

증기 동력기관 내 배관시스템의 열응력 해석 Thermal Stress Analysis of Piping Systems in Steam-driven Power Engines

김찬희 · 정희택 · 배진수 · 정인수 · 이석순
C. H. Kim, H. T. Chung, J. S. Bae, I. S. Jung and S. S. Lee

(접수일 : 2009년 4월 22일, 수정일 : 2009년 10월 19일, 채택확정 : 2009년 10월 23일)

Key Words : Thermal Stress(열응력), Piping System(배관 시스템), Superheated Steam(과열 증기), Pipe Supporter(배관 지지대), Power Unit(동력계), Experimental Design(실험계획법)

Abstract : The piping systems in the steam-driven power engines lie under the cyclic condition of thermal expansion and contraction by superheated steam. These phenomena might cause some severe damages on the pipes and the accessory devices. To avoid these damages, the calculation of the proper strength and the consideration of the reduced resultant forces on the materials are needed. In the present study, numerical investigations on the effects of the thermal deformation of the industrial piping system were performed with comparison of the design data. Commercial software, ABAQUS with the thermal-fluidic loadings based on the design conditions was used for the thermal stress analysis of the piping system. From the analysis of the initially-designed pipe supporters, the rearrangement was suggested to improve the piping design.

기호설명

- E : Modulus of elasticity [GPa]
- f : Stress range reduction factor [-]
- $N.D$: Nominal diameter [mm]
- $O.D$: Out diameter [mm]
- S_c : Allowable stress at 20°C [MPa]
- S_h : Allowable stress at 520°C [MPa]
- t : Thickness [mm]
- W : Weight [kg/m]
- α : Thermal expansion coefficient [$10^{-6}/^{\circ}C$]
- ν : Poisson's ratio [-]
- ρ : Density [kg/m^3]

1. 서 론

과거 일본, 한국, 대만 등의 국가로 국한되었던 액화천연가스(liquefied natural gas; LNG) 수입국이 청정에너지에 대한 요구 증가와 LNG 생산의 비용 감소로 인한 가격 경쟁력 재고, 산유국의 가스전 개발 가속화 등의 이유로 인해 미국, 중국, 인도 등으로 확대될 것으로 전망되고 있다. 이러한 LNG 수요의 증가는 향후 10년에 걸쳐서 현재의 두 배 이상으로 늘어날 것으로 예측되고 있다. 이에 따라 LNG를 수송할 운반선의 신조가 활발하게 이루어지고 있고 운항 경제성의 관점에서 대형화, 추진 시스템의 다양화와 동시에 가스를 운송할 새로운 개념의 운반선들까지 개발되고 있다¹⁾.

1964년부터 건조되어 현재 운항중인 LNG 운송 선박의 추진 장치는 대부분 보일러와 증기터빈을 가지는 구조로 되어 있다. 특히, 증기터빈은 높은 신뢰성을 바탕으로 선박의 운항 중에 필연적으로 발생되어 폐기되는 청정 연료인 LNG의 증발가스(Boil-Off Gas : BOG)를 보일러의 연료로 사용하여 유류비용을 절감하는 장점을 가지고 있다²⁾.

정희택(책임저자) : 경상대학교 기계항공공학부
E-mail : htchung@gnu.ac.kr, Tel : 055-751-6165
김찬희 : 두산중공업(주)
배진수 : 대우조선해양(주)
정인수 : 경상대학교 대학원, 첨단기계사업단
이석순 : 경상대학교 기계항공공학부

이러한 LNG 운반선은 주 보일러에서 발생된 고온(520℃), 고압(6.64 MPa)의 과열 증기를 이용하여 터빈을 구동하게 된다. 이 과열 증기는 주 보일러로부터 배관 시스템을 통하여 터빈까지 공급되는데 이 때 배관 내부로 흐르는 고온, 고압의 증기로 인해 배관은 열팽창과 열수축을 반복하여 일으키게 된다. 이러한 현상은 배관 자체나 접속한 주변 기기의 손상 원인이 될 수 있다. 이를 미연에 방지하기 위해 배관 시스템을 설계하는 경우에 있어서 적절한 강도를 유지하고 각종 기기 및 장비에 미치는 반력의 크기를 일정한 수준 이하로 억제하도록 하여야 한다. 이러한 조건을 만족하기 위해서는 배관 시스템의 배열, 배관 지지대의 위치 및 강성, 배관의 사양이 설계에 영향을 미치는 변수로 작용한다³⁾.

