

< 논문 >

충격과 마모를 고려한 원자로 핵연료봉 지지격자의 설계

이현아* · 김종기** · 송기남*** · 박경진†
(2007년 6월 11일 접수, 2007년 8월 29일 심사완료)

Design of a Nuclear Fuel Spacer Grid Considering Impact and Wear

Hyun-Ah Lee, Chong-Ki Kim, Kee-Nam Song and Gyung-Jin Park

Key Words : Spacer Grid(지지격자), Impact(충격), Fretting Wear(프레팅 마모), Axiomatic Design(공리적설계), Homology Constraint(호몰로지 조건)

Abstract

The spacer grid set is a component in the nuclear fuel assembly. The set supports the fuel rods safely. Therefore, the spacer grid set should have sufficient strength for the external impact forces such as earthquake. The fretting wear occurs between the spring of the fuel rod and the spacer grid due to flow-induced vibration. Conceptual design of the spacer grid set is performed based on the Independence Axiom of axiomatic design. Two functional requirements are defined for the impact load and the fretting wear, and corresponding design parameters are selected. The overall flow of design is defined according to the application of axiomatic design. Design for the impact load is carried out by using nonlinear dynamic analysis to determine the length of the dimple. Topology optimization is carried out to determine a new configuration of the spring. The fretting wear is reduced by shape optimization using the homology theory. The deformation of a structure is called homologous if a given geometrical relationship holds before, during, and after the deformation. In the design to reduce the fretting wear, the deformed shape of the spring should be the same as that of the fuel rod. This condition is transformed to a function and considered as a constraint in the shape optimization process. The fretting wear is expected to be reduced due to the homology constraint. The objective function is minimizing the maximum stress to allow a slight plastic deformation. Shape optimization results are confirmed through nonlinear static analysis.

1. 서론

경수로형 원자로(Pressurized light Water Reactor: PWR)내의 핵연료 집합체는 상·하단 고정체, 안내관, 지지격자체로 구성되어 있으며 핵연료봉을 고정시켜주는 기능을 하고 있다. 세장비가 큰 핵

연료봉을 지지하는 것은 양 끝단의 상·하단 고정체를 제외하곤 중앙에 위치하는 지지격자체 몇 개가 전부이다. 지진이나 갑작스런 운전 정지와 같은 비정상 운전 시에 발생하는 충격은 대부분 지지격자체가 감당하기 때문에 이에 관한 연구가 꾸준히 진행되어 왔다.⁽¹⁻²⁾ 지지격자체는 연료봉이 노심내의 수직 및 수평방향으로 제 위치에 건전하게 위치하도록 하는 기계·구조적 기능이 있다. 그런데 원자로 내에서 중성자 조사로 인해 지지격자 스프링의 응력이 이완되고 스프링력 또한 저하된다. 그리고 냉각수의 축·회류에 의해 연료봉이 진동한다. 이 때문에 연료봉 지지능력이 저하되고 연료봉과 격자 지지부의 접촉부위에서 연료봉의 국부적인 손상이 발생하게 된다. 이때 발생하는

* 한양대학교 대학원 기계공학과
** 델파이코리아
*** 한국원자력연구원
† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계정보경영공학부
E-mail : gjpark@hanyang.ac.kr
TEL : (031)400-5246 FAX : (031)407-0755

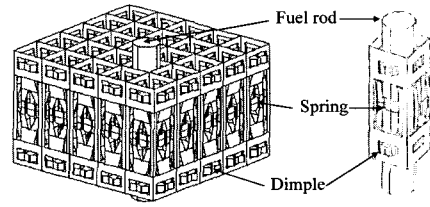
손상은 프레팅마모(fretting wear)로 방사능 물질이 이 부분을 통하여 냉각수로 누출될 우려가 있다. 이 손상은 연료봉과 지지격자 스프링 사이의 접촉이 국부적인 부분에서 일어나기 때문이다.⁽³⁻⁶⁾ 즉, 넓은 부분에서 접촉이 일어나는 지지격자의 설계가 필요하다. 따라서 지지격자체는 외부인자에 의한 충격과 진동에 의한 프레팅마모를 동시에 고려한 설계가 필요하다.

공리적설계를 이용하여 지지격자체의 기능요구와 그에 따른 설계파라미터를 결정한다.⁽⁷⁾ 이를 바탕으로 설계영역과 설계순서를 결정하고 각각의 설계영역에 대한 설계를 수행한다. 충격하중에 대한 설계는 지지격자체의 충격강도를 높이기 위하여 수행한다. 이는 지지격자 뎀플(dimple)의 길이를 결정하기 위한 설계로서 비선형동적해석을 통하여 수행한다. 프레팅마모에 대한 설계를 위하여 우선 위상최적설계를 통하여 지지격자 스프링(spring)의 새로운 형상을 도출한다. 위상최적설계의 결과로부터 스프링이 연료봉과 넓은 부분에서 접촉이 일어나도록 형상최적설계를 수행한다. 넓은 부분에서 접촉이 일어난다는 것은 지지격자 스프링이 연료봉과 동일한 형상을 갖는 것이다. 그리하여 스프링을 연료봉과 동일한 형상으로 결정하기 위하여 정식화에 호몰로지 조건을 이용한다.⁽⁸⁻¹⁵⁾ 호몰로지 조건이란 변형 전, 변형 중, 변형 후에 걸쳐 구조물에 요구되는 형상이 유지되도록 하는 것이다. 호몰로지 조건을 이용하여 지지격자 스프링이 계속 연료봉과 동일한 형상을 유지하도록 설계한다. 유한요소 모델링을 위하여 Hypermesh 7.0⁽¹⁶⁾을 사용한다. 충격하중을 고려한 설계를 위한 비선형동적해석과 스프링의 형상최적설계의 결과 분석을 위한 비선형해석에는 ABAQUS 6.4-1⁽¹⁷⁾을 이용하고 해석은 유한요소해석 방법이다. 스프링의 형상최적설계에는 GENESIS 7.5⁽¹⁸⁾를 이용한다.

