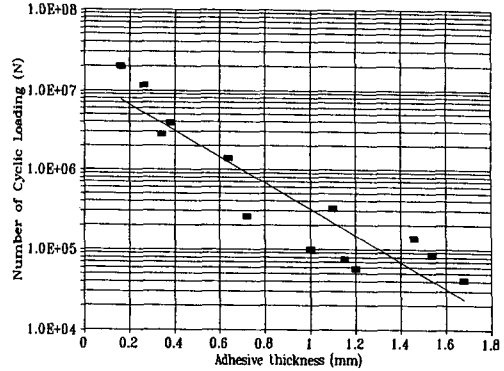


Fig. 3 Number of cyclic loadings for the fatigue failure with respect to the adhesive bonding thickness when average shear stress was 4.0 MPa

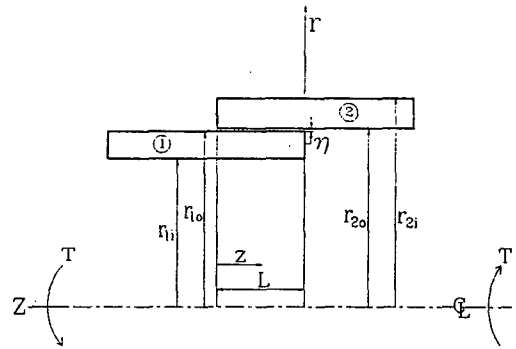


Fig. 4 Schematic diagram of the adhesively bonded tubular single lap joint

여기서,

η = 접착제의 두께

N = 접착조인트의 피로수명

Fig. 4는 비틀림하중, T 하에서의 튜브형 단면접치기 접착조인트의 형태를 나타낸다. 접착조인트에 작용하는 응력분포를 계산하기 위해 Adams의 해석해⁽¹⁾를 수정하여 사용하였다. 접착제의 두께가 충분히 얇지 않은 경우에는 토크전달 용량의 계산에 접착제의 두께가 영향을 미치므로 두께에 대한 영향이 고려되어야만 한다. 따라서, 접착제의 두께에 대해 가장 큰 응력값은 나타내는 위치인 안쪽 피접착체의 바깥쪽 반지름에서 응력성분을 계산하였다. 이 경우에 접착제에 작용하는 전단응력은 다음 식으로 표시된다.

$$\tau_0(z) = \frac{T\alpha}{2\pi r_1^2} \left[\frac{1 - \psi(1 - \cosh(\alpha L))}{\sinh(\alpha L)} \right]$$

$$\cosh(az) - \psi \sinh(az)] \quad (2)$$

여기서,

$$\delta = \frac{2\pi a^2 r_{20} G_a}{G_2 J_2 \eta}$$

$$\psi = \frac{G_1 J_1 r_{20}}{G_1 J_1 r_{20} + G_2 J_2 r_{1i}}$$

$$a = \sqrt{\frac{\delta}{\psi}}$$

G_1, G_2, G_a : 피접착제 1과 2와 접착제의 전단 탄성계수

J_1, J_2 : 피접착제 1과 2의 극관성모멘트

일반적으로 접착제에 작용하는 평균 전단응력이 동일한 경우에도 접착제의 두께변화에 따라 접착제에 작용하는 응력분포와 최대 전단응력은 동일하지 않다. Fig. 5는 접착제에 작용하는 평균 전단응력이 4.0 MPa로서 일정한 경우에, 접착제의 두께변화에 대한 접착제에 작용하는 전단응력분포를 나타낸다. 접착제의 두께가 0.1 mm 이하로 얇아짐에 따라 초기 전단응력은 매우 급격하게 증가하였다. 따라서, 접착제에 작용하는 평균 전단응력을 사용하여 접착조인트의 피로파괴를 해석하는 것을 부적절하며, 접착제에 작용하는 최대 전단응력을 사용하여 해석이 이루어져야만 한다.