이와 관련된 연구로는, 선박용 배관의 엘보우 부재의 모델링과 관련된 응력집중계수와 배관 지지구조의 이상화에 대한 연구와⁴⁾, LNG의 화물을 적하 또는 이송하는데 사용되는 배관 장치인 화물 액관의 응력 해석이 있다⁵⁾. 선박의 설계공정에서는 상용 구조해석 도구인 ANSYS를 이용하여 동력 기관 배관 시스템을 1차원 요소인 보(beam) 및 곡선보(curved beam) 요소로 모델링 하여 배관 시스템의 강도 및 배관 지지대의 반력을 추정하였다³⁾. 배관 시스템 전용 해석 도구인 AutoPIPE⁶⁾를 이용한 열응력 해석을 수행하여 배관 시스템을 구축한 사례도 있다⁷⁾.

본 연구에서는 ABAQUS⁸⁾를 이용하여 초기 배관 시스템에 대하여 배관의 온도 분포를 해석하고 이를 이용하여 열응력 해석을 수행하였다. 또한, 실험 계획법⁹⁾을 적용하여 배관 지지대의 개수와 위치를 인자로 선정하고 배관에 작용하는 열응력과 열변형을 특성치로 설정하여 최적의 설계조건을 가진 새로운 배관 시스템을 제안하고자 하였다.

2. 적용 대상과 조건

해석의 효율성을 높이고자 Fig. 1과 같이 전체 배관 시스템을 앵커(anchor)를 기준으로 둘로 나누고 보일러 출구로부터 앵커에 이르는 영역을 해석 대상으로 선정하였다. 앵커는 배관에 작용하는 온도 효과가 제한되거나 양분되는 지점에 설치되어 변위와 회전을 완전하게 구속하는 역할을 한다. 앵커의 이러한 특성은 복잡한 배관 시스템을 여러 개의 단

순한 배관 시스템으로 나눌 수 있게 해주므로 해석상의 효율을 높일 수 있게 된다^{10,11)}.

해석 대상을 삼고 있는 배관 시스템의 형상 정보는 Table 1에 정리하였으며, 배관 시스템에 주어지는 외부 조건은 Table 2에 나타내었다. 운전정지(driving off) 상태에서의 온도는 주변 대기 온도를 기준으로 하여 20℃로 설정하였다.

본 연구에 사용된 배관 시스템의 재질은 ASTM A335 P11 SCH 120 (1% Cr, 0.5% Mo)으로써 그에 대한 재료적 특성은 Table 3에 정리해 놓았다.

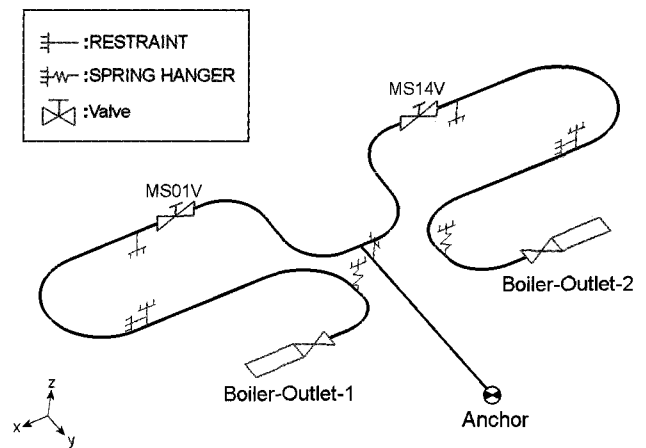


Fig. 1 Schematic diagram of the present piping system¹²⁾

Table 1 The dimensions and weights of the steel pipe¹²⁾

Description	Symbol	Value	Unit
Nominal diameter	<i>N.D</i>	250	mm
Out diameter	<i>O.D</i>	273	mm
Thickness	<i>t</i>	21.43	mm
Weight	<i>W</i>	132.85	kg/m

3. 해석기법

3.1 해석대상의 요소구성

해석 영역을 Fig. 2에서 보는 바와 같이 격자점 생성 모듈인 HYPER-MESH를 이용하여 약 80,000여개의 쉘 요소(shell element)를 구성하였다. 쉘 요소는 특정 치수가 다른 치수에 비해 매우 작은 구조물에 주로 적용된다. 이러한 쉘 요소의 특성은 본 연구에 사용된 배관 구조물과 잘 부합되므로 해석 대상의 요소 구성에 있어 쉘 요소를 사용하였다.

