

경계요소법과 유한요소법을 이용한 발전용 고압 증기터빈 케이싱의 구조해석

이 부 윤* · 조 종 래**

Structural Analysis of High Pressure Steam Turbine Casings for Power Plants Using the BEM and the FEM

B. Y. Lee and J. R. Cho

Key words : Structural Analysis(구조해석), High Pressure Steam Turbine Casing(고압 증기 터빈 케이싱), Boundary Element Method(경계요소법), Finite Element Method(유한요소법), Nuclear Power(원자력), Fossil Power(화력)

Abstract

Structural analyses are performed for the high pressure steam turbine casings of the nuclear and the fossil power plants. An axisymmetric boundary element program for the analysis of the casings is developed and applied in the process of practical structural design. To show the usefulness and accuracy of the developed program, results of the analysis are compared with those of the finite element analysis under hydrostatic test pressure. To check the validity of the axisymmetric numerical analysis of the casings, the stresses resulting from the hydrostatic test pressure are measured using the strain gage. The results of the numerical analyses are compared and discussed with those of the experiments.

1. 서 론

발전용 고압(high pressure, HP) 증기 터빈의 케이싱(casing)은 증기 발생기나 보일러에서 유입된 증기의 열 에너지가 로터(rotor)의 운동 에너지로 변환되도록 하기 위해 증기가 누설되거나 공기가

유입되는 것을 방지하고, 케이싱 내부에 있는 터빈의 고정 및 회전 부품들을 지지하기 위한 대형 주조 구조물이다. Fig. 1과 같이 케이싱은 로터 중심 수평면에서 상하 두 개로 분리되고 스태드 볼트(stud bolt)에 의해 체결된다.

고압 터빈 케이싱은 고온 고압에서 로터 등의 각

* 계명대학교 자동차공학부(원고접수일 : 98년 5월)

** 한국해양대학교 기계냉동자동차공학부

중 부품들을 지지할 수 있어야 하기 때문에 케이싱에 작용하는 기계적, 열적인 하중에 충분히 견디도록 설계되어야 한다. Table 1은 원자력(nuclear power) 1000MW급 고압 터빈 케이싱과 화력(fossil power) 500MW급의 고압 터빈 외부 케이싱(outer casing)의 내부에서 유동하는 증기의 압력과 온도를 개략적으로 나타낸 것이다. 화력용 고압 터빈은 외부 케이싱의 안쪽에 내부 케이싱(inner casing)이 있어 이것이 케이싱과 고온 증기 사이의 완충 역할을 하기 때문에 본 연구의 해석 대상의 하나인 외부 케이싱에 가하여진 증기압력은 원자력 터빈에 비해 낮다.

케이싱에서 발생하는 크랙은 증기의 누출을 일으키며, 극단적인 경우 케이싱이 파단될 수 있다. 한편 케이싱의 과도한 변형은 고정부와 회전부(블레이드)의 마찰로 큰 문제를 야기 시킨다. 따라서 케이싱과 노즐 주위의 응력 등이 허용응력을 초과하지 않도록 케이싱의 두께를 구하는 것이 중요하다. 케이싱은 설계 측면에서 보면 고압의 증기에 견딜 수 있도록 두께를 늘이는 것이 좋지만, 이 경우 온도의 구배가 커져서 열응력이 증가하므로 최적의 두께를 정하는 것이 필요하다¹⁾. 케이싱의 두

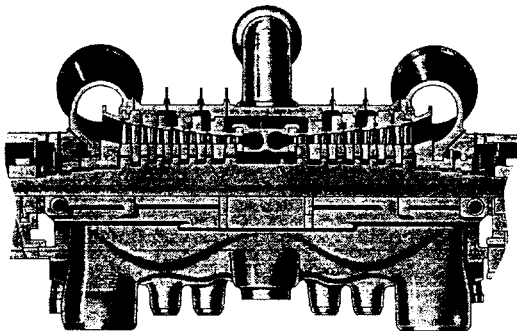


Fig. 1. HP steam turbine of 1000MW nuclear power plant

Table 1. Loading on HP casing of fossil and nuclear power plants

Unit	Load type	Load condition	
		Hydrostatic test	Operation
Fossil (500 MW)	Pressure(MPa)	1.8~6.6	1.1~4.0
	Temperature(℃)		293~534
Nuclear (10000 MW)	Pressure (MPa)	1.9~8.8	1.0~7.0
	Temperature(℃)		178~285

