

마찰용접된 Torque Rod의 피로수명 예측에 관한 연구

A Study on Fatigue cycle forecast of Friction Welded Torque Rod

*#김형훈¹, 한근조², 한동섭³

*#H. H. Kim(ps_storm@naver.com)¹, KG. J. Han², D. S. Han³

¹ 동아대학교 기계공학과, ² 동아대학교 기계공학과, ³ 동아대학교 BK21총괄사업단

Key words : Troque Rod, Friction Weld, Fatigue Cycle

1. 서론

토크로드(Torque Rod)는 버스나 대형상용차의 추진축에 위치하여 축의 상하/좌우의 움직임을 지지함으로 추진축에 작용하는 충격을 최소화하는 현가장치로서 엔드로드(End Rod)와 튜브(Tube)로 구성되어 있다.

현재 국내완성차에 적용되는 토크로드는 엔드로드와 튜브의 연결을 위하여 Co2용접을 이용하고 있다. 그러나 Co2용접을 이용한 방법은 용접부의 치수변형이 발생하고 위장차를 제어하기가 난해한 문제점을 가지고 있으며 튜브에 삽입되는 엔드로드의 돌출부로 인하여 현재 유럽에서 적용하는 NOVUS EURO 4(경량화의 규제)의 규제를 만족시킬 수 없다.

이러한 규제를 만족시키기 위하여 유럽이나 일본에서는 마찰용접을 이용하여 튜브와 엔드로드를 결합하는 방법을 사용하고 있다. 이러한 마찰용접은 엔드로드의 돌출부의 제거가 가능하여 경량화를 만족시킬 수 있으며 위상차의 제어가 가능하여 공정의 간략화가 가능하다.

이런 경량화의 추세 때문에 국내 토크로드 제작업체에서도 마찰용접기를 도입하여 마찰용접을 이용한 토크로드의 제작을 시도하고는 있지만 아직 시작하는 단계에 불과하다. 그리하여 본 연구에서는 기존의 Co2용접용 토크로드를 기준으로 마찰용접된 토크로드로 설계변경하고 튜브와 엔드로드의 용접부 두께를 변화시켜 두께에 따른 구조해석 및 피로해석을 수행하여 용접부의 피로수명을 예측하였다.

2. 토크로드의 형상 및 해석조건

일반적으로 토크로드는 엔드로드에 고무부싱을 압착시켜 사용되며 Fig. 1에서와 같이 상용차나 버스의 추진축에 위치하여 차량운행 중 노면의 굴곡에 의해 축이 받는 하중을 고무부싱에 의하여 감소시키는 역할을 담당한다.

그러나 본 연구에서는 고무부싱 아닌 마찰용접을 사용한 토크로드 용접부에 대한 해석을 수행하였으므로 해석의 간략화를 위하여 Fig. 2에서와 같이 부싱을 생략하고 좌우 대칭인 모델의 왼쪽 부분만 모델링 하였고, 엔드로드와 튜브의 용접부위를 각각 따로 모델링 하였다.

