

고속전철용 대차프레임의 다축피로해석에 관한 연구

A Study on the Multiaxial Fatigue Analysis of Bogie Frame for High Speed Train

이상록* 이학주** 한승우** 강재윤***
Lee, Sang-Rok Lee, Hak Joo Han, Seung Woo Kang, Jae Youn

ABSTRACT

Stress analysis of bogie frame by using the finite element method has been performed for the various loading conditions according to the UIC (International Union of Railways) Code 615-4. Multiaxial fatigue damage models such as signed von Mises method and typical critical plane theories were reviewed, and multiaxial fatigue analysis program (MUFAP) has been developed. Fatigue analysis of bogie frame under multiaxial loading was performed by using MUFAP and finite element analysis results. The procedure developed in this study is considered to be useful for the life prediction in preliminary design stage of railway components under multiaxial loading conditions. 3-dimensional surface modeling, mesh generation and finite element analysis were performed by Pro-Engineer, MSC/PATRAN and MSC/NASTRAN, respectively, which were installed in engineering workstation.

1. 서론

대차(Bogie)는 크게 대차프레임, 차륜 및 차축, 현수장치, 제동장치, 전동기 및 동력전달장치 등으로 구성되며, 대차프레임은 형상이 복잡하고 하중을 직접 지지할 뿐 아니라 하중조건도 정적 및 동적 하중이 복합적으로 작용하고 있다. 대차프레임은 차체 자중에 의한 정적하중과 승객하중, 곡선주행, 제동 시 발생하는 준 정적 하중(Quasi-Static Load) 및 불규칙한 선로와 차체, 대차, Wheelset의 운동 Mode에 의한 동적 하중을 받고 있다. 즉 진폭과 주파수가 변화되는 복합 피로 하중을 받고 있으므로 대차프레임의 강도 설계 시에는 반복적인 피로하중을 반드시 고려하여 해석을 수행하여야 한다.^{(1), (2)}

본 연구에서는 UIC Code 615-4⁽³⁾를 적용하여 고속전철에 사용되는 동력차용 대차프레임에 작용하는 피로하중을 정의하고, 유한요소법을 이용하여 대차프레임의 구조해석을 수행하였다. 주응력 크기와 방향이 시간에 따라 변하는 비위상(Non-proportional) 다축하중을 받는 대차프레임의 피로해석을 위해 다축피로손상을 표현할 수 있는 변수에 관한 자료를 요약하였다. 고주기 피로영역(High Cycle Fatigue Region)에서 허용응력을 기준으로 피로안전율을 구하여 다축피로해석을 수행할 수 있는 프로그램(MUFAP : Multiaxial Fatigue Analysis Program)을 개발하였으며, 유한요소해석 결과와 MUFAP를 이용하여 대차프레임의 피로해석을 수행하였다.

대차프레임의 유한요소해석을 위한 3차원 Modelling은 Pro-Engineer를, Mesh 작업은 MSC/PATRAN을, 그리고 계산은 Workstation(HP C180)에 설치된 상용 유한요소해석 프로그램인 MSC/NASTRAN을 이용하여 수행하였다.

* 한국기계연구원 신교통기술연구부 책임연구원, 정회원

** 한국기계연구원 구조시스템연구부 선임연구원, 정회원

*** 한국과학기술원 기계공학과 위촉연구원, 정회원

2. 대차프레임에 작용하는 하중

대차는 철도 차량을 구성하는 구조 부품 중에서 가장 중요한 요소 중의 하나이므로, International Union of Railway(UIC)에서는 Code를 제정하여 동력차에 사용되는 대차프레임의 피로 강도를 평가하는 기준(UIC Code 615-4)을 제안하고 있다.⁽³⁾

본 절에서는 UIC Code 615-4를 해석 대상 고속전철에 적용하여, 대차프레임에 작용하는 하중의 종류, 크기와 방향을 구하였다. 그림 1은 대차프레임에 작용하는 하중의 종류와 방향을 보여주며, 그림 2는 하중의 크기 및 하중간의 위상차(Phase Difference)를 보여 준다.

