

# 캠버를 고려한 디젤기관차 차체 피로수명평가

전현규<sup>†</sup> · 이동형\* · 김재철\*\* · 이찬우\*\*\*

## Fatigue Life Evaluation of Diesel Locomotive Car body Considering Camber Effect

Hyunkyu Jun, Donghyung Lee, Jaechul Kim, and Chanwoo Lee

Key Words: Locomotive(기관차), Camber(캠버), Fatigue Life Evaluation(피로수명평가), Structural Analysis(구조해석)

### Abstract

Camber with positive deflection is one of the very important design parameters in the manufacture of railway coach. Positive camber is defined as concave shape such as an arch and it increases the strength of structure remarkably. But during the operation of a structure, the positive camber turns into negative camber and it loses the strength of structure. Therefore we should consider the camber effect when we evaluate the fatigue strength of negative cambered structure.

For this purpose, we made a model of negative cambered locomotive car body and performed structural analysis and also we measured the dynamic loads at critical points during commercial line operation. Fatigue strength of locomotive was calculated by applying Miner's damage accumulation rule. Fatigue strength of the two locomotives which have different camber were compared to find out the effect of camber on dynamic load amplitude. We found that the more negative camber a locomotive had, the shorter fatigue strength obtained.

### 1. 서 론

캠버는 철도차량제작시 차체 및 승객하중을 지지하기 위하여 언더프레임을 마치 활처럼 휘도록 제작하는 것으로, 양의 캠버(정캠버)는 볼스터의 위치보다 중심이 높은 형태로 하중지지능력이 강화된 형태이며, 음의 캠버(역캠버)는 이와 반대로 하중지지능력이 약화된 형태이다. 따라서 역캠버 상태가 되면 좌굴의 가능성이 있으므로 열차운행 중 역캠버가 발생하지 않는가에 대해 지속적인

관리가 필요하다<sup>(1,2)</sup>. 기관차와 같이 장기간 사용되는 철도차량의 경우 운행기간 중 하중 및 환경 조건에 의해 초기제작시 주어진 정캠버를 유지하지 못하고 역캠버로 변환된다. 따라서 역캠버가 발생한 기관차에 대해서는 갑작스러운 붕괴가능성이 없는지 또한 피로손상에 의해 파괴될 가능성은 없는지에 대해 연구를 수행할 필요가 있다.

역캠버가 발생하는 원인은 초기 제작시의 제작 능력부족, 사용 중 과도하중에 의한 소성변형, 환경부식에 의한 하중지지능력 소실 등을 원인으로 들 수 있으나, 오랜 사용기간 중 복합적으로 작용하므로 각각에 대한 영향을 정량화하기는 어렵다. Kumuran<sup>(3)</sup> 등은 전동차 차체의 제작과정을 시뮬레이션 함으로써 적절한 캠버량을 계산하기 위한 연구를 수행하였으며, 이를 바탕으로 캠버량, 자중 및 사이드판넬의 두께를 변화시키면서 차체 변형량과의 관계를 분석한 바 있다. 국내에서 운행 중인 철도차량의 경우 약 19mm의 캠버

<sup>†</sup> 전현규, 한국철도기술연구원

E-mail : hkjun@krii.re.kr

TEL : (031)460-5228 FAX : (031)460-5814

\* 이동형, 한국철도기술연구원

\*\* 김재철, 한국철도기술연구원

\*\*\* 이찬우, 한국철도기술연구원

량을 주지만 이에 대한 적절성, 안전성 등 어떠한 연구도 아직까지 발표된 바 없다. 따라서 국내에서 운행 중인 역캠버가 발생한 차량에 대한 안전성을 확보하기 위해서는 역캠버량과 피로수명과의 관계를 도출하기 위한 연구 및 기준작성을 위한 연구를 다각도로 수행할 필요가 있다.