2. 지지격자의 개념설계

2.1 지지격자 소개

원자로 내에는 핵연료집합체가 조밀하게 위치한다. 지지격자체는 핵연료집합체의 골격체를 구성하며 핵연료의 성능을 향상시키기 위한 개선 시 고려되는 구조부품이다. Fig. 1(a)의 지지격자체는 Fig. 1(b)에 보인 지지격자 단일체로 이루어져 있으며 지지격자 단일체는 4개의 지지격자로 이루어져 있다. 그래서 1개의 연료봉을 원자로내에 고정시



(a) Spacer grid set (b) A unit spacer grid set

Fig. 1 Schematic view

키는 역할을 한다. 지지격자는 연료봉을 지지하는 스프링(spring)과 뎀플(dimple)의 격자 지지부로 이루어져 있다. 뎀플은 스프링에 비해 강성이 상당히 크므로 핵연료봉을 지지격자체에 삽입할 때 변형이 거의 일어나지 않는다.

지지격자체는 노심 내에서 핵연료봉을 제 위치에 있도록 고정시켜주어야 한다. 또한 핵연료봉 사이에 냉각수를 형성하여 핵연료봉으로부터 냉각재로의 열전달을 촉진시켜야 한다. 그리고 비정상적 운전환경에서 핵연료집합체 사이의 횡방향 하중경로를 제공하고 충분한 강도를 갖게 함으로써 제어봉의 삽입경로를 제공해야 하는 기능을 가져야 한다. 기계·구조적 건전성 측면에서 연료봉 고정기능과 내충격기능을 만족하기 위한 지지격자 뎀플의 설계와 프레팅 마모손상을 줄이는 형상을 도출하기 위한 지지격자 스프링의 형상최적설계를 진행한다.

2.2 공리적설계 소개

1984년 Suh에 의해 창출된 공리적설계의 목적은 설계행위를 객관적이고 합리적인 틀을 세워 설계의 기준을 마련하여 이를 실제문제에 적용하는 것이다.⁽⁷⁾ 설계란 ‘무엇을 이룰 것인가’에 대한 기능요구(Functional Requirements: FRs)와 ‘그것을 어떻게 얻을 것인가’에 대한 설계파라미터(Design parameters: DPs) 사이의 연속적 상호작용이다. 공리적설계는 FRs의 독립성을 유지하라는 독립공리와 설계의 정보량을 최소화하라는 정보공리로 이루어진다. 독립공리를 위한 설계방정식이 다음과 같다.

$$FR = ADP \quad (1)$$

FR은 기능요구벡터, DP는 설계파라미터벡터, A는 FR과 DP와의 관계를 정의하는 설계행렬이다. 독립공리는 FRs로부터 DPs로 진행되는 사상과정을 정의할 때 FRs와 DPs가 일대일대응이 되기를 추

Table 1 Design equation of axiomatic design

	Design equation
Uncoupled design	$\begin{Bmatrix} FR_1 \\ FR_2 \\ FR_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} X & O & O \\ O & X & O \\ O & O & X \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} DP_1 \\ DP_2 \\ DP_3 \end{Bmatrix}$
Decoupled design	$\begin{Bmatrix} FR_1 \\ FR_2 \\ FR_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} X & O & O \\ X & X & O \\ X & X & X \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} DP_1 \\ DP_2 \\ DP_3 \end{Bmatrix}$
Coupled design	$\begin{Bmatrix} FR_1 \\ FR_2 \\ FR_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} X & X & X \\ X & X & X \\ X & X & X \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} DP_1 \\ DP_2 \\ DP_3 \end{Bmatrix}$

친한다. 즉, Table 1에서 보인 공리적설계의 설계방정식 3가지 중 비연성설계(uncoupled design)를 추구하는 것이다. 비연성설계의 발견이 불가능하면 차선책으로 비연성화설계(decoupled design)를 선택하는데 이때는 DP의 순서에 따라 독립공리를 만족한다. 이때 X는 FRs와 DP가 서로 관련이 있음을, O는 관련이 없음을 의미한다.

2.3 공리적설계를 이용한 설계영역 결정

독립공리를 이용하여 지지격자체를 설계하기 위하여 식 (1)에서 먼저 FR과 DP를 결정하고 그 관계를 설계행렬 A로 표현해야 한다. 비정상적 운전 환경에서 지지격자체는 횡 방향의 충격을 받게 되므로 구조적 건전성의 측면에서 임계 좌굴하중의 크기를 크게 할수록 지지격자체의 안전성을 높일 수 있다. 지지격자체는 좌굴이 발생화는 순간 지지격자체가 연료봉을 안전하게 지지해야 하는 역할을 수행할 수 없기 때문이다. 여기서는 충격에 의해 지지격자체가 좌굴을 일으키는 순간의 하중을 최대충격하중이라 명한다. 또한 수직 혹은 수평방향의 진동으로 인해 발생하는 지지격자 스프링의 프레팅마모를 줄여야 한다. 프레팅마모는 연료봉과 스프링이 국부적인 부분에서 접촉을 하기 때문에 발생한다. 따라서 프레팅마모를 줄이기 위하여 연료봉과 스프링 사이의 접촉이 넓은 부분에서 일어나도록 해야 한다. 지지격자의 두 가지 기능요구를 정리하면 식 (2)와 같다.

$$\begin{Bmatrix} FR_1 \\ FR_2 \end{Bmatrix} = \begin{cases} \text{충격에 의한 최대충격하중을 높여} \\ \text{측면구조강도를 갖추어라.} \\ \text{연료봉과 스프링이 넓은 면적에서} \\ \text{접촉하라.} \end{cases} \quad (2)$$

