

비선형 분포의 열응력이 작용하는 Fuel Rod에서 설계 응력값의 적합성여부에 대한 이론적 해석

호 광 일

수원대학교 공과대학 기계공학과
E-mail : kiho@mail.suwon.ac.kr

A Theoretical Analysis of the Acceptability of Design Stress Value for the Fuel Rod with Nonlinear Thermal Stresses

Kwang-il Ho

Department of Mechanical Engineering the University of Suwon, P.O. Box 77, Suwon 440-600, Korea

요 약

본 논문은 방사능조사의 조건하에서의 설계조건을 만족해야 하는 fuel rod의 설계응력값을 검증하는데 그 목적이 있다. 이 경우에, 안전성에 있어서 열에 의한 영향이 가장 주된 고려조건이 된다. 그러나 이러한 열영향이 고려된 해석은 구조물의 안전성해석에서 비교적 간단히 해결되는 문제가 아니다. 여기서는 이론적 해석을 통한 접근방식으로 보수적인 관점에서 fuel rod의 설계에 적용되는 설계 응력값을 검증하고자 하였다. 추후에 시도하는 fuel rod의 설계에 있어서 본 해석방법을 이용하면 안전설계의 검증을 위한 이론적 접근방법의 하나로 이용할 수 있을 것으로 사료된다.

Abstract — The purpose of this paper is to verify that the design stress value of fuel rod for the irradiation test satisfies the structural design requirement. In this structural safety analysis thermal effect is the most severe element for the safety. The thermal effects are very complicated problem to be analyzed for the structural safety in short hand. By the application of theoretical analysis, the design margin of stress which was used in this fuel rod design was verified in the conservative point of view. In the future design of fuel rod, this analysis can be used as the theoretical method for the verification of safe design.

1. 서 론

DUPIC(Direct Use of Spent PWR Fuel in CANDU Reactors) 핵연료는 사용후 경수로 핵연료를 재가공하여 중수로에 다시 사용하고자 하는 자원 재활용개념의 핵연료주기 기술이다. 사용후 경수로 핵연료에는 약 1.5%의 핵분열 물질이 잔존하고 있어 천연우라늄(0.71%)을 연료로 사용하는 중수로에 재사용이 가능하며, 특히 우리나라에는 경수로형 원자로와 중수로형 원자로를 동시에 보유하고 있는 국가로서 이와 같은 핵연료주기의 적용에 적합한 국가이다. 경수로에서 연료로서 수명을 다한 사용 후 핵연료를 중수로용으로 재사용 한다면 사용 후 핵연료의 처분량 감소는 물론 자원의 재활용이라는 두 가지 목적을 동시에 달성할 수 있다. 이 기술은, 풀로토

늄은 물론 기타 핵물질의 분리를 근본적으로 지양하는 기술이기 때문에, 핵확산 저항성 핵연료에 잘 부합되는 모범적인 후행 핵연료주기 연구과제로서 국제적으로 인정을 받고 있다.

이러한 개념을 바탕으로 DUPIC 핵연료 개발은 한국과 캐나다 및 미국이 참여하여 수행되고 있으며, 국제 핵물질 감시기구인 IAEA도 참여하여 국제공동연구로서 활발히 진행되고 있다.

DUPIC 핵연료의 특징은 약 0.6%의 Pu를 비롯하여 다른 핵분열 생성물을 포함하고 있으므로 물리적 및 핵적 성질이 일반 핵연료와는 다르다. 즉, 핵연료의 열전도도, 핵분열기체 방출 및 입자성장 등이 일반 핵연료와 다를 것으로 예상되므로 이러한 물성의 확보와 원자로내의 거동 및 핵연료로서의 성능을 분석하기 위한 기

초 자료를 확보하는 것이 중요하다.

현재 무계장 캡슐을 이용한 모의 DUPIC 핵연료의 조사시험을 통하여 얻어진 자료를 근간으로 하여 DUPIC 핵연료의 연소중 안전성을 검증하고 있는데, 본 연구는 그 중에서도 구조안전성에 중요한 영향을 미치는 열응력에 관한 해석을 검토하고 이에 따른 결과를 근거로 추후 설계되어 제작되는 핵연료봉의 안전 검증보고서에 사용되도록 하는데 그 목적이 있다.