께를 결정하는 요인은 각 단(stage)을 따라 변화하는 증기의 온도와 압력이다. 따라서 케이싱을 설계할 때 증기의 온도와 압력에 따른 케이싱의 기계적, 열적 거동을 해석하는 것이 필요하며, 이를 위해 유한요소법 등의 수치해석을 이용한다.

Fig. 1에서 볼 수 있듯이 고압 터빈 케이싱은 그 형상이 복잡하므로 설계 해석을 위하여 그 단면의 형상을 대상으로 하는 축대칭 해석 모델을 주로 사용해 왔다. 본 연구에서는 널리 사용되어 온 유한요소법 대신에 경계요소법을 고압 터빈 설계할 때 적용하기 위한 시도로, 설계자가 편리하게 사용할 수 있는 축대칭 경계요소해석 프로그램을 개발하였다. 그리고 개발한 경계요소해석 프로그램과 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS²⁾를 이용하여 원자력과 화력 발전용 고압터빈 케이싱에 대하여 수압시험(hydrostatic test)조건과 운전(operation)조건에서의 응력 상태를 해석하고, 그 결과를 측정 결과와 비교 평가하였다. 또한 수압시험을 할 때에 케이싱의 표면에 스트레인 게이지를 부착하여 실제 응력을 측정하고 그 결과를 수치해석 결과와 비교하고자 한다.

2. 축대칭 경계요소해석 프로그램 개발

본 연구에서 다루는 복잡한 3차원 형상의 주요 구조물인 고압 터빈 케이싱 설계시의 축대칭 해석에 이용할 수 있는 경계요소해석 프로그램을 개발하였다. 여기서는 개발한 축대칭 경계요소해석 프로그램의 이론적 배경에 관해 간략히 기술하고자 한다.

고압 터빈 케이싱과 같은 축대칭 선형 탄성체는 원통형 좌표계를 사용하면 대칭 단면의 영역과 경계를 (R, Z) 평면 내에서 정의하고 Ω 와 Γ 로 나타낼 수 있다. 이 (R, Z) 평면 내의 위치는 x나 x_0 로 표현하며, 점 x와 x_0 의 좌표는 각각 (R, Z) 와 (R₀, Z₀)로 나타낸다. 텐서 표기를 따르는데 지수는 R 혹은 Z 성분을 가리킨다. 경계에서의 단위 수직 및 접선 방향 벡터는 각각 n_i 와 s_i 로 표현한다.

축대칭 탄성 문제의 경우 Somigliana의 항등식을 이용하면 직접 경계적분방정식을 다음과 같이 표현할 수 있다^{3), 4), 5)}.

$$c_{ij}(x_0)u_j(x_0) = \int_{\Gamma} t_j(x)G_{ij}(x_0, x) - u_j(x)F_{ij}(x_0, x) R ds + \int_{\Omega} f_j(x)G_{ij}(x_0, x) R dx, x_0 \in \Omega \cup \Gamma \quad (1)$$

여기서 u_j, t_j, f_j 는 변위, 표면력, 체적력을 나타내며, $c_{ij}(x_0)$ 는 점 x_0 의 위치에 따라 결정되는 상수를, ds 와 dx 는 각각 경계 Γ 와 영역 Ω 에서 점 x 에 관한 적분을 나타낸다. 커널(kernel) G_{ij} 와 F_{ij} 는 각각 변위와 표면력의 기초해로서, 제1종과 제2종의 완전 타원형 적분의 함수로 표현된다⁴⁾. 경계 Γ 를 구성하는 Γ_u 와 Γ_t 에는 다음과 같은 경계조건이 지정된다.

$$u_j(x) = u_{j0}(x), x \in \Gamma_u \\ t_j(x) = t_{j0}(x), x \in \Gamma_t \quad (2)$$

여기서 u_{j0} 와 t_{j0} 는 각각 고압 터빈 케이싱 표면에 지정된 변위 구속 조건 및 증기 압력에 의한 표면력 경계 조건을 나타낸다. 축대칭 경계적분방정식 (1)을 경계요소로 이산화하여 다음과 같은 행렬식을 구성하고

$$[G]\{t\} - [F]\{u\} = 0 \quad (3)$$

고압 터빈 케이싱에 가해지는 식 (2)의 경계조건을 지정하면 케이싱 표면에서의 미지의 변위와 표면력을 계산할 수 있다.