기능요구에 따른 설계파라미터를 결정하기 위하여 지지격자에 대한 해석을 수행한다. 여기서

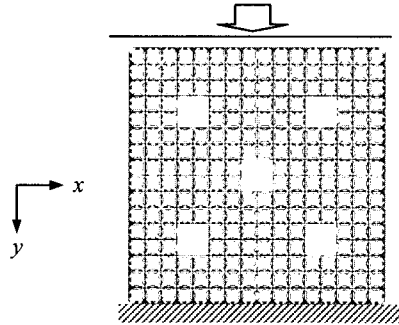
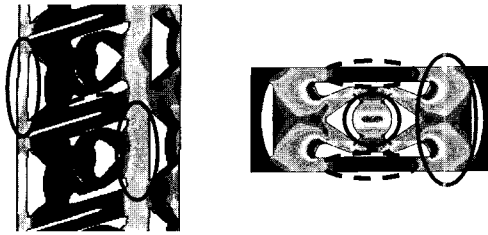


Fig. 2 Model for impact analysis

수행하는 해석들은 모두 유한요소해석이고 해석 모델은 유한요소모델이다. 첫째로 FR₁에 대한 DP를 결정하기 위하여 지지격자체의 충격해석을 수행한다. 실제 환경에서 사용되는 지지격자체는 16x16 모델로 가로·세로 각각 16개의 지지격자를 교차시킨 모델이다. 지지격자체의 한 면을 고정시키고 다른 면에 일정 속도를 가지는 90 kg의 진자를 떨어뜨려 지지격자체의 충격강도를 측정하는 시험을 수행한다. 실제 운전환경에서 지지격자체가 겪는 충격의 종류는 여러 가지이다. 여기서 고려한 충격강도 측정 시험은 비정상적 운전으로 인하여 지지격자체의 측면에 갑작스런 충격이 작용하는 경우에 지지격자체가 가지는 내충격성을 측정하는 것이다. 따라서 지지격자체의 측면 내충격성을 위한 해석모델 역시 실제 환경과 유사하게 표현하기 위하여 16x16 모델로 구성한다. 충격해석모델을 Fig. 2에 보였다. 그림에서 보듯이 지지격자체의 한 면을 경계조건으로 구속한다. 다른 면에 시험에서 사용하는 90 kg의 질량을 가지는 강체를 두어 초기속도로 충격을 가하여 비선형해석을 수행한다.⁽¹⁹⁾ Fig. 3(a)에 결과를 보였다. 실선으로 표시된 부분이 충격해석에 대하여 응력이 발생한 부분이다. 응력분포는 덤플 윗부분과 덤플과 스프링 사이의 부분에 발생하였다. 따라서 FR₁에 대한 DP는 덤플 윗부분과 덤플과 스프링 사이 부분으로 정한다.

둘째로 FR₂에 대한 DP를 결정하기 위하여 연료봉 접촉 해석을 수행한다. 실제 환경에서 지지격자체에 연료봉이 삽입되면 지지격자 스프링은 연료봉으로 인하여 0.3 mm 눌린다. 따라서 지지격자 스프링에 0.3 mm의 강제 접촉을 발생시켜 비선형 정적해석을 수행한다. Fig. 3(b)에 해석에 대한 결과를 보였다. 결과의 실선으로 표시된 부분이



(a) Result of impact analysis (b) Result of analysis when the fuel rod is inserted

Fig. 3 Results of analysis

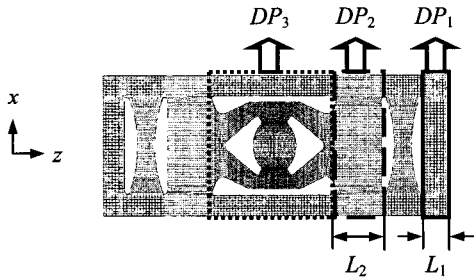


Fig. 4 Determination of the design parameters

연료봉 접촉해석으로 인하여 응력이 발생한 부분이다. 그림에서 보듯이 덤플과 스프링 사이의 부분과 스프링 부분에서 응력이 발생하였다. 따라서 FR_2 에 대한 DP_3 는 덤플과 스프링 사이의 부분과 스프링 부분으로 결정한다. FR_1 과 FR_2 에 대한 DP_3 를 정리 하면 식 (3)과 같고, 이를 Fig. 4에 보였다.

$$\begin{Bmatrix} DP_1 \\ DP_2 \\ DP_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \text{덤플 윗부분} \\ \text{덤플과 스프링 사이의 부분} \\ \text{스프링 부분} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

정의된 기능요구와 설계파라미터를 설계방정식으로 정리하면 식 (4)와 같다.

$$\begin{Bmatrix} FR_1 \\ FR_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X & X & O \\ O & X & X \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} DP_1 \\ DP_2 \\ DP_3 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

설계방정식을 살펴보면 FR_2 에 비하여 DP_3 의 개수가 많은 과잉설계(redundant design)이기 때문에 공리적설계 관점에서 식 (4)는 연성설계이다.⁽²⁰⁾ 그러나 DP_1 과 DP_3 는 서로 독립적이다. 따라서 먼저 DP_1 과 DP_2 에 대한 설계를 수행한 후 DP_2 와 DP_3 의 설계 시 정의된 DP_2 를 DP_3 의 설계에 대한 제한조건으로 적용하여 DP_2 를 고려한 DP_3 의 설계를 할 수 있다. 또는 DP_2 와 DP_3 의 설계를 먼저 수행한 후 DP_1 과 DP_2 의 설계 시 정의된 DP_2 를 제한조건으로 적용하여 설계를 수행할 수 있다. 식

Table 2 Comparison of the maximum impact loads

L_1 length	L_2 length	Max. impact load
2.50 mm	5.216 mm	18.88 kN
2.75 mm	4.966 mm	19.15 kN
3.00 mm	4.716 mm	19.17 kN
3.25 mm	4.466 mm	19.14 kN
3.50 mm	4.216 mm	19.15 kN

(4)의 설계방정식에 따르면 위의 두 방식 중 어떠한 방식에 따라 설계를 하여도 설계방정식에 어긋나지는 않는다. 여기서는 전자의 설계 방식을 따른다. 후자의 방식에 따른 설계는 향후 연구되어야 할 과제이다. 먼저 DP_1 과 DP_2 에 대한 설계를 수행한 후 DP_2 와 DP_3 설계 시 정의된 DP_2 를 DP_3 의 설계에 대한 제한조건으로 적용하여 DP_2 를 고려한 DP_3 의 설계를 수행한다. 정의된 설계 순서에 따라 지지격자에 대한 설계를 진행한다.