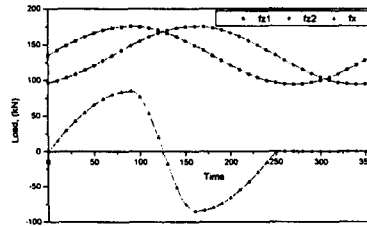
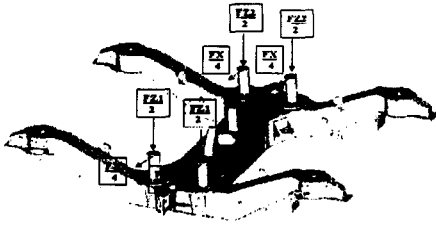


그림 1. 동력차 대차프레임에 작용하는 하중 그림 2. 동력차 대차프레임에 작용하는 하중 크기 및 위상차

3. 대차프레임 유한요소 해석

3.1 개요

대차프레임 피로해석을 위한 응력상태를 파악하기 위해서 유한요소 해석을 수행하였다. 대차프레임의 유한요소 모형화하기 위해서 Shell 요소를 사용하였고, Axle Box, Axle, Brake Anchor Plate에 작용하는 하중을 모형화하기 위해서는 Beam 요소를 사용하였으며, 1차 현가장치를 모형화하기 위해서는 Spring 요소를 사용하였다.

3.2 유한요소 모형화

Pro-Engineer를 이용하여 약 60 여개의 부품으로 이루어진 동력차 대차프레임의 3-D Modelling을 수행하였다. 완성된 Solid Model의 중량은 실제 대차프레임의 중량의 약 95.3 %로 계산되어, Solid Model이 실제와 매우 근사하게 완성되었음을 알 수 있다. 약 4.7 %의 차이는 구조해석에 큰 영향을 미치지 않는 부품 및 용접 Bead 등을 Modelling에서 제외한 것에 원인이 있다.

그림 3은 16,438개의 요소와 16,436개의 절점으로 구성된 대차프레임의 유한요소 모형을 보여준다. 완성된 유한요소 모형 중 취약부위로 예측되는 부위의 Aspect Ratio는 3 이하로 나타났다.

3.3 유한요소 해석

대차프레임의 소재는 용접성을 고려하여 탄소강 및 합금강 단강품(Carbon and Alloy Steel Forgings)의 일종인 LF1(ASM)으로 선정하였다.⁽⁴⁾

대차프레임 소재의 기계적 특성 및 피로특성은 표 1에 나타내었으며,⁽⁴⁾ 그림 2에 나타난 하중을 부가하였다. 수직방향 및 폭방향으로 단위하중이 작용하는 경우에 대차프레임에 작용하는 응력성분을 구하고, 단위하중 해석 결과를 선형중첩(Linear Superposition)하여 36 가지 Load Case에 대한 각 절점에서의 응력성분이력을 구하였다.

경계 조건은 Pivot Block에서 대차프레임의 길이방향 변위를 구속시켰으며, Axle의 한쪽 Wheel에서 폭방향 변위, 폭방향 회전을 구속시켰고, 모든 Wheel에서 수직방향 변위를 구속시켰다. 또한 Axle과 Axle Box는 대차프레임의 길이, 폭, 수직 방향의 변위를 연계(Coupling)시켰다. 그림 3은 대차프레임에 수직하중이 작용하는 경우의 경계조건 및 하중조건을 보여준다.

표 1. 소재의 기계적 특성 및 피로특성

| 항 목 | 값 |
|--|-------------------------|
| Young's Modulus | 210,000 MPa |
| Density | 7,850 kg/m ³ |
| Poisson's Ratio | 0.3 |
| Yield Stress | 255 MPa |
| Tensile Strength | 384 MPa |
| Fatigue Strength Exponent | -0.07158 |
| Fatigue Limit (2x10 ⁷ Cycles) | 110 MPa |

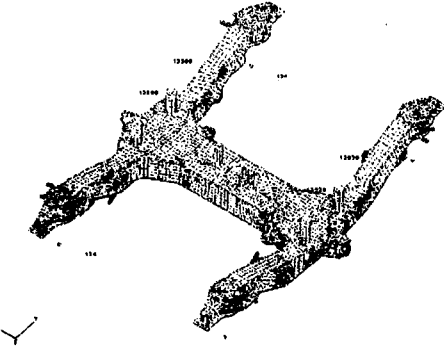


그림 3. 대차프레임 유한요소 모형 및 경계조건

3.4 해석결과

그림 4는 그림 2의 하중이력 중에서 시간이 70 일 때의 하중이 작용할 경우 유한요소해석에 의해서 구해진 주응력 분포를 보여준다. 최대주응력은 Transom과 Side Frame이 교차하는 부위의 밑 부분에 위치한 모재부에서 발생하였다.