설계할 때 허용 응력의 기준으로는 von Mises 유효 응력이 주로 사용되므로 경계요소해석 결과 계산된 변위와 표면력으로 부터 이를 계산해야 한다. 경계에서의 여러 응력 성분은 다음과 같이 변위와 표면력을 사용하여 나타낼 수 있다^{6), 7)}.

$$\begin{aligned} \sigma_{nn} &= \sigma_{ij}n_i n_j = t_i n_i \\ \sigma_{ns} &= \sigma_{ij}n_i s_j = t_i s_i \\ \sigma_{ss} &= \sigma_{ij}s_i s_j = C_1 \epsilon_{ss} + C_2 \epsilon_{\theta\theta} + C_3 \sigma_{nn} \\ \sigma_{RR} &= \sigma_{nn}n_R^2 + \sigma_{ss}n_z^2 - 2\sigma_{ns}n_R n_z \\ \sigma_{ZZ} &= \sigma_{nn}n_z^2 + \sigma_{ss}n_R^2 + 2\sigma_{ns}n_R n_z \\ \sigma_{\theta\theta} &= C_1 \epsilon_{\theta\theta} + C_2 \epsilon_{ss} + C_3 \sigma_{nn} \end{aligned} \quad (4)$$

하첨자 n 과 s 는 각각 경계에서의 수직과 접선 방향 성분을 가리키며

$$h = \alpha(W/A)^{\beta} \quad (5)$$

이고, C_1, C_2, C_3 는 다음과 같은 상수 항을 나타낸다.

$$C_1 = \frac{2\mu}{1-\nu}, C_2 = \frac{2\mu\nu}{1-\nu}, C_3 = \frac{\nu}{1-\nu} \quad (6)$$

여기서 μ 와 ν 는 각각 전단계수와 포와송비를 가리킨다. 축대칭 문제의 특성을 고려하면 von Mises 유효응력은 식(4)의 여러 응력 성분을 이용하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\sigma_e = (\sigma_{nn}^2 + \sigma_{ss}^2 + \sigma_{\theta\theta}^2 + 3\sigma_{ns}^2 - \sigma_{nn}\sigma_{ss} - \sigma_{nn}\sigma_{\theta\theta} - \sigma_{\theta\theta}\sigma_{ss})^{1/2} \quad (7)$$

이와 같은 과정을 통해 고압 증기 터빈 설계시의 허용응력 기준을 위해 사용되는 von Mises 유효응력을 축대칭 경계요소해석의 결과로 부터 직접 계산되도록 프로그램을 개발하였다.

고압 터빈의 설계 단계에서 터빈 전체의 축대칭 단면이 CAD로 입력되어 각 부품 간의 상호 작용 및 간섭에 대한 검토를 거치며, 이와 병행하여 케이싱 등의 각 부품의 응력의 구조적 건전성의 검토 과정이 필요하다. 본 연구에서 개발한 경계요소해석 프로그램은 CAD로 입력된 터빈 전체의 축대칭 단면에서 추출되는 고압 터빈 케이싱의 경계 형상을 입력받아서 선형(linear) 및 2차(quadratic) 경계요소로 자동 분할되도록 하는 전처리 과정과 경계요소해석 후에 설계 기준치와 비교하기 위한 후처리 과정을 포함한다.

