

# 가변진폭하중에서 다축-다점 하중 Counting method를 이용한 피로수명평가

## Fatigue life estimation using the multi-axial multi-point Load Counting method under Variable Amplitude Loading

이원석(부산대 대학원) · 이현우(부산대 공대)

Won Suk Lee(Graduate School, Pusan Univ.) , Hyun Woo Lee(Pusan Univ.)

### Abstract

In this study, the counting method for multi-axial and multi-point load states was proposed. Using this counting method, the load spectrum is generated from the service load history which is measured for boom structure of excavator. Loading state for loading points of boom structure is described as a multi-dimensional state space. From this load spectrum, the stress spectrum was generated by FEM analysis using the superposition of the unit load. The cumulated damage at the severe damage point of boom structure by the failure example is calculated by Palmgren-Miner's rule. As a result of this study, the fatigue life estimation using the multi-axial and multi-point load counting method is useful.

Key Words : service load(운전하중), multi-axial multi-point load counting(다축 다점 하중 카운팅), load state(하중상태)

### 1. 서 론

1970년대부터 운전하중에서의 구조물 및 기계요소의 피로수명에 대한 연구가 활발히 수행되어졌으나, 운전하중이력을 사용하여 피로 실험을 수행하는 경우에는 많은 시간과 경비가 소요된다. 또한 동일한 작용점에 단축하중이 작용하는 구조물의 하중이력을

의 표준화 문제에 대하여는 많은 연구들이 수행되어 졌고, 그 결과도 상당한 부분이 축적되어졌다. 그러나 구조물에 작용하는 하중이 여러 위치에서 시간에 따라 서로 독립적으로 작용하게 되는 경우가 많다. 이러한 경우에 있어서 운전하중을 이용하여 피로수명을 평가하기 위하여는 구조물이 받는 하중이력을

사용하여 피로 실험을 수행하는 경우에는 많은 시간과 경비가 소요된다. 또한 동일한 작용점에 단축 하중이 작용하는 구조물의 하중이력의 표준화 문제에 대하여는 많은 연구들이 수행되어졌고, 그 결과도 상당한 부분이 축적되어졌다. 그러나 구조물에 작용하는 하중이 여러 위치에서 시간에 따라 서로 독립적으로 작용하게 되는 경우가 많다. 이러한 경우에 있어서 운전하중을 이용하여 피로수명을 평가하기 위하여는 구조물이 받는 하중이력을 시간의 정보와 함께 여러채널에서 동시적으로 계측하여야 한다. 그러나 이 계측 데이터를 이용하여 구조물의 피로수명을 평가하는 경우에는 측정 데이터 수가 많고, 독립적으로 작용하는 하중 상태가 복잡하므로 상당한 어려움이 있다.

본 연구에서는 국내 산업현장에서 널리 사용되고 있는 굴삭기의 프론트부와 같이 각 조인트에서 서로 독립적인 하중이 작용하는 경우, 운전중에 측정된 하중 데이터로부터 다축-다점 하중카운팅 방법을 이용하여 손상평가를 수행하였다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 다축-다점 하중 이력의 카운팅과 분석

시간  $t$ 에서  $\Delta t$  만큼 변화하는 동안 임의의 한 점에 작용하는 하중은 식(1), (2)와 같다.

$$\vec{F}(t) = F(t)_x \hat{i} + F(t)_y \hat{j} + F(t)_z \hat{k} \quad (1)$$

$$\vec{F}(t+\Delta t) = F(t+\Delta t)_x \hat{i} + F(t+\Delta t)_y \hat{j}$$

$$+ F(t+\Delta t)_z \hat{k} \quad (2)$$

식(1), (2)는  $\Delta t$  동안 변화하는 하중의 상태 변화로 바꾸면 식(3)과 같다.