피로해석은 취약부위로 예측되는 Transom과 Side Frame이 교차하는 부위의 밑 부분에서 5개의 절점에 대해서 수행되었으며,⁽²⁾ 피로해석이 수행된 절점의 위치는 그림 5에 나타내었다.

수직방향하중 및 폭방향 하중($P_{k, FEA}$)이 작용하는 경우에 유한요소해석으로부터 얻은 응력성분 ($\sigma_{ij,k}$)을 이용하여, 식 (1)에 의한 선형중첩으로 응력성분이력을 구하였다. 그림 6은 5개 절점에서 작용하는 응력성분이력을 보여주며, 응력성분이력은 대차프레임의 다축피로해석을 수행하는데 이용된다.

$$\sigma_{ij}(t) = \sum_k \sigma_{ij,k} \left(\frac{P_k(t)}{P_{k, FEA}} \right) \quad (1)$$

여기서, k : load case

$\sigma_{ij,k}$: load case k 일 때의 응력성분

$P_k(t)$: 하중 크기(load case k, 시간 t)

$P_{k, FEA}$: 유한요소해석에 이용된 하중크기(load case k)

이다.

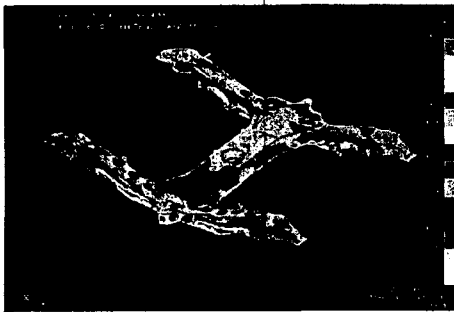


그림 4. 주응력 분포(시간 70인 경우)



그림 5(a). 절점 2,337과 3,229 위치

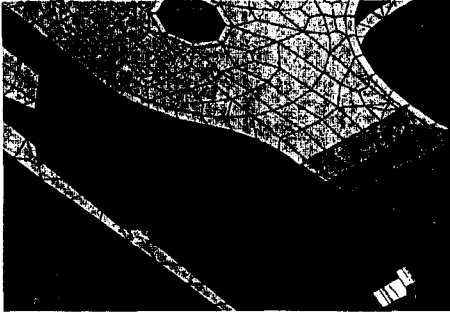


그림 5(b). 절점 12,293과 12,605 위치

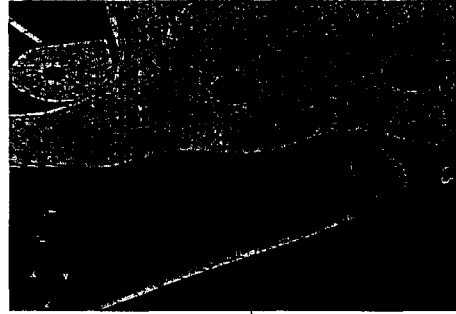
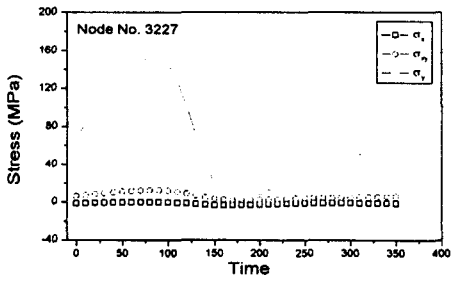
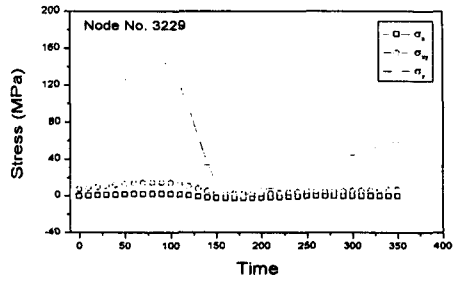