본 연구에서는 역캠버가 발생한 노후기관차의 피로수명평가를 수행하기 위하여 3D 유한요소법을 이용한 구조해석을 수행하여 취약부위를 산정하였으며, 여기에 스트레인게이지를 부착하고 영업노선에서의 동응력을 측정하고 이를 이용하여 피로수명평가를 수행하였다. 또한 캠버량과 피로수명과의 연관관계를 도출하기 위하여 다양한 캠버량을 줄 수 있는 유한요소모델을 만들고 캠버량에 따른 취약부에서의 응력을 구한 후 피로수명평가를 수행할 때 이를 고려함으로써 최종적으로 캠버량을 고려한 피로수명을 예측하였다.

## 2. 기관차 구조해석

### 2.1 해석모델사양

Fig. 1은 해석대상으로 하고 있는 디젤기관차의 형식도<sup>(4)</sup>로써 디젤기관차는 상부골조와 하부골조로 구성되어 있다. 상부골조는 주로 전장품의 보호 및 기관사의 운전을 위한 운전석 등의 골조구조로 하중을 지지하는 역할이 크지 않은 반면 하부골조는 전장품 및 기장품이 조립되어 있는 상태로 하중을 지지하고 구조건전성을 유지하는 기능을 담당한다. 따라서 차체의 구조건전성이 확보되는지 확인하기 위해서는 전체 기관차에 대해 해석모델을 생성하는 것보다, 하부골조만을 모델링함으로써 전체 해석모델의 크기를 감소시켜 해석의 효율성을 향상시켰다. 또한 디젤기관차의 하부골조가 기관차의 중심면을 기준으로 하여 대칭 구조로 되어 있다고 볼 수 있으므로 하부골조의 1/2만을 모델링 하고 대칭조건을 부여하였다. 해석을 위해 사용된 유한요소해석 프로그램은 범용 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS V.6.7.1<sup>(5)</sup>이다. 해석모델은 차량운행사로부터 도면을 제공받아 제작하였다. 해석대상으로 한 기관차의 차체중량은 약 788 kN, 고정축거리는 3,708 mm, 대차간 중심거리는 12,497 mm이다. 최고속도는 150 km/h이며 차체길이는 20,787 mm, 차체폭은 3,127.5 mm, 높이는 4,254 mm이다.

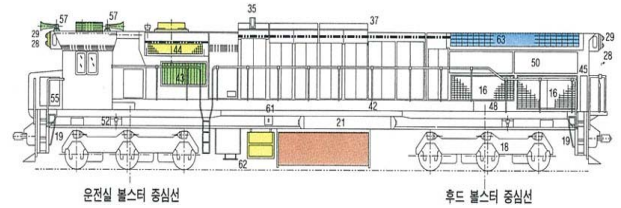


Fig. 1 A drawing of diesel locomotive

### 2.2 해석조건

차체 주요하부골조는 센터실, 사이드실, 엔드실 등으로 구성되어 있으며, 여기에 사용되는 부재의 재료물성치는 Table 1과 같다.

Table 1 Material properties of locomotive

Type	Yield strength (MPa)				Tensile strength (MPa)			
MS4361	196				345			
ASTM A36	248				400—550			
	t45	t32	t25	t10	t45	t32	t25	t10
	304	335	341	400	490	486	517	498
SS400	245				402-510			

또한 피로수명평가를 위한 S-N 곡선은 BS 7608<sup>(6)</sup>에서 제시한 용접부(Class D)에 대한 기준곡선을 사용하였다. Fig. 2는 50 %의 파손확률을 가지는 Class D 용접부 S-N<sub>50</sub> 곡선과 2.3 %의 파손확률을 가지는 Class D 용접부 S-N<sub>2.3</sub> 곡선으로 디젤기관차의 경우 안전성이 매우 중요시 되므로 코드에서 설계사양으로 제시하고 있는 S-N<sub>2.3</sub> 곡선을 해석에 사용하였으며, S-N<sub>2.3</sub> 곡선의 10<sup>7</sup>에서의 피로한도(endurance limit),  $\sigma_e=53$  MPa 이다.

