

〈論 文〉

튜브와 지지대 사이의 비선형 충격해설모델 개발에 관한 연구

A Study on the Development of Tube-to-Support Nonlinear Impact Analysis Model

김 일 곤* · 박 진 무**

Il-Kon Kim and Jin-Moo Park

〈1995년 6월 16일 접수 ; 1995년 11월 6일 심사완료〉

Key Words : Flow-Induced Vibration(유체유발진동), Tube-to-Support Dynamic Interaction(튜브와 지지대 사이의 동적상호작용), Nonlinear Impact Force(비선형충격력), Fretting-Wear(마멸), Impact Duration(충격시간), Impulse(충격량), Equivalent Impact Stiffness(충격등가 강성)

ABSTRACT

Tubes in heat exchanger or fuel rods in reactor core are supported at intermediate point by support plates or springs. Current practice is, in case of heat exchanger, to allow clearance between tube and support plate for design and manufacturing consideration. And in case of fuel rod the clearance in support point can be generated due to the support spring force relaxation. Flow-induced vibration of a tube can cause it to impact or rub against support plate or against adjacent tubes and can result in fretting-wear. The tube-to-support dynamic interaction is used to relate experimental wear data from single-span test rigs to real multi-span heat exchanger configurations. The dynamic interaction can be measured during experimental wear tests. However, the dynamic interaction is difficult to measure in real heat exchangers and, therefore, analytical techniques are required to estimate this interaction. This paper describes the nonlinear impact model of DAGS(Dynamic Analysis of Gapped Structure) code which simulates the tube response to external sinusoidal or step excitation and predicts tube motion and tube-to-support dynamic interaction. Three experimental measurements-two single span rods excited by sinusoidal force and a two span rod impacted by a steel ball-are compared from the simulation nonlinear model of DAGS code. The simulation results from DAGS code are in good agreement with measurements. Therefore, the developed model of DAGS code is good analytical tool for estimating tube-to-support dynamic interaction in real heat exchangers.

기 호 설 명

v : 충격실험시 구의 충격속도
 g : 중력가속도

l : 구진자의 길이
 a_1 : 구진자의 입사각
 k : 구의 움직임양을 결정하는 상수
 m : 구의 질량
 $[M]$: 구조물의 질량행렬
 $[C]$: 구조물의 감쇠행렬

*정회원, 한국원자력연구소 계통기계분야
**고려대학교 공과대학 기계공학과

- [K] : 구조물의 강성행렬
- { \dot{U} }, { \ddot{U} }, { U } : 구조물의 변위, 속도 및 가속도 벡터
- { F } : 구조물의 외력 벡터
- C_0 : 증분이전의 감쇠치
- ΔF : 외력의 증분
- ΔU : 가속도 값의 증분
- Δa : 미지의 가속도값 증분
- Δv : 미지의 속도
- Δu : 미지의 변위
- v_0 : 시간간격내의 초기속도
- v_0^0 : 증분이전의 최종속도
- c : 상수
- a : 시간간격내 임의의 점에서의 가속도
- a_0 : 시간간격내 $t=t_0$ 에서의 초기가속도
- D : 동적행렬 (Dynamic matrix)
- α, β : 모드감쇠계수
- k_d : 충격등가강성 (Equivalent impact stiffness)
- E : 핵연료봉의 Young 계수
- l_c : 봉과 충격량 측정장치의 접촉부위
- r_e, r_i : 핵연료봉의 외부 및 내부 반지름
- F_s : 미끄럼힘 (Sliding force)
- F_n : 수직력 (Normal force)
- C_i, C_j : i 번째와 j 번째 모드의 임계감쇠계수
- ω_i, ω_j : i 번째와 j 번째 모드의 고유진동수

1. 서 론

열교환기의 튜브나 원자력발전소 노심의 핵연료봉은 여러중간 부위가 지지판 (support plate) 이나 지지 스프링에 의해 지지되어 있다. 이들은 열효율을 높이고, 제작상의 어려움등으로 인해 튜브나 지지판사이에는 간격이 존재하도록 최근의 열교환기설계에서는 허용하고 있을 뿐 아니라 원자로심내의 핵연료봉 경우에는 지지스프링이 방사선조사에 의해 점차 그 스프링력을 잃어 지지점위치에 따라 간격이 발생하게 된다. 그러므로, 유체유발진동 (flow-induced vibration) 이 튜브를 지지판이나 이웃해 있는 튜브와 부딪치게 하므로써 튜브에 마멸 (fretting-wear) 을 일으킬 수 있으며, 이 마멸현상은 튜브와 지지대 재질의 조합이나 충격력의 크기에 의해 영향을 받고, 이 충격력은 튜브의 움직임이 튜브지지판과의 간격을 초과할 때 발생한다. 이 충격력은 튜브와 지지대가 부딪히는 위치에서 튜브벽을 얇게하고 때로는 튜브벽을 뚫기도 한다. 따라서 이런 관점에서 볼때 열교환기 부품의 신뢰성과 설계수명을 늘리기 위해서는

진동의 허용한계를 설정하는 설계기준을 세우고, 튜브의 마멸량을 최소화 시키는 것이 필요하다.

열교환기 및 핵연료의 설계단계에서는 유체유발진동에 의한 해석과 함께 마멸에 대한 정보가 필요하게 된다. 이들 정보중 마멸과 관련된 정보를 얻기 위해서는 먼저 튜브와 지지대사이의 동적상호작용을 이해하는게 필요한데, 이들 동적상호작용은 일반적으로 단일 스펜 (span) 의 실험장치로 부터 다중 스펜의 열교환기 자료까지 필요하다. 그러나 실제 열교환기에서의 동적상호작용을 측정하는 것은 여러가지 제약조건 때문에 매우 어려우므로, 해석적인 방법에 의해 상호 작용인 충격력을 평가하는 것이 요구된다.

