

가압기 밀림관 노즐의 피로 잔존수명 평가

이강용, 김종성, 배정일
연세대학교

진태은, 염학기
한국전력기술주식회사

홍승열, 정일석
한국전력공사

요 약

원자력 발전소의 설비중 가압기 밀림관 노즐의 피로 잔존 수명에 대해 연구하였다. 원자력 발전소 운전중 발생하는 각종 천이상태에 의해 밀림관 노즐에 작용하는 열응력과 역학적 응력을 상용 유한요소법 퍽케지를 이용하여 계산하였다. 계산된 응력값들과 ASME Boiler and Pressure Vessel Code를 이용하여 가압기 밀림관 노즐의 피로 잔존 수명을 평가하였다.

1. 서 론

원자력 발전소의 각종 기기는 일반적으로 40년 수명을 목표로 설계되어 있다. 원자력 발전소의 기기와 부품은 운전중에 설계 정상 천이하중과 가상사고시의 하중에 견딜수 있도록 설계되어 있으며 이러한 하중들은 온도, 압력 그리고 외부하중의 형태로 나타난다. 가압기는 원자력 발전소를 구성하는 각종 시스템, 구조물 및 기기 가운데 안정성 측면에서 중요한 기능을 담당하고 있으므로 전 수명 기간동안 가압기의 건전성(integrity)을 유지하는 것은 원자로 안전성 확보의 한 요건이 되고 있다. 가압기의 여러부품중 내압에 의한 응력과 운전중 계속되는 온도변화에 의한 열응력이 수시로 가해져서 가압기의 취약한 부위중의 하나인 밀림관 노즐(surge line nozzle)에 대해 상용 FEM(finite element method) 퍽케지를 이용 응력해석을 하고 ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section III[1]의 피로해석 절차에 따라서 피로해석을 수행하였다. 이러한 피로해석 결과로부터 밀림관 노즐의 피로 손상 측면의 피로 잔존수명을 평가할수 있다.

우선 해석과정의 타당성을 검증하기 위해 Westinghouse사의 1800ft³ 용량의 가압기 밀림관 노즐에 대해 피로해석한후 Westinghouse사의 stress report[2] 결과와 비교한 후 1000ft³ 용량의 가압기 밀림관 노즐에 대한 피로해석을 수행하고 그결과를 토대로 잔존수명을 평가하고자 한다.

2. 본 론

2.1 해석 모델

응력해석을 위한 밀림관 노즐의 형상은 Fig.1과 같다. 1800ft³ 용량의 가압기의 경우 밀림관 노즐은 cast head design 모델이며, 1000ft³ 가압기 밀림관 노즐은 fabricated head design 모델이다[2]. 가압기 밀림관 노즐을 해석하기 위해 밀림관 노즐을 제외한 나머지 노즐들은 가압기로부터 제거하여 단순화시키고 압력에 의한 응력에 영향을 미치지 못하는 클래딩(cladding)과 열 슬리이브(thermal sleeve)를 제거시켜서 모델을 단순화시켰다. 상용 FEM 퍽케지인 NISA[3]를 이용하여 응력 해석을 수행하였는데 가압기 전체를 연속체 유한요소(continuum finite element)로 축대칭으로 모델링하였다. 사용한 유한요소는 8 node quadrilateral 요소이며 1800ft³ 가압기 경우 요소수는 1057개, 총자유도 수는 7348이고 1000ft³ 가압기의 경우 요소수는 1433개, 총자유도 수는 9816이다. Fig.2는 밀림관 노즐부의 유한요소 모델을 나타내고 있다. Cast head design 모델의 경우 배관, 클래딩과 열 슬리이브 부분의 재료는 SA-182 type-F316L, 노즐부와 가압기 본체의 재료는 SA-216 type-WCC이다. 또한 fabricated head design 모델의 경우 배관, 클래딩과 열 슬리이브 부분의 재료는 SA-182 type-F316L, 노즐부 재료는 SA-508 class-2이고 가압기 본체의 재료

는 SA533 grade-A class-1이다. 이들 재료에 대한 재료물성치(탄성계수와 열팽창계수) 및 열전달 특성들(열전도도, 밀도와 비열)은 ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section III Appendix[4]에서 제시하고 있다.

