

Best Paper of this month

엔진 마운팅 브라켓의 구조해석

한문식*, 조재웅⁺

(Manuscript received: Feb, 1, 2012 / Revised: Mar, 29, 2012 / Accepted: Mar, 30, 2012)

Structural Analysis of Engine Mounting Bracket

Moonsik Han*, Jaeung Cho⁺

Abstract

This study aims at the structural analysis of vibration and fatigue according to the configuration of engine mount. Maximum equivalent stress or deformation is shown at bracket or case respectively. As harmonic vibration analysis, the maximum displacement amplitude is happened at 4,000Hz. Among the cases of nonuniform fatigue loads, 'SAE bracket history' with the severest change of load becomes most unstable but 'Sample history' or 'Saw tooth' becomes most stable. In case of 'Sample history' or 'Saw tooth' with the average stress of 4,200MPa or 0MPa and the amplitude stress of -3,000MPa or 7MPa, the possibility of maximum damage becomes 70%. This stress state can be shown with 7 times more than the damage possibility of 'SAE bracket history' or 'SAE transmission'. The structural result of this study can be effectively utilized with the design on engine mount by investigating prevention and durability against its damage.

Key Words : Engine mounting bracket(엔진마운팅 브라켓), Natural frequency(고유 진동수), Harmonic vibration analysis(하모닉 진동 해석), Nonuniform fatigue loads(불규칙 피로 하중들), Fatigue life(피로수명), Fatigue damage(피로 손상), Rainflow matrix(레인플로우 매트릭스), Durability(내구성)

1. 서론

급변하는 정보화 현대 사회에서 자동차는 이동수단의 범위를 넘어 안락하고 편안한 생활공간으로서의 인식이 강해짐에 따라 자동차의 주행과 제동 등 본래 기능과 승차감, 안정성, 파워트레인 등이 차량의 선택에 있어서 중요한 요소로 대두되고 있으며, 그중에서도 특히 승차감에 대한 소비자의 욕구수준이 증가되는 추세다. 이러한 자동차의 승차감 수준 향상을 위한 차량 엔진부의 진동 및 소음을 감소시키는 주요 부품인 엔진마운트의 성능 최적화는 필수 과제이다⁽¹⁾. 따라서 엔진으로부터 발생되는 진동 및 소음을 효과적으로 차단 할 수 있는 진동 저감의 엔진 마운트 개발이 세계 자동차시장에서는 중요한 이슈이다.

또한 엔진마운트는 차체에 엔진과 변속기로 구성되는 파워트레인을 탑재할 때, 파워트레인을 안정적으로 지지하는 동시에 파워트레인으로부터 차체에 전달되는 가진력을 절연하여 차체에서 발생하는 진동 및 소음을 감소시킴으로써 운전자에게 전달되는 승차감을 향상시키는 부품으로 이러한 부품을 포함한 작동에 기여하는 여러 조합 부품들 간의 시스템을 엔진 마운팅 시스템이라고 한다⁽²⁾. 차량진동 유발의 원인이 되는 가진력에는 크게 엔진 가동에 의한 가진력과 타이어의 질량 불균형 및 불균질에 의한 가진력 및 노면으로부터 전달되는 진동, 고속주행시 공기력에 의한 차체진동 등이 있다. 또한 엔진마운트 브라켓은 엔진마운트가 엔진을 지지할 수 있도록 연결해 주는 목적 외에 엔진으로부터 들어오는 진동이 엔진마운트를 통해 전달

* 계명대학교 기계자동차공학과

+ 교신저자, 공주대학교 기계자동차공학부 (jucho@kong.ac.kr)