튜브와 지지대사이의 동적상호작용인 충격에 대한 해석은 1975년도에 미국 ANL (Argonne National Laboratory) 의 Shin 등이 고전적인 이론식을 이용하여 Newmark- β 적분방법에 의해 간격이 있는 튜브와 stop의 충격력 해석방법을 제안하였고⁽¹⁾, 같은 ANL의 Ting 등은 1979년에 양쪽 고정보에 대한 충격응답해석을 modal expansion technique에 의해 구하였다⁽²⁾. 그리고 캐나다의 Sauve와 Teper는 지지부를 비선형 감쇠 및 스프링 특성을 갖는 요소로 모델링하고, 운동방정식을 implicit방법에 의해 적분하는 방법을 1987년에 개발하였으며⁽³⁾, 1988년에 캐나다 AECL (Atomic Energy of Canada Limited) 의 Fisher 등은 유한요소법을 이용해 개발된 튜브의 충격량을 계산하는 VIBIC code에 대한 검증을 다른 상용코드의 해석치와 비교하여 수행하였다⁽⁴⁾.

본 연구에서는 1.1m 길이의 핵연료봉에 대한 sine 함수가진에 의한 외팔보 충격실험과 구에 의한 2점 지지 핵연료봉 충격실험을 수행한 후 이 실험결과치를 간격을 갖는 구조물의 변위와 충격량을 계산하기 위해 개발된 비선형 해석코드 DAGS (Dynamic Analysis for Gapped Structure) 를 이용하여 계산한 해석치와 비교하여 충격량과 변위 등을 계산하는 해석모델을 설정, 검증하였다. 계산결과 충격시간 Δt 및 충격량 $\int F dt$ 의 값은 대체로 해석값과 실험결과가 일치하였으며, 그 결과 비선형 동적 해석코드 DAGS와 그 해석모델은 다중 스펜을 갖는 실제 열교환기 튜브나 핵연료봉의 충격해석에 사용할 수 있음을 확인하였다.

2. 동특성 및 충격 실험

열교환기 튜브의 충격해석모델 개발을 위해 먼저 Fig. 1과 같은 충격력 측정장치 (force transducer

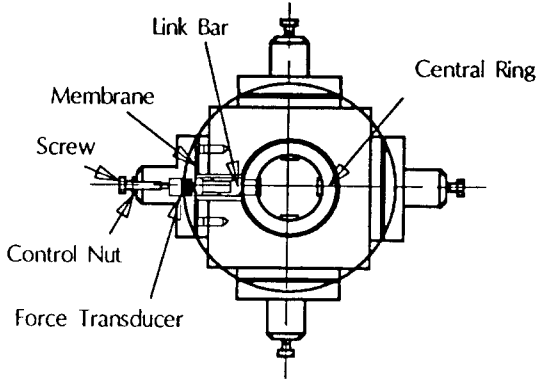


Fig. 1 Cross section of force transducer assembly

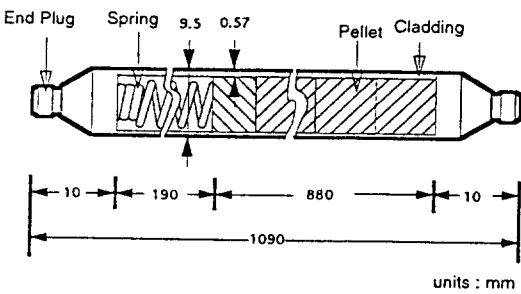


Fig. 2 1.1m length fuel rod

assembly)를 개발한 후⁽⁵⁾, Fig. 2와 같은 길이 1.1m의 핵연료봉을 가지고, 경계조건과 충격조건을 바꾸어 가며 3가지형태의 핵연료봉에 대한 자유진동실험과 충격실험을 수행하였다.

2.1 외팔보봉실험

이들 실험에 사용된 실험계통도는 Fig. 3과 같은데, 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 핵연료봉을 담고 있는 수직의 통은 내부를 볼 수 있게 하기 위해 아크릴 수지로 제작하였고, 이 통의 옆부분에서 이 봉을 지지할 수 있도록 나사가 달린 지지대가 설치되어 있다. 진동의 크기에 대한 측정은 레이저로 수행되었으며, 스펙트럼 해석기(HP3582A)와 계산기(HP9816)에 의해 진동신호를 분석하고 기록하였다. 외팔보형태의 충격실험을 위해 핵연료봉의 아래부분은 수평방향으로 나사에 의해 조여지므로써 움직일 수 없게끔 지지되어 있고, 상부에서는 힘변환기(force transducer) 위치에서 원주방향으로 0.25mm의 간격을 두었고, 핵연료봉은 가진기(mini-shaker)에 의해 핵연료봉의 상부에서 가진이 되도록 하였다.