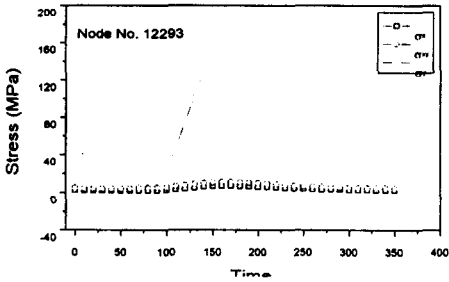
그림 5(c). 절점 15,207 위치



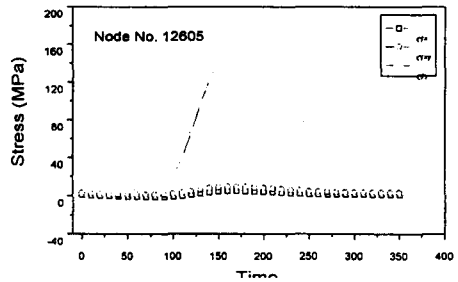
(a). 절점 3,227



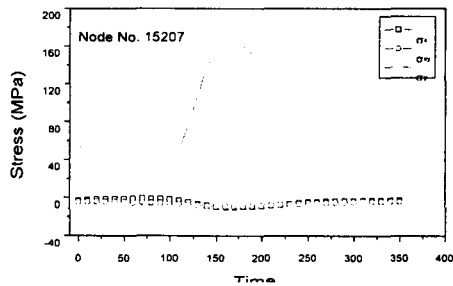
(b). 절점 3,229



(c). 절점 12,293



(d). 절점 12,605



(e). 절점 15,207

그림 6. 피로해석 대상 절점에서의 응력성분이력

4. 대차프레임 다축피로 해석

4.1 개요

다축하중을 받는 부품의 피로설계를 위해서 취약부위에서 동가응력(Equivalent Stress)을 정의하고, 이를 단축하중의 피로성질을 이용하여 피로수명을 예측하는 접근방법이 많이 사용되어왔다. 이를 위해 다축하중을 받는 부품의 동가응력을 정의하기 위한 많은 노력이 시도되어 왔으나 아직까지 피로수명 예측에 적합한 동가응력이 제안되지 않고 있으며, 제안된 다축피로 수명 예측식은 소재, 하중상태(일정진폭 또는 변동진폭 하중), 하중종류(축하중, 비틀림하중, 굽힘하중 및 이들 하중의 비), 그리고 주응력 방향의 변동 여부에 따라 적용 여부가 달라질 수 있다.

특히 최근에는 변동진폭 하중의 경우의 수명예측을 위해서 다축파형계수법(Multiaxial Cycle Counting)의 알고리즘 개발에 관한 연구가 보고되고 있다.^{(5), (6)}

현재까지 제안된 비위상 다축 변동하중 하에서의 피로손상을 계산하는 방법은 크게 동가응력개념을 이용하는 방법과 Critical Plane 개념을 이용하는 방법으로 구분된다. 본 연구에서는 동가응력을 이용하는 방법 중에서 Signed von Mises 방법과 Critical Plane 개념을 이용하는 방법 중 Normal Strain Method, Shear Strain Method, Smith-Watson-Topper Method,⁽⁷⁾ Fatemi-Socie Method⁽⁸⁾ 및 Wang-Brown Method⁽⁹⁾를 이용하여 대차프레임의 피로안전율을 구하였다. 피로안전율(Margin of Safety for Fatigue)은 허용응력에 대한 작용 동가응력의 비로 정의된다. 고주기 피로영역에서의 피로해석을 위해 피로한도를 기준으로 안전율을 계산 할 수 있는 프로그램(MUFAP : Multiaxial Fatigue Analysis Program)을 개발하였으며, 유한요소해석 결과와 MUFAP를 이용하여 대차프레임의 피로해석을 수행하였다.