주소: 331-717 충남 천안시 서북구 부대동 275번지

되지 않도록 하는 목적도 있다. 따라서 엔진마운트 브라켓을 설계할 때 노면에 의한 엔진의 상대운동으로 발생하는 반복적인 하중과 함께 엔진에서 차체로 전달되는 진동의 저감도 고려하여야 한다⁽³⁾. 본 논문과 관련된 실험적 연구로서는 엔진 마운팅 브라켓에 걸리는 실차 상태에서의 부하를 측정하고 실험실에서 인장강도 실험을 수행하여 강도와 부하의 분포를 구한 다음 신뢰성 평가를 하였다⁽⁴⁾. 본 연구에서는 엔진의 가스폭발에 의해 유발되는 가진력으로부터 차체에 전달되는 진동을 저감시켜주는 엔진마운팅 시스템의 주요부품인 엔진마운팅 브라켓의 고유 진동수 및 하모닉 해석을 하였고, 자동차 노면에서 발생하는 피로 하중에 의한 피로 해석을 수행하여 설계의 정확성을 해석하였다^(5~7). 따라서 본 연구의 결과를 종합하여 엔진마운트의 설계에 응용한다면 그 파손 방지 및 내구성을 검토, 예측하는데 활용이 클 것으로 사료된다⁽⁸⁾.

2. 본 론

2.1 진동 해석

본 연구에서는 Engine mounting system의 Bracket 부분을 3D modeling하여 Engine의 초기 시동 후 Idle시 브라켓이 받는

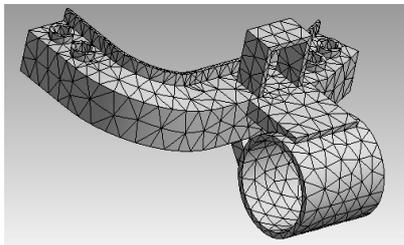


Fig. 1 Mesh of model

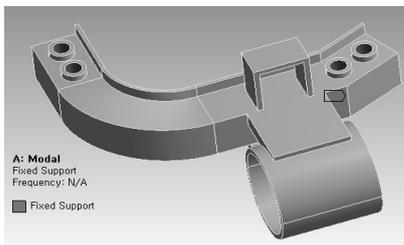
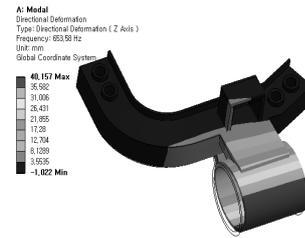


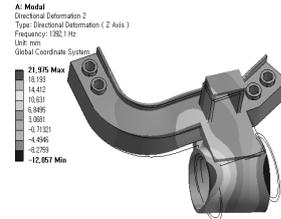
Fig. 2 Fixed condition at analysis

Table 1 Material property of structural steel

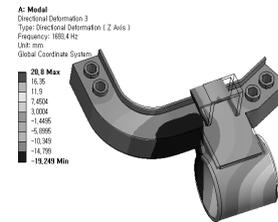
Young's modulus	$2 \times 10^5 \text{ MPa}$
Poisson's ratio	0.3
Density	7850 kg/m^3
Tensile yield strength	250MPa
Compressive yield strength	250MPa
Tensile ultimate strength	460MPa



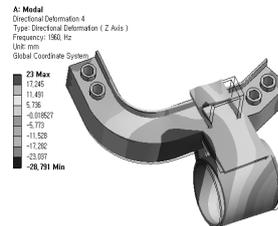
(a) Natural frequency at 1'st order



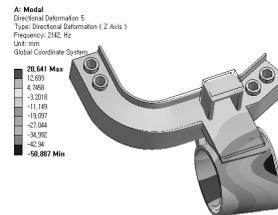
(b) Natural frequency at 2'nd order



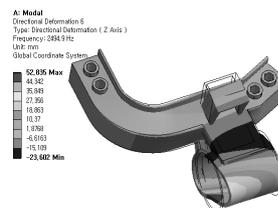
(c) Natural frequency at 3'rd orders



(d) Natural frequency at 4'th order



(e) Natural frequency at 5'th order



(f) Natural frequency at 6'th order

Fig. 3 Directional deformations at natural frequencies

힘에 대하여 변형량과 고유진동수를 구하였다. 메쉬모양은 Fig. 1에 도시하였고 Modeling에 대한 각각의 요소수와 절점 수는 410 및 8295개이다.

