

모달특성을 고려한 Fuel Tank 의 손상도 계산

Damage Value Calculation of Fuel Tank Considering Modal Characteristics

한우섭† · 박광서* · 김영호**

Woo Sub Han, Kwang Seo Park and Young Ho Kim

Key Words : Transfer function(전달함수), Frequency Response(주파수응답), Power Spectral Density(파워 스펙트럼 밀도), Resonance Durability Analysis(공진내구해석), Quasi-Static Durability Analysis(준정적 내구해석), Damage value(손상률)

ABSTRACT

The vehicle system is exposed to random source in service. Therefore, it is important to consider dynamic effect of the system. But, fatigue analysis is traditionally performed by using time signal of loading. To obtain dynamic effect of resonance, we carried out resonance durability analysis with frequency response and the dynamic load on frequency domain. The study shows that the damage considering resonant frequency of fuel tank system can be effectively estimated.

1. 서론

차량 시스템의 피로 관점의 설계에는 많은 설계 기준들이 있다. 그와 관련된 주요 설계 사항은 다음과 같다.

첫번째는, 구조물의 형상에 따른 국부적 응력 집중부위 즉, 구조물의 노치, 구멍, 용접부 등의 국부적 응력 집중부위를 피하기 위한 설계방안이 있다. 두번째는, 차량 시스템 피로에 영향을 주는 흔들림과 비틀림을 피하기 위한 차량의 강성측면에서의 설계 방안이 있다. 세번째는, 구조물의 진동 특성을 고려한 진동 관점에서의 설계 방안이 있다.

이와 같이 피로와 관련한 설계 사항들 중에서 중요한 관점이 무엇인가를 선정하고 피로 해석을 수행하여야 사용자가 원하는 내구 성능을 정확히 평가 할 수 있게 된다.

피로해석 기법에는 일반적으로 준정적 내구해석(quasi-static durability analysis)과 공진 내구해석(resonance durability analysis)으로 분류할 수 있다.

지금까지 피로 손상에 의한 응력이나 변형률은 하중의 시간 신호에 의해 결정되어 왔고, 이 접근 방법을 준정적 내구해석 기법이라 한다. 이 방법

은 시험 주행로 통과 시뮬레이션이나 입력 함수에 의해 생성된 차량의 동하중 데이터와 유한요소모델의 정적 해석을 통해 구한 응력을 조합하는 방법으로서 동적 효과가 피로수명에 미미한 기여도를 가지고 있기 때문에 무시할 수 있다는 가정하에서 사용되며, 주로 강성이 큰 시스템에 대한 내구평가에 적합한 방법이다.

그러나 구조물의 질량이 크고 유연하며, 구조물에 가해지는 동하중이 고유진동수와 근접하는 경우에는 시스템의 동특성이 구조물의 피로수명에 심각한 영향을 미친다. 예를 들어, 자동차에 장착된 Fuel tank 는 주행 중에 불규칙한 랜덤하중을 받게 되며, 이 진동하중은 넓은 주파수 영역에 걸쳐 작용한다. 따라서 Fuel tank 에 전달되는 가진 주파수가 시스템의 고유진동수와 근접하는 경우에 있어서, Fuel tank 의 모달 특성이 피로수명에 중요 요소로 작용하게 된다. 이러한 문제는 공진 내구해석을 통해 손상도를 계산할 수 있다.

공진 내구해석은 동하중 데이터와 유한요소모델에 대한 동적해석 결과인 주파수응답 데이터를 함께 이용하는 방법이며, 최근 많은 연구가 이루어지고 있다.

본 논문에서는 앞서 언급한 두 피로해석기법의 절차를 간단히 살펴보고, 공진 내구해석 기법을 적용하여 자동차 Fuel tank 의 피로수명을 예측해보았다.

† GM 대우 오토엔테크놀로지

E-mail : woosub.han@gmdat.com

Tel : (032) 590-6427, Fax : (032) 590-6002

* GM 대우 오토엔테크놀로지

** GM 대우 오토엔테크놀로지

2. 손상도 계산 기법

2.1 시간 영역 이력에 의한 손상도 평가 기법

딱딱한 구조물의 내구도 평가에 있어서 정적 하중에 의한 유한 요소 모델 결과와 시간 영역에 의해 정의된 동하중이력을 중첩하여 동응력 또는 변형률을 구하는 방법을 준정적 내구해석 기법이라고 한다.

