

## 실하중 이력에 의한 조인트의 동적강도해석

송준혁\*, 강희용\*, 양성모\*, 島本聰\*\*

### Dynamic Stress Analysis of Joint by Practical Dynamic Load History

Joonhyuk Song\*, Heeyong Kang\*, Sungmo Yang\*, Akira Simamoto\*\*

#### Abstract

Most structures of automobile are composed of many substructures connected to one another by various types of mechanical joints. In automotive engineering, it is important to study these connected structures under various dynamic forces for the evaluations of fatigue life and stress concentration exactly. It is rarely obtained the accurate load history of specified positions because of the errors such as modeling, measurement, and etc. In the beginning of design, exact load data are actually necessary for the fatigue strength and life analysis to minimize the cost and time of designing.

In this paper, the procedure of practical dynamic load determination is developed by the combination of the principal stresses of F.E.analysis and experiment. Inverse problem and least square pseudo inverse matrix are adopted to obtain an inverse matrix of analyzed stresses matrix. Pseudo-Practical dynamic load was calculated for Lab. Test of sub-structure. GUI program(PLODAS) was developed for whole of above procedure.

This proposed method could be extended to any geometric shape of structure.

**Key Words :** Practical dynamic load(실동하중), Pseudo-Practical dynamic load(대표하중), Quasi-static analysis(준정적해석), Inertia relief method (관성제거법), Least square criterion(최소자승법), Inverse problem(역문제)

## 1. 서론

구조설계기술의 눈부신 발전에 힘입어 최근의 구조물들은 점차 대형화, 경량화 그리고 복잡화 되고 있으며, 이에 따라 예전보다 더욱 다양하고 극심한 하중 조건 하에 놓이게 되었다. 특히 조인트 구조물은 그 운용 중에 있어서

다양한 외부 환경과 복잡한 하중조건 하에 노출되기 때문에 이러한 구조물의 설계가 실용화되기 위해서는 많은 해석과 실험 등을 통하여 먼저 조인트의 역학적 거동과 신뢰성에 대해 적절한 보장을 받을 수 있어야 한다.

따라서 기계요소나 차체 구조의 최적설계를 위해서는 정하중 또는 동하중 하에서 각 부위에 발생하는 응력 및

\* 전북대학교 기계공학부, 자동차신기술연구소  
(양성모: yangsm@moak.chonbuk.ac.kr)  
\*\* 사이타마 공업대학

변형에 대한 정확한 평가방법이 우선 요구된다. 이를 위하여, 실험적 및 해석적 방법의 상호보완적 연구에 의한 실하중이력 산출기법 개발에 관한 연구가 요구된다.

결합부의 모델링 기법과 관련하여 이미 수행된 기존의 연구는 주로 정역학적 관점에서 결합부의 강성에 관한 연구에 한정되어 왔다. 최근에는 컴퓨터의 발달에 따라 결합부를 유한요소 모델링하고 모델에 대한 실험결과와의 비교를 통해 결합부의 모델을 설정하고 전체구조에 미치는 영향을 규명하는 연구들이 진행되고 있다.<sup>(1-5)</sup>

그러나 기존의 연구방법들은 결합부의 분리가 용이하지 않을 때는 해석이 불가능하고 대형 복합구조물인 경우에는 실험을 수행하는데 많은 어려움이 따른다. 또한 특정 종류의 결합부에만 적용되고 전체 구조의 특성해석에는 적용하기에 용이하지가 않다.

복합구조물의 각 조인트에 가해지는 동하중 이력을 정확히 구하는 것은 동력학적인 측면뿐만 아니라 응력상태를 정확히 계산하여 피로강도를 평가하는데 까지 중대한 영향을 미친다.<sup>(6,9)</sup>

즉 구조물이 외부로부터 받는 하중(applied external load)을 정량적으로 파악하여 구조물 또는 조인트의 내구도 설계시 시험하중으로 적용할 수 있다면, 내구도 설계는 한차원 높은 신뢰도를 가지는 설계가 될 것이다. 따라서 작용하중을 예측할 수 있는 효율적인 실하중이력(practical load history) 산출 개발이 요구된다.

