2000 추계학술발표회 논문집

한국원자력학회

지지격자 스프링의 형상최적설계

Shape Optimal Design of a Spacer Grid Spring

송기남, 박기종

한국원자력연구소
대전광역시 유성구 덕진동 150

요 약

연료봉을 지지하는 지지부(스프링 및 딤플)가 형성된 지지격자판에 대한 형상최적설계를 수행하였다. 격자체내에서 격자양상이 반복성이 있음을 고려하여 전형적인 한 개 격자에 대한 응력해석을 상용 유한요소 프로그램인 ABAQUS 를 이용하여 수행하였고, 상용 프로그램을 이용하여 최적설계를 수행하였다. 기계적인 기능을 고려하여 등가응력 및 접촉응력을 목적함수로 고려하였다..

Abstract

A shape optimal design method is adopted for a spacer grid strap. It is made of punched sheet metal process, functioning as springs and dimples supporting fuel rods. For stress analysis of the assembled fuel rod support, a typical cell out of the repeated pattern in the assembly is modeled using 4-node shell elements. A commercial code, ABAQUS, is used for detailed stress analysis. For the optimization, design variables are taken from geometric parameters representing the shape of the bent leaf spring part. Objective function is considered in relation to mechanical functions. Maximum von-Mises stress is also considered.

1. 서 론

경수로용 핵연료집합체에서 열을 발생하는 연료봉들은 보통 8-11 개의 지지격자체 - 판형의 격자 스프링 및 딤플이 형성된 얇은 판(지지격자판)들을 서로 엇갈리게 배열하고 그 교차부를 용접이나 경납땜으로 접합한 구조물 - 에 의해서 수직 및 수평 방향의 원위치에 있도록 지지되고 있으며 격자체내에서 연료봉은 Fig. 1 과 같이 스프링의 변형으로 발생한 스프링력과 딤플에서의 반력 등에 의한 마찰력으로 연료봉의 자중 및 노심내의 냉각수 유동력에 견디며 지지되고 있다. 그런데 노심운전중에 중성자 조사에 의한 연료봉의 직경변화(creep-down 및 swelling), 중성자 조사에 의한 스프링력의 감소(응력이완), 스프링의 손상에 의한 스프링력의 상실 등에 의하여 연료봉 지지조건이 변화되고 있으며 연료봉 지지력이 심하게 약해지면 연료봉이 하단고정체 위로 낙하하거나 냉각수 유동력에 의한 연료봉 진동에 민감해져서 궁극적으로 연료봉의 기계적 손상을 초래할 수 있다. 따라서 연료봉의 기계적 손상가능성을 줄이기 위해 연료봉을 지지하는 지지부(스프링 및 딤플)에 대한 개선이 필수적이다. 연료봉 지지부의 성능개선은 지지부 재질 및 제조공법의 변경, 지지부 형상개선 등이 주로 이루어지고 있으며[1] 지지부의 형상개선은 경험을 이용하여 직관적으로 형상을 개선하여 왔다.

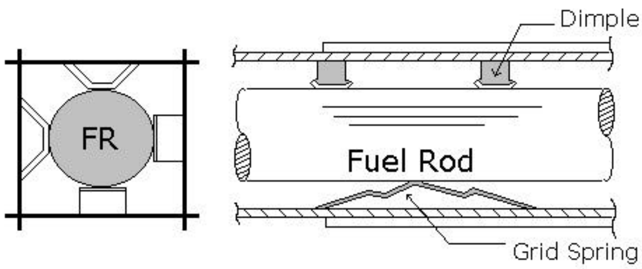


Fig. 1 Schematic diagram of spacer grid cell

본 연구에서는 직관적인 방법으로 도출된 2가지 연료봉 지지부 형상(H형 스프링, Arch형 스프링)을 기초로 하여 유한요소법을 이용한 응력해석/접촉해석과 형상최적설계기법을 도입하여 연료봉 지지부에 대한 최적설계를 수행하고자 한다. 지지격자의 연료봉 지지형상은 연료봉의 지지거동 향상 및 건전성 확보에 상당한 영향을 끼치므로, 지지격자의 형상최적설계는 반드시 접촉현상을 규명하면서 이루어져야 한다. 형상최적설계는 2가지로 나누어 수행하고자 한다. 첫번째는 지지격자에 대한 유한요소해석을 통해 지지격자의 응력분포와 연료봉과의 접촉현상을 파악하는 것이며, 두번째로는 위의 해석결

과에 근거하여 연료봉 지지부의 형상을 최적화하는 것이다. 본 논문의 2장에서는 이를 위하여 지지격자 모델링에 적합한 요소를 선택한 다음 단순화모델링을 하였고 그런 다음 지지격자 사이의 대칭 및 반복구조를 이용하여 거기에 맞는 경계조건을 주어 지지격자 상세모델링을 하였다. 그런 후 상세 모델링을 통해 지지격자체에서의 응력분포와 접촉응력을 알아보았다. 3장에서는 상용프로그램과의 연계를 통한 최적설계 방법론에 대해 알아본 후 목적함수를 선정하여 지지격자에 대한 최적설계를 수행하였다. 끝으로 4장에서는 결과를 검토하고 본 연구의 결론을 기술하였다.