$$F_{x_i} \hat{i} = F_{x_i}(\text{작용점}) + \Delta F_{x_i} \hat{i}(\text{하중의 변화량})$$

$$F_{y_i} \hat{j} = F_{y_i}(\text{작용점}) + \Delta F_{y_i} \hat{j}(\text{하중의 변화량}) \quad (3)$$

$$F_{z_i} \hat{k} = F_{z_i}(\text{작용점}) + \Delta F_{z_i} \hat{k}(\text{하중의 변화량})$$

측정된 하중 데이터를 최대, 최소하중의 진폭에 대하여 Normalize하면 모든 하중값은  $-1 \sim 1$  사이의 값이 된다. 이를 저장하고자 하는 등분된 하중 간격수  $N$ 을 곱하여 정수화하면, 모든 하중 데이터를 임의의 하중 상태 위치 값으로 나타낼 수 있다. 이는 식(4)와 같다.

$$n_{x_i} = \text{Mod} \left[ N \frac{F_{x_i}}{(F_{x_{\max}} - F_{x_{\min}})} \right] \quad (4)$$

$n_{x_i}$  : 하중 상태 위치 값

Mod() : 정수화 함수

$N$  : 주어진 하중 범위에서 등분된 하중 간격의 수

$F_{x_{\max}}, F_{x_{\min}}$  : 주어진 하중이력에서의 최대, 최소값

식(4)에서 얻어진 하중 상태 위치값  $n_{x_i}$ 는 하중 상태 공간의 한 점을 나타내는 좌표라고 볼 수 있다. 즉  $m$  점의 하중 작용점에 대하여  $n$  자유도의 하중이 작용한다고 보면 공간상의 한 점에서의 하중 누적빈도수  $C(\dots)$ 는 식(5)와 같이 나타낼 수 있으며, 단순 증가 또는 감소하는 하중의 1 Reversal을 카운팅한다.

$$\begin{aligned}
C(n_{x1}, n_{y1}, n_{z1}, \Delta n_{x1}, \Delta n_{y1}, \Delta n_{z1}, \dots, \\
\dots, n_{xm}, n_{ym}, n_{zm}, \Delta n_{xm}, \Delta n_{ym}, \Delta n_{zm}) \\
= C(\dots) + 0.5 \quad (5)
\end{aligned}$$

## 2.2 작업 하중에 대한 다축-다점 하중 카운팅

### 2.2.1. 작업 하중에 대한 하중 이력 생성

굴삭기는 봄, 아암, 버렐 실린더 유압으로 작동되므로 각 조인트의 운전하중을 계산하기 위해서 봄, 아암, 버렐 실린더의 유압 및 변위를 측정하였다. 계측장비는 16ch를 1.9msec에 검출하는 A/D변환기를 436PC에 설치하여 각 실린더의 압력과 변위를 24분간 측정하였다. 측정데이터는 봄, 아암, 버렐의 실린더 변위(3개), 각 실린더의 Large, Small Chamber의 압력(6개)을 동시적으로 저장하여 이를 한개의 데이터로 할 때 총 16,894개이다. 봄, 아암, 버렐의 운전이 독립적으로 작용하므로 매 측정시 나타나는 각 하중 데이터는 독립적이다. 이 측정데이터를 이용하여 굴삭기 프론트부의 자세, 각 조인트의 공간상 좌표 및 조인트 반력을 계산 할 수 있다. 즉 봄, 아암, 버렐에 대한 각각의 평형방정식을 이용하여 각 편조인트의 반력을 계산하였다. 그러나 매 측정데이터를 이용하여 계산한 조인트 반력은 봄과 본체의 연결된 조인트의 절대좌표계에 대한 값들이다. 즉 봄의 경우 계산된 조인트의 반력은 Fig.1의 1, 2, 3, 4 지점에서의  $F_x, F_y$ 이고, 이들 값은 회전중심인 조인트 4의 절대좌표계에 대한 상대값들이다.