그리고 Fig. 3과 같이 용접부의 두께를 설계변수로 두었으며

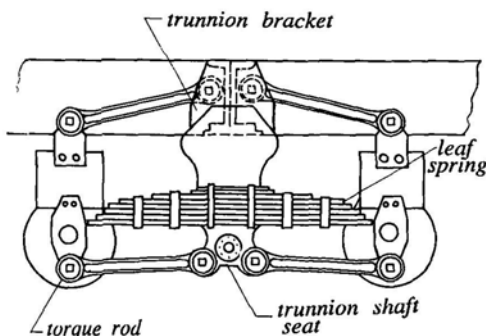


Fig. 1 Rear suspension system



Fig. 2 3D model of Torque Rod

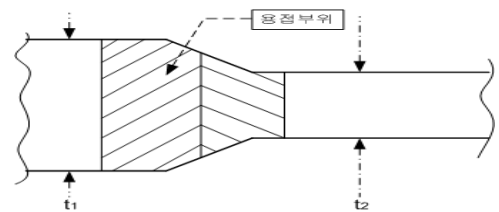


Fig. 3 Welled Parts of the Torque

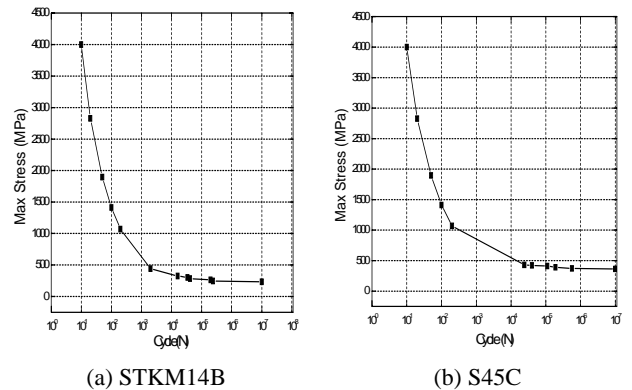


Fig. 4 S-N Curve

Table 1 Design Variable

	case 1	case 2	case 3	case 4
thickness difference	0	0.5	1	1.5

각 두께차(thickness difference)는 T1-T2로 Table 1과 같다.

토크로드는 축의 움직임에 의해 인장, 압축, 굽힘하중을 받게 되며 통상 업계에서 요구하는 시험조건 역시 6000kgf의 하중하에서 굽힘 및 인장, 압축시험을 만족하는 것이다. 그러나 압축에 매우강한 재료의 특성상 본 연구에서는 인장과 굽힘하중에 대한 해석만 수행하였고 고무부싱에 의해 감소되는 하중은 무시하고 6000kgf의 하중을 직접 엔드로드에 가하여 용접부의 두께차의 변화에 의한 발생응력의 변화만을 살펴보았다. 그리고 이러한 용접부의 최대발생응력과 Fig. 4의 각 재료의 S-N커브를 바탕으로 수명시간을 예측해 보았다. 구속조건으로는 대칭면에 대칭구속조건을 적용하여 해석을 수행하였다.

Table 2 Max Stress of the Torque Rod according to Thickness Difference

Thickness Difference	End Rod	Tube
0	118 MPa	121 MPa
0.5	116 MPa	120 MPa
1	111 MPa	121 MPa
1.5	109 MPa	120 MPa

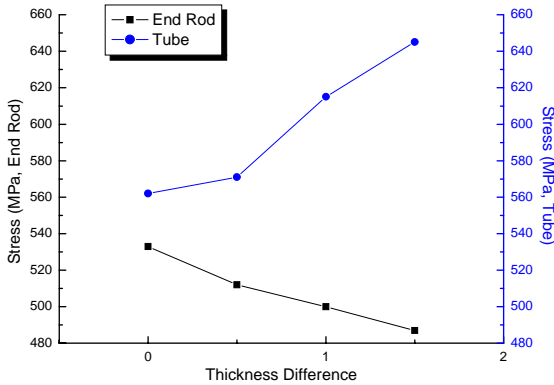


Fig. 5 Variation of Stress according to Thickness Difference

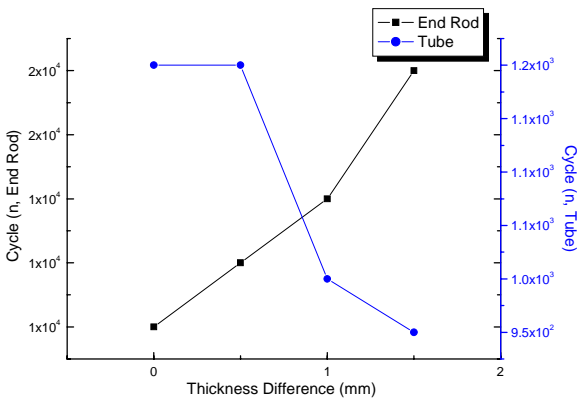


Fig. 6 Variation of Cycle according to Thickness Difference

3. 구조해석 및 피로해석 결과

앞서 언급한 조건으로 구조해석을 수행하였고 그 결과를 Table 2, Fig. 5, 6에 나타내었다.