Table 2 Boundary conditions of the piping system¹²⁾

Description	Driving State	Value	Unit
Pressure	OFF	0	MPa
	ON	6.64	
Temperature	OFF	20	℃
	ON	520	

Table 3 Material properties for piping system analysis¹³⁾

Description	Symbol	Value	Unit	Reference temperature
Modulus of elasticity	E	205	GPa	20℃
		155		520℃
Thermal expansion coefficient	α	11.6	$10^{-6}/\text{℃}$	20℃
		14.4		520℃
Poisson's ratio	ν	0.3	-	
Density	ρ	7844	kg/m	
Allowable stress	S_c	103.4	MPa	20℃
	S_h	56.67		520℃

3.2 경계조건의 처리

Fig. 3에서 나타낸 Anchor 효과를 구현하기 위해 Fig. 4에서 보이는 바와 같이 해당 영역의 Node에 대한 X, Y, Z 방향의 자유도를 구속하였다. Fig. 1에 나타나 있는 보일러 출구(boiler outlet)의 경우 운전 상태가 되면 고온 고압으로 인해 보일러 출구 자체에 변형이 발생하게 된다. 이러한 영향을 해석 과정에 표현하기 위해 보일러 출구 부분에 해당하는 영역에 X, Y, Z 방향으로 각각 Boiler-Outlet-1의 경우 -20.9mm, -14.4mm, 2.2mm, Boiler-Outlet-2의 경우 20.9mm, 14.4mm, 2.2mm 만큼의 초기 변형을 부여하였다. Fig. 1의 고착부인 Restraint은 Fig. 5에 나타낸 축안(軸鞍, saddle)을 적용하였고 이를 ABAQUS에서 구현하기 위하여 Fig. 6에 나타나 있듯이 해당 영역에 'Kinematic coupling'을 적용한 다음 Z 방향에 대한 자유도를 구속하였다. X 방향으로 적용되는 'Pipe slides with limit stops' 지지대는 허용 변위만큼의 초기 변위를 부여하고 X 방향의 자유도를 고정함으로써 그 효과를 구현하였다. 스프링 행거(spring hanger)가 연결되는 부위는 'Kinematic coupling'과 'Connect points

to ground spring'을 적용하고 실제 배관 시스템에 적용되는 스프링 행거와 동일한 크기의 강성을 부여 하였다. 밸브의 효과는 해당 영역에 'Kinematic coupling'을 적용하여 그에 해당하는 무게를 부여 하였고 배관에 작용하는 온도에 대한 열변형을 반영하기 위해 기준 온도(열변형이 0인 상태의 온도)인 20℃를 시작으로 하여 운전 상태의 온도인 520℃의 온도를 전체 배관 시스템에 두 단계로 나누어 부여하였다. 이 과정에서 6.64 MPa의 내압과 증력 효과 역시 함께 적용하였다.

3.3 ABAQUS를 이용한 열응력 해석

열응력 해석은 'Static stress/displacement analysis' 타입을 선택하여 수행하였으며 증력, 압력 그리고 온도의 영향은 전처리를 과정에서 3단계로 나누어 적용하였다. 열응력 해석에 적용된 열하중은 열변형이 0인 상태의 온도인 20℃를 초기 조건으로 적용하고 운전 상태의 온도인 520℃의 온도를 전처리 3 단계 과정에서 전체 배관 시스템에 부여함으로써 구현하였다.

3.4 실험계획법의 적용

배관 시스템의 열응력과 열변형에 중요한 영향을 미치는 배관 지지대의 개수와 배열방법을 인자로 선정하고 실험계획법의 1원 배치법을 사용하여 인자의 변화에 따른 배관 시스템의 거동을 살펴 보았다⁹⁾. 이 결과를 이용하여 최적의 지지대 배열 조건을 찾아 새로운 배관 시스템을 제안하고자 하였다.