4.2 다축피로손상식

4.2.1 Signed von Mises Method

von Mises 방법은 정적하중상태에서의 항복조건을 피로하중에 적용한 것으로, 사용의 간편성 때문에 현재까지 비교적 많이 사용되고 있다. 그러나 다축하중 상호간의 위상차(Phase Difference)를 고려할 수 없으며, 인장과 압축응력의 차이를 구분할 수 없는 단점이 있다. 인장과 압축응력을 구분하지 않고 단지 크기만으로 동가응력을 정의하면 응력상태에 따라서는 응력진폭이 매우 중요한 변수인 피로손상을 과소평가 하게 되므로, 인장과 압축응력 상태를 표현하기 위하여 절대값의 크기가 가장 큰 주응력의 부호를 취하는 방법이 이용되고 있으며, 이를 Signed von Mises Method라 한다.

평면응력 상태에서 주응력은 식 (2)와 같이 표시되며, Signed von Mises에 의한 동가응력은 식 (3)과 같이 표시된다.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2} \quad (2)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2}$$
$$\sigma_e = \text{sign}(\max|\sigma_1|, |\sigma_2|) \times \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (3)$$

4.2.2 Critical Plane Method

Critical Plane Method는 균열이 특정 평면을 따라 진전된다는 가정에 기반을 두고 있으므로 피로해석에 매우 유용하게 사용될 수 있다. 이 이론에서는 많은 연구자들이 최대전단응력(또는 변형율)이 발생하는 평면, 최대 주응력이 발생하는 평면 또는 최대 피로손상이 발생하는 평면을 결정하고, 결정된 평면에 작용하는 전단응력(또는 변형율)과 수직응력(또는 변형율)의 조합을 이용한 변수를 이용하여 다축하중 효과를 설명한다.

일반적으로 피로균열은 표면에서 발생되어 진전하게 되므로 표면에서의 응력상태인 평면응력상태에 대하여 피로손상을 구한다.

Critical Plane Method 중 대표적인 것으로는 다음과 같은 식이 많이 사용되고 있다.

- Normal strain for tensile cracking

$$\frac{\Delta \epsilon_n}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (4)$$

여기서, $\Delta \epsilon_n$: Strain amplitude normal to the critical plane

σ_m : 평균응력 이다.

- Shear strain

$$\frac{\Delta \gamma}{2} = \frac{(1 + \nu_e) \sigma'_f}{E} (2N_f)^b + (1 + \nu_p) \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (5)$$

여기서, $\Delta \gamma$: Shear strain amplitude on the critical plane

ν_e, ν_p : 탄성, 소성영역에서의 Poisson 비 이다.

- Smith-Watson-Topper/Bannantine for tensile cracking

$$\frac{\Delta \epsilon_n}{2} \cdot \sigma_{n, \max} = \frac{\sigma'_f{}^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \cdot \epsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (6)$$

여기서, $\sigma_{n, \max}$: Max. normal strain on the critical plane 이다.

- Fatemi-Socie

$$\begin{aligned} \frac{\Delta \gamma}{2} \left(1 + n \frac{\sigma_{n, \max}}{\sigma_y} \right) &= \frac{(1 + \nu_e)}{E} \sigma'_f (2N_f)^b + \frac{n(1 + \nu_e) \sigma'_f{}^2}{2E\sigma_y} (2N_f)^{2b} \\ &+ (1 + \nu_p) \epsilon'_f (2N_f)^c + \frac{n(1 + \nu_p) \epsilon'_f \sigma'_f}{2\sigma_y} (2N_f)^{b+c} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, n : 다축하중실험에 의해서 결정되는 재료상수 ($0 < n < 1$) 이다.

- Wang-Brown

$$\frac{\gamma_{\max} + S \delta \epsilon_n}{1 + \nu' + S(1 - \nu')} = \frac{(\sigma'_f - 2\sigma_{n, \text{mean}})}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (8)$$

여기서, γ_{\max} : Max. normal strain on the critical plane

$\delta \epsilon_n$: Range of normal strain on the max. shear plane from start to end of the reversal

$\sigma_{n, \text{mean}}$: Mean stress normal to the max. shear plane

ν' : 유효 Poisson 비

S : 다축하중실험에 의해서 결정되는 재료상수 ($=0$ for $\theta = 45^\circ$, $1 < S < 2$ for $\theta = 90^\circ$)

이다.