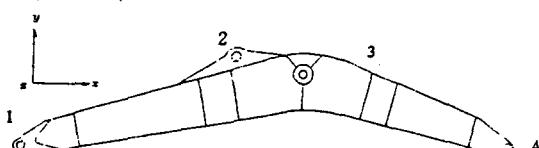


Fig.1. 굴삭기 봄

매 측정시 봄실린더 길이의 변화로 편 조인트 4를 회전중심으로하여 봄의 자세가 변한다. 즉 조인트 4의 좌표는 고정이지만, 조인트 1, 2, 3의 좌표는 매 측정시 변화한다. 그러므로 계산된 반력을 운전중 조인트 1, 2, 3에 작용하는 하중이력으로 판단하기에는 어려움이 있다. 이를 극복하기 위하여 매 측정데이터로 계산된 조인트 1, 2, 3의 좌표값을 조인트 1, 4의 y축 좌표값을 0으로 하는 경우의 자세로 좌표변환하였고, 조인트 반력도 변환하였다. 변환한 조인트 1, 2, 3, 4의 반력은 운전시 발생하는 봄의 각 편조인트의 하중이력으로 판단 할 수 있다. FEM 응력해석을 위한 조인트 반력은 1, 2에 작용되는  $F_x, F_y$  성분이고 이는 Fig.2 (a), (b)와 같다.