그리고 본 연구 모델의 물성치는 Table 1에서와 같다.

Fig. 2에서와 같이 본 연구 모델을 고정하였고, Z 축의 Directional deformation을 1~6차까지 수행하여 고유진동수와 변형량을 도출하였다. 그 결과를 1~6차까지의 변형량에 대한 등고선들로서 Fig. 3에 나타내었다. 첫 번째 고유진동수가 653.58Hz로 통상적으로 설계기준 500Hz이상을 만족하며 모드는 차량의 상하방향 굽힘모드이다⁽³⁾.

Table 2는 1차부터 6차까지의 고유진동수에 대한 결과들에 있어서 각각의 차수에 대한 최대의 변형량을 나타낸다.

Fig. 3 및 Table 2에서 보면, 고유진동으로 인한 변형량을 보면 6차 진동에서 2494.9Hz가 발생하여 최대 변형량 52.835mm를 확인할 수 있다. 고유진동수 해석과 같은 조건을 부여하고, 고유진동수의 범위가 3000Hz내에 충분히 들어가므로 진동수의 범위는 0~3000Hz로 주었다. 하모닉 강제 진동으로서는 Fig. 2와 같은 고정 조건을 주고 Fig. 4와 같이 하중을 가하였다. Fig. 5에서와 같은 진동수 응답에서 보면 알 수 있듯이 2100Hz에서 최대의 진폭변위가 6.5×10^{-4} mm로 생김을 알 수 있다. 이 2100Hz에서 실제적으로 최대의 응력을 받게 되며 그 때의 변형량과 등가 응력은 각각 Fig. 6 및 7과 같이 나타났다.

공진이 발생하는 2100Hz에서 Fig. 6에서와 같이 최대의 변형량이 0.00389333mm정도이고, Fig. 7에서와 같이 최대 등가 응력이 5.6MPa를 나타내므로서 안전한 설계 강도를 보이고 있다.

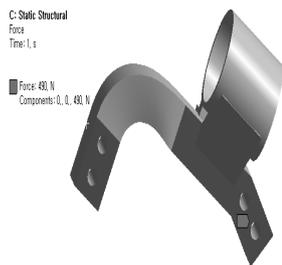


Fig. 4 Load condition at analysis

Table 2 Maximum directional deformations(Z axis) at natural frequencies

Order	Natural frequency	Maximum directional deformation, mm(Z axis)
1'st	653.58	40.157
2'nd	1392.1	21.975
3'rd	1693.4	20.8
4'th	1960	23
5'th	2142	20.641
6'th	2494.9	52.835

