

방진고무부품 피로수명에 끼치는 평균하중의 영향 및 피로수명 예측

이학주*·김완두*·최병익*·우창수*·김정엽*·고승기**

Effect of Mean Stress on the Fatigue Life of Engine Mount and Life Prediction

H. J. Lee*, W. D. Kim*, B. I. Choi*, C. S. Woo*, J. Y. Kim* and S. K. Koh**

Key Words: Fatigue(피로), Mean Stress(평균응력), Life Prediction(수명예측), Engine Mount(엔진마운트), Maximum Green-Lagrange Strain(최대 Green-Lagrange 변형률).

Abstract

Effect of mean stress on the fatigue life of natural rubber for engine mount was investigated. Fatigue damage parameter based on the maximum Green-Lagrange strain was employed to account for the effect of mean stress. A procedure to predict the fatigue life of rubber components based on the maximum Green-Lagrange strain method was proposed. Nonlinear finite element analysis and fatigue test of jang-gu shape specimen were conducted to predict the fatigue life of engine mount. Predicted fatigue lives have a good agreement with tested lives within a factor of 3.

1. 서론

고무는 고도의 신장성과 탁월한 탄성 복원 능력 및 진동 감쇠 특성으로 인하여 엔진마운트, 부싱, 타이어 등의 자동차 부품을 비롯하여 토목·건설분야의 방진 및 계진 부품과 세탁기, 에어컨 등의 가전제품의 방진부품으로 다양한 산업 분야에 폭넓게 사용되고 있는 공업재료 중의 하나이다⁽¹⁾.

지금까지 대부분의 고무류 기계부품의 설계는 재료의 비선형성과 대변형의 특수한 성질로 인하여 시행착오에 의한 경험적인 수법에 의존하여 왔으나, 최근에는 고무류 기계부품의 설계에 체계적이고 분석적인 방법을 이용하고 있으며, 이에 따라 부품의 성능향상에도 크게 기여할 수 있게 되었다^{(2), (3), (4)}.

고무류 기계부품에 대한 피로해석은 제품의 안전성 및 신뢰성을 확보하고 최적설계를 하기 위한 기반 기술로, 국내 관련 산업계에서는 이의 중요성을 인식하고는 있으나 아직까지 체계적인 설계 및 해석기술이 확립되어 있지 못하다^{(5), (6)}.

본 연구의 대상품인 엔진마운트는 차량 주행 중 반복하중에 의한 손상을 받는 대표적인 고무 부품이므로 내구성 평가가 반드시 요구된다⁽⁷⁾.

부품의 피로특성을 평가하기 위한 방법으로는 크게 소재의 피로시험, 부품의 피로시험 그리고 실차 내구주행시험으로 나눌 수 있다⁽⁸⁾.

소재의 피로시험을 이용하는 경우에는 기하학적 형상, 하중상태, 열처리 및 가공의 영향 등 여러 가지 제한점으로 인하여 부품의 피로특성을 평가하는데 많은 문제점을 가지고 있다. 부품의 내구시험 및 실차 내구시험을 이용하여 부품의 피로특성을 평가하는 경우에는 시간, 경제적으로 많은 제약을 가지고 있으며, 특히 제품 개발 초기 단계에서는 이 방법을 이용하여 특성을 평가

* 한국기계연구원 구조시스템연구부

** 군산대학교 기계공학부

하지 못하는 제한점이 있다.

따라서 본 연구에서는 설계 초기단계에서도 짧은 기간에 비교적 정확하게 부품의 피로수명을 예측할 수 있는 방법을 제안하고자 하며, Fig. 1은 본 연구에서 제안된 고무류 기계부품의 피로수명 예측 절차를 보여 준다.

고무소재의 물성시험(인장, 전단, 압축 또는 이축인장) 결과를 이용하여 부품의 유한요소 해석을 수행하고, 최대 Green-Lagrange 변형률⁽⁹⁾(이하 최대 G-L 변형률로 칭한다)과 하중과의 관계를 구한다. 부품과 같은 물성을 갖는 장구시편의 피로시험을 수행하여 최대 G-L 변형률과 피로수명과의 관계를 구한다. 부품의 유한요소 해석 결과와 장구시편의 피로시험결과를 이용하여 부품의 피로수명을 예측하고, 예측된 피로수명과 부품의 피로시험결과를 비교하여 본 연구에서 제안된 피로수명 예측 절차의 타당성을 검토한다.