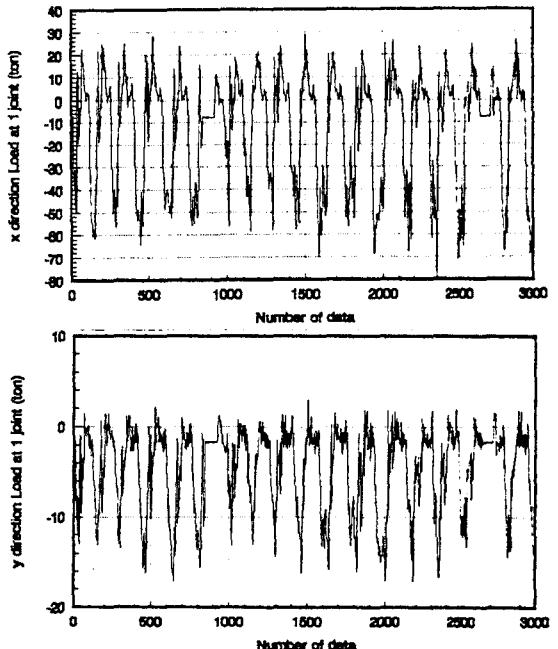


Fig.2 (a) 조인트 1의  $F_x, F_y$

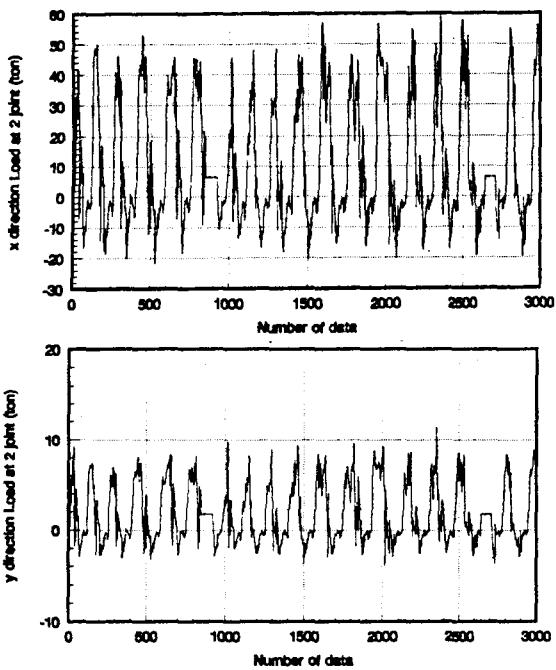


Fig.2 (b) 조인트 2의  $F_x$ ,  $F_y$

이들 테이터는 각각 동일한 시간의 정보를 갖고 있다. 그러므로 각 조인트 반력성분을 독립적으로 카운팅하는 것은 봄에 작용하는 반력성분의 유용한 카운팅이라고 볼 수 없다. 예를 들어 시간  $t_0$ 에서 조인트 1의  $F_x$ 가 peak 또는 valley의 상태일 경우 조인트 1의  $F_y$ , 조인트 2의  $F_x$ ,  $F_y$ 의 값은 peak 또는 valley가 아닐 수도 있다. 이런 경우 조인트 1, 2의  $F_x$ ,  $F_y$ 를 독립적으로 하중이력 카운팅하는 경우는 봄에 작용하는 하중상태를 정확히 반영하는 것이 아니다. 이런 단점을 극복하기 위해서 조인트 1의  $F_x$  중 peak 또는 valley를 카운팅하는 시간  $t_0$ 에서 조인트 1의  $F_y$ , 조인트 2의  $F_x$ ,  $F_y$ 의 값을 조인트  $F_x$  값과 동일한 시간의 정보로 기억을 한다. 이러한 과

정을 반복한다면 각 조인트 반력들이 peak 또는 valley일 경우 동일 시간에 대한 다른 조인트 반력의 정보를 저장할 수 있다. 일반굴삭기 측정데이터 16,894개중 조인트 1, 2의 반력성분  $F_x$ ,  $F_y$ 를 다축-다점 하중 카운팅하면 8,748개로 감소시킬수 있다. 이는 Fig.3 (a), (b)에 나타나 있다.

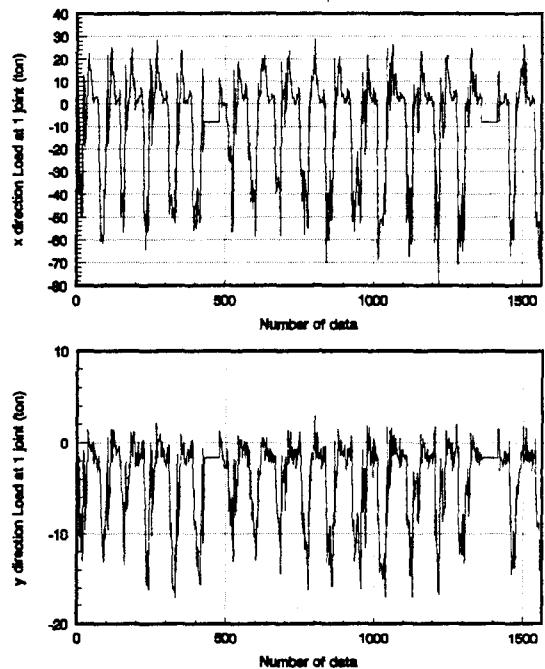
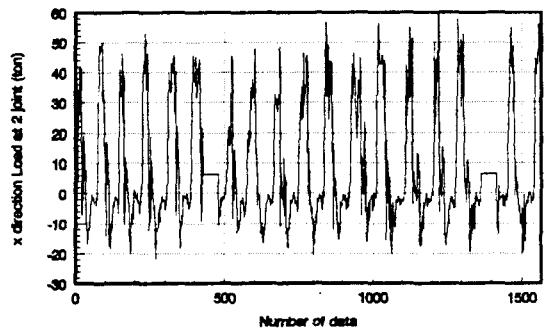