Table. 2는 각 두께차에 따라 인장하중을 받는 용접부에 발생한 최대 응력을 나타낸 것이다. 표에서와 같이 인장하중 하에서는 엔드로드 및 튜브의 용접부에 발생하는 응력이 매우 낮아 Fig. 4를 기준으로 107N의 수명시간을 모두 만족하는 것으로 나타났다. 그리고 두께차가 커질수록 엔드로드의 응력은 미소하게나마 감소하는 반면 튜브의 응력은 거의 변화가 없었다.

Fig. 5, 6은 굽힘하중하에 두께차에 따른 응력 및 수명시간의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 5에서와 같이 두께차가 커질수록 엔드로드의 응력은 감소하나 튜브의 응력은 급격하게 증가함을 알 수 있다. 해석 시 하중조건을 부여할 때 토크로드의 고무부싱에 의한 하중의 감쇠를 무시하고 부여하였기 때문에 응력은 매우 높게 발생하였다. 그러나 부싱에 의한 하중의 감쇠를 고려하면 실제 발생하는 응력은 이보다 작게 발생할것으로 생각되며 응력의 크기는 무시하더라도 두께의 차가 커질수록 튜브의 강도가 낮아지므로 이것을 고려하여 설계를 해야 할 것으로 판단된다.

이러한 응력의 증가로 인하여 Fig. 6과 같이 엔드로드의 피로수명은 증가하는 반면에 튜브의 수명시간은 급격하게 감소하므로 경량화를 위하여 엔드로드의 두께는 작게 하되 튜브의 두께는 적절히 크기를 유지해야 할 것으로 생각되며 차량의 하부 서스펜션을 설계할 때 토크로드에 작용하는 굽힘하중을 최소화 하는 방향으로 설계를 해야 할 것으로 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 차량의 마찰용접된 토크로드의 용접부에 대한 구조해석과 피로수명의 평가하였다. 마찰용접의 경우 용접효율이 1에 근접하므로 튜브와 엔드로드가 붙어있다고 가정 하에 해석이 가능하였으며 인장하중을 부여하였을 때 마찰부위의 응력은 모두 항복응력 이내에서 발생하였다. 그리고 이러한 결과는 총상 업계에서 요구하는 200,000cycle을 충분히 만족하고 최대 수명인 107cycle이 가능하게 나타났다.

그리고 두께차를 설계변수로 두고 굽힘하중하에 두께차에 따른 응력 및 피로수명을 분석한 결과 두께차가 커질수록 엔드로드의 응력은 감소하였으며 튜브의 응력은 증가하는 결과를 보였다. 이러한 결과로 기인하여 피로수명 역시 튜브의 수명은 감소하는 것으로 나타났다. 이러한 결과로 처음 토크로드를 설계할 때 엔드로드의 용접부 두께는 어느 정도 감소가 가능하지만 튜브의 두께는 일정한 크기를 유지해야 할 것으로 판단된다.

후기

본 논문은 산업자원부 지정 지역혁신센터사업(RIC)신소형제 가공정공정개발연구센터지원으로 수행된 연구임.

참고문헌

1. S. B. Lee, W. D. Kim, " A Study on Performance Evaluation of Rod Rubber Bushing under Static and Fatigue Loadings", KSME, 5, 1320-1329, 1990.
2. Y. S. Yoo, H. S. Kwon, S. H. Yun, " The Structural and Fatigue Analysis for the Bogie Frame of the Rubber Wheel AGT", KSR, 9905, 31-38, 1999.
3. Taesung co., " WorkBench User Manual".
4. 남태현, 정원석, 배동호, "최대응력을 이용한 STS301L 다중접합 점용접 이음재의 피로해석", 한국자동차공학회논문집, 11(6), pp.101-107, 2003.