3. 허용 응력 기준

고압터빈 케이싱은 압력용기(pressure vessel)의 일종이므로, 일반적으로 설계 시에 ASME Boiler & Pressure Vessel Code^{8),9),10)}에 정의된 설계 기준에 따른다. 따라서 케이싱의 벽(wall) 단면에 걸쳐 균일하게 작용하는 막(membrane)응력,

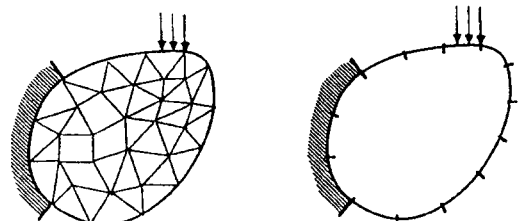


Fig. 2. Comparison of a finite element model and a boundary element model

Table 2. Design limit stresses

Stress category	Load condition	
	Hydrostatic test	Operation
Membrane	1.5Sa	Sa
Membrane + Bending	2.25Sa	1.5Sa

(Sa : Allowable stress)

둘째는 케이싱의 벽 두께를 따라 선형으로 변화하는 굽힘(bending)응력, 셋째는 케이싱 수명에 영향을 미치는 피크(peak)응력이 중요한 설계 기준으로 사용된다. 수치해석 결과 계산된 케이싱 내부 위치의 응력은 이 세가지 응력이 합해진 총응력(total stress)을 나타내므로 세가지 응력으로 분류해야 한다. 허용응력 기준은 응력의 종류에 따라서, 또한 하중조건이 수압시험 조건 혹은 운전 조건인가에 따라 다르게 정의되며 일반적으로 Table 2에 나타나 있는 ASME Boiler & Pressure Vessel Code 의 Section VIII, Division 2를 따른다.

4. 원자력 고압 터빈 케이싱의 해석

4.1 수압시험조건

수압시험 조건의 하중은 각 단 별로 정의되는 중

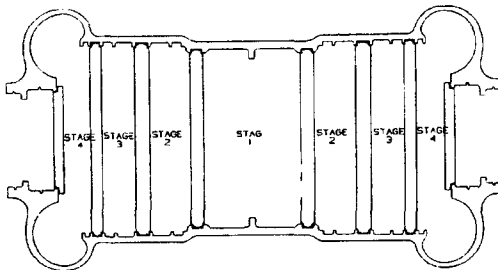


Fig. 3. Hydrostatic test assembly of nuclear HP casing

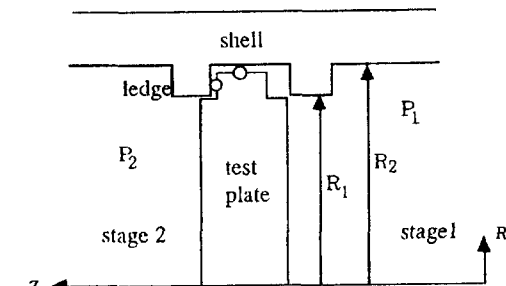


Fig. 4. Shell and test plate

기의 최고압력의 1.5배 혹은 설계압력의 1.25배를 선정한다. Fig. 3은 1000MW급 원자력 발전용 고압 터빈 수압시험시의 조립도를 나타낸다. 증기의 유입구를 기준으로 좌우 대칭이며 각 단의 압력차에 의하여 Fig. 4와 같이 수압시험용 원판(test plate)에서 축력(axial force)이 발생하는데, 이 축력은 힘의 평형 관계식을 이용하여 다음과 같이 계산할 수 있고 수치해석시에 분포하중으로 입력한다.

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ P_1 R_2^2 - P_2 R_1^2 - P_L (R_2^2 - R_1^2) &= 0 \\ P_L &= \frac{P_1 R_2^2 - P_2 R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \end{aligned} \quad (8)$$

Table 3은 각 단에서의 R₁, R₂와 압력 및 계산된 축력을 나타내고 있다. 이 수압시험시의 고압 터빈 케이싱에 가해지는 압력에 대해, 개발한 경계요소 해석 프로그램을 사용하여 해석하고 실험 및 유한요소해석 결과와 비교하였다. 수치해석에서는 공허 1차의 선형 요소를 사용하였다. 유한요소해석을 위해서는 Fig. 5와 같은 축대칭 모델을 사용하여 ANSYS로 해석하였다. 수압시험 조건에서의 케이싱의 전체 변형 형상은 Fig. 6과 같은데 반경 방향의 최대 변위는 0.3048 mm (0.012 inch)로 A 부근에서, 축 방향의 최대 변위는 4.064 mm (0.16 inch)로 B 부근에서 발생하였다. 경계요소해석은 Fig. 5의 유한요소 모델의 경계 절점만으로 구성된