4. 적용결과

4.1 초기 배관 시스템의 열응력 해석

새로운 배관 시스템을 제안하기 위해 먼저 초기 배관 시스템에 대한 열응력 해석을 수행하였다. 새로운 배관 시스템의 제안은 배관 지지대의 개수에 따른 배관 시스템의 거동을 살펴보고 이를 초기 배관 시스템과 비교하여 결과 값의 개선이 이루어진 배관 시스템을 제안하는 방식으로 이루어졌다. 초기 배관 시스템에서 배관 지지대가 적용되는 지점은 Fig. 7과 같으며 초기 배관 시스템의 열응력에 대한 결과값은 Table 4에 정리하였다.

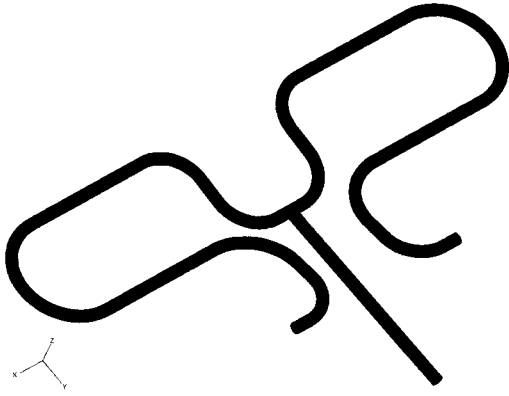


Fig. 2 The computational meshes for the piping system

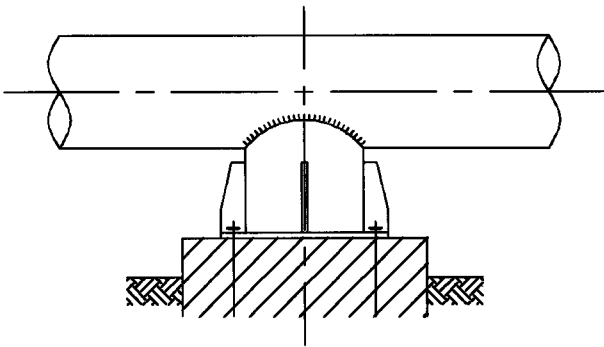


Fig. 3 The schematic of the anchor

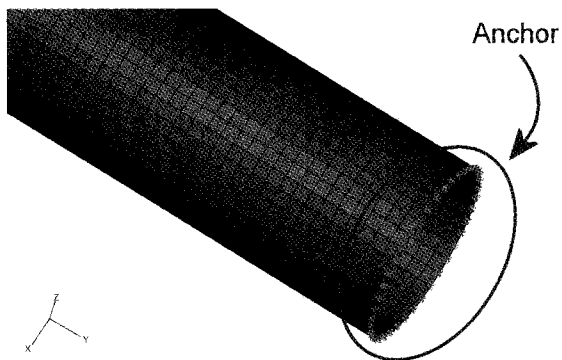


Fig. 4 Constraint of anchor section in ABAQUS/CAE

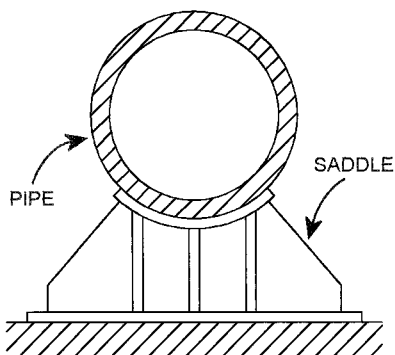


Fig. 5 The schematic of the saddle

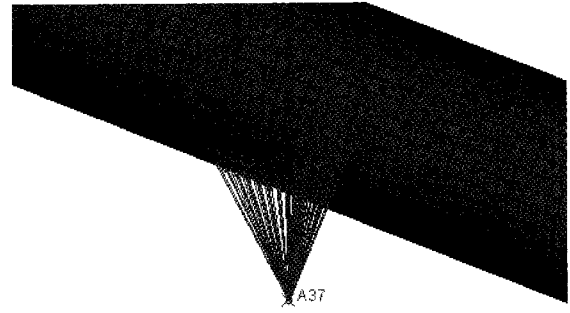


Fig. 6 Kinematic coupling of Saddle section in ABAQUS/CAE

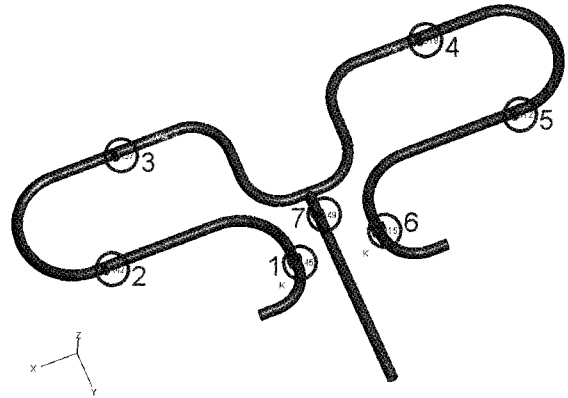


Fig. 7 The position of the pipe supporters on the initial piping system

4.2 배관 지지대 배열조건에 따른 열응력과 변형

4.2.1 허용 응력의 결정

배관시스템 전 영역에서 최대 열응력은 KOSHA 코드의 규정에 따라 식(1)로 정의되는 팽창 응력에 대한 허용 응력의 범위, S_A 를 초과하지 않아야 한다¹⁴⁾.

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h) \quad (1)$$

여기서, S_c 는 최소 온도에서의 기본허용 응력이며, S_h 는 최고 온도에서의 기본허용 응력이고, f 는 응력 범위 감소계수이다.

본 연구에서는 ABAQUS/Standard를 이용하여 520°C의 과열증기로 발생하는 열응력 S_E 를 예측하였고 식 (2)를 만족하여야 한다.

$$S_E = \sqrt{S_b^2 + 4S_t^2} < S_A \quad (2)$$

여기서, S_b 는 열팽창에 의한 굽힘응력이며, S_t 는 열팽창에 의한 비틀림 응력이고, S_a 는 운전 조건에 있어서의 허용응력 범위이다.