3. 충격을 고려한 설계

2장에서 정의한 DP_1 과 DP_2 에 대하여 FR_1 을 고려한 지지격자의 설계를 수행한다. 지지격자체는 충분한 충격강도를 가져야만 한다. 그러나 현재 동하중을 고려한 최적설계는 어렵다고 알려져 있다. 따라서 여기서는 DP_1 과 DP_2 의 설계를 직접 조정하여 비선형동적해석을 통하여 개선된 설계안을 찾는다. 이때 비선형동적해석은 유한요소해석 방법이다.

충격을 고려한 지지격자의 설계에서 설계변수는 DP_1 과 DP_2 의 z 방향 길이이다. 즉 Fig. 4에 그려진 DP_1 과 DP_2 의 폭을 설계변수로 한다. z 방향 폭을 설계변수로 선정한 이유는 x 방향으로의 폭은 원자로내에 설치되는 지지격자체의 크기는 고정되어 있기 때문에 x 방향 폭은 현재에서 바꿀 수 없기 때문이다. DP_1 의 z 방향 폭을 L_1 , DP_2 의 z 방향 폭을 L_2 라 한다. 이를 Fig. 4에 보였다. 현재 지지격자의 L_1 은 2.5 mm이고 L_2 는 5.216 mm이다. L_1 을 2.5 mm에서 0.25 mm씩 L_1 의 길이를 조정한다. L_1 이 조정됨에 따라서 L_2 의 길이는 자동 조정된다. DP_1 과 DP_2 의 설계 시 DP_3 는 고려하지 않으므로 L_1 과 L_2 의 합은 고정되어야 하기 때문이다.

지지격자의 충격해석 모델은 가로·세로 각각 3개씩 지지격자를 교차시킨 3x3 모델을 이용한다. 실제적으로 사용되는 16x16 모델은 해석시간이 오래 걸린다. 그러나 16x16 모델과 해석 경향은 동일하므로 해석시간을 단축시키기 위하여 축소모델을 사용한다. 충격해석 방법은 2장에서 설명한 충격해석 방법과 동일하다. L_1

과 L_2 의 길이를 조정하여 각각의 해석 모델을 생성하고 충격해석을 수행한다. 각 충격해석의 결과로부터 지지격자체의 최대충격하중을 도출한다. 앞에서 설명하였듯이 최대충격하중이란 충격이 가해질 때 지지격자체가 좌굴을 일으키게 되는 임계 좌굴하중을 일컫는다. Table 2에 L_1 과 L_2 의 길이 변화에 따른 지지격자의 충격해석의 결과를 보였다. 현재 지지격자의 L_1 과 L_2 에 대한 최대 충격하중은 18.88kN이다. Table 2에서 보듯이 L_1 이 3.0 mm로 현재보다 1.0 mm 늘어났을 때 충격하중이 가장 크다. 3.0 mm보다 더 커지면 덤플과 스프링 사이의 간격인 L_2 의 길이가 너무 짧아져서 충격에 약한 구조를 가지게 된다. 따라서 충격을 고려한 설계에서 덤플 윗부분의 폭 L_1 은 3.0 mm로 결정한다. 덤플과 스프링 사이의 부분 폭 L_2 는 4.716 mm로 이는 DP_2 인 덤플과 스프링 사이의 부분과 DP_3 인 스프링 부분의 설계시 제한조건으로 적용한다.

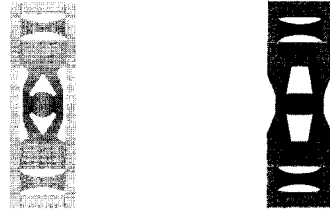
4. 지지격자 스프링의 최적설계

4.1 위상최적설계를 이용한 초기 모델 선정

덤플과 스프링 사이 부분인 DP_2 와 스프링부분인 DP_3 의 형상최적설계를 진행한다. 형상최적설계를 진행하기 이전에 위상최적설계를 먼저 수행한다. Fig. 3의 충격해석과 연료봉 접촉 해석에 대한 결과에서 점선으로 표시된 스프링 옆 부분을 확인해보면 어느 해석에 대해서도 응력이 발생하지 않음을 알 수 있다. 따라서 FR_1 과 FR_2 에 대하여 스프링 옆 부분은 아무런 역할을 하지 않는다고 판단할 수 있다. 스프링 옆 부분은 DP_3 에 속해 있으므로 DP_3 설계 시 스프링 옆 부분의 필요성을 검증할 필요가 있다. 이를 위하여 위상최적설계를 수행한다. 위상최적설계의 설계영역은 DP_3 이고 정식화는 식 (5)와 같다. 질량분포를 70%로 두어 적절히 질량이 분포할 수 있도록 한다. 스프링에 0.3 mm 강제접촉을 발생시키는 연료봉접촉 해석으로부터 각 절점에 작용하는 하중을 산출하여 이를 하중조건으로 적용한다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && \text{strain energy} \\ & \text{subject to} && \text{mass} \leq 0.7 \times \text{mass}_{\text{initial}} \end{aligned} \quad (5)$$

Fig. 5(a)는 현재 지지격자이고 Fig. 5(b)는 위상최적설계 결과이다. 그림에서 보듯이 스프링의 옆 부분은 재료가 분포하지 않음을 확인할 수 있다. 따라서 연료봉과 스프링이 넓은 면적에서 접촉하기 위한 DP_2 와 DP_3 설계에서 스프링 옆 부분이 제외된 위상최적설계 결과를 초기모델로 선정하여 형상최적설계를 수행한다.