Table.1은 원자력 발전소가 운전중 발생하는 각종 운전조건중 피로수명에 영향을 미치는 조건에 대해 설계 수명동안 발생회수, 지속시간, 가압기의 압력변화, 밀림 현상시 밀림관 노즐에 들어오는 유체와 밀림관 노즐과의 온도차이, 밀림 현상의 지속시간등의 한 예를 나타내고 있다[2].

Fig.3은 밀림관 노즐을 구간별로 나누었을때 구간 번호를 나타내고 있다.

Table. 1 Specification of each transient operating conditions.

Operating condition		Spec.	No. of occurrence	Duration or rate	Vessel ΔP(psi)	Surge nozzle -fluid ΔT(°F)	Duration of surge(seconds)
Normal	18000 ft ³	Heat up	250 ⁽¹⁾	100°F/Hr	15-2250	-320	60
		Cool down	250 ⁽¹⁾	200°F/Hr	2250-15	-320	60
		Ramp loading /unloading	29,000	420	±50	-125	420
		Step loading increase /decrease	2,500	300	±70	-75	300
		Steam dump	250	120	±100	-135	120
		steady state fluctuation	∞	1 Min.	±50	-75	60
	10000 ft ³	Heat up	200 ⁽¹⁾	100°F/Hr	15-2250	-320	60
		Cool down	200 ⁽¹⁾	200°F/Hr	2250-15	-320	60
		Ramp loading /unloading	18,300	420	±50	-125	420
		Step loading increase /decrease	2,000	300	±70	-75	300
steam dump		200	120	±100	-135	120	
steady state fluctuation		∞	1 Min.	±25	-75	60	
Upset	1800 ft ³	Loss of load	100	120	2235-2535	-125	120
		Loss of power	50	600	±200	-125	600
		Loss of flow	100	120	2235-1640	-170	120
		Reactor trip	500	300	±590	-135	300
		Auxiliary spray	10	300	±1115	-125	300
	1000 ft ³	Loss of load	80	120	2235-2535	-125	120
		Loss of power	40	600	±200	-125	600
		Loss of flow	80	120	2235-1640	-170	120
		Reactor trip	400	300	±580	-135	300
		Auxiliary spary	10	300	±1115	-125	300
Test	1800 ft ³	Turbine roll test	10	350	0	-21	350
		Hydro test	5		2235-3107	0	
	1000 ft ³	Turbine roll test	10	350	0	-21	350
		Hydro test	5		2235-3107	0	
O. B. E. (operational basis earthquake)		50		0	0		
D. B. E. (design basis earthquake)		10		0	0		

* 주의 : (1) 한번의 heat up이나 cool down에서 6번의 밀림 현상이 발생함[2].

2.2 압력에 의한 응력 해석

압력이 작용할때의 응력 해석은 우선 Westinghouse사 stress report[2]와의 비교를 위해 다음과 같은 경계조건을 통해 해석하였다. 설계압력 2485psi가 가압기 내부에 일정하게 작용하고 배관의 끝쪽 변위를 Fig.2에서의 y방향으로만 구속시켰고, 가압기 전체를 지지하는 스킵트(skirt)의 끝단은 x, y방향으로 구속시켰다. Fig.4는 1800ft³ 가압기 밀림관 노즐에 대해서 Westinghouse사의 stress report[2]와 본 연구 결과를 밀림관 노즐의 두께 깊이에 따라서 비교 도시한 결과 잘 일치함을 알수 있었다. 바깥쪽 면에 대해서 밀림관 노즐 24구간의 Tresca 응력값에 Westinghouse사의 stress report[2]와 큰 차이를 보이는데 이러한 이유는 Westinghouse사의 stress report에서는 유한요소를 외부표면의 응력집중을 잘 표현해주지 못하는 셸요소(shell element)를 사용한 반면 현 해석 결과는 이를 보완할수 있는 연속체 요소를 사용하였기 때문이다. Fig.5는 1000ft³ 용량의 가압기 밀림관 노즐에 압력이 작용할때의 Tresca 응력을 나타내고 있다. 피로해석을 위한

압력에 의한 응력 계산은 Table.1에서 제시된 경계조건에 따라서 압력에 변화를 주어서 해석하였다.

2.3 열응력 해석

우선 열응력을 해석하기전 각각의 천이상태 조건에 대한 온도 해석을 수행하는데 경계조건은 Table.1에 따라 설정한다. 밀림관 노즐 온도의 변화가 발생되지 않는 hydro test, O.B.E.와 D.B.E.를 제외한 12개의 천이상태의 운전조건에 대해 해석을 수행한다. Westinghouse사의 stress report[2]에서는 Table.2와 같이 가압기 부분, 배관과 밀림관 노즐부의 실제 열전달계수(real heat transfer coefficient)를 제시하고 있다.