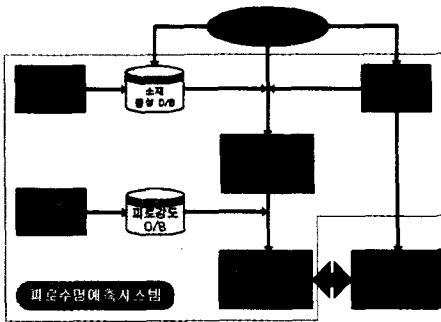


Fig. 1 Procedure to predict the fatigue life of engine mount

2. 장구시편 및 엔진마운트 유한요소해석

2.1 물성시험 및 유한요소모델

대상 부품은 차량 주행 시 반복하중에 의한 피로 손상을 받는 1 톤급 승합차용 엔진마운트(Front engine mount)로 선정하였으며, 본 엔진마운트는 금속 판재 사이에 천연고무(경도 : 60)가 접착되어 있다. Fig. 2는 엔진마운트의 형상 과 주요 부위 치수를 보여 준다.

Fig. 3은 장구시편의 형상과 치수를 보여 주며^{(10), (11)}, 장구시편의 유한요소해석 결과와 피로시험 결과는 엔진마운트의 수명을 예측하는데 이용

된다.

엔진마운트 소재의 기계적물성을 파악하기 위해 인장, 순수전단 및 이축인장 실험을 수행하였다. 각각 10 회의 부하와 제하를 반복하여 응력-변형률 관계를 얻었으며, 부하 시 최대변형률은 인장과 순수전단의 경우에는 1.0 %, 이축인장의 경우에는 0.5 % 이었다. Fig. 3은 기계적 물성시험을 통해 얻어진 부하 시의 응력 - 변형률 관계를 보여 주며, Data 처리 등에 관한 상세한 사항은 참고문헌⁽¹⁰⁾에 나타나 있다.

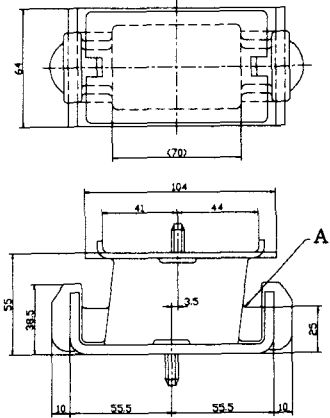


Fig. 2 Dimension and shape of engine mount

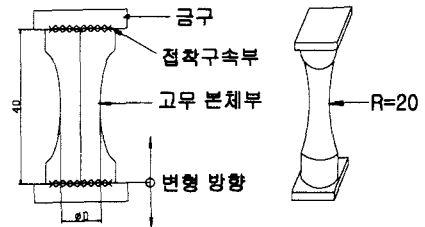


Fig. 3 Dimension and shape of Jang-gu specimen

엔진마운트의 형상과 작용하중이 대칭인 점을 고려하여 10-절점 4면체(Herrmann) 요소⁽¹²⁾를 사용하여 전체의 1/2만 모형화 하였으며, 11,930 개의 절점과 7,615 개의 요소로 유한요소모형을 구성하였다.

장구시편도 형상과 작용하중이 대칭인 점을 고려하여 10-절점 4면체(Herrmann) 요소⁽¹²⁾를 사용하여 전체의 1/8만 모형화 하였으며, 2,562 개의 절점과 1,520 개의 요소로 유한요소모형을 구성

하였다.

해석 시, 금속판재의 탄성계수는 205.8 GPa, 포아송 비(Poisson's ratio)는 0.3으로 하였다. 고무 소재의 기계적 물성시험 결과(Fig. 4)를 이용하여 응력 - 변형을 관계는 에너지를 주 신율(principal stretches)의 함수로 나타내는 오그덴 3항 모델(Ogden model III)을 이용하여 정의하였다⁽⁹⁾, (13).

차체에 고정되는 하단 볼트체결부는 x, y, z 방향의 변위를 모두 구속시켰으며, 상단 볼트체결부에 하중을 부가하였다.