(1) 자유진동실험

1.1m 길이의 핵연료봉에 대한 동적특성을 구하기

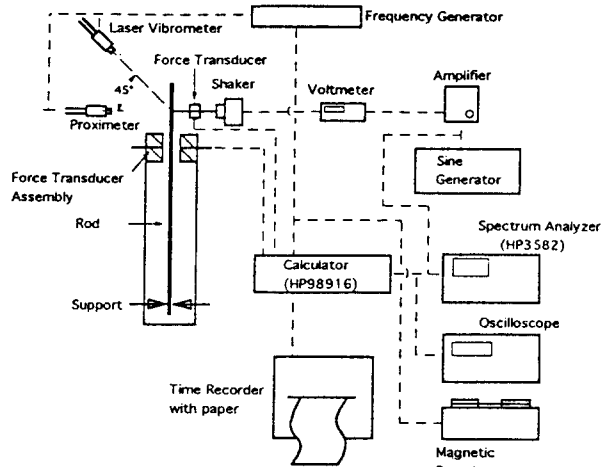


Fig. 3 Test set-up for dynamic characteristic and impact test of fuel rod

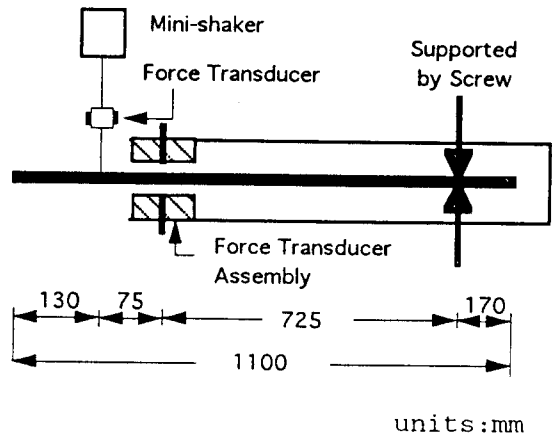


Fig. 4 Fuel rod A

위해 Fig. 4와 같은 경계조건을 갖는 핵연료봉(이하 "연료봉 A")을 가진기(LING Dynamic System Vibrator 201)에 의해 봉의 상단에서 sine sweep에 의한 자유진동실험을 수행하였고, 그 결과 Table 1의 고유진동값을 구했으며, 추가로 Fig. 5와 같은 경계조건인 핵연료봉(이하 "연료봉 B")에 대해 연료봉 A와 동일한 자유진동실험을 수행하여 Table 2와 같이 고유진동수를 구하였다.

(2) 충격실험

외팔보형태의 봉에 대한 자유진동실험을 통해 고유진동수를 구한 후 다음으로 이 봉에 대한 충격실험을 수행하였다. 봉이 충격력 측정장치 내면에 충격할때의 반력성분은 Fig. 6에 나타난 바와 같이 측정되는 힘의 성분은 수직력(normal force)과 미끄럼힘(sliding force)의 합성임을 알 수 있다. 그리고 충