(a) Current spacer grid (b) Result spacer grid

Fig. 5 Results of topology optimization

4.2 호몰로지 설계 소개 및 적용

프레팅마모를 줄이기 위한 지지격자 스프링의 형상최적설계에 호몰로지 조건을 적용한다. 호몰로지 설계란 설계자가 구조물의 일부나 구조물 전체의 변형 또는 고유진동수 등을 미리 예측하여 이러한 반응치가 얻어지도록 설계변수를 결정하는 기법이다. 구조물 일부의 변형을 예측하는 경우에는 기하학적 제약조건으로 상수, 선형함수 또는 비선형함수가 가능하다. 다시 말하면, 구조물을 구성하는 점들이 변형 전, 변형 중, 변형 후에 걸쳐 구조물에 요구되는 기하학적 형상이 유지되는 것을 말한다.⁽⁸⁻¹¹⁾ 지지격자의 프레팅마모에 영향을 미치는 요소들 중 실험을 통하여 살펴본 결과 스프링형상이 가장 큰 영향을 미친다고 알려져 있다.^(3, 5-6, 21)

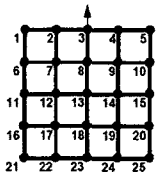
프레팅마모를 줄이기 위하여 2장에서 FR_2 를 결정하였듯이 지지격자 스프링과 연료봉이 넓은 면적에서 접촉해야 한다. 이를 호몰로지 관점에서 살펴보면, 지지격자 스프링의 접촉 후 형상이 연료봉의 형상과 동일할수록 넓은 부분에서 접촉이 일어난다고 볼 수 있다. 형상을 동일하게 만들기 위해서 다음과 같이 문제해결방안을 제시한다. 연료봉 단면방향으로 연료봉의 곡률과 변형된 지지격자 스프링의 곡률이 얼마나 일치하느냐가 문제해결방안이다. 그리하여 두 곡률의 차가 최소화되도록 최적설계의 설계정식화를 한다. 또 연료봉 길이방향으로 살펴보았을 때 스프링의 형상이 얼마나 직선을 이루느냐가 문제해결방안이다. 이로부터 연료봉과 맞는 스프링 중심부가 최대한 직선을 이룰 수 있도록 설계정식화를 한다.

4.3 설계정식화

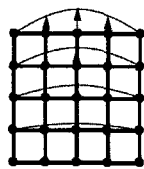
설계영역인 지지격자 스프링에서 섭동벡터에 의해 움직일 수 있는 각 부분의 형상을 설계변수로 하였다. Fig. 6에 섭동벡터를 보였다. 설계변수인 스프링 각 부분의 형상을 부드러운 스플라인(spline) 곡선으로 나타내기 위하여 설계도메인을 잡고 도메인의 꼭지점과 각 변의 중심점을 이동시



Fig. 6 Perturbation vectors



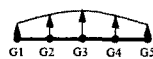
(a) Input data
(1 perturbation vector)



(b) Perturbation
automatically generated



(c) Input data
(3 perturbation vector)



(d) Perturbation
automatically generated

Fig. 7 Change in the nodes with the perturbation vector

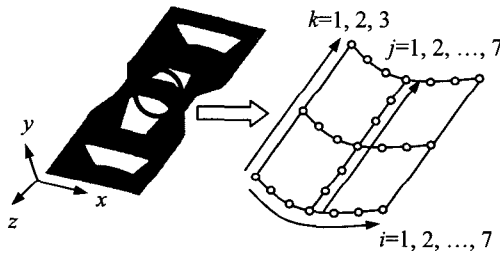
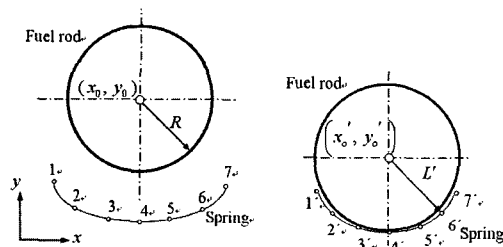
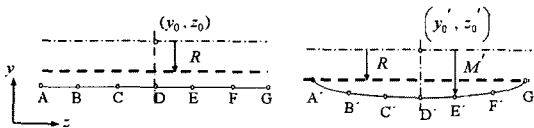


Fig. 8 Choice of nodes for homology constraint



(a) Before deformation (b) After deformation

Fig. 9 Contact between the spring and fuel rod on x-y



(a) Before deformation (b) After deformation

Fig. 10 Contact between the spring and fuel rod on y-z

키는 방법을 이용한다.⁽¹⁸⁾ 그리하여 도메인 내부에서 부드러운 곡선을 자연스럽게 생성시켜 최적설계 시 유한요소 격자의 질이 떨어지는 것을 방지

한다. Fig. 7에 섭동벡터에 의해 도메인 내부의 절점들이 어떻게 움직이는지를 간략히 도식화 하였다.

지지격자가 지켜야 할 제한조건은 다음과 같다. 첫째, 호몰로지 조건을 바탕으로 제한조건을 정의한다. 지지격자 형상은 Fig. 8과 같고 호몰로지 조건에 적용될 절점은 임의로 선택한다. 이를 x-y 단면과 y-z 단면으로 살펴본다. x-y 단면에 대한 제한조건 목적은 변형 후 스프링의 곡률과 연료봉 곡률의 차를 최소화 하는 것이다. Fig. 9와 같이 x-y 단면에서 7개의 절점을 선택하였다. 여기서 R은 연료봉 반경이고 L'는 변형 후 연료봉 중심으로부터 스프링에 선택된 절점까지의 거리이다. 이와 동일한 방법으로 z방향으로 3개의 절점을 선택하였다. 제한조건 식은 식 (6)과 같다. C_h는 0에 가까운 아주 작은 수이다.

$$\sum_{k=1}^3 \sum_{i=1}^7 (R - L'_{ik})^2 \leq C_h \quad (6)$$

y-z 단면의 제한조건은 변형 후 스프링의 중심이 z 방향으로 최대한 직선성을 유지하는 것이다. Fig. 10과 같이 7개의 절점을 선택한다. 선택된 절점을 이용하여 변형 후 연료봉 중심으로부터 절점까지의 y방향 수직거리와 연료봉 반경 사이의 차가 최소화 되도록 하고 식 (7)과 같다. 여기서 M'은 변형 후 연료봉 중심으로부터 스프링에 선택된 절점까지의 거리이다.