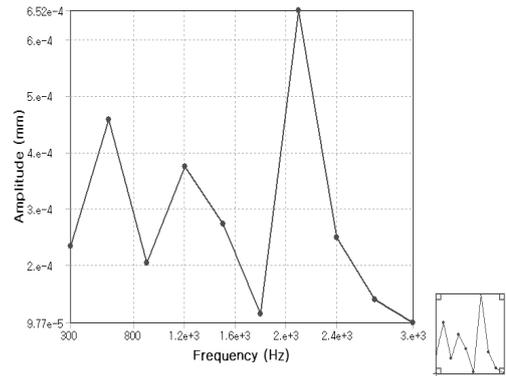


Fig. 5 Frequency response

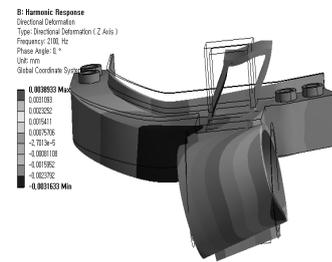


Fig. 6 Direction deformation (z axis) at 2100Hz

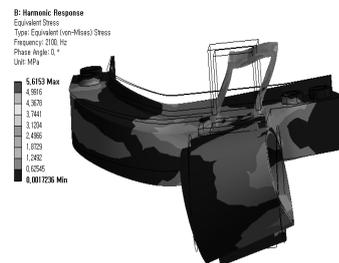


Fig. 7 Equivalent stress at 2100Hz

2.2 피로 해석

하모닉 강제 진동에서와 같이 고정 조건 및 하중조건은 Fig. 2 및 Fig. 4와 같으며, z 방향으로 490N의 힘을 가했을 때 마운트가 받는 피로 하중에 의한 피로수명과 파손에 대해서 해석하였다. Fig. 8은 S-N Curve는 가해지는 응력의 반복횟수와 그 진폭과의 관계를 나타내는 곡선으로서 그 응력 진폭을 세로축에 그 응력 진폭을 가했을 때 재료가 파괴되기까지의 반복횟수의 Log를 가로축에 잡아 곡선을 그리면 응력 진폭이 작을수록 파괴까지의 반복회수는 증가한다. 그리고 응력 진폭이 어느 값 이하가 되면 무한히 반복하더라도 파괴되지 않는다. 이와 같이 곡선이 수평이 되기 시작하는 곳의 횟수는 강재에서 $10^6 \sim 10^7$ 회이다. 따라서 Fig. 8에서는 3.16×10^6 Cycle 이상에서 수평이 시작되고 있다. 이 S-N 곡선이 수평이 되는 한계의 응력을 재료

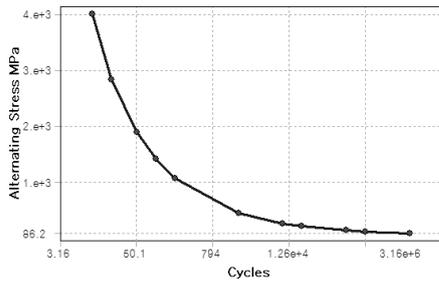


Fig. 8 Curve of Alternating Stress vs. Fatigue Cycle

의 피로한도 또는 내구한도라고 한다.

Fig. 9에서는 피로 하중의 내역들로서 ‘SAE bracket history’, ‘SAE transmission’, ‘Sample history’ 및 ‘Saw tooth’이다. 이 4가지 경우들을 공히 비교할 수 있다. Fig. 10에서와 같이 ‘SAE bracket history’의 경우가 그 최대 수명이 3.3693×10^5 Cycle로 그 수명이 가장 작음을 알 수 있다.

그리고 ‘Sample history’의 경우나 ‘Saw tooth’의 경우는 2×10^7 Cycle이상이므로서 가장 길어짐을 알 수 있다.