Table 1 Natural frequencies of fuel rod A

Mode	Measurements (Hz) _i	Analysis (Hz)
1	4.80	4.30
2	24.80	25.55
3	66.40	62.26

Table 2 Natural frequencies of fuel rod B

Mode	Measurements (Hz) _i	Analysis (Hz)
1	5.1	5.57
2	20.3	21.09
3	32.8	34.93

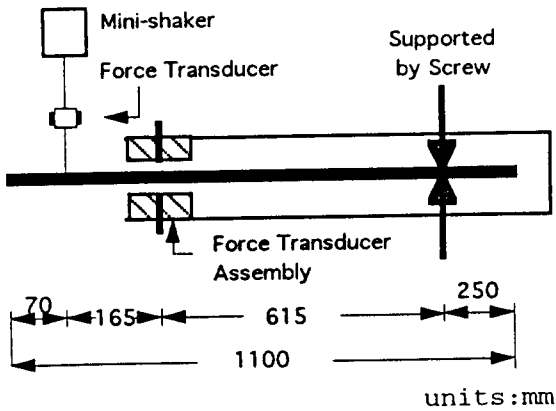


Fig. 5 Fuel rod B

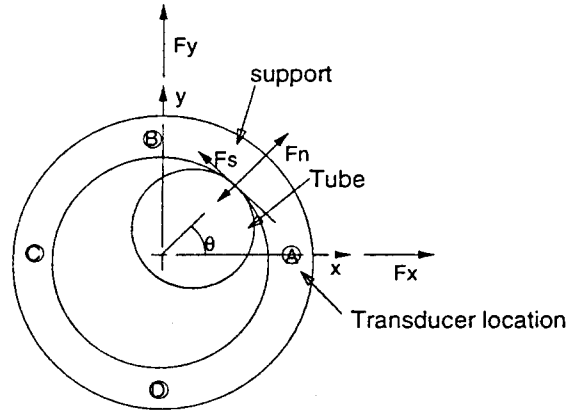


Fig. 6 Reaction forces during a tube impacts to force transducer assembly

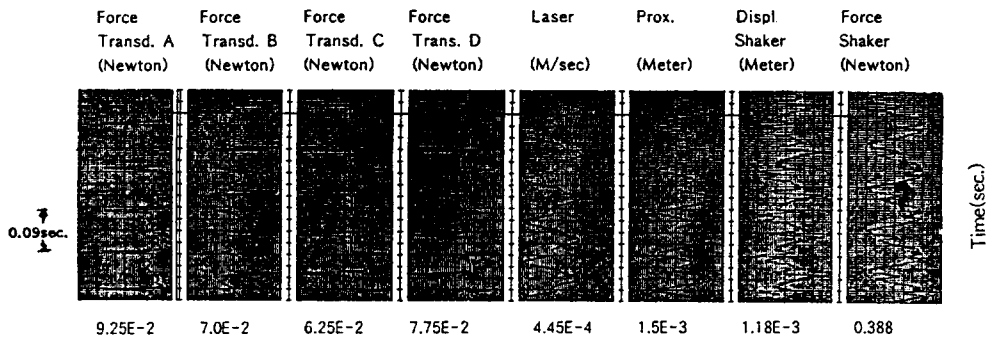


Fig. 7 Impact test results of fuel rod A

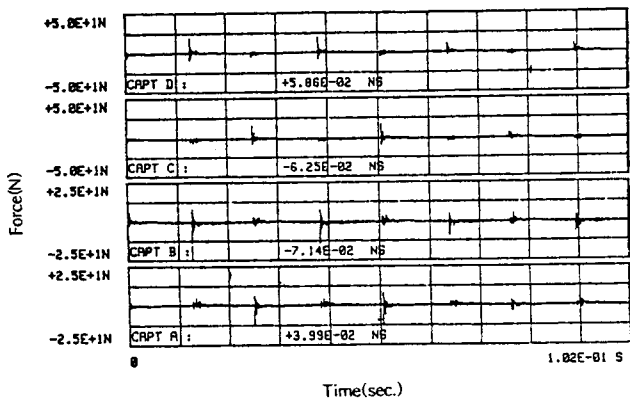


Fig. 8 Impact test results of fuel rod B

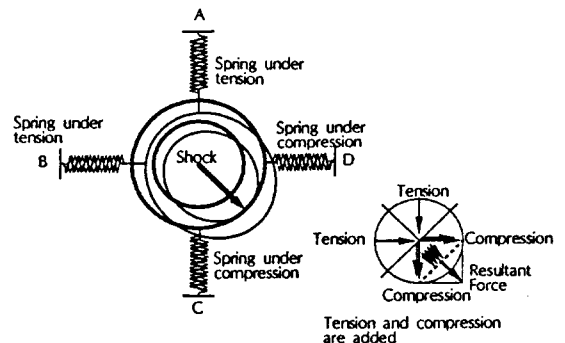


Fig. 9 Deflected shape of force transducer assembly during impact test

Table 3 Impact duration and impulse of fuel rod A and fuel rod B

Impact duration (sec)	Measurements		Analysis	
		Fuel rod A	7.0×10^{-3}	4.16×10^{-3}
	Fuel rod B	2.91×10^{-3}	3.78×10^{-3}	
Impulse (N.sec)	Fuel rod A	2.15×10^{-3}	2.49×10^{-3}	
	Fuel rod B	2.1×10^{-2}	2.88×10^{-2}	

격실시험시 충격은 봉의 상단에서 sine가진을 수행하였는데, 이때의 가진위치와 충격력 측정위치는 앞의 Fig. 4와 Fig. 5에 각각 나와 있다. 이때의 가진력은

- 연료봉 A의 경우: 0.194N
- 연료봉 B의 경우: 1.12N

이였으며, 가진주파수는

- 연료봉 A의 경우: 10Hz
- 연료봉 B의 경우: 38Hz

이었는데, 이것은 각기 다른 가진주파수에서 연료봉의 응답해석이 가능한가를 확인하기 위해 임의의 가진력과 주파수로 각기 가진하였다.

충격실험결과 얻어진 시간응답은 연료봉 A의 경우 Fig. 7과 같고, 연료봉 B의 경우는 Fig. 8과 같다. 여기에서 충격력측정장치 4개의 힘변환기 사이의 시간차는 없고, 충격방향에 대해 2개씩 각기 서로 다른 대칭의 형태로 구해지는 것을 볼 수 있다. 이것은 충격력 측정장치의 힘변환기 C와 D는 압축력을 받고, A와 B는 인장력을 받기 때문으로, 이에 대한 설명은 Fig. 9에 기술되어 있다. Fig. 7과 8에 의해 얻어지는 합력과 충격량 $\int Fdt$ 는 Table 3에 주어져 있다.