2. 연료봉과 지지격자 사이의 해석

2.1 단순모델 해석

지지격자와 연료봉의 해석을 위하여 상용 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS[2]를 사용하였으며 이를 이용한 지지격자체 단순 모델링을 Fig. 2에 도시하였다. 지지격자의 경우 두께의 치수가 면적에 비해 상대적으로 작으므로 쉘요소를 사용하기로 하며 연료봉과의 안정적인 접촉해석을 위해 1차 요소를 사용한다. 감쇠적분(reduced integration)을 사용하므로 아워글래스 모드(hourglass mode)만 주의하여 사용하면 좋은 결과를 얻을 수 있고 얇은 쉘이나 두꺼운 쉘에 모두 적용할 수 있는 4절점 감쇠 쉘요소인 S4R을 사용한다. 또한 연료봉과 지지격자의 접촉을 위해 연료봉과 지지격자사이의 상대적인 운동이 작고 접촉해석 시간을 상당히 줄일 수 있는 접촉면을 바탕으로 한 해석 중 접촉면에서의 미끄러짐이 작은 접촉을 이용하기로 하고 벌칙방법(penalty formulation)을 사용한 마찰을 고려한 마찰접촉 해석을 한다.

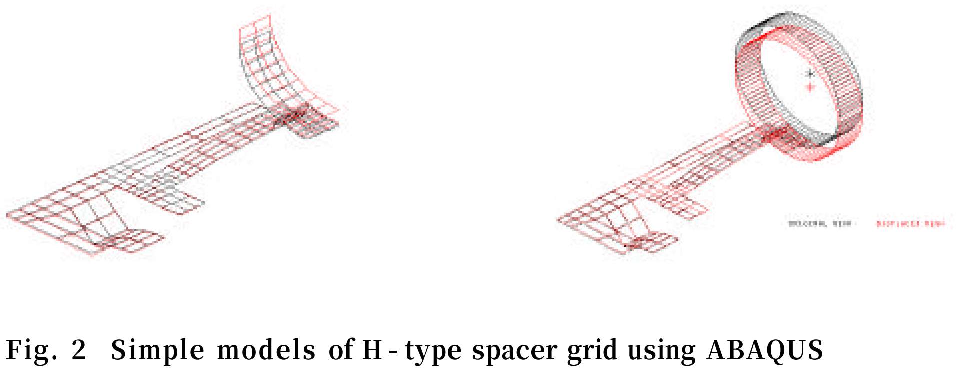


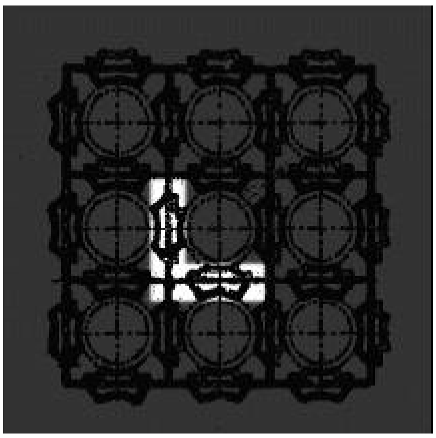
Fig. 2 Simple models of H-type spacer grid using ABAQUS

이러한 방법을 이용하여 1) 연료봉의 변형형태, 2) 연료봉과 지지격자 사

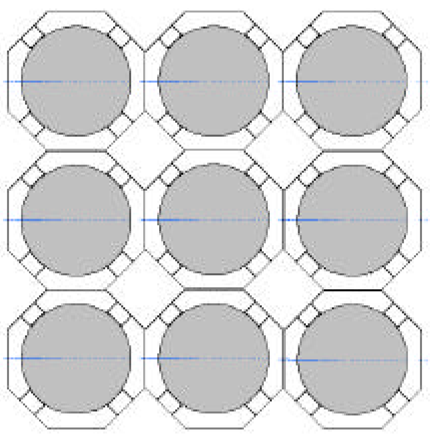
이의 초기 겹침방법, 3) 지지격자 유한요소 모델의 요소 수의 변화 등과 같이 여러 가지 경우에 대한 지지격자의 구조해석을 수행하였다. 연료봉과 지지격자체 사이의 조건으로 연료봉이 지지격자체에 끼워진 상태(interference)를 표현하기 위해 스프링을 연료봉이 누르는 깊이(H형 스프링:0.2mm, Arch형 스프링:0.1mm로 설정)를 이용하였다. 해석결과를 살펴보면 첫째, 연료봉을 강체(rigid surface)로 모델링했을 때와 변형체로 모델링하였을 경우 전체적인 지지격자체의 변형형상이나 응력분포상태는 두 경우 모두 상당히 유사하지만, 연료봉을 강체로 모델링한 경우 연료봉의 변형이 생기지 않아 지지격자에 더 많은 변형을 유도하므로 전체적인 응력값이 전반적으로 높아짐을 알 수 있다. 둘째, 접촉이 접촉면 사이에서 점진적으로 가해질 경우와 초기에 겹침을 주었을 경우에 대해서 알아보면 겹침을 주었을 경우나 겹침을 주지 않았을 경우 모두 변형형상이나 응력분포가 유사하게 나옴을 알 수 있으나 겹침을 주었을 경우가 전반적으로 겹침을 주지않았을 경우보다 응력값이 더 낮게 나왔다. 이러한 차이는 마찰이 하중경로에 의존적이기 때문에 생기는 현상으로 보인다. 셋째, 요소수의 변화에 따른 해석을 하여 보면 요소수가 작을 때 모델이 부드러움을 알 수 있고 일반 적으로 요소의 수가 많을 수록 견고해지지만 요소를 세분화하면 스프링력이 수렴해 감을 알 수 있다[3].