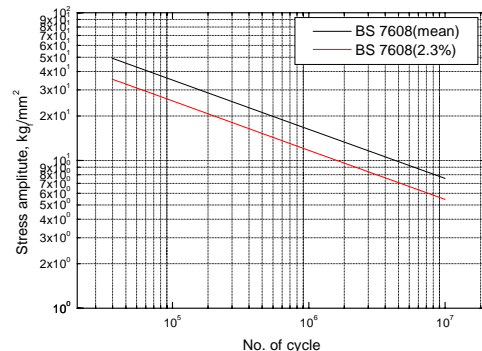


Fig. 2 S-N curve of BS 7608(Class D)

차체에 작용하는 하중은 자중 및 운행 중 발생하는 동하중으로 구분된다. 자중에 의한 취약부위에서의 응력은 유한요소해석을 통해 계산하며 동하중은 스트레인게이지를 이용한 변형을 측정으로부터 계산할 수 있다. 자중은 크게 골조의 무게와 주요 전장품 및 기장품의 무게로 구분할 수 있다. 하중조건은 하중의 크기 및 작용하는 위치를 입력해야 하므로 모든 전장품 및 기장품들의 하중을 각각 고려하여 해석모델을 생성하기는 어렵기 때문에 중량이 상대적으로 큰 19가지에 대해 Fig. 3과 같이 각 부품들이 조립되어 있는 위치에 집중하중의 형태로 작용하였으며, 그 외의 부품들에 대해서는 센터실에 분포하중의 형태로 작용하였다. 실제 전장품 및 기장품은 언더프레임 중심에 대해 정확히 대칭구조를 이루지 않고 있으나 중량이 상대적으로 큰 기관, 연료탱크 등이 대칭구조를 이루고 있기 때문에 중량이 작은 전장품 및 기장품의 비대칭성은 무시하였다.

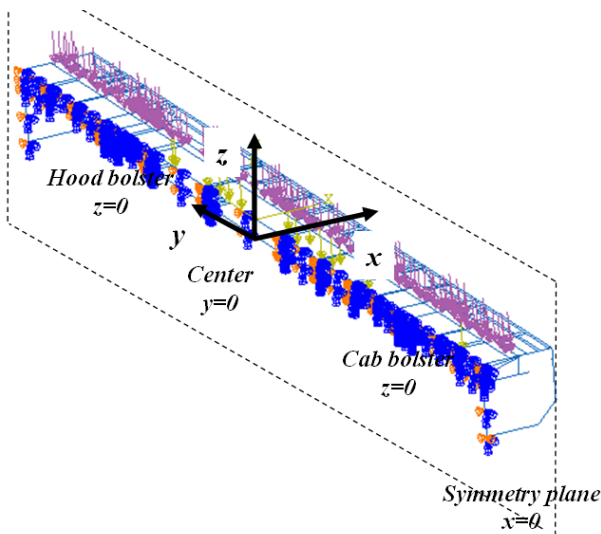


Fig. 3 Loading and boundary condition

한편, 경계조건은 전체 구조 중 1/2만을 모델링했으므로 중앙의 대칭면을 기준으로 대칭조건을 부여하였으며, 캡 볼스터와 후드 볼스터의 위치에 차체 하중을 지지할 수 있는 수직방향의 경계조건을 부여하였다. 또한 전후방향(y)의 이동(translation)을 방지하기 위하여 두 볼스터의 중심부 한 점을 전후방향으로 구속하였다.

### 2.3 구조해석 및 결과

Fig. 4는 언더프레임의 변형모습으로 양쪽 볼스터를 기준으로 한 양단지지보의 변형형태로써 기관차의 중앙부분에서 가장 큰 변위가 발생하였으며, 그 값은  $-10.86 \text{ mm}$ 이다. 상대적으로 높은 응력이 발생한 4곳의 취약 부위에서의 y축방향 응력은 각각  $\sigma_1 = -16 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_2 = -4.8 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_3 = 37.0 \text{ MPa}$  및  $\sigma_4 = -4.0 \text{ MPa}$ 이다. Table 1에서 언더프레임 소재인 MS4361의 항복강도가  $196 \text{ MPa}$ , ASTM A36 소재의 항복강도가  $248 \text{ MPa}$ , SS400 소재의 항복강도가  $245 \text{ MPa}$ 인 것을 고려하면 취약부위에서 발생한 응력은 소재의 항복강도보다 매우 작으므로 정하중으로 인하여 항복이 발생할 것으로는 예상되지 않으나, 여기에 동응력이 더해지면 피로한도,  $\sigma_e = 53 \text{ MPa}$  보다 큰 응력이 발생하며 이로 인한 피로손상이 발생할 가능성이 있는 것으로 판단된다. 따라서 차체프레임에서는 이 부위들에서 손상이 가장 먼저 발생할 것으로 예상되므로 스트레인 게이지를 이용한 동하중 측정시 이들 부위를 중심으로 하중을 측정하고 수명평가를 수행하였다.