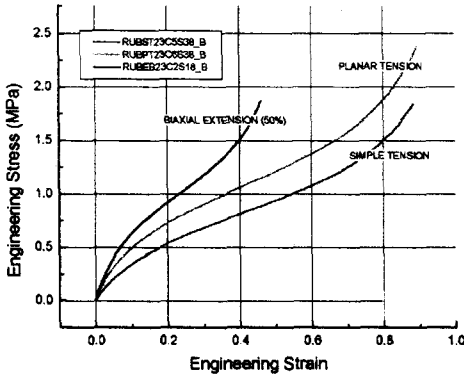


Fig. 4 Stress - strain relation of NR 60 for engine mount in tension, pure shear and equibiaxial tension

2.2 유한요소해석 결과

Fig. 5는 엔진마운트에 4.41 kN의 인장하중을 주었을 때의 G-L 변형을 분포를 보여준다. 최대 G-L 변형률은 Fig. 2의 "A" 부위에서 발생되었으며, 피로시험 결과 파손도 Fig. 2의 "A" 부위에서 발생하였다.

Fig. 6은 장구시편에 98 N의 인장하중을 주었을 때의 G-L 변형을 분포를 보여주며, 피로시험 결과 최대 G-L 변형률이 발생된 위치에서 파손이 발생하였다.

Fig. 7, 8은 유한요소해석 결과 얻어진 엔진마운트 및 장구시편의 하중-변형을 관계를 보여준다. 그림에서 변형률은 최대변형률이 발생된 점에서의 G-L 변형률 값을 보여주며, G-L 변형률(ϵ_{G-L})은 다음 식 (1)로 정의된다⁽⁹⁾.

$$\epsilon_{G-L} = 1/2 (\lambda^2 - 1) \quad (1)$$

여기서,

λ : stretch ratio(= L/L_0)

L_0 : 초기 길이

L : 순간 길이

이다.

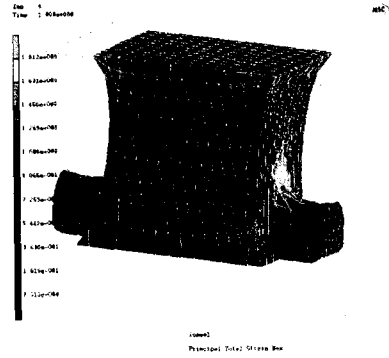


Fig. 5 Green-Lagrange strain distribution of engine mount under tension(Load = 4.41 kN)

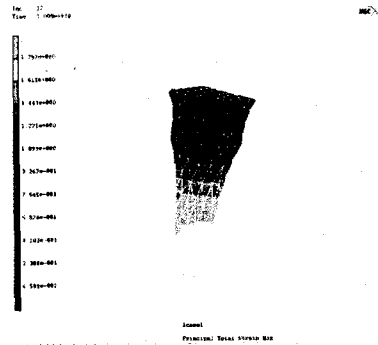


Fig. 6 Green-Lagrange strain distribution of Jang-gu specimen under tension(Load = 98 N)

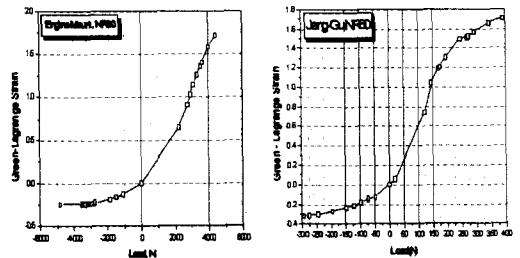


Fig. 7 Load vs. strain of engine mount Fig. 8 Load vs. strain of Jang-gu specimen

3. 장구시편의 피로시험

3.1 변위제어 피로시험

엔진마운트 소재의 경도, 평균응력이 피로수명에 끼치는 영향을 검토하고 적합한 피로손상변수를 규명하기 위해서 변위제어시험기를 이용하여 장구시편의 피로시험을 수행하였다.

4 종류의 서로 다른 경도(50, 55, 60, 65 IRHD)를 갖는 시편에 대해서 각각 평균변위가 0, 5, 7.5, 10 mm 인 경우에 변위진폭을 -11 ~ 30 mm의 범위에서 변화시키면서 시험을 수행하였다. 정현파의 파형을 5 Hz로 부가하였으며 균열이 발생하여 시편의 최대하중이 초기 최대하중의 약 80 %까지 감소하는 경우를 파손으로 정의하였다.