2. 핵연료봉의 기계적 성질

2-1. DUPIC 핵연료용 무계장 캡슐의 기계적 강도
기본적으로 DUPIC 무계장 캡슐의 상·하단은 하나로(HANARO) 핵연료 집합체에 그 근거를 두고 제조되었으며 다음과 같은 특성을 갖고 있다.

- DUPIC 핵연료용 캡슐은 하나로 구동핵연료와는 달리 mini-element의 핵연료봉이 핵연료봉 지지격자(element-assembly)와 support-tube 및 상·하단 end-plate에 걸쳐

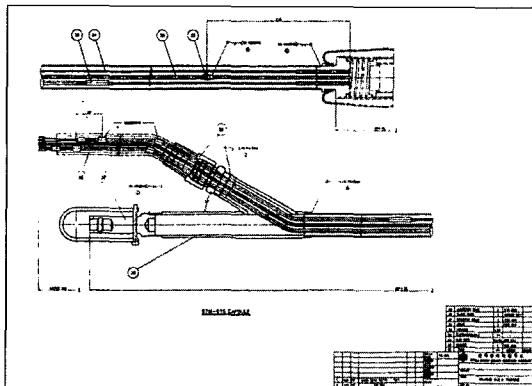


Fig. 1. 캡슐구조 구성도.

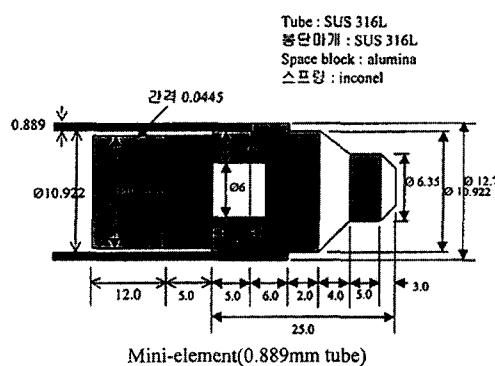


Fig. 2. Mini-element.

있는 구조로 구성되어 있으나 캡슐의 취급 시에는 주요 하중이 구동핵연료와 같이 grapple head로부터 central-rod를 거쳐 cup-spider에 전달되도록 설계되었다. Fig. 1과 Fig. 2는 캡슐구조와 mini-element의 형상을 간략히 보여주고 있다.

- DUPIC 핵연료봉 캡슐 장입시의 압축하중의 전달은 grapple-head, locking-spacer, top-guide, top end-plate, out-tube, bottom end-plate를 거쳐서 bottom-spring과 cup-spider에 전달된다.

- 구동핵연료에서 설계된 Al 6061-T6 재질의 end-plate는 접촉하중의 2배까지 견디도록 설계 제한치가 있는데 DUPIC 핵연료용 캡슐에 사용된 end-plate 또한 같은 재질로 설계되어 최대 허용하중 200 kg에서도 충분한 강도유지가 가능하게 설계되었다.

- DUPIC 캡슐의 내, 외부에서는 냉각수가 흐르므로 온도변화가 거의 없이 캡슐본체의 내부 열응력이 무시될 수 있으나 mini-element를 구성하는 부분은 내부에 핵분열물질이 있어 중성자조사시 많은 양의 핵반응열이 발생하므로 이에 대한 응력해석이 필요하다. 그런데, mini-element의 피복관은 외경이 12.7 mm이며 두께가 0.889 mm로 운전조건에 의한 내, 외압에 의하여 발생하는 기계적 응력(1차 응력)은 매우 작은 값이므로, 피복관의 내, 외벽의 온도차에 의한 열응력과 end-cap의 반경방향의 온도변화에 의한 열응력을 계산함으로써 구조적 안전성을 평가하도록 한다.