2.2 지지격자의 상세 모델링

  지지격자의 전형적인 형상은 Fig. 3에서 보듯이 몇 개의 지지격자판으로 이루어진 하나의 격자 단위가 반복된 구조이다. 이 격자 단위는 하나 이상(H형 스프링:2개, Arch형 스프링:1개)의 기본 구조로 이루어져 있는데 이것들로부터 최소 기본 구조에서의 경계조건들을 유추해 낼 수 있다.



a. H - type spacer grid

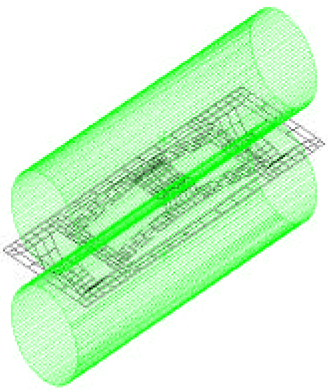


b. Arch - type spacer grid

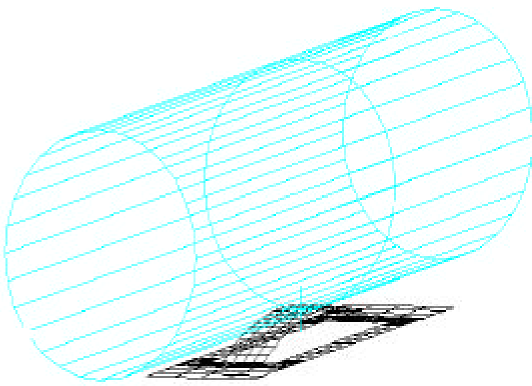
Fig. 3 Shape of 3×3 spacer grids

먼저, 경계조건들을 찾기 전에 몇 가지 가정을 하기로 한다. 첫째 연료봉이 격자내에 장전된 후에는 연료봉 사이에 상대적인 운동이 없다고 가정한다. 즉 연료봉들의 위치가 고정되어 있다고 본다. 실제적으로도 노심내에서 정상운행 시 연료봉의 최대진폭은 0.2mm 정도로 큰 거동양상을 보이지 않으므로 연료봉 사이에 상대적인 운동이 없다고 가정하여도 문제가 없을 것이다. 둘째 연료봉은 지지격자에 비해 상당히 큰 강성을 가지고 있다고 가정한다. 이것은 연료봉을 강체로 가정하여 연료봉의 변형을 제한함으로써 최소기본 구조에서의 반복성과 대칭성을 부여하였다. 셋째 전체적인 지지격자체는 무수히 많은 격자들로 이루어져 있어서 끝단효과(end effect)를 무시할 수 있다고 가정한다. 실제로 국내에 장전되는 핵연료집합체의 지지격자체는 14x14형, 16x16형 및 17×17형의 격자형상으로 이루어져 있으므로 가운데 부분에서는 이런 가정이 잘 맞아 들어갈 것이다. 이러한 경계조건들을 이용하여 만든 지지격자의 모델링은 Fig. 4와 같다. 이 모델에서의 연료봉은 앞의 가정에서처럼 강체로 만들어졌고 또한 경계조건이 고정되어 있다. 이것은 연료봉의 두께가 지지격자의 두께보다 두껍고, 연료봉의 내부가 소결체와 고압의 He가스로 채워져 있기 때문에 충분한 타당성을 가진다. 또한 이러한 가정은 탄성체로 모델링할 경우보다 계산의 편의성에도 도움을 주어 계산시간이 많이 단축될 수 있다.

이 모델에 대한 응력해석 결과는 Fig. 5에 나타나 있다. 그림에서 알 수 있듯이 연료봉과 접촉하는 부위는 스프링이나 딤플 모두 가운데 부분에서 나타나고 있다. 등가 응력분포에서 보면 스프링의 접촉부 주위에서 상당히 큰 값의 응력이 발생함을 관찰할 수 있다. 그러므로 이 부분에서 소성이나 파괴가 일어날 수 있다. 따라서 스프링에서의 등가 응력을 최소화하도록 최적설계할 경우 이 부분의 응력값을 줄이는 것도 좋은 기준이 될 수 있다.