Table 3. Dimension and pressure loading at shell stages during the hydrostatic test

Stage number	1	2	3	4
R ₁ (mm)	1143	1232	1245	648
R ₂ (mm)	1194	1283	1295	699
P ₁ (MPa)	8.8	6.9	3.1	1.9
P ₂ (MPa)	29.4	51.3	17.6	11.4

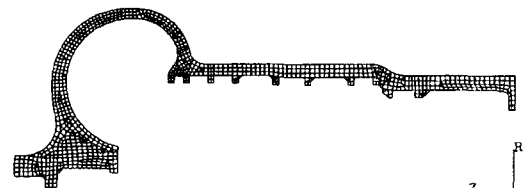


Fig. 5. Finite element model of HP casing of nuclear power plant

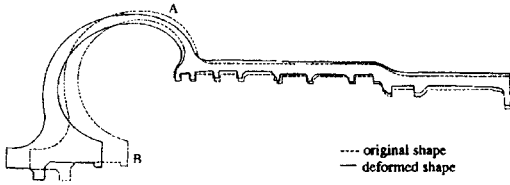


Fig. 6 Deformed shape of nuclear HP casing under hydrostatic test condition

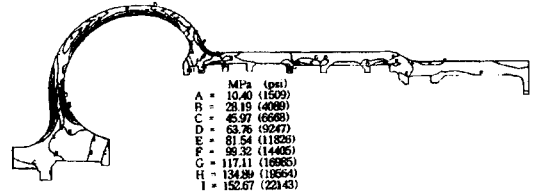


Fig. 8 Effective stress contour of nuclear HP casing under hydrostatic test condition

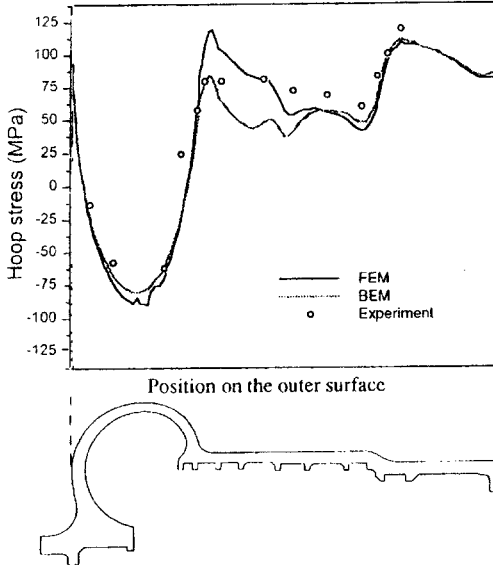


Fig. 7 Distribution of hoop stress along the outer surface of nuclear HP casing under hydrostatic test condition

경계요소 모델을 사용하였다. 수압시험시의 응력을 측정하기 위하여 45° 3축 Rosette의 스트레인 게이지를 사용하였다. 총 14 곳의 위치에서 응력을 측정하여 주응력을 계산하였다. Fig. 7에 수치 해석 결과와 실험 결과 측정된 원주(hoop)응력의 분포를 케이싱의 바깥 면을 따라서 표시하였다. 경계요소법의 해석 결과는 유한요소법의 결과와 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 그러나 증기의 출구노즐(exhaust nozzle)과 셸이 교차하는 곳 부근에서는 응력 집중이 발생할 뿐만 아니라 완전한 축대칭 형상이 아니므로, 수치해석과 실험의 결과가 다소 차이가 있음을 알 수 있다. 이상과 같은 수치해석 실험의 결과로 개발한 축대칭 경계요소해석 프로그램의 타당성과 정확성을 알 수 있다.