Fig.3 (a) 카운팅 후 조인트 1의  $F_x$ ,  $F_y$



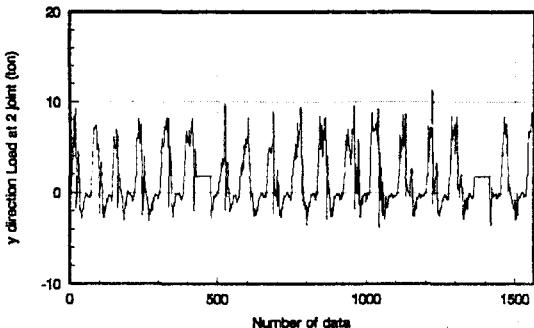


Fig.3(b) 카운팅 후의 조인트 2의  $F_x$ ,  $F_y$

굴삭기가 작업을 하는 동안 봄의 각 편 조인트에서 받는 하중의 궤적은 Fig.4와 같이 A에서 C까지의 비슷한 경로를 빙도차이는 있으나 반복적으로 지나가게 된다. 그러므로 이 작업 경로를 샘플링 간격에 따라 앞쪽의 샘플링 위치를 하중 상태 벡터의 출발점으로 하고 뒤쪽의 샘플링 위치에서의 측정값을 하중 벡터의 도착점으로 보면 하중 궤적은 연속적인 벡터의 연결로 볼 수 있다. 이때, 각 벡터의 상태값은 하중상태값이라 하였다. 하중 스펙트럼은 전체적인 굴삭작업의 경로를 지나가는 각 하중상태값이 몇 번이나 반복되느냐에 따라 빙도 수를 카운팅하게 되며, 이 상태 값과 빙도 수로 형성되는 선도가 다축-다점 스펙트럼이다.

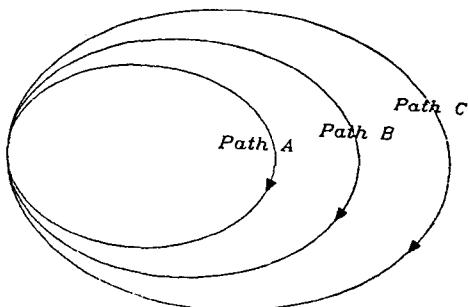


Fig. 4 굴삭기 작업시의 하중 경로

## 2.2.2. 응력해석

운전하중으로부터 봄 조인트의 반력이 계산되며 이에 따른 하중이력이 구해지면 응력해석을 통하여 응력스펙트럼을 산출할 수 있으며 이로부터 취약지점에 대한 피로 수명이 계산된다. 굴삭기 작업장치에 대한 응력스펙트럼을 생성하기 위해서는 사실상 많은 하중데이터에 대해서 구조해석을 수행해야 한다. 그러나 각각의 하중조건에 대해서 구조해석을 반복 수행하는 것은 필요하나, 많은 시간과 노력이 소비된다. 이를 효율적으로 하기 위해서 단위하중을 중첩하여 해석을 수행하였다. 즉 봄과 아임의 연결부인 봄 베어링 조인트와 러그 조인트에 X 방향과 Y방향에 각각의 독립 단위하중을 가하여 4가지 경우의 응력성분을 구하였다. 각 시간별 실제 봄이 받는 응력은 4개의 응력성분의 기본벡터에 상수배만큼 곱하여 응력을 계산하였다. 단위하중의 중첩법으로 계산된 응력의 타당성은 실제 봄 베어링 조인트와 러그 조인트에 실제 하중을 주고 구한 응력값과 비교하였다. 수치 해석은 NISA II (Numerically Integrated elements of System Analysis)를 사용하였다. 봄은 Fig.5에서와 같이 외형상 윗판, 밀판, 측판, 보강판, 러그의 판과 실린더로 구성되었다.

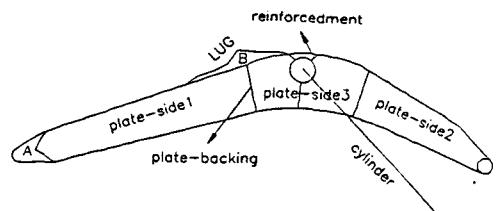


Fig. 5 봄의 구성도

plate-side1은 봄에서 아암과 연결되는 부근에서부터 plate-backing이 용접되는 부근까지의 측판이다. plate-side2는 봄에서 몸체와 연결되는 부분의 판이다. plate-side3은 중앙부분의 판이다. plate-upper1은 plate-side2위판이고, plate-upper2는 plate-side3위판이며, plate-upper3은 plate-side1위판이다. 봄을 구성하는 각기 부품의 두께와 재질은 Table .1과 같다.