따라서 본 연구에서는 구조물에 임의하중이 작용할 때, 스트레인 게이지를 사용하여 실측된 스트레인과 유한요소해석을 이용하고, 해석된 단위하중에 의한 스트레인을 데이터로 하여 구조물에 작용하는 실제 하중 및 모멘트의 방향과 크기 및 위치를 정량적인 값으로 산출하는 기법을 연구한다.

## 2. 실하중해석

임의 시간 t에 각 j에 작용하는 하중과 모멘트를 각각  $F_1, F_2, \dots, F_n$ 과,  $M_1, M_2, \dots, M_n$ 라 할 때, 임의의 복수점에서 계측한 실측 스트레인 값을  $\epsilon_x^k, \epsilon_y^k, \gamma_{xy}^k$ 과, 유한요소 해석에서 각 하중점 j에 단위하중을 가했을 때 임의의 복수점 i에서의 스트레인 값  ${}^F \epsilon_{ij}$ 과 j에서의 단위 모멘트에 의한 점 i에서의 스트레인 값  ${}^M \epsilon_{ij}$  사이에서 다음과 같은 근사식이 성립한다.

(단  $k, i=1, 2, 3, \dots, m, j=1, 2, 3, \dots, n, \epsilon_{ij}$ : j번째 단위하중과 모멘트에 의한 스트레인 게이지 i번째의 스트레인값)

$$B = [{}^F B \quad {}^M B][F \quad M]^T \tag{1}$$

단,  $F, M$ 은 각각 하중과 모멘트 벡터,

$B$ 는 점 k에서 실제 하중 및 단위 모멘트가 작용할 때 복수점 i에서 스트레인값,

${}^F B$ 는 점 n에서 x, y, z방향으로 단위하중이 작용할 때 복수점 i에서 스트레인값,

${}^M B$ 는 점 n에서 x, y, z방향으로 단위모멘트가 작용할 때 복수점 i에서 스트레인값을 나타낸다.

위의 행렬 식에서 점 j에 작용하는 하중  $\{F_{1x}, F_{1y}, F_{1z}, \dots, F_{nx}\}$ 과 모멘트  $\{M_{1x}, M_{1y}, M_{1z}, \dots, M_{nx}\}$ 를 구하기 위해서는 정방행렬이 필요하며, 적절한 근사해법이 요구된다. 모두를 만족하기 위해서는 위 행렬에 의사역행렬을 도입하여 근사해를 구할 수 있다. 즉, 각각의 수식의 우변을 좌변으로 이항한 후 제곱한 뒤 모두 더하고, 식 (1)을  $F_x, F_y, F_z$  및  $M_x, M_y, M_z$ 에 대하여 편미분한 값이 0이 되도록 한다.

미분한 식들을 행렬 형태로 변환시키면 식 (1)은 다음 식 (2)와 같다. 뒀첨자( $F \cdot F$ )는 단위하중이 작용할 때 스트레인 사이의 '축소내적'을 의미하며 ( $M \cdot M$ )은 단위 모멘트가 작용할 때 스트레인 사이의 '축소내적'을 의미한다. 마찬가지로 ( $F \cdot M$ )과 ( $M \cdot F$ )는 단위하중이 작용할 때 스트레인 사이의 '축소내적'을 의미한다.

$$\begin{Bmatrix} {}^F B_{1x} \cdot B \\ {}^F B_{1y} \cdot B \\ {}^F B_{1z} \cdot B \\ M \\ {}^F B_{nx} \cdot B \\ {}^F B_{ny} \cdot B \\ {}^F B_{nz} \cdot B \\ M \\ {}^M B_{1x} \cdot B \\ {}^M B_{1y} \cdot B \\ {}^M B_{1z} \cdot B \\ M \\ {}^M B_{nx} \cdot B \\ {}^M B_{ny} \cdot B \\ {}^M B_{nz} \cdot B \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} BB^{(F \cdot F)} & BB^{(F \cdot M)} \\ BB^{(M \cdot F)} & BB^{(M \cdot M)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{1z} \\ M \\ F_{nx} \\ F_{ny} \\ F_{nz} \\ M_{1x} \\ M_{1y} \\ M_{1z} \\ M \\ M_{nx} \\ M_{ny} \\ M_{nz} \end{Bmatrix} \tag{2}$$