4.3 피로안전율(Margin of Safety for Fatigue, MSF)

대차프레임의 피로설계 기준이 되는 영역에서는 소성변형율을 무시 할 수 있으며, 이 경우에 식 (9)에 나타난 피로안전율을 구하면 식 (10) - (14)와 같이 표시 할 수 있다.

Signed von Mises 방법의 경우에는 식 (9)를 이용하여 MSF를 구한다.

$$\text{Margin of safety for fatigue} = \frac{\text{Allowable stress}}{\text{Equivalent stress by applied load}} \quad (9)$$

- Normal strain for tensile cracking :

$$\text{MSF} = \frac{2\sigma'_f (2N_f)^b}{\Delta \epsilon_n E + 2\sigma_m (2N_f)^b} \quad (10)$$

- Shear strain :

$$MSF = \frac{2(1+\nu)\sigma'_f(2N_f)^b}{E \cdot \Delta\gamma} \quad (11)$$

- Smith-Watson-Topper/Bannantine for tensile cracking :

$$MSF = \sqrt{\frac{2 \sigma'_f{}^2 (2N_f)^{2b}}{\sigma_{n,max} (E \cdot \Delta\epsilon_n)}} \quad (12)$$

- Fatemi-Socie :

$$\Delta\gamma \cdot G \cdot (MSF) + \Delta\gamma \cdot G \cdot (MSF)^2 n \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y} = \sigma'_f(2N_f)^b + n \frac{\sigma'_f{}^2}{2\sigma_y} (2N_f)^{2b} \quad (13)$$

- Wang-Brown :

$$MSF = \frac{\sigma'_f (2N_f)^b}{\frac{E \cdot \Delta\gamma / 2 + S \cdot E \cdot \Delta\epsilon_n}{1 + \nu + S(1 - \nu)} + 2\sigma_{n,mean}(2N_f)^b} \quad (14)$$

4.4 대차프레임 피로해석

그림 7은 다축하중을 받는 대차프레임의 피로 해석 절차를 보여준다. MUFAP에서는 유한요소 해석 결과 얻어진 각각의 절점에서의 응력성분 이력과 피로특성 데이터를 이용하여 피로안전율을 구하게 된다.

그림 8은 유한요소해석 결과 얻어진 비교적 큰 응력이 작용될 것으로 예측되는 5개 절점에서의 응력성분이력과 기계적 특성 및 피로특성을 입력데이터로 하여 MUFAP를 이용하여 구한 피로안전율을 보여준다.

MUFAP에서는 i) 최대 피로손상이 발생하는 평면을 Critical Plane으로 정의하고, ii) Critical Plane 내에서 10도 간격의 증분으로 180도 까지 변화시켜서 피로손상과 피로안전율을 구한 후에, iii) 최소피로안전율을 결정한다.

계산된 피로안전율과 현재 대차프레임 설계 시 적용되는 다축피로해석 방법과의 비교를 위하여 제1주응력이 최대가 되는 방향을 구하고, 이 방향으로 작용하는 평균응력과 응력진폭을 구하여서 피로안전율을 계산하였으며, 이를 Normal Strain ($\sigma_{1,max}$)로 표기한다.

그림에서 Shear Strain > Fatemi-Socie > Normal Strain (D_{max}) \approx Normal Strain ($\sigma_{1,max}$) > Smith-Watson-Topper > Wang-Brown \approx Signed von Mises 의 순서로 피로안전율이 감소하는 것을 알 수 있다.

현재 대차프레임의 설계 시에 사용되고 있는 Normal Strain ($\sigma_{1,max}$)을 이용하여 구한 피로안전율은 Normal Strain (D_{max}) 방법으로 구한 피로안전율과 거의 일치하며, 이 경우 최소 피로안전율은 1.07로 나타나 해석대상 대차프레임이 피로하중에 대해 안전하게 설계되었음을 알 수 있다.

Signed von Mises 방법과 Wang-Brown 방법을 이용할 경우에는 매우 안전측(Conservative)의 예측이 되는 것으로 나타났으므로, 외력 또는 허용응력이 명확하게 정의되지 않은 경우에는 Signed von Mises 방법 또는 Wang-Brown 방법을 이용하여 피로강도를 평가하는 것이 바람직할 것으로 사료된다.