$$\sum_{j=1}^7 (R - M'_j)^2 \leq C_h \quad (7)$$

식 (6)과 식 (7)이 설계정식화의 제한조건으로 적용된다. 둘째, 지지격자의 무게(w)는 초기모델의 무게(w_{initial})보다 작거나 같아야 한다. 셋째, 원자로 내에서 중성자 조사로 인해 초기 스프링력의 92%가 감소하게 된다. 또 유체유발진동에 의해 2 N, 핵연료집합체의 운송 중에 1.2 N의 힘이 스프링에 가해진다. 즉 초기 스프링력(F_{spring})이 최소 40 N이상 이 되어야 한다.⁽⁵⁾ 넷째, 변형 전 스프링 중심부의 높이(h_c)는 1.65 mm 이상 이 되어야 한다. 이는 스프링 중심부의 높이가 1.65 mm보다 작으면 스프링력이 40 N보다 작아지는 경우가 발생하므로 이를 제한조건으로 적용한다. 마지막으로 3장의 충격을 고려한 지지격자 덤플부의 최적설계에서 정의된 제한조건을 적용한다.

지지격자 스프링 최적설계의 목적함수는 최대 응력의 최소화이다. 지금까지 정의한 것으로 설계정식화를 하면 식 (8)과 같다.

Minimize maximum σ

subject to
$$\sum_{k=l}^3 \sum_{i=1}^7 (R - L_{ik}')^2 \leq C_h$$

$$\sum_{j=1}^7 (R - M_j')^2 \leq C_h \quad (8)$$

$w \leq w_{initial}$

$F_{spring} \leq 40N$

$h_c \geq 1.65 \text{ mm}$

$L_2 \geq 4.716 \text{ mm}$

식 (8)은 최대응력을 최소화하는 최대값의 최소화 문제로서 해석할 때마다 최대응력이 발생하는 위치가 바뀌는 수학적 연속성의 문제로 인하여 테일러-벤조 정식화(Taylor-Bendsoe 'beta' formulation)로 설계 정식화를 수정한다.^(14,15,22) 이는 가상변수 베타(beta: β)를 목적함수로 하여 이를 최소화하면서 설계자가 원하는 최대값을 베타보다 작거나 같도록 제한조건으로 잡아주는 최대값의 최소화 문제 풀이 방법 중 하나이다. 이를 정리하면 식 (9)와 같다.

Minimize β

subject to
$$\sum_{k=l}^3 \sum_{i=1}^7 (R - L_{ik}')^2 \leq C_h$$

$$\sum_{j=1}^7 (R - M_j')^2 \leq C_h \quad (9)$$

$w \leq w_{initial}$

$F_{spring} \leq 40N$

$h_c \geq 1.65 \text{ mm}$

$L_2 \geq 4.716 \text{ mm}$

$\sigma \leq \beta$

형상최적설계 시 하중조건은 위상최적설계 시 사용한 연료봉 접촉해석 방법과 동일하다. 스프링 중심부에 0.3 mm 강제 접촉을 발생시키는 비선형 정적해석을 수행하여 각 절점에 작용하는 힘을 산출한다. 이 힘을 하중조건으로 사용한다. 지지격자체를 구성할 때 다른 지지격자와 용접이 되므로 경계조건으로 지지격자 모서리의 모든 자유도는 구속한다. 식 (9)의 정식화와 하중조건, 경계조건을 이용하여 지지격자 스프링의 형상최적설계를 수행한다.

4.4 최적설계 순서도

지지격자 최적설계과정을 단계별로 Fig. 11에 나타내었다. 위상최적설계 결과인 초기모델을 이용하여 최적설계를 실시하고 그때의 결과로 비선

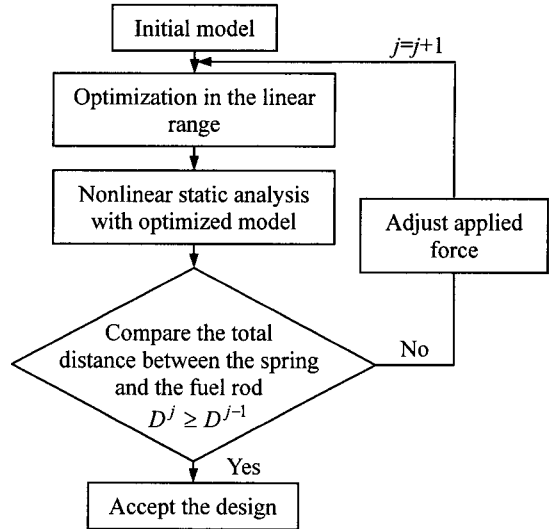


Fig. 11 Flow chart of optimization for a spacer grid

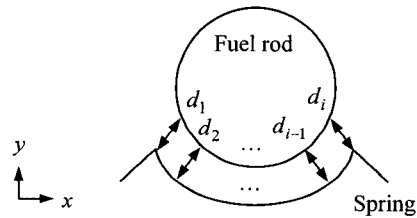


Fig. 12 The definition of the total distance

Table 3 Comparison of the total distance

Cycle no.	Total distance	Maximum stress
Initial	10.5714 mm	401.00 MPa
1	0.5634 mm	392.49 MPa
2	0.5497 mm	398.06 MPa
3	0.4048 mm	387.02 MPa
4	0.4778 mm	397.12 MPa

형정적해석을 한다. 만약 종료조건을 만족한다면 설계를 종료하고 그렇지 않다면 비선형정적해석에서 나온 결과를 바탕으로 하중조건을 새로 산출하고 다시 최적설계를 수행한다. 종료조건은 스프링과 연료봉 사이의 전체거리 합이다. 호몰로지 제한조건을 적용할 때 스프링과 연료봉의 몇 개의 절점만을 선택하였기 때문에 대략적인 것만 알 수 있고 전반적으로 얼마나 접촉을 이루었는지는 알기 어렵다. 그래서 종료조건으로는 연료봉과 스프링의 모든 절점을 사용한다. 이를 Fig. 12와 식 (10)에 보였다.