여기서

$$BB = \begin{bmatrix} BB^{(F,F)} & BB^{(F,M)} \\ BB^{(M,F)} & BB^{(M,M)} \end{bmatrix}$$

$$BB^{(F,F)} = \begin{bmatrix} B_{1x} \cdot B_{1x} & B_{1x} \cdot B_{1y} & B_{1x} \cdot B_{1z} & B_{1x} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{1x} \cdot B_{nz} \\ B_{1y} \cdot B_{1x} & B_{1y} \cdot B_{1y} & B_{1y} \cdot B_{1z} & B_{1y} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{1y} \cdot B_{nz} \\ B_{1z} \cdot B_{1x} & B_{1z} \cdot B_{1y} & B_{1z} \cdot B_{1z} & B_{1z} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{1z} \cdot B_{nz} \\ B_{2x} \cdot B_{1x} & B_{2x} \cdot B_{1y} & B_{2x} \cdot B_{1z} & B_{2x} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{2x} \cdot B_{nz} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ B_{nz} \cdot B_{1x} & B_{nz} \cdot B_{1y} & B_{nz} \cdot B_{1z} & B_{nz} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{nz} \cdot B_{nz} \end{bmatrix}$$

$$BB^{(F,M)} = \begin{bmatrix} B_{1x} \cdot B_{1x} & B_{1x} \cdot B_{1y} & B_{1x} \cdot B_{1z} & B_{1x} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{1x} \cdot B_{nz} \\ B_{1y} \cdot B_{1x} & B_{1y} \cdot B_{1y} & B_{1y} \cdot B_{1z} & B_{1y} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{1y} \cdot B_{nz} \\ B_{1z} \cdot B_{1x} & B_{1z} \cdot B_{1y} & B_{1z} \cdot B_{1z} & B_{1z} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{1z} \cdot B_{nz} \\ B_{2x} \cdot B_{1x} & B_{2x} \cdot B_{1y} & B_{2x} \cdot B_{1z} & B_{2x} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{2x} \cdot B_{nz} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ B_{nz} \cdot B_{1x} & B_{nz} \cdot B_{1y} & B_{nz} \cdot B_{1z} & B_{nz} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{nz} \cdot B_{nz} \end{bmatrix}$$

$$BB^{(M,F)} = \begin{bmatrix} B_{1x} \cdot B_{1x} & B_{1x} \cdot B_{1y} & B_{1x} \cdot B_{1z} & B_{1x} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{1x} \cdot B_{nz} \\ B_{1y} \cdot B_{1x} & B_{1y} \cdot B_{1y} & B_{1y} \cdot B_{1z} & B_{1y} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{1y} \cdot B_{nz} \\ B_{1z} \cdot B_{1x} & B_{1z} \cdot B_{1y} & B_{1z} \cdot B_{1z} & B_{1z} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{1z} \cdot B_{nz} \\ B_{2x} \cdot B_{1x} & B_{2x} \cdot B_{1y} & B_{2x} \cdot B_{1z} & B_{2x} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{2x} \cdot B_{nz} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ B_{nz} \cdot B_{1x} & B_{nz} \cdot B_{1y} & B_{nz} \cdot B_{1z} & B_{nz} \cdot B_{2x} \cdot L & B_{nz} \cdot B_{nz} \end{bmatrix}$$

따라서, 각각의 점에서의 하중 및 모멘트는 다음 식과 같이 구할 수 있다.

식에서 행렬의 차원은  $[6n \times 1] = [6n \times 6n]^{-1} [6n \times 1]$  이다.

$$\{F \ M\}^T = \{F_{1x} F_{1y} F_{1z} \ L \ F_{nx} F_{ny} F_{nz} \ M_{1x} M_{1y} M_{1z} \ L \ M_{nx} M_{ny} M_{nz}\}^T$$

$$BB = \begin{bmatrix} BB^{(F,F)} & BB^{(F,M)} \\ BB^{(M,F)} & BB^{(M,M)} \end{bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} F \\ M \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \{^F B_{1x} \cdot B^F B_{1y} \cdot B^F B_{1z} \cdot B^F B_{2x} \cdot B^L B_{nx} \cdot B^F B_{ny} \cdot B^F B_{nz} \cdot B^T\} \\ \{^M B_{1x} \cdot B^M B_{1y} \cdot B^M B_{1z} \cdot B^M B_{2x} \cdot B^L B_{nx} \cdot B^M B_{ny} \cdot B^M B_{nz} \cdot B^T\} \end{bmatrix}$$

임의시간  $t$ 에서 임의의 복수점에 작용하는 하중 및 모멘트는 식 (3)을 이용하여 2가지 스트레인 데이터로부터 얻을 수 있다.