Fig. 9는 4 종류의 서로 다른 경도의 장구시편에 대해서 평균변위 변화에 따른 변위진폭과 피로수명과의 관계를 나타내며, 인장 평균변위가 증가할수록, 그리고 경도가 높을수록 수명이 감소함을 보여 준다.

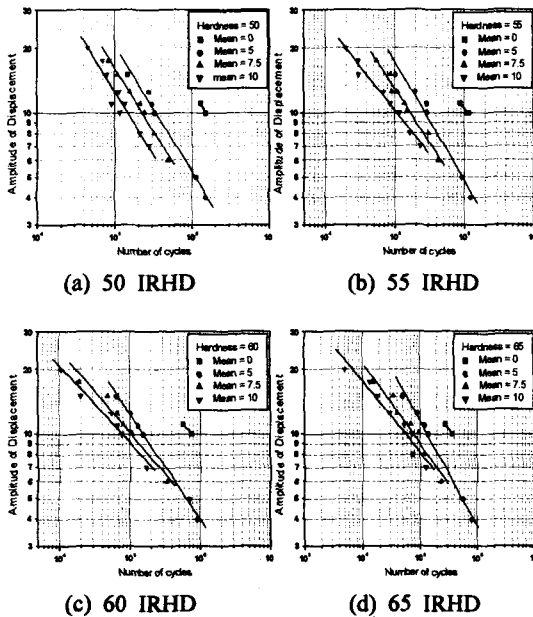
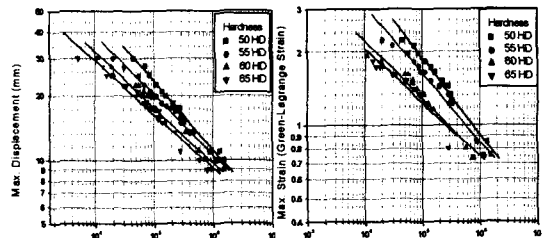


Fig. 9 Effect of mean displacement on fatigue life

천연고무의 경우에 최소변형률이 영(zero) 이상인 경우에는 피로수명이 증가하고, 영 이하인 경

우에는 피로수명이 감소하는 것으로 알려져 있으며⁽¹⁴⁾, 방진고무로 사용되는 고무부품은 대부분 최소변형률이 영 이하의 영역에서 사용되므로 본 연구에서는 최소변위가 영 이하인 경우에 대해서 평균변위의 영향을 고려하였다.

Fig. 10은 최소변위가 영 이하인 경우의 실험 결과를 이용하여 구한 (a)최대변위와 피로수명과의 관계 및 (b)최대 G-L 변형률과 피로수명과의 관계를 각각 보여 주며, 최대변위 또는 최대 G-L 변형률을 변수로 사용할 경우에 평균변위의 영향을 잘 고려할 수 있음을 알 수 있다.



(a) Max. displacement (b) Max. G-L strain

Fig. 10 Max. displacement and max. Green-Lagrange strain vs. fatigue life

Fig. 10(b)의 최대 G-L 변형률-피로수명 관계에서 경도가 증가하면 피로수명이 감소함을 알 수 있으며, 최대변형률을 실험에서 구한 각각의 경도에서의 파단 시의 신율로 나누어 무차원화시키면 Fig. 11과 같은 결과를 얻을 수 있다. Fig. 11을 이용하면 천연고무의 경도, 평균변위 변화에 따른 피로수명을 예측할 수 있으며(Fig. 12), 오차범위 2 배 이내에서 비교적 정확하게 수명을 예측할 수 있음을 알 수 있다.

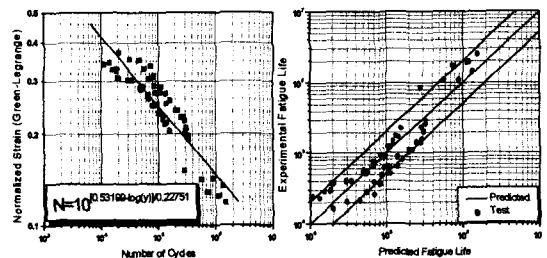


Fig. 11 Normalized max. G-L strain vs. fatigue life

Fig. 12 Comparison of tested and predicted fatigue life

3.2 하중제어 피로시험

엔진마운트의 피로수명을 예측하기 위해서 적합한 피로손상변수를 규명하고, 평균응력이 피로수명에 끼치는 영향을 검토하기 위해서 최대하중 25 kN(하중제 : 2.5 kN) 유압식피로시험기를 이용해 장구시편의 피로시험을 수행하였다. 상온(20℃) 대기 중에서, 정현파의 파형을 0.5 ~ 2 Hz로 부가하며 하중제어로 수행되었으며, 평균하중은 0, 49, 98 N으로 변화시켰다.