따라서, 접착조인트의 피로파괴현상을 규명하기 위하여 응력편차계수를 사용하였다. 응력편차 계(k_t)는 정적 비틀림하중조건에서 튜브형 단면접착기 접착조인트의 정적 파괴형태를 결정하는 무차원수를 나타낸다. 응력편차계수를 계산하기 위하여 성형시에 접착조인트에 작용하는 잔류 열응력을 유한요소법을 통해 계산한다. 접착제에 작용하는 잔류 열응력으로부터 다음과 같은 식으로 정의되는 경계면 파괴전단강도(S_a)를 계산한다.

$$S_a = S_s \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_{r,2}}{S_t}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_{\theta,2}}{S_t}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_{z,2}}{S_t}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_{rz,2}}{S_s}\right)^2} \quad (3)$$

여기서,

S_a : 접착제의 경계면 파괴전단강도

S_t : 접착제의 인장강도

S_s : 접착제의 전단강도

$\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z, \sigma_{rz}$: 접착제에 작용하는 잔류 열응력의 응력성분

튜브형 단면접착기 접착조인트의 경계면 파괴전

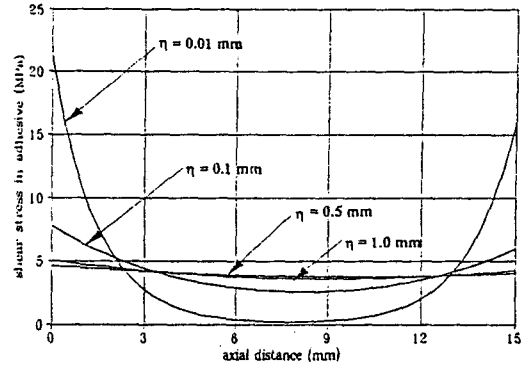


Fig. 5 Shear stress distribution in the adhesive layer of the adhesive joint when the adhesive thickness (μ) is 0.0, 0.1, 0.5 and 1.0mm

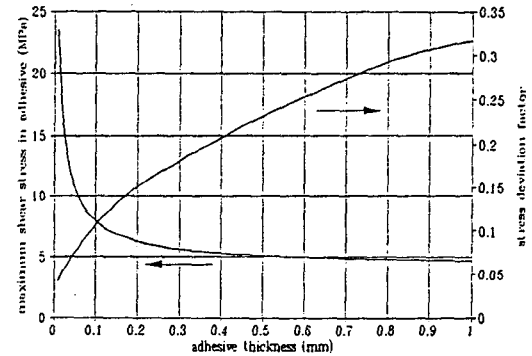


Fig. 6 Peak shear stress in the adhesive and stress deviation factor with respect to the adhesive thickness when the average shear stress was 4.0 MPa

단강도는, 접착조인트의 경계면 파괴전단강도는, 접착조인트가 경계면에서 파괴가 발생할 때의 접착제의 파괴전단강도를 의미한다. 이 값을 무차원화시킨 응력편차 계(k_t)를 접착제의 전단강도(S_s)와 경계면 파괴전단강도(S_a)를 이용하여 다음과 같이 정의하였다.

$$k_t = \frac{S_s - S_a}{S_s} \quad (4)$$

Fig. 6은 접착제에 작용하는 평균 전단응력이 4.0 MPa인 경우, 접착제의 두께에 대한 접착제에서의 최대 전단응력 편차계수의 관계를 나타내고 있다. Fig. 7은 접착조인트의 응력 편차계수를 변화시키면서 접착제에 작용하는 최대 전단응력과 접착조인트의 피로수명과의 관계를 보여 준다.

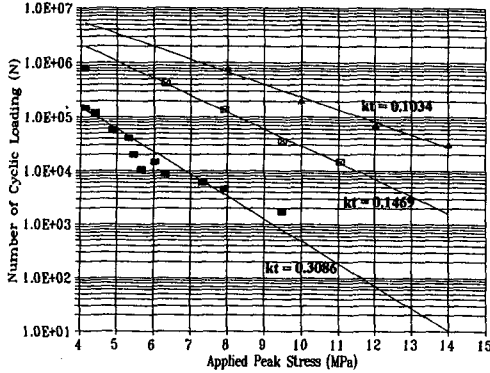


Fig. 7 Number of cyclic loading for the fatigue failure with respect to the applied peak stress