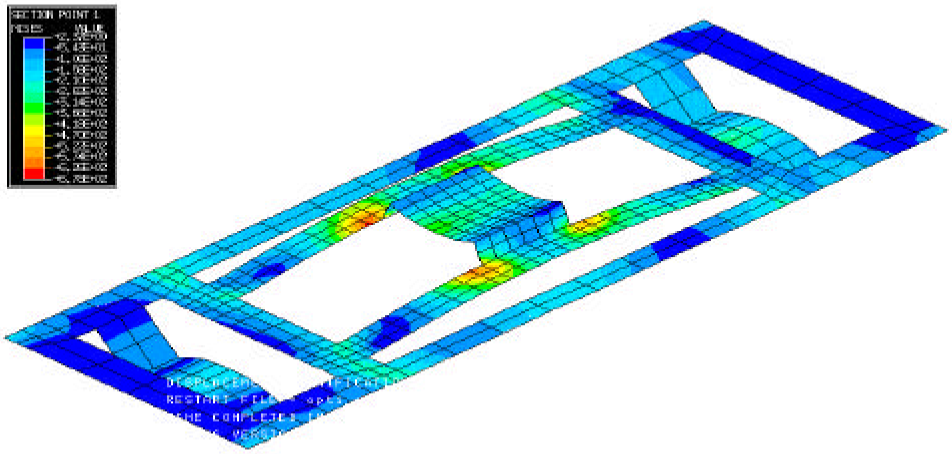


a. H - type

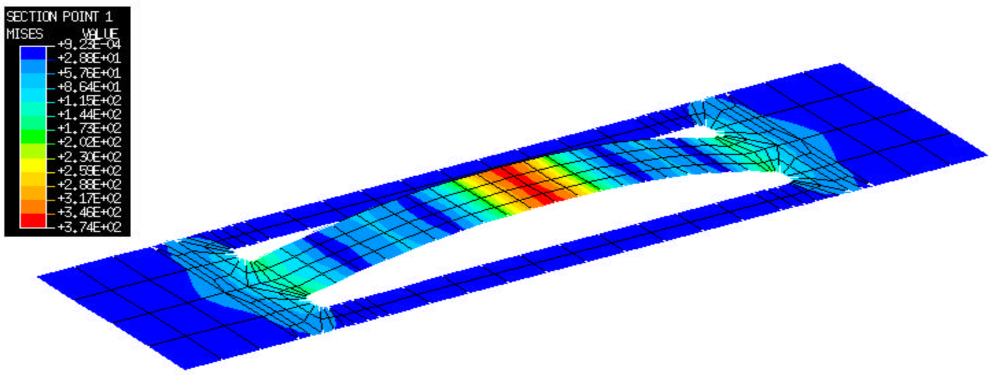


b. Arch - type

Fig. 4 Modeling of spacer grid



a. H type



b. Arch type

Fig. 5 von - Mises stress contour of spacer grid

3. 지지격자의 형상최적설계

3.1 문제의 정의

대부분의 형상최적설계는 목적함수 및 경계형상의 설정, 올바른 상태변수의 계산, 민감도 계산 방법 등을 알맞게 설정하고 적절하게 수학적으로 표현하는가가 최적화의 목적에 적합한 결과를 구하는 데 중요한 역할을 한다. 연료봉과 지지격자체 사이의 초기 겹침에 의해 발생하는 응력의 분포 양상 및 응력의 크기는 스프링의 형상에 따라 크게 변화하므로 스프링의 형상을 결정하는 것이 최적화의 관건이라고 볼 수 있다. 그런데 스프링은 직선과 원호로 구성된 불규칙한 형태를 갖고 있고 구간마다 각각의 특성을 가지므로 단

일한 수식으로의 표현이 어려우며 최적화 수행도중 설계변수의 변화에 따른 수학적인 불연속점이 발생하여 유한요소 해석이 불가능하게 될 수도 있다. 따라서 스프링 형상이 실제 제작에 적용 가능한 현실적인 모양을 갖을 수 있도록 각 설계변수의 한계를 정해야 한다.

지지격자란 연료봉을 안정적으로 지지하는 것이 일차적인 기능이다. 우선 연료봉을 안정적으로 지지하기 위해 고려할 사항으로는 지지격자 스프링에의 응력을 들 수 있다. 급격한 곡률 반경을 갖는 스프링 부위에서는 소성변형이 쉽게 발생하여 지지력이 소실되기 쉬워서 궁극적으로 연료봉의 기계적 손상원인이 될 가능성이 높다. Siemens/KWU사의 FOCUS핵연료에서는 Arch형의 스프링을 사용하고 있는데 이는 예전의 핵연료에 사용되었던 스프링(급격한 곡률반경을 갖는 스프링)에 비해 응력집중 부위가 가능한 존재하지 않도록 하여 노 내 거동 중 소성변형의 발생 가능성을 억제한 개념의 예이다[4]. 또한 지지격자에 걸리는 응력 값이 커질수록 응력부식균열로 스프링이 손상될 가능성이 커지게 된다.