Fig. 13은 평균하중 변화에 따른 하중진폭과 피로수명과의 관계를 나타내며, 인장 평균하중이 증가할수록 수명이 감소함을 보여 준다. Fig. 14는 최대 G-L 변형률과 피로수명과의 관계를 보여주며, 변위 제어 실험에서 얻어진 결과에서와 같이 최대 G-L 변형률이 평균하중의 변화에 따른 피로손상을 잘 고려할 수 있는 변수임을 알 수 있다. Fig. 14에서 실선은 최대 G-L 변형률과 피로수명과의 관계를 최소자승법을 이용하여 직선으로 커브피팅한 결과를 보여주며, 다음 식(2)로 표시할 수 있다.

$$\log(\text{Max. G-L Strain}) = 0.922 - 0.166 \log(N_f) \quad (2)$$

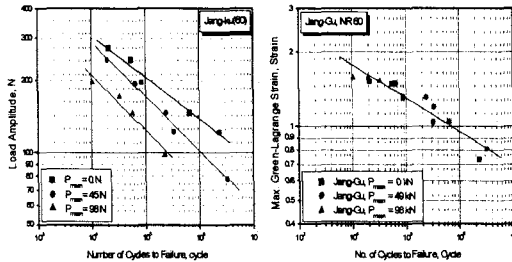


Fig. 13 Load amplitude vs. fatigue life Fig. 14 Max. G-L strain vs. fatigue life

4. 엔진마운트의 피로시험 및 수명예측

4.1 엔진마운트 피로시험

엔진마운트의 피로수명을 예측하고 예측된 수명의 오차범위를 파악하기 위해서 최대하중 100 kN의 유압식피로시험기를 이용하여 엔진마운트의 피로시험을 수행하였다. 상온(20℃) 대기 중에서, 정현파의 파형을 1 Hz로 부가하며 하중제어

로 수행되었으며, 평균하중은 0, 1274 N으로 변화시켰다.

Fig. 15는 평균하중 변화에 따른 하중진폭과 피로수명과의 관계를 나타내며, 인장 평균하중이 작용하면 수명이 감소함을 보여 준다. Fig. 16은 최대 G-L 변형률과 피로수명과의 관계를 보여주며, 장구시편 실험에서 얻어진 결과에서와 같이 최대 G-L 변형률이 평균하중의 변화에 따른 피로손상을 잘 고려할 수 있는 변수임을 알 수 있다.

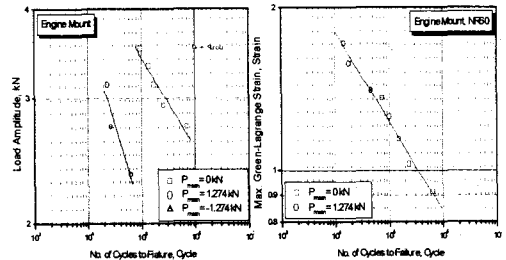


Fig. 15 Load amplitude vs. fatigue life Fig. 16 Max. G-L strain vs. fatigue life

4.2 엔진마운트 피로수명 예측

Fig. 1에서 제안된 방법에 따라 다음과 같이 엔진마운트의 피로수명을 예측하였다.

- 엔진마운트에 작용하는 하중 조건 결정
- 최대하중에 해당되는 G-L 변형률 결정 (Fig. 7 이용)
- 시편의 최대 G-L 변형률 - 피로수명 관계식 (2)에서 수명 계산 (Fig. 8, Fig. 14)
- 계산된 수명 → 엔진마운트의 피로수명

Fig. 17은 장구시편의 피로시험 결과로부터 예측된 피로수명과 엔진마운트의 피로시험 결과로부터 측정된 피로수명과의 관계를 보여주며, 오차범위 3배 이내에서 비교적 정확하게 수명을 예측하고 있음을 보여 준다. 그림에서 점선은 오차범위 3배를 나타내는 선도이다.