Table 4 The results of the initial piping system

Case	Initial piping system
Max. thermal stress [MPa]	138.0
Nozzle stress [MPa]	48.05
Max. displacement [mm]	54.51
Max. X-displacement [mm]	35.71
Max. Y-displacement [mm]	-52.72
Max. Z-displacement [mm]	-4.341

Table 5 Suggested pipe support spacing in steam and gas service¹³⁾

Nominal pipe size [NPS]	Suggested maximum span [m]
8	7.3
12	9.1

응력 범위 감소계수는 일반적으로 최고 온도로 이루어지는 운전 사이클 수에 의해서 결정되는데 여기서는 7000사이클 이하의 값인 $f = 1.0$ 을 적용하였다. Table 3의 값을 적용하면 허용 응력의 크기 S_A 는 143.44MPa임을 알 수 있다.

이와 아울러, 본 시스템과 같이 보일러, 펌프 등 주변 기기 장치와 연결되는 배관 부위에 작용하는 응력의 크기는 주변 기기 장치에 큰 영향을 미친다. 본 연구에서는 주 보일러와 연결되어 있는 배관 부위에 작용하는 응력을 노즐 응력 (nozzle stress, S_N)로 정의하고 허용 응력에 대한 결과값을 비교하였다. 노즐 응력에 대한 허용 응력의 경우 그 기준이 명확히 설정되어 있지 않은 관계로 현재의 배관 시스템에 적용되어 사용되고 있는 값인 48.05MPa를 허용 기준치로 설정 하였다.

4.2.2 배관 지지대의 개수 결정

배관 지지대의 개수는 배관 지지대 사이의 거리와 밀접한 관계가 있으며 이는 ASME의 배관 규정에 의거하여 Table 5와 같이 결정된다.¹³⁾ 본 연구에 사용된 배관의 공칭 직경(nominal pipe size)는 10이며 이에 대한 배관 지지대의 최대 제안 거리(suggested maximum span)는 Table 5의 값을 선택 보간 하면 8.2m임을 알 수 있다. 본 연구에서는

이러한 최대 제안 거리를 넘지 않는 범위 내에서 배관의 위치를 결정하고 이에 따라 배관 지지대의 개수 또한 결정하여 적용하였다. 해석영역의 절반에 해당하는 길이가 22.6m이고 최대 제안 거리가 8.2m인 점을 감안해 본다면 해석 영역의 절반에 해당하는 영역에 최소 3개의 배관 지지대가 설치되어야 한다는 것을 알 수 있다. 즉, 배관 전 영역에서 지지대는 5개 이상 설치되어야 한다.