Fig. 8은 유효응력의 분포를 나타내고 있다. 수

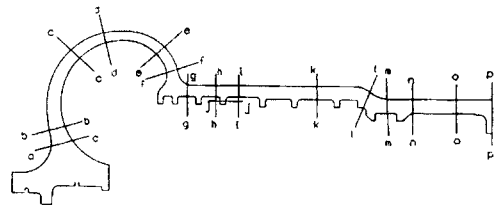


Fig. 9. Sections to check the stresses

치해석 결과 계산된 케이싱 내부 임의 점의 응력은 총응력을 나타내므로, ASME Code의 설계 기준에 따르면 Fig. 9에 표시된 케이싱 각 단면에서의 막응력과 굽힘응력으로 분류해야 한다. 최대 막응력은 단면 j-j에서 발생하며, 최대 막응력+굽힘응력은 단면 a-a에서 발생한다.

4.2 운전조건

터빈의 운전 조건에서는 압력에 의한 응력 외에 증기의 온도에 의한 열응력이 동시에 작용하기 때문에, 먼저 온도 분포를 해석하는 것이 필요하다. 온도 분포 해석을 위한 경계조건으로 케이싱의 외면에서는 단열 조건을 사용하며, 증기와 접하는 내면에서는 증기 특성과 유량, 유동 단면적에 의해 결정되는 대류 열전달 계수 h는 다음 식을 사용한다¹¹⁾.

$$h = \frac{0.007(W/A)^{0.8}}{518400} \text{ [Btu/in}^2 \cdot \text{°Fsec]} \quad (9)$$

여기서 W는 증기의 유량(lb_m/hr)을, A는 유동 단면적(ft^2)을 나타낸다.

운전 조건에서의 응력 해석을 위해서는 온도에 따라 변화하는 탄성계수, 포와송비, 열팽창계수를 사용하였다. 운전조건에서의 온도 및 응력해석은 유한요소법만을 사용하였다. Fig. 10은 ANSYS로 계산한 운전 조건에서의 온도 분포를 나타내는데, 최고 온도는 증기 유입구 부위에서 267.8°C (514°

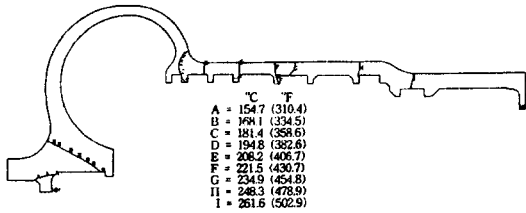


Fig. 10 Temperature contour of nuclear HP casing under operation condition

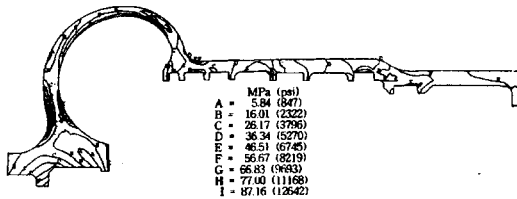


Fig. 11 Effective stress contour of nuclear HP casing under operation condition

F)이며 각 단을 따라서 케이싱의 온도가 변화하는 것을 볼 수 있다. 온도와 압력 하중 하에서 반경방향과 축방향의 최대 변위는 각각 4.318, 8.636 mm (0.17, 0.34 inch)로 나타났다. Fig. 11은 유효응력의 분포를 나타내고 있으며 수압시험시의 응력분포와 비슷한 양상을 보인다. 운전조건에서의 케이싱 재료의 허용응력인 Sa는 78.6 MPa (11,400 psi)이다. 막응력은 p-p 단면에서 최대 57.8 MPa (8,387 psi)로 허용응력 Sa보다 낮으며, 막응력+굽힘응력은 a-a 단면에서 최대 75.6 MPa (10,960 psi)로 허용응력 1.5Sa 보다 훨씬 낮은 것으로 나타났다.