Table. 2 Real heat transfer coefficient

(unit : Btu/HR-°F-in²)

Real heat transfer coefficient	Pipe			Nozzle			Vessel		
	Ha'	Hb'	Hc'	Ha'	Hb'	Hc'	Ha'	Hb'	Hc'
Transient case									
Heat up	2.1875	×	4.4375	2.1875	×	4.4375	0.9931	×	0.9931
Ramp loading/unloading	17.9722	17.0278	2.6944	17.9722	17.0278	2.6944	6.0208	5.3264	2.6944
Step loading/unloading	22.9167	17.0833	1.5694	22.9167	17.0833	1.5694	5.7569	4.5903	1.5694
Steam dump	90.1944	43.5417	1.6944	90.1944	43.5417	1.6944	20.1944	9.3056	1.6944
Reactor trip	128.9444	86.7083	2.6319	128.9444	86.7083	2.6319	28.9236	19.0694	2.6319
Loss of flow	93.0625	23.9236	2.6319	93.0625	23.9236	2.6319	22.0903	7.3194	2.6319
Loss of load	157.875	150.9653	2.6319	157.875	150.9653	2.6319	34.6458	29.7708	2.6319
Loss of power	149.1875	149.1875	1.4514	149.1875	149.1875	1.4514	32.1042	31.2222	1.4514
Auxiliary spray	149.1875	149.1875	3.5625	149.1875	149.1875	3.5625	33.7569	33.3333	3.5625
Steady state fluctuation	34.9375	×	0.5	34.9375	×	0.5	8.4097	×	0.5
Cool down	4.4375	×	2.1875	4.4375	×	2.1875	0.9931	×	0.9931
Turbine roll case	149.1875	149.1875	149.1875	149.1875	149.1875	149.1875	30.1944	30.1944	30.1944

여기서 Ha'는 갑작스런 밀림 현상(peak surge)이 일어날때의 실제 열전달계수, Hb'는 정적인 밀림현상(steady surge)이 일어날때의 실제 열전달 계수이고 Hc'는 어떠한 밀림현상(no surge)도 일어나지 않을때의 실제 열전달 계수이다. 클래딩과 열 슬러이브는 온도 해석을 수행하는데 있어서는 매우 중요한 요소이나 응력에 대해 미치는 영향이 미미하므로 실제 유한 요소로 모델링은 하지 않고 동가 열전달 계수(equivalent heat transfer coefficient)[5]를 사용하여 클래딩, 열 슬러이브 및 water gap의 열전달 영향을 고려하였다. Water gap에 대한 열전달 특성들은 다음과 같다. Westinghouse사의 stress report[2]에서는 reactor trip, auxiliary spray와 turbine roll test 조건에서 thermal conductivity가 0.07375Btu/HR-in-°F이고 나머지 조건에선 0.02458Btu/HR-in-°F라고 제시하고 있다. Westinghouse사의 stress report[2]에서는 specific heat가 정상조건에서 1.42Btu/lb-°F이고 비정상 조건 및 turbine roll test에선 1.50Btu/lb-°F이라고 제시하고 있다. Westinghouse사의 stress report[2]에서는 밀도가 steam dump에서 0.02517lb/in³, 나머지 정상 조건들에서 0.02546lb/in³이고 비정상 조건과 turbine roll test에선 0.0249lb/in³이라고 제시하고 있다. 천이상태를 해석시 계산에 소요되는 시간을 줄이면서 정확한 값을 얻기위해 ABAQUS[6]에서 제시한 최소 시간 단계(time step) 크기를 천이상태 시작시 적용시키고 온도 기온기가 일정한 부분에선 시간이 지남에 따라 서서히 시간 단계 크기를 증가시키다가 온도 기온기가 급변하는 부분에 근접함에 따라 시간 단계 크기를 감소시키고 온도 기온기가 급변하는 부분에선 최소 시간 단계 크기를 적용하여 온도 해석을 수행하였다. ABAQUS에서 제시한 최소 시간 단계 크기의 식은 다음과 같다.

$$\Delta t > \frac{\rho C_p}{6K} \Delta L^2 \quad (1)$$

여기서, Δt는 시간단계 크기, ΔL은 요소 한변의 최소 길이이다. Fig.6은 1000ft³ 용량의 가압기 밀림관 노즐의 69부분에 대해 각각의 천이상태 조건에 대한 온도 변화를 나타내고 있다.