내구해석에 있어서, 출발점은 응력 또는 변형률로 표현되어지는 구조물의 응답이다.

따라서, 준정적 피로해석에서는 구조물의 응답을 구하기 위해 각 방향의 단위 입력하중에 대한 유한요소모델의 선형해석결과를 이용한다. 즉, 이 방법은 구조물의 동적 효과가 매우 미미하다는 가정하에서, 구조물의 정적 응답을 피로해석에 사용하게 된다.

이와 같이 구해진 선형해석 결과는 시점에 따른 동응력 이력을 구하기 위하여 실험 혹은 해석을 통하여 얻어진 하중 이력과 중첩되어 진다.

불규칙한 동응력이력 Reinflo cycle counting 에 의해 응력 구간당 작용 횟수가 계산되어 히스토그램(Histogram) 형태로 나타내어지며, 이 결과는 Miner's rule 에 적용되어 피로손상율(Damage value) 이 계산되어 진다.

Miner's rule 은 각 진폭의 응력에 대한 손상율을 계산하여 중첩시킴으로서 전체 수명을 구하는 방법이다. 피로 파괴는 각 응력 S_i 의 피로손상율의 합이 1 이 될 때 발생하게 되며, 이를 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$D = \sum D_i = \sum \left(\frac{n_i}{N_i} \right) = 1 \quad (1)$$

식 (1) 에서 D_i , n_i 및 N_i 는 응력크기 S_i 에서의 손상율, 반복수 및 피로수명을 각각 나타낸다.

2.2 주파수 영역 이력에 의한 손상도 평가 기법

구조물의 내구도 평가에 있어서 유한요소모델의 주파수응답 결과와 주파수영역에 의해 정의된 동하중이력을 중첩하여 동응력 및 변형율을 얻어내는 방법을 공진내구해석 기법이라고 한다.

공진 내구해석기법은 시간영역이 아닌 주파수 영역에서 이루어 질 뿐, 전체적인 프로세스는 준정적 내구해석기법과 평형적인 구조를 이룬다.

공진 내구해석을 위해서는 우선 구조물의 주파수 응답결과가 요구된다. 구조물의 주파수 응답은 입

력되는 동하중이력과는 무관하며, 시스템의 기본적인 특성이다. 이 방법에서 동응력이력은 파워스펙트럼밀도(PSD)의 형태로 나타내며 입력되는 동하중의 파워스펙트럼밀도(PSD)에 구조물의 주파수 응답값을 중첩하여 얻어진다.

즉, PSD 형태의 동응력이력 $G(f)$ 는 가진 하중 $W(f)$ 가 작용하는 경우에는 식 (2)와 같이 전달함수(transfer function)와의 곱으로 계산된다.

$$G(f) = [H(f)]^2 \times W(f) \quad (2)$$

또한, n 개의 하중이 동시에 작용하는 경우에는 응력 PSD $G(f)$ 는 식 (3) 과 같이 얻어진다.

$$G(f) = \sum_{a=1}^n \sum_{b=1}^n H_a(f) \cdot H_b(f)^* \cdot W_{ab}(f) \quad (3)$$

주파수 응답 해석은 정상상태(steady state) 가진에 대한 구조물의 응답을 계산하기 위하여 이용되는 방법이다. 구조물이 주기적인 가진을 받고 있는 경우, 가해지는 하중의 크기와 가진 주파수를 이용하여 실제의 시간 영역을 정적인 주파수영역으로 바꾸어 정적인 구조 해석을 수행했을 때의 구조물 응답을 구하는 것으로 가진 주파수가 고유 진동수와 근접하게 될 때 그 응답은 피크(peak)치를 이룬다. 즉, 가진 주파수에 따른 구조물의 응답값을 정확히 구하는 것이 내구해석 기법에 있어서 가장 중요한 부분이라 하겠다.