3. 열응력의 이론적 전개

3-1. 온도계산

Mini-element의 열응력의 해석을 수행하기에 앞서 우선 온도분포의 값이 나타나야 한다. 그런데 이 값은 KAERI/TR-1157/98 보고서에서 2차원적인 온도계산이 이루어졌다. 온도계산시 캡슐 내부시편에 대한 온도계산을 위해 유한차분법(FDM)을 이용한 열전달 전산 프로그램인 HEATING 7.2f를 사용하여 계산하였다. 이렇게 계산된 캡슐에서의 온도분포에 사용되는 그리드의 형상과 이에 따른 계산된 온도분포의 값을 Fig. 3에 간략히 제시하였다^{[1][2][3]}. 이 코드에서는 온도증가에 의한 열팽창을 고려하지 않고 계산되는 문제점이 있는데, 본 연구에서는 이 오차를 줄이기 위하여 열팽창을 고려한 치수를 사용하여 피복관의 온도를 계산하였다.

3-2. 열응력분포에 따른 접근방법

Mini-element에서 발생하는 열응력은 피복관 내, 외면의 온도차이에 의하여 발생하는 열응력과 end-cap의 반경방향의 온도차에 의한 열응력 등으로 생각 할 수 있

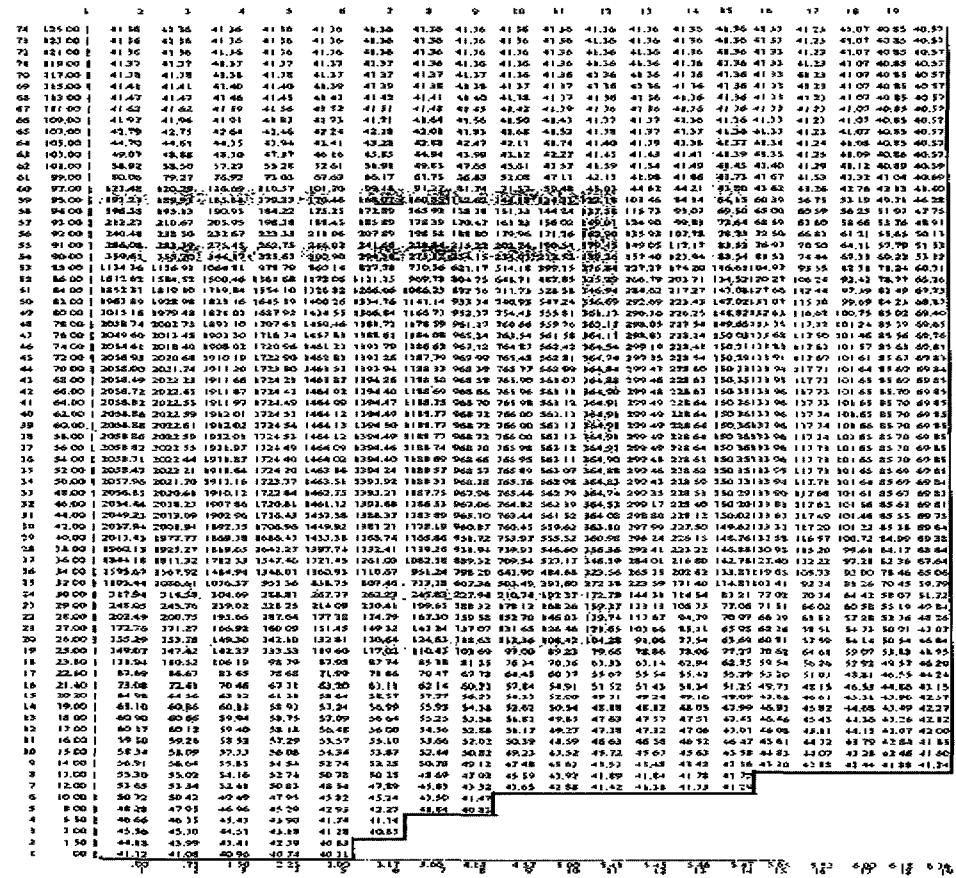


Fig. 3. 캡슐의 그리드형상과 온도분포의 예.