Fig. 4 Deformation of the under frame after loading

## 3. 피로수명평가

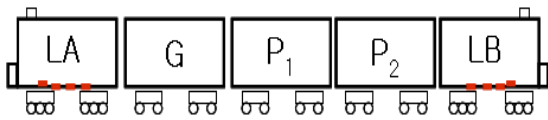
### 3.1 노후기관차 캠버량 측정

노후기관차에서의 캠버량에 대한 현황분석을 수행하기 위하여 차령이 24~29년된 디젤기관차 50량의 캠버를 측정하였다. 캠버량은 센터실 전·후·좌·우 곳을 측정하여 기준면을 만들고 센터실 전부터 후까지의 길이를 7등분하여 측정된 후 기준면과 측정값까지의 차이를 계산하였다. 계산된 값 중 가장 큰 값을 차체의 캠버량으로 정의하였다. 측정결과 캠버량은  $+6.84 \text{ mm}$ 부터  $-32.06 \text{ mm}$ 까지 다양하게 분포하였으며, 차령과 캠버량을

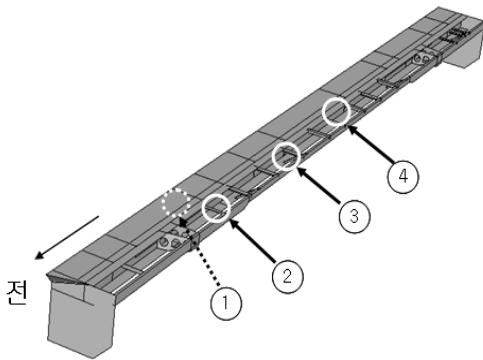
비교해본 결과 아무런 연관관계를 찾을 수 없었다. 따라서 캬버량은 사용연한에 따라 서서히 이루어지는 것이 아니라 앞서 언급한 제작결함, 과도하중에 의한 소성변형 및 부식에 의한 두께감소 등에 의해 이루어진다고 생각된다.

### 3.2 실동응력 측정

캬버량에 따른 취약부위에서의 동응력을 측정하기 위하여 Fig. 5(a)와 같이 역캬버가 가장 크게 발생한 기관차 LA(-32 mm)와 캬버량이 비교적 양호한 기관차 LB(-2.58 mm)를 이용하여 시험열차를 편성하였다. 시험열차는 전과 후부에 기관차를 각각 배치하였으며, 중간에 전력공급을 위한 발전차 및 측정장비 설치를 위한 객차 2량을 배치하였다. 동응력 측정구간은 부산-대전간(275 km 중 약 200 km) 및 부산-진주간(약 100 km)으로 총 300 km를 운행하며 측정하였다. 스트레인 게이지의 부착위치는 구조해석 결과를 참고하여 Fig. 5(b)와 같이 언더프레임 4곳을 선정하고 단축 스트레인 게이지를 부착하였다. 부착위치는 하중을 지지하는 역할이 큰 센터실의 용접부 2곳 및 최대 처짐량이 예상되는 1 곳에 각각 부착하였으며, 볼스터 지지점에 가까운 차체하부 중앙의 용접부 1곳에도 스트레인게이지를 부착하였다.