- (a) 준정적 해석에 의해 단위하중 및 단위 모멘트를 가했을 때 임의의 복수점에서의 스트레인 값과
- (b) 실차 시험 또는 로드 시뮬레이터에 의해 계속되어진 동적 스트레인 데이터 중 임의의 시간  $t$ 에서의 스트레인 데이터를 이용한다.

식 (3)에 의하여  $t_1$ 에서  $t_2$ 동안 임의의 복수점에 작용하는 동적 하중 이력을 구하기 위해서 다음과 같은 과정을 반복한다.

- (c) 임의의 시간  $t$ 에서의 스트레인 데이터가 최소 50회 이상 반복되어 정규분포를 가져야 하며 그때의 값을 산술 평균하여 스트레인 데이터로 이용
- (d)  $t_1$ 에서  $t_2$ 까지 식 (3)을 반복한다.

### 3 대표하중 해석

본 연구에서 제안하는 실하중 해석 시스템은 구조물에 작용되는 3축 하중은 물론 모멘트까지 계산할 수 있다. 하지만 실제의 경우 실험장비는 1축 하중만이 가능하므로 실험을 위한 대표하중을 다시 산출할 필요성이 있다.

본 절에서는 우선 대표하중의 산출 가능성을 검증하기 위해 유한요소 해석에 의한 실하중 산출 및 대표하중 산출과정을 서술한다.

Fig. 1은 T형 조인트에 작용될 수 있는 외력 및 모멘트의 모든 경우를 고려한 것이다.  $\downarrow^{123}$ 는 임의의 점에 하중이 직교좌표계의 3축 방향을 따라 작용하는 경우이고,  $\downarrow^{123456}$ 는 임의의 점에 하중이 직교좌표계의 3축 방향을 따라 작용하고 3축에 대한 회전모멘트가 작용하는 경우이다. 실험에 의한 오차가 배제되어 있으므로 Table 1과 같이 매우 만족할 만한 결과를 산출하였다. A, B의 경우는 실하중 해석 시스템으로 계산한 하중이 인가하중과 정확하게 일치하였으며, C는 하중만에 의한 결과는 부정확하였으나 모멘트를 고려한 식에서는 정확한 결과를 산출하였다. D

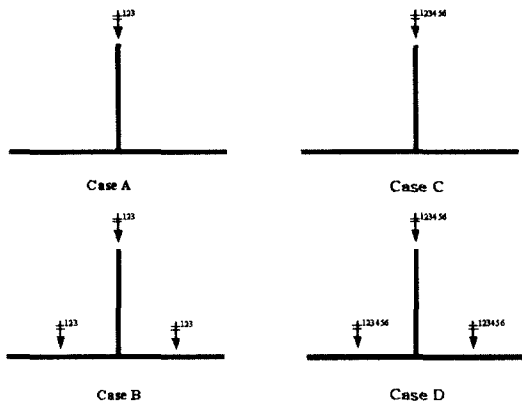


Fig. 1 Basic cases to determinate practical loads of joints

Table 1 Basic cases to determinate practical load of joints

Case	unit loads	unit loads and unit moments
Determinate loads	A	○
	B	○
Determinate loads and moments	C	×
	D	×

의 경우 실하중 및 모멘트를 산출하기는 하였으나 정확성 면에서 사용하기는 곤란하였다. 본 연구의 목적은 실험을 위한 대표하중 산출이므로, 우선 D의 경우는 제외하고 연구하였다.