이를 토대로 열응력 해석을 수행한다.

2.4 배관 반력(pipe reaction)에 의한 응력 해석

밀림관 노즐은 밀림관과 연결되어 있으므로 배관과의 역학적 상호 작용 관계를 가지고 있다. 이러한 상호 작용은 발전소 운전조건에 따라 다르다. Westinghouse사의 stress report[2]에서는 table.3과 같이 각각의 운전조건에 따른 배관 반력을 나타내고 있다.

Table. 3 Pipe reactions according to each condition

Service condition	Bending moment(in-lbs)	Torsional moment(in-lbs)
Normal	4,191,700	1,257,500
Upset	1,833,300	550,000
Tset	4,191,700	1,257,500
O. B. E.	± 1,833,300	± 550,000
D. B. E.	± 2,438,289	± 731,500

2.5 응력 중첩

밀림관 노즐의 온도에 변화를 야기시키지 않는 hydro test, O. B. E.와 D. B. E.를 제외한 12개의 천이상태에 대해서는 압력에 의한 응력, 온도 변화에 의한 열응력과 배관 반력에 의한 응력을 중첩하므로써 밀림관 노즐에 작용하는 최종적인 응력 값이 결정되어진다. 또한 hydro test, O. B. E.와 D. B. E.는 압력에 의한 응력과 배관 반력에 의한 응력의 중첩에 의해 최종적인 응력 값이 결정되어진다. Fig.7은 최종적으로 결정된 응력 값들로부터 주응력을 구한후 각각의 주응력들의 차이를 각 천이상태에 따라서 나타내고 있다.

2.6 피로해석 및 잔존수명 평가

피로해석은 ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section III[1]에서 정의된 절차를 통해 수행한다. 피로해석 절차는 다음과 같다.

- 1) 각각의 천이상태에 대한 주응력 차이로부터 각 천이상태에서 가장 큰 주응력 차이를 보이는 값을 각 천이상태마다 결정한다.
- 2) 주응력 차이값에 1/2을 곱하여 S_a' 을 결정한다.
- 3) 이 S_a' 값에 식(2)와 같이 탄성계수의 효과를 고려하여 교번응력 강도(alternating stress intensity)를 결정한다.

$$S_a = \frac{S_a' E_{design}}{E_{present}} \quad (2)$$

E_{design} 은 ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section III Appendix[4]에서 제시한 설계 피로곡선에 대한 재료의 탄성계수이고 $E_{present}$ 는 현재 해석하는 밀림관 노즐의 탄성계수이다.

- 4) 교번응력 강도 S_a 을 이용하여 설계 피로 곡선(design fatigue curve)으로부터 각 천이상태에 대한 최대 사이클수 N_i 를 각각 구한다. ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section III Appendix[4]에서 설계 피로 곡선을 제시하고있다.
- 5) 설계 stress report에서 지정한 각 천이상태 발생횟수를 n_i 라하면 누적 사용계수(cumulative usage factor)는 다음과 같은 식으로 부터 결정할수 있다.

$$U = \sum_{i=1}^{15} \frac{n_i}{N_i} \quad (3)$$

여기서 15는 본 연구에서 피로해석하는 천이상태의 갯수를 나타내고 있다. Table.4는 1800ft³ 가압기 밀림관 노즐에 대해 각 천이상태에 대한 n_i/N_i 값과 최종적인 누적 사용 계수를 밀림관 노즐의 19구간에 대해 나타내고 있다. Westinghouse에서 밀림관 노즐의 19구간 부분에 대해 행한 피로해석결과는 0.2646이므로 위 결과와 비교시 약 9.694%의 오차를 나타내고 있다. 따라서 현재 해석 결과가 타당함을 입증하고 있다. Table.5는 1000ft³ 용량의 가압기 밀림관 노즐에 대해 각 천이상태에 대한 n_i/N_i 값과 최종적인 누적 사용 계수와 운전후 현재까지의 m_1/N_1 값과 누적 사용 계수를 밀림관 노즐의 69구간에 대해 나타내고 있다. 여기서 m_1 는 현재까지 발생한 천이상태들 각각의 횟수이다. Table.5에서 보는바와 같이 설계 수명 40년동안 운전할 때 총 누적 사용 계수가 0.47566이 나왔는데 이는 1년 운전시 누적 사용 계수가 0.011897임을 의미한다. 또한 현재까지 운전에 대한 누적 사용 계수가 0.10811이므로 피로해석의 관점에서 현재까지 운전한 년수는 약 9년 1개월이 된다. 따라서 잔존 수명은 설계 수명 40년에서 피로해석을 통해 계산된 운전 년

수를 제외한 약 30년 11개월이 된다.