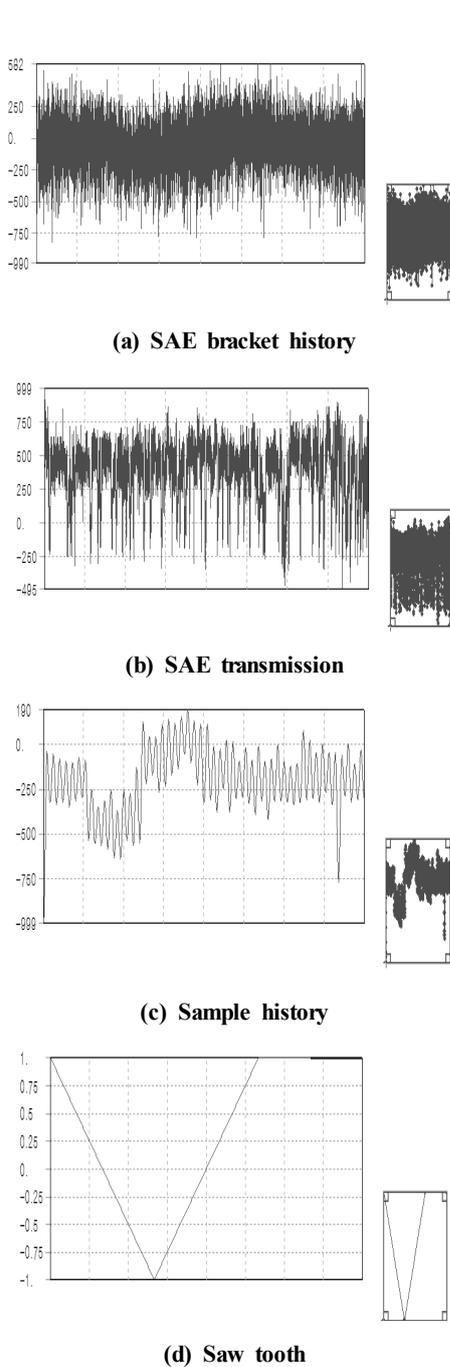


Fig. 9 Load histories at nonuniform fatigue loads

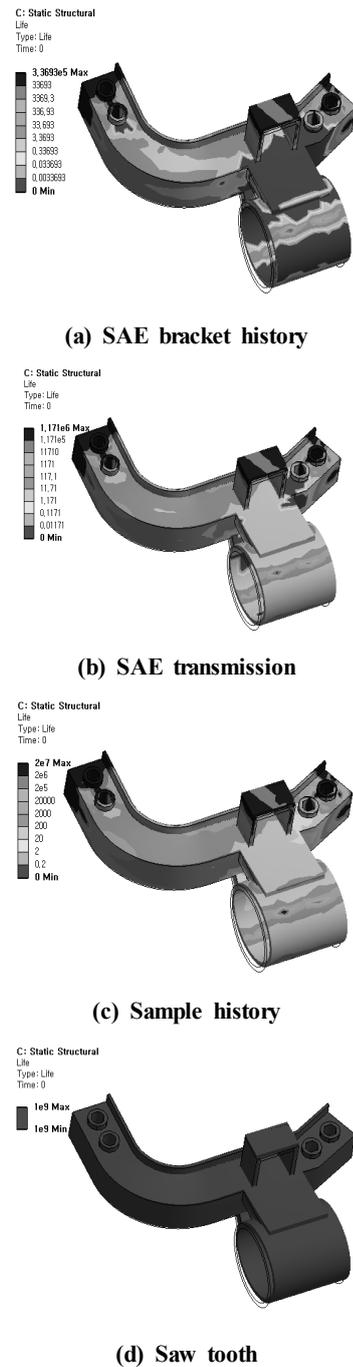


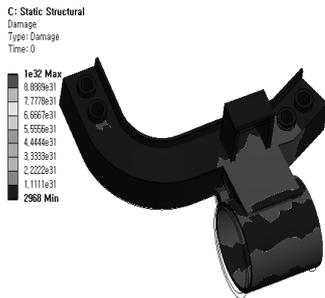
Fig. 10 Contour plots of fatigue Life

따라서 불규칙 피로 하중들 중에서는 하중의 변화가 극심한 ‘SAE bracket history’의 경우가 대체적으로 가장 불안정한 경향을 보이고 있고, 비교적 하중의 변화가 가장 완만한 ‘Saw tooth’의 경우가 가장 안정함을 보이고 있다.