다. end-cap의 경우, 중앙에 빈 공간이 있어도 역시 두 개가 두꺼운 판으로 생각하여 해석하였다.

해석 방법은 다음과 같은 여러 가지 조건에 따라 이론을 전개하여 이에 따라 계산된 응력을 실제의 설계에 사용된 조건과 비교하여 응력에 대한 안전성을 평가할 수 있다.

3-2-1. 축(길이) 방향으로 온도구배가 있는 경우

축 방향으로 온도구배가 있고 임의의 위치에서의 절대온도가 T_z 인 실린더에서의 응력은, 실린더를 매우 좁은 환의 집합체로 생각한 후, 각각의 좁은 환으로 나누어서 그 값을 구할 수 있다. 이 때, 각각의 환에서 온도, T_z 에 의한 반경방향의 열팽창은 $\alpha T_z r$ 이다^{[4][5]}.

이렇게 열팽창에 의하여 나타난 변위는 마치 가상의 내부 압력이 작용하여 변화한 것으로 생각할 수 있다. 즉, 다음의 식이 성립한다.

가상의 내압에 의한 팽창 변위=열팽창에 의한 변위

혹은

$$\frac{P_z r^2}{E t} = \alpha T_z r \quad (1)$$

위의 식(1)을 압력의 함수로 표시하면 다음과 같다.

$$P_z = \frac{E \alpha T_z}{r} \quad (2)$$

이러한 가상 내압에 의하여 환의 팽창에 의한 원주응력, σ_θ 는 다음과 같다.

$$\sigma_\theta = \frac{P_z r}{t} = E \alpha T_z \quad (3)$$

그러나 실제의 경우는 실린더에 어떠한 외력도 작용하지 않으므로 같은 크기의 가상의 내압이 작용하는 것으로 해석하여 실린더의 변위를 해석할 수 있다.

또 하나의 고려해야 할 방정식은 다음과 같다. 즉, 내압, P_z 가 작용하는 실린더에서 발생하는 반경 방향의 변위, u 는 다음의 상태방정식을 만족해야 한다.

$$\frac{a^4 u}{a' z^4} + 4\beta^4 u = -\frac{P_z}{D} \quad (4)$$

여기서

$$D = \frac{Et^3}{12(1-v^2)} \quad (5)$$

$$\beta^4 = \frac{Et}{4r^2 D} = \frac{3(1-v^2)}{r^2 t^2}$$

위의 식을 이용하고 경계조건을 적용하면 전체적인 응력을 구할 수 있다.

이와 같은 조건식을 연료봉에 적용하는 경우에는 중앙 부위에 대하여 열의 발생분포가 대칭으로 나타나므로, 중앙(top)에서의 온도가 T_i 이고 끝단(bottom)에서의 온도가 T_b 인 실린더에서 열팽창에 의한 최대 응력값을 구하는 문제가 된다.

먼저 온도구배가 선형변화인 경우라고 가정하면 임의의 위치에서의 온도는 다음과 같다.

$$T_z = T_i + \frac{T_b - T_i}{l} z$$

중앙의 온도를 기준으로 한 온도차이, $T = T_z - T_i$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T = \frac{T_b - T_i}{l} z \quad (6)$$

이에 따라 압축응력의 값으로 나타나는 원주방향의 가상 응력은 다음과 같다.

$$\sigma_\theta = -E\alpha \left(\frac{T_b - T_i}{l} \right) z \quad (7)$$

가상 압력에 의한 실린더의 반경의 변위 방정식은 다음과 같이 된다.

$$\frac{d^4 u}{dz^4} + 4\beta^4 u = \frac{Et\alpha}{rD} \left(\frac{T_b - T_i}{l} \right) z \quad (8)$$

위 식의 특이 해는 다음과 같다.

$$u = c_1 \frac{Et\alpha}{rD} \left(\frac{T_b - T_i}{l} \right) z + c_2 = r\alpha \left(\frac{T_b - T_i}{l} \right) z + c_2$$

$$c_1 = \frac{1}{4\beta^4} \quad (9)$$

그리고 끝단(bottom)에서의 경계조건은 다음과 같다.

$$u_b = \alpha(T_b - T_i)r$$

위의 경계조건에 따라 $c_2=0$ 된다.