Table. 4 Cumulative usage factor for cast head design surge nozzle(segment 19).

No.	Transient condition	S_a' (ksi)	S_a (ksi)	N_i	n_i	n_i/N_i
1	Heat up	15.640	18.784	125359	1500	0.01197
2	Ramp loading/unloading	15.926	19.127	117447	29000	0.24692
3	Step loading/unloading	11.274	13.540	493291	2500	0.00507
4	Steam dump	15.573	18.703	127327	250	0.00196
5	Reactor trip	13.877	16.666	192915	500	0.00259
6	Loss of flow	12.077	14.504	360343	100	0.00028
7	Loss of load	12.222	14.679	341140	100	0.00029
8	Loss of power	11.698	14.049	416795	50	0.00012
9	Auxiliary spray	15.548	18.673	128065	10	0.00008
10	Steady state fluctuation ⁽¹⁾	10.297	12.367	∞	∞	0.00000
11	Cool down	17.802	21.380	71827	1500	0.02088
12	Turbine roll case	16.223	19.484	109876	10	0.00009
	O.B.E	8.171	9.813	∞	50	0.00000
	D.B.E	9.056	10.876	∞	10	0.00000
	Hydro test	8.464	10.165	∞	5	0.00000
Cumulative usage factor		$\sum n_i/N_i = 0.29025$				

*주의 : (1) Steady state fluctuation의 경우 n 값이 무한대이나 40년동안 하루에 한번 발생한
다고 가정하여 $40 \times 365 = 14600$ 으로 계산하였다.

Table. 5 Cumulative usage factor for fabricated head design surge nozzle(segment 69).

No.	Transient condition	S_a' (ksi)	S_a (ksi)	N_i	n_i	n_i/N_i	m_i	m_i/N_i
1	Heat up	21.735	24.126	43177	1200	0.02779	522	0.01209
2	Ramp loading/unloading	19.323	21.912	63584	18300	0.28781	612	0.00963
3	Step loading/unloading	16.753	19.165	116610	2000	0.01715	155	0.00133
4	Steam dump	18.856	21.364	72094	200	0.00277	2	0.00003
5	Reactor trip	18.687	21.172	75395	400	0.00531	169	0.00224
6	Loss of flow	15.281	17.237	170864	80	0.00047	2	0.00001
7	Loss of load	21.836	24.762	39862	80	0.00201	2	0.00005
8	Loss of power	17.078	19.366	112307	40	0.00036	1	0.00001
9	Auxiliary spray	20.697	23.470	46990	10	0.00021	1	0.00002
10	Steady state fluctuation	15.852	18.135	142292	14600	0.10261	10000	0.07028
11	Cool down	21.903	24.312	42171	1200	0.02846	522	0.01238
12	Turbine roll case	18.265	20.713	84053	10	0.00012	1	0.00001
	O.B.E	15.937	18.519	131944	50	0.00038	0	0.00000
	D.B.E	16.012	18.606	129735	10	0.00008	0	0.00000
	Hydro test	21.328	24.783	39759	5	0.00013	1	0.00003
Cumulative usage factor				$\sum n_i/N_i = 0.47566$		$\sum m_i/N_i = 0.10811$		