임의의 복수점(multi points)에 작용하는 하중을 임의의 한 점에서 작용하는 하중 및 회전 모멘트로 환산하여 대표하중을 산출한다. Fig. 2의 a, b, c는 특정 위치를 한정하는 것은 아니나 클램핑 되어 있는 양끝에 가까운 위치에서는 클램핑에 의한 응력 중첩이 발생할 수 있으므로 산출하중이 부정확할 수도 있다.

Table 2에서 Type I은 임의의 복수점 a, b, c에 작용하는 외력을 복수점 a, b, c에서 3축 실하중을 산출한다. Type II는 Type I에서 측정된 실측 스트레인과 유한요소 해석에서 점 a에 단위하중을 인가하여 얻어진 단위 스트레인을 이용하여 a에서 3축 대표하중만을 산출한다. Type III은 Type I에서 얻어진 실측 스트레인 데이터를 이용하여 a에서 3축 대표하중 및 3축 회전모멘트를 산출한다. 각각의 경우에 측정된 실측 스트레인 데이터의 값 및 최대·최소값의 위치를 비교하여 산출된 하중의 타당성을 평가하였다.

Fig. 2는 임의의 복수점에 작용하는 하중을 임의의 한 점에서 작용하는 하중 및 회전 모멘트로 환산하여 대표하중을 산출한다. 스트레인 측정 위치는 Fig. 3과 같다. Table 3에서 스트레인 데이터를 이용하는 경우 여러 절점에서 3차원하중이 가해진 경우에 각 절점에서의 정확한 하중값을 산출할 수 있으며, 관심 절점에서의 3차원 대표하중을 구할 수 있다. 또한 관심 절점에서의 3차원 대표하중과 모멘트를 구할 수 있다.

Table 2 Advanced cases to determinate practical loads of joint under bending loads

Type I	Load determination of 3 axis under 3 axis on each point a,b, and c	Basic case B in Fig. 1
TypeII	Determinate pseudo practical dynamic load on point 'a'	Using strain data of Type I
TypeIII	Determinate pseudo practical dynamic load and moment on point 'a'	Using strain data of Type I

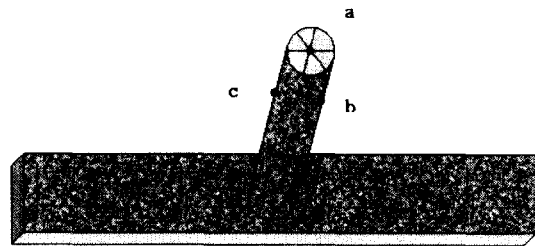


Fig. 2 Positions of applied external loads to determinate practical loads

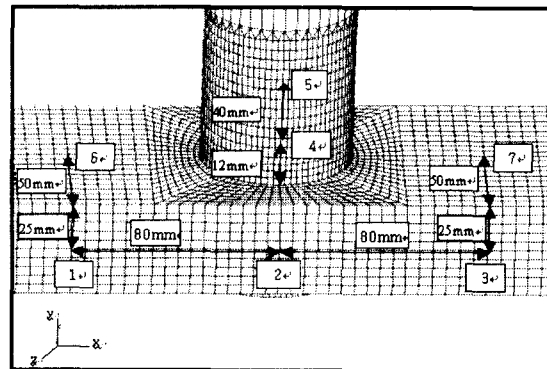


Fig. 3 Positions of strain gages to determinate practical loads

**Table 3 Practical loads and moments under bending loads (Unit : N)**

		Applied external loads and moments						Practical loads and moments					
		Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz
Type I	A	750	250	500	0	0	0	750.7	249.2	500.0	-	-	-
	B	500	750	250	0	0	0	499.7	748.7	250.0	-	-	-
	C	250	500	750	0	0	0	249.6	502.1	750.0	-	-	-
Type II	A	-	-	-	-	-	-	1273	1188	1117	-	-	-
Type III	A	-	-	-	-	-	-	1490	1500	1490	-127560	-14640	88060

**Table 4 Strain comparisons to certify for practical loads and practical moments under bending loads (Unit : 10<sup>-4</sup>)**