그러므로 최종적인 u 는 다음과 같다.

$$u = r\alpha \left(\frac{T_b - T_i}{l} \right) z \quad (10)$$

위 식에 의한 원주응력은 다음과 같다.

$$\sigma_\theta = E\varepsilon_\theta = E\frac{u}{r} = E\alpha \left(\frac{T_b - T_i}{l} \right) \quad (11)$$

이 값에 위에서 구한 값을 더하면 그 결과는 0이다. 즉, 선형의 온도구배에서 원주응력은 0이 된다.

또한 축 방향의 실린더의 팽창 및 수축에 따른 기울기는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\theta = \frac{du}{dz} = r\alpha \left(\frac{T_b - T_i}{l} \right) \quad (12)$$

끝단에서는 end-cap에 의하여 고정되어 있으므로 기울기가 0이 된다. 즉, 내부 모멘트가 작용하여 기울기의 발생을 막아주어야 한다. 이러한 조건을 만족하는 상태 방정식을 적용하면 다음과 같은 식이 성립된다.

$$M = -\theta\beta D = -\beta D \left(\frac{r\alpha}{l} \right) (T_b - T_i) \quad (13)$$

이 모멘트에 의하여 실린더의 얇은 면에 발생하는 축방향의 응력은 다음과 같다.

$$\sigma_z = \frac{6M}{t^2} \quad (14)$$

3-2-2. 반경(두께) 방향으로 온도구배가 있는 경우 반경 방향으로 온도구배가 있는 실린더에서의 열응력은 탄성학으로부터 구할 수 있는데 아래와 같은 응력-변형률-온도 관계식을 이용한다.

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} [\sigma_r - v(\sigma_\theta + \sigma_z)] + \alpha T \quad (15-1)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E} [\sigma_\theta - v(\sigma_r + \sigma_z)] + \alpha T \quad (15-2)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - v(\sigma_\theta + \sigma_r)] + \alpha T \quad (15-3)$$

만약 온도의 분포가 원주방향에 대하여 대칭이라면(일반적인 경우에 해당됨), 모든 전단응력은 존재하지 않고, 다음의 관계식만 성립한다.

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}, \varepsilon_\theta = \frac{u}{r}, \varepsilon_z = 0 \quad (16)$$

혹은

$$\varepsilon_r = \varepsilon_\theta + r \left(\frac{d\varepsilon_\theta}{dr} \right) \quad (17)$$

위의 식을 결합하여 정리하면 다음의 식이 성립한다.

$$\sigma_r = \sigma_\theta + r \left(\frac{d\sigma_r}{dr} \right) - \frac{v}{1-v} \left(\sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} - \sigma_\theta \right) + \left(\frac{E}{1-v^2} \right) \alpha (1+v) r \left(\frac{dT}{dr} \right) \quad (18)$$

또한 평형방정식에 의하여 다음의 관계식이 성립한다.

$$\sigma_\theta - \sigma_r = r \left(\frac{d\sigma_r}{dr} \right) \quad (19)$$

최종적으로 다음과 같은 미분방정식을 유도할 수 있다.

$$r \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r^2 \sigma_r) \right] = \frac{-E}{1-v^2} \alpha (1+v) r \left(\frac{dT}{dr} \right) \quad (20)$$

그리고 추가되는 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_r|_{r=r_i} &= 0 \\ \sigma_r|_{r=r_o} &= 0 \end{aligned}$$

이에 따라 최종적인 각 각의 응력은 다음과 같은 형태의 식이 된다.