(a) Formation for dynamic load measurement



(b) Strain gauge attachment positions

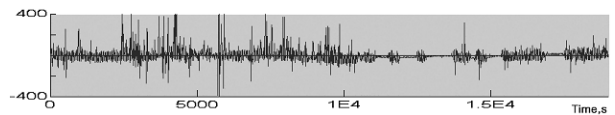
**Fig. 5** Formation of test train-set for measurement of dynamic load during commercial line running

Fig. 6(a)와 (b)는 LA와 LB의 게이지포인트 ① 번에서 측정된 스트레인값( $\mu m$ )을 비교한 것으로써 LA에서 측정된 변형률진폭이 LB에서 측정된 변형률 진폭보다 상대적으로 큰 진폭을 보이고 있는 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 6(c)는 레인플로우(rain flow)방법을 이용한 사이클 카운팅 결과를 응력진폭과 발생횟수로 나타낸 것으로 LA에서 측정된 값이 LB에서 측정된 값보다 ①위치에서는 약 34%, ②위치에서는 약 85%, ③위치에서는 약 100%, ④위치에서는 약 56% 크게 나타났다.

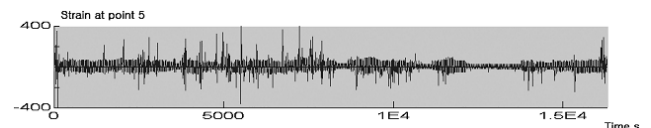
### 3.3 피로수명평가

Miner의 선형누적손상법칙을 이용하여 피로하중에 의한 손상을 계산하기 위하여 Eqn. (1)과 같이 정하중에 의한 응력,  $\sigma_{load}$ , 동하중에 의한 동응력진폭,  $\sigma_{dyn}$ 을 더해 총 응력진폭,  $\sigma_{tot}$ 를 계산하였다.

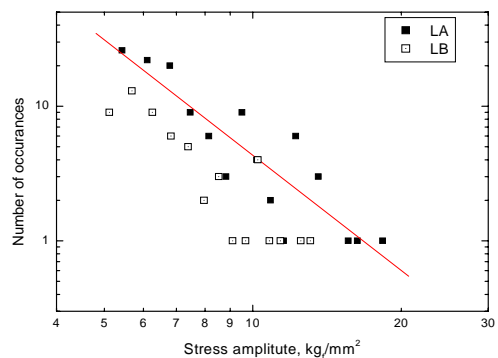
$$\Delta\sigma_{tot} = \sigma_{load} + \Delta\sigma_{dyn} \quad (1)$$



(a) Strain transient of the LA



(b) Strain transient of the LB



(c) Stress amplitude comparison

**Fig. 6** Comparison of measured dynamic strains at gauge point ① between LA and LB

하나의 블록(300 km)을 운행함으로써 받는 손상을 계산하고 이를 누적손상이 1에 도달할 때까지 반복함으로써 예상되는 운행거리를 계산하였다. 또한 연간 운행거리를 260,000 km로 가정하고 각 기관차를 30년 및 35년 동안 운행했을 경우에 예상되는 총 운행거리를 비교하여 안전계수를 계산하였다. Table 2는 해석결과로서 게이지 포인트 ①번 위치에서 가장 큰 누적손상이 발생하였을 때 LA 기관차의 예측손상발생 운행거리는 6,890,000 km였으며, LB 기관차의 예측손상발생 운행거리는 16,384,000 km 였다. 예측운행거리를 비교해 볼 때 역캠버가 발생한 기관차의 예측수명이 역캠버가 발생하지 않은 기관차의 예측수명보다 짧은 것을 알 수 있으며, 역캠버로 인한 동응력진폭의 증가가 기관차 언더프레임의 손상에 영향을 줄수 있는 것으로 판단할 수 있다.

Table 2 Fatigue life evaluation results

Gauge point	Block damage (300 km)	Estimated distance (km)	Safety Factor (30years)	Safety Factor (35years)	
LA	1	$4.354 \times 10^{-5}$	6,890,000	0.95	0.82
	2	$2.246 \times 10^{-5}$	13,357,000	1.85	1.60
	3	$2.576 \times 10^{-5}$	11,646,000	1.62	1.39
	4	$1.281 \times 10^{-5}$	23,419,000	3.25	2.79
LB	5	$1.831 \times 10^{-5}$	16,384,000	2.10	1.80
	6	$5.303 \times 10^{-6}$	56,571,000	7.25	6.21
	7	$4.640 \times 10^{-6}$	64,655,000	8.29	7.10
	8	$1.605 \times 10^{-6}$	186,915,000	23.96	20.54

또한 LA 기관차의 안전계수는 게이지 포인트 ①에서 각각 0.95(30년), 0.82(35년)로 계산되었으므로, LA의 게이지 포인트 ①에서의 피로수명은 피로수명을 초과한 반면 동일한 위치에서 LB 기관차의 안전계수는 각각 2.10(30년)과 1.80(35년)로써 아직까지 피로손상이 발생하기까지는 잔여수명이 상당히 남아있었다.