4.2.3 스프링 행거의 강성과 변위의 관계

스프링 행거의 강성이 Z 방향의 변위에 어떠한 영향을 미치는지를 파악하기 위해 강성의 크기를 달리 하여 해석을 수행하고 그에 따른 Fig. 8의 S8 지점에서의 Z 방향 변위를 정리하였다. Fig. 9는 그 결과를 그래프로 표현한 것이며 이를 통하여 강성의 크기 변화에 비해 Z 방향의 변위가 작은 것을 확인할 수 있다. 이러한 현상은 동력 기관이 운전 중에 고온으로 상승함에 따라 배관 시스템이 연결되어 있는 주변 기기 또한 변형하게 되고 이러한 주변 기기의 변형이 배관 시스템의 변위에 영향을 주기 때문인 것으로 볼 수 있다. 본 연구에서는 운전 중에 일어나는 주 보일러의 X, Y, Z 방향에 대한 변위를 배관 시스템이 보일러와 연결되는 영역에 초기 변위값으로 입력해 주었고 이러한 초기 변위값이 주 보일러에 가까이 연결되어 있는 S8 지점의 변형에 영향을 미친 것으로 판단된다. 즉, 주 보일러와 가까운 지점에 있는 S8 지점의 변형은 주 보일러에 의해 주어지는 초기 변형의 영향력이 크고 Spring Hanger의 강성에 의한 영향은 미비한 것으로 나타났다.

4.2.4 실험계획법에 의한 해석 결과

인자를 배관 지지대의 개수와 배열방법으로 선정하고 특성치를 최대 열응력, 노즐 응력과 열변형으로 정하여 배관 시스템의 거동을 살펴보았다. 최대 제안 거리인 8.2m를 넘지 않는 범위 내에서 배관 지지대의 개수를 5개, 6개, 7개의 세 경우에 대해, Fig. 8과 같은 배열 조합 내에서 지지대의 배열을 달리하여 해석을 수행하였다.

본 연구에서는 지지대 5개와 6개의 경우 각각 2가지 배열을 선택하였고, 지지대가 7개인 경우에는 10가지 배열방법에 대해 해석하였다. 배관 지지대의 특성은 모두 중력 방향에 대한 변위를 구속하는 Restraint의 특성을 적용하였다. 지지대 배열 인자

에 따른 주요 결과값은 Table 6~8에 정리하였다. 단, 7개의 경우, 주요값의 차이가 큰 2 가지만 나타내었다. 최대 열응력의 경우, 지지대가 7개에서 일부 배열 조합을 제외하면 허용 기준인 143.44MPa를 초과하지 않았다. 노즐 응력의 경우, 지지대의 개수가 같더라도 배열 방법에 따라 큰 차이를 보였다.

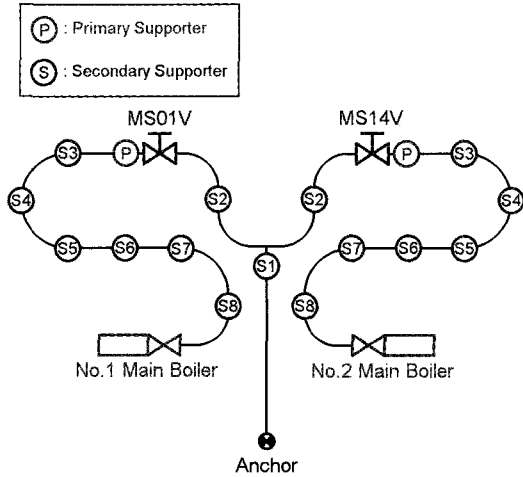


Fig. 8 Definition of supporter arrangement patterns for experimental design methods

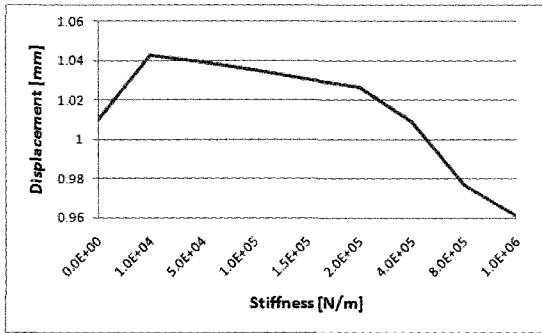


Fig. 9 Z-displacements corresponding to variable stiffness values

Table 6 The results of the piping system using 5-supporters

Case	5-I	5-II
Array Pattern	P-S1-S5	P-S1-S6
Max. thermal stress [MPa]	131.1	130.6
Nozzle stress [MPa]	38.68	116.9
Max. displacement [mm]	52.20	54.04
Max. X-displacement [mm]	42.62	43.05
Max. Y-displacement [mm]	-50.25	-50.01
Max. Z-displacement [mm]	-7.153	-17.90