$$\sigma_r = \frac{E\alpha}{1-v^2} \frac{1+v}{r^2} \left(\frac{r^2-r_i^2}{r_o^2-r_i^2} \int_{r_i}^{r_o} Tr dr - \int_{r_i}^r Tr dr \right) \quad (21-1)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E\alpha}{1-v^2} \frac{1+v}{r^2} \left(\frac{r^2-r_i^2}{r_o^2-r_i^2} \int_{r_i}^{r_o} Tr dr + \int_{r_i}^r Tr dr - Tr^2 \right) \quad (21-2)$$

$$\sigma_z = \frac{E\alpha}{1-v^2} \left(\frac{2}{r_o^2-r_i^2} \int_{r_i}^{r_o} Tr dr - T \right) \quad (21-3)$$

3-2-2-1. 온도구배가 선형변화인 경우

반경방향의 임의의 위치에서의 온도는 다음과 같이 부식을 이용할 수 있다.

$$T = T_i \frac{r_o - r}{r_o - r_i}$$

여기서 $T_i = \Delta T =$ 외벽온도에 대한 내부벽온도의 상대온도이며 이를 이용한 응력은 다음과 같이 정리된다.

$$\sigma_r = \frac{E\alpha T_i}{r^2(1-v)} \left[\frac{(r^2-r_i^2)(2r_i+r_o)}{6(r_i+r_o)} - \frac{2(r^3-r_i^3)-3r_o(r^2-r_i^2)}{6(r_i-r_o)} \right] \quad (22-1)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E\alpha T_i}{r^2(1-v)} \left[\frac{(r^2+r_i^2)(2r_i+r_o)}{6(r_i+r_o)} - \frac{2(r^3+r_i^3)-3r_o(r^2+r_i^2)}{6(r_i-r_o)} \right] \quad (22-2)$$

$$\sigma_z = \frac{E\alpha T_i}{(1-v)} \left[\frac{(2r_i+r_o)}{3(r_i+r_o)} - \frac{r_o-r}{r_o-r_i} \right] \quad (22-3)$$

위의 식을 자세히 관찰하면 σ_θ 은 σ_θ 와 σ_z 에 비하여 매우 작은 값이며, 실제 문제에 있어서는 σ_θ 가 σ_z 와 같은 값이 된다.

최대 응력값은 내부나 외부표면에서 발생하며 다음과 같다.

$$\sigma_\theta = \sigma_z = \frac{-E\alpha T_i}{(1-v)} \left[\frac{2r_o+r_i}{3(r_o+r_i)} \right]; \text{ 내부표면} \quad (23)$$

혹은

$$= \frac{E\alpha T_i}{(1-v)} \left[\frac{r_o+2r_i}{3(r_o+r_i)} \right]; \text{ 외부표면}$$

특히, 두께가 얇은 실린더에서는 다음과 같이 표시된다.

$$\sigma_\theta = \sigma_z = \frac{-E\alpha T_i}{2(1-v)}; \text{ 내부표면} \quad (24)$$

혹은

$$= \frac{E\alpha T_i}{2(1-v)}; \text{ 외부표면}$$

3-2-2-2. 온도구배가 지수함수형태인 경우 즉 온도가 다음과 같은 함수로 표시되면

$$T = T_i \left(\frac{\ln r_o - \ln r}{\ln r_o - \ln r_i} \right),$$

최종의 응력은 다음과 같다.

$$\sigma_\theta = \sigma_z = \frac{E\alpha T_i}{2(1-v) \ln(r_o/r_i)} \left[1 - \frac{2r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \right]; \text{ 내부표면} \quad (25)$$

혹은

$$= \frac{E\alpha T_i}{2(1-v) \ln(r_o/r_i)} \left[1 - \frac{2r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \right]; \text{ 외부표면}$$

얇은 실린더인 경우는 선형분포인 경우와 같은 결과가 나온다. 즉,

$$\sigma_\theta = \sigma_z = \frac{-E\alpha T_i}{2(1-v)}; \text{ 내부표면} \quad (26)$$