Table.1 봄 부품의 재질 및 두께

부품명	두께(mm)
plate-side 1, 2 RH, LH	12
plate-side 3 RH, LH	
plate-upper 1, 2	15
plate-lower 1, 2	
Lug RH, LH	30
plate-backing	8
reinforcement	10

\* 재질은 SM50A로 동일함

Table.1에서 LH는 왼쪽판, RH는 오른쪽 판을 의미한다. 봄의 유한요소 모델은 윗판, 밑판, 측판, 보강판, 러그 조인트의 판을 8-node quadrilateral shell 요소를 사용하였다. 실린더는 2-node 보요소를 사용하였고, 봄을 모델링함에 있어서는 기하학적 대칭성을 가지므로 절반만 모델링하였다. 작용하중은 봄 배어링 A부분과 러그 B부근에 작용한다. 경계조건은 봄의 hole과 연결되는 실린더 끝단과 plate-side2의 몸체와 연결되는 지점에서 2방향 회전변위만 허용하고, 나머지는 고정하였다. 또한 봄을 절반만 모델링 하였으므로 symmetric 경계조건을 주었으며, 총 절점수는 6094이며, 총 요소수는 2057개이고, 이는 Fig.6과 같다.

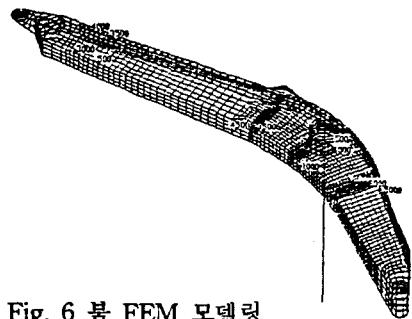
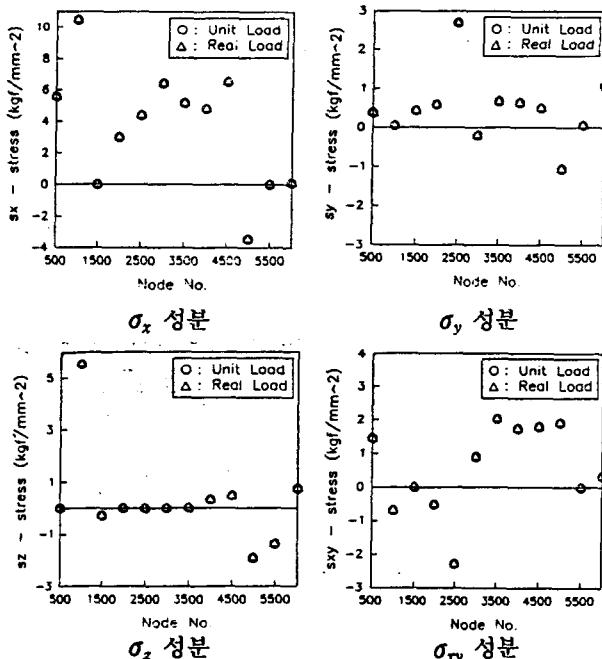


Fig. 6 봄 FEM 모델링

단위하중을 증첩해서 구한 결과와 실제 운전하중에 의한 결과를 비교하기 위해서 운전하중중 임의의 하중( 봄 배어링 A지점에서  $F_x = -73436.9 \text{ kgf}$ ,  $F_y = -22813.58 \text{ kgf}$ , 러그 실린더의 B에  $F_x = 48330.14 \text{ kgf}$ ,  $F_y = 12955.67 \text{ kgf}$ )을 가하여 검토하였다. 비교방법은 각 방법의 결과에 의한 응력성분 6개를 전체 절점 중에서 끝자리가 500으로 끝나는 절점을 임의의 추출하여 비교하였고 이를 Fig.7에 나타내었다. 비교결과 응력성분의 각각의 상대오차는  $10^{-3}$ 이며, 이는 잘 일치한다고 볼 수 있다.