5. 결 론

등가응력을 이용하는 방법과 Critical Plane 개념을 이용하는 방법으로 다축피로손상을 예측하기 위한 제안 식을 검토하였고, 유한요소해석 결과 및 피로손상식을 이용하여 피로안전율을 계산하는 프로그램(MUFAP)을 개발하였으며, 이를 이용하여 다축하중을 받는 고속전철용 대차프레임의 피로해석을 수행하였다.

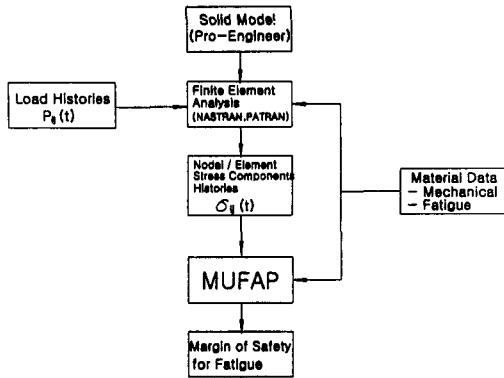


그림 7. 대차프레임의 피로 해석 절차

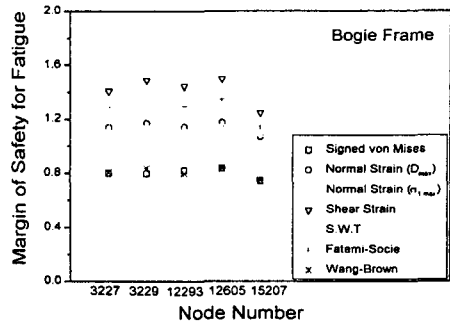


그림 8. 대차프레임의 피로안전율

개발된 프로그램은 여러 가지 피로손상 모델을 이용한 비위상 다축피로해석이 가능하며, 응력성분 이력과 소재의 물성치를 입력데이터로하여 피로안전율을 계산하도록 구성되어 있다.

현재 대차프레임의 설계 시에 사용되고 있는 피로해석 절차에 따라 구한 피로안전율은 Normal Strain (D_{max}) 방법으로 구한 피로안전율과 거의 일치하는 것으로 나타났으며, 피로안전율은 1.07로 계산되어 해석대상 대차프레임이 피로하중에 대해 안전하게 설계되었음을 알 수 있다.

6. 참고문헌

- 이상록 외(1996), "대차의 구조 및 강도해석 기술 개발(II)," 한국기계연구원 연구보고서, BSN121-382.M.
- 이상록 외(1998), "피로설계 및 내구성평가 기술 개발(II)," 한국기계연구원 연구보고서, 97-II-1-2.
- UIC Code 615-4(1994), Motive Power Units - Bogies and Running Gear - Bogie Frame Strength Tests, International Union of Railways.
- KSD 4125(1983), 저온 압력용기용 단강품, 한국공업규격.
- K. Dressler, V. B. Kottgen and H. Kotzle(1995), "Tools for fatigue evaluation of non-proportional loading", Proceedings of Fatigue Design '95, Finland.
- M. Brokate, K. Dressler and P. Krejci(1996), "Rainflow counting and energy dissipation for hysteresis models in elastoplasticity", Eur. J. Mech. Solids, Vol. 15, No. 4, pp.705~737.
- J. Bannantine(1989), A Variable Amplitude Multiaxial Fatigue Life Prediction Method, Ph. D Thesis, University of Illinois.
- A. Fatemi, D. Socie(1988), "A Critical Plane Approach to Multiaxial Fatigue Damage Including Out-of-Phase Loading", Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, Vol. 11, No. 3, pp. 149-165.
- C. Wang, M. Brown,(1993), "A Path-Independent Parameter for Fatigue Under Proportional and Non-Proportional Loading", Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, Vol. 16, pp. 1285-1298.

후기 : 본 연구는 1998년도 과학기술처/건설교통부/통상산업부 선도기술사업인 "고속전철기술 개발사업"의 일환으로 수행된 연구결과의 일부이다.