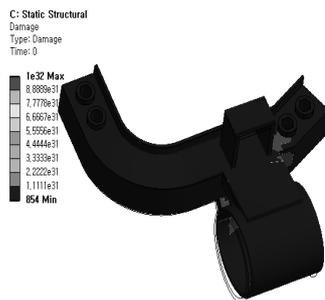
Fig. 11에서 볼 수 있는 바와 같이, 등고선으로 된 피로 손상은 설계 수명을 사용 가능 수명으로 나눈 것으로 정의된다. 피로 손상이 아주 적은 부분으로서 3가지 경우들을 공히 비교할

수 있다. ‘SAE bracket history’의 경우에 가장 손상이 심한 것으로 나타내고 있다. 따라서 불규칙 피로 하중들 중에서는 하중의 변화가 극심한 ‘SAE bracket history’의 경우가 최소의 손상이 2968로서 대체적으로 가장 불안정한 경향을 보이고 있고, 비교적 하중의 변화가 완만한 ‘Sample history’나 ‘Saw tooth’의 경우가 최소의 손상이 50이하로서 가장 안정함을 보이고 있다.

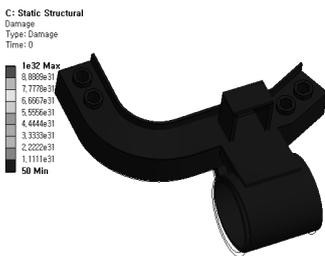
Fig. 12는 본 연구 Model에 대하여 임계 위치에 대한 Rainflow