혹은

$$= \frac{E\alpha T_i}{2[1-v]}; \text{ 외부표면}$$

3-2-2-3. 복잡한 형태의 온도구배인 경우 σ_θ 를 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\sigma_\theta = \frac{E\alpha}{1-v} \left(\frac{1+(r_i/r)^2}{r_o^2-r_i^2} \int_{r_i}^{r_o} Tr dr + \frac{1}{r^2} \int_{r_i}^r Tr dr - T \right) \quad (27)$$

위 식에서 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{1 + (r_i/r)^2}{r_o^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_o} Tr dr = \frac{2\pi \int_{r_i}^{r_o} Tr dr}{\pi(r_o^2 - r_i^2)}$$

=온도분포의 평균값=T_m

(28)

$$\frac{1}{r^2} \int_{r_i}^{r_o} Tr dr = \frac{2\pi \int_0^{r_o} Tr dr}{2\pi r^2} = \text{평균분포온도의 } 1/2$$

(29)

그러므로 다음과 같이 정리하여 응력을 표시할 수 있다.

$$\sigma_\theta = \frac{E\alpha}{(1-\nu)} (T_m - T)$$

(30)

3-3. 보수적인 방법을 통한 실제문제에의 적용

연료봉의 온도분포가 제법 복잡하게 나타나겠고 또한 온도구배가 축방향과 반경방향으로 동시에 나타날 것이다. 이 경우에 가장 정확한 계산은 수치해석을 통해서 해결해야 하지만 위에 제시한 이론적인 접근방식으로 매우 근접한 결과를 계산할 수 있을 것으로 사료되어 이 방법을 제안한다.

(1) 먼저, 축방향의 온도구배에 관해서는, 위에서 언급한 것처럼 식(13)과 (14)를 사용하여 끝단에서의 축방향응력, σ_z 를 구한다. 이때, T_b 와 T_s 는 각각 평균값을 사용해도 좋다.

(2) 다음으로는 반경방향의 온도구배가 존재하므로, 이 분포가 선형에 가깝다고 가정하면(이렇게 하는 것이 보수적인 큰 값을 계산할 수 있다.) 식(23)이나 (24)를 사용하여 σ_r 와 σ_θ 를 계산할 수 있다. 이렇게 계산된 응력을 성분별로 더해주면 종합적인 축방향응력과 반경방향응력을 구할 수 있다. 그후, Mohr's Circle을 이용하여 최대 주응력과 방향을 구할 수 있다.

(3) 온도계산 결과

Fig. 3에 따른 mini-element에서의 온도분포에 대한 결과를 사용하면, 피복관의 응력계산에 필요한 내면과 외면의 온도를 길이방향으로 다르게 나타내었는데, 내면의 최대온도는 150.36°C와 이때의 외면온도는 69.85°C를 얻었다. 또한 봉단마개 부분의 내부 최대온도와 외부 최소온도가 각각 119.6°C와 48.95°C이었다. 이 온도를 근거로 열응력을 계산하면 다음과 같다.

a) 피복관의 내, 외면의 온도차에 의한 열응력

피복관의 반경 방향 온도차로 인한 열응력을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\sigma_{c,max} = \frac{1}{2} \Delta T \alpha \frac{E}{(1-\nu)}$$

여기서, $\sigma_{c,max}$ 는 캡슐 원주방향의 최대응력이며 ΔT 는 피

복관 내벽 온도와 외벽온도차이를 나타내고, 캡슐 길이 방향 각 위치에 따라 온도가 다르게 분포된다. 피복관의 각 영역의 내면과 외벽면의 온도차는 중간에서 $\Delta T=150.36-69.85=80.51$ 로 온도차이가 가장 크다. 그러므로 이때의 ΔT 와 각 물성을 위 식에 대입하여 열응력을 계산하였다. 각 물성은 피복관의 온도가 200°C를 넘지 않으므로 보수적인 관점에서 200°C를 기준으로 하였다.

$$\begin{aligned} \sigma_{c,max} &= \frac{1}{2} \times 80.51 \times 16.48E-6 \\ &\quad \times 26.5E6 \times 6.895E3 / (1-0.3) \\ &= 173.2 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

b) end-cap의 반경 방향의 온도차에 의한 열응력
피복관과 같이 두께가 두꺼운 판의 형태로 가정하면 열응력은 다음과 같이 주어진다.