준정적 내구해석에서 손상율을 구하기 위해 사용된 Miner's rule 은 공진내구해석에 있어서 응력 파워스펙트럼밀도의 확률 밀도 함수를 포함한 식으로 대치될 수 있다. 식 (4)에 공진 내구해석에서의 피로수명 관계식을 나타내고 있다.

$$D = \sum \frac{n_i}{N(S_i)} = \frac{S_i}{K} \int S^m P(S) dS \quad (4)$$

$$= \frac{E(P)T}{K} \int S^m P(S) dS$$

이 식에서 확률 밀도 함수 $P(S)$ 는 하중의 특성을 표현하고 있으며, 재료 물성치는 파라미터 K 와 m 으로 정의된다. 또한, 시간 T 동안의 전체 사이클 수는 초당 피크치 회수 $E(P)$ 로 정의된다. 손상률의 합이 1 보다 크면 구조물에 파괴가 일어난다. 또한, 식 (4)에서 S_i 는 전체 사이클 수, dS 는 응력 파워 스펙트럼에서의 응력구간을 나타내

며, n_i 는 사용기간 동안의 하중 반복회수, $N(S_i)$ 는 허용 반복 회수를 나타낸다.

응력 파워스펙트럼 밀도의 분포확률함수 $P(S)$ 는 일반적으로 응력 PSD 로부터 얻어지는 면적 모멘트인 m_0, m_1, m_2, m_3 만의 변수로 구성된 Dirlik 의 Monte Carlos 기법에 의해 계산되며, 식 (5) 와 같다.

$$P(S) = f(m_0, m_1, m_2, m_3) = \frac{\frac{D_1}{Q} \times e^{\frac{-z}{Q}} + \frac{D_2 \times Z}{R^2} \times e^{\frac{-z^2}{2 \times R^2}} + D_3 \times Z \times e^{\frac{-z^2}{2}}}{2 \times \sqrt{m_0}} \quad (5)$$

여기서,

$$Z = \frac{s}{2 \times \sqrt{m_0}}, \gamma = \frac{m_2}{\sqrt{m_0 \times m_4}}, \chi_m = \frac{m_1}{m_0} \times \sqrt{\frac{m_2}{m_4}}$$

$$D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R}, D_3 = 1 - D_1 - D_2$$

$$Q = \frac{1.25 \times (\gamma - D_3 - D_2 \times R)}{D_1}$$

$$R = \frac{\gamma - \chi_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}$$

이다.

이로부터 식 (4) 를 이용하여 주파수 영역의 파워스펙트럼 밀도(PSD)로부터 피로손상율을 직접적으로 구할 수 있다.

3. Fuel tank 의 손상도 계산

3.1 자동차용 Fuel tank 의 요구조건

Fuel tank 는 자동차나 선박, 항공기에서 사고시 2 차 화재나 폭발을 유발시킬 수 있는 안전에 아주 중요한 부분이다. 따라서 설계자는 강도 및 내구성에 대한 나름대로의 내부 spec. 을 보유하고 있는데 일반적으로 정적, 동적 강성을 보는 경우가 많다.

Fuel tank 에서의 정적 강성이란 가감압에 의한 강성을 말하는데, 시험조건은 tank 내부에 특정값의 압력을 일정주기로 반복시키면서 crack 이 발

생하는 시점까지의 cycle 수를 count 하는 것이다. 이런 문제는 해석시 정적 선형에서 구한 응력과 단순한 일정 진폭의 반복 주기를 갖는 하중을 조합하여 cycle 을 만족할 수 있는지를 쉽게 예측할 수 있다.

그러나, 차량 주행조건하에서는 Fuel tank 가 넓은 주파수 범위의 랜덤(random) 하중을 받게 되므로, 시스템의 동적 특성이 영향을 미쳐 정적 강성을 만족하는 것만으로는 위험요소가 있다.

이에 따라 자동차회사에서는 차량개발 단계에서 랜덤 하중을 이용한 검증시험을 통해 이를 보완하고 있으며, 이는 해석에서는 동특성이 고려된 공진 내구해석 기법을 통하여 검증할 수 있다.

본 연구에서는 Fig. 1 과 같은 PSD 형태의 랜덤 파형이 Fuel Tank 의 mounting 부위에 상하로 가진되는 시험조건에 대하여 모달특성을 고려한 내구해석을 진행하여, 시험 결과와 비교 예측을 해 보고자 한다.