$$D^j = \sum_{i=1}^n d_i \quad (10)$$

연료봉과 스프링의 모든 절점들 사이의 거리 합이

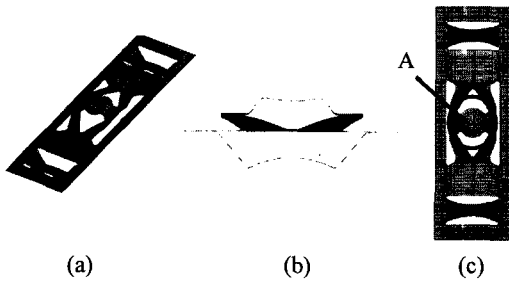


Fig. 13 Shape of the current model

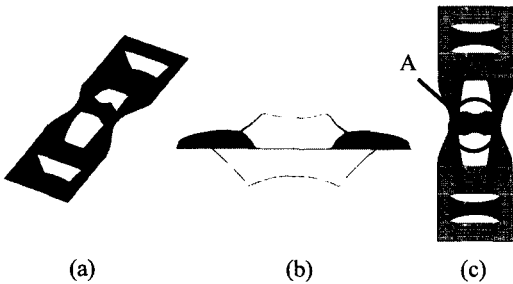


Fig. 14 Shape of the result model

작다면 연료봉과 스프링의 형상이 거의 같다는 의미이므로 전체거리의 합이 이전 설계단계보다 커질 때까지 설계를 수행한다.

5. 결과

5.1 전체거리 비교

지지격자 스프링의 형상최적설계의 종료조건인 연료봉과 스프링 사이의 전체거리를 비교한다. 최적설계 결과로 접촉부의 모든 절점과 연료봉 사이의 거리를 합한다. Table 3은 각 설계 단계마다의 전체 거리의 합을 보였다. 거리의 합이 작을수록 연료봉과 지지격자 스프링이 넓게 접촉한다고 할 수 있다. 따라서 거리 합이 가장 작은 3 번째 사이클의 결과를 최적설계의 최종적 결과모델로 선택한다.

5.2 형상 비교

현재 사용되고 있는 지지격자 기존모델과 결과모델의 형상을 각각 Fig. 13 과 Fig. 14 에 나타내었다. 전체적으로는 지지격자 측면인 스프링 옆 부분의 재료가 없어졌다. 또한 기존모델은 Fig. 13(c) 의 A 부분 같이 스프링 접촉부가 불룩한 것이다. 그러나 결과모델은 Fig. 14(c)의 A 와 같이 오목하다.

5.3 결과분포도 비교

기존모델과 결과모델에 대하여 연료봉 접촉 해석인 비선형정적해석을 통하여 소성변형, 압력 및

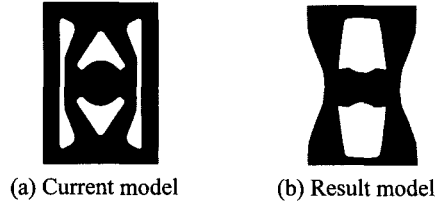


Fig. 15 Plastic deformation contour

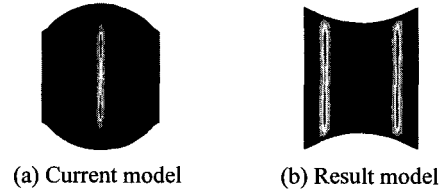


Fig. 16 Pressure contour

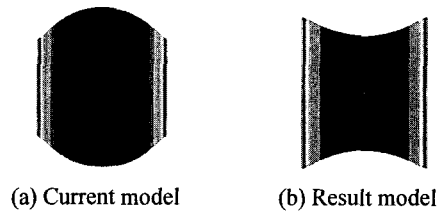


Fig. 17 Contact area contour

접촉에 대한 분포도를 비교하였다. Fig. 15 는 소성 변형 분포를 보인 것이다. 소성 영역이 눈에 띄게 줄어들 것을 확인 할 수 있다. Fig. 16 은 압력분포도이다. 기존모델은 스프링 접촉부에서 한 줄로 압력이 분포하지만 결과모델은 두 줄로 더 넓게 압력이 분포한다. Fig. 17 은 접촉면적 분포도이다. 기존모델은 접촉면적이 0.6767 mm² 이었던 것이 결과모델은 3.063 mm²으로 약 4.5 배 정도 넓어진 것을 확인할 수 있다.

5.4 최대 충격하중 비교

최적설계 결과를 이용하여 충격해석을 위한 16x16 모델링을 하였다. 모델링 및 해석 방법은 2 장에서 설명한 모델링과 충격해석 방법과 동일하다. 기존모델과 결과모델에 대한 16x16 충격해석 모델을 만들고 일정 초기 속도를 가하여 최대 충격하중을 산출한다. 그 결과, 결과모델의 최대 충격하중은 24.548 kN으로 기존모델보다 약 5.1% 최대 충격하중이 향상되었다.

6. 결론

지지격자에 대한 연구는 꾸준히 이루어져 왔다. 지지격자는 지진과 같은 비정상적인 운동 환경에서 핵연료봉을 안전하게 지지할 수 있는 충분한 충격강도를 지녀야 한다. 또한 연료봉과 체결되었

을 때 국부적 손상으로 인하여 방사능 물질이 냉각수로 유출될 우려가 있다. 그리하여 현재보다 충격강도를 높이면서 연료봉과 지지격자가 현재보다 좀 더 넓은 부분에서 접촉이 일어나도록 하는 설계가 필요하다. 공리적설계를 이용하여 설계영역과 설계순서를 결정하였다. 그래서 지지격자 덩플 부에서 비선형동적해석을 이용하여 충격강도 향상을 위한 설계를 수행하였다. 또한 지지격자 스프링 부에서 위상최적설계를 이용하여 설계를 위한 초기형상을 결정하였고 호몰로지 조건을 이용하여 설계정식화를 하였다. 호몰로지 조건을 이용한 설계는 변형 전, 변형 중, 변형 후를 걸쳐 요구되는 기하학적 형상이 유지되도록 하는 방법으로 지지격자 스프링이 연료봉과 넓은 부분에서 접촉할 수 있도록 할 수 있었다.