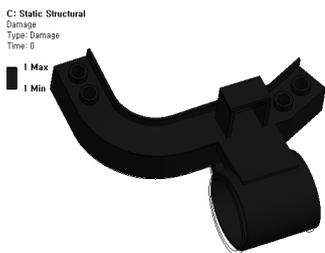
(a) SAE bracket history



(b) SAE transmission

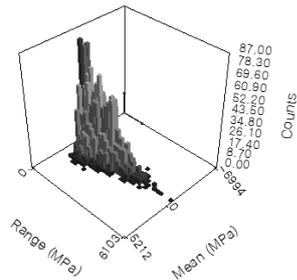


(c) Sample history

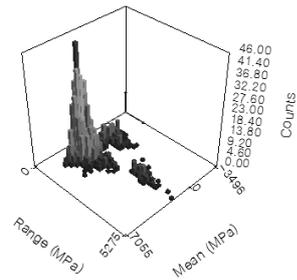


(d) Saw tooth

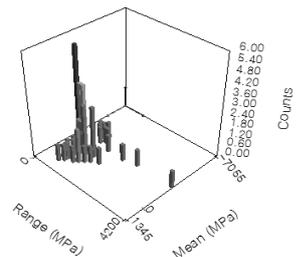
Fig. 11 Contour plots of fatigue Life



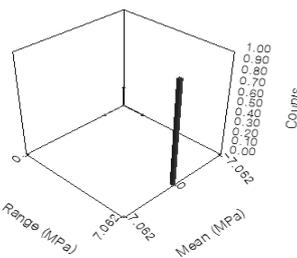
(a) SAE bracket history



(b) SAE transmission



(c) Sample history



(d) Saw tooth

Fig. 12 Plots of rainflow matrices

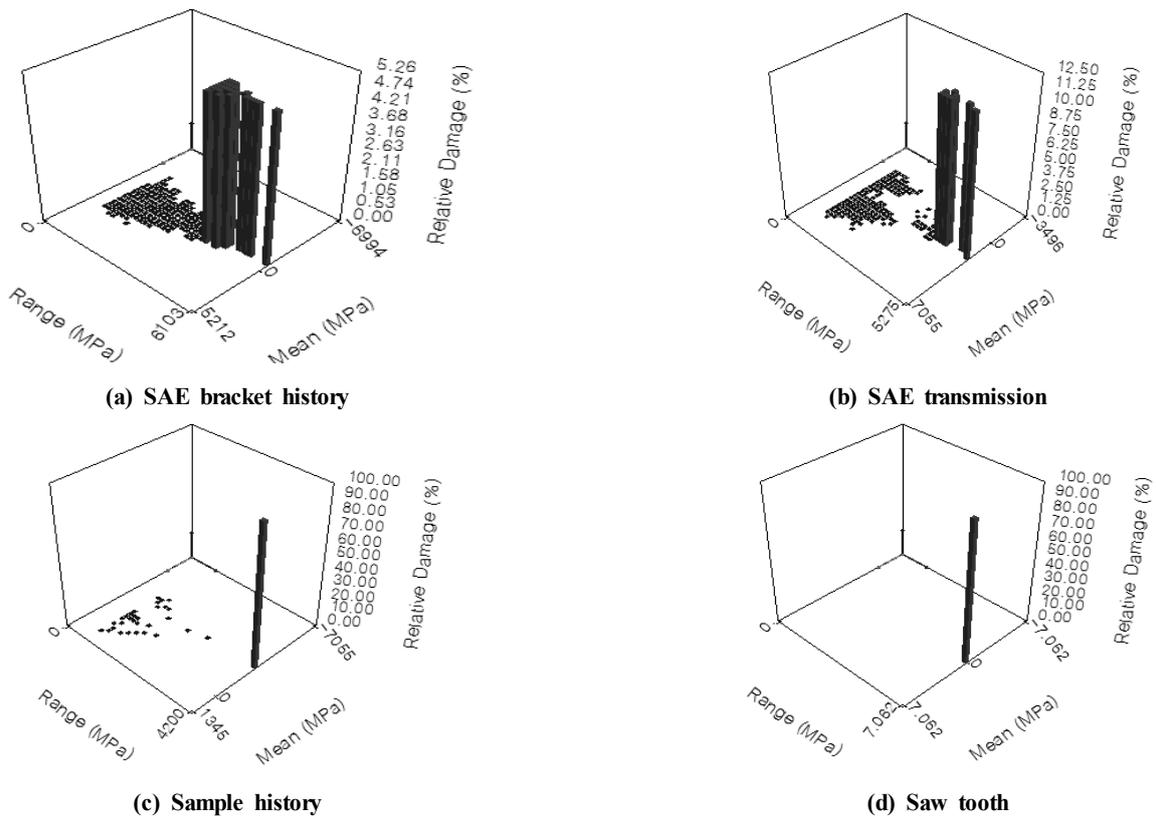


Fig. 13 Plots of damage matrices

매트릭스들에 대한 그림들로서 ‘SAE Bracket history’, ‘SAE Transmission’, ‘Sample history’ 및 ‘Saw tooth’들의 4가지 불규칙 진폭하중에 대해서 적용된다. 그리고 Fig. 12는 본 해석에 가해지는 하중 내역의 구성으로서 진폭 응력과 평균 응력에 대한 그 빈도수들로서 그려지는데, z 축은 주어진 진폭 응력과 평균 응력에 대한 빈도수에 해당된다. Fig. 12에서 보면 ‘SAE bracket history’의 경우가 상대적인 손상은 평균응력이 0 부근의 상태에서 최대의 빈도수가 70 정도로서 상대적인 손상을 많이 일으켜 어떤 다른 경우들보다는 더 파손의 가능성이 더 일어남을 알 수 있었다. 또한 ‘sample history’의 경우나 ‘Saw tooth’의 상태에서는 최대의 빈도수가 5 이하의 정도로서 손상을 가장 적게 일으켜 그 파손의 가능성이 가장 적음을 알 수 있었다.

Fig. 13은 본 연구 모델인 A와 B의 파손에 대한 임계 위치에서의 Damage 매트릭스들에 대한 그림들로서 불규칙 진폭하중에 대해서만 적용되는데 109사이클의 무한 수명에 대한 상대적 손상 가능성을 나타내고 있다. Fig. 13에서 보면 ‘SAE bracket history’의 경우가 안정된 경향을 보이고 있으나 ‘SAE transmission’의 경우는 평균 응력이 2000MPa 부근과 응력 진폭이 3000MPa부터 5275MPa에 있어서 최대 10%의 손상 가능성을 보이고 있어 ‘SAE bracket history’의 경우보다 2배 이상의 파손 가능성을 보이고 있다. 그리고 ‘Sample history’나