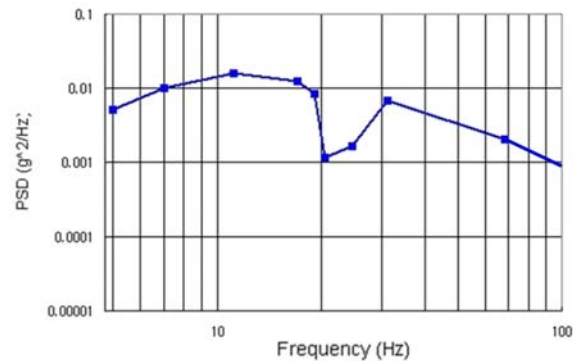


Fig.1 PSD input test condition

3.2 모달특성(Modal Characteristics) 해석

해석에 사용된 Fuel tank 유한요소 모델은 총 55000 개의 절점과 56000 개의 요소로 구성되어 있다. 차체에 bolting 되는 4 지점에 대하여 완전 구속하였으며, 연료탱크에 70%의 물이 채워진 조건은 Nonstructural mass 를 입력하여 고려해 주었다. 유한요소해석 프로그램인 MSC/NASTRAN 을 이용하여 고유진동해석을 수행하였으며, 1 차 Mode shape 을 Fig.2 에 나타내었다.

Fuel tank 의 1 차 고유진동수는 35 Hz 로 Fig.1 의 PSD input test condition 의 주파수 영역에 들어오므로 시험시 공진이 발생한다. 따라서 공진 내구해석 기법을 적용하여 해석을 진행해야 한다.

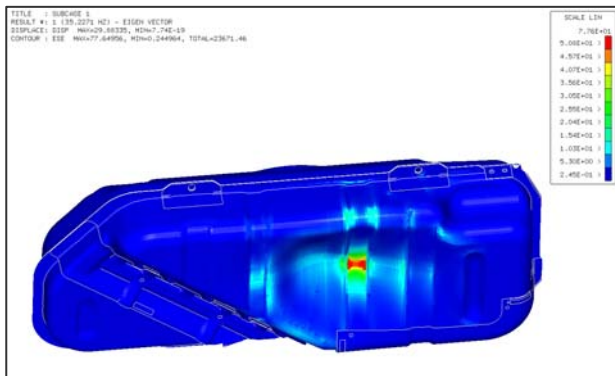


Fig.2 1st Mode shape of fuel tank

구성에 크게 영향을 미침을 예측할 수 있다.

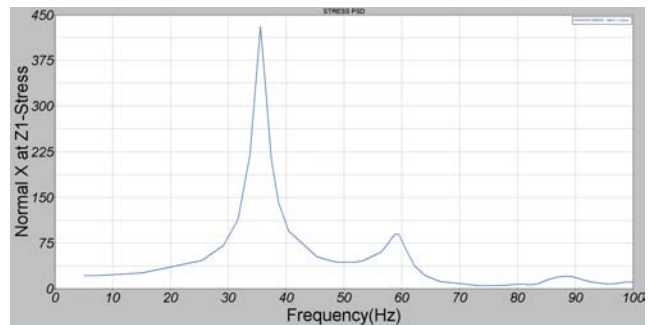


Fig.4 Stress PSD of Critical element

3.3 응력 PSD 구하기

공진 내구해석 기법에 있어서 가진을 받는 구조물의 정확한 응력 PSD 를 얻는 것은 매우 중요하다. 가진 주파수가 구조물의 고유진동수와 근접할 때 응답치는 피크를 이룰 것이고, 이 결과값은 이 방법에서 피로 손상율에 그대로 반영되기 때문이다.

각 절점의 응력 PSD 는 주파수 응답 해석을 통한 전달함수와 PSD 형태의 가진하중의 곱에 의해 구해지며, 그 정확성을 확보하기 위해선 포함할 모드수, 주파수 증분, 감쇠 등에 주의하여야 한다.

본 해석에서는 각 주파수별 최대한 정확한 응력값을 구해야 하므로, Fuel tank 에 적용될 수 있는 모든 하중을 고려하여 적용하였다.

우선, 주파수응답해석을 수행하기에 앞서 Pre load 로 Pump mounting force 3.5kgf 를 Tank 바닥면의 pump mounting 3 지점에 분할하여 적용하였으며, Tank 용량의 70% 를 물로 채웠을 때 그에 따른 Tank 바닥면 압력을 계산하여 입력하였다. 그 다음으로 차체 Bolting 되는 지점에서 Fig. 1 의 PSD 입력함수로 가진하며 랜덤 주파수 응답 해석을 수행하였다.