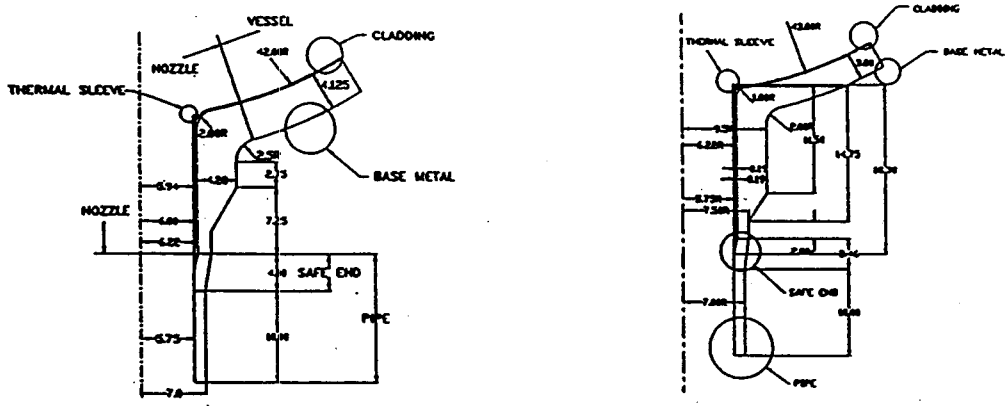
3. 결론

1800ft³와 1000ft³ 용량의 가압기 밀림관 노즐에 대한 응력 및 피로 해석을 수행한 결과 15년 운전한 1000ft³ 가압기(설계수명 40년)의 피로 잔존수명이 약 30년 11개월임을 알수 있었다.

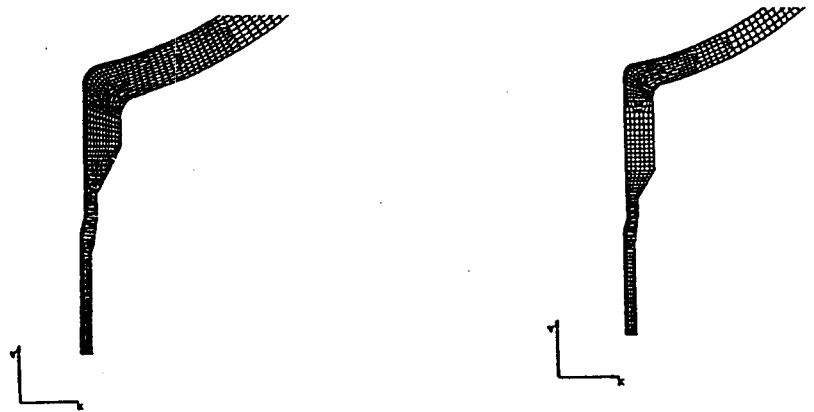
참고문헌

- [1] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division I, Subsection NB, 1990.
- [2] Pressurizer Stress Report, Westinghouse Electric Corporation, Tampa Division, December, 1974.

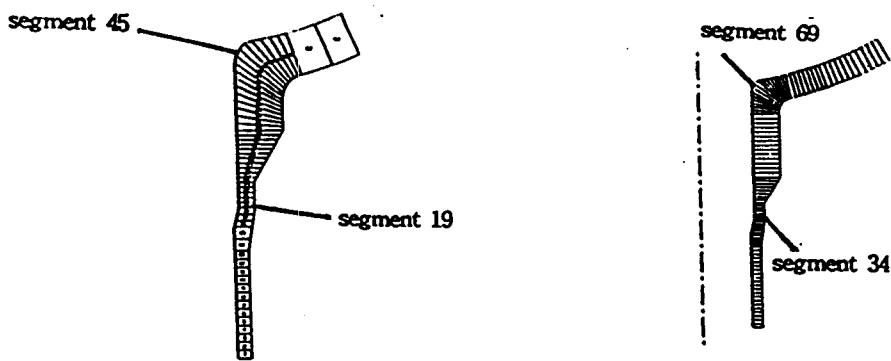
- [3] NISA II User's Manual, Engineering Mechanics Research Corporation, 1992.
- [4] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division I, Appendix, 1990.
- [5] F.P. Incropera and D. P. DeWitt, Introduction to Heat Transfer, 2nd edition, John Wiley & Sons, 1990.
- [6] ABAQUS Standard User's Manual, Ver. 5.2, HKS Inc., 1989.