2.2 2점지지봉의 실험

앞의 길이 1.1m 핵연료봉에 대한 다중지지의 경우의 충격력을 실험하기 위해 Fig. 10과 같은 실험장

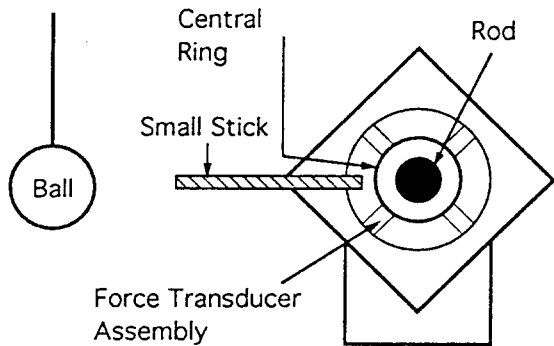


Fig. 10 Test set-up for 2 supported fuel rod impact test

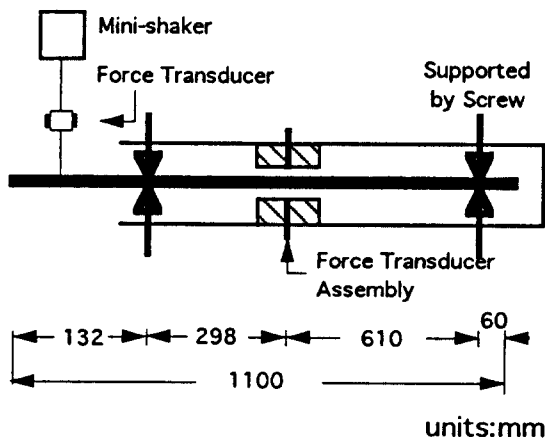


Fig. 11 2 supported fuel rod

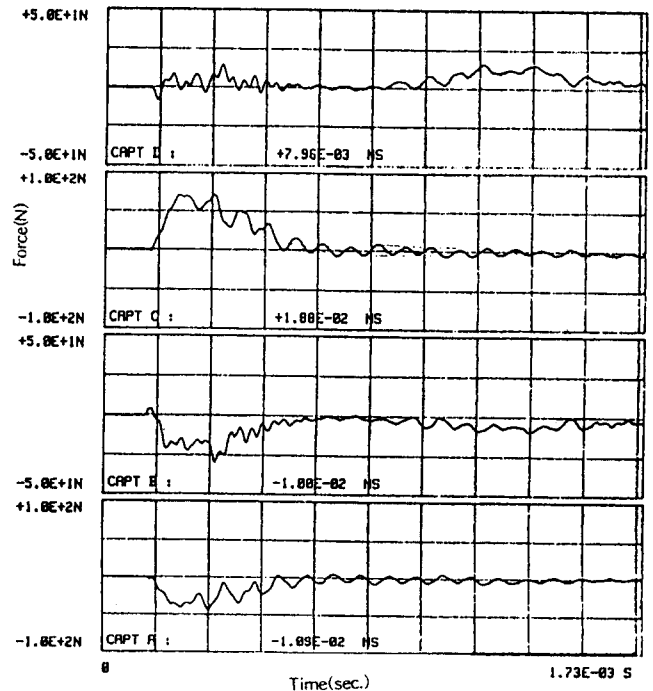


Fig. 12 Test results of 2 supported fuel rod impacted by steel ball

치에서 Fig. 11과 같은 형태의 길이 1.1m 2점지지봉에 진자의 구를 각도 $\alpha_1=7.5^\circ$ 에서 45° 까지 7.5° 씩 늘려가면서 충격실험을 수행하였다. 따라서 충격시의 구속도는 다음과 같은 간단한 식으로 구할 수 있다.

$$v = \sqrt{2gl(1 - \cos \alpha)}$$

그리고, 구의 운동량은 다음과 같은 식으로 부터 구할 수 있다.

$$kmv = \int_0^t F dt$$

여기서 구가 완전탄성이라 가정하면 $k=2^{(5)}$ 이다. 구에 의한 충격실험결과는 $\alpha_1=45^\circ$ 의 경우 Fig. 12와 같고, 이 결과로 부터 충격력 측정장치내의 4개의 힘변환기 사이에는 시간차가 전혀 없었으며, 충격력 사이의 극성은 외팔보 봉의 경우와 마찬가지로 Fig. 9에서와 같이 힘변환기 A와 B는 인장력, C와 D는 압축력을 나타내고 있다.

3. 자유진동 및 충격 해석

위에서 기술한 외팔보 봉과 2점 지지봉에 대한 충격실험 결과를 비선형 충격해석 코드인 DAGS를 이용해 다음과 같이 계산하여 검증하였다.

3.1 해석 코드에 대한 설명

위에서 충격실험이 수행된 3가지 핵연료 봉의 비선형 충격해석에 사용된 DAGS 코드는 간격을 갖는 구조물의 거동에 대한 해석이 비록 비선형이라 할지라도, 탄성구조물이라 가정하여 이를 step-by-step형식에 의해 구분으로(piecewise) 나누어 이를 해석하는 코드이다. 일반적으로 유한요소모델의 운동에 대한 지배방정식은

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F\} \quad (1)$$

인데, 이를 증분형태(incremental form)로 나타내면, 임의의 시간간격에서 강성이 변하지 않을때 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M\Delta a + C\Delta v + K\Delta u = \Delta F - M\Delta \ddot{x} + C_0 v_0^0 - C v_0 \quad (2)$$

시간간격에서 가속도를 선형변수라고 가정하면,

$$\Delta a = c\Delta t, \quad a = a_0 + c\tau \quad (0 \leq \tau \leq \Delta t) \quad (3)$$

여기서 식 (3)을 적분하면,

$$v = v_0 + a_0\tau + c\frac{\tau^2}{2}, \quad u = u_0 + v_0\tau + a_0\frac{\tau}{2} + c\frac{\tau^3}{6} \quad (4)$$

과 같다. 그리고 감쇠행렬은

$$C = \alpha M + \beta K \quad (5)$$

과 같은 관계식을 갖는데, 여기서 $\tau = \Delta t$ 에서 식 (3)을 (4)로 나누고, 이것을 식 (5)와 함께 식 (2)에 대입하면

$$D * \Delta u = F \quad (6)$$

의 결과를 얻는다. 여기서,

$$D = M \left(\frac{6}{\Delta t^2} + \frac{3\alpha}{\Delta t} \right) + K \left(1 + \frac{3\beta}{\Delta t} \right) \quad (7)$$

$$F = M \left[v_0 \left(\frac{6}{\Delta t} + 3\alpha \right) + a_0 \left(3 + \frac{\alpha \Delta t}{2} \right) \right] + \beta K \left(3v_0 + a_0 \frac{\Delta t}{2} \right) + \Delta F - M\Delta \ddot{x} + \beta (C_0 v_0^0 - K v_0) \quad (8)$$

이다. 이런 절차에 의해 식 (3)과 (4) 및 내삽법

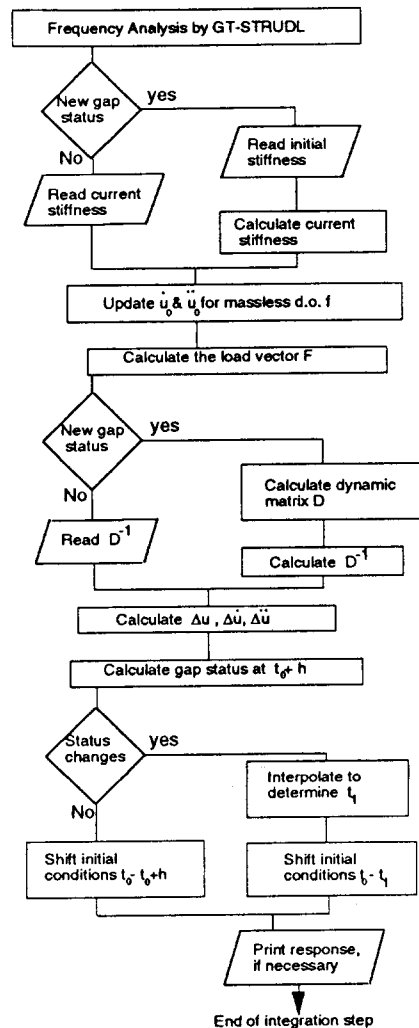


Fig. 13 Flow chart of DAGS code

(interpolation) 등에 의해 변위 U 와 속도 v 를 계산한다.