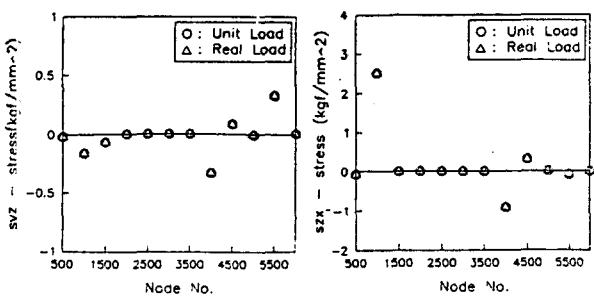


Fig. 7 응력성분 비교

### 2.2.3. S-N 선도 및 손상평가

굴삭기 봄의 모재 및 용접재의 표준인장 실험을 통하여 구한 기계적인 물성치는 Table.2와 같다.

Table.2 모재와 용접재의 기계적인 물성치

	항복응력 (Kg <sub>f</sub> /mm <sup>2</sup> )	인장강도 (Kg <sub>f</sub> /mm <sup>2</sup> )	탄성계수 (Kg <sub>f</sub> /mm <sup>2</sup> )
모재	36.61	54.25	$1.91 \times 10^4$
용접재	63.22	70.36	$2.15 \times 10^4$

실험장치는 최대용량 10ton인 폐쇄유압회로 방식의 MTS(Material Testing System)를 사용하였고, 케이지 길이가 25mm인 extensometer를 사용하였다. 또한 상자형 구조물인 굴삭기 봄의 모재 및 용접부(one-side fillet weld)의 S-N 선도는 R=0인 Zero-Tension 정현과 하중을 가하여 구하였다. 실험장비는 최대용량이 20 ton인 Instron을 사용하였다. 봄의 손상 평가를 위한 수명식은 실험 결과로부터 최소자승법을 적용하여 구하였다. S-N선도 실험 결과로부터 one-side-fillet 용접의 수명식은 식(6)과 같고, 모재는 식(7)과 같다.

여기서 응력진폭 S(Kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup>)는 R= 0에서의 응력진폭이다.

$$N_f = 10^{13.215} S^{-7.973} \text{ (one-side fillet 용접)} \quad (6)$$

$$N_f = 10^{33.217} S^{-21.872} \quad (\text{모재}) \quad (7)$$

Goodman은 1899년에 평균응력의 효과를 고려한 식(8)을 제안하였다.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad (8)$$

여기서,  $\sigma_a$ 는 응력진폭(stress amplitude),  $\sigma_m$ 은 평균응력(mean stress),  $S_e$ 는 R=-1에서의 응력진폭,  $S_u$ 는 인장 강도이다.

R=0에 대한 식 (6), (7)을 Goodman식 (8)을 적용하여 R=-1인 경우로 환산하여 구한 수명식은 식 (9), (10)과 같이 주어진다.

$$N_f = 10^{12.705} S^{-6.993} \text{ (one-side fillet weld)} \quad (9)$$

$$N_f = 10^{26.969} S^{-14.728} \text{ (SM50A)} \quad (10)$$

### 3. 결 과

굴삭기가 일반굴삭 작업을 하는 경우 가장 심한 손상을 받는 지점은 봄의 만곡부 용접 부분과 봄 실린더 연결부의 용접부이다. 이는 굴삭기의 Bench 실험의 결과와 굴삭기 파손수집 사례로부터 알 수 있는 곳이다. 이 두지점 중 봄 실린더 연결 용접부위는 용접기술의 개선으로 어느 정도 손상의 정도를 작게한 곳이므로, 본 연구에서는 봄 만곡부 지점을 가장 손상이 가는 부위로 판단하였다. 봄의 도면으로부터 만곡부 용접부의 파손위치와 가장 근접한 위치는 유한요소 모델링의 271절점이고, X좌표는 3959mm, Y좌표는 692mm, Z좌표는 242mm이다. 운