5. 화력 고압 터빈 케이싱의 해석

5.1 수압시험조건

화력발전용 고압터빈은 500MW급의 경우 Fig. 12와 같으며, 원자력과 달리 좌우 대칭이 아님을 알 수 있다. 화력 고압터빈은 입구에서의 유입 증기가 원자력에 비해 더 고온 고압이며 내부 및 외부 케이싱으로 구성되나, 본 연구에서는 외부 케이싱만을 다룬다. 수압 시험 및 운전 조건의 해석 방법은 원자력과 거의 동일하나, 운전 조건 해석시 요구되는 열전달 계수의 계산은 케이싱의 구조 및

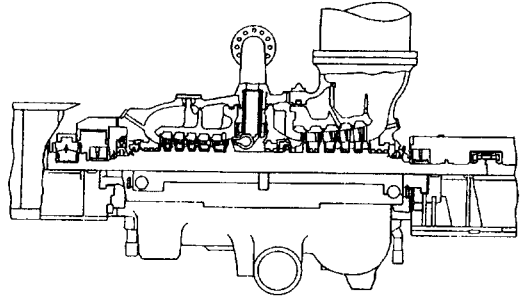


Fig. 12 HP steam turbine of 500MW fossil power plant



Fig. 13 Finite element model of HP casing of fossil power plant

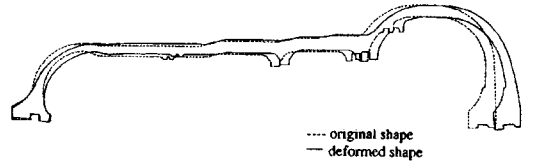


Fig. 14 Deformed shape of fossil HP casing under hydrostatic test condition

증기의 조건 차이로 다소 다르다. 원자력 고압 터빈 케이싱과 마찬가지로 수압시험시의 응력에 대해서는 개발한 경계요소해석 프로그램의 해석 결과를 ANSYS에 의한 유한요소해석 결과 및 측정 결과와 비교하였다. 유한요소해석을 위한 ANSYS 모델은 Fig. 13과 같다. 케이싱의 변형 형상은 Fig. 14에 나타나 있으며 축방향 변위는 최대 2.994 mm (0.11 inch)이다. 경계요소해석은 Fig. 14의 유한요소 모델의 경계 절점 만으로 구성된 모델을 사용하였다. 원자력의 경우와 유사한 방법으로 수압시험시에 응력을 측정하였으며, 그 결과는 Fig. 15에 나타내었다. 경계요소해석의 결과 케이싱의 바깥 면을 따라서 계산한 후프(hoop)응력을 유한요소해석 결과 및 스트레인 게이지로 측정된 후프응력과 비교하였는데 대체적으로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

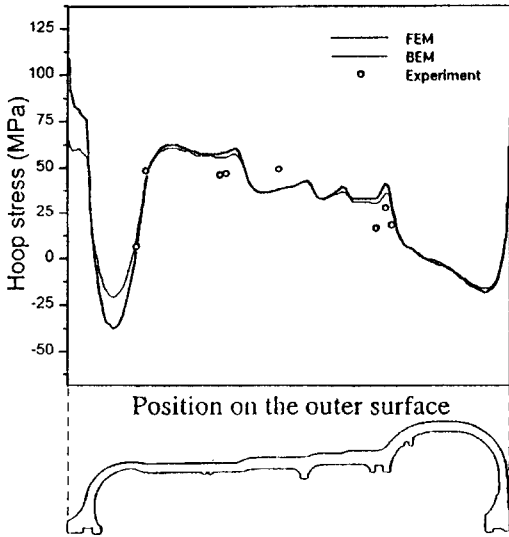


Fig. 15. Distribution of hoop stress along the outer surface of fossil HP casing under hydrostatic test condition

5.2 운전조건

원자력의 경우와 마찬가지로 화력 터빈 케이싱의 외부는 단열재가 부착되어 있기 때문에 단열조건으로 가정할 수 있으며 증기와 접하는 내부는 대류에 의해 열전달이 일어난다. Fig. 16은 계산된 온도 분포로서, 재 가열된 증기가 들어오는 입구 부근에서 최대 온도를 나타내고 있다. 운전 조건에서 온도하중과 압력하중에 의한 축방향의 최대 변위는 27.94 mm (1.1 inch)이다. 이것은 수압시험 조건과 비교하여 상대적으로 큰 값으로 고온에 의한 열팽창에 기인하고 있다. Fig. 17은 유효응력을 나타내고 있으며, 최대 막응력과 막응력+굽힘응력이 각각 81.0MPa (11,750 psi)와 128.4 MPa (18,630 psi)로 허용 한계를 충분히 만족하고 있다.