3.2 문제의 수식화

최적설계라 함은 주어진 제한 조건 내에서 설계자가 목적하는 바를 극대화하기 위한 설계변수와 범위를 찾아내는 것이다. 이것을 수식화할 때 최대값을 찾는 문제의 경우는 최소화하는 문제로 바꾸어 수식화를 한다. 일반적인 최적설계문제의 수식화는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
&\textit{Minimize} && f(\mathbf{b}) \\
&\textit{subject to} && h_i(\mathbf{b}) = 0, \quad \textit{for} \quad i = 1, \ldots, nhc \\
& && g_j(\mathbf{b}) \le 0, \quad \textit{for} \quad j = 1, \ldots, ngc
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\textit{where} \quad & nhc: \textit{number of equality constraints} \\
& ngc: \textit{number of inequality constraints} \\
& \mathbf{b}: n-\textit{dimensional vector of unknowns}
\end{aligned}$$

본 연구에서는 지지격자의 형상최적설계를 위해 상용 유한요소 프로그램으로 ABAQUS Version 5.8을, 최적설계 프로그램으로는 Vanderplaats 연구실에서 개발한 프로그램 DOT(design optimization tools) v4.0과 Visual DOC(design optimization control) v1.2[5]를 연계하여 Fig. 6 같은 과정으로 최적화 과정을 수행하였으며 Fig. 7에 유한요소 프로그램과 최적설계 프로그램과의 섭동 관계를 도식화하였다.

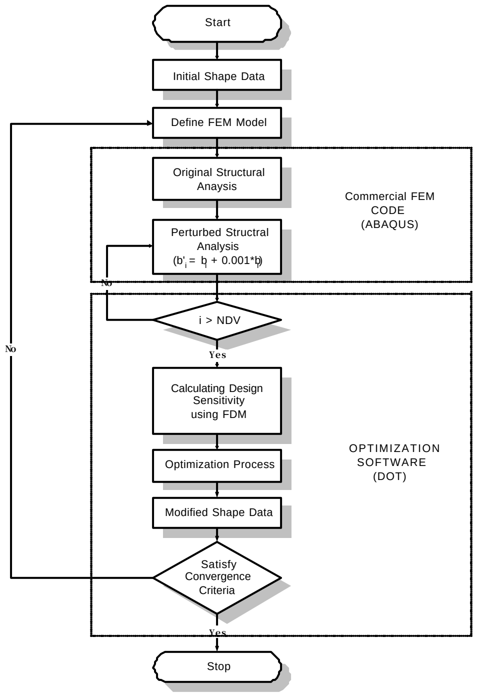


Fig. 6 Flow chart for shape optimization using ABAQUS and DOT

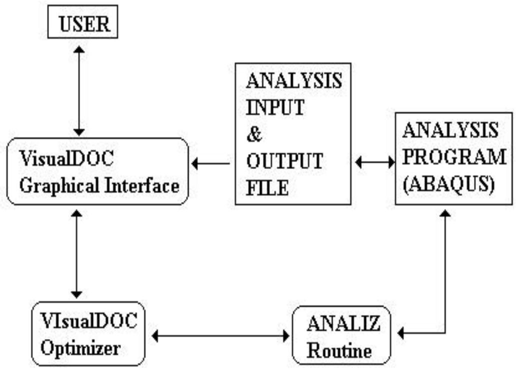


Fig. 7 How Optimizer Works with FEM program

3.3 스프링에 걸리는 등가응력에 대한 최적 설계

3.3.1 H형 스프링이 부착된 격자판

H형 스프링이 부착된 지지격자판은 연료봉과 등각접촉(conformal contact)하도록 설계된 스프링과 딤플로 이루어져 있다. 설계변수로 스프링의 양 팔 부분을 Fig. 8과 같이 두개의 곡률반경을 갖는 원호로 설정하여 4개의 설계변수로 정하였다. 그러나, 스프링의 높이는 변경할 수 없으며, 스프링 팔의 길이를 등식제한 조건으로 잡을 경우 한 원호의 곡률반경과 그 내각만을 고려해 주면 되므로 설계변수가 2개로 줄어들게 된다. 또 다른 설계변수로는 독립 설계변수와 유한요소 절점들 사이의 관계를 지을 수 있는 가상설계변수를 들 수 있다. 이 문제의 경우는 최대 등가응력을 최소화하는 것이므로 전형적인 최대응력의 최소화 문제가 된다. 그러므로 가상설계변수를 두어 아래와 같은 등가의 표준형태로 만들어 준다.

표준형태로 바뀌어진 최적설계식을 보면 설계변수가 3개, 제한조건이 112개이다. 제한 조건 중 108개는 가상설계변수로 인한 등가응력에 대한 제한 조건이고, 4개는 스프링 형상에 대한 기하학적 제한조건이다.