‘Saw tooth’의 경우는 각각 진폭 응력 및 평균응력이 4200MPa 및 -3000MPa, 그리고 7MPa 및 0MPa 부근에서 약 70%의 파손가능성을 보이고 있다. 비교적 상당히 안정된 피로 하중을 보이고 있는 ‘Sample history’나 ‘Saw tooth’의 경우가 이러한 특정한 진폭 응력 및 평균하중에서 ‘SAE bracket history’나 ‘SAE transmission’의 경우보다 7배의 파손가능성이 크다는 것을 알 수 있다.

3. 결론

본 연구에서는 엔진마운트에 대한 진동 및 피로 하중에 따른 수명 및 파손 등 내구성을 해석하였다. 이에 대한 연구결과는 다음과 같다.

- (1) 불규칙 피로 하중들 중에서는 하중의 변화가 극심한 ‘SAE bracket history’의 경우가 대체적으로 가장 불안정한 경향을 보이고 있고, 비교적 하중의 변화가 완만한 ‘Sample history’나 ‘Saw tooth’가 안정함을 보이고 있다.
- (2) 상대적 손상 가능성은 ‘SAE bracket history’의 경우가 안정된 경향을 보이고 있으나 ‘Sample history’나 ‘Saw tooth’의 경우가 이러한 특정한 진폭 응력 및 평균하중에서 ‘SAE bracket history’나 ‘SAE transmission’의 경우보다

7배의 파손가능성이 크다는 것을 알 수 있다.

- (3) 실제 공진이 발생하는 2100Hz의 하모닉 진동수에서 극히 작은 변형량을 일으킴을 보이고 있어 안전한 설계 강도를 보이고 있다.
- (4) 본 연구의 결과를 종합하여 엔진마운트의 설계에 응용한다면 그 파손 방지 및 내구성을 검토, 예측하는데 활용이 클 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 한국연구재단 국제협력연구사업 (D00004) 지원으로 수행되었음.

References

- (1) Kuk, J. Y., and Lim, J. H., 2008, "A Study on Vibration Characteristics of Engine Mount System of a Medium Duty Truck at the Key On/Off," *Transactions of KSAE*, Vol. 16, No. 4, pp. 97~102.
- (2) Sa, J. S., and Kim, K. S., 1991, "A Study on the Engine Mounting System of the 4WD Vehicle by Experimental Modal Analysis," *The Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 1, No. 1, pp. 39~43.
- (3) Jung, J. H., Kim, J. W., Kim, Y. S., and Kim, J. H., 2011, "Engine Mount Bracket by Aluminum High Pressure Die Casting Process," *Proceeding of 2011 KSAE Autumn Conference*, pp. 956~961.
- (4) Yi, H. K., Han, K. J., Hwang, T. W., and Sohn, D. Y., 2000, "Reliability Evaluation of Engine Mount Bracket Based on the Interference Theory," *Proceeding of 2000 KSAE Autumn Conference*, pp. 853~857.
- (5) Kim, J. W., Chung, K. W., Park, J. S., and Chung, J. D., 2010, "A Life Cycle Cost Model and Procedure for the Acquisition of Rolling Stocks," *Journal of The Korean Society for Railway*, Vol. 13, No. 3, pp. 257~263.
- (6) Cho, J. U., and Han, M.S., 2010, "Analysis of Fatigue Damage at Wheel under Variable Load," *Journal of KSMTE*, Vol. 19, No. 6, pp. 753~759.
- (7) Suh, C. M., Oh, S. Y., Park, D. K., and Jang, J. H., 2009, "Fatigue Characteristics of Engine Rubber Mount for Automotive," *Journal of Ocean Engineering and Technology*, Vol. 23, No. 5, pp. 45~53.
- (8) Swanson, J., 2009, *ANSYS 12.0*, ANSYS Inc.