Table 7 The results of the piping system using 6-supporters

Case	6-I	6-II
Array pattern	P-S2-S5	P-S2-S6
Max. thermal stress [MPa]	142.9	132.2
Nozzle stress [MPa]	38.73	117.1
Max. displacement [mm]	53.93	53.59
Max. X-displacement [mm]	43.49	42.52
Max. Y-displacement [mm]	-49.89	-49.93
Max. Z-displacement [mm]	-5.96	-3.694

Table 8 The results of the piping system using 7-supporters

Case	7-I	7-II
Array pattern	P-S1-S3-S5	P-S1-S3-S6
Max. thermal stress [MPa]	125.9	124.5
Nozzle stress [MPa]	38.48	116.9
Max. displacement [mm]	53.57	53.49
Max. X-displacement [mm]	42.62	42.86
Max. Y-displacement [mm]	-49.85	-49.89
Max. Z-displacement [mm]	-4.453	-3.603

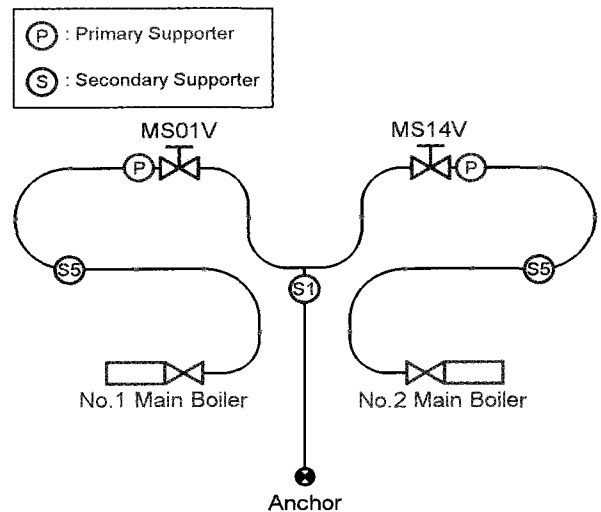


Fig. 10 The position of the pipe supporters on the rearranged piping system

4.3 새로운 배관시스템의 제안

4.2.4절의 결과를 종합하여 Fig. 10와 같이 5-I형을 새로운 배관 시스템으로 제안하고자 한다. 지지대(primary supporter) 2개와 부지지대 (secondary supporter)가 S1이 1개, S5가 2개 등 총 5개로 구성된다.

이는 초기배관시스템과 비교하면, Table 4와 Table 7과 같이, 배관시스템에 가장 중요한 요소로 작용하는 열응력과 굽부 노즐응력이 작으면서 배관

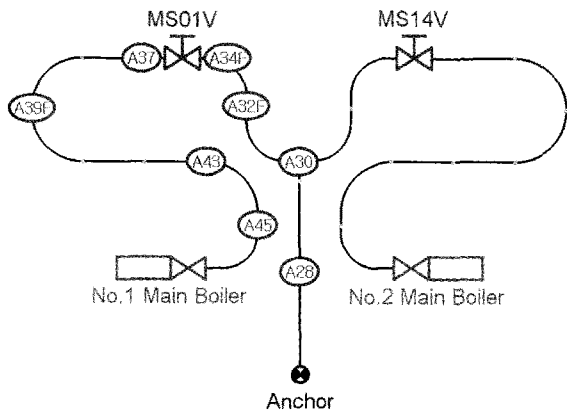


Fig. 11 The position of the data sampling for comparison between initial and rearranged piping system.

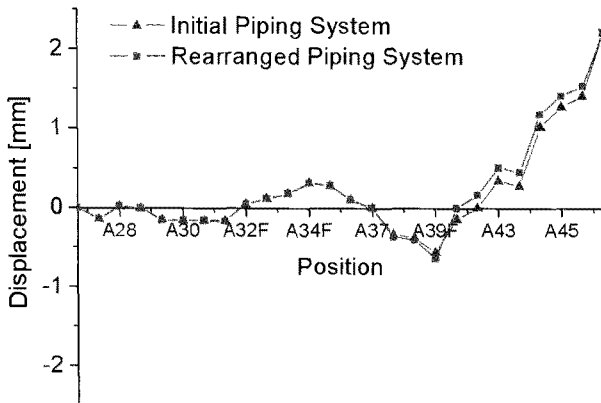


Fig. 12 Comparison graph between initial and rearranged piping systems in sense of Z-displacement