3.4 공진 내구(Resonance Durability) 해석

위에서 얻어진 각 Element 의 PSD 를 이용하여 FE-Fatigue 에서 공진 내구해석을 수행하였다.

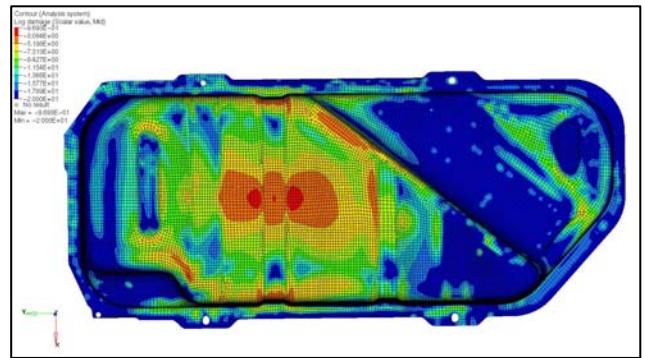


Fig.5 Contour of Damage value

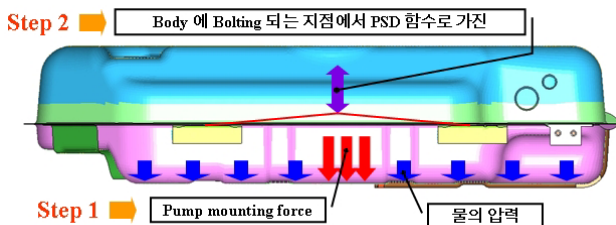


Fig.3 Boundary condition of FRF analysis

Fig 4. 해석 결과로 얻어진 Critical element 의 응력 PSD Curve 를 보여준다. 결과에서 보듯 1st 모드인 35 Hz 영역에서 응력이 크게 증가하여 내

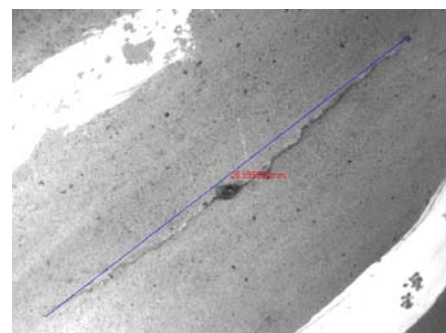


Fig.6 Crack picture of Test

Fig. 5 는 해석을 통해 얻어진 Damage value 의 분포도를 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 Tank 바닥 중심 부위가 가장 취약한 것으로 나타나며 이는 Fig.6 의 시험결과와 일치한다.

Table 1 에서는 시험과 해석의 결과를 비교하고 있으며, 해석의 경우가 약 40% 높은 수명을 보이고 있다.

손상율(Damage)은 내구수명(Fatigue life)의 역수로 계산할 수 있다.

Table 1 Result of Damage test & analysis

	Test	Analysis
Fatigue life(Hours)	130	186
Damage	0.00769	0.00537

4. 결 론

본 논문에서는 준정적 내구해석과 진동 내구해석 기법에 대하여 간단히 소개하였으며, 랜덤하중을 받는 자동차 Fuel tank 에 진동 내구해석 해석을 수행하여 시험데이터와 비교하였다. 해석 결과, 취약부는 시험결과와 잘 일치하였으나, 수명은 약 40% 높게 나왔다. 이는 해석모델의 Structural damping 값이 중요인자로 작용한 것으로 보이며, Damping 값에 따라 내구수명이 큰 편차를 보이므로 추후 이에 대한 고찰이 요구되어 진다.

참 고 문 헌

- (1) Fatigue Design Handbook, 1998, Society of Automotive Engineers, pp.120~122
- (2) MSC/Fatigue Quick Start Guide, 1999, The MSC Software Co. , pp.247~302
- (3) Kamal, M. M and Wolf, J.A.1987, Modern Automotive Structural Analysis, Van Nostrand Reinhold Co. , pp.302~301
- (4) William T. Thomson, 1996, Theory of vibration with application , Prentice Hall , pp.339~373
- (5) D.J.Ewins, 2000, Modal Testing , Research Studies Press LTD. , pp.287~370