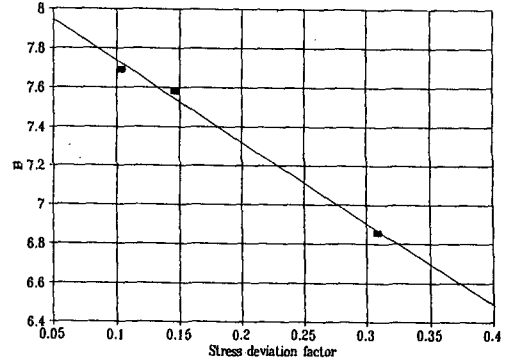


Fig. 9 Value B with respect to the stress deviation factor

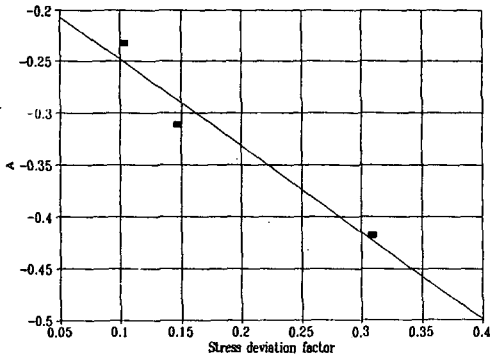


Fig. 8 Value of A with respect to the stress deviation factor

동일한 응력편차계수를 가지는 각각의 경우에 대해 접착제에 가해지는 최대 전단응력 (τ_p)과 피로수명 (N_f)의 대수값은 다음과 같은 선형적인 관계를 가짐을 알 수 있다.

$$A \cdot \tau_p + B = \log_{10}(N_f) \quad (5)$$

Fig. 8로부터 식(5)의 계수 A는 집합강도에 대한 잔류 열응력의 영향을 나타내는 응력편차계수(k_t)의 일차함수로 표시할 수 있음이 밝혀졌다.

$$A = -0.835 \cdot k_t - 0.16481 \quad (6)$$

그리고, Fig. 9로부터 식(5)의 계수 B 또한 응력편차계수에 대해 다음과 같은 선형적인 관계를 가지는 것으로 나타났다.

$$B = -4.16 \cdot k_t + 8.15 \quad (7)$$

이러한 과정을 통해서 튜브형 단면접치기 접착조인트의 접착제에 작용하는 최대 전단응력 및 잔

류 열응력의 영향을 나타내는 응력편차계수로부터 접착조인트의 피로수명을 예측할 수 있는 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로파괴모델을 구성하였다.

따라서, 피로 비틀림하중과 피로수명의 관점에서 튜브형 단면접치기 접착조인트를 설계할 경우에, 접착조인트의 크기, 피접착체와 접착제의 재료물성, 성형시의 온도차 등에 대한 자료만 있으면, 간단하게 피로파괴모델을 적용할 수 있다.

3.2 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로파괴 모델의 적용

피로비틀림 하중에 대해 가장 긴 피로수명을 나타내는 접착조인트의 치수를 결정하기 위해 식(5)로서 요약되는 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로파괴모델을 적용하여 일정 비틀림 피로토크에 대해 접착제의 두께를 변화시키면서 접착조인트의 피로수명을 계산한 결과가 Fig. 10과 같다.

튜브형 단면접치기 접착조인트의 정성적인 특성을 살펴보면 다음과 같다. 접착제의 두께가 얇은 경우에는 열응력의 영향은 작게 나타나지만 비틀림 하중에 의해 접착제에 작용하는 전단응력분포는 상대적으로 큰 응력집중을 나타낸다. 반대로 접착제의 두께가 두꺼운 경우에는 열응력의 영향은 크게 나타나지만 비틀림하중에 의해 접착제에 작용하는 전단응력분포는 상대적으로 작은 응력집중을 나타낸다. 따라서, 피로수명을 단축시키는 두 가지 요소인 열응력과 응력집중현상이 최소로 나타나는 접착제의 두께를 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로파괴모델을 적용함으로써 계산할 수 있게 된다.