지지대의 개수가 적어 제작비가 줄어든다. 최대 변형도 초기설계와 유사한 결과를 나타내었다. Fig. 11의 해석지점에 대해 Z-방향의 변위를 초기설계와 수정제시 설계를 비교하면 Fig. 12와 같은 결과를 얻었다. 초기설계와 수정 제안된 설계의 변형 양상이 매우 유사하며 초기배관시스템에 비해 Z-방향의 변위가 0.17mm 증가한 것을 볼 수 있으나 최대 변위가 54.51mm인 초기 배관 시스템을 감안해 볼 때 그 차이가 매우 작음을 알 수 있다. 실험계획법을

적용하여 지지대의 배열 위치를 조절함으로써 초기 설계보다 적은 개수의 지지대로 유사한 배관 기능을 수행하는 시스템을 도출할 수 있다.

5. 결론

상용 구조해석 도구인 ABAQUS를 이용하여 배관 지지대의 개수 변화에 따른 배관 시스템의 거동 변화에 대하여 살펴보았다. 효과적인 해석 수행을 위해 실험계획법의 1원 배치법을 사용하여 인자를 배관 지지대의 개수와 배열방법으로 설정하고 열응력과 이에 의한 변형의 관점에서 연구를 진행하여 다음의 결과를 얻었다.

1. 최대 열응력의 경우, 일부 배열 조합을 제외하면 허용 기준을 만족하였고 지지대의 배열 방법에 따라 노즐 응력은 그 변화가 적었으며 노즐 부위의 변위에 있어서 다소 차이를 보이는 것으로 나타났다.
2. 보일러 출구 부위에 연결되어 있는 Spring Hanger의 강성에 의한 Z 방향 변위는 그 차이가 미비하며 새로운 배관 시스템의 제안에 있어서 제외되어도 무방하다.
3. 실험계획법과 접목하여 열응력에 대한 최적의 배관 지지대 설계 조건을 산출할 수 있었다.
4. 새로운 배관 시스템의 제안으로 인한 배관 지지대 개수의 절감이 이루어졌으며 이는 공정상의 개선으로 인한 원가절감으로 이어질 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 지식경제부 지방기술혁신사업[RTI04-01-03] 지원으로 수행되었습니다.

참고 문헌

1. 이교성, 장해기, 2005, "특집:LNG 선박의 최근 동향-LNG 선박의 개요 및 소개", 한국마린엔지니어링학회지, 제29권, 제4호, pp. 17~24.
2. 정훈경, 2005, "특집:LNG 선박의 최근 동향-LNG 선박의 추진시스템", 한국마린엔지니어링학회지, 제29권, 제4호, pp. 25~32.
3. 대우중공업(주), 1992, "LNG선의 주 증기배관(MAIN STEAM PIPING) 응력 해석", pp. 5~15.
4. 이창우, 1997, "선박용 배관의 구조강도에 대한 연구", 울산 전문 대학교 연구 논문집 제24권,

제2호, pp.17~29.

5. 박선준, 이병섭, 홍성인, 2001, "유한요소법을 이용한 LNG선박용 배관의 응력해석에 관한 연구", Research Institute of Industrial Technology, Vol. 16, No. 1, pp. 34~40.
6. Rebis Industrial Workshop Software, "Auto PIPEWorkbook Version 4.7".
7. DSME, 2002, "Thermal Stress Analysis of Main Steam Piping".
8. Hibbit, HD, and Karlsson, B.I, "ABAQUS User's Manual".
9. Suh-Il Song, 2005, "Experimental Design", Hankyungsa, pp. 11~60.
10. MITSUBISHI NAGASAKI Machinery MFG. Co.,Ltd. 1991, "Pipe Hangers", pp. A- 2~A-5.
11. JEONGWOO Industrial Machine Co., Ltd. "Pipe Supports Catalog PH-200A", pp. 1~8.
12. DSME, 2001, "Piping And Instrument Diagram In E/R".
13. ASME B31.1, 2004, "Power Piping", pp. 41~197.
14. Korea Occupational Safety & Health Agency, 2001, "A Technical Guide for Piping Stress Analysis", KOSHA CODE M-12-2001, pp. 1~14.