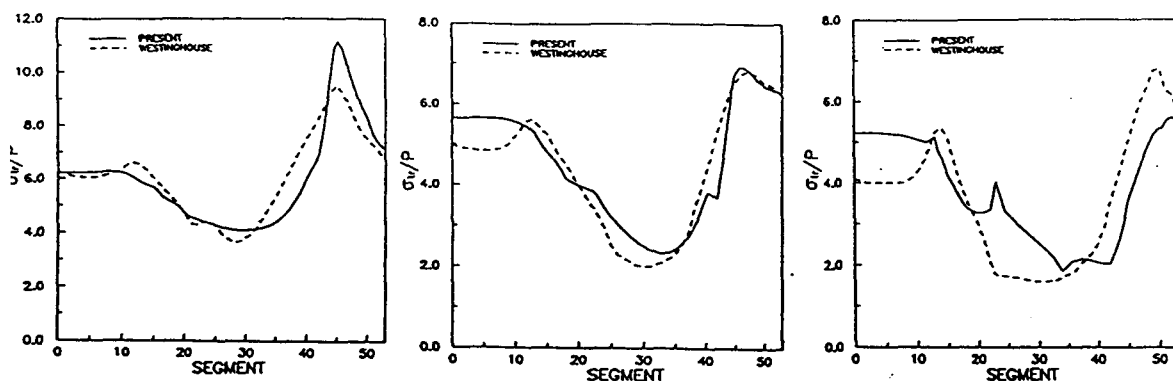
(a) Cast head design (b) Fabricated head design
Fig. 1 Surge line nozzle.



(a) Cast head design (b) Fabricated head design
Fig. 2 Finite element model of surge line nozzle.



(a) Cast head design (b) Fabricated head design
Fig. 3 Surge line nozzle segment.



(a) Inside surface (b) Middle surface (c) Outside surface
 Fig.4 Comparison present result with Westinghouse stress report
 for stress due to pressure.

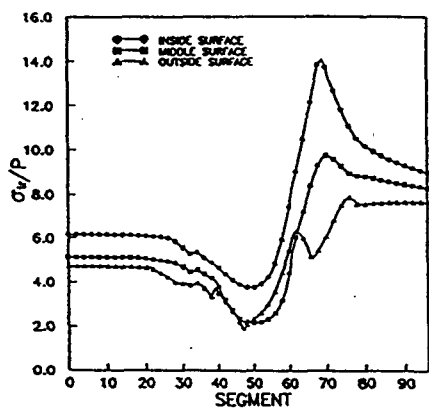


Fig.5 Stress due to pressure in case of
 1000ft³ pressurizer surge nozzle.

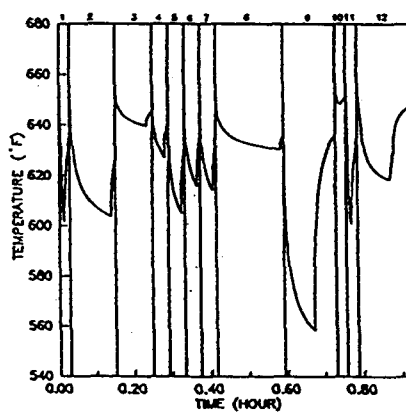
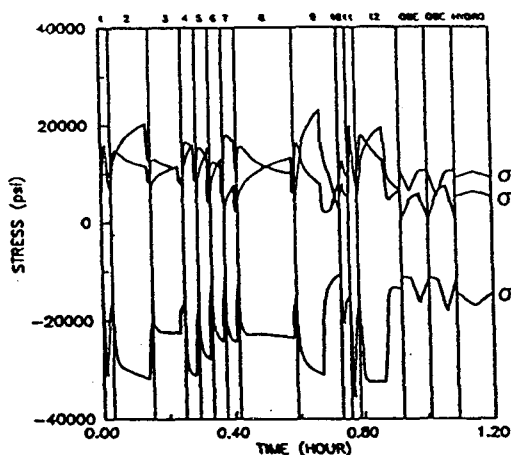
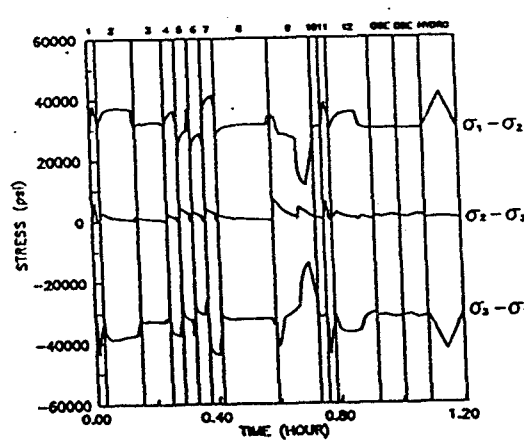


Fig.6 Temperature variation for segment 69
 of 1000ft³ pressurizer surge nozzle



(a) Cast head design segment 19



(b) Fabricated head design segment 69

Fig.7 Principal stress difference for each transient condition.