이러한 이론적배경을 갖는 DAGS 코드의 일반적해를 구하기 위한 흐름도(flow chart)는 Fig. 13과 같다.

3.2 외팔보봉해석

앞에서 기술한 외팔보 봉의 충격실험에 대해 DAGS 코드로 충격을 해석하기 위해 1차적으로 다음과 같이 연료봉 A와 B에 대해 자유진동해석을 통해 해석을 위한 경계조건을 구한 후 이 결과를 가지고, 충격해석을 수행하였다.

(1) 자유진동해석

연료봉 A의 자유진동해석을 위해 상용유한해석 코드인 GT-STRUDL을 사용하였으며⁽⁶⁾, 해석결과 Table 1과 같이 고유진동수가 실험결과와 일치되는 값을 얻을 수 있었는데, 이때 해석모델에서 실험결과와 일치되는 값을 구하기 위해 핵연료봉이 나사로 조여지는 하단의 지지대부분에 대해서는 회전강성(rotating stiffness) $8.95 \times 10^4 \text{N/m}$ 를 갖는 경계조건으로 상사화시켜 해석하였다.

연료봉 B의 고유진동수를 구하기 위해 연료봉 A의 경우와 마찬가지로 해석모델에서 핵연료봉 하단의 나사로 조여진 지지대부분의 회전강성값이 $7.5 \times 10^4 \text{N/m}$ 를 갖는 것을 상사화 했으며, 지지점과 축선상의 다른 점에서 축방향변위를 무시하는 경계조건으로 해석이 수행되었다. 그 결과 Table 2와 같은 실험치와 유사한 값의 고유치를 얻을 수 있었다.

(2) 충격력해석

Fig. 13의 흐름도에서 볼 수 있는 바와 같이 GT-STRUDL 코드에 의해서 구한 강성 및 질량행렬 중 해석에 필요한 점의 동적 자유도(dynamic degree of freedom)의 값만을 추출하여 이것을 충격력을 계산하는 DAGS 코드의 입력으로 사용하였다. 이 충격력해석을 위해 입력되는 외력은 time history로써 연료봉 A는

- sine함수 : 주파수 10Hz, 가진력 0.194N
입력 $\Delta t = 2 \times 10^{-4} \text{sec}$

- 가진위치 : 0.97m

- 핵연료봉과 가속도계의 간격 : 0.25mm

- 충격등가 강성 : $1.91 \times 10^5 \text{N/m}$

- 임계감쇠계수 : 0.5%

의 입력자료로 계산되었으며, 연료봉 B는

- sine함수 : 주파수 38Hz, 가진력 1.12N

입력 $\Delta t = 2 \times 10^{-4} \text{sec}$

- 가진위치 : 1.03m

- 핵연료봉과 가속도계의 간격 : 0.25mm

- 충격등가 강성 : $1.91 \times 10^5 \text{N/m}$

- 임계감쇠계수 : 0.5%

의 입력조건에서 계산되었다.

여기에서 충격등가강성은 국부적으로 핵연료봉의 기초모드를 고려하여 핵연료봉과 접촉하는 충격량 측정 장치의 접촉부위를 lc 라고 할 때 변형 스프링비 k_d 는⁽⁷⁾

$$k_d = \frac{32Elc}{3(3\pi-8)} \left(\frac{r_e - r_i}{r_e + r_i} \right)^3$$

으로써, 이 실험에서는

$$k_d = 1.91 \times 10^5 \text{N/m}$$

의 값을 얻을 수 있다. 그리고 감쇠값은 실험에서 구한 임계감쇠계수로부터 식 (5)를 이용하여 감쇠행렬 C 를 구하는데, 식 (5)의 α 와 β 는 다음과 같은 식에 의해 구한다.

$$\alpha = \frac{2\omega_i\omega_j(\omega_j C_i - \omega_i C_j)}{\omega_j^2 - \omega_i^2}, \quad \beta = \frac{2(\omega_j C_j - \omega_i C_i)}{\omega_j^2 - \omega_i^2}$$

이와같은 입력자료를 가지고 충격해석을 수행한 결과 연료봉 A의 충격이 발생하는 위치에서의 핵연료봉의 변위는 Fig. 14와 같고, 이 위치에서의 충격력은 Fig. 15와 같으며, 이 충격력에 대한 가속도 응답스펙트럼은 Fig. 16과 같다. 그리고, 연료봉 B의 충격이 발생하는 위치에서의 변위는 Fig. 17과 같고, 이 위치에서의 충격력은 Fig. 18과 같으며, 가속도 응답스펙트럼은 Fig. 19와 같다. 이들 변위에 대한 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 변위가 봉과 충격력 측정장치와의 간격들을 초과해 충격이 발생할때 신