$$\sigma_{max} = \frac{E\alpha\Delta T}{(1-\nu)} \left(\frac{r_o + 2r_i}{3(r_o + r_i)} \right)$$

여기서 end-cap에서의 최대 온도차이를 나타내는 119.6°C의 내부온도와 48.95°C의 외부온도를 적용하고 $r_i=3.0$, $r_o=6.35$ 를 사용하여 응력을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \frac{70.65 \times 16.48E-6 \times 26.5E6 \times 6.895E3}{(1-0.3)} \\ &\quad \times \frac{6.35 + 2 \times 3}{3(3+6.35)} = 134 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

4. 결 론

위 계산식에 의한 열응력의 결과를 기준에 계산되어 나온 피복관의 막응력과 좌굴응력의 값을 고려하여 종합적인 상태에서의 최대값을 계산하면 173.2 Mpa를 얻게 되는데 이 값은 설계사양서에서 제시된 설계치인 326.8 Mpa 보다는 낮은 값으로서 허용 응력치를 만족하였다.

또한 end-cap의 경우도 열응력이 134 Mpa로서 설계치로 제시된 값보다 낮아 만족한 값을 나타내었다.

이와 같은 결과를 토대로 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

- 새롭게 제작되는 핵연료봉의 안전성의 검증에 있어서 가장 정확한 방법은 모의시험에 의한 결과의 도출이지만

- 극한 상황에서의 실제 시험은 아직 까지는 불완전 단계이므로

- 설계단계에서의 허가와 인증을 위한 기초 자료로서는 해석에 의한 방법 중 복잡한 현상에 대하여 유한요소해석법을 이용해야 좋지만, 보수적인 가정과 조건을 이용하여 이론적인 접근 방법에 의한 해석도 인증에 사용

될 수 있음을 보여준다.

- 본 연구를 통하여 나온 결과에 따라서, 기존에 제시된 설계사양서는 실제 제작에 아무런 무리가 없이 사용될 수 있는 안전성을 보유하고 있음을 증명하였으며 기존에 외국의 절차서에 의존하지 않고 우리 스스로의 능력에 의한 검증 방법을 이론적으로 제시하였다는데 큰 의의가 있다.
- 또한 앞으로의 계속되는 더욱 상세한 검증과정을 통해 발생될 수 있는 여러 가지 문제점의 해결에 올바른 방향을 제시할 수 있음을 보여준다.

기호설명

T_z	: 연료봉의 절대온도
T_c	: 연료봉의 중앙부위의 온도
T_b	: 연료봉의 끝단의 온도
α	: 선형 열팽창계수
p_z	: 가상의 외부압력
E	: 선형 탄성계수
t	: 환의 두께
σ_θ	: 원주방향의 응력
σ_z	: 길이 방향의 응력
σ_r	: 반경 방향의 응력
u	: 반경 방향의 변위
v	: 포화송비

r	: 연료봉의 반경방향의 좌표
z	: 연료봉의 길이방향의 좌표
l	: 연료봉의 중앙과 끝단사이의 길이
M	: 모멘트
r_i	: 연료봉의 내부 반경
r_o	: 연료봉의 외부 반경

후기

이 문제를 해결하기 위하여 지속적인 토의와 자료의 제공에 많은 협조와 노력을 주신 한국원자력연구소의 배기광 박사님께 이 글을 통하여 감사의 뜻을 전하는 바랍니다.

참고문헌

- 하나로 안전성 분석보고서 제 5장, KAERI/TR - 710/96 (1996).
- 배기광 외: 조사시험용 DUPIC 핵연료 온도분석, KAERI/TR-1035/98 (1998).
- 하나로 ASME Section II, Part D, 1992, Edition
- Maan H. Jawad, James R. Farr, Structural Analysis & Design of Process Equipment, pp. 134-145 (1989).
- Warren C. young, Roak's Formulas for Stress & Strain, pp. 720-725 (1989).