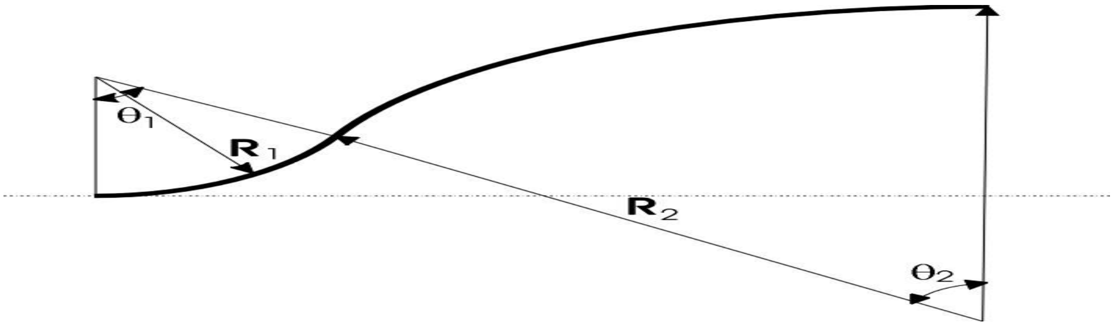


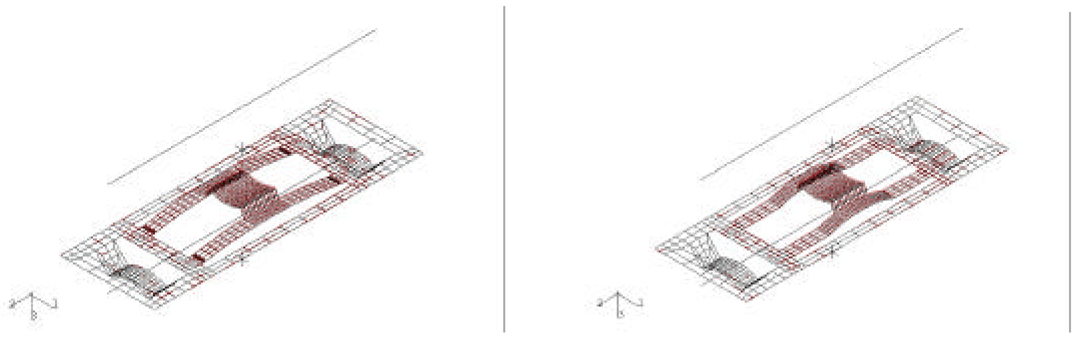
Fig. 8 Shape of spring arm

$$
\begin{aligned}
&\underset{b_i}{Minimize} \quad b_{n+1} \\
&subject\,to \quad \sigma_y^i \le b_{n+1},\ for \quad i = 1,\mathrm{K}\,,NID \\
&\qquad\qquad h_j(b) = 0,\ for \quad j = 1,...,nhc \\
&\qquad\qquad g_k(b) \le 0,\ for \quad k = 1,...,ngc
\end{aligned}
$$

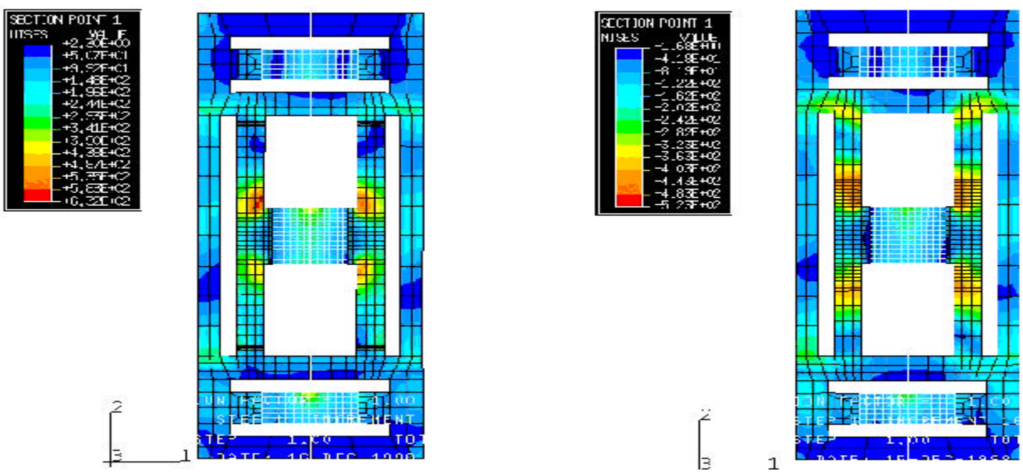
최적설계를 수행하기 전과 수행후의 결과값을 비교한 것은 Fig. 9에 나타나 있다. 결과를 살펴보면 최적화되기 전에는 스프링의 접촉부 근처에서 상당히 큰 값의 응력이 발생하였으나, 최적화 후에는 응력 분포가 상당히 고르게 되어졌다는 것을 알 수 있다. 일반적으로 공학적인 관점에서 가장 이상적인 형상을 가진 구조물이란 구조물 내부의 모든 부분이 균일하게 역할을 수행하는 것이란 걸 미루어 보면 Fig. 9의 최적화 결과는 타당한 결과로 볼 수 있다. 각각의 경우 최대등가응력을 비교해 보아도 설계 전에는 756.5MPa 이었는데 설계 후에는 544Mpa로 28.0%가 감소하였다. 이와 같이 스프링에 걸리는 최대응력이 상당히 줄어들었기 때문에 응력부식균열에 대한 가능성도 그만큼 줄어들게 될 것이다. 최적설계에 대한 설계변수와 목적함수의 변화는 Table 1에 자세히 나타나 있다.