기존의 지지격자는 비선형해석 결과 소성영역이 넓었으나 결과모델은 소성영역을 줄일 수 있었다. 또한 기존모델 보다 4.5배 정도 넓은 면적에서 연료봉과 스프링이 접촉하여 최적설계의 목적을 달성하였다. 이를 통해 호몰로지 조건을 이용한 최적설계의 결과가 기존의 지지격자보다 현저히 좋은 결과를 주었음을 알 수 있다. 또한 충격해석 결과 최대 충격하중이 기존모델보다 5% 가량 향상되어 외부의 충격에 현재보다 더 큰 충격강도를 가졌음을 알 수 있다.

지지격자의 경우 비선형적 특성을 보인다. 그러나 본 연구에서는 선형최적설계를 수행한 후 비선형정적해석을 통하여 결과를 검증하는 데 그쳤다. 또한 충격강도 향상을 위한 설계에서 지지격자 치수를 직접 조정하는 방법을 사용하였다. 향후에는 비선형성을 고려한 지지격자의 최적설계를 수행해야 하고 충격을 고려한 설계가 수행될 필요가 있다.

후 기

이 논문은 2단계 두뇌한국21사업, 한국과학재단 지정 최적설계기술연구센터 그리고 한국원자력연구소의 지원을 받아 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Billerey, A., 2004, "Evolution of Fuel Rod Support Under Irradiation-Impact on the Mechanical Behavior of Fuel Assemblies," *International Atomic Energy Agency Technical Committee Meeting on Fuel Assembly Structural Behavior*, Cadarache, France.
- (2) Chung, Y.H., 1999, *Development of Fuel Performance and Thermal Hydraulic Technology*, Korea Atomic Energy Research Institute, KAERI/RR-2015/99, Korea. (in Korean)
- (3) Kennard, M.W., Sunderland, D.J., and Harbottle, J.E., 1995, *A Study of Grid-To-Rod Fretting Wear in PWR Fuel Assemblies*, Vol. 1, S.M. Stoller Co.
- (4) Larson, J.G., 1982, "Optimization of the Zircaloy Spacer Grid Design," *Transactions of the American Nuclear Society*, Vol. 43, pp. 160~161.
- (5) Song, K.N., Kang, B.S., Choi, S.K., Yoon, K.H., and Park, G.J., 2002, "Design of a Nuclear Fuel Rod Support Grid Using Axiomatic Design," *Transaction of the KSME (A)*, Vol. 26, No. 8, pp. 1623~1630. (in Korean)
- (6) Song, K.N., Yoon, K.H., Kang, H.S., and Kim, H.K., 2003, "Performance Test on the KAERI Designed Spacer Grid for the Advanced PWR," *Proceeding of the KSME 2003 Spring Annual Meeting*, Korea. (in Korean)
- (7) Suh, N.P., 2001, *Axiomatic Design*, Oxford University Press, New York, USA.
- (8) Hoener, S.V., 1967, "Homologous Deformation of Tilttable Telescopes," *Journal of Structural Division, Proceeding of the ASCE*, Vol. 93, pp. 461~485.
- (9) Nakagiri, S., Yoshikawa, N., and Niwa, T., 1992, "A Note on Finite Element Synthesis of Structures(Part 7)-Formulation of Homologous Vibration Mode-," *SEISAN-KENKYU, Institute of Industrial Science, University of Tokyo*, Vol. 44, No. 9, pp. 449~452.
- (10) Lee, K.H. and Park, G.J., 1995, "Structural Homology Design Using Equality Constraints," *Proceeding of Sixth International Conference on Adaptive Structures*, Miami, Florida, USA.
- (11) Lee, K.H., Kim, K.K. and Park, G.J., 1998, "Truss Optimization Considering Homologous Deformation under Multiple Loadings," *Structural Optimization*, Vol. 16, No. 2-3, pp. 193~200.
- (12) Vanderplaats, G.N., 1984, *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design*, McGraw-Hill, New York.
- (13) Arora, J.S., 1989, *Introduction to Optimum Design*, McGraw-Hill, New York, USA.
- (14) Haftka, R.T. and Gurdal, Z., 1992, *Elements of Structural Optimization*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands.
- (15) Belegundu, A.D. and Chandrupatla, T.R., 1999, *Optimization Concepts and Applications in Engineering*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.
- (16) Altair HyperMesh Version 7.0 *User's Manual*, 2004, Altair engineering, Inc.
- (17) ABAQUS/Standard Version 6.4 *User's Manual*, 2003, ABAQUS Inc., Pawtucket, RI, USA.
- (18) GENESIS *User's Manual: Version 7.5*, 2004, Vanderplaats Research and Development Inc., Colorado springs, CO.
- (19) Park, G.J., Park, K.J., Kwon, Y.D., Lee, J.J. and Song, K.N., 2006, *Impact Analysis of the Spacer Grid*

- Assembly and Axiomatic Design based Shape Optimization of the Attached Spring*, Korea Atomic Energy Research Institute, KAERI/CM-911/2005, Korea. (in Korean)
- (20) Park, G.J., 2007, *Analytic Methods in Design Practice*, Springer-Verlag, Germany.
- (21) Walton, L.A., 1979, Zircaloy Spacer Grid Design, *Transaction of the American Nuclear Society*, Vol. 31, pp. 601~602.
- (22) Taylor, J.E. and Bendsoe, M.P., 1984, "An Interpretation for Min-Max Structural Design Problems Including a Method for Relaxing Constraints," *International Journal of Solids Structures*, Vol. 20, No. 4, pp. 301~314.