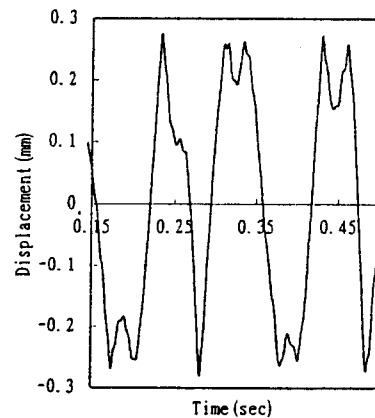


Fig. 14 Displacement of fuel rod A

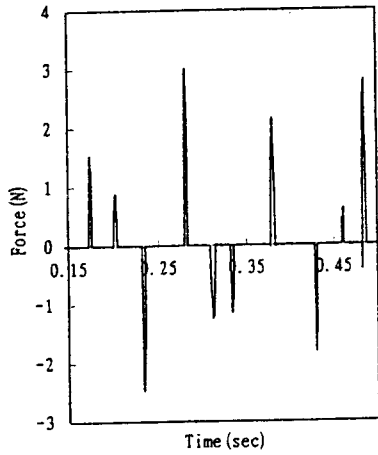


Fig. 15 Impact force of fuel rod A

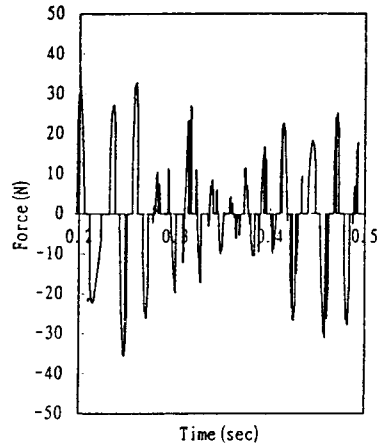


Fig. 18 Impact force of fuel rod B

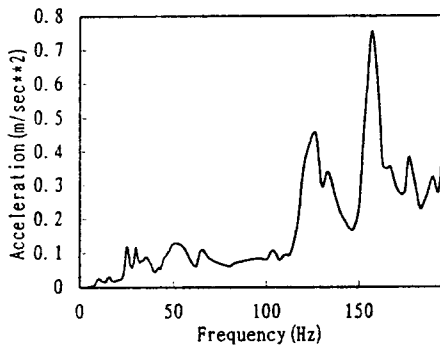


Fig. 16 Acceleration response spectrum of fuel rod A

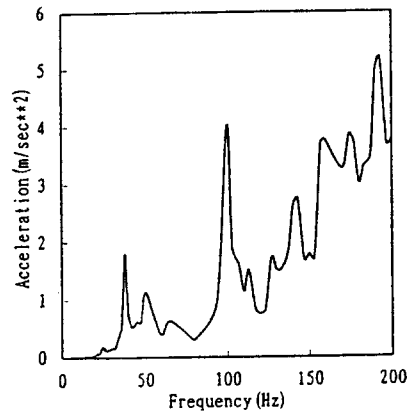


Fig. 19 Acceleration response spectrum of fuel rod B

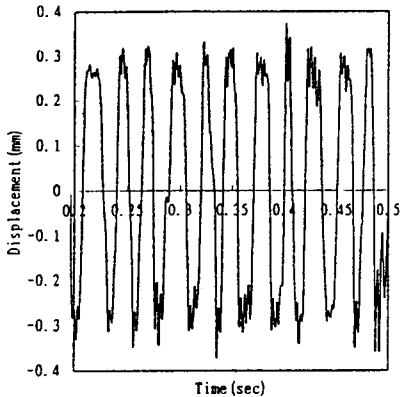


Fig. 17 Displacement of fuel rod B

호의 끝부분이 잘려나가고 톱니형태의 chattering이 발생하는 것을 볼 수 있다. 이것은 연료봉이 충격력 측정장치를 충격할 때 연료봉이 외력에 의해 구속될 때까지 튀어오르는데, 이 때 외력이 충분히 커서 이러한 움직임을 억누를 수 있을 때 발생하는 현상이다. 이들의 해석결과로부터 다음과 같이 각 충격시

의 평균 충격 시간과 충격량 및 충격 에너지를 구하였다.

○ 연료봉 A

충격횟수 : 14번 (0.5sec까지)

충격시간 : 4.16×10^{-3} sec

평균충격력 : 0.6N

충격량 (Fdt) = 2.496×10^{-3} N.sec

○ 연료봉 B :

충격횟수 : 63번 (0.5sec까지)

충격시간 : 3.78×10^{-3} sec

평균충격력 : 7.638N

충격량 (Fdt) = 2.887×10^{-2} N.sec

이 값들을 실험치와 비교하면 Table 3과 같으며, 여기서 실험시 충격량 측정에 사용된 충격력 측정장치의 충격량 감소비가 0.9인 점을 고려할 때⁽⁵⁾ 실험치와 해석치가 대체적으로 일치하고 있음을 알 수 있다.

3.3 2점지지봉의 충격력해석

외팔보봉의 충격해석과 마찬가지로 2점지지봉의 충격해석은 GT-STRUDL 코드를 이용하여 고유진동수를 구한 후 이 결과로부터 동적자유도의 강성과 질량행렬을 얻어 이 값들을 이용해 이 봉의 충격해석을 DAGS 코드로 해석하였다. 이 봉의 고유진동수는 Table 4와 같으며, 이 봉의 구진자에 의한 충

Table 4 Natural frequencies of 2 supported fuel rod (Analysis value)