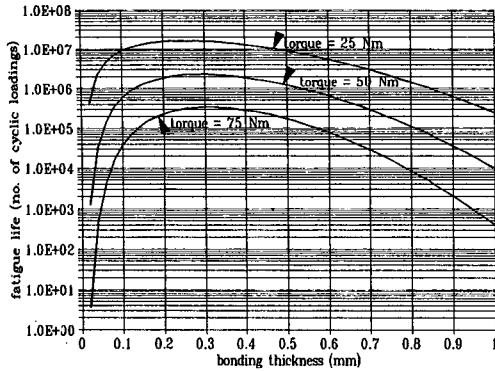


Fig. 10 Expected fatigue life with respect to bonding thickness when the applied torques were 25, 50, 75 Nm

Fig. 10으로부터 피로토크가 25 Nm인 경우에는 접착제의 두께가 0.25 mm일 때 가장 우수한 피로 특성을 나타내고, 피로토크가 50과 75 Nm인 경우에는 접착제의 두께가 0.3 mm일 때 가장 우수한 피로 특성을 나타내는 것으로 나타났다.

따라서, 이와 같은 방법으로 비틀림 피로하중이 가해지는 튜브형 단면접치기 접착조인트의 최적 설계가 가능함을 확인할 수 있었다.

4. 결 론

접착제의 두께변화에 대한 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로 비틀림하중값과 피로수명을 측정하였다. 측정결과로부터 접착조인트의 성형시에 접착제에 발생하는 잔류 열응력과 비틀림 피로하중에 의한 최대 전단응력이 접착조인트의 피로수명에 미치는 영향을 연구하여 튜브형 단면접치기 접착조인트의 피로파괴모델을 구성하였다.

그리고, 피로 비틀림하중에 대한 피로수명 계산 모델을 이용하여 튜브형 단면접치기 접착조인트의 설계방법을 제안하였다.

후 기

본 연구는 과기처의 한국-프랑스 국제 공동연구

로 이루어졌음을 밝히며, 관계자에게 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Adams, R. E. and Peppiatt, N. A., 1977, "Stress Analysis of Adhesive Bonded Tubular Lap Joints," *J. Adhesion*, Vol. 9, pp. 1~18.
- (2) Alwar, R. S. and Nagaraja, Y. R., 1976, "Viscoelastic Analysis of an Adhesive Tubular Joint," *J. Adhesion*, Vol. 8, pp. 79~92.
- (3) Thomsen, O. T. and Dildegard, A., 1990, "Analysis of Adhesive Bonded Generally Orthotropic Circular Shells," in *Developments in the science and Technology of Composite Materials, Proceedings of the Fourth European Conference of Composite Materials* (September 25-28, Stuttgart, Germany), pp. 723~729.
- (4) Chon, C. T., 1982, "Analysis of Tubular Lap Joint in Torsion," *J. Composite Materials*, Vol. 16, pp. 268~284.
- (5) Hipol, P. J., 1984, "Analysis and Optimization of a Tubular Lap Joint Subjected to Torsion," *J. Composite Materials*, Vol. 18, pp. 298~311.
- (6) Hart-Smith, L. J., 1981, "Further Developments in the Design and Analysis of Adhesive Bonded structural Joints in Joining of Composite Materials," *ASTM STP 749*, pp. 3~31.
- (7) Lee, D. G., Kim, K. S. and Lim, Y. T., 1991, "An Experimental Study of Fatigue Strength for Adhesively Bonded Tubular Single Lap Joints," *J. Adhesion*, Vol. 35, pp. 39~53.
- (8) Lee, S. J. and Lee, D. G., 1992, "Development of a Failure Model for the Adhesively Bonded Tubular Single Lap Joint," *J. Adhesion*, Vol. 40, pp. 1~14.
- (9) Lee, S. J. and Lee, D. G., 1994, "A Closed-Form Solution for the Torque Transmission Capability of the Adhesively Bonded Tubular Double Lap Joint," *J. Adhesion*, Vol. 44, pp. 271~284.