#### 4. 캠버량을 고려한 피로수명평가

##### 4.1 해석조건 정의

캠버량과 동응력의 관계를 살펴보면 역캠버가 커짐에 따라 동응력이 커지므로 역캠버가 발생한 기관차에 대해서는 캠버량을 고려한 피로수명평가를 수행할 필요가 있다. Fig. 7은 해석

대상으로 한 기관차의 초기 캠버량을 나타낸 것으로 제작도면에 의하면 차체는 캠 볼스터와 후드 볼스터의 중심에서 19.1 mm의 캠버량을 유지해야 한다.

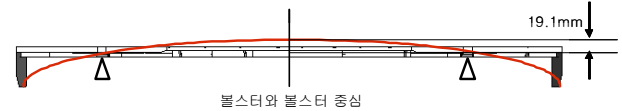


Fig. 7 Illustration of the camber at diesel locomotive

따라서 운행 중 임의 크기의 역캠버를 가지는 기관차의 잔여수명을 예측하기 위하여 다음과 같은 가정 및 절차를 이용하여 역캠버량에 따른 응력진폭을 예측하였다.

- 1) 역캠버가 발생하기 위해서는 기관차 차체 및 전장품의 무게뿐만 아니라 강제변형이 동반되어야 한다. 이는 구조해석에서 차체 및 전장품의 무게로만은 역캠버가 발생하지 않은 것으로 입증된다. 따라서 역캠버를 시뮬레이션하기 위해서는 하중에 의한 변형량을 계산하고 여기에 강제변형을 주어 최종 캠버량이 역캠버가 되도록 함으로써 역캠버 정도에 따라 구조물이 받는 응력을 예측한다.
- 2) LA와 LB 차량으로부터 운행 중 동응력을 각각 측정하고 이를 비교함으로써 역캠버량이 동응력의 크기에 미치는 영향을 정량화하고 이를 이용하여 역캠버량에 따른 동응력 크기를 내삽(interpolation)하여 예측한다.
- 3) 자중에 의한 응력,  $\sigma_{load}$ 와 강제변위에 의한 응력,  $\sigma_{disp}$  및 운행 중 동응력  $\sigma_{dyn}$ 을 모두 더하여 총 응력  $\sigma_{total}$ 를 계산하고 이를 이용하여 취약부에서의 누적피로손상을 평가한다.

##### 4.2 강제변위에 의한 응력계산

강제변위에 의한 응력을 계산하기 위하여 앞서 제작한 유한요소해석모델에서 센터실의 중심부에 초기 강제변위를 각각 -8.24, -13.24, -18.24, -23.24 및 -28.24 mm 를 부여하고 구조해석을 수행하여 취약부위에서의 응력,  $\sigma_{disp}$ 를 계산하였다. 해석을 위한 구속조건은 앞서의 경우와 같으며, 초기하중으로 캠버량에 따른 초기변위를 주었다.

### 4.3 캠버량에 따른 동응력 크기 예측

캠버량에 따른 동하중의 크기를 예측하기 위하여 LA 및 LB의 실동응력진폭을 비교하였으며, 실동응력진폭이 캠버량과 선형적인 관계가 있다는 가정 하에 캠버량에 따른 동하중진폭을 계산하였다. 즉 LA의 동응력진폭과 LB의 동응력진폭을 내삽하여 역캠버 -32~2.58 mm를 가진 차체의 취약 부위에서의 동응력을 계산하였다. 역캠버량이 20 mm인 경우에서 최대응력은 약 98.0 MPa으로서 항복강도와 비교해볼 때 구조물의 갑작스러운 붕괴는 발생하지 않을 것으로 판단된다.