예측된 피로수명과 측정된 피로수명이 차이는 나는 원인은 제품과 시편과의 크기 효과 및 표면

거칠기 효과, 형상 효과에 의한 변형률 분포의 상이성 등으로 추정된다.

후기

본 연구는 과학기술부에서 시행한 국가지정연구실사업 연구결과의 일부입니다.

참고문헌

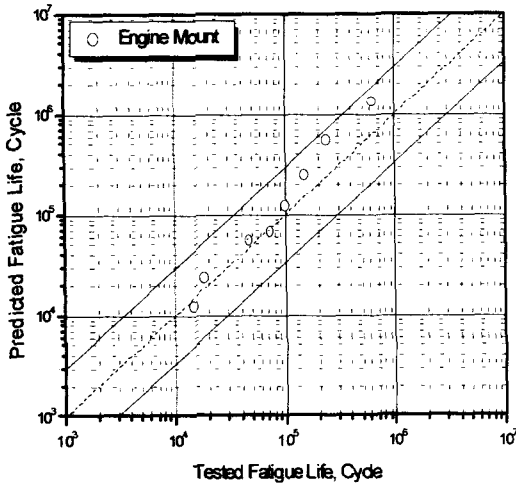


Fig. 17 Comparison of predicted & tested fatigue lives by using the max. Green-Lagrange strain

6. 결론

고무부품 설계의 초기단계에서도 유한요소해석 결과 및 소재의 피로시험 결과를 이용하여 비교적 정확하게 부품의 피로수명을 예측할 수 있는 절차를 제안하였다. 최대 Green-Lagrange 변형률을 피로손상변수로 사용하였으며, 제안된 절차를 자동차용 엔진마운트에 적용하여 피로수명을 예측하였다. 예측된 피로수명은 오차범위 3 배 이내에서 엔진마운트의 피로시험 결과와 잘 일치하였다.

본 연구에서 제안된 수명예측 절차를 확립하기 위해서 응력상태가 다른 부품에의 적용 및 검증에 관한 연구가 수행될 예정이며, 수명예측시스템을 구성하기 위한 소재물성 및 장수시편 피로물성 데이터베이스 구축에 관한 연구가 진행 중이다.

- (1) Smith, E. H., 1994, Mechanical Engineer's Reference Book, 12th ed., p. 7/146
- (2) 김완두, 1998, 고무부품 설계의 유한요소해석 기술응용, KSME Vol. 38, No. 12., p. 42
- (3) Jankovich, E., Jomaa, M., 1991, "FE Stress Analysis of Rubber Automotive Parts Including Friction," SAE 910024
- (4) 김현영, 우창수, 김완두 외, 1995, Computer Simulation of the Behavior of CV Joint Boot," IPC-8, 9531354, Vol. 2, pp. 353-358
- (5) 신수정, 오수익, 이태수, 1997, 고무패드 성형법의 유한요소 모델링, KSME 춘계학술대회논문집(I), pp. 331-336
- (6) 김세호, 이형욱, 허훈 외, 1996, 등속조인트 부트의 유한요소 해석 및 설계 변경에의 응용, SAE 추계학술대회, pp. 323-328
- (7) K. Takeuchi, M. Nakagawa, H. Yamaguchi and T. Okumoto, 1993, "Fatigue test technique of rubber materials for vibration insulators and their evaluation," International Polymer Science and Technology, Vol.20, No.10, pp. T/64-T/69
- (8) R. C. Riu, 1997, SAE Fatigue Design Handbook, 3rd ed., SAE, pp. 259-278
- (9) MSC Software Corporation, 2000, Nonlinear Finite Element Analysis of Elastomers
- (10) 김완두 외, 2001, 고무류 기계부품의 통합설계시스템 개발, 연구보고서, 과학기술부
- (11) H. Yamaguchi and M. Nakayama, 1990, "방진고무 재료의 내피로성 평가, 풍전 합성기보, Vol.32, No.2, pp. 82-87
- (12) MARC Analysis Research Corporation, 1996, MARC User's Manual
- (13) MARC Analysis Research Corporation, 1999, Curve Fitting of Test Data, MARC, Ver. 7.3.
- (14) 방진고무연구회, 1998, 방진고무, 일본철도차량공업회, pp. 58-59