Table 1. Optimal solution for maximum von-Mises stress minimization problem

Design Variable		Initial Design	Lower Limit	Optimal Design	Upper Limit
Design Variable Number	1	2.0000	0.0500	67.33	100.0
	2	0.1993	0.0500	0.0692	1.569
	3	900.0	0.1000	552.8	3000.0
Obj. Value(MPa)		900.0	552.77 (38.6% reduced)		



(a) Deformation before optimization (b) Deformation after optimization



(c) von-Mises stress contour before opt. (d) von-Mises stress contour after opt.

Fig. 9 Optimum result for maximum von-Mises stress minimization problem

3.3.2 Arch형 격자 스프링

Arch형 격자 스프링은 하나의 곡률을 갖는 스프링이 연료봉을 지지하고 있는 형태이다. 원통형 쉘구조의 일부분인 스프링의 곡률반경, 길이, 너비 등을 설계변수로 설정할 수 있다. 그러나 스프링의 곡률을 변화시킬 경우 스프링의 끝단이 쉘 구조에서 보 구조로 점점 변화가 되어 스프링 끝단에서 국부적으로 응력이 집중되는 것을 알 수 있어서 설계변수에서 배제하기로 하였다. 인자연구(parametric study)를 바탕으로 스프링의 경계형상을 표현하는 설계변수를 요소 경계절점의 좌표를 사용하여 구하고 현실적인 결과 도출을 위해 각 설계변수들의 경계(boundary) 구속하였다. 스프링의 길이, 스프링의 너비에 대한 변수 5개와 스프링과 판 사이의 간격을 독립설계변수로 잡는다(Fig. 10참조). 실제 요소의 절점을 가상 (synthetic) 설계변수로 설정하여 독립설계변수의 값을 구한 다음 최적설계 프로그램을 이용하여 미리 입력해 놓은 수식에 의해 요소 절점

을 구하는 방법으로 진행한다.

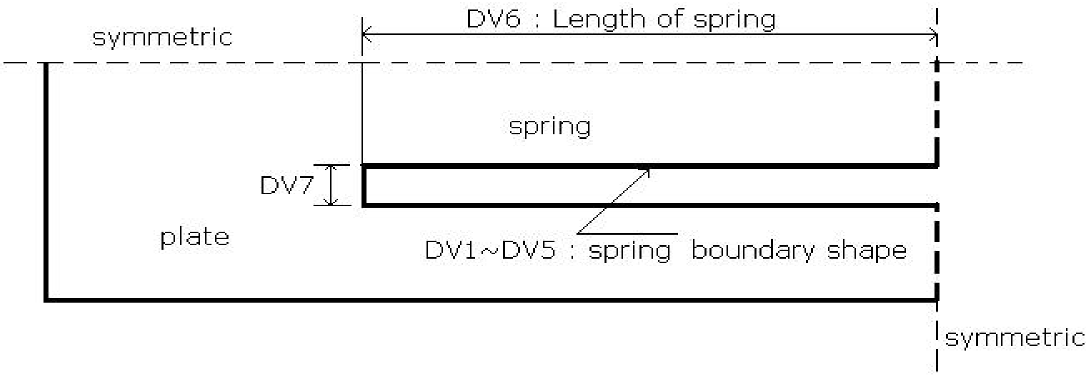
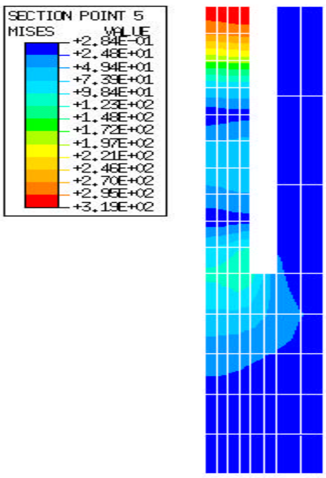
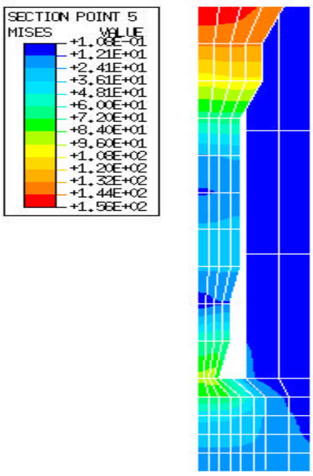