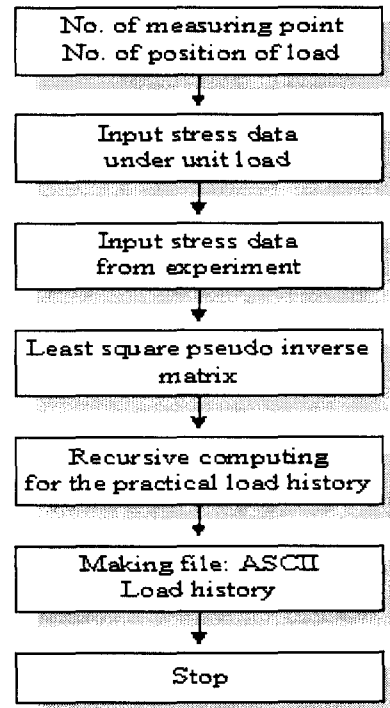
Strain point		strain of Type I	strain of Type II	strain of Type III
1	$\epsilon_x$	4.168E+06	3.635E+06	4.124E+06
	$\epsilon_y$	-9.278E+05	-7.867E+05	-9.153E+05
	$\gamma_{xy}$	-1.686E+06	-2.196E+06	-1.642E+06
2	$\epsilon_x$	1.088E+07	8.596E+06	1.081E+07
	$\epsilon_y$	-4.221E+06	-3.651E+06	-4.204E+06
	$\gamma_{xy}$	3.002E+06	2.854E+06	2.994E+06
3	$\epsilon_x$	5.333E+05	-3.172E+05	5.412E+05
	$\epsilon_y$	-4.504E+05	-2.095E+05	-4.521E+05
	$\gamma_{xy}$	5.354E+07	5.379E+07	5.333E+07
4	$\epsilon_x$	-1.317E+07	-1.322E+07	-1.311E+07
	$\epsilon_y$	-1.336E+07	-1.338E+07	-1.330E+07
	$\gamma_{xy}$	1.118E+06	1.191E+06	1.111E+06
5	$\epsilon_x$	1.661E+07	1.595E+07	1.656E+07
	$\epsilon_y$	1.678E+07	1.611E+07	1.673E+07
	$\gamma_{xy}$	-2.025E+06	-1.912E+06	-2.021E+06
6	$\epsilon_x$	-1.094E+08	-1.069E+08	-1.092E+08
	$\epsilon_y$	-1.072E+08	-1.042E+08	-1.069E+08
	$\gamma_{xy}$	-2.530E+06	-2.493E+06	-2.527E+06
7	$\epsilon_x$	-2.314E+08	-2.338E+08	-2.309E+08
	$\epsilon_y$	6.703E+07	6.768E+07	6.683E+07
	$\gamma_{xy}$	-2.971E+07	-3.054E+07	-2.961E+06

각 Type 별로 산출한 하중 및 모멘트값을 가지고 재해석한 후 스트레인 게이지 부착위치에서의 스트레인 값은 Table 4와 같다. Table 4의 결과를 보면 Type II에 의한 스트레인 값보다 3차원 대표하중 및 모멘트를 구한 Type III에 의한 스트레인 값이 실제 값인 Type I에 의한 스트레인 값과 거의 일치함을 볼 수 있다. 하지만 3차원 하중과 모멘트를 동시에 실험을 한다는 것은 불가능하므로 실험은 Type II값을 이용 하는 것이 타당할 것이다. 실험이 아닌 해석만을 위한 데이터를 구하기 위해서는 Type III를 이용하는 것이 타당하다.

#### 4. 실험하중 산출 프로그램

실험하중이력산출을 보다 쉽고 효과적으로 하기위해 GUI 방식의 프로그램을 개발하였다. PLODAS(

Practical Load Analysis System)는 프로그램 구동 환경은 windows 95/98, N에서 구동되며, 최소 RAM 16M 이상인 Pentium PC에서 작동 가능하다.



**Fig. 4 Process of practical dynamic load in PLODAS (Practical Load Analysis System)**

프로그램 사용에 몇 가지 제약조건이 있다. 하중은 100개, 스트레인 게이지수는 80개(240ch.)을 넘을 수 없다. 이는 한번에 오픈할 수 있는 파일의 제약 때문이다. 정밀도는 소수점 12~14자리 정도이다.