Mode	Frequencies(Hz)
1	21.11
2	56.22
3	103.76

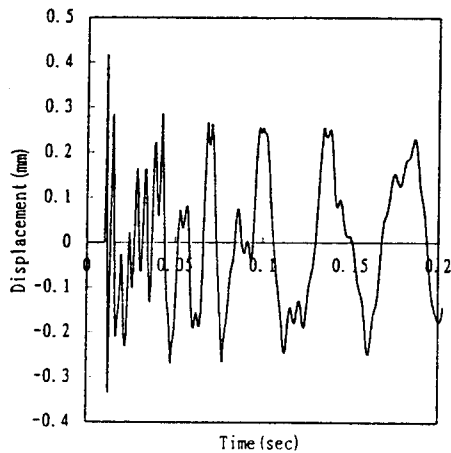


Fig. 20 Displacement of 2 supported fuel rod

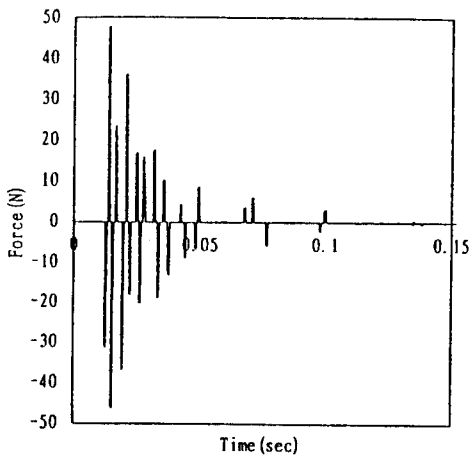


Fig. 21 Impact force of 2 supported fuel rod

격해석을 위한 입력자료는 다음과 같다.

- 핵연료봉 충격시 구의 운동량 : $8.4 \times 10^{-2} \text{N}\cdot\text{sec}$
- 가진위치 및 충격위치 : 0.67m
- 반경방향 충격간격 : 0.25mm
- 충격등가스프링비 : $1.91 \times 10^6 \text{N/m}$
- 임계감쇠계수 : 0.5%

이 입력조건으로 계산된 2점지지봉에 대한 충격해석결과 충격되는 위치에서의 핵연료봉 변위는 Fig. 20에서 보여주고 있고, 이 위치에서의 충격력은 Fig. 21에서 보여주고 있다. 그리고 이 위치에서의 가속도응답 스펙트럼은 Fig. 22과 같다. 이 가속도응답 스펙트럼으로부터 봉의 충격시 고차모드가 응답을 지배한다는 것을 알 수 있다⁽²⁾. 이러한 해석결과로부터 구한 값은

- 충격시간 : $8 \times 10^{-4} \text{sec}$
- 평균충격력 : 49.05N
- 충격량 ($\int Fdt$) = $3.924 \times 10^{-2} \text{N}\cdot\text{sec}$

이고, 이 값들을 실험치와 비교하면 Table 5와 같다. 이 2점지지봉 충격실험의 경우에서도 외팔보봉의 경우와 마찬가지로 충격력 측정장치의 충격량 감소비를 고려할때 해석치와 실험치가 대체로 일치하고 있음을 알 수 있다.

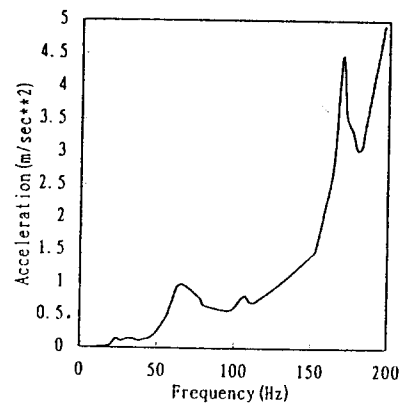


Fig. 22 Acceleration response spectrum of 2 supported fuel rod

Table 5 Impact duration and impulse of 2 supported fuel rod

	Measurements	Analysis
Impact duration (sec)	5×10^{-4}	8×10^{-4}
Impulse (N.sec)	3.42×10^{-2}	3.924×10^{-2}

4. 결 론

본 연구에서는 핵연료봉의 여러가지 모양형태에 대한 충격실험과 해석을 통해 개발된 비선형해석 코드의 해석모델에 대한 검증을 수행하였다. 이 두결과와의 비교를 통해 개발된 모델은 다중 스펙을 갖는 실제 형태의 보나 봉의 비선형 충격해석에 충분히 사용될 수 있음을 확인하였다.

이러한 비선형 충격해석 모델을 통한 비선형 충격해석시 주의해야할 점은 자유진동해석시 구조물의 고유진동수를 찾기 위한 경계조건을 정확히 구하는 것이 중요하며, 또한 충격해석시 정확한 충격등가강성을 확보하는 것이 중요하다.

참 고 문 헌

(1) Shin, Y.S., Sass, D.E. and Wambsganess, N.W., 1975, "Preliminary Studies on Dynamics of Beam/Stop Impact: Numerical Analysis". ANL-CT-76-06, Argonne National Lab.
 (2) Ting, E.C., Chen, S.S. and Wambsganess, M.W., 1979, "Dynamics of Component-Support Impact:

An Elastic Analysis", Nuclear Engineering and Design, Vol. 52, pp. 235~244.
 (3) Saube, R.G., Teper, W.W., 1987, "Impact Simulation of Process Equipment Tubes and Support Plates-A Numerical Algorithm", Journal of Pressure Vessel Technology, Transaction of ASME, Vol. 109, pp. 70~79.
 (4) Fisher, N.J., Olsen, M.J., Rogers, R.J and Ko, P. L., 1988, "Simulation of Tube-to-Support Dynamic Interaction in Heat Exchange Equipment", International Symposium on Flow-Induced Vibration and Noise, The American Society of Mechanical Engineers, Vol. 5, pp. 121~136.
 (5) 김일곤, 박진무, 1995, "튜브와 지지대사이의 동적상호 충격력 측정장치 특성규명에 관한 연구", 한국소음진동공학회지, 제 5 권, 제 1 호, pp. 95~106.
 (6) GT-STRUDL : User's Manual, 1989, Georgia Institute of Technology.
 (7) Timoshenko, S.J., Goodier, J.N., 1970, Theory of Elasticity, 3rd ed., McGraw-Hill, Inc., pp. 409~414.