Fig. 10 Set design variables for 1/4 arch - type spring

최적설계 수행 전/후의 결과는 Fig. 11에 나타나 있다. 설계 전에 스프링의 가운데 부분에서 등가응력이 재료의 항복응력보다 높게 나타내고 있지만 최적설계 수행 후의 등가응력은 반으로 줄어들었고 분포 상태도 처음보다 고르게 분포되었다. 설계변수와 목적 함수에 대한 결과값은 Table 2에 나타내었다. 하지만 여기에서 나온 결과를 그대로 형상으로 인정하기에는 무리가 따른다. 따라서 스프링의 경계면을 따라 불규칙하게 형성된 절점들을 매끄럽게 해주고 응력이나 반력에 위해를 가하지 않는 범위로 가공이나 제작에 요건들을 고려해주었다. 스프링의 경계면은 최적설계의 효과를 최대한 살리는 범위내에서 경계를 곡선과 직선으로 처리하였으며 최적설계시 설계변수로 반영되지 않았던 부분인 스프링의 끝단부분을 필렛(fillet) 처리하고 스프링 제조를 용이하게 하기 위하여 판의 반력이 거의 걸리지 않는 발 부분을 제거하였다. 최적설계이전의 모델과 재설계후의 모델을 Fig. 12에 비교하였다. 재설계후의 최대 등가응력은 설계이전보다 40% 가까이 줄어들었다.



(c) von-Mises stress contour before opt.

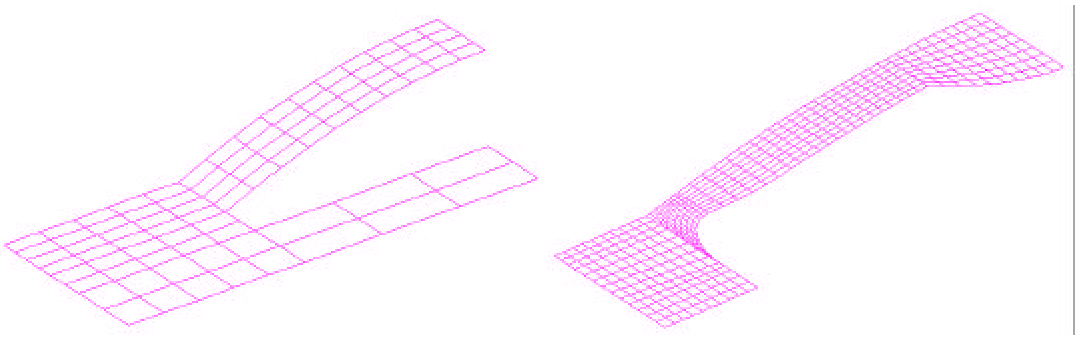


(d) von-Mises stress contour after opt.

Fig. 11 Optimum result for maximum von-Mises stress minimization problem

Table 2. Optimal solution for maximum von-Mises stress minimization problem

Design Variable		Initial Design	Lower Limit	Optimal Design	Upper Limit
Design Variable Number	1	1.0	0.5	2.0	2.0
	2	1.0	0.5	1.0	2.0
	3	1.0	0.5	1.0	2.0
	4	1.0	0.5	1.0	2.0
	5	1.0	0.5	0.5	2.0
	6	10.0	6.0	14.0	14.0
	7	0.6	0.3	0.6	0.9
Obj. Value(MPa)		319.3	155.9 (51.2% reduced)		



(a) initial shape before optimal design (b) Redesign shape after optimal design

Fig. 12 shape change of 1/4 arch - type spring

4. 결 론

상용 유한요소 프로그램과 최적설계 프로그램을 연계하여 격자 스프링과 딤플의 형상을 최적화할 수 있는 체계를 마련하였다. 최적화의 응용으로서 두 종류 지지격자 스프링에 대한 유한요소 모델을 구성하고 응력해석을 수행하였고 응력해석 결과를 바탕으로 등가응력을 크게 감소시키는 형상을 찾아내기 위하여 스프링과 딤플의 형상설계변수, 제한조건, 및 목적함수를 선정하고 목적함수에 대한 형상최적설계를 수행하였으며 형상설계민감도를 분석하고 격자스프링 및 딤플의 형상개선안을 제시하였다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 원자력연구 개발사업의 일환으로 수행되었음.

참고문헌

1. 핵연료 핵심구조부품의 개발현황 및 연구방향", 한국원자력연구소, KAERI/TR-865/97.
2. ABAQUS Theory Manual, Version 5.8, 1999.
3. B. M. Kwak et al., Shape optimization of support grids/ Development of a FE model for their buckling analysis, 한국원자력연구소 KAERI/CM-329/99.
4. R. Holzer et al., "Fuel Design Advancements by Application of Siemens FOCUS Technology," Proc. Of the 7th KAIF/KNS Annual Conference, 1992.
5. VisualDOC reference manual, Vanderplaats Research & Development, 1998.