터를 이용하여 봄의 각 조인트 반력을 계산하고, 단축-다점 하중 카운팅 방법을 사용하여 핀 조인트 1, 2의 하중이력을 구하였다. 또한, 단위하중을 작용시켜 구한 FEM 응력해석의 결과에 핀 조인트 하중이력인 상수배를 곱하여 봄의 가장 취약한 부분인 만곡부(FEM 절점 271)에 작용되는 응력성분을 구하였다. 이 절점의 응력성분을 Von Mises등가응력으로 계산하였고, 이는 Fig.8과 같다. Von Mises등가응력의 최대값은  $56.2 \text{ Kg/mm}^2$ 이다.

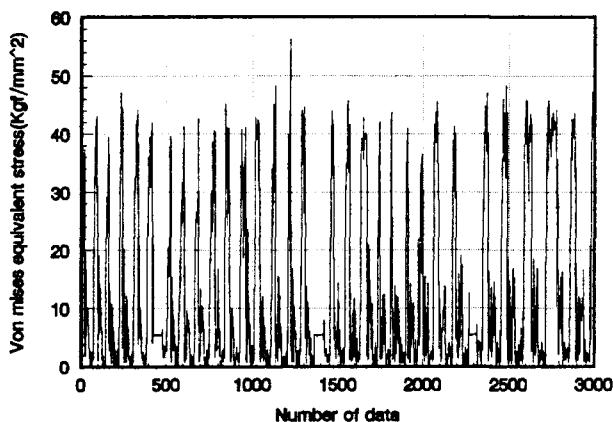


Fig. 8 Von Mises등가응력 sequence

평균응력을 고려한 Rainflow method를 사용하여 Von mises등가응력 sequence를 카운팅하였고, 전체 카운팅 수는 1,424개이다. 평균응력의 영향을 고려한 용접재 S-N선도 수명식(9)와 카운팅 결과를 사용하여 Palmgren-Miner 누적손상법칙을 적용한 손상값은 0.000804이다. 이는 굴삭기 봄의 Bench test 결과인 1,256,000 cycles의 작용으로 동일한 부분이 파손되었다는 것과 비교할 때 적절하다고 사료된다.

#### 4. 결 론

굴삭기 봄의 경우와 같이 여러위치에서 독립적으로 작용하는 하중에 대해 단축-다점 하중 카운팅 방법을 적용하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 여러위치에서 작용하는 하중에 대해 단축-다점 하중 카운팅 방법을 적용하면 많은 작업 정보를 효율적으로 저장할 수 있다.

2. 단위하중에 대한 FEM 응력해석의 결과를 이용하여 중첩법을 사용하면 여러 위치에서 작용하는 하중이력의 효율적인 응력해석을 할 수 있다.

3. 응력해석의 결과를 이용하여 각 절점의 응력스펙트럼을 산출할 수 있으며, 이 결과로부터 피로손상을 계산하고 이는 구조물의 설계에 적용할 수 있다.

#### 참고문헌

1. F.A. Conle, T.R. Oxland, D.Wurtz and T.H. Topper, " Tracking Time in Service Histories for Multiaxis Fatigue Problems" ASTM STP 1006 pp.198-210
2. 이현우 "실 동하중에 의한 굴삭기 프론트부의 구조강도 및 피로수명 해석" 부산대학교 차량 메카트로닉스 센타. 1995
3. Peter W., Andrew W., Richard W. and Richard R., " Design of an Excavator Arm Using Optimization Techniques" SAE, Inc., pp 2.1248 - 2.1252 ,1988