**Table 3** Stresses at critical points varying displacement at the center of center sill

Disp. (mm)	Resultant Camber* (mm)	$\sigma_{disp}(MPa)$			
		①	②	③	④
-8.239	0.00	-11.1	-1.3	28.6	-5.4
-13.239	-5.00	-17.8	-2.1	46.0	-8.7
-18.239	-10.00	-24.5	-2.9	63.5	-11.9
-23.239	-15.00	-31.2	-3.8	80.9	-15.2
-28.239	-20.00	-38.0	-4.5	98.0	-18.5

\*Resultant Camber=initial camber(19.1mm) - displacement by  $\sigma_{load}$ -displacement by  $\sigma_{disp}$

### 4.4 캠버량을 고려한 피로수명평가

앞서와 같이 Miner의 선형누적손상법칙을 이용하여 피로하중에 의한 손상을 계산하기 위하여 Eqn. (2)와 같이 정하중에 의한 응력,  $\sigma_{load}$ , 강제변위에 의한 응력  $\sigma_{disp}$  및 동하중에 의한 동응력진폭,  $\sigma_{dyn}$ 을 더해 총 응력진폭,  $\sigma_{tot}$ 를 계산하였다.

$$\Delta\sigma_{tot} = \sigma_{load} + \sigma_{disp} + \Delta\sigma_{dyn} \quad (2)$$

역캠버량을 고려한 누적피로수명평가는 앞서의 절차와 동일하며 자중에 의한 응력진폭, 캠버를 고려한 강제변위로부터의 응력진폭 및 동응력을 고려한 응력진폭을 모두 고려하여 누적피로수명을 계산하였다. Table 4는 캠버량에 따른 블록손상, 누적손상, D=1까지의 예상운행거리 및 연간 운행거리 260,000 km를 가정한 30년 및 35년에 대한 안전계수를 계산한 것이다. 30년 운행조건에 대한 안전계수를 비교해 볼 때 캠버량 -15 mm일 경우 1.20이며 -20 mm일 경우 0.99로써 캠버량 -20 mm를 30년 이상 사용할 경우 안전여유를 만족하지 못하는 것으로 계산되었다. 또한 캠버량

-15 mm일 경우 35년에 대한 안전계수가 1.03으로써 한계수명에 거의 다다른 것으로 판단할 수 있다.

**Table 4** Fatigue life evaluation results by varying camber

Resultant camber (mm)	Block damage (300km)	Estimated distance (km)	Safety Factor (30years)	Safety Factor (35years)
0.0	$1.684 \times 10^{-5}$	17,814,000	2.28	1.96
-5.0	$2.027 \times 10^{-5}$	14,800,000	1.89	1.62
-10.0	$2.400 \times 10^{-5}$	12,500,000	1.60	1.37
-15.0	$3.192 \times 10^{-5}$	9,398,000	1.20	1.03
-20.0	$3.847 \times 10^{-5}$	7,798,000	0.99	0.85

## 5. 결론

본 연구에서는 역캠버를 가지는 기관차 차체의 구조건전성 평가를 위한 해석프로세스를 제시하였으며, 피로수명평가를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 기관차에 발생하는 역캠버는 영업노선 운전시 동응력을 크게 하며, 역캠버 -32 mm의 기관차를 운행한 결과 위치에 따라 최대 약 2배의 응력 값을 얻을 수 있었다.
- 2) 캠버량을 고려한 피로수명평가 결과 캠버량이 -15 mm인 기관차의 경우 약 35 년의 피로수명을 얻을 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) Technical specification No.08-014.pdf
- (2) PCT/US97/09681, 1996, "Method for construction of a monocoque locomotive," *World Intellectual Property Organization*.
- (3) Kumaran, M.S., Kumar, R.K. and Sriraman, R, 2000, "Finite element simulation of the railway coach shell assembly process," *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol.214 Part B, pp.581~592.
- (4) Korean National Railroad, 1999, "Locomotive maintenance operation manual I-III,"
- (5) ABAQUS, 2007, "ABAQUS/CAE User's manual"
- (6) British Standard, 1993, "Code of practice for fatigue design and assessment of steel structures,"