프로그램의 실행순서는 Fig. 4와 같다. 스트레인 게이지수와 하중수를 입력하고 x, y, z 각 방향으로 단위하중을 가했을 때 준정적해석한 스트레인값을 입력한다. 또한 실차 시험에서 측정된 스트레인 데이터를 파일로 입력 받아 최소자승법에 의해 정방행렬을 구성하며 Gauss-Jordan 법을 이용하여 역행렬을 구하여 실험하중이력을 산출하게 된다.

프로그램으로 계산되어 나온 결과값은 텍스트파일로 저장할 수 있도록 하여 다른 유틸리티 프로그램으로 그래프나 차트 작성이 가능하도록 제작하였다.

### 5. 결 론

복잡한 하중의 전달경로 및 하중의 크기를 정량적으로 파악하기 위한 조인트에서 실험하중이력산출 과정을 개발하여 동적강도해석을 하였으며 결론은 다음과 같다.

- (1) 다축하중에 의한 실험이 사실상 불가능하므로, 이를 위해 대표하중을 산출하였다. 대표하중은 해석에 의한 3축하중 및 3축 모멘트를 실제 단품시험에 적용하기 위해, 하중의 크기 및 방향을 1축으로 변환한 것이다. 대표하중은 Lab. Test 시, 단품의 시험하중으로 이용할 수 있으므로 실제 운전시의 환경을 보다 정확히 재현할 수 있다.
- (2) 실험하중이력 해석프로그램인 PLODAS를 개발하였고, 실험하중이력 산출과정 및 PLODAS를 이용하여 구조물의 운전시, 실제 입력하중을 파악할 수 있으며, 파악된 실험하중을 이용하여 구조물의 수명을 정량적으로 평가할 수 있다.

본 해석기법은 구조물의 형태에 대해 범용성을 가지며, 정량적 해석이 가능하므로, 신규개발 및 구조설계변경 시에 실험횟수 및 개발기간을 단축시킬 수 있다.

### 후 기

이 논문은 2000년도 전북대학교 자매결연대학 국제공동연구비에 의하여 연구되었음.

### 참 고 문 헌

- (1) S.M.Yang, H.Y.Kang, D.W.Kim, J.H.Song, K.J.Kim, H.L.Park, Y.S.Hwang, B.W. Hwang, "A Computational Method for Dynamic Load of T-shape Joint Based on Static Test and Finite Element Analysis", SEM IX International Congress on Experimental Mechanics, Orlando, Florida, 2000
- (2) 최규재, 유영면, 조영건, 이광표, 윤용산, "승차감 시물레이션을 위한 좌우 불규칙 노면 형상 생성", SAE No. 99370032, 1999.
- (3) Liu, T., "Computational Methods for Life Prediction of Mechanical Components of Dynamic systems," Ph. D. Thesis, The University of Iowa, Iowa City, Iowa 52242, 1986.
- (4) S.M.Yang, D.W. Kim, J.H. Song, "브레이크 마운팅 결합부의 피로 수명에 관한 실험적 연구", 한국공작기계학회지, Vol.7, No.3, pp.104-109, 1998.
- (5) S.M.Yang, H.Y.Kang, K.H.Kim, "동적하중을 고려한 4륜 조향장치 부품의 신뢰성 해석", 한국공작기계학회지 4 Vol.7, No.2, pp.69-73, 1998.
- (6) Socie, D.F., "Fatigue Life Prediction Using Local Stress-Strain Concepts," Experimental Mechanics, p.50-56, Feb. 1977.
- (7) Stephens, R.I., Dopker, D., Baek, W.K., Johnson, L.P., and Liu, T.S., "Computational Fatigue Life Prediction of Welded and Nonwelded Ground Vehicle Components," SAE No. 871967, 1987.
- (8) Heyes P.J., Milsted M.G., and Dakin, J., "Multiaxial Fatigue Assessment of Automotive Chassis Components on the Basis of Finite Element Models", 4th International Conference on Biaxial/Multiaxial Fatigue, May 31-June 3, 1994.
- (9) Landgraf, R.W. and LaPointe, N.R., "Cyclic Stress-Strain Concepts Applied to Component Fatigue Life Prediction," SAE No. 740280, 1974.