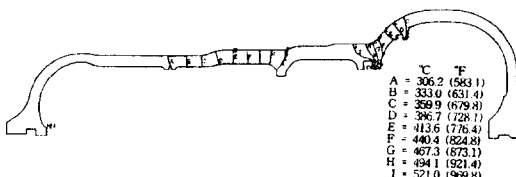


Fig. 16. Temperature contour of fossil HP casing under operation condition

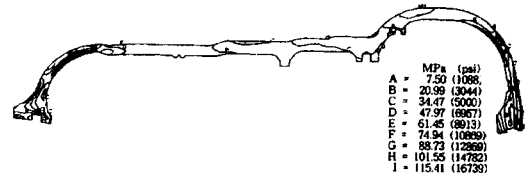


Fig. 17. Effective stress contour of fossil HP casing under operation condition

6. 결 론

본 연구에서는 발전 설비 부품 설계 단계에서의 구조해석의 일환으로 원자력 및 화력 발전용 고압 증기 터빈 케이싱을 다루었으며, 고압 증기 터빈 설계시 편리하게 사용할 수 있도록 축대칭 경계요소해석 프로그램을 개발하였다. 1000MW급 원자력 및 500MW급 화력 발전용 고압 증기 터빈 케이싱의 실제 해석 예를 통하여 개발된 프로그램의 타당성과 정확성을 검증하였다. 수치해석의 결과를 검증하기 위해서 수압시험 시에 실제 응력을 측정하여 비교하였고, 비교적 간단한 축대칭 해석 모델을 사용하더라도 전반적으로 정확한 결과를 얻을 수 있는 것으로 나타났다.

본 연구에서 개발한 축대칭 경계요소해석 프로그램에 의한 해석 결과는 상용 프로그램에 의한 유한요소해석 결과와 대체적으로 일치하는 것으로 나타났다. 설계자의 사용의 편리성 관점에서 볼 때, 경계요소해석 시에는 CAD로 입력된 터빈 전체의 축대칭 단면에서 추출되는 고압 터빈 케이싱의 경계 형상을 입력받아서 경계만을 요소 분할해도 되므로 케이싱의 전체 영역을 요소 분할해야 하는 유한요소해석에 비해 상대적으로 요소 분할이 편리하여 설계 시간을 단축할 수 있는 것으로 나타났다. 이와 같이 본 연구에서 개발한 축대칭 경계요소해석 프로그램이 터빈 케이싱과 같은 실제 구조물의 설계 도구로 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

(1) R. Viswanathan, 1989, Damage Mechanisms and Life Assessment of High Temperature Components, ASM International, Ohio.

- (2) ANSYS Finite Elements Code, 1992, Revision 5.0, ANSYS Inc.
- (3) Brebbia, C.A., Telles, J.C.F., and Wrobel, L.C., 1984, Boundary Element Techniques, Springer - Verlag, Berlin Heidelberg.
- (4) Bakr, A.A., 1986, The Boundary Intergral Equation Method in Axisymmetric Stress Analysis Problems, Springer - Verlag, Berlin Heidelberg.
- (5) Banerjee, P.K., and Butterfield, R., 1981, Boundary Element Methods in Engineering Science, McGraw - Hill, New York.
- (6) Lee, B.Y., and Kwak, B.M., 1992, Axisymmetric Thermoelastic Shape Sensitivity Analysis and Its Application to Turbine Disc Design, Int. J. Num. Meth. Eng., Vol. 33, pp. 2073 - 2089.
- (7) Lee, B.Y., 1997, Direct Differentiation Formulation for Boundary Element Shape Sensitivity Analysis of Axisymmetric Elastic Solids, Int. J. Solids Structures, Vol. 34, pp. 99 - 112.
- (8) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, 1993, Section VIII, Division 2, ASME.
- (9) Harvey, J.F., 1980, Pressure Vessel Construction, Van Nostrand Reinhold Company.
- (10) Bednar, H.H., 1981, Pressure Vessel Design Handbook, Van Nostrand Reinhold Company.
- (11) 한국중공업 GE연수보고서, T